

Analyse av et kompaktaggregat med varmepumpe for lavenergi- og passivhus

Kristian Hegde Kluge

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Oppgavetekst

Målet med Masteroppgaven er å foreta en detaljert analyse av et utvalgt kompaktapparat med luft/vann-varmepumpe, samt analysere bruken av jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av uteluft i lavenergiboliger/passivhus med kompaktapparat.

Oppgaven gitt: 17. januar 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT



POSTADRESSE NTNU INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK Kolbjørn Hejes vei 1A N-7491 Trondheim - NTNU	TELEFONER Sentralbord NTNU: Instituttkontor: Vannkraftlaboratoriet:	73 59 40 00 73 59 27 00 73 59 38 57	TELEFAX Instituttkontor: Vannkraftlaboratoriet:	73 59 83 90 73 59 38 54
--	--	---	---	----------------------------

Rapportens tittel Analyse av et kompaktaggregat med varmepumpe for lavenergi- og passivhus	Dato 12.06.2008
	Antall sider og bilag 132 sider
Saksbehandler / forfatter Kristian Hegde Kluge	Ansv. sign.
Avdeling Institutt for energi- og prosesssteknikk	Prosjektnummer EPT-M-2008-27
ISBN nr.	Prisgruppe

Oppdragsgiver NTNU	Oppdragsgivers ref.
------------------------------	---------------------

Ekstrakt

Hovedmålet med denne Masteroppgaven har vært å gjøre en detaljert analyse av et utvalgt kompaktaggregat med luft/vann-varmepumpe, samt analysere bruken av jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av utelufta. Den detaljerte analysen av kompaktaggregatet er utført ved hjelp av målinger i laboratoriet og vurdering og analysering av ulike forbedringer av kompaktaggregatet. Analysen av bruken av en jord/luft-varmeveksler er gjort ved å sette opp modeller for beregning av ytelsen og trykktapet. I tillegg er det også sett på ulike problemstillinger ved bruk av varmeveksleren i boliger.

Ved bruk av en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av tillufta til boligen er det viktig at tillufta har god kvalitet. Det bør derfor benyttes et luftfilter på inntaket i tillegg til at rørene bør legges med en helning på minst 2 % for drenering av kondensert fuktighet. Temperaturendringen over røret er svært avhengig av temperaturforskjellen på utelufta og grunnen. Temperaturendringen og effekt tilført lufta vil være størst i klimasoner hvor utetemperatur varierer mye over året. Snittet fra de fem klimasonene det er gjort beregninger for, viste at temperaturendringen over kollektorrøret var på 4,1 °C, ved en utetemperatur på -10 °C. For å sørge for en stor temperaturendring og et lavt trykktap over røret, bør lufthastigheten holdes lav, typisk 1 m/s. Når det gjelder målingene på kompaktaggregatet, ble dette utført ved en utetemperatur på mellom 3,5 og 5 °C. Ved en utetemperatur på 3,5 °C og en romtemperatur på 26 °C, ble tilluftstemperaturen på 22,5 °C. Temperaturvirkningsgraden på varmegjenvinneren lå i snitt på 0,833 i perioden med oppvarming av tappevannet. Over måleperioden hadde varmepumpa en varmefaktor på 2,06, mens kompaktaggregatets varmefaktor var på 1,3. På starten av oppvarmingsperioden leverte aggregatet maksimal varmeytelse. Når avviket mellom målt og ønsket temperatur i berederen ble mindre, leverte varmepumpa effekt i tillegg til at det elektriske varmelementet leverte laveste eller ingen effekt. Når det gjelder tiltak for å forbedre kompaktaggregatet, vil bruk av suggassvarmeveksler, CO₂ som arbeidsmedium og økt luftmengde til fordampere kunne bidra til bedre effektfaktor. Det bør også benyttes en systemløsning som gir mulighet for å levere kjøling og oppvarming samtidig. Bruk av en jord/luft-varmeveksler vil gjøre aggregatet bedre egnet for norske forhold. Bruk av underkjølingsvarmeveksler for forvarming av utelufta bør ikke benyttes. Hvilke systemløsninger som er best egnet og som bør benyttes vil bli et optimaliserings spørsmål, hvor en bedre og mer effektivt systemløsning veies opp mot pris, driftssikkerhet og plassen det krever.

Stikkord på norsk

Indexing Terms English

Gruppe 1	Kompaktaggregat	Compact Ventilation and Heating Device
Gruppe 2	Varmepumpe	Heat pump
Egenvalgte stikkord	Jord/luft-varmeveksler	Ground-to-Air Heat Exchanger

Norges teknisk-
naturvitenskapelige universitet
NTNU

Institutt for energi- og prosesssteknikk

EPT-M-2008-27

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Kristian Hegde Kluge

Våren 2008



Analyse av et kompaktaggregat med varmepumpe for lavenergi- og passivhus

Analysis of a Compact Unit With Heat Pump for Low-Energy Houses and Passive Houses

Bakgrunn

Lavenergiboliger og passivhus er meget godt isolerte og tette bygninger med et energieffektivt ventilasjonsanlegg. Bygningene har et betydelig lavere romoppvarmingsbehov enn boliger oppført i hht. vanlige byggeforskrifter, og varmtvannsbehovet utgjør i størrelsesorden 50-80% av totalt, årlig oppvarmingsbehov. Det er en sterkt økende interesse for lavenergiboliger og passivhus i Norge, og det er nå omlag 10.000 enheter som allerede er oppført eller som er under bygging/planlegging. Pga. det lave varmebehovet må oppvarmingssystemet være relativt enkelt og billig, samtidig som det er ønskelig med høy energieffektivitet og bruk av fornybare energikilder. En mulig løsning er å benytte såkalte kompaktaggregater (Compact Ventilation and Heating Devices, CVHD), hvor et komplett ventilasjonsaggregat med høyeffektiv varmegjenvinner er bygget sammen med et varmepumpeaggregat og en varmtvannstank. Avkastluften i ventilasjonsanlegget, eventuelt i kombinasjon med uteluft, benyttes som varmekilde for varmepumpen. Anlegget dekker boligens behov for varmtvannsberedning og romoppvarming, og en del anlegg kan også levere klimakjøling. Kompaktaggregater er mye brukt i Tyskland, Østerrike og Sveits, men er ennå ikke prøvd ut i noen særlig grad i Norge.

Mål

Målet med denne Masteroppgaven er å foreta en detaljert analyse av et utvalgt kompaktaggregat med luft/vann-varmepumpe, samt analysere bruken av jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av uteluft i lavenergiboliger/passivhus med kompaktaggregat.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Gjennomfør en grundig analyse av et kompaktaggregat med ventilasjonsluftvarmepumpe, blant annet ved hjelp av målinger i laboratoriet
2. Vurder og analyser ulike forbedringer med hensyn til komponent- og systemvalg/-utforming for kompaktaggregater for Nordisk klima
3. Analyser bruken av en jord/luft-varmeveksler (jordkulvert) for forvarming/-kjøling av uteluft brukt til friskkluft i lavenergiboliger og/eller som tilleggsvarmekilde for kompaktaggregater med luft/vann-varmepumpe

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

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

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

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

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

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter.

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i pdf- og Word-format.

NTNU, Institutt for energi- og prosess-teknikk, 7. januar 2008



Johan Hustad, professor
Instituttleder



Jørn Stene, førsteamanuensis II
Faglig ansvarlig/veileder

Kontaktperson(er)/medveileder(e): Andreas Bühring, Viessmann Werke (Tyskland)
Hans Martin Mathisen, SINTEF-NTNU

Forord

Denne Masteroppgaven er gjennomført som en del av mastergradstudiet ved Institutt for Energi- og prosesssteknikk ved Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet, våren 2008.

I Masteroppgaven er det gjort en analyse av bruken av en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av ventilasjonsluft. Det er også utført en detaljert analyse av et utvalgt kompaktaggregat med luft/vann-varmepumpe, ved hjelp av målinger i laboratoriet og vurdering av tiltak for å utbedre kompaktaggregatet.

Jeg vil gjerne rette en stor takk til min veileder Jørn Stene, for at han alltid har hatt tid til veiledning av oppgaven.

Videre vil jeg også takke Reidar Tellebon for utrolig mye hjelp til montering og oppsett av kompaktaggregatet i laboratoriet. Jeg vil gjerne også takke Svein Olav Wahlberg, som har vært ansvarlig for systemoppsettet med målepunkter i LabVIEW og oppsettet av det elektriske på kompaktaggregatet.

Trondheim, 12.6.2008



Kristian Hegde Kluge

Innholdsfortegnelse

1	Innledning.....	1
2	Teori.....	3
2.1	Innføring om kompaktaggregater (CVHD).....	3
2.2	Lavenergiboliger og passivhus.....	6
2.2.1	Energibehov.....	6
2.2.2	Effektbehov	7
2.3	Modell for beregning av temperaturendring og trykktap i kollektorrør.....	9
2.3.1	Teoretisk bakgrunn.....	10
2.3.2	Modell for beregning av temperaturendring.....	14
2.3.3	Modell for beregning av trykktap.....	17
3	Målemetode i laboratoriet.....	20
3.1	Oppsett av rigg i laboratoriet.....	20
3.2	Beregning av kompaktaggregatets ytelse og effektivitet.....	23
3.3	Krav til nøyaktighet i måleutstyr	25
3.4	Måling av volumstrøm.....	26
3.5	Temperaturmålinger	27
3.6	Energimålere	28
3.7	Måling av tilført effekt.....	30
3.8	Måling av energimengde i tappevann.....	31
3.9	Forsøksserie.....	32
3.10	Utstyrslist.....	34
4	Analyse av bruk av jord/luft-varmeveksler.....	35
4.1	Bakgrunn	35
4.2	Praktiske løsninger	35
4.2.1	Investeringskostnader	35
4.2.2	Legging av kollektorrør	36
4.2.3	Filtrering av luft og drenering.....	37
4.3	Leverandører/modeller	39
4.3.1	REHAU AWADUKT Thermo.....	39
4.3.2	Pro-Vent	41
4.4	Simuleringsresultater	42
4.4.1	Modell for temperaturendring i kollektorrøret.....	42

4.4.2	Trykktap i kollektorrøret.....	50
5	Analyse et utvalgt kompaktaggregat.....	51
5.1	Presentasjon av utvalgt aggregat.....	51
5.2	Resultater fra laboratoriemålinger på Vitotres 343.....	54
5.3	Forbedring av aggregatet.....	61
5.3.1	Suggassvarmeveksler.....	61
5.3.2	Benytte CO ₂ som arbeidsmedium.....	65
5.3.3	Større effekt på varmepumpemodul.....	68
5.3.4	Produsere varmt tappevann samtidig som man kjøler.....	70
5.3.5	Underkjølingsvarmeveksler for forvarming av tillufta.....	73
6	Diskusjon.....	78
6.1	Jord/luft-varmeveksler.....	78
6.2	Målinger på Vitotres 343.....	81
6.2.1	Resultater.....	81
6.2.2	Feilkilder.....	85
6.3	Ulike forbedringer for Vitotres 343.....	87
7	Konklusjon.....	90
8	Forslag og anbefalinger til videre arbeid.....	93

Figurliste

Figur 2.1 Prinsipiell skisse av kompaktaggregat med jordvarmeveksler og solfanger, koblet til ventilasjons- og varmtvannssystemet.....	4
Figur 2.2 To vanlige systemløsninger for kompaktaggregater som leverer ventilasjonsluft og oppvarming av rom og tappevann	6
Figur 2.3 Sammenligning av spesifikt energibehov for normal bolig, konsept A (passivhus) og konsept B (lavenergiboliger).	7
Figur 2.4 Prinsipiell skisse av kollektorrør lagt i bakken og ført rundt huset.	9
Figur 2.5 Snitt av kollektorrøret i bakken. Radiusen r_3 er avstanden fra rørets midtpunkt til punktet hvor temperaturen i jorda er upåvirket av røret.	12
Figur 3.1 Måleinstrumenter på kompaktaggregatet. De gule boksene er målinger utført av kompaktaggregatet, mens de røde er egne målepunkter. Temperaturmålinger er merket med T, volumstrømsmålinger med V, massestrømsmåler med m, effektmåling med P og målinger med energimålere med E.	21
Figur 3.2 Kompaktaggregatet med tilkoblet måleutstyr og ventilasjonssystem i laboratoriet.....	22
Figur 3.3 Måleblende for måling av volumstrøm i kanal.....	26
Figur 3.4 Oppsett av temperaturmålinger i kanaltverrsnitt. Det benyttes 5 målepunkter markert med rød.	28
Figur 3.5 På bildene kan man se energimåleren G20 fra Kundo. På bildet til venstre kan man se energimålerne montert på aggregatet. Energimåleren øverst er plassert over kondensatoren, mens den nederste er plassert over varmtvannsberederen. Bildene til høyre viser energimåleren og temperaturføleren.	29
Figur 3.6 Trafo montert på strøm-forsyningen til kompressoren, for måling av spenning.....	30
Figur 3.7 Oppsett med vekt og kar for tapping av varmt vann.	32
Figur 4.1 Jordvarmeveksler lagt rundt bygningen.....	36
Figur 4.2 Eksempel på leggemåte for jord/luft-varmeveksler.....	37
Figur 4.4 Oppbygging og legging av kollektorrør i grunnen	38
Figur 4.3 Typiske inntakstårn for luft/jord varmeveksler. Frittstående modell til høyre og veggmontert modell til venstre.....	38
Figur 4.5 De forskjellige komponentene Jord/luft-varmeveksleren er bygd opp av.....	39
Figur 4.6 Systemoppsett for jord/luft-varmeveksler fra Rehau. Lufta føres i rør rundt husets grunnmur, før fuktigheten dreneres bort og lufta føres inn gjennom grunnmuren.	40
Figur 4.7 I rørets innervegg er det innblandet sølvpartikler for å hindre bakterievekst.....	40
Figur 4.8 Systemskisse av jord/luft-varmeveksleren fra Pro-vent.....	41

Figur 4.9 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Oslo-området.	43
Figur 4.10 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Hamar-området.....	44
Figur 4.11 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Røros-området.	45
Figur 4.12 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Bergens-området.....	46
Figur 4.13 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Tromsø-området.	47
Figur 4.14 Temperaturendringen over kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter. Utetemperaturen er -10 °C, mens temperaturen i grunnen er 5 °C.	49
Figur 4.15 Trykktapet i kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter. Røret er 15 m langt og har en diameter på 0,2m.....	50
Figur 5.1 Kompaktaggregat fra Viessmann plassert på bad.....	51
Figur 5.2 Prinsipiell oppbygning av Vitotress 343.	53
Figur 5.3 Varmeytelsen for de elektriske varmeelementene, varmepumpa, varmeytelsen tilført tillufta og varmeytelsen for kompaktaggregatet totalt, plottet over forsøksperioden for forsøk 1. ...	57
Figur 5.4 Varmeytelsen for de elektriske varmeelementene, varmepumpa, varmeytelsen tilført tillufta og varmeytelsen for kompaktaggregatet totalt, plottet over forsøksperioden for forsøk 3. ...	58
Figur 5.5 Effektfaktoren til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden for forsøk 1.....	59
Figur 5.6 Effektfaktoren til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden for forsøk 3.....	60
Figur 5.7 Prinsippskisse av en varmepumpe med suggassvarmeveksler.	61
Figur 5.8 Prinsippskisse av varmepumpemodulen i Vitotres 343.	62
Figur 5.9 Prosessen for varmepumpemodulen i Vitotres 343, vist i et log(p),h-diagram. Varmepumpemodulen er uten suggassvarmeveksler	63
Figur 5.10 Prosessen for varmepumpen med suggassvarmeveksler, vist i et log(p),h-diagram.....	64
Figur 5.11 Varmepumpeprosess med CO ₂ som arbeidsmedium tegnet inn i et T,s-diagram. Den blå stiplede linjen er vannet som varmes opp i gasskjøleren.	66
Figur 5.12 Prosessen for en varmepumpe med CO ₂ som arbeidsmedium, vist i et log(p),h-diagram. Varmepumpemodulen er tilsvarende den som er vist i figur 5.4.	67
Figur 5.13 Vitotres 343 i kjøledrift. Sirkulasjon i den interne varmekretsen ved kjøledrift er tegnet inn med blå streker. Figuren er hentet fra Viessmann	71
Figur 5.14 Systemskisse for utbedret kompaktaggregat. Varmepumpemodulen kan levere en kjøleeffekt på lufta, samtidig som den leverer oppvarming av tappevann.	72

Figur 5.15 Varmepumpemodul med underkjølingsvarmeveksler for forvarming av utelufta.....	74
--	----

Tabelliste

Tabell 2.1 Spesifikt dimensjonerende effektbehov for normalbolig, lavenergibolig og passivhus.....	8
Tabell 2.2 Temperaturen i grunnen ved forskjellige utetemperaturer og klimasoner. Modellen viser temperaturen i grunnen, T_g , ved de forskjellige temperaturintervallene for utetemperaturen, T_u	17
Tabell 2.3 Lufthastighetene i røret og de tilhørende verdiene for Reynolds tallet, Re , og friksjonskoeffisienten, λ .	18
Tabell 2.4 Trykktapet i et 90° bend, ΔP_{90° , ved forskjellige lufthastigheter, v	18
Tabell 3.1 Krav til usikkerheten på målingene, i henhold til Norsk Standard, NS-EN 255-3.	25
Tabell 4.1 Oppsummering av simuleringresultater med varierende utetemperatur for de 5 klimasonene. Temperaturendringen over kollektorrøret, ΔT , samt effekten fra røret, $P_{\text{varm}}/P_{\text{kjøl}}$, er vist for den kaldeste og varmeste dagen i klimasonen, samt ved en utetemperatur på -10 °C. Volumstrømmen av lufta er 170 m ³ /h.	48
Tabell 4.2 Lufthastighetene i kollektorrøret og de tilhørende volumstrømmene. Rørdiameteren er på 0,2 m.....	49
Tabell 5.1 Volumstrømmen av tilluft og avtrekksluft, målt ved hjelp av måleblende. Volumstrømmen var lik gjennom alle forsøkene.	54
Tabell 5.2 Temperaturene på ventilasjonslufta til og fra kompaktaggregatet i de tre forsøkene. Temperaturene er gjennomsnittstemperaturen gjennom forsøksperioden.....	54
Tabell 5.3 Energimengden som er avgitt fra berederen og tatt opp fra kondensatoren i løpet av forsøkene. Vannmengden som har passert gjennom målerne i løpet av forsøkene er også gitt.....	55
Tabell 5.4 Snittemperaturen på det varme tappevannet fra og det kalde nett vannet til berederen. Sammen med massen av det tappede vannet er energimengden i det tappede vannet beregnet.....	56
Tabell 5.5 Gjennomsnittelig temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinneren i perioder med og uten tappevannsoppvarming. Den høyeste virkningsgraden for hver av de tre forsøkene er også vist.	56
Tabell 5.6 Varmefaktoren for varmepumpa og kompaktaggregatet, samt varmepumpas gjennomsnittelige varmeytelse, for de tre forsøkene. Verdiene er beregnet ut fra hele forsøksperioden.	57
Tabell 5.7 Beregninger for å finne varmepumpas varmeytelse og kompaktaggregatets effektfaktor (COP), ved varierende mengde ekstra uteluft som varmekilde for varmepumpa.....	69

Tabell 5.8 Resultater fra beregninger med varmepumpemodul med underkjølingsvarmeveksler for forvarming av tillufta. Temperaturforskjellen på arbeidsmediet over underkjøleren er variert fra 10 til 40 °C. Det er også gjort en beregning uten underkjøler.	75
Tabell 5.9 Temperaturendringen på lufta over underkjølingsvarmeveksleren, samt lufttemperaturen inn og ut av varmegjenvinneren ved forskjellig ΔT . ΔT er temperaturendringen på arbeidsmediet over underkjølingsvarmeveksleren.	76
Tabell 5.10 Reelle varmelytelsen og effektfaktoren fra varmepumpa, samt effektfaktoren for kompaktaggregatet med og uten underkjølingsvarmeveksler. ΔT er temperaturendringen på arbeidsmediet over underkjølingsvarmeveksleren.....	76

Sammendrag

Hovedmålet med denne Masteroppgaven har vært å gjøre en detaljert analyse av et utvalgt kompaktaggregat med luft/vann-varmepumpe, samt analysere bruken av jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av utelufta, i lavenergiboliger/passivhus med kompaktaggregat. Den detaljerte analysen av kompaktaggregatet er utført ved hjelp av målinger i laboratoriet og vurdering og analysering av ulike forbedringer av kompaktaggregatet. Analysen av bruken av en jord/luft-varmeveksler er gjort ved å sette opp modeller for beregning av ytelsen og trykktapet. I tillegg er det også sett på ulike problemstillinger ved bruk av varmeveksleren i boliger.

Ved bruk av en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av tillufta til boligen er det viktig at tillufta har god kvalitet. Det bør derfor benyttes et luftfilter på inntaket i tillegg til at rørene bør legges med en helning på minst 2 % for drenering av kondensert fuktighet. Temperaturendringen over røret er svært avhengig av temperaturforskjellen mellom utelufta og grunnen. Temperaturendringen og effekt tilført lufta vil være størst i klimasoner hvor utetemperaturen varierer mye over året. Snittet fra de fem klimasonene det er gjort beregninger for, viste at temperaturendringen over kollektorrøret var på 4,1 °C, ved en utetemperatur på -10 °C. For å sørge for en stor temperaturendring og et lavt trykktap over røret, bør lufthastigheten holdes lav, typisk 1 m/s.

Målingene på kompaktaggregatet var utført ved en utetemperatur på mellom 3,5 og 5 °C. Ved en utetemperatur på 3,5 °C og en romtemperatur på 26 °C, ble tilluftstemperaturen på 22,5 °C. Over måleperioden hadde varmepumpa en varmfaktor på 2,06, mens kompaktaggregatets varmfaktor var på 1,3. Temperaturvirkningsgraden på varmegjenvinneren lå i snitt på 0,833 i perioden med oppvarming av tappevannet. På starten av oppvarmingsperioden leverte aggregatet maksimal varmeytelse. Når avviket mellom målt og ønsket temperatur i berederen ble mindre, leverte varmepumpa effekt i tillegg til at det elektriske varmeelementet leverte laveste eller ingen effekt.

Når det gjelder tiltak for å forbedre kompaktaggregatet, vil bruk av suggassvarmeveksler, CO₂ som arbeidsmedium og økt luftmengde til fordampere kunne bidra til bedre effektfaktor. Det bør også benyttes en systemløsning som gir mulighet for å levere kjøling og oppvarming samtidig. Bruk av en jord/luft-varmeveksler vil gjøre aggregatet bedre egnet for norske forhold. Bruk av underkjølingsvarmeveksler for forvarming av utelufta bør ikke benyttes. Hvilke systemløsninger som er best egnet og som bør benyttes vil bli et optimaliserings spørsmål, hvor en bedre og mer effektivt systemløsning veies opp mot pris, driftssikkerhet og plassen det krever.

Summary

The main goal with this thesis has been to do a detailed analysis of a chosen Compact Ventilation and Heating Device (CVHD) with an air/water heat pump, together with an analysis of the use of a ground to air heat exchanger (GAHE) for pre-heating and cooling of ventilation air. The detailed analysis of the CVHD is divided into two parts, one performed by measurements in the laboratory and the other by an analysis of various improvements for the CVHD. The analysis of the use of the GAHE is performed by simulations of the temperature difference and pressure loss in different climatic zones and with different air velocities. In addition, the problems around the use of GAHE's in apartments are analysed.

When a GAHE is used for pre-heating and cooling of ventilation air for apartments, it is very important that the air quality is good. Therefore an air-filter should be installed at the air inlet. In the summer, a lot of water will condense from the moist air inside the GAHE. Therefore the fall on the pipes should be at least 2 %, to drain the condense water. The temperature difference over the GAHE is highly dependent on the temperature difference between the ground and the outside air. The temperature difference and the input power to the air will be greatest in climatic zones where the outside temperature fluctuates a lot over the year. The mean values from the five climatic zones, indicates that the temperature change over the GAHE is 4.1 °C, when the outside air temperature is -10 °C. To make sure that the temperature difference is large and pressure loss is small, the air velocity should be low, typical around 1 m/s.

The measurements on the CVHD in the laboratory were performed with an outside air temperature between 3.5 and 5 °C. When the outside temperature was 3.5 °C and the room temperature was 26 °C, the temperature on the supply air from the CVHD was on 22.5 °C. The mean temperature efficiency of the heat recovery unit was 0.833 in the period with heating of the domestic hot water. Through the period of the measurements, the heat pumps COP (coefficient of performance) were 2.06, while the CVHD's COP was 1.3. At the start of the heating period the CVHD delivered the maximum heating power. When the difference between the measured and the wanted temperature in the hot water storage tank become smaller, the electric heating elements delivered the smallest (2 kW) or none heating power. The heat pump then delivered a big or the whole part of the heating power.

When it comes to the improvements of the CVHD, a suctiongas heat exchanger, the use of CO₂ as a working fluid and an increase of the volume flow of outside air through the evaporator, will

contribute to a better COP for the heat pump and the CVHD. A system design that allows the CVHD to deliver heating of domestic hot water and cooling of supply air at the same time should also be used. The use of a subcooling heat exchanger for preheating of the outside air before the heat recovery unit, leads to a lower COP for the CVHD, and should not be used. Which improvements in the system design that should be used will in the end be a question of optimization, where a better and more efficient system design should be considered against costs, operational reliability and a CVHD that demands more space.

1 Innledning

Lavenergiboliger og passivhus er meget godt isolerte og tette boliger med et energieffektivt ventilasjonsanlegg. Disse energieffektive boligene har lavt behov for oppvarming av rom og ventilasjonsluft. Samtidig utgjør behovet for varmt tappevann i størrelsesorden 50 – 80 % av totalt årlig oppvarmingsbehov. Dette gjør at oppvarmingssystemet må være enkelt og billig, samtidig som det er tilpasset fordelingen av oppvarmingsbehovet.

En mulig løsning er bruk av såkalte kompaktaggregater (Compact Ventilation and Heating Device, CVHD). Disse aggregatene består av en komplett ventilasjonsmodul med høyeffektiv varmegjenvinner, samt en varmtvannstank og en luft/vann-varmepumpe. Aggregatet dekker boligens behov for ventilasjon, romoppvarming og varmt tappevann. En del anlegg leverer også klimakjøling samtidig som det varmer opp forbruksvannet. Disse anleggene har blitt populære i lavenergiboliger og passivhus i Tyskland, Østerrike og Sveits, men er ennå ikke prøvd ut i Norge. Det er derfor videre i oppgaven gjort en detaljert analyse av et utvalgt kompaktaggregat med ventilasjonsluftvarmepumpe. I analysen er ulike forbedringer, med hensyn på blant annet komponent- og systemutforming for et Nordisk klima, vurdert og analysert. Analysen er også gjort ved hjelp av målinger på kompaktaggregatet i laboratoriet.

Det er også mulig å benytte en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av lufta til kompaktaggregatet. Denne varmeveksleren består av rør som legges i jorda til eller rundt huset. På sommeren er temperaturen i grunnen lavere enn lufttemperaturen, slik at lufta kjøles ned. På vinteren forvarmes den. Ved å sende lufta til kompaktaggregatet gjennom jord/luft-varmeveksleren, kan man senke ventilasjonstapet, bidra til frikjøling på sommeren og sørge for at varmepumpa kan levere en høyere effekt på den kalde årstiden. Videre i denne oppgaven er bruken av en jord/luft-varmeveksler analysert, samt at det er satt opp tre modeller for å beregne ytelsen og trykktapet fra varmeveksleren.

Videre er oppgaves oppbygning beskrevet.

- **Kapittel 2** gir en innføring om hvordan modellene for jord/luft-varmeveksleren er satt opp. Det er i tillegg gitt en innføring om kompaktaggregater, samt om energi og effektbehovet for lavenergiboliger og passivhus.

- **Kapittel 3** omhandler målemetoden i laboratoriet. I dette kapittelet er oppsettet av målepunktene på kompaktaggregatet vist. Det er også beskrevet hvilke målemetoder som er brukt og hvordan forsøkene er utført.
- **Kapittel 4** består av en analyse av bruken av jord/luft-varmeveksler. Her er resultatene fra simuleringene for temperaturendringen og trykktapet over kollektorrøret vist.
- **Kapittel 5** omhandler den detaljerte analyse av det utvalgte kompaktaggregatet. Her er de viktigste resultatene fra forsøkene presenter. Det er også gjort en analyse av ulike tiltak for å forbedre kompaktaggregatet.
- **Kapittel 6.** I dette kapittelet er alle resultater og antagelser rundt modellene for beregning av temperaturendring og trykktap over jord/luft-varmeveksleren diskutert. Resultatene fra forsøkene i laboratoriet og den tilhørende nøyaktigheten, i tillegg til resultatene fra analysen av tiltak for forbedring av kompaktaggregatet, er også diskutert i dette kapittelet.
- **Kapittel 7.** Konklusjon
- **Kapittel 8.** Forslag og anbefalinger til videre arbeid
- **Vedlegg:**
 - A) Modell for beregning av temperaturendring over jord/luft-varmeveksler i forskjellige klima
 - B) Modell for beregning av temperaturendring ved varierende lufthastighet.
 - C) Modell for beregning av trykktapet i jord/luft-varmeveksler
 - D) Oppsett av målepunkter på kompaktaggregatet og oppsett av målepunkter i LabVIEW
 - E) Kalibreringskurver for måling av volumstrømmen til ventilasjonslufta
 - F) Oppsett av sammenhenger mellom effekt og spenning, for beregning av tilført elektrisk effekt til kompaktaggregatet
 - G) Resultater fra de tre forsøkene på Vitotres 343 i laboratoriet.

2 Teori

Lavenergiboliger og passivhus er meget godt isolerte boliger, hvor beredning av tappevann utgjør en stor andel. Dette gjør at oppvarmingssystemet må være godt tilpasset, samtidig som det er enkelt og billig. En mulig løsning er kompaktaggregater. Videre i dette kapitlet er det gitt en innføring i kompaktaggregaters virkemåte og oppbygning, samt hvordan energi- og effektbehov er for lavenergiboliger og passivhus. Ved å benytte en jord/luft-varmeveksler er det mulig å forvarme og forkjøle luften til boligen og luften som tilleggsvarmekilde for kompaktaggregatet. Hvor mye effekt en slik varmeveksler kan overføre og hvor stor temperaturendringen blir over varmeveksleren vil variere mye med dimensjonene på varmeveksleren og klimasonen det befinner seg i. I denne oppgaven er det derfor satt opp tre modeller for å simulere temperaturendring og trykktap over varmeveksleren ved forskjellige forhold. I dette kapitlet er det vist den teoretiske bakgrunnen for modellene og hvordan de er satt opp.

2.1 Innføring om kompaktaggregater (CVHD)

Informasjonen i kapittel 2.3 er hentet fra Kluge (2007)

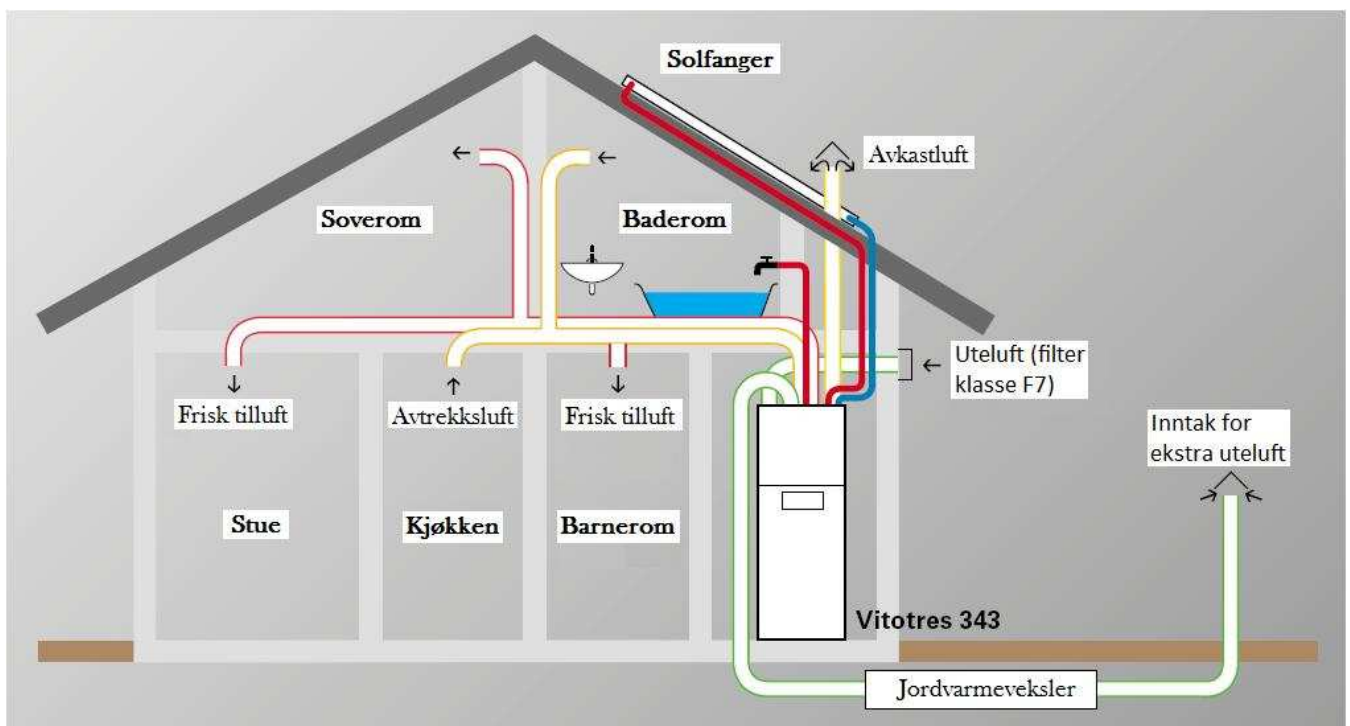
For lavenergiboliger og passivhus er det utviklet egne kompakte aggregater som har fått betegnelsen CVHD (Compact Ventilation and Heating Device with Integrated Exhaust Air Heat Pump). Disse sørger for å dekke boligens behov for ventilasjonsluft, romoppvarming og varmtvannsberedning.

Aggregatene består av følgende hovedkomponenter:

- Ventilasjonsmodul med inntaks- og avtrekksvifter, samt filter for rensing av tilluft og avtrekksluft. I tillegg benyttes en høyeffektiv varmegjenvinner
- Luft/vann-varmepumpe som henter varme fra avtrekksluft og ved behov ekstra uteluft. Varmen brukes til oppvarming av tappevann, rom og ventilasjonsluft.
- Elektrisk varmeelement for å ta det siste temperaturløftet og spisslasten på oppvarmingen
- Enkel eller dobbelmantlet varmtvannsbereder
- Tilkobling for solfanger (ofte brukt, men kan utelates)
- Tilkobling for radiatornett for romoppvarming
- Styringsenhet

Lav pris og en kompakt og energieffektiv systemløsning har ført til at kompaktaggregater med varmepumpe og solfanger har tatt 40 – 50 % av markedet for oppvarmings- og ventilasjonsløsninger i passivhus i Tyskland (Stene, 2006).

I figur 2.1 vises en prinsipiell framstilling av et kompaktaggregat koblet til ventilasjons- og varmtvannssystemet. Utelufta til boligen føres direkte til aggregatet, mens den ekstra utelufta som varmekilde til varmepumpa sendes gjennom en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling.



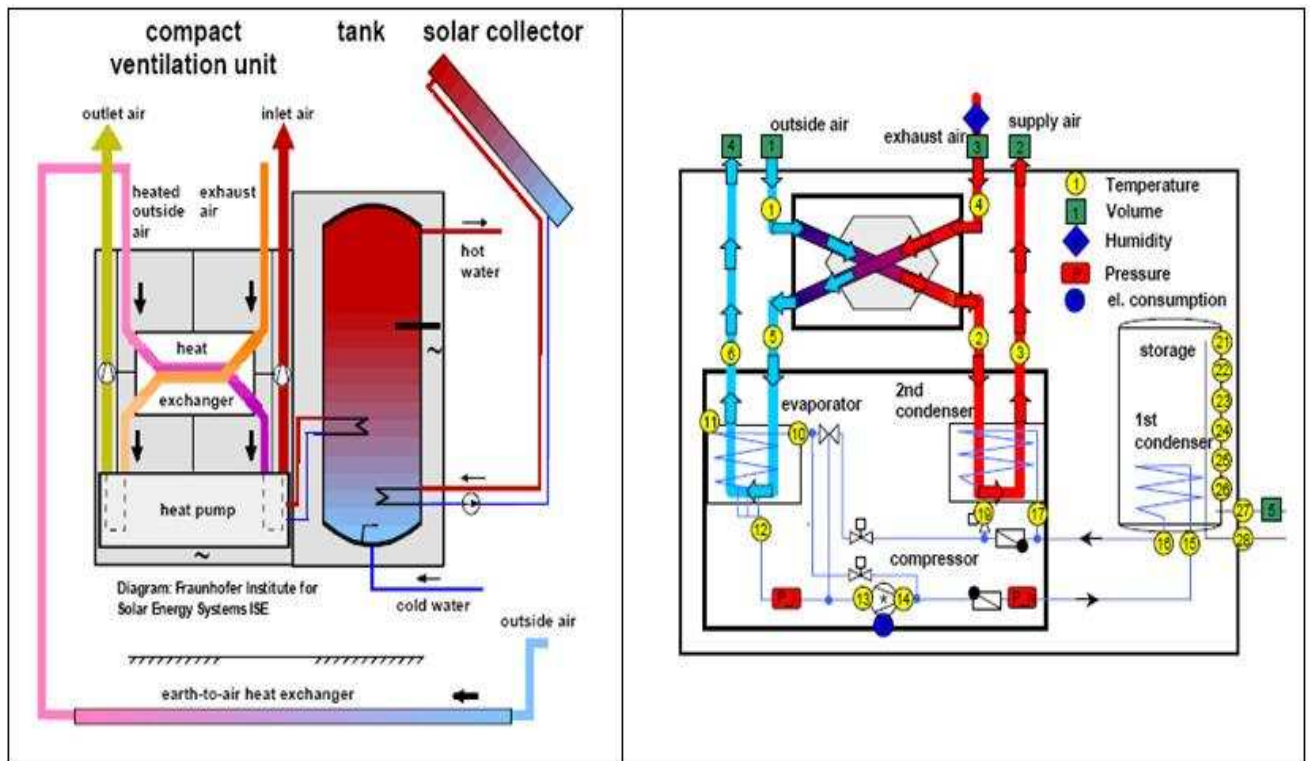
Figur 2.1 Prinsipiell skisse av kompaktaggregat med jordvarmeveksler og solfanger, koblet til ventilasjons- og varmtvannssystemet (Kluge, 2007).

Ventilasjonsmodulen i kompaktaggregatet inneholder inntaks- og avtrekksvifter, som sørger for et balansert ventilasjonssystem i boligen. En høyeffektiv varmegjenvinner benyttes for å overføre opptil 90 % av varmen fra avtrekkslufta til tillufta. Varmepumpa henter varme fra avtrekksluft etter varmegjenvinneren og kan yte en varmeeffekt på opptil 2,5 kW. Ved å blande avtrekkslufta etter varmegjenvinneren med ekstra uteluft, kan varmepumpa levere en høyere varmeeffekt. Effektfaktoren vil da reduseres noe, grunnet en lavere fordampningstemperatur (ved utetemperaturer lavere av avtrekkstemperaturen etter varmegjenvinneren). Det er også mulig å forvarme inntakslufta ved hjelp av en jord/luft-varmeveksler. Ved bruk av en slik varmeveksler i perioder med varm, fuktig uteluft kan det oppstå kondensering inne i rørene. Fuktighet og oppsamling av partikler i røret, kan gi bakterievekst og dårlig kvalitet på inntakslufta og dermed

dårlig inneklime. Rørene bør derfor dreneres slik at fuktigheten fjernes, hvis løsningen skal brukes på ventilasjonslufta. En slik varmeveksler kan benyttes til å forvarme luft som ekstra varmekilde til varmepumpa, siden denne lufta da ikke skal sendes inn i boligen. På kalde dager blir man ofte nødt til å forvarme tillufta for å hindre tilfrossing av varmegjenvinneren. Ved bruk av jordvarmeveksler kan man store deler av året unngår denne forvarmingen.

Varmepumpa leverer varme til oppvarming av tappevannet i berederen og vannet i det vannbårne varmedistribusjonssystemet. Vannet i berederen blir ofte varmet opp til mellom 45 og 60 °C (avhengig av arbeidsmedium og effektbehov) av varmepumpa. Det siste temperaturløftet blir så gjort ved hjelp av det elektriske varmeelementet. Ettervarming av ventilasjonsluft til riktig temperatur, skjer enten ved hjelp av det vannbårne distribusjonssystemet eller direkte ved hjelp av varmepumpas kondensator.

Kompaktaggregatene fås ofte med mulighet for tilkobling av solfanger. Dette er svært vanlig i Tyskland, Østerrike og Sveits, der solfangeren typisk dimensjoneres for å dekke hele behovet for varmt tappevann. På vinteren dekker den gjerne en mindre andel av varmtvannsbehovet, mens den utover våren og på sommeren ofte dekker noe mer. Dette utgjør i størrelsesorden 40-50 % av det totale årlige energibehovet (Stene, 2006). En del aggregater kan også levere klimakjøling. Tilluften kjøles da ned i varmepumpas fordamper, samtidig som kondensatoren avgir varme til oppvarming av tappevannet. Figur 2.2 viser to vanlige systemløsninger for kompaktaggregater i Tyskland.



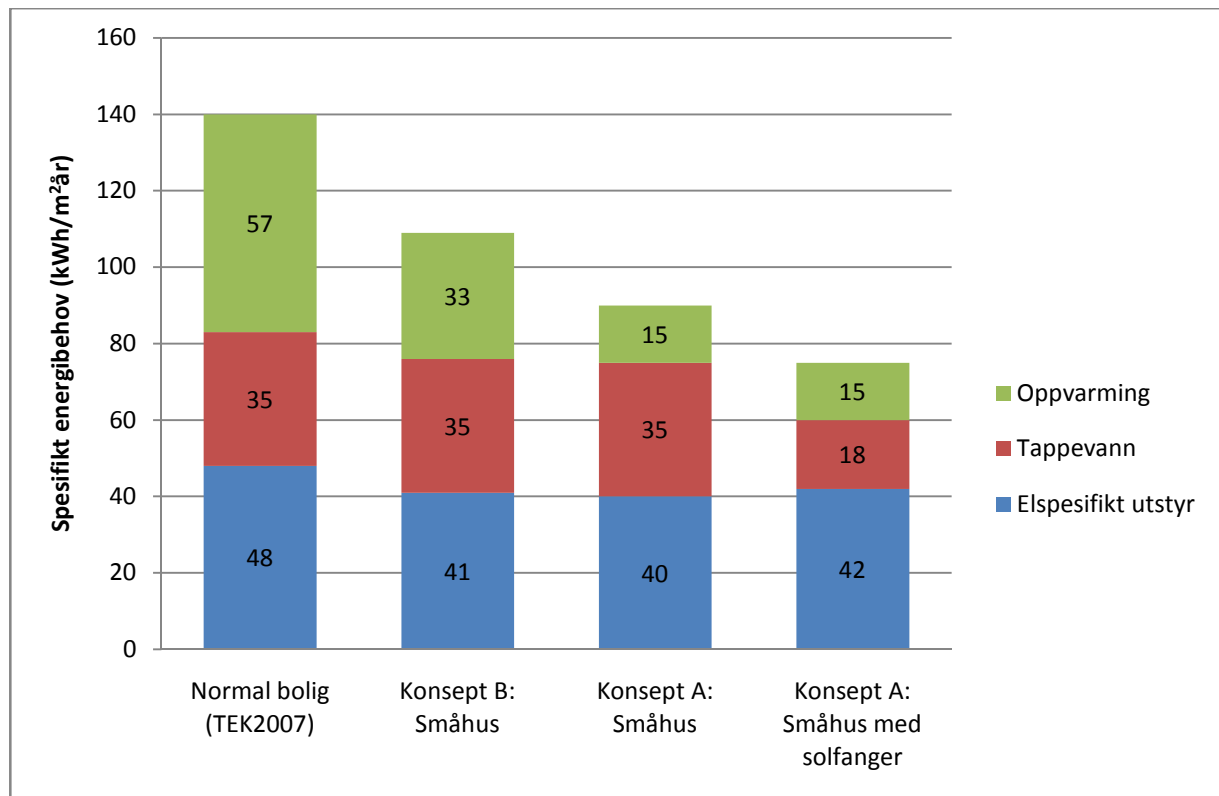
Figur 2.2 To vanlige systemløsninger for kompaktaggregater som leverer ventilasjonsluft og oppvarming av rom og tappevann (Kluge, 2007)

2.2 Lavenergiboliger og passivhus

Lavenergiboliger og passivhus er boliger som har svært lavt energi- og effektbehov. De har en godt isolert og tett bygningskropp, noe som gjør at transmisjons- og infiltrasjonstapet blir lavt. Samtidig benyttes en høyeffektiv varmegjenvinner, som gir lavt ventilasjonstap. I dette kapitlet er det gitt en oversikt over energi- og effektbehovet for boliger etter TEK 2007, lavenergiboliger og passivhus. Informasjonen i kapittel 2.2 er hentet fra Kluge (2007).

2.2.1 Energibehov

Etter hvert som bygningen blir bedre isolert og tett, og virkningsgraden på varmegjenvinneren blir bedre, blir transmisjons- og ventilasjonstapene stadig mindre. I figur 2.3 kan man se det spesifikke energibehovet for boliger etter TEK 2007, lavenergiboliger (konsept B) og passivhus (konsept A). Det er også vist det spesifikke energibehovet for en bolig av passivhusstandard med en solfanger som dekker 50 % av det årlige behovet for varmt tappevann.



Figur 2.3 Sammenligning av spesifikt energibehov for normal bolig, konsept A (passivhus) og konsept B (lavenergiboliger). (Kluge, 2007)

Etter hvert som boligene blir bedre og bedre, går en økende andel av det totale oppvarmingsbehovet til tappevannsoppvarming. Samtidig minker andelen av det totale behovet for oppvarming av rom og ventilasjonsluft, mens fyringssesongen blir stadig kortere. For en normal bolig er andelen, av det totale oppvarmingsbehovet, som går til romoppvarming og tappevannsberedning hhv. 60 % og 40 %. For en lavenergibolig er denne fordelingen hhv. 50 % og 50 %, mens den for passivhus (uten solfanger) er på 30 % og 70 %. Dette gjør at det etter hvert som boligen blir bedre, blir stadig viktigere å tilpasse energikilden til tappevannsoppvarming. Samtidig må et billigere og enklere oppvarmingssystem benyttes.

2.2.2 Effektbehov

I tabell 2.1 er det vist typiske verdier for dimensjonerende effektbehov for normale boliger og boliger av lavenergi- og passivhusstandard. Av tabellen kan man se at effektbehovet for varmtvannsberedning utgjør en større og større andel av det totale effektbehovet, etter hvert som boligen blir bedre isolert. Dette er samme trend som for energibehovet, bare ikke så utpreget. For vanlige boliger, lavenergiboliger og passivhus, står effektbehovet til tappevannsoppvarming for typisk 10 %, 15 % og 25 % av det totale effektbehovet til oppvarming.

Tabell 2.1 Spesifikt dimensjonerende effektbehov for normalbolig, lavenergibolig og passivhus (Kluge, 2007).

	normal bolig (TEK07)	lavenergibolig	passivhus
Romoppvarming ¹⁾	30 W/m ^{2 2)}	20 W/m ²	10 W/m ²
Ventilasjonsluft ³⁾	5 W/m ^{2 4)}	5 W/m ^{2 4)}	3 W/m ^{2 5)}
Varmt tappevann ⁶⁾	4 W/m ²	4 W/m ²	4 W/m ²

1) Oslo-klima, dimensjonerende utetemperatur (DUT) -20 °C

2) Innetemperatur på 21 °C

3) Ettervarming av ventilasjonsluft til 19 °C

4) Varmegjenvinner med virkningsgrad på 70 %

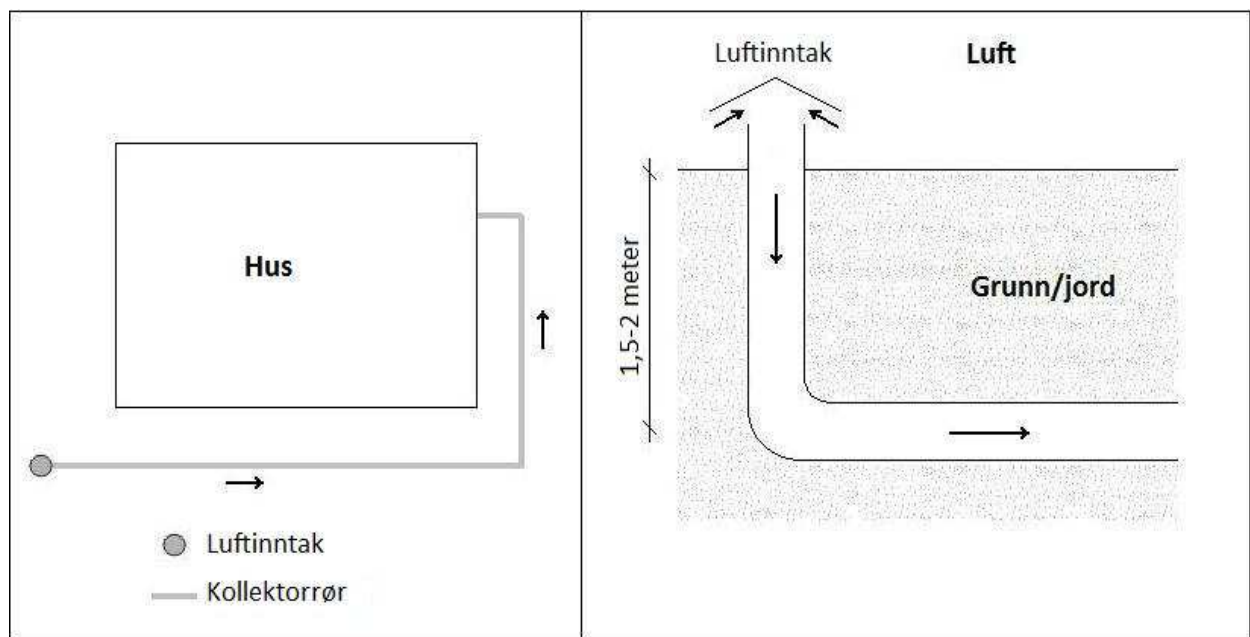
5) Varmegjenvinner med virkningsgrad på 80 %

6) Midlere spesifikt effektbehov over året ved varmtvannsberedning på 35 kWh/m²år

2.3 Modell for beregning av temperaturendring og trykktap i kollektorrør

Det er i dette kapitlet sett på temperaturendring og trykktap ved bruk av en jord/luft-varmeveksler. Varmerveksleren består av pvc-plastrør som legges i bakken rundt huset. Røret legges 1,5-2 meter under jorden, skal ha en indre diameter på 200 mm og en lengde på 15 m.

Varmerveksleren er tenkt brukt til forvarming og forkjøling av tilluft til boligen. På sommeren er temperaturen i bakken lavere enn temperaturen i lufta. Varme blir da overført fra lufta til jorda, og lufta blir kjølt ned. På vinteren er temperaturen i bakken høyere enn utetemperaturen, slik at lufta blir varmet opp. Det er mulig å sende både ventilasjonsluft til boligen og uteluft som varmekilde for en varmepumpe gjennom kollektorrøret. I figur 2.4 kan man se en prinsipiell skisse av kollektorrøret lagt i bakken rundt huset.



Figur 2.4 Prinsipiell skisse av kollektorrør lagt i bakken og ført rundt huset.

Det er satt opp tre modeller for å se virkningen av denne varmerveksleren. Den ene modellen beregner temperaturforandringen på lufta over kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter. Den andre modellen beregner temperaturen etter kollektorrøret ved forskjellige utetemperaturer og forskjellige klimaer i Norge. Den siste modellen beregner trykktapet i kollektorrøret ved varierende lufthastighet. Beregningene i modellene er gjort ut fra en jord/luft-varmerveksler, lagt som vist i figur 2.4.

2.3.1 Teoretisk bakgrunn

For å kunne sette opp en modell for temperaturendringen i kollektorrøret er det en del størrelser som må beregnes. Det første som må bestemmes er varmeovergangstallet fra jorda og til lufta i røret. Dette varmeovergangstallet, U , kan beregnes ut fra følgende formel (Incropera, DeWitt, 2002):

$$U = 1/R_{tot} = 1/(R_{indre} + R_{rør} + R_{ytre} + R_{jord}) \quad \text{Formel 2.1}$$

Der:

- U : varmeovergangstallet fra jorda til lufta i røret [W/m^2K]
- R_{tot} : total varmeovergangsmotstand fra jorda til lufta i røret [m^2K/W]
- R_{indre} : varmeovergangsmotstand fra lufta til røroverflaten [m^2K/W]
- $R_{rør}$: varmeovergangsmotstand i rørveggen [m^2K/W]
- R_{ytre} : varmeovergangsmotstand gjennom et lite luftsjikt mellom rør og jord [m^2K/W]
- R_{jord} : varmeovergangsmotstand i jorda [m^2K/W]

For å beregne den indre varmeovergangsmotstanden, R_{indre} , må man kjenne konveksjonskoeffisienten fra rørveggen til lufta inne i røret. Den indre varmeovergangsmotstanden beregnes ut fra følgende formel:

$$R_{indre} = \frac{1}{h_{indre}} \quad \text{Formel 2.2}$$

Der:

- h_{indre} : konveksjonskoeffisienten [W/m^2K]

For turbulent strømning i sirkulære rør kan man beregne h_{indre} ut fra formel for Nusselt tallet (Incropera, DeWitt, 2002):

$$Nu_D = \frac{h_{indre} \cdot D}{k} = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad \text{Formel 2.3}$$

Der:

- Nu_D : Nusselt tallet
- h_{indre} : konveksjonskoeffisienten [W/m^2K]
- D : innvendig diameter på røret [m]

- k: termisk konduktivitet for luft [W/mK]
Re_D: Reynolds tallet
Pr: Prandtl tallet
n: 0,4 ved oppvarming og 0,3 ved nedkjøling av lufta

Reynolds tallet som er brukt i formel 2.3 kan beregnes ut fra følgende formel (Incropera, DeWitt, 2002):

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Formel 2.4}$$

Der:

- ρ: luftas tetthet [kg/m³]
v: lufthastigheten [m/s]
D: innvendig rørdiameter [m]
μ: luftas viskositet [Ns/m²]

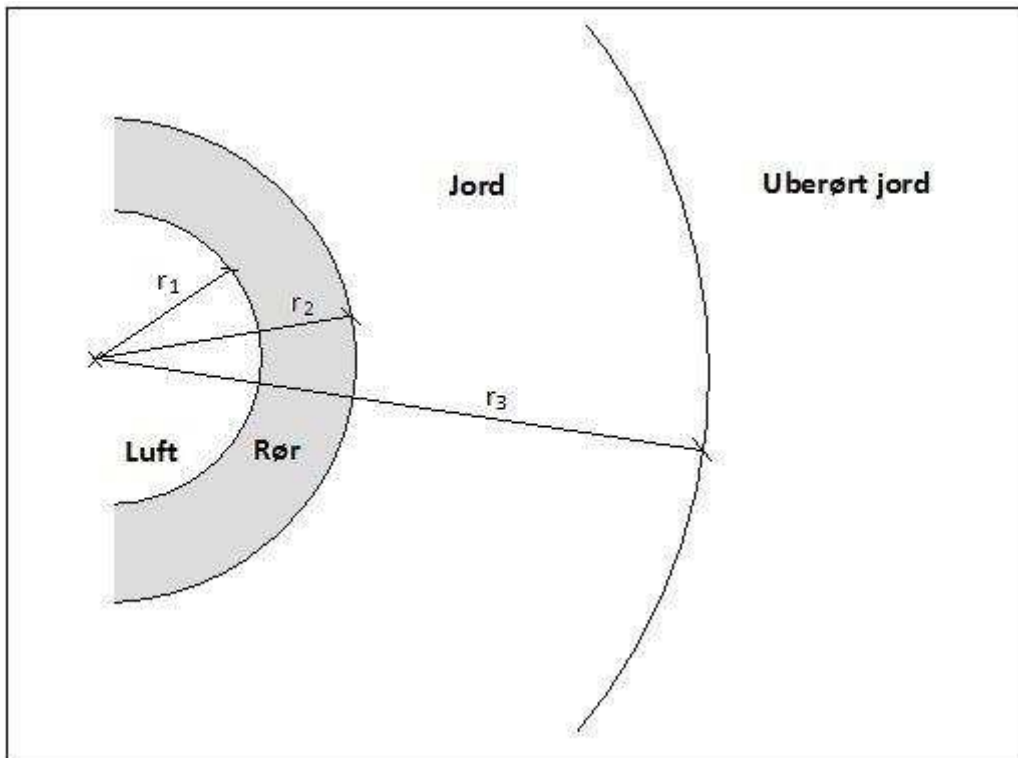
Videre kan varmeovergangsmotstanden i røret, R_{rør}, beregnes. For sirkulære rør brukes følgende formel (Incropera, DeWitt, 2002):

$$R_{rør} = \frac{r_1}{\lambda_{rør}} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad \text{Formel 2.5}$$

Der:

- r₁: innvendig rørdiameter [m]
r₂: utvendig rørdiameter [m]
λ_{rør}: konduktivt varmeovergangstall for rørveggen [W/mK]

I figur 2.5 ser man et snitt av røret liggende i jorda. Her er radiusene r₁, r₂, og r₃ inntegnet. Avstanden r₃ er fra midten av røret til så langt ut i jorda at temperaturen ikke er påvirket av varmeovergangen fra/til røret.



Figur 2.5 Snitt av kollektorrøret i bakken. Radiusen r_3 er avstanden fra rørets midtpunkt til punktet hvor temperaturen i jorda er upåvirket av røret.

Det siste leddet i formel 2.1, R_{jord} , kan beregnes ut fra følgende formel (Incropera, DeWitt, 2002):

$$R_{jord} = \frac{r_1}{\lambda_{jord}} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) \quad \text{Formel 2.6}$$

Der:

- r_1 : innvendig rørdiameter [m]
- r_2 : utvendig rørdiameter [m]
- r_3 : avstand fra rørets sentrum til uberørt jord [m]
- λ_{jord} : konduktivt varmeovergangstall for jord [W/mK]

Når det totale varmeovergangstallet, U , er beregnet kan man finne varmeeffekten fra jorda til lufta i røret. Denne varmeeffekten, Q_{effekt} , kan beregnes ut fra følgende formel:

$$Q_{effekt} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Formel 2.7}$$

Der:

- Q_{effekt} : varmeeffekt fra jord til luft [kW]
 U : varmeovergangstallet fra jorda til lufta i røret [W/m²K]
 A : innvendig overflateareal i røret [m²]
 ΔT : differanse mellom temperaturen i jorda og på lufta i røret [K]

For å regne ut energimengden tilført lufta, må røret deles inn i flere biter. Ut fra varmeeffekten, Q_{effekt} , og tiden, i sekunder, som lufta bruker gjennom en rørbiter finner man energimengden som overføres til lufta i rørbiten. Denne energimengden, Q_{energi} , kan benyttes til å finne temperaturen ut fra rørbiten, T_{ut} , ut fra følgende formel:

$$T_{\text{ut}} = T_{\text{inn}} + \frac{Q_{\text{energi}}}{(\rho \cdot V \cdot C_p)} \quad \text{Formel 2.8}$$

Der:

- T_{inn} : lufttemperatur inn på rørbiten [K]
 Q_{energi} : energimengden overført fra jorda til lufta i rørbiten [kJ]
 ρ : luftas tetthet [kg/m³]
 V : volum av lufta i rørbiten [m³]
 C_p : spesifikk varmekapasitet for luft [kJ/kgK]

Det er også nyttig å finne varme- og kjøleeffekten man får ut fra kollektorrøret. Denne effekten, P , kan beregnes ut fra følgende formel:

$$P = \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \dot{V} \quad \text{Formel 2.9}$$

Der:

- P : varme/kjøleeffekten fra kollektorrøret [kW]
 ρ : luftas tetthet [kg/m³]
 C_p : spesifikk varmekapasitet for luft [kJ/kgK]
 ΔT : temperaturforskjellen på lufta før og etter kollektorrøret [K]
 \dot{V} : volumstrømmen av lufta i røret [m³/s]

Videre skal det også lages en modell for å beregne trykktapet i kollektorrøret. Det totale trykktapet i røret kan beregnes ut fra følgende formel (Sørensen et al., 2004):

$$\Delta P_t = \Delta P_1 + \Delta P_e + \Delta P_{komp}$$

Formel 2.10

Der:

- ΔP_t : totalt trykktap i røret [Pa]
- ΔP_1 : trykktap i rette rørstrekker [Pa]
- ΔP_e : trykktap i enkeltmotstander [Pa]
- ΔP_{komp} : trykktap i komponenter [Pa]

Trykktapet i de rette rørstrekkene, ΔP_1 , kan beregnes ut fra følgende formel (Sørensen et al., 2004):

$$\Delta P_1 = R \cdot l = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot D} \cdot l$$

Formel 2.11

Der:

- R: friksjonstapet pr meter rør [Pa/m]
- l: lengden av røret [m]
- λ : friksjonskoeffisienten [-]
- ρ : luftens tetthet [kg/m^3]
- v: luftens middelhastighet [m/s]
- D: rørets indre diameter [m]

2.3.2 Modell for beregning av temperaturendring

Det er i denne oppgaven satt opp to modeller for luftas temperaturendring ved bruk av kollektorrør gravd ned i bakken. Modellene og simuleringene er satt opp og utført i programmet Matlab, versjon 7.5.0 (R2007b). Matlab er et avansert simuleringsverktøy beregnet for blant annet numeriske beregninger og modellering. I den ene modellen beregnes temperaturen ut fra kollektorrøret ved forskjellige utetemperaturer og for forskjellige klima i Norge. I den andre modellen beregnes temperaturendringen over kollektorrøret ved varierende lufthastigheter. Felles for begge modellene er at U-verdien fra jorda til lufta i røret må beregnes. Denne U-verdien beregnes fra formel 2.1.

Det første som må bestemmes i denne formelen er R_{indre} , som beregnes ut fra formel 2.2, 2.3 og 2.4. For å bestemme denne varmeovergangsmotstanden er det en rekke parametere som må finnes og bestemmes. For modellen med varierende utetemperatur er lufthastigheten, v, satt til 1,5 m/s, mens den varierer i modellen for varierende lufthastighet. Rørets diameter, D, settes til 0,2 m. Det er også noen parametere som varierer med lufttemperaturen og disse finnes ved interpolering i tabell A.4 fra

Incropera og DeWitt (2002). Disse parameterne er luftas tetthet, ρ , luftas viskositet, μ , luftas termiske konduktivitet, k , og Prandtl tallet, Pr . Formelen som er brukt for å interpolere og finne disse parameterne er gitt i formel 2.12 til 2.15. For å interpolere frem riktig verdi er lufttemperaturen, T_{inn} , brukt.

Formel for luftas tetthet, ρ [kg/m^3]:

$$\rho(T_{inn}) = 1,3947 - 0,2333 \cdot \frac{((T_{inn}+273)-250)}{50} \quad \text{Formel 2.12}$$

Formel for luftas viskositet, μ [Ns/m^2]:

$$\mu(T_{inn}) = \left[159,6 + 25 \cdot \frac{((T_{inn}+273)-250)}{50} \right] \cdot 10^{-7} \quad \text{Formel 2.13}$$

Formel for Prandtl tallet, Pr :

$$Pr(T_{inn}) = 0,72 - 0,013 \cdot \frac{((T_{inn}+273)-250)}{50} \quad \text{Formel 2.14}$$

Formel for luftas termiske konduktivitet, k [W/mK]:

$$k(T_{inn}) = 22,3 + 4 \cdot \frac{((T_{inn}+273)-250)}{50} \quad \text{Formel 2.15}$$

Når den indre varmeovergangsmotstanden er beregnet kan neste ledd i formel 2.1 bestemmes. Varmeovergangsmotstanden i røret, $R_{rør}$, kan beregnes ut fra formel 2.5. I denne formelen benyttes indre og ytre radius på røret, samt det konduktive varmeovergangstallet for rørveggen. Røret har en indre diameter på 0,2 m og er 1 cm tykt. Den indre radiusen, r_1 , blir da 0,1 m, mens den ytre radiusen på røret, r_2 , blir 0,11 m. Det konduktive varmeovergangstallet, $\lambda_{rør}$, er for pvc-rør 0,16 W/mK (Pipelife, 2007). Videre kan den ytre varmeovergangsmotstanden, R_{ytre} , beregnes. Denne varmeovergangsmotstanden kommer av at det ofte vil danne seg et tynt luftsjikt mellom røret og jorda. Det er antatt et stillestående luftsjikt på 2 mm, som gir en varmeovergangsmotstand på 0,04 $\text{m}^2\text{K/W}$ (Glava isolasjon, 2007).

Det siste leddet i formel 2.1 er varmeovergangstallet gjennom jorda rundt røret, R_{jord} . Det er her antatt at temperaturen i grunnen er upåvirket av varmeovergangen til røret, ved en hvis avstand fra rørveggen. Avstanden fra rørets sentrum og til dette punktet er radien r_3 . Avstanden fra rørveggen og til upåvirket jord er bestemt til 1,5 m (Kolsaker, 2008), noe som gir r_3 lik 1,61 m. Det konduktive varmeovergangstallet for jord, λ_{jord} , er 1,5 W/mK (ISO, 2007). Når den totale varmeovergangsmotstanden, R_{tot} , er beregnet kan U-verdien i formel 2.1 bestemmes.

Videre kan man finne overført varmeeffekt fra jord til lufta i røret, Q_{effekt} , ved hjelp av formel 2.7. Denne varmeeffekten benyttes til å finne temperaturforandringen på lufta i røret. Dette gjøres ved å dele røret opp i mange små biter. I denne modellen er det valgt å dele røret opp i biter på 0,01 m. Røret er skal være 15 m langt, noe som gir 1500 biter. For hver bit finnes varmeeffekten ved å benytte temperaturforskjellen mellom grunnen og lufta inn på rørbiten. Når røret deles opp i så små biter gir dette en god nok tilnærming uten å benytte middeltemperaturen i hver bit, siden temperaturendringen i hver bit blir svært liten. Ut fra lufthastigheten beregnes tiden lufta bruker gjennom hver rørbite og dermed energimengden som overføres til luftvolumet i rørbiten. Ut fra formel 2.8 kan man da regne ut temperaturen ut fra rørbiten. Temperaturen ut av en rørbite settes så lik temperaturen inn på neste. Ved å jobbe seg gjennom alle rørbitene finner man tilslutt temperaturen ut av kollektorrøret.

Utløpstemperatur ved forskjellige utetemperaturer og klimasoner

I den første modellen beregnes lufttemperaturen ut fra kollektorrøret ved forskjellige utetemperaturer. For denne modellen må man, i tillegg til beregningene beskrevet over, kjenne temperaturforløpet for utelufta over året (varighetskurve for luftens døgnmiddeltemperatur) for forskjellige klimasoner. Det er valgt å simulere temperaturendringen over røret på 5 steder med svært forskjellig klima:

Røros:	svært kaldt innlandsklima ($t_m=0,5^\circ\text{C}$)
Hamar:	innlandsklima ($t_m=4,1^\circ\text{C}$)
Oslo:	mildt innlandsklima ($t_m=6^\circ\text{C}$)
Bergen:	mildt kystklima ($t_m=7,8^\circ\text{C}$)
Tromsø:	kaldt kystklima ($t_m=2,9^\circ\text{C}$)

Klimadata og varighetskurve for luftens døgnmiddeltemperatur er hentet fra Stene (1997). I tillegg trenger man å kjenne temperaturen i grunnen. Denne er forskjellig for de forskjellige klimasonene, samtidig som den varierer over året og med dybden i bakken. Temperaturen i grunnen er lavere om vinteren enn om sommeren, men snittemperaturen over året holder seg omtrent lik årsmiddeltemperaturen, t_m , for det aktuelle klimaet (Kolsaker, 2008). Ut fra dette er det satt opp en enkel modell for hvordan temperaturen i grunnen varierer med utetemperaturen over året. Temperaturen i grunnen er lik årsmiddeltemperaturen, t_m , $\pm 2^\circ\text{C}$. Eneste unntaket er for Røros-området hvor temperaturen kun varierer med $\pm 1^\circ\text{C}$. Dette fordi røret legges under teleglaget og temperaturen derfor ikke synker noe særlig under 0°C . Denne modellen er vist i tabell 2.2. Det er i

denne modellen ikke tatt hensyn til at temperaturen i grunnen vil synke noe mer enn vanlig i lenger perioder med svært lave temperaturer.

Tabell 2.2 Temperaturen i grunnen ved forskjellige utetemperaturer og klimasoner. Modellen viser temperaturen i grunnen, T_g , ved de forskjellige temperaturintervallene for utetemperaturen, T_u .

Oslo	T_u	-17 → -11°C	-11 → -3,5°C	-3,5 → 7,5°C	7,5 → 15°C	15 → 21°C
	T_g	4 °C	5 °C	6 °C	7 °C	8 °C
Hamar	T_u	-24 → -17°C	-17 → -8°C	-8 → 5°C	5 → 14°C	14 → 21°C
	T_g	2 °C	3 °C	4 °C	5 °C	6 °C
Røros	T_u	-32 → -24°C	-24 → -14°C	-14 → 2°C	2 → 12°C	12 → 20°C
	T_g	0 °C	0,5 °C	1 °C	1,5 °C	2 °C
Bergen	T_u	-7 → -3°C	-3 → 2°C	2 → 10°C	10 → 15°C	15 → 19°C
	T_g	6 °C	7 °C	8 °C	9 °C	10 °C
Tromsø	T_u	-18 → -12,5°C	-12,5 → -5°C	-5 → 6°C	6 → 13,5°C	13,5 → 19°C
	T_g	1 °C	2 °C	3 °C	4 °C	5 °C

Resultatet fra simuleringer fra denne modellen blir presentert grafisk. Her blir utetemperaturen og tilhørende temperatur etter kollektorrøret, plottet over året. Modellen er vedlagt i vedlegg A.

Temperaturrendring over kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter

I den andre modellen beregnes temperaturrendringen på lufta gjennom røret ved varierende lufthastighet. Det benyttes stort sett samme utregningsmotode og data som modellen for varierende utetemperatur. Forskjellen er at utetemperaturen og temperaturen i grunnen ikke lenger varierer. Utetemperaturen settes lik -10 °C, mens temperaturen i grunnen settes lik 5 °C (Oslo-klima). I tillegg varieres lufthastigheten i røret. Temperaturrendringen over kollektorrøret beregnes ved lufthastigheter fra 0,25 til 8 m/s. Resultatet fra denne modellen blir presentert grafisk. Her blir temperaturforandringen over røret plottet ved økende lufthastighet. Modellen er vedlagt i vedlegg B.

2.3.3 Modell for beregning av trykktap

Det er også satt opp en modell for å finne ut hvor stort trykkfall man får over kollektorrøret. Trykktapet kan beregnes ut fra formel 2.10 og 2.11. Som man kan se av formel 2.11 er trykktapet i stor grad avhengig av lufthastigheten. Modellen er derfor satt opp for å beregne trykktapet i røret ved varierende lufthastigheter.

Det er også i denne modellen tatt utgangspunkt i kollektorrøret beskrevet i kapittel 2.3.2. En skisse av kollektorrøret kan man se i figur 2.4. Røret er 15 m langt og har en innvendig diameter på 0,2 m. Det er i plast og har en absolutt ruhet, ε , på 0,015 mm. Lufthastigheten varieres mellom 1 og 8 m/s, mens utetemperaturen er satt til 10 °C. Det totale trykktapet i kollektorrøret beregnes ut fra formel 2.10. Det første leddet som må beregnes er trykktapet i de rette rørstrekene, ΔP_1 , som beregnes ut fra formel 2.12. For å beregne denne er det en del parametere som må beregnes. Det første er friksjonskoeffisienten for røret, λ . Denne varierer med Reynolds tallet og forholdet mellom absolutt ruhet og rørets diameter, ε/D , og kan finnes ut fra figur 17.4 i Sørensen et al. (2004). På grunn av at friksjonskoeffisienten varierer med Reynolds tallet, varierer den også med lufthastigheten. Verdiene for lufthastigheten, Reynolds tallet og friksjonskoeffisienten som er brukt i modellen, er gitt i tabell 2.3.

Tabell 2.3 Lufthastighetene i røret og de tilhørende verdiene for Reynolds tallet, Re , og friksjonskoeffisienten, λ .

v [m/s]	1	2	3	4	6	8
Re [-]	15 000	28 000	40 000	56 000	85 000	110 000
λ [-]	0,026	0,023	0,022	0,021	0,019	0,018

Videre trenger man også å finne luftas tetthet, ρ . Denne kan finnes ved hjelp av formel 2.12 ved en lufttemperatur på 10 °C. Videre trenger man også å kjenne luftas hastighet, samt rørets lengde og diameter. Som beskrevet over, varieres lufthastigheten mellom 1 og 8 m/s, mens røret er 15 m langt og har en innvendig diameter på 0,2 m.

Det neste leddet i formel 2.10, trykktap i enkeltmotstander, ΔP_e , kan nå beregnes.

Enkeltmotstandene i dette kollektorrøret er 3 rørbend på 90°. Trykktapet fra hvert av rørbendene varieres med lufthastigheten og kan er beregnet ut fra figur 17.14 i Sørensen et al. (2004).

Lufthastigheten og de tilhørende verdiene for trykktap i rørbendene er gitt i tabell 2.4.

Tabell 2.4 Trykktapet i et 90° bend, ΔP_{90° , ved forskjellige lufthastigheter, v .

v [m/s]	1	2	3	4	6	8
ΔP_{90° [Pa]	0,30	0,85	1,70	3,00	6,00	10,00

Det siste leddet i formel 2.10 er trykktap i komponenter, ΔP_{komp} . I denne modellen er det inntakstårnet som skaper et trykktap. Dette trykktapet er bestemt til 5 Pa ut fra figur 17.10 i Sørensen et al. (2004). Det totale trykktapet over kollektorrøret kan nå beregnes ved lufthastigheter

fra 1 til 8 m/s. Resultatet fra denne modellen blir presentert grafisk. Her blir trykktapet over røret plottet ved økende lufthastighet. Modellen er vedlagt i vedlegg C.

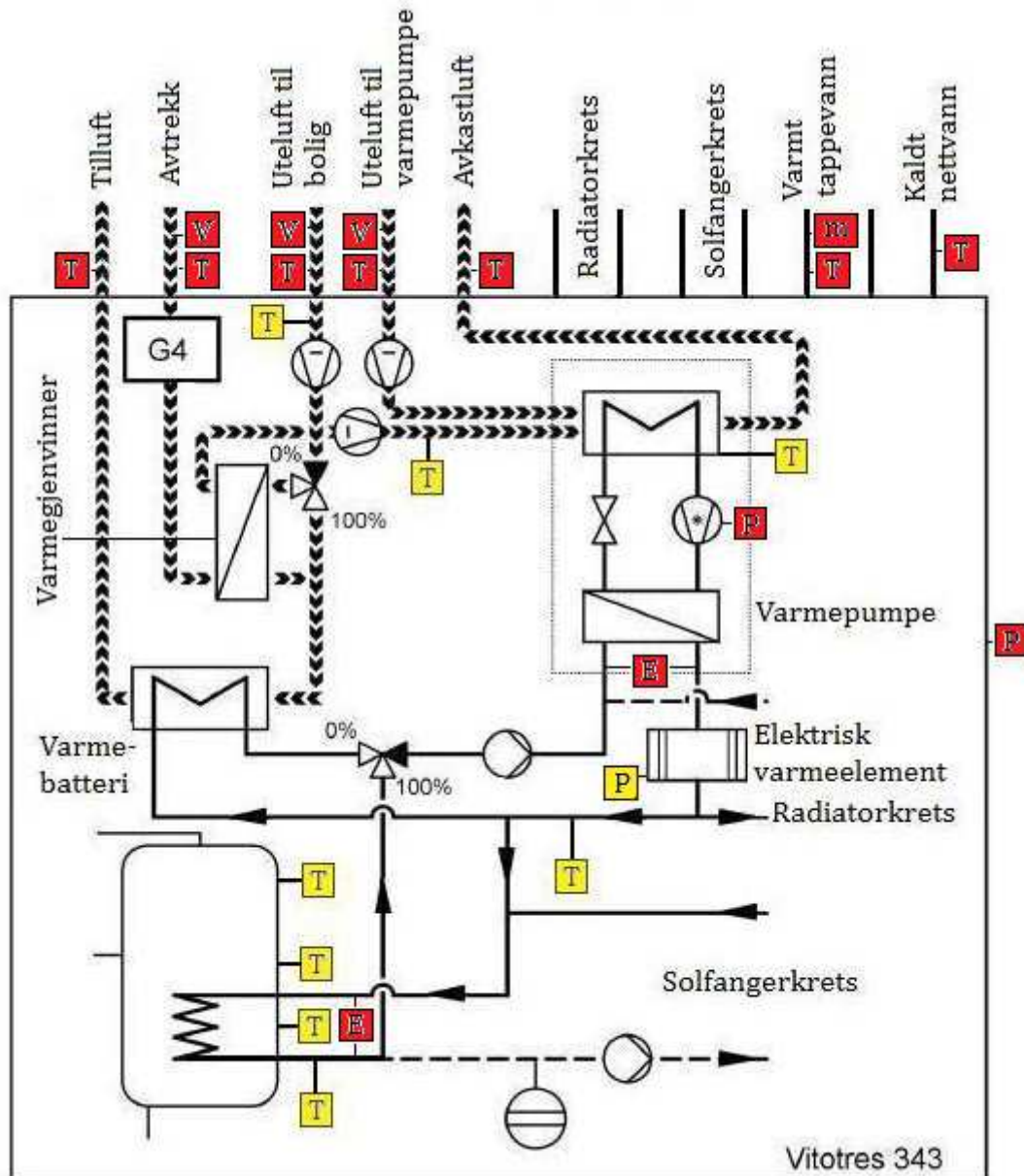
3 Målemetode i laboratoriet

Det er i denne oppgaven utført laboratoriemålinger på kompaktaggregatet Vitotres 343, fra Viessmann. Kompaktaggregatet sørger for balansert ventilasjon med varmegjenvinning, samt oppvarming av rom og varmt tappevann. Målet med laboratoriemålingene har vært å finne ut hvordan aggregatet kjøres under visse forhold og å bestemme varmefaktorer og ytelser for varmepumpemodulen og kompaktaggregatet totalt sett. Det er derfor installert en del måleutstyr på aggregatet. I dette kapitlet er måleoppsettet, målemetodene og forsøksseriene beskrevet.

3.1 Oppsett av rigg i laboratoriet

Det er plassert en rekke måleinstrumenter på aggregatet. I figur 3.1 kan man se hvordan kompaktaggregatet er instrumentert. De gule boksene er målinger utført av kompaktaggregatet, mens de røde er egne målepunkter. Temperaturmålinger er merket med T, volumstrømsmålinger med V, massestrømsmåler med m, effektmåling med P og målinger med energimålere med E.

På luftsiden måles temperaturer på alle de 5 tilkoblingspunktene, mens volumstrømmen måles på 3 av tilkoblingspunktene. På denne måten kan man beregne hvor stor varmeeffekt som overføres til tillufta i varmegjenvinneren og i varmebatteriet, i tillegg til effekten avgitt fra lufta i fordampere. På den interne varmekretsen benyttes energimålere. Disse settes på tur og returrøret fra kondensatoren, og fra varmtvannsberederen. Energimåleren måler temperaturen før og etter komponenten, samt volumstrømmen på den siden med lavest temperatur. Den regner også ut overført effekt og energimengde over en tidsperiode. Aggregatet har også et målepunkt etter det elektriske varmeelementet. Her måles temperaturen, slik at man kan beregne effekt tilført fra elementet. Ved kjøring av aggregatet blir det tappet varmt vann. Temperaturen på det varme vannet ut og det kalde vannet inn blir målt. Det varme vannet blir samlet opp i en beholder og veid. På denne måten kan man finne energimengden i vannet som tappes. Det gjøres også målinger av effekt tilført kompressoren og aggregatet totalt sett.



Figur 3.1 Måleinstrumenter på kompaktaggregatet. De gule boksene er målinger utført av kompaktaggregatet, mens de røde er egne målepunkter. Temperaturmålinger er merket med T, volumstrømmålinger med V, massestrømmåler med m, effektmåling med P og målinger med energimålere med E.

For å simulere lavere utetemperaturer enn $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ skal luften forkjøles før den tilføres kompaktaggregatet. Dette gjøres ved hjelp av et kjølebatteri. Både utelufta til boligen og den ekstra utelufta til varmepumpa fra figur 3.1, sendes gjennom dette kjølebatteriet. Deretter føres det via kanaler til luftinntaket på aggregatet. Avtrekkslufta blir trukket rett fra rommet, mens avkastlufta blir ført via en kanal bort fra aggregatet. Den ekstra utelufta til varmepumpa blir tilført aggregatet i kanaler med en diameter på 125 mm. De resterende luftmengdene blir ført til/fra aggregatet i

kanaler med diameter på 160 mm. I figur 3.2 kan man se hvordan kompaktaggregatet, med måleutstyr, ventilasjonskanaler og kjølebatteri, er satt opp i laboratoriet.



Figur 3.2 Kompaktaggregatet med tilkoblet måleutstyr og ventilasjonssystem i laboratoriet.

I denne figuren er:

- 1) Kjølebatteri
- 2) Varmtvannsbereder
- 3) Ventilasjonsmodul med varmepumpe
- 4) Blendestrekke for uteluft til boligen og varmepumpa
- 5) Kanal for uteluft til boligen
- 6) Kanal for uteluft til varmepumpa
- 7) Blendestrekke for avtrekkslufta
- 8) Avkastlufta
- 9) Tillufta til boligen
- 10) Energimålerne på den interne varmekretsen

Det er i dette forsøket ikke gjort målinger av temperatur og trykk på arbeidsmediet i varmepumpa. Dette kommer av at varmepumpeenheten er plassert inne i ventilasjonsmodulen, for at varmetapet fra kompressor og trykkrør skal overføres til tillufta til boligen. Det er dermed ikke mulig å komme til varmepumpeenheten uten å skade ventilasjonsmodulen.

3.2 Beregning av kompaktaggregatets ytelse og effektivitet

Resultatene fra målingene på kompaktaggregatet skal brukes til å finne ut hvordan aggregatet kjøres under forskjellige forhold. Samtidig skal de også brukes til å bestemme ytelsen og effektiviteten til kompaktaggregatet og dets komponenter. Det trengs derfor en del formler for å beregne dette. For å beregne varmepumpas og kompaktaggregatets varmfaktor benyttes følgende formel:

$$COP = \frac{Q_{avgitt}}{W_{tilført}} \quad \text{Formel 3.1}$$

Der:

- COP: varmfaktor [-]
- Q_{avgitt} : energimengde som blir avgitt fra varmepumpa/aggregatet [kWh]
- $W_{tilført}$: elektrisk energi tilført aggregatet/varmepumpa [kWh]

For kompaktaggregatet er Q_{avgitt} all varmen som avgis og nyttiggjøres fra aggregatet. Dette er energien tilført tillufta og tappevannet. Energien tilført tillufta beregnes ut fra følgende formel:

$$Q_{luft} = \dot{V} \cdot C_p \cdot (T_{tilluft} - T_{uteluft}) \cdot t \cdot \frac{1}{1000} \quad \text{Formel 3.2}$$

Der:

- Q_{luft} : energimengde tilført tillufta [kWh]
- V : tilluftas volumstrøm [m^3/h]
- C_p : luftas spesifikke varmekapasitet [Wh/m^3K]
- $T_{tilluft}$: temperaturen på tillufta [$^{\circ}C$]
- $T_{uteluft}$: temperaturen på utelufta [$^{\circ}C$]
- t : oppvarmingsperiodens lengde [h]
- $1/1000$: omregning fra Wh til kWh [kW/W]

Energien tilført tappevannet beregnes ut fra følgende formel:

$$Q_{tappevann} = m \cdot C_p \cdot (T_{varmtvann} - T_{kaldevann}) \cdot \frac{1}{3600} \quad \text{Formel 3.3}$$

Der:

- $Q_{\text{tappevann}}$: energimengden tilført tappevannet i berederen [kWh]
- m : massen av det tappede vannet [kg]
- C_p : spesifikk varmekapasitet for vann [kJ/kgK]
- $T_{\text{varmtvann}}$: snitttemperaturen på det varme vannet som er tappet [$^{\circ}\text{C}$]
- $T_{\text{kaldtvann}}$: snitttemperaturen på det kalde nettvannet som tilføres berederen [$^{\circ}\text{C}$]
- $1/3600$: omregning fra kJ til kWh [h/s]

For kompaktaggregatet er $W_{\text{tilført}}$ all den elektriske energien tilført aggregatet i løpet av måleperioden. Dette er da elektrisk energi til kompressor, elektrisk varmebatterier, vifter, pumper, følere og styringssystem.

For varmepumpa er Q_{avgitt} energimengden avgitt fra kondensatoren i løpet av måleperioden. $W_{\text{tilført}}$ er energimengden tilført kompressoren i løpet av måleperioden.

Det er også interessant å se på virkningsgraden til varmegjenvinneren. Temperaturvirkningsgraden er definert som:

$$\eta = \frac{T_{\text{tilluft}} - T_{\text{ute}}}{T_{\text{avtrekk}} - T_{\text{ute}}}$$

Formel 3.4

Der:

- η : temperaturvirkningsgraden til varmegjenvinneren
- T_{tilluft} : temperaturen på tillufta til boligen [$^{\circ}\text{C}$]
- T_{ute} : temperaturen på utelufta til boligen [$^{\circ}\text{C}$]
- T_{avtrekk} : temperaturen på avtrekkslufta fra boligen [$^{\circ}\text{C}$]

3.3 Krav til nøyaktighet i måleutstyr

Ved kjøring av forsøksseriene i laboratoriet ønskes det en god nøyaktighet på målingene. Det vil være usikkerhet i forbindelse med hvordan målingene blir utført, i tillegg til usikkerheten til måleinstrumentene. Forsøkene i laboratoriet skal ikke gjennomføres etter noen standard, men det vil likevel være en fordel at usikkerheten holder seg innenfor grensene gitt i gjeldende standarder. For klimaaggregater og varmepumper med elektrisk drevet kompressor gjelder Norsk Standard NS-EN 255. Del 3 av denne standarden gjelder for: "Prøving og krav til merking av aggregater for produksjon av varmt tappevann", NS-EN 255-3 (1997). Ut fra denne standarden har man følgende krav til usikkerheten til måleinstrumentene:

Tabell 3.1 Krav til usikkerheten på målingene, i henhold til Norsk Standard, NS-EN 255-3.

Målt mengde	Benevning	Usikkerhet på måling
Tappevann		
-Temperatur	°C	± 0,2 K
-Temperaturforskjell	°C	± 0,2 K
-Volum	dm ³	± 2 %
-Volumstrøm	dm ³ /s	± 2 %
-Termisk energi	kWh	± 5 %
Væske (varmekrets)		
-Temperatur	°C	± 0,1 K
- Volumstrøm	m ³ /s	± 5 %
- Statisk trykkforskjell	Pa	± 5 Pa ($\Delta P \leq 100$ Pa) ± 5 % ($\Delta P > 100$ Pa)
Ventilasjonsluft (varmekilde)		
- Tørrkuletemperatur	°C	± 0,2 K
- Våtkuletemperatur	°C	± 0,2 K
-Volumstrøm	dm ³ /s	± 5 %
- Statisk trykkforskjell	Pa	± 5 Pa ($\Delta P \leq 100$ Pa) ± 5 % ($\Delta P > 100$ Pa)
Elektrisk effekt	W	± 1 %
Elektrisk energi	kWh	± 1 %
Spenning	V	± 0,50 %
Strøm	A	± 0,50 %

Omgivelses temperatur	°C	± 1 K
Tid	S	± 10 s

3.4 Måling av volumstrøm

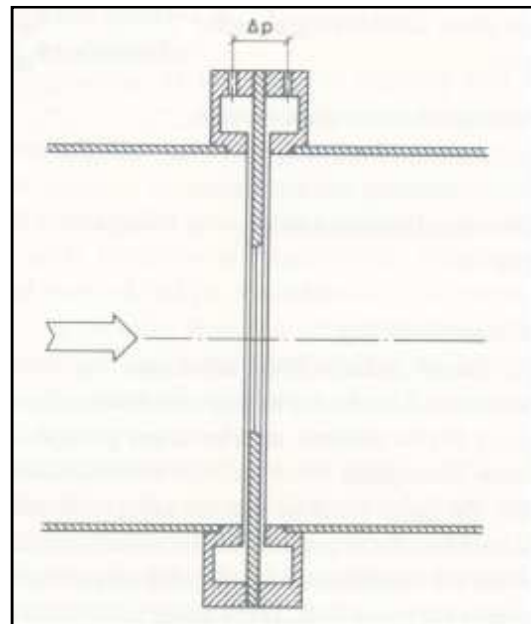
På luftsiden er det behov for å måle de 5 volumstrømmene. Siden ventilasjonsmodulen i kompaktaggregatet er lukket, vil noen av volumstrømmene være like. Volumstrømmen av tillufta vil være den samme som volumstrømmen av uteluft til boligen. Volumstrømmen av avkastlufta vil være lik summen av avtrekkslufta og utelufta til varmepumpa. Man trenger derfor bare å måle 3 av volumstrømmene for å kjenne alle. Internt i aggregatet er det måling av volumstrømmen av avtrekkslufta, utelufta til boligen og utelufta til varmepumpa. Men det er ikke gitt hvor nøyaktige disse målingene er. Det er derfor benyttet to måleblender for å kalibrere målingene utført av aggregatet.

Måling med blendestrekke skjer ved at man benytter en veldefinert innsnevring av kanalens tverrsnittsareal. Trykkforskjellen over innsnevringen måles så ved hjelp av et mikromanometer. Ved hjelp av trykkforskjellen kan volumstrømmen bestemmes med god nøyaktighet. I figur 3.3 kan man se måleblendens plassert i ventilasjonskanalen.

Målenøyaktigheten ved bruk av måleblende er på ± 1 %, så lenge Reynolds tallet > 5000 (Hansen et al., 1992). I forsøkene vil volumstrømmen ligge på ca 150 m³/h. Ut fra formel 2.4 gir dette et Reynolds tall på ca 36 400 (ved 0 °C). Lengden fra nærmeste bend til innsnevringen bør være på minst $10 \times D_{\text{kanal}}$, mens avstanden etter innsnevringen bør være på minst

$5 \times D_{\text{kanal}}$ (Mathisen, 2008a). D_{kanal} er indre diameter på blendestrekke og for dette tilfellet er den på 100 mm. Dette gir et rett strekk på minst 1 m før blendestrekke og minst 0,5 m etter.

For måling av volumstrømmen av utelufta til boligen og til varmepumpa er det benyttet et blendestrekke med en diameter på 100 mm, mens selve måleblendens har en diameter på 71 mm.



Figur 3.3 Måleblende for måling av volumstrøm i kanal. (Hansen et al., 1992)

Under forsøkene måles trykkforskjellen over blenda ved hjelp av et mikromanometer. Ut fra en kalibreringskurve kan man finne ut hvilken volumstrøm denne trykkforskjellen tilsvarer.

Kalibreringskurven som er brukt er vist i figur E.1 i vedlegg E. Denne kalibreringskurven er satt opp ut fra kalibreringskurver for blendestrekke på 100 mm, men med en måleblende på hhv. 70 mm og 72 mm. Luftas tetthet, ρ , skal ved målingene være på $1,2 \text{ kg/m}^3$. Volumstrømmen av lufta vil være den samme gjennom hele forsøket. Dette gjør at volumstrømmen leses av før forsøkene og kontrolleres underveis.

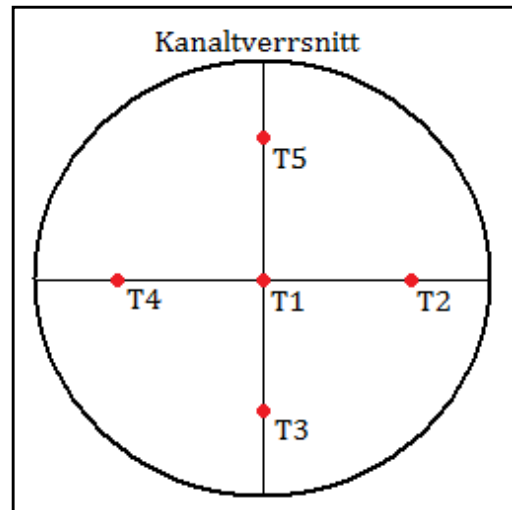
Når det gjelder måling av volumstrømmen til avtrekkslufta er det benyttet et blendestrekke med en diameter 100 mm, med en måleblende på 70 mm. Kalibreringskurven for denne måleblenden er vist i figur E.3 i vedlegg E. Her vises trykktapet over blende som et mmVs signal. Dette brukes til å finne den tilhørende volumstrømmen ut fra kalibreringskurven. Også denne volumstrømmen vil være lik gjennom hele forsøket, slik at målingene utføres før forsøkene. Videre i forsøket vil trykktapet bli kontrollert slik at eventuelle forandringer vil bli oppdaget.

3.5 Temperaturmålinger

Når det gjelder målinger av temperaturen, så skal dette måles flere steder på aggregatet. Det trengs både målinger av temperaturene på lufta til og fra aggregatet, samt målinger på den interne varmekretsen. Målingene på den interne varmekretsen gjøres ved hjelp av energimålere. Dette er beskrevet i kapittel 3.6. Når det gjelder målingene av lufttemperaturene, gjøres dette ved hjelp av termoelementer av type T.

Aggregatet har tilslutning for 5 forskjellige ventilasjonskanaler. Disse er for avtrekkslufta, avkastlufta, tilluft til boligen, uteluft til boligen og ekstra uteluft som varmekilde for varmepumpa. Når det gjelder avtrekkslufta, trekkes denne rett fra rommet. Temperaturen i rommet er så jevn at det kun trengs en temperturmåling. Denne målingen utføres midt i kanaltverrsnittet, ved inntaket på kompaktaggregatet. Utelufta til boligen og til varmepumpa skal forkjøles i et kjølebatteri. Lufttemperaturen etter kjølebatteriet vil da kunne variere noe over kanaltverrsnittet, men siden kanalføringene fra kjølebatteriet til aggregatet er lange (ca 5,8 meter) vil lufta blandes godt. Det utføres derfor også på disse luftstrømmene en temperaturmåling.

Når det gjelder tillufta og avkastlufta, vil temperaturen på disse kunne variere noe over kanaltverrsnittet. Dette fordi de enten er blitt oppvarmet eller nedkjølt av aggregatet, rett før målepunktene. Tillufta til boligen er sendt gjennom varmegjenvinneren, slik at temperaturen kan variere over kanaltverrsnittet. Avkastlufta er sendt gjennom både varmegjenvinneren og varmepumpas fordampere. På grunn av at temperaturene kan variere noe over kanaltverrsnittet bør det benyttes 5 målepunkter for å måle temperaturen (Mathisen, 2008a). Oppsettet for disse temperaturmålingene er vist i figur 3.4. Avstanden fra målepunktet T1 til målepunktene T2 – T5 er på 40 mm. Den endelige temperaturen beregnes som gjennomsnittstemperaturen fra de 5 målepunktene.



Figur 3.4 Oppsett av temperaturmålinger i kanaltverrsnitt. Det benyttes 5 målepunkter markert med rød.

Målepunktene er plassert ved tilkoblingen til kompaktaggregatet. Det trengs totalt 13 målepunkter for temperturmåling av ventilasjonslufta. Plasseringen til målepunktene T1 til T13 er vist i figur D.1 i vedlegg D

Til temperaturmålerne er det benyttet termoelementer type T. Det er benyttet et internt nullpunkt i LabVIEW og ikke et nullpunkt plassert i isvann. Ved høye omgivelser kan dette gi en noe større usikkerhet på målingene. Nøyaktigheten på målingene er derfor satt til $\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (Lohse, 2008).

3.6 Energimålere

På den interne varmekretsen trengs det målinger av temperaturer og volumstrømmer på flere steder. Disse målingene er gjort ved hjelp av en energimåler. Denne energimåleren måler temperaturen før og etter en komponent, i tillegg til volumstrømmen gjennom komponenten. Selve energimåleren, vist øverst til høyre i figur 3.5, som måler volumstrømmen og temperaturen, plasseres på siden av komponenten med den laveste temperaturen. Energimengden over tid og effekten tilført/avgitt fra komponenten blir beregnet av energimåleren. Målerne er identiske og er plassert slik at de måler over varmtvannsberederen og varmepumpas kondensator, som vist i figur 3.1.

Energimåleren som er brukt er av typen Kundo G20, vist i figur 3.5. i denne figuren kan man også se hvordan målerne er plassert på kompaktaggregatet.



Figur 3.5 På bildene kan man se energimåleren G20 fra Kundo. På bildet til venstre kan man se energimålerne montert på aggregatet. Energimåleren øverst er plassert over kondensatoren, mens den nederste er plassert over varmtvannsberederen. Bildene til høyre viser energimåleren og temperaturføleren, og er hentet fra Zijdemans (2007).

Energimålerne har følgende spesifikasjoner, hentet fra Kundo (2006):

- Produsent/modell: Kundo/G20
- Nominell volumstrøm, Q_n : $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$
- Minimum volumstrøm, Q_{\min} : $0,012 \text{ m}^3/\text{h}$
- Maksimum volumstrøm, Q_{\max} : $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$
- Trykktap ved Q_n : $<0,04 \text{ bar}$
- Tilkoblingstype/dimensjon: gjenge/ $\frac{3}{4}$ "
- Tetthetsklasse: IP 54
- Type temperatursensor: PT 1000
- Temperaturområde: $5 - 90 \text{ }^\circ\text{C}$
- Maksimal temperatur: $110 \text{ }^\circ\text{C}$
- Kalibrert temperaturdifferanse: $3 - 70 \text{ }^\circ\text{K}$

- Minimum temperaturdifferanse: 1,0 °K

Nøyaktigheten på målingene av temperatur og volumstrøm var ikke tilgjengelig fra leverandøren. Det er heller ikke opplyst om nøyaktigheten på målingene i databladet til energimålerne.

3.7 Måling av tilført effekt

For å få oversikt over aggregatets og varmepumpas varmefaktor, er det nødvendig å måle den elektriske effekten som blir tilført. For å bestemme varmefaktoren til varmepumpa trengs det måling av effekten tilført kompressoren. Spenningen over kompressoren er på 230 V og den har en maks effekt på 0,7 kW. For å bestemme effekten, måles strømmen gjennom og spenningen over

kompressoren. Ut fra dette finnes sammenhengen mellom spenningen og tilført effekt. Under forsøkene måles spenningen over kompressoren. Ut fra sammenhengen mellom effekt og spenning, og den målte spenningen, blir effekten beregnet og logget. Det samme gjelder også for måling og logging av total effekt tilført kompaktaggregatet (uten effekt tilført de elektriske varmeelementene) via 230 V. For å måle strømmen er det benyttet et tangampermeter. For å måle spenningen over komponenten benyttes en liten trafo, som kobles til loggeren ved hjelp av en parkabel. I figur 3.6 kan man se trafoen montert på strømforsyningen til kompressoren.

Målingene av strøm og spenning, samt beregningene av tilført effekt til aggregatet og kompressoren ligger vedlagt i vedlegg F.



Figur 3.6 Trafo montert på strømforsyningen til kompressoren, for måling av spenning.

Det er også nyttig å se på effekten tilført det elektriske varmeelementet. Dette består av to elementer, en på 2 kW og en på 4 kW. De elektriske varmeelementene kan da yte en effekt på 0, 2, 4 eller 6 kW. Hvor mye de elektriske elementene yter, måles og vises på aggregatet. Under forsøkene vil tilført effekt til de elektriske varmeelementene bli lest av manuelt. Tidspunktet for inn og utkobling, samt skifte i effektnivå, vil bli notert.

Effekten til pumper, vifter og styring av aggregatet, leses av totaleffekten når verken de elektriske varmeelementene eller varmepumpa går.

Nøyaktigheten på målingene av tilført elektrisk effekt er sterkt avhengig av målingene av strømmen ved hjelp av tangampermeteret. Nøyaktigheten på målingene med tangampermeteret var ikke tilgjengelig hos produsenten. Det er derfor vanskelig å si noe om nøyaktigheten på effektmålingene.

3.8 Måling av energimengde i tappevann

Når det gjelder aggregatets varmedrift, har beredning av varmt tappevann prioritet. Beredning av tappevann inngår derfor i forsøksseriene. For at tappevann skal beredes, må noe av det allerede oppvarmede vannet tappes. For å beregne energimengden i det tappede vannet måles temperaturen på det varme vannet som tappes og det kalde nett vannet som tilføres berederen. Energimengden i vannet finnes som produktet av temperaturforskjellen, massen av vannet og vannets spesifikke varmekapasitet, C_p . Temperaturforskjellen på vannet er forskjellen på middeltemperaturen på tappevannet og temperaturen på det tilførte nett vannet. Vannmengden tappes ut i to kar, hver på 160 l. Ved å veie vannet i karet, finner man massen av det tappede vannet. Vannets spesifikke varmekapasitet finnes ved snittemperaturen på tappevannet. Temperaturen på tappevannet ut og nett vannet inn på berederen logges, slik at det er mulig å regne ut snittemperaturene. I figur 3.7 er det vist hvordan oppsettet med vekt og kar for tapping er satt opp.



Figur 3.7 Oppsett med vekt og kar for tapping av varmt vann.

Ved måling av energimengden i tappevannet trenger man temperaturmålinger og veiing av massen. Temperaturen er målt med termoelement type T, som har en nøyaktighet på $\pm 0,3^\circ\text{K}$.

3.9 Forsøksserie

I forsøksseriene ønskes det å finne ut av hvordan kompaktaggregatet styres, i tillegg til å bestemme ytelsen og varmfaktoren for varmepumpa og kompaktaggregatet totalt sett. Kompaktaggregatet er beregnet for lavenergi boliger og passivhus, hvor behovet for varmt tappevann utgjør en stor del av det totale oppvarmingsbehovet. Beredning av tappevann er prioritert av aggregatet, og tapping av varmt vann er derfor en naturlig del av forsøkene. Kompaktaggregatet består også av en ventilasjonsmodul for balansert ventilasjon, med varmegjenvinner. Temperaturene på luftstrømmene til og fra aggregatet, samt temperaturene på vannet til og fra berederen vil derfor bli målt og logget. Samtidig blir også effekten til kompressoren og kompaktaggregatet målt og logget. Under forsøkene står kompaktaggregatet i driftssett for balansert ventilasjon. Kompaktaggregatet

skal da sørge for romoppvarming, tappevannsoppvarming og balansert ventilasjon. For å logge måledataene benyttes programmet LabVIEW versjon 8.5.1. LabVIEW er et program utviklet av National Instruments. Det er beregnet for å få tilgang til måledata, samt å kunne styre forsøk og analysere data og resultater. Oppsettet av målepunkter i LabVIEW er vist i figur D.2 i vedlegg D. Selve LabVIEW programmet et vedlagt i ZIP filen som følger med innleveringen av oppgaven.

Når forsøksseriene skal utføres, skrur aggregatet på og luftmengdene stilles inn på 150 m³/h (målt av aggregatet). Deretter får aggregatet gå helt til forholdene og volumstrømmen har stabilisert seg. Etter dette måles volumstrømmene av utelufta og avtrekkslufta ved hjelp av to blendestrekker og et mikromanometer. Disse verdiene brukes under hele forsøket, siden volumstrømmen holdes konstant. Etter målingene av volumstrømmene, settes kjølebatteriet på. Kjølekretsen holder en turtemperatur på -5 °C. Ved denne turtemperaturen vil utelufta inn på aggregatet holde en temperatur på mellom 3 og 6 °C, slik at man får simulert middels kalde forhold. Aggregatet får så gå upåvirket til temperaturen på utelufta har stabilisert seg. Når alle forhold igjen har stabilisert seg startes tapping av varmtvann. Tappingen pågår til vannet ut fra berederen har en temperatur på ca 40 °C. Deretter starter aggregatet oppvarming av tappevannet helt til det oppnår ønsket verdi. Ønsket verdi i berederen settes til 55 °C. I tillegg stilles aggregatet inn på "legionella beskyttelse", som går ut på at hele vannvolumet i berederen en gang i uka varmes opp til over 60 °C. Når kompressoren og de elektriske varmeelementene skrur seg av for første gang er ønsket temperatur i berederen oppnådd. Det er da klart for første forsøksserie, som gjennomføres på følgende måte:

- Vann- og energimengde, som tidligere har passert gjennom energimåleren, blir lest av og notert. Dette gjøres for energimåleren over kondensatoren og over varmtvannsberederen.
- Logging av temperaturer og effekter startes. Måleverdiene logges hvert tiende sekund.
- Tapping av varmtvann startes. Tappingen avsluttes når vannet ut fra berederen har en temperatur på 40 °C. Tidspunktet når tappingen avsluttes blir notert, slik at gjennomsnittstemperaturene på vannet inn og ut av berederen kan bestemmes. Det varme tappevannet blir fylt opp i et kar og veid.
- Når det elektriske varmeelementet starter oppvarming, blir tidspunktet for oppstarten og tilført effekt lest av og notert. Tidspunktet for eventuelle opp- eller nedtrinning i effekt og den nye effekten fra de elektriske varmeelementene blir også notert. Når det elektriske varmeelementet skrur av blir tidspunktet notert. På denne måten kan man beregne den totale energimengden tilført de elektriske varmebatteriene i løpet av forsøket.
- Når både de elektriske varmeelementene og kompressoren stopper, er forsøker ferdig og loggingen stoppes. Temperaturfordelingen i berederen er nå likt som før forsøket startet.

- Tilslutt leses den nye energi- og vannmengden av fra energimålerne. Energimengden avgitt fra kondensatoren kan finnes som forskjellen på energimengden fra energimåleren før og etter forsøket. Det samme gjelder også for energimengden avgitt til berederen. Ut fra energi og vannmengden kan man beregne den gjennomsnittlige temperaturendringen, på den interne varmekretsen, over komponenten.

Når det første forsøket er ferdig, gjennomføres det ytterligere to ganger til. Man får da totalt tre forsøk.

3.10 Utstyrslist

Under forsøkene i laboratoriet er det benyttet en rekke forskjellige måleinstrumenter og utstyr.

Nedenfor er listen over utstyret som er brukt:

- 16 termoelementer type T for temperaturmålinger på vann og luft.
- Tangampermeter av typen ELIT 96 (nr. 09119570011).
- 3 trafoer av typen TA-605W1.
- 3 parkabler for tilkobling av trafoene.
- 2 energimålere av typen Kundo G20/0100-00 (serienr. 00060256 og 00060263).
- 4 input-moduler av typen NI 9211, for tilkobling av termoelementer.
- Input-modul av typen NI 9239, for tilkobling av parkablene for spenningsmåling.
- Innsatsplate for tilkobling av moduler, for effekt og temperaturmålinger, av typen NI cDAQ-9172,
- Vekt fra A/S Viig & Vraalsen & A. P. Foss, No. 152249. NR. VVS-164
- 100 mm blendestrekke med 70 mm måleblende (nr. KP16-0051).
- 100 mm blendestrekke med 71 mm måleblende (nr. KP16-0007).
- Kjølebatteri.

4 Analyse av bruk av jord/luft-varmeveksler

4.1 Bakgrunn

I norsk klima er temperaturvariasjonen over året ofte svært stor, fra kalde vinterdager til varme sommerdager. I innlandet kan temperaturen ofte synke langt under -30 °C på vinteren, mens den på varme sommerdager kan komme opp i godt over 20 °C . Temperaturen i grunnen holder seg derimot forholdsvis jevn over året. I snitt ligger den omtrent som årsmiddeltemperaturen i den aktuelle klimasonen, mens den sommer og vinter varierer med $\pm 1 - 3\text{ °C}$ (figur 4.14 fra Stene, 1997a). Temperaturforskjellen mellom grunnen og utelufta kan derfor bli ganske stor. Denne temperaturforskjellen kan benyttes til å forvarme og forkjøre luft. Dette gjøres ved å benytte en jord/luft-varmeveksler, bestående av rør i bakken som lufta føres gjennom. Lufta benyttes gjerne som ekstra varmekilde for en varmepumpe og/eller som tilluft til boliger. Effektfaktoren til varmepumper som benytter uteluft som varmekilde er følsom for utetemperaturen. Ved å benytte en jord/luft-varmeveksler kan lufttemperaturen heves om vinteren og varmepumpens effektfaktor kan heves. Ved bruk av den forvarmede lufta som tilluft til boligen, kan også ventilasjonstapet senkes. På sommeren er temperaturen i bakken lavere enn lufttemperaturen og jord/luft-varmeveksleren kan benyttes til kjøling av boligen via kald ventilasjonsluft.

4.2 Praktiske løsninger

Bruk av jord/luft-varmevekslere gir både fordeler og ulemper. Varmevexleren forvarmer og forkjører tilluften til boligen, noe som kan gi lavere energibehov og bedre inn klima. Samtidig medfører bruk av en slik varmeveksler en investeringskostnad. I tillegg oppstår problematikken med fuktdannelse i rørene og filtrering av lufta. I dette kapitlet er disse fordelene og ulempene studert nærmere og det er sett på praktiske løsninger for jord/luft-varmeveksleren.

4.2.1 Investeringskostnader

En jord/luft-varmeveksler fører med seg en viss investeringskostnad. Denne investeringskostnaden avhenger av to parametere, nemlig materialkostnadene og leggekostnadene. Materialkostnadene trenger ikke være spesielt høye. For å legge jord/luft-varmeveksleren fra modellen i kapittel 2.3.2, trenger man 15 meter med plastrør (ID 200 mm), 3 stykk 90° bend og ett inntakstårn. Videre er det

gjort et overslag for å finne omtrentlig materialkostnader. Prisene for pvc-rør og bend er funnet hos BB Produkter (2008), mens prisene for luftinntaket og filter er funnet hos Flexit (2003).

- 6 stk 45° bend (ID 200 mm): 300 kr
- 15 m pvc-rør (ID 200 mm): 1800 kr
- Veggmontert luftinntak: 675 kr
- Luftfilter (kompaktfilter
m/forfilter og planfilter): 294kr
- **Totalt:** **3069 kr**

Prisene over er uten mva. Som man kan se vil komponentkostnadene ved en jord/luft-varmeveksler være på omtrent 3100 kr u/mva.

Når det gjelder leggekostnadene vil disse variere mye, avhengig om det er for nybygg eller en eksisterende bolig. For eksisterende boliger må

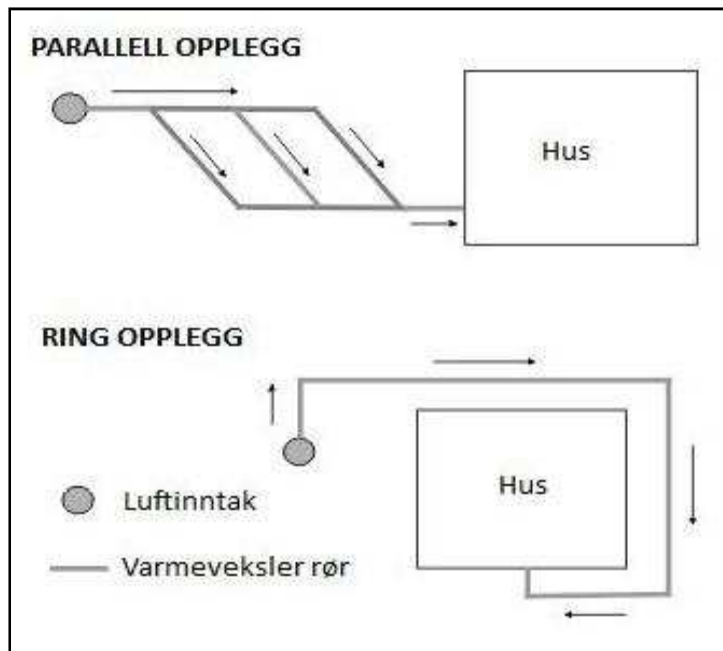
man grave opp en grøft der rørene skal legges, enten til eller rundt boligen. Dette medfører en betydelig kostnad. Ved nybygg av boliger skal det uansett graves opp rundt grunnmuren. Da kan rørene enkelt legges rundt grunnmuren slik at man slipper ekstra utgifter til graving. I figur 4.1 kan man se hvordan kollektorrørene legges i bakken rundt husets grunnmur ved bygging.



Figur 4.1 Jordvarmeveksler lagt rundt bygningen. (Viessmann, 2006a)

4.2.2 Legging av kollektorrør

En jord/luft-varmeveksler består av rør som legges i bakken. Disse rørene legges gjerne rundt eller til huset. I figur 4.2 kan man se eksempler på hvordan kollektorrøret kan legges. Ved nybygg av boliger kan løsningen med ring opplegg gi svært lave leggekostnader, siden grunnen rundt grunnmuren allerede skal graves opp. Løsningen med parallell opplegg er noe mer plasskrevende, men man kan oppnå noe bedre varmeovergang grunnet mindre kanaldimensjoner.



Figur 4.2 Eksempel på leggemåte for jord/luft-varmeveksler.

Temperaturen i grunnen varierer over året i likhet med utetemperaturen. Jo dypere man kommer, jo mindre varierer grunntemperaturen over året. Med tanke på temperaturen bør derfor rørene legges så dypt som mulig. Men leggedybden har også innvirkning på leggekostnadene. Den mest optimale leggedybden vil derfor variere, men rørene bør legges på minst 1,5 meters dybde (Rehau, 2006). Om vinteren dannes det et teelag i jorda, hvor fuktigheten fryses ut. For temperaturforskjellen mellom grunnen og lufta, og dermed varmeovergangen til lufta er det da en fordel at røret legges under dette teelaget. Temperaturen i grunnen rundt røret faller sjelden under $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ på grunn av utfrysing av fuktigheten er energikrevende.

For å sikre god varmeovergang fra jorda til lufta i røret bør kollektorrøret legges i jord/leire og ikke i sand. Man bør også passe på at jorda er godt pakket rundt røret, slik at det ikke oppstår luftsjikt mellom jorda og røret. Slike sjikt kan medføre en lavere U-verdi mellom luft og jord, som fører til mindre overført varme.

4.2.3 Filtrering av luft og drenering

På sommeren er utelufta ofte både varm og fuktig. Når denne luften sendes gjennom kollektorrøret og nedkjøles, kondenseres mye av fuktigheten. Denne fuktigheten blir igjen i røret og kan gjøre at partikler samles opp. Dette kan igjen føre til bakterievekst i røret og dårlig kvalitet på lufta. Hvis denne lufta skal benyttes som tilluft i boligen er det svært viktig at fuktigheten fra lufta dreneres bort. Kollektorrørene bør derfor legges med en helling på minst 2 % (Rehau, 2006), slik at vannet

renner bort. Det finnes også leverandører som leverer rør med ett belegg på innsiden, som skal motvirke bakterievekst.

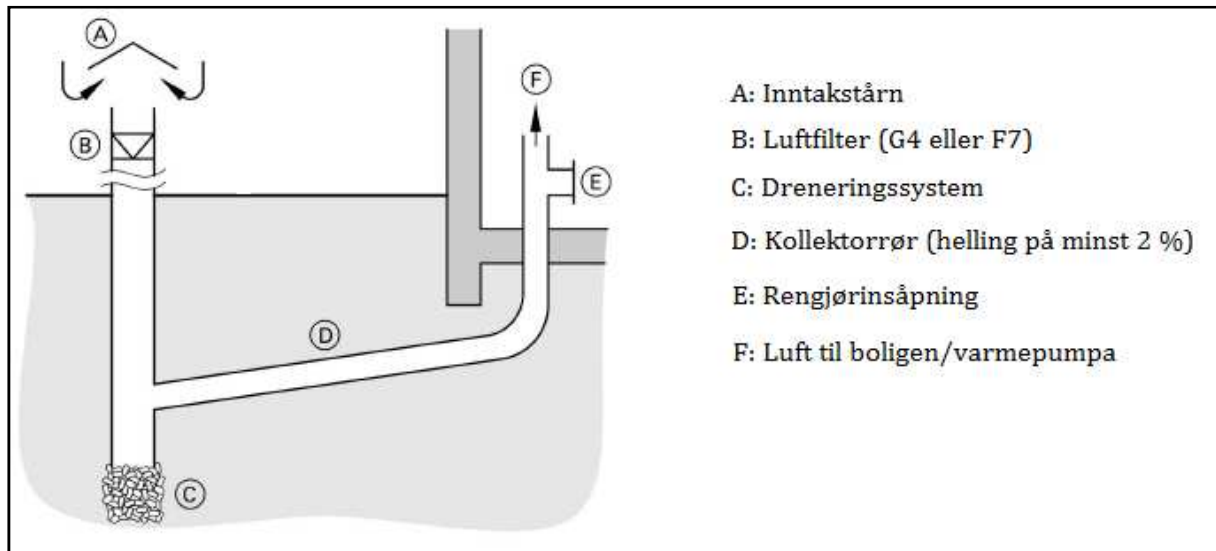
For å hindre at løv og annet skal bli dratt inn i røret, benyttes et inntakstårn. Dette tårnet er enten frittstående eller montert på veggen og gjør at luftinntaket flyttes opp, typisk 1 – 1,5 meter over bakken. I inntakstårnet er det gjerne plassert en rist og et luftfilter. Risten sørger for at større gjenstander som løv og gress ikke blir

dratt inn, mens filteret sørger for å rense lufta for mindre partikler, som pollen og støv. Det vanligste er å benytte filter av

typen G4 eller F6/G2, og disse bør byttes eller rengjøres hver 6 – 12 måned (Rehau, 2006). I figur 4.3 kan man se eksempler på typiske inntakstårn. Inntakstårnet til venstre er for montering på veggen, mens det til høyre er frittstående. I figur 4.4 kan man se hvordan jord/luft-varmeveksleren kan settes sammen og legges i bakken.



Figur 4.3 Typiske inntakstårn for luft/jord varmeveksler. Frittstående modell til høyre og veggmontert modell til venstre (Rehau, 2006).



Figur 4.4 Oppbygging og legging av kollektorrør i grunnen. Skissen er hentet fra Viessmann (2006b)

4.3 Leverandører/modeller

Det finnes flere leverandører på markedet som leverer plastrør som kan brukes til jord/luft-varmevekslere, men det finnes også leverandører som lager modeller og rør beregnet for varmeveksling mellom jord og luft. Disse leverandørene og modellene deres er beskrevet videre i kapittel 4.3.

4.3.1 REHAU AWADUKT Thermo

Figurer og informasjonen om Awadukt thermo er hentet fra Rehau (2006).

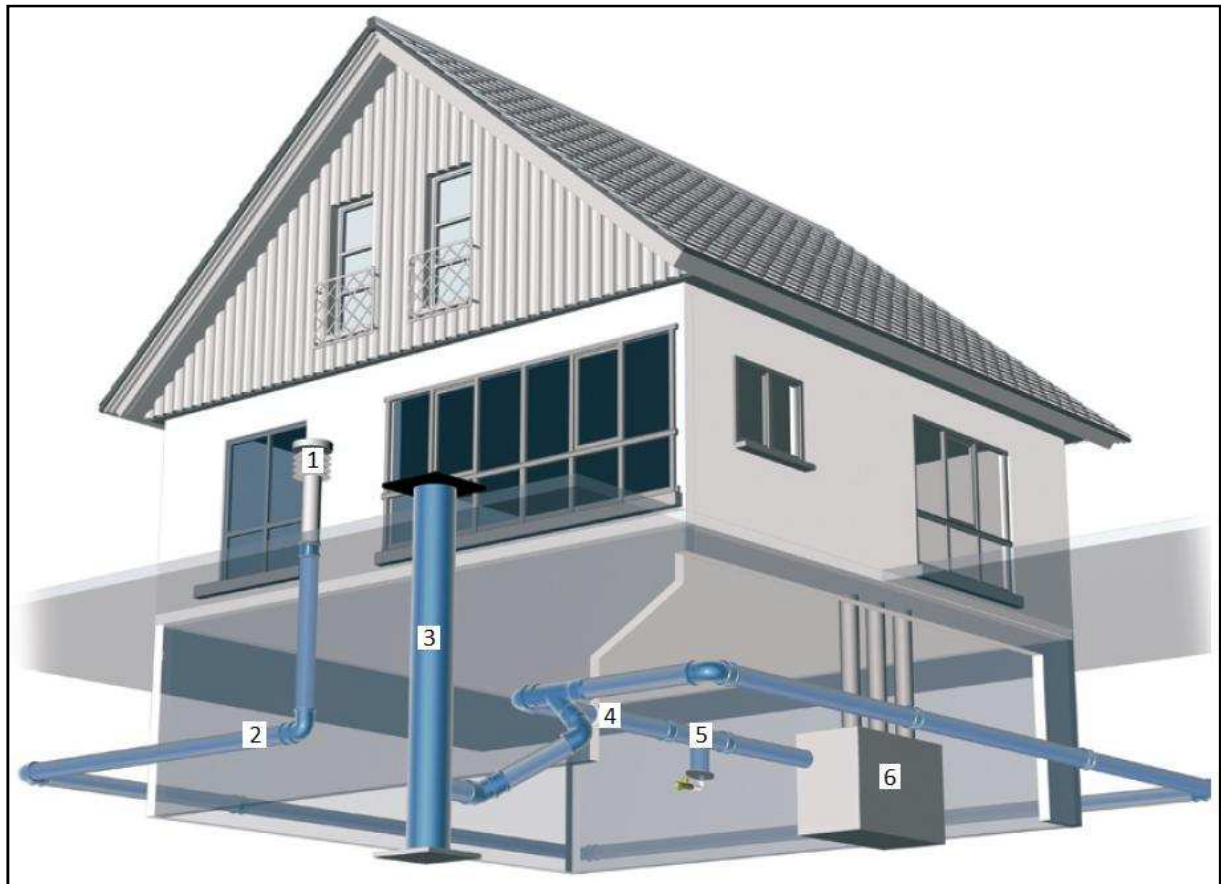
Awadukt thermo er en jord/luft-varmeveksler produsert av Rehau. Serien består av en rekke komponenter, som rette rørstrekker, rørbend, dreneringssystem og inntakstårn. Rørene har dimensjoner fra ID 200 mm til ID 1200 mm og kan derfor benyttes til alt fra små eneboliger og opp til bygninger med et tiluftsbehov på ca 8000 m³/h (ved en lufthastighet på ca 2 m/s). I figur 4.5 kan man se noen av de forskjellige komponentene varmeveksleren består av.



Figur 4.5 De forskjellige komponentene Jord/luft-varmeveksleren er bygd opp av.

Delene i Awadukt thermo er laget for å ha god varmeledningsevne. Rørene har en termisk konduktivitet på ca 0,28 W/mK, noe som er vesentlig høyere enn pvc-rørene som er benyttet i modellen i kapittel 2.3.2. Dette kan bidra til god effektivitet for jord/luft-varmeveksleren. I tillegg er rørene helt tette og radonsikre. I figur 4.6 kan man se systemoppsettet for Awadukt thermo for en

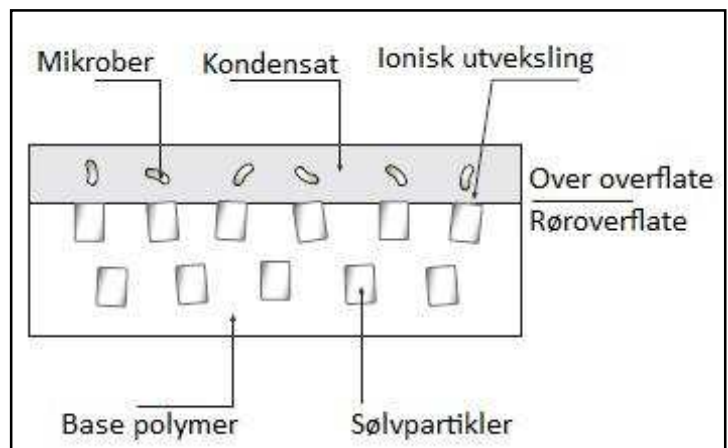
enebolig med kjeller. Rørene er lagt rundt husets grunnmur og fuktigheten dreneres bort før lufta føres inn til ventilasjonsaggregatet.



Figur 4.6 Systemoppsett for jord/luft-varmeveksler fra Rehau. Lufta føres i rør rundt husets grunnmur, før fuktigheten dreneres bort og lufta føres inn gjennom grunnmuren.

- 1) Inntakstårn for luft
- 2) Awadukt thermo rørsystem
- 3) Dreneringsrør med lufting for boliger uten kjeller. Kondensatet blir drenert bort før lufta sendes inn gjennom grunnmuren.
- 4) Føring av rør gjennom grunnmuren
- 5) Dreneringssystem for boliger med kjeller
- 6) Boligens ventilasjonsaggregat

Jord/luft-varmeveksleren har i tillegg til dreneringssystemet, rør med antimikrobiske innervegger. De antimikrobiske innerveggene består av polymer base med innlagte sølvpartikler, som sørger for å hindre bakterievekst. I figur



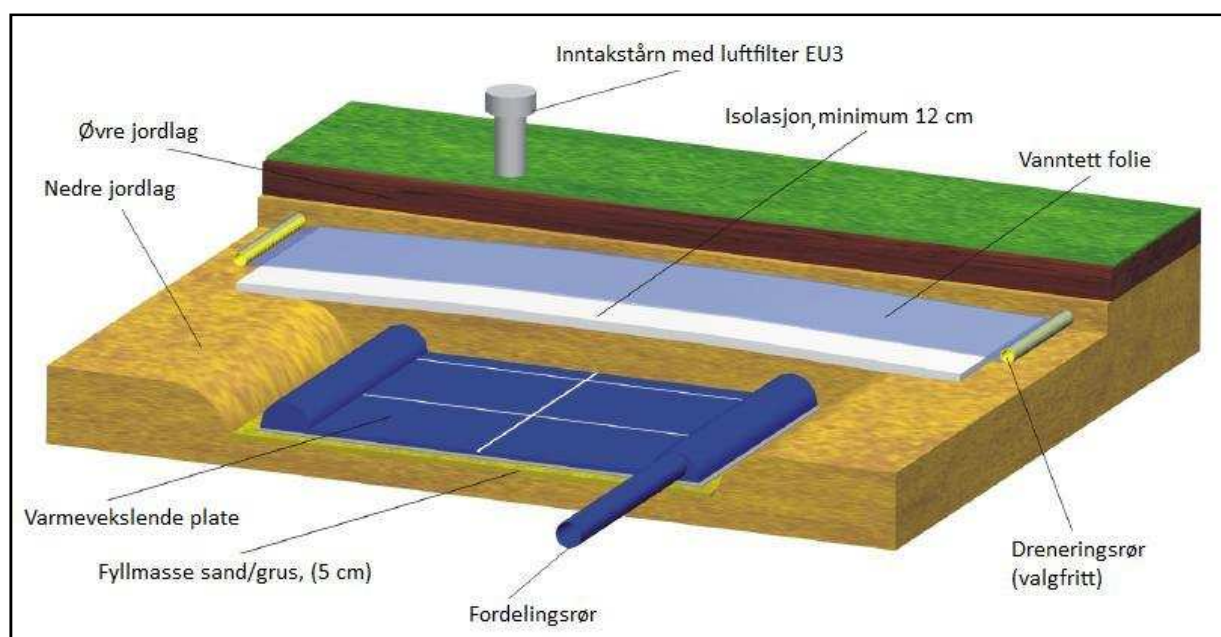
Figur 4.7 I rørets innervegg er det innblandet sølvpartikler for å hindre bakterievekst.

4.7 kan man se et snitt av rørets innervegg med sølvpartikler. I inntakstårnet er det plassert ett filter. Dette filteret sørger for å filtrere bort støv fra lufta før den trekkes inn i rørene. De antimikrobiske innerveggene og filteret i inntakstårnet skal hindre bakterievekst i rørene og sikre at lufta som tilføres boligen har god kvalitet.

4.3.2 Pro-Vent

Figurer og informasjonen om Pro-Vent er hentet fra Provent (2007).

Pro-Vent er en polsk produsent av jord/luft-varmevekslere. De leverer en komplett varmeveksler som består av en eller flere av modulen som er vist i figur 4.8. Jord/luft-varmeveksleren kan benyttes for alt fra små boliger og opp til bygninger med friskluftbehov opp til 2000 m³/h. I figuren under kan man se hvordan modellen er lagt i grunnen.



Figur 4.8 Systemskisse av jord/luft-varmeveksleren fra Pro-vent.

Tillufta til boligen blir tatt inn i inntakstårnet. Her er det satt inn et luftfilter av typen EU3 for å fjerne støv og større partikler. Deretter blir lufta fordelt og sendt gjennom mange små rør i den varmevekslende platen. Den varmevekslende platen er lagt på et 5 cm tykt lag med grus og sand. Fuktigheten som kondenseres i rørene sommerstid, blir drenert bort ved hjelp av mange små hull i bunnen av rørene i den varmevekslende platen. Kondensatet blir effektivt drenert videre bort ved hjelp av grus/sand laget under den varmevekslende platen. Varmeveksler dekkes med lag med jord. Over dette jordlaget legges en isolerende matte av polystyren. Dette dekke skal være minimum 12

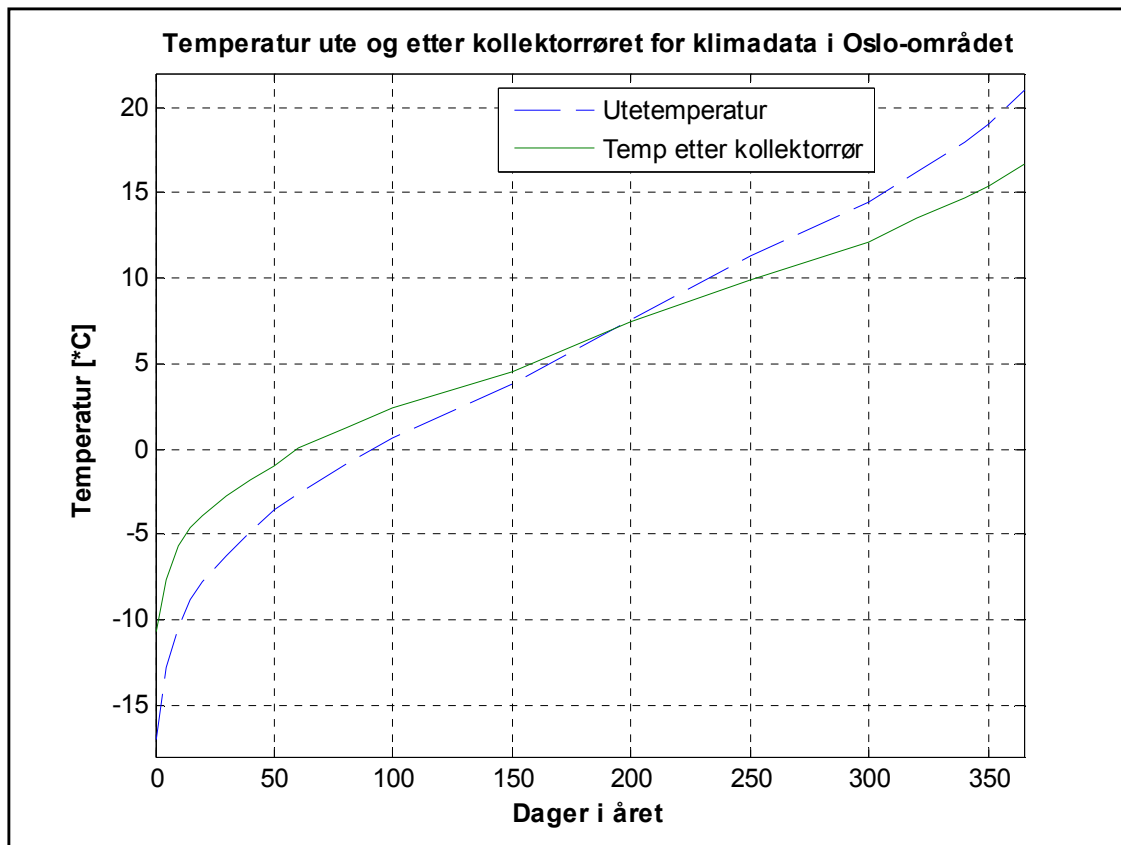
cm tykt og overlappet varmevekslerens ytterkanter med minimum 1,5 m. På grunn av denne isoleringen kan varmeveksleren legges helt opp til 0,7 m fra bakkenivå. Dreneringssystemet fra rørene gjør at varmeveksleren må legges over nivået for grunnvannet. Over isolasjonsmatten legges det en vanntett folie som beskytter varmeveksleren fra regnvann. I enden av folien kan det legges dreneringsrør for å føre bort det oppsamlede regnvannet.

4.4 Simuleringsresultater

Ut fra modellene beskrevet i kapittel 2.3.2 og 2.3.3 er det gjort en del simuleringer for å finne temperaturendringen og trykktapet over en jord/luft-varmeveksler. Resultatene fra simuleringene er gitt videre i kapittel 3.5. Modellene som er brukt til simuleringene er vedlagt i vedlegg A, B og C.

4.4.1 Modell for temperaturendring i kollektorrøret

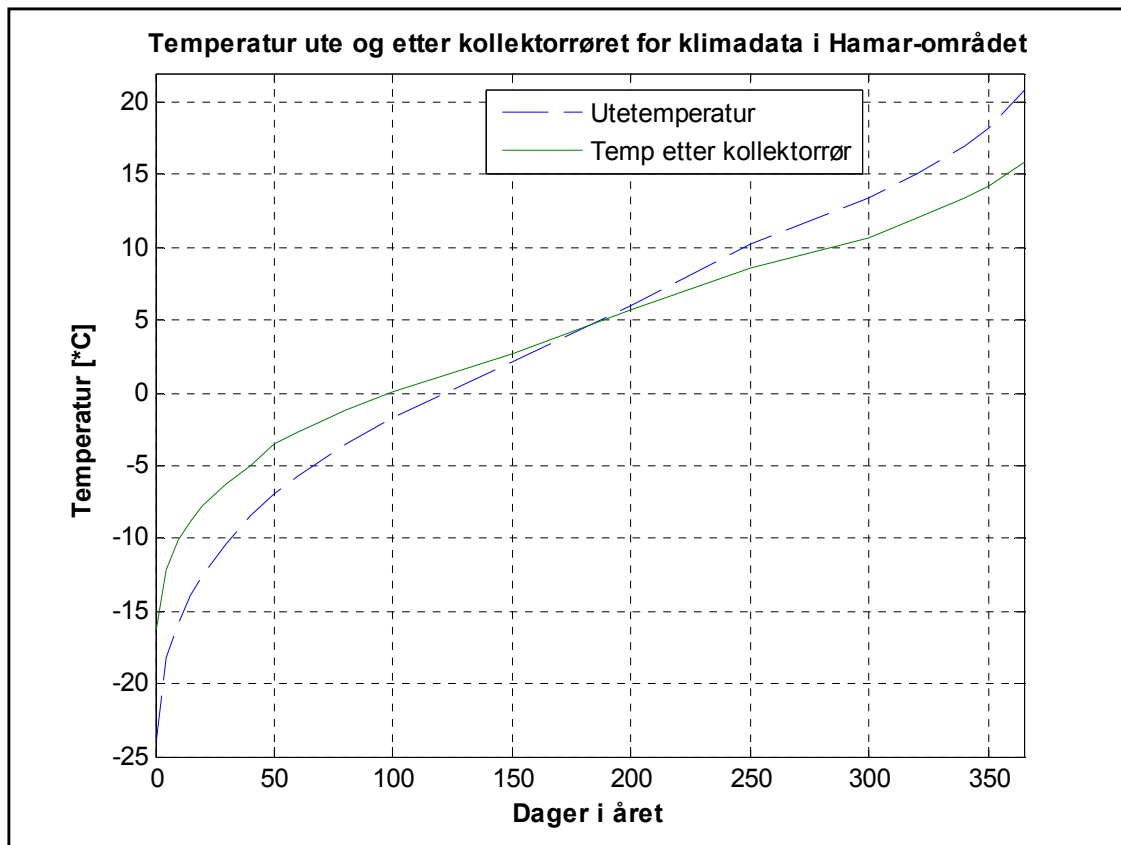
Jord/luft-varmeveksleren består av et rør som legges i bakken. Lufta blir sendt gjennom dette røret, slik at den blir forvarmet om vinteren og forkjølt om sommeren. Hvor stor temperaturendringen gjennom røret blir, avhenger av flere parametere. Noen viktige parametere er utetemperaturen, temperaturen i grunnen og forskjellen på disse. Begge disse parameterne endrer seg svært mye i Norge, fra det milde kystklimaet til de kalde vintrene i innlandet. Det er derfor utført simuleringer for å finne temperaturendringen over kollektorrøret ved forskjellige utetemperaturer og klimaområder. Simuleringene er over ett år og er utført ved 5 steder med svært forskjellig klima. Det første stedet er Oslo-området og klimaet kan her karakteriseres som mildt innlandsklima med en årsmiddeltemperatur på ca 6 °C. Resultatet fra simuleringen er vist i figur 4.9. I denne figuren kan man se utetemperaturen (døgnmiddel) og den tilhørende temperaturen etter kollektorrøret, og hvordan disse varierer over året.



Figur 4.9 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Oslo-området.

Ut fra figuren kan man se at temperaturen etter kollektorrøret holder seg over -11 °C , selv på dager med utetemperaturer ned mot -18 °C . På de kaldeste dagene leverer kollektorrøret en varmeeffekt til lufta på ca 400 W . Ved -10 °C heves temperaturen på lufta med $4,7\text{ °C}$, noe som tilsvarer en effekt på 300 W . På de varmeste dagene, med utetemperaturer opp mot 21 °C , holder tilluftstemperaturen seg under 17 °C . Kollektorrøret gir da en kjøleeffekt på opptil 240 W . I Oslo-området gir kollektorrøret en verdifull effekt både i den varme og den kalde årstiden.

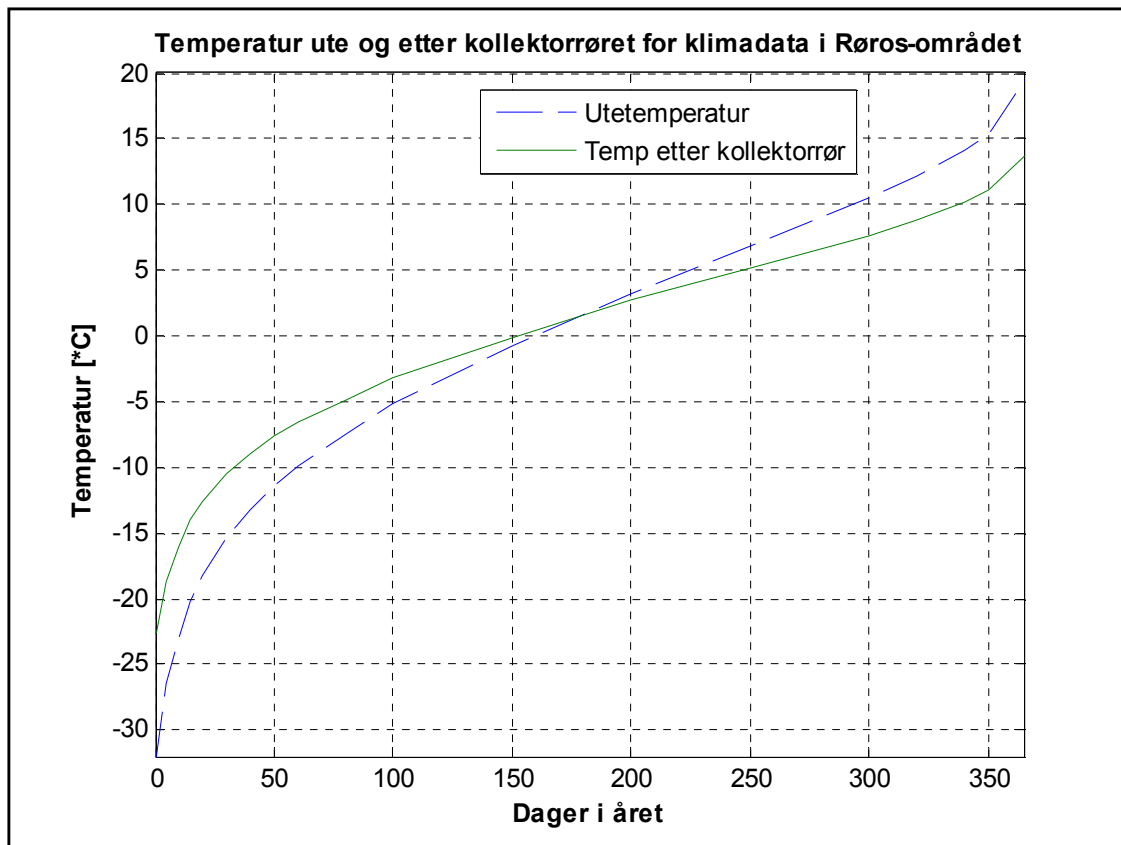
Det neste stedet det er gjort simuleringer på er Hamar-området. Klimaet her kan karakteriseres som middels kaldt innlandsklima med en årsmiddeltemperatur på ca 4 °C . Resultatet fra simuleringen er vist i figur 4.10. I denne figuren kan man se utetemperaturen og den tilhørende temperaturen etter kollektorrøret, og hvordan disse varierer over året.



Figur 4.10 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Hamar-området.

Som man kan se av figuren holder tilluftstemperaturen seg over $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$, selv på de kaldeste dagene med utetemperaturer ned mot $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette tilsvarer en tilført varmeeffekt på 490 W . Ved $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ heves lufttemperaturen med $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, noe som gir en tilført effekt på 260 W . På de varmeste dagene med utetemperaturer opp til $21\text{ }^{\circ}\text{C}$, holdes tilluftstemperaturen på opp til $16\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette gir en kjøleeffekt på 270 W . Som man kan se av dette avgir kollektorrøret en betydelig effekt både sommeren og vinteren, og da særlig på de kaldeste dagene.

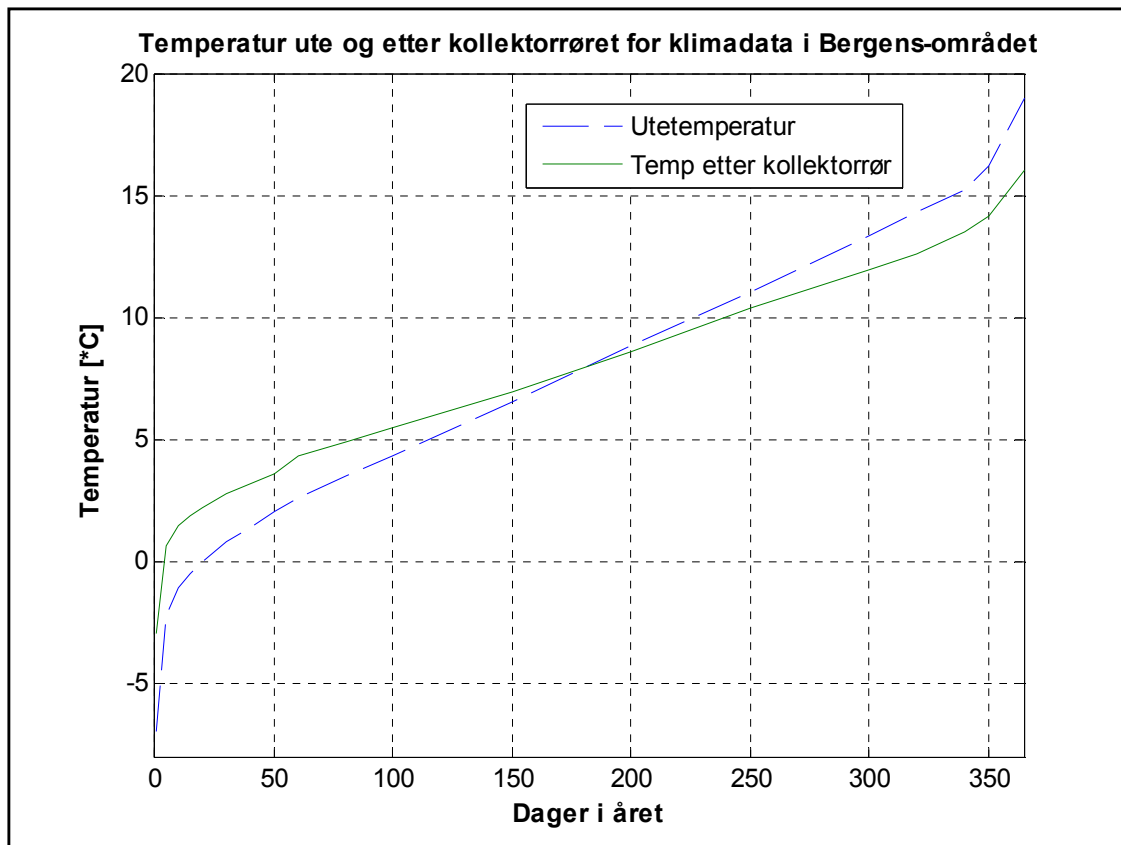
Det neste stedet det er gjort simuleringer på er Røros-området. Klimaet her kan karakteriseres som svært kaldt innlandsklima, med en årsmiddeltemperatur på bare $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Resultatet fra simuleringen er vist i figur 4.11. I denne figuren kan man se utetemperaturen og den tilhørende temperaturen etter kollektorrøret, og hvordan disse varierer over året.



Figur 4.11 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Røros-området.

På de kaldeste dagene i Røros-klimaet kommer utetemperaturen helt ned i -32 °C . Ved denne temperaturen holder tilluften en temperatur på -23 °C , noe som gir en varmeeffekt fra jorda på 600 W . Ved en utetemperatur på -10 °C er varmeeffekten på 210 kW og temperaturøkningen på $3,3\text{ °C}$. Dette er lavere enn for både Oslo- og Hamar-klima, men skyldes en lavere temperatur i grunnen. På de varmeste dagene kommer utetemperaturen opp i ca 20 °C . Lufta kjøles da med en effekt på 320 W , som gir en temperatursenking på ca 6 °C . Som man kan se av dette får man en høy varmeeffekt av kollektorrøret når temperaturen blir svært lav. Temperaturøkningen blir på nesten 10 °C . På grunn av den lave temperaturen i grunnen får man også en god kjøleeffekt på de varmeste dagene.

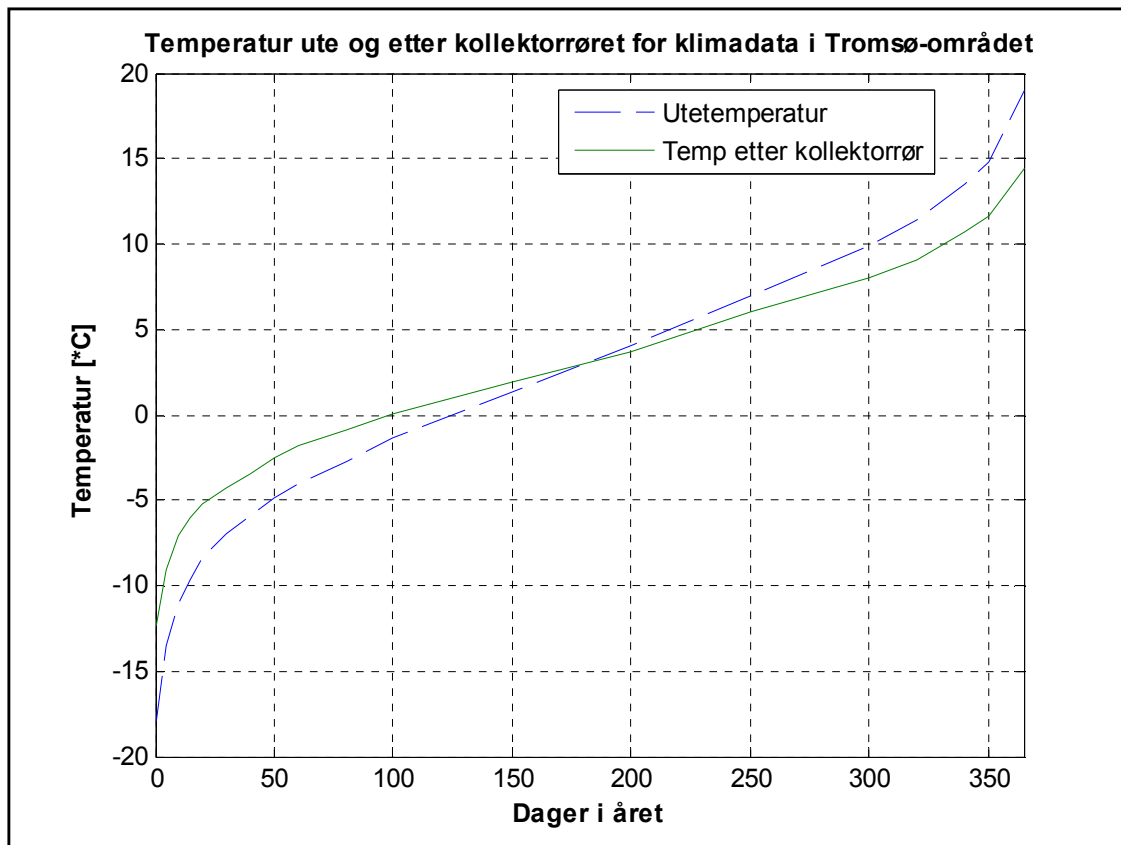
Det neste stedet det er gjort simuleringer på er Bergens-området. Klimaet her kan karakteriseres som mildt kystklima med en årsmiddeltemperatur på ca 8 °C . Resultatet fra simuleringen er vist i figur 4.12. I denne figuren kan man se utetemperaturen og den tilhørende temperaturen etter kollektorrøret, og hvordan disse varierer over året.



Figur 4.12 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Bergens-området.

I Bergens-området er vinterne forholdsvis milde, og utetemperaturen kommer på de kaldeste dagene ned i -7°C . Temperaturen etter kollektorrøret er da på -3°C , noe som gir en effekt tilført lufta på 250 W. På de varmeste dagene kommer utetemperaturen opp i 19°C , mens tilluftstemperaturen da holder 16°C . Kollektorrøret gir da en kjøleeffekt på 170 W. Som man kan se gir varmevekslingen mindre effekt i Bergens-området enn i innlandsklimaer. Dette skyldes mindre variasjon i utetemperaturen over året og en høyere temperatur i grunnen.

Det siste stedet det er gjort simuleringer på er Tromsø-området. Klimaet her kan karakteriseres som kaldt kystklima med en årsmiddeltemperatur på ca 3°C . Resultatet fra simuleringen er vist i figur 4.13. I denne figuren kan man se utetemperaturen og den tilhørende temperaturen etter kollektorrøret, og hvordan disse varierer over året.



Figur 4.13 Årssimulering av temperaturen før (ute) og etter (tilluft) kollektorrøret. Klimadata er fra Tromsø-området.

Som man kan se av figur 4.13 kommer utetemperaturen ned i -18 °C på de kaldeste dagene. Tilluftstemperatur er da på -12 °C , noe som gir en varmeeffekt på 360 W . Ved en utetemperatur på -10 °C , ytes en varmeeffekt på 230 W . Tillufta holder da en temperatur på ca $-6,5\text{ °C}$. På de varmeste dagene er utetemperaturen på 19 °C , mens tillufta holder under 15 °C . Kollektorrøret yter da en kjøleeffekt på 260 W . Som man kan se gir kollektorrøret en god varmeeffekt på de kaldeste dagene (omtrent som for Oslo-området). På grunn av en lav temperatur i grunnen gir det også en god kjøleeffekt på de varmeste dagene.

I tabell 4.1 er resultatene fra simuleringene med varierende utetemperatur oppsummert.

Som man kan se av denne tabellen får man størst temperaturendring over kollektorrøret i områder med stor variasjon i temperaturen. I Røros-området er temperaturendringen på kaldeste dagen på $9,4\text{ °C}$, mens den for Bergens-området bare er på 4 °C . Dette gjelder også på de varmeste dagene. Man ser altså at bruk av kollektorrør til forvarming og forkjøling egner seg best i innlandsklima, hvor det er stor forskjell på temperaturen i grunnen og utetemperaturen på de kaldeste og varmeste dagene. Ved en utetemperatur på -10 °C er temperaturendringen over røret ganske likt for de forskjellige klimasonene. Temperaturendringen er i snitt på ca 4 °C .

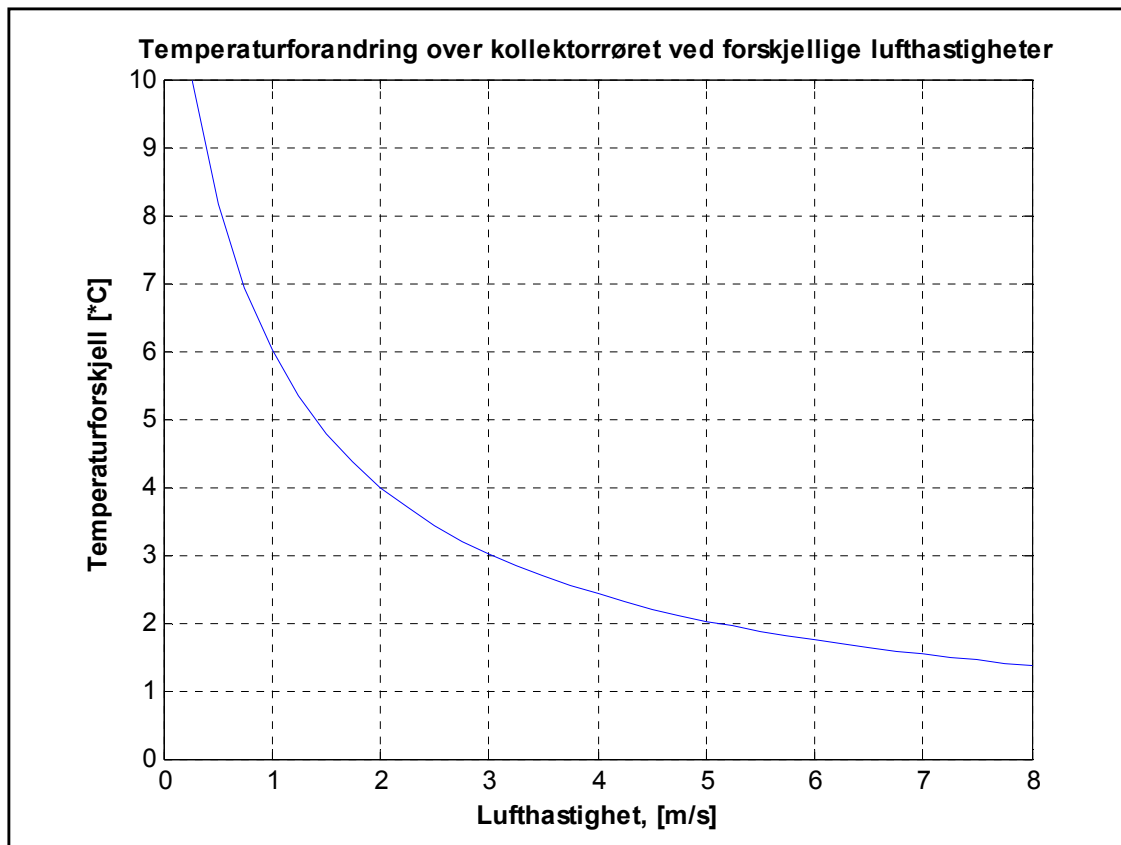
Tabell 4.1 Oppsummering av simuleringresultater med varierende utetemperatur for de 5 klimasonene. Temperaturendringen over kollektorrøret, ΔT , samt effekten fra røret, $P_{\text{varm}}/P_{\text{kjøel}}$, er vist for den kaldeste og varmeste dagen i klimasonen, samt ved en utetemperatur på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Volumstrømmen av lufta er $170\text{ m}^3/\text{h}$.

*) Den laveste døgnmiddeltemperaturen i Bergen er på $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Verdiene er derfor regnet om til en utetemperatur på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ og en temperatur i grunnen på $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

	Kaldeste dag		$-10\text{ }^{\circ}\text{C}$		Varmeste dag	
	$P_{\text{varm}} [\text{W}]$	$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$	$P_{\text{varm}} [\text{W}]$	$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$	$P_{\text{kjøel}} [\text{W}]$	$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$
Oslo	400	6,3	300	4,7	-240	-4,2
Hamar	490	7,7	260	4,0	-270	-4,9
Røros	600	9,4	210	3,3	-320	-5,7
Bergen	250	4,0	320 *	4,9 *	-170	-3,0
Tromsø	360	5,7	230	3,6	-260	-4,6
Snitt	420	6,6	264	4,1	-252	-4,5

Når det gjelder varmeeffekten fra røret varierer denne mellom 600 og 250 W på de kaldeste dagene. I snitt er denne på 420 W. Ved en utetemperatur på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ er varmeeffekten i snitt 264 W. Den gjennomsnittlige kjøleeffekten på de varmeste dagene ligger på 252 W. Dette er lavere enn ved $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ute, selv om ΔT er høyere. Dette skyldes at luftas tetthet og spesifikke varmekapasitet varierer med utetemperaturen.

Det er også en annen parameter, i tillegg til temperaturen i grunnen og i lufta, som i stor grad påvirker temperaturendringen over kollektorrøret. Dess lenger tid lufta bruker gjennom røret, dess større energimengde overføres mellom jorda og lufta. Tiden lufta bruker gjennom røret kan endres på to måter. Den ene er å benytte ett lengre rør, mens den andre går ut på å senke lufthastigheten. I modellen vedlagt i vedlegg B er temperaturforandringen over kollektorrøret beregnet for lufthastigheter opp til 8 m/s. Resultatet fra simuleringen er gitt i figur 4.14.



Figur 4.14 Temperaturendringen over kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter. Utetemperaturen er -10 °C, mens temperaturen i grunnen er 5 °C.

Kollektorrøret har en innvendig diameter på 0,2 m. Volumstrømmen endrer seg med lufthastigheten og er gitt i tabell 4.2.

Tabell 4.2 Lufthastighetene i kollektorrøret og de tilhørende volumstrømmene. Rørdiameteren er på 0,2 m.

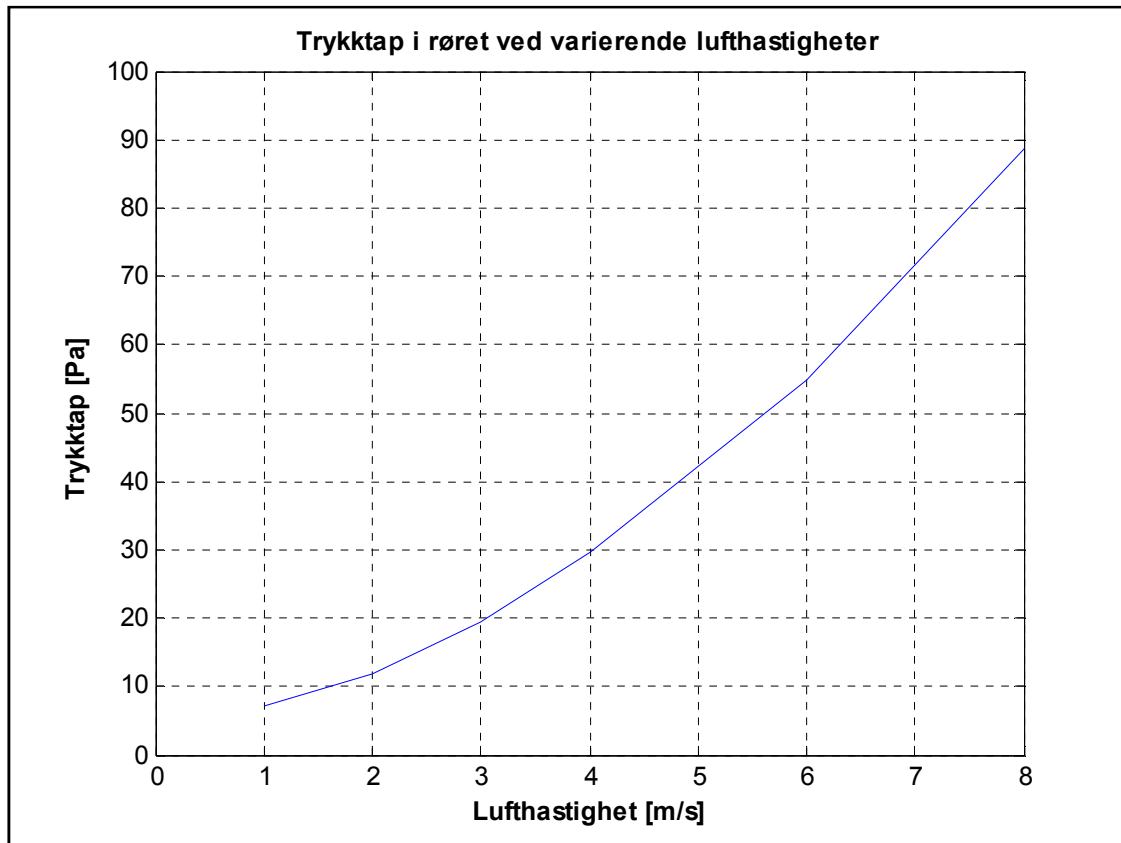
Lufthastighet [m/s]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
Volumstrøm [m ³ /h]	57	113	170	226	283	339	396	452	509	565	622	678	735	791	848	904

Som man kan se av figur 4.14 varierer temperaturendringen over kollektorrøret svært mye med lufthastigheten. Ved en lufthastighet på 0,5 m/s er temperaturendringen på ca 8 °C, mens den ved 1 m/s er på 6 °C. Ved en lufthastighet på 5 m/s er temperaturendringen helt nede i 2 °C, mens den 8 m/s er på under 1,5 °C. Dette viser at det er gunstig å holde lufthastigheten så lav som mulig, helst lavere enn 1-2 m/s.

4.4.2 Trykktap i kollektorrøret

Ut fra modellen vedlagt i vedlegg C, er det gjort en simulering for å finne ut hvor stort trykktapet blir over kollektorrøret. Trykktapet er sterkt avhengig av hastigheten og det totale trykktapet er derfor beregnet for lufthastigheter fra 1 til 8 m/s. Resultatene fra simuleringen er plottet i figur 4.15.

Forholdet mellom lufthastigheten og volumstrømmen er som beskrevet i tabell 4.2.



Figur 4.15 Trykktapet i kollektorrøret ved forskjellige lufthastigheter. Røret er 15 m langt og har en diameter på 0,2m.

Som man kan se av denne figuren varierer trykktapet mye med lufthastigheten. Ved en lufthastighet på 1 m/s er trykktapet på ca 7 Pa, mens det ved 8 m/s er på 89 Pa. Et høyere trykktap gjør at det trengs mer arbeid fra viftene. Dette fører igjen til et høyere energiforbruk til viftene og en dårligere effektfaktor for systemet. Det er derfor viktig å holde trykktapet så lavt som mulig. Ved å holde lufthastigheten rundt 1 – 2 m/s, holdes trykktapet lavt, mellom 7 og 12 Pa.

5 Analyse et utvalgt kompaktaggregat

Det finnes flere forskjellige leverandører på markedet som leverer kompaktaggregater med varmepumpe. Kompaktaggregatene har stort sett den samme oppbygningen, men med en del mindre forskjeller i virkemåte og systemløsning. I dette kapittelet er det gjort en detaljert analyse av et vanlig kompaktaggregat i Tyskland, Østerrike og Sveits. Kompaktaggregatet er fra Viessmann og er beskrevet i kapittel 5.1. I analysen er flere forskjellige tiltak for å forbedre aggregatet, vurdert. Det er i tillegg gjort målinger i laboratoriet for å få en bedre forståelse av aggregatets virkemåte og effektivitet.

5.1 Presentasjon av utvalgt aggregat

Informasjon om Vitotres 343 er hentet fra Viessmann (2007) og Kluge (2007).

Vitotres 343 er et kompaktaggregat fra Viessmann, beregnet for lavenergiboliger og passivhus. Arbeidsmediet er R-134a og fyllingsmengden er på 0,9 kg. Aggregatet inneholder blant annet en ventilasjonsmodul, som dekker boligens behov for tilførsel av friskluft, samt avtrekk av forurenset inneluft. Ventilasjonslufta varmegjenvinnes, samt at tillufta forvarmes til ønsket temperatur. Aggregatet sørger også for oppvarming av tappevann til boligen. Det er også tilkoblingsmuligheter for et vannbårent varmedistribusjonssystem. For passivhus, kan det også bidra til romoppvarming ved hjelp av oppvarmet ventilasjonsluft.

Kompaktaggregatet består av følgende komponenter:

- Høyeffektiv varmegjenvinner (virkningsgrad på over 80 %).
- Varmebatteri for oppvarming av ventilasjonsluft.
- Avtrekksluft-varmepumpe med scroll kompressor.
- Varmtvannstank på 250 l.
- Integriert elektrisk varmeelement som leverer en effekt på 2, 4 eller 6 kW.
- Tilkoblingsmulighet, samt integriert styringssystem og pumpe for

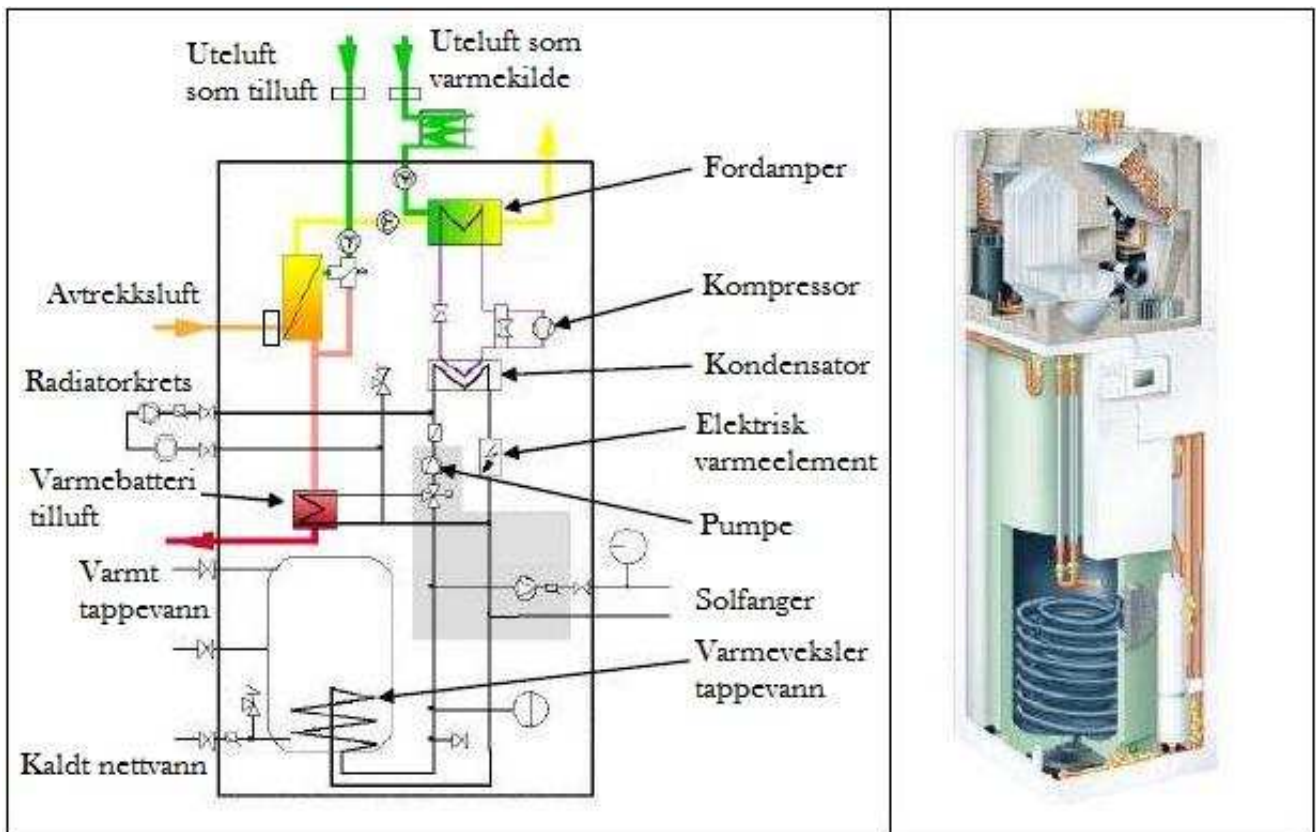


Figur 5.1 Kompaktaggregat fra Viessmann plassert på bad (Viessmann, 2007).

solfangersystem.

- Tilkobling for vannbårent varmedistribusjonssystem.
- Separat tilluftfilter (F7-pollenfilter) ved inntaket og avtrekksluft filter (G4).
- Energieffektiv vifte med balansert volumstrøm.
- Menystyrt reguleringsenhet CD 70

Ventilasjonsmodulen sørger for tilførsel av frisk luft til og avtrekk fra boligen på 70 – 250 m³/h. Friskluft blir først ført gjennom et utvendig luftfilter (F7), før det i ventilasjonsmodulen blir varmet opp i en motstrøms varmegjenvinner. Så, avhengig av settpunktstemperaturen, blir lufta varmet opp i et varmebatteri og distribuert ut i boligen. Avtrekkslufta blir på vei ut renset i et G4 filter, før det avgir varme til den tilførte frisklufta i varmegjenvinneren. Etter varmegjenvinneren blir avkastlufta og eventuelt ekstra uteluft sendt gjennom fordampere. Her kjøles luften ned og varme blir overført til arbeidsmediet som fordampere. Varmepumpa, som kan levere en varmeytelse på opptil 1,5 kW, leverer varme fra kondensatoren til en intern varmekrets. Denne kretsen leverer varme til ventilasjonslufta, rom og tappevann ut fra behov. Det er også installert et elektrisk varmeelement, som dekker topplaten når varmepumpa ikke leverer tilstrekkelig effekt. Varmeelementet leverer en effekt på 2, 4 eller 6 kW. Aggregatet har mulighet for å benytte ekstra uteluft som varmekilde. Den ekstra utelufta tas inn adskilt fra tillufta. Dette gjør at jordvarmeveksler kan benyttes for den ekstra utelufta, uten at det er fare for dårlig luftkvalitet. I figur 5.2 kan man se aggregatets prinsipielle oppbygning.



Figur 5.2 Prinsipiell oppbygning av Vitotress 343 (Kluge, 2007).

Varmepumpa kan varme opp det varme forbruksvannet til 60 °C, mens elkolben kan heve vanntemperaturen opp til 70 °C. Ved kjølebehov kan varmepumpa reverseres og levere en kjøleeffekt på 1 kW. Den laveste kjøletemperaturen på luften er på 18 °C, mens den høyeste er på 52 °C (innstillbare temperaturer). Kompaktaggregatet har også mulighet for tilkobling av solfanger. Styringssystem og pumpe for solfangerkretsen er allerede integrert i kompaktaggregatet.

5.2 Resultater fra laboriemålinger på Vitotres 343

I denne oppgaven er det utført målinger på Vitotres 343 i laboriet. Målet med disse målingene har vært å finne ut hvordan kompaktaggregatet kjøres og styres under visse forhold. I tillegg er det ønskelig å bestemme varmepumpas og kompaktaggregatets varmefaktor og varmelytelse, samt varmegjenvinnerens virkningsgrad. Det har blitt kjørt 3 forsøk i laboriet. Videre i dette kapittelet er de viktigste resultatene fra forsøkene presentert. I vedlegg G ligger alle resultatene vedlagt.

Det første som ble gjort i forsøkene var å bestemme volumstrømmen av ventilasjonslufta til og fra kompaktaggregatet. Under forsøkene viste volumstrømsmålingene utført av kompaktaggregatet 150 m³/h. De målte volumstrømmene er vist i tabell 5.1. Volumstrømmen holdt seg like i alle forsøkene. Det ble ikke sendt noe ekstra uteluft til varmepumpa i noen av forsøkene.

Tabell 5.1 Volumstrømmen av tilluft og avtrekksluft, målt ved hjelp av måleblende. Volumstrømmen var lik gjennom alle forsøkene.

	Avlest verdi	Luftmengde
Tilluft	103 Pa	132 m ³ /h
Avtrekk	13,2 mmVs	142 m ³ /h

Som man kan se av tabell 5.1 er volumstrømmen lavere enn det kompaktaggregatet viste.

Volumstrømmen av avtrekkslufta var også høyere enn volumstrømmen av tillufta.

Temperaturen på ventilasjonslufta til og fra kompaktaggregatet ble målt og logget hvert 10. sekund gjennom alle forsøkene. Utelufta ble nedkjølt ved hjelp av et kjølebatteri før den ble sendt til kompaktaggregatet. I tabell 5.2 er gjennomsnittstemperaturen på ventilasjonslufta gjennom forsøksperiodene gitt for de tre forsøkene.

Tabell 5.2 Temperaturene på ventilasjonslufta til og fra kompaktaggregatet i de tre forsøkene. Temperaturene er gjennomsnittstemperaturen gjennom forsøksperioden.

Temperatur	<i>Forsøk 1</i>	<i>Forsøk 2</i>	<i>Forsøk 3</i>
Uteluft [°C]	4,73	5,58	3,55
Tilluft [°C]	9,48	10,24	22,65
Avtrekkluft [°C]	25,58	25,73	26,34
Avkastluft [°C]	6,04	6,35	0,77

Av tabell 5.2 kan man se at snittemperaturen på utelufta holdt seg mellom 3,55 og 4,73 °C. Avtrekkslufta holdt en temperatur på rundt 26 °C. Temperaturen på avkastlufta var også vesentlig lavere på det siste forsøket enn på de to første.

På den interne varmekretsen på kompaktaggregatet er det plassert to energimålere, en over kondensatoren og en over varmtvannsberederen. Før og etter forsøkene ble gjennomført ble energimengden og vannmengden som hadde passert måleren, lest av. På denne måten kunne man finne energimengden avgitt fra kondensatoren og til vannet i berederen. I tillegg kunne man bestemme om, og eventuelt hvor mye energi som var avgitt til ventilasjonslufta i varmebatteriet. I tabell 5.3 er energimengdene avgitt til berederen og fra kondensatoren for de tre forsøkene vist. I tillegg er også vannmengden som har passert gjennom energimålerne i forsøkene vist.

Tabell 5.3 Energimengden som er avgitt fra berederen og tatt opp fra kondensatoren i løpet av forsøkene. Vannmengden som har passert gjennom målerne i løpet av forsøkene er også gitt.

		<i>Forsøk 1</i>	<i>Forsøk 2</i>	<i>Forsøk 3</i>
Energimengde	Kondensator [kWh]	4,6261	4,1669	2,5419
	Bereeder [kWh]	8,1908	6,7016	6,0596
Vannmengde	Kondensator [m ³]	1,26	1,15	0,83
	Bereeder [m ³]	1,27	1,15	0,83

Når det gjelder energimengdene fra energimålerne, kan man se av tabell 5.3 at disse er størst i det første forsøket. I det andre og tredje forsøket var energimengdene avgitt fra kondensatoren og til berederen lavere enn for det første forsøket. Man kan også se at forholdet mellom energimengden fra varmepumpa og energimengde til berederen er mindre i det tredje forsøket enn for de to første. Når det gjelder vannmengdene i den interne varmekretsen, kan man se at alt vannet som går gjennom kondensatoren også går gjennom berederen. Dette vil si at det ikke går noe vann gjennom varmebatteriet for tillufta.

Forsøkene startet med å tappe varmt vann fra berederen til temperaturen var på ca 40 °C. Ut fra massen til det tappede vannet og temperaturforskjellen på vannet til og fra berederen kan energimengden i det tappede vannet bestemmes. I tabell 5.4 er massen til tappevannet og snittemperaturen inn og ut fra berederen, samt energimengden i det tappede vannet, vist for de tre forsøkene.

Tabell 5.4 Snittemperaturen på det varme tappevannet fra og det kalde nett vannet til berederen. Sammen med massen av det tappede vannet er energimengden i det tappede vannet beregnet.

	<i>Forsøk 1</i>	<i>Forsøk 2</i>	<i>Forsøk 3</i>
Tappet vannmengde [kg]	139,9	118	92,5
Temperatur kaldtvann [°C]	6,3	6,9	6,2
Temperatur varmtvann [°C]	54,3	53,7	52,0
Tappet energimengde [kWh]	7,65	6,28	4,82

Av tabell 5.4 kan man se at tappemengden minker i forsøk to og tre, i forhold til det første forsøket. Det samme gjelder også snittemperaturen for det varme tappevannet og energimengden i det tappede vannet.

Under forsøkene sendes noe eller all utelufta gjennom varmegjenvinneren. Dette gjør at temperaturvirkningsgraden for varmegjenvinneren vil variere noe. I tabell 5.5 er den gjennomsnittlige virkningsgraden for varmegjenvinneren vist for de tre forsøkene. Her er virkningsgraden (gjennomsnittet) vist for perioder med og uten oppvarming av tappevann. Den høyeste temperaturvirkningsgraden for hver av de tre forsøkene er også vist.

Tabell 5.5 Gjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinneren i perioder med og uten tappevannsoppvarming. Den høyeste virkningsgraden for hver av de tre forsøkene er også vist.

	<i>Forsøk 1</i>	<i>Forsøk 2</i>	<i>Forsøk 3</i>
Tappevannsoppvarming	0,218	0,217	0,833
Ingen tappevannsoppvarming	0,675	0,343	0,847
Høyeste virkningsgrad	0,731	0,383	0,852

I tabell 5.5 kan man se at temperaturvirkningsgraden ved tappevannsoppvarming i de to første forsøkene ligger på ca 0,22. I det siste forsøket ligger virkningsgraden til varmegjenvinneren over 0,80, både med og uten tappevannsoppvarming. Den høyeste virkningsgraden er på 0,852.

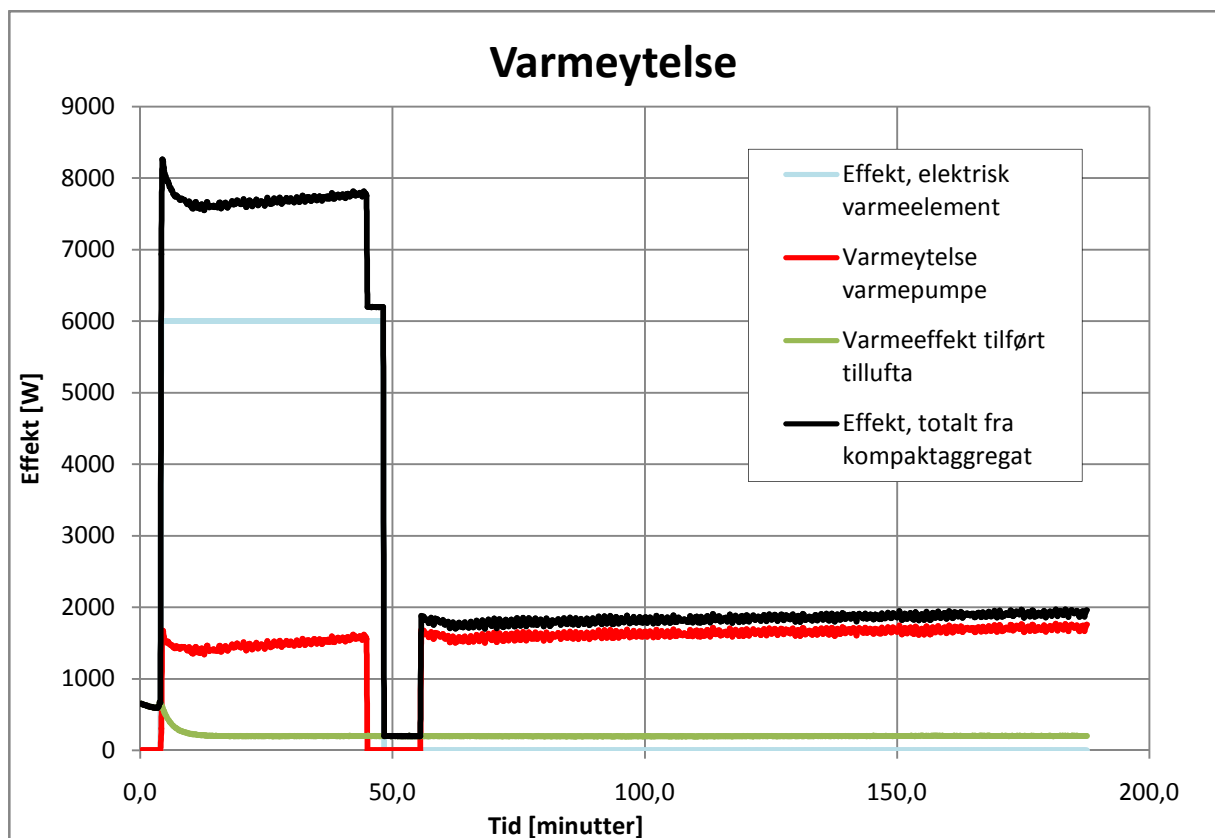
Varmefaktoren til varmepumpa og kompaktaggregatet for forsøksperioden er også beregnet. I tabell 5.6 er disse varmfaktorene vist for de tre forsøkene. Varmepumpas gjennomsnittlige varmeytelse for forsøksperioden er også vist.

Tabell 5.6 Varmefaktoren for varmepumpa og kompaktaggregatet, samt varmepumpas gjennomsnittlige varmeytelse, for de tre forsøkene. Verdiene er beregnet ut fr hele forsøksperioden.

		<i>Forsøk 1</i>	<i>Forsøk 2</i>	<i>Forsøk 3</i>
Varmepumpe	Varmeytelse [kW]	1,61	1,59	1,28
	Varmefaktor [-]	2,48	2,44	2,06
Kompaktaggregat	Varmefaktor [-]	1,54	1,60	1,30

Som man kan se av tabell 5.6 er varmepumpas gjennomsnittlige varmeytelse ca 1,6 kW for de to første forsøkene. For det tredje forsøket er den på 1,28 kW. Også varmepumpas og kompaktaggregatets varmfaktor er større for de to første forsøkene, enn for det siste.

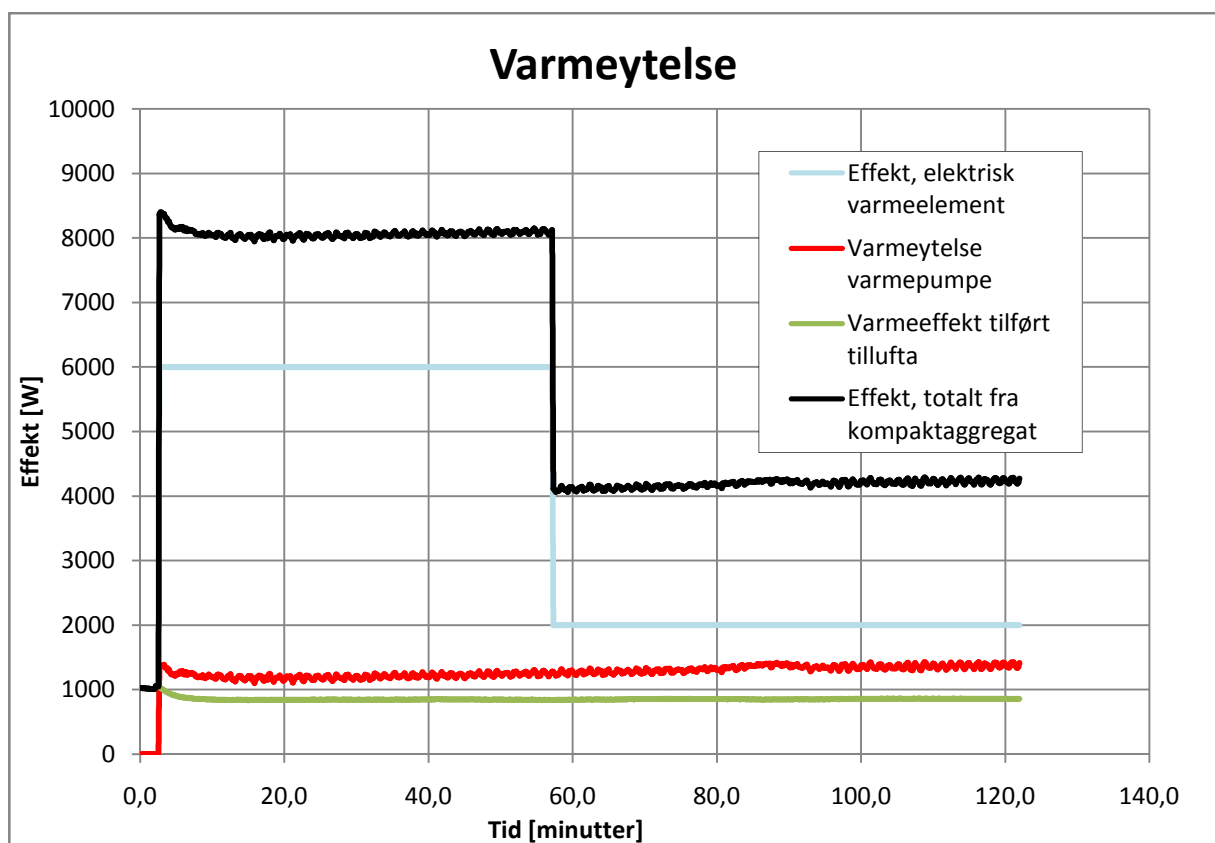
For å få en oversikt over hvordan aggregatet kjøres ved visse forhold, er oppvarmingsforløpet til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden. I figur 5.3 er varmeytelsen fra varmepumpe, de elektriske varmeelementene, kompaktaggregatet totalt sett og varmeytelsen tilført tillufta, plottet over forsøksperioden for forsøk 1.



Figur 5.3 Varmeytelsen for de elektriske varmeelementene, varmepumpa, varmeytelsen tilført tillufta og varmeytelsen for kompaktaggregatet totalt, plottet over forsøksperioden for forsøk 1. Ved tid = 0, startes tappingen av varmtvann.

Som man kan se av denne figuren tar det noe tid fra tappingen startes til oppvarmingen settes i gang. Når oppvarmingen starter, settes kompressoren i gang og det elektriske varmeelementet leverer maks effekt. Varmeeffekten tilført tillufta senkes da noe, ved at noe av utelufta sendes i "bypass" forbi varmegjenvinneren. Litt før 50 minutter har gått skrus kompressoren av. Rett etter skrues også det elektriske varmeelementet av. Etter ca 60 minutter skrus kompressoren på igjen, og varmepumpa varmer opp vannet i berederen til ønsket temperatur. Når ønsket temperatur er oppnådd, skrus kompressoren av. Oppvarmingsforløpet for forsøk 2 var likt som for forsøk 1. Dette ligger vedlagt i vedlegg G.

Oppvarmingsforløpet for forsøk 3 er noe annerledes enn for de to første forsøkene. I figur 5.4 er oppvarmingsforløpet for det tredje forsøket plottet over forsøksperioden.

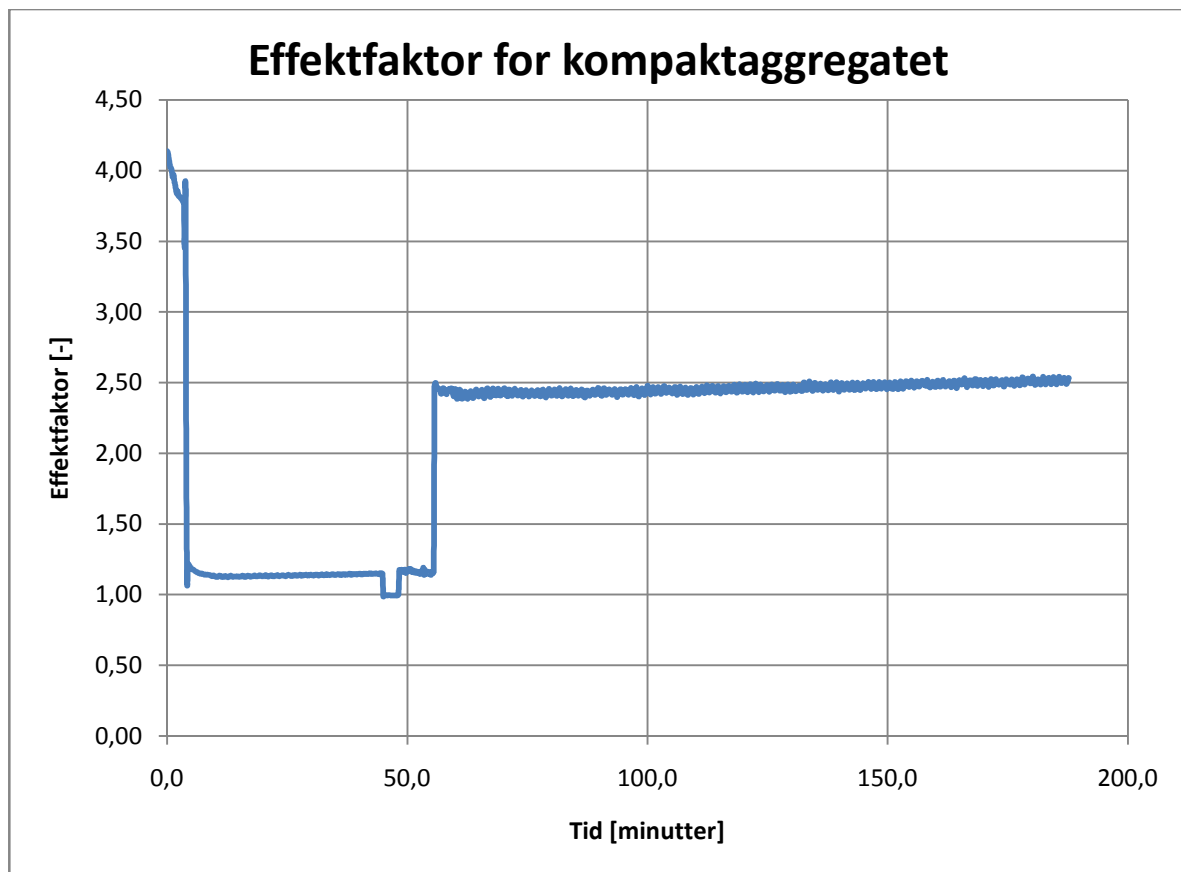


Figur 5.4 Varmeytelsen for de elektriske varmeelementene, varmepumpa, varmeytelsen tilført tillufta og varmeytelsen for kompaktaggregat totalt, plottet over forsøksperioden for forsøk 3.

Som man kan se av figur 5.4 er oppvarmingsforløpet annerledes for forsøk 3 enn for de to første forsøkene. Når tappingen startes går det også i dette forsøket noen minutter før oppvarmingen starter. Når oppvarmingen startes, startes kompressoren, mens det elektriske varmeelementet yter 6 kW. I dette forsøket er varmeeffekten tilført tillufta høyere enn for de to første forsøkene. Samtidig

har varmepumpa en lavere varmeytelse. Rett før det har gått 60 minutter senkes effekten på det elektriske varmeelementet til 2 kW. Både det elektriske varmeelementet og varmepumpa leverer effekt til oppvarming av tappevann helt til vannet i berederen oppnår ønsket temperatur.

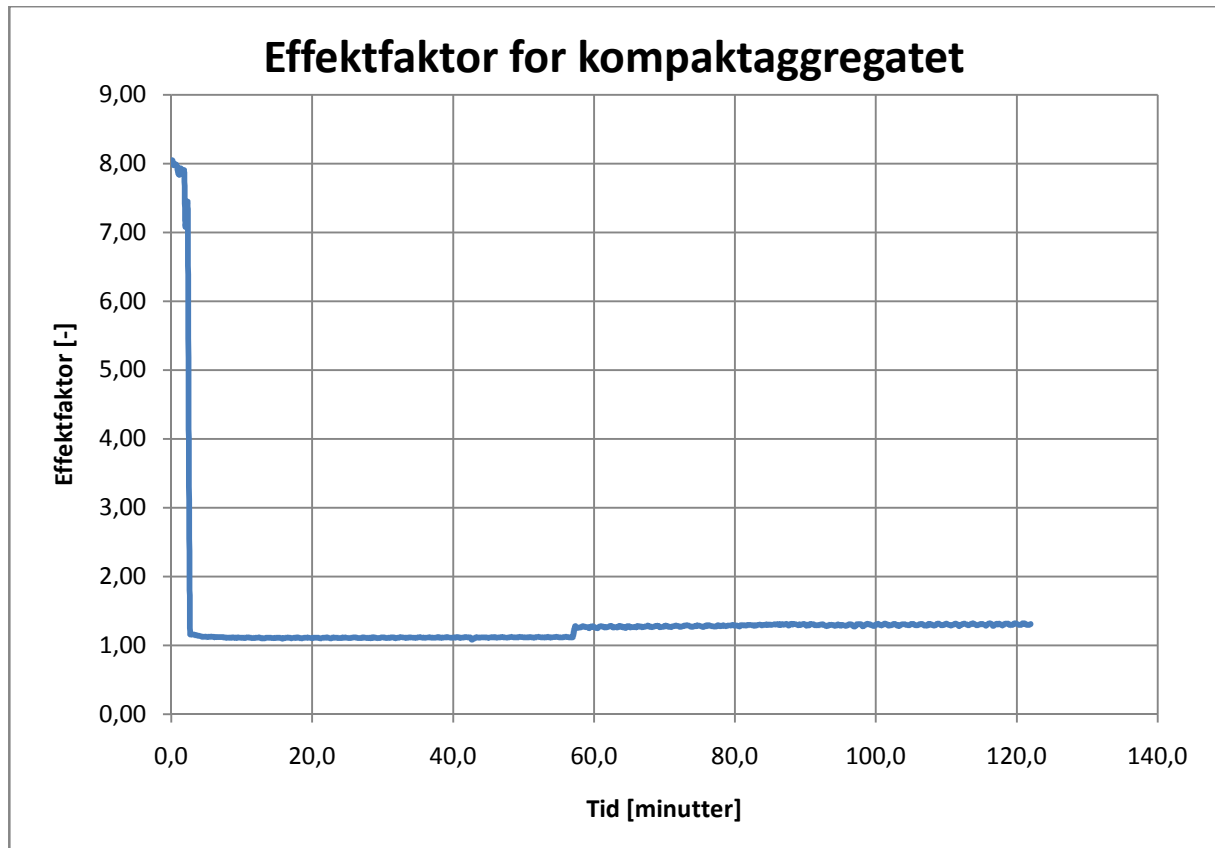
Det kan også være interessant å se på kompaktaggregatets effektfaktor gjennom oppvarmingsforsøksperiodene. I figur 5.5 er kompaktaggregatets effektfaktor plottet over forsøksperioden for forsøk 1.



Figur 5.5 Effektfaktoren til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden for forsøk 1.

Av figur 5.5 kan man se at effektfaktoren til kompaktaggregatet på ca 4 før oppvarmingen av tappevann starter. Når det elektriske varmeelementet starter å levere en effekt på 6 kW, synker effektfaktoren til ca 1,1. Etter ca 60 minutter skrus det elektriske varmeelementet av igjen, og effektfaktoren stiger til ca 2,5.

For den tredje forsøksserien er effektfaktoren for kompaktaggregatet noe annerledes over forsøksperioden. Effektfaktoren for det tredje forsøket er plottet over forsøksperioden i figur 5.6.



Figur 5.6 Effektfaktoren til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden for forsøk 3.

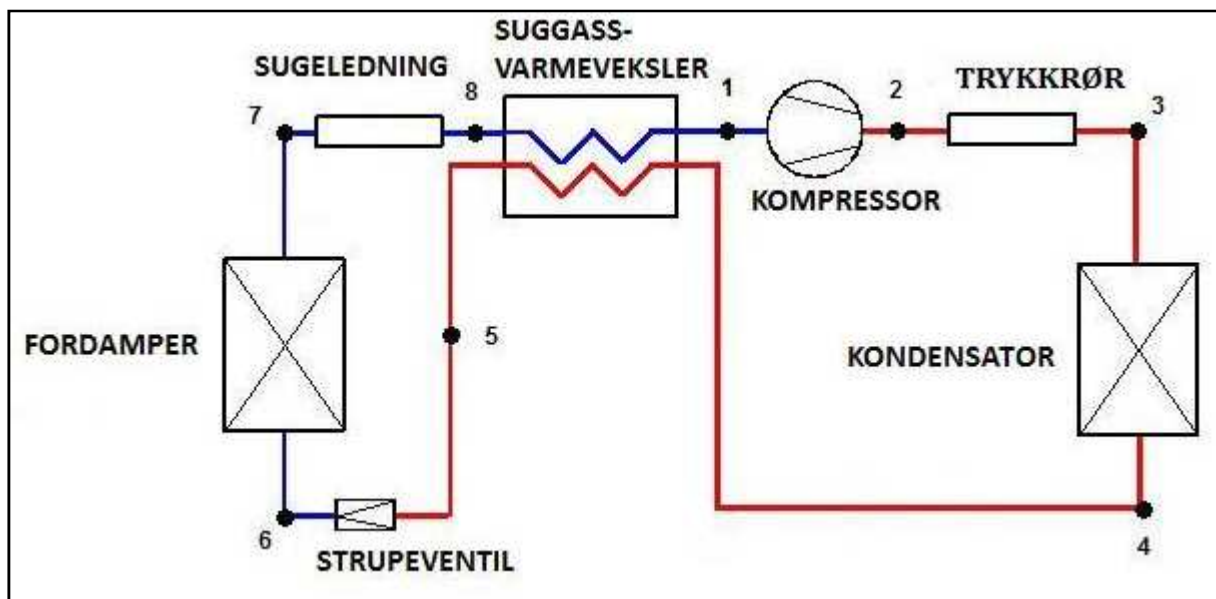
Av figur 5.6 kan man se at effektfaktoren er på omtrent 8 på starten av forsøket. Når de elektriske varmeelementene og varmepumpa skrues på for tappevannsoppvarming, etter ca 3 minutter, synker effektfaktoren til rett over 1. Når effekten fra varmeelementet trinnes ned til 2 kW etter ca 60 minutter stiger effektfaktoren noe. Den ligger da på ca 1,3.

5.3 Forbedring av aggregatet

I dette kapittelet er det sett på ulike tiltak som kan forbedre kompaktaggregatet og særlig varmepumpemodulen. Det er også utført noen beregninger ved hjelp av programmet CoolPack, versjon 1,46. CoolPack er en samling simuleringsprogrammer for design, dimensjonering og optimalisering av komponenter og systemer i kulde- og varmepumpeanlegg. Programmet er utviklet ved Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, i 2000.

5.3.1 Suggassvarmeveksler

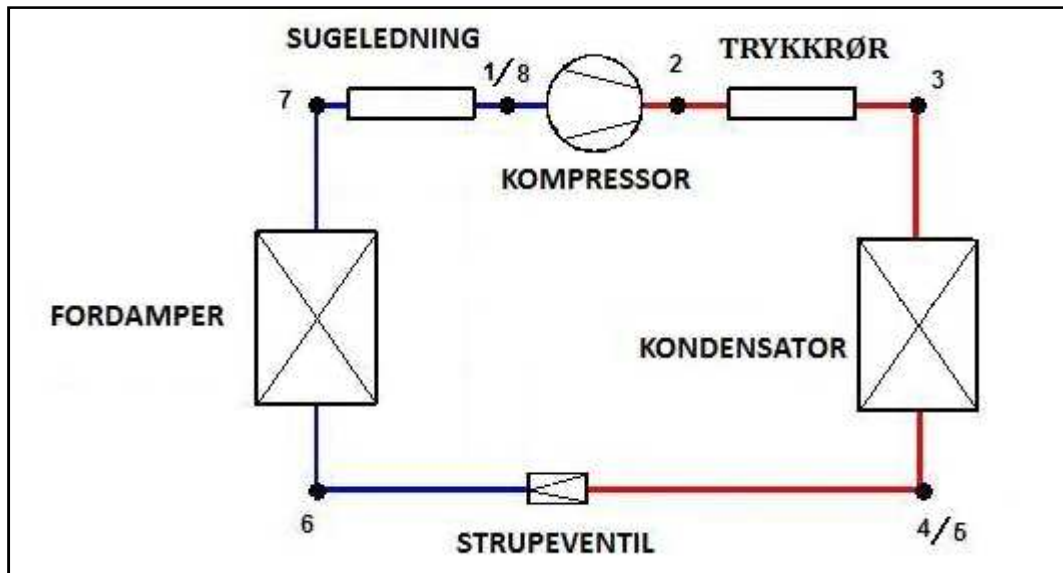
En måte å forbedre varmepumpemodulen på kan være å benytte en suggassvarmeveksler. Dette er en intern varmeveksler i varmepumpa, som gjør at varme overføres fra arbeidsmediet etter kondensatoren og til suggassen ut av fordamperen. Dette gjør at kondensatet underkjøles, mens suggassen inn på kompressoren varmes opp. I figur 5.7 kan man se en prinsippskisse av en varmepumpe med suggassvarmeveksler.



Figur 5.7 Prinsippskisse av en varmepumpe med suggassvarmeveksler. Skissen er hentet fra CoolPack.

Ved oppvarming av suggassen økes også gassvolumet, noe som gjør at sirkulert mengde blir lavere. Samtidig gir en høyere inngangstemperatur også en høyere trykkrørstemperatur og et høyere overhetningstap. Om totaleffekten av en suggassvarmeveksler er positiv eller negativ, avhengig i stor grad av hvor stort strupningstapet er i utgangspunktet og hvor mye overhetningstapet har å si for

arbeidsmediet. Det er derfor utført beregninger i programmet CoolPack for å finne ut hvordan en suggassvarmeveklser vil påvirke varmepumpas effektfaktor. Først er det utført en beregning på en enkel varmepumpe, tilsvarende den i Vitotres 343. I figur 5.8 kan man se en prinsippskisse av denne varmepumpa.

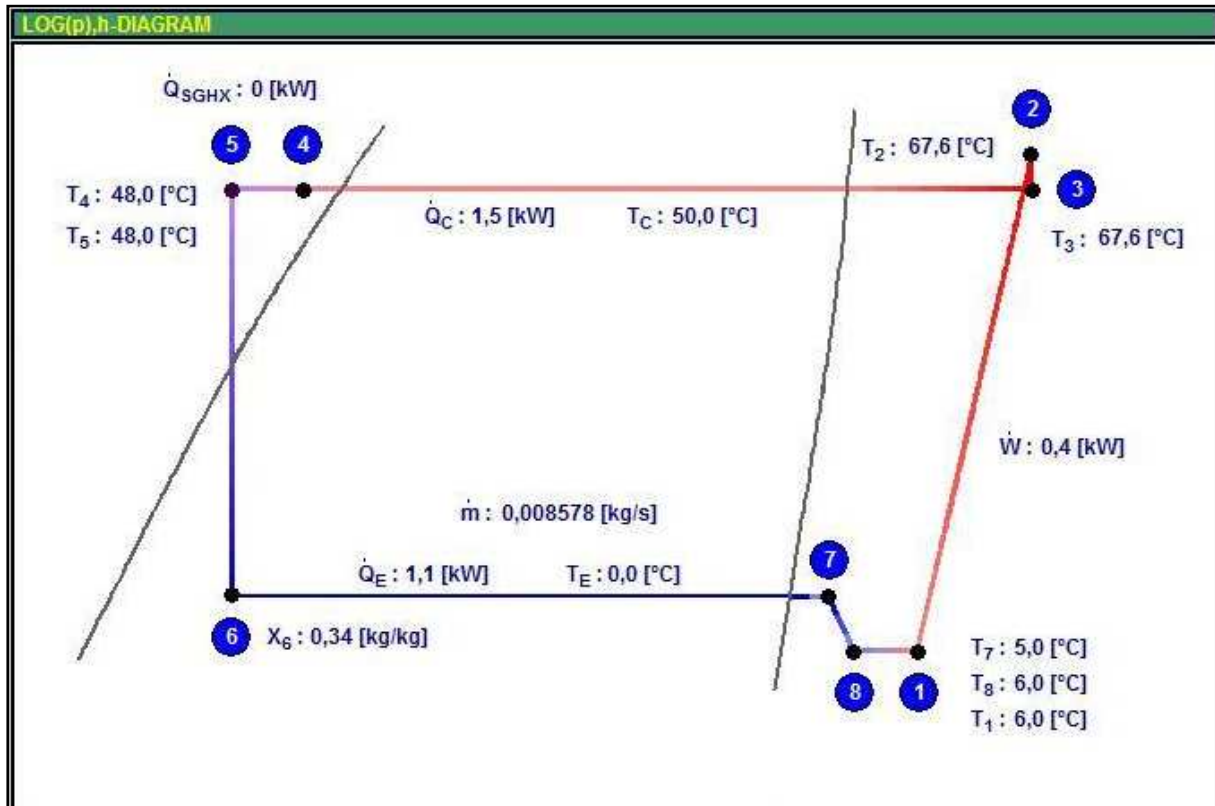


Figur 5.8 Prinsippskisse av varmepumpemodulen i Vitotres 343. Skissen er hentet fra CoolPack.

Beregningene er utført ved en referansetilstand som er gitt under. Denne referansetilstanden er på sommerhalvåret, hvor avtrekkslufta sendes utenom varmegjenvinneren. Aggregatet benyttes til oppvarming av tappevann og returtemperaturen (inn på fordamperen) på den interne varmekretsen er på 20 °C.

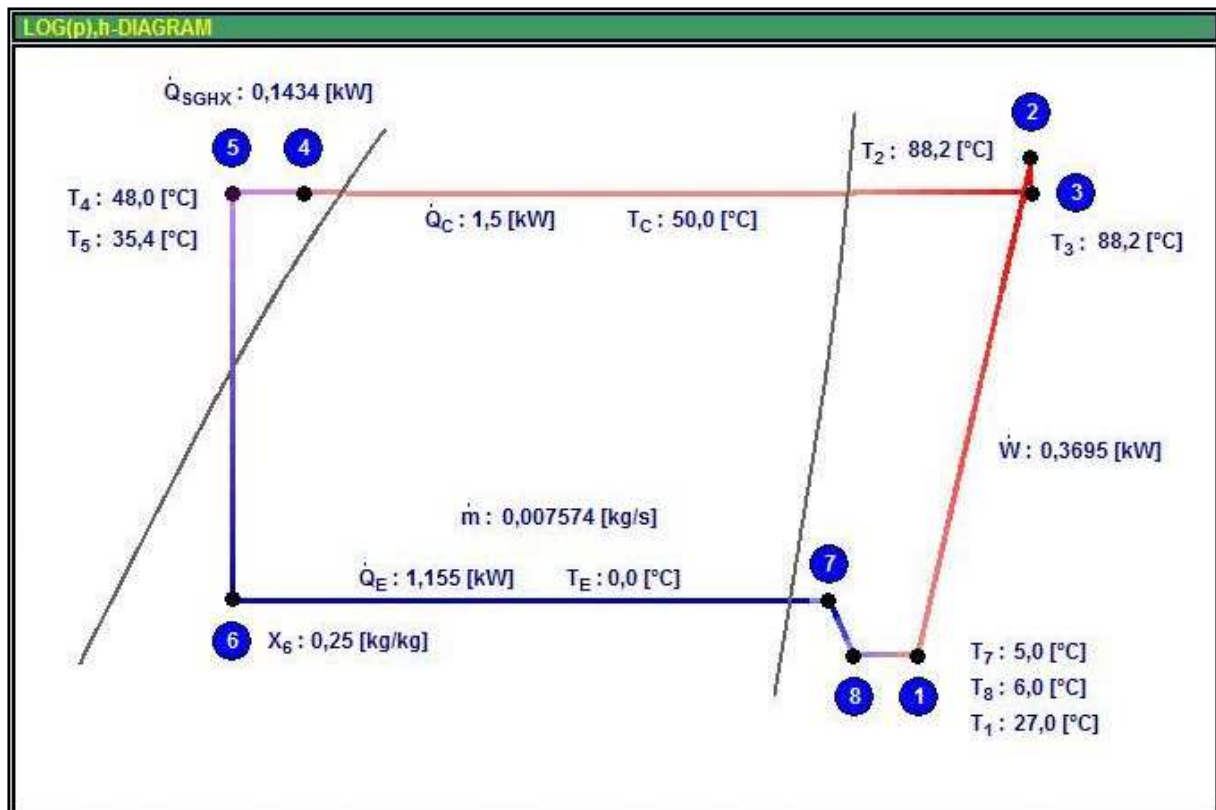
- | | |
|--|--------|
| - Arbeidsmedium: | R134a |
| - Varmekapasitet, Q_c : | 1,5 kW |
| - Fordampningstemperatur, T_E : | 0 °C |
| - Kondenseringstemperatur, T_C : | 50 °C |
| - Ikke utnyttbar overhetning, $\Delta T_{SH,SL}$: | 1 °C |
| - Overhetning inn på kompressor, ΔT_{SH} : | 5 °C |
| - Underkjøling ut fra kondensator, ΔT_{SC} : | 2 °C |
| - Varmetapsfaktor for kompressoren, f_Q : | 10 % |
| - Isentropisk virkningsgrad, kompressor, η_{is} : | 0,75 |
| - Volumetrisk virkningsgrad, kompressor, η_{vol} : | 0,8 |
| - Temperatursnekning grunnet trykktap i trykkrør/sugeledning, $\Delta p_{SL/DL}$: | 0,5 °C |

Ved denne tilstanden blir prosessen som vist i figur 5.9. Prosessen er her vist i et $\log(p),h$ -diagram.



Figur 5.9 Prosessen for varmepumpemodulen i Vitotres 343, vist i et $\log(p),h$ -diagram. Varmepumpemodulen er uten suggassvarmeveksler og prinsippskissen er vist i figur 5.4.

Ved referansetilstanden blir kompressoreffekten 0,38 kW og fordampereffekten på 1,15 kW. Dette gir en effektfaktor på 3,95. Videre er det gjort en beregning i CoolPack for å se hvordan effekt faktoren påvirkes ved å benytte en suggassvarmeveksler som vist i figur 5.7. Denne beregningen er også gjort ved referansetilstanden beskrevet tidligere i kapittel 5.3.1. Eneste forandringen er at det er benyttet en suggassvarmeveksler med termisk virkningsgrad, τ_T , på 0,5. Ved denne tilstanden blir prosessen som vist i $\log(p),h$ -diagrammet i figur 5.10.



Figur 5.10 Prosessen for varmepumpen med suggassvarmeveksler, vist i et $\log(p),h$ -diagram. Prinsippskisse av varmepumpa er vist i figur 5.3.

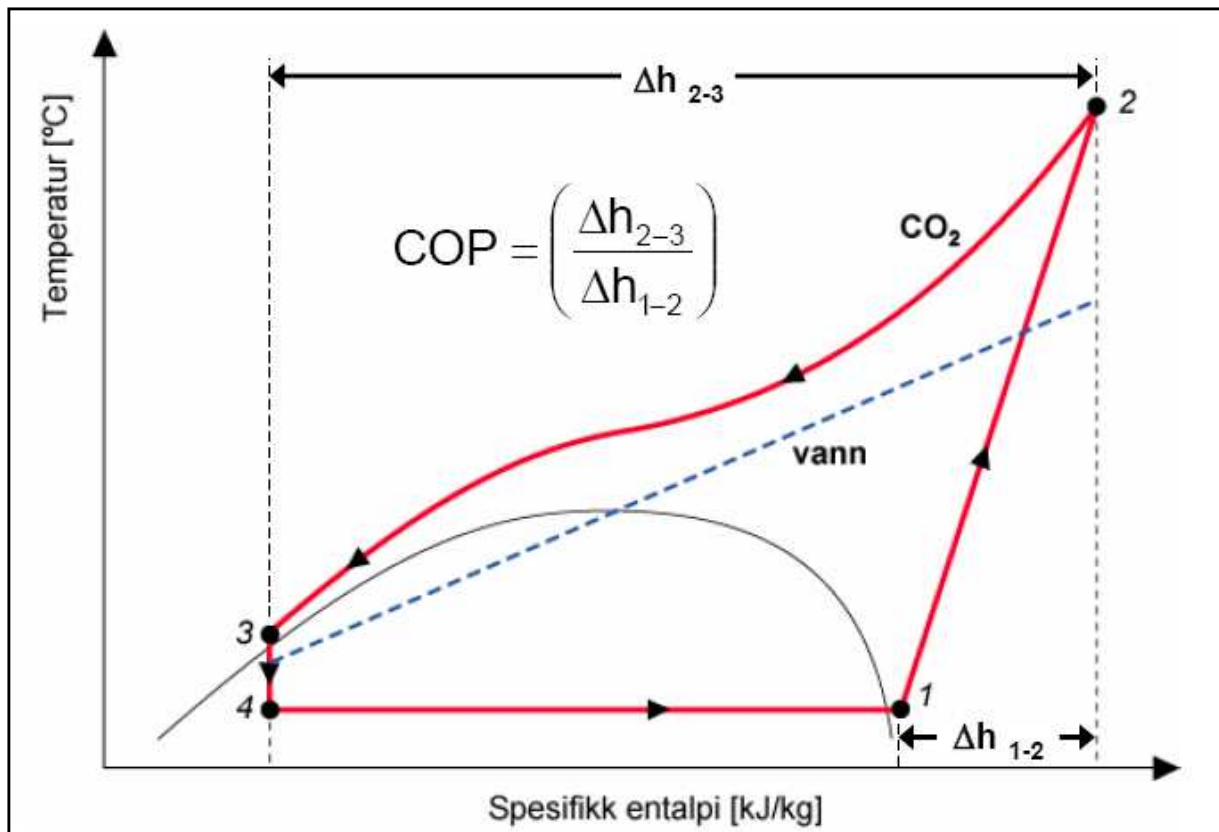
Som man kan se av figur 5.10 er kompressoreffekten nå på 0,37 kW, mens fordamperytelsen er på 1,16 kW. Dette gir en effektfaktor på 4,06. Bruk av suggassvarmeveksler gjør altså at varmepumpas effektfaktor kan økes med ca 2,8 % (ved referansetilstanden gitt tidligere i kapittelet). Ved å sammenligne prosessene i figur 5.7 og 5.8, kan man se at sirkulert mengde i varmepumpa senkes fra 0,008578 kg/s til 0,007574 kg/s. Dette er en reduksjon på ca 12 %. Samtidig er trykkørstemperturen hevet fra 67,6 til 88,2 °C. Når man ser på effekten tilført kompressoren, kan man se at denne er redusert fra 0,4 kW til 0,37 kW.

Det er også gjort en beregning for å finne ut hvordan varmepumpas effektfaktor vil påvirkes ved bruk av suggassvarmeveksler under vinterdrift. Beregningen er gjort ved en fordampningstemperatur på -15 °C. Ellers er betingelsene de samme som gitt tidligere i kapittel 5.3.1. For varmepumpemodulen uten suggassvarmeveksler, vist i figur 5.8, ble kompressorarbeidet på 505 W. Med en varmeytelse på 1500 W får varmepumpa en effektfaktor på 2,97. For varmepumpa med suggassvarmeveksler, med virkningsgrad på 0,5, ble kompressoreffekten på 489 W. Med samme varmeytelse får varmepumpa en effektfaktor på 3,07. Dette er en økning på 3,2 %, noe som er mer enn ved sommerdrift.

Siden effekten fra kondensatoren er bestemt til 1,5 kW i beregningene, gjør dette at effekten tatt opp i fordampere må heves. Dette kan man også se av resultatene fra beregningene. For en avtrekksvarmepumpe er i utgangspunktet luftmengden og dermed mulig opptatt effekt i fordampere fast. Denne ekstra effekten tilført fordampere må derfor tilføres ved hjelp av økt mengde ekstra uteluft.

5.3.2 Benytte CO₂ som arbeidsmedium

CO₂ er et naturlig arbeidsmedium, som egner seg svært godt til tappevannsoppvarming. Det som karakteriserer CO₂ er at det har svært lavt kritisk punkt (31,1 °C og 73,8 bar). Dette gjør at varmeavgivelsen fra varmepumpa skjer i transkritisk området og ikke ved kondensering av arbeidsmediet. Kondensatoren må derfor erstattes med en gasskjøler og varmeavgivelsen skjer ved glidende temperatur på arbeidsmediet. Den glidende temperaturen gjør at CO₂ egner seg svært godt når man har stor temperaturglidning på varmeavgivessiden, for eksempel ved tappevannsoppvarming. I figur 5.11 kan man se CO₂ prosessen tegnet inn i ett T,s-diagram. Den blå kurven er vannet som varmes opp i gasskjøleren. Som man kan se av denne figuren får man en svært god temperaturlpasning mellom vannet og arbeidsmediet i gasskjøleren.

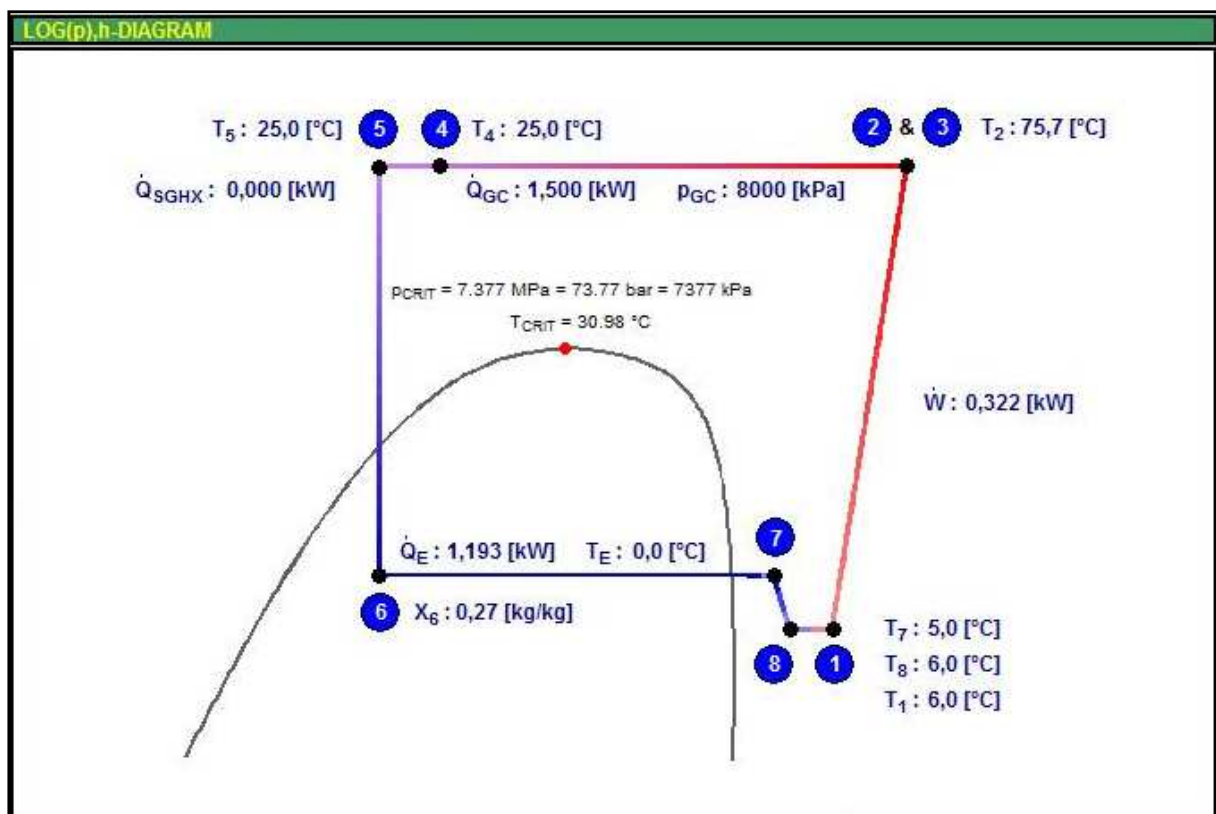


Figur 5.11 Varmepumpeprosess med CO₂ som arbeidsmedium tegnet inn i et T,s-diagram. Den blå stiplede linjen er vannet som varmes opp i gasskjøleren. (Stene, 2007)

I kompaktaggregatet trengs en fremledningstemperatur på den interne varmekretsen på 65 °C ved tappevannsberedning. Ved å benytte CO₂ som arbeidsmedium kan man få utgående vanntemperatur på over 90 °C, slik at varmepumpemodulen klarer hele temperaturløftet. Dette er svært viktig når kompaktaggregatet skal benyttes i lavenergiboliger eller passivhus, fordi beredning av tappevann utgjør en stor del av det årlige oppvarmingsbehovet for boligen (ca 50 % for lavenergiboliger og 70 % for passivhus). Når varmepumpemodulen klarer å levere nok effekt, trenger man ikke levere effekt med det elektriske varmelementet. Dette gir kompaktaggregatet en best mulig effektfaktor.

Ved bruk av CO₂ som arbeidsmedium jobber man mot høye trykk, gjerne rundt 25-35 bar i fordampere og 75 til 110 bar i gasskjøleren. På grunn av at også trykket i fordampere er relativt høyt, får man et lavt trykkforhold, π (i området rundt 3 – 5). Dette gjør at kompressoren jobber med høy isentropisk og volumetrisk virkningsgrad. På grunn av det høye trykket, trengs det tykkere vegger på rørene. Det høye trykket gir også en stor energitetthet og høy volumetrisk varmeytelse. Totalt sett gir dette en svært kompakt utforming av anlegget, noe som er gunstig i et kompaktaggregat som skal ta liten plass.

For å bestemme hvor mye varmepumpemodulens effektivitet kan forbedres er det utført beregninger i CoolPack. Beregningene er gjort med tilnærmet samme referansetilstanden som beskrevet i kapittel 5.3.1. Forskjellen er at det nå ikke opereres med noen kondenseringstemperatur, siden det benyttes en gasskjøler. Det er isteden benyttet et trykk på 80 bar på høytrykkssiden. Returvannet fra den interne varmekretsen er på 20 °C. Temperaturen på arbeidsmediet ut fra gasskjøleren er derfor satt til 25 °C. Resultatet fra beregningen er vist i figur 5.12. Her er prosessen plottet i et $\log(p),h$ -diagram.



Figur 5.12 Prosessen for en varmepumpe med CO₂ som arbeidsmedium, vist i et $\log(p),h$ -diagram. Varmepumpemodulen er tilsvarende den som er vist i figur 5.4.

Av figur 5.12 kan man se at varmepumpas effektivitet nå har blitt betydelig bedre. For varmepumpe med R134a, uten suggassvarmeveksler, var effektiviteten på 3,95, mens den ved bruk av CO₂ som arbeidsmedium er på 4,66. Dette er en økning på ca 18 % i forhold til varmepumpe uten suggassvarmeveksler fra figur 5.8.

Det er også gjort en beregning for å finne ut hvordan effektivitet til en varmepumpe med CO₂ vil være under vinterdrift. Beregningen er gjort ved en fordampningstemperatur på -15 °C. Ellers er betingelsene de samme som gitt tidligere i kapittel 5.3.2. For varmepumpemodulen i Vitotres 343,

vist i figur 5.8, ble effekt faktoren på 2,97. For varmepumpa med CO₂ ble kompressoreffekten på 461 W. Med samme varmeytelse (1,5 kW) får varmepumpa en effekt faktor på 3,25. En CO₂ varmepumpa får en effekt faktor som er 9,5 % bedre enn varmepumpa i Vitotres 343, ved vinterdrift.

5.3.3 Større effekt på varmepumpemodul

Varmepumpemodulen i Vitotres 343 kan yte en varmeeffekt på opp til 1,5 kW. Ut fra tabell 2.1 kan man se at det dimensjonerende effektbehovet for lavenergiboliger og passivhus i Oslo-klima er hhv. 29 og 17 W/m². For en bolig med grunnflate på 150 m², får man da et dimensjonerende effektbehov på hhv. 4,35 og 2,55 kW. Dette gjør at varmepumpemodulen ikke klarer å dekke hele boligens effektbehov, slik at det elektriske varmeelementet må levere effekt. Dess større andel av effektbehovet som dekkes av det elektriske varmeelementet, dess lavere blir aggregatets totale effekt faktor. Dette gjør at det vil være ønskelig at varmepumpemodulen kan levere en høyere effekt enn 1,5 kW.

Problemet med å øke varmepumpas varmeytelse er at effektopptaket i stor grad er bestemt på forhånd. Varmepumpa henter varme fra avtrekkslufta etter varmegjenvinneren. Denne luftmengden er fast, samtidig som det er begrenset hvor langt ned lufttemperaturen kan senkes. Varmepumpa kan også benytte ekstra uteluft som varmekilde. Denne blandes da sammen med avtrekkslufta etter varmegjenvinneren, før det sendes gjennom fordampere. For å heve varmepumpas varmeytelse må man da øke mengden ekstra uteluft ytterligere. Videre er det gjort en beregning for å finne ut hvor mye varmepumpas varmeytelse og kompaktaggregatets effekt faktor kan økes ved dette tiltaket.

Beregningene er gjennomført i CoolPack ved følgende betingelser:

- Utetemperatur: -10 °C
- Innetemperatur: 20 °C
- Boligens grunnflate: 150 m²
- Luftmengde tilført boligen: 180 m³/h
- Luftmengde ekstra uteluft: 100 m³/h
- Virkningsgrad varmegjenvinner: 80 %
- Lufttemperatur etter fordampere: -15 °C
- Fordampningstemperatur: -17 °C
- Effektbehov passivhus: 1,93 kW
- Effektbehov lavenergibolig: 3,29 kW

Ved disse betingelsene er temperaturen på avtrekkslufta etter varmegjenvinneren på $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Når avtrekkslufta blandes med den ekstra utelufta får denne en temperatur på $-6,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. I fordamperen blir denne lufta nedkjølt til $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, noe som gir en avgitt effekt på $0,87\text{ kW}$. Ved beregning av varmepumpas varmeytelse er det tatt utgangspunkt i referansetilstanden gitt i kapittel 5.3.1. Eneste forskjellene er at fordampningstemperaturen nå er på $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$, mens kondenseringstemperaturen er senket til $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. I tillegg er varmeytelsen på $1,5\text{ kW}$ er byttet ut med en fordampereffekt på $0,87\text{ kW}$.

Ved disse driftforholdene fikk varmepumpa en varmeytelse på $1,2\text{ kW}$ og en effektfaktor på $3,4$. Dette gir et kompressorarbeid på $0,35\text{ kW}$. For passivhus med ett effektbehov på $1,93\text{ kW}$, må den resterende varmeeffekten på $0,73\text{ kW}$ tilføres ved hjelp av det elektriske varmeelementet. Kompaktaggregatet må derfor tilføres en elektrisk effekt på $1,08\text{ kW}$, mens det klarer å levere en varmeeffekt på $1,93\text{ kW}$. Dette gir aggregatet en total effektfaktor på ca $1,8$.

For lavenergiboligen må det tilføres en effekt på $2,09\text{ kW}$ fra det elektriske varmeelementet. Kompaktaggregatet må derfor tilføres en elektrisk effekt på $2,44\text{ kW}$, mens det klarer å levere en varmeeffekt på $3,29\text{ kW}$. Dette gir aggregatet en total effektfaktor på ca $1,3$.

Videre er det gjort beregninger for å finne varmepumpas varmeytelse og kompaktaggregatets effektfaktor ved økende mengde av ekstra uteluft, fra 100 til $400\text{ m}^3/\text{h}$. Beregningene er gjort på samme måte som vist tidligere i kapittel 5.3.3 og resultatene fra beregningene er vist i tabell 5.7.

Tabell 5.7 Beregninger for å finne varmepumpas varmeytelse og kompaktaggregatets effektfaktor (COP), ved varierende mengde ekstra uteluft som varmekilde for varmepumpa.

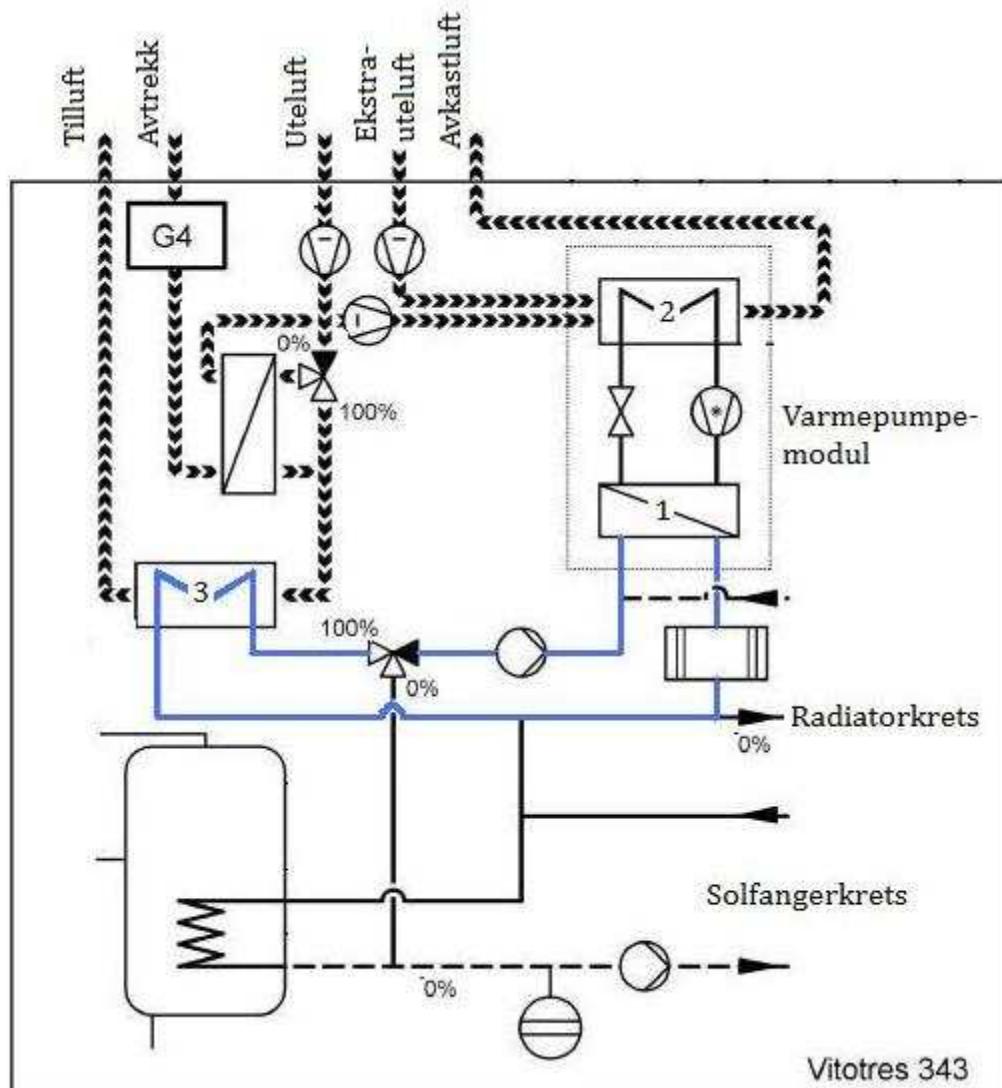
Mengde ekstra uteluft [m^3/h]	100	200	300	400
Total luftmengde over fordamper [m^3/h]	280	380	480	580
Temperatur inn på fordamper [C]	-6,1	-7,2	-7,8	-8,1
Temperatur etter fordamper [C]	-15	-15	-15	-15
Fordamperytelse [kW]	0,87	1,04	1,22	1,39
Kompressoreffekt [kW]	0,35	0,42	0,49	0,56
Varmeytelse varmepumpe [kW]	1,19	1,42	1,67	1,90
COP varmepumpe [-]	3,4	3,4	3,4	3,4
COP aggregat, passivhus [-]	1,8	2,1	2,6	3,3
COP aggregat, lavenergibolig [-]	1,3	1,4	1,6	1,7

Som man kan se av tabell 5.7 har varmepumpas varmeytelse mye å si for kompaktaggregatets totale effektfaktor. Ved å øke mengden med ekstra uteluft til fordamperen fra 100 til 400 m³/h kan varmeytelsen fra varmepumpa heves fra 1,2 til 1,9 kW. Dette er en økning på ca 60 %, som gjør at varmepumpa klarer å dekke nesten hele effektbehovet for passivhuset. For passivhuset økes kompaktaggregatets effektfaktor fra 1,8 til 3,3 (83 % økning), mens den for lavenergiboligen økes fra 1,3 til 1,7 (31 % økning).

En økning i varmepumpas varmeytelse gir som vist en større luftmengde over fordamperen. Dette medfører at enten fordamperarealet eller temperaturdifferansen (LMTD) mellom lufta og arbeidsmediet må økes. Om temperaturdifferansen skal økes betyr det at fordampningstemperaturen senkes. Dette medfører en økende trykkforskjell mellom fordamper og kondensator, som igjen gir en redusert effektfaktor. Hvis overflatearealet av fordamperen skal økes, medfører dette en økende komponentkostnad samt at varmepumpa krever mer plass. Det samme gjelder også kondensatoren. En økende varmeytelse fra varmepumpa medfører også at man får et større innsugd volum for kompressoren. Dette gjør at en større kompressor må benyttes, som også medfører økte komponentkostnader.

5.3.4 Produsere varmt tappevann samtidig som man kjøler.

På varme dager har ofte godt isolerte boliger et kjølebehov. Dette kjølebehovet kan dekkes av kompaktaggregatet ved at varmepumpemodulen reverseres. I figur 5.13 kan man se hvordan Vitotres 343 kjøres i kjølemodus. Varme tas da opp fra den interne varmekretsen til arbeidsmediet i varmepumpa (1). Varmepumpa avgir varmen til avtrekkslufta (2), før denne sendes ut av huset. Den interne varmekretsen leverer da en kjøleeffekt til tillufta i varmebatteriet (3). Det kalde mediet i den interne varmekretsen er trukket inn som blå streker. Det går da ikke væske til radiatorkretsen og til oppvarming av tappevann. I denne modusen er det ikke mulig å berede tappevann. Om det skulle bli behov for dette, må varmepumpa igjen reverseres slik at den kjøres på normal varmedrift. Varme tas da opp fra avtrekkslufta i (2) og leveres til den interne varmekretsen (1).



Figur 5.13 Vitotres 343 i kjøledrift. Sirkulasjon i den interne varmekretsen ved kjøledrift er tegnet inn med blå streker. Figuren er hentet fra Viessmann (2006b).

På varme dager med kjølebehov er det ofte man også har behov for varmt tappevann.

Varmepumpemodulen må da reverseres igjen for beredning av tappevann. Ved å benytte et litt annet systemdesign er det mulig at varmepumpa leverer kjøling av tillufta samtidig som den leverer en varmeeffekt til den interne varmekretsen. Dette kan gjøres hvis man ha mulighet for å sende avtrekkslufta utenom fordampneren (2), og heller sende tillufta over denne slik at den blir nedkjølt. På denne måten får man "gratis" oppvarming av det varme tappevannet ved kjølebehov, og kompaktaggregatet får en langt bedre effektfaktor.

Videre er det i figur 5.14 vist en systemskisse hvor systemutformingene til Vitotres 343 er forandret, slik at man kan benytte varmepumpa til oppvarming og kjøling samtidig.

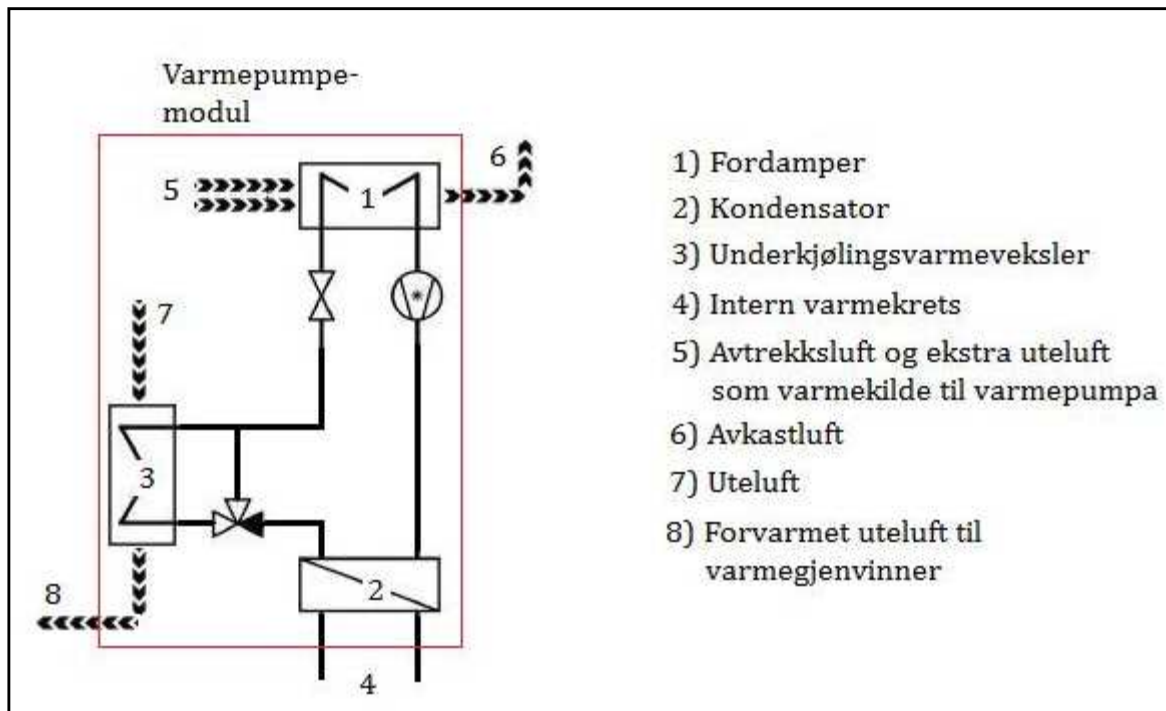
I denne skissen kan man se at det er satt inn en ekstra fordamper. Den ene fordamperen (5) benyttes ved vanlig varmedrift for å ta opp varme fra avtrekkslufta etter varmegjenvinneren. Den ekstra fordamperen (4) benyttes for å kjøle ned utelufta før den sendes inn i boligen. På denne måten er det mulig å levere en kjøleeffekt uten å reversere varmepumpemodulen. Varmepumpas kondensator (2) leverer en varmeeffekt både ved varme- og ved kjøledrift. I kjølemodus uten behov for oppvarming av tappevann, må man kvitte seg med varmen fra varmepumpas kondensator. Dette gjøres ved å avgi varme fra den interne varmekretsen til avtrekkslufta via dumpingvarmeveksleren (7). Ved behov for kjøling og oppvarming av tappevann, avgis varme til fordamperen (4) ved å kjøle ned tillufta. Varmen avgis så fra kondensatoren (2) til den interne varmekretsen, som igjen varmer opp vannet i varmtvannsberederen. På denne måten kan man benytte varmepumpa til å levere kjøling samtidig som man bereder varmt tappevann. Dette gir kompaktaggregatet en vesentlig bedre effektfaktor ved denne kombinerte driften.

For å vise dette kan man tenke seg en situasjon med en utetemperatur på 22 °C, med behov for både kjøling og oppvarming av tappevann. Varmepumpa kan da ha en effektfaktor på 3,4 ved varmedrift. Ved å kjøle ned tillufta til 18 °C (luftmengde på 180 m³/h), får man en fordamperytelse på 864 W. Varmepumpa får da en kompressoreffekt på 360 W og en fordamperytelse på 1124 W. Ved å benytte varmepumpemodulen i figur 5.14 både til oppvarming av tappevann og kjøling av tillufta, får man nyttiggjort en effekt på 1988 W. Siden kompressoreffekten vil være den samme, gir dette varmepumpa en effektfaktor på 5,52. Dette er en forbedring på ca 62 %.

Ulempen med denne systemløsningen er at den er mer plasskrevende, grunnet flere komponenter og rørstrekk. Dette gir også en høyere komponentkostnad for aggregatet.

5.3.5 Underkjølingsvarmeveksler for forvarming av tillufta

Etter kondensatoren inneholder fortsatt arbeidsmediet en del energi. Temperaturen på arbeidsmediet ut fra kondensatoren ligger ofte på 40 – 50 °C. I perioder av året hvor boligen har oppvarmingsbehov, ligger som regel utetemperaturen under 5 °C. Ved å benytte en underkjølingsvarmeveksler er det mulig å forvarme tillufta før varmegjenvinneren ved å underkjøle arbeidsmediet. Denne løsningen er benyttet på kompaktaggregatet LWZ 303/403 fra Stiebel Eltron og det er derfor naturlig å finne ut om løsningen også passer for Viessmann Vitotres 343. Ved å forvarme utelufta kan det også hente at man slipper å benytte et varmebatteri for ettervarming av tillufta til riktig temperatur. I figur 5.15 er systemløsningen for varmepumpemodulen med underkjølingsvarmeveksleren vist.



Figur 5.15 Varmepumpe­modul med underkjølingsvarmeveksler for forvarming av utelufta.

Videre er det gjort beregninger i CoolPack for å se om denne systemløsningen vil være egnet for aggregatet. Beregningene er gjort ved følgende tilstand:

- Utetemperatur: $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Innetemperatur: $20\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Boligens grunnflate: 150 m^2
- Luftmengde tilført boligen: $180\text{ m}^3/\text{h}$
- Luftmengde ekstra uteluft: $100\text{ m}^3/\text{h}$
- Virkningsgrad varmegjenvinner: 80%
- Lufttemperatur etter fordamper: $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Fordampningstemperatur: $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Kondenseringstemperatur: $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Fordamperytelse: $0,87\text{ kW}$
- Effektbehov passivhus: $1,93\text{ kW}$
- Effektbehov lavenergibolig: $3,29\text{ kW}$

Kondenseringstemperaturen er på $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, mens temperaturen på utelufta er på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Det er derfor gjort beregninger hvor temperatursenkningen på arbeidsmediet over underkjøleren er variert fra 10 til

40 °C. Det er også gjort en beregning uten underkjølingsvarmeveksler for sammenligning.

Resultatene fra beregningene er gitt i tabell 5.8.

Tabell 5.8 Resultater fra beregninger med varmepumpemodul med underkjølingsvarmeveksler for forvarming av tillufta. Temperaturforskjellen på arbeidsmediet over underkjøleren er variert fra 10 til 40 °C. Det er også gjort en beregning uten underkjøler.

	Temperaturforskjell over underkjølingsvarmeveksler				
	uten	$\Delta T = 10\text{ °C}$	$\Delta T = 20\text{ °C}$	$\Delta T = 30\text{ °C}$	$\Delta T = 40\text{ °C}$
Temperatur inn på underkjøler [°C]	40	40	40	40	40
Temperatur ut fra underkjøler [°C]	40	30	20	10	0
Dampfraksjon etter struping, x [kg/kg]	0,37	0,30	0,24	0,17	0,11
Massestrøm, m [kg/s]	0,0064	0,0058	0,0053	0,0049	0,0046
Entalpi inn på underkjøler, h [kJ/kg]	105,1	105,1	105,1	105,1	105,1
Entalpi ut fra underkjøler, h [kJ/kg]	105,1	90,7	76,7	63,0	49,7
Varmeytelse, total, Q_{tot} [kW]	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10
Varmeytelse, underkjøler, Q_{sc} [kW]	0,00	0,08	0,15	0,21	0,25
Varmeytelse, kondensator, Q_c [kW]	1,20	1,08	0,99	0,91	0,85
Kompressoreffekt, W_{komp} [kW]	0,36	0,32	0,29	0,27	0,25
Effektfaktor varmepumpe, COP [-]	3,36	3,62	3,87	4,12	4,35

Av tabell 5.8 kan man se at varmepumpas varmeytelse synker ved økende temperaturendring over underkjøleren. Samtidig synker nødvendig kompressoreffekt. Sammen gir dette en økende effektfaktor for varmepumpa. Effektfaktoren heves med ca 30 % fra varmepumpa uten underkjøler til varmepumpa med underkjøler med ΔT på 40 °C. Som man kan se av tabellen blir entalpien ut fra underkjøleren og dermed dampfraksjonen etter struping stadig lavere ved økende ΔT . Dette gjør at spesifikk fordampningsvarme over fordamperen blir høyere og massestrømmen synker. Når massestrømmen reduseres, kjøres kompressoren på en stadig lavere delast. Dette gir dårligere isentropisk virkningsgrad for kompressoren, noe som gjør at kompressoreffekten egentlig blir noe høyere enn vist i tabell 5.8. Man kan også se at varmeytelsen fra kondensatoren blir lavere ved økende ΔT , noe som gir en lavere avgitt effekt til den interne varmekretsen.

Underkjølingsvarmeveksleren avgir varme til utelufta før varmegjenvinneren. Varmegjenvinneren har en virkningsgrad på 80 %, noe som gjør at en del av varmen avgitt fra underkjøleren blir tapt over varmegjenvinneren. Videre er det utført beregninger for å finne ut hvor stor temperaturendring man får før og etter varmegjenvinneren på grunn av underkjølingsvarmeveksleren. Luftmengden over underkjøleren og varmegjenvinneren er på 180 m². Resultatene fra disse beregningene er vist i tabell 5.9.

Tabell 5.9 Temperaturendringen på lufta over underkjølingsvarmeveksleren, samt lufttemperaturen inn og ut av varmegjenvinneren ved forskjellig ΔT . ΔT er temperaturendringen på arbeidsmediet over underkjølingsvarmeveksleren.

	Temperaturforskjell over underkjølingsvarmeveksler				
	uten	$\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
Varmeytelse, underkjøler, Q_{SC} [kW]	0,00	0,08	0,15	0,21	0,25
Temperaturendring over underkjøler [$^{\circ}\text{C}$]	0,00	1,32	2,39	3,27	4,00
Temperatur inn på varmegjenvinner [$^{\circ}\text{C}$]	-10,00	-8,68	-7,61	-6,73	-6,00
Temperatur ut fra varmegjenvinner [$^{\circ}\text{C}$]	14,00	14,26	14,48	14,65	14,80

Som man kan se av tabell 5.3 får man en temperaturøkning på utelufta på $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ over underkjølingsvarmeveksleren (ved $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$). I dette tilfellet er lufttemperaturen etter varmegjenvinneren på $14,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, noe som er $0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ høyere enn uten underkjølingsvarmeveksler. En temperaturøkning på $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ før varmegjenvinneren gir altså en temperaturendring på $0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ etter varmegjenvinneren. Effekten fra underkjølingsvarmeveksleren blir altså strekt redusert ved å sette den før varmegjenvinneren. Dette vil igjen bidra til at den totale varmeytelsen fra varmepumpa, som man får nyttiggjort, reduseres. Videre er det gjort en beregning for å bestemme den reelle varmeytelsen og effektfaktoren fra varmepumpa, samt effektfaktoren for kompaktaggregatet med og uten underkjølingsvarmeveksler. For beregning av effektfaktoren for kompaktaggregatet er det tatt utgangspunkt i boligen på 150 m^2 med passivhusstandard, med effektbehov på $1,93\text{ kW}$ (vist tidligere i kapittel 5.4.5). Resultatene er vist i tabell 5.10.

Tabell 5.10 Reelle varmeytelsen og effektfaktoren fra varmepumpa, samt effektfaktoren for kompaktaggregatet med og uten underkjølingsvarmeveksler. ΔT er temperaturendringen på arbeidsmediet over underkjølingsvarmeveksleren.

	Temperaturforskjell over underkjølingsveksler				
	uten	$\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatur ut fra varmegjenvinner [$^{\circ}\text{C}$]	14,00	14,26	14,48	14,65	14,80
Reell temperaturendring grunnet underkjøler [$^{\circ}\text{C}$]	0,00	0,26	0,48	0,65	0,80
Reell varmeytelse, underkjøler, Q_{SC} [kW]	0,000	0,017	0,030	0,041	0,050
Varmeytelse, kondensator, Q_c [kW]	1,20	1,08	0,99	0,91	0,85
Total reell varmeytelse, varmepumpe [kW]	1,20	1,10	1,02	0,96	0,90
Kompressoreffekt, W_k [kW]	0,36	0,32	0,29	0,27	0,25
Reell effektfaktor varmepumpe [-]	3,36	3,41	3,46	3,51	3,56
Varmeytelse, elektrisk varmeelement, Q_{EL} [kW]	0,73	0,83	0,91	0,97	1,03
Reell effektfaktor kompaktaggregat [-]	1,77	1,68	1,60	1,55	1,51

Som man kan se av tabell 5.10 er den reelle varmelytelsen fra underkjølingsvarmeveksleren langt lavere enn vist i tabell 5.9. Den reelle varmelytelsen etter varmegjenvinneren er redusert med 80 % i forhold til avgitt effekt fra underkjølingsvarmeveksleren. Den totale reelle varmelytelsen fra varmepumpa synker også ved bruk av underkjølingsveksler, noe kompressoreffekten også gjør. Sammen gjør dette at varmepumpas effektfaktor økes noe. Men når varmepumpas varmelytelse synker, må det resterende effektbehovet dekkes av det elektriske varmeelementet. Dette gjør at kompaktaggregatets totale effektfaktor reduseres ved bruk av underkjølingsvarmeveksler, fra 1,77 uten og til 1,51 med underkjølingsvarmeveksler med $\Delta T = 40$ °C. Temperaturen etter varmegjenvinneren er også så lav at man ikke klarer seg uten et varmebatteri for ettervarming av tillufta. Ved bruk av arbeidsmediet R134a vil altså ikke lønne seg å benytte en underkjølingsvarmeveksler for forvarming av utelufta, plassert før varmegjenvinneren.

6 Diskusjon

6.1 Jord/luft-varmeveksler

I denne oppgaven er det gjort en analyse av bruken av en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av ventilasjonsluft og luft som ekstra varmekilde for varmepumpa. Som en del av denne analysen er det satt opp tre modeller for å beregne temperaturendring og trykktap over kollektorrøret. Disse modellene er satt opp i programmet Matlab, versjon 7.5.0. Dette er et avansert simuleringsverktøy og egner seg godt for modellering som gjort i oppgaven.

Når det gjelder de 3 modellene, så er det gjort en del antagelser. For modellen hvor temperaturendringen over kollektorrøret for forskjellige klimaer beregnes, er temperaturen i grunnen svært avgjørende. Temperaturen i grunnen vil variere over året og i forskjellige klimasoner. Hvor stor variasjonen er, vil også variere med dybden i jorda. Det er derfor satt opp en enkel modell for grunntemperaturen i de forskjellige klimasonene og ved de forskjellige utetemperaturene, vist i tabell 2.2. I denne modellen er det tatt utgangspunkt i årsmiddeltemperaturen, og temperaturen er variert med ± 2 °C i forhold til utetemperaturen. Grunntemperaturen er her kun avhengig av utetemperaturen. I virkeligheten vil temperaturen i grunnen påvirkes av mer enn en faktor. For det første vil temperaturendringen i grunnen være noe forsinket i forhold til temperaturendringen i lufta. Etter en kald periode, med etterfølgende mildt vær, vil grunntemperaturen være noe lavere enn det som framkommer av tabellen. I tillegg påvirkes også temperaturen i grunnen av mengden luft som kjøres gjennom røret. I kalde perioder vil temperaturen rundt røret synke mer enn i varme perioder. Derfor er det gjort en antagelse om at temperaturen i en hvis avstand fra røret ikke er påvirket av varmeovergangen. Denne avstanden vil variere over året, men er satt til 1,5 m. Beregningene fra modellene vil derfor ikke stemme i alle tilfeller. Temperaturen i grunnen vil sannsynligvis forandre seg mer og annerledes enn i modellen. Resultatene vil likevel gi en god pekepinn på hvor stor temperaturendringen og effekten til/fra røret til lufta kan bli over året og i forskjellig klima. Siden temperaturen i grunnen er avhengig av flere forskjellige faktorer, vil det være vanskelig å lage en modell som tar hensyn til alle faktorene. For å få gjort en grundigere analyse av temperaturendringen i grunnen og over kollektorrøret bør det utføres tester og feltmålinger på en jord/luft-varmeveksler. På denne måten kan man få testet ut virkningen av faktorene nevnt over og man får reelle resultater.

I begge modellene for temperaturendringen over kollektorrøret er det benyttet helt tørr luft (Absolutt fuktighet på $0 \text{ kg}_{\text{vann}}/\text{kg}_{\text{luft}}$). Denne antagelsen vil stemme ganske bra på svært kalde dager, men dårligere ettersom utetemperaturen stiger. Om sommeren vil lufta inneholde en del fuktighet. Andelen fuktighet i lufta har mye å si for temperaturendringen, siden det er mer energikrevende å endre temperaturen på vann enn på luft. I den varme halvdel av året, vil en del av effekten gå med på å kondensere ut fuktighet fra lufta. Dette gjør at temperaturendringen på sommeren vil bli noe lavere enn ut fra modellen, selv om effekt avgitt fra jorda ikke påvirkes. Dette kan man ta hensyn til ved å lage en mer avansert modell som tar med en varierende fuktighet i lufta, eventuelt ved feltmålinger som nevnt tidligere.

Overført effekt fra jorda til lufta i røret avhenger i stor grad av temperaturforskjellen mellom disse. For å beregne denne effekten i modellene for temperaturendring over kollektorrøret, er røret delt opp i mange små biter. Temperaturforskjellen er da forskjellen mellom temperaturen i grunnen rundt biten og snittemperaturen på lufta i rørbiten. Problemet med dette er at man for å finne effekten, må kjenne snittemperaturen. For å finne snittemperaturen, må man kjenne temperaturen både før og etter rørbiten. Og temperaturen etter rørbiten finne ved hjelp av effekten. Som en forenklet løsning på dette problemet er det benyttet at temperaturforskjellen er forskjellen på grunntemperaturen og lufttemperaturen inn på rørbiten. Dette gir en liten feilkilde, men ved å dele røret opp i kortere biter, minsker denne feilmarginen. Dette fordi temperaturforskjellen på lufta før og etter rørbiten blir svært liten ved å redusere lengden av hver bit. I modellen er det 15 m lange kollektorrøret delt opp i 1 cm lange biter. Dette gir en temperaturendring på lufta over hver rørbite på omtrent $0,004 \text{ }^\circ\text{C}$. Forskjellen på temperaturen i grunnen og i lufta vil dermed være mye større (omtrent 1500 ganger større) enn forskjellen på snittemperaturen og temperaturen inn på rørbiten. Temperaturforskjellen mellom lufta og grunnen vil dermed være tilnærmet lik uavhengig om man benyttes snittemperaturen på lufta eller temperaturen inn på rørbiten. Denne antagelsen vil dermed gi en svært god tilnærming.

De 3 modellene er satt opp for et kollektorrør som er 15 m lang og har en indre diameter på 200 mm. Ved å benytte lenger rør eller rør med en større diameter kan resultatene bli annerledes. Et lenger rør ville gitt større temperaturendring. Dette er ikke beregnet ut fra modellene i denne oppgaven, men kan enkelt beregnes ved å endre modellene. Når det gjelder modellen for beregning av trykktap i kollektorrøret, er det benyttet et inntakstårn med rist. Ved bruk av kollektorrøret til forvarming/kjøling av ventilasjonsluft bør det i tillegg benyttes et luftfilter. Dette filteret vil bidra til et større trykktap over kollektorrøret. Dette er ikke beregnet ut fra modellen i denne oppgaven, men

kan beregnes ved å legge data for trykktap over filter, ved forskjellige lufthastigheter, inn i modellene.

Ut fra resultatene fra modellen for temperaturendring over kollektorrøret ved forskjellige utetemperaturer og klimasoner, gitt i tabell 4.1, viser det seg at man får størst temperaturendring i områder med stor variasjon i utetemperaturen. Dette gjelder både på de varmeste og de kaldeste dagene. I løpet av de kaldeste dagene i Røros-området, kan man få et temperaturløft gjennom kollektorrøret på nesten 10 °C. Varmeeffekt fra kollektorrøret er på ca 0,6 kW i Rørosområdet, mens det for Bergensområdet er på ca 0,25 kW på de kaldeste dagene. På de varmeste får man en kjøleeffekt på ca 0,32 kW i Rørosområdet, mens den i Bergensområdet blir på ca 0,17 kW. Ved utetemperaturer i området fra 0 til -10 °C vil varmeeffekten fra jorda faktisk være størst i områder med mildt kystklima. Dette skyldes at disse områdene vil ha den høyeste temperaturen i grunnen. Men grunnet forholdsvis liten temperaturforskjell på utelufta og jorda vil effekten fra kollektorrøret være moderat. Bruk av jord/luft-varmeveksler er altså best egnet, både til forvarming og forkjøling av luft, i typisk innlandsklima hvor variasjonen i utetemperaturen over året er stor. Varmepumper basert på uteluft som varmekilde klarer å hente ut varme fra utelufta ned til typisk -15 til -20 °C. I Hamarområdet vil man på de kaldeste dagene få temperaturer lufttemperaturer ut fra kollektorrøret på -16 °C (figur 4.10). Ved å benytte en jord/luft-varmeveksler kan det faktisk bli aktuelt å benytte slike varmepumper i kalde innlandsklimaer hvor det tidligere ikke var mulig. For å få tilstrekkelig med effekt fra varmepumpa kan det da hende at det må benyttes større kanaldimensjoner enn ID 200 mm. Det kan også benyttes lenger rør enn 15 m.

Å benytte en jord/luft-varmeveksler sammen med Viessmann Vitotres 343, kan gi et bedre system totalt sett. Forvarming av ventilasjonslufta fører til at behovet for oppvarming av tillufta går ned. Samtidig gir en høyere utetemperatur inn på varmegjenvinneren en høyere temperatur på avtrekkslufta etter varmegjenvinneren. Samtidig heves temperaturen på den ekstra utelufta til varmepumpa. Varmepumpas varmekilde, som er avtrekkslufta etter varmegjenvinneren og den ekstra utelufta, får da en høyere temperatur. I perioder der varmepumpa kan dekke hele oppvarmingsbehovet, kan fordampningstemperaturen heves slik at varmepumpa og kompaktaggregatet får en bedre effektfaktor. I perioder der varmepumpa ikke klarer å dekke hele oppvarmingsbehovet, kan økt lufttemperatur inn på fordampere føre til at mer varme kan hentes ut. Varmepumpas varmeytelse kan da heves, slik at den dekker en større andel av oppvarmingsbehovet. Aggregatets effektfaktor vil da øke, siden andelen tilført elektrisitet reduseres. Bruk av en jord/luft-varmeveksler vil i kombinasjon med et kompaktaggregat med varmepumpe, gjøre at kompaktaggregatet blir bedre egnet for Norske forhold og da særlig under kalde

vinterforhold. På de varmeste dagene vil luften kunne forkjøles i kollektorrøret. Kjøleeffekten ligger på ca 0,25 kW på de varmeste dagene. Om dette ikke dekker hele kjølebehovet, vil det hvertfall redusere behovet for mekanisk kjøling.

Når det gjelder lufthastigheten i kollektorrøret er det en fordel at denne holdes lav. Ut fra resultatene fra modellen for temperaturendring ved varierende lufthastighet, viser det seg at temperaturendringen over røret synker med stigende lufthastighet (figur 4.14). Ved å redusere lufthastigheten fra 3 til 1 m/s, økes temperaturendringen over kollektorrøret fra 3 til 6 °C. Samtidig kan man se av resultatene fra modellen for beregning av trykktap (figur 4.15), at trykktapet øker med økende lufthastighet. Ved å redusere lufthastigheten fra 8 til 1 m/s, reduseres trykktapet fra 89 til 8 Pa. Det vil derfor, både av hensyn til temperaturendring og trykktap, være en fordel at lufthastigheten holdes så lav som mulig. Lufthastigheten bør derfor helst holdes rundt 1 m/s og helst ikke høyere enn 2 m/s.

6.2 Målinger på Vitotres 343

6.2.1 Resultater

Under forsøkene som ble utført på Vitotres, var det ønskelig å teste ut aggregatet under norske forhold. For å simulere dette ble luften tilført kompaktaggregatet kjølt ned ved hjelp av et kjølebatteri, slik at man kunne oppnå norske vinterforhold. Kjølebatteriet ble nedkjølt ved hjelp av en kjølekrets med glykol som energibærer. Under testkjøring av aggregatet før forsøkene viste det seg at kjølebatteriet hadde lett for å fryse igjen ved lavere temperatur på glykolkretsen enn -10 °C. Under forsøkene ble derfor temperaturen på glykolkretsen holdt på -5 til -6 °C. Man forhindret da at kjølebatteriet frøs igjen med en gang, men dette medførte at de kalde norske vinterforholdene ikke ble oppnådd.

Underveis i monteringen og instrumenteringen ble det oppdaget at ikke alle komponentene fulgte med i leveransen av kompaktaggregatet. Dette gjaldt en romtemperaturføler og et tilkoblingsstykke med vifte for den ekstra uteluften til varmepumpa. Romtemperaturføleren skulle tilkobles til kompaktaggregatet og måle temperaturen sentralt i oppholdssonen. Uten denne føleren ble temperaturen i rommet automatisk satt til 42,8 °C av kompaktaggregatet. Denne temperaturen ble stilt manuelt til den lavest mulige temperaturen, som var på 38 °C. At kompaktaggregatet trodde temperaturen i rommet var på 38 °C kan ha påvirket styringen av aggregatet. Tilkoblingsstykket for

ekstra utelufta inneholdt en vifte. Uten denne vifta var det var det ikke mulig å sende ekstra uteluft over fordamperen. Dette medførte at effekten tatt opp i fordamperen kanskje ble lavere enn den ville vært med dette tilkoblingsstykket. Dette kan ha påvirket både varmfaktoren og varmeytelsen for varmepumpemodulen og kompaktaggregatet. Viss det skal utføres tester på kompaktaggregatet i senere tid anbefales det at romtemperaturføleren og tilkoblingsstykket med vifte, benyttes.

Før forsøkene ble utført ble volumstrømmen av ventilasjonslufta til og fra aggregatet målt ved hjelp av to måleblender. Det skulle egentlig også utføres målinger av volumstrømmen av utelufta til varmepumpa. Dette ble ikke gjort, siden det ikke ble benyttet ekstra uteluft til varmepumpa (tilkoblingsstykket med vifte for denne luftstrømmen manglet). Under målingene viste kompaktaggregatet en volumstrøm på tillufta og avtrekkslufta på $150 \text{ m}^3/\text{h}$. Den målte volumstrømmen for ventilasjonslufta var noe lavere enn dette, $132 \text{ m}^3/\text{h}$ for tillufta og $142 \text{ m}^3/\text{h}$ for avtrekkslufta (tabell 5.1). At den målte volumstrømmen var lavere enn det kompaktaggregatets målinger kan komme av at trykktapene i kanalene på riggen var høyere enn det kompaktaggregatets målinger var kalibrert for. Man kan også se at volumstrømmen for tillufta er lavere enn for avtrekkslufta. Begge volumstrømmene sendes gjennom blendestrekket, men tillufta sendes i tillegg gjennom både kjølebatteriet, 4,3 meter med ventilasjonskanal og 3 stykk 90° bend. Dette medfører et høyere trykktap for tillufta enn for avtrekkslufta, og dermed en lavere volumstrøm.

Når det gjelder verdiene lest av fra energimålerne (tabell 5.3), viste det seg at vannmengden som har passert gjennom energimålerne over kondensatoren er tilnærmet lik vannmengden gjennom energimåleren over varmtvannsberederen, for alle forsøkene. Dette forteller at det ikke er avgitt varmeeffekt til tillufta i varmebatteriet, siden det ikke har passert noe vann gjennom dette. Når man ser på energimengden avgitt til vannet i berederen kan man se at denne er størst for det første forsøket. I det tredje forsøket er energimengden til tappevannet lavest. Det samme gjelder også for vannmengdene tappet fra aggregatet under forsøkene (vist i tabell 5.4). Både snittemperaturen og energimengden i det tappede vannet blir lavere for hver forsøksserie. Etter tapping pågår oppvarmingen av vannet i berederen til ønsket temperatur i berederen er oppnådd. Ønsket temperatur måles ved hjelp av tre temperaturfølere plassert i berederen (topp, midt og bunn). Siden temperaturen kun måles på tre steder i berederen kan man ikke være sikker på at temperaturfordelingen i berederen er lik før og etter oppvarmingsperioden. Man kan da heller ikke være sikker på at energimengden i vannmengden som er tappet er den samme som energimengden tilført vannet i berederen i den påfølgende oppvarmingsperioden. Ved beregning av varmfaktoren for kompaktaggregatet trenger man å vite energimengden avgitt til tappevannet. Man bør da

benytte energimengden gitt fra energimåleren over berederen og ikke energimengden i det tappede vannet.

Når man ser på lufttemperaturene i de tre forsøkene (gitt i tabell 5.2) kan man se at disse er forholdsvis like for de to første forsøkene, mens den skiller seg ut i det tredje forsøket.

I de to første forsøkene var snitttemperaturen på utelufta over 4,5 °C. Mye av utelufta ble da sendt i utenom varmegjenvinneren. Ut fra tabell 5.5 viser det seg at temperaturvirkningsgraden under tappevannsoppvarming lav. Tilluftstemperaturen ligger da også lavt, på hhv. 9,5 og 10,2 °C for forsøk 1 og 2. Dette er vanligvis en for lav tilluftstemperatur for boliger, men den lave temperaturen kan komme av at romtemperaturføleren ikke er montert. Aggregatet tror da det er 38 °C i oppholdssonen og kjører da lav tilluftstemperatur for å kjøle. Det kan også komme av at kompaktaggregatet prioriterer beredning av tappevann. Ved å sende noe av lufta utenfor varmegjenvinneren kan fordamperytelsen, og dermed varmepumpas varmeytelse heves. En større effekt går da til oppvarming av tappevann. Det tredje forsøket skiller seg ut, ved at all lufta sendes gjennom varmegjenvinneren. Utelufta har i dette forsøket en snitttemperatur på 3,6 °C, mens snitttemperaturen på tillufta er på 22,7 °C. At utetemperaturen var lavere kan komme av at kjølebatteriet ble avrimet før forsøket. Temperaturvirkningsgraden på varmegjenvinneren ligger også mye høyere enn for de to første forsøkene. Dette gjør at lufttemperaturen inn på fordamperen, og dermed varmepumpas varmeytelse, synker. På grunn av en mer riktig temperatur på tillufta, gir det tredje forsøket noe mer reelle resultater. I dette forsøket fikk man en gjennomsnittelig virkningsgrad på varmegjenvinneren på 0,833 under oppvarming av tappevann. Det viste seg også at snitttemperaturen på avkastlufta var vesentlig lavere i det tredje forsøket (0,77 °C) enn i de to første forsøkene (ca 6 °C). Varmepumpa hentet da ut så mye energi fra avtrekkslufta som mulig uten at man fikk gjenfrysing av fordamperen.

Når man ser på varmeytelsen og varmefaktoren for varmepumpa og kompaktaggregatet (vist i tabell 5.6), kan man se mye av det samme som er diskutert i forrige avsnitt. Varmeytelsen til varmepumpa ble beregnet til ca 1,6 kW for de to første forsøkene, mens den var på ca 1,3 for det tredje forsøket. At varmeytelsen i det tredje forsøket var lavere enn i de to foregående kommer av at lufttemperaturen inn på fordamperen er lavere. Fordamperytelsen synker da noe, som igjen gjør at varmepumpas varmeytelse synker. En lavere varmeytelse går også ut over varmepumpas varmefaktor. Dette fordi kompressoreffekten forandrer seg mindre enn varmeytelsen. Den gjennomsnittelige kompressoreffekten er på 647 W i det første forsøket, mens den er på 622 W i det tredje forsøket. Kompressoreffekten synker dermed med 25 W, mens varmeytelsen synker med 300 W. Når man ser på varmefaktoren for kompaktaggregatet er denne på 1,54 og 1,6 i det første og andre forsøket. I det tredje forsøket ble denne 1,3. At varmefaktoren er lavere for det siste forsøket

kommer av at den gjennomsnittelige varmeytelse fra aggregatet i dette forsøket var høyere enn for de to første forsøkene. Dette kommer igjen av to ting. Det første er at det leveres en høyere effekt til oppvarming av tillufta, siden denne nå blir oppvarmet til over 20 °C og ikke til ca 10 °C. Når man vet at effekten som kan hentes ut av avtrekkslufta er forholdsvis lik, gir en økning i den totale effekten også en økt andel elektrisk effekt tilført. Den andre grunnen er at det elektriske varmeelementet bidrar til oppvarming av tappevann i hele oppvarmingsperioden. På grunn av at tillufta ikke blir varmet opp til mer enn 10 °C i de to første forsøkene, er det nok det tredje forsøket som gir de mest riktige og reelle resultatene.

Når man ser på varmeytelsen fra varmepumpa, det elektriske varmbatteriet, kompaktaggregatet og til tillufta over forsøksperioden kan man se hvordan aggregatet kjøres. I løpet av de to første forsøksseriene var forløpet ganske likt (vist i figur 5.3 og G.1). Fra tappingen startet tok det noen minutter for temperaturen i berederen var lav nok til at kompressoren og det elektriske varmeelementet startet. Når oppvarmingen startet var forskjellen mellom ønsket og målt temperatur i berederen så stor at det elektriske varmeelementet startet å levere maks effekt (6 kW). Etter litt over 40 minutter stoppet kompressoren opp, for avriming av fordampere. Kompressoren startet igjen ca 10 minutter senere. I løpet av denne perioden ble det elektriske varmeelementet skrudd av, siden temperaturen i berederen nærmet seg ønsket temperatur. Varmepumpa ble så kjørt til ønsket temperatur i berederen var oppnådd. Siden mye av lufta gikk utenom varmegjenvinneren, og temperaturløfte på tillufta var på kun 5 °C, vil dette oppvarmingsforløpet stemme bedre for perioder med høyere utetemperatur. Når man ser på hvordan varmeytelsen forandret seg over det tredje forsøket (figur 5.4), ser man at dette forløpet skiller seg fra de to første forsøkene. I dette forsøket var effekten tilført tillufta i varmegjenvinneren høyere. Samtidig var varmeytelsen fra varmepumpa lavere. Det elektriske varmeelementet startet på 6 kW, som i de foregående forsøkene. Forskjellen var at den istedenfor å skrus helt av, trinnet ned og leverte en effekt på 2 kW den siste delen av oppvarmingsperioden. Dette gjorde at oppvarmingsperioden tok noe kortere tid, men en større del av energien til oppvarming kom fra elektrisk oppvarming. Dette bidro også til at kompaktaggregatets varmefaktor ble lavere for forsøk tre enn for de to første forsøkene. Det tredje forsøket gir nok det beste bildet på hvordan oppvarmingsforløpet ser ut og hvordan kompaktaggregatet kjøres under forhold med utetemperaturen rett over 0 °C.

I figur 5.5 og 5.6 kan man se hvordan kompaktaggregatets effektfaktor varierer over forsøksperioden for hhv. det første og tredje forsøket. For det første forsøket kan man se at effektfaktoren ligger på ca 4 før oppvarmingen starter. Det er da kun viftene som trenger tilført effekt og varmegjenvinneren som avgir varme. Når det elektriske varmeelementet starter å levere 6 kW synker effektfaktoren til

ca 1,15. Når det elektriske varmeelementet og kompressoren skrus av har varmegjenvinneren en lav ytelse. Effektfaktoren for kompaktaggregatet er da nesten nede på 1. Når kompressoren så startes igjen stiger effektfaktoren til omtrent 2,5, der den holder seg der resten av oppvarmingsperioden. For det tredje forsøket er dette forløpet annerledes. Før tappevannsoppvarmingen starter er virkningsgraden på varmegjenvinneren høy, slik at også aggregatets effektfaktor er høy (ca 8). Når det elektriske varmeelementet (6 kW) og kompressoren skrus på synker effektfaktoren til ca 1,1. Dette fordi den elektriske effekten tilført utgjør an stor andel av total varmeeffekt fra aggregatet. Når varmeelementet trinnes ned til en effekt på 2 kW syker andelen av total avgitt effekt som er tilført elektrisk effekt. Effektfaktoren stiger da til ca 1,3.

6.2.2 Feilkilder

I løpet av forsøksseriene dukker det opp en rekke feilkilder, både systematiske feil og tilfeldige feil. Systematiske feil kommer av usikkerhet på måleinstrumentene. I forsøkene utført i denne oppgaven vil man ha følgende systematiske feil.

- Temperaturmålinger med termoelement type T. Disse termoelementene er ikke kalibrert mot et nullpunkt i isvann. Det er benyttet et internt nullpunkt i LabVIEW, noe som gjør at man får en nøyaktighet på $\pm 0,3$ °K (Lohse, 2008).
- Måling av volumstrømmen til ventilasjonslufta med blendestrekket. Nøyaktigheten på disse målingene er på ± 1 %. Målingene av trykktapet over måleblenda ble ikke logget, men lest av ved start. Det ble før forsøkene utført kontroll av trykktapet over blenda over tid. Det viste da at trykktapet og volumstrømmen holder seg jevn.
- Effektmålingene gjort ved hjelp av måling av spenning med trafo og strøm med tangampermeter. Nøyaktigheten på effektmålingene er sterkt avhengig av nøyaktigheten på målingen med tangampermeteret. Nøyaktigheten var ikke tilgjengelig fra produsenten og det er derfor vanskelig å anslå nøyaktigheten til effektmålingene.
- Måling av energimengde avgitt og tilført den interne varmekretsen ved hjelp av Kundo energimålere. Nøyaktigheten på temperatur- og volumstrømsmålinger ikke oppgitt i datablad for måleren. Nøyaktigheten var ikke mulig å få tak i fra produsenten. Det er derfor vanskelig å anslå nøyaktigheten på målingene.
- Temperaturmålinger i varmtvannsbereder. Aggregatet måler temperaturen i varmtvannsberederen på tre steder (bunnen, midten og toppen). Det er disse temperaturfølerne som måler når vannet har oppnådd ønsket temperatur. Siden det kun er benyttet tre temperaturfølere kan man ikke være sikker på at temperaturfordelinger er lik i

berederen hver gang. Man kan dermed heller ikke være sikker på at energimengden i vannet er den samme før og etter en tapping og oppvarmingsperiode. Dette vises når man ser på resultatene fra tappingen i de tre forsøkene. Selv om de tre temperaturfølerne viste omtrent det samme ved tappestart i alle forsøkene, ble den tappede vannmengden svært forskjellig (fra 92,5 til 139,9 kg). I beregningene av kompaktaggregatets varmeytelse ble derfor måleresultatene fra energimåleren over berederen benyttet for tilført energimengde til tappevannet.

De tilfeldige feilene i forsøkene kommer av manuell avlesning av måleinstrumenter og måleverdier. I forsøkene har man følgende tilfeldige feil.

- Måling av volumstrøm. Volumstrømsmålingene ble utført ved at trykktapet over måleblenda ble lest av et mikromanometer. Dermed ble den avleste verdien brukt til å finne volumstrømmen ut fra kalibreringskurvene i vedlegg E. Denne avlesningen medfører en lite feilkilde.
- Veiingen av den tappede vannmengden. Veiingen ble utført ved manuell avlesning av vekta. Dette medfører en liten feilkilde. Denne feilkilden anslås til å være $\pm 0,05$ kg og blir svært liten når massen til vannet ligger over 90 kg.
- Oppsett av kurve for beregning av effekt i LabVIEW. Effekten beregnes ut fra en kurve som viser sammenhengen mellom målt spenning og effekt. Denne kurven er satt opp ut fra målinger av strøm og spenning ved varierende turtall på ventilasjonsviftene og med og uten kompressoreffekt. Verdiene for strøm og spenning varierte mye ved måling, og vil derfor gi en feilkilde.
- Avlesning av effekt og tidspunkt for inn og utkobling av det elektriske varmeelementet. Dette går i trinn på 2 kW, så riktig effekt vil derfor bli lest av. Men avlesning av tidspunktet for inn og utkobling vil gi en liten feilkilde. Nøyaktigheten på avlesningen er anslått til å være ± 5 sekunder.

De viktigste målingene for beregning av varmeytelse og varmfaktor for varmepumpa og kompaktaggregatet, er målingene av tilført elektrisk effekt og energimålingene med energimålerne. Da nøyaktigheten på disse målingene ikke var mulige å få tak i fra leverandørene, blir det vanskelig å bestemme noen usikkerhet for resultatene. Man bør derfor ikke legge for stor vekt på resultatene fra beregning av varmeytelse og varmfaktor. Resultatene kan likevel gi en pekepinn på hvordan varmeytelse og varmfaktoren vil være for varmepumpemodulen og kompaktaggregatet, og hvordan de vil variere ved forskjellige forhold. Resultatene vil samtidig gi en svært god ide om hvordan

kompaktaggregatet styres og kjøres ved forskjellige forhold, da det ikke er like viktig med nøyaktige målinger av størrelsen på effekt og energimengder.

6.3 Ulike forbedringer for Vitotres 343

I kapittel 5.3 er det gjort en analyse av ulike måter å forbedre kompaktaggregatet og varmepumpa. Den første måten er å benytte en suggassvarmeveksler. Det er gjort en beregning for å se på forbedringspotensialet ved bruk av en slik varmeveksler. Beregningen er gjort ved sommerdrift, når varmepumpa har en fordampningstemperatur på 0 °C. Varmepumpas effektfaktor ble i dette tilfellet økt med 2,8 %. Ved vinterdrift vil lufttemperaturen inn på fordampere bli lavere, noe som også fører til en lavere fordampningstemperatur. Om kondenseringstemperaturen holdes på samme nivå, vil strupningstapet øke og dermed varmepumpas effektfaktor reduseres. Ved bruk av underkjølingsvarmeveksler vil strupningstapet reduseres og varmepumpas effektfaktor øker. Ved en fordampningstemperatur på -15°C vil effektfaktoren øke med 3,2 % ved bruk av underkjølingsvarmeveksler. Bruk av underkjølingsvarmeveksler gjør altså at varmepumpas effektfaktor blir høyere. Dette bidrar til en lavere effekt til kompressoren, noe som gjør at varmeytelsen synker (ved konstant fordamperytelse). Ved å øke mengden uteluft til fordampere, kan fordamperytelsen heves igjen. Varmepumpa vil da kunne få samme varmeytelse med en bedre effektfaktor, enn uten suggassvarmeveksler. Dette vil igjen gi kompaktaggregatet en bedre effektfaktor. I perioder der det ikke er mulig å heve fordamperytelsen, vil varmeytelsen synke ved bruk av suggassvarmeveksler. Den tapte ytelsen må da leveres av det elektriske varmeelementet. Men siden reduksjonen i ytelse kommer av redusert kompressoreffekt, vil ikke det totale behovet for elektrisk effekt for kompaktaggregatet heves. Kompaktaggregatets effektfaktor blir da ikke lavere. Bruk av suggassvarmeveksler vil derfor gi bedre effektfaktor for både varmepumpemodulen og kompaktaggregatet. Samtidig vil det også medføre en ekstrakostnad for aggregatet. Om man bør bruke suggassvarmeveksler på aggregatet eller ikke blir derfor et kostnadsspørsmål, og det bør foretas en kostnadsanalyse.

Det er også vurdert bruk av CO₂ som arbeidsmedium. CO₂ kan egne seg godt i kompaktaggregater, siden en stor del av det årlige energibehovet går til tappevannsberedning. Under sommerdrift, med en fordampertemperatur på 0 °C, fikk varmepumpemodulen med CO₂ en effektfaktor som var ca 18 % bedre enn varmepumpemodulen i Vitotres 343. Ved vinterdrift og en fordampningstemperatur på -15°C, ble effektfaktoren 9,5 % bedre. Bruk av CO₂ som arbeidsmedium kan altså gi en bedre

effektfaktor for varmepumpemodulen og kompaktaggregatet totalt sett. Den høye energitettheten og volumetriske varmeytelsen gir også en kompakt systemløsning ved bruk av CO₂. Dette er svært gunstig siden kompaktaggregatet skal ta så liten plass som mulig. I tillegg er CO₂ et naturlig arbeidsmedium, som ikke fører til global oppvarming (så lenge det er produsert på forhånd). Dette er derfor svært godt egnet som arbeidsmedium i varmepumpemodulen i Vitotres 343.

Varmepumpas varmeytelse er i stor grad bestemt av luftmengden og temperaturen på lufta over fordampere. En betydelig del av året er effektbehovet for boligen større enn det varmepumpa klarer å dekke. Ved å heve mengden uteluft som benyttes som varmekilde for varmepumpa, kan denne levere en høyere varmeytelse. Ut fra beregninger vist i kapittel 5.3.3 viser det seg at man ved å øke mengden ekstra uteluft til varmepumpa fra 100 til 400 m³/h, kan man heve varmepumpas varmeytelse fra 1,2 til 1,9 kW. Dette vil bidra til at varmepumpa dekker en mye større andel av det totale effektbehovet for boligen og kompaktaggregatets effektfaktor vil bli betydelig bedre. Men en økning av luftmengden over fordampere krever enten større areal på fordampere eller en lavere fordampningstemperatur. Innsugd volum av arbeidsmedium vil også bli noe større, slik at en større kompressor må benyttes. I tillegg må kanaldimensjonene for den ekstra utelufta til varmepumpa bli noe større. Å heve varmeytelsen til kompressoren ved hjelp av ekstra uteluft vil helt klart gjøre kompaktaggregatet mer effektivt. Men det vil samtidig kreve mer plass og medføre økte komponentkostnader. Om denne løsningen bør benyttes vil derfor være et kostnadsspørsmål. Det bør derfor eventuelt utføres en kostnadsanalyse for tiltaket.

Varmepumpemodulen i Vitotres 343 har ikke mulighet til å dekke både kjøle- og oppvarmingsbehov samtidig. Det er derfor sett på muligheten for å benytte en annen systemløsning som gjør dette mulig. En mulig systemløsning er vist i figur 5.9. Ved å kunne berede varmt tappevann samtidig som man kjøler tillufta på varme dager, oppnår man en langt bedre effektfaktor for varmepumpa og kompaktaggregatet. Dette fordi man får nyttiggjort effekten fra både fordampere og kondensatoren, uten at kompressorytelsen øker. Ulempen med denne løsningen er at den er mer plasskrevende grunnet flere komponenter, noe som også gir en ekstra kostnad. Samtidig er denne systemløsningen noe mer avansert og krever mer styring og regulering. Det bør derfor utføres en kostnadsanalyse av tiltaket.

Det siste tiltaket som er analysert er å benytte en underkjølingsvarmeveksler for å forvarme tillufta før varmegjenvinneren. Ut fra beregningene gjort i kapittel 5.3.5, viste det seg at bruk av underkjølingsvarmeveksler gjør at varmeytelsen fra kondensatoren synker. Dette fordi strupningstapet reduseres og dermed øker spesifikk fordampningsvarme. Siden fordamperytelsen

ikke kan heves, vil massestrømmen og dermed varmeytelsen fra kondensatoren reduseres. Den tapte varmeytelsen fra kondensatoren vil avgis i underkjølingsvarmeveksleren og varmepumpas effektfaktor vil dermed heves. Men siden lufta varmes opp før varmegjenvinneren, vil effekten fra underkjøleren reduseres sterkt over varmegjenvinneren. Selv om dette tiltaket, selv med tapet i varmegjenvinneren, vil bidra til å heve varmepumpas effektfaktor, vil kompaktaggregatets effektfaktor reduseres. Dette fordi varmepumpas varmeytelse reduseres, og det elektriske varmeelementet må dekke den tapte ytelsen. Eneste situasjonen denne løsningen vil lønne seg, er når varmepumpa klarer å dekke mer enn det totale effektbehovet for boligen. Problemet er at dette inntreffer på den varme årstiden, da behovet for oppvarming av ventilasjonslufta lite eller ingenting. Underkjølingsveksleren vil da uansett være inaktiv. Det viser seg også at underkjølingsvarmeveksleren ikke klarer å varme opp tillufta nok til at man slipper ettervarming etter varmegjenvinneren. Det lønner seg dermed ikke å benytte en underkjølingsvarmeveksler på varmepumpemodulen for forvarming av tillufta før varmegjenvinneren. Alternativt kunne en underkjølingsvarmeveksler bli benyttet til forvarming av det kalde nettvannet. Man unngår da effekttapet over varmegjenvinneren.

Som det er vist i kapittel 5.3, vil fire av de fem tiltakene gi et bedre og mer effektivt aggregat. Samtidig vil tiltakene føre til økt komponentkostnader og et mer plasskrevende system. Kompaktaggregatene skal stort sett benyttes i vanlige boliger. Det er derfor viktig at aggregatene har en konkurransedyktig pris, at det tar liten plass og at det er driftsikkert. Det bør derfor gjøres kostnadsberegninger for å se hvilke løsninger som lønner seg. Hvilke systemløsninger som er best egnet og som bør benyttes vil tilslutt bli et optimaliseringsspørsmål, hvor en bedre og mer effektiv systemløsning veies opp mot pris, driftssikkerhet og hvor mye plass det krever.

7 Konklusjon

Lavenergiboliger og passivhus er godt isolerte boliger med svært lavt oppvarmingsbehov. Oppvarming av tappevann står for en stor del av det totale oppvarmingsbehovet. Derfor bør oppvarmingssystemet være enkelt og billig, samtidig som det er godt tilpasset til beredning av tappevann. En mulig løsning er bruk av kompaktaggregat med varmepumpe.

Det er også mulig å benytte en jord/luft-varmeveksler for forvarming og forkjøling av ventilasjonslufta til boligen og ekstra uteluft som varmekilde til varmepumpa. Jord/luft-varmeveksleren bør legges under teletaget, typisk 1,5 til 2 meter under bakken. Hvis denne løsningen skal benyttes for ventilasjonslufta til boligen er det viktig at lufta har god kvalitet. Det bør derfor benyttes filter på luftinntaket, og rørene bør legges med en helning på minst 2 % for drenering av fuktighet kondensert fra lufta. Komponentkostnadene for en slik varmeveksler med en lengde på 15 meter vil ligge på ca 3100 kr u/mva. Ved nybygg kan kollektorrørene legges rundt huset ca 1-2 meter fra grunnmuren, slik at leggekostnadene bli lave.

I oppgaven er det satt opp tre modeller for beregning av temperaturendring og trykktap over en 15 meter lang jord/luft-varmeveksler. Temperaturendringen er svært avhengig av temperaturen i grunnen og klimasonen. Resultatene viste at man får størst temperaturendring over kollektorrøret i klimasoner med stor variasjon i utetemperatur over året. Bruk av jord/luft-varmeveksler er altså best egnet, både til forvarming og forkjøling av luft, i typisk innlandsklima. I Rørosklima er temperaturendringen på 9,4 °C på de kaldeste dagene og på 5,7 °C på de varmeste. Dette tilsvarer en varme- og kjøleeffekt på hhv. 600 og 320 W. Snittet fra de fem klimasonene det er gjort beregninger for, viste at temperaturendringen på den kaldeste dagen var på 6,6 °C. Ved en utetemperatur på -10 °C var endringen på 4,1 °C, mens den på de varmeste dagene var på 4,5 °C. Bruk av jord/luft-varmeveksler i kombinasjon med et kompaktaggregat er et tiltak som gjør kompaktaggregatet bedre egnet for norske forhold. Lufthastigheten er svært avgjørende for temperaturendringen og trykktapet over kollektorrøret. Lufthastigheten bør derfor holdes så lav som mulig, gjerne rundt 1 m/s. Det er en del faktorer det er vanskelig å ta hensyn til i en slik modell. Om det skal gjøres en grundigere analyse bør det derfor utføres feltnmålinger på en jord/luft-varmeveksler.

Det er også utført en detaljert analyse av kompaktaggregatet Vitotres 343, fra Viessmann. Analysen består av målinger utført på kompaktaggregatet og en analyse av ulike tiltak for å forbedre aggregatet. Målingene var utført ved en utetemperatur på mellom 3,5 og 5 °C. Ved en utetemperatur

på 3,5 °C og en romtemperatur på 26 °C, ble tilluftstemperaturen på 22,5 °C.

Temperaturvirkningsgraden på varmegjenvinneren lå i snitt på 0,833 i perioden med oppvarming av tappevannet. Over måleperioden hadde varmepumpa en varmfaktor på 2,06, mens kompaktaggregatets varmfaktor var på 1,3. De viktigste målingene for beregning av varmeytelse og varmfaktor var målingene av tilført elektrisk effekt og målingene med energimålerne.

Nøyaktigheten på disse målingene var ikke tilgjengelig fra leverandøren. Man kan derfor ikke legge for stor vekt på disse resultatene, men de vil likevel kunne gi en ide om hvordan varmepumpas og kompaktaggregatets varmeytelse og varmfaktor er ved de utvalgte forholdene. Selv om nøyaktigheten på målingene ikke er bestemt, vil resultatene likevel være svært godt egnet for å si noe om hvordan aggregatet kjøres under gitte forhold. Når det tappes mye vann fra berederen vil kompaktaggregatet yte maks varmeeffekt for å varme opp vannet i berederen. Etter hvert som avviket mellom målt og ønsket temperatur i berederen minker, leverer det elektriske varmeelementet en liten eller ingen effekt. Når tappevannsoppvarmingen starter sendes noe av tillufta utenom varmegjenvinneren for at varmeytelsen til varmepumpa skal heves noe. For å kunne bestemme hvor egnet kompaktaggregatet er for norske forhold, burde det vært utført forsøk ved utetemperaturer på mellom -10 og -20 °C. Under forsøkene ble det ikke utført målinger ved lavere utetemperaturer enn 3,5 °C, grunnet gjenfrysing av kjølebatteriet.

Det ble også gjort en analyse av ulike tiltak for å forbedre kompaktaggregatet og varmepumpemodulen. Tiltak som bruk av suggassvarmeveksler og bruk av CO₂ som arbeidsmedium vil bidra til å gi varmepumpa og kompaktaggregatet en bedre effektfaktor. CO₂ er i tillegg et naturlig arbeidsmedium som ikke bidrar til global oppvarming (hvis det allerede er produsert). Ved å øke mengden ekstra uteluft som kan benyttes som varmekilde for varmepumpa, er det mulig å heve varmeytelsen betraktelig. Ved å øke mengden ekstra uteluft til varmepumpa fra 100 til 400 m³/h kan varmeytelsen heves fra 1,2 til 1,9 kW. Dette kan bidra til å heve kompaktaggregatets effektfaktor betydelig. Kompaktaggregatet har i utgangspunktet ikke mulighet for å levere en kjøleeffekt samtidig som den varme opp tappevann. Ved å benytte en systemløsning som gjør dette mulig, vil man oppnå en langt bedre varmfaktor for kompaktaggregatet. En mulig systemløsning er presentert i figur 5.14. Bruk av underkjølingsveksler for forvarming av tillufta før varmegjenvinneren vil gi aggregatet en dårligere effektfaktor og bør ikke benyttes. Som beskrevet over vil fire av de fem tiltakene gi et bedre og mer effektivt aggregat. Samtidig vil tiltakene føre til økt komponentkostnader og et mer plasskrevende system. Kompaktaggregatene skal stort sett benyttes i vanlige boliger. Det er derfor viktig at aggregatene har en konkurransedyktig pris, at det tar liten plass og at det er driftsikkert. Det bør derfor gjøres kostnadsberegninger for å se hvilke løsninger som lønner seg. Hvilke systemløsninger som er best egnet og som bør benyttes vil tilslutt bli et optimaliserings spørsmål,

hvor en bedre og mer effektivt systemløsning veies opp mot pris, driftssikkerhet og hvor mye plass det krever.

8 Forslag og anbefalinger til videre arbeid

I analysen av en jord/luft-varmeveksleren ble det satt opp en modell for årsberegning av temperaturendringen over kollektorrøret, i forskjellige klimasoner. I denne modellen var det enkelte faktorer som ikke ble tatt hensyn til. Disse faktorene var fuktigheten i lufta på sommeren, at temperaturen i grunnen har en forsinkelse i forhold til utetemperaturen og at temperaturen i jorda rundt røret vil påvirkes mer i kalde perioder enn i milde perioder. Om det skal utføres en mer grundig analyse av bruken av jord/luft-varmeveksler bør man utføre tester og feltmålinger på en slik varmeveksler eller videreutvikle modellen (vedlagt i vedlegg A) for å ta hensyn til faktorene nevnt over.

Under forsøkene på kompaktaggregatet Vitotres 343 ble det benyttet et kjølebatteri på utelufta, for å simulere typiske norske vinterforhold. Men kjølebatteriet som ble benyttet klarte bare å senke temperaturen på lufta til 3,5 °C. Hvis temperaturen ble noe særlig lavere enn dette oppstod det problemer med gjenfrysing av kjølebatteriet. Det viste seg også under oppsettet av aggregatet at det manglet en romtemperaturføler og tilkoblingsstykket med vifte for ekstra uteluft til varmepumpa. At disse komponentene manglet, påvirket utfallet av forsøkene. Om det skal utføres flere og mer grundige forsøk på kompaktaggregatet, bør disse delene bestilles fra leverandøren og benyttes i forsøkene. Det bør også benyttes et annet system for nedkjøling av utelufta, slik at man får testet aggregatet ved utetemperaturer som på kalde norske vinterdager (-10 til -20 °C). Når det gjelder nøyaktigheten på målingene og resultatene, så bør det benyttes måleinstrumenter som har oppgitt nøyaktigheten på målingene. Hvis ikke dette er oppgitt bør instrumentene kalibreres på forhånd.

Hvis noen av tiltakene for å forbedre kompaktaggregatet vurderes å gjennomføres, bør det først utføres en grundigere analyse av tiltaket. Denne analysen bør blant annet ta for seg tiltakets innvirkning på kompaktaggregatets årsvarmefaktor. Den bør også ta for seg en økonomisk analyse for å se om tiltaket er lønnsomt og en analyse av tiltakets innvirkning på driftssikkerheten.

Litteraturreferanser

- BB Produkter. *Plastrør*. Tilgjengelig fra: http://www.bbprodukter.no/index.php?option=com_content&view=article&id=63&Itemid=74 [Nedlastet 03.05.2008]
- Bühning, A., 2005. *Development and measurements of Compact Heating and Ventilation Devices with integrated exhaust air heat pump for High Performance Houses*. (Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Freiburg, Germany).
- Flexit, 2003. *Flexit Forhandlerprisliste. VVS. Januar 2004*. Art. nr. 95149
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed. John Wiley & Sons, Inc., 2002.
- Glava isolasjon, 2007: *BOLIGISOLASJON, Konstruksjoner – forskrifter -teori*. Tilgjengelig fra: http://www.glava.no/filesystem/2004/10/boligisolering_web_3822.pdf [Nedlastet 10.04.2008]
- Hansen, H. E., Kjerulf-Jense, P., Stampe, O. B., *Danvak varme- og klimateknik, grundbog, 1. utgave, 2. opplag*. Danvak ApS, 1992.
- ISO, 2007. *INTERNASJONAL STANDARD 13370. Thermal performance of buildings – Heat transfer via the ground – Calculation methods, 2th ed.*
- Kolsaker, K., *Samtale angående jord/luft-varmeveksler, 10. Mars 2008*
- Kluge, K., 2007. *Analyse av kompaktaggregat med varmepumpe for lavenergi boliger og passivhus*. (Prosjektoppgave, Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet).
- Lohse, G., 2008. *Samtale angående nøyaktighet på temperaturmåling på kompaktaggregat*. 9. Juni 2008.
- Kundo, 2006. *Quickstart Wärmehähler Type KUNDO G 20 / G 21*. Datanavn: 190 394MU – G 20 – G 21 – Quickstart.doc. Utgave 12.04.2006 / V2.2.
- Mathisen, H., M., 2008a. *Samtale angående temperatur- og volumstrømsmålinger på ventilasjonsluft, 17. april 2008*.
- Mathisen, H., M., 2008b. *Samtale angående kalibreringskurver for blendestrek med 70 og 72 mm måleblende, 30. mai 2008*.
- NS-EN 255-3, 1997. *Klimaaggregater, væskekjøleaggregater og varmepumper med elektrisk drevne kompressorer. Oppvarming. Del 3: Prøving og krav til merking av aggregater for produksjon av varmt tappevann*. Standard Norge, 1. Utgave. ICS 23.120; 27.080.
- Pipelife, 2007. *Materialdata*. Tilgjengelig fra: <http://www.pipelife.no/> [Nedlastet 25.02.2008].
- Provent, 2007: *Ground heat exchanger*. Tilgjengelig fra: <http://www.provent.pl> [Nedlastet 19.02.2008].

- Rehau, 2006: *REHAU AWADUKT THERMO, Air-ground heat exchanger system for controlled ventilation*. Tilgjengelig fra: http://export.rehau.com/files/REHAU_AWADUKT_Thermo_342100_UK.pdf [Nedlastet 02.03.2008]
- Stene, J., 1997a. *VARMEPUMPER Grunnleggende varmepumpeteknikk*. Rapport STF84 A97302. ISBN 82-14- 00397-0. SINTEF Energiforskning AS.
- Stene, J., 1997. *VARMEPUMPER Bygningsoppvarming*. Rapport STF84 A97303. ISBN 82-14-00398-9. SINTEF Energiforskning AS.
- Stene, J., 2006: *Oppvarmingssystemer for lavenergiboliger*. Rapport TR A6182. ISBN 82-594-2893-8. SINTEF Energiforskning AS.
- Stene, J., 2007. *ARBEIDSMEDIER (kuldemedier) for varmepumper*. (Forelesningsnotat i faget TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering, ved Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet, NTNU).
- Sørensen, H., H., *VENTILASJON STÅBI*, 2. utgave, Nyt Teknisk Forlag. 2004.
- Viessmann, 2006a: *Heating technology for new buildings*. Tilgjengelig fra: http://www.viessmann.de/en/literature/Technical_Series.DepartmentDescription.35207.downloadlistitem.2760.FileRef.File.tmp/ts-heating-technology-for-new-buildings.pdf. [Nedlastet 16.10.2007]
- Viessmann, 2006b: *Vitotres 343, Planungsanleitung*.
- Viessmann, 2007. *VITOTRES 343 - Compact-Energy-Tower*. Tilgjengelig fra: http://www.viessmann.de/en/products/Heat_pumps/Vitotres_343.html. [Nedlastet 14.11.2007]
- Zijdemans, D., 2007. *Analyse av varmepumpesystemer for bolig av passivhus-standard*. (Masteroppgave, Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet).

Bibliografi

- Hjerkinn, T., 2006. *Analyse av varmepumpesystemer for et større antall boenheter av passivhus-standard*. (Prosjektoppgave, Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet).
- Pfefferott, J., 2003: *Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency*. Tilgjengelig fra: <http://www.sciencedirect.com> [Nedlastet 13.02.2008]
- Rehau, 2007: *Ground-air heat exchanger case study*. Tilgjengelig fra: http://www.rehau.co.uk/files/Tesco_case_study_UK.pdf [Nedlastet 12.02.2008]

Stene, J., 1997. *VARMEPUMPER Grunnleggende varmepumpeteknikk, 4. utgave*. Rapport STF84 A97302. ISBN 82-14-00397-0. SINTEF Energiforskning AS.

Vedlegg A

Matlab filen for dette programmet ligger vedlagt i ZIP filen som følger med innleveringen.

```

%*****
%===== Beregning av temperaturendring =====
%===== i forskjellige klima =====
%*****

clear

%===== definering av variable og parametere =====

D = 0.2;      %Indre diameter på røret [m]
v = 1.5;      %lufthastighet i røret [m/s]
L = 15;       %Lengden på røret [m]

Volumstrom = v*pi*0.25*D^2; %Volumstrømmen av luft i røret [m3/s]

r1 = D/2;      %Invendig radius på røret [m]
r2 = r1+0.01;  %Utvendig radius på røret [m]. Rørtykkelse 1 cm
r3 = r2+1.5;   %Avstand fra sentrum til uforandret temperatur i røret.
               %1.5 m fra rørveggen er jordtemperaturen upåvirket
kr = 0.16;     %Rørets (pvc-rør)termiske konduktivitet [W/mK]
kj = 1.5;     %Jordas (leire) termiske konduktivitet [W/mK]

%===== Klimadata =====

dager = [0 5 10 15 20 30 40 50 60 80 100 150 200 250 300 320 340 350 365];

oslo = [-17 -12.8 -10.4 -8.8 -7.8 -6.2 -4.8 -3.6 -2.6 -0.9 0.7 3.8 7.6 11.3
14.5 16.2 18 19 21; 4 4 5 5 5 5 5 6 6 6 6 7 7 7 8 8 8 8]; %Klimadata for Oslo-
området, utetemperatur og temperatur i grunnen. Sone A, Tm = 6°C

roeros = [-32 -26.5 -23.1 -20.2 -18.3 -15.3 -13.2 -11.4 -9.9 -7.4 -5.1 -0.7 3.2 6.9
10.5 12.1 14.1 15.4 19.4; 0 0 0.5 0.5 0.5 0.5 1 1 1 1 1 1.5 1.5 1.5 2 2 2 2];
%Klimadata for Røros-området, utetemperatur og temperatur i grunnen. Sone A, Tm =
0,5°C

hamar = [-24 -18.2 -15.8 -14 -12.5 -10.3 -8.5 -6.9 -5.7 -3.5 -1.7 2.1 6 10.3 13.4
15 17 18.2 20.8; 2 2 3 3 3 3 3 4 4 4 4 5 5 5 6 6 6 6]; %Klimadata for Hamar-
området, utetemperatur og temperatur i grunnen. Sone A, Tm = 4°C

bergen = [-7 -2.2 -1.1 -0.5 0 0.8 1.4 2 2.6 3.5 4.3 6.5 8.8 11 13.3 14.3 15.2 16.2
19; 6 7 7 7 7 7 7 8 8 8 8 9 9 9 10 10 10]; %Klimadata for Bergen-området,
utetemperatur og temperatur i grunnen. Sone B, Tm = 8°C

tromsoe = [-18 -13.5 -11 -9.6 -8.4 -7 -5.9 -4.9 -4 -2.7 -1.3 1.4 4 7 9.9 11.4 13.5
14.8 19; 1 1 2 2 2 2 2 3 3 3 3 3 3 4 4 5 5 5]; %Klimadata for Tromsø-området,
utetemperatur og temperatur i grunnen. Sone B, Tm = 2,9°C

for l = 1:19

    Tin = tromsoe(1,l);
    Tg = tromsoe(2,l);      %Temperaturen i grunnen [°C], dybde: 1,5-2 m

%===== invendig overgangsmotstand =====

ro = 1.3947-((0.2333/50)*((Tin+273)-250));      %Tetthet ved inngående
lufttemperatur [kg/m3] (interpolering)

```

```

mu = (159.6+(25*((Tin+273)-250)/50))*10^(-7); %Viskositet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)
Re = (ro*v*D)/mu; %beregning av Reynoldstallet

Pr = 0.72-((0.013/50)*((Tin+273)-250)); %Pranteltallet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)

if (Tin <= 5)
    n = 0.4; %Oppvarming av uteluft, vinter
else
    n = 0.3; %Kjøling av uteluft, sommer
end

Nu = 0.023*(Re^(4/5))*(Pr^n); %Beregning av Nusselt tallet

k = (22.3+((4/5)*((Tin+273)-250))*10^(-3)); %Termisk konduktivitet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)

hi = Nu*(k/D);

Ri = 1/hi; %Beregning av invendig varmeovergangsmotstand [m2K/W]

%===== U-verdi fra jord til luft =====

Rr = (r1/kr)*log(r2/r1); %Varmemotstand i røret [m2K/W]
Ry = 0.04; %Ytre varmeovergangsmotstand [m2K/W]. 2mm luft
mellom rør og jord
Rj = (r1/kj)*log(r3/r2); %Varmemotstand i jorda [m2K/W]

Rtot = Ri+Rr+Ry+Rj; %Total varmemotstand fra jord til luft [m2K/W]

U = 1/Rtot; %U-verdien fra jord til luft [W/m2K]
U2 = U/1000; %U-verdien fra jord til luft [kW/m2K]

%*****
%===== Modell for temperaturendring i kollektorrøret =====
%*****
%Røret deles inn i mange små biter (i biter) for å finne temperaturendringen på
lufta

dx = 0.01; %lengden på hver bit av røret [m]
i = L/dx; %antall steg i løkka
tid = dx/v; %Tiden lufta bruker gjennom rørbiten
lengde = 0;

A = 2*pi*r1*dx; %Varmeoverførende areal (innvendig) for rørbiten [m2]
volum = dx*pi*r1^2; %Volum av lufta inne i rørbiten

T1 = Tin; %Temperatur inn på første rørbitt settes lik utetemperaturen [*C]

for j = 1:i

    ro1 = 1.3947-((0.2333/50)*((T1+273)-250)); %Tetthet ved inngående
lufttemperatur [kg/m3] (interpolering)
    Cp = 1.006+((0.001/50)*((T1+273)-250)); %Varmekapasitet ved
inngående lufttemperatur [kJ/kgK] (interpolering)

    Qeffekt = U2*A*(Tg-T1); %Varmeeffekt fra jord til luft i rørbiten [kW]
    Qenergi = Qeffekt*tid; %Energimengde tilført luftmengden i rørbiten [kJ]

    T2 = T1+(Qenergi/(ro1*volum*Cp)); %lufttemperaturen etter rørbiten [*C]

    T1 = T2; %Temp ut fra rørbiten settes lik temp inn på neste rørbitt

end

```

```
Tut = T2;           %Temperaturen ut av siste rørbit [*C]
resultat(1) = Tut;

end

plot(dager(:), tromsoe(1,:), '--', dager(:), resultat(:))
grid on
title('Temperatur ute og etter kollektorrøret for klimadata i Tromsø-
området', 'Fontweight', 'Bold')
xlabel('Dager i året', 'Fontweight', 'Bold')
ylabel('Temperatur [*C]', 'Fontweight', 'Bold')
legend('Utetemperatur', 'Temp etter kollektorrør')
axis([0 365 -20 20])
```

Vedlegg B

Matlab filen for dette programmet ligger vedlagt i ZIP filen som følger med innleveringen.

```

%*****
%===== Beregning av temperaturendring =====
%===== ved varierende lufthastighet =====
%*****

clear
%===== definering av variable og parametere =====

Tin = -10; %Inngående lufttemperatur [*C]. Mellom -23 og +27*C

D = 0.2; %Indre diameter på røret [m]

L = 15; %Lengden på røret [m]

r1 = D/2; %Invendig radius på røret [m]
r2 = r1+0.01; %Utvendig radius på røret [m]. Rørtykkelse 1 cm
r3 = r2+1.5; %Avstand fra sentrum til uforandret temperatur i røret.
%1,5 m fra rørveggen er jordtemperaturen upåvirket
kr = 0.16; %Rørets (pvc-rør)termiske konduktivitet [W/mK]
kj = 1.5; %Jordas (leire) termiske konduktivitet [W/mK]

Tg = 5; %Temperaturen i grunnen [*C], (Osloklima)

for l = 1:32

v = 1/4; %lufthastighet i røret [m/s]
Volumstrom = v*pi*0.25*D^2; %Volumstrømmen av luft i røret [m3/s]

%===== invendig overgangsmotstand =====

ro = 1.3947-((0.2333/50)*((Tin+273)-250)); %Tetthet ved inngående
lufttemperatur [kg/m3] (interpolering)
mu = (159.6+(25*((Tin+273)-250)/50))*10^(-7); %Viskositet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)
Re = (ro*v*D)/mu; %beregning av Reynoldstallet

Pr = 0.72-((0.013/50)*((Tin+273)-250)); %Pranteltallet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)

if (Tin <= 5)
n = 0.4; %Oppvarming av uteluft, vinter
else
n = 0.3; %Kjøling av uteluft, sommer
end

Nu = 0.023*(Re^(4/5))*(Pr^n); %Beregning av Nusselt tallet

k = (22.3+((4/5)*((Tin+273)-250))*10^(-3); %Termisk konduktivitet ved inngående
lufttemperatur (interpolering)

hi = Nu*(k/D);

Ri = 1/hi; %Beregning av invendig varmeovergangsmotstand [m2K/W]

%===== U-verdi fra jord til luft =====

Rr = (r1/kr)*log(r2/r1); %Varmemotstand i røret [m2K/W]
Ry = 0.02; %Ytre varmeovergangsmotstand [m2K/W]. 1mm luft

```



```

                                mellom rør og jord
Rj = (r1/kj)*log(r3/r2);        %Varmemotstand i jorda [m2K/W]

Rtot = Ri+Rr+Ry+Rj;           %Total varmemotstand fra jord til luft [m2K/W]

U = 1/Rtot;                   %U-verdien fra jord til luft [W/m2K]
U2 = U/1000;                  %U-verdien fra jord til luft [kW/m2K]

%*****
%===== Modell for temperaturendring i kollektorrøret =====
%*****
%Røret deles inn i mange små biter (i biter) for å finne temperaturendringen på
lufta

dx = 0.1;                      %lengden på hver bit av røret [m]
i = L/dx;                      %antall steg i løkka
tid = dx/v;                    %Tiden luften bruker gjennom rørbiten
lengde = 0;

A = 2*pi*r1*dx;               %Varmeoverførende areal (innvendig) for rørbiten [m2]
volum = dx*pi*r1^2;          %Volum av luften inne i rørbiten

T1 = Tin;                    %Temperatur inn på første rørbitt settes lik utetemperaturen [*C]

for j = 1:i

    ro1=1.3947-((0.2333/50)*((T1+273)-250)); %Tetthet ved inngående luft-
    temperatur [kg/m3] (interpolering)
    Cp = 1.006+((0.001/50)*((T1+273)-250)); %Varmekapasitet ved inngående
    lufttemperatur [kJ/kgK] (interpolering)

    Qeffekt = U2*A*(Tg-T1); %Varmeeffekt fra jord til luft i rørbiten [kW]
    Qenergi = Qeffekt*tid; %Energimengde tilført luftmengden i rørbiten [kJ]

    T2 = T1+(Qenergi/(ro1*volum*Cp)); %lufttemperaturen etter rørbiten [*C]

    T1 = T2;                  %Temp ut fra rørbiten settes lik temp inn på neste rørbitt

end

Tut = T2;                    %Temperaturen ut av siste rørbitt [*C]
dT = Tut-Tin;

resultat(1,1) = dT;
resultat(2,1) = v;

end

plot(resultat(2,:),resultat(1,:))
grid on
title('Temperaturforandring over kollektorrøret ved forskjellige
lufthastigheter','Fontweight','Bold')
xlabel('Lufthastighet, [m/s]','Fontweight','Bold')
ylabel('Temperaturforskjell [*C]','Fontweight','Bold')
axis([0 8 0 10])

```

Vedlegg C

Matlab filen for dette programmet ligger vedlagt i ZIP filen som følger med innleveringen.

```

%*****
%===== Beregning av trykktapet =====
%*****

clear

%===== Definerer parametere =====

Tluft = 10;      %Middeltemperaturen for lufta i kollektorrøret [*C]
l = 15;         %Lengden på røret [m]
D = 0.2;       %Innvendig diameter på røret [m]
e = 0.015/1000; %Ruheten på innvendig overflate av røret [m]

hastighet = [1 2 3 4 6 8];      %Lufthastigheter [m/s]
lambda = [0.026 0.023 0.022 0.021 0.019 0.018]; %Friksjonskoeffisienten ved
hastighetene over

dP90 = [0.3 0.85 1.7 3 6 10]; %Trykktap 90* bend ved hastighetene over [Pa]

for i = 1:6

    %===== Trykktap i rette rørlengder =====

    v = hastighet(i);
    lamb = lambda(i);
    ro = 1.3947 - ((0.2333/50) * ((Tluft+273)-250)); %Tetthet ved gitt
    lufttemperatur [kg/m3] (interpolering)
    mu = (159.6 + (25 * ((Tluft+273)-250)/50)) * 10^(-7); %Viskositet ved gitt
    lufttemperatur (interpolering)
    Re = (ro*v*D)/mu; %beregning av Reynoldstallet

    a = e/D; %Forholdet mellom absolutt ruhet og rørdiameter

    dP1 = (lamb*l*ro*v^2)/(2*D); % Trykktapet i rette rørstrekninger [Pa]

    %===== Trykktap i inntakstårn =====

    dPinntak = 5; %Trykktap i inntakstårn [Pa].

    %===== Trykktap i bend =====

    dPkomp = 3*dP90(i); %Totalt trykktap i bend [Pa].

    %===== Totalt trykktap =====

    dPtot = dP1+dPinntak+dPkomp; %Totalt trykktap i røret [Pa]

    totalttap(i) = dPtot;

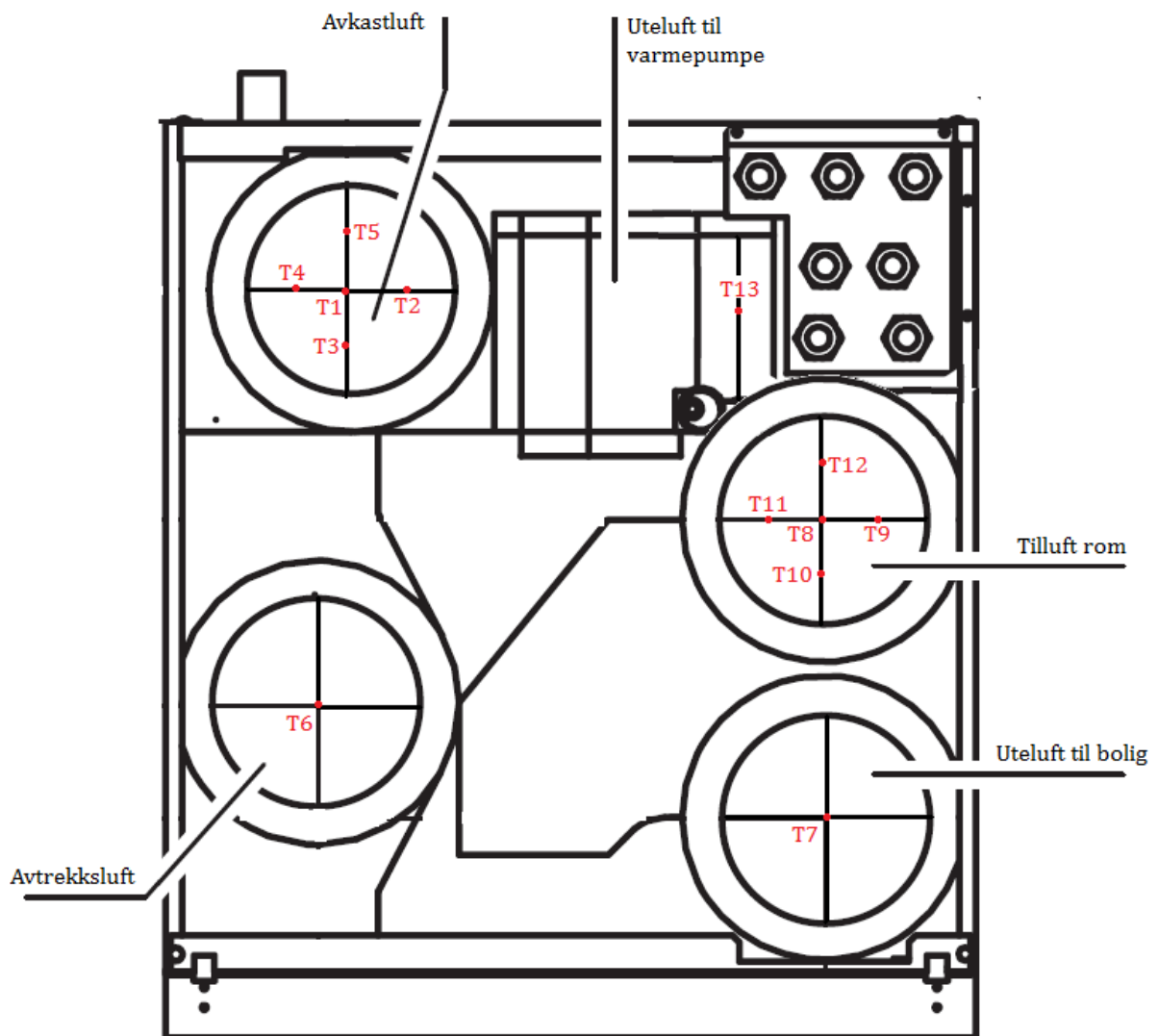
end

plot(hastighet(:),totalttap(:))
grid on
title('Trykktap i røret ved varierende lufthastigheter','Fontweight','Bold')
xlabel('Lufthastighet [m/s]', 'Fontweight', 'Bold')
ylabel('Trykktap [Pa]', 'Fontweight', 'Bold')
axis([0 8 0 100])

```

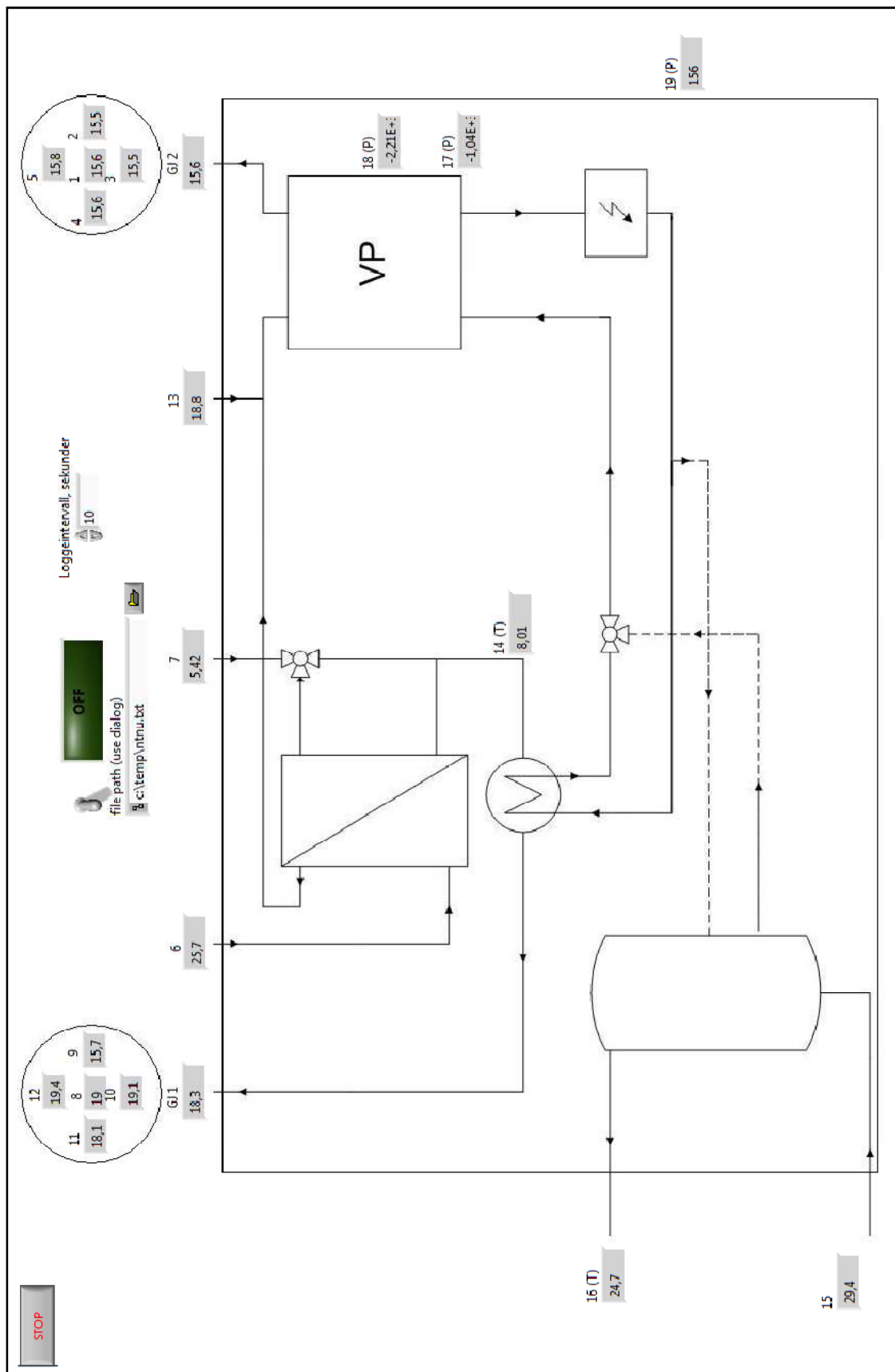
Vedlegg D

I dette vedlegget finnes oppsett av målepunkter på kompaktaggregatet. I figur D.1 kan man se oppsettet av målepunkter for temperaturmålinger på ventilasjonslufta til og fra aggregatet. Målepunktene T1 – T5 er plassert på avkastluften, mens T6 er på avtrekkslufta. Målepunktet T7 er plassert på utelufta til boligen, mens T8 – T12 er på tillufta til boligen. Tilslutt er målepunktet T13 plassert på den ekstra tillufta til boligen



Figur D.1 Oppsettet av målepunkter for temperaturmålinger på ventilasjonslufta til og fra aggregatet.

Temperatur- og effektmålingene i forsøkene blir logget ved hjelp av programmet LabVIEW. I figur D.2 kan man se oppsettet av systemet med målepunkter, slik det er satt opp i LabVIEW. LabVIEW filen for dette programmet ligger vedlagt i ZIP filen som følger med innleveringen.



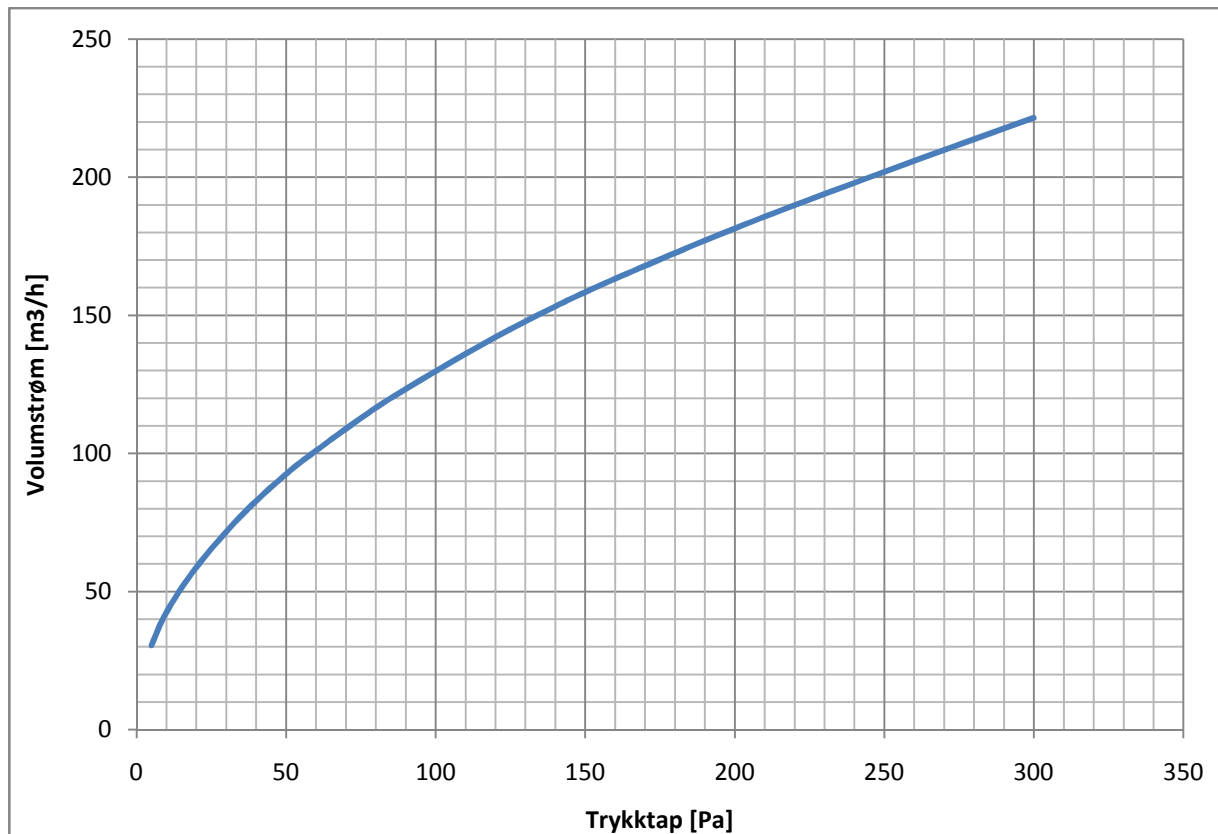
Figur D.2 Oppsett av målepunkter som skal logges i LabVIEW. Målepunktene 1 til 13 er temperaturmålinger på ventilasjonslufta, som vist i figur D.1.

I figur D.2 er målepunktene følgende:

- 1 til 5: Temperaturmålinger på avkastlufta [$^{\circ}\text{C}$]
- GJ2: Gjennomsnittet av målepunktene 1 til 5 [$^{\circ}\text{C}$]
- 6: Temperaturmåling på avtrekkslufta [$^{\circ}\text{C}$]
- 7: Temperaturmåling på utelufta til boligen [$^{\circ}\text{C}$]
- 8 til 12: Temperaturmålinger på tillufta til boligen [$^{\circ}\text{C}$]
- 13: Temperaturmåling på utelufta til varmepumpa [$^{\circ}\text{C}$]
- 14: Temperaturmålinger på tillufta før varmebatteriet og etter varmegjenvinneren [$^{\circ}\text{C}$]
- 15: Temperaturmålinger på det kalde nettvannet til berederen [$^{\circ}\text{C}$]
- 16: Temperaturmålinger på det tappevannet fra berederen [$^{\circ}\text{C}$]
- 17 og 18: Effektmåling for kompressoren [W]
- 19: Effektmåling for kompaktaggregatet totalt sett, uten elektriske varmebatterier [W]

Vedlegg E

Ved gjennomføring av laboratorietester på Vitotres 343 trenger man å kjenne volumstrømmen til ventilasjonslufta. Det utføres målinger av disse volumstrømmene på aggregatet, men det er uvisst hvor nøyaktige disse målingene er. Det er derfor utført egne målinger ved hjelp av et 100 mm blendestrek med 71 mm måleblende. Kalibreringskurven for dette blendestrekket er vist i figur E.1.



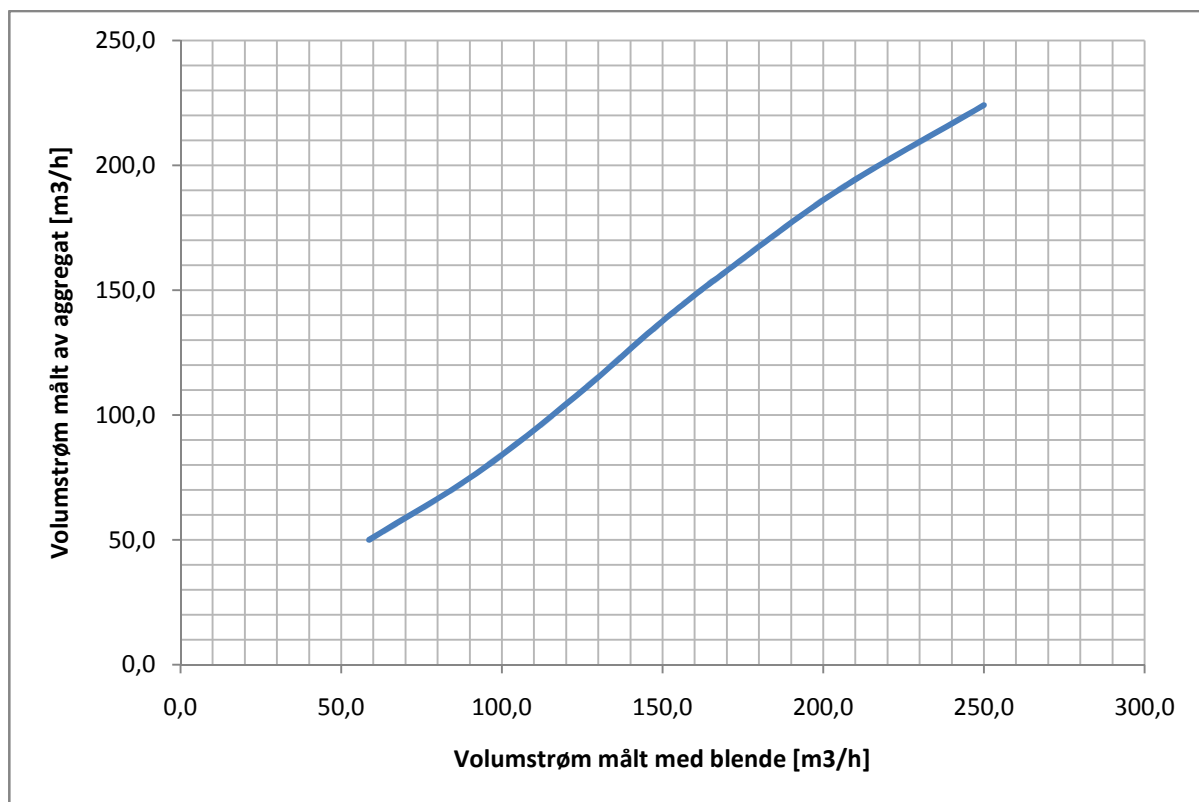
Figur E.1 Kalibreringskurve for måling av volumstrømmen i et 100 mm blendestrekke med en 71 mm måleblende. Luftas tetthet, ρ , skal være $1,2 \text{ kg/m}^3$.

Denne kalibreringskurven er satt opp ut fra kalibreringskurver for 100 mm blendestrekker med hhv. 70 og 72 mm måleblende. Tabellen den er satt opp ut fra er vist i tabell E.1.

Tabell E.1 Verdiene kalibreringskurven i figur E.1 er satt opp ut fra. Verdiene fra måleblenda på 70 og 72 mm er fra Mathisen (2008b).

	Trykktap [Pa]	5	10	20	35	50	60	80	100	120	140	160	200	250	300
71 mm blende	Volumstrøm [m ³ /h]	31	43	59	78	93	101	117	130	142	153	163	182	202	222
70 mm blende		30	41	57	75	89	97	113	126	137	148	157	174	194	213
72 mm blende		31	44	61	80	96	105	121	134	147	159	170	189	211	231

Ut fra målingene utført på aggregatet er det, ved hjelp av kalibreringskurven i figur E.1, satt opp en sammenheng mellom volumstrømmen målt av aggregatet og ved hjelp av måleblenda. Denne sammenhengen er vist grafisk i figur E.2 og gjelder for volumstrømmen av tilluft til boligen.



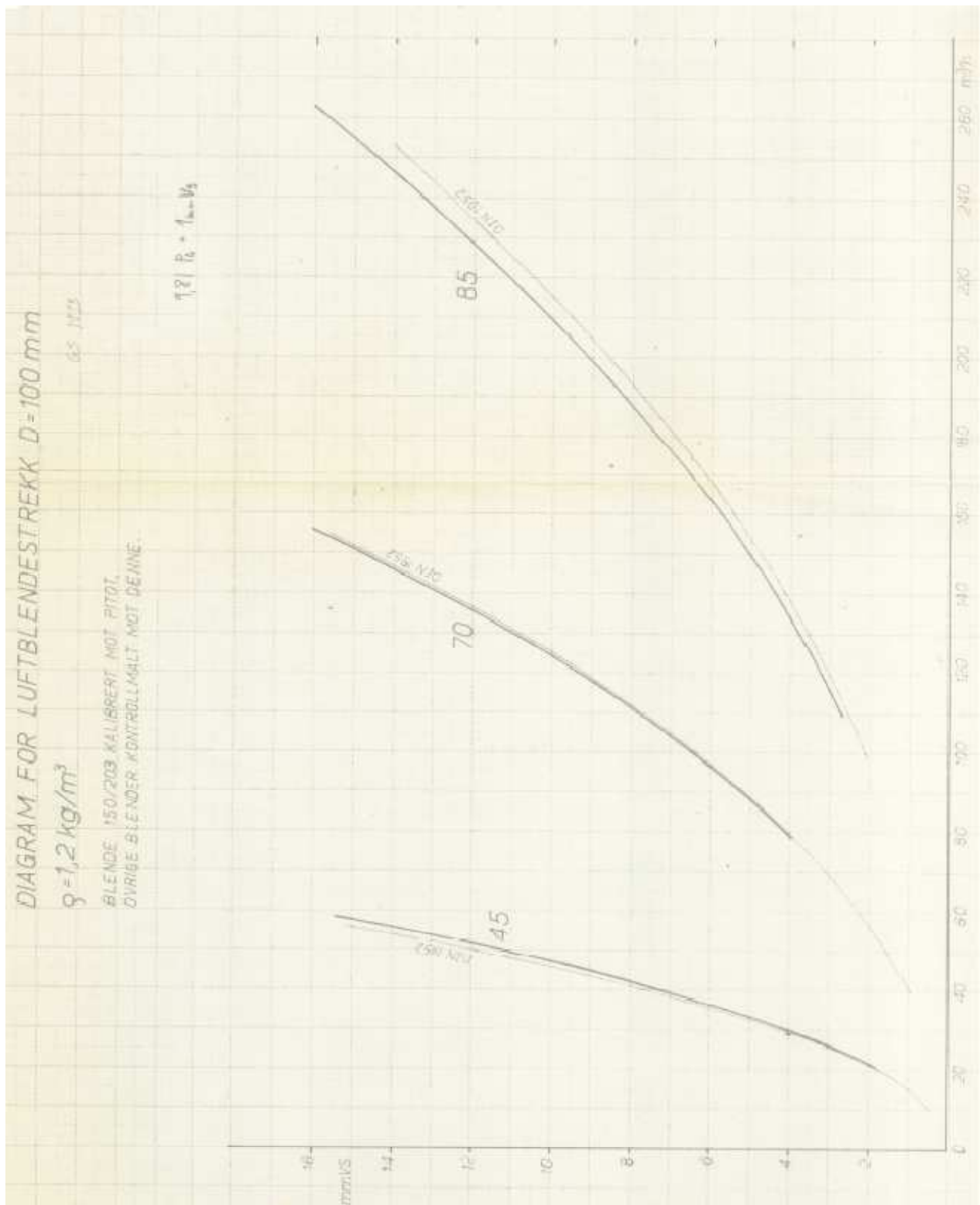
Figur E.2 Sammenheng mellom volumstrømmen, av tillufta til rom, målt av aggregatet og målt med måleblende.

Den grafiske framstillingen i figur E.2 er satt opp ut fra måleverdiene gitt i tabell E.2.

Tabell E.2 Verdier fra måling av volumstrømmen av tilluft med aggregatet og med måleblende.

Uteluft	Målt av aggregat [m ³ /h]	58,6	91,9	123,0	149,9	170,3	204,7	250,0
	Trykkforskjell [Pa]	14,0	34,0	68,0	114,0	171,0	220,0	304,0
	Målt med blende [m ³ /h]	50,0	76,5	107,5	137,5	158,0	190,0	224,0

For å beregne volumstrømmen av avtrekkslufta er det benyttet et blendestrekke på 100 mm, med en måleblende på 70 mm. Kalibreringskurven for denne måleblendens er vist i figur E.3



Figur E.3 Kalibreringskurve for 100 mm blendestrek med 70 mm måleblende (Mathisen 2008b).

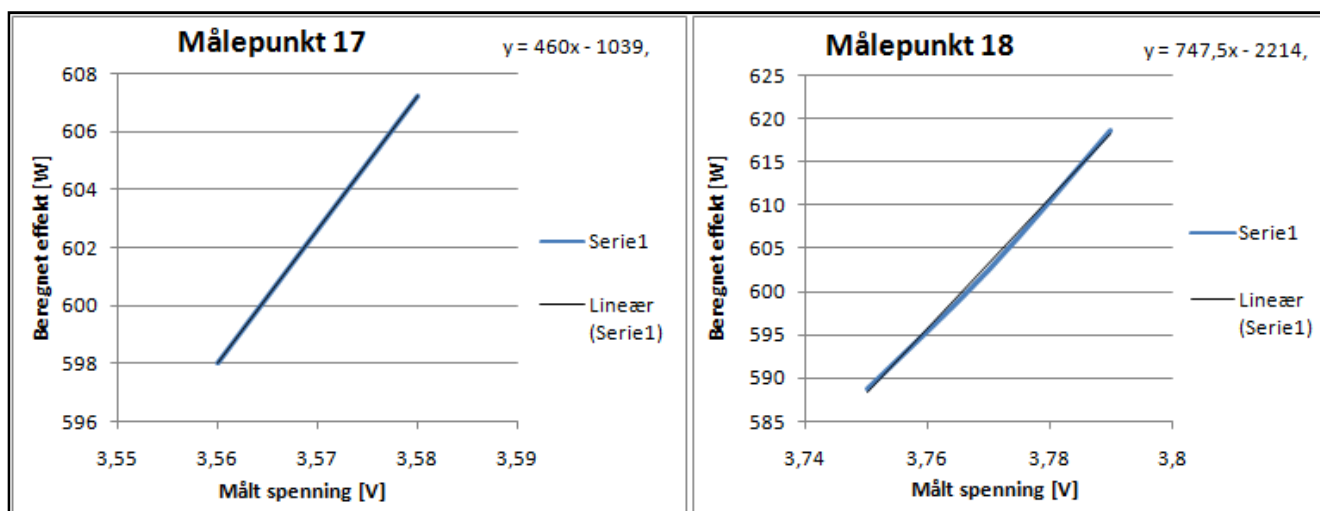
Vedlegg F

For å måle effekten tilført kompressoren og aggregatet totalt sett, trengs det målinger av strømmen og spenningen over komponenten. I tabell F.1 er resultatene fra målingene brukt for å beregne effekten over kompressoren.

Tabell F.1 Resultater fra målinger brukt til å beregne effekten tilført kompressoren.

Målepunkt 17			Målepunkt 18		
Spenning [V]	Strøm [A]	Effekt [W]	Spenning [V]	Strøm [A]	Effekt [W]
3,56	2,6	598	3,75	2,56	588,8
3,57	2,62	602,6	3,77	2,62	602,6
3,58	2,64	607,2	3,79	2,69	618,7

Målepunktene 17 og 18 er vist i figur D.2 i vedlegg D. Ut fra disse målingene er det satt opp en formel for hvordan effekten varierer med varierende spenning. For å beregne denne formelen, plottes måleresultatene grafisk. Formelen settes lik formelen for den lineære tilnærmingen til grafen. Dette er vist i figur F.1



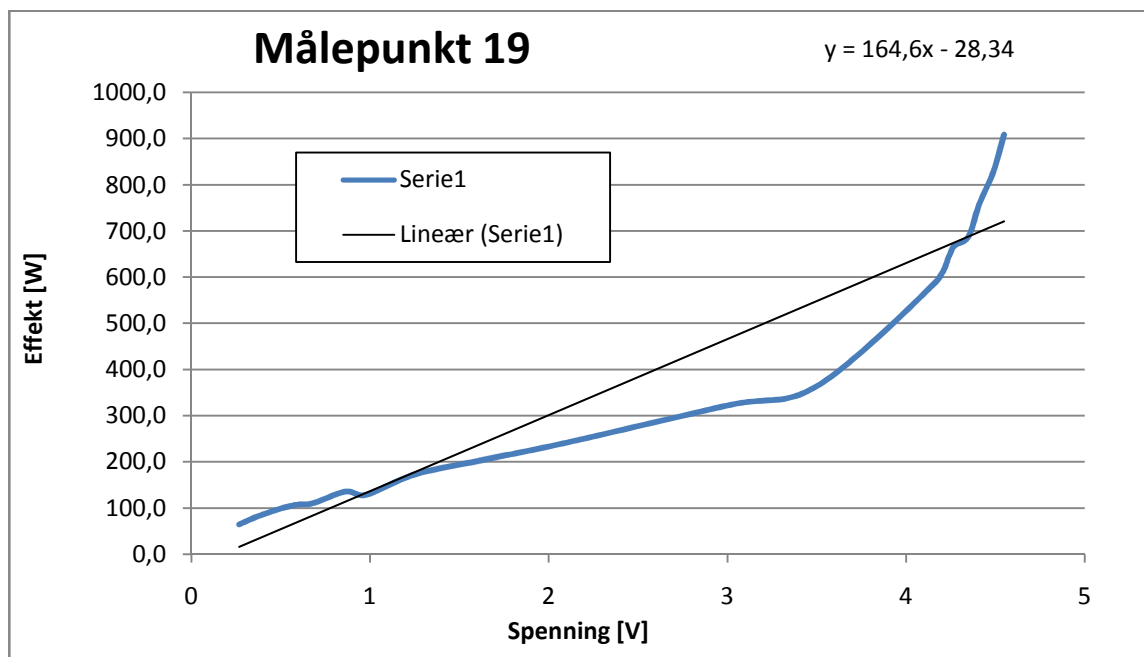
Figur F.1 Måleresultatene fra tabell F.1 vist grafisk. Effekten er plottet for varierende spenningen. Formelen for den lineære tilnærmingen til grafen gir sammenhengen mellom målt spenning og effekt.

Samme fremgangsmåte er også benyttet for å finne sammenhengen mellom målt spenning og effekt totalt for aggregatet (uten elektrisk varmeelement). Målingene av strøm og spenning er gjort ved varierende viftehastighet og med og uten kjøring av kompressoren. Resultatene fra målingene og beregning av tilhørende effekt er vist i tabell F.2.

Tabell F.2 Resultatene fra målingene av strøm og spenning, samt beregning av tilhørende effekt. Målingene er for målepunkt 19 (total effekt tilført aggregatet uten det elektriske varmelementet).

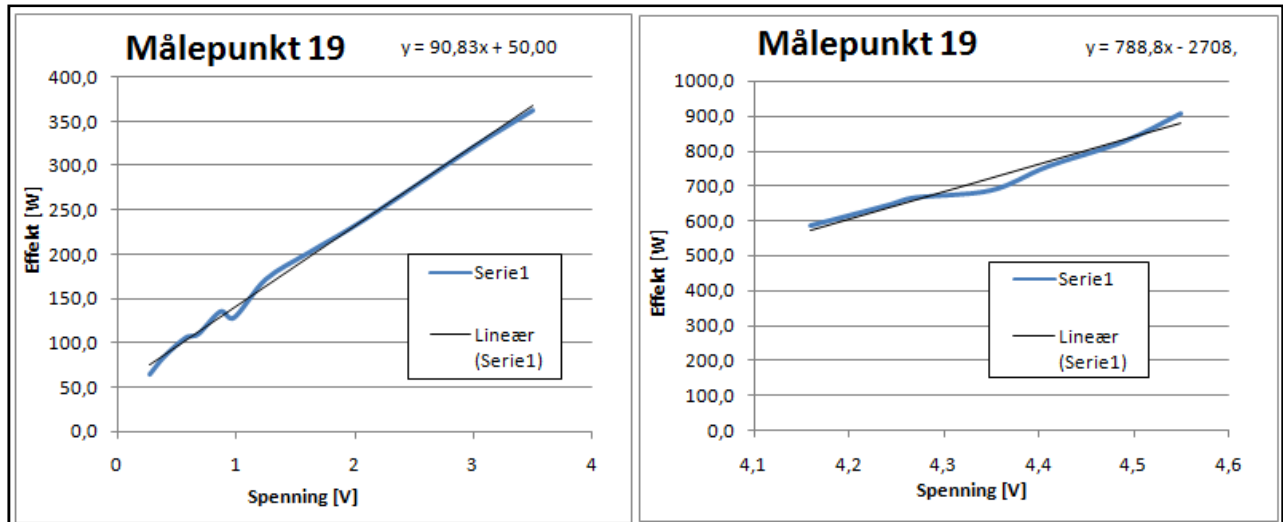
V- sensor	Strøm - A	Effekt - W
0,268	0,28	64,4
0,393	0,37	85,1
0,569	0,46	105,8
0,68	0,48	110,4
0,864	0,59	135,7
0,98	0,56	128,8
1,25	0,75	172,5
1,61	0,88	202,4
2,10	1,05	241,5
3,00	1,40	322,0
3,50	1,58	363,4
4,16	2,55	586,5
4,24	2,8	644,0
4,27	2,9	667,0
4,35	2,99	687,7
4,41	3,29	756,7
4,49	3,6	828,0
4,55	3,95	908,5

Målepunktet 19 er vist i figur D.2 i vedlegg D. I figur F.2 er effekten plottet mot tilhørende spenning.



Figur F.2 Effekt plottet mot tilhørende spenning. For målepunkt 19, total elektrisk effekt til kompaktaggregat, uten elektrisk varmelement.

Som man kan se av figur F.2 gir den lineære tilnærmingen en dårlig tilnærming. Men grafen består av to ganske lineære deler, en opp til og en over 3,5 V. Ved å dele denne grafen opp i to nye grafer får man en mye bedre tilnærming. Dette er vist i figur F.3.



Figur F.3 Grafen fra figur F.2 delt opp i to deler for bedre tilnærming. Effekten er plottet for varierende spenningen. Formlene for de lineære tilnærmingene til grafen gir sammenhengen mellom målt spenning og effekt.

Som man kan se av figur F.3 får man en mye bedre tilnærming ved å dele grafen fra figur F.2 i to deler. Formlene for de lineære tilnærmingene til grafen gir sammenhengen mellom målt spenning og effekt for kompaktaggregatet uten elektrisk varmeelement.

Vedlegg G

I dette vedlegget er alle resultatene fra de tre forsøksseriene vedlagt. De loggede måledataene ligger vedlagt som excel filer i ZIP filen som følger med innleveringen.

Forsøk 1

Forsøket ble startet når tappingen av varmtvann startet. Dette skjedde klokken 13:08:52. Klokken 16:16:31 ble kompressoren og de elektriske varmeelementene skrudd av og ønsket temperatur i bereder var oppnådd. Forsøket ble da avsluttet. Forsøkets lengde var da på 3,13 timer.

Før og etter forsøkets slutt ble energimålerne på den interne varmekretsen avlest. Verdiene avlest fra måleren over berederen og kondensatoren er gitt i tabell G.1.

Tabell G.1 Avleste verdier fra energimålerne, på den interne varmekretsen, før og etter forsøket.

	Energimengder [kWh]		Vannmengder [m ³]	
	Kondensator	Bereder	Kondensator	Bereder
Før	26,0843	43,7596	8,64	7,34
Etter	30,7104	51,9504	9,9	8,61
Endring	4,6261	8,1908	1,26	1,27

Ved hjelp av måleblendene ble luftmengdene for tilluft og avtrekk målt. I tabell G.2 er trykktapet over måleblenda og den tilhørende volumstrømmen vist.

Tabell G.2 Trykktap over måleblenda og tilhørende volumstrøm for ventilasjonslufta avlest før forsøket.

	Avlest verdi	Luftmengde
Tilluft	103 Pa	132 m ³ /h
Avtrekk	13,2 mmVs	142 m ³ /h

I tabell G.3 er snittemperaturene gjennom forsøket på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet vist. Snittet er regnet fra tappingen startet til kompressoren stanset.

Tabell G.3 Snittemperaturen på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet i løpet av forsøket.

Uteluft	4,73 °C
Tilluft	9,48 °C
Avtrekk	25,58 °C
Avkast	6,04 °C

Ut fra temperaturene på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet ble virkningsgraden til varmegjenvinneren beregnet. I tabell G.4 er den gjennomsnittelige virkningsgraden for varmegjenvinneren vist for perioden før og under oppvarming av tappevann. Den høyeste virkningsgraden er også vist.

Tabell G.4 Gjennomsnittelig virknings for varmegjenvinneren. Den høyeste virkningsgraden er også gitt.

Oppvarming tappevann	0,218
Ingen oppvarming	0,675
Høyest virkningsgrad	0,731

Når det gjelder tappingen av varmt vann, så varte denne fra kl 13:08:56 til 13:15:10. Det ble da tappet 139,9 kg varmt vann. Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen er vist i tabell G.5.

Tabell G.5 Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen.

	Snitt temp [°K]	Cp [kJ/kgK]	Energimengde [kJ]	Energimengde [kWh]
Snittemperatur VV	327,4	4,183	191618	53,23
Snittemperatur KV	279,4	4,198	164092	45,58
Endring	48,0		27527	7,65

Varmepumpas varmefaktor og varmeytelse, samt kompressoreffekt er beregnet og vist i tabell G.6

Tabell G.6 Varmepumpas varmeytelse og varmefaktor, samt gjennomsnittelig effekt til kompressoren når den er i drift.

Effekt til kompressor (snitt drift)	646,9 W
Effekt til kompressor (snitt måleperiode)	595,4 W
Energi til kompressor	1,862 kWh
Energi fra varmepumpe	4,626 kWh
Varmefaktor varmepumpe	2,48 [-]
Gjennomsnittelig varmeytelse VP	1,61 kW

I tabell G.7 er kompaktaggregatets totale varmefaktor beregnet for forsøksperioden.

Tabell G.7 Beregning av kompaktaggregatets totale varmfaktor i forsøksperioden.

Energi til tilluft	666,4 Wh
Energi til tappevann	8190,8 Wh
Energi til vifter og kompressor	2205,2 Wh
Energi til batterier	3564,7 Wh
Varmefaktor	1,54 [-]

Forsøk 2

Forsøket ble startet når tappingen av varmtvann startet. Dette skjedde klokken 16:46:31. Klokken 19:37:30 ble kompressoren og de elektriske varmeelementene skrudd av og ønsket temperatur i bereder var oppnådd. Forsøket ble da avsluttet. Forsøkets lengde var da på 2,85 timer.

Før og etter forsøkets slutt ble energimålerne på den interne varmekretsen avlest. Verdiene avlest fra måleren over berederen og kondensatoren er gitt i tabell G.8.

Tabell G.8 Avleste verdier fra energimålerne, på den interne varmekretsen, før og etter forsøket.

	Energimengder [kWh]		Vannmengder [m ³]	
	Kondensator	Bereder	Kondensator	Bereder
Før	30,7269	51,9504	9,9	8,61
Etter	34,8938	58,652	11,05	9,76
Endring	4,1669	6,7016	1,15	1,15

Ved hjelp av måleblendene ble luftmengdene for tilluft og avtrekk målt. I tabell G.9 er trykktapet over måleblenda og den tilhørende volumstrømmen vist.

Tabell G.9 Trykktap over måleblenda og tilhørende volumstrøm for ventilasjonslufta avlest før forsøket.

	Avlest verdi	Luftmengde
Tilluft	103 Pa	132 m ³ /h
Avtrekk	13,2 mmVs	142 m ³ /h

I tabell G.10 er snittemperaturene gjennom forsøket på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet vist. Snittet er regnet fra tappingen startet til kompressoren stanset.

Tabell G.10 Snittemperaturen på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet i løpet av forsøket.

Uteluft	5,88 °C
Tilluft	10,24 °C
Avtrekk	25,73 °C
Avkast	6,35 °C

Ut fra temperaturene på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet ble virkningsgraden til varmegjenvinneren beregnet. I tabell G.11 er den gjennomsnittelige virkningsgraden for varmegjenvinneren vist for perioden før og under oppvarming av tappevann. Den høyeste virkningsgraden er også vist.

Tabell G.11 Gjennomsnittelig virknings for varmegjenvinneren. Den høyeste virkningsgraden er også gitt.

Oppvarming tappevann	0,217
Ingen oppvarming	0,343
Høyest virkningsgrad	0,383

Når det gjelder tappingen av varmt vann, så varte denne fra kl 16:46:31 til 16:50:31. Det ble da tappet 118 kg varmt vann. Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen er vist i tabell G.12.

Tabell G.12 Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen.

	Snitt temp [°K]	Cp [kJ/kgK]	Energimengde [kJ]	Energimengde [kWh]
Snittemperatur VV	326,8	4,183	161292	44,80
Snittemperatur KV	280,0	4,198	138677	38,52
Endring	46,8		22615	6,28

Varmepumpas varmefaktor og varmeytelse, samt kompressoreffekt er beregnet og vist i tabell G.13

Tabell G.13 Varmepumpas varmeytelse og varmefaktor, samt gjennomsnittelig effekt til kompressoren når den er i drift.

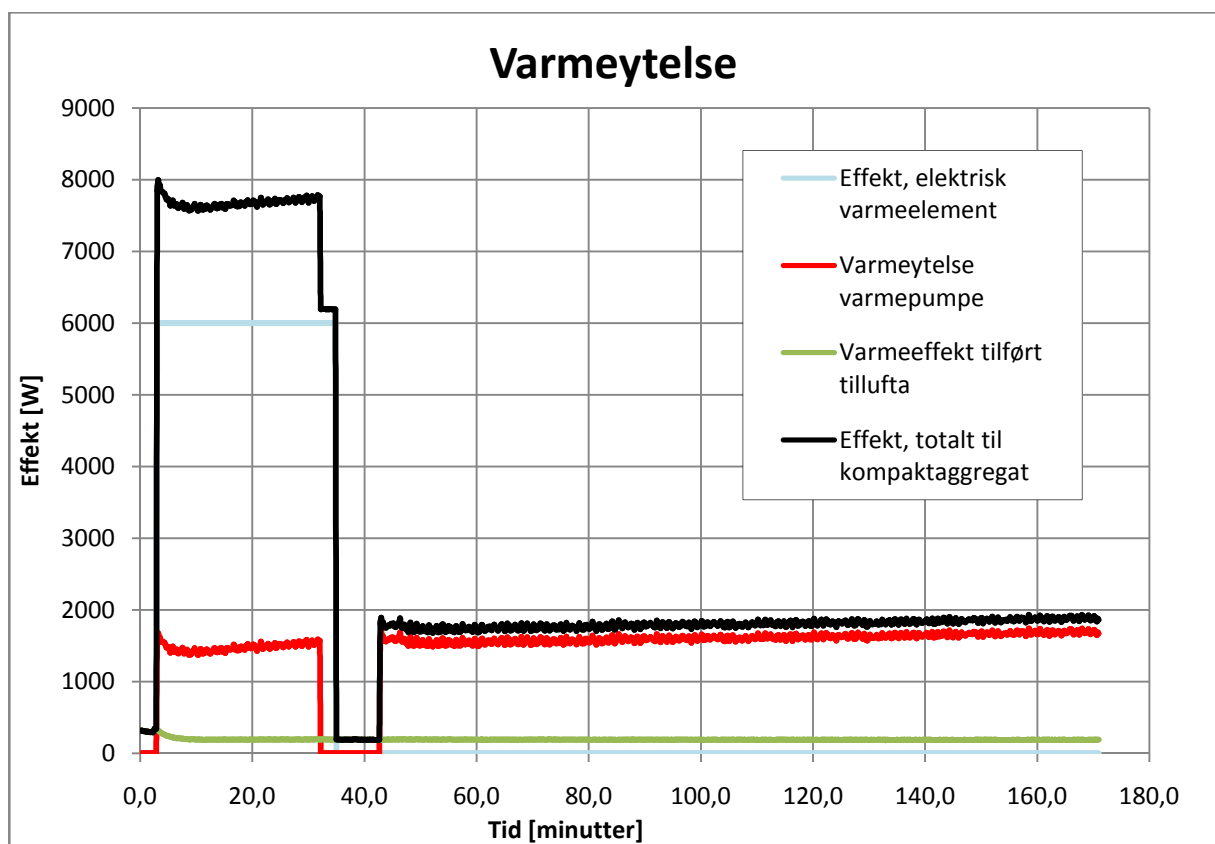
Effekt til kompressor (snitt drift)	650,5 W
Effekt til kompressor (snitt måleperiode)	598,5 W
Energi til kompressor	1,706 kWh
Energi fra varmepumpe	4,167 kWh
Varmefaktor varmepumpe	2,44 [-]
Gjennomsnittlig varmeytelse VP	1,59 kW

I tabell G.14 er kompaktaggregatets totale varmefaktor beregnet for forsøksperioden.

Tabell G.14 Beregning av kompaktaggregatets totale varmefaktor i forsøksperioden.

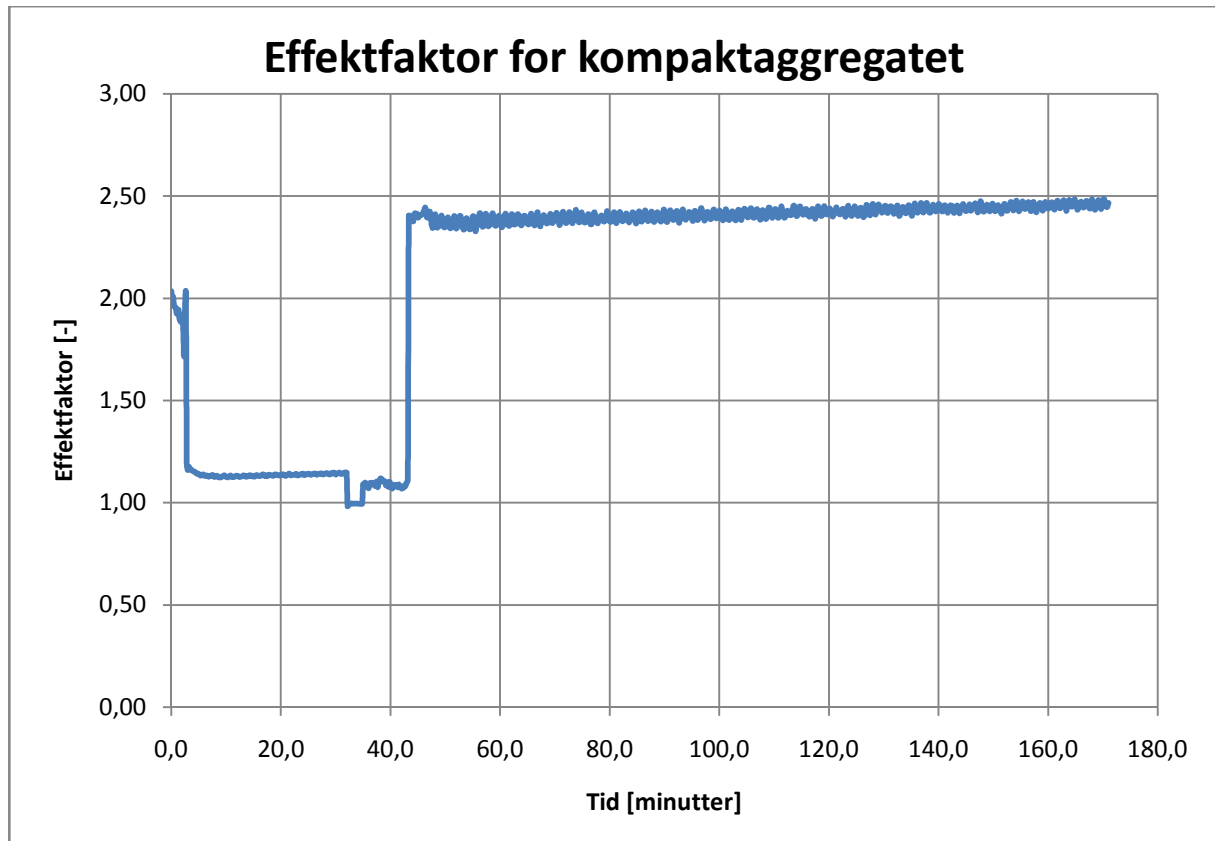
Energi til tilluft	557,2 kWh
Energi til vann	6701,6 kWh
Energi til vifter og kompressor	2007,9 kWh
Energi til batterier	2534,7 kWh
Varmefaktor	1,60 [-]

I figur G.1 er varmeytelsen fra varmepumpe, de elektriske varmeelementene, til tillufta og fra kompaktaggregatet totalt sett plottet over forsøksperioden.



Figur G.1 Varmeytelsen for de elektriske varmeelementene, varmepumpa, varmeytelsen tilført tillufta og varmeytelsen for kompaktaggregatet totalt, plottet over forsøksperioden.

I figur G.2 er kompaktaggregatets effektfaktor plottet over forsøksperioden.



Figur G.2 Effektfaktoren til kompaktaggregatet plottet over forsøksperioden.

Forsøk 3

Forsøket ble startet når tappingen av varmtvann startet. Dette skjedde klokken 23:32:10. Klokken 01:34:09 ble kompressoren og de elektriske varmeelementene skrudd av og ønsket temperatur i bereder var oppnådd. Forsøket ble da avsluttet. Forsøkets lengde var da på 2,03 timer.

Før og etter forsøkets slutt ble energimålerne på den interne varmekretsen avlest. Verdiene avlest fra måleren over berederen og kondensatoren er gitt i tabell G.15.

Tabell G.15 Avleste verdier fra energimålerne, på den interne varmekretsen, før og etter forsøket.

	Energimengder [kWh]		Vannmengder [m ³]	
	Kondensator	Bereder	Kondensator	Bereder
Før	37,715	69,2392	11,86	10,42
Etter	40,2569	75,2988	12,69	11,25
Endring	2,5419	6,0596	0,83	0,83

Ved hjelp av måleblendene ble luftmengdene for tilluft og avtrekk målt. I tabell G.16 er trykktapet over måleblenda og den tilhørende volumstrømmen vist.

Tabell G.16 Trykktap over måleblenda og tilhørende volumstrøm for ventilasjonslufta avlest før forsøket.

	Avlest verdi	Luftmengde
Tilluft	103 Pa	132 m ³ /h
Avtrekk	13,2 mmVs	142 m ³ /h

I tabell G.17 er snittemperaturene gjennom forsøket på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet vist. Snittet er regnet fra tappingen startet til kompressoren stanset.

Tabell G.17 Snittemperaturen på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet i løpet av forsøket.

Uteluft	3,55 °C
Tilluft	22,65 °C
Avtrekk	26,34 °C
Avkast	0,77 °C

Ut fra temperaturene på luftstrømmene til og fra kompaktaggregatet ble virkningsgraden til varmegjenvinneren beregnet. I tabell G.18 er den gjennomsnittelige virkningsgraden for varmegjenvinneren vist for perioden før og under oppvarming av tappevann. Den høyeste virkningsgraden er også vist.

Tabell G.18 Gjennomsnittelig virknings for varmegjenvinneren. Den høyeste virkningsgraden er også gitt.

Oppvarming tappevann	0,833
Ingen oppvarming	0,847
Høyest virkningsgrad	0,852

Når det gjelder tappingen av varmt vann, så varte denne fra kl 23:32:10 til 23:35:30. Det ble da tappet 92,5 kg varmt vann. Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen er vist i tabell G.19.

Tabell G.19 Snittemperaturen og energimengden i det varme vannet fra og det kalde vannet til berederen.

	Snitt temp [°K]	Cp [kJ/kgK]	Energimengde [kJ]	Energimengde [kWh]
Snittemperatur VV	325,1	4,183	125785	34,94
Snittemperatur KV	279,3	4,198	108441	30,12
Endring	45,8		17344	4,82

Varmepumpas varmfaktor og varmeytelse, samt kompressoreffekt er beregnet og vist i tabell G.20.

Tabell G.20 Varmepumpas varmeytelse og varmfaktor, samt gjennomsnittlig effekt til kompressoren når den er i drift.

Effekt til kompressor (snitt drift)	622 W
Effekt til kompressor (snitt måleperiode)	608 W
Energi til kompressor	1,236 kWh
Energi fra varmepumpe	2,542 kWh
Varmefaktor varmepumpe	2,06 [-]
Gjennomsnittlig varmeytelse VP	1,28 kW

I tabell G.21 er kompaktaggregatets totale varmeytelse beregnet for forsøksperioden.

Tabell G.21 Beregning av kompaktaggregatets totale varmfaktor i forsøksperioden.

Energi til tilluft	1743,1 kWh
Energi til vann	6059,6 kWh
Energi til vifter og kompressor	2492,3 kWh
Energi til batterier	3517,7 kWh
Varmefaktor	1,30 [-]