

Masteroppgave

NTNU
Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for energi- og prosesseteknikk

Kristine Tronvoll

Termiske energisystemer i det nye folkebadet på Orkanger

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon

Veileder: Armin Hafner

Juni 2019

Kristine Tronvoll

Termiske energisystemer i det nye folkebadet på Orkanger

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon
Veileder: Armin Hafner
Juni 2019

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for energi- og prosesseteknikk



Bakgrunn og mål

I Orkdal kommune bygges et energipositivt folkehelsesenter hvor miljøvennlige og energieffektive systemer og materialer tas i bruk. Senteret skal stå ferdig i 2020 og inneholde helsestasjon, treningssenter, konferansesenter og et stort folkebad. Målet med masteroppgaven er å beskrive og å sammenlikne ulike termiske energiløsninger for forsyning og lagring av termisk energi ved Orkdal folkehelsesenter med hovedfokus på folkebadet. Dette vil omfatte en analyse av energibehovet og energioverskuddet ved de ulike delene av senteret.

Oppgaven skal bearbeides ut fra følgende punkter:

- 1.** Litteratursøk på energiflyt og varmpumpeteknologi for svømmehaller, termisk lagring, og utnyttelse av gråvann
- 2.** Utforme modeller av ulike potensielle termiske energiforsyningssystem
- 3.** Benytte modellen til å energisystemets energibruk med ulike termiske laster og bruksmønstre
- 4.** Analysere og diskutere resultatene med tanke på systemytelse og energiforbruk
- 5.** Skrive rapport
- 6.** Komme med forslag til videre arbeid

Sammendrag

Orkdal folkehelsesenter kan kategoriseres som et prosessanlegg grunnet et høyt energiforbruk og kompliserte luft- og vannbehandlingssystemer. Størsteparten av energien går med til oppvarming av vann og romluft ved folkebadet. Disse systemene har samtidig høyt innhold av overskuddsvarme på grunn av høye temperaturer og høy grad av utskifting av vann og luft. Et hovedfokus for å sikre at dette senteret blir energieffektivt og klimavennlig er dermed å utvikle termiske systemer som både møter det høye energibehovet og samtidig utnytter den store tilgangen på overskuddsenergi. Energiforsynings-systemene består av to varmepumper med R744(CO₂) og R717(NH₃) som arbeidsmedium. Reserveløsningen vil være fjernvarme. Andre relevante systemer er ventilasjons- og avfuktingsaggregater som sørger for å opprettholde tilfredsstillende inneluftkvaliteter. Det blir drøftet hvordan alle disse systemene kan dimensjoneres for å fungere sammen, gi lavt energiforbruk og utnytte overskuddsenergi. I litteratursøket og teoridelen ble det funnet informasjon om andre svømmeanlegg med lignende mål for energieffektivisering.

Det ble funnet at mengden gråvann fra forurenset dusj, tappe- og bassengvann ikke var tilstrekkelig til bruk som energikilde i begge varmepumpene. Dermed benyttes også sjøvann fra Orkdalsfjorden som energikilde. R744-varmepumpesystemet skal varme opp dusj- og tappevann ved bruk av gråvann som energikilde, mens R717-varmepumpesystemet tar i bruk sjøvann for å varme opp bassengvann og romluft. I tillegg benyttes en varmeveksler som forvarmer bassengvann ved å overføre varme fra forurenset bassengvann til rent vann fra det kommunale vann-nettet (nettvann). Luftbehandlingssystemene leveres fra Dantherm både for fuktig og tørr sone. Det ble funnet at det trengs et tilleggssystem for å varme opp den fuktige lufta tilstrekkelig på dager med kaldere utetemperatur enn årsmiddeltemperaturen på 7 °C. For tørr sone ble det implementert en bypassløsning for å hindre frysning på varmeveksleren, samt et kuldebatteri for nedkjøling på varme dager.

Det ble funnet at det termiske systemet i folkebadet vil være energieffektivt sammenlignet med andre bassenger i Norge, med omkring 3000 kWh/år/m² ved gjennomsnittsberegninger. Dette er lavt, sett i sammenheng med andre svømmehaller i Norge med energiverdier mellom 1000 og 11000 kWh/m²ws i året. Dette er på tross av at folkebadet inneholder flere store og varme bassenger og har kompliserte vann- og luftsystemer.

Abstract

The health centre, with swimming hall in Orkdal fit in the category of process buildings due to the high energy use and complicated air- and water treatment systems. The main part of the energy is used for heating water and room air at the swimming hall. These systems will contain a high amount of excess heat due to high temperatures and circulation of contaminated air and water. A main focus to ensure a energy efficient and environmentally friendly center is developing thermal systems which meet the high energy need and makes use of the large excess energy. The energy systems consist of two heat pumps with R744(CO₂) and R717(NH₃) as working media. The backup solution is district heating. Other relevant systems are ventilation- and dehumidifying units that ensure satisfying indoor air quality. It will be discussed how these systems are dimensioned to work together, give a low energy demand and utilize the excess energy. In the literature review information about other swimming facilities are found with similar energy efficiency goals. Information about other swimming facilities with similar energy efficiency goals are found in the literature review and theory.

It was found that the amount of grey water from showers, tap water and pools was too low to utilize as the only heat source for the heat pumps. Therefore sea water needs to be implemented. The R744 heat pump system will use grey water as heat source to heat tap water and shower water, while The R717 heat pump will use sea water as heat source and heat room air for both the dry and wet zone, and pool water. A heat exchanger to preheat pool water is implemented between the city water and grey water from the pools, to minimize the energy need and exergy loss in the pool heating system. The air treatment systems is delivered from Dantherm for both the wet and dry zone. It is found that on cold days, with out door temperature lower than the annual mean temperature of 7 °C, there is a need of an external heat source in the air treatment system in the wet zone. In the ventilation system in the dry zone an by pass solution is implemented to prevent freezing on the heat exchanger for cold days and a cooling battery for hot days.

The thermal energy need in the wet zone is found to be almost 3000 kWh/year/m²ws, which is low regarding the overall energy need in Norwegian swimming pools with values between 1000 og 11000 kWh/m²ws pr year. Especially considering that this is a big swimming hall with many different pool facilities and complicated technical systems.

Forord

Masteroppgaven utarbeides våren 2019, med bakgrunn i informasjon funnet i prosjekt-oppgaven fra høsten 2018 på tilsvarende tema. Oppgaven er skrevet ved linjen Produktutvikling og Produksjon ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU), og utarbeides ved institutt for Energi- og Prosessteknikk i fordypningsemnet Energiforsyning og klimatisering av bygninger. Samarbeidspartnerne i denne oppgaven er ingeniørfirmaet VVS-Rådgiverne og deres partnere ved prosjektering av Orkdal folkehelsesenter.

I forbindelse med veiledningen til denne oppgaven ønsker jeg å takke Armin Hafner for god oppfølging og støtte når det gjelder utarbeiding og fullføring av masteroppgaven. Han har vært tilgjengelig for å svare på spørsmål og kommet med råd når det gjelder de ulike energisystemene. I tillegg ønsker jeg å takke VVS-rådgiverne for samarbeidet i masteroppgaven og for hjelp til utforming av oppgavetekst og innhold. De har svart grundig på spørsmål og gitt forklaringer angående senteret både på telefon og i møter. De har også gitt informasjon om relevante kontakter når det gjelder folkehelsesenteret og gitt meg innsikt i sine dokumenter og beregninger.

En takk rettes til Bjørn Jensen fra Skanska, for at han har vært tilgjengelig for å svare på spørsmål til forstudiet til oppgaven. Han har også sørget for tilgang på Skanskas Webhotell, og på den måten gitt meg innsikt i prosjektets fremdrift gjennom dette. Jeg ønsker å takke min søster Elin Tronvoll for å ha lest gjennom oppgaven og kommet med gode kommentarer og tilbakemeldinger.

Til slutt vil jeg takke min samboer Tobias Mohn Werner og vår nyfødte sønn for å ha gitt meg et nytt og større perspektiv på livet.

Trondheim 14. juni 2019

Forfatter

Kristine Tronvoll

Innholdsfortegnelse

Figurer	ix
Tabeller	xi
Fagordliste	xiii
Forkortelser	xiv
1 Introduksjon	1
2 Litteraturstudie	3
2.1 Energieffektive bygninger	3
2.2 Energiflyten i svømmehaller	4
2.3 Vannbehandling	6
2.4 Luftbehandling	7
2.5 Termisk lagring	9
3 Teori	11
3.1 Varmepumpeteknologi	11
3.1.1 Energikilder	12
3.1.2 Arbeidsmedium	15
3.2 Ventilasjon	18
3.2.1 Mollier-diagram	21
3.3 Termisk energilaring	22
4 Metode	23
4.1 Formulering av problemstilling	23
4.2 Innsamling av datamateriale	23
4.3 Databehandling	24
4.4 Styrker og svakheter ved metoden	25
5 Analyse	26
5.1 Informasjon om Orkdal folkehelsesenter	26
5.2 Klima og utetemperatur på Orkanger	28
5.3 Besøksvariasjoner i svømmeanlegg	30

5.4	Vannbehandlingssystemer	32
5.4.1	Varmepumpe for vannoppvarming	34
5.5	Luftbehandlingssystemer	36
5.5.1	Ventilasjonssystem	37
5.6	Systemenes operasjonstid	39
6	Resultat	40
6.1	Varmepumpesystemene	40
6.1.1	Dimensjonering av R744-varmepumpe	41
6.1.2	Dimensjonering av R717-varmepumpe	43
6.2	Alternative systemutforminger for oppvarming av romluft og vann	45
6.2.1	Implementering av varmeveksler til forvarming av bassengvann	46
6.2.2	Modifisert R744-varmepumpesystem	47
6.2.3	Modifisert R717-varmepumpesystem	50
6.3	Ventilasjons- og avfuktingssystemene	52
6.3.1	Avfuktingsaggregatet ved minimumstemperaturer	52
6.3.2	Avfuktingsaggregatet ved årsmiddeltemperaturen	55
6.3.3	Avfuktingsaggregatet ved maksimumstemperaturer	57
6.3.4	Varmepumpen i avfuktingssystemet	60
6.3.5	Ventilasjonsaggregatet for tørr sone	61
6.4	Energiforbruk	62
7	Diskusjon	65
7.1	Varmepumper for termisk energiforsyning	65
7.1.1	Gråvann som energikilde	65
7.1.2	Sjøvann som energikilde	66
7.1.3	Utformingen av R744-varmepumpesystemet	67
7.1.4	Utformingen av R717-varmepumpesystemet	68
7.1.5	Bassengvannsvarmeveksler	69
7.2	Ventilering og avfukting	70
7.2.1	Aggregatene for fuktig sone	70
7.2.2	Ventilasjonsluftvarmepumpen	72
7.2.3	Aggregatet for tørr sone	73

8 Oppsummering	74
9 Videreføring av arbeid	75
9.1 Kostnader	75
9.2 Energikilder i varmpumpeaggregatene	75
9.3 Arbeidsmedium i avfuktingsaggregat	75
9.4 Elektrisitetsbehov i folkehelsesenteret	75
9.5 Gråvann som eneste energikilde	75
9.6 Analyse av sjøvannsvarmpumpe	76
Referanser	81
A Vedlegg	82
A.1 Varmetapsutregninger	82
A.2 Formler og beregninger for fuktig luft	83
A.3 Den planlagte systemskissen for Orkdal folkehelsesenter	85
A.4 Gråvannstemperaturen dersom alt vann går gjennom gråvannstanken, for- utsatt ingen varmetap	86
A.5 R744-varmpumpesystemet som ble foreslått i prosjektoppgaven	87
A.6 R717-varmpumpesystemet som ble foreslått i prosjektoppgaven	88
A.7 temperaturvariasjonen i sjøvannet ved Grilstad i Trondheim over et år ved 60 meters dyp	89
A.8 Temperaturvariasjonen i sjøvannet ved Statsbygd i Rissa over et år ved 30 til 75 meters dyp	90

Figurer

1	Varmepumpesyklus fremstilt både grafisk og i PH-diagram	11
2	Sjøvannsvarmepumpesystemer med direkte og indirekte løsning	14
3	Renseprinsippet for Menergas gråvannsystem	15
4	R717-varmepumpe for romluftoppvarming	17
5	R717-varmepumpe for romluftoppvarming	18
6	Dantherms ventilasjonsaggregat for tørr avtrekksluft [1]	20
7	Dantherms ventilasjonsaggregat for fuktig avtrekksluft [1]	20
8	Mollier-diagram for analyse av luftkvalitet	21
9	Termisk vannlagringstank med temperatursjikt	22
10	Oversikt over Orkdal folkehelsesenter	26
11	Utetemperaturer fordelt i timer over et år [2]	29
12	Temperaturvariasjoner over et år [2],[3]	29
13	Besøksvariasjoner en uke med gjennomsnittlig besøkstall ved Orkdal folkehelsesenter	31
14	R744-varmepumpe for vannoppvarming	34
15	Varmepumpesystemet for oppvarming av vann med bruk av gråvann som varmekilde	41
16	R717-varmepumpesystemet for oppvarming av romluft med bruk av gråvann som varmekilde	44
17	Ulike varmevekslingsløsninger	47
18	Bassengvannsoppvarming ved bruk av R744-varmepumpe og varmeveksler	48
19	Varmepumpe med varmeveksling og R744 som arbeidsmedium	49
20	Bassengvannsoppvarming med bruk av R717-varmepumpe og varmeveksler	50
21	Varmepumpesystemet med R717 som arbeidsmedium	52
22	Avfuktingsaggregat dimensjonert for vinterdrift	53
23	Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 22 illustrert i et Mollier-diagram for minimumstemperaturer	55
24	Avfuktingsaggregat dimensjonert for gjennomsnittsdrift	56
25	Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 24 illustrert i et Mollier-diagram for årsmiddeltemperaturen	58
26	Avfuktingsaggregatet dimensjonert for sommerdrift	59

27	Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 26 illustrert i et Mollier-diagram maksimumstemperaturer	59
28	Luftoppvarmingen illustrert i et TS-diagram for årets varmeste, gjennom- snittlige og kaldeste dag	61
29	Ventilasjonsaggregatet med bypass som frostsikring	62

Tabeller

1	CO ₂ -ekvivalentene til ulike energibærere [4]	4
2	Eksergikvalitetsfaktoren til ulike energityper [5]	5
3	Varmtvannsbehov for ulike bygningskategorier [6]	6
4	Ulike energikilders egenskaper	13
5	Ulike arbeidsmedium og deres egenskaper	16
6	Termisk komfortable temperaturer for ulike bygningskategorier, klesmengde og aktivitetsnivå [7]	19
7	Oppvarmede arealer i Orkdal folkehelsesenter [8]	27
8	Temperaturer og overflateareal for bassengene i folkehelsesenteret [8]	28
9	Klimaforholdene for ulike dager i året	30
10	Antall besøkende ved ulike avdelinger ved Orkdal folkehelsesenter	31
11	Vannsystemene med ulike temperaturer og vannmengder	32
12	Ferskvannsbehov og gråvannsmengder for ulike besøksantall	33
13	Vannmengder inn til og ut av blandebatteriet i varmepumpesystemet	35
14	Ferskvann varmet opp av gasskjøler i R744-varmepumpe	35
15	Luftoppvarmingsbehov ved folkehelsesenteret med temperaturer	36
16	Romluftskarakteristikker for fuktig og tørr sone	37
17	Tilluftsmengdene for tørr og fuktig sone	38
18	Driftsbetingelser for varmepumpesystemene med R744 og R717 som arbeidsmedium	40
19	Verdier ved de ulike driftspunktene i R744-varmepumpen	42
20	Effekter i R744-varmepumpe	43
21	Verdier ved de ulike driftspunktene i R717-varmepumpen	45
22	Effekter for R717-varmepumpen	45
23	Effekter og volumstrømmer for tappe-, dusj- og bassengvannsoppvarming ved bruk av varmeveksler	48
24	Effekter og volumstrømmer for tappe- og dusjvannsoppvarming	49
25	Effektbehov til oppvarming av bassengvann med og uten varmeveksler	51
26	Effekter for romlufts-, og bassengvannsoppvarming	51
27	Luftkvaliteten ved de ulike driftspunkt A til G i ventilasjonsaggregatet for minimumstemperaturer	54

28	Luftkvaliteten ved ulike driftspunkt A til G i ventilasjonsaggregatet for årsmiddeltemperaturen	57
29	Luftkvaliteten ved ulike driftspunkt fra A til G i ventilasjonsaggregatet for maksimumstemperaturer	60
30	Maksimalle effekter og energibehov for de ulike termiske energisystemene .	63

Fagordliste

Fornybar energi - Energi fra naturlige kilder, som ikke kan tømmes

Eksergi - En betegnelse på energikvalitet, som forteller hvor mye av energiinnholdet som kan omgjøres til arbeid. (Elektrisk, mekanisk, kinetisk og potensiell energi har 100% eksergi, mens varme og stoffer ved ulike temperaturer har lavere andel eksergi [9])

Sensibel varme - Varme som medfører temperaturendring i et stoff (ΔT)

Latent varme - Varme som medfører faseendring i et stoff (gass, væske, faststoff)

Grunnlast - Grunnbehovet for energitilførsel

Spisslast - Maksimalt behov for effekt

Peak shaving - Beskriver utjevning av effektbehov, slik at maksimalt energibehov kan dekkes av energi produsert ved mindre energikrevende tider av døgnet

Endoterm reaksjon - Mediet i reaksjonen tar opp energi.

Eksoterm reaksjon - Mediet i reaksjonen gir fra seg energi.

Entalpi - Varmemengde i et system

Transkritisk prosess - En prosess hvor arbeidsmediet har tilstander både over og under det kritiske punktet. Sees tydelig i et ph-diagram

Frikjøling - Kjøling ved hjelp av et naturlig kaldt medium, feks sjøvann

Årsvarmefaktor - Seasonal coefficient of performance (SCOP), angir forholdet mellom avgitt energi fra varmepumpen og tilført energi i løpet av et år.

R717 - Medienummeret for ammoniakk(NH_3) som arbeidsmedium

R744 - Medienummeret for karbondioksid(CO_2) som arbeidsmedium

Gråvann - Avløpsvann fra halvforurensede vannkilder slik som dusj- og bassengvann

Nettvann - Vann fra det kommunale vannettet

Tilluft - Ren, oppvarmet friskluft som tilføres det respektive rommet

Omluft - Renset luft fra rommet som blandes med friskluft fra uteområdet

Avtrekksluft - Forurenset luft som føres ut fra rommet via avtrekkene

Avkastluft - Luften som går ut til omgivelsene

Gjenbruksluft - luft som går direkte tilbake til tilluften etter en renseprosess

Bypass - En kanal som sender luft over varmeveksleren

Forkortelser

WS - Water surface, vannoverflate

BRA - Bruksareal

COP - Coefficient of performance, varmefaktor

SCOP - Seasonal coefficient of performance, årsvarmefaktor

PMV - Percent mean vote, forventet middelvurdering

PCM - Phase change material, faseendringsmateriale

CFC - Chlorofluorcarbon, klorfluorkarbon

HCFC - Hydrochlorofluorcarbon, hydroklorfluorkarbon

ODP - Ozone depletion potential, ozonnedbrytende faktor

GWP - Global warming potential, global oppvarmingseffekt

clo - Isolasjonseffekten fra klær.

VP - Varmepumpe

VVX - Varmeveksler

1 Introduksjon

Orkdal kommune og deres samarbeidspartnere er i gang med byggingen av et folkehelse-senter som skal stå ferdig og klar til bruk i 2020. Senteret skal inneholde helsestasjon, trenings-senter, konferansesenter og et stort folkebad. Orkdal ønsker å gå foran som en miljøvennlig kommune med høyt fokus på energieffektive og klimavennlige løsninger og systemer, noe som skal gjenspeiles i dette prosjektet. Ved et slikt senter er et slikt fokus spesielt viktig da det er høye energibehov både til rom- og vannoppvarming samt avfukting og rensing av luft.

I forkant av masteroppgaven ble det utarbeidet en prosjektoppgave som inneholdt en analyse av det termiske energisystemet og forslag til forbedringer. Disse forbedringsfor-slagene fokuserte på energieffektivitet, lave klimagassutslipp og optimering av termisk lagring. Det ble foreslått å benytte to varmepumper i det termiske systemet, med henholdsvis CO₂ og NH₃ som arbeidsmedium, og gråvann eller sjøvann som varmekilde. I tillegg ble det foreslått bruk av fjernvarme som reserveoppvarming. Dette vil være i motsetning til den planlagte utnyttelsen av spillvarme fra den nærliggende bedriften Elkem Thamshavn, sammen med en NH₃-varmepumpe og elektrisk kjel. Hovedfokuset i prosjektoppgaven var folkebadet, noe som også er tilfellet i denne masteroppgaven.

I masteroppgaven vil funnene fra prosjektoppgaven legges til grunn for videre resulta-ter. Det skal sees på ulike systemløsninger for termisk energiforsyning, med fokus på lavt energibehov og høy grad av energigjenbruk. Dette innebærer utforming av systemer for oppvarming av romluft og bassengvann, samt avfukting av bassengluft. Systemene fremstilles ved bruk av modeller og forklares med bakgrunn i systemytelse og energitil-førsel. Ved dimensjonering av systemene blir det sett på det maksimale energibehovet ved ekstreme temperaturer og maksimalt antall besøkende. Dette er for å få et bilde av energiflyten og hvordan de termiske energisystemene fungerer ved spesialtilfeller.

Oppgaven er strukturert ut fra følgende oppsett: I kapittel 2 blir relevant litteratur på området fremstilt, med hovedfokus på energisystem og energiflyt i svømmehaller. Ka-pittel 3 gjør rede for teorien som ligger til grunn for resultatene og analysen som blir gjort. Metoden blir beskrevet i kapittel 4, hvor det forklares hvordan informasjon er fun-net, prosessert og tolket. I kapittel 5 analyseres systemet med fokus på energibehov,

energioverskudd, det aktuelle klimaet og besøksvariasjoner. Her vil deler fra prosjekt-oppgaven inkluderes. Kapittel 6 inneholder resultater på systemytelse både for varmpumpesystemene og ventilasjonsaggregatene. I tillegg kommer en oppsummering av folkebadets energiforbruk. Resultatene diskuteres i kapittel 7, før det oppsummeres hvilke systemløsninger som er mest gunstige og hvorfor i kapittel 8. Helt til slutt kommer en oversikt over videre arbeid slik at man kan undersøke flere videre aspekter om samme tema.

2 Litteraturstudie

Her presenteres litteratur og tidligere forskning som er gjort på energibehov og -effektivisering i svømmehaller. Svømmehaller er energikrevende bygg, og det blir gjort rede for hvilke metoder som kan benyttes for å minke dette behovet. Energiforbruket kommer i hovedsak fra luftbehandling og vannoppvarming. Samtidig inneholder svømmehaller store mengder overskuddsenergi. Det er i tillegg forklart hvordan varmepumper, ventilasjonsanlegg med varmegjenvinning og termisk energilagring vil fungere og hvordan disse systemene kan utnytte overskuddsenergi.

2.1 Energieffektive bygninger

Verden står overfor en stor klimaendringstrussel som følge av menneskeskapte klimagassutslipp med energiproduksjon som en av de største utslippskildene [10]. Ved å minke disse utslippene slik at CO₂-konsentrasjonen i atmosfæren stabiliseres ved et tilfredsstillende nivå, kan den negative påvirkningen stoppes [11]. I tabell 1 kan man se at olje, gass og søppelforbrenning har høyest CO₂-faktor, mens spillvarme og biologiske energibærere har lavest. Elektrisitet derimot, har en verdi mellom disse på 130 g CO₂-ekvivalenter/kWh. Dette skyldes at Norge importerer strøm fra kullkraft i tillegg til egen fornybar elektrisitetsproduksjon [12].

I følge Baetens et al. 2010 var 35 % av all energibruk i Europa i 1999 fra bygningssektoren [11]. Dette har ført til utviklingen av energieffektive bygninger, med lave energibehov, små varmetap og bruk av klimavennlige bygningsmaterialer [10]. En metode for å få til dette er å bygge bygningskroppen hensiktsmessig, med en kompakt form. I tillegg bør man ha høy grad av isolasjon, naturlig tilgang på lys og solvarme, og samtidig mulighet for naturlig ventilasjon [13]. Slik kan naturkreftene utnyttes og gi lavere energiforbruk i bygget. I tillegg bør det være tilgang på solskjerming for å forhindre unødvendig bruk av kjøling for varme, solfylte dager [14]. Et annet viktig fokusområde bør være installering av tekniske systemer som utnytter overskuddsenergi på en hensiktsmessig måte, og å legge til rette for egen strømproduksjon [13].

I de mest energieffektive systemene benyttes overskuddsvarme til oppvarmingsformål, mens elektrisitet dekker strømbehovet. Dette er gunstig med tanke på å gi lave ekser-

Tabell 1: CO₂-ekvivalentene til ulike energibærere [4]

Energibærere	CO ₂ -faktor [gCO ₂ /kWh]
Elektrisitet fra strømmettet	130
Fossil olje	285
Fossil gass	210
Flis/Pellets/briketter	4-30
Bio-gass fra husdyrgjødsel	25-30
Bio-diesel og bio-olje	50
Bio-etanol	85
Sjøppelforbrenning	185-211
Spillvarme	0

gitap. I tabell 2 er en oversikt over de ulike energitypenes eksergikvalitetsfaktorer. Her har elektrisitet høyest kvalitetsfaktor, og man ser at man får et eksergitap ved å bruke denne til oppvarming av vann eller luft. Høykvalitetsvarme, eksempelvis damp, vil også miste noe eksergi til bruk i oppvarming av lavtemperatursystemer, men ikke like mye som elektrisitet [5]. Et eksempel på en energikilde med høykvalitetsvarme er fjernvarme. Hvor ren denne energien er varierer fra sted til sted, men ofte benyttes den rene energikilden spillvarme fra nærliggende industri, og varme overføres ved hjelp av vandedamp med høye temperaturer [9].

2.2 Energiflyten i svømmehaller

Tidlig på 1900-tallet ble folkebad bygget som en arena for kroppsvask og hygiene mens de i dag benyttes til svømmetrening, lek og opplæring i vann [15]. De inneholder ett eller flere ulike badebassenger, garderober med dusj, toalett og badstu [16]. De ulike badefasilitetene omfatter alt fra bølgebasseng, fosser, boblebad, sklier og fontener [17]. Gjennom årene har folkebad gått fra å kreve enkle vann og ventilasjonssystemer til å kreve kompliserte, energikrevende tekniske systemer. Dette gjør at de ofte kategoriseres som prosessanlegg [18]. I dag bygges gjerne store svømmehaller i bygningskomplekser sammen med treningssenter, kontorer, helsesenter, møterom og kafe for å utnytte de

Tabell 2: Eksergikvalitetsfaktoren til ulike energityper [5]

Energitype	Eksergi-kvalitetsfaktor
Elektrisitet	1
Fossilt brensel	ca 1
Damp 450 [°C]	0,62
Vann 100 [°C]	0,25
Vann 50 [°C]	0,14
Vann 30 [°C]	0,08
Romluft 20 [°C]	0,05
Uteluft 5 [°C]	0

kompliserte tekniske systemene på en god måte [16].

Gjennomsnittsalderen på de til sammen 850 svømmefasilitetene i Norge er 37 år og 450 av disse har utdaterte tekniske systemer, hvor størsteparten av energitilførselen kommer fra fjernvarme, oljefyr og elektrisitet. I tillegg har de eldste svømmehallene ventilasjon uten bruk av varmegjenvinning. [18]. Dette kan forklare hvorfor svømmehaller, sammen med ishaller, er på topp når det gjelder energikrevende bygg med energibehov mellom 1000 og 11000 kWh/m²ws i året [19]. Dette er uansett ikke hele forklaringen. Etter 1960 ble det mer fokus på varmegjenvinning og energieffektiv bygningsutforming, og energibehovet i norske svømmehaller sank betraktelig, men bare fram til 1999. Dette kommer av, i følge Kampel et al. 2013, at kompleksiteten i svømmefasilitetene har økt og ført til økte energibehov tross energieffektive løsninger [18]. Energibehovet deles i to. Det termiske energibehovet omfatter oppvarming av vann og romluft og det elektriske energibehovet går med til pumpedrift, vifter, belysning og til andre tekniske installasjoner [14].

Energibehovet til ventilering og oppvarming, samt avfukting, øker med økt antall besøkende og lave utetemperaturer. Dette er på grunn av at krav om luft- og vannrensing er basert på antall mennesker. Avfuktingsbehovet øker på grunn av mer vann på kroppsoverflatene og mer søl, noe som gir større fordunstningsrate [19]. I tillegg vil utetemperaturen påvirke varmetapet i bygningskroppen og samtidig føre til økt behov for oppvarming av friskluft [14].

2.3 Vannbehandling

Som sagt er det store varmtvannsbehov i svømmehaller, særlig ved kompliserte svømmefasiliteter som i tillegg inneholder andre energikrevende avdelinger som cafe, kontor, helsesenter og treningsrom. Behovet kommer fra utskifting og rensing av forurenset bassengvann, tilførsel av bassengvann, og tilførsel av dusj- og tappevann. Basseng bør i følge Bøhlerengen 2004 tilføres rent vann tilsvarende 30L/badende/dag eller 60L/badende/dag for henholdsvis vanntemperaturer under og over 34°C [15]. Dette er den estimerte mengden som trengs for å fjerne forurensning som svette, urin, hår, hud, skitt og kosmetikk [14]. I tillegg benyttes et vannbehandlingssystem for å rense vannet slik at en tilfredsstillende vannkvalitet opprettholdes [17].

Tabell 3: Varmtvannsbehov for ulike bygningskategorier [6]

Bygningskategori	Vannbehov [L/pers]
Boligblokker	50
Barnehage	4
Kontor	3
Skole/universitet	2
Sykehus/hotell	37,5
Sykehjem	25
Idrettshall	21
Forretning	2,5
Kulturhus	8
Industri/verksted	12,5

Før bading er det i de fleste svømmehaller påbudt å dusje for å fjerne kroppslige urenheter, noe som minker behovet for bassengvannsrensing. I tillegg bør man dusje etter bading for å fjerne forurensning og klor som har festet seg til kroppen. Dette fører til at dusjvannsbehovet i svømmebassenger er høyt. I følge Thomassen 2013, er vannbehovet i sparedusjer estimert til ca 9L/min [20], med en dusjetid på 7 minutter [19]. Når det gjelder tappevannsbehov vil dette avhenge av bygningskategori og antall brukere. I tabell 3 er det tydelig store variasjoner i vannbehov for de ulike bygningskategoriene.

Et helsesenter vil på mange måter kunne beskrives under kategorien kontorer siden arbeidsdagen er like lang. Det som skiller en jobb med pasienter fra andre kontorjobber er viktigheten av god håndhygiene, noe som vil øke vannbehovet. Vannbehovet vil likevel ikke være likt som på sykehus eller sykehjem, siden slike institusjoner har pasienter døgnet rundt [6].

Ferskvannet i bygninger kommer fra det kommunale vann-nettet med temperaturer på mellom 5 og 10°C. Noe av dette vannet varmes opp til temperaturer over 60 °C, for å hindre oppblomstring av legionellabakterier. Vannet man får i springen derimot er mye lavere for å unngå skolding. Vannet kan varmes opp på ulike måter, eksempelvis ved bruk av varmepumpe, elektrisitet og fjernvarme. Varmepumpen kan fungere som grunnlast, mens elektrisitet og fjernvarme kan brukes som spisslast. Etter oppvarming er det gunstig å lagre vannet i varmtvannstanker, for å møte det varierende vannbehovet som vil oppstå i svømmehaller. Tankene kan holde 80°C, og blandes med kaldt nettvann slik at tappe- og dusjvannstemperaturen som tilbys tilfredsstiller behovet [21].

Svømmehaller har stort potensial når det gjelder varmegjenvinning blant annet på grunn av det store varmtvannskonsumet. Det forurensede vannet, kalt gråvann som er klart til utskifting vil vanligvis gå i et sluk og videre ut i avløpsrørene, med temperaturer på rundt 30 °C [22]. Temperaturen er høy på grunn av høye basseng- og dusj- og tappevannstemperaturer. Dette gjør det gunstig å utnytte varmen til andre oppvarmingsformål. Dette kan gjøres ved hjelp av varmeveksling med kaldere vann, eller ved å samle gråvannet i en tank for utnyttelse ved behov, eksempelvis ved bruk av en varmepumpe [19]. Gråvannet kan da enten gå via en fordamper eller via en motstrøms varmeveksler for varmeoverføring [23]. Det er også mulig å bruke gråvann til å forvarme vann i en elektrisk varmtvannstank for å minke elektrisitetsbehovet [24].

2.4 Luftbehandling

Svømmehaller er bygninger med svært høy luftfuktighet på grunn av den store fordunstningen av vann fra våte overflater. Dette øker faren for fuktskader i bygningskonstruksjonen da kondens lett dannes på kalde overflater. Mengden vanndamp i luften avhenger av basseng- og lufttemperatur og besøksantall, kondensfaren derimot er avhengig av ute-temperaturen. I svømmehaller er det derfor behov for gode avfuktingsmuligheter i ven-

tilasjonsaggregatene slik at fuktig luft kan skiftes ut med tørr luft og hindre fuktskader [15].

Varm, fuktig luft har høy entalpi blant annet på grunn av en høy spesifikk varmekapasitet. Dette betyr at luften inneholder både latent og sensibel varme, noe som bør utnyttes i form av varme- og energigjenvinning for å få et energieffektivt system [25]. I følge Bøhlerengen 2004 er den optimale lufttemperaturen i svømmehallen på 1-2 °C over bassengvannstemperaturen med tanke på energieffektivitet. Lufta rett over bassengkanten er nemlig mettet med vann og har samme temperatur som vannet. Dersom temperaturen i lufta over dette sjiktet er høyere enn vanntemperaturen vil det forhindre den fuktige lufta å stige. Dette gjør at avfuktingsbehovet og etterfylling av vann blir lavt [15]. Grunnen til at den optimale lufttemperaturen ikke er høyere er på grunn av at det kan føles termisk ukomfortabelt for brukerne, samtidig som det fører til høyere energibehov til luftoppvarming [14].

Luften i svømmehaller ligger et sted mellom 30 og 34 grader, avhengig av bassengvannstemperaturen [17]. Den anbefalte luftmengden er avhengig av bassengvannsoverflaten og er anbefalt til $10 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$ ws. Dette betyr at luftutskifting vil skje omlag fem ganger pr time, noe som skal være tilstrekkelig for å fjerne forurensning og fuktighet fra lufta. Det er andre retningslinjer når det gjelder garderober og dusjarealer, på henholdsvis $15 \text{ m}^3/\text{h}/\text{romvolum}$ og $220 \text{ m}^3/\text{dusj}$ [14]. Den relative fuktigheten innendørs vil, ifølge Sun et al. 2011, være mellom 50 og 60 %, alt etter hvor høy utetemperatur er. Dette er anbefalinger som følger den luftkvaliteten som føles mest komfortabel for besøkende og er estimert ved bruk av PMV. Det er da tatt utgangspunkt i en klesmengde på 0, og et komfortabelt nivå med PMV mellom -0,5 og 0,5 [26]. Grunnen til at den relative fuktigheten avhenger av utetemperatur er den økte faren for kondens dersom overflatene i bygget er kalde som følge av kald uteluft [25]. I nye bygg med god varmeisolering vil dette normalt ikke være et problem, siden de indre overflatene i liten grad påvirkes av utetemperaturen [27].

For å fjerne den fuktige, forurensede lufta og samtidig bevare energien i denne trengs et ventilasjonsanlegg med avfuktingsmulighet og en varmegjenvinner. Varmegjenvinneren utnytter den høye entalpien i avtrekkslufta og tilfører denne til tillufta uten å overføre fukt og forurensning, og i noen tilfeller avfuktes den over varmegjenvinneren. Dersom

det fremdeles er tilgjengelig energi, enten i form av sensibel eller latent varme i denne luften, kan den videre avkjøles og avfuktes gjennom fordampere i en varmpumpekrets. Energien man da får tilføres et sted med varmebehov via kondensatoren, eksempelvis tilluft eller bassengvann [25].

2.5 Termisk lagring

Termisk energilagring er en metode for å tilpasse energiproduksjon og energitilførsel slik at det svarer til behovet til enhver tid. I praksis betyr dette at energi lagres i perioder med overskudd og benyttes i perioder med underskudd, noe som gir et svært fleksibelt energisystem. Dette kalles gjerne “peak shaving” og fører til at energisystemet kan være dimensjonert for lavere maksimaleffekter. I tillegg vil en slik installasjon være svært energiøkonomisk, siden en større andel av den tilgjengelige energien blir utnyttet, og produksjon kan tilpasses til tider hvor det er billigst strøm [28].

I følge de Gracia et al. 2015 kan energi spares enten på en passiv eller en aktiv måte. Passiv energisparing går ut på å utnytte naturlige energikilder, slik som solenergi, for å minke oppvarmingsbehovet, og for eksempel frikjøling til å minke energibruken til nedkjøling. Andre eksempler på passiv sparing er bruk av naturlig ventilasjon, termisk masse, nattkjøling og solskjerming. Ved aktiv energisparing styres varme- og lufttilførselssystemet etter dagsbehovet, samtidig som man lagrer den produserte energien på tider hvor behovet er lavere enn produksjonen [28]. I aktiv energilagring kan både faste og flytende stoffer benyttes. Fordelen med faste stoffer er at de generelt sett har høy tetthet og derfor kan lagre mye varme på lite plass. Flytende stoffer trenger i hovedsak større volum for å lagre samme energimengde, men kan derimot pumpes for å transportere energi. Et unntak er ved bruk av vann. Ved bruk av vann som lagringsmedium trengs en vanntank hvor det fordelaktig dannes et temperatursjikt. Dette oppstår ved at varmt vann legger seg øverst, og kaldtvann nederst på grunn av tetthetsforskjellene. En fordel med slike temperatursjikt er at temperaturen i det øverste sjiktet er høyere enn ved sammenblanding av alt vann slik at man kan få ut mer varmeenergi [29].

Energi kan lagres på tre ulike måter; sensibel, latent og termokjemisk. Sensibel varme er når et medium får økt temperatur som følge av energitilførsel. Det vanligste mediet for å lagre denne type varme er vann i varmtvannstanker, men det er også mulig å benytte

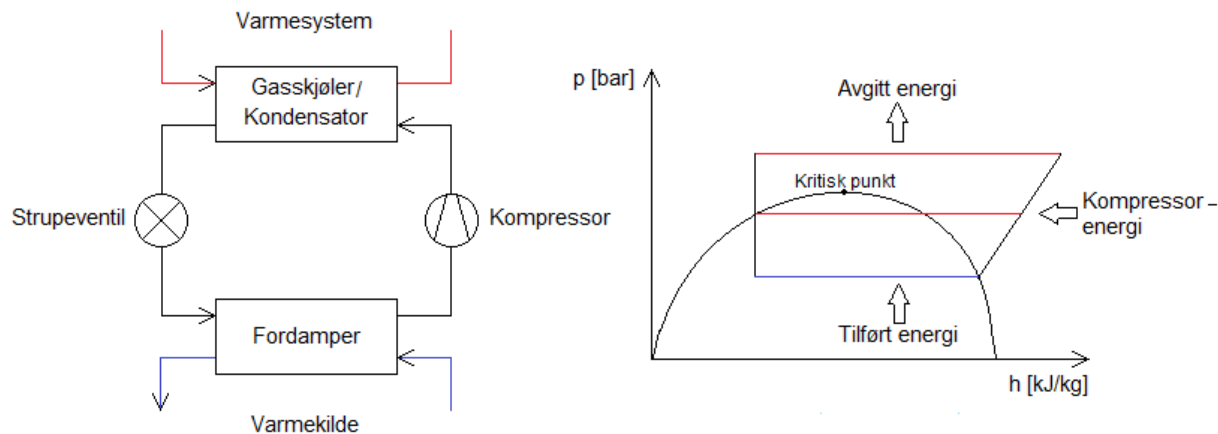
en termisk masse, slik som betong. Denne formen for varmelagring krever enkle, billige installasjoner, men krever store arealer samtidig som at varme ikke kan lagres effektivt over lengre tid og egner seg derfor best til å jevne ut dagsbehovet. Latent energi får et medium til å gjennomgå en faseendring (PCM), hvor typiske medier til dette formålet er parafin, fettsyrer og salthydrater [28]. Ved å gjennomgå en endoterm reaksjon hvor kjemiske bindinger brytes, og eksempelvis fast stoff går over til væskeform, blir energi tatt opp og lagret. Dette gir høy varmelagringskapasitet, og krever små lagringsvolum. Den lagrede energien vil frigis når omgivelsestemperaturen synker til riktig nivå, og forårsaker en faseendring tilbake til fast stoff [11]. Termokjemisk energilagring er den mest energieffektive metoden, da mediet her gir fra seg varme ved hjelp av en reversibel endoterm/eksoterm reaksjonsprosess. Denne metoden passer godt til sesongbasert lagring på grunn av svært lave varmetap og høy energitetthet [28].

3 Teori

I teoridelen fokuseres det på de ulike tekniske systemene som kreves i svømmehaller for å opprettholde tilfredsstillende vann- og luftkvaliteter samtidig som energibehovet holdes på et lavt nivå. Det gjort rede for ulike varmepumpeteknologier og ventilasjons-systemer, sammen med viktige beregningsmetoder.

3.1 Varmepumpeteknologi

Varmepumper er i hovedsak en miljøvennlig måte å produsere varme på, siden det trengs lite elektrisk energi samtidig som lavkvalitetsenergi utnyttes til oppvarming [30]. Sagt på en annen måte utnytter varmepumper energi fra en energikilde med lav temperatur for å dekke et behov ved høyere temperatur [21]. Varmepumper fungerer godt i norsk variabelt klima med norske energipriser, og det er installert flere hundre varmepumper i Norge siden 90-tallet [19]. De vanligste bruksområdene er i større bygninger slik som butikker, ishaller og industribygg, men benyttes i større og større grad i boliger [31].



Figur 1: Varmepumpesyklus fremstilt både grafisk og i PH-diagram

Varmepumpens hovedkomponenter er kompressor, strupeventil og to varmevekslere, som illustrert i figur 1. Fordamperen henter ut latent varme fra en varmekilde ved at arbeidsmediet fordamper. Ut kommer gass ved lavt trykk og lav temperatur. Denne gassen komprimeres til et høyere trykk og temperaturnivå, noe som krever energitilførsel, ofte i form av en elektrisk motor. Videre vil energi frigjøres via kondensatoren hvor arbeidsmediet kondenserer ved gjennomgang. For varmepumper som opererer transkritisk benyttes en

gasskjøler isteden for en kondensator, og arbeidsmediet kjøles ned uten å gjennomgå en faseendring. Neste steg i kretsen er senkning av trykk og temperatur via en strupeventil, slik at man kommer tilbake til utgangsverdiene. På denne måten utnyttes varmeenergi ved lave temperaturer sammen med elektrisitet for å skape energi med høyere temperaturer. Et mål for å se hvor effektiv en varmepumpe er COP-verdien, som defineres:

$$COP = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}}$$

Her er \dot{Q}_k varmeeffekt [kW] ut, mens \dot{W} er levert effekt [kW] til systemet. COP forteller dermed hvor mye energi som genereres i forhold til hvor mye elektrisk energi som trengs for å få kretsen til å gå, altså vil en varmepumpe med høy COP kreve mindre elektrisitet for å avgi samme energimengde. En annen sammenheng er gitt av

$$\dot{W} = \dot{Q}_k - \dot{Q}_f$$

Hvor \dot{Q}_f er varmeeffekt [kW] i energikilden som tilføres systemet. Dette forteller at energibehovet i kompressormotoren er det samme som differansen mellom varmeenergien som genereres og energien som tas opp fra energikilden. [32].

3.1.1 Energikilder

For å få optimale driftsforhold i varmepumpen bør det benyttes en energikilde som passer med energibehovet. Noen av de vanligste energikildene i varmepumper er luft, vann, jord, berg, spillvarme og gråvann [21]. Energikilden bør ha høy, stabil temperatur ved oppvarmingsformål, være lett tilgjengelig, ha lav grad av forurensning og kreve enkle installasjoner [33]. Energikildene som skal presenteres nærmere er luft, sjøvann og gråvann, som er framstilt i tabell 4.

Luft

Den mest brukte energikilden i varmepumper i Norge er uteluft, som er enkel å utnytte, med enkle installasjoner og lave investeringskostnader. En av ulempene med luft som energikilde er den ustabile temperaturen, samtidig som at temperaturen ofte er lavest på tider hvor oppvarmingsbehovet er høyest. Dersom ventilasjonsluft brukes isteden

Tabell 4: Ulike energikilders egenskaper

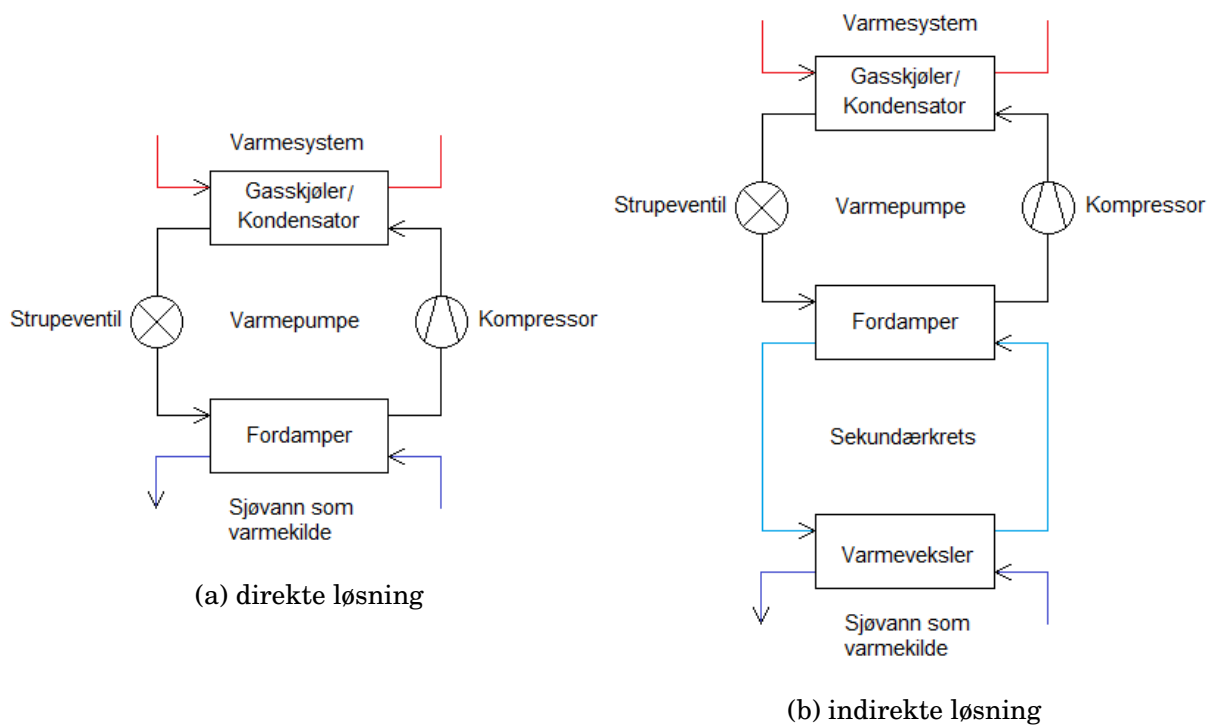
Energikilde	Temperatur [°C]	Varmekapasitet [kJ/kgK]	Tetthet [kg/m ³]
Uteluft	-30 til 30	1,01	1,2
Ventilasjonsluft	20 til 30	1,01	1,2
Sjøvann	3 til 15	3,99	1025
Gråvann/ferskvann	4 til 36	4,18	1000

fås høyere og mer stabile temperaturer ved tider med oppvarmingsbehov, samtidig som overskuddsenergien blir utnyttet. Ulempen med ventilasjonsluft er at luftmengden er begrenset [33]. En ulempe med luft generelt er den lave varmekapasiteten, slik at en større andel energi må tilføres kompressoren for å få tilstrekkelig energimengde ut. Dette gir lav COP [34].

Sjøvann

Vann fra innsjøer, elver og fjorder passer godt som varmekilde på grunn av høy varmekapasitet, et stabilt temperaturnivå og tilgjengeligheten. I tillegg er gjerne vanntemperaturen høyere enn lufttemperaturen ved de årstidene hvor oppvarmingsbehovet er høyest. En annen fordel med å bruke vann er at det gir muligheter for frikjøling. Fordelen med å bruke sjøvann kontra ferskvann er det lave frysepunktet, som minker med økende saltinnhold. Langs kysten er frysepunktet ca. -2 grader, ved 30-35 promille salt med en temperaturvariasjon mellom 3 og 15 °C ved 25 meters dyp. I ferskvann er frysepunktet 0°C. Temperaturnivået og -variasjonen i både sjøvann og ferskvann er avhengig av mengde vann, lufttemperaturen og vanndybde [35]. En annen fordel med vann fra dypet er at temperaturforholdene er forskjøvet i forhold til lufttemperaturen, og kan derfor tilføre tilstrekkelige energimengder selv ved høyt varmetap til omgivelsene.

På grunn av det lave frysepunktet vil det være liten fare for frostskafer på varmepumpekomponentene, selv ved ekstraksjon av varme. Sjøvann kan fungere som energikilde i varmepumper både direkte og indirekte, som sett i figur 2a og figur 2b. I den direkte løsningen går sjøvann gjennom fordampere ved hjelp av en sjøvannspumpe på 20 til 60 meters dyp. Dybden er satt for å hindre begroing, samtidig som det gir mer stabile



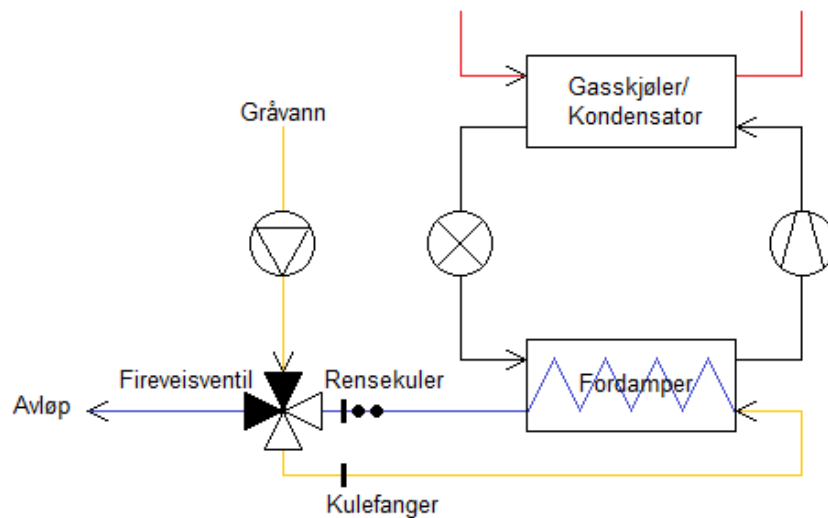
Figur 2: Sjøvannvarmepumpesystemer med direkte og indirekte løsning

temperaturer. Den indirekte løsningen benytter en ekstra varmeveksler hvor sjøvann gir varme til en sekundærkrets ved hjelp av et kjølemedium, som videre overfører varmen til fordampere. I den indirekte løsningen kan det benyttes en konvensjonell varmepumpe, med en varmeveksler i tillegg som er dimensjonert for salte forhold. I den direkte løsningen vil det være nødvendig med en spesiell fordamper og løsningen vil ha høyere årsvarmefaktor, som sier noe om hvor mye elektrisitet som kreves i forhold til hvor mye energi som produseres i løpet av et år [35].

Gråvann

Energikilder som blir mer og mer brukt til oppvarmingsformål er gråvann, svartvann og spillvarme. Gråvann er forurenset vann fra dusj, tappekran, og andre delvis forurensete vannsystemer, mens svartvann kommer fra de svært forurensete systemene toalett og kjøkkensluk [23]. Spillvarme kommer fra kjølesystemer i industri. Disse kildene har generelt høye temperaturer som varierer lite med utetemperatur, samtidig som de gir mulighet for utnyttelse av overskuddsenergi. Ulempene er høy grad av forurensning, samt varierende tilgjengelighet [22]. Temperaturen i gråvannet varierer med tempera-

turen på bruksvannet, og vil i boliger være mellom 4 °C og 36 °C i følge Ni et al. 2012 [23].



Figur 3: Renseprinsippet for Menergas gråvannsystem

Gråvann samles ofte opp i en tank slik at et kan utnyttes som varmekilde ved behov. Dette er med på å jevne ut den variable tilgangen [19]. For å unngå begroing og gjentetting av varmepumpekomponentene må gråvannet renses med jevne mellomrom. Menerga er et selskap som leverer ventilasjons- og klimaanlegg og har utviklet et eget rensesystem for gråvann fra svømmehaller. Måten det gjøres på er illustrert i figur 3. Rensingen foregår hver fjerde time ved at varmepumpen skrus av og varmevekslingen går fra motstrøms til medstrøms slik at renseskuler kan strømme gjennom systemet og ta med seg forurensning ut i avløpet. Deretter skrus varmepumpen på igjen, renseskulene fraktes tilbake og systemet går som før. Selve gråvannstanken renses opp mot fire ganger i året ved å åpne tanken og spyle manuelt [36].

3.1.2 Arbeidsmedium

For at varmepumper skal fungere optimalt må det beste arbeidsmediet benyttes for det gitte bruksområdet. Det finnes både syntetiske og naturlige arbeidsmedium, med ulike egenskaper. Ved valg av arbeidsmedium tas det hensyn til klimaavtrykk, kostnader, tilgjengelighet og varmeoverføringsegenskaper [37].

De syntetiske arbeidsmediene CFC og HCFC ble fremstilt for å få et tryggere alternativ til noen av de giftige og brennbare naturlige arbeidsmediene. Dessverre ble det funnet ut

at disse mediene har svært høy ODP(nedbrytning av ozon) og GWP(global oppvarmings-effekt) og det ble bestemt at de skulle fases ut til fordel for mer miljøvennlige medier. Blant disse finnes de naturlige arbeidsmediene ammoniakk (NH_3), karbondioksid (CO_2) og hydrokarboner som for eksempel propan (C_3H_8) [38]. Siden noen av de naturlige arbeidsmediene både er brennbare og giftige er det forsket frem andre syntetiske stoffer uten negativ påvirkning på miljøet. Disse er naturligvis dyrere enn de naturlige. De to arbeidsmediene som det skal fokuseres på i denne oppgaven er CO_2 og NH_3 , og vil omtales med medienummer hhv R744 og R717.

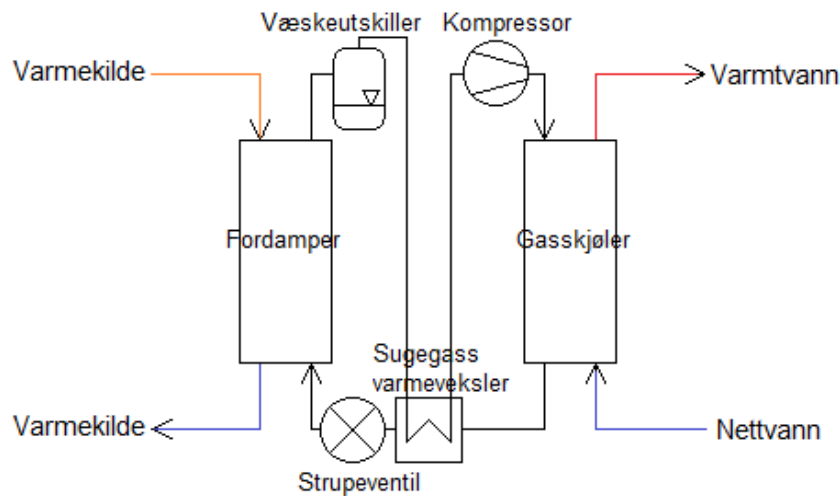
Tabell 5: Ulike arbeidsmedium og deres egenskaper

Arbeidsmedier	Freon (HFK)	Ammoniakk (NH_3)	Karbondioksid (CO_2)	Propan (C_3H_8)
Medienummer	R410A	R717	R744	R290
Kritisk temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	72,5	132,3	31,1	96,8
Kritisk trykk [bar]	49	113,3	73,8	42,5
Tetthet væske [kg/m^3]	1171	639	928	492
Tetthet gass [kg/m^3]	31	4	98	10
Molar masse [g/mol]	72,6	17	44	44,1
ODP	0	0	0	0
GWP	2090	0	1	4
Giftig	Nei	Ja	Nei	Nei
Brennbar	Nei	Nei	Nei	Ja

R744

Tidlig på 1900-tallet og fram til 1950 var R744 et hyppig brukt arbeidsmedium, først og fremst i air condition-anlegg og marinkjøling. Deretter ble det erstattet av de miljøfiendtlige mediene HCFC og CFC [39]. I dag er det på tur opp igjen, blant annet fordi klimafiendtlige arbeidsmedium fases ut og blir ulovlig å bruke [37]. R744 er et naturlig, ugiftig, ubrennbart arbeidsmedium som er billig, lett tilgjengelig og klimanøytralt til bruk som arbeidsmedium. GWP er 1 på grunn av den negative påvirkningen ved direkte utslipp, men den reelle verdien vil være 0 siden CO_2 som arbeidsmedium er et biprodukt fra industriell produksjon [39]. Et varmepumpesystem som benytter R744 vil ha lave systemkostnader og liten størrelse på grunn av den lave væsketettheten. Det høye

trykket sammen med lav molar masse fører til at systemets komponenter kan ha små dimensjoner da den volumetriske strømmen blir lav [38].



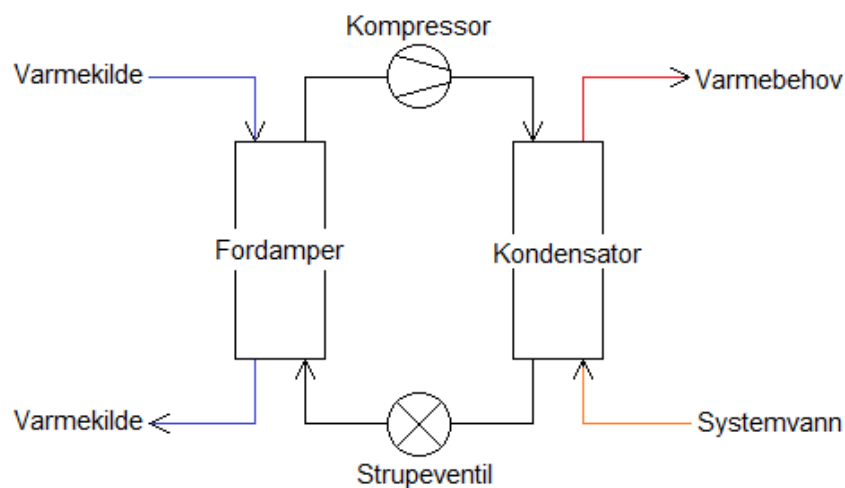
Figur 4: R717-varmepumpe for romluftoppvarming

En enkel R744-varmepumpe er fremstilt i figur 4. Komponentene som kreves er fordampner, gasskjøler, kompressor og strupeventil. I tillegg kan en væskeseparator kontrollere at det ikke kommer væske inn på kompressoren, mens en indre varmeveksler slik som sugегassvarmeveksler vil gi en varmeoverføring mellom kald og varm side i varmepumpen for å kunne gi høyere temp ut uten å bruke mer kompressorenergi [40]. Grunnen til at gasskjøler brukes isteden for en kondensator er den transkritiske driften som kommer av den lave kritiske temperaturen. R744 har god temperaturglidning med vann, noe som gjør slike varmepumper gunstige til bruk til vannoppvarmingsformål. Fordamperens verdier ligger innenfor det kritiske området, med en T_f på rundt $0\text{ }^\circ\text{C}$ [39]. Det vil normalt være et høyt fordampningstrykk på grunn av R744s lave kokepunkt, noe som gjør at gasskjølertrykket kan bli tilsvarende høyt uten å gi et stort trykkforhold. Dette sammen med høy gasstetthet gir høy kompressorvirkningsgrad og dermed også en varmepumpe med høy COP [41].

R717

R717 er det mest brukte naturlige arbeidsmediet i dag på grunn av den hyppige forekomsten i industri. Det finnes mange gode grunner til at akkurat R717 er populært å bruke til oppvarming, hvor en av de viktigste i dag er miljøaspektet, hvor både ODP og

GWP er 0. I tillegg har R717 gode termofysiske egenskaper med lavt kokepunkt og høy kritisk temperatur, som sett i tabell 5. Den høye spesifikke fordampningsentalpien gir lavt massestrømsbehov og fører til at ventiler og rør kan ha små dimensjoner. I tillegg er gasstettheten lav, og den volumetriske kjøleytelsen høy. Alt dette sammen med høy kompressorvirkningsgrad og overlegne varmeoverføringsegenskaper gjør at varmepumper som utnytter R717 får høy COP [31]. Den enkleste formen for en slik varmepumpe er fremstilt i figur 5.



Figur 5: R717-varmepumpe for romluftoppvarming

Ulemper med R717 er at det er illeluktende, giftig ved inhalering og lett brennbart noe som er grunnen til de strenge sikkerhetstiltakene ved bruk som arbeidsmedium, blant annet for å unngå lekkasje [37]. Bruk av R717 vil kreve gasstette og brannsikre maskinrom med selvlukkende dører [31]. Dette er grunnen til at R717 ikke kan brukes i eksempelvis ventilasjonsaggregat som utnytter varmepumpe som oppvarmingsmetode. I tillegg trengs lekkasjedetektorer som både er hørbare og visuelle, nødventilasjon med gnistsikker vifte og skrubber for å absorbere R717 fra lufta. Et annet problem med R717 er at det korroderer kobber og sink, slik at stål eller aluminium bør brukes i varmepumpesystemet [31].

3.2 Ventilasjon

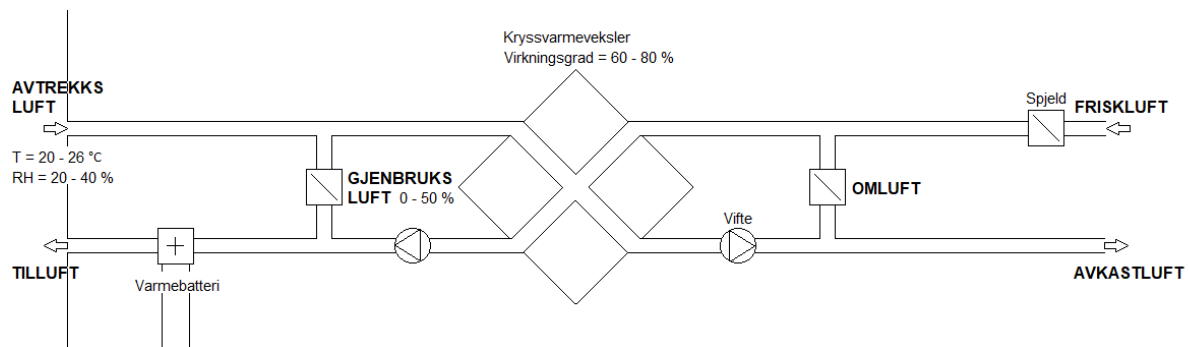
Ventilasjonsaggregater sørger for å holde inneluftkvaliteten på et tilfredsstillende nivå, ved å fjerne luftforurensninger og tilføre riktige temperaturer. For tørre soner vil inne-

temperaturen variere slik som sett i tabell 6, for hhv 1 og 0,5 clo som angir isolasjonsgraden som klærne utgjør. Dette er bekleddningsmengden innendørs for henholdsvis vinter og sommer, noe som er funnet ved hjelp av PMV mellom -0,5 og 0,5 [7].

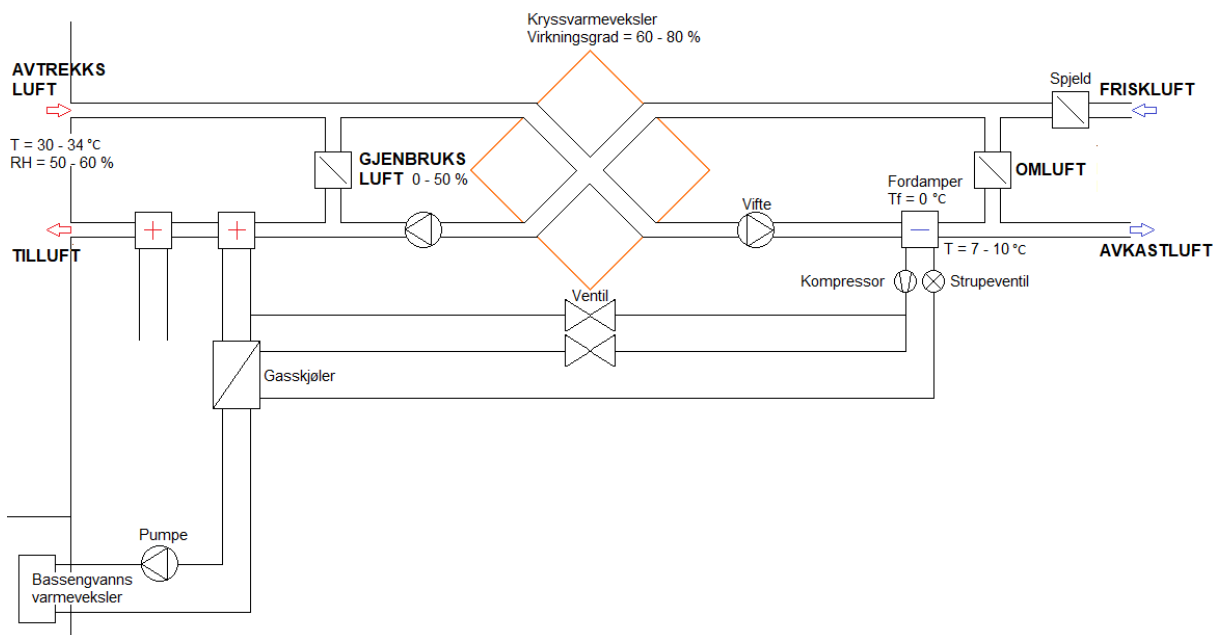
Tabell 6: Termisk komfortable temperaturer for ulike bygningskategorier, klesmengde og aktivitetsnivå [7]

Romtype	Aktivitetsnivå [met]	Temperatur ved 1 clo [°C]	Temperatur ved 0,5 clo [°C]
Oppholdsrom i bolig	1,2	20	26
Andre rom i bolig	1,6	16	26
Cellekontor	1,2	20	26
Kontorlandskap	1,2	20	26
Konferanserom	1,2	20	26
Kafeteria	1,2	20	26
Klasserom	1,2	20	26
Barnehage	1,4	17,5	25,5
Varehus	1,6	16	25

Noen ventilasjonsaggregater har avfuktingsmuligheter, og benytter varmvekslere og varmepumper for å bevare noe av energien i avtrekksluften [27]. De fleste ventilasjonssystemer i dag vil inneholde filtrering av friskluft og avtrekksluft, varmegjenvinning og et system for forvarming av tilluft [16]. I noen aggregater vil avfukting skje over varmegjenvinneren dersom temperaturen senkes ned til duggpunktstemperaturen. I andre aggregater kan en fordampner benyttes til å senke temperaturen nok til at vann felles ut. Dette vil til gjengjeld tilføre energi til en kondensator som kan brukes til å varme opp andre systemer, eksempelvis tillufta [42]. Dantherm er et firma som produserer ventilasjonsaggregater, både med og uten varmegjenvinning og avfuktingsmuligheter. I figur 6 sees et av deres aggregater uten avfukting og varmepumpebruk, som skal fungere i områder med tørr luft, mens figur 7 viser et av deres ventilasjonsaggregat for fuktige områder med varmepumpe som avfukter.



Figur 6: Dantherms ventilasjonsaggregat for tørr avtrekksluft [1]

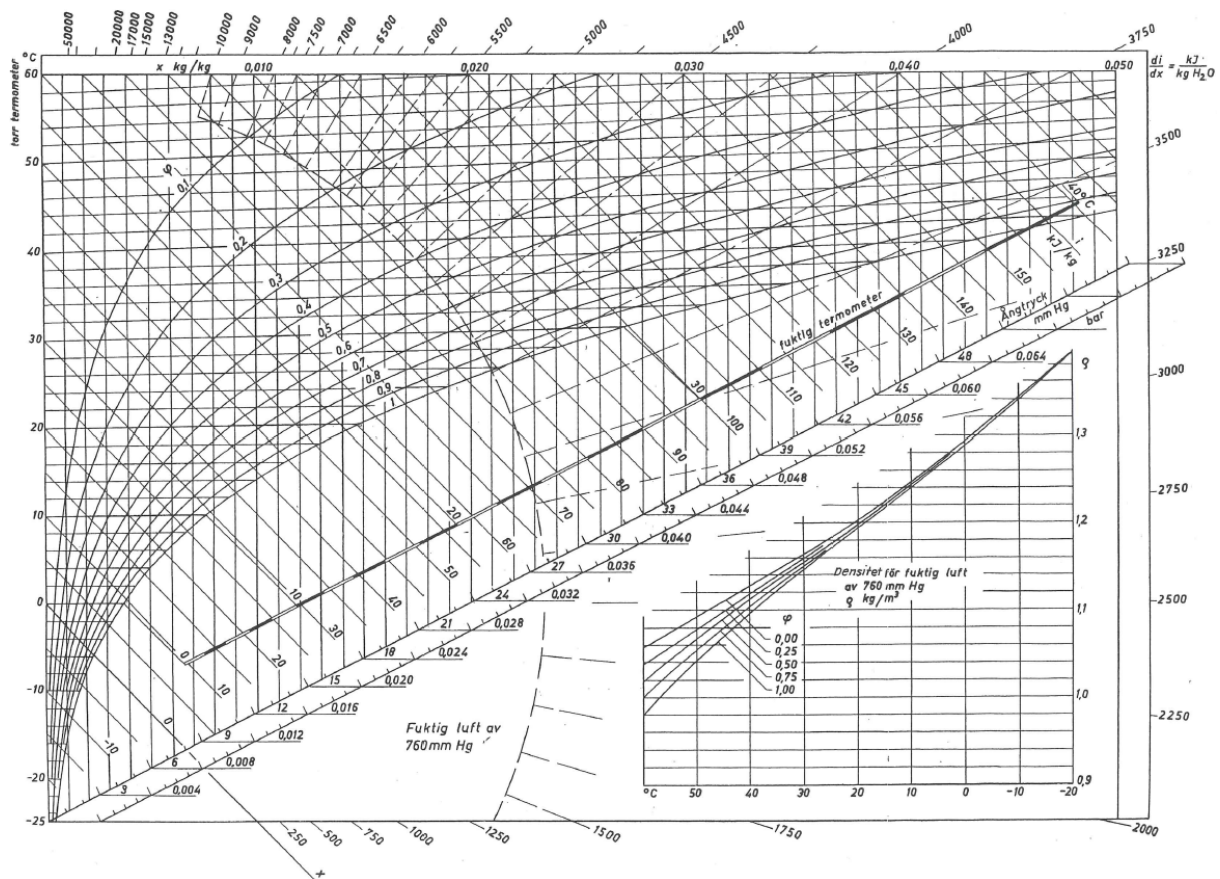


Figur 7: Dantherms ventilasjonsaggregat for fuktig avtrekksluft [1]

I begge tilfellene benyttes en kryssvarmeveksler for overføring av varme mellom avtrekkslufta og frisklufta, for å spare energi. Gjenbruksluft er renses avtrekksluft som renses og føres direkte tilbake til tilluften, noe som er med på å spare energi på luftoppvarming. Omluft benyttes i hovedsak for å hindre frysing på kryssvarmeveksleren dersom friskluftstemperaturen er svært lav. Ved slike tilfeller blandes riktig mengde omluft med friskluft for å få en tilfredsstillende temperatur inn på varmeveksler. I ventilasjonsaggregatet for fuktig luft, som sees i figur 7, er det i tillegg implementert et mekanisk ventilasjonssystem med en fordamper som tar ut varme fra den fuktige lufta samtidig som vann felles ut. Varmeenergien som hentes ut kan videre utnyttes til oppvarming av tilluft eller bassengvann [25].

3.2.1 Mollier-diagram

For å finne de riktige luftkvalitetene på ulike steder i ventilasjonsaggregatet kan man benytte seg av et Mollier-diagram som hjelpemiddel. Dette diagrammet er fremstilt i figur 8 og gir informasjon om entalpi, temperatur, relativ og absolutt fuktighet i lufta. For å benytte et slikt diagram kreves noe informasjon om lufttilstanden som for eksempel friskluftsbehovet, oppvarmingsbehovet og avfuktingsbehovet. Avfuktingsbehovet kan være utfordrende å estimere på grunn av at fordampningsraten er avhenger av flere parametere, som temperaturer innendørs, relativ fuktighet, vannbevegelser, typen aktiviteter og antall besøkende [25]. Man kan dermed benytte avdampningsraten på natten som settpunkt, slik at aggregatet er dimensjonert for å opprettholde riktig relativ fuktighet på natten.



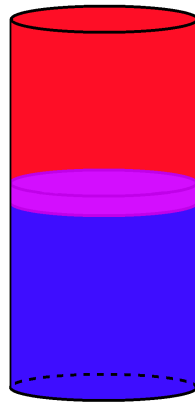
Figur 8: Mollier-diagram for analyse av luftkvalitet

3.3 Termisk energilagring

Termisk energilagring kan benyttes i samspill med varmepumper ved at eksempelvis varmt vann lagres i varmtvannstanker for å utnyttes ved behov. For å finne ut hvor store energimengder som kan lagres i en vanntank benyttes ligningen:

$$Q = \rho_{vann} \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Her er ρ_{vann} tettheten til vannet i tanken, $[kg/m^3]$, V er vannvolum $[m^3]$, C_p er vannets varmekapasitet, mens ΔT sier noe om temperaturen i tanken før og etter tapping av varme [29]. Som sagt er det nyttig å få et temperatursjikt i tanken, som sørges for ved å hindre sammenblanding av vannstrømmene inn og ut av tanken. For å hindre dette må utløp og innløp plasseres langt fra hverandre, samtidig som vannhastigheten inn og ut av tanken bør være lav. Dersom varmtvannsbehovet er høyt i perioder vil mye varme ekstraheres fra tanken på kort tid, samtidig som store mengder kaldt vann må etterfylles, Dette kan føre til en jetstrøm av kaldt vann inn i tanken, noe som må forhindres ved hjelp av en diffusor med en plate over ved innløpet [29].



Figur 9: Termisk vannlagringstank med temperatursjikt

I figur 9 er en varmtvannstank med typisk geometrisk utforming. Formen bør være kompakt for å hindre varmetap til omgivelsene samtidig som den bør ha et smalt tverrsnittsareal i forhold til høyde for å unngå sammenblanding [29]. Her skal rødt illustrere varmt vann, mens blått er kaldt vann nederst. Dersom man har behov for å lagre mye vann, bør man fordele vannet på flere slike parallelle tanker, for å greie å opprettholde smalt tverrsnitt per volum [41].

4 Metode

Målet med masteroppgaven er å beskrive og sammenligne termiske energiløsninger for folkehelsesenteret med fokus på folkebadet. Det blir benyttet løsninger og resultater fra prosjektoppgaven som omfatter analyse av energibehovet og energioverskuddet ved senteret. Oppgavens problemstilling og innhold er utformet i samarbeid med veileder Armin Hafner. Mye av informasjonen er hentet fra VVS-rådgiverne og Skanska som har ansvar for prosjekteringen av systemene som omfatter varme, ventilasjon, sanitær og rør. I tillegg har jeg vært i kontakt med teknisk leder ved Pirbadet, Kjetil Øvretveit, med produktansvarlig, Nic Holm i Dantherm og avdelingsleder Thomas Hjertenes i Menerga. Informasjonen som kommer frem i litteraturdelen er i stor grad hentet fra vitenskapelige artikler fra søkemotoren Google Scholar, mens teoridelen er utarbeidet fra diverse artikler, nettsider og masteroppgaver. I analyse- og resultatdelen kommer det meste av informasjon fra prosjektoppgaven, samarbeidspartnerne og egne antakelser.

4.1 Formulering av problemstilling

Ved starten av masteroppgaven ble det holdt et møte med veileder Armin Hafner. Her ble punktene under videre arbeid fra prosjektoppgaven “Energianalyse av det termiske nettet ved Orkdal folkehelsesenter” gjennomgått. Ut fra disse punktene, og ved å ta hensyn til mine interesser ble det utarbeidet en oppgavetekst for masteroppgaven som inneholdt problemstilling og mål. I utgangspunktet var det tenkt at programmet Modellica skulle benyttes for å lage en dynamisk modell over de foreslåtte energisystemene. Sammen med veileder ble det funnet ut at tiden var for knapp til å lære dette programmet, og førte til at modellene ble utarbeidet ved bruk av Excel og tegningsverktøyet Paint.

4.2 Innsamling av datamateriale

Oppgaven bygger som sagt på informasjon fra prosjektoppgaven, som er kommet fra flere ulike aktører som er med på byggingen av folkehelsesenteret. Mye av tiden i dette prosjektet har dermed gått med på å velge ut det viktigste av informasjon fra prosjektoppgaven og sette denne sammen med ny informasjon som er funnet om de ulike energisys-

temene. I starten av prosessen ble kunnskapen om svømmehallers energiflyt og energisystem økt ved å gjennomgå flere vitenskapelige artikler. I tillegg ble det hentet inn relevant informasjon om ulike varmpumpe- og ventilasjonssystemer til bruk i litteratur- og teoridelen. Etterhvert ble Skanskas Webhotell, sammen med VVS-rådgivernes Dropbox benyttet for å skaffe informasjon om de gjeldene systemene som skal benyttes i folkehelsesenteret, og deres driftskarakteristikker. Noe av denne informasjonen var lik som i prosjektoppgaven, mens noe var endret. Systemskissen som benyttes i denne oppgaven er endret, og mer detaljrik, og brukes til å få riktige energibehov. Teknisk sjef ved Pirbadet ble kontaktet for å skaffe informasjon om typisk besøksvariasjon ved folkebad i området. Varmepumpeleverandøren Menerga ble kontaktet, for å få innsikt i hvordan deres gråvannssystem fungerer ved svømmehaller. I tillegg ble ventilasjonsleverandøren Dantherm kontaktet, da det er denne Orkdal folkehelsesenter skal benytte.

4.3 Databehandling

Litteratursøket ble brukt til å finne riktige antakelser for de ulike termiske energisystemene, sammen med relevante driftstall for blant annet luft og vannbehandling. Teknisk forskrift og Byggforsk ga informasjon om hva som kreves av energieffektive nybygg, mens Norsk standard ga spesifikasjoner på det som gjelder luftkvalitet, temperatur og tilluftsbehov. Data fra prosjektoppgaven ble i hovedsak benyttet i teoridelen, sammen med noe ny informasjon. Det som gjelder folkehelsesenteret ble brukt i analysedelen, slik som oppvarmede arealer, bassengstørrelser og temperaturer. Ny data fra VVS-rådgiverne ble i størst mulig grad benyttet til analyse av de ulike energisystemene ved Orkdal folkehelsesenter, og la grunnlaget for egne antakelser. Den oppdaterte systemskissen ga oversikt over energibehovet for ulike deler av systemet.

Nic Holm i Dantherm delte informasjon om hvordan avfuktings- og ventilasjonssystemet ved folkehelsesenteret skal dimensjoneres, samtidig som de ga tips til hvordan å optimere et slikt system i min oppgave. Informasjonen fra Thomas Hjertenes i Menerga ble brukt til å forstå deres gråvannsrensesystem utover det som fantes på deres nettsider. Informasjon fra veileder ble i stor grad brukt til å finne ulike måter å oppdatere de termiske energisystemene på. Han har også bidratt med kunnskap om hvilke antakelser som kan tas når det gjelder slike energisystem, og hvordan resultatene kan fremstilles

på best mulig måte.

4.4 Styrker og svakheter ved metoden

Informasjonsinnhenting har vært noe kaotisk, da jeg har vært i kontakt med flere ulike leverandører og ulike medarbeidere ved byggeprosjektet. Masteroppgaven ble utarbeidet parallelt med bygging og prosjektering av folkehelsesenteret. Dette har gjort analysen av folkehelsesenteret krevende på grunn av mangel på informasjon og endringer underveis. Dermed er det foretatt mange antakelser både i analyse og resultatdelen. Dette kan igjen ha ført til at noen av resultatene er misvisende i forhold til det ferdige resultatet. Det å jobbe på denne måten har likevel vært svært lærerikt da det har gitt meg innsikt i hvordan byggeprosjekter foregår i praksis, noe som blant annet vil gi relevant lærdom for senere arbeidsliv.

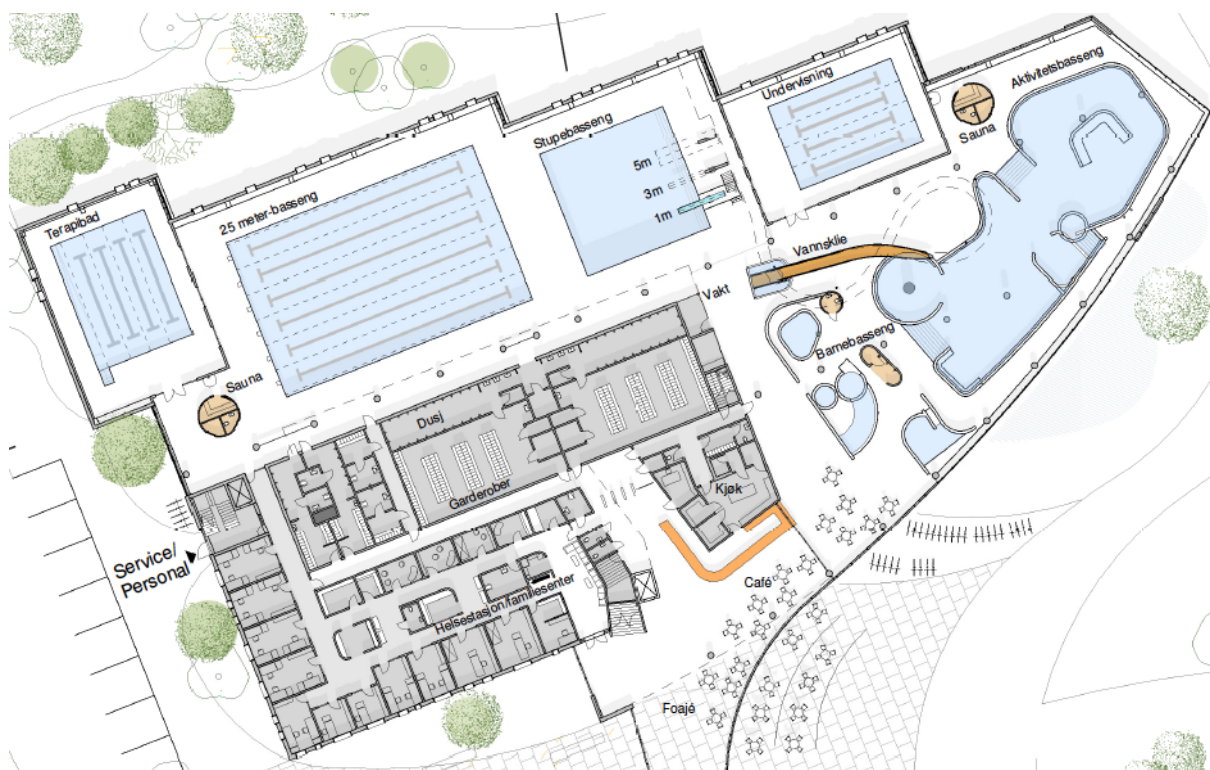
Styrker og svakheter ved spesifikke metoder forekommer også. Ved bruk av Mollier-diagram for å finne luftkvalitetene i ventilasjonsaggregatene vil det oppstå usikkerheter da avlesningen ikke blir helt presis. Besøksvariasjonene er funnet ved hjelp av Pirbadets variasjoner basert på en uke i januar. Det er usikkert om denne uken gjengir et representativt utvalg av antall besøkende eller ikke. Samtidig vil omgjøring fra Pirbadets besøkstall til folkehelsesenteret estimerte besøkstall gi usikkerheter på grunn av ulikheter i åpningstidene. Ved utregning av vannbehovet ble maksimalt antall besøkende benyttet og det ble antatt at dette ville påvirke bassengvannsutskiftingen for alle bassengene, selv om ikke alle bader i samme basseng samtidig.

5 Analyse

I analysedelen presenteres relevante verdier og informasjon som angår Orkdal folkehelsesenter. Dette omfatter klimaet på Orkanger, besøksvariasjoner og hvilke fasiliteter senteret skal inneholde. De termiske energisystemene, som skal sørge for tilstrekkelige vann og lufttemperaturer, og lav forurensningsgrad blir forklart og det blir lagt frem hvordan de kan dimensjoneres for å fungere optimalt.

5.1 Informasjon om Orkdal folkehelsesenter

Orkdal folkehelsesenter skal blant annet inneholde et helsesenter med kontorer over fire etasjer og et stort folkebad [8]. En oversikt over hvordan 1. etasje vil se ut er fremstilt i figur 10. Her sees den våte sonen med fire ulike svømmebasseng og en aktivitetsdel med mange vannaktiviteter samlet. Den tørre sonen inneholder garderober, café og kontorer for blant annet kommunens helsetjenester. Helsetjenesten omfatter blant annet helsestasjon, fysioterapi, barnevern og kontorer for psykisk helse [43]. I oppgaven fokuseres



Figur 10: Oversikt over Orkdal folkehelsesenter

det på den våte sonen i folkehelsesenteret, da denne delen inneholder store mengder

overskuddsenergi og har høyt energibehov hele året grunnet høye luft- og vanntemperaturer. I tabell 7 sees en oversikt over arealene for ulike deler av senteret, hvor man kan se det høye oppvarmingsarealet for bassengdelen. Bassengene har ulike bruksområder,

Tabell 7: Oppvarmede arealer i Orkdal folkehelsesenter [8]

Type	Etasje	Oppvarmed BRA [m ²]
Teknisk	U	2668
Basseng, tribuner, garderober	1	3661
Øvrige areal	1	1772
Øvrige areal	2	1247
Øvrige areal	3	1000
Øvrige areal	4	1000
Utvidelse av klatrehall	1	400
Totalt Areal		11748

temperaturer og størrelser, og er fremstilt i tabell 8 [44]. Til sammen er total vannoverflate høy på 1179 m² noe som påvirker oppvarmings- og avfuktingsbehovet i folkebadet. Det antas at folkebadet skal holde åpnet alle dager i uka, 360 dager i året. Helsesenteret derimot vil være åpent i arbeidstiden i årets 230 arbeidsdager [45]. Det planlagte energisystemet ved Orkdal folkehelsesenter kan sees i vedlegg A.3 og viser energiflyten, samt effektbehov, temperaturer og massestrømmer ved senteret. I denne oppgaven er det valgt å bare se på de delene av systemet som omfatter det nye senteret og ikke det som går på snøsmelting, den gamle orklahallen og klatrehallen. Hovedenergikilden er spillvarme på 40 °C fra Elkem Thamshavn som tilfører energi via en ammoniakkvarmepumpe. En elektrisk kjel skal benyttes som reserveløsning og en termisk lagringstank forsikrer tilstrekkelig energi ved driftsstans på Elkem. Det kreves store mengder betong i dette systemet, samtidig som det ikke fokuseres på å minke energiforbruket på grunn av den store mengden tilgjengelig energi fra Elkem. I tillegg benyttes elektrisitet som reserve isteden for fjernvarme som det er tilrettelagt for i området, noe som fører til et høyt eksergitap. I prosjektoppgaven ble det dermed argumentert for alternative løsninger, med fokus på å minke klimagassutslipp og energibehov. I det foreslåtte systemet er

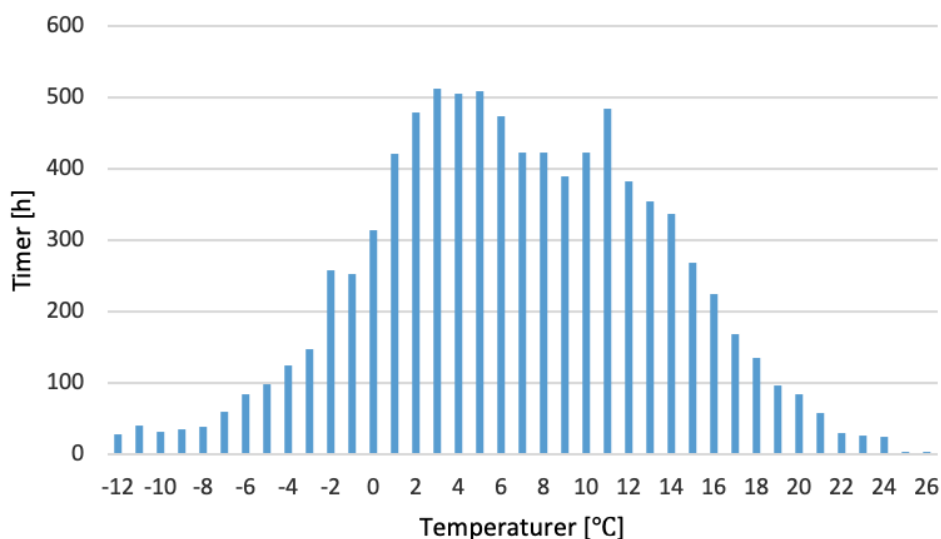
Tabell 8: Temperaturer og oveflateareal for bassengene i folkehelsesenteret [8]

Bassengtype	Vannoverflate [m ²]	Temperatur [°C]	Kategori
Terapi	120	30 - 34	Høy temperatur
Opplæring	106	34	Høy temperatur
Svømming	338	28	Lav temperatur
Stuping	154	28	Lav temperatur
Aktivitet	433	30 - 34	Middels temperatur
Vannsklie	28	30 - 34	Middels temperatur
Totalt	1179		

det dermed besluttet å ikke benytte spillvarme fra Elkem, men bruke overskuddsenergien ved folkehelsesenteret for å få ned energiforbruket. I tillegg ble det sett på bruken av fjernvarme som reserveløsning, og en annen termisk energilagings-metode.

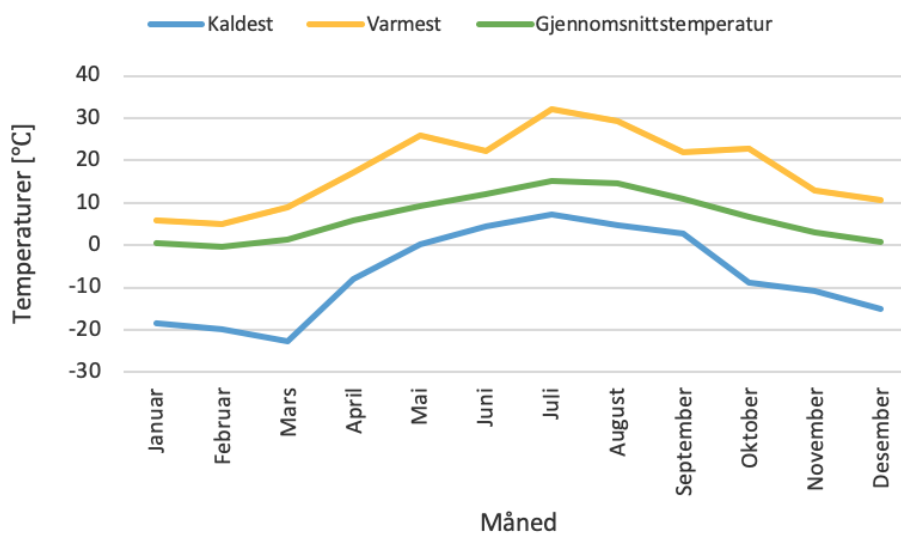
5.2 Klima og utetemperatur på Orkanger

For det planlagte folkehelsesenteret er det tatt utgangspunkt i dimensjonerende utetemperatur på -26,9 °C for vinteren og 22,4 °C for sommeren. Tallene er funnet i Byggforsks klimadata ved Orkanger fra 2012 [46] og fra VVS-tekniske klimadata ved Trondheim fra 1978 [47]. Disse verdiene skal gjenspeile høyeste og laveste temperatur som overskrider 50 timer i året, i tillegg til en innlagt sikkerhetsmargin. Med andre ord legges ikke ekstremtemperaturer til grunn for hvordan energisystemene skal dimensjoneres. Likevel er det viktig at systemene fungerer godt selv ved ekstremtemperaturer. For å undersøke om disse verdiene er tilfredsstillende gjøres en analyse av temperaturvariasjoner funnet fra en annen kilde. Til det ble dataprogrammet Meteonorm 7 benyttet, og verdiene sortert etter hvor mange timer i året de ulike temperaturer oppstår. Dette er fremstilt i figur 11 [2]. Her vil dimensjonerende temperaturer være mellom -7 °C og 21 °C, mens årsmiddeltemperaturen, som er den tilstanden hvor systemet bør fungere optimalt er på 7 °C. Verdiene fra Meteonorm er gjennomsnittsverdier fra flere år tilbake og frem til 2005, og vil dermed ikke illustrere ekstremtemperaturer i løpet av et år. For å få et



Figur 11: Utetemperaturer fordelt i timer over et år [2]

bilde av disse temperaturene ble statistikk fra yr ved Orkanger i 2018 benyttet [3]. Disse verdiene sammen med gjennomsnittsverdier gjennom året er framstilt i figur 12. Her er



Figur 12: Temperaturvariasjoner over et år [2],[3]

minimumstemperaturene for hver måned i et år framstilt sammen med maksimaltemperaturer, og det vises tydelig at verdiene for Meteororm ikke gir nok informasjon om disse variasjonene. I tabell 9 er en oversikt over klimaforholdene ved årets varmeste og kaldeste dag, sammen med årsmiddeltemperaturen. De relative fuktighetene er hentet fra Meteororm. Andre temperaturforhold som vil være gunstig å analysere er sjøvannstemperaturen ved Orkanger. Disse temperaturene vil være mer stabile, med maksimal

Tabell 9: Klimaforholdene for ulike dager i året

Kategori	Sjøvannstemp [°C]	Utetemp [°C]	Relativ fuktighet [%]
Kaldeste dag	4	-23	80
Gjennomsnittsdag	7	7	74
Varmeste dag	12	32	55

temperatur på 12 °C og minimumstemperatur på 4 °C, ved omkring 60 meters dybde [35]. Verdiene er hentet fra målestasjoner i Rissa og i Trondheim da det ikke finnes egne målinger for Orkdalsfjorden og variasjonene kan sees i vedlegg A.7 og A.8. Den høyeste temperaturen i sjøen oppstår rundt september, mens den laveste kommer i januar, noe som er forskjøvet noen måneder fra uteluftstemperaturene, som i 2018 var høyest i juli og lavest i mars. Dette kan sees i figur 12. For å få riktige temperaturer for sjøvannet på Orkanger bør det tas egne målinger over et år, da temperaturen er svært avhengig av beliggenhet, noe som gjør at nærliggende målinger kan gi feil resultater [35].

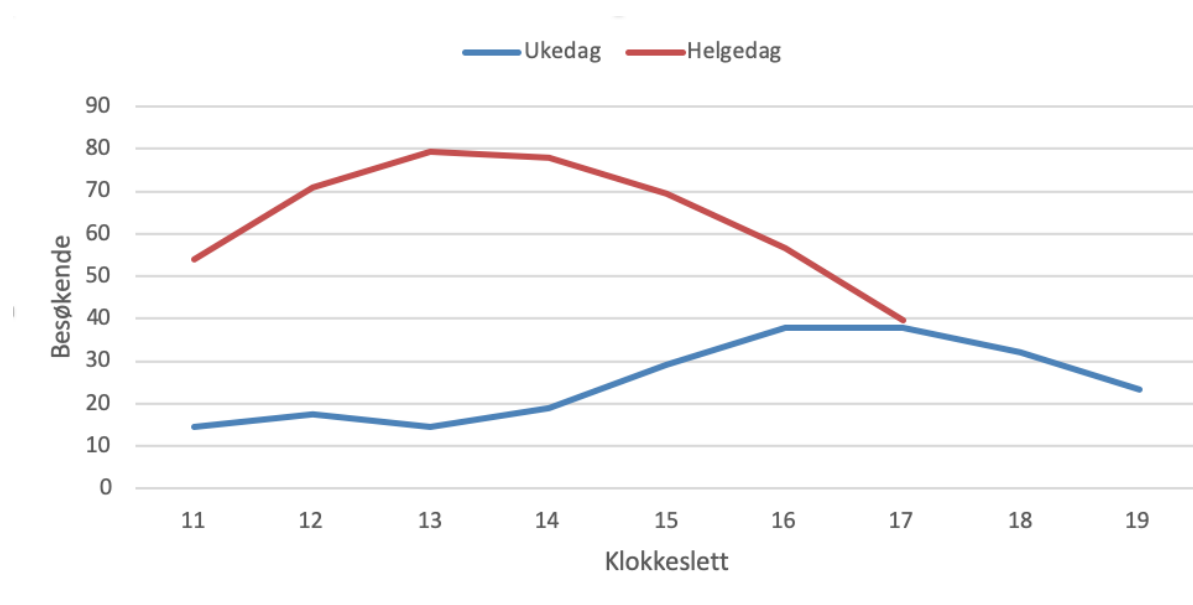
5.3 Besøksvariasjoner i svømmeanlegg

I Orkdal folkehelsesenter er det antatt 87 ansatte ved kontorene, i tillegg til at det er plass til 55 ansatte ved konferanselokalene i fjerde etasje. Ansatte ved folkebadet er estimert til 30, og det antas 100.000 besøkende i løpet av et år. Maksimalt antall besøkende i bassenget i løpet av en dag er satt til 700 personer. I tillegg er den minimale besøksmengden funnet ved å bruke Pirbadets besøksstatistikk og å ta utgangspunkt i dagen med lavest besøksantall. En oppsummering er fremstilt i tabell 10. Ved bruk av Pirbadets statistikk er det tatt hensyn til at folkehelsesenteret har et lavere estimert antall besøkende i året, samtidig som åpningstidene er på 9 og 6 timer for ukedager og helger, mot henholdsvis 14,5 og 9 timer ved Pirbadet. Grunnen til at Pirbadets statistikk er benyttet er fordi det inneholder lignende aktivitetstilbud som folkehelsesenteret, samtidig som det ikke er noe statistikk tilgjengelig for folkehelsesenteret da det ikke er ferdig bygget. I figur 13 er besøksvariasjonen for en dag med gjennomsnittlig antall besøkende fremstilt. Det er tydelig flest besøkende midt på dagen i helgene, og etter jobb og skoletid i ukedagene. Statistikken er fra Pirbadet og det er tatt utgangspunkt i den første uka i

Tabell 10: Antall besøkende ved ulike avdelinger ved Orkdal folkehelsesenter

Besøkende	Maksimum [pers/dag]	Gjennomsnitt [pers/dag]	Minimum [pers/dag]
Bassengbesøkende	700	278	151
Bassengansatte	30	30	30
Helsesenter	87	87	0
Kontorer	55	55	0
Totalt	872	450	181

januar 2019, da dette var eneste tilgjengelige måledata. For Pirbadet er det flere besøkende på vinterhalvåret enn på sommerhalvåret, med aller flest i feriene. I tillegg er det flest folk ved styggværsdager og i helgene [48] Man ser at maksimalt antall besøkende



Figur 13: Besøksvariasjoner en uke med gjennomsnittlig besøkstall ved Orkdal folkehelsesenter

vil være midt på dagen, som er rundt samme tid som utetemperaturene er på det høyeste nivået. Dermed er energitilførselen høyest på det tidspunktet hvor varmetapet er lavest og tilgjengelig varme er på det høyeste nivået.

5.4 Vannbehandlingssystemer

En stor del av energibehovet ved folkehelsesenteret vil gå med til vannbehandling både for tappe-, dusj- og bassengvann. Tappe- og dusjvannsbehovet vil avhenge av antall besøkende i folkebadet og antall ansatte i de ulike delene av senteret. Energiforbruket koblet til bassengvann kommer av kompensering for varmetap til omgivelsene, oppvarming av tilført ferskvann og rensbehovet som følge av forurensninger. Den tilførte varmtvannsmengden avhenger av forurensning og søl som igjen avhenger av vanntemperaturen og antall besøkende. Varmetapet til omgivelsene og fordunstningen påvirkes av inne- og utelufttemperaturen.

Ferskvannsbehovet i de ulike systemene påvirker mengde gråvann som akkumuleres til enhver tid, da gråvann ut betyr ferskvann inn. Flere besøkende gir større vannutskiftingsbehov som fører til at større mengder gråvann blir akkumulert. Temperaturen på gråvannet bestemmes av temperaturen i de ulike vannsystemene og vannmengden. I tabell 11 er vannbehovet for de ulike vannsystemene og deres temperaturer fremstilt. Her er det gjort forenklinger ved å dele bassengtemperaturene inn i tre og anslå at tappe- og dusjvannstemperaturen fra krana er på 38 °C. Det er også antatt at helsestasjonen vil ha behov for dobbelt så mye varmt tappevann per person som ved vanlige kontorer, som sett fra litteratur og teoridelen. For å finne temperaturen på det samlede gråvannet, gjøres

Tabell 11: Vannsystemene med ulike temperaturer og vannmengder

Vannsystem	Temperatur [°C]	Ferskvannsbehov [L/pers]
Basseng varmt	34	60
Basseng middels	30	30
Basseng kaldt	28	30
Dusjvann	38	63
Tappevann helse	38	6
Tappevann kontor	38	3

en analyse på hvor store ferskvannsmengder som kommer fra de ulike systemene fordelt på total vannmengde. Ferskvannsbehovet i de ulike systemene er framstilt i tabell 12, hvor behovet er fordelt på maksimale, minimale og gjennomsnittlige besøksantall i løpet

av en dag. Ved minimale besøksantall er det antatt at det er helg, slik at tappevannet for helsesenteret og kontorene vil være lik 0.

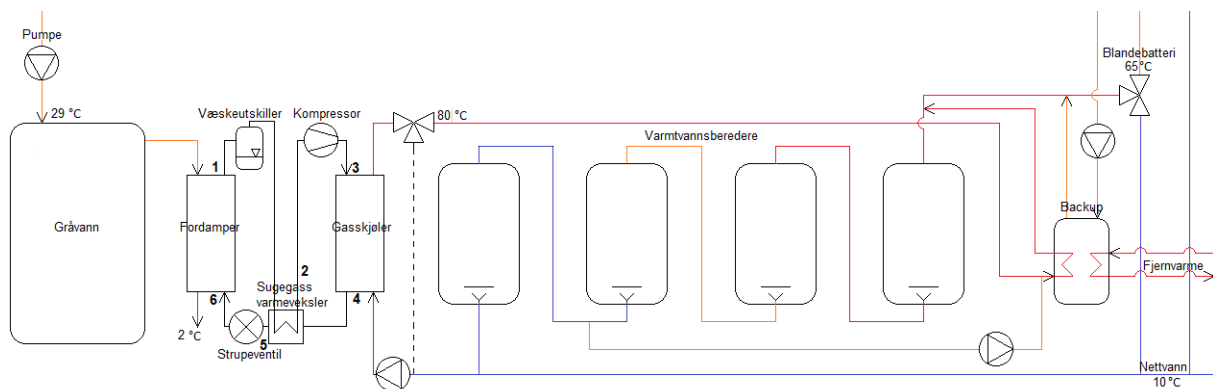
Tabell 12: Ferskvannsbehov og gråvannsmengder for ulike besøksantall

Vannbehov	Maksimalt [m ³ /dag]	Gjennomsnittlig [m ³ /dag]	Minimalt [m ³ /dag]
Basseng varmt	42	17	9
Basseng middels	21	8	5
Basseng kaldt	21	8	5
Dusjvann	44	18	10
Tappevann helse	0,5	0,5	0
Tappevann kontor	0,3	0,3	0
Totalt	129	52	28

Uansett vannbehov fås en gråvannstemperatur på 34 °C, ved å forutsette 0 i varmetap til omgivelsene. Dette er funnet ved bruk av vannstrømmene i tabell 12 og temperaturene fra de ulike vannkursene. For tappe- og dusjvann er samlet gråvannstemperatur 38 °C mens den er 33 °C for bassengvannet. Dersom man tar hensyn til varmetap i rør, mellom utløp og sluk i bassengsystemene, vil temperaturen være noe lavere. Det antas dermed et varmetap på 5 K, slik at den virkelige samlede temperaturen i gråvannstanken blir på 29 °C. Andre antakelser for gråvann er det som gjelder tetthet og varmekapasitet. Disse vil i virkeligheten være høyere enn for ferskvann på grunn av forurensningen, noe som er vanskelig å estimere. Derfor brukes samme verdier for ferskvann som for gråvann slik som sett fra tabell 4 i kapittel 3. Gråvannet kan benyttes som varmekilde, både i varmpumper og varmevekslere. Varmeenergien kan videre benyttes til eksempelvis vannoppvarming. I det planlagte systemet for Orkdal folkehelsesenter skal gråvannet kun benyttes som returspylevann i rensesystemet og varmeinnholdet skal ikke utnyttes. Dette er på grunn av den store mengden varmeenergi fra Elkem Thamshavn.

5.4.1 Varmepumpe for vannoppvarming

I det planlagte energisystemet skal en R717-varmepumpe sørge for all oppvarming, også av vann. På grunn av varmepumpens egenskaper varmes dette vannet opp til 55 °C, slik at forebygging av legionellasmitte må foregå i form av UV-behandling. En vanligere metode for å hindre smitte er å varme opp vannet til temperaturer over 70 °C. Dermed ble det i prosjektoppgaven valgt å benytte en R744-varmepumpe isteden, da denne fungerer godt til vannoppvarming ved høye temperaturer. Systemet kan se ut som i figur 14. Her varmes kaldt nett vann på 10 °C opp til 80 °C for så å lagres i varmtvannstanker. Denne lagringen er gunstig da det fører til kontinuerlig tilgang på varmtvann. Det er antatt i prosjektoppgaven at det å benytte gråvann som varmekilde vil være tilstrekkelig i denne varmepumpen, men dette skal undersøkes nærmere i kapittel 6.



Figur 14: R744-varmepumpe for vannoppvarming

Vanntemperaturen ut til de ulike vannsystemene er 65 °C, etter at vannet fra gasskjølerne er blandet med kaldt nett vann. Dette er for å unngå skolding. Det er installert en reserveløsning hvor vann i en tank varmes opp ved hjelp av fjernvarme. Denne løsningen sørger for at det sirkulerende vannet i systemet aldri blir lavere enn 65 °C, selv ved tider med stort varmtvannsforbruk. Man kan også se at det antas at fordamperen kjøler ned gråvannet til 2 °C, før det går ut i avløpet. Denne temperaturen er satt for å få ut mest mulig varmeenergi fra gråvannet og samtidig forsikre at temperaturen ikke blir så lav at gråvannet fryser i utløpet. Pumpen mellom varmtvannstanker og backuptanken er påskrudd når vannsirkulasjonen i badet foregår samtidig som at varmepumpen har varmet opp alt vann i tankene til riktig temperatur. Den vil dermed sørge for at sirkulert vann kan gjenoppvarmes til 65 °C uten å benytte spisslast. Dette fungerer ved at det tillates

en temperatursenking ned til 70 °C i varmtvannstankene.

Tabell 13: Vannmengder inn til og ut av blandebatteriet i varmepumpesystemet

Type	Temperatur [°C]	Andel av total vannstrøm [%]
Varm vannstrøm	80	79
Kald vannstrøm	10	21
Bruksvannstrøm	65	100

Siden ikke alt vann varmes opp gjennom gasskjøleren, er det nyttig å se på hvor store deler som skal varmes opp av denne og hvor mye som kommer fra nettvann for å få tilstrekkelige vannmengder med temperatur på 65 °C. Andelen av hver av vannstrømmene er fremstilt i tabell 13, og man ser at varme gjennom gråvannstanken bare er 79 % av total mengde. Dette påvirker totalt effektbehov i varmepumpen noe som også er avhengig av antall besøkende. Dette kan sees i tabell 14, hvor det antas at alt vann skal varmes opp på denne måten.

Tabell 14: Ferskvann varmet opp av gasskjøler i R744-varmepumpe

Behov	Volumstrøm [m ³ /dag]	Effekt [kW]
Maksimalt	101	413
Gjennomsnittlig	41	166
Minimalt	22	89

For å finne ut om denne vannoppvarmingsmetoden fungerer, analyseres det hvor mye energi som kan hentes ut fra gråvannet, kontra hvor mye energi som kreves til vannoppvarmingen. Det skal også undersøkes om det lønner seg energiøkonomisk å benytte en varmeveksler for å forvarme nettvann og om R717-varmepumpen bør ta en del av vannoppvarmingslasten. Dersom gråvannsmengden ikke er tilstrekkelig som varmekilde må det finnes en god erstatte, eksempelvis sjøvann.

5.5 Luftbehandlingssystemer

Energibehovet for romoppvarming er avhengig av utetemperaturer, antall besøkende og kravet til inneluftkvalitet. Lave utetemperaturer gir større varmetap gjennom bygningskonstruksjonen, samtidig som behovet for varmetilførsel til frisklufta øker. Antall besøkende har påvirkning på luftforurensningen og oppvarmingsbehovet da kroppene produserer og gir fra seg varme til omgivelsene. De ulike systemene som skal varmes opp og deres effektbehov er framstilt i tabell 15, hvor verdiene er hentet fra vedlegg A.3.

Tabell 15: Luftoppvarmingsbehov ved folkehelsesenteret med temperaturer

System	Turtemperatur [°C]	Returtemperatur [°C]	Effekt [kW]
Avfuktingsaggregat	55	35	340
Ventilasjonsaggregat	35	25	150
Gulvvarme	35	30	170
Totalt			660

For å møte temperatur-, fuktighets-, og renhetsnivå på innelufta, trengs et luftbehandlingssystem. Dette er sammensatt av et ventilasjonssystem, et avfuktingsaggregat og et varmepumpesystem. Ventilasjonssystemet tilfører og varmer opp friskluft, samtidig som den rens forurenset luft. Avfuktingsaggregatet gjør det samme i tillegg til å avfukte bassenglufta. Varmepumpesystemet tar varme fra avkastlufta og tilfører den til tillufta. Ventilasjonssystemene er framstilt i figur 7 og figur 6 i kapittel 3, mens en enkel framstilling av varmepumpen sees i figur 5. Det er i utgangspunktet ingen krav for hvor store friskluftmengder som skal tilføres den tørre og fuktige sonen, men en anbefaling for fuktig luft er på $10 \text{ m}^3/\text{h}/\text{ws}$. Dette betyr et friskluftbehov på $3.275 \text{ m}^3/\text{s}$, dersom man tar utgangspunkt i folkebadets bassengareal på 1179 m^2 . Innetemperaturen og fuktighetsnivået i tørr sone derimot er det strengere retningslinjer for og er framstilt i tabell 16. Man ser tydelig at det er ulike krav for fuktig og tørr sone, og at årstiden påvirker dette. I tørr sone er grunnen til dette at klesmengden innendørs varierer med årstiden, mens for fuktig sone handler det om at kondensfaren øker med minkende temperatur på

fasadene.

Tabell 16: Romluftskarakteristikker for fuktig og tørr sone

Fuktig sone	Vinter	Gjennomsnittsdag	Sommer
Innetemperatur [°C]	30	30	30
Relativ fuktighet [%]	50	55	60
Tørr sone			
Innetemperatur [°C]	20	23	26
Relativ fuktighet [%]	20	30	40

Det er fire ventilasjonsaggregater med avfuktingsmulighet i bassengdelen, hvor maksimal temperatur på tilluften er satt til 45 °C for å unngå at besøkende blir møtt av ubehagelige varmestrømmer. I rommene med opplærings- og terapibassenger er bassengvannstemperaturen rundt 34 °C. Ifølge litteraturstudiet skulle dermed lufttemperaturen vært på 36 °C, noe som vil føles ubehagelig varmt for badende og ansatte. Dermed vil ikke lufttemperaturen overskride 34 °C, men den bør heller ikke være lavere, da det fører til at romluften og bassengvannet jobber mot hverandre. Dette skjer da ventilasjonsaggregatet prøver å holde temperaturen nede, mens bassengvannssystemet presser den opp. Dette vil føre til unødvendig høye energibehov i begge systemene.

5.5.1 Ventilasjonssystem

Det vil være ulike friskluftsbehov for fuktig og tørr sone, noe som er ramset opp i tabell 17 og hentet fra Skanskas webhotell. Verdien for fuktig sone er 15.00 m³/s med et effektbehov for oppvarming på 340 k, mens det for tørr sone vil være 15.14 m³/s, med 150 kW oppvarmingsbehov. Ventilasjonssystemet som skal leveres til Orkdal folkehelsesenter er dimensjonert for å utnytte den tilgjengelige energien i den fuktige og varme lufta, noe som kan gjøres ved hjelp av en varmepumpe. Det planlagte systemet derimot skal ikke utnytte denne overskuddsvarmen på grunn av stor tilgang på varme fra Elkem Thamshavn, og en ekstra installasjon vil dermed ikke lønne seg økonomisk. I det opprinnelige systemet fra Dantherm benytter varmepumpen arbeidsmediet R407 C, som er en type hydrofluorkarboner som er i ferd med å bli ulovlig å produsere og må byttes ut i løpet av

en tiårsperiode. I tillegg er prisen svært høy. Videre skal det derfor bli sett på om det er aktuelt å benytte R744 som arbeidsmedium, da dette er billigere og klimanøytralt. Ved bruk av denne type varmepumpe er driftskarakteristikkene antatt å være det samme som for R744-varmepumpen til vannoppvarming.

Tabell 17: Tilluftsmengdene for tørr og fuktig sone

System	Luftmende [m ³ /h]	Oppvarmingseffekt [kW]
Terapibasseng	7 000	38
Opplæringsbasseng	7 000	38
Svømme- og stupebasseng	20 000	131
Aktivitetsbasseng	20 000	131
Totalt for fuktig sone	54000	338
Teknisk kjeller	10 000	54
Garderober	3 000	4
Treningssenter	9 000	13
Kjøkken	5 000	34
Kontor 1-3. etasje	19 5000	31
Kontor 4- etasje	8 000	11
Totalt for tørr sone	54500	147

Virkningsgraden til varmveksleren i ventilasjonssystemet er mellom 60 og 80 %, med høyest verdi ved kalde utetemperaturer. Dette kommer av at temperaturforskjellen da er høyest og større mengder energi kan overføres fra varm til kald luft. Det er antatt at fordampertemperaturen er 0 °C og at temperaturen ut fra fordamper vil være et sted mellom 7 og 10 °C [1]. Temperaturen ut avhenger av hvor høy temperatur omluften må ha for å hindre frostskafer på varmeveksleren. Dette styrer også hvor store mengder som går til gjenbruk som er satt til mellom 0 og 50 % for henholdsvis kalde og varme utetemperaturer. Dersom omluftmengden ikke er tilstrekkelig for å hindre frost på varmeveksler kan det installeres et varmebatteri ved tilluften for å øke temperaturen. Varmen i dette batteriet kan for eksempel komme fra sirkulerende gråvann. I følge leverandøren, Dantherm, er ikke et slikt varmebatteri nødvendig før utetemperaturen synker til -40 °C. Ved så lave temperaturer derimot kan turbulens i den fuktige omluften føre til at

tilluftsspjeldet fryser fast, slik at et ekstra spjeld må implementeres for å kunne styre tilluftstmengden [1]. Ventilasjonsdriften på natten består kun av omluft, da det ikke vil være behov for friskluft til bruk i luftrensing. Avfuktingsaggregatet må kjøres som vanlig da fordunsting fra bassengene også forekommer på natten. I tillegg må det tilføres varme for å kompensere for eventuelle varmetap gjennom bygningskroppen. Det er typisk at innnetemperaturen stiger litt etter litt ved nattkjøring slik at temperaturen til slutt er over settpunktet. Dette er gunstig med tanke på at det minker fordunstningsraten og gir et lavere energibehov både til vannoppvarming og avfukting. For å forhindre for høye temperaturer ved åpningstiden for folkebadet kjøres ventilasjonsaggregatet på full styrke helt til inneluftkvaliteten er tilfredsstillende.

5.6 Systemenes operasjonstid

Det er gunstig at det termiske energisystemet ikke kjører på full styrke hele døgnet, da dette fører til slitasje på systemene, samtidig som det gir lav fleksibilitet. Det antas dermed at systemet, ved normale driftsforhold, skal operere 20 timer i døgnet med fire timer pause. De mest gunstige tidspunktene for denne pausen er ved de timene i døgnet hvor strømprisene er høyest, og ved lavest energibehov. Tidspunktene hvor strømmen er dyrest varierer gjennom året, men samlet sett er den dyrest mellom klokka 7 og 9 på morgenen og 17 og 19 på kvelden [49]. For vannoppvarming kan man stoppe varmepumpen ved disse tidspunktene siden det lagrede vannet kan utnyttes ved behov selv når varmepumpen er avslått. For luftbehandling derimot må det tas hensyn til behovet når det oppstår, da denne energien ikke lagres og behovet for oppvarming og ventileringsluft er høyest i åpningstiden. Dermed er den beste løsningen at dette systemet er avslått før og/eller etter åpningstid. Dersom behovet for vannoppvarming er lavere i løpet av et døgn enn det varmepumpen er dimensjonert for å tilføre kan man endre operasjonstiden. Da er det enten mulig å kjøre varmepumpen for fullt i færre timer enn 20 i løpet av et døgn, eller å kjøre varmepumpen på et lavere driftspunkt 20 timer i døgnet.

6 Resultat

I påfølgende kapittel gjøres det rede for ulike metoder å dimensjonere de termiske systemene ved Orkdal folkehelsesenter. Systemene består av to ulike varmepumpeaggregat og ventilasjonssystem med og uten avfuktingsmulighet. Det analyseres om gråvann kan benyttes som energikilde, eller om sjøvann må brukes i tillegg. I tillegg blir det sett på hvordan varmepumpesystemene kan gi best utnyttelse av energi og hvordan en bassengvannsvarmeveksler påvirker dette. Til slutt blir det foretatt en analyse av hvordan ventilasjonsaggregatene, både med og uten avfukting, bør dimensjoneres for å tåle ekstremtemperaturer best mulig.

6.1 Varmepumpesystemene

Det tas utgangspunkt i varmepumpesystemene som ble foreslått i prosjektoppgaven for oppvarming av romluft- og vannoppvarming. Systemene kan sees i vedlegg A.5 og A.6, hvor ferskvann varmes opp av R744-varmepumpen, mens R717-varmepumpen varmer opp romluft og ettervarmer bassengvann om nødvendig. Det antas at begge systemene benytter gråvann som energikilde. Målet med varmepumpesystemene er å sikre lavt energiforbruk og god utnyttelse av overskuddsvarme og samtidig som det møter det varierende energibehovet.

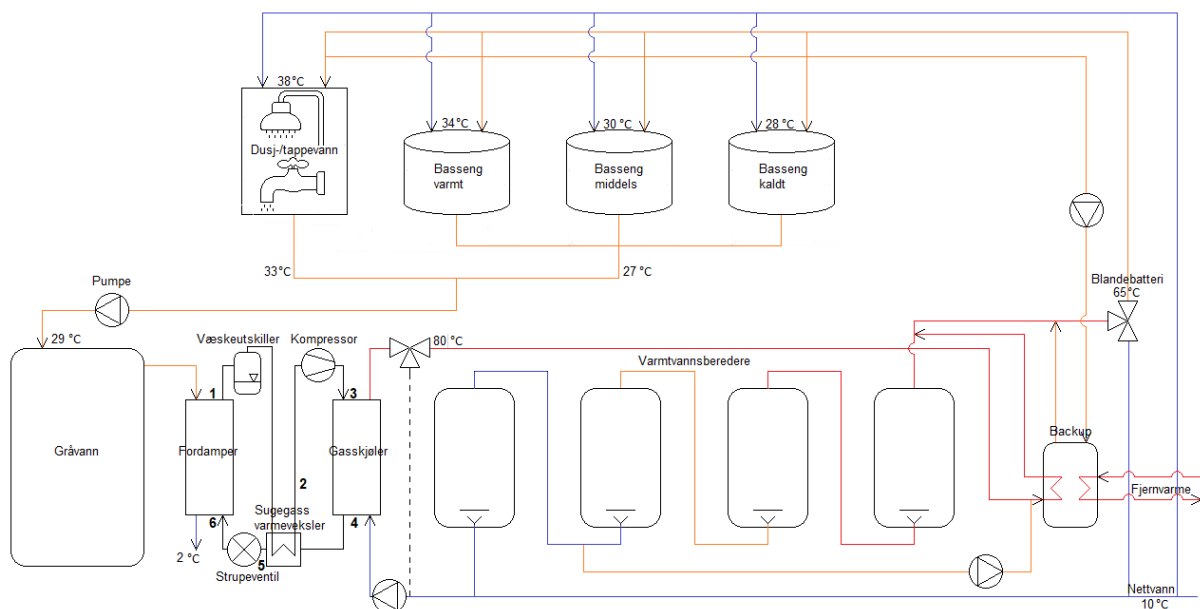
Tabell 18: Driftsbetingelser for varmepumpesystemene med R744 og R717 som arbeidsmedium

Forklaring	Verdier	Benevning
Isentropisk virkningsgrad	70	%
Varmetap	10	%
Fordampertemperatur, T_f	0	°C
Gråvannstemperatur, T_{gv}	29	°C
Avløpstemperatur, $T_{avløp}$	2	°C
Sugegassoverhetning, T_{sg}	0	°C

Driftsbetingelsene i tabell 18 benyttes for å dimensjonere varmepumpesystemene. Disse er antatt å være like i begge system. Dimensjoneringen av varmepumpene, sammen med de ulike effektbehovene er ramset opp i tabell 14 og 15 i kapittel 5. Disse effektbehovene sammen med temperaturen på gråvannet vil påvirke hvor store mengder gråvann som trengs for å møte energibehovet.

6.1.1 Dimensjonering av R744-varmepumpe

R744-varmepumpen er fremstilt i figur 15 og illustrerer hvordan vannsystemene kan varmes opp, og til hvilke temperaturer. Vannmengden som skal varmes gjennom gasskjøleren er 101 m³/dag, mens totalt vannbehov på 65 °C er 129 m³/dag. Man ser at oppvarmet vann går inn i de ulike vannsystemene sammen med kaldt nettvann for å blandes til de dimensjonerende temperaturene. I tappe- og dusjvannssystemet er det mulig å få vann med temperaturer mellom 10 og 65 °C, mens temperaturnivået på 38 °C er den gjennomsnittlige brukstemperaturen. I bassengene tilføres vann med riktige temperaturer på mellom 28 og 34 °C, ved at varmt og kaldt vann blandes før innløpet. Man kan også se av figur 15 at varmtvannet sirkuleres og vann som ikke tappes, pumpes tilbake til reservetanken for ettervarming.



Figur 15: Varmepumpesystemet for oppvarming av vann med bruk av gråvann som varmekilde

Driftsverdiene i varmepumpen for punktene 1 til 6 sees i i tabell 19. Temperaturen T_1 er satt ut fra den antatte fordampertemperaturen på $0\text{ }^\circ\text{C}$, som ligger innenfor tofaseområdet med et trykk på 35 bar. Det er for enkelhetsskyld antatt at sugegassvarmeveksleren ikke vil overføre varme, og temperaturen i punkt 2 vil dermed også være $0\text{ }^\circ\text{C}$. Dersom denne hadde overført varme ville temperaturen vært høyere og mer effekt kunne blitt hentet ut fra gasskjøleren, uten å øke kompressorarbeidet. Dette kunne igjen ført til et lavere energibehov fra varmekilden. Punktene 3_{is} og $3''$ tilsvarer isentropisk komprimering og komprimering med varmetap, som er funnet ved hjelp av verdiene for isentropisk virkningsgrad på 70 % og varmetap i kompressoren på 10 % fra tabell 18. Den operative tilstanden i punkt 3 er så funnet ut fra disse, med et antatt trykknivå på 100 bar. I punkt 4 og 5 er temperaturen satt til $15\text{ }^\circ\text{C}$ på grunn av en antatt temperaturforskjell mellom ferskvann inn og R744 ut på 5 K.

Tabell 19: Verdier ved de ulike driftspunktene i R744-varmepumpen

Plassering	Temperatur [$^\circ\text{C}$]	Trykk [bar]	Entropi [kJ/kgK]	Entalpi [kJ/kg]
1	0	35	1,85	432
2	0	35	1,85	432
3_{is}	82	100	1,85	475
$3''$	89	100	1,89	487
3	89	100	1,89	488
4	15	100	1,09	231
5	15	100	1,09	231
6	0	35	1,00	231

Verdiene i tabell 19 brukes for å finne den spesifikke effekten for de ulike komponentene; kompressor, fordamper og gasskjøler. Disse verdiene er fremstilt i tabell 20 i kapittel 5, hvor effekten er funnet ved å ta utgangspunkt i maksimalt effektbehov på 413 kW fra tabell 14, som gir en massestrøm på 1,6 kg/s i varmepumpen. Varmepumpen får dermed en COP på ca. 4.

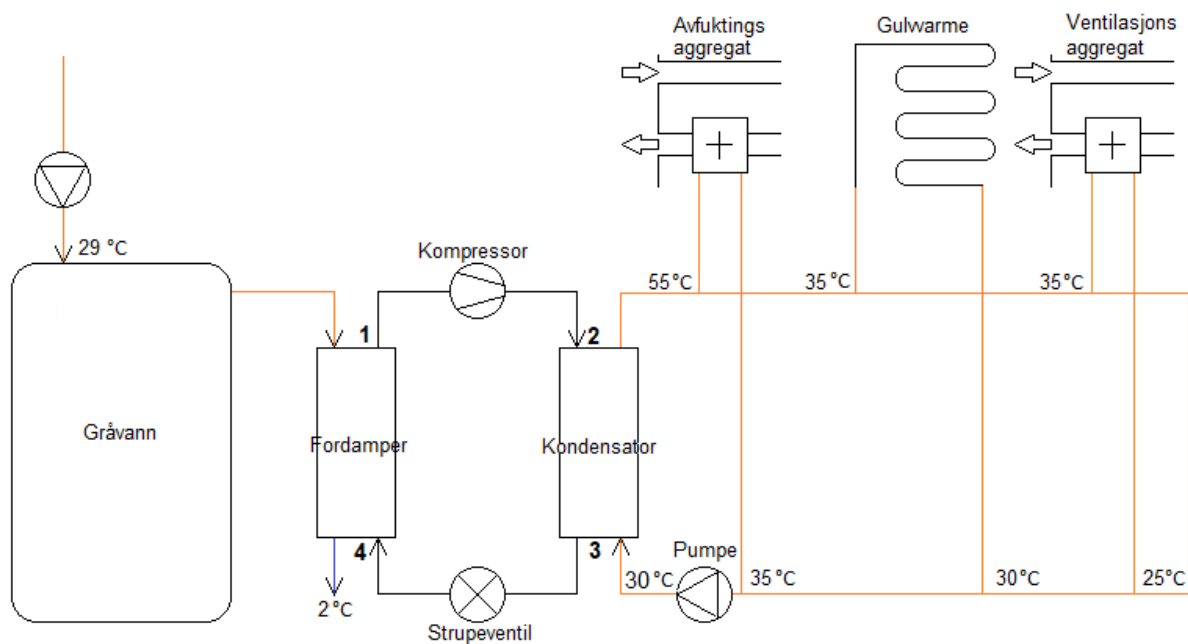
Tabell 20: Effekter i R744-varmepumpe

Komponenter	Spesifikk effekt [kJ/kg]	Effekt [kW]
Gasskjøler	257	413
Fordamper	201	324
Kompressorarbeid	62	99

Disse verdiene forteller at dersom R744-varmepumpen skal sørge for all vannoppvarming, trengs en effekt på 324 kW inn til fordamperen. Dersom denne effekten skal komme fra gråvann med et temperaturfall over fordamper på 27 K trengs en volumstrøm på 206 m³/dag, med utgangspunkt i 20 timer operativ varmepumpe. Dette er 77 m³/dag mer enn den maksimale gråvannsmengden man får akkumulert pr dag, noe som betyr at gråvannsmengden ikke er tilstrekkelig for å varme opp alt vann på denne måten, med disse driftsbetingelsene.

6.1.2 Dimensjonering av R717-varmepumpe

Ut fra resultatene for R744-varmepumpene, kan det antas at mengden gråvann som energikilde, for romluftoppvarming med et energibehov på 660 kW, heller ikke vil være tilstrekkelig. Dette må likevel undersøkes da varmepumpen som er foreslått til denne bruken benytter R717 som arbeidsmedium og vil få andre driftsverdier. Dette varmepumpesystemet for romluftoppvarming er fremstilt i figur 16, med tur-/returtemperaturer fra tabell 15 i kapittel 5. Siden maksimalt temperaturbehov er på 55 °C for avfuktingsaggregatet er dette temperaturen som må komme ut fra kondensatoren. Temperaturen, 30 °C inn på kondensatoren er bestemt av returtemperaturene og massestrømmen i de ulike kursene. I tabell 21 er en oversikt over driftsverdiene for varmepumpen ved punktene 1 til 4.



Figur 16: R717-varmepumpesystemet for oppvarming av romluft med bruk av gråvann som varmekilde

Fordampertemperaturen, T_1 , er satt til 0 °C slik som for R744-varmepumpen. Driftsverdiene etter komprimering, punkt 2, er funnet ved hjelp av den isentropiske virkningsgraden og kompressorvarmetapet fra tabell 18. Den spesifikke entalpien i dette punktet er svært høyt, noe som kommer av egenskapene til R717 som arbeidsmedium. Trykket på høytrykksiden etter kompressoren i varmepumpen er bestemt ut fra en antatt temperatur for mettet væske på 60 °C, som er 5 K høyere enn temperaturen ut til varmesystemet. Spesifikk entalpi h_4 etter struping antas å være lik spesifikk entalpi ut fra kondensator h_3 .

Verdiene i tabell 21 gir verdier for de ulike effektbehovene for fordamper, kondensator og kompressormotoren. De spesifikke effektene finnes ved bruk av entalpiforskjellene over de ulike komponentene. For å finne effektbehovene tas det utgangspunkt i maksimal nødvendig effekt til varmesystemet på 660 kW. En oversikt over disse effektene finnes i tabell 22. Dette gir en COP på i overkant av 3, noe som er høyt, men lavere enn for R744-varmepumpen. Det er antatt at ikke alle romluftsystemene har behov for maksimal effekt samtidig, noe som er bakgrunnen for bruken av 70 % samtidighet. Dermed blir en realistisk effekt ut fra kondensatoren på 462 kW.

Dette fører igjen til at gråvannsbehovet med temperatur på 29 °C vil være 215 m³/dag for

Tabell 21: Verdier ved de ulike driftspunktene i R717-varmepumpen

Plassering	Temperatur [°C]	Trykk [bar]	Entropi [kJ/kgK]	Entalpi [kJ/kg]
1	0	4	6,18	1624
2_{is}	138	26	6,18	1899
$2''$	167	26	6,37	1977
2	167	26	6,37	1978
3	60	26	2,51	654
4	0	4	2,51	654

Tabell 22: Effekter for R717-varmepumpen

Komponenter	Spesifikk effekt [kJ/kg]	Effekt [kW]	Effekt [kW]
			70 % samtidighet
Kondensator	1324	660	462
Fordamper	970	483	338
Kompressorarbeid	394	196	137

en varmepumpedrift på 20 t/dag. Dette er 86 m³/dag mer enn maksimal tilgjengelig gråvannsmengde i løpet av en dag, noe som gir et høyere avvik enn for R744-varmepumpen. Dette underbygger antakelsen om at gråvann ikke vil være tilstrekkelig som varmekilde i de to varmepumpesystemene uansett hvordan de dimensjoneres, da behovet for energi fra varmekilden er mer enn dobbelt så stort som energiinnholdet. I denne utregningen er det ikke tatt hensyn til etteroppvarming av bassengvann, da det antas at varmetapet i bassengene er svært lavt på grunn av den høye lufttemperaturen.

6.2 Alternative systemutforminger for oppvarming av romluft og vann

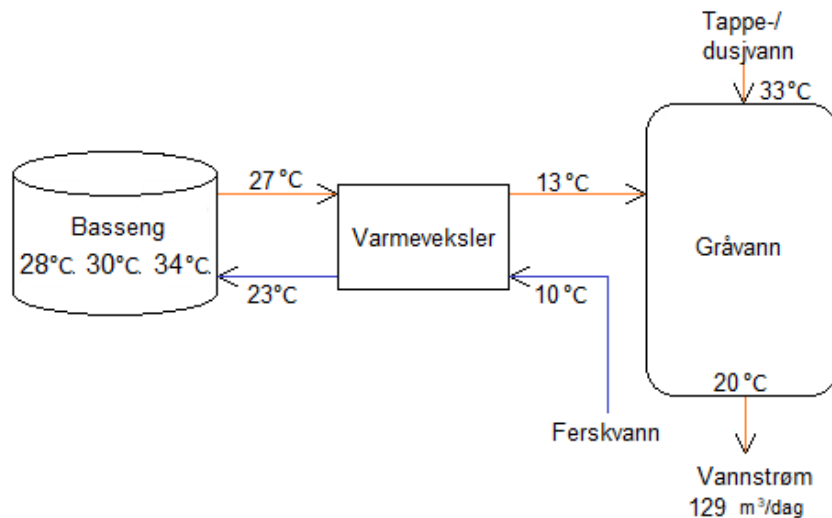
Det skal undersøkes hvordan varmepumpesystemene kan utformes, slik at tilgjengelig energi fra varmekilden er nok til å dekke hele vann- og/eller luftoppvarmingsbehovet.

Det første som skal sees på er implementering av en bassengvannsvarmeveksler. En slik installering gjør at oppvarming av bassengvann krever lavere effekter fra varmpumpen, som igjen gir lavere energibehov fra varmekilden. Det blir også sett på hva resultatet blir dersom R717-varmpumpen varmer opp deler av varmtvannet ved bruk av sjøvann som varmekilde, og hva som blir konsekvensen av dette for R744-varmpumpen og det samlede energiforbruket.

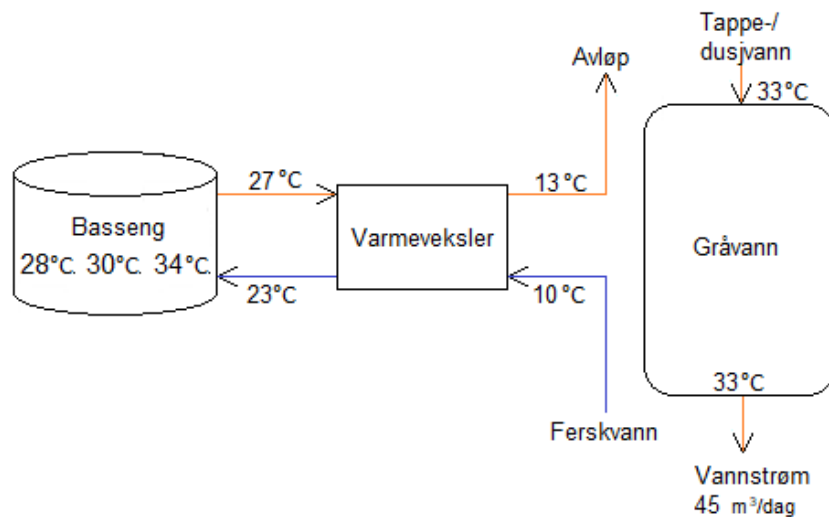
6.2.1 Implementering av varmeveksler til forvarming av bassengvann

En varmeveksler kan benyttes til å varme opp ferskvann i bassengene uten bruk av en varmpumpe. Dette fungerer slik at det varme gråvannet fra bassengene overfører varme til det kalde ferskvannet. Dette er grunnlasten av bassengvannsoppvarmingen, mens et annet system må sørge for topping av bassengvann slik at man får tilstrekkelig høye temperaturer. Den ekstra varmen som trengs kan enten komme fra de to varmpumpene eller fra reservekilden, fjernvarme. Videre sees det på metoder for utnyttelse av denne varmeveksleren, og hvordan dette påvirker temperaturen. Det antas at varmeveksler-virkningsgraden er 80 %, og at temperaturen på nettvannet er 10 °C, mens gråvannstemperaturen fra bassengene er 27 °C ved å ta hensyn til 5 K varmetap. Dette gir de ulike temperaturene som kan sees i figur 17.

I figur 17a føres det avkjølte bassengvannet på 13 °C inn i gråvannstanken, og gir en samlet gråvannstemperatur på 20 °C. Gråvannsmengden i tanken er dermed maksimalt 129 m³/dag, mens temperaturen har sunket med 9 K fra det opprinnelige gråvannssystemet. I figur 17b føres det avkjølte gråvannet ut i avløpet, uten å gå gjennom gråvannstanken. Dette gir en mye lavere gråvannsmengde på 45 m³/dag, men samtidig en høyere temperatur i tanken på 33 °C. Videre tas det utgangspunkt i scenarioet i figur 17a, da denne løsningen utnytter mer av overskuddsvarmen i bassengvannet, og samtidig opprettholder høy vannmengde i gråvannstanken. Hvor mye ekstra effekt som trengs for å varme opp bassengvannet de siste gradene er avhengig av hvilket system som skal gjøre dette. Da vannstrømmene gjennom varmeveksleren vil være ulik i de to varmpumpetilfellene. Hvor store effekter som trengs fra fjernvarme for denne ekstra oppvarmingen er avhengig av temperaturen og massestrømmen i fjernvarmesystemet.



(a) Avkjølet bassengvann inn til gråvannstank

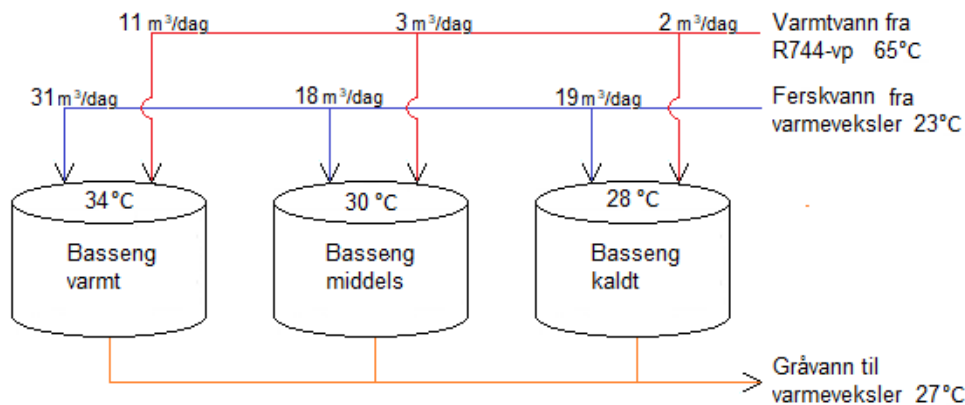


(b) Avkjølet gråvann ut i avløp

Figur 17: Ulike varmevekslingsløsninger

6.2.2 Modifisert R744-varmepumpesystem

Varmeveksleren tilfører kun deler av varmebehovet i bassengene, noe som gjør at det resterende behovet må komme fra et sted. En mulighet er å benytte en R744-varmepumpe til oppvarming av dette vannet ved at en del av vannstrømmen går gjennom varmeveksler, mens resten går via varmepumpen. Mengden vann som må komme fra varmepumpesystemet på 65°C og fra varmeveksleren på 23 °C for å opprettholde riktige bassengtemperaturer er illustrert i figur 18. Vannstrømmene er funnet ved å analysere massebalansen sammen med de respektive temperaturene fra varmeveksler og varmepumpe.



Figur 18: Bassengvannsoppvarming ved bruk av R744-varmepumpe og varmeveksler

Man kan se fra figur 18 hvordan massestrømsbehovet på 84 m^3 fordeles mellom varmepumpen og varmeveksler, med henholdsvis varmtvannsmengder på totalt 16 m^3 og 68 m^3 . I tillegg må varmepumpen varme opp ca 45 m^3 tappe- og dusjvann. Denne metoden gjør at varmepumpen varmer opp mindre mengder vann gjennom gasskjøleren, slik at eksergitapet minker og behovet for gråvann i energikilden minker.

Tabell 23: Effekter og volumstrømmer for tappe-, dusj- og bassengvannsoppvarming ved bruk av varmeveksler

Komponenter	Volumstrøm [m^3/dag]	Effekt [kW]
Gasskjøler	48	197
Fordamper	148	155
Kompressorarbeid	-	47

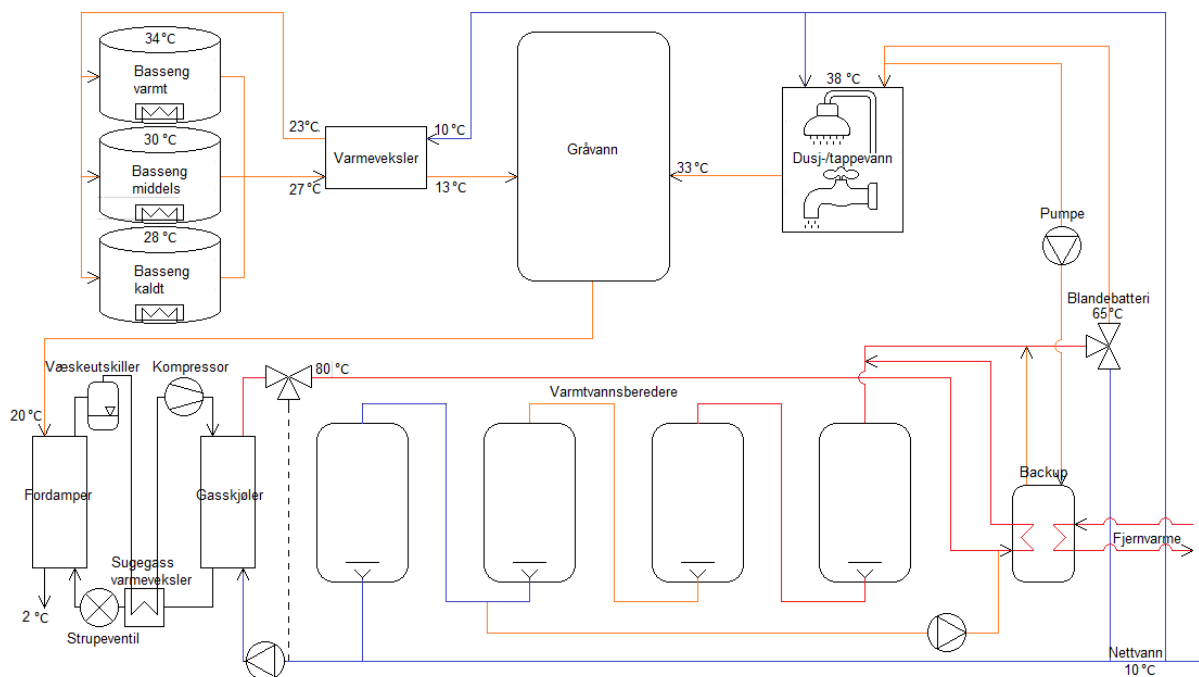
I tabell 23 er verdier for R744-varmepumpen og gråvannsbehovet fremstilt. Her er prosentandelen på 79 % fra tabell 13 i kapittel 5 benyttet med den nye bruksvannstrømmen fra varmepumpen for å finne ut at det nye effektbehovet fra gasskjøleren vil komme på 197 kW, som gir et gråvannsbehov på $148 \text{ m}^3/\text{dag}$. Dette er en god del lavere enn verdiene for den opprinnelige R744-varmepumpen på henholdsvis 413 kW og $206 \text{ m}^3/\text{dag}$. I tillegg minker kompressorarbeidet fra 99 kW til 47 kW. Fremdeles er gråvannsbehovet høyere enn tilgjengelig mengde, og det må dermed undersøkes andre metoder. En løsning er å bare benytte R744-varmepumpen til å varme opp tappe- og dusjvann. De respektive

effektene i et slikt system sees i tabell 24.

Tabell 24: Effekter og volumstrømmer for tappe- og dusjvannsoppvarming

Komponenter	Volumstrøm [m ³ /dag]	Effekt [kW]
Gasskjøler	35	144
Fordamper	108	113
Kompressorarbeid	-	31

Dette effektbehovet tilsvarer en gråvannsmengde på 108 m³/dag som er 21 m³/dag lavere enn den tilgjengelige mengden. Dermed kan denne metoden benyttes uten å bruke opp alt av gråvann ved maksimale gråvannsbehov. De ekstra gråvannsmengdene vil isteden for å gå gjennom fordamperen lagres til senere bruk i gråvannstanken. I figur 19 sees hvordan hele dette systemet vil se ut.



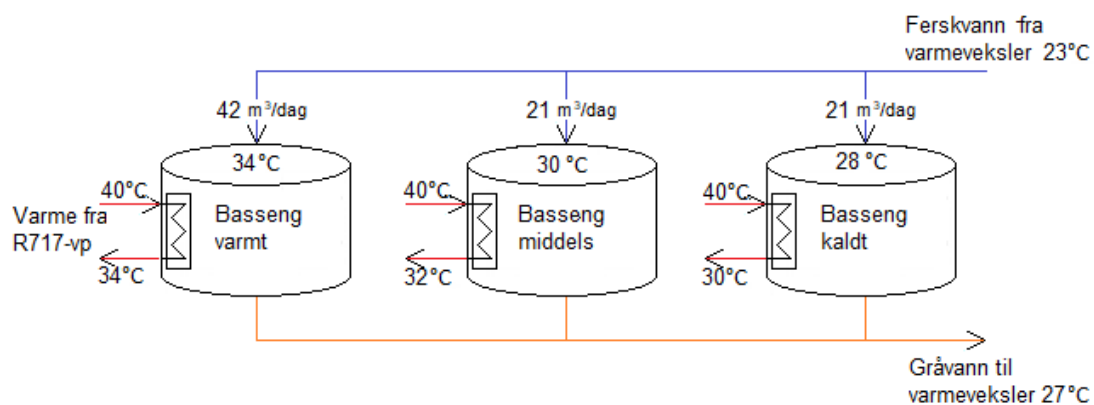
Figur 19: Varmepumpe med varmeveksling og R744 som arbeidsmedium

Her benyttes gråvann kun som varmekilde i R744-varmepumpen, som igjen varmer opp dusj- og tappevann. Varmeveksleren grunnoppvarmer hele ferskvannsmengden som trengs i bassengsystemene. I tillegg til at et eksternt system trengs for å varme opp van-

net til riktige temperaturnivåer. Dette skal skje ved bruk av bassengvannsvarmevekslere. Man kan også se av figuren at avkjølt gråvann fra bassenget går inn til gråvannstanken, isteden for å gå i sluket.

6.2.3 Modifisert R717-varmepumpesystem

Det er blitt konstatert at gråvannsmengden er for lav til å benyttes som varmekilde i begge varmepumpesystemene, ved de gitte driftsverdiene. Dermed skal det analyseres hvordan sjøvann vil fungere som varmekilde i R717-varmepumpesystemet. Det modifiserte systemet skal være dimensjonert for å varme opp romluft og ettervarme bassengvann på bakgrunn av funn i kapittel 5. Sjøvannstemperaturen som benyttes i utregningene er satt til 4 °C, som er den laveste temperaturen som vil forekomme. I tillegg blir det brukt verdier for de maksimale effektbehovene for de ulike systemene, noe som gjerne oppstår samtidig som lav sjøvannstemperatur.



Figur 20: Bassengvannsoppvarming med bruk av R717-varmepumpe og varmeveksler

En illustrasjon av hvordan bassengvannsoppvarmingen foregår i dette tilfellet sees i figur 20. Alt forvarmet bassengvann kommer fra varmeveksleren på 23 °C, mens R717-varmepumpen skal tilføre den resterende energimengden gjennom bassengvannsvarmevekslere på 40 °C. Den resterende temperaturøkningen tilsvarer et effektbehov på 53 kW dersom varmevekslerne har virkningsgraden 80 %. Uten bruk av varmeveksler vil effektbehovet bli 52 kW høyere da varmepumpen skal varme bassengvannet fra 10 °C. Effektbehovene er illustrert i tabell 25.

Disse effektbehovene er funnet ut fra tur-/returtemperaturene i bassengvannsystemene

Tabell 25: Effektbehov til oppvarming av bassengvann med og uten varmeveksler

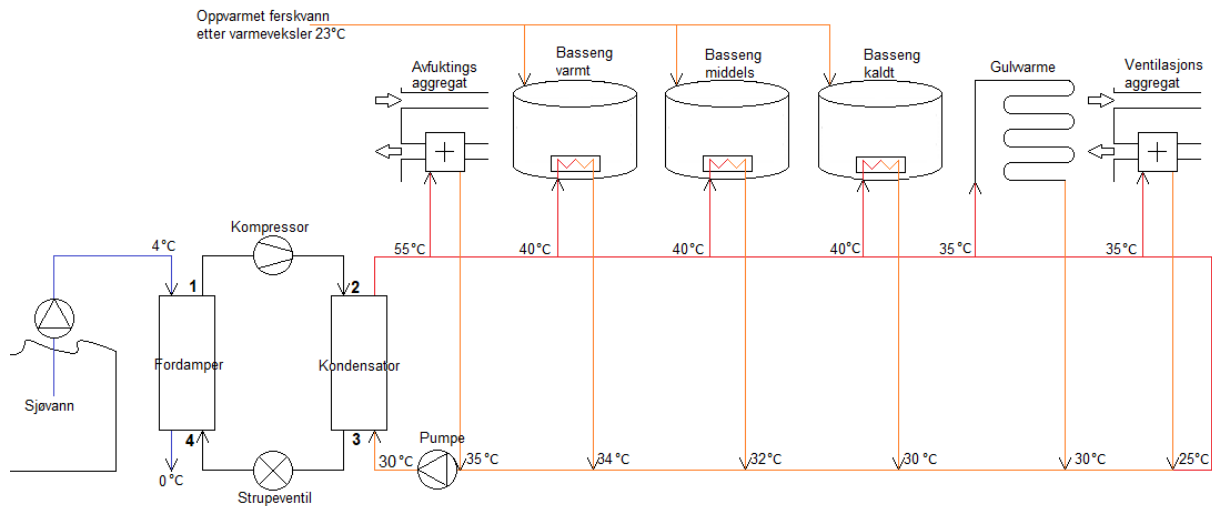
Bassengtemp [°C]	Effektbehov u/vvx [kW]	Effektbehov m/vvx [kW]
34	59	34
30	24	11
28	22	8
Totalt	105	53

og vannmengden som skal varmes opp i løpet av dagen. Dette fører til at det maksimale samlede effektbehovet i varmepumpen ved bruk av varmeveksler blir på 713 kW, dersom man tar med romluftoppvarmingsbehovet. En oversikt kan sees i tabell 22. I utregningene for spesifikk effekt er det tatt utgangspunkt i at temperaturen i fordampere (T₁ og T₄) er -2 °C, isteden for 0 °C og at sjøvannet kjøles ned fra 4 °C til 0 °C.

Tabell 26: Effekter for romlufts-, og bassengvannsoppvarming

Komponenter	Spesifikk effekt [kJ/kg]	Effekt [kW]	Effekt [kW]
			70 % samtidighet
Kondensator	1339	713	499
Fordamper	968	515	361
Kompressorarbeid	412	197	138

Her blir effektbehovet fra kondensatoren på 499 kW ved bruk av varmeveksler til oppvarming av romluft og bassengvann ved hjelp av sjøvann, mens effektbehovet for oppvarming av kun romluft ved hjelp av gråvann ble 462 kW. Sjøvannsmengden som trengs vil være ca 1588 m³/dag, som er mye høyere enn gråvannsbehovet ville vært da den temperaturen er mange grader høyere. Varmepumpesystemet vil med dette se ut som i figur 21.



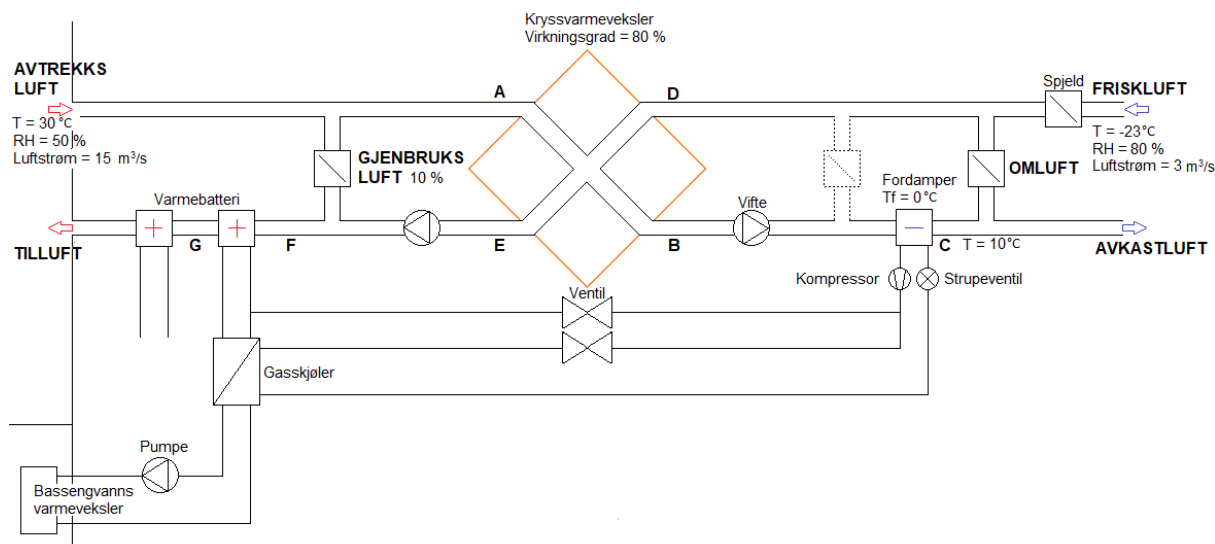
Figur 21: Varmepumpesystemet med R717 som arbeidsmedium

6.3 Ventilasjons- og avfuktingssystemene

Her skal det bli sett på hvordan ventilasjons og -avfuktingssystemene fungerer under ulike driftsforhold. Ventilasjonsanleggene skal sørge for ren, frisk luft ved riktige temperaturer for tørr sone, mens avfuktingsaggregatene skal gjøre dette for fuktig sone, samtidig som de fjerner fuktig luft. Det blir sett på metoder for å forsikre at aggregatene fungerer under ekstreme temperaturer og værforhold. Det blir også diskutert hvordan varmepumpen i avfuktingsaggregatet skal fungere. Mye av informasjonen som er lagt til grunn for resultatene i denne delen finnes i analysedelen.

6.3.1 Avfuktingsaggregatet ved minimumstemperaturer

Ved vinterdrift vil avfuktingsaggregatet fra Dantherm se ut som i figur 22. Verdiene som kommer frem i denne figuren kommer fra antakelser og informasjon fremstilt i analysedelen. Ved kalde utetemperaturer som i dette tilfellet, vil det være store varmetap gjennom bygningskonstruksjonen. Dette er antatt å være 340 kW ut fra dimensjonerende tilluftseffekt på samme verdi. For å se om dette aggregatet greier å tilføre rikelig varme-effekt blir luftkvalitetsutregninger benyttet sammen med et Mollier-diagram. Verdiene som er funnet for de ulike punktene i aggregatet A til G er framstilt i tabell 27.



Figur 22: Avfuktingsaggregat dimensjonert for vinterdrift

Man kan se at den dimensjonerende mengden for gjenbruksluft er 10 % og at temperaturen etter fordamperen er 10 °C. Disse er begge dimensjonert slik at det opprettholdes høyest mulig temperatur inn på varmeveksler ved kalde utetemperaturer. Tabell 27 viser at den blandede luften inn på varmeveksler, T_D , vil være 3 °C. Dette grenser til å være for lavt da det skal lite til før utetemperaturen synker nok til at det oppstår frost. En metode som minker dette problemet er å føre omluften gjennom kanalen som er tegnet inn før fordamperen i figur 22. Dette vil føre til at omluftstemperaturen, T_B blir 16 °C, som igjen fører til en økt T_D på 7 °C. Ved bruk av denne metoden vil ikke fordamperen avfukte tilluften, noe som heller ikke er nødvendig, da både varmeveksleren og den tørre frisklufta sørger for stor nok avfukting. I tillegg vil en slik løsning føre til at fordamperen kan senke lufttemperaturen ytterligere og på den måten tilføre mer energi til gasskjøleren.

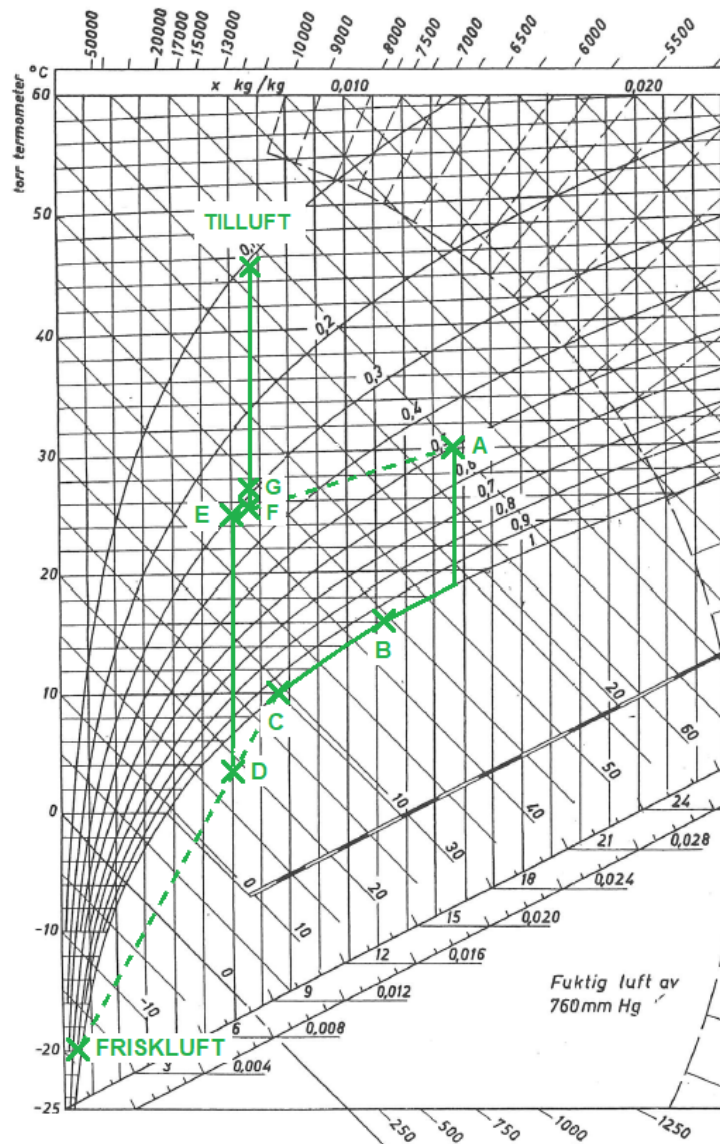
For å få tilført høy nok effekt til å motvirke varmetapet, må tilluftstemperaturen være på 70 °C. Dette er for høyt, da det forutsettes en maksimal tilluftstemperatur på 45 °C. Denne temperaturen tilsvarer en tilført tilluftseffekt på 273 kW, som betyr at det mangler 67 kW for å motvirke varmetapet i folkebadet. Dersom denne mengden ikke tilføres på annet vis vil bassengluftha over tid avkjøles. Det resterende oppvarmingsbehovet kan komme fra et viftebatteri, hvor vifter, plassert rundt i folkebadet, sirkulerer bassenglufth gjennom et varmebatteri og varmer opp luften. Varmen i viftebatteriet kan enten komme fra en varmepumpe eller fra fjernvarmesystemet.

Tabell 27: Luftkvaliteten ved de ulike driftspunkt A til G i ventilasjonsaggregatet for minimumstemperaturer

Driftspunkt	Luftmengder [m ³ /s]	Temperatur [°C]	Relativ fuktighet [%]	Spesifikk entalpi [kJ/kg]
Avtrekk	15,0	30	50	65
Tilluft	15,0	45	0	63
Gjenbruksluft	1,5	30	50	65
Friskluft	3,3	-20	80	-18
Avkastluft	3,3	10	100	29
Omluft	10,2	10	100	29
A	13,5	30	50	65
B	13,5	16	100	43
C	13,5	10	100	29
D	13,5	3	Tåkeområdet	18
E	13,5	25	30	40
F	15,0	25	30	42
G	15,0	27	20	43

Figur 23 viser Mollier-diagrammet hvor lufttilstandene er inntegnet. Man ser at -20 °C er benyttet som frisklufttemperatur isteden for -23 °C som er en praktisk forenkling, da det er liten forskjell på luftkvaliteten ved de to temperaturene. Man ser også tydelig at bassenglufte har et mye høyere absolutt fuktighetsnivå enn friskluften. Tilstanden i D ligger i tåkeområdet noe som betyr at det vil oppstå et kondenslag som kan fryse på veggene i luftkanalen ved dårlig isolasjon.

Det er også tydelig hvor liten del av luftoppvarmingen som skjer ved hjelp av varmpumpeaggregatet som er tilstanden fra F til G. Her er R744 brukt som arbeidsmedium, med en dårlig temperaturglidning med luft. Dette er illustrert i et TS-diagram i figur 28, i kapittel 6.3.4. Entalpiøkningen over gasskjøleren er 1 kJ/kg, og tilsvarer 13 kW, noe som betyr at det mangler en entalpimengde på 20 kJ/kg, for å heve temperaturen opp til 45 °C. Dette betyr igjen at energimengden som må komme fra varmebatteriet må være 355 kW.

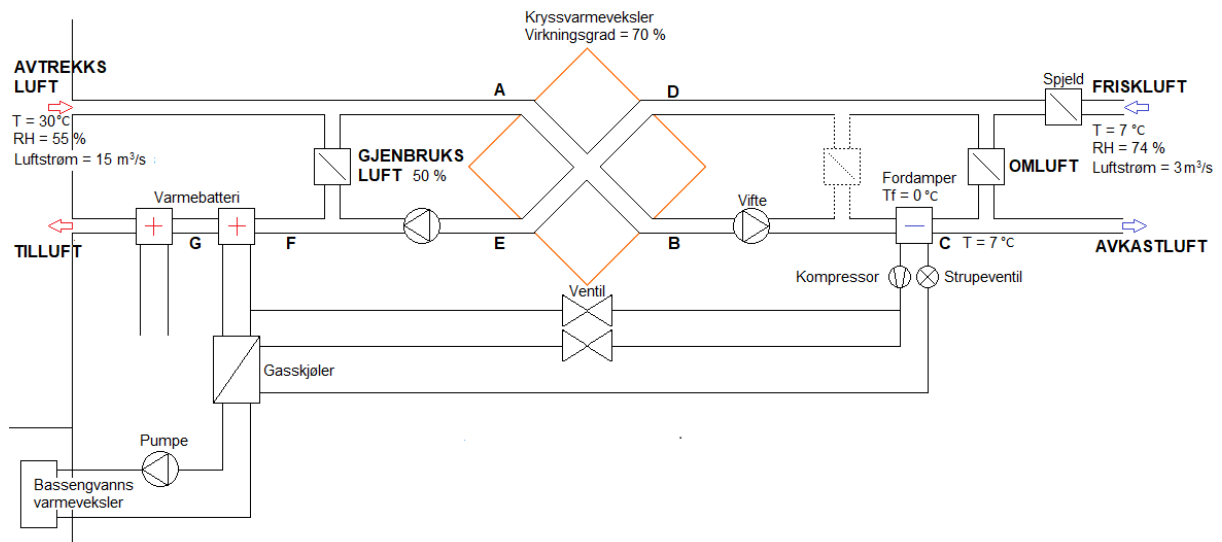


Figur 23: Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 22 illustrert i et Mollier-diagram for minimumstemperaturer

6.3.2 Avfuktingsaggregatet ved årsmiddeltemperaturen

Driften av avfuktingsaggregatet bør fungere godt ved årsmiddeltemperaturen på 7 °C, da de fleste dager vil ha temperaturer som ligger i dette området. I figur 24 kan man se dette aggregatet med de forhåndsbestemte driftsverdiene. Varmetapet, som ved dette tilfellet vil være lavere enn for forrige scenario, er anslått å være på 78 kW. Dette er estimert ut fra et lineært varmetap fra 340 kW til 0 kW mellom utetemperaturene -20 °C og 15 °C. Denne utregningen kan sees i vedlegg A.1.

Det er antatt at den relative fuktigheten innendørs er en mellomting mellom sommer



Figur 24: Avfuktingsaggregat dimensjonert for gjennomsnittsdrift

og vinterdimensjonering på 55 %, det samme er antatt for varmevekslervirkningsgraden med en verdi på 70 %. I dette tilfellet vil det ikke være behov for å minke gjenbruksluftmengden fra driftspunktet til Dantherm, da frisklufta vil være over frysepunktet for vann. Dermed er det satt at temperaturen etter fordamperen i dette tilfellet kan senkes til 7 °C for å få ut mer energi fra varmepumpen, slik at også temperaturen inn på varmeveksler er 7 °C, som sett fra tabell 28. Man kunne gjort som for aggregatet ved minimumstemperatur, og plassert omluften før fordamperen for å få ut enda større energimengder. Ved denne løsningen ville lufta kun blitt avfuktet ved hjelp av friskluft og kryssvarmeveksleren. Dette ville muligens ikke vært tilstrekkelig og luftkvaliteten ville ligget et sted på linje mellom punkt B og Friskluft som sett i Mollier-diagrammet i figur 25.

I dette tilfellet trengs en tilluftstemperatur på 45 °C som følge av varmetapet i folkebadet. Dette fører til at både varmepumpen og varmebatteriet må tilføre varme til tilluften. Varmepumpen vil tilføre en entalpi mengde på ca 1 kJ/kg også i dette tilfellet, som tilsvarer en effekt i gasskjøleren på 13 kW. Man får dermed en ganske lik situasjon fra F til tilluft som for minimumstemperaturer som sett fra Mollier-diagrammet i figur 25. Forskjellen er at den absolute fuktigheten i tilluften vil være høyere i dette scenarioet enn for det forrige. Effektmengden som kreves fra varmebatteriet for å øke temperaturen til 45 °C vil være 351 kW. Noe som er tilnærmet likt det samme som for forrige scenario. Grunnen til at det er litt lavere er at luften inn på varmebatteriet i dette tilfellet har

Tabell 28: Luftkvaliteten ved ulike driftspunkt A til G i ventilasjonsaggregatet for årsmiddeltemperaturen

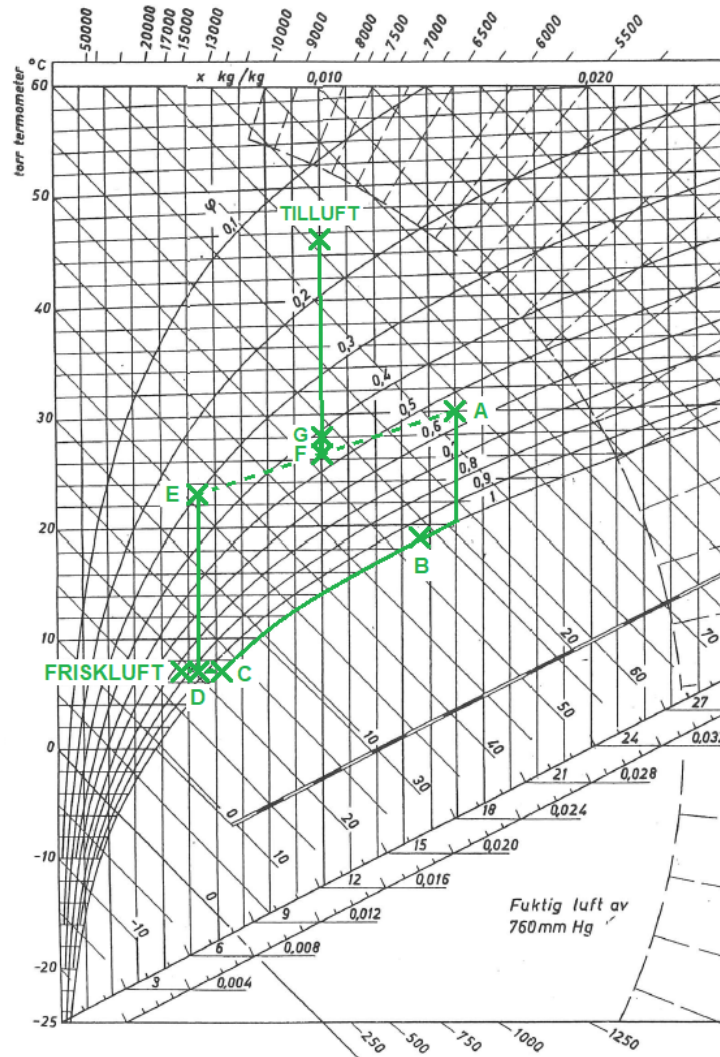
Driftspunkt	Luftmengder [m ³ /s]	Temperatur [°C]	Relativ fuktighet [%]	Spesifikk entalpi [kJ/kg]
Avtrekk	15,0	30	55	68
Tilluft	15,0	45	16	72
Gjenbruksluft	7,5	30	55	68
Friskluft	3,3	7	74	18
Avkastluft	3,3	7	100	23
Omluft	4,2	7	100	23
A	7,5	30	55	68
B	7,5	19	100	52
C	7,5	7	100	23
D	7,5	7	85	21
E	7,5	23	30	36
F	15,0	27	45	52
G	15,0	28	28	53

høyere entalpi på grunn av høyere fuktighet, og dermed trengs en lavere entalpiøkning på 12 kJ/kg for å oppnå 45 °C.

6.3.3 Avfuktingsaggregatet ved maksimumstemperaturer

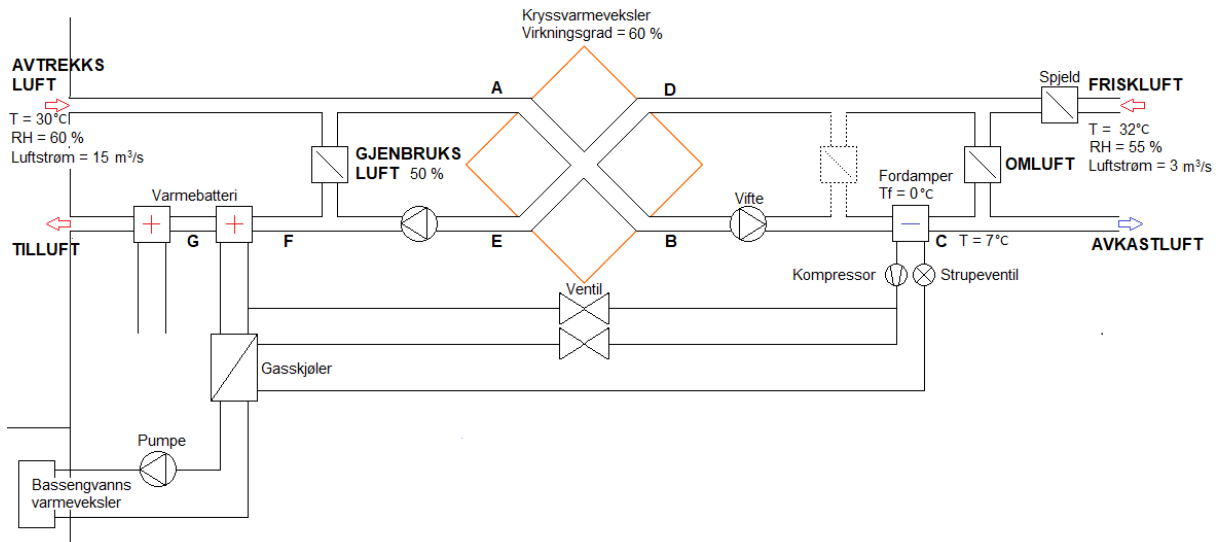
I figur 26 er avfuktingsaggregatet for ekstreme sommertemperaturer med tilhørende verdier framstilt. Både ute- og inneluften har svært høye fuktighetsnivå og temperaturer. I dette tilfellet kan man dermed si at varmetapet i folkebadet er negativt, altså at man får en varmetilførsel gjennom bygningskonstruksjonen. Dette tilsvarer en effekt på -165 kW ved å bruke varmetapsestimeringen i vedlegg A.1. Det er her antatt at temperaturen etter fordamper T_C kan settes til det laveste nivå på 7 °C, slik som for årsmiddelscenarioet.

I dette tilfellet vil det være mest hensiktsmessig å ha omluftskanalen etter fordamperen slik som det opprinnelige systemet er dimensjonert. Dette er på grunn av det høye behovet for avfukting. I tabell 29 sees det at lufta ikke avfuktes over varmeveksleren da tilstanden i B over duggpunktet med relativ fuktighet på 87 %, dermed må avfuktingen



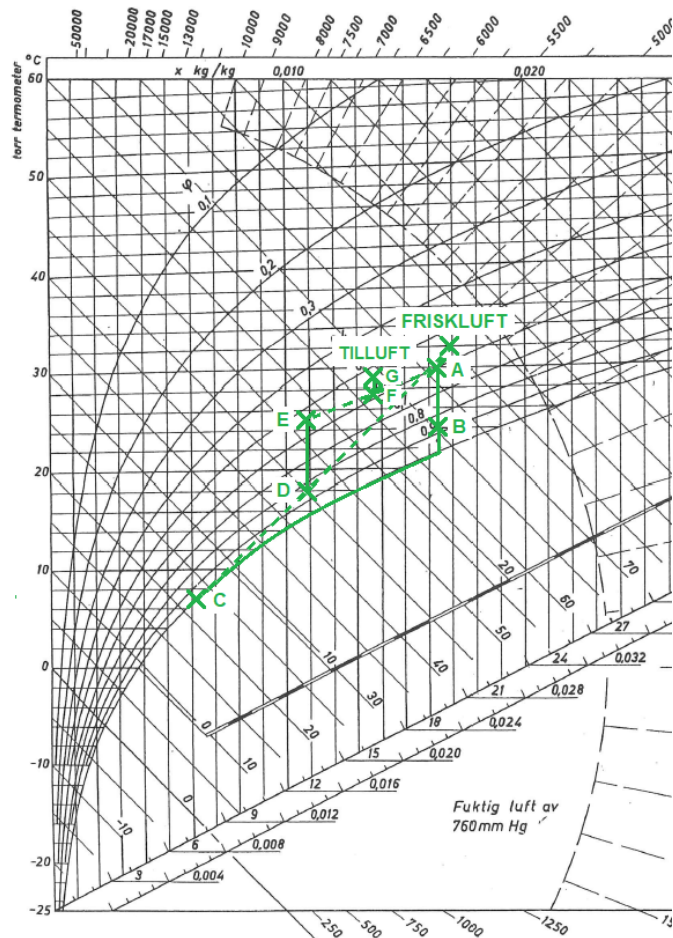
Figur 25: Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 24 illustrert i et Mollier-diagram for årsmiddeltemperaturen

skje over fordampere, som tilsvarer tilstanden i punkt C i Mollier-diagrammet i figur 27. Dette vil igjen føre til en energitilførsel til gasskjøleren. Man kan se fra tabell 29 at tilluften ikke skal tilføres varme, men fjerne varme fra bassengluft. Likevel er entalpi-behovet i tilluften på 63 kJ/kg, funnet ved å benytte varmetapet på -165 kW. Dette tilsvarer at gasskjøleren skal tilføre 1 kJ/kg til lufta. Dette er unødvendig da det i praksis vil være et stort behov for å kjøle ned bassenglufta. Noe som betyr at denne effekten heller bør gå til bassengvannsvarmeveksleren 26, da det fremdeles er et behov for oppvarming av tilført vann. Dette fordi bassengvannsutsiftingen er avhengig av antall besøkende og ikke av utetemperatur. Likevel kan man anta at høy utetemperatur, sammen med godt vær på sommerhalvåret vil føre til færre besøkende. For å kunne overføre varme til bassengvannet er settpunktstemperaturen på bassengvannet opp til en halv grad høyere enn den



Figur 26: Avfuktingsaggregatet dimensjonert for sommerdrift

egentlige temperaturen.



Figur 27: Luftkvaliteter for de ulike punktene i figur 26 illustrert i et Mollier-diagram maksimumstemperaturer

Tabell 29: Luftkvaliteten ved ulike driftspunkt fra A til G i ventilasjonsaggregatet for maksimumstemperaturer

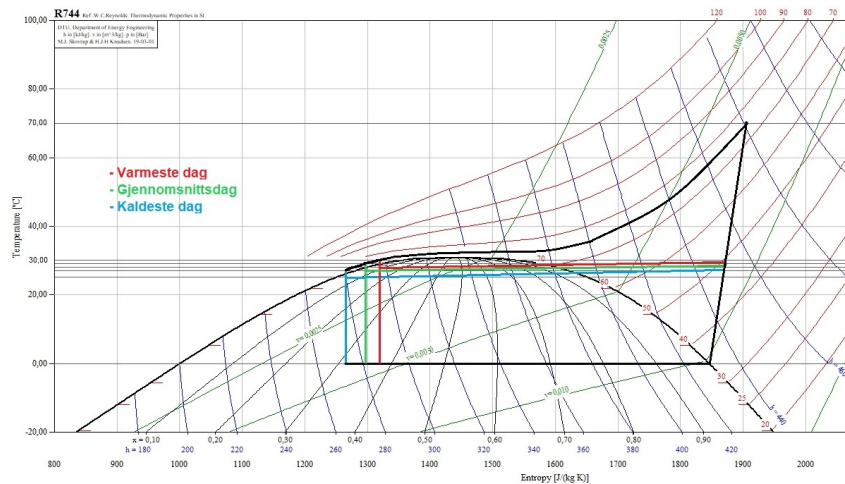
Driftspunkt	Luftmengder [m ³ /s]	Temperatur [°C]	Relativ fuktighet [%]	Spesifikk entalpi [kJ/kg]
Avtrekk	15,0	30	60	72
Tilluft	15,0	29	55	63
Gjenbruksluft	7,5	30	60	72
Friskluft	3,3	32	55	75
Avkastluft	3,3	7	100	23
Omluft	4,2	7	100	23
A	7,5	30	60	72
B	7,5	24	87	65
C	7,5	7	100	23
D	7,5	18	85	45
E	7,5	25	55	52
F	15,0	28	60	62
G	15,0	29	55	63

I Mollier-diagrammet i figur 27 sees det tydelig at friskluft og tilluft vil ha ganske nærliggende luftkvaliteter, hvor begge har høy absolutt fuktighet, og omtrent samme temperatur. Det vil være utfordrende å skape et tilfredsstillende inneklima på slike dager, derfor praktiserer noen svømmehaller å åpne vinduer og dører for at besøkende skal få følelsen nok tilførsel av friskluft.

6.3.4 Varmepumpen i avfukkingssystemet

En R744-varmepumpe er benyttet i de ulike temperaturscenarioene over for å få utnyttet mest mulig energi fra avtrekksluften. For å få riktige varmepumpekarakteristikker ble det benyttet et gasskjølertrykk på 75 bar da det var høyt nok til å gi gode varmeoverføringsegenskaper, men også lavt nok til å muliggjøre varmeveksling, og samtidig gi systemet en god COP. Det ble antatt en temperaturdifferanse mellom luft inn på gasskjøleren og R744 ut på 2 K. Fordampertemperaturen er som sagt 0 °C. Dette er fremstilt i figur 28.

Det er funnet ut at effekten ut av gasskjøleren er 13 kW for alle driftskarakteristikker.



Figur 28: Luftoppvarmingen illustrert i et TS-diagram for årets varmeste, gjennomsnittlige og kaldeste dag

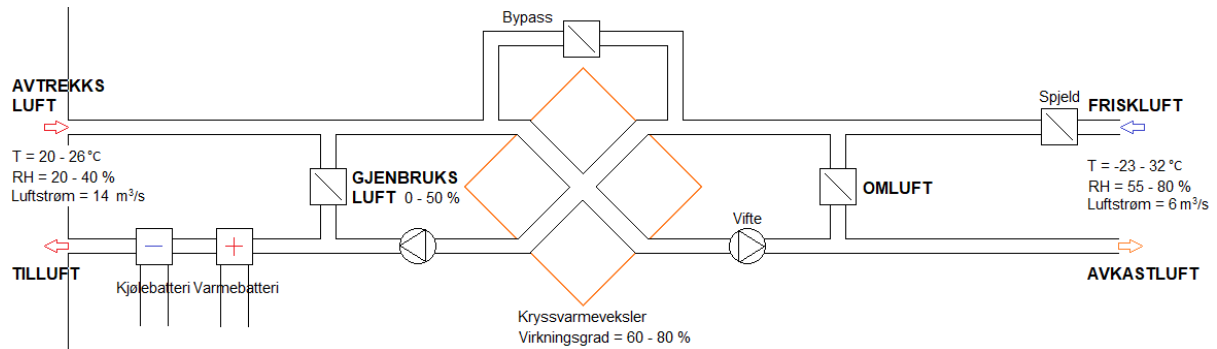
Grunnen til at det er så liten forskjell mellom effektutbyttet for de ulike driftscharakteristikkene er de lave temperaturforskjellene. Utbyttet i varmepumpen er dermed ikke så stort, men COP er høy på ca. 4, på grunn av det lave kompressorarbeidet. Driftscharakteristikkene for varmepumpen ville vært en annen dersom man benyttet et annet arbeidsmedium. Om det vil lønne seg å tilføre denne kretsen i R744-varmepumpen skal diskuteres. Varmepumpen ville gitt litt større effekter dersom temperaturfallet over fordamperen var større.

6.3.5 Ventilasjonsaggregatet for tørr sone

For de tørre sonene benyttes ventilasjonsaggregater uten bruk av varmepumpen da energimengden i tørr luft er mye lavere enn for fuktig luft. Det vil her bli sett på hvordan ventilasjonsaggregatet må dimensjoneres for å fungere godt gjennom hele året. Aggregatet er fremstilt i 29, med antatte verdier som er gjort rede for i teori og analysedelen.

For sommerdrift, hvor man har varmetilførsel fra omgivelsene, vil varmebatteriet skrus av. Det er i utgangspunktet ikke installert kjølebatteri i Dantherms ventilasjonsaggregat. Tanken er muligens å benytte et eksternt kjølesystem, som enten fungerer som aircondition via varmepumpen, eller det er antatt at det ikke er nødvendig, dersom man har god solskjerming og naturlig ventilasjon. Uansett kan det sees fra figur 29 at et kjølebatteri vil kunne fungere i dette systemet. Mediet vil bestå av sjøvann, som maksimalt er på 12 °C, som dermed vil fungere som frikjøling. Dette vil sirkulere ved hjelp av pumper.

Grunnen til at kjøling er viktigere her enn i den fuktige sonen er fordi både temperatur- og fuktighetskravet i kontorer er strengere med temperaturer på maksimalt 26 °C for vinterdimensjonering. Dersom det blir høyere enn dette vil effektiviteten til de som jobber der gå ned.



Figur 29: Ventilasjonsaggregatet med bypass som frostsikring

Ved vinterdrift må det, som i avfuktingsaggregatet sørges for at det ikke fryser på kryssvarmeveksleren. Det er ikke sikkert dette vil bli et stort problem da hverken utelufta eller avtrekkslufta vil inneholde store fuktmengder og det er vannet i lufta som vil føre til frysning. Det er mulig at avtrekkslufta avfuktes over varmeveksleren slik at fuktigheten i omlufta blir enda lavere. For å likevel forsikre mot frostskafer er det foreslått å implementere en bypass slik som vist i figur 29, noe som ikke er installert på Dantherms aggregat. Man kunne tenkt at omluftsmengden vil varme opp frisklufta tilstrekkelig slik som for vinterscenarioet for fuktig luft. Forskjellen er at både omluftsmengden og temperaturen T_C ut fra varmeveksler er lavere for tørr sone, samtidig som friskluftsmengden er større og sammenblandingen vil dermed ikke gi høye nok temperaturer. Gjennom bypass derimot går deler av avtrekkslufta direkte tilbake gjennom varmeveksler. Her kan mengden luft som går gjennom bypass varieres ut fra hvor lav friskluftsmengden er.

6.4 Energiforbruk

For å finne ut hvilke installasjoner som er mest lønnsom, må det blant annet tas hensyn til energiforbruket. Det er som forklart tidligere et mål å få energiforbruket så lavt som mulig, da dette vil være økonomisk lønnsomt med tanke på driftskostnader samtidig som det er mest miljøvennlig. Det er funnet at det termiske energisystemet kan

bestå av en R744-varmepumpe for oppvarming av tappe- og dusjvann med bruk av gråvann som energikilde, sammen med en R717-varmepumpe til oppvarming av romluft og bassengvann, med sjøvann som energikilde. Her kan man implementere en bassengvannsvarmeveksler for å minke energiforbruket. Fuktig luft kan varmes opp ved hjelp av en R744-varmepumpe, sammen med et varmebatteri, og ved hjelp av et viftebatteri. Varmen i batteriene kan enten komme fra varmepumper eller fra fjernvarme. For tørr sone trengs et varmebatteri og et kjølebatteri.

I fuktig sone trengs oppvarming av dusjvann og noe tappevann, som skal foregå ved hjelp av R744-varmepumpen, samtidig som den skal gi et temperaturløft i avfuktingsaggregatet. I tillegg skal en R717-varmepumpe varme opp bassengvann, enten med eller uten varmeveksler for forvarming. I tørr sone trengs luftoppvarming via et varmebatteri i ventilasjonsaggregatet og gulvvarme, sammen med en liten del tappevannsoppvarming. De ulike behovene er satt opp i tabell 30. Her er det tatt utgangspunkt i at tørr sone er åpent 230 dager i året, mens fuktig sone er åpent 360 dager i året. Det er antatt en operasjonstid på 20 timer i døgnet for systemene. I tillegg angir dette energibehovet ved kaldeste dag med maksimalt antall besøkende.

Tabell 30: Maksimale effekter og energibehov for de ulike termiske energisystemene

System	Metode	Effektbehov [kW]	Energibehov [MWh/år]
Tappe-/dusjvann	R744-vp	144	1037
Bassengløftgasskjøler	R744-vp	13	94
Varmebatteri (fuktig sone)	R717-vp	355	2557
Viftebatteri (fuktig sone)	Vp/fjernvarme	67	482
Varmebatteri (tørr sone)	R717-vp	150	1080
Gulvvarme (tørr sone)	R717-vp	170	1224
Bassengvann m/vvx	R717-vp	52	374
Bassengvann u/vvx	R717-vp	105	756

Man kan se at det største energibehovet går med til vannoppvarming, og en del også til oppvarming av fuktig luft. Totalt blir energibehovet for fuktig sone ved bruk av varmeveksler 4543 MWh/år som er 382 MWh/år lavere enn å ikke benytte bassengvannsv-

varmeveksleren. Energibehovet i tørr sone vil være 2304 MWh/år. I litteratursøket ble det funnet at energibehovet i norske svømmehaller er et sted mellom 1000 og 11000 kWh/år/m²ws. Ved å ta utgangspunkt i et bassengareal på 1179 m² vil energibehovet i folkebadet ligge på maksimalt 3853 kWh/år/ m²ws ved bruk av varmeveksler, som til tross for at dette er ved maksimale behov hele året, er lavere enn gjennomsnittet sammenlignet med andre norske svømmehaller. Det gjennomsnittlige effektbehovet i Orkdal folkehelsesenter er funnet ved hjelp av en besøksmengde på 287 per dag, ved årsmiddeltemperaturen på 7 °C. Tappe- og dusvannseffekten for oppvarming i R744-varmepumpen vil komme på 59 kW, mens oppvarmingsbehovet ved R717-varmepumpe for bassengvann er på 21 kW ved bruk av varmeveksler og 52 kW uten. I tillegg blir oppvarmingsbehovet for fuktig luft på 350 kW, og viftebatteriet vil ikke være i bruk. Dette vil gi et samlet energibehov i folkebadet på 2705 kWh/år/m²ws. Dette vil være et energibehov som vil ligge nærmere virkelige verdier.

Det maksimale energibehovet i hele folkehelsesenteret er på 6739 MWh/år, mens det gjennomsnittlige vil komme på 5494 MWh/år, antatt at det benyttes en bassengvannsvarmeveksler. Dette er all termisk energi som kreves i folkebadet for å opprettholde tilfredsstillende luft- og vanntemperaturer. Energibehovet som trengs for å tilføre denne termiske energien vil være lavere da de fleste systemene benytter varmepumper som vil ha COP på over 3. Man kan dermed si at energibehovet i form av elektrisitet vil være lavere enn det termiske energibehov. Likevel må det tas hensyn til energibehovet i vifter og pumper for å få et realistisk bilde av hvor mye elektrisk energi de ulike termiske systemene krever.

7 Diskusjon

Her drøftes de ulike termiske systemene som kommer frem i resultatdelen. Disse består av ulike løsninger for bruk av varmepumper til oppvarming og komponenter for å minke energibehovet, samt metoder for å dimensjonere avfuktings- og ventilasjonssystemene slik at disse fungerer under alle slags temperaturforhold. Dette blir drøftet på bakgrunn av blant annet energibruk og gjennomføringsmulighet.

7.1 Varmepumper for termisk energiforsyning

Varmepumpene med R744 og R717 som arbeidsmedium skal som sagt tilføre alt av varme ved folkehelsesenteret, med fjernvarme som reserve. Det skal diskuteres hvordan gråvann og sjøvann fungerer som varmekilder og hvordan varmepumpene skal utformes for å fungere optimalt. I tillegg skal det drøftes hvilken innvirkning implementeringen av en varmeveksler har på effektbehovet.

7.1.1 Gråvann som energikilde

Det er funnet ut at gråvannet fra folkehelsesenteret vil ha høye temperaturer, mellom 20 og 30 °C alt etter hvordan systemet er dimensjonert. I tillegg er den maksimale dagsmengden høy på 129 m³/dag. Siden et av målene ved folkehelsesenteret er å ha lave energibehov bør denne energien utnyttes. Dette er også slått fast i litteraturdelen hvor det ble funnet at de mest energieffektive svømmehallene i Norge utnyttet overskuddsenergi i stor grad. Måten denne energien skal utnyttes på i dette tilfellet er som energikilde i en varmepumpe. Det ble funnet ut at gråvannet ikke var tilstrekkelig til hverken å varme opp alt av vann eller å varme opp alt av romluft. Ved dimensjonering av varmepumpene ble det tatt utgangspunkt i de samme driftskarakteristikkene for begge systemene (se tabell 18 i kapittel 6), og det ble ikke foretatt en analyse av hvilke driftskarakteristikker som var mulig å bruke. Det ville derfor vært interessant å se om en optimering av varmepumpesystemene både når det gjelder å tilføre flere komponenter og å endre virkningsgradene til de ulike, ville ført til at mer av oppvarmingen kunne skje ved hjelp av gråvann som energikilde.

Det ble sett at dersom R744-varmepumpen benyttet gråvann som energikilde og varmet opp bare tappe- og dusjvann ville dette være en mer enn stor nok energikilde. Det ville også vært interessant å se om energien i viftebatteriet kunnet blitt tilført ved hjelp av denne varmepumpen, eller om gråvannsmengden hadde blitt for lav også her. Dersom gråvannmengden skulle vært tilstrekkelig for all vannoppvarming, må tilgjengelig gråvann til enhver tid være større enn behovet for varmt ferskvann. Dette kan oppstå de dagene hvor det er lave besøkstall etter dager med høye besøkstall, slik at vannet i gråvannstanken ikke har rukket å bli kjølt ned. Det er tydelig, ut fra resultatene, at temperaturen i tanken påvirker gråvannsbehovet mye. Det er her antatt at man får et varmetap fra basseng- tappe- og dusjvannet på 5 K. Dersom man kunne minket dette varmetapet ville også gråvannsbehovet minket, og gråvann kunne dermed blitt brukt til å varme opp ytterligere systemer. Dette gjorde at gråvannsbehovet ble større for det termiske energisystemet ved bruk av varmeveksler, da temperaturen sank med hele 9 K.

7.1.2 Sjøvann som energikilde

Sjøvann som varmekilde ble introdusert på grunn av at gråvannsmengden ikke inneholdt store nok energimengder til å benyttes som energikilde i begge varmepumpesystemene. Sjøvannet ble antatt å ha temperaturer på 4 °C som er det laveste temperaturnivået målt på de nærliggende målestasjonene. Denne verdien ble valgt med bakgrunn i at denne vil sammenfalle med perioder med størst energibehov som følge av varmetap til omgivelsene. Dette er ikke nødvendigvis tilfellet da det er vist at sjøvannstemperaturen er noe forsinket i forhold til lufttemperaturen. På vinteren ble det sett at dette varierte med ca. to måneder. Det kunne altså blitt brukt sjøvann på noen grader høyere temperatur uten at det ville vært urealistisk. Dette igjen ville ført til at energibehovet til oppvarming ved de kaldeste dagene ville blitt lavere, da en større energitilførsel var mulig. En annen feilkilde er at de reelle temperaturene i Orkdalsfjorden kan variere noen grader fra de nærliggende målestasjonene, da dette er svært avhengig av havlandskapet for de respektive plassene.

I utregningene ved bruk av sjøvann som energikilde er det gått ut fra en direkte varmepumpeløsning. Dette fordi det gir færre komponenter og var dermed enkelt å analysere på samme måte som med gråvann. Det er likevel mulig at en indirekte løsning vil være

like lønnsomt å benytte i dette tilfellet, da det vil ha innvirkning på investeringskostnader, men dette må analyseres nærmere for å kunne si noe sikkert.

7.1.3 Utformingen av R744-varmepumpesystemet

Det var i utgangspunktet tenkt at varmepumpesystemet skal varme opp alt av vann, dersom energikilden er tilstrekkelig. Dette vil føre til et stort lager av varmtvann på 80 °C som vil fungere som en termisk lagring. Dette varmtvannet kan dermed være nok til en hel dagsforsyning, i tilfelle systemstans. Ulempen med et slikt system er at det krever oppvarming av større mengder nettvann til svært høye temperaturer, noe som er energikrevende. Samtidig vil nedkjølingen, ned til settpunktstemperaturen for bassengvann gi et stort eksergitap på grunn av den store temperatursenkingen. Dette betyr at selv om gråvannsmengden ville vært stor nok til å varme opp alt av vann på denne måten, ville det vært en løsning med høyere energibruk og større eksergitap enn ved eksempelvis bruk av R717-varmepumpen. En metode for å løse dette er å endre behovstemperaturen for ferskvann i tankene til 70°C. Dette fører til lavere energibehov til vannoppvarming, lavere eksergitap ved nedkjøling og lavere energibehov i varmekilden. Ulempen er at det vil ta kortere tid før temperaturen i varmtvannstankene synker til et lavere nivå enn ønskelig. Dette kan føre til at varmepumpen må operere flere timer i døgnet for å opprettholde høy nok temperatur, eller å basere større deler av ettervarmingen på bruk av fjernvarme.

Som sett i resultatene vil en oppvarming av bare tappe- og dusjvann føre til en resterende gråvannsmengde på 21 m³/dag for maksimalt antall besøkende. Dersom dette vannet går til spille om det ikke blir utnyttet med en gang, burde det brukes til oppvarming av andre systemer. Eksempler på det kan være bruk i viftebatteriet eller som en liten tilførsel av energi til bassengvannet. Siden gråvannet lagres i tank vil det ikke være nødvendig å utnytte det med en gang, og en liten rest vil påvirke energiutnyttelsen lite, samtidig som det vil komplisere systemet og dermed gi høyere investerings- og driftskostnader.

En annen faktor som vil påvirke energibehovet i denne varmepumpen er dimensjoneringen av systemet. Det er blant annet antatt at sugegassoverhetningen er 0 K, noe som ikke stemmer for de fleste lignende systemene. Dette betyr at sugegassvarmeveksleren har en virkningsgrad på 0% noe som er antatt for å forenkle beregningene. Dersom man

isteden hadde dimensjonert denne for noen grader ville man få en høyere energi ut av gasskjøleren uten at kompressorarbeidet måtte økes. Dette fører igjen til en høyere COP for varmepumpen. I tillegg vil det gi et lavere effektbehov fra energikilden, og dermed lavere gråvannsbehov.

7.1.4 Utformingen av R717-varmepumpesystemet

R717-varmepumpen skulle i utgangspunktet varme opp romluft, både for fuktig og tørr sone, med bruk av gråvann som energikilde. Dette ble endret i resultatdelen, til en R717-varmepumpe som skal benytte sjøvann som varmekilde og varme opp både romluft og bassengvann. Grunnen til at gråvann ble valgt bort som energikilde kommer av at behovet for gråvann var større i denne varmepumpen enn for R744-varmepumpen. Dersom varmepumpen hadde vært optimert, med eksempelvis overhettings- eller underkjølingsvarmeveksler og eventuelt to-trinnskomprimering kunne energibehovet i fordampere minket, og gitt samme energi ut. På denne måten kunne romluft muligens blitt varmet opp ved hjelp av bare gråvann. Det ville sannsynligvis vært for lavt til å varme opp bassengvann i tillegg. Det ble funnet ut at det mest energieffektive alternativet er om R717-varmepumpen varmer opp bassengvann, da dette fører til lavt energiforbruk og lavt eksersgitap. Dette legger grunnlaget for at R717-varmepumpen benytter sjøvann som energikilde.

Da sjøvann er kaldere enn gråvann trengs større volumstrømmer for å gi samme effekt til fordampere. Dette vil igjen føre til et større pumpearbeid enn for en varmere energikilde. Fordelen er at sjøvann i tillegg kan benyttes som frikjøling for ventilasjonsaggregatet for varme dager slik at man ikke trenger å installere et aircondition-system. En metode for å minke behovet for oppumpet sjøvann, for denne varmepumpen, er ved å implementere en bassengvannsvarmeveksler, som benytter gråvann fra bassengene til å varme opp ferskvann fra vann-nettet. Dette gjør at energibehovet til bassengvannsoppvarming fra varmepumpen minker med maksimalt 53 kW, noe som vil være hensiktsmessig fra et energisynspunkt.

7.1.5 Bassengvannsvarmeveksler

Implementering av en bassengvannsvarmeveksler er gjort for å minke energibehovet til oppvarming av bassengvann. Dette fungerer ved at ferskvann varmes opp noen grader ved hjelp av varmegjenvinning fra gråvannet fra bassengene. På denne måten trengs mindre energi til den resterende oppvarmingen, samtidig som eksergitapet blir lavere fra varmpumpen til bassengvannet, da mindre mengder varmtvann må kjøles ned for å gi dimensjonerende bassengtemperaturer. Det er planlagt at det avkjølte gråvannet skal gå gjennom gråvannstanken for å sørge for høye nok vannmengder i denne. Dette fører til et temperaturtap i gråvannstanken på 9 K uten bruk av varmeveksler. Et alternativ er å føre gråvannet ut i avløpet, noe som vil gi en temperatur på 33 °C, men en mye lavere gråvannsmengde. Dette vil føre til at gråvann ikke vil fungere tilstrekkelig som energikilde i det planlagte R744-varmpumpesystemet. I tillegg er temperaturen på gråvannet ut fra varmeveksleren 13 °C, noe som er så høyt at det bør utnyttes om mulig. Sammenlignet med sjøvann er dette maksimal temperatur for sjøvann i løpet av et år. En annen metode for ettervarming av bassengvann er fjernvarme, slik at ingen av varmpumpesystemene trenger å være dimensjonert for maksimalt bassengvannsbehov. Om dette er en mer gunstig metode er avhengig av fjernvarmekostnader og eksergitapet i dette systemet.

Ved utregning av temperaturene i bassengvannsvarmeveksleren antas en virkningsgrad på 80 %. En endring av dette fører til en endring i hvor mye av bassengvannet som kan varmes opp av varmeveksleren og samtidig endre temperaturen i gråvannstanken. Virkningsgraden bestemmes av arealet og varmeoverføringsegenskapene til varmeveksleren. For at varmeveksleren skal være en lønnsom investering, må det gi tilstrekkelig spart effektbehov sammen med lave investerings og driftskostnader. Effektbehovet som er spart er ulikt dersom man benytter R717-varmpumpe eller R744-varmpumpe, da mengde vann som skal varmes opp i varmeveksleren er ulikt. investeringskostnadene avhenger av UA-verdien i varmeveksleren mens driftskostnadene vil påvirkes av mengde forurensning i gråvannet. Det antas at varmeveksleren skal renses på samme måte som fordampere i R744-varmpumpesystemet.

7.2 Ventilering og avfukting

Det skal som sagt være flere ventilerings- og avfuktingsaggregater i folkehelsesenteret, som må fungere godt ved alle årstider. Det skal dermed gjøres rede for hvordan aggregatene må dimensjoneres for ulike uteluftkvaliteter for å forsikre at de fungerer som de skal. I resultatene er det antatt at all fuktig luft skal behandles i ett avfuktingsaggregat, mens all tørr luft skal behandles i ett ventilasjonsaggregat. Dermed antas det at hele den fuktige sonen har samme temperatur- og friskluftbehov, og hele den tørre sonen har samme.

Ved utregning av oppvarmingsbehovet via avfuktingsaggregatet ble det gjort noen forenklinger. Det ble antatt at varmetapet fra bassengene var null. Dette er en god antakelse da innelufttemperaturen skal være høyere enn bassengvannstemperaturen slik at varmetapet blir svært lavt. Dermed er oppvarmingsbehovet som er utregnet kun avhengig av varmetapet gjennom bygningskonstruksjonen.

7.2.1 Aggregatene for fuktig sone

Avfuktingsaggregatene fungerer likt som et ventilasjonsaggregat, men de har i tillegg en varmepumpe for å få fuktighetsnivået i tilluften på ønsket nivå. Dette skal som sagt fungere slik at inneluftkvaliteten er tilfredsstillende hele året. Dette gjør at det vil være ulike dimensjoneringsbehov for vinter og sommer på grunn av uteluftkvalitetene. På vinteren, ved svært lave utendørstemperaturer er det sett på hvordan aggregatet kan utformes for å sikre mot frostskafer på varmeveksleren. Det ble funnet ut at dersom omluften blandes sammen med friskluften vil temperaturen være over frysepunktet for vann, men bare 3 °C. Det kan tenkes at det vil være for lavt dersom det skulle oppstå kaldere utetemperaturer enn -23 °C, slik at et varmebatteri bør installeres i innløpet i tillegg for å være på den sikre siden. En ting som er viktig å merke seg er at luften inn på varmeveksleren vil være ganske tørr på grunn av den tørre utelufta som oppstår på vinteren. Dette gjør at det skal mye til for at innløpet på varmeveksleren fryser da det er svært lite vann i lufta. Dermed kan det tenkes at en temperatur på 3 °C vil være tilfredsstillende. Ved vinterdimensjonering trengs en ekstra oppvarmingsmulighet på grunn av stort varmetap til omgivelsene, og en temperaturgrense på 45 °i tilluften. Det er dermed sett

på bruken av et viftebatteri.

For vinterdimensjonering kan man se fra energiberegningene at effektbehovet for oppvarming av tilluft vil være høyere enn det som er antatt for de fuktige sonene i Orkdal folkehelsesenter. Effektbehovet vil være på 355 kW + 67 kW for det utregnede systemet, mot 340 for det planlagte systemet. Dette kommer av at det i beregningene er gått ut fra at varmetapet i bassenget ved de kaldeste dagene er på 340 kW som er det samme som det planlagte effektbehovet fra R717-varmepumpen. Dette er antatt siden det ikke er gitt tilgang på informasjonen som trengs for å finne det egentlige tapet. Det egentlige varmetapet vil være lavere, og føre til at mindre mengder energi må benyttes til romluftoppvarming.

Et annet aspekt ved avfuktingsaggregatet ved vinterdimensjonering er bruken av fordampere til avfukting. I utgangspunktet vil den tørre friskluften bidra til å avfukte luften i folkebadet, og en ekstra avfukting kan føre til for tørt inn klima. Dersom det blir for tørr luft innendørs vil mer fukt fordampe fra kroppene til de besøkende, som igjen fører til en raskere nedkjøling av kroppene og en følelse av termisk misnøye. I tillegg vil en fordampere senke temperaturen inn i omluftskanalen, noe som heller ikke er hensiktsmessig på vinteren. Derfor er det foreslått å implementere en omluftskanal før fordampere, slik at fordampere kun tar ut energi og fukt fra avkastlufta. Dette vil gjøre at man kan øke temperaturforskjellen over fordampere slik at mer energi tas ut her noe som vil gi en høyere temperatur inn på varmeveksleren.

Dimensjoneringen av avfuktingsaggregatene ved årsmiddeltemperaturen på 7 °C vil være enklere. Frysning på varmeveksleren er ikke et problem, hverken med eller uten omluft og mer varme kan hentes ut fra fordampere. Man kan se at for å motvirke varmetapet innendørs ved disse temperaturene må det tilføres maksimal temperatur i tilluften på 45 °C. Dette betyr at 7 °C er den laveste utetemperaturen hvor det ikke er behov for ekstra oppvarming av inneluft ved hjelp av viftebatteriet.

For ekstremt høye temperaturer vil det også oppstå noen utfordringer. Avfukting av basenglufta vil være utfordrende, da både avtrekkslufta og friskluften har høyt absolutt fuktighetsnivå. Varmeveksleren fører ikke til avfukting av luften, så fordampere må stå for det. Så stor del som mulig av lufta ut fra fordampere bør gå gjennom omluftskanalen da dette vil sørge for å senke fuktighetsnivået og temperaturen i tilluften. Varmeveks-

leren vil i dette tilfellet være overflødig da det ikke er behov for å varme opp tilluften, snarere tvert imot. I tillegg bør energien som hentes ut i fordampere tilføres bassengvannet isteden for tilluften, av samme grunn. Behovet for nedkjøling ved disse tidene vil i realiteten være større enn det som er funnet i denne oppgaven, da det ikke er tatt hensyn til oppvarmingen på grunn av solstråling. Dersom dette fører til at ventilasjonsaggregatet ikke vil senke temperaturen tilstrekkelig kan man installere et kjølebatteri. En annen metode som kan benyttes i svømmehaller er å sette opp dører og vinduer for at det skal føles termisk komfortabelt. Dette vil føre til at man mister muligheten til å utnytte den høye energimengden i avtrekksluften, for bassengvannsoppvarming, men det kan føles bedre for besøkende.

7.2.2 Ventilasjonsluftvarmepumpen

Fordelene med å benytte en varmepumpe til avfukting av bassengluft er at den i dette tilfellet sparer 10 kW på luftoppvarming, da man får utnyttet en stor del av overskuddsenergien i lufta. En ulempe er at varmepumpen vil produsere mest energi de dagene hvor luftoppvarmingsbehovet er lavest. Det vil uansett være behov for oppvarming av bassengvann til alle tider når folk bader, da dette skal skiftes ut og varmes opp til mellom 28 og 34 °C. Siden behovet for bassengvannsutsifting er avhengig av antall besøkende vil dette behovet være lavest ved godværsdager når energimengden fra varmepumpen er høyest.

Varmepumpen det er sett på i denne oppgaven benytter R744 som arbeidsmedium, noe som man kan se fra TS-diagrammet i figur 28 i kapittel 6 vil bidra til å øke lufttemperaturen noen få grader. Til det trengs ganske høye trykk, og energimengden ut vil ikke være svært høy heller. Det planlagte systemet skal benytte arbeidsmediet R407C som muligens ville vært mer energieffektivt. Det er uansett valgt å ikke se på denne løsningen da dette mediet har svært høy GWP, og snart vil bli ulovlig å bruke. Dette gjør at det uansett ikke kan benyttes i denne varmepumpen i mange år fremover og en ny løsning må derfor finnes. R744 er muligens ikke det beste arbeidsmediet å benytte, og man kunne sett på et klimavennlig syntetisk alternativ, da mange av de naturlige arbeidsmediene er ulovlig å bruke på grunn av sikkerhet.

7.2.3 Aggregatet for tørr sone

Ventilasjonsaggregatene for tørr sone er også gjort rede for i resultatdelen. Her skal det ikke implementeres noen ventilasjonsluftvarmepumpe da energien i avtrekkslufta er mye lavere på grunn av lavt relativt fuktighetsnivå. En R717-varmepumpe skal derimot brukes for å gi varme til varmebatteriet for oppvarming av tilluften. Effektbehovet her er mye lavere enn for fuktig sone da innetemperaturen og tilluftsbehovet er lavere for tørr sone. Det er ikke sett på hvor stort effektbehovet blir ved hjelp av egne beregninger da det er den fuktige sonen som er hovedfokus i oppgaven. Det er likevel tatt med noe informasjon om dette ventilasjonsaggregatet for å forklare hvordan R717-varmepumpen skal dimensjoneres.

For vinterdrift vil det her som i avfuktingsaggregatet være fare for frost på varmeveksleren. Dette er ikke Dantherms aggregat dimensjonert for, men som vist i resultatdelen er det foreslått å innføre en bypass over varmeveksleren. Det er antatt at luftmengden som går i bypass er like stor som det som ellers ville gått i omluften, og at omluftskanalen er stengt. Dette gjør at uansett utelufttemperatur vil det ikke være fare for frostskafer på varmeveksler. Dersom man ikke benytter dette vil temperaturen inn på varmeveksler være lavere enn frysepunktet for vann, og øke sjansen for problemer. Derimot må det bemerkes at fuktighetsnivået i den blandede lufta inn til varmeveksler er svært lav, uansett om man benytter bypass eller ikke. Dermed er det ikke sikkert at frostskafer vil oppstå selv om lufttemperaturen synker under 0 °C.

8 Oppsummering

I denne masteroppgaven er det sett på hvordan de termiske energisystemene ved Orkdal folkehelsesenter kan dimensjoneres og utformes for å møte behovet som oppstår både ved ekstremtilfeller og ved vanlige driftstilfeller. Systemene det ble sett på var R744- og R717-varmepumper for henholdsvis vann og romluftoppvarming. Det ble funnet ut at gråvann kun er tilstrekkelig som energikilde til tappe- og dusjvannsoppvarming, mens sjøvann må benyttes som energikilde for luftoppvarming og for topping av bassengvann. Det ble også funnet ut at en varmeveksling mellom bassengvann og nettvann ville bidra til å minke effektbehovet til vannoppvarming, men samtidig gjøre energisystemet mer komplisert.

Andre systemer det ble sett på var ventilasjonsaggregater med og uten avfukting. Her ble det funnet at ved dagens klima må det tas hensyn til både svært høye temperatur- og fuktighetsnivåer samt frost på varmeveksler sammen med eksterne luftoppvarmingsmuligheter. Avfuktingsaggregatene må ha mulighet til både å avfukte avtrekksluften ved bruk av fordamper og å koble ut denne muligheten. I tillegg bør varmen som akkumuleres kunne benyttes både til luftoppvarming og bassengvannsoppvarming. I tørr luft ble det funnet at en bypass-innretning forhindrer frosskader på varmeveksler ved de kaldeste dagene, men det er usikkert hvor stort problem dette er med den tørre luften på disse dagene.

Dette er et folkebad og helsesenter som er planlagt å være energieffektivt og klimavennlig, noe som er tatt hensyn til ved utforming av de termiske energisystemene. Dermed kan denne oppgaven benyttes til å gi ideer til utforming av energisystemer i lignende energikrevende bygninger.

9 Videreføring av arbeid

9.1 Kostnader

Finne ut hvilke systemer som er mest kostnadseffektive av de som er gjort rede for i denne oppgaven og i forhold til systemene som er planlagt å brukes i Orkdal folkehelse-senter.

9.2 Energikilder i varmepumpeaggregatene

Se på effekten av bruken av andre energikilder til bruk i varmepumpesystemene for å se hvilken som ville gitt lavest energibehov. Eksempler er uteluft, grunnvarme og fersk-vann.

9.3 Arbeidsmedium i avfuktingsaggregat

Undersøke om andre miljøvennlige arbeidsmedium enn R744 i avfuktingsvarmepumpen vil fungere bedre. Det kunne blitt sett på noen ulike syntetiske medium, og undersøkt hvilket som ville gitt størst effekt.

9.4 Elektrisitetsbehov i folkehelsesenteret

Finne ut hvor stort det samlede elektrisitetsbehovet vil være i folkehelsesenter ved bruk av de foreslåtte løsningene. Dette er energien som trengs i pumper, vifter, kompressorer og annet teknisk utstyr.

9.5 Gråvann som eneste energikilde

Det å se på om det er mulig å benytte gråvann som eneste energikilde i varmepumpene. Her må det tas utgangspunkt i tilgjengelig gråvann, og så må varmepumpene optimeres og dimensjoneres ut fra dette. I tillegg kunne det blitt sett på hvilke andre system som ville bidratt til å gjøre dette mulig, eksempelvis flere varmevekslere/gjenvinnere.

9.6 Analyse av sjøvannsvarmepumpe

Det kunne blitt foretatt en større analyse av sjøvannsvarmepumpen, og finne ut om en direkte eller en indirekte løsning ville lønnet seg, i lys av energieffektivitet og kostnader. I tillegg burde det blitt gjort målingegr på sjøvannstemperaturen i det aktuelle området.

Referanser

- [1] Nic Holm. Telefonsamtale med teknisk selger vvs/ produktansvarlig i dantherm.
- [2] Meteonorm 7 vs 7.2.4, 2005.
- [3] Meteorologisk institutt. Været som var orkanger, orkdal (trøndelag). <https://www.yr.no/sted/Norge/Tr\T1\ondelag/Orkdal/Orkanger/statistikk.html>, 2019.
- [4] Britt Roald. Nullutslippsbygninger (zeb). retningslinjer og beregningsmetoder. https://www.byggforsk.no/dokument/5177/nullutslippsbygninger_zeb_retningslinjer_og_beregningsmetoder, 2017.
- [5] Per Gundersen. Energifleksible varmeanlegg. energieffektiv vannbåren lavtemperaturvarme. 2000.
- [6] Matthias Haase and Inger Andresen. Solfangervegg–potensialstudie: Yttervegg i betong med innstøpte gummislanger–resultater av modellering. 2015.
- [7] Standard Norge. Inneklimaparametere for dimensjonering og vurdering av bygningers energiytelse inkludert inneluftkvalitet, termisk miljø, belysning og akustikk. <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=703200>, 2014.
- [8] Bjørn Jenssen and Tore Wigenstad. Rapport-orkdal folkehelse- og plussenergisen-ter: konseptbeskrivelse og konsekvensanalyse. pages 0–9, 2018.
- [9] Brian Elmegaard, Torben Schmidt Ommen, Michael Markussen, and Johnny Iversen. Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating. *Energy and Buildings*, 124:255–264, 2016.
- [10] Miljødirektoratet. Klima. <http://www.miljostatus.no/tema/klima/>, 2017.
- [11] Ruben Baetens, Bjørn Petter Jelle, and Arild Gustavsen. Phase change materials for building applications: a state-of-the-art review. *Energy and buildings*, 42(9):1361–1368, 2010.
- [12] Kjell Rønningsbakk. Nedbygging av tysk kullkraft kan gi økte strømpriser i norge. <https://kraftnytt.no/2017/10/10/10406/>, 2017.

- [13] Knut A Rosvold. Energiøkonomisering. <https://snl.no/energi/T1/okonomisering>, 2017.
- [14] E Trianti-Stourna, K Spyropoulou, C Theofylaktos, K Droutsas, CA Balaras, M Santamouris, DN Asimakopoulos, G Lazaropoulou, and N Papanikolaou. Energy conservation strategies for sports centers: Part b. swimming pools. *Energy and buildings*, 27(2):123–135, 1998.
- [15] T Bøhlerengen, J Mehus, and P og Farstad T Waldum, A og Blom. Byggforsk håndbok 52: Bade og svømmeanlegg. *Norges Byggforskningsinstitutt, Oslo*, 2004.
- [16] Arto Saari and Tiina Sekki. Energy consumption of a public swimming bath. *Open Construction and Building Technology Journal*, 2:202–206, 2008.
- [17] Wolfgang Kampel, Salvatore Carlucci, Bjørn Aas, and Amund Bruland. A proposal of energy performance indicators for a reliable benchmark of swimming facilities. *Energy and Buildings*, 129:186–198, 2016.
- [18] Wolfgang Kampel, Bjørn Aas, and Amund Bruland. Energy-use in norwegian swimming halls. *Energy and Buildings*, 59:181–186, 2013.
- [19] Wolfgang Kampel, Bjørn Aas, and Amund Bruland. Characteristics of energy-efficient swimming facilities—a case study. *Energy*, 75:508–512, 2014.
- [20] Anette Mari Thomassen. Utbedring av svømmehall: Tilstandsanalyser av svømmehaller etter ns3424. Master’s thesis, Institutt for bygg, anlegg og transport, 2013.
- [21] David Zijdemans. *Vannbaserte oppvarmings-og kjølesystemer*. Skarland, 2012.
- [22] Svein Tore Fjellbu. Varmegjenvinning fra gråvann i bade- og svømmeanlegg. <https://www.vvsaktuelt.no/varmegjenvinning-fra-gravann-i-bade-og-svommeanlegg-80386/nyhet.html>, 2014.
- [23] L Ni, SK Lau, H Li, T Zhang, JS Stansbury, Jonathan Shi, and Jill Neal. Feasibility study of a localized residential grey water energy-recovery system. *Applied Thermal Engineering*, 39:53–62, 2012.
- [24] Parham Eslami-nejad and Michel Bernier. Impact of grey water heat recovery on

- the electrical demand of domestic hot water heaters. In *11th IBPSA Conference, Glasgow, 2009*.
- [25] Lars Johansson and Lars Westerlund. Energy savings in indoor swimming-pools: comparison between different heat-recovery systems. *Applied Energy*, 70(4):281–303, 2001.
- [26] Peng Sun, Jing Yi Wu, Ru Zhu Wang, and Yu Xiong Xu. Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools. *Energy and Buildings*, 43(5):1071–1080, 2011.
- [27] Gabriel Rojas and Jessica Grove-Smith. Improving ventilation efficiency for a highly energy efficient indoor swimming pool using cfd simulations. *Fluids*, 3(4):92, 2018.
- [28] Alvaro de Gracia and Luisa F Cabeza. Phase change materials and thermal energy storage for buildings. *Energy and Buildings*, 103:414–419, 2015.
- [29] Ibrahim Dincer and Marc Rosen. *Thermal energy storage: systems and applications, second edition*. John Wiley & Sons, 2011.
- [30] Ivar Stoltenberg Tryggestad. Optimalisering av fjernvarme ved bruk av spillvarme fra industri og varmepumpe til fjernvarme. Master’s thesis, NTNU, 2015.
- [31] Jørn Stene. Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings. In *8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, 2008*.
- [32] Moran, Shapiro, Boettner, and Baileyn. *Principles of Engineering Thermodynamics, Seventh edition, SI Version*. John Wiley & Sons, 2012.
- [33] Norsk varmepumpeforening. Energikilder for varmepumper. <https://www.varmepumpeinfo.no/energikilder-for-varmepumper>, 2018.
- [34] Stefan S Bertsch and Eckhard A Groll. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern us climates. *International journal of refrigeration*, 31(7):1282–1292, 2008.
- [35] K. Midttømme, H Smebye, and J. Stene. Kartlegging av energipotensialet for overflatevann ved utnyttelse av varmepumper, 2011.

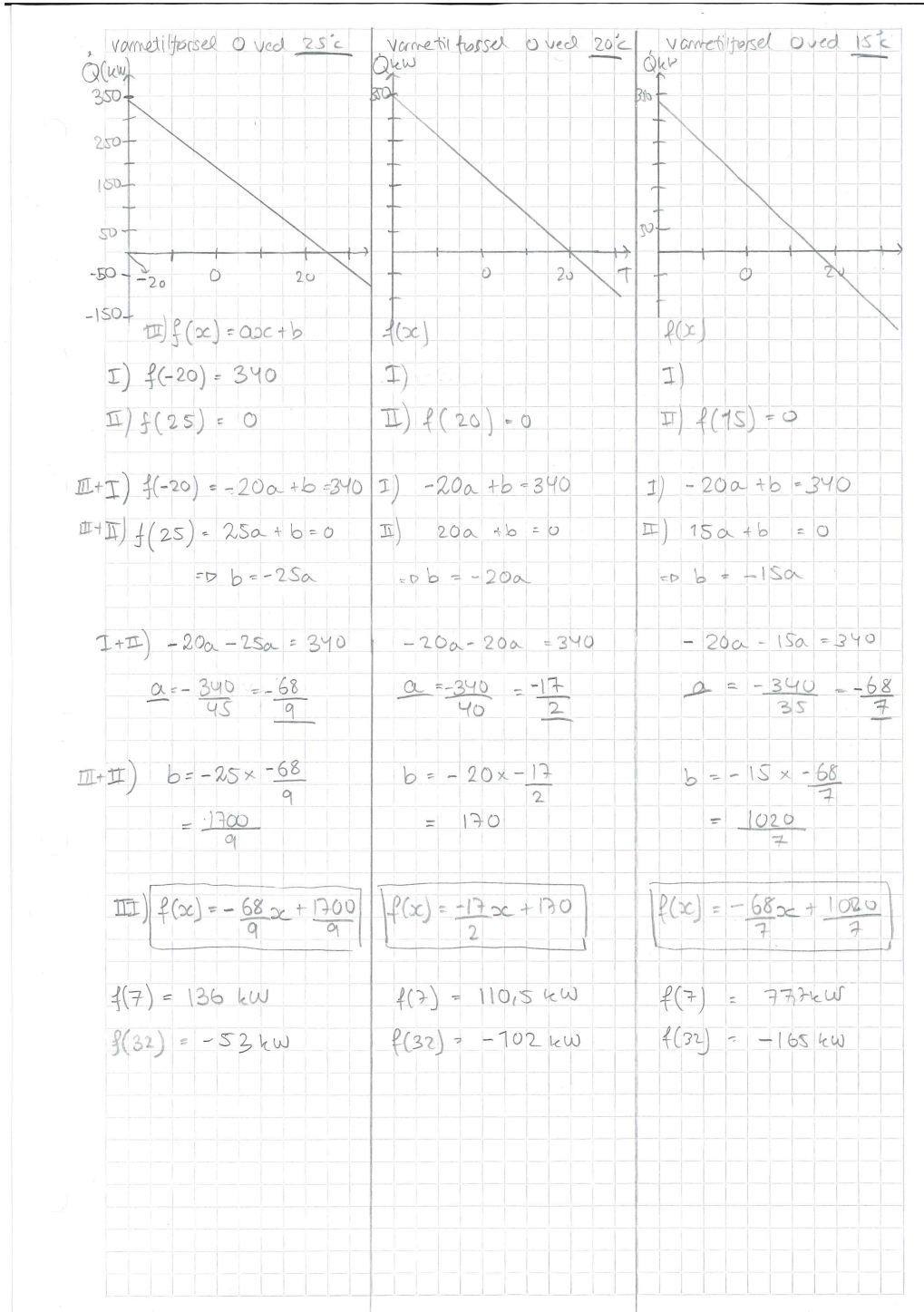
- [36] Thomas Hjertenes. Mailsamtale med avdelingsleder for serviceavdelingen i menerga.
- [37] Jonas Bjørneklett. Optimalisering av lita ammoniakkvarmepumpe med akkumuleringstank for romoppvarming og tappevannsberedning. Master's thesis, Institutt for energi-og prosesseteknikk, 2013.
- [38] SB Riffat, CF Afonso, AC Oliveira, and DA Reay. Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17(1):33–42, 1997.
- [39] Petter Nekså, Håvard Rekstad, G Reza Zakeri, and Per Arne Schiefloe. Co2-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of refrigeration*, 21(3):172–179, 1998.
- [40] Jørn Stene. Residential co2 heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 28(8):1259–1265, 2005.
- [41] Mads Borge. Analyse av co2-varmepumper for varmtvannsberedning av boligblokker. Master's thesis, Institutt for energi-og prosesseteknikk, 2014.
- [42] Marie Edsbergløkken. Utvikling av energisystemer i svømmehaller. Master's thesis, NTNU, 2015.
- [43] Norconsult. Delta - orkdal folkehelsesenter. <https://www.norconsult.no/prosjekter/orkdal-folkehelsesenter/>.
- [44] Aage Schei. Folkebad- folkehelsesenter, kort notat som beskriver status i prosessen. <https://www.orkdal.kommune.no/getfile.php/3782704.2495.txqpsceeub/Notat+Folkehelsesenter+2015.pdf>, 2015.
- [45] Dario Leko and Geir Muhle. Samtale med geir muhle og prosjektleder ved orkdal kommune dario leko.
- [46] Meteorologisk institutt. Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring, byggforskserien 451.021, 2012.
- [47] Terje Wolleng. Byggforskserien, håndbok 33. vvs-tekniske klimadata for norge, 1978.

[48] Kjetil Øvretveit. Mailsamtale med teknisk leder, kjetil Øvretveit ved pirbadet.

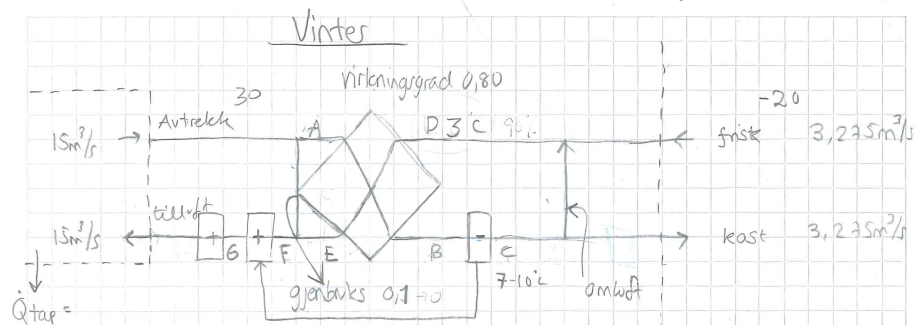
[49] Nord pool. Day-ahead prices. <https://www.nordpoolgroup.com/Market-data1/Dayahead/Area-Prices/NO/Daily/?view=table>, 2019.

A Vedlegg

A.1 Varmetapsutregninger



A.2 Formler og beregninger for fuktig luft



massebalanser

$$\dot{m}_{\text{Avtrekk}} = \dot{m}_{\text{tiluft}}$$

$$\dot{m}_{\text{gjenboks}} = \dot{m}_{\text{Avtrekk}} \times 0,3$$

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{\text{Avtrekk}} - \dot{m}_{\text{gjenboks}} = \dot{m}_B = \dot{m}_C$$

$$\dot{m}_{\text{omluft}} = \dot{m}_C - \dot{m}_{\text{kastluft}}$$

$$\dot{m}_D = \dot{m}_{\text{omluft}} + \dot{m}_{\text{fiskeluft}} = \dot{m}_E$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_E + \dot{m}_{\text{gjenboks}} = \dot{m}_G = \dot{m}_{\text{tiluft}}$$

$$(\dot{m}_A = \dot{m}_B = \dot{m}_C = \dot{m}_D)$$

Mollier + utregning

$$h_B = h_A - (h_E - h_D)$$

$$h_{\text{tiluft}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{tap}}}{\dot{V} \rho} + h_{\text{avtrekk}} \quad (Q = \dot{V} \rho (h_{\text{av}} - h_{\text{av}}))$$

$$h_{\text{om}} = 24 \text{ kJ/kg} \quad h_{\text{fiske}} = -20 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{om}} \cdot x = \dot{m}_{\text{fiske}} \cdot y$$



$$\Delta h = h_{\text{om}} - h_{\text{fiske}} = y + x = y = h_{\text{om}} - h_{\text{fiske}} - x$$

$$\dot{m}_{\text{om}} \cdot x = \dot{m}_{\text{fiske}} \cdot (h_{\text{om}} - h_{\text{fiske}} - x) = \dot{m}_{\text{om}} \cdot x + \dot{m}_{\text{fiske}} \cdot x = \dot{m}_{\text{fiske}} (h_{\text{om}} - h_{\text{fiske}})$$

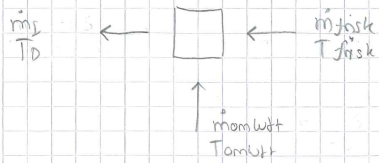
$$\hookrightarrow x = \frac{\dot{m}_{\text{fiske}} (h_{\text{om}} - h_{\text{fiske}})}{\dot{m}_{\text{om}} + \dot{m}_{\text{fiske}}}$$

$$\hookrightarrow h_D = h_{\text{omluft}} - x$$

T_D temp etter omvætt

$$h_{\text{om}} + h_{\text{fjisk}} = h_D$$

$$h_{\text{om}} \times \frac{m_{\text{om}}}{m_D} + h_{\text{fjisk}} \times \frac{m_{\text{fjisk}}}{m_D} = h_D$$



$$T_D = \frac{m_{\text{fjisk}} \times T_{\text{fjisk}}}{m_{\text{fjisk}} + m_{\text{omvætt}}} + \frac{m_{\text{omvætt}} \times T_{\text{omvætt}}}{m_{\text{fjisk}} + m_{\text{omvætt}}}$$

h_E , entalpi etter varmeveksler

$$\Delta h_{\text{max}} = h_{\text{max}} - h_D = h(30^\circ\text{C}) - h_D = 45 \text{ kJ/kg} - 13 \text{ kJ/kg}$$

↑
moduler

$$= 32 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = \Delta h_{\text{max}} \times 0,8 = 32 \text{ kJ/kg} \times 0,8 = 25,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_E = h_D + \Delta h = (18 + 25,6) \text{ kJ/kg} = 43,6 \text{ kJ/kg} \rightarrow 40 \text{ kJ/kg}$$

Sammenblanding $m_E + m_{\text{gjennbrukt}}$

$$h_E = h_E \cdot \frac{m_E}{m_E} + h_{\text{gjennbrukt}} \cdot \frac{m_{\text{gjennbrukt}}}{m_E}$$

$$h_E = h_E \quad \text{på g}$$

Fordemper og kondensator

$$T_f = 0^\circ\text{C} \quad \Delta h = 43 - 29 = h_B + h_C = 14 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_f = \Delta h \cdot m_{\text{B-C}} \cdot \rho_{\text{vætt}} = 14 \times 13,5 \times 1,2 \text{ kW} = 228$$

$$\text{COP} = 4 = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_k - \dot{Q}_f}$$

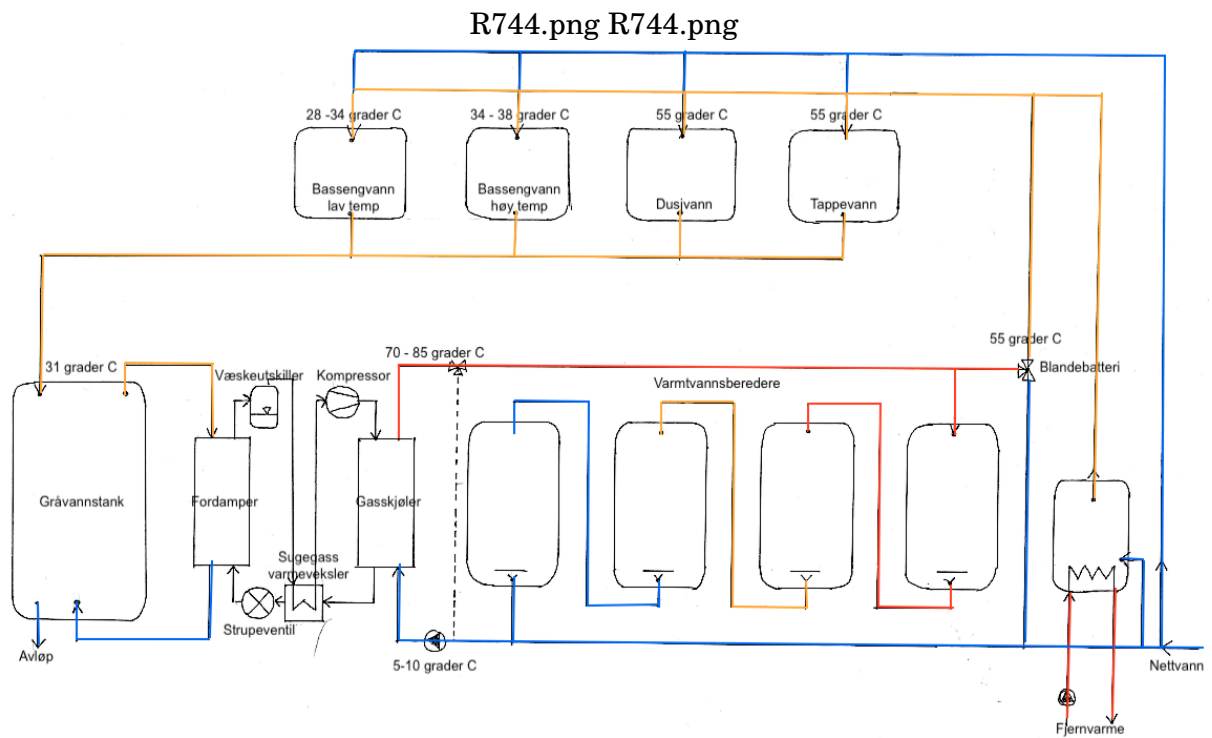
$$4(\dot{Q}_k - \dot{Q}_f) = \dot{Q}_k$$
$$4\dot{Q}_k - \dot{Q}_k = 4\dot{Q}_f$$

$$\dot{Q}_k = \frac{4\dot{Q}_f}{(4-1)} = 304 \text{ kW}$$

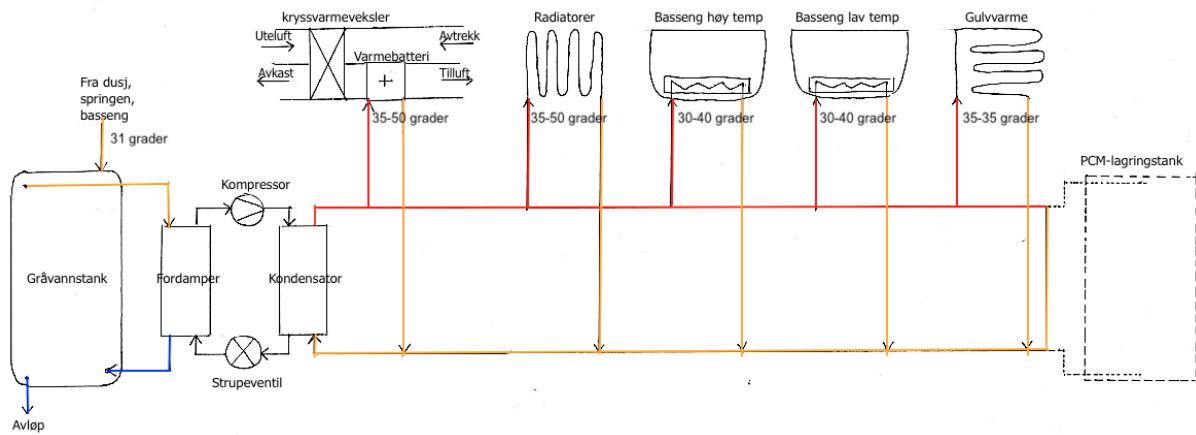
A.4 Gråvannstemperaturen dersom alt vann går gjennom gråvannstanken, forutsatt ingen varmetap

Vannsystem	Temperatur [°C]	Volumstrømdel [%]	Temperaturdel [°C]
Basseng varmt	34	33	11
Basseng middels	30	16	5
Basseng kaldt	28	16	5
Dusjvann	38	34	13
Tappevann helse	38	0	0
Tappevann kontor	38	0	0
Totalt			34

A.5 R744-varmepumpesystemet som ble foreslått i prosjektoppgaven



A.6 R717-varmepumpesystemet som ble foreslått i prosjektoppgaven



A.7 temperaturvariasjonen i sjøvannet ved Grilstad i Trondheim over et år ved 60 meters dyp



A.8 Temperaturvariasjonen i sjøvannet ved Statsbygd i Rissa over et år ved 30 til 75 meters dyp

