

Martin Løset Lindholm
Anne Syltern
Tord Stenersen

**Teknisk og økonomisk beregning og
design av mobile kjøleanlegg for bygg som
ikke har kjøleanlegg for
ventilasjonsanlegget, ved bruk av
smeltevarme fra is**

June 2020

NTNU

Norwegian University of Science and Technology
Faculty of Engineering
Department of Energy and Process Engineering

Bachelor's thesis

2020



Martin Løset Lindholm
Anne Syltern
Tord Stenersen

**Teknisk og økonomisk beregning og
design av mobile kjøleanlegg for bygg som
ikke har kjøleanlegg for
ventilasjonsanlegget, ved bruk av
smeltevarme fra is**

Bachelor's thesis
June 2020

NTNU
Norwegian University of Science and Technology
Faculty of Engineering
Department of Energy and Process Engineering



Norwegian University of
Science and Technology

Teknisk og økonomisk beregning og design av mobile kjøleanlegg for bygg som ikke har kjøleanlegg for ventilasjonsanlegget, ved bruk av smeltevarme fra is

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel (Både på norsk og engelsk kreves)

Teknisk og økonomisk beregning og design av mobile kjøleanlegg for bygg som ikke har kjøleanlegg for ventilasjonsanlegget ved bruk av smeltevarme fra is. Technical and economical calculation and design of mobile cooling systems for buildings that do not have cooling systems for ventilation system, using ice heat of fusion.

Prosjektnr

EPT-V-2020-05

Forfatter(e)

Anne Syltern

Tord Stenersen

Martin Løset Lindholm

Oppdragsgiver(e) eksternt

Joar Nyborg

Oddbjørn Sjøvold

Veileder(e) internt

Bjørn Austbø

Rapporten er ÅPEN

Dato levert:

10.06.2020

Kort sammendrag (Både på norsk og engelsk kreves)

Prosjektet vil inneholde teknisk og økonomisk analyse av et mobilt kjøleanlegg, med smeltevarme fra is som energikilde. En studie vil bli gjennomført for et offentlig bygg, men andre bruksområder vil også bli vurdert.

The project will consist of a technical and economic analysis of a mobile cooling system which utilize the thermal energy in ice water through the process of fusion. A case study will be conducted on a public building, but other applications will also be considered.

Stikkord: Ventilasjon, kjøling, offentlige bygg, økonomi, isvann, luftfuktighet

Keywords: Ventilation, cooling, public buildings, economics, ice, icewater, moist air

Forord

Denne oppgaven er utført ved NTNU i Trondheim våsemesteret 2020. Oppgaven er avsluttende arbeid for bachelorstudiet ved Institutt for energi- og prosessteknikk, studieretning for VVS.

Oppgaven ble valgt da den har både en praktisk og teoretisk tilnærming til faget og ikke minst at det er en aktuell problemstilling med de varme somrene vi har opplevd de seneste årene. Det at temaet er en reell forretningsidé, var en stor motivasjon for valg av oppgave.

Det er lagt ned mye arbeid, telefoner, mailer grubling, hvor vi skal legge fokus, kjølebehov, isolasjon, systemvalg, energibesparelse og hensyn til brukere. Mange spor og en del blindveier og medførende frustrasjon underveis og en god del aha-opplevelser. Mest av alt veldig interessant og lærerik oppgave.

Vi vil takke for all velvilje og bidrag vi har fått fra Steinkjer kommune og Steinkjerbygg som eier og drifter av Steinkjer sykehjem, NorLines for tilgang til fryselager, utallige flotte folk fra bransjen for råd og hjelp med valg av utstyr.

Til slutt vil takke våre veiledere Bjørn Austbø og Oddbjørn Sjøvold for god støtte og tilbakemeldinger underveis og Joar Nyborg for idéen bak.

Oppgavebeskrivelse

I oppgaven kommer vi til å ta utgangspunkt i bygg hvor høye lufttemperaturer sommerstid har vært et problem. Vi vil vurdere om de høye innetemperaturene på en hensiktsmessig måte kan reduseres ved hjelp av et mobilt kjøleanlegg som tilsluttes inntakslufta for bygget. I denne oppgaven ønsker vi å fokusere på en løsning med en kjølekilde bestående av isolerte containere med is og isvann. Forsøke å kartlegge om kjøling ved bruk av mobile containere med is og isvann vil være et fornuftig og gunstig valg med tanke på lave investeringskostnader sammenlignet med å investere i et nytt kjøleanlegg og de kostnader det medfører.

For å gjennomføre dette ønsker vi å:

- Vurdere ulike løsninger for praktisk design.
- Utarbeide mulige systemløsninger.
- Samle inn informasjon (kravspesifikasjoner, behovskartlegging) om de forskjellige byggene gjennom befaringer og kommunikasjon med driftsorganisasjon.
- Utføre tekniske beregninger
 - i) Beregne kjølebehov i byggene.
 - ii) Energiberegninger iskube.
 - iii) Dimensjonering av vekslere og tilhørende utstyr.
 - iv) Vurdering av isolasjonsmateriale.
 - v) Beregning og vurdering av kondensproblematikk ved senkning av romtemperatur
- Økonomisk analyse i forhold til installering av permanent kjøleanlegg. Frakt-, lagrings-, installasjons-, drifts- og materialkostnader skal vurderes.
- Utføre laboratorieforsøk for å simulere en forenklet og nedskalert løsning i praksis
- Undersøke om konseptet/beregninger i prosjektoppgaven kan være nyttig for bedring av dagens situasjon og om driftsorganisasjon ved aktuelle bygg kan være interessert i en slik løsning.

Effekt målet med prosjektarbeidet vil for oss som studenter i hovedsak være læringsutbyttet i kjøleteknikk som en del av maskiningeniørutdanningen, studieretning VVS ved NTNU.

- Øke gruppens kompetanse på kjøling av bygg og faktorer som gjelder dette.
- Avhengig av oppnådde resultat, mulighet for å utvikle ideen videre og evt. danne grunnlag for nye studentoppgaver innen inn klima og komfortkjøling.
- Økt komfortkjøling til utsatte mennesker (typisk alders- og sykehjemsbeboere), altså inngår også mulig samfunns mål som en del av oppgaven.

Sammendrag

I de senere år har sommertemperaturene i Norge vært over historiske normaltemperaturer. Dette har medført utfordringer med for høye temperaturer innendørs i bygninger. Spesielt har sykehjem, noe som også har vært tema i media flere steder i landet.

I dag mangler mange offentlige bygg kjøling i ventilasjonsaggregatet. Som en idé for å bedre dagens situasjon er et mobilt kjøleanlegg med is som kilde til kjøling påtenkt. Dette som et alternativ til et permanent anlegg, siden det i Norge kun er et fåtall dager i året hvor kjøling av bygg er nødvendig.

Det er utført kartlegging gjennom befaring og statiske samt dynamiske beregninger av kjølebehov for Steinkjer sykehjem. Tre forskjellige case for kjølebehov er utarbeidet og utgjør grunnlaget for dimensjonerende beregninger for det mobile kjøleanlegget og brukes for å vurdere egnetheten til løsningen. Det mobile kjøleanlegget har flere mulige systemløsninger.

I oppgaven konkluderes det at det mobile kjøleanlegget, slik som det har blitt designet i denne oppgaven, vil være teknisk gjennomførbart, men en tungvint og dyr løsning

Abstract

In recent years, summer temperatures in Norway have been above historic normal temperatures. This has led to challenges with high temperatures indoors in buildings, which has also been the subject of media in several places in the country.

Today, many public buildings lack cooling in the ventilation unit. As an idea to improve the current situation, a mobile cooling system with ice is intended as a source of cooling. This is an alternative to a permanent solution, since in Norway there are only a few days every year where cooling of buildings is necessary.

Surveying has been carried out through inspection and static as well as dynamic calculations of cooling needs for Steinkjer sykehjem. Three different cases for determining cooling needs has been prepared and form the basis for design calculations for the mobile cooling system and used to assess the suitability of the solution.

This building forms the basis for design calculations for the mobile refrigeration system and is used to assess the suitability of the solution. The mobile cooling system has several possible system solutions.

The thesis concludes that the mobile refrigeration system, as it has been designed, will be technically feasible but will be both a cumbersome and expensive solution.

Innholdsfortegnelse

1 Innholdsfortegnelse

Forord	i
Oppgavebeskrivelse	ii
Sammendrag	iii
Abstract	iv
Innholdsfortegnelse	v
1 Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Begrensninger	2
1.3 Oppgavens oppbygging	3
2 Teori	4
2.1 Terminologi.....	4
2.2 Ventilasjonsskjøling.....	5
2.2.1 Tilluftstemperatur og kompensering	6
2.3 Avgjørende faktorer for kjølebehovsberegning	7
2.4 Termisk miljø	9
2.4.1 PMV- og PPD-indeks.....	9
2.5 Luftfuktighet og kondensproblematikk	10
2.6 Varmeoverføring	12
2.6.1 Varmeveksling	12
2.6.2 Isolasjon	12
2.7 Programvare brukt	13
2.7.1 AutoCAD	13
2.7.2 SIMIEN	13
2.7.3 CoolPack	13

2.7.4	HySelect	14
3	Kartlegging Steinkjer sykehjem	15
3.1	Befaringsrapport	15
3.1.1	Hensikt	15
3.1.2	Område	16
3.1.3	Bygget	16
3.1.4	Ventilasjonsanlegg	17
3.1.5	Materialbruk	18
3.1.6	Erfaringer fra ansatte	19
3.1.7	Betraktninger	20
3.2	Klimadata for Steinkjer	21
4	Forsøk	24
4.1	Forsøk 1	24
4.1.1	Utstyr	24
4.1.2	Utførelse	24
4.1.3	Observasjoner	25
4.2	Forsøk 2	26
4.2.1	Observasjoner	26
4.3	Feilkilder forsøk 1 og 2	27
4.4	Forsøk 3	27
4.4.1	Utstyr for planlagt laboratorieforsøk	27
4.4.2	Utførelse	28
4.4.3	Teoretiske beregninger og målinger	29
4.4.4	Potensielle usikkerheter	30
5	Kjølebehovsberegninger	31
5.1	Bygningens ytre bygningsdeler	31
5.2	Metode statiske beregninger	32

5.2.1	Spesifikk varmetilførsel	32
5.2.2	Interne laster	34
5.2.3	Solinnstråling	35
5.2.4	Akkumulering/termisk masse:.....	37
5.2.5	Samlet kjølebehov	38
5.3	Kjølebehovsberegninger TEMPO	39
5.3.1	Om TEMPO	39
5.3.2	Metode TEMPO	39
5.3.3	Dimensjonerende temperaturer	39
5.3.4	Beregning av midlere romtemperatur over døgnet	40
5.3.5	Varmetransport.....	40
5.3.6	Midlere effekttilskudd	40
5.3.6.1	<i>Effektvariasjon</i>	42
5.3.7	Varmelagring.....	44
5.3.8	Rommets varmeslukeevne.....	45
5.3.9	Vurdering av tilluftstemperatur	45
5.3.10	Temperaturvariasjon.....	46
5.3.11	Nødvendig kjøleeffekt.....	46
5.4	SIMIEN	46
5.4.1	Valg av programvare	46
5.4.2	SIMIEN inndata for Steinkjer Sykehjem	47
5.5	Resultat og diskusjon.....	50
5.5.1	Statiske kjølebehovsberegninger.....	50
5.5.2	TEMPO	53
5.5.3	SIMIEN	54
5.5.3.1	<i>Verifisering av SIMIEN sommersimulering og tilhørende inndata for Steinkjer Sykehjem</i> 54	

5.5.4	Vurdering av tilluftstemperatur	66
5.5.5	Vurdering av solskjerming	71
5.5.6	Vurdering og sammenligning av resultat fra statiske og dynamiske kjølebehovsberegninger	71
6	Systemdesign.....	73
6.1	Systemoppbygning	73
6.1.1	Innfrysingsbeholder.....	73
6.1.2	Oppbevaring	73
6.1.3	Kjølebatteri.....	73
6.1.4	Varmeveksler	74
6.1.5	Rørkoblinger.....	75
6.1.6	Effektregulering	75
6.1.7	Kjølemedium.....	78
6.1.8	Pumpe.....	78
6.1.9	Filter	79
6.1.10	Ventiler.....	79
6.1.11	Isolasjon	80
6.2	Valg for videre dimensjonering	80
6.3	Systemskjema	82
6.4	Praktisk gjennomføring	84
6.4.1	Innfrysning	84
6.4.2	Transport	85
6.4.3	Installasjon	85
6.4.4	Drift	85
6.4.5	Avvikling.....	86
6.5	Alternative løsninger Steinkjer sykehjem.....	86
7	Dimensjonering	88

7.1	Bakgrunn for dimensjonerende kjølebehov	88
7.2	Metode	89
7.2.1	Varmeoverføring vann til is	89
7.2.2	Varmeenergi is og vann.....	90
7.2.3	Ytelsestid is/vann	90
7.2.4	Rør.....	90
7.2.5	Varmetilførsel.....	91
7.2.6	Pumpe.....	93
7.2.7	Varmeveksler	96
7.2.8	Kjølebatteri.....	96
7.2.9	Kjølekretsens temperatur.....	97
7.3	Resultater og diskusjon.....	97
7.3.1	Varmeoverføring vann til is	97
7.3.2	Varmeenergi i is og vann	98
7.3.3	Ytelsestid is/vann	98
7.3.4	Rør.....	99
7.3.5	Varmetilførsel.....	100
7.3.6	Pumpe.....	103
7.3.7	Varmeveksler	103
7.3.8	Kjølebatteri.....	104
7.3.9	Kjølekretsens temperatur.....	105
7.3.10	Sammenligning caser	107
8	Økonomisk analyse	108
8.1.1	Leiekostnader	108
8.1.2	Kostnader ved bruk av fryselager.....	108
8.1.3	Installasjonskostnader	110
8.2	Kostnader permanent kjøleanlegg	110

8.3	Produksjon	111
8.4	Vurdering av lønnsomhet	111
9	Konklusjon	113
10	Videre arbeid	114
11	Referanseliste	115
12	Vedlegg	118

Tabelliste:

Tabell 1: avgjørende faktorer for kjølebehovsberegning	9
Tabell 2: Isolasjonsmaterialer (Berge og Lista Ajourfør, 2019).	12
Tabell 3: Varmegjennomgangskoeffisienter (Direktoratet for byggkvalitet, 2013).....	31
Tabell 4: Nye og gamle krav for luftvekslingstall (direktoratet for byggkvalitet, 2013).....	33
Tabell 5: skjermingskoeffisient e og f (Austbø, 2019).....	34
Tabell 6 Solinnstråling (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5).	35
Tabell 7: Skjermingsfaktor k_1 (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5).....	36
Tabell 8: Totalt kjølebehov	38
Tabell 9: Temperatursvingninger over døgnet på sommeren (Ingebrigtsen, 2019).....	39
Tabell 10: Rommets transportevne (Ingebrigtsen, 2019).....	40
Tabell 11: Midlere effektilskudd (Ingebrigtsen, 2019).....	41
Tabell 12: internbelastning	41
Tabell 13: Konvektivfaktor k_k (Ingebrigtsen, 2019)	42
Tabell 14: Effektiv variasjon (Ingebrigtsen, 2019)	44
Tabell 15: Varmelagringstall k_1 (Ingebrigtsen, 2019).....	44
Tabell 16: Rommets varmeslukevne (Ingebrigtsen, 2019)	45
Tabell 17: Sammenligning av akkumulering og skjerming	52
Tabell 18: Kjølebehov watt pr. kvadrat.....	52
Tabell 19: Sommersimulering av pasientrom uten kjølebatteri	55
Tabell 20: Romtemperatur uten kjølebatteri ved 34,2 °C.....	55
Tabell 21: DIMENSJONERENDE KJØLEEFFEKTBEHOV VED VARIERENDE KLIMADATA/ UTETEMPERATURER	58
Tabell 22: Tabell viser resultat over energibehov ved forskjellige kjøleeffekter og hva dette energibehovet tilsvarer i forbruk av ibc i løpet av et døgn med 16 timer driftstid.....	64
Tabell 23: Valg for videre dimensjonering	81
Tabell 24: Funksjonsbeskrivelse	84
Tabell 25: Valg av caser	88
Tabell 26: Trykktap pr. meter	96
Tabell 27: Varmeoverføring fra IBC til vann.....	97
Tabell 28:Kjøleenergi tilgjengelig pr. IBC	98
Tabell 29: Ytelsestid is 83,5 kWh	98

Tabell 30: Ytelsestid is 101,4 kWh	99
Tabell 31: Indre diameter rør	99
Tabell 32: Rørstrekk	100
Tabell 33: Rør i parallell	100
Tabell 34: Veggtykkelse PE rør	100
Tabell 35: Verdier brukt i utregningen av varmetilførsel	101
Tabell 36: varmetilførsel uisolerte PE-rør 7/12 °C	101
Tabell 37: varmetilførsel uisolerte PE-rør 12/17 °C	101
Tabell 38: varmetilførsel isolerte PE-rør 7/12 °C	101
Tabell 39: varmetilførsel isolerte PE-rør 12/17 °C	102
Tabell 40: Varmetilførsel container, isolert og uisolert	102
Tabell 41: Trykktap åpent system	103
Tabell 42: trykktap lukket system	103
Tabell 43: logaritmisk middeltemperaturdifferanse for 12/17 °C og 7/12 °C	103
Tabell 44: areal kjøleflate varmeveksler	104
Tabell 45: Logaritmisk middeltemperaturdifferanse på kjølebatteri ved 17/12 °C og 7/12 °C	104
Tabell 46: Areal kjøleflate kjølebatteri	105
Tabell 47: kjøling av avfukting av fuktig luft (CoolPack)	105
Tabell 48: Kostnadsoverslag innfrysning	109
Tabell 49: Installasjon- og driftskostnad (verdier markert med * er estimerte)	110

Figurliste:

Figur 1: sannsynlige sammenhengen mellom PMV og PPD. (Ingebrigtsen, 2019, kap. 2.3.2).	10
Figur 2: Mollier-diagram med forklaring (Ingebrigtsen, 2019, kap 3.2)	11
Figur 3: Steinkjer sykehjem, hovedinngang. Luftinntak mot nordøst, 3. etg.....	15
Figur 4: Steinkjer med Steinkjer sykehjem, satellittkart, fra google maps.	16
Figur 5: Steinkjer sykehjem, illustrasjon på vegg ved hovedinngang.....	17
Figur 6: Bakkanttinnblåsning (Stensaas,1998).....	17
Figur 7: Luftinntak og avkast til ventilasjonsaggregat 36.02, vestvendt over fløy D.	18
Figur 8: Vindu med radiator, veggmontert tilluftsventil og avtrekk på bad.	19
Figur 9: Sørvendt vindu med eksisterende, delvis fungerende screen	20
Figur 10: ventilasjonsaggregat 36.01 dekker område markert med rødt.....	21
Figur 11: Værobservasjoner og -statistikk fra søndre egge mellom 18. juli og 31. juli 2019 (Norsk Klimaservice, 2020)	22
Figur 12: Klimadata statistikk fra søndre egge, Steinkjer, mellom 18. juli og 1. aug 2018 (Norsk Klimaservice, 2020)	22
Figur 13: Klimadata 17.juli 2018 Steinkjer (Norsk klimaservice, 2020).....	23
Figur 14: Innfrysningstid IBC	25
Figur 15: Innfrysningstid IBC forsøk 2.....	26
Figur 16: Volumet i tanken har steget.....	27
Figur 17: Overflaten av isblokken er etter inspeksjon helt frosset.....	27
Figur 18: Skisse av systemet	29
Figur 19: Akkumulert varme (Ingebrigtsen, 2019, kap. 6.1.4.7)	37
Figur 20: Steinkjer sykehjem, fløy A og B delt inn i soner for simulering i Simien. Bilde viser fasade mot nord.	48
Figur 21: inndata i simien, pasientrom.....	50
Figur 22: skjerm bilde av statiske kjølebehovsberegninger	51
Figur 23: Skjerm bilde av TEMPO-beregninger.....	53
Figur 24: Romtemperatur uten kjølebatteri for hele fløyer inndelt i nordvendt og sørvendt fasade.....	56
Figur 25: Viser varmetilskudd fra solstråling og internlast for alle 8 soner uten bruk av kjølebatteri.....	59

Figur 26: Kjølebehov ved DUT50 – uten solskjerming.....	60
Figur 27: Resultater for lufttemperaturer ved DUT50, uten solskjerming.....	60
Figur 28: Varmetilskudd og kjøling dimensjonerende temperatur med og uten solskjerming	61
Figur 29: Temperaturer ved DUT50 (21°C tilluftstemperatur) med utvendig screen.....	61
Figur 30 viser internlast (1), kjølebatteri (5) og solinnstråling (6) uten solskjerming (rosa kurve) for hhv nord- og sørvendt sone.	62
Figur 31 Viser utetemperatur (1), luft/operativ temperatur (2/3) og tilluftstemperatur (4) uten solskjerming ved dimensjonerende kjølekapasitet hhv. nord- og sørvendt sone	62
Figur 32 viser internlast (1), kjølebatteri (5) og solinnstråling (6) med utvendig screen for sone: Fløy A. 1.etg nord og Fløy A- 2. etg sør.....	63
Figur 33: Viser 34,2°C og 17kW kjølebatteri uten solskjerming til venstre – og 34kW til høyre.....	64
Figur 34: PPD indeks ved underkapasitet på kjølebatteri, hhv 17kW og 34kW.....	65
Figur 35: Figuren viser eksempel på PPD indeks for dimensjonerende kjøleeffektbehov ved tilluftstemperatur på 93kW med utvendig screen (venstre) og uten installert solskjerming i grafen til høyre.	65
Figur 36: Temperaturer for uteluft, tilluft, operativ og romluft uten solskjerming.....	67
Figur 37 Mollierdiagram ved temperaturreduksjon fra uteluft på 34,2°C over kjølebatteri med driftstemperatur på 12°C /17°C.....	68
Figur 38 Mollierdiagram ved temperaturreduksjon fra uteluft på 25°C, 50%RH over kjølebatteri med driftstemperatur på 12 /17°C, Kjøleflatas duggpunkt 14,5°C (punkt C).	69
Figur 39: Lukket system.....	74
Figur 40: Åpent system	75
Figur 41: Mengderegulering treveisventil.....	76
Figur 42: temperaturregulering treveisventil.....	77
Figur 43: Ved 34kW kjølebatteri og 17°C.	78
Figur 44: Systemskjema	82
Figur 45 Konseptuell modell av systemet	86
Figur 46: Illustrasjon av rørtverrsnitt (Austbø, 2018).....	91
Figur 47: Konvektiv varmeovergangstall steinkjer (Zijdemans, 2014, Kap. 5.3.2).....	92
Figur 48: Illustrasjon tverrsnitt vegg (Austbø, 2018).....	93
Figur 49: Avlest trykktapsnomogram	95
Figur 50: RH% tilluft ved 21 °C nedkjølt fra uteluft 34,2 °C	106

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

I de senere år har sommertemperaturene i Norge vært over historiske normaltemperaturer. Dette har medført utfordringer med for høye temperaturer innendørs i bygninger, noe som også har vært tema i media flere steder i landet. Under varmebølgen i Norge sommeren 2019 hadde Trønder-Avisa flere artikler om uakseptable høye inne-temperaturer på sykehjem som Egge helsetun og Steinkjer sykehjem. Målinger viste temperaturer langt over akseptabelt nivå. På Steinkjer sykehjem ble det over flere dager målt høye temperaturer opp mot 37°C inne på pasientrom.

Sykehjemspasienter er en spesielt utsatt gruppe som vil kunne få betydelig forverring av helsetilstand ved høye romtemperaturer.

Historisk har tankegangen vært at det i Norge ikke er behov for mekanisk komfortkjøling. Følgelig blir en slik «luksus» utelatt, spesielt i offentlige bygg. Steinkjer sykehjem ble ferdigstilt i 2002, og sykehjemmet er bygd etter daværende gjeldende forskrift (TEK97).

Å etterinstallere kjøling til et eksisterende ventilasjonsanlegg kan bli en relativt kostbar investering. Areal avsatt til teknisk rom er gjerne begrenset til planlagte tekniske installasjoner ved byggestart, slik at det ikke er plass til flere ekstra installasjoner som kjøleaggregat. Nødvendig ombygging av det eksisterende ventilasjonsanlegget kan medføre behov for å utvide teknisk rom, noe som er kostnadsdrivende.

I et forsøk på å kjøle ned rommene i det akutte situasjonen sommeren 2019, ble det satt inn små mobile kjøleanlegg lokalt på pasientrommene. Det viste seg å være lite hensiktsmessig for denne pasientgruppen, som for en stor del er demente. Disse små lokale kjøleanleggene reduserte romtemperaturen effektivt, men førte til kaldtrekk og genererte mye støy slik at pasientene ikke kunne oppholde seg på rommene mens kjøleanlegget var i drift.

Oppgaven er en idé av økonom Joar Nyborg, som på bakgrunn av nevnte avisoppslag og som i samråd med prof. Oddbjørn Sjøvold ved NTNU ville undersøke muligheten for å utvikle et enkelt og miljøvennlig mobilt kjøleanlegg plassert på utsiden av et bygg og kobles til luftinntak for ventilasjonsanlegget. Kjølemiddelet skal baseres på latent smeltevarme fra innfrosne «isbiter» i form av såkalte IBC-tanker i et vannbad.

Det var flere årsaker til at vi valgte denne oppgaven, den var utfordrende, innovativ, en reell forretningsidé og ikke minst et potensielt samfunnsnyttig tiltak til en sårbar del av befolkningen.

1.2 Begrensninger

Mange faktorer inngår i beskrivelsen av et godt inn klima, utover romtemperatur og luftfuktighet. I denne oppgaven har fokuset først og fremst vært på å finne ut om denne idéen med mobilt kjøleanlegg med is som kjølekilde kan dekke et kjølebehov og om det er verd å satse på og videreutvikle. Man har derfor ikke fokusert på andre forhold lokalt i oppholdsrom, som type ventilasjonsprinsipp, terminaler, og bekledning, selv om disse selvfølgelig er viktige faktorer.

I forprosjektet ble det nevnt at det skulle se på flere bygg, men valgte å ta utgangspunkt i Steinkjer sykehjem, fordi selve konseptet med å bruke is og systemløsningen som var hovedfokus og at det vil være lokale tilpasninger til andre bygg.

Siden Steinkjer sykehjem har investert i et permanent kjøleanlegg, vil det ikke brukes tid på samtaler med driftsansvarlige ved sykehjemmet angående interesse i det mobile kjøleanlegget.

Grunnet situasjonen med virusepidemien av Sars-Cov-2 og nedstenging av samfunnet, har arbeidet med oppgaven blitt mer utfordrende enn forutsatt. Blant annet har man ikke hatt mulighet til å gjennomføre laboratorieforsøk (Kap. 4.4) som var planlagt. Befaring av Steinkjer sykehjem ble utført før tiltakene ble iverksatt. Etter hvert som vi dukket ned i arbeidet med oppgaven innså vi at vi gjerne skulle hatt tilgang til ny befaring etter hvert som spørsmålene dukket opp, noe som selvfølgelig var helt uaktuelt siden sykehjempasienter er i risikogruppen og måtte skjermes. Det ble i stedet mange mail og telefoner for å få tak i relevante opplysninger om bygget som var nødvendig for oppgaven. I tillegg måtte den ene av studentene i bachelorgruppa ta seg av hjemmeundervisning av egne barn i perioden skolene var stengt, noe som førte til redusert mulighet for fokus på oppgaven. Tilgang til å utføre simuleringer i SIMIEN ble også veldig forsinket av pandemien.

1.3 Oppgavens oppbygging

Oppgaven starter med befaring og innhenting av klimadata for Steinkjer sykehjem i kapittel 3, for å få best mulig grunnlag for kjølebehovsberegninger. I kapittel 4 testes innfrysning av IBC for å avgjøre frysetiden og holdbarheten til containerne. Kapittel 5 tar for seg statiske og dynamiske kjølebehovsberegninger, og resultatene brukes som dimensjoneringsgrunnlag. I kapittel 5 gjøres også vurderinger av aktuelle tiltak for senking av kjølebehov på Steinkjer sykehjem. Utfra beregnet kjølebehov vurderes systemdesign av det mobile kjøleanlegget ut fra gitte forutsetninger i kapittel 6. Valg for videre dimensjonering tas, og i kapittel 7 blir de viktigste komponentene i systemløsningen dimensjonert. I kapittel 8 gjennomføres en kort økonomisk analyse for å gi et bedre bilde på hvilke kostnader som vil oppstå for det mobile kjøleanlegget. Avslutningsvis trekkes det konklusjoner om hvor vidt denne løsningen vil fungere og hvordan valg som burde tas.

2 Teori

2.1 Terminologi

Her følger en oversikt av sentrale begreper og definisjoner som er brukt i rapporten

BIM - Building information modeling

Digital modell av bygg.

CAV- Constant Air Volume

Ventilasjonsprinsipp med innregulerte faste luftmengder.

Driftstemperatur

Innløpstemperatur og utløpstemperatur over en varmeveksler.

DUT50

Maksimaltemperaturen settes til verdien som overstiges 50 timer i et normalår.

DX-kjøler

Kjølemaskin (varmepumpe med fordamper) inn i

Dødbånd

Differanse i settpunkttemperatur for varming og kjøling.

IBC (Intermediate Bulk Container) er flerbrukstanker som ofte brukes til lagring av kjemikalier.

Kjølebehov

Mengden energi som teoretisk kreves for å kjøle ned det aktuelle objektet til ønsket temperatur.

Kjøleeffektbehov

Størrelse på levert effekt som teoretisk kreves for å kjøle ned temperatur i bygget innenfor akseptabelt nivå

Konveksjonsvarme

Gass eller væskestrømmer som transporterer energi

n50

Lekkasjetall. Hvor stor lekkasje av et romvolum ved overtrykk på 50 Pa i rommet.

PMV (Predicted Mean Vote)

Beskrivelse av hvor varmt/kaldt en person oppfatter temperatur i et rom/sone

PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied)

Typisk beskrivelse for hvor stor andel av mennesker som er misfornøyd med innklimaet i et rom

RH

Relativ luftfuktighet.

Strålevarme

Overførselen av energi fra et varmt område til et kaldt område

Termisk komfort

En sinnstilstand når en person er tilfreds med de termiske forholdene (temperatur, luftfuktighet, trekk og termisk stråling).

U-verdi

Varmegjennomgangskoeffisienten (U-verdi) brukes som standardisert mål på hvor lett en bygningsdel slipper gjennom varme. Enheten til U-verdien er $W/(m^2 \cdot K)$ og beskriver hvor mye varme per tidsenhet som strømmer gjennom et areal på $1 m^2$ ved en konstant temperaturdifferanse på $1 K$ ($1 ^\circ C$) på hver side av bygningsdelen. En godt isolert bygningsdel har følgelig lav U-verdi.

2.2 Ventilasjonkjøling

Komfortkjøling av bygg er meget energikrevende, og dette må det tas hensyn til under design av bygget. Varmebehov i vinterhalvåret og kjølebehov i sommerhalvåret er delvis motstridene behov som må balanseres opp mot hverandre. Et bygg kan også ha varmebehov og kjølebehov samtidig, avhengig av byggets orientering, årstid, skjerming og bruk/prosesser i bygget.

Detaljert beregning av et byggs dynamiske varmebehov og spesielt kjølebehov er omstendelig prosess. Ved beregning av kjølebehov må også ta hensyn til at man ved kjøling kan få

utfelling av vann (kondensering) som er energikrevende og har stor innflytelse på varmeoverføringen.

I arbeidstilsynets veiledning 444 og byggt teknisk forskrift (TEK17) §13 er det i veiledningsteksten satt opp anbefalte verdier for operativ temperatur:

- Lett arbeid: 19-26°C
- Moderat arbeid 16-26°C
- Tungt arbeid 10-26°C.

De laveste temperaturene bør alltid kunne overholdes, mens de høyeste temperaturene kan overskrides med inntil 50 timer i et normalår.

Ved høye sommertemperaturer er det ønskelig å avkjøle varm uteluft, ofte med høyt vanninnhold til akseptable romlufttemperatur og fuktinnhold, i området 22-26°C med relativ fuktighet 35-65% (dvs. 5,5-11,5g vann pr. kilo tørr luft).

Kompleksiteten av alle former av varmetilførsel i et rom som varme fra mennesker, rommets omgivende materialer og deres egenskaper i form av varmelagringskapasitet, emissivitet og varierende solinnstråling gjør beregning av kjølebehov komplisert. Av den grunn anbefales bruk av dynamisk simuleringsverktøy til å beregne kjølebehov, i henhold til NS3031:2014.

2.2.1 Tilluftstemperatur og kompensering

Pådraget over kjølebatteri kan reguleres utfra ønsket settpunkt for tilluftstemperaturen og er den mest brukte måten å regulere på. Ulempe med konstant tilluftstemperatur i driftstid er at det kan bli for kaldt tidlig på dagen, og for varmt på varmeste del av dagen med samme tilluftstemperatur gjennom hele driftstiden. Dette kan reguleres ved utekompensering.

Dersom det er ønskelig at temperaturen til tilluften skal økes/senkes med varierende temperatur på uteluften kan systemet utekompenseres. For (permanent) kjøleanlegg i et bygg vil det normalt være behov for å senke tilluftstemperaturen ved økende utetemperatur, dvs. behov for økt kjøleeffekt. Ulempe er følelse av kaldt trekk fra terminaler og fare for kondensering på kalde flater.

Utekompensering alene er ikke en regulering i seg selv, men en styring og benyttes sammen med temperaturregulering eller mengderegulering. Dette gjøres ved at en utføler kobles til regulator i reguleringsventil.

Et annet reguleringsalternativ for et CAV-anlegg er å styre tilluftstemperaturen utfra temperaturen på avtrekkslufta. Temperaturen på avtrekkslufta er den beste indikatoren på (gjennomsnittlig) lufttemperatur i bygget. Når romlufttemperaturen, og dermed temperaturen på avtrekkslufta blir for høyt, settes settpunktet for tilluftstemperaturen ned (Thyholt, M, Lien, A.G, Dokka, T.H, 2001).

Det kan også bli for kaldt eller for varmt i forskjellige soner i et bygg, avhengig av tid på døgnet og orientering av bygget. Det er det ikke så mye å gjøre med så lenge det er et innregulert anlegg med konstant luftmengde (CAV), uten mulighet for regulering i forskjellige soner.

2.3 Avgjørende faktorer for kjølebehovsberegning

Det er flere faktorer som avgjør hvilket energibehov et bygg vil ha, i tabell vil man se en beskrivelse av de forskjellige faktorene med fokus på kjøling:

Faktor	Beskrivelse
Geografisk steds plassering	I Norge vil klimaforholdene variere stort fra nord til sør. Det vil også være en betydelig forskjell i temperatur fra kyst og innland.
Byggets orientering	Byggets orientering vil ha mye å si for energiforbruket. Det er hovedsakelig byggets fasader og vindusplassering som er i fokus. Det er som regel ønskelig å ha fasaden med mest glass/vinduer sydvendt for å få mest utnyttelse av solinnstråling ved vinterstid. Dette fører også til økt kjølebehov ved sommeren, når solinnstrålingen er mye kraftigere.
Byggets utforming	Utformingen til bygget vil også påvirke energiforbruket. Areal av ytterflater/fasader i forhold til bruksareal vil ha stor innvirkning på varmeoverføring mellom bygget og uteforholdene.
Akkumulering/termisk masse	Byggets evne til å absorbere energi. Om sommeren vil energi i overskudd bli absorbert i bygget og redusere kjølebehovet. Et bygg med høy termisk masse, som et murbygg, absorberer mer energi enn et lett bygg som er bygget i tre.
Overflatematerialer	Forskjellige typer innvendige overflatematerialer påvirker varmeopptaket ved solinnstråling.

Vindustype og -areal	Vindustype og arealet til vindusflatene vil ha mye å si for byggets energibruk. Det er både stor varmetap- og tilførsel gjennom vinduer, og det vil derfor være gunstig å ha lavest mulig u-verdi og areal (her må man ta andre hensyn som bl.a dagslys) for å senke energiforbruket.
Skjerming	Bygninger i nærheten, vegetasjon og lokal topografi kan skjerme godt for solinnstråling, noe som igjen kan senke kjølebehovet ved det aktuelle bygget.
Interne laster	Interne laster omfatter belysning, maskiner/utstyr, personer som alle avgir varme til omgivelsene og fører til et økt kjølebehov.
Isolasjon	God isolasjon gir lave U-verdier i byggets ytterkonstruksjoner. Dette reduserer varmeoverføringen i bygget og senker energiforbruket både ved sommer- og vinterstid.
Vindustype og -areal	Vindustype og arealet til vindusflatene vil ha mye å si for byggets energibruk. Det er både stor varmetap- og tilførsel gjennom vinduer, og det vil derfor være gunstig å ha lavest mulig u-verdi og areal (her må man ta andre hensyn som bl.a dagslys) for å senke energiforbruket.
Solinnstråling/skjerming	Om vinteren vil solinnstråling være svært ønskelig, på grunn av energi som tilføres bygget og senker oppvarmingsbehovet. Om sommeren er det motsatt, og kjølebehovet blir større. Solskjerming er en god måte på å utnytte solforholdene ved de forskjellige årstidene. Man skiller mellom passiv og aktiv solskjerming. Den passive skjermingen tar for seg vinduets solskjermende evner. Aktiv solskjerming omfatter de mekaniske løsningene man kan installere (markiser, screens, persienner).
Ønsket innetemperatur	Den ønskelige temperaturen i et bygg vil variere, og vil også ha stor innvirkning på energibruken. Temperaturen bestemmes av forhåndsbestemte sett-temperaturer i det tekniske anlegget.
Luftmengder	Rett mengde luft er svært viktig for den termiske komfortfølelsen og for å holde CO ₂ -nivåer under den akseptable grensen. Hvis bygget har mekanisk ventilasjon, så vil det utgjøre en stor del av

	det totale energibruket. Det er viktig å dimensjonere luftmengdene slik at både komfort og energibruk er tilfredsstillende.
--	---

TABELL 1: AVGJØRENDE FAKTORER FOR KJØLEBEHOVSBEREGNING

2.4 Termisk miljø

Termisk miljø avgjøres av lufttemperatur, vertikal temperaturgradient, strålingstemperatur, lufthastighet og luftfuktighet. Menneskers betraktning av termisk miljø påvirkes også av bekledding, oppholdstid, aktivitetsnivå og sinnstilstand (Ingebrigtsen, 2019, kap 2).

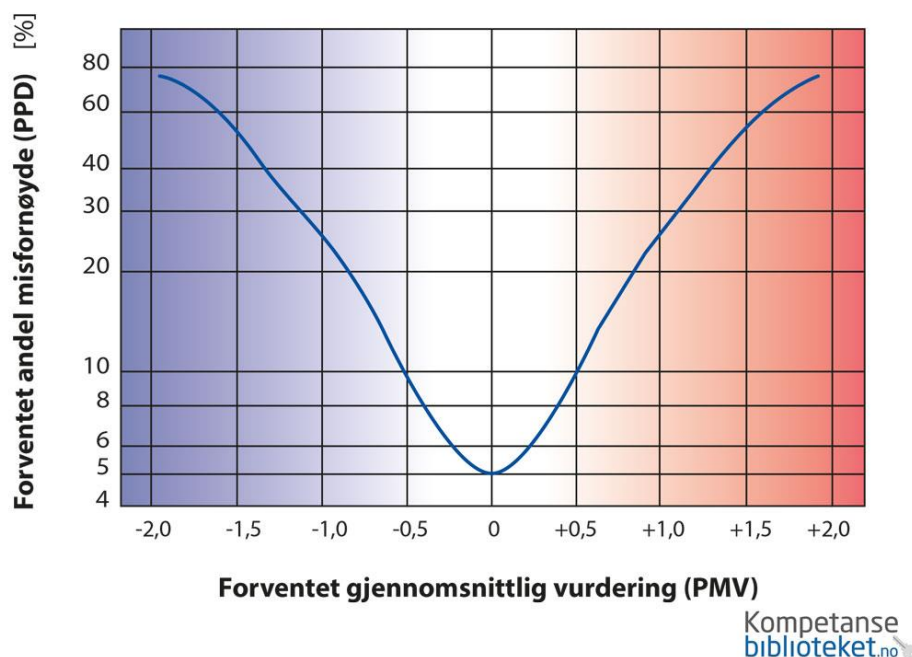
2.4.1 PMV- og PPD-indeks

PMV er forkortelse av «Predicted Mean Vote» (forventet middelvotering) og beskriver hvordan en person oppfatter det termiske miljøet (Ingebrigtsen, 2019, kap 2.3.1).

7-punktsskalaen er som følger, der ideell PMV = 0:

+3	<i>meget varm</i>
+2	<i>varm</i>
+1	<i>litt varm</i>
0	<i>nøytral (komfortabel)</i>
-1	<i>litt kjølig</i>
-2	<i>kjølig</i>
-3	<i>kaldt</i>

PPD er forkortelse av «Predicted Percentage of Dissatisfied» (antatt prosentvis misfornøyde) og beskriver hvor mange som er misfornøyde med. Selv om den gjennomsnittlige vurdering er PMV = 0, vil det alltid være noen som ikke er helt fornøyd (Ingebrigtsen, 2019, kap 2.3.2).



FIGUR 1: SANNSYNLIGE SAMMENHENGEN MELLOM PMV OG PPD. (INGEBRIGTSEN, 2019, KAP. 2.3.2).

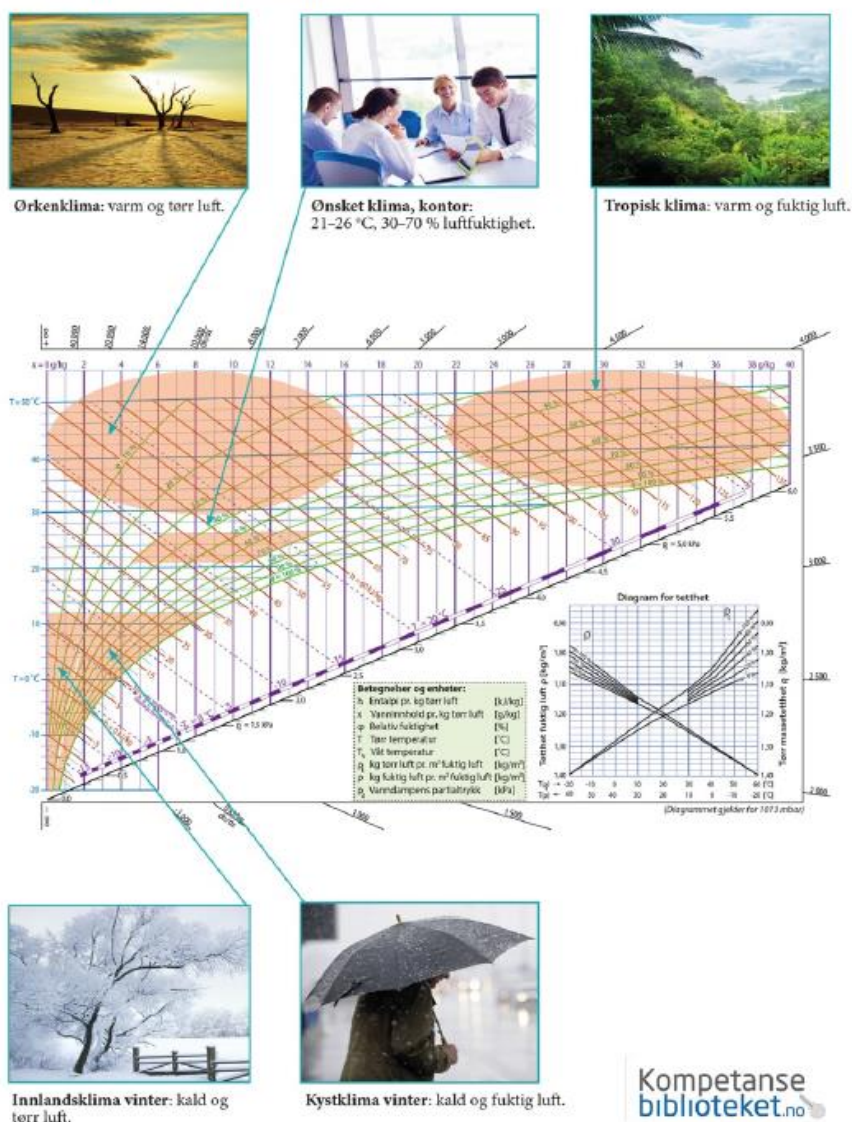
I figur 1 ser man at det ikke eksisterer noen tilstand hvor alle personer er helt tilfredse. Den laveste verdi av utilfredse er 5 %.

2.5 Luftfuktighet og kondensproblematikk

Naturlig lufttemperatur ved atmosfæretrykk inneholder varierende mengder fukt. Varm luft kan inneholde større vannmengde enn kald luft. Forutsatt at vanninnholdet (absolutt fuktinnhold, gram vann pr. kilogram tørr luft) i lufta er konstant, vil den relative luftfuktigheten øke ved synkende temperatur.

Kondens på overflater oppstår vanligvis ved høy relativ luftfuktighet i lufta kombinert med lav overflatetemperatur. I luft som blir avkjølt mot en kald overflate, øker relativ luftfuktighet (RF) ved overflaten etter hvert som temperaturen synker, til den når 100% ved luftas duggpunktstemperatur. Dersom overflatetemperaturen er lavere enn luftas duggpunktstemperatur, vil lufta avgi fukt som kondens på overflaten.

Ulike klimaer illustrert i Mollierdiagram



FIGUR 2: MOLLIER-DIAGRAM MED FORKLARING (INGEBRIGTSEN, 2019, KAP 3.2)

Kondens eller duggfall ser man gjerne på sommers tid dersom det er stor forskjell mellom dag og nattetemperatur. Lufttemperaturen synker med økende relativ luftfuktighet til den når duggpunktet (100% RF). Innendørs og i ventilasjonskanaler er man spesielt opptatt av å unngå kondensutfelling fra lufta. Høy luftfuktighet og kondens kan føre til groing, skader på overflatematerialer, fare for legionella, muggdannelse og generell dårlig luftkvalitet.

Muggsopp kan produsere store mengder soppsporer, organiske forbindelser og giftstoffer (mykotoksiner) og kan være svært helseskadelig. Muggsopp kan dannes allerede ved RF over 80-85% på materialoverflatene, altså før duggpunkt og utfelling av vann, og må hensyntas når man vurderer ønsket temperatursenking av tilluft.

2.6 Varmeroverføring

Naturlig varmeoverføring går alltid fra kilde med høyere temperatur mot en med relativ lavere temperatur. Termisk konduksjon (varmeledning) mellom faste stoffer, konveksjon skjer gjennom strømming mellom faste stoffer og fluid (gass eller væsker) Stråling er varmeoverføring via elektromagnetisk stråling (Ingebrigtsen, 2019, kap.4).

2.6.1 Varmerveksling

Med varmevekslere menes alle slags apparater konstruert for overføring av varme fra et medium til et annet. Overføring av varme mellom luft og vann, eller luft og arbeidsmedium, omtales som batterier. Overføring av varme fra væske til væske gjøres som oftest i varmevekslere i form av en rørveksler eller en plateveksler.

Det skilles mellom *aktiv* og *passiv* varmeveksling. En aktiv varmevekslingsprosess er avhengig av et strømforbruk for at vekslingen skal være mulig. Dette gjelder f.eks. en varmepumpe hvor kompressoren må ha tilført strøm. Passive varmevekslere er generelt ikke avhengig av strøm. Likevel bruker noen varmevekslere noe elektrisk energi og regnes som passive. Eksempel på dette er roterende varmegjenvinner (Ingebrigtsen, 2019, kap.4).

2.6.2 Isolering

Termisk isolering er reduksjonen i varmeoverføring mellom objekter som har termisk kontakt eller innenfor en varmestrålingsrekkevidde av hverandre. Større temperaturforskjell resulterer i større overføring av varmeenergi. Temperaturforskjellen er drivkraften for varmeoverføringen.

Tabellen under viser konduktiviteten til forskjellige isoleringsmaterialer:

Isolasjonsmateriale	Konduktivitet [W/m·°C]
Glava	0,034 - 0,040
Isopor	0,035 - 0,041
Cellegummi	0,033
Tre	0,12
Sagspon	0,06 - 0,08

TABELL 2: ISOLASJONSMATERIALER (BERGE OG LISTA AJOURFØR, 2019).

2.7 Programvare brukt

2.7.1 AutoCAD

AutoCAD er en programvare for dataassistert konstruksjon som brukes til å lage nøyaktige 2D-og 3D-tegninger. Programmet er benyttet for å opprette systemtegninger og illustrasjoner av ulike konsepter i oppgaven (Autodesk, 2020).

I oppgaven er følgende versjon av AutoCAD benyttet: AutoCAD 2020 Student Version.

2.7.2 SIMIEN

SIMIEN er et detaljert, men brukervennlig beregningsprogram for å beregne et byggs energi- og effektbehov der data for byggets geografiske beliggenhet (klimadata), bygningskategori (barnehage, kontor, sykehjem osv.), energikilder (varmepumpe, fjernvarme, elektrisitet, solvarme osv.), fysisk beliggenhet og skjerming i forhold til omgivelsene legges inn. Programmet benytter innebygd informasjon knyttet til disse verdiene og foreslår typiske systemvirkningsgrader til beregningene.

Bygget kan deles inn i hensiktsmessige soner, inndelt etter fysisk utforming eller etter begrenset område hvert klimaanlegg dekker dersom det er flere klimaanlegg i bygget.

Hver bygningsdel som tak, gulv, yttervegger med vinduer (fasader) med himmelretning for hver fasade, skillekonstruksjoner og sonekoblinger legges inn manuelt. Type ventilasjonsprinsipp (VAV/CAV) med valg som driftstid, tilluftstemperaturer. Internlaster som belysning, prosesser, personbelastning og teknisk utstyr legges inn i programmet.

Programmet foretar dynamisk beregning tilbyr sju typer simuleringer; dimensjonerende sommer- og vinterforhold, årlig energibudsjett, evaluering mot gjeldende byggeforskrifter (TEK), energimerking, passivhusevaluering og lønnsomhet i tiltak.

I denne oppgaven er SIMIEN versjon 6.014 benyttet. Programmet er utviklet av ProgramByggerne.

2.7.3 CoolPack

CoolPack er en samling av beregningsprogrammer som kan brukes til dimensjonering, energianalyse og optimalisering av varme- og kjølesystemer. Programpakken er gratis og

utviklet gjennom Danmarks Tekniske Universitet. Versjon 1.50 av programmet er brukt i denne oppgaven (IPU, 2020).

CoolPack har flere simuleringsverktøy som er nyttig for utformingen av systemløsningen av et mobilt kjøleanlegg. Verktøyet det har blitt brukt mest tid på er:

- Air Cooler - Cooling and dehumidification of moist air.

2.7.4 HySelect

HySelect er utviklet av IMI Hydronics (IMI Hydronics, 2020) og kan brukes til å finne:

- Nødvendig pumpetrykk
- Detaljert liste over produkter med optimal størrelse, som f.eks. regulerings- og innreguleringsventiler
- Anleggsstruktur (hydronisk nettverk) for opplasting til TA-SCOPE
- Totale rørlengder etter diameter
- Vannvolum i rørnettet

HySelect versjon 4.4.7.2 er brukt til å finne trykktap i ventiler.

3 Kartlegging Steinkjer sykehjem

3.1 Befaringsrapport

Seilmakergata 4, 7725 Steinkjer.



FIGUR 3: STEINKJER SYKEHJEM, HOVEDINNGANG. LUFTINTAK MOT NORDØST, 3. ETG

Denne rapporten beskriver befaring på Steinkjer sykehjem lørdag 01.02.2020.

Deltakere: Jonas Lindgren, Tord Stenersen, Anne Syltern og vakthavende driftspersonell fra Steinkjerbygg, Ronny Pedersen.

Steinkjer sykehjem er utgangspunkt for en bacheloroppgave om utvikling av mobilt kjøleanlegg for bygg uten installert kjøleanlegg til ventilasjonsanlegget.

3.1.1 Hensikt

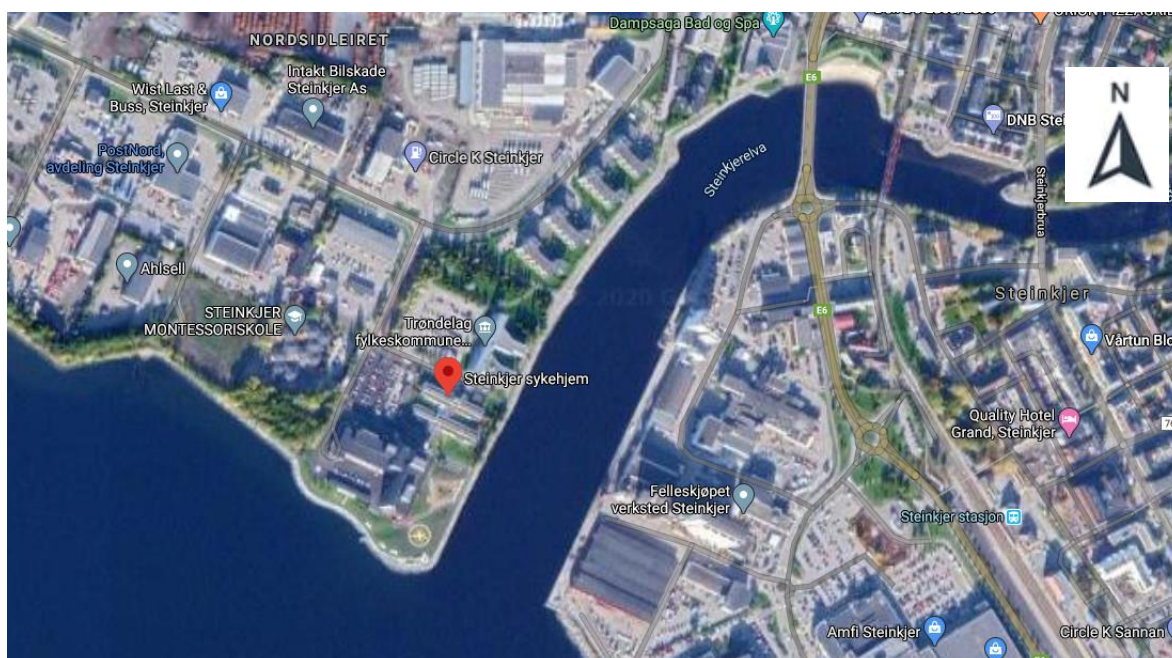
Hensikten med befaringen var å bli bedre kjent med sykehjemmet, forstå utfordringene med bygget og få underlag for å estimere kjølebehov ved dimensjonerende sommertemperaturer.

- Se på muligheter og hindringer for å i praksis kunne ta i bruk et mobilt kjøleanlegg inn mot dette bygget.
- Se på byggets orientering i landskapet og omgivelser
- Vurdere overflater og materialbruk

- Vinduer og solavskjerming
- Arealutforming og bruk av disse
- Omvisning på teknisk rom, med spesielt fokus på ventilasjonsanlegg.
- Samtale med ansatte om erfaringer i bruk av bygget

3.1.2 Område

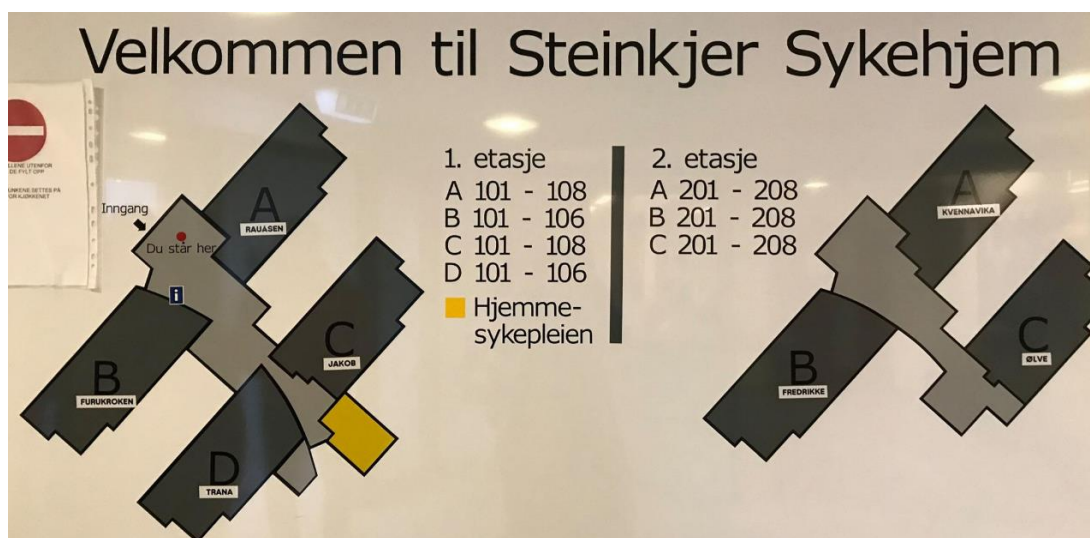
Steinkjer Sykehjem ble bygd i 2001 og ligger sentralt på Nordsidleiret på Steinkjer, ved fjorden og utløpet av Steinkjerelva. Landskapet er flatt, og terrenget er åpent med lite beplantning. Sørvest for bygget ligger Steinkjer beredskapssenter med bl.a. brannvesen og legevakt.



FIGUR 4: STEINKJER MED STEINKJER SYKEHJEM, SATELLITTKART, FRA GOOGLE MAPS.

3.1.3 Bygget

Steinkjer sykehjem er det største sykehjemmet i Steinkjer med 63 pasienter. Bygget er i 2 etasjer og består av 7 avdelinger fordelt på fire fløyer, A-B-C-D. De 7 avdelingene har navn kjent for innbyggerne i Steinkjer; Jacob, Furukroken, Trana og Rauåsen i 1. etasje og Kvennavika, Fredrikke og Ølve i 2. etasje. Bygget er totalt på 3782m².

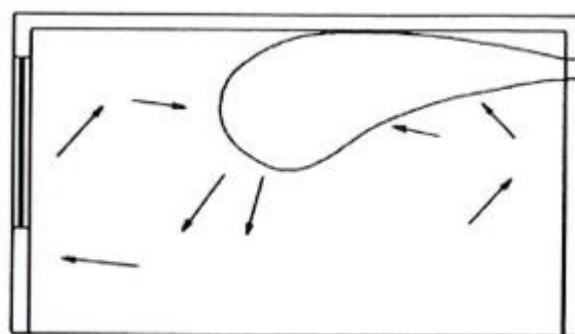


FIGUR 5: STEINKJER SYKEHJEM, ILLUSTRASJON PÅ VEGGEN VED HOVEDINNGANG

3.1.4 Ventilasjonsanlegg

Steinkjer sykehjem er tilknyttet fjernvarmeanlegg og har vannbårent varmesystem med gulvvarme og radiatorer. Bygget blir forsynt av tre balanserte CAV-ventilasjonsanlegg med vannvarmebatteri og roterende gjenvinner. Ventilasjonsanleggene er avtrekksregulert. Ønsket romtemperatur er ca. 23°C.

Ventilasjonsprinsippet på Steinkjer sykehjem er omrøringsventilasjon og tilluftsventilene på pasientrommene er av veggtype som skal føre luftstrålen langs taket før den sakte faller ned i oppholdssonen. Tilluften blander seg med romlufta og med korrekt lufthastighet ut av ventilen redusere faren for trekk (Stensaas, 1998, kap.7.5).



a) Bakkanttinnblåsning

FIGUR 6: BAKKANTTINNBLÅSNING (STENSAAS,1998)

Det største aggregatet, 36.01 er plassert i 3. etg. over inngangspartiet, mellom fløy A og B. Se luftinntak, bilde 7. Dette ventilasjonsaggregatet har en kapasitet på 19000m³/h og dekker arealene i fløy A og B, begge etasjene og er innregulert til 17058m³/h.

36.02 har en kapasitet på 11000 m³/h, innregulert til 7635m³/h og er plassert i sørlig ende av 2. etasje over fløy D. Inntaksrist er plassert på fasade mot vest, avkast på tak rett over, se bilde 4.

Det tredje aggregatet, 36.03 er plassert i fløy C. Dessverre fikk ble det ikke tatt befarings av teknisk rom med det tredje ventilasjonsaggregatet, 36.03.

Ingen av aggregatene har installert kjølebatteri. Bygget har ingen aktiv kjøling.



FIGUR 7: LUFTINNTAK OG AVKAST TIL VENTILASJONSAGGREGAT 36.02, VESTVENDT OVER FLØY D.

3.1.5 Materialbruk

Bygget anses som lett til middelstung bygningsmasse. Utvendig bygningsplater er 10mm Steni® fasadeplater og flatt kompakttak med svart asfaltbelegg. Ståltreverk med 200mm Glava® isolasjon. Etasjeskillere består sannsynligvis av hullbetong. Gulvbelegg i alle rom med unntak av korridorene som knytter fløyene sammen, her er det keramiske flis på gulv.

Himlingshøyder på ca. 2,60m og ca. 2,45m. Himling på pasientrom og kontorer består av gips. Systemhimling i korridorer og inn mot rommene, nedsenket for rør og kanalføringer, se bilde 8. Vegger er stort sett gipsplater kledd med malt glassfiberstrie og noe perforerte akustiske trefiberplater på pasientrommene. Byggene er avlang og pasientrommene er jevnt fordelt langs hver langside av bygget, vendt mot sørvest og nordøst. Hvert pasientrom er identisk, 18,5m³ med tilhørende bad på 6,5m³. Omtrent halvparten av fasadeveggen inn mot pasientrommene er dekket av store vindusflater på 4,95m². Dette utgjør 26,3% av bruksflaten på pasientrommene. Se bilde 5 under. På sørsiden av bygget er det installert utvendig screens for solskjerming.



FIGUR 8: VINDU MED RADIATOR, VEGGMONTERT TILLUFTSVENTIL OG AVTREKK PÅ BAD.

3.1.6 Erfaringer fra ansatte

Vi fikk en rask samtale med noen av de ansatte, samt telefonintervju av enhetsleder Bente Westvik Volden og vaktmester Jon Eirik Brandsegg i etterkant av befaringen. Alle bekreftet at bygget oppleves som ubehagelig kaldt på vinters tid og veldig varmt på sommerstid. Det hadde blitt målt opp til 36,5°C på et pasientrom juli 2019. Solskjerming (screen) må slås på av betjeningen på hvert rom, noen av dem virker ikke alltid som de skal. Trekkfullt, spesielt ved ytterdører (type verandadører).

3.1.7 Betraktninger

En del av vår oppgave er å vurdere om installasjon av mobilt kjøleanlegg egner seg for tilkobling til bygget. Luftinntak for 36.01 er på nordsiden av bygget ved hovedinngang, der det er god plass for tilkomst, opprigging og utstyr.

Luftinntak til 36.02 er plassert i 2. etasje inn mot et avskjermet uteområde/hage for pasientene. Her blir det vanskelig å komme til med utstyr.

Av grunner nevnt over, begrenser man vurderinger og beregninger til å dreie seg om den delen av bygget som dekkes av 36.01, dvs. fløy A og B (fire avdelinger i 1. og 2. etasje) med et totalt areal på 1927m². Areal er oppmålt etter plantegninger (Vedlegg 1). Det er til sammen 30 beboere og 9 ansatte fordelt på de fire avdelingene.

Ansatte forteller at bygget er kaldt på vinteren og varmt på sommeren. Kan skyldes en rekke faktorer:

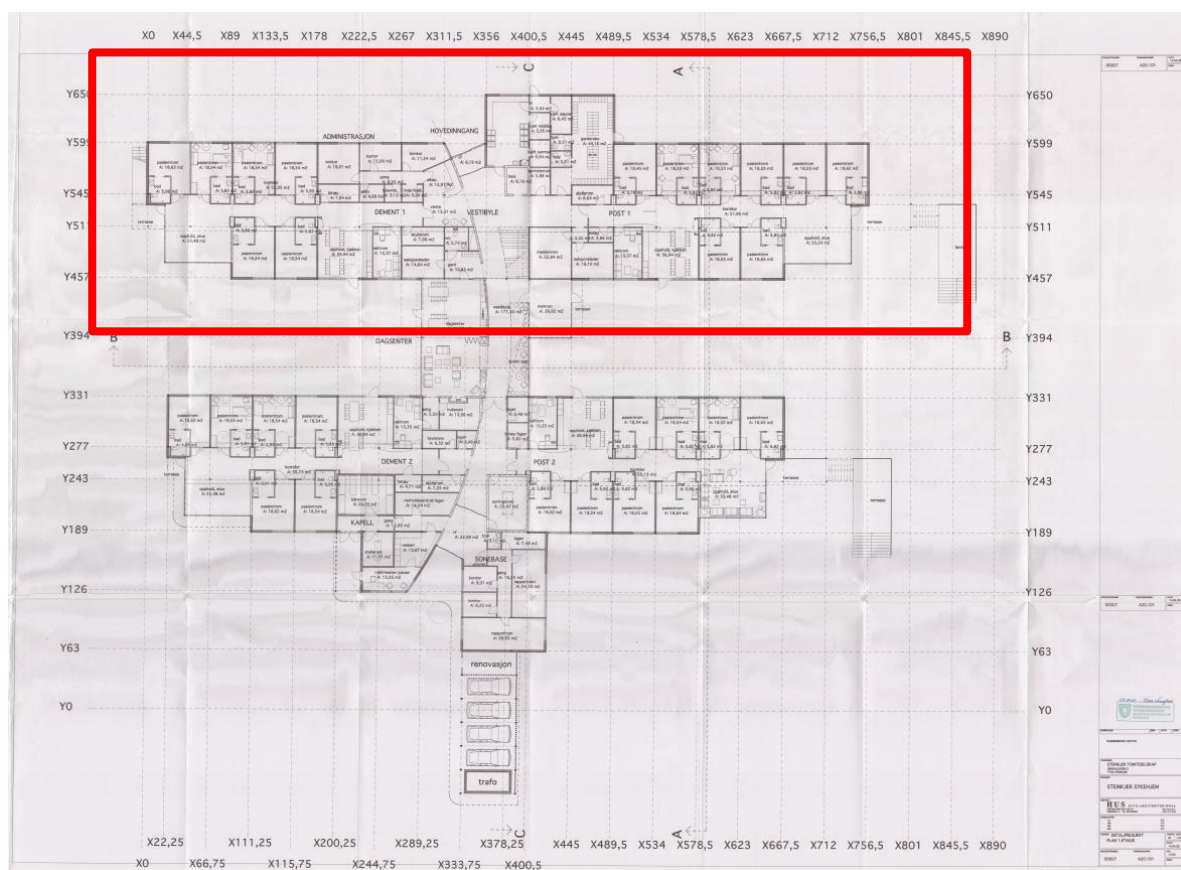
- Lett bygg med lav varmeakkumuleringsevne
- Avtrekksregulert ventilasjonsaggregat, kan gi for kalde rom, spesielt mot nord/vår/høst.
- Manglende og delvis defekt solskjerming, hvert enkelt screen må slås på manuelt.

Solskjermingen fungerer delvis, og der de ikke virker vil det følgelig stor strålingsvarme på rommene på solfylte dager, se figur 7.

Ytterdørene er av type verandadører og blir nevnt som trekkfulle. Disse dørene er spesiallaget i massivt tre hos et lokalt snekkerverksted, derfor vanskelig å anslå U-verdi.



FIGUR 9: SØRVENDT VINDU MED EKSISTERENDE, DELVIS FUNGERENDE SCREEN



FIGUR 10: VENTILASJONSAGGREGAT 36.01 DEKKER OMRÅDE MARKERT MED RØDT

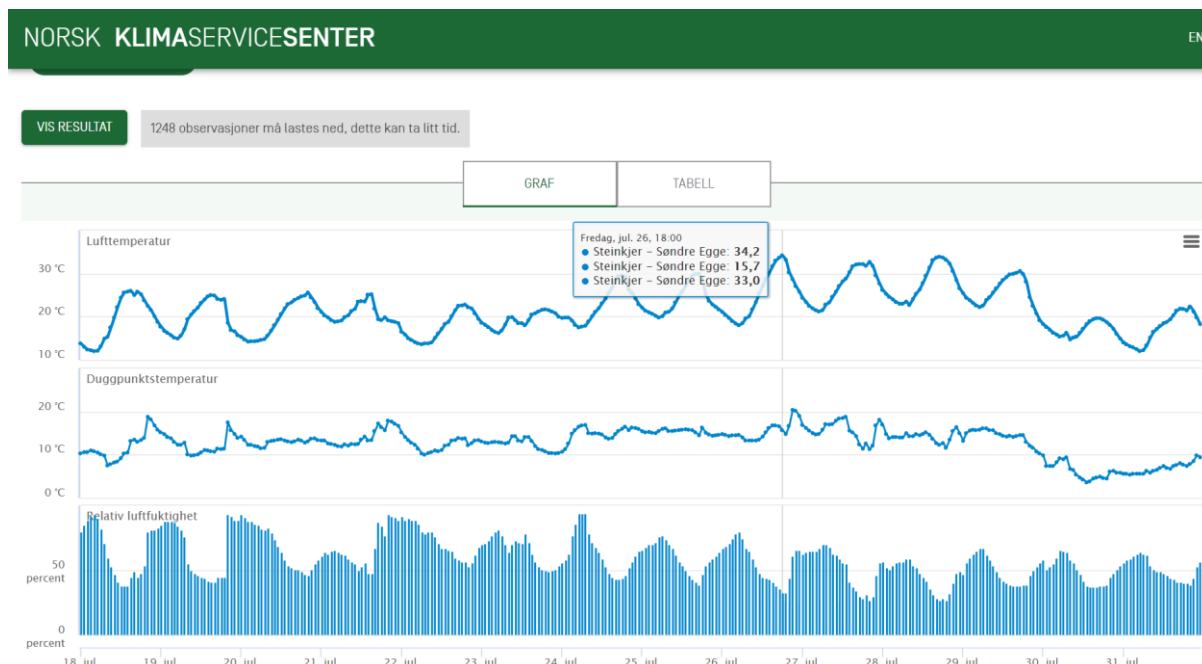
3.2 Klimadata for Steinkjer

Meteorologisk institutt har montert omtrent 320 værstasjoner i Norge. Observasjoner fra disse, videreforedlede data og statistikk lagres i klimadatavarehuset til met.no. Hvilke typer værdata som blir loggført, varierer fra en værstasjon til en annen.

Disse dataene er fritt tilgjengelig på flere plattformer, bl.a. yr.no, met.no, eklime.no og seklime.met.no.

Klimadata for Steinkjer har blitt hentet fra seklime.met.no.

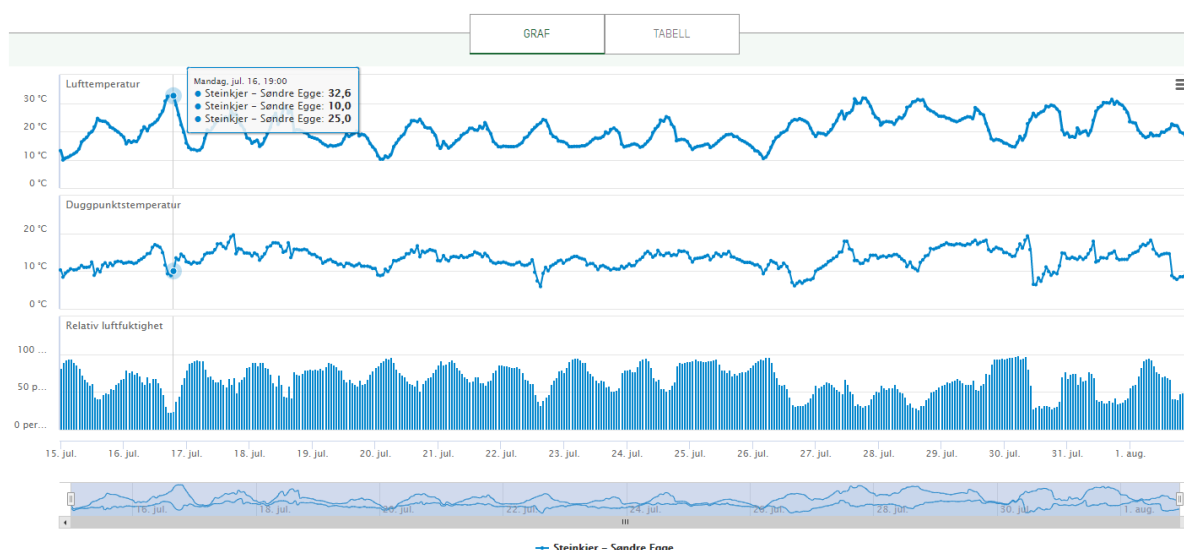
Grafene viser lufttemperatur, duggpunkt og relativ luftfuktighet. Aktuell værstasjon står plassert på Søndre Egge ikke langt fra Steinkjer sykehjem.



FIGUR 11: VÆROBSERVASJONER OG -STATISTIKK FRA SØNDRE EGGE MELLOM 18. JULI OG 31. JULI 2019 (NORSK KLIMASERVICE, 2020)

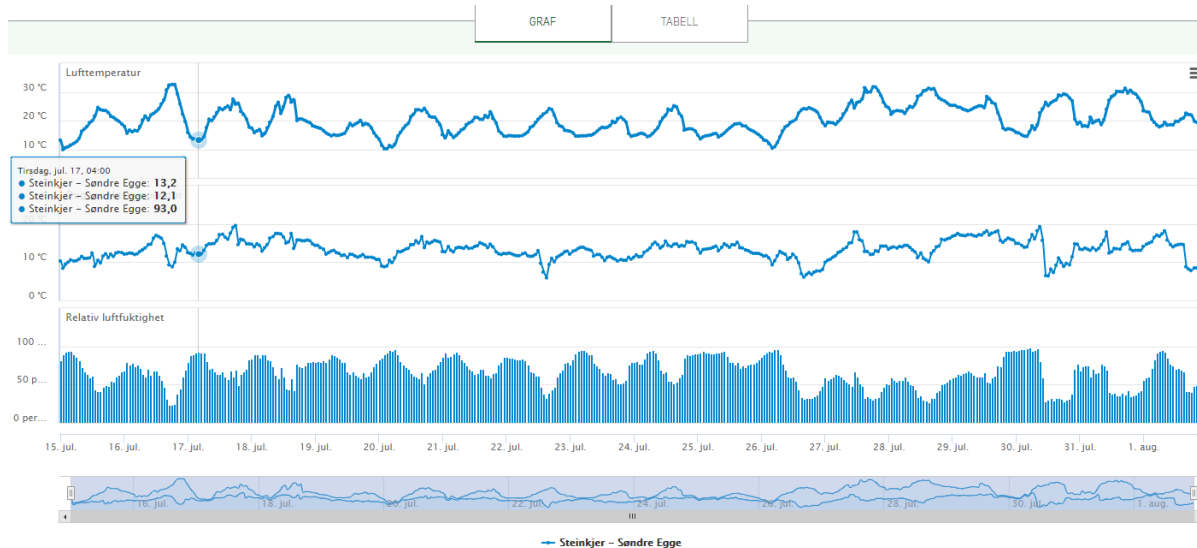
Tekstboksen ved markeringene i grafen viser dato og klokkeslett med opplisting fra øverste linje; lufttemperatur, duggpunktstemperatur og relativ luftfuktighet nederst.

Som man ser av grafene reduseres relativ luftfuktighet ved økende lufttemperatur. På det varmeste tidspunkt kl.19:00 er lufttemperaturen på 34,2°C og RH 33%. Laveste nattetemperatur var 21,8°C og RH 67%. (Duggpunkt 14,8°C.)



FIGUR 12: KLIMADATA STATISTIKK FRA SØNDRE EGGE, STEINKJER, MELLOM 18. JULI OG 1. AUG 2018 (NORSK KLIMASERVICE, 2020)

Temperaturtopp for 2018 finner man 16.juli med en lufttemperatur på 32,6 °C og RH på 25 %.



FIGUR 13: KLIMADATA 17.JULI 2018 STEINKJER (NORSK KLIMASERVICE, 2020)

Kl.04:00 17.juli øker RH ved synkende temperatur til 93% ved 13,2°C lufttemperatur

Som kjent og utfra observasjonene ser man av døgnsyklusene at relativ fuktighet er høy på nattestid, opp mot 100% og man får utfelling av vann (dugg).

4 Forsøk

Det ble gjennomført to forsøk med en plan om et tredje forsøk som ikke ble fullført på grunn av nedstengingen av universitetet i vår. Forsøkene som ble gjennomført har fokus på innfrysningstid og holdbarhet av en IBC. Det tredje forsøket var ment å være en nedskalert kjøling av et rom ved hjelp av et egenmontert kjøleanlegg som skulle simulere hvordan man vil at systemløsningen skulle fungere i praksis.

4.1 Forsøk 1

For en praktisk tilnærming til oppgaven ble det valgt å gå til innkjøp av en 1000 liter IBC-tank av samme type som er kjøpt inn til bruk i det reelle prosjektet. Hensikten med innfrysningen var å avgjøre om tanken tålte påkjenningen dersom den ble fylt med 900L vann. Denne vannmengden ble valgt siden vann utvider seg omtrent 9% ved faseovergang fra vann til is.

Tanken ble plassert på fryselager hos Nor Lines, Pir I, Trondheim havn. Fryselageret holdt en romtemperatur på -22°C .

4.1.1 Utstyr

Swema LogSo

Temperaturlogger som kan avleses ved hjelp av USB-port. Tidsintervall på avlesningene bestemmes gjennom LogSo-programvare. Når målingene er ferdig, overfører man data fra måleren til PC og all data vises grafisk (Swema, 2020).

IBC

IBC (Intermediate Bulk Container) er flerbrukstanker som ofte brukes til lagring av kjemikalier. I dette forsøket brukes en 1000 liters IBC med målene 120x100x116 cm.

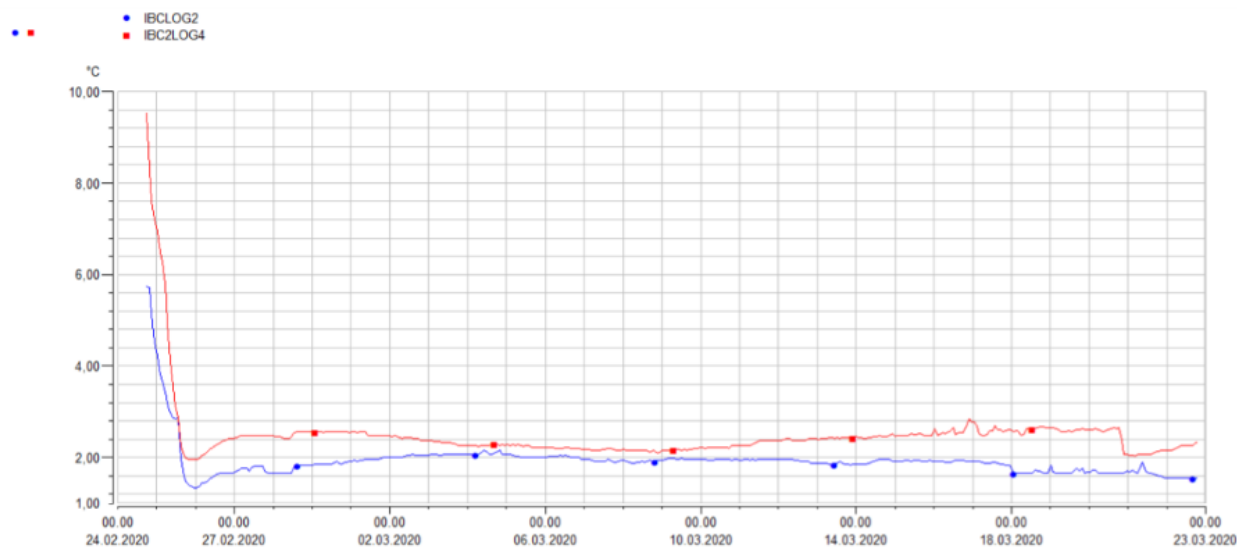
4.1.2 Utførelse

Forsøket startet 24.02.2020 og avsluttet 26.02.2020 pga. manglende plass på fryselageret. Containeren ble stående ute i omtrent en måned før det ble gjennomført avlesninger. To LogSo-målere ble teipet fast i toppen av påfyllingshullet til tanken og senket ned i overflaten

av vannet. En av målerne ble plassert i midten av tanken, mens den andre ble plassert ut mot siden, nærmere en av veggene i tanken.

4.1.3 Observasjoner

Grafen under viser den målte temperaturen på de to målerne over et tidsrom på nesten en måned.



FIGUR 14: INNFrysningstid IBC

Avlesning fra grafene viser et jevnt temperaturfall de første timene før grafene flater ut. Dette kan tyde på at vannet rundt målerne har frosset på omtrent et døgn. Målt temperatur får et svakt oppsving når containeren tas med utenfor. Temperaturen i containeren holder seg fortsatt relativt jevn selv ved varierende utetemperaturer.

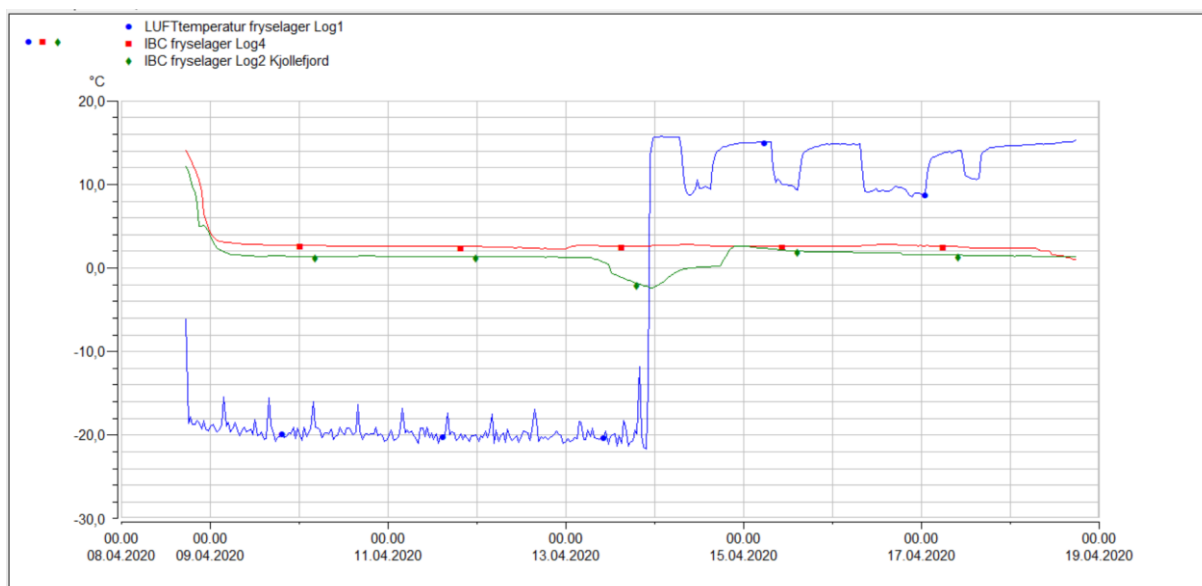
Utetemperaturene i Trondheim var ikke tilstrekkelig lave ved dette tidspunktet, noe som hadde vært ønskelig siden ideen originalt går ut på å fryse ned iskubene naturlig ved hjelp av utetemperatur. Innfrysingen på fryselager gir derimot nyttig informasjon på eventuell tid- og ressursbesparing ved å bruke tjenestene til et lokalt fryselager i stedet for naturlig innfrysing. På grunn av loggerne sine feilkalibreringer var det tvil om hvor vidt IBC var totalt nedfrost. Det var vanskelig å observere om hele IBC hadde fryst til en solid blokk med is eller om kjernen fortsatt var bestående av vann. Tanken var fortsatt intakt, men det utelukker ikke at tanken tåler flere innfrysninger på rad.

4.2 Forsøk 2

For å kontrollsjekke målingene i forsøk 1 og finne ut om IBC-tanken håndterte påkjenningen av flere innfrysninger ble den samme IBC-tanken fryst ned på nytt. Det var like forutsetninger og utstyr brukt som i forsøk 1, men det ble brukt en ekstra Swema LogSo temperaturlogger, for å måle temperaturen utenfor tanken.

4.2.1 Observasjoner

Grafen under viser temperaturmålinger for vannet i containeren og utvendig temperatur over et tidsrom på 10 dager.



FIGUR 15: INNFRYSNINGSTID IBC FORSØK 2

Temperaturen i tanken synker kraftig de første timene, før den stabilt legger seg på rundt 1 °C. Den ene temperaturmåleren får en kort senkning under 0 °C, rett før tanken blir tatt ut av fryselageret. Målingene av lufttemperaturen er mer ujevn, men ligger rundt -20 °C, til tanken plasseres på et varmelager inne på lagerterminalen hos Norlines, hvor temperaturen viser omtrent 16 °C. De ujevne temperaturene kan komme av at porten inn til varmelageret har stått åpent mot uisolert lager med varierende temperatur tilsvarende utetemperatur. Fra fysiske observasjoner kan man se at IBC-en fortsatt er intakt og tåler dermed flere innfrysninger. Det er fortsatt vanskelig å avgjøre om alt vannet er frosset, men ut ifra avlesningene på grafen kan det virke sannsynlig.



FIGUR 17: OVERFLATEN AV ISBLOKKEN ER ETTER INSPEKSJON HELT FROSSET



FIGUR 16: VOLUMET I TANKEN HAR STEGET

4.3 Feilkilder forsøk 1 og 2

Loggerne ser ut til å ikke være rett kalibrerte da de ikke viser temperaturer under $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ved noe tidspunkt av fryseprosessen, til tross for fryselagerets temperatur på $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Begge forsøkene ble kortet ned på grunn av plassmangel på fryselageret, noe som gjorde det vanskeligere å vurdere om isen var totalt innfrost.

4.4 Forsøk 3

Det er planlagt å gjennomføre en reell simulering av kjøling med isvann ved laboratorium ved NTNU. Forsøket skulle simulere kjøling av rom med lignende forhold som . Det er av interesse å finne ut om man vil klare å effektivt kjøle ned et rom ved hjelp av is/isvann som kjølekilde.

4.4.1 Utstyr for planlagt laboratorieforsøk

Radiator

Radiatoren fungerer på samme måte som en varme/kjøleveksler. Vannet fra vannbeholder går gjennom radiatoren og overfører energi til lufta.

Lydboks

Lydboksens oppgave vil være å simulere en ventilasjonskanal.

Vifte

Viften vil genere luftstrømmene inn og igjennom lydboksen

Pumpe

Pumpen sin oppgave vil være å pumpe vann fra beholderen inn i radiatoren.

Vannbeholder

Beholder med is/isvann.

Plastflasker

Brukes for å fryse inn vann og simulere småskala IBC-er

Temperaturmålere

For å kontrollere temperaturene på rommet, den nedkjølte lufta og vannet i beholderen.

Luftmengdemåler

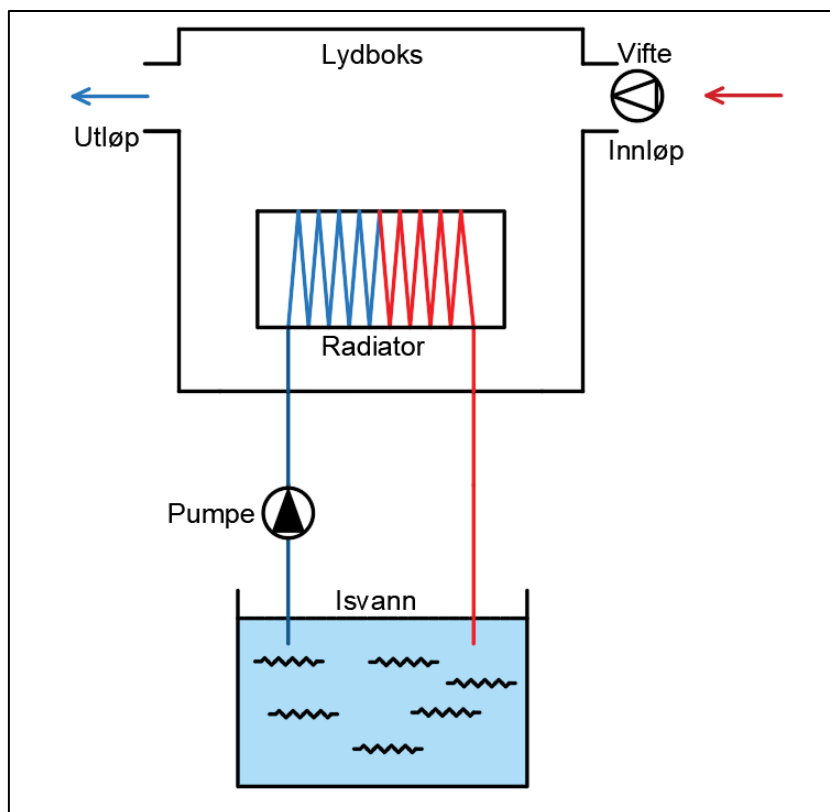
For å måle luftmengdene som går gjennom lydboksen.

Varmekilde

For å simulere varm tilluft, settes en varmekilde foran innløp til lydboksen. F.eks en varmevifte/byggvifte.

4.4.2 Utførelse

Fryst plastflaske med is plasseres i vannbeholder som kobles på radiator inne i lydboks. Pumpe og rør monteres for sirkulasjon mellom beholder og radiator. Vifte ved innløp til lydboks sørger for luftgjennomgang.



FIGUR 18: SKISSE AV SYSTEMET

4.4.3 Teoretiske beregninger og målinger

Varmestrøm fra luft til vann uttrykt gjennom formelen (Zijdemans, 2014, kap.4). Formelen kan være noe unøyaktig grunnet ekstra effektbehov for utfelling av kondens.:

$$\dot{Q} = C_p \cdot \dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot \Delta T \text{ [kW]} \quad (4-1)$$

C_p : Varmekapasitet luft [kJ/kg·°C]

\dot{V} : Volumstrømmen til luft gjennom lydboksen [m³/s]

ΔT : Temperaturdifferansen til luften fra innløp til utløp [°C]

ρ_{luft} : Massetetthet luft [kg/m³]

Tilgjengelig energi til kjøling i en bestemt ismasse kan finnes gjennom formel (Nydal, 2007):

$$E = V \cdot \rho \cdot \Delta h \text{ [kJ]} \quad (4-2)$$

V : Isens volum [m³]

ρ_{vann} : Massetetthet vann [kg/m³]

Δh : Spesifikk entalpidifferanse for smelting av is [kJ/kg]

Målinger som skal gjennomføres:

- Lufttemperatur måles ved innløp og utløp av lydboks.
- Vanntemperatur på tur og returside.
- Temperatur i vannbeholder.
- Isens smeltetid.
- Luftmengder måles gjennom lydboks.

Varmestrøm fra luft til vann beregnes etter målt temperatursenkning på luften. Ut fra volum av smeltevann og smeltetid til isen beregnes varmeopptak fra luft og sammenlignes med målt volumstrøm og temperaturfall mellom innløp- og utløpstemperaturer. Lydboksen bør isoleres godt og varmetap til omgivelsene beregnes.

4.4.4 Potensielle usikkerheter

Varmetap i krets fra isbad til radiator må påregnes og vil ha en innvirkning på avlevert effekt til luften. Konduktivitet i materialet til vannbeholder. Vannførsel til radiator utføres direkte og ikke som egen vekslerkrets.

Siden laboratorieforsøkene ikke ble gjennomført, er utstyrliste og oppsett ikke planlagt i detalj og ville antakelig blitt endret underveis etter hvert som man opparbeidet erfaringer med oppsettet.

5 Kjølebehovsberegninger

For å sammenligne og validere resultater er det valgt tre forskjellige typer kjølebehovsberegninger som tar for seg Steinkjer sykehjem:

- Statiske
 - Statiske beregninger etter Ventilasjonsteknikk, Leif Stensaas
 - TEMPO
- Dynamiske
 - SIMIEN

Det er gjort begrensninger (Kap. 3.1.7) som gjør at kjølebehovet kun har blitt beregnet for fløy A og B med et totalt gulvareal på 1927m². For de manuelle beregningene tas det utgangspunkt i en utetemperatur på 34,2 °C etter den varmeste dagen i Steinkjer juli 2019. Grunnen til dette er for å simulere et ekstremtilfelle, og alle temperaturer under 34,2 °C vil være mindre energikrevende for kjøleanlegget. Vanligvis beregnes kjølebehov med utgangspunkt i DUT, men et slikt ekstremtilfelle anses å være mer relevant for denne oppgaven, da det mobile kjøleanlegget er påtenkt for slike forhold.

5.1 Bygningens ytre bygningsdeler

Siden sykehjemmet ble bygget i 2000, har det blitt tatt utgangspunkt i §8-21 i teknisk forskrift til plan- og bygningsloven 1997 (Direktoratet for byggkvalitet, 2013). Minimumskravene for U-verdier har blitt fulgt for de forskjellige ytterkonstruksjonene, som er tilgjengelig i tabell 3.

Innetemperatur og varmegjennomgangskoeffisient (W/m ² ·°C)				
Bygningsdel	T _≥ 20°C	15°C ≤ T < 20°C	10°C ≤ T < 15°C	0°C ≤ T < 10°C
Yttervegger	0,22	0,28	0,4	0,6
Tak, gulv på grunn og mot det fri	0,15	0,2	0,3	0,6
Gulv mot uoppvarmet rom	0,3	0,4	0,5	0,6
Vinduer, dører	1,6	2	2,5	3
Glassvegger og glasstak	2	2	3	3

TABELL 3: VARMEGJENNOMGANGSKOEFFISIENTER (DIREKTORATET FOR BYGGKVALITET, 2013)

Alle verdier markert i rødt er aktuelle for Steinkjer sykehjem.

Samlet areal på ytterveggene er 690,1 m². Samlet glassareal er på 304,6 m².

5.2 Metode statiske beregninger

Kjølebehovsberegningene er blitt beregnet for hvert enkelt rom hvor areal er hentet fra plantegninger (Vedlegg 1).

5.2.1 Spesifikk varmetilførsel

Spesifikk varmetilførsel innebærer den samlede varmen som tilføres bygget gjennom transmisjon- og infiltrasjonstilførsel.

Den høyeste temperaturen målt i Steinkjer 2019 er ifølge Norsk Klimaservicesenter 34,2 °C (Kap. 3.2), det brukes dermed en dimensjonerende utetemperatur på 34,2 °C. Der er valgt en ønsket romtemperatur på 25 °C.

5.2.1.1 Transmisjonstilførsel

Transmisjon er overføring av energi mellom systemer, og transmisjonstilførsel er energitilførselen som følger av denne overføringen.

Transmisjonstap er uttrykt i formelen under (Stensaas, 1998, kap.6.5.3):

$$\varphi = \Sigma(U_n \cdot A_n) \cdot (T_r - T_{DUT}) [W] \quad (5-1)$$

U_n : Varmegjennomgangskoeffisient for flate nr. n [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A_n : Areal av flate nr. n [m^2]

T_r : Romtemperatur [$^\circ C$]

T_{DUT} : Dimensjonerende utetemperatur [$^\circ C$]

5.2.1.2 Infiltrasjonstilførsel

Infiltrasjon er en bygnings varmetilførsel som følger av luftutskiftning. Luftlekkasjer kan oppstå av utettheter, fuger og lignende.

Infiltrasjonstilførsel er uttrykt i formelen under (Austbø, 2019):

$$\varphi = n \cdot V \cdot C_p \cdot \rho (T_r - T_{DUT}) [W] \quad (5-2)$$

n : Luftvekslingstall [h^{-1}]

V: Romvolum [m³]

C_p: Luftas spesifikke varmekapasitet = 0,28 [Wh/kg·°C]

ρ: Luftas tetthet = 1,2 [kg/m³]

T_r: Romtemperatur [°C]

T_{DUT}: Dimensjonerende utetemperatur [°C]

Luftvekslingstallet kan finnes gjennom (Austbø, 2019):

$$n = \frac{n_{50} \cdot e}{1 + \frac{f \cdot (\dot{V}_{\text{tilluft}} - \dot{V}_{\text{avtrekk}})}{V_{\text{rom}} \cdot n_{50}}} \quad (5-3)$$

n: Luftvekslingstall [s⁻¹]

n₅₀: Luftvekslingstall differansetrykk 50 Pa [s⁻¹]

V_{rom}: Romvolum [m³]

Ḃ_{tilluft}: Luftmengde tilluft [m³/s]

Ḃ_{avtrekk}: Luftmengde avtrekk [m³/s]

e: Terrenskjermingsfaktor

f: Terrenskjermingsfaktor

NS 3701		TEK17		TEK10 (= TEK07)		TEK97 (= TEK87 = TEK69)	
Bygningstype	n ₅₀ [1/h]	Bygningstype	n ₅₀ [1/h]	Bygningstype	n ₅₀ [1/h]	Bygningstype	n ₅₀ [1/h]
Alle	≤ 0,60	Småhus	≤ 0,60	Småhus	≤ 2,5	Småhus og rekkehus	≤ 4,0
-	-	Boligblokk	≤ 0,60	Øvrige bygninger	≤ 1,5	Andre bygninger med inntil 2 etasjer	≤ 3,0
-	-	-	-	-	-	Andre bygninger over 2 etasjer	≤ 1,5

TABELL 4: NYE OG GAMLE KRAV FOR LUFTVEKSLINGSTALL (DIREKTORATET FOR BYGGKVALITET, 2013)

n₅₀ fastsettes ut ifra minstekrav i TEK97 (Direktoratet for byggkvalitet, 2013); som sier at alle bygg med inntil 2 etasjer skal ha n₅₀ ≤ 3,0

			Antall fasader	
Koeffisient	Skjermingsklasse	Beskrivelse	1	>1
e	Ingen	Åpent landskap, høyblokk	0,03	0,1
	Moderat	Omgitt av trær, bygninger	0,02	0,07
	Høy	Bysentre, skogområder	0,01	0,04
f	Alle		20	15

TABELL 5: SKJERMINGSKOEFFISIENT E OG F (AUSTBØ, 2019)

Steinkjer sykehjem går under skjermingsklasse *ingen* da det ligger ute på en pir uten store bygg nære nok til å skjerme fra solinnstråling sommerstid. Bygget har også flere fasader og får derfor terrengskjermingskoeffisient $e = 0,10$ og terrengsskjermingskoeffisient $f = 15$.

Luftvekslingstallet for Steinkjer sykehjem ifølge disse utregningene blir 0,3.

Det har skjedd mange forbedringer når det kommer til luftvekslingstall de seneste årene. For et eldre bygg som Steinkjer sykehjem (Bygd i 2000) vil 0,3 være et veldig lavt luftvekslingstall. Dette anses som et urealistisk luftvekslingstall for Steinkjer sykehjem på grunn av byggets problem med trekk (Kap.3.1.6).

5.2.2 Interne laster

De interne lastene er en viktig del av kjølebehovsberegningene da de kan utgjøre en vesentlig forskjell i det totale energiforbruket.

5.2.2.1 Belysning

Det ble antatt et effektbehov for belysning på 8 W/m^2 , som samsvarer med de standardiserte verdiene i NS3031(Standard Norge, 2014)

5.2.2.2 Personbelastning

En personbelastning på 100 W/person er antatt. Alle pasientrom er i bruk, noe som tilsvarer 30 pasienter fordelt på 30 rom. I følge sykepleien.no (Andreassen, 2015) så kan man anta en

bemanningsfaktor på 0,71 ansatte pr. pasient, noe som gir Steinkjer sykehjem omtrent 22 ansatte ved vanlig drift på dagen. Dette samsvarer ikke med befaringen gjort av Steinkjer sykehjem, men bemanningsfaktoren anses som et krav og brukes derfor i beregningene.

5.2.2.3 Maskiner/utstyr

For maskiner og utstyr brukes et effektbehov på 4 W/m^2 , dette samsvarer med de standardiserte verdiene i NS3031(Norsk Standard, 2014)

5.2.3 Solinnstråling

Solinnstråling bestemmes ut fra tabellen under:

Måned	Klokkeslett	Solinnstråling i W/m^2 gjennom enkelt vindusglass mot:								
		N	NØ	Ø	SØ	S	SV	V	NV	HOR
15.jul										
	4 >> 20	153	265	220	37	14	14	14	15	30
	5 >> 19	185	484	486	191	32	32	32	32	95
	6 >> 18	95	531	648	381	49	47	47	47	191
	7 >> 17	64	466	712	540	76	59	59	59	301
	8 >> 16	70	318	689	649	217	70	70	70	406
	9 >> 15	79	141	592	697	395	81	79	79	495
	10 >> 14	85	90	432	680	534	108	85	85	562
	11 >> 13	89	89	223	601	621	273	89	89	603
12	90	90	98	463	651	463	98	90	618	

TABELL 6 SOLINNSTRÅLING (STENSAAS, 1998, KAP. 6.5.5).

Klokken 12:00 velges for avlesning av solinnstrålingsverdiene for de forskjellige himmelretningene

Innstrålt varme: Tilført energi fra solinnstråling. Velger verdier for solinnstråling (W/m^2) fra klokken 12 i tabellen og multipliserer med vindusarealet (m^2) til hvert rom for å finne innstrålt varme I (W)

Diffus innstråling: Diffus innstråling har ikke blitt medregnet da det er forutsatt at ubestrålt areal er negligjerbart pga. mangelfull solskjerming fra omgivelsene.

Den momentane varmeinnstrålingen er gitt ved formelen under (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5):

$$Q = [I \cdot F_1 + (F - F_1) \cdot I_{diff}] \cdot k_1 [W] \quad (5-4)$$

I: Innstrålt [W/m^2]

F: Totalt glassareal [m^2]

F_1 : Solbestrålt glassareal [m^2]

k_1 : Skjermingskoeffisient

5.2.3.1 Solskjerming

Skjermingskoeffisient finner man ved å se hvilke passiv og aktiv skjerming man har i tabellen under.

Skjermingsfaktor k_1			
Skjermingsinnretning	1-glassvindu	2-glassvindu	3-glassvindu
Ingen	1	0,9	0,81
Gardiner			
Beige bomull	0,49	0,44	0,4
Hvit syntetfilter	0,73	0,67	0,63
Mørk bomull	0,79	0,74	0,68
Persienner, innvendig			
Lyse	0,55	0,53	0,48
Middels	0,64	0,6	0,55
Mørke	0,74	0,67	0,63
Persienner, mellom glass			
Lyse		0,31	0,26
Middels		0,33	0,29
Mørke		0,37	0,35
Persienner, utvendig			
Lyse	0,16	0,15	0,13
Markiser, utvendig			
Lyse	0,2	0,18	0,16
Mørke	0,25	0,22	0,2

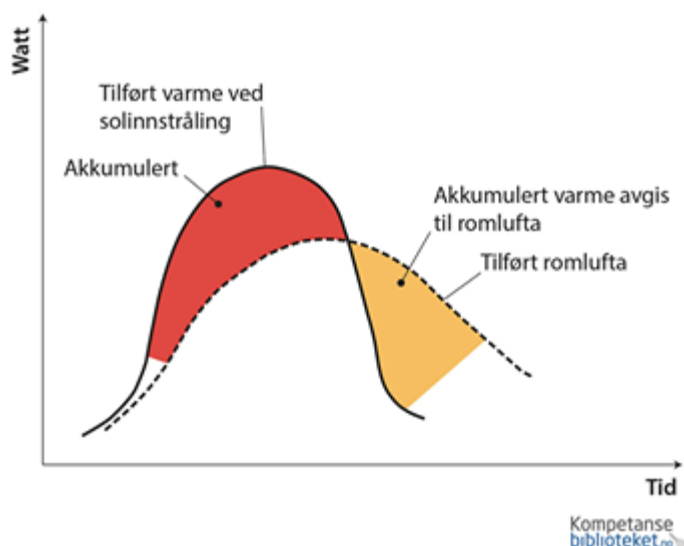
TABELL 7: SKJERMINGSFAKTOR k_1 (STENSAAS, 1998, KAP. 6.5.5)

Steinkjer sykehjem har doble vinduer og vil derfor ha en aktiv skjermingsfaktor på 0,9.

Tabellen oppgir ikke skjermingsfaktor for mørke screen som er den passive solskjermingen ved Steinkjer sykehjem. I stedet er den aktive skjermingsfaktoren 0,18 ved bruk av lyse utvendige markiser brukt.

5.2.4 Akkumulering/termisk masse:

Den termiske massen til bygget vil påvirke effekten av varmetilskuddene. Strålevarme må først absorberes av et fast legeme før det avgir varme i form av konveksjon. Akkumuleringen vil derfor redusere effekttoppene til kjølebehovet siden varmen avgis til romluften ved et senere tidspunkt. Dette er årsaken til at et bygg føles varmere på ettermiddag enn det solinnstrålingen skulle tilsi.



FIGUR 19: AKKUMULERT VARME (INGEBRIGTSEN, 2019, KAP. 6.1.4.7)

Byggets varmelagringsevne beregnes av formel (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5):

$$\Delta Q = k_L \cdot A \cdot \Delta t [W] \quad (5-5)$$

k_L : Varmelagringstall [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

Δt : Temperaturlidning i forhold til midlere romtemperatur [$^\circ C$]

A: Gulvflate [m^2]

Carriers håndbok oppgir følgende overslagsverdier for varmelagringstall (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5):

Lett bygg $k_L = 5 W/m^2$

Middels tungt bygg $k_L = 8 \text{ W/m}^2$

Tungt bygg $k_L = 10 \text{ W/m}^2$

På grunn av manglende informasjon om bygget fra utbygger, har det blitt tatt utgangspunkt i muntlige tilbakemeldinger fra ansatte og driftsansvarlige ved bygget (Kap. 3.1.6); som har informert at Steinkjer sykehjem er både varmt om sommeren og kaldt om vinteren. Dette gir inntrykk av et bygg med lav akkumulering. Det velges derfor et varmelagringstall på 5 W/m^2 . Temperaturglidningen settes til $3 \text{ }^\circ\text{C}$. Dette gir bygget et varmelagringstall på $15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

5.2.5 Samlet kjølebehov

Samlet kjølebehov er en sum av alle de tellende faktorene:

+	Spesifikk varmetilførsel	Transmisjon Infiltrasjon
+	Solinnstråling	Innstrålt varme Diffus innstråling
+	Internbelastning	Personbelastning Belysning Maskin/Utstyr
-	Akkumulering	
	=	Totalt kjølebehov

TABELL 8: TOTALT KJØLEBEHOV

5.3 Kjølebehovsberegninger TEMPO

Alle formler og tabeller i 5.3 er hentet fra kap. 6.4.1.8 i Ventilasjonsteknikk del 1 (Ingebrigtsen, 2019, kap. 6.4.1.8).

5.3.1 Om TEMPO

TEMPO ble lansert i 1979 av Dr.Ing. Bent Børresen. TEMPO er en forenklet metode for å beregne kjølebehovet til et rom/soner. Metoden tar utgangspunkt i noen klare forenklinger. Sammenlignet med diverse simuleringsprogrammer, så vil effektberegningene gi et maksimalt avvik på under 20-30% avhengig av nøyaktigheten på brukte verdier.

5.3.2 Metode TEMPO

Følgende forutsetninger gjelder for metoden:

- Det regnes kun varmelagring for solinnstråling.
- Varmetransmisjon gjennom yttervegg og tak blir neglisjert.
- Omgivende rom antas å ha samme temperatur som rommet en betrakter.
- Det brukes kun tre typer akkumuleringsevner; tung, middels og lett.

5.3.3 Dimensjonerende temperaturer

Dimensjonerende utetemperatur T_{DUT} er basert på denne varmeste registrerte dagen i Steinkjer i juli 2019, 34,2 °C.

Sted	Temperatursvingninger ΔT [°C]
Oslo	15
Trondheim	12
Kristiansand	15
Stavanger	11
Bergen	12
Bodø	11
Tromsø	14

TABELL 9: TEMPERATURSVINGNINGER OVER DØGNET PÅ SOMMEREN (INGEBRIGTSEN, 2019)

Temperatursvingninger ΔT er satt til 15 °C, bestemt ut ifra temperatur i Trondheim, da det i Steinkjer var vanskelig å finne relevante verdier.

Minimumstemperatur beregnes gjennom formel (Ingebrigtsen, 2019):

$$T_{min} = T_{DUT} - \Delta T \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5-6)$$

Noe som tilsvarer en temperatur for Steinkjer sykehjem på 22,2 °C.

Dimensjonerende døgnmiddeltemperatur beregnes med formel (Ingebrigtsen, 2019):

$$\bar{T}_u = T_{min} + \frac{\Delta T}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5-7)$$

Dette tilsvarer en temperatur for Steinkjer sykehjem på 28,2 °C.

5.3.4 Beregning av midlere romtemperatur over døgnet

For dette trinnet forutsettes det at summen av tilført varme til romluften er lik summen av varme bortført. Rommets transportevne, samt midlere effektilskudd må derfor avdekkes.

5.3.5 Varmetransport

Varmetransporten er angitt i watt pr. grad temperaturdifferanse, og består av transmisjon gjennom vinduer samt varmetransport gjennom ventilasjon.

	Varmetransport	Beregnes ved
	Vinduer	Vinduenes U-verdi [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$] · Vinduenes areal [m^2]
+	Vegg og tak	Neglisjeres
+	Ventilasjon	Rommets luftmengde [m^3/h] · 0,33 [$\text{W} \cdot (\text{m}^3/\text{h})/^{\circ}\text{C}$]
=		Rommets transportevne RT [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]

TABELL 10: ROMMETS TRANSPORTEVNE (INGEBRIGTSEN, 2019)

5.3.6 Midlere effektilskudd

Midlere effektilskudd er basert på de ulike energitilskuddene i rommet. Disse kommer fra soltilskudd, personbelastning og internlast (i internlast medtas varme fra tilluftsvifte). Først summeres rommets energitilskudd.

	Tilførsel	Beregnes ved
	Soltilskudd	Dimensjonerende soltilskudd (4 700) [Wh/m ² ·døgn] · Vinduenes solfaktor [] · Vinduenes avskjermings-faktor [-] · Vinduenes areal [m ²]
+	Personvarme	Antall personer [person] · Varmedavivelse pr. person [W/person] · Timer pr. døgn hvor personer er tilstede [h/døgn]
+	Maskin	Varmedeffekt pr. m ² (eller pr. maskin) [W/m ²] · Gulvareal [m ²] · Timer pr. døgn maskinen er på [h/døgn]
+	Belysning	Varmedeffekt pr. m ² [W/m ²] · Gulvareal [m ²] · Timer pr. døgn lyset er på [h/døgn]
+	Viftevarme	Luftmengde [m ³ /h] · Total trykkøkning [Pa] · 24/ (η _{tot} · 3 600)
=	Sum energitilskudd ΣQ	[Wh/døgn]

TABELL 11: MIDLERE EFFEKTTILSKUDD (INGEBRIGTSEN, 2019)

Det antas en total trykkøkning på 1000 Pa og viftens virkningsgrad (η_{tot}) settes til 0,65.

Under viser tabellen maksimum/minimum belastning for personer, belysning og maskin (Standard Norge, 2014), samt antatt driftstid for hver belastning i døgnet.

INTERNBELASTNING	MAKS	MIN	DRIFTSTID [h]
PERSONBELASTNING	100 W/m ²	100 W/m ²	24
BELYSNING	8 W/m ²	0 W/m ²	18
MASKIN	4 W/m ²	0 W/m ²	18

TABELL 12: INTERNBELASTNING

Midlere effekttilskudd regnes ut med formel (Ingebrigtsen, 2019):

$$\bar{\varphi} = \frac{\Sigma Q}{24} [\text{W}] \quad (5-8)$$

Videre kan man finne midlere temperaturøkning gjennom å dele midlere effekttilskudd på rommets transportevne (Ingebrigtsen, 2019):

$$\Delta\bar{T}_i = \frac{\bar{\varphi}}{R_T} [\text{°C}] \quad (5-9)$$

Midlere romtemperatur finnes så ved å legge sammen midlere temperaturøkning og døgnmiddeltemperaturen (Ingebrigtsen, 2019):

$$\bar{T}_1 = \bar{T}_u + \Delta\bar{T}_i [\text{°C}] \quad (5-10)$$

5.3.6.1 Effektvariasjon.

Temperaturvariasjonene bestemmes av rommet effektvariasjon over døgnet. Hvis vinduene har avskjerming vil man kunne anta 1/3 av solenergien er konveksjonsvarme, mens de resterende 2/3 er strålevarme. Konvektivfaktoren bestemmer hvor mye varme som lagres i bygget, eller avgis direkte til lufta gjennom konveksjon.

Type rom	Materialer i omgivende flater	Konvektivfaktor K_K
Lett type	Rommets gulv, vegger og tak har mineralullisolering, kledd med panel.	0,7
Middels tung type	Godt over 50 % av rommets flater er utildekket av tyngre lettbetong eller massiv tre.	0,5
Tung type	Godt over 50 % av rommets flater er utildekket armert betong	0,3

TABELL 13: KONVEKTIVFAKTOR K_K (INGEBRIGTSEN, 2019)

Konvektivfaktoren settes til 0,7 da bygget regnes som lett type. Dette tilsvarer at 70 % av absorbert solinnstråling avgis gjennom konveksjonsvarme, mens resten av akkumuleres i bygget og avgis gradvis gjennom døgnet.

Videre må maksimumseffektene fra hver varmelast beregnes.

	Tilskudd fra	Beregnes med
+	Soltilskudd innstrålt varme	Solintensitet 700 [W] · 2/3 · Vinduenes solfaktor · Vinduenes avskjermingsfaktor · Vinduenes areal [m ²] · Konvektivfaktor K _k (Tabell 6.47)
+	Soltilskudd konveksjon	Solintensitet 700 [W] · 1/3 · Vinduenes solfaktor [] · Vinduenes avskjermingsfaktor · Vinduenes areal [m ²]
+	Høyeste effekt personvarme	Varmeavgivelse pr. person [W/person] · Maksimum antall personer [person]
-	Laveste effekt personvarme	Varmeavgivelse pr. person [W/person] · Minimum antall personer [person]
+	Høyeste effekt maskin	Maks varmeeffekt m ² (eller pr. maskin) [W/m ²] · Gulvareal [m ²]
-	Laveste effekt maskin	Minimum varmeeffekt m ² (eller pr. maskin) [W/m ²] · Gulvareal [m ²]
+	Høyeste effekt belysning	Høyeste varmeeffekt pr. m ² [W/m ²] · Gulvareal [m ²]

-	Laveste effekt belysning	Laveste varmeeffekt pr. m ² [W/m ²] · Gulvareal [m ²]
+	Utetemperaturens belastning	Utetemperaturens variasjon ΔT [°C] · Rommets transportevne RT [W/°C]
=	Total variasjon i effektbelastning Σφ[W]	

TABELL 14: EFFEKTVARIASJON (INGEBRIGTSEN, 2019)

5.3.7 Varmelagring

En del av rommets varme akkumuleres i rommenes vegger, gulv og tak. Varmelagringstallet bestemmes ut ifra materialene brukt i bygget:

Type rom	Materialer i omgivende flater	Varmelagringstall K _L [W/m ² ·°C]
Lett type	Rommets gulv, vegger og tak har mineralullisolering, kledt med panel.	5,0–7,0
Middels tung type	Godt over 50 % av rommets flater er utildekket tyngre lettbetong eller massiv tre.	8,5–11,0
Tung type	Godt over 50 % av rommets flater er utildekket armert betong	12,5–15,0

TABELL 15: VARMELAGRINGSTALL K_L (INGEBRIGTSEN, 2019)

Det tas utgangspunkt i samme varmelagringstall ($5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) som brukt i de statiske kjølebehovsberegningene (Stensaas, 1998, kap. 6.5.5), da dette gir best grunnlag for sammenligning av metodene.

5.3.8 Rommets varmeslukeevne

Videre må man bestemme hvor mye effekt rommet tåler uten bruk av kjøling.

	Varme håndtert ved	Beregnes ved
	Rommets transportevne	$R_T \text{ [W/K]}$
+	Rommets lagringsevne	Rommets varmelagringstall $K_L \text{ [W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}] \cdot \text{Gulvareal}$ $[\text{m}^2]$
=	Rommets varmeslukeevne $S \text{ [W/K]}$	

TABELL 16: ROMMETS VARMESLUKEEVNE (INGEBRIGTSEN, 2019)

5.3.9 Vurdering av tilluftstemperatur

Simuleringene i SIMIEN er utført med tilluftstemperaturer på $21 \text{ }^\circ\text{C}$ og $17 \text{ }^\circ\text{C}$. Ved tilluftstemperatur på $21 \text{ }^\circ\text{C}$, vil denne relativt høye tilluftstemperaturen vil det, uansett hvor stor effekten til kjølebatteriet er, ikke klare å oppnå en romtemperatur innenfor kravene på maksimalt $26 \text{ }^\circ\text{C}$ uten effektiv solskjerming. I så fall ville det krevd større luftmengde. Kjøling via ventilasjonsluft vil kun redusere deler av romtemperaturen, ved gitt tilluftstemperatur. Å redusere temperaturbidraget fra uønsket varmetilskudd fra solinnstråling og internlast krever andre tiltak. Solinnstråling reduseres med effektiv skjerming, internlast ved å gå over til mer energibesparende og mindre varmeavgivende tekniske innretninger, som belysning av LED.

Høy tilluftstemperatur medfører lavere temperaturdifferanse mellom utelufttemperaturen og ønsket tilluftstemperatur, og får følgelig lavt effektbehov, men sier ingenting om kjølebehovet er dekket.

5.3.10 Temperaturvariasjon

Ved å bruke rommets effektvariasjon og varmeslukeevne vil man kunne beregne temperaturvariasjonen i rommet (Ingebrigtsen, 2019):

$$\Delta\tilde{T}_i = \frac{\sum\tilde{\varphi}}{2 \cdot S} [^{\circ}\text{C}] \quad (5-11)$$

5.3.11 Nødvendig kjøleeffekt

Ved hjelp av formelen under kommer man fram til nødvendig kjøleeffekt for hvert enkelt rom (Ingebrigtsen, 2019):

$$\varphi_o = R_T \cdot (\bar{T}_i - T_{\emptyset}) + \frac{\sum\tilde{\varphi}}{2} - S \cdot \Delta T_{glidn}. [W] \quad (5-12)$$

\bar{T}_i : Kalkulert middeltemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

T_{\emptyset} : Ønsket romtemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

R_T : Rommets transportevne [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]

$\sum\tilde{\varphi}$: Rommets effektbelastningsvariasjon [W]

S : Rommets varmeslukeevne [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]

$\Delta T_{glidn.}$: Akseptabel temperaturlidning [$^{\circ}\text{C}$]

Ønsket romtemperatur settes til 25 $^{\circ}\text{C}$ og akseptabel temperaturlidning til 2 $^{\circ}\text{C}$.

5.4 SIMIEN

Beregning av kjølebehov er en omfattende prosess med mange variabler. NS3031 anbefaler derfor å benytte dynamiske beregningsverktøy for mest mulig korrekt beregning.

5.4.1 Valg av programvare

To av de mest brukte energiberegningsprogrammer i bransjen er SIMIEN og IDA ICE.

IDA ICE er et svensk energiberegningsprogram som benytter BIM-modeller ved å importere IFC 2D og 3D inn i programvaren. IDA ICE har ingen «norsk versjon», dvs er ikke tilpasset norske standarder og det må derfor mange manuelle tilpasninger til for å få et akseptabelt

resultat dersom man vil beregne mot norsk byggt teknisk forskrift, passiv/lavenergi standard (NS3700) og energimerkeforskriften (Ørnes, 2013).

SIMIEN er et norsk utviklet program, for å beregne et byggs dynamiske inn klima, energi- og effektbehov etter NS3031. Dette programmet er den desidert mest brukte programvaren for denne type beregninger i bransjen i Norge i dag. SIMIEN er ikke BIM-kompatibel.

SIMIEN er i likhet med IDA ICE validert iht. NS-EN 15265 (standard metode for å vurdere nøyaktigheten til programvaren) og benyttes til energiberegninger etter reglene i NS3031.

Fordelen med å benytte IDA ICE er å raskt kunne importere BIM-modeller som beregningsgrunnlag, men i mangel på tilgang til IFC- modell av bygget det ble fokusert på, Steinkjer sykehjem, falt fordelene ved å benytte IDA ICE bort. Det ble dermed valgt derfor å satse på SIMIEN i stedet for IDA ICE.

5.4.2 SIMIEN inndata for Steinkjer Sykehjem

I dette prosjektet med fokus på kjølebehov, er det kjørt sommersimuleringer for å finne hvor høye innetemperaturen som kan forventes ved stor solbelastning og dimensjonerende effekt for ventilasjonskjøling. Det har blitt vurdert varierende inndata for å se hvilke tiltak eller mangel på tiltak som gir størst utslag i energi- og effektbehov for bygget.

I likhet med statiske kjøleberegninger er §8-21 i teknisk forskrift til plan- og bygningsloven 1997 (Direktoratet for byggkvalitet, 2013) fulgt. Ref. tabell 3 i kap. 5.1

Sommersimuleringene i SIMIEN tilbyr tre valg for klimadata:

1. DUT (n50): Maksimaltemperaturen settes til verdien som overstiges 50 timer i et normalår, dvs. for Steinkjer setter SIMIEN høyeste dagtemperatur til 23°C og laveste lufttemperatur natt er 13°C.
2. DUT (n20): Maksimaltemperaturen settes til verdien som overstiges 20 timer i et normalår, dvs. 25°C/15°C for Steinkjer.
3. Egendefinert klimadata der man kan legge inn valgfri maksimum- og minimumstemperatur for døgnet, vandampinnhold i lufta (absolutt luftfuktighet i g/kg), vindhastighet m.m.

Resultatene reflekterer inndata. Grunnet manglende tilgang til reelle data for bygget, har det blitt gjort noen antakelser for å begrense omfanget av varierende inndata for simuleringene.

Det er valgt å simulere for to bygningsdeler av Steinkjer sykehjem:

- *Et typisk pasientrom på 18m² med fasade mot sør:
Dette pasientrommet inngår som en del av Fløy A, 1.etg. mot sør (de fleste pasientrommene er identisk utformet). Detaljnivået på inndata for pasientrommet er relativt høyt. Her er det vindusflater som dekker store deler av fasadearealet. Vinduet utgjør 26,7% av bruksarealet på rommet.*
- *Fløy A og B på til sammen 1927 m²: Her har det blitt simulert Fløy A og B under ett, inndelt i soner for å se forskjell i resultater mellom etasjer og himmelretninger. Bygningsdelen som inngår her består av fløy A og B, 1. og 2. etasje, fasade mot nord og fasade mot sør, til sammen 8 soner. Sammenlignet med pasientrommet nevnt over, er detaljnivået på disse sonene relativt lavt. Vindusflatene i disse sonene utgjør mellom 8-17% av bruksarealet.*



FIGUR 20: STEINKJER SYKEHJEM, FLØY A OG B DELT INN I SONER FOR SIMULERING I SIMIEN. BILDE VISER FASADE MOT NORD.

Inndata for simuleringene er delt inn i faste og varierende inndata:

Faste inndata:

- Klimasted Steinkjer
- Detaljer bygningskategori: Sykehjem
- Ingen nærliggende bygninger eller vegetasjon som skjermer bygget fra solinnstråling
- Vinduer og størrelser i henhold til vedlagte tegninger. Se vedlegg 1
- Antall soner: 8 – inndelt i henholdsvis Fløy A og B, 1. og 2. etasje, nord og sør
- Oppvarmet luftvolum og gulvareal (totalt areal: 1927m²)
- Varmekapasitet i møbler/interiør: lett møblert
- Fasader med grader rotasjon i forhold til Nord
- Mellomtungt bygg, med antatt konstruksjon og bygningsmaterialer.
- U-verdier iht. TEK97, gjeldende forskrift ved byggeår.
- Internlast iht. NS3031 (Standard Norge, 2014) for sykehjem
- CAV balansert ventilasjon (roterende gjenvinner)
- Luftmengde: 10m³/m²h
- 16 timer driftstid for kjøling, kl. 07-23
- Nattkjøling/frikjøling utenfor driftstid

Variierende data (alle kombinasjoner simulert):

Klimadata:

- DUT n50
- DUT n20
- Egendefinert klimadata (maks dag/min natt), dvs. 34,2 °C, RH 33 % og 21,8 °C. utfra historiske klimadata for Steinkjer varmeste dag 26. juli 2019.

Solskjerming:

- Ingen solskjerming (kun vindusglass, skjermingsfaktor: 0,9)
- Automatisk varierende utvendig solskjerming (screen), aktivert ved 100W solinnstråling (skjermingsfaktor: 0,05)

Tilluftstemperatur:

- Ønsket tilluftstemperatur 17°C
- Ønsket tilluftstemperatur 21°C
- Utelufttemperatur (varmeste dag 34,2°C) – uten kjølebatteri

Effektbegrensning:

- Dimensjonerende effekt (ingen effektbegrensning)
- Begrensning kjølebatteri 17kW
- Begrensning kjølebatteri 34kW
- Begrensning kjølebatteri 108kW

Begrensningene på 17kW, 34kW og 108kW på kjølebatteriet er valgt utfra resultatene fra statiske kjølebehovsberegninger (Kap. 5.5.1).

Det er benyttet de typiske verdiene innebygd i SIMIEN for de dataene som ikke har vært tilgjengelig. Dette er data som antas å ikke har stor innvirkning på sluttresultatet for sommersimuleringer.

Det er valgt å beregne energi- og effektbehov til kjøling for ett ventilasjonsaggregat med kapasitet på 19000m³/h (innregulert til 17058 m³/h). Dette aggregatet tilfører ventilasjonsluft til to fløyer á to etasjer og dekker et areal på 1927m². Det vil si i underkant av 10m³/m²h. I simuleringen er disse to fløylene er delt inn i åtte soner, nord og sør for hver etasje og fløy.

Dokumentasjon av sentrale inndata (1)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Areal yttervegger [m ²]	7	
Areal tak [m ²]	0	
Areal gulv [m ²]	19	
Areal vinduer og ytterdører [m ²]	5	
Oppvarmet bruksareal (BRA) [m ²]	19	
Oppvarmet kultvolum [m ³]	48	
U-verdi yttervegger [W/m ² K]	0.22	
U-verdi tak [W/m ² K]	0.00	
U-verdi gulv [W/m ² K]	0.19	
U-verdi vinduer og ytterdører [W/m ² K]	1.60	
Areal vinduer og dører delt på bruksareal [%]	26.7	
Normalisert kuldebroverdi [W/m ² K]	0.12	
Normalisert varmekapasitet [Wh/m ² K]	174	
Lekkasjetall (n50) [1/h]	1.50	
Temperaturvirkningsgr. varmegjenvinner [%]	70	

Dokumentasjon av sentrale inndata (3)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Driftstid kjøling (timer)	0.0	
Driftstid ventilasjon (timer)	16.0	
Driftstid belysning (timer)	16.0	
Driftstid utstyr (timer)	16.0	
Oppholdstid personer (timer)	24.0	
Effektbehov belysning i driftstiden [W/m ²]	8.00	
Varmetilskudd belysning i driftstiden [W/m ²]	8.00	
Effektbehov utstyr i driftstiden [W/m ²]	4.00	
Varmetilskudd utstyr i driftstiden [W/m ²]	4.00	
Effektbehov varmtvann på driftsdager [W/m ²]	3.40	
Varmetilskudd varmtvann i driftsdager [W/m ²]	0.00	
Varmetilskudd personer i oppholdstiden [W/m ²]	4.00	
Total solfaktor for vindu og solskjerming	0.90	
Gjennomsnittlig karnfaktør vinduer	0.20	
Solskjermingsfaktor horisontutspring (N/O/S/V)	1.00/1.00/1.00/1.00	

Dokumentasjon av sentrale inndata (2)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Estimert virkningsgrad gjenvinner justert for frostsikring [%]	70.0	
Spesifikk vilteffekt (SFP) [kW/m ³ s]	2.00	
Luftmengde i driftstiden [m ³ /h·m ²]	10.00	
Luftmengde utenfor driftstiden [m ³ /h·m ²]	10.00	
Systemvirkningsgrad oppvarmingsanlegg	0.89	
Installert effekt romoppv. og varmebatt [W/m ²]	50	
Settpunkttemperatur for romoppvarming [°C]	20.3	
Systemeffektfaktor kjøling	2.50	
Settpunkttemperatur for romkjøling [°C]	0.0	
Installert effekt romkjøling og kjølebatt [W/m ²]	16	
Spesifikk pumpeeffekt romoppvarming [kW/(l/s)]	0.00	
Spesifikk pumpeeffekt romkjøling [kW/(l/s)]	0.00	
Spesifikk pumpeeffekt varmebatteri [kW/(l/s)]	0.00	
Spesifikk pumpeeffekt kjølebatteri [kW/(l/s)]	0.60	
Driftstid oppvarming (timer)	16.0	

Inndata sommersimulering		
Beskrivelse	Verdi	
Simuleringsdato	20/07	
Simulerte døgn	5	
Dagtype	Normal driftsdag	
Bekledning [clo]	1.0	
Aktivitetsnivå personer [met]	1.0	
Bruker dim. Klimadata fra database (n50)	-	

Inndata bygning		
Beskrivelse	Verdi	
Bygningskategori	Sykehjem	
Simuleringsansvarlig	Anne	
Kommentar		

FIGUR 21: INNDATA I SIMIEN, PASIENTROM

5.5 Resultat og diskusjon

I det følgende kapittelet diskuteres resultatene av de dynamiske og statiske kjølebehovsberegningene.

5.5.1 Statistiske kjølebehovsberegninger

Figur 22 viser oppsettet av utregningene i et Excel-regneark. Fullstendige utregninger ligger vedlagt som digital fil.

- Skjermingskoeffisient
- Varmelagringstall

Tabellen under viser det totale kjølebehovet for Steinkjer sykehjem med forskjellige verdier av akkumulering og skjermingskoeffisienter. Lett, middels og tungt bygg med varmelagringstall tilsvarende 15, 24, 30 W/m²·°C. Skjermingskoeffisientene som er brukt er for ingen skjerming, doble vinduer og doble vinduer og lyse, utvendige markiser som tilsvarer 1.0, 0.9 og 0.18.

KJØLEBEHOV [W]				
		AKKUMULERING		
		Lett	Middels	Tungt
SKJERMING	Ingen	119025	101682	90120
	Doble vinduer	108798	91456	79894
	Doble vinduer og lyse markiser	35166	17823	6261

TABELL 17: SAMMENLIGNING AV AKKUMULERING OG SKJERMING

Ved å installere skjerming vil man kunne redusere kjølebehovet med omtrent 70 %.

Tabellen under viser kjølebehovet til Steinkjer sykehjem i watt pr. kvadratmeter.

KJØLEBEHOV [W/m ²]				
		AKKUMULERING		
		Lett	Middels	Tungt
SKJERMING	Ingen	61,8	52,8	46,8
	Doble vinduer	56,5	47,5	41,5
	Doble vinduer og lyse markiser	18,2	9,2	3,2

TABELL 18: KJØLEBEHOV WATT PR. KVADRAT

5.5.2.1 *Innføring av skjerming*

Ved bruk av skjermingskoeffisient på 0,18 (lyse markiser, doble vinduer) vil man senke kjølebehovet til 91,7 kW og 47,6 W/m². Midlere romtemperatur for hele bygger senkes til 34,7 °C.

5.5.3 SIMIEN

Resultatene fra SIMIEN sammenlignes opp mot de statiske kjølebehovsberegningene for å

Med utgangspunkt i resultatene fra de statiske metodene for kjølebehovsberegning er for å se om det samsvarer med resultatene fra SIMIEN.

5.5.3.1 *Verifisering av SIMIEN sommersimulering og tilhørende inndata for Steinkjer Sykehjem.*

På en av de varmeste dagene sommeren 2019 ble det målt opp mot 37°C på sørvendte pasientrom.

Det er stor usikkerhet knyttet til romtemperaturmålingene som ble utført. Det foreligger ikke opplysninger om dato og tidspunkt for når og hvordan målingene ble utført, og det ble ikke foretatt måling av utelufttemperaturen på dette tidspunktet. Med informasjon om dato og tidspunkt, kunne resultatet av disse målingene med større sikkerhet blitt brukt ved å sammenligne klimadata fra nærmeste værstasjon (Søndre Egge). I mangel på bedre alternativer benyttes likevel disse dataene for sammenligning.

Steinkjer sykehjem har installert utvendige screen og antar at screenene på de aktuelle rommene var i bruk da målingene ble tatt, men det er usikkert når på dagen de evt. ble aktivert og dermed hvor stor innvirkning det hadde for resultatene. Det foreligger heller ingen data om skjermingsfaktor på eksisterende screen.

Klimadata fra Søndre Egge værstasjon viser høyeste målte temperatur på 34,2°C på dagtid og 21,8 °C som laveste nattetemperatur. Se kapittel 3.2.

Det ble gjennomført to sommersimuleringer uten kjølebatteri med data fra pasientrom med denne høyeste lufttemperaturen (egendefinert i SIMIEN) og ved DUT50 for å se om resultatet reflekterte målingene. En simulering uten skjerming og en med utvendig screen.

Sommersimulering av pasientrom uten kjølebatteri				
Klimadata	Utetemperatur dag/natt(°C)	Solskjerming	Operativ temperatur(°C)	Romluft temperatur(°C)
Egendefinert	34,2/21,8	Ingen	44,7	46
Egendefinert	34,2/21,8	Utvendig screen	38,8	39,8
DUT50	23/13	Ingen	35,9	36,9
DUT50	23/13	Utvendig screen	30,2	30,8

TABELL 19: SOMMERSIMULERING AV PASIENTROM UTEN KJØLEBATTERI

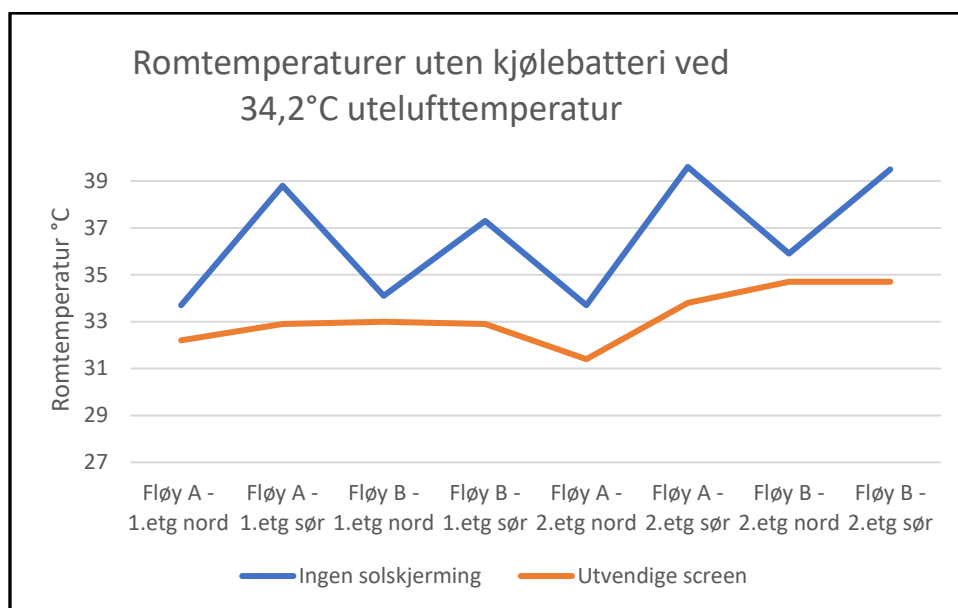
Resultatene viser opp mot 40 °C på pasientrom på den varmeste dagen med utvendige screen. Uten screen viser simuleringene romlufttemperaturer opptil 46 °C. Det vil si et avvik på ca. 3 °C mellom målt temperatur på bortimot 37 °C (utfra målinger utført på pasientrom som nevnt over) og denne simulerte temperaturen.

Det er et generelt avvik opp mot 1,5 °C mellom den operative temperaturen og romlufttemperaturen. I temperaturområdet for disse simuleringene, ser man at ved lave lufttemperaturer ligger den operative temperaturen lavere enn lufttemperaturen, og motsatt ved høye lufttemperaturer. Operativ temperatur er forenklet sagt summen av konveksjon og stråling.

Når man kjører samme type simulering for hele bygget (Fløy A og B) resulterer det i lavere temperaturer:

Romtemperatur uten kjølebatteri ved utelufttemperatur 34,2°C					
	Ingen solskjerming	Utvendige screen	ΔT m/u skjerming	ΔT nord/sør Uten solskjerming	ΔT nord/sør Utv. Screen
Fløy A - 1.etg nord	33,7	32,2	1,5		
Fløy A - 1.etg sør	38,8	32,9	5,9	5,1	0,7
Fløy B - 1.etg nord	34,1	33	1,1		
Fløy B - 1.etg sør	37,3	32,9	4,4	3,2	-0,1
Fløy A - 2.etg nord	33,7	31,4	2,3		
Fløy A - 2.etg sør	39,6	33,8	5,8	5,9	2,4
Fløy B - 2.etg nord	35,9	34,7	1,2		
Fløy B - 2.etg sør	39,5	34,7	4,8	3,6	0

TABELL 20: ROMTEMPERATUR UTEN KJØLEBATTERI VED 34,2 °C



FIGUR 24: ROMTEMPERATUR UTEN KJØLEBATTERI FOR HELE FLØYER INNDELTE I NORDVENDT OG SØRVENDT FASADE.

Resultatene viser høye romtemperaturer og store forskjeller på temperaturene i nordvendt sone i forhold til sørvendt sone når det ikke er noen form for solskjerming. Med utvendige screen får man lavere romtemperatur og mindre temperaturforskjell mellom nord og sør. Dette skyldes at solstrålingsintensiteten som kjent er høyere fra sør enn fra nord.

Når man sammenligner resultatene fra Fløy A og B (8 soner) mot resultatene fra pasientrommet, ser man at temperaturene for pasientrommet er større. Dette skyldes at vindusarealet i forhold til bruksareal på pasientrommet er 26,7%, mens for sonene i fløy A og B varierer vindusarealet 8% til 17% av bruksarealet. Vindusarealet er stort for et såpass lite rom og medfører en relativt stor strålingsbelastning. Med hensyn til inneklimate kunne størrelsen på vinduene med fordel vært redusert. Samtidig må selvfølgelig andre hensyn, som krav om dagslys med i betraktningene, noe som ikke vurderes i denne oppgaven.

Ved simuleringene der fløyene ble delt inn i soner etter fasadens himmelretning og etasje, uten kjølebatteri på sørvendt side, viser resultatene romtemperaturer som varierer mellom 32,9 °C med utvendige screen og 39,6 °C uten noen form for solskjerming.

Da det først og fremst er utslag i temperaturdifferanser mellom de forskjellige tiltakene man ettersøker, vurderes simuleringene som troverdige nok for videre arbeid med de inndata som brukes, til tross for at resultatene avviker med opptil 3 °C med de observerte målingene.

5.5.3.2 Sammenligning av resultater for fløy A/B og pasientrom.

Simulering med data for varmeste dag uten kjølebatteri viser at man får opp mot 40°C for sørvendt sone, mens hele 46°C for pasientrom.

Det relativt lave detaljnivået på rominndeling og skillekonstruksjoner for alle sonene samlet gjør at man får jevnere temperatur på sonene, siden de kun er inndelt i nord og sør, uten detaljer for hvert rom i bygget. I virkeligheten vil det nok være større temperaturforskjeller på rom med sørvendt fasade i forhold til rom mot nord, noe resultatet fra simuleringen med pasientrommet (høyere detaljnivå – og høyere temperaturer mot sør) indikerer. Det ble ikke kjørt simulering med samme detaljnivå for pasientrom med fasade mot nord som eventuelt kunne bekreftet dette. Simuleringene for hele fløy A og B viser opptil ca. 8 °C temperaturforskjeller mellom nordvendt og sørvendt fasade. Man kan ha samtidig varme- og kjølebehov i samme bygg. Dette indikerer også at resultatene på 8 °C temperaturforskjell for soneinndeling med lite detaljnivå, kan være litt lave. Her vil transmisjonstap og strålingsvarme i nærheten av yttervegg/vindu (middelstrålingstemperatur) spille stor rolle i tillegg til romtemperaturen.

5.5.3.3 Dimensjonerende effekt og tilluftstemperatur for hele bygget, Fløy A og B.

Det har for sammenligning blitt kjørt parallelle sommersimuleringer for hele bygget (fløy A og B, 8 soner), med to tilluftstemperaturer, 17°C og 21°C, for å vise hvilket kjøleeffektbehov og romluftstemperatur man kan få ved varierende utetemperaturer og tilluftstemperaturer i kombinasjon. Det er kjørt simuleringer med ubegrenset kapasitet på kjølebatteriet for å finne dimensjonerende effekt. Se resultat i tabell 21 under.

Dimensjonerende kjølebehov Fløy A/B, nord/sør 1. og 2.etg. Alle soner sett under ett.							
Utelufttemp.	Tilluftstemp.	Solskjerming	Operativ temp	Romlufttemp	Effekt (kW)	Effekt (W/m ²)	ΔT m/u screen
DUT 50	21	Ingen	30,8	31,0	18	9,3	6,3
DUT 50	21	Utv. screen	24,5	24,6	18	9,3	
DUT 50	17	Ingen	28,6	28,6	44,3	22,9	6,0
DUT 50	17	Utv. screen	22,6	22,3	44,3	22,9	
DUT 20	21	Ingen	31,6	31,7	31,1	16,1	6,3
DUT 20	21	Utv. screen	25,3	25,2	31,1	16,1	
DUT 20	17	Ingen	29,3	29,2	68,9	35,7	6,5
DUT 20	17	Utv. screen	22,8	22,6	68,9	35,7	
34,2°C	21	Ingen	32,9	32,8	93	48,1	6,0
34,2°C	21	Utv. screen	26,9	26,6	93	48,1	
34,2°C	17	Ingen	30,2	30,2	159,9	82,2	6,1
34,2°C	17	Utv. screen	24,1	23,7	159,9	82,2	
34,2°C	34,2	Ingen	38,9	39,6	0	0	4,7
34,2°C	34,2	Utv. screen	34,2	34,7	0	0	

TABELL 21: DIMENSJONERENDE KJØLEEFFEKTBEHOV VED VARIERENDE KLIMADATA/UTETEMPERATURER

Tabell 21 over viser oversikt over simuleringer for inndelte soner i Fløy A og B samlet ved forskjellig utelufttemperaturer: DUT50, DUT20 og maksimumstemperaturen fra den varmeste dagen, 34,2°C. Alle simuleringer er kjørt med eller uten solskjerming. Vindu har skjermingsfaktor 0,9, mens solskjerming er i form av utvendig screen med skjermingsfaktor på 0,05.

Dersom tilluftstemperaturen økes over 21°C uten samtidig å øke luftmengden, vil man ikke klare å oppnå nok kjøling til å redusere romlufttemperaturen ned til ønsket nivå.

Av tabell 21 kan det leses at forskjellen i romtemperatur ved bruk av utvendig screen eller ingen solskjerming ligger omtrent mellom 5°C og 7°C. Dette gjelder for rom med fasade mot sør. For fasade mot nord, er temperaturforskjellen med og uten solskjerming på 1-2°C.

Klimadata DUT 50:

Ved tilluftstemperatur 21°C blir dimensjonerende kjøleeffekt 18kW. Med utvendige screen vil man da klare å få ned romlufttemperaturen til ca. 25°C. Uten solskjerming kommer ikke temperaturen under 30°C. Dersom man velger 17°C tilluftstemperatur, blir effektbehovet 44,3kW, altså en økning av effektbehovet på over 140%. Romtemperaturen vil da bli redusert ytterligere 2°C til hhv ca. 23°C og 28°C (med og uten screen).

Uavhengig av solskjerming, vil romtemperaturen reduseres med ca 2°C ved å redusere tilluftstemperaturen med 4°C, fra 21°C til 17°C.

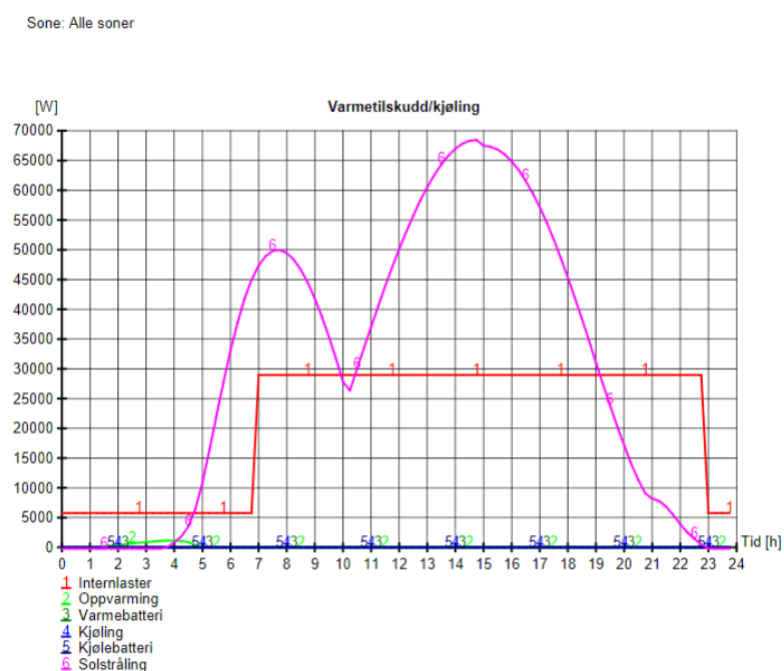
Klimadata DUT 20:

Tilsvarende for DUT20 får man ved å redusere tilluftstemperaturen fra 21°C til 17°C, en økning i effektbehov på ca 120%, fra 31kW til 69kW. Samtidig en reduksjon i romlufttemperatur på ca. 2°C.

Sammenligner man resultatene for DUT20 med DUT50, vil man få omtrent samme resultat for romtemperatur (i underkant av 1°C høyere ved DUT20), og en økning i effektbehovet på ca 70% ved 21°C tilluftstemperatur og 50% ved 17°C tilluftstemperatur.

Egendefinert klimadata (34,2°C): Her må man opp i 93kW kjøleeffekt for å kjøle ned utelufta til 21°C, og 160kW for å redusere den til 17°C.

Grafen under viser varmetilskudd i form av internlaster og solinnstråling for alle soner, uten bruk av kjølebatteri. Grafen for solinnstråling har form som en «M» pga. relativt lite vindusareal mot øst.

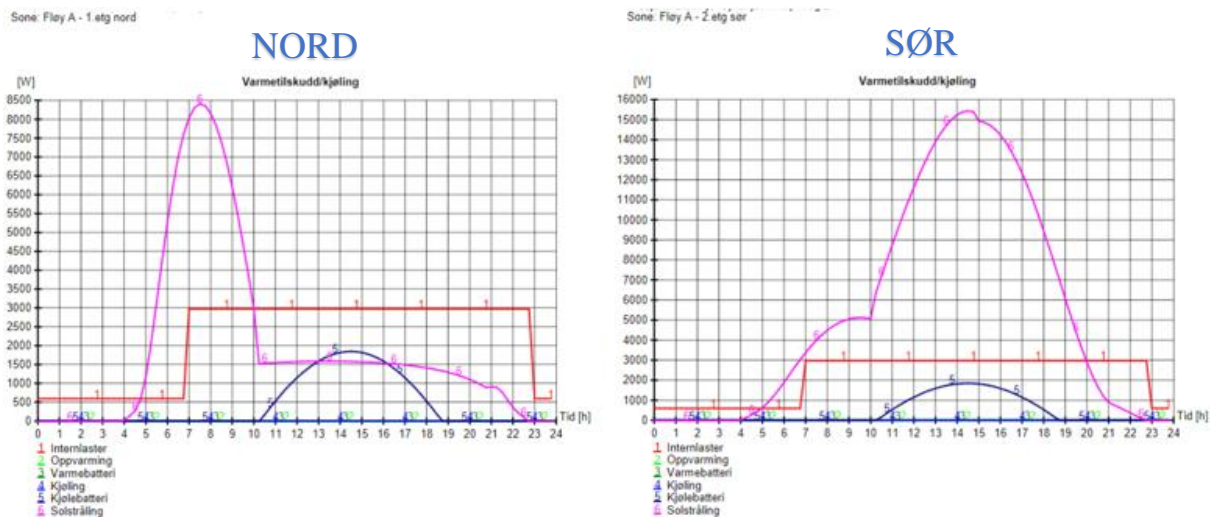


FIGUR 25: VISER VARMETILSKUDD FRA SOLSTRÅLING OG INTERNLAST FOR ALLE 8 SONER UTEN BRUK AV KJØLEBATTERI

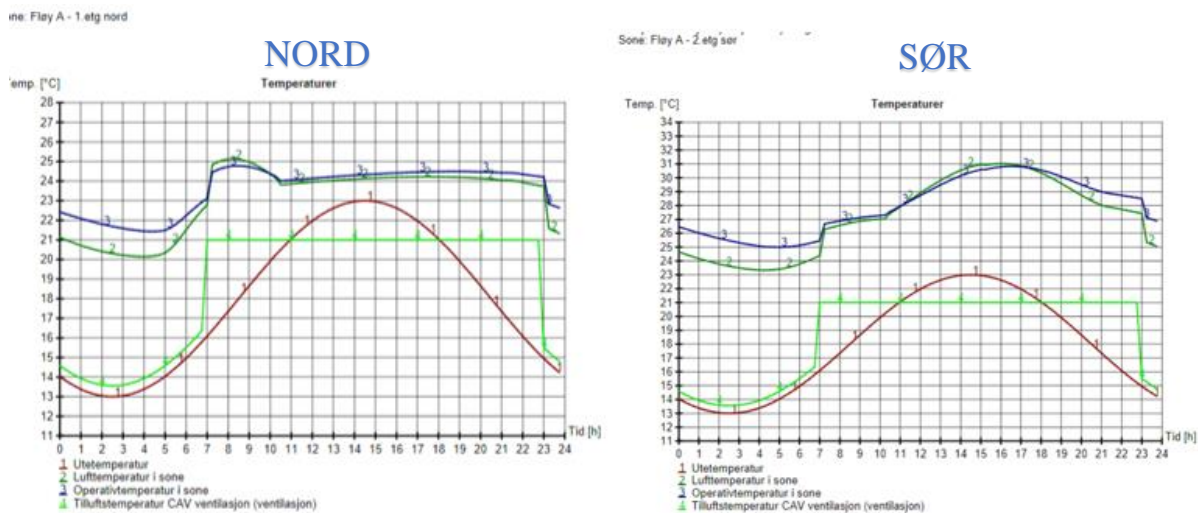
5.5.3.3.1 Resultater for kjølebehov og temperaturer ved DUT50 med og uten solskjerming.

DUT 50 uten solskjerming:

I dette delkapittelet presenteres de grafiske resultatene fra simulering av dimensjonerende kjølebehov ved DUT50. Grafene viser sone med himmelretning mot nord (graf til venstre), og sone mot sør (til høyre). Disse simuleringene er uten bruk av solskjerming og med konstant tilluftstemperatur på 21°C.



FIGUR 26: KJØLEBEHOV VED DUT50 – UTEN SOLSKJERMING



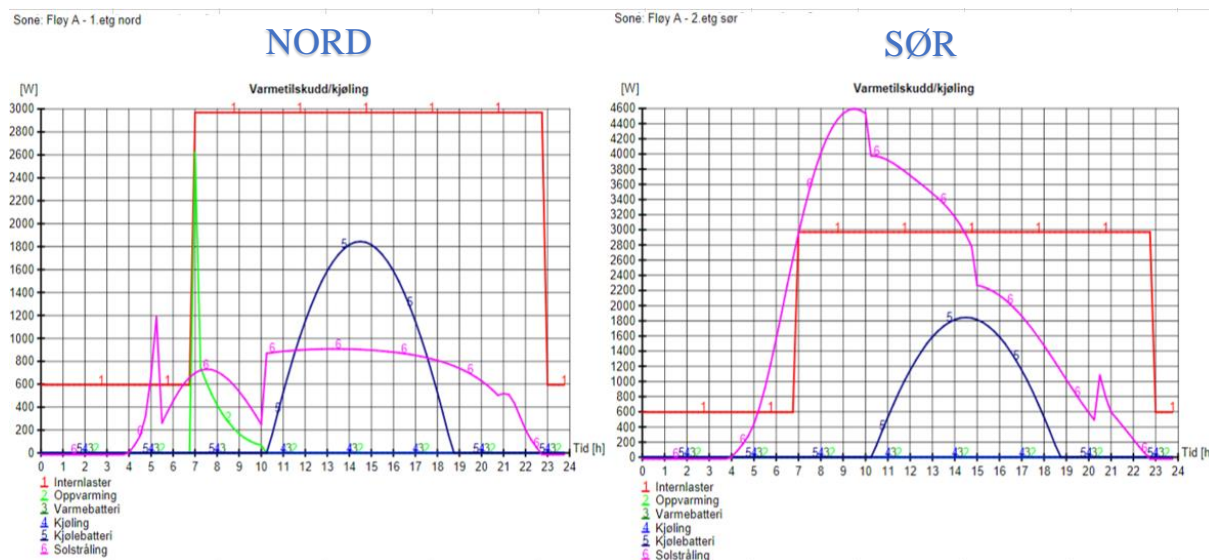
FIGUR 27: RESULTATER FOR LUFTTEMPERATURER VED DUT50, UTEN SOLSKJERMING.

Grafene i figur 27 kan ses i sammenheng med grafene i figur 26 og viser temperatur i aktuell sone ved DUT50, 21°C tilluftstemperatur, uten solskjerming.

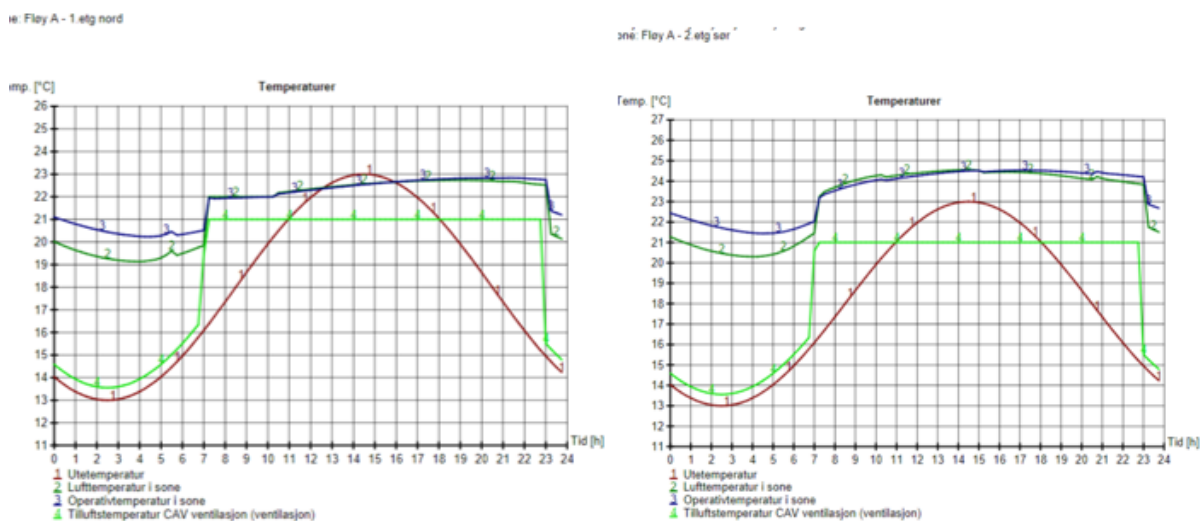
Resultatet for DUT50 viser kjølebehov på 18kW og maksimal lufttemperatur på 25°C og 31°C, hhv. mot nord og sør

DUT 50 med utvendig screen:

Figurene under viser grafene for de samme betingelser som over, dimensjonerende kjølebehov ved DUT50 og tilluftstemperatur på 21°C. Denne simuleringen er med utvendig screen som solskjerming.



FIGUR 28: VARMETILSKUDD OG KJØLING DIMENSJONERENDE TEMPERATUR MED OG UTEN SOLSKJERMING



FIGUR 29: TEMPERATURER VED DUT50 (21°C TILLUFTSTEMPERATUR) MED UTVENDIG SCREEN

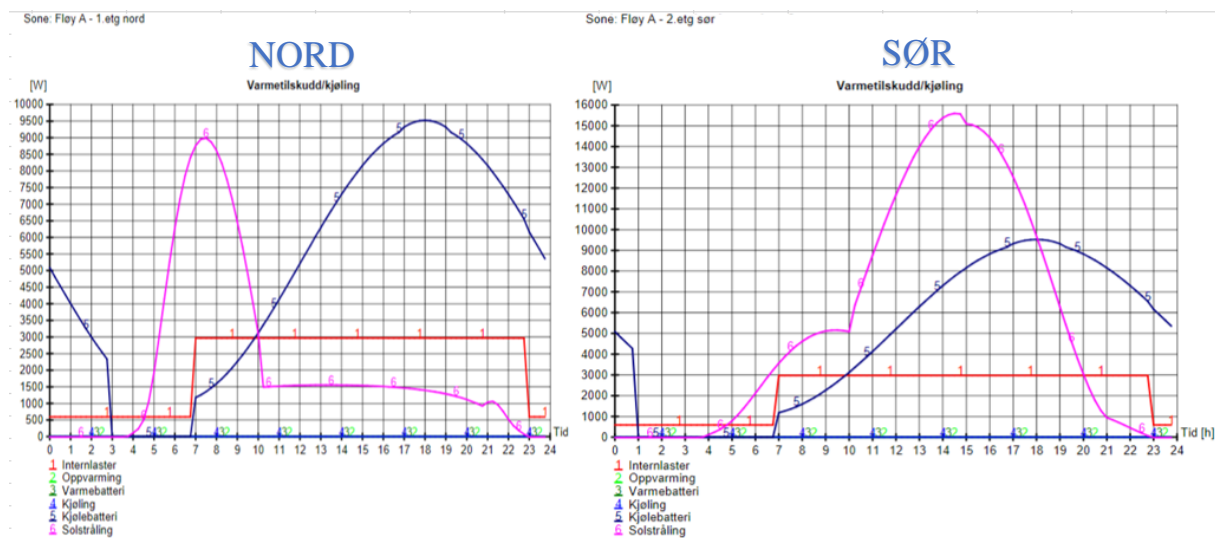
Resultatet for DUT50 viser samme kjølebehov på 18kW som uten solskjerming, men grunnet bruk av utvendig screen, er maksimal lufttemperatur redusert til 23°C og 24,6°C, (nord og sør).

Man får altså samme resultat for kjølebehov, 18kW, forskjellen ved bruk av utvendig screen er altså reduksjon av romlufttemperaturene.

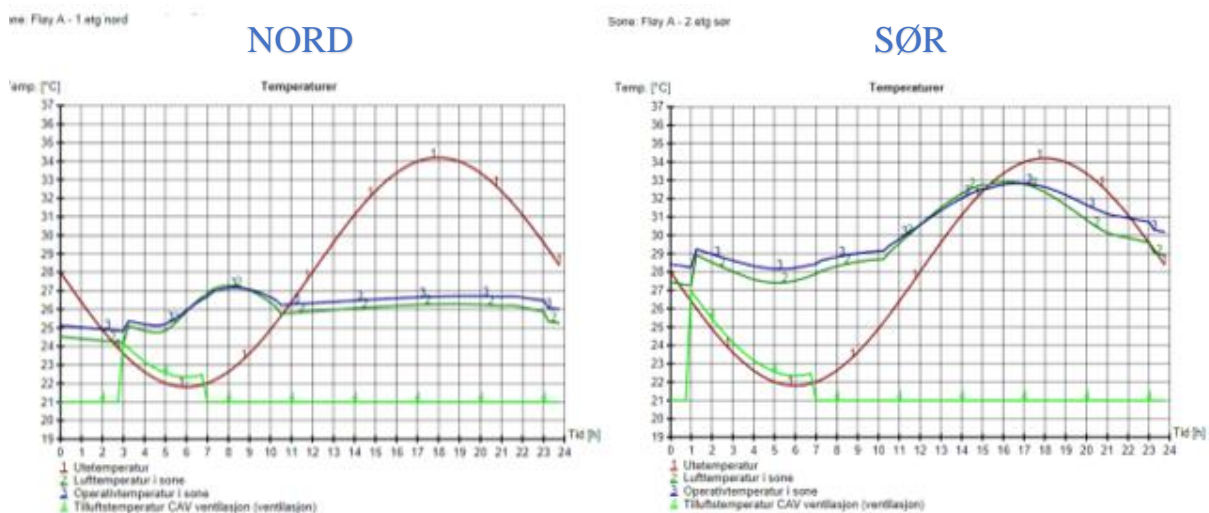
5.5.3.3.2 Resultater Dimensjonerende kjøleeffekt 93kW for varmeste dag, 34,2°C:

Grafene under viser et kjøleeffektbehov på 93kW for å kjøle den varmeste dagen i 2019.

Dimensjonerende temperatur: 34,2°C.



FIGUR 30 VISER INTERNLAST (1), KJØLEBATTERI (5) OG SOLINNSTRÅLING (6) UTEN SOLSKJERMING (ROSA KURVE) FOR HHV NORD- OG SØRVENDT SONE.

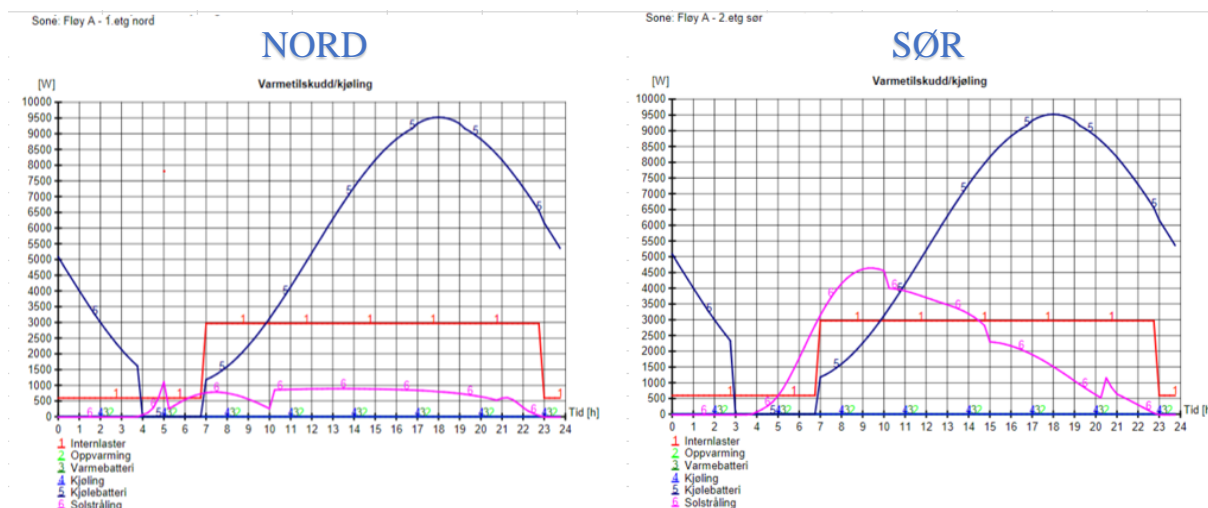


FIGUR 31 VISER UTETEMPERATUR (1), LUFT/OPERATIV TEMPERATUR (2/3) OG TILLUFTSTEMPERATUR (4) UTEN SOLSKJERMING VED DIMENSJONERENDE KJØLEKAPASITET HHV. NORD- OG SØRVENDT SONE

Figur 30 viser resultat en sone (av 8 soner) der for dynamisk kjølebehov over et døgn blir 93kW (dimensjonerende) ved 34,2°C og 21°C tilluftstemperatur (skala på ordinat er forskjellig på de to figurene, slik at kurvene blir forskjøvet). Her er det ingen solskjerming og viser at solinnstråling på sørvendt fasade er større enn mot nordvendt fasade. Figur 31 viser tilhørende temperatur-resultat for de samme simuleringene som i figur 26. Maksimal romlufttemperatur er ca. 27 °C for sone mot nord i morgentimene før den flater ut utover

dagen. For sone mot sør øker temperaturen opp mot 33 °C romlufttemperatur på ettermiddagen. Temperaturdifferanse mellom soner nord og sørvendt fasade blir altså på 6 °C.

Figur 32 under viser resultater med solskjerming (utvendige screen, se rosa kurve) for samme betingelser figurene over (93kW dimensjonerende effekt for 34,2°C).



FIGUR 32 VISER INTERNLAST (1), KJØLEBATTERI (5) OG SOLINNSTRÅLING (6) MED UTVENDIG SCREEN FOR SONE: FLØY A. 1.ETG NORD OG FLØY A- 2. ETG SØR

5.5.3.4 Energibehov basert på resultat fra SIMIEN

Normalt baseres energi- og effektberegninger på dimensjonerende utetemperatur for området (DUT50). Dette er et prosjekt som har som mål å få ned temperaturen noen få grader på de varmeste dagene, for å unngå de verste temperaturoppene.

Vi ser på resultatene for klimadata for varmeste dag 34,2°C og sammenligner med resultatene for DUT 20 og DUT 50. Ved å integrere kjøleeffektbehovet finner man det dynamiske energibehovet pr. døgn/driftstid for gitte betingelser.

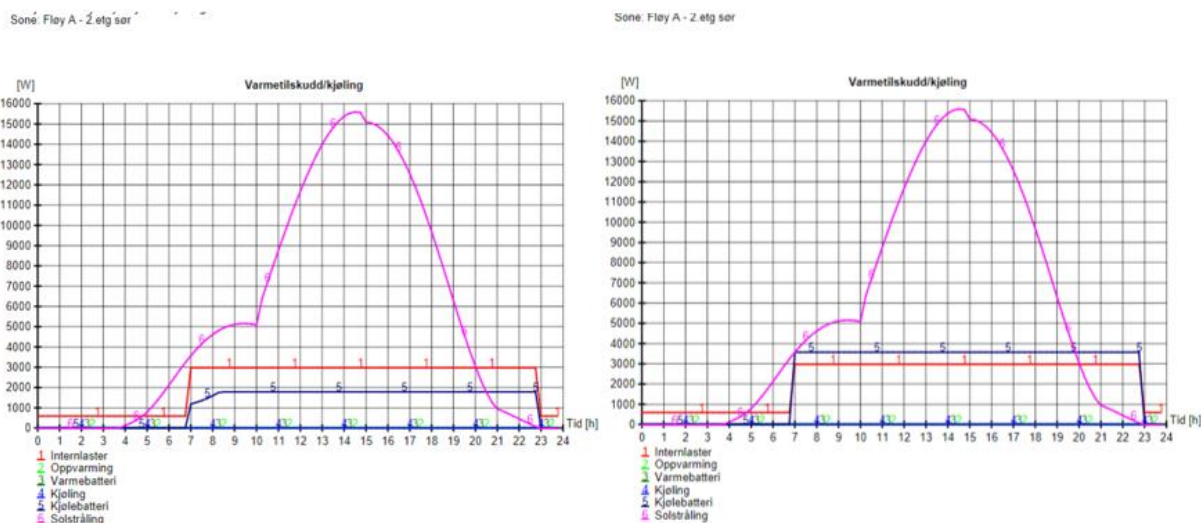
Tabellen under viser resultat av energibehov i kWh og antall IBC-er dette representerer for de forskjellige klimadataene simulert i

Dynamisk energibehov utregnet fra SIMIEN							
	Tilluftstemp (°C)	Dim. Effekt (kW)	Begr. Effekt (kW)	Energibehov (kWh)	Antall IBC pr døgn	Romtemperatur	
Klimadata						Uten skjerming	Utv. Screen
Egendef 34,2	34,2	-	-	-	-	39,6	34,7
Egendef 34,2	21	93		1042,4	12,5	32,8	26,6
Egendef 34,2	21		17,4	270	3,2	38,0	32,9
Egendef 34,2	21		34,8	570	6,8	36,0	30,8
Egendef 34,2	17	160		1965,4	23,5	30,2	23,7
Egendef 34,2	17		17,4	280	3,4	38,0	32,9
Egendef 34,2	17		34,8	570	6,8	36,4	30,6
Egendef 34,2	17		108	1532	18,3	31,3	25,0
DUT50	21	18		101,6	1,2	28,6	22,3
DUT50	17	44,3		400,8	4,8	31,0	24,6
DUT20	21	31,1		221,2	2,6	31,7	25,2
DUT20	17	68,9		700,8	8,4	29,2	22,6
DUT50	17		17,4	217,6	2,6	30,3	23,9
DUT50	17		34,8	368	4,4	29,1	22,7

TABELL 22: TABELL VISER RESULTAT OVER ENERGI BEHOV VED FORSKJELLIGE KJØLEEFFEKTER OG HVA DETTE ENERGI BEHOVET TILSVARER I FORBRUK AV IBC I LØPET AV ET DØGN MED 16 TIMER DRIFTSTID.

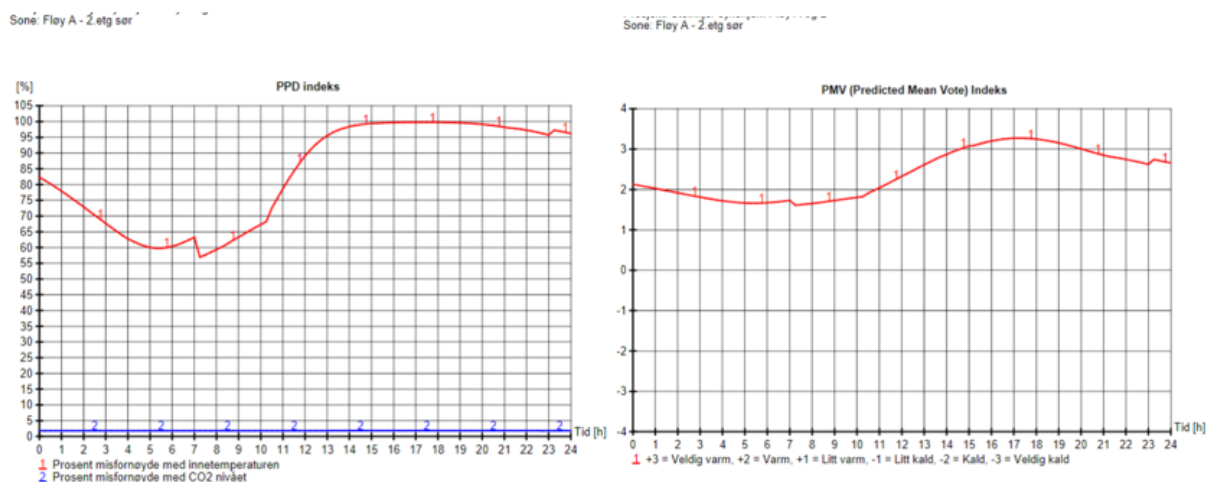
5.5.3.5 Bruk av kjølebatteri med mindre kapasitet enn dimensjonerende.

Ved å underdimensjonere kjølebatteriet blir resultatet av kjøleeffektbehovet tilnærmet statisk og kan lettere sammenlignes med resultatene fra de statiske beregningsmetodene.



FIGUR 33: VISER 34,2°C OG 17kW KJØLEBATTERI UTEN SOLSKJERMING TIL VENSTRE – OG 34kW TIL HØYRE

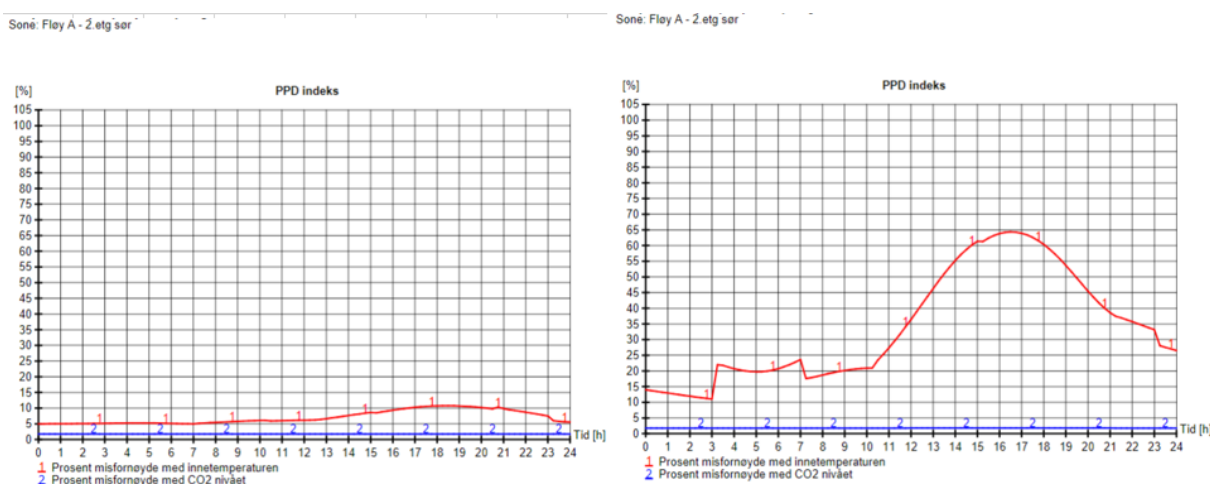
Ved bruk av mobilt kjøleanlegg vil man ikke klare å oppnå akseptabelt PPD nivå, men målet er å få redusert temperaturen noen få grader.



FIGUR 34: PPD INDEKS VED UNDERKAPASITET PÅ KJØLEBATTERI, HHV 17kW OG 34kW

Figur 34, PPD indeks viser at å underdimensjonere kjølebatteri fører til høy andel misfornøyde brukere, 65% på formiddagen og 100% på ettermiddag.

Tilhørende PMV viser hva de misfornøyde synes om innnetemperaturen. Score 2 (varm) på formiddagen. Score 3 (veldig varm) på ettermiddagen.



FIGUR 35: FIGUREN VISER EKSEMPEL PÅ PPD INDEKS FOR DIMENSJONERENDE KJØLEEFFEKTBEHOV VED TILLUFTSTEMPERATUR PÅ 93kW MED UTVENDIG SCREEN (VENSTRE) OG UTEN INSTALLERT SOLSKJERMING I GRAFEN TIL HØYRE.

Grafene i figur 35 viser forskjell i PPD indeks med og uten bruk av solskjerming ved dimensjonerte kjøleeffekt. PPD indeksen beskriver i prosent hvor mange som er misfornøyde med innnetemperaturen. Det viser tydelig at mekanisk ventilasjonskjøling ikke er tilstrekkelig for å kjøle ned et bygg under høye utetemperaturer, men krever passive tiltak i tillegg. Dette til tross for dimensjonerende kjølekapasitet, men her spiller tilluftstemperaturen inn. (Tilluftstemperaturen blir for høy for å kunne klare å kjøle ned rommene tilstrekkelig, kan ikke hente ut mer varmeenergi fra lufta. Stopper på 21°C)

5.5.4 Vurdering av tilluftstemperatur

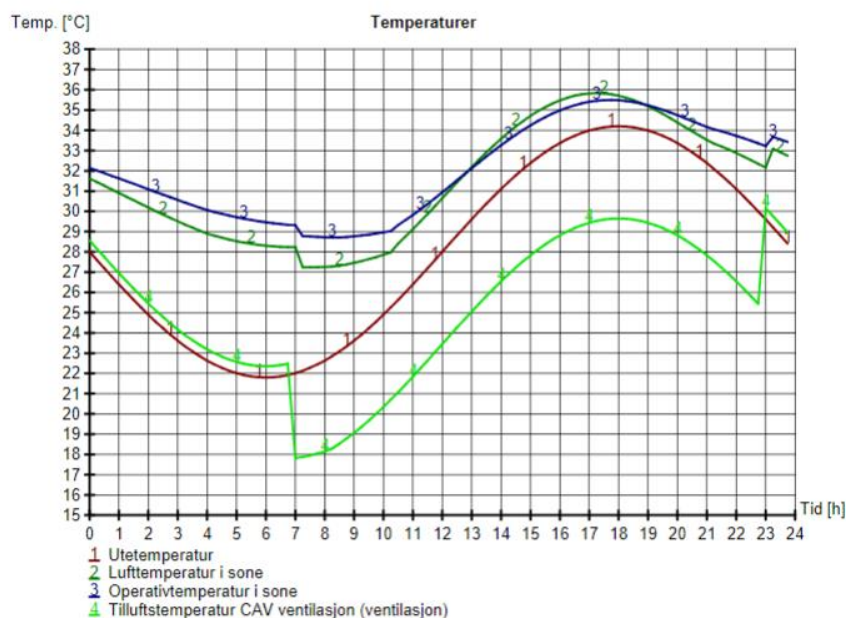
I fyringssesongen er settpunkt for tilluftstemperatur ved Steinkjer sykehjem 21°C , som er 2°C under settpunkt for ønsket romtemperatur på 23°C . Radiatorer og vannbåren gulvvarme sørger for å dekke varmeunderskuddet.

Ved kjøling av forretningsbygg ligger typisk tilluftstemperatur på $16\text{-}18^{\circ}\text{C}$. Jo lavere tilluftstemperatur, dess mer energi krever temperatursenkningen, og desto høyere effekt på kjølebatteriet. Det er vanlig å dimensjonere med et temperaturfall over kjølebatteriet på 5°C på vannsiden. Typiske dimensjoneringsverdier for driftstemperatur over kjølebatteri er $5/10^{\circ}\text{C}$ eller $7/12^{\circ}\text{C}$.

På grunn av begrenset tilgang på energi (i form av iskuber som stadig må skiftes ut), har man ikke ambisjon om å klare å oppnå tilstrekkelig effekt for å dekke hele kjølebehovet, da trengs et mer tradisjonelt tiltak, som f.eks DX-kjøler (som det nå er planlagt å installere på Steinkjer Sykehjem).

Siden dette gjelder sykehjem med en sårbar pasientgruppe med lavt aktivitetsnivå, kan en tilluftstemperatur på 17°C være litt lavt og føre til følelse av kald trekk (dette gjelder så lenge kjølebatteriet har kapasitet nok, og tilluftstemperaturen blir opprettholdt). Ved å øke tilluftstemperaturen vil faren for trekkproblematikk bli redusert. Det er derfor ved simuleringene valgt å beholde samme tilluftstemperatur som i fyringssesongen, 21°C . Grunnet mangel på dødbånd og behov for å tørke luften mer enn det som oppnås ved 21°C , bør tilluftstemperaturen ligge et sted mellom 17°C og 21° . Dette vil føre til økt utfelling over kjølebatteriet og energiforbruk til kondensutfelling, men bedre utnyttelse av varmeakkumulering i bygget og dermed et lavere kjølebehov (Thyholt, M, Lien, A.G, Dokka, T.H, 2001).

Simuleringene fra SIMIEN viser at kjølekapasiteten man i praksis kan oppnå med denne løsningen ikke vil klare å holde tilluftstemperaturen på stabilt nivå, men vil følge tilluftskurven med $4\text{-}5^{\circ}\text{C}$ under lufttemperatur. Figur 36 under viser hvordan kurven for tilluftstemperatur vil følge kurven for utelufttemperatur, ved 34kW kjølebatteri og 17°C settpunkt for tilluftstemperaturen.

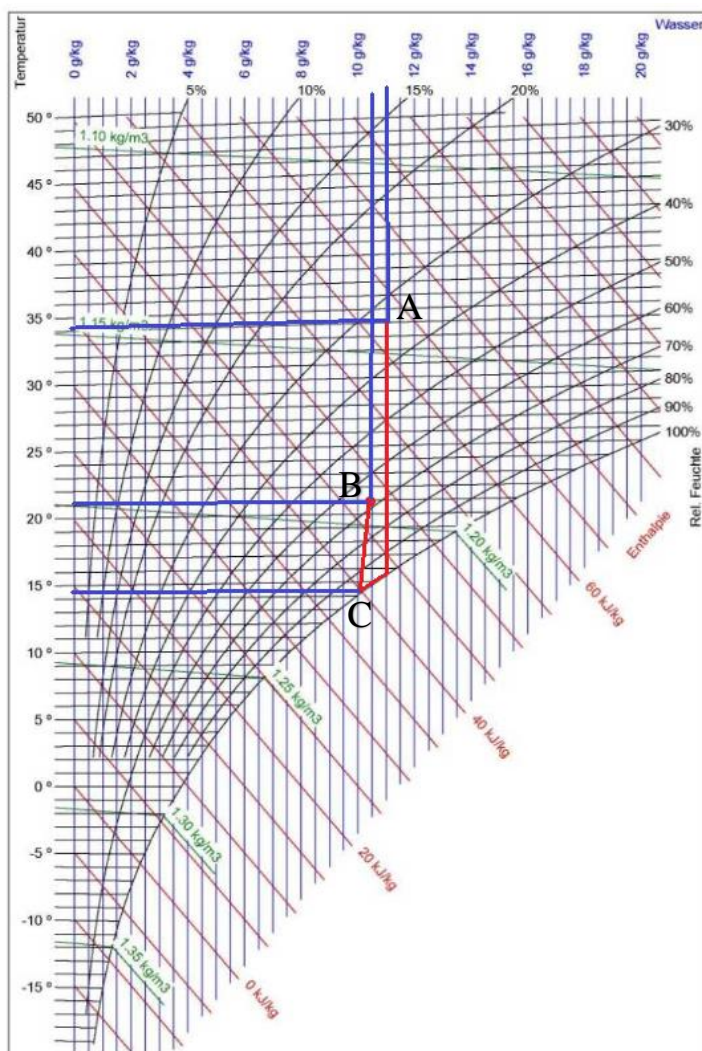


FIGUR 36: TEMPERATURER FOR UTELUFT, TILLUFT, OPERATIV OG ROMLUFT UTEN SOLSKJERMING

Nattkjøling til utenfor driftstid (07:00-23:00) kan føre til at varmebatteri kobles inn og utelufta blir oppvarmet til tilluftstemperatur, dersom utelufttemperaturen ligger under ønsket tilluftstemperatur innenfor driftstiden (settpunkt). Det vil føre til økt energibruk til både varme og kjøling, siden det ikke er dødbånd mellom settpunkt for ønsket tilluftstemperatur ved oppvarming og kjøling. Da bør det være dødbånd på ca. 2-4 °C mellom settpunkt for tilluftstemperatur for kjøling og varme (Thyholt, M, Lien, A.G, Dokka, T.H, 2001).

Ved høyere tilluftstemperatur kan man også øke vanntemperaturen over kjølebatteriet, med den følgen at man ikke feller ut like mye vann i form av kondens, som ved lavere driftstemperatur over kjølebatteriet.

Som merket i Mollier-diagram (Vedlegg 3) under:



FIGUR 37 MOLLIERDIAGRAM VED TEMPERATURREDUKSJON FRA UTELUFT PÅ 34,2°C OVER KJØLEBATTERI MED DRIFTSTEMPERATUR PÅ 12°C/17°C

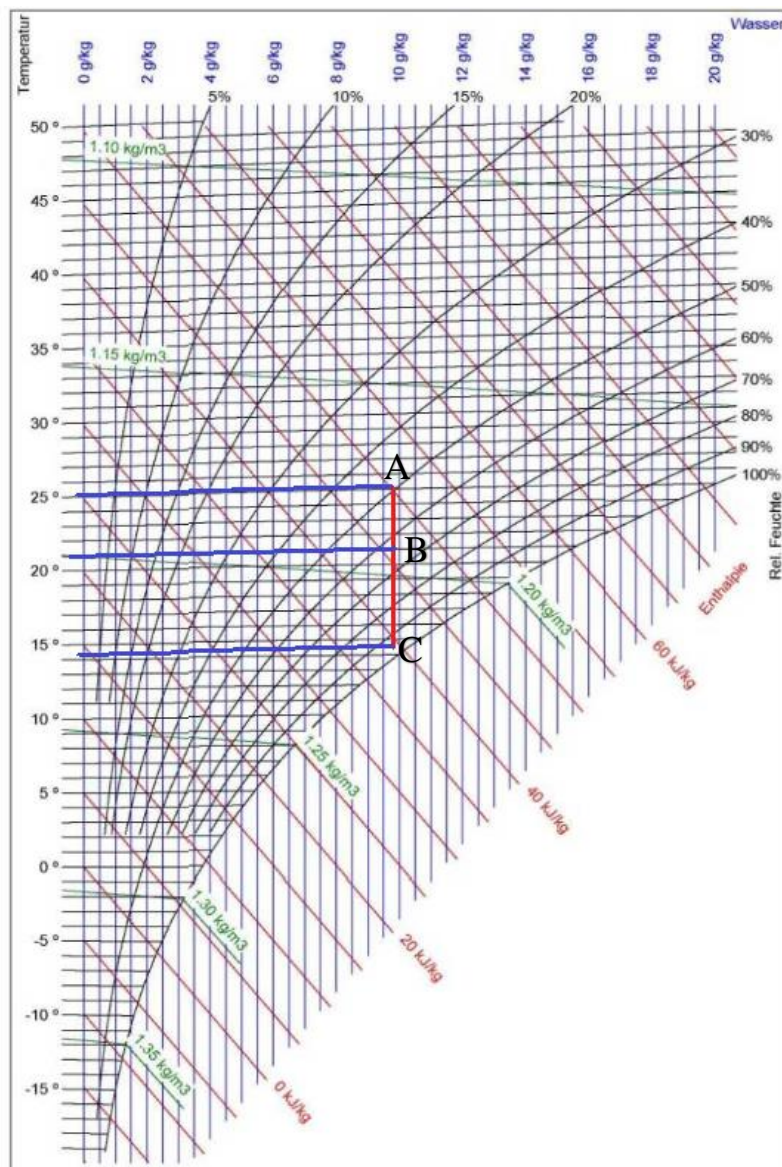
Mollier-diagrammet viser bruk av klimadata med utelufttemperatur (punkt A) på 34,2°C, 33% RH og duggpunkt 15,7 °C over et kjølebatteri med driftstemperatur 12/17 °C (kjøleflatens duggpunktstemperatur på 14,5 °C, punkt C). Det blir minimalt med kondensutfelling, da snitttemperaturen for kjølebatteriet bare ligger 1,2°C under duggpunktstemperaturen til utelufta. Punktet for tilluftstemperaturen (punkt B) ligger i skjæringspunktet på linje mellom utgangstemperaturen på 34,2°C og kjølebatteriets duggpunkt (punktene A og C). Utfelling på 0,5g vann, fra 11g vann/kg tørr luft, til 10,5g vann/kg tørr luft.

På grunn av den beskjedne kondensutfellingen, øker relativ luftfuktighet til ca. 68%. Det nærmer seg grensen for akseptabel luftfuktighet, som bør ligge under 70%, men fortsatt en

rimelig luftfuktighet som ikke skulle medføre fare for fuktutfelling med materielle eller helseskadelige virkninger.

Denne temperaturen er selvfølgelig ekstrem, og ikke typisk for trøndersommeren.

Med utgangspunkt i en mer normal sommertemperatur, f.eks. DUT20; 25°C, 50%RH:



FIGUR 38 MOLLIERDIAGRAM VED TEMPERATURREDUKSJON FRA UTELUFT PÅ 25°C, 50%RH OVER KJØLEBATTERI MED DRIFTSTEMPERATUR PÅ 12/17°C, KJØLEFLATAS DUGGPUNKT 14,5°C (PUNKT C).

I dette tilfellet ligger duggpunktet til kjøleflata under uteluftas duggpunkt og det skjer ingen kondensutfelling, $\Delta x=0$. Relativ luftfuktighet ved sluttemperaturen (tilluftstemperatur på 21°C) blir på ca. 63% (avlest), ikke langt fra resultatet ved ekstremtemperaturen i første tilfelle. Frigitt varmeenergi blir ca. (avlest $h_A-h_B=50-46=4\text{kJ/kg}$). I virkeligheten vil man

likevel få utfelt kondens på overflata spesielt i området rundt i innløpet til kjølebatteriet, da turtemperaturen på vannet (i dette tilfellet 12°C) ligger under luftas duggpunkt.

For tilluftstemperaturer på 17°C med samme duggpunkt over kjøleflata vil det bli en enda høyere relativ luftfuktighet, over 80%, noe som ikke er å anbefale. Dessuten ville temperaturdifferansen mellom vann og luft blitt såpass liten at det ville medført en uforholdsmessig stor kjøleflate for å få varmeoverføring. I tilfelle hvor det er ønsket en tilluftstemperatur på 17°C, måtte det vært lavere og mer anvendte temperaturer på kjøleflata, f.eks. 7/12°C eller f.eks 10/15°C, for å unngå unødig energibruk på kondensutfelling.

Ved Steinkjer sykehjem, der det ikke er installert kjøleanlegg for ventilasjonsanlegget er det stor sannsynlighet for at ventilasjonskanaler inne i bygget ikke er kondensisolert. Dette kan føre til kondens på utsiden av ventilasjonskanalene når bygget er varmet opp (varmeakkumulert) av sommertemperatur med høy luftfuktighet. Ved lav temperatur på tillufta vil lufta kjøle ned kanalene til under duggpunktet til lufta utenfor kanalene. Dette kan føre til fuktutfelling og sjenerende drypping rundt åpninger som tilluftsventiler inne i bygget. Dersom denne fukta ikke kommer til syne ved drypping, kan det over tid føre til store materielle skader, som ikke nødvendigvis blir oppdaget i tide, da mye fukt kan samles i bygningskonstruksjonen og medføre permanente skader på bygningsmaterialer over tid.

Ved lavere driftstemperatur og duggpunkt over kjølebatteriet, vil man få større kondensutfelling og tørrere luft tilført bygget – og samtidig større energiforbruk.

Det er fordeler og ulemper med å øke tilluftstemperaturen og driftstemperaturen over kjølebatteriet.

Fordel:

- Energibesparende (lavere ΔT luft-luft og luft-vann).
- Redusere følelse av trekk.
- Mindre fare for fuktutfelling på utsiden av ventilasjonskanaler inne i bygget som ikke er kondensisolert

Ulempe:

- Mindre kjøleeffekt med samme størrelse kjølebatteri og luftmengde
- Økt relativ luftfuktighet i tilluften pga. mindre kondensutfelling over kjølebatteriet som videre kan føre til fuktproblematikk fra tilluft i bygget.

5.5.5 Vurdering av solskjerming

Resultatene fra både de statiske og dynamiske kjølebehovsberegningene viser innvirkningen god solskjerming har på kjølebehovet. Man kan oppnå stor reduksjon i romlufttemperatur ved bruk av solskjerming. Differansen lå på 5-7°C i rom mot sør, mens i rom mot nord ikke oppnådde samme effekt, med 1-2°C. Det viser at behovet for solskjerming er vesentlig større for rom mot sørvendte fasader i forhold til nordvendte fasader. Variasjoner i temperaturer for nordvendte i forhold til sørvendte rom vil variere mye fra et bygg til et annet, avhengig av utforming og skjerming. Ved større detaljnivå i simuleringene ville resultatene blitt enda mer nøyaktige og kunne vist større variasjoner.

Som nevnt har Steinkjer sykehjem i dag utvendig screen som solskjerming (3.1). Eksisterende screen har vært i bruk i flere år. Grunnet sviktende funksjon og usikkerhet rundt kvaliteten (skjermingsfaktor) skal av de skiftes ut i løpet av inneværende år. Screenene styres manuelt ved at betjeningen slår på en bryter på hvert enkelt rom. Ingen sentral styring eller automatikk. Dette medfører risiko for at skjermingen blir aktivert for seint med tanke på solinnstråling og dermed gi en uønsket oppvarming av bygget. Dette anses som en svakhet, og det anbefales heller å investere i fullautomatisk utvendige screen som styres etter sensor for solinnstråling, som f.eks. aktiveres ved 100 W solinnstråling.

I tillegg til solavskjerming ved bruk av automatisk aktiverte utvendige screen, er vinduenes egenskaper og , kan andre passive skjermingstiltak som høy beplantning og skulpturer være blant tiltak som kan bidra til å redusere varmetilskudd i form av solinnstråling.

5.5.6 Vurdering og sammenligning av resultat fra statiske og dynamiske kjølebehovsberegninger

SIMIEN baserer beregningen av kjøleeffektbehov utfra luftmengde og temperaturdifferanse (nedkjøling) over kjølebatteri. Sammenstilt med alle varmetilskudd fra internlaster og solinnstråling resulterer det i beregnet romlufttemperatur i en sone.

De statiske beregninger inkluderer forskjellige solskjermingsfaktorer, og oppgir resultatene i totalt kjøleeffektbehov. Alle SIMIEN-simuleringene er utført med middels tung bygning. Ved varmeste utelufttemperatur (34,2°C) og en skjermingsfaktor på 0,9 er resultatet fra SIMIEN 93 kW som dimensjonerende kjøleeffektbehov. Dette resultatet er sammenfallende med

resultatet fra de statiske beregningene på 91 kW (se tabell 17, kap. 5.5.1.1), med samme skjermingsfaktor.

Statiske beregninger av kjølebehov [W]				
		AKKUMULERING		
		Lett	Middels	Tungt
SKJERMING	Ingen	119025	101682	90120
	Doble vinduer	108798	91456	79894
	Doble vinduer og lyse markiser	35166	17823	6261

SIMIEN er en mer nøyaktig framgangsmåte enn statiske beregninger da det tas hensyn til flere faktorer. NS303 (Standard Norge, 2014) anbefaler bruk av et dynamisk beregningsverktøy for å oppnå nøyaktig beregninger. Alle de statiske beregningene er basert på varmeste temperatur på 34,2°C, mens de dynamiske har simuleringer for DUT50, DUT20, i tillegg til den varmeste dagen, 34,2°C. Resultatene fra de statiske beregningene gir mer overslag av effektbehovet ved et bygg, men til tross for dette samsvarer resultatene av de statiske beregningene med noen av simuleringene gjort i SIMIEN. Uansett bruk av statiske eller dynamiske beregningsverktøy stiller det krav til nøye kartlegging av bygget som skal prosjekteres og det nærliggende området, da mangel på korrekte verdier kan ha store utslag på det totale effektbehovet.

6 Systemdesign

I dette kapittelet vil det diskuteres mulige løsninger på mobile kjøleanlegg med is som kjølekilde. Valg til videre dimensjonering av komponenter tas. Avslutningsvis diskuteres alternative løsninger og praktisk gjennomføring av prosjektet.

6.1 Systemoppbygning

For å diskutere denne systemløsningen settes det noen begrensninger, som er nevnt innledningsvis (kap. 1.3). Is skal brukes som energikilde til kjølingen, og systemet skal være mobilt til den grad et det er mulig å demontere og settes sammen igjen til bruk ved et annet bygg.

6.1.1 Innfrysingsbeholder

Det mobile kjøleanlegget baserer seg på å benytte latent smeltevarme fra is som energikilde. Is ved 0°C inneholder kjøleenergi ca. 93kWh/tonn. Beholder for innfrysning av is må vurderes med pris, tilgjengelighet og styrke som kriterier.

6.1.2 Oppbevaring

For bygg med større kjølebehov kan flere isblokker benyttes samtidig. Disse kan eksempelvis settes i felles beholder i form av et større basseng eller container. Dersom kjølebehovet til et bygg er større enn varmeoverføringsraten samlet fra alle isbeholdere til bassengvannet vil effektiviteten til kjølebatteriet bli redusert.

6.1.3 Kjølebatteri

Reservoaret med is og smeltevann må kobles til et vann/luft kjølebatteri som festes på luftinntaket for ventilasjonsanlegget. Utformingen og geometrien til kjølebatteriet vil ha innvirkning på hvor stor kjøleeffekt som kan leveres.

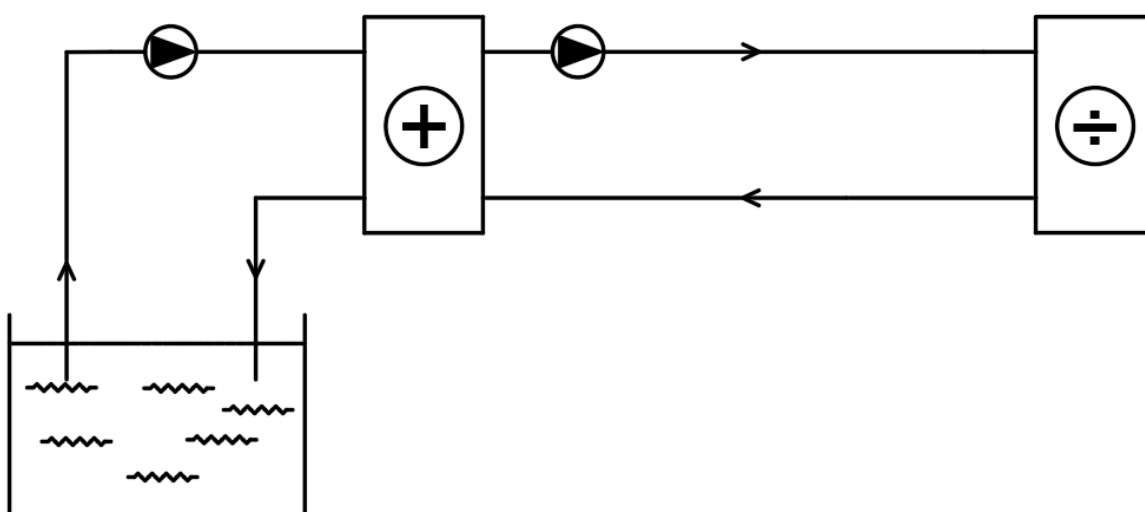
Dersom temperaturen på den kalde overflaten til kjølebatteriet i tilluften er under duggpunktet for utelufta, vil kondens felles ut når luften skal kjøles ned til ønsket tilluftstemperatur. Ett system for håndtering av avrenning må derfor være med i systemløsningen. Kjølebatterier med dryppanne for drenering av kondens er tilgjengelig hos de fleste leverandører av kjølebatteri. Dråpefanger etter kjølebatteri anbefales ved lufthastigheter over 2,5 m/s (Ingebrigtsen, 2019, kap. 4.2) for å hindre at vanndråper blir revet løs fra kjølebatteriet og dratt med tillufta inn i kanalnettet.

6.1.4 Varmeveksler

Dersom vann ikke føres direkte fra bassenget som medium i kjølebatteriet er systemet avhengig av varmeveksling for å få overført energi fra bassengvannet til en lukket kjølekrets. Rørveksling eller platevarmeveksling er de mest aktuelle måtene å utføre dette på. Ved bruk av rørveksling må det legges tilstrekkelig mengder i bassenget til at kjølekretsen kan oppnå ønsket temperatur. Rørveksling krever stor plass, i form av rørlengder, for å oppnå tilstrekkelig areal til varmeoverføringen. En platevarmeveksler vil overføre varme til kjølekretsen med et betraktelig mindre plassbruk enn ved bruk av rørveksling. En platevarmeveksler er heller ikke avhengig av å være plassert i bassengvannet. Man må påse at vannhastigheten gjennom varmeveksleren ikke er for høy da det påvirker varmeoverføringen. For dette prosjektet kan man velge å bruke varmeveksler og dermed et lukket system, eller et åpent system uten varmeveksler.

6.1.4.1 Lukket system

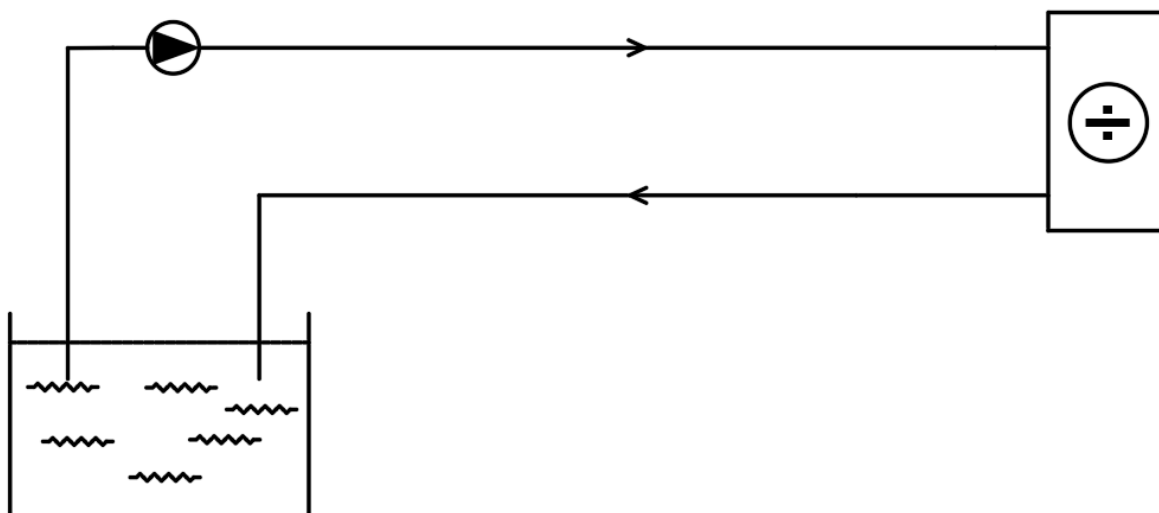
Isvann fra beholder føres inn i en varmeveksler ved hjelp av pumpearbeid. En lukket kjølekrets med et kjølemedium føres motstrøms av isvannet inn i varmeveksleren og kjøles ned til ønsket temperatur. Kjølemediet føres videre inn til et kjølebatteri hvor den nedkjøler den varme luften ved luftinntaket. En lukket krets vil være lettere å regulere enn en åpen (Kap. 6.1.6). Man vil unngå faren med luft og ellers forurensninger i kjølekretsen som kan resultere i driftsstopp (Kap. 6.1.9). En ulempe med bruk av varmeveksler er effekttapet som oppstår ved varmeoverføring.



FIGUR 39: LUKKET SYSTEM

6.1.4.2 Åpent system

Lignende oppbygning som lukket system, men varmeveksleren fjernes og isvannet går direkte til reguleringsventil, og så videre til kjølebatteriet. Dette er en billigere løsning da man har mindre komponenter totalt enn i et lukket system, men det åpner for flere problemer, som diskutert i kap. 6.1.4.1.



FIGUR 40: ÅPENT SYSTEM

6.1.5 Rørkoblinger

Rørene som legges mellom basseng og kjølebatteri bør ha god mobilitet og bestå av materiale med lav konduktivitet.

Rør finnes i flere kvaliteter og materialer som kobber, stål og plast. Rørmateriale velges ut fra temperaturområde, trykkforhold og korrosivitet på medium og omgivelser. Rør i metall som kobber og stål er relativt lite fleksible, stål i kontakt med luft kan korrodere og må på grunn av høy varmeledningsevne isoleres mot varmetap.

Plastrør har lavere varmeledningsevne, er mer fleksible og korrosjonsbestandig enn stål.

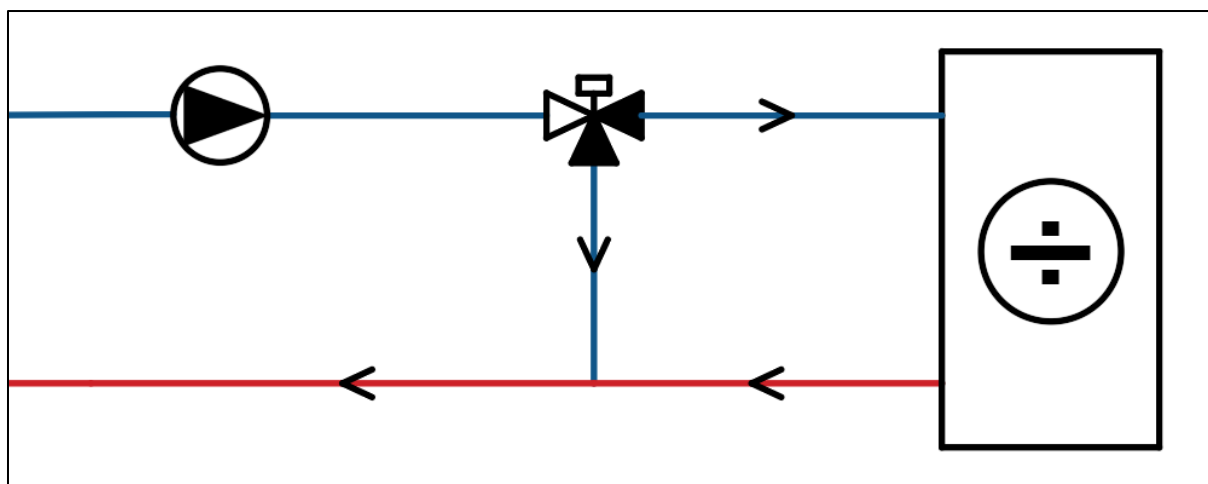
6.1.6 Effekterregulering

For å oppnå ønsket temperatur på kjølemediet inn i kjølebatteriet, er kjølekretsen avhengig av god regulering. Temperatur- og mengderegulering er de aktuelle måtene å regulere

kjølekretsen på. Kjølebehovet vil være dynamisk og det kreves derfor at kjølebatteriets avgitte kjøleeffekt reguleres ift. omgivende lufttemperatur. Reguleringsventil bør plasseres nært kjølebatteri for å unngå lang transportvei og ventetid, noe som vil føre til dårligere og mer ujevn regulering.

6.1.6.1 Mengderegulering

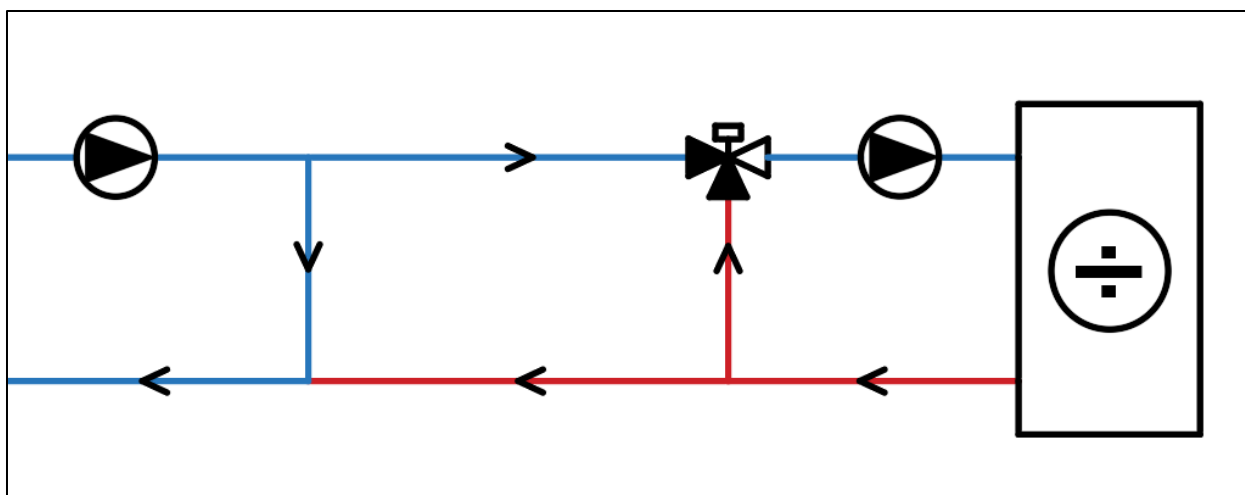
Forutsettes en konstant turtemperatur fra vannbasseng kan mengderegulering benyttes. I en slik løsning vil eksempelvis en motorstyrt treveisventil føre deler av turvannet tilbake til retursiden før det går tilbake i vannbassenget. Resterende vann går til kjølebatteri. Ved lave vannmengder kan det bli utfordrende å oppnå tilfredsstillende ytelsesendring på kjølebatteriet. For å få en nøyaktig mengderegulering kreves det avanserte shuntventiler noe som vil være kostnadsdrivende for prosjektet.



FIGUR 41: MENGDEREGULERING TREVEISVENTIL

6.1.6.2 Temperaturregulering

Kjølebatteriets avgitte temperatur kan også reguleres ved bruk av temperaturregulering. Dette kan enten gjøres ved regulering av vanntemperatur ut fra varmeveksler i basseng eller ved å regulere turtemperaturen gjennom innblanding av returvann ved bruk av treveisventil. For å oppnå dette kan svenske- og norskekobling benyttes. Temperaturregulering vil gi en enklere og mer pålitelig regulering enn mengderegulering. Ved behov for stor endring i avgitt kjøleeffekt og liten temperaturforskjell på tur- og returside vil det være utfordrende å oppnå ønsket reduksjon i effektavgivelse.



FIGUR 42: TEMPERATURREGULERING TREVEISVENTIL

6.1.6.3 Kompensering

All litteratur om kjøling av bygg baseres, naturlig nok, på vurderinger av permanente løsninger med ubegrenset tilgang på energi for å levere den ønskede kjøleeffekten (energibruk vurderes selvfølgelig utfra et miljømessig og økonomisk standpunkt).

I dette prosjektet har det ikke vært fokus på komfortkjøling, men mer en kriseløsning og hjelpemiddel ved ekstreme sommertemperaturer. Her er ikke målet å opprettholde et jevnt behagelig inn klima, kun redusere romtemperaturen til et mer levelig nivå og unngå helseskadelig høye innnetemperaturer.

Diskusjon om valg av reguleringsmetoder for dette systemet vil derfor kunne avvike fra permanente kjøleanlegg, da det ligger andre forutsetninger og begrensninger til grunn for valg og vurdering for dette mobile kjøleanlegget. Fokus på energibesparelse er avgjørende.

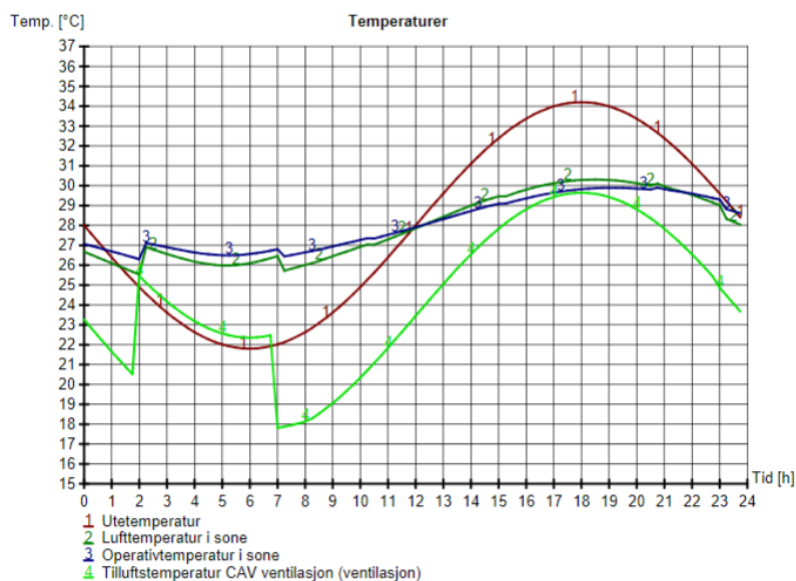
All kjøling for dette prosjektet forutsetter sekvensstyring av varmegjenvinner og varmebatteri, for å unngå varmetilførsel fra disse, som igjen må fjernes av kjøleanlegget.

Det har blitt vurdert forskjellige måter å regulere systemet på, fast tilluftstemperatur, utekompensering eller avtrekkskompensert tilluftstemperatur.

Ved begrenset kjølekapasitet vil man på de varmeste dagene ikke klare å opprettholde ønsket tilluftstemperatur, annet enn tidlig på dagen når temperaturen er på det laveste. Temperaturen

vil deretter følge kurven for utetemperatur med noen grader undertemperatur. Se figur 43

Sone: Fløy A - 2.etg sør



FIGUR 43: VED 34kW KJØLEBATTERI OG 17°C.

Ved høye lufttemperaturer på dagtid, bør det vurderes å kjøre frikjøling på nattetid, for å kjøle ned bygget, og spare energi til kjøling.

6.1.7 Kjølemedium

Dersom det velges å bruke et lukket system må det sirkulere et kjølemedium i den lukkede kretsen. For å avgjøre hva som bør benyttes må blant annet termodynamiske egenskaper, sikkerhet og tilgjengelighet vurderes. Siden mediet som skal sirkulere ikke skal gjennom faseoverganger vha. kompresjon og ekspansjon slik som i en tradisjonell varmepumpeprosess kan vann benyttes. Vann har høy varmekapasitet, billig, og tilgjengelig. Det er også et naturlig kjølemiddel som ikke vil gjøre skade på natur ved evt. lekkasje. Følgende er ikke relevant for dette aktuelle prosjektet, men ved frostfare kan vannet blandes ut med glykol som vil senke frysepunktet til løsningen. Vann/glykol-blanding kan også benyttes i bassenget ved tilsvarende problematikk.

6.1.8 Pumpe

En pumpe eller flere tilpasset bruksområde må installeres for å kompensere for trykktapet i kretsen og oppnå tilfredsstillende vannføring. Antallet sirkulasjonspumper som kreves vil

være avhengig av om åpent eller lukket system velges, samt hvilken reguleringsmetode som velges. Økt pumpearbeid krever mer strømtrekk. I et åpent system bør man velge en selvsugende pumpe.

6.1.9 Filter

Uavhengig av valget om å bruke en åpen eller lukket krets er det nødvendig med filtrering av bassengvannet. I en lukket krets vil filteret være viktig for å unngå forurensing fra bassengvann og inn i varmeveksleren. Forurensinger i veksleren vil føre til dårligere levert effekt og i verste tilfellet vil det resultere i komponentsvikt.

I et åpent system vil vannfilterets funksjon være å stoppe forurensninger fra å gjennomtrengne rørsystemet mellom basseng og kjølebatteri. Uønskete partikler kan gi tilstopninger i rørstrekk og i komponenter.

Ved luftinntak før kjølebatteri bør grovfilter monteres for å stoppe løv og andre fremmedlegemer slik at kjøleflaten ikke tildekkes. Dette vil kreve et økt viftearbeid i aggregatet.

6.1.10 Ventiler

For effektreguleringen må det benyttes en motorstyrt tre- eller toveisventil avhengig av hvilken reguleringsmetode som velges.

Stengeventiler bør installeres før og etter sirkulasjonspumper ved behov for vedlikehold eller utskiftning.

Tilbakeslagsventiler installeres på bypass for å sikre riktig strømningsretning. Det er også hensiktsmessig å plassere en tilbakeslagsventil på tursiden av bassenget for å hindre at systemet tømmes for vann ved pumpestopp.

Reguleringsventiler før kjølebatteri og varmeveksler for å gi riktige vannmengder i systemet.

6.1.11 Isolasjon

For å begrense varmetilførsel og redusert kjøleeffekt i form av smelting som følge av høye utetemperaturer må container/basseng samt rørkoblinger isoleres under drift.

Isolasjonsmaterialer må først og fremst ha lav varmeledningsevne. Ved isolasjon av et kjøleanlegg vil det være viktig å omgi isolasjonen med et dampdiffusjonstett sjikt på den varme siden, hvis ikke isolasjonen selv har tette porer, som for eksempel skumglass. Metall, asfalt, plast eller lignende brukes for å hindre at fuktighet gradvis kondenserer og fryser til is inne i isolasjonen, som i så fall blir lite effektiv. Viktige hensyn ved valg av isolasjon er pris, varmebestandighet, brennbarhet, motstand mot vann og råte, og mekanisk stabilitet (Lorentzen og Årtun, 2018).

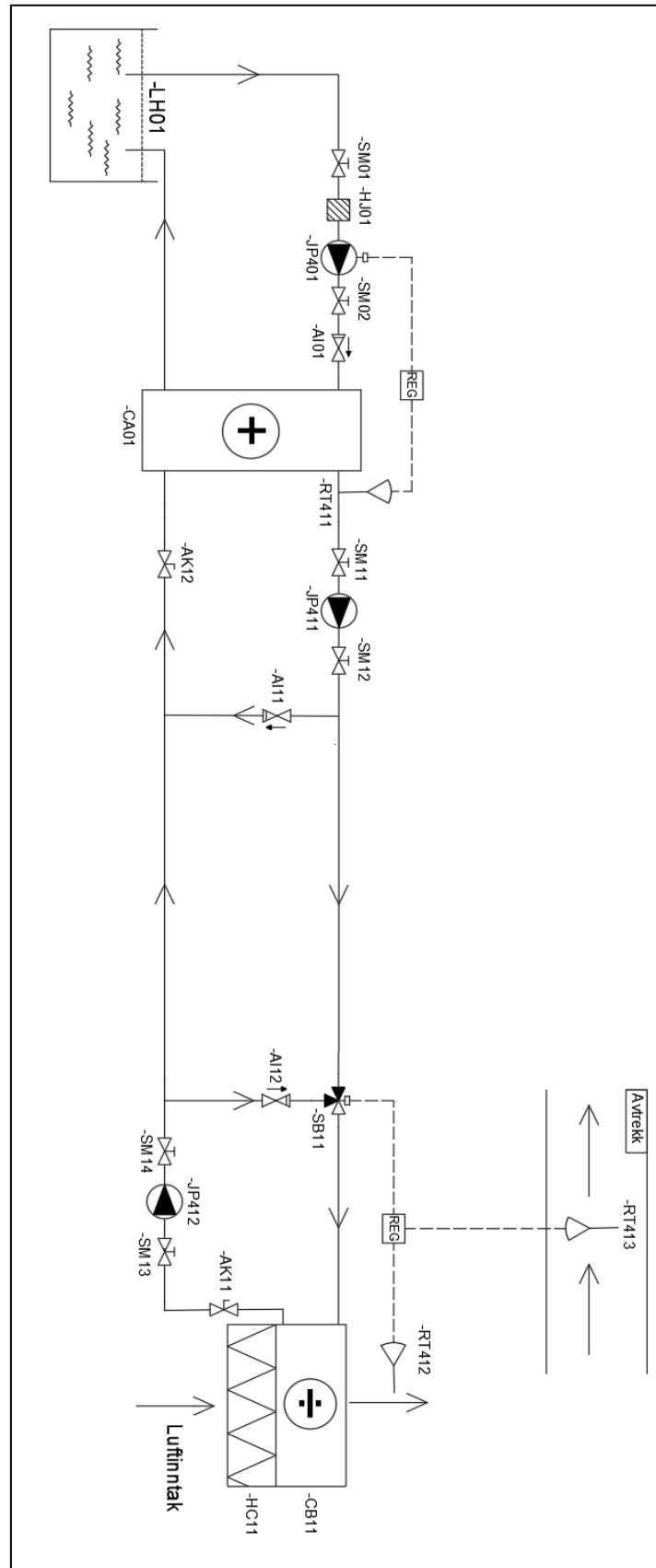
6.2 Valg for videre dimensjonering

For å gjennomføre dimensjonering av forskjellige komponenter på en praktisk rettet måte er det tatt flere produktvalg for å fastsette verdier brukt i dimensjonering.

Type	Valg	Bakgrunn for valg
Innfrysings- beholder	IBC	En IBC har et standardisert volum på 1000L (Vedlegg 2). Forutsettes det fyllingsgrad på 90% (Kap. 4.1) kan en enkelt IBC levere kjøleenergi fra 83,5-101,4 kWh (Kap. 7.3.2). Dette avhenger av starttemperaturen til isblokkene samt hvor høy temperatur smeltevannet kan ha før systemet ikke evner å levere ønsket effekt til kjøling. IBC er kostnadsgunstig og tåler frysebelastning. (Kap. 4.1)
Oppbevaring	Krokcontainer i rustfritt stål	Åpen topp for utskiftning av IBC. Finnes i ulike størrelser. Rustfritt stål som materiale for å unngå korrosjon. Membran legges innvendig for tetting.
Regulering	Avtrekks-kompensert temperatur-regulering	Temperaturregulering er å foretrekke da det kan gjennomføres på en god måte med en billigere og mindre avansert shuntventil. Avtrekkslufta er den beste indikator på romlufttemperatur. Kompensering mot avtrekkstemperaturen er derfor å foretrekke.
Varmeveksler	Loddet plate-varmeveksler	En loddet platevarmeveksler vil være hensiktsmessig for å begrense plassen veksleren tar opp i bassenget. Loddingen er å foretrekke da denne sammenføyningsmetoden har lavere risiko for lekkasjer.
Rør	PE 80	Den lave varmeledningsevnen til PE-rørene er gunstig da det vil redusere varmetilførsel fra omgivelsene. PE-rørene har standard dimensjoner som er lett å finne passende isolasjon til. Rørene er lett formelig uten at de mister egenskaper.
Arbeidsmedium	Vann	Siden det ikke skjer noen faseoverganger i den lukkede kjølekretsen og det heller ikke er noen frostfare, vil vann være det billigste og mest miljøvennlige alternativet.
Pumpe	2 x sirkulasjons-pumpe kjølekrets. 1 x pumpe innløp varmeveksler	I kjølekretsen brukes det to sirkulasjonspumper for å drive henholdsvis primær- og sekundærkretsen. Dette vil si at en pumpe skal sirkulere vannet gjennom veksler og bypass, og den andre skal sirkulere vannet gjennom treveisventil og kjølebatteri. På bassengsiden kobles det på en mengderegulert pumpe før innløp på varmeveksler.
Rørisolasjon	Cellegummi	Fungerer som både kondens- og varmeisolasjon. Billig og lett tilgjengelig.
Container-isolasjon	Isopor	Billig og lett tilgjengelig

TABELL 23: VALG FOR VIDERE DIMENSJONERING

6.3 Systemskjema



FIGUR 44: SYSTEMSKJEMA

Funksjonsbeskrivelse:

Kode	Navn	Kommentar
SM01	Stengeventil, manuell	
SM02	Stengeventil, manuell	
SM11	Stengeventil, manuell	
SM12	Stengeventil, manuell	
SM13	Stengeventil, manuell	
SM14	Stengeventil, manuell	
JP411	Sirkulasjonspumpe	
JP412	Sirkulasjonspumpe	
JP401	Sirkulasjonspumpe	Bassengside, reguleres av temperaturføler RT411.
AI11	Tilbakeslagsventil	
AI12	Tilbakeslagsventil	
AI01	Tilbakeslagsventil	
SB11	Motorstyrt treveisventil	Regulerer temperatur inn i kjølebatteri CB11. Styres av temperaturføler RT413 og reguleres etter RT412.
RT411	Temperaturføler	Regulerer pådrag på pumpe JP401 på bassengside på turledning til varmeveksler CA01.
RT412	Temperaturføler	Regulerer shuntventil SB01 etter settpunkt på tilluft.
RT413	Temperaturføler	Temperaturføler i avtrekksluften. Styrer shuntventil SB11.
LH01	Isvannstank	
CA01	Varmeveksler	
HJ01	Vannfilter	
HC11	Grovfilter luft	

CB11	Kjølebatteri	
AK11	Reguleringsventil	
AK12	Reguleringsventil	

TABELL 24: FUNKSJONS BESKRIVELSE

6.4 Praktisk gjennomføring

Fra innfrysning av IBC-ene, til installasjon av anlegg og påfølgende drift, kreves det nøye planlegging for å optimalisere både tilbudet som leveres, men også lønnsomheten til prosjektet.

6.4.1 Innfrysning

Innfrysning på vinterstid ved hjelp av utetemperaturer er krevende og avhengig av kuldeperioder. Hvis forholdene er gunstige ved vinterstid og innfrysningen blir gjennomført uten problemer, vil man fortsatt støte på problemer når våren/sommeren nærmer seg og utetemperaturen øker. Det vil da være nødvendig å finne en løsning på hvordan isen skal oppbevares uten å risikere smelting.

Hvis fokuset ligger på en miljøvennlig og kostnadssparende metode for oppbevaring, kan man gjøre et forsøk på å benytte teorien bak termisk lagring av snø som kilde til kjøling. Ved f.eks. Sundsvall sykehus (Skogsberg og Nordell, 2001) benyttes snødeponi dekket med et isolerende lag sagspon til termisk lagring av kjøleenergien i snøen. Fordampningsvarme krever energi som hentes fra sagspon og bidrar til å redusere hastigheten på snøsmeltingen (Skogsberg og Lundberg, 2005). Så dersom IBC-ene samles og lagres under et dekke av snø og sagspon, kan dette bidra til å isolere IBC-ene fram til de skal benyttes på sommeren.

IBC-ene kan også settes inn i frysecontainer etter naturlig innfrysning for lagring fram til bruk. Dette kan være avhengig av energitilførsel og dermed ikke like miljøvennlig som forrige alternativ.

Et tredje alternativ er å plassere IBC-ene i samme krokcontainer tenkt til drift under innfrysings-, lagrings- og driftsperiode. Etter innfrysning må krokcontaineren isoleres.

En enklere løsning, som ikke krever isolasjon, er bruk av fryselager; Det vil være et dyrere og mer energikrevende alternativ, men det vil være tidssparende og muligens helt nødvendig hvis

utetemperaturene ikke er tilstrekkelig for å fryse ned IBC-ene med vann naturlig. Denne løsningen har blitt testet i forsøk 1 og 2 (Kap. 4.1-4.2). I disse forsøkene er en 1000 liters IBC satt inn på fryselager med temperatur på under $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bruk av fryselager vil også være høyst aktuelt ved hyppig utskiftning av isblokker under drifting av det mobile kjøleanlegget.

6.4.2 Transport

Uansett om man velger en løsning hvor man fryser ned IBC-ene over vinteren utendørs, eller benytter seg av fryselager, så er transport av containere en problemstilling det må tas hensyn til. De fryste IBC-ene må fraktes slik at de mister minst mulig av sin lagrede termiske energi, som er kritisk for en vellykket nedkjøling av et bygg. En lastebil med kjøling vil være en god løsning, forutsatt at den har en tilstrekkelig kapasitet til å frakte flere IBC-er.

6.4.3 Installasjon

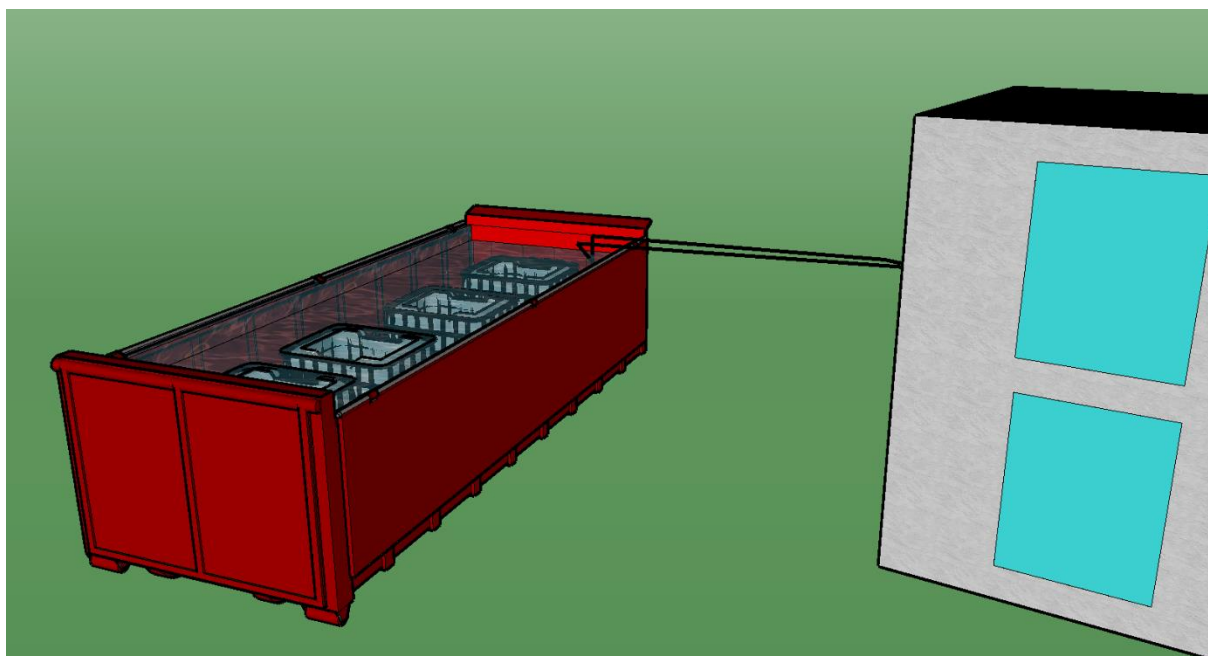
Det mobile kjøleanlegget må være ferdig installert og klar til drift før isen ankommer, og være lett tilgjengelig for å minimere tidsbruken ved utskiftning av isblokker. Den isolerte containeren/bassenget burde være mulig å installere raskt, men det må tas hensyn til løsningens ytelse først og fremst. Minimeringen av varmetapet i kjølecontaineren/boksen ut til omgivelsene er viktig for at denne løsningen skal være gjennomførbar. Kjølecontainer må ha tak som er lett å fjerne slik at utskiftningen av IBC-ene kan gjøres raskt og effektivt.

Siden kjølebatteriet skal monteres på utsiden av bygget, må man ha et stillas for opp-og nedrigging av utstyr og som rørstøtter for vannrørene som skal kobles til. Det monteres en festeinnretning som holder kjølebatteriet over luftinntaket. Det er viktig at kjølebatteriet tilpasses eksakt utforming og areal av luftinntaket og forsegles med pakninger rundt for å lede all luft over kjøleflaten av kjølebatteriet. Det er også nødvendig med påkobling som passer for luftinntaket ved Steinkjer sykehjem.

6.4.4 Drift

Driftspersonell må vurderes da det kan oppstå problemer i flere av komponentene i systemet, men det er helt uunngåelig at det kreves utskiftninger av IBC-ene jevnlig (ut ifra kjølebehov). En kran/truck bør være disponibel på stedet for å håndtere utskiftningen av IBC-ene, da en

fylt container vil veie omtrent 1000 kg. Temperatur i bassenget og levert temperatur på tilluft kan overvåkes med temperaturmålere som kan være koblet opp mot en mobilapplikasjon for å gjøre driften av anlegget mer oversiktlig. En form for skjerming rundt kjøleboksen kan være gunstig for å senke den innstrålte varmen og dermed øke smeltetiden til IBC-ene med is.



FIGUR 45 KONSEPTUELL MODELL AV SYSTEMET

6.4.5 Avvikling

Systemet må kunne demonteres og brukes på nytt ved et annet tilfelle. Det er viktig at komponentene er lett håndterbare og tåler gjenbruk, for å holde kostnadene nede.

6.5 Alternative løsninger Steinkjer sykehjem

Steinkjer sykehjem ligger ved elveutløpet ut mot Beistadfjorden, og har dermed tilgang til vann som kan benyttes som kjølemedium. Dette kan være et alternativ til is som kjølekilde ved å pumpe vann fra elv/sjø til direkte til kjølebatteriet. Denne løsningen vil være mindre ressurskrevende, da det krever mindre forberedelser (innfrysing og lagring av is), færre komponenter og sjøvannet føres direkte til veksleren. Samtidig vil pumpearbeidet øke, og dermed strømforbruket. En hindring kan være temperaturen på vannet. Hvis vannet ikke har tilstrekkelig lav temperatur, vil ikke systemet fungere. Man kan også kombinere denne

løsningen med kjølemaskin (varmepumpe) for å redusere turtemperaturen ved for høy vanntemperatur i sjøen.

En ulempe ved denne løsningen er at bruk av sjøvann fører til behov for mer korrosjonsbestandige materialer og dermed større investeringskostnader. Dersom man benytter varmeveksler mellom sjøvann og lukket krets mot kjølebatteri som i systemløsningen med isbassenget, kan man redusere rørlengder og komponenter som kommer i direkte kontakt med sjøvann.

Bruk av elv/sjøvann i kombinasjon med dette prosjektet med isbasseng, kan også vurderes med tanke på å redusere forbruket av is, spesielt dersom man aksepterer en høyere turtemperatur fra isbassenget og bruke is som spisslast. Denne løsningen har ikke blitt vurdert nærmere i dette prosjektet.

7 Dimensjonering

I dette kapittelet dimensjoneres et komplett system etter valg gjort i kap. 3. I beregningene er det antatt verdier på bakgrunn av tall hentet fra leverandører der det har vært mulig. Grunnet korona-pandemien og nedstengning, ble det ikke mulig å ferdigstille resultatene fra SIMIEN-simuleringene i tide for dimensjoneringen av anlegget. Dimensjonering er derfor i hovedsak basert på de statiske beregningene av kjølebehovet.

7.1 Bakgrunn for dimensjonerende kjølebehov

For dimensjonering og bestemmelser i forbindelse med systemløsningen innføres tre ulike caser med forskjellige kjølebehov for Steinkjer sykehjem. Kjølebehovene som benyttes tar utgangspunkt i statiske beregningene. Beregningene gjelder for utetemperatur 34,2 °C.

Vanligvis er kjølebehov dimensjonert etter DUT50, men for et mobilt kjøleanlegg som kun skal driftes i perioder med ekstremaltemperaturer anses dimensjonering etter 34,2 °C å gi et mer riktig bilde.

Nedenfor følger en sammenligningsmatrise som viser forskjellige kjølebehov med skjerming og akkumulering som variabler.

KJØLEBEHOV [W]				
		AKKUMULERING		
		Lett	Middels	Tungt
SKJERMING	Ingen	119025	101682	90120
	Doble vinduer	Case 1: 108798	91456	79894
	Doble vinduer og lyse markiser	Case 2: 35166	Case 3: 17823	6261

TABELL 25: VALG AV CASER

1. Case 1 velges til kjølebehovet uten aktiv skjerming (doble vinduer) og hvor den termiske massen av bygget antas å være lett. Dette vil ifølge de statiske beregningene representere maksimalt kjølebehov for Steinkjer sykehjem. Kjølebehovet vil da være på om lag 108,8 kW.

2. Case 2 anses som et mer realistisk tilfelle hvor lyse markiser benyttes som aktiv skjerming. Kjølebehovet blir da redusert til 35,2 kW.
3. Case 3. Som en forlengelse av case 2 innføres case 3 som vil være kjølebehovet dersom Steinkjer sykehjem hadde vært å regne som en middels tung bygning. Etter befaringen av Steinkjer sykehjem har det blitt vurdert som at bygget med størst sannsynlighet kan ses som en lett bygning, men at det vil være av interesse å se hvordan byggets termiske masse vil innvirke på dimensjoneringen av det mobile kjøleanlegget. Case 3 er beregnet til et kjølebehov på 17,8 kW.

7.2 Metode

7.2.1 Varmeoverføring vann til is

For at systemet skal kunne levere tilstrekkelig kjøling er det nødvendig at varmeoverføringsraten fra bassengvann til IBC-ene samsvarer med effekten til kjølebatteriet. Varmeoverføringen økes med antallet IBC-er som plasseres i bassenget. En annen viktig faktor er temperaturen til bassengvannet. Optimal plassering av innløp og utløp av rør for sirkulasjon av isvann inn mot varmeveksler antas å være tilstrekkelig for omrøring. Det er dermed antatt en bassengtemperatur på 7 °C og en temperatur på 0 °C på innsiden av IBC-ene. Hele overflaten til IBC-ene antas å være under vann. Varmestrømmen fra hver enkelt IBC-er kan uttrykkes gjennom formel (Ingebrigtsen, 2019, 4.3.1).

$$\dot{Q}_{IBC} = \frac{k \cdot A \cdot (T_{\text{Bassengvann}} - T_{\text{is}})}{x} \left[\frac{W}{\text{stk}} \right] \quad (7-1)$$

k: Termisk konduktivitet IBC [W/m·°C]

A: Areal IBC [m²]

T_{Bassengvann}: Bassengvannets temperatur [°C]

T_{is}: Isens temperatur [°C]

x: Antall IBC-er i bassenget [stk]

Nødvendig antall IBC-er finnes ved å dividere varmemstrømmen som kan leveres fra en enkeltstående IBC på kjølebehovet.

$$\text{Nødvendig antall IBC} = \frac{\dot{Q}_{IBC}}{\dot{Q}_{\text{Kjølebehov}}} \quad [\text{stk}] \quad (7-2)$$

7.2.2 Varmeenergi is og vann

Energien som kan utnyttet til kjøling er beregnet ved å betrakte entalpiendringen for å øke is/vanntemperaturen samt entalpiendringen det kreves for faseovergang fra is til vann (Nydal, 2007).

$$E = \Delta h \cdot \Delta T \cdot m \text{ [kJ]} \quad (7-3)$$

Δh : Endring i entalpi per grad [kJ/kg·°C]

ΔT : Temperaturendring [°C]

m: Massen av is eller vann [kg]

7.2.3 Ytelsestid is/vann

Smeltetiden til is under maks kjølebelastning er utregnet ved å multiplisere kjøleenergien i en enkelt IBC med totalt antall IBC. Total energilagring divideres deretter på kjølebehovet for de forskjellige casene.

$$t = \frac{E \cdot n}{\Phi} \text{ [Timer]} \quad (7-4)$$

n: Antall IBC [stk]

Φ : Kjølebehov [kW]

7.2.4 Rør

Nødvendig sirkulert volumstrøm for å gi ønsket kjøleeffekt finnes gjennom formelen:

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (7-5)$$

Φ : Kjølebehov [W]

c_p : Varmekapasitet vann [kJ/kg·°C]

ΔT : Temperaturdifferansen mellom tur/retur i kjølekretsen

ρ : Massetetthet vann [kg/m³]

Når volumstrøm er beregnet, kan indre rørdiameter beregnes avhengig av hastighet på vannstrøm.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot v}} \text{ [m]} \quad (7-6)$$

v : Vannhastighet [m/s]

Vannhastigheten fastsettes gjennom avlesninger fra trykktapsnomogram (Kap. 7.2.7) og justeres ift. bestemmelser vedrørende trykktap.

7.2.5 Varmetilførsel

7.2.5.1 Varmetilførsel i rør, uisolert

Varmestrøm Q gjennom rør er gitt ved formel (Austbø, 2018):

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{cond(rør)} + R_{conv}} \text{ [W]} \quad (7-7)$$

T_1 : Vannets indre temperatur [°C]

T_∞ : Omgivelsestemperatur [°C]

R_{cond} : Termisk motstand konduksjon [°C/W]

R_{conv} : Termisk motstand konveksjon [°C/W]

R_{cond} finner man ved formelen under (Austbø, 2018):

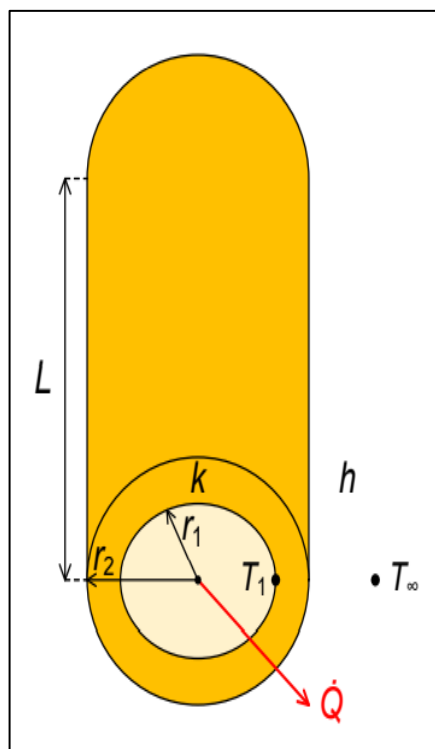
$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{rør}} \quad (7-8)$$

r_1 : Indre rørdiameter [m]

r_2 : Ytre rørdiameter [m]

L : Rørlengde [m]

$k_{rør}$: Konduktivitet til rørmateriale [W/m·°C]



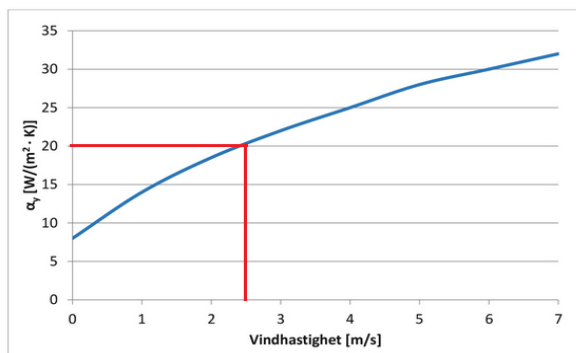
FIGUR 46: ILLUSTRASJON AV RØRTVERRSNITT (AUSTBØ, 2018)

R_{conv} finner man ved formelen under:

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \text{ [°C/W]} \quad (7-9)$$

h : Konvektivt varmeovergangstall [W/m²·°C]

Konvektiv varmeovergangstall bestemmes ut ifra funksjon av vindhastighet.



FIGUR 47: KONVEKTIV VARMEOVERGANGSTALL STEINKJER (ZIJDEMANS, 2014, KAP. 5.3.2)

Avlest fra graf finner man konvektiv varmeovergangstall $h= 20 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$, da gjennomsnittlig vindhastighet for Steinkjer i juli 2019 var omtrent 2,5 m/s (Norsk Klimaservice, 2020).

7.2.5.2 Varmetilførsel i rør, med isolasjon

Isoleres røret vil termisk motstand i form av konduksjon øke. Varmetilførselen beregnes med formel 7-7 med den modifiseringen at det legges til et ekstra ledd nevneren for å medregne konduksjonsmotstanden grunnet isolasjon (Austbø, 2018):

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{cond(rør)} + R_{cond(isolasjon)} + R_{conv}} \text{ [W]} \quad (7-10)$$

Formelen for $R_{cond(isolasjon)}$ blir da:

$$R_{cond(isolasjon)} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{isolasjon}} \text{ [°C/W]} \quad (7-11)$$

r_2 : Ytre rørdiameter [m]

r_3 : Rørdiameter med isolasjonslag [m]

$k_{isolasjon}$: Konduktivitet til isolasjonsmateriale [W/m·°C]

7.2.5.3 Varmetilførsel container

Varmetilførsel til container er regnet som varmestrøm gjennom vegg. Totalt containerareal (Vedlegg x) er brukt som areal i beregningene. Isolasjonen er tenkt å legges utvendig.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \text{ [W]} \quad (7-12)$$

A: Areal overflate container [m²]

ΔT : Temperaturforskjell ut og innside container [°C]

U: Varmegjennomgangstall [W/m²·°C]

Varmegjennomgangstall U finner man med (Austbø, 2018):

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]} \quad (7-13)$$

R_{tot} : Total termisk motstand [°C/W]

R_{tot} finnes gjennom formel (Austbø, 2018):

$$R_{tot} = \sum_i R_i = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{L_1}{k_1 \cdot A} + \frac{L_2}{k_2 \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A} \text{ [°C /W]} \quad (7-14)$$

L_1 = Tykkelse isolasjonssjikt [m]

L_2 = Veggykkelse container [m]

k_1 = Konduktivitet Isolasjonsmateriale [W/m·°C]

k_2 = Konduktivitet containermateriale [W/m·°C]

h_1 = Konvektiv varmeovergangstall, utvendig [W/m²·°C]

h_2 = Konvektiv varmeovergangstall, innvendig [W/m²·°C]

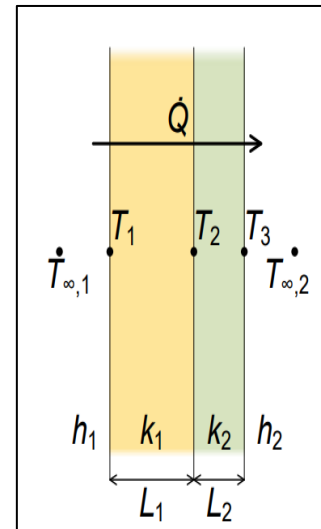
7.2.6 Pumpe

Sirkulasjonspumper tas ut på bakgrunn av trykktapsberegninger gjort for kretsen.

7.2.6.1 Trykktap høydeforskjell

I en åpen krets må pumpearbeid kompensere for trykktapet grunnet høydeforskjeller i systemet. Dette kan utregnes ved å benytte Bernoullis ligning (Ingebrigtsen, 2019, kap.5.2):

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = p_o + \rho gh_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 \quad (7-15)$$



FIGUR 48: ILLUSTRASJON TVERRSNITT VEGG (AUSTBØ, 2018)

$$p = p_0 - \rho g \Delta h + \frac{1}{2}((v_0)^2 - v^2) \quad (7-15)$$

Siden indre rørdiameter er konstant i de deler av systemet hvor det er høydeforskjell vil det ikke oppstå endringer i vannhastighet som følger av innsnevring:

$$\frac{1}{2}((v_0)^2 - v^2) \quad (7-15)$$

For å beregne trykktap og ikke trykk målt i høyeste punkt settes $p_0 = 0$ som referansepunkt.

Trykktapet i forbindelse med løftehøyden kan dermed uttrykkes:

$$p = -\rho g \Delta h \quad [Pa] \quad (7-15)$$

En lukket krets må bare ta hensyn til trykktapet i enkeltkomponenter og rør.

7.2.6.2 Trykktap rør

Trykktap per løpemeter i plastrør bestemmes ved bruk av trykktapsnomogram fra NS 3055 (Standard Norge 1989). Totalt trykktap vil være større for lengre rør.

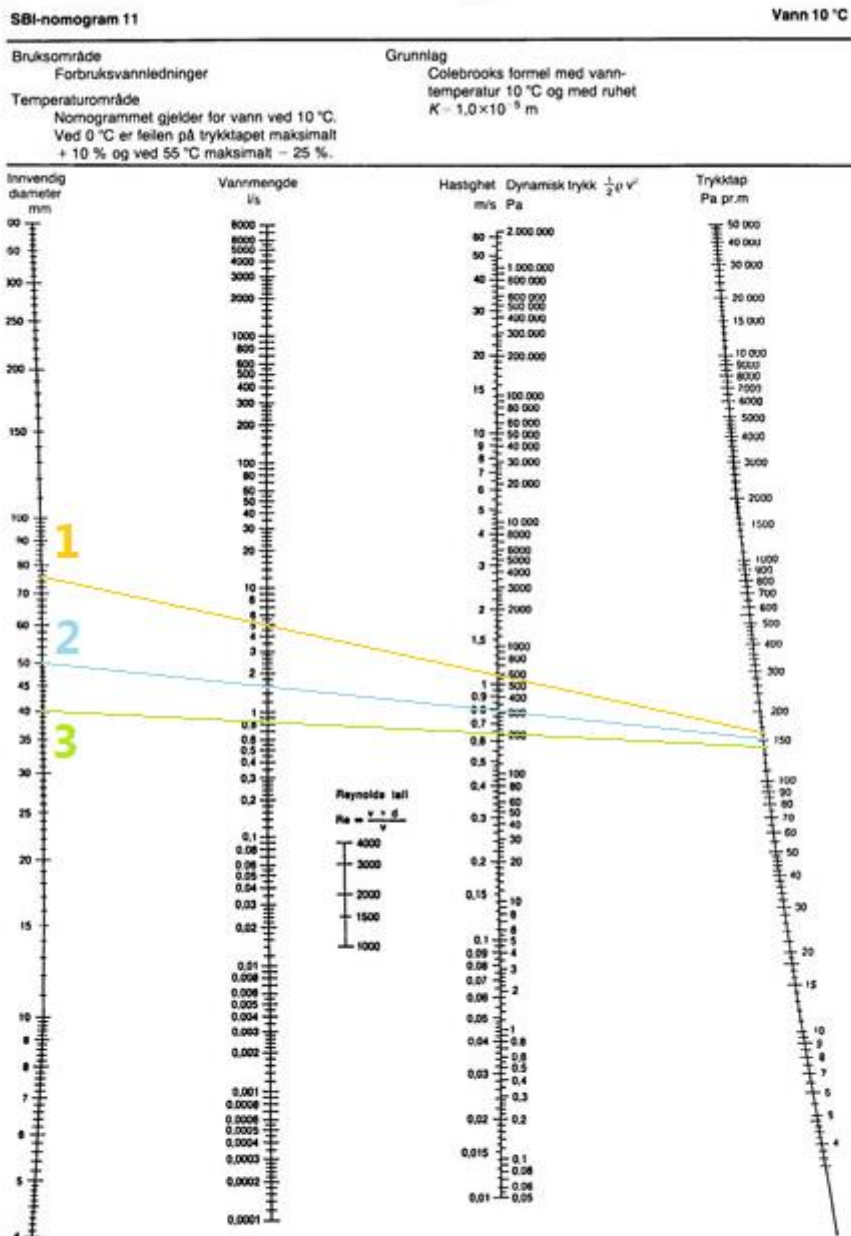


Fig. 26.43
Nomogram for plastrør
Kilde: NS 3055

Kompetanse
biblioteket

FIGUR 49: AVLEST TRYKKTAPSNOMOGRAM

Ønsket trykktap per løpemeter i rørstrekkene ligger mellom 100-200 Pa/m (Zijdemans, 2014). Avlesninger er gjort på bakgrunn av utregnet vannmengde og standarddimensjoner (Vedlegg 6) for rør som vil resultere i trykktap innenfor ønsket intervall.

	Vannmengde [l/s]	Innvendig diameter [mm]	Trykktap [Pa/m]
Case 1	5,2	75	160
Case 2	1,7	50	150
Case 3	0,8	40	140

TABELL 26: TRYKKTAP PR. METER

7.2.6.3 Trykktap enkeltkomponenter

Trykktap i treveisventil er hentet fra beregningsprogrammet HySelect. Trykktapene i kjølebatteri og varmeveksler er hentet fra lignende produkter (vedlegg 4).

7.2.7 Varmeveksler

Varmevekslerens kjøleflate må være stor nok til å gi ønsket temperatur på vannet i kjølekretsen. Ved kjent varmeoverføring vil det være mulig å finne ut kjøleflatens areal gjennom formelen:

$$A = \frac{\Phi}{U \cdot \Delta T_m} [m^2] \quad (7-16)$$

Φ : Kjølebehov [W]

ΔT_m : Middeltemperaturdifferanse [°C]

U = varmegjennomgangstall [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

Erfaringsverdi for varmegjennomgangstall til platevarmeveksler vann-vann på ligger mellom $6000-7500 W/m^2$ (Alfa Laval, 2004). $6000 W/m^2 \cdot ^\circ C$ benyttes i beregningene.

Middeltemperaturdifferansen uttrykkes som:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\frac{\ln \Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7-17)$$

Δt_1 : Temperaturdifferansen mellom tursiden på kjølekretsen og retursiden på bassengvannet [°C]

Δt_2 : Temperaturdifferansen mellom retursiden på kjølekretsen og tursiden på bassengvannet [°C]

7.2.8 Kjølebatteri

Kjølebatteriets kjøleflate beregnes med ved bruk 7-16 og 7-17. Varmegjennomgangstall på $40 W/m^2 \cdot ^\circ C$ er utarbeidet i samarbeid med Atle Aamodt, Aircoil AS (personlig kontakt, 2020).

7.2.9 Kjølekretsens temperatur

Sammenligning av faktorer ved forskjellige driftstemperaturer er utført i beregningsprogrammet CoolPack.

Mollier-diagram (Vedlegg 3) er brukt for å kontrollsjekke CoolPack-simuleringene

7.3 Resultater og diskusjon

7.3.1 Varmeoverføring vann til is

Tabellen under viser en sammenligning av varmeoverføringen fra IBC til vann med en temperatur på 7°C ved forskjellige kjølebehov.

T_{Bassengvann}	7			°C
T_{is}	0			°C
Termisk konduktivitet IBC	0,44			W/m·°C
Veggykkelse	0,0014			m
Areal	6			m ²
Varmeoverføring	13,2			kW/stk
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW
Nødvendig antall IBC	8,2	2,7	1,4	stk

TABELL 27: VARMEOVERFØRING FRA IBC TIL VANN

Det vil være nødvendig med 9 IBC-er med is for å dekke et kjølebehov på 108,8 kW. Case 2 krever 3 IBC-er og case 3 trenger 2 IBC-er.

Case 1 har et relativt høyt kjølebehov og man ser på utregningene at det krever 9 IBC-er for å oppnå ønsket varmeoverføring fra vannet til isen. En kjølecontainer/boks som skal ha plass til 9 IBC-er og nok vannmengder vil være en del større enn de andre casene med lavere kjølebehov. Det burde vurderes å ha en større container som har plass til flere isblokker enn minimumskravet, for å minske hyppigheten på utskiftningen av IBC-ene. Dette vil kreve mindre arbeid av driftsansvarlige.

Ved høyere bassengtemperaturer vil varmeoverføringsraten øke. Det er knyttet usikkerhet rundt temperaturen til bassengvannet, så det tas forbehold om at resultatene kun bør brukes

mer generelt for å se sammenheng mellom antallet IBC-er og kjølebehov. Det har blitt antatt en temperatur på 7 °C i bassengvannet.

7.3.2 Varmeenergi i is og vann

Tabellen under viser tilgjengelig varmeenergi i hver innfrosne IBC

Varmeenergi i is og vann						
	Temperaturer [°C]	Varmekapasitet [kJ/kg·°C]	ΔT [°C]	Is i IBC [kg]	Energi [kJ]	Energi [kWh]
Is -is	-20 °C → 0 °C	2,1	20	900	37944	10,5
Faseovergang is-vann	0 °C	334,0	1	900	300600,	83,5
Vann	0 °C → 7 °C	4,2	7	900	26378	7,3
Kjøleenergi tilgjengelig pr IBC						101,4

TABELL 28: KJØLEENERGI TILGJENGELIG PR. IBC

Av resultatene ser man at hvis man bare regner med faseovergangen i smelteprosessen som tilgjengelig varmeenergi, så vil en IBC levere 83,5 kWh. Hvis man medregner en isblokk som har en starttemperatur på -20 °C og som slutter å levere ønsket varmeoverføring ved 7 °C, så har en IBC 101,4 kWh tilgjengelig.

7.3.3 Ytelsestid is/vann

	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW
Energilagring is	83,5	83,5	83,5	kWh
Antall IBC	8,0	8,0	8,0	Stk
Total energilagring is	668,0	668,0	668,0	kWh
Smeltetid	6,1	19,0	37,5	timer

TABELL 29: YTELSESTID IS 83,5 KWH

Ved et senket kjølebehov ser man store forskjeller i smeltetiden på isen.

	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW
Energilagring is	101,4	101,4	101,4	kWh
Antall IBC	8,0	8,0	8,0	Stk
Total energilagring is	811,2	811,2	811,2	kWh
Smeltetid	7,5	23,1	45,5	timer

TABELL 30: YTELSESTID IS 101,4 kWh

Hvis man regner med en at isen er $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ og slutter å levere ønsket varmeoverføring ved $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, så vil bassengvannets ytelsestid øke med nesten 27 %.

7.3.4 Rør

I tabell 33 er nødvendig indre diameter for de ulike casene beregnet. Beregningene baserer seg på en vannhastighetene tatt ut i kap. 7.2.6. Ved å øke vannhastigheten vil det kreve en mindre rørdiameter for å dekke samme kjølebehov, men trykktapet i rørene vil øke.

	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW
Cp	4,2	4,2	4,2	kJ/kg
ΔT	5	5	5	$^{\circ}\text{C}$
ρ	1000	1000	1000	kg/m ³
Volumstrøm	0,0052	0,0017	0,0008	m ³ /s
Rørdimensjon				
Vannhastighet	1,2	0,9	0,7	m/s
ρ	1000	1000	1000	kg/m ³
Volumstrøm	0,0052	0,0017	0,0008	m ³ /s
Massestrøm	5,2	1,7	0,8	kg/s
Indre diameter	0,074	0,049	0,039	m

TABELL 31: INDRE DIAMETER RØR

I tabell 31 er standarddimensjoner for PE 80 rør valgt. (Vedlegg 7). Det er antatt at det kreves 7,5 meter rør fra varmeveksler i container til kjølebatteri. Dette tilsvarer et totalt rørstrekk på 15m. Dette brukes videre i beregninger for varmetilførsel og totalt trykktap.

	PE 80 Dim [mm]	Rørstrekk [m]
Case 1	75	15
Case 2	50	15
Case 3	40	15

TABELL 32: RØRSTREKK

Dersom dimensjonerende rørdiameter er større enn 32 mm kan rør vurderes å legges i parallell. Dette vil gi mer fleksibilitet og bøyelighet, men vil gi en betraktelig større total rørlengde som vist i tabell 33. Antallet rør i parallell kan reduseres ved å øke vannhastigheten i parallellstrekene, men denne løsningen vil uansett gi et betydelig større trykktap. Legging av PE 80 med nødvendig dimensjon anses derfor som en mer realistisk løsning enn å legge rørene i parallell. Det regnes ikke videre på et system med rør i parallell i oppgaven.

	PE 80 Parallell Dim [mm]	Rør i parallell [Antall]	Rørstrekk [m]	PE 80 Dim [mm]	Rørstrekk [m]	Tot. Rørlengde Parallell [m]	Tot. Rørlengde PE 80 [m]	Tot. Rørlengde [m]
Case 1	32	11	10	75	5	70	5	115
Case 2	32	4	10	50	5	20	5	45
Case 3	32	1	10	40	5	10	5	15

TABELL 33: RØR I PARALLELL

Tabellen viser minste godstykkelse for PE 80 rør med trykklasse PN 8. Hentet fra BS-EN 12201-2:2011. (Vedlegg 6)

Case 1	PE 80	DN	0,075 m
	Veggtykkelse	e	0,0045 m
Case 2	PE 80	DN	0,05 m
	Veggtykkelse	e	0,003 m
Case 3	PE 80	DN	0,04 m
	Veggtykkelse	e	0,0024 m

TABELL 34: VEGGTYKKELSE PE RØR

7.3.5 Varmetilførsel

7.3.5.1 Varmetilførsel i rør

Tabellen over viser verdiene brukt i utregningene av varmetilførsel for rørene med og uten isolasjon. Forskjellen i utregningene er temperaturene i kjølekretsen, da det ene tilfellet er 7/12 °C tur/retur-temperatur, mens det andre tilfellet er 12/17 °C.

T_{ut}	34,2	°C
$k_{PE-rør}$	0,43	W/m·°C
h	20	W/m ² ·°C
$k_{isolasjon}$	0,033	W/m·°C
Isolasjonstykkelse	0,02	m

TABELL 35: VERDIER BRUKT I UTREGNINGEN AV VARMETILFØRSEL

Tabellen under viser varmetilførsel i rørene til kjølekretsen uten bruk av isolasjon. Temperaturen i kjølekretsen er 7/12 °C.

Varmetilførsel PE-rør uisolert	Case 1 [W]	Case 2 [W]	Case 3 [W]
PE 80 T	1676	1187	974
PE 80 R	1368	969	795
Totalt varmetilførsel	3044	2157	1770

TABELL 36: VARMETILFØRSEL UISOLERTE PE-RØR 7/12 °C

Tabellen under viser varmetilførsel i rørene til kjølekretsen uten bruk av isolasjon. Temperaturen i kjølekretsen er 12/17 °C.

Varmetilførsel PE-rør uisolert	Case 1 [W]	Case 2 [W]	Case 3 [W]
PE 80 T	1368	969	795
PE 80 R	1060	751	616
Totalt varmetilførsel	2428	1720	1411

TABELL 37: VARMETILFØRSEL UISOLERTE PE-RØR 12/17 °C

7.3.5.2 Varmetilførsel i rør, med isolasjon

Tabellen under viser varmetilførsel i rørene til kjølekretsen isolert med 20mm cellegummi. Temperaturen i kjølekretsen er 7/12 °C.

PE rør med cellegummi	Case 1 [W]	Case 2 [W]	Case 3 [W]
PE 80 T	169	119	98
PE 80 R	138	97	80
Totalt varmetilførsel	308	216	179

TABELL 38: VARMETILFØRSEL ISOLERTE PE-RØR 7/12 °C

Tabellen under viser varmetilførsel i rørene til kjølekretsen isolert med 20mm cellegummi. Temperaturen i kjølekretsen er 12/17 °C.

PE rør med cellegummi	Case 1 [W]	Case 2 [W]	Case 3 [W]
PE 80 T	138	97	80
PE 80 R	107	75	62
Totalt varmetilførsel	245	172	142

TABELL 39: VARMETILFØRSEL ISOLERTE PE-RØR 12/17 °C

I begge tilfellene med isolasjon senkes varmetilførsel med omtrent ti ganger varmetilførsel som er i tilfellene uten isolasjon.

7.3.5.3 Varmetilførsel container

Tabellen viser tilført varme i en krokcontainer med volum 35m³ bestående av rustfritt stål (Vedlegg 5). Det er regnet for to ulike tilfeller, uten isolasjon og med et 100mm tykt isolasjonslag av isopor.

Areal	76,5	m ²
T _{ute}	34,2	°C
T _{innvendig}	7,0	°C
h _{innvendig}	50,0	W/m ² ·°C
h _{utvendig}	20,0	W/m ² ·°C
k _{isopor}	0,033	W/m·°C
k _{rustfritt stål}	17,3	W/m·°C
Isolasjonstykkelse	0,1	m
Veggtykkelse container	0,005	m
Q _{isolert}	29,6	kW
Q _{isolert}	0,7	kW

TABELL 40: VARMETILFØRSEL CONTAINER, ISOLERT OG UISOLERT

Ved å isolere oppbevaringscontaineren vil man senke varmetilførselen til 0,7 kW, noe som er 44 ganger mindre enn varmetilførsel uten isolasjon på 29,6 kW. Dette vil variere med valgt isolasjonstype og tykkelse.

7.3.6 Pumpe

Tabellen under viser trykktapet i et åpent system.

	PE 80 [Pa]	Varmeveksler [Pa]	Kjølebatteri [Pa]	Treveisventil [Pa]	Trykktap tot. [Pa]
Case 1	2400	22600	22400	14600	62000
Case 2	2250	22600	22400	14000	61250
Case 3	2100	22600	22400	12900	60000

TABELL 41: TRYKKTAP ÅPENT SYSTEM

Tabellen under viser trykktapet totalt i et lukket system.

	PE 80 [Pa]	Løftehøyde [Pa]	Kjølebatteri [Pa]	Treveisventil [Pa]	Trykktap tot. [Pa]
Case 1	2400	39240	22400	14600	78640
Case 2	2250	39240	22400	14000	77890
Case 3	2100	39240	22400	12900	76640

TABELL 42: TRYKKTAP LUKKET SYSTEM

I et åpent system vil trykktapet være ca. 16,6kPa større enn i et lukket system. Dette krever mer pumpearbeid og dermed større kostnader.

7.3.7 Varmeveksler

Tabellene under viser logaritmisk middeltemperaturdifferanse ved en tur/retur-temperatur 12/17 °C og 7/12 °C.

Temperaturer			
T ₁	17,0 °C	ΔT ₁	10,0 °C
T ₂	12,0 °C	ΔT ₂	11,0 °C
t ₁	7,0 °C		
t ₂	1,0 °C	ΔT _m	10,5 °C

Temperaturer			
T ₁	12,0 °C	ΔT ₁	5,0 °C
T ₂	7,0 °C	ΔT ₂	6,0 °C
t ₁	7,0 °C		
t ₂	1,0 °C	ΔT _m	5,5 °C

TABELL 43: LOGARITMISK MIDDELTEMPERATURDIFFERANSE FOR 12/17 °C OG 7/12 °C

Tabell 44 viser en sammenligning av kjøleflatens areal for hver case.

	Areal kjøleflate			
	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108798	35166	17823	W
U	6000	6000	6000	W/m ² · °C
A (12/17)	1,7	0,6	0,3	m ²
A (7/12)	3,3	1,1	0,5	m ²

TABELL 44: AREAL KJØLEFLATE VARMEVEKSLER

Resultatene viser en tydelig forskjell på kjøleflatens areal ved forskjellige driftstemperaturer. Ved 12/17 °C tur/retur-temperatur vil kjøleflaten være omtrent halvert fra tur/retur-temperatur på 7/12 °C.

Ingen av de beregnede verdiene på kjøleflatens areal anses som urealistisk for denne løsningen, da det finnes kjølevekslere i disse størrelsene som leverer ønsket effekt i tillegg.

Kjølevekslerens U-verdi er utslagsgivende for størrelsen på kjøleflaten. U-verdien som er valgt er et erfaringstall og ikke nødvendigvis helt representativ for denne løsningen. Verdien på 6000 W/m²·°C er fortsatt relativt nøyaktig da den har blitt sammenlignet med lignende produkter.

7.3.8 Kjølebatteri

Tabell 45 viser den logaritmiske middeltemperaturdifferansen for kjølebatteriet

Temperaturer			
T _{1,luft}	34,2 °C	ΔT ₁	22,2 °C
T _{2,luft}	21,0 °C	ΔT ₂	4,0 °C
t ₁	12,0 °C		
t ₂	17,0 °C	ΔT _m	10,6 °C

Temperaturer			
T _{1,luft}	34,2 °C	ΔT ₁	27,2 °C
T _{2,luft}	21,0 °C	ΔT ₂	9,0 °C
t ₁	7,0 °C		
t ₂	12,0 °C	ΔT _m	16,5 °C

TABELL 45: LOGARITMISK MIDDELTEMPERATURDIFFERANSE PÅ KJØLEBATTERI VED 17/12 °C OG 7/12 °C

Tabellen under viser en sammenligning av kjølebatteriets kjøleflate ved forskjellige tur/retur-temperaturer.

	Areal kjøleflate			
	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW
U	40	40	40	W/m ² · °C
A (12/17)	256,1	82,8	42,0	m ²
A (7/12)	165,3	53,4	27,1	m ²

TABELL 46: AREAL KJØLEFLATE KJØLEBATTERI

Kjøleflatens areal vil synke ved lavere tur/retur-temperaturer og lavere kjølebehov.

7.3.9 Kjølekretsens temperatur

Nedenfor følger tabeller for sammenligning av lufttilstand og prosessparametere for et kjølebatteri ved vanntemperaturene 7/12 °C og 12/17 °C (CoolPack). Beregningene gjelder for nedkjøling av 17 058 m³/h luft med en temperatur 34,2 °C og en luftfuktighet på 33 %, til en tilluftstemperatur på 21°C.

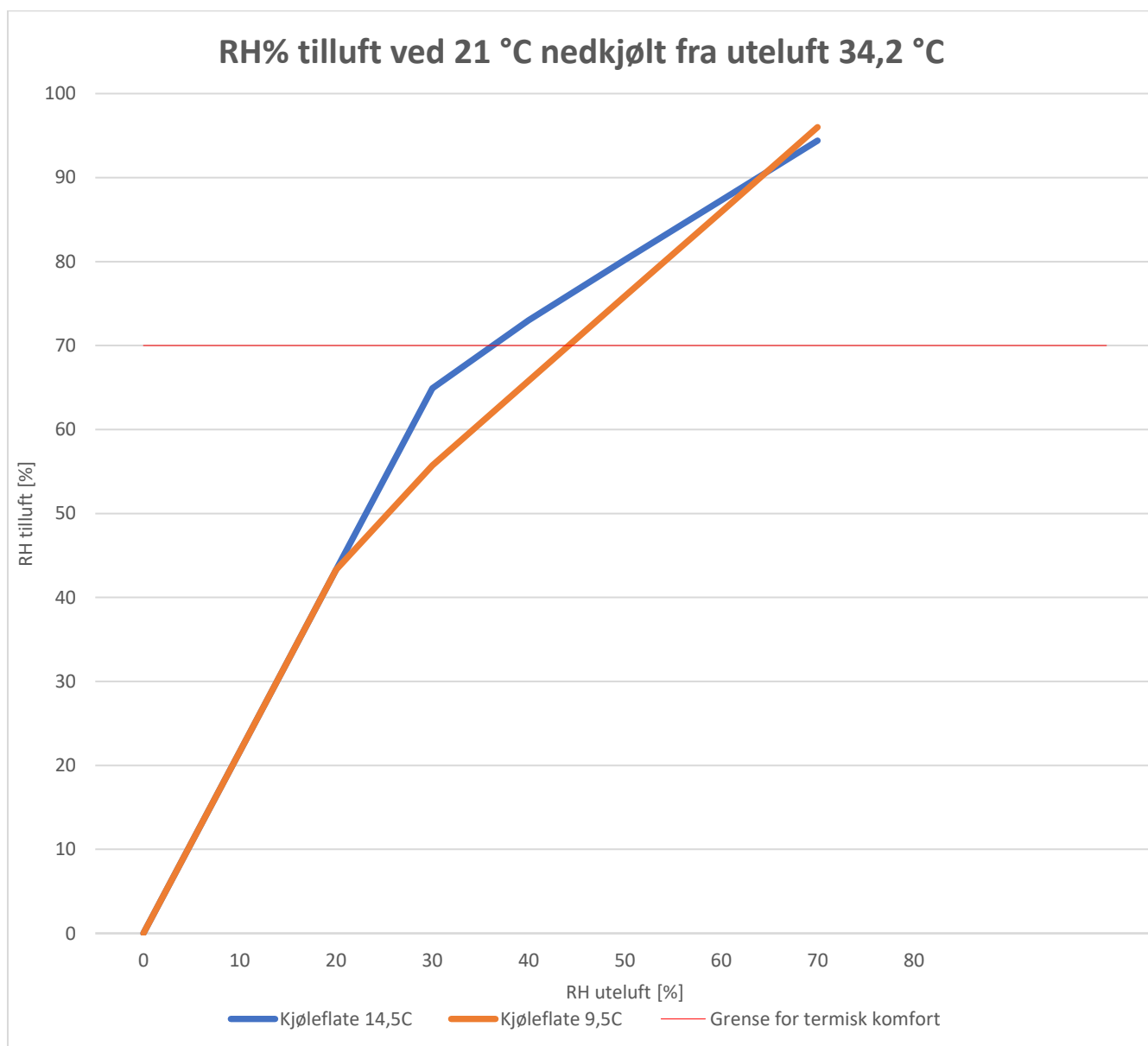
	Lufttilstand			Enhet
	Innløp	Utløp		
Kjøleflatens temperatur	-	9,5	14,5	°C
Temperatur	34,2	21	21	°C
Spesifikk luftfuktighet x	1,11	9,1	10,6	g/kg
Entalpi h	62,88	44,25	47,97	kJ/kg
Relativ luftfuktighet RH	33	58,8	68	%
T _{dugg}	15,64	12,63	14,88	°C
T _{våtkule}	21,69	15,84	17,09	°C
Kjølebehov	-	99,59	79,72	kW
Temperaturrendring	-	72,88	72,58	kW
Latent varme	-	26,71	7,14	kW
SHR	-	73,2	91	%
Utfellingsrate	-	38,45	10,28	kg/h
dh/dx	-	9325	27918	kJ/kg

TABELL 47: KJØLING AV AVFUKTING AV FUKTIG LUFT (COOLPACK)

Som nevnt over og vist i tabellen ser man en reduksjon i kjølebehovet ved å øke tur/retur-temperatur. Dette skyldes en endring i utfelling fra 38,45 kg/h til 10,28 kg/h. Dette betyr at

latent varme synker samtidig som effektbehovet for å endre selve lufttemperaturen forblir tilnærmet lik. Dette gir følgelig en økning i SHR (effektbehov for temperaturendring i luften/kjølebehov) på 17,8%.

En sammenligning av relativ luftfuktighet for ulike driftstemperaturer hvor tilluften kjøles til 21 °C med variabel luftfuktighet i uteluften ved 34,2 °C er vist i figur 50. Relativ luftfuktighet over 70% i romluft er uønsket.



FIGUR 50: RH% TILLUFT VED 21 °C NEDKJØLT FRA UTELUFT 34,2 °C

Avlest fra grafene vil man overgå 70% RH for tilluften ved en innløps-RH på 44,2% hvis man benytter 7/12 °C som driftstemperaturer over kjølebatteri. Ved driftstemperatur på 12/17 °C

vil innløpslufta gå over 70% RH på tilluften når RH overskrider 35,7 %. 70% RH er ikke en endelig grense for luftfuktighet, men et anslag på hvor høy den relative luftfuktigheten kan være før det vil begynne å gå på bekostning av termisk komfort. Den høye fuktigheten har større innvirkning på helsen til den eldre brukergruppen (og ansatte) av bygget, da fuktig luft kan føre til muggsoppdannelser.

7.3.9.1 Vurdering av temperatur på kjølekretsen

Det er fordeler og ulemper med å bruke høyere driftstemperatur på 12/17 °C i stedet for 7/12 °C over kjølebatteriet.

Fordel:

- *Energibesparende (mindre utfelling)*
- *Lavere frekvens på utskiftning av IBC i isbasseng*
- *Mindre kjøleflate på varmeveksler*

Ulempe:

- *Krever større kjøleflate på kjølebatteri*
- *Økt relativ luftfuktighet i tilluften pga. mindre kondensutfelling over kjølebatteriet, som videre kan føre til fuktproblematikk i bygget.*

Dette prosjektet har som mål å være energibesparende, da vil en høyere driftstemperatur over kjølebatteriet være hensiktsmessig. Fuktproblematikk kan lettere oppstå ved å velge en høyere driftstemperatur, og bør dermed unngås. Det anbefales derfor å bruke en driftstemperatur som har mindre fare for å genere høy luftfuktighet på tilluften.

7.3.10 Sammenligning caser

Det går igjen at case 1 med 108,8 kW krever mye større dimensjoner på komponenter og er veldig ressurskrevende når det kommer til utskiftning av IBC-er da ytelsestiden blir veldig kort pr. container. Case 2 tar for seg et mer realistisk scenario hvor det er installert skjerming som får kjølebehovet ned med omtrent 70 %. Dimensjonering av komponenter for case 2 og 3 er i størrelser som er lettere å anskaffe og dermed på et lavere prisnivå.

8 Økonomisk analyse

Det er gjennomført en økonomisk analyse for å vurdere om det mobile kjøleanlegget vil være lønnsom investering for investor. Løsningen som leveres må også være økonomisk overkommelig for et offentlig bygg, slik som Steinkjer sykehjem, og være lønnsomt for leverandør av tjenesten.

Systemkostnader er vurdert ut ifra komponentene som kreves for å sette sammen systemet. På grunn av pumpearbeidet vil det også være en viss kostnad på strømforbruket.

Kostnadsanalysen er basert på overslag, noe som betyr at det kan avvike fra virkeligheten, spesielt når det kommer til installasjon-, leie- og driftskostnader som vil være veldig avhengig av gode avtaler. Steinkjer sykehjem har en nåværende driftsavtale med Steinkjerbygg, men det vil kreve ekstra personell å drifte det mobile kjøleanlegget.

Gjennom samtaler med Roar Kjøsén, Novema Kulde AS, er det blitt anslått priser på varmevekslere. Atle Aamodt, Aircoil AS, har gitt tilbud på kjølebatteri. Leif Kristian Bachmann, Wilo Norge AS, har levert priser på sirkulasjonspumper. Containerpris er bestemt ut ifra nettsøk. Rør, isolasjon, ventiler, filter og temperaturfølere er innhentet ut ifra samarbeid med Heidenreich AS. Innfrysning av IBC-er er det utarbeidet en pris på 1100 kr +mva for vannfylling, innfrysning og lagring pr. IBC i 4 dager av Per Anders Brattgjerd, Nor Lines AS.

8.1.1 Leiekostnader

Det vil være billigere å leie diverse produkter og tjenester enn å gå til innkjøp, som kran og transporttjenester. Leie av oppbevaringscontainer vil være vanskeligere, da containeren må isoleres, tettes og utformes til formålet. Dette vil være vanskeligere å gjennomføre ved leie av container.

8.1.2 Kostnader ved bruk av fryselager

Ut ifra tilbud fra Nor Lines AS er det utarbeidet et kostnadsoverslag på innfrysningstilbudet for hver case.

	Case 1	Case 2	Case 3	
Kjølebehov	108,8	35,2	17,8	kW

Energilagring is	83,5	83,5	83,5	kWh
Antall IBC	1,0	1,0	1,0	stk
Total effekt	83,5	83,5	83,5	kWh
Smeltetid	0,8	2,4	4,7	timer
Kostnad innfrysning	1100,0	1100,0	1100,0	kr
Daglig IBC forbruk	20,8	6,7	3,4	stk
Kostnad daglig	22932	7412	3757	kr
Ukentlig IBC forbruk	145,9	47,2	23,9	stk
Kostnad ukentlig	160526	51885	26297	kr

TABELL 48: KOSTNADSOVERSLAG INNFrysNING

Hvis man tar utgangspunkt i tilbudet fra Nor Lines AS for håndtering og innfrysning av IBC-ene, vil det påbeløpe seg store kostnader både daglig og ukentlig. Disse utgiftene er beregnet ut ifra en antagelse på 16 timers drift daglig og et maksimalt kjølebehov gjennom alle timene, noe som ikke vil være realistisk. Kostnadsoverslaget gir mer en oversikt over hva man maksimalt kan forvente av kostnader. Hvis man gjør innfrysningen over vinteren vil man slippe slike kostnader, men man er avhengig av å ha lagret nok IBC-er til å dekke etterspørselen.

8.1.3 Installasjonskostnader

Ved å bruke de ukentlig beregnede kostnadene kan man finne ut et anslag på hvor mye det vil koste å sette sammen et mobilt kjøleanlegg og drifte det i en uke.

Mobilt kjøleanlegg	Kostnad [kr]		
	Case 1	Case 2	Case 3
Varmeveksler	10000*	5000	3000*
Kjølebatteri	50000*	35000	25000*
Krokcontainer	45000	45000	45000
PE-rør	3000	1500	1050
Isolasjon	2250	1950	1800
Tilbakeslags- og sikkerhetsventiler	800	400	400
Motoriserte regulerings-blandeventiler	30000	25000	22000
Sirkulasjonspumper	15000*	11500	7500*
Filter	1600	1000	800
Temperaturfølere	3000	2000	1500
Sum installasjonskostnader	160650	128350	108050
IBC	12800	4400	2400
Innfrysning, håndtering og lagring	160526	51885	26297
Sum én ukes drift	173326	56285	28697
Total sum	333976	184635	136747

TABELL 49: INSTALLASJON- OG DRIFTSKOSTNAD (VERDIER MARKERT MED * ER ESTIMERTE)

Dette dekker ikke kostnader som må påberegnes som:

- Prosjektering
- Elektro og automatisering
- Montering og innregulering
- Transport
- Nedmontering
- Arbeidskraft

8.2 Kostnader permanent kjøleanlegg

Leverandør av tjenesten er avhengig av å holde kostnaden av produksjon og drift lav nok til å til å være gunstig økonomisk i forhold til å installere et kjøleanlegg permanent.

Det økonomiske aspektet med installasjon av kjøleanlegg er blitt heftig diskutert de siste årene, og ved Nes sykehjem i Akershus (nå Viken) er det blitt anslått en installasjonskostnad for et kjøleanlegg på 3 millioner kroner, en serviceavtale mellom 30.000-40.000 kroner, og det økte strømforbruket for sykehjem tilsvarer 230.000 kroner. En total sum på 3.260.000-3.270.000 kroner (Riser, 2019).

8.3 Produksjon

I denne oppgaven har Steinkjer sykehjem blitt brukt som utgangspunkt for utformingen av det mobile kjøleanlegget. I lignende bygg (eldre bygg), vil man støte på mange av de samme utfordringene som ved Steinkjer sykehjem. Systemoppbyggingen vil være lik for andre bygg, men ved forskjellige kjølebehov medføres det ulik dimensjonering. Dette er diskutert kap.

7.3.10. Videreføringen av det mobile kjøleanlegget som en forretningsidé vil gjøre at man må ta stilling til om man skal skreddersy systemløsningen for hvert enkelt byggs behov eller masseprodusere en enkel løsning.

Samtidighet i værforhold må tas med i betraktningene. Når det er varmt nok vil alle som trenger kjøling, trenge det samtidig. Og når temperaturene har sunket vil ingen ha behov for kjøling lengre. For å maksimere profitten av denne tjenesten må det være nok mobile kjøleanlegg til å fylle etterspørselen når og om den kommer.

Masseproduksjon av en systemløsning vil være det enkleste for å dekke en stor etterspørsel på kort tid, men det setter begrensninger på hvor mye effekt det mobile kjøleanlegget kan levere. En avgjørelse må tas på hvilke dimensjoner som er aktuelle for dekke flest potensielle brukere av tjenesten.

8.4 Vurdering av lønnsomhet

Det foreligger for mange usikkerheter når det kommer til kostnader for at det skal være mulig å konkludere om prosjektet er lønnsomt eller ikke. Resultatene viser at en driftsavtale hvor IBC-ene fryses ned på fryselager vil være svært forskjellige fra hver case, men de ukentlige kostnadene for hver case er fortsatt høye. Installasjonskostnadene vil også variere for hvert case, men det vil påløpe startkostnader for å bygge kjøleanlegget uansett størrelse man velger. De største investeringskostnadene vil påløpe det første året, mens driftskostnader vil være de dominerende kostnadene årene etter. Driftskostnadene er høye og mange utgifter er ikke

avklart enda. Prosjektet er avhengig av å holde driftskostnadene så lave som mulig for å oppnå økonomisk gevinst. Hvis man ser på anskaffelse av et permanent anlegg, vil kanskje det mobile kjøleanlegget være et rimeligere alternativ, dersom behovet for kjøling kun oppstår i mindre perioder.

9 Konklusjon

Gjennom de statiske og dynamiske kjølebehovsberegningene ble det klart hvor viktig gjennomføring av en nøye befaring var for å ende opp med presise beregninger.

Både de statiske og dynamiske resultatene viste at innføring av passive tiltak i form av bedre vinduer solskjerming ville redusere kjølebehovet ved Steinkjer sykehjem. For å få ned kjølebehovet burde det investeres i ordentlige skjermingsalternativer før man benytter seg av mekanisk kjøleanlegg. med god U-verdi, LE-belegg og effektiv

For tilfellet Steinkjer sykehjem ga innføringen av caser for forskjellige kjølebehov innsikt i størrelsesordenen på dimensjoneringen. Ved et kjølebehov på 108 kW vil det være mulig å finne passende dimensjoner på komponenter, men anlegget vil miste noe av det mobile perspektivet. Et høyt kjølebehov vil også være krevende for driften av anlegget, da IBC-er med is må byttes i store kvanter i løpet av dagen. Case 2 og 3 gir mer overkommelige dimensjoner og krever mindre IBC-utskiftninger. For case 3 med ca. 17kW kjøleeffekt, vil denne effekten ifølge SIMIEN knapt dekke kjølebehovet ved DUT50. For høye utetemperaturer som de varmeste dagene, vil ikke dette ha særlig effekt. Case 2 med 34kW ser ut til å være den effekten som kan være stor nok til å kunne redusere temperaturen på de varmeste dagene tilstrekkelig nok til å ha en virkning på romtemperaturen.

For å redusere energibruk ved kondensutfelling, kan det vurderes å øke driftstemperaturen over kjølebatteriet, men samtidig lavt nok til å unngå tilluft med for høyt fuktinnhold.

Lønnsomheten til prosjektet vil avhenge av gode driftsavtaler for å holde kostnadene nede.

Is som energikilde ender opp med å bli en veldig begrensende faktor, da kjøleanlegget til enhver tid vil være avhengig av tilgang på is for å fungere. Høy temperatur vil føre til behov for hyppige utskiftninger. Hvis man velger å bruke fryselager som innfrysingsmetode vil det resultere i store kostnader. Hvis man fryser inn over vinteren er man avhengig av riktige værforhold og å fryse inn nok IBC-er med tilhørende lagringsplass til å dekke forespørselen på sommerstid, noe som vil være vanskelig å forutse.

Oppgaven kan konkludere med at det mobile kjøleanlegget, slik som det har blitt designet i denne oppgaven, vil være teknisk gjennomførbart, men vil være en både tungvint og dyr løsning. Konseptet burde omstruktureres og gå bort fra is som energikilde.

10 Videre arbeid

Alle beregninger gjennomført er basert på Steinkjer sykehjem, for å bedre utvikle en systemløsning vil det være en fordel å se på flere bygg.

For å gjennomføre befaringer mer nøyaktig, burde det utarbeides en sjekklister for å lettere kartlegge alle avgjørende faktorer for kjølebehovsberegninger og systemløsning.

Det økonomiske aspektet med en slik oppgave vil være utslagsgivende for å bestemme om ideen er verdt å gå videre med. Det bør utføres en grundigere økonomisk analyse for å få et mer nøyaktig kostnadsanslag.

Gjennomføring av forsøk 3 (kap. 4.4) ville gi et bedre grunnlag for å finne hvordan det mobile kjøleanlegget vil fungere i praksis.

Vurdering av mobilt kjøleanlegg med andre energikilder enn is.

11 Referanseliste

Alfa Laval (2004) *The theory behind heat transfer*. Tilgjengelig fra:

https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa_laval_heating_and_cooling_hub_the_theory_behind_heat_transfer.pdf (Hentet: 17.03.2020)

Andreassen, L.E. (2015) *Hva er riktig bemanning? Sykepleien.no* Tilgjengelig fra:

<https://sykepleien.no/meninger/innspill/2015/04/hva-er-riktig-bemanning> (Hentet: 27.02.2020)

Autodesk (2020) *Hva er AutoCAD?* Tilgjengelig fra:

(<https://www.autodesk.no/products/autocad/overview?plc=ACDIST&term=1-YEAR&support=ADVANCED&quantity=1>) (Hentet: 12.02.2020)

Austbø, B. 2018. Varmetransport. *TMAS2010 Termodynamikk 2 og fluidmekanikk*.

Tilgjengelig fra: https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-457526-dt-content-rid-18003574_1/xid-18003574_1#page=36 (Hentet: 09.04.2020)

Austbø, B, 2019. Klimatisering. *TMAS2011 Ventilasjonsteknikk*. Tilgjengelig fra:

https://ntnu.blackboard.com/webapps/blackboard/content/listContent.jsp?course_id=151351&content_id=643159_1&mode=reset (Hentet: 03.04.2020)

Berge, Bjørn & Lista Ajourfør, Gaia. (2019) *Isolasjonsmaterialer A-Å*. Tilgjengelig fra:

<https://www.byggogbevar.no/enoek/artikler/isolasjonsmaterialer-a-%C3%A5> (Hentet: 20.3.2020)

Dannevig, P. et.al. (2020). Luftfuktighet. *Store Norske Leksikon*. Tilgjengelig fra:

<https://snl.no/luftfuktighet> (Hentet: 20.3.2020)

Dr. Wernecke Feuchthemasstechnik (2020) *Mollier Diagram*. Tilgjengelig fra:

<https://www.dr-wernecke.com/process-moisture/engineering/> (Hentet: 04.03.2020)

Direktoratet for byggkvalitet (2013). *Teknisk forskrifter til plan- og bygningsloven 1997*.

Tilgjengelig fra:

https://dibk.no/globalassets/byggeregler/tidligere_regelverk/tekniske_forskrifter_1999.pdf (Hentet: 16.01.2020)

IMI Hydronics (2020) *HySelect*. Tilgjengelig fra: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/nb-no/Programvare/Temperaturstyring/Pages/HySelect.aspx> (Hentet: 17.03.2020)

Ingebrigtsen, S. (2019) *Ventilasjonsteknikk Del 1*. Oslo: Skarland press. Tilgjengelig fra:

<http://kompetansebiblioteket.no/Ventilasjonsteknikk%20Del%20I.aspx>

- IPU (2020) *CoolPack*. Tilgjengelig fra: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (Hentet: 18.02.2020)
- Lorentzen, G. og Årtun, T. (2018). *varmeisolering*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/varmeisolering>
Hentet: (03.04.2020)
- Norsk Klimaservicesenter (2020) *Observasjoner og værstatistikk*. Tilgjengelig fra: <https://seklima.met.no/observations/> (Hentet: 3.03.2020)
- Nydal, R. (2007) *Praktisk kuldeteknikk - Grunnleggende varmepumpeteknologi*. Bergen: Roald Nydal
- Riser, H.W. (2019) Nei til kjøleanlegg på sykehjemmet, *Raumsnes*. Tilgjengelig fra: <https://www.raumnes.no/nyheter/nei-til-kjoleanlegg-pa-sykehjemmet/> (Hentet: 19.03.2020)
- Rosvold, K. A. og Hofstad, K. (2017). Energilagring. *Store Norske Leksikon*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/energilagring> (Hentet: 20.3. 2020)
- Skogsberg, K. og Nordell, B. (2001) *The Sundvall hospital snow storage*. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0165232X00000215> (Hentet: 07.03.2020)
- Skogsberg, K. og Lundberg, A. (2005) *Wood chips as thermal insulation of snow*. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0165232X05000893> (Hentet:07.03.2020)
- Standard Norge (1989) NS3055 *Dimensjonering av ledninger for vann- og avløpsanlegg i bygninger*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=133346> (Hentet: 30.04.2020)
- Standard Norge (2014) NS-EN 3031 *Beregning av bygningers energiytelse – Metode og data*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=702386> (Hentet 24.04.2020)
- Stensaas, L. I. (1998) *Ventilasjonsteknikk Del 1. – Grunnlaget og systemer*. Oslo: Skarland press. Tilgjengelig fra: <http://kompetansebiblioteket.no/Stensaas.aspx>
- Swema (2020) *PC-program till LogSo loggrar*. Tilgjengelig fra: <https://www.swema.se/Temperaturlogger/LogSo%20Kit> (Hentet 4.02.2020)
- Thyholt, M., Lien, A.G, Dokka, T.H (2001) *Kartlegging av mekanisk kjøling i nye kontor- og forretningsbygg*, SINTEF rapport nr STF22 A01525.

https://www.sintef.no/globalassets/upload/a01525_mekanisk_kjoeling.pdf?fbclid=IwAR382QeRIQjJ2IttcPI8r1iXAxV4a_C9X0B-bNjc5LFpUYYwcimdtgloOPc

Zijdemans, D. (2014) *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Oslo: Skarland press.

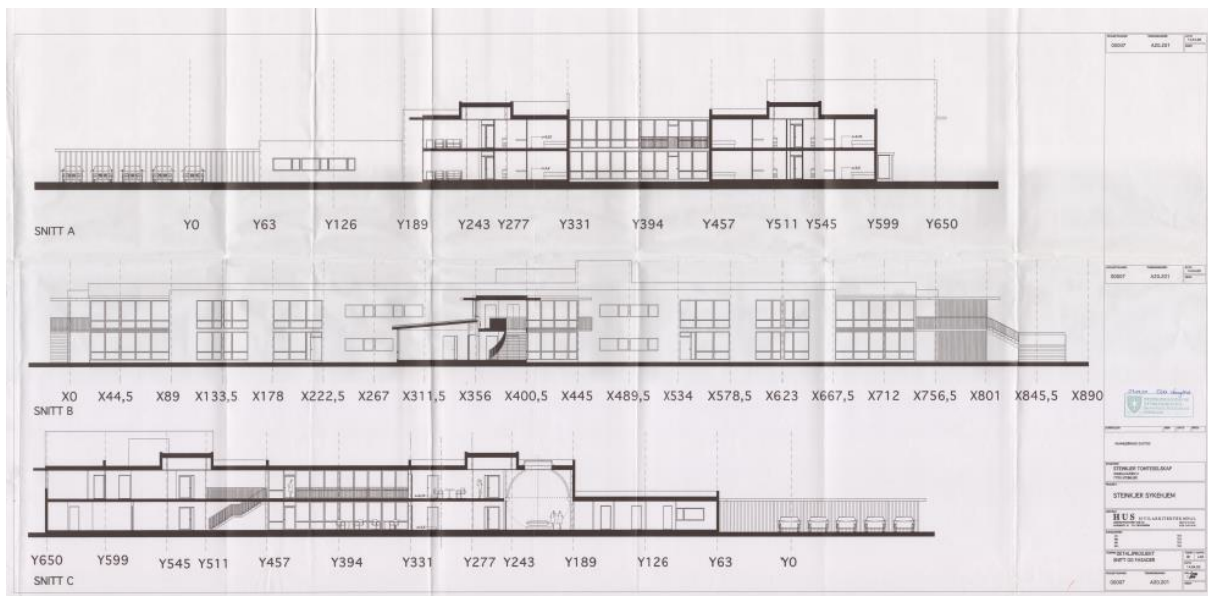
Tilgjengelig fra: <http://kompetansebiblioteket.no/Vannbaserte.aspx>

Ørnes, I. R. (2013) *Bruk av BIM i energiberegninger*. Tilgjengelig fra: https://www.erichsenhorgen.no/media/1406/2013-bim_i_energiberegninger.pdf (Hentet: 11.04.2020)

12 Vedlegg

Vedlegg 1: Plantegninger





Vedlegg 2: IBC Container

IBC Container 1000 Liter Standard, Plastpall, 150 mm fylling

EGENSKAPER

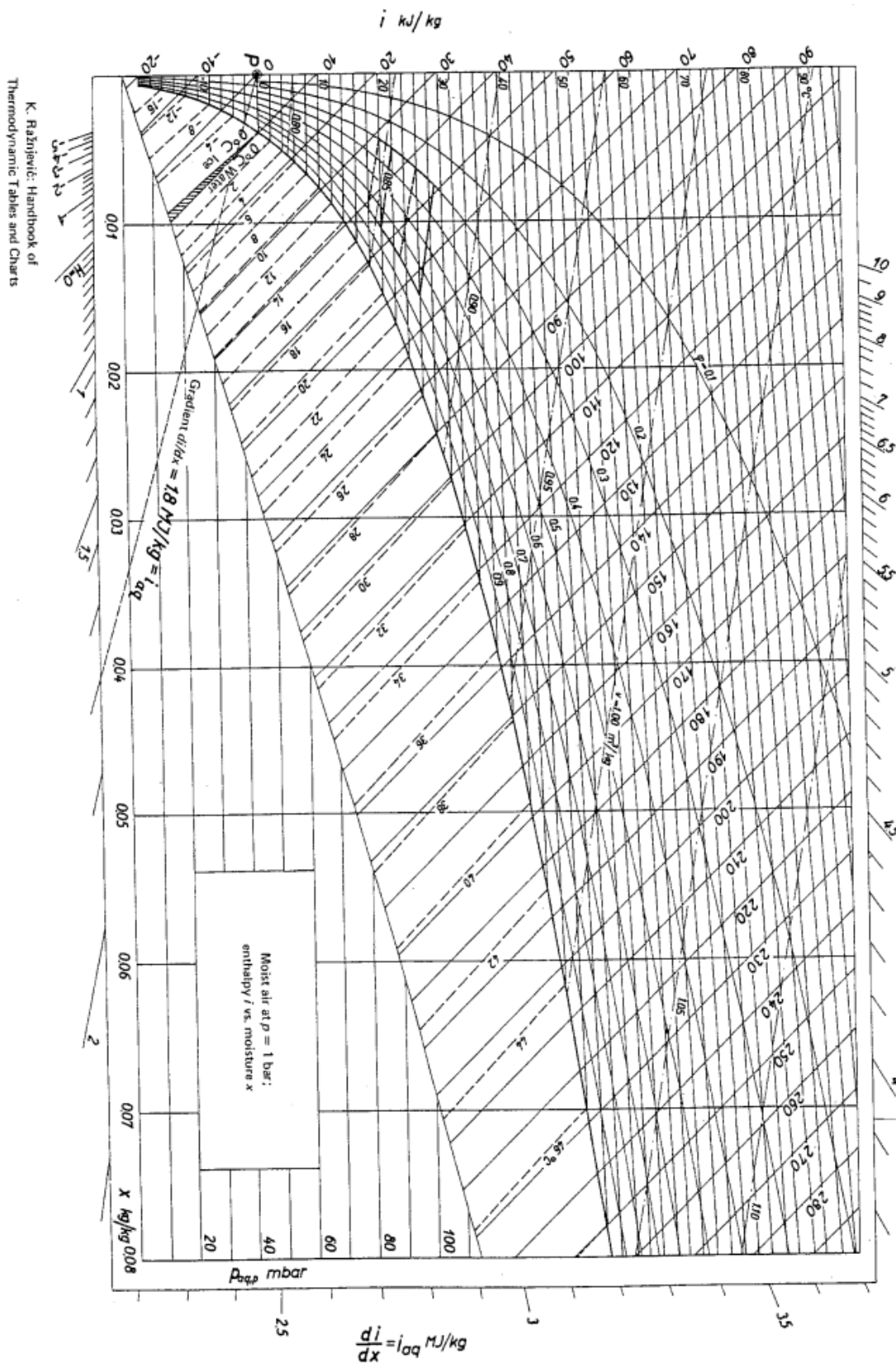
- Dimensjon: 1200x1000x1165 mm
- Vekt: 56 kg
- Volum : 1000 Liter

[Produkt spesifikasjon/ tabell](#)

<https://www.accon.no/Produkter/IBC-Containere/IBC-Container-Standard/IBC-Container-1000-Liter-Standard/IBC-Container-1000-Liter-Standard-Plastpall-150-mm-fylling>



Vedlegg 3: Mollier diagram



Vedlegg 4: Kjølebatteri



D.B.M. SpA a Socio Unico
Via Ugo La Malfa 10 – 28040 Varallo Pombia (NO) – Italy
Tel. +39 0321 956794 – E mail: sales@dbmcoils.com



Mysen 23/04/2020

5/10°C vann

KAPASITETS DATA:

CC Atte-4241-03255/1 13 -100

Rel. 6.1 01-03-2018

Utv. gass		Luft			
Omgivende trykk	mmHg	760			
Kapasitet	kW	34.00			
Gassm.	Sm ³ /h	19000			
Luftmengde - vekt	kg/h	22881	Følbare varme faktor		0.84
Inng. temperatur	°C	26.00	Kondensat mengde	kg/h	7.30
Relativ fuktighet	%	50.00	Aktuell hastighet	m/s	1.38
Utg. temperatur	°C	21.58	Trykkfall	Pa	18
Utg. rel. fuktighet	%	63.36	Trykkfall u/avfukting	Pa	7
Innv. væske		Vann			
Inng. temperatur	°C	5.00	Trykkfall	kPa	24.10
Utg. temperatur	°C	10.00	Tetthet	kg/m ³	999
Væske mengde	kg/h	5827	Viskositet	mPa.s	1.41
Væske mengde	l/h	5828	Konduktivitet	W/mK	0.57
Aktuell hastighet	m/s	0.93	Spesifikk varme	J/kgK	4200.03

N°1 Batteri Cu-Al-FeZn P3012AR 1R-66T-2000A-2.0pa 16C 3" 1 1/2"

TEKNISKE DATA:

Rør	Cu	12.45 x 0.35	mm	Vekt	126 Kg
Finner	Al	0.20	mm	Innv. volum	31 dm ³
Ramme	FeZn	1.50 / 1.50	mm	Tot. utv. overflate	91.00 m ²
Sugestokk matr.	Cu			PED 2014/68/UE	Article 4.3
				Maks. Tillatte trykk	15.0 bar
				Maks. Tillatte temp.	-20/100 °C

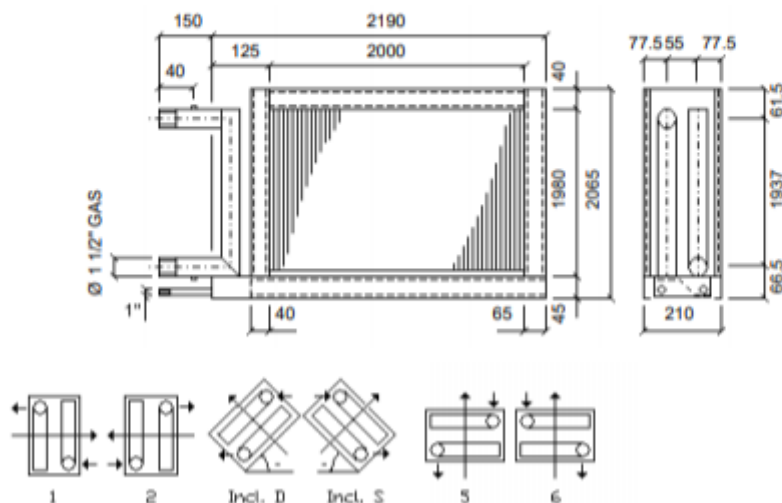
TILLEGG

Horizontal dryppanne Inox304
Sveisefenser PN16 Inox316

Gjengetype

Certified calculation - Counterflow

Kanalutførelse



Vedlegg 5: Krok container

Hjem > Produksjon

**Krok container 35m3**

Standard ikke
forsterket krokcontainer
Rammen etter: SS, DIN eller andre standarder
Dør med 2 eller 3 hengsler
Grovblåsbehandling
Primer - min 60 mikroner
Farge - 60 mikroner (fargevalg fra RAL katalog)

Bruksmåte For transport av skrapjern,
byggeavfall, overdimensjonert
husholdningsavfall, sand, treflis
skrap

Veggykkelse 3mm, 4mm, 5mm

Kapasitet 35 m³

Gulvtykkelse 4mm, 5mm, 6mm

Materiell Materiell - S235, S355, Hardox
og analoger, rustfritt stål

Vekt Min 2600 kg

Bæreevne Min 14 000 kg

Høyde 2500 mm

Bredde 2550 mm

Lengde 6310 mm

Andre alternativer Logo plate, tak, taket av teltet,
hydraulisk tak, luker

Vedlegg 6: BS EN 12201-2:2011

BS EN 12201-2:2011
EN 12201-2:2011 (E)

Table 2 — Wall thicknesses

Dimensions in millimetres

Nom. size DN/OD	Pipe series											
	SDR 6		SDR 7,4		SDR 9		SDR 11		SDR 13,6		SDR 17	
	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}
	S 2,5		S 3,2		S 4		S 5		S 6,3		S 8	
	Nominal pressure, PN ^a in bar											
PE 40	—		PN 10		—		PN 6		—		PN 4	
PE 80	PN 25		PN 20		PN 16		PN 12,5		PN 10		PN 8	
PE 100	—		PN 25		PN 20		PN 16		PN 12,5		PN 10	
	Wall thicknesses ^b											
	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}	e_{min}	e_{max}
16	3,0 ^c	3,4	2,3 ^c	2,7	2,0 ^c	2,3	-	-	-	-	-	-
20	3,4	3,9	3,0 ^c	3,4	2,3	2,7	2,0 ^c	2,3	-	-	-	-
25	4,2	4,8	3,5	4,0	3,0 ^c	3,4	2,3	2,7	2,0 ^c	2,3	-	-
32	5,4	6,1	4,4	5,0	3,6	4,1	3,0 ^c	3,4	2,4	2,8	2,0 ^c	2,3
40	6,7	7,5	5,5	6,2	4,5	5,1	3,7	4,2	3,0	3,5	2,4	2,8
50	8,3	9,3	6,9	7,7	5,6	6,3	4,6	5,2	3,7	4,2	3,0	3,4
63	10,5	11,7	8,6	9,6	7,1	8,0	5,8	6,5	4,7	5,3	3,8	4,3
75	12,5	13,9	10,3	11,5	8,4	9,4	6,8	7,6	5,6	6,3	4,5	5,1
90	15,0	16,7	12,3	13,7	10,1	11,3	8,2	9,2	6,7	7,5	5,4	6,1
110	18,3	20,3	15,1	16,8	12,3	13,7	10,0	11,1	8,1	9,1	6,6	7,4
125	20,8	23,0	17,1	19,0	14,0	15,6	11,4	12,7	9,2	10,3	7,4	8,3
140	23,3	25,8	19,2	21,3	15,7	17,4	12,7	14,1	10,3	11,5	8,3	9,3
160	26,6	29,4	21,9	24,2	17,9	19,8	14,6	16,2	11,8	13,1	9,5	10,6
180	29,9	33,0	24,6	27,2	20,1	22,3	16,4	18,2	13,3	14,8	10,7	11,9
200	33,2	36,7	27,4	30,3	22,4	24,8	18,2	20,2	14,7	16,3	11,9	13,2
225	37,4	41,3	30,8	34,0	25,2	27,9	20,5	22,7	16,6	18,4	13,4	14,9
250	41,5	45,8	34,2	37,8	27,9	30,8	22,7	25,1	18,4	20,4	14,8	16,4
280	46,5	51,3	38,3	42,3	31,3	34,6	25,4	28,1	20,6	22,8	16,6	18,4
315	52,3	57,7	43,1	47,6	35,2	38,9	28,6	31,6	23,2	25,7	18,7	20,7
355	59,0	65,0	48,5	53,5	39,7	43,8	32,2	35,6	26,1	28,9	21,1	23,4
400	-	-	54,7	60,3	44,7	49,3	36,3	40,1	29,4	32,5	23,7	26,2
450	-	-	61,5	67,8	50,3	55,5	40,9	45,1	33,1	36,6	26,7	29,5
500	-	-	-	-	55,8	61,5	45,4	50,1	36,8	40,6	29,7	32,8
560	-	-	-	-	62,5	68,9	50,8	56,0	41,2	45,5	33,2	36,7
630	-	-	-	-	70,3	77,5	57,2	63,1	46,3	51,1	37,4	41,3
710	-	-	-	-	79,3	87,4	64,5	71,1	52,2	57,6	42,1	46,5
800	-	-	-	-	89,3	98,4	72,6	80,0	58,8	64,8	47,4	52,3
900	-	-	-	-	-	-	81,7	90,0	66,1	72,9	53,3	58,8
1000	-	-	-	-	-	-	90,8	100,0	73,4	80,9	59,3	65,4
1200	-	-	-	-	-	-	-	-	88,2	97,2	71,1	78,4
1400	-	-	-	-	-	-	-	-	102,9	113,3	83,0	91,5
1600	-	-	-	-	-	-	-	-	117,5	129,4	94,84	104,4
1800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	106,6	117,4
2000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	118,4	130,4

^a PN values are based on $C = 1,25$.

^b Tolerances in accordance with grade V of ISO 11922-1:1997 [7].

^c The calculated value of e_{min} (ISO 4085:1996 [5]) is rounded up to the nearest value of either 2,0, 2,3 or 3,0. This is to satisfy certain national requirements.

Vedlegg 7: PE-Brosjyre (2015) fra Pipelife

	C=1,25	C=1,6	C=1,25	C=1,6	C=1,25	C=1,6	C=1,25	C=1,6
PE 80	PN 5	PN 4	PN 8	PN 6,3	PN 12,5	PN 10	PN 20	PN 16
PE 100	PN 6,4	PN 5	PN 10	PN 8	PN 16	PN 12,5	PN 25	PN 20
	SDR 26		SDR 17		SDR 11		SDR 7,4	
Dim	S-min	Kg/m	S-min	Kg/m	Smin	Kg/m	S-min	Kg/m
20					2,0	0,12	3,0	0,16
25					2,3	0,17	3,5	0,24
32			2,0	0,19	3,0	0,28	4,4	0,39
40			2,4	0,29	3,7	0,43	5,5	0,60
50	2,0	0,31	3,0	0,45	4,6	0,67	6,9	0,94
63	2,5	0,49	3,8	0,72	5,8	1,05	8,6	1,48
75	2,9	0,67	4,5	1,02	6,8	1,47	10,3	2,11
90	3,5	0,98	5,4	1,46	8,2	2,13	12,3	3,02
110	4,2	1,43	6,6	2,17	10,0	3,16	15,1	4,52
125	4,8	1,84	7,4	2,77	11,4	4,10	17,1	5,82
140	5,4	2,33	8,3	3,48	12,7	5,12	19,2	7,31
160	6,2	3,05	9,5	4,54	14,6	6,72	21,9	9,52
180	6,9	3,80	10,7	5,75	16,4	8,49	24,6	12,04
200	7,7	4,72	11,9	7,09	18,2	10,47	27,4	14,89
225	8,6	5,93	13,4	9,00	20,5	13,25	30,8	18,82
250	9,6	7,34	14,8	11,03	22,7	16,30	34,2	23,23
280	10,7	9,16	16,6	13,85	25,4	20,43	38,3	29,13
315	12,7	11,93	18,7	17,54	28,6	25,86	43,1	36,88
355	13,6	14,74	21,1	22,33	32,2	32,83	48,5	46,76
400	15,3	18,70	23,7	28,22	36,3	41,68	54,7	59,39
450	17,2	23,64	26,7	35,76	40,9	52,78	61,5	75,14
500	19,1	29,16	29,7	44,18	45,4	65,13		
560	21,4	36,55	33,2	55,34	50,8	81,59		
600	22,9	41,96	35,6	63,53	54,4	93,66		
630	24,1	46,32	37,4	70,10	57,2	103,38		
710	27,2	58,87	42,1	88,94				
800	30,6	74,56	47,4	112,78				
900	34,4	94,68	53,3	142,66				
1000	38,2	116,37	59,3	176,32				