

Jomar Mandal Leth-Olsen & Anders Sæten

Valg av naturlig kjølemedium i ishall

Analyse av NH_3 og CO_2 som kjølemedium i ishall med liten publikumskapasitet

Bacheloroppgave i VVS-Teknikk

Veileder: Terje Wenaas

Mai 2020



Valg av naturlig kjølemedium i ishall

*Analyse av NH_3 og CO_2 som kjølemedium i ishall med liten
publikumskapasitet*

Jomar Mandal Leth-Olsen og Anders Sæten

Veileder: Terje Arne Wenaas

Bacheloroppgave i VVS-teknikk

Hovedprofil: Varme- og kjøleteknikk

NORGES TEKNISK-NATURVITENSKAPLIGE UNIVERSITET

Fakultetet for ingeniørvitenskap

Instituet for energi og prosesseteknikk

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel:

Valg av naturlig kjølemedium i ishall
Choice of Natural Refrigerant in Indoor Ice Rinks

Prosjektnr:

EPV-V-2020-07

Forfattere:

Jomar Mandal Leth-Olsen
Anders Sæten

Oppdragsgiver eksternt:

SIAT v/Snorre Nordbo Olsen

Veileder internt:

Terje Weenas

Rapporten er ÅPEN

Dato levert:

20.05.2020

Kort sammendrag:

Denne oppgaven omhandler valg av naturlig kjølemedium i ishall av liten størrelse. Det er opparbeidet en varmeprofil for Bugården ishall og videre analysert potensialet for varmegjennvinning for ved bruk av CO₂ og ammoniakk som arbeidsmedium. Analysen viser at både ammoniakk og CO₂ har likt potensialet til å dekke varmebehovet ved normal drift. Ved videre sammenligninger konkluderes det med at ammoniakk vil oppnå en høyere COP og egner seg bedre til ishaller på Bugården sin størrelse og utforming.

This thesis investigates the selection of natural refrigerant in a small indoor ice rinks. A heat profile is produced for Bugården Ice rink and the potential for heat recovery is analyzed with CO₂ and ammonia as the main refrigerants. The analysis shows that both ammonia and CO₂ have the same potential for heat recovery during normal performance. By further comparisons the conclusion is that ammonia will achieve a higher COP and is better suited as the main refrigerant for ice rinks with Bugården's size and design.

Stikkord: Naturlig kjølemedium, isbane, CO₂, NH₃, R744, R717

Keywords: Natural refrigerants, ice rink, CO₂, NH₃, R744, R717

Forord

Denne bacheloroppgaven er skrevet av Anders Sæten og Jomar Mandal Leth-Olsen. Oppgaven omfatter 20 studiepoeng og er gjennomført ved institutt for energi- og prosessteknikk. Denne oppgaven konkluderer vårt treårige bachelorstudium i maskin.

Vi vil rette en takk til vår veileder Terje Wenaas og medveileder Bjørn Autsbø som har fulgt oss opp og gitt oss faglig støtte gjennom hele arbeidet. Vi vil også takke Snorre Nordbo Olsen fra SIAT for å dele sine kunnskaper med oss, samt tett oppfølging gjennom hele prosessen. Hans kunnskaper og forståelse har lagt grunnlagt for en best mulig sluttrapport.

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

Trondheim, mai 2020

Jomar Mandal Leth-Olsen

Anders Sæten

Sammendrag

I lys av det grønne skifte vi nå står overfor, er fokuset på en mer miljø- og klimavennlig verden aldri vært mer omdiskutert. Følger av dette har ført til en start av utfasing av kunstige kuldemedium og erstatter dette med naturlige kuldemedier som har lite eller ingen påvirkning på naturen.

Bugården ishall besluttet å skifte ut kuldeanlegget og benytte seg av naturlig kjølemedium. Denne oppgaven drøfter fordeler og ulemper med ammoniakk og CO_2 som kjølemedium og undersøke hvilket av de to som egner seg best til en ishall av Bugården ishall sin karakter. Ishallen er liten i størrelse med få tribuneplasser og få garderober. Målet er å lage en generell oppgave som kan brukes videre og påvirke kommende ishaller av samme størrelse.

Varmegjenvinning er en stor del av oppgaven kuldeanlegget en ishall står ovenfor. Store deler av oppgaven omhandler det å sammenligne NH_3 og CO_2 og se hvilken av de to arbeidsmediene som klarer å tilfredsstille varmebehovene til en ishall. Klarer ishall å utnytte varmen på en god og effektiv måte og vil den være mest mulig selvforsynt med varme fra eget anlegg.

Resultatet viser at både ammoniakk og CO_2 klarer å dekke varmebehovet i like stor grad for slike typer ishaller. Ved videre sammenligninger konkluderes det med at ammoniakk vil oppnå en høyere COP og egner seg bedre til ishaller på Bugården sin størrelse og utforming.

Nøkkelord – Naturlig kjølemedier, ishall, R744, R717, CO_2 , NH_3

Abstract

In the light of the green shift, has the focus on an environmental- and climate friendly world never been more widely debated. As a result, are natural refrigerants now starting to replace artificial refrigerants, leaving little to no harm on the nature.

Bugaarden ice rink, has decided to replace its artificial refrigerants for the benefit of natural refrigerants. Bugaarden ice rink is a small arena with few tribune seats and few wardrobes. This assignment will study the advantages and disadvantages of ammonia and CO_2 as refrigerants and enlighten which refrigerant is best suited for this particular ice rink and ones of similar design. The goal is to provide a general understanding of the two refrigerants and potentially influence the development of similar ice rinks in the future.

Heat recovery is an essential part of the refrigerants in an ice-rink. Major parts of the thesis consist of comparing NH_3 and CO_2 to investigate if the two refrigerants satisfy the heat demand of the rink. Other estimates have been conducted to investigate if the rink manages to exploit the heat in an efficient way and be self-supplied with heat from its own installation.

The result indicates that both ammonia and CO_2 managed to cover the heat demand to rinks of similar size as Bugaarden ice rink. However, after further comparisons we concluded that ammonia will achieve a higher COP under normal circumstances, and is therefore the best suited method to use on ice rinks of this size.

Keywords – Natural refrigerants, ice rink, R744, R717, CO_2 , NH_3

Forkortelser

R744	=	CO ₂ - karbondioksid
R717	=	NO ₃ - ammoniakk
DX	=	Direkte system
COP	=	Coefficient of Performance
GWP	=	Global Warming Potential
ODP	=	Ozon Depletion Potentia
HFK	=	Hydrofluorkarboner
PPM	=	Parts per million
TLV	=	Threshold limit value
BRA	=	Brutto areal
SIAT	=	Senteret for idrettsanlegg og teknologi

Konstanter & symbol

Konstanter

$C_{p,vann}$	varmekapasitet vann	= 4,2 kJ/kgK
ρ_{vann}	tetthet vann	= 1000 kg/m ³
l_{is}	Spesifik smeltevarme is	= 334 kJ/kg

Symbol

Δ	Endring i parameter	-
E	Energi	kWh
V	Volum	m ³
T	temperatur	°C
m	Masse	kg
Q	Effekt	kW
Q_H	Overskuddsvarme	kW
Q_L	Tilført varme	kW
h	entalpi	kJ/kg

Innhold

1 Innledning	1
1.1 Orientering	1
1.2 Bakgrunn og problemstilling	1
1.3 Begrensninger	1
1.4 Mål	2
2 Teori	3
2.1 Ishaller	3
2.2 Varmepumpe	3
2.3 Kuldesystem	5
2.4 Energiprofil	5
2.5 Direkte/indirekte kjøling av ishall	6
2.6 COP og Varmegjenvinning	8
2.7 ODP og GWP	9
2.7.1 Ozonedbryting	9
2.7.2 Global oppvarmingspotensial	9
3 Bugården	10
3.1 Bygget i dag	10
4 Kjølemedium	12
4.1 Generelt	12
4.2 R717 (NH ₃)	13
4.2.1 Egenskaper	13
4.2.2 Prosessen	14
4.2.3 Materialer	14
4.2.3.1 Kompatible	14
4.2.3.2 Ikke-kompatible	15
4.2.4 Sikkerhetstiltak	15
4.3 R744 (CO ₂)	16
4.3.1 Egenskaper	16
4.3.2 Prosessen	17
4.3.3 Materialer	17
4.3.4 Sikkerhetstiltak	17
4.4 Tilgjengelig varme	18
5 Varmeanlegg	19
5.1 Varmt forbruksvann	19
5.1.1 Dusj	20
5.1.2 Servant	22
5.2 Romoppvarming	22
5.2.1 Hallen	22
5.2.2 Varm sone	23
5.3 Avfukting	25
5.4 Ispreparering	26

5.5	Smeltegrop	27
5.6	Undervarme	29
6	Forutsetninger	30
6.1	Utforming ishall	30
6.2	Bugården	30
7	Metode	33
7.1	Metode	33
7.1.1	Validering	34
8	Analyse og diskusjon	35
8.1	Varme	35
8.1.1	Effektbehov	36
8.1.2	R717	38
8.1.3	R744	40
8.2	Teoretisk varmedekningsgrad	41
8.2.1	Variasjoner som kan påvirke varmedekningsgraden	42
8.2.1.1	Varmtvannsmengden til tappevann	42
8.2.1.2	Lavtemperatur isprepareringsmaskin	44
8.3	COP	44
8.3.1	Andre hensyn	45
8.3.1.1	Pris	45
8.3.1.2	Størrelse	45
8.3.1.3	Sikkerhet	45
8.3.1.4	Levetid	46
9	Konklusjon	47
9.1	Forslag til videre arbeid	48
	Referanser	49
10	Vedlegg	51
10.1	Vedlegg A: Utklipp fra Bitzer Software	51
10.2	Vedlegg B: Plantegning	52
10.3	Vedlegg C: Varmeutregninger	53

Figurliste

2.1	Oppbygging av varmepumpe (Austbø, B, 2019)	4
2.2	Kjøleanlegg modell (Austbø, B, 2019)	5
2.3	Varme- og kjølebehov (Jørgen Rogstam, 2014)	6
2.4	Direkte- og indirekte system, (Sigurd Berger Lindstøl, 2018)	7
4.1	Tilgjengelig varme, CO ₂ vs. NH ₃ (ASHRAE, 2018)	18
5.1	Tidsplan bugården ishall, uke 13, (Bugården, 2020)	21
5.2	Værdata Sandefjord siste 5 år (Norsk klimaservicesenter, 2020)	24
5.3	Oppbygging av isdekket, (ASHRAE, 2018)	29
6.1	Varme- og kjølebehov (Jørgen Rogstam, 2014)	31
6.2	Eksempel varmegjenvinning (Jørgen Rogstam, 2014)	31
8.1	Varmeprofil	36
8.2	Trykk-entalpi R717 (Austbø, B, 2019)	39
8.3	Trykk-entalpi R744 (Austbø, B, 2019)	40
8.4	Dekningsgrad varme R717 & R744	42
10.1	CO ₂ transkritisk prosess	51
10.2	NH ₃ prosess	51
10.3	Oversikt over 1. plan i Bugården	52
10.4	Oversikt over 2. plan i Bugården	52
10.5	Oversikt over 3. plan i Bugården	53
10.6	Verdier for varmedekningsgrad	53
10.7	Mellomregning for fremstilling av varmeprofil	53
10.8	Verdier for å fremstille varmeprofil	54

Tabelliste

8.1	Energibehov per døgn og andel av den totale energimengden, varme . . .	35
8.2	Estimert temperaturløft per varmepost	35
8.3	Minimum effektbehov ved akkumulering på natten	37
8.4	Effektbehov for Bugården	38
8.5	Entalpi og effekt for R717	39
8.6	Entalpi og effekt for R744	41
8.7	Energibehov per døgn og andel ved større tappevannsbehov	43
8.8	Varmebehov tappevann og ispreparering større tappevannsmengde . . .	43
8.9	Effektbehov ved større tappevannsmengde	43

1 Innledning

1.1 Orientering

I eldre eksisterende ishaller er det i hovedsak brukt HKFK, KFK, HFK kjemikalier som kjølemedier. Disse er på vei ut, da de som regel har en stor påvirkning på global oppvarmingsom gjør de dyre i innkjøp grunnet høye avgifter. Disse fases nå ut, når kravene til arbeidsmedier med stor miljøpåvirkning blir strammet inn. Bransjen ser da mot naturlige kjølemedier som erstatning. Oppgaven omhandler å vurdere to naturlige kjølemedium, CO₂ (R744) og NH₃ (R717), for en Bugården ishall.

1.2 Bakgrunn og problemstilling

Bakgrunnen for oppgaven kom opprinnelig fra Bugården ishall som ligger i Sandefjord. De skal skifte ut varmeanlegget sitt og vil benytte seg av naturlig kjølemedium. Bugården ishall er av liten størrelse og representerer størrelsen av de fleste ishaller i Norge. Problemstillingen blir å kartlegge hvilket kjølemediet som er best egnet for Bugården ishall og ishaller av lignende størrelse og utforming. Vi vil gjøre oppgaven vår så generell som mulig, slik at lignende ishaller kan benytte seg av resultatet vi kommer fram til. Naturlige kjølemedium er veldig dagsaktuelt med tanke på det grønne skifte. Utfasing av miljøskadelige kjølemedier er allerede i gang og vil være mer og mer aktuelt i de kommende årene.

1.3 Begrensninger

På grunn av tilstrekkelig med tid, ressurser og kapasitet er begrensninger satt rundt oppgaven for å sikre kvalitet i sluttproduktet. Med hjelp av ekstern veileder Snorre Nordbo Olsen har vi kommet frem til fornuftige begrensninger om hvordan oppgaven skal løses. Ishallen vi skal se på er relativt liten med få tilskuerplasser. Så i all hovedsak skal vi kun se på små ishaller med relativt få tilskuere og 2 – 3 garderober. R290 - propan vil ikke bli vurdert da det ikke er relevant som kjølemedium for ishaller på grunn av fyllingsmengde. Vi prioritere ikke sekundærkretsen i denne oppgaven

(kjølekretsen under isen) da de fleste ishaller i Norge i dag benytter en indirekte system og at det ofte ikke byttes sekundærkrets når kjøleanlegget oppgraderes eller byttes ut. Oppvarming av hallen blir ikke vurdert på grunn av den store variasjonen i varmebehov og lite tilgjengelig driftsdata. Avfukting blir heller ikke prioritert da de fleste løsningene i dagens haller er kondensbaserte system hvor avfukteren leveres med egen varmpumpe og derfor ikke vil påvirke hvilket kjølemedium som prioriteres. For å gjøre varmeberegningene mindre krevende, velger en å se bort ifra varmetap fra kjøleanlegget.

1.4 Mål

Målet for oppgaven er å se hva for av de to naturlige kjølemediene som egner seg best for Bugården ishall. Gjennom å kartlegge varme- og temperaturbehovet til de ulike varmepostene en ishall har, vil resultatet bestemme hvilket kjølemedium som oppfyller behovene i størst grad og på en mest mulig energieffektiv måte. Videre vil vi utforme oppgaven slik at den kan bli benyttet av fremtidige ishaller.

2 Teori

2.1 Ishaller

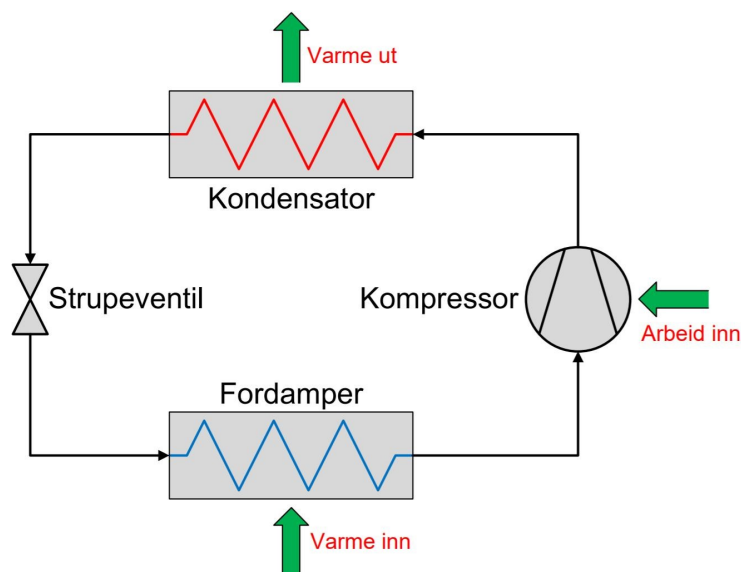
I Norge i dag er det rundt 51 ishaller (Wikipedia, 2020), hvorav de fleste er små kalde haller med begrenset publikumskapasitet. I ishaller benyttes gulvet under isen som varmekilde for en kjøleprosess, slik at det er mulig å holde temperaturen i gulvet under frysepunktet til vann. Dermed er det mulig å holde kunstig is året rundt i hallen.

For at isen skal holde en tilfredsstillende kvalitet under bruk, er det nødvendig med vedlikehold av isen ettersom den blir slitt. For å gjøre dette benyttes en "isprepareringsmaskin" som fjerner det øverste laget is, og slipper vann bak som fryser og erstatter isen. Vannet som fylles på holder en temperatur mellom 40-80grader og avskrapet is blir fraktet bort fra banen og dumpet i en "smeltegrop" hvor isen smelter og vannet føres bort. For å unngå teler i bakken tilføres også en lav jevn varme til bakken under isen.

I ishaller, som andre idrettsinstallasjoner, er det standard med garderober som trenger oppvarming av vann og luft.

2.2 Varmepumpe

I en varmpumpe sirkulerer et arbeidsmedium i et lukket system. Der hentes varme fra et lavere temperert reservoar og dumpes hos et høyere temperert reservoar. For å kunne hente varme i fordamperen, må arbeidsmediet holde en lavere temperatur enn reservoaret varmen hentes fra. Det sender væske inn i fordamperen, og etter hvert som denne varmes opp, fordamper den. Ut av fordamperen får man ren gass. (Austbø, B, 2019)



Figur 2.1: Oppbygging av varmpumpe (Austbø, B, 2019)

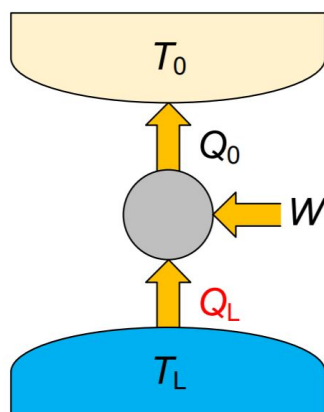
For å kunne avgi varme i kondensatoren, må arbeidsmediet ha en høyere temperatur enn det reservoaret som varmes opp. For å oppnå dette økes trykket og temperaturen ved å bruke en kompressor. Ut fra kompressoren får vi en gass med høyere temperatur og høyere trykk. Denne sender vi inn i kondensatoren. Etter hvert som varme avgis fra gassen, vil denne kondensere, og ved utløpet av kondensatoren har vi bare væske.

Deretter føres arbeidsmediet gjennom strupeventilen, hvor mediet ekspanderer og trykket synker. Når trykket faller, reduseres også temperaturen. Vi senker trykket til ønsket fordampningstemperatur nås, og deretter fortsetter arbeidsmediet tilbake til fordamperen og prosessen gjentas.

For å få en mest mulig effektiv varmpumpe er det ønskelig å levere mest mulig varme med minst mulig arbeid. Virkningsgraden til en varmpumpe defineres ved forholdet mellom avgitt varme og tilført energi. COP. (Austbø, B, 2019)

2.3 Kuldesystem

Kjøleanlegget i en ishall benytter varmepumpeprosessen. Betongdekket benyttes som varmekilde for å holde en kunstig lav temperatur slik at det er mulig å holde is store deler av året. For å holde en optimal iskvalitet er det ønskelig at kjøleeffekten styres etter temperaturen på isen.



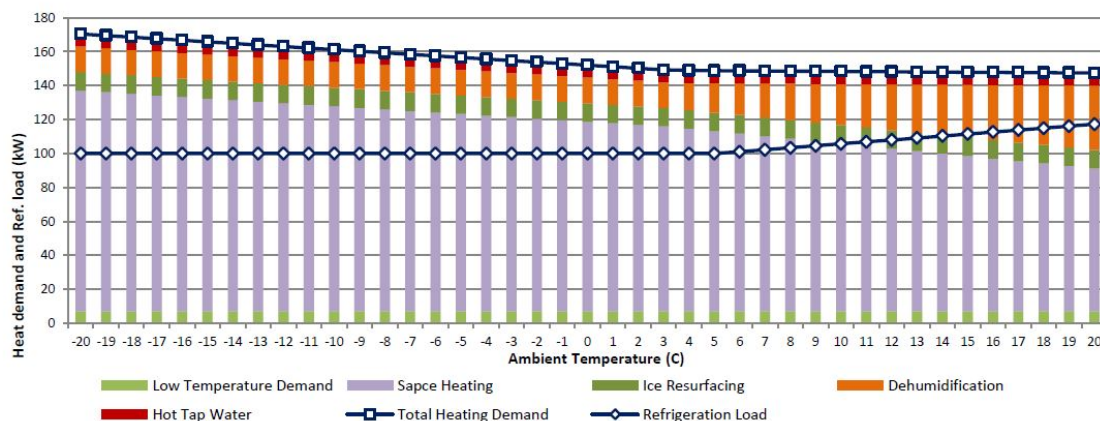
Figur 2.2: Kjøleanlegg modell (Austbø, B, 2019)

Varmesluken (T_0) i en ishall kan benyttes til å dekke deler av varmebehovet til hallen eller frigjøres til omgivelsene. T_L er her isflata som man henter varme fra og leverer varmen videre til varmesluken. W er arbeidet kompressoren må gjøre for å øke trykket på arbeidsmediet.

2.4 Energiprofil

Hovedforbruket av varme i en ishall deles ofte inn i 3 ulike temperaturnivå. Den høytempererte varmen brukes til tappevann og til is-preparering og eventuelt til å avfukte luften. Den mellomste temperaturen brukes til romoppvarming. Dette ofte gjennom ventilasjonen eller radiatorer. Laveste temperaturen blir ofte brukt til undervarme som forhindrer permafrost i bakken og smelting av is om til vann i smeltegropa og eventuelt til forvarming av varmevann.

Fra en studie i Sverige har de laget en varmebehovsprofil som henter data fra ishaller fra Stockholm-området, men har også basert seg på ulike bygningsstrukturer for å gjøre studie mer generelt.



Figur 2.3: Varme- og kjølebehov (Jörgen Rogstam, 2014)

Målingene vist i figur 6.1 er basert på feltmålinger og isflaten antas å være konstant under 5 °C. Figuren viser at de ulike varmebehovsprofilene står for det største behovet for varmen i ishallen. Som man ser, er det alltid et stort behov for romoppvarming selv om bygget er godt isolert. Mye med dette har med at isen tar til seg varme fra omgivelsene som kjøler ned luften rundt. Så jo bedre bygget er isolert, desto mer varme er nødvendig i den varme delen av sesongen. I dette tilfelle antas innetemperaturen til å være konstant hele året. I små haller ved få tilskuerplasser, bør temperaturen være rundt 12 °C.

Avfuktingsprofilen vil øke behovet når omgivelsestemperaturen nærmer seg 0 °C. For de mindre profilene, som varmtvann, antas behovet å være konstant og jevnt fordelt. Lavtemperatur indikerer til postene som krever lav temperatur, som forvarming av varmtvann og undervarme. (Jörgen Rogstam, 2014)

2.5 Direkte/indirekte kjøling av ishall

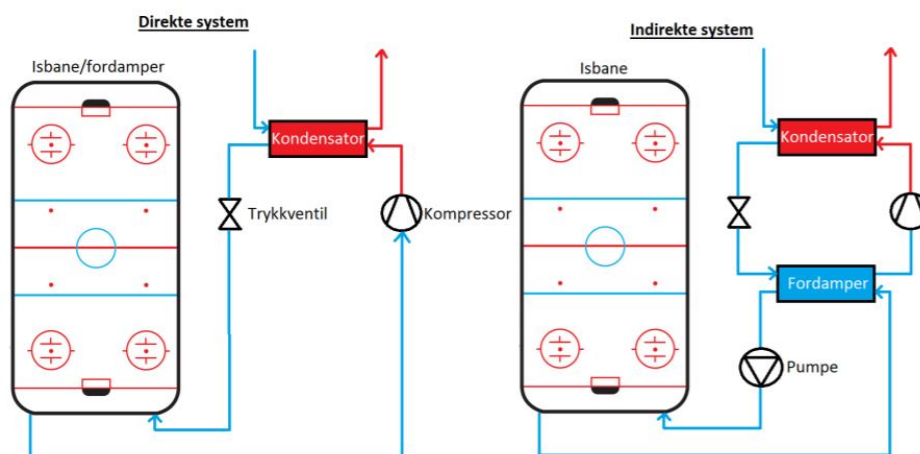
For å holde temperaturen til isen under frysepunktet er det støpt fast rør i betongdekket hvor det strømmer et kjølemedium slik at isen holder en tilfredsstillende kvalitet for utøverne. Når det kommer til utforming av kjølekretsen under isflaten, er det hovedsakelig to måter det gjøres på: direkte kjøling, og indirekte kjøling.

- Direkte kjøling

Når det benyttes direkte kjøling er gulvkretsen “fordamperen” i kjøleprosessen, slik at kjølemediet sirkulerer under isen og henter varme derfra. Fordelen med dette systemet er at kjølemediet slipper unødig varmetap i en varmeveksler mellom primær- og sekundærkretsen og at det er ikke nødvendig med ekstra pumpe for sekundærkretsen. Dette er energibesparende og er bygd opp av få og enkle komponenter som gjør det til et kompakt system. Ulempen med denne løsningen er at flere arbeidsmedier ikke fungerer med i dette systemet da det er begrensinger i henhold til fyllingsmengde og sikkerhetstiltak. Fyllingsmengden er også stor, som gjør at det blir kostbart dersom kjølemediet er dyrt.

- Indirekte kjøling

Når det benyttes indirekte kjøling er det derimot en annen kuldebærer som går i gulvkretsen under isen. Det benyttes da en varmeveksler som overfører varme fra kuldekretsen til fordamperen i kjøleprosessen, som gjør systemet mindre energieffektivt. Det er også ha en ekstra pumpe i gulvkretsen for å sirkulere kuldebæreren. Fordelen er at systemet er mer allsidig som gjør at man kan benytte seg av flere kjølemedier. Siden det er et annet medium som sirkulerer under isen, krever det mindre fyllingsmengde av arbeidsmedium i kjøleprosessen.



Figur 2.4: Direkte- og indirekte system, (Sigurd Berger Lindstøl, 2018)

Direkte kjøling er å foretrekke der det er hensiktsmessig for å øke virkningsgraden til systemet, ved å unngå en ekstra pumpe til sekundærkretsen. Ofte benyttes dyre og giftige kjølemedier til kjøleprosessen, som gjør det lite gunstig med tanke på lekkasjer og innkjøpskostnader. Da er det tryggest med et indirekte system med en “tryggere” kuldebærer.

2.6 COP og Varmegjenvinning

For å ha et mest mulig energieffektivt anlegg er det ønskelig å hente ut mest mulig av overskuddsvarmen som kjøleprosessen skaper. Denne energien kan for eksempel gå til forvarming av varmtvann, oppvarming til isprepping, undervarme og til smeltegrop. Hvor mye av energien som kan hentes ut, avhenger av egenskapene til kjølemediet, hvordan anlegget er designet og driftes.

COP – Coefficient of performance er forholdet mellom energien som tilføres prosessen og energien som hentes ut . Denne benyttes til beskrive ytelsesgraden til kjøleprosesser og varmpumpeprosesser. Det tilstrebes å ha en så høy COP som mulig i en prosess, for å få mest mulig varme eller kjøling av den tilførte energien som kreves for å drive prosessen.

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{inn}} \quad (2.1)$$

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{inn}} \quad (2.2)$$

Dersom man henter ut både varme og kjøling av en prosess er det hensiktsmessig å summere all energien for å finne en total COP for prosessen.

$$COP_{tot} = \frac{Q_H + Q_L}{W_{inn}} \quad (2.3)$$

Q_H = Varmestrøm avgitt, Q_L = Varmestrøm tilført W_{inn} = Tilført energi

2.7 ODP og GWP

2.7.1 Ozonnedbryting

Ozonlaget består av et tynt lag med gassen O_3 eller ozon. Det befinner seg 20 km ute i atmosfæren og stopper store deler ultrafiolett (UV) stråling fra sola. Kuldemedium som KFK og HKFK har egenskaper som spalter opp ozon til oksygen og bidrar til store ozonhull i atmosfæren. Vi kan se slike hull over Antarktis.

Ozone Depletion Potential (ODP) er en kjemisk forbindelse sitt nedbrytningspotensiale på ozon sammenlignet med KFK-11 (R11). KFK-11 har en ODP lik 1. (Dr.ing. Hans T. Haukås, 2016)

2.7.2 Global oppvarmingspotensial

Globale oppvarmingspotensialer eller GWP (Global Warming Potential) er et mål på oppvarmingseffekten som de ulike drivhusgassene har på atmosfæren. (Jens Petter Toldnæs, 2019) GWP-verdien forteller om et stoff sin påvirkning på globaloppvarming over en gitt tidsperiode sammenlignet med CO_2 . Dersom et stoff har en GWP-verdi lik 1000 vil 1 tonn utslipp av stoffet tilsvare global oppvarmingspotensialet til 1000 tonn CO_2 i atmosfæren.

KFK og HKFK er nå forbudt i nye anlegg. For større kuldeanlegg vil HFK-medier med GWP-faktor (Global Warming Potential) over 2500 bli forbudt i nye anlegg fra 2020. I 2025 innføres en GWP-grense på 750 for små luftkondisjonerings-anlegg og varmepumper. Målet er å fase ut de kunstige mediene. Naturlige kuldemedier som har liten eller ingen påvirkning på atmosfæren og er å foretrekke. (Dr.ing. Hans T. Haukås, 2016)

3 Bugården

Bugården ishall ligger i Sandefjord kommune. Isflaten er 30m × 60m og hallen har inntil nylig kun bestått av en utendørs kunstisflate. Helt siden isflaten ble anlagt, har det vært et stort ønske om å få et overbygg slik at sesongen kunne bli utvidet og gjøre iskvaliteten mer stabil. Det er nå bygd en ishall der isflaten er gjenbrukt. Bygget rundt isen består av massivt tre og oppfyller passivhusstandaren, som første ishall i Norge. Hallen har en kapasitet på 200 tilskuere, og er åpen året rundt.

Statistikk fra Senter for idrettsanlegg og Teknologi ved NTNU (SIAT) viser at en ishall av denne størrelsen har et gjennomsnittlig energibehov på ca. 1,15 GWh/år. Det ble estimert et energiforbruk på ca. 0,34 GWh/år i en Enovasøknad for Bugården (Snorre Nordbo Olsen & Bjørn Aas, 2018). For 2019 brukte bygget cirka 0.89 GWh/år. Avviket fra søknaden og hva energiforbruket i hallen er i dag, er stort. En stor grunn til at avviket er så betydelig, er at kjøleanlegget er utdatert og ikke optimalt. Bugården har da besluttet å bytte ut kjøleanlegget og erstatte det med et kjøleanlegg som benytter naturlig kjølemedium.

3.1 Bygget i dag

I følge Lars Reppesgård, fagarbeider i seksjon park, idrett og friluftsliv ved Sandefjord kommune (kommunikasjon over epost 07.05.2020) er status over Bugården følgende:

Varmtvann til forbruksvann i bygget akkumuleres i 2 × 900L tanker. Av disse to tankene er den ene oppvarmet av el-kolbe og en buffertank som er tilkoblet varmeveksler som gjenvinner overskuddsvarme fra overhetnings (OH) kursen til kompressorene. Per i dag er det ikke behov for så stort varmtvannsbereder (VVB) magasin, som kun går til generelt forbruk.

Til isleggingsmaskinen benyttes 2 × 300 liter VVB. Disse to tankene har tilkoblet el-kolbe, men henter også varme ved varmegjenvinning via OH kursen fra kompressorene.

Isprepareringsbilen har en tank på 800L. De som er mest erfarne med å legge is, benytter seg av bare litt over halv tank (ca 4-500 liter), men for flertallet som ikke er like erfarne, benyttes nesten hele tanken ved hver islegging. Vannet som blir fylt på bilen holder 65°C. Dette anbefales for å fjerne oksygenet i vannet.

Oppvarmingen av bygget skjer i hovedsak med bruk av restvarme fra kompressorer. Temperaturen i kondensatoren ligger på ca 31-34 °C med dagens kompressorer. Dette er nok til å dekke varmebehovet til alle fellesarealer og resten av rom på «varm side» som garderober, kjøkken, ganger, toaletter med mer. Selve hallen har et varmebehov som selvsagt er stort, og med den måten det varmes opp på i dag som er vannbåren varme via ventilasjon, oppnås ikke ønsket temperatur inne i hallen uten å benytte spisslast, i form av en elektrokjel. Dette er noe som bevisst ikke gjøres grunnet kompleksiteten av anleggets oppbygning. Luftmengden til varm sone er fast men reguleres på natten. Omluft står stort sett på hele tiden om tilluften ikke overstiger satt CO₂ konsentrasjon.

Det er per nå to kompressorer med samlet effekt på 321kW (153+168 kW) som kjøler isflaten. Det er sjelden man trenger å benytte så stor effekt under drift etter at isen er lagt. Grunnet flere ting ved disse kompressorene, er det vanskelig å anslå hva som vil være normaltstand eller normalforbruk av strøm. Men det er mesteparten av driftstiden en kompressor som går hele tiden, og en som slår inn i perioder for å spisse.

4 Kjølemedium

I dette kapitlet blir ammoniakk og CO₂ presenter. Det blir kartlagt ulike egenskaper kjølemediene har og hvordan de oppfører seg i et kuldeanlegget. Store deler av informasjonen er hentet fra notatene til Jørn Stene (2016)

4.1 Generelt

Kjølemediet er det stoffet som benyttes i en varmepumpeprosess. Alle stoffer har forskjellige termofysiske- og praktiske egenskaper som gjør dem egnet for forskjellige temperaturområder og prosesser.

Kjølemedium deles i 2 hovedtyper:

- Syntetiske kjølemedium

Kjemisk fremstilte stoffer som ikke finnes naturlig. Disse omfatter:

KFK	=	Klorfluorkarbon
HKFK	=	Hydroklorfluorkarbon
HFK	=	Hydrofluorkarboner
HFO	=	Hydrofluorolefin

De kalles også F-gasser og er en fellesbetegnelse på fluorholdige drivhusgasser. Mange av disse fases ut grunnet nye krav til GWP og ODP verdier.

- Naturlige kjølemedium

Medium som finnes i naturen. Disse kjølemediene har liten GWP og ODP verdi samt gode termodynamiske egenskaper, som har gjort de mer attraktive i nyere tid. De mest benyttede naturlige kjølemediene er:

NH ₃	=	Ammoniakk
CO ₂	=	Karbondioksid
Hydrokarboner	=	Propan, isobutan med flere

4.2 R717 (NH₃)

Ammoniakk har lenge vært det mest benyttede naturlige kjølemediet og har blitt brukt innen mat-, kjemi- og prosessindustri, etter hvert ble det også benyttet i isbaner og store komfortkjøleanlegg. I ishaller rundt om i Norge i dag, er ammoniakk det mest benyttede naturlige kjølemediet.

4.2.1 Egenskaper

Ammoniakk er en fargeløs giftig gass med lavere tetthet en luft ved 20°C. Det er svært løselig i vann.

$$\text{GWP}_{\text{NH}_3} = 0$$

$$\text{ODP}_{\text{NH}_3} = 0$$

R717 bidrar ikke til nedbryting av ozonlaget eller økning av drivhuseffekten.

Det kritiske punktet til R717 er ved $t_c = 132,3^\circ\text{C}$, $p_c = 113,3$ bar. Kritisk temperatur er høy for ammoniakk, noe som gjør det egnet for høytemperatur anvendelser. R717 brukes både i kuldeanlegg og varmepumper grunnet stort temperaturområdet. Det høye kritiske punktet for temperatur og trykk, gjør at ammoniakk kun benyttes i underkritiske prosesser.

Gasstettheten ρ_g og væsketettheten ρ_l for ammoniakk er veldig lav. Spesifikk fordampningsentalpi q_f og kondenseringsentalpi q_k er svært høy, noe som gjør at volumetrisk kulde- og varmeytelse, VRC og VHC (kJ/m³), er relativt høy og massestrømmen m er lav. Dette fører til relativt lav fylling av arbeidsmedie.

Ammoniakk har gode varmeoverføringsegenskaper, bedre enn HFO/HFK/R290, som fører til lav logaritmisk middeltemperaturdifferanse i varmeveksler. Dette gjør at varmeveksleren kan være relativt liten og effektiv.

Det er relativt lavt trykktap i kompressoren, og den relativt høye VRC- og VHC-verdien fører til et moderat kompressorvolum i størrelsesorden med R407C, R410A og R290. Ved lave temperaturløft vil R717 oppnå høyere virkningsgrader enn HFK/HFO, ved høyere løft vil de være tilsvarende.

k – verdien ($k = c_p/c_v$) er høy for ammoniakk, som gjør trykkgasstemperaturen høy, høyt overhetningstap og øker faren for koksing. Koksing er avsetninger av karbonrike faste stoffer, i dette tilfelle karbonisering av kompressoroljen. Det behøves ofte tiltak for å unngå for høy trykkgasstemperatur, spesielt ved høy temperaturdifferanse mellom fordamper og kondensator.

Det er lite strupingstap grunnet lavt $\rho * c_p/\Delta h_f$ forhold.

4.2.2 Prosessen

Ammoniakk brukes i både varmeprosesser og kjøleprosesser. Ved "vanlig" driftstrykk - 25-28 bar, er høyest utgående temperatur av kondensatoren 50°C. Det er mulig å øke varmeavgivelsestemperaturen for kondensatoren til 70-90°C. Varm side må da tilfredsstille en høyere trykkklasse rundt 40-60 bar. Det er da nødvendig med varmekilde med høyere temperatur eller særskilte tiltak for å begrense trykkgasstemperaturen som 2-trinnskompresjon. Dette vurderes via en LCC (Life Cycle Cost). 2-trinnsanlegg er som regel dobbelt så dyre (Jørn Stene & Arne Jakobsen, 2006) og mest benyttet for fjernvarmeanlegg.

I kondensatoren og fordamperen er trykket og temperaturen tilnærmet konstant. Man tilstreber en mest mulig isentropisk kompresjon og isentalpisk struping for å oppnå en så høy COP som mulig.

For å øke COP_R mest mulig, er det ønskelig å underkjøle væsken som kommer ut kondensatoren før den ekspanderes. Det bør ikke benyttes suggassvarmeveksler fordi det fører til økt trykkgasstemperatur, som er ugunstig da k – verdien ($k = c_p/c_v$) er høy for ammoniakk. Overhetningsvarmeveksler kan benyttes for å minke trykkgasstemperaturen. Denne energien kan brukes som høytemperaturoppvarming til for eksempel varmtvann og isprepping

4.2.3 Materialer

4.2.3.1 Kompatible

Materialer ammoniakk er kompatible med er ikke-korrosive metaller som jern, rustfritt/syrefast stål og aluminium.

4.2.3.2 Ikke-kompatible

Ikke-kompatible materialer som korroderer med vannholdig ammoniakk. Eksempler for dette kan være kobber, sink og kobberbaserte legeringer inkludert messing.

Strekkfast stål kan bli utsatt for spenningskorrosjonsprekking (SCC) dersom det finnes luft/oksygen i systemet.

4.2.4 Sikkerhetstiltak

Grunnet at ammoniakk er svært giftig, er det nødvendig med særskilte sikkerhetstiltak for å ivareta sikkerheten til publikum og driftspersonell. Ammoniakk har en stikkende lukt, med lav luktgrense på 5-50 parts per million (PPM). Den har også en lav Threshold limit value (TLV) på 25ppm, som er den konsentrasjonen det er trygt for personer å oppholde seg rundt daglig uten negativ helsepåvirkning. Immediate dangerous to life and health (IDLH) konsentrasjonen er på 500ppm som er konsentrasjonen hvor ammoniakk starter å blir skadelig. Giftig konsentrasjon er 5000 ppm.

Ammoniakk er lite brennbart og har en nedre eksplosjonsgrense (LEL) på 15/16% og en øvre eksplosjonsgrense (UEL) på 25/28%

R717 har sikkerhetsklassifisering B2L og har spesielle krav til fyllingsmengde og lokalisering. Grunnet dette er man i større anlegg avhengig av indirekte systemutforming, slik at alle ammoniakk komponentene er i et spesielt utformet teknisk rom, med begrenset adgang.

Komponentene må undergå røntgenkontroll for å sikre skjøtene for lekkasje. Kravene til maskinrommet innebærer EI60 konstruksjon, rommet skal være gasstett med egen sikker ventilasjon. Gulvet skal ha kapasitet til å romme hele fyllingsmengden. Lyd/lys alarmsystem, manuell nødstoppbryter, gassdetektorer, nødventilasjon, automatisk overvåknings-/alarmsystem skal installeres.

4.3 R744 (CO₂)

CO₂ som arbeidsmedium har blomstret frem de siste tiårene, da det har vært fokus på mer miljøvennlige arbeidsmedier. NTNU-SINTEF initierte denne utviklingen på slutten av 1980-tallet, med Gustav F. Lorentzen i spissen. I begynnelsen ble CO₂ hovedsakelig benyttet til varmtvannsvarmepumper, kuldeanlegg for supermarked og mindre anlegg innen kommersiell kjøling. Etter hvert har flere benyttet seg av R744 som arbeidsmediet, og i dag er det flere ishaller som har utstyrt seg med CO₂ som arbeidsmedium, både ved direkte- og indirekte anlegg.

4.3.1 Egenskaper

CO₂ er en fargeløs luktfri gass ved $t = 20^{\circ}\text{C}$ og atmosfærisk trykk.

$$\text{GWP}_{\text{CO}_2} = 0$$

$$\text{ODP}_{\text{CO}_2} = 0$$

R744 bidrar ikke til nedbryting av ozonlaget og har en GWP-verdi på 0 da den benyttes som arbeidsmedium. Det kritiske punktet til R744 er ved $t_c = 31,1^{\circ}\text{C}$ ved $p_c = 73,8\text{bar}$. Kritisk temperatur er svært lav for CO₂ sammenlignet med tradisjonelle arbeidsmedier, mens det kritiske trykket er høyt. En underkritisk CO₂ varmpumpeprosess er begrenset til høyst rundt 28°C kondenseringstemperatur. Dermed er det varmeavgivelse ved overkritisk trykk i de fleste anvendelser. Varmeavgivelsen foregår da i en gasskjøler på grunn av at arbeidsmediet befinner seg i superkritisk tilstand.

CO₂ har lav/moderat kinematisk viskositet ν , moderat $\Delta T/\Delta p$ temperatur/trykktaforhold, typisk 5-10 ganger lavere enn andre medier (inkl R717) som gjør ventil- og rørdimensjonene små.

Damp tettheten ρ_g er svært høy som betyr lite kompressorvolum ettersom $VRC = q_f \times \rho_g$ er høy. CO₂ kompressorer har potensialet til å oppnå høyere volumetrisk og isentropisk virkningsgrad enn kompressorer med HFK, HFO, R717 (typisk 5-15% høyere). CO₂ har i motsetning til R717 en relativt lav trykkgasstemperatur. CO₂ har høyt strupningstap grunnet høy c_p -verdi. Varmeovergangstallet til CO₂ er høyere enn konvensjonelle medier som fører til lav LMTD/ ΔT i varmeveksler.

4.3.2 Prosessen

R744 benyttes i både kjøleprosesser og varmepumpende prosesser. Grunnet den lave kritiske temperaturen, benyttes CO₂ ofte i transkritiske prosesser. Dermed vil temperaturen være glidende i gasskjøleren, mens trykket er tilnærmet konstant. Det er ønskelig å få temperaturen så lav som mulig ved utløpet av gasskjøleren og størst ΔT_{gk} for å øke COP mest mulig, Suggassvarmeveksler er derfor ønskelig for å senke temperatur etter gasskjøler for deretter å øker trykkgasstemperaturen og dermed COP for prosessen. En lavtrykksbeholder (LPR) gjør det mulig for trykkregulering i gasskjøleren i samspill med en trykkreguleringsventil (TRV).

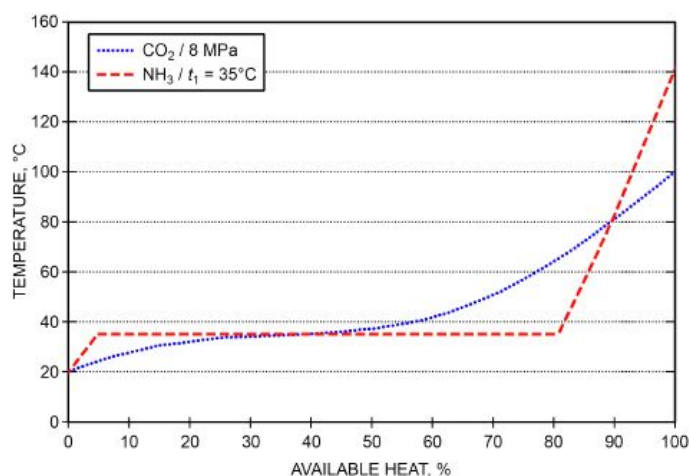
4.3.3 Materialer

R744 er stabil, ikke reaktiv og kompatibel med vanlige konstruksjonsmaterialer. Materialene driftes nærmere dimensjoneringstrykket enn andre arbeidsmedier. Utstyr i maskinrommet er som ved bruk av HFK og HFO.

4.3.4 Sikkerhetstiltak

CO₂ har sikkerhetsklassifisering A1, da det har lav giftighet og ikke er brennbart. Dermed er det få begrensninger når det gjelder fyllingsmengde, noe som åpner for muligheten for direkte system (DX) i større anlegg som ishaller. Trykkklasse til CO₂ er høyere enn konvensjonelle medier, så det er viktig med hensiktsmessige prosedyrer ved trykktesting. Siden CO₂ fortrenger luft og er 2,2 ganger tyngre enn luft v/20°C og atmosfærisk trykk, er det behov for detektorer som varsler ved høy konsentrasjon. TLV til CO₂ er 5000 ppm. CO₂ er dødelig ved en konsentrasjon på 90 000ppm.

4.4 Tilgjengelig varme



Figur 4.1: Tilgjengelig varme, CO₂ vs. NH₃ (ASHRAE, 2018)

Figur 4.1 sammenligner mengden høytemperert tilgjengelig varme hos CO₂ og NH₃. Overhettingsvarmeveksleren henter ut varme i fra kjøleanlegget. Ammoniakk har høyere trykkgasstemperatur som gjør at man kan starte å hente ut varme fra område rundt 135 til 140°C, mens CO₂ sin trykkgasstemperatur er lavere som gjør at den starter å hente ut varme fra 100 til 105 °C. Ammoniakk har en kondenserende metningstemperatur på 35 °C. Dette fører til at 20 % av energien kan brukes til høyt tempererte formål som egner seg til oppvarming av varmt vann fra 49 til 60 °C. De resterende 80 % av energien kan fortsatt brukes til lavtempererte formål som forvarming av varmtvann, undervarme, smelting av is med mer.

Grafen viser også CO₂ som opererer ved et trykk på 8,0 MPa eller 80 bar. Dette kategoriseres som transkritisk trykk. CO₂ vi komme inn i denne tilstanden når trykket er over 7.4 MPa. I denne prosessen vil ikke fjerning av varmen føre til en konstant kondenseringstemperatur, som er typisk for konvensjonelle kjølesystem, som NH₃. Dette vises godt i grafen der ammoniakk har er flat kurve ved 35°C mens CO₂ har er mer flytende kurve. Dette fører til at CO₂ har omtrent 60 % av energien sin tilgjengelig ved høyere temperaturer som egner seg for oppvarming av varmt vann, vann til isprepping eller avfukting. De resterende 40 % går med til lavtempererte formål, slik som med ammoniakk. (ASHRAE, 2018).

5 Varmeanlegg

Hovedoppgaven til det tekniske i en ishall er å produsere kulde til å kjøle ned isflaten. Biproduktet til denne kulden er en god del varme som brukes til andre formål i og rundt selve hallen. Klarer man å utnytte all varmen som blir produsert på en effektiv og økonomisk hensiktsmessig måte, vil dette bidra til å holde energiforbruket nede og gjøre det mer økonomisk på sikt å drifte ishallen. Ulempen er at slike system ofte blir intrikate, som øker investeringskostnaden sammenlignet med et enklere system.

For å kunne sammenligne om R717 eller R744 egner seg best for en liten ishall er det nødvendig å se på hvor mye av varmen som kan gjenvinnes. Derfor er informasjon om varmebehovet til en ishall vesentlig.

Det er hovedsakelig 6 varmesluk i en ishall; forbruksvann, romoppvarming, ispreparering, smeltegrop, undervarme og avfukting. Disse har ulike energi- effekt- og temperaturbehov. Derfor er det viktig å kartlegge de forskjellige varmeslukene og hvorvidt det kan dekkes av overskuddsvarme fra kjøleprosessen til de forskjellige arbeidsmediene og hvilke praktiske løsninger som omhandler dem.

Det er vanskelig å oppdrive tall fra eksisterende anlegg på de forskjellige postene, så det er derfor vektlagt de postene som har minst variasjon i løpet av året. Dette er for å finne varmedekningsgrad uavhengig av årstid, og om overskuddsvarmen fra kjøleprosessen er større eller mindre enn det reelle varmebehovet til en gitt ishall. Det er gjort estimat og beregninger der det er manglende data og erfaringstall.

5.1 Varmt forbruksvann

Varmtvannsforbruket til idrettsanlegg er stort, og ishaller er ingen unntak. I henhold til Direktoratet for byggkvalitet (2017) § 15-5 skal varmtvann i sirkulerende systemer holde minimum 65°C for å forhindre legionellabakterier. Det er derfor nødvendig med

en høytemperaturkilde for å sikre tilfredsstillende temperatur på varmtvannet. Vanlig temperatur ligger i dag mellom 65°C 70°C.

For å beregne behovet av forbruksvannet må vi ta visse antagelser. På grunn av den fysiske aktiviteten som vanligvis foregår på en isflate er det naturlig å anta at når dusjene blir benyttet, blir flere benyttet samtidig. Varmtvannsforbruket vil da være ujevnt og bestå av flere effekttopper som gjør at det oftest er aktuelt å akkumulere en større mengde varmtvann for å unngå stor variasjon i effektbehov, spesielt dersom varmebehovet skal benytte varmegjenvinning av kjøleprosessen for å dekke hele eller deler av behovet. Om natten vil det ikke være noe benyttelse av forbruksvann, og derfor ingen varmeforbruk, selv om kjøleanlegget går. Det er potensielt mye overskuddsvarme som kan akkumuleres i løpet av stengetiden til hallen for å bli benyttet senere på dagen. Har vi ikke stor nok kapasitet til å holde på denne varmen, vil den bli frigjort til omgivelsene og ikke brukes, som vil være en uheldig løsning. Tappevann i Norge ligger på rundt 5-8°C som vil si at varmtvannet må varmes opp til rundt 62-65°C.

5.1.1 Dusj

I løpet av dagen vil dusjene være i bruk. Vi har tatt utgangspunktet i en valgt uke og prøvd å finne forbruksmønsteret på varmtvann til anlegget.

Bruken av hallen varierer gjennom hele uken fra 6,5 timer på mandag til 13.5 timer lørdag. Dette utgjør en stor variasjon av forbruksvann og gjør det utfordrende å beregne hvor mye varmtvann det er behov for. Det er også vanskelig å vite i hvilken grad dusjene i ishallen blir benyttet når skoleklasser bruker hallen. Derfor har vi antatt at barneskoler og barnehager ikke benytter dusjene, mens alle andre benytter dusjene. Det estimeres at 10-16 utøvere benytter hallen i snitt 2 timer av gangen og dusjer etterpå slik at det i snitt dusjer 8 personer per time hallen benyttes. Vi setter en gjennomsnittlig benyttelse av hallen på 6 timer i hverdagene og 10 timer i helgene basert på timeplanen. Tiden hver person bruker i dusjen er 5 minutter. Hver dusj bruker 10 liter per minutt.

$$E = \frac{C_{p,vann} \times \rho_{vann} \times V \times \Delta T}{3600s} \quad (5.1)$$



Figur 5.1: Tidsplan bugården ishall, uke 13, (Bugården, 2020)

$$C_{p,vann} = 4,2 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$\rho_{vann} = 1000 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\text{Vannforbruk} = 10 \quad \text{l/min}$$

$$\text{Estimert dusjetid} = 5 \quad \text{min}$$

$$\text{Forbruk/dusj} = 50 \quad \text{liter}$$

$$\text{Dusjer per time} = 8 \quad \text{stk/time}$$

$$\text{Forbruk per time} = 400 \quad \text{liter/time}$$

man-fre lør-søn

$$\text{Bruk av hallen per døgn} = 6 \quad 10 \quad \text{timer/døgn}$$

$$\text{Liter per døgn} = 2400 \quad 4000 \quad \text{liter/døgn}$$

$$\text{Volum per døgn} = 2,4 \quad 4,0 \quad \text{m}^3/\text{døgn}$$

$$\Delta T = 32 \quad 32 \quad \text{grader C}$$

$$\text{Energi per døgn} = 89,6 \quad 149,3 \quad \text{kWh/døgn}$$

$$\text{Snitt energi/døgn} = 106,7 \quad \text{kWh/døgn}$$

Vi får et gjennomsnittlig energiforbruk per døgn på 106.7 kWh. Siden vi ikke har eksakt forbruksmønster, vil verdiene bare være et estimat og det forventes at reelt varmebehov vil avvike noe fra disse verdiene.

5.1.2 Servant

For en idrettshall er det valgt å neglisjere varmekonsumet til servantene siden energibehovet er en forsvinnende liten del sammenlignet med dusjing eller varmtvann til isprepping. Det er også mye vanskeligere å estimere realistisk forbruksmønster.

5.2 Romoppvarming

5.2.1 Hallen

Større eventhaller har betydelig oppvarming i selve hallen og ofte flere temperatursoner for å oppnå en høyere lufttemperatur og derfor en høyere termisk komfort for utøverne og publikum. De fleste ishaller i Norge er små "kalde" haller som hovedsakelig benyttet til trening og har en mindre publikumskapasitet. Det er vanlig at temperaturen i slike haller holder en temperatur på rundt 12 °C for å hindre kondens i bygningskonstruksjonen.

Bugården ishall benytter vannbåren varme i ventilasjonen for å varme opp hallen. oppvarmingsbehovet varierer med faktorer som personbelastning, istemperatur, luftmengder i ventilasjonsanlegget og utetemperatur. Ved vannbåren oppvarming av ventilasjon vil ikke høytemperert varmekilde være nødvendig, da ønsket temperatur i hallen er relativt lav.

Halloppvarming er derfor ikke tatt med i beregningen av varmeprofilen fordi det er vanskelig å komme med et realistisk estimat grunnet mange ukjente variabler. Her vil det heller opplyses om eventuelt tilgjengelig overskuddsvarme som kan benyttes til oppvarming av hallen.

5.2.2 Varm sone

Tilhørende oppvarmet areal som kontor, garderobes, resepsjon, kiosk m.m. skal holde en høyere temperatur og har et varmebehov som må dekkes. Disse kan varmes opp via gulvvarme, radiatorer eller ventilasjon. Oppvarmet areal i Bugården ishall er ca 1200m² ifølge plantegningene. I dag benyttes overskuddsvarme fra kjøleprosessen til å varme opp denne sonen. Vanlig setpunkttemperatur for innendørs oppvarmet bruksareal ligger på rundt 19-21°C.

Byggteknisk forskrift (TEK-17) § 14-2 *krav til energieffektivitet* legger ned energirammer til forskjellige bygningskategorier oppgitt i totalt netto energibehov [kWh/m² oppvarmet BRA per år]. Her er kravet til idrettsbygg 145kWh/m². Disse rammene omfatter hele energibehovet og beskriver ikke hvor stor andel som går til oppvarming. I § 14-1 (4) står det; “For bygning eller del av en bygning som skal holde lav innetemperatur, gjelder ikke energikravene dersom energibehovet holdes på et forsvarlig nivå.” Det er da ingen veiledning i TEK17 på hvilket nivå oppvarmingsbehov for varm sone i en ishall skal ligge. (Direktoratet for byggkvalitet, 2017)

Behovet til varm sone i en ishall vil ikke ha tilsvarende varmebehov for idrettsbygg, da det er ulikt bruk, volum og temperaturer. For å finne et realistisk varmebehov for ishaller har vi besluttet å benytte normtall fra Prenøk, da det antas at oppvarmingsbehovet i varm sone i en ishall er sammenlignbart eller hvert fall bør tilstrebe å nærme seg verdiene et kontorbygg har.

Prenøk har delt opp kontorbygg i 7 klimasoner og 3 bygningskategorier etter alder; eldre, etter 1987 og etter 1997. Disse er faktorer som påvirker oppvarmingsbehovet, for en generell ishall har vi benyttet et snitt av klimasonene og bygningskategoriene. $E_{oppvarming} = 86,9kWh/m^2$ per år. (PRENØK, 2015).

Bugården ishall har 1197m² oppvarmet areal fordelt over 2 etasjer ifølge plantegninger.

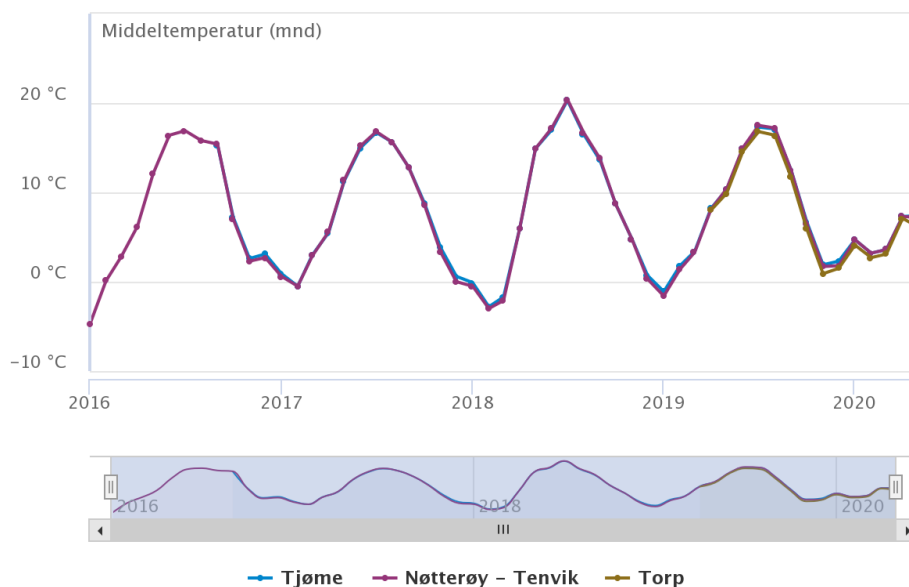
$$86,9kWh/m^2 \times 1197m^2 \approx 104000kWh$$

$$\frac{104000kWh}{365dager} = 285kWh/døgn$$

Ifølge disse beregningene vil Bugården ishall ha et gjennomsnittlig oppvarmingsbehov på $285kWh$ per døgn. Denne verdien er bare veiledende, da det vil være et større behov på kalde vinterdager og effekten vil variere med personbelastning, driftstid på ventilasjon og eventuell nattsenking. Forskjellig valg av oppvarmingsalternativer vil påvirke hvilke temperaturernivå som er nødvendige på varmekilden, som om det hentes overskuddsvarme fra kjøleprosessen. Det er flere romoppvarmingsmuligheter. Radiatorer, gulvvarme og oppvarming av ventilasjon er de vanligste strategiene å benytte. En typisk gulvvarmekrets ligger på $35/30^{\circ}C$ og setpunkt på tilluftstemperatur på ventilasjon ligger på $19 - 21^{\circ}C$.

Vi ser for oss et case hvor ventilasjonsluften varmer opp bygget og det antas at det benyttes en roterende varmegjenvinner. Ifølge Swegon har luftbehandlingsaggregatet GOLD RX temperatureffektivitet som alltid overstiger 80% i den roterende varmegjenvinneren (Swegon, 2020). Med dette som utgangspunkt er det mulig å beregne hvilke temperaturer luften må varmes opp til.

Ved å benytte værdata for de siste 5 årene for 3 målestasjoner i nærheten av Sandefjord finner vi månedlig gjennomsnittstemperatur Figur 5.2.



Figur 5.2: Værdata Sandefjord siste 5 år (Norsk klimaservicesenter, 2020)

Her ser vi gjennomsnittstemperaturen varierer fra -4°C til 20°C . Med 80% temperaturgjenvinning i roterende varmegjenvinner og 21°C på tilluften.

$$T_{\text{oppvarming}} = (T_{\text{tilluft}} - T_{\text{ute}}) \times \eta_{\text{varmegjenvinner}} + T_{\text{ute}}$$

$$T_{\text{oppvarming}} = 16^{\circ}\text{C}$$

Luften vil ha behov for å bli varmet opp fra 16°C til 21°C i tilfelle med -4°C uteluft, som representere nedre grenseverdi. Dette vil benyttes ved kartlegging av varmeprofил.

5.3 Avfukting

Avfukteren sin oppgave er å fjerne fuktighet fra luften i hallen. Av hensyn til helse og kondensering, er det hensiktsmessig å holde den relative fuktigheten nede på et forsvarlig nivå. Om fuktigheten er for høy kan det føre til kondens og tåke, drypping fra tak som kan påvirke iskvaliteten og øker faren for muggsopp. Alle bygg med betydelig kjøling vil kunne støte på problemer med høy relativ luftfuktighet, dersom det ikke er lagt taktikk for takle det. Ishaller har et stort behov for avfukting da det ofte er lavere temperatur i hallen enn ute. Det største avfuktingsbehovet vil dukke opp om sommeren, da varm fuktig luft blir kjølt ned og fører til høy relativ fuktighet i hallen. I dag er det vanlig praksis å ha 2 avfuktere i en hall, en i hver ende for å holde en ønsket relativ luftfuktighet rundt 45-55%.

Avfukting krever mye energi. Ifølge Sveriges Energi- Kylcentrum AB, Svenska Ishockeyförbundet (2010) bruker en gjennomsnittlig ishall 6% av kjøpt energi på avfukting. Diogo Bermejo Pereira Rodrigues da Silva (2013) konkluderer med at denne prosentandelen er undervurdert og estimerer denne til 11% i Vikingahallen og 15% i Älta ishall. Medianverdien på kjøpt energi i Sverige er 959MWh/år (Sveriges Energi-Kylcentrum AB, Svenska Ishockeyförbundet, 2011) og ved 11% vil avfukting ha en gjennomsnittlig tilsvarende 105,5MWh av kjøpt energi per år.

Det er hovedsakelig to avfukningsteknologier som er benyttet i ishaller:

- Sorbsjonsbaserte luftavfuktere

Sorbsjonsbaserte luftavfuktere der vanndamp trekkes ut av luften av en rotor med et fuktabsorberende material. Når materialet er mettet, "tørkes" det ved å blåse varm luft gjennom.

- Kondensbaserte luftavfuktere

Basere seg på å kjøle ned luften til under duggpunktet for å skille ut vann, for å deretter varme luften opp til ønsket temperatur.

Det er mulighet for å koble avfukteren til kuldeanlegget, men blir ofte ikke gjort på grunn av kompleksiteten dette fører med seg. De fleste avfuktingsløsningene i dag er kondensbasert og leveres med egen varmpumpe uavhengig varme- og kuldeanlegget til ishallen. Vi velger derfor å ikke ha med varmebehovet til avfukteren i våre estimer. Den vil da ikke ha direkte påvirkning på kuldeanlegget og vil være utenfor oppgavens rammer.

Bugården ishall benytter i dag 2 kondensbaserte avfuktere av typen Drysolair 11, som er en kondensbarert avfukter som leveres med egen varmpumpe.

5.4 Ispreparering

Etter som isflaten blir brukt og slitt vil det være behov for å bytte det øverste laget med is for å opprettholde tilfredsstillende iskvalitet for brukerne. Preparering av isen blir da gjort etter behov. Her blir det først skrapet vekk slitt is fra overflaten og lagt et nytt lag is som gjør at iskvaliteten blir bedre. Isprepping blir gjennomført med ulike tidsintervall og vanntemperatur fra ishall til ishall, men har lik intensjon. Vannet som blir lagt på overflaten har en relativt høy temperatur som varierer fra rundt 40°C til 80°C i dagens anlegg. I Bugården ishall blir vannet varmet opp til en temperatur på cirka 65°C. Dette for å fjerne oksygen i vannet som gjør isen mindre porøs. Forbruket av varmtvannet til ispreparering hos Bugården

varierer fra rundt 400 liter per islegging til 800 liter, som er kapasiteten til isprepareringsmaskinen Bugården benytter. For korrekte beregninger av effekt, antas det at hver islegging har et forbruk på 500 liter vann ved 65°C. Det behøves et temperaturløft på ΔT på 57°C om vi antar tappevannet holder en temperatur på 8°C.

Vi benytter formel 5.1 hvor man finner i kapittel 5.1.1.

$$C_{p,vann} = 4,2 \quad \text{kJ/kgK} \quad \text{Spesifikk varmekapasitet, vann}$$

$$\rho_{vann} = 1000 \quad \text{kg/m}^3 \quad \text{Massetetthet vann ved}$$

$$V = 0,5 \quad \text{m}^3 \quad \text{Volum vann}$$

$$\Delta T = 57 \quad \text{grade C} \quad \text{Temperatur økning}$$

$$E = 33,25 \text{ kWh}$$

I snitt blir det lagt is 10 ganger pr dag i Bugården. For å få energiforbruket per dag ganger vi energiforbruket for hver prepping med 10. Dersom hallen driftes 12 timer i døgnet, får vi følgende utregninger:

$$E = 33,25 \text{ kWh} \quad \text{Energibehov per prepping}$$

$$10 \quad \text{Antall preppinger i døgnet}$$

$$E = 332,5 \text{ kWh} \quad \text{Energibehov per døgn}$$

varmebehovet for ispreparering per døgn blir 332,5 kWh

5.5 Smeltegrop

Smeltegropen sin funksjon er å smelte brukt is etter ispreparering. Da det øverste laget med is blir skrapet av og oppbevart i isprepareringsmaskinen fraktes det så bort fra isflaten og dumpes i smeltegropen. Der blir isen varmet opp over smeltepunktet og vannet føres så videre til avløp. Det er anbefalt av ASHRAE å plassere smeltegropen ved oppbevaring av isprepareringsmaskinen. ASHRAE estimerer at det kan produseres mellom 450 til 750kg is/snø hver 45.minutt og smeltegropen skal kunne romme og smelte det dobbelte av hver islegging, altså 1450kg is/snø og en effekt på 88kW ved

21 – 27°C. Dersom smeltegropa skal følge disse veiledningene vil den ha et betydelig større effektbehov enn dersom man kan lagre mer is og smelte over en lengre periode. (ASHRAE, 2018) Overskuddsvarme, fjernvarme eller el-kolbe kan bli benyttet til å smelte isen. Under er det gjort et estimat på hvor mye energi det er behov for å smelte isen etter hver preparering. Det er antatt at det kommer inn 500 kg is som består av cirka 25% vann og 75% is.

$$E = \frac{l_{is} \times m_{is} \times \%_{is}}{3600s} \quad (5.2)$$

E		Energibehov ismelting
l_{is}	= 334 kJ/kg	Spesifik smeltevarme for is
m	= 500 kg	Vekt is per vanning
$\%_{is}$	= 0,75	Prosent is av den totale vekten

Dette gir da:

$$E = 34,79 \text{ kWh}$$

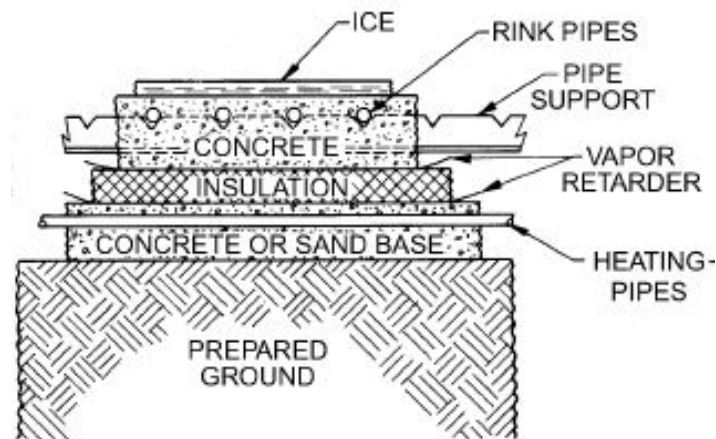
Det vil gå med 34.79 kWh per gang isprepareringsmaskinen dumper is. I løpet av en gjennomsnittlig dag vil man ha rundt 10 dumpinger av is. Vi antar videre at de 10 dumpingene av is skal kunne smelte i løp av driftstiden til hallen, som er på cirka 12 timer. Deler vi energiforbruket per dag på antall driftstimer, får vi effekten smeltegropen må være.

E	= 34,97 kWh	Energibehov per ismelting
	10	Antall dumpinger i døgnet
E	= 347,91 kWh	Energibehov per døgn
T	= 12h	Drift per dag
Q	= 29,00 kW	Effektbehov

Smeltegropen krever en effekt på rundt 29 kW. Resultatet vil bli tatt med i varmeprofilen til ishallen.

5.6 Undervarme

Undervarmen sitt formål er å unngå frost i bakken under isflaten som kan skape teleskader, som ikke er ønskelig og vil kunne påføre materiell skade på bygget. Man unngår dette ved å tilføre lavtemperert varme under isbanen for å holde temperaturen til bakken over frysepunktet. Siden dette vil bidra til å øke temperaturen under isen, blir det lagt isolasjon mellom undervarmen og kjølekretsen for å minimere varmeovergangstallet. Rundt rørene finner man sand eller betong som holder rørene på plass og bidrar med å fordele varmen til bakken.



Figur 5.3: Oppbygging av isdekket, (ASHRAE, 2018)

Undervarmen behøver lav varme og temperaturen vil normalt holdes mellom 4-6 °C (ASHRAE, 2014). Siden man behøver så lav temperatur, er dette ofte det siste man bruker overskuddsvarmen fra kuldeanlegget til. En velfungerende ishall benytter sjelden ekstern varme til undervarme. Vann eller luft skal ikke benyttes i undervarmekretsen, siden de vil kunne fryse og skade rørene.

Energiforbruket til undervarmen baserer seg ofte på erfaringstall og i samtale med ekstern veileder Snorre Nordbo Olsen i SIAT blir det antatt en effekt på 10 kW. Dette vil gi et totalt energibehov per dag på 240 kWh. Turtemperaturen til undervarmen settes til 10°C og har en returtemperatur på 5°C.

6 Forutsetninger

6.1 Utforming ishall

For en ishall av liten størrelse er det ønskelig å holde istemperaturen rundt -5°C , det er derfor nødvendig med en fordampningstemperatur t_f fra -6°C og lavere. Det er imidlertid vanlig å benytte en fordampningstemperatur fra -10°C til -15°C .

Varmeavgivelsen skjer ved forskjellige temperaturer, alt ettersom hva varmen benyttes til. For å øke COP_R er det ønskelig å avgi mest mulig varme. Dersom avgitt varme kan benyttes til å dekke deler eller hele varmebehovet til bygget, vil COP_{HP} øke, som igjen fører til høyere COP_{tot} og lavere energiforbruk for bygget.

For å tilstrebe en så høy COP_{tot} som mulig, er det hensiktsmessig hente ut varmen fra isflaten mest mulig effektivt, og gjenvinne varme fra kondensator/gasskjøler til å dekke så mye av varmebehovet til bygget som mulig.

Det er da nødvendig å analysere varmebehovet for å vurdere optimale systemutforminger slik at man kan finne høyest mulig COP for de to mediene. Dette vil gjennomføres ved å benytte tidligere beregnet og antatt varmebehov, varmeeffektbehov og benytte kompressorprogramvare for å plassere prosessene i trykk-entalpi diagram for R717 og R744.

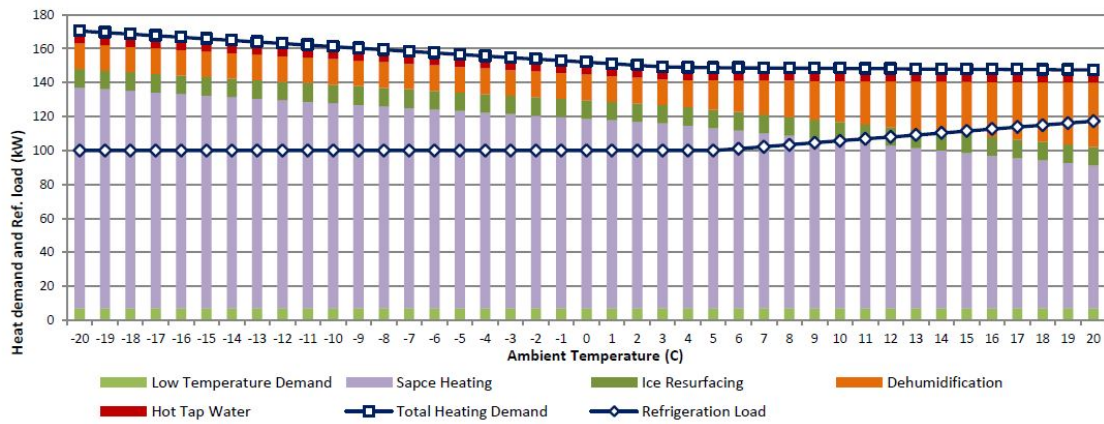
Det benyttes oftest 2 eller flere kompressorer i kuldeanlegget, da det er et variabelt kjølebehov i løpe av et døgn og kuldeanlegget dimensjoneres for å takle initiell innfrysning.

6.2 Bugården

Vi benytter varmeprofilen beregnet i Figur 8.1 under analyse. Bitzer er en kompressorleverandør som har et simuleringsverktøy vi benytter for å se teoretisk COP for prosessene.

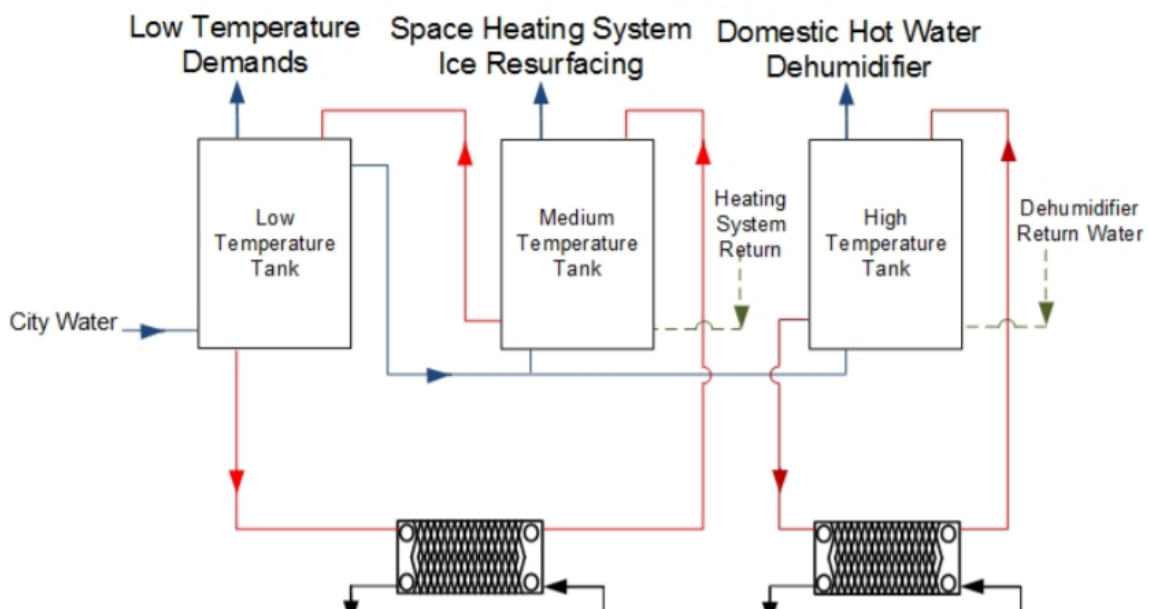
Da Bugården ishall ikke skal bytte betongdekke og sekundærkrets, er det behov for en varmeveksler mellom fordamper og sekundærkretsen.

For å finne realistisk kjøleeffekt for Bugården og lignende ishaller, har vi benyttet oss av Jörgen Rogstam (2014) sin kjøleeffekt basert på feltmålinger til ulike haller i Sverige.



Figur 6.1: Varme- og kjølebehov (Jörgen Rogstam, 2014)

I Figur 6.1 ser vi at kjøleeffekten ligger rundt 100kW i den kalde delen av sesongen og øker ved utetemperaturen over 5°C . Det er antatt et kjølebehov på 100kW under åpningstid (12t) og 70kW (12t) etter stenging for ishaller på størrelse med Bugården.



Figur 6.2: Eksempel varmegjenvinning (Jörgen Rogstam, 2014)

I videre beregninger er det benyttet en ett-trinnsprosess med fordampningstemperatur

på -10°C . Varmeavgivelse skjer ved to seriekoblede varmevekslere. En varmeveksler for høytemperert varme til tappevann og ispreparering, og en varmeveksler for et lavere temperert varme til resterende varmesluk og forvarming av tappevann. hvor det sirkulerer sekundært medium i begge slik som i Figur 6.2. I tillegg kommer en tørrkjøler som avgir varme til omgivelsene ettersom det er nødvendig.

7 Metode

7.1 Metode

Store deler av denne oppgaven baserer seg på litteraturstudie hvor vi har benyttet oss av flere ulike studier og andre databaser. ASHRAE (2018) sin handbok for kuldemedier har vært benyttet i stor grad for å kartlegge forbruket og driften til en ishall på best mulig måte.

Ved månedlige møter med veileder Terje Wenaas og medveileder Snorre Nordbo Olsen ved SIAT hvor de har utvekslet sine kunnskaper og erfaringer, har vi fått svar på mange spørsmål. Dette har bidratt til framgang og beslutninger vi har gjort underveis.

Der det har vært lite informasjon å finne har vi tatt antagelser og bestemt et realistisk estimat. Det er opplyst i oppgaven der slike antagelser er gjort. Spesielt ved arbeidet rundt oppbygging av varmeprofil og forbruksmønster, finnes det få opplysninger. Her vil et mer korrekt bilde bli framstilt etter at anlegget har fått sine kravspesifikasjoner. Der vi har benyttet oss av annen litteratur har vi stilt kritiske spørsmål og reflektert over påstander og resultat. Dette for å vurdere om innholdet er troverdig og om dette kan brukes videre i oppgaven. Om vi finner verdier og data som er noe usikker og lite nøyaktig, har vi ikke tatt dette med.

I midten av februar var vi i Leangen ishall på befaring. Dette har hjulpet oss med å forstå hvordan en kuldeanlegget i en ishall er bygd opp og hvordan løsninger fungerer i praksis. Sammen med dette har vi vært i kontakt med personer i VVS-bransjen hvor vi har diskutert rundt hvordan ishaller fungerer rent praktisk. Dette har økt forståelsen vår og hjulpet oss mer indirekte i oppgaven.

Bitzer Software er programvaren vi har benyttet oss av for å ta utgangspunkt i reelle kompressorer for å finne realistisk ytelse under forskjellige driftsbetingelser, da det ikke

var tilgjengelig materiale på verdier for å regne teoretiske ytelser for komponentene selv.

7.1.1 Validering

Hver ishall er unik, men er basert på de samme prinsippene. Det har derfor vært vanskelig å utvikle en generell oppgave. Siden utgangspunktet av oppgaven er basert på ishallen i Bugården, har vi brukt tall og verdier som representerer ishallen der. Ulempen med dette er at verdiene vi har funnet ut ikke stemmer overens med andre ishaller på denne størrelsen. Andre svakheter med oppgaven er sensitiviteten ved estimatene. Små endringer ved kuldeanlegget og varmepostene vil føre til nokså store endringer i energi forbruken og energiproduksjonene. Ved å benytte seg av øvre og nedre grenseverdier, vil utslaget ikke være så utslagsgivende.

Det er benyttet kunnskap og erfaringer som befinner seg i VVS-bransjen, for å styrke oppgaven. Kildene vi har benyttet oss av er troverdige og inneholder relevant informasjon som kan brukes videre. Kontakter som er utdannet og har erfaring i bransjen er med på å øke troverdigheten til oppgaven og styrke resultatene.

8 Analyse og diskusjon

I dette kapitlet drøftes og analyseres dataene vi har samlet inn og regnet ut. Vi ser deretter over eventuelle resultater som kan føres videre til konklusjonen.

8.1 Varme

Ved å samle verdiene fra de forskjellige varmepostene i kapittel 5, kan vi danne oss et bilde på hvor varmebehovet er størst og i hvilke temperaturrammer oppvarmingen skjer.

Varmeposter		kWh/døgn	Andel
Tappevann	=	106,7	7,9%
Romoppvarming	=	285	21%
Isprepping	=	332,5	24,5%
Smeltegrop	=	390,37	28,9%
Undervarme	=	240	17,7%
SUM	=	1354,57	100%

Tabell 8.1: Energibehov per døgn og andel av den totale energimengden, varme

Basert på våre estimat brukes det gjennomsnittlig 1355 kWh/døgn på varmepostene, hvor den største andelen er smeltegropa etterfulgt av isprepping og romoppvarming. Smeltegropa krever mest energi grunnet den høye spesifikke smeltekapasiteten til is/vann og massen som smeltes i løpet av en dag. Romoppvarming er den posten som kommer til å variere mest i løpet av året, da utetemperaturen styrer oppvarmingsbehovet.

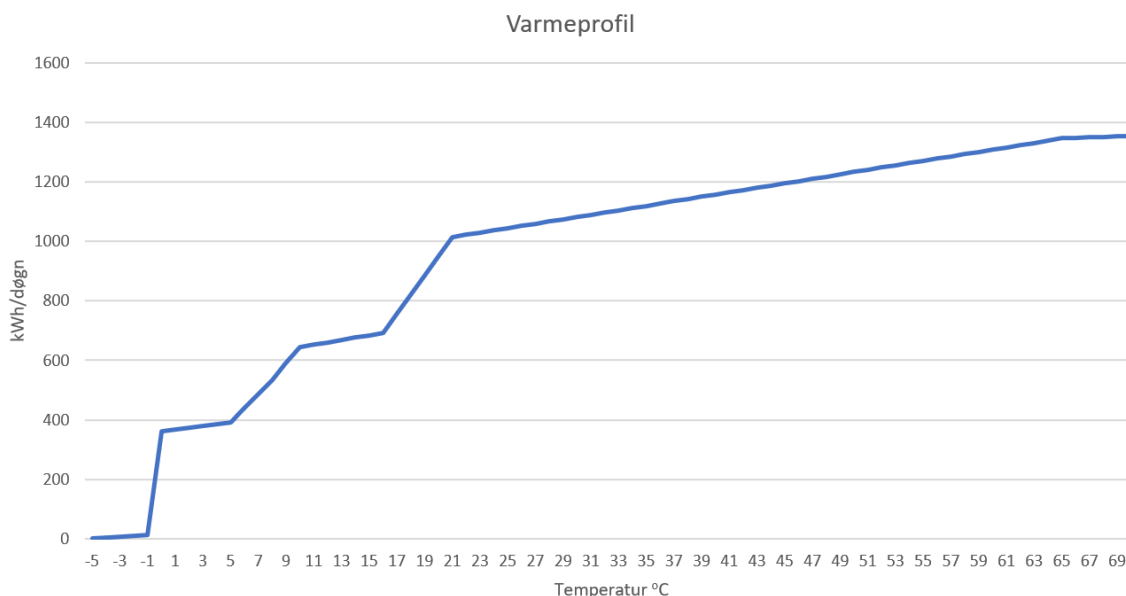
Varmeposter		ΔT	T_L	T_H
Tappevann	=	62	8	70
Romoppvarming	=	5	16	21
Isprepping	=	57	8	65
Smeltegrop	=	10	-5	5
Undervarme	=	5	5	10

Tabell 8.2: Estimert temperaturløft per varmepost

ΔT = temperaturløft, T_L = temperatur det varmes fra, T_H = temperatur det varmes til

I Tabell 8.2 ser vi at det kun er vann til dusj og isprepping som har høytemperaturløft og dermed trenger en høytemperaturkilde. Smeltegrop og undervarme har et lavere temperaturnivå, mens romoppvarming krever et sted imellom.

For å lage en varmeprofil kombineres dataene i tabell 8.1 og tabell 8.2.



Figur 8.1: Varmeprofil

I Figur 8.1 er det tydelig at aller størst varmebehov ligger ved de lavere temperaturene og kun rundt 10% av behovet ligger over 50°C mens 65% ligger under 20°C . I kapittel 4.4 ser vi at CO_2 har en potensiell høyere gjenvinningsgrad av høytemperert varme enn NH_3 . Ifølge våre estimater vil det kun være bruk for en liten andel høytemperert varme da mesteparten av oppvarmingsbehovet en ishall behøver ligger i temperaturområdet fra $5 - 25^{\circ}\text{C}$.

8.1.1 Effektbehov

For å finne effektbehovet for de forskjellige varmepostene, må man tas hensyn til når på døgnet varmen vil benyttes, og om det er mulighet for akkumulering av gitt varme. Undervarme vil ha jevnt behov over hele døgnet, men for tappevann, isprepping og smeltegropen vil all belastning falle under åpningstid.

Siden det er nattsenking av varm sone i Bugården ishall antas 75% av

romoppvarmingsbehovet å falle under åpningstid og 25% på natten. Dersom varmtvannet akkumuleres i varmtvannstanker vil isprepping og tappevann ha et jevnere effektbehov i løpet av døgnet.

Effekten til smeltegropa er avhengig av kapasiteten til gropa og antall dumpinger i døgnet. Her er det antatt at ved vanlig drift vil de 10 isdumpingene smelte i løpet av et tidsrom på 12 timer. I Bugården er det akkumuleringsvolum på 600 liter for ispreparering og 1800 liter for tappevann. Dette gjør at det er mulig å akkumulere:

$$E_{lagret, isprepp} = 39,9 kWh$$

$$E_{lagret, FV} = 130,2 kWh$$

Siden $E_{lagret, FV}$ er større enn varmebehovet betyr det at all varme til forbruksvann kan akkumuleres.

$E_{isprepp} - E_{lagret, isprepp} = 292,6 kWh$ I tilfelle hvor akkumulatortankene er fulle før tapping og ispreparering begynner og forbruket fordeles jevnt utover dagen, vil minimum effektbehov til vannoppvarming uttrykkes ved:

$$Q_{vann} = \frac{E_{behov} - E_{akkumulert}}{t_{benyttelse}} \quad (8.1)$$

Effektbehovet ved akkumulering av varmtvann på natten

Effekt varmeposter		Effekt dag (12t)	Effekt natt (12t)
Tappevann	=	–	8,89
Romoppvarming	=	17,81	5,94
Isprepping	=	24,38	3,325
Smeltegrop	=	32,53	–
Undervarme	=	10	10
SUM	=	84,73	28,15

Tabell 8.3: Minimum effektbehov ved akkumulering på natten

Tabell 8.3 er regnet for minimum effekt på dagen og ettersom akkumulatorkapasiteten for forbruksvann er større enn energibehovet for døgnet vil all varmen kunne akkumuleres i løpet av natten, er det effektbehov for forbruksvann på dagen.

Effekten over en gitt temperatur er gitt ved:

$$Q_i = \frac{(E_{behov} - E_{akkumulert}) \times \frac{T_H - T_{valgt}}{T_H - T_L}}{t_{benyttelse}} \quad (8.2)$$

Effektbehov			Over 35°C
Driftstid (12t)	≈	84,73kW	12,83kW
Natt (12t)	≈	28,15kW	6,76kW

Tabell 8.4: Effektbehov for Bugården

Tabell 8.4 viser estimert effektbehov for Bugården ishall i løpet av en dag. Grunnen til at det er stort forhold mellom dagtid og natt, er at akkumulatortanken til isprepareringsvannet kun klarer å holde 12% av vannmengden isprepareringsmaskinen benytter i løpet av en dag.

8.1.2 R717

For ammoniakk er det satt en kondenseringstemperatur på 35°C for å kunne levere tilfredsstillende temperatur på gulvvarme og romoppvarming. Ved en så stor temperaturdifferanse vil det være behov for å begrense trykkgasstemperaturen. Dette er tiltenkt sammen med overhettingsvarmeveksler å tilføre høytemperaturvarme til varmt tappevann og ispreparering.

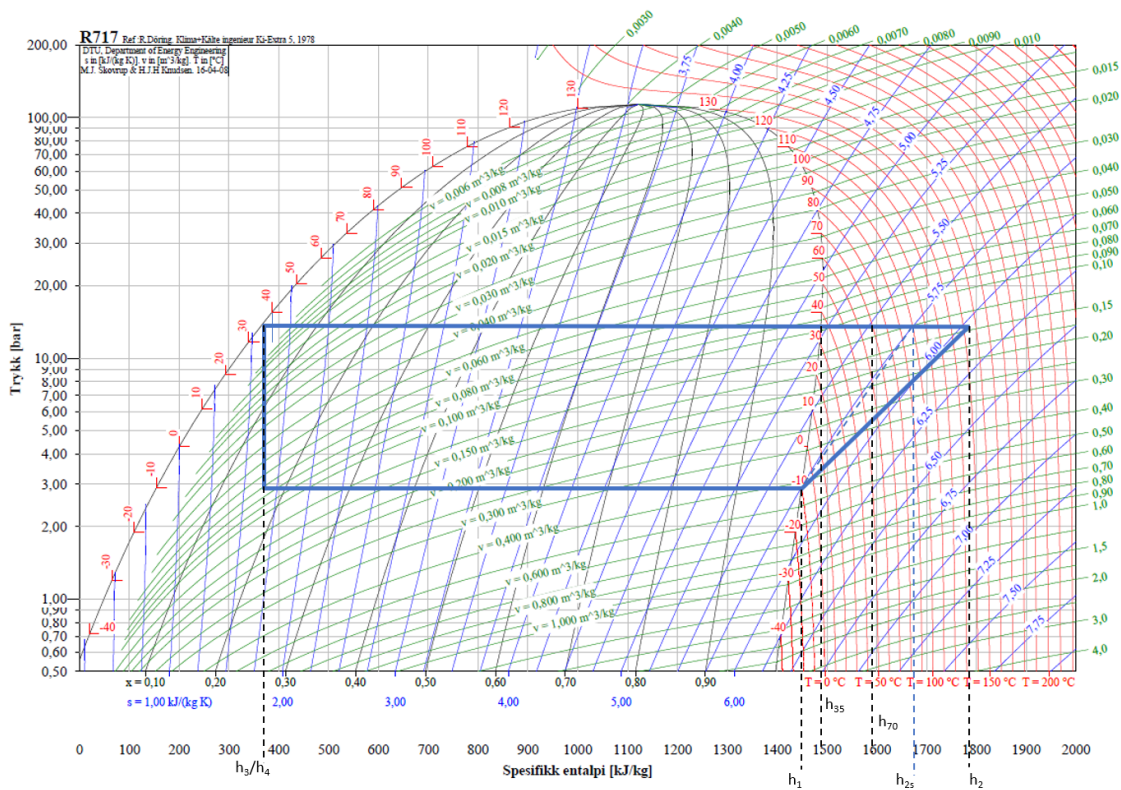
Fra Bitzer Software bruker vi programvaren for å velge ut kompressor ved $T_f = -10^\circ\text{C}$ og $T_k = 35^\circ\text{C}$. Vi benytter oss av stempelkompressorer, da det er rimeligere med flere i parallell enn å benytte skruekompressor for en liten ishall ifølge Sindre Gruben Olsen, som jobber med R717anlegg (Avdelingsleder Ettermarked Oslo, Therma Industri, over telefon den 13.05). Stempelkompressoerer har bedre egenskaper for varmegjenvinning til høytemperatur anvendelse for trykkgassen sett opp mot skruekompressorer.

Kompressortype W6FA kan ifølge BITZER software levere 78,9kW med en teoretisk COP_R på 3,48 og en teoretisk trykkgasstemperatur uten kjøling på 137,7°C. Satt inn i trykk/entalpi diagram for R717 vil tydeliggjøre hvor mye varme som kan benyttes.

Følgende formel blir benyttet:

$$Q_H = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \times Q_L \tag{8.3}$$

For å finne effektene i Tabell 8.5 og 8.6 for henholdsvis 35 - og 70 °C blir h_3 i formelen byttet ut med h_{35} og h_{70} samt Q_L med Q_f . De ulike entalpiene leses av i trykk/entalpi diagrammet.



Figur 8.2: Trykk-entalpi R717 (Austbø, B, 2019)

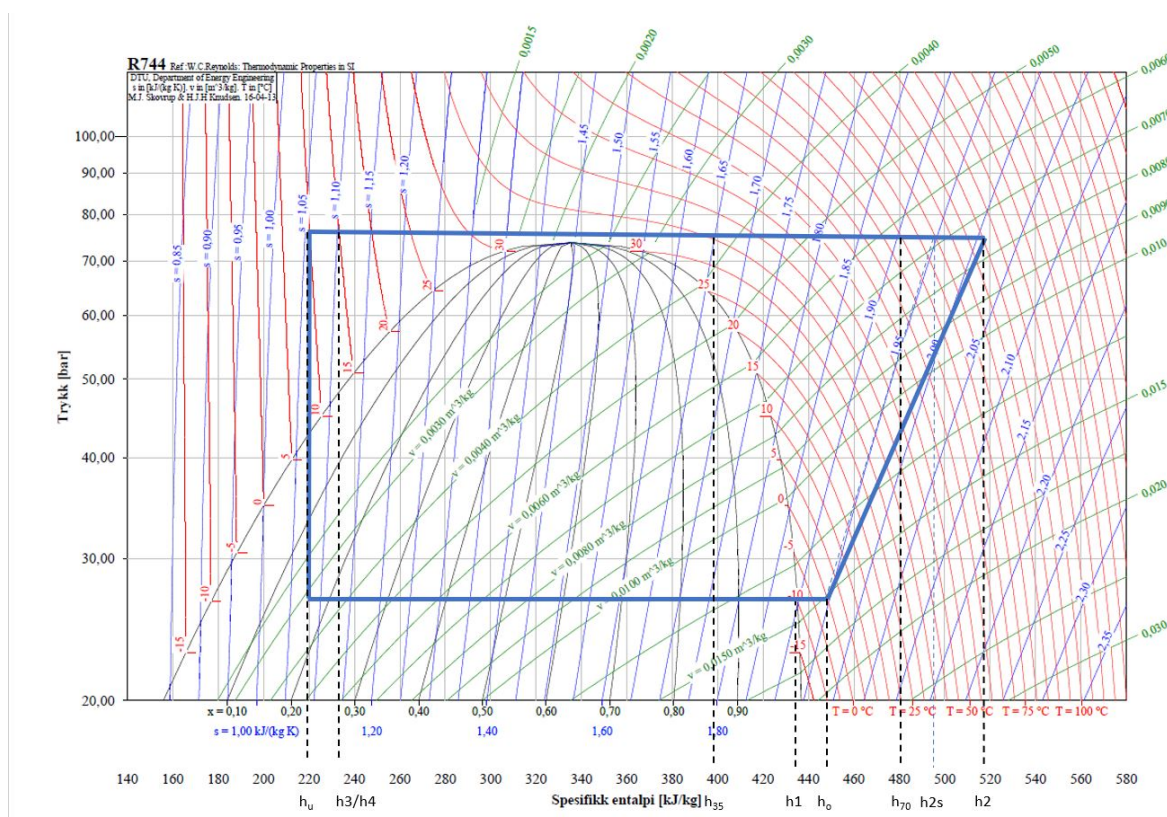
Entalpi		$Q_f = 100kW(\text{dag})$	$Q_f = 70kW(\text{natt})$
h_1	≈	1450kJ/kg	
h_2	≈	1760kJ/kg	
$h_3 = h_4$	≈	370kJ/kg	
h_{35}	≈	1490kJ/kg	
h_{70}	≈	1590 kJ/kg	
Over 35°C	≈	270kJ/kg	25,0kW
Over 70°C	≈	170kJ/kg	15,7kW
Q_H	≈	1390kJ/kg	128,7kW

Tabell 8.5: Entalpi og effekt for R717

I Tabell 8.5 ser vi ca 20% av tilgjengelig varme er over kondenseringstemperaturen og ca 12% vil være over 70°C . Ved en driftstid på 12 timer i døgnet vil R717 prosessen produsere ca $2625,5\text{ kWh}$ varme per døgn hvorav 510 kWh er tilgjengelig over 35°C .

8.1.3 R744

Tilsvarende gjøres ved R744. Siden CO_2 har glidende temperatur i gasskjøleren, vil man heller ta utgangspunkt i gasskjølertrykket. I følge Bitzer (2020) har kompressoren et optimalt trykk ved 75 bar ved fordampningstemperatur på -10°C og 15°C ut gasskjøleren. Vi benytter oss av en suggassvarmeveksler som hever temperaturen til kompressoren med 10 grader. Ser man i figur 8.3 får man en økning i entalpi fra h_1 til h_o på grunn av suggassvarmeveksleren. Denne entalpien vil bli overført fra h_u , som blir senket tilsvarende. Dette på grunn av at $\Delta h_u = \Delta h_o$. I følge Bitzer vil kompressortype 6CTE-50K-40P kunne levere en effekt på 123,2 kW med en teoretisk COP_R på 3,07 og en teoretisk trykkgasstemperatur på $96,5^{\circ}\text{C}$. Setter vi dette inn i trykk/entalpi diagram får vi følgende:



Figur 8.3: Trykk-entalpi R744 (Austbø, B, 2019)

Setter så verdiene fra 8.3 inn i tabell 8.6.

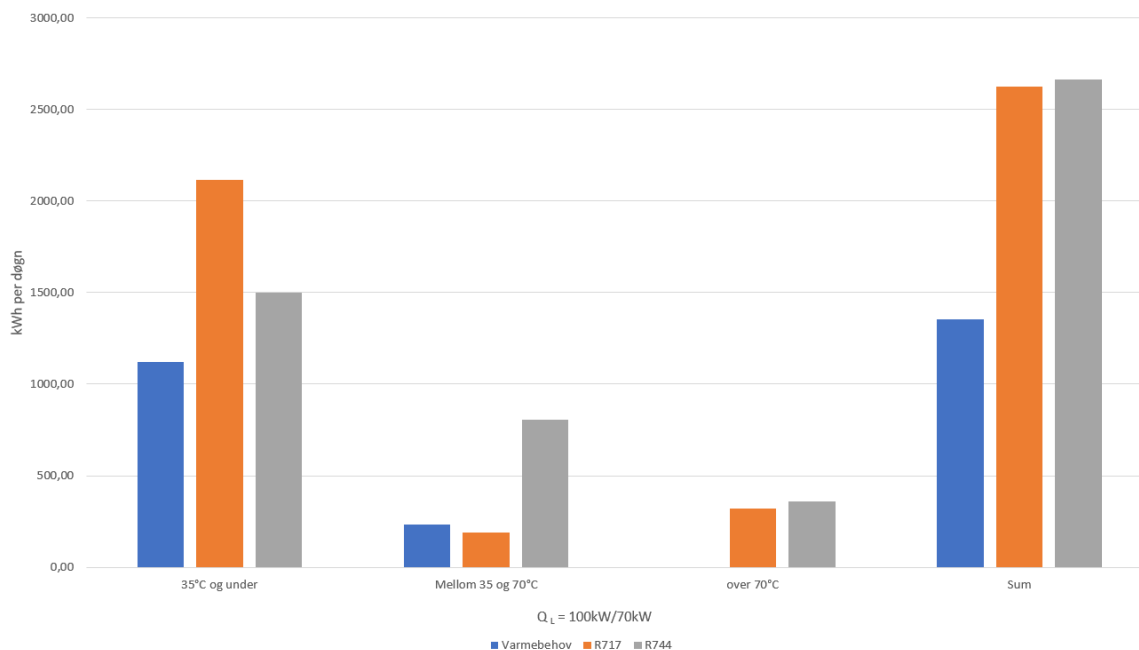
Entalpi			$Q_f = 100kW(\text{dag})$	$Q_f = 70kW(\text{natt})$
h_1	\approx	435kj/kg		
h_2	\approx	518kj/kg		
h_{2s}	\approx	495kj/kg		
$h_3 = h_4$	\approx	237kj/kg		
h_u	\approx	220kj/kg		
h_o	\approx	452kj/kg		
h_{35}	\approx	395kj/kg		
h_{70}	\approx	480kj/kg		
Over $35^\circ C$	\approx	123kj/kg	57,2kW	40,1kW
Over $70^\circ C$	\approx	38kj/kg	17,7kW	12,37 kW
Q_H	\approx	281kJ/kg	130,7 kW	91,5 kW

Tabell 8.6: Entalpi og effekt for R744

Ved en åpningstid på 12 timer i døgnet vil R744 prosessen produsere ca 2666,4kWh varme per døgn hvorav 1167,6kWh er over $35^\circ C$. Ca 44% av varmen vil ligge over $35^\circ C$ og ca 14% vil ligge over $70^\circ C$.

8.2 Teoretisk varmedekningsgrad

For å se i hvilken grad varmebehovet til ishallen dekkes, sammenlignes overskuddsvarmen ved temperatur under $35^\circ C$, mellom $35^\circ C$ og $70^\circ C$ og over $70^\circ C$ opp mot varmebehovet ishallen har i disse temperaturnivåene.



Figur 8.4: Dekningsgrad varme R717 & R744

I Figur 8.4 er verdiene fra Tabell 8.5 og Tabell 8.6 samlet med verdier fra varmeprofilen. Ved $100kW$ kjøleeffekt på dagtid og $70kW$ etter stenging, har R717 og R744 stor nok effekt for både høytemperert og lavtemperert varme. Begge mediene vil da tilfredsstillte varmebehovet til hallen. I tillegg vil det være et overskudd på henholdsvis $1270kWh$ for R717 og $1311kWh$ for R744 som kan benyttes til oppvarming av hall, eventuelt avfukting eller kan frigjøres til omgivelsene.

8.2.1 Variasjoner som kan påvirke varmedekningsgraden

Ettersom R717 har en mindre andel høytemperert varme tilgjengelig enn R744, er det hensiktsmessig å undersøke øvre grenseverdi til forbruksvann.

8.2.1.1 Varmtvannsmengden til tappevann

Grunnet variasjon av varmtvannsbehov ved forskjellig dusjmønster vil vannforbruket variere. I beregning av forbruksvann er det satt til 5min/dusj og 8 dusjer/time. Dersom dette estimatet er for lavt og reel dusjetid og hyppighet er høyere vil forbruket av varmtvann være undervurdert. Det er derfor hensiktsmessig å se hvordan varmtvannsforbruket kan endre høytemperaturbehovet og varmedekningsgraden.

Ved et case hvor det er stor benyttelse av hallen og 10 personer dusjer per time med 10 minutter/dusj 10 ganger vil varmebehovet til forbruksvann øke til $373,3kWh/døgn$.

Varmebehov i dette scenarioet blir da:

Varmeposter		kWh/døgn	Andel
Tappevann	=	373,3	23,0%
Romoppvarming	=	285	17,6%
Isprepping	=	332,5	20,5%
Smeltegrop	=	390,37	24,1%
Undervarme	=	240	14,8%
SUM	=	1621,2	100%

Tabell 8.7: Energibehov per døgn og andel ved større tappevannsbehov

Varmebehovet over $35^{\circ}C$ i løpet av døgnet blir i dette tilfelle.

Energibehov per døgn		totalt	Over $35^{\circ}C$
Tappevann	\approx	$373,3kWh$	$210,73kWh$
Isprepping	\approx	$332,5kWh$	$175kWh$
Sum	\approx	$705,8kWh$	$385kWh$

Tabell 8.8: Varmebehov tappevann og ispreparering større tappevannsmengde

I tabell 8.5 vil det være $510kWh$ tilgjengelig over $35^{\circ}C$ i løpet av døgnet for R717 og i tabell 8.6 er $1167,6kWh$ tilgjengelig over $35^{\circ}C$ for R744. Det betyr at begge prosessene produserer nok høytemperert varme i løpet av døgnet i ved en slik belastning. For å finne minimum effektbehov er det beregnet på samme måte som i tabell 8.3 med større belastning. Ved fulladede akkumulatortanker blir da:

Effektbehov			Over $35^{\circ}C$
Driftstid (12t)	\approx	$104,99kW$	$24,27kW$
Natt (12t)	\approx	$30,11kW$	$7,88kW$

Tabell 8.9: Effektbehov ved større tappevannsmengde

R744 har $57,2kW$ tilgjengelig over $35^{\circ}C$ ved $100kW$ kjølebehov og vil klare å dekke høytemperaturbehovet ved et slikt tilfelle. R717 har ved $100kW$ kjølebehov $25,0kW$ tilgjengelig over $35^{\circ}C$. Ved en slik belastning av tappevannet vil R717 knapt ha nok høytemperert varme tilgjengelig og ved en høyere intensitet på tappevannet vil det ikke være nok med akkumulatorvolumet som er i Bugården i dag. Ved et

større akkumulatorvolum vil begge kjølemediene produsere tilstrekkelige mengder med varmtvann ved en så stor belastning på tappevannet.

8.2.1.2 Lavtemperatur isprepareringsmaskin

Ved Leangen Idrettspark benytter de Engo Red Wolf LX som klarer å produsere tilfredsstillende iskvalitet med påfylling av vann ved 40°C . Det er energibesparende sammenlignet med 65°C som benyttes i Bugården i dag. Ved 40°C krever det bare $18,67\text{kWh}$ per ispreparering sammenlignet med $33,25\text{kWh}$ for 65°C .

En annen fordel er at det ikke er behov for like mye høytemperert varme. I Tabell 8.1 er ispreparering ansvarlig for $\approx 75\%$ av varmebehovet over 35°C .

Ved en isprepareringstemperatur ved 40°C vil varmebehovet over 35°C reduseres med $\approx 62\%$ som gjør at det er mer overskuddsvarme tilgjengelig og kan åpne for en lavere kondenseringstemperatur på arbeidsmediet dersom det er ønskelig for å øke COP.

8.3 COP

Ved driftsforutsetningene beskrevet over vil R717 oppnå en høyere COP enn R744.

Faktorer som påvirker COP_R til R744 er utløpstemperaturen ut fra gasskjøleren og Δh_u i suggassvarmeveksleren. For å kunne oppnå tilsvarende COP (3,48) for R744 er det i følge Bitzer (2020) nødvendig med en utløpstemperatur 7°C ved $\Delta T_o = 5^{\circ}\text{C}$ i suggassvarmeveksleren. For å kunne nå en så lav gasstemperatur regelmessig, vil det være nødvendig med særskilte tiltak, spesielt i de periodene hvor varmebehovet er mindre enn overskuddsvarmen fra kjøleprosessen. Ved lavere utetemperaturer vil det være mulig å senke temperaturen ved gasskjølerutløpet for en høyere COP_R , men store deler av året er det ikke mulig å senke temperaturen så mye i gasskjøleren på grunn av utetemperaturen.

Grunnet norsk klima, vil R717 ved en kondenseringstemperatur lik 35°C ikke ha problemer med å kvitte seg med overskuddsvarme ved å frigjøre den til omgivelsene.

8.3.1 Andre hensyn

Vil her se på andre hensyn som man vil vurdere ved valg av kjølemedium men ikke omhandler oppgaven direkte. Vi tok kontakt med Kenneth Kjølstad og Sindre Gruben Olsen (over telefon den 13.05), som jobber innen kuldeteknikk og har erfaringer med bruken av naturlige kjølemedium. De kunne besvare flere av spørsmålene rundt det rent praktiske ved bruken av ammoniakk og CO₂ som kuldemedium.

8.3.1.1 Pris

Det er vanskelig å komme med en eksakt prisdifferanse mellom de to ulike anleggene. Både Kenneth og Sindre kunne fortelle at NH₃ systemet er dyrere sett opp mot CO₂. Dette på grunn av at NH₃ krever større og flere komponenter. Komponentene må være i stål da NH₃ i kombinasjon med vann reagerer med komponenter man ellers ville benyttet seg av. Stål er dyrere og i tillegg er det krav på spesialkomponenter for NH₃ som krever spesialkompetanse til montasje og service. CO₂ har relativt små komponenter som nå er blitt mer og mer vanlig å finne hos leverandørene, som driver prisen ned. Det som utligner prisforskjellen i noe grad er at komponentene i CO₂ anlegget opererer i høyt trykk og må ha koblinger som tåler dette trykket.

8.3.1.2 Størrelse

CO₂ anlegg er forholdsvis mindre og mer kompakt grunnet høy VRC sammenlignet med NH₃. I små haller hvor størrelse på teknisk rom er noe begrenset, er dette noe som kan være utslagsgivende for valg av kjølemedium. Skal man skifte ut kuldeanlegget i en eksisterende hall som Bugården, er det vesentlig å ta hensyn til størrelse på anlegget. Skal man bygge en ny ishall vil man alltid sørge for å ha rikelig med plass der hvor kuldeanlegget skal stå.

8.3.1.3 Sikkerhet

Kravene til teknisk rom er strengere ved bruk av NH₃ på grunn av sikkerhet. Som tidligere beskrevet er NH₃ mye farligere ved lave konsentrasjoner sett opp mot CO₂ og vil derfor kreve strengere krav til utforming av det teknisk rommet. Dette fører til høyere investeringskostnad og er noe å ta hensyn til ved valg av kjølemedium. CO₂

krever mye høyere konsentrasjoner før det blir farlig for liv og helse. Det er krav til sikkerhets ventiler og nødventilasjon om det skal skje en lekkasje, men har mindre omfattende lovpålagte kontroller og tilsvarende. For å drifte NH₃ anlegg behøver man personell med nødvendig kompetanse.

8.3.1.4 Levetid

Levetiden på de forskjellige anleggene gjenspeiler seg med servicen og driften, som alle tekniske anlegg. Man kan tenke seg et anlegg med NH₃, med gode rutiner og regelmessing service, kan holde i 30 år. En slik levetid kan man også forventes med CO₂.

9 Konklusjon

Ved å benytte informasjon om bygget og bruksmønsteret er det beregnet et generelt varmebehov for Bugården ishall som er brukt til å finne en varmeprofil til bygget.

Erfaringstall for kjøleeffekt og kompressordata fra Bitzer Software er beregnet fra kompressordata og varmeeffekt for R717 og R744 i ett-trinnsprosesser.

Ved analyse av overskuddsvarmen fra R717- og R744 prosessen ble analysert og sammenlignet opp mot varmebehovet til hallen, viser det at begge mediene har tilstrekkelig overskuddsvarme til å kunne dekke varmebehovet som er beregnet til hallen. Ved større tappevannsmengder vil R744 fortsatt ha tilstrekkelig effekt, men R717 vil kreve større akkumulatorvolum enn det som er tilgjengelig i Bugården ishall per dags dato. Vi vil derfor anta at et større akkumulatorvolum er nødvendig om Bugården benytter R717.

Ved en fordampningstemperatur på -10°C vil under normal drift oppnå en høyere *COP* med R717 enn å benytte transkritisk R744. For Bugården ishall og sammenlignbare haller er R717 det mest energieffektive naturlige kjølemediet ut ifra analysen som er gjennomført.

Prisen på R717 anlegg ligger på et høyere nivå enn for R744, og det bør gjennomføres en økonomisk analyse for å finne den mest lønnsomme løsningen for hver individuell ishall.

9.1 Forslag til videre arbeid

Indirekte versus direkte kjøling

Vi har nå sett på kuldesystemet og begrenset oss til kun å se på primærkretsen. Får å få en fullstendig oversikt over hva som egner seg best, må også sekundærkretsen vurderes. Et forslag til videre arbeid er her å vurdere DX system opp mot indirekte system og se hvilken påvirkning dette har. Får man en analyse over hvor mye varme man kan hente fra direkte kjøling versus indirekte, og få en oversikt over eventuelle ekstrakostnader og besparelser dette medbringer. Direkte kjøling vil også gjøre at flere kjølemedier må utelukkes på grunn av sikkerhet, som for eksempel NH₃.

Besparelser ved utskifting av isprepareringsmaskin

Leangen ishaller har i nyere tid skiftet ut sin isprepareringsmaskin. Dette har ført til besparelser av energi på grunn av lavere temperatur på vannet som legges, og mengde de bruker på islegging. Siden mye av energiforbruket går med til å varme opp vannet som brukes til prepping av is og smelte den avskrapte isen i etterkant, kan det være interessant å se hva de besparelsene er, og hvordan dette påvirker iskvaliteten. Ser man iskvaliteten er like bra eller bedre, kan det være store fordeler å skifte ut ispreppingsmaskiner ved flere ishaller. Dette kan også videre være med på å bestemme hvordan kuldesystemet skal utformes, siden man har et mindre behov for høytemperert varme.

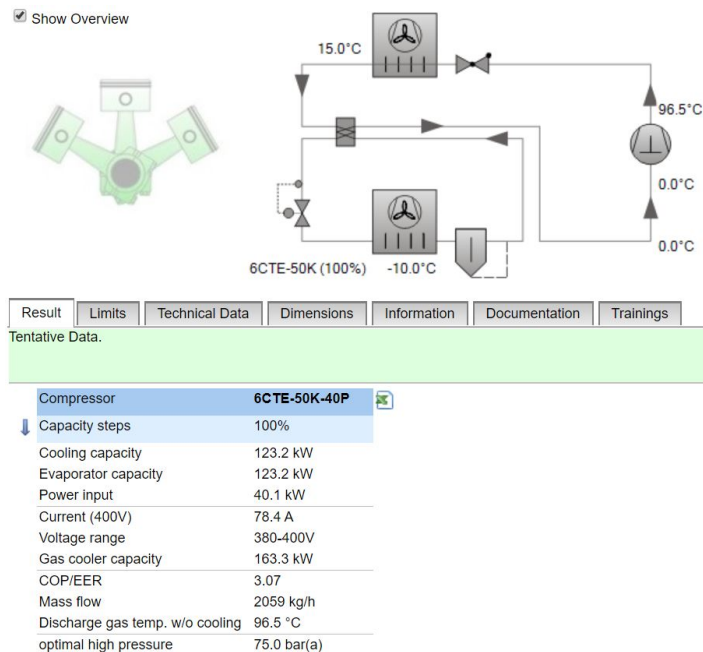
Referanser

- ASHRAE (2014). Handbook Refrigeration. https://kupdf.net/queue/2014-ashrae-handbook-refrigeration-sipdf_5a885776e2b6f5bd2ca7d533_pdf?queue_id=-1&x=1587921281&z=NDYuOS4xNi4xMDQ=. (Hentet: 12.02.2020).
- ASHRAE (2018). Ashrae refrigeration handbook si edition, capter 44: Ice rinks.
- Austbø, B (2019). Forelesningsnotat. tmas2013. varme- og kjøleteknikk. (Hentet: 16.02.2020).
- Bitzer (2020). Software for kompressorer. <https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1589448090957&mod=HHK>. (Hentet: 04.05.2020).
- Bugården (2020). Tidsplan for Bugården ishall, uke 13. <https://utleie.sandefjord.kommune.no/booking/default.aspx>. (Hentet: 17.03.2020).
- Diogo Bermejo Pereira Rodrigues da Silva (2013). Evaluation of dehumidification system energy usage in ice rinks. http://www.stoppsladd.se/Evaluation_of_dehumidification_system_energy_usage_in_ice_rinks.pdf/. (Hentet: 06.05.2020).
- Direktoratet for byggkvalitet (2017). Byggteknisk forskrift (TEK17). <https://dibk.no/byggereglene/byggteknisk-forskrift-tek17/>. (Hentet: 03.05.2020).
- Dr.ing. Hans T. Haukås (1995. Revidert av Skarland Press i 2016). Kuldemedier og miljøet. http://kompetansebiblioteket.no/Prenok/Energikilden/9_4_Kuldemedier_og_miljoet.aspx?searchStr=klima%20og%20milj%C3%B8. (Hentet: 21.04.2020).
- Jens Petter Toldnæs (juni, 2019). Globale oppvarmingspotensialer. https://snl.no/globale_oppvarmingspotensialer. (Hentet: 26.02.2020).
- Jörgen Rogstam, S. S. . A. A. (2014). Carbon dioxide in ice rink refrigeration. https://www.researchgate.net/publication/287392551_Carbon_dioxide_in_ice_rink_refrigeration. (Hentet: 21.04.2020).
- Jørn Stene (2016). Forelesningsnotat, tep4260, karbondioksidsom arbeidsmedium i varmpumper/ammoniakk som arbeidsmedium i varmpumper.
- Jørn Stene & Arne Jakobsen (Mars 2006). Prototype co2 -

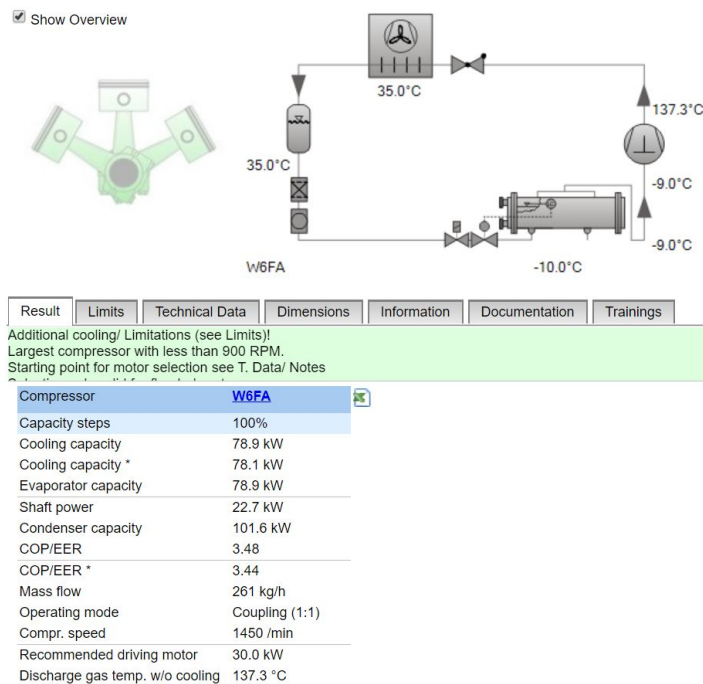
- varmepumpesystem for oppvarming og kjøling av en større bygning. <https://www.sintef.no/globalassets/upload/smartbygg/wp3/prototyp-co2--varmepumpesystem-for-oppvarming-og-kjoling-av-en-storre-bygning.pdf>. (Hentet: 15.03.2020).
- Norsk klimaservicesenter (2020). Værdata siste 5 år. <https://seklima.met.no/observations/>. (Hentet: 02.05.2020).
- PRENØK (2010. Revidert i 2015). Normtall for effekt- og energibehov i bygninger. http://kompetansebiblioteket.no/Prenok/2_Energi_og_effektbehov_Dimensjonering/2_5_Normtall_for_effekt_og_energibehov_i_bygninger.aspx. (Hentet: 11.04.2020).
- Sigurd Berger Lindstøl (Juni 2018). Utvikling av varmepumpesystem med skøytebane som en av energikildene for oppvarming av tiliggende bygninger og forbrukssteder. https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/bitstream/handle/11250/2564799/18513_FULLTEXT.pdf?sequence=1. (Hentet: 21.04.2020).
- Snorre Nordbo Olsen & Bjørn Aas (2018). Bugården ishall «energieffektive nybygg».
- Sveriges Energi- Kylcentrum AB, Svenska Ishockeyförbundet (Juni 2010). Energianvändning i svenska isarenor- stoppsladd – slutrapport juni 2010. http://www.stoppssladd.se/Slutrapport_Stoppsladd_fas_1.pdf. (Hentet: 06.05.2020).
- Sveriges Energi- Kylcentrum AB, Svenska Ishockeyförbundet (Juni 2011). Stoppsladd fas 2, energianvändning i svenska ishaller. http://www.stoppssladd.se/Stoppsladd_Slutrapport%2010aug11.pdf. (Hentet : 06.05.2020).
- Swegon (2020). Luftbehandlingsaggregat med roterende varmeveksler. <https://www.swegon.com/no/produkter/luftbehandling/gold/gold-rx/>. (Hentet: 15.04.2020).
- Wikipedia (2020). Antall ishaller i Norge. https://no.wikipedia.org/wiki/Ishaller_i_Norge. (Hentet: 14.05.2020).

10 Vedlegg

10.1 Vedlegg A: Utklipp fra Bitzer Software



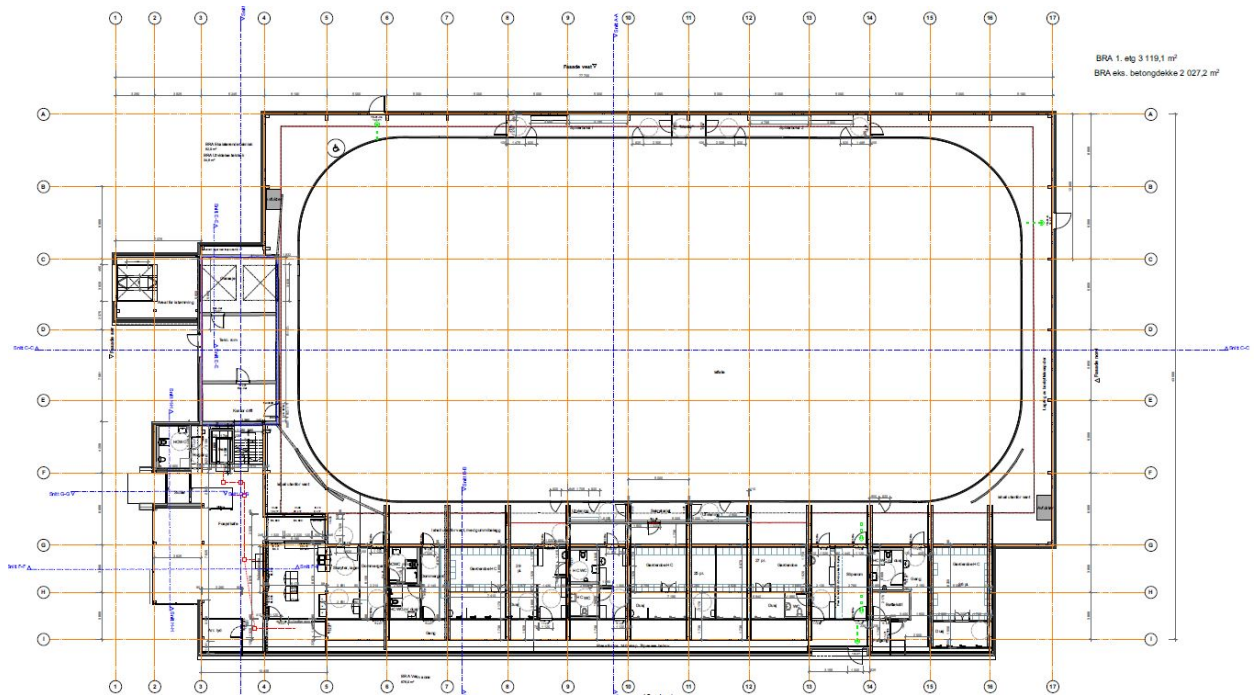
Figur 10.1: CO₂ transkritisk prosess



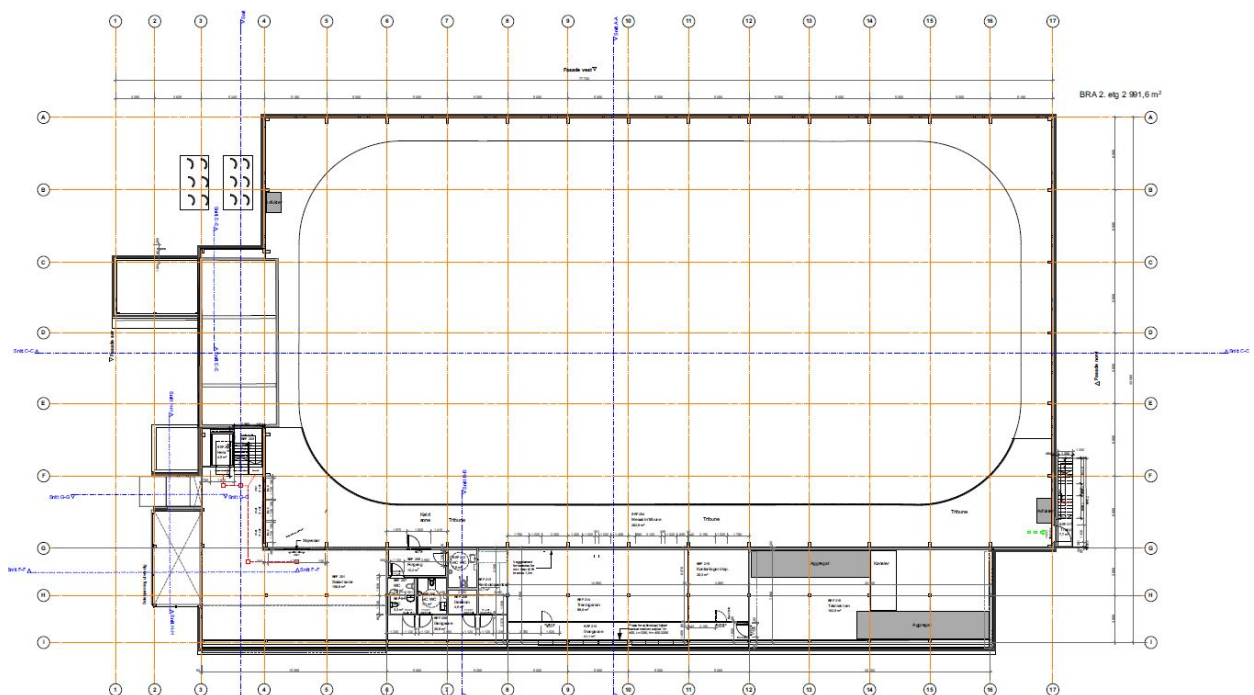
Figur 10.2: NH₃ prosess

10.2 Vedlegg B: Plantegning

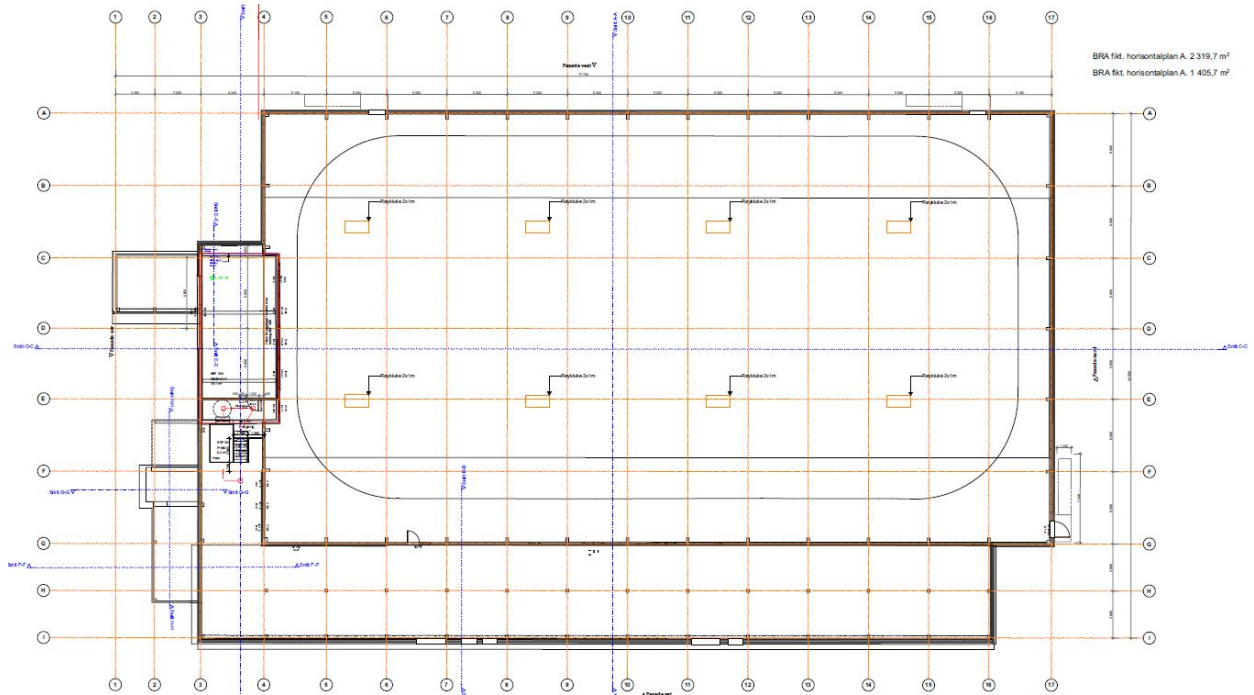
Plantegningene er tatt i bruk for å finne størreleler i hallen som areal over isbane og areal over varm sine.



Figur 10.3: Oversikt over 1. plan i Bugården



Figur 10.4: Oversikt over 2. plan i Bugården



Figur 10.5: Oversikt over 3. plan i Bugården

10.3 Vedlegg C: Varmeutregninger

Temperaturforhold	Varmebehov	R717	R744	
35°C og under	1119,34	2115,6	1498,8	[kWh]
Mellom 35 og 70°C	235,23	189,6	806,76	[kWh]
over 70°C	0	320	360	[kWh]
Sum	1354,57	2625,2	2665,56	[kWh]

Figur 10.6: Verdier for varmedekningsgrad

Varmeposter	Temperatur	kWh/døgn	delta T	Lav t	høy t	per temp
Smelting	25	347,91	10	-5	5	347,91
Undervarme	10	240	5	5	10	48
Romoppvarming	25	285	5	16	20	57
Isprepp	65	332,5	57	8	65	5,83333333
Dusj	70	106,7	62	8	70	1,72096774
Oppvarming is	0	13,3	5	-5	5	2,66
Oppvarming Smeltevann	5	29,16	5	0	5	5,832
Smeltegrop samlet		390,37				

Figur 10.7: Mellomregning for fremstilling av varmeprofil

Temperatur	Undervarme	Smeltegrad	Romoppvarming	Isprepp	Varmtvann	Sum	Totalt
-5		2,66				2,66	2,66
-4		2,66				2,66	5,32
-3		2,66				2,66	7,98
-2		2,66				2,66	10,64
-1		2,66				2,66	13,3
0		347,91				347,91	361,21
1		5,832				5,832	367,042
2		5,832				5,832	372,874
3		5,832				5,832	378,706
4		5,832				5,832	384,538
5		5,832				5,832	390,37
6	48					48	438,37
7	48					48	486,37
8	48					48	534,37
9	48			5,83	1,721	55,554301	589,9243011
10	48			5,83	1,721	55,554301	645,4786022
11				5,83	1,721	7,5543011	653,0329032
12				5,83	1,721	7,5543011	660,5872043
13				5,83	1,721	7,5543011	668,1415054
14				5,83	1,721	7,5543011	675,6958065
15				5,83	1,721	7,5543011	683,2501075
16			57	5,83	1,721	64,554301	747,8044086
17			57	5,83	1,721	64,554301	812,3587097
18			57	5,83	1,721	64,554301	876,9130108
19			57	5,83	1,721	64,554301	941,4673118
20			57	5,83	1,721	64,554301	1006,021613
21				5,83	1,721	7,5543011	1013,575914
22				5,83	1,721	7,5543011	1021,130215
23				5,83	1,721	7,5543011	1028,684516
24				5,83	1,721	7,5543011	1036,238817
25				5,83	1,721	7,5543011	1043,793118
26				5,83	1,721	7,5543011	1051,347419
27				5,83	1,721	7,5543011	1058,90172
28				5,83	1,721	7,5543011	1066,456022
29				5,83	1,721	7,5543011	1074,010323
30				5,83	1,721	7,5543011	1081,564624
31				5,83	1,721	7,5543011	1089,118925
32				5,83	1,721	7,5543011	1096,673226
33				5,83	1,721	7,5543011	1104,227527
34				5,83	1,721	7,5543011	1111,781828
35				5,83	1,721	7,5543011	1119,336129
36				5,83	1,721	7,5543011	1126,89043
37				5,83	1,721	7,5543011	1134,444731
38				5,83	1,721	7,5543011	1141,999032
39				5,83	1,721	7,5543011	1149,553333
40				5,83	1,721	7,5543011	1157,107634
41				5,83	1,721	7,5543011	1164,661935
42				5,83	1,721	7,5543011	1172,216237
43				5,83	1,721	7,5543011	1179,770538
44				5,83	1,721	7,5543011	1187,324839
45				5,83	1,721	7,5543011	1194,87914
46				5,83	1,721	7,5543011	1202,433441
47				5,83	1,721	7,5543011	1209,987742
48				5,83	1,721	7,5543011	1217,542043
49				5,83	1,721	7,5543011	1225,096344
50				5,83	1,721	7,5543011	1232,650645
51				5,83	1,721	7,5543011	1240,204946
52				5,83	1,721	7,5543011	1247,759247
53				5,83	1,721	7,5543011	1255,313548
54				5,83	1,721	7,5543011	1262,867849
55				5,83	1,721	7,5543011	1270,422151
56				5,83	1,721	7,5543011	1277,976452
57				5,83	1,721	7,5543011	1285,530753
58				5,83	1,721	7,5543011	1293,085054
59				5,83	1,721	7,5543011	1300,639355
60				5,83	1,721	7,5543011	1308,193656
61				5,83	1,721	7,5543011	1315,747957
62				5,83	1,721	7,5543011	1323,302258
63				5,83	1,721	7,5543011	1330,856559
64				5,83	1,721	7,5543011	1338,41086
65				5,83	1,721	7,5543011	1345,965161
66					1,721	1,7209677	1347,686129
67					1,721	1,7209677	1349,407097
68					1,721	1,7209677	1351,128065
69					1,721	1,7209677	1352,849032
70					1,721	1,7209677	1354,57

Figur 10.8: Verdier for å fremstille varmeprofil

