

Viola Frederikke Loktu Telstø

Energieffektivisering i typiske norske svømmehaller ved hjelp av smale tiltak

Masteroppgave i Energi og miljø

Veileder: Natasa Nord

Juni 2022

Viola Frederikke Loktu Telstø

Energieffektivisering i typiske norske svømmehaller ved hjelp av smale tiltak

Masteroppgave i Energi og miljø
Veileder: Natasa Nord
Juni 2022

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



Kunnskap for en bedre verden

MASTEROPPGAVE

for

Viola Frederikke Loktu Telstø

Vår 2022

Energieffektivisering i typiske norske svømmehaller ved hjelp av smale tiltak

Energy efficiency in typical Norwegian swimming halls through small measures

Bakgrunn

Svømmehaller er Norges mest energikonsumerende bygningstype med tilnærmet uforandret energibruk de siste 15 årene. En betydelig mengde energi går til ventilering i form av romoppvarming, avfukting og luftskifte. Med en innetemperatur rundt 30°C har bygningstypen et høyt transmisjonstap som kombinert med fuktig inneluft medfører høy fare for overflatekondens. Av den grunn tilføres ventilasjonsluft i dagens svømmehaller fra ventiler under vindu og yttervegger for å øke overflatetemperatur og derav forhindre kondens. Utvikling av høyisolerte svømmehaller med bygningskonstruksjon av høyere termisk kvalitet reduserer kondensfaren og muliggjør for alternative ventilasjonsstrategier. Dermed er energiforsyning- og klimatiseringssystem for en svømmehall komplisert. Det er mange måter å styre inneklimate og utnytte bedre tilgjengelige energistrømmer, eksempelvis trenger ikke oppvarming av svømmebasseng og luftoppvarming å foregå samtidig. Det er mange måter å optimalisere energistrømmene i svømmehaller på, og samtidig ha et godt inneklimate. Uavhengig av teoretisk utvikling av temaet, er praktisk bruk av resultater fortsatt krevende. Derfor skal studenten analysere smale tiltak nøye for å øke energieffektivisering i svømmehaller. Eksempel på tiltak som skal analyseres er styring av ventilasjonsanlegg og oppvarming av selve bassenget. Studenten skal simulere en typisk svømmehall i IDA ICE, med en modell som er basert på en tidligere masteroppgave.

Mål

Hovedmålet med oppgaven er å simulere og definere relevante energieffektiviseringstiltak for en typisk svømmehall i Norge.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudie av energibruk og energieffektivisering i svømmehaller.
2. Forbedre modellen i IDA ICE fra prosjektoppgaven.
3. Definere mulige fysiske og styringstiltak for å øke energieffektivisering i svømmehaller.
4. Modellere og teste energieffektiviseringstiltak i IDA ICE.
5. Utføre analyse av resultater og presentere resultater.

Sammendrag

Svømmehaller er komplekse og energikrevende bygninger i forhold til andre idrettsbygg. Høy lufttemperatur og luftfuktighet stiller høye krav til bygningstekniske løsninger og ventilering. I tillegg til at mange svømmebasseng befinner seg i eldre bygninger, gir det et stort potensial for energieffektivisering. Hovedmålet med denne oppgaven er dermed å simulere og definere relevante energieffektiviseringstiltak for en typisk svømmehall i Norge. Dette gjøres ved å arbeide med fem ulike caser (modeller), hvor det gjøres endringer i ventilasjonsaggregat og varmeanlegg. Casene anvendes i simuleringsprogrammet IDA ICE, som gir ulike resultater innen klimatisering og energibruk i bygninger.

Bygningen som modelleres består av ett rom med to basseng, rommet er 1400 m² stort, og bassengene B1 og B2 er henholdsvis på 387,5 og 106 m² og med temperaturer lik 28°C og 32°C. Det brukes to ulike ventilasjonsaggregater i casene, én for case 1, 2 og 3 og en annen for case 4 og 5. Videre er styringen av turtemperaturen i varmeanlegget ulik for casene. I case 1, 2 og 4 er turtemperaturen utekompensert, i case 3 og 5 er den konstant. I første omgang vil ulike resultater for alle casene presenteres, før det til slutt vil arbeides videre med kun én av casene.

Resultatene viser at lufttemperaturen holdes til ønsket verdi på 30°C hele året for alle casene, men varmebatteriet som står for oppvarmingen av lufta varierer i årlig energibruk avhengig av hvilket ventilasjonsaggregat som anvendes. Bassengtemperaturene opprettholdes kun i case 3 og 5 gjennom året, i resterende caser synker den i sommerhalvåret når utetemperaturen øker, dette er en følge av utekompenseringen i varmeanlegget. Til slutt er ulike parametre for inneklima presentert, disse viser at inneklimaet i alle casene er tilfredsstillende, verken luftfuktigheten eller CO₂-konsentrasjonen er for høy, men PMV- og PPD-indeksen tilsier at personene opplever det termiske miljøet som litt for varmt.

Avslutningsvis er det arbeidet videre med case 5, og ulike tiltak for energieffektivisering er definert. Det er gjort undersøkelser av energibruk i forhold til andre svømmehaller, effektvarighetsdiagram er utarbeidet, og det er lagt inn en enkel varmepumpe i varmeanlegget. Den totale energibruken for svømmehallen ble 1373 MWh per år, dette tilsvarer 980 kWh/m². Bruk av varmepumpe resulterte i 20% lavere energibruk, og viser at muligheten for energieffektivisering med varmepumpe er til stede. Andre energieffektiviserende tiltak omhandler viftedrift, mulige kjølemetoder, styring av ventilasjonsaggregat og varmeanlegg, gjenvinning av gråvann og videre undersøkelse av installasjon av varmepumpe.

Abstract

Swimming pools are complex, and energy demanding buildings compared to other sports facilities. High air temperature and humidity set high demands to the building's technical solutions and ventilation. In addition to the fact that many swimming pools are in older buildings, it offers great potential for energy efficiency. The main goal of this task is therefore to simulate and define relevant energy efficiency measures for a typical swimming pool in Norway. This is done by working with five different cases (models), where changes are made to the air handling unit and heating system. The cases are used in the simulation program IDA ICE, which gives different results in air conditioning and energy use in buildings.

The building used in the model consists of a room with two pools, the room is 1400 m² large, and the pools B1 and B2 are 387.5 and 106 m² respectively and with temperatures equal to 28°C and 32°C. Two different air handling units are used in the cases, one for cases 1, 2 and 3 and another for cases 4 and 5. Furthermore, the control of the supply temperature in the heating system is different for the cases. In cases 1, 2 and 4 the supply temperature is depending on the outside temperature, in cases 3 and 5 it is constant. Initially, different results for all cases will be presented, at last there will only be worked with one of the cases.

The results show that the air temperature is kept at the desired value of 30°C throughout the year for all cases, but the heating coil that heats the air varies in annual energy consumption depending on which air handling unit is used. The pool temperatures are only kept to the set level in cases 3 and 5 throughout the year, in the remaining cases it drops in the summer when the outdoor temperature increases, this is a consequence of the control method in the heating system. Finally, various parameters for indoor climate are presented, these show that the indoor climate in all cases is satisfactory, both humidity and CO₂ concentration is below recommended values, but the PMV and PPD index indicate that people experience the thermal environment as too hot.

Finally, it is chosen to work further with case 5, and various measures for energy efficiency have been defined. A comparison of energy use with other swimming pools, a power duration diagram has been made, and a simple heat pump has been installed in the heating system. The total energy consumption for the swimming pool was 1373 MWh per year, this corresponds to 980 kWh/m². Using the heat pump resulted in 20% lower energy consumption and shows that the possibility of increasing energy efficiency with a heat pump is present. Other energy-efficient measures include fan operation, possible cooling methods, control of air handling units and heating systems, heat recovery of greywater and further investigation of installing a heat pump.

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet som et avsluttende arbeid på det to-årige masterprogrammet Energi og miljø ved NTNU, med fordypning i Energibruk i bygninger. Oppgaven utgjør 30 studiepoeng, og bygger videre på prosjektoppgaven som ble utarbeidet i foregående semester. Målet med oppgaven er å bruke simuleringsprogrammet IDA ICE for å videreutvikle en modell som er utviklet av tidligere studenter. Oppgaven går ut på å undersøke energibruk og inneklime i svømmehaller, og forbedre dette ved å simulere ulike energibesparende tiltak.

Jeg ønsker å takke min hovedveileder Natasa Nord ved NTNU for utarbeidelsen av denne interessante oppgaven, slik at jeg fikk muligheten til å jobbe med den. I tillegg vil jeg takke for god hjelp og gode innspill gjennom tiden jeg har arbeidet med oppgaven, både under prosjekt- og masteroppgaven, med utvikling av modellen og relevant litteratur.

Innhold

Sammendrag	i
Abstract	ii
Forord	iii
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Mål	1
1.3 Omfang og begrensninger	2
1.4 Oppbygging av oppgaven	3
2 Litteraturstudie	4
2.1 Relevante begrep	4
2.2 Fukt i svømmehaller	9
2.3 Ventilering av svømmehaller	12
2.4 Oppvarming av luft og basseng	14
2.5 Energibruk og energieffektivisering	16
3 Metode	23
3.1 Generelt	23
3.2 IDA ICE	23
3.3 Modellering av bygning og basseng	24
3.4 Ventilering av svømmehallen	25
3.5 Varmeanlegg	27
3.6 Tappevann	31
4 Resultat	32
4.1 Generelle resultater	32
4.2 Resultater for case 1	36
4.3 Resultater for case 2	41
4.4 Resultater for case 3	46

4.5	Resultater for case 4	50
4.6	Resultater for case 5	55
4.7	Sammenligning og valg av case	59
4.8	Videre arbeid med case 5	59
5	Konklusjon	67
6	Videre arbeid	70

Figurer

1	Avfukting ved kjøling (a) og absorpsjon (b) (Ingebrigtsen, 2015).	5
2	Ulike met-verdier ved aktivitet (Ingebrigtsen, 2015).	7
3	Sannsynlig sammenheng mellom PPD og PMV (Ingebrigtsen, 2015).	8
4	Oppfuktingsmekanismer (a) og typiske steder med fare for overflatekondens (b) i svømmehaller (Bøhlerengen mfl., 2004).	10
5	Duggpunktstemperatur ved $T = 30^{\circ}\text{C}$ og $\text{RF} = 55\%$ (Byggforsk, 1992b).	11
6	Sammenligning av CAV, brukerstyrt og behovsstyrt ventilasjon (Ingebrigtsen, 2015).	13
7	Forenklet varmesystem med tilførsel av varmtvann til varmebatteri og til basseng.	14
8	Utekompensering ved dimensjonerende utetemperatur lik -20°C	16
9	Varighetskurve (Stensaas, 1998).	18
10	Effektvarighetskurve (Ingebrigtsen, 2015).	19
11	Fordeling av energibruk i finske svømmehaller (Hemmilä & Laitinen, 2018).	19
12	Gjennomsnittlig total energibruk i norske svømmehaller fordelt på vannoverflatearealet (vo) (Kampel mfl., 2013).	20
13	Minimal, gjennomsnittlig og maksimal energibruk per gulvareal i finske svømmehaller fordelt på vannoverflateareal (Hemmilä & Laitinen, 2018).	21
14	Energi levert til tappevann i norsk svømmehall (Halvorsen, 2020).	22
15	Plassering av bassengene og vinduet i rommet, hentet fra modellen i IDA ICE.	25
16	Ventilasjonsaggregatet i case 1, 2 og 3, hentet fra IDA ICE.	26
17	Ventilasjonsaggregatet i case 4 og 5, hentet fra IDA ICE.	27
18	Utetemperatur hentet fra klimafilen som brukes i IDA ICE.	28
19	Graf for utekompensasjon brukt i modellen.	28
20	Varmeanlegget, hentet fra IDA ICE.	29
21	Varmeanlegget med varmepumpe, hentet fra IDA ICE.	30
22	Varighetskurve ved utetemperaturer fra IDA ICE.	31
23	Luftmengder i case 3.	32
24	Temperaturer i ventilasjonsaggregatet for case 1.	33
25	Temperaturer i ventilasjonsaggregatet for case 3.	33

26	Ukentlig effektbehov for tappevann i svømmehallen.	34
27	Energibruk for tappevann i svømmehallen per dag.	34
28	Temperaturer for case 1.	37
29	Varmetilførsel for case 1.	38
30	Avdamping for case 1.	38
31	Varme- og kjølebatteri for case 1.	39
32	Luftens tilstand for case 1.	40
33	PMV og PPD for case 1.	41
34	Temperaturer for case 2.	42
35	Varmetilførsel for case 2.	42
36	Avdamping for case 2.	43
37	Varme- og kjølebatteri for case 2.	44
38	Luftens tilstand for case 2.	45
39	PMV og PPD for case 2.	45
40	Temperaturer for case 3.	46
41	Varmetilførsel for case 3.	47
42	Avdamping for case 3.	47
43	Varmebatteri for case 3.	48
44	Luftens tilstand for case 3.	49
45	PMV og PPD for case 3.	50
46	Temperaturer for case 4.	51
47	Varmetilførsel for case 4.	51
48	Avdamping for case 4.	52
49	Varmebatteri for case 4.	53
50	Luftens tilstand for case 4.	54
51	PMV og PPD for case 4.	54
52	Temperaturer for case 5.	55
53	Varmetilførsel for case 5.	56
54	Avdamping for case 5.	56
55	Varmebatteri for case 5.	57
56	Luftens tilstand for case 5.	58

57	PMV og PPD for case 5.	58
58	Vifteeffekt som funksjon av luftmengde.	61
59	SFP-faktor som funksjon av luftmengde.	62
60	Effektvarighetsdiagram.	63
61	Ulik fordeling av grunnlast i effektvarighetsdiagram.	64
62	Oppvarming med varmepumpe og spisslast.	64

Tabeller

1	Clo-verdier for noen antrekk (Ingebrigtsen, 2015).	7
2	PMV-skalaen (Standard Norge, 2006).	8
3	Krav til vanntemperatur fra Norsk Svømmeforbund (Byggforsk, 2003).	15
4	U-verdier for ulike deler av bygningen.	24
5	Ulike verdier og informasjon om bassengene.	25
6	Belastninger i svømmehallen med tider og varmeavgivelse.	26
7	Bestemte verdier for temperaturer i ventilasjonsanlegget.	27
8	Sammenligning av simulering og beregning av tappevann.	36
9	Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 1.	40
10	Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 2.	44
11	Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 3.	49
12	Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 4.	53
13	Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 5.	57
14	Sammenligning av total energibruk for ulike deler i modellen i case 3, 4 og 5.	59
15	Energibruk i case 5.	60
16	Energibruk i ulike svømmehaller fordelt på gulvareal og vannoverflate.	60
17	Energibruk med og uten varmepumpe.	65

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

I dag finnes det opp imot 1000 svømmehaller i Norge, i forhold til andre idrettsbygg er de svært energikrevende (Kulturdepartementet, 2021). Driftskostnadene er høye på grunn av den store mengden energi som kreves, både til oppvarming av bassengvann og andre tekniske installasjoner som er nødvendige. Bassengene som eksisterer i Norge varierer i størrelse, alt fra mindre basseng på skoler til svømmehaller med opptil flere store basseng. På 60-, 70- og 80-tallet ble det bygd mange basseng i forhold til perioden før og etter, og gjennomsnittsalderen til bassengene i Norge var i 2013, 37 år (Kampel mfl., 2013). Dette fører naturligvis til at mange av bygningene med basseng er gamle og opererer med utdatert teknologi, om det ikke er gjort oppgraderinger. Med dette er mulighetene for energibesparelser store, og mange, ut ifra hvilke deler av bygningen det gjøres tiltak i.

Svømmehaller er komplekse bygninger på grunn av den særegne bruken de har. Bassengene krever ulike temperaturer etter bruk, inneklimate må tilpasses både badende og ikke-badende, og konstruksjonen eksponeres for mye fukt. Det krever god ventilering for å oppfylle alle krav og sikre gode løsninger for både bygg og bruker, men dette er også en energikrevende prosess. I nyere tid har det blitt utviklet dataverktøy for å simulere energibruk i svømmehaller, dette gir mulighet til å undersøke termisk komfort for brukeren, samt potensialet for besparelser i energibruk.

Denne oppgaven bygger på en prosjektoppgave som ble skrevet i foregående semester, som en obligatorisk del av studiet. Denne oppgaven var ment som et forprosjekt til følgende hovedoppgave, dermed er deler av prosjektoppgaven brukt i denne hovedoppgaven.

1.2 Mål

Hovedmålet med oppgaven er å simulere og definere relevante energieffektiviseringstiltak for en typisk svømmehall i Norge. I denne oppgaven skal energibruken for en eksisterende modell undersøkes, og med utgangspunkt i denne modellen skal det gjøres endringer i styringen av varmeanlegget og ventilasjonsaggregatet for å øke energieffektiviteten.

1.3 Omfang og begrensninger

Modellene skal brukes i simuleringsverktøyet IDA ICE, for å sammenligne energibruk og undersøke det termiske inn klimaet. Oppgaven bygger videre på en prosjektoppgave som ble utarbeidet i foregående semester, hvor energibruken ble undersøkt i to caser. I denne oppgaven vil disse to casene presenteres, samt at det utarbeides ytterligere tre caser. I alle casene vil hovedsakelig inn klima og energibruk undersøkes, dette inkluderer blant annet oppvarming og kjøling av lufta i ventilasjonsanlegget, svømmehallen og vannet i bassengene. Casene er som følger:

- Case 1: Gjøre rede for energibruken i svømmehallen for eksisterende modell.
- Case 2: Endre utekompenseringen av varmeanlegget i den eksisterende modellen.
- Case 3: Endre fra utekompensert styring av turtemperatur i varmeanlegget til konstant turtemperatur.
- Case 4: Bytter ventilasjonsaggregat og følger styring av varmeanlegg som i case 2.
- Case 5: Benytter samme ventilasjonsaggregat som i case 4, og følger styring av varmeanlegg som i case 3.

Det er utformet ulike deloppgaver som skal gjøres for å besvare oppgaven, de er som følger:

- Litteraturstudie av energibruk, energieffektivisering og ventilering i svømmehaller.
- Bruke resultater fra prosjektoppgaven for å videreutvikle modellen med nye caser.
- Modellere og teste enerigeffektiviseringstiltak i IDA ICE.
- Analysere og presentere resultater, samt komme med energieffektiviseringstiltak.

Det tas kun hensyn til svømmehallen med basseng, ikke andre områder som vanligvis er i en svømmehall (garderober, resepsjon, badstue og lignende). Ut ifra resultatene i prosjektoppgaven, er det gjort endringer i modellen, for eksempel med kjølebatteriet med ventilasjonsaggregatet. Det er også lagt til tappevann, og fokuset på inn klima og parametre knyttet til dette er tatt hensyn til.

1.4 Oppbygging av oppgaven

Nedenfor følger oppbyggingen av oppgaven, og en beskrivelse av hva hvert kapittel inneholder.

Kapittel 2 inneholder litteraturstudien som er utført i forbindelse med innhenting av relevant litteratur og nødvendig informasjon for å arbeide med oppgaven, og har som hensikt å danne et teoretisk grunnlag for videre arbeid med oppgaven. Dette innebærer blant annet energibruk i svømmehaller, ventilasjonstekniske løsninger og oppvarming av både luft og bassengvann.

Kapittel 3 beskriver metoden for oppgaven, og inkluderer beskrivelser av hva som er gjort, informasjon om simuleringsprogrammet og ulik informasjon som brukes i modellen.

Kapittel 4 presenterer resultatene, som analyseres og drøftes opp mot oppgavens mål og omfang.

Kapittel 5 oppsummerer og konkluderer oppgaven.

Kapittel 6 presenterer videre arbeid.

2 Litteraturstudie

I dette kapitlet vil litteraturstudien som er utført i forbindelse med oppgaven presenteres og noen relevante begreper vil beskrives. Den innebærer relevant litteratur som kreves for å kunne svare på problemstillingen, og skal i tillegg sikre representative resultater og gi et godt grunnlag for diskusjonen av resultatene. Litteraturstudien tar for seg energibruk i svømmehaller og ulike problemområder som ofte er i svømmehaller. Deler av dette kapitlet er hentet fra prosjektoppgaven, ettersom bakgrunnsinformasjonen som kreves i hovedoppgaven bygger på det samme teoretiske grunnlaget som prosjektoppgaven.

2.1 Relevante begrep

Nedenfor presenteres og beskrives ulike relevante begrep knyttet til ventilasjon, fuktig luft og termisk komfort i svømmehaller.

2.1.1 Luftens tilstand

Lufta i svømmehaller har høy fuktighet på grunn av avdamping fra basseng og badegjester, samt den høye lufttemperaturen. Normalt varierer fuktigheten i et rom mellom 20-60% gjennom året (Arbeidstilsynet, 2016), men Bøhlerengen mfl. (2004) anslår at den i en svømmehall ligger rundt 50-60% hele året. Luftens fuktinnhold påvirker den termiske komforten hos brukerne, bidraget til fuktskader i konstruksjonen og ulike prosesser i ventilasjonsanlegget i en bygning.

Det er flere parametre som kan beskrive luftens fuktinnhold, de mest vanlige er absolutt og relativ fuktighet. Absolutt fuktighet (x) beskriver vanninnholdet i fuktig luft, og defineres som massen av vanndamp i forhold til massen av tørr luft (Ingebrigtsen, 2015), se formel 1.

$$x = \frac{m_d}{m_l} [kg/kg] \quad (1)$$

x = absolutt fuktighet

m_d = masse av vanndamp

m_l = masse av tørr luft

Relativ fuktighet (RF) er den luftfuktigheten som kreves for å oppnå metning, altså vil luft som er helt mettet med vanndamp ha $RF = 100\%$ (Samuelsen, 2021). Den relative fuktigheten avhenger av temperatur og trykk, og kan beregnes ut ifra flere ulike parametre. En mulig

beskrivelse av RF er ved forholdet mellom partialtrykket og metningstrykket ved aktuell temperatur, se formel 2, en annen er ved forholdet mellom vanddamp i lufta og maksimalt vanddampinnhold ved gitt temperatur, se formel 3.

$$RF = \frac{p_v}{p_m} [\%] \quad (2)$$

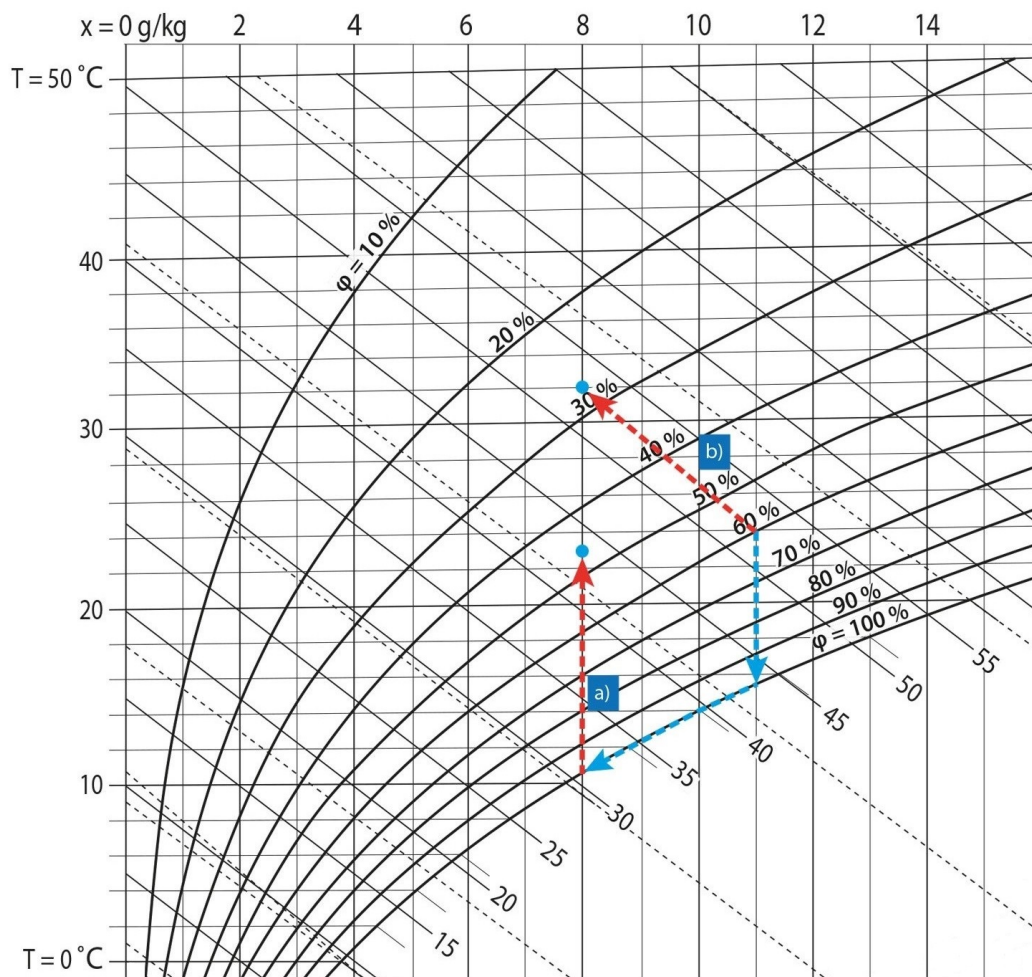
p_v = partialtrykk

p_m = metningstrykk

$$RF = \frac{v}{v_{sat}} [\%] \quad (3)$$

v = mengde vanddamp i lufta

v_{sat} = maksimal mengde vanddamp i lufta



Figur 1: Avfukking ved kjøling (a) og absorpsjon (b) (Ingebrigtsen, 2015).

Ettersom luftens tilstand påvirkes av mange faktorer, er det hensiktsmessig å bruke et Mollier-diagram for å studere de ulike parametrene ved endring i lufttilstanden. Diagrammet ble utviklet av Richard Mollier på starten av 1900-tallet, og brukes hovedsakelig med hensyn til forandringer i vanndampens tilstand (Grahl-Madsen, 2021).

I figur 1 er det tegnet inn to mulige prosesser for avfukting. Den ene er avfukting ved å kjøle ned lufta til den når duggpunktstemperaturen, for så å felle ut væske og øke temperaturen til det den opprinnelig var. I den andre prosessen skjer avfuktingen ved absorpsjon, temperaturen økes og væske felles ut slik at den relative fuktigheten minker.

2.1.2 Termisk komfort

Vi bruker omtrent 90% av tiden vår innendørs, derfor er det ønskelig å ha et godt termisk miljø inne slik at en person har det behagelig og opplever termisk komfort. Termisk komfort er definert som “en sinnstilstand hvor vi uttrykker full tilfredshet med de termiske omgivelsene” (ASHRAE, 2001). Faktorene som påvirker menneskets varmebalanse, og dermed termisk komfort kan deles i to kategorier; miljø- og personfaktorer. Det er totalt seks parametre innenfor disse kategoriene:

Miljøfaktorer:	Personfaktorer:
- Lufttemperatur	- Aktivitetsnivå
- Strålingstemperatur	- Bekledning
- Lufthastighet	
- Relativ fuktighet	

Avhengig av hva formålet med aktiviteten inne er, er det satt en del anbefalinger og krav til de overnevnte faktorene. Operativ temperatur sier noe om hvordan et menneske opplever temperatur, og er den kombinerte virkningen av stråling og lufttemperatur (Arbeidstilsynet, 2016). Formelen for beregning av operativ temperatur er vist i formel 4.

$$T_o = \frac{T_1 + \overline{T}_s}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4)$$

T_o = operativ temperatur

T_1 = lufttemperatur

\overline{T}_s = gjennomsnittlig strålingstemperatur (gjennomsnittlig temperatur på omkringliggende overflater)

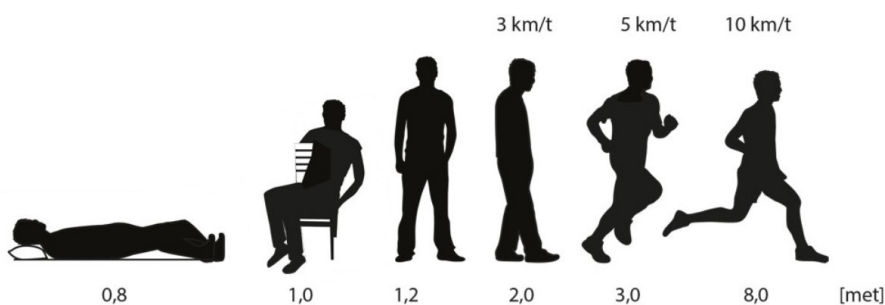
Operativ temperatur bør ligge mellom 19-26°C ved lett aktivitet, og kan være lavere for tyngre arbeid, men dersom det er oppvarmingsbehov, bør likevel temperaturen holdes under 22°C. Disse temperaturene vil være for lave i en svømmehall, ettersom den termiske situasjonen, bekleddingen og aktivitetsnivået er egenartet. Likevel bør ikke temperaturskjellen mellom ankel- og hodehøyde overstige 4°C (Direktoratet for byggkvalitet, 2017), dette vil føre til ubehag. Dersom lufthastigheten er for høy kan det føre til ubehagelig trekk, derfor bør ikke den være høyere enn 0,15 m/s (Arbeidstilsynet, 2016).

En faktor som gir en god indikasjon på en persons termiske komfort, er bekledding. Det er hovedsakelig klærnes isolans, det vil si varmeledningsmotstand, som er viktige å ta hensyn til, ettersom denne beskriver den termiske motstanden mellom huden og overflaten til klærne. Isolans angis i $(\text{m}^2 \times K)/W$ eller clo, hvor 1 clo tilsvarer $0,155 (\text{m}^2 \times K)/W$ (Ingebrigtsen, 2015). Tabell 1 viser clo-verdier for ulike typer bekledding.

Tabell 1: Clo-verdier for noen antrekk (Ingebrigtsen, 2015).

Antrekk	[clo]
Naken	0,0
Tropeantrekk	0,3
Sommerantrekk	0,5
Lett arbeidsantrekk	0,7
Alminnelig vinterantrekk for innendørs bruk	1,0
Utendørstøy	1,5

En persons aktivitetsnivå er en annen faktor som sier noe om hvordan personen opplever det termiske miljøet. Dette kan beskrives ved metabolisme (met), som er energien som genereres i oksidasjonsprosessen i kroppen (Ingebrigtsen, 2015). Denne prosessen bidrar til mekanisk arbeid og indre varmeproduksjon, mesteparten til sistnevnte. 1 met tilsvarer aktivitetsnivået til en stillesittende person, se figur 2 for øvrige verdier.



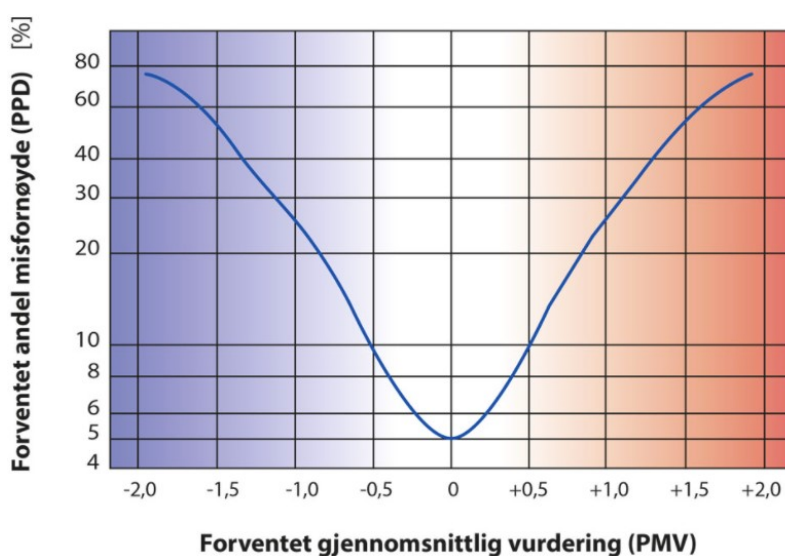
Figur 2: Ulike met-verdier ved aktivitet (Ingebrigtsen, 2015).

PMV, Predicted Mean Vote, er forventet middelvotering, og gir en beskrivelse av hvordan en gruppe mennesker opplever det termiske miljøet (Standard Norge, 2006). Skalaen som anvendes er vist i tabell 2, hvor $PMV = 0$ er det ideelle. Hvordan det termiske miljøet oppleves, og dermed hvilken verdi på PMV-skalaen man vil ende med påvirkes av både personfaktorer (aktivitetsnivå og bekledning) og miljøfaktorer (luftens tilstand).

Tabell 2: PMV-skalaen (Standard Norge, 2006).

Nivå	Hvordan det termiske miljøet oppleves
+3	meget varm
+2	varm
+1	litt varm
0	nøytral (komfortabel)
-1	litt kjølig
-2	kjølig
-3	kaldt

PPD står for Predicted Percentage of Dissatisfied, antatt prosentvis misfornøyde (Ingebrigtsen, 2015). Denne verdien sier noe om hvor mange man kan regne med at vil være misfornøyde med det termiske miljøet i en stor forsamling, når alle utsettes for samme miljø (Standard Norge, 2006). Om den gjennomsnittlige vurderingen av PMV-verdien er lik null, vil det likevel være noen som ikke er helt fornøyde. Figur 3 viser den sannsynlige sammenhengen mellom PPD og PMV. Den viser at den laveste PMV-verdien vil være 5%, altså at minst 5% i enhver større forsamling vil være misfornøyde med det termiske miljøet.



Figur 3: Sannsynlig sammenheng mellom PPD og PMV (Ingebrigtsen, 2015).

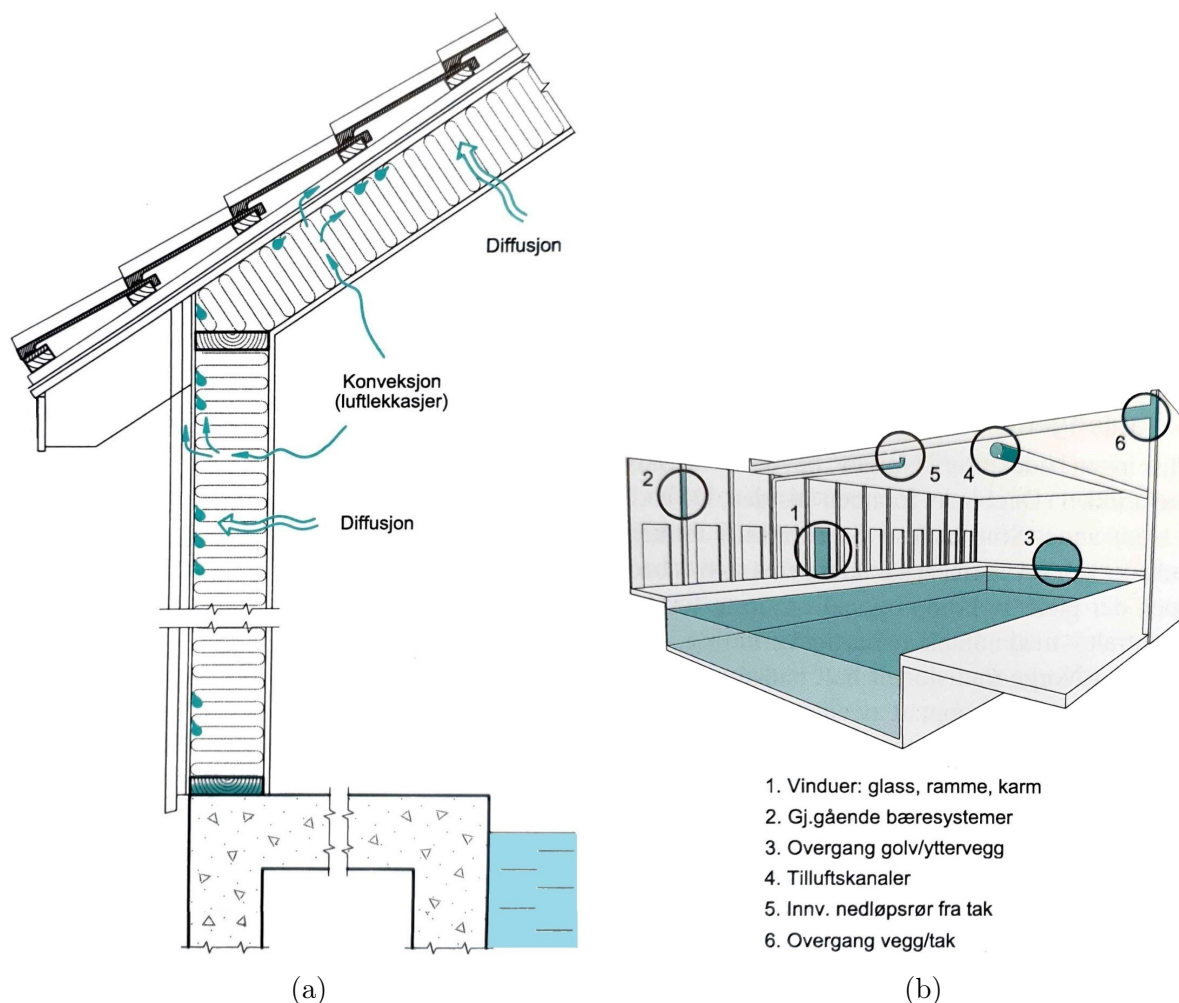
2.2 Fukt i svømmehaller

I forhold til andre idrettsanlegg er svømmehaller svært energikrevende. Oppvarming av vann til basseng og dusjer, ventilering, romoppvarming, belysning og drift av pumper er det som krever mest energi (Kampel mfl., 2013). Romoppvarming er en faktor som krever mye energi uavhengig av bygningstype, og varmebehovet er sammensatt av tre faktorer (Zijdemans, 2014):

- Transmisjonstap: Varmetransport gjennom ulike flater, for eksempel gjennom ytterkonstruksjoner eller innerveggen mellom to rom
- Infiltrasjonstap: Luftstrømning gjennom utettheter i flater og konstruksjoner, oppstår på grunn av trykkdifferanse
- Ventilasjonstap: Varmetap i forbindelse med tilførsel av kald friskluft

Et alternativ for å minimere varmetap gjennom konstruksjonen, det vil si transmisjonstapet, er å bygge en høysisolert bygning, dette innebærer at isolasjonen vil være ekstra tykk. I teorien vil fuktnivået i den ytterste delen av konstruksjonen øke når isolasjonstykkelsen øker, men risikoen for fuktskader og muggvekst kan motvirkes om det byggetekniske utføres riktig (Geving & Holme, 2010). I tillegg vil en god ventilasjonsstrategi gi lavere fuktinnhold i lufta, og dermed redusere risikoen for muggvekst og luftlekkasjer gjennom konstruksjonen. I svømmehaller og andre rom med høy luftfuktighet og høysisolert konstruksjon, er det viktig å være oppmerksom på å føre bort fukt i lufta før det transporteres ut i konstruksjonen, ettersom konstruksjonen er mer utsatt for negative effekter ved fuktpåkjenninger.

Svømmehaller er svært utsatte for fuktbelastning fra innsiden, stort sett gjennom hele døgnet om det ikke er gjort forebyggende tiltak. Både temperaturen og luftfuktigheten innendørs er høy, i tillegg til at de fleste arealene utsettes for vann gjennom vannsøl på golv og i dusj eller konstant vanntrykk i basseng og renner. Dette stiller høye krav til konstruksjonen og materialene som brukes, ettersom fukt kan føre til skader på bygningen, som igjen kan påvirke inneklimate dersom mugg og råte skulle oppstå. Byggforsk har undersøkt omtrent 250 svømmehaller, hvor mange hadde fuktskader. Fuktskadene oppstår ofte på grunn av dårlige løsninger eller dårlig utførelse, eller at drift av anlegget ikke gjøres riktig (Byggforsk, 1992a). Figur 4 viser hvordan svømmehaller kan utsettes for fukt, samt hvor og hvordan det kan oppstå. I figur 4a vises to former for oppfuktingsmekanismer; diffusjon og konveksjon. Dette kan skje både gjennom tak

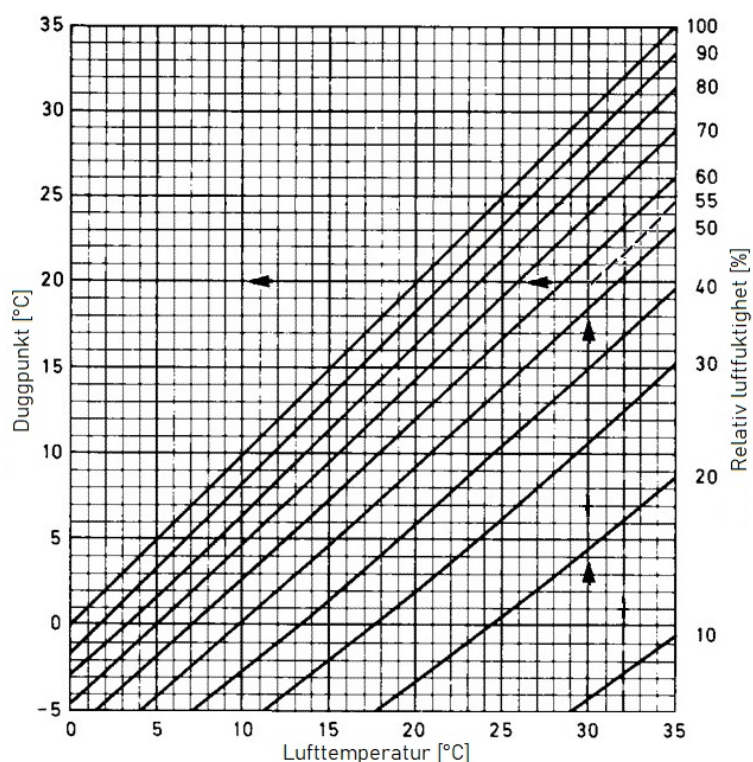


Figur 4: Oppfuktingsmekanismer (a) og typiske steder med fare for overflatekondens (b) i svømmehaller (Bøhlerengen mfl., 2004).

og vegger, og kan bidra til at kondens oppstår i forbindelse med kuldebroer. Figur 4b viser hvor overflatekondens som regel oppstår i rom med basseng.

For å unngå kondens må bygningen være tett, slik at luft og vanndamp ikke trenger inn i konstruksjonen. Dette gjøres som regel ved hjelp av damp- og vindsperre (Tekna, 2021). Diffusjon oppstår når molekylene i vanndampen forflytter seg fra et område med høy konsentrasjon til et område med lav konsentrasjon, i en svømmehall vil dette som regel si fra bassengområdet og til de fleste ytterkonstruksjonene (Bøhlerengen mfl., 2004). Vanndamp kan også transporteres via luftstrømmer som oppstår på grunn av konveksjon. De oppstår på grunn av trykkforskjeller i lufta, gjerne på grunn av høydeforskjell (gulv til tak). Etersom luftstrømmer er i stand til å transportere mer fuktighet enn diffusjon, er det viktig å ha et lufttett bygg slik at luftlekkasjer unngås (Tekna, 2021), og dermed minimeres risikoen for fuktskader i konstruksjonen.

Overflatekondens har lett for å oppstå i svømmehaller på grunn av den høye luftfuktigheten i luften, kombinert med høyt transmisjonstap vil faren for kondens øke. Kondensen oppstår på kalde overflater, der overflatetemperaturen er lavere enn duggpunktstemperaturen, altså temperaturen der damp kondenserer til væske (Sivle, 2021). Overflatetemperaturen avhenger av tre faktorer: Temperaturen på begge sider av konstruksjonen, U-verdien til konstruksjonen og den innvendige varmeovergangsmotstanden (Byggforsk, 1992a). Figur 5 viser at duggpunktstemperaturen vil være 20°C i et rom med lufttemperatur lik 30°C og relativ fuktighet lik 55%.



Figur 5: Duggpunktstemperatur ved $T = 30^{\circ}\text{C}$ og $\text{RF} = 55\%$ (Byggforsk, 1992b).

Grunnen til at overflatekondens er uønskelig, er at materialet på overflaten må tåle ekstra påkjenninger med tanke på fukt, som den ikke er ment å tåle. Dette kan føre til fuktskader på overflaten, som muggsopp på trematerialer og korrosjon på stålflater (Bøhlerengen mfl., 2004). Ved å sikre høy overflatetemperatur reduseres muligheten for at kondens oppstår, dette er et tiltak som ikke er spesielt krevende. Et annet forebyggende tiltak er god luftstrømming, dette gjelder særlig rundt lydabsorbenter og ved vinduer. Riktig plassering av tilluftsventiler kan også bidra til at kondens ikke oppstår på og rundt vindusflater, ved at varm og tørr luft føres forbi vinduet (Bøhlerengen mfl., 2004).

Ettersom svømmehaller er komplekse bygninger på mange vis, er forebyggende tiltak essensielle også når det kommer til fuktsikring. Tak og vegger må bygges slik at diffusjon og konveksjon ikke fører til transport av fukt. Dette gjøres med en tett dampsperre, det er viktig at den skjøtes riktig og at det er færrest mulig føringer som bryter dampsperra, tak og øvre del av vegger bør ikke ha føringer eller vinduer i det hele tatt (Bøhlerengen mfl., 2004). Fordamping fra bassenget kan reduseres når det ikke er i bruk, ved å heve bunnen over vannoverflaten. Dette vil også bidra til mer fleksibel bruk av bassenget, ettersom dybden kan tilpasses etter hva bassenget brukes til, uten at det må tappes ut eller etterfylles med vann (Aas, 2020). Det vil også være hensiktsmessig å ha undertrykk inne for å redusere risikoen for luftlekkasjer.

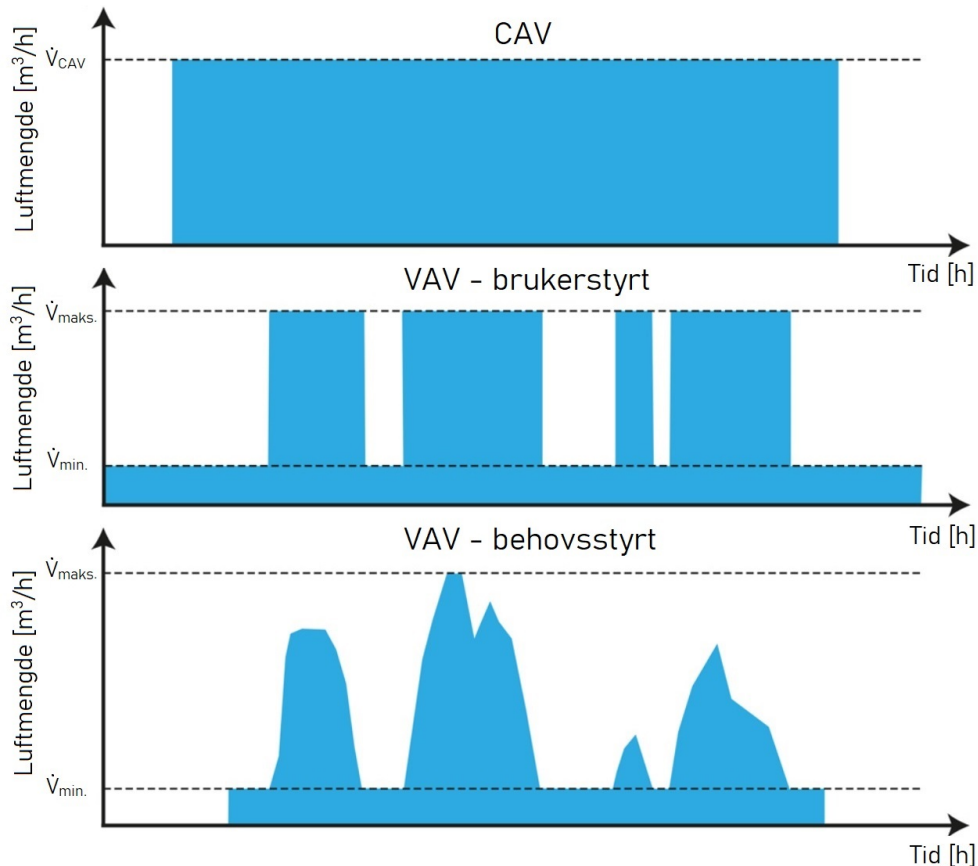
2.3 Ventilering av svømmehaller

Ventilasjonsanlegget i en svømmehall skal hovedsakelig sørge for oppvarming av rommet, avfukting av lufta og tilstrekkelig luftutskifte. Lufttemperaturen i svømmehallen bør ligge 2°C over bassengtemperatur (Byggforsk, 2003), dette vil redusere avdampingen fra bassenget, men den bør ikke overstige $30\text{--}31^{\circ}\text{C}$ (Bøhlerengen mfl., 2004). Dersom vanntemperatur er 28°C , bør lufta dermed ha en temperatur på 30°C . Dette vil føles behagelig for personene som er våte, og litt for varmt for de som er tørre. Om temperaturen i svømmehallen er høyere enn 26°C , bør den relative fuktigheten holdes under 60% (Byggforsk, 1992a) ved hjelp av avfukter i ventilasjonsanlegget, både med hensyn til de som oppholder seg der og for å unngå skader på bygningskonstruksjonen.

Ventilering av svømmehaller bør foregå ved undertrykk og ved tilførsel under vindu, både for å redusere risiko for luftlekkasje og hindre kondens på vindusflater, som tidligere nevnt. Friskluftmengden kan beregnes basert på arealet til basseng og gulv, og med hensyn til personer og termisk komfort. For å sørge for undertrykk i rommet må avtrekksmengden være større enn tilluftsmengden (Byggforsk, 1992a), og avtrekk bør skje i tak og ved golvnivå (Bøhlerengen mfl., 2004).

Hvordan lufta tilføres rommet med tanke på styring og luftmengder kan gjøres på flere måter. Om det benyttes balansert ventilasjon skiller det mellom to metoder: CAV og VAV. Ved å bruke CAV (constant air volume), tilføres lufta i konstante mengder, mens ved å bruke VAV (variable air volume) varierer mengden luft som tilføres (Nystad, 2017). VAV kan styres etter to metoder; behovsstyrt, kjent som DCV (demand controlled ventilation), eller brukerstyrt. CAV har vært mye brukt fram til omtrent for 40 år siden, men i nyere tid har det blitt mer vanlig

å anvende VAV på grunn av muligheten til tilpasset styring. Det fører til økt komfortnivå og lavere energibruk å styre etter behovet eller hva brukeren ønsker, i tillegg til større muligheter for energioptimalisering, særlig i næringsbygg. Styringen skjer ved hjelp av sensorer plassert i rommene, og kan reguleres etter ulike parametre, eksempelvis tilstedeværelse, temperatur eller CO₂-konsentrasjon i rommet. Dette kan gi store besparelser i forhold til et anlegg med CAV, hvor luftmengden ikke tilpasses det enkeltes rom belastning til enhver tid (Ingebrigtsen, 2015).

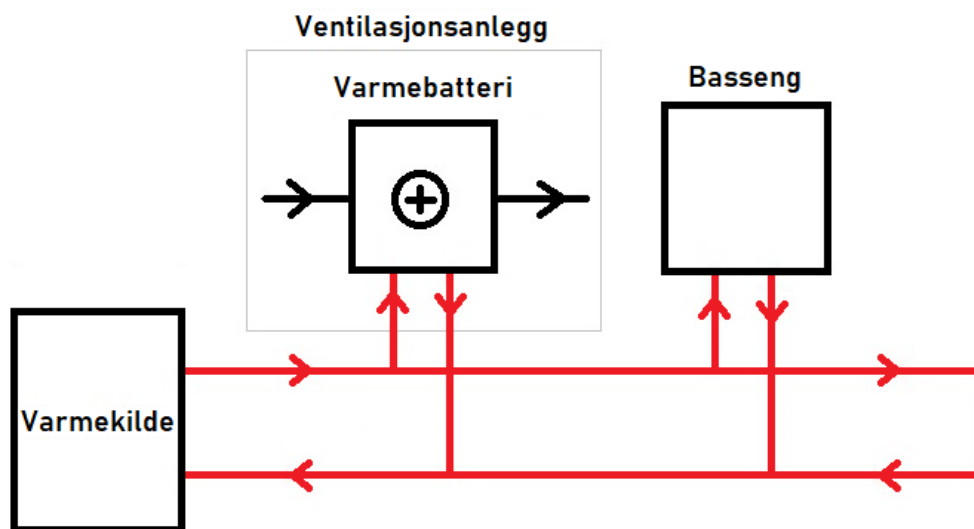


Figur 6: Sammenligning av CAV, brukerstyrt og behovsstyrt ventilasjon (Ingebrigtsen, 2015).

Forskjellen på hvordan luftmengdene som tilføres et rom kan variere ved bruk av ulike metoder for styring er illustrert i figur 6. Den øverste figuren viser lufttilførselen ved bruk av CAV, luftmengden er konstant hele tiden og følger en satt verdi, \dot{V}_{CAV} . I den midterste figuren anvendes VAV med brukerstyrte luftmengder, luftmengdene har to nivåer: maksimal luftmengde (\dot{V}_{maks}) og minimal luftmengde (\dot{V}_{min}). Den nederste figuren er et eksempel på hvordan de øvrige figurene kunne sett ut med behovsstyrt ventilering, det vil si DCV. Luftmengden følger fortsatt både gitte minimal- og maksimalverdier, men varierer mer mellom de for å tilfredsstille behovet og samtidig som den nødvendige luftmengden ikke overstiges for å minimere energibruken.

2.4 Oppvarming av luft og basseng

Både luft og basseng krever oppvarming i en svømmehall for å tilfredsstille de kravene som er gitt. Dersom det ikke installeres radiatorer eller andre former for oppvarming i rommet, skjer all oppvarming gjennom ventilering. Oppvarming av luft skjer ved bruk av varmebatteri plassert i ventilasjonsanlegget, dette kan være tilkoblet samme varmesystem som bassengvannet, se figur 7 for en forenklet illustrasjon av hvordan det kan foregå.



Figur 7: Forenklet varmesystem med tilførsel av varmtvann til varmebatteri og til basseng.

Uavhengig om oppvarmingen av luft og bassengvann skjer i samme system eller i to separate system, trenger ikke oppvarmingen nødvendigvis å foregå samtidig. Oppvarmingsbehovet vil fortsatt være det samme, men effekttoppene vil reduseres slik at energibruken blir mest mulig jevn, dette vil også føre til mer forutsigbar kostnad knyttet til energien som kreves for å holde luft og bassengvann varmt gjennom året. Ved å gjenvinne varme fra gråvann, dusjvann eller andre kilder til "brukt" varme, gir det muligheter for økt energieffektivitet, samt at energibehovet synker (Bøhlerengen mfl., 2004). En bygning med mye betong vil i tillegg ha høy varmekapasitet i bygningskroppen på grunn av at betongen har god termisk kapasitet og middels varmeledningsevne. Dette vil føre til at varmeenergi kan lagres i bygningskroppen og føre til besparelser med tanke på oppvarming og kjøling, særlig for sistnevnte (Kjellmark mfl., 2018). En mulighet for å kjøle ned bygningen er ved nattsinking, som er en passiv kjølemetode. Hensikten er å utnytte bygningens termiske masse ved å skifte ut lufta om natten (WindowMaster, udatert), uten å påvirke den termiske komforten om morgenen i særlig grad.

Lufttemperaturen i et rom med basseng bør som tidligere nevnt være 2°C høyere enn bassengtemperatur, men samtidig ikke overstige 30-31°C. I tabell 3 presenteres ulike krav til bassengtemperaturer gitt av Norsk Svømmeforbund.

Tabell 3: Krav til vanntemperatur fra Norsk Svømmeforbund (Byggforsk, 2003).

Bassengtype	Krav til vanntemperatur
Opplæringsbasseng	28-34°C (må kunne varieres)
Spesialbasseng til babysvømming	33°C
Svømmebasseng	26-29°C
Trenings- og konkurransebasseng	26-27°C
Stupebasseng	26-32°C (30°C er foretrukket)
Badelandsbasseng	28-34°C
Boblebad	37-40°C
Varmtvannsbasseng	30-34°C
Varmtvannsbasseng < 20 m ²	34-37°C
Vannpolo	24-26°C
Synkronsvømming	26-27°C

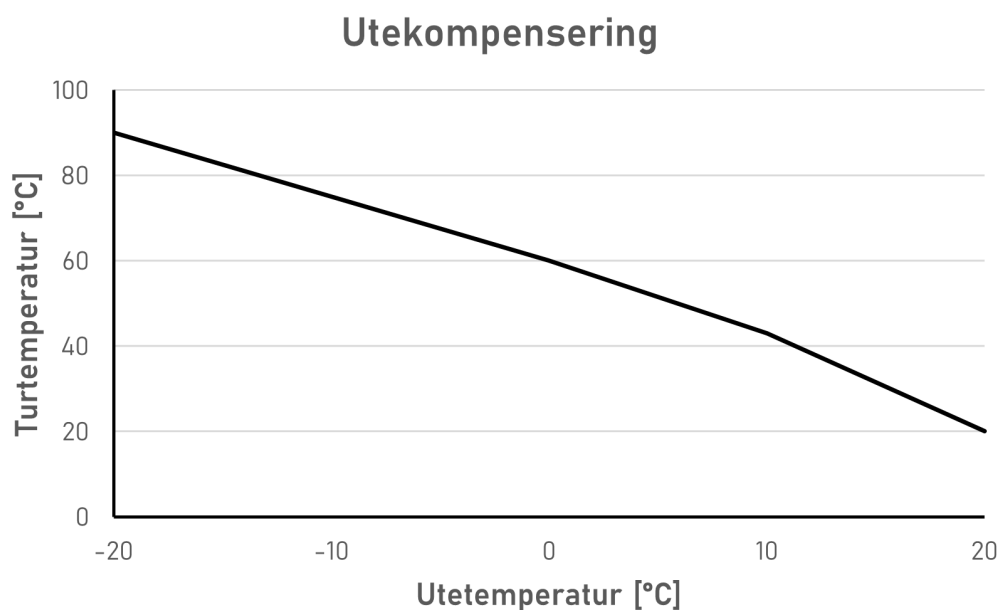
Noen av bassengtypene, som varmtvannsbassengene, krever høye temperaturer i vannet, noe som vil gi høye lufttemperaturer om den skal være 2°C høyere enn vanntemperaturen. I slike tilfeller vil lufttemperaturen være lik eller lavere enn bassengtemperatur om den maksimalt skal holdes på 30-31°C.

Et viktig moment med tanke på bassengtemperatur og energibruk er å holde temperaturen i bassenget konstant, og heller ha flere basseng til ulike behov og dermed ulike temperaturer (Bøhlerengen mfl., 2004). En annen mulighet er å ha en bunn som kan heves og senkes etter ønske, som tidligere nevnt. Oppvarming og nedkjøling av basseng er krevende både med hensyn til tid og energi, og vil derfor være kostbart og redusere energieffektiviteten til systemet. I tillegg til å ha konstant vanntemperatur i bassenget, vil høy fuktighet i lufta være hensiktsmessig. Dette vil føre til mindre avdampning fra overflaten, og dermed bidra til å minimere oppvarmingsbehovet til bassenget.

Styring og regulering av tur- og returtemperaturer i et varmeanlegg kan skje på flere måter, for eksempel ved temperaturregulering, mengderegulering eller tidsstyring. Disse kan stå for styringen alene, eller i kombinasjon med hverandre. Et annet alternativ er utekompensert styring, hvor turtemperaturen reguleres i samspill med utetemperaturen. I enkle varmeanlegg, som i eneboliger og lignende, kan denne styringen stå alene for arbeidet, men kan med fordel kombineres med eksempelvis mengderegulering i større anlegg eller i anlegg med varierende internlast

(Zijdemans, 2014). Årsaken til dette er at utekompenseringen ikke tar hensyn til temperaturen innendørs. Dersom internlasten i et rom stiger, for eksempel ved at personbelastningen øker, vil varmetilskuddet til rommet øke og behovet for varme tilført av varmeanlegget synker.

I tillegg til å forbedre mengdereguleringen, er det flere fordeler ved å bruke utekompensert styring. Varmetapet fra rør minker, og varmekildens effektfaktor (eksempelvis COP eller virkningsgrad) stiger ved synkende turtemperatur (Zijdemans, 2014), dermed vil det være både kostnads- og energieffektivt med utekompensering. En kurve som viser turtemperaturen ved utekompensering er presentert i figur 8. Dimensjonerende utetemperatur (DUT) er satt til -20°C , og oppvarmingen foregår hovedsakelig når utetemperaturen er mellom 10°C og DUT, i dette området er turtemperaturen tilnærmet proporsjonalt med utetemperaturen. DUT varierer fra sted til sted, på Røros, i Oslo og Bergen er den henholdsvis lik -40°C , -21°C og -10°C (Enova, 2010).



Figur 8: Utekompensering ved dimensjonerende utetemperatur lik -20°C .

2.5 Energibruk og energieffektivisering

Når det kommer til energieffektivisering avhenger mye av den enkelte bygningen, og om det tas hensyn til nybygg eller et eksisterende bygg som skal restaureres. I følge Bøhlerengen mfl. (2004) bør følgende tiltak vurderes for å redusere energibruk dersom en svømmehall restaureres eller ombygges:

- Større overordnede tiltak:
 - Installere ventilasjonssystem med kjøleteknisk avfukting og gjenvinning av latent varme
 - Installere varmegjenvinning fra gråvann eller overskuddsvann
 - Etterisolere bygningsdeler og kanaler
 - Bytte energikilde (for eksempel til varmepumpe)
- Mindre tiltak, spesifikt for ventilasjon:
 - Kontrollere luftmengder og lekkasjer i ventilasjonssystemet
 - Kontrollere automatikk, viftedrift, fuktighetsregulering og spjeldfunksjoner i ventilasjonsanlegget
 - Sørg for at kjøletekniske avfuktingsaggregater til enhver tid kan kjøres med optimal effekt

I tillegg er det hensiktsmessig å fokusere på energioppfølging av systemet slik at feil og avvik oppdages i tide, og at de som drifter bygget har kontroll på energibruken i forhold til et referanseforbruk/prosjektert forbruk. De overnevnte tiltakene gjelder hovedsakelig for restaurering av eksisterende bygninger, men vil også være nyttige å ta hensyn til ved oppbygging av nye bygninger.

Et annet hjelpemiddel for å vurdere energieffektiviteten i ventilasjonsanlegget er SFP, specific fan power. SFP beskriver forholdet mellom total effekt i viftene og luftmengden gjennom viften med høyest hastighet (Ventøk, 2010), og sier noe om hvor effektiv distribusjonen av luften i bygget er. Formel 5 viser hvordan SFP-faktoren defineres. I følge TEK17 skal ikke SFP-faktoren overskride $1,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ (Direktoratet for byggkvalitet, 2017).

$$SFP = \frac{P}{\dot{V}} \text{ [kW}/(\text{m}^3/\text{s})] \quad (5)$$

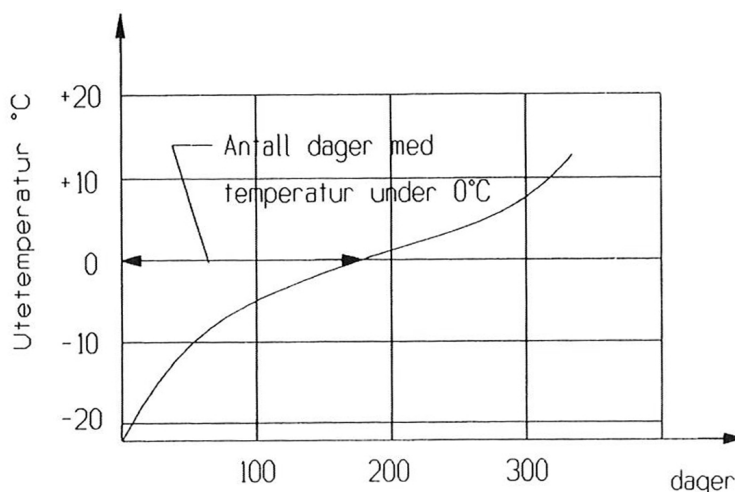
$\sum P$ = summen av alle vifteeffekter [kW]

\dot{V} = den største luftmengden gjennom viftene [m^3/s]

En bygnings årlige energibruk henger sammen med variasjonen i utetemperatur for det gjeldende året. Fyringssesongen i Norge er anslått til å vare fra døgnmiddeltemperaturen om

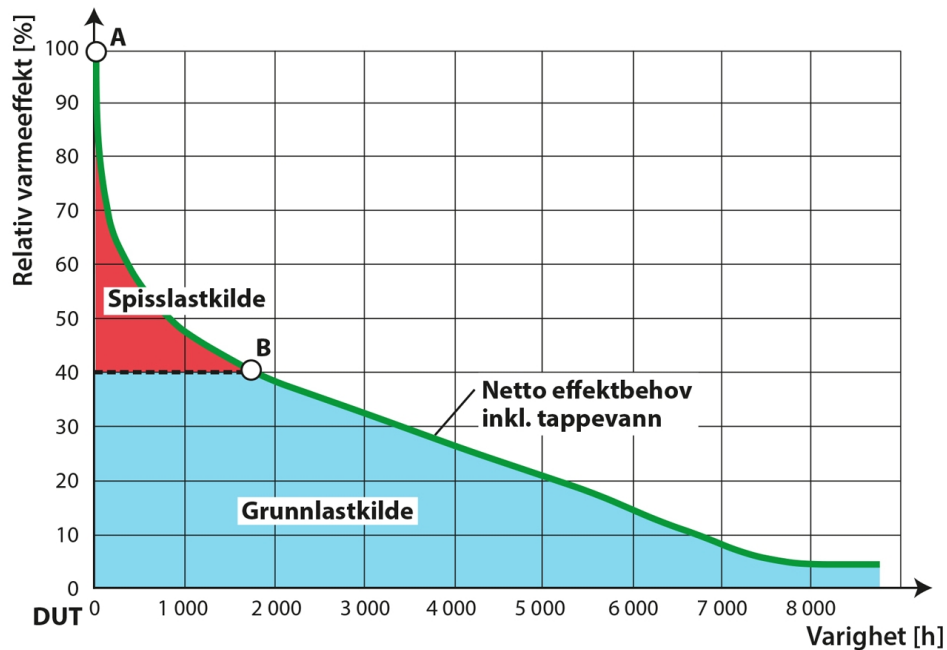
høsten er lavere enn 11°C , til den overstiger 9°C om våren (Børresen, 2018). Det er ikke nødvendig med oppvarming ved høyere temperaturer på grunn av solinnstråling og den interne varmeutviklingen i bygningen, som kommer fra blant annet belysning og personer. Årsaken til at fyringssesongen avsluttes ved lavere temperatur enn den starter med, kommer av at den innstrålte solenergien er høyere om våren enn om høsten.

For å bestemme lengden på fyringssesongen et bestemt sted er det hensiktsmessig å bruke en varighetskurve, hvor utetemperaturen eller døgnmiddeltemperaturen skisseres inn som en graf i forhold til tid, gitt i timer eller dager (Stensaas, 1998). Figur 9 viser et eksempel på hvordan en varighetskurve kan se ut. Grafen viser døgnmiddeltemperaturen i stigende rekkefølge, med en tidslinje gitt i dager. I dette eksempelet er det lagt inn en linje for utetemperatur lik 0°C , som er behjelpelig for å finne antall dager hvor utetemperaturen er under denne temperaturen, som i dette tilfellet er rundt 180 dager.



Figur 9: Varighetskurve (Stensaas, 1998).

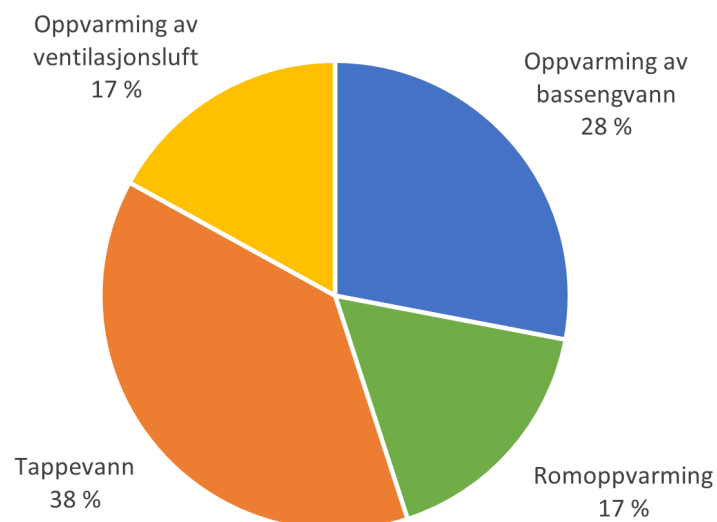
Ved å benytte informasjonen fra varighetskurven videre, kan effektbehovet for oppvarming og kjøling beregnes. Dette kan gjøres ved å bruke et dynamisk beregningsprogram for å hente ut data for effektbehovet, og behandle denne dataen for å lage et effektvarighetsdiagram. Diagrammet brukes for å vurdere størrelsen på grunn- og spisslasten for anlegget og inkluderer tappevann og oppvarming til rom og ventilasjonsluft (Ingebrigtsen, 2015). Figur 10 viser en effektvarighetskurve, hvor både effekt- og energibehovet er presentert, henholdsvis grønn linje og skravert område under linja. Grunnlastkilden (blått område) i dette tilfellet dekker 40% av effektbehovet og rundt 80% av energibehovet, resten dekkes av spisslastkilden (rødt område).



Figur 10: Effektvarighetskurve (Ingebrigtsen, 2015).

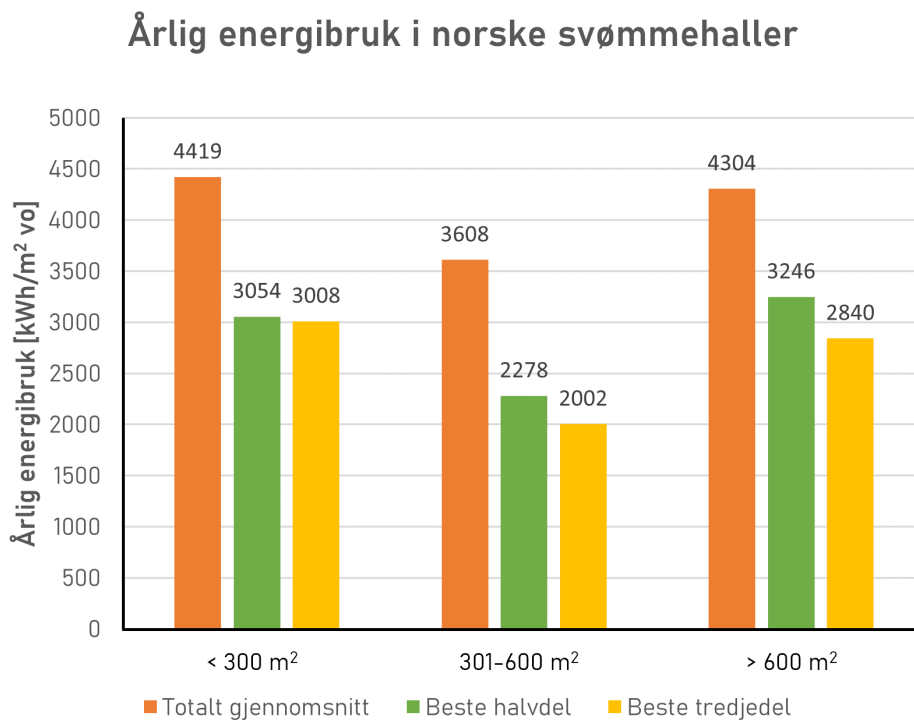
Fordelingen av energibruk i finske svømmehaller er vist i figur 11, antakelig vil en tilsvarende figur for norske svømmehaller være tilnærmet lik. Figuren viser at mesteparten av energien går til tappevann, dette inkluderer blant annet dusjvann. Oppvarming av bassengvann er litt mindre energikrevende, og oppvarming av rom og ventilasjonsluft krever minst energi.

Fordeling av energibruk i svømmehaller



Figur 11: Fordeling av energibruk i finske svømmehaller (Hemmilä & Laitinen, 2018).

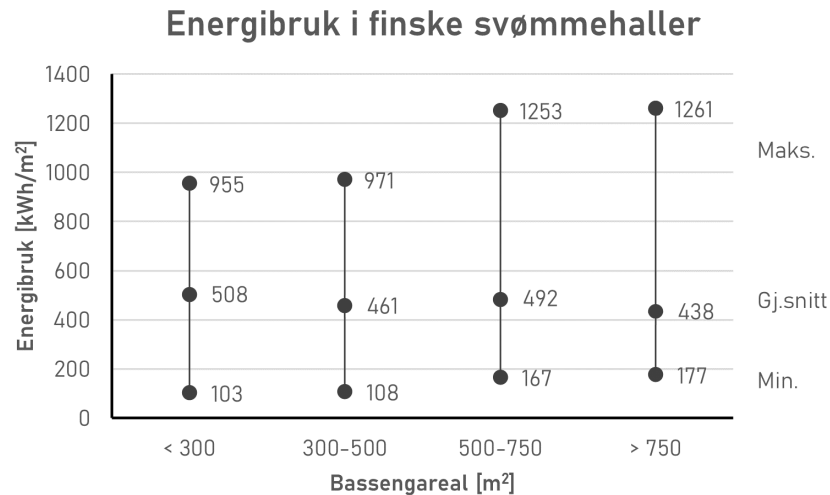
Figur 12 viser årlig gjennomsnittlig total energibruk for basseng i norske svømmehaller. Studien som ligger til grunn for denne statistikken innebærer 41 svømmehaller i Norge (Kampel mfl., 2013), og utgjør dermed kun en liten andel av alle eksisterende svømmehaller, ettersom det er opp mot 1000 svømmehaller i Norge (Kulturdepartementet, 2021).



Figur 12: Gjennomsnittlig total energibruk i norske svømmehaller fordelt på vannoverflatearealet (vo) (Kampel mfl., 2013).

I denne figuren fremstilles energibruken i tre kategorier ut ifra arealet av vannoverflaten (vo) til bassengene: Under 300 m^2 , 301-600 m^2 og over 600 m^2 . Videre presenteres den gjennomsnittlige energibruken for alle bassengene i hver kategori, samt gjennomsnittet av beste halvdel og beste tredjedel blant bassengene. I denne studien varierer energibruken mellom 2002 kWh/m^2vo for beste tredjedel ved 301-600 m^2vo til 4419 kWh/m^2vo for det totale gjennomsnittet ved vannoverflate under 300 m^2 .

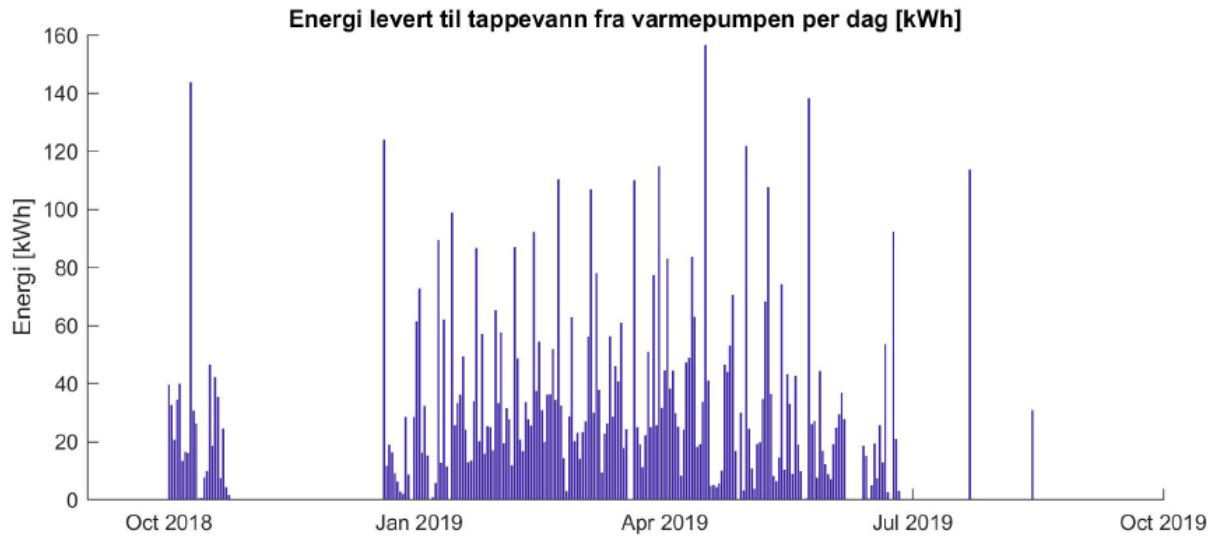
En lignende studie er utført i Finland, figur 13 viser energibruk per gulvareal for svømmehaller med ulike bassengareal. Vannoverflatearealet er delt inn i fire kategorier; < 300 m^2 , 300-500 m^2 , 500-750 m^2 og > 750 m^2 , i hver kategori er det henholdsvis 34, 62, 26 og 21 svømmehaller inkludert. Figuren viser minimal, gjennomsnittlig og maksimal energibruk for hver kategori.



Figur 13: Minimal, gjennomsnittlig og maksimal energibruk per gulvareal i finske svømmehaller fordelt på vannoverflateareal (Hemmilä & Laitinen, 2018).

Det ble skrevet en masteroppgave om et anlegg med svømmehall og ishall i Finland i 2019 (Lindroos, 2019). I svømmehallen ble det totale energibehovet per år til bassengoppvarming, oppvarming av luft og tappevann henholdsvis 670 MWh, 1072 MWh og 980 MWh, svømmehallens areal er 7982 m², vannoverflatearealet er 1045 m² og er beregnet for 300 personer. Dette tilsvarer energibruk på 342 kWh/m² og 2605 kWh/m² vo.

I en masteroppgave fra 2020 ble simulering av et idrettsanlegg med blant annet svømmehall i IDA ICE utført. Svømmehallens areal er 270 m², hvorav 106 m² er bassengareal (vannoverflateareal, vo). I denne oppgaven ga simuleringen følgende verdier for oppvarming av luft og basseng: 8,76 MWh og 33,01 MWh (Halvorsen, 2020), som tilsvarer 154 kWh/m² og 394 kWh/m²vo. Figur 14 viser energien som leveres til tappevann per dag i idrettsanlegget, de høyeste verdiene går opp mot 160 kWh per dag.



Figur 14: Energi levert til tappevann i norsk svømmehall (Halvorsen, 2020).

Energibruk for tappevann kan beregnes for hånd, dette gjøres ved å følge formel 6. Vannmengden i dusjer varierer, men en sparedusj bruker opp mot 10 liter/minutt (ENØK, udatert).

$$E = \frac{c_p \cdot \rho \cdot V \cdot \Delta T}{3600 \text{ s}} + \text{tap} \quad (6)$$

$$c_p = 4,2 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$V = \text{total vannmengde (m}^3 \text{ per dusj} \cdot \text{antall dusjer) [m}^3\text{]}$$

$$\Delta T = \text{temperaturdifferanse [K]}$$

3 Metode

I dette kapitlet vil metodene som anvendes presenteres. Hovedsakelig omfatter oppgaven simulering av svømmehallen i simuleringsverktøyet IDA ICE, som vil gi informasjon og data om energibruk og andre ventilasjonstekniske faktorer. Modellen det tas utgangspunkt i er laget i forbindelse med tidligere masteroppgaver, og har blitt videreutviklet med hensyn til de enkelte oppgavene. Case 1 og 2 ble undersøkt i prosjektoppgaven, resterende caser er arbeidet med ut ifra resultatene som kom fram i prosjektoppgaven. Dette er gjort for å utbedre modellen og svare på problemstillingen, samt slik at resultatene fra casene til slutt kan sammenlignes i kapittel 4.

3.1 Generelt

Denne oppgaven er delt inn i fem caser, hvor ulike endringer i ventilasjonsaggregatet og varmeanlegget skiller de fra hverandre. Casene er som følger:

- Case 1: Opprinnelig modell, ingen endringer er gjort.
- Case 2: Kurven for utekompensering av turtemperaturen i varmeanlegget er endret.
- Case 3: Turtemperaturen i varmeanlegget er konstant.
- Case 4: Nytt ventilasjonsaggregat, utekompensering som i case 2.
- Case 5: Nytt ventilasjonsaggregat, konstant temperatur som i case 3.

Ut ifra resultatene fra de ulike casene, vil det velges én case som det arbeides videre med.

3.2 IDA ICE

For å utføre simuleringer av svømmehallen skal simuleringsverktøyet IDA ICE (IDA Indoor Climate and Energy) brukes. Programmet er utviklet av det svenske firmaet EQUA Simulation AB, som ble grunnlagt i 1995 (EQUA, 2020a). Programmet lar brukeren simulere en bygning for å se på inneklimate i hver sone, i tillegg til å gi informasjon om energibruken både i soner og i hele bygningen. Dette gir muligheten til å tilfredsstille stilte krav til termisk komfort og energibruk i bygningen. I denne oppgaven er IDA ICE versjon 4.8 brukt, med tilleggsmodulen "Ice Rinks and Pools". Denne tilleggsmodulen er nødvendig for å utføre simuleringer i bygninger

med basseng. Modulen gjør det mulig å simulere masseoverføring og varmetransport mellom bassengoverflaten og sonen, samt energien som kreves for oppvarming av bassengvannet (EQUA, 2020b).

Formålet med å bruke IDA ICE er å undersøke og videre optimalisere energibruken i en svømmehall ved hjelp av ulike tiltak, hovedsakelig med hensyn til oppvarming av bassengvann og ventilering av svømmehallen. Innledningsvis vil det hentes ut verdier for energibruk i ventilasjonsanlegget og i bassenget, for å vise status på modellen. Videre vil det gjøres endring i styringen av turtemperaturen til oppvarming av bassengvann og sone, for å konstatere at den opprinnelige simuleringen ga pålitelige resultater, både med hensyn til bassengene og lufta i svømmehallen.

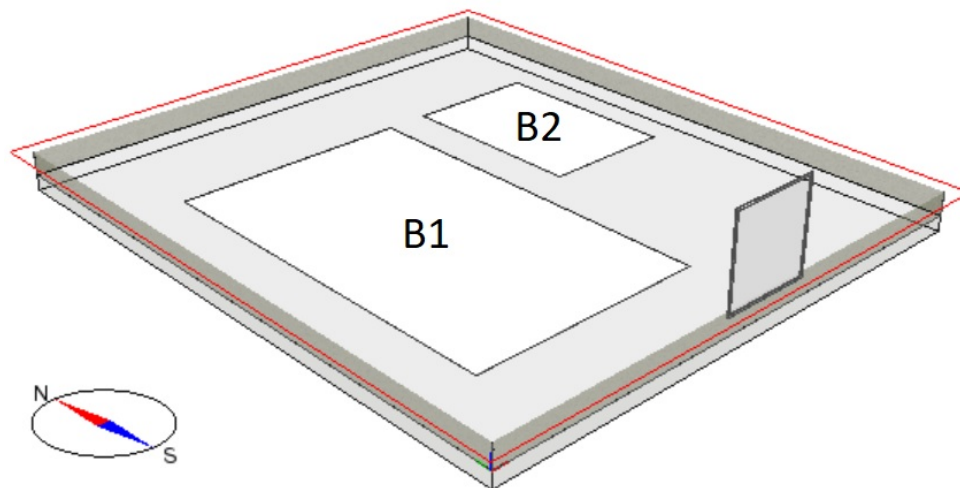
3.3 Modellering av bygning og basseng

Modellen som det tas utgangspunkt i, er utviklet gjennom tidligere masteroppgaver. Svømmehallen i modellen er plassert sentralt i Bergen, og det benyttes dermed en værfil fra Florida/Bergen. Det er valgt å modellere en høyisolert bygning for å minimere varmetap ved å øke varmeisolasjonen, i henhold til SINTEF (Geving & Holme, 2010). Tabell 4 viser U-verdiene for de ulike bygningsdelene i modellen, verdiene er noe lavere enn for et typisk passivhus (Myhre mfl., 2012). Konstruksjonen består stort sett av betong og isolasjon i tak, vegger og golv, i tillegg til ulik kledning for de ulike flatene.

Tabell 4: U-verdier for ulike deler av bygningen.

Bygningsdel	U-verdi [W/m ² K]
Yttervegger	0,09
Tak	0,08
Golv	0,09

Bygningen består av ett rom med to basseng, og har en grunnflate på 1400 m². Romhøyden inne er 8 meter fra gulv til tak, og taket er flatt. Det er satt inn ett vindu på sørsiden av bygget, som er 6 × 6 meter (36 m²), og er uten noen form for solskjerming. Figur 15 viser hvordan svømmehallen med bassengene og vinduet ser ut.



Figur 15: Plassering av bassengene og vinduet i rommet, hentet fra modellen i IDA ICE.

Tabell 5 viser ulike verdier brukt i IDA ICE for bassengene, samt annen relevant informasjon. Bruksområde refereres her til bassengtypene som vist i tabell 3.

Tabell 5: Ulike verdier og informasjon om bassengene.

	B1	B2
Settpunktstemperatur	28°C	32°C
Størrelse	15,5 m × 25 m = 387,5 m ²	8,5 m × 12,5 m = 106 m ²
Dybde	3 m	1,5 m
Bruksområde	Svømmebasseng	Varmtvannsbasseng

3.4 Ventilering av svømmehallen

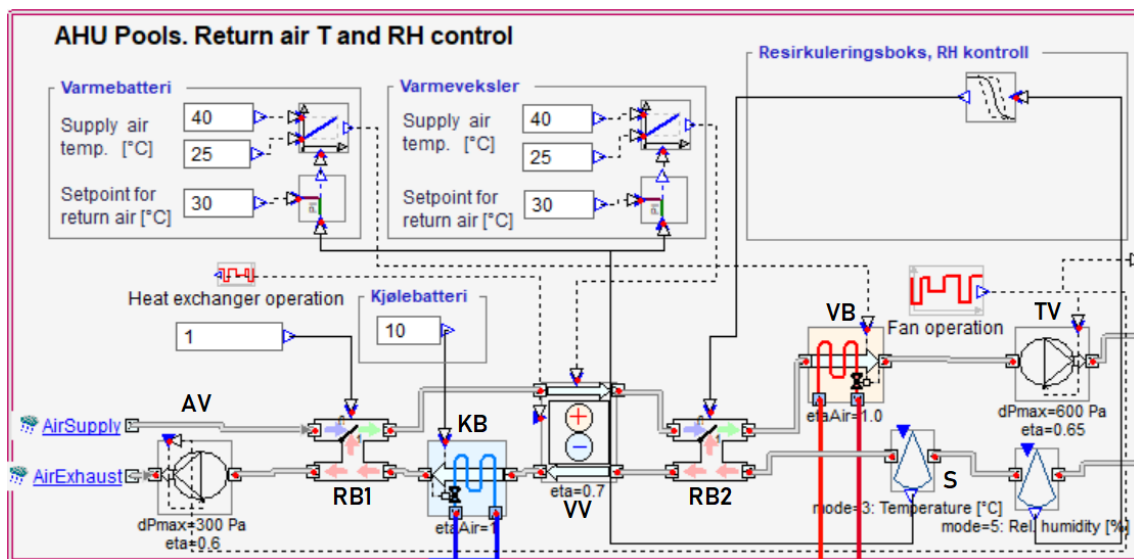
Internlaste som personbelastning, belysning og annet utstyr påvirker varmeavgivelsen til rommet, og dermed hva behovet for oppvarming og kjøling vil være. Tabell 6 viser ulike belastninger som er implementert i modellen for svømmebassenget, belastningene varierer i tid og størrelse.

Det benyttes VAV i ventilasjonsaggregatet, og det styres etter RF og temperatur i avtrekkskanalen. Figur 16 og 17 viser oppbyggingen av ventilasjonsaggregatet i IDA ICE, henholdsvis for case 1, 2 og 3, og case 4 og 5. Det består av kjølebatteri (KB), varmebatteri (VB), varmeveksler (VV), sensorer for temperatur og relativ luftfuktighet (S) og to resirkuleringsbokser (RB 1 og RB 2), i tillegg til to vifter ved tilluft og avkast (TV og AV).

Tabell 6: Belastninger i svømmehallen med tider og varmeavgivelse.

Belastning	Tid	Varmeavgivelse
Belysning	Mandag-fredag: 08-20 Lørdag-søndag: Avslått	11 200 W
Personbelastning	Mandag-fredag: 08-14: 27 personer 14-16: 55 personer 16-19: 109 personer 19-20: 55 personer Lørdag-søndag: Ingen tilstede	1,6 met og $0,1 \pm 0,3$ clo
Utstyr	Hele døgnet	1400 W

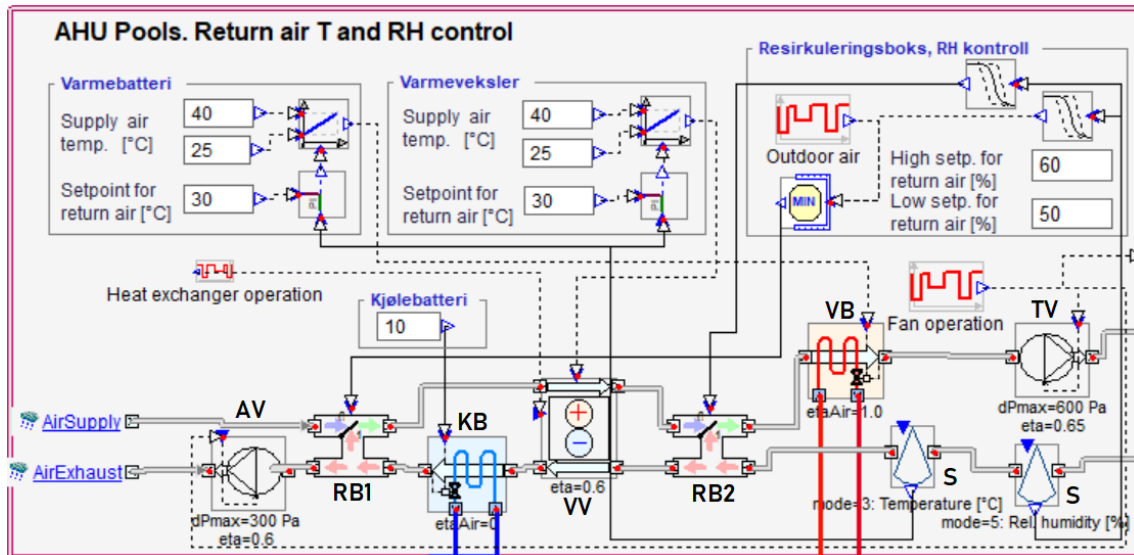
I ventilasjonsaggregatet for case 1, 2 og 3 styrer temperatursensoren varmeveksleren og sensoren for relativ fuktighet styrer RB 2. RB 1 er satt til å slippe inn 100% friskluft hele tiden, som i prinsippet vil si at den er overflødig.



Figur 16: Ventilasjonsaggregatet i case 1, 2 og 3, hentet fra IDA ICE.

I prosjektoppgaven kom det fram at kjølebatteriet hadde høy energibruk og RB 1 alltid slapp gjennom 100% friskluft. Ettersom kjølebatteriet er plassert før RB 1, og er satt til å senke temperaturen til 10°C , vil det si at kjølebatteriet kun kjøler lufta som føres ut gjennom avkastet og dermed anses som unødvendig. I tillegg holdt innelufta ønsket temperatur, derfor er kjølebatteriet i utgangspunktet skrudd av i case 3, 4 og 5. Dersom det viser seg at det er nødvendig med kjøling av lufta, vil kjølebatteriet kobles til sensoren i avtrekkskanalen.

I ventilasjonsaggregatet for case 4 og 5 er det lagt inn styring av RB 1, slik at den ikke er stilt inn på å alltid stå åpen. RB 1 styres av den relative fuktigheten til lufta i avtrekkskanalen, som er satt til å ligge mellom 50-60%. Resten av komponentene i ventilasjonsaggregatet styres på samme vis som i det opprinnelige ventilasjonsaggregatet.



Figur 17: Ventilasjonsaggregatet i case 4 og 5, hentet fra IDA ICE.

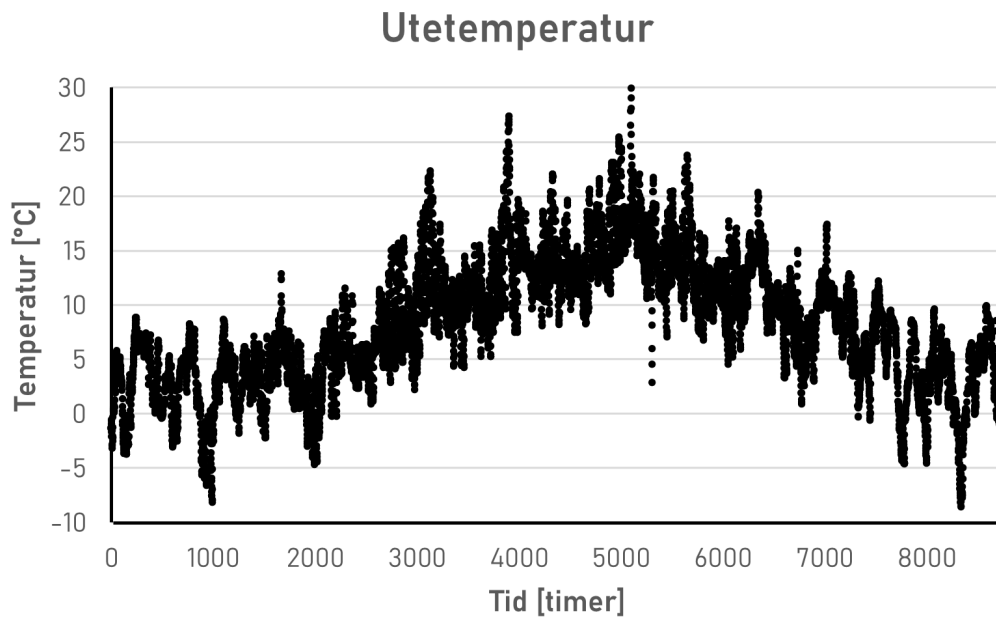
Det er lagt inn ulike bestemte temperaturer i ventilasjonsaggregatet, disse er vist i tabell 7, styringen av de tre nederste verdiene er vist i ventilasjonsaggregatene i figur 16 og 17.

Tabell 7: Bestemte verdier for temperaturer i ventilasjonsanlegget.

Parameter	Verdi
Settpunkt oppvarming	28,5°C
Settpunkt kjøling	40°C
Returtemperatur	30°C
Øvre grense tilluftstemperatur	40°C
Nedre grense tilluftstemperatur	25°C

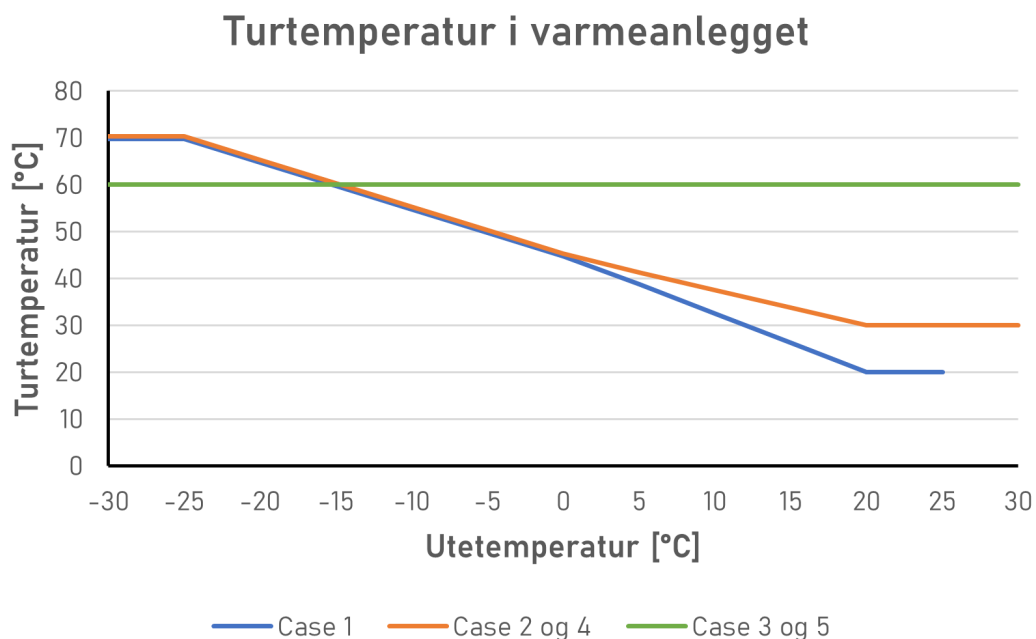
3.5 Varmeanlegg

Klimafilen som brukes i modellen er fra Florida i Bergen. Figur 18 viser utetemperaturen som brukes i simuleringene, og som er hentet fra denne klimafilen. I løpet av året varierer utetemperaturen mellom -8°C på det laveste og 30°C som høyeste temperatur, gjennomsnittet ligger på 8°C.



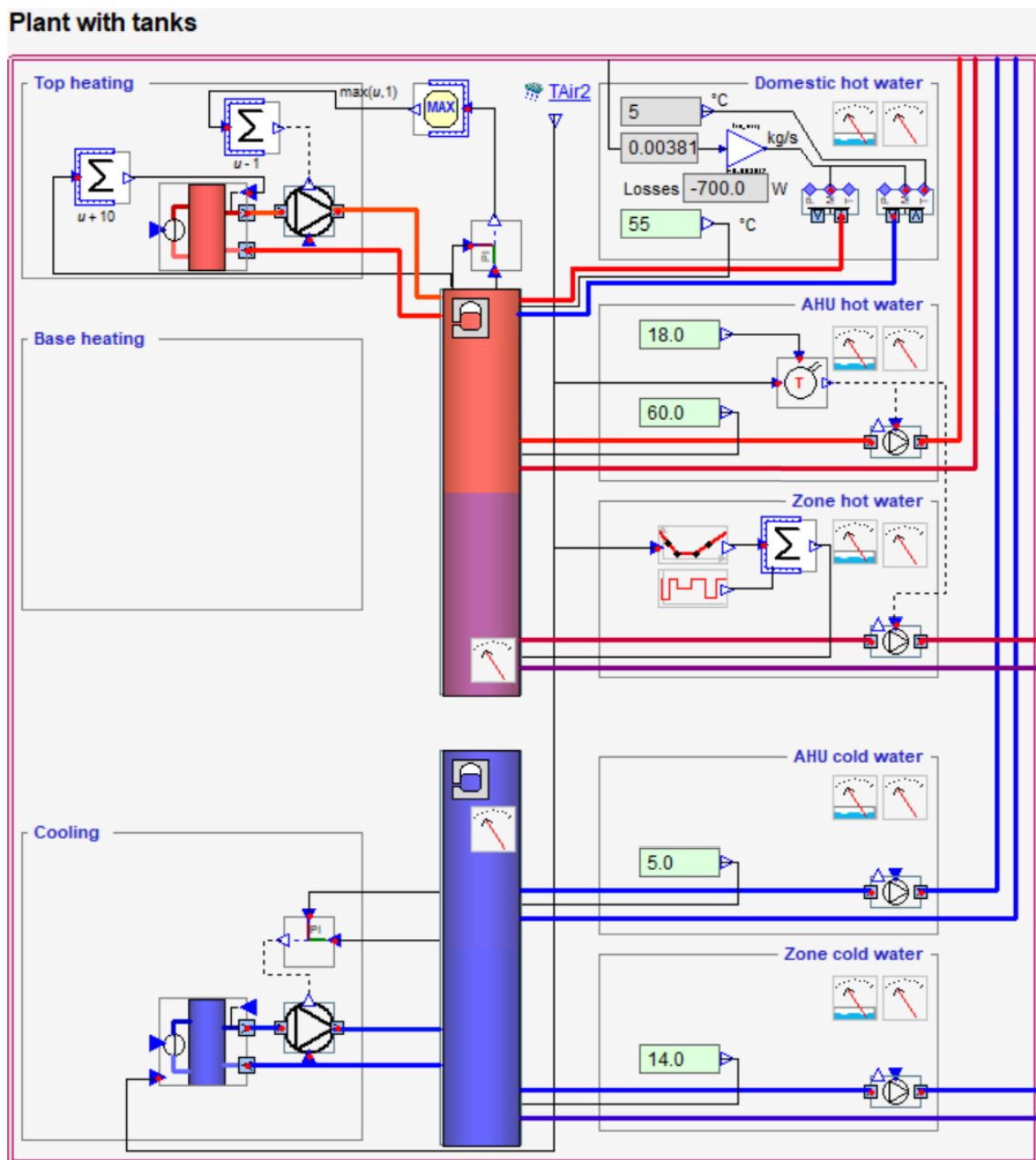
Figur 18: Utetemperatur hentet fra klimafilen som brukes i IDA ICE.

Varmen som går til bassengoppvarmingen styres ved utekompensering eller ved konstant temperatur. Temperaturene som er brukt i modellen er vist i figur 19. Dimensjonerende utetemperatur, DUT, i Bergen er som tidligere nevnt -10°C , men som vist i figur 18 er laveste temperatur i simuleringsåret -8°C . Ved konstant styring er turtemperaturen lik 60°C , ved utekompensering varierer turtemperaturen mellom 20 - 70°C . For eksempel vil utetemperatur lik DUT gi turtemperatur lik 55°C ved utekompensering.



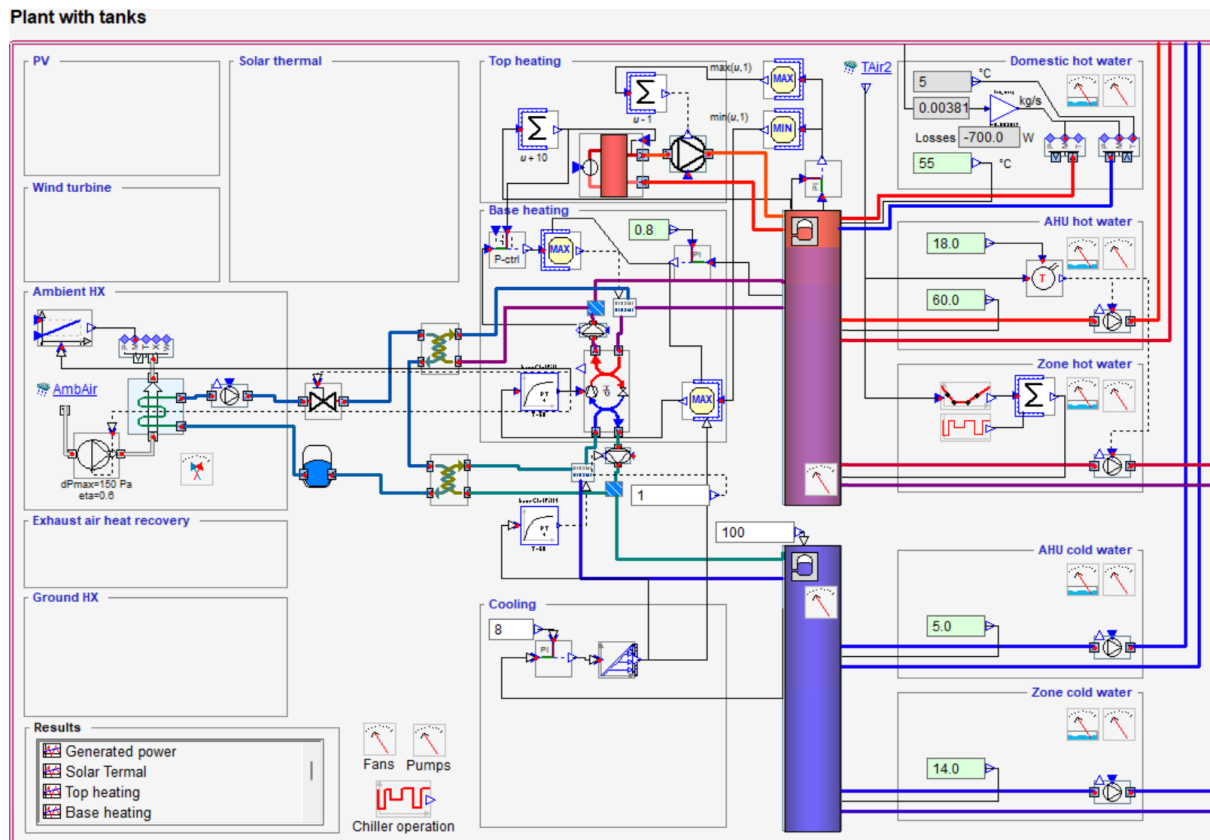
Figur 19: Graf for utekompensasjon brukt i modellen.

Varmeanlegget som benyttes i modellen i IDA ICE er vist i figur 20. Anlegget består av to tanker, henholdsvis for oppvarming og kjøling. Ut ifra hver tank går det to kretser, en til ventilasjonsaggregatet og en til bassengoppvarming, i tillegg er tanken for oppvarming koblet til tappevannet. Ventilasjonskretsen (AHU hot/cold water) går til varme- og kjølebatteriet. Kretsen for bassengoppvarming tilfører varme til bassenget og avhenger av tap gjennom flatene i bassenget, avdamping fra bassengoverflaten og til gråvannstapping (0,02 kg/s). “Zone cold water” brukes til eventuell kjøling av bassengvann.



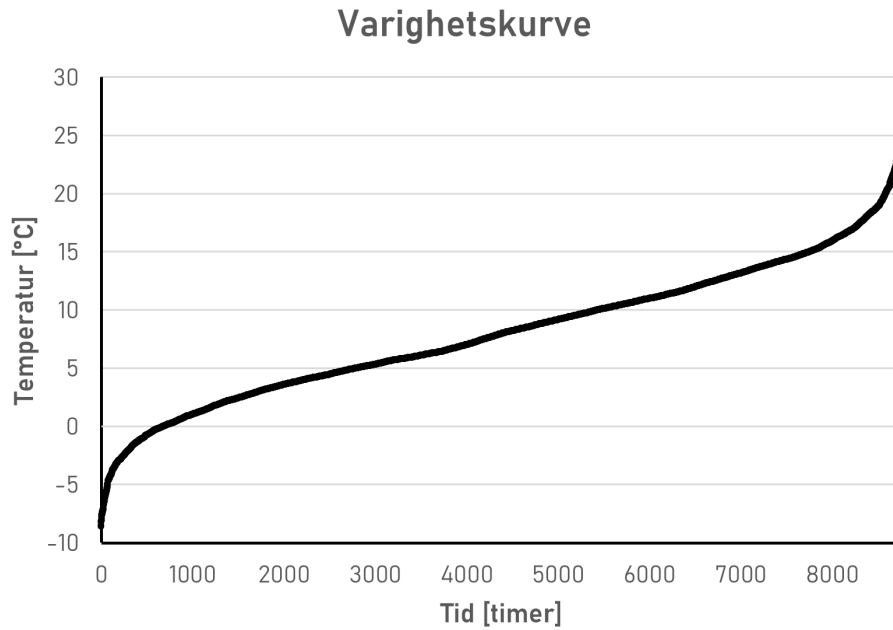
Figur 20: Varmeanlegget, hentet fra IDA ICE.

Avslutningsvis vil det arbeides videre med én av casene, blant annet ved å inkludere varmepumpe. Figur 21 viser hvordan varmeanlegget er utformet med varmepumpe, denne legges inn under “Base heating”, i tillegg til de eksisterende komponentene under “Top heating”, som skal fungere som spisslast.



Figur 21: Varmeplanlegget med varmepumpe, hentet fra IDA ICE.

Det vil også utarbeides en effektvarighetskurve i forbindelse med det videre arbeidet. I forbindelse med dette er det utarbeidet en varighetskurve, vist i figur 22. Figuren viser at det er rundt 5500 timer med utetemperatur under 10°C , som tilsvarer 220 døgn. Til sammenligning er det totalt 185 dager mellom utetemperatur under 11°C om høsten og over 9°C om våren.



Figur 22: Varighetskurve ved utetemperaturer fra IDA ICE.

3.6 Tappevann

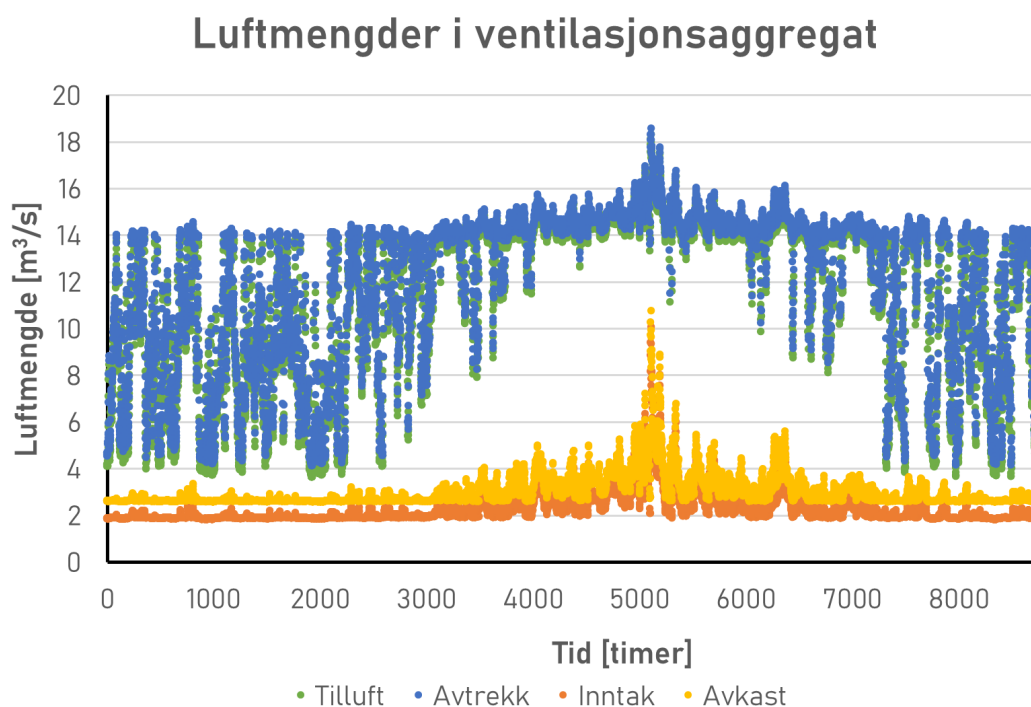
Som vist i figur 20 er det lagt inn tappevann i varmeanlegget. Tappevannet følger personbelastningen som vist i tabell 6, temperaturen på tilført vann er 5°C og tappevannet leveres med en temperatur på 55°C . I første omgang vil forbruket baseres på $50,9 \text{ m}^3$ per døgn med et tap på $0,5 \text{ W/m}^2$, som er samme verdi som er brukt i den finske masteroppgaven som ble nevnt tidligere (Lindroos, 2019). Det vil også undersøkes hva energibruken blir ved et forbruk på 50 liter vann per person i løpet av én dag, dette forutsetter at vannmengden fra dusjen er 10 liter/minutt og at en dusj varer i 5 minutter. Dette vil gjøres både ved simulering i IDA ICE og beregning for hånd. Videre vil forbruket undersøkes ytterligere, ved å sammenligne med andre modeller og studier, for eksempel med oppgavene som ble presentert i kapittel 2.5. Dette skal være med på å sikre at forbruket som legges inn i modellen er representativt.

4 Resultat

I dette kapitlet vil resultatene fra modellen i de ulike casene presenteres, analyseres og diskuteres. Det innebærer blant annet resultater for varmeanlegget, ventilasjonsaggregatet og inneklimate i svømmehallen, og er delt inn i to underkapitler for hver case; *Basseng* og *Inneklimate og ventilasjonsaggregat*, i tillegg til en generell del. Casene vil studeres hver for seg før de til slutt sammenlignes med hverandre. Resultatene kommer fra simuleringer i IDA ICE og er deretter behandlet i Excel.

4.1 Generelle resultater

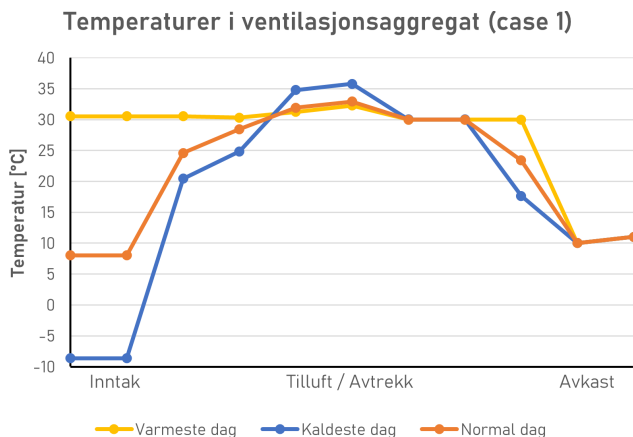
I figur 23 presenteres luftmengdene i ventilasjonsaggregatet for å undersøke balansen i systemet. I denne figuren er resultatene hentet fra case 3, resultatene viser samme trend i de resterende casene.



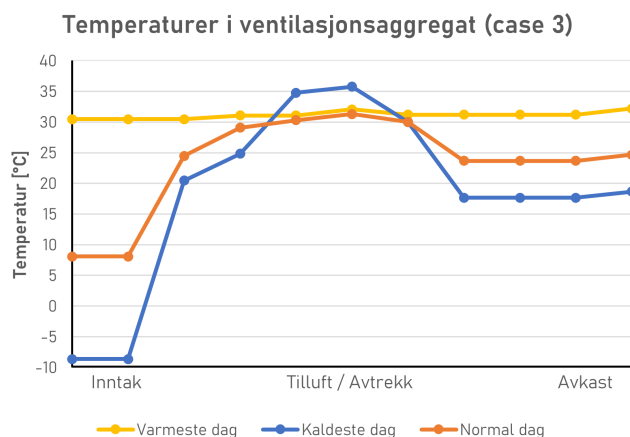
Figur 23: Luftmengder i case 3.

Figuren viser at avtrekksmengden er høyere enn tilluftsmengden, og luftmengden i avkastet er høyere enn i inntaket. Det vil si at det er undertrykk i svømmehallen, som i tråd med Byggforsk, 1992a er anbefalt i svømmehaller. Årsaken til at luftmengdene er delt i to kommer av at lufta resirkuleres i ventilasjonsaggregatet.

Figur 24 og 25 viser hvordan lufttemperaturen endres gjennom ventilasjonsaggregatet i case 1 og 3, tilsvarende grafer for case 2, 4 og 5 viser henholdsvis de samme trendene. Grafene viser temperaturvariasjonen ved varmeste og kaldeste dag, samt for en normal (gjennomsnittlig) dag.



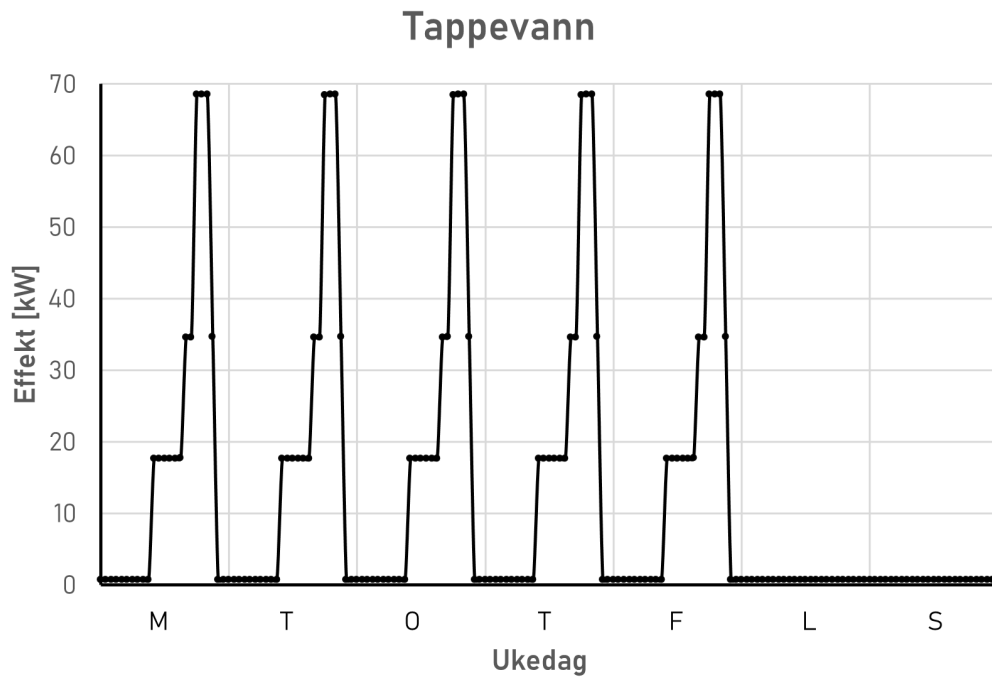
Figur 24: Temperaturer i ventilasjonsaggregatet for case 1.



Figur 25: Temperaturer i ventilasjonsaggregatet for case 3.

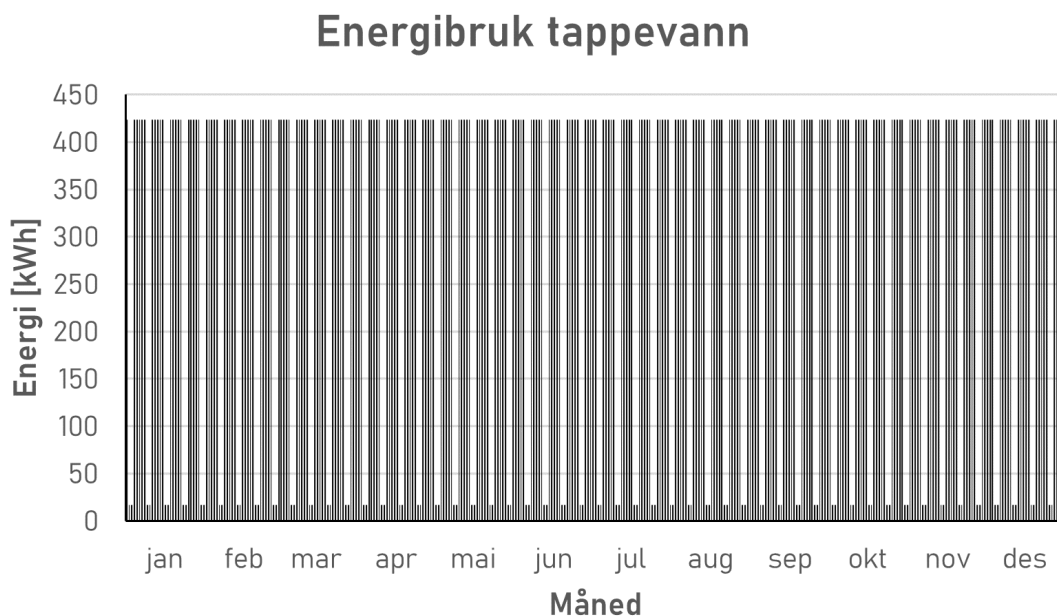
Fram til avtrekket er temperaturene omtrent like for begge casene, men ved avkastet i case 1 har temperaturen sunket i forhold til i avtrekket. Dette kommer av kjølebatteriet, som nevnt i kapittel 3.4. Etersom tillufttemperaturen henholdsvis er lik for de ulike grafene i begge casene, underbygger dette valget med å skru av kjølebatteriet i case 3, 4 og 5.

Effektbehovet for tappevann i svømmehallen er simulert, og er lik i alle caser. Det ukentlige effektbehovet er vist i figur 26, og brukes i effektvarighetsdiagrammet i kapittel 4.8. Tappevannet følger personbelastningen, vist i tabell 6, og har en grunnlast på 700 W og høyeste effekt er lik 68,5 kW. I denne figuren er forbruket basert på 50 m³/døgn med et tap på 0,5 W/m².



Figur 26: Ukentlig effektbehov for tappevann i svømmehallen.

Energibruk per dag for tappevannet er vist i figur 27. På lørdag og søndag er det ingen til stede i løpet av dagen, dette gir energibruk på 16,8 kWh, resterende dager er energibruken lik 423,4 kWh. Totalt i løpet av ett år er energibruken lik 112 MWh.



Figur 27: Energibruk for tappevann i svømmehallen per dag.

Det er gjort simuleringer og beregninger for hånd basert på et forbruk på 50 liter per person og med tap likt $0,5 \text{ W/m}^2$. Simuleringene viste en maksimal effekt lik $74,6 \text{ kW}$, og energibruk på $460,0 \text{ kWh}$ per dag og $121,5 \text{ MWh}$ per år. Beregningen for hånd følger formel 6, og er som følger:

$$E = \frac{4,2 \text{ kJ/kgK} \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,45 \text{ m}^3 \cdot 50 \text{ K}}{3600 \text{ s}} + 0,7 \text{ kW} * 24 \text{ h} = 334,7 \text{ kWh/døgn}$$

$$E_{\text{årlig}} = 89,1 \text{ MWh/år}$$

$$V = 50 \text{ liter/person} \cdot 109 \text{ personer} = 5450 \text{ liter} = 5,45 \text{ m}^3 \text{ per døgn}$$

$$\Delta T = 55 - 5 \text{ K} = 50 \text{ K}$$

Beregningen er forholdsvis enkel, og vil avvike fra reell verdi ettersom det kun tas hensyn til en personbelastning på totalt 109 personer i løpet av en dag. Med dette som utgangspunkt, er det gjort en beregning som følger personbelastningen som brukes i IDA ICE i løpet av dagen, det ga følgende resultat:

$$E = \frac{4,2 \text{ kJ/kgK} \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,55 \text{ m}^3 \cdot 50 \text{ K}}{3600 \text{ s}} + 0,7 \text{ kW} * 24 \text{ h} = 573,9 \text{ kWh/døgn}$$

$$E_{\text{årlig}} = 151,4 \text{ MWh/år}$$

$$V_{109 \text{ personer}} = 50 \text{ liter/person} \cdot 109 \text{ personer} = 5450 \text{ liter} = 5,45 \text{ m}^3 \text{ per døgn}$$

$$V_{55 \text{ personer}} = 50 \text{ liter/person} \cdot 55 \text{ personer} = 2750 \text{ liter} = 2,75 \text{ m}^3 \text{ per døgn}$$

$$V_{27 \text{ personer}} = 50 \text{ liter/person} \cdot 27 \text{ personer} = 1350 \text{ liter} = 1,35 \text{ m}^3 \text{ per døgn}$$

$$V_{\text{totalt}} = 5,45 + 2,75 + 1,35 \text{ m}^3 \text{ per døgn} = 9,55 \text{ m}^3 \text{ per døgn}$$

$$\Delta T = 55 - 5 \text{ K} = 50 \text{ K}$$

I forhold til resultatene simuleringene i IDA ICE ga, avviker beregningene for hånd fra disse. Den enkle beregningen er over 100 kWh lavere, den andre beregningen er over 100 kWh høyere.

En sammenligning med studiene presentert i kapittel 2.5 er vist i tabell 8. For å sammenligne den aktuelle svømmehallen med masteroppgavene, er energibruken fordelt på svømmehallenes areal. Den årlige energibruken oppgitt i $\text{MWh/m}^2 \cdot \text{år}$ viser at tappevannet i svømmehallen har noe lavere energibruk enn i den finske masteroppgaven, men sammenligningen viser at

tappevannsforbruket kan være reelt for en svømmehall. I sammenligningen med den andre masteroppgaven, er forskjellen større, men det kan skyldes at tappevannet for den oppgaven omfatter et helt idrettsanlegg, ikke bare svømmehallen.

Tabell 8: Sammenligning av simulering og beregning av tappevann.

Beregnings- grunnlag/studie	Areal	[MWh/år]	[MWh/m ² år]	[kWh/døgn]	[kWh/m ² døgn]
50,9 m ³ /dag	1400 m ²	112,0	0,08	423,4	0,30
50 liter/person	1400 m ²	121,5	0,09	460,0	0,33
Håndberegning 1	1400 m ²	89,1	0,06	334,7	0,24
Håndberegning 2	1400 m ²	151,4	0,11	573,2	0,41
Masteroppgave (Lindroos, 2019)	7982 m ²	980,0	0,12	-	-
Masteroppgave (Halvorsen, 2020)	270 m ²	-	-	160	0,60

Ettersom tappevannet alltid har en grunnlast på 700 W, kan gjenvinning av gråvann for eksempel anvendes til dette. Ettersom det tappes en konstant mengde gråvann fra bassengene til enhver tid, vil dette gi samme varmeavgivelse til tappevannet til enhver tid.

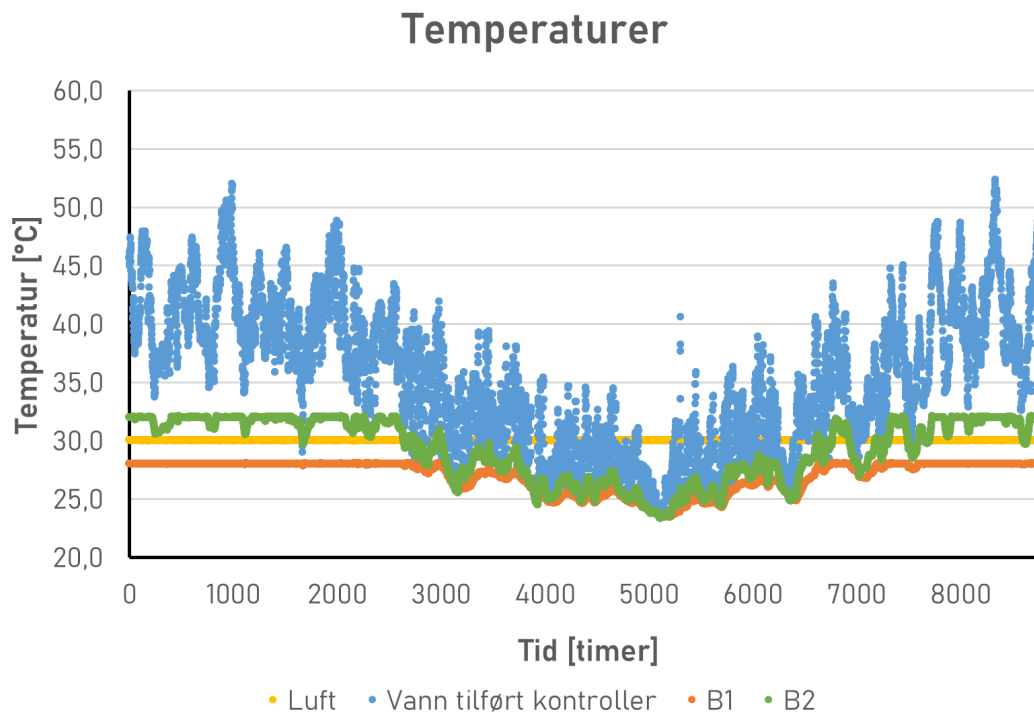
4.2 Resultater for case 1

Case 1 består av eksisterende modell, hvor det er hentet ut resultater uten å gjøre noen endringer på forhånd.

4.2.1 Basseng

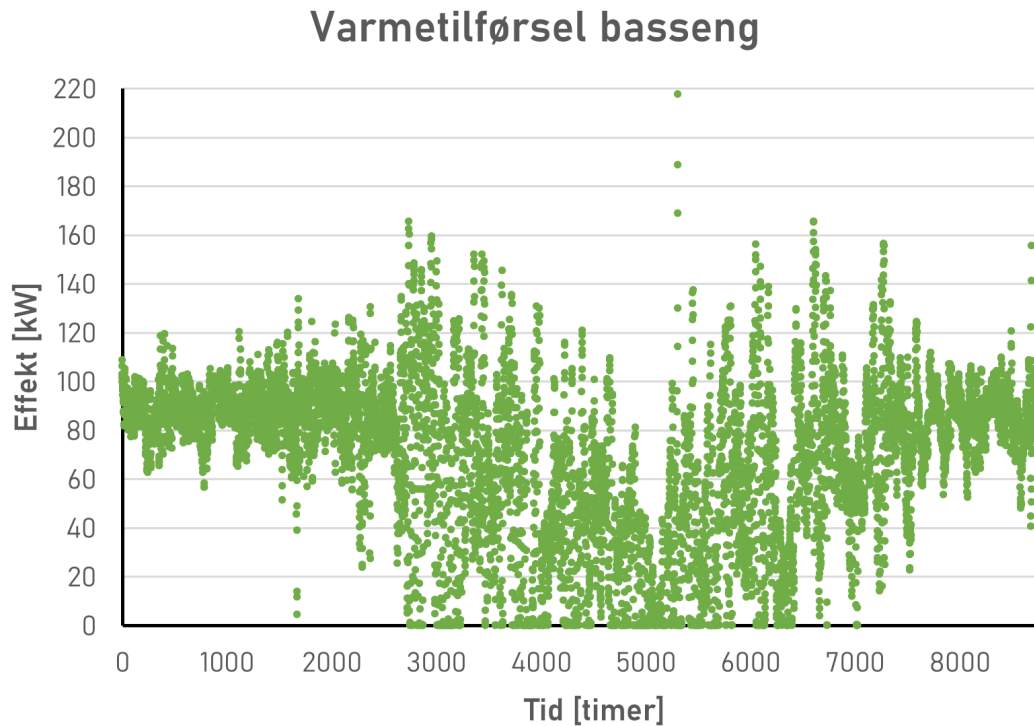
I figur 28 presenteres noen utvalgte temperaturer knyttet til svømmehallen: Temperaturen for lufta, begge bassengene og på vannet som tilføres kontrolleren som er koblet til bassengene. Vanntemperaturen i B1 holdes rundt 28°C i starten og slutten av året, men i perioden fra mai-oktober (omtrent mellom time 3000-7500) synker temperaturen i bassenget ned til 23,5°C på det laveste, altså 4,5°C lavere enn satt verdi. Denne trenden går også igjen i B2, og temperaturen er i samme periode 8,5°C lavere enn satt verdi i dette bassenget. Til forskjell fra B1, er vanntemperaturen i B2 ustabil resten av året også, men ikke i like stor grad som i sommerhalvåret. Årsaken til at vanntemperaturen synker under satt verdi kommer av at vannet som tilføres kontrolleren, og dermed vannet som tilføres bassenget, ikke opprettholdes på

nødvendig nivå. Dette kommer av at varmetilførselen til bassengene synker i nevnte periode, se figur 29.



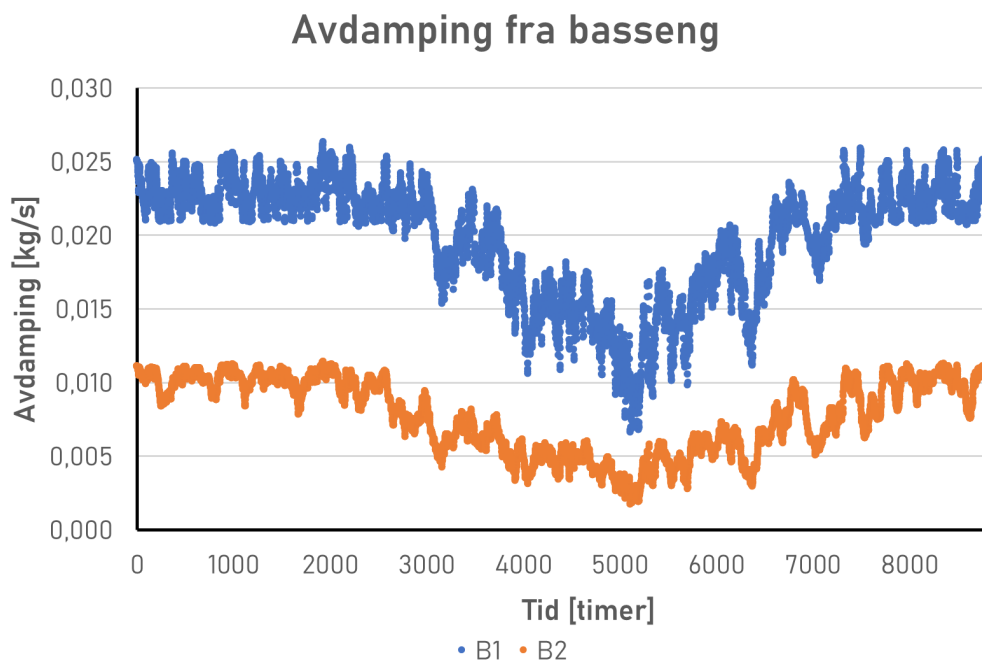
Figur 28: Temperaturer for case 1.

I starten og slutten av året er effekten som kreves til oppvarming av bassengvann hovedsakelig rundt 80-100 kW, men i sommerhalvåret viser trenden at effekten synker og blir mer ustabil. I de mest stabile periodene er høyeste og laveste effekt henholdsvis omtrent 40 og 140 kW, men i de ustabile periodene varierer effekten på det meste mellom 0-217 kW i løpet av under ett døgn. Dette kommer av at turtemperaturen til oppvarming av basseng er utekompensert, eksempelvis er turtemperaturen satt til å være 20°C ved utetemperaturer over 20°C, se figur 19. Dette er for lavt når bassengene skal ha temperaturer på 28°C og 32°C.



Figur 29: Varmetilførsel for case 1.

Varmetilførselen til bassengene påvirker også hvor mye avdamping som forekommer fra vannoverflaten, dette er vist i figur 30. B1 har høyest avdamping, rundt 0,023 kg/s, B2 har noe lavere avdamping, rundt 0,010 kg/s. B1 har lavere vanntemperatur enn B2, men vannoverflaten

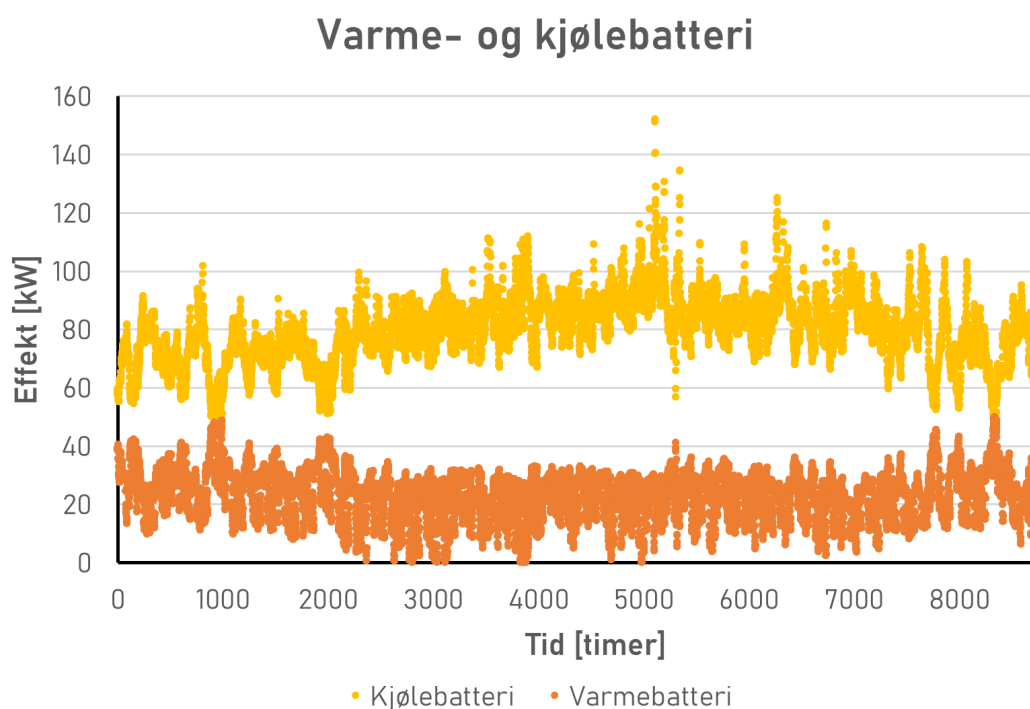


Figur 30: Avdamping for case 1.

i B1 er nesten 4 ganger større enn i B2. Ettersom vanntemperaturen synker i sommerhalvåret, avtar også avdampingen i denne perioden.

4.2.2 Inneklima og ventilasjonsaggregat

Lufttemperaturen i rommet avhenger av varme- og kjølebatteriet i ventilasjonsaggregatet, ettersom tillufta varmes eller kjøles av disse før den transporteres ut i rommet. Som vist i figur 28 er lufttemperaturen omtrent konstant lik 30°C. Figur 31 viser hvor mye effekt som tilføres batteriene i løpet av året. Kjølebatteriet står på hele tiden, laveste effekt er 43 kW og høyeste er 160 kW. Varmebatteriet er derimot ikke like energikrevende, og effekten varierer mellom 0-50 kW.



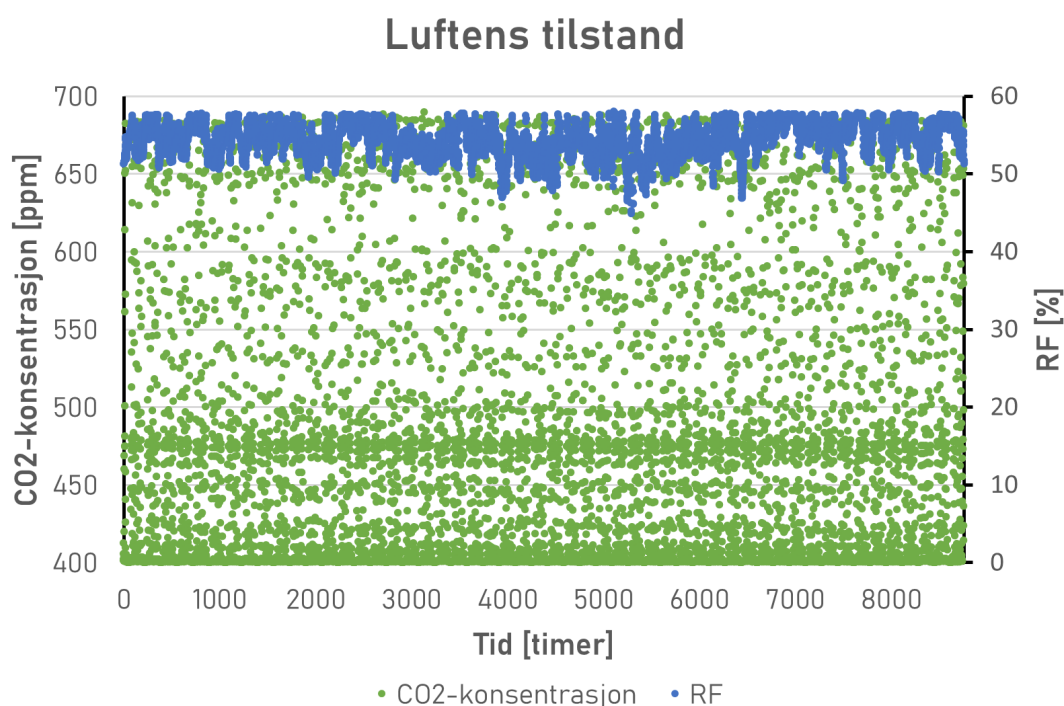
Figur 31: Varme- og kjølebatteri for case 1.

I tabell 9 presenteres total energibruk for komponentene i ventilasjonsaggregatet. Som figur 31 viser, er kjølebatteriet mer energikrevende enn varmebatteriet, henholdsvis 694,7 MWh og 207,6 MWh. Som presentert i kapittel 3.4 brukes kjølebatteriet kun til å kjøle ned avkastlufta. Resirkuleringsboks 1 (RB 1) er åpen hele tiden, dermed blir energibruken lik 0 Wh. Resirkuleringsboks 2 (RB 2) varierer mer i hvor mye friskluft som slippes gjennom, på det meste er friskluftandelen 23%, derfor blir energibruken høy (4 020 MWh).

Tabell 9: Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 1.

Komponent	Total energibruk
Kjølebatteri	694,6 MWh
Kjølebatteri - sensibel varme	364,6 MWh
Resirkuleringsboks 1	0 Wh (åpen hele tiden)
Resirkuleringsboks 2	4 020,6 MWh
Varmebatteri	207,6 MWh
Varmeveksler	355,5 MWh
Vifte avtrekk	11,0 MWh
Vifte tilluft	65,1 MWh

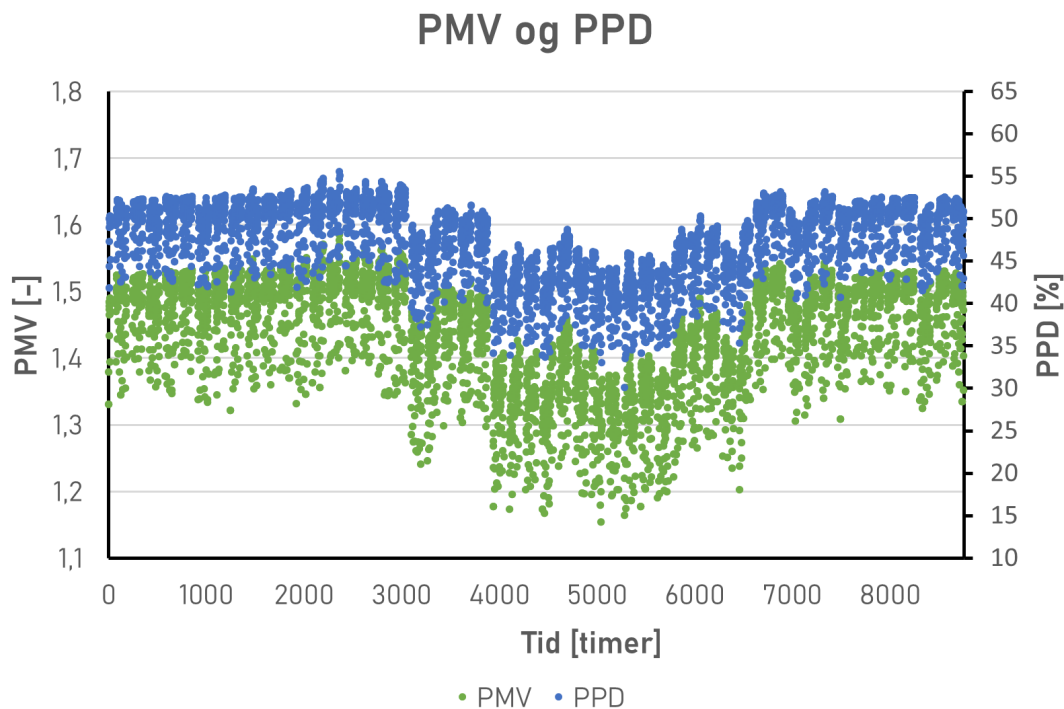
Figur 32 og 33 viser ulike parametre for å beskrive inneklimate. I førstnevnte figur presenteres RF og CO₂-konsentrasjonen i svømmehallen. RF varierer fra 44% til 58% og holdes dermed under anbefalt verdi på 60%. CO₂-konsentrasjonen er maksimalt 689 ppm og er dermed innenfor kravet på maksimalt 1000 ppm med god margin.



Figur 32: Luftens tilstand for case 1.

I figur 33 presenteres PMV (forventet middelvotering) og PPD (antatt prosentvis misfornøyde) for de som bruker svømmehallen. Figuren viser kun tidspunktene hvor det er personer til stede, ellers er verdiene naturligvis lik null. PMV varierer fra 1,5-1,8, som vil si at det oppleves litt varmt i henhold til tabell 2. PPD ligger mellom 30-55%, det vil si at på det meste kan det antas

at halvparten av brukerne vil være misfornøyde med hvordan de opplever det termiske miljøet. Trenden viser at misnøyen minker i sommerhalvåret, når bassengtemperaturene avtar, i tråd med figur 28.



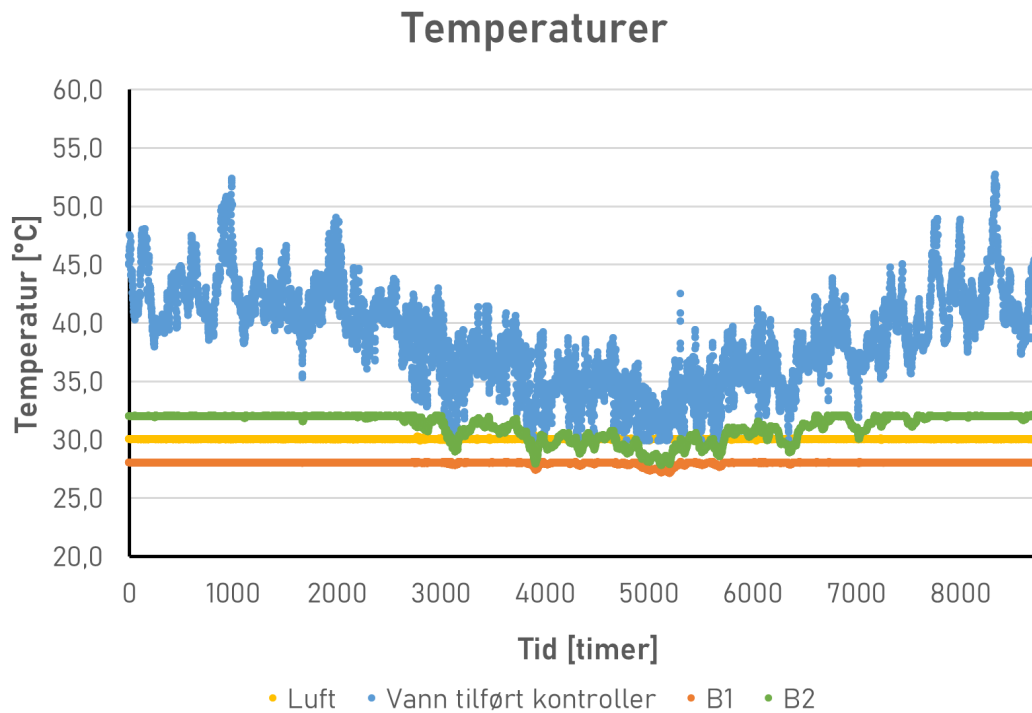
Figur 33: PMV og PPD for case 1.

4.3 Resultater for case 2

I case 2 er kurven for utekompenseringen som styrer varmen som tilføres sone og basseng endret, slik at turtemperaturen økes fra utetemperaturen er 0°C i forhold til i case 1, se figur 19.

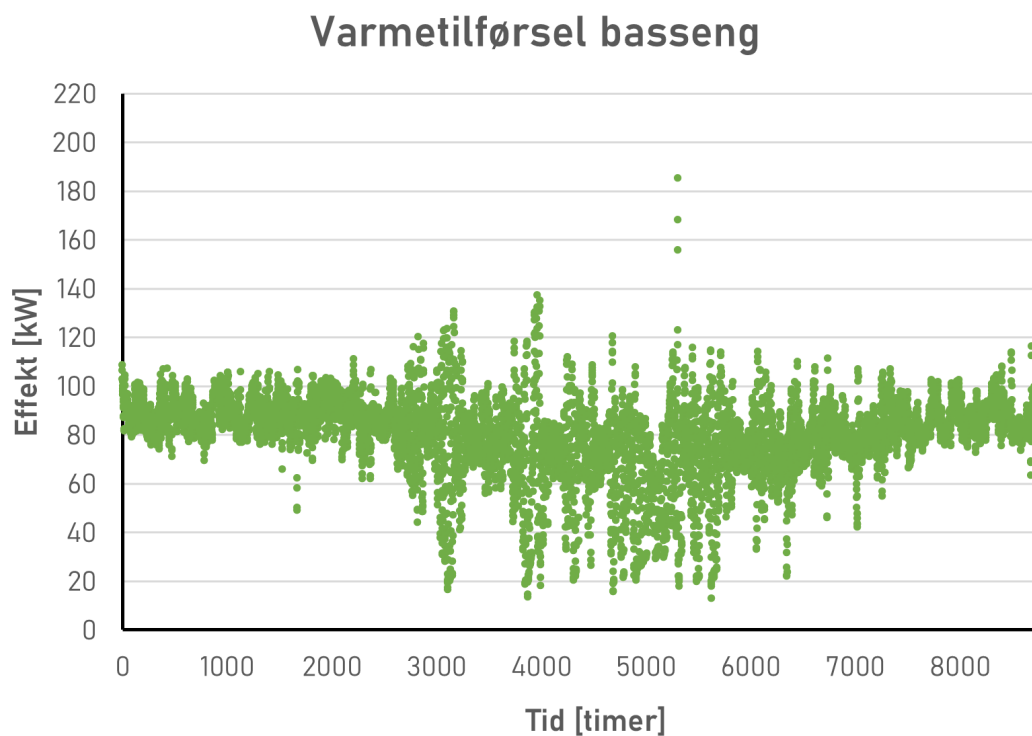
4.3.1 Basseng

Figur 34 viser temperaturene for luft, begge bassengene og kontrolleren i case 2. I likhet med case 1 blir vanntemperaturene i både B1 og B2 mer ustabile i sommerhalvåret, sistnevnte synker også merkbart, men ikke i like stor grad som i case 1. Begge bassengene synker ned mot 27°C på det meste, for B2 er dette 5°C lavere enn satt verdi og kun 1°C for B1. Vannet som tilføres kontrolleren har temperaturer ned mot 29°C i denne perioden.



Figur 34: Temperaturer for case 2.

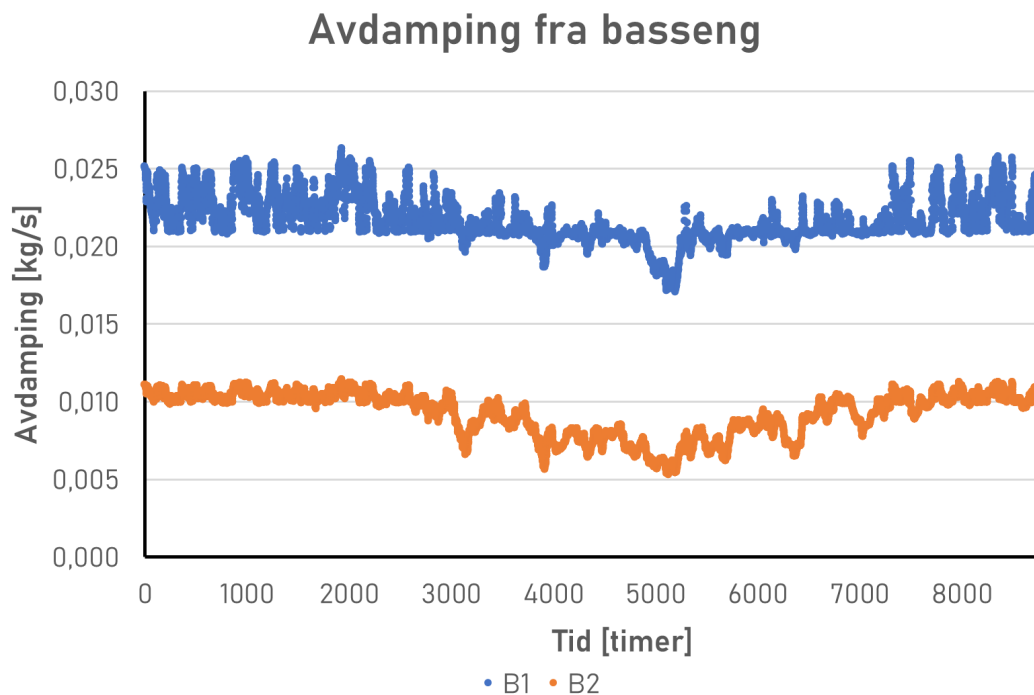
Varmetilførselen til B1 og B2 er presentert i figur 35. Høyest tilført effekt er lik 185 kW, men gjennomsnittet ligger rundt 80 kW. Total energibruk er lik 698,9 MWh. I samme periode som



Figur 35: Varmetilførsel for case 2.

ble nevnt i case 1 (mai-oktober) synker varmetilførselen til bassengene og dermed også bassengtemperaturene, i tillegg blir effektene mer ustabile. I løpet av ett døgn varierer fra 17-185 kW på det meste, mens det i stabile perioder skiller rundt 30 kW mellom laveste og høyeste effekt. Dette tyder på at utekompenseringen fortsatt fører til for lav turtemperatur i varmeanlegget når utetemperaturen stiger.

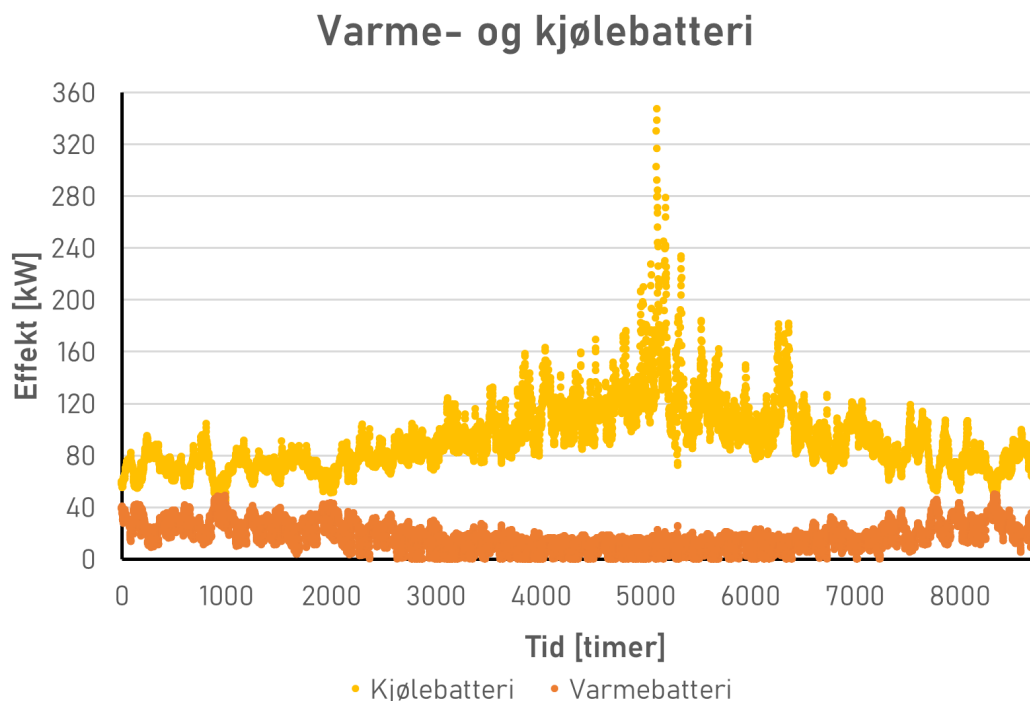
Avdampingen fra begge bassengene er vist i figur 36. Når vanntemperaturen synker, avtar avdampingen og dermed følger kurvene for avdampning samme tendenser som kurvene for vanntemperaturen til bassengene. I B1 varierer avdampingen mellom 0,017-0,026 kg/s, med et gjennomsnitt på 0,023 kg/s i starten og slutten av året. For B2 er verdiene henholdsvis 0,005-0,011 kg/s og gjennomsnittet i nevnte periode er 0,010 kg/s.



Figur 36: Avdampning for case 2.

4.3.2 Inneklima

Lufttemperaturen i svømmehallen holdes konstant rundt 30°C, som vist i figur 34. I figur 37 presenteres effekten som avgis i varme- og kjølebatteriet i ventilasjonsaggregatet. Det er ikke store endringer i effektene fra varmebatteriet i forhold til case 1, den varierer mellom 0-50 kW. Kjølebatteriet er derimot mer energikrevende i case 2 enn i case 1, med variasjoner i effekt mellom 44-366 kW. Dette kommer av økt temperatur inne og i avtrekkslufta, kjølebatteriet må



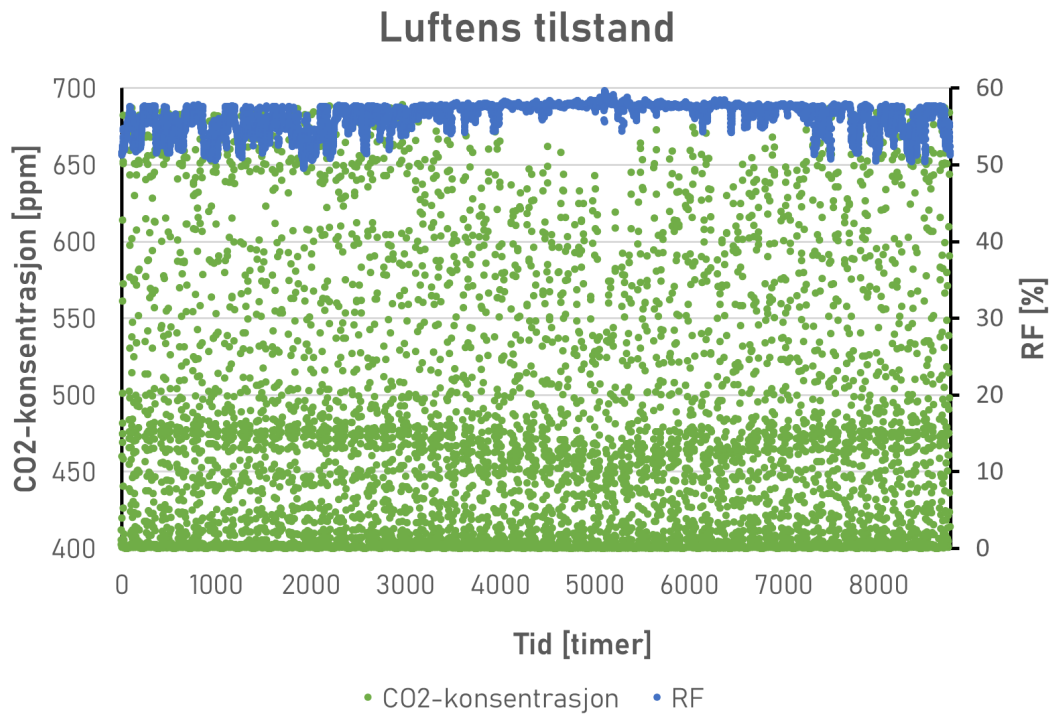
Figur 37: Varme- og kjølebatteri for case 2.

arbeide mer for å kjøle ned lufta til 10°C. Total energibruk for varme- og kjølebatteriet er henholdsvis 156,4 MWh og 795,5 MWh, se tabell 10 for energibruken for øvrige komponenter i ventilasjonsaggregatet.

Tabell 10: Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 2.

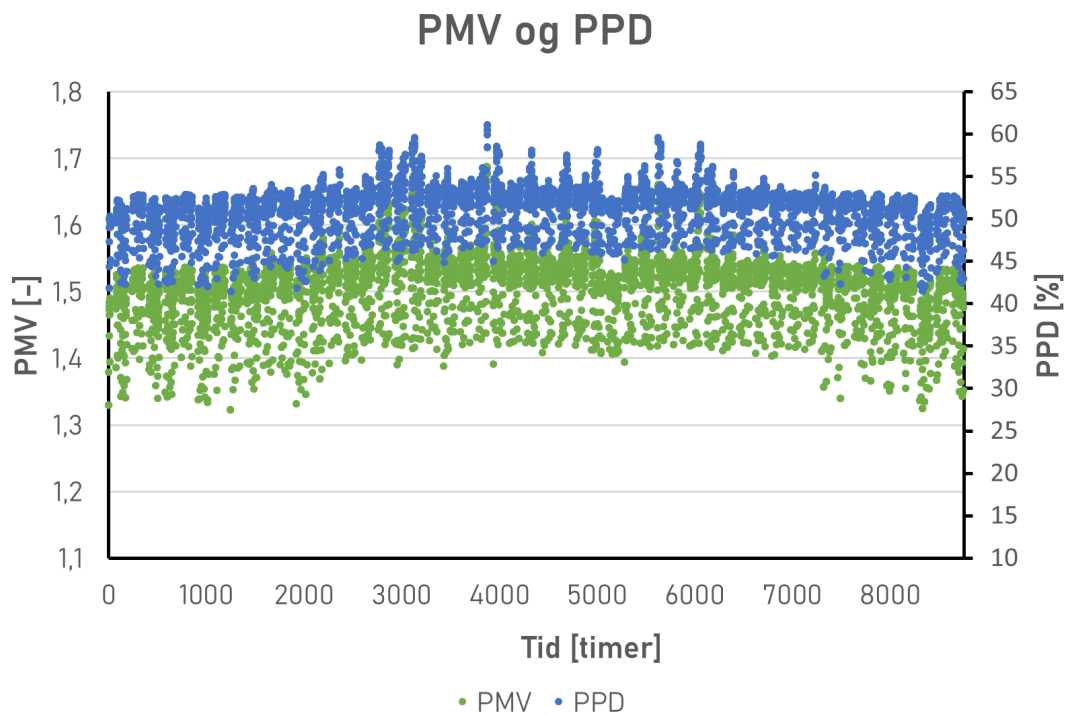
Komponent	Total energibruk
Kjølebatteri	795,5 MWh
Kjølebatteri - sensibel varme	405,9 MWh
Resirkuleringsboks 1	0 Wh (åpen hele tiden)
Resirkuleringsboks 2	6 221,4 MWh
Varmebatteri	156,4 MWh
Varmeveksler	379,8 MWh
Vifte avtrekk	11,9 MWh
Vifte tilluft	91,9 MWh

Luftens tilstand beskrives i figur 38 ved RF og CO₂-konsentrasjonen i svømmehallen. RF ligger mellom 49-60% gjennom året, men varierer i mindre grad og har en liten økning i maksimal verdi mellom time 3000-7500. Kravet om CO₂-konsentrasjon under 1000 ppm holdes også her, med en variasjon fra 400 ppm til 689 ppm, som er samme verdier som i case 1. Figur 39 presenterer PMV og PPD for case 2. PMV har verdier mellom 1,3-1,7, som er noe lavere enn



Figur 38: Luftens tilstand for case 2.

i case 1, men det oppleves fortsatt som litt varmt for brukerne. PPD varierer fra 41% til 61%, og har dermed økt med omtrent 10 prosentpoeng fra case 1.



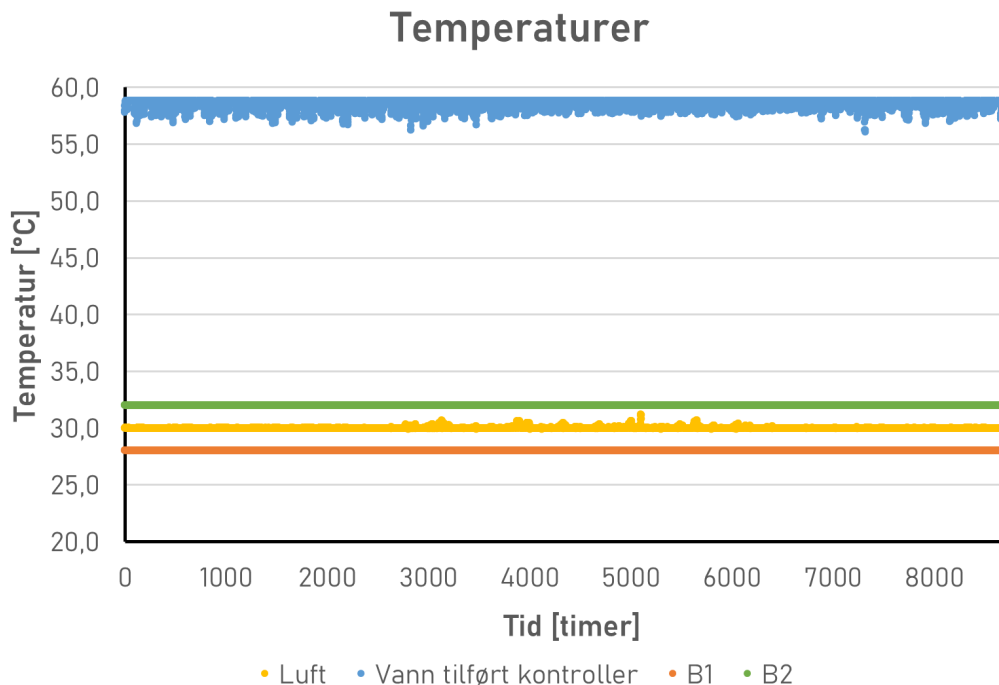
Figur 39: PMV og PPD for case 2.

4.4 Resultater for case 3

I case 3 er utekompenseringen fjernet, kjølebatteriet er skrudd av og turtemperaturen til varmen som tilføres bassengene er konstant lik 60°C.

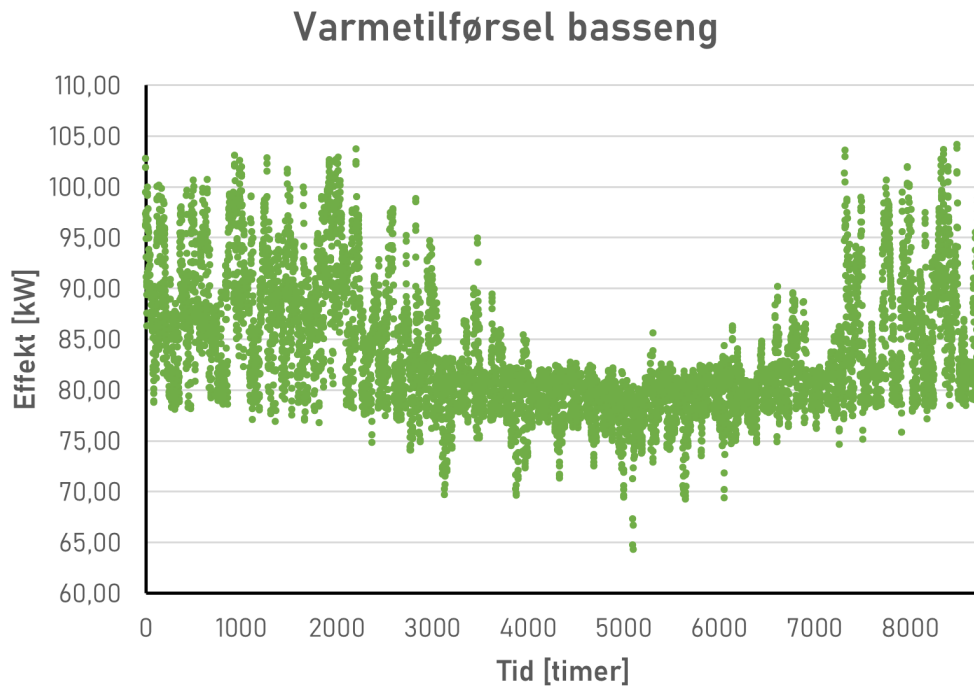
4.4.1 Basseng

Temperaturer relatert til bassengene og lufta er presentert i figur 40. Bassengene har temperaturer lik 28°C og 32°C gjennom hele året, og tilfredsstillende dermed satt temperatur. Dette kommer av at vannet som tilføres kontrolleren holdes mellom 56-59°C gjennom hele året, og dermed tilføres bassenget vann med høy nok temperatur.



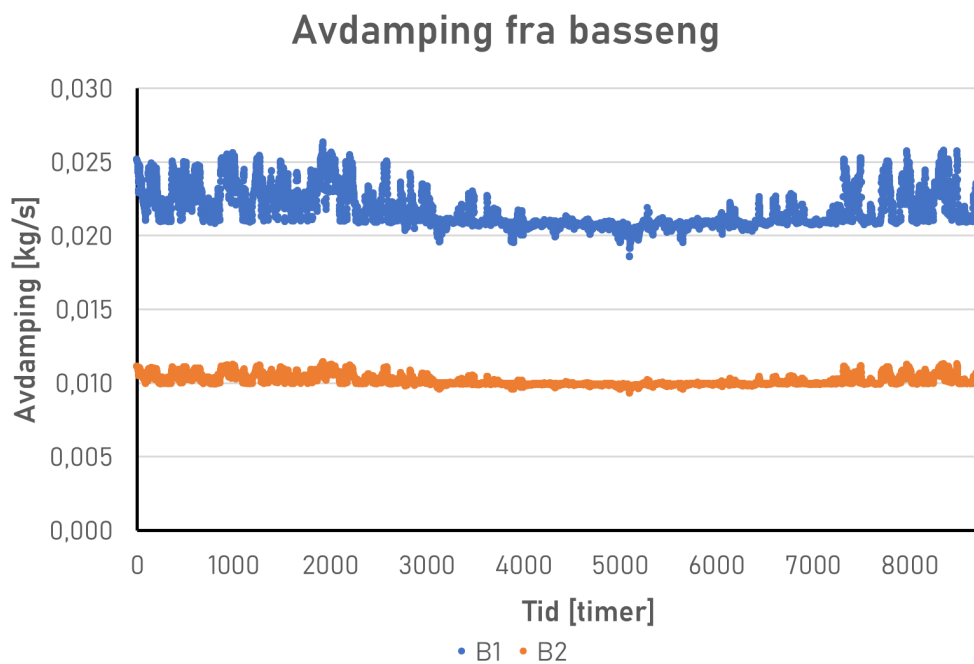
Figur 40: Temperaturer for case 3.

Effekten som leveres til oppvarming av bassengene er vist i figur 41. Den høyeste effekten som avgis ligger opp imot 105 kW, og den laveste rundt 65 kW, men i gjennomsnitt ligger effekten rundt 83 kW gjennom året. I perioden mellom timene 4000-6000 blir svingningene i effektene mindre og energibruken avtar i forhold til starten og slutten av året.



Figur 41: Varmetilførsel for case 3.

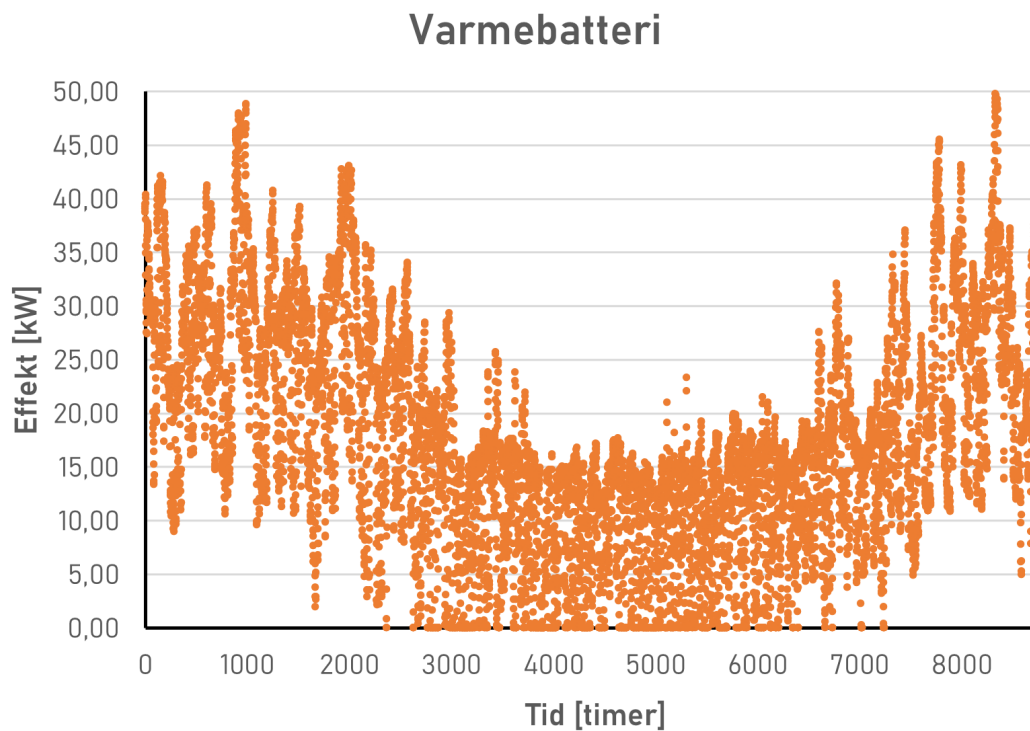
Avdampingen fra bassengene er presentert i figur 42. I tråd med figur 41 avhenger avdampingen av varmetilførsel, og dermed tap, i bassengene, kurvene følger derfor hverandre. I B1 er den gjennomsnittlige avdampingen lik 0,021 kg/s og den varierer mellom 0,018-0,026 kg/s. For B2 er gjennomsnittet 0,010 kg/s og varierer ellers fra 0,009 kg/s til 0,011 kg/s.



Figur 42: Avdamping for case 3.

4.4.2 Inneklima

Lufttemperaturen i case 3 er 30°C mesteparten av tiden, og stiger til 31°C til tider, se figur 40. Effekten som avgis fra varmeebatteriet er vist i figur 43. Varmebatteriet krever stort sett samme effekt i case 3 som de to foregående casene. Effekten varierer mellom 0-50 kW, og gjennomsnittet på 17 kW er noe lavere enn i case 1 og 2. Totalt har varmeebatteriet et energibehov på 152,1 MWh. Energibehovet til resterende komponenter i ventilasjonsaggregatet er presentert i tabell 11. Kjølebatteriet er avslått og RB 1 er alltid åpen, dermed er energibruken lik 0 Wh. De fleste komponentene har økt energibruk i forhold til case 1 og 2, bortsett fra varmeebatteriet som har minket noe.

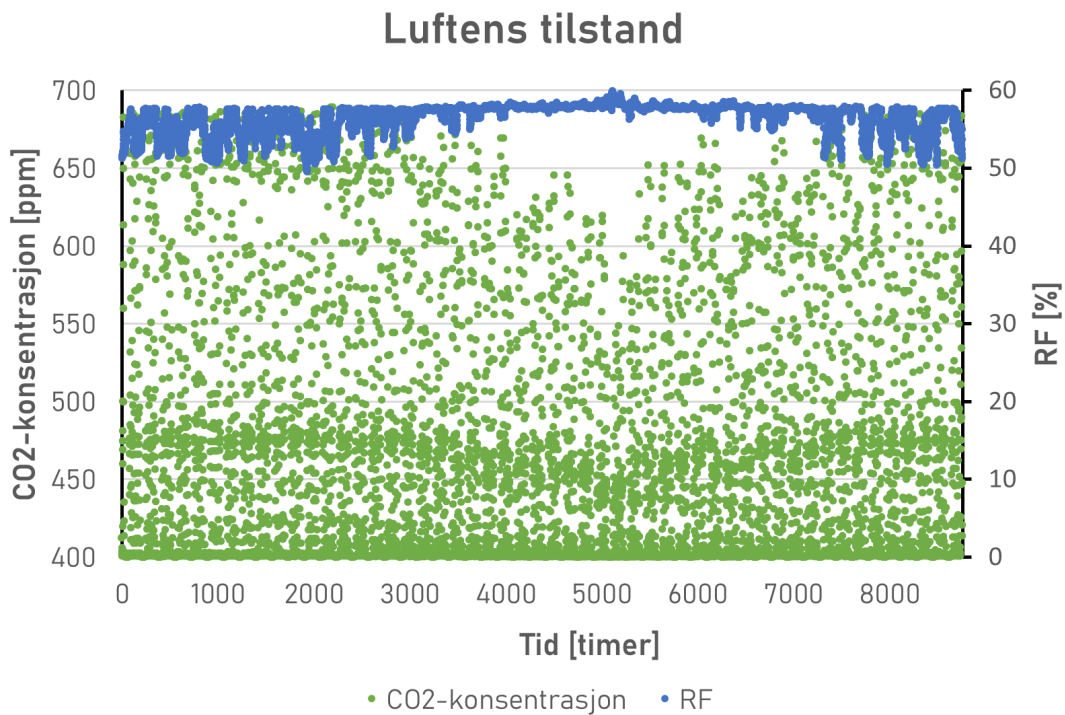


Figur 43: Varmebatteri for case 3.

Tabell 11: Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 3.

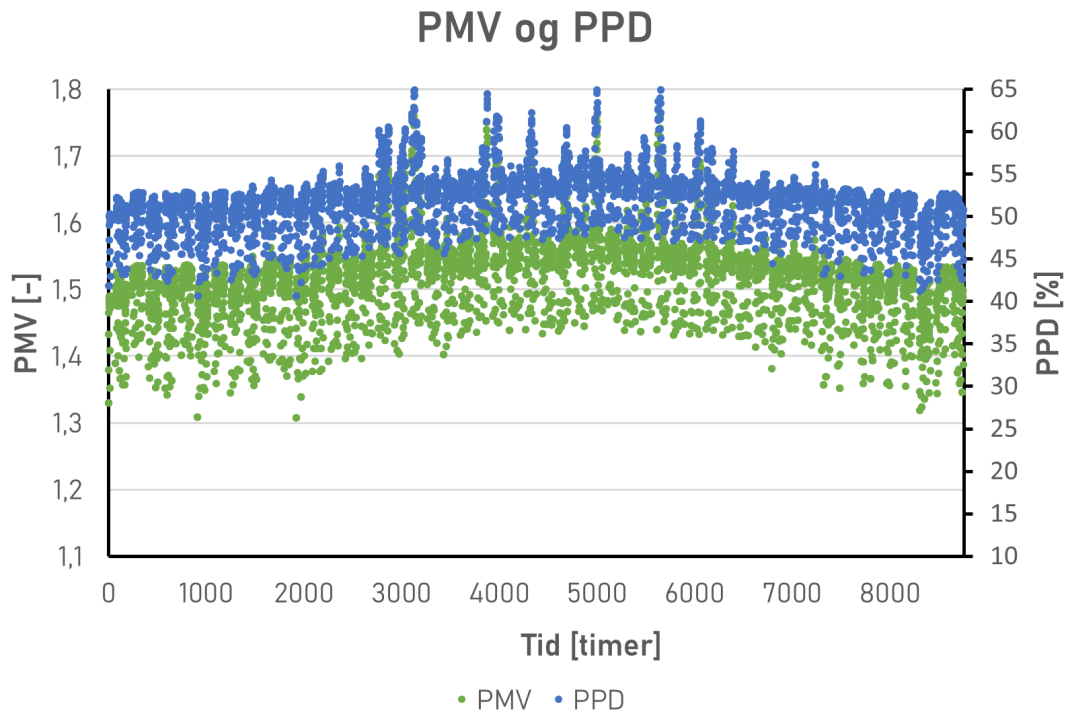
Komponent	Total energibruk
Kjølebatteri	0 Wh
Kjølebatteri - sensibel varme	0 Wh
Resirkuleringsboks 1	0 Wh (åpen hele tiden)
Resirkuleringsboks 2	6 295,6 MWh
Varmebatteri	151,4 MWh
Varmeveksler	391,4 MWh
Vifte avtrekk	13,1 MWh
Vifte tilluft	93,6 MWh

I figur 44 presenteres RF og CO₂-konsentrasjonen for svømmehallen i case 3. RF ligger mellom 50-60% i starten og slutten av året, og 55-60% resterende tid. CO₂-konsentrasjonen varierer fra 400 ppm til 689 ppm, omtrent samme verdier som i case 1 og 2.



Figur 44: Luftens tilstand for case 3.

Figur 45 presenterer PMV og PPD for case 3. PMV varierer fra 1,3 til 1,8, som er omtrent som i case 2, og det oppleves som litt varmt for brukerne. PPD varierer mellom 41%-66%, også omtrent likt som case 2.



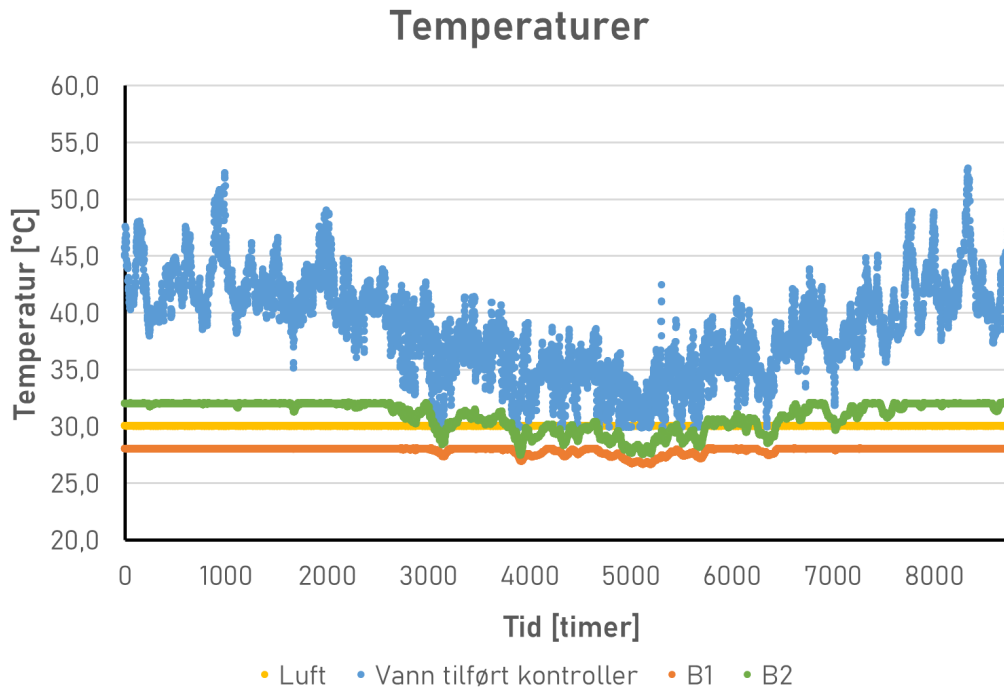
Figur 45: PMV og PPD for case 3.

4.5 Resultater for case 4

Case 4 innebærer et annet ventilasjonsaggregat enn de foregående casene, RB 1 styres etter luftfuktigheten i avtrekkskanalen og kjølebatteriet er skrudd av, se figur 17. Varmeanlegget utekompenseres som i case 2, se figur 19.

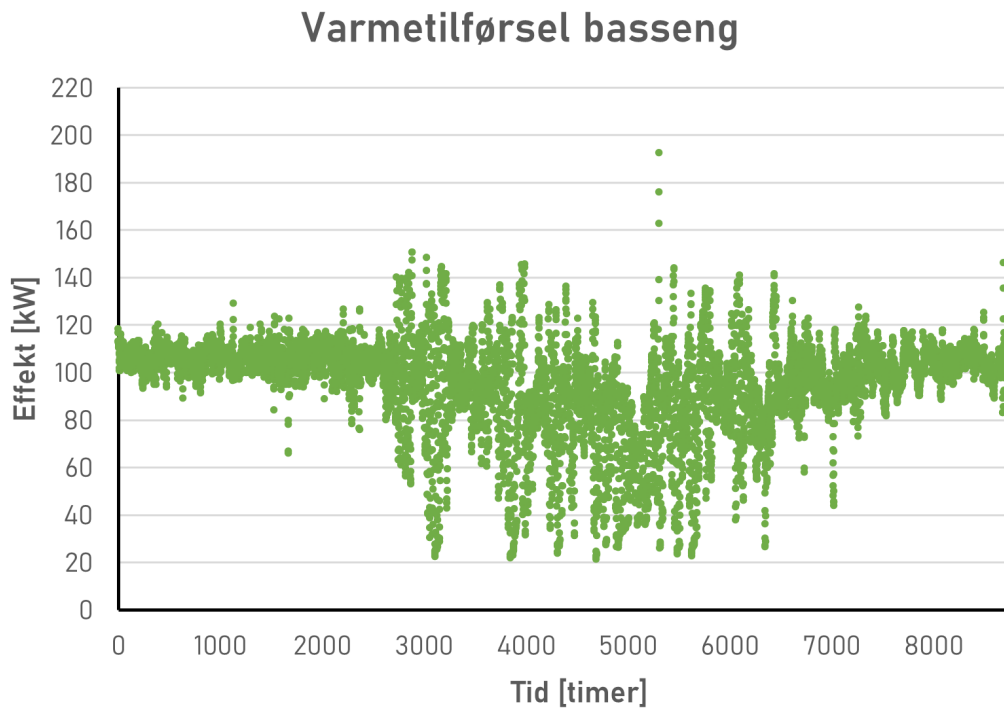
4.5.1 Basseng

Temperaturene for bassengene og lufta er vist i figur 46. I B1 varierer temperaturen mellom 26,5-28,0°C, for B2 er variasjonen fra 27,5°C til 32,0°C. Lufttemperaturen holder seg konstant rundt 30°C. Som tidligere nevnt kommer temperatursenkningen i bassengene av utekompenseringen, men i case 4 faller ikke temperaturen like drastisk som i case 1 og 2 med tilsvarende styring av bassengoppvarming.



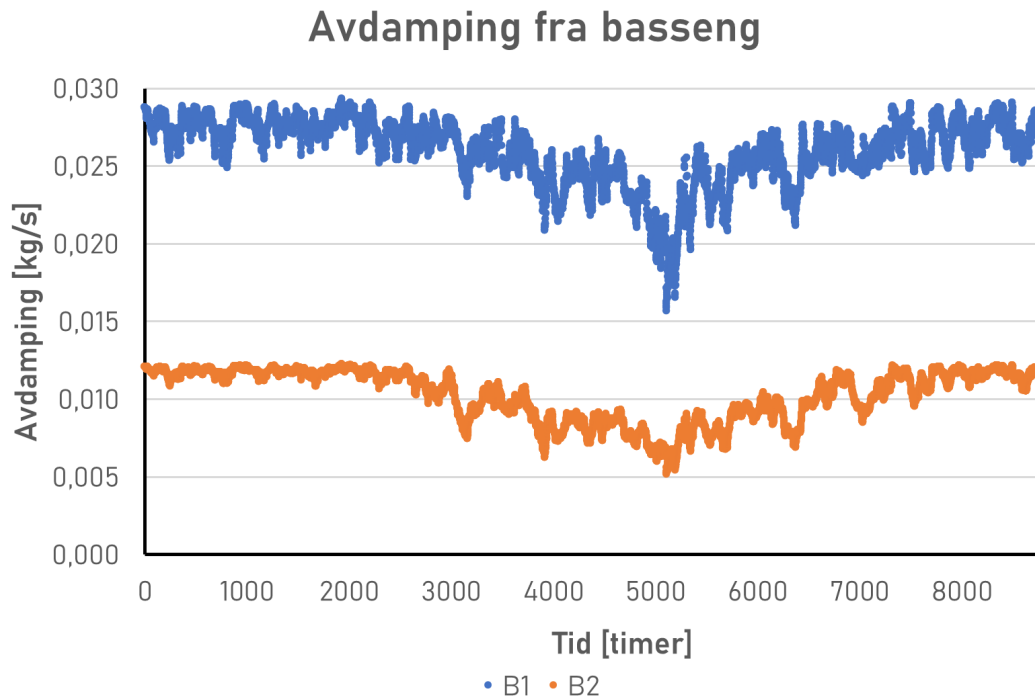
Figur 46: Temperaturer for case 4.

Effekten som avgis til varmetilførselen til bassengene er vist i figur 47. Den varierer mellom 21-192 kW, i perioder med stabile bassengtemperaturer (se figur 46), ligger avgitt effekt rundt 110 kW.



Figur 47: Varmetilførsel for case 4.

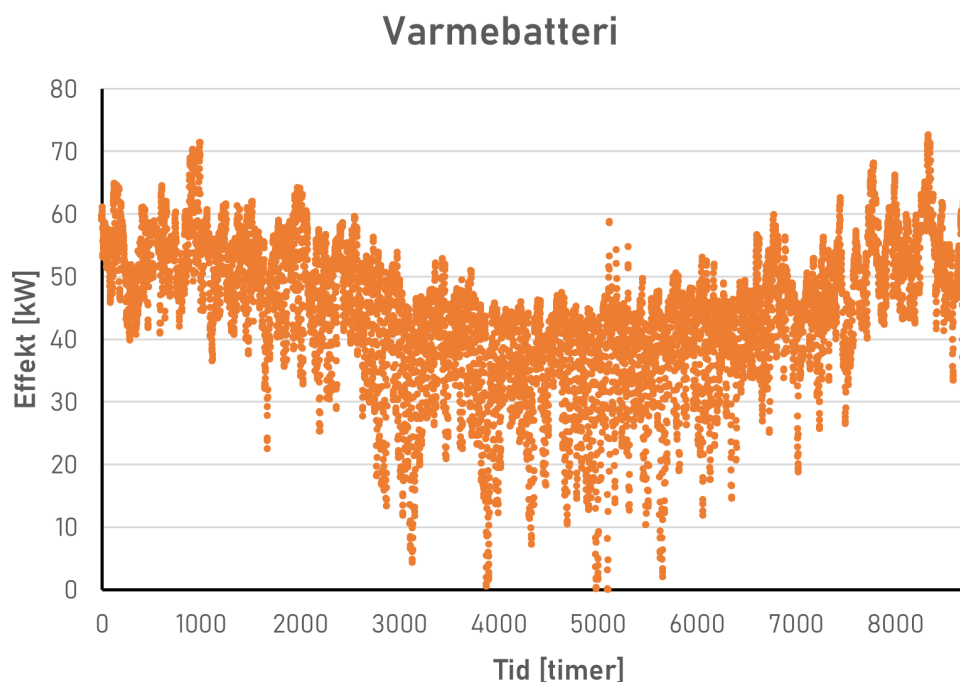
Avdampingen fra B1 varierer fra 0,015 kg/s til 0,029 kg/s, avdampingen fra B2 ligger mellom 0,005-0,012 kg/s. I forhold til alle de tre foregående casene, er det noe større variasjon i case 4, hvor minste verdi er lavere og maksimal verdi er høyere for begge bassengene enn i de andre casene.



Figur 48: Avdamping for case 4.

4.5.2 Inneklima

Oppvarming av lufta skjer ved hjelp av varmebatteriet, avgitt effekt for dette er vist i figur 49. Effekten varierer mellom 0-72,5 kW, høyeste avgitte effekt er høyere i dette tilfellet enn for case 1, 2 og 3. Den totale energibruken for varmebatteriet er 386,1 MWh, som er omtrent en dobling fra de foregående casene.



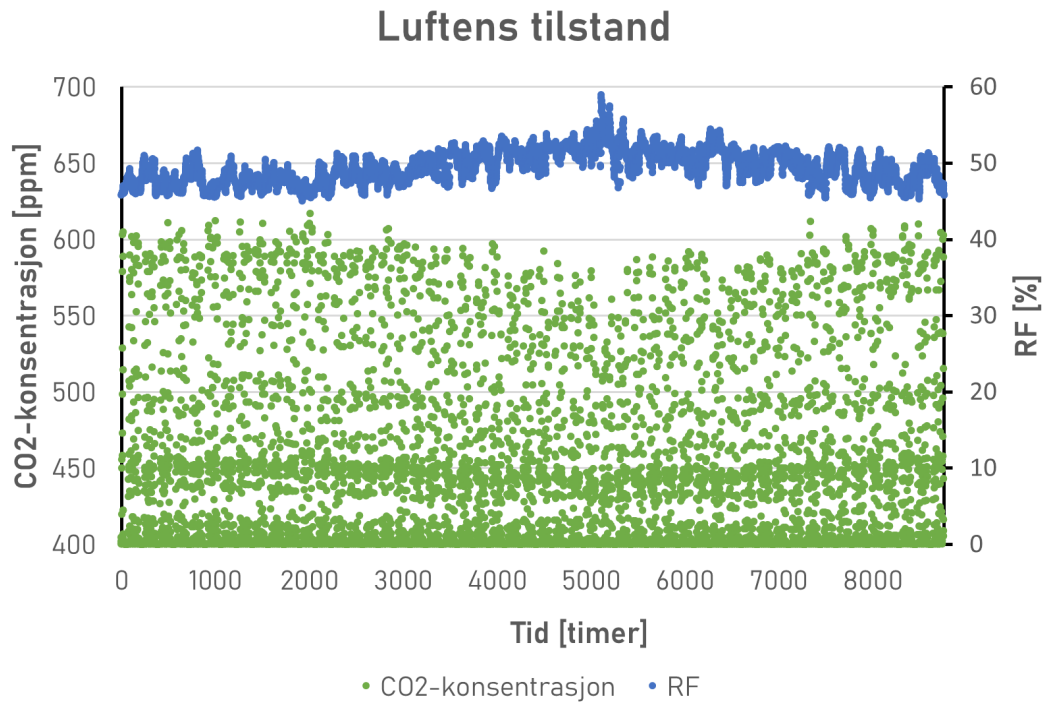
Figur 49: Varmebatteri for case 4.

Energibruken for resterende komponenter i ventilasjonsaggregatet er vist i tabell 12. Etersom det er tatt i bruk et ventilasjonsaggregat hvor RB 1 styres etter lufta i avtrekkskanalen, har dette punktet i tabellen økt i forhold til i casene med annen styring. I tillegg er energibruken for RB 2 vesentlig lavere i dette tilfellet enn tidligere. Varmeveksleren er den komponenten som krever mest energi, 500,9 MWh, og er høyere i case 4 enn i de foregående casene. Avtrekksvifta krever minst energi med 18,2 MWh, dette er den minst energikrevende komponenten også i resten av casene.

Tabell 12: Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 4.

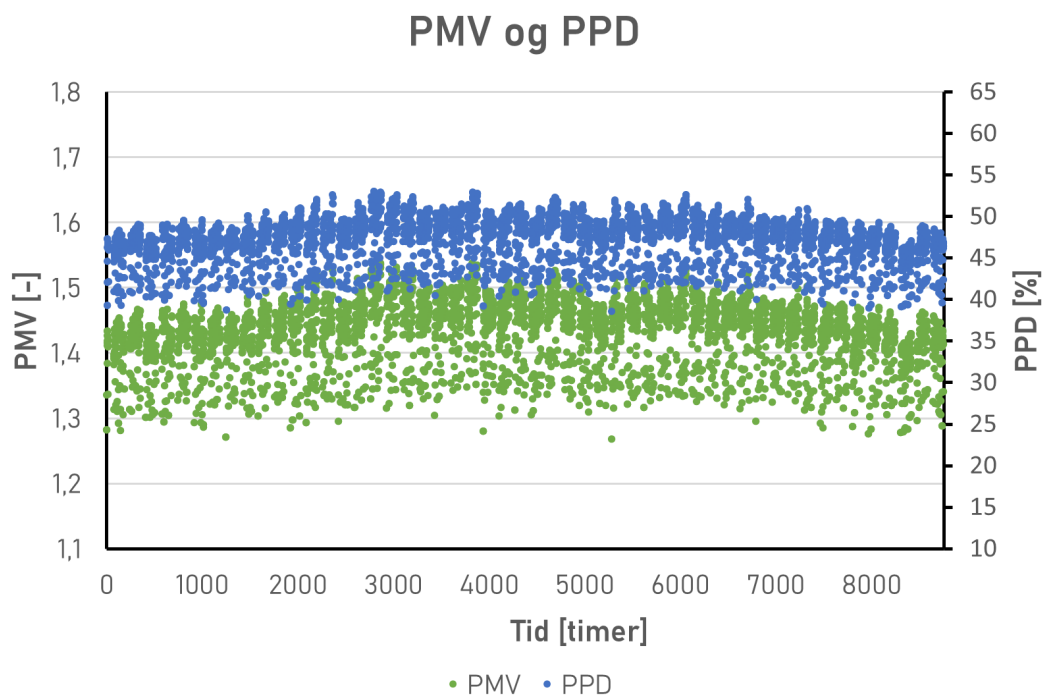
Komponent	Total energibruk
Resirkuleringsboks 1	51,3 MWh
Resirkuleringsboks 2	100,0 MWh
Varmebatteri	386,1 MWh
Varmeveksler	500,9 MWh
Vifte avtrekk	18,2 MWh
Vifte tilluft	31,8 MWh

Luftens tilstand er beskrevet ved RF og CO₂-konsentrasjon i figur 50. RF varierer fra 45% til 59%, og CO₂-konsentrasjonen ligger mellom 400 ppm og 617 ppm. Begge faktorene har verdier som er innenfor anbefalingene som ble presentert i kapittel 2.



Figur 50: Luftens tilstand for case 4.

PMV og PPD er presentert i figur 51. PMV ligger mellom 1,2 til 1,5 og PPD er fra 38-53%. Inneklimaet oppleves dermed litt for varmt for brukerne, men verdiene er lavere enn for case 1, 2 og 3.



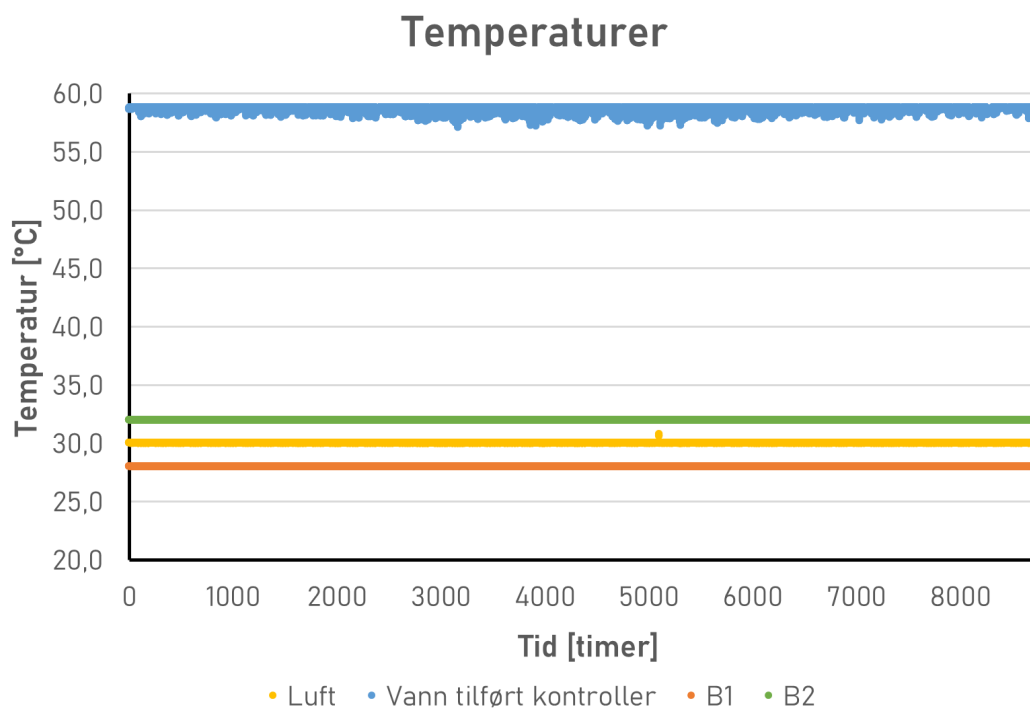
Figur 51: PMV og PPD for case 4.

4.6 Resultater for case 5

I case 5 brukes samme ventilasjonsaggregat som i case 4, og turtemperaturen i varmeanlegget er konstant, som i case 3.

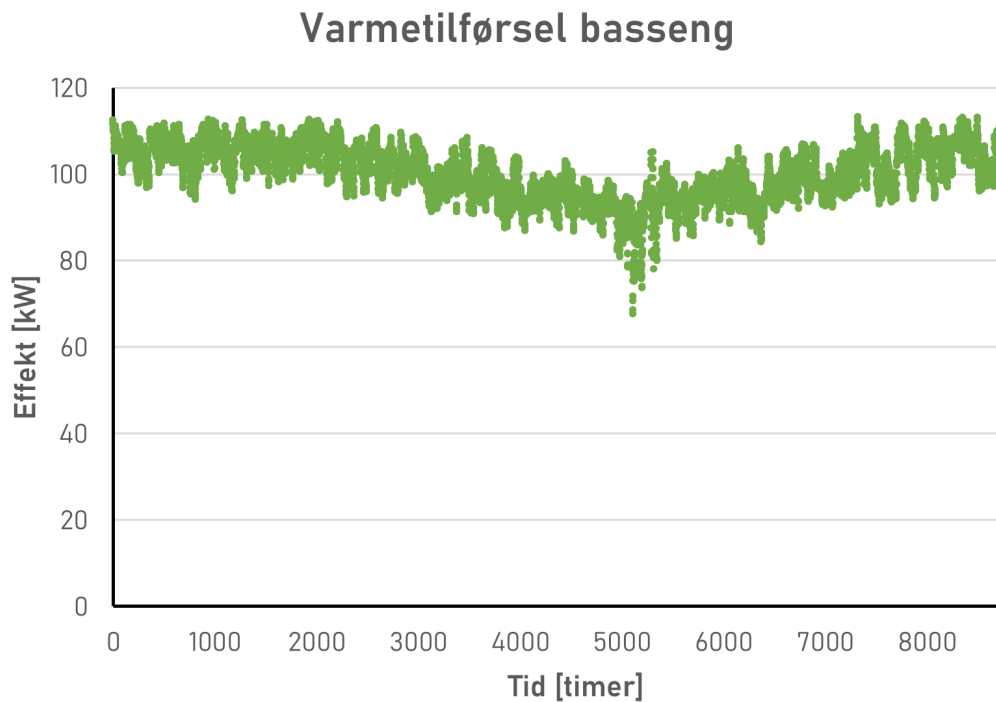
4.6.1 Basseng

Temperaturene for basseng og luft er i case 5 konstant lik satt temperatur, dette er vist i figur 52. Vannet som tilføres kontrolleren til bassengene varierer mellom 57-59°C, omtrent som i case 3.



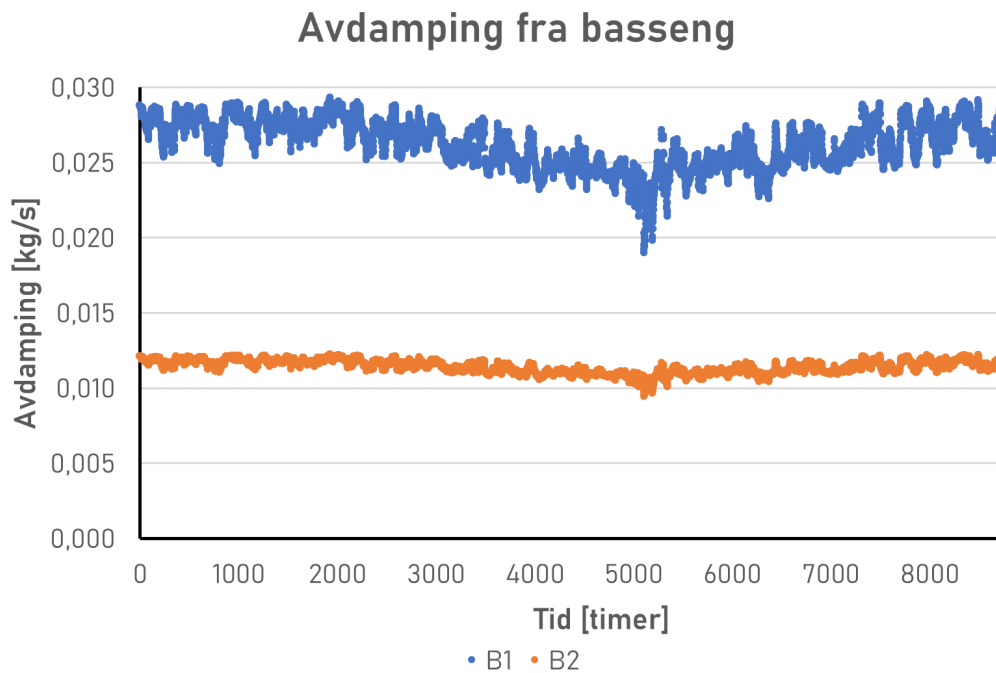
Figur 52: Temperaturer for case 5.

I figur 53 presenteres varmetilførselen til bassengene i case 5. I forhold til varmetilførselen i de andre casene er energibruken til oppvarming av basseng jevnere i dette tilfellet, effekten varierer fra 67 til 113 kW, med et gjennomsnitt rundt 100 kW. Totalt er energibruken lik 878,6 MWh.



Figur 53: Varmetilførsel for case 5.

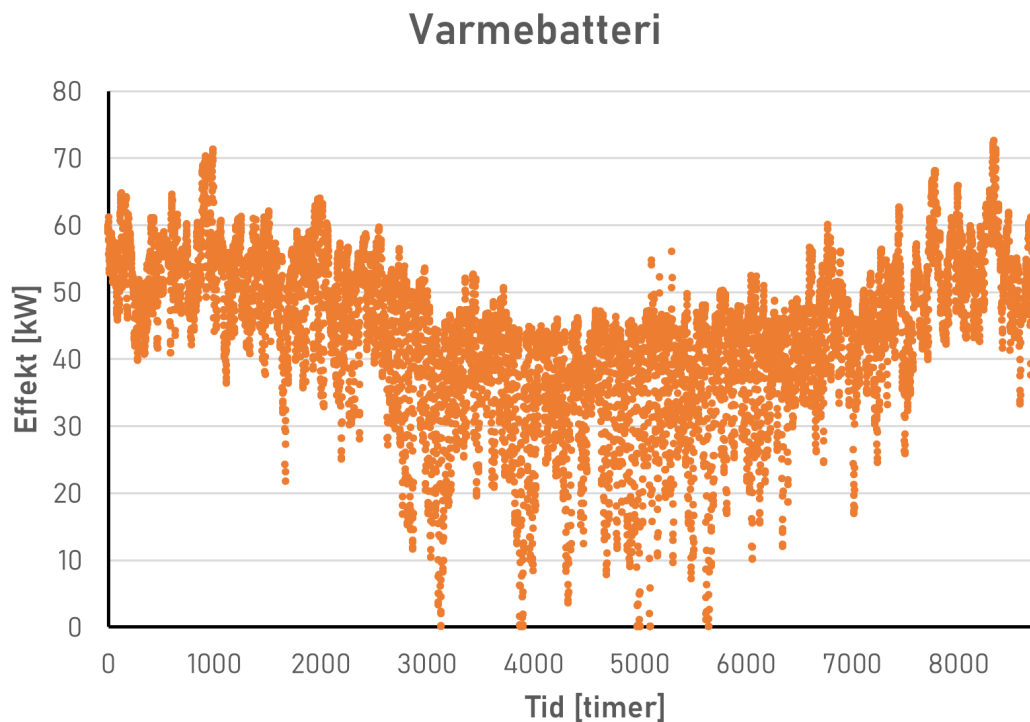
Avdampingen fra begge bassengene er vist i figur 54. For B1 varierer den mellom 0,019-0,029 kg/s, tilsvarende verdier for B2 er 0,009-0,012 kg/s. Sett bort ifra case 1, er dette omtrent som i de resterende casene.



Figur 54: Avdamping for case 5.

4.6.2 Inneklima

Energibruken for varmebatteriet er vist i figur 55. Effekten går fra 0-72,5 kW, og har store likheter med tilsvarende figur for case 4 (figur 49). Den totale energibruken for varmebatteriet er noe lavere i case 5 enn case 4, henholdsvis 382,6 MWh og 386,1 MWh.



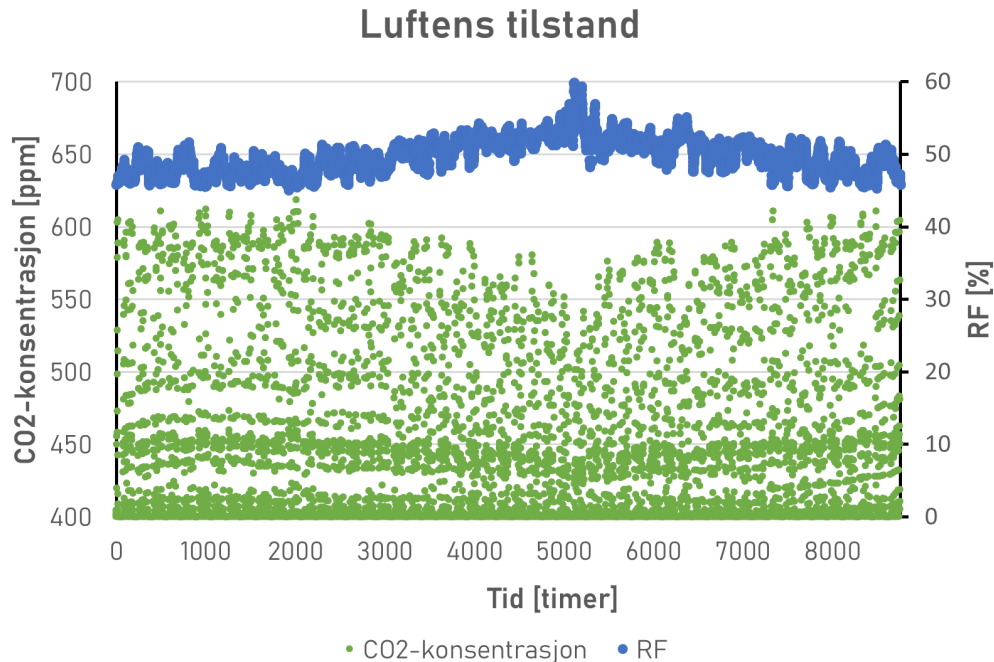
Figur 55: Varmebatteri for case 5.

I tabell 13 er den totale energibruken for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet i case 5 presentert. Bortsett fra RB 1, som har økt kraftig i forhold til case 4, er energibruken omtrent lik i de to casene med en maksimal prosentvis endring på 5%.

Tabell 13: Total energibruk for de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet ved case 5.

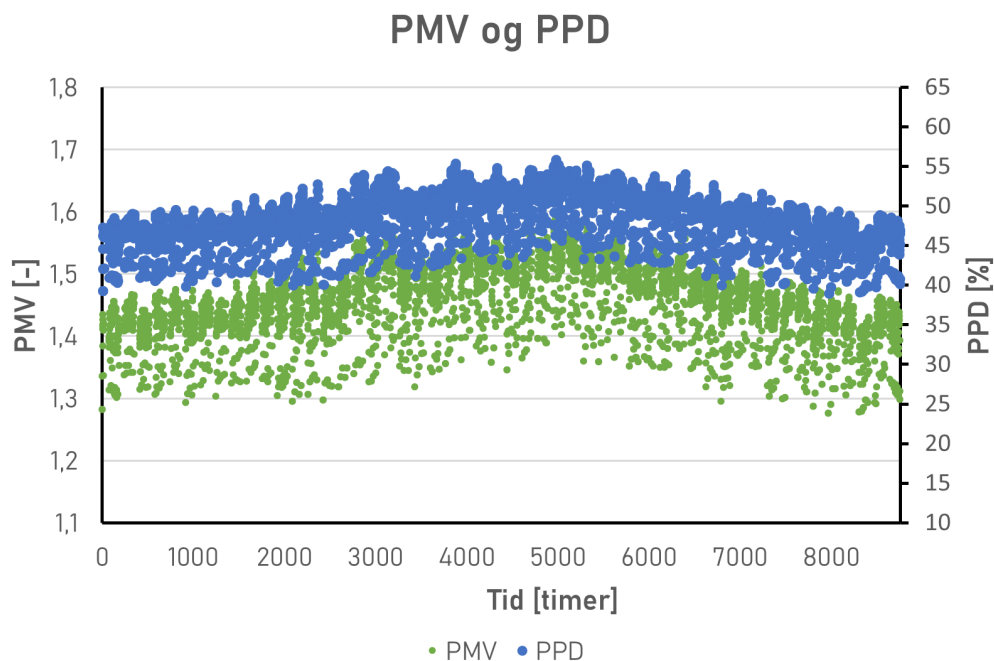
Komponent	Total energibruk
Resirkuleringsboks 1	97,9 MWh
Resirkuleringsboks 2	94,8 MWh
Varmebatteri	382,6 MWh
Varmeveksler	515,8 MWh
Vifte avtrekk	18,8 MWh
Vifte tilluft	33,5 MWh

CO₂-konsentrasjonen og RF for lufta er presentert i figur 56. RF har verdier mellom 45-60%, og CO₂-konsentrasjonen ligger fra 400-618 ppm, begge er dermed omtrent innen de samme verdiene som i case 4.



Figur 56: Luftens tilstand for case 5.

Verdiene for PMV og PPD er vist i figur 57, og er henholdsvis mellom 1,3-1,6 og 39-56%.



Figur 57: PMV og PPD for case 5.

4.7 Sammenligning og valg av case

I følgende delkapittel vil case 3, 4 og 5 sammenlignes og videre vil én av de velges for å arbeide videre med. Case 1 og 2 utelukkes på bakgrunn av resultatene i prosjektoppgaven, og det som er vist tidligere i dette kapittelet. I tabell 14 sammenlignes den totale energibruken for ulike deler i modellene i case 3, 4 og 5, verdiene ble presentert i delkapitlene for hver case.

Tabell 14: Sammenligning av total energibruk for ulike deler i modellen i case 3, 4 og 5.

	Case 3 [MWh]	Case 4 [MWh]	Case 5 [MWh]
Oppvarming av luft (varmebatteri)	151,4	386,1	382,6
Oppvarming av basseng	731,5	835,2	878,6
Resirkuleringsboks 1	0,0	51,3	97,9
Resirkuleringsboks 2	6295,6	100,0	94,8
Varmeveksler	391,4	500,9	515,8
Vifte avtrekk	13,1	18,2	18,8
Vifte tilluft	93,6	31,8	33,5

Tabellen viser at case 4 og 5, som har samme ventilasjonsaggregat, stort sett har omtrentlig like verdier. Sett bort ifra RB 1 ligger den prosentvise endringen mellom case 4 og 5 fra 5% og nedover. I case 3 er verdiene stort sett ganske ulike fra case 4 og 5. Både oppvarming av luft og basseng krever mindre energi i case 3, særlig førstnevnte. Tilluftsvifta og RB 2 har høyere energibruk, dette kommer av oppbyggingen av ventilasjonsaggregatet.

Når det kommer til temperaturer i modellene, viser figur 40, 46 og 52 at temperaturene holdes konstante i case 3 og 5, men i case 4 viser bassengtemperaturene en synkende trend i sommerhalvåret. Ettersom parametrene for inneklime ikke viser store ulikheter mellom casene, tas ikke det hensyn til i sammenligningen.

Ut ifra sammenligningen som er presentert ovenfor, er det valgt å arbeide videre med case 5.

4.8 Videre arbeid med case 5

For å undersøke energibruk, samt komme med og teste ulike tiltak for energieffektivisering, arbeides det kun med case 5 videre.

4.8.1 Energibruk i svømmehallen

Total energibruk for svømmehallen er presentert i tabell 15, og presenteres fordelt på gulvareal og vannoverflateareal.

Tabell 15: Energibruk i case 5.

Energisystem	Årlig [MWh]	Per gulvareal [kWh/m²]	Per vannoverflateareal [kWh/m² vo]
Luft (varmebatteri)	382,6	273	774
Basseng	878,6	627	1779
Tappevann	112,0	80	226
Totalt	1373,2	980	2781

I forhold til studiene om svømmehaller som ble presentert i kapittel 2.5, varierer energibruken i denne svømmehallen med de andre. En sammenligning er vist i tabell 16.

Tabell 16: Energibruk i ulike svømmehaller fordelt på gulvareal og vannoverflate.

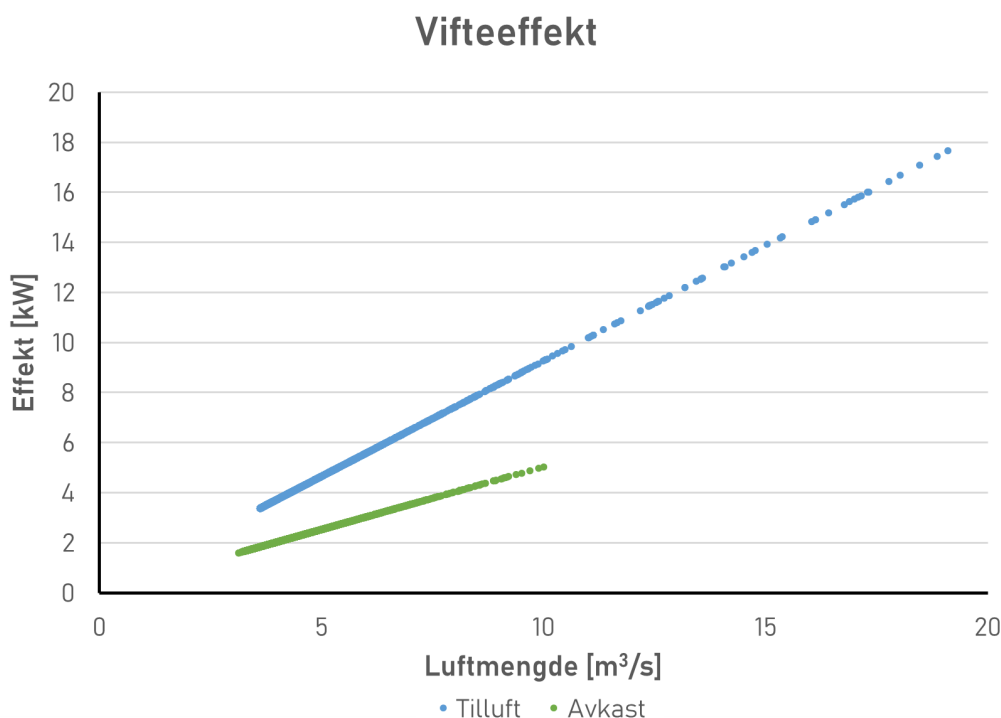
Energibruk i svømmehaller	Gulvareal [kWh/m²]	Vannoverflate [kWh/m² vo]
Gjeldende modell	981	2781
Norsk studie (fig. 12)		2002 (beste tredjedel) 2278 (beste halvdel) 3608 (gjennomsnitt)
Finsk studie (fig. 13)	108 (minimal) 461 (gjennomsnitt) 971 (maksimal)	
Norsk masteroppgave (Halvorsen, 2020)	154	394
Finsk masteroppgave (Lindroos, 2019)	341	2605

Energibruken fordelt på gulvareal er høyere i den gjeldene modellen enn i de andre studiene. Dette har sammenheng med størrelsen på gulvarealet som er brukt i beregningene, ettersom noen av studiene inkluderer garderober, resepsjon og andre arealer utenfor rommene med bassengene. Sammenlignet med den finske studien, hvor tallene for basseng med størrelser mellom 300-500 m² er vist i denne tabellen, er energibruk på 981 kWh/m² høyt. I denne modellen er bassengarealet 494 m², det vil si i øvre sjikt i den finske studien, men den har likevel høyere energibruk enn maksimalverdien for de finske svømmehallene i studien.

Sammenligningen av energibruken fordelt på vannoverflate viser derimot litt andre resultater. Energibruk på $2781 \text{ kWh/m}^2 \text{ vo}$ er noe høyere enn i den finske masteroppgaven, med sine $2605 \text{ kWh/m}^2 \text{ vo}$. Sammenlignes det derimot med den norske studien som ble presentert i figur 12, ligger energibruken mellom gjennomsnittet og beste halvdel for norske svømmehaller med størrelse mellom $300\text{-}600 \text{ m}^2$.

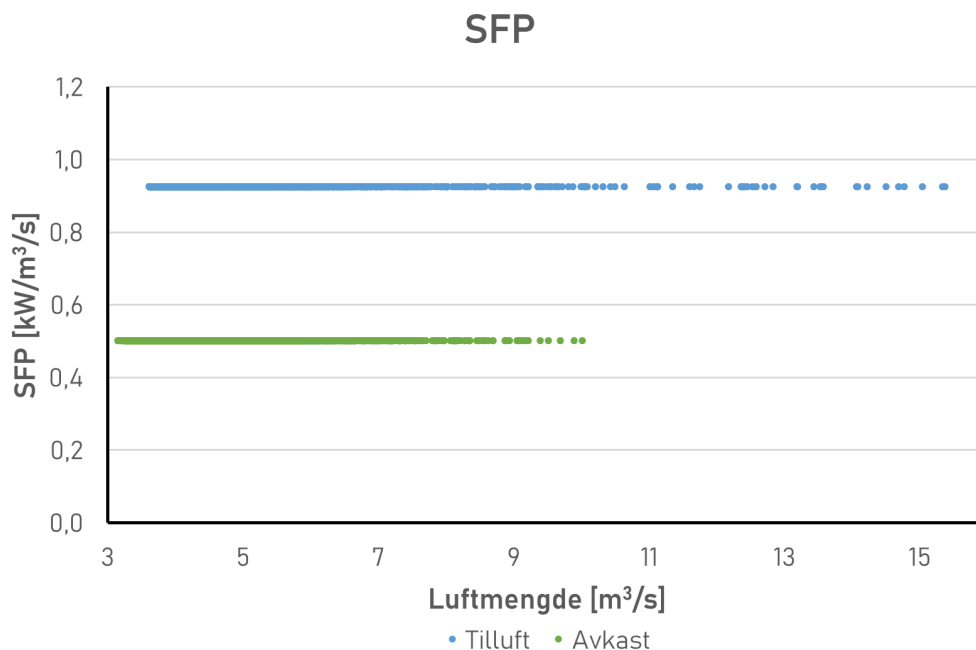
4.8.2 Vifter i ventilasjonsaggregatet

Nedenfor følger ulike beskrivelser av viftedriften i ventilasjonsaggregatet. Figur 58 viser vifteeffekt som funksjon av luftmengde. Som vist i figur 23, er luftmengdene i ventilasjonsaggregatet balansert, men luftmengdene gjennom tilluftsvifta og avkastsvifta er ulike på grunn av viftenes plassering i ventilasjonsaggregatet, se figur 16 eller 17, dermed er det laget to separate grafer til tilluft og avkast.



Figur 58: Vifteeffekt som funksjon av luftmengde.

En annen beskrivelse av viftedriften, er ved SFP. Figur 59 viser SFP-faktoren for både tilluft- og avkastsvifta i ventilasjonsaggregatet. For tilluftsvifta er SFP lik $0,92 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$, tilsvarende for avkastsvifta er $0,50 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$. SFP-faktoren for begge viftene er dermed under $1,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$, som i følge TEK17 er verdien som ikke bør overskrides, se kapittel 2.

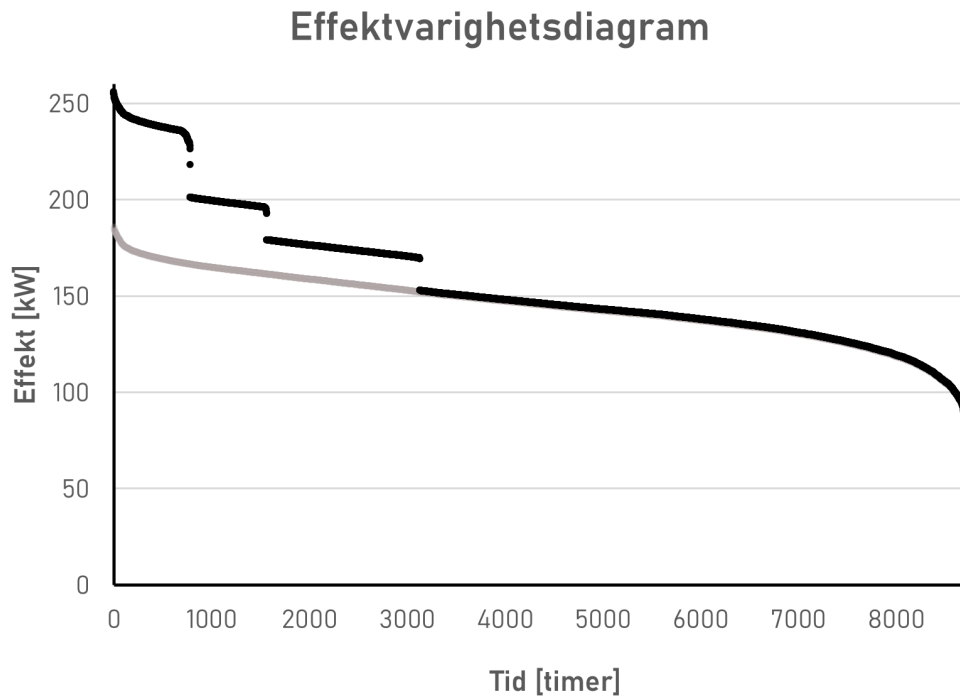


Figur 59: SFP-faktor som funksjon av luftmengde.

4.8.3 Effektvarighetsdiagram

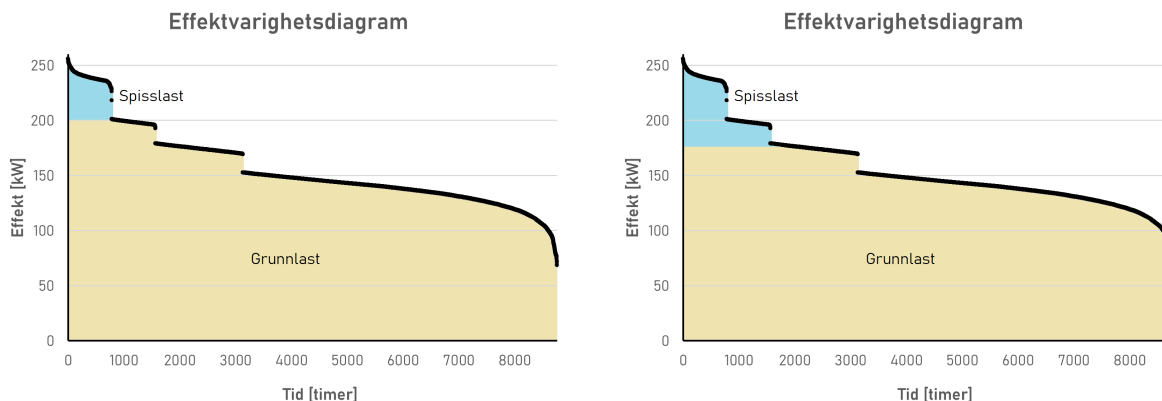
I figur 60 er effektvarighetsdiagrammet for case 5 presentert. Effektene vist i figur 26, 53 og 55 er lagt til grunn for dette diagrammet, det vil si tappevann, oppvarming av basseng og luft. Ettersom tappevannet har tre nivåer av effektbehov (som følge av personbelastningen), påvirker dette effektvarighetsdiagrammet i øverste del av effektbehovet. Den grå grafen viser hvordan effektvarighetsdiagrammet ville sett ut uten tappevannet. Høyeste og laveste effektbehov er henholdsvis 255 kW og 68 kW.

Ut ifra varighetskurven i figur 22 viser det seg at det er 185 dager i løpet av året som krever oppvarming ut ifra utetemperaturen. Som effektvarighetsdiagrammet viser er laveste effekt 68 kW, det vil si at det alltid er oppvarmingsbehov for minst én av de tre faktorene diagrammet er basert på. Figur 55 viser effekten avgitt fra varmebatteriet, dette går hele tiden, utenom 32 timer i året. Tappevannet har alltid en grunnlast på 700 W, og oppvarming av basseng går også hele tiden, både når det brukes og når det ikke er personer til stede.



Figur 60: Effektvarighetsdiagram.

I litteraturstudien ble en effektvarighetskurve presentert i figur 10. I dette eksempelet skulle spisslastkilden dekke 60% av den relative varmeeffekten, som tilsvarte like under 2000 timer, dette svarte til at grunnlastkilden dekket 80% av energibehovet. I figur 61 presenteres effektvarighetsdiagrammet med en fordeling av grunnlast og spisslast i to tilfeller. Grunnlasten i figur 61a dekker 80% av energibehovet, i figur 61b dekker grunnlasten 70% av energibehovet. I førstnevnte figur dekker grunnlasten 1098,4 MWh av energibehovet og effekter opp til 198 kW. Dette betyr at spisslastkilden må dekke resterende 275,8 MWh og effekter mellom 198-255 kW som utgjør 22% av effektbehovet og tilsvarer under 1000 timer i løpet av året. Om grunnlasten dekker 70% av energibehovet tilsvarer det 961,2 MWh, høyeste effekt er 176 kW. Det fører til at spisslastkilden vil dekke 412 MWh med en dekkegrad på 30% av effektbehovet, denne kilden vil virke i underkant av 2000 timer i løpet av et år.



(a) Grunnlast dekker 80% av energibehov.

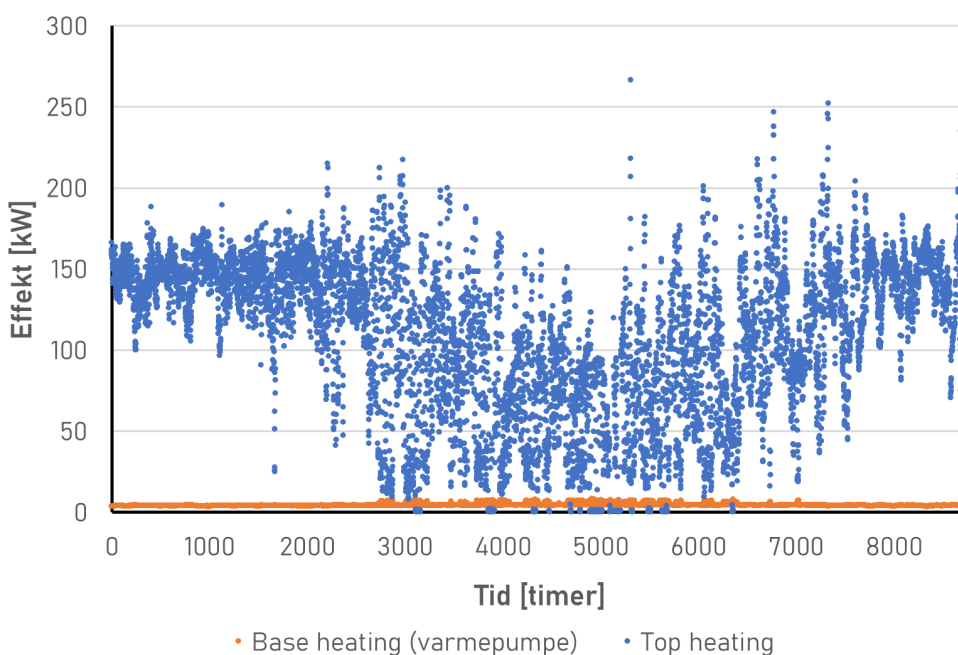
(b) Grunnlast dekker 70% av energibehov.

Figur 61: Ulik fordeling av grunnlast i effektvarighetsdiagram.

4.8.4 Varmepumpe

Et energisparende tiltak er å installere varmpumpe. Det er utført en simulering med en luft-til-vann-varmpumpe med kapasitet på 20 kW. Effektene avgitt fra varmpumpa er vist i figur 62. I denne figuren viser “Base heating” og “Top heating” til oppbyggingen av varmeanlegget i figur 21, førstnevnte viser effekten varmpumpa tilfører. Varmepumpa avgir effekt mellom 1,2-8,2 kW, “Top-heating” varierer mellom 0-266 kW.

Oppvarming med varmpumpe



Figur 62: Oppvarming med varmpumpe og spisslast.

Energibruken for topp- og baselasten, samt total energibruk med og uten varmpumpe er vist i tabell 17. Disse tallene inkluderer ikke tappevann, kun oppvarming av luft og basseng. Energibruken med varmpumpe gir årlig energibruk på 1006,2 MWh, uten varmpumpe er energibruken lik 1260,7 MWh, dermed er energibruken med varmpumpe 20% lavere enn uten varmpumpe.

Tabell 17: Energibruk med og uten varmpumpe.

Varmesystem	Årlig energibruk [MWh]
Base heating med varmpumpe	37,6
Top heating med varmpumpe	968,6
Energibruk med varmpumpe	1006,2
Energibruk uten varmpumpe	1260,7

Dette er en relativ enkel framstilling av hvordan en varmpumpe kan brukes i anlegget, derfor kreves det ytterligere og grundigere undersøkelser om bruk av varmpumpe i anlegget, men resultatet som er presentert viser at muligheten for energisparing absolutt er til stede. Bruken av varmpumpe bør videre ses i sammenheng med effektvarighetsdiagrammet i figur 60 og fordelingen av grunn- og spisslast i figur 61.

4.8.5 Energisparende tiltak

Følgende punkter er gjennomførte tiltak eller forslag til tiltak som vil øke energieffektiviteten i svømmehallen.

- Utbedre styring av ventilasjonsaggregat
- Endre styring av varmeanlegg for å sikre riktig turtemperatur, undersøke om andre reguleringsmetoder gir økt energieffektivitet (eksempelvis mengderegulering eller metoder i kombinasjon)
- Sikre energieffektiv viftedrift
- Installere varmpumpe og undersøke mulighetene for bruk av dette
- Skru av varmeveksler og ha nattkjøling om sommeren ved kjølebehov
- Gjenvinne gråvann til oppvarming av for eksempel tappevann

- Heve bassengbunn når det ikke brukes for å minimere avdamping, og dermed minimere energibruk, samt fungere som et fuktforebyggende tiltak for konstruksjonen
- Undersøke oppvarming av basseng og luft i sammenheng, dette trenger ikke å foregå samtidig

5 Konklusjon

Utgangspunktet for denne oppgaven, er at svømmehaller er energikrevende bygninger. Målet med oppgaven var derfor å simulere og definere tiltak for å øke energieffektiviteten i norske svømmehaller. Dette er gjort ved å utføre simuleringer av en svømmehall i simuleringsprogrammet IDA ICE, som har gitt resultater innen ventilering, bassengoppvarming, inneklima og andre energirelaterte parametre. Det er også utført en litteraturstudie, for å komme med energieffektiviseringstiltak.

Oppgaven er delt inn i 5 caser, hvor forskjellene ligger i utforming av ventilasjonsaggregat og varmeanlegg. Case 1 og 2 ble arbeidet med i en foregående prosjektoppgave, som la grunnlaget for hvordan case 3, 4 og 5 ble utformet. I case 3 brukes samme ventilasjonsaggregat som i case 1 og 2, men styringen i varmeanlegget er endret. Case 4 og 5 har samme ventilasjonsaggregat, som ble utarbeidet ut ifra resultatene i prosjektoppgaven, de to casene skilles ved styringen av varmeanlegget.

Det er presentert generelle resultater som gjelder alle casene, blant annet for tappevann. De dagene det ikke er noen til stede, er energibruken 16,8 kWh, resterende dager er energibruken lik 423,4 kWh, dette gir total energibruk lik 112 MWh per år. Sammenlignet med andre svømmehaller er dette en realistisk verdi, men tappevannsforbruket bør likevel undersøkes ytterligere og sammenlignes med flere svømmehaller med lignende størrelse og bruksmønster.

Videre er resultatene for hver case presentert. Dette inkluderer ulike temperaturer i svømmehallen, oppvarming av luft og bassengvann, avdamping fra bassengene og ulike inneklimaparametre. I case 1 og 2 er også effekten for kjølebatteriet presentert, i de øvrige casene er kjølebatteriet skrudd av ettersom det ikke er nødvendig med kjøling.

I alle casene er lufttemperaturen konstant rundt 30°C, bassengtemperaturene i case 3 og 5 oppnås til satt verdi, men synker en del under satt verdi i case 1, 2 og 4. Dette kommer av at varmetilførselen synker i enkelte perioder, dette skyldes at varmeanlegget i disse casene er utekompensert, som vil si at turtemperaturen synker når utetemperaturen øker. Dette påvirker også avdampingen fra bassengene, ettersom overflatetemperaturen synker i sommerhalvåret, synker også mengden avdamping i denne perioden. I case 3 og 5 varierer avdampingen fra 0,018-0,026 kg/s og 0,019-0,029 kg/s i B1, og fra 0,009-0,011 kg/s og 0,009-0,012 kg/s i B2. Dette er omtrent som i de andre casene, men minkingen er ikke like stor.

Inneklimaparametrene som er presentert er RF, CO₂-konsentrasjon, PMV og PPD. RF ligger stort sett mellom 45-60% i alle casene, og holdes dermed under 60%, som anbefalt. CO₂-konsentrasjonen i de tre første casene er maksimalt 689 ppm, for de to siste er maksimal verdi 618 ppm. Dette kommer av at det brukes to ulike ventilasjonsaggregater i casene. Det er uansett innenfor anbefalingen på maksimalt 1000 ppm. Denne oppdelingen som følge av ventilasjonsaggregat vises også i presentasjonen av PPD, en prosentvis fremstilling av hvor mange som er misfornøyde med det termiske miljøet. I case 2 og 3 er flere misfornøyde, rundt 41-66%, i case 4 og 5 er verdiene tilsvarende rundt 38-56%. PMV-indeksen er omtrent lik i alle casene, og viser det samme; de fleste opplever det termiske miljøet som litt varmt i henhold til PMV-skalaen.

Oppvarming av luft og basseng skjer fra samme varmeanlegg, men i to ulike kretser. Luftoppvarming skjer i varmebatteriet i ventilasjonsanlegget, og varierer i casene. I case 2 og 3 har varmebatteriet energibruk på like over 150 MWh i året, i case 4 og 5 er verdien over 380 MWh. For bassengoppvarmingen er det også store forskjeller, dette skyldes delvis utekompenseringen og for lave bassengtemperaturer som ble nevnt tidligere. Energibruken varierer fra under 600 MWh i case 1 til 835 og 879 MWh i case 4 og 5.

Energibruken til de ulike komponentene i ventilasjonsaggregatet er også presentert. Resirkuleringsboks 1 var i de første casene alltid åpen, dermed er energibruken lik 0 Wh her, og øker til 51 og 98 MWh i case 4 og 5. For resirkuleringsboks 2 er tilfellet omvendt, det er veldig høy energibruk i de tre første casene, over 6000 MWh på det meste, og rundt 100 MWh i case 4 og 5. Varmeveksleren viser samme tendens som varmebatteriet beskrevet over. Energibruken øker i de to siste casene fra under 400 MWh per år til like over 500 MWh per år. Avtrekksvifta har også samme tendens til økning, fra 11-19 MWh fra case 1 til case 5. For tilluftsvifta minker energibruken fra omtrent 90 MWh i case 2 og 3, ned mot 30 MWh i case 4 og 5.

Til slutt ble det valgt å arbeide videre med kun case 5. Viftedrift, energibruk og bruk av varmepumpe ble undersøkt ytterligere. Energibruken ble sammenlignet med andre studier og masteroppgaver om svømmehaller, og viste blant annet at energibruken fordelt på vannoverflateareal var under gjennomsnittet for norske svømmehaller med samme bassengstørrelse. Gjennomsnittet for norske svømmehaller ligger på 3609 kWh/m² vo, i case 5 er energibruken lik 2781 kWh/m² vo. For å undersøke muligheten for å anvende varmepumpe ble det installert en luft-til-vann-varmepumpe med kapasitet på 20 kW, og resulterte i at den totale energibruken sank

med 20% med varmepumpa i forhold til uten. Dermed er det muligheter for energieffektivisering med varmepumpe.

Avslutningsvis ble flere energieffektiviseringstiltak presentert. Tiltakene omhandler i hovedsak følgende: utbedring av ventilasjonsaggregat og varmeanlegg, installasjon av varmepumpe, tiltak for kjøling på varme dager, gjenvinning av gråvann, minimere avdamping ved å heve bassengbunn og undersøke oppvarming av basseng og luft i sammenheng med hverandre.

6 Videre arbeid

Følgende punkter foreslås som videre arbeid:

- Sammenligne med flere andre svømmehaller, både energibruk til basseng og luft
- Undersøke behov for tappevann og energimengden som kreves
- Se på oppvarming av basseng og luft i sammenheng med hverandre, minimere effekttoppene
- Gjøre ytterligere undersøkelser rundt bruk av varmepumpe, både ulike typer og varmepumpe som grunnlast
- Utføre presenterte tiltak for energieffektivisering

Referanser

- Arbeidstilsynet. (2016). *Veiledning om klima og luftkvalitet på arbeidsplassen*. Hentet 11. november 2021, fra <https://www.arbeidstilsynet.no/contentassets/3f86f6d2038348d18540404144f76a22/luftkvalitet-pa-arbeidsplassen.pdf>
- ASHRAE. (2001). *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. Hentet 11. november 2021, fra <https://sovatthrothsama.files.wordpress.com/2016/03/ashrae-hvac-2001-fundamentals-handbook.pdf>
- Byggforsk. (1992a). *527.245 Rom med høy fuktbelastning*. Hentet 6. november 2021, fra https://www.byggforsk.no/dokument/422/rom_med_hoey_fuktbelastning
- Byggforsk. (1992b). *Fig. 01*. Hentet 6. november 2021, fra <https://www.byggforsk.no/imageview/index/42633>
- Byggforsk. (2003). *552.315 Ventilasjon og avfukting i svømmehaller og rom med svømmebasseng*. Hentet 4. november 2021, fra https://www.byggforsk.no/dokument/534/ventilasjon_og_avfukting_i_svoemmehaller_og_rom_med_svoemmebasseng
- Bøhlerengen, T., Mehus, J., Waldum, A., Blom, P. & Farstad, T. (2004). *Håndbok 52 - Bade- og svømmeanlegg*. Norges byggforskningsinstitutt.
- Børresen, B. A. (2018). *Fyringssesong*. Hentet 22. februar 2022, fra <https://snl.no/fyringssesong>
- Direktoratet for byggkvalitet. (2017). *Byggteknisk forskrift (TEK17)*. Hentet 11. november 2021, fra <https://dibk.no/regelverk/byggteknisk-forskrift-tek17/>
- Enova. (2010). *Kompetansekompedium for varmeanlegg 2011*. Hentet 10. desember 2021, fra https://www.enova.no/upload_images/15620DD1392D4A9A94C1A77A589C2941.pdf
- ENØK. (udatert). *Sparedusj*. Hentet 1. juni 2022, fra https://www.enok.no/enokguiden/07_2.html
- EQUA. (2020a). *About EQUA*. Hentet 6. november 2021, fra <https://www.equa.se/se/om/equa>
- EQUA. (2020b). *Ice Rinks and Pools*. Hentet 6. november 2021, fra <https://www.equa.se/se/ida-ice/tillagsmoduler/ice-rinks-and-pools>
- Geving, S. & Holme, J. (2010). *Høyisolerte konstruksjoner og fukt*. SINTEF Byggforsk. Hentet 1. desember 2021, fra https://www.sintefbok.no/book/download/568/vinfopubutgivelsesprosjektrapportsintef_byggforsk_prosjektrapportersb_prrapp_53nettsb_prrapp_53pdf

- Grahl-Madsen, M. (2021). *Richard Mollier*. Hentet 12. november 2021, fra https://snl.no/Richard_Mollier
- Halvorsen, H. (2020). *Analyse og optimalisering av CO₂-varmepumpe i idrettsanlegg*. NTNU.
- Hemmilä, K. & Laitinen, A. (2018). *Tavoitteena nollaenergialikuntarakennukset (Goal of zero energy exercise buildings)*. Hentet 22. mai 2022, fra <https://publications.vtt.fi/pdf/technology/2018/T320.pdf>
- Ingebrigtsen, S. (2015). *Ventilasjonsteknikk Del I*. Skarland Press.
- Kampel, W., Aas, B. & Bruland, A. (2013). *Energy-use in Norwegian swimming halls*. Institutt for bygg- og miljøteknikk, NTNU. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.011>
- Kjellmark, G., Matthias, H. & Homb, A. (2018). *Utnyttelse av termiske egenskaper i betong for redusert energibruk*. Hentet 13. desember 2021, fra <https://brekkestrand.no/betong-og-miljo/>
- Kulturdepartementet. (2021). *Anleggsregisteret*. Hentet 3. november 2021, fra <https://www.anleggsregisteret.no/finn-anlegg/>
- Lindroos, L. (2019). *Waste heat utilization and smart energy system of combined ice and swimming halls*. Aalto University.
- Myhre, L., Schild, P., Pettersen, T., Blom, P. & Gullbrekken, L. (2012). *Veileder for prosjektering av passivhus – småhus*. SINTEF Byggforsk. Hentet 1. desember 2021, fra https://www.sintefbok.no/book/index/938/veileder_for_prosjektering_av_passivhus_smaahus
- Nystad, C. (2017). *Kompendium i ventilasjonsteknikk*. Institutt for Bygg, Energi og Materialteknologi, Universitetet i Tromsø.
- Samuelson, E. (2021). *Relativ fuktighet*. Hentet 12. november 2021, fra https://snl.no/relativ_fuktighet
- Sivle, A. D. (2021). *Duggpunkt*. Hentet 2. november 2021, fra <https://snl.no/duggpunkt>
- Standard Norge. (2006). *NS-EN ISO 7730:2005 Ergonomi i termisk miljø*. Standard Norge.
- Stensaas, L. (1998). *Ventilasjonsteknikk Del I - Grunnlaget og systemer*. Gyldendal yrkesopplæring.
- Tekna. (2021). *Slik unngår du fukt i vegger og tak*. Hentet 2. november 2021, fra <https://www.tekna.no/fag-og-nettverk/bygg-og-anlegg/byggbloggen/slik-unngar-du-fukt-i-vegger-og-tak/>
- Ventøk. (2010). *Praktisk anvendelse av SFP (Specific Fan Power)*.

- WindowMaster. (udatert). *Automatisk nattavkjøling eller nattkjøling*. Hentet 22. april 2022, fra <https://www.windowmaster.no/ekspertise/naturlig-og-hybrid-ventilasjon/automatisk-nattavkjoling/>
- Zijdemans, D. (2014). *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press.
- Aas, B. (2020). *NTNU Senter for idrettsanlegg og teknologi sine anbefalinger for stengte svømmehaller*. Hentet 4. mars 2022, fra <https://www.godeidrettsanlegg.no/nyhet/ntnu-senter-idrettsanlegg-og-teknologi-sine-anbefalinger-stengte-svømmehaller>

