

KANDIDAT NR.

16

TILGJENGELIGHET

Åpen

OsloMet - storbyuniversitet

Institutt for Bygg- og energiteknikk

Postadresse: Postboks 4. St. Olavs plass, 0130 Oslo

Telefon: 67 23 50 00

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

www.oslomet.no

## Masteroppgave

<b>MASTEROPPGAVENS TITTEL</b> Strålevarme som oppvarmingsløsning på bad i sykehus og påvirkning den har på termisk komfort	<b>DATO</b> 23. mai 2019
	<b>ANTALL SIDER: 78</b> <b>ANTALL SIDER VEDLEGG: 5</b>
<b>FORFATTER</b> Håkon Lund Fossli	<b>VEILEDER</b> Ole Melhus
<b>UTFØRT I SAMARBEID MED</b> Erichsen & Horgen AS	<b>KONTAKTPERSONER</b> Olav Sveinall Ida Bryn

**SAMMENDRAG**

Oppgaven undersøker om strålevarme tilfredsstillende krav iht. ISO, CEN og ASHRAE for termisk komfort på bad for en person i et sykehus. Det er sett på påvirkningsgraden av strålevarmerens avgitte effekt, termisk motstand i tøy, ulike temperatur på veggens overflate og forskjellige luftmengder. Disse scenariene ble simulert i CFD-programmet STAR-CCM+. Simuleringene ble gjort med bagrunn ønsket om en rask og effektiv oppvarmingsløsning for brukerne, som avgir varmestråling når badet er i bruk.

Baderommet ble tegnet i STAR-CCM+ og nødvendig modeller for fysikken og nettverksgenerering ble valgt og tilpasset problemstillingens omfang. STAR-CCM+ ble brukt for å kunne simulere temperaturfelt, luftstrømninger og påvirkningen strålevarmen gir en person ved ulike forutsetninger og tiltak.

Resultatene gir totalt sett verdier som i mange tilfeller tilfredsstillende enkelte krav til termisk komfort, men overstiger også andre. Ulik temperatur på veggens overflate ga stort utslag for temperaturdifferanse og strålingasymmetri. Løsninger som økte luftmengder og ulik plassering på strålevarmer kan være med på å senke temperaturdifferansen mellom hode og ankel.

Ut fra simuleringene gis det grunnlag for videre arbeid, da en løsning med strålevarme kan være en oppvarmingsløsning man ikke burde avskrive. Dette med forbehold om at rommet kan holde en respektabel lufttemperatur og det ikke vil være for stor grad av stålrigasymmetri.

**Stikkord:**

Strålevarme

Termisk komfort

CFD

## Forord

Denne oppgaven er skrevet som en avsluttende del av masterutdannelsen i energi og miljø i bygg ved OsloMet. Oppgaven har strukket seg over et semester med start 10.01.19 og slutt 23.05.19. Den ble valgt med bagrunn i interessefeltet; klimaløsninger på bad for sykehus, og tildelt av Erichsen & Horgen AS.

Oppgaven har vært spennende og lærerik med utfordringer underveis. Oppbyggingen av modell og simulering i CFD-programmet ga utfordringer og nye problemstillinger. Store deler av tiden ble brukt til å sette seg inn i simuleringsprogrammet og lære seg oppbygging og innstillingsmuligheter. Denne lærdommen tas med videre og settes pris på.

Ønsker å rette en stor takk til intern veileder Ole Melhus for god veiledning med oppgaven og programmet STAR-CCM+. Det rettes også en takk til eksterne veiledere Ida Bryn og Olav Sveinall i Erichsen & Horgen for tilgjengelighet og råd underveis i oppgaveskrivningen. Vil også takke Erichsen & Horgen for disponering av kontorplass og hyggelige lunsjer under oppgaveskrivningen.

Håkon Lund Fossli  
Oslo, 23.mai 2019

## Sammendrag

Strålevarme som oppvarmingsløsning på bad er ingen ny løsning, og er blitt brukt i lang tid. Hensikten med å ta i bruk en strålevarmer er å gi en rask og effektiv varmek følelse direkte på personen, uten at det er behov for høypris og krevende installasjon eller unødvendig oppvarming av luftstrømmer. Utfordringene rundt en varmekilde som avgir varmestråling målrettet mot en person, er at man kan oppleve et ubehag ved en temperaturdifferanse mellom hode og ankel eller hver side av kroppen. Dette asymmetriske problemet er en stor utfordring når varmen kun blir avgitt fra et punkt og ikke varmer opp luften i oppholdssonen. Strålevarmen varmer opp overflatene som blir bestrålt hvor disse overflatene avgir varme til omgivelsene slik at lufttemperaturen heves. Dette er en av grunnene til at strålevarme brukes i bygninger med stort luftvolum hvor oppvarming av luften vil være svært energikrevende og lite effektivt.

For å se om strålevarme på bad vil være en løsning brukerene føler et komfortabelt nivå av, ble det i oppgaven laget en modell i CFD-programmet STAR-CCM+ av baderommet på sykehuset Østfold Kalnes (SØK). Her ble nødvendige fysikk-modeller, nettverks-modeller og inputparameter valgt for å kunne gjengi en reel tilnærming av problemstillingen. Underveis i prosessen oppstod det problemer med blant annet programmets geometritegning som stjal mye av tiden. Dette førte til at forenklinger måtte tas, samt utelukkelse av enkelte fysikk-modeller som vil hatt en påvirkning på det termiske komfortnivået. Resultatene fra simuleringene vil derfor kunne få et annet utfall ved en mer nøyaktig og detaljert oppbygging.

Med utgangspunkt i modellene som ble valgt, gir resultatene en god indikasjon på hvordan en strålevarmer vil påvirke en person som oppholder seg på baderommet. Resultatene fra simuleringene er satt opp mot kravene fra ISO, CEN og ASHRAE for et høyt termisk nivå i henhold til kategoriseringen i NS-EN 15251.

Simuleringene har bagrunn i faktorer som vil påvirke det termiske komfortnivået. Det ble simulert med endret effekt på strålevarmeren, ulik termisk resistans i klesplagg, ulik overflatetemperatur på vegger og ulike luftmengder inn på badet. Til slutt ble det gjennomført en samlet simulering med kombinasjon av faktorene som ble brukt i de tidligere simuleringene, for å se resultatet av flere utfordringer samtidig.

Resultatene viste at lavere overflatetemperaturen på vegger ga størst utslag i negativ retning for termisk komfort, og da spesielt for temperaturdifferanser og strålingsasymmetri. Økes effekten på strålevarmen, er det lettere å tilfredstille den operative temperaturen, men temperaturdifferansen og strålingsasymmetrien økte i samsvar med effektøkningen. Simuleringsdataene viste at dette kunne begrenses ved økte luftmengder og riktig termisk resistans på kroppen. Det er likevel vanskelig å tilfredstille de gitte kravene med tiltakene simulert i denne rapporten, men resultatene indikerer at tiltakene hjelper på det termiske nivået og at det med videre arbeid vil kunne avdekkes tiltak som har større innvirkning på den termiske balansen.

## Abstract

Radiant heat as a heating solution in bathrooms is not a new solution, such radiant heaters have been used for a long time. The purpose of using a radiant heater is to provide quick and efficient heat sensation directly on to the person, without the need for high cost and demanding installation or unnecessary heating of air currents. The challenge around a heat source that emits heat radiation to a person, is that one can experience a discomfort at a temperature difference between the head and the ankle or each side of the body. This asymmetric problem is a big challenge when the heat is released from a point and does not heat the air. The radiant heat heats the surfaces that are irradiated by the radiation where these surfaces give warmth to the surroundings so that the air temperature is raised. This is one of the reasons why radiant heat is most often used in buildings with large air volumes where heating of the air will be very energy demanding and little efficient.

In order to see if a heating solution with radiant heat in bathrooms will be a solution the users feel a comfortable level off, it was made a model in the CFD-pogram STAR-CCM + of the bathroom at the hospital Østfold Kalnes (SØK). Here, necessary physics models, network models and input parameters were chosen in order to reproduce a real approach to the problem. During the process of the program, problems arose with the program's geometry drawing, which stole much of the time. This meant that simplifications had to be taken, as well as the exclusion of some physics models that would have had an effect on the temperamental comfort level. The results of the simulations can therefore have a different outcome with a more accurate and detailed structure.

Based on the models that were chosen, the resultant gives a good indication of how one can expect that a radiant heater will affect a person staying in the bathroom. The results from the simulations are set against the requirements of ISO, CEN and ASHRAE for a high thermal level according to the categorization from NS-EN 15251.

The various simulations were taken with which factors would affect the thermal comfort level the most. It was simulated with changed effect on the radiant heater, different thermal resistance in garments, different surface temperatures on walls and various airflows into the bathroom. Finally, an overall simulation was carried out with the combination of the factors used in the previous simulations, with background in which input values were challenging for the radiant heater to satisfy requirements for.

The results showed that lower surface temperatures on walls gave the greatest impact in the negative direction for thermal comfort, especially for temperature differences and radiation asymmetry. If the effect on the radiant heat is increased, it is easier to satisfy the operative temperature, but the temperature difference and the radiation asymmetry increased in accordance with the effect increase. The simulation data showed that this could be limited by increased airflow and proper thermal resistance on the body. It is nevertheless difficult to satisfy the given requirements

Masteroppgave

with the measures simulated in this report, but the results indicate that the measures help at the thermal level and that with further work measures that have a greater impact on the thermal balance can be uncovered.

## Nomenclature

$A$	Areal
$Clo$	Bekledning
$F$	Kraft
FVM	Finite Volume Method
$I_f$	innfallende fluks
$L$	Lengde
Met	Varmeproduksjon
PMV	Predicted mean vote
PPD	Predicted percentage dissatisfied
$Q$	Varme
$T$	Temperatur
$C_B$	massekonsentrasjonen av komponent
$D_{BC}$	diffusjonskoeffisienten for stoff B til C
$E$	Energi
$F_{P-n}$	vinkelforhold
$Nu$	Nusselt tallet
$Re$	Reynoldstall
$V$	hastighet
$W$	Arbeid
$\bar{t}_r$	Middelstråletemperaturen
$\alpha$	Absorpsjon
$\kappa$	Den turbulente kinetiske energien
$\nu$	Kinematisk viskositet

## Masteroppgave

$\rho$	Densitet
$\rho$	Refleksjon
$\sigma$	Stefan-Boltzmann konstanten
$\tau$	Transmittering
$\varepsilon$	Emissiviteten
$a$	Akselerasjon
$k$	Termisk konduktivitet
$m$	massen
$u$	Hastighetskomponent
$x, y, z$	koordinater
$h$	Varmeovergangstallet

# Innhold

<b>Forord</b>	<b>I</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>II</b>
<b>Abstract</b>	<b>III</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn . . . . .	1
1.2 Problemstilling . . . . .	3
1.3 Mål for oppgaven . . . . .	4
1.4 Forutsetninger . . . . .	4
<b>2 Teori</b>	<b>6</b>
2.1 Bruk av strålevarme . . . . .	6
2.2 Normer og anbefalinger . . . . .	6
2.3 Termisk Inneklima . . . . .	7
2.3.1 Termisk komfort . . . . .	9
2.3.1.1 PMV og PPD . . . . .	9
2.3.1.2 Operativ temperatur . . . . .	11
2.3.1.3 Middelstråletemperaturen . . . . .	12
2.3.1.4 Strålingsasymmetri . . . . .	13
2.3.1.5 Oppholdssone . . . . .	15
2.3.1.6 Lufthastighet og Turbulens . . . . .	16
2.3.1.7 Luftfuktighet . . . . .	16
2.4 Strømningslære . . . . .	16
2.4.1 Intern og ekstern strømming . . . . .	16
2.4.2 Heftbetingelse (No-Slip) . . . . .	16
2.4.3 Viskositet . . . . .	17
2.4.4 Komprimerbar og ikke-komprimerer strømming . . . . .	17
2.4.5 Laminær og turbulent strømming . . . . .	17
2.4.6 Reynoldstallet . . . . .	18
2.5 Varmetransport . . . . .	19
2.5.1 Varmetransport ved Stråling . . . . .	19
2.5.2 Varmetransport ved konveksjon . . . . .	20
2.5.3 Varmetransport ved konduksjon . . . . .	21
2.6 Massetransport . . . . .	22
2.6.1 Fick's lov om diffusjon . . . . .	22
2.7 Stråling . . . . .	23
2.7.1 Infrarød Stråling . . . . .	25



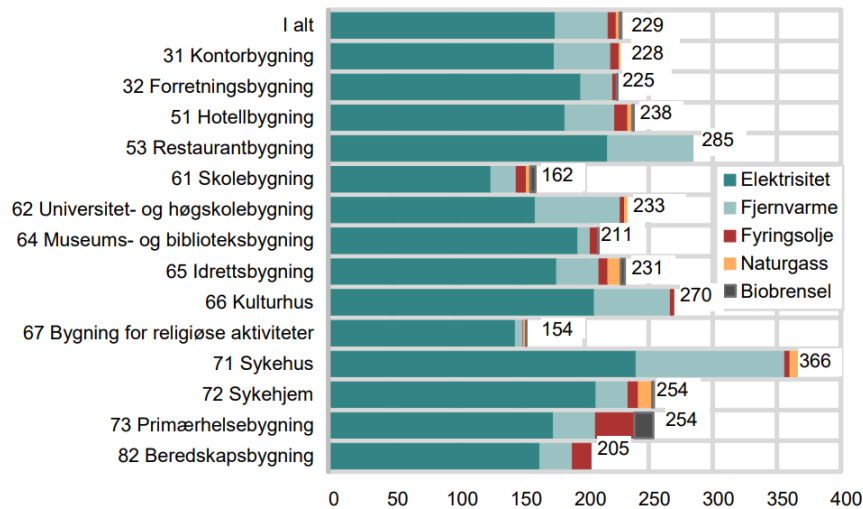
2.7.2	Termisk stråling . . . . .	25
2.7.3	Strålingsegenskaper . . . . .	26
2.7.4	Strålevarmere . . . . .	27
2.8	CFD . . . . .	27
2.9	Numeriske beregninger . . . . .	27
2.9.1	Stasjonære og Transient . . . . .	28
2.9.2	Kontinuitetsligningen . . . . .	28
2.9.3	Navier-Stokes (Momentumligningen) . . . . .	29
2.9.4	Energiligningen . . . . .	30
2.9.5	Turbulens . . . . .	31
2.9.6	Transportlikningen . . . . .	32
2.9.7	Kontrollvolum . . . . .	33
<b>3</b>	<b>Metode</b>	<b>34</b>
3.1	STAR-CCM+ . . . . .	34
3.1.1	Fremgangsmåte . . . . .	34
3.2	Modellen i STAR-CCM+ . . . . .	35
3.2.1	Geometri . . . . .	35
3.2.2	Parts . . . . .	37
3.2.3	Regioner . . . . .	37
3.2.4	Grenser . . . . .	38
3.2.5	Interface . . . . .	39
3.2.6	Mesh . . . . .	39
3.2.7	Fysikkmodeller . . . . .	42
3.2.8	Under-Relaxation Factor . . . . .	43
3.2.9	Scener . . . . .	43
3.2.10	Rapport . . . . .	44
3.3	Simuleringsdata . . . . .	44
<b>4</b>	<b>Resultat og diskusjon</b>	<b>48</b>
4.1	Simulering 1 - Strålevarmerens effekt . . . . .	48
4.1.1	Resultat av simulering 1 . . . . .	48
4.1.2	Diskusjon av simulering 1 . . . . .	50
4.2	Simulering 2 - Termisk resistans i klesplagg . . . . .	52
4.2.1	Resultater av simulering 2 . . . . .	52
4.2.2	Diskusjon av simulering 2 . . . . .	54
4.3	Simulering 3 - Ytterveggers påvirkning på temperaturlansen . . . . .	56
4.3.1	Resultater av simulering 3 . . . . .	56
4.3.2	Diskusjon av simulering 3 . . . . .	58
4.4	Simulering 4 - Luftmengdens påvirkning på termisk komfort . . . . .	60

4.4.1	Resultater av simuleringer 4 . . . . .	60
4.4.2	Diskusjon av simulering 4 . . . . .	62
4.5	Simulering 5 - Kombinasjonsmodellen . . . . .	63
4.5.1	Resultat av simulering 5 . . . . .	63
4.5.2	Diskusjon av simulering 5 . . . . .	64
4.6	Diskusjon . . . . .	66
<b>5</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>69</b>
<b>6</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>70</b>
	<b>Figurer</b>	<b>72</b>
	<b>Tabeller</b>	<b>74</b>
	<b>Formelliste</b>	<b>74</b>
	<b>Referanser</b>	<b>76</b>
	<b>Vedlegg</b>	<b>79</b>
<b>A</b>	<b>Forutsetninger for bygningskonstruksjon</b>	<b>79</b>
<b>B</b>	<b>Simuleringer</b>	<b>80</b>
<b>C</b>	<b>Bekledningsnivå</b>	<b>81</b>
<b>D</b>	<b>Beregning av overflatetemperatur på vegg</b>	<b>82</b>
<b>E</b>	<b>Operative temperaturer</b>	<b>83</b>

# 1 Introduksjon

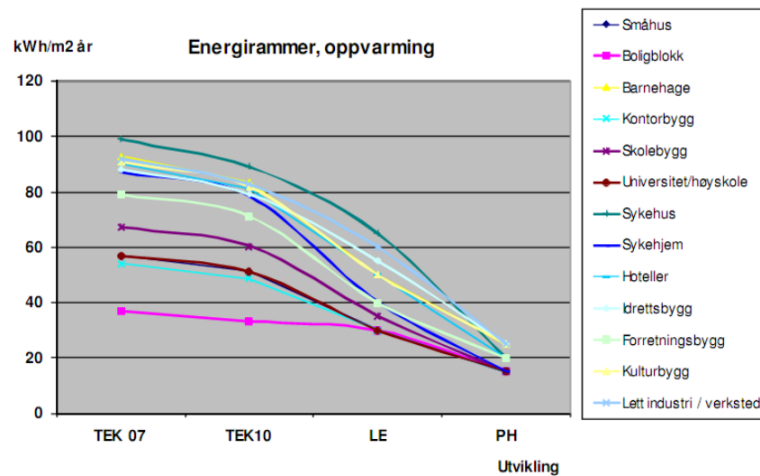
## 1.1 Bakgrunn

Innenfor bygningsmassen i Norge utgjør sykehus en stor del av det totale energiforbruket. Som vist i figur 1, ligger sykehus på  $366 \frac{kWh}{m^2}$ , foran restaurantbygninger med  $285 \frac{kWh}{m^2}$  [1]. En rapport som har kartlagt energibruk i yrkesbygg, og da sett på sykehusbygg fra 2008-2013 [2], styrker dette og oppgir et spesifikt forbruk på  $380 \frac{kWh}{m^2}$  per år. Det høye energiforbruket skyldes blant annet ulike krav til ventilasjonssystem og oppvarming, men også mengden av teknisk utstyr og den høye brukstiden denne type bygg har.



Figur 1: Energibruk etter bygningstype i  $\frac{kWh}{m^2}$

Sykehus er bygg som er dyre å bygge samt drifte. Myndighetene skjerper stadig kravene for energirammer, og kategorien sykehus er den som må gjennom størst forbedring på området for oppvarming som vist i figur 2 [3].



Figur 2: Kravutvikling for energi til oppvarming

Det vil være vanskelig å kutte energiforbruket for alle faktorene som spiller en rolle for energibesparelse ved et sykehus, uten at det går utover pasienter og ansattes termiske komfort, men enkelte løsninger kan energieffektiviseres eller endres.

En del av energiforbruket på et sykehus går til oppvarming, og da er bad en del av det regnskapet. Det finner ulike løsninger for hvordan man velger å varme opp et slikt rom, men faktorer som pris, energibruk, termisk komfort, driftskostnader og levestandard spiller viktige roller.

Case-bygget for denne oppgaven er sykehuset Østfold Kalnes (SØK) som har valgt å ikke ha oppvarming på badene som tilhører sengerom så lenge baderommet ikke har yttervegger. Denne løsningen kutter kostnader både i byggefasen og driftsfasen, men setter utfordringer til opprettholdelse av krav vedrørende termisk komfort. Med interesse fra Erichsen & Horgen AS skal det i denne oppgave fokuseres på rask elektrisk strålevarme som oppvarmingsløsning på bad, og hvordan det termiske komfortnivået blir påvirket av denne type oppvarming for en person som oppholder seg der. IR-strålevarme vil kunne gi rask varme på overflater, uten å varme opp luften som strømmer gjennom badet. Tanken med at en slik løsning vil kunne spare bygget for mye energi samtidig som det opprettholder et høyt komfortnivå. Termisk komfort vil spille en vesentlig rolle i rapporten da det er fokusert på om strålevarme når krav for høyt komfortnivå gitt i ISO, CEN og ASHRAE.

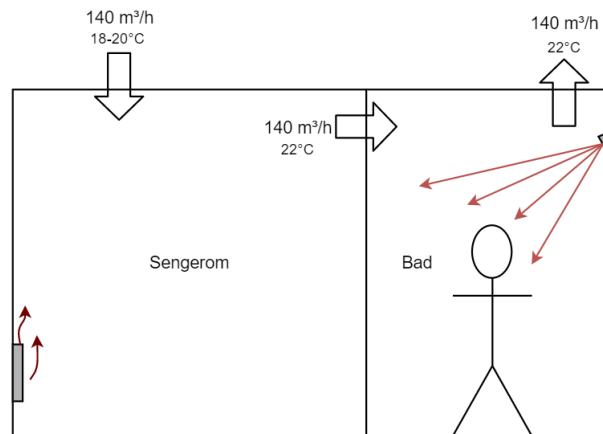
## 1.2 Problemstilling

For rom med store luftmengder og et oppvarmingsbehov, vil man tilstrebe en komfortabel oppvarmingsløsning som skal tilfredsstille brukerne samtidig som energinivået skal holdes lavt. Et eksempel på slike rom er bad på sykehus.

For case-bygget sykehuset Østfold Kalnes (SØK), er det valgt å kutte ut oppvarmingsløsninger for bad uten yttervegger, men valgt elektriske varmekabler på bad med yttervegger. Varmekablene måtte installeres da strålingstemperatursymmetrien fra ytterveggene påvirket det termiske komfortnivået i negativ grad. Enkelte rom, som barselrom, har utrygt ønske om et høyere komfortnivå, da dagens løsning ikke tilfredsstiller brukerne.

Med en luftmengde på  $140\text{ m}^3/\text{h}$  og en varmeløsning med konstant gulvvarme, vil luftmengden varmes opp gjennom hele døgnet, uavhengig om badet er i bruk eller ikke. Dette betyr at store deler av energiforbruket til gulvvarmen går til å varme opp luften som strømmer ut i kanalnett. Strålevarme fungerer slik at den ikke varmer opp luftstrømmingene, men flatene som blir bestrålt.

Med ønske fra Erichsen & Horgen AS er det sett på en oppvarmingsløsning med rask elektrisk strålevarme på bad som kun er på når badet er i bruk, for både bad med og ute yttervegger. For SØK er tilluften fra ventilasjonsanlegget inn til sengerommet på  $18\text{-}20\text{ }^\circ\text{C}$ . Luften blir varmet opp av en radiator til ønsket temperatur på rundt  $22\text{ }^\circ\text{C}$ . En illustrasjon av varmeløsningen er gitt i figur 3.



Figur 3: Illustrasjon av strålevarme på bad

Med dette som grunnlag skal det undersøkes om strålevarmen kan tilfredsstille et høyt termiske komfortnivå for brukerne av bad med ulik effekt på strålevarmer, endring av termisk resistans i klesplagg, kjøligere overflatetemperaturer på vegger og en lavere luftmengder.

### 1.3 Mål for oppgaven

Målet med oppgaven er å undersøke om rask elektrisk strålevarme kan tilfredsstillende et høyt termisk komfortnivå for en person på bad ved ulik effekt på strålevarmer, termisk resistans i klesplagg, overflatetemperaturer på vegger og alternative luftmengder. Dette gjøres ved hjelp av CFD-programmet STAR-CCM+, og sluttproduktet vil gi simulertbasert resultater for vurdering av termisk komfort iht. ISO, CEN og ASHRAE.

#### Hovedmål

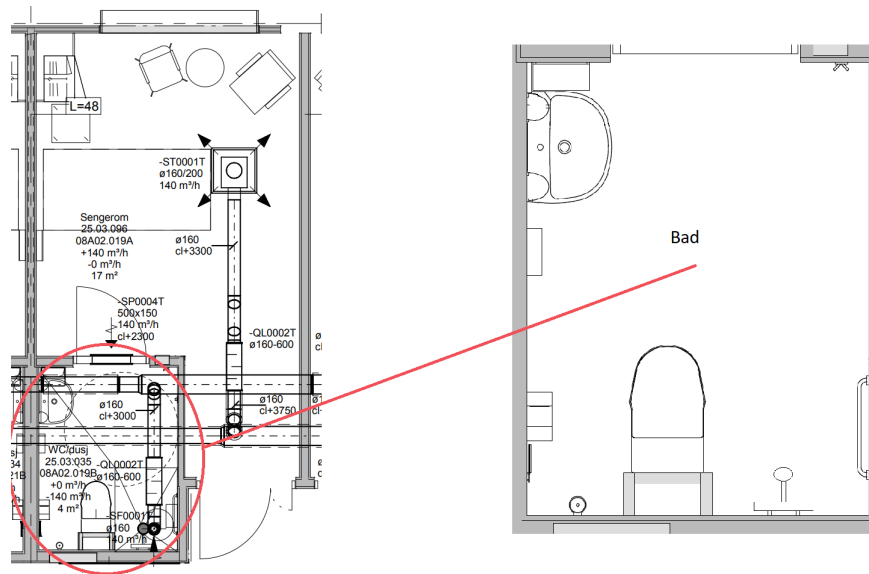
Undersøke om rask elektrisk strålevarme kan tilfredsstillende et høyt termisk komfortnivå for en person på et bad for ulike scenarier ved bruk av STAR-CCM+.

#### Delmål

- Lære CFD-programmet STAR-CCM+ og oppbyggingen av en simulering.
- Velge inndata etter riktige forutsetninger.
- Forstå teorien ved simuleringene.
- Teste ulike forutsetninger og strålevarmens påvirkningsgrad ved disse.

### 1.4 Forutsetninger

Utgangspunktet for mye av inputverdiene brukt i rapporten er hentet fra sykehuset Østfold Kalnes. Forutsetninger for bygningskonstruksjonen er gitt i vedlegg A. Sykehuset er benyttet som case bygg, hvor blant annet romløsning med mål, luftmengder og temperaturer er hentet fra. Planløsningen av baderommet er vist i figur 4. Det er tatt utgangspunkt i at alle bad har like i størrelse og form, og inneholder samme innredning med lik plassering. Det er både bad uten og med yttervegger i bygget. Det er gjort forneklinger i form av at det kun er én person som oppholder i ro seg på badet. Dette er gjort for å begrense beregninger i modellen og kutte ned på krevd datakapasitet. Videre er det antatt adiabatisk vegger, tak og gulv for å fremheve varmestrålens påvirkningsgrad i simuleringmodellen og kunne justere overflatetemperaturer etter ønsket problemstilling.



Figur 4: Sengerom med bad

I figur 4 er blant annet luftmengder og areal gitt. Dette er bruk for input og dannelse av geometrien i simuleringsprogrammet. Utvendig stråling blir ikke sett på i denne oppgaven, da badene ikke inneholder vinduer.

## 2 Teori

### 2.1 Bruk av strålevarme

Strålevarme som oppvarmingsløsning er et populært valg for restauranter med uteservering hvor utetemperaturen kan være kjølig. En terrassevarmer er et typisk eksempel på elektrisk strålevarme de fleste har kjennskap til. Strålevarme som oppvarmingsløsning er mye brukt på områder hvor oppvarming av lufttemperaturen vil være vanskelig og/eller lite energieffektivt. Det kan f.eks være store lager- og produksjonshaller eller idrettshaller.

I industrien er strålevarmere brukt til blant annet oppvarmingsbehandling, forming, herding, behandling og trøking av mat [4–6]. Det brukes også i helse- og medisintjenesten ved postoperativ avdeling for oppvarming av pasienter [7]. For husholdningsbruk er det stort sett oppvarming i rom hvor det er behov dette brukes [8, 9].

### 2.2 Normer og anbefalinger

For å danne og ivareta et godt innemiljø settes det enkelte krav til bygninger.

- Brukernes helse og sikkerhet skal ivaretas
- Inneklima skal være akseptabelt med hensyn til trivsel og komfort
- Det skal virke produktivitetsfremmende
- Bygge- og driftskostander skal være akseptable
- Det skal være sosial aksept i lokalsamfunnet

Kravene som settes til inneklima av byggeier gjelder ofte:

- Tilfredstillende temperatur
- Det skal ikke være noen sjenerende lukt eller forurensing
- Ingen lydforstyrrelser
- Ingen problemer med trekk
- Driften skal ikke være problematisk

For at man skal kunne nå disse kravene må prosjekteringsforutsetningene og kravspesifikasjonene holdes enkle og tydelige. Etterkontroll er viktig for å kunne se om man har oppnådd det som var planlagt [10].



## 2.3 Termisk Inneklima

NS-EN 15251 med nasjonalt tillegg stiller brukerkrav til termisk inneklima. Den gir kategoriserte forventningsnivåer med kriterier for termisk inneklima i boliger og bygninger med annen virksomhet, vist i figur 5. I denne oppgaven vil kategori I være aktuell, fordi den tilsvarer høyt forventningsnivå og anbefales rom hvor det oppholder seg blant annet syke eller gamle [11].

Kategori	Forklaring
I	Høyt forventningsnivå. Anbefalt i rom der svært sensitive og sårbare personer med spesielle behov oppholder seg, f.eks. mennesker som har nedsatt funksjonsevne, er syke, spedbarn eller gamle.
II	Normalt forventningsnivå. Bør brukes i nye og rehabiliterte bygninger.
III	Akseptabelt, moderat forventningsnivå. Kan brukes i eksisterende bygninger.
IV	Verdier utenfor kriteriene for kategoriene ovenfor. Denne kategorien bør bare godtas i en begrenset tid av året.

Figur 5: Anvendelsesmuligheter etter kategori for termisk inneklima gitt i NS-EN 15251 [11]

Termisk inneklima omfatter parametere som har påvirkning på menneskets varmebalanse. Her vil kroppens kjernetemperatur og overflatetemperatur gi en nøytral følelse for at dette skal være komfortabelt. Kroppens helhetlige varmebalanseligning er gitt som:

$$S = M - W - K - C - R - C_{res} - E_{res} - E_{sw} - E_{dif} \quad (1)$$

Hvor:

$S$  = varmelagring

$M$  = Stoffskifte (metabolsime)

$W$  = Ytre arbeid

$K$  = Varmetap ved ledning

$C$  = Varmetap ved konveksjon

$R$  = Varmetap ved stråling

$C_{res}$  = Varmetap ved respirasjon (konvektivt)

$E_{res}$  = Varmetap ved respirasjon (fordunstning)

$E_{sw}$  = Varmetap ved fordunstning av svette

$E_{dif}$  = Varmetap ved diffusjon gjennom hud

Det som kan oppleves som et akseptabelt termisk nivå vil varierer fra person til person utfra faktorer som alder, kjønn, aktivitetsnivå, oppholdstid og bekledding. Aktivitetsnivået blir omtalt som met, hvor 1 met utgjør  $58 \text{ W/m}^2$ . Bekleddningsnivået blir omtalt som clo, hvor 1 clo utgjør  $0,155 \text{ m}^2\text{K/W}$ . De fire mest sentrale termiske inneklimateparameterne som inngår i varmebalanseligningen og har betydning for vår generelle termiske tilstand er [12]:

- Lufttemperatur  $t_a$
- Middelstrålingstemperaturen  $t_r$
- Lufthastighet  $v_{ar}$
- Luftfuktighet  $P_a$

### Lufttemperatur

Dette er temperaturen rundt personen som oppholder seg i en sone. Middelttemperaturen av luften har betydning for den konvektive varmeavgivelsen til en person.[12]

### Middelstrålingstemperaturen

En stor del av varmetapet fra kroppen er det stråleutveksling med omgivende flater i rommet som står for. Overflatetemperaturer på de omgivende flatene bestemmer graden av varmetapet for dette scenariet. Gjennomsnittlig stråletemperatur kan beregnet ut fra middelveien av alle overflatetemperaturer i rommet, veid ut fra flatens størrelse sett fra betraktningsspunktet. For å beregne gjennomsnittlig stråletemperatur på enklere måte kan man bruke stråletemperatur eller globetemperatur, dette er sett nærmere på i kapittel 2.3.1.3 [13].

### Lufthastighet

Den relative lufthastigheten spiller inn på personens konvektive varmeavgivelse. For personer som oppholder seg i ro, kan lufthastighet føre til trekk [12]. Ubehag ved trekk kan forekomme av svingninger i hudtemperaturen. Høyturbulent luftstrøm er mer ubehagelig enn lavturbulent, selv om varmetapet kan være det samme [13].

### Luftfuktighet

Luftfuktigheten har påvirkning på fordampningen av vann på kroppen. Under stasjonære forhold har vanddampens partialtrykk i omliggende luft innflytelse på varmetapet ved fordampning [12]. En endring på 20-60% i relativ luftfuktighet har liten innvirkning på komfortfølelsen, men høyere relativ fuktigheten enn 70% kan gi økt svetteproduksjon og bidra til ubehagelig termisk klima [13].

### 2.3.1 Termisk komfort

Termisk komfort defineres i NS-EN ISO 7730 [14] og deles opp i hva den blir påvirket av og hva den blir bestemt av. Påvirkningene er:

- Tørrkuletemperatur til luften
- Termisk stråling i sonen
- Hastigheten og turbulensen til luften
- Vanndampinnholdet til luften
- Aktivitetsnivå til personen
- Bekledningsnivå til personen

Andre faktorer som oppholdssted, oppholdstid, termiske egenskaper, alder, kjønn, sinnstilstand, tretthet, metthet, sult og fordøyelse vil kunne innvirke på om en person er tilfreds med komfortnivået eller ikke [10].

Det som er med på å bestemme termisk komfort er:

- Hudtemperatur, 32-34 °C
- Kjernetemperatur, 37-38 °C
- Svettesekresjon, <0,25

Det som bunner i faktorene som påvirker den termiske tilstanden er fysiologiske og psykologiske kriterier. Det betyr at kroppens reaksjon på det termiske komfortnivået i en sone er det som bestemmer komfortopplevelsen, ikke de romklimatiske parametere i seg selv. [10] Faktorer som vil kunne nedsette den termiske komforten i stor grad er strålingsasymmetri og trekk, og store variasjoner i temperaturer vertikalt [10].

#### 2.3.1.1 PMV og PPD

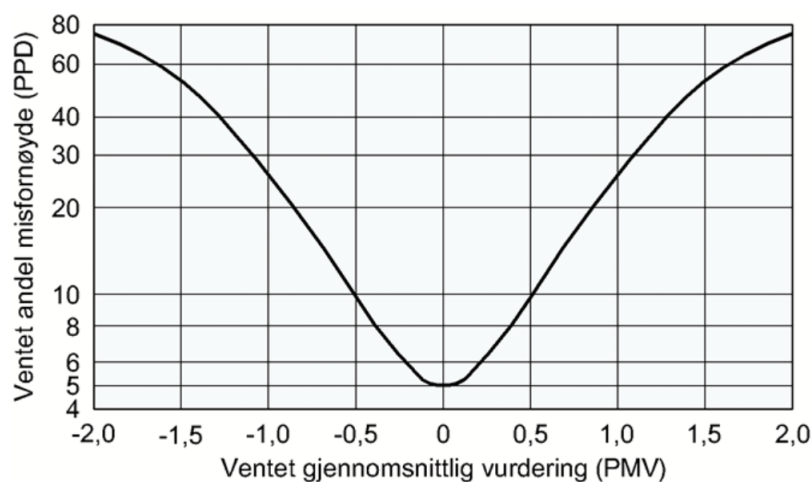
Termisk komfort er en subjektiv følelse eller sinnstilstand hvor tilfredsheten med det termiske klima er oppnådd. Lokalt termisk ubehag er temperaturforskjell ved ulike kroppsdeler, da ofte ulikheten mellom hode og føtter. For å vurdere det termiske inneklima er to standardiserte indekser utviklet, PMV-indeks og PPD-indeks [13].

**PMV** (Predicted mean vote) er basert på en sjutrinns skala vist i figur 6, forutsatt gjennomsnittlig vurdering fra en gruppe mennesker av det termiske klimaet. Skalaen går fra -3 (kaldt) til +3 (hett).

Skala	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
Vurdering	kaldt	kjølig	noe kjølig	nøytralt	noe varmt	varmt	hett

Figur 6: Skala for PMV-indeks [13]

**PPD** (Predicted percentage dissatisfied) kan beregnes etter PMV-indeksen er gitt. Denne indeksen forutsier prosentandelen av et normalisert utvalg personer som vil være misfornøyde med det termiske inn klima. Minste PPD-indeks man regner å få er 5%. Utrykket for beregning er gitt i NS-EN ISO 7730. I figur 7 ser man sammenhengen mellom PMV og PPD [13].



Figur 7: Sammenheng mellom PMV og PPD [13]

Figuren forteller hvor stor mengde av en større gruppe personer som vil være misfornøyde med de termiske forholdene i et gitt tilfelle. Vurderingen 0, nøytral, betyr at personene i testen var fornøyde med omgivelssetemperaturen [10].

Den matematiske sammenhengen mellom PMV og PPD er gitt i formel 2:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0,3353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2} \quad [\%] \quad (2)$$

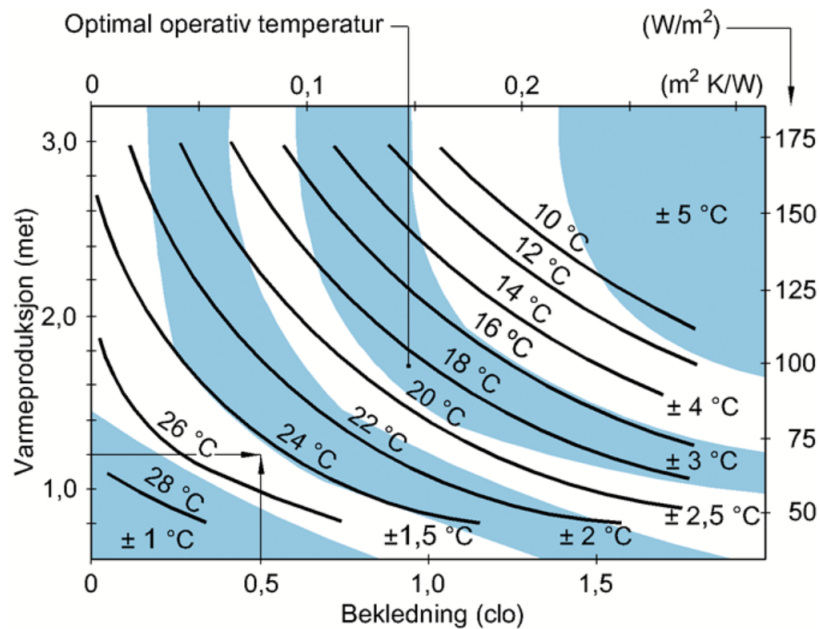
Ved en PMV-verdi på 0 gir det en PPD-verdi på 5%, som vil si at maksimal grad av fornøyde er 95%. I NS-EN ISO 7730 blir det anbefalt grenseverdier for termisk akseptable omgivelser til:

$$-0,5 < PMV < 0,5$$

Det vil si at minst 90% skal være tilfredse med termiske omgivelser. Det beregnes ofte PPD-verdi for sommertid og vintertid [10].

### 2.3.1.2 Operativ temperatur

Operativ temperatur er et konstruert temperaturmål hvor det blir kombinert effekten av lufttemperatur og strålingsutveksling med omgivende flater. Den operative temperaturen er et bedre mål enn bare lufttemperatur når man blir eksponert for flater og kilden som ikke har samme temperatur som luften. Kategori I for termisk inn klima gitt i NS-EN 15251 og vist i figur 5, vil ut fra tabeller gitt i vedlegg E gi en operative temperatur mellom 21-22,5 °C (vinter og 1 clo) og 23,5-25,5 °C (sommer og 0,5 clo) ettersom kravene er ulike ut fra årstider. For bad og dusjrom vil klasse I med bekledning på 0 clo og våt kropp gi operativ temperatur på mellom 24 °C og 26 °C [11]. Optimal operativ temperatur kan også grovt leses ut fra varmeproduksjon (met) og bekledning (clo) i figur 8. PMV er null for en gitt optimal operativ temperatur som er representert ved de sorte heltrukne linjene.



Figur 8: Optimal operativ temperatur [13]

Operativ temperatur kan beregnes som den aritmetiske middelen av gjennomsnittlig stråletemperatur og lufttemperatur. Ved beregning er operativ temperatur:

$$T_o = 0,5 \cdot (t_a + \bar{t}_r) \quad [^{\circ}C] \quad (3)$$

Hvor  $t_a$  er lufttemperaturen og  $\bar{t}_r$  er gjennomsnittlig strålingstemperatur.

Formelen gjelder for lufthastigheter mindre enn 0,2 m/s, eller når forskjellen mellom middelstråletemperaturren og lufttemperaturen er mindre enn 4 grader [13].

Ved større differanse brukes:

$$T_o = A \cdot t_a + (1 - A) \cdot \bar{t}_r \quad [^\circ C] \quad (4)$$

Hvor  $A$  er variablene iht lufthastighet. Ved høyere hastigheter kan man benytte  $A = 0,6$  for 0,2-0,6 m/s og  $A = 0,7$  for 0,6-1 m/s [12].

### 2.3.1.3 Middelstråletemperaturen

Middelstråletemperaturen  $\bar{t}_r$ , som også går under navnet gjennomsnittlig stråletemperatur, er en stor del av varmetapet fra kroppen, som stråleutveksling med omgivende flater i rommet står for. Middelstråletemperaturen gir sammen med lufttemperatur en helhetlig oppfatting av temperaturen i et rom. Den defineres som ensartede temperaturen av omliggende flater som vil medføre samme varmeavgivelse ved stråling fra en person som de faktiske ikke-ensartede omgivelsene [12].

Middelstråletemperaturen fra et legeme kan man finne med ligning 5:

$$t_{r,fluks} = \left(\frac{I_f}{\sigma}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (5)$$

Hvor:

$I_f$  innfallende fluks

$\sigma$  Stefan-Boltzmann konstanten

Middelstråletemperaturen i et punkt kan beregnes etter:

$$\bar{t}_r = F_{P-1} \cdot t_1 + F_{P-2} \cdot t_2 + \dots + F_{P-n} \cdot t_n \quad (6)$$

Hvor  $F_{P-n}$  er vinkelforholdet til personen fra flaten i rommet og  $t_n$  er overflatetemperaturen til flaten.

For å beregne gjennomsnittlig stråletemperatur med målt globetemperatur brukes formelen 7 som vist under. Denner beregningsmetoden er enklere om det blir gjennomført fysiske målinger.

$$t_{mf} = t_g + 2,2(t_g - t_L)(v^{0,5}) \quad [^{\circ}C] \quad (7)$$

Hvor:

$t_g$  målt globetemperatur [ $^{\circ}C$ ]

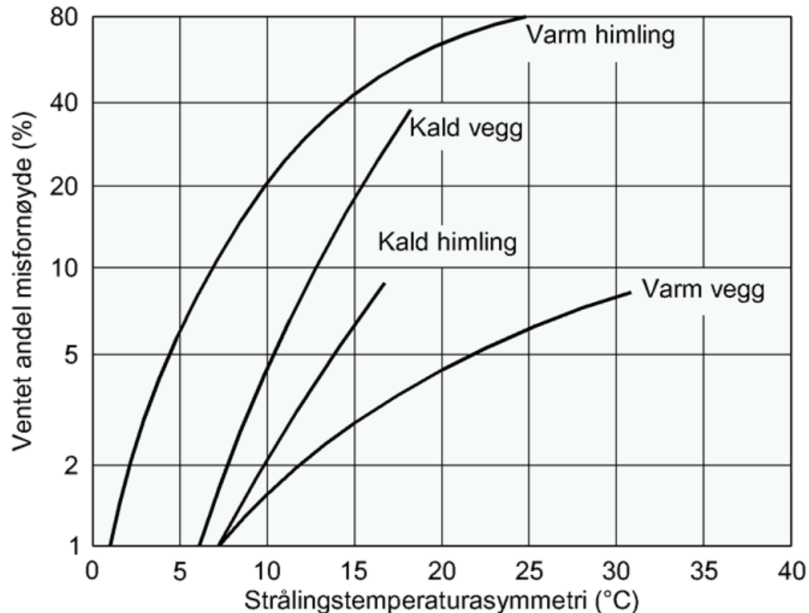
$t_L$  lufttemperaturen [ $^{\circ}C$ ]

$v$  lufthastigheten [ $\frac{m}{s}$ ]

### 2.3.1.4 Strålingsasymmetri

Den vertikale temperaturgradienten må ikke bli for stor i en sone før personer føler ubehag. Asymmetrisk temperaturstråling skyldes forskjellen mellom plan strålingstemperatur på de motstående sidene av en flate. Denne verdien brukes for å karakterisere asymmetrien i den strålingen et menneske utsettes for. Dette kan oppstå fra en kald vegg, vindu eller himling [13].

I figur 9 er det gitt andel misfornøyde på grunnlag av asymmetrisk temperaturstråling fra tak og vegger. Asymmetri fra en varm vegg gir minst misnøye, mens varm himling gir mest.



Figur 9: Prosent utilfredshet på grunn av asymmetrisk temperaturstråling fra tak og vegg [13]

Det er definert tre kategorier for termisk inneklima. I tabell 1 er det presentert termisk utilfredshet etter kravene fra CEN og ASHRAE gjengitt i boken Enøk i bygninger [10] for ulike situasjoner ved lokal temperaturdifferanse.

Kategori	Vertikal lufttemperaturdifferanse [K]	Gulvets overflatetemp. [°C]	Strålings-temperatursasymmetri [K]			
			Varmt tak	Kaldt tak	Kald vegg	Varm vegg
Høy	<2	19-29	<5	<14	<10	<23
Middels	<3	19-29	<5	<14	<10	<23
Akseptabel	<4	17-31	<7	<18	<13	<35

Tabell 1: Krav fra CEN og ASHRAE gjengitt i Enøk i bygninger for termisk utilfredshet ved ulike flaters varme/kulde-avgivelse

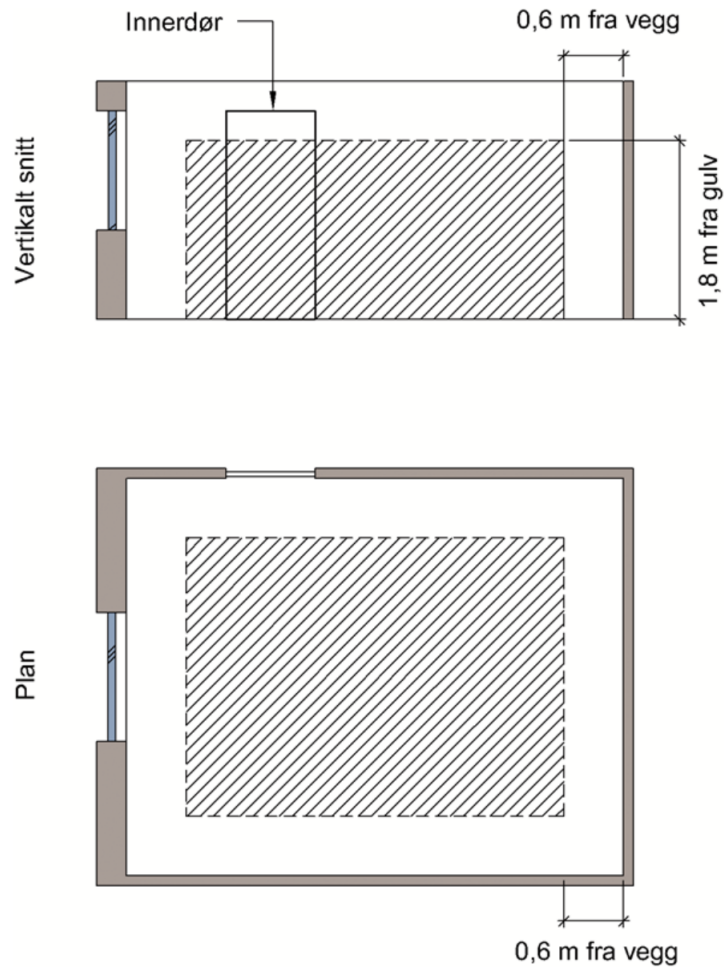
Ut ifra tabellen over ser man en akseptabel temperaturdifferanse på 4 °C vertikalt, men skal man nå en høy termisk komfort bør ikke temperaturdifferansen være større enn 2 °C etter kravene i tabellen over. Dette vil være en av de største utfordringene ved strålevarme som er plassert høyt på vegg. Tabellen gir akseptert strålingstemperatursasymmetri på 7 kelvin ved varmeelementer i tak, som vil være grunnlaget for å se om strålevarmen når dette kravet for denne oppgaven.

Variasjonen fra innendørs sommerbekledning til innendørs vinterbekledning gjør at temperaturen kan endres 4-5 °C. For ansatte på et sykehus er det bestemte krav for uniform som gjør at regulering med tøy kan bli utfordrende [15].



### 2.3.1.5 Oppholdssone

For termisk komfort gjelder krav om oppholdssone. NS-EN 13779 definerer mindre oppholdssone enn SINTEF Byggforsk anbefaler som er vist i figur 10.



Figur 10: Oppholdssone anbefalt av TEK17. [13]

I denne oppgaven blir dette tatt som utgangspunkt for oppholdssone. For badet på SØK tilsvarer dette et volum på  $1,33 \text{ m}^3$ .

### 2.3.1.6 Lufthastighet og Turbulens

Lufthastigheten skal ikke overstige 0,15 m/s i henholdt til Arbeidstilsynets veiledning 444 [15]. Dette gjelder for lett arbeid slik at man unngår faren for trekk i rommet. Ved høy lufthastighet kan det gi en ubehagelig følelse av diskomfort og man kan føle seg kald på enkelte deler av kroppen. De vanligste stedene å føle trekk er der hvor det er bar hud, som nakke, hender eller ansikt.

### 2.3.1.7 Luftfuktighet

Den ønskede relative luftfuktigheten inne er gitt i Arbeidstilsynets veiledning 444 [15]. Den ligger på mellom 20 og 60 % men varierer ut ifra årstider. Om vinteren er det oftere lavere luftfuktighet på rundt 35-40 %, og om man overstiger dette øker faren for skader på konstruksjon pga kondens. På bad vil luftfuktigheten være noe høyere enn andre rom. Disse rommene er dimensjonert for å tåle vann, og da ikke ha problemer med en høyere luftfuktighet.

## 2.4 Strømningslære

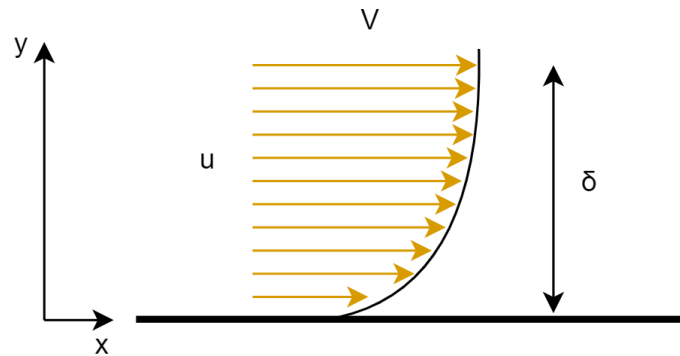
Den mest grunnleggende innenfor strømningslære er nevnt i dette kapitlet. Strømningslære behandler fluidens oppførsel ved ulike scenarier ut fra fluidens egenskaper og påvirkningsfaktorer.

### 2.4.1 Intern og ekstern strømning

Strømning deles inn i intern og ekstern strømning. Intern strømning foregår i avgrensede områder, mens ekstern kan opptre over flater. Interne strømningsstrømninger blir i hovedsak påvirket av viskositeten gjennom strømningsfeltet. Ved eksterne strømningsstrømninger er den visøkes effekten begrenset til grensen mellom strømingen og den faste overflaten [16].

### 2.4.2 Heftbetingelse (No-Slip)

Beskriver hvordan en strømning over en flate oppfører seg i kontakt med flaten. Strømningsbildet endrer seg ut fra hvor langt unna flaten den er, og i kontaktpunktet mellom strømingen og flaten er hastigheten null, som vist i 11. Dette kalles No-slip forhold og væskeegenskapen som ligger til grunne og utviklingen av grenselaget er viskositeten [16].



Figur 11: No-slip forhold

Lengden fra overflaten og opp hvor strøminghastigheten er fullkommen ( $V$ ) er beskrevet med  $\delta$ , og  $u$  er hastigheten fremt til luftstrømmen er fullkommen.

### 2.4.3 Viskositet

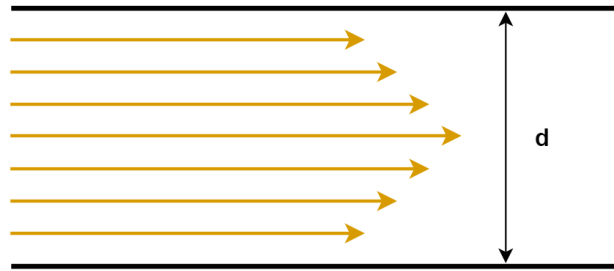
Viskositet er gitt som et mål på en fluidens egenskap i form av hvor tynt eller tyktflytende den er. Den blir sett på som fluidens indre friksjon eller seighet. En fluid med lav viskositet vil flyte enklere enn en med høy viskositet. Det opereres med to ulike former for viskositet; dynamisk- og kinematisk viskositet. Dynamisk viskositet forteller om forholdet mellom skjærspenningene og hastighetsforandringen for de to lagene, mens kinematisk viskositet angir forholdet mellom dynamisk viskositet og tettheten [16].

### 2.4.4 Komprimerbar og ikke-komprimerer strømming

En strømming bestemmes om den er komprimerbar eller ikke ved nivået av variasjon i tettheten av strømmingen. Tettheten til en væske eller gass defineres som massen per volumhet. Den kan være inkompressibel og da konstant eller kompressibel og da varierende med trykk og temperatur [16].

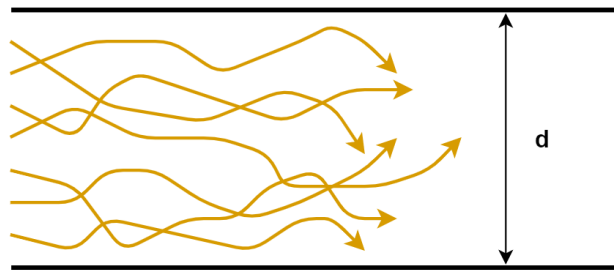
### 2.4.5 Laminær og turbulent strømming

Laminær strømming er kjent for å ha et jevnt og glatt strømningsfelt. Laminær strømming skjer oftest ved at en fluid har høy viskositet og strømmer i tynne rør eller smale passasjer. Figur 12 viser eksempel på en laminær strømming.



Figur 12: Laminær strømning

Ved turbulent strømning er strømmingen ujevnt og lite orientert i strømningsfeltet. Partiklene i fluiden holder ikke samme retning som de gjør for laminær strømning. I figur 13 ser man eksempel på en turbulent strømning.



Figur 13: Turbulent strømning

#### 2.4.6 Reynoldstallet

Man kan benytte Reynoldstallet ( $Re$ ) for å bestemme om en strømning er laminær eller turbulent. Reynoldstallet er bestemt av blant annet fluidens tetthet, viskositet, hastighet og lengden på flaten eller røret strømmingen beveger seg i. Er Reynoldstallet større enn  $5 \cdot 10^5$  betyr det at strømmingen er turbulent over en flate. Ligning 8 viser beregningen av Reynoldstallet:

$$Re = \frac{\text{Interne krefter}}{\text{Viskøse krefter}} = \frac{V_{avg}L}{\nu} \quad (8)$$

Hvor:

$V_{avg}$  Gjennomsnittlig strømningshastighet [ $m/s$ ]

$L$  Karakteristisk lengde [ $m$ ]

$\nu$  Kinematisk viskositet [ $m^2/s$ ]

## 2.5 Varmetransport

De tre vanligste formene for varmetransport er stråling, konduksjon og konveksjon. Felles for alle tre er at det er behov for en temperaturforskjell for at varmetransporten skal oppstå. Varmetransport går fra en masse med høy temperatur til en masse med lav temperatur [17].

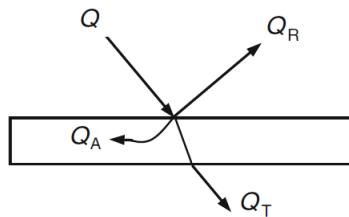
### 2.5.1 Varmetransport ved Stråling

I varmetransport er man interessert i termisk stråling som er den formen for stråling avgitt av et legeme på grunn av dens temperatur [17]. Varmetransport ved stråling skiller seg ut fra konduksjon og konveksjon ved at det ikke er behov for et annet medium for å transportere varmen, et legeme kan altså avgi stråling i vakuum og strålingen skjer i med samme hastighet som lys. Stråletransport kan også opptre i fast stoff, væsker eller gass. Strålevarme kan nå en overflate gjennom et kaldere medium fra en varmekilde. Et eksempel på det er en terrassevarmer på våren som sender infrarød stråling gjennom kjølig luft og frem til personen som sitter under.

Faktorer som påvirker strålingen på et legeme er legemets strålingsgrad av refleksjon ( $\rho$ ), transmittering ( $\tau$ ) og absorpsjon ( $\alpha$ ). Summen av disse faktorene skal være lik 1 som vist i ligning 9 [18]:

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (9)$$

Disse faktorene fungerer på en overflate som vist i figur 14.



Figur 14: Absorpsjon, refleksjon og transmittering for stråling på en flate [18]

Strålingens varmeoverføring fra en overflate med gitt temperatur, areal og emissivitet til luften rundt som ikke forstyrrer strålingen vil være gitt ved formel 10:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_o^4) \quad [W] \quad (10)$$

Hvor:

$\varepsilon$  Emissiviteten til overflaten

$\sigma$  Stefan-Boltzmann konstanten [ $\frac{W}{m^2 K^2}$ ]

$A_s$  Overflatearealet som blir bestrålt [ $m^2$ ]

$T_s$  Temperaturen på overflaten [ $K$ ]

$T_o$  Temperaturen på omgivelsene [ $K$ ]

Formelen over er en forenkling av hva STAR-CCM+ bruker for å beregne stråling, da CFD-programmet også regner vinkelfaktorer til alle flater.

### 2.5.2 Varmetransport ved konveksjon

Konveksjon er varmetransport mellom et materiale og en væske eller gass i bevegelse. Denne varmeoverføringen kombinerer effekten av konduksjon og væskestrøm. Konveksjon kan skje på tvungen eller naturlig måte. Tvungen konveksjon er når strømmingen tvinges til å bevege seg over en overflate ved hjelp av vifte eller pumpe. Naturlig konveksjon skjer når egenskapene til strømningsinnholdet er ulike, for eksempel tetthet eller gravitasjon. Newton's kjølelov gitt i formel 11, beregner varmeoverføringen ved hjelp av konveksjon [17].

$$\dot{Q}_{konv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad [W] \quad (11)$$

Hvor:

$h$  Varmeovergangstallet [ $\frac{W}{m^2 K}$ ]

$A_s$  Overflatearealet hvor konveksjonen skjer [ $m^2$ ]

$T_s$  Overflatetemperaturen [ $^{\circ}C$ ]

$T_\infty$  Temperaturen på væsken tilstrekkelig langt unna overflaten [ $^{\circ}C$ ]

For en fast overflate vil fluiden ha en hastighet på null i forhold til overflaten. Denne heftbetingelsen (No Slip) er forklart i kapittel 2.4.2, og gjør at varmeoverføringen bare skjer ved konduksjon. For å finne konveksjonskoeffisienten for et punkt hvor temperaturen er gitt, kombinerer man konduksjonsligningen og konveksjonsligningen til ligning 12 [17]:

$$h = \frac{-k_{fluid}(\partial T/\partial y)}{T_s - T_\infty} \quad [W/m^2K] \quad (12)$$

Varmeovergangstallet  $h$  er avhengig av ulike faktorer som, konduktivitet, ruhet, tetthet, varmekapasitet og viskositet. For å finne varmeovergangstallet kan man bruke formel 13 om Nusselt tallet er kjent.

$$h = \frac{Nu k}{L_c} \quad (13)$$

Hvor:

$Nu$  Nusselt tallet

$k$  Termisk konduktivitet til strømmen

$L_c$  Karakteristiske lengden

Her er Nusset tallet gitt i ved  $\frac{\dot{q}_{konv}}{\dot{q}_{kond}} = Nu$  Hvor dette forteller om varmetransporten gjennom en strøm skjer ved konveksjon eller konduksjon. Er  $Nu = 1$  vil det bety at det er ren varmeoverføring ved konduksjon.

### 2.5.3 Varmetransport ved konduksjon

Varmetransport ved konduksjon skjer med energioverføring i form av bevegelse mellom molekyler på grunn av temperaturforskjeller. Dette kan forekomme i gasser, væsker eller fast materiale. Varmens evne til å overføre seg fra et stoff til et annet er avhengig av stoffets egenskaper, geometri, utforming og tykkelse på transportområdet. Målet på hvor lett et materialet kan lede varme er gitt ved termisk konduktivitet  $k$ . Varmeoverføring ved konduksjon er beskrevet av Fourier's lov gitt i formel 14 [17].

$$\dot{Q}_{kond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (14)$$

Hvor:

$k$  Termisk konduktivitet  $[W/mK]$

$A$  Arealet på flaten som varmen går igjennom  $[m^2]$

$dT$  Temperaturdifferansen  $[K]$

$dx$  Tykkelsen på materialet  $[m]$

## 2.6 Masetransport

Masetransport kan skje ved molekylær diffusjon og konveksjon. Ved diffusjon skjer overføringen av masse på grunn av konsentrasjonsforskjeller, fra en region med høy konsentrasjon til en region med lav konsentrasjon. Diffusjon kan også forekomme ved temperatur- og trykkforskjeller. Molekyldiffusjon er analog med varmeledning, mens overføring av masse i en flytende fluid blir beskrevet som konvektiv masseoverføring og er analog med konvektiv varmeoverføring.

Massekonveksjon skjer ved overføring av masse mellom en bevegelig fluid og en overflate. Massekonveksjon kan være fri, tvungen, laminær, turbulent, intern eller ekstern. En høy konsentrasjon betyr at det er flere molekyler per volumenhet [18].

### 2.6.1 Fick's lov om diffusjon

Graden av massediffusjon  $\dot{m}_B$  for komponent  $B$  i  $x$ -retning er forholdsmessig lik konsentrasjonsgradienten av komponent  $B$  i samme retning som vist av Fick's lov i ligning 15.

$$\dot{m}_B = -D_{BC}A \frac{dC_B}{dx} \quad (15)$$

Hvor:

$A$  området hvor diffusjonen skjer

$C_B$  massekonsentrasjonen av komponent  $B$  per volumenhet

$\frac{dC_B}{dx}$  konsentrasjonsgradienten i  $x$ -retning

$D_{BC}$  diffusjonskoeffisienten for stoff  $B$  til  $C$  [ $m^2/s$ ]

Fick's lov beskriver at det på et sted hvor graden av diffusjon av en bestanddel per enhets område er samsvarende med konsentrasjonsgradienten av samme bestanddel på den plasseringen. Diffusjonskoeffisienten er høy i gasser, og lav i faste stoffer fordi molekylene har lettere for å bevege seg i gasser kontra fast stoff.

For bruk av Fick's lov ved massefraksjon og molfraksjon skrives ligningen lik 16 og 17:

$$\frac{\dot{m}_B}{A} = -\rho D_{BC} \frac{d(\frac{\rho_B}{\rho})}{dx} \quad [kg/sm^2] \quad (16)$$

Hvor:

$\frac{\rho_B}{\rho}$  Massefraksjonen



$$\frac{\dot{N}_B}{A} = -CD_{BC} \frac{d(\frac{C_B}{C})}{dx} \quad [mol/sm^2] \quad (17)$$

Hvor:

$\frac{C_B}{C}$  Molfraksjonen

Den konvektive massetransporten er gitt i ligning 18, og beskriver hvordan massetransporten øker med konsentrasjonsdifferansen og en høyere fluidbevegelse. Dette kalles adveksjon og skjer først når ytre krefter trer inn.

$$\dot{m}_B = h_m A \Delta C_B \quad (18)$$

Hvor:

$h_m$  massetransport koeffisienten

$A$  overflatearealet

$\Delta C_B$  konsentrasjonsdifferansen over grensesjiktet

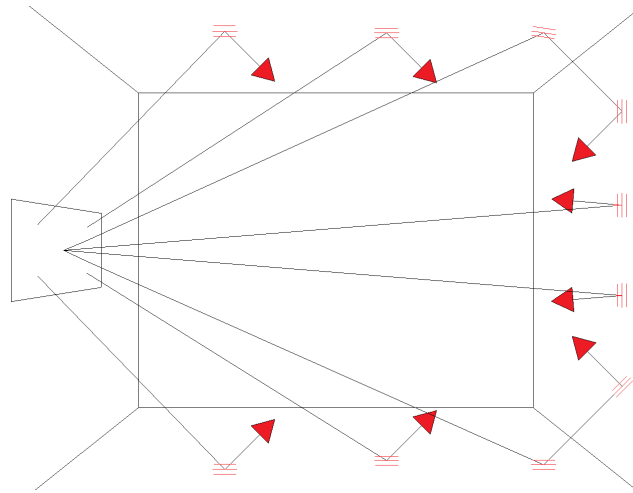
## 2.7 Stråling

Stråling er et volumetrisk fenomen og alle gasser, faste legmer og væsker avgir, opptar eller overfører stråling i en eller annen grad. Stråling forplanter seg ved elektromagnetiske bølger og blir oftest omtalt som et overflatefenomen for faste legmer som ikke er gjennomsiktige for termisk stråling. Eksempler på dette er metall, tre eller stein. Elektromagnetiske bølger er karakterisert ved frekvens  $\nu$  eller bølgelengde  $\lambda$ . Disse to enhetene i et medium er relatert ved ligning 19:

$$\lambda = c/\nu \quad (19)$$

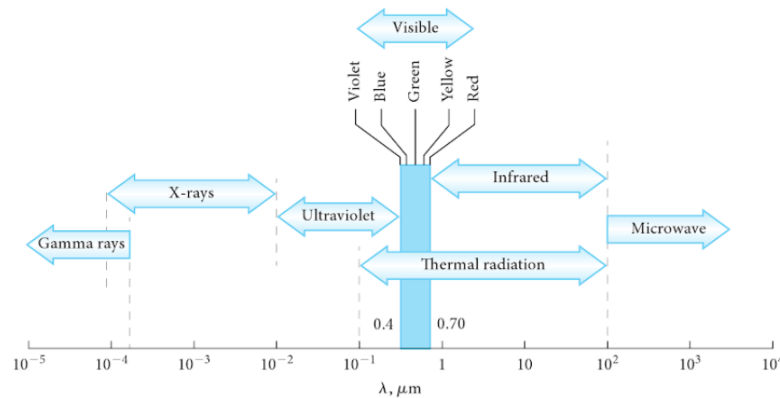
Hvor  $c$  er forplantningshastighet i det gitte mediet for den elektromagnetiske bølgen. Strålingen skjer som en reaksjon av endring i de elektronsike konfigurasjonene av atomer og molekyler [17]. Strålingen beveger seg for det meste i rette linjer ved høy hastighet. Er legmet strålen beveger seg i isotrop, vil strålingen kunne bevege seg på andre måter [19].

Et eksempel på stråling i rom er vist i figur 15, hvor et strålepanel er monter på veggen og avgir varmestråler i form at infrarød stråling til omliggende flater. Strålene varmer altså ikke opp luften, men overflatene de treffer.



Figur 15: Strålepanel på vegg

Denne formen for varmestråling er usynlig for mennesket på grunn av bølgelengdene strålene oppholder seg i. Det elektromagnetiske spekteret er vist i figur 16, hvor man ser de ulike strålingstypene og bølgelengden disse tilhører.



Figur 16: Elektromagnetiske bølgelengder [20]

Det er i denne oppgaven fokusert på termisk- og infrarød stråling som vil ha størst innvirkning på aspektene rundt termisk komfort og strålingsegenskapene.

### 2.7.1 Infrarød Stråling

Infrarød stråling, også kjent som IR-stråling og varmestråling, er elektromagnetisk stråling hvor bølgelengden er fra  $0,7 \mu\text{m}$  til  $1 \text{ mm}$ . Dette spekteret er usynlig for det menneskelige øyet. Dersom bølgelengden er kort, er intensiteten av strålingen høyere. IR-stråling gjelder for legmer hvor temperaturen er under  $3600 \text{ }^\circ\text{C}$  [19].

Innenfor infrarød stråling er det undergrupper. Disse deles opp i:

- Nært infrarødt:  $0,7 \mu\text{m}$  til  $1,4 \mu\text{m}$  og temperatur på  $3600^\circ\text{C}$  til  $1800^\circ\text{C}$ .
- Kortbølget infrarødt:  $1,4 \mu\text{m}$  til  $3 \mu\text{m}$  og temperatur på  $1800^\circ\text{C}$  til  $700^\circ\text{C}$ .
- Mellominfrarødt:  $3 \mu\text{m}$  til  $8 \mu\text{m}$  og temperatur på  $700^\circ\text{C}$  til  $90^\circ\text{C}$ .
- Langbølget infrarødt:  $8 \mu\text{m}$  til  $15 \mu\text{m}$  og temperatur fra  $90^\circ\text{C}$  til  $-80^\circ\text{C}$ .
- Fjernt infrarødt:  $15 \mu\text{m}$  til  $1 \text{ mm}$  og temperatur fra  $-80^\circ\text{C}$  til  $-270^\circ\text{C}$ .

### 2.7.2 Termisk stråling

Varmestråling er elektromagnetiske bølger i et gitt spekter. Denne formen for varme skiller seg ut fra konveksjon og ledning da strålingen kan overføre varme gjennom et vakuum [10].

Faktorer som påvirker termisk stråling er:

- Temperaturen på stråleflaten og mottaker
- Mengde stråling fra stråleflaten
- Refleksjon, absorpsjon og transmittans av mottaker
- Vinkelen på stråleflaten i forhold til mottakeren

Oppvarming ved termisk stråling kan sammenlignes med oppvarming ved solstråler. Solstrålene som treffer gjenstanden direkte inneholder hele det elektromagnetiske spekteret og varmer opp flatene de treffer. Resterende stråler blir absorbert eller reflektert av flatene rundt, alt etter egenskapene til omliggende flater. Dette er grunnen til at slike løsninger er mye brukt i store lagerbygninger hvor luftvolumet er stort og behovet for oppvarming er tilstede som nevnt i kapittel 2.1.

Det handler stort sett om to typer termisk stråling, langbølge- og kortbølgestråling. I bygninger vil det stort sett være langbølgestråling som opptrer fordi temperaturen på gjenstander i rommet ikke er stor. Dette kan være strålevarmeveksling mellom en person og et kaldt vindu i yttervegg. Kortbølgestråling kommer stort sett fra solstråler [21].

### 2.7.3 Strålingsegenskaper

For den maksimale graden av stråling som kan bli avgitt av en overflate ved en termodynamisk temperatur med Stefan-Boltzmann loven er gitt i ligning 20:

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad [W] \quad (20)$$

Hvor  $\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$  er Stefan-Boltzmann konstanten ved en ideel blackbody hvor all stråling blir avgitt.

Strålingen avgitt fra ekte overflater vil være mindre enn det som blir avgitt ved en blackbody. Dette beregnes i ligning 21.

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad [W] \quad (21)$$

Hvor **emissiviteten** av overflaten er  $\varepsilon$  som forteller hvor nærme en overflate er blackbody. Emissiviteten kan variere fra  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . For materiale av typen hvit maling, er emissiviteten 0,9 og for menneskehud er den 0,95. Emissiviteten av en overflate er ikke konstant om overflate ikke betegnes som blackbody. Da vil den variere med temperaturen, bølgelengde og retningen på utsendt stråling [17].

For overflater vil også **Absorpsjonen**  $\alpha$  spille en viktig rolle ved strålingsegenskapene. Denne verdien forteller hvor mye av strålingen som absorberes av overflaten og sendes videre. Verdien varierer mellom  $0 \leq \alpha \leq 1$ , hvor  $\alpha = 1$  betyr at hele strålingsenergien blir absorbert, som ved en blackbody.

Både emissiviteten og absorpsjonen er avhengig av temperaturen og bølgelengden til strålingen. **Kirchoff's lov** sier at emissiviteten og absorpsjonen er den samme for en overflate med gitt temperatur og bølgelengde. Mengden en overflate absorberer stråling på er bestemt fra ligningen 22.

$$\dot{Q}_{absorbent} = \alpha \cdot \dot{Q}_{hendelse} \quad [W] \quad (22)$$

$\dot{Q}_{hendelse}$  er mengden stråling som treffer overflaten, og  $\alpha$  er absorpsjonen til overflaten. For opake overflater (ikke gjennomsiktige) vil den delen av stråling som ikke blir absorbert bli sendt videre. Forskjellen mellom mengden stråling emittert av overflaten og strålingen som blir absorbert er netto stråling varmetransport [17].

#### 2.7.4 Strålevarmere

Elektriske strålingsvarmere har 100% overføring fra elektrisitet til varme. Siden disse bruket varmeoverføring med stråling vil det kunne holdes en lavere temperatur på luften, uten å påvirke komforten.

Leverandører av strålevarmere dimensjonerer oftest effekten ut fra antall yttervegger, isolasjonskvalitet, høyde på rommet og arealet som skal varmes opp. Strålevarmeeffekten kan justeres i tillegg til at den kan kobles opp mot en sensor som oppdager bevegelse og sender signal når strålevarmeren skal skru seg på. Dette vil gjøre at strålevarmeren ikke står på når det ikke er personer til stede og heller ikke bruke energi. En av de store fordelene med strålevarme er at man kan senke lufttemperaturen i rommet, men likevell opprettholde en ønsket temperatur på overflater [22].

Siden overflatetemperaturen på strålevarmeren blir veldig høy, må monteringen av den gjøres etter regler for å forhindre farlige situasjoner. Strålevarmeren skal ha tilstrekkelig klarning til andre legmer for å unngå brann. Den må også monteres slik at den ikke er i veien eller innenfor rekkevidde til personer hvor det kan være fare for kontakt mellom bruker og stråleflate.

## 2.8 CFD

Computational fluid dynamics (CFD) er et program hvor man kan designe og analysere problemstillinger innenfor fluiddynamikk. Bruken av programmet sammen med fysiske eksperimenter utfyller hverandre til å gjøre en god analyse av en problemstilling. CFD-analyser gir blant annet informasjon om strømningsfeltets retninger, hastighet, skjærspenninger og trykkprofil. CFD blir brukt for å validere eksperimenter og kunne korte ned på testingen av et problem ved å kjøre analyser av det i en modell[16]. I denne oppgaven er CFD-programmet STAR-CCM+ brukt for å analysere strålevarme sin påvirkning på termisk komfort for en person som oppholder seg i et baderom. CFD-programmer krever erfaring og kunnskap inne fysikk og matematikk for å kunne velge riktige modeller for en gitt situasjon. Ligningene løses numerisk og i kapittel 2.9 er det gjort rede for hvilke ligninger som brukes i modellen for denne oppgaven.

## 2.9 Numeriske beregninger

Numeriske beregningsmetoder brukes for å løse problemer med komplisert geometri eller ikke-uniforme termiske forhold. Numeriske metoder er basert på å erstatte differensialligninger med et sett  $n$  algebraiske ligninger for den ukjente ved  $n$  valgte punkter i et medium [17].

### 2.9.1 Stasjonære og Transient

Ved numerisk beregning må man tidlig ta stilling til om man ønsker å gjennomføre simulering med stasjonær eller transient beregning.

Stasjonær beregning vil si en beregning hvor den transporterte størrelsen ( $\varphi$ ) ikke endres over tid. Denne form har gitte initial- og inputverdier og vil ofte være enklere og beregnene samt at den krever mindre prosesser av data.

Transient beregning skjer over en gitt tidsperiode og posisjon. Den transporterte størrelsen ( $\varphi$ ) vil variere med både tid og posisjon. Denne beregningsmetoden krever mer tid og datakapasitet for å gjennomføres i simuleringer enn stasjonær beregning.

### 2.9.2 Kontinuitetsligningen

Kontinuitetsligningen uttrykker en fysisk størrelse som er bevart og kan skrives på differensialform som vist i ligning 23 i kartesiske koordinater.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (23)$$

Hvor fluidens hastighet  $V$  i et hvilket som helst punkt i strømmingen er beskrevet av de lokale komponentene  $u, v$  og  $w$  som er funksjoner av lokasjon og tid. Denne ligningen kalles ofte bevarelsesligningen.

Samler man tetthetsbetingelsene sammen ved å ekspandere ligning 23 av kjernereglene, gir dette ligning 24:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) = 0 \quad (24)$$

Hvor  $\frac{D\rho}{Dt}$  er derivert i kartesiske koordinater. De gir tidsfrekvens for endring etter et bevegelig fluidelement [23].

### 2.9.3 Navier-Stokes (Momentumligningen)

Newtons 2.lov om bevegelse sier at summen av kreftene som virker på et flidelement tilsvare produktet mellom akselerasjonen og massen til elementet. I kartesiske rammer har tre skalare reaksjoner i x, y og z retning. For x-komponenten av Newtons 2.lov gir det:

$$\Sigma F_x = ma_x \quad (25)$$

Hvor  $\Sigma F_x$  er kraften langs x-aksen,  $a_x$  er akselerasjonen langs x-aksen.  $a_x$  er tidsfrekvensen som er gitt av derivatet og dermed gir ligning 26:

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \quad (26)$$

Massen av et flidelement  $m$  er  $\rho \Delta x \Delta y \Delta z$  som gir økningsgraden for x-momentet lik:

$$\rho \frac{Du}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (27)$$

I ligning 27 er det krefter på legemet og overflatekrefter. Kreftene på legemet som påvirker hastigheten er sentrifugalkrefter, tyngdekraft og elektromagnetiske krefter. Ved å introdusere dem i momentumligningen blir de ofte innlemmet som et ekstra kildevilkår til overflatekrefter. Overflatekraften til hastighetskomponenten  $u$  som kan gjøre fluiden deformert, skyldes normal spenningen  $\sigma_{xx}$  og tangentielle spenninger  $\tau_{yx}$  og  $\tau_{zx}$  på overflaten av flidelementet. Ved å kombinere overflatekreftene og tidsfrekvensendringen av  $u$  fra ligning 26 inn i ligning 25 får man ligningene 28, 29 og 30 for x-, y- og z-momentum:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \Sigma F_x^{bodykraft} \quad (28)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \Sigma F_y^{bodykraft} \quad (29)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \Sigma F_z^{bodykraft} \quad (30)$$

De normale spenningene  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ , og  $\sigma_{zz}$  kommer av en kombinasjon av trykket  $\rho$  og de normale visøke spenningskomponentene  $\tau_{xx}$ ,  $\tau_{yy}$  og  $\tau_{zz}$  som virker vinkelrett på kontrollvolumet.

Bevaringen av momentum i væskestrøm er også kjent som Navier-Stokes ligning som er avledet fra Newtons 2.lov [23].

#### 2.9.4 Energiligningen

Bevarelse av energi er basert på termodynamikkens 1. lov, hvor tidsfrekvens for endring i energi er lik nettofrekvens av tilført varme og nettofrekvens av arbeid tilført systemet vist i ligning 31:

$$\Delta E = \Sigma \dot{Q} + \Sigma \dot{W} \quad (31)$$

Tidsfrekvensen for energiendring for et fluidelement i bevegelse er:

$$\rho \frac{DE}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (32)$$

Som er en avledning av Navier-Stokes ligning referert til elementvolumet i kartesisk koordinater.

Ved å kombinerer bidragene til overflatekreftene forårsaket av normal viskøs spenning ( $\sigma_{xx}$ ) og tangentielt viskøs spenninger ( $\tau_{yx}$  og  $\tau_{zx}$ ) med hastighetkomponent ( $u$ ) i x, y og z retning og erstatter disse samt tidsfrekvensen fra energiendringen. Altså fra ligning 31 og i ligning 32 gir det ligningen for bevaring av energi som:

$$\begin{aligned} \rho \frac{DE}{Dt} = & \frac{\partial(u\sigma_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\sigma_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\sigma_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \\ & \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \end{aligned} \quad (33)$$

Ved bruk av Fourier's ligning for varmeledning som nevnt i kapitlet om varmetransport ved konduksjon (2.5.3), vil man kunne sette energifluksene  $q_x$ ,  $q_y$  og  $q_z$  lik ligning 34 som relaterer varmen til den lokale temperaturen:

$$q_x = -k \frac{dT}{dx}, q_y = -k \frac{dT}{dy}, q_z = -k \frac{dT}{dz} \quad (34)$$

Hvor  $k$  er termisk konduktivitet.



For en inkompressibel fluid hvor kontinuitetsligningen gjelder vil bevarelsesligningen for energi blir uttrykket som vist i ligning 35. Her er kinetisk energi neglisjert slik at entalpien kan skrives som  $C_p T$  hvor  $C_p$  er den spesifikke varmen og antas konstant. Med disse forbeholdene kan bevarelsesligningen for energi uttrykkes som:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + \Phi \quad (35)$$

Hvor dissipasjonsfunksjonen  $\Phi$  representerer effekten av de viskøse spenningene utført på fluiden. Arbeidet er hentet fra den mekaniske energien som gjør at fluiden beveger seg og omdannes til varme. [23]

### 2.9.5 Turbulens

Turbulense strømminger skaper økt skjærspenning i fluidlag og må tas hensyn til da det kan ha stor påvirkning på den termiske komforten. En strømming blir kategorisert som turbulens over en flate, om  $Re \geq 5 \cdot 10^5$ . Turbulensen vil også påvirke den dynamiske viskositeten og konduktiviteten til fluiden.

I STAR-CCM+ brukers en metode for utregning av turbulens som heter, RANS (Reynolds-Average Navier Stokes). I RANS blir Reynolds-Average implimentert i Navier-Stokes likning. Det velges videre en turbulensmodell for simuleringen der valgene er mellom K-Epsilon, K-Omega, Spalart-Allmaras og Reynold Stress modell. I denne oppgaven ble K-Epsilon valgt, på grunnlag av at det er en rask modell som passer til strømningsfeltet.

Den turbulente kinetiske energien  $\kappa$  og hastigheten av spredningen på turbulensitet energien  $\epsilon$  kan deffineres etter kartesiske koordinater som i ligning 36 og 37:

$$\kappa = \frac{1}{2} u'_i u'_i \quad (36)$$

$$\epsilon = v_T \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right) \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)} \quad (37)$$

Hvor  $i, j = 1, 2, 3$

Fra ligningene 36 og 37 kan den lokale turbulense viskositeten utregnes fra ligning 38:

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (38)$$

Og den kinematiske turbulensiteten eller eddy viskositeten beregnes ut fra ligning 39:

$$v_T = \frac{\mu_T}{\rho} \quad (39)$$

For standard K-Epsilon modell er det en ekstra differensial transportligning brukt ved konstant egenskaper for fluid og uttrykt ikke-konversering gitt i ligning 40 for k-ligningen og 41 for E-ligningen:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} + w \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{v_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{v_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{v_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + (SK = P - D) \quad (40)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (u\epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (v\epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (w\epsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{v_T}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{v_T}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{v_T}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right] + (S_\epsilon = \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P - C_{\epsilon 2} D)) \quad (41)$$

Hvor  $P = 2v_T[(\frac{\partial u}{\partial x})^2 + (\frac{\partial v}{\partial y})^2 + (\frac{\partial w}{\partial z})^2] + v_T[(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})^2 + (\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y})^2 + (\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z})^2]$  og  $D = \epsilon$

Ligningen inneholder fem konstante variabler:  $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon, C_{\sigma 1}$ , og  $C_{\sigma 2}$

Modellkonstantene  $\sigma_k$  og  $\sigma_\epsilon$  har verdiene 1 og 1,3, etter en datatilpasning gjort for et bredt spekter av turbulent strømning [23].

### 2.9.6 Transportlikningen

Den generelle transportlikningen er basert ligningene for bevaring av masse, momentum, energi og turbulente mengder. En generell variabel  $\phi$  brukes for å uttrykke væskestrøm-ligninger, inkluderte ligninger av temperatur og turbulente mengder. Med dette i en konservative komprimerbar form kan ligningen uttrykkes som i vist under:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial (u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial (v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial (w\phi)}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right] + S_\phi \quad (42)$$

Ligning 42 tar for seg de ulike transportprosessene som skjer i en væskestrøm. Den lokale akselerasjonen og adveksjonsvilkår på venstre side er lik diffusjonsterminen  $\Gamma$  (diffusjonskoeffisient) og kildebegrepet  $S_\phi$  på høyre side [23].

### 2.9.7 Kontrollvolum

Modellens geometrien deles opp av rutenett hvor matematiske ligninger blir løst for hver rute. En generell ordning av volum som er strukturert og endelig, baseres på bevaringslover formulert av Navier-stokes ligning. Rutenettet utføres slik at legmet er helt dekket av nettverket, cellene overlapper ikke hverandre og det er heller ingen mellomrom mellom nettverkscellene [24].

STAR-CCM+ bruker hovedsakelig Finite Volume Method (FVM) ved diskretisering av ligninger, men kan også bruke Finite Element Method og Finite Difference Method. FVM diskretiserer ligninger som er styrende i rom og tid med grunnlag i transportligningen. Diskretiseringen av ligningene skjer ved å fordele polyeder i kontrollvolumet vilkårlig. Tilnærmet sum av de enkelte flatene som krysses av strømmingene over kontrollvolumet er gitt i integreringen av høyre side i ligning 43:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_c - \vec{F}_v) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (43)$$

Hvor  $\vec{F}_c$  har relasjon til konvektiv transport av mengder i væske,  $\vec{F}_v$  er vektoren av de viskøse fluksene,  $\vec{Q}$  omfatter kreftene på legmet og volumetrisk oppvarming,  $\vec{W}$  representerer de konserverte variablene i de tre dimensjonene og  $\Omega$  er kontrollvolumet. Den spesifikke ordningen fluksene evalueres med avgjør hvor nøyaktig rommet diskretiseres.

## 3 Metode

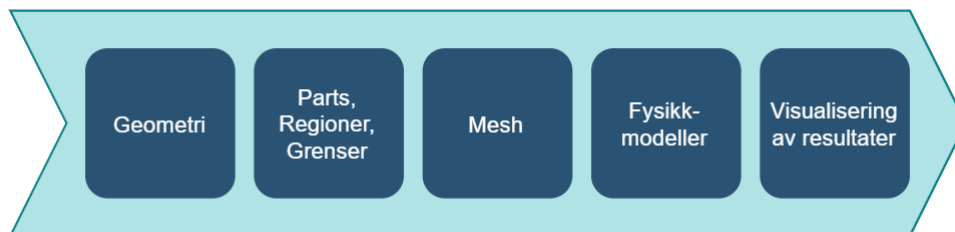
### 3.1 STAR-CCM+

CD-Adapco står bak CFD-programmet STAR-CCM+ som løser problemstillinger med utgangspunkt i numeriske algoritmer, avansert modellering og konstruering av kontrollvolum. Med STAR-CCM+ kan man blant annet løse problemer som omhandler masse- og varmetransport, stråling, fluiddynamikk og elektromagnetisme. Det kreves stor datakapasitet for simuleringer i programmet for å oppnå best mulig resultat. Dette på grunn av de komplekse beregningene som gjennomføres for hvert kontrollvolum i modellen.

#### 3.1.1 Fremgangsmåte

Før man starter å simulere i STAR-CCM+, er det viktig å ha en klar og definert problemstilling. Dette gjør valgene som må tas underveis i programmet lettere for å tilfredstille modellens oppbygging i henholdt til problemstillingen. Valgene dreier seg blant annet om type materialer, grenser, fysiske egenskaper som skal tas hensyn til, geometri og graden av nøyaktighet for beregningene.

Programmet er avansert og en god arbeidsflyt vil gjøre fremgangsprosessen mer oversiktlig og gjennomførbar, samt etterprøvbar. Det er i figur 17 vist strukturen brukt for denne modellen i programmet. Hvert trinn i fremgangsmåten er nærmere beskrevet i neste kapittel.



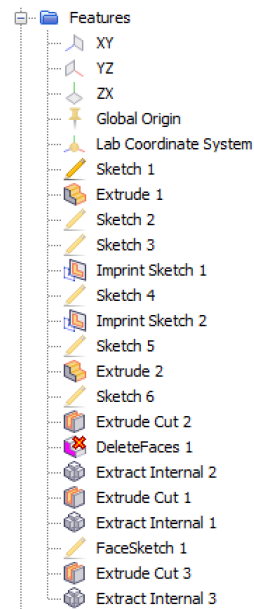
Figur 17: Fremgangsmåte i STAR-CCM+.

## 3.2 Modellen i STAR-CCM+

### 3.2.1 Geometri

Første skritt i oppbyggingen av modellen er å lage en geometrisk figur ut ifra problemstillingen. Modellen i denne oppgaven er bygget opp i 3D-CAD funksjonen til STAR-CCM+, og har tilsvarende geometri som badet ved sykehuset Kalnes i Østfold, med et areal på  $4 \text{ m}^2$ . Ved mer kompliserte geometrier vil det være enkel å importere geometri fra andre tegneprogrammer, men dette er ikke gjort i denne oppgaven.

Rekkefølgen for de ulike verktøyene som er tatt i bruk ved tegning av modellen i 3D-CAD funksjonen er vist i figur 18.

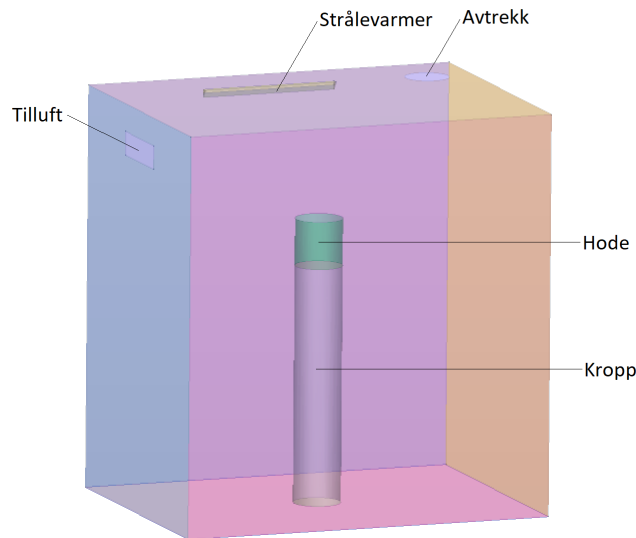


Figur 18: Fremgang i 3D-CAD-funksjonen

En rektangel ble tegnet i et to-dimensjonalt plan, før den ble ekstrudert slik at modellen ble tre-dimensjonal. Deretter ble tilluft, avtrekk, sylinder og strålevarmer tegnet inn i geometrien. Extract Internal ble brukt for fylle tomrom etter Extrude-funksjonen. Extrude-funksjonen ble brukt for sylinder og strålevarmer slik at man fikk de kontaktflatene man ønsket mellom sylinder/luftvolum og stålevarme/luftvolum.

Geometrien av rommet er vist i figur 19 hvor tilluft, avtrekk, strålevarmer og sylindere er plassert. Sylindere er satt i midten av rommet og skal representere en person med høyde 1,8 m og omkrets 0,3 m. Sylindere er delt opp i to regioner, hode og kropp. Dette er gjort for å kunne

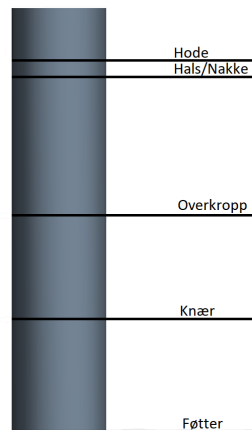
endre den termiske resistansen på kroppen. Målene for lengde, bredde og høyde er hentet fra Solibri-modellen av sykehuset.



Figur 19: Modell av badet laget i STAR-CCM+

Strålevarmeren er plassert høyt oppe på veggen for at det ikke skal være fare for ulykker eller branntilløp da denne vil nå en høy overflatetemperatur på stråleflaten. Den er tegnet inn som en trekantet figur som stikker ut fra veggen, hvor den ene flaten skal representere stråleflaten fra en strålevarmer. Innredningen på badet ble ikke tegnet inn da 3D-CAD funksjonen var noe utroforende å bruke, og innredningen ikke vil ha stort utslag på resultatene ved simulering. Dette gjelder også utelukkningen av speilet på veggen, selv om egenskapene for speil er anderledes spesielt med tanke på reflektering av strålevarme. Det er tatt utgangspunkt i at personen står med ryggen mot strålevarmeren da innredningen for servant og speil er på motsatt side av strålevarmeren.

Oppdelingen av sylindere vist i figur 20 er gjort med grunnlag i det gyllende snitt. Det er valgt en høyde på 1,8 meter som også er den maksimale høyde oppholdsonen for termisk komfort bruker i TEK17 [13]. Det er tatt utgangspunkt i at alt annet enn hals/nakke og hode har klesplagg på seg ved simulering av termisk resistans i STAR-CCM+.



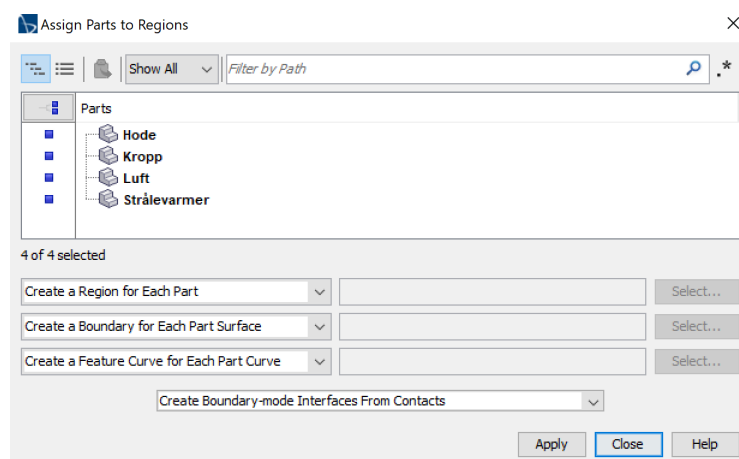
Figur 20: Oppdeling av sylinder

### 3.2.2 Parts

For at man skal kunne forflytte geometrien og dens deler fra 3D-CAD til beregningsdelen i programmet vegles det "New Geometry Part" for de definerte delene av geometrien. Det er under "Parts" man ser kontaktflatene simuleringen tar bakgrunn i. Det er derfor viktig at overflater og kontaktflater stemmer overens med hva som er forutsetningene for modellens funksjon.

### 3.2.3 Regioner

For å lage regioner må man ta utgangspunkt i parts og tildele disse til regioner. I figur 21 er det vist hvilke innstillinger som er valgt for alle parts ved tildeling til regioner.



Figur 21: Tildeling av parts til regioner

Ved analysering av et legeme kan flere deler med felles grenselinjer og grensebetingelser deles inn i regioner. For hver region, vil det være egne egenskaper og innstillinger som gjør at man må dele opp delene i regioner. For at de ulike regionene skal kunne kommunisere med hverandre, er grensesnittet avgjørende. Regionene har sine egne grenser, og deler dem ikke med regionen ved siden av.

### 3.2.4 Grenser

Grensebetingelser velges for hver del av konstruksjonen ut ifra hvordan man har valgt å splitte de geometriske grensene. En boks kan f.eks velge å ha hver sideflate som egen grense og man kan da velge ulike nettverksmodeller og fysiske egenskaper etter hva som måtte passe for hver enkelt sideflate. En grense kan inneholde flere gjenstander, men alle gjenstander som er under samme grense vil ha like inndata og grensebetingelser. I denne oppgaven er funksjonene grensen har vist i tabell 2.

Region	Grense	Type
Hode	Bunn	Wall
	Sider	Wall
	Topp	Wall
Kropp	Bunn	Wall
	Side	Wall
	Topp	Wall
Luft	Gulv	Wall
	Himling	Wall
	Tilluft	Mass Flow Inlet
	Kontaktflate mellom luft og kropp	Wall
	Kontaktflate mellom luft og hode	Wall
	Kontaktflate mellom luft og strålevarmer	Wall
	Avtrekk	Pressure Outlet
	Vegg Nord	Wall
	Vegg Sør	Wall
	Vegg Vest	Wall
Vegg Øst	Wall	
Strålevarmer	Bakside	Wall
	Sider	Wall
	Stråleflate	Wall

Tabell 2: Valgte grenser

Disse valgene er gjort med hensyn på hva som vil være mest naturlig for oppgavens problemstil-



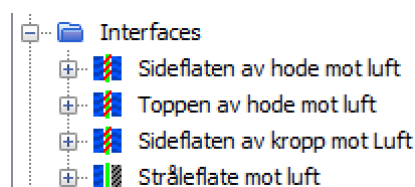
ling. Det er benyttet tre ulike types:

- **Wall**  
Brukes for grenser som er ugjennomtrengelige og har ikke-viskøs strømning. Fastsettelse av temperatur eller varmefluks på grensen er mulig.
- **Mass Flow Inlet**  
Benyttet for tilluft til badet med kjent massestrøm i  $[kg/s]$ .
- **Pressure Outlet**  
Ble brukt til avtrekk for kompressible og interne strømninger.

### 3.2.5 Interface

Interface representerer der hvor regionene har kontakt med hverandre. Dette er nødvendig for at grenser og regioner skal kunne overføre masse og energi. Det vil ikke skje en overføring mellom to regioner om ikke en interface er mellom disse. Kontaktflatene blir enten automatisk laget basert på tidligere valg fra regions, eller laget selv for å være sikker på at man har med de rette kontaktflatene for simuleringen.

Kontaktflatene i denne oppgaven er vist i figur 22.

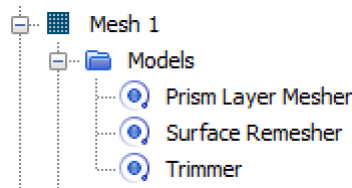


Figur 22: Kontaktflater (interfaces) i modellen

Det er under disse kontaktflatene man bestemmer hva som skal skje mellom regionene. Det er særs viktig at disse regionene er riktige for at simuleringen skal bli korrekt. Her kan man blant annet bestemme hvilken region som skal avgi varme.

### 3.2.6 Mesh

Mesh er nettverksgenereringen som gjøres i programmet for å dele opp overflater og volum i rutenett. Hver rute utfører ligningsett for valgte fysikkmodeller. Ved å unngå en nøyaktig nettverksmodell vil ikke ligningene løses med tilstrekkelig tilfredshet og det vil være rom for forbedringer. Det er i denne oppgaven valgt en nettverksmodell etter vurderinger basert på tilstrekkelig beregning, tidsbruk og datakapasitet. Økes nettverksmodellens størrelse eller nøyaktighet vil man kunne foreta mer nøyaktige simuleringer og komme nærmere en mer konkret løsning. I figur 23 er det gitt hvilke mesh-modeller denne simuleringen har.



Figur 23: Mesh-modeller

Bakgrunn for valgene av mesh-modell er:

- **Prism Layer Mesher**

Modellen brukes for å kunne se nærmere på hva som skjer i grenser ved vegg, tak eller lignende. Det kan med denne modellen opprettes et tettere lag med nettverk i nærheten av grensene.

- **Surface Remesher**

Denne mesh-modellen brukes for at volummesh eller overflatemesh skal bli enda bedre. Denne modellen fungerer godt for ulike geometrier om dem ikke er for kompliserte.

- **Trimmer**

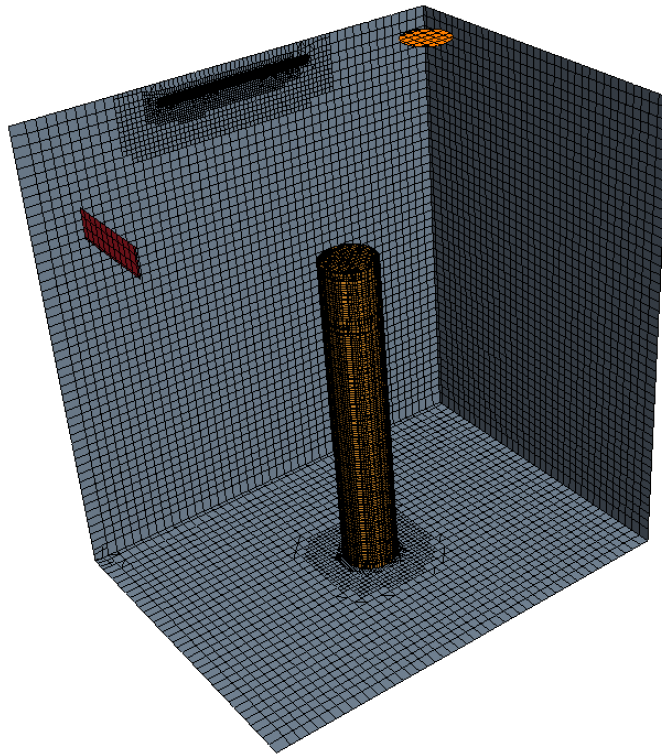
Trimmer-modellen danner hexahendrale celler, og passer godt til de fleste geometrier. Den er rask og effektiv og gir et nettverk med høy kvalitet.

I oppgaven er disse mesh-modellene valg og juster for å tilpasses geometrien og kvaliteten på utregningene vist i tabell 3.

Modell	Base Size [m]	Maximum Cell Size	Number of Prism Layers	Prism Layer Stretching	Prism Layer Thickness [cm]	Surface Growth Rate
Prism Layer Mesher			5	1,3	3	
Surface Remesher	0,05	100%				1,3
Trimmer	0,05	100%				

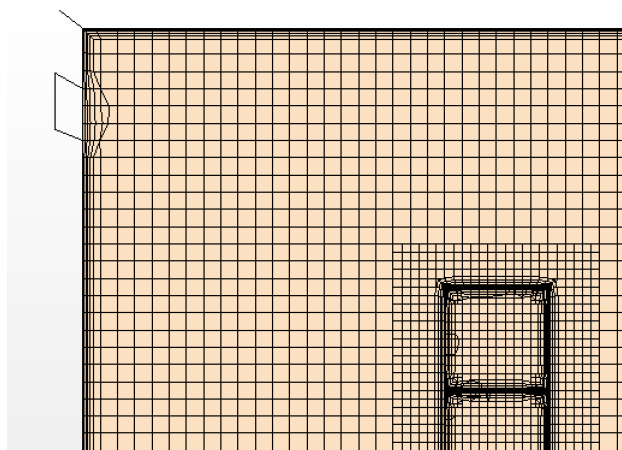
Tabell 3: Verdier for mesh-modellene

Figur 24 viser genereringen av nettverk på flatene i STAR-CCM+ for baderommet. Det er valgt finere nettverk rundt mer detaljerte flater, og hvor det er interessant å gjøre mer nøyaktig beregning.



Figur 24: Overflate mesh

I figur 25 er det presentert oppgavens volum-mesh for baderommet og man ser hvordan grensene ved veggflater og rundt sylinder har fått et finere nettverk for mer nøyaktige beregninger. Det ble valgt et grovere nettverk for resten av volumet slik at simuleringstiden ikke skulle bli for lang og datakapasitet ikke skulle overskrides.



Figur 25: Volum-mesh

Endringer gjort for områdene ved inntak og avtrekk i mesh-modellen er listet opp i tabell 4. Disse justeringene ble gjort for å få en nøyere nettverksberegning rundt utsatte områder som kan gi utslag på simuleringesverdiene ved høye luftmengder eller turbulens.

Ekstra mesh for Regions; luft	Inn	Ut
<i>Customize Prism Mesh</i>	Specify Custom Values	Specify Custom Values
<i>Number of Prism Layers</i>	5	8
<i>Prism Layer Stretching</i>	1,3	1,3
<i>Prism Layer Thickness [cm]</i>	4	8

Tabell 4: Mesh-modeller for områdene rundt inntak av luft og avtrekk

### 3.2.7 Fysikkmodeller

Hver region har sin egen fysikkmodell hvor "Physics continuum" definerer fysikken. Her velges fysikk-modeller ut ifra hvilken oppbygging simuleringssmodellen følger og hvilke egenskaper regionene skal ha. I denne oppgaven er det valgt tre fysikkmodeller vist i tabell 5, 6 og 7 som tar for seg strålevarmeren, personen og luftvolumet for modellen.

Models	Enabled Models	
Space	<i>Three Dimensional</i>	
Time	<i>Steady</i>	
Material	<i>Solid (Alu)</i>	
Radiation	<i>Surface-to-surface Radiation</i>	<i>Gray Thermal Radiation</i>
Energy	<i>Segregated Solid Energy</i>	
Equation of State	<i>Constant Density</i>	

Tabell 5: Fysikkmodeller for strålevarmeren

Models	Enabled Models	
Space	<i>Three Dimensional</i>	
Time	<i>Steady</i>	
Material	<i>Liquid (H2O)</i>	
Flow	<i>Segregated Flow</i>	
Viscous Regime	<i>Turbulent</i>	
Reynolds-Averaged Turbulence	<i>K-Epsilon Turbulence</i>	<i>Two-Layer All y + Wall Treatment</i>
Radiation	<i>Surface-to-Surface Radiation</i>	<i>Gray Thermal Radiation</i>
Energy	<i>Segregated Fluid Temperature</i>	
Equation of State	<i>Constant Density</i>	
Gravity	<i>Gravity</i>	

Tabell 6: Fysikkmodeller for person

Models	Enabled Models	
Space	<i>Three Dimensional</i>	
Time	<i>Steady</i>	
Material	<i>Gas (Air)</i>	
Flow	<i>Segregated Flow</i>	
Viscous Regime	<i>Turbulent</i>	
Reynolds-Averaged Turbulence	<i>K-Epsilon Turbulence</i>	<i>Two-Layer All y + Wall Treatment</i>
Radiation	<i>Surface-to-Surface Radiation</i>	<i>Gray Thermal Radiation</i>
Energy	<i>Segregated Fluid Temperature</i>	
Equation of State	<i>Ideal Gas</i>	
Gravity	<i>Gravity</i>	

Tabell 7: Fysikkmodeller for luft

Valgene av fysikk-modeller er basert på hvilke egenskaper regionene skal ha og hva slags beregninger programmet skal gjøre. *Steady* er valgt for å få et resultat over en tidsuavhengig periode. Her velges iterasjoner som gir et estimat av hvor nøyaktig beregningene er. Med flere iterasjoner kommer simuleringen nærmere en løsning.

*Segregated Flow* gir raskere simulering av luftstrømmen hvor den beregner strømningsforhold og trykk separat.

*K-Epsilon Turbulence* har fra andre studier vist seg å være god i simuleringer og løses på hensyn av kinetisk energi og fordampningssats.

*Surface-to-Surface Radiation* beregner termisk varmeoverføring mellom flater. Det er i tillegg valgt *Gray Thermal Radiation* som ikke er avhengig av bølgelengde.

*Segregated fluid Temperature* beregner energibevegelsen med temperatur som løs variabel som entalpien beregnes fra. Modellen eger seg for de fleste problemstillinger bortsett fra ved forbrenning.

### 3.2.8 Under-Relaxation Factor

Under-Relaxation Factor kontrollerer graden av videreføring beregningens resultat fra forrige iterasjon har i neste. Standardverdien for Fluid Under-Relaxation Factor er 0,9 og for Solid Under-Relaxation Factor er den 0,99. Ved å senke denne faktoren vil det gjør at konvergering vil ta lengre tid og man får en mer stabile beregning.

### 3.2.9 Scener

De ulike scenene man kan velge mellom i STAR-CCM+ er geometri-, mesh-, scalar-, vector- og tom-scene. Geometri-scenen viser modellen som den er tegnet, og man kan fremheve eller skjule ulike deler av den for å presentere interessefeltet. Mesh-scenen fremstiller det genererte

nettverket og er en viktig måte å sjekke om nettverksmodellen er tilstrekkelig anlagt. Scalar-scenen representeres med fargeplot og er en god løsning ved fremvisning av temperaturforskjeller. Vector-scenen viser retning og størrelse i modellen og er fin ved fremvisning av luftstrømmer.

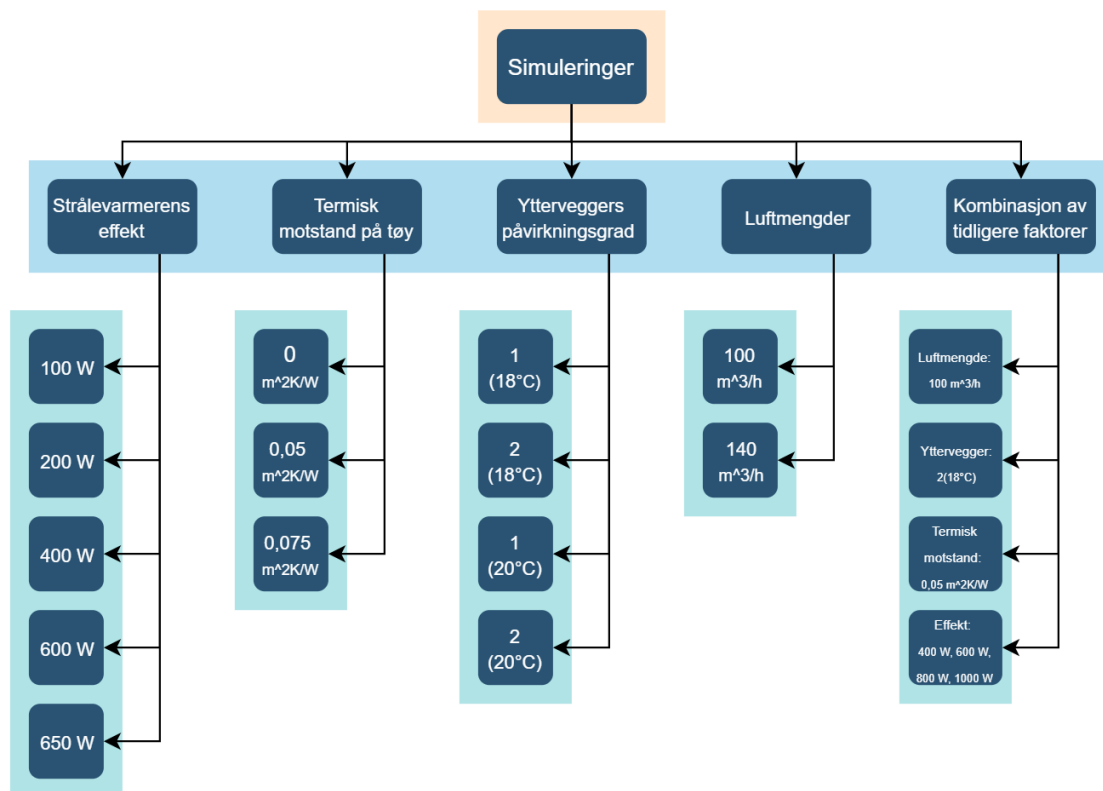
Etter gjennomførte simuleringer vil presentasjoner av resultat i ulike scener gi en god fremstilling av data. Under de ulike scenene kan man fort oppdage feil som kan endres, og det er da en god måte å sjekke om modellen tilfredsstillende problemstillingen. Ønsker man å hente ut data fra spesielle punkt, flater, linjer, områder eller lignende kan disse lages under Derived Parts. Disse gjør uthenting av data enklere om man for eksempel ønsker å hente ut temperatur fra et gitt punkt i modellen.

### 3.2.10 Rapport

Skal man hente ut data vil rapporter og plots være til stor hjelp. Her kan man analysere dataen nærmere og finne nøyaktige verdier fra Derived Parts, parts eller regioner. Ut ifra fysikken som ligger til grunne vil data fra valgte fysikk-modeller kunne hentes ut her. Videre kan man gjøre rapporter om til monitor og plots, hvor grafisk fremvisning eller eksportering til et behandlingsprogram er mulig. Excel er et program som kan behandle data og være til stor hjelp ved analysering av store mengder verdier.

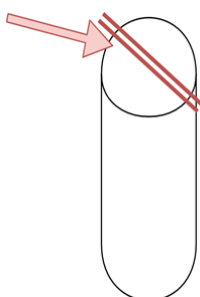
## 3.3 Simuleringsdata

Det er foretatt 5 bulker med simuleringer for å kunne se på de ulike parameterenes innvirkning på den termiske komforten ved bruk av strålevarmer på bad. Innefor bulkene ble det til sammen simulert 39 simuleringer. Simuleringene er tatt gruppevis hvor et tilfelle blir testet med ulike verdier, og resultatene blir satt opp mot krav fra ISO, CEN og ASHRAE [10]. Til slutt er det gjennomført en simulering hvor tiltak fra de tidligere simuleringene er satt sammen. Dette er gjort for å få en simulering hvor en mer komplisert problemstilling er dannet. Figur 26 viser hvilke tema simuleringene har.



Figur 26: Simuleringer gjort i STAR-CCM+

Strålevarmerens plasseringen har bakgrunn i brukernes sikkerhet, komfortnivå og estetikk. Stråleflaten vil nå en høy overflatetemperatur og må derfor plasseres høyt for bedre sikkerhet. Badet har også begrensede flater for montasje hvor strålespekteret i tillegg skal dekke et så stort område av arealet som mulig. Ut ifra plasseringen vil strålevarmens fokusområdet på sylinderen være vist i figur 27. Denne stillingen vil gjelde for alle simuleringer.



Figur 27: Strålens vinkling på sylinderen i rommet

I tabell 8 er det oppgitt nødvendige inputdata for modellens simulering:

<b>Strålevarmerens mål</b>	L x B x H 0,87m x 0,035 m x 0,05 m	Areal på stråleflate 0,05 m <sup>2</sup>
<b>Utregning av Mass flow rate</b>	v=luftmengden p=tettheten til luft ved 101 pa	140 m <sup>3</sup> /h x 1/3600 s x 1,2 kg/m <sup>3</sup> = 0,046 kg/s 100 m <sup>3</sup> /h x 1/3600ms x 1,2 kg/m <sup>3</sup> = 0,033 kg/s
<b>Termisk resistans for tøy</b>	R=L/k m <sup>2</sup> K/W L= tykkelsen på tøyet k= konduktiviteten	R=0,002/0,04=0,05 m <sup>2</sup> K/W R=0,003/0,04=0,075 m <sup>2</sup> K/W
<b>Fluid Under-Relaxtion Factor</b>	0,93	
<b>Solid Under-Relaxation Factor</b>	1,0	

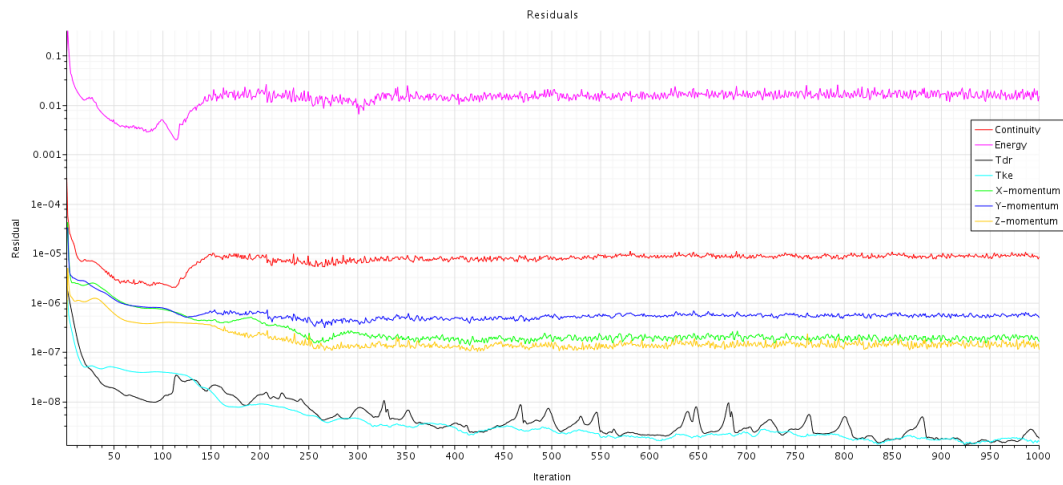
Tabell 8: Input i STAR-CCM+

Den termiske resistansen for tøy sammenlignet med bekledningen (clo) er gitt i vedlegg C.

Det er for alle simuleringene kjørt steady state, hvor målet er å beregne løsninger stabilt samtidig som resultatene holdes lave. Dette vil gi grunnlaget for om fysikken bak modellen og de andre parameterne er riktig anlagt. Det må sees på om resultatene gir mening og om modellen representerer problemstillingen på en korrekt måte. Hver simulering vurderes på grunnlag av de termiske komfortparameterne; asymmetri, operativ temperatur, termisk stråling, overflate-temperatur og lokal termisk temperaturredifferanse. Parameterne som er fremstilt er avgjørende for opprettholdelse av termisk komfort. Simuleringsdataen er sammenlignet med kravene for høyt nivå fra ISO, ASHRAE og CEN gjengitt i Enøk i bygninger [10], presentert i kapittel 2.3.1.4 og 2.3.1.2.

Simuleringene ble først kjørt over 1000 iterasjoner, vist i figur 28, men den stabiliserer seg før 500 iterasjoner så det er derfor valgt å kjøre videre med 500 iterasjoner. Residualene gir et inntrykk av om løsningen konvergerer eller divergerer. Figuren viser ulikhetene mellom iterasjonene som blir beregnet i programmet. Det er ønskelig å få en så lav verdi av residualer som mulig og ser man at grafene har en jevn synkende trend kan man si den konvergerer. Ved divergens vil grafene øke i stedet for å synke og man oppnår ikke en tilstrekkelig god løsning. Divergens kan komme av for grovt nettverk både på overflaten og i volumet, initialverdier som er urimelige, grensebetingelser som er feil eller fysikkmodeller som ikke fungerer til modellen.





Figur 28: Residuals for scenario med en strålevarmer på 600 W og 1000 iterasjoner

De viktigste forutsetninger for alle simuleringene er gitt i tabell 9:

Forutsetninger for alle simuleringer	
Avstand mellom person og strålevarmer [m]	0,97
Personens plassering	Midt i rommet
Strålevarmens høyde på vegg [m]	2,4
Temperatur på luftmengde [ $^{\circ}C$ ]	22
Temperatur på gulv og tak [ $^{\circ}C$ ]	22
Emissivitet hud	0,95
Emissivitet tøy	0,8
Emissivitet hvit vegg	0,9
Luftfuktighet [ $kg/m^3$ ]	1,225

Tabell 9: Forutsetninger for alle simuleringene

Verdiene i tabellen gleder for alle simuleringer og er gjort for å forenkle simuleringprosessen. Valg av emissivitet er hentet fra tabeller i Heat and Mass Transfer [17], mål er hentet fra modellen og temperaturer er hentet fra sykehuset Østfold Kalnes.

## 4 Resultat og diskusjon

Resultatene presenteres for hver simulering med gitt tiltak for å se om de termiske kravene blir overholdt, etterfulgt av en diskusjon for den gjeldende simuleringen. Simuleringen tar for seg strålevarmerens effekt, termisk motstand i klesplagg, yttervegger og luftmengde. Til slutt blir det presentert en diskusjonsdel som tar for seg hele oppgaven i større grad.

### 4.1 Simulering 1 - Strålevarmerens effekt

I første simulering er det sett på hvor stor påvirkningsgrad strålevarmerens effektnivå har på det termiske komfortnivået. Dette er gjort for å kunne estimere en strålevarmes nødvendige effekt i watt. Forutsetningene for simulering 1 er gitt i tabell 10.

Forutsetninger	
Antall yttervegger	ingen
Temperatur på overflater [ $^{\circ}C$ ]	22
Luftmengde [ $m^3/h$ ]	140
Termisk motstand på tøy [ $m^2K/W$ ]	0,05

Tabell 10: Forutsetninger for simulering 1

#### 4.1.1 Resultat av simulering 1

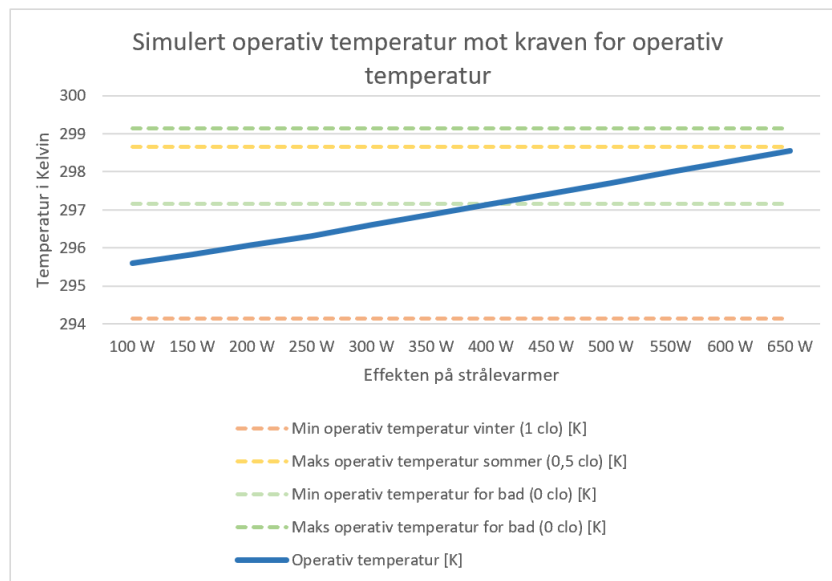
Resultatene fra første simulering er fremstilt i tabell 11, hvor parametere som er med å påvirker den termiske komforten presenteres. Simulerte verdier blir sammenlignet med krav for høyt termisk komfortnivå iht ISO, CEN og ASHRAE.

Parametere	Simulering					Krav for høyt nivå iht. ISO, CEN og ASHRAE
	100 W	200 W	400 W	600 W	650 W	
Lufttemperatur [K]	295,28	295,33	295,4	295,47	295,47	
Middelstråletemperatur [K]	295,91	296,82	298,9	301,09	301,65	
Målt operativ temperatur [K]	295,595	296,075	297,15	298,28	298,56	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]						294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]						298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]						297,15 - 299,15
Vertikal Lufttemperaturdifferanse mellom 1,1m og 0,1m fra gulvet	0	0	0,04	0,07	0,07	<2
Gulvets overflatetemperatur [K]	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	292,15 - 302,15
Strålingstemperatrasymmetri	0,69	1,558	3,18	4,85	5,28	<5
Lufthastighet [m/s]	0,03	0,03	0,06	0,08	0,09	0,15
Mak temperatur på toppen av hode [K]	296,31	297,71	300,78	304,05	304,78	
Min temperatur på føtter [K]	295,17	295,19	295,24	295,3	295,31	
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	1,14	2,52	5,54	8,75	9,47	7
Temperatur på stråleflate [K]	407,42	479,19	578,97	650,42	665,62	

Tabell 11: Resultater fra simulering 1

Resultatene viser at alle simuleringen tilfredsstillers min og maks operativ temperatur for vinter og sommer. For operativ temperatur på bad (0 clo) er det kun simuleringene med 400 W, 600 W og 650 W som tilfredsstillers kravet på 297,15 - 299,15 K. Strålingstemperatursymmetriens krav blir brutt for simulering med 650 W. Simuleringene 600 W og 650 W bryter også kravet om temperatordifferanse på kropp. Dette gjør at det kun er simulering med 400 W som tilfredsstillers alle krav.

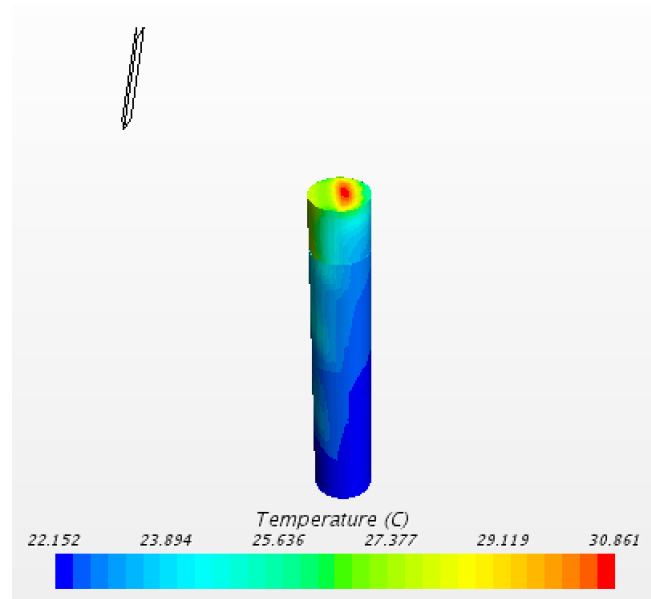
Grafen i figur 29 presenterer forholdet mellom den simulerte operative temperaturen og kravet for operativ temperatur ved ulike effekter fra varmekilden.



Figur 29: Forholdet mellom simulert operativ temperatur og kravene

Figuren over viser tendensen til operativ temperatur for videre simuleringer med økende effekt. Det kommer også frem hvilke effekter som holder seg innenfor kravene til operativ temperatur. Skillet for hvilke effektnivå som ikke tilfredsstillers min operativ temperatur for bad er ved 400 W.

Personens ulike nivåer for overflatetemperatur påvirket av strålevarmeren er presentert i figur 30 for simuleringen med en effekt på 600 watt.



Figur 30: Temperaturen på personen med 600 W og termisk motstand på tøy lik  $0,05 [m^2K/W]$

Temperaturen i punktet som er varmest er på  $30,9\text{ }^\circ\text{C}$ , som representerer toppen av hode til en person på 1,8 meter. Den laveste temperaturen for den gitte simuleringen er  $22,15\text{ }^\circ\text{C}$ . Variasjonen mellom høyeste og laveste temperatur på sylindren i tilfellet med 600 W er  $8,75\text{ }^\circ\text{C}$ . Dette tilfredstiller ikke kravet på en maksimal temperaturskjell på  $7\text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 4.1.2 Diskusjon av simulering 1

Det ble foretatt 12 simuleringer hvor antall watt ble økt med 50 for hver simulering mellom 100 og 650. I tillegg ble det gjennomført en simulering med 1000 W på strålevarmeren for å vise resultatet om man øker effekten betraktelig. Resultatene fra alle 13 simuleringene er gitt i vedlegg B.

For simuleringen med 650 W ble strålingstemperatursymmetrien større enn kravet og det ble derfor ikke tatt med ytterligere simuleringer. Ut fra prognosen fra tidligere simuleringer ville også den operative temperaturen bli for høy ved en simulering på 700 W i forhold til maks operative temperatur sommer ( $0,5\text{ clo}$ ). Laveste effekt på strålevarmeren ble simulert til 100 W, og alle krav utenom operativ temperatur på bad ( $0\text{ clo}$ ) ble tilfredsstilt. 100 W gir høyeste temperatur på overflaten av hode lik  $23\text{ }^\circ\text{C}$ , bare  $1\text{ }^\circ\text{C}$  over lufttemperaturen i rommet. Dette blir ikke vurdert som en tilstrekkelig temperaturskjell da strålevarmen skal være et raskt og effektivt varmelement.

Den operative temperaturen er avhengig av lufttemperatur og middelstråletemperaturen som

bekreket i kap 2.3.1.2 og 2.3.1.3. Disse parameterene holder seg relativt jevne og gjør at simuleringene 400 W til 650 W tilfredsstillende de operative temperaturkravene gitt i ISO, ASHRAE og CEN [10]. Den gradvise økningen av operativ temperatur skjer ved at middelstråletemperaturen øker, på grunn av økt effekt, mens lufttemperaturen holder seg ganske jevn med en differanse på kun 0,19 °C fra effekt på 100 Watt til 650 Watt. Heller ikke den vertikale lufttemperaturdifferansen blir påvirket i særlig grad. Dette stemmer overens med strålingsfysikken hvor luftvolumet ikke blir direkte påvirket av strålevarmen, men kun legmer strålene treffer som avgir varme, beskrevet nøyere i kapitlet om varmetransport 2.5. Dette gjør også at lufthastigheten rundt personen holder seg lav, da luftstrømmer med høyere hastighet er utenfor den termiske komfortsonen definert av TEK17 vist i kapittel 2.3.1.5.

Virkingen av avstanden mellom personen og strålevarmen påvirker området strålene treffer. Strålevarmens avstand til personen er 0,97 meter og gir dermed et mer konsentrert temperatursjikt enn om den hadde vært plassert lengre unna. Påvirkningskraften som resultat av stråleområdet og effekten på strålevarmeren gir en direkte temperatur på flatene som bestråles. I denne rapporten er kravet for varme tak hvor temperaturdifferansen ikke skal være større enn 7 °C som skrevet i 2.3.1.4 tatt som utgangspunkt ved temperaturdifferanse mellom hode og ankel. En temperatur på 30,9 °C trenger ikke å være ubehagelig om man tar utgangspunkt i kapittel 2.3.1 hvor overflatetemperaturen på huden ligger på 32-34 °C. Faktorer som likevel vil ha påvirkning på om dette er komfortabelt eller ikke er oppholdstid og kroppens overflatetemperatur som igjen er påvirket av blant annet met, clo og lufttemperaturen i rommet.

Ut ifra resultatene for simulering 1, vil en strålevarmeeffekten på 400 W tilfredstille alle gitte krav for høy termisk komfortnivå.

## 4.2 Simulering 2 - Termisk resistans i klesplagg

For andre simulering er det sett på hvordan påvirkningen av klesplagg med ulik termisk resistans virker inn på varmeoverføringen fra strålingen og til personen på badet. Det er simulert med termisk motstand på  $0 \frac{m^2 K}{W}$ ,  $0,05 \frac{m^2 K}{W}$  og  $0,075 \frac{m^2 K}{W}$ . I tabell 12 er forutsetningen for denne simuleringen oppgitt.

Forutsetninger	
Antall yttervegger	ingen
Temperatur på overflater [ $^{\circ}C$ ]	22
Luftmengde [ $m^3/h$ ]	140
Emissiviteten til klesplagg	0,8

Tabell 12: Forutsetninger for simulering 2

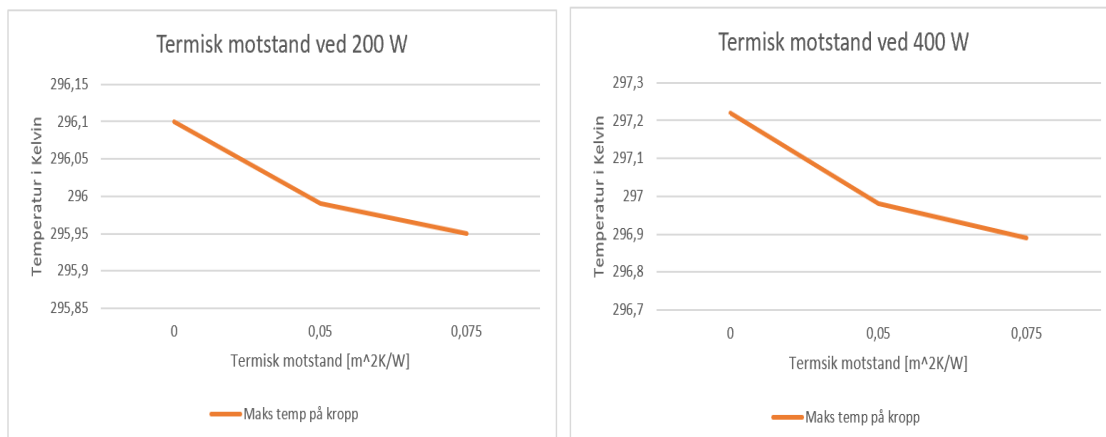
### 4.2.1 Resultater av simulering 2

Resultatene er fremstilt i tabell 13 og satt opp mot krav iht. ISO, CEN og ASHRAE.

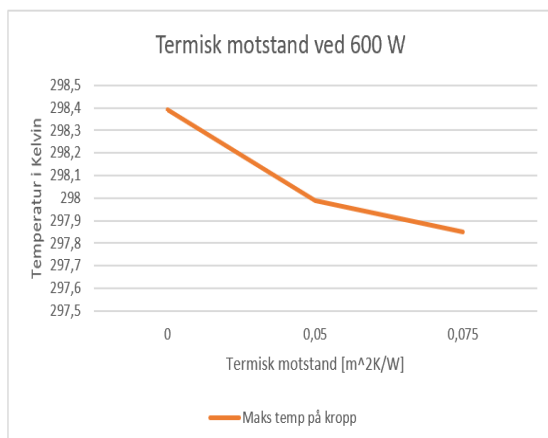
Parametere	Simulering 2									Krav for høyt nivå iht. ISO, ASHRAE og CEN
	200 W	200 W	200 W	400 W	400 W	400 W	600 W	600 W	600 W	
Termisk motstand på tøy [ $m^2 K/W$ ]	0	0,05	0,075	0	0,05	0,075	0	0,05	0,075	
Operativ temperatur [K]	296,075	296,075	296,075	297,15	297,15	297,15	298,28	298,28	298,28	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]										294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]										298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]										297,15 - 299,15
Strålingstemperasymmetri	1,55	1,55	1,55	3,24	3,18	3,12	4,85	4,85	4,85	<5
Min temperatur på føtter [K]	295,19	295,19	295,19	295,24	295,24	295,24	295,3	295,3	295,3	
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	2,52	2,52	2,52	5,54	5,54	5,54	8,75	8,75	8,75	7
Maks temperatur på kropp	296,1	295,99	295,95	297,22	296,98	296,89	298,39	297,99	297,85	
Gjennomsnittstemperatur på kropp	295,36	295,36	295,36	295,6	295,6	295,6	295,86	295,86	295,86	

Tabell 13: Resultater fra simulering 2

De fire simuleringene med en effekt på 400 W, oppfyller samtlige krav for termisk komfort. Med en effekt på 600 W er operativ temperatur innenfor krav, men ikke temperaturdifferansen mellom hode og føtter. Effekten av den termiske resistansen i klærne gir utslag for parameterene ved maksimal temperatur på kropp. Dette er fremstilt i figurene 31a, 31b og 31c.



(a) Termisk motstands påvirkning på personens maksimale temperatur ved 200 W (b) Termisk motstands påvirkning på personens maksimale temperatur ved 400 W

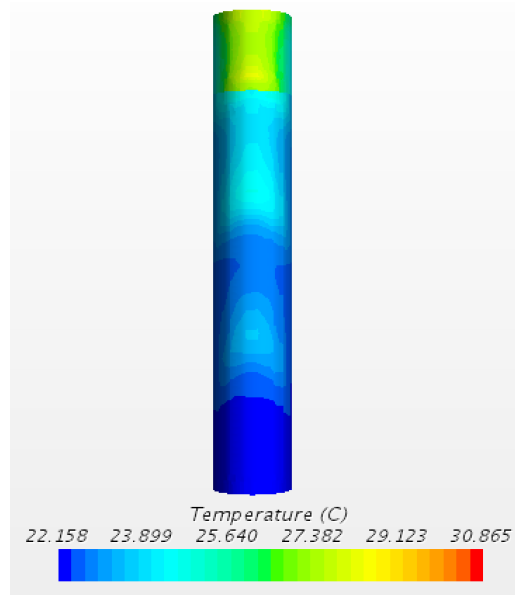


(c) Termisk motstands påvirkning på personens maksimale temperatur ved 600 W

Figur 31: Termisk motstands påvirkning ved ulike effekt på strålevarmer

I grafene over ser man sammenhengen mellom termisk resistans og påvirkningen den har på temperaturoverflaten til kroppen ved ulike effektnivåer på strålevarmeren. Resultatene viser at den maksimale temperaturen på kroppen blir lavere ved høyere termisk motstand, og er for simuleringen med 400 W og 0,05 m<sup>2</sup>K/W lik 23 °C.

Figur 32 viser oppdelingen av sylindrerer, hvor man tydeligere ser temperaturspekteret ut fra hvor det termiske laget ligger på kroppen.



Figur 32: Termisk motstand på  $0,075 [m^2K/W]$  ved 600 W effekt på strålevarmer

Figur 32 viser den termiske motstandens påvirkning på temperaturdifferansen for personen. Det grønne feltet (hode) har ut fra figuren en temperatur på  $27,7\text{ }^\circ\text{C}$  og det blå feltet (kropp) en temperatur på  $24,3\text{ }^\circ\text{C}$  for simuleringen med 600 W og en termisk resistans på  $0,075\text{ }m^2K/W$ . En vesentlig del av temperaturforskjellen kommer av den termiske resistansen i klesplagget, i tillegg til at hode er nærmere stråleflaten enn kroppen.

#### 4.2.2 Diskusjon av simulering 2

Det ble gjennomført ni simuleringer med tre ulike effekter og tre ulike grader av bekledding for tiltaket med termisk resistans. Den termiske resistansen er utregnet fra estimert bekledding på pasienter og ansatte som oppholder seg på baderommet, vist i kapittel 3.3.

Effekten av termisk resistans er avhengig av mengden og type tøy. For denne simuleringen er det valg lave verdier på motstanden da det ikke vil være stor grad av godt bekleddede personer som oppholder seg på badet. Høyeste verdi på  $0,075\text{ }m^2K/W$ , tilsvarer 0,5 clo etter tabell i vedlegg C. På et sykehus er det i tillegg plikt om uniformer for ansatte, og pasienter har ofte på seg utlånt tøy.

Den operative temperaturen for bad ved eksponert hud (0 clo) blir ikke tilfredsstillt ved effekt på 200 W i simuleringen da differansen mellom lufttemperatur og middelstråletemperatur ikke er tilstrekkelig stor. Økes effekten på strålevarmeren vil strålingsasymmetrien slå ut i negativ grad og temperaturdifferansen mellom hode og føtter vil forstørres. Det vil derfor være vanskelig å tilfredstille kravene iht. ISO, ASHRAE og CEN ved kun å øke den termiske resistansen.



## Masteroppgave

Den termiske resistansen hadde liten påvirkning på den operative temperaturen, men er mer rettet mot hva ulik mostand kan ha å si på temperaturopplevelsen. Dette er igjen individuelt fra person til person og og aktivitetsnivået.

For simulering 2 vil alle utprøvde resistanser være med på å kunne øke det termiske komfortnivået. En motstand på 0,075 gir et realistisk bilde av hvordan man kan anta personens beklædningsnivå er, og ved en effekt fra strålevarmeren på 400 W vil dette tilfredstille kravene.

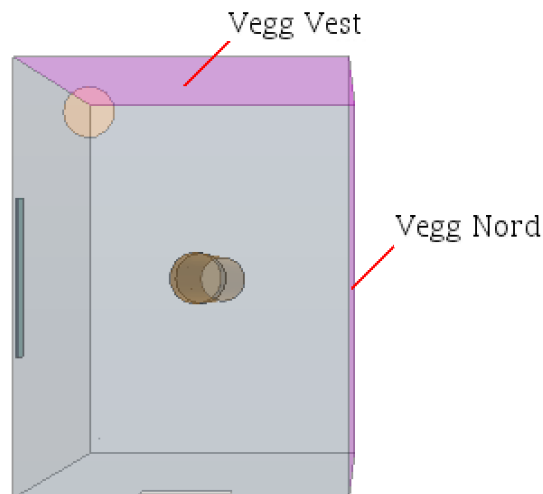
### 4.3 Simulering 3 - Ytterveggers påvirkning på temperaturlansen

For tredje simulering er det sett på hvordan den termiske komforten blir påvirket av ulike overflatetemperaturer på vegger. De innvendige overflatetemperaturene på 18 og 22 °C er hentet fra enkel beregning gitt i vedlegg D. I tabell 14 er det gitt forutsetninger for denne simuleringen.

Forutsetninger	
Temperatur på gulv og tak [°C]	22
Luftmengde [ $m^3/h$ ]	140
Termisk motstand på tøy [ $m^2K/W$ ]	0,05

Tabell 14: Forutsetninger for simulering 3

Veggene som temperaturen endres på er vist i figur 33. Ved simulering av én vegg, vil det være vegg Nord dette gjelder, da den har størst flate og dermed størst innvirkning på rommets temperaturlansen. Det er ikke regnet med varmestrømming i veggene under simuleringene, kun gitte overflatetemperatur.



Figur 33: Valgte yttervegger

#### 4.3.1 Resultater av simulering 3

Resultatene for simuleringene er gitt i tabell 15, hvor effekten fra antall yttervegger med ulik temperatur er fokusert på i forhold til mengde effekt på strålevarmeren.

Parametere	Simulering 3															Krav for høyt nivå iht. ISO, ASHRAE og CEN
	200 W	200 W	200 W	200 W	200 W	400 W	400 W	400 W	400 W	400 W	600 W	600 W	600 W	600 W	600 W	
Antall yttervegger	0	1	1	2	2	0	1	1	2	2	0	1	1	2	2	
Temperatur på vegg [K]	295,15	293,15	291,15	293,15	291,15	295,15	293,15	291,15	293,15	291,15	295,15	293,15	291,15	293,15	291,15	
Middelstråletemperatur [K]	296,82	296,43	296,04	296,17	295,53	298,9	298,51	298,14	298,26	297,63	301,09	300,71	300,34	300,46	299,84	
Operativ temperatur [K]	296,07	295,74	295,36	295,47	294,83	297,15	296,82	296,45	296,545	295,905	298,28	298,11	297,58	297,67	297,03	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]																294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]																298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]																297,15 - 299,15
Vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1m og 0,1m fra gulv	0	0,58	0,99	0,46	0,8	0,04	0,58	0,94	0,44	0,81	0,07	0,65	0,91	0,44	0,71	<2
Strålingstemperatursymmetri	1,558	1,83	2,35	1,79	2,7	3,18	3,3	4,03	3,36	4,34	4,85	4,86	5,76	5,1	5,96	<5
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	2,52	2,73	3,21	2,93	3,5	5,54	5,77	6,19	5,93	6,61	8,75	8,8	9,39	8,89	9,34	7
Gjennomsnittstemperatur på kropp [K]	295,36	294,91	294,44	294,61	293,82	295,6	295,15	294,68	294,85	294,05	295,86	295,42	294,93	295,11	294,31	

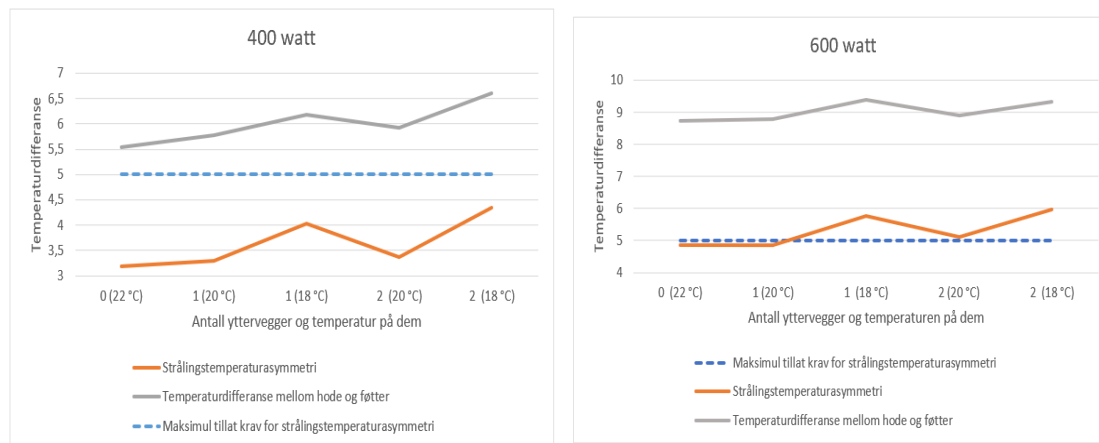
Tabell 15: Resultater fra simulering 3

Resultatene viser at veggens overflatetemperatur har stor innvirkning på den operative temperaturen. For simulering med 600 W og ingen yttervegger, er den operative temperaturen innenfor kravet med 1,13 °C. Endrer man dette eksempelet til å inneholder to yttervegger med temperatur på 18 °C, ser man at den operative temperaturen faller og er 0,12 °C under kravet.

Veggens overflatetemperatur påvirker i stor grad også strålingstemperatursymmetrien på personen. Her er det simuleringene fra 200 W og til 600 W med én yttervegg på 20 °C som overholder kravet. Resterende har for høy differanse for dette parametere.

Temperaturdifferansen mellom hode og føtter blir også påvirket av endret overflatetemperatur på veggene. Fra simulering 400 W og ingen yttervegger til 400 W og to yttervegger med en temperatur på 18 °C, er temperaturdifferansen mellom hode og føtter på 1,07 °C.

Det er tydelig ulikheter i strålingstemperatursymmetrien og temperaturdifferanser for de ulike simuleringene. Disse parametere er presentert i grafene 34a og 34b.



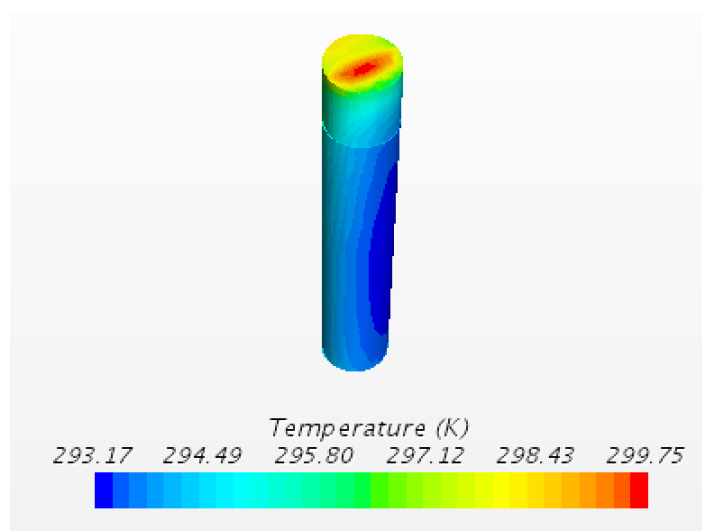
(a) Strålingstemperatursymmetri og temperaturdifferanse mellom hode og føtter ved 400 W (b) Strålingstemperatursymmetri og temperaturdifferanse mellom hode og føtter ved 600 W

Figur 34: Strålingstemperatursymmetri og temperaturdifferanse ved to ulike effekter på strålevarmer

For grafene over er det presentert hvordan temperaturdifferansen mellom hode og ankel på per-

sonen blir påvirket av antall yttervegger og overflatetemperaturen på dem. Det er også presentert hvordan utviklingen av strålingstemperatrasymmetrien påvirkes. Resultatene i grafene viser at temperaturdifferansen og strålingstemperatrasymmetrien øker ved kaldere og flere flater.

Figur 35 viser hvordan temperaturen på sylindere blir påvirket av scenariet for to vegger på 18 °C, med en effekt på 600 W.



Figur 35: Temperaturpåvirkningen på personen fra kjølige vegger

Ut ifra figuren ser man området som er kjøligere på sylindere. Dette er siden som er vendt mot ytterveggene, og figuren presenterer innvirkningen den kalde strålingen som kommer fra flater med lavere temperatur har på en person som oppholder seg midt i rommet. Temperaturen på den kjølige siden er 20 °C, altså 2 °C lavere enn lufttemperaturen.

#### 4.3.2 Diskusjon av simulering 3

Det ble gjennomført 15 simuleringer for å dekke ulike overflatetemperaturer og ulike veggkombinasjoner ved 200 W, 400 W og 600 W. Overflatetemperaturen på veggene ble satt til 20 °C og 18 °C som verdier ut fra forenklet beregning gitt i vedlegg D, med en overgangsmotstand lik 0,13  $m^2K/W$  hentet fra byggdetaljebud 471.111 [25] og en u-verdi for yttervegger på 0,18  $W/m^2K$  gitt i vedlegg A.

Ved ulike temperaturer på overflater i rommet skaper det en rekke utfordringer for temperaturbalansen. Den operative temperaturen sammenlignet med krav for operativ temperatur på bad (0 clo) er ikke tilstrekkelig for simuleringene med 200 W eller 400W, bortsett fra simuleringen 400 W hvor det er null yttervegger. Dette viser utfordringen ved oppvarming av rom med yttervegger hvor det termiske komfortnivået skal være høyt. Den eneste simuleringen med 600 W som ikke

når kravet til operativ temperatur for bad er hvor to av veggflatene har en temperatur på 18 °C. For disse simuleringen overstiger temperaturdifferansen kravet.

Når det blir en temperaturforskjell mellom veggene, vil strålevarmeren ha problemer med å håndtere asymmetrien i rommet. Temperaturforskjellen mellom fremside og bakside av personen får en økt effekt ved at strålevarme brukes mot veggen med en lavere overflatetemperatur. Dette er med på skape en ukomfortabel følelse ved at den ene siden av kroppen blir kald, og motsatt side blir varm. I kombinasjon med høye luftmengder kan følelsen av trekk øke for den kjølige siden. Maksimum tillatt krav for strålingstemperatursymmetri fra tak som i denne oppgaven blir sett på som strålevarmer er  $< 5$  og tilsvarer en ventet andel misfornøyde på ca 6 %, etter figur 9 i kapittel 2.3.1.4.

Siden ingen av simuleringene tilfredsstillr alle krav samtidig, må det sees på tilleggsløsning for å kunne komme frem til en måte å nå kravene på. Et tiltak kan være å montere strålevarmeren på en yttervegg med lavere overflatetemperatur enn resterende overflater. Med dette vil man begrense følelse av kald stråling fra denne veggen. For simuleringene med 400 W vil det å nå kravet for den operative temperaturen på bad være det beste alternativet for en god termisk komfort.

#### 4.4 Simulering 4 - Luftmengdens påvirkning på termisk komfort

For fjerde simulering er det sett på hvordan luftmengden inn i rommet påvirker det termiske forholdet for en person. Tabell 16 gir forutsetningene for denne simuleringen.

Forutsetninger	
Temperatur på resterende vegger [ $^{\circ}C$ ]	22
Termisk motstand på tøy [ $m^2K/W$ ]	0,05
Temperatur på innluften [ $^{\circ}C$ ]	22
Temperatur på valgt vegg [ $^{\circ}C$ ]	20

Tabell 16: Forutsetninger for simulering 4

##### 4.4.1 Resultater av simuleringer 4

Resultatene for simuleringen er gitt i tabell 17, hvor luftmengden er satt til to ulike nivåer og simulert sammen med forskjellige kombinasjoner av overflatetemperatur på vegger. Det er for simuleringen valgt 600 W på strålevarmeren for å se hvordan man påvirker temperaturdifferansen mellom hode og føtter fra simulering 3 ved en lavere luftmengde.

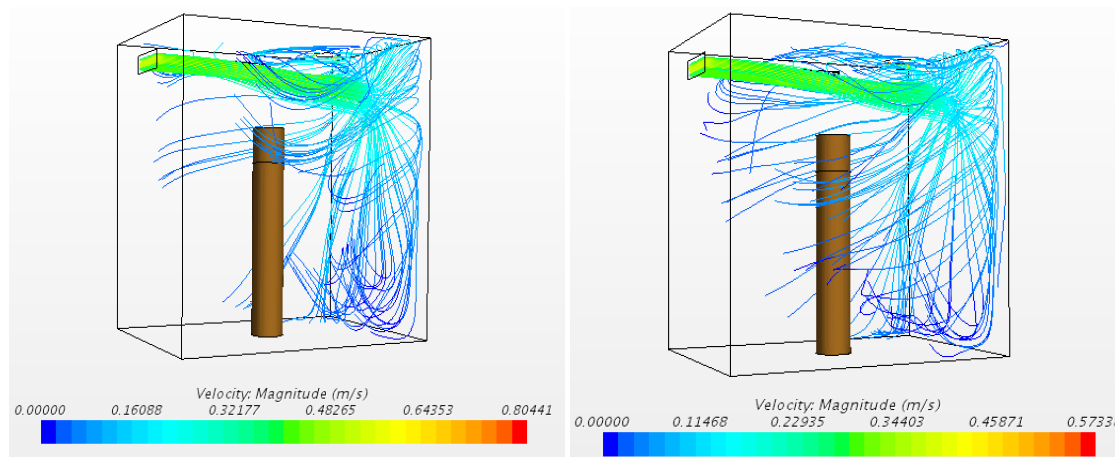
Parametere	Simulering 4						Krav for høyt nivå iht. ISO, ASHRAE og CEN
	600 W	600 W	600 W	600 W	600 W	600 W	
Luftmengde [m <sup>3</sup> /h]	140	100	140	100	140	100	
Antall yttervegger	2	2	1	1	0	0	
Temperatur på vegg [K]	293,15	293,15	293,15	293,15	295,15	295,15	
Lufttemperatur [K]	294,88	294,82	295,51	295,14	295,47	295,46	
Middelstråletemperatur [K]	300,46	300,46	298,09	298,13	301,09	301,1	
Operativ temperatur [K]	297,67	297,64	296,8	296,635	298,28	298,28	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]							294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]							298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]							297,15 - 299,15
Vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1m og 0,1m fra gulv	0,44	0,38	0,65	0,49	0,07	0,35	<2
Strålingstemperatursymmetri	5,1	5,2	4,9	5,32	4,85	4,9	<5
Lufthastighet [m/s]	0,07	0,08	0,07	0,08	0,08	0,08	0,15
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	8,89	8,75	8,8	9,07	8,75	8,71	7
Gjennomsnittstemperatur på kropp	295,11	295,08	295,42	295,4	295,86	295,87	

Tabell 17: Resultater fra simulering 4

Resultatene viser at det er simuleringene med 600 W og én yttervegg med temperatur på 20  $^{\circ}C$  som ikke tilfredsstiller kravet for operativ temperatur på bad (0 clo), uavhengig av variasjonen i luftmengde. Den operative temperaturen blir altså ikke nevneverdig påvirket av en lavere luftmengde inn i rommet.

For simuleringene uten yttervegger gir endringen i luftmengde en vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1 m og 0,1 m fra gulv på 0,28  $^{\circ}C$ , som er godt innenfor kravet. Denne er ikke like stor for de andre simuleringene med yttervegger, men hver for seg har de simuleringene med yttervegger en høyere temperaturdifferanse.

I figur 36a og 36b ser man hvordan luftstrømmen forplanter seg i rommet ved de ulike luftmengdene.



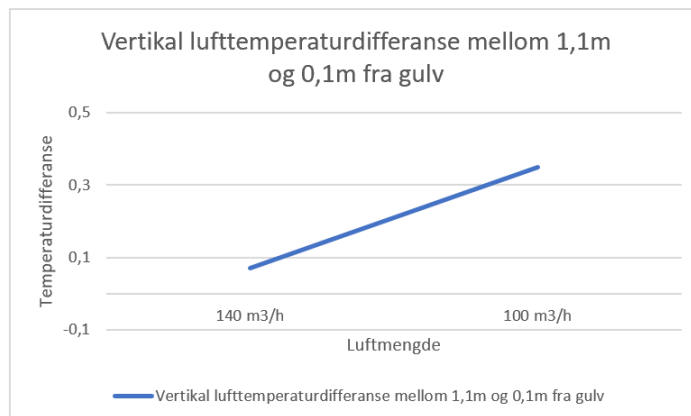
(a) Luftmengde på 140  $\frac{m^3}{h}$

(b) Luftmengde på 100  $\frac{m^3}{h}$

Figur 36: Strømningsfeltet for luftmengder med 140 [m<sup>2</sup>KW] og 100 [m<sup>2</sup>KW]

Den maksimale hastigheten er høyere ved 140  $\frac{m^3}{h}$  enn 100  $\frac{m^3}{h}$  som vist i figurene over. Dette er der hvor luften strømmer inn til baderommet. Hastigheten faller utover i romvolumet og i stor grad når den treffer vegg. Ut ifra figuren ser man at en lavere luftmengde har større påvirkning rundt personen, da strømmingene forflytter seg i en større del av romvolumet.

Hvordan temperaturdifferansen vertikalt blir påvirket av luftmengden kommer frem i graf 38.



Figur 37: Vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1 m og 0,1 m ved 600 W

Fra figuren over ser man at den vertikale temperaturdifferansen mellom de to simuleringene ved 600 W er på 0,28. Dette er kun påvirket av ulike luftmengder og ingen yttervegger.

#### 4.4.2 Diskusjon av simulering 4

Det ble gjennomført seks simuleringer for å vise luftmengdens påvirkning på parameterene i rommet. Det er for modellen antatt at luften kun strømmer til badet gjennom inntaket over døren. Dette gir ikke et korrekt bilde av den virkelige luftstrømmen hvor det ville kommet en mengde under døren i tillegg. Bildet av luftstrømmen ville i realiteten vist noe litt annet enn simuleringen tilsier i figur 36.

Effekten på strålevarmeren ble satt til 600 W for å sammenligne resultatene med tidligere simuleringer som både tilfredstilte krav og ikke. Slik at luftmengdens påvirkning kunne gi et positivt eller negativt utslag. Dette med tanke på luftmengdens påvirkningsrad av strømningsfelt rundt personen.

Luftmengdene  $140 \frac{m^2K}{W}$  og  $100 \frac{m^2K}{W}$  ble valgt med bagrunn i at case-bygget er dimensjonert for en luftmengde på  $140 \frac{m^2K}{W}$ , og det var interessant å sammenligne denne luftmengden med en lavere luftmengde.

Resultatene viser at den operative temperaturen ikke blir påvirket i nevneverdig grad av endringer i luftmengde fra  $140 \frac{m^2K}{W}$  og  $100 \frac{m^2K}{W}$ . Dette har samsvar med at lufttemperaturen er satt til 22 °C for begge luftmengder. En annen viktig årsak er at mesteparten av luftstrømmen passerer over sonen som termisk komfort blir vurdert ut fra, vist i kapittel 2.3.1.5. Hadde luftstrømmen inn i rommet vært plassert anderledes, ville dette kunne gitt store utslag for simuleringen i forhold til temperaturdifferanser og trekk.

Ut i fra denne simuleringen ble kun den vertikale lufttemperaturdifferansen mellom 1,1 m og 0,1 m fra gulv påvirket i nevneverdig grad. Dette har med at luftstrømmen er med på å jevne ut temperaturdifferansen i rommet. Ved en lav luftmengde vil også lufthastigheten gå ned som vist i figur 36. Dette gir varmeavgivelsen fra overflater som blir bestrålt mindre mulighet til å blande seg i volumet og danner derfor et klarere temperatursjikt i rommet. Prognosen tilsier at med enda lavere luftmengder vil temperaturforskjellen bli større.

Ut fra resultatene vil en luftmengde på  $140 \frac{m^2K}{W}$  være den som kan påvirke simuleringsdata i positiv retning for gitt modell slik at kravene iht ISO, CEN og ASHRAE kan blir oppnådd.



## 4.5 Simulering 5 - Kombinasjonsmodellen

For femte simulering er flere faktorer fra de tidligere simuleringene satt sammen i en modellen og simulert for ulike effekter på strålevarmeren. Her har valgene vært basert på hva som kan være de største utfordringene. Forutsetninger er gitt i tabell 18:

Forutsetninger	
Luftmengde [ $m^3/h$ ]	100
Antall yttervegger	2
Temperatur på yttervegger [ $^{\circ}C$ ]	18
Temperatur på resterende flater [ $^{\circ}C$ ]	22
Termisk motstand på tøy [ $m^2K/W$ ]	0,05

Tabell 18: Forutsetninger for simulering 5

### 4.5.1 Resultat av simulering 5

Resultatene for simulering fem er gitt i tabell 19 for fire ulike effekter på strålevarmere med like forutsetninger hentet fra tidligere simuleringer.

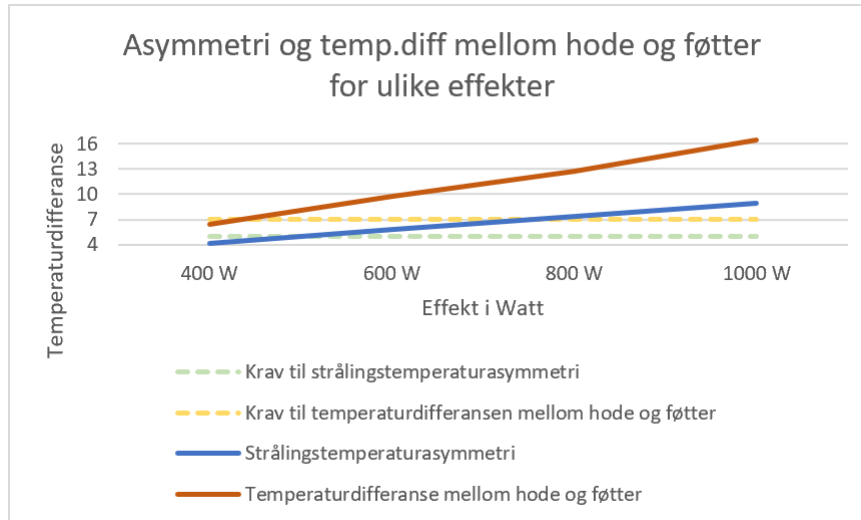
Parametere	Simulering 5				Krav for høyt nivå iht. til ISO, ASHRAE og CEN
	400 W	600 W	800 W	1000 W	
Lufttemperatur [K]	294,05	294,12	294,19	294,23	
Middelstråletemperatur [K]	295,9	297,1	298,32	299,54	
Operativ temperatur [K]	294,975	295,61	296,255	296,885	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]					294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]					298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]					297,15 - 299,15
Vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1m og 0,1m fra gulv	0,68	0,68	0,71	0,72	<2
Gulvets overflatetemperatur [K]	295,15	295,15	295,15	295,15	292,15 - 302,15
Strålingstemperatrasymmetri	4,21	5,78	7,35	8,89	<5
Luft hastighet [m/s]	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15
Maks temperatur på toppen av hode [K]	299,5	302,99	306,16	310	
Min temperatur på føtter [K]	293,13	293,26	293,4	293,5	
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	6,37	9,73	12,76	16,5	7
Temperatur på stråleflate [K]	578,66	649,99	706,22	752,83	
Maks temperatur på kropp [K]	295,9	296,92	297,96	299,01	
Gjennomsnittstemperatur på kropp [K]	294,01	294,27	294,19	294,81	

Tabell 19: Resultater fra simulering 5

Resultatene viser at kravet til operativ temperatur på bad (0 clo) ikke blir oppnådd av noen simuleringer uansett effektnivå. Kravene for operativ temperatur for vinter og sommer blir overholdt av samtlige simuleringer. Man ser også at den operative temperaturen holder seg jevn, selv om effekten øker betraktelig.

Det er kun simuleringen på 400 W som holder seg innenfor kravet til strålingstemperatrasymmetri med 4,21  $^{\circ}C$  og temperaturdifferansen med 6,37  $^{\circ}C$ . Det er tydelig at temperaturdifferansen mellom hode og føtter øker mest ut fra effekten på strålevarmen.

Grafen i figur 38 presenterer strålingstemperaturasymmetri og temperaturdifferanse mellom hode og føtters utvikling i forhold til effekten på strålevarmeren



Figur 38: Strålingstemperaturasymmetri og temperaturdifferanse mellom hode og føtters utvikling for ulik effekt på strålevarmer

Fra grafen ser man en økning for strålingstemperaturasymmetrien og temperaturdifferansen mellom hode og føtter i takt med effekthevningen på strålevarmeren. For temperaturdifferansen brytes kravet ved 420 W, mens for strålingstemperaturasymmetrien brytes kravet ved 500 W.

#### 4.5.2 Diskusjon av simulering 5

Det ble foretatt fire simuleringer med bakgrunn i tidligere tiltak med forskjell i ulik effekt på strålevarmeren. Dette for å se om den termiske komforten kunne nå kravene til høyt nivå ved kombinasjon av flere utfordringer.

Valget av forutsetningene har bagrunn i en energivennlig løsninger. Det ble valgt en luftmengde på  $100 \frac{m^3}{h}$  for å se om man kan senke luftmengden i bygget og da også spare energi. Antall yttervegger ble satt til to, med temperatur på  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  for å simulere etter en situasjon hvor kaldere vegger påvirker tempepraturbalensen. Temperaturen på de resterende flatene er satt lik  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  som er det samme som luftmengden inn i rommet. Den termiske motstanden på tøyen ble beregnet til  $0,05 \frac{m^2K}{W}$  som vist i kapittel 3.3. Dette med grunnlag i antatt bekledning ansatte og pasienter har på seg når dem oppholder seg på badet.

Resultatene viser at selv med en effekt på 1000 W var det ikke nok til å tilfredstille kravet for operativ temperatur for bad (0 clo). Dette kommer av at lufttemperaturen ikke blir påvirket av

strålevarmen i nevnerdig grad, og at middelstråletemperaturen ikke har en stor økning selv om strålevarmerer og ulik temperatur på veggene skulle tilsi at den burde blitt påvirket i større grad.

De store utslagene ble for temperaturdifferanser og strålingsasymmetri. Disse er også de mest utfordrende parameterene å tilfredstille ved en strålevarme-løsning som skal gi tilstrekkelig komfort ved forhold hvor kaldere stråling fra andre flater påvirker inneklima.

Ved 1000 W ble temperaturen på toppen av hode nærmest stråleflaten simulert til 36,85 °C, noe man anser som ubehagelig varmt da differansen mellom lufttemperaturen og overflatetemperaturen på hode blir på 15,77 °C. Det vil derfor være mer fornuftig å gå for en strålevarmer som avgir lavere effekt.

Simuleringen med en effekt lik 400 W på strålevarmeren kommer best ut, selv om ikke operativ temperatur for bad blir opprettholdt. Likevell er dette den eneste simuleringen som tilfredsstiller kravene for både temperaturdifferanse mellom hode og føtter, og strålingstemperaturasymmetrien. Dette kommer av at en varm flate vil øke temperaturdifferansen på personen og da blir direkte pådriver for økte verdier for de nevnte parametrene. Det anses derfor som at løsningen med 400 W er best egnet blant de simulerte alternativene da prognosen tilsier at med lavere effekt på strålevarmeren vil man nærme seg nivået under hva som er akseptabelt for minimum operativ temperatur ved 1 clo.

## 4.6 Diskusjon

Det er blitt undersøkt om strålevarme på bad kan tilfredstille et krav for høyt termiske komfortnivå iht. ISO, CEN og ASHRAE. Dette ble gjort ved hjelp av CFD-programmet STAR-CCM+ hvor ulike problemstillinger som har påvirkning på den termiske balansen til en person ble simulert. Modellen i STAR-CCM+ har enkelte mangler som vil prege resultatenes verdier, men simuleringene gir et inntrykk i hvilke problemstillinger som har stor påvirkningskraft og i hvilken retning man kan gå for å løse disse.

### Simuleringsprogrammet

STAR-CCM+ krever at man har god datakapasitet og kunnskap angående fysikken som gjelder for den aktuelle simuleringen. Programmet er avansert og kan med riktig kompetanse utføre store og kompliserte simuleringer for ulike problemstillinger. I denne oppgaven er det en ganske enkel modell som simuleres, men det har tatt tid å sette seg inn i programmet for at problemstillingene skal simuleres med riktige forutsetninger. For denne oppgaven er de numeriske beregningsmetodene beskrevet i kapittelet 2.9 og modellens oppbygging gitt i kapittel 3.2 hvor valg er begrunnet. Begrensingene til programmet forekommer for mitt tilfelle av kunnskapsnivå og datakapasitet. En nøyere nettverks- og fysikkoppbygging ville gitt bedre beregningsgrunnlag, hvor resultatene kunne blitt mer nøyaktige.

### Modellen

I STAR-CCM+ er det gjort simuleringer med modeller som dekker deler av en problemstilling med utgangspunkt i strålevarme og termisk komfort. Ut ifra resultatene virker modellene, som er valgt og beskrevet i tabell 5-7 i kapittel 3.2.7, til å stemme overens med hva som ville vært et naturlig utfall for stråling, temperaturer og luftstrømmer. Enkelte fysikk-modeller burde vært inkludert for å kunne gjøre simuleringen enda mer reel og nøyaktig. Det er modellen for kombinasjon av to stoffer i samme fluid som ville representert de ulike mengdene med fukt i luften, og modellen som omhandler tid. Disse modellene ville hatt påvirkning på termisk komfort og kunne gitt store utslag på resultatene. Det ble for simuleringene antatt en relativ fuktighet på mellom 20 og 60 % etter Arbeidstilsynets veiledning 444. Siden dette er et baderom, ville det vært interessant å sett på hvordan bruken av badet påvirket fuktinnholdet i luften og er dermed en direkte link til termisk komfort, da høye luftfuktigheter har stor innvirkning på opplevd lufttemperatur. Vedrørende tidsmodellen ville det vært interessant å kunne se hvordan temperaturmønsteret ble for korte oppholds-perioder, da man kan anta at badet ikke blir brukt i mange minuttene av gangen. Oppholdstiden inne på badet kunne gitt verdier som satt spørsmål ved P.O.Fanger sine termiske komfort modell for PPD og PMV iht. eksponering av høy strålevarme over en kort periode. Samenligner man strålevarme med stråling fra solen, kan man strekke paralleller til at man opplever et behag ved å oppholde seg ute i solveggen en kort periode. Verdiene for temperatur ville antageligvis vært høyere enn kravene, men å sitte i solen kan likevell kjennes komfortabelt ut, og med det som grunnlag sett på om strålevarmen kunne ha samme påvirkning.

### Samling av resultatene

Som diskutert under hvert kapittel for simuleringene gir tallverdiene fra resultatene et bilde av den gitte problemstillingen med de fysikk-modellene som er valgt og beskrevet i kapittel 3.2.7. De ulike simuleringene fokuserte på strålevarmerens effekt, termisk resistans i klesplagg, lavere overflatetemperatur på vegger og alternativ luftmengde. En siste simuleringen ble gjort for å se på utfallet om flere av disse scenariene ble satt sammen med utfordringene disse ga.

Hensikten med å simulere med kun ulik effekt på strålevarmer var for å se hvor mye watt som var nødvendig for å kunne gi utslag på den termiske balansen. Ut ifra resultatene fått fra de ulike simuleringene vil en effekt på 400 W gi best termisk komfort om man fokuserer på temperaturdifferanse og strålingstemperatursymmetri. Denne effekten overholdt ikke operativ temperatur på bad (0 clo) ved kaldere overflatetemperatur på enkelte vegger. Skal den operative temperaturen for bad (0 clo) opprettholdes må effekten økes for å nå kravet på 24-26 °C iht ISO, CEN og ASHRAE. Da vil man ende opp med for høye temperaturdifferanser mellom hode og ankel. Det viser seg fra simuleringene at problematikken ligger i å få oppfylt kravene for operativ temperatur, samtidig som kravet for temperaturdifferanser ikke skal overstiges. Simulering 4 med ulike luftmengder viste at om man øker luftmengden, minker differansen i temperaturskjiktene. Ved å velge en effekt på 600 W og øke luftmengden over 140  $m^3K/W$  vil strømmingene jevne ut temperaturfeltene og gjøre differansen mindre, da faren for trekk ikke er vesentlig til stede under noen av simuleringene. Når man kravet fra ISO, CEN og ASHRAE for strålingstemperatursymmetri på < 5 vil dette tilsi en ventet andel misfornøyde på ca 6 % etter figur 9 i kapittel 2.3.1.4 Ulempen med økte luftmengder er økt støynivå og dimensjonering av kanalnett. En økning i luftmengde vil i tillegg slå dårligere ut på energieffektiviteten.

Grunnen til at det ble sett på ulike overflatemperaturer, var fra case-bygget sykehuset Østfold Kalnes hvor de eneste badene med oppvarming innehold yttervegger. Disse har en kaldere overflatetemperatur enn resterende overflater i rommet. Det var dette scenariet som hadde størst innvirkning på resultatene hvor overflatetemperaturen på veggene ble satt ned til 18 og 20 °C. For simuleringen ble det ikke tatt hensyn til varmetransport gjennom veggen, da det var ønskelig å fastsette overflatetemperaturen på ulike vegger. Det er også tatt utgangspunkt i at stråletemperatursymmetriens krav gjelder for varmt tak, da dette var det nærmeste som ble funnet med fokus på varme ovenfra. Et alternativ for å minske strålingsasymmetrien med yttervegger kan være å montere strålevarmeren på veggen som vil ha størst negativ innvirkning på det termiske inneklima. Dette for å dempe avgitt temperaturstråling fra den kalde veggen. Et annet alternativ kan være å flytte fokusområdet strålevarmen gir på personen til midjen, hvor man ikke er like varsom for høye temperaturer som på hode/nakke og øke effekten. Det siste alternativet vil fortsatt gi strålingsasymmetri i stor grad, men temperaturdifferansen bør bli mindre.

Bagrunnen for å simulere med termiske resistans i tøy, var å se hvor stor innvirkning dette hadde for strålevarme. For alle simuleringene som ble tatt vil den termiske resistansen påvirke kroppens temperaturløse. Utrengningen av termiske resistans er vist i tabell 8, kapittel 3.3,

som tilsvarer 0,5 cl, vist i vedlegg C. Denne verdien vil variere ut fra personens bekleddning, men er i oppgaven valgt med bagrunn i ansattes uniform og utlevering av klesplagg på sykehus. Utslaget av resistansen har naturlig nok ikke stor påvirkning på lufttemperatur, men resultatene tilsier at man i større grad takler asymmetri. Siden man oppholder seg både med og uten tøy på et bad er det vanskelig å ta for mye hensyn til den termiske resistansen ved vurderingen av effekten den har på det termiske komfortnivået.

Med bagrunn i de diskuterte resultatene kan man estimere at en strålevarmer på 600 W med høye nok luftmengder og akseptable overflatetemperaturer på vegger vil kunne tilfredsstilt kravene til termisk komfort iht. ISO, CEN og ASHRAE for et bad som på sykehuset Østfold Kalnes, da med et nivå for temperaturdifferanse på 7 °C som tilsvarer akseptabelt. Resultatene er ment for å gi en pekepinn for oppvarmingsløsningen, og må ikke sees på som et fastsatt resultat da forenklinger er gjort.

Som skrevet tidligere i kapittel 2.3 og 2.3.1 vil det termiske komfortnivået varere fra person til person med bagrunn i fysiologisk og psykologisk kriterier, spesielt da årsaken til innleggelse av pasienter kan påvirke den termiske balansen i vesentlig grad. Det vil derfor være kroppens reaksjon på det termiske komfortnivået som bestemmer om en person er tilfreds eller mistrives med inneklime. Det betyr at parameterene som påvirker kroppen direkte vil ha større betydning enn parametrene som tar for seg rommet.

## 5 Konklusjon

Simuleringsresultatene viser at strålingsvarme har utforinger rundt stråligstemperaturasymmetri og operativ temperatur. Det er spesielt ved yttervegger temperaturdifferansene blir store og vanskelige å holde nede. Skal kravene for høyt nivå iht. ISO, CEN og ASHRAE tilfredsstilles, må det gjøres tiltak som reduserer temperaturdifferansen mellom hode og ankel. Dette kan være økte luftstrømmer eller endret plassering av strålevarmer for å hindre stor differanse i strålingsasymmetrien.

Det tas forbehold om simuleringsresultatene ikke gir tilstrekkelig grunnlag til en fastsetting for termisk løsning, men en pekepinn i retningen for videre arbeid rundt denne problemstillingen.

## 6 Videre arbeid

Det er begrenset med teori om strålingsvarme sin effekt på termiske komfort på bad ved ulike problemstillinger. Det ble i denne oppgaven forsøkt å gi et svar på om dette kan være en løsning som bør vurderes som oppvarmingskilde på lik linje som gulvvarme. Med bagrunn i resultatene er det flere faktorer som bør inn i modellen for å kunne gi et klarere svar på problemstillingen.

**Tidskonstanten** bør implementeres i modellen og finne korrekt overflatetemperaturer på personen ved et sett ulike oppholdstider. Dette bør kombineres med at personen forflytter seg, eller oppholder seg i andre deler av badet, slik at luftstrøm, strålefokus og temperatursjikt varierer i større grad.

**Energibruk** vil være med på å kunne se hvor energivennlig denne løsningen er opp mot andre oppvarmingsløsninger. Dette for å se på hvor mye besparelse man kan få ved å heller installere en strålevarmer fremfor gulvvarme.

**Fukt på bad** har direkte innvirkning på termiske komfort og spiller en viktig rolle i opplevd lufttemperatur. I tillegg ville det vært interessant å se på strålevarmens evne til å håndtere våte gulv og opptørking av bad, da badene på sykehuset Østfold Kalnes ikke har annen oppvarmingsløsning enn tilluften, og vannet kan bli liggende lenge på badegulvet etter en dusj.

**Plassering av strålevarmer** vil ha påvirkning på fokusområdet til strålene som varmer overflater. Ved å kunne justere fokusområdet vil man endre temperaturdifferansene mellom hode og kropp vesentlig og man kan på den måten ha mulighet til å kunne tilfredstille flere krav. Det er også kjent at eldre mennesker fryser mer på ben, og ønsker en høyere temperatur der hvor blodsirkulasjonen er lavere.

**Fysiske målinger** ville vært en god sammenligningsfaktor for å se hvordan dette føles i virkeligheten. Man kan med dette se om kravene gitt i ISO, CEN og ASHRAE også gjelder for kort oppholdstid og ulike avstander til strålevarmen.



## Figurer

1	Energibruk etter bygningstype i $\frac{kWh}{m^2}$ . . . . .	1
2	Kravutvikling for energi til oppvarming . . . . .	2
3	Illustrasjon av strålevarme på bad . . . . .	3
4	Sengerom med bad . . . . .	5
5	Anvendelsesmuligheter etter kategori for termisk inneklime gitt i NS-EN 15251 [11] . . . . .	7
6	Skala for PMV-indeks [13] . . . . .	10
7	Sammenheng mellom PMV og PPD [13] . . . . .	10
8	Optimal operativ temperatur [13] . . . . .	11
9	Prosent utilfredshet på grunn av asymmetrisk temperaturstråling fra tak og vegg [13] . . . . .	13
10	Oppholdssone anbefalt av TEK17. [13] . . . . .	15
11	No-slip forhold . . . . .	17
12	Laminær strømning . . . . .	18
13	Turbulent strømning . . . . .	18
14	Absorpsjon, refleksjon og transmittering for stråling på en flate [18] . . . . .	19
15	Strålepanel på vegg . . . . .	24
16	Elektromagnetiske bølgjespekteret [20] . . . . .	24
17	Fremgangsmåte i STAR-CCM+ . . . . .	34
18	Fremgang i 3D-CAD-funksjonen . . . . .	35
19	Modell av badet laget i STAR-CCM+ . . . . .	36
20	Oppdeling av sylinder . . . . .	37
21	Tildeling av parts til regioner . . . . .	37
22	Kontaktflater (interfaces) i modellen . . . . .	39
23	Mesh-modeller . . . . .	40
24	Overflate mesh . . . . .	41
25	Volum-mesh . . . . .	41
26	Simuleringer gjort i STAR-CCM+ . . . . .	45
27	Strålens vinkling på sylindere i rommet . . . . .	45
28	Residuals for scenario med en strålevarmer på 600 W og 1000 iterasjoner . . . . .	47
29	Forholdet mellom simulert operativ temperatur og kravene . . . . .	49
30	Temperaturen på personen med 600 W og termisk motstand på tøy lik 0,05 [ $m^2K/W$ ] . . . . .	50
31	Termisk motstands påvirkning ved ulik effekt på strålevarmer . . . . .	53
32	Termisk motstand på 0,075 [ $m^2K/W$ ] ved 600 W effekt på strålevarmer . . . . .	54
33	Valgte yttervegger . . . . .	56
34	Strålingstemperatursymmetri og temperaturredifferanse ved to ulike effekter på strålevarmer . . . . .	57
35	Temperaturpåvirkningen på personen fra kjølige vegger . . . . .	58
36	Strømningsfeltet for luftmengder med 140 [ $m^2KW$ ] og 100 [ $m^2KW$ ] . . . . .	61

## Masteroppgave

37	Vertikal lufttemperaturdifferanse mellom 1,1 m og 0,1 m ved 600 W . . . . .	61
38	Strålingstemperaturasymmetri og temperaturdifferanse mellom hode og føtters utvikling for ulik effekt på strålevarmer . . . . .	64

## Tabeller

1	Krav fra CEN og ASHRAE gjengitt i Enøk i bygninger for termisk utilfredshet ved ulike flaters varme/kulde-avgivelse . . . . .	14
2	Valgte grenser . . . . .	38
3	Verdier for mesh-modellene . . . . .	40
4	Mesh-modeller for områdene rundt inntak av luft og avtrekk . . . . .	42
5	Fysikkmodeller for strålevarmeren . . . . .	42
6	Fysikkmodeller for person . . . . .	42
7	Fysikkmodeller for luft . . . . .	43
8	Input i STAR-CCM+ . . . . .	46
9	Forutsetninger for alle simuleringene . . . . .	47
10	Forutsetninger for simulering 1 . . . . .	48
11	Resultater fra simulering 1 . . . . .	48
12	Forutsetninger for simulering 2 . . . . .	52
13	Resultater fra simulering 2 . . . . .	52
14	Forutsetninger for simulering 3 . . . . .	56
15	Resultater fra simulering 3 . . . . .	57
16	Forutsetninger for simulering 4 . . . . .	60
17	Resultater fra simulering 4 . . . . .	60
18	Forutsetninger for simulering 5 . . . . .	63
19	Resultater fra simulering 5 . . . . .	63

## Formelliste

1	Varmebalanseligningen . . . . .	7
2	Sammenhengen mellom PMV og PPD . . . . .	10
3	Forenklet formel for beregning av operativ temperatur . . . . .	11
4	Formel for beregning av operativ temperatur ved høye luftmengder . . . . .	12
5	Middelstråletemperaturen fra et legeme . . . . .	12
6	Middelstråletemperaturen i et punkt . . . . .	12
7	Gjennomsnittlig stråletemperatur . . . . .	13
8	Reynoldstallet . . . . .	18
9	Faktorer som påvirker strålingsgraden . . . . .	19
10	Varmeoverføring kun ved stråling . . . . .	20
11	Newton's kjølelov . . . . .	20
12	Heftbetingelsen (No slip) . . . . .	21
13	Varmeovergangstallet . . . . .	21
14	Fourier's lov . . . . .	21
15	Fick's lov . . . . .	22
16	Fick's lov på grunnlag av massefraksjon . . . . .	22
17	Fick's lov på grunnlag av molfraksjon . . . . .	23
18	Den konvektive massetransporten . . . . .	23
19	Bølgelengden gitt ved frekvens og forplantningshastighet . . . . .	23
20	Den maksimale graden av stråling fra en overflate . . . . .	26
21	Graden av stråling fra en ekte overflate . . . . .	26
22	Mengden en overflate absorberer av stråling . . . . .	26
23	Kontinuitetsligningen . . . . .	28
24	Bevaringsligningen . . . . .	28
25	Newtons andre lov . . . . .	29
26	Tidsfrekvensen som er gitt av derivatet . . . . .	29
27	Økningsraten for x-momentet . . . . .	29
28	Momentumligningen i x-retning . . . . .	29
29	Momentumligningen i y-retning . . . . .	29
30	Momentumligningen i z-retning . . . . .	29
31	Termodynamikkens 1. lov . . . . .	30
32	Tidsfrekvensen for energiendring for et fludelement i bevegelse . . . . .	30
33	Ligningen for bevaring av energi . . . . .	30
34	Fourier's lov for formulerign av energiligningen . . . . .	30
35	Bevarelsesligningen for energi . . . . .	31
36	Den turbulente kinetiske energien . . . . .	31
37	Hastigheten av spredningen på turbulensitet energien . . . . .	31
38	Den lokale turbulense viskositeten . . . . .	32

## Masteroppgave

39	Den kinematiske turbulensiteten . . . . .	32
40	$\kappa$ – ligningen . . . . .	32
41	$\epsilon$ – ligningen . . . . .	32
42	Transportligningen for området $\phi$ . . . . .	32
43	Integralformen for konserveringslovene samlet . . . . .	33

## Referanser

- [1] N. Fedoryshyn A.S. Abrahamsen, M. Bergh. Energibruk i bygninger for tjenesteytende virksomhet 2011. Technical report, 2013. URL [https://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/\\_attachment/154307?\\_ts=142fa6ff6d8](https://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/_attachment/154307?_ts=142fa6ff6d8).
- [2] Multiconsult Analyse og Strategi Entro Thema Consulting Group, COWI. Analyse av energibruk i yrkesbygg, formålsdeling trender og drivere. Technical report, 2016. URL [https://brage.bibsys.no/xmlui/bitstream/handle/11250/2488849/rapport2016\\_24.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://brage.bibsys.no/xmlui/bitstream/handle/11250/2488849/rapport2016_24.pdf?sequence=1&isAllowed=y).
- [3] K. Kallmyr D. Horne N.H. Melby J. Vårdal S. Jerkø T.T. Harsem R. Martinez, T. Rohde. Energibruk i sykehus, status over energikrevende funksjonskrav og faktisk forbruk knyttet til bygg og utstyr og muligheter for energieffektivisering. Technical report, 2011. URL <https://www.sintef.no/globalassets/sintef-teknologi-og-samfunn/rapporter-sintef-ts/lavenergisykehus---dok-f1-1-n--fase-1-sluttrapport-samlet-12.pdf>.
- [4] K.J. Brown, R. Farrelly, S.M. O'Shaughnessy, and A.J. Robinson. Energy efficiency of electrical infrared heating elements. *Applied Energy*, 2016. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191501291X>.
- [5] F.M. Schmidt, Y. Le Maoult, and S. Monteix. Modelling of infrared heating of thermoplastic sheet used in thermoforming process. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013603002917>.
- [6] Alireza Bahadori and Hari B. Vuthaluru. Novel predictive tools for design of radiant and convective sections of direct fired heaters. *Applied Energy*, 2010. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261909005157>.
- [7] W. WEYLAND, A. WEYLAND, G. HELLIGE, U. FRITZ, H. NEUMANN, S. MARTENS, T. CROZIER, and U. BRAUN. Efficiency of a new radiant heater for postoperative rewarming. *Acta Anaesthesiologica Scandinavica*, 1994. URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1111/j.1399-6576.1994.tb03959.x>.
- [8] Abdelaziz Laouadi. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, 2004. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132303002415>.
- [9] Milorad Bojić, Dragan Cvetković, and Ljubiša Bojić. Decreasing energy use and influence to environment by radiant panel heating using different energy sources. *Applied Energy*, 2015. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914011131>.

- [10] SINTEF NTNU. *Enøk i bygninger, effektiv energibruk*. Gyldendal Norsk Forlag AS, St. Olavs Plass, 0130 Oslo, 2014.
- [11] Norsk Standard. Inneklimaparametere for dimensjonering og vurdering av bygningers energiytelse inkludert inneluftkvalitet, termisk miljø, belysning og akustikk. 2007. URL <https://www-standard-no.ezproxy.oslomet.no/nettbutikk/sokeresultater/?search=15251>.
- [12] O.B. Stampe H.E. Hansen, P. Kjerulf-Jensen. *Varme- og klimateknikk, Grundbog 4. udgave*. Danvak ApS, Danmark, 2013.
- [13] SINTEF. Termisk inneklima. betingelser, tilrettelegging og målinger. *Byggforskdetaljer 421.501*, 2017. URL [https://www.byggforsk.no/dokument/193/termisk\\_inneklima\\_betingelser\\_tilrettelegging\\_og\\_maalinger](https://www.byggforsk.no/dokument/193/termisk_inneklima_betingelser_tilrettelegging_og_maalinger).
- [14] Norsk Standard. Ergonomi i termisk miljø - analytisk bestemmelse og tolkning av termisk velbefinnende ved kalkulering av pmv- og ppd-indeks og lokal termisk komfort. 2005. URL <https://www-standard-no.ezproxy.oslomet.no/nettbutikk/sokeresultater/?search=NS-+ISO+7730>.
- [15] Arbeidstilsynet. Arbeidstilsynets veiledning 444, klima og luftkvalitet på arbeidsplassen, 2016. URL <https://www.arbeidstilsynet.no/contentassets/3f86f6d2038348d18540404144f76a22/luftkvalitet-pa-arbeidsplassen.pdf>.
- [16] John M. Cimbala Yunus A. Çengel. *Fluid Mechanics, third edition in si units*. Mc Graw Hill Education, Asia, 2014.
- [17] Afshin J. Ghajar Yunus A. Çengel. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, Fifth Edition in SI Units*. McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121, 2014.
- [18] Rajendra Karwa. *Heat and Mass Transfer*. Springer Singapore, Singapore, 2017.
- [19] Ø. Grøn. Stråling. URL <https://snl.no/str%C3%A5ling>.
- [20] K.C. Rolle. *Heat and Mass transfer, second edition*. Cengage Learning, Boston, USA, 2014.
- [21] Refrigerating American Society of Heating and Inc. Air-Conditioning Engineers. 6.1 principles of radiant systems, 2016. URL <https://app.knovel.com/hotlink/khtml/id:kt010ZDWQ2/ashrae-handbook-heating/principles-radiant-systems>.
- [22] K.O. Færaas. Fakta om strålevarme. 2006. URL <https://www.osti.gov/etdeweb/servlets/purl/950611>.
- [23] C. Liu J. Tu, G.H. Yeoh. *Computational fluid dynamics, a practical approach*. Elsevier Inc., Oxford, UK, 2008.
- [24] Jiri Blazek. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications, Third Edition*. Butterworth-Heinemann, 2015. doi: <https://doi.org/10.1016/C2013-0-19038-1>.

- [25] SINTEF. Beregningsmetode for å unngå kondens eller muggvekst på innvendige overflater. *Byggforskdetaljer 421.501*, 1999. URL [https://www-byggforsk-no.ezproxy.hioa.no/dokument/2758/beregningsmetode\\_for\\_aa\\_unngaa\\_kondens\\_eller\\_muggvekst\\_paa\\_innvendige\\_overflater](https://www-byggforsk-no.ezproxy.hioa.no/dokument/2758/beregningsmetode_for_aa_unngaa_kondens_eller_muggvekst_paa_innvendige_overflater).



## Vedlegg

### A Forutsetninger for bygningskonstruksjon

Tabell 3.3: Forutsetninger bygningskonstruksjoner.

	NØS
U-verdi yttervegg [W/m <sup>2</sup> K]	0,18
U-verdi tak [W/m <sup>2</sup> K]	0,13
U-verdi gulv [W/m <sup>2</sup> K]	0,15
U-verdi vindu/dor/glassfelter [W/m <sup>2</sup> K]	0,86
Infiltrasjon ved 50 Pa [h <sup>-1</sup> ]	0,59
Normalisert kuldebroverdi [W/m <sup>2</sup> K]	0,03

Forutsetninger for bygningskonstruksjon

## B Simuleringer

Parametere	Simulering 1													Krav for høyt nivå iht. til ISO, ASHRAE og CEN
	100 W	150 W	200 W	250 W	300 W	350 W	400 W	450 W	500 W	550W	600 W	650 W	1000 W	
Lufttemperatur [K]	295,28	295,3	295,33	295,35	295,37	295,39	295,4	295,42	295,43	295,45	295,47	295,47	295,55	
Middelstråletemperatur [K]	295,91	296,34	296,82	297,29	297,83	298,36	298,9	299,44	299,99	300,54	301,09	301,65	305,46	
Operativ temperatur [K]	295,595	295,82	296,075	296,32	296,6	296,875	297,15	297,43	297,71	297,995	298,28	298,56	300,505	
Min operativ temperatur vinter (1 clo) [K]														294,15
Maks operativ temperatur sommer (0,5 clo) [K]														298,65
Operativ temperatur for bad (0 clo) [K]														297,15 - 299,15
Vertikal Lufttemperaturdifferanse mellom 1,1m og 0,1m fra golv	0	0	0	0	0,01	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,07	0,11	<2
Gulvets overflatetemperatur [K]	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15	292,15 - 302,15
Strålingstemperatursymmetri	0,69	1,05	1,558	1,93	2,37	2,77	3,18	3,59	4,02	4,43	4,85	5,28	8,16	<5
Luftfartshastighet [m/s]	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,13	0,15
Mak temperatur på toppen av hode [K]	296,31	296,97	297,71	298,41	299,19	299,97	300,78	301,61	302,46	303,21	304,05	304,78	310,69	
Min temperatur på føtter [K]	295,17	295,18	295,19	295,2	295,22	295,23	295,24	295,26	295,27	295,28	295,03	295,31	295,4	
Temperaturdifferanse mellom hode og føtter	1,14	1,79	2,52	3,21	3,97	4,74	5,54	6,35	7,19	7,93	9,02	9,47	15,29	
Temperatur på stråleflate [K]	407,42	446,05	479,19	508,16	534,09	557,6	578,97	598,81	617,14	634,35	650,42	665,62	753,11	

Simulering 1

## C Bekledningsnivå

Clothing		Insulation	
		Clo	m <sup>2</sup> KW
Nude		0	0
Underwear - pants	Pantyhose	0.02	0.003
	Panties	0.03	0.005
	Briefs	0.04	0.006
	Pants 1/2 long legs made of wool	0.06	0.009
	Pants long legs	0.1	0.016
Underwear - shirts	Bra	0.01	0.002
	Shirt sleeveless	0.06	0.009
	T-shirt	0.09	0.014
	Shirt with long sleeves	0.12	0.019
	Half-slip in nylon	0.14	0.022
Shirts	Tube top	0.06	0.009
	Short sleeve	0.09	0.029
	Light blouse with long sleeves	0.15	0.023
	Light shirt with long sleeves	0.20	0.031
	Normal with long sleeves	0.25	0.039
	Flannel shirt with long sleeves	0.30	0.047
	Long sleeves with turtleneck blouse	0.34	0.053
Trousers	Shorts	0.06	0.009
	Walking shorts	0.11	0.017
	Light trousers	0.20	0.031
	Normal trousers	0.25	0.039
	Flannel trousers	0.28	0.043
Coveralls	Overalls	0.28	0.043
	Daily wear, belted	0.49	0.076
Highly-insulating coveralls	Work	0.50	0.078
	Multi-component with filling	1.03	0.160
	Fiber-pelt	1.13	0.175
Sweaters	Sleeveless vest	0.12	0.019
	Thin sweater	0.20	0.031
	Long thin sleeves with turtleneck	0.26	0.040
	Thick sweater	0.35	0.054
	Long thick sleeves with turtleneck	0.37	0.057
Jacket	Vest	0.13	0.020
	Light summer jacket	0.25	0.039
	Smock	0.30	0.047
	Jacket	0.35	0.054
Coats and over-jackets and over-trousers	Overalls multi-component	0.52	0.081
	Down jacket	0.55	0.085
	Coat	0.60	0.093
	Parka	0.70	0.109
Sundries	Socks	0.02	0.003
	Thin soled shoes	0.02	0.003
	Quilted fleece slippers	0.03	0.005
	Thick soled shoes	0.04	0.006
	Thick ankle socks	0.05	0.008
	Boots	0.05	0.008
	Thick long socks	0.10	0.016
	Light skirt 15 cm. above knee	0.01	0.016
Skirts, dresses	Light skirt 15 cm. below knee	0.18	0.028
	Heavy skirt knee-length	0.25	0.039
	Light dress sleeveless	0.25	0.039
	Winter dress long sleeves	0.40	0.062
	Under shorts	0.10	0.016
Sleepwear	Short gown thin strap	0.15	0.023
	Long gown long sleeve	0.30	0.047
	Hospital gown	0.31	0.048
	long pajamas with long sleeve	0.50	0.078
	Body sleep with feet	0.72	0.112
Robes	Long sleeve, wrap, short	0.41	0.064
	Long sleeve, wrap, long	0.53	0.082

Gitt clo-verdier ut fra bekleddningsnivå

## D Beregning av overflatetemperatur på vegg

### 42 Endimensjonale beregninger

421 *Beregning*. I endimensjonale tilfeller, f.eks. midt på en vindusrute, kan man bruke følgende formel:

$$\theta_{si} = \theta_i - U \cdot R_{si} \cdot (\theta_i - \theta_e)$$

ev. forenklet til:

$$f^* = 1 - U \cdot R_{si}$$

der U er konstruksjonens (vinduets) U-verdi (ikke inkludert kanteffekter).

Enkel beregning av overflatetemperaturer på innsiden av veggen [25]

## E Operative temperaturer

Tabell A.2 – Eksempler på anbefalte dimensjonerende verdier for innetemperatur ved dimensjonering av bygninger og HVAC-systemer

Type bygning / rom	Kategori	Operativ temperatur °C	
		Minimums-temperatur ved oppvarming (om vinteren), ~ 1,0 clo	Maksimums-temperatur ved kjøling (om sommeren), ~ 0,5 clo
Boliger: oppholdsrom (soverom, stue, kjøkken osv.) Sitte stille ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0

Tabell NA.5 – Akseptabelt temperaturområde ved kontroll av eksisterende bygninger og for bruk ved inneklimasimulering (kfr. Tabell A.3)

Bad og dusjrom	Klasse	Temperaturområde, operativ temperatur °C
Bekledning 0 clo, og våt kropp	I	24 – 26
	II og III	22 – 24
	IV	Ingen grenser
MERKNAD Temperaturverdiene er ikke basert på PMV/PPD-statistikk.		

NS-EN 15251:2007+NA:2014

Operative temperaturer fra NS-EN 15251