

Institutt for bygg- og energiteknikk — Energi og miljø i bygg

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

Webside: www.oslomet.no**MASTEROPPGAVE**

OPPGAVENS TITTEL: Studie av luftvekslings- og temperatureffektivitet i rom – basert på parametervariasjoner ved tilluftsventil for bruk ved oppvarmet tilluft	DATO: 09.06.2021
	ANTALL SIDER OG VEDLEGG: 95/13
FORFATTERE: Jeanette Simensen	VEILEDER: Peter G. Schild

UTFØRT I SAMARBEID MED:	KONTAKTPERSON:
-------------------------	----------------

KORT SAMMENDRAG: Målet var å utføre en parametrisk studie av en generalisert tilluftsventil i et typisk kontorrom med omrøringsventilasjon. Dette for å utrede trendene i rommet ved hensyn til luftvekslings- og temperatureffektivitet. Funnene viser økt luftvekslingseffektivitet ved reduksjon av overtemperatur, økning av innblåsningshastighet, økning av luftmengde eller økning av vertikal innblåsningsretning. For å finne et forenklet funksjonsuttrykk for luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen ble det foretatt en regresjonsanalyse basert på 34 CFD-simuleringer. Funksjonsuttrykkene indikerer at tilluftsventilens vertikale impuls er ca. ti ganger så betydningsfull som den horisontale. En anbefaling til tilluftsventilen for bruk ved overtemperert tilluft kan derfor være å tilstrebe mest mulig vertikal innblåsing, så langt komforten i rommet opprettholdes.
--

NØKKELOD: Overtemperert tilluft Luftvekslingseffektivitet CFD-simuleringer
--

Oppgaveinformasjon

Nøkkelinformasjon

Tittel: Studie av luftvekslings- og temperatureffektivitet i rom – basert på parametervariasjoner ved tilluftsventil for bruk ved oppvarmet tilluft

English title: Study of air change efficiency and temperature effectiveness in a room – based on parameter variations at the supply air unit in heating mode

Hovedveileder: Peter G. Schild

Mål

Hovedmålet med oppgaven er å gjøre rede for de to forskningsspørsmålene:

- Hvordan påvirkes trendene i rommet når parametere som overtemperatur, luftmengde, impuls, hastighet og retning på innblåsningsluften varieres?
- Kan man finne en forenklet matematisk funksjon for luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen basert på parameterne som nevnt ovenfor?

Delmålet skal besvares basert på funnene i hovedmålet, og lyder som følger:

- Anbefalinger til tilluftsventilens egenskaper for bruk ved oppvarming via tilluft.

Metode og arbeidsoppgaver

- Opprette/tilpasse en god CFD-modell i STAR CCM+.
- Lage en plan for simuleringer som skal kjøres.
- Utføre CFD-simuleringer.
- Vurdering av trender i simulerte rom basert på simuleringer.
- Regresjonsanalyse for å finne forenklet matematisk funksjon.
- Vurdere funnene, og komme med anbefalinger.

Originalitet og nytteverdi

Overtemperaturene som er vurdert i denne oppgaven er relativt høye sammenliknet med hva som er funnet i tidligere forskning. Vurdering av de utvalgte parametere for en generalisert tilluftsventil, og utarbeidelse av en matematisk funksjon basert på disse, lyktes det heller ikke å oppdrive ved søk i eksisterende litteratur.

Utarbeidelse av en forenklet matematisk funksjon for luftvekslingseffektivitet ved overtemperert tilluft er ansett som nyttig for bruk ved prosjektering av moderne ventilasjonssystemer, som skal dekke rommets varmebehov. Økt bevissthet rundt valg av tilluftsventil, kan bidra til å redusere omfang av temperatursjiktninger i prosjekterte rom. Dette kan bidra til å fremme både energimessig sparing, bedre termisk inneklima, og ikke minst bedre luftkvalitet.

Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet ved OsloMet – storbyuniversitetet ved masterprogrammet Energi og miljø i bygg. Rapporten er utarbeidet individuelt over en periode på fem måneder.

Det var ønskelig å velge et tema som kunne være direkte anvendbart og nyttig i min nåværende jobb som rådgivende ingeniør VVS i Erichsen & Horgen. Valget falt på oppvarming via ventilasjon. Dette fordi jeg har prosjektert flere ventilasjonssystemer av denne typen, og kontinuerlig har vært opptatt av hvilken lufttekniske produkter som har den beste funksjonen. Ved økte kvalifikasjoner vedrørende parametervariasjoner ved tilluftsventilen, kan det være lettere å velge den beste tilluftsventilen for rett bruk, og derav prosjektere enda bedre og mer robuste systemer i fremtiden.

På grunn av pågående koronaepidemi var det ønskelig å velge en oppgave som ikke ville kreve fysisk oppmøte, slik som eventuelle målinger i testlab vil gjøre. Det var derfor hensiktsmessig å bruke CFD-verktøyet STAR CCM+. Dette programmet var meget spennende å jobbe med, og den daglige progresjonen var svært motiverende. Det var også gøy å oppleve den gradvis økte forståelsen av fenomener vedrørende varme- og strømningsmekanikk som programmet naturlig bringer med seg.

Ønsker å takke Peter G. Schild for god og lærerik veiledning. Vil også takke Arnab Chaudhuri som har tatt seg tid til gode diskusjoner og råd vedrørende CFD-programmet STAR CCM+. Til slutt vil jeg takke Mehrdad Rabani for den arvede CFD-modellen, som var basis for den endelige modellen benyttet i denne oppgaven.

Jeanette Simensen

Oslo, 09 Juni 2021

Sammendrag

Hensikten med oppgaven var å redegjøre for trendene i et typisk kontorrom med omrøringsventilasjon, når parametere ved tilluftsventilen ble variert. De varierende parametere var overtemperatur, luftmengde, impuls, hastighet og retning på innblåsningsluften. Trendene som skulle redegjøres for var begrenset til luftvekslings- og temperatureffektiviteter. Inneklimarelaterte komfortparametere var utenfor oppgavens definisjonsområde. Basert på nevnte parametervariasjoner ble det utarbeidet matematiske funksjoner for å beskrive og forutsi luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen.

Parameteranalysen ble basert på et generelt kontorrom modellert i CFD- programmet i STAR CCM+. Det ble utført i alt 38 stasjonære simuleringer, hvor 37 av disse ble kjørt uten internlaster. Trendene i rommet ble kartlagt ved å studere sammenhengen mellom manipulasjon av overnevnte parametere, og utfallet av luftvekslings- og temperatureffektiviteten lokalt og i oppholdssonen. Simuleringene ble også vurdert ved å kontrollere at temperaturfordeling, hastighetsprofiler og luftens alder i rommet, ga logiske mønstre. Konvergens og monitorerte plott ble også overvåket, dette for å utelukke ulogiske profiler eller feil. Når trender og simuleringssett var ferdig utredet, ble det dannet et datasett for utvalgte simuleringer. Datasettet ble benyttet til å utforme matematiske funksjoner basert på symbolsk regresjonsanalyse i TuringBot.

Trendene i rommet viser en klar sammenheng mellom økt grad av luftvekslingseffektivitet og økt andel vertikal impuls. Reduksjon av overtemperatur, økning av innløpshastighet og luftmengde bidrar også til å øke luftvekslingseffektiviteten. Det er observert en god korrelasjon mellom økning av luftvekslings- og temperatureffektivitet i simuleringene. Simuleringene med de høyeste luftvekslingseffektivitetene har også de høyeste temperatureffektivitetene, noe som er logisk da dette signaliserer mindre temperatursjiktninger.

Gjennom regresjonsanalysen ble det funnet tre matematiske uttrykk, hvorav to var meget enkle og den siste var noe mer kompleks. Alle de tre funksjonene var basert på parameterne varmetap per kvadratmeter gulvareal samt vertikal og horisontal impuls. De to enkleste av funksjonene var i utgangspunktet like, men hadde forskjellige konstanter. Funksjonene indikerte at den vertikale impulsen var rundt ti ganger så betydningsfull som den horisontale, for å øke luftvekslingseffektiviteten. Den ene av de tre matematiske funksjonene var noe mer kompleks, men ga også noe jevnere kurvetilpassing med eksisterende data. Kurvetilpassingen for de tre funksjonene var generelt god i de fleste punkter, men noe dårlig ved noen få punkter. De svake punktene ble observert ved de lavere luftvekslingseffektiviteter, hvor det kun var horisontal innblåsing i rommet. Dette kan skyldes at datasettet var noe lite, og at det var noe mangelfullt utvalg av datapunkter ved lave luftvekslingseffektiviteter. Dette indikerer også at korrelasjonen mellom parameterne kan være meget kompleks. Det anbefales derfor å utrede funksjonene videre. Dette ved å teste og tilpasse funksjonene på utvidede mengder data, og dermed oppnå økt robusthet. Da luftvekslingseffektiviteten vil være avhengig av romoppsett, kan ikke funksjonene brukes ukritisk på et generelt rom, men kan kreve tilpassing.

Basert på mål om å oppnå god luftvekslingseffektivitet, anbefales derfor mest mulig vertikal innblåsningsretning for en tilluftsventil med overtemperert tilluft. Resultatene indikerer også at høy andel vertikal innblåsningsretning kan tillate høyere grad av overtemperatur. Økt innblåsningshastighet, luftmengde eller redusert grad av overtemperatur kan også anbefales. Det skal imidlertid nevnes at inneklimarelaterte komfortparametere også må hensyntas ved valg av egenskaper ved tilluftsventilen.

English Summary

The purpose of the thesis was to account for the trends in a room with mixing ventilation, when parameters at the supply air unit were varied. The variable parameters were overtemperature, supply air volume, impulse, velocity, and direction on the supply air. The trends that were to be observed were limited to air change efficiency and temperature effectiveness. Indoor climate-related comfort parameters were outside the scope of this thesis. Based on the mentioned variable parameters, mathematical functions were prepared. The mathematical functions were to describe and predict the air change efficiency in the occupancy zone.

The parameter analysis was based on a general office space and modeled in the CFD-program STAR CCM+. It was performed 38 steady simulations in total, where 37 of these were run without internal loads. The trends in the room were assessed by studying the coherence with manipulation of the parameters mentioned above, and the outcome of the air change efficiency and temperature effectiveness. The simulations were also assessed by checking that temperature distribution, velocity profiles and the age of air in the room showed logical patterns. Convergence and monitored plots were also controlled. This was done to exclude illogical profiles and errors. When the trends in the room were clarified and the simulations were completed, a set of data was selected for use in a symbolic regression analysis in TuringBot. This set of data was used to make mathematical functions for air change efficiency in the occupied zone.

The trends in the simulated room show a clear coherence between increased air change efficiency and increased degree of vertical impulse. Reducing overtemperature, increasing inlet velocity and supply air volume also contributes to an increase in air change efficiency. It's observed a good correlation between increase in air change efficiency and temperature effectiveness in the simulations. The simulations with the highest air change efficiency also have the highest temperature effectiveness. This is logical because it indicates less temperature stratifications.

Through the symbolic regression analysis, three mathematical expressions were found, two of which were quite simple and one that was a bit more complex. All three functions were based on heat loss per square meter floor area as well as vertical and horizontal impulse. The two simplest functions were basically the same but had different constants. The functions indicated that the vertical impulse was about 10 times as significant as the horizontal in the means of increasing air change efficiency. One of the three mathematical functions was a bit more complex but gave somewhat smoother curve fitting with existing data. The curve fitting for the three functions was generally good at most points but somewhat bad at a few points. The bad points were observed at the lower air change efficiencies where there was only horizontal direction on the supply air impulse. This may be because the dataset was a bit too small, and there was an inadequate selection of data points at low air change efficiencies. This also indicates that the correlation between the parameters can be very complex. It is therefore recommended to clarify the functions further. This by testing and customizing the functions on extended amounts of data and thus achieve increased robustness. Because the air change efficiency will depend on the room layout, the functions cannot be used uncritically for a general room but may require some customization.

Based on the target of achieving good air change efficiency it is recommended to increase the vertical direction of supply air impulse, when a room is ventilated with overtemperature. The results also indicate that high incidence of vertical direction of supply air can allow higher degree of overtemperature. Increased supply air velocity, supply air volume or reduced degree of overtemperature can also be recommended. However, it should be mentioned that indoor climate-related comfort parameters also must be considered when selecting properties for the supply air unit.

Figurliste

Figur 1: Typisk strømningsfelt, no-slip betingelsen illustrert nær overflate. Figur er illustrert av forfatter....	17
Figur 2: "Veggfunksjoner og observert hastighetsprofil i diagram" av aokomoriuta (青子守歌), 2011. (https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_(English).svg). CC BY-SA 3.0.....	18
Figur 3 viser scene av y+ ved simulering 1	18
Figur 4 viser ligningssett som løst under simuleringer og den generelle bevaringslikningen/transportlikningen (Nielsen et al., 2007, s. 7).....	19
Figur 5 menytreet i STAR CCM+	21
Figur 6 viser typisk nettverksoppdeling av modell	22
Figur 7 viser et eksempel på en skalar-scene hvor hastighet i cellene vises.....	24
Figur 8 viser romoppsett og dimensjoner for simuleringsmodellen	26
Figur 9 viser menyen før og etter forenkling av modell til venstre og menytreet med utvalgte design parametere til høyre.....	28
Figur 10 viser 3D-modellen før og etter forenkling av geometri.....	28
Figur 11 viser nettverk med innløp definert både vertikalt og horisontalt.....	30
Figur 12 viser nettverk med innløp kun horisontalt, det vertikale innløpet er definert som vegg.....	30
Figur 13 viser innløpsgeometri med en indre ring	32
Figur 14 viser den enkleste innløpsgeometrien, uten den indre ringen.	32
Figur 15 viser fysikkmodeller benyttet i de fleste simuleringene.	33
Figur 16 viser machnummer for en typisk simulering.....	36
Figur 17 viser de forskjellige grense-nodene.....	37
Figur 18 viser to forskjellige innløpsgeometrier. Geometrien til høyre har ventilplate.....	39
Figur 19 viser feilen i residualene i en scene. Dermed kan man lokalisere dårlige celler.....	40
Figur 20 viser cellesettet som definerer oppholdssonen	41
Figur 21 viser residualer for testsimulering med "coupled solver"	43
Figur 22 viser lokale målepunkter	47
Figur 23 viser definisjon av oppholdssonen	47
Figur 24 viser innløpsgeometri med ventilplate.....	47
Figur 25 viser det simulerte rommet med internlaster (simulering 10.1).....	52
Figur 26 viser de to ventilgeometriene	53
Figur 27 viser likningene som løst under simuleringene.....	55
Figur 28 viser alle de tre innløpsgeometrier samlet.....	57
Figur 29 residualbildet før og etter endring av innløpsgeometri.....	59
Figur 30 viser residualbildet etter senkning av under-relaksasjonsfaktor.	60

Figur 31 viser simulering 8, som kun har horisontal innblåsing. Blå flate mot venstre er vindu.	67
Figur 32 viser simulering 9, som kun har vertikal innblåsing. Blå flate mot venstre er vindu.....	67
Figur 33 viser luftens alder i rommet ved simulering 1.....	68
Figur 34 viser hastighetsprofilen i rommet ved simulering 1. Fargepaletten er justert til maks 0,2m/s. Vindu til venstre.....	69
Figur 35 viser vektorfeltet ved metoden "Line integral convolution" ved simulering 1.	69
Figur 36 viser vektorfeltet ved simulering 1, pilene er skissert av forfatter for å illustrere hvordan vektorene skifter retning	70
Figur 37 viser temperaturprofilen i rommet ved simulering 1.....	70
Figur 38 viser luftens alder for simulering 5.1.....	76
Figur 39 viser luftens alder i rommet for simulering 5	76
Figur 40 viser luftens alder i rommet for simulering 5P.....	77
<i>Figur 41 viser innløpet for simulering 5 til venstre og simulering 5P til høyre.</i>	<i>77</i>
Figur 42 viser simulering 10.1 med varmelaster til venstre og simulering 10 uten varmelaster til høyre.	79
Figur 43 viser innløpsgeometrien ved en av de isoterme simuleringene før og etter endring av ventilgeometri.	81
Figur 44 viser vektorfeltet for simulering 19, oppdriften snur retningen på vektorpilene.....	82
Figur 45 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 15. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer (mot x-retning iht. referanse i bildet). .	83
Figur 46 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 15. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer.	83
Figur 47 luftens alder i rommet ved simulering 15. Vindu til venstre i figur (mot x-retning iht. referanse i bildet).	84
Figur 48 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 17. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer (mot x-retning iht. referanse i bildet). .	85
Figur 49 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 17. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,5. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer.	85
Figur 50 viser luftens alder i rommet for simulering 17. Vindu til venstre i figur (mot x-retning iht. referanse i bildet).....	86
Figur 51 viser kurvetilpassingen for funksjon 48. Alle datapunktene(simuleringene) er angitt.	88
Figur 52 viser kurvetilpassingen for funksjon 50.....	88
Figur 53 viser luftens alder ved simulering 8. Til høyre er oppholdssonen vist med et cellesett, til venstre er cellesettet tatt vekk for bedre visualisering. Vinduet vises mot venstre i begge skisser.....	91
Figur 54 Bearbeidet fra "Trykk, strømning og lydnivåer, TTC-250" av Lindinvent,2021 (https://www.lindinvent.se/produkter/tilluftsdon/ttc/). Gjengitt med tillatelse. Grønne og røde linjer, samt tekstbokser er tilført av forfatter selv.	99

Figur 55 Bearbeidet fra "Trykk, strømnig og lydnivåer, TTC-250" av Lindinvent,2021
(<https://www.lindinvent.se/produkter/tilluftsdon/ttc/>). Gjengitt med tillatelse. Røde linjer, samt
tekstbokser er tilført av forfatter selv. 99

Tabelliste

Tabell 1: Grensetyper	37
Tabell 2 Viser ferdig oppsett av hovedkjøreplanen.....	46
Tabell 3 viser kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger (Aslaksen, 2014).....	48
Tabell 4 viser simuleringer utført før revisjon av hovedkjøreplanen. Derfor meget små horisontale hastigheter.....	50
Tabell 5 viser simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men med ventilplate	51
Tabell 6 viser oppsett for krysstesting av simulering 8	51
Tabell 7 viser forutsetningene for simuleringen med og uten internlaster.	52
Tabell 8 viser kjøreplan for de supplerende simuleringene	54
Tabell 9 viser forutsetningene for endringer av innløpsgeometri for simulering 7	59
Tabell 10 viser oppsett for den utvidede test-analysen.....	63
Tabell 11 viser luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen for simuleringer fra hovedkjøreplanen.....	64
Tabell 12 viser temperatureffektiviteter for simuleringene i hovedkjøreplanen	65
Tabell 13 fra hovedkjøreplanen. Viser luftvekslingseffektiviteter både ved lokale punkter, plan og oppholdssonen.	66
Tabell 14 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen fra simuleringer for sammenlikning med sporgassmålinger (Aslaksen, 2014)	71
Tabell 15 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen for simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men ved lavere hastigheter.....	73
Tabell 16 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen fra simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men med ventilplate	74
Tabell 17 viser utvalgte luftvekslingseffektiviteter fra Tabell 11, Tabell 15 og Tabell 16 sammensatt for sammenlikning.	75
Tabell 18 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for krysstesting av simulering 8.	78
Tabell 19 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for simulering 10 med og uten internlaster.....	78
Tabell 20 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for de supplerende simuleringene med kun vertikal eller kun horisontal innblåsing. Diverse andre simuleringer er satt inn i tabell som sammenlikningsgrunnlag.	80
Tabell 21 viser luftvekslingseffektivitet for de isoterme supplerende simuleringene 14 og 15. Simulering 8 og 1 er satt inn som sammenlikningsgrunnlag.....	81
Tabell 22 viser luftvekslingseffektivitet for den supplerende simulering 19.	82
Tabell 23 viser innstillinger for raffinering av nettverk	100
Tabell 24 viser benyttede fysiske betingelser og verdier i simuleringene	102
Tabell 25 viser utførte kontrollberegninger av alle simuleringene i alle kjøreplanene	104
Tabell 26 viser resultater og inndata fra alle simuleringene	105

Tabell 27 viser kommentarer til konvergens for alle simuleringene.....	106
Tabell 28 viser input i TuringBot.....	107
Tabell 29 viser resultatet fra test-analyse 1 etter regresjonsanalysen.	108
Tabell 30 viser planen for den utvidede testingen av funksjonene fra TuringBot	109
Tabell 31 viser resultat fra den utvidede test-analysen	110

Innhold

Oppgaveinformasjon	ii
Forord	iii
Sammendrag.....	iv
English Summary	v
Figurliste	vi
Tabelliste	ix
Innhold.....	xi
1 Oppbygning av rapport.....	1
2 Introduksjon.....	2
2.1 Bakgrunn.....	2
2.2 Litteratursøk og tidligere forskning	3
2.3 Definisjon av problemstilling	5
2.4 Begrensning av problemstilling	5
3 Teoretisk bakgrunn	7
3.1 Omrøringsventilasjon og luftmengder	7
3.2 Oppvarming via ventilasjon	7
3.3 Tilluftsventiler, innblåsningshastighet og luftretning.....	8
3.4 Aldersbestemmelse av luft og luftvekslingseffektivitet	9
3.5 Temperatureffektivitet	10
3.6 Varmetap	11
3.7 Kaldras og vertikale luftbevegelser	13
3.8 Strømningsteknikk.....	13
3.9 Boussinesq tilnærming	16
3.10 Veggfunksjoner "Wall treatment"	17
3.11 Beregningsverktøy for fluiddynamikk.....	19
3.12 Symbolsk regresjon.....	20
4 Generell arbeidsgang CFD-analyse	21
5 Metode - Praktisk fremgangsmåte	25
5.1 Kartlegging og tilpassing av modell	25
5.2 Test av simuleringsfilen	41
5.3 Hovedkjøreplan og målepunkter	45
5.4 Kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger	48

5.5	Simuleringssett underveissimuleringer	50
5.6	Kjøreplan for supplerende simuleringer.....	52
5.7	Prosedyre - Kjøring av simuleringer	55
5.8	Symbolisk regresjonsanalyse	61
6	Resultater og diskusjon.....	64
6.1	Resultater hovedkjøreplanen	64
6.2	Resultater sammenlikning med sporgassmålinger.....	71
6.3	Resultater underveissimuleringer	73
6.4	Resultater supplerende simuleringer	79
6.5	Resultater regresjonsanalyse	86
6.6	Overordnet diskusjon	89
7	Konklusjoner	94
8	Anbefalinger for videre arbeid.....	95
9	Referanser	96
	VEDLEGG.....	98
	Vedlegg A: Trykk-,lyd- og strømningsdiagram Lindinvent TTC	99
	Vedlegg B: Raffinering av nettverk	100
	Vedlegg C: Gjennomgang av metode passiv skalar	101
	Vedlegg D: Oversikt over fysiske betingelser og verdier	102
	Vedlegg E: Feltfunksjoner laget i STAR CCM+.....	103
	Vedlegg F: Kontroll ved håndberegninger	104
	Vedlegg G: Inndata og resultater alle simuleringer	105
	Vedlegg H: Kommentarer til konvergens alle simuleringer	106
	vedlegg I: Input TuringBot	107
	Vedlegg J: Regresjonsanalyse test-analyse 1	108
	Vedlegg K: Kjøreplan utvidet test-analyse	109
	Vedlegg L: Resultat utvidet test-analyse.....	110
	Vedlegg M: Funksjonsuttrykk generert i TuringBot	111

1 Oppbygning av rapport

Det ble det valgt å legge inn ett tilleggskapittel ved navn *4 Generell arbeidsgang CFD-analyse*. Kapitlet vil være en kryssing mellom teori og generell metodegang. Dette kapitlet vil gi en mer standardisert fremgangsmåte, mens kapittel *5 Metode - Praktisk fremgangsmåte* beskriver i detalj hvordan prosessen faktisk ble utført. Det praktiske metodekapitlet støttes på det generelle kapitlet om arbeidsgang for CFD-analyse.

Både kapittel *5 Metode - Praktisk fremgangsmåte* og *6 Resultater og diskusjon* er delt i flere underkapitler, hvorav hver av de fire simuleringssettene utført har eget underkapittel.

De fire simuleringssettene er:

1. hovedkjøreplanen
2. kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger
3. underveissimuleringer
4. kjøreplan for supplerende simuleringer

Resultater og diskusjon ble samlet til ett kapittel, da resultater og diskusjon ofte naturlig flyter sammen. Siden kapittel for resultater og diskusjon er delt i underordnede hoveddeler per simuleringssett, er kapitlet avsluttet med en overordnet diskusjon. Dette for å knytte alle deler av resultat og diskusjon sammen.

Rapporten er bygget opp i syv hoved-kapitler, hvorav hvert av disse innledes ved å utrede strukturen i det enkelte kapittel. Denne utredningen angir meningen med kapitlet og hvilken andre kapitler det aktuelle kapittel vil bygge på, eller støtte opp. Enkelte av utredningene angir også en punktliste for oppbygning. Det er hyppige henvisninger fra de forskjellige kapitler, dette for å begrense gjentakelser.

Rapportens syv hovedkapitler, er da som følger:

- 2 Introduksjon
- 3 Teoretisk bakgrunn
- 4 Generell arbeidsgang CFD-analyse
- 5 Metode - Praktisk fremgangsmåte
- 6 Resultater og diskusjon
- 7 Konklusjoner
- 8 Anbefalinger for videre arbeid

2 Introduksjon

I dette kapitlet presenteres bakgrunnen for oppgaven, samt litteratursøk som belyser relevant tidligere forskning. Avslutningsvis en definering og begrensning av oppgavens problemstilling.

2.1 Bakgrunn

Dagens strenge energikrav bidrar til tettere og bedre isolerte bygg. Dette fører til lavere energitap og derav lavere varmebehov. Dette åpner for vurdering av andre alternativer til romoppvarming utover den vannbårne radiatoren, som normalt kan bidra med relativt store effekter. Siden vinduene i dag har strenge krav til U-verdi er faren for kaldras redusert, dette åpner muligheten for å plassere varmekilder andre steder enn under vindu (Thunshelle, 2016, s. 6-13). Av overnevnte grunner kan oppvarming via ventilasjon være en aktuell løsning for mange nye bygg. Et annet trekkplaster ved oppvarming via ventilasjon, kan være at man får mindre tekniske installasjoner både i sjakter og synlig i innemiljøet. Mindre teknikk kan oppleves positivt av estetiske hensyn. At færre tekniske installasjoner må oppføres under byggeprosess, kan også bidra til pengebesparelse hos byggherre. Mindre vedlikehold og er mer arealeffektivitet kan også være en bonus.

Dessverre fungerer ikke alltid disse systemene tilfredsstillende, og brukere kan klage på kalde rom. Dette kan skyldes sjiktinger hvor den varme lufta ikke klarer å nå ned til oppholdssonen. Slike problemer kan skyldes både feil under prosjektering og feil montasje. Det kan også tenkes at slike problemer i noen tilfeller kunne løses ved å endre parametere ved selve tilluftsventilen, eller forutsetninger ved den. Dette kan være for eksempel å endre overtemperatur, impuls, luftmengde eller retning på innblåsningsluften. For noen ventiler og klimabafler som angivelig kan benyttes for oppvarming via ventilasjon, kan man stille dysene for å styre innblåsningsretning. Ta for eksempel ventilen NC19 til Lindab, som har justerbare dyser. Under beskrivelse av selve ventilen på Lindabs nettside, påpekes det at ventilen både kan gi et horisontalt strømningsbilde for underkjølt luft, og at dysene kan rettes nedover for å få et vertikalt strømningsmønster ved oppvarmet tilluft (Lindab, 2021, s. 2). Dette kan tyde på at ventilleverandøren mener at en vertikal innblåsningsretning er å foretrekke ved oppvarming via ventilasjon, i hvert fall for denne ene spesifikke ventilen. Teoretisk sett er dette også dette logisk, da man kan at luft som kastes nedover mot oppholdssonen lettere vil klare å trenge ned i den. Det finnes flere leverandører på markedet, som hevder å ha ventiler og baffler som kan benyttes ved oppvarming med overtemperatur. Her kan leverandøren ofte ha egne dimensjoneringskriterier for sitt spesifikke produkt. Ta for eksempel leverandøren Swegon, som har datablader med anbefalinger for hvert enkelt produkt, og i tillegg et dimensjoneringsverktøy som heter ProSelect. Dimensjoneringsverktøyet kan benyttes for romprodukter som blant annet ventiler og klimabafler. Her kan man søke og velge blant luftteknisk utstyr basert på funksjon, samt beregne varmeeffekt og luftmengde. Man kan også studere ting som kastelengde i forhold til både vegger, andre lufttekniske komponenter og romhøyde. For noen produkter kan man også studere manipulering av dyseinstillinger som igjen påvirker kastelengden (Swegon, u.å.). Med andre ord, man kan utføre en forenklet parametrisk studie av Swegon sine egne klimaprodukter. Erfaringsmessig finnes det derimot få eller ingen generelle levrådøruavhengige dimensjoneringskriterier, for tilluftsenheter for oppvarming via ventilasjon som benyttes i bransjen. Forskningsprosjektet "ForKlima, forenklet behovstyrt klimatisering av kontorbygg med svært lavt oppvarmingsbehov" har derimot laget en mer generell prosjekteringsveileder for oppvarming via ventilasjon. Denne relaterer seg derimot ikke til parametere som angår selve tilluftsventilen, men antar i sin studie bruk av en spesifikk ventiltype (Thunshelle, 2016). Les mer om dette i kapittel 2.2 *Litteratursøk og tidligere forskning* nedenfor.

En annen utfordring ved oppvarming via tilluft, kan være at et system som fungerer godt for sommersituasjon med undertemperert luft, ikke nødvendigvis fungerer like godt ved overtemperatur. Mange kontorbygg i Norge har både varme- og kjølebehov i perioder, det er derfor viktig å sette fokus på at ventilen skal kunne fungere optimalt for begge situasjoner. Det er ikke sikkert at dette involverer verken samme innblåsningshastighet eller retning. I denne masteroppgave ønskes det å sette fokus på hvilke egenskaper hos ventilen som gir best luftvekslings- og temperatureffektivitet ved oppvarming via ventilasjon.

2.2 Litteratursøk og tidligere forskning

Det var ønskelig å lete frem relevant litteratur, som kunne settes i sammenheng med denne masteroppgaven. Dette for å få et overblikk over tidligere forskning på området, og hvilke funn som er gjort tidligere.

En av de relevante forskningsarbeidene som ble funnet i søket, var rapporten "oppvarming via ventilasjon" som er utarbeidet i forbindelse med forskningsprosjektet "ForKlima", som tidligere nevnt ovenfor. Under dette prosjektet ble det laget en generell prosjekteringsveileder for oppvarming via ventilasjon. I prosjektrapporten kan man lese disse. Resultatene er utarbeidet gjennom to vintersesonger med målinger ved miljøhuset GK, samt laboratoriemålinger og CFD-simuleringer (Thunshelle, 2016, s. 5-6). Rommet som ble undersøkt i prosjektet har typisk omrøringsventilasjon, med tilluft og avtrekk i tak samt et stort vindu på en fasade. Altså samme oppsett som denne masteroppgaven. Dimensjoneringskriteriene i prosjekteringsveilederen begrenses i den grad, at det er forutsatt en spesifikk type tilluftsventil som har konstant kastelengde og behovsstyring. Det fokuseres altså ikke på parametere ved tilluftsventilen utover dette. Andre begrensinger ved dimensjoneringskriteriene er forutsetning om tilstrekkelig mengde internlaster, samt lave U-verdier og lavt varmetap. Anbefalingen i prosjekteringsveilederen begrenser seg til 2 °C overtemperatur over kortere perioder (Thunshelle, 2016). Dette er betydelig mindre enn hva som er forutsatt i denne masteroppgaven, samt at hovedfokus vil være egenskapene til selve tilluftsventilen. Forutsetningene i forskningsarbeidet utført under ForKlima-prosjektet differensieres altså betydelig fra hva som er forutsatt i denne masteroppgaven. Funnene under ForKlima-prosjektet er uansett nyttig å sette i sammenheng, da det gir økt bevissthet rundt hvordan luftvekslingseffektiviteten varierer. Den er også aktuell ved tanke på at det opereres med kaldt klima og likt rommoppsett som i denne oppgaven.

Ved å gjøre et ekstra tilleggssøk kan man finne en egen rapport som viser CFD-arbeidet som er gjennomført i sammenheng med ForKlima-prosjektet (Venås et al., 2014). Simuleringene er utført for det samme rommet, og det foreligger simuleringer både med og uten internlaster. Rapporten belyser hvordan luftvekslingseffektiviteten påvirkes i positiv grad, ved implementering av internlaster, da spesielt internlaster plassert lavt i rommet (Venås et al., 2014, s. 8-9). I denne masteroppgaven er simuleringene hovedsakelig utført uten internlaster. Det er imidlertid gjort ett unntak. Det er nemlig gjort en sideanalyse for å se effekten av internlaster for en spesifikk simulering. Rapporten utført av Venås et al. (2014) viser også detaljerte scener av både luftens alder og lufthastighet i rommet under gitte forutsetninger. Den viser også scener av innblåsningshastighet fra ventil (Venås et al., 2014). Enkelte resultater fra dette CFD-arbeidet, kan derfor benyttes for grove sammenlikninger med simuleringer utført i denne masteroppgaven. Da ved tanke på å se etter fellestrekk i strømningsmønster, og andre logiske trekk. Dette kan styrke simuleringene sin troverdighet, og avdekke eventuelle ulogiske trekk og mønster.

Det ble også funnet en artikkel som studerer sammenhengen mellom selve tilluftsventilen, luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet ved omrøringsventilasjon. Det ble utført sporgassmålinger med fire forskjellige ventiltyper ved både oppvarming og kjøling via ventilasjon. Forsøkene som angår oppvarming via ventilasjon blir gjort uten varmelaster, men ved betydelig lavere

overtemperaturer enn hva som er forutsatt for denne masteroppgaven. Under målingene blir både overtemperatur og kastelengder variert. Resultatene viser at luftvekslingseffektiviteten reduseres ved redusert kastelengde, og at både luftvekslingseffektiviteten og temperatureffektiviteten øker når overtemperatur avtar (Amai & Novoselac, 2016). Denne artikkelen viser funn som er interessante i kontekst av denne masteroppgaven. Dette fordi den konkluderer med at kastelengden og derav innblåsningshastigheten påvirker luftvekslingseffektiviteten positivt. Både innblåsningshastighet og overtemperatur vil varieres i denne masteroppgaven, og gir dermed grunnlag for sammenlikning med disse funnene. En styrkene ved denne forskningsartikkelen, er at den ser på flere forskjellige ventiler, og ikke låser seg til ett oppsett. At tilsvarende funn er gjort for hele fire forskjellige ventiler, gjør at konklusjonen får økt troverdighet. Det at økt overtemperatur reduserer luftvekslingseffektiviteten er neppe noe nytt, dette er også støttet fra funnene i "ForKlima". Her hevdes det at luftvekslingseffektiviteten i tomme rom vil synke ved overtemperaturer som oversiger ca. 2 °C, vel og merke avhengig av luftmengden (Thunshelle, 2016, s. 17) (Venås et al., 2014, s. 7).

Det er også skrevet noen interessante forskningsetikker om oppvarming via ventilasjon, som involverer andre ventilasjonsprinsipper. Blant annet en artikkel skrevet av et forskningsteam i Kina, som har gjort en sammenlikning av omrøringsventilasjon og et prinsipp kalt "Wall confluent jets ventilation"(WCJV). Ved WVJV er prinsippet å kaste luften ned mot gulvet med høy impuls. Ventilasjonsprinsippet involverte at avtrekket og tilluftsventilen var plassert høyt på veggen, ca. 2,25meter over gulv(0,5meter fra tak). Luftstrålen ble kastet rett ned langs veggen med høy impuls, og ned til gulv. Funnene indikerte at dette konseptet fungerte bedre enn omrøringsventilasjon for oppvarming via tilluft, dette fordi luften i større grad klarte å bevare energi og moment for å nå ned i oppholdssonen. Et annet interessant funn var at hastigheten på luftstrålen virket å ha større betydning enn grad av overtemperatur, hva det angår å fordele varmen ned til oppholdssonen. Dette funnet er interessant, da luftretningen vil varieres i de forskjellige simuleringene også i denne oppgaven, hvorav noen simuleringer vil ha luften styrt rett ned. Funnene kan dermed settes i sammenheng med denne masteroppgaven. Imidlertid kan man ikke konkludere at omrøringsventilasjon er dårligere enn WCJV for oppvarming via ventilasjon basert på denne studien, da denne kun viser ett oppsett av hvert av prinsippene. Oppsettet av omrøringsventilasjon har heller ikke særlig likhetstrekk med oppsettet i denne masteroppgaven, hvor avtrekk og tilluft er i tak. I forskningsartikkelen er tilluftsventilen ved omrøringsventilasjonsprinsippet på vegg 0,5m fra tak, og blåser luften rett frem. Avtrekket er plassert på undersiden av selve tilluftsventilen. Forsøket opererte med overtemperaturer mellom 2°C og 7,79 °C, samt Innblåsningshastighet på tilluft mellom 2,2 m/s og 8,5 m/s. Prosjektet forutsetter også internlaster i rommet. (Tan et al., 2019). Overtemperaturene benyttet er lavere enn hva som er forutsatt i denne masteroppgaven, samt at inkludering av internlaster avviker. Utgangshastighetene fra ventil er imidlertid i samme område.

En annen artikkel omhandler oppvarming via ventilasjon med et ventilasjonsprinsipp kalt "stratum ventilation", ved dette ventilasjonsprinsippet blåses frisk tilluft direkte mot pustesonen med høy hastighet. Avtrekket er ofte plassert lavt på vegg (Lin, 2014). I gjeldende artikkel ble det konkludert med at dette ventilasjonsprinsippet kan varme opp oppholdssonen effektivt, og da spesielt ved lave Arkimedes nummer (lavere enn 0,045). Det anbefales lavere overtemperaturer, noe som også vil redusere Arkimedes nummer (Cheng et al., 2020). Arkimedes nummer er forholdet mellom gravitasjonskrefter og viskøse krefter og er vist i kapittel 3.8. Artikkelen er aktuell i den grad at det utarbeides en form for krav til tilluftsventilen, samt at den gir anbefaling vedrørende overtemperatur. Overtemperatur er som nevnt en av de vurderte parameteren i denne oppgaven. Da oppsettet på tilluft og avtrekk er såpass forskjellig fra denne masteroppgaven, er denne forskningsartikkelen mindre aktuell for sammenlikning. Overtemperaturene benyttet er også noe lavere, den høyeste ligger rundt 10 °C. Artikkelen fokuserer også mest på

inneklimarelaterte parametere som trekkrisiko samt vertikal temperaturdifferanse (Cheng et al., 2020). Inneklima er utenfor avgrensingsområdet for denne masteroppgaven.

Det er også skrevet flere tidligere masteroppgaver vedrørende temaet oppvarming via tilluft. Masteroppgave skrevet av Aslaksen (2014) og omhandler klimatisering med overtemperatur i kontorlokaler. Her er det blant annet utført sporgassmålinger i et testrom for å kartlegge luftvekslingseffektiviteten i pustesonen og i oppholdssonen. Testrommet har like dimensjoner og plassering av ventiler som denne masteroppgaven, samt at de fleste av målingene er gjort uten internlaster. Resultater fra disse sporgassmålingene er benyttet som sammenlikningsgrunnlag for simuleringer i denne masteroppgaven. Overtemperaturene forutsatt i Aslaksens masteroppgave er imidlertid også lavere enn hva som er forutsatt i denne masteroppgaven.

Ved å oppsummere de overnevnte artikler og masteroppgaver, er fellestrekkene lavere overtemperaturer enn hva som er forutsatt i denne masteroppgaven.

2.3 Definisjon av problemstilling

Etter søk i litteraturen, ble det ikke funnet noen typiske generelle anbefalinger vedrørende gitte sett med parametervariasjoner ved en generell tilluftsventil for oppvarming via tilluft. Dog kan det være vanskelig å påstå at noe slikt ikke finnes. Som VVS-rådgiver er det imidlertid erfart at denne typen kriterier og veiledninger kunne vært til god hjelp ved prosjektering av slike systemer i typiske norske kontorbygg. Dette for å kunne velge den rette ventilen, basert på kvalifiserte kriterier, utover kun det leverandører oppgir i sine datablader.

Denne masteroppgaven skal ta for seg parametervariasjoner ved en generell tilluftsventil, og undersøke hvordan luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet varierer. Parameterstudien vil være basert på simuleringer fra CFD-programmet STAR CCM+. Parametere som vil variere er luftmengde, varmetap, innblåsningshastighet og retning på innblåsningsluften. Dette kan være aktuelle parametere å vurdere ved prosjektering og valg av tilluftsventil. Meningen med arbeidet vil være å sette fokus på hvilke parametere ved en tilluftsventil, som potensielt kan bedre luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet i et typisk kontorrom. Dette er viktig, da dårlig luftvekslingseffektivitet og kortslutning mellom tilluft og avtrekk kan være sløsing av energi, og gi dårlig inneklima.

Alle simuleringer er utført uten internlaster, dette for å representere et verst tenkelig scenario hva det angår luftvekslingseffektivitet. Valget å utelukke internlaster er også fattet på bakgrunn av ønske om å undersøke parameterne ved ventilen isolert sett, og helt uten påvirkning av eventuelle internlaster.

2.4 Begrensning av problemstilling

Siden tidsaspektet er begrenset må oppgaven spisses. Oppgavens definisjonsområde vil derfor kun fokusere på variasjoner i de overnevnte parametere for en generell tilluftsventil, som vil være relatert til luftvekslings- og temperatureffektivitet. Inneklimarelaterte komfortparametere som lufthastighet i oppholdssonen, vertikal temperaturdifferanse og kaldras vil derfor ikke vurderes. Det påpekes at disse faktorene vil være viktig får å kartlegge inneklima, og er noe som også bør hensyntas ved valg av tilluftsventil og parametere relatert til denne. Det er heller ikke tatt hensyn til komforttemperaturer. Flere av simuleringene har temperaturer godt utenfor hva som normalt sett forekommer i typiske kontorrom. Dette fordi fokuset vil være å se trendene i rommet, fremfor å fokusere på reelle temperaturområder.

Det er også flere aspekter enn parametervariasjoner ved ventilen som kan ha påvirkning på luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet i et rom. Dette kan være variasjoner i plassering av både

vindu, tilluft- og avtrekksventil, samt inkludering av internlaster i rommet. Dette er i utgangspunktet utenfor definisjonsområdet for denne oppgaven, selv om det er gjort en liten tilleggsanalyse av betydningen av internlaster i rommet.

Det påpekes at simuleringene burde vært validert opp mot reelle feltmålinger for et tilsvarende rom. Dette har ikke vært mulig for denne masteroppgaven, og er også utenfor fokusområdet.

3 Teoretisk bakgrunn

Dette kapitlet angir teorien som denne masteroppgaven er basert på.

3.1 Omrøringsventilasjon og luftmengder

De to vanligste ventilasjonsprinsippene i Norge er omrøringsventilasjon og fortrenningsventilasjon, hvorav omrøringsventilasjon er mest vanlig på kontorer og møterom. I denne masteroppgaven er det simulert et rom med typisk omrøringsventilasjon, med tilluftsentil og avtrekk i tak. Prinsippet ved omrøringsventilasjon er å få en god miks av brukt og frisk luft i rommet. Det vil si å tynne ut forurensingene, og å holde en uniform konsentrasjon av forurensing i hele rommet (Ingebrigtsen, 2018, s. 49 og 429).

Det er flere parametere som bidrar til god omrøring i et rom. Dette kan være for eksempel temperatur på luften, innblåsningshastighet/impuls fra ventilen, retning på luftstrålen og luftmengder. Luftmengder beregnes normalt etter byggt teknisk forskrift (2017, §13-1-§13-3) og/eller arbeidstilsynets veiledning 444, dersom det er snakk om en arbeidsplass (Arbeidstilsynet, 2016, s. 19-19). Disse minimumskravene til luftmengde kan ikke alene sikre god omrøring i et rom. Se kapittel 3.4 *Aldersbestemmelse av luft og luftvekslingseffektivitet*, som kan brukes som et mål på hvor god omrøringen i rommet er.

3.2 Oppvarming via ventilasjon

Oppvarming via ventilasjon fungerer ved at man tilfører rommet overtemperert luft, som dermed skal varme opp rommet. Dette kan dimensjoneres ved at rommets varmetap under dimensjonerende utetemperatur vinter, er lik varmetilskudd tilført av tilluften, se likning 111 nedenfor. Denne likningen kan forenklet sett benyttes til å dimensjonere romoppvarming, fordi man ofte har en ønsket setpunkttemperatur (T_{set}). For teoretiske målinger vil man ofte bytte ut setpunkttemperatur på høyre side av likningen med avtrekkstemperaturen. Dette blir mer riktig da man i likning 1 ikke tar hensyn til temperatureffektivitet. Les mer om temperatureffektivitet i kapittel 3.5. Imidlertid vet man som oftest ikke hva temperaturen i avtrekket vil være, og av den grunn kan det være enklere å benytte setpunkttemperatur ved dimensjonering av romoppvarming.

Utfordringene ved oppvarming via tilluft kan være dårlig omrøring og sjiktninger, spesielt ved høye overtemperaturer. Ved å ha internlaster i rommet, minsker man normalt behovet for overtemperatur, da internlasten selv vil fungere som en varmekilde. Eventuelle internlaster kan legges til på høyre side av likning 1 (Thunshelle, 2016, s. 25-26). Det er imidlertid ikke sikkert at man bør medregne eventuelle internlaster ved dimensjonering av slike anlegg. Dette for å ha en viss sikkerhet vedrørende at varmebehovet faktisk kan dekkes.

$$U_{Vindu} \cdot A_{Vindu} \cdot (T_{set} - T_{Dim,v}) = \rho \cdot C_p \cdot Q_v \cdot \frac{1}{3600s} \cdot (T_t - T_{set}) \quad (1)$$

T_{set} : rommets setpunkttemperatur [°C]

$T_{Dim,v}$: dimensjonerende utetemperatur vinter [°C]

ρ : luftens tetthet [kg/m³]

C_p : luftens varmekapasitet [J/K·kg]

Q_v : er luftmengde [m³/h]

T_t : tilluftstemperatur [°C]

Energibalansen i rommet: Varme tilført via ventilasjon må være lik tap fra vindu pluss tap fra avtrekk, dette er uttrykt ved likning 2 nedenfor.

$$\rho \cdot C_p \cdot Q_v \cdot \frac{1}{3600s} \cdot (T_t - T_a) = \text{tap vindu} \quad (2)$$

I denne oppgaven opereres det med luftmengde og varmetap per kvadratmeter gulvareal, det vil si at likning 3 er benyttet:

$$\rho \cdot C_p \cdot Q \cdot \frac{1}{3600s} \cdot (T_t - T_a) = q \quad (3)$$

T_a : Temperatur avtrekk [C°]

Q: Luftmengde [m³/hm²]

q: [W/m²]

Eventuelle internlaster legges til på venstre side av likning 2 og 3.

3.3 Tilluftsventiler, innblåsningshastighet og luftretning

Det finnes mange forskjellige tilluftsventiler, og det er viktig å velge riktig ventil til sitt bruk. Noen tilluftsventiler kaster luften nedover, mens andre kaster luften til siden, og utnytter coandaeffekten. Coandaeffekten vil si at luftstrålen kleber til eksempelvis takflaten, dette gjør at luftstrålen bevarer sin hastighet lengre (Ingebrigtsen, 2018, s. 436). Det finnes også ventiler som kaster luft i flere retninger og hvor man kan justere dysene for ønsket retning på innblåsningsluften (Lindab, 2021). Man må lese leverandørens spesifikasjoner og dimensjoneringskriterier ved valg av tilluftsventil. Ofte kan det oppgis egne diagrammer for kastelengde, hastighet samt lyddiagrammer som viser luftmengde og trykkfall over ventilen.

En mer generell anbefaling for å oppnå god omrøring i rommet er å tilpasse kastelengden til rommet. For kort kastelengde kan gi dårlig omrøring, og for lang kastelengde kan gi trekk. Kastelengden blir ofte omtalt som avstanden fra senter ventil til der hvor hastigheten er nede på 0,2 m/s (Ingebrigtsen, 2018, s. 49-50).

Anbefalt kastelengde kan estimeres etter formel 4 :

$$0,75 \cdot (B+C) \leq L_{0,2} \leq (B+C) \quad (4)$$

B: Er avstand fra senter ventil til vegg

C: Er avstanden fra tak og ned til oppholdssonen

Kastelengden vil også endre seg ved ulike temperaturforhold. Anslagsvis kan man tenke at kastelengden øker ca. 2% per grad overtemperatur og reduseres ca. 1,5% per grad undertemperatur. Leverandører vil ofte oppgi mer spesifikke anslag som gjelder for egne tilluftsventiler (Ingebrigtsen, 2018, s. 433).

Det kan også være interessant å vite innblåsningshastigheten fra ventilen. Trykkfall over ventilen kan estimeres ved avlesning av lyddiagram. Disse lyddiagrammene kan vise trykkfall over ventilen på Y-akse samt luftmengden på x-akse. Trykkfallet finner man da ved å sette en strek fra den aktuelle luftmengden, til linje som viser åpningsgrad. Ved å trekke en rett linje mot Y-aksen fremkommer trykkfall over ventilen.

Dermed kan man estimere hastigheten ved å snu likning 5, slik at ligning 6 fremkommer. Se eksempel på et diagram hvor trykkfall over ventil kan avleses i vedlegg A.

Det dynamiske trykket er gitt ved likning 5 (Cimbala & Cengel, 2014, s. 960):

$$P_d = \frac{\rho v^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (5)$$

Snur man likningen kan man finne innblåsningshastighet ved likning 6:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (6)$$

ρ : luftens tetthet [kg/m³]

P: trykkfall [Pa]

Det kan være noe usikkerhet i estimering av trykkfall, da man stort sett ikke vet nøyaktig åpningsgrad på ventilen.

I denne oppgaven er innblåsningshastigheten regnet om til impuls ved å multiplisere massestrøm [kg/s] og innblåsningshastighet [m/s]. Impuls også omtalt som "momentum flow" fra ventil er gitt ved likning 7 nedenfor (Nielsen, u.å.):

$$I = \dot{m} \cdot V \left[\frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \right] \quad (7)$$

3.4 Aldersbestemmelse av luft og luftvekslingseffektivitet

Man kan tenke at alle molekyler i et rom har en alder, hvor løpetiden starter fra det tidspunktet molekylet entrer rommet. Luften i et rom består av et meget stort antall molekyler, og det vil ikke være mulig å lete frem alder for hver enkelt av disse. Man kan derfor velge å foreta målinger i et tilstrekkelig antall punkter, gjennomsnittet vil da kunne representere luftens alder i det aktuelle rommet (Ingebrigtsen, 2018, s. 459).

Ventilasjonens effektivitet også kaldt luftvekslingseffektivitet, konstateres normalt ved sporgassmålinger. I denne oppgaven er rommet simulert ved bruk av STAR CCM+, sporgassmålinger vil derfor erstattes med en ligning ved navn «Residence time air». Denne likningen regner ut luftens alder i ett stort antall punkter i rommet direkte, les mer om denne likningen i kapittel 3.11 *Beregningsverktøy for fluidodynamikk*.

Luftvekslingseffektivitet sier noe om hvor fort romluften skiftes ut med ny luft, sett i forhold til hva som er teoretisk mulig. Luftvekslingseffektivitet kan oppgis som middelverdi for rommet, for et område i rommet (for eksempel oppholdssonen) eller ett lokalt punkt.

Full omrøring tilsvarer luftvekslingseffektivitet på 50%. Luftvekslingseffektivitet lavere enn 50% indikerer altså noe kortslutning (Ingebrigtsen, 2018, s. 458-459).

Rommets nominelle tidskonstant tilsvarer avtrekksluften gjennomsnittlige alder og er gitt ved likning 8 nedenfor (Ingebrigtsen, 2018, s. 460):

$$t_n = \frac{V}{\dot{V}} \text{ [s]} \quad (8)$$

V: rommets volum [m³]

\dot{V} : volumstrømmen [m³/s]

Som nevnt i kapittel 3.1 *Omrøringsventilasjon og luftmengder* skal tilluften ved omrøringsventilasjon blandes med den brukte romluften for å ideelt sett skape en homogen miks av ny og brukt luft. Det er derfor naturlig at rommets utskiftningstid (t_r) blir dobbelt så lang som ved en tenkt ideell fortrenningsventilasjon. Ideell fortrenningsventilasjon sammenliknes med en tenkt stempelstrøm. Dette er vist ved likning 9, 10 og 11 nedenfor (Ingebrigtsen, 2018, s. 463-466) .

$$\varepsilon_{\text{stempelstrøm}} = \frac{t_n}{t_r} = \frac{t_n}{t_n} = 1 \quad (9)$$

Derfor blir:

$$t_r = 2t_n \quad (10)$$

Ved perfekt omrøring/ingen kortslutning:

$$\varepsilon_{\text{omrøring}} = \frac{t_n}{t_r} = \frac{t_n}{2t_n} = 0,5 \quad (11)$$

Luftvekslingseffektivitet for henholdsvis oppholdssone og lokalt er gitt ved likning 12 og 13 nedenfor :

$$\varepsilon_{L,o} = \frac{t_n}{2\bar{t}_o} [-] \quad (12)$$

$$\varepsilon_{L,L} = \frac{t_n}{2t_L} [-] \quad (13)$$

\bar{t}_o : luftens gjennomsnittsalder oppholdssonen [s]

t_L : luftens alder i et punkt [s]

Skalaen for luftvekslingseffektivitet går fra 0-0,5 (Ingebrigtsen, 2018, s. 466)

3.5 Temperatureffektivitet

Temperatureffektivitet benyttes som et mål på hvor uniform temperaturen i rommet er, og uttrykkes ved likning 14 nedenfor (Ingebrigtsen, 2018, s. 429):

$$\varepsilon_T = \frac{T_t - T_a}{T_t - T_i} [-] \quad (14)$$

T_a : avtrekkstemperatur [°C]

T_i : lufttemperatur i et bestemt punkt, eller oppholdssonens midlere lufttemperatur [°C]

T_t : tilluftstemperatur [°C]

Skalaen for temperatureffektivitet går fra 0-1 (Ingebrigtsen, 2018, s. 429).

Skal man hensynta temperatureffektiviteten, må likning 1 i kapitel 3.2 *Oppvarming via ventilasjon* korrigeres, se linking 15 nedenfor. Dette betyr at man må kompensere med enten økt luftmengde eller økt overtemperatur for en eventuelt temperatureffektivitet under 100%. Bytter man ut setpunkttemperatur (T_{set}) med avtrekkstemperatur (T_a) i likning 15 slipper man å ta hensyn til temperatureffektiviteten, se likning 16.

$$U_{Vindu} \cdot A_{vindu} \cdot (T_{set} - T_{Dim,vinter}) = \epsilon_T \cdot \rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot C_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \cdot Q_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \cdot \frac{1}{3600\text{s}} \cdot (T_{tilluft} - T_{set}) \quad (15)$$

=

$$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot C_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \cdot Q_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \cdot \frac{1}{3600\text{s}} \cdot (T_t - T_a) \quad (16)$$

3.6 Varmetap

Varmetransport drives av temperaturforskjeller, og kan føre til varmetap i et rom når utetemperaturen er lav. Det finnes hovedsakelig tre hovedmåter for varmetap, som er konduksjon, konveksjon og stråling. Faseendring kan også være en varmetransportmekanisme, men dette vil ikke bli nærmere belyst i denne rapporten. Bygningsdeler er ofte inhomogene, en yttervegg vil eksempelvis kunne bestå av både gips, betong og isolasjon. Et vindu kan bestå av både glass, et eller flere lag med gass, og for eksempel detaljer av metall, gummi eller tre ved karmen. Varmetap vil da forekomme som en kombinasjon av de tre hovedprinsipper for varmetap, hver av disse er beskrevet nærmere nedenfor (Gustavsen & Tue, 2007, s. 154).

3.6.1 Konduksjon

Kalles også varmeledning. Skjer i både fast stoff, væsker og gasser ved at varmen forplanter seg i stoffet ved molekylbevegelser. Varmere molekyler overfører varme til kaldere molekyler. Man snakker ofte om termisk konduktivitet [λ] i forbindelse med varmeledning, denne faktoren er materialavhengig. Den stasjonære utgaven av varmeledningsloven er presentert ved likning 17 nedenfor (Gustavsen & Tue, 2007, s. 154).

$$q_{ledning} = \frac{k}{d} (T_2 - T_1) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (17)$$

d : tykkelsen på sjiktet [m]

λ : konduktiviteten [W/mK]

T_2 og T_1 : overflatetemperaturer [K]

3.6.2 Konveksjon

Skjer i væsker og gasser. Skjer ved at et fluid i bevegelse blir nedkjølt eller oppvarmet av en flate med en annen temperatur, og dermed blander seg med omliggende fluid gjennom strømninger. Konveksjon er avhengig av luftbevegelse, lav luftbevegelse gir lavere varmeoverføring via konveksjon. Ved ingen luftbevegelse vil varmeoverføring heller skje via varmeledning. Konveksjon er også avhengig av strømningens temperatur, samt overflatens temperatur og ruhet. Man skiller mellom fri (omtales også som naturlig konveksjon) og tvungen konveksjon. Fri konveksjon vil si at drivkraften til strømningen er

temperaturforskjeller, mens tvungen konveksjon drives av strømninger fra en ytre påvirkning, eksempelvis luftstrømning fra mekanisk ventilasjon. Likning 18 nedenfor beskriver varmeoverføring ved konveksjon, som man ser er den avhengig av det konvektive varmeovergangstallet(h). Denne må bestemmes eksprimetelt og vil variere (Gustavsen & Tue, 2007, s. 155).

$$q_{\text{konvektiv}}=h(T_s-T_f) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (18)$$

h: varmeovergangstallet [W/m²K]

T_s: overflatetemperatur [K]

T_f : overflatetemperatur omliggende fluid [K]

3.6.3 Stråling

Varmestråling er elektromagnetisk stråling som fører varme fra en flate til en annen. Varmestråling kan skje gjennom både gasser, samt enkelte væsker og faste stoffer. Varmestråling kan også skje gjennom vakuum, dette i motsetning til varmeledning og konveksjon.

Varmestråling fra en overflate med temperatur T er

$$E=\varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

ε : emissiviteten til overflaten [-]

σ : Stefan-Boltzmanns konstant (5,672· 10⁻⁸) [W/m² K⁴]

T :overflatetemperatur [K]

Som likningen viser er varmemestråling avhengig av emissiviteten. For vanlige bygningsmaterialer ligger emissiviteten normalt rundt 0,8-1. For metallisk blanke flater kan emissiviteten ligge i området 0,05-0,2. Normalt sett snakker man om stråling mellom flere flater, dette kan være enten parallelle overflater eller flater med forskjellig orientering og størrelse (Gustavsen & Tue, 2007, s. 154-156).

3.6.4 U-verdi

Brukes for å indikere hvor godt en bygningsdel leder varme fra en overflate til den andre. Lav U-verdi er å foretrekke, da man normalt ikke ønsker at bygningskroppen skal lede varme fra innvendig til utvendig overflate en kald vinterdag. U-verdi presenteres av likning 19 nedenfor (Gustavsen & Tue, 2007, s. 157-160).

$$U=\frac{\text{Varmestrøm}}{A(T_{\text{inne}}-T_{\text{ute}})}=\frac{1}{R_{\text{tot}}}=\frac{1}{R_i+\sum R_{\text{sjikt},n}+R_u} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (19)$$

R_{tot}: konstruksjonens totale varmemotstand [m²K/W]

R_i: innvendig overgangsmotstand [m²K/W]

R_u: utvendig overgangsmotstand [m²K/W]

R_{tot}: innvendig overgangsmotstand+ motstand i de forskjellige sjiktene+ utvendig overgangsmotstand

Forenklet sammenheng mellom U-verdi og varmetap uttrykkes ved likning 20 nedenfor (Havellen et al., 2017, s. 33):

$$\text{Varmetap} = U \cdot A_{\text{vindu}} (T_{\text{set}} - T_{\text{Dim,v}}) \quad (20)$$

T_{set} : settpunkttemperatur [C°]

$T_{\text{Dim,v}}$: dimensjonerende utetemperatur vinter [C°].

3.7 Kaldras og vertikale luftbevegelser

Luft som strømmer mot et kaldt vindu vil avkjøles, og således vil tettheten øke. Dette vil gjøre at luftstrømmen får en akselerasjon nedover langs det kalde vinduet. Luftstrålen vil indusere omliggende luft og dermed vokse i tykkelse (Ingebrigtsen, 2018, s. 492).

Vertikal hastighet for nedadrettet luftstråle kan beregnes ved likning 21 (Ingebrigtsen, 2018, s. 492):

$$v_y = 0,07 \sqrt{y \cdot |\Delta T|} \quad (21)$$

y : Vertikal høyde [m]

ΔT : Temperaturforskjell mellom romluft og vindusoverflate [°C]

3.8 Strømningsteknikk

Man kan skille mellom kompressible og inkompressible fluider. Inkompressibel betyr at fluidet ikke vil endre tetthet ved sammentrykking. Forenklet sett kan man tenke at væsker som for eksempel vann er inkompressibelt. Vann vil ikke endre tettheten merkbart når det beveger seg (Grøn, 2020). Gass, som for eksempel luft, kan derimot kan sies å være kompressibelt. Luft vil kunne komprimeres, og kan endre tetthet som følge av høye trykk (Gundersen, 2020).

Machtall

Et dimensjonsløst tall, som kan brukes til å bestemme om man forenklet sett kan se på en strømning som inkompressibel. Machtallet er forholdet mellom strømningshastigheten og lydhastigheten og er vist ved likning 22 nedenfor. Lydens hastighet varierer ut fra hvilket fluid som strømmer, for luft i et rom ved normal romtemperatur er lydhastigheten 346 m/s (Cimbala & Cengel, 2014, s. 11).

$$\text{Ma} = \frac{u}{c} = \frac{\text{Strømningshastighet}}{\text{Lydhastighet}} \quad (22)$$

Man deler opp strømninger i forskjellige kategorier etter størrelsen på machtallet. For eksempel vil et machtall under 1 angi strømningen som subsonisk, og ved Machtall under 0,3 kan man forenklet sett anse strømningen som inkompressibel. Dette fordi sammentrykningseffekten som skyldes trykkvariasjoner i strømningen vil være såpass liten (Cimbala & Cengel, 2014, s. 10-11). For problemet som denne oppgaven omhandler er Machtallet godt under 0,3 for alle simuleringer, se kapittel 5.1.4 Figur 16 viser machnummer for en typisk simulering.

Turbulent og laminær strømning

En strømning kan være turbulent, laminær eller i en overgangsfase mellom de to. Turbulent strømning kjennetegnes ved hastighetssvingninger, virvler og uordnet bevegelse, mens laminær strømning kjennetegnes ved jevne strømlinjeformer og ordnede bevegelser. Overgangen mellom de to skjer vanligvis gradvis, hvor strømmingen svinger mellom laminær og turbulent før den blir fult turbulent (Cimbala & Cengel, 2014, s. 349). Overgangen vil være avhengig av geometrien fluidet strømmer over eller gjennom, hastigheten, temperaturen til overflatene, temperaturen til fluidet, ruhet samt type fluid.

Reynoldstall

Et dimensjonsløst tall som beskriver forholdet mellom interne og viskøse krefter. Reynoldstallet gir et grovt estimat vedrørende viktigheten av friksjonskreftene i strømmingen, og er sånn sett en viktig parameter hva det angår strømningsanalyse. Tallet kan også benyttes som en målstørrelse for å anslå om en strømning er turbulent, laminær eller i en overgangsfase (Cimbala & Cengel, 2014, s. 965). Reynoldstallet er gitt ved likning 23 nedenfor (Cimbala & Cengel, 2014, s. 350).

$$Re = \frac{\rho V_{avg} D_h}{\mu} \quad [-] \quad (23)$$

D_h : hydraulisk diameter ($D_h = D$ ved sirkulære rør).

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

ρ : luftens tetthet [kg/m³]

μ : viskositet [kg/ms]

Man skiller mellom intern og ekstern strømning, da karakteristikken vil være noe annerledes.

Intern strømning: Når noe strømmer inni noe, for eksempel inni en kanal eller rør.

$Re \lesssim 2300$ laminær strømning

$2300 \lesssim Re \leq 4000$ overgangsfase

$Re \gtrsim 4000$ turbulent strømning

Ekstern strømning: Når noe strømmer over en overflate. Kan være for eksempel strømning over en kanal eller en bordflate i et rom. For strømning over en glatt flat plate anses strømmingen å gå fra laminær til turbulent ved kritisk reynoldsnummer på rundt 1×10^5 , men er ikke fult turbulent før rundt 3×10^6 . Som tidligere nevnt skjer denne overgangen gradvis, og er avhengig av de samme parametrene som nevnt ovenfor. En generelt akseptert grense er å sette det kritiske reynoldsnummer for når strømmingen blir turbulent lik 5×10^5 (Cimbala & Cengel, 2014, s. 626). Reynoldstallet for ekstern strømning er likt som likning 23 ovenfor, men hydraulisk diameter byttes ut med karakteristisk lengde (Cimbala & Cengel, 2014, s. 644).

Rayleigh nummer

Er forholdet mellom oppdriftskrefter og viskøse krefter, vist ved likning 24 nedenfor. Høye nummer tilsvarer høy grad av fri konveksjon (Cimbala & Cengel, 2014, s. 310). Når Rayleigh nummer overstiger 10^5 vil fri konveksjon kunne skje (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 7773).

$$Ra = \frac{g\beta|\Delta T|L^3\rho^2c_p}{\lambda\mu} [-] \quad (24)$$

g : gravitasjon [m/s^2]

β : termisk ekspansjonskoeffisient [$1/K$]

ΔT : temperaturforskjell mellom fluid og overflate [K]

L : karakteristisk lengde [m]

ρ : tetthet [kg/m^3]

c_p : spesifikk varmekapasitet [$J/K\cdot kg$]

λ : termisk konduktivitet [$W/m\cdot K$]

μ : dynamisk viskositet [$kg/m\cdot s$]

Arkimedes tall

Er forholdet mellom oppdriftskrefter og viskøse krefter, og er vist ved likning 25 nedenfor (Cimbala & Cengel, 2014, s. 309).

$$Ar = \frac{\rho_f g L^3}{\mu^2} (\rho_f - \rho) [-] \quad (25)$$

ρ_f : fluidets tetthet [kg/m^3]

Richardson nummer

Forholdet mellom oppdriftskrefter og interne krefter/skjærkrefter (Cimbala & Cengel, 2014, s. 310). Det dimensjonsløse tallet er viktig for å kartlegge graden av fri konveksjon relativt til graden av tvungen konveksjon. Richardson nummer kan skrives som vist ved likning 26 nedenfor (Wikipedia, 2021). Tallet kan også brukes til å kartlegge termisk stratifisering i rom.

$$Ri = \frac{g\beta(T_h - T_{ref})L}{v^2} [-] \quad (26)$$

T_h : temperatur varm overflate [$^{\circ}C$]

T_{ref} : referansetemperatur [$^{\circ}C$]

v : karakteristisk hastighet [m/s]

3.9 Boussinesq tilnærming

Luft kan behandles som ideell gass ved atmosfæriske trykk og temperaturer godt unna kritisk temperatur (Cimbala & Cengel, 2014, s. 40). I beregningsprogrammer som STAR CCM+ kan imidlertid betraktning av kompressible strømnings ved ideell gass-modell kreve mye minne, da de variable tetthetene må lagres underveis mens simuleringen kjøres. Den kompressible utgaven av Navier-Stokes likning vil være meget ikke-lineær og kan ha lett for å divergere. Av disse grunner bør man vurdere om Boussinesq tilnærming kan benyttes for et gitt problem. Denne tilnærmingen krever betydelig mindre minne, og har lettere for å konvergere da den er mer stabil og mindre ikke-lineær (Wimshurst, 2018a).

Tilnærmelsen innebærer at gassens tetthetsforandringer kun påvirker oppdriftsledet i den kompressible Navier-Stokes likning. I de andre leddene blir tettheten behandlet som konstant. Boussinesq tilnærming baseres på at oppdriftsledet i en strømning vil være dominerende, og at feilen vil være liten innen visse rammer. Tetthet vil fjernes helt fra Navier-stokes likning, og blir erstattet med en mer lineær tilnærming. Det vil si at tettheten uttrykkes gjennom temperatur ved den termiske ekspansjonskoeffisienten(β). Betraktningen bør derfor kun vurderes ved strømninger som forenklet sett kan betraktes som inkompressible (Wimshurst, 2018a). Som nevnt i kapittel 3.8 *Strømningsteknikk* kan en strømning forenklet sett betraktes som inkompressibel ved lave machnummer under 0,3. En annen forutsetning er høy grad av oppdriftsdrevende strømninger, som vil si høy grad av fri konveksjon. Det er utviklet ett forenklet kriterium for når Boussinesq tilnærming kan benyttes (Wimshurst, 2018a,0:40-15:30).

Det sies at Boussinesq tilnærming kan benyttes hvis likning 27 nedenfor er oppfylt (Wimshurst, 2018a):

$$\Delta\rho \ll \rho_0 \quad (27)$$

som vil si at:

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \ll 1 \quad (28)$$

$\Delta\rho$ representerer fluktuasjoner i tetthet, altså $(\rho - \rho_0)$

ρ_0 representerer referansetettheten

Ved å omorganisere likning 27 og 28 og introdusere den termiske ekspansjons koeffisienten (β), får man likning 29 (Wimshurst, 2018a):

$$\beta(T-T_0) \ll 1 \quad (29)$$

Ved å forenkla dette ytterligere, kan man si at hvis likning 30 nedenfor er oppfylt for luft ved typiske romtemperaturer, vil feilen ligge på mindre enn 1% ved bruk av Boussinesq tilnærming (Ferziger & Peric, 2002, s. 14-15):

$$T-T_0 < 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (30)$$

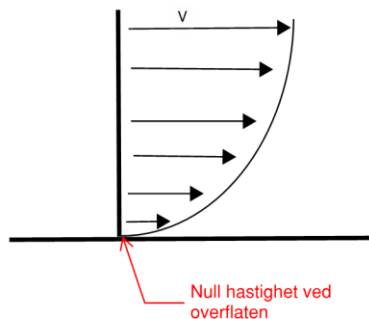
Samlet sett kan Boussinesq tilnærming kan benyttes hvis likning 31 er oppfylt (Wimshurst, 2018a):

$$MA \ll 1 \text{ og } T-T_0 < 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (31)$$

I denne oppgaven ligger mach-tallet godt under 1 for alle simuleringer, men de fleste av simuleringene har temperaturvariasjoner i rommet som er større enn 15 °C. Dette betyr at simuleringene ikke passer kriteriet. Dette betyr imidlertid ikke at man ikke kan bruke forenklingen i det hele tatt. Man kan nemlig benytte denne modellen for å lage en slags initialbetingelse, for å så bytte til ideell gass-modell og variabel tetthet etter et visst antall iterasjoner (Wimshurst, 2018a).

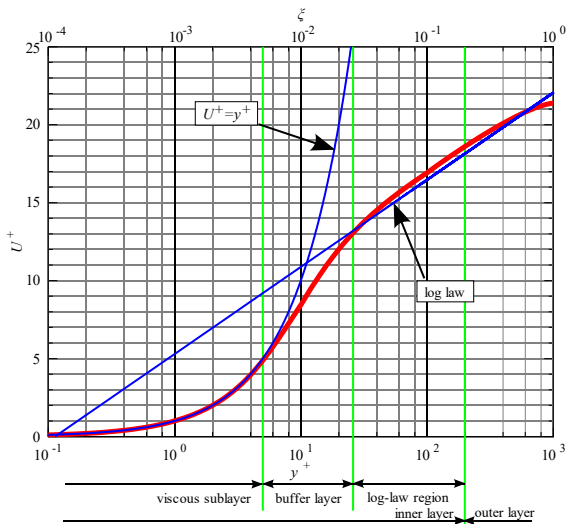
3.10 Veggfunksjoner "Wall treatment"

For å kunne fange opp endringer av hastighet og temperatur nær veggen, trenger man veggfunksjoner. Dette på grunn av "no-slip" betingelsen, som sier at fluidets hastighet ved grensovergangen til en fast overflate, vil være lik hastigheten til denne overflaten. Med andre ord, hvis den faste flaten er eksempelvis en vegg som er helt i ro, vil da fluidets hastighet være null i grensesjiktet ved veggens overflate. Fra det punktet ved veggoverflaten hvor hastigheten er null, vil man typisk se en bratt stigende hastighetsprofil. Figur 1 nedenfor som viser et typisk strømningsfelt (Cimbala & Cengel, 2014, s. 8-9).



Figur 1: Typisk strømningsfelt, no-slip betingelsen illustrert nær overflate. Figur er illustrert/gjengitt av forfatter

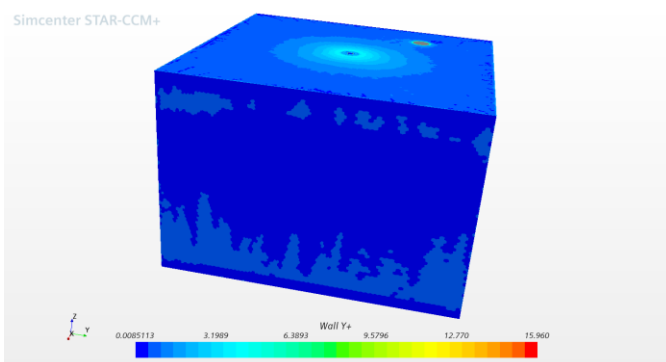
For å fange opp stigningen/gradienten i området nær grensoverflaten, trenger man å benytte et stort antall celler i et beregningsprogram som for eksempel STAR CCM+. Derfor ønsker man normalt finmasket nettverk nær veggene. Til denne mening trenger man veggfunksjoner. En veggfunksjon er en empirisk funksjon som skal gjengi oppførselen til eksempelvis en strømning nær en vegg. For denne mening benyttes y^+ som er en dimensjonsløs enhet. Denne angir distansen normalt på en vegg. Man sier at y^+ befinner seg i det viskøse undersjikt ("viscous sub-layer") når den dimensjonsløse størrelsen y^+ befinner seg under 5. Dette tilsvarer det tynne laget nærmest overflaten. Her er hastighetsprofilen nesten lineær, og de viskøse krefter er dominerende. Når y^+ derimot er over 30 befinner vi oss i log-lov regionen ("log-law region"), her er de turbulente effektene mer signifikante. Mellom disse to lagene finner vi buffer laget ("buffer layer"), hvor de turbulente effekter er betydelige, men strømmingen domineres av viskøse krefter (Cimbala & Cengel, 2014, s. 625-626). Setter man dette i sammenheng med den dimensjonsløse tangentielle hastigheten U^+ , vil den røde linjen i Figur 2 nedenfor representere den observerte oppførselen til en hastighetsprofil. Linjen markert med "log Law" er da en veggfunksjon som passer den røde linja i "Log-Law region", mens linja markert med $U^+ = y^+$ er linja som passer den røde linja i "viscous sublayer". Ved "buffer layer" ser man imidlertid at ingen av disse funksjonene passer, og strømmingens oppførsel vil være mer uforutsigbar (aokomoriuta, 2011). Det finnes en veggfunksjon ved navn "Spalding wall function", som vil passe den røde linjen ganske godt. I STAR CCM+ ser det imidlertid ut til at programmet heller benytter en såkalt "blended wall function", som direkte oversatt vil være en blandet veggfunksjon. Det bli si en if-setning som bestemmer hvilken av veggfunksjonene representert av de to linjene (log law eller $U^+ = y^+$) som skal benyttes i det uforutsigbare "buffer layer". Tanken er at man benytter punktet hvor de to veggfunksjonene krysser hverandre, for å definere hvilken av de to veggfunksjonene som skal benyttes (Wimshurst, 2018b).



Figur 2: "Veggfunksjoner og observert hastighetsprofil i diagram" av aokomoriuta (青子守歌), 2011. ([https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_\(English\).svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_(English).svg)). CC BY-SA 3.0

Det vil være et liknende prinsipp vedrørende den turbulente dissipasjonsraten (ϵ) og den turbulente kinetiske energien (k). Det vil uansett være en differensiering, dette fordi dissipasjonsraten (ϵ) kan ha flere y^+ verdier i en enkelt celle. På lik linje med hastighetsprofilen kan man tenke seg en generell observert oppførsel for dissipasjonsraten (ϵ). I likhet med hastigheten vil også de turbulente størrelsene være uforutsigbare i et "buffer layer", derfor kan det benyttes en "blending function" også for de turbulente størrelsene (Wimshurst, 2019a, 2019b). I STAR CCM+ ser det ut til at det benyttes en form for "blending function", og man må definere de to empiriske koeffisientene kappa (The von karman constant) og E (the log law offset) i grensebetingelsene når man benytter veggfunksjonene "all y^+ " eller "two layer all y^+ " (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 4063-4065). Det å benytte slike blandingsfunksjoner kan gi store feil, det kan derfor være fint å holde y^+ under 5, hvis mulig. Normalt vil y^+ variere med grovheten på nettverket, ønsker man å holde lav y^+ i "viscous sublayer" må man derfor ha fine masker.

Det er viktig å ha kontroll på y^+ når man skal kjøre turbulente simuleringer, dette for å velge riktig turbulensmodell. Det finnes allikevel turbulensmodeller som passer godt til alle verdier av y^+ , les mer om turbulensmodeller i kapittel 5.1.4 Fysikkmodeller. I STAR CCM+ kan man lage scene for å visualisere y^+ i alle cellene i nettverket, mer om hvordan man oppretter scener i 5.1.6 Opprette scener, plot og monitorer. En typisk simulering i denne oppgaven har få celler med y^+ verdi over 30, Se Figur 3 nedenfor som viser scene fra simulering 1. Riktignok vil y^+ stige ved høyere hastigheter.



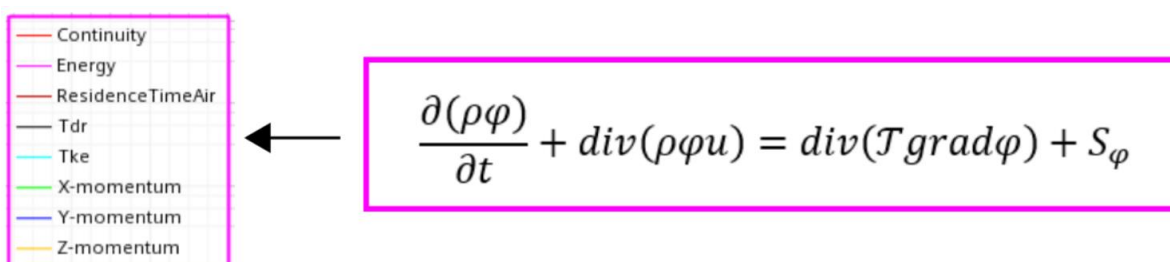
Figur 3 viser scene av y^+ ved simulering 1

3.11 Beregningsverktøy for fluiddynamikk

Det finnes flere beregningsverktøy for å utføre numeriske beregninger av fluiddynamiske problemer. Dette kan være programvarer som FLUENT, FLOW-3D eller Simcenter STAR CCM+ for å nevne noen. Disse programmene kan benyttes til å simulere virkelige strømningsproblemer, og kan være et alternativ eller supplement til feltmålinger. STAR CCM+ fungerer ved at man deler et kontrollvolum, som man selv definerer, i ett nettverk av små celler. For et rom fylt med luft, vil disse små cellene bestå av små fluidelementer med luft. Opprettelsen av dette nettverket, skjer ved en funksjon kalt "mesh" i STAR CCM+. Man kan styre hvor små fluidelementer man ønsker i nettverket, og hvor man eventuelt skulle ønske å ha et mer finmasket nettverk. Likninger basert på konserveringslover av masse, moment og energi vil løses i alle disse cellene (Kundu & Cohen, 2008, s. 411-412). I dette kapitlet kommer en generell teoretisk innføring i STAR CCM+, mens kapittel 5 *Metode - Praktisk fremgangsmåte* supplerer med en mer spesifikk metode og fremgangsmåte for gjeldende simuleringsproblem.

3.11.1 STAR CCM+ overordnet

Programmet fungerer ved å iterere seg frem til en konvergens, som optimalt sett skal være den verdien som kan aksepteres, grunnet at feilen eller avviket er lite nok. Dette skjer ved at et sett likninger løses for hver iterasjon. Antall likninger kommer an på problemet som løses, og antall celler i kontrollvolumet. I et typisk problem hvor man ønsker å se på luftvekslingseffektivitet i et standard rom med oppvarming via ventilasjon, kan likningssettet til venstre i Figur 4 nedenfor være aktuelt. I prinsippet kan alle disse likningene uttrykkes ved en generell bevaringslikning/transportlikning, som vist til høyre i Figur 4 nedenfor. De åtte forskjellige likningene til venstre i figuren kan fremkomme ved tilpassing av den generelle bevarte/transporterte størrelsen (φ), den generelle diffusjonskoeffisienten (\mathcal{T}) og kildeleddet (S_φ), ettersom hvilken likning som løses. Likningene kan være basert på bevaring av energi, moment eller masse, og kan beregnes som stasjonære eller transiente. Transiente vil si at den transporterte størrelsen (φ) varierer med tid. For stasjonære beregninger utgår det første leddet i likningen til høyre i Figur 4 nedenfor (Nielsen et al., 2007, s. 7-8).



Figur 4 viser ligningssett som løst under simuleringer og den generelle bevaringslikningen/transportlikningen (Nielsen et al., 2007, s. 7)

Likningene til venstre i figuren uttrykker følgende:

Kontinuitetslikningen uttrykker en bevaringslov relatert til fluidstrømmen, som sier at materie verken kan forsvinne eller opprettes. Den generelle bevarte størrelsen (φ) er 1, kildeleddet (S_φ) og diffusjonskoeffisienten (\mathcal{T}) er null (Nielsen et al., 2007, s. 7-9).

Energilikningen uttrykker bevaring av energi. Den generelle bevarte størrelsen (φ) kan være temperaturen i fluidet, kildeleddet (S_φ) kan være eventuell indre varmegenerering eller stråling mellom overflater. Diffusjonskoeffisienten (\mathcal{T}) vil være termisk konduktivitet (λ) (Nielsen et al., 2007, s. 7-10).

Luftens oppholdstid i systemet/ "Residence Time Air" uttrykkes ved bruk av passiv skalar modell, og angir alder på luften. Den bevarte skalarfunksjonen representerer oppholdstid, luftens tetthet befinner seg i kildeleddet (Mansour, 2018; Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3566-3567).

Turbulenslikninger (Tdr og Tke) angir K-Epsilon turbulensmodell som består av to likninger. Disse likningene beskriver turbulente strømninger. Tdr-likningen beskriver omfanget av turbulent dissipasjonsrate (ϵ) og Tke-likningen beskriver turbulent kinetisk energi (k). Den bevarte størrelsen (φ) for Tke-likningen er turbulent kinetisk energi(k), mens den bevarte størrelsen (φ) for Tdr-likningen er den turbulente dissipasjonsrate (ϵ). Man kan tenke at kildeleddet er raten av produksjon og ødeleggelse av henholdsvis turbulent dissipasjonsrate og turbulent kinetisk energi (Malalasekera & Versteeg, 2007, s. 75).

X-,Y- og Z-momentlikningene uttrykker bevaring av moment i x-,y- og z-retning. Den generelle bevarte transporterte størrelse (φ) vil være hastighet i henholdsvis x-, y- og z-retning. Diffusjonskoeffisienten (\mathcal{T}) vil være viskositeten (μ) (Nielsen et al., 2007, s. 7-9).

3.12 Symbolsk regresjon

Regresjon er en metode hvor man lager en matematisk funksjon basert på et visst antall observasjoner eller målinger. Denne matematiske funksjonen kan danne en linje, kurve eller graf, som skal beskrive observasjonene og kunne forutsi utfallet av hendelser. For et antall observasjoner plottet i et XY- diagram, vil en god regresjonsmodell danne en kurve som treffer disse punktene best mulig og kunne forutsi fremtidige punkter (matematikk.net, u.å.).

Aktuelle programvarer som kan benyttes for å utføre en regresjonsanalyse kan være HeuristicLab, Eureqa eller TuringBot. I denne oppgaven er TuringBot benyttet. TuringBot bruker symbolsk regresjon og løser regresjonsproblemer ved å søke eksplisitte matematiske formler som forbinder variablene. Det benyttes metoder for kurvetilpassing, som inkluderer både lineær- og polynomregresjon. Programmet forsøker å skape enkle og nøyaktige formler som vil forutse en ønsket variabel (utgangsverdi), dette basert på å kombinere flere typiske funksjoner. Addisjon, $\sin(x)$, $\cos(x)$, $\exp(x)$ kan være eksempler på slike typiske funksjoner. I motsetning til tradisjonell regresjon er det ikke gitt noen spesifikk modellstruktur (Ruggiero, 2020; TuringBot, u.å.b).

Ved symbolsk regresjon kan overtilpassing være et problem, da spesielt ved små datamengder. Dette fordi regresjons-metoden har mulighet til å finne unaturlige perfekte tilpassinger for eksisterende data. Disse perfekte tilpassingene kan da være mer komplekse enn de behøver, og vil ikke nødvendigvis passe like godt på fremtidig data. Problemet vil imidlertid reduseres ved større datasett, da tilpassingen vil bli mer kompleks. En annen metode for å redusere overtilpassing er å bruke kryssvalidering. Det vil si å dele datasettet, slik at noe data brukes til å trene modellen, og noe brukes til å teste modellen. For eksempel kan man bruke 75% av dataene til trening og 25% til å teste. Man kan tenke at å trene modellen vil si å lære opp algoritmen, eller at algoritmen evaluerer dataene for kurvetilpassing. Test-dataene brukes videre til å teste denne modellen på fersk data, altså data som ikke var benyttet i treningen. Testen tilsvarer da en evaluering av kurvetilpassingen (Feed et al., u.å.; TuringBot, u.å.a).

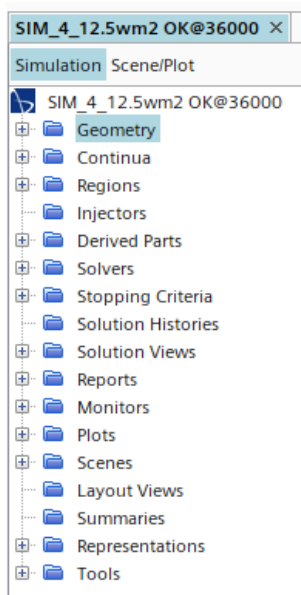
4 Generell arbeidsgang CFD-analyse

Dette kapitlet vil beskrive en generell arbeidsgang for å utføre en CFD-analyse, mens kapittel 5 *Metode - Praktisk fremgangsmåte*, vil beskrive hvordan arbeidsgangen er utført i praksis. Den praktiske metodedelen i kapittel 5 støttes på den generelle arbeidsgangen beskrevet i dette kapittel.

For å utføre en CFD-analyse er det viktig å berøre de tre kategoriene listet nedenfor.

- For-prosessere
- Numerisk løsning
- Etter- prosessere

De tre kategoriene er beskrevet nedenfor, hvor de forskjellige stegene er satt i rekkefølge. Rekkefølgen representerer hvordan man normalt utfører CFD-analyse. Hvis man ser på menytreet i programmet, som vist i Figur 5 nedenfor, kan man forenklet si at man går gjennom nodene i denne stegvis. Man starter på toppen med å definere geometri. Imidlertid vil man hoppe litt frem og tilbake i menytreet, avhengig av hvordan man ønsker å utføre de forskjellige stegene.



Figur 5 menytreet i STAR CCM+

4.1.1 For-prosessere

For-prosesseringen består i all hovedsak av å overføre strømningsproblemet til CFD-programmet. Det vil si, overordnet definisjon av problemet og selve geometrien, samt å modellere eller importerte denne. Videre steg vil være å forberede geometrien for simulering ved å lage et passende nettverk/ "mesh". Det bør også kartlegges og velges hvilken fysikkmodeller, initialverdier, fluidegenskaper og grensebetingelser som vil være nødvendige for å representere det utvalgte problemet. Disse skal selvfølgelig representere problemet i størst mulig grad, men eventuelle gjennomtenkte forenklinger bør vurderes. Forenklinger gjøres for å spare beregningstid ved komplekse problemer (Tu et al., 2018, s. 34-45).

Opprette geometri

Det første steget er å lage en geometri som representerer strømningsregionen. I STAR CCM+ kan man enten importere, eller lage sin egen geometri i programmets egen CAD-funksjon. Geometri modelleres normalt ved å tegne 2D-skisser, hvor man gjør ulike operasjoner for å få frem en geometri. Et eksempel på en slik operasjon er "extrude", som kan utvide en 2D skisse til et 3D element. Man kan også gjøre operasjoner på 3D-elementene, for eksempel kan man bruke operasjonen "Extrude Cut" for å lage en utskjæring eller operasjonen "Move body" for å flytte et objekt.

Når geometrien er ferdig tegnet i CAD-vinduet, må denne opprettes til en geometrisk del/ "part" i selve simuleringen. Deretter må alle flater splittes og navngis. Dette gjøres via en funksjon som heter "split by patch". Når man har splittet overflatene, må man tildele den geometriske delen til en region. Deretter tildeles flatene grensebetingelser (Siemens Digital Industries Software, 2020). Først da, kan man generere et nettverk, altså hvor man deler geometrien i små celler. Det kan muligens føles noe kontraintuitivt å tildele region og grenser til overflater så tidlig i prosessen, og før man genererer nettverket. Det bryter også med rekkefølgen i menytreet ovenfor. Imidlertid er dette egentlig også ganske logisk. Man må nemlig re-generere nettverket om man omrokerer på overflater og tildeler nye grenser. Nettverket har en avhengighet til grensene. I denne oppgaven er geometrien modellert i STAR CCM+ sitt eget CAD-verktøy. Les mer om praktisk fremgangsmetode i kapittel 5.

Generere nettverk/ "mesh"

Neste steg vil være å generere et passende nettverk, dette er et rutenett som deler geometrien opp i flere små biter, hvor programmet da kan løse likninger i hver av disse små bitene. Figur 6 nedenfor viser en typisk nettverksoppdeling av en rommodell.



Figur 6 viser typisk nettverksoppdeling av modell

Dette er et av de viktigste stegene i en CFD-simulering, da oppdelingen og størrelsen på cellene vil ha mye å si for nøyaktigheten og beregningstiden. Jo flere celler, jo bedre nøyaktighet og jo lengre beregningstid. Så det gjelder å finne det nettverket som fanger fysikken i problemet uten å koste for mye beregningstid. Normalt har man finere nettverk i områder hvor det skjer mye forandringer. I et rom med kaldt vindu og en tillufts-enhet som blåser overtemperert luft, vil normalt sett tillufts-enheten ha finere nettverk enn for eksempel gulvet. Det vil også være fordelaktig å raffinere nettverket på for eksempel vinduet, taket og avtrekket. Det finnes flere nettverks-modeller, og man skiller normalt mellom overflatenettverk og volumnettverk. Overflatenettverket deler overflaten og gir et godt grunnlag for volumnettverket. Hvilken nettverkstyper som er benyttet i denne oppgaven, og hvorfor er angitt i kapittel 5.1.3 Nettverk/ "mesh".

Input

Når man er ferdig å generere nettverk, kan man starte å definere fysikken for problemet. Dette gjøres under noden "continua". Her kan man velge fysikkmodeller, referanseverdier og sette initialbetingelser for simuleringen. Initialverdier vil si en slags startverdi for simuleringen. Dette kan ofte kun være basert på kvalifisert gjetting. Jo mer man treffer på initialverdiene jo kortere blir beregningstiden.

Grensebetingelser og regioner

Under "regions"- noden defineres regioner og grensebetingelser. Siden man tidligere har måttet opprette selve regionen og grensene med tildeling av overflater, som beskrevet ovenfor, må man nå å tilpasse betingelsene i grensene. For eksempel bestemme om en vegg er adiabatisk, har en fast varmekraft eller utsettes for en gitt omgivelsestemperatur.

Det finnes flere forskjellige grenser og regionstyper i STAR CCM+. De to regionstypene er fluid eller porøs region. Et utvalg av de forskjellige grensetypene som er benyttet i oppgaven er redegjort for nedenfor.

- **Vegg "Wall":** Kan benyttes til å definere alle overflater som skal være ugjennomtrengelig for fluidstrømninger. For eksempel vegger, vindu, tak, møbler, lamper eller delen av tilluftsventilen som ikke er definert som innløp. Man kan definere grensens fysiske betingelser som for eksempel adiabatisk, som vil si at det ikke vil være varmeutveksling med omgivelsene utenfor. Man kan også definere en vegg med blant annet varmeutveksling med omgivelsene eller med en fast varmekraft.
- **Trykkutløp:** Grensen brukes for å definere utløp, dette kan være for eksempel en avtrekksventil i et rom.
- **Massestrøminnløp:** Grensen kan brukes for å spesifisere innløp, dette kan for eksempel være tilluft i et rom. Brukeren spesifiserer massestrømmen, programmet beregner hastigheten. Man kan også definere grensens fysiske betingelser og verdier. Dette kan være blant annet temperatur på strømning, strålingstemperatur og strømningsretning.
- **Hastighetsinnløp:** Grensen kan brukes for å spesifisere innløp, dette kan for eksempel være tilluft i et rom. Brukeren spesifiserer hastigheten, programmet beregner massestrømmen. Som for massestrøm-innløp kan man også definere grensens fysiske betingelser og verdier.

Les mer om hvilken valg som er foretatt iht. grensebetingelser i kapittel 5.1.5

4.1.2 Numerisk løsning

Når man er ferdig å for-prosessere kan man kjøre simuleringen, samt kontrollere og overvåke denne. Programmet løser algebraiske likninger med iterativ metode. Via residualer og monitorer kan man overvåke den iterative prosessen, og sjekke underveis om løsningen nærmer seg en konvergens. Hvis løsningen divergerer må man gjøre tiltak. Dette kan være å justere relaksasjonen, justere eventuelle andre inputverdier i fysikken, endre initialverdier, justere grensebetingelser, forenkle selve problemet eller justere nettverk/ "mesh". Når så simuleringene skulle gå mot en konvergens, samt at monitorer er stabile og ser fornuftige ut, kan simuleringen stoppes. Dette enten manuelt, eller via et konvergenskriterium "stopping criteria" i STAR CCM+ (Tu et al., 2018, s. 46-51).

Under-relaksasjon/ "under-relaxation"

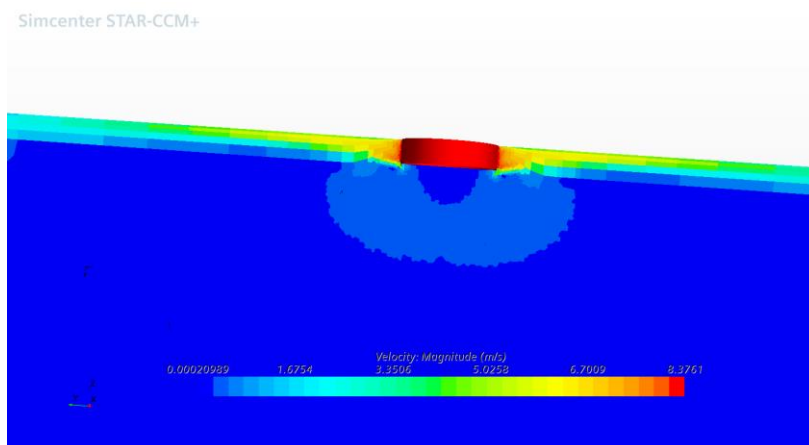
Under-relaksasjon brukes for å øke eller senke beregningstiden, dette kan også påvirke numerisk stabilitet i simuleringen. Under-relaksasjon senker beregningstiden, men demper også ustabiliteter. Under-relaksasjon kan derfor være fornuftig i starten av simuleringen hvor det er mange svingninger. Eller underveis i simuleringen hvor konvergensproblemer oppstår.

"Segregated solver" benytter under-relasjonsfaktor hvor man kan sette opp en såkalt "linear ramp" . Dette vil si at man angir en lavere relaksasjonsfaktor som stiger lineært gjennom et visst antall iterasjoner, før løsningsalgoritmen går over til å benytte en høyere under-relaksasjonsfaktor. Denne kan ofte være fornuftig å slå på i starten av simuleringen. Man finner denne funksjonen under "solver"-noden, hvorav flere av de forskjellige "solvers" har egen innstilling for under-relaksasjon (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2924-2929).

"Coupled solver" benytter Courant nummer i stedet for under-relasjonsfaktor. Denne fungerer på samme måte, det vil si at beregningstiden øker ved å senke Courant nummeret.

4.1.3 Etter-prosessere

Siste steg i en CFD-analyse vil være å etterbehandle, vurdere og visualisere resultatene. Dette kan gjøres via grafisk representasjon av data ved å opprette en såkalt scene. En scene er et fargeplott av selve modellen, med en tilhørende fargepalett som viser referanser. Fargepaletten viser for eksempel temperaturer i alle cellepunkter i geometrien. Ved bruk av en scene kan man velge mellom å visualisere kun geometrien, nettverket/"meshen" eller ønsket skalar eller vektor. Dette gir en unik mulighet til å vurdere om for eksempel nettverket ser riktig ut, og at raffineringen er gjort på logiske flater. I tillegg kan man kontrollere at geometrien ikke har ujevnheter som vil forstyrre beregningsprosessen og potensielt føre til en divergens (dette bør optimalt sett gjøres under for-prosessering). En scene kan også brukes til å vurdere om strømningsbildet ser logisk ut etter simulering, og om man kan stole på løsningen. Figur 7 nedenfor viser et utsnitt fra en skalar- scene hvor hastighet i alle cellene i et snitt vises, utsnittet er tatt rundt en innløpsgrense for tilluft. Fargepaletten nederst i figuren brukes til å avlese hastighet i domenet. Hver hastighet har sin egen fargereferanse.



Figur 7 viser et eksempel på en skalar-scene hvor hastighet i cellene vises

Resultater fra simuleringene kan også visualiseres ved blant annet XY-plot og animasjon. En annen viktig funksjon er utdata- rapporter, disse kan kjøre ut ønskede verdier som for eksempel avtrekkstemperatur, alder på luften i oppholdssonen eller energibalanse i rommet (Tu et al., 2018, s. 51-61)

5 Metode - Praktisk fremgangsmåte

Dette kapitlet beskriver i detalj praktisk fremgangsmåte og forutsetninger som ble benyttet for å gjennomføre simuleringer og regresjonsanalyse. Kapitlet er støttet på den generelle arbeidsgangen for CFD-analyse som beskrevet i kapittel 4. Noe av innholdet er også støttet på teori fra kapittel 3.

Kapitlet er bygget opp i tilsvarende rekkefølge som arbeidet ble utført. Hoved-stegene var som følger:

- Kartlegging av problem og tilpassing av selve simuleringsmodellen.
- Test av simuleringsfilen. Kontroll av at simuleringsfilen responderte som ventet og ga resultater som ble vurdert å være logisk.
- Utarbeidelse av plan for målrettede simuleringer som skulle kjøres. Denne planen omtales som **hovedkjøreplanen**, og består av ni simuleringer.
- Kjøring av planlagte simuleringer fra hovedkjøreplanen og tilpasninger underveis.
- Utarbeidelse av kjøreplan for simuleringer for sammenlikning med sporgassmålinger fra tidligere masteroppgave. Denne planen omtales som **kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger**.
- Utarbeidelse av estimat for innblåsningshastighet for sporgassmålinger fra tidligere masteroppgave.
- Kartlegging av loggførte simuleringer som var feilslått i henhold til øvrige kjøreplaner, men som kunne komme til nytte i regresjonsanalysen. Disse simuleringene omtales som **underveissimuleringer**.
- Kartlegging av behov for flere simuleringer i forbindelse med symbolsk regresjonsanalyse. Utarbeidelse av plan for supplerende simuleringer. Disse omtales som **kjøreplan for supplerende simuleringer**.
- Utvidet feilsøking for å bedre konvergens for simulering 7 og 18.
- Bruke symbolsk regresjon for å finne en matematisk funksjon for luftvekslingseffektivitet basert på simuleringsresultater.

Alle overnevnte steg er nærmere beskrevet i dette kapitlet.

Kommentar gjentagbarhet

Under utarbeidelse av resultater har alle nødvendige forutsetninger samt interessante utgangsverdier fra simuleringene blitt logget i excel-ark. Kommentarer til residualer og konvergens er også logget. På denne måten kan det være mulig å gå tilbake å optimalisere og videreføre simuleringene, dette sikrer også at metode-delen skal være lett gjentagbar.

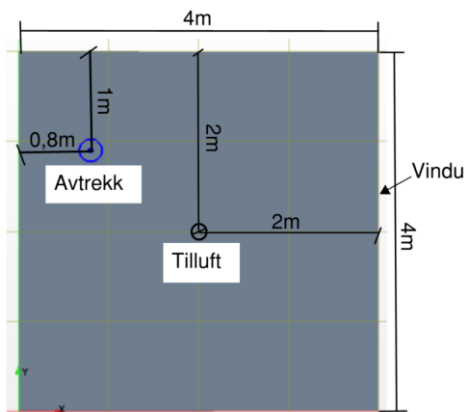
5.1 Kartlegging og tilpassing av modell

Det første som ble gjort var å definere problemet, og kartlegge hvordan modellen burde bygges opp, og om den eventuelt kunne forenkles.

Det var ønskelig å vurdere hvordan parametere som luftmengde, overtemperatur, innblåsningshastighet og retning for en generell tilluftsventil påvirker luftvekslingseffektiviteten. Det ble vurdert at det var mest

hensiktsmessig å utføre simuleringene uten internlaste i rommet, altså uten tilstedeværelse og varmeavgivelse fra lys og teknisk utstyr. Denne konklusjonen ble trukket på bakgrunn at interessefeltet i denne oppgaven er å se hvordan luftvekslingseffektiviteten påvirkes av de overnevnte parametre relatert til tilluftsventilen, uten påvirkninger fra andre momenter som kan være forstyrrende. En annen grunn til at internlaste ble utelatt, var fordi det var ønskelig å simulere et verst tenkelig scenario ved tanke på omrøring og luftvekslingseffektivitet.

Romoppsett og dimensjoner skulle tilsvare oppsett fra Aslaksen (2014) sine sporgassmålinger. Oppsettet er vist i Figur 8 nedenfor. Høyde på rommet ble satt til 2,7 meter, tilluft- og avtrekksventil i tak.



Figur 8 viser romoppsett og dimensjoner for simuleringsmodellen

5.1.1 Tilpassing simuleringsmodell

Simuleringsmodellen var i utgangspunktet arvet av en professor på OsloMet – storbyuniversitetet, det ble gjort inngående justeringer og tilpasninger for at modellen skulle passe gjeldene problem. Alt av eksisterende inputdata, fysiske modeller, grenser, nettverksinnstillinger samt selve geometrien ble nøye gjennomgått. Parametre, modeller og geometrier som ikke passet, ble byttet eller fjernet. Grovt sett kan man si at alle parametre i den arvede modellen enten ble endret eller gjenvalgt. De viktigste endringene er listet opp nedenfor, og det er videre i dette kapitlet gitt en grundig forklaring på hva som er gjort og hvorfor.

- Modellering av ny og forenklet geometri.
- Endret innløpsgrenser fra hastighetsinnløp til massestrøminnløp.
- Endret grensebetingelser for alle vegger, tak og gulv til adiabatisk.
- Endret nettverksstrategi fra "region based mesh" til "Part based mesh".
- Tilpassing av cellene for den nye nettverkstrategien. Finere masker i områder med komplisert fysikk.
- Tilpassing og kontroll av initialverdier, fysiske verdier og fysiske betingelser.
- Endret fysikkmodeller fra Boussinesq-modell og konstant tetthet til ideell gassmodell.
- Byttet turbulensmodell fra "Standard K-Epsilon Two-Layer" til "Realizable K-Epsilon Two-Layer".
- Endret strålingstemperatur i fysikken.
- Laget feltfunksjoner.
- Laget prober og målepunkter i rommet, samt terskelgrenser/ "thresholds" og cellesett/ "cellsett".
- laget alle aktuelle scener og monitorplot, samt rapporter for å hente ut data.
- Justering av under-relaksasjonsfaktorer, lineære ramper og stoppekriterium/ "Stopping criteria".

5.1.2 Ny forenklet geometri

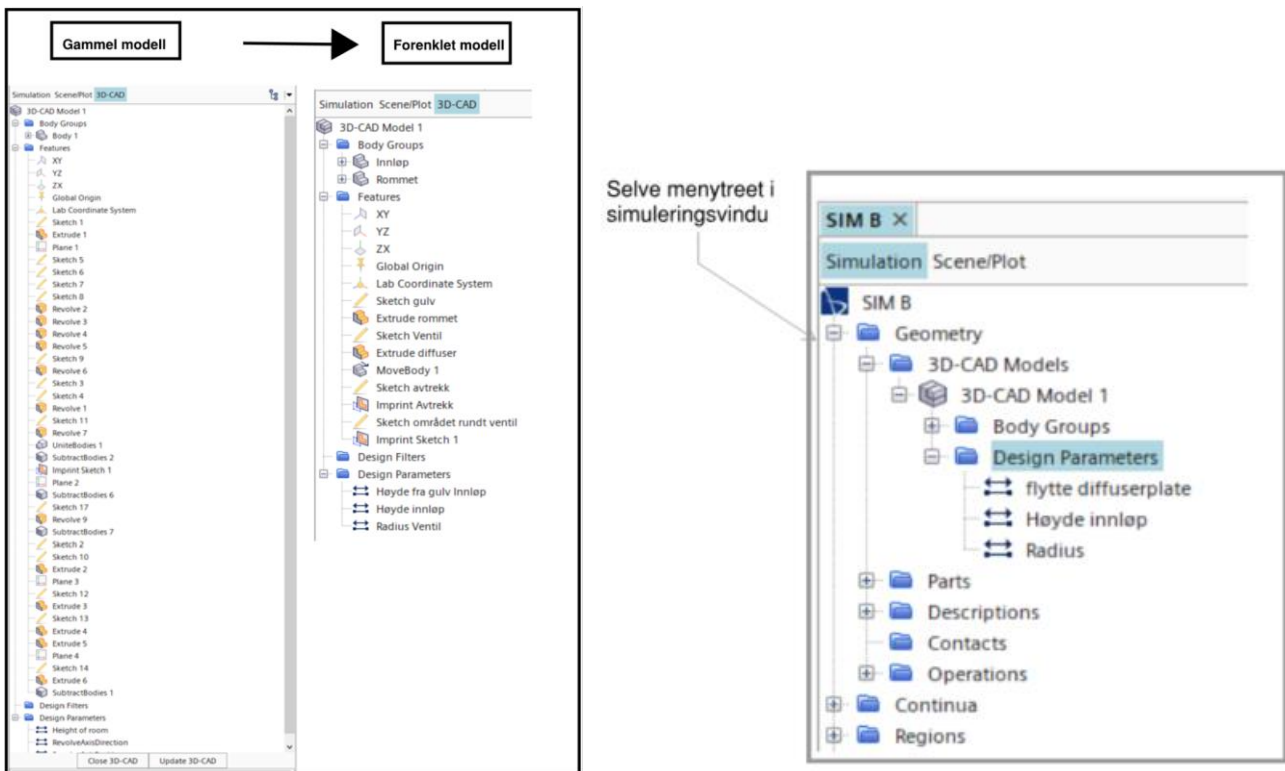
Den eksisterende geometrien var modellert i STAR CCM+ sitt eget CAD-verktøy. Det ble besluttet å slette denne, og bruke samme verktøyet for å modellere en ny forenklet geometri. Dette fordi avviket mellom ønsket og eksisterende geometri var stor, samt at den eksisterende geometrien var meget kompleks og hadde mange avhengigheter. Fremgangsmåte for å modellere geometri i STAR CCM+ sitt CAD-verktøy er nærmere beskrevet i kapittel 4.1.1 *For-prosessere* .

Avhengighetene i den eksisterende geometrien gjorde at man ikke uten videre kunne slette en del, eller gjøre en endring, uten at andre elementer i modellen ble påvirket. Eksempelvis besto tilluftsventilen i den eksisterende geometrien av 7 deler, og 16 operasjoner hvor hver av disse hadde avhengigheter til andre deler av romgeometrien. Som beskrevet i kapittel 4.1.1 er en operasjon noe man gjør med en skisse eller et 3D objekt for å endre den. Alle disse operasjonene blir liggende under funksjonsnoden "features" , slik at man kan bruke de igjen senere. Det var vanskelig å manøvrere og kartlegge alle disse operasjonene, når man ikke hadde bygget opp modellen selv. Beslutning om å bygge opp geometrien på nytt, ble fattet på bakgrunn av overnevnte.

For den nyopprettede geometrien, ble størrelsen på rommet utvidet, avtrekket flyttet, de geometriske internlastene ble utelatt, og oppbygningen av tilluftsventilen ble endret helt. Vinduet ble forenklet ved å betrakte den ene veggflaten som et vindu. Den forenklete modellen fikk betydelig færre operasjoner under noden "features". Til venstre i Figur 9 nedenfor, vises funksjonsnoden før og etter geometrien ble forenklet. Etter endringen er det kun et fåtall noder igjen. Dimensjoner på den nyopprettede modellen i Figur 8 ovenfor.

Det ble benyttet design parametere, som opprettes ved å eksponere parametere innen de forskjellige operasjoner. Dette kan for eksempel være å eksponere en radius i en sirkulær skisse, eller en lengde for en utvidelsesoperasjon. Når man eksponerer en parameter, blir den liggende under noden "design parameters" både i CAD-vindu og i menytreet i selve simuleringsvinduet, som vist til høyre i Figur 9 nedenfor. Design parametere brukes normalt ved parametriske studier for å raskt kunne gjøre endringer på geometrien. Ved å benytte denne funksjonen fremfor å endre geometrien fra CAD-vinduet, slipper man å dele opp og tilordne modellen på nytt hver gang. Dette betyr færre tastetrykk og tid spart. Fremgangsmåten gir også redusert risiko for feil, ved at man eksempelvis skulle tilordne feil overflater til feil grenser.

I denne oppgaven var det tilstrekkelig å eksponere tre parametere for å kunne gjøre ønskede endringer i geometrien. De eksponerte parametere var radius på innløp, høyde på innløp og høyde på selve ventilen. Radius og høyde på innløp, var nødvendig for å justere arealet på innløpet henholdsvis nedover og til siden. Dette for å få riktig impuls på innblåsningsluften. Resultatet av listen med design parametere for den forenklete geometrien, er vist til høyre i Figur 9 nedenfor.

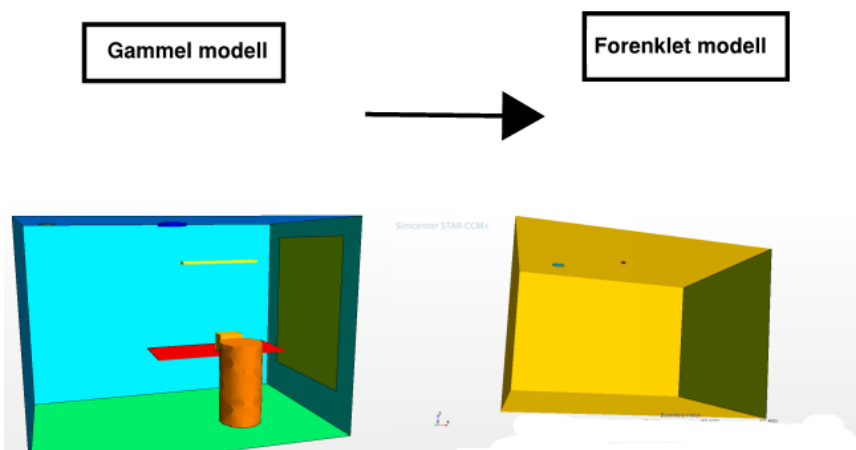


Figur 9 viser menyen før og etter forenkling av modell til venstre og menytreet med utvalgte design parametere til høyre.

Den forenklete geometrien, sett i forhold til den eksisterende geometrien er vist i Figur 10 nedenfor. Den nye forenklete modellen er tydelig mindre kompleks, og helt uten møblelement. Møblelementet vil gjøre modellen tyngre, både ved kjøring og ved re-generering av nettverk. Siden internlastene var ekskludert, hadde ikke lengre disse geometriene noen funksjon. Den forenklete tilluftsventilen består nå av kun tre deler, som er betydelig færre enn tidligere. Tilluftsventilen i den nye modellen er betydelig mindre, dette er grunnet høyere innblåsningshastigheter på ventilen, som gjorde at overflatearealet ble mindre. Noe av effekten kan også skyldes at gulvarealet i den nye geometrien er doblet.

Den ferdige modellen består av kun en region og en samlet geometridel/"part".

Det ble også etter hvert eksperimentert med tre forskjellige geometrier på tilluftsventilen, les mer om dette i kapittel 5.7 *Prosedyre - Kjøring av simuleringer* side 57.



Figur 10 viser 3D-modellen før og etter forenkling av geometri.

5.1.3 Nettverk/ "mesh"

I dette kapittelet er forutsetninger for valg av prinsipp for nettverksgenerering, samt valg av nettverksmodeller og raffinering av nettverket redegjort for.

Valg av prinsipp for nettverk

Den arvede simuleringsfilen hadde opprinnelig et regionbasert nettverk kalt "region-based mesh" forkortet omtalt som RBM. Programmet tilbyr også en nettverksgenererings-metode ved navn "parts-based mesh" omtalt som PBM. Nettverks-metoden PBM, vil i motsetning til RBM være knyttet til selve geometridelen. Den regionbaserte nettverksgenereringsmetoden RBM, vil derimot være knyttet til regionen. Nedenfor beskrives noen av fordelene med PBM. Disse fordelene utgjør grunnlag for hvorfor beslutningen om å bytte nettverk fra RBM til PBM ble fattet.

Det er flere fordeler som gjør at PBM er å foretrekke foran RBM. For det første anbefaler brukerveiledningen til STAR CCM+ å bruke PBM, så langt man ikke skal bruke en spesifikk nettverksfunksjon som på nåværende tidspunkt kun er tilgjengelig for RBM. Dette kan skyldes at RBM faktisk er under utfasing. Siden PBM ikke er koblet til fysikken er den også mer fleksibel og repeterbar (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2269-2270). PBM krever altså mindre re-generering av nettverk. For eksempel er det erfart at man ikke må re-generere nettverk etter diverse endringer i fysikken. PBM har også noen automatiske funksjoner. Eksempler kan være at den automatisk vil fjerne tilhørende volumnettverk når man enten fjerner en geometrisk del fra alle volumnettverk-operasjoner, tildeler en geometrisk del til en annen region eller sletter en geometrisk del (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2377-2378). En annen fordel med PBM er at programmet sier fra når nettverket er utdatert og må re-genereres, dette ved å vise en liten varsel trekant i menyen. (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2293). Denne funksjonen var spesielt verdsatt i startfasen, da det var noe usikkerhet rundt hvilken endringer som ville kreve regenerering av nettverk.

PBM omtales også som automatisert nettverk/"automated mesh". Metoden er basert på en strategi hvor man oppretter en eller flere operasjoner for å definere en arbeidsflyt. Denne arbeidsflyten blir dermed bestående av flere operasjoner i en liste. Disse operasjonene kan man sortere i ønsket rekkefølge og dermed kjøre alle operasjonene i ett klikk, eller kun kjøre enkelte av operasjonene. Det er flere forskjellige operasjoner som kan velges, disse kan være relatert til selve nettverket eller til selve geometrien (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2293-2294). Dette kan være operasjoner som skal reparere geometrien, som for eksempel "surface wrapper", "fill holes" eller "extract volume". Det kan være operasjoner som kan justere geometrien som "unite", "subtract" eller "imprint" (s. 2328). Det er også flere forskjellige rene nettverksoperasjoner. For den endelige simuleringsfilen ble kun den automatiserte PBM-funksjonen benyttet. De andre funksjonene som nevnt ovenfor er også eksperimentert med, men de ble ikke brukt ved den endelige simulerings-modellen.

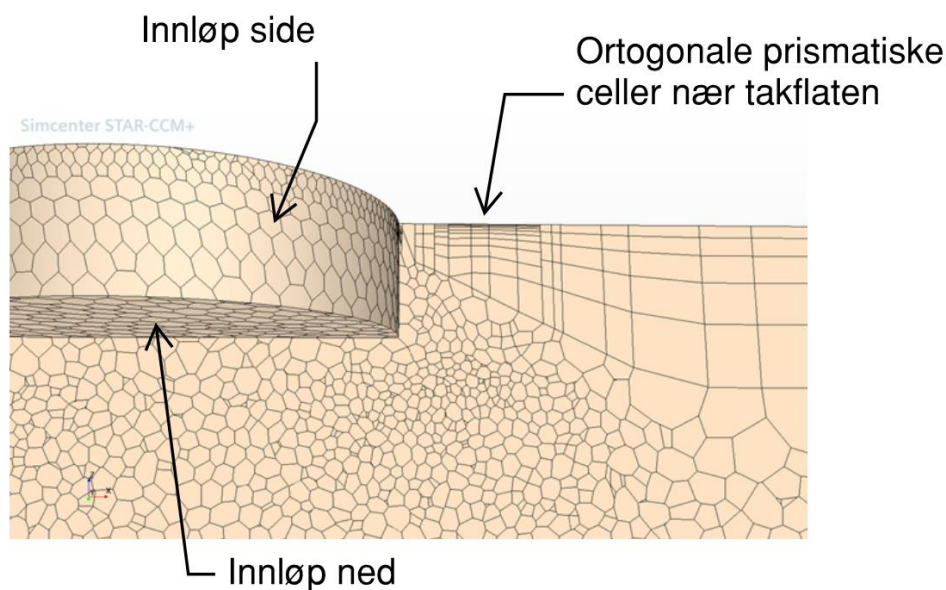
Mulighetene for å utføre disse spesifikke operasjonene som nevnt over, gjør at PBM er anbefalt når man skal utføre en parametrisk studie hvor man er avhengig av å gjøre flere endringer på geometrien. Dette kan altså bety spart tid til nettverksgenerering.

Valg av overflate- og volumnettverksmodeller

I denne oppgaven ble overflatenettverket "surface remesher" benyttet, denne skal lage et godt utgangspunkt for volumnettverket. Den benyttede volumnettverk-modellen var "polyhedral mesher", denne deler opp regionen i polyhedrale celler. Den polyhedrale nettverksfunksjonen er angivelig best for

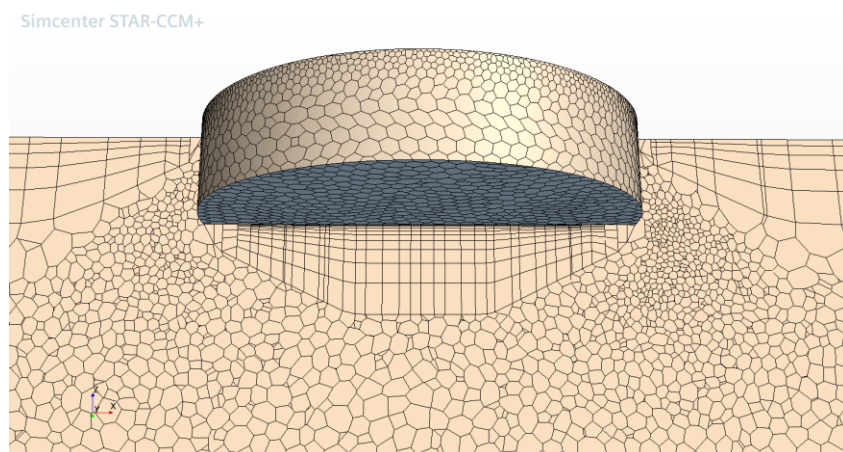
problemer med varmeoverføring og virvler. Det ble også benyttet "prism layer mesher", denne gir ortogonale prismatiske celler i nærhet til veggflater eller andre faste overflategrenser (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2281-2284). Funksjonen ble benyttet for å forbedre nøyaktigheten av strømningsbildet nær veggen, grunnet no-slip betingelsen og kompleksiteten her, dette som beskrevet i kapittel 3.10 *Veggfunksjoner "Wall treatment"*. Det ble også benyttet en funksjon ved navn "Automatic surface repair", dette for å automatisk rette opp eventuelle typiske geometriske problemer ved overflatenettverket (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2549-2550).

Figur 11 nedenfor viser nettverket for en simulering hvor både sideinnløpet og det nedoverrettede innløpet er definert som massestrømningsløp. Figuren viser de polyhedrale cellene i volumnettverket og hvordan nettverket er raffinert rundt innløpet. Man kan også se de ortogonale prismatiske cellene generert av "prism layer mesher", ved siden av innløpet nær takflaten.



Figur 11 viser nettverk med innløp definert både vertikalt og horisontalt

Figur 12 nedenfor viser det samme nettverket, men hvor det kun er definert horisontal innblåsing. Det nedoverrettede innløpet er derfor definert som vegg, og av den grunn består nettverket av ortogonale prismeformede celler også under innløpsgeometrien. På grunnlag av dette, forstår man også hvorfor cellene i nettverket er høyst avhengig av grensebetingelsene, som nevnt i kapittel 4.1.1. Legg merke til den utpregede raffineringen skrått nedenfor sideinnløpet. Raffineringen er ekstra fin i området hvor virvler naturlig kan forekomme. Denne trenden er også tilstede i Figur 11 ovenfor.



Figur 12 viser nettverk med innløp kun horisontalt, det vertikale innløpet er definert som vegg

Raffinering av nettverket

Det er viktig at det genererte nettverket er fint nok til å fange opp fysikken i simuleringen. Antall celler vil koste beregningstid, man må derfor finne et kompromiss som fungerer både ved tanke på nøyaktighet og beregningstid. Som for RBM kan man for PBM endre størrelsesorden på hele nettverket ved å endre parameteren "Base size", denne vil endre størrelsen på cellene i hele regionen. Det ble benyttet samme overordnende cellestørrelse "base size" for alle simuleringer, denne ble satt til 0,2m. Dette ble besluttet etter testsimuleringer, som er nærmere beskrevet i kapittel 5.2.1 *Generell optimalisering, test og kartlegging*. Det var ønskelig å holde "base size" konstant for alle simuleringer for å ikke skape forstyrrende forskjeller mellom simuleringene.

Ytterligere raffinering av nettverk ble gjort ved å opprette separate betingelser for de overflatene som behøvde finere masker. Dette tilpasses under noden "Custom Controls" for PBM-nettverksfunksjonen.

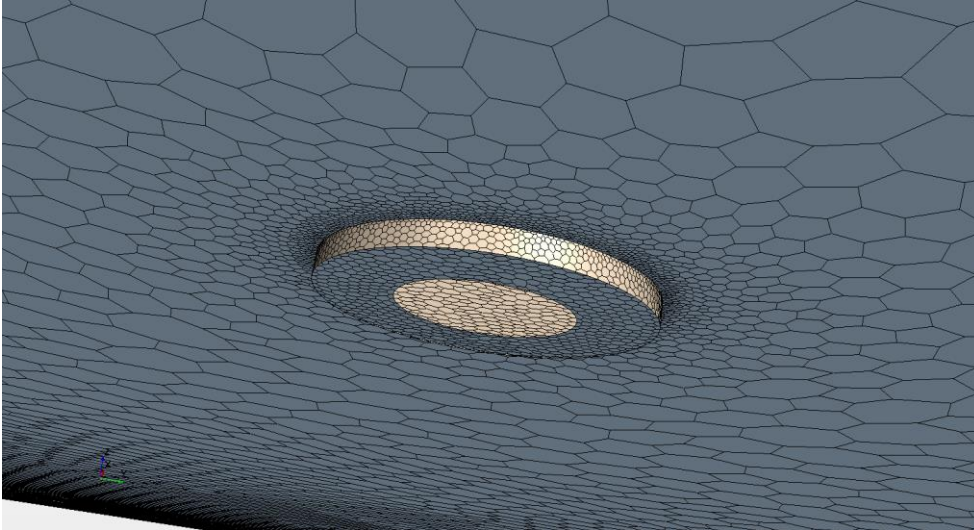
Man kan blant annet velge:

- Økt antall "prism layer" inntil faste overflater der man synes dette er nødvendig.
- Man kan endre opptrappingsforholdet for cellene fra det punkt hvor man ønsker fine masker og utover i nettverket.
- Man kan sette minimumsstørrelse og maksstørrelse på celler ved en spesifikk overflate, som for eksempel innløpet.

Som nevnt ble det tilført økt raffinering på innløp, utløp, tak og vindu. Raffineringen var nogen lunde konstant for alle simuleringer, ved noen få unntak der hvor simuleringene hadde de største konvergensproblemene. Se Tabell 23 i vedlegg B, for det generelle oppsettet av nettverksraffinering.

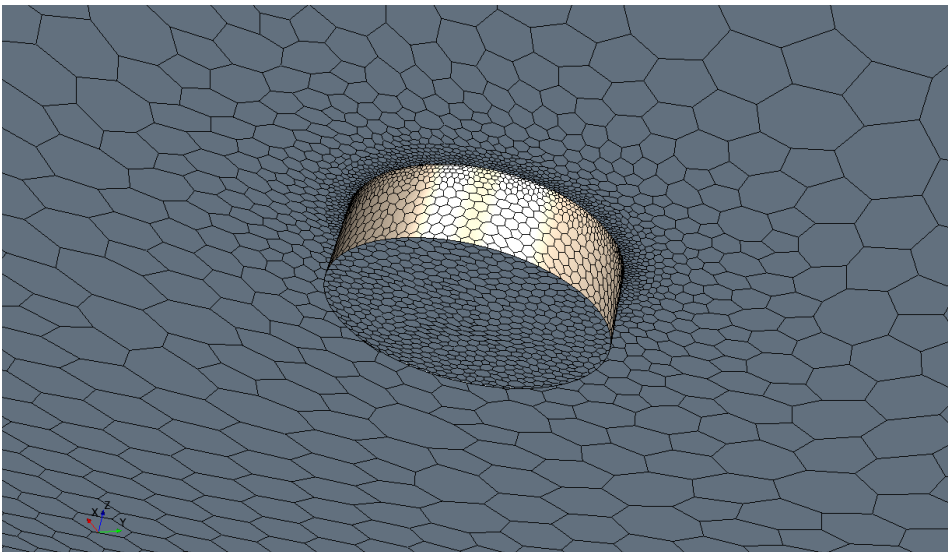
Problematikk knyttet til areal på innløpet

Det var spesielt viktig at innløpene ikke ble for grove, da fysikken var relativt kompleks her. Grove nettverk vil gå utover nøyaktigheten på simuleringene og i tillegg gi feil areal på innløpene. Feil areal på innløpene gjør det vanskelig å kontrollere hastigheten ved massestrøminnløpet. Ved for små overflateareal på innløpene, klarer nemlig ikke nettverket å fange opp arealet riktig, selv ved den relativt finmaskete forutsetningen som var satt. Ved å kjøre ut en rapport av overflatearealene på innløpet, kunne man se at arealet kunne være kalkulert betydelig mindre enn hva som var forutsatt ved modellering. Ved å kontrollere en visuell scene av hastighetene i rommet, kunne man også se at hastigheten ved innløp økte tilsvarende. Siden nettverksstørrelsen på innløpet var tilnærmet konstant i alle simuleringene, var det viktig å passe på at ikke arealet av innløpet rettet nedover eller til siden ikke ble for lite. Dette var særlig et problem for simuleringene med de høyeste luftmengdene og impulsene. Dette fordi selve arealet på innløpet ble så lite, at den satte cellestørrelsen ikke klarte å fange opp arealet. En metode som så ut til å forhindre at arealet ble feil for disse simuleringene, var å lage en ytre diameter på ventilen, med en indre ring som skulle definere innløpet nedover, se Figur 13 nedenfor. Dette gjorde at arealet på innløpet nedover ble mer riktig ved nettverksgenerering. Det var også viktig å passe på at innløpet til siden ikke ble for smalt, da samme problem kunne oppstå her. Geometrien med den indre ringen i Figur 13 nedenfor, vil jobbe for redusert høyde på sideutløpet. Forholdet mellom innløp nedover og til siden ble derfor spesialtilpasset før hver kjøring, og kontrollert med en rapport av overflatearealene for å se at disse stemte. I noen tilfeller måtte det også kompenseres ved å øke radius eller høyde på innløp noe, dette for å ikke få for høye hastigheter i forhold til hva som var forutsatt. En annen strategi ville vært å raffinere simuleringene som hadde de høyeste hastigheten med enda finere masker. Dette var i utgangspunktet ikke ønskelig, da beregningstiden allerede var veldig lang.



Figur 13 viser innløpsgeometri med en indre ring

Figur 14 nedenfor viser innløpet med generert nettverk, hvor den indre ringen ikke er implementert. Det gjøres oppmerksom på at Figur 13 og Figur 14 ikke stammer fra samme simulering.



Figur 14 viser den enkleste innløpsgeometrien, uten den indre ringen.

Adaptivt nettverk

I startfasen var det ønskelig å lage et adaptivt nettverk. Denne funksjonen vil automatisk raffinere maskene i de nødvendige områdene etter hvert som simuleringen kjøres, dette basert på et kriterium. Kriteriet kan enten være brukerdefinert, eller modell-definert. De modelldefinerte er da ferdig pre-definerte modeller i programmet, mens de brukerdefinerte defineres av brukeren (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3099-3100). Det ble konstatert at funksjonen med adaptivt nettverk ikke fungerer i kombinasjon med strålingsmodellene i fysikken. Derfor ble bruk av den adaptive nettverksfunksjonen tidlig skrinlagt. Det ble ansett som mer viktig å inkludere strålingsmodeller i fysikken.

5.1.4 Fysikkmodeller

Figur 15 nedenfor viser hvilken fysikkmodeller som ble benyttet i simuleringene. I dette kapitlet presenteres alle de benyttede modellene, samt en begrunnelse for hvorfor hver av modellene ble valgt.



Figur 15 viser fysikkmodeller benyttet i de fleste simuleringene.

Tidsmodell og dimensjon

Stasjonære simuleringer har normalt kortere beregningstid enn transiente. Da stasjonære forhold var mulig å oppnå, ble modellen "steady" valgt. Simuleringene er også kjørt som et tredimensjonalt problem, derav modellen " Three Dimensional " .

Gass-modeller

Regionen i rommet består av luft. Luft vil luften kunne behandles som en ideell gass (Cimbala & Cengel, 2014, s. 40). Boussinesq- modell og konstant tetthet-modell er benyttet i startfasen av simuleringene, dette for å få gode initialbetingelser. Siden flere av simuleringene har temperaturvariasjoner over 15 °C, ble Boussinesq-modellen byttet ut med ideell gass og variabel tetthet etter et visst antall iterasjoner. Les mer om denne prosedyren i kapittel 5.2 *Test av simuleringsfilen*, og mer om Boussinesq- modell i *kapittel 3.9 Boussinesq tilnærming*.

For de isoterme simuleringen ble fysikkmodellene noe forenklet. Ideell gass-modell ble byttet med konstant tetthet-modell, dette siden temperaturen i rommet ville være uniform, og derav ingen tetthetsforandringer grunnet temperatur.

Gradient-modell

Denne modellen ble valgt for å spesifisere metode for gradienter og avgrensingsmetode (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 5926-5927). Programmet gir mulighet for å definere minimum og maksimumsgrenser via tre forskjellige avgrensingsmetoder. Som avgrensingsmetode i denne oppgaven er metoden "Venkatakrishnan" benyttet, denne er forut-innstilt standardalternativ. Man kan også justere nøyaktighet for å eventuelt bedre konvergens, under "custom accuracy level selector". Her kan man velge en spesifisert verdi mellom første og andre orden, eller bruke forut-innstilt standardverdi som er 2-orden. Det ble brukt 2-orden på alle simuleringene og ikke eksperimentert med dette (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 7596-7597).

Modeller for stråling

For å gjøre simuleringene så virkelighetsnære som mulig, var det ønskelig å inkludere strålingsmodeller. Modellen ved navn "radiation" fungerer som en inngangsport, og krever flere modeller for å fungere. I tillegg til denne må man velge en modell for strålingsoverføring mellom overflatene i rommet, samt en strålingsspektermodell. Modellene valgt for dette formål er henholdsvis "Surface-to-Surface Radiation" og "Gray Thermal Radiation" (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 4099-4126).

Ved å velge disse strålingsmodellene utløses flere inputparametere i grensene. Dette er for eksempel utvendig og innvendig emissivitet, transmisjon og refleksjon ved alle grenser som ikke er adiabatisk. Summen av emissivitet, transmisjon og refleksjon skal være lik 1. Som nevnt i kapittel 3.6.3 *Stråling* har typiske bygningsmaterialer ofte overflateemissivitet i området mellom 0,8 og 1. I denne oppgaven er emissivitet satt til 1 for alle overflater inklusive vindu. Dette betyr at alle overflater er behandlet som opake og ikke reflekterende. Dette er en forenkling, da man sparer beregningstid. For alle åpne grenser, som for eksempel innløp og utløp, må også strålingstemperaturer angis. I denne oppgaven ble strålingstemperatur satt lik luften som strømmer ut eller inn av henholdsvis innløp og utløp. Strålingsmodellene utløser også en input for termisk miljø, denne angis som en strålingstemperatur for omliggende rom. Strålingstemperatur for omliggende rom, er satt lik omgivelsestemperaturen ved grensen av vinduet. Siden alle andre romflater er adiabatisk, blir denne kun gjeldende for vinduet.

Turbulensmodeller

For å behandle turbulente luftstråler i rommet, ble det benyttet Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) og K-epsilon turbulensmodell. Modellen skal gi god balanse mellom beregningstid, robusthet og nøyaktighet (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3940-3941). Som nevnt i kapittel 3.11.1 er dette en to likningsmodell, og det er flere utgaver av k-epsilon modellene å velge mellom i STAR CCM+. Man finner en "standard model" og en "realizable model". Sistnevnte inneholder blant annet en ny og forbedret utgave av Tdr-likningen, samt en variabel og dpendende funksjon for den turbulente viskositeten. Denne modellen skal angivelig gi bedre eller tilsvarende god nøyaktighet som den opprinnelige standard-utgaven (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3951-3954). Det ble valgt "two-layer K-epsilon model", dette fordi denne har en høy fleksibilitet ved at den kan benyttes for hele spektret vedrørende y^+ verdier. Modellen "two-layer all- y^+ wall treatment" ble også valgt, denne implementerer en blandet veggfunksjon "blended wall function" som beskrevet i kapittel 3.10 (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 7755).

Da simuleringsfilen ble arvet, var "Standard Two-Layer K-epsilon" huket av som turbulensmodell. Det ble imidlertid byttet til modellen "Realizable Two-Layer K-epsilon". Disse modellene er i følge brukerveiledningen til STAR CCM+ de mest fleksible modellene. Begge modellene skal gi gode resultater på fine nettverksstrukturer, men skal også funke godt på noe grovere nettverk. Brukerveiledningen anbefaler

faktisk å benytte "Realizable Two-Layer K-Epsilon" modell dersom man er usikker vedrørende valg (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3955-3956). Det ble kjørt simuleringer med både "standard Two-Layer k-epsilon" og "Realizable Two-Layer k-epsilon" modellene. Det ble registrert relativt like resultater, men "realizable" utgaven ga noe bedre konvergens for simuleringene med de høyeste overtemperaturene. Dette kan være fordi det var registret problemer med energibalansen, som ble bedre etter at turbulensmodellen ble byttet til "Realizable Two-Layer k-epsilon". Derfor ble det besluttet å benytte denne turbulensmodellen for alle simuleringene. Det ville vært fordelaktig å ha utført feltmålinger av et strømningsbilde for å kunne validere hvilken modell som i realiteten fanger turbulensen og strømningsene best, men dette har ikke vært tilgjengelig for denne oppgaven.

"Turbulence Suppression"

Er en modell som etterlikner effekten av overgangen mellom laminær og turbulent strømning (kalt "transition") ved å undertrykke turbulensen. Turbulensundertrykkelsesmodellen undertrykker turbulenseffekter i nærhet av en spesifisert overgangsgrense ("transition boundary"). Denne modellen aktiverer "Transition Boundary Distance" som også er benyttet. Denne modellen kalkulerer distansen fra et punkt, til det nærmeste punktet i en overgangsgrense ("transition boundary") (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 4070-4077).

"Wall distance"

Modellen "Wall distance" representerer avstanden fra senter nettverkscelle til den nærmeste overflaten som har en no-slip grensebetingelse, les mer om no-slip grensebetingelse i kapittel 3.10.

Flere andre fysiske modeller i en simulering kan være avhengig av denne parameteren for å kunne behandle fenomener nær veggen. Dette kan være for eksempel turbulens og veggbehandlingsmodellene/"wall treatment" som benyttes i simuleringene. I denne oppgaven er det benyttet metoden "Kd Tree" for å kalkulere veggdistanse. Denne var også valgt i den eksisterende modellen (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 4094 og 7767).

Passiv skalar

Denne modellen ble benyttet for å beregne luftens alder i rommet. Passiv skalar er variabel av vilkårlig størrelse, som defineres av brukeren. Passive skalarer har ingen interaktiv masse eller volum, og påvirker ikke fysikken. Flere fysiske problemer kan løses ved bruk av denne modellen, dette gjøres ved passende definisjon av kildeleddet (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3563). I denne oppgaven er det kun benyttet passiv skalar for å simulere alder på luften. Brukerguiden til STAR CCM+ gir en meget detaljert stegvis prosedyre for hvordan man setter opp dette. I utgangspunktet var denne funksjonen allerede var satt opp da modellen ble arvet. For å bedre kunne forstå hvordan denne fungerte, og for å kontrollere at denne var riktig satt opp i forhold til brukerguiden, ble hele prosedyren gjennomgått fra start til slutt. Gjennomgangen av prosedyren er vist i vedlegg C. Før kjøring av modell ble det satt opp scener for å visualisere alder på luften i rommet.

Fysiske modeller for energi og strømning

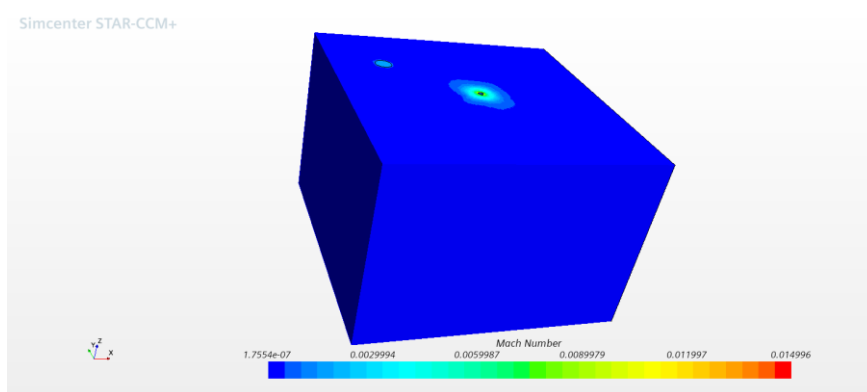
Det måtte velges modeller for å behandle energi og strømning i det definerte rommet. I STAR CCM+ kan man velge mellom "coupled"- og "segregated"-modeller for dette formål. De to modellene ikke kan blandes, det vil si at om man velger man "segregated" strømningsmodell, så må man også velge

"segregated" energimodell. Modellene bør ikke velges fritt, men man må velge riktig modell for riktig problem. Begge modellene vil heller ikke alltid være kompatible for alle problemer, avhengig av hvilken andre fysiske modeller som er valgt.

"**Coupled flow solver**" er foretrukket for kompressible strømninger med machnummer mellom 0,2 og 0,7, selv om "segregated flow solver" også kan fungere i dette området. For Machnummer mellom 0,7 og 1,2 er det "coupled solver" som er anbefalt. "Coupled solver" er også anbefalt for simuleringer med sterk fri konveksjon og høye Rayleigh nummer. Den er også anbefalt ved store energikilder, store krefter, store støt, rotasjoner eller sjokkbølger. (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3395-3396). Som forklart i kapittel 3.8 er fri konveksjon når drivkraften til strømmingen hovedsakelig skyldes temperaturforskjeller. Gjeldene simuleringer består av en kombinasjon av fri og tvungen konveksjon, da innblåsningsluft fra innløpet skaper tvungen konveksjon.

"**Segregated flow solver**" er anbefalt for inkompressible strømninger med Machnummer under 0,2, men fungerer også for mildt kompressible strømninger med lavere Rayleigh nummer. "Coupled solver" kan også fungere her, men vil koste mer dataressurser (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3395-3396).

Det ble valgt å videreføre "segregated solver"- modellen, denne var også benyttet i den opprinnelige filen. Dette fordi machtallet er godt under 0,2. Ved å visualisere en scene fra referansesimulering ser man at machtallet ligger på under 0,015 over hele modellen. Ved lave machtall, kan man normalt neglisjere kompressibiliteten i et fluid som luft, som forklart i kapittel 3.8. Siden det er en del oppdriftskrefter på grunn av store temperaturforskjeller, kunne muligens "coupled solver" også vært et godt valg. Siden "segregated solver" ga en relativt god konvergens samt fornuftige resultater under testsimuleringer, ble denne valgt. Et annet aspekt var ønske om å spare beregningstid, da simuleringene kunne bruke opptil 12 timer på å oppnå god konvergens og stabile monitor plott. Det var spesielt likningen for luftens alder ("Residence time air") som brukte lang tid på å stabilisere seg. Det ble imidlertid utført flere testsimuleringer med "coupled solver". Dette er nærmere beskrevet i kapittel 5.2.1 *Generell optimalisering, test og kartlegging*.



Figur 16 viser machnummer for en typisk simulering

Det finnes flere energi-modeller for "segregated flow"- modellen i STAR CCM+. Dette er "Segregated fluid enthalpy", "Segregated Fluid isothermal" og "Segregated fluid temperature". Sistnevnte ble benyttet for de fleste simuleringene. Denne modellen benyttes dersom temperaturen ikke er isotherm (konstant) og det ikke er forbrenning involvert (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3663-3665). Imidlertid ble "Segregated Fluid isothermal" benyttet for de to isoterme simuleringene som beskrevet i kapittel 5.6 *Kjøreplan for supplerende simuleringer*.

"Solution interpolation"

Modellen brukes til å velge metode for å kartlegge og interpolere løsningsdata når nettverket regenereres. Altså interpolere løsningsdata fra et eksisterende nettverk til et nytt nettverk. I denne oppgaven er metoden "nearest neighbor" benyttet, denne er ikke den mest nøyaktige, men skal angivelig være rask (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3032-3033).

Raskhet er valgt foran nøyaktighet, dette fordi funksjonen er benyttet hovedsakelig for interpolering mellom nettverk tilhørende forskjellige simuleringer, som en slags initialbetingelse. Det vil si, at en ny simulering kjøres uten å "rense" gammel løsning, og dermed benytter gammel løsningsdata som initialbetingelse. Hvis simuleringene er "ganske like" vil den foregående simuleringen kunne gi gode initialbetingelser for den neste. Siden løsningene uansett ikke vil være identiske, er det ikke ansett at nøyaktigheten på denne interpoleringsmetoden behøver å være optimal.

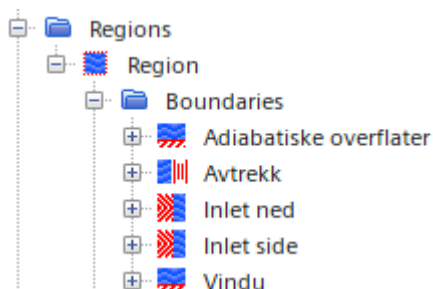
5.1.5 Grensebetingelser

I noden for region defineres grensene og selve regionen. I denne oppgaven var det kun en region og denne besto av luft, derfor ble betingelsen "fluid region" videreført for regionen. Vegger, gulv, tak, vindu, innløp side, innløp ned og utløpet ble da grenser mot fluidet. Overflatene ble tildelt grensetype som vist i Tabell 1 nedenfor. Se kapittel 4.1.1 *For-prosessere*, for mer generell informasjon om de forskjellige grensetyper nevnt nedenfor.

Tabell 1: Grensetyper

Grensetype	Overflate
Vegg ("Wall")	Tak, gulv, vegger, vindu, selve tilluftsventilen (men ikke selve innløpene)
Trykkutløp	Utløpet/avtrekket
Massestrøminnløp	Innløpene/tilluft

Grensene ble omdefinert fra originalmodellen og sortert i fem forskjellige noder som vist i Figur 17 nedenfor.



Figur 17 viser de forskjellige grense-nodene.

De viktigste benyttede fysiske betingelser og verdier for de forskjellige grensene, er angitt i Tabell 24 i vedlegg D. Som vist i tabellen er innløpstemperaturen 30 °C for alle simuleringer. Dette ble gjort for å minske kilden til feil, da en og samme temperatur på alle simuleringer ville gi færre parametere å justere mellom hver simulering. Det gjøres også oppmerksom på at vinduet er definert ved å implementere en omliggende utetemperatur, dette anses som mer riktig enn å kun definere en fast flux på vindu. Det ble først benyttet hastighetsinnløp som lå i modellen da den ble arvet, men etter flere simuleringer med feil i energibalanse, ble denne grensebetingelsen endret til massestrøminnløp. Dette ga bedre energibalanse.

Greensebetingelser turbulens

I STAR CCM+ kan man velge mellom tre måter å spesifisere turbulensen ved grensen:

- Turbulent kinetisk energi (k) og turbulent dissipasjonsrate (ϵ)
- Turbulensintensitet (I) og Turbulente forhold for viskositet
- Turbulensintensitet (I) og Turbulent lengdeskala (Length Scale ℓ).

Greensebetingelse for turbulent kinetisk energi (k) og turbulent dissipasjonsrate (ϵ) kan være vanskelig å stadfeste, da den sanne verdien som oftest ikke er kjent. Man benytter da grove estimatene fra litteraturen, og kan eksperimentere seg frem ved å undersøke sensibiliteten ved å gjøre justeringer. Det ble funnet noen forenklete formler i litteraturen som kan benyttes for å beregne grove estimater av Turbulent kinetisk energi (k) og turbulent dissipasjonsrate (ϵ) (Malalasekera & Versteeg, 2007, s. 76-77).

Turbulent kinetisk energi kan estimeres ved likning 32 nedenfor :

$$k=1,5(I \cdot v)^2 \quad (32)$$

Turbulent dissipasjonsrate kan estimeres ved likning 33 nedenfor:

$$\epsilon = C_{\mu}^{0,75} \frac{k^{1,5}}{\ell} \quad (33)$$

C_{μ} : Spesifisert koeffisient

v : Hastighet

ℓ : Lengdeskala/ "length scale"

I : turbulensintensitet

Ofte kan det være lettere å oppgi graden av turbulens i turbulensintensitet (I), og turbulent lengdeskala (ℓ) som skal beskrive de store virvlene med energi i en turbulent strømning. Dermed kan programmet selv finne turbulent kinetisk energi (k) og turbulent dissipasjonsrate (ϵ). Det ble funnet flere forskjellige estimater for disse to parameterne i litteraturen.

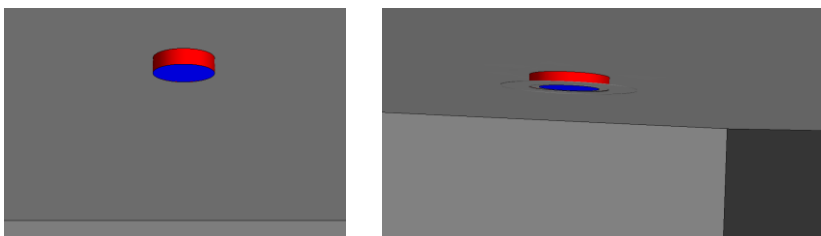
Brukerguiden til STAR CCM+ oppgir at et estimat for lengdeskala (ℓ) kan være typisk 5% av den karakteristiske lengden av innløpet, og at turbulensintensitet (I) for medium turbulensproblemer kan være mellom 1% og 5%. Medium turbulensproblemer defineres til å være mindre komplekse strømninger som for eksempel store rør eller ventilasjonsstrømninger. Det ble antatt at gjeldende problem havnet i denne kategorien (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 4008).

Et annet estimat som ble funnet var turbulensintensitet (I) lik 10% og turbulent lengdeskala (ℓ) lik den karakteristiske lengden (L) delt på to (Cimbala & Cengel, 2014, s. 904). Den karakteristiske lengden for innløpet nedover vil være diameter, mens for sideinnløpet vil det være høyden på innløpet.

Det ble benyttet turbulensintensitet på 5% for de fleste av simuleringene, da dette ofte ga en god konvergens. Det var imidlertid noen simuleringer hvor det var veldig vanskelig å få turbulenslikningene til å konvergere, her ble det eksperimentert med turbulensintensitet og lengdeskala. Fremgangsmåten var da å justere de litt opp eller ned, for å se om konvergens gikk riktig vei. Dette var imidlertid svært tidkrevende og ga ikke alltid ønskede resultater. Les mer om dette i kapittel 5.7.8 *Utbedring av konvergensproblem*.

Definisjon grensebetingelser innløp

For å kunne fordele noe av luften horisontalt og noe av luften vertikalt, ble det laget to innløpsgrenser. En innløpsgrense for horisontal innblåsing og for vertikal. Grensene er vist med henholdsvis blå og rød farge i Figur 18 nedenfor. Det er vist to forskjellige geometrier i figurene nedenfor, dette fordi det ble kjørt noen simuleringer med ventilplate og noen uten, les mer om dette i kapittel 5.3.1 *Simuleringer med ventilplate*.



Figur 18 viser to forskjellige innløpsgeometrier. Geometrien til høyre har ventilplate.

For simuleringer hvor luft skulle fordeles både vertikalt og horisontalt, ble begge grensene definert som massestrøminnløp. For simuleringer hvor all luft ble fordelt vertikalt, ble sideinnløpet omdefinert til adiabatisk vegg, og ville da fungere som en del av tilluftsventilen. Ved simuleringer hvor all luft ble kastet til siden, ble den nedoverrettede innløpsgrensen omdefinert til adiabatisk vegg.

For å endre innblåsningshastighet i de forskjellige simuleringene, ble arealet av de to grensene justert i henhold til den gitte innblåsningshastighet ved den gitte luftmengden. Arealet per innløp ble funnet av likning 34 nedenfor. Radius og høyde på innløpsgeometrien ble deretter justert for å matche dette arealet. Justeringene ble foretatt via design parametere, som beskrevet i kapittel 5.1.2 *Ny forenklet geometri*. Etter overnevnte endringer i geometrien må nettverket regenereres.

$$A_{pr,i} = \frac{Q_{pr,i} \cdot A_{gulv}}{V \cdot 3600s} \text{ [m}^2\text{]} \quad (34)$$

$Q_{pr,i}$: luftmengden per innløp [m^3/hm^2]

V: hastighet ved innløp [m/s]

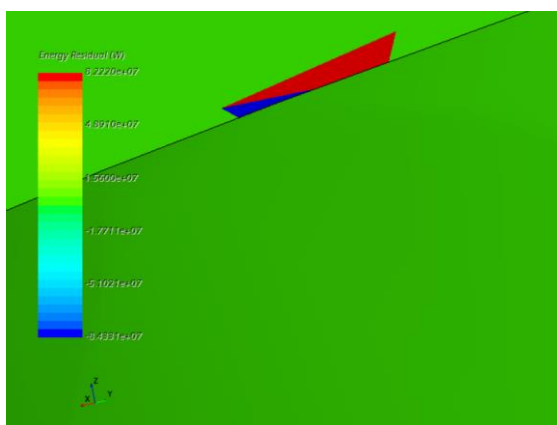
A_{gulv} : Gulvareal [m^2]

5.1.6 Opprette scener, plot og monitorer

Når simuleringmodellen var tilfredsstillende ved tanke på geometri, nettverksdeling, fysikk, grensebetingelser og initialbetingelser, ble det satt opp monitor plott for å overvåke enkelte parametere mens simuleringen ble kjørt. En monitor kan opprettes fra en rapport. En rapport kan genereres etter simuleringen for å ta ut spesifikke tall og verdier for alle punkter i modellen. Aktuelle monitor plott som ble satt opp fra rapporter var blant annet: varmetap fra vinduet, alder på avtrekksluften, alder på luft i oppholdssonen, temperatur i avtrekket, samt temperatur i oppholdssonen. I tillegg ble det laget monitorer for å overvåke at energibalansen gikk i null, altså at varme inn gjennom innløpet var lik summen av varme ut av vindusflate og ut gjennom avtrekk. Dette for å hindre totalt ulogiske svar. Massestrømbalansen ble også overvåket, dette for å se at massestrøm inn og ut var like.

For å kunne studere interessant data fra simuleringene ble det også satt opp scener. Se kapittel 4.1.3 *Etterprosessere* for mer om scener. På lik linje med plottene ble også scenene overvåket gjennom simuleringens gang. Dette for å se at for eksempel strømningsbildet i rommet, hastigheten ved innløpet, samt temperaturprofilen fremsto som logisk. Ved avvik var det bedre å avbryte simuleringen og rette eventuelle

problemer. Det ble faktisk avdekket enkelte feil i oppbyggingen av modellen ved å overvåke disse. Dette ble fort avdekket av ustabile residualer, og kilden til feilen ble fastslått ved å studere en scene av eksempelvis hastighet. Dette ble derfor raskt oppdaget og raskt rettet opp. Man kan også aktivt gå inn for å bruke en scene til å gjøre feilsøking ved å slå på "temporary storage retained". Ved å slå på denne i for eksempel "energy solver", kan man få visualisert en scene som viser energi-residualene. Dermed kan man overvåke de forskjellige cellene i nettverket, og søke etter celler som har høye verdier. Cellene bør fortrinnsvis ligge rundt 0, da den transporterte størrelsen inn i en celle skal være lik det som går ut. Figur 19 nedenfor viser en simulering hvor det ble lokalisert to celler som utgjorde en numerisk feil, og dermed fikk hele simuleringen til å divergere. Cellene var lokalisert i kontaktpunktet mellom tak og innløp. Feilen ble løst ved å justere noen millimeter og re-generere nettverk. Denne funksjonen ble benyttet flere ganger ved plutselig oppståtte divergenser.



Figur 19 viser feilen i residualene i en scene. Dermed kan man lokalisere dårlige celler.

Det var også nødvendig å lage egne feltfunksjoner. Det ble blant annet laget en feltfunksjon for luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet i diverse punkter, og en feltfunksjon for å kunne visualisere disse to variablene i en scene. Disse funksjonene definerer man under noden "Tools". Se vedlegg E for alle feltfunksjoner som er lagt inn vedrørende dette. Det å skrive ut en rapport som genererer et gjennomsnitt av et avgrenset område i regionen trengte noe mer arbeid. Dette måtte løses for å kunne ta ut gjennomsnittsverdier i oppholdssonen.

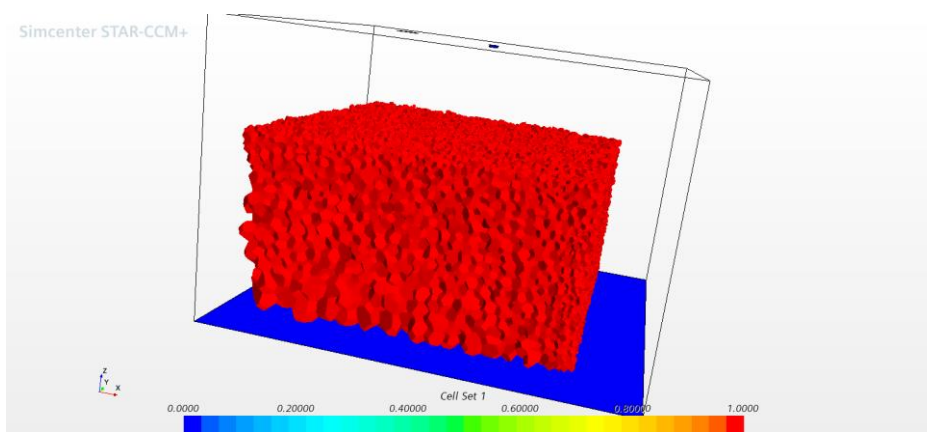
For å kunne ta ut gjennomsnittsverdier i oppholdssonen ble det laget en terskel-verdi/"threshold" samt et cellesett/"cell set". Et cellesett er egentlig bare et avgrenset område i rommet, som man definerer i programmet, men som ikke er direkte tilgjengelig via rapportfunksjonen. Man må derfor sette kriterier til denne selv. Cellesettet som skulle definere oppholdssonen ble satt fra 0,05m over gulv til 1,8m over gulv, samt 0,6m fra vindu og 0,2m fra innervegger (Ingebrigtsen, 2018, s. 60). Etter et søk i *Siemens Digital Industries Software* sin supportside, ble det funnet en detaljert fremgangsmåte for å kunne ta ut gjennomsnittsverdier i et rom ved bruk av et cellesett og en terskelfunksjon.

Prinsippet er at man definerer cellene i cellesettet med en verdi på 1, mens alle celler som ligger utenfor har en verdi på 0, Figur 20 nedenfor viser det definerte cellesettet. Dette gjør man ved å lage en terskel under noden "derived parts" som skal avgrense hvilken celle som hører til i cellesettet, og hvilken celle som ligger utenfor cellesettet. En terskel/"Threshold" er tilgjengelig via rapportfunksjonen, og man kan benytte sum- rapporter til å få ut volumet av cellesettet. Videre kan man bruke volumet til å lage flere feltfunksjoner og rapporter.

Man kan også bruke terskelen direkte i rapporter, slik at man kan ta ut for eksempel gjennomsnittstemperatur i oppholdssonen uten å lage ytterligere feltfunksjoner.

Fremgangsmåten for å ta ut gjennomsnittsverdier i oppholdssonen er beskrevet nedenfor:

- Først ble det laget et cellesett, dermed ville det automatisk dukke opp en korresponderende feltfunksjon ved navn "Cell set 1" under "tools".
- Det ble laget en terskel basert på denne feltfunksjonen. Terskelverdien ble satt til 0,5.
- Deretter ble det laget rapporter med denne terskelen som "input part", dette ga gjennomsnittsverdien av den valgte feltfunksjonen (for eksempel temperatur) i cellesettet (Siemens Digital Industries Software, 2017).



Figur 20 viser cellesettet som definerer oppholdssonen

5.2 Test av simuleringsfilen

Når overnevnte punkter var utført, ble simuleringsmodellen testet. Dette ble gjort både for å validere modell, og for å bli kjent med programmet. Dette for å øke kvaliteten på de endelige simuleringene i kjøreplanene.

Testingen ble gjort i tre steg.

- Generell optimalisering, testing og kartlegging
- Målrettede testsimuleringer
- Sammenlikning av simuleringsresultater og håndberegninger

På dette tidspunkt var ikke hovedkjøreplanen helt fastslått, men rammene var på plass. Det var besluttet at høyeste varmetap i henhold til denne kjøreplanen skulle være 50 W/m^2 , noe som grovt sett ville tilsvare rundt 30°C overtemperatur. Det var også besluttet at simuleringer skulle kjøres med forskjellig innblåsningsretning. Dette fordelt mellom luftinnblåsing kun vertikalt, kun horisontalt eller en femti-femti fordeling mellom de to. Testingen ble derfor utført på grunnlag av dette. Det første steget i testingen var mer eksperimentelt. Dette involverte vurdering av eventuelle optimaliseringer av filen, eksperimentering og kartlegging i forhold til konvergens og beregningstid, og vurderinger vedrørende valg av fysikkmodeller og input. Når dette var gjort, ble det kjørt mer målrettede testsimuleringer, dette for å se at manipuleringer i filen ga logiske utgangsverdier. Avslutningsvis ble resultater fra testsimuleringer sammenliknet med håndberegninger.

Overnevnte Prosedyre er nærmere beskrevet i detalj, i dette kapitlet.

5.2.1 Generell optimalisering, test og kartlegging

Det ble registrert at simuleringer med høye overtemperaturer var vanskeligere å få god konvergens på, dette var eksempelvis simulering med 50 W/m^2 varmetap. Det ble også registret at spesielt turbulenslikningene fikk dårligere konvergens ved luftfordeling både vertikalt og horisontalt. Da 50 W/m^2 varmetap skulle tilsvare den høyeste overtemperaturen iht. kjøreplanen som skulle settes opp, ble det derfor eksperimentert litt ekstra rundt dette spesifikke oppsettet.

Optimalisering initialbetingelser

Det ble observert at det var lettere å starte simuleringen med Boussinesq modell og konstant tetthet som fysikk-modeller, for å så bytte til ideell gass senere i simuleringen. Boussinesq modellen er en forenklet tilnærming som kan benyttes under visse forhold, les mer om dette i kapittel 3.9 *Boussinesq tilnærming*. Boussinesq modell kjører betydelig raskere enn ideell gass modell og er mer stabil, så denne ble brukt for å lage en rask og god initialbetingelse, før modellen ble byttet til ideell gass.

Senere i prosessen ble også andre metoder for å øke beregningshastigheten oppdaget, dette var eksempelvis at kjøring på allerede konvergente løsningsfelt kunne være veldig tidsbesparende. Kjøring simulering på konvergente løsningsfelt, vil si at eksempelvis simulering 2 ble kjørt med simulering 1 sin konvergente løsning som en initialbetingelse. Siden simuleringene er stasjonære, vil den konvergente løsningen i utgangspunktet være uavhengig av initialverdier. Dette betyr at det kun er beregningstiden som blir berørt ved å benytte denne fremgangsmåten. Det ble observert at dette var veldig tidsbesparende (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2978). Når man skal bruke en simulering som initialbetingelse for en annen simulering, må man passe på å fjerne haken fra "fields" under "clear solution" når man renser filen for data. Dermed er det kun "history" som skal være huket av. Ved denne innstillingen vil programmet kun fjerne/rense tidligere iterasjoner fra monitorer og residualbilder, men sparer selve løsningsdataene (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3007-3009).

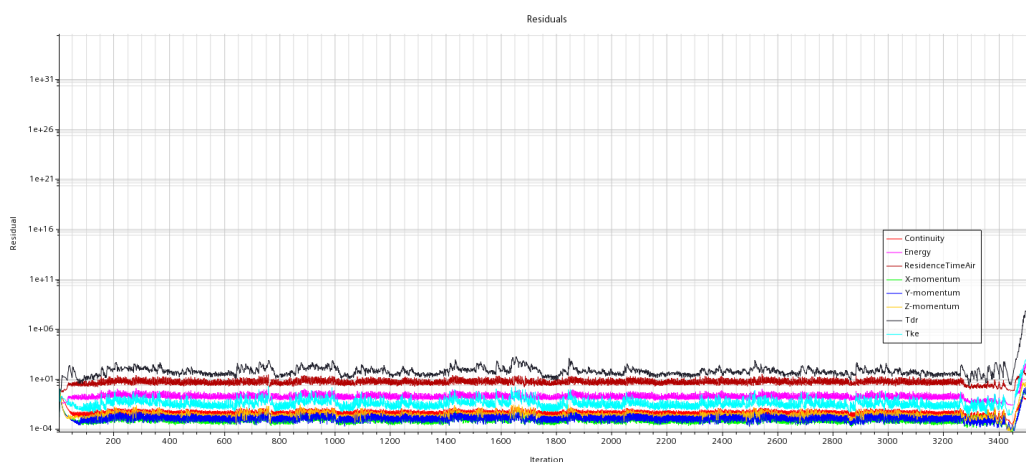
Test - Bytte energimodeller

Det var ønskelig å se på konsekvensen av å bytte strømning og energimodeller, dette ved tanke på å eventuelt bedre konvergens, eller muligheten for å bruke større celler i nettverket. Det ble det derfor kjørt en del simuleringer hvor modellene "segregated solver" ble byttet med "coupled solver". "Coupled solver" skulle generelt være mer robust, og da spesielt for simuleringer med høy grad av fri konveksjon. Bakdelen var at denne også normalt ville koste økt beregningstid, les mer om dette i kapittel 5.1.4 Fysikkmodeller. Som nevnt var det simuleringer med den høyeste graden av overtemperatur, som fikk dårligst konvergens. Denne simuleringen ville da også ha den høyeste graden av fri konveksjon. En annen grunn til at det var ønskelig å kartlegge muligheten for å heve konvergens, var at det kunne bli aktuelt å kjøre ytterligere simuleringer utover kjøreplanen på et senere tidspunkt, og da muligens med enda høyere overtemperaturer.

Simuleringen med "coupled solver" ble kjørt på et allerede konvergent strømningsbilde, som tidligere kjørt med "segregated solver". Ved første forsøk med "coupled solver" ble "base size" satt til 0,6m (og tilsvarende raffinering som beskrevet i kapittel 5.1.3 *Nettverk/ "mesh"*), dette for å se om denne kunne fungere med større celler. Resultatet av simuleringen ga dårlig konvergens, som ente med en plutselig divergens etter drøyt 3400 iterasjoner. Se Figur 21 nedenfor. Dette kunne muligens skyldes en numerisk feil, eller at cellene var for store. Det ble derfor logget residualdata, som ble åpnet i scener for å lokalisere celler som ga unaturlig høye residualer, les mer om fremgangsmåte for dette side 40. Det lyktes ikke å

lokalisere enkeltceller da alle cellene hadde grad høy feil. Det ble derfor forsøkt å justere Courant nummer og kjørt igjen, men samme fenomen oppstod. Siden det var turbulenslikningen Tdr som konvergente dårligst, ble det tolket at divergensen kunne skyldes noe feil i turbulensmodellene. Det ble gjort et par forsøk på å justere grensebetingelsene for turbulens ved innløp som beskrevet i kapittel 5.1.5 Grensebetingelser, dette så heller ikke ut å hjelpe. Løsningen ente igjen i divergens.

Det ble derfor mistenkt at "base size" på 0,6m var for store celler for gjeldene simulering. For neste simulering ble "base size" redusert til 0,2m. Denne simuleringen ble startet på ettermiddagen, og kjørte så over natta. Den hadde ennå ikke enda konvergere på morgningen. Det kunne se ut til at denne var på vei mot logiske verdier ved å studere monitorer og residualer. Men tempoet var så lavt, at det var vurdert som uhensiktsmessig å vente på denne. Den lange beregningstiden kunne ikke kunne aksepteres. Dette fordi det var relativt mange simuleringer som skulle kjøres, og tidsplanen var begrenset. Det ble derfor besluttet å beholde "segregated solver" som tidligere angitt i kapittel 5.1.4 Fysikkmodeller.



Figur 21 viser residualer for testsimulering med "coupled solver"

Kartlegging av overordnet cellestørrelse/"base size"

Det ble videre gjort flere simuleringer med "segregated solver" for å kartlegge hvilke overordnet cellestørrelse som måtte til for at simuleringene skulle få en tilfredsstillende konvergens. Simuleringene ble utført med høy grad av overtemperatur og luftutblåsning i to retninger. Resultatet av disse simuleringene skulle da ville bli styrende for valg av den overordnede cellestørrelse på alle simuleringene. Dette grunnet at alle simuleringene skulle ha samme overordnede skalering av nettverkscellene. Etter disse simuleringene, ble det besluttet å benytte overordnet skalering/ "base size" 0,2m for alle simuleringene, samt raffinering på innløp, avtrekk, vindu og tak som beskrevet i *kapittel 5.1.3 Nettverk/ "mesh"*. Dette ga lang beregningstid, og en helt grei konvergens for simuleringen med 50 W/m². Tanken var at konvergens da skulle bli bedre, eller noe tilsvarende for de andre simuleringene med denne cellestørrelsen.

Basert på denne eksperimenteringen, ble den overordnede cellestørrelsen og raffinering av nettverk som beskrevet i *kapittel 5.1.3 Nettverk/ "mesh"* fastslått.

Kartlegging av tidsmodell

Det ble også kjørt noen transiente simuleringer av nysgjerrighet. Dette siden simuleringene med høye overtemperaturer hadde noe bølgeformede residualbilder, som ga mistanke om at simuleringene kunne være transiente. Det vil si at stasjonære forhold i rommet aldri ville oppnås. Imidlertid ente dette kun ved

et par forsøk, da simuleringene var tidkrevende. Det ble senere oppdaget at det å stille på under-relaksasjonsfaktoren i de stasjonære simuleringene, dempet svingningene betydelig og gjorde at mistanke om transiente forhold utgikk. Det ble også registrert en merkbar utflating av alle de monitorerte variabler, etter en viss kjøretid for de stasjonære simuleringene. Dette skulle tilsi at det ikke skjedde flere endringer i rommet, og at stasjonære forhold da ble oppnådd. Kjøring av alle simuleringer som stasjonære ble derfor fastslått.

5.2.2 Målrettede testsimuleringer

Når overnevnte var kartlagt, ble det utført flere målrettede testsimuleringer. Dette var blant annet en sommersimulering med forhold som skulle gi optimal omrøring, det ble deretter registrert en luftvekslingseffektivitet på 50% for denne, noe som tilsvarer full omrøring (Ingebrigtsen, 2018, s. 458). Det ble også kjørt mange testsimuleringer av vinterforhold tilsvarende en foreløpig kjøreplan. Det ble registrert at modellen responderte logisk på manipuleringer av luftmengde, varmetap, innblåsningshastighet og retning som ble foretatt i modell. Etter simuleringer ble scener studert, for å kontrollere at strømningsbildet og andre forhold i rommet så logisk ut. Som nevnt i kapittel 2.2 *Litteratursøk og tidligere forskning*, er det tidligere utført CFD-simuleringer av et rom tilsvarende rommet i denne masteroppgaven, disse simuleringene ble utført i sammenheng med ForKlima-prosjektet (Venås et al., 2014). Scener som viste strømningsbildet, samt aldersfordeling av luft i rommet, ble sammenliknet med simuleringer utført i forbindelse med denne forskningsrapporten. Logiske fellestrekk, eller eventuelle avvikende mønster ble vurdert. Dette for å kunne styrke troverdigheten til egne simuleringer, eller avdekke eventuelle feil. Det ble imidlertid funnet god korrelasjon mellom strømningsbilder og profiler ved de to simuleringssettene. Ved å sammenlikne trendene ved de to settene, ble det også funnet en meget god korrelasjon. Det ble derimot funnet noe avvik vedrørende resultatet av luftvekslingseffektiviteter. De simulerte luftvekslingseffektivitetene i denne masteroppgaven virket å systematisk være noe høyere enn sammenlikningsgrunnlaget. Da flere forutsetninger ved sammenlikningsgrunnlaget var ukjent, ble det antatt at dette kunne være noe av forklaringen. Dette er nærmere omtalt i kapittel 6.6.1 *Avvik mellom simuleringer og sammenlikningsgrunnlag*.

5.2.3 Sammenlikning av simuleringer og håndberegninger

Det ble det også utført håndberegninger for å se at resultatene av testsimuleringene virket logiske. Man kan kjøre ut rapporter av omtrent hva man ville ønske fra STAR CCM+, for å så kontrollere dette mot egne håndberegninger. Et utvalg av testene som ble utført er registrert nedenfor. Tall med grå markering er hentet fra STAR CCM+, resten er håndberegnet.

$$\rho c_p \dot{V} (T_{innløp} - T_{opph}) \varepsilon_T \text{ [W]} \quad (35)$$

$$=$$

$$\rho c_p \dot{V} (T_{innløp} - T_{avtrekk}) \text{ [W]} \quad (36)$$

$$=$$

$$Q_{innløp} - Q_{vindu} - Q_{avtrekk} \text{ [W]} \quad (37)$$

$$\approx$$

$$U_{estimert} * A_{vindu} * (T_{oppholdsone} - T_{ute}) \text{ [W]} \quad (38)$$

U-verdi er estimert som vist i kapittel 3.6.4 *U-verdi*, denne blir ikke nøyaktig beregnet.

ρ , c_p og \dot{V} er henholdsvis tetthet [kg/m^3], varmekapasitet [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$] og volumstrøm [m^3/s] fra innløpet.

Et problem som avdekket i denne fasen, var at energibalansen hadde en tendens til å ikke havne på null. Det vil si at varme inn gjennom innløpet ikke var lik summen av varme ut gjennom avtrekk og vindu, dette som vist i likning 39 nedenfor.

$$Q_{\text{innløp}} \neq Q_{\text{vindu}} + Q_{\text{avtrekk}} \quad (39)$$

Som beskrevet i kapittel 5.1.5 *Grensebetingelser* var et tiltak for å bedre dette, å bytte innløpsgrensetype fra hastighetsinnløp til massestrøminnløp. Ved å tillegg skifte turbulensmodell fra standard-utgaven til realizable-utgaven som beskrevet i kapittel 5.1.4 *Fysikkmodeller* ble dette problemet løst.

Energibalansen lå på tilnærmet null for alle simuleringer som ble akseptert, og det ble registrert god korrelasjon mellom de overnevnte håndberegninger og utgangsverdier fra modellen. Kontrollberegninger ved overnevnte likninger er også utført for alle simuleringene utført i henhold til kjøreplaner. Se vedlegg F for beregningene.

Det ble oppdaget store avvik mellom den beregnede tidskonstanten etter likning 8 og luftens faktiske alder ved avtrekk (hentet fra STAR CCM+), dette ble også dette kontrollsjekket med håndberegninger.

Kontrollberegningene gikk ut på å ta hensyn til tetthetsforskjeller mellom innløp og utløp ved beregning.

Dette er nærmere forklart i kapittel 5.7.6 *Avvik mellom alder på avtrekksluft og den nominelle tidskonstanten*, vedlegg G viser håndberegningene. Håndberegningene viser god korrelasjon mellom beregnet alder på avtrekksluften når tetthet er hensyntatt, og hva som ble funnet ved simuleringer.

Etter overnevnte tester av simuleringsmodellen var utført, ble simuleringsmodellen antatt som klargjort. Dermed ble den endelige hovedkjøreplanen satt opp og fastslått.

5.3 Hovedkjøreplan og målepunkter

Det ble planlagt ni simuleringer i hovedkjøreplanen, alle disse ble kjørt som stasjonære. Det ble valgt å variere fire forskjellige parametere, hvor luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen ble logget og satt i sammenheng med de forskjellige variasjonene. Se kapittel 3.4 for definisjon av luftvekslingseffektivitet og Figur 23 for visualisering av oppholdssonen.

Parametere som skulle varieres var:

luftmengde, Q [m^3/hm^2]

varmetap, q [W/m^2]

Innblåsningshastighet fra tilluftsventil, V [m/s]

retning på luftstrålen, R [-]

Variasjonene av luftmengdene ble satt til $2,5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$, $5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ og $10 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ dette kan være realistiske luftmengder i et typisk kontorrom. Luftmengden $2,5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ kan eksempelvis tilsvare et tomt kontorrom bestående av lavemitterende materialer. Luftmengde $5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ kan tilsvare det samme kontorrommet med en person tilstede. Luftmengde $10 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ kan representere et kontorrom med teppegulv og en person tilstede. Oppgitte eksempler ville vært innenfor minimumsverdier i byggeteknisk forskrift (2017, s. §

13-13) og arbeidstilsynets veiledning 444 (2016, s. 8). Varmetapene ble satt til 12,5 W/m², 25 W/m² og 50 W/m², hvorav de to første kunne være reelle for et kontorrom i passivhus lokalisert i osloklime. Dette basert på et beregningsestimert med U-verdi på 0,8 W/m²K og en dimensjonerende utetemperatur vinter på -21°C (Havellen et al., 2017, s. 35; Standard Norge, 2012, s. 13). Varmetap 50 W/m² er tatt med for å se effekten av høy overtemperatur. Innblåsningshastigheten fra tilluftsventilen ble satt til 2,5 m/s, 5 m/s og 10 m/s. De to siste representerer kanskje noe mer realistiske hastigheter, mens 2,5 m/s er valgt for å se effekten av lav innblåsningshastighet. Retningen på luftinnlåsning har referanse (R) til hvor stor andel som blåser vertikalt nedover. Dette betyr at 0% tilsvarer en situasjon hvor all luft blåses horisontalt, 100% betyr at all luften blåses vertikalt, 50% betyr at halvparten blåses vertikalt og halvparten horisontalt.

Siden man ikke kan kjøre uendelig mange simuleringer innenfor gitte tidsrammer, ble det valgt å sette opp en plan, hvorav én av simuleringene var referanse. Det ble valgt å legge referansen i den midterste variasjonen innenfor hver parameterkategori. Det vil si, den mellomste variasjonen av henholdsvis luftmengde, varmetap, innblåsningshastighet og retning på innblåsningsluft. Tabell 2 Viser ferdig oppsett av hovedkjøreplanen. Variabler som avviker fra referansen, er markert med grå ruter i tabell.

Tabell 2 Viser ferdig oppsett av hovedkjøreplanen.

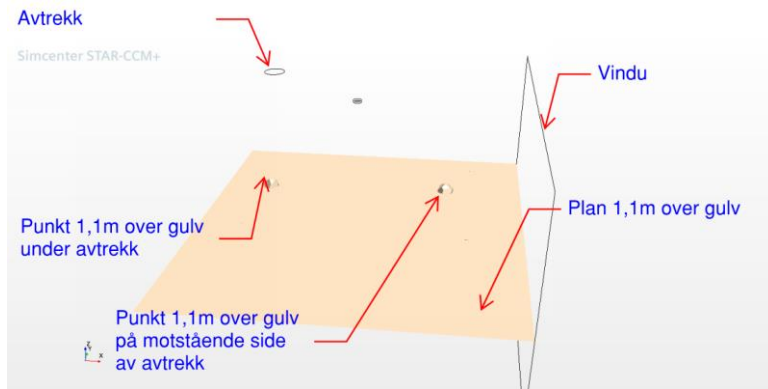
Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h \cdot m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	R [%]	$\epsilon_{L,o}$
1 (referanse)	5	25	5	50	Hentes fra simuleringer
2	2,5	25	5	50	
3	10	25	5	50	
4	5	12,5	5	50	
5	5	50	5	50	
6	5	25	2,5	50	
7	5	25	10	50	
8	5	25	5	0	
9	5	25	5	100	

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsning.

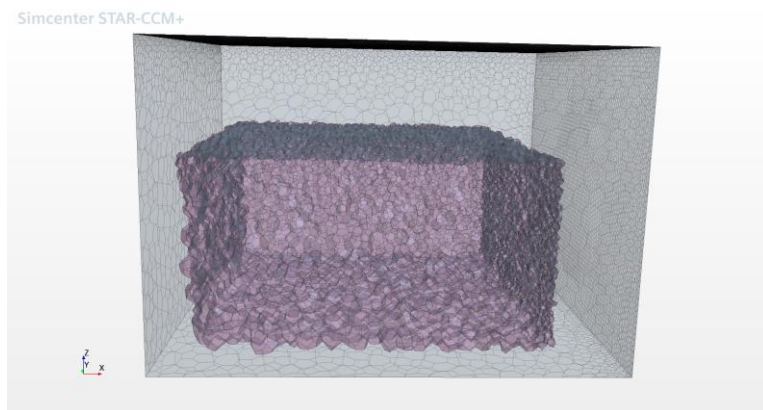
I tillegg til luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen ble også følgende undersøkt:

- Luftvekslingseffektiviteten i et punkt 1,1 meter over gulv under avtrekk.
- Luftvekslingseffektiviteten i et punkt 1,1 meter over gulv på motstående side av avtrekk, nærmere vindu.
- Luftvekslingseffektivitet som gjennomsnitt av et plan 1,1 meter over gulv.
- Temperatureffektiviteten i oppholdssonen.
- Temperatureffektiviteten som et gjennomsnitt av at plan 1,1 meter over gulv.

Figur 22 og Figur 23 visualiserer overnevnte punkter.



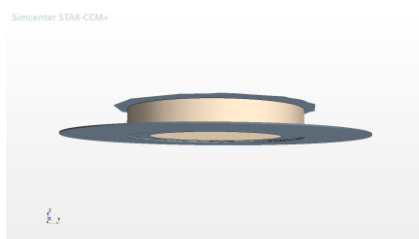
Figur 22 viser lokale målepunkter



Figur 23 viser definisjon av oppholdssonen

5.3.1 Simuleringer med ventilplate

Første sett kjøring i henhold til kjøreplanen ble kjørt med en plate i underkant av det horisontale sideinnløpet, geometrien er vist i Figur 24 nedenfor. Denne platen vil heretter omtales som ventilplate. Ventilplaten var i utgangspunktet et tiltak mot ustabiliteter på turbulenslikningen Tdr. Denne løsningen så ut til å bedre konvergens for Tdr-likningen, spesielt ved innblåsing både vertikalt og horisontalt. Når alle simuleringene i kjøreplanen var blitt kjørt med denne innløpsgeometrien, ble det imidlertid klart at ventilplata faktisk ville forstyrre innblåsningshastigheten, da arealet som grenser mot rommet øker. Induksjonen med omliggende vil luft ville også reduseres grunnet plata. Dette førte til at innblåsningshastigheten måtte betraktes som lavere. Resultatene fra disse simuleringene ble uansett tatt vare på, og døpt om til simulering 1P, 2P osv. Dette er nærmere omtalt i kapittel om underveissimuleringer 5.5.2 *Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplan, men med ventilplate*. Alle simuleringer i kjøreplanen ble derfor kjørt på nytt uten denne ventilplata, slik at hastigheten sideveis skulle bli riktig i henhold til hovedkjøreplanen.



Figur 24 viser innløpsgeometri med ventilplate

5.4 Kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger

Når simuleringer fra hovedkjøreplanen var utført, skulle det suppleres med simuleringer. Dette for å få et større datasett til regresjonsanalysen. Det ble valgt å kjøre simuleringer for sammenlikning med data fra tidligere utførte sporgassmålinger. Dermed vokser datasettet, samtidig som modellen kan testes opp mot reell data.

I tidligere masteroppgave skrevet av Aslaksen (2014) er det gjort sporgassmålinger av et rom tilsvarende rommet som er simulert i denne oppgaven. Det ble overlevert et dokument med en samling av resultater fra sporgassmålingene. Tilgjengelig data fra disse målingene var luftmengde, gjennomsnittlig overtemperatur, loggninger av luftvekslingseffektivitet i oppholdssone og lokalt i pustesone. Tanken var å sammenlikne resultatene fra simuleringene med resultatene fra sporgassmålingene. Målet var å se om det var samsvar mellom simulert og målt luftvekslingseffektivitet med de gitte luftmengder og overtemperaturer. Dette kunne styrke troverdigheten til simuleringresultatene.

Det ble bestemt å sammenlikne simuleringer med noen av sporgassmålingene fra Aslaksen (2014) sin masteroppgave. Tabell 3 viser kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger og simuleringer. Simulering A ble valgt fordi denne hadde den dårligste luftvekslingseffektiviteten blant målingene. Simulering B ble valgt fordi det var ønskelig å utføre en sammenlikning ved høyere luftmengde, og som hadde relativt høy overtemperatur. Simulering B.1 og B.2 var kjørt som tilleggssimuleringer, som forklart under avsnitt 5.4.1 *Innblåsningshastighet tilluft sporgassmålinger* nedenfor.

Tabell 3 viser kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger (Aslaksen, 2014)

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h \cdot m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	$\Delta T [^{\circ}C]$		V [m/s]	$\epsilon_{L,o}$
			Simulert	Sporgass		
B.1	11,25	32,3	8,85	8,55	10*	Skal finnes ved simulering
A	7,65	25,44	10,26	10,05	8,3**	
B	11,25	31,4	8,58	8,55		
B.2	11,25	16	4,34	4,22	8,3**	

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, innblåsningsretning er horisontalt for disse simuleringene.

*Første anslag på innblåsningshastighet er 10m/s, som tilsvarer antatt 80% åpningsgrad og 60Pa over ventil.

**Redusert antatt innblåsningshastighet satt til 8,3 m/s. Dette tilsvarer helt åpen ventil med luftmengde 11,25m³/hm².

5.4.1 Innblåsningshastighet tilluft sporgassmålinger

Utfordringen ved sammenlikningen var imidlertid at innløpshastighet ved tilluftsventilen for sporgassmålingene ikke var kjent. Type tilluftsventil var derimot opplyst, slik at retning på lufta var kjent. Ventilen oppgitt av Aslaksen (2014) var TTC fra Lindinvent, denne har horisontal innblåsningsretning. Imidlertid var ikke dimensjonen oppgitt. Det ble forsøkt å gjøre et kvalifisert anslag hva det angår innblåsningshastighet fra tilluftsventilen. Anslaget ble basert på simulering B, ved 50 l/s.

Første forsøk på å kartlegge innblåsningshastighet ble basert på antagelse om at ventilen benyttet under Aslaksens sporgassmålinger, var den samme som benyttet i en annen masteroppgave skrevet av Hesler (2017). Denne antagelsen ble basert på at begge oppgavene var skrevet i samarbeid med SINTEF byggforsk, og begge oppgavene hadde målinger utført ved en av SINTEF sine klima-laber. Begge hadde oppgitt samme type ventil, men kun Hesler hadde oppgitt dimensjon og type plenumskammer. Plenumskammer oppgitt i Heslers oppgave var HTK- 160/250 (2017, s. 46). Dette tilsvarer ventilen TTC-250. Databladet ble undersøkt for denne ventilen.

En annen antagelse var at trykkfall over ventil og derav også innløpshastighet fra ventil, fulgte samme trender i begge tilfeller. Oppgaven skrevet av Hesler (2017) hadde nemlig logget åpningsgrad og trykkfall over ventil, riktignok med andre luftmengder enn Aslaksen (s. 56). Det ble estimert at Aslaksen hadde 80% åpningsgrad på ventil ved 50 l/s. Dette på grunn av antagelse om at spjeldet i tilluftsventilen ville ha en viss autoritet. For å finne et estimat på trykktap over ventil ved disse forhold, ble målingene til Hesler ved 80% åpningsgrad plottet i diagrammet *trykk, strømning og lyd-diagram* som funnet i datablad for den spesifikke ventilen. Åpningsgrad 80% dannet dermed en skrå linje. Ved å trekke en linje fra 50 l/s til linjen for 80% åpningsgrad fremkommer et trykkfall over ventilen på ca. 60Pa, noe som tilsvarer ca. 10 m/s (Lindinvent, 2021, s. 5). Se utregning og linjer i Figur 54 i vedlegg A.

Den første simuleringen som ble utført var simulering B, som vist i Tabell 3 ovenfor. Det ble imidlertid gjort en liten glipp under forutsetningene for varmetap, hvor resultatet ble logget med en mye høyere overtemperatur enn hva som var forutsatt. Siden simuleringen var likegod på alle måter, men ikke kunne brukes til å sammenlikne med sporgassmålingene, ble denne døpt om til simulering 10 og logget sammen med de andre underveis-simuleringene i kapittel 5.5.4. Det ble gjort ett nytt forsøk på å kjøre simulering B. Når denne simuleringen befant seg ved en overtemperatur som var noe høyere enn hva som var forutsatt i Aslaksen sine målinger, ble den stoppet. Dette fordi simuleringen hadde konverget ved en høyere overtemperatur og luftvekslingseffektivitet hele 9% høyere enn hva Aslaksen hadde funnet i sine målinger. Det ble ansett som u hensiktsmessig å manipulere denne simuleringen videre, da det å senke overtemperaturen logisk sett ikke ville føre til betydelig reduisering i luftvekslingseffektiviteten. Siden simuleringen var konverget med gode residualer og stabile monitorer, ble denne simuleringen omdøpt til simulering B.1 og vist i Tabell 3 ovenfor.

Basert på at simuleringene så ut til å gi betydelig bedre luftvekslingseffektiviteter enn målingene. Ble det besluttet å kjøre noen simuleringer med lavere innblåsningshastighet, for å se om dette ga en bedre korrelasjon. Innblåsningshastighet på 10 m/s var tross alt bare et meget grovt estimat, basert på lite faste holdepunkter. Det ble derfor besluttet å endre innblåsningshastigheten til 8,3 m/s , noe som tilsvarer helt åpen ventil (100% åpningsgrad), se Figur 55 i vedlegg A. Dette er heller ikke et urealistisk estimat, da 50 l/s er nær ventilens maksimale luftmengde på 65 L/s. (Lindinvent, 2021, s. 4). Da denne ventilen i utgangspunktet skal ha konstant kastelengde ble det estimert 8,3 m/s for både simulering A og B. Igjen, er dette kun et grovt estimat i mangel på bedre estimer.

Simulering B.2

Det ble i tillegg kjørt en simulering som ble navngitt simulering B.2 i Tabell 3 ovenfor. Denne ble logget undervis ved kjøring av simulering B, da simuleringen tilfeldigvis fikk en god konvergens ved overtemperatur rundt 4,2 °C. Denne hadde da tilfeldigvis godt samsvar med en annen av Aslaksen sine målinger, og ble derfor logget og sammenliknet med dette punktet.

5.5 Simuleringssett underveissimuleringer

Det ble utført noen simuleringer underveis i prosessen, som ble feilslått i forhold til kjøreplanen samt sammenlikninger med sporgassmålingene. Disse simuleringene ble tatt vare på, da de kunne komme til nytte i regresjonsanalysen. Dette simuleringssettet blir omtalt som underveissimuleringer. Disse simuleringene er delt i fire underkategorier som angitt i punktliste nedenfor, og beskrives i dette kapitlet.

- Simuleringer utført før revisjon av innblåsningshastighet i hovedkjøreplan
- Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplan, men med ventilplate
- Krysstesting av simulering 8
- Simulering for utredning av effekt internlaster

5.5.1 Simuleringer utført før revisjon av hovedkjøreplan

Det ble kjørt noen simuleringer tidlig i prosessen, før innblåsningshastighet i hovedkjøreplanen ble revidert. Disse simuleringene var tilsvarende simulering 1, 5 og 9, men med lavere innblåsningshastighet. Disse simuleringene ble også kjørt med ventilplate som beskrevet i kapittel 5.3.1 *Simuleringer med ventilplate*. De horisontale innløpshastighetene var derfor meget lave. Disse simuleringen ble navngitt 1.1, 5.1 og 9.1, for å markere sitt slektskap med simuleringene 1, 5 og 9. Simuleringene er vist i Tabell 4 nedenfor.

Tabell 4 viser simuleringer utført før revisjon av hovedkjøreplanen. Derfor meget små horisontale hastigheter.

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]		R [%]
			Ned	Side	
1.1	5	25	2	0,84	50
5.1	5	50	2	0,84	50
9.1	5	25	2	0	100

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

5.5.2 Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplan, men med ventilplate

Alle simuleringene i hovedkjøreplanen ble kjørt med en ventilplate, som vist i Figur 24 og forklart i kapittel 5.3.1 *Simuleringer med ventilplate*. Ved senere ettertanke ble det klart at dette medførte lavere innblåsningshastighet ved sideinnløpet, og at dette kunne forstyrre induksjonen mot den eksisterende romluften. Hastighetene ved sideinnløpene ble derfor korrigert og er vist i Tabell 5 nedenfor. Det ble vurdert at disse simuleringen kunne komme til nytte under regresjonsanalysen. Simuleringene ble omdøpt fra Simulering 1-8 til simulering 1P -8P. Simuleringene er vist i Tabell 5 nedenfor. Siden simulering 9 kun hadde innblåsing vertikalt, finnes denne kun i den gjeldende hovedkjøreplanen i Tabell 2.

Tabell 5 viser simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men med ventilplate

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]		R [%]
			Ned	Side	
1P	5	25	5	2,95	50
2P	2,5	25	5	2,95	50
3P	10	25	5	3,1	50
4P	5	12,5	5	2,95	50
5P	5	50	5	2,95	50
6P	5	25	2,5	1,57	50
7P	5	25	10	5,9	50
8P	5	25	0	2,95	0

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

5.5.3 Krysstesting av simulering 8

Simuleringene i kjøreplanen uten ventilplate, fikk luftvekslingseffektiviteter med betydelig samsvar med hva som ble funnet i simulering med ventilplate, resultatene er videre kommentert i resultatkapitler 6.3.2-6.3.4. Basert på de påfallende likheter i luftvekslingseffektiviteter mellom simuleringer med og uten ventilplate, ble det gjort en test av vedrørende simulering 8. Dette gikk ut på å lage en ny simulering kalt 8.1 hvor innblåsningshastigheten var justert tilsvarende simulering 8P. Dette for å se om også denne ville få luftvekslingseffektivitet lik som simulering 8 og 8P. I så fall, ville dette støtte en påstand om at innblåsningshastigheten horisontalt ikke hadde så stor betydning i dette området. Det ble også laget en simulering som ble navngitt 8.2, denne var tilsvarende simulering 8, 8P og 8.1, men med innblåsningshastighet justert opp til 10 m/s. Dette for å se betydningen av en oppjustert innblåsningshastighet. Oppsettet for simuleringene er vist i Tabell 6 nedenfor.

Tabell 6 viser oppsett for krysstesting av simulering 8

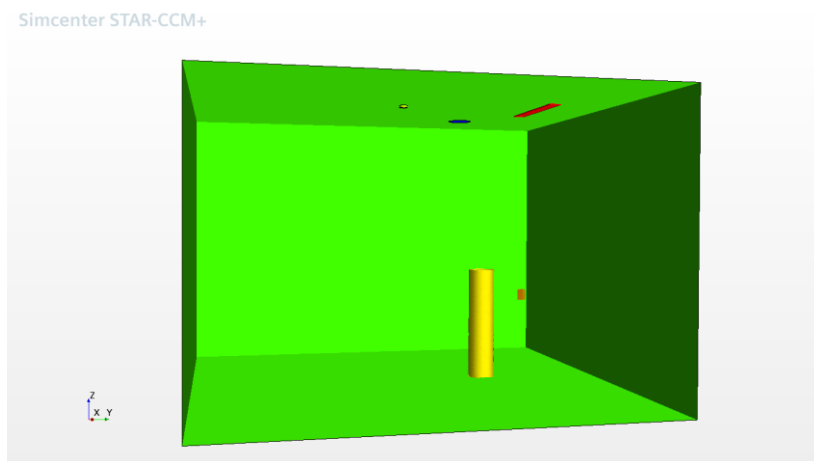
Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]	R [%]
8	5	25	5	0
8P	5	25	2,95	0
8.1	5	25	2,95	0
8.2	5	25	10	0

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Siden resultatene fra simulering 8, 8P og 8.1, skulle representere det samme resultatet, var det kun simulering 8.2 som ville komme til bruk i regresjonsanalysen.

5.5.4 Simulering for utredning av effekt internlaster

Simulering 10, er som nevnt i kapittel 5.4 en simulering som egentlig skulle sammenliknes med sporgassmålinger, men som heller ble omdøpt til simulering 10. Simulering 10.1 er en variasjon av denne, men hvor varmelaster er tilstede. Sistnevnte var kun gjort som et sideprosjekt for å se betydningen av varmelaster, og skal ikke benyttes videre i regresjonsprosessen. Det ble forutsatt varmelaster på 5 W/m² for belysning, 6 W/m² for pc og 70W for tilstedeværelse person, totalt tilsvarer dette 246W. Oppsettet for disse simuleringene er vist i Tabell 7 nedenfor. Oppbygningen av rommet er vist i Figur 25 nedenfor. Lampen i taket vises i rødt, personen er vist som en gul sylinder, mens pc er en oransje firkant plassert i luften foran personen. (Det ble ikke modellert bord til PC).



Figur 25 viser det simulerte rommet med internlaster (simulering 10.1)

Tabell 7 viser forutsetningene for simuleringen med og uten internlaster.

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]	R [%]	Internlaster
10	11,25	61,2	10	0	Ingen
10.1	11,25	61,14	10	0	246W

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

5.6 Kjøreplan for supplerende simuleringer

Som nevnt kapittel 3.12 *Symbolisk regresjon*, kan små datasett ved symbolsk regresjon øke faren for overtilpassing.

Det ble derfor forsøkt å få til så mange simuleringer som mulig innenfor den gitte tidsramme, dette for å få størst mulig datasett. På grunn av lang beregningstid og tidkrevende tilpassing og oppfølging av simuleringer, ble det fokusert på å kjøre de rette simuleringene for å ha best kvalitet på datasettet.

Parameterne som ville være inngangsdata i regresjonsanalysen var luftmengde [m³/hm²], varmetap [W/m²], overtemperatur [C°] og impulser [kg·m/s²] vertikalt og horisontalt. For å utføre symbolsk regresjon, var det nødvendig med et godt utvalg simuleringer, hvorav alle parametervariasjoner var tilstrekkelig representert. Når alle simuleringer fra hovedkjøreplanen, simuleringene for sammenlikning med sporgassmålinger og alle underveissimuleringer var foretatt, ble behov for supplerende simuleringer

vurdert. Det ble gjort en kartlegging av alle simuleringer som var utført opp til dette tidspunkt, og hvilken parametervariasjoner som var mindre representert.

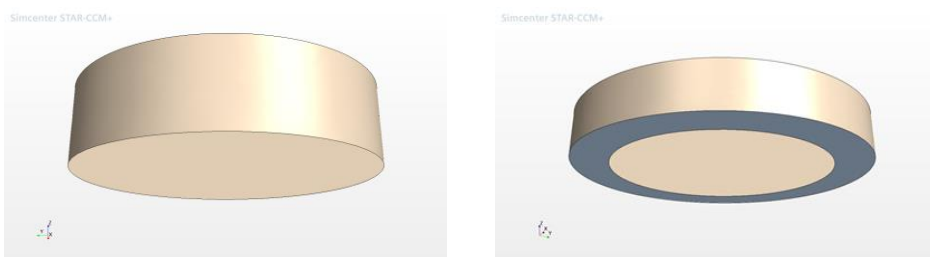
For å spe på med simuleringer til regresjonsanalysen ble det utarbeidet en kjøreplan for supplerende simuleringer. Disse simuleringene er presentert i Tabell 8 nedenfor.

Simuleringer med vertikal innblåsningsretning

Det ble fort klart at parameteren som var underrepresentert i tidligere simuleringer var varianten med kun vertikal innblåsing. Denne variasjonen var kun representert to ganger. Det ble derfor satt opp tre simuleringer med kun vertikal innblåsing. Dette både på bakgrunn av at variasjonen var lite representert, og fordi den ene av simuleringene som var kjørt, viste en luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen på 0,5. Altså full omrøring, selv ved ganske høy overtemperatur. Det ble derfor satt opp noen mer ekstreme simuleringer med vertikal innblåsing. Dette var simulering 12, som fikk varmetap på 100 W/m^2 , noe som tilsvarer det høyeste varmetapet blant alle simuleringene. Simulering 13 ble utført med forholdsvis lav luftmengde, dette for å se virkningen av dette. Simulering 11 ble satt opp som et motstykke til simulering B.1(fra Tabell 3), hvor retningen ble endret fra horisontal til vertikal. Simuleringene er vist i Tabell 8 nedenfor.

Isoterme simuleringer

Det var også ønskelig å ha data som kunne representere isoterme simuleringer. Det vil si varmetap og derav også overtemperatur lik null. Det ble satt opp to isoterme simuleringer, hvorav den ene med vertikal innblåsing og den andre horisontal. Disse fikk navn simulering 14 og 15 og er vist i Tabell 8 nedenfor. For disse to simuleringene ble det først benyttet innløpsgeometrien som vist til venstre i Figur 26 nedenfor, dette ga imidlertid store problemer med konvergens. Derfor ble geometrien endret som vist til høyre i figuren, altså med en indre ring på innløpsgeometrien. Begge simuleringene fikk betraktelig bedre konvergens etter endring av innløpsgeometri. Dette er nærmere kommentert i resultatkapittel 6.4.2 *Isoterme simuleringer*.



Figur 26 viser de to ventilgeometriene

Simuleringer med lavere overtemperaturer

En annen parametervariasjon som var underrepresentert var lav overtemperatur. Det var derfor ønskelig å kjøre noen simuleringer med eksempelvis $2\text{-}3 \text{ }^\circ\text{C}$ overtemperatur. Simulering 16 og 17, representerer denne variasjonen og er vist i Tabell 8 nedenfor.

Simulering med lavere luftvekslingseffektiviteter

Når simulering 11-16 hadde blitt kjørt, ble det registrert at alle hadde relativt høye luftvekslingseffektiviteter. Det ble vurdert at det ville vært hensiktsmessig med noe mer data i det nedre sjiktet for luftvekslingseffektiviteter. Siden simulering 8 var den med dårligst luftvekslingseffektivitet, ble det laget en variant av denne, men med høyere varmetap. Varmetapet ble 50 W/m² og simuleringen ble nummer 18 i rekken og er vist i Tabell 8 nedenfor.

Simulering med høy luftmengde

Det ble også kjørt en variant av simulering 8, men med luftmengde økt til 15 [m³/hm²] som dermed ble den høyeste luftmengden blant alle simuleringene. Denne ble navngitt simulering 20 og er vist i Tabell 8 nedenfor.

Simulering med forskjellig impulsfordeling

Flere nyanser av impulsfordeling henholdsvis vertikalt og horisontalt var ønskelig. Det var også ønskelig med redusert innblåsningshastighet på det vertikale innløpet, dette for å se konsekvensen av at den vertikale luftstrålen ikke når ned i oppholdssonen. Det ble derfor satt opp en simulering hvor den vertikale hastigheten var 2 m/s, og den horisontale var 3,94 m/s. Denne fikk navn simulering 19 og er vist i Tabell 8 nedenfor. Det var i utgangspunktet meningen å kjøre flere simuleringer med variasjoner av impulser henholdsvis horisontalt og vertikalt, men grunnet store konvergensproblemer og manglende tidsbudsjett, ble det kun én variasjon i denne kategorien.

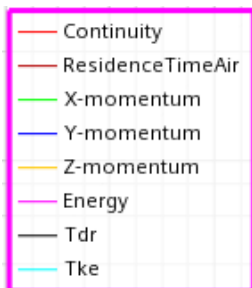
Tabell 8 viser kjøreplan for de supplerende simuleringene

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]		Retning ned [%]
			Ned	Side	
11	11,25	61,1	10	0	100
12	5	100	5	0	100
13	2,5	25	5	0	100
14	5	0	5	5	50
15	5	0	0	5	0
16	2,5	2,12	2,5	0	100
17	2,5	2,11	0	2,5	0
18	5	50	0	5	0
19	2,5	10,9	2,0	3,94	33,6
20	15	25	0	15	0

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

5.7 Prosedyre - Kjøring av simuleringer

Når simuleringsmodellen var klargjort, og hovedkjøreplanen fastslått, ble simuleringene fra hovedkjøreplanen kjørt. Når simuleringene fra hovedkjøreplanen var ferdig kjørt, ble de resterende simuleringene utført. Figur 27 nedenfor viser hvilken likninger som ble løst under simuleringene. For mer om de forskjellige likningene, se kapittel 3.11.1.



Figur 27 viser likningene som løst under simuleringene

Når simuleringene skulle kjøres, ble det erfart at det kreves en god del tilpasninger underveis. Dette både ved tanke på hvilken utetemperatur som gir det rette varmetapet, samt justeringer for å oppnå en konvergent og stabil løsning innen rimelig tid. Prosedyrer som ble utført under simuleringenes gang er beskrevet nedenfor.

Kapitlet er gjeldende for alle simuleringssett utført. Det vil si både hovedkjøreplanen (presentert i kapittel 5.3), kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålinger (presentert i kapittel 5.4), underveissimuleringer (presentert i kapittel 5.5) og kjøreplan for supplerende simuleringer (presentert i kapittel 5.6). Prosedyren for å treffe ønsket varmetap i henhold til kjøreplaner avviker noe for simuleringene for sammenlikning med sporgassmålinger. Dette er imidlertid beskrevet nærmere i avsnittet *Prosedyre for å treffe ønsket overtemperatur* nedenfor.

5.7.1 Prosedyre for å treffe ønsket varmetap i henhold til kjøreplaner

Det ble gjort en håndberegning før hver simulering for å finne omtrentlig varmetap, men dette var vanskelig å forutse nøyaktig før etter simuleringen var kjørt. Dette fordi varmetap vil være avhengig av flere parametere som ikke var kjent på forhånd. For eksempel vil varmetap være avhengig av temperatureffektiviteten, som igjen har innvirkning på både avtrekkstemperaturen og romtemperaturen, som heller ikke er kjent på forhånd. U-verdien har også avhengigheter, og vil ikke være fullstendig kjent. U-verdien vil variere både med innvendig varmeovergangstall og strålingsmodellene.

I STAR CCM+ kan man angi utvendig varmeovergangskoeffisient og termisk motstand som input for en overflate. Man kan i tillegg angi omgivelsestemperatur og strålingstemperatur for denne flaten. På denne måten er vindu i simuleringsproblemene bygget opp. Man kan skrive ut en rapport etter simuleringen for å avdekke den advective delen av den innvendige varmeovergangskoeffisienten. Det kan derfor være vanskelig å beregne varmetapet ved bruk av U-verdien helt nøyaktig på forhånd, da man mangler en komplett innvendig motstand. Man kan imidlertid få en god indikasjon ved å bruke standardverdier for innvendig varmeovergangsmotstand. Det ble benyttet en standardverdi på 0,13 [$\frac{m^2 K}{W}$] (Gustavsen & Tue, 2007, s. 159). Setter man dette inn i likning 40 nedenfor har man et tilnærmet uttrykk for U-verdi. Ved å sette dette uttrykket inn i likning 43 nedenfor ble tilnærmet varmetap beregnet.

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{0,13 \left[\frac{m^2 K}{W} \right] + \text{Termisk motstand} + \frac{1}{\text{Varmeovergangskoeffesient, utv.}}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (40)$$

Da dette aldri ville treffe helt, var det nødvendig å justere utetemperaturen underveis, dette for å treffe ønsket varmetap som beskrevet i de forskjellige kjøreplaner. Metoden var da å overvåke varmetapet via et monitorplott, mens simuleringen ble kjørt. Hvis det ble observert at varmetapet ble betydelig mye høyere eller lavere enn målet satt i kjøreplanen, ble simuleringen stoppet og utetemperatur og strålingstemperatur ble justert for å treffe det ønskede varmetapet. Når varmetapet fra vinduet stabiliserte seg ved ønsket verdi, var det viktig å la simuleringen kjøre en god del iterasjoner før løsningen ble akseptert. Dette for å forsikre om at konvergens var opprettholdt, og at de andre overvåkede parameterne også var stabile og ikke eventuelt skulle begynne å svinge.

$$\varepsilon_{T,o} \cdot \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot C_p \left[\frac{J}{Kg K} \right] \cdot Q_v \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600s} \cdot (T_{tilluft} - T_{setpunkt}) \quad (41)$$

=

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot C_p \left[\frac{J}{Kg K} \right] \cdot Q_v \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600s} \cdot (T_{tilluft} - T_{avtrekk}) \quad (42)$$

=

$$U_{Vindu} \cdot A_{vindu} \cdot (T_{inne} - T_{Dim,vinter}) \quad (43)$$

=

Varmetap

Siden tilluftstemperaturen var konstant på 30 °C for alle simuleringene, og overtemperaturer kunne nå over 30 °C, vil metoden som nevnt over gi ulogisk lave romtemperaturer. Dette utover hva som er vanlig i et typisk kontorrom. Målet ved oppgaven er å utrede trendene i rommet, og ikke å simulere mest mulig virkelighetsnære situasjoner. Ser man simuleringene relativt til hverandre, vil man kunne utrede de viktige trendene. Overnevnte fremgangsmåte involverer også mindre kilde til feil og er mer effektivt. Dette fordi man kun trenger å justere utetemperatur for å treffe et ønsket varmetap, uten at man trenger å justere innløpstemperaturen for å kontrollere at romtemperaturen er innenfor rimeligheten.

5.7.2 Prosedyre for å treffe ønsket overtemperatur

Prosedyren for å matche varmetapet for simuleringer som sammenliknet med sporgassmålinger differensiertes litt fra metoden som nevnt over. Dette da det ikke var oppgitt verken varmetap eller temperatureffektivitet i målingene mottatt. Derfor ble heller utetemperaturen justert underveis for å treffe overtemperatur tilsvarende hva som var benyttet i sporgassmålingene. Istedenfor å overvåke varmetapet fra vinduet, ble derfor avtrekkstemperaturen overvåket gjennom kjøringen.

5.7.3 Stoppekriterium/ "Stopping Criteria"

Det var nødvendig å sette opp såkalte stoppekriterier. Dette er en funksjon hvor man setter et kriterium for når simuleringen skal stoppe. Det finnes flere måter å gjøre dette på. Det ble hovedsakelig benyttet to funksjoner, til to forskjellige formål.

I startfasen av simuleringene ble det benyttet et kriterium hvor simuleringene skulle stoppe etter et visst antall iterasjoner. Dette var mest brukt i forbindelse med divergerende simuleringer, hvor det var

ønskelig å stoppe simuleringen før et kjent punkt, hvor simuleringen hadde en tendens til å divergere. Dette kriteriet heter "Maximum Steps" (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2987-2996).

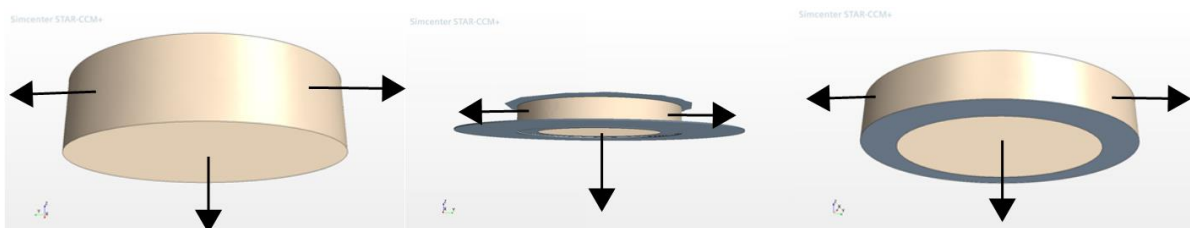
Et annet kriterium som var mye brukt, var funksjonen hvor man setter en forutsetning til selve nøyaktigheten ved de forskjellige likningene, eller eventuelle overvåkede variabler og rapporter. For eksempel kan man velge å overvåke en opprettet rapport, for å så lage et konvergenzkriterium basert på denne. Man kan også lage et konvergenzkriterium for eksempelvis Tdr- likningen. Siden denne likningen hadde en tendens til å gi dårligst konvergens ved noen av simuleringene, ble det satt ett kriterium til at simuleringen skulle stoppe ved et punkt hvor residualene lå under en verdi som kunne aksepteres. Dette kan eksempelvis være når residualene dropper under 10^{-4} . Dette stoppekriteriet heter "Monitor criterion". (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 2997-3001).

5.7.4 Justering av under-relaksasjonsfaktor

En annen funksjon som ble hyppig benyttet underveis i simuleringene, var å justere under-relaksasjonsfaktoren. Enten manuelt underveis i simuleringen, eller ved å sette opp en såkalt "Linear Ramp". Sistnevnte er en funksjon, hvor man definerer et start og et sluttpunkt for hvor relaksasjonsfaktoren skal stige lineært mellom disse punktene. Man definerer også startverdi for under-relaksasjonsfaktoren. En av de benyttede kriteriene var å starte relaksasjonsfaktoren på 0,09 for passiv skalar ved iterasjon 1, hvorav opptrappingen gikk til iterasjon 20 før den ble opphørt. Denne var fin å bruke i starten av simuleringer for å unngå divergens, da det ofte var store svingninger i starten. En slik lineær opptrapping ville dempe svingningene (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 5928-5929). Det ble definert liknende kriterier for flere av de andre løsningsalgoritmene, blant annet turbulens og energi. Spesielt Tdr-likningen hadde en tendens til å svinge kraftig i starten, denne fikk derfor en enda lavere startverdi for den lineære opptrappingen.

5.7.5 Innløpsgeometrier for de forskjellige simuleringene

Det ble hovedsakelig benyttet tre forskjellige innløpsgeometrier for simuleringene. Innløpsgeometrien som vist i midten i Figur 28 nedenfor, ble som nevnt benyttet for enkelte av simuleringene i startfasen, før revidering av hovedkjøreplanen. Innløpsgeometriene for alle andre utførte simuleringer var tilsvarende innløpsgeometriene som vist til venstre eller høyre i figuren nedenfor. Det vil si, noen av simuleringene ble kjørt med innløpsgeometrien som vist til høyre, og noen med geometrien vist til venstre. Det ble etter hvert observert at konvergensten ble bedre ved enkelte simuleringer ved å bruke innløpsgeometrien vist til høyre i skissen. Les mer om dette i kapittel 6.4.2 *Isoterme simuleringer*. At denne innløpsgeometrien bedret konvergensten ble oppdaget ved en tilfeldighet, da ventilgeometrien i utgangspunktet ble benyttet fordi overflatearealene ble mer riktig ved nettverksgenerering, dette som forklart i kapittel 5.1.3 Nettverk/"mesh".



Figur 28 viser alle de tre innløpsgeometrier samlet

5.7.6 Avvik mellom alder på avtrekksluft og den nominelle tidskonstanten

Det ble observert at spesielt simuleringer med store overtemperaturer hadde relativt store avvik mellom alder på avtrekksluften og den nominelle tidskonstanten (t_n). Dette kan skyldes at massetettheten for den varme luften ved innløpet var lavere enn ved utløpet. Denne trenden ville dermed gi større utslag ved de høyeste overtemperaturene, fordi tetthetsforskjeller mellom innløp og utløp var størst her. Likning 44 og 45 nedenfor illustrerer denne tendensen.

$$t_n = \frac{\text{Volum}}{\dot{V}} = \frac{\text{Konstant}}{\text{Varierer med temperatur}} \text{ [s]} \quad (44)$$

Hvis overtemperatur vil

$$\dot{V}_{\text{innløp}} > \dot{V}_{\text{utløp}} \quad (45)$$

\dot{V} : volumstrøm [m^3/s]

Det ble derfor vurdert som hensiktsmessig å benytte simulert alder ved avtrekk, fremfor teoretisk beregnet tidskonstant (t_n) ved beregning av luftvekslingseffektivitet. Dette fordi avvikene mellom disse kunne være relativt høye. Bruk av simulert alder ved avtrekk i utregningen ville også bidra til å utlikne eventuelle nøyaktighetsfeil eller usikkerheter ved simuleringene. Dette fordi simulerte verdier var ført opp både i teller og nevner. Gjennomsnittsalder for luften ved avtrekk ble hentet ved å kjøre en rapport av massestrømmens gjennomsnittsalder ved avtrekk. En såkalt "Mass Flow Averaged" rapport. I vedlegg G kan man se beregnede nominelle tidskonstanter (t_n) hvor tettheten er hensyntatt. Man kan se betydelig korrelasjon mellom disse og hva som er funnet som gjennomsnittlig alder ved avtrekk i de gjeldende simuleringene. Dette er kun beregnet for utvalgte simuleringer. Luftvekslingseffektivitet ble derfor beregnet etter likning 46 nedenfor (likning 12 er vist til venstre i likningen).

$$\varepsilon_{\text{Opph.}} = \frac{\cancel{t_n}}{2\bar{t}_{\text{Opph.}}} \longrightarrow \frac{t_{\text{beregnet}}}{2\bar{t}_{\text{Opph.}}} \quad (46)$$

5.7.7 Logging av interessante størrelser

Når simuleringene var kjørt, ble parametere og detaljer ved hver av simuleringene logget i et excel-ark. Dette for å spare interessant data og muliggjøre undersøker av sammenhenger, eller forbedringer i senere tid.

Ting som ble logget var: Luftmengde, varmetap, innblåsningshastighet, innblåsningsretning, radius innløp, høyde innløp, arealer på innløp, massestrøm, impulser henholdsvis vertikalt og horisontalt, temperatur tilluft, temperatur ute/omgivende, temperatur oppholdssone, alder på luft oppholdssone, temperatur avtrekk, alder på luft avtrekk, kommentar til alder på luft avtrekk, teoretisk beregnet tidskonstant avtrekk, overtemperatur og varmetap vindu. I tillegg ble det logget temperatur og alder på luft i lokale punkter som angitt i Figur 22 side 47. Det er også logget noen generelle kommentarer vedrørende hver av simuleringene, samt en vurdering av hvor god konvergenen for hver av simuleringene var.

Ting som ble beregnet ut fra dette var: Luftvekslingseffektiviteten ved et plan 1,1 meter over gulv, tempereffektivitet ved et plan 1,1 meter over gulv, Luftvekslingseffektiviteten ved et punkt i nærhet til avtrekk, Luftvekslingseffektiviteten ved et punkt nærmere vindu, samt luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet i oppholdssonen.

Se vedlegg G for fullstendig utkast og oversikt over alle loggede detaljer og parametere, samt beregnede resultater.

5.7.8 Utbedring av konvergensproblem

For enkelte simuleringer fra kjøreplanene var det vanskelig å oppnå god konvergens. Dette var blant annet simulering 11,18, 19 og 20 fra kjøreplanen for supplerende simuleringer, og simulering 7 fra hovedkjøreplanen. Simulering 11,19 og 20 ble ikke utredet videre. Simulering 18 virket å ha mer dypgående problemer som dessverre ikke var mulig å løse innenfor gitte tidsramme, dette er belyst nedenfor. Problemene for simulering 7 ble imidlertid løst. Konvergensproblemet for denne kunne muligens skyldes høy hastighet ved innløpet, samt innløp i to retninger. Det antas at luftinnløp i to retninger kan skape et mer komplekst strømningsbilde. De to likningene som ofte var vanskelig å få god konvergens på, var likningen for luftens alder ("Residence time Air") og Tdr-likningen. Vedlegg H viser en oversikt over alle simuleringene, med kommentarer til konvergens for hver enkelt. På grunn av tidsbegrensing var det ikke mulig å gjennomgå alle simuleringer, med tiltak for å bedre konvergens. Det ble allikevel valgt å gjøre noen tester for å se på muligheten for bedring for simulering 7 og 18. Disse simuleringen hadde hovedsakelig dårlig konvergens for Tdr-likningen.

Utbedring av konvergensproblem simulering 7

Å bedre konvergens var ikke nødvendigvis en enkel oppgave, når det mye allerede var prøvd. En ting som ikke var forsøkt for denne spesifikke simuleringen, var å endre forholdet mellom arealene nedover og til siden. Det ble registrert at denne simuleringen hadde det smaleste innløpet til siden. Forholdet ble endret som vist i Tabell 9 nedenfor.

Tabell 9 viser forutsetningene for endringer av innløpsgeometri for simulering 7

Forhold innløp	Radius [mm]	høyde [mm]	ytre ring [mm]
Før endring	18,81	5	35,36
Etter endring	18,81	8,1	22

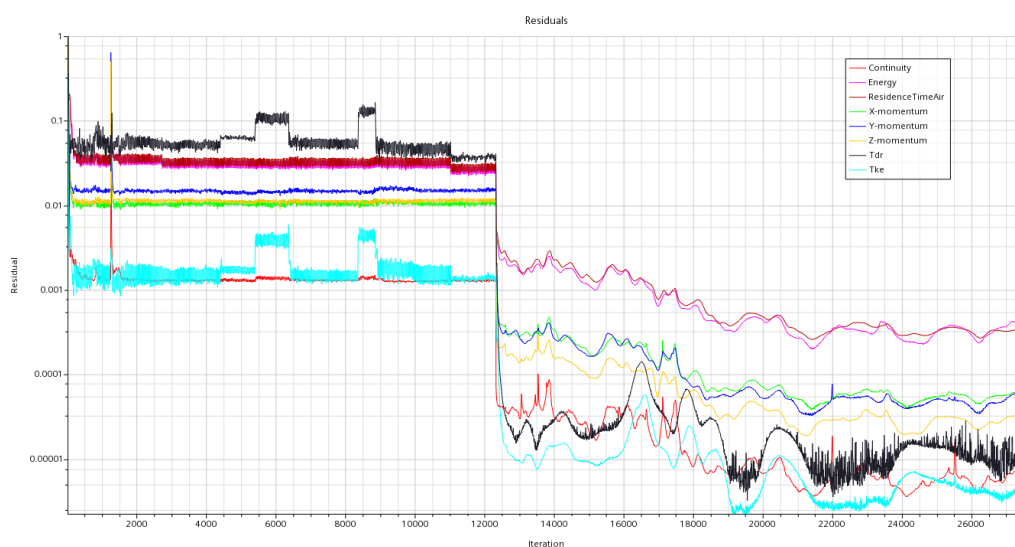
Dette ga en liten demping på svingningene, og kanskje en tanke bedre konvergens. Se Figur 29 nedenfor. Det ble valgt å iverksette flere tiltak.



Figur 29 residualbildet før og etter endring av innløpsgeometri

Det ble også gjort en del forsøk på å endre grensebetingelsene ved innløp, hva det angikk turbulens. Dette ble noe eksperimentelt, da implementering av verdier fra litteraturen som angitt i kapittel 5.1.5 *Grensebetingelser* ikke førte frem. Det ble kun registrert en liten bedring i residualene ved siste forsøk.

Til slutt ble relaksasjonsfaktoren senket helt ned til 0,3 for turbulenslikningene, dette resulterte i en markant forbedring av residualene. Residualbildet i Figur 30 nedenfor viser hvordan residualene hopper opp hver gang endringer er foretatt i geometri, eller grensebetingelser for turbulens. Det store fallet på slutten er imidlertid et resultat av at under- relaksasjonen ble justert fra 0,7 til 0,3. Dette øker beregningstiden betraktelig, men gir også pene residualer med god konvergens. Monitorplottene fremstår også som upåklagelige etter denne prosedyren. Derimot er det ikke registrert at denne justeringen utgjorde særlig forskjell på luftvekslingseffektiviteten. Det ble registrert en stigning i underkant av 2%. Monitorene for alder på luften i både avtrekk og oppholdssone flatet noe mer ut mer etter justeringen.



Figur 30 viser residualbildet etter senkning av under-relaksasjonsfaktor.

Det ble registrert dårlig konvergens også for simulering 7P. Riktig nok noe bedre enn overnevnte. Tdr-likningen lå rundt 0,01 og Tke-likningen på 0,001. Samme tiltak ble gjort på denne, for å bedre konvergens. Under-relaksasjon for turbulenslikninger ble senket fra henholdsvis 0,8 og 1 til 0,5. Underrelasjonsfaktor for "Residence time air" ble også senket fra 0,9 til 0,7 da denne også hadde en del svingninger. Fallet i residualbildet ble ikke like fremtredende som i Figur 30 ovenfor, men ga tilfredsstillende konvergens, som kunne aksepteres.

konvergensproblem simulering 18

Som nevnt kunne feilen i denne simuleringen virke å være noe mer dyptgående, denne antagelsen baseres på at senkning av under-relaksasjonsfaktoren ga omvendt tendens. Det vil si at det å redusere relaksasjonen førte til dårligere konvergens. Det var spesielt turbulenslikningene som steg ved nedjustering av under-relaksasjonen.

Dette var spesielt underlig, da filen i utgangspunktet stammet fra simulering 8, hvor dette ikke var et problem. Forskjellen mellom simulering 8 og 18 var simpelthen at utetemperaturen ble justert kraftig opp.

Det ble gjort mange tiltak både feilsøking og justeringer for å løse problemet. På grunn av tidsbegrensning var det ikke mulig å kartlegge denne feilen.

Tiltak som ble prøvd ut var blant annet justering av grensebetingelser for turbulens, som belyst i kapittel 5.1.5 *Grensebetingelser*. Ingen av disse justeringene viste imidlertid særlig forbedring i konvergens. Det ble også gjort feilsøking i Tdr-residualer, feilsøkingen viste ujevnheter i cellene nær takflaten. Det ble derfor foretatt økt raffinering av cellene nær her. Det vil si raffinering av de ortogonale prismeformede cellene som skal behandle kompleksiteten rundt "no-slip" betingelsen ved grenseoverflaten til taket. Dette dempet svingningene, men ga ikke merkbart bedre konvergens.

Det ble registret at selv om residualene hoppet opp ved reduksjon av under-relaksasjonsfaktoren, så flatet også monitorene av de overvåkede variablene mer ut. Det ble registrert at denne utflatingen skjedde ved verdier som kunne virke fornuftige. Det var imidlertid usikkert om resultatet fra denne simuleringen var til å stole på.

5.8 Symbolsk regresjonsanalyse

For å finne et forenklet matematisk funksjonsuttrykk for luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen er det benyttet verktøy for symbolsk regresjon. Den symbolske regresjonsanalysen ble basert på data fra simuleringene, og utført i TuringBot. Alle de utførte simuleringene dannet et datasett på 37 simuleringer, hvor 33 av disse skulle være med i regresjonsanalysen. Som nevnt skulle simulering 10.1 utelates fra regresjonsanalysen da denne inkluderer internlaster. Simulering 8.1 er også utelatt, da simulering 8P representere det samme resultatet. Simuleringene 18 og 11 er utelatt på bakgrunn av at konvergens var dårlig, samt at simulering 18 hadde en underlig feil som det ikke lyktes å utrede. Datasettet besto av 5 simuleringer med ren vertikal innblåsing, og 11 simuleringer med ren horisontal innblåsing, de resterende hadde innblåsing i begge retninger.

Det første som ble gjort var å kontrollere hele datasettet, og forsikre at det var fritt for småfeil. Dataene fra simuleringene ble konvertert til TXT-format og implementert inn i TuringBot. Se hele datasettet i vedlegg I. Utgangsverdi ("target variable") var luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen, mens inndata ("input variables") var luftmengde [m^3/hm^2], varmetap [W/m^2], vertikal og horisontal impuls [kgm/s^2], samt overtemperatur [$^{\circ}\text{C}$]. I de første forsøkene ble også innblåsningshastighet [m/s] og massestrøm [kg/s] henholdsvis vertikalt og horisontalt tatt med i regresjonsanalysen.

Ønsket impuls fremkommer ved likning 47 nedenfor:

$$I = Q_v \cdot \rho \cdot \frac{1}{3600s} \cdot v \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (47)$$

Q_v : luftmengde [m^3/hm^2]

ρ : tetthet [kg/m^3]

v : Hastighet [m/s]

Det ble gjort noen tester uten kryssvalidering, dette for å bli kjent med programmet og studere kurvetilpassinger. Uten kryssvalidering ble det registret at man kunne finne kurver som traff ganske

nøyaktig på alle datapunkter. Det ble registrert at kurvetilpassingen ble noe mindre nøyaktig av å øke graden av kryssvalidering, noe som er naturlig, og indikerer komplekse sammenhenger mellom datapunkter. Kun de grunnleggende basisfunksjonene ganger, dele, pluss og minus ble valgt for analysen, dette for å utelukke kompliserte uttrykk. Søkealternativet ble satt til "RMS error" og trene/test-data ble hovedsakelig delt 50/50. Grunnlaget for å velge såpass høy grad av kryssvalidering, var å redusere faren for overtilpassing da datasettet var relativt lite. Les mer om kryssvalidering og overtilpassing i kapittel 3.12 *Symbolsk regresjon*.

En stor del av de genererte funksjonsuttrykkene beveget seg godt under 0, og noen beveget seg også godt over 0,5. Disse ble ekskludert, da skalaen for luftvekslingseffektivitet strekker seg fra 0-0,5. Etter flere kjøring i TuringBot ble totalt 13 funksjonsuttrykk hentet ut for nærmere testing og analyse i excel-ark, se de 13 funksjonene i vedlegg M. Fire av disse var uten kryssvalidering, og resten hadde 50/50 fordeling.

5.8.1 Test-analyse av funksjonene

Det var vanskelig å velge blant alle funksjonsuttrykkene som ble generert i programmet, da ingen fremsto som helt åpenbart bedre enn de andre ved første øyekast. Det ble derfor utført diverse tester av funksjonsuttrykkene, dette for å se at de responderte logisk ved bruk.

Funksjonene ble vurdert både i forhold til kompleksitet og hvordan kurvene passet datapunktene, før de ble testet i eget excel-ark som vist i vedlegg J. Funksjonene ble også testet på simulering 18 og 11, som i utgangspunktet var ekskludert fra analysen. Det påpekes dette ble ikke vektlagt i vurderingen av selve funksjonen.

Det ble satt opp tre tester av funksjonene i første omgang. Den første ble basert på en tenkt optimal luftvekslingseffektivitet for sideveis innblåsing. Denne testen ble basert på den isoterme simulering 15, som kun hadde sideveis innblåsing og luftvekslingseffektivitet 0,48. Ved å øke luftmengden fra 5 [m³/hm²] til 20 [m³/hm²] og sideveis innblåsing fra 5 m/s til 10 m/s, ble utgangsverdien for luftvekslingseffektivitet vurdert. Kravet var at funksjonene skulle gi luftvekslingseffektivitet bedre eller lik 0,48, og ikke overskride 0,5. Flere av funksjonene besto denne testen. De som ikke besto ble ekskludert fra videre analyse. Neste test, var å sjekke funksjonene mot en situasjon hvor det var tilnærmet ingen ventilasjon i rommet. Det vil si tilnærmet ingen innblåsningshastighet og luftmengde, dette for å se at luftvekslingseffektiviteten ble tilstrekkelig lav og ikke gikk i minus. Denne testen besto kun funksjon H, men denne var allerede diskvalifisert fra forrige test. Siden ingen funksjonsuttrykk besto denne testen, ble den ikke særlig vektlagt, da man kan tenke at funksjonene ikke er tilpasset dette området av skalaen. Det ble også opprettet et tenkt scenario hvor det ikke var ventilasjon i rommet. Flere funksjoner besto denne, men denne ble heller ikke særlig vektlagt. Det ble valgt å ta funksjon G og I videre til utvidet test-analyse.

På bakgrunn av to av de tre kriteriene i testene (tenkt minimum og null ventilasjon) ble det definert tre nye funksjoner i TuringBot (funksjon K,L og M). Dette for å se hvordan regresjonen utartet seg med et fast bunnpunkt. Dette fordi mange av de tidligere observert funksjonsuttrykkene, hadde bunnpunkter godt under 0. Funksjonen L gikk videre til en utvidet test-analyse.

5.8.2 Utvidet test-analyse

Disse testene ble basert på kjøreplanen og utført for funksjon G,I og L. Tanken var å se om funksjonene ville respondere logisk i forhold til hva som var ventet, basert på tidligere observerte trender i simuleringene. For eksempel vil det være logisk at *Test q.1* i Tabell 10 nedenfor befinner seg et sted mellom gitt luftvekslingseffektivitet for simulering 1 og 5, altså mellom 0,40-0,45. Det ble også gjort liknende test i ytterpunktene av hovedkjøreplanen. Det vil si punkter hvor det kun foreligger data høyere eller lavere. Test q.2 er et eksempel på dette, det foreligger ingen kjent data med varmetap over 100 w/m². Et utdrag fra testen er vist i Tabell 10 nedenfor, resten av test-analysen vises i Tabell 30 i vedlegg K. Resultatet fra testen er vist i vedlegg L Tabell 31.

Tabell 10 viser oppsett for den utvidede test-analysen

Parameter-variasjon	Sim	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [$\frac{m}{s}$]	Retning [%]	$\epsilon_{L,0}$ [-]
Varmetap [$\frac{W}{m^2}$]	<i>Test q.0</i>	5	6,25	5	50	0,48-0,5
	4	5	12,5	5	50	0,48
	1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
	<i>Test q.1</i>	5	37,5	5	50	0,45-0,40
	5	5	50	5	50	0,40
	<i>TEST q.2</i>	5	100	5	5	0-0,40

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Valg vedrørende hvilken funksjon som skulle velges for å representere luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen, ble tatt på bakgrunn av hvor godt dataene traff i kurvetilpassingen, og om de ble vurdert logiske i forhold til begge testsekvensene. Det var også viktig at funksjonene ikke var for komplekse.

6 Resultater og diskusjon

I dette kapitlet vil funnene fra simuleringen vises og vurderes. Innledningsvis en separat vurdering av de forskjellige simuleringssettene:

1. hovedkjøreplanen
2. kjøreplan for sammenlikning med sporgassmålingene
3. underveissimuleringer
4. kjøreplan for supplerende simuleringer

Svakheter og begrensinger i alle ledd vil bli belyst. Alle resultatkapitlene nedenfor vil inneholde en innbakt diskusjon. Videre fremlegges resultater fra regresjonsanalysen som også vil vurderes og diskuteres.

Avslutningsvis en overordnet diskusjon som vil knytte funn og vurderinger i de forskjellige simuleringssettene og selve regresjonsanalysen sammen.

6.1 Resultater hovedkjøreplanen

Resultatene fra simuleringene etter hovedkjøreplanen er vist i Tabell 11 nedenfor. Tabellen er ført opp slik at parametervariasjoner som avviker fra referansen (simulering 1), har grå ruter.

Tabell 11 viser luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen for simuleringer fra hovedkjøreplanen

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h \cdot m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]	R [%]	$\epsilon_{L,0}$ [-]
1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
2	2,5	25	5	50	0,43
3	10	25	5	50	0,47
4	5	12,5	5	50	0,48
5	5	50	5	50	0,40
6	5	25	2,5	50	0,38
7	5	25	10	50	0,49
8	5	25	5	0	0,27
9	5	25	5	100	0,5

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Resultatene indikerer at retning på innblåsningsluften, er den parameteren som har mest å si ved tanke på luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen. Det største hoppet i luftvekslingseffektivitet skjer når andel vertikal innblåsing øker fra 0% til 50%, luftvekslingseffektiviteten øker deretter fra 0,27 til 0,45. Dette er en markant økning, og kan tyde på at vertikal innblåsningsretning er en svært viktig parameter. Dette resultatet støtter funnene i rapporten utarbeidet av Tan et al. (2019), som hevder at oppsett hvor luften kastes rett ned mot gulv med stor impuls øker andel varm luft som når ned i oppholdssonen (Tan et al., 2019). Dette vil igjen kunne redusere sjiktinger og bedre luftvekslingseffektiviteten. Imidlertid er ikke forutsetningene hva det angår rom- og ventiloppsett de samme i overnevnte rapport og gjeldene problem,

det kan derfor være vanskelig å bekrefte parallelle funn. Innblåsningshastighet ser også ut å være en viktig parameter for å øke luftvekslingseffektiviteten, den største økningen vises mellom 2,5 m/s og 5 m/s. Det er også registrert fall i luftvekslingseffektiviteten når varmetapet øker, fallet er mest markant når varmetapet går fra 25 W/m² til 50 W/m². Simuleringene støtter derfor funnene i rapporten utarbeidet av Amai og Novoselac (2016), som finner at luftvekslingseffektiviteten reduseres med økt overtemperatur, og at økt kastelengde øker luftvekslingseffektiviteten (Amai & Novoselac, 2016).

6.1.1 Temperatureffektivitet

Tabell 12 nedenfor viser temperatureffektivitet i oppholdssonen for alle simuleringene i hovedkjøreplanen. Temperatureffektiviteten følger mye av det samme mønstret som luftvekslingseffektiviteten. Det er registret høye temperatureffektiviteter der det er registrert høye luftvekslingseffektiviteter. Simulering 9 har den beste luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen og har likeledes den beste temperatureffektiviteten, denne skårer full pott med henholdsvis 0,5 og 1. Simulering 8 har imidlertid den dårligste luftvekslingseffektiviteten på 0,27 og den laveste temperatureffektiviteten på 0,74. Det er naturlig at temperatur -og luftvekslingseffektivitet har en korrelasjon. Dette fordi høy grad av omrøring også vil fordele temperaturen i rommet bedre, og gi mindre sjiktninger og bedre temperatureffektivitet. Vedlegg G viser også temperatureffektivitet for et plan 1,1m over gulv for alle simuleringene.

Tabell 12 viser temperatureffektiviteter for simuleringene i hovedkjøreplanen

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h \cdot m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]	retning ned [%]	$\epsilon_{T,0}$ [-]
1 (referanse)	5	25	5	50	0,90
2	2,5	25	5	50	0,87
3	10	25	5	50	0,93
4	5	12,5	5	50	0,95
5	5	50	5	50	0,82
6	5	25	2,5	50	0,81
7	5	25	10	50	0,97
8	5	25	5	0	0,74
9	5	25	5	100	1

6.1.2 Resultat luftvekslingseffektiviteter lokale punkter

Tabell 13 viser lokale luftvekslingseffektiviteter sett i sammenheng med luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen. Se Figur 22 side 47 for referanser til de forskjellige lokale punkter.

Resultatene indikerer at forskjellen mellom luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen og i lokale punkter er relativt liten. Det kan se ut som at de lokale verdiene er systematisk noe lavere, eller like. Man kunne kanskje forvente at de lokale verdiene skulle være noe mer reduserte i sammenlikningen med gjennomsnittet for oppholdssonen. Dette fordi de lokale punktene er tatt ved et lavere nivå i rommet, mens oppholdssonen strekker seg helt opp til 1,8 meter over gulv. For et rom med dårlig luftvekslingseffektivitet og sjiktninger, vil det være naturlig at den øverste luften er yngst. Ved å studere

scener, er det imidlertid registret høy forekomst av noe som antas å være kaldras fra vinduet. Det kan tenkes at dette kaldras bidrar til økt sirkulasjon, også i den lavere delen av rommet. Dette kan muligens bidra til å redde inn luftvekslingseffektiviteten lavt i rommet.

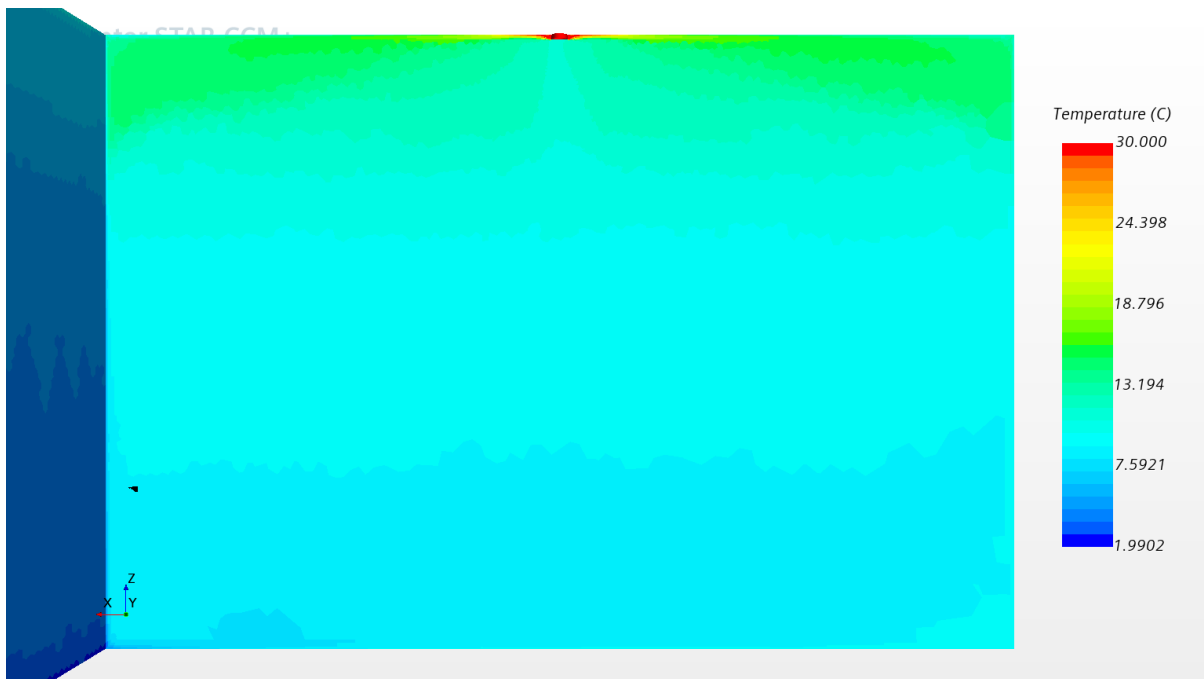
Siden luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen generelt ligger ganske høyt for mange av simuleringene, vil det også være naturlig at forskjellen mellom luftvekslingseffektivitet i oppholdssone og lokalt er liten. Det ville derfor vært mest naturlig å registrere en synkende trend for luftvekslingseffektivitet i lokale punkter ved eksempelvis simulering 8 eller 6 som har de laveste luftvekslingseffektivitetene. Dette registreres imidlertid heller ikke for disse.

Tabell 13 fra hovedkjøreplanen. Viser luftvekslingseffektiviteter både ved lokale punkter, plan og oppholdssonen.

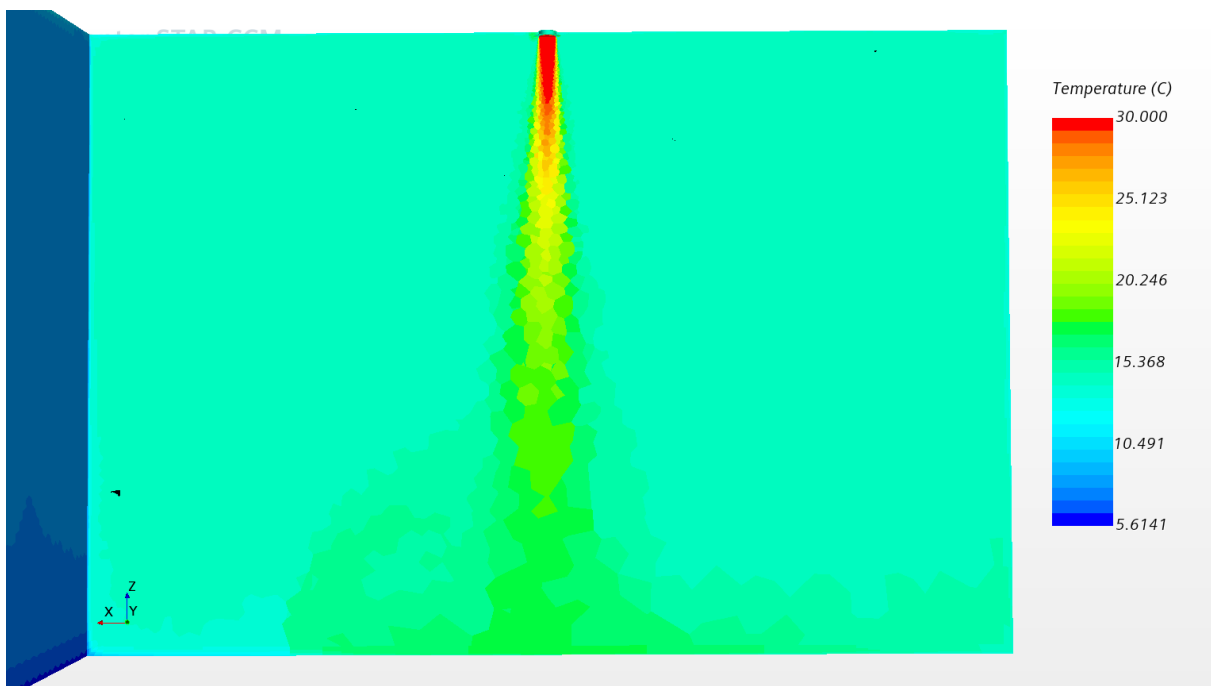
Sim.	Oppholdssone [-]	Lokale luftvekslingseffektiviteter		
		plan 1,1m over gulv [-]	punkt 1,1 over gulv, nærmest vindu [-]	punkt 1,1m over gulv, nærmest avtrekk [-]
1 (referanse)	0,45	0,45	0,45	0,45
2	0,43	0,43	0,43	0,42
3	0,47	0,46	0,46	0,46
4	0,48	0,47	0,46	0,47
5	0,40	0,39	0,40	0,39
6	0,38	0,38	0,38	0,37
7	0,49	0,48	0,47	0,48
8	0,27	0,27	0,27	0,27
9	0,50	0,50	0,48	0,50

6.1.3 Sammenlikning simulering 8 og 9

Siden simulering 8 og 9 har luftinnblåsing henholdsvis kun horisontalt og vertikalt er det valgt å vise et par scener fra disse simuleringene. Figur 31 og Figur 32 nedenfor viser temperaturen i rommet for henholdsvis simulering 8 og 9. Man kan legge merke til at simulering 8 har lavere romtemperatur og betydelig sjiktinger av varm luft øverst i rommet, noe som ikke foreligger for simulering 9. Dette er naturlig og gjenspeiles i temperatureffektivitetene på henholdsvis 0,74 og 1. Det er en noe underlig forekomst av varmere luft som strekker seg fra senter luftstråle mot vindu for simulering 9. Det er usikkert hva dette skyldes, men ved å studere vektor-scene ser det ut til at det oppstår en stor virvel akkurat her. Muligens kan det være kaldras som kolliderer med den varme luften. Figurene nedenfor viser også at simulering 9 har høyest og mer jevn overflatetemperatur på vinduet. Dette virker logisk da temperatur på luften i oppholdssonen også er høyest her. Ved simulering 8 ser man typisk at vinduet er varmest øverst, dette kan være fordi den varme luften fra innløpet kastes mot vinduet og avkjøles på vei ned.



Figur 31 viser simulering 8, som kun har horisontal innblåsing. Blå flate mot venstre er vindu.



Figur 32 viser simulering 9, som kun har vertikal innblåsing. Blå flate mot venstre er vindu.

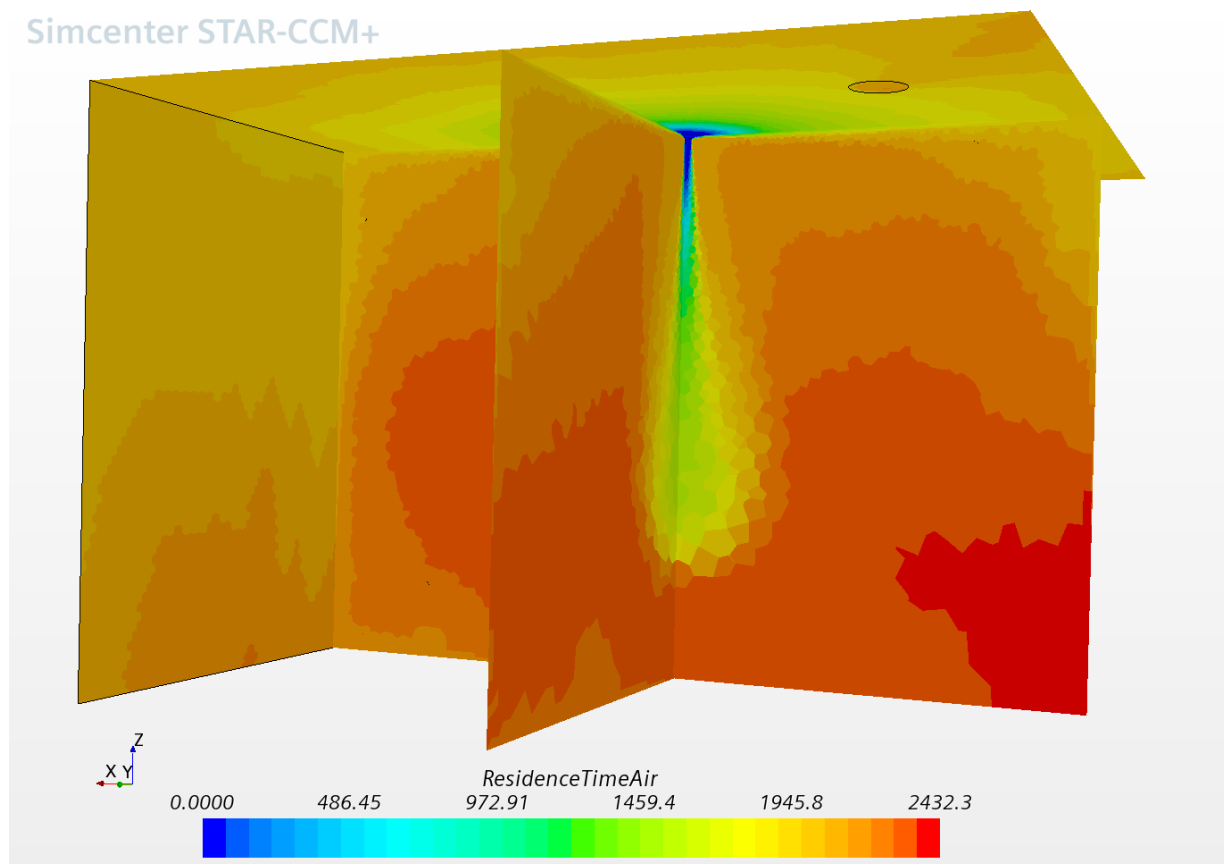
6.1.4 Utvalgte scener fra simulering 1

Siden det er kjørt såpass mange simuleringer, er det ikke anledning til å vise scener fra alle simuleringene. Det er valgt å vise et utvalg scener fra simulering 1, da denne er referansesimulering. Dette betyr at den skal representere et scenario som skal kunne sammenliknes med alle simuleringene i hovedkjøreplanen.

Figur 33 nedenfor viser luftens alder i rommet for simulering 1. Man ser tydelig hvordan den unge luften fra innløpet eldes etter hvert som den slippes ut. Alderen er 0s i det luften entrer rommet, og er eldst lavt i rommet. Man kan også se en stripe av yngre luft inntil vinduet og et stykke ned langs gulv. Dette kan være kaldraset fra vinduet, som bringer noe av den yngre lufta ned langs vinduet med økt hastighet. Den eldste

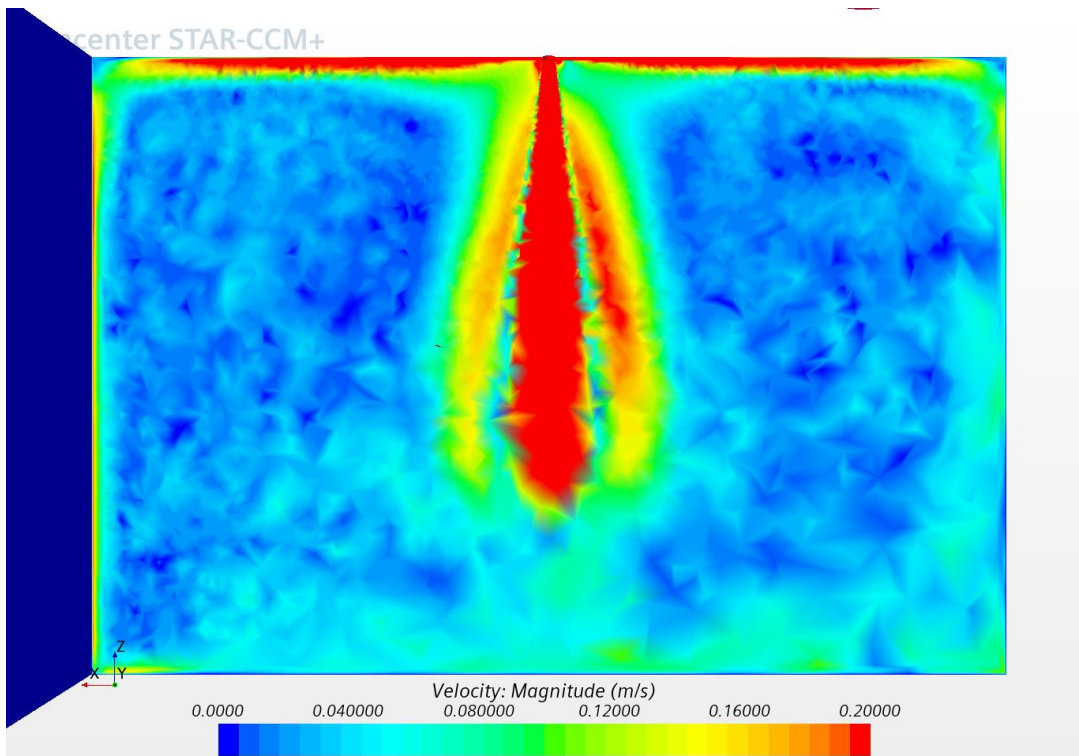
lufta befinner seg dermed lavt på motsatt side av vinduet(høyre). Det at den nedoverrettede strålen i stor grad trenger ned midt i oppholdssonen, demonstrerer viktigheten av den vertikale innblåsningsretningen. Man ser imidlertid noe sjiktinger i rommet, hvor den eldste luften ligger nederst.

Simcenter STAR-CCM+



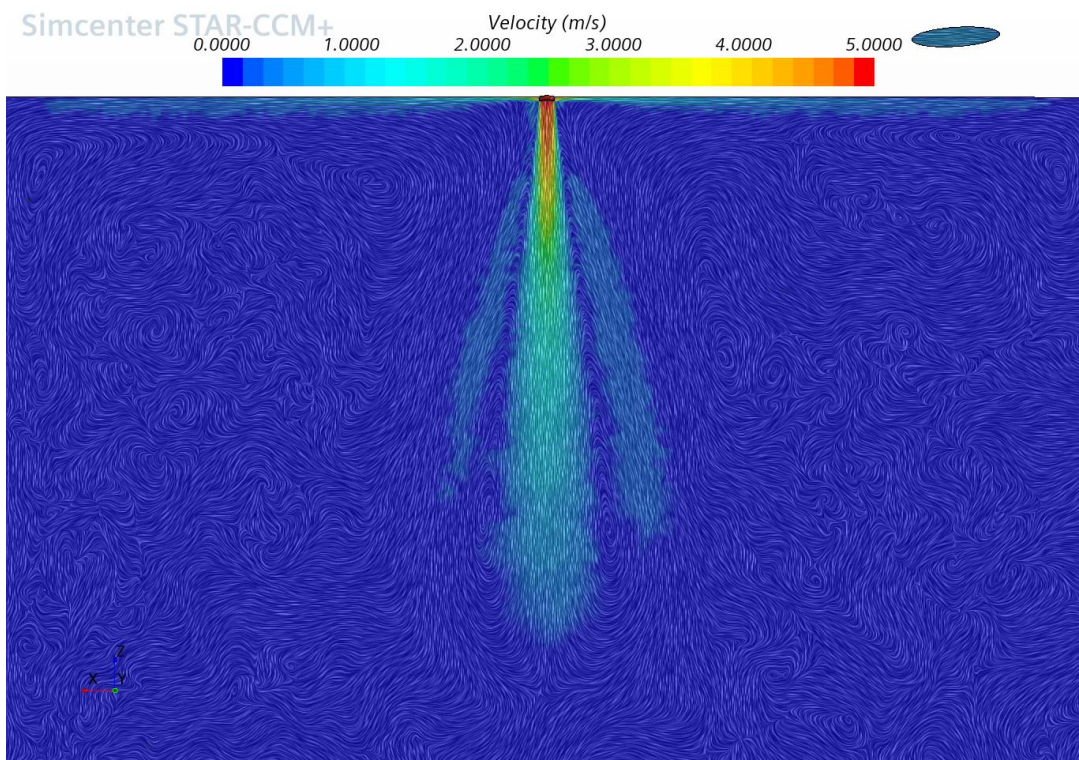
Figur 33 viser luftens alder i rommet ved simulering 1

Figur 34 nedenfor viser lufthastigheten i rommet. Referansen i fargepaletten er forskjøvet, det vil si at maks hastighet er avgrenset til 0,2 m/s. Dette for å tydeliggjøre kaldraset fra vinduet, og hvordan luften kastes ut fra sideinnløpet og akselererer ned langs vindusflaten. Det er imidlertid ikke registrert at luftstrålens tykkelse øker på vei ned, grunnet innblanding av omliggende luft, som forklart i kapittel 3.7 *Kaldras og vertikale luftbevegelser*. Figuren gir også bilde av en noe forhøyet hastighet langs motstående vegg, riktignok lavere hastighet enn ved vindu. Dette grunnet fravær av de store temperaturforskjellene. Ved motstående vegg ser man imidlertid en klarere trend ved at omliggende luft blandes inn i den vertikale luftstrømmen. Hastigheten ser også ut til å være noe økt langs gulv. Det gjøres oppmerksom på at cellestørrelsen er betraktelig større ved høyre side mot vegg, dette bidrar muligens til å forvrengte bildet litt. Ved å studere kontaktpunktet ved takflaten, ser man også hvordan luften klistres til taket grunnet coandaeffekten (Ingebrigtsen, 2018, s. 436). Det er to striper med noe forhøyet hastighet på begge sider av senterstrålen fra ventilen. En teori vedrørende fenomenet er at dette skyldes at luften blir bremsset av oppdriften, og dermed skifter retning og beveger seg oppover.



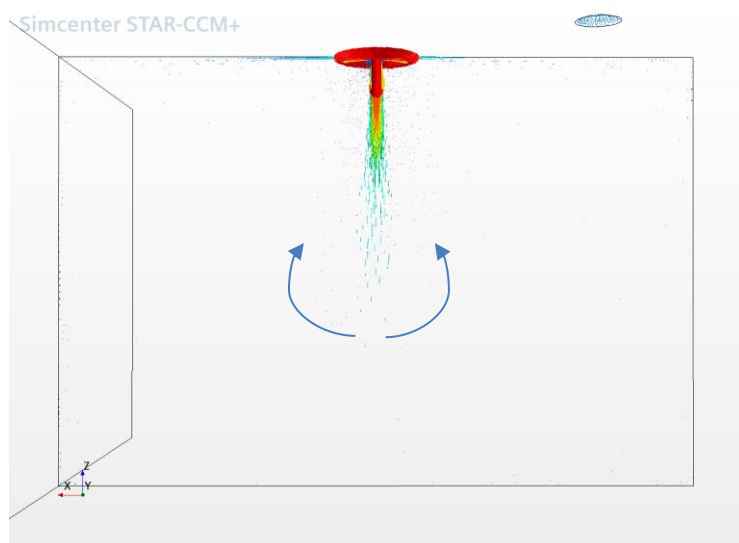
Figur 34 viser hastighetsprofilen i rommet ved simulering 1. Fargepaletten er justert til maks 0,2m/s. Vindu til venstre.

Figur 35 viser faktisk hastighet i rommet uttrykket ved metoden "Line integral convolution" som visualiserer vektorfeltet (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 6102) . Her kan man se hvordan luften bremses opp av oppdriftskreftene, og hvordan disse bidrar til at luften endrer retning og farer oppover. På grunn av den vide skalaen på fargepaletten, kan ser man ikke kaldrastendensen.



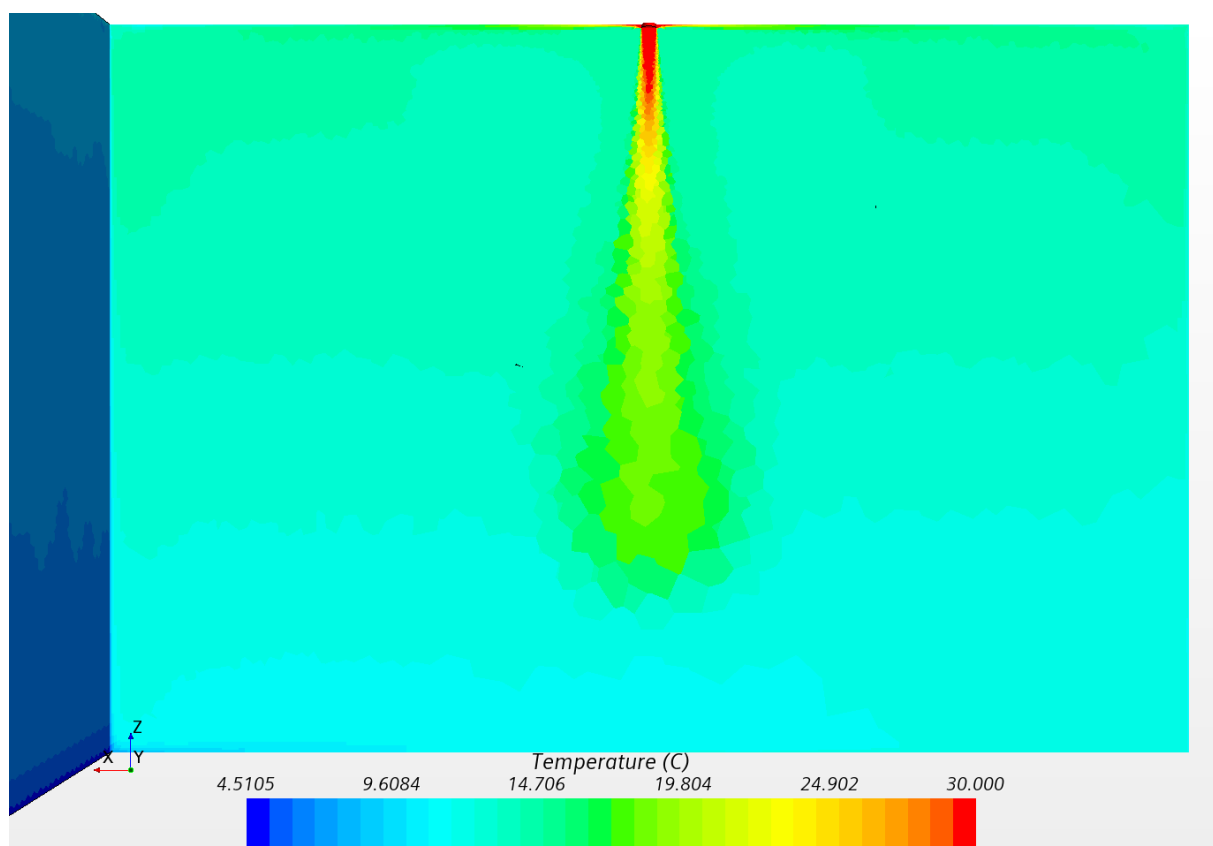
Figur 35 viser vektorfeltet ved metoden "Line integral convolution" ved simulering 1.

Figur 36 nedfor viser vektorpilene, fra samme situasjon som over. Ved å zoome inn kan man se at pilene skifter retning i et punkt. Siden hastigheten er så liten i dette området, og pilene derfor så små, er det vanskelig å visualisere dette i stillbilde. De store blå pilene er skissert for å vise hvordan retningen snur.



Figur 36 viser vektorfeltet ved simulering 1, pilene er skissert av forfatter for å illustrere hvordan vektorene skifter retning

Figur 37 nedenfor viser temperaturprofilen for simulering 1. Figuren viser tydelig et kaldt vindu hvor temperaturen synker jo lengre ned på vinduet man beveger seg. Dette er naturlig, da temperaturen på luften ved vinduet er større høyt i rommet. Temperaturen i rommet ser relativt uniform ut, med mindre fremtredende sjiktinger. Dette stemmer bra med temperatureffektivitet på 0,9.



Figur 37 viser temperaturprofilen i rommet ved simulering 1.

6.2 Resultater sammenlikning med sporgassmålinger

Resultatene fra simuleringene utført etter sammenlikning med sporgassmålinger er vist i Tabell 14 nedenfor. Som tabellen viser gir simuleringene konsekvent bedre luftvekslingseffektiviteter enn hva som ble funnet ved Aslaksen (2014) sine sporgassmålinger. Simulering B og B.1 er sammenliknet med samme sporgassmåling. Dette fordi simuleringene er like, bortsett fra at B.1 har høyere innblåsningshastighet. Som nevnt i kapittel 5.4.1 *Innblåsningshastighet tilluft*, var det usikkert hvilken innblåsningshastighet tilluftsventilen hadde under sporgassmålingene. Innblåsningshastighet 8,3 m/s er antatt å være den laveste sannsynlige hastigheten ved luftmengde 11,25 m³/hm², da dette tilsvarer helt åpen ventil (Lindinvent, 2021). Avviket mellom simulert og målt luftvekslingseffektivitet er imidlertid størst for simulering B.1, og det var nettopp derfor hastigheten for simulering B ble senket i utgangspunktet. Dette er også forklart i kapittel 5.4.1.

For både simulering A og B ser man at luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen er betydelig bedre enn hva som var funnet under sporgassmålinger. Det minste avviket foreligger ved den laveste overtemperaturen, altså for simulering B.2.

Det gjøres oppmerksom på at skalaen for luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen går fra 0-0,5, så avvik på 0,06 og 0,09 tilsvarer 12% og 18% feil.

Tabell 14 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen fra simuleringer for sammenlikning med sporgassmålinger (Aslaksen, 2014)

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	T _t -T _a [°C]		V [m/s]	ε _{L,o} [-]		
			Simulert	Sporgass		Simulert	Sporgass	a*
B.1	11,25	32,3	8,85	8,55	10*	0,44	0,35	0,09
A	7,65	25,44	10,26	10,05	8,3**	0,35	0,26	0,09
B	11,25	31,4	8,58	8,55		0,41	0,35	0,06
B.2	11,25	16	4,34	4,22	8,3**	0,49	0,45	0,04

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, all luft blåses vertikalt ved disse simuleringene, a* angir avviket mellom simulert og sporgassmålinger.

*Første anslag på innblåsningshastighet er 10m/s, som tilsvarer antatt 80% åpningsgrad og 60Pa over ventil.

**Redusert antatt innblåsningshastighet satt til 8,3 m/s. Dette tilsvarer helt åpen ventil med luftmengde 11,25m³/hm².

6.2.1 Luftvekslingseffektivitet i pustesonen

Aslaksen (2014) sine sporgassmålinger viser betydelige fall i luftvekslingseffektivitet lokalt i pustesonen sammenliknet med oppholdssonen. Simuleringene viser ikke de samme trendene.

Luftvekslingseffektiviteten for simuleringene ligger stort sett ganske likt ved de lokale punkter og i oppholdssonen. At dette er mindre fremtredende i simuleringene, kan muligens skyldes at

luftvekslingseffektivitetene er generelt høyere, dette betyr også at omrøringen er bedre. God omrøring vil naturlig nok gi mindre avvik mellom luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen og lokale punkter.

Luftvekslingseffektivitet i pustesonen er ikke videre sammenliknet med sporgassmålinger da luftvekslingseffektiviteten ikke er målt ved samme punkter.

6.2.2 Diskusjon resultat sporgassmålinger

Som nevnt over, viser resultatene fra simuleringer og sporgassmålinger ganske store avvik vedrørende luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen. Dette kan skyldes mange ting. En potensiell forklaring kan være at både simuleringer og målinger har en viss usikkerhet. Denne kan slå ut i begge retninger, det vil derfor naturlig være utfordrende å få samsvar mellom to usikre resultater.

Det påpekes at alle estimater rundt innblåsningshastighet ved sporgassmålingene er grove antagelser, til og med dimensjon på tilluftsventilen er en antagelse. En forklaring på det store avviket kan derfor være at innblåsningshastigheten antatt i simuleringene er feil. For simulering A er innblåsningshastigheten høyst usikker. Dette fordi det finnes gode muligheter for at den reelle hastigheten kan være lavere enn 8,3 m/s, da hastighetsestimatet som beskrevet i kapittel 5.4.1 *Innblåsningshastighet tilluft sporgassmålinger* er basert på en høyere luftmengde som tilsvarer simulering B ($11,25 \text{ m}^3/\text{hm}^2$). Den minste mulige innblåsningshastigheten ved $7,65 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ kan derfor være lavere enn dette estimatet. Dette hvis for eksempel åpningsgraden på ventilen var 100% under sporgassmåling A, eller hvis tilluftsventilen var en dimensjon større enn antatt. Lavere innblåsningshastighet ville sannsynligvis også gitt lavere luftvekslingseffektivitet ved simulering og dermed redusert avviket. Uansett, innblåsningshastigheten er høyst ukjent, og dette blir kun spekulasjoner. Man kunne også optimalisert undersøkelsen ved å se om man kunne finne en innløpshastighet som matchet luftvekslingseffektiviteten som angitt i sporgassmålingen, og så vurdert om denne hastigheten kunne være reell. Dette ville vært svært tidkrevende, og på grunn tidsbegrensning ble ikke dette gjort.

En annen forklaring på avviket kan være svakheter i metoder eller andre feil, dette enten ved enten simuleringer eller sporgassmålinger. Dette kan uansett verken avkreftes eller bekreftes uten å etterprøve begge resultater.

Det påpekes at vindusgeometrien i både sporgassmålinger og simuleringer var lik, kaldraset fra vinduene burde derfor bidra positivt ved begge scenarier. Imidlertid kan man tenke at temperaturforskjellene ved innvendig overflate av vindu, ved henholdsvis sporgassmålinger og simuleringer ikke nødvendigvis vil ha samme karakteristikk. Dette kunne også påvirket luftvekslingseffektiviteten.

Det er uansett observert at sporgassmålinger og simuleringer viser samme trender. Både sporgassmålinger og simuleringer viser at luftvekslingseffektiviteten øker med økt luftmengde og avtar med økt overtemperatur. Dette kommer kanskje ikke klart frem av å studere de få målingene i Tabell 14 ovenfor, men ved å studere alle simuleringresultater og hele datasettet fra Aslaksen (2014) sine sporgassmålinger, er imidlertid trenden lik.

6.3 Resultater underveissimuleringer

I dette kapitlet vil resultater fra alle underveis- simuleringer presenteres. Underveissimuleringene er utført fire deler:

- Simuleringer utført før revisjon av hastighet i hovedkjøreplan
- Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplan, men med ventilplate
- Krysstesting av simulering 8
- Simulering for utredning av påvirkningseffekt internlaster

6.3.1 Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men ved lavere hastigheter

Resultatet av simuleringer som kjørt før revidering av innblåsningshastigheter i hovedkjøreplanen er vist i Tabell 15 nedenfor. Som tidligere nevnt, ble disse navngitt simulering 1.1, 5.1 og 9.1, grunnet sitt slektskap med tilsvarende simuleringer i hovedkjøreplanen. Disse simuleringene ble kjørt med ventilplate, derav meget lav horisontal innblåsningshastighet. Den vertikale hastigheten var også betydelig lavere før revisjonen i hovedkjøreplanen. Sammenlikningsgrunnlaget i lys grå farge i Tabell 15 nedenfor.

Tabell 15 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen for simuleringer tilsvarende hovedkjøreplanen, men ved lavere hastigheter.

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]		Retning [%]	$\varepsilon_{L,O}$ [-]	
			før rev. (ned/side)	Hoved- kjøreplanen		før rev.	Hoved- kjøreplanen
1.1/1	5	25	2/0,84	5	50	0,35	0,45
5.1/5	5	50	2/0,84	5	50	0,30	0,40
9.1/9	5	25	2/0	5	100	0,41	0,50

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Som resultatet viser, følger disse simuleringene samme trend som simuleringene i hovedkjøreplanen. Luftvekslingseffektiviteten synker med økt overtemperatur, og øker med økt andel innblåsningsluft vertikalt.

Sammenliknet med hovedkjøreplanen ser man også at luftvekslingseffektiviteten synker betydelig når innblåsningshastigheten vertikalt og horisontalt avtar. Resultatene antyder at effekten av å senke hastighetene er relativt stor.

6.3.2 Simuleringer tilsvarende hovedkjøreplan, men med ventilplate

Tabell 16 nedenfor viser resultatene fra hovedkjøreplanen sammenliknet med de samme simuleringene, men med ventilplate og derav lavere horisontal hastighet. Sammenlikningsgrunnlaget i lys grå farge i Tabell 16 nedenfor.

Tabell 16 viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen fra simuleringer tilvarende hovedkjøreplanen, men med ventilplate

Simulering	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]		$\epsilon_{L,O}$ [-]	
			uten ventilplate (ned/side)	Med ventilplate (ned/side)	uten ventilplate	Med ventilplate
1/1P (referanse)	5	25	5/5	5/2,95	0,45	0,45
2/2P	2,5	25	5/5	5/2,95	0,43	0,44
3/3P	10	25	5/5	5/3,1	0,47	0,46
4/4P	5	12,5	5/5	5/2,95	0,48	0,47
5/5P	5	50	5/5	5/2,95	0,40	0,40
6/6P	5	25	2,5/2,5	2,5/1,57	0,38	0,38
7/7P	5	25	10/10	10/5,9	0,49	0,47
8/8P	5	25	0/5	0/2,95	0,27	0,27
9	5	25	5/0	-	0,5	-

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Resultatene indikerer at ventilplata har lite å si for luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen for disse simuleringene. Av de åtte simuleringene utført med og uten ventilplate, er det kun halvparten som avviker i verdi, avvikene er også relativt små. Luftvekslingseffektiviteten er høyest for simuleringene uten ventilplate ved tre tilfeller, og omvendt ved ett, ellers er de like. Det at luftvekslingseffektiviteten er bedre eller lik for simuleringer uten ventilplate, er hva man skulle forvente, da disse både har høyere innblåsningshastighet og bedre induksjon med omliggende romluft.

Det er interessant at simulering 7 har det største avviket mellom simuleringen uten og med ventilplate, altså henholdsvis 0,49 og 0,47. Denne simuleringen har også i utgangspunktet den største innblåsningshastigheten, og man kan anta at dette dermed speiles i resultatene, ved at økningen er størst her. Dette er også en av simuleringene med best konvergens, dette kan også støtte at denne stigningen er reell.

Igen, skal det nevnes at nøyaktigheten ved simuleringene er usikker. Dette betyr at de små forskjellene i luftvekslingseffektivitet med og uten ventilplate også kan skyldes påvirkning av usikkerheten. Det kan derfor være vanskelig å konkludere, men resultatene kan indikere at luftvekslingseffektiviteten ikke påvirkes i særlig grad av den horisontale innblåsningshastigheten i det lavere sjiktet. Dette støttes også ved å studere resultatet fra den laveste innblåsningshastigheten, her ser man ingen endring ved horisontal hastighet 2,5 m/s kontra 1,57 m/s. Simulering 2, går derimot i motsatt retning av de andre simuleringene, og gir bedre luftvekslingseffektivitet for simuleringen med ventilplate. Dette er ikke intuitivt logisk, og kan støtte teori om at variasjonene i stor grad skyldes usikkerhet i resultatene.

At den reduserte innblåsningshastigheten ikke bidrar til å redusere luftvekslingseffektiviteten, er til dels i konflikt med funnene i Tabell 15 ovenfor. Imidlertid kan dette også indikere at luftvekslingseffektiviteten i høyere grad påvirkes av den vertikale luftstrålen, og at den horisontale er mindre betydningsfull.

Nedenfor er noen av funnene fra hovedkjøreplanen Tabell 11, funnene tilsvarende hovedkjøreplanen, men ved lavere hastighet Tabell 15 og funnene tilsvarende hovedkjøreplanen, men med ventilplate Tabell 16 satt i sammenheng. Dette for å visualisere sammenlikningen bedre.

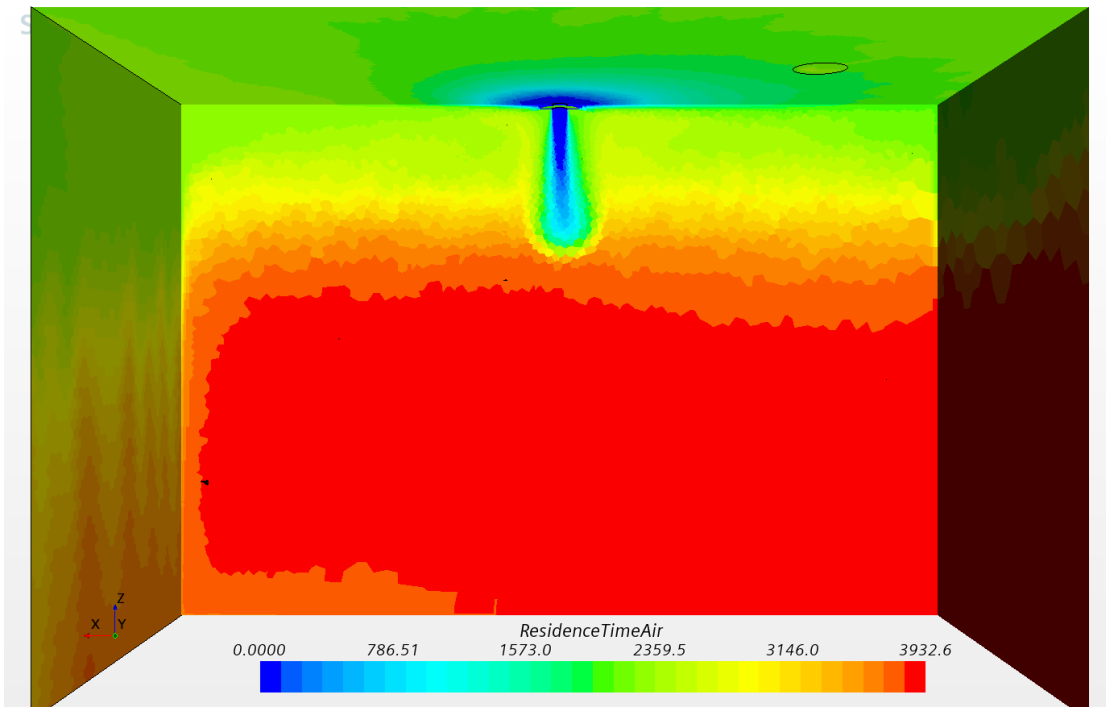
Tabell 17 viser utvalgte luftvekslingseffektiviteter fra Tabell 11, Tabell 15 og Tabell 16 sammensatt for sammenlikning.

Sim.	V [m/s]			$\varepsilon_{L,0}$ [-]		
	før revisjon (ned/side)	uten ventilplate (ned/side)	Med ventilplate (ned/side)	før revisjon	uten ventilplate	Med ventilplate
1.1/1/1P	2/0,84	5/5	5/2,95	0,35	0,45	0,45
5.1/5/5P	2/0,84	5/5	5/2,95	0,30	0,40	0,40

Man ser at ved å redusere den horisontale hastigheten fra 5 m/s til 2,95 m/s, skjer det ingen endring i luftvekslingseffektiviteten. Om man derimot senker hastigheten til 0,84 m/s horisontalt og 2 m/s vertikalt, skjer det derimot en markant endring. Som sagt kan dette indikere at innblåsningshastighet vertikalt har en mye større betydning for luftvekslingseffektiviteten, enn den horisontale. Imidlertid er ikke den horisontale innblåsningshastigheten lik i simulering 1.1 og 1P eller 5.1 og 5P. Man kan derfor ikke konkludere med at den horisontale innblåsningshastigheten ikke vil være betydningsfull i dette hastighetsområdet. Senkningen er også større fra 2,95m/s til 0,84m/s enn fra 5 til 2,95m/s.

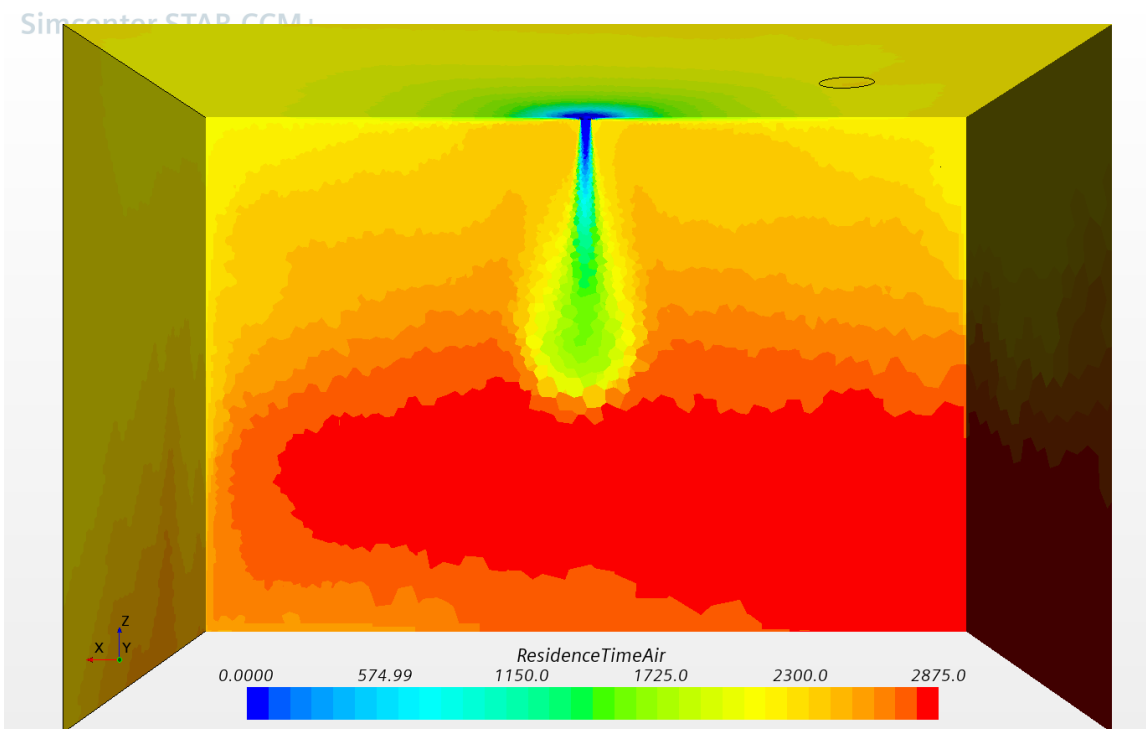
6.3.3 Utvalgte scener fra underveissimuleringer

Figur 38, Figur 39 og Figur 40 nedenfor viser henholdsvis luftens alder i rommet for simulering 5.1, 5 og 5P. Figur 38 nedenfor presenterer simulering 5.1. Det er tydelig at denne har den dårligste luftvekslingseffektiviteten. Her ser man at den vertikale strålen ikke når ned til oppholdssonen. Sjiktingene mellom ny og eldre luft er stor. Kaldraset fra vinduet bidrar til at noe yngre luft føres ned langs gulvet. Maksalderen på luften er også betydelig høyere enn for simulering 5 og 5P.

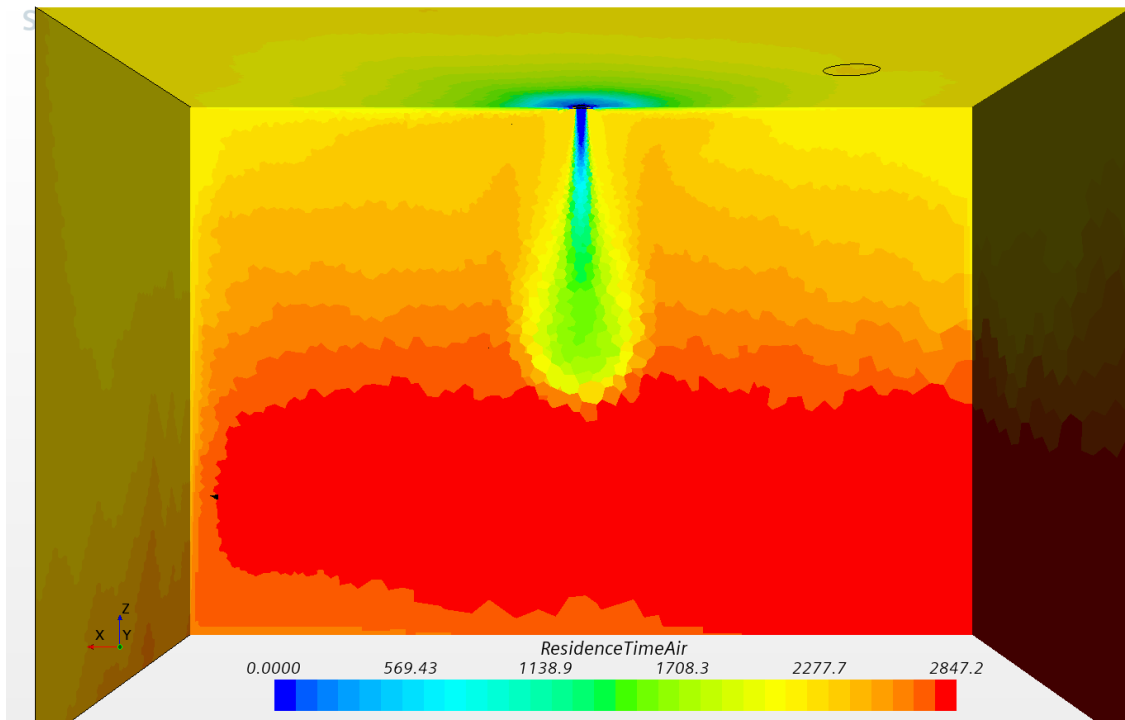


Figur 38 viser luftens alder for simulering 5.1

Figur 39 og Figur 40 presenterer henholdsvis simulering 5 og 5P. Disse har relativt like trender i rommet. Skalaen i fargepaletten har også ganske likt spenn, og den vertikale strålen kaster ny luft ned i oppholdssonen for begge tilfeller. Begge simuleringene viser en tydelig trend ved at kaldraset bidrar til trekke yngre luft ned langs vinduet og bortover gulvet.

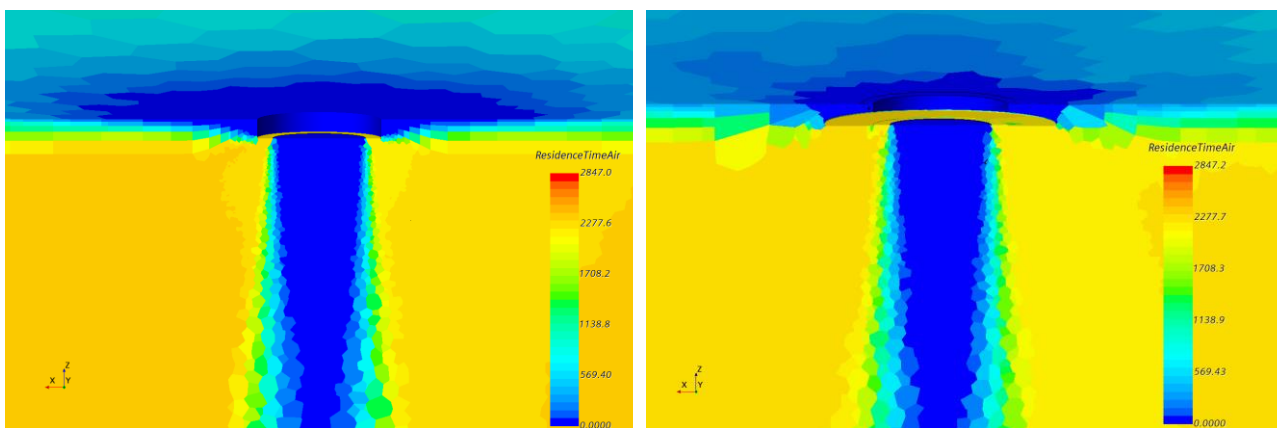


Figur 39 viser luftens alder i rommet for simulering 5



Figur 40 viser luftens alder i rommet for simulering 5P

Figur 41 nedenfor viser en zoom av innløpet for henholdsvis simulering 5 og 5P. Skalaen i fargepaletten på siden er justert, slik at den strekker seg fra 0s til 2847s for begge tilfeller. Man ser tydelig at simulering 5 sprer den unge luften over et større område i taket, og at en større andel av den unge lufta fortrenger romlufta i området på skrå nedenfor sideinnløpet (der simulering 5P har ventilplate).



Figur 41 viser innløpet for simulering 5 til venstre og simulering 5P til høyre.

6.3.4 Krysstesting av simulering 8

På grunn av store likheter i luftvekslingseffektiviteter mellom simuleringer uten og med ventilplate (reduisert horisontal hastighet), ble det som forklart i metodekapittel 5.5, utført noen krysstester for å bekrefte trenden. Resultatene fra dette er vist i Tabell 18 nedenfor.

Tabell 18 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for krysstesting av simulering 8.

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]	Retning ned [%]	$\epsilon_{L,0}$ [-]
8	5	25	5	0	0,27
8P	5	25	2,95	0	0,27
8.1	5	25	2,95	0	0,26
8.2	5	25	10	0	0,35

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

Som illustrert i tabell er luftvekslingseffektiviteten som forventet relativt lik for simuleringene 8, 8P og 8.1. Det foreligger et avvik på kun 0,01 for simulering 8P. Dette kan også skyldes usikkerhet i simuleringene, da konvergensene ikke er like gode. Dette er med å støtte en teori om at luftvekslingseffektiviteten sideveis har liten betydning i dette hastighetsområdet for innløpet. Simulering 8.2 ble som nevnt utført for å se effekten av å øke hastigheten ytterligere for sideinnløpet. Dette for å se om sideveis innblåsningshastighet har større betydning i et annet hastighetsområde. Simuleringen indikerer at innblåsningshastigheten har større betydning i et høyere spekter hva det angår innblåsningshastigheter horisontalt. Dette fordi luftvekslingseffektiviteten øker markant.

6.3.5 Simulering for utredning av påvirkningseffekt internlaster

Simulering 10 i Tabell 19 nedenfor, er som tidligere nevnt omdøpt etter et feilslått forsøk på å treffe overtemperatur i simulering B. Simuleringen og resultatet er vist nedenfor. Det ble utført en utgave av denne simuleringen med internlaster, dette for å se effekten av dette. Simuleringen er navngitt 10.1 og skal ikke være med i regresjonsanalysen. Simuleringen er også utført fordi en eventuell stigning i luftvekslingseffektivitet, vil være i tråd med tidligere funn. Således vil en stigning også her styrke simuleringens troverdighet og logikk. Ved tidligere funn, siktes det til funn fra CFD- rapporten utarbeidet av Venås et al. (2014) i forbindelse med ForKlima-prosjektet. Her beskrives det at luftvekslingseffektiviteten stiger merkbart ved implementering av internlaster, da spesielt ved lav høyde i rommet (Venås et al., 2014, s. 8-9). Internlastene som er implementert i simulering 10.1 er i tråd med varmelaster benyttet i Aslaksen (2014, s. 5) sin masteroppgave. Aslaksen (2014, s. 27) finner også liknende trend med stigende luftvekslingseffektivitet ved å implementere varmelaster.

Simulering 10.1 i Tabell 19 nedenfor viser som ventet en markant stigning ved implementering av internlaster.

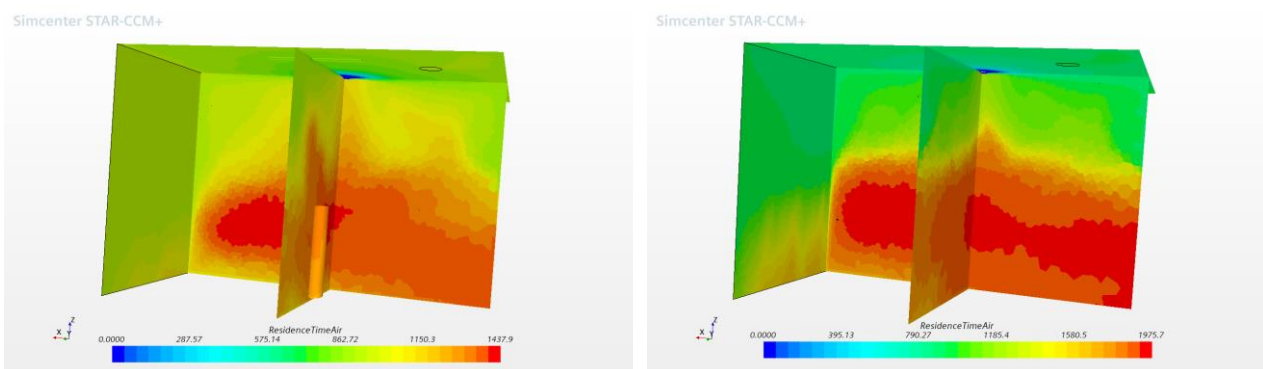
Tabell 19 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for simulering 10 med og uten internlaster.

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]	retning ned [%]	$\epsilon_{L,0}$ [-]
10	11,25	61,2	10	0	0,26
10,1*	11,25	61,2	10	0	0,35

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

*med internlaster som følger: Belysning $5 \frac{W}{m^2}$, teknisk utstyr $6 \frac{W}{m^2}$ og person 70W. Tilsvarende totalt 246W.

Figur 42 nedenfor viser luftens alder i rommet henholdsvis med og uten internlaster. Begge scenene viser naturlig nok at luften høyt i rommet er yngst, noe som indikerer en viss kortslutning. Det vises også en strøm av yngre luft som strømmer ned langs vindu og gulv. Dette kan skyldes kaldras fra vinduet. Kaldrasfenomenet virker å være mer fremtredende for simuleringen med internlaster enn uten. Det er også tydelig bedre miks av gammel og ny luft i scenen som viser rommet med internlaster. Maksimal alder på luften er også høyere for simuleringen uten internlaster, dette er naturlig siden denne har større grad av kortslutning og dårligere omrøring. Det påpekes at simulering 10 har høyere overtemperatur enn simulering 10.1. Dette kan selvfølgelig også øke innvirkningen på luftvekslingseffektiviteten. Muligens ville konstant overtemperatur gitt et bedre sammenlikningsgrunnlag enn konstant varmetap per kvadratmeter gulvareal.



Figur 42 viser simulering 10.1 med varmelaster til venstre og simulering 10 uten varmelaster til høyre.

6.4 Resultater supplerende simuleringer

Det var flere av simuleringene i denne kjøreplanen som støtte på konvergensproblemer utover hva som var opplevd tidligere. Dette var noe underlig, da det ble benyttet samme filer som tidligere, hvor det kun var gjort små manipuleringer. Det var spesielt Tdr-likningen som konvergente uvanlig dårlig for flere av simuleringene. I dette kapitlet vil alle de supplerende simuleringene gjennomgås. Simuleringene er delt opp i tabeller gruppevis og sammenliknet med liknende simuleringer fra hovedkjøreplanen.

6.4.1 Sammenlikning av simuleringer med kun vertikal eller horisontal innblåsningsretning

Ved simulering 11,18,19 og 20 ble det registret noe dårlig konvergens spesielt for Tdr-likningen. For simulering 18 ble det også registret en omvendt konsekvens av å justere under- relaksasjonsfaktoren. Dette kan øke usikkerheten til resultatet ved denne simuleringen. Det var ikke mulig ved den gitte tidsplan å utrede kilden til denne feilen, men en delvis ubekreftet mistanke var at feilen lå i behandlingen av turbulensen. Dette som beskrevet i kapittel 5.1.5. Simulering 18 vil bli utestengt fra regresjonsanalysen og er kun sammenliknet med andre resultater som en indikasjon. Dette fordi det er usikkert i hvilken grad man skal stole på denne. Imidlertid skal det nevnes at resultatet virker logisk, om man sammenlikner med simulering 8 fra hovedkjøreplanen. Resultatet for simulering 18 viser et fall i luftvekslingseffektiviteten på 8% ved å heve overtemperaturen fra 25 W/m² til drøyt 50 W/m². Det er logisk at luftvekslingseffektiviteten faller ved å øke overtemperaturen, hvor mye den bør falle er imidlertid usikkert.

Tabell 20 nedenfor viser luftvekslingseffektiviteter i oppholdssonen for utvalgte simuleringer med kun horisontal eller kun vertikal innblåsningsretning. Ved å studere resultatene ser man markante forbedringer i luftvekslingseffektiviteten ved å bruke kun vertikal innblåsing, fremfor kun horisontal. Simulering 12 har

fire ganger så høyt varmetap per kvadratmeter gulvareal sammenliknet med simulering 8, likevel er luftvekslingseffektiviteten hele 36% høyere. Sammenlikning av simulering 9 og 8 støtter denne trenden da man ser ett hopp på 46% i favør simulering 9 hvor innblåsningsretningen er vertikal. Den samme trenden registreres ved å sammenlikne simulering 10 og 11, samt 16 og 17, disse viser imidlertid hopp på henholdsvis 48% og 16%. At førstnevnte sammenlikningssett stiger mest, er naturlig da disse har høyere luftmengde og hastighet, og derav høyere impuls. Ved å sammenlikne simuleringer med kun horisontal innblåsing, ser man eksempelvis ett fall på 8% ved dobling av varmetap ved sammenlikning av simulering 8 og 18. Ved å øke varmetapet fra 0 w/m² til 25 w/m² ser man imidlertid et fall på hele 42%, sistnevnte registreres ved å sammenlikne simulering 8 og 15. Sammenlikner man disse funnene med simuleringer med kun vertikal innblåsing, ser man eksempelvis at simulering 12 faller bare 10% sammenliknet med simulering 9, ved å firedoble varmetapet. Disse funnene støtter overnevnte teori om at høyere overtemperatur kan tillates ved vertikal innblåsing. Det kan også tyde på at retning har mer å si enn grad av overtemperatur, hva det angår luftvekslingseffektivitet.

Ved å sammenlikne simulering 20 med simulering 8 i Tabell 20 nedenfor ser man at luftvekslingseffektiviteten stiger når både luftmengden og lufthastigheten stiger, dette er høyst logisk da impulsen øker.

Simulering 17 i Tabell 20 er sammenlignet resultater fra CFD-analyse utført i forbindelse med ForKlima, dette er nærmere beskrevet i kapittel 6.4.4 nedenfor.

Tabell 20 viser luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen for de supplerende simuleringene med kun vertikal eller kun horisontal innblåsing. Diverse andre simuleringer er satt inn i tabell som sammenlikningsgrunnlag.

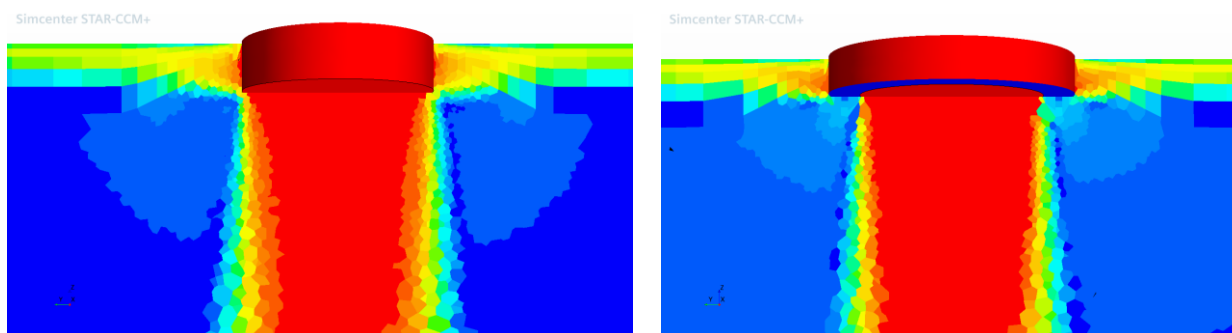
Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]	Retning ned [%]	$\epsilon_{L,o}$ [-]
8	5	25	5	0	0,27
9	5	25	5	100	0,50
10	11,25	61,2	10	0	0,26
11	11,25	61,2	10	100	0,50
12	5	100	5	100	0,45
15	5	0	5	0	0,48
16	2,5	2,1	2,5	100	0,50
17	2,5	2,1	2,5	0	0,42
18	5	49,9	5	0	0,23
20	15	25	15	0	0,48

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

6.4.2 Isoterme simuleringer

Det ble også observert at de isoterme simuleringene fikk noe dårlig konvergens på Tdr- turbulenslikningen. Ved å studere strømningsbildet, så det ut til at området i kanten av innløpet, altså grensesjiktet mellom innløpet til siden og innløpet nedover, kunne ha noe kolliderende luftstrømmer. Se Figur 43 til venstre nedenfor. Innløpsgeometrien ble derfor endret som beskrevet på side 53. Ved å ha en kant på utsiden av

det nedoverrettede innløpet, ville luften som interagererte mellom de to innløpene ha lavere hastighet (luftstrålene ble mer separerte), se strømningsbildet til høyre i Figur 43 nedenfor. Dette ga en betydelig bedring i konvergensen og burde vært kartlagt tidligere. Denne innløpsgeometrien kunne muligens vært benyttet for flere, om ikke alle simuleringene.



Figur 43 viser innløpsgeometrien ved en av de isoterme simuleringene før og etter endring av ventilgeometri.

Ved å sammenlikne resultatene fra de isoterme simuleringene med utvalgte simuleringer fra hovedkjøreplanen, ser man de samme trendene. Simulering 14 indikerer at luftvekslingseffektiviteten stiger fra 0,45 til 0,49 ved å redusere varmetapet fra 25w/m² til 0 w/m². Simulering 15 indikerer imidlertid at luftvekslingseffektiviteten stiger fra 0,27 til 0,48 ved å redusere varmetapet fra 25w/m² til 0 w/m². At luftvekslingseffektiviteten stiger ved redusert varmetap, er logisk, som nevnt flere ganger tidligere. Resultatene er vist i Tabell 21 nedenfor. Stigningen i luftvekslingseffektivitet ved å øke andel vertikal innblåsing fra 0% til 50% ved de isoterme simuleringene virker ikke å ha særlig stor betydning.

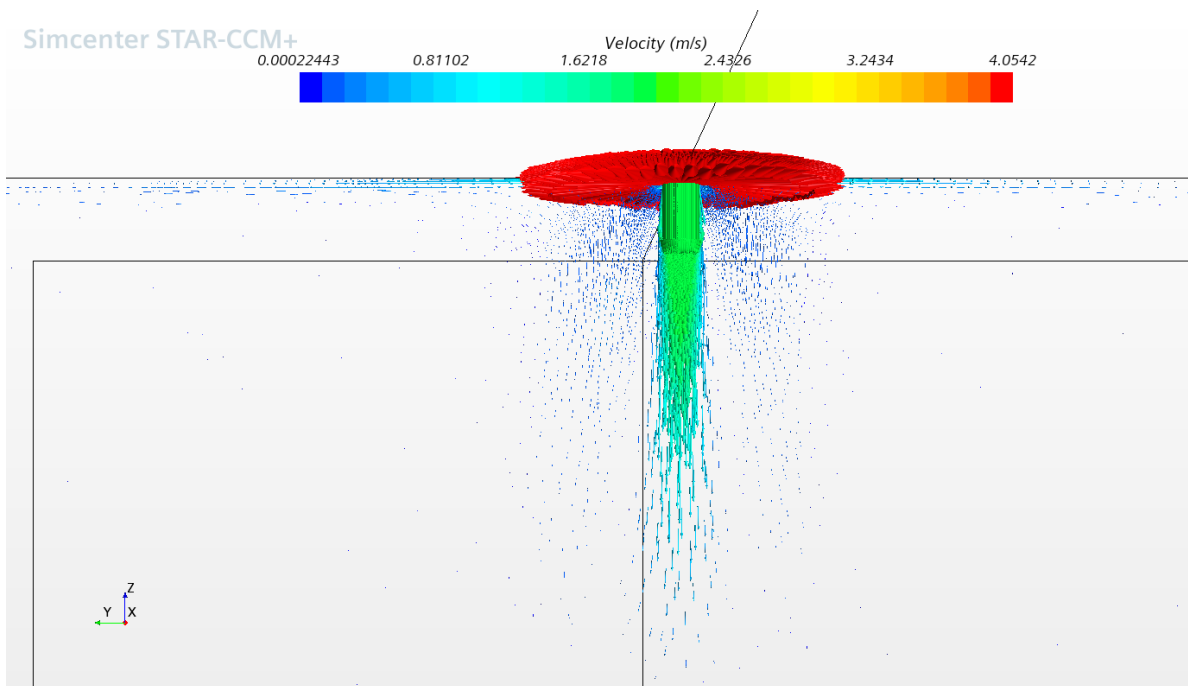
Tabell 21 viser luftvekslingseffektivitet for de isoterme supplerende simuleringene 14 og 15. Simulering 8 og 1 er satt inn som sammenlikningsgrunnlag.

Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [m/s]		Retning ned [%]	$\epsilon_{l,o}$ [-]
			Ned	Side		
14	5	0	5	5	50	0,49
1	5	25	5	5	50	0,45
15	5	0	0	5	0	0,48
8	5	25	0	5	0	0,27

Tabellforklaring: Q er luftmengde, q er varmetap, V er hastighet, R er andel av luft med vertikal innblåsing.

6.4.3 Simulering 19 og 13

Simulering 19 hadde relativt dårlig konvergens. Simuleringen hadde lav hastighet på den vertikale innblåsningsluften. Ved å studere vektorfeltet ser man at luften bremses opp rett i overkant av oppholdssonen og skifter retning. Dette skapte stor oppdrift, hvor luften som beveget seg oppover blir dratt inn i luftstrømmen igjen ved innløpet. Dette kan se ut som et relativt komplekst strømningsbilde. Se Figur 44 nedenfor. Dette kan muligens også være grunnen til den dårlige konvergens.



Figur 44 viser vektorfeltet for simulering 19, oppdriften snur retningen på vektorpilene.

Som vist i Tabell 22 nedenfor gir simulering 13 og 19 luftvekslingseffektiviteter på henholdsvis 0,46 og 0,41. Disse simuleringene ble ikke sammenliknet med andre simuleringresultater.

Tabell 22 viser luftvekslingseffektivitet for den supplerende simulering 19.

Sim.	$Q \left[\frac{m^3}{h \cdot m^2} \right]$	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$	V [m/s]		Retning ned [%]	$\epsilon_{L,o}$ [-]
			Ned	Side		
13	2,5	25	5	0	100	0,46
19	2,5	10,9	2,0	3,94	33,6	0,41

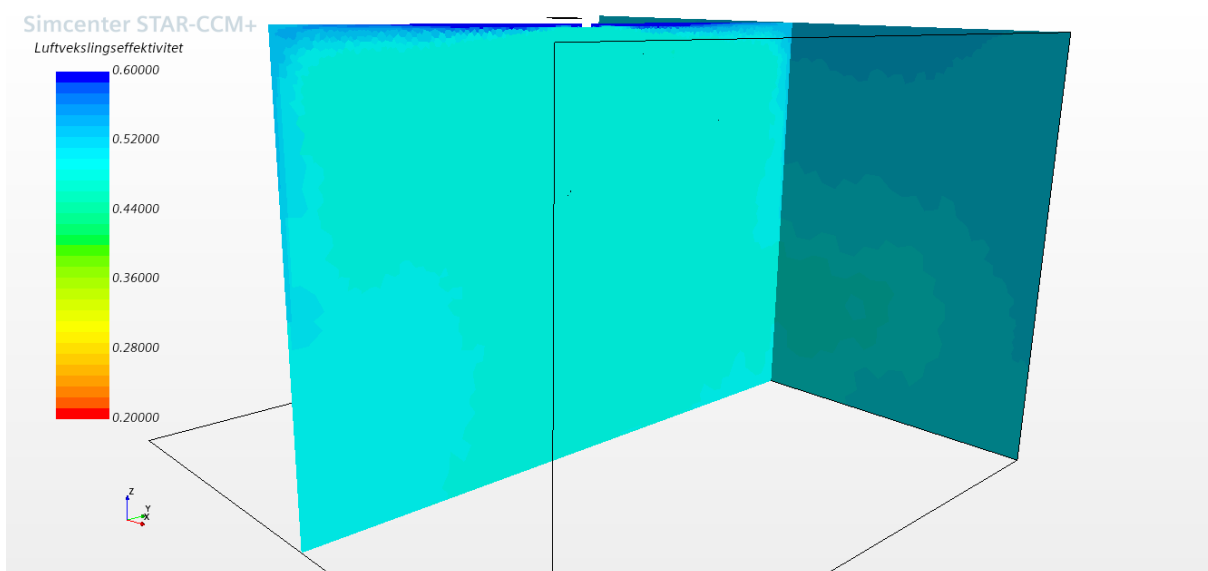
6.4.4 Vurdering av simuleringer med lav eller ingen overtemperatur

Det ble kjørt noen simuleringer med lavere overtemperaturer, samt to isoterme som kan sammenliknes med resultater fra CFD-analysen utarbeidet i forbindelse med ForKlima-prosjektet (Venås et al., 2014). Dette for å se om det er samsvar mellom mønster i simuleringene.

Simulering 15 likner på en av simuleringene i CFD-analysen utarbeidet i forbindelse med ForKlima, men hvor luftmengden og innblåsningshastigheten er litt høyere. Henholdsvis $5 \text{ [m}^3/\text{hm}^2]$ for simulering 15 og $4 \text{ [m}^3/\text{hm}^2]$ for simuleringen i til Venås et al. (2014). Ved å studere innblåsningshastighet over ventil i denne analysen ser det ut til at denne ligger mellom 3-5 m/s (s. 4), mens simulering 15 har 5m/s.

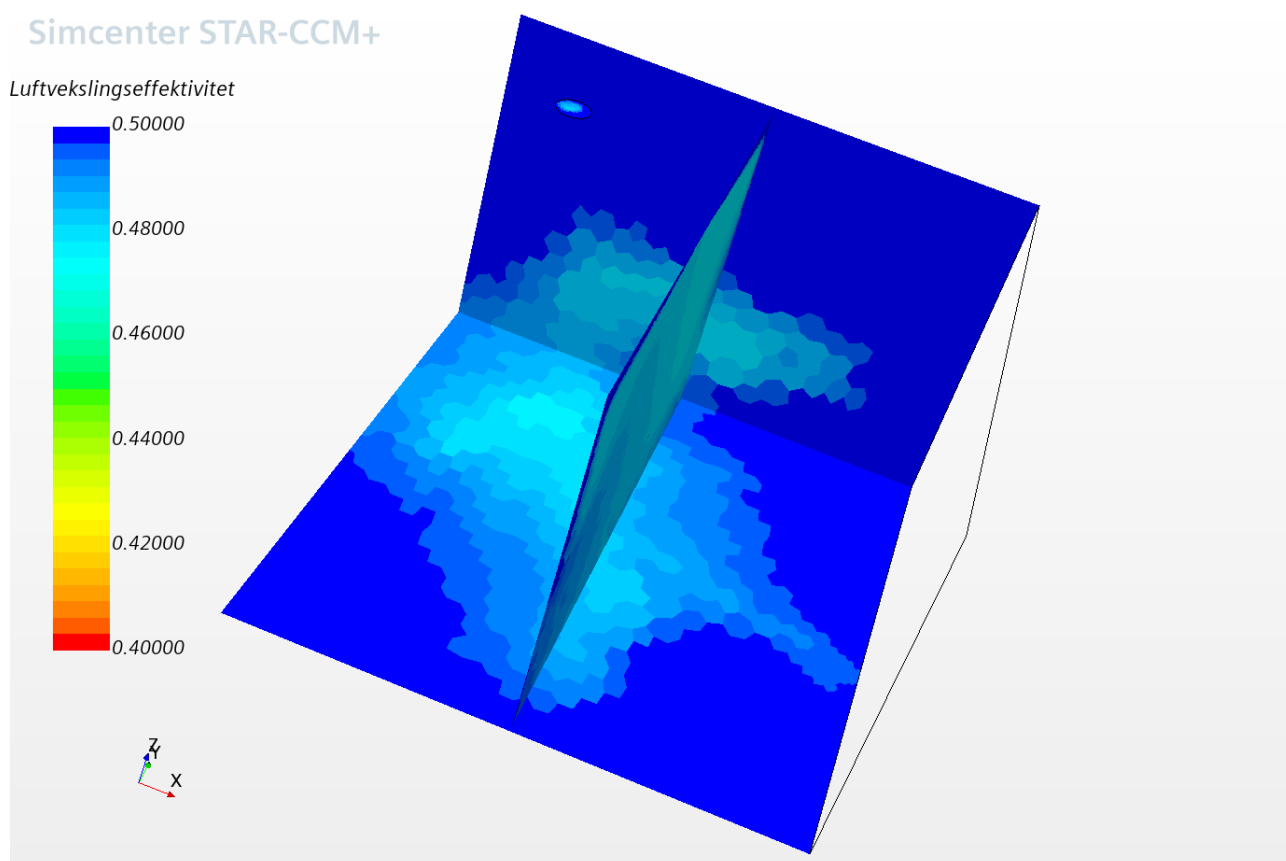
Rapporten angir at luftvekslingseffektiviteten ligger på mellom 0,46 og 0,47 ved 0°C overtemperatur (Venås et al., 2014, s. 7). Dette resultatet stemmer godt med hva som er funnet i simulering 15, hvor luftvekslingseffektiviteten er 0,48. Simulering 15 har også svært god konvergens, og er derfor ansett som et av de mest pålitelige simuleringresultatene.

Figur 45 nedenfor er sammenliknet med scene fra Venås et al. (2014, s. 9) sine simuleringer. Profilene i rommet er meget like. Som figuren nedenfor viser er det lite sjiktninger og en mørkere blå linje med ny tilluft langs tak (coandaeffekt) og et stykke ned langs vegg. Denne profilen virker høyst naturlig.



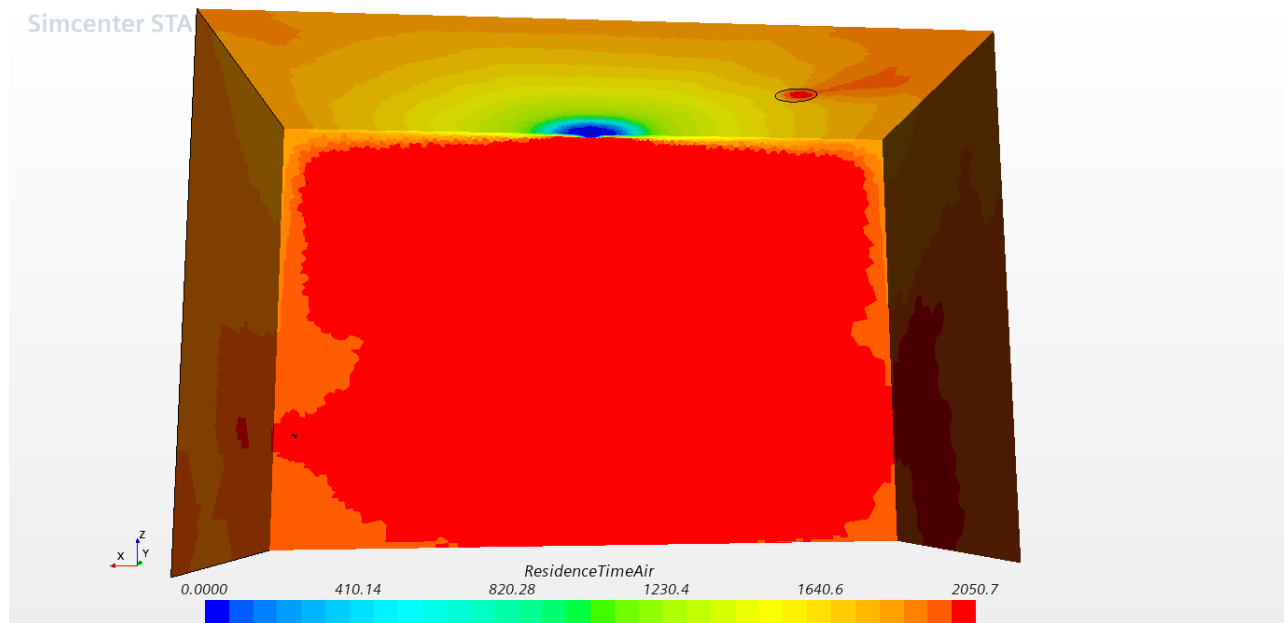
Figur 45 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 15. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer (mot x-retning iht. referanse i bildet).

Figur 46 nedenfor viser det samme rommet som Figur 45 overfor, men hvor fargepaletten for luftvekslingseffektivitet er justert. Dette gir en klarere visualisering av områdene hvor luften er eldst.



Figur 46 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 15. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer.

Figur 47 nedenfor viser en scene fra simulering 15, her ser man at alder på luften i store deler av rommet er relativt uniform. Gjennomsnittsalderen på luften ved avtrekket er 1935,5s, og som fargepaletten viser er alder på luften i store deler av rommet i området 2050,7s.



Figur 47 luftens alder i rommet ved simulering 15. Vindu til venstre i figur (mot x-retning iht. referanse i bildet).

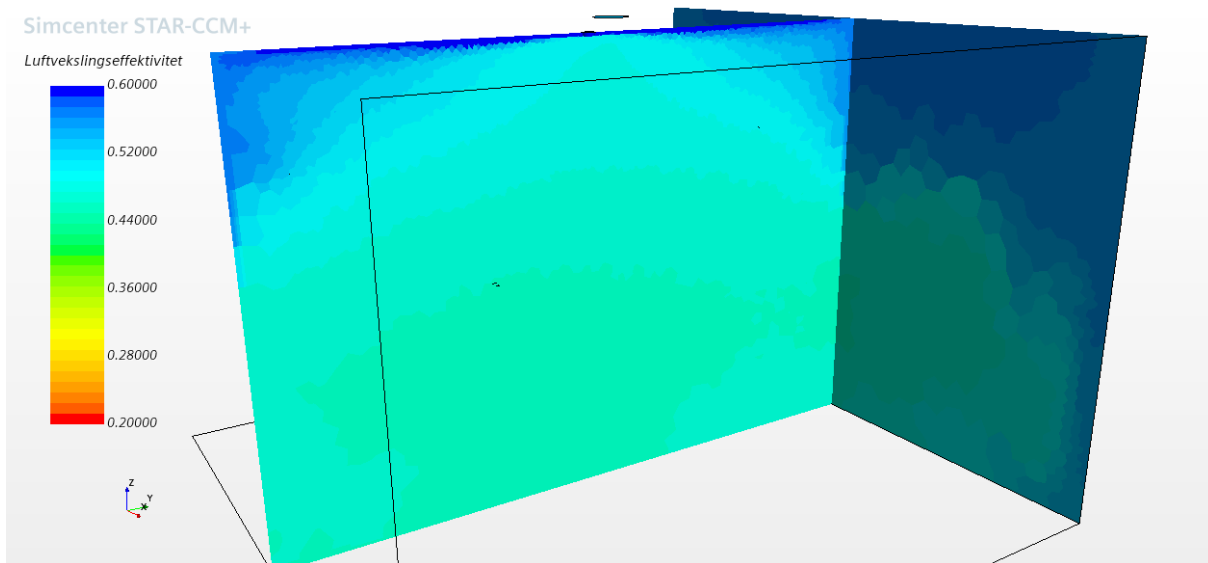
Simulering 17

Simulering 17 er også sammenliknet med resultatene fra CFD-analysen utarbeidet i forbindelse med ForKlima (Venås et al., 2014). Simulering 17 har imidlertid både lavere luftmengde ($2,5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$) og lavere utløpshastighet ($2,5 \text{ m/s}$) enn sammenlikningsgrunnlaget, som henholdsvis har $4 \text{ m}^3/\text{hm}^2$ og $3\text{-}5 \text{ m/s}$ (s. 4).

Simulering 17 får en luftvekslingseffektivitet på 0,42, mens funnene i ForKlimas CFD-analyse finner ca. 0,33-0,34 (Venås et al., 2014, s. 7). Sammenlikningsgrunnlaget viser også en markant reduksjon av luftvekslingseffektiviteten i et lokalt punkt 1,1m over gulv. Dette punktet er imidlertid lokalisert midt mellom de to lokale punkter som er logget i simulering 17 (Venås et al., 2014, s. 7). Denne trenden finner man ikke i simulering 17, da luftvekslingseffektiviteten faktisk er 0,01 høyere i disse to punktene. Her viser altså simuleringen bedre luftvekslingseffektivitet ved en lavere luftmengde og lavere innblåsningshastighet. Simulering 17 skaper heller ikke den samme trenden i de lokale punktene 1,1m over gulv.

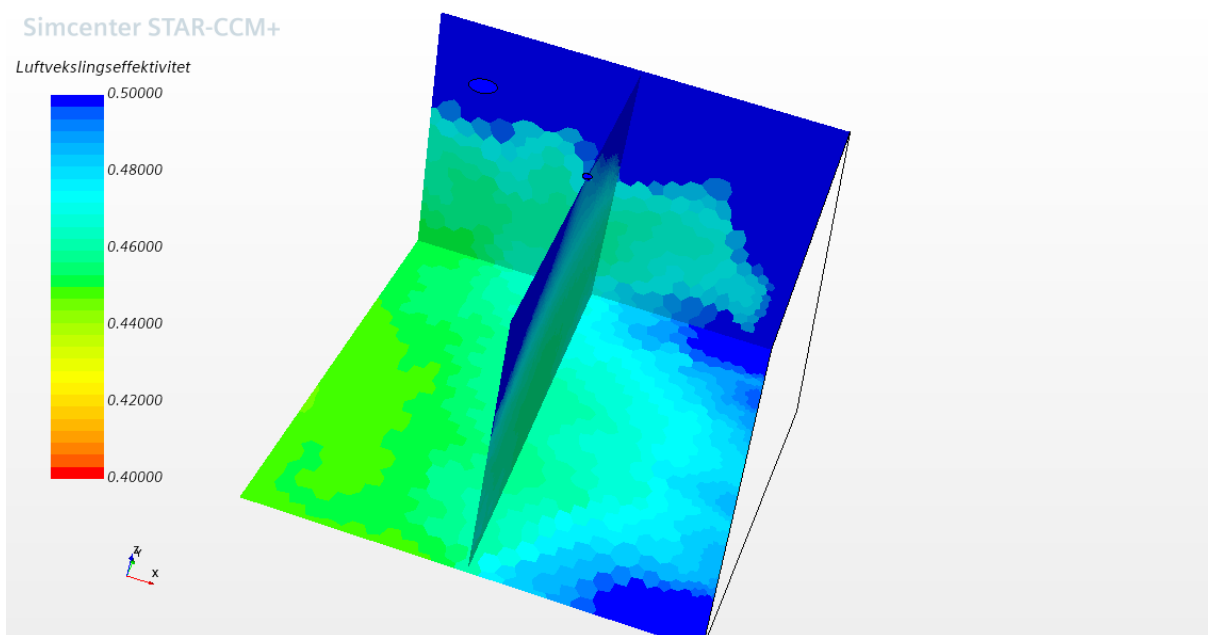
Det skal nevnes at simulering 17 har spesielt dårlig konvergens på likningen som skal løse luftens alder i rommet ("Residence time air"). Dette kan imidlertid være noe av grunnen til de registrerte avvikene. En annen grunn kan selvfølgelig være innstillinger i simuleringene for øvrig. Et eksempel kan være hvordan selve vinduet er simulert. Ved bruk av fast varmeflux fremfor omliggende temperatur, kan resultatene avvike. Strålingsmodeller og innstillinger som emissivitet på vegoverflater og vindu, kan også utgjøre forskjeller. Tilluftsventilen i ForKlimas CFD-analyse har også en mer kompleks geometri, og skal etterlikne en spesifikk ventil fra Lindinvent (Venås et al., 2014, s. 3-4). Det kan være at denne ventilen gir en helt annen fordeling av luften, enn hva som er forutsatt i simulering 17. Det skal nevnes at alle forutsetninger for simuleringene i CFD-analysen utarbeidet i forbindelse med ForKlima ikke er kjent.

Allikevel skal det nevnes at trendene i rommet likner ved å studere scenen av strømningsbildet i rapporten til Venås et al. (2014). Simulering 17 har en mindre fremtredende fortetning av gammel luft i ca. midt i oppholdssonen. Den mangler også den markante stripen med nyere luft langs gulv, som observeres inntil vindu i Venås et al. (2014, s. 9) sin simulering. Dette kan også skyldes at fargepaletten i simulering 17 har mindre fargevariasjon, så dette er vanskelig å se.



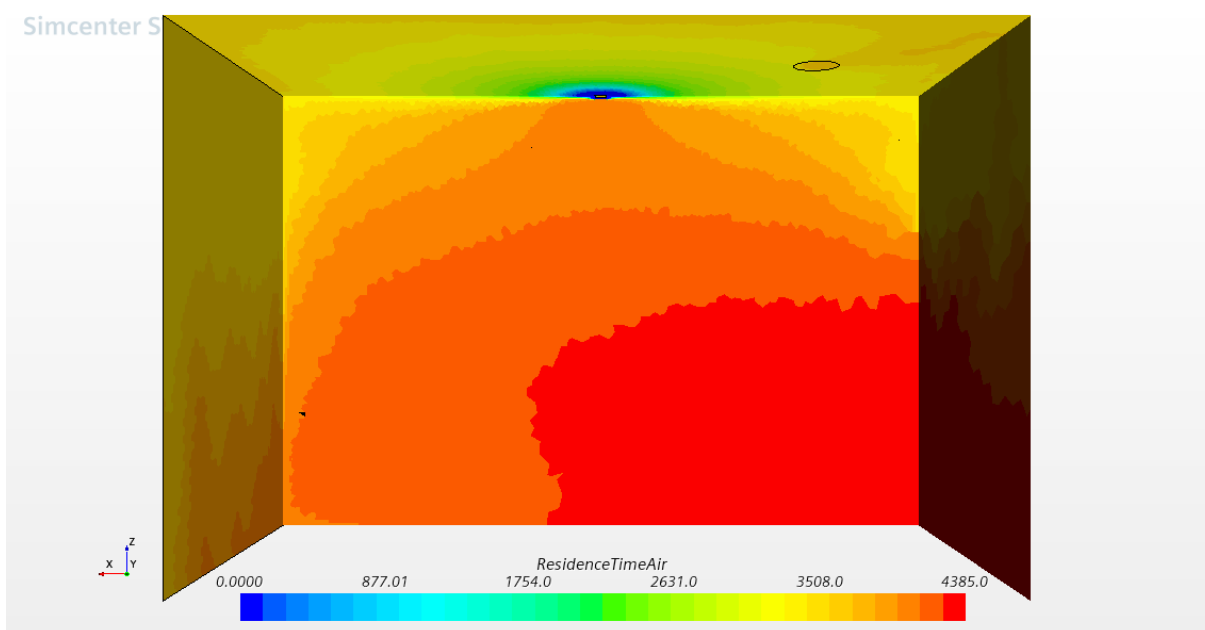
Figur 48 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 17. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,6. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer (mot x-retning iht. referanse i bildet).

Figur 49 nedenfor viser det samme rommet som Figur 48 overfor, men hvor fargepaletten for luftvekslingseffektivitet er justert. Dette gir en klarere visualisering av områdene hvor luften er eldst. Man ser tydelig at luften i oppholdssonen er eldre ved simulering 17 enn simulering 15.



Figur 49 viser luftvekslingseffektiviteten i rommet for simulering 17. Vær oppmerksom på at fargepaletten er justert til maks 0,5. Konturen av vinduet er vist med sorte linjer.

Figur 50 nedenfor viser luftens alder i rommet for simulering 17. Her ser man at kaldraset fra vinduet bidrar til å øke fordelingen av den unge luften. Fortetting av eldre luft på motstående side av rommet.



Figur 50 viser luftens alder i rommet for simulering 17. Vindu til venstre i figur (mot x-retning iht. referanse i bildet).

6.5 Resultater regresjonsanalyse

Det var ingen åpenbar vinner blant funksjonsuttrykkene fra den utvidede analyse-testen, da alle de tre funksjonene hadde sine styrker. Som resultat fra regresjonsanalysen fremkommer derfor to relativt enkle funksjoner, og en noe mer kompleks. Funksjonene korresponderer til henholdsvis funksjon G,I og L fra vedlegg J,L og M. Funksjonene er forenklet og vist nedenfor, som vist er funksjon 48 og 49 like, det er kun konstantene som skiller dem. Funksjon 50 er mer kompleks, men har noen styrker de to andre ikke har.

$$\varepsilon_{L,O}(q, Is, In) = 0,495 - \left(\frac{0,0013 * q}{11,6 * In + Is} \right) \quad (48)$$

$$\varepsilon_{L,O}(q, Is, In) = 0,496 - \left(\frac{0,0012 * q}{9,8 * In + Is} \right) \quad (49)$$

$$\varepsilon_{L,O}(q, Is, In) = 0,499 - \left(\frac{0,0029}{\left(\frac{1,44 * (10,9 * In + IS)}{q - 0,39} \right) + 0,0057} \right) \quad (50)$$

q: varmetap [W/m²]

In: vertikal impuls [kg·m/s²]

Is: horisontal impuls [kg·m/s²]

Det var i utgangspunktet ønskelig å implementere luftmengden (Q) i funksjonene, men det lyktes ikke å finne gode og enkle funksjoner som inkluderte denne parameteren. Det var kun én funksjon som inkluderte luftmengde som var med i den utvidede analyse-testingen. Dette som vist i vedlegg J. Denne var relativt kompleks sammenlignet med de utvalgte funksjonene, samt at den bommet flere steder i den første testingen. Det vil si at den fikk verdier over 0,5 ved flere anledninger.

6.5.1 De to enkleste funksjoner 48 og 49:

Disse funksjonene er meget enkle, og det er en styrke i seg selv. Selv om funksjonene har samme grunnform, uttrykker funksjon 48 at impulsen nedover er 11,6 ganger mer betydningsfull enn impulsen sideveis, mens funksjon 49 uttrykker at den er 9,8 ganger så betydningsfull. En svakhet med funksjonene er at de kan få negative luftvekslingseffektiviteter om impulsen er veldig lav og varmetapet veldig høyt. Det er ansett at dette vil forekomme ved relativt ulogisk lave impulser og høy effekt. Altså, verdier man normalt sett ikke ville regne på. En styrke med funksjonene er at den aldri vil gå over 0,5, dette fordi den ikke er ment for negative impulser eller varmetap. Funksjon vil gå mot uendelig om varmetap og impulser er null. Intuitivt sett vil man kanskje mene at luftvekslingseffektiviteten bør være 0 hvis rommet ikke har ventilasjon, men ved å studere likning 8 og 12 i kapittel 3.4 *Aldersbestemmelse av luft og luftvekslingseffektivitet*, vil man se at også denne går mot uendelig ved ingen ventilasjon i rommet. Dette som vist ved likning 51 og 52 nedenfor.

Ved ingen ventilasjon:

$$t_n = \frac{V}{\dot{V}} = \infty \quad (51)$$

$$\varepsilon_{L,o} = \frac{t_n}{2t_o} = \infty \quad (52)$$

6.5.2 Kurven for funksjon 48

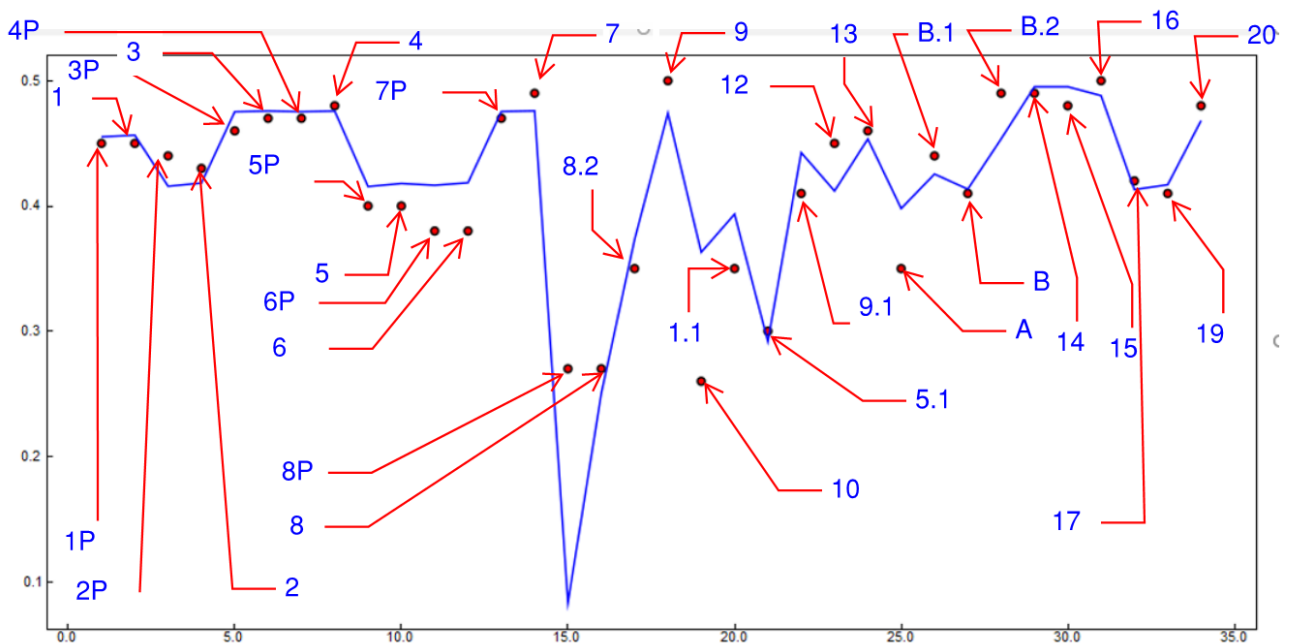
Figur 51 nedenfor viser kurvetilpassingen for funksjon 48. Som figuren viser passer kurven godt ved unntak av et par punkter ca. midt i figuren. Dette ser man også på dataene i vedlegg J. De største feilene finner man ved simulering 8P (38% feil), 10 (22% feil) og A(10% feil). Kurven for funksjon 49 er relativt lik, med de største feilene registrert ved de samme simuleringene.

Det som er interessant er at simulering 8 og Simulering 8P har samme luftvekslingseffektivitet, men forskjellig impuls horisontalt. Dette kan være en kompleks korrelasjon for funksjonene å følge, siden feilen er såpass stor for simulering 8P (38% feil) og relativt liten for simulering 8 (4% feil).

Funksjon 49 viser samme trend for simulering 8P, men her er feilen redusert til 30%. Dette er imidlertid en gjenganger for de fleste funksjoner som er blitt registrert etter regresjonsanalysen i TuringBot. De er veldig gode i mange punkter, og kan bomme veldig ved et eller flere bestemte punkter. Dette fremfor en jevnt over feilestimering. Dette kan muligens skyldes at det er overvekt av datapunkter med relativt gode luftvekslingseffektiviteter, slik at formlene verken er trent eller testet på nok data i det lavere sjiktet.

Funksjonen kunne muligens blitt optimalisert med flere datapunkter, gjerne i det lavere sjiktet hva det angår luftvekslingseffektiviteter.

Funksjonen er vurdert som god for de fleste punkter, men er ikke er robust nok. Imidlertid sliter de fleste uttrykk som er registrert av denne typiske feilen.

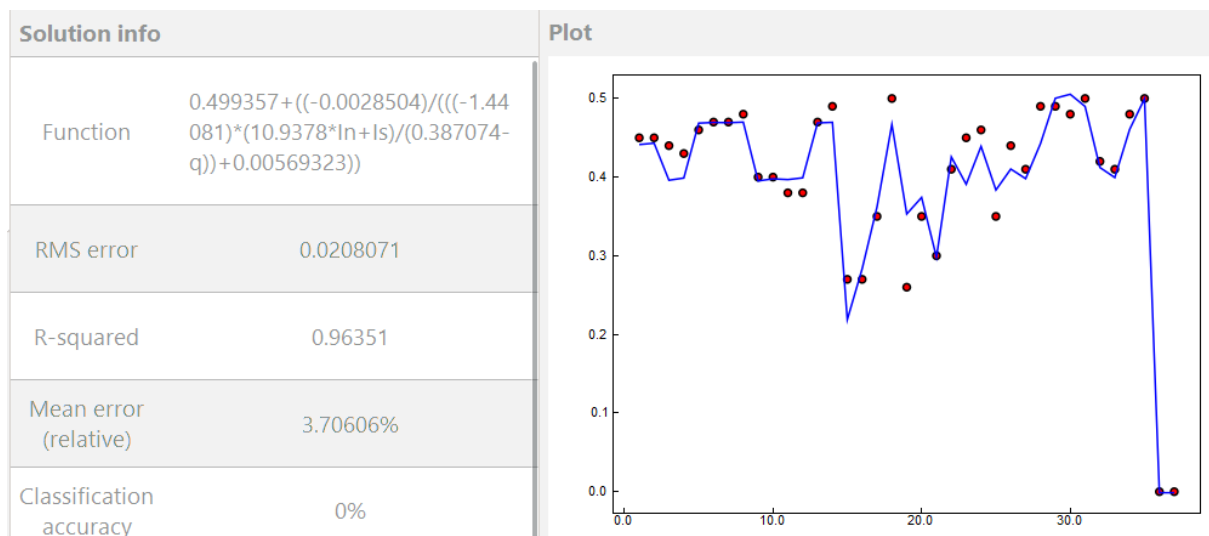


Figur 51 viser kurvetilpassingen for funksjon 48. Alle datapunktene(simuleringene) er angitt.

6.5.3 Den noe mer komplekse funksjon 50

Det påpekes at funksjon 50 også ga logiske svar i analyse-testingen og gir meget god kurvetilpassing. Den gir også en mer jevn feil, den største feilen ligger på 20% ved simulering 10. I likhet med funksjon 48 og 49 vil heller ikke denne funksjonen kunne gå over 0,5. En styrke er derimot at den heller ikke kan gå under 0. Sistnevnte i motsetning til funksjon 48 og 49. Dette er grunnet at denne funksjonen ble basert på ekstra datapunkter, for å definere minimum luftvekslingseffektivitet. Funksjonen er imidlertid mer kompleks enn funksjon 48 og 49, og det er usikkert om den vil være noe bedre for å forutsi luftvekslingseffektiviteter utover datasettet. Funksjonen gir luftvekslingseffektivitet null når ventilasjonen i rommet er null, dette i motsetning til funksjon 48 og 49 som går til uendelig.

Figur 52 nedenfor viser kurvetilpassingen til funksjon 50, denne viser meget god korrelasjon mellom datapunkter og kurve.



Figur 52 viser kurvetilpassingen for funksjon 50.

6.5.4 Funksjonens begrensing

Intensjonen med funksjonene skal være å forutse verdier utenfor selve datasettet, det gjøres imidlertid oppmerksom på at det er visse begrensninger. Funksjonene vil begrenses til den gitte romhøyde 2,7m.

Det skal også nevnes at formlene trenger mer utredning og muligens optimalisering, dette for å kunne brukes på et mer generelt grunnlag. Dette da det ikke kan garanteres at disse punktene vil passe ved andre romforutsetninger, så vel som andre områder hva det angår verdier for parametere som impuls og varmetap. Denne analysen inneholdt neppe nok data til å kunne lage et optimalisert og robust uttrykk som vil passe hele rammeverket hva det angår luftvekslingseffektiviteter, for et generalisert rom. Dette på grunnlag av at den ikke er testet på flere punkter med lav luftvekslingseffektivitet. Det nevnes at den laveste luftvekslingseffektiviteten i datasettet er 0,26. Riktig nok ved unntak av simulering 18 som er utestengt fra regresjonsanalysen.

Det var noe bevist at datasettet fikk få punkter i det nedre sjiktet hva det angår luftvekslingseffektivitet. Dette skyldtes problemer ved å få god konvergens på simuleringene i dette området. Da datasettet inneholdt mest data hvor luftvekslingseffektivitetene var relativt høye, kan man også tenke at funksjonen vil fungere bedre i området hvor luftvekslingseffektivitetene ligger høyere.

Muligens burde også datasettet vært større. Det ville kanskje ført til at den faktiske funksjonen hadde blitt relativt kompleks. Det kunne derfor også være en ide å lage separate funksjoner for eksempelvis vertikal- og horisontal innblåsing.

6.6 Overordnet diskusjon

Som nevnt er simuleringsresultatene noe usikre, da de ikke er kontrollert opp mot tilpassede reelle målinger eller forsøk. Målrrettede sammenlikninger med målinger utført enten i felt eller ved testlab, ville styrket resultatenes troverdighet. Det skal også nevnes at simuleringene ikke er kontrollert av en andrepert, dette burde vært gjort. En slik kvalitetssikring ville kunne avdekke eventuelle feil som forfatter selv kan se seg blind på. På tross av overstående, har simuleringene har vært gjennom omfattende egenkontroller. Dette både ved håndberegninger, vurderinger av scener, vurderinger av monitorerte plott, vurderinger av residualer, sammenlikning med tidligere sporgassmålinger, sammenlikning med tidligere CFD-målinger samt at resultatene er satt i kontekst av tidligere forskningsfunn. Det er også foretatt hyppige diskusjoner rundt funnene fra simuleringene med fagressurser ved OsloMet. Dette anses også som en kvalitetskontroll av arbeidet.

Ut fra egne vurderinger ser det ut til at trendene i rommet stemmer godt overens med hva som er funnet ved tidligere litteratur og målinger. Simuleringene er også vurdert å inneha trender som er rent logisk, og hva man ville forvente. Det vil si at luftvekslingseffektivitetene synker ved økt overtemperatur og stiger ved økt hastighet, økt luftmengde eller økt andel vertikal innblåsing. Det er også registret at ingen simuleringer viser en luftvekslingseffektivitet over 0,5, noe som er logisk da dette er den maksimale luftvekslingseffektiviteten ved omrøringsventilasjon. Det er noen trender ved simuleringene som viser seg avvikende ved sammenlikning av tidligere utførte sporgassmålinger samt tidligere utførte CFD-simuleringer. Dette vil bli nærmere belyst og diskutert i dette kapitlet.

6.6.1 Avvik mellom simuleringer og sammenlikningsgrunnlag

Luftvekslingseffektivitetene i denne oppgaven virker å systematisk gi høyere resultater enn hva som er funnet i tidligere sporgassmålinger av Aslaksen (2014) og CFD-simuleringer av (Venås et al., 2014).

En aktuell forklaring kan være at den naturlige usikkerheten ved simuleringene og sporgassmålingene gir disse avvikene. Avvikene kan også skyldes at alle forutsetninger ved sammenlikningsgrunnlaget ikke var kjent, og at det derav kan være benyttet avvikende forutsetninger i simuleringene som påvirker resultatet. At tidskonstant er beregnet ved hensyn på tetthetsforskjeller i denne oppgaven, bidrar også til noe økt luftvekslingseffektivitet. For eksempel simulering 5 får luftvekslingseffektiviteten på 0,40 ved å benytte den faktiske alder ved avtrekk i likning 46. Hadde man derimot benyttet den teoretisk beregnede tidskonstanten ville luftvekslingseffektiviteten landet på 0,35. Dette ble nærmere forklart i kapittel 5.7.6 *Avvik mellom alder på avtrekksluft og den nominelle tidskonstanten*. Det er imidlertid ikke ventet at dette er grunnen alene til at luftvekslingseffektivitetene er generelt gode. Dette fordi de små temperaturforskjeller som representeres ved sammenlikningsgrunnlaget ikke utgjør like store forskjeller.

Det har også vært vanskelig å finne tilgjengelig eksisterende data å sammenlikne simuleringene med, dette grunnet at tidligere målinger og teori som er funnet, opererer med betydelig lavere overtemperaturer enn hva som er forutsatt i denne oppgaven.

6.6.2 Sammenlikningsgrunnlag simuleringer med vertikal innblåsing

Når det angår simuleringene med vertikal innblåsing, er det vanskelig å vurdere resultatene sett i forhold til tidligere data, dette fordi det ikke har lyktes å oppdrive data som har likheter nok til å kunne sammenliknes. Det er funnet tidligere forskning som sier at vertikal innblåsing virker å være bedre enn horisontal for oppvarming via ventilasjon, men disse låses ofte til ett spesifikt oppsett, og vil ikke være generelle funn. Et eksempel er artikkelen skrevet av Tan et al. (2019) som finner at prinsipp hvor luften kastes i høy hastighet rett ned langs vegg, fungerer bedre for å varme opp oppholdssonen enn et spesifikt oppsett hvor luften kastes rett frem ca. 0,5m fra tak. Dette funnet er litt for spesifikt til at det kan settes i generell sammenheng. Det er heller ikke funnet tidligere forskning vedrørende et kvantifisert anslag av betydningen av vertikal innblåsing sett i forhold til horisontal. Derfor er det vanskelig å vurdere luftvekslingseffektiviteten på disse simuleringene, annet å enn ved å vurdere generelle logiske trekk i de simulerte rommene. Det virker logisk at temperatureffektivitetene er høye når luften blir kastet rett ned, likevel mistenkes det at luftvekslingseffektivitetene er for gode til å være den ekte sannhet. Dette begrunnes i at overtemperaturene i de fleste tilfeller ligger rundt 15-30 °C (56,6 °C er det høyeste) , likevel er den laveste luftvekslingseffektiviteten som er funnet 0,26 (0,23 om man teller med simulering 18). Mistanken beror seg på at om disse funnene skulle stemme med virkeligheten, ville kanskje ikke problematikken rundt dårlig luftvekslingseffektivitet i rom oppvarmet med tilluft være en generell problemstilling. Imidlertid er ikke kaldras-risiko, lufthastighet i oppholdssone og vertikal temperaturdifferanse vurdert i denne oppgaven. Dette betyr at om luftvekslingseffektiviteten i simuleringene er tilfredsstillende, så ville kanskje ikke oppsettet kunne brukes i en virkelig situasjon, dette grunnet inneklimate relaterte komfortkrav.

En annen forklaring på de relativt gode luftvekslingseffektivitetene ved disse store overtemperaturene, kan være at kaldraset fra vinduet redder situasjonen. Denne teorien beror seg på at høy overtemperatur kan jobbe både for og imot luftvekslingseffektiviteten, dette ved at både kaldraset og oppdriften øker med økt overtemperatur (økt varmetap).

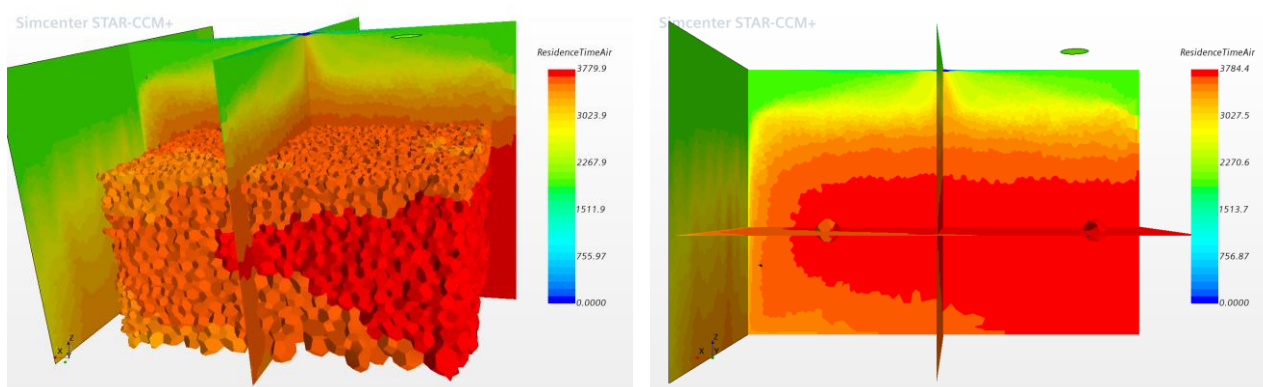
6.6.3 Internlaster

Som nevnt er alle simuleringene ved unntak av én utført uten internlaster. Denne ene simuleringen viser imidlertid samme trend som ved tidligere studie utført av Venås et al. (2014), hvor

luftvekslingseffektiviteten stiger ved å implementere varmelaster. Imidlertid påpekes det at de to sammenliknede simuleringene (med og uten internlaster) ikke hadde samme overtemperatur, men samme varmetap per kvadratmeter gulvareal. Muligens hadde det vært mer riktig å sammenlikne disse basert på lik overtemperatur. Dette fordi hele stigningen da ville vært på grunnlag av selve internlastens påvirkning på rommet, ikke direkte tap fra selve internlasten.

6.6.4 Lokal luftvekslingseffektivitet

Et annet avvik observert mellom simuleringer og sammenlikningsgrunnlaget (sporgassmålinger og andre CFD-simuleringer), var at luftvekslingseffektiviteten i de loggede lokale punkter ikke var merkverdig redusert sammenliknet med luftvekslingseffektiviteten for oppholdssonen. Dette fenomenet ble observert både i Aslaksen (2014) sine sporgassmålinger og CFD-simuleringene utført av Venås et al. (2014). Det bør nevnes at denne trenden naturlig vil være mer fremtredende i simuleringer med lave luftvekslingseffektiviteter. Dette fordi alder på luften vil være mindre uniform. En grunn til at dette fenomenet er mindre observert i simuleringene, kan derfor skyldes at luftvekslingseffektivitetene er generelt høyere. Dette forklarer imidlertid ikke hvorfor den synkende trenden ikke er registrert ved for eksempel simulering 8, som har en luftvekslingseffektivitet på 0,27. Ved å studere Figur 53 nedenfor, ser man at de største sjiktingene befinner seg høyt i rommet og at alderen på luften i selve oppholdssonen er relativt uniform. Dette forklarer hvorfor det ikke er observert fall i luftvekslingseffektivitet for de lokale punkter, men ikke hvorfor det avviker med sammenlikningsgrunnlaget. En grunn til avviket kan være forskjellige forutsetninger ved simuleringer og sammenlikningsgrunnlaget, eksempelvis forskjellig lokasjon på de lokale målepunktene eller forutsetninger ved eksempelvis vinduet.



Figur 53 viser luftens alder ved simulering 8. Til høyre er oppholdssonen vist med et cellesett, til venstre er cellesettet tatt vekk for bedre visualisering. Vinduet vises mot venstre i begge skisser.

6.6.5 Svakheter

En svakhet ved denne oppgaven kan være at det er utført relativt mange simuleringer på kort tid. Det ble derfor vanskelig å prosessere og vurdere alle data like nøye. Dette kan potensielt ha ført med seg uoppdagede småfeil i simuleringer. Når det angår regresjonsanalysen, kan man tenke at denne er veldig avhengig av kvaliteten på simuleringene. Det vil si, at hvis det foreligger feil ved simuleringene vil dette påvirke utgangspunktet fra regresjonen.

Et annet aspekt er at usikkerheten ikke vil være den samme for alle simuleringer, det vil si at konvergensten for alle simuleringene ikke var like god. Dette burde muligens vært optimalisert, slik at simuleringene fikk mest mulig like utgangspunkt. Dette er spesielt viktig fordi trendene relativt mellom simuleringene er noe av det viktigste ved resultatene. Det ble observert at noen innløpsgeometrier ga bedre konvergenser enn

andre. Dette er noe som burde vært kartlagt tidligere, slik at alle simuleringene kunne fått optimal konvergens. Eksempelvis er det noen simuleringer i regresjonsanalysen som hadde noe dårlig konvergens og som kanskje burde blitt utestengt på samme måte som simulering 18 og 11. Simulering 19 og 20 var et eksempel på to simuleringer som kanskje burde blitt utestengt. Dette ble imidlertid et dilemma, ved utestengelse av flere simuleringer ville også datasettet krympe.

Det burde blitt dedikert mer arbeid til spesialtilpasninger av raffinering av nettverket for hver enkelt av simuleringene. Denne raffineringen burde vært basert på simuleringenes forutsetninger. Eksempelvis kunne simuleringer med spesielt høye hastigheter fått økt raffinering ved innløp. Grunnet tidsaspektet ble ikke dette prioritert. Imidlertid er det påsett at alle simuleringer som er akseptert har en viss standard vedrørende konvergens, og at de er individuelt vurdert som logiske ved å studere flere parametere som nevnt i kapittel xx. Det å oppnå like god konvergens for alle simuleringer anses som vanskelig innfor gitte tidsramme, da det kan være meget tidkrevende å jobbe mot en optimalisert konvergens. Det skulle for eksempel vært ønskelig med mer informasjon om grensebetingelser for turbulens. Som nevnt er denne ofte ukjent og bør enten eksperimenteres frem, eller man bør inneha målinger fra en virkelig situasjon (Malalasekera & Versteeg, 2007, s. 76-77). Eksperimentering er som kjent meget tidkrevende.

Ved unntak av noen simuleringer i kjøreplanen for supplerende simuleringer, er det observert generelt dårligst konvergens på likningen for luftens alder (passiv skalar). At denne likningen konsekvent virket å få dårligst konvergens ble en standard, og den ble liggende øverst i residualbildet for samtlige simuleringer. En styrke er imidlertid at dette foreligger ved de fleste simuleringene. Det er også registrert meget god konvergens for energilikningen i de fleste simuleringene. God korrelasjon mellom luftvekslingseffektivitet og temperatureffektivitet bidrar til økt tiltro til resultatet av luftens alder. På dette grunnlag er det ansett at en noe dårlig konvergens på likningen for luftens alder ikke var så alvorlig. Derimot ble det ansett som mer alvorlig for de simuleringer som hadde dårlig konvergens for Tdr-likningen. Dette både fordi det avviker fra de andre simuleringene, og fordi det er usikkert i hvilken grad dette vil påvirke resultatene.

6.6.6 Funksjonene fra regresjonsanalysen

Det var vanskelig å finne en god funksjon som inneholdt parameteren luftmengde per kvadratmeter gulvareal. Denne parameteren var i utgangspunktet ønskelig å ha med, dette fordi den er generell ved tanke på dimensjonering, da den relaterer seg til gulvarealet ved et gitt rom. Det å inkludere luftmengde i funksjonen kunne også gjøre funksjonen mer anvendelig ved bruk. Dette fordi luftmengde ofte er en kjent og anvendt parameter ved dimensjonering av ventilasjon i rom. Det ble gjort flere forsøk på å inkludere denne parameterne, men de fleste funksjonene som ble funnet var enten for unøyaktige eller for komplekse. Det endelige resultat fra regresjonsanalysen var tre funksjoner basert på varmetap per kvadratmeter gulvareal samt impuls henholdsvis vertikalt og horisontalt.

Som nevnt er den ene funksjonen noe mer kompleks enn de to andre, og innehar også en bedre kurvetilpassing som vises ved en mindre og jevnere feilestimering av luftvekslingseffektivitetene.

Funksjonene funnet fra regresjonsanalysen er vurdert å fungere godt innenfor ett gitt område. Dette kan defineres som området i nærhet til datapunktene funksjonene er basert på. Det vil imidlertid være vanskelig å forutsi hvor gode funksjonene skulle være på å forutsi luftvekslingseffektiviteter utenfor datasettet. Det at funksjonene er generert på 50/50-fordeling mellom test- og treningsdata, skal forhindre overtilpassing og gjøre de mer robust vedrørende å forutsi data utenfor datasettet. Imidlertid er det ikke sikkert datasettet var stort nok til å skape en tilstrekkelig robust funksjon, selv ved høy grad av splitting av datasettet. Det er også vanskelig å forutse hvor gode funksjonene skulle være til å forutsi luftvekslingseffektiviteter for et annet rom. Det påpekes at funksjonen er ment for romoppsett tilsvarende

hva den er basert på, dette fordi de kompliserte sammenhengende mellom dataene ikke nødvendigvis vil stemme om det foreligger store avvik. Eksempelvis anses romhøyde som en viktig parameter som bør være lik. Et annet aspekt ved funksjonene er at de både ble generert og testet på lite data i det lavere sjiktet for luftvekslingseffektivitet. Som nevnt er 0,26 det laveste testpunktet. Derfor er det usikkert hvordan funksjonene vil fungere for å forutsi lavere luftvekslingseffektiviteter. Funksjon 50 vil ikke kunne gå under null, mens funksjon 48 og 49 i teorien kan bevege seg under null. Det virker derfor ikke hensiktsmessig å benytte sistnevnte funksjoner for de laveste luftvekslingseffektivitetene. Det er ansett at flere datapunkter trengs for å videreutvikle, og ikke minst for å kontrollere og teste funksjonene.

6.6.7 Vurdering av alle faktorer

Når alle faktorer er vurdert, er det valgt å stole på at trendene i rommet vil stemme opp mot en virkelighet, men at de kvantitative luftvekslingseffektivitetene kan inneholde en systematisk feil, som gjør at de konsekvent angir høyere luftvekslingseffektivitet enn hva som vil være virkeligheten. Det er ansett at en systematisk feil ikke vil utgjøre et stort problem for resultatene, så lenge trendene i rommet stemmer. Dette fordi målet med oppgaven er å kartlegge trendene og ikke å se på reelle verdier. Resultatet fra regresjonsanalysen, kan derfor være gyldig for andre data, selv om den skulle måtte tilpasses. Dette kan eksempelvis innebære å gange inn en faktor tilsvarende en eventuell systematisk feil. Dette betyr at funksjonene som funnet, bør kontrolleres og jobbes videre med, og ikke benyttes ukritisk.

Resultatene i denne masteroppgaven anses som nyttige. Funnene som viser økt luftvekslingseffektivitet ved økt andel av vertikal innblåsningsretning er direkte anvendbart, og kan vurderes ved fremtidig prosjektering av systemer med oppvarming via ventilasjon. Imidlertid ville det vært interessant å kartlegge betydningen av den vertikale luftinnblåsing ved tanke på innklima og komfort. Økt hastighet på innblåsningsluften er også en parameter som bedrer luftvekslingseffektiviteten, men som også potensielt kan føre med seg høy lufthastighet i oppholdssonen. Dette betyr at man ikke ukritisk kan velge en høy innblåsningshastighet kun for å bedre luftvekslingseffektiviteten, da flere parametere må tas til ettertanke. Imidlertid er det så vidt forfatter bekjent usikkert hvordan varm luft ved høye hastigheter påvirker innklima, men det skal nevnes at et eventuelt kjølebehov også bør hensyntas ved valg av ventil. Mange norske kontorrom vil nemlig kunne ha kjølebehov i perioder. Det er ikke sikkert at valg av ventil bør tas kun ved hensyn til periodene med tilført overtemperert luft i rommet. Det registrert stort kaldras ved flere av simuleringene, dette er også noe som i høy grad ville kunne påvirke komforten i rommet, og som bør hensyntas ved prosjektering av oppvarming via tilluft.

Med de nevnte innklimaparametere i bakhodet, kan en anbefaling til tilluftsventil for bruk ved oppvarming via tilluft være å øke andel vertikal innblåsing. Ved å øke andel vertikal innblåsing tyder trendene i rommet på at man kan benytte en høyere overtemperatur, sammenliknet med scenario ved kun horisontal innblåsing. Det å redusere overtemperatur er også et tiltak for å bedre luftvekslingseffektiviteten. Imidlertid må en reduksjonen av overtemperatur kompenseres for, eksempelvis ved tilleggsvarmekilder i rommet eller økt luftmengde. Økt luftmengde er også et tiltak som bedrer luftvekslingseffektiviteten, men som kan være kostbart, dette både ved tanke på vifteenergi, størrelsen på aggregater samt størrelsen på kanalnett og andre komponenter. Det å øke innblåsningshastighet er også et tiltak som kan anbefales da dette øker impulsen, denne parameteren har imidlertid også størst betydning ved vertikal innblåsing.

7 Konklusjoner

Det ble registrert troverdige tender i rommene under simuleringene. Trendene er i tråd med aktuell tidligere forskning, samt hva man logisk sett ville forvente. Det er også god korrelasjon mellom luftvekslings- og temperatureffektiviteten i rommet. Korrelasjonen styrker resultatenes troverdighet. En ubekreftet mistanke har vært at de simulerte verdiene av luftvekslingseffektivitet er noe unaturlig høye. Etter aktiv kontroll og feilsøking har ikke dette vært mulig å bekrefte eller avkrefte dette, uten å inneha mer data å sammenlikne med. Det påpekes at simuleringene burde vært validert opp mot tilpasset data fra målinger i felt eller testlab, ved tilsvarende romoppsett. Eksempelvis kunne slik data også bidratt til mer riktig modellering av grensebetingelser for turbulens. Det påpekes at målet ved oppgaven var å utrede trendene og ikke reelle verdier. Derfor kan resultatet være gyldig på tross av en mulig systematisk feil ved de kvantifiserte verdiene for luftvekslingseffektivitet i rommet.

Resultatene indikerer stigende trend for luftvekslings- og temperatureffektivitet ved reduksjon av overtemperatur, økning av innblåsningshastighet, økning av luftmengde og økt andel vertikal luftinnblåsing. Det ble registrert at vertikal impuls er ca. ti ganger så betydningsfull som den horisontale ved hensyn til luftvekslingseffektiviteten i oppholdssonen. Denne trenden er tydelig blant simuleringene og ble kvantifisert gjennom funksjonene utarbeidet under regresjonsanalysen. Det ble funnet tre matematiske funksjoner gjennom bruk av symbolsk regresjon, hvor utgangsverdien var luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen. Funksjonene har samme betydning, men små forskjeller i nøyaktighet, konstanter og kompleksitet. De tre funksjonene er basert på de samme parameterne, det vil si varmetap per kvadratmeter gulvareal samt vertikal og horisontal impuls. Det var ikke mulig med gitte data og oppdrive en god funksjon som også inneholdt luftmengde per kvadratmeter gulvareal.

Funksjonene bør ikke benyttes ukritisk og krever visse forutsetninger og muligens tilpasninger. Forutsetninger kan eksempelvis være at romhøyde og andre romforutsetninger er tilsvarende det simulerte rommet. Det påpekes også at funksjonene bør videreutvikles og testes på mer data, da spesielt mer data ved lavere luftvekslingseffektiviteter. Dette fordi datasettet benyttet for å skape funksjonene hadde betydelig flere datapunkter i det øver sjiktet hva det angår luftvekslingseffektiviteter. Da sammenhengen mellom de testede parameterne fremstår som meget kompleks, vil mer data sannsynlig øke funksjonenes robusthet, men også muligens gjøre de mer komplekse.

Både trendutredningen og funksjonene for luftvekslingseffektivitet i oppholdssonen er nyttige resultater, og kan være direkte anvendelige ved prosjektering og valg av tilluftsventil for oppvarming via tilluft. En generell anbefaling ved valg av tilluftsventil for bruk ved oppvarming via ventilasjon, kan være å ha mest mulig vertikal retning på innblåsningsluften. Resultatene fra simuleringene indikerer at vertikal retning på innblåsningsluften kan tillate økt grad av overtemperatur, uten at dette koster i redusert luftvekslingseffektivitet. Andre anbefalinger kan være å øke innblåsningshastigheten, redusere grad av overtemperatur eller øke luftmengde. Imidlertid skal det nevnes at valget vedrørende egenskaper ved tilluftsventilen ikke bør tas basert på luftvekslingseffektiviteten alene, det er også viktig å vurdere de innklimarelaterte komfortparameterne.

8 Anbefalinger for videre arbeid

Funnene i denne rapporten bør støttes av videre arbeid i feltet. Dette kan være både målinger, flere simuleringer, eller en kombinasjon. Det ville også vært fordelaktig med videre arbeid vedrørende funksjonene for luftvekslingseffektivitet ved å mate disse med mer data. Da fortrinnsvis mer data ved lavere luftvekslingseffektiviteter. Dermed kan funksjonene videreutvikles og bli mer robuste for mer generell bruk.

Andre ting som kunne vært utredet videre, vil være det inneklimate relaterede aspektet vedrørende romforutsetningene i simuleringene. Dette kan eksempelvis være kartlegging av hvordan den vertikale luftstrålen og den høye impulsen vil passe med dagens krav til inneklimate. Kartlegging av den generelle komforten er også et forslag til videre arbeid. Dette kan være både utredning av oppfattet komfort på brukernivå, eller ved tanke på eventuell påvirkning av konsentrasjonsevnen for brukeren. Ved å kartlegge det opplevde inneklimate vedrørende komfort ved overtemperert tilluft, kunne et videre arbeid også innebære å vurdere om kravene til termisk inneklimate burde vært differensiert mellom eksempelvis situasjoner med undertemperert og overtemperert tilluft.

Et annet interessant aspekt som kunne kartlegges videre, kan være å utrede optimale forhold ved tilluftsventilen som kan fungere ved både ved varme- og kjølebehov. En interessant problemstilling vil være hvordan man kan tilrettelegge for begge deler i typiske norske kontorbygg.

Andre interessante forslag for videre arbeid kan være varierende plassering av avtrekk. Det ville eksempelvis vært interessant å utrede om den horisontale impulsen ville vært mer betydningsfull for luftvekslingseffektiviteten om avtrekket var plassert lavt i rommet.

Forhold med flere vinduer eller flere tilluftsventiler i tak, eventuelt bakkantinnblåsing, eller inkludering av internlaster kunne også vært en interessante parameter å kartlegge. Sentralavtrekk eller åpen dør er også parametere som kan påvirke strømningsbildet og luftvekslingseffektiviteten.

Utredning av en eventuell sammenheng mellom Richardson nummer som vist i kapittel 3.8 og funksjoner funnet ved regresjonsanalyse er også noe som kan kartlegges ved videre arbeid.

9 Referanser

- Amai, H. & Novoselac, A. (2016). Experimental study on air change effectiveness in mixing ventilation. *Building and Environment*, 109, 101-111.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.09.015>
- aokomoriuta. (2011). *Law of the wall* [Diagram]. Wikimedia commons.
[https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_\(English\).svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_(English).svg)
- Arbeidstilsynet. (2016). *Veiledning om klima og luftkvalitet på arbeidsplassen* (Veiledning, best.nr. 444). Arbeidstilsynet.
<https://www.arbeidstilsynet.no/contentassets/3f86f6d2038348d18540404144f76a22/luftkvalitet-pa-arbeidsplassen.pdf>
- Aslaksen, V. (2014). *Klimatisering med overtemperatur og inneklime i kontorlokaler* [Masteroppgave]. Høgskolen i Oslo og Akershus.
- Byggeteknisk forskrift (TEK17). (2017). *Forskrift om tekniske krav til byggverk* (FOR-2017-06-19-840). Lovdata. <https://lovdata.no/forskrift/2017-06-19-840>
- Cheng, F., Zhang, S., Gao, S., Tian, X., Liao, C. & Cheng, Y. (2020). Experimental investigation of airflow pattern and turbulence characteristics of stratum ventilation in heating mode. *Building and Environment*, 186(107339). <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107339>
- Cimbala, M. J. & Cengel, A. Y. (2014). *Fluid mechanics* (3. utg.). McGraw-Hill Education.
- Feed, Reaktor & Helsingfors Universitet. (u.å.). *Forskjellige typer maskinlæring*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://course.elementsofai.com/no/4/1>
- Ferziger, H. J. & Peric, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics* (3. utg.). Springer.
- Grøn, Ø. (2020, 24. august). inkompressibel. I *Store norske leksikon*. <https://snl.no/inkompressibel>
- Gundersen, D. (2020, 09. mars). kompressibilitet. I *Store norske leksikon*. <https://snl.no/kompressibilitet>
- Gustavsens, A. & Tue, V. J. (2007). *Enøk i Bygninger Effektiv energibruk* (3. utg.). Gyldendal.
- Havellen, V., Eide, H. E., Larsen, E. P., Rath, S., Marienborg, S., Kunudsen, O. K., Zijdemans, D. & Fransrud, T. (2017). *Varmenormen* (3. utg.). NORSK VVS Energi-og Miljøteknisk Forening.
- Hesler, R. (2017). *Kan ren ventilasjonsoppvarming i cellekontor med stort vindu sikre termisk komfort i henhold til klasse I (høyt forventingsnivå) i NS-EN 15251 og god luftvekslingseffektivitet?* [Masteroppgave]. Høgskolen i Oslo og Akershus.
- Ingebrigtsen, S. (2018). *Ventilasjonsteknikk del 1* (5. utg.). Skarland Press AS.
- Kundu, P. K. & Cohen, I. M. (2008). *Fluid Mechanics* (4. utg.). Elsevier.
<https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt0096RR77/fluid-mechanics-4th-edition/weak-or-variational-form>
- Lin, Z. (2014). Stratum Ventilation - A Solution to Meet Challenges to Contemporary Air Distribution. *Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations*, 51(4), 40-43.
<https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/stratum-ventilation-a-solution-to-meet-challenges-to-contemporary-air-distribution>
- Lindab. (2021, 13. januar). *Katalogside NC19*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://itsolution.lindab.com/LindabWebProductsDoc/pdf/documentation/comfort/DK/technical/NC19.pdf>
- Lindinvent. (2021). *Produktbeskrivning*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://www.lindinvent.se/produkter/tilluftsdon/ttc/>
- Malalasekera, W. & Versteeg, K. H. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics* (2. utg.). Pearson Education Limited.
- Mansour, M. (2018, 11. april). *Calculations of Residence Time in CFD*. Hentet 06. april 2021 fra https://wikis.ovgu.de/Iss/lib/exe/fetch.php?media=guide:presentation:calculations_of_residence_time_in_cfd.pdf
- matematikk.net. (u.å.). *Regresjon*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://matematikk.net/side/Regresjon>
- Nielsen, P. V. (u.å.). *Momentum Flow* [Bilde fra forelesning i ventilasjonsteknikk, 2019]. Aalborg universitet.
- Nielsen, P. V., Allard, F., Awbi, H. B., Davidson, L. & Schälén, A. (2007). *REHVA Guidebook No. 10 - Computational Fluid Dynamics in Ventilation Design*. REHVA.

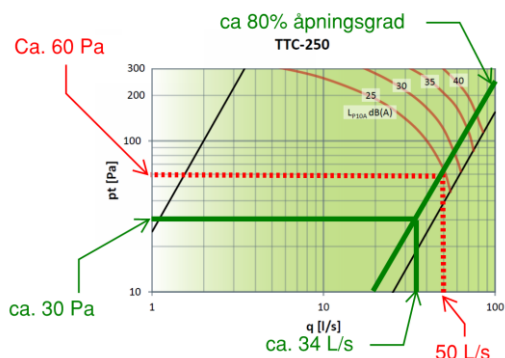
<https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpCXMTS9E2/rehva-guidebook-no-10/rehva-guidebook-no-10>

- Ruggiero, R. (2020, 17.november). *Symbolic Regression: The Forgotten Machine Learning Method*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://towardsdatascience.com/symbolic-regression-the-forgotten-machine-learning-method-ac50365a7d95>
- Siemens Digital Industries Software. (2017, 30.oktober). *How to create a report based on a cell set*. Hentet 25. mai 2021 fra https://support.sw.siemens.com/en-US/product/226870983/knowledge-base/KB000031946_EN_US
- Siemens Digital Industries Software. (2020). *Simcenter STAR-CCM+ Documentation: User Guide* (2020.2. utg.). 2020 Siemens Digital Industries Software. https://docs.sw.siemens.com/en-US/product/226870983/doc/PL20200617112215329.userGuide_pdf_2020.2/pdf/
- Standard Norge. (2012). *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - Yrkesbygninger* (Standard nr. NS 3701:2012). Standard Norge. <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=587802>
- Swegon. (u.å.). *ProSelect*. Hentet 25.mai 2021 fra <https://www.swegon.com/no/support/software/proselect/>
- Tan, D., Li, B., Cheng, Y., Liu, H. & Chen, J. (2019). Airflow pattern and performance of wall confluent jets ventilation for heating in a typical office space. *Indoor and Built Environment*, 29(1), 67-83. <https://doi.org/https://doi.org/10.1177/1420326X19842632>
- Thunshelle, K. (2016). *Oppvarming via tilluft- Veiledning og krav for næringsbygg med energiambisjoner* (Prosjektnummer: 102003309 For Klima). SINTEF akademisk forlag.
- Tu, J., Yeoh, G.-H. & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics - A Practical Approach* I(3 utg.). Butterworth-Heinemann Ltd. <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpCFDAPA19/computational-fluid-dynamics/computational-fluid-dynamics>
- TuringBot. (u.å.a). *TuringBot Documentation*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://turingbotsoftware.com/documentation.html>
- TuringBot. (u.å.b). *Your data + TuringBot = formulas*. Hentet 25. mai 2021 fra <https://turingbotsoftware.com/>
- Venås, B., Harsem, T. T. & Børresen, A. B. (2014). *CFD simulation of an office heated by a ceiling mounted diffuser*. <https://www.sintef.no/contentassets/9e42d986a70c42379247961e8b029392/cfd-simulation-of-an-office-heated-by-a-ceiling-mounted-diffuser.pdf>
- Wikipedia. (2021). *Richardson number*. Hentet 28.mai 2021 fra https://en.wikipedia.org/wiki/Richardson_number
- Wimshurst, A. (2018a, 31. oktober). *[CFD] The Boussinesq Approximation for Bouyancy Driven (Natural Convection) Flow* [Video]. Fluid Mechanics 101/YouTube <https://www.youtube.com/watch?v=onKiVbKSoXw>
- Wimshurst, A. (2018b, 22. september). *[CFD] What are Wall Functions and How do they work?* [Video]. Fluid Mechanics 101 / YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=fJDYtEGMgzs>
- Wimshurst, A. (2019a, 12. januar). *[CFD] What Wall Functions Do I Need for Epsilon?* [Video]. Fluid Mechanics 101 / YouTube. <https://www.youtube.com/watch?app=desktop&v=RKoXFpwi2go>
- Wimshurst, A. (2019b, 04. februar). *[CFD] What Wall Functions Do I Need for Turbulent Kinetic Energy?* [Video]. Fluid Mechanics 101 / YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=zSlgKsQSa9k>

VEDLEGG

Vedlegg A: Trykk-, lyd- og strømningsdiagram Lindinvent TTC	99
Vedlegg B: Raffinering av nettverk	100
Vedlegg C: Gjennomgang av metode passiv skalar	101
Vedlegg D: Oversikt over fysiske betingelser og verdier	102
Vedlegg E: Feltfunksjoner laget i STAR CCM+	103
Vedlegg F: Kontroll ved håndberegninger	104
Vedlegg G: Inndata og resultater alle simuleringer	105
Vedlegg H: Kommentarer til konvergens alle simuleringer	106
Vedlegg I: Input TuringBot	107
Vedlegg J: Regresjonsanalyse test-analyse 1	108
Vedlegg K: Kjøreplan utvidet test-analyse	109
Vedlegg L: Resultat utvidet test-analyse	110
Vedlegg M: Funksjonsuttrykk generert i TuringBot	111

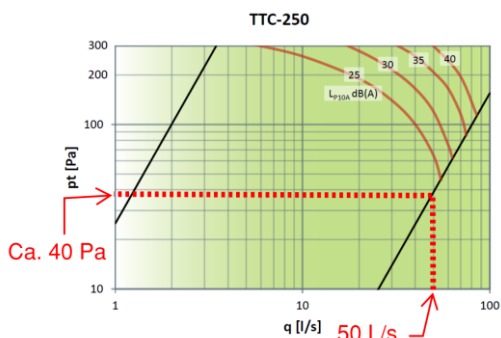
Vedlegg A: Trykk-, lyd- og strømningsdiagram Lindinvent TTC



Figur 54 Bearbeidet fra "Trykk, strømnning og lydnivåer, TTC-250" av Lindinvent,2021 (<https://www.lindinvent.se/produkter/tilluftsdon/ttc/>). Gjengitt med tillatelse. Grønne og røde linjer, samt tekstbokser er tilført av forfatter selv.

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot Pa}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 60}{1,164}} = 10,2 \text{ m/s} \approx 10 \text{ m/s} \quad (53)$$

ρ = tetthet ved 30 °C, som er benyttet som tilluftstemperatur ved alle simuleringer (Cimbala & Cengel, 2014, s. 948)



Figur 55 Bearbeidet fra "Trykk, strømnning og lydnivåer, TTC-250" av Lindinvent,2021 (<https://www.lindinvent.se/produkter/tilluftsdon/ttc/>). Gjengitt med tillatelse. Røde linjer, samt tekstbokser er tilført av forfatter selv.

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot Pa}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 40}{1,164}} = 8,3 \text{ m/s} \quad (54)$$

ρ = tetthet ved 30 °C, som er benyttet som tilluftstemperatur ved alle simuleringer (Cimbala & Cengel, 2014, s. 948)

Vedlegg B: Raffinering av nettverk

Tabell 23 viser innstillinger for raffinering av nettverk

Overflate	Raffinering
Vindu	<p>Target Surface Size: Relative to base Percentage of Base:25 Absolute Size: 0,05m</p> <p>Minimum Surface Size: Relative to base Percentage of Base:20 Absolute Size: 0,04m</p>
Tak	<p>Target Surface Size: Relative to base Percentage of Base:15 Absolute Size: 0,03m</p> <p>Minimum Surface Size: Relative to base Percentage of Base:10 Absolute Size: 0,02m</p> <p>Number of Prism Layers 5</p> <p>Prism Layer Stretching 1,5</p> <p>Prism Layer Total Thickness Percentage of Base:10 Absolute Size: 0,02m</p>
Innløp og området rundt(diffuser)	<p>Target Surface Size: Absolute Percentage of Base:1,5 Absolute Size: 0,003m</p> <p>Minimum Surface Size: Absolute Percentage of Base:0,5 Absolute Size: 0,001m</p> <p>Number of Prism Layers 10</p> <p>Prism Layer Stretching 1,5</p> <p>Prism Layer Total Thickness Percentage of Base:10 Absolute Size: 0,02m</p>
Avtrekk	<p>Target Surface Size: Relative to base Percentage of Base:10 Absolute Size: 0,02m</p> <p>Minimum Surface Size: Relative to base Percentage of Base: 7 Absolute Size: 0,014m</p>

Vedlegg C: Gjennomgang av metode passiv skalar

Det første trinnet for å gjennomgå oppsettet av passiv scalar, var å påse at fysikk modellen "passive scalar", lå i fysikk kontinuumet. Videre ble "passiv scalar"-noden som var blitt opprettet kontrollert. Ved denne noden velger man egenskaper som minimum- og maksimum-verdi samt hvilken ledd i transportlikningen/konserveringslikningen som er aktuelle. Man kan også velge mengde passiv skalar som entrer domenet gjennom innløp, i denne oppgaven var dette satt til null.

Dette fordi man ønsker at den virtuelle klokken starter på null da luften entrer rommet. Det ble også påsett at det var utført justeringer i grensebetingelsene. Alle grenser som ikke var innløp skulle settes til "zero flux" (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3564-3565).

Initialbetingelsen sto på 0, i den opprinnelige modellen, dette ble endret tilsvarende den teoretiske beregnede tidskonstanten for hver enkelt simulering. Dette fordi luftens alder må være lik eller eldre enn denne. Videre ble den opprettede feltfunksjonen kontrollert. Denne finner man under noden "tools". Dette er en if-setning som vist nedenfor, funksjonen er imidlertid bare en ren kopi fra brukerguiden.

$(\$ResidenceTimeAir > 1000)?0:\$Density$ (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3566)

- Tallet 1000 er et eksempel og representerer maksimal tid. Denne ble justert opp for gjeldene problem, dette fordi mange av simuleringene ville involvere tidsforløp på over 1000s.
- $\$Density$ er linket til kildeleddet i transportlikningen/konserveringslikningen for passiv skalar. Se kapittel 3.11.1 *STAR CCM+ overordnet*, for mer om denne likningen.

Det ble også påsett at det var huket av for "massflux" under noden for fysiske betingelser i regionen. Denne aktiverer kildeleddet. Under noden for fysiske verdier, ved passiv skalarkilde-noden legger man til feltfunksjonen som er kopiert inn i programmet under noden "Tools"- "Field function". Ved gjennomgang så dette så riktig ut. Oppsettet var dermed kontrollert og klart til kjøring (Siemens Digital Industries Software, 2020, s. 3566-3567).

Vedlegg D: Oversikt over fysiske betingelser og verdier

Tabell 24 viser benyttede fysiske betingelser og verdier i simuleringene

	Fysiske betingelser og verdier
Felles for alle grenser	Overflateemissivitet: 1 Overflaterreflektivitet og Overflatetransmisjon: 0
Vegger, tak, gulv og diffuser	Termisk spesifikasjon: Adiabatisk
	Passiv skalar: Ingen fluks
Avtrekk	Strålingstemperatur: Tilnærmet lik avtrekkstemperatur
Innløp ned og Innløp side	Massestrømalternativ: Massestrømning Varierende for simuleringer fra 0,0065 til 0,0582 $\frac{kg}{s}$
	Strålingstemperatur og innløpstemperatur luft: 30 °C for alle simuleringer
	Turbulens spesifikasjon: Turbulensintensitet og lengdeskala (se spesifikasjon nedenfor).
Vindu	Termisk spesifikasjon: Omgivelsestemperatur Varierende for simuleringer fra 3 °C til -179 °C.
	Termisk resistans $0,8 \frac{m^2 K}{W}$ for alle simuleringer
	Varmeoverføringskoeffisient : $25 \frac{W}{m^2 K}$ for alle simuleringer

Vedlegg E: Feltfunksjoner laget i STAR CCM+

Feltfunksjoner for luftvekslingseffektivitet må brukes i kombinasjon med justering av skala for fargepaletten (for eksempel 0-0,5). Ellers blir effektiviteten ved innløpet blir veldig høy.

Feltfunksjoner er kun benyttet for visualisering av scener og raske overslag av data. Utdata som benyttet i regresjonsanalysen og resultater forøvrig er beregnet direkte fra luftens alder i rommet.

Luftvekslingseffektivitet i rommet

$(42.66/(\text{\$}\{\text{MassFlowavtrekkReport}\}/\text{\$}\{\text{Density}\})) / (2 * \text{\$}\{\text{Residencetimeair_korreksjon}\})$

Residencetimeair_korreksjon

$(\text{\$}\{\text{ResidenceTimeAir}\} <= 0) ? 0.0000001 : \text{\$}\{\text{ResidenceTimeAir}\}$

Lokale luftvekslingseffektiviteter

$(42.66/(\text{\$}\{\text{MassFlowavtrekkReport}\}/\text{\$}\{\text{Density}\})) / (2 * \text{\$}\{\text{restimeair Surface Average pust}\})$

$(42.66/(\text{\$}\{\text{MassFlowavtrekkReport}\}/\text{\$}\{\text{Density}\})) / (2 * \text{\$}\{\text{restimeairSurface AverageUavtrekk}\})$

$(42.66/(\text{\$}\{\text{MassFlowavtrekkReport}\}/\text{\$}\{\text{Density}\})) / (2 * \text{\$}\{\text{restimeair Surface Average plan1.1}\})$

Volumet av celledsett

$\text{\$}\{\text{Volume}\} * \text{\$}\{\text{CellSetVar_1}\}$

Hvor CellSetVar_1 svarer til funksjonen for celledsett.

Flere feltfunksjoner ble satt om, men kun overnevnte ble benyttet.

Vedlegg F: Kontroll ved håndberegninger

Symbolforklaring og referanser til Tabell 25 nedenfor

Q: luftmengde

Q: Varmetap

q: varmetap per kvadratmeter

Tute, Topph, Ta: temperaturer henholdsvis ute, oppholdssone og avtrekk

Tilluftstemperatur er 30 C° for alle simuleringer

Som beskrevet i kapittel 5.2.3 *Sammenlikning av simuleringer og håndberegninger* er det gjort noen håndberegninger for kontroll av utgangsdata fra STAR CCM+.

Håndberegningene i gul kolonne i Tabell 25 er beregnet etter likning 35 som gjengitt fra kapittel 5.2.3 *Sammenlikning av simuleringer og håndberegninger*. Grønn kolonne er beregnet etter likning 36.

Håndberegningene er sammenliknet med varmetapet som hentet fra rapport i STAR CCM+ og som gjengitt i kolonne q i Tabell 25 nedenfor.

$$\rho c_p \dot{V} (T_{innløp} - T_{opph}) \varepsilon_T \text{ [W]} \quad (35)$$

$$=$$

$$\rho c_p \dot{V} (T_{innløp} - T_{avtrekk}) \text{ [W]} \quad (36)$$

Grå skravur på tall, indikerer at de er hentet fra rapporter i STAR CCM+

Tabell 25 viser utførte kontrollberegninger av alle simuleringene i alle kjøreplanene

Kommentar	Sim.	Q	q	Vn	Vs	T ute	T opph.	Ta	Q vindu	Tt-Ta	ET, opph.	Beregnet varmetap	Avvik	Avvik test 1	Beregnet varmetap	Avvik test 2	Avvik mellom avvik 1 og 2
		[m³/hm²]	[W/m²]			[m/s]	[m/s]	[C°]	[C°]	[C°]	[W]	[C°]	[-]	[W/m²]	[-]	%	[W/m²]
1P	5	25,09375	5	2,95	-24	12,93	14,4	401,5	15,6	0,91	25,3	-0,3	-1,0	25,3	-1,0	0,000	
1	5	25,1125	5	5,00	-24	12,71	14,43	401,8	15,57	0,90	25,3	-0,2	-0,7	25,3	-0,7	0,000	
2P	2,5	24,9375	5	2,95	-40	-4	-0,348	399	30,348	0,89	24,7	0,3	1,1	24,7	1,1	0,000	
2	2,5	24,85	5	5,00	-40	-4,17	0,11	397,6	29,89	0,87	24,3	0,6	2,3	24,3	2,3	0,000	
3P	10	25,16375	5	3,14	-15,4	21,61	22,27	402,62	7,73	0,92	25,1	0,0	0,2	25,1	0,2	0,000	
3	10	25,1875	5	5,00	-15,4	21,65	22,24	403	7,76	0,93	25,2	0,0	-0,1	25,2	-0,1	0,000	
4P	5	12,5	5	2,95	3	21,6	22,1	200	7,9	0,94	12,8	-0,3	-2,7	12,8	-2,7	0,000	
4	5	12,5875	5	5,00	3	21,75	22,15	201,4	7,85	0,95	12,8	-0,2	-1,3	12,8	-1,3	0,000	
5P	5	50,025	5	2,95	-79,3	-7,62	-0,85	800,4	30,85	0,82	50,1	-0,1	-0,2	50,1	-0,2	0,000	
5	5	50,0625	5	5,00	-79,3	-7,59	-0,75	801	30,75	0,82	50,0	0,1	0,2	50,0	0,2	0,000	
6P	5	24,8125	2,5	1,57	-24,6	10,8	14,7	397	15,3	0,80	24,9	0,0	-0,2	24,9	-0,2	0,000	
6	5	24,94375	2,5	2,50	-24,6	11,11	14,71	399,1	15,29	0,81	24,8	0,1	0,4	24,8	0,4	0,000	
7P	5	24,8375	10	5,89	-23	13,71	14,56	397,4	15,44	0,95	25,1	-0,2	-1,0	25,1	-1,0	0,000	
7	5	25,00125	10	10,00	-23	13,95	14,43	400,02	15,57	0,97	25,3	-0,3	-1,2	25,3	-1,2	0,000	
8P	5	25,0125	0	2,95	-26,3	8,82	14,7	400,2	15,3	0,72	24,9	0,2	0,6	24,9	0,6	0,000	
8	5	25,15625	0	5,00	-26,3	9,08	14,6	402,5	15,4	0,74	25,0	0,1	0,5	25,0	0,5	0,000	
8,1	5	24,921875	0	2,95	-26,3	8,73	14,73	398,75	15,27	0,72	24,8	0,1	0,4	24,8	0,4	0,000	
8,2	5	25,1375	0	10,00	-24,7	10,9	14,55	402,2	15,45	0,81	25,1	0,0	0,1	25,1	0,1	0,000	
9	5	25,1875	5	0,00	-23,1	14,66	14,63	403	15,37	1,00	25,0	0,2	0,9	25,0	0,9	0,000	
10	11,25	61,2	0	10,00	-80	5,74	13,3	979,2	16,7	0,69	61,0	0,2	0,2	61,0	0,2	0,000	
Inkluderer internlaster	10,1	11,25	61,135625	0	10,00	-73,5	12,97	17,51	978,17	12,49	0,73	61,0	0,1	0,2	61,0	0,2	0,000
1,1	5	25,125	2	0,84	-25,7	9,9659	14,6	402	15,4	0,77	25,0	0,1	0,4	25,0	0,4	0,000	
5,1	5	50,159375	2	0,84	-83,3	-12,75	-0,39	802,55	30,39	0,71	49,4	0,8	1,6	49,4	1,6	0,000	
9,1	5	25,166875	2	0,00	-25,3	11,02	14,6	402,67	15,4	0,81	25,0	0,1	0,6	25,0	0,6	0,000	
11	11,25	61,10125	10	0,00	-76,83	13,01	13,21	977,62	16,79	0,99	61,4	-0,3	-0,5	61,4	-0,5	0,000	
12	5	99,5	5	0,00	-178,95	-43	-26,6	1592	56,6	0,78	92,0	7,5	7,6	92,0	7,6	0,000	
13	2,5	24,945625	5	0,00	-39,8	-3,36	-0,27	399,13	30,27	0,91	24,6	0,4	1,4	24,6	1,4	0,000	
A	7,65	25,441875	0	8,30	-19	17,12	19,74	407,07	10,26	0,80	25,5	-0,1	-0,2	25,5	-0,2	0,000	
B,1	11,25	32,29375	0	10,00	-26,3	19,96	21,15	516,7	8,85	0,88	32,4	-0,1	-0,2	32,4	-0,2	0,000	
B	11,25	31,4	0	8,30	-25	19,83	21,42	502,4	8,58	0,84	31,4	0,0	0,1	31,4	0,1	0,000	
B,2	11,25	16,040625	0	8,30	2,5	25,463	25,66	256,65	4,34	0,96	15,9	0,2	1,1	15,9	1,1	0,000	
Er isoterm	14	5	0	5	5,00	Isoterm	30	30	0	0	#DIV/0!	0,0	0,0	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!
15	5	0	0	5,00	Isoterm	30	30	0	0	0	#DIV/0!	0,0	0,0	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!
16	2,5	2,11875	2,5	0,00	25	27,39	27,4	33,9	2,6	1,00	2,1	0,0	0,3	2,1	0,3	0,000	
17	2,5	2,1125	0	2,50	25	27,14	27,42	33,8	2,58	0,90	2,1	0,0	0,8	2,1	0,8	0,000	
18	5	49,925	0	5,00	-90	-14,3	-0,206	798,8	30,206	0,68	49,1	0,8	1,7	49,1	1,7	0,000	
19	2,5	10,914375	2	3,94	-2	14,43	16,32	174,63	13,68	0,88	11,1	-0,2	-1,8	11,1	-1,8	0,000	
20	15	25,20625	0	15,00	-11	24,66	24,9	403,3	5,1	0,96	24,9	0,3	1,4	24,9	1,4	0,000	

Vedlegg H: Kommentarer til konvergens alle simuleringer

Alle kommentarer i Tabell 27 nedenfor er vurderinger av et konvergent residualbilde. Det påpekes at alle aksepterte simuleringer i tabell i tillegg har stabile monitører og blitt individuelt vurdert utover kommentarer i tabell. Kommentarene skal derfor kun belyse kvaliteten på konvergens iht. til residualbildet. Simuleringer markert med rødt, er de som utgår fra regresjonsanalysen, grunnet dårlig konvergens og en spesifikk problematikk vedrørende under-relaksasjon for simulering 18.

Tabell 27 viser kommentarer til konvergens for alle simuleringene

Sim.	Kommentarer konvergens i residual-bildet
1P	Veldig god konvergens på Tdr-likningen, som ligger helt nede på 10^{-8} . Likningen for luftens alder ligger øverst, svinger mellom 10^{-4} og litt under 10^{-3}
1	God konvergens for Tdr-likningen og likningen for luftens alder. Disse ligger oppå hverandre mellom 10^{-3} og 10^{-4} .
2P	Likningen for luftens alder ligger øverst $4 \cdot 10^{-3}$, energi er rett under
2	Likningen for luftens alder ligger øverst $3 \cdot 10^{-3}$, energi er rett under
3P	Alt under 10^{-3} kontinuetlikningen og energilikningen ligger øverst
3	God konvergens. Alt under 10^{-4} . Energi og alder luft øverst.
4P	Alle likninger ligger rundt 10^{-4}
4	Okey konvergens, Tdr-likningen øverst på $3,4 \cdot 10^{-3}$. Likningen for luftens alder på $1 \cdot 10^{-4}$. Lave residualer på resten.
5P	Likningen for luftens alder er dårligst, ligger ved $3 \cdot 10^{-3}$. God konvergens på resten. Tdr. Nede i 10^{-7}
5	Tdr-likningen dårligst, denne ligger på $3 \cdot 10^{-3}$
6P	
6	Likning for luftens alder på $1,7 \cdot 10^{-3}$, resten under 10^{-5} Hadde kanskje dårlig konvergens, senket relaksjonsfaktoren og fikk bedre konvergens. Tdr-likningen ligger nå øverst ved 0,005. Tke-likningen og likningen for luftens alder ligger rundt 0,002. Energilikningen på 0,001. Resten enda lavere.
7P	
7	God konvergens, likningen for luftens alder nede på $3,4 \cdot 10^{-4}$. Energi ligger litt under. Veldig god konvergens for resten.
8P	Tdr-likningen har meget god konvergens, luftens alder ligger øverst på $2 \cdot 10^{-3}$
8	Tdr-likningen og likningen for luftens alder øverst $2,5 \cdot 10^{-4}$
8,1	Likningen for luftens alder øverst på $2,9 \cdot 10^{-3}$. Tdr rett under, den ligger også over 10^{-3}
8,2	Likningen for luftens alder øverst på $2,9 \cdot 10^{-3}$ veldig god konvergens på de andre.
9	Litt dårlig konvergens på likningen for luftens alder. Ligger rett under 0,01. Energilikningen ligger ved ca $3 \cdot 10^{-3}$
10	Tdr-likningen ligger øverst $1,7 \cdot 10^{-2}$. Likningen for luftens alder ligger på $9 \cdot 10^{-3}$
10,1	
1,1	Luftens alder øverst på $8 \cdot 10^{-4}$
5,1	
9,1	
11	Dårlig residualbilde. Tdr-likningen ligger på $8,5 \cdot 10^{-2}$ og energilikningen på $6,9 \cdot 10^{-2}$
12	Likningen for luftens alder øverst på $3 \cdot 10^{-2}$, veldig god konvergens på resten
13	God konvergens for alle likninger. Likningen for luftens alder er øverst, denne ligger på ca $8 \cdot 10^{-3}$. Så kommer energilikningen på $7 \cdot 10^{-5}$. Resten har upåklaglig gode residualer nede i 10^{-7}
A	Grei konvergens Tdr-likningen ligger øverst på $5 \cdot 10^{-4}$. Likningen for luftens alder ligger nede på $2 \cdot 10^{-5}$
B,1	Tdr-likningen er øverst på $1,4 \cdot 10^{-2}$, likningen for luftens alder har god konvergens nede på 10^{-4} . Helt flate monitører
B	God konvergens for likningen for luftens alder, den er nede i $8,1 \cdot 10^{-5}$. Tdr-likningen på toppen med $4 \cdot 10^{-4}$. Generelt meget god konvergens på denne. Også veldig jevne monitører. Dette kan muligens skyldes relativt lave underrelaksjon på denne simuleringen.
B,2	Noe dårlig konvergens på Tdr-likningen.
14	Grei konvergens, Tdr-likningen ligger øverst på $1,5 \cdot 10^{-3}$. Likningen for luftens alder helt nede på $6 \cdot 10^{-5}$
15	Veldig god konvergens. Likningen for luftens alder er nede på $1,4 \cdot 10^{-3}$, ellers alt under 10^{-5}
16	Alle likninger under 10^{-4} Tdr og likningen for luftens alder øverst $2,5 \cdot 10^{-4}$
17	Litt dårlig konvergens på likningen for luftens alder $1,6 \cdot 10^{-2}$. Resten ligger ved 10^{-4} eller bedre.
18	Luftens alder øverst på $2 \cdot 10^{-2}$. Tdr-likningen rett under på $7 \cdot 10^{-3}$. Under-relaksasjonsfaktoren responderer ulogisk.
19	Generelt dårlig konvergens. Tdr-likningen øverst på $4 \cdot 10^{-2}$. Resten ligger i området 10^{-3}
20	Tdr-likningen øverst på $1 \cdot 10^{-2}$. Likningen for luftens alder på $7,5 \cdot 10^{-4}$.

vedlegg I: Input TuringBot

Tabell 28 viser input i TuringBot

Q	q	Vn	Vs	Mn	Ms	In	Is	ΔT	ϵ
5.000	25.1	5.0	2.95	0.01294	0.01294	0.0647	0.0381	15.6	0.45
5.000	25.1	5.0	5.00	0.01293	0.01293	0.0647	0.0647	15.6	0.45
2.500	24.9	5.0	2.95	0.00647	0.00647	0.0323	0.0191	30.3	0.44
2.500	24.9	5.0	5.00	0.00647	0.00647	0.0323	0.0323	29.9	0.43
10.00	25.2	5.0	3.14	0.02595	0.02595	0.1297	0.0815	7.73	0.46
10.00	25.2	5.0	5.00	0.02593	0.02593	0.1296	0.1296	7.76	0.47
5.000	12.5	5.0	2.95	0.01294	0.01294	0.0647	0.0381	7.90	0.47
5.000	12.6	5.0	5.00	0.01293	0.01293	0.0647	0.0647	7.85	0.48
5.000	50.0	5.0	2.95	0.01294	0.01294	0.0647	0.0381	30.9	0.40
5.000	50.1	5.0	5.00	0.01293	0.01293	0.0647	0.0647	30.8	0.40
5.000	24.8	2.5	1.57	0.01297	0.01297	0.0324	0.0204	15.3	0.38
5.000	24.9	2.5	2.50	0.01295	0.01295	0.0324	0.0324	15.3	0.38
5.000	24.8	10	5.89	0.01292	0.01292	0.1292	0.0761	15.4	0.47
5.000	25.0	10	10.0	0.01293	0.01293	0.1293	0.1293	15.6	0.49
5.000	25.0	0.0	2.95	0.00000	0.02587	0.0000	0.0763	15.3	0.27
5.000	25.2	0.0	5.00	0.00000	0.02586	0.0000	0.1293	15.4	0.27
5.000	25.1	0.0	10.0	0.00000	0.02587	0.0000	0.2587	15.5	0.35
5.000	25.2	5.0	0.00	0.02592	0.00000	0.1296	0.0000	15.4	0.50
11.25	61.2	0.0	10.0	0.00000	0.05824	0.0000	0.5824	16.7	0.26
5.000	25.1	2.0	0.84	0.01292	0.01292	0.0258	0.0108	15.4	0.35
5.000	50.2	2.0	0.84	0.01292	0.01292	0.0258	0.0108	30.4	0.30
5.000	25.2	2.0	0.00	0.02594	0.00000	0.0519	0.0000	15.4	0.41
5.000	99.5	5.0	0.00	0.02590	0.00000	0.1295	0.0000	56.6	0.45
2.500	24.9	5.0	0.00	0.01294	0.00000	0.0647	0.0000	30.3	0.46
7.650	25.4	0.0	8.30	0.00000	0.03959	0.0000	0.3286	10.3	0.35
11.25	32.3	0.0	10.0	0.00000	0.05824	0.0000	0.5824	8.85	0.44
11.25	31.4	0.0	8.30	0.00000	0.05820	0.0000	0.4830	8.58	0.41
11.25	16.0	0.0	8.30	0.00000	0.05820	0.0000	0.4830	4.34	0.49
5.000	0.00	5.0	5.00	0.01293	0.01293	0.0647	0.0647	0.00	0.49
5.000	0.00	0.0	5.00	0.00000	0.02586	0.0000	0.1293	0.00	0.48
2.500	2.12	2.5	0.00	0.01292	0.00000	0.0323	0.0000	2.60	0.50
2.500	2.11	0.0	2.50	0.00000	0.01293	0.0000	0.0323	2.58	0.42
2.500	10.9	2.0	3.94	0.00647	0.00647	0.0129	0.0255	13.7	0.41
15.00	25.0	0.0	15.00	0.00000	0.07757	0.0000	1.1635	5.10	0.48

Vedlegg K: Kjøreplan utvidet test-analyse

Tabell 30 nedenfor viser planen for den utvidede test-analysen for funksjonene som ble utvalgt fra test-analyse 1 i vedlegg J ovenfor.

Tabell 30 viser planen for den utvidede testingen av funksjonene fra TuringBot

Parameter-variasjon	Sim.	Q [$\frac{m^3}{h m^2}$]	q [$\frac{W}{m^2}$]	V [$\frac{m}{s}$]	retning ned [%]	Luftvekslingseffektivitet oppholdssone [-]
Luftmengde [$\frac{m^3}{h m^2}$]	Test Q.0	1,25	25	5	50	0-0,43
	2	2,5	25	5	50	0,43
	1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
	Test Q.1	7,5	25	5	50	0,45-0,47
	3	10	25	5	50	0,47
	Test Q.2	20	25	5	50	0,47-0,5
Varmetap [$\frac{W}{m^2}$]	Test q.0	5	6,25	5	50	0,48-0,5
	4	5	12,5	5	50	0,48
	1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
	Test q.1	5	37,5	5	50	0,45-0,40
	5	5	50	5	50	0,40
	TEST q.2	5	100	5	5	0-0,40
innblåsningshastighet [m/s]	Test I.0	5	25	1,25	50	0-0,38
	6	5	25	2,5	50	0,38
	Test I.1	5	25	3,75	50	0,38-0,45
	1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
	Test I.2	5	25	7,5	50	0,45-49
	7	5	25	10	50	0,49
	Test I.3	5	25	15	50	0,49-0,5
retning ned [%]	8	5	25	5	0	0,27
	Test R.1	5	25	5	25	0,27-0,45
	1 (referanse)	5	25	5	50	0,45
	Test R.2	5	25	5	75	0,45-0,5
	9	5	25	5	100	0,5

Vedlegg L: Resultat utvidet test-analyse

Funksjonene som er benyttet i de forskjellige kolonnene i Tabell 31 har referanse til bokstav G,I,L og M som vist i vedlegg M.

Symbolforklaring og referanser til Tabell 31 nedenfor

Q: luftmengde

q:varmetap

V_n og V_s : innblåsningshastighet henholdsvis nedover og til siden

m_n og m_s : massestrøm henholdsvis nedover og til siden

In og Is: impuls henholdsvis nedover og til siden

Simulering 7 implementert med blå skrift, er kun satt som en referanse for test I,3

Tabell 31 viser resultat fra den utvidede test-analysen

Test nr	Q	q	V_n	V_s	m_n	m_s	In	Is	Retning ned	ϵ	Funksjon G		Funksjon I		Funksjon L	
	[m ³ /hm ²]	[W/m ²]	[m/s]	[m/s]	[Kg/s]	[Kg/s]	[Kgm/s ²]	[Kgm/s ²]	[-]	[-]	$\epsilon(q,In,Is)$	Test ok?	$\epsilon(q,In,Is)$	Test ok?	$\epsilon(q,In,Is)$	Test ok?
Test Q,1	7,500	25,113	5,00	5,00	0,01940	0,01940	0,0970	0,0970	0,50	0,45-0,47	0,47	JA	0,47	JA	0,46	JA
Test Q,2	20,00	25,1	5,00	5,00	0,05173	0,05173	0,25867	0,2587	0,50	0,47-0,5	0,49	JA	0,49	JA	0,48	JA
Test Q,0	1,250	25,1	5,00	5,00	0,00323	0,00323	0,0162	0,0162	0,50	0-0,43	0,33	JA	0,34	JA	0,33	JA
Test q,1	5,000	37,5	5,00	5,00	0,01293	0,01293	0,0647	0,0647	0,50	0,40-0,45	0,43	JA	0,44	JA	0,42	JA
Test q,2	5,000	100,0	5,00	5,00	0,01293	0,01293	0,0647	0,0647	0,50	0-0,40	0,33	JA	0,34	JA	0,33	JA
Test q,0	5,000	6,3	5,00	5,00	0,01293	0,01293	0,0647	0,0647	0,50	0,48-0,5	0,49	JA	0,49	JA	0,48	JA
Test I,1	5,000	25,1	3,75	3,75	0,01293	0,01293	0,0485	0,0485	0,50	0,38-0,45	0,44	JA	0,44	JA	0,43	JA
Test I,2	5,000	25,1	7,50	7,50	0,01293	0,01293	0,0970	0,0970	0,50	0,45-0,49	0,47	JA	0,47	JA	0,46	JA
Test I,0	5,000	25,1	1,25	1,25	0,01293	0,01293	0,0162	0,0162	0,50	0-0,38	0,33	JA	0,34	JA	0,33	JA
SIM7	5,000	25,0	10	10,0	0,01293	0,01293	0,1293	0,1293	0,50	Sjekk	0,48	-	0,48	-	0,47	-
Test I,3	5,000	25,1	15,00	15,00	0,01293	0,01293	0,1940	0,1940	0,50	0,49-0,50	0,48	JA	0,48	JA	0,48	JA
Test R,1	5,000	25,1	5,00	5,00	0,00647	0,01940	0,0323	0,0970	0,25	0,27-0,45	0,43	JA	0,43	JA	0,41	JA
Test R,1	5,000	25,1	5,00	5,00	0,01940	0,00647	0,0970	0,0323	0,75	0,45-0,5	0,47	JA	0,47	JA	0,46	JA
Vurdering											Funksjonen er enkel og gir logiske resultater.				Logisk, men mer kompleks funksjon	

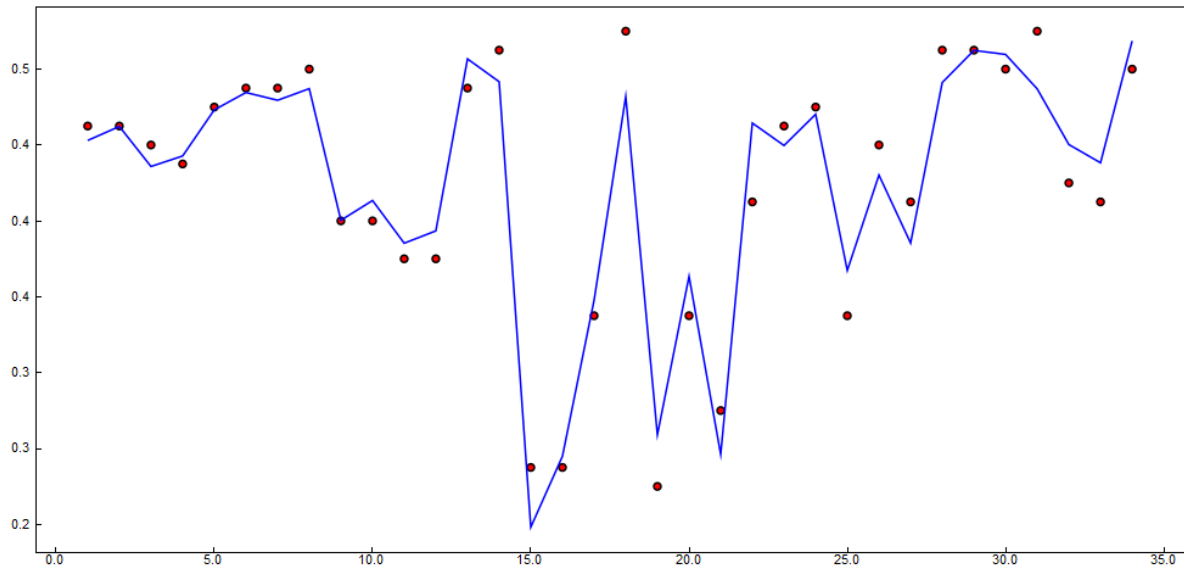
Vedlegg M: Funksjonsuttrykk generert i TuringBot

Funksjonsuttrykk som benyttet i Tabell 29 og Tabell 31 i henholdsvis vedlegg J og L. Vær oppmerksom på at de fire første kurvene (A,B,C og D) viser kurvetilpassing uten kryssvalidering, derfor er de unaturlig gode.

Uten kryssvalidering (inkludert alle parametre i kjøring av analyse)

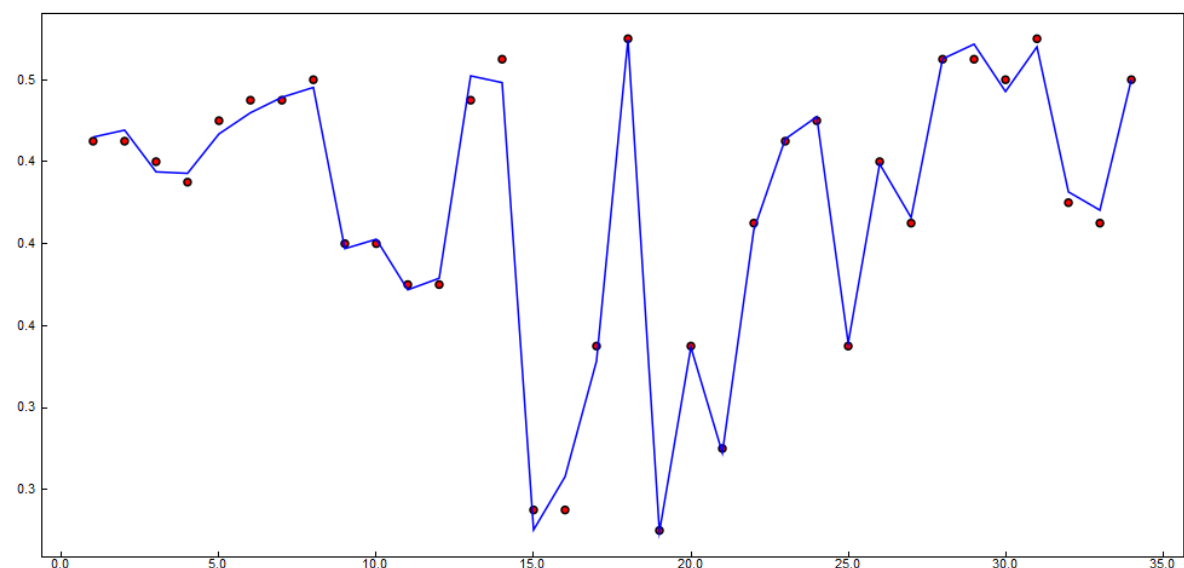
Funksjon A: Uten kryssvalidering.

$$\epsilon_{L,0}(m_s, V_n, I_s, \Delta T) = 0,0678958 * ((-7,71052 + V_n + 6,08473 * I_s) * ((4,04144 - V_n + \Delta T - V_s) * (0,00340085 + m_s))) + 0,47456$$



Funksjon B: Uten kryssvalidering.

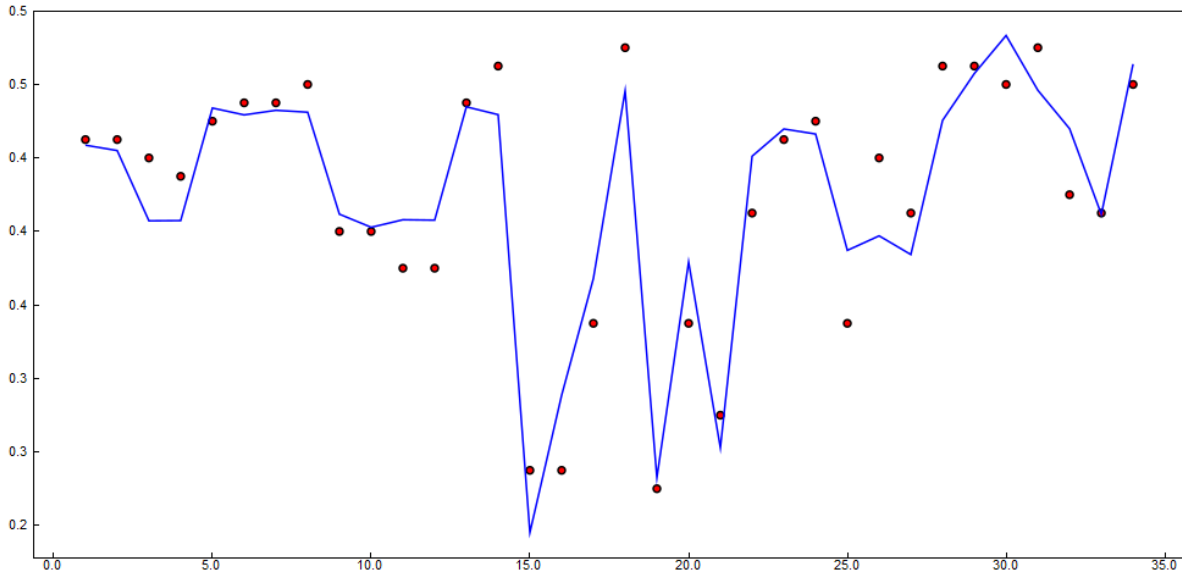
$$\epsilon_{L,0}(Q, m_s, V_s, V_n, I_s, \ln, \Delta T) = 0,0333571 * ((-8,26961 + V_n + ((10,2046 - 0,404226 * \Delta T) * (-0,146141 + I_s))) * ((-0,0396507) * (-2,86228 + (V_n - (\cos(V_n - 0,972341 * \Delta T - ((-0,28622 + Q) / 0,866579)) / (0,360062 + (\ln * (V_s - 1,47867)))))) + ((\Delta T / 0,677958) - V_s) * (0,00710162 + m_s))) + 0,480394$$



Uten kryssvalidering (kun inkludert utvalgte parameter ved kjøring Q,q,ln,ls,ΔT)

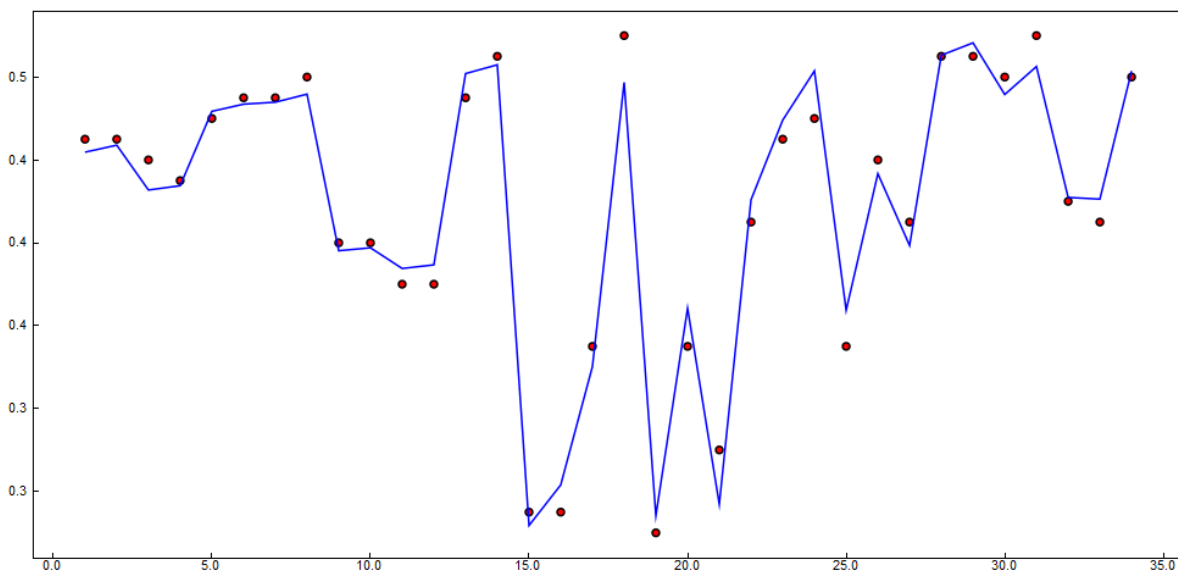
Funksjon C: Uten kryssvalidering.

$$\epsilon_{L,0}(q,ls,ln) = 0,48345 + (0,00429909 * ((-0,845616 + ((ln - 0,0283745) / (0,228193 * ls + ln))) * (-23,0907 * ls + q)))$$



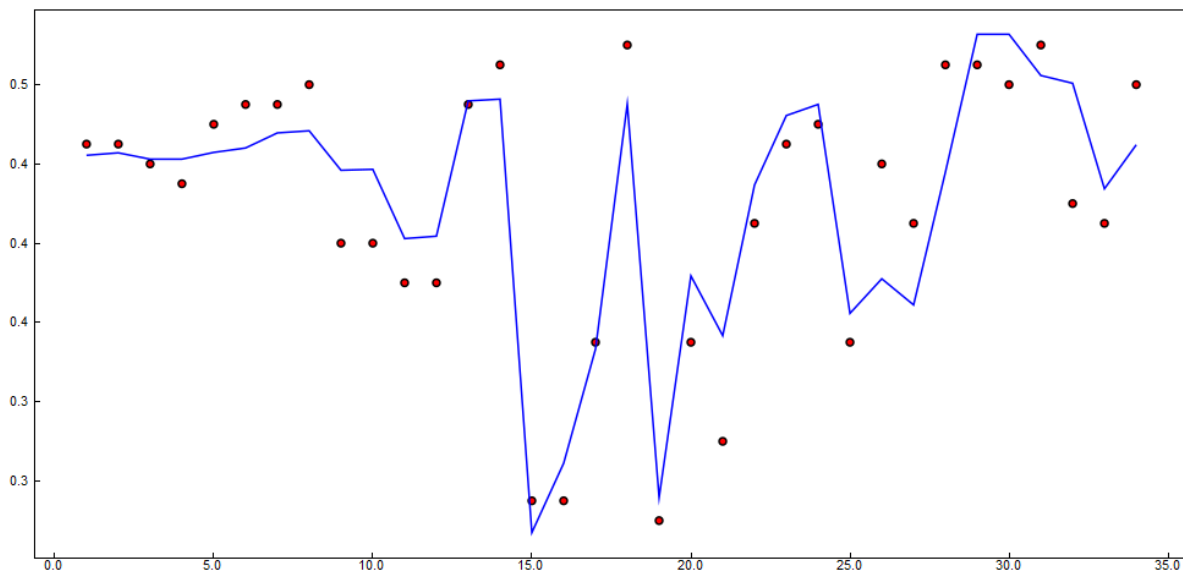
Funksjon D: Uten kryssvalidering.

$$\epsilon_{L,0}(Q,q,ls,ln,\Delta T) = 0,47623 - ((2,33739 - (-5,4656 - (-20,3947 * \sqrt{ln}))) - (ls * (-8,47231 + Q))) * (0,000936947 * (10,6001 - ((498,028 + (5,65323 * (\Delta T - 10,8851 * Q)))) * (0,00950785 + ln)) + q - 63,3101 * ls))$$



Med kryssvalidering 50/50 (noen kjøringer med alle parametere og noen med kun utvalgte)

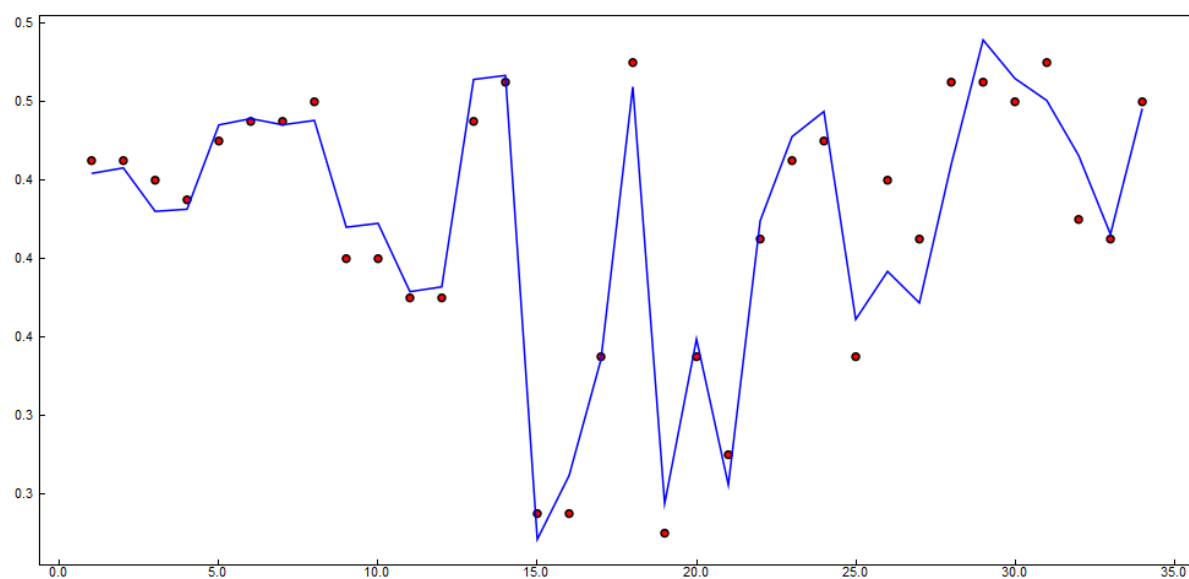
Funksjon E: $\epsilon_{L,0}(q, l_s, l_n, \Delta T) = 0,505427 + (-0,00311704 * q / (l_s + 0,233569 + \Delta T * l_n))$



Funksjon F:

$\epsilon_{L,0}(q, l_s, l_n, \Delta T) =$

$0,561147 + ((-0,00378786) * (8,62371 + q) / (l_s + 0,342254 + (l_n * (0,449434 * (8,649 + \Delta T))))))$



Funksjon G (også omtalt som funksjon 49):

$$\varepsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) = 0,000117044 \cdot (q / ((I_s / (-9,83272)) - I_n)) + 0,4958$$

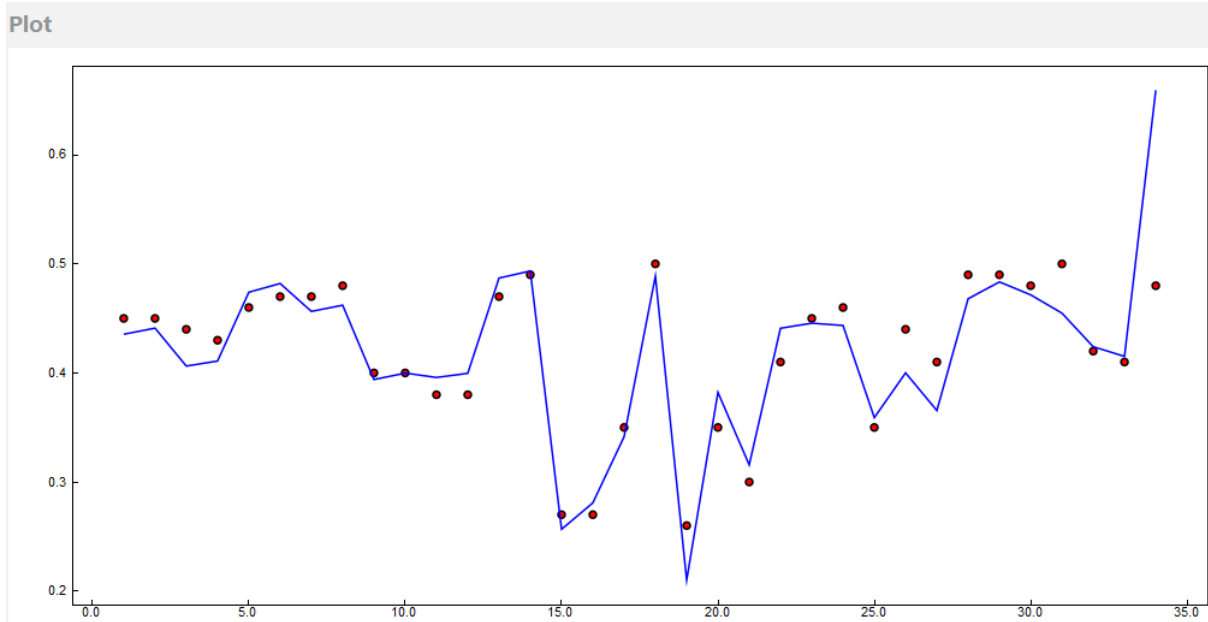
$$\varepsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) = 0,000117044 \cdot \left(\frac{q}{\left(\frac{I_s}{-9,83272} \right) - I_n} \right) + 0,4958$$

Kurve for funksjon 49 gikk dessverre tapt, og denne kan ikke å genereres på nytt i TuringBot. Den kan imidlertid plottes i excel. Kurven vil imidlertid være meget lik kurven for funksjon 48.

Funksjon H: Ved å studere kurven ser man at denne vil gå over 0,5. Burde ikke vært med i testen.

$$\varepsilon_{L,0}(m_s, V_s, V_n, I_n, \Delta T) =$$

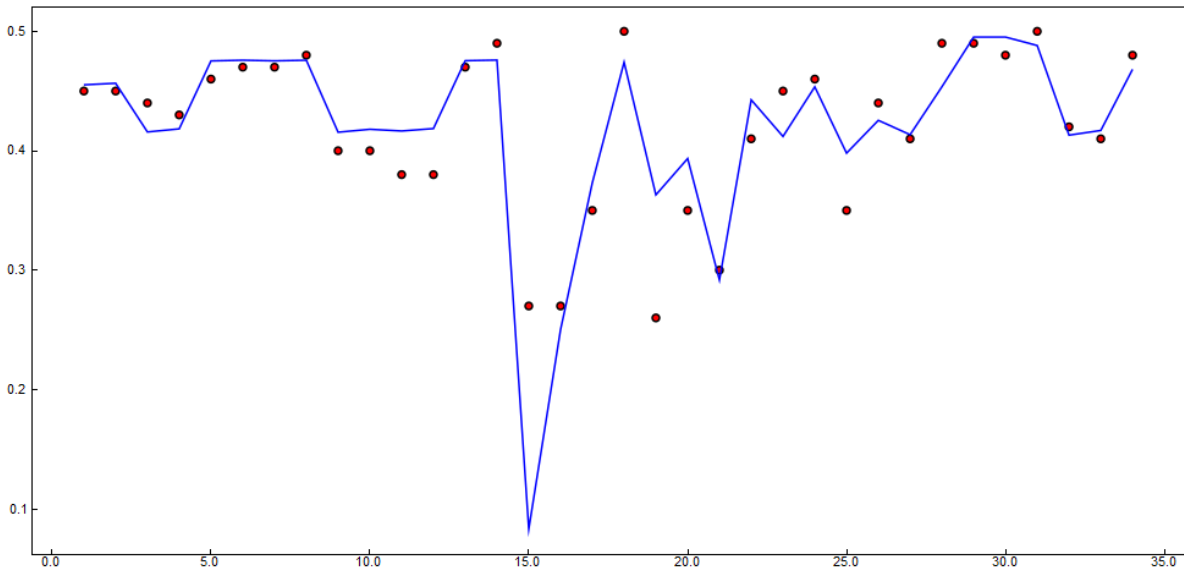
$$0,44897 + (0,456238 \cdot \ln - ((\Delta T - (-3,17156 + V_s)) \cdot (0,0080854 + m_s) / (V_n + 2,74065)))$$



Funksjon I (også omtalt som funksjon 48):

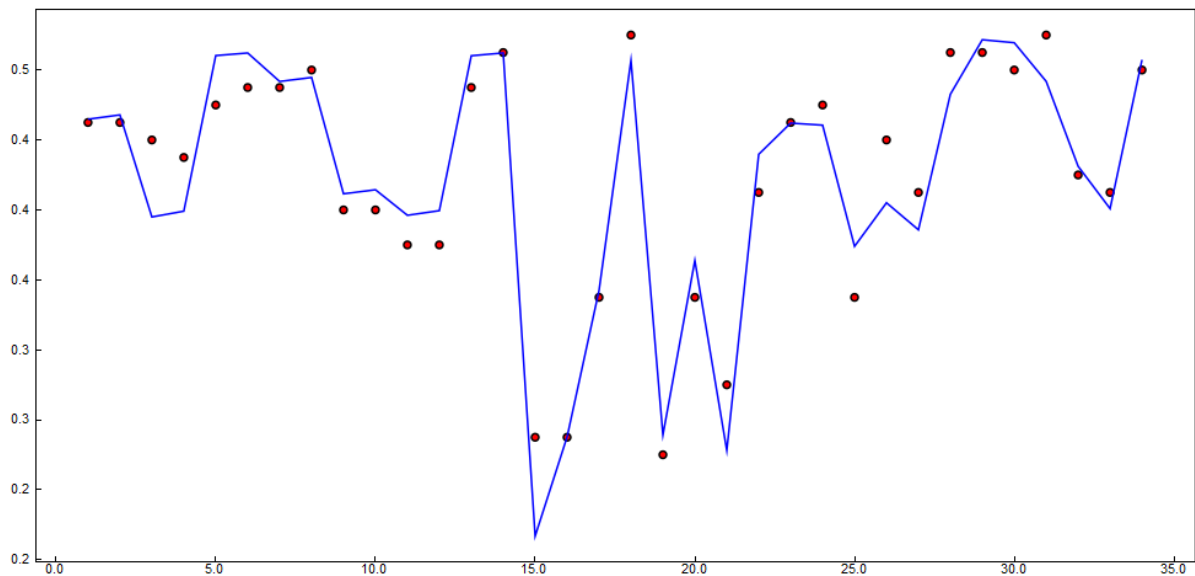
$$\varepsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) = (-0,00125762 * q / (11,6084 * I_n + I_s)) + 0,495203$$

$$\varepsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) = \left(\frac{-0,00125762 * q}{11,6084 * I_n + I_s} \right) + 0,495203$$



Funksjon J:

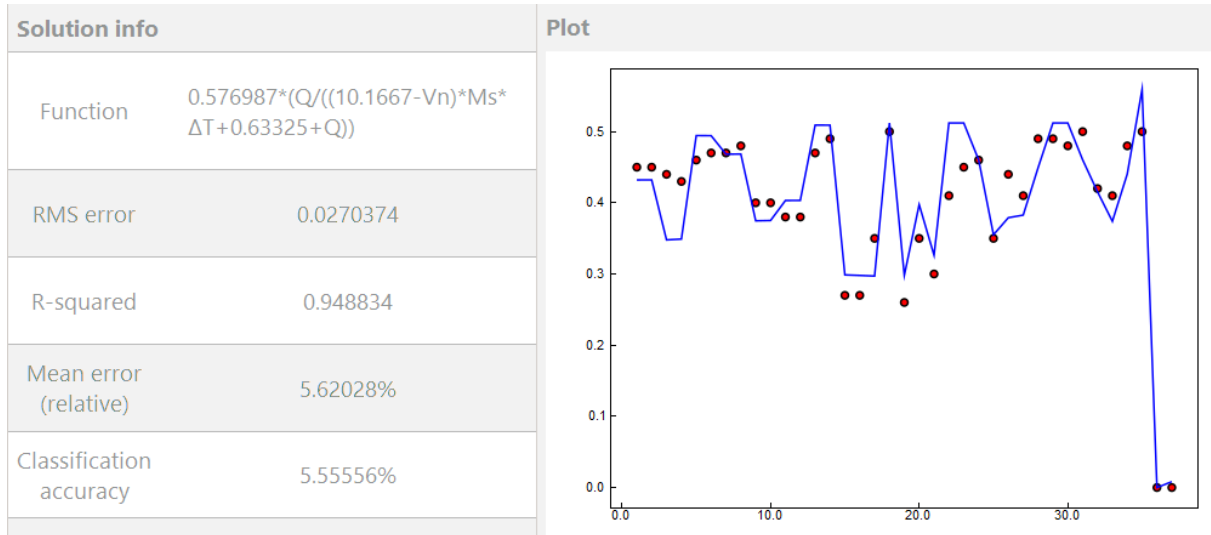
$$\varepsilon_{L,0}(Q, q, I_s, I_n) = ((0.0335536 * (4.92986 * I_s + (q * (-0.0657677 + I_n)))) + I_n) / (0.174362 + (I_s + 12.4595 * I_n)) + Q - (q - 0.998322 * q + (Q - 0.425174))$$



50/50 kryssvalidering (inkludert datapunkter tilsvarende tenkt optimal, ingen ventilasjon og et tenkt minimum)

Funksjon K:

$$\epsilon_{L,0}(Q, m_s, V_n, \Delta T) = 0.576987 * (Q / ((10.1667 - V_n) * m_s * \Delta T + 0.63325 + Q))$$

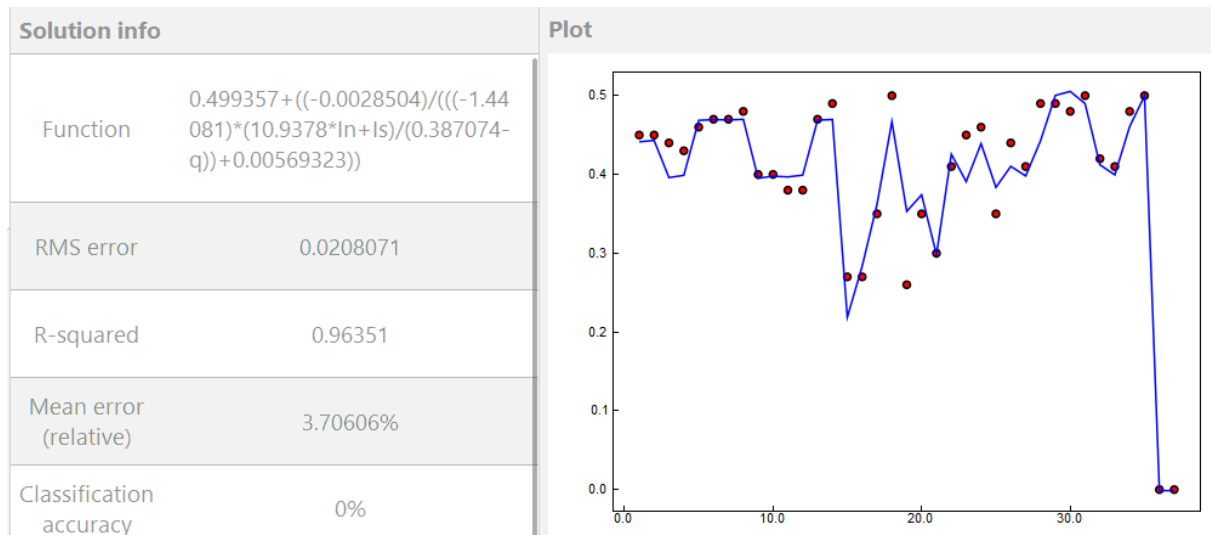


Funksjon L (også omtalt som funksjon 50):

$$\epsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) = 0.499357 + ((-0.0028504) / (((-1.44081) * (10.9378 * I_n + I_s) / (0.387074 - q)) + 0.00569323))$$

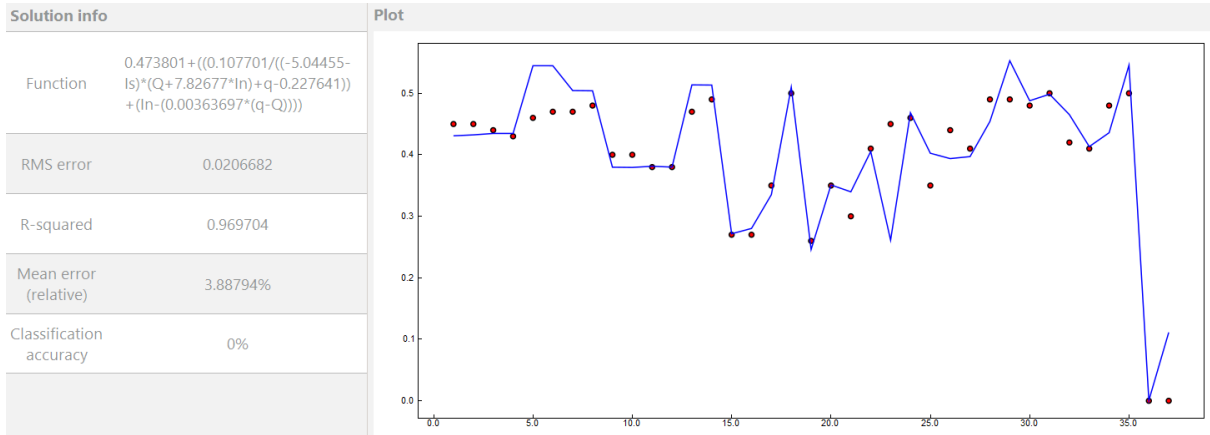
$$\epsilon_{L,0}(q, I_s, I_n) =$$

$$\left(\frac{-0,0028504}{\left(\frac{-1,44081 * (10,9378 * I_n + I_s)}{0,387074 - q} \right) + 0,00569323} \right) + 0,499357 =$$



Funksjon M:

$$\epsilon_{L,0}(Q,q,ls,ln) = 0.473801 + ((0.107701 / ((-5.04455 - ls) * (Q + 7.82677 * ln) + q - 0.227641)) + (\ln(-0.00363697 * (q - Q))))$$



Totalt 13 vedlegg, 18 sider