

# Analyse av omrøringsventilasjon med romoppvarming

**Rikke Berg Hannevik**

Master i energi og miljø

Innlevert: juli 2016

Hovedveileder: Per Olaf Tjelflaat, EPT

Medveileder: Laurant Georges, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



EPT-M-2016-51

**MASTEROPPGAVE**

for

Student

Rikke Berg Hannevik

Våren 2016

Analyse av omrøringsventilasjon med romoppvarming

*Analyses of mixing ventilation with space heating***Bakgrunn og målsetting**

Det er en god visjon å forenkle og redusere kostnader for installasjon og drift av tekniske installasjoner i bygninger.

Kombinasjon av omrøringsventilasjon, med avtrekk ved tak, og romoppvarming, ved å benytte overtemperatur på tilluften, ble forsøkt introdusert i yrkesbygg i Norge for et halvt hundre år siden. Hensikten var å unngå innstallasjon av varmekilder for romoppvarming. Den tidens nybygg hadde betydelig større varmetap gjennom fasaden og mer infiltrasjon av uteluft enn dagens bygninger. Det måtte derfor benyttes høy overtemperatur på tilluften for å kompensere for varmetapet ved lave utetemperaturer. Resultatet ble stor temperatursjiktning i rommet og dårlig luftkvalitet i den nedre del av rommet. Det meste av friskluften som ble tilført rommet ble dårlig blandet med romluften og ble liggende ved taknivå. Følgelig ble mye av både friskluften og varmen i tilluften ledet langs takflaten og til avtrekket, og både ventilasjonen og oppvarmingen av rommet kunne karakteriseres som svært lite effektiv. Slik ventilasjon ble betegnet som kortslutningsventilasjon. Etter slike erfaringer ble det en god regel i ventilasjonsbransjen at romoppvarming og ventilasjon ikke skulle kombineres.

Nye yrkesbygg har i dag svært lave behov for romoppvarming da fasader er godt vindtette og meget godt isolerte. Løsninger for kombinasjon av romoppvarming med omrøringsventilasjon har derfor blitt re-introdusert.

Et annet argument, for å unnlate å installere oppvarmingskilder i rommet, er at kaldras fra vinduer er redusert ved de svært godt isolerte vinduene som er tilgjengelige i dag.

Målsettingen med denne masteroppgaven er å analysere termisk inneklime og ventilasjonsforhold i et typisk kontorrom med omrøringsventilasjon med romoppvarming og ved dimensjonerende vinterforhold. Betydningen av varmetap gjennom fasaden og romventilasjonens design skal vurderes. Det er ønskelig å få fram hvilke krav som må stilles for at omrøringsventilasjon med oppvarming skal gi tilfredsstillende luftkvalitet og termisk inneklime samtidig som god energieffektivitet oppnås.

**Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter**

- 1 Litteraturstudium
- 2 Analyse av ved bruk av analytiske metoder



3 Analyse ved bruk av CFD

4 Sammenstilling av analyseresultater og diskusjon av resultatene

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder. Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

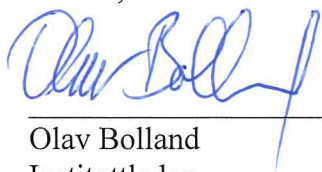
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

I henhold til ”Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet” ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømnings teknisk, varmeteknisk)  
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 9. februar 2016

  
Olav Bolland  
Instituttleder

  
Per Olaf Tjelflaot  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder:  
Professor Laurent Georges



---

## Forord

Denne masteroppgaven er min avsluttende oppgave for det femårige studiet Energi og Miljø. Den har blitt utarbeidet ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) i Trondheim våren 2016.

Jeg ønsket å skrive en interessant og utfordrende oppgave, som var så aktuell som mulig og aller helst var knyttet opp til et konkret, pågående prosjekt. Jeg tok derfor kontakt med GK og sammen med min veileder fikk vi laget en oppgave der jeg skulle få jobbe med flere simuleringsprogram for å se på omrøringsventilasjon i et bygg som var under prosjektering. Resultatet av dette ble et utrolig spennende år med mye jobbing, lesing, hodepine og store utfordringer, men ikke minst et fantastisk lærerikt år.

Jeg vil rette en stor takk til min veileder Per Olaf Tjelflaat for faglige diskusjoner, hjelp til å finne litteratur, god veiledning og spennende samtaler gjennom semesteret.

Jeg vil også takke Laurent Georges for veiledning og hjelp i ANSYS og ikke minst Jakub Dziedzic – som har holdt ut med alle spørsmålene mine angående ANSYS Fluent og modellen min.

En takk også til Dag Rune Stensaas for en case til oppgaven min og alle på GK som har bidratt med informasjon og hjelp.

Sist men ikke minst - en stor takk til alle som har vært med på mange og lange diskusjoner gjennom semesteret.



Rikke Berg Hannevik

Trondheim, juli 2016





---

## Sammendrag

I Norge står drift av bygninger for rundt 40 % av det totale energibruket. Det er derfor, både av hensyn til miljø og økonomi, blitt et sterkt fokus på energieffektivisering.

En kombinasjon av omrøringsventilasjon og romoppvarming ved hjelp av overtemperatur på tilluften ble prøvd ut på 70-tallet. Dette ble gjort for å unngå installasjon av varmekilder i rommene. Resultatet ble ofte store forskjeller i temperatursjiktene og dårlig luftkvalitet i nedre halvdel av rommet. Siden den gang har fasadene i bygg blitt vesentlig tettere og bedre isolert og løsningen med romoppvarming ved hjelp av omrøringsventilasjon har derfor blitt re-introdisert.

Hensikten med denne oppgaven var å analysere det termiske inneklimaet når ventilasjon benyttes som eneste oppvarmingskilde. Kontorbygget skal tilfredsstillere krav til lavenergibygg (2015) og benytte ventilasjonssystem og aktive tilluftsventiler fra Lindinvent. Det er tatt utgangspunkt i et kontorbygg som er i prosjekteringsfasen og som skal bli oppført i Trondheim.

Første del av oppgaven består av en litteraturstudie der hovedfokuset har vært på inneklima i et cellekontor med valgt ventilasjonsløsning, presentasjon av Lindinventsystemet, i tillegg er en kort beskrivelse av et alternativt system som har ventilasjon som oppvarmingskilde, samt tidligere forskning. Det er deretter gjort en analyse av et cellekontor med samme design som i det aktuelle bygget. Betydning av varmetap gjennom fasade og valgt ventilasjonsløsning ble vurdert via beregninger og CFD-simuleringer. Det er valgt å se på ulike parametre som tilluftsmengder, tilluftstemperatur og U-verdi i fasade. CFD-simuleringene ble gjort med en person, en PC og en skjerm i rommet. Det er også kjørt simuleringer for et tomt cellekontor og for endret plassering av avtrekk. Den ene fasaden tilfredsstiller kravene til bygget som er i prosjekteringsfasen, mens den andre fasaden som er analysert tilfredsstiller krav fra 1969. Fasaden fra 1969 er inkludert i studien for å se hvor stor påvirkning varmetap gjennom fasaden har på inneklimaet og luftstrømninger og for å kunne sjekke hvorfor et system med ventilasjon som eneste klimatiseringskilde kan fungere i dag selv om det ikke fungerte på 1970-tallet. På 70-tallet ville valg av tilluftstemperaturer og luftmengder vært annerledes enn i dag, men det er valgt å holde disse parameterne like for å kunne sammenligne resultatene.

Resultatene i denne oppgaven viser at romoppvarming med tilluft er svært lite effektivt for et kontor med fasade fra 1969. Det blir lav ventilasjonseffektivitet, høy grad av eksponering av forurensing og for kaldt når det blir brukt samme ventilasjonsløsning som er valgt for kontoret med fasade fra 2015.

Simuleringsresultatene der fasaden tilfredsstiller kravene til lavenergibygg viste derimot at inneklimaet blir tilfredsstillende med valgt oppvarmings- og ventilasjonsløsning. Alle de analyserte parameterne; gjennomsnittstemperaturer i rommet, temperaturforskjell mellom ankel og hode, lufthastigheter, ventilasjonseffektivitet og forurensingseksponering er innenfor de spesifiserte kravene. Temperaturen i rommet er hovedsakelig avhengig av tilluftstemperaturen og varmetap gjennom fasaden, mens ventilasjonseffektiviteten og grad av

---

forurensingseksposering er avhengig av tilført luftmengde. Ved bruk av lave tilluftsmengder og overtemperatur er det fare for kortslutningsventilasjon og bør derfor unngås.

Konklusjonen er derfor at det vil bli et tilfredsstillende inneklime ved bruk av ventilasjon som eneste klimatiseringskilde dersom fasaden tilfredsstillende oppfyller kravene til et lavenergibygg og det benyttes aktive tilluftsventiler.

---

## Abstract

In Norway, operation of buildings counts for 40 % of the total energy consumption. It is therefore, both for environmental and economic reasons, a great focus on energy efficiency.

A combination of mixing ventilation and space heating by using heated supply air was tested in the 70's. This was done to avoid installation of local heaters in the rooms. The result was often a significant degree of temperature stratification and poor air quality in the lower half of the room. Today the outer walls of buildings have become significantly less permeable and with better insulation and the solution with space heating by mixing ventilation has therefore been re-introduced.

The purpose of this thesis was to analyze the indoor climate when ventilation is used as the sole heating source. The office building will meet requirements for low energy buildings (2015) and use a ventilation system with active supply diffusers from Lindinvent. The analyzed cell office is based on an office building, which is to be built in Trondheim currently in the design phase.

The first part of the thesis consists of a literature study where the focus has been on indoor air quality in a cell office with the selected ventilation concept, presentation of the Lindinvent system as well as a short description of an alternative system that has ventilation as heating source and previous research. In the second part an analysis of a cell office with the same design as in the planned building has been conducted. The effect of heat loss through the outer wall, and use of the selected ventilation system was evaluated by calculations and CFD simulations. Different parameters such as supply air quantities, supply air temperatures and U-values in the outer wall were analyzed. The CFD simulations were conducted with a person, a PC and a monitor in the room. Simulations were also run for an empty cell office and changed location of the exhaust valve. One of the modeled outer walls meets today's requirements for low energy buildings, while the other analyzed outer wall satisfies requirements from 1969. The outer wall from 1969 is included in the study in order to analyze the impact of the heat loss through the outer wall on the indoor climate and air movement, and thus to check why a system with ventilation as the only heating source may work today even though it did not work in the 1970s. In the 70's the supply air temperature and air flow rates would have been different from today, but it was decided to keep these parameters the same, enabling comparison of the results.

The results in this thesis show that heating with supply air was very inefficient for an office with outer wall from 1969. The ventilation efficiency is low, the degree of pollution exposure is high and it is too cold inside the office when assuming the same ventilation concept.

The simulation results where the outer wall meets today's requirements for low energy buildings show that the indoor climate is satisfactory with selected heating and ventilation solutions. All the analyzed parameters; average temperatures in the room, the temperature difference between ankle and head, air velocities, ventilation efficiency and pollution exposure is within the specified requirements. The room temperature is mainly dependent on the supply air temperature and the heat loss through the outer wall, while the ventilation efficiency and

---

pollutant exposure depends on the air supply quantity. By using low supply air flows and high temperatures there is a risk of short circuiting ventilation and this should therefore be avoided.

The conclusion is that there will be satisfactory indoor air quality using ventilation as the only climatization source, if the outer wall meets today's requirements for a low energy building and active supply air diffusers are used.

---

## Innholdsfortegnelse

Forord .....	i
Sammendrag .....	iii
Abstract .....	v
Innholdsfortegnelse .....	vii
Figurliste.....	xi
Tabelliste .....	xvii
Ordliste .....	xix
1. Innledning.....	1
2. Teori .....	3
2.1. Lavenergibygge og generelle krav .....	3
2.1.1. Definisjoner og løsninger .....	3
2.1.2. Krav og forskrifter.....	4
2.2. Inneklima .....	5
2.2.1. Termisk komfort.....	6
2.2.2. Atmosfærisk miljø – forurensing .....	8
2.2.3. PPM/PPD .....	11
2.2.4. Internt varmetilskudd .....	13
2.2.5. Kaldras .....	13
2.2.6. Luftmengder .....	13
2.3. Ventilasjon.....	13
2.3.1. Generelle krav til ventilasjon .....	13
2.3.2. Omrøringsventilasjon .....	14
2.3.3. Behovsstyrt ventilasjon .....	14
2.3.4. Variable luftmengder.....	15
2.3.5. Sensor .....	15
2.3.6. Balansert ventilasjon .....	15
2.3.7. Tosone modell .....	15
2.4. Varmetap ved varmeledning.....	16
2.5. Luftstrømmer .....	17
2.5.1. Frie konveksjonsstrømmer .....	17
2.5.2. Konveksjonsstrøm langs varme og kalde flater .....	20
2.5.3. Horisontale stråler .....	22
2.5.4. Arkimedestall .....	23
2.6. Stråling.....	23
2.7. Ventilasjonseffektivitet.....	24
2.8. Lindinvent.....	25
2.8.1. Prinsipp.....	25
3. Tidligere forskning .....	33
3.1. Lindinvent.....	33
3.2. ForKlima – CFD simulering.....	36
3.3. ForKlima – feltmålinger .....	39

4.	Andre systemer.....	43
4.1.	Lindab SOLUS .....	43
5.	Presentasjon av valgt cellekontor for egen analyse.....	45
6.	Analyse av valgt cellekontor .....	49
6.1.	Luftmengder .....	49
6.2.	Varmetap gjennom fasade .....	49
6.3.	Luftstrømmer langs fasade .....	53
6.4.	Stråling.....	54
7.	Simuleringer .....	57
7.1.	Tegneprogrammet Inventor .....	57
7.2.	Simuleringsprogrammet ANSYS Fluent .....	57
7.2.1.	Hvordan programmet fungerer.....	57
7.3.	Ulike scenarier.....	59
7.4.	Oppsett av modell i ANSYS.....	61
7.4.1.	Geometri.....	61
7.4.2.	Meshing.....	62
7.4.3.	Fluent.....	64
8.	Resultater fra ANSYS Fluent og analyse.....	67
8.1.	Tomt kontor uten inventar, 40 l/s, 25 °C .....	68
8.1.1.	Temperaturfordeling i rommet .....	68
8.1.2.	Hastighetsfordeling i rommet.....	70
8.1.3.	Kommentarer.....	71
8.2.	Valgt cellekontor med inventar .....	71
8.2.1.	Temperaturprofiler .....	71
8.2.2.	Hastighetsprofil .....	95
8.2.3.	Ventilasjonseffektiviteter .....	112
8.3.	Avtrekk ved gulv .....	120
8.4.	Oppsummering av resultater.....	122
9.	Diskusjon.....	125
9.1.	Resultater fra CFD-simuleringer .....	126
9.1.1.	Tomt kontor uten inventar.....	126
9.1.2.	Valgt cellekontor med inventar .....	126
9.2.	Analyse av valgt cellekontor .....	131
9.3.	Tidligere forskning .....	132
10.	Konklusjon .....	135
11.	Videre arbeid.....	137
	Bibliografi .....	139
	VEDLEGG .....	I
A.	Utrekning av lufthastigheter og luftmengder på 250-ventil .....	III
B.	Utrekning av kastelengder ved gitt tilluftsmengder og kritisk hastighet .....	V
C.	Varmetap gjennom vegg og vindu .....	VII
D.	Luftstrøm langs fasade .....	IX
E.	Verdier i ANSYS Fluent .....	XI

---

F. Utregning av eksponering .....	XVII
G. Excelarket bak diagrammer til oppsummering av resultater.....	XIX
H. Tillatelse til bruk av tabeller og figurer fra Byggforsk .....	XXI





---

## Figurliste

Figur 1 Sammenhengen mellom energikarakter og oppvarmingskarakter basert på illustrasjon av Norges vassdrags- og energidirektorat (2014). Denne energikarakteren viser et passivhus med lav andel el. og fossil energikilde.....	3
Figur 2 Samvirkning av parametre som påvirker termisk komfort, basert på Novakovic et al. (2007).....	7
Figur 3 Sammenheng mellom PPD og PMV. Basert på Illustrasjon: Byggforskserien 421.501 (SINTEF Byggforsk, 1999).....	12
Figur 4 Prosent misfornøyde som funksjon av forskjellen mellom lufttemperatur i hode- og ankelhøyde. Illustrasjon: Byggforskserien 421.501 (SINTEF Byggforsk, 1999).....	12
Figur 5 Prinsipp for omrøringsventilasjon med radiell don i himling.....	14
Figur 6 De ulike sonene i et rom med omrøringsventilasjon. ....	16
Figur 7 Fordeling av forurensing og luftstrømmer ved omrøringsventilasjon.....	16
Figur 8 Fri konveksjonsstrøm (Skåret, 2000: s. 66).....	18
Figur 9 Beregnet konveksjonsstrøm over en sittende person med 100W der 50 % er konveksjon, beregnet ved bruk av formel (12) .....	20
Figur 10 T.v : Skjematisk illustrasjon av kaldras (Skåret, 2000: 203) t.h: Kaldras som avbøyes av et vindusbrett eller et brett (Skåret, 2000: 206).....	21
Figur 11 Aktivt tilluftsdon fra Lindinvent. Størrelsen mellom platene, spjeldhøyden, vil øke eller minke med luftmengdebehov i rommet for å oppnå konstant hastighet og kastelengde (Lindinvent, 2015d).....	27
Figur 12 Lindinvent ventiler i to størrelser. 250 (t.v.) og 400 (t.h.).....	27
Figur 13 Lindinvent ventil med ulike spaltehøyder (fra øverst: minimal, et sted imellom, maksimal lysåpning). ....	28
Figur 14 Oppbygging av en TTC lindinventventil (Lindinvent, 2016).....	28
Figur 15 Beregnet hastighet ut av ventil ved $L_{0,2}$ ved 3 ulike kastelengder. Beregnet ved bruk av ligning (26).....	30
Figur 16 Beregnet luftmengde fra ventil ved varierende spaltehøyde, med kritisk hastighet 0,2. Beregnet ved bruk av ligning (29) .....	30
Figur 17 Beregnet hastighet ut av ventil ved $L_{0,2}$ ved 3 ulike kastelengder. Beregnet ved bruk av ligning (26).....	31
Figur 18 Beregnet luftmengde fra ventil ved varierende spaltehøyde, med kritisk hastighet 0,15. Beregnet ved bruk av ligning (29) .....	31
Figur 19 Beregnede kastelengder for 5 ulike spalteåpninger og isoterm innblåsing .....	32
Figur 20 Beregnede kastelengder for 5 ulike spalteåpninger og isoterm innblåsing .....	32
Figur 21 CFD-simulering av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b) .....	33

Figur 22 CFD-simulering med tverrsnitt av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b).....	34
Figur 23 CFD-simulering med tverrsnitt av temperaturfordeling et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b).....	34
Figur 24 CFD-simulering av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b) .....	35
Figur 25 CFD-simulering med tverrsnitt av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b).....	35
Figur 26 CFD-simulering med tverrsnitt av temperaturfordeling et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b).....	36
Figur 27 Cellekontor for CFD-simulering med 460 000 beregningsceller. (Venås et al., 2011) .....	37
Figur 28 CFD-simulering av lufthastighet ut fra en Lindinventventil med .....	38
Figur 29 Luftutvekslingseffektivitet som funksjon av omgivelsestemperaturen når ventilasjonen er brukt til oppvarming. Stiplede linjer er gjennomsnittet for hele rommet, mens heltrukne linjer er for 1,1 m over gulvet ved siden av pulten. ....	38
Figur 30 Skisse som viser tolkningen av virkemåten av de studerte strømmeneve (Venås et al., 2011).....	39
Figur 31 SOLUSsystemet med kjøling på solsiden med kjølebehov og oppvarming på motsatt side (Lindab, 2015).....	43
Figur 32 Vanntemperatur i SOLUSsystemet for 50 % oppvarmingsbehov (t.v.), 100 % kjølebehov (midten) og 100 % oppvarmingsbehov (t.h) (Lindab, 2016) .....	44
Figur 33 Systemskisse av baffel fra Lindab (Norouzi et al., n.d.) .....	44
Figur 34 Snitt med tanke på ventilplassering. Tilluft fra radielt don i taket, og avtrekk fra kontor via overstrømning. ....	45
Figur 35 3D tegning av et cellekontor med luftens bevegelsesretning .....	46
Figur 36 Beregnet varmetap gjennom hele fasaden, som en helhet med kuldebroer, per $\Delta T$ ..	51
Figur 37 Beregning av varmetapstall gjennom vegg og vindu .....	52
Figur 38 Beregnet overflatetemperatur innside vegg og vindu .....	52
Figur 39 Beregnede hastigheter nederst på vindu og vegg .....	53
Figur 40 Beregnede luftmengder ned i sjiktet .....	54
Figur 41 Innredning importert fra Inventor til ANSYS. ANSYS Geometri .....	61
Figur 42 Modellen i ANSYS Design Modeler .....	62
Figur 43 Detaljer over meshet. ANSYS Meshing.....	63
Figur 44 Snitt av rommet som viser meshet med 0,0074 m høy ventil. ANSYS Meshing .....	64
Figur 45 Valgt snitt gjennom kontoret sett fra to ulike vinkler.....	67
Figur 46 Eksempel på et snitt i XY-planet.....	67

---

Figur 47	Temperaturer i rom med fasade fra 1969. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet.....	69
Figur 48	Temperaturer i rom med fasade fra 2015. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet.....	69
Figur 49	Hastigheter i rom med fasade fra 1969. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet.....	70
Figur 50	Hastigheter i rom med fasade fra 2015. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet.....	71
Figur 51	Temperaturfordeling i case 7, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	73
Figur 52	Temperaturfordeling i case 8, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	75
Figur 53	Temperaturfordeling i case 8, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen her går fra 16 -26 °C.....	76
Figur 54	Temperaturfordeling i case 5, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	79
Figur 55	Temperaturfordeling i case 6, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	81
Figur 56	Temperaturfordeling i case 6, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen her går fra 16 -26 °C.....	82
Figur 57	Temperaturfordeling i case 5, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst vises et snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	85
Figur 58	Temperaturfordeling i case 6, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	87
Figur 59	Temperaturfordeling i case 6, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen går her fra 14 – 26 °C.....	88

---

---

Figur 60 Temperaturfordeling i case 1, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	91
Figur 61 Temperaturfordeling i case 8, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet.....	93
Figur 62 Temperaturfordeling i case 8, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen går her fra 14 – 26 °C .....	94
Figur 63 Hastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 1. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	97
Figur 64 Hastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 2. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	99
Figur 65 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 3. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	101
Figur 66 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 4. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	103
Figur 67 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 5. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	105
Figur 68 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 6. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	107
Figur 69 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 7. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	109
Figur 70 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 8. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.....	111
Figur 71 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 1 .....	112
Figur 72 Tilført forurensing fra person i rommet sett og i snitt gjennom rommet for scenario 2.....	113
Figur 73 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 3 .....	114

---

---

Figur 74 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 4 .....	115
Figur 75 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 5 .....	116
Figur 76 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 6 .....	117
Figur 77 Tilført forurensing fra person i rommet i snitt gjennom rommet for scenario 7 .....	118
Figur 78 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 8 .....	119
Figur 79 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 9. Avtrekk ved gulvet.....	121
Figur 80 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 10. Avtrekk ved gulvet.....	121
Figur 81 Diagrammer over resultater for: A – Eksponering, B – Ventilasjonseffektiviteten, C – Temperaturdifferanse mellom ankel og hode, D – Gjennomsnittstemperatur i rommet for alle simuleringen, E – Oppvarmingseffekt tilført rommet via ventilasjon, F – Arkimedestallet, G – sammenheng mellom arkimedestallet og ventilasjonseffektiviteten .....	124
Figur 82 Temperaturer i et tomt cellekontor. T.v. fasade fra 2015, t.h. fasade fra 1969 .....	126
Figur 83 Temperaturer i rommet for scenario med tilluftstemperaturer på 25 °C. ....	127
Figur 84 Temperaturer i rommet for scenario med tilluftstemperaturer på 21 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. ....	128
Figur 85 Lufthastigheter i rom med tilluftstemperatur på 25 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 1969 og maksimale luftmengder. C: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. D: Fasade fra 1969 og minimale luftmengder	129
Figur 86 Forurensingskonsentrasjon i rom med tilluft på 25 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 1969 og maksimale luftmengder. C: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. D: Fasade fra 1969 og minimale luftmengder	130
Figur 87 Utregning av luftmengder og lufthastigheter fra 250-ventil ved bestemte kastelengde $L_{0,2}$ .....	III
Figur 88 Utregning av luftmengder og lufthastigheter fra 250-ventil ved bestemte kastelengder $L_{0,15}$ .....	IV

---



---

## Tabelliste

Tabell 1 Minstekrav til bygningsdeler, komponenter, systemer og lekkasjetall. Basert på Standard Norge (2012: s. 13) og Direktoratet for byggkvalitet (2011).....	4
Tabell 2 Energikarakterskalaen. Krav til maks levert energi per oppvarmet m <sup>2</sup> basert på illustrasjon fra Norges vassdrags- og energidirektorat (2015).....	5
Tabell 3 Oppvarmingskarakter. Karakter ut fra maksimalt tillatt andel direkte elektrisitet og fossilt brensel (Norges vassdrags- og energidirektorat, 2015).....	5
Tabell 4 Faktorer som påvirker innemiljøet og hva slags parametre som påvirker de ulike faktorene.....	6
Tabell 5 Anbefalte verdier for operativ temperatur (samlet virkning av lufttemperatur og termisk stråling). Basert på Direktoratet for byggkvalitet (2011: kap.13–4).....	8
Tabell 6 Eksempel på anbefalinger for ulike faktorer med 3 ulike kategorier. Kategori 1: 15 % misfornøyde, kategori 2: 20 % misfornøyde og kategori 3: 30 % misfornøyde. Basert på tabell i Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000) .....	8
Tabell 7 Bygningsmateriale klassifisert etter emisjonsfaktor. Basert på illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000) .....	9
Tabell 8 Total luftmengde for ulike typer lokale og tre klimakategorier og lavemmitterende og kjente, gode materialer. Basert på illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000).....	10
Tabell 9 Tre nivåer av oppfattet innendørs luftkvalitet. Basert på Fanger (1992).....	10
Tabell 10 Grunnlaget for PMV-indeksen: 7 punkt skalaen.....	11
Tabell 11 Tre nivåer for termisk inneklima, angitt i prosent misfornøyde med hensyn til generell komfort og lokal diskomfort. Illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000).....	11
Tabell 12 Veiledende verdier for endring i kastelengde ved under- og overtemperatur. Basert på Ingebrigtsen (2015: s.433) .....	22
Tabell 13 Veiledende verdier for ventilasjonseffektivitet. Basert på (Ingebrigtsen, 2015: s. 429) .....	25
Tabell 14 Produktinformasjon om TTC aktiv tilluftsventil fra Lindinvent.....	27
Tabell 15 Verdier for Miljøhuset GK (Thunshelle et al., 2014) .....	39
Tabell 16 Verdier for målinger gjort av Cablé et al., (2014a).....	40
Tabell 17 Utetemperatur hvor ulik overtemperatur behøves for ulike tilluftsmengder. Basert på (Thunshelle et al., 2014).....	41
Tabell 18 Verdier for et cellekontor i Klæbuveien 196A der kravene tilsvarer et ønske om energiklasse B .....	46
Tabell 19 Maksimale luftmengder og bevegelse i utvalgt område 2. etg, i driftstid.....	49
Tabell 20 Minimale luftmengder og bevegelse i utvalgt område 2. etg, i driftstid .....	49
Tabell 21 U-verdier for 1969 og 2015 .....	50

---

Tabell 22 Beregning av varmetapstall gjennom fasaden som en helhet .....	50
Tabell 23 Beregning av varmetapstall gjennom vegg og vindu .....	51
Tabell 24 De ulike scenariene som skal simuleres .....	60
Tabell 25 Overflatearealer i ANSYS Fluent modell .....	62
Tabell 26 Inndeling av overflater med navn og forklaring som er gitt i ANSYS Fluent .....	63
Tabell 27 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, temperaturdifferansen og gjennomsnittstemperaturen for hele rommet for scenario 1 og 2 .....	72
Tabell 28 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, temperaturdifferansen og gjennomsnittstemperaturen for hele rommet for scenario 3 og 4 .....	77
Tabell 29 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, for scenario 5 og 6 .....	83
Tabell 30 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, for scenario 7 og 8 .....	89
Tabell 31 Maksimale hastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 1 og 2 .....	95
Tabell 32 Maksimale hastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 3 og 4 .....	100
Tabell 33 Maksimale lufthastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 5 og 6 .....	104
Tabell 34 Maksimale lufthastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 7 og 8 .....	108
Tabell 35 Ventilasjonseffektivitet for case 1 og 2 .....	112
Tabell 36 Ventilasjonseffektivitet for case 3 og 4 .....	114
Tabell 37 Ventilasjonseffektivitet for case 5 og 6 .....	116
Tabell 38 Ventilasjonseffektivitet for case 7 og 8 .....	118
Tabell 39 Ventilasjonseffektivitet i case 9 og 10 .....	120
Tabell 40 Oppsummering av alle simuleringsresultater .....	122
Tabell 41 Ventilasjonseffektivitet i case 1, 2, 9 og 10 .....	131
Tabell 42 Resultater av sjekk og kvalitetsrapport Ansys Fluent .....	XI
Tabell 43 Input i Modeller .....	XI
Tabell 44 Materialer og deres egenskaper som er lagt inn i Ansys Fluent .....	XI
Tabell 45 Grensebetingelser i Ansys Fluent .....	XIII



---

## Ordliste

### Ord og forkortelser brukt i oppgaven

AHU	Air Handling Unit - luftaggregat
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers
BRA	Bruksareal
BTA	Bruttoareal
BREEAM	Building Research Establishment's Environmental Assessment Method
CAV	Constant Air Volume – Konstant luftmengde
CEN	Comité Européen de Normalisation
CFD	Computational Fluid Dynamics – Databeregnet fluiddynamikk
Clo	Isolasjonsverdien mellom hudoverflate og utvendig overflate til bekledning
DCV	Demand Controlled Ventilation – Behovsstyrt ventilasjon
DUT	Dimensjonerende utetemperatur
$h^{-1}$	Luftveksling per time
ISO	The International Organization for Standardization
Mesh	Maskenett i ANSYS Fluent
PMV	Predicted Mean Vote – Forventet gjennomsnittlig karakter
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied – Forventet prosent misfornøyd
RF	Relativ luftfuktighet
TEK10	Forskrift for tekniske krav til byggverk 2010
U-verdi	Varmegjennomgangskoeffisient
VAV	Variable Air Volume – Variable luftmengder
WHO	Verdens Helseorganisasjon



---

## 1. Innledning

I Norge står drift av bygninger for rundt 40 % av det totale energiforbruket og det har derfor blitt et sterkt fokus på energieffektivitet. FNs klimapanel har slått fast at den største og raskeste klimagassreduksjonen vil oppnås ved å energieffektivisere bygninger (Dokka et al. 2009: s. 8 – 9). I Forskrift for Tekniske krav til byggverk (TEK), finner man, blant annet, krav til energiforsyning og energieffektivitet. TEK-kravene oppdateres hvert femte år for hele tiden å være ajour med tanke på ny teknologi og nye miljøkrav. Kravene blir stadig strengere og det er en klar trend mot lavenergihus og passivhus (Direktoratet for byggkvalitet, 2011). Det er viktig at fokuset på å oppnå energieffektive bygg ikke går ut over inneklimate, og det er derfor blitt et økt fokus på dette temaet også. Det er ønskelig å redusere kostnader knyttet til installasjon og drift av tekniske installasjoner i bygninger uten at det påvirker inneklimate negativt.

For å oppnå godt inneklimate, samtidig som det er et fokus på reduserte kostnader har det blitt prøvd ut ulike metoder for ventilasjon. På 70-tallet ble det testet en kombinasjon av omrøringsventilasjon, avtrekk ved tak og romoppvarming ved å benytte overtemperatur på tilluften. Hensikten var å redusere installasjoner for romoppvarming ved å slippe å benytte radiatorer. Resultatet ble dessverre ofte at det ble liggende et sjikt med ren, varm luft i den øvre delen av rommet som på grunn av dårlig omrøring ikke klarte å blande seg med romluften. Den friske luften ble i stedet ledet langs takflaten til avtrekket uten å blande seg med luften i oppholdssonen. Resultatet ble svært lite effektiv ventilasjon, som kalles kortslutningsventilasjon (Thunshelle et al., 2014). Det ble derfor en uskreven regel i ventilasjonsbransjen at man ikke skulle kombinere romoppvarming og ventilasjon.

Siden den gang har krav og regler for yttervegger og vinduer blitt mye strengere både med hensyn til vindtetting og isolasjon og behovet for romoppvarming har av den grunn sunket. Løsninger med kombinasjon av romoppvarming og ventilasjon har derfor blitt re-introdusert siden det nå ikke er behov for like mye tilført effekt for oppvarming (ForKlima, 2016).

Denne oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven «Vurdering av inneklimate og energibruk i foreslått kontorbygg der ventilasjonsanlegget alene står for klimatiseringen» (Hannevik, 2015). Kontorbygget som skal analyseres planlegges oppført for GK i Trondheim og tilfredsstillende kravene til et lavenergibygg. Det vil i denne oppgaven være hovedfokus på et typisk cellekontor. Kontoret som skal simuleres blir ventilert ved hjelp av omrøringsventilasjon med tilluftsventil i tak og med avtrekk som overstrømming over dør. Det vil bli brukt Lindinventventiler og Lindinventprinsipp. Ventilasjonen vil stå for all klimatisering av rommet og vil bli benyttet overtemperatur på tilluften når det er oppvarmingsbehov.

Det termiske inneklimate og ventilasjonsforholdene skal i denne oppgaven analyseres ved ekstrem vintertemperatur, definert som  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Det har i løpet av de siste ti årene kun vært 6 dager der gjennomsnittstemperaturen i løpet av dagen har vært lavere enn dette (Meteorologisk Institutt, 2016). Det er med andre ord i snitt mindre enn én dag i året som har lavere gjennomsnittstemperatur enn dette. Betydningen av varmetap gjennom fasaden for romventilasjonen skal undersøkes. Det er ønskelig å komme frem til hvilke krav som må stilles

---

for at omrøringsventilasjon som eneste oppvarmingskilde skal fungere tilfredsstillende med tanke på luftkvalitet og termisk inneklima.

Første del av oppgaven er en litteraturstudie med fokus på ventilasjon i et cellekontor med omrøringsventilasjon. Resultater fra tidligere forskning, samt erfaring fra andre systemer som har oppvarming ved bruk av ventilasjon blir presentert. I andre del av oppgaven blir det gjort beregninger av varmetap, kaldras osv. i kontoret. Det vil deretter gjennomføres CFD-simuleringer ved hjelp av ANSYS Fluent. Ulike scenarier vil bli studert i Fluent for å se hvor stor påvirkning varmetap gjennom fasade har å si for inneklima og luftstrømninger, samt hva luftmengder og overtemperert tilluft har å si for ventilasjonseffektiviteten. Det vil bli analysert to fasader. Disse fasadene vil tilfredsstillere kravene satt for et lavenergibygg (2015) og for et bygg fra 1969. Fasaden som tilfredsstillere kravene fra 1969 er valgt for å studere hva forskjellen i U-verdi har å si for inneklimaet siden en vet at det ikke fungerte på 70-tallet. Det er valgt å bruke samme luftmengder og temperaturer for å kunne studere forskjeller i et cellekontor med de to ulike fasadene, selv om en på 1970-tallet ville brukt høyere temperaturer og større luftmengder. Siste del av oppgaven vil være diskusjon av resultater fra simuleringene og beregningene.

---

## 2. Teori

Siden oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven fra 2015 (Hannevik, 2015) vil en del av teorien være den samme som ble benyttet der.

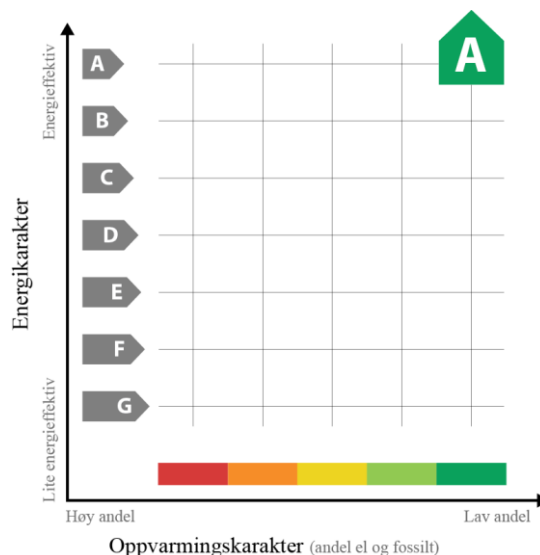
### 2.1. Lavenergibygg og generelle krav

Passivhus og lavenergihus er et konsept der ulike tiltak reduserer energibehovet slik at det blir lavere enn det dagens forskrifter tilsier (Dokka et al., 2009).

#### 2.1.1. Definisjoner og løsninger

Det finnes ikke noen internasjonal definisjon på hva et lavenergibygg er, men i praksis er det et bygg som er bedre isolert mot varmetap enn byggeforskriftene i dag tilsier. Ved å bruke passive tiltak som varmegjenvinnere, bedre vinduer, god tetthet og så videre blir energiforbruket redusert. Kravene til et lavenergibygg er strengere enn for et vanlig bygg, men ikke like strengt som kravene til passivhus (Innova Bygg, 2013).

Energimerkeordningen ble innført 1. juli 2010. Energimerket består av to deler, en oppvarmingskarakter og en energikarakter, se Figur 1. Målet med energimerkeordningen er å øke fokus på energibruk og å øke bevisstheten rundt ulike oppvarmingsløsninger og andre tiltak som kan gjøre en bygning mer energieffektiv (Energimerking, 2014). Ved å utføre en mer grundig enøk-analyse får bedrifter et godt grunnlag for å se hvilke tiltak som er mest lønnsomme og relevante å gjennomføre for å senke energibruken (Energiråd Innlandet, 2014).



Figur 1 Sammenhengen mellom energikarakter og oppvarmingskarakter basert på illustrasjon av Norges vassdrags- og energidirektorat (2014). Denne energikarakteren viser et passivhus med lav andel el. og fossil energikilde.

## 2.1.2. Krav og forskrifter

Det stilles flere og strengere krav til bygninger i dag enn tidligere. Dette tvinger frem nye løsninger som er mer energieffektive og energisparende. Det tilstrebes for eksempel tettere bygningskropper slik at eksfiltrasjon reduseres. Varmegjenvinnere har blitt en selvfølge og vinduer med god U-verdi blir stadig viktigere og vanligere.

For å kunne kalle et bygg for et lavenergihus må man oppfylle gitte krav og forskrifter i tillegg til kriterier som stilles for passivhus og lavenergibygninger. Disse finnes i NS 3701 (Standard Norge, 2012). Det stilles her konkrete krav til maksimalt energibehov til oppvarming, ventilasjon og belysning, U-verdier, luftmengder, komponenter m.m. Passivhus og lavenergibygg er ikke en energistandard, men heller et konsept der inn klima skal tilfredsstilles ved minimalt energibruk. Det er her viktig at hele konseptet blir ivaretatt, ikke bare enkeltkriterier. Tabell 1 viser noen ulike kriterier, samt forskjellene mellom passivhus, lavenergibygninger og TEK10.

Tabell 1 Minstekrav til bygningsdeler, komponenter, systemer og lekkasjetall. Basert på Standard Norge (2012: s. 13) og Direktoratet for byggkvalitet (2011)

Alle bygningskategorier	Passivhus	Lavenergibygning <sup>a)</sup>	TEK10
U-verdier for dører og vinduer	$\leq 0,80 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	$\leq 1,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	$\leq 1,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Normalisert kuldebroverdi	$\leq 0,03 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	$\leq 0,05 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	$\leq 0,06 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Årsgjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner	$\geq 80 \%$	$\geq 80 \%$	$\geq 80 \%$
SFP-faktor (spesifikk vifteeffekt) for ventilasjonsanlegg	$\leq 1,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$	$\leq 2,0 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$	$\leq 2,0 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$
Lekkasjetall ved 50 Pa trykkdifferanse	$\leq 0,60 \text{ h}^{-1}$	$\leq 1,5 \text{ h}^{-1}$	$\leq 3 \text{ h}^{-1}$
<b>Kun yrkesbygninger</b>	<b>Passivhus og lavenergibygning</b>		
Behovsstyring mht. dagslys	Minst 60 % av effekten til belysning behovsstyres		
Behovsstyring mht. tilstedeværelse	Minst én styringssone per rom eller per 30 m <sup>2</sup> i større rom		

Det finnes flere incentivordninger for å oppfordre til energieffektivisering. En av disse er energimerkeforskriften som er en pålagt energiforskrift (Norges vassdrags- og energidirektorat, 2015). Den har tatt utgangspunkt i NS 3700, TEK10 med flere til å lage en tabell som viser hvilke krav som stilles til de ulike energikarakterene man kan oppnå (Tabell 2). Karakterskalaen går fra A til G og viser hvor mye energi som kan bli levert til et bygg for å få de ulike karakterene. Det er også laget en oversikt for å kunne finne ut hvilke oppvarmingskarakter en vil få (Tabell 3) med tanke på valg av energivare.

Tabell 2 Energikarakterskalaen. Krav til maks levert energi per oppvarmet m<sup>2</sup> basert på illustrasjon fra Norges vassdrags- og energidirektorat (2015)

Bygnings- kategorier	Levert energi pr m <sup>2</sup> oppvarmet BRA (kWh/m <sup>2</sup> )						
	A	B	C	D	E	F	G
	≤	≤	≤	≤	≤	≤	Ingen grense
Kontorbygning	90,00	115,00	145,00	180,00	220,00	275,00	> F

Tabell 3 Oppvarmingskarakter. Karakter ut fra maksimalt tillatt andel direkte elektrisitet og fossilt brensel (Norges vassdrags- og energidirektorat, 2015)

Oppvarmingskarakter				
30,0 %	47,5 %	65,0 %	82,5 %	100,0 %

## 2.2. Inneklima

Det er viktig å skille mellom de to begrepene innemiljø og inneklima. Innemiljø omfatter det som påvirker og omgir oss, inkludert estetisk og psykososialt miljø. Inneklima er definert av WHO til kun å omfatte termisk, atmosfærisk, akustisk og mekanisk miljø. Kort fortalt er inneklima en del av begrepet innemiljø (Novakovic et al., 2007: s. 100).

Innemiljø er et komplekst og sammensatt begrep. Det er flere ulike parametre som påvirker innemiljøet og det er en sammenheng mellom flere av parametrene og hvordan det påvirker de som befinner seg i bygget. Flere av faktorene er påvirket av ulike parametre, som vist i Tabell 4, laget etter Ingebrigtsen (2015: s. 83) sin fremstilling av de syv faktorene som omfatter innemiljø.

Tabell 4 Faktorer som påvirker innemiljøet og hva slags parametre som påvirker de ulike faktorene

<b>Faktor</b>	<b>Krav</b>	<b>Parametre</b>	<b>Påvirkes av</b>
<b>Termisk miljø</b>	Menneskets varmebalanse	Lufttemperatur Strålingstemperatur Lufthastigheter Luftfuktighet Vertikal temperaturgradient	Bekledning Oppholdstid Aktivitetsnivå Sinnstilstand
<b>Atmosfærisk miljø</b>	Opplevd luftkvalitet	Innhold av: Gasser Lukter Kjemiske stoffer Partikler	Lufttemperatur Luftfuktighet Oppholdstid
<b>Akustisk miljø</b>	Lyd og støy	Frekvenser Etterklang Infralyd Lavfrekvent støy	Vibrasjoner Romakustikk
<b>Aktinisk miljø</b>	Strålingsmiljø	Belysningsnivå Dagslysnivå Lyskildens fargeegenskaper Blending Flimring	Radiobølger Elektriske felt Radon Radioaktiv stråling
<b>Mekanisk miljø</b>	Fysisk	Ergonomi Tilpasning på arbeidsplass Apparater	Sittestilling Møblering
<b>Estetisk miljø</b>	Omgivelsene	Det som påvirker sansene våre	Individuelt
<b>Psykososialt miljø</b>	Mellommenneskelige faktorer	Sosialt miljø Interaksjon	Følelser

Det stilles med andre ord mange ulike krav til inneklima. Disse kravene kan for eksempel være at det skal være behagelig temperatur, det skal ikke være sjenerende lukter eller forurensinger eller trekkfølelse. Det stilles også krav til lydnivå, belysning, statisk elektrisitet og renhold (Byggforsk, 2000).

Denne oppgaven legger hovedvekt på termisk og atmosfærisk miljø siden fokuset er på luftkvalitet og det termiske inneklimaet.

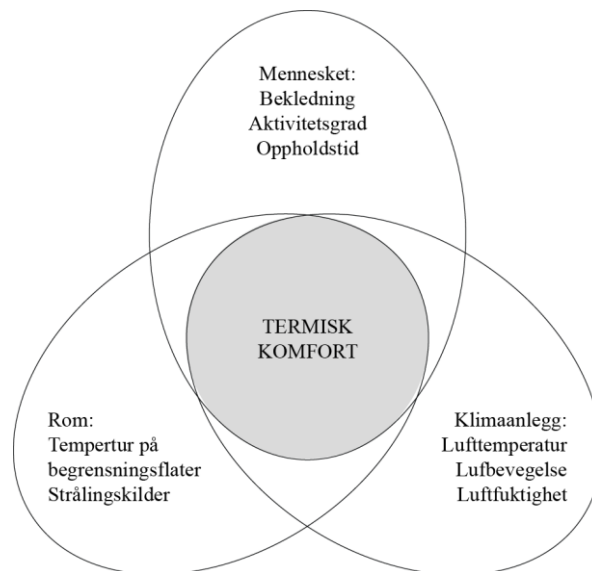
### 2.2.1. Termisk komfort

Termisk miljø er definert som menneskets varmebalanse og termiske komfort (Novakovic et al., 2007: s. 100). Termisk komfort er en subjektiv sinnstilstand eller følelse der en uttrykker full tilfredshet med de termiske omgivelsene. For å oppnå termisk tilfredshet må



kroppens kjernetemperatur og hudtemperatur gi en følelse av termisk nøytralitet og energiregnskapet må være i balanse. Det er derimot ikke alltid tilstrekkelig at kroppen er termisk nøytral. Lokal avkjøling eller store temperaturgradienter kan gjøre en person utilfreds med omgivelsene da kroppen blir utsatt for stress. Lufttemperaturforskjell mellom hode- og ankelhøyde, målt ved 1,1 m og 0,1 m over gulv, for en sittende person, skal maksimalt være 3 °C (Novakovic et al., 2007: s. 111). Erfaring viser derimot at den ikke burde være høyere enn ca. 2 °C for at maksimalt 5 % blir misfornøyde, se Figur 4 s.12 (Ingebrigtsen, 2015: s. 115). Det burde heller ikke være høyere lufthastigheter i oppholdssonen enn 0,15 m/s for å unngå trekkfølelse (Arbeidstilsynet, 2013: s. 7).

Termisk komfort blir påvirket av luftens tørrkuletemperatur, termisk stråling, luftens hastighet og turbulens, luftens vanndampinnhold, personens aktivitetsnivå (antall met) og personens bekleddningsnivå (i clo), se Figur 2. Det vil også være en viss påvirkning fra oppholdssted, oppholdstid, termiske egenskaper ved gulv og kroppens stilling. Alder, kjønn, sinnstilstand og psykisk legning, sult, metthet, fordøyelse og tretthet vil også påvirke opplevelsen av komfort. (Byggforsk, 1999) (Novakovic et al., 2007)



Figur 2 Samvirkning av parametre som påvirker termisk komfort, basert på Novakovic et al. (2007)

Det termiske innklimaet påvirkes av lufttemperatur, temperatur på omgivende flater, lufthastighet og luftfuktighet. Lufttemperaturen er den viktigste faktoren som påvirker termisk komfort, men også lufthastighet er en viktig faktor siden uønsket, lokal kjøling av kroppen kan oppleves som trekk og vil derfor påvirke følelsen av komfort. Luftfuktighet er også en viktig faktor, men de fleste tolererer større variasjon her uten følelse av misnøye. Graden av luftfuktighet som godtas avhenger av temperatur og risiko for mikrobiologisk vekst. (Novakovic et al., 2007: kap. 4.3) (Byggforsk, 1999)

Tabell 5 viser anbefalte verdier for operativ temperatur, der en stillesittende kontorarbeider antas å ha en met på 1,1 og faller under kategori lett arbeid (SINTEF Byggforsk, 2015).

Tabell 5 Anbefalte verdier for operativ temperatur (samlet virkning av lufttemperatur og termisk stråling). Basert på Direktoratet for byggkvalitet (2011: kap.13-4)

Aktivitetsgruppe	Lett arbeid	Middels arbeid	Tungt arbeid
Temperatur °C	19-26	16-26	10-26

Tabell 6 viser et eksempel på anbefalinger for ulike krav for tre ulike kategorier, der de tre kategoriene refererer til forskjellige innemiljøkvaliteter, med henholdsvis 15, 20 og 30 % misfornøyde (SINTEF Byggforsk, 2000).

Tabell 6 Eksempel på anbefalinger for ulike faktorer med 3 ulike kategorier. Kategori 1: 15 % misfornøyde, kategori 2: 20 % misfornøyde og kategori 3: 30 % misfornøyde. Basert på tabell i Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000)

		Enhet	Kategori		
			1	2	3
Operativ temperatur	Vinter	°C	21 - 23	20 - 24	19 - 25
	Sommer	°C	23,5 - 25,5	23 - 26	22 - 27
Intervall manuell temperaturkontroll		K	± 2	± 1	-
Lufthastighet	Vinter	m/s	< 0,15	< 0,18	< 0,21
	Sommer	m/s	< 0,18	< 0,22	< 0,25
Vertikal temperaturforskjell		K	< 2	< 3	< 4
Strålingsasymmetri	Varmt tak	K	< 5	< 5	< 7
	Kaldt tak	K	< 14	< 14	< 18
	Kald vegg	K	< 10	< 10	< 13
	Varm vegg	K	< 23	< 23	< 35
Gulvtemperatur		°C	19 - 29	19 - 29	17 - 31

Under normale forhold har endringer i luftens fuktighet liten innflytelse på innklimaet så lenge variasjonsområdet er innenfor 20 - 60 %. Øvre grense for luftfuktighet bestemmes ut fra fare for mikrobiologisk vekst/muggsopp og husstøvmidd og kondensfare med påfølgende bygnings-skader. Når alle forhold er tatt i betraktning burde ikke RF være mindre enn 40 % i de to til tre kaldeste vintermånedene. Gjennom de varmeste månedene burde relativ fuktighet være under 70 %. Det burde alltid unngås ekstremt lav luftfuktighet, mindre enn RF 20 %, av hensyn til ulike problemer som uttørking av huden og tørre slimhinner. (SINTEF Byggforsk, 2000)

### 2.2.2. Atmosfærisk miljø – forurensing

Det atmosfæriske miljøet i et bygg omfatter forurensinger, gasser, damper, fibre og partikler. Det er derfor en sterk sammenheng mellom ventilasjon og det atmosfæriske miljøet. Hensikten med å ventilere er å tilføre ren luft for respirasjon, å fjerne lukt og skadelige forurensinger og å få temperaturkontroll. Det stilles krav til at inneluften skal oppfattes som frisk og behagelig og det skal være minimal risiko for helseskade ved innånding av inneluft. (Novakovic et al., 2007: kap.4.4) (Byggforsk, 2000)

Innendørs luftkvalitet er påvirket av fire hovedfaktorer. Disse faktorene er forurensningskilder, rommets utforming, ventilasjonssystemet og renhold. Mengde tilluft som er nødvendig er avhengig av det totale forurensingsbildet og må derfor beregnes for alle tilfeller og dimensjoneres etter belastning. For kontorbygg er de bestemmende faktorene ofte intern varmelast, lukt, løsemidler og støvbelastning. I mange tilfeller er det problematisk å få kjennskap til forurensingsskader og emisjonsforhold og det blir derfor ofte stilt krav ut fra erfaring og skjønn. For å minimere luftmengdebehovet er det viktig å stille krav til forurensningskilder, for eksempel ved å stille krav til bygningsmaterialer. Bygningsmaterialer blir derfor klassifisert etter emisjonsfaktor som (Tabell 7) for å minimere luftbehovet på grunn av materialer. (Novakovic et al., 2007:kap. 4.4) (Byggforsk, 2000)

Tabell 7 Bygningsmateriale klassifisert etter emisjonsfaktor. Basert på illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000)

Forbindelse	Emisjonsfaktor mg/(m <sup>2</sup> h)		
	Kategori 1	Kategori 2	Kategori 3
Totalemisjonen av flyktige organiske forbindelse (TVOC)	< 0,2	< 0,4	> 0,400
Formaldehyd (H <sub>2</sub> CO)	< 0,05	< 0,125	> 0,125
Ammoniakk (NH <sub>3</sub> )	< 0,03	< 0,106	> 0,06
Kreftfremkallende forbindelser (forbindelser av kategori 1 i IARK-klassifisering)	< 0,0005	< 0,0005	> 0,0005

Det kan også stilles krav til hvordan luftkvaliteten oppleves, altså hvor mange som synes avgassing fra materiale føles uakseptabelt. Det er tre kategorier som brukes:

Kategori 1: 15 % misfornøyde

Kategori 2: 20 % misfornøyde

Kategori 3: 30 % misfornøyde

(Byggforsk 2000)

For å komme innenfor en av disse kategoriene stilles det derfor krav til et minimum av luftmengder. De kan beregnes på to måter, ved hjelp av Veiledning til TEK eller på grunnlag av konkret ventilasjonsbehovdokumentasjon. Tabell 8 viser eksempel på personbelastning, p, og materialbelastning, B, avhengig av innklimakategori som er valgt. (Byggforsk, 2000)

Tabell 8 Total luftmengde for ulike typer lokale og tre klimakategorier og lavemmitterende og kjente, gode materialer. Basert på illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000)

Lokale	Person-belastning Person/m <sup>2</sup>	Kategori	Tilluftsmengde for personbelastning l/s pr. m <sup>2</sup>	Tilluftsmengde person- + materialbelastning l/s per m <sup>2</sup>	
				Lavemmitterende materialer	Kjente, gode materialer
Cellekontor	0,1	1	1,0	2,0	2,5
		2	0,7	1,4	1,7
		3	0,4	0,8	0,9
Kontorlandskap	0,07	1	0,7	1,7	2,2
		2	0,5	1,2	1,5
		3	0,3	0,7	0,8
Konferanserom	0,5	1	5,0	6,0	6,5
		2	3,5	4,2	4,5
		3	2,0	2,4	2,5
Auditorium	1,5	1	11,5	16,0	16,5
		2	10,5	11,2	11,5
		3	6,0	6,4	6,5
Kafeteria/ restaurant	1,5	1	7,0	8,0	8,5
		2	4,9	5,6	5,9
		3	2,8	3,2	3,3

For å finne ut hvor god luftkvalitet det er ønskelig å ha på en arbeidsplass kan det brukes en skala for oppfattet innendørs luftkvalitet, vist i Tabell 9.

Tabell 9 Tre nivåer av oppfattet innendørs luftkvalitet. Basert på Fanger (1992)

Kvalitetsnivå	Oppfattet luftkvalitet	
	% misfornøyde	Desipol
A	10	0,6
B	20	1,4
C	30	2,5

Ventilasjonsmengden som trengs å tilføre i et rom kan beregnes fra følgende formel (Fanger, 1992):

$$Q_c = 10 * \frac{G}{C_i - C_o} * \frac{1}{\varepsilon_v} \quad (1)$$

Der:

$Q_c$  = ventilasjonsmengde som må tilføres for komfort [l/s]

$G$  = total forurensingsnivå [olf]

$C_i$	= oppfattet innendørs luftkvalitet, ønsket	[decipol]
$C_o$	= oppfattet utendørs luftkvalitet	[decipol]
$\varepsilon_v$	= ventilasjonseffektivitet	

### 2.2.3. PPM/PPD

For å kunne gjøre en vurdering av termisk inneklime er det opprettet to standardiserte indekser, PMV- og PPD-indeksene som uttrykker et kvantifisert mål på den termiske tilstanden til kroppen. For å angi hvordan en føler seg i et termisk henseende kan PMV-indeksen bestemmes på grunnlag av en 7-punkts skala (Tabell 10). Ved å bruke PPD-indeksen kan man gjøre et anslag på hvor mange som vil være misfornøyde ved et gitt inneklime og en gitt bekleddning. Den laveste PPD-indeksen som er forventet å kunne oppnås er 5 %. Standarden NS-ISO 3370 anbefaler en grenseverdi for termisk akseptable omgivelser på  $\pm 5$  %, dette tilsvarer en PPD-verdi på  $< 10$  %. Det betyr at 90 % må være tilfreds med det termiske klimaet. Tabell 11 viser de tre nivåene kravene i ISO, CEN og ASHRAE stiller (Novakovic et al., 2007: kap.4.3) (Byggforsk 1999). Sammenhengen mellom PPD og PMV er vist i Figur 3 og er gitt via følgende uttrykk (Ingebrigtsen, 2015: s. 112):

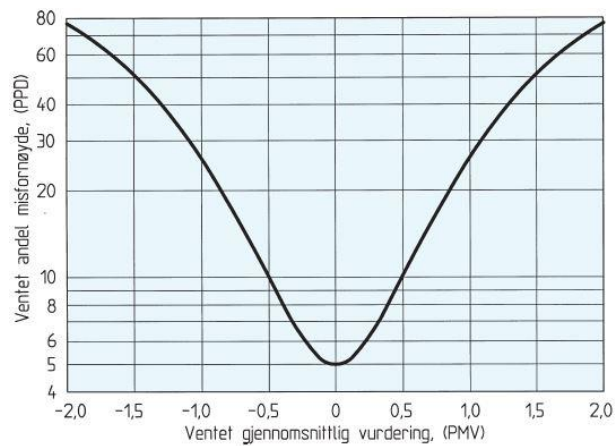
$$PPD = 100 - 95^{-(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2)} \quad (2)$$

Tabell 10 Grunnlaget for PMV-indeksen: 7 punkt skalaen

- +3 Hett
- +2 Varmt
- +1 Noe varmt
- 0 Nøytralt
- 1 Noe kjølig
- 2 Kjølig
- 3 Kaldt

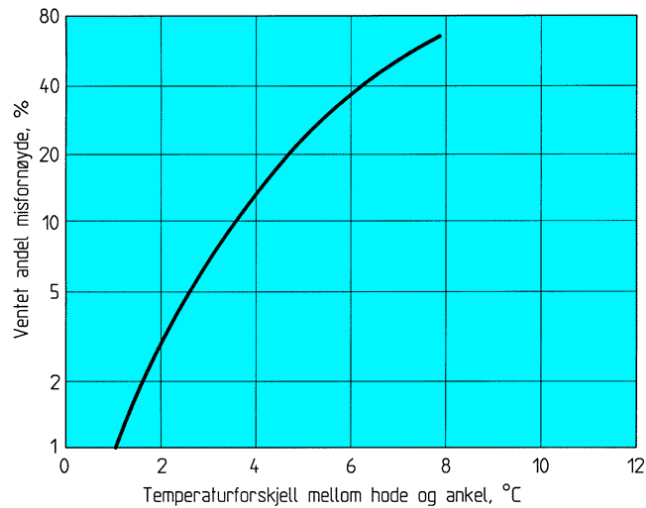
Tabell 11 Tre nivåer for termisk inneklime, angitt i prosent misfornøyde med hensyn til generell komfort og lokal diskomfort. Illustrasjon: Byggforskserien 421.505 (SINTEF Byggforsk, 2000)

Kategori	Termisk tilstand for kroppen som helhet		Lokalt termisk ubehag			
	Ventet andel av misfornøyde	PMV	Andel misfornøyde pga. trekk	Andel misfornøyde pga. vertikal temperaturforskjell	Andel misfornøyde pga. varmt eller kaldt golv	Andel misfornøyde pga. strålingsasymmetri
	%		%	%	%	%
1	< 6	$-0,2 < PMV < +0,2$	< 20	< 5	< 10	< 5
2	< 10	$-0,5 < PMV < +0,5$	< 15	< 3	< 10	< 5
3	< 15	$-0,7 < PMV < +0,7$	< 25	< 10	< 15	< 10



Figur 3 Sammenheng mellom PPD og PMV. Basert på Illustrasjon: Byggforskserien 421.501 (SINTEF Byggforsk, 1999)

Figur 4 viser ventet prosentandel misfornøyde personer en kan forvente som en funksjon av forskjell mellom lufttemperaturen ved hode- og ankelhøyde.



Figur 4 Prosent misfornøyde som funksjon av forskjellen mellom lufttemperatur i hode- og ankelhøyde. Illustrasjon: Byggforskserien 421.501 (SINTEF Byggforsk, 1999)

---

#### 2.2.4. Internt varmetilskudd

Internt varmetilskudd er varme som tilføres i tillegg til installert oppvarming i oppvarmet del av BRA. Dette er varmeavgivelse fra teknisk utstyr, lys, prosesser og personer som oppholder seg i rommet (Standard Norge, 2014). Når byggene blir tettere og bedre isolert vil dette varmetilskuddet ha en merkbar påvirkning på oppvarming av arealet. NS3031 Tabell A.2 viser standerverdier for gjennomsnittlig varmetilskudd i driftstid: belysning 8 W/m<sup>2</sup>, teknisk utstyr 11 W/m<sup>2</sup> og personer 4 W/m<sup>2</sup> gulvareal. Dersom det velges LED-lys med styring vil varmetilskudd fra belysning reduseres betraktelig (Energistyrelsen, 2016). I et cellekontor i et lavenergibygge vil varmetilskudd fra ansatte være dominerende. Varmetilskuddet fra en person som holder på med kontorarbeid er på ca. 100 W, der varmen avgis dels ved konveksjon og stråling til omgivelsene, og dels fra utånding og vanddamp fra huden (Novakovic et al., 2007: s. 214).

#### 2.2.5. Kaldras

Kaldras oppstår når man har kalde flater som avkjøler luftsjiktet nærmest flaten. Den avkjølte luften blir tyngre enn romluften ellers og vil da strømme nedover med økende hastighet. Dette resulterer i en konveksjonsstrøm nedover mot gulvet. Kaldras har i all hovedsak to uheldige effekter: trekkrisiko på grunn av høy hastighet og lav temperatur på luften og dannelse av en kald luftpute ved gulvet som kan føre til diskomfort på grunn av høy vertikal temperaturgradient (Skåret, 2000: s. 203). Kaldras blir nærmere forklart i kapittel 2.5.2 Konveksjonsstrøm langs varme og kalde flater.

#### 2.2.6. Luftmengder

I TEK10 Kapittel 13 Miljø og Helse finner man de ulike kravene som stilles for at ventilasjonen skal være tilfredsstillende ved at den tilpasses rommets forurensings- og fuktbelastning. I byggverk for publikum og arbeidsbygninger skal gjennomsnittlig frisklufttilførsel være 26 m<sup>3</sup> per time på grunn av forurensinger fra en person i lett aktivitet. Gjennomsnittlig frisklufttilførsel per m<sup>2</sup> for å ventilere bort lukt og materialemisjon skal være 2,5 m<sup>3</sup> per time når bygget er i bruk, og ellers 0,7 m<sup>3</sup> per time. (Direktoratet for byggkvalitet, 2011: kap.13–3)

Ligningen nedenfor viser hvordan minste luftmengde for et kontor på 11 m<sup>2</sup> med en personbelastning på én kan beregnes.

$$26 \frac{m^3}{t \text{ pr. person}} * 1 \text{ person} + 2,5 \frac{m^3}{t \text{ pr. m}^2} * 11 \text{ m}^2 = 53,5 \frac{m^3}{t} = 14,9 \frac{l}{s} \quad (3)$$

### 2.3. Ventilasjon

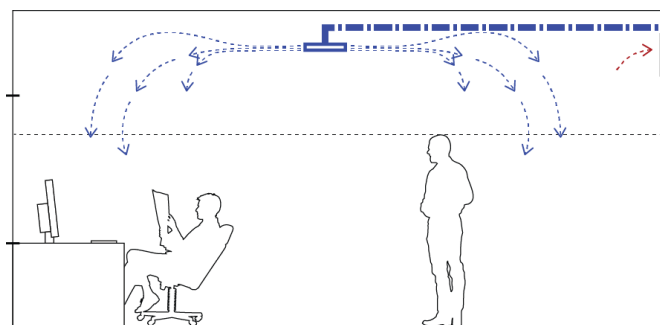
#### 2.3.1. Generelle krav til ventilasjon

Kapittel 13 i TEK10 omhandler miljø og helse og omfatter bestemmelser for luftkvalitet, strålingsmiljø, termisk inn klima m.m. Bestemmelsene i dette kapittelet skal bidra til å

forebygge helseskader og negativ komfortopplevelse. Ventilasjon blir omtalt i § 13-1 Generelle krav til ventilasjon og § 13-3 Ventilasjon i byggverk for publikum og arbeidsbygning.

### 2.3.2. Omrøringsventilasjon

Målet med omrøringsventilasjon er å oppnå en fullstendig blanding av tilluften og luften i rommet. Med perfekt omrøring vil luftkvaliteten være lik i hele rommet og i avtrekket. I praksis vil den gjennomsnittlige kvaliteten på luften være noe lavere i rommet enn i avtrekket. Figur 5 viser hvordan luften blir tilført fra et radielt don i himlingen plassert ovenfor oppholdssonen. Luften får redusert hastighet, og temperaturen stiger eller synker til et komfortabelt nivå ved å blande seg med romluften før den entrer oppholdssonen. Det finnes flere måter å tilføre frisk luft med omrøringsventilasjon og i de aller fleste tilfeller blir luften tilført over oppholdssonen. (Byggforsk, 2005) (Byggforsk, 1996) (Tjelflaat, 2015)



Figur 5 Prinsipp for omrøringsventilasjon med radiell don i himling.  
Basert på Illustrasjon: Byggforskserien 552.351 (SINTEF Byggforsk, 1996)

Fordelene med omrøringsventilasjon er at den kan benyttes både ved oppvarming og kjøling. Stor induksjon gjør at det er mulighet for stor kjølekapasitet med tilført luft, det blir lik temperatur og luftkvalitet i hele rommet, det er stabile strømningsmønstre og det er enkelt å plassere luftventiler. På den negative siden kan man få kortslutning og dermed lav ventilasjonseffektivitet. Det trengs større effektbehov ved kjøling og det er risiko for trekk ved kjøling. (Ingebrigtsen, 2015: s. 8)

Omrøringsventilasjon er det mest vanlige prinsippet i kontorbygg, siden det kan brukes til både oppvarming og kjøling (Lavenergiprogrammet, 2016).

### 2.3.3. Behovsstyrt ventilasjon

Behovsstyrt ventilasjon brukes fordi det er ønskelig å minimere luftmengder, men fortsatt opprettholde et godt inneklima. Så lenge belastningen varierer vil behovsstyring over tid gi en reduksjon i energibehovet (Novakovic et al., 2007: s. 264). Dersom behovsstyring er utført riktig kan energibruken til ventilasjon mer enn halveres. Første skritt for å få en energireduksjon er å stille gode krav. (Mysen and Schild, 2013: s. 20)

Det er ulike måter å styre ventilasjonen på. Det kan skje manuelt eller ved automasjon. Ved automasjon kan friskluftmengden bestemmes ved hjelp av enkel styring etter ur, styring etter bruk, regulering ved hjelp av sensorer eller regulering etter trykkforskjell mellom rom. I denne oppgaven vil det kun bli sett på regulering ved hjelp av sensorer. Sensorregulert ventilasjon reguleres etter forurensingskonsentrasjon, tilstedeværelse, RF eller lufttemperatur.



---

Forutsetningen for at behovsstyrt ventilasjon skal fungere er at det er én eller noen få kilder til forurensning som dominerer. Disse kildene må heller ikke variere for mye i størrelse over tid. Kildene må kunne detekteres og det må stilles krav til hva som er et akseptabelt forurensningsnivå for å kunne regulerer ventilasjonen. Den vanligste forurensningsparameteren det styres etter er CO<sub>2</sub>-konsentrasjon. (Novakovic et al., 2007: s. 264–265) (Byggforsk, 2005)

#### **2.3.4. Variable luftmengder**

VAV-systemer omfatter alle ventilasjonssystemer der luftmengdene kan variere. Ved bruk av VAV er det ikke behov for å transportere mer luft rundt i anlegget enn det som trengs og det er derfor kostnadseffektivt (Stensaas, 2001:kap 4.3.6) (Mysen & Schild, 2013:kap.1).

Luftmengden reguleres etter ønsket luftkvalitet. Det må derfor være sensorer i rommene som gir et mål/signal på kvaliteten på romluften og en bevegelsessensor som viser om det er personer i rommet eller om det står tomt. Hva god luft er kan defineres på mange måter. For mer informasjon om dette se kapittel 2.2 Inneklima. For å kunne få optimalt inneklima ved hjelp av VAV er det viktig med korrekt bruk av sensorer.

#### **2.3.5. Sensor**

For å kunne få optimal ventilasjon ut fra behov må det brukes gode sensorer. Det stilles derfor en del krav til en sensor som skal brukes i et behovsstyrt ventilasjonssystem. Den må ha tilfredsstillende nøyaktighet, respons og langtidsstabilitet. Det må eksistere pålitelig og tilgjengelige prosedyrer for kalibrering i tillegg til at den må å være selektiv og holdbar overfor de kjemiske, mekaniske og termiske påvirkningene den blir utsatt for (Byggforsk, 2005). Det er også viktig med korrekt plassering for å få representative målinger. Hvor sensoren bør plasseres vil variere med prinsipp for tilluft, ventilplassering, forurensing-/varmekildens plassering og egenskaper, temperaturforhold og romutforming. Ved omrøringsventilasjon skal forurensingskonsentrasjonen, i teorien, være lik overalt i rommet og sensoren kan derfor plasseres hvor som helst så lenge den ikke kommer i direkte kontakt med forurensningskilder eller for nært tilluftsventiler. Dette er derimot ikke tilfelle i praksis og sensoren burde derfor plasseres så sentralt i oppholdssonen som mulig. Ved fortrenningsventilasjon der sensoren blir styrt av CO<sub>2</sub>-konsentrasjonen burde sensor plasseres i pustesonen slik at man sikrer god ventilasjonseffekt opp til og med pustesonen. (Byggforsk, 2005)

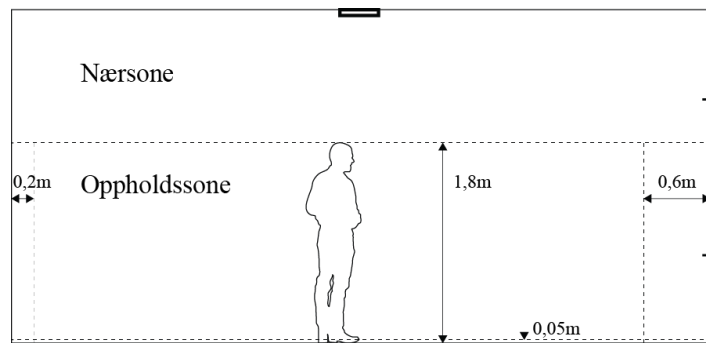
#### **2.3.6. Balansert ventilasjon**

Balansert ventilasjon er når det er like mye luft som tilføres som suges ut. Det er dette prinsippet som er mest vanlig i kontorbygg i dag (Lavenergiprogrammet, 2016).

#### **2.3.7. Tosone modell**

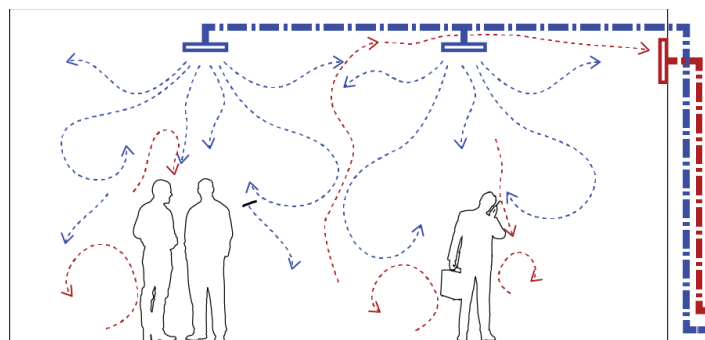
For å kalkulere korrekt luftmengde blir rommet delt opp i to hovedsoner, nærsonen til ventilen og oppholdssonen. Oppholdssonen begrenses av et horisontalt plan 1,8 m over gulvet, et horisontalt plan 0,05 m over gulvet, et vertikalt plan 0,6 m fra yttervegger og et vertikalt plan 0,2 m fra innervegger (Ingebrigtsen, 2015: s. 426). Nærsonen er den sonen rundt en ventil der lufthastigheten er høyere enn det som tillates i oppholdssonen. Størrelsen på nærsonen avhenger

av hastighet på tilluft og kravet til kritisk hastighet. Sonene for de to ulike prinsippene er vist i Figur 6. Det er her kun vist oppholdssone og nærsone til tilluftsventil og ikke avtrekk da dette ikke vil påvirke hvor oppholdssonen er.



Figur 6 De ulike sonene i et rom med omrøringsventilasjon.  
Basert på Illustrasjon: Byggforskserien 552.351 (SINTEF Byggforsk, 1996)

Forurensing og luftstrømmene i sonene for omrøringsventilasjon er vist i Figur 7. De røde kanalene er avtrekk og de blå er tilluft. Det er flere ulike måter å tilføre og suge ut luft og det er i denne figuren kun vist én mulig metode.



Figur 7 Fordeling av forurensing og luftstrømmer ved omrøringsventilasjon.  
Rød farge viser forurenset oppvarmet luft og blå ren tilluft, basert på (Integrated Design Consortium)

## 2.4. Varmetap ved varmeledning

Varmetap gjennom fasaden vil påvirke luftstrømmer og temperatur i rommet, og er påvirket av temperaturforskjellen og varmeledningsevnen (Ingebrigtsen, 2015: s 187). Varmetap gjennom en vegg kan beregnes med følgende formel (Standard Norge, 2014: s 21):

$$H_D = \sum_i U_i A_i + \sum_k \psi_k l_k + \sum_j \chi_j \quad [\text{W}] \quad (4)$$

Der:

$U_i$	= varmeovergangskoeffisienter for ugjennomskinnelig element	[W/m <sup>2</sup> K]
$A_i$	= arealet til elementet basert på innvendige mål i	[m <sup>2</sup> ]
$\Psi_k$	= kuldebroverdien for kuldebro k	[W/mK]
$L_k$	= lengden av lineær kuldebroverdi	[l]
$\chi_j$	= varmeovergangskoeffisienten for punktformig kuldebro	[W/K]

Temperaturer på innsiden av fasaden kan beregnes etter ligning (5) (Standard Norge, 2007: s. 26) og (6) (Dienstleistungen, 2014):

$$f_{RSi} = \frac{\theta_{Si}(x,y,z) - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} \quad (5)$$

$$f_{RSi} = 1 - U * R_{Si} \quad (6)$$

Der:

$f_{RSi}$	= temperaturfaktoren på et punkt på innerveggen	[K]
$\theta_{Si}$	= temperatur på et punkt på innerveggen	[K]
$\theta_e$	= utetemperaturen	[K]
$\theta_i$	= innetemperaturen	[K]
$U$	= varmegjennomgangskoeffisient	[W/m <sup>2</sup> K]
$R_{Si}$	= varmeovergangsmotstand, 0,13 (Thue, 2012: s. 4.33)	[m <sup>2</sup> K/W]

## 2.5. Luftstrømmer

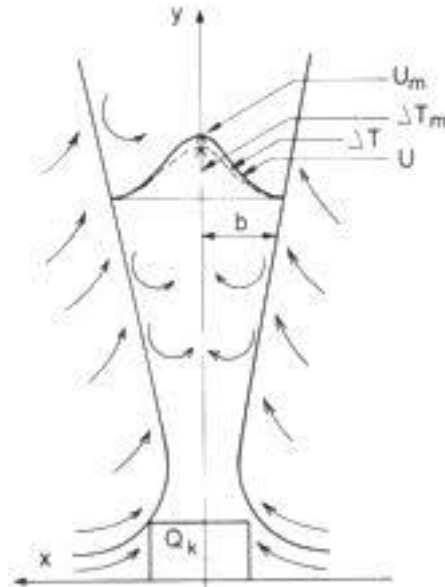
### 2.5.1. Frie konveksjonsstrømmer

Hvis en kilde er varmere enn romluften vil luften rundt kilden varmes opp, som igjen vil føre til luftbevegelse. Denne luften vil strømme vertikalt oppover og når erstatningsluft trekkes inn mot oppvarmingskilden oppstår det varmedrevet strømming. Volumstrømmen og hastigheten på luften vil være avhengig av den konvektive effektavgivelsen og geometrien til kilden. Denne strømmingen vil påvirke bevegelsesmønstrer til luften i rommet, og har derfor betydning for dimensjoneringen av ventilasjonen. Konveksjonsstrømmen regnes som å være selvbevarende og vil derfor ha samme temperatur- og hastighetsprofil som vanlige jetstrømmer. Dette vil være gunstig fordi forurensing fra kilden da vil følge luftstrømmen og legge seg over oppholdssonen ved taket hvor det vil suges ut. Avgitt konvektiv effekt uttrykkes som vist i ligning 2 med referanse til Figur 8 som skjematisk viser en fri konveksjonsstrøm. (Skåret, 2000: s. 65)

$$\dot{Q}_k = \rho c_p U_m \Delta T_m A_s I_3 \text{ [kW]} \quad (7)$$

Der:

$\dot{Q}_k$	= avgitt konvektiv effekt	[kW]
$\rho$	= tetthet 1,2	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c_p$	= spesifikk varmekapasitet 1	[kJ/kgK]
$U_m$	= maksimal hastighet	[m/s]
$\Delta T_m$	= maksimal temperaturforskjell mellom strålen og omgivelsene	[K]
$A_s$	= tversnitt av strålen	[m <sup>2</sup> ]
$I_3$	= integralet av $I_3 = \int_0^1 \frac{U \Delta T}{U_m \Delta T_m} \frac{dA}{A_s} = 0,1785$ for runde, frie stråler	



Figur 8 Fri konveksjonsstrøm (Skåret, 2000: s. 66)

Dette prinsippet vil gjelde for alle kilder som er varmere enn lufttemperaturen, for eksempel datamaskiner eller personer.

For eksempel kan en datamaskin bli sett på som en punktkilde og vil ha et stråletverrsnitt lik (Skåret, 2000: s. 67):

$$A_s = \pi C_b^2 (y + y_p)^2 \quad [\text{m}^2] \quad (8)$$

Der:

$C_b$  = proporsjonalitetsfaktor lik 0,235

$y$  = kartesisk koordinat i vertikalplanet [m]

$y_p$  = avstanden fra kilden til konveksjonsstrålens pol eller imaginære punktkilde, tilnærmet  $0,7 \cdot d$  [m]

$d$  = diameter [m]

Videre kan sentralhastigheten,  $U_m$ , og sentraltemperaturen,  $\Delta T_m$ , beregnes ved hjelp av følgende formler når det antas «vanlige temperaturer» og de ulike parameterne settes som anvist ovenfor. (Skåret, 2000: s. 67–68):

$$U_m = 1,28 \left( \frac{Q_k}{y + y_p} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{m/s}] \quad (9)$$

$$\Delta T_m = 20,9 Q_k^{2/3} (y + y_p)^{-5/3} \quad [\text{K}] \quad (10)$$

Volumstrømmen,  $q_{vk}$ , fra kilden kan beregnes ved hjelp av ligningen vist nedenfor (Skåret, 2000: s. 68):

$$q_{vk} = 0,055 Q_k^{1/3} (y + y_p)^{5/3} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (11)$$

### 2.5.1.1. Konveksjonsstrøm fra personer

Konveksjonsstrøm fra personer er komplisert siden det er strømming både rundt og over en person, men en forenkling kan være at man setter personen som en punktkilde. Siden avgitt varme fra en person vil være den dominerende varmekilden i et cellekontor uten radiatorer er konveksjonsstrømmen fra denne viktig.

Tester gjort med og uten pusting gir like resultater når det gjelder luftstrømmer, og påvirkning av inn- og utpust kan derfor neglisjeres. Lufthastigheten over bena for en sittende person er høyere enn hastigheten bak ryggen, men ved 1,5 meter over hodet blir den frie konvektive luftstrømmen tilnærmet en aksesymmetrisk Gauss plume. 1,5 meter over hodet på en person som avgir 90 W vil hastigheten på luften i et uventilert rom være 31 cm/s og 2 m over hodet vil hastigheten være 22 cm/s. Disse resultatene gjelder for varme avgitt som konveksjon og stråling, ikke svette og pusting. Dersom man tar med det vil en gjennomsnittlig person på et kontor avgi 133 W. Da vil resultatene tilsi 31 cm/s 1,5 m over hodet, og 24 cm/s 2 m over hodet. (Hyldgaard, 1998) (Mierzwinski, 1980)

Ligningene nedenfor viser en forenklet metode for å beregne konveksjonsstrømmer fra personer (Dokka & Tjelflaat, 1997).

$$V_{per} = \max \left\{ \begin{array}{l} 6,0 (P_{per})^{\frac{1}{3}} * (z - h_{per} + a * d_{per})^{5/3} \\ 8,61 * d_{per} * \left(\frac{P_{per}}{A_{per}}\right)^{0,3} * z^{1,2} \end{array} \right. \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (12)$$

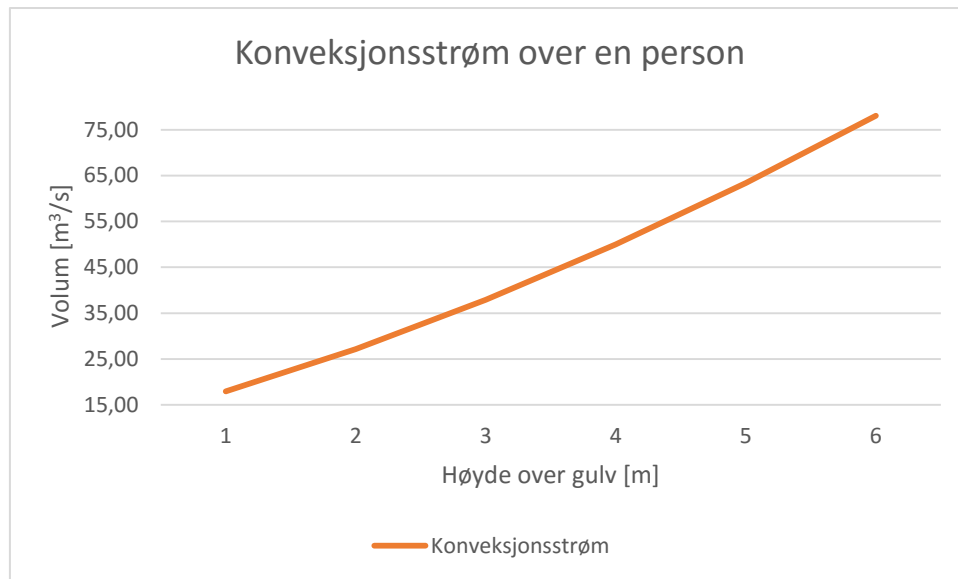
$$d_{per} = 2 * (-h_{per} + \sqrt{h_{per}^2 + \frac{A_{per}}{\pi}}) \quad (13)$$

Der:

$P_{per}$	= konvektiv varmeavgivelse fra person	[W]
$z$	= avstand fra gulvet	[m]
$h_{per}$	= høyde på person	[m]
$a$	= 1,7-2,5 ved 12° spredningsvinkel, satt til 1,9 for komfortventilasjon	
$d_{per}$	= diameter på person	[m]
$A_{per}$	= overflateareal person	[m <sup>2</sup> ]

Figur 9 viser konveksjonsstrøm over en person beregnet fra ligning (12), der:

$P_{per}$	= 50 W
$z$	= x-aksen
$h_{per}$	= 1,2 m
$a$	= 1,9
$d_{per}$	= beregnet til 0,44 m
$A_{per}$	= 1,8 m <sup>2</sup>

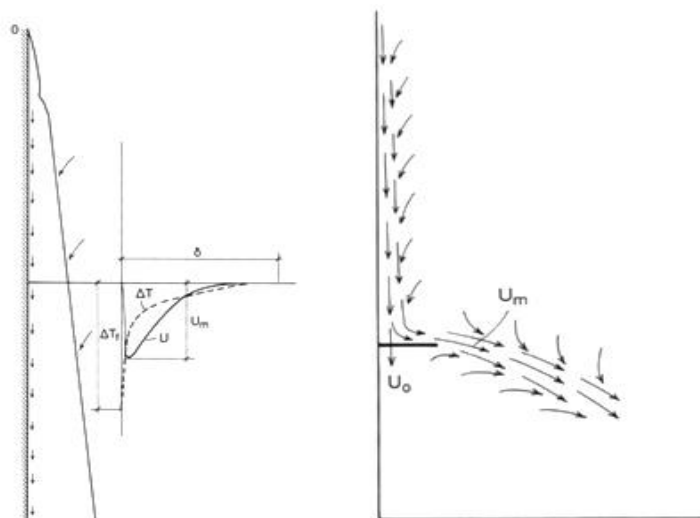


Figur 9 Beregnet konveksjonsstrøm over en sittende person med 100W der 50 % er konveksjon, beregnet ved bruk av formel (12)

Figur 9 viser at luftstrømmen vil øke i volum jo lenger over kilden en kommer, siden omgivelsesluften vil bli trukket inn i strømmen og brer seg utover som vist i Figur 8.

### 2.5.2. Konveksjonsstrøm langs varme og kalde flater

Når en flate er varmere eller kaldere enn romluften vil det oppstå et sjikt inntil flaten som vil settes i bevegelse. Luften vil bevege seg på grunn av oppdriftskrefter som gjør at luften enten vil stige eller synke. Ved kalde overflater vil luften synke og en får kaldras. Den avkjølte luften blir tyngre enn romluften og vil da strømme nedover med økende hastighet som resulterer i en konveksjonsstrøm nedover mot gulvet (Skåret, 2000: s. 203). Prinsippet for kaldras er vist venstre i Figur 10. Ved å benytte seg av sprosser, eller vinduskarmer vil kaldraset bli avbøyd, som vist til høyre i Figur 10 (Skåret, 2000: s. 206).



Figur 10 T.v : Skjematisk illustrasjon av kaldras (Skåret, 2000: 203) t.h:  
Kaldras som avbøyes av et vindusbrett eller et brett (Skåret, 2000: 206)

En kan beregne hva maksimalhastigheten og temperaturen i grensesjiktet blir ved hjelp av ligningene nedenfor (Skåret, 2000: s. 79):

$$U_{maks} = 0,54U_0 = 0,53 * \sqrt{g\beta\Delta T_f y_{pt}} \quad (14)$$

$$y_{pt} = y \left( 1 - \frac{0,144}{(g\beta\Delta T_f)^{0,21} y^{0,64}} \right) \quad (15)$$

$$y = \frac{v^2 * 10^{9^{1/3}}}{g\beta\Delta T_f} \quad (16)$$

$$\Delta T_f = \frac{U}{\alpha_i} (t_i - t_u) \quad (17)$$

Der:

$U_{maks}$	= maksimalhastighet	[m/s]
$U_0$	= nominell utstrømningshastighet $q_v/A_0$	[m/s]
$g$	= tyngdens akselerasjon 9,81	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	= termisk volumutvidelseskoeffisient $\frac{1}{293}$ <sup>1</sup>	
$v$	= kinematisk viskositet $15,6 * 10^{-6}$ <sup>2</sup>	[mm <sup>2</sup> /s]
$\alpha_i$	= varmeovergangstall, stipulert til å være 7 W/m <sup>2</sup> °C <sup>3</sup>	[W/m <sup>2</sup> ]
$t_i$	= innetemperatur	[°C]
$t_e$	= utetemperatur	[°C]
$T_f$	= temperatur på overflaten	[°C]
$y$	= kartesisk koordinat i vertikalplanet	

<sup>1</sup> Brukt verdi fra eksempel i (Skåret, 2000: s. 79), da det er lignende verdier

<sup>2</sup> Interpolert mellom 20°C og 30°C (Dimensionera, n.d.)

<sup>3</sup> Brukt verdi fra eksempel i (Skåret, 2000: s. 79), da det er lignende verdier

Luftmengden ( $q_v$ ) som dannes per meter bredde kan beregnes ved hjelp av (Skåret, 2000: s. 77):

$$q_v = 0,0116(g\beta\Delta T_f)^{0,4}y^{1,2} \quad (18)$$

Dersom hastigheten på kaldraset blir høy nok kan det oppleves som trekk. Trekk kan defineres som uønsket, lokal, konvektiv avkjøling (Novakovic et al., 2007: 113) eller luftbevegelse som gir genererende avkjøling av kroppen (Ingebrigtsen, 2015: s. 116).

Om vinteren, når det er oppvarmingsbehov, anbefales det at 3-minutters middelveier for hastighet ikke skal oversige 0,15 m/s. Det er nakkeregion som er den mest trekk-følsomme delen på kroppen. (Novakovic et al., 2007: s. 114)

### 2.5.3. Horisontale stråler

Kastelengden til tilluften er definert som avstanden fra tilluftsdonet til det punktet der maksimalhastigheten til luftstrålen har nådd en viss verdi. Tabell 12 viser veiledende verdier for endring i kastelengde ved bruk av over- og undertemperatur. Ved bruk av aktive tilluftsventiler som opprettholder konstant lufthastighet blir det mindre endring i kastelengden, noe som er ønskelig. Kastelengden er påvirket av en kombinasjon av mange parametre som til sammen gir en «aktiv fortrenging i rommet». En annen parameter som påvirker kastelengde er coandaeffekten.

Tabell 12 Veiledende verdier for endring i kastelengde ved under- og overtemperatur. Basert på Ingebrigtsen (2015: s.433)

Innblåsing	Undertemperatur	Overtemperatur
Horisontal innblåsing ved tak	Kastelengde reduseres ca. 1,5 % per grad undertemperatur	Kastelengde øker ca. 2 % per grad overtemperatur

Hvis luft blåses inn tett inntil taket vil det skapes et undertrykk mellom luftstrømmen og flaten fordi det ikke blir matet inn luft fra den oversiden av strålen. Resultatet av dette blir at luftstrålen «kleber» seg til flaten og at hastigheten i luftstrømmen avtar langsommere og strålen derfor når lenger. Denne effekten kalles coandaeffekten. (Ingebrigtsen, 2015: s. 436)

Beregning av kastelengde kan gjøres med følgende formel (Skåret, 2000: s. 22):

$$\frac{U_m}{U_0} = \sqrt{\frac{\rho_0 i}{\rho_r \varepsilon}} \sqrt{\frac{A_0}{A_s I_4}} \quad (19)$$

Der:

$U_m$	= senterhastighet $q_{vo}/A_k$	[m/s]
$U_0$	= nominell utstrømningshastighet, $q_{vo}/A_o$	[m/s]
$\rho_o$	= tilluftens densitet	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_s$	= romluftens densitet	[kg/m <sup>3</sup> ]
$i$	= impulsfaktor	
$\varepsilon$	= strålens kontraksjonsfaktor ved utstrømningen	
$A_o$	= nominell utstrømningsåpning, lysåpning	[m <sup>2</sup> ]
$A_s$	= stråletverrsnitt	[m <sup>2</sup> ]
$I_4$	= konstant, 0,316 for radiell, frie strømmer	



---

Anbefalt kastelengde kan beregnes fra følgende formel(Ingebrigtsen, 2015: s. 431):

$$0,75 (B + C) \leq L_{0,2} \leq (B + C) \quad (20)$$

Der:

B = avstand fra senter til vegg [m]

C = avstand fra tak ned til oppholdssone [m]

#### 2.5.4. Arkimedestall

Arkimedestallet er et dimensjonsløst tall som blir brukt for å beskrive strømningsforhold i tilfeller med ikke-isotermiske strømninger og uttrykker forholdet mellom oppdrifts- og treghetskrefter. Det er relevant å benytte når tilluftstemperaturen og omgivelsenes lufttemperatur er forskjellig. Er tilluften kaldere enn omgivelsestemperaturen vil strålen ved samme innblåsningshastighet være kortere enn for en isoterm stråle, og motsatt for en stråle med høyere temperatur (Stampe, 2000: s. 84) (Stensaas, 1999: s. 271). Arkimedestallet kan uttrykkes som vist i ligning nedenfor:

$$A_r = \frac{g l \beta \Delta T_0}{v_c^2} \quad (21)$$

Der:

g = tyngdens akselerasjon [m/s<sup>2</sup>]

l = karakteristisk lengde, der sirkelformede åpninger og slisser er satt til  $\sqrt{A}$  eller  $h_0$ , [m]

$\Delta T_0$  = differanse mellom omgivelsestemperaturen og tilluftstemperaturen  $t_0$  [K]

$v_c$  = sentralhastighet i stråle [m/s]

$T_{\text{omg}}$  = omgivelsenes absolutte temperatur [K]

Har man et lavt arkimedestall, enten fordi  $\Delta T_0$  er liten eller  $v_0$  er stor, vil oppdriften bety mindre for strømmingen (Stampe et al., 1997: s. 214). For undertempererte stråler er det ikke ønskelig at strålen skal «løsne» fra taket før den har tilbakelagt mellom 50-60 % av romlengden siden det kan gi kaldras. Luftstråler pleier å «løsne» fra flaten når  $A_{r_x}$  er mellom 0,1 og 0,15 (Stensaas, 1986: s. 268). Arkimedestallet kan dermed brukes for å beregne om en får en akseptabel kastelengde, og hvor stor prosent av romdybden strålen har tilbakelagt.

#### 2.6. Stråling

Et legeme med frie flater emitterer elektromagnetisk stråling. Mengden og bølgelengden, strålingseffekten, som avgis avhenger av temperatur og overflateegenskaper. Samtidig som legemet emitterer stråling, vil det også via absorpsjon tilføres strålingsvarme fra andre legemer. Et absolutt sort legeme vil absorbere all stråling og vil ha en  $\alpha = 1$ , mens et legeme som reflekterer all stråling vil ha en  $\alpha = 0 / \epsilon = 1$ . Ved vanlige bygningstekniske vurderinger kan man som regel anta at utstrålingsintensiteten er lik i alle retninger og man kan dermed regne med diffus emisjon, det vil si total emissivitet. Det er også normalt å anta at den totale absorptansen er lik total emissivitet,  $\alpha = \epsilon$ . Denne antagelsen kan tas når temperaturdifferansen

på flatene ikke er for stor. For tekstiler vil  $\varepsilon = 0,75-0,90$ , hvit maling = 0,9, hud = 0,95 og glass  $\varepsilon = 0,89$ . (Ingebrigtsen, 2015: s. 198) (Thue, 2012: s. 4.18) (Çengel et al., 2011: s. 28)

Stråling fra omgivelser til person kan beregnes fra formel:

$$\dot{Q}_{radTOT} = F_{1-4}\dot{Q}_{radVINDU} + F_{2-4}\dot{Q}_{radFASADE} + F_{3-4}\dot{Q}_{radINDREVEGGER} \text{ [W]} \quad (22)$$

Der:

$Q_{radTOTAL}$  = netto strålingsvarmeoverføring fra overflate til person  
 $F_{i-j}$  = visningsfaktor

$Q_{rad}$  er varmeoverføring på grunn av stråling for en overflate som er omgitt av en større flate med temperatur  $T_{sur}$  og kan beregnes ved hjelp av følgende formel (Çengel et al., 2011: s. 29):

$$Q_{rad} = \varepsilon\delta_s A_s (T_s^4 - T_{sur}^4) \text{ [W]} \quad (23)$$

Der:

$Q_{rad}$  = netto varmeoverføring fra stråling [W]  
 $\varepsilon$  = emissivitet  
 $\delta_s$  = Stefan-Boltzmanns konstant ( $5,67 \cdot 10^{-8}$ ) [ $W m^{-2} K^{-4}$ ]  
 $A_s$  = legemets overflateareal [ $m^2$ ]  
 $T_s$  = overflatetemperatur for legemet [K]  
 $T_{sur}$  = overflatetemperatur for omgivelsen [K]

## 2.7. Ventilasjonseffektivitet

Ventilasjonseffektivitet er en faktor som gir en indikasjon på hvor godt rommet ventileres av den tilførte luften. For å måle dette er det nødvendig å benytte seg av sporgassmålinger. Det er vanlig å benytte seg av veiledende verdier som er basert på forskning på dette området (Tabell 13). Ventilasjonseffektivitet kan uttrykkes ved (Ingebrigtsen, 2015: s. 428):

$$\varepsilon_v = \frac{C_a - C_t}{C_i - C_t} \quad (24)$$

Der:

$C_a$  = forurensingskonsentrasjonen i avtrekksluften [ $mg/m^3$ ]  
 $C_t$  = forurensingskonsentrasjonen i tilluften [ $mg/m^3$ ]  
 $C_i$  = forurensingskonsentrasjonen i rommet [ $mg/m^3$ ]

Dersom en kun vil se på oppholdssonen og en antar at tilluften ikke har noen forurensing kan ligningen forenkles til (Ingebrigtsen, 2015b: s. 428):

$$\varepsilon_{v,op} = \frac{C_a}{C_{op}} \quad (25)$$

Der:

$C_{op}$  = midlere forurensingskonsentrasjonen i oppholdssonen [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]

Tabell 13 Veiledende verdier for ventilasjonseffektivitet. Basert på (Ingebrigtsen, 2015: s. 429)

Ventilasjonsprinsipp	Ventilasjonseffektivitet $\epsilon_{v,op}$ [-]
Omrøringsventilasjon	0,7 – 1,0
Fortrengningsventilasjon komfortanlegg	1,0 – 1,3
Fortrengningsventilasjon industrianlegg	1,5 – 2,0

## 2.8. Lindinvent

Lindinvent er et svensk firma som siden 1995 har jobbet med ventilasjonssystemer i krevende miljøer. De ønsker å være i forkant på hva som kan gjøres innen luftkontroll: ventilasjon må være nøyaktig og ha rask regulering med små trykkvariasjoner og intelligent komfortventilasjon. Målet er å bidra til et bedre innemiljø og bedre folks helse og arbeidsmiljø. De tilbyr energieffektive løsninger. Konseptet bygger på kontinuerlig produktutvikling og tilbakemeldinger fra kunder. (Lindinvent, 2015a)

Visjonen til Lindinvent er at «vi skall oppfattas som ett av de ledande företagen i världen inom luftflödeskontroll, ventilationsstyrning och ventilationsmässigt säkra arbetsplatser» (Lindinvent, 2015a). De ønsker videre å bidra til å spare miljøet og minimere energibruk i bygninger. Med nye energisparende produkter, som aktive ventilatorer, kan arbeidet bli utvidet for å redusere den negative virkningen bygninger har på miljøet.

### 2.8.1. Prinsipp

Et kontor står ofte tomt 60 - 70 % av driftstiden og det er ikke nødvendig å ha full ventilasjon i rom som ikke er i bruk. Dette er grunnen til at Lindinvent bruker behovsstyrt ventilasjon. Det finnes nå teknologi for å tilpasse ventilasjon og innemiljø etter behov, og det er viktig å bruke den. Behovstyring bidrar til lavere energiforbruk og er et tiltak for å energieffektivisere bygninger. For å kunne bestemme det totale kjøle- og varmebehovet, er det viktig å vite hvor mange som befinner seg i lokalet (Lindinvent, 2015c). Luftventilene utstyres med bevegelsessensorer som tenner lys og øker luftmengde ved registrert bevegelse. Sensoren har tre settpunkt, minimum, medium og maksimum. Minimumsnivået blir brukt når det ikke er registrert bevegelse i rommet (typisk 5-10 l/s). Når det er registrert bevegelse vil luftmengden økes til et medium- eller maksimumsnivå. Medium luftmengde er normalt 10 - 15 l/s og maksimumsnivå er som regel 50 l/s for liten ventil og 100 l/s for stor ventil (for å unngå støy). Når det er registrert bevegelse vil ventilen regulere luftmengden mellom de to siste settpunktene ut fra varme-, kjølebehov eller  $\text{CO}_2$  mengde i rommet. Sensorene kan plasseres hvor man ønsker det i rommet, men det er mest vanlig å plassere de på ventilene. (E-post fra Mats Haug Walby, 17.11.2015)

Lindinvent bruker omrøringsventilasjon og CFD-simuleringer har vist at det er tilnærmet full omrøring. Normal romtemperatur er 22 - 23 °C med en tilluftstemperatur på 14 - 16 °C om sommeren og 18 - 25 °C om vinteren. Det er mulig å bruke denne temperaturen om vinteren fordi internvarmen til vanlig holder bygget varmt. Når det er behov for oppvarming blir luften

---

tilført med en liten overtemperatur. Systemet forutsetter derimot en moderat overtemperatur, 2 - 5 °C, for at det skal kunne fungere med full omrøring. Det kan derfor være nødvendig å stille krav til et godt klimaskall og lavt varmebehov – som for eksempel lavenergibygg. Ved bruk av dette systemet kombinert med et godt klimaskall er det mulig å fjerne radiatorer/panelovner og dermed føre all oppvarming og kjøling via ventilasjon. Til tross for overtemperatur har CFD-simuleringer vist god omrøring ved bruk av Lindinvent. Det har ikke vært dokumentert problemer med kaldras, men forutsetningen for dette er en god U-verdi på vinduer. For å kunne ha ventilasjonsanlegget som eneste klimatiseringskilde må det dimensjonert for DUT. (E-post fra Bjørn Stuland Johansen, 10.09.2015)

Dette er et fleksibelt system som tilpasser seg automatisk, også etter en eventuell ombygging. En av årsakene til denne fleksibiliteten er bruken av store hovedkanaler og ringledninger. Dette gjør at man kan flytte luften dit den trengs mest, selv om kanalen egentlig er underdimensjonert, på grunn av samtidighet. Det vil for eksempel ofte være mer behov for luft på sørøst fasader om morgenen, mens det er mindre behov på nordvest fasade. Ved å flytte luften kan man da benytte ringnett og få optimal drift.

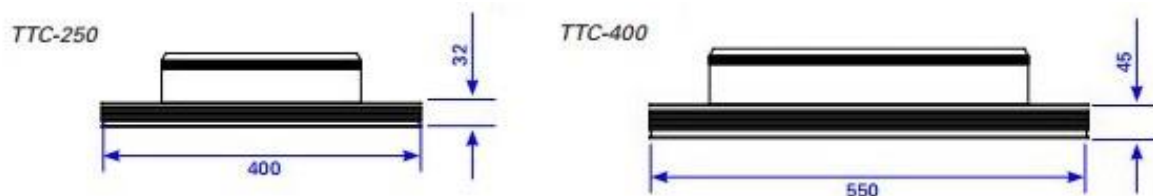
Lindinvent bruker automatisk styring med mulighet for fjernstyring via internett. Det utvikles også nå en app slik at man kan styre ventilen nærmest personen for å øke brukervennlighet og brukertilfredshet. Sensoren, som er festet på tilluftsventilen, registrerer om noen befinner seg i rommet og styrer deretter. Ventilen vil alltid styre temperaturen etter et gitt settpunkt og kan også samkjøres med luftkvalitetsregulering. Ventilene styrer både varme og kjøling. Hver ventil har et kretskort som registrerer lokalt behov og vil dekke dette behovet på smartest mulig måte. Den vil da også kommunisere med det sentrale systemet og regulerer luftmengder ettersom flere kommer på jobb og luftmengdebehovet øker. Sensorer på tilluftsdonet regulerer også lyset. Lyset skrus på ved bevegelse i noen sekunder og slår lyset av dersom det ikke har vært bevegelse i noen minutter. Dersom noen går forbi en sone skal ikke lyset tennes. (GK Norge AS, 2015)

Det som gjør dette systemet ekstra brukervennlig er de aktive tilluftsventilene som har innebygd elektronikk og sensorer. Selv om luftmengden og trykket i kanalene endres, vil kastelengden forbli den samme og reduserer dermed faren for følelse av trekk. Dette fører til en sterk injeksjon, en god blandingseffekt og små temperaturgradienter. Allerede etter 1,5 m har luftstrålen nådd romtemperatur (Lindinvent, 2015d: s. 2). Konstante kastelengder gjør at man også kan benytte kjøligere luft enn det som vanligvis blir brukt uten fare for følelse av trekk. Kastelengden forblir lik ved at spjeldhøyden, lysåpningen, varierer ut fra luftmengdebehov ved hjelp av en liten innebygd motor. Se Figur 11 for et bilde av et aktivt tilluftsdon.



Figur 11 Aktivt tilluftsdon fra Lindinvent. Størrelsen mellom platene, spjeldhøyden, vil øke eller minke med luftmengdebehov i rommet for å oppnå konstant hastighet og kastelengde (Lindinvent, 2015d)

Det er to diameterstørrelser på TTC tilluftsventilene, 400 mm og 550 mm (Figur 12). Informasjon om de to ventilene er gitt Tabell 14.



Figur 12 Lindinvent ventiler i to størrelser. 250 (t.v.) og 400 (t.h.)

Tabell 14 Produktinformasjon om TTC aktiv tilluftsventil fra Lindinvent

Ventil	Trykkområde	Tilluftsområde	Driftsområde temp.	Driftsområde RF	Diameter mm	Lysåpning mm	Nøyaktighet (Største tall gjelder)
250	30–120 Pa	3–65 l/s	10 °C til 30 °C	< 85 %	400	0-13	± 4 % eller ± 2 l/s
400	30–120 Pa	5–100 l/s	10 °C til 30 °C	< 85 %	550	0-17	± 4 % eller ± 2 l/s

Lindinvent er et smart system. Det er sensorer, aktive tilluftsventiler, smarte spjeld, automatisk solskjerming og regulatorer. Systemet blir overvåket og kommuniserer som en helhet og vil alltid velge best mulig løsning for å kunne møte behovet som blir registret. Ved å bruke et smart system vil man spare energi uten at det går utover komforten til brukerne av bygget.

For å minimere risiko for trekk er det anbefalt en viss avstand mellom ventil og vegg. Ved makstilluftsmengde rundt 50 l/s burde avstanden til vegg være rundt 1 - 1,2 m. Ved maksimaltilluftsmengde på rundt 100 l/s burde avstanden være rundt 1,5 - 1,8 m. (Lindvinvent, 2015)

For å holde en konstant kastelengde ved å endre spaltehøyden må hastigheten ut fra ventilen også variere. Figur 13 viser en Lindinventventil med ulike spaltehøyder. En sammenheng mellom spaltehøyden og luftmengden for en konstant kastelengde er vist i Figur 16 og Figur 18 og hastighet ut av ventil for to ulike kritiske hastigheter er vist i Figur 15 og Figur 17. Figur 13 og Figur 14 viser oppbyggingen av en TTC tilluftsventil.



Figur 13 Lindinvent ventil med ulike spaltehøyder (fra øverst: minimal, et sted imellom, maksimal lysåpning).



Figur 14 Oppbygging av en TTC lindinventventil (Lindinvent, 2016)

Det ble gjort en beregning for hva de ulike hastighetene ut fra ventilen må være for å videre beregne hva luftmengden vil bli ved ulike spaltehøyder. Det er valgt å vise tre ulike kastelengder

---

ved to ulike hastigheter for å se hvordan kastelengde, lufthastighet, spaltehøyde og luftmengde avhenger av hverandre.

Det er beregnet fra formel (20) at kastelengden, L, der hastigheten er redusert til 0,2 m/s burde være mellom 1,48 m -1,98 m. Det er derfor valgt å se på L = 1,48 m, L = 1,73 m og L = 1,98 m. Beregninger og grafer for luftmengder er vist nedenfor og i Figur 16 og Figur 18.

$$0,75 (1,075 + 0,9) \leq L_{0,2} \leq (1,075 + 0,9)$$

$$1,48 \leq L_{0,2} \leq 1,98$$

Der:

$$B = 1,075 \text{ m}$$

$$C = 0,900 \text{ m}$$

For å beregne lufthastighet og luftmengde ut av ventilen er det brukt følgende ligninger (Stensaas, 1986: s. 257):

$$\frac{W_c}{W_0} = 2,5 \sqrt{2} * \frac{\sqrt{r_0 * H}}{\sqrt{\epsilon^*(x)}} \quad (26)$$

$$x = r - r_0 \quad (27)$$

$$A = 2 \pi r * H [m^2] \quad (28)$$

$$Q = A * W_0 [m^3/s] \quad (29)$$

Der:

$$W_c = \text{hastighet ved valgt kastelengde} \quad [m/s]$$

$$W_0 = \text{hastighet ut av ventil} \quad [m/s]$$

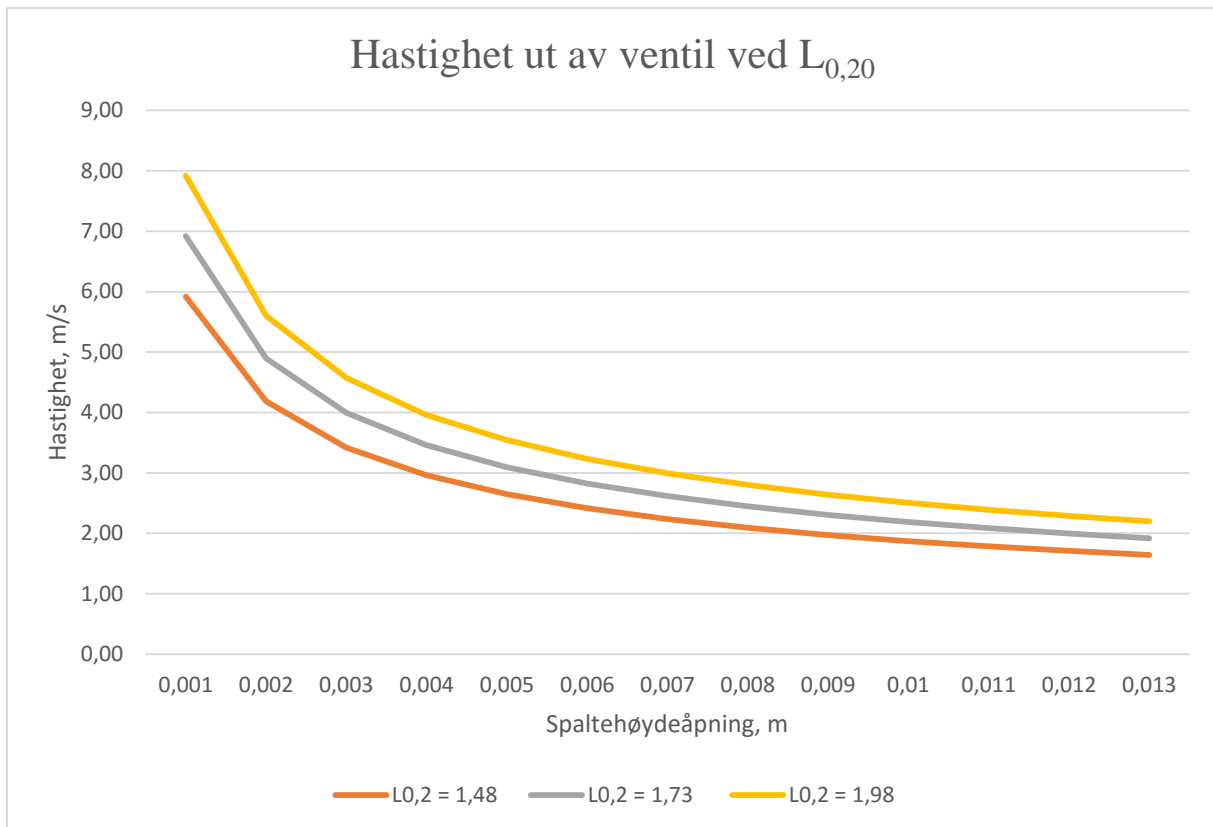
$$r_0 = \text{radius på ventil} \quad [m]$$

$$r = \text{avstand fra senter ventil til valgt kastelengde} \quad [m]$$

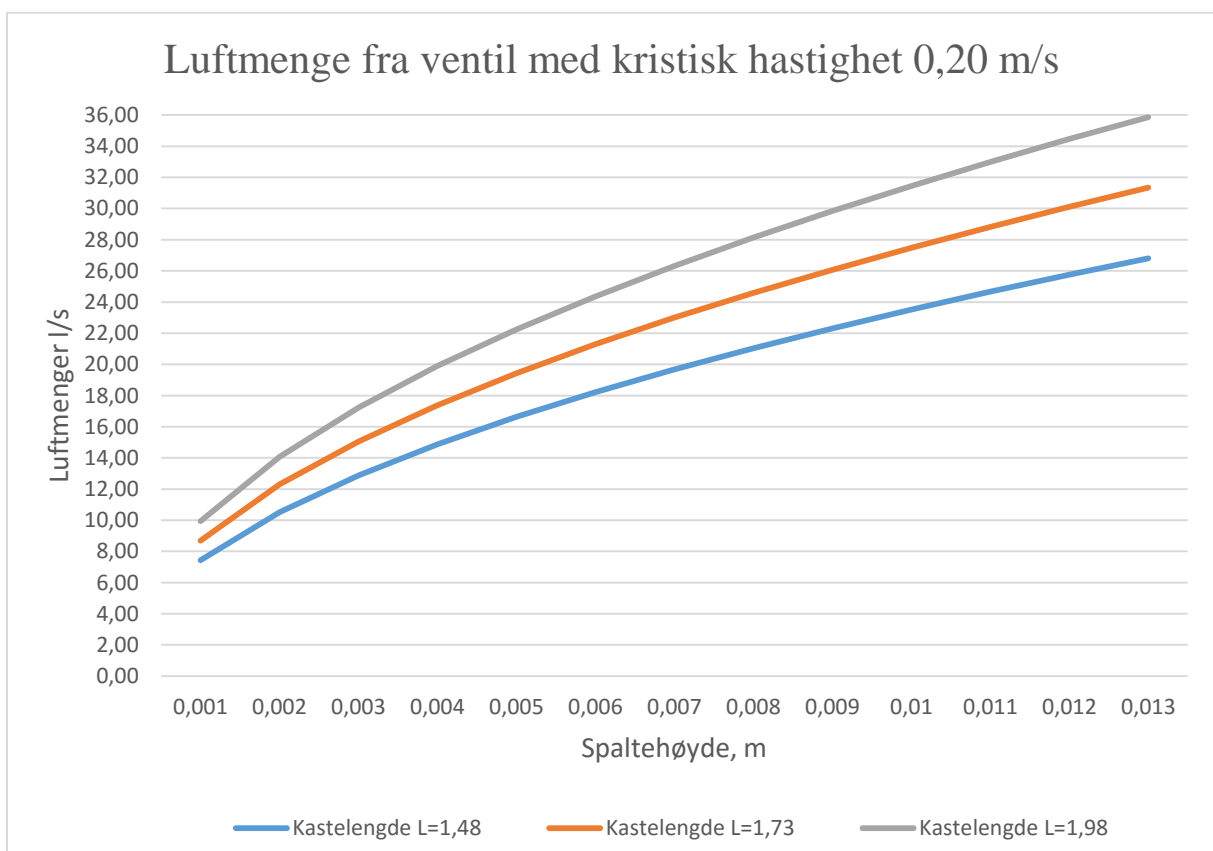
$$x = \text{kastelengden} \quad [m]$$

$$H = \text{spalteåpning på ventil} \quad [m]$$

Resultatet fra disse beregningene er vist i Figur 15 til Figur 18. Det er valgt ut gitte spaltehøyder H, mellom 0,001 m og 0,013 m, med radius,  $r_0 = 200\text{mm}$  på liten ventil.  $\epsilon$  er 1 ved radielle ventiler (Skåret, 2000: s. 28) og det er ønskelig å se hva hastigheten ut fra ventilen er ved tre ulike kastelengder, x, ved to scenarier:  $W_c = 0,20 \text{ m/s}$  og  $W_c = 0,15 \text{ m/s}$ . Kastelengden ble beregnet ved bruk av formel (19). Se tabell i Vedlegg A for utfyllende informasjon.

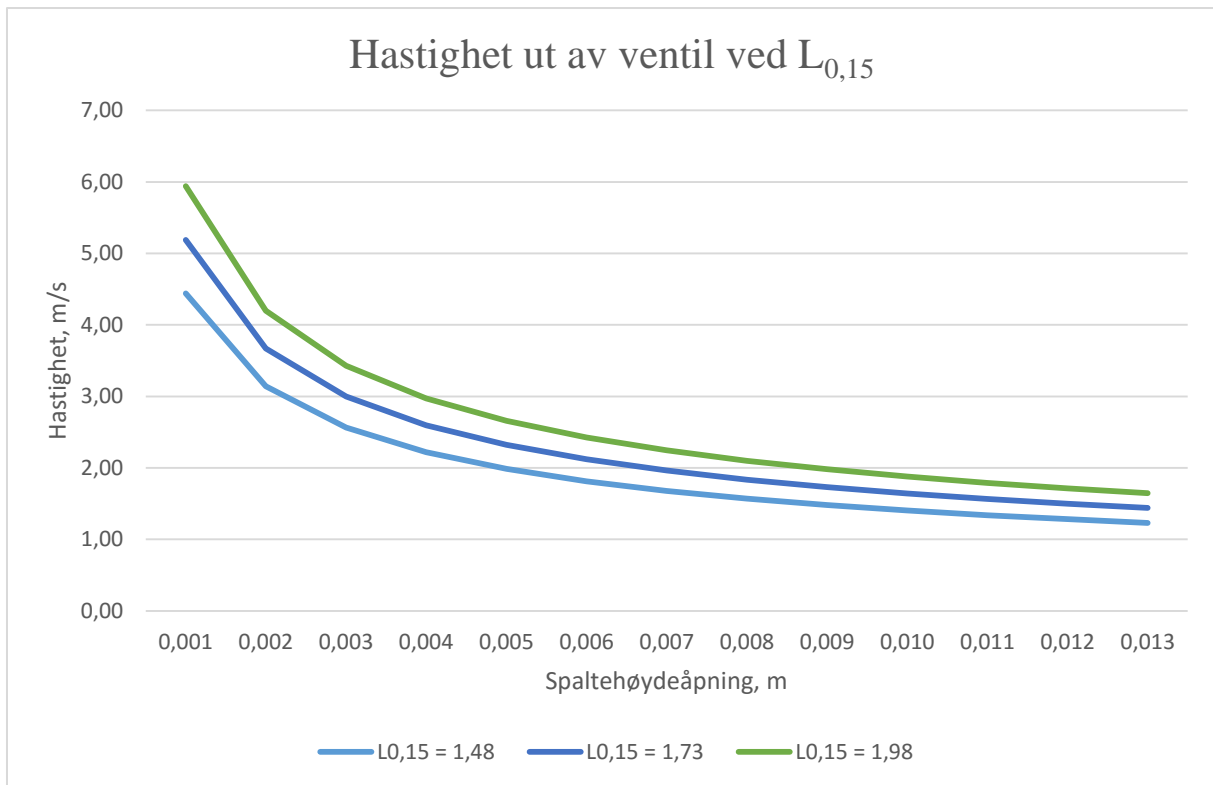


Figur 15 Beregnet hastighet ut av ventil ved  $L_{0,2}$  ved 3 ulike kastelengder. Beregnet ved bruk av ligning (26)

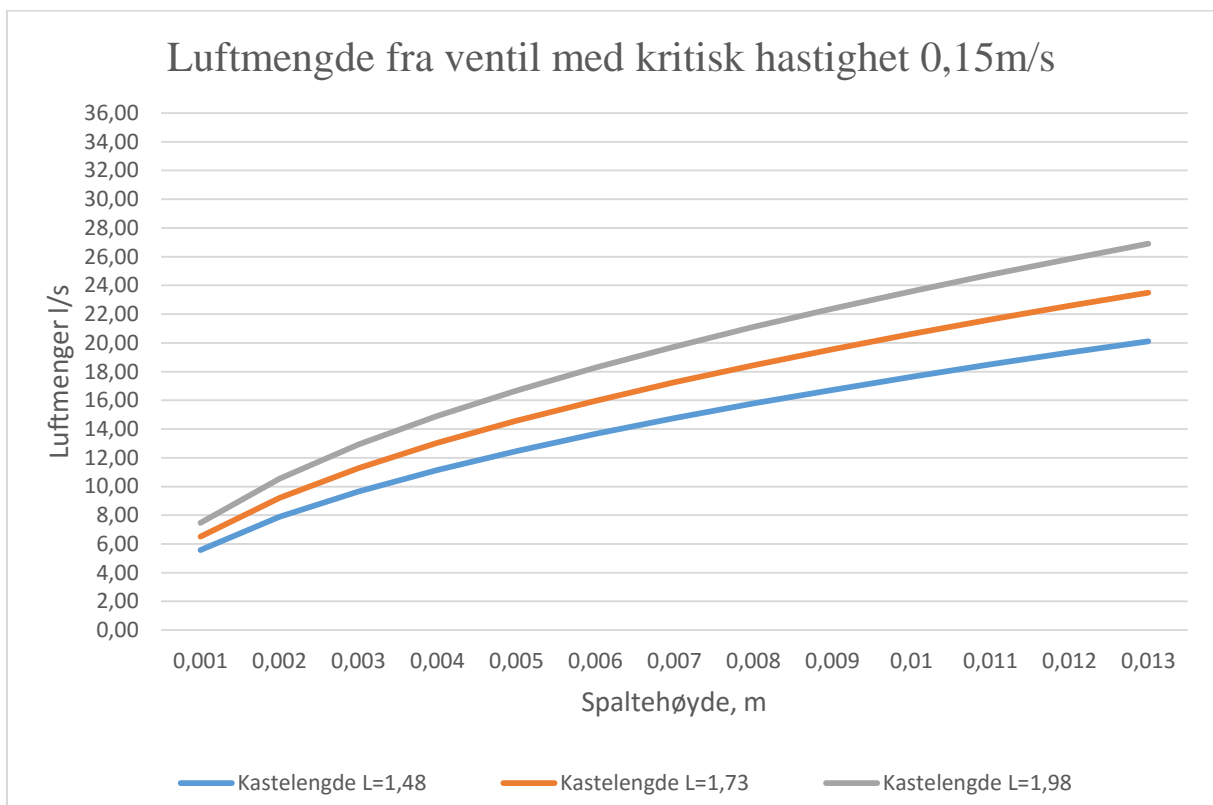


Figur 16 Beregnet luftmengde fra ventil ved varierende spaltehøyde, med kritisk hastighet 0,2. Beregnet ved bruk av ligning (29)





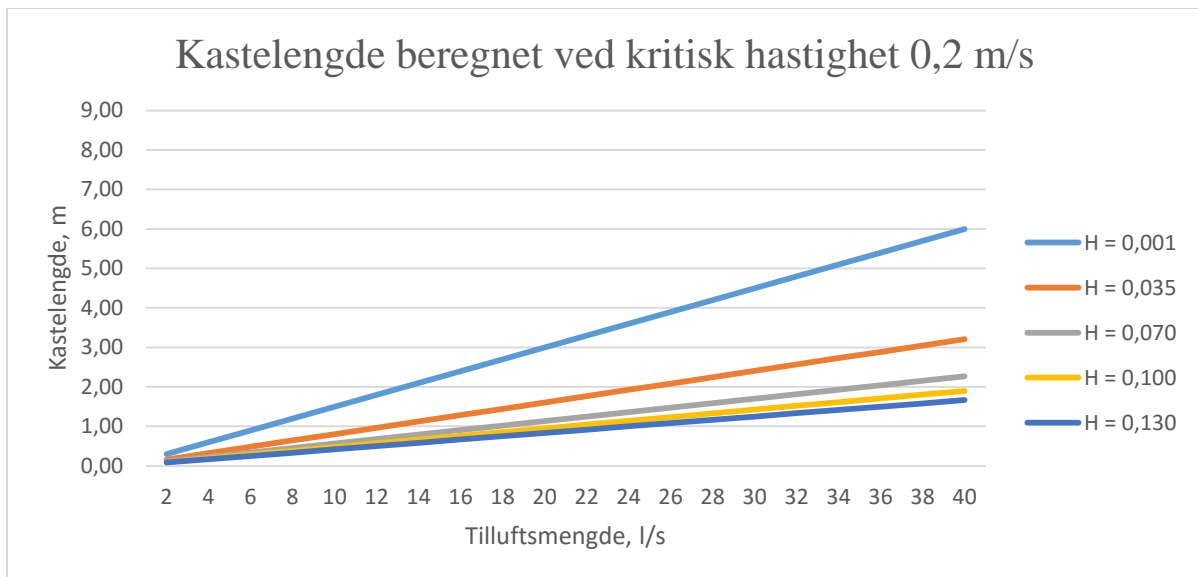
Figur 17 Beregnet hastighet ut av ventil ved  $L_{0,2}$  ved 3 ulike kastelengder. Beregnet ved bruk av ligning (26)



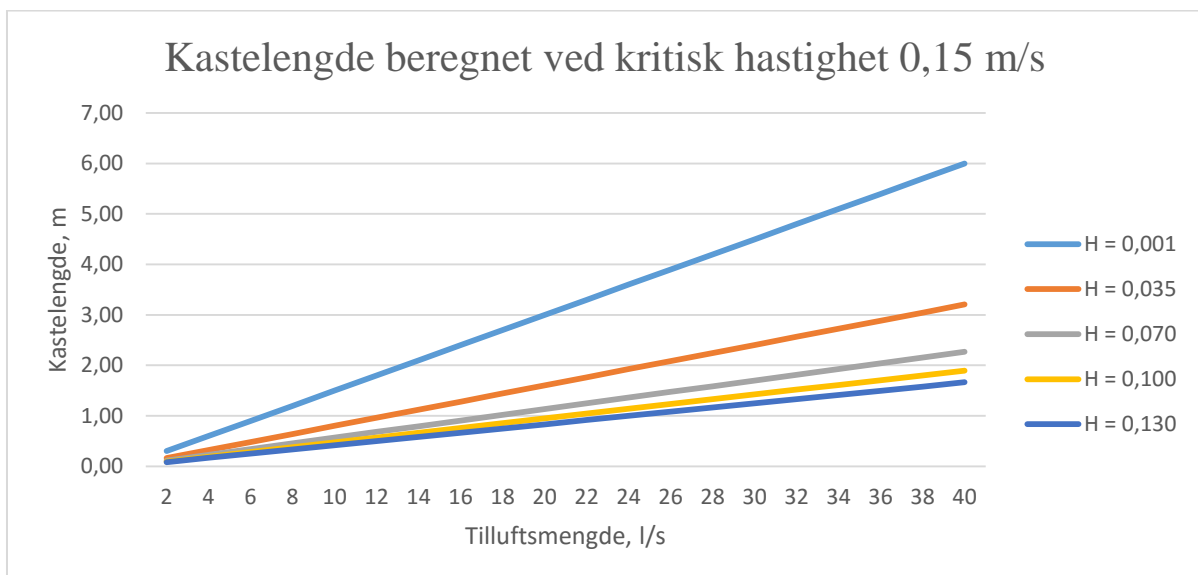
Figur 18 Beregnet luftmengde fra ventil ved varierende spaltehøyde, med kritisk hastighet 0,15. Beregnet ved bruk av ligning (29)

Ut fra grafene i Figur 15 til 18 kan en se at når luftmengden varierer, og det er et ønske om en spesifikk kastelengde med gitt kritisk hastighet, må ventilåpningen varieres. Det kan også ses en sammenheng mellom luftmengde og hastighet for å nå samme kastelengde. Når kastelengden holdes konstant vil hastigheten ut fra ventilen øke ved lave luftmengder, og minke ved høyere luftmengder. En kan også se at hastighet ut fra ventilen minker når det er ønske om lavere kritisk hastighet.

I Figur 19 og Figur 20 er det ut fra ligning (19) beregnet hva kastelengden vil bli ved 5 ulike spaltehøyder for ulike tilluftsmengder. Excel arket for grafen er vist i Vedlegg B.



Figur 19 Beregnede kastelengder for 5 ulike spalteåpninger og isoterm innblåsing



Figur 20 Beregnede kastelengder for 5 ulike spalteåpninger og isoterm innblåsing

### 3. Tidligere forskning

#### 3.1. Lindinvent

Lindinvent har selv gjort CFD simuleringer for et cellekontor, men kun med undertemperert luft. Rommet som er simulert har dimensjoner på 2,4m \* 3,6m \* 2,7m. Det er gjort to vintersimuleringer og en sommersimulering med 15 °C i alle simuleringene. Det er gjort en vintersimulering med radiator og en uten. (Lindinvent, 2015b)

Figur 21 - Figur 23 viser tilluftsstrømmene med tanke på hastighet og temperatur i rommet med tilluftstemperatur på 15 °C og luftmengde 15 l/s. Det er her lagt inn både PC og person som oppvarmingskilder og varmetap gjennom vindu. Det er i disse simuleringer lagt inn 80 W fra en person, 100 W fra datamaskinen og 75 W fra belysning i rommet. Det er simulert med en tilluftshastighet på 0,3 m/s. (Lindinvent, 2015b)

#### Typisk cellkontor, takdon placerat i undertak Typisk vinterfall

##### Rumsmått

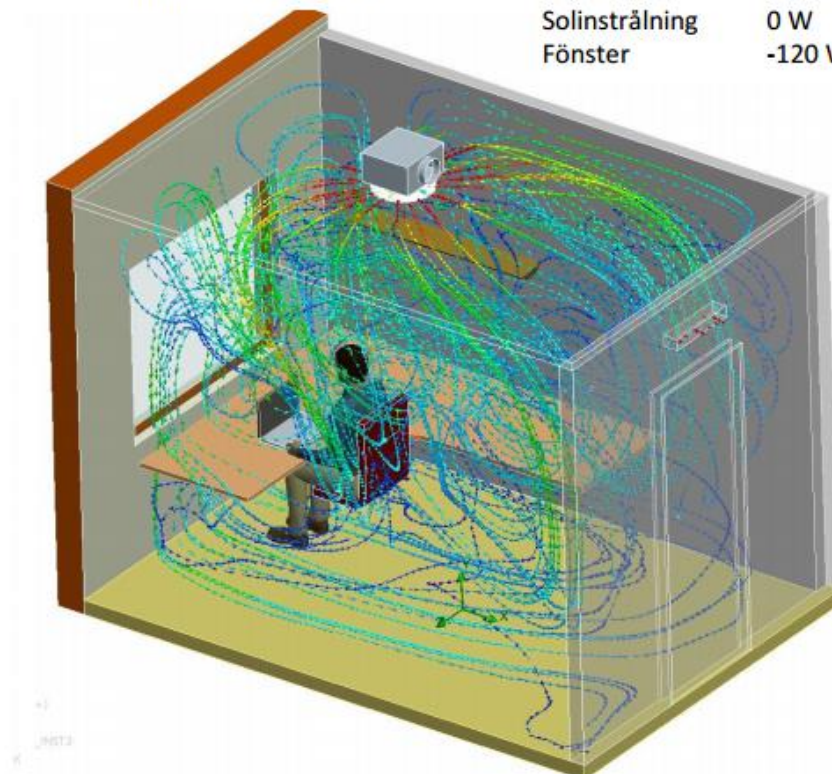
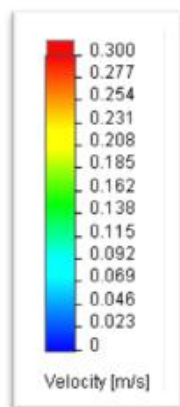
B =	2400 mm
L =	3600 mm
H =	2700 mm

##### Donndata

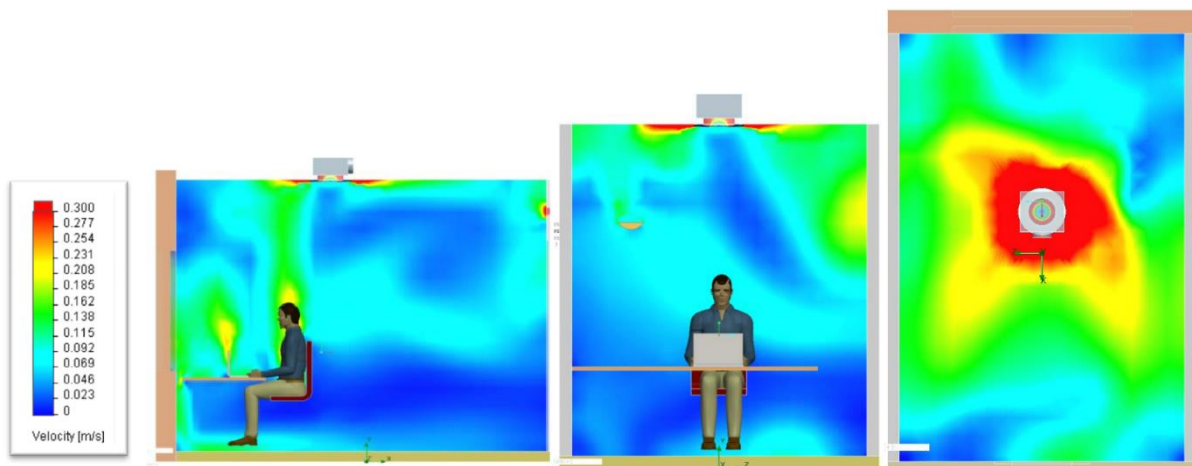
Don	TTD-160 + HTK
Flöde	15 l/s
Tilluftstemp	15°C

##### Internlaster

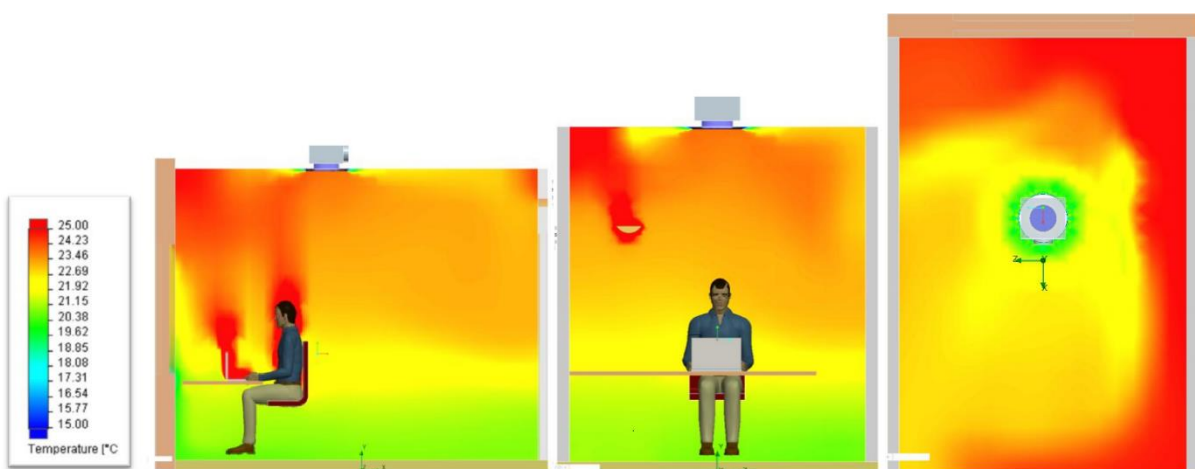
Person	1 st (80 W)
Dator	1 st (100 W)
Belysning	75 W
Solinstråling	0 W
Fönster	-120 W



Figur 21 CFD-simulering av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b)



Figur 22 CFD-simulering med tverrsnitt av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b)



Figur 23 CFD-simulering med tverrsnitt av temperaturfordeling et rom med 15°C tilluft og 15 l/s (Lindinvent, 2015b)

I simuleringen er det kun lagt inn varmetap gjennom vinduet, noe som vil ha en påvirkning på luftstrømmene. Ut fra figurene ovenfor kan man se at hastigheten ved gulvet kan være opptil 0,16 m/s med en temperatur på minimalt 19 °C, noe som ikke burde skape trekkfølelse. Med en temperatur på rundt 23 °C ved hodet og en temperaturgradient på 4 K, kan derimot temperaturen føre til misnøye med tanke på termisk komfort. En ser også fra figurene at varmekildene bidrar til å lage konveksjonsstrømmer, noe som kan bedre ventilasjonseffektiviteten. Ser man på figuren for lufthastigheter, ser en at hastigheten ut fra ventilen raskt vil synke og blande seg med luften i rommet slik som ønsket.

Figur 24 - Figur 26 viser tilluftsstrømmene med tanke på hastighet og temperatur i rommet med tilluftstemperatur på 15 °C og luftmengde 10 l/s. Det er i denne simuleringen lagt inn 80 W fra en person, 0 W fra datamaskinen og 75 W fra belysning i rommet. Det er simulert med en tilluftshastighet på 0,3 m/s. Det er her brukt person og radiator som oppvarmingskilde og varmetap gjennom både vegg og vindu. (Lindinvent, 2015b)

## Typrum cellkontor, takdon placerat i undertak Dimensionerende vinterfall

### Rumsmått

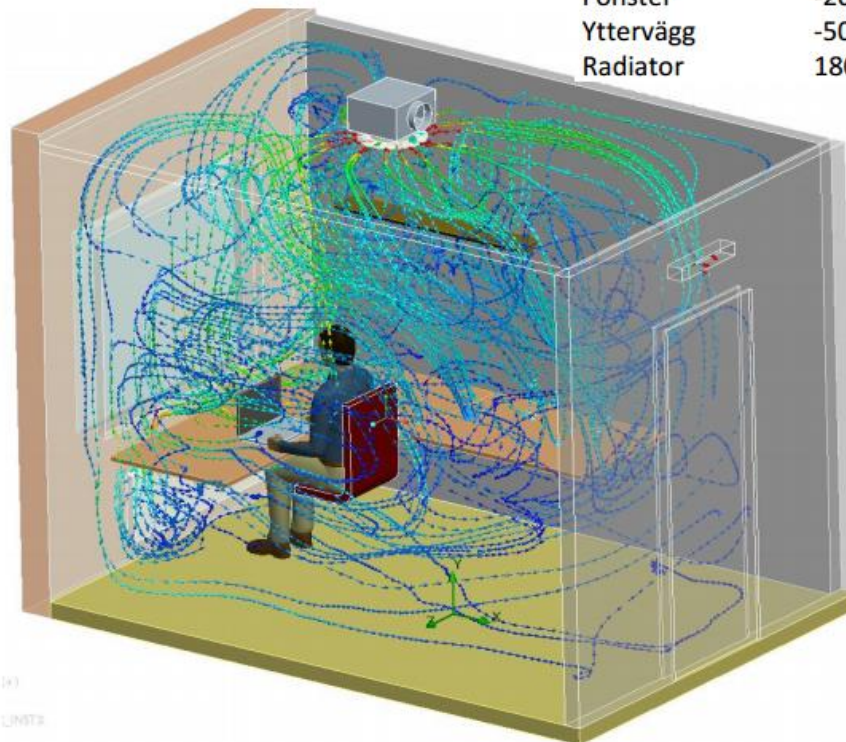
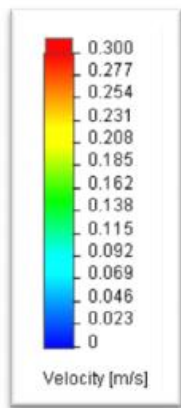
B =	2400 mm
L =	3600 mm
H =	2700 mm

### Dondata

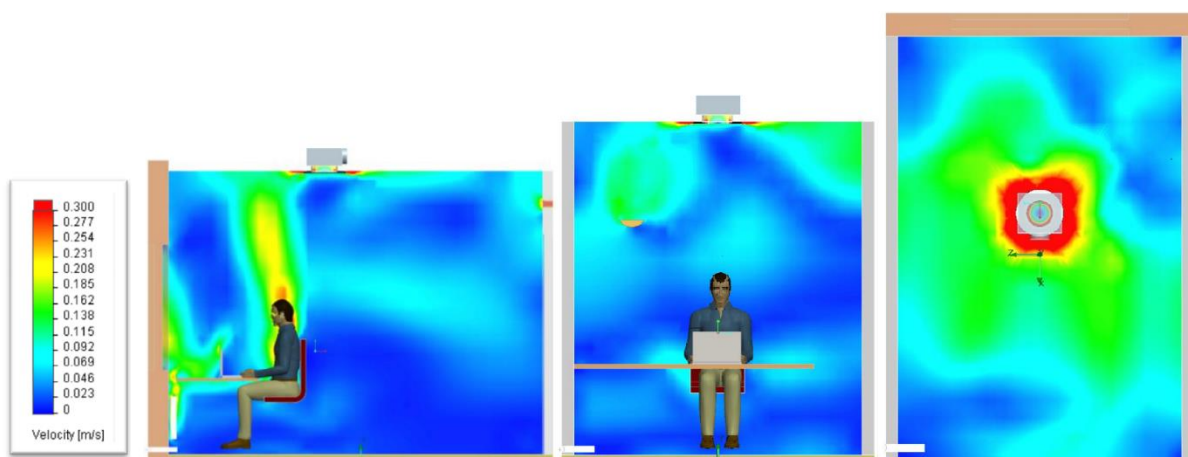
Don	TTD-160 + HTK
Flöde	10 l/s
Tilluftstemp	15°C

### Internlaster

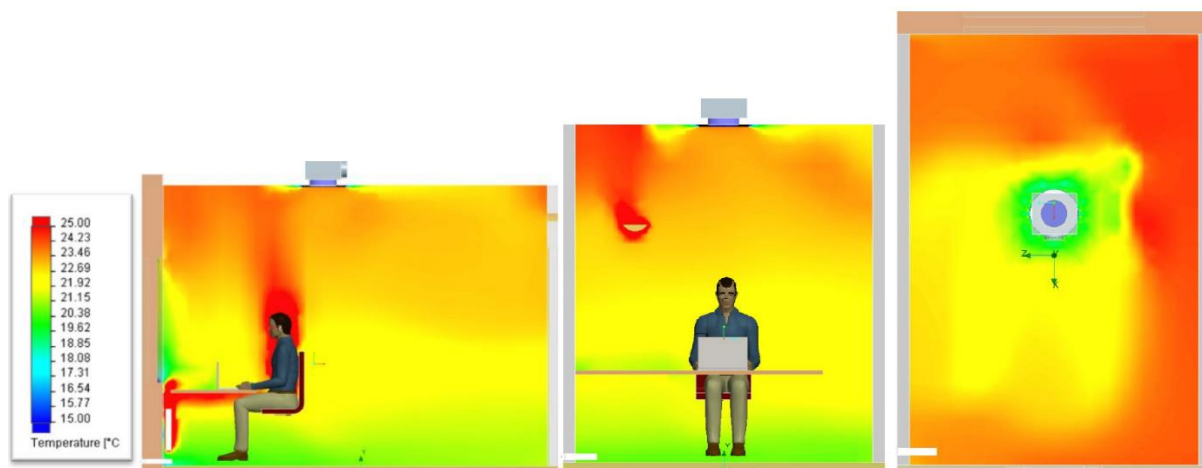
Person	1 st (80 W)
Dator	0 st (0 W)
Belysning	75 W
Solinstrålning	0 W
Fönster	-200 W
Yttervägg	-50 W
Radiator	180 W



Figur 24 CFD-simulering av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b)



Figur 25 CFD-simulering med tverrsnitt av lufthastigheter i et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b)



Figur 26 CFD-simulering med tverrsnitt av temperaturfordeling et rom med 15°C tilluft og 10 l/s (Lindinvent, 2015b)

Ut fra figurene ovenfor ser en at hastigheten ved gulvet vil ligge rundt 0,023 m/s med en temperatur på ca. 20 °C. Med en temperatur på omtrent 22 °C ved hodet og en temperaturgradient på 2 K, vil faren for misnøye med tanke på termisk komfort være liten. En ser fra figurene at varmen fra personen også her bidrar til å lage konveksjonsstrøm noe som kan bedre ventilasjonseffektiviteten. Luften under pulten vil bli varmet opp og luftstrømmen fra denne oppvarmingen vil i all hovedsak bli ledet langs undersiden av pulten, men også noe mellom pulten og vinduet. Dette stanser temperaturfallet under vinduet. Ut fra hastighetene kan en også se at kaldraset fra vinduet blir motvirket og at en får en oppadgående konveksjonsstrøm, istedenfor et kaldras. Det kan ses at hastigheten raskt vil synke rundt ventilen og blande seg med luften i rommet slik som ønsket.

Hovedforskjellene mellom de to simuleringene er temperaturenforholdene på undersiden av pulten, hastigheten ved gulvet og temperaturforskjellen mellom hode og ankel. Begge simuleringene viser at kravene for inneklimate er overholdt, men det er en litt stor temperaturforskjell mellom ankel og hode i den første simuleringen.

### 3.2. ForKlima – CFD simulering

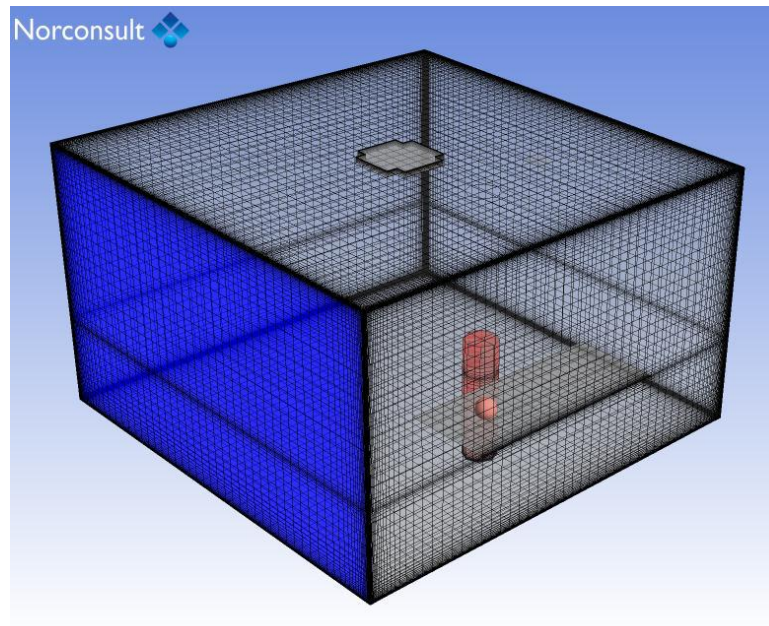
ForKlima Prosjektet er et forskningsprosjekt med deltagelse fra byggeiere, rådgivere, produktutviklere og forskere som skal evaluere og forbedre tekniske løsninger for yrkesbygg med passivhusstandard. Det ble startet for å kunne få objektiv dokumentasjon og erfaringsutveksling. Formålet med prosjektet er å etablere retningslinjer for prosjektering, kravspesifikasjon, bygging og drift av bygg der det brukes forenklete klimatiseringsløsninger der oppvarming av ventilasjonsdel skal dekke en betydelig del av eller hele varmebehovet. Løsningene som blir anbefalt skal gi godt inneklimate, lavt energibehov, fornøyde brukere og lave investeringskostnader. Det er fire pilotprosjekter: Miljøhuset GK, Bellona Huset, Sparebank1-Trondheim og Papirbredden II. (ForKlima, 2016)

Målet for CFD simuleringene var å forstå strømningsbildet som forårsaker de målte verdiene i rommet og årsakssammenhengene i disse målingene. For dette prosjektet vil det viktigste være

---

å forstå dynamikken i hva som skjer hvis en øker temperaturen på tilluften og fjerner radiatorer under vindu. (ForKlima, 2011)

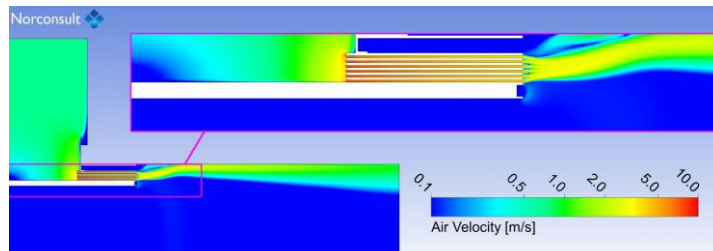
Modellen i CFD-simuleringen er et rom med dimensjoner 4 m \* 4 m \* 2,4 m (Figur 27). Det er ikke gitt noen informasjon om hva slags U-verdier som er benyttet, men for et passivhus er kravene at U-verdien for vindu må være lavere enn 0,8 W/m<sup>2</sup>K og for veggene lavere enn 0,12 W/m<sup>2</sup>K. Det er antatt adiabatisk vegger slik at det ikke er noen konveksjon gjennom veggene, bortsett fra fasaden som ble kjølt ned til en valgt temperatur og holdt konstant gjennom simuleringene. Det er simulert med en laptop og person som varmekilder i rommet. (Venås et al., 2011)



Figur 27 Cellekontor for CFD-simulering med 460 000 beregningsceller. (Venås et al., 2011)

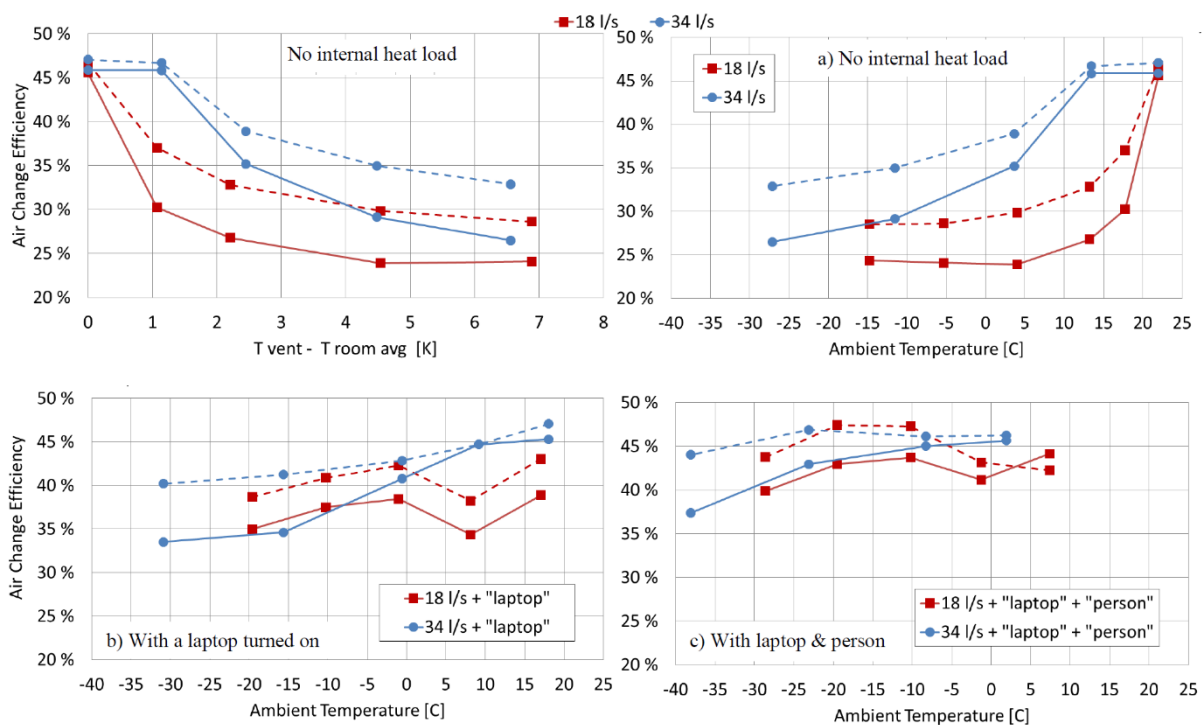
Det er valgt å kjøre transiente simuleringer for å få konvergens. Meshet består av 460 000 hexahedrale celler, der størrelsen varierer fra 1 mm i normalretningen i nærheten av veggene via et inflasjonssjikt på 500 mm, opp til 10 \* 10 cm i midten av rommet. Turbulens ble modellert ved å bruke SST (Shear Stress Transport) modell og automatisk veggfunksjon. Termisk stråling ble modellert med Discrete Transfer Model med 32<sup>2</sup> stråler og standardverdi for Schmidtnummer. (Venås et al., 2011)

Det ble simulert for en Lindinventventil. Det ble først utført en simulering kun for ventilen som deretter ble integrert i hovedsimuleringen. Ventilsimuleringen viste at alle jetene først slutter seg sammen, for deretter å legge seg opp mot taket på grunn av coandaeffekten. Strålen fortsetter deretter utover som en vegg-jet som kleber seg til taket etter hvert som den beveger seg bort fra ventilen (Figur 28). Det ble gjort simuleringer for to ulike tilluftsmengder – 18 l/s og 34 l/s. For simuleringen som er vist til i Venås et. Al (2011) ble åpningen i tilluftsventilen holdt på 82,5 %, noe som tilsvarer en åpning på 1,23 mm. (Venås et al., 2011)



Figur 28 CFD-simulering av lufthastighet ut fra en Lindinventventil med logaritmisk skala. (Venås et al., 2011)

Det ble utført 30 simuleringer med ulike tilluftstemperaturer, ulik temperatur på fasaden og varmebelastning. Når en økte overtemperaturen samtidig som man senket fasadetemperaturen, sank luftutvekslingseffektiviteten. Når det ikke var noen varmekilder i rommet ble luftutvekslingseffektiviteten mest påvirket ved lave tilluftsmengder. Konklusjonen var at ventilasjonen er mest effektiv ved lavere tilluftstemperaturer og ved økt ventilasjonsrate når utetemperaturen er  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Når det ble introdusert varmekilder i rommet økte ventilasjonseffektiviteten betraktelig. Det antas derfor at når varmekilder er plassert ved lave høyder får en konveksjonsstrømmer som drar med seg luften rundt seg og vil bidra til bedre sirkulasjon i oppholdssonen. Resultatene fra simuleringen er vist i Figur 29. (Venås et al., 2011)

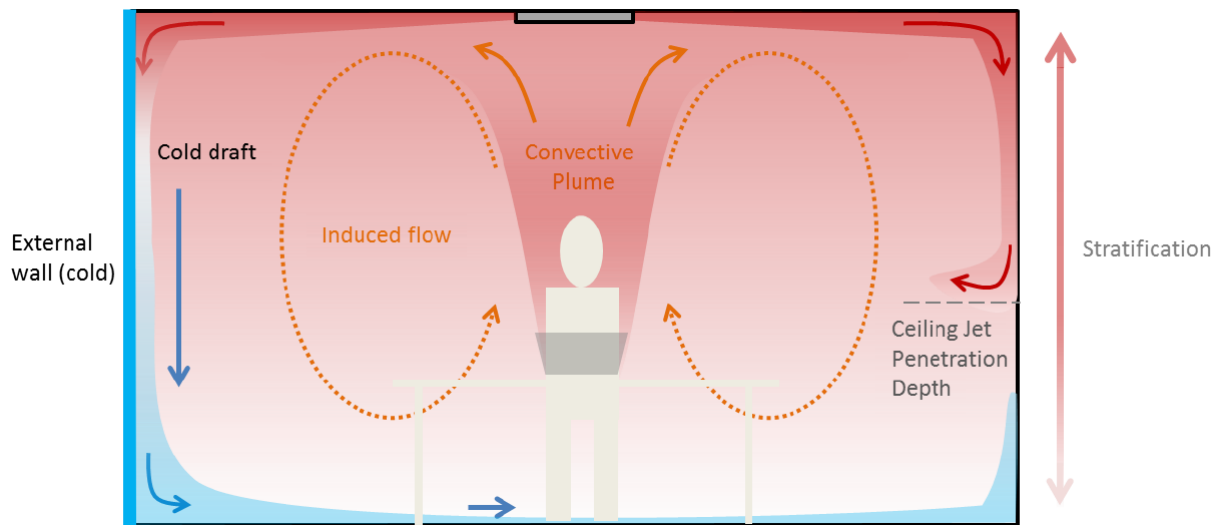


Figur 29 Luftutvekslingseffektivitet som funksjon av omgivelsestemperaturen når ventilasjonen er brukt til oppvarming. Stiplede linjer er gjennomsnittet for hele rommet, mens heltrukne linjer er for 1,1 m over gulvet ved siden av pulten.

Hovedresultatene med tanke på strømningsfysikken ble oppsummert i en skisse (Figur 30). Den radiale tilluftsstrålen flyter utover og blir bøyd nedover ved sideveggene. Inntrengningsdybden nedover reduseres når termisk lagdeling i rommet øker. Samtidig viser alle simuleringer med en kald vegg et lavhastighetskaldras langs hele veggen og inn i rommet langs gulvet, noe som bringer frisk luft til oppholdssonen. Ved å sette inn interne varmekilder økte omrøringen ved at det ble dannet termiske strømninger rundt varmekildene, dette forbedret



ventilasjonseffektiviteten betraktelig. En bærbar datamaskin eller en person var nok for å oppnå denne effekten. Konklusjonen for denne type oppvarmingssystem er at det fungerer når bygningen er i bruk. Videre at virkningsgraden blir lav dersom det blir brukt høy overtemperatur. (Venås et al., 2011)



Figur 30 Skisse som viser tolkningen av virkemåten av de studerte strømmeneve (Venås et al., 2011)

### 3.3. ForKlima – feltmålinger

Det er gjort feltmålinger på Miljøhuset GK. Dette er det første kontorbygget med passivhusstandard der hele varmebehovet blir dekket av ventilasjonsluft i løpet av vinteren 2013/2014. Verdiene som er brukt er vist i Tabell 15. (Thunshelle et al., 2014)

Tabell 15 Verdier for Miljøhuset GK (Thunshelle et al., 2014)

$U_{vegg}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$U_{vindu}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Lekkasjetall [h <sup>-1</sup> ]	Lvert energi [kWh/m <sup>2</sup> per år]	Energiforbruk [kWh/m <sup>2</sup> per år]
0,14	0,78	0,23	49	64

Studier gjort av ForKlima tilsier at behovsstyrt ventilasjon kan bli brukt for å dekke oppvarmingsbehovet. Dette takket være den tette bygningskroppen og type tilluftsventil som er brukt. En lufttilførsel med overtemperatur på 2 - 4 °C er nødvendig på de kaldeste dagene i året og med en overtemperatur opptil 4 °C viser studiene at en får en høy ventilasjonseffektivitet. God termisk komfort synes mulig å oppnå, og aktive tilluftsventiler ser ut til å være viktig. Disse målingene ble gjort en mild vinter og det anbefales derfor å gjøre flere målinger. (Thunshelle et al., 2014)

I løpet av de kaldeste dagene vinteren 2013/2014 ble det utført feltmålinger ved Miljøhuset GK. Det var ønskelig å se hvor høy temperatur på tilluft man kan bruke uten å skape problemer for inneklimate. Et cellekontor med mål 4,25 m \* 2,25 m \* 2,7 m der Lindinventventiler og Lindinventprinsipp ble brukt. Det var konstant hastighet uansett tilluftsmengder. Oppholdssonen er definert 0,6 m fra vegg og opp til 1,8 m over gulv. Målingene ble gjort på høyder 0,1 m, ankel, 1,1 m, hode på sittende person og hode på stående person (1,7 m). Det ble også gjennomført sporgasstester for å se på ventilasjonseffektiviteten. Det ble testet 4 ulike

scenarier: med høy og lav tilluftsmengde, ved høy og lav tilluftstemperatur og med og uten lokal varmekilde (Tabell 16). Scenario 1 og 2 med lave tilluftsmengder og temperaturer ble utført for å sjekke faren for kortslutning. Scenario 3 og 4, med høyere tilluftsmengder og temperaturer, var for å sjekke fare for trekk på grunn av høyere hastigheter inn i rommet. Det ble også sjekket for ulike varmekilder i rommet. Resultatet for alle scenariene var at temperaturen i rommet ble over 22,9 °C. Da det var en utetemperatur på -2,9 °C, var det kun behov for en oppvarmingseffekt på 7,9 w/m<sup>2</sup> for scenario 3. Ved scenario 2 og 4 ble det for varmt i kontoret når man gjorde målinger med varmekilder i rommet. Resultatene er vist i Tabell 16. (Cablé, et al., 2014a)

Tabell 16 Verdier for målinger gjort av Cablé et al., (2014a)

Parameter	Scenario	1	2	3	4
Tilluftsmengde l/s		17,4	16,8	48,1	49,4
Tilluftstemperatur °C		31,1	32	24,4	24,1
Utetemperatur °C		-4,8	-7	-2,9	-1,8
Lokalt varmetilskudd w/m <sup>2</sup>		3,1	29,9	3,1	29,9
Oppvarmingseffekt w/m <sup>2</sup>		16,4	10,7	7,6	4,8
Operativ temperatur °C		23,4	26,7	22,9	25
Vertikal temperaturdifferanse °C sittende		0,8	1,2	0,2	0,3
Vertikal temperaturdifferanse °C stående		0,8	1,4	0,2	0,1
Lufthastighet, stående m/s		0,000	0,013	0,080	0,090
Lufthastighet, sittende m/s		0,019	0,030	0,065	0,080
Lufthastighet, ankel m/s		0,013	0,030	0,030	0,150
Ventilasjonseffektivitet %		89	102	100	100

Resultatene viser at interne varmekilder dekker mye av varmebehovet, noe som understreker hvor god bygningskroppen er. Konsekvensen av dette er at oppvarming av tilluft kun er nødvendig for ekstra kalde dager eller når rommet står tomt. Det er heller ikke store problemer med høye temperaturdifferanser mellom hode og ankler. Resultatene viser at det er større forskjeller ved lave tilluftsmengder, enn ved større tilluftsmengder der temperaturfordelingen i rommet er mer homogen. Dette understreker effektiviteten av analysert tilluftsventil når det gjelder omrøring og innblåsing av romluften. Lagdeling i rommet blir marginalt påvirket av tilstedeværelse av interne varmekilder. Alle hastighetene som er målt i rommet er under 0,15 m/s, noe som tilsier at det ikke er fare for trekk. Målingene fra scenario 4 viser nært 0,15 m/s, men det vil være minimal fare for trekk. Det er høyere hastigheter i rommet når det tilføres større tilluftsmengder på grunn av økt innblanding av romluft rundt ventilen. Luftstrømmer rundt interne varmekilder øker også hastighetene i rommet på grunn av meddriving av luft rundt varmekilden. Når det tilføres varmekilder i rommet fører det til en endring i luftstrømningsmønster, spesielt ved ankelnivå. Dette kan skyldes at i scenario 4 er det oppdriftskreftene som har mest å si, mens i scenario 3 er det treghtetskrefter som er styrende. Ventilasjonseffektiviteten varierte fra 89 % til 102 %. Dette er akseptabelt gitt de ugunstige forholdene som ble testet. Resultatene viser også at når det settes inn en varmekilde i rommet, uansett størrelse, øker effektiviteten, noe som viser at selv små varmekilder har en gunstig effekt på inneklimate når det varmes med tilluft. Konklusjonen er at det er god ventilasjonseffektivitet

så lenge rommet er i bruk, men det kan oppstå kortslutning når det er tomt ved lave luftmengder med høy temperatur. Generelt var det gode resultater fra målingene og det ble konkludert med at oppvarming ved hjelp av tilluft er en god løsning når det er lavt oppvarmingsbehov. Det oppfordres til bruk av aktive ventiler for å kunne minimere trekkrisiko og sikre et godt inneklima. (Cablé et al., 2014a)

I løpet av de kaldeste dagene i januar 2014, ble det gjort feltmålinger med 3 ulike tilluftstemperaturer: 21,5 °C, 24 °C og 26 °C. Utetemperaturen var mellom -6,3 °C og -4,5 °C grader under de ulike testene. Det ble gjort målinger med intervaller på en halvtime på formiddagen og ettermiddagen. Testene ble utført med en tilluftsmengde på 17 l/s. For alle tilluftstemperaturene ble gjennomsnittstemperaturen i rommet mellom 22 og 22,4. Det ble gjort en spørreundersøkelse med tanke på oppfattet inneklima som deretter ble veid opp mot en undersøkelse utført 19 november. Tilluftstemperaturen var da mellom 15,6 °C og 15,9 °C, temperatur i rommet ble målt til mellom 22 °C og 22,3 °C og utetemperatur var 4,1 °C. Konklusjonen på disse målingene var at overtemperert tilluft, opptil 4 °C over romtemperatur, i korte tidsintervall gjør at brukerne oppfatter inneklimaet som bra. Å bruke tilluft for å dekke hele oppvarmingsbehovet ser derfor ut til å være en aktuell løsning for bygninger i kaldt klima dersom det er lavt oppvarmingsbehov. Dette bekrefter det Cablé, Mysen og Thunshelle (2014) fant i sitt studie av et cellekontor i samme bygg. Det må tas i betraktning at det var en mild vinter da dette studiet ble gjort og studiet burde gjøres på nytt for å bekrefte resultatene. (Cablé et al., 2014b)

I forbindelse med ForKlima-prosjektet ble det skrevet en masteroppgave (Aslaksen, 2014) som så på resultatene ved oppvarmet tilluftstemperatur i et laboratorium. Det ble gjort sporgassmålinger med ulike parametre. Målingene ble utført med 2 °C, 4°C, 6°C, og 10 °C overtemperatur og tilluftsmengder på 50 l/s, 34 l/s, 18 l/s og 9 l/s. Det ble testet med avtrekk både ved gulv og tak. Testene viste at det er bedre med avtrekk ved gulv og at når det ble brukt tilluftstemperatur på med overtemperatur på mer enn 4 °C, gikk ventilasjonseffektiviteten ned. Ved lave tilluftsmengder, uten intern varmelast i rommet, vil effektiviteten være over 80 % opptil 6 °C overtemperatur. Ved bruk av 10 °C overtemperatur faller effektiviteten derimot ned til 40 %. Ved å tilføre en intern varmekilde øker ventilasjonseffektiviteten betraktelig ved 34 l/s. Resultatene viste at det er lite behov for bruk av overtemperatur før det er -10 °C ute. Alle resultater er vist i Tabell 17. (Thunshelle et al., 2014)

Tabell 17 Utetemperatur hvor ulik overtemperatur behøves for ulike tilluftsmengder. Basert på (Thunshelle et al., 2014)

<b>Overtemperatur °C</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Tilluftsmengde l/s</b>						
50	-17	-23	-	-	-	-
34	-14	-19	-	-	-	-
18	-11	-14	-16	-22	-	-
9	-9	-11	-12	-14	-15	-16

I «Energioptimal ventilasjonsstrategi utenfor driftstid for passivhus kontorbygg i kaldt klima» (Holt et al., 2014) var det ønskelig å finne ut om tilluft fra en AHU kan varme opp bygningen utenom driftstiden og tilfredsstillende oppvarmingsbehovet ved lave utetemperaturer. Det var også

---

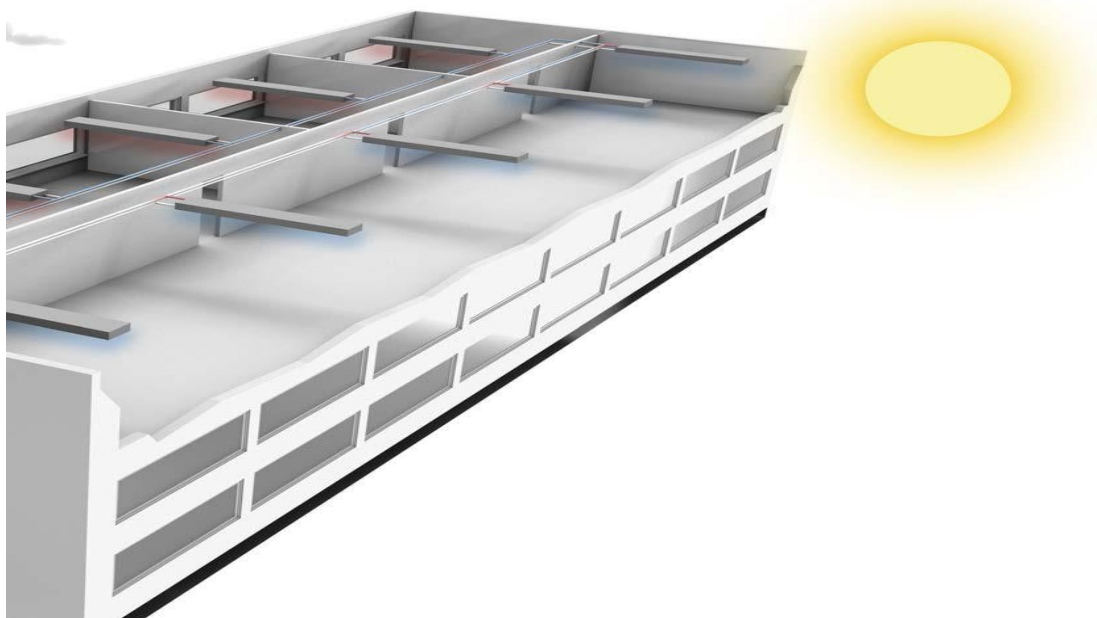
ønskelig å se hvordan dette vil påvirke energiforbruk, om resirkulasjon av luft utenom driftstiden kan anvendes for å holde temperaturen stødig i bygningen og under hvilke betingelser dette er ok. Resultatene viser at oppvarming kan gjøres med luft og en vil fortsatt oppnå et godt inn klima. Det ble sjekket for tre luftmengder: 2,5 m<sup>3</sup>/h per m<sup>2</sup>, 4,2 m<sup>3</sup>/h per m<sup>2</sup> og 10,8 m<sup>3</sup>/h per m<sup>2</sup>. Innetemperaturen ble loggført på natten mens luftaggregatet var skrudd av i 5 timer. Utetemperaturen da målingene ble utført var -8,4 °C. Resultatet var at det ikke var noe stort temperaturfall når internlasten var på 1 W/m<sup>2</sup>. Optimal temperatur på tilluft ved -20 °C er 32,4 °C, 28,2 °C og 24,4 °C for de ulike tilluftsmengdene. Dette viser at ved lavere tilluftsmengder trengs det høyere temperaturer for å klare å dekke varmebehovet. Konklusjonen i denne rapporten er at dersom bygget tilfredsstillende passivhusstandard eller bedre, klarer oppvarming med tilluft å møte kravene ned til -20 °C. Årsaken til dette er det lave varmebehovet sammen med lavt varmetap og stor varmelagringskapasitet. Dette fører til lave temperaturfall i bygget. (Holt et al., 2014)

---

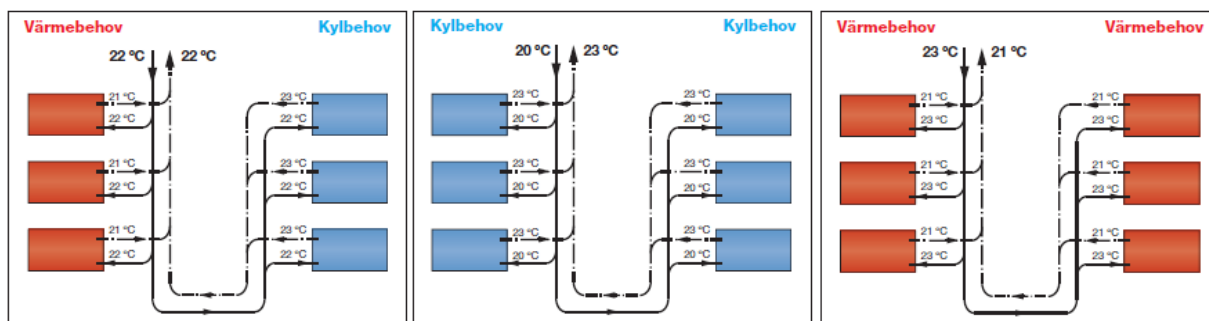
## 4. Andre systemer

### 4.1. Lindab SOLUS

Lindab SOLUS er en torørs varme- og kjøleløsning der både varmen og kjølingen er aktiv samtidig. Dette skjer ved at temperaturen i vannkretsen er lik overalt og ut ifra behovet i de ulike rommene vil systemet fungere som oppvarming eller kjøling (Figur 31). SOLUS-systemet flytter energien i varm sone og fordeler den til soner med varmebehov ved gjenbruk av termisk energi i vannkretsen ved å jevne ut forskjellen mellom varmt og kaldt vann i vannkretsen. Tilløpstemperaturen for vannet i SOLUSsystemet skal være 20-23 ° C (Figur 32). Siden bygninger ofte har en solside hvor det trengs kjøling, kan rommene avkjøles av det kalde vannet som strømmer gjennom kjøleslangen. Byggets nordside er vanligvis kjøligere og kjøle- og varmebatteriet må derfor generere varme til rom på denne fasaden. Ved blanding av returvann fra forskjellige soner oppnås en vanntemperatur som ligger i nærheten av innløpstemperaturen som kreves. Etersom returtemperaturen er forskjellig fra sone til sone i bygningen, vil en få en blandet returtemperatur som ligger nærmere temperaturen som kreves og dermed redusere varme- og kjølebehovet. Dette betyr at de sentrale kjøle- og varmeenheterne er helt eller delvis stengt, mens et perfekt inneklime blir opprettholdt ved sirkulering av vannet. En konsekvens av dette er at varme- og kjøleanlegg i teknisk rom ikke jobber parallelt selv om anlegget i byggets bruksareal avgir varme i kald sone og kjøling i varm sone. Ønsket med dette systemet er å oppnå en balansert og komfortabel innnetemperatur uten behov for radiatorer eller andre lokale varme- eller kjøleprodukter. (Lindab, 2015)

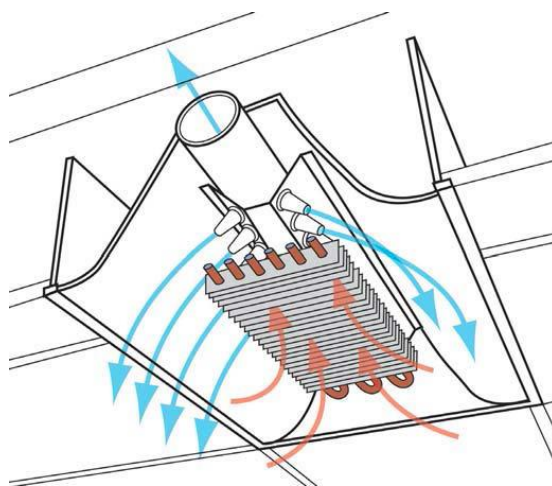


Figur 31 SOLUSsystemet med kjøling på solsiden med kjølebehov og oppvarming på motsatt side (Lindab, 2015)



Figur 32 Vanntemperatur i SOLUSsystemet for 50 % oppvarmingsbehov (t.v.), 100 % kjølebehov (midten) og 100 % oppvarmingsbehov (t.h) (Lindab, 2016)

For å sikre at luften fordeles riktig sprer dysene tilluften i et 30 ° spredningsbilde, noe som senker lufthastigheten og reduserer risikoen for trekk (Svensson, 2016). En prinsippskisse på hvordan systemet fungerer er vist i Figur 33.



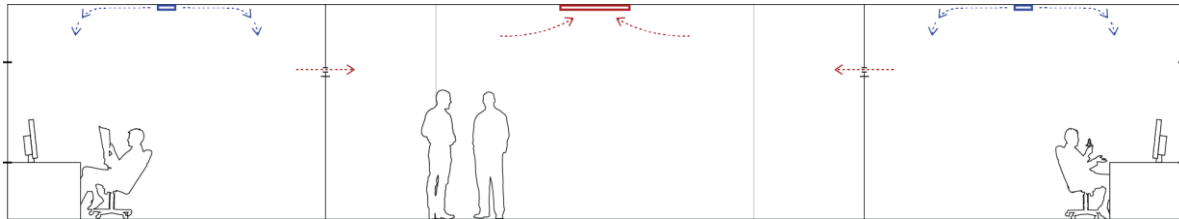
Figur 33 Systemskisse av baffel fra Lindab (Norouzi et al., n.d.)

Erfaring viser at gjennomsnittstemperatur på sommeren var 24,8 °C og 20,8 °C på vinteren (Svensson, 2016). I et studie med dette systemet fant en at maksimaltemperaturen gjennom et år i arbeidstiden var på rundt 23 °C for de fleste rommene, men den kunne være helt ned til 21,9 °C (Norouzi et al., n.d.).

---

## 5. Presentasjon av valgt cellekontor for egen analyse

Cellekontoret som skal analyseres skal utstyres med DCV og VAV med Lindinventventiler og Lindinventsystem og prosjekteres uten installert oppvarming eller kjøling. Intensjonen er at inneklima, med tanke på termiske forhold og luftkvalitet, skal kunne tilfredsstilles ved hjelp av ventilasjonsluft. Det er valgt å bruke Lindinvent. Dette er et system som GK har tillit til ettersom de har hatt gode resultater tidligere. Det er GK som er byggeier og som skal være hovedbruker av bygget. I cellekontorene skal det kun være tilluft. Det er sentralavtrekk i fellesarealene med overstrøm fra cellekontorene, dette er vist i Figur 34.

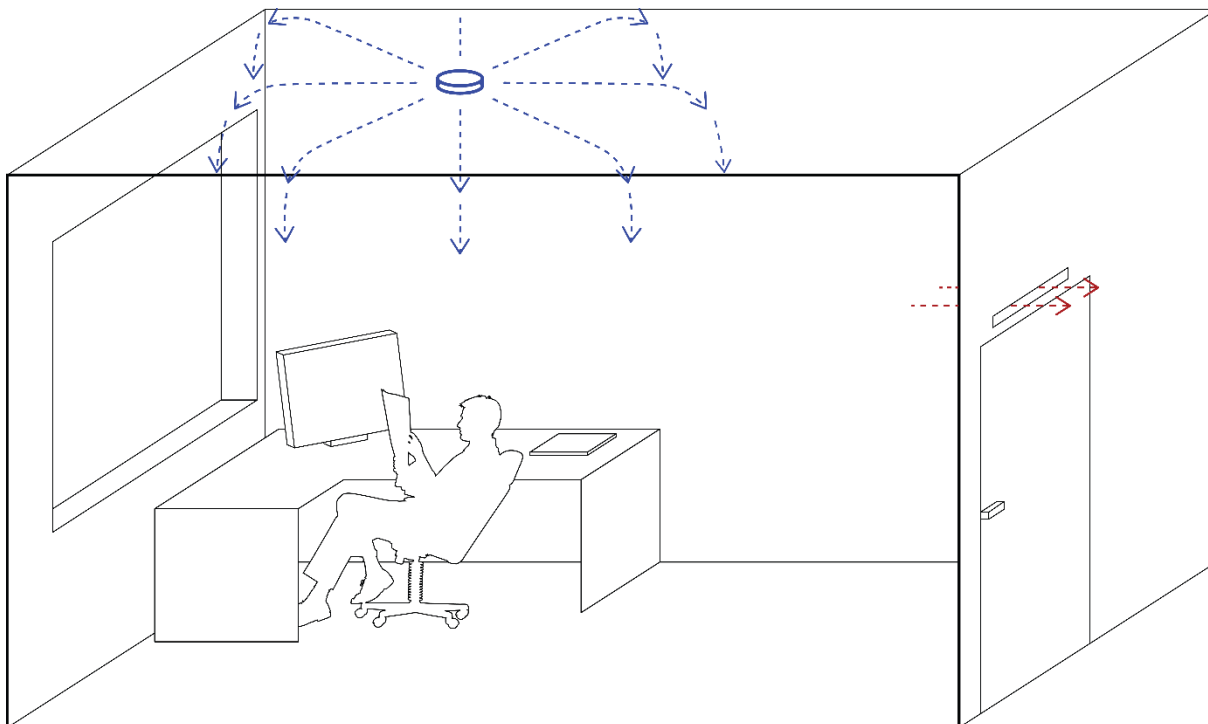


Figur 34 Snitt med tanke på ventilplassering. Tilluft fra radielt don i taket, og avtrekk fra kontor via overstrømning.

Solskjermingen vil styres på bakgrunn av en kombinasjon av solinnstrålingsvinkel, tidsstyring og værforhold, spesielt i forhold til kalde og klare vinternetter.

Bygget skal være et lavenergibygg som tilfredsstiller karakteren grønn B. Fra Tabell 2 kan det leses at maksimalt levert energi per kvadratmeter oppvarmet BRA skal være 115 kWh/m<sup>2</sup>. For å tilfredsstille kravet til grønn karakter må maksimalt 47,5 % av energien komme fra direkte elektrisitet eller fossilt brensel, jfr. Tabell 3.

Det er valgt å se på et cellekontor med dimensjoner 4,65 m \* 2,315 m \* 2,7 m (Figur 35). Vinduet er 1,42 m \* 2,1 m, plassert 0,8 m over gulvet og med en karmdybde på 177 mm. Glasset er 36 mm tykt og veggen er 268 mm med U-verdier som vist i Tabell 18.



Figur 35 3D tegning av et cellekontor med luftens bevegelsesretning

Tabell 18 Verdier for et cellekontor i Kløbuveien 196A der kravene tilsvarer et ønske om energiklasse B

	Verdi	Enhet
Cellekontorareal, gjennomsnitt	11	m <sup>2</sup>
Cellekontorvolum, gjennomsnitt	29,7	m <sup>3</sup>
Energimerke	Grønn B	
Himmelretning	20	°
Kuldebroverdi	0,05	W/m <sup>2</sup> K
Etasjehøyde	3,7	m
Høyde gulv til tak	3,4	m
Himlingshøyde	2,7	m
Etasjeskillere	0,3	m
Gulvmateriale	Hardt teppe	
Himlingsmateriale	Åpen akustisk	
Solfaktor ikke aktivert	0,51	
Solfaktor aktivert	0,06	
Solfaktor, fast	0,55	
SFP	1,5	kW/m <sup>3</sup> /s
Varmegjenvinner virkningsgrad	80	%
Driftstid personer	07:00 – 17:00	
Driftstid ventilasjon	06:00 – 18:00	
Driftstid solskjermer	Solvinkel	
Tilluftstemperatur vinter max	25	°C
Tilluftstemperatur vinter min	17	°C
Tilluftstemperatur sommer max	22	°C



Tilluftstemperatur sommer min	16	°C
Tilluftsmengde driftstid min	7,4	m <sup>3</sup> / m <sup>2</sup> h
Tilluftsmengde driftstid max	13	m <sup>3</sup> / m <sup>2</sup> h
Tilluftsmengde utenfor driftstid min	1	m <sup>3</sup> / m <sup>2</sup> h
Tilluftsmengde utenfor driftstid max	4,6	m <sup>3</sup> / m <sup>2</sup> h
Samtidsfaktor	70	%
Varmekapasitet	30	W/m <sup>2</sup>
Kjølekapasitet	30	W/m <sup>2</sup>
Internlast belysning driftstid	6,4	W/m <sup>2</sup>
Internlast belysning utenfor driftstid	0	W/m <sup>2</sup>
Internlast teknisk utstyr driftstid	6	W/m <sup>2</sup>
Internlast teknisk utstyr utenfor driftstid	1	W/m <sup>2</sup>
Varmetilskudd personer	4	W/m <sup>2</sup>
Max tillatt CO <sub>2</sub> nivå	800	PPM
Max tillatt romtemperaturluft	26	°C
Min tillatt romtemperaturluft	21	°C
Emitteringsgrad på materiale	Lav	
Max PPD	20	%
Dekningsgrad romoppvarming varmepumpe	80	%
Dekningsgrad romoppvarming, fjernvarme	20	%
Overflatefarger	Grått / hvitt	
<b>U-verdier:</b>		
Vindu	0,7	W/m <sup>2</sup> K
Yttervegger	0,21	W/m <sup>2</sup> K
Tak	0,12	W/m <sup>2</sup> K
Varmetapstall etasjeskillere	0,13	W/m <sup>2</sup> K
Dør/port	1,6	W/m <sup>2</sup> K
Gulv mot parkeringskjeller	0,13	W/m <sup>2</sup> K
Lekkasjetall	0,6	h <sup>-1</sup>
Etasjeskillere	2,9	W/m <sup>2</sup> K
Innervegger gips	3,5	W/m <sup>2</sup> K
Innervegger glass	3	W/m <sup>2</sup> K



## 6. Analyse av valgt cellekontor

### 6.1. Luftmengder

Det er gjort en beregning på luftmengder og hvordan luften vil strømme mellom rommene for et valgt plan. I Tabell 19 og Tabell 20 er det vist hvor mye luft, minimum og maksimum luftmengder, som vil bli tilført og sugd ut fra de ulike rommene. Det er her og vist om det vil strømme luft til eller fra de ulike rommene.

Tabell 19 Maksimale luftmengder og bevegelse i utvalgt område 2. etg, i driftstid

Romtype	Areal m <sup>2</sup>	Krav m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> h	Tilluft m <sup>3</sup> /h.	Avtrekk m <sup>3</sup> /h	Overstrømning
WC/dusj	15,1		0	200	inn
Lager	5,7		0	100	inn
Kontor	167,0	13,0	2 171	0	ut
Kopierom	6,3		0	100	inn
Møterom	30,6	15,0	459	459	nøytral
Landskap	97,9	12,0	1 174	2 945	inn
<b>TOTAL</b>	<b>1 455,4</b>		<b>3 804</b>	<b>3 804</b>	

Tabell 20 Minimale luftmengder og bevegelse i utvalgt område 2. etg, i driftstid

Romtype	Areal m <sup>2</sup>	Krav m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> h	Tilluft m <sup>3</sup> /h.	Avtrekk m <sup>3</sup> /h	Overstrømning
WC/dusj	15,1		0	200	inn
Lager	5,7		0	100	inn
Kontor	42,2	7,4	312	0	ut
Kopierom	6,3		0	100	inn
Møterom	30,6	7,4	226	226	nøytral
Landskap	97,9	7,4	724	637	inn
<b>TOTAL</b>	<b>1 455,4</b>		<b>10 420</b>	<b>1 263</b>	

### 6.2. Varmetap gjennom fasade

Det tas utgangspunkt i to ulike modeller der cellekontoret har helt like forutsetninger bortsett fra hvor tett fasaden er og varmetapsegenskapene. Forskjellen for de to modellene er U-verdier i vinduer og yttervegg, kuldebroverdier og lekkasjetall. Tabell 21 viser verdiene som er forskjellige.

Tabell 21 U-verdier for 1969 og 2015

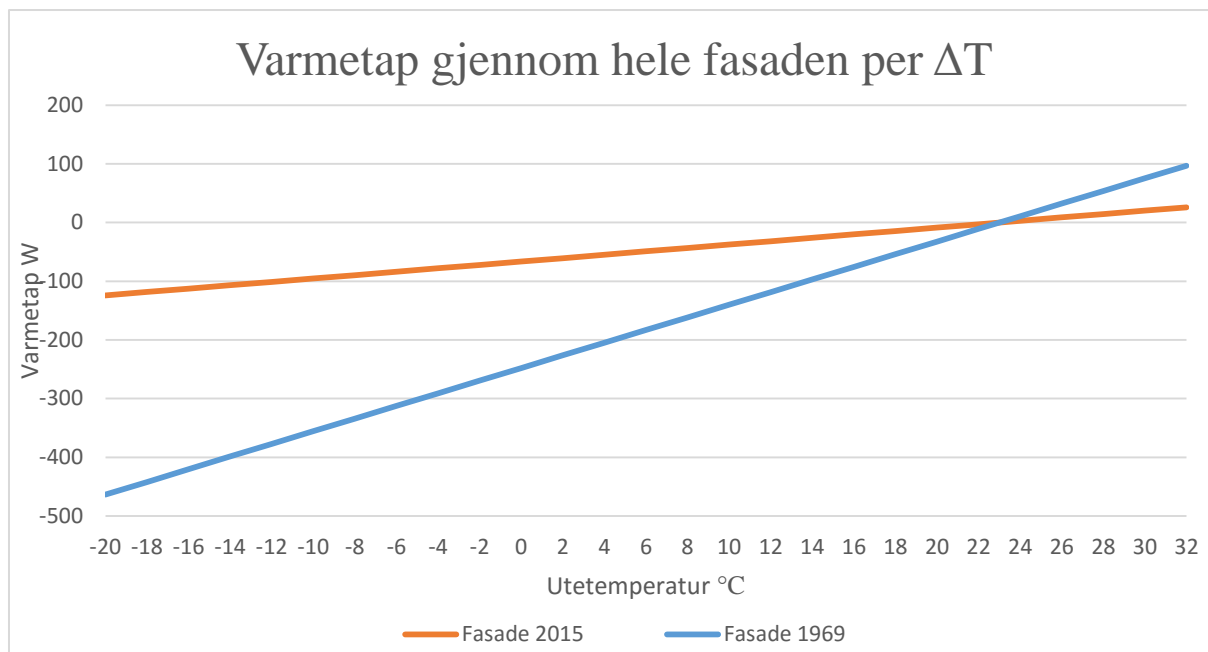
Komponent	U-verdier 1969	U-verdier 2015	Enheter
Vindu	2,8	0,7	W/m <sup>2</sup> K
Fasade	0,66	0,21	W/m <sup>2</sup> K
Kuldebroverdi	0,12	0,06	W/m <sup>2</sup> K
Lekkasjetall	3	0,6	h-1

Tabell 22 viser beregninger som er gjort av varmetapstallet ved bruk av ligning (4) og viser forskjellen mellom ytterveggen i 1969 mot dagens standard (Standard Norge, 2014: 21):

Tabell 22 Beregning av varmetapstall gjennom fasaden som en helhet

	2015	1969	Enheter
$U_{vegg}$	0,21	0,66	W/m <sup>2</sup> K
$A_{vegg}$	3,27	3,27	m <sup>2</sup>
$U_{vindu}$	0,7	2,8	W/m <sup>2</sup> K
$A_{vindu}$	2,98	2,98	m <sup>2</sup>
$\Psi_k$	0,05	0,12	W/m <sup>2</sup> K
$l$	2,32	2,32	m <sup>2</sup>
$\Sigma UA$	2,78	10,5	W/K
$\Sigma \Psi_k * l$	0,12	0,28	W/K
$H_d$	2,89	10,78	W/K

For å illustrere resultatet bedre er det lagd en graf som viser varmetapet per grad for den totale fasaden når man forventer en innetemperatur på 23 °C (Figur 36). For en full oversikt over alle verdier, se Vedlegg C. Når varmetapet gjennom fasaden er beregnet er det tatt med tap gjennom vindu, vegg og kuldebroer.



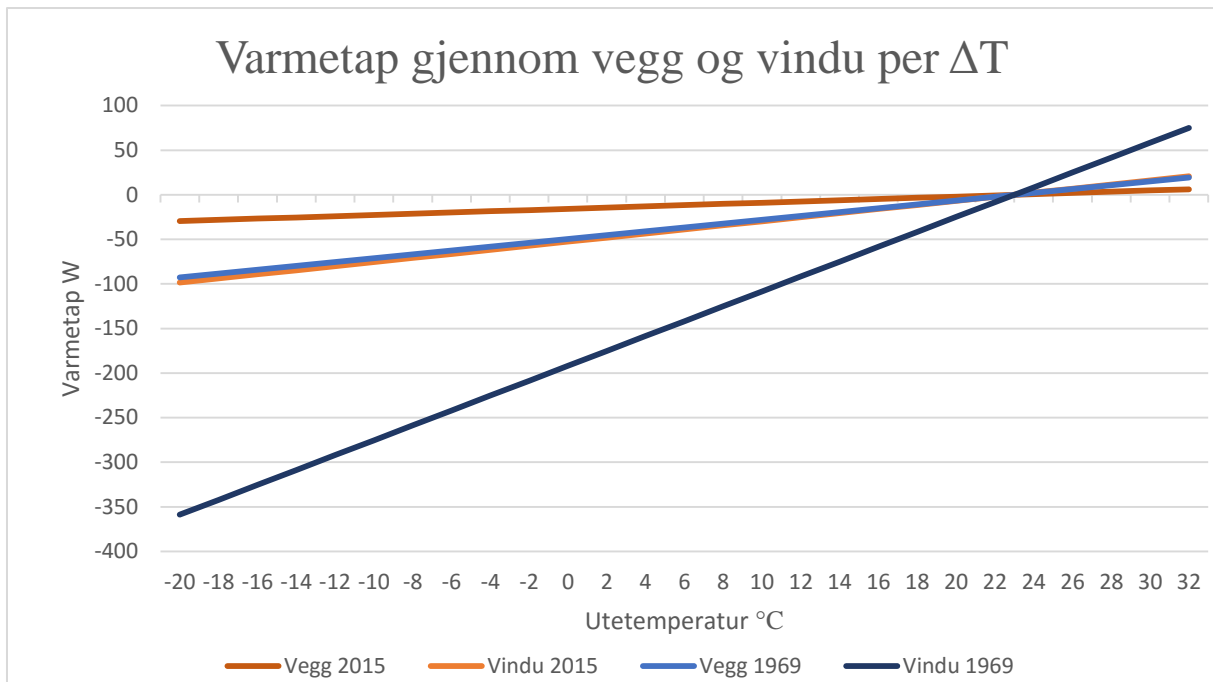
Figur 36 Beregnet varmetap gjennom hele fasaden, som en helhet med kuldebroer, per  $\Delta T$

Siden det er ønskelig å se på forskjellen på vindu og vegg for å kunne beregne kaldras er det også valgt å se på varmetapet gjennom veggen og vinduet separat, her er det ikke tatt hensyn til kuldebroer. Det er også her brukt ligning (4) og resultatene er vist i Tabell 23.

Tabell 23 Beregning av varmetapstall gjennom vegg og vindu

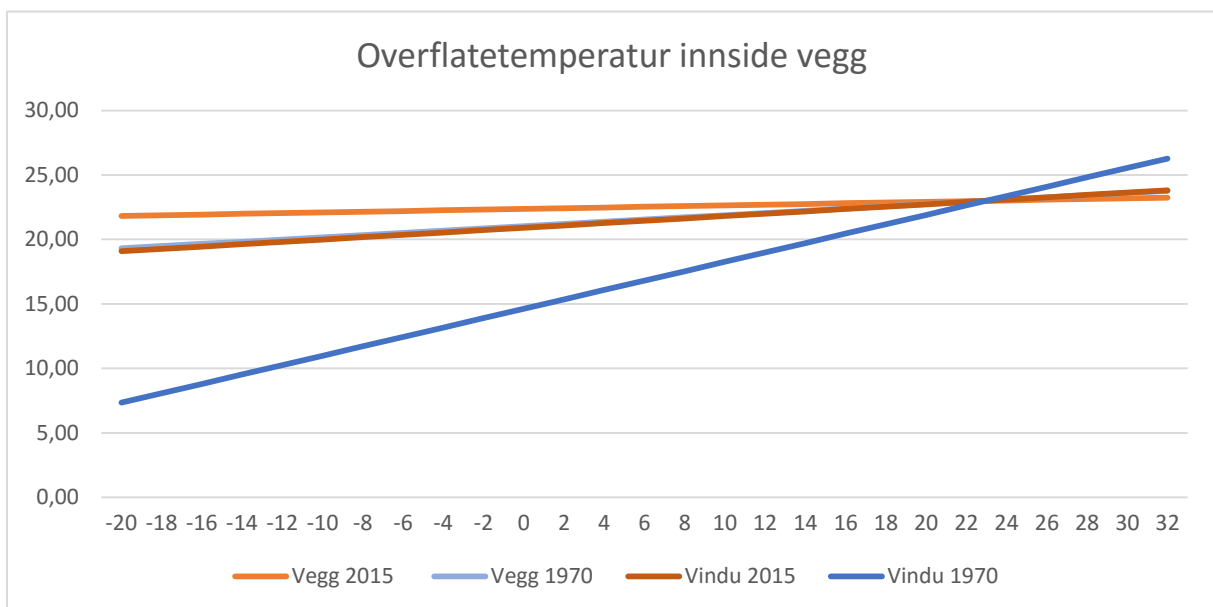
	2015	1969	Enheter
$U_{\text{vegg}}$	0,21	0,66	W/m <sup>2</sup> K
$A_{\text{vegg}}$	3,27	3,27	m <sup>2</sup>
$\Sigma UA_{\text{vegg}}$	0,69	2,16	W/K

	2015	1969	Enheter
$U_{\text{vindu}}$	0,70	2,80	W/m <sup>2</sup> K
$A_{\text{vindu}}$	2,98	2,98	m <sup>2</sup>
$\Sigma UA_{\text{vindu}}$	2,09	8,34	W/K



Figur 37 Beregning av varmetapstall gjennom vegg og vindu

Temperaturer på innsiden av fasaden er beregnet etter ligning (5) og (6) og vist i grafen i Figur 38. En kan her se at U-verdien påvirker temperaturen på innsiden av fasaden, noe som igjen vil påvirke både kaldras og strålingstemperatur.

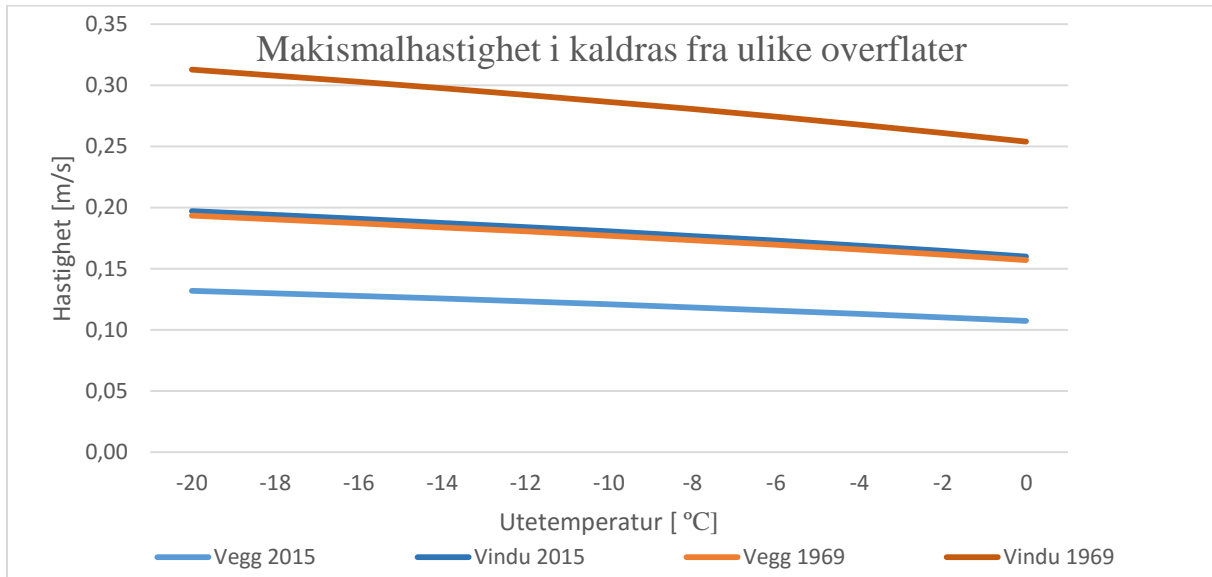


Figur 38 Beregnet overflatetemperatur innside vegg og vindu

### 6.3. Luftstrømmer langs fasade

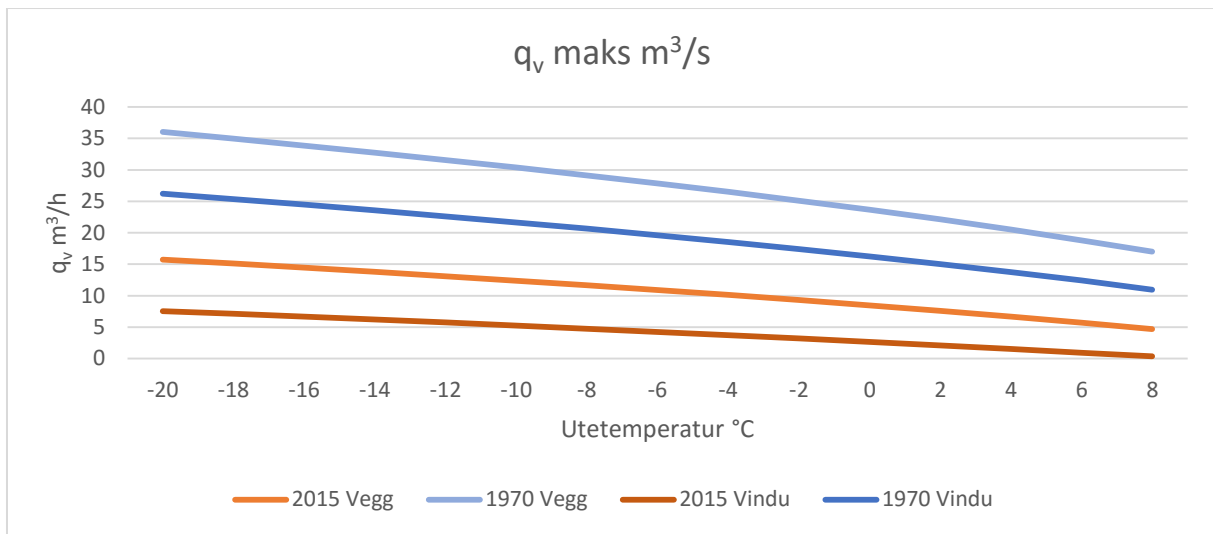
Det er beregnet hva lufthastigheten vil bli nederst i vinduet og veggen med de ulike U-verdiene ved hjelp av ligningene (14) til (17).

Fra Figur 39 kan man se at det er stor fare for høye hastigheter og dermed trekk ved bruk av vinduer og fasader med dårlig U-verdi når det er kaldt ute. Lufthastigheten blir betydelig lavere når U-verdien forbedres, og ved høyere utetemperaturer. Se Vedlegg D for excelarket.



Figur 39 Beregnede hastigheter nederst på vindu og vegg

Det har også blitt beregnet hva luftmengden, altså størrelsen på kaldraset, er nederst i vinduene og ved gulvet. Luftmengden ( $q_v$ ) ble beregnet ved hjelp av ligning (18). Dette vises i Figur 40. Her kan man igjen se at til tross for større fallhøyde fra veggene vil kaldraset fra vinduene være større. Det er også mye større luftmengder som blir dratt med når U-verdien er dårligere.



Figur 40 Beregnede luftmengder ned i sjiktet

Fra de to figurene over kan man se at når man har god U-verdi på vinduer, vil faren for trekk fra vinduer reduseres betraktelig og det vil derfor være mulig å sløyfe oppvarmingskilde under vindu for å motvirke kaldras og faren for trekk.

#### 6.4. Stråling

Det antas diffus emisjon og energioverføringen avhenger derfor av areal, avstand og orientering. Det antas god solskjerming og det er dermed langbølget stråling mellom overflater som er av betydning i disse vurderingene.

Nedenfor er det gjort en beregning av varmeoverføring på grunn av stråling fra vegger med ulik temperatur ved bruk av ligning (23):

$$Q_{rad\ fasade} = 0,9 * 5,76 * 10^{-8} * 1,8((273 + 33)^4 - (273 + 21,5)^4) = 11,6 \text{ [W]}$$

$$Q_{rad\ vindu} = 0,9 * 5,76 * 10^{-8} * 1,8((273 + 33)^4 - (273 + 17,8)^4) = 15,1 \text{ [W]}$$

$$Q_{yttervegg} = 26,7 \text{ [W]}$$

$$Q_{innervegg} = 0,9 * 5,76 * 10^{-8} * 1,8((273 + 33)^4 - (273 + 23)^4) = 10,2 \text{ [W]}$$

En kan her se at jo større  $\Delta T$  er jo større blir overføring på grunn av strålingsvarme.

Ved bruk av fremgangsmåte fra Dunkle (1963) er formfaktorene fra stående person til vegger, tak og vindu funnet:

$$F_{1-4} = 0,055$$

$$F_{2-4} = 0,051$$

$$F_{3-4} = 0,894$$

Der: 1 er fasade, 2 er vindu, 3 er alle indre vegger og 4 er personen i rommet.



---

Ved å benytte formel (22) og (23) med antagelse om en overflatetemperatur på huden på 33 °C [32°-34°] (Novakovic et al., 2007: s. 110) og overflatetemperaturer som vist i Figur 38 ved - 20 °C utetemperatur, får en:

$$Q_{radVindu} = 15,1 \text{ [W]} \quad (30)$$

$$Q_{radFasade} = 11,6 \text{ [W]}$$

$$Q_{radVegger} = 10,2 \text{ [W]}$$

Stråling fra vegger som treffer personen blir fra ligning (22):

$$\dot{Q}_{radTOT} = 0,055 * 11,6 + 0,051 * 15,1 + 0,894 * 10,2 = 16,3 \text{ [W]} \quad (31)$$



## 7. Simuleringer

### 7.1. Tegneprogrammet Inventor

Inventor er et DAK-program (Dataassistert konstruksjon) for mekanisk design laget av Autodesk. Det er et program man kan bruke til å lage 3D modeller, samt et dokumenterings og simuleringverktøy (Autodesk, 2016).

### 7.2. Simuleringsprogrammet ANSYS Fluent

ANSYS Fluent er det kraftigste Computational Fluid Dynamics (CFD) programvareverktøyet som er tilgjengelig. Det gjør en i stand til å gå videre og raskere etter hvert som man optimaliserer produktets ytelse. Fluent omfatter vel-validerte fysiske modelleringsevner for å levere raske og nøyaktige resultater med et bredt spekter av CFD programmer (ANSYS, 2016a).

Programmet er et «state-of-the-art» dataprogram for å modellere strømming, varmetransport og kjemiske reaksjoner i komplekse geometrier, både i 2D og 3D. Det gir full mesh-fleksibilitet, inkludert mulighet for å løse egne strømningsproblemer ved hjelp av ustrukturerte masker som kan genereres rundt komplekse geometrier med relativ letthet (ANSYS, 2016b).

CFD dekker en gruppe metoder for hvordan de grunnleggende likningene for fluiders bevegelse løses ved hjelp av datamaskiner med iterative matematiske metoder. Resultater finnes for alle variabler som inngår i beregningen (hastighet, trykk, temperaturer, konsentrasjoner etc.) (ANSYS, 2012).

#### 7.2.1. Hvordan programmet fungerer

ANSYS CFD ligningsløserne er basert på endelig-volum-metoden. Det vil si at domenene blir diskretisert i et endelig sett av kontrollvolum og en generell bevarings/transportligning for masse, moment, energi, etc. er løst på disse kontrollvolumene, ligning (32). Partielle differensialligninger er diskretisert til et system av algebraiske ligninger og alle algebraiske ligninger blir deretter løst numerisk for å gjengi løsningsfeltet. (ANSYS, 2015)

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{Unsteady}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Convection}} = \underbrace{\oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Generation}} \quad (32)$$

Equation	$\phi$
Continuity	1
X momentum	u
Y momentum	v
Z momentum	w
Energy	h

#### Energiligningen

ANSYS Fluent løser energiligningen i følgende form (ANSYS, 2013: s. 133):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_{jJ_j} + (\bar{\tau}_{eff} \vec{v})) + S_h \quad (33)$$

Der:

$K_{\text{eff}}$  = er effektiv ledningsevne, lik  $k + k_t$  hvor  $k_t$  er den turbulente varmeledningsevne definert ut fra valgt turbulens modell

$J_j$  = diffusjons fluks

$S_h$  = omfatter varme fra kjemisk reaksjon eller annen varmekilde

De første tre uttrykkene på høyre side representerer energioverføringen gjennom konduksjon, partikkel diffusjon og viskositet.

### **Viskositetsmodell: Realiserbar k-epsilonmodell, forbedret veggbehandling**

Uttrykket «realiserbar» betyr at produktet tilfredsstillende visse matematiske føringer på Reynolds spenning i samsvar med turbulentstrømningsfysikk. Turbulensmodellen k-epsilon løser to separate transportligninger hvor  $k$  er kinetisk energi brukt for turbulenshastigheter og epsilon er tapet av turbulent kinetisk energi (ANSYS, 2013: s. 51–53):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_K + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (34)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \quad (35)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

$$C_1 = \max \left[ 0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (36)$$

Der:

$G_k$  = generert kinetisk energi på grunn av midlere hastighetsgradienter [J]

$G_b$  = generert kinetisk energi på grunn av oppdrift [J]

$Y_M$  = bidraget fra varierende dilatasjon i kompressibel turbulens til den totale avledningshastigheten

$\sigma_k$  og  $\sigma_\varepsilon$  = Prandtl tall for  $k$  og  $\varepsilon$

$C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$  = konstanter

$S_k$  og  $S_\varepsilon$  = brukerdefinert

Det er anbefalt å bruke «forbedret veggbehandling» ved bruk av k-ε-modellen. Dette er en nærvegg modelleringsmetode som kombinerer en to-lags modell med såkalte utvidede veggfunksjoner. Ved bruk av denne modellen er det viktig at nettet av noder og celler er tett nok nært veggene.

### **Strålingsmodell: Overflate til overflate**

Overflate-til-overflate strålingsmodellen kan brukes til å ta hensyn til strålingsutveksling i et lukket rom bestående av grå-diffuse overflater. Energiutvekslingen mellom to flater avhenger delvis av størrelse, avstand og retning. Parameterne som står for en geometrisk funksjon kalles

---

en visningsfaktor. Den viktigste forutsetningen for S2S modellen er at absorpsjon, utslipp eller spredning av stråling kan ignoreres og det er derfor kun behov for «overflate-til-overflate» stråling for å kunne fullføre en analyse. (ANSYS, 2013: s. 167)

Energifluksen som forlater en gitt overflate er sammensatt av direkte avgitt og reflektert energi. Den reflekterte energifluksen er avhengig av den innfallende energifluksen fra omgivelsene, som deretter kan uttrykkes i form av energifluksen som forlater alle andre overflater. Energien som går fra overflaten  $k$  er (ANSYS, 2013: s. 167–169):

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (37)$$

Der:

$q_{out,k}$	= energifluksen som forlater overflaten	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varepsilon_k$	= emissiviteten	
$\sigma$	= Stefan-Boltzmannskonstant	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$q_{in,k}$	= den innfallende energifluksen på overflaten fra omgivelsene	[W/m <sup>2</sup> ]

### 7.3. Ulike scenarier

For å finne ut hvor stor betydning varmetap gjennom fasade, luftmengder og tilluftstemperaturer har for omrøringsventilasjonen er det ønskelig å se på ulike scenarier. Det vil derfor bli sett på to ulike tilluftstemperaturer og for minimale (22,6 l/s / 82 m<sup>3</sup>/h, spaltehøyde=0,0074 m) og maksimale (40 l/s / 143 m<sup>3</sup>/h, spaltehøyde = 0,13 m) tilluftsmengder for de to ulike fasadene. Alle simuleringene har en tilluftshastighet på 2,4 m/s. Den ene fasaden tilfredsstiller dagens byggekrav for lavenergibygg og den andre bruker verdier for vegg og vinduer som tilfredsstiller Byggeforskrift 1969 (Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap 1969). Tabell 21 viser typiske verdier i denne tidsperioden og for 2015 - begge vil bli brukt i denne oppgaven. Tallene er utarbeidet av Forsvarsbygg (Personlig kommunikasjon, 10.06.2014). Det er vist en oversikt over de ulike scenariene i Tabell 24.

Det er i tillegg valgt å lage en «testmodell» uten noe inventar eller varmekilder. Dette ble gjort for å se hvor stor forskjell det er med tanke på temperatur og kaldras mellom et kontor med fasade som tilfredsstiller dagens standard og et kontor med en fasade fra 1969.

Tabell 24 De ulike scenariene som skal simuleres

<b>2015 Fasade</b>	Scenario 1	Scenario 3	Scenario 5	Scenario 7
Utetemperatur °C	-20	-20	-20	-20
Tilluftstemperatur °C	25	25	21	21
Luftmengde l/s	40	22,6	40	22,6
Ventilåpning, m	0,013	0,0074	0,013	0,0074
<b>1969 Fasade</b>	Scenario 2	Scenario 4	Scenario 6	Scenario 8
Utetemperatur °C	-20	-20	-20	-20
Tilluftstemperatur °C	25	25	21	21
Luftmengde l/s	40	22,6	40	22,6
Ventilåpning, m	0,013	0,0074	0,013	0,0074

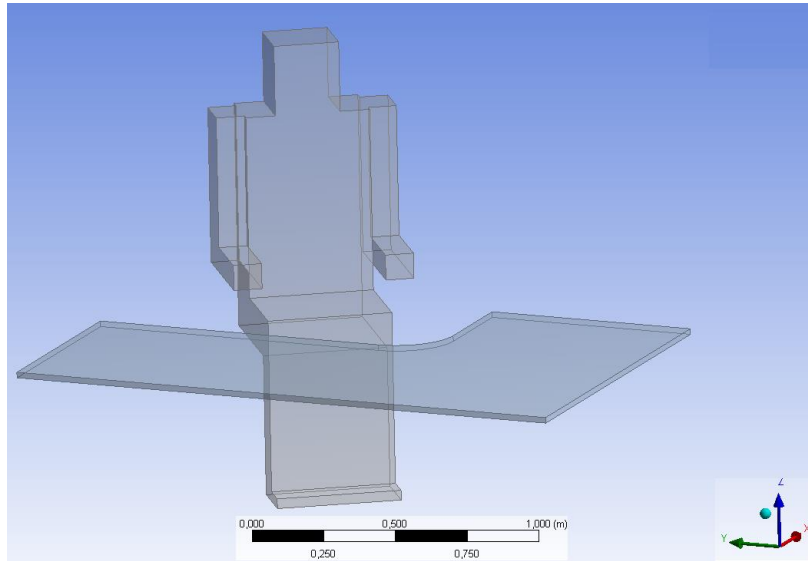
For hver simulering er det ønskelig å se på temperaturprofiler, hastighetsprofiler og ventilasjonseffektivitet i rommet.

---

## 7.4. Oppsett av modell i ANSYS

### 7.4.1. Geometri

Geometrien består av et volum, som i programmet blir kalt Fluid, som er dannet ved hjelp av en «boolean» funksjon i ANSYS. Luftvolumet er begrenset av overflatene til veggene, taket, gulvet og vinduet og interiøret. Interiøret er dannet ved å subtrahere personen, pulten, PC-en og skjermen og tilluftsventilen fra luftvolumet og ved å legge til overstrømsventilen. Fluidet er med andre ord all luften i rommet. Personen og pulten, vist i Figur 41, er tegnet i Inventor og deretter importert til ANSYS Geometry.

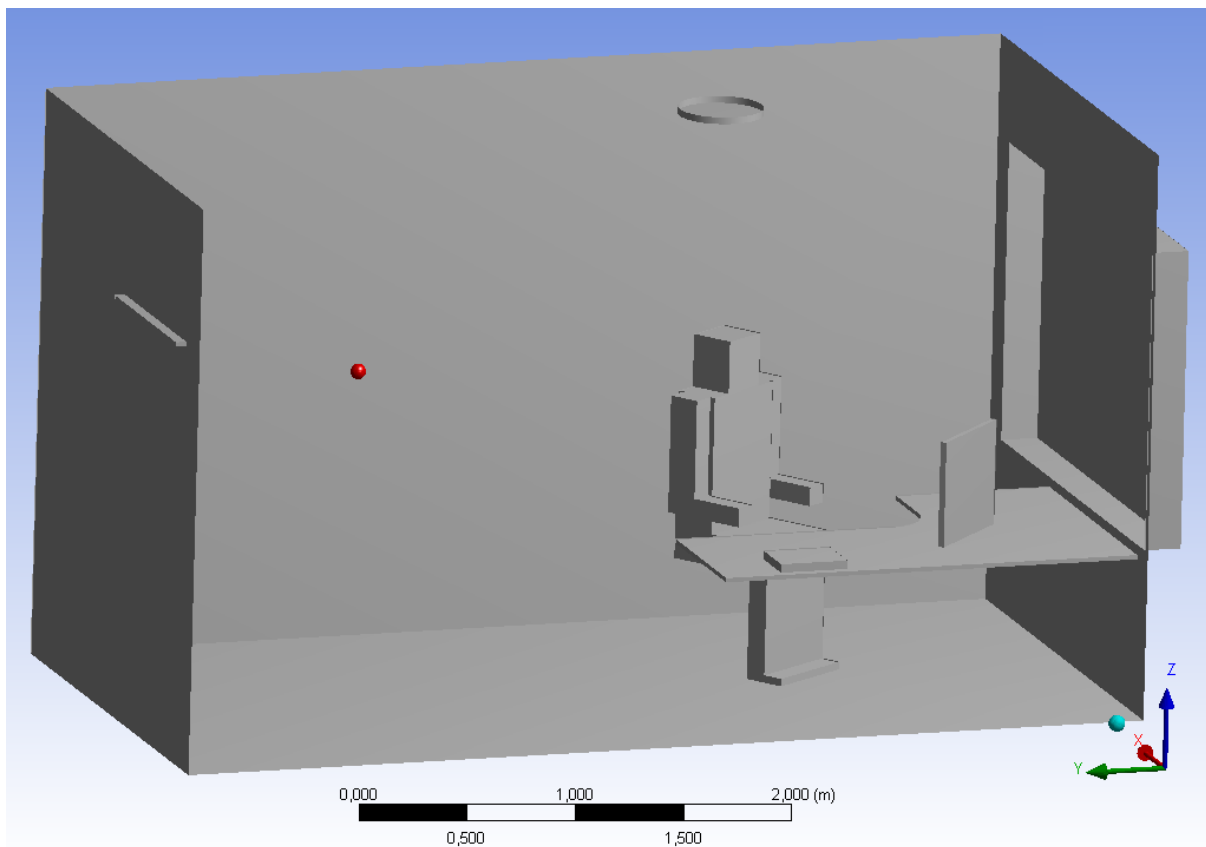


Figur 41 Innredning importert fra Inventor til ANSYS. ANSYS Geometry

For å få best mulig resultat fra simuleringen er rommet forenklet med tanke på møblement og detaljer på personen. Det er ønskelig å simulere to ulike luftmengder og det er derfor lagd to ulike geometrier der den eneste forskjellen er høyde på tilluftsventilen. Dette er gjort for å få korrekt areal på ventilens lysåpning. Det er lagt inn en ventilhøyde på 0,013 m og 0,0074 m for å simulere maksimale og minimale luftmengder, men beholde en konstant tilluftshastighet på 2,4 m/s.

Det er satt inn en pultplate og en person, da disse kommer til å påvirke luftstrømmene i rommet. En person vil fungere som en varmekilde og vil danne konveksjonsstrømmer som kan påvirke luftstrømmene i rommet, mens pulten vil endre strømningsmønsteret i rommet og eventuelt bryte et kaldras fra vinduet. Personen vil også være påvirket av og påvirke strålingsbildet i simuleringen. Siden teknisk utstyr vil avgi varme og derfor påvirke temperatur og eventuelt strømningsbildet i rommet ved å danne konveksjonsstrømmer, er det lagt inn en laptop og en skjerm.

Det er tegnet inn vinduskarm siden karmen vil påvirke kaldras og luftstrømmen langs fasaden. Figur 42 viser hvordan modellen ser ut i Design Modeler i ANSYS. Det er her valgt å «skjule» taket og den ene langveggen for å vise inventaret.



Figur 42 Modellen i ANSYS Design Modeler

De ulike overflatearealene for rommet er vist i Tabell 25.

Tabell 25 Overflatearealer i ANSYS Fluent modell

Overflate	Overflateareal [m <sup>2</sup> ]
Fasade/yttervegg	3,27
Glassvegg	4,53
Innervegg	12,55 * 2
Tak	10,7
Gulv	10,8
Dør	1,72
Vindu	2,98
Tilluftsventil	0,005 og 0,016
Avtrekkventil	0,18
Person	Ca. 2

#### 7.4.2. Meshing

Da geometrien var ferdig ble «Mesh» i ANSYS benyttet. Geometrien består her av en del som blir kalt «air». Det er valgt å skille disse da det er tre ulike materialer med ulike termodynamiske egenskaper.



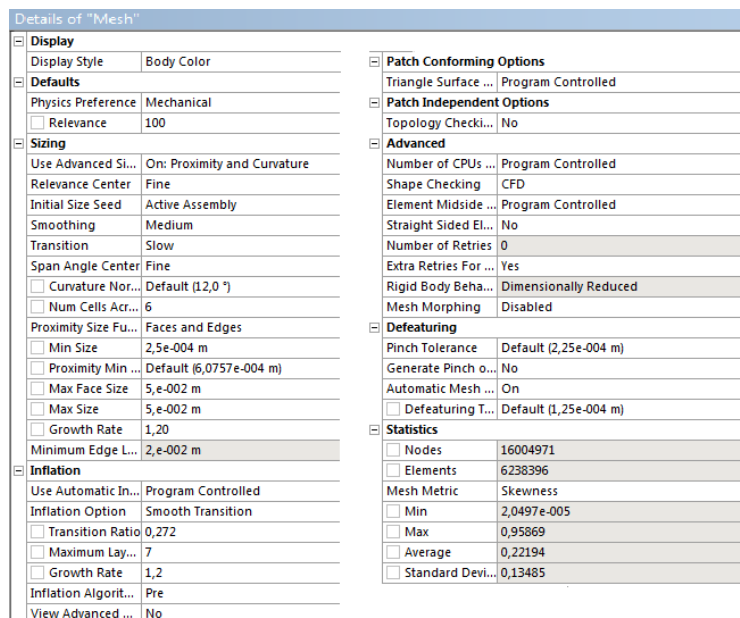
Det ble lagd et inflasjonsmesh for luften med gulv, tak, fasade, vindu og innervegger som grenser. Det ble lagt inn en vekstrate på 1,2, inflasjonsalternativ med myk overgang og overgangsforhold beholdt med standardverdier.

Alle overflatene ble deretter navngitt og samlet i grupperinger for å kunne sette opp grensebetingelser senere (Tabell 26).

Tabell 26 Inndeling av overflater med navn og forklaring som er gitt i ANSYS Fluent

Overflate	
Fasade_coldsurface	Ytterveggen mot friluft
Window_coldsurface	Vindusglasset mot friluft
Inner_walls	Innervegger, gulv og tak
Inlet	Tilluftsventil
Outlet	Overstrømsåpningen
Person_upper	Øvre del av personen
Person_lower	Nedre del av personen
Desk	Pulten
Air	Luften i rommet
Screen_heatgain	Forsiden av skjermen
Screen_rest	Resten av sidene på skjermen
Laptop_heatgain	Hovedflaten på laptopen
Laptop_rest	Sidene på laptopen
Windowsill	Overflatene på vinduskarmen

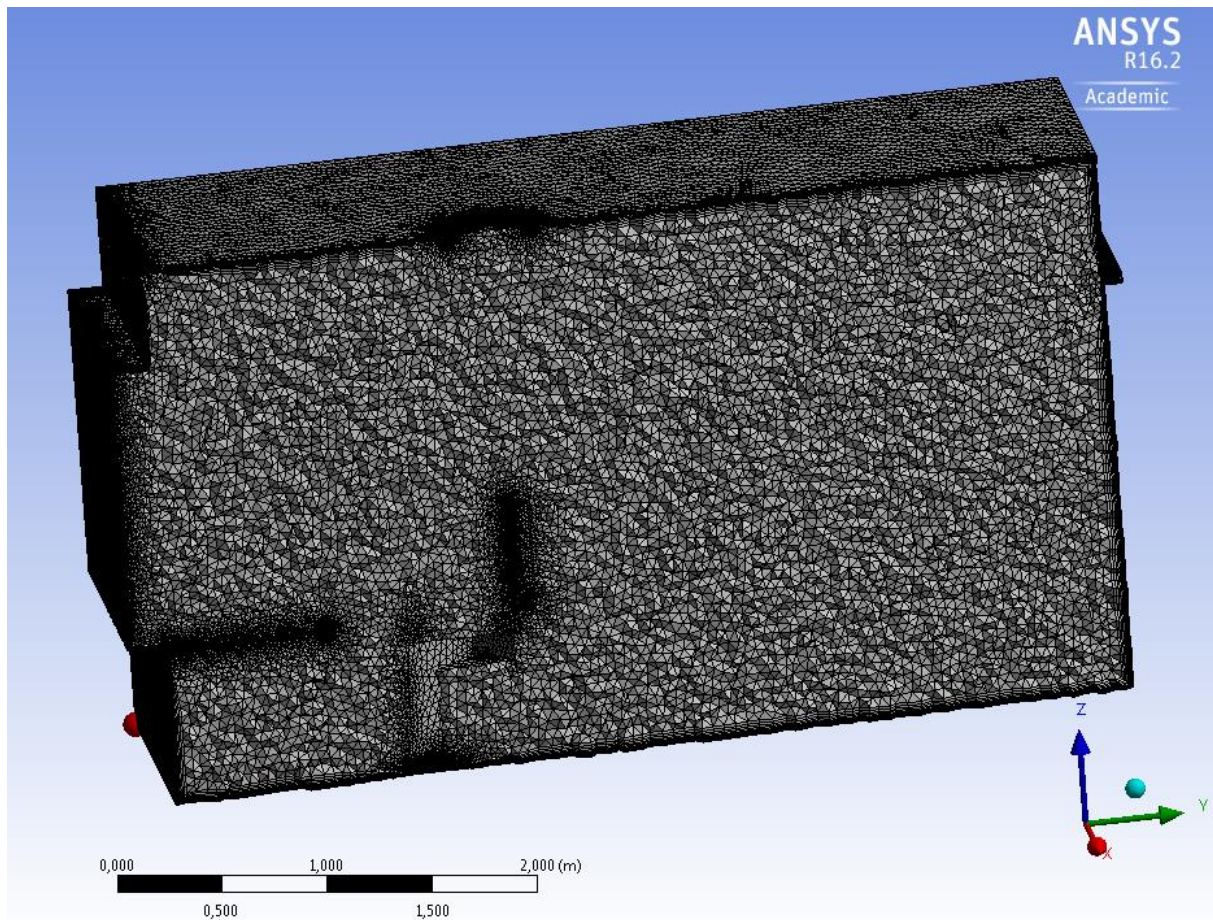
Detaljene for meshet er vist i Figur 43.



Figur 43 Detaljer over meshet. ANSYS Meshing

Figur 44 viser meshet i et snitt av rommet. Snittet viser at det er ekstra tett med celler rundt detaljene i rommet for å få så mye informasjon som mulig i grenseområdene. Dette for å få mer

nøyaktige resultater i beregningene. Det er også ekstra celler langs veggene for å få et godt bilde av grensesjiktet her.



Figur 44 Snitt av rommet som viser meshet med 0,0074 m høy ventil. ANSYS Meshing

### 7.4.3. Fluent

Fluent ble kjørt med dobbel presisjon og parallelløser.

#### **Generelt:**

Under generelt har man fire valg: «skala», «sjekk» «rapporter kvalitet» og «vis». Resultatet av å kjøre funksjonen «sjekk» og «rapporter kvalitet» er vist i Tabell 40 i vedlegg E.

Det er ønskelig å kjøre simuleringene med gravitasjon og det ble derfor lagt inn en verdi på  $-9,81 \text{ m/s}^2$  i z-retning. Ligningene skal løses med: trykkbasert, jevn tid og absolutt hastighetsformulering.

#### **Modell**

Simuleringen skal kjøres som stasjonær. Det vil med andre ord ikke tas hensyn til at parametre som temperatur kan variere over tid. Tilført tilluftsmengde vil være konstant og temperatur vil øke frem til det har stabilisert seg og en stasjonær situasjon er nådd. Valgte modeller som skulle bli kjørt i simuleringen er vist i Tabell 43 i vedlegg E. Det er valgt å kjøre simuleringene uten

---

strålingsmodell da innvirkning på grunn av stråling vil være minimal, men tiden simuleringene vil ta øker betraktelig.

### **Materialer**

*Det ble lagt inn materialer med ulike egenskaper som vist i*

Tabell 44 i vedlegg E. Termisk konduktivitet er beregnet ut fra U-verdier. Luften er lagt inn med varierende densitet, viskositet og termisk konduktivitet ved varierende temperatur. Air\_skitten er en parameter som er lagt inn for å kunne spore forurensing fra personen.

### **Cellesonebetingelser**

Cellesonen består av luftvolumet «air» og er en blanding av den rene og skitne luften.

### **Grensebetingelser**

Under grensebetingelser ble alle betingelsene for de ulike overflatene bestemt. De ulike inputverdiene er vist i Tabell 45, Vedlegg E. Alle overflater som ikke avgir varme er satt til adiabatisk og varmeavgivelse er beregnet med bakgrunn i verdier fra Tabell 18, s 46.

### **Løsningsmetoder**

Det er valgt trykk-hastighetskoblet løsningsmetode: SIMPLE. For å ta hensyn til oppdriftskrefter er Second Order valgt for trykk. For resten av variablene er det valgt Second Order Upwind for å øke nøyaktigheten.

### **Monitorer**

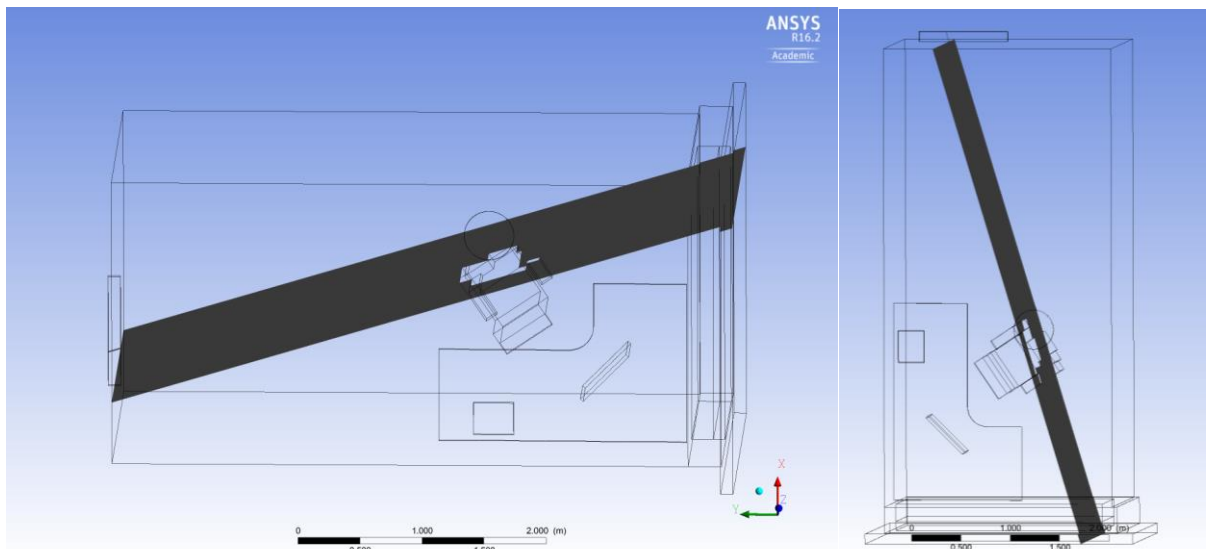
Restverdier er et mål på konvergens og skal gå mot null når løsningen konvergerer. Det er her valgt å bruke ANSYS sine standardverdier på  $10^{-3}$  og  $10^{-6}$  for energiligningen.

Det er også valgt å beholde standardverdier for Under-Relaxation Factors. Disse faktorene blir benyttet for å stabilisere konvergens og kontrollere beregnede verdier for hver iterasjon.

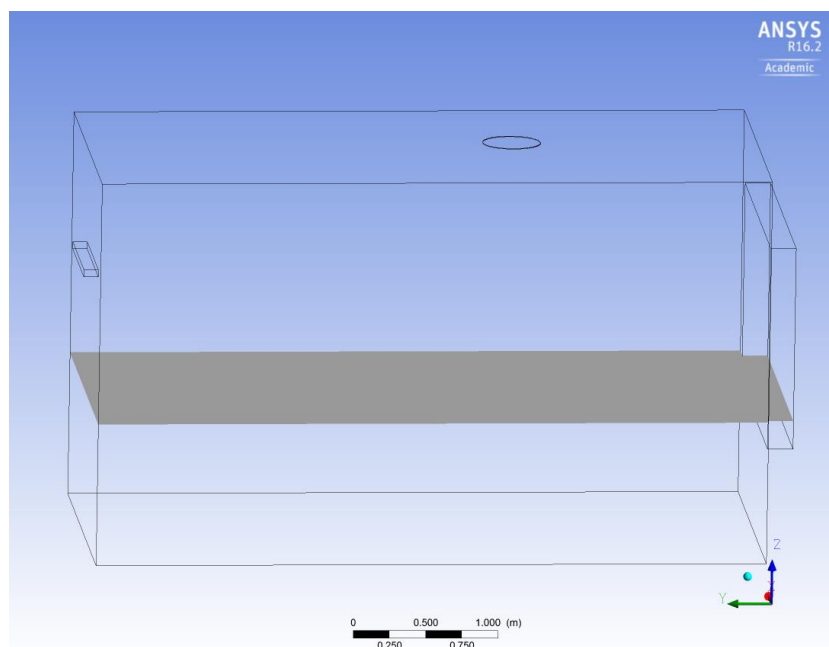


## 8. Resultater fra ANSYS Fluent og analyse

Det er valgt å legge frem resultater ved å bruke tabeller og figurer fra ANSYS Fluent. Det er brukt ulike snitt for vise temperatur-, hastighet- og forurensningsfordeling i rommet. Det ene snittet ligger på skrå gjennom rommet som vist i Figur 45 (videre kaldt vertikalt snitt). Dette snittet er valgt slik at det inkluderer avtrekksventilen, tilluftsventilen, personen og vinduet. Det andre snittet ligger i ulike høyder i XY-planet, et eksempel er vist i Figur 46. Alle bildene i dette kapittelet er hentet fra ANSYS.



Figur 45 Valgt snitt gjennom kontoret sett fra to ulike vinkler.



Figur 46 Eksempel på et snitt i XY-planet

---

## 8.1. Tomt kontor uten inventar, 40 l/s, 25 °C

Ved å se på et tomt cellekontor ser man hvor mye U-verdien i ytterveggen og vinduet har å si for varmebalansen i rommet. Det er i de følgende scenariene tilført overtemperert tilluft på 25 °C med en hastighet på 2,4 m/s. Forskjellen mellom de to scenariene er kun U-verdiene i fasaden.

### 8.1.1. Temperaturfordeling i rommet

Figur 47 A – F og Figur 48 A – F viser temperaturen i 5 ulike høyder i rommet og et snitt av rommet for de to ulike fasadene som er analysert. Temperaturskalaen går fra 14 °C til 26 °C for å vise forskjellen på de ulike rommene.

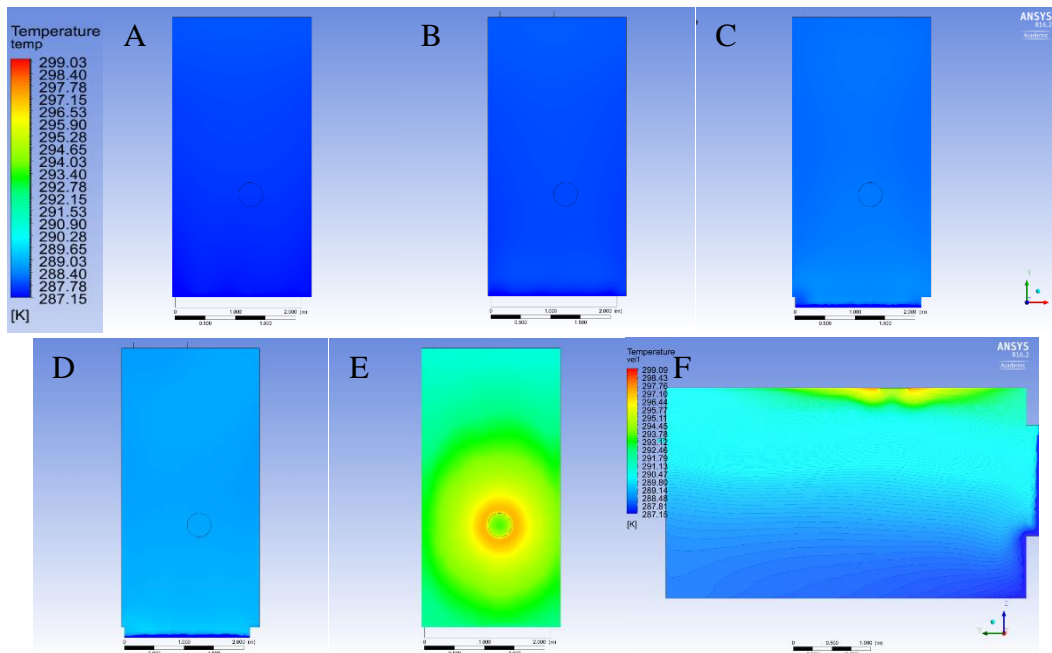
Det kommer inn varm luft ved taket (E), og etter hvert som en kommer lenger ned mot gulvet vil det bli kaldere. Dette er som forventet ettersom de kalde overflatene på vinduet og ytterveggen danner kaldras. En kan og se at det er større temperaturforskjell i de ulike høydene for rommet med fasade fra 1969.

Den største temperaturforskjellen ses ved vinduet ved 1 m (C) og 1,5 m (D) over gulvet. Det er relativt jevn temperatur i rommet, bortsett fra området inntil vindusflaten der det er vesentlig kaldere. Nederst til høyre i begge figurene vises et vertikalt snitt av rommet der det kan ses hvordan kaldraset vokser desto lenger nedover vinduet en kommer og deretter brer seg langsetter veggen og utover gulvet. Det er større kaldras for fasaden fra 1969.

Ved å se på snittet 2,68 m over gulvet (F) på begge figurene kan en se at tilluften blander seg med romluften relativt raskt og luften som tilføres kjøles ned etter hvert som den brer seg utover i rommet. Det er raskere nedkjøling av luften for scenariet med fasade fra 1969 siden temperaturen i rommet er noe lavere generelt.

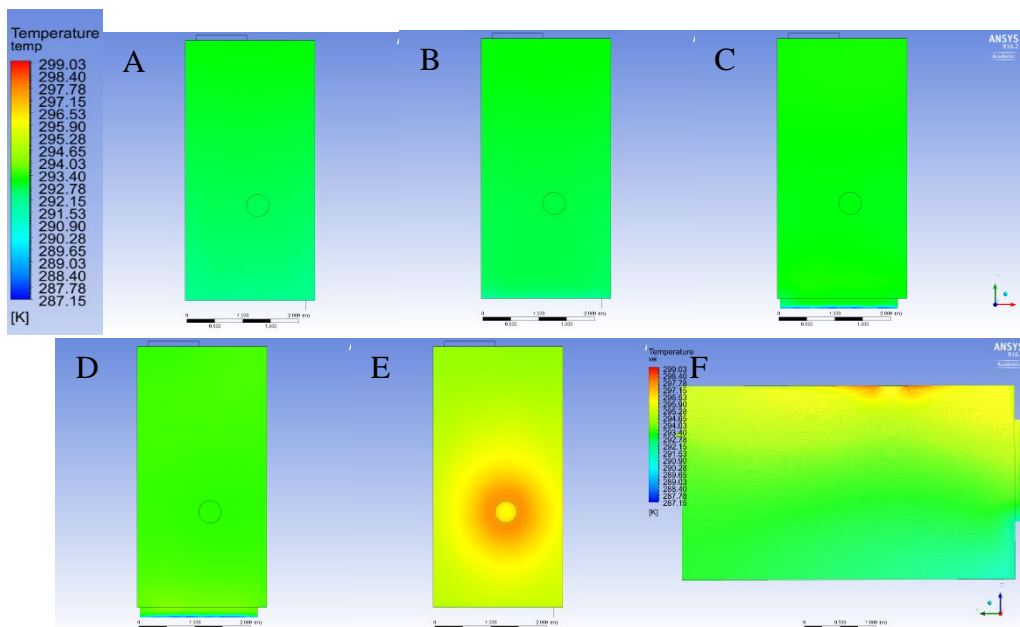
For begge scenariene kan en se at det ikke er perfekt omrøring da det er tydelige temperatursjikt i rommet. For rommet med fasade fra 2015 kan en se at det legger seg et varmt luftsjikt under taket.

Figur 47 viser temperaturfordelingen i et cellekontor med en fasade fra 1969. Det er i dette tilfellet et tydelig kaldras fra vinduet og temperaturkravene som stilles blir ikke møtt.



Figur 47 Temperaturer i rom med fasade fra 1969. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet

Temperaturfordelingen i et cellekontor med en fasade fra 2015 vises i Figur 48. Det er tegn til kaldras, men ikke betydelig. Temperaturen ligger rett under minstekravet som er satt for cellekontoret.



Figur 48 Temperaturer i rom med fasade fra 2015. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet

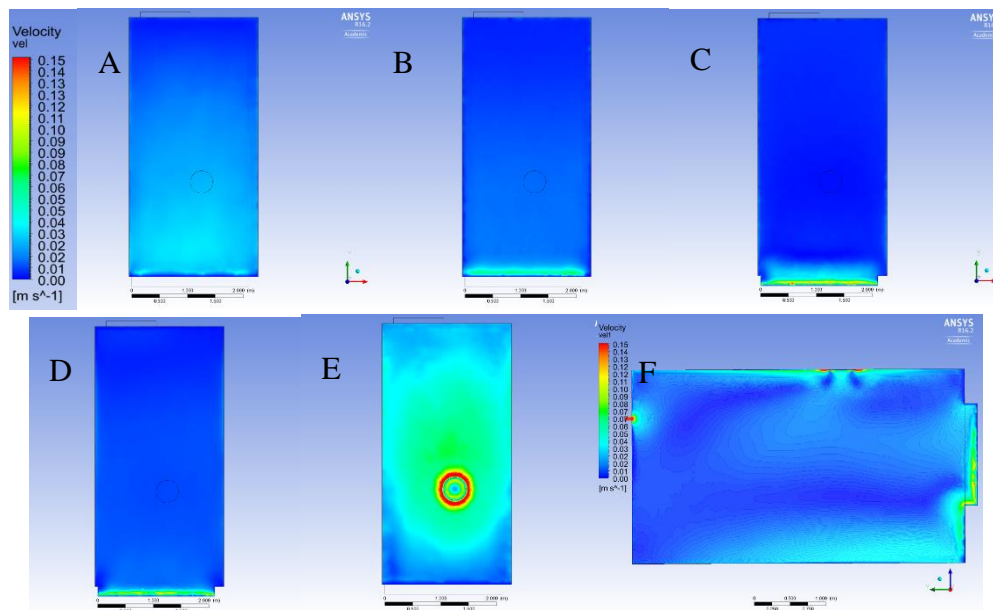
### 8.1.2. Hastighetsfordeling i rommet

Figur 49 og Figur 50 viser hastigheter i rommet ved ulike høyder i XY planet og i et snitt gjennom rommet, som vist i Figur 45 og Figur 46. Det er valgt å ha se på hastigheter mellom 0 og 0,15 m/s da hastigheter over dette er definert som trekk.

Det blir tilført luft med en hastighet på 2,4 m/s rett under himlingen (E). Hastigheten synker raskt etter hvert som den blander seg med luften i rommet. Det er noe større hastighet over lenger distanse i rommet med fasade fra 1969. Figurene viser og at det 1,5 m over gulvet (D) er noe luftbevegelse i rommet, mens 1 m (C) er det veldig lite, bortsett fra i nærheten av vinduet. Ved 0,5 m over gulvet (B) er det noe mer luftbevegelser innover i rommet, og 0,1 m (A) viser figuren kaldraset fra fasaden brer seg utover gulvet. Dette kan ses i snittet i ZY-planet (F).

Det er noe mer luftbevegelse i rommet med fasade fra 1969. Særlig ved gulvet er lufthastighetene større noe som viser at det er større kaldras fra kaldere overflater. Ved å se på figurene kan det ses at det ikke i noen av scenariene er snakk om høye hastigheter, og det er dermed liten fare for trekk slik dette cellekontoret er satt opp.

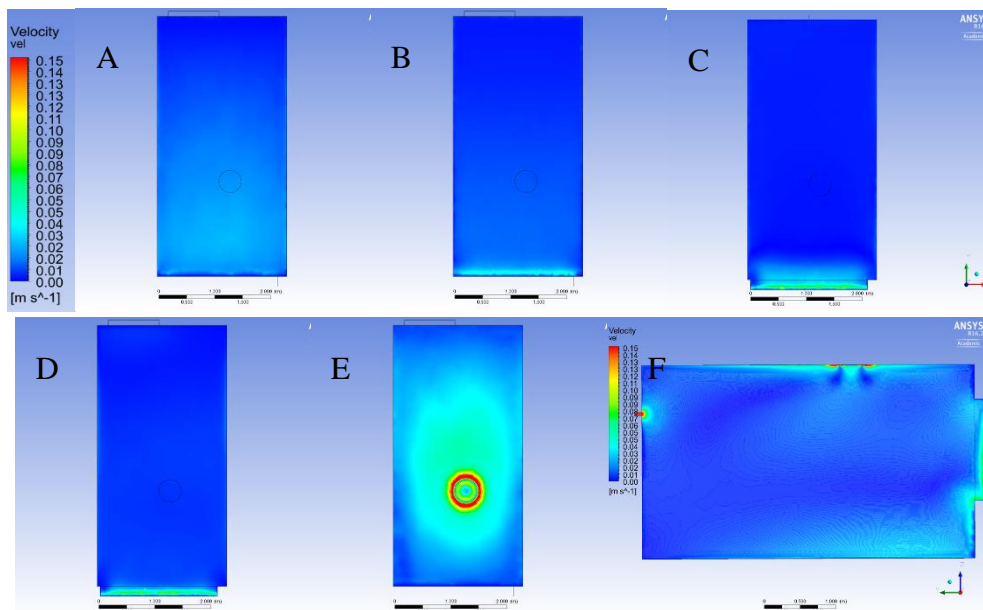
I Figur 49, nedenfor, viser hastighetsfordelingen i et rom med en fasade fra 1969. Her kan det ses at kalde overflater som vinduet skaper et kaldras som fordeler seg utover gulvet, og har høye hastigheter inntil vindusoverflaten.



Figur 49 Hastigheter i rom med fasade fra 1969. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet

Figur 50 viser hastighetsfordelingen i et cellekontoret med fasade fra 2015. Det ses tendenser til luftbevegelser i hele rommet, men lufthastigheten er under 0,15 m/s og vil derfor ikke oppleves som trekk.





Figur 50 Hastigheter i rom med fasade fra 2015. Fra øverst til venstre: 0,10 m, 0,50 m, 1,00 m, 1,50 m, 2,68 m over gulvet, vertikalt snitt gjennom rommet

### 8.1.3. Kommentarer

Det kan fra disse resultatene ses at det er stor forskjell på varmetap gjennom fasadene som tilfredsstillere kravene for 1969 og 2015. Når veggen har en U-verdi på  $0,66 \text{ W/m}^2\text{K}$  og vinduet  $2,8 \text{ W/m}^2\text{K}$  er varmetapet vesentlig større enn hva som tilføres av effekt til rommet. Gjennomsnittstemperaturen i dette kontoret blir, til tross for tilført varme ikke mer enn  $11 \text{ }^\circ\text{C}$ . For 2015 scenariet blir den tilsvarende temperaturen  $22 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Det er valgt å kjøre simuleringer med like parametre, selv om man i 1970 nok ville brukt mer luft og høyere temperaturer for å holde det varmt nok i rommet. Det er valgt å gjøre det på denne måten for å kunne se hvor stor påvirkning fasaden har på inneklimate.

## 8.2. Valgt cellekontor med inventar

I dette underkapittelet legges resultater fra simuleringene av valgt cellekontor med inventar fra ANSYS Fluent frem. Det er tilført luft med varierende temperatur og luftmengder, men ved konstant tilluftshastighet på  $2,4 \text{ m/s}$  i alle tilfellene. Det er valgt å legge frem resultatene parvis for å se på forskjellen mellom de ulike scenariene der den ene fasaden tilfredsstillere krav fra 2015 og den andre fasaden krav fra 1969. Alle andre parametre blir holdt konstant.

### 8.2.1. Temperaturprofiler

Temperaturprofilene for de ulike scenariene som har blitt simulert blir vist i de følgende avsnittene. Det er her varierende luftmengder, tilluftstemperaturer og U-verdier i fasade. Det er valgt å vise temperaturer mellom  $20 - 26 \text{ }^\circ\text{C}$ , siden kravet for kontorbygget er at temperaturen skal være mellom  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  og  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  for å sikre termisk komfort. I scenariene som har fasade fra 1969 er det også valgt å vise temperaturene mellom  $14 - 26 \text{ }^\circ\text{C}$  for å vise sjiktene, siden

---

temperaturene er så lave og ikke viser fordelingen i rommet dersom minsteverdien er satt til 20 °C.

Det er valgt å lage en tabell med gjennomsnittstemperaturen i XY-planet 0,1 m (ankelhøyde) og 1,1 m (hodehøyde) over gulvet for å kunne regne ut hva som er temperaturforskjellen mellom hode og ankel. Gjennomsnittstemperaturen i hele rommet er tatt med i tabellen.

### **Case 1 og 2 – Overtemperert tilluft ved maksimale luftmengder 40 l/s**

Scenario 1 og 2 har maksimale luftmengder, 40l/s, tilført ved 25 °C. Temperaturene for disse scenariene er vist i Tabell 27.

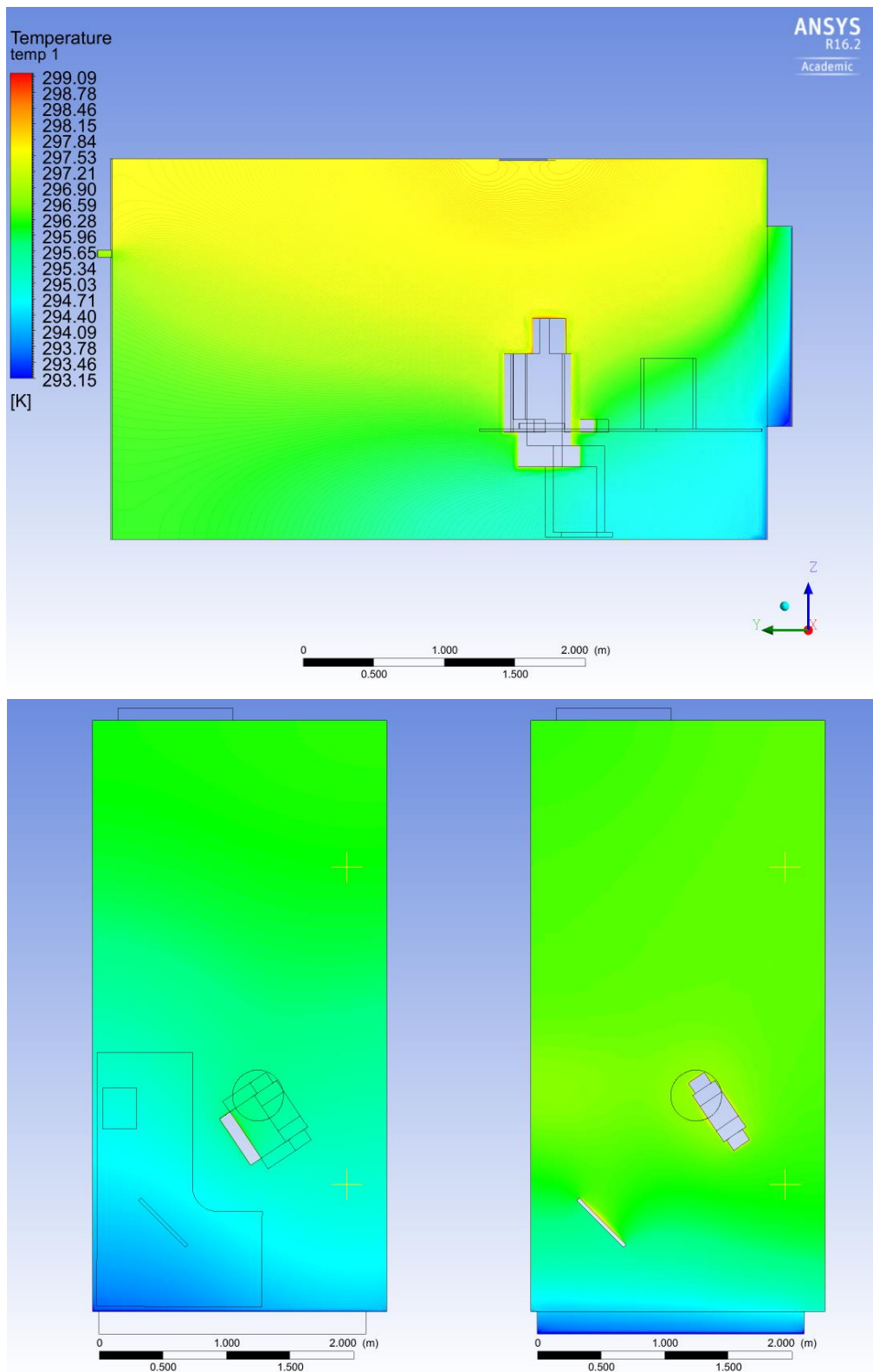
*Tabell 27 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, temperaturdifferansen og gjennomsnittstemperaturen for hele rommet for scenario 1 og 2*

<b>Parameter</b>	<b>Case 1</b>	<b>Case 2</b>
Temperatur 0,1 m over gulv [°C]	24,9	18,7
Temperatur 1,1 m over gulv [°C]	25,7	20,8
$\Delta T$ mellom ankel og hode [°C]	0,8	2,1
Gjennomsnittstemperatur i hele rommet [°C]	25,7	20,9

### **Case 1 – 2015, 25 °C, 40 l/s**

U-verdiene for fasaden i dette tilfellet tilfredsstiller krav fra 2015 og er henholdsvis 0,7 W/m<sup>2</sup> for vinduet og 0,22 W/m<sup>2</sup> for veggen.

Figur 51 viser at det blir en temperaturldeling i rommet og en kan se at kald luft fra området ved vinduet synker nedover og sprer seg utover gulvet. Temperaturforskjellen mellom ankel og hode vil være på 0,8 °C, som er innenfor kravet for termisk komfort. Det er noe høy temperatur i rommet, med et gjennomsnitt på 25,7 °C. Det kan også ses fra figurene at personen, PC-en og skjermen fungerer som varmekilder.



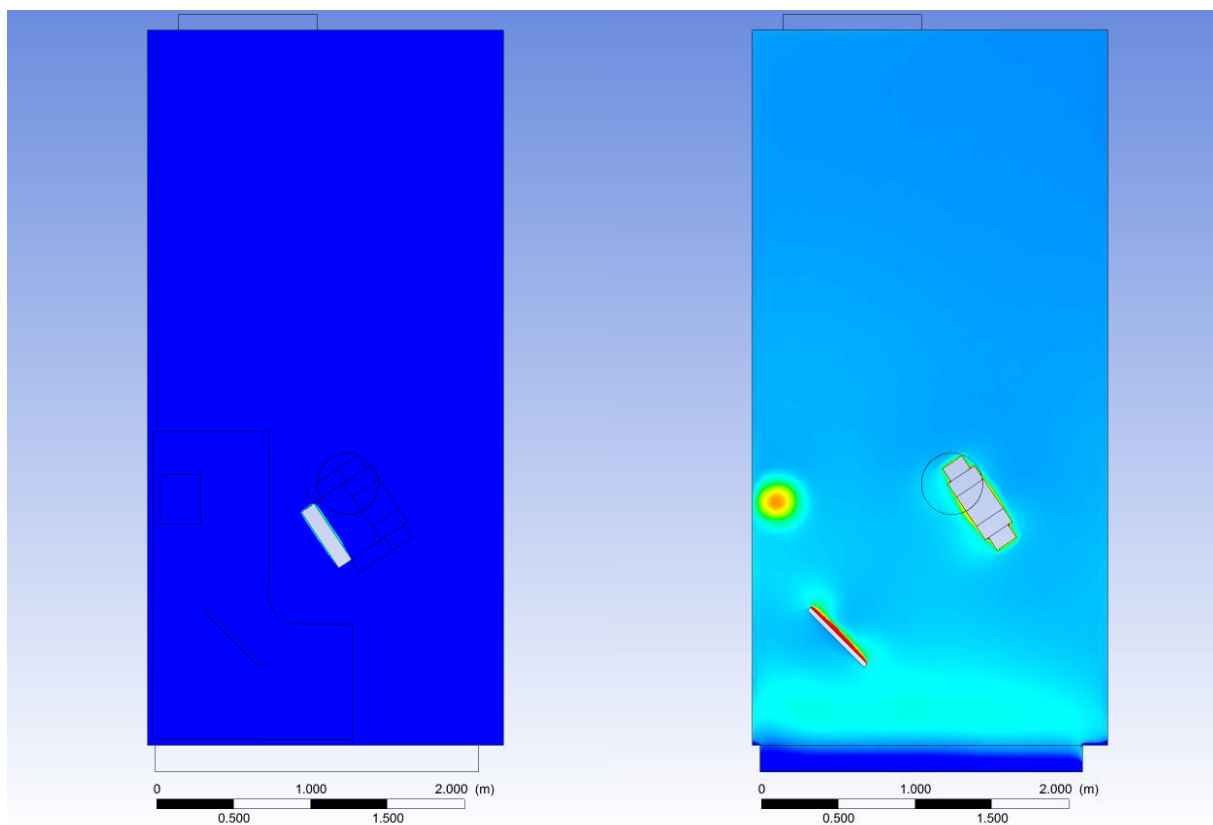
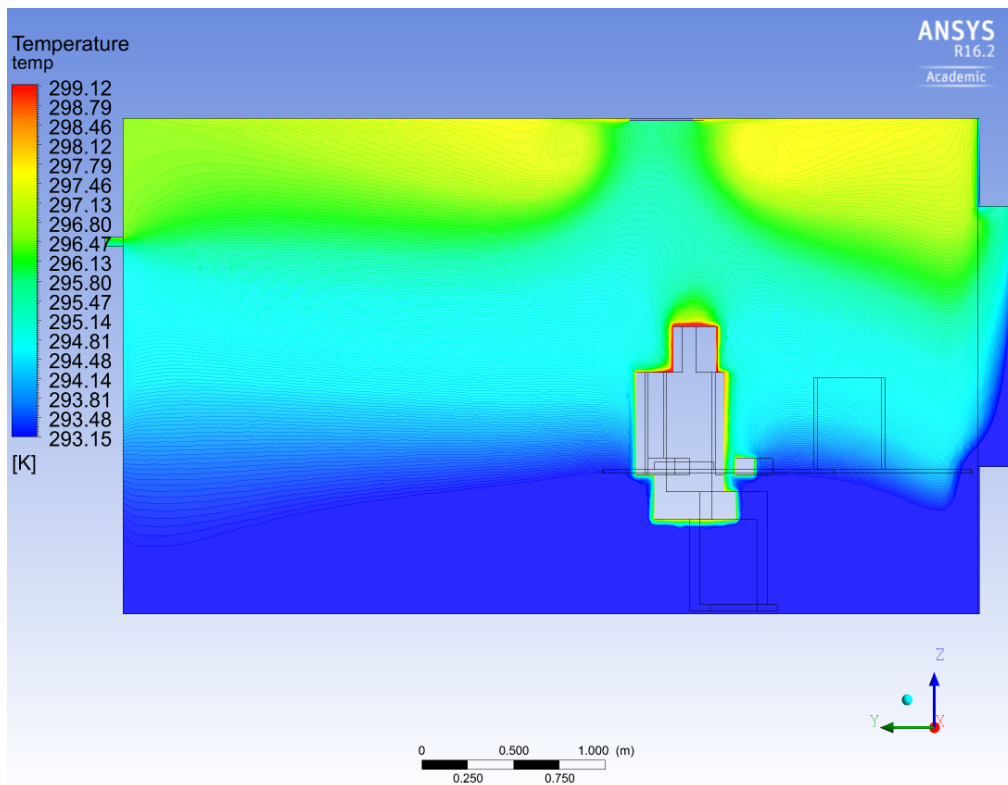
Figur 51 Temperaturfordeling i case 7, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet

---

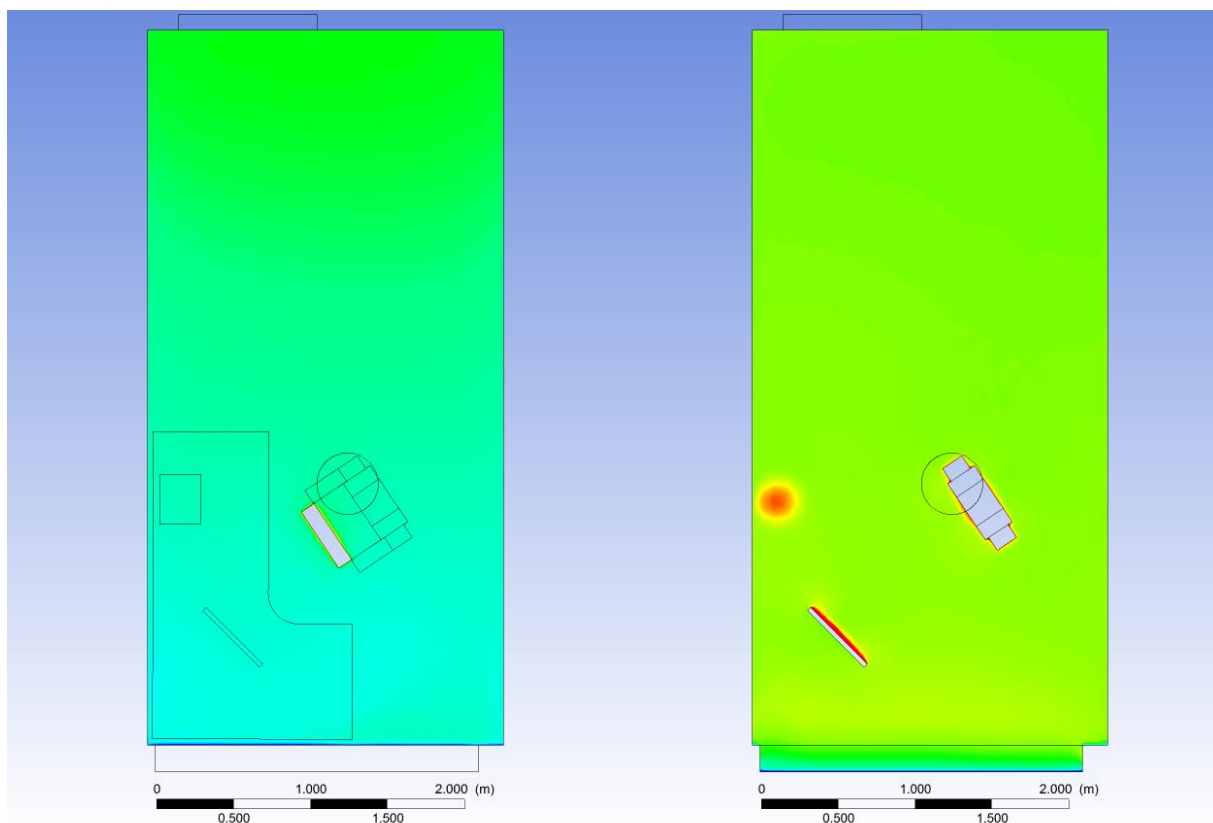
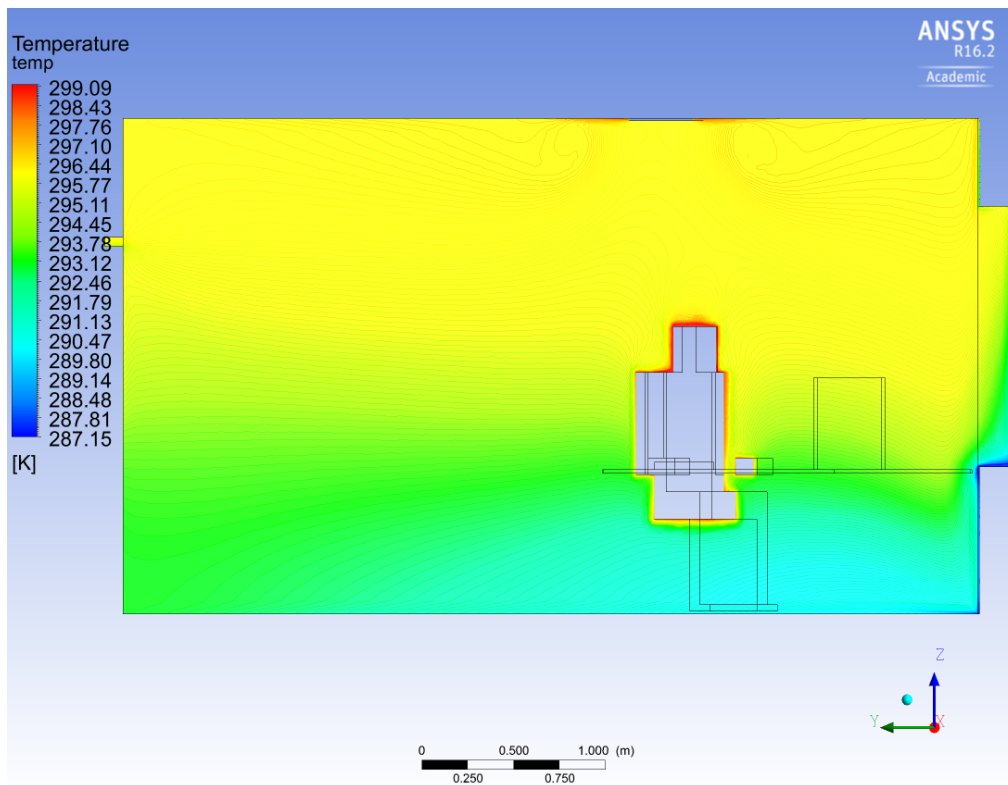
### **Case 2 – 1969, 25 °C, 40 l/s**

Figur 52 og Figur 53 viser temperaturfordelingen i cellekontoret som er simulert med fasade fra 1969. Fra Figur 52 kan det ses at temperaturen i rommet bli for lav i forhold til det som kreves. Det er en klar temperaturforskjell mellom den øvre og nedre delen av rommet. Luften tilføres med overtemperatur og blir liggende oppunder taket, mens den kalde luften blir liggende ved gulvet. Det er et klart kaldras fra vinduet, og figuren nederst til høyre viser at det er inntil vinduet og nederst i vinduskarmen det er kaldest.

Begge figurene viser at PC-en, skjermen og personen i rommet fungerer som varmekilder og Figur 53 viser hvordan den kalde luften brer seg utover når den når gulvet og hvordan luften trekkes mot personen på grunn av konveksjonsstrømmer.



Figur 52 Temperaturfordeling i case 8, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet



Figur 53 Temperaturfordeling i case 8, 25 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen her går fra 16 -26 °C

---

### **Case 3 og 4 Overtemperert tilluft ved minimale luftmengder**

Scenario 3 og 4 er simulert med minimale luftmengder tilført ved 25 °C. Temperaturene for disse scenariene er vist i Tabell 28.

*Tabell 28 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, temperaturdifferansen og gjennomsnittstemperaturen for hele rommet for scenario 3 og 4*

<b>Parameter</b>	<b>Case 3</b>	<b>Case 4</b>
Temperatur 0,1 m over gulv [°C]	21,7	18,2
Temperatur 1,1 m over gulv [°C]	22,6	19,5
$\Delta T$ mellom ankel og hode [°C]	0,9	1,3
Gjennomsnittstemperatur i hele rommet [°C]	23,7	20,4

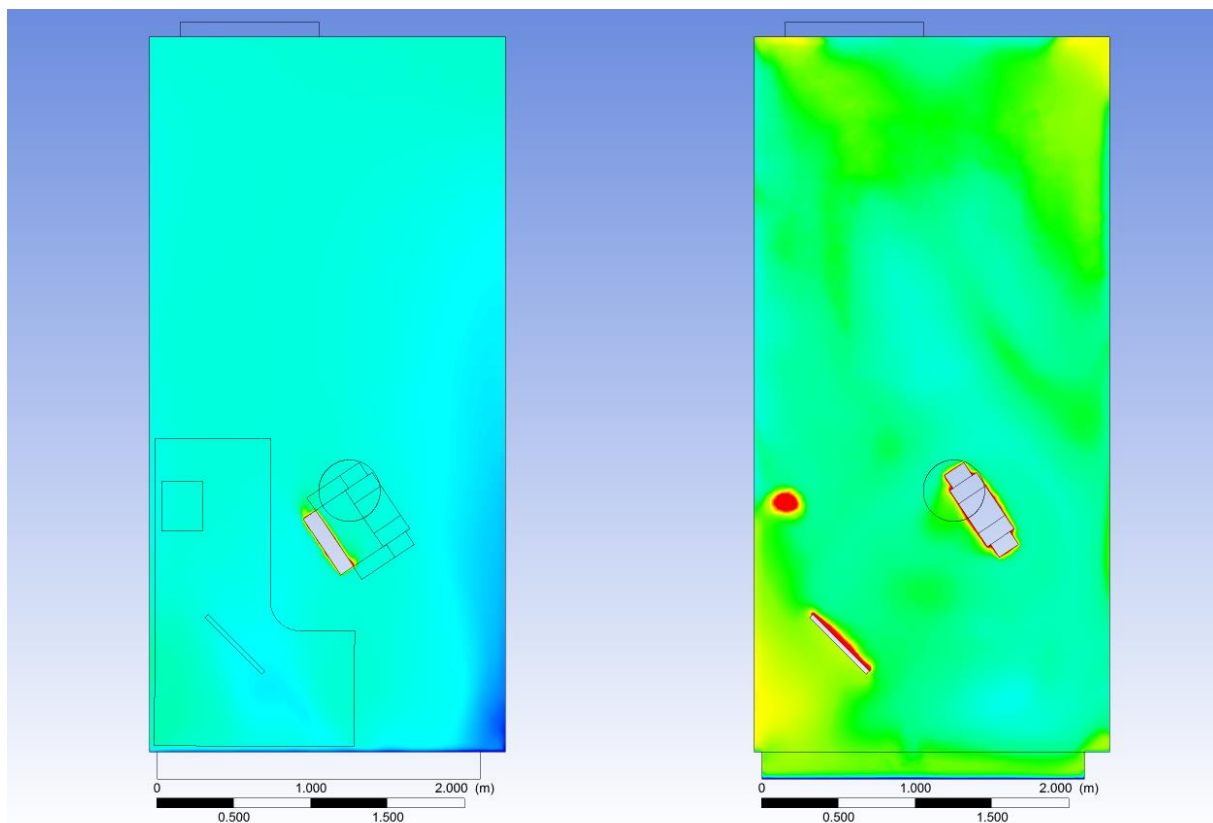
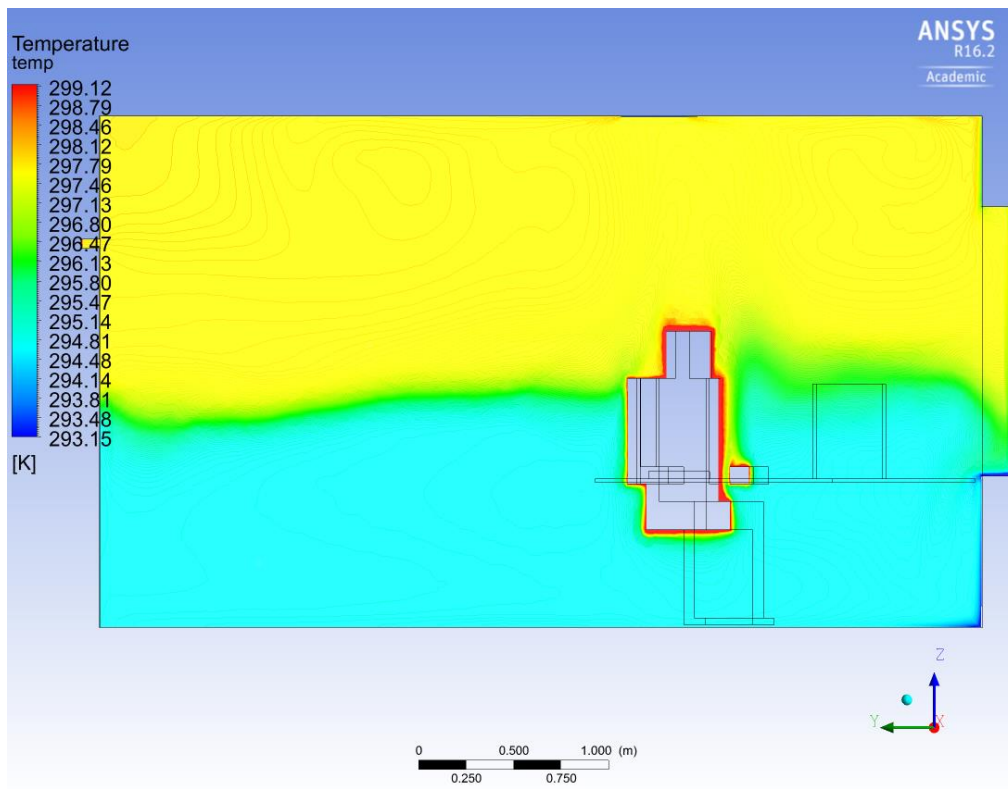
---

### Case 3 - 2015, 25 °C, 22,6 l/s

Figur 54 viser temperaturfordeling i et cellekontor som får tilført minimale luftmengder. Fasaden her tilfredsstiller krav fra 2015. Det er lite tegn til kaldras, men det er tydelig temperaturskille i rommet. Varm luft blir liggende som et sjikt oppunder taket, mens det i XY-retning er ganske jevn temperaturfordeling.

Fra figuren nederst til høyre ser en at PC-en, skjermen og personen fungerer som oppvarmingskilder og varmer opp luften rundt kilden. Figuren med YZ-snitt, øverst, viser hvordan temperaturen over personen er varmere enn ved gulvet.





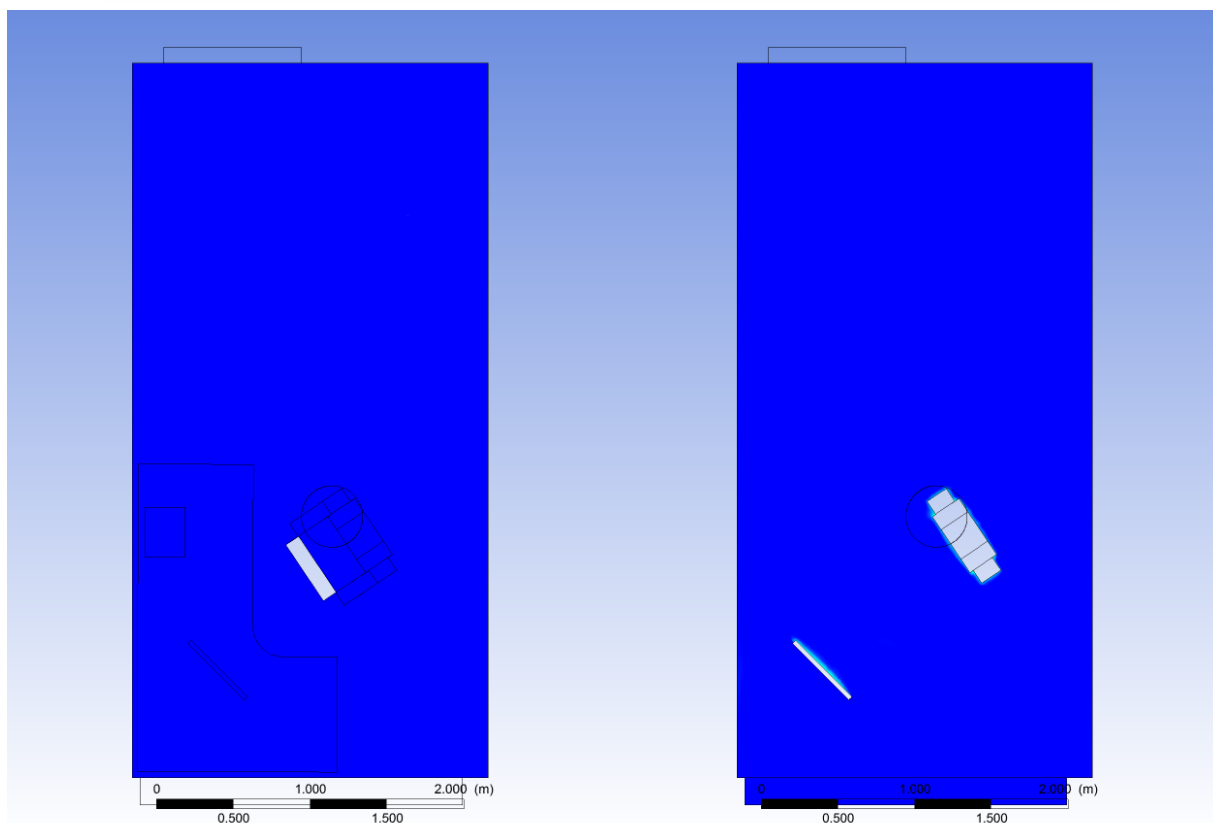
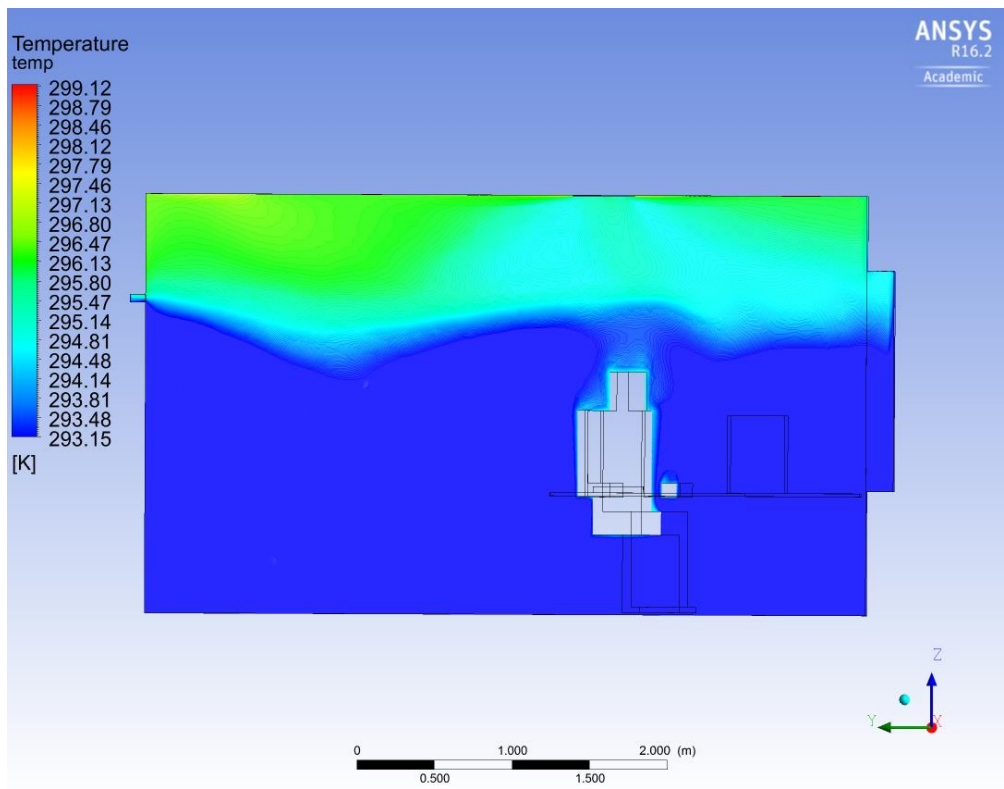
Figur 54 Temperaturfordeling i case 5, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet

---

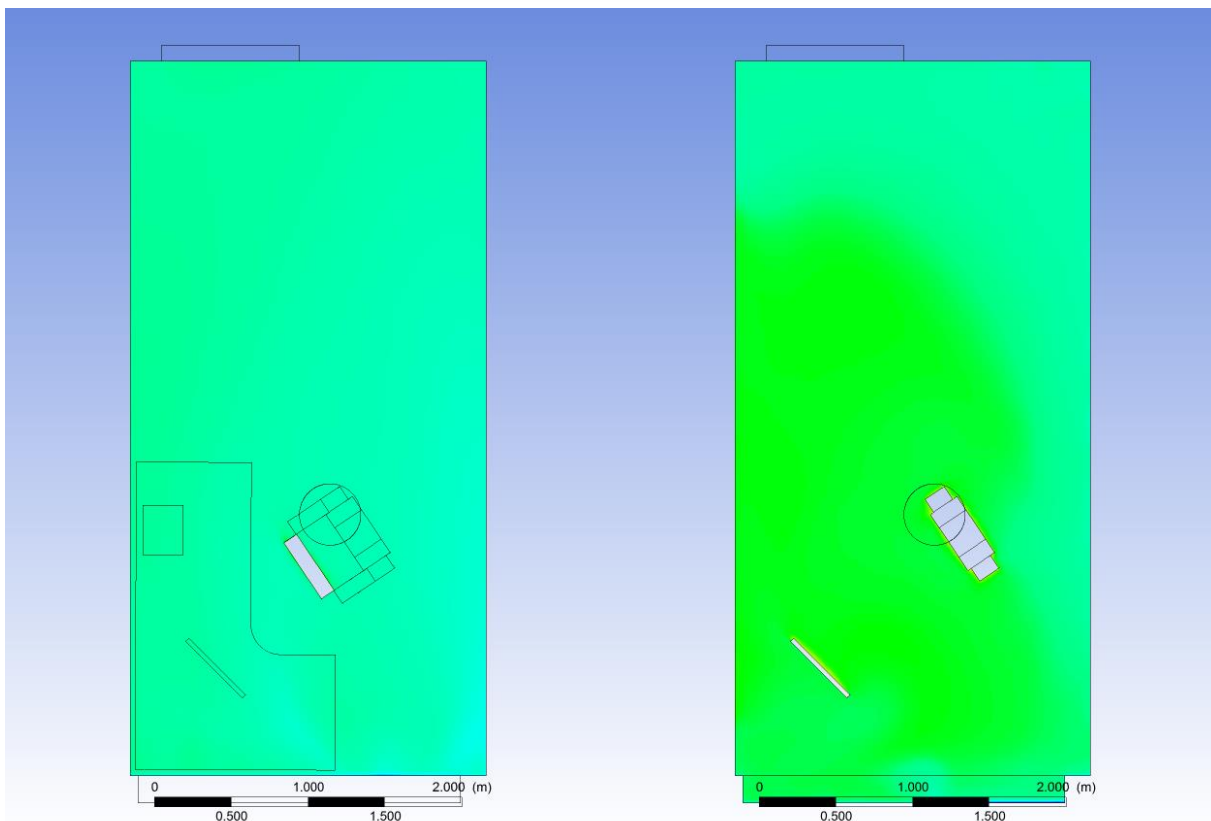
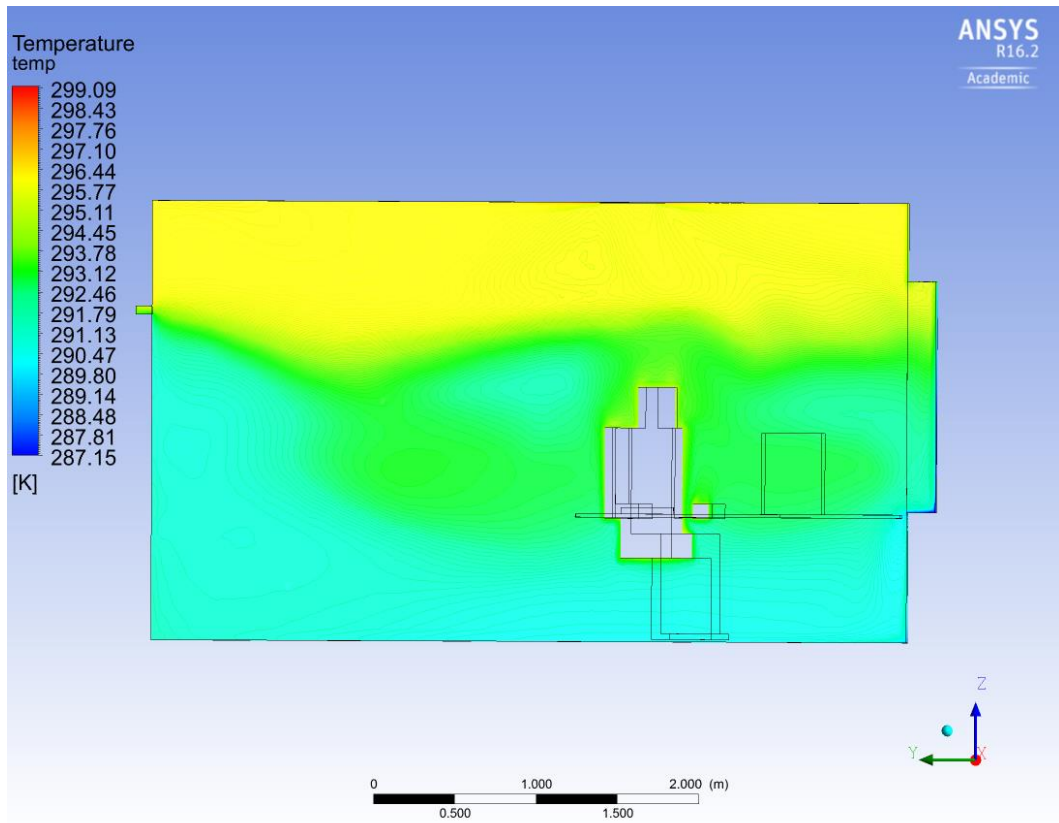
**Case 4 -1969, 25 °C, 22,6 l/s**

I denne simuleringen tilfredsstiller ytterveggen og vinduet kravene fra 1969. Figur 55 og Figur 56 viser at temperaturkravene ikke blir tilfredsstilt i et scenario der det er tilført minimale luftmengder med en tilluftstemperatur på 25 °C. Luften blir tilført med temperatur som er høyere enn romluften og blandes raskt og kjøles ned.

Det blir et varmt luftsjikt oppunder taket som deretter blir trukket ut av avtrekksventilen. Dette tyder sterkt på en kortslutning for dette scenariet. I rommet vil temperaturen falle til 14 °C noen steder, og den kaldeste luften vil være langs glassflaten i vinduet. En ser at personen, PC-en og skjermen bidrar til oppvarming av rommet, men ikke nok til å møte temperaturkravene.



Figur 55 Temperaturfordeling i case 6, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet



Figur 56 Temperaturfordeling i case 6, 25 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen her går fra 16 -26 °C

---

### **Case 5 og 6 – Undertemperert tilluft ved maksimale luftmengder**

Det er for følgende to tilfeller tilført maksimale luftmengder med en hastighet på 2,4 m/s ved en tilluftstemperatur på 21 °C. Temperaturene for disse scenariene er vist i Tabell 29.

*Tabell 29 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, for scenario 5 og 6*

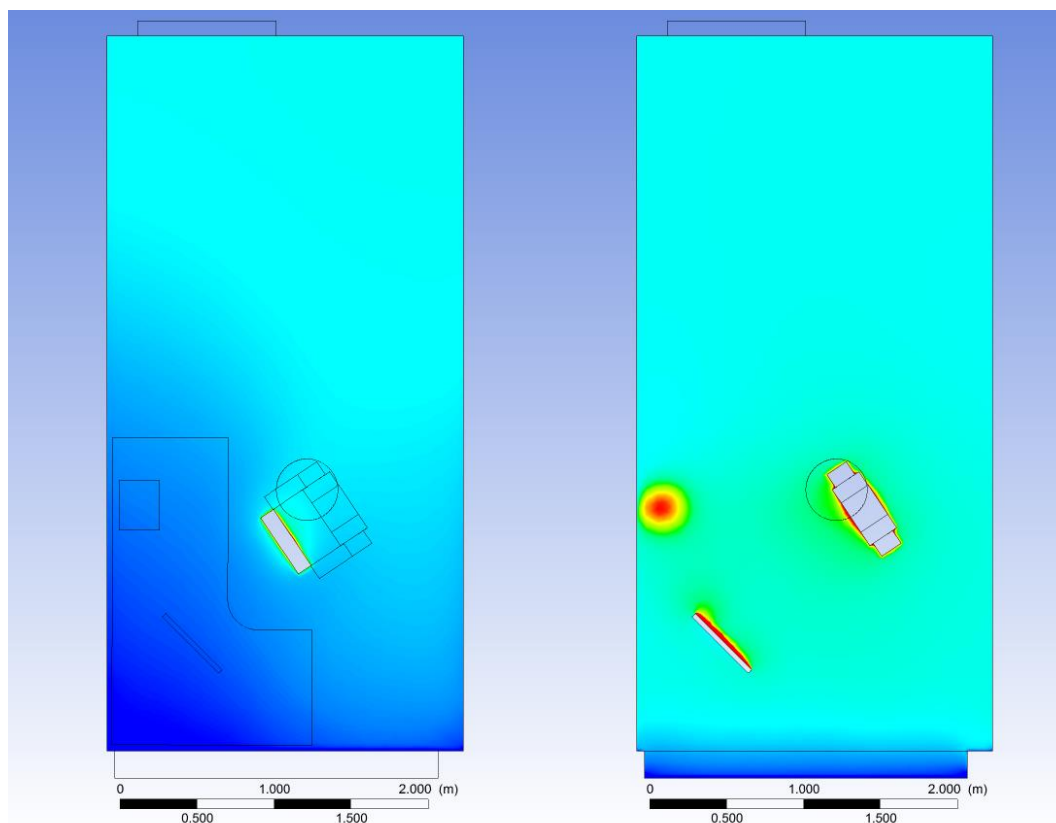
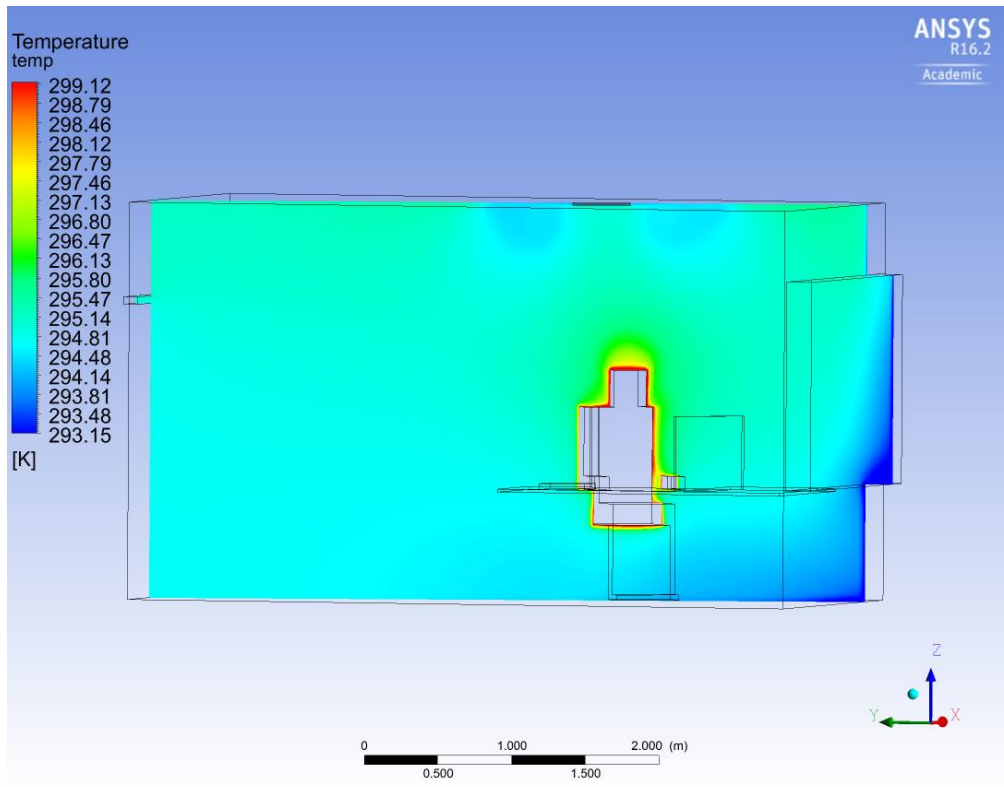
<b>Parameter</b>	<b>Case 5</b>	<b>Case 6</b>
Temperatur 0,1 m over gulv [°C]	21,2	15,9
Temperatur 1,1 m over gulv [°C]	21,7	17,6
$\Delta T$ mellom ankel og hode [°C]	0,5	1,7
Gjennomsnittstemperatur i hele rommet [°C]	21,9	17,7

---

**Case 5 - 2015, 21 °C, 40 l/s**

I dette tilfellet tilfredsstillers fasaden kravene fra 2015. Figur 57 viser at det blir tilført luft ved 21°C som er under gjennomsnittstemperaturen i rommet på 21,9 °C. Tilluften vil raskt blande seg med romluften og bli varmet opp. Det kan ses at det er noe temperaturstratifisering i rommet, da det er noe varmere øverst ved taket.

Ved vinduet vil det dannes et kaldras på grunn av den kalde overflaten, men temperaturen i oppholdssonen er fortsatt innenfor kravene. Det kan oppleves en forskjell i temperatur foran og bak på kroppen på grunn av den kalde luften som samler seg under pulten. Figuren viser at det kaldeste området i rommet er nederst i vinduskarmen. Den kalde luften vil spres utover gulvet og samle seg i hjørnet under pulten. PC-en, personen og skjermen fungerer som varmekilder og en ser en oppvarming av romluften i områdene rundt kildene.



Figur 57 Temperaturfordeling i case 5, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst vises et snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet

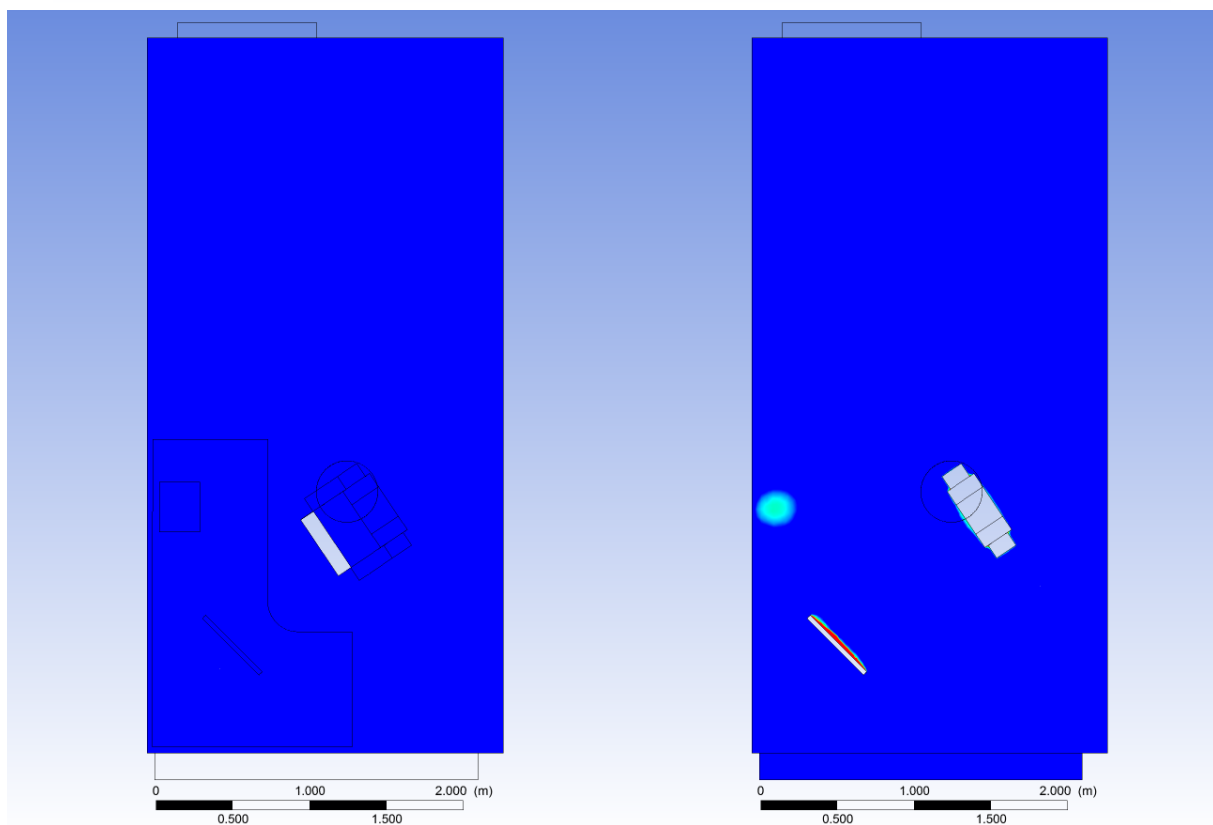
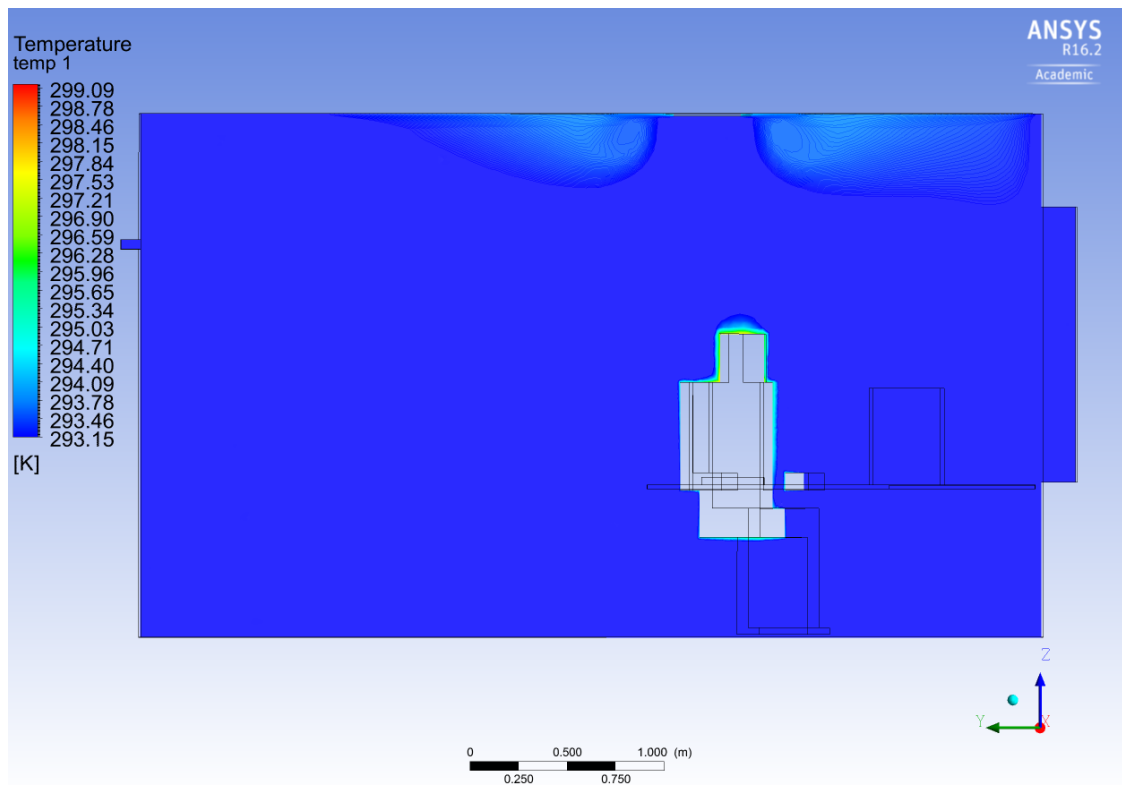
---

**Case 6 - 1969, 21 °C, 40 l/s**

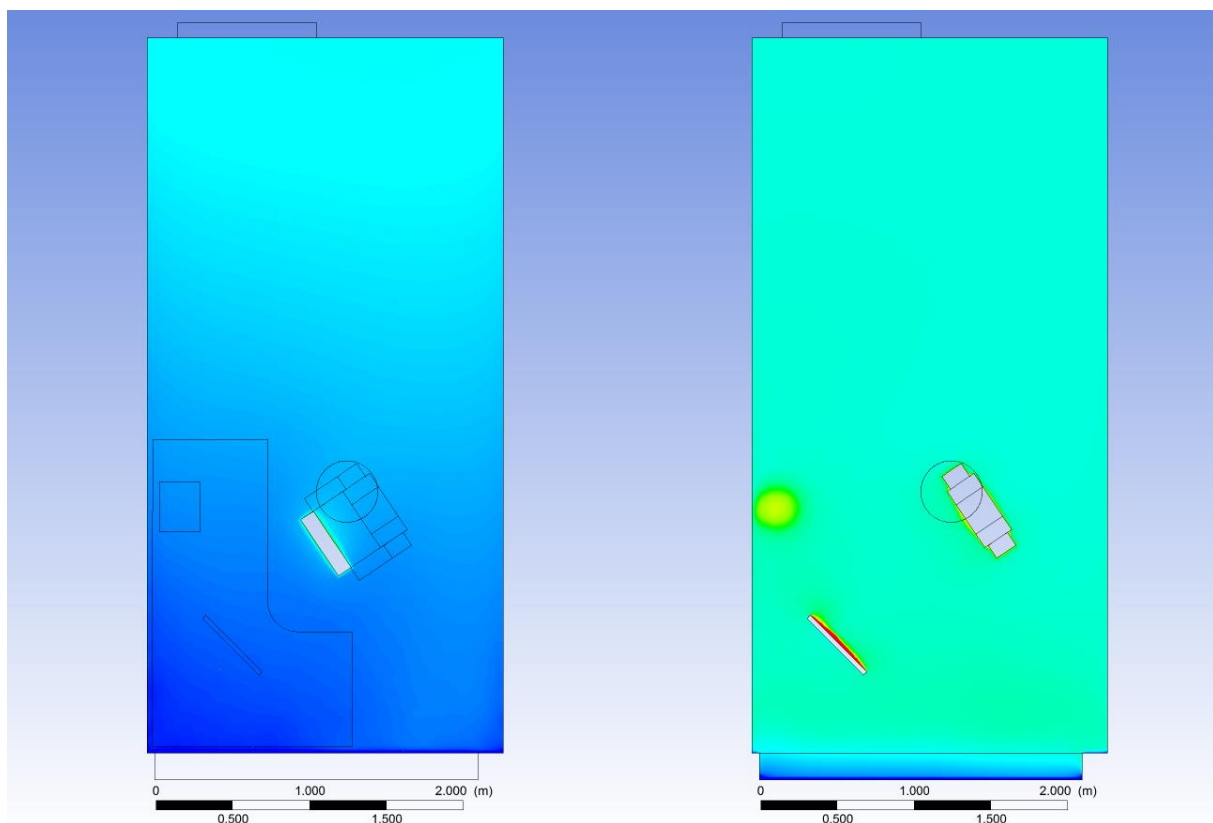
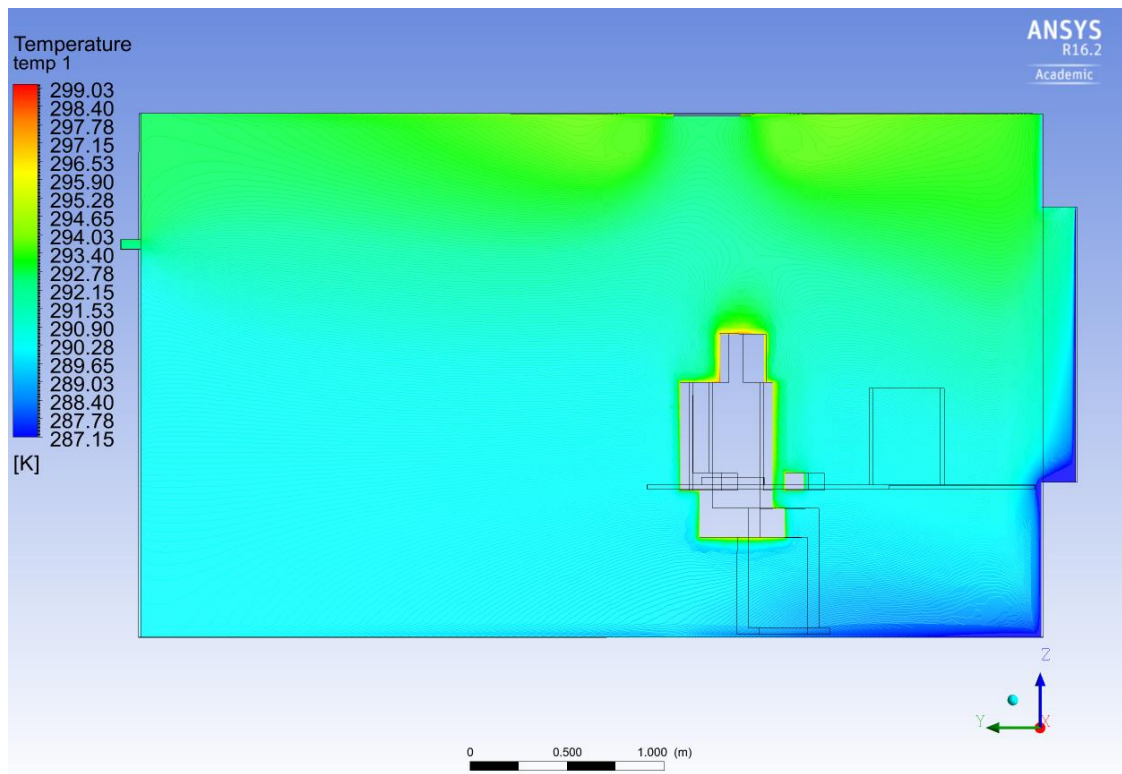
Ved dette scenariet tilfredsstillter ytterveggen og vinduet kravene fra 1969. Figur 58 og Figur 59 viser at temperaturkravene ikke blir møtt i et scenario der det er maksimale luftmengder med en tilluftstemperatur på 21 °C.

Begge figurene viser at personen, PC-en og skjermen vil fungere som oppvarmingskilder og at det i områdene rundt kildene vil være noe varmere enn i resten av rommet. Luften tilføres med overtemperatur i forhold til rommets gjennomsnittstemperatur. Ved å se på Figur 59 ser en at det blir liggende et sjikt med varmere luft ved taket, og langs vinduet og veggen dannes det et kaldras som brer seg ut over gulvet. Det vil være kaldest i hjørnet under pulten i ankelhøyde.





Figur 58 Temperaturfordeling i case 6, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet



Figur 59 Temperaturfordeling i case 6, 21 °C tilluft og maksimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen går her fra 14 – 26 °C

---

### **Case 7 og 8 – Undertemperert tilluft ved minimale luftmengder**

Det er i disse simuleringene tilført minimale luftmengder med en hastighet på 2,4 m/s ved en tilluftstemperatur på 21 °C. Temperaturene for disse scenariene er vist i Tabell 30.

Tabell 30 Gjennomsnittlig temperatur for to snitt i XY-planet, henholdsvis 0,1 m og 1,1 m over gulvet, for scenario 7 og 8

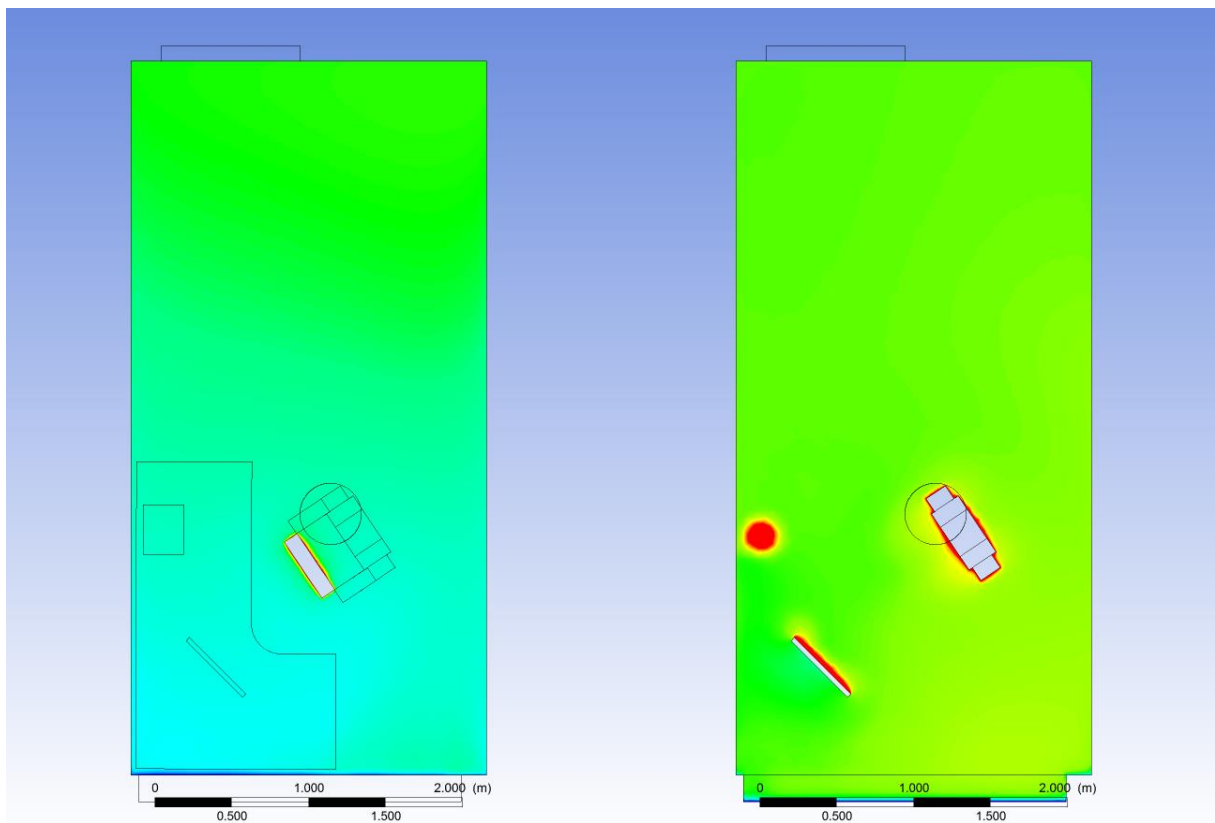
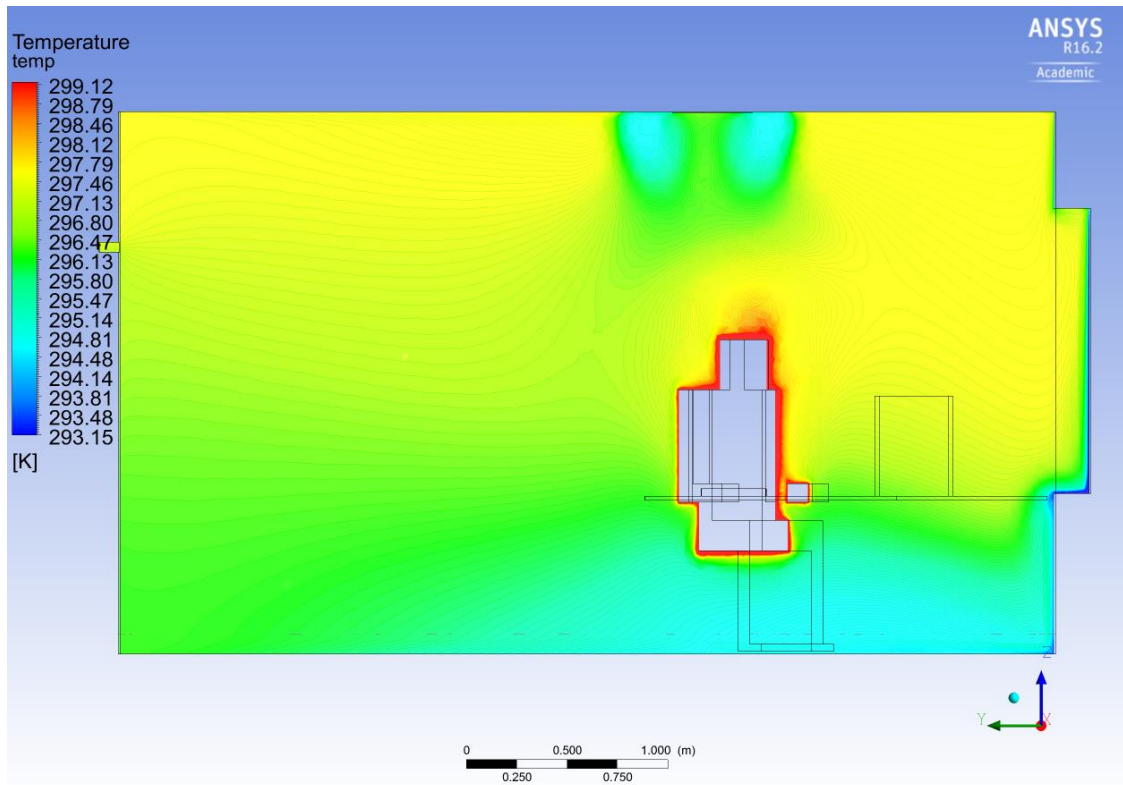
<b>Parameter</b>	<b>Case 7</b>	<b>Case 8</b>
Temperatur 0,1 m over gulv [°C]	22,4	14,4
Temperatur 1,1 m over gulv [°C]	23,5	17,0
$\Delta T$ mellom ankel og hode [°C]	1,1	2,6
Gjennomsnittstemperatur i hele rommet [°C]	23,4	16,5

---

**Case 7 - 2015, 21 °C, 22,6 l/s**

Figur 60 viser resultatet for simuleringen for scenario 7. Fra den øverste figuren kan det ses at tilluften har en lavere temperatur enn romtemperaturen. Tilluften blander seg raskt med romtemperaturen og øker i temperatur. Det er et synlig temperatursjikt i rommet, temperaturdifferansen mellom ankel og hode er på 1,1 °C, noe som er innenfor kravene for termisk komfort.

Figurene viser at det er lavere temperatur langs vinduet og at den kalde luften faller langs veggen under vinduet og brer seg utover gulvet. PC-en, skjermen og personen i rommet fungerer som varmekilder noe som fører til økt temperatur rundt disse.

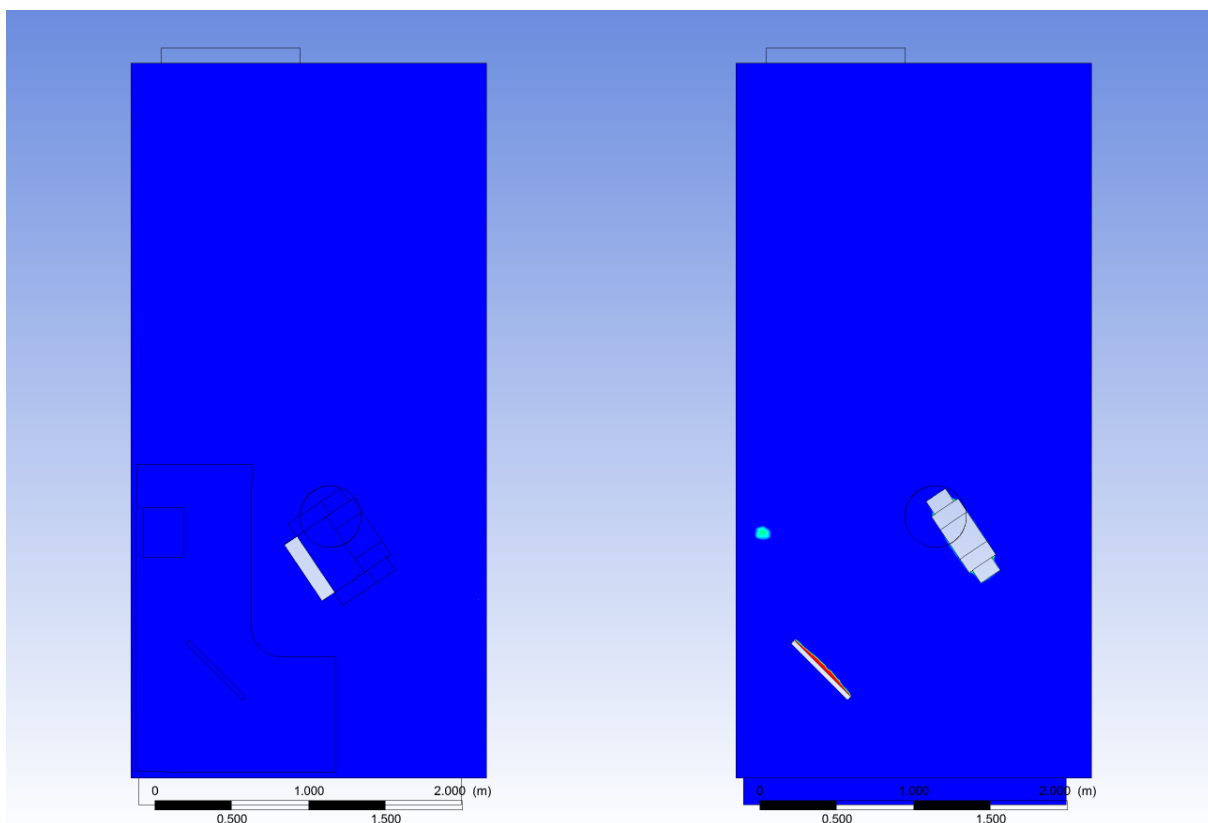
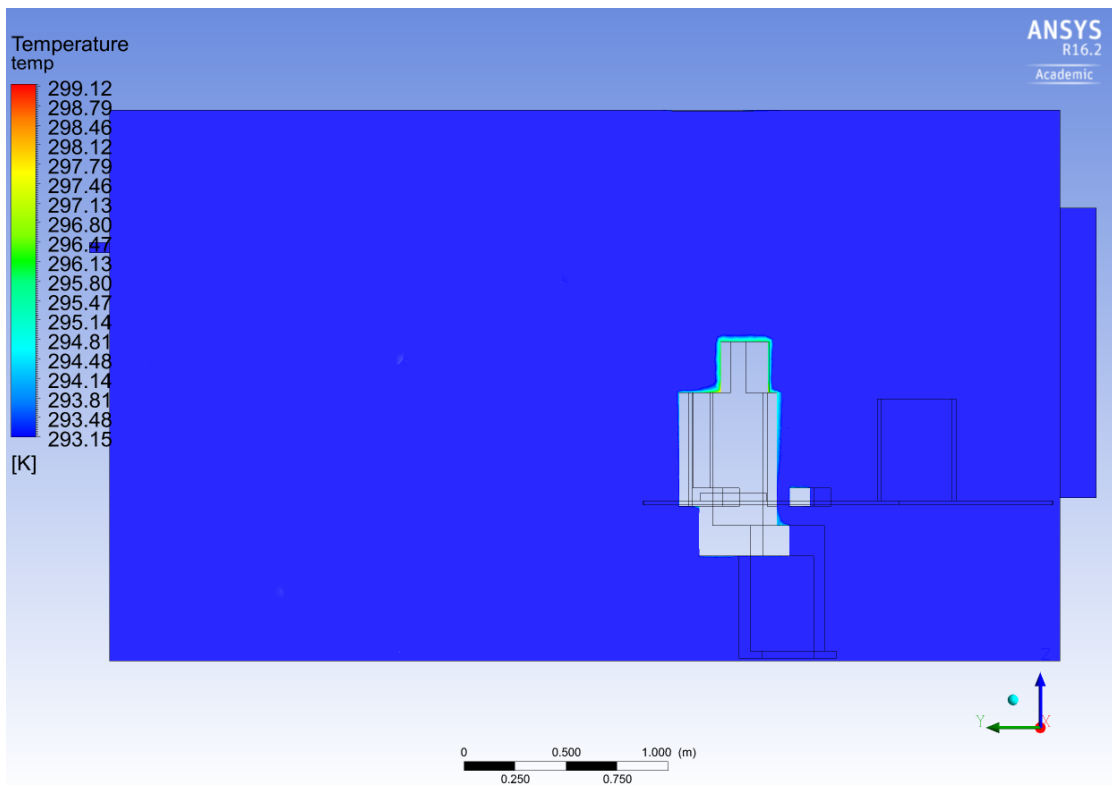


Figur 60 Temperaturfordeling i case 1, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 2015. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet

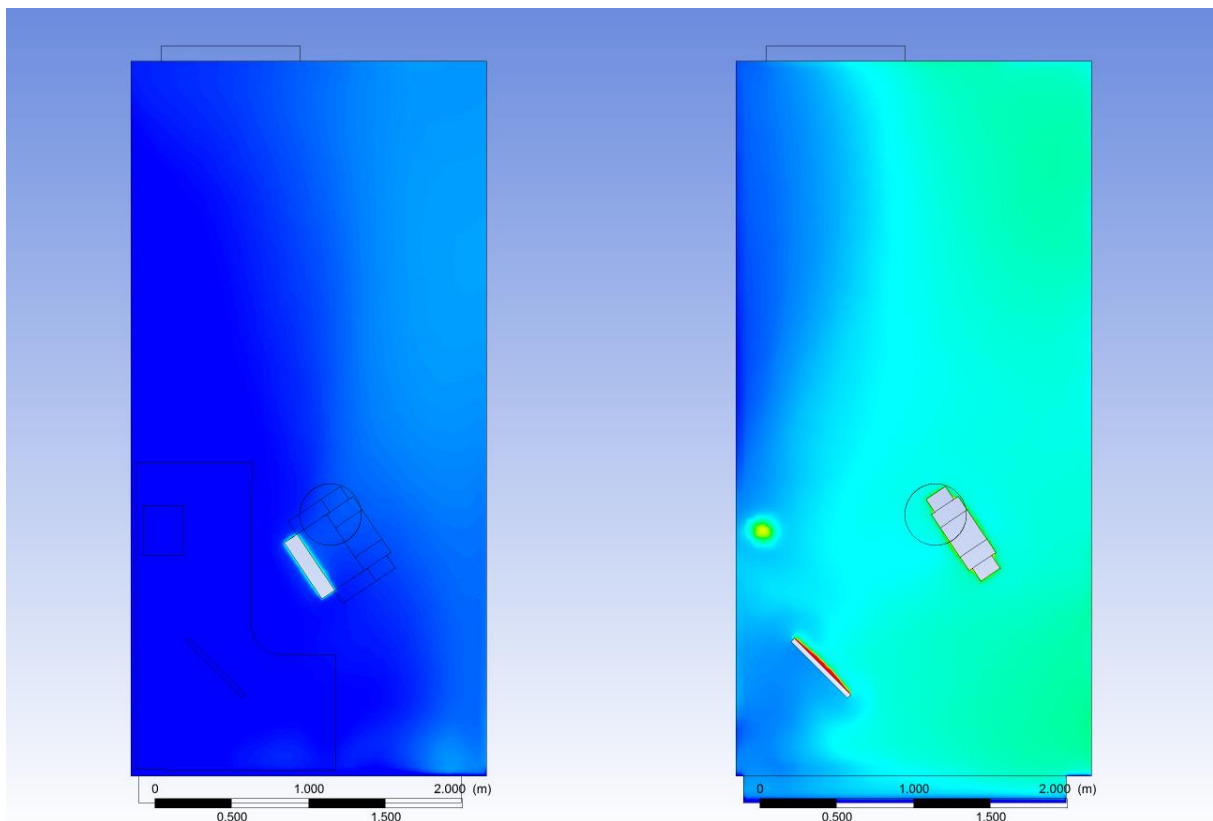
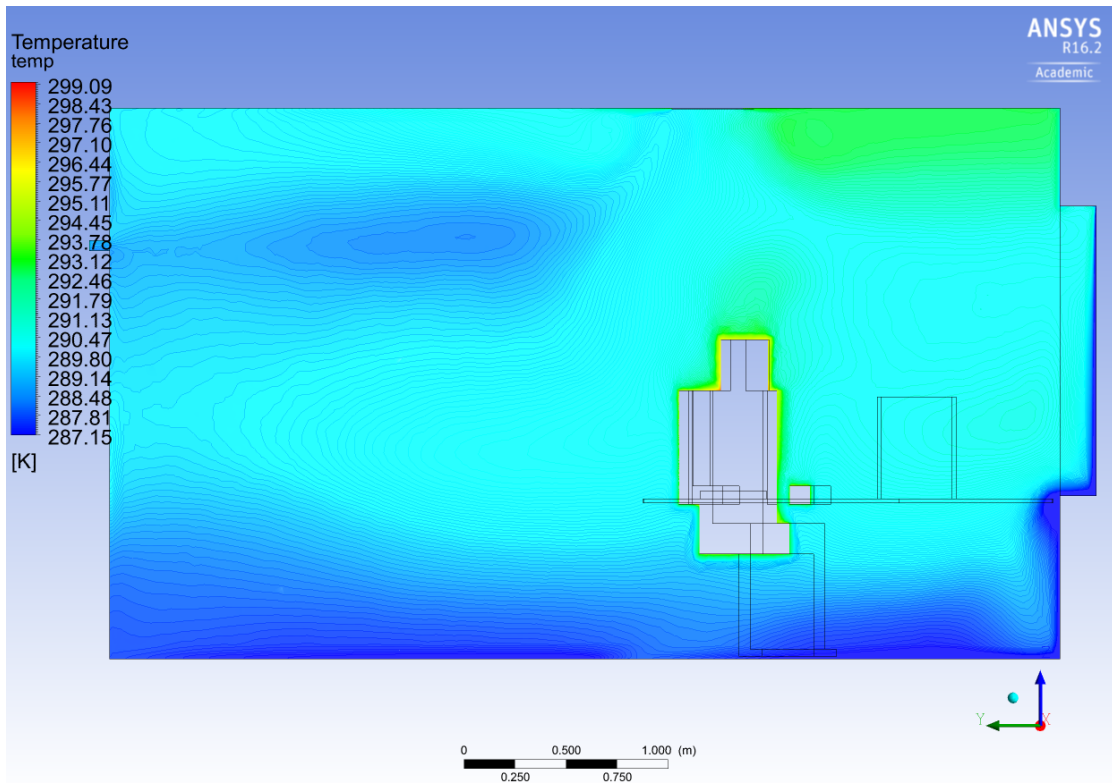
---

**Case 8 - 1969, 21 °C, 22,6 l/s**

Temperaturfordelingen i et cellekontor der fasaden tilfredsstillter krav fra 1969 er vist i Figur 61 og Figur 62. Figur 61 viser at temperaturen i hele rommet bortsett fra nær varmekildene er under 20 °C. Figur 62 viser temperaturfordelingen mellom 14 °C og 26 °C, og det kan her ses at temperaturen langs gulvet er lavere enn ved taket. Lufta blir tilført med 21 °C og det er tydelig at det blir for kaldt i rommet med denne ventilasjonsløsningen og fasade fra 1969. Den kalde overflaten til vinduet skaper et kaldras som brer seg utover gulvet.



Figur 61 Temperaturfordeling i case 8, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet



Figur 62 Temperaturfordeling i case 8, 21 °C tilluft og minimale luftmengder med fasade fra 1969. Øverst er det vist et vertikalt snitt gjennom rommet, nederst til venstre er et snitt i XY-planet 0,1 m over bakken og nederst til høyre 1,1 m over gulvet. Temperaturskalaen går her fra 14 – 26 °C



---

### 8.2.2. Hastighetsprofil

I følgende kapitler vil det vises hastighetsprofiler for de ulike scenariene som har blitt simulert. Det har blitt simulert for 2,4 m/s på tilluften i alle tilfellene, mens luftmengden og temperaturen på tilluften varierer. Det er valgt å vise hastigheter fra 0 og opp til 0,15 m/s, da hastigheter over dette er definert som trekk, og det er ønskelig å se hvor i rommet det kan være fare for trekk.

#### *Case 1 og 2*

I scenario 1 og 2 er det tilført maksimale luftmengder med en temperatur på 25 °C, med andre ord overtemperatur. Maksimale hastigheter i to valgte snitt i XY-planet er hentet fra ANSYS og vist i Tabell 31.

*Tabell 31 Maksimale hastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 1 og 2*

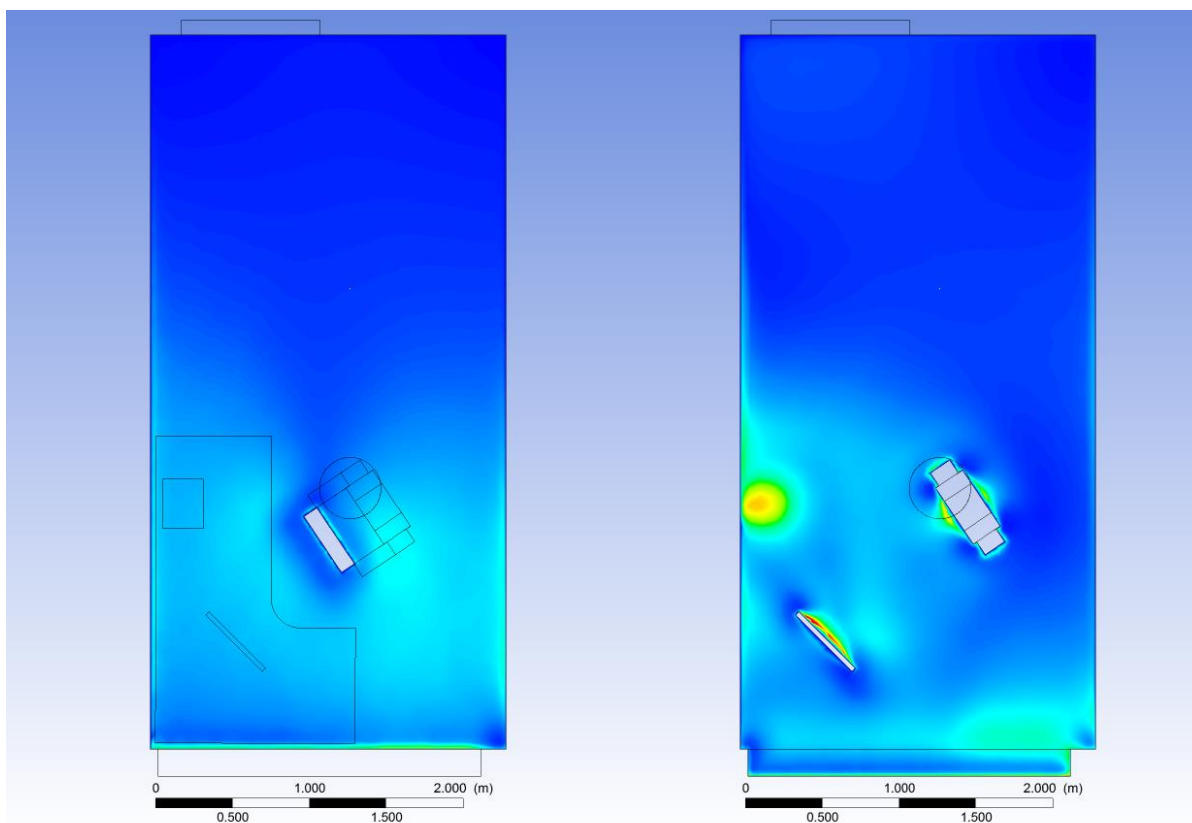
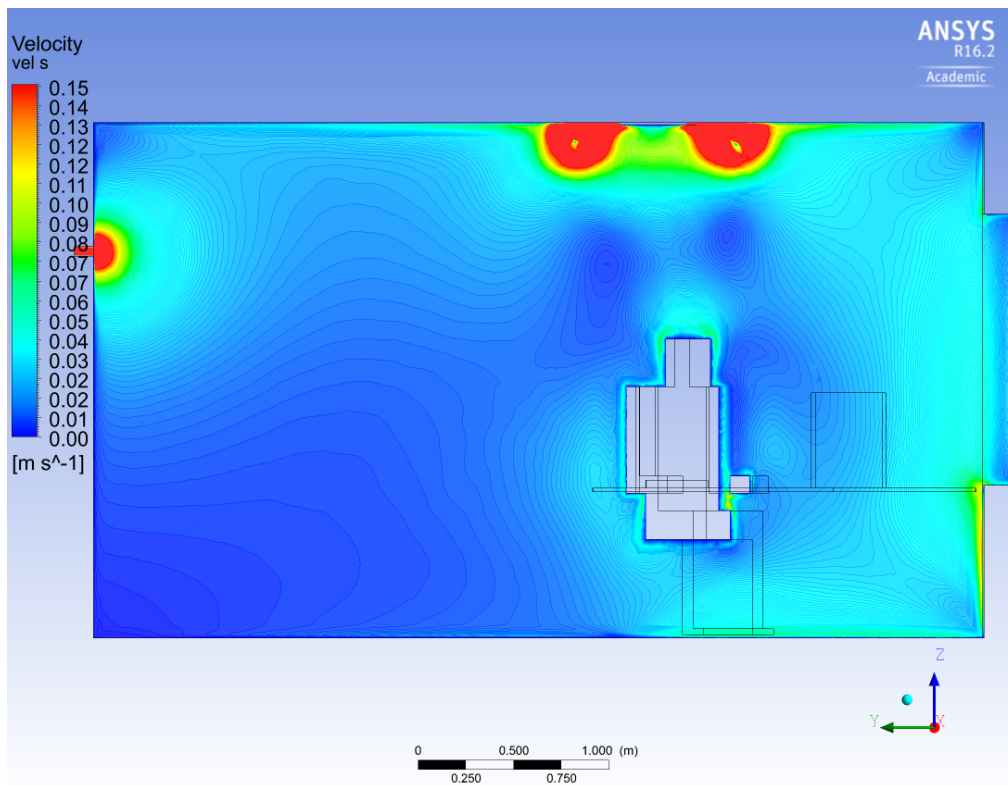
<b>Parameter</b>	<b>Case 1</b>	<b>Case 2</b>
Maksimal hastighet i et plan 0,1 m over gulvet	0,10	0,20
Maksimal hastighet i et plan 1,8 m over gulvet	0,21	0,24

---

**Case 1 - 2015, 25 °C, 40 l/s**

Figur 63 viser hastigheter i cellekontoret der fasaden tilfredsstiller krav fra 2015. Hastigheter over 0,15 m/s finnes i området rundt avtrekket og tilluftsventilen. Dette er som forventet da luften tilføres med en hastighet på 2,4 m/s og det suges ut luft fra rommet gjennom et lite areal.

Rundt personen er det antydning til luftbevegelse, som kan forklares med konveksjonsstrøm rundt en varmekilde. Generelt er det lave hastigheter i rommet. Det er ved vindusoverflaten og under vinduet det er størst hastigheter bortsett fra ventilene. Luftstrømmen brer seg utover gulvet, men det vil ikke være fare for trekk i oppholdssonen.



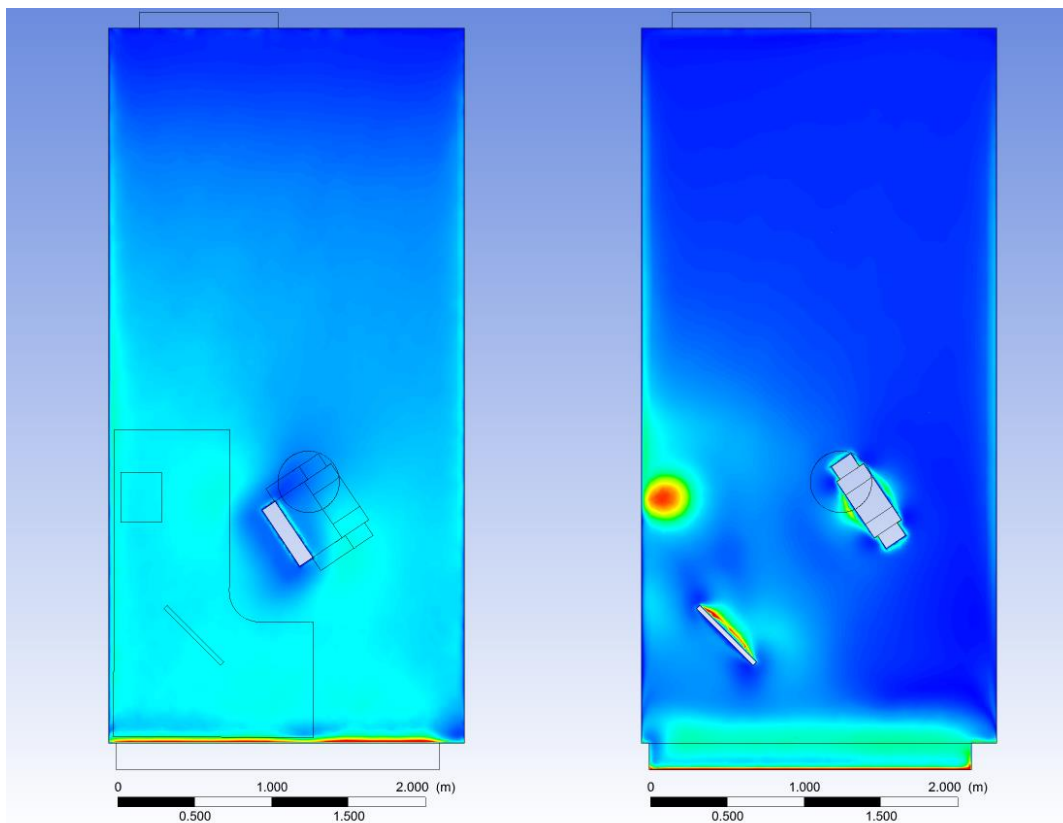
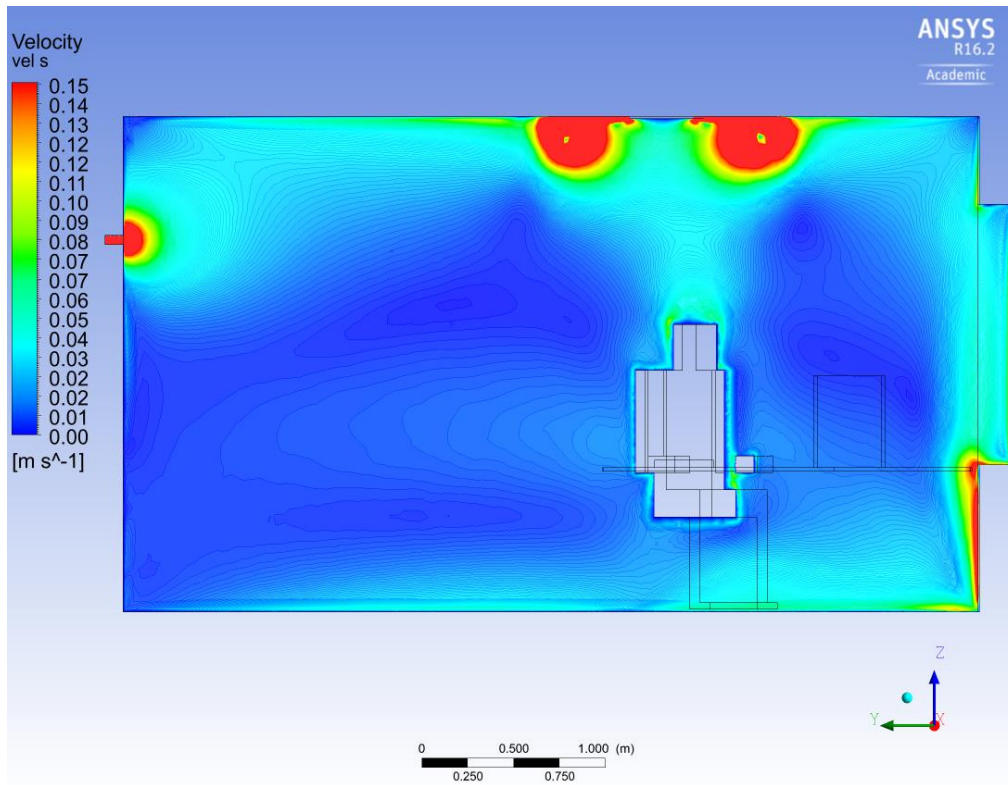
Figur 63 Hastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 1. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

**Case 2 – 1969, 25 °C, 40 l/s**

Figur 64 viser hastighetsfordelingen i cellekontoret med en fasade fra 1969. Figurene viser at det rundt avtrekksventilen, tilluftsventilen og under vinduet er høyere hastigheter enn 0,15 m/s, men dette er områder utenfor oppholdssonen. Personen, PC-en og laptopen fungerer som varmekilder og skaper konveksjonsstrømmer.

Figuren øverst viser at det skapes et kaldras under vinduet, noe som også vises i figuren nederst til venstre. Der kan det ses at det er høye hastigheter helt inntil fasaden. Figuren nederst til høyre viser at det er store luftmengder som er satt i bevegelse ved den nederste delen av vinduet, ved 1,1 m, men med lave hastigheter.



Figur 64 Hastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 2. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

### Case 3 og 4

Scenario 3 og 6 er tilfeller der det er tilført minimale luftmengder med en temperatur på 25 °C, noe som tilsvarer overtemperatur. Maksimale hastigheter i to valgte snitt i XY-planet er hentet fra ANSYS og vist i Tabell 32.

Tabell 32 Maksimale hastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 3 og 4

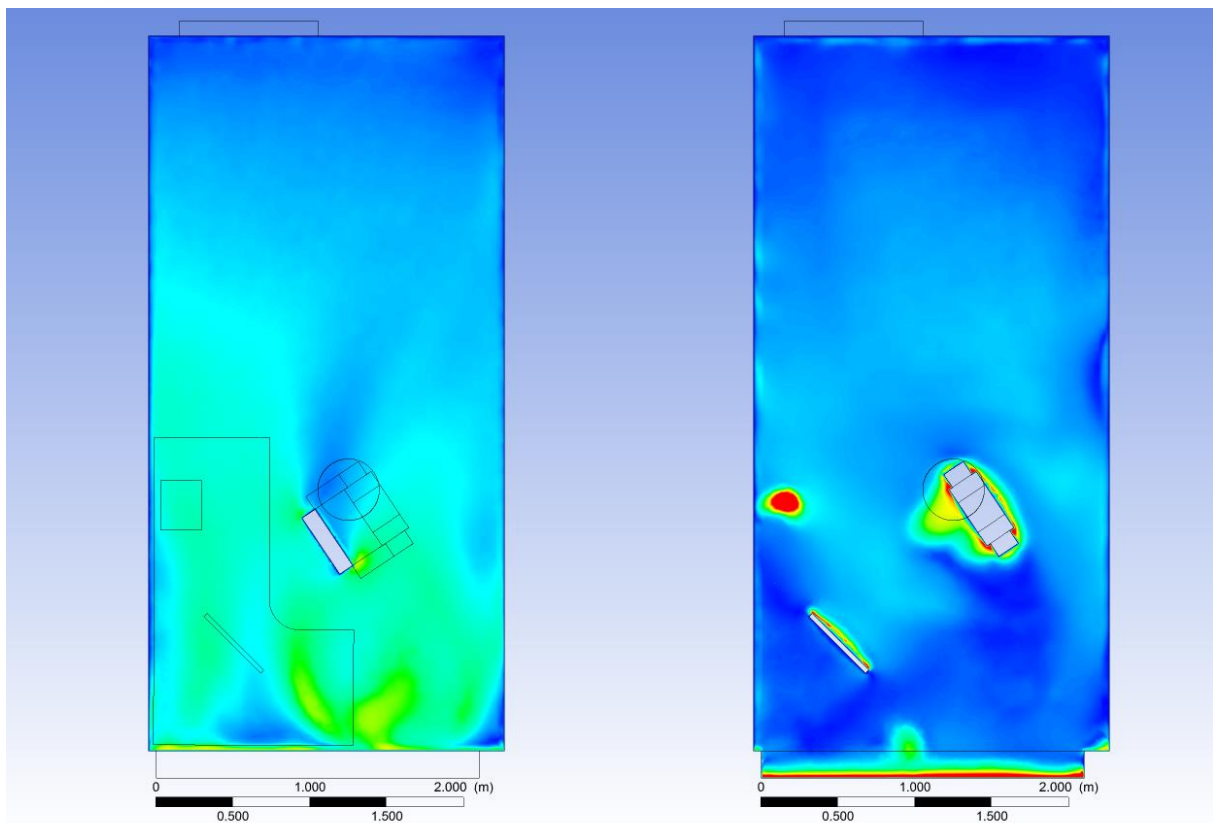
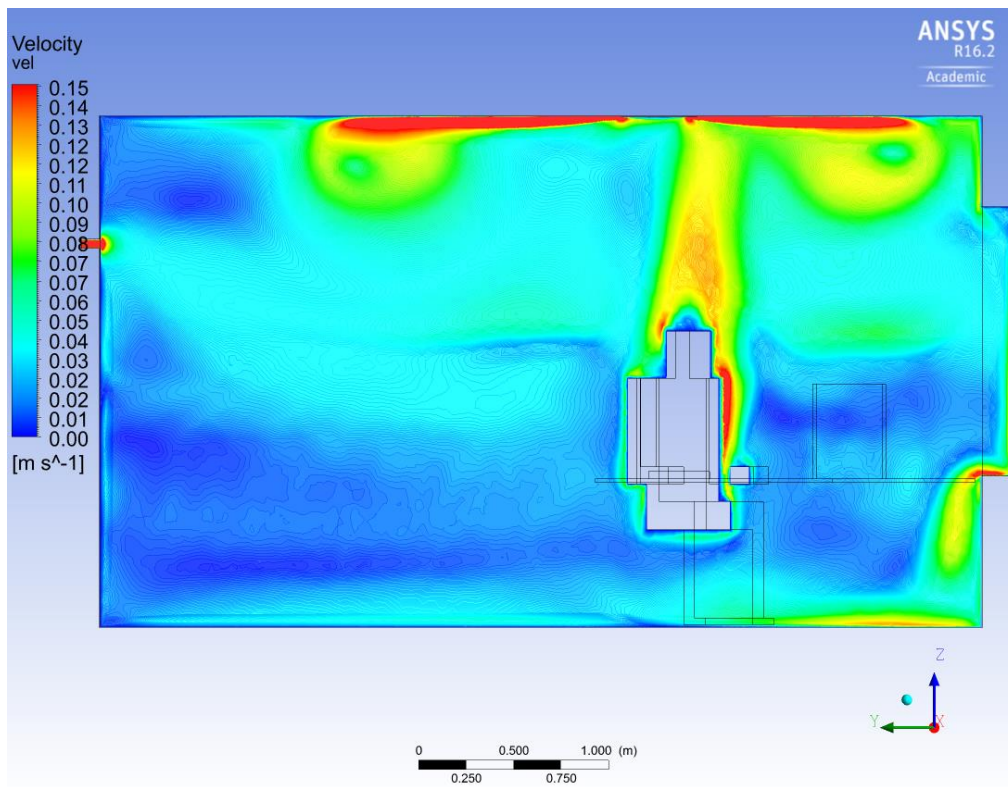
Parameter	Case 3	Case 4
Maksimal hastighet i et plan 0,1 m over gulvet	0,16	0,19
Maksimal hastighet i et plan 1,8 m over gulvet	0,27	0,27

### Case 3 - 2015, 25 °C, 22,6 l/s

Figur 65 på neste side viser lufthastigheter i cellekontoret. Det er størst hastighet rundt avtrekket, tilluftsventilen, langs vindusoverflaten, rundt personen og over PC-en. Det er i dette tilfellet ikke fare for trekk i oppholdssonen, men luften langs vinduet blir kjølt ned og hastigheten øker i z-retning. Når luften treffer gulvet brer den seg utover og hastigheten synker.

Rett under vinduet er det luftstrøm som beveger seg ved siden av pulten og treffer gulvet. Pulten vil i dette tilfellet fungere som en barriere, noe som gjør at ikke hele luftmengden fra vinduets kaldras når gulvet.

Det ses her at personen, skjermen og PC-en fungerer som oppvarmingskilder som fører til økte lufthastigheter i området rundt og over kilden. Figurene viser klare konveksjonsstrømmer fra varmekildene.



Figur 65 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 3. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

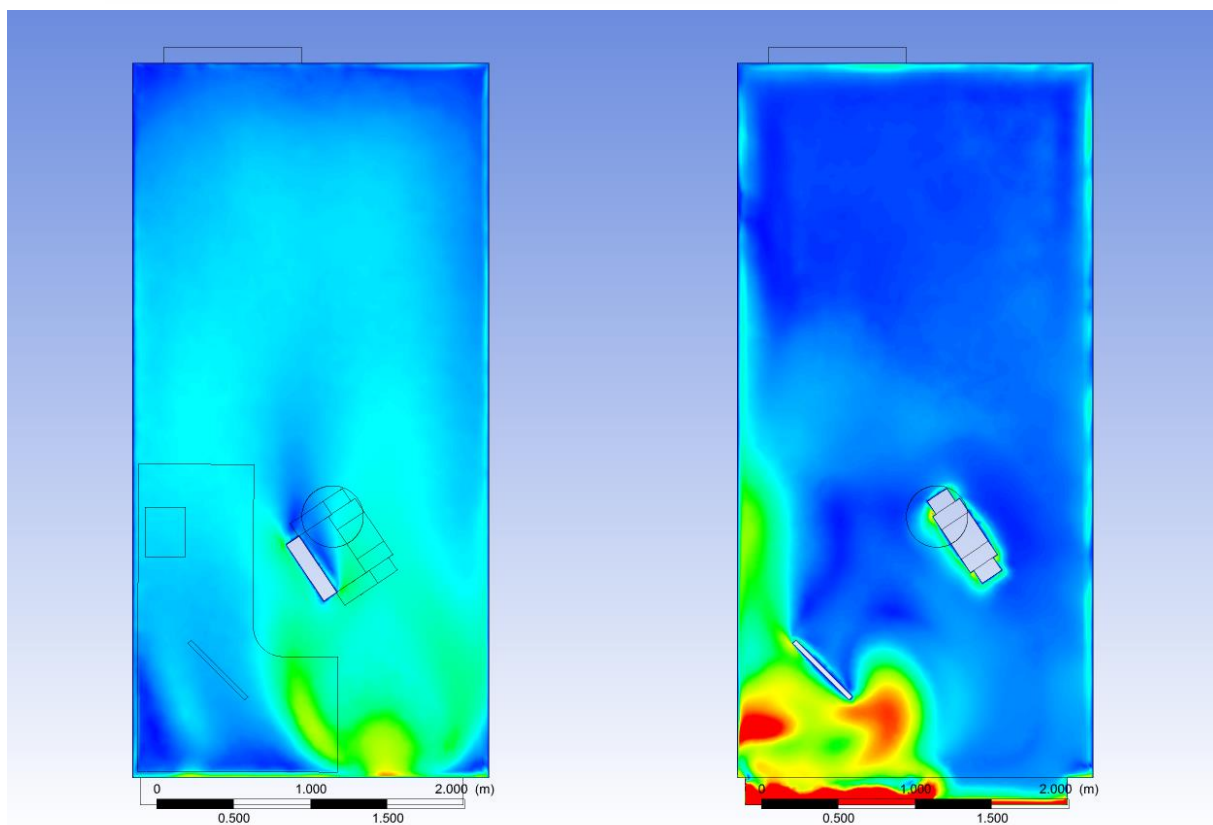
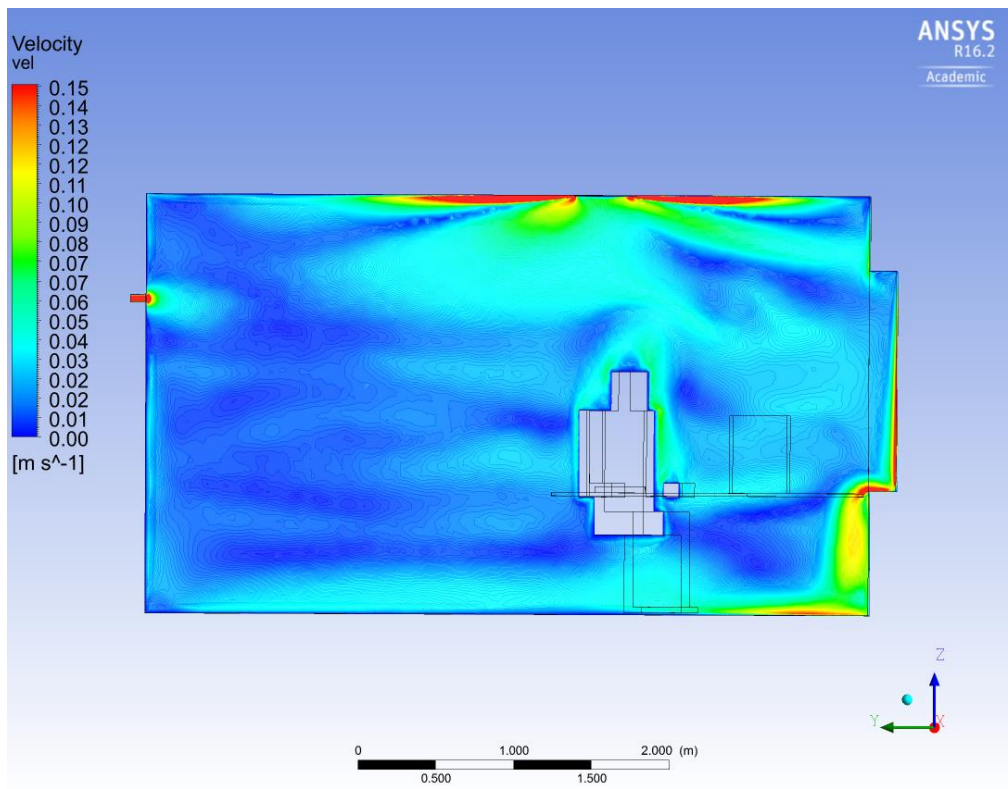
#### Case 4 -1969, 25 °C, 22,6 l/s

Figur 66 viser at det flere steder i rommet er lufthastigheter over 0,15 m/s. Dette er ved tilluftsventilen, avtrekket og vinduet. I den øverste figuren ser man et snitt gjennom rommet der en ser hvordan luften kommer med høy lufthastighet ned langs vindusoverflaten og treffer vinduskarmen. Deretter brer luften seg nedover langs veggen. Luftstrømmen man ser er ved siden av pulten, og ved å se på figuren nederst til venstre ser man hvordan strømmen kommer ned fra vinduet ved siden av pulten, treffer gulvet og brer seg utover. Personen som sitter i rommet fungerer som et hinder, og det vil derfor være veldig lav hastighet rett bak ham sett fra luftstrømmen. En kan og se at kaldraset vil bre seg utover gulvet nesten helt til motsatt vegg.

Figuren nederst til høyre viser hvordan luften har en høy hastighet inntil vinduet og brer seg utover pulten. Her vil PC-skjermen fungere som en barriere og de høye hastighetene vil derfor ikke nå personen som sitter ved pulten.

I området rundt personen er det lave lufthastigheter og det vil være liten fare for trekk. Fra den øverste figuren kan det ses at det er noe høye lufthastigheter ved gulvet rett under vinduet. Det er endel luftbevegelse i rommet, men med lave hastigheter.





Figur 66 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 4. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

## Case 5 og 6

Scenario 5 og 6 er tilfeller der det er tilført maksimale luftmengder med en temperatur på 21 °C. Maksimale lufthastigheter i to valgte snitt i XY-planet er hentet fra ANSYS og vist i Tabell 33.

Tabell 33 Maksimale lufthastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 5 og 6

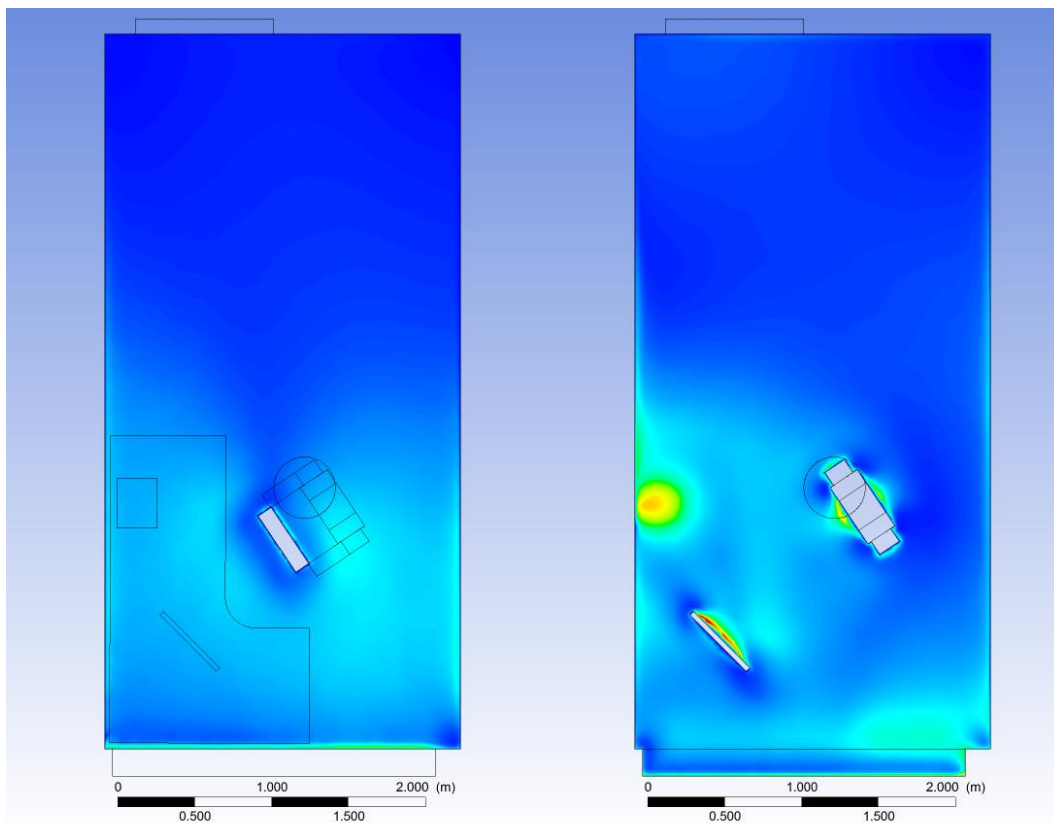
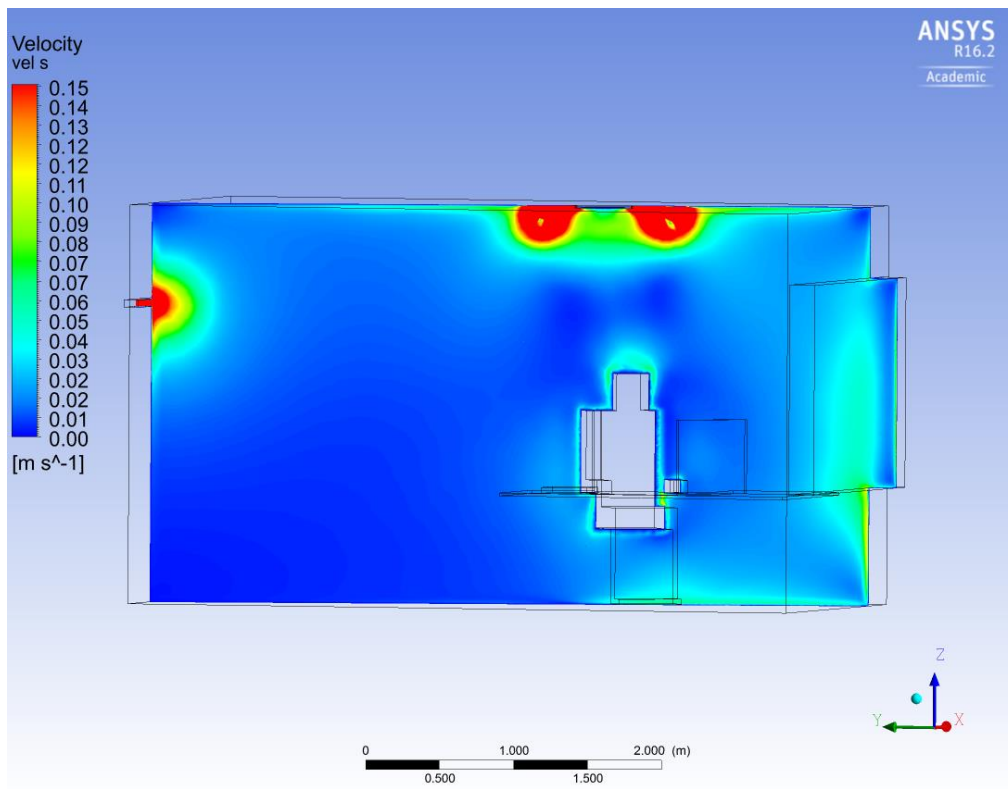
Parameter	Case 5	Case 6
Maksimal hastighet ved 0,1 m	0,09	0,20
Maksimal hastighet ved 1,8 m	0,16	0,22

### Case 5 - 2015, 21 °C, 40 l/s

For denne simuleringen er det brukt fasade fra 2015. Det er her kun rundt tilluftsventilen, avtrekksventilen og inntil fasaden det er høye hastigheter, se Figur 67. Tilluften vil fort blande seg med romluften og hastigheten avtar. Den øverste figuren viser at det er tendenser til noe økt hastighet rett under vinduet.

Figuren nederst til høyre viser at de tre varmekildene, Pc-en, skjermen og personen, vil danne konveksjonsstrømmer som øker hastigheten i området rundt kilden. Det er noe større lufthastigheter ved siden av pulten 1,1 m over gulvet.

Ved 0,1 m over gulvet vil luften bre seg utover, men på grunn av de lave hastighetene vil ikke kaldrasen bre seg langt innover rommet langs gulvet.



Figur 67 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 5. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

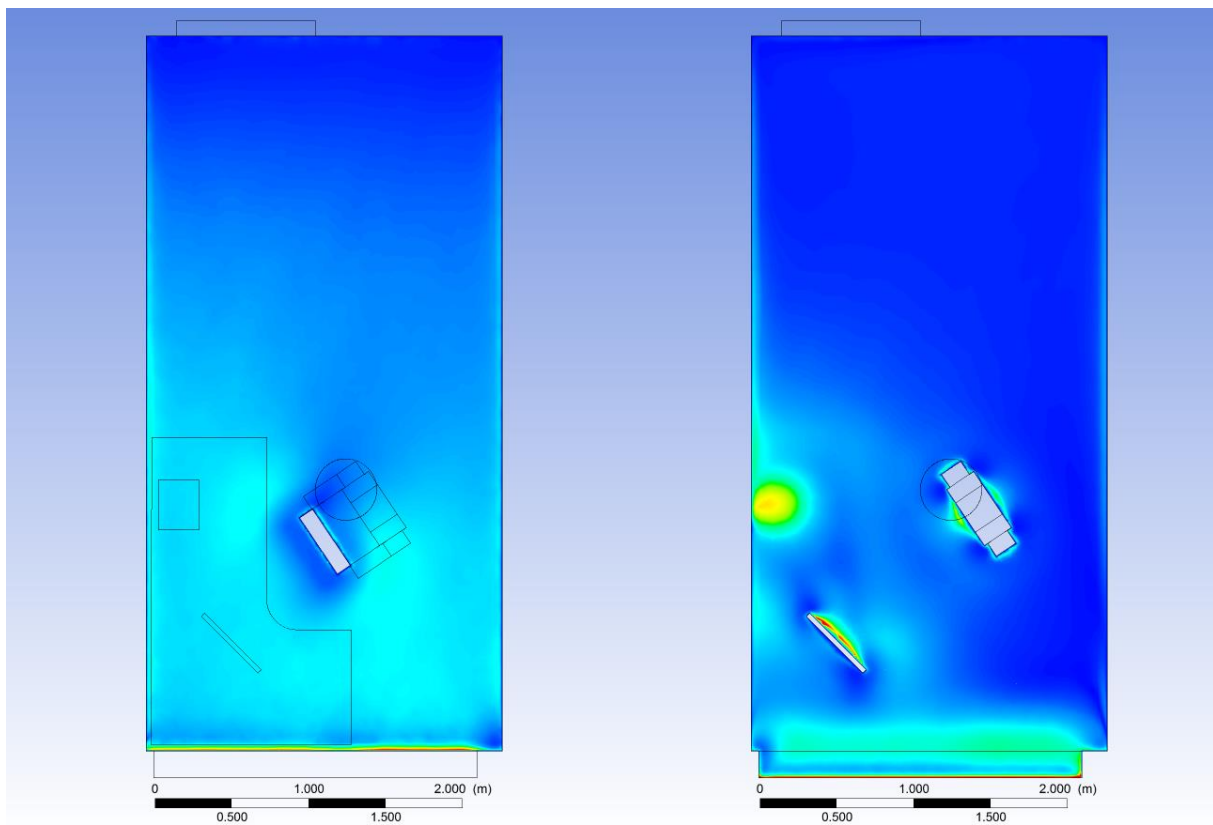
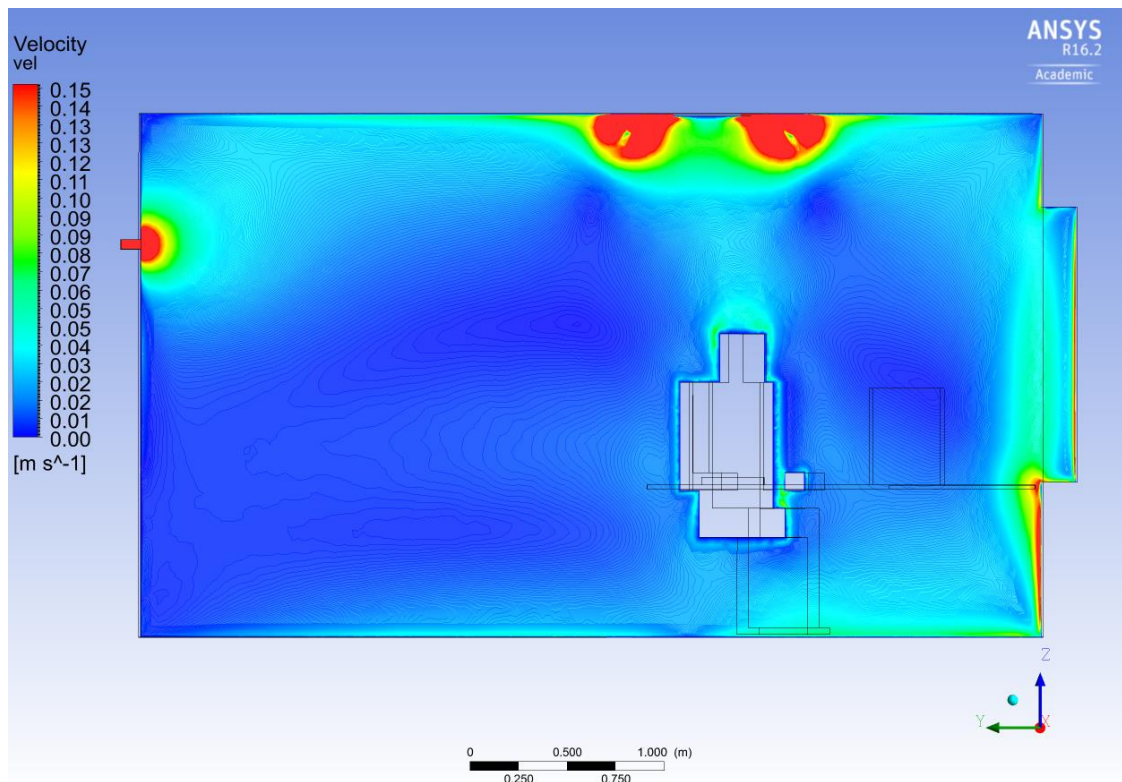
---

### Case 6 - 1969, 21 °C, 40 l/s

Det er i dette scenariet simulert med en fasade som tilfredsstillt krav fra 1969. Figur 68 viser at det er størst lufthastigheter rundt avtrekksventilen, tilluftsventilen, under vinduet og langs vindusoverflaten. Tilluften kommer inn med en hastighet på 2,4 m/s og blander seg raskt med romluften og hastigheten avtar. Ser at avtrekket har stor hastighet nær ventilen, men at dette kun fører til luftbevegelse oppover og langs taket.

Figuren øverst viser at langs vindusoverflaten er det stor hastighet, og når denne luften når vinduskarmen brer luftstrømmen seg langs veggen. Nederst til venstre vises luftbevegelse 0,1 m over gulvet, det kan her ses hvordan luften som kommer ned langs fasaden brer seg utover. Hastighetene utover i rommet er ikke store nok til å skape trekkfølelse, mens helt inntil fasaden er hastighetene større enn 0,15 m/s.

Figur 68, nederst til høyre, viser hvordan de tre varmekildene vil skape konveksjonsstrømmer og sette luften i bevegelse i området rundt. Det vises også hvordan luften fra vinduet har høyere hastighet enn i resten av rommet og at det nederst ved vinduet er ganske store luftmengder som er satt i bevegelse på grunn av kaldraset.



Figur 68 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 6. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

## Case 7 og 8

Scenario 3 og 4 er tilfeller der det er tilført minimale luftmengder med en temperatur på 21 °C. Maksimale lufthastigheter i to valgte snitt i XY-planet er hentet fra ANSYS og vist i Tabell 34.

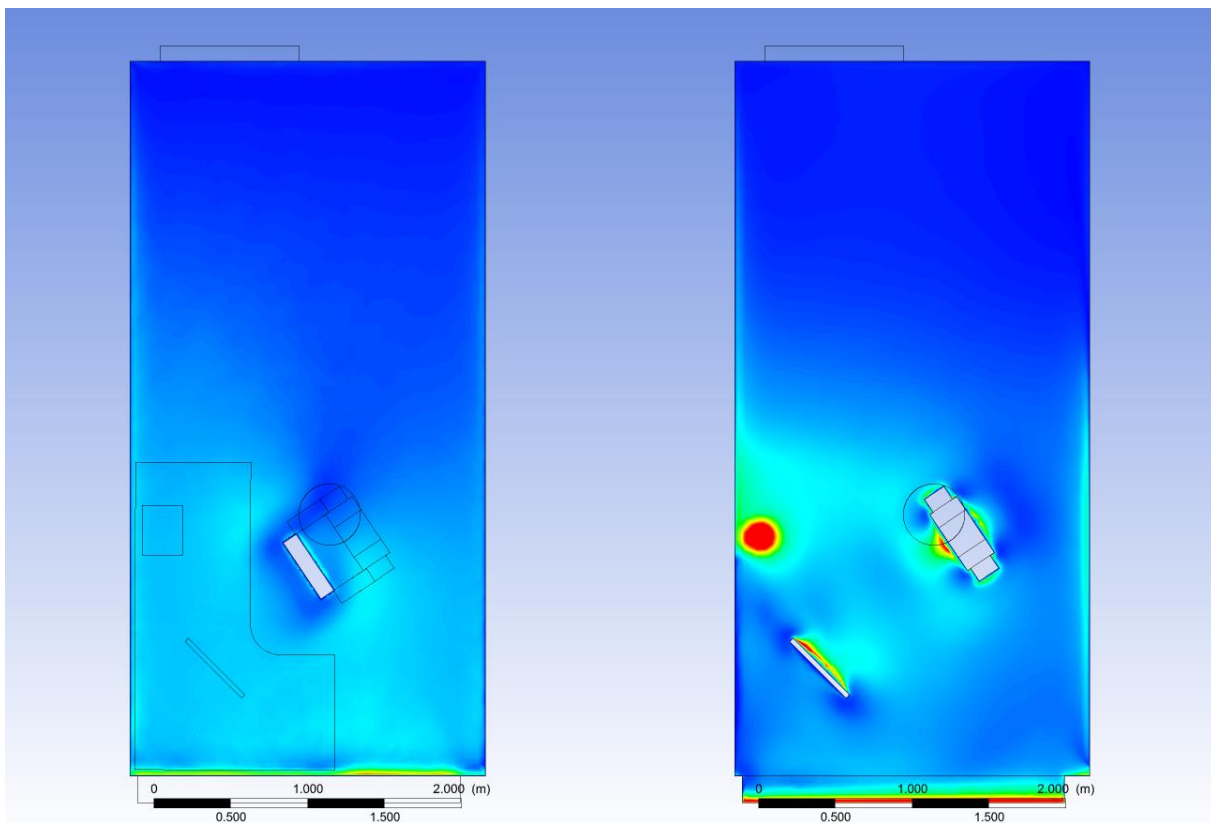
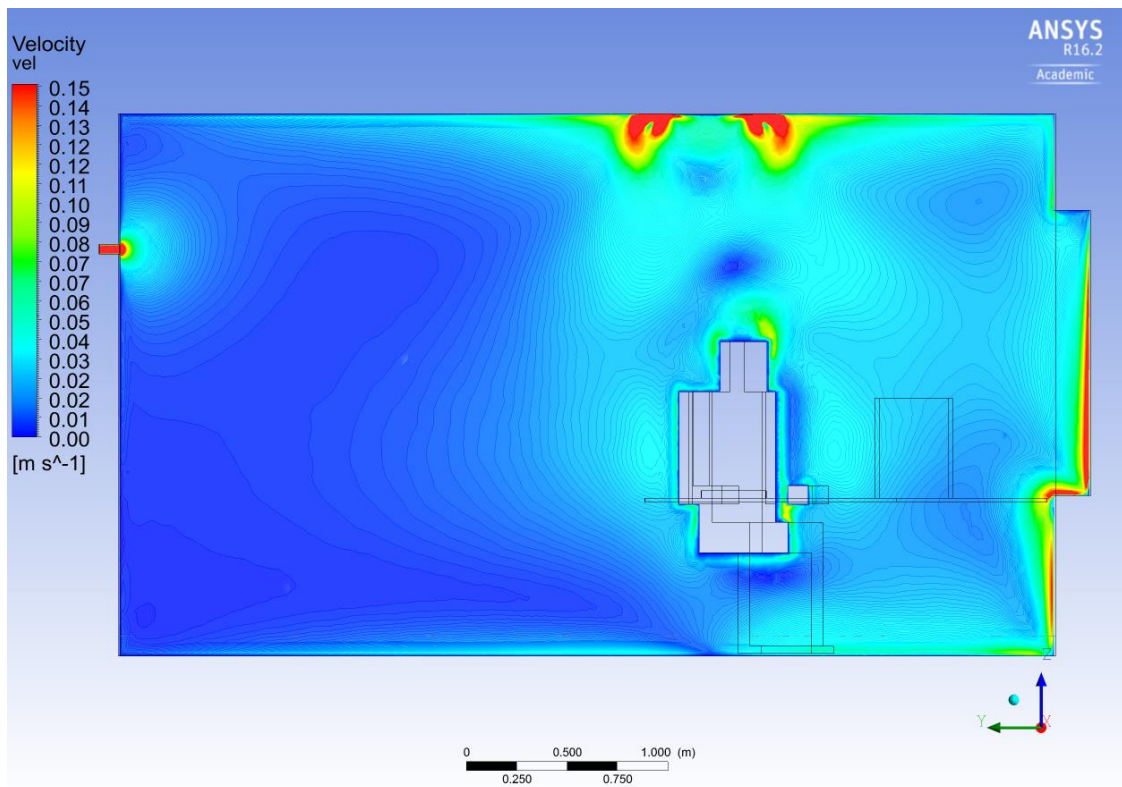
Tabell 34 Maksimale lufthastigheter i XY-planet 0,1 m og 1,1 m over gulvet for scenario 7 og 8

Parameter	Case 7	Case 8
Maksimal hastighet i et plan 0,1 m over gulvet	0,16	0,20
Maksimal hastighet i et plan 1,8 m over gulvet	0,26	0,36

### Case 7 - 2015, 21 °C, 22,6 l/s

Figur 69 viser lufthastigheter i cellekontoret fra simuleringen gjort i case 1 og viser at hastighetene rundt tilluftsventilen, avtrekket og ved vinduet er høyere enn 0,15 m/s. Fra de nederste figurene kan det ses at hastigheten kun er høyere enn 0,15 m/s langs vindusoverflaten og helt inntil fasaden ved siden av pulten, noe som er utenfor oppholdssonen. Den avkjølte luften vil spre seg utover gulvet og dermed vil hastighetene synke, noe som gjør at faren for trekk er liten.

Pc-en, laptopen og skjermen fungerer som varmekilder og skaper konveksjonsstrømmer, noe en kan se fra figuren ved at hastighetene rundt og over kildene øker.



Figur 69 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 7. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

---

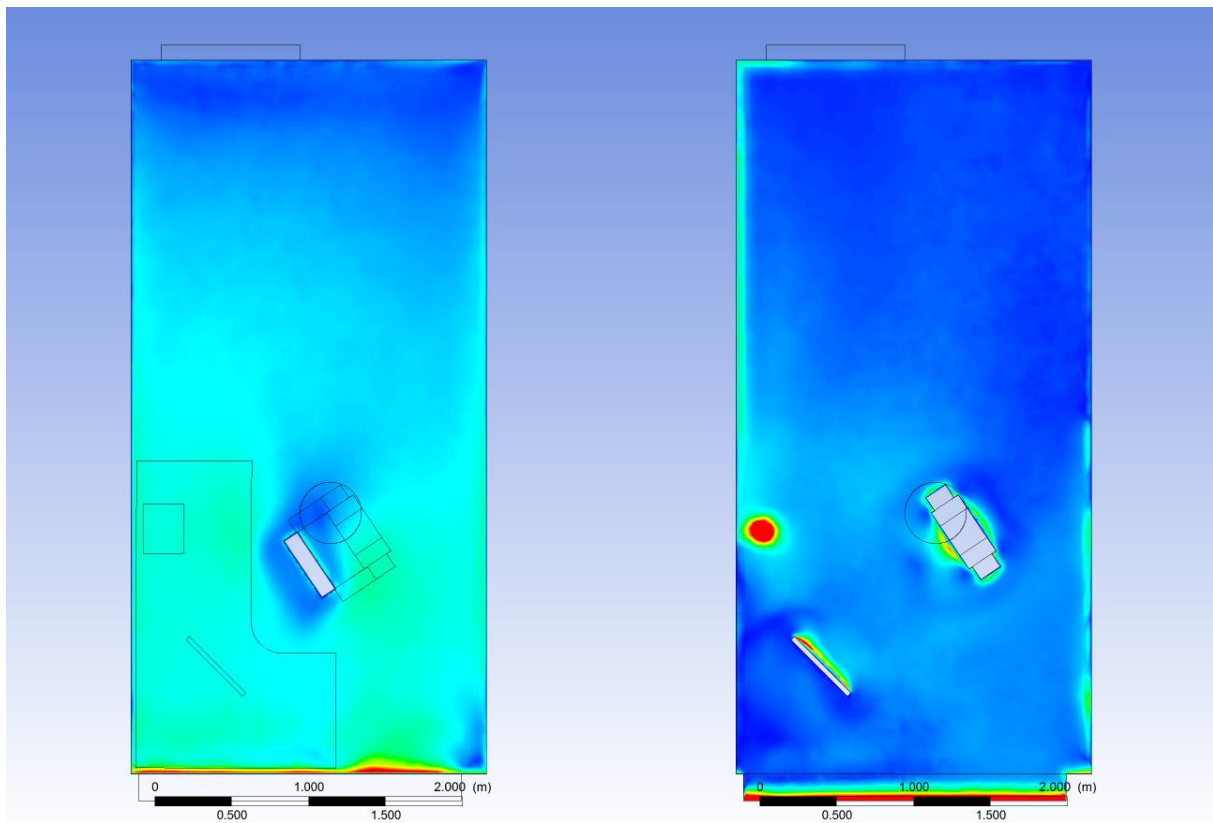
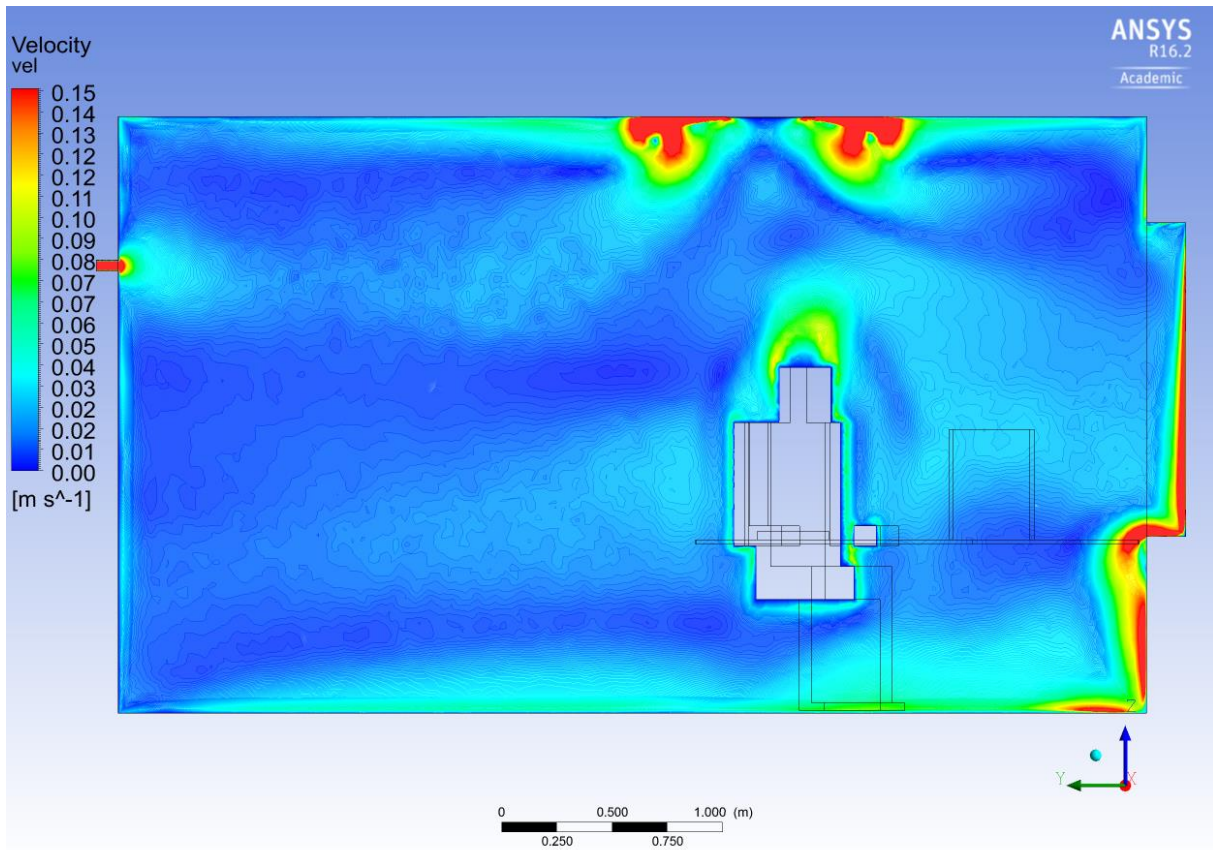
**Case 8 - 1969, 21 °C, 22,6 l/s**

Figur 70 på neste side viser hastighetene i rommet når fasaden tilfredsstiller krav fra 1969. Rundt avtrekksventilen, tilluftsventilen og inntil vinduet er det høyere lufthastigheter enn 0,15 m/s. Personen, PC-en og skjermen vil fungere som oppvarmingskilder og skaper derfor konveksjonsstrømmer som kan ses ved økt lufthastigheter rundt kildene.

Det er økt hastighet inntil vindusoverflaten, noe som tyder på at dette er en kald overflate og det dannes kaldras. Kaldraset vil bre seg nedover vinduet og dra med seg omkringliggende luft og hastigheten vil øke i Z-retning. Når kaldraset når vinduskarmen brer luften seg nedover veggen og utover gulvet.

Det er en vesentlig forskjell i hastighet mellom 0,1 m og 1,1 m over gulvet, men figurene viser at hastigheten kun er over ønsket hastighet utenfor oppholdssonen. Når luften når oppholdssonen har hastigheten blitt tilstrekkelig redusert og det er ikke fare for trekk.





Figur 70 Lufthastigheter i rommet sett ved hjelp av snitt gjennom rommet og i XY-plan for case 8. Nederst til høyre viser 0,1 m over gulvet, mens nederst til venstre viser 1,1 m over gulvet.

### 8.2.3. Ventilasjonseffektiviteter

I følgende kapitler vil det vises ventilasjonseffektiviteter for de ulike scenariene som har blitt simulert. I modellen ble overkroppen til personen gjort om til en forurensningskilde for å simulere hvordan for eksempel lukt kan spre seg i rommet. Ventilasjonseffektiviteten er beregnet for alle scenariene ved å bruke gjennomsnittskonsentrasjonen av den skitne luften i et volum fra gulvet og opp til en flate 1,1 m over gulvet og ved avtrekket. Det er valgt å vise hvordan den skitne luften er fordelt i rommet ved å se på et snitt i YZ-planet som vist i Figur 45.

#### Case 1 og 2

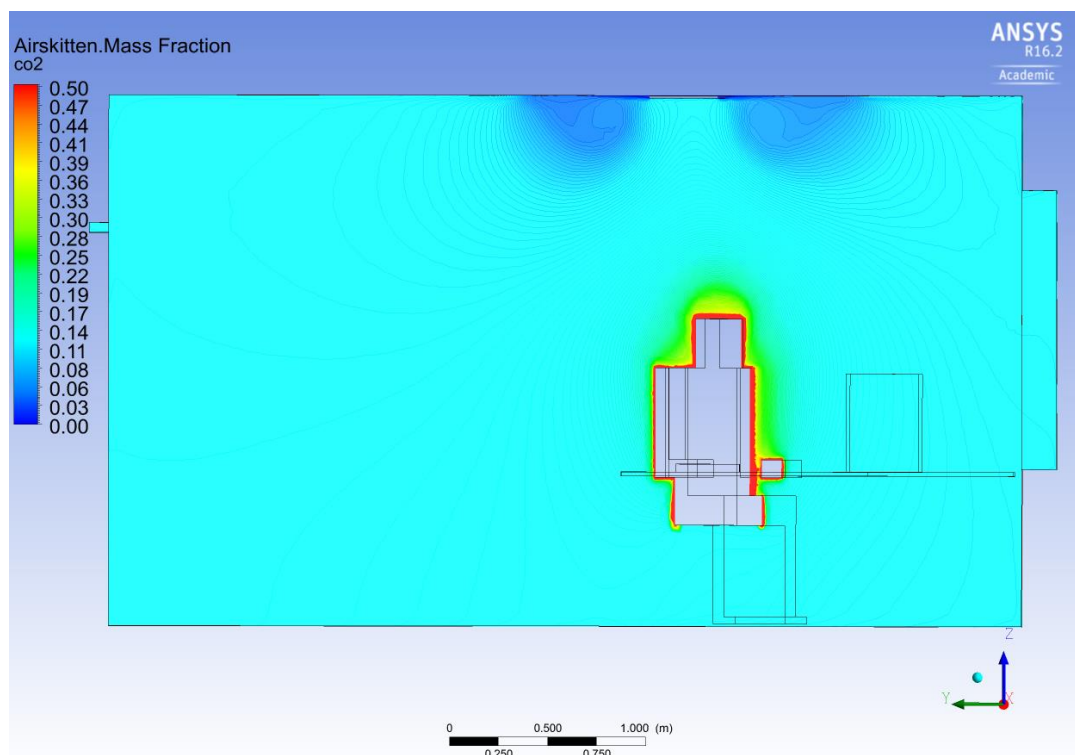
Tabell 35 viser ventilasjonseffektiviteten i senario 1 og 2 for et volum mellom 0 og 1,1 m over gulvet.

Tabell 35 Ventilasjonseffektivitet for case 1 og 2

Parameter	Case 1	Case 2
Ventilasjonseffektivitet [%]	80,2	72,7
Eksposering [decipol]	0,51	0,54

#### Case 1 - 2015, 25 °C, 40 l/s

Figur 71 viser at det på personens overflate er høy konsentrasjon, men at det i resten av rommet er ganske jevn konsentrasjon av forurensning. Videre viser figuren hvordan tilluften blir tilført ved taket, og at det er lavere konsentrasjon av den forurensede luften nær tilluftsventilen. Det kan også ses at tilluften blander seg raskt med romluften.

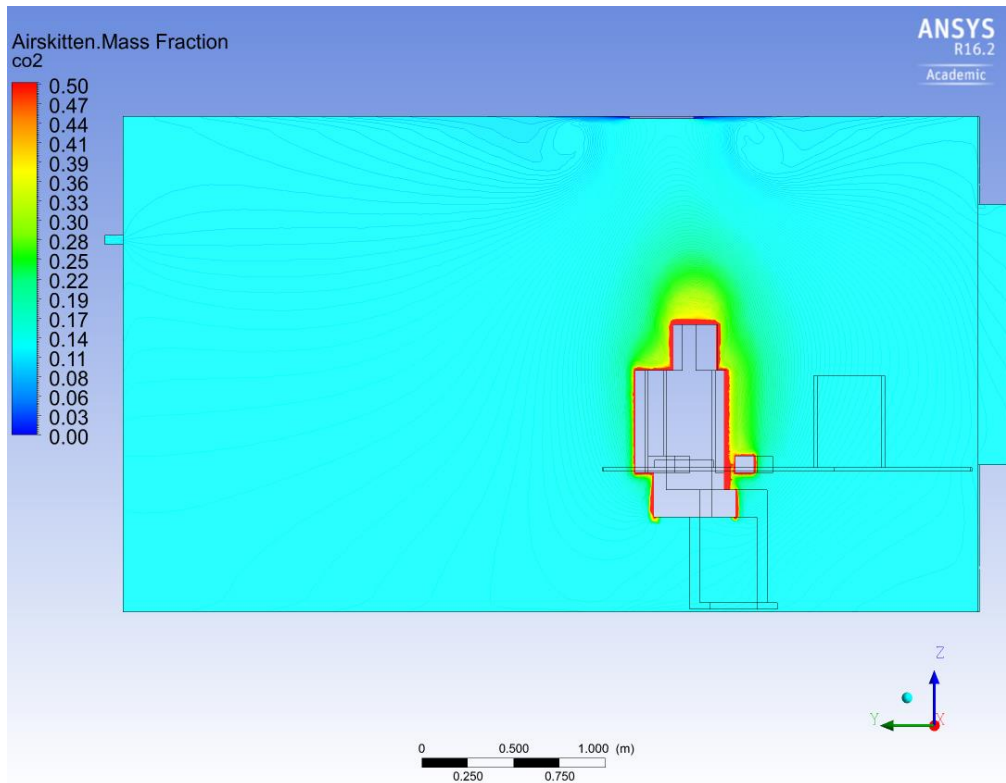


Figur 71 Tilført forurensning fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for senario 1

---

## Case 2 – 1969, 25 °C, 40 l/s

Figur 72 viser at forurensingskonsentrasjonen i rommet er jevnt fordelt. I området rundt tilluftsventilen ses det antydning til noe renere luft, mens det rundt personen er et område med forurenset luft.



Figur 72 Tilført forurensing fra person i rommet sett og i snitt gjennom rommet for scenario 2

### Case 3 og 4

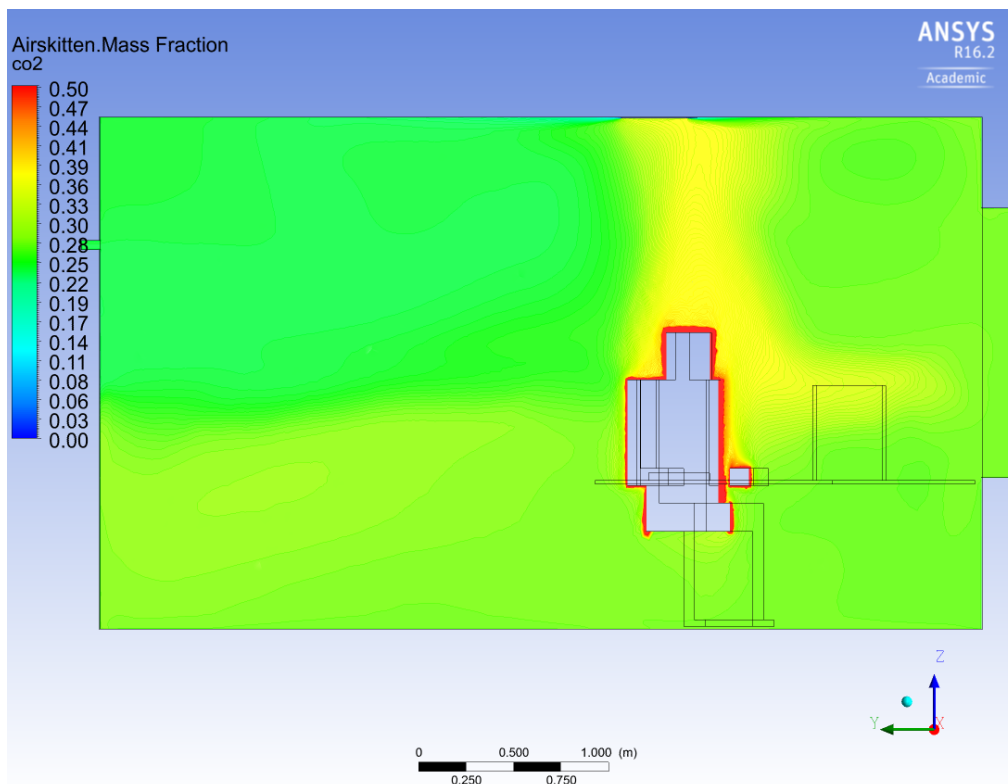
Beregnet ventilasjonseffektivitet for de to scenariene er beregnet og vist i Tabell 36. En kan her se at effektiviteten for scenariet fra 1969 er 66,2 % mens for 2015 den 81,2 %.

Tabell 36 Ventilasjonseffektivitet for case 3 og 4

Parameter	Case 3	Case 4
Ventilasjonseffektivitet [%]	81,2	66,2
Eksposering [decipol]	0,74	0,87

### Case 3 – 2015, 25 °C, 22,6 l/s

Forurensingskonsentrasjonen for et cellekontor med overtemperert tilluft og fasade som tilfredsstillt krav fra 2015 er vist i Figur 73. Det kan her ses tegn til konsentrasjonssjikt i rommet der det er renere luft høyere opp i rommet. Luften over personen har høyere forureningskonsentrasjon, noe som skyldes at personen danner en konveksjonsstrøm. Det er generelt høye forureningskonsentrasjoner i rommet.



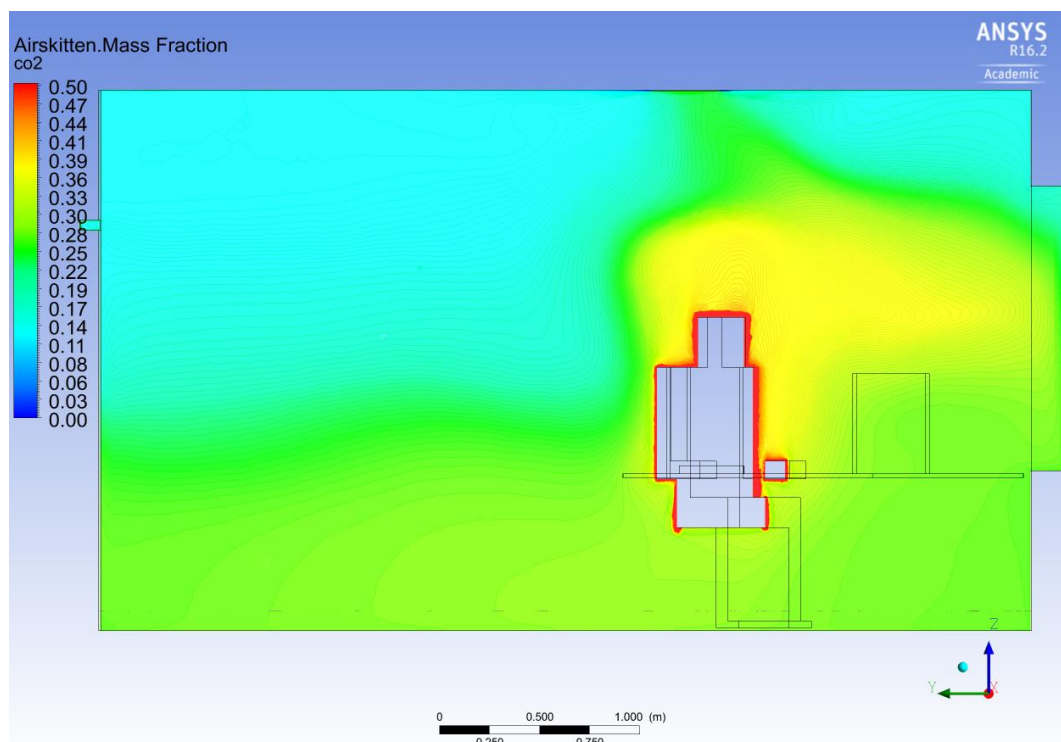
Figur 73 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 3

---

#### Case 4 -1969, 25 °C, 22,6 l/s

Figur 74 viser at det nær personen er veldig høy forurensingskonsentrasjon. Videre viser figuren et tydelig skille av forurensing, der det i lavere sjikt vil være høyere konsentrasjoner enn ved taket.

Figuren viser at konveksjonsstrømmen fra personen blir brutt av tilluftsstrømmen, og at noe av luften vil bli dratt oppover og blandet med den friske luften som blir tilført. Det kan også ses at det er en draging mot vinduet, der det er et kaldras og derfor høyere lufthastigheter som vil dra med seg den forurensete luften nedover i rommet igjen.



Figur 74 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 4

## Case 5 og 6

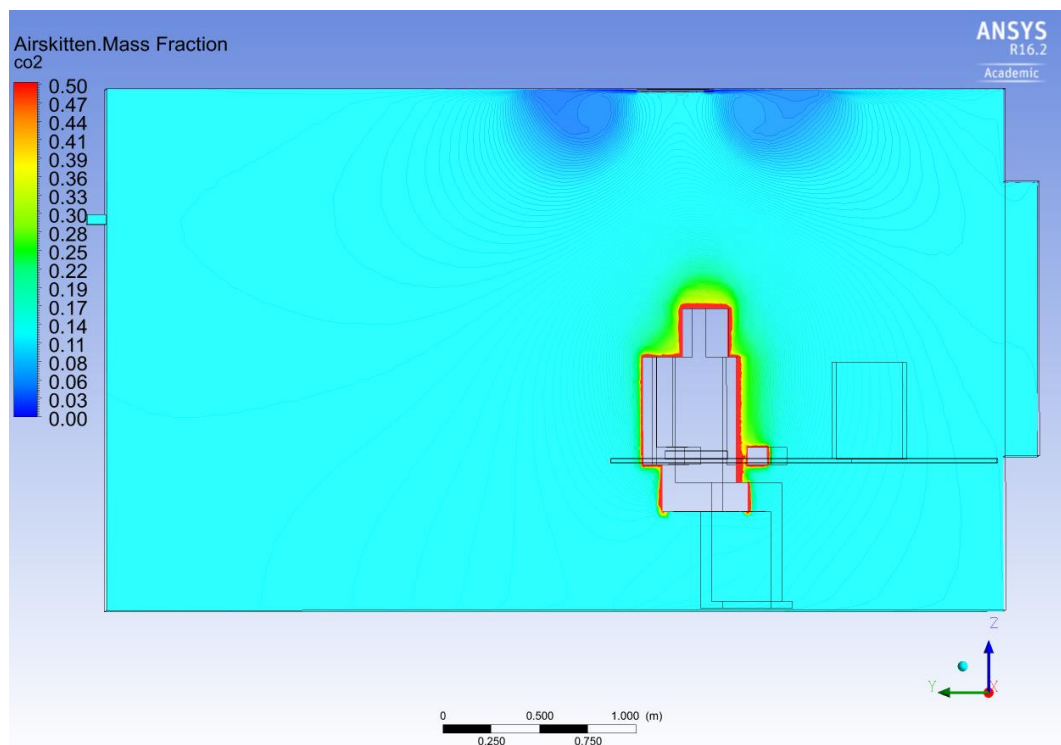
I scenariene 3 og 4 tilføres det maksimale luftmengder. Beregnet ventilasjonseffektivitet for de to scenariene er beregnet og vist i Tabell 37. En kan her se at effektiviteten for scenariet for 1969 er 74,6 % og for 2015 er 80,7 %,

Tabell 37 Ventilasjonseffektivitet for case 5 og 6

Parameter	Case 5	Case 6
Ventilasjonseffektivitet [%]	80,7	74,6
Eksposering [decipol]	0,51	0,54

### Case 5 – 2015, 21 °C, 40 l/s

Figur 75 viser at det nær personen er høy forurensingskonsentrasjon. Det kommer tydelig frem at tilluften er helt ren, vist med mørkt blått, og blander seg raskt med romluften. Figuren viser at konsentrasjonen er relativt lik i hele rommet, noe som tyder på god omrøring.

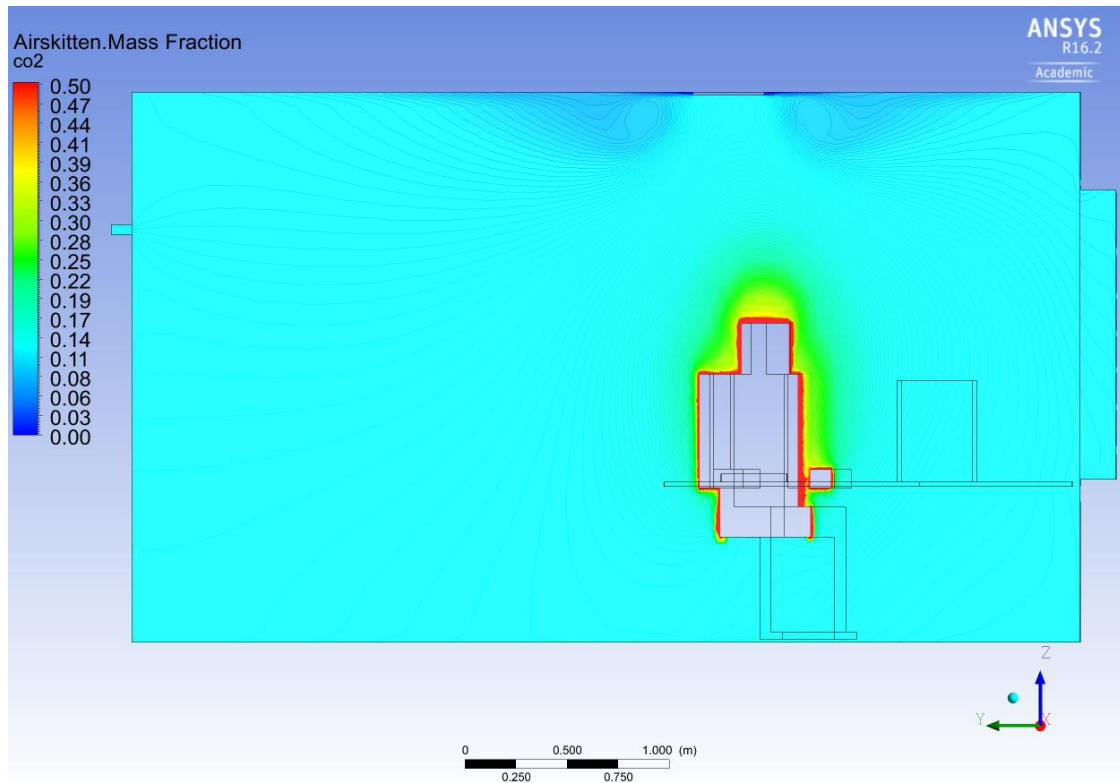


Figur 75 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 5

---

### Case 6 – 1969, 21 °C, 40 l/s

Figur 76 viser høy forurensingskonsentrasjon nær personen. Tilluften som blir tilført ved taket er ren og blander seg raskt med romluften. Fra figuren kan det ses at konsentrasjonen er relativt jevn i hele rommet, noe som tyder på god omrøring.



Figur 76 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 6

## Case 7 og 8

I de følgende simuleringene er det tilført minimale luftmengder. Tabell 38 viser ventilasjonseffektiviteten for de to ulike scenariene.

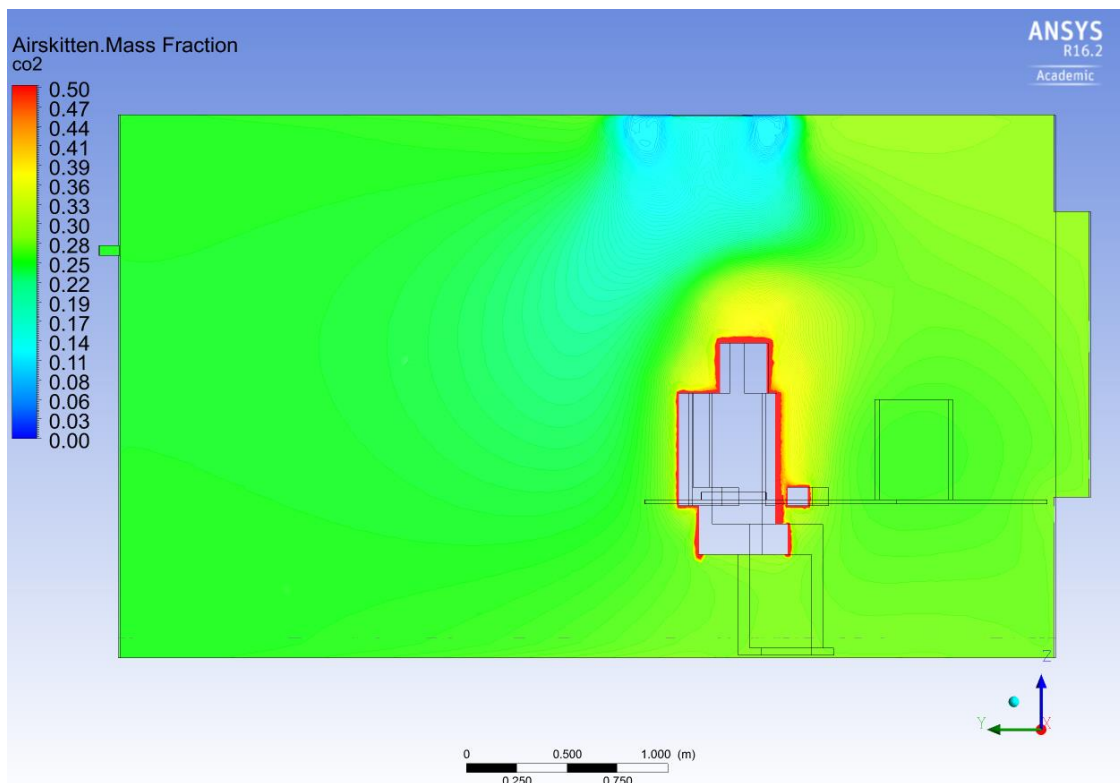
Tabell 38 Ventilasjonseffektivitet for case 7 og 8

Parameter	Case 7	Case 8
Ventilasjonseffektivitet [%]	91,0	52,6
Eksposering [decipol]	0,69	1,04

### Case 7 – 2015, 21 °C, 22,6 l/s

Scenario 1 viser resultatet når simuleringen er kjørt med minimale luftmengder og tilluftstemperatur på 21 °C. Figur 77 viser hvordan forurensingskonsentrasjonen vil fordele seg i rommet. Det er en tydelig forskjell rundt tilluftsventilen og personen. Rundt personen er det høy konsentrasjon da dette er forurensningskilden, og rundt tilluftsventilen er det naturlig nok ren luft.

Generelt er det høyt forurensningsnivå i rommet, noe som kan forklares ved at det tilføres minimale luftmengder som er beregnet på et tomt kontor der det kun er svak forurensning fra inventar som er tatt hensyn til.

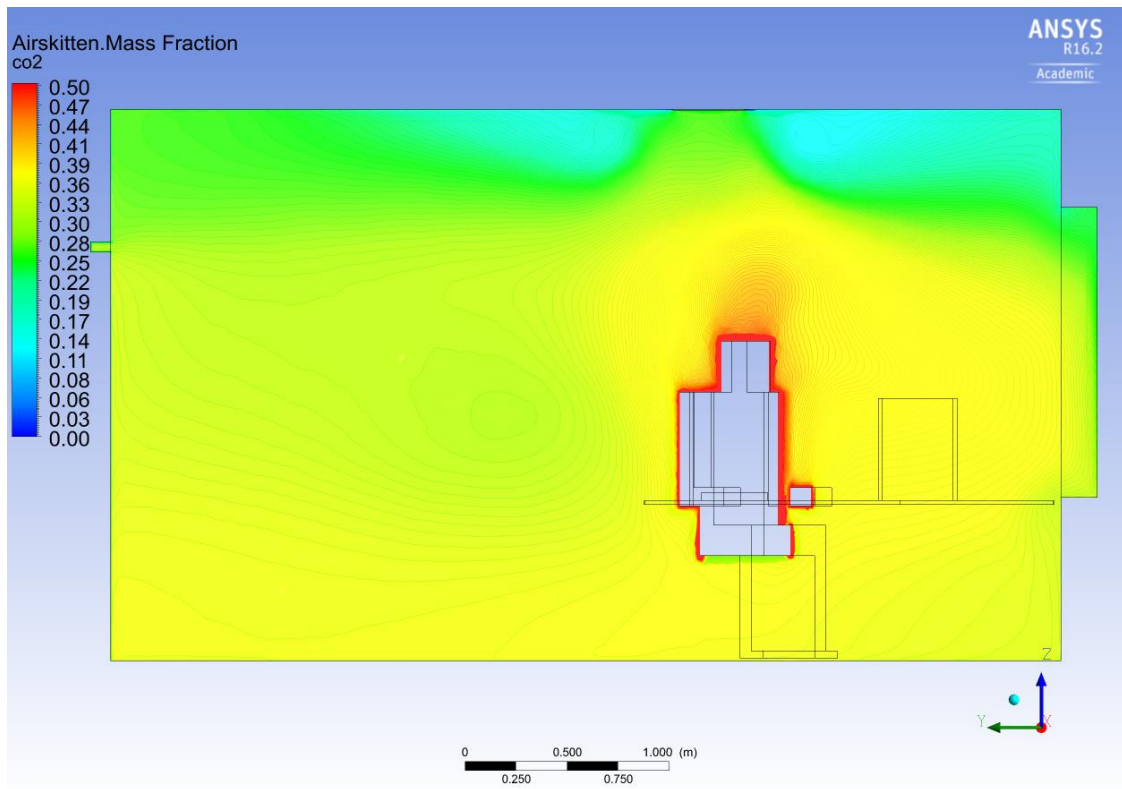


Figur 77 Tilført forurensning fra person i rommet i snitt gjennom rommet for scenario 7



### Case 8 – 1969, 21 °C, 22,6 l/s

Ventilasjonseffektiviteten for et cellekontor med en fasade som tilfredsstillter krav fra 1969 er vist i Figur 78. Det er her høy forurensningskonsentrasjon i hele rommet, bortsett fra rundt ventiler. Nær personen er det naturlig nok høy konsentrasjon ettersom det er personen som er forurensningskilden. Kan se fra figuren at det er et sjikt under taket der det er renere luft enn i resten av rommet. Ved vinduet kan det ses hvordan kaldrasen vil dra med seg den rene luften, men fort vil blande seg med den forurensede luften etter hvert som luften beveger seg mot gulvet.



Figur 78 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 8

---

### 8.3. Avtrekk ved gulv

Det er valgt å gjøre to simuleringer der avtrekket er flyttet ned til gulvet. Dette er simulert med maksimal luftmengde, ved 25 °C tilluft og for fasade fra 1969 og 2015 videre kalt case 9 og 10. Modellen er helt lik bortsett fra at avtrekket er flyttet fra 2 m over gulvet til 0 m over gulvet for å se om ventilasjonseffektiviteten øker når luften blir trukket ut ved gulvet.

Tabell 39 viser ventilasjonseffektiviteten i scenario 9 og 10 med avtrekk fra gulvet for et volum mellom 0 og 1,1 m over gulvet.

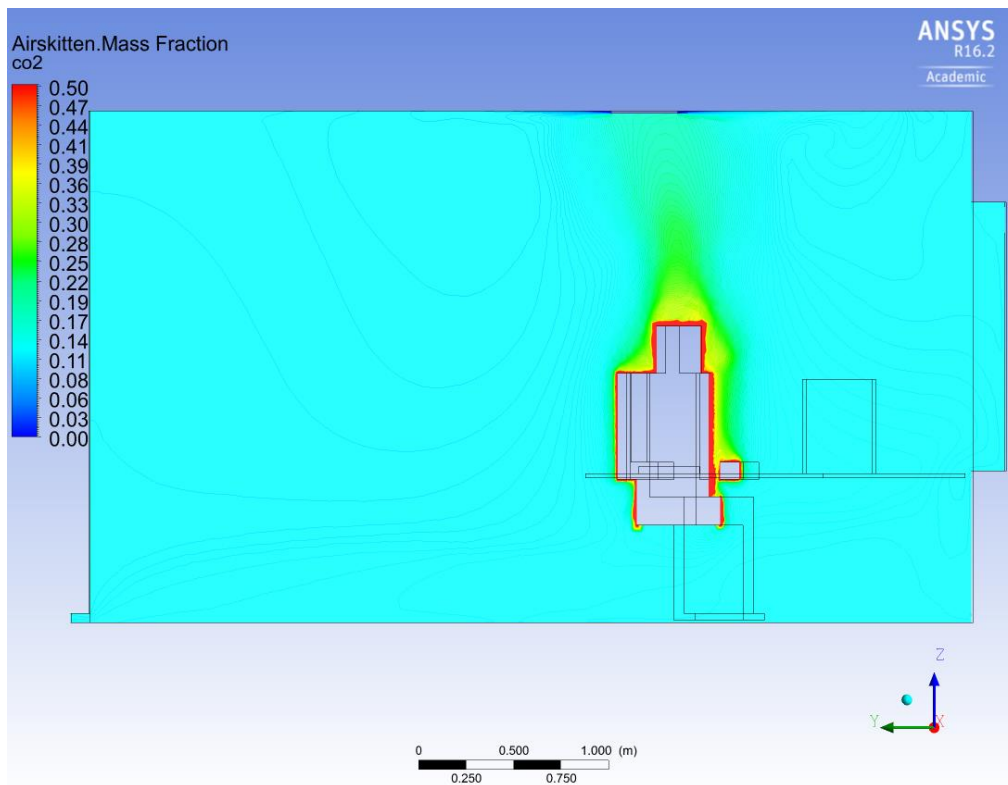
Tabell 39 Ventilasjonseffektivitet i case 9 og 10

Parameter	Case 9	Case 10
Ventilasjonseffektivitet [%]	94,9	93,9
Eksposering [decipol]	0,46	0,47

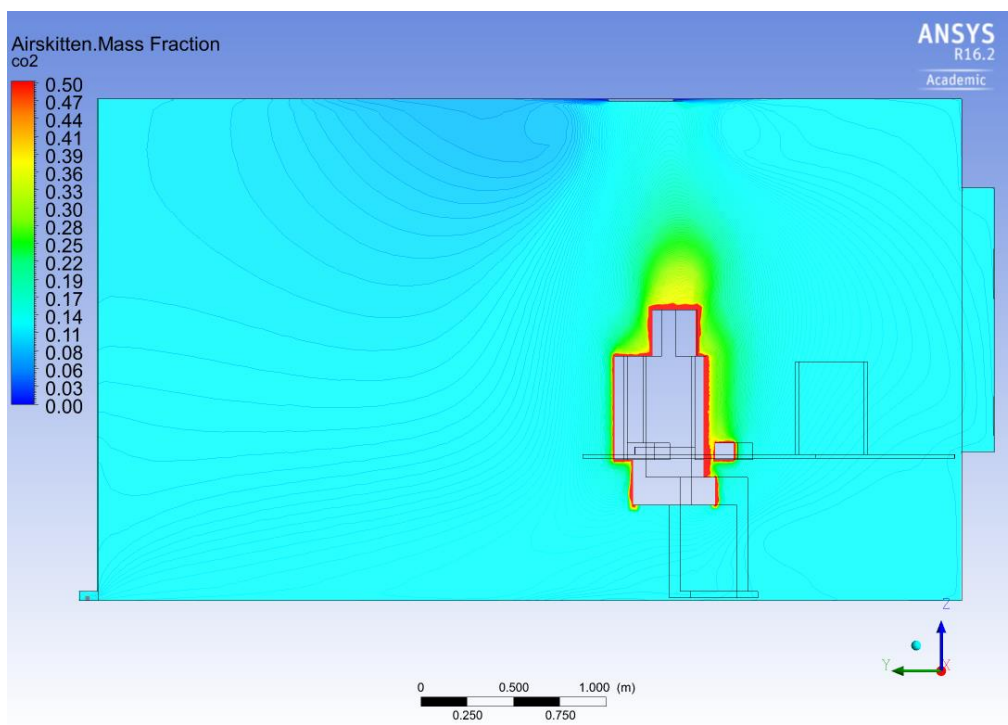
Figur 79 og Figur 80 viser forurensingskonsentrasjonen i cellekontoret med de to ulike fasadene.

I Figur 79 kan det ses at personen fungerer som en varmekilde og skaper en konveksjonsstrøm som tar med seg den forurensede luften oppover i rommet. Ellers i kontoret er det jevn konsentrasjon og som en ser av Tabell 39 er det meget høy ventilasjonseffektivitet og lav eksponeringsgrad.

Figur 80 viser at det er noe mer lagdeling i rommet med fasade fra 1969, men at også her er det meget høy ventilasjonseffektivitet og lav eksponering.



Figur 79 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 9. Avtrekk ved gulvet



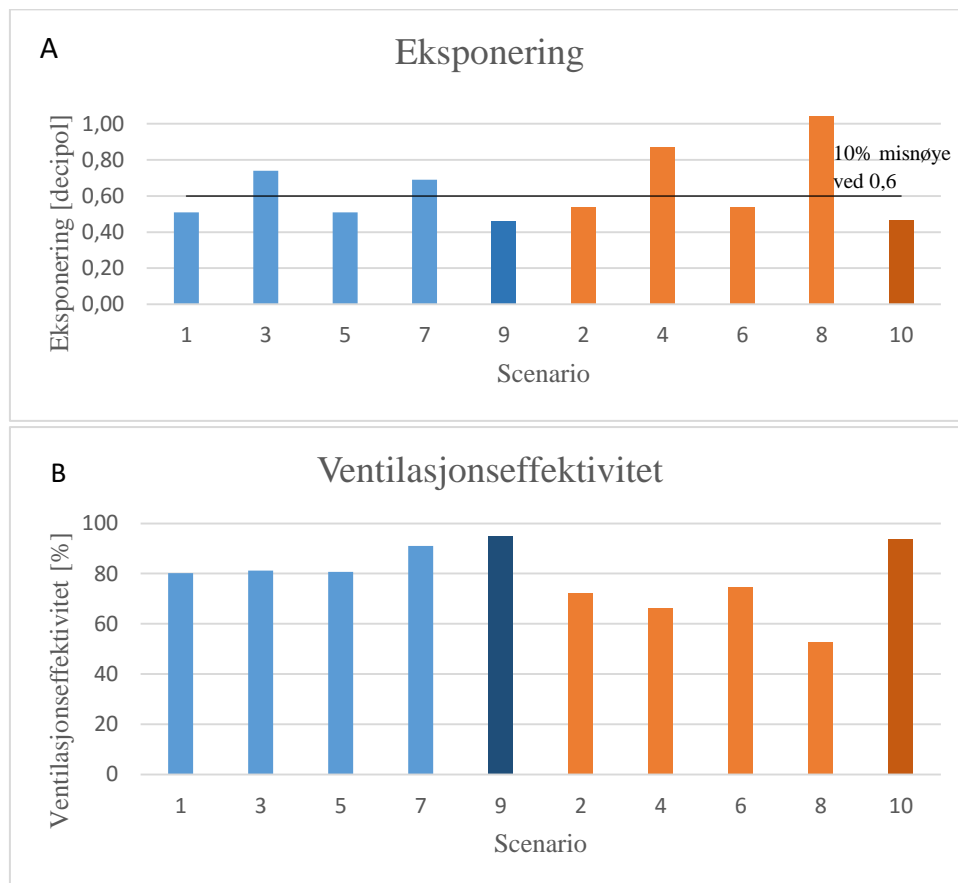
Figur 80 Tilført forurensing fra person i rommet sett i vertikalt snitt gjennom rommet for scenario 10. Avtrekk ved gulvet

## 8.4. Oppsummering av resultater

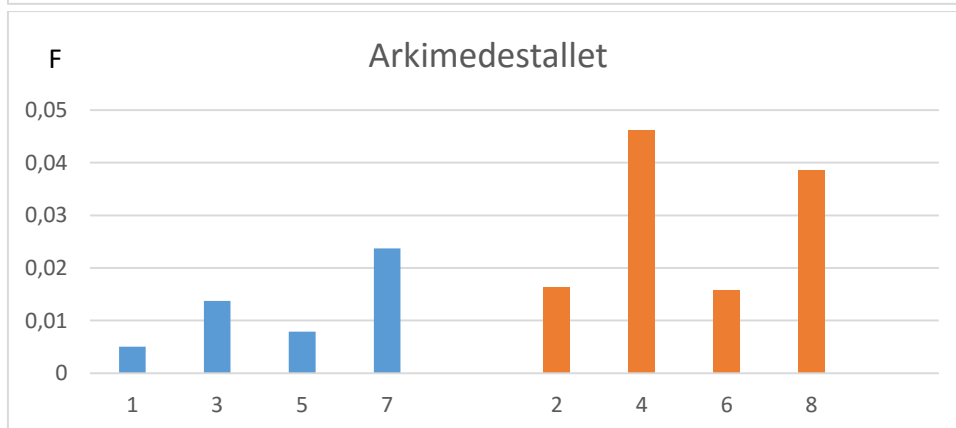
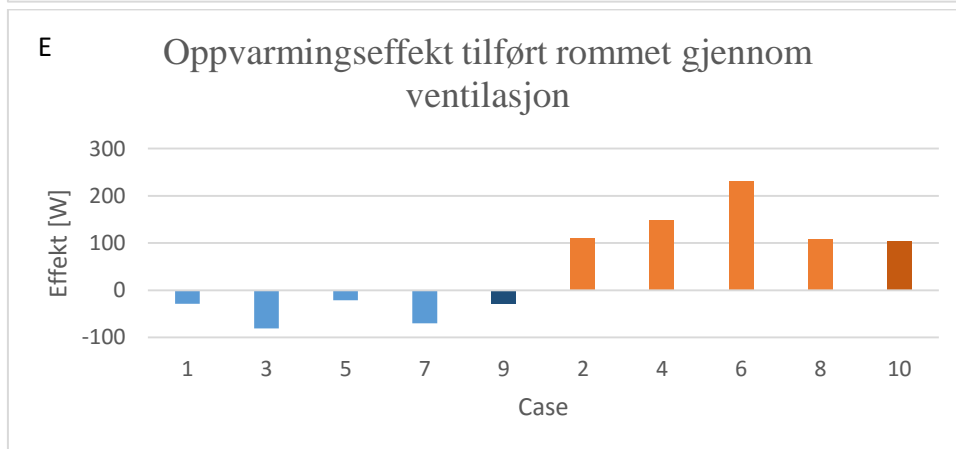
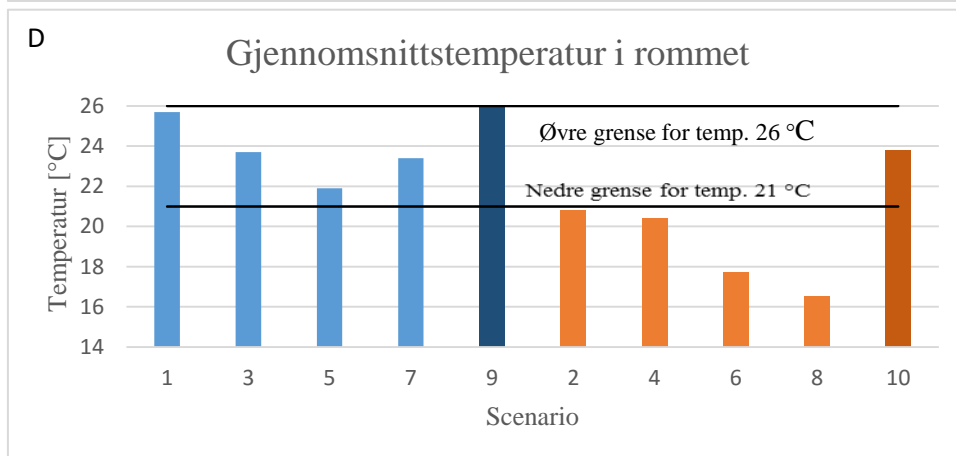
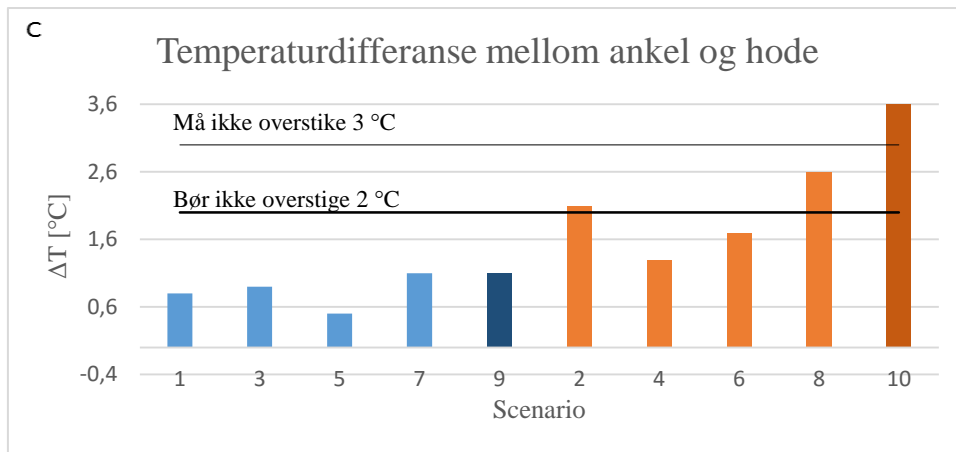
De viktigste resultatene fra simuleringene i er oppsummert i Tabell 40 og i diagrammene i Figur 81.

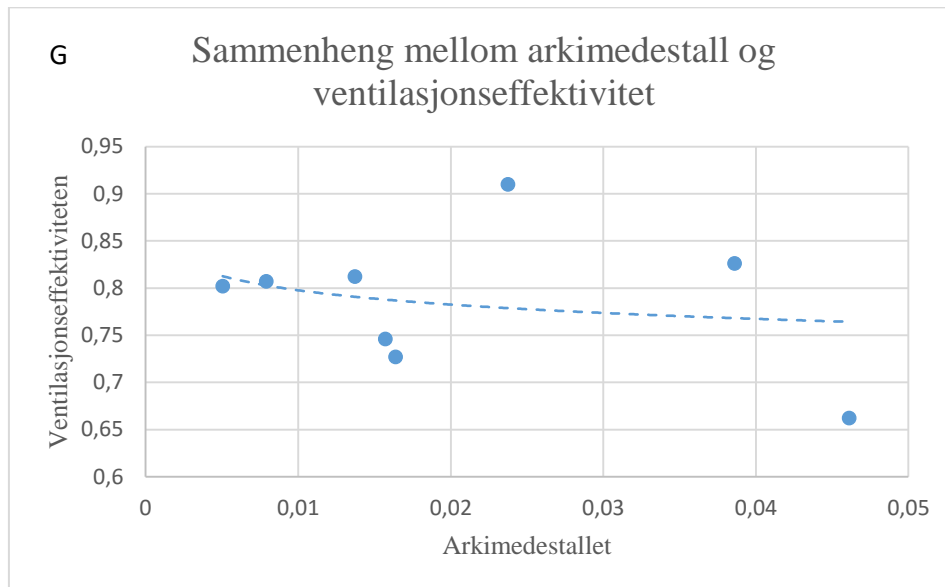
Tabell 40 Oppsummering av alle simuleringsresultater

Tilluftstemperatur	25 °C						21 °					
Luftmengde	Max 40 l/s			Min 22,6 l/s			Max 40 l/s		Min 22,6 l/s			
Krav fra år	2015		1969		2015		1969		2015		1969	
Scenario												
Parameter	1	9	2	10	3	4	5	6	7	8		
Ventilasjons-eff. 0,0-1,1 m	80,2	94,9	72,7	93,9	81,2	66,2	80,7	74,6	91,0	52,6		
$\Delta T$ , ankel og hode [°C]	0,8	1,1	2,1	3,6	0,9	1,3	0,5	1,7	1,1	2,6		
Gjennomsnittstemp [°C]	25,7	26,0	20,8	23,8	23,7	20,4	21,9	17,7	23,4	16,5		
Max hastighet 0,1 m [m/s]	0,10	0,32	0,20	0,30	0,16	0,19	0,09	0,16	0,16	0,20		
Max hastighet 1,8 m [m/s]	0,21	0,30	0,24	0,32	0,27	0,27	0,25	0,22	0,26	0,36		
Eksponering [decipol] <sup>4</sup>	0,51	0,46	0,54	0,47	0,74	0,87	0,51	0,54	0,69	1,04		



<sup>4</sup> Utregning er vist i vedlegg F





Figur 81 Diagrammer over resultater for: A – Eksponering, B – Ventilasjonseffektiviteten, C – Temperaturdifferanse mellom ankel og hode, D – Gjennomsnittstemperatur i rommet for alle simuleringen, E – Oppvarmingseffekt tilført rommet via ventilasjon, F – Arkimedestallet, G – sammenheng mellom arkimedestallet og ventilasjonseffektiviteten <sup>5</sup>

<sup>5</sup> Excelarket til diagrammene er vist i vedlegg 0

---

## 9. Diskusjon

Hensikten med denne oppgaven var å vurdere om man kunne bruke ventilasjon som eneste klimatiseringskilde i et kontorbygg lokalisert i Trondheim. Hypotesen var at det kan fungere med dagens byggestandard og krav til U-verdier fordi oppvarmingsbehovet er veldig lite. Siden det er lavt oppvarmingsbehov er det ikke nødvendig med høy temperatur på tilluften. Det vil derfor være mulig å dekke hele oppvarmingsbehovet ved hjelp av tilluft uten at det påvirker inneklimate negativt. Det var ønskelig å sjekke om teknisk utstyr og personer i rommet (som fungerer som lokale varmekilder) sammen med oppvarmet tilluft ville dekke oppvarmingsbehovet samtidig som en god ventilasjonseffektivitet blir opprettholdt.

Det er valgt å se på to hovedscenarier. I det første scenariet er det brukt U-verdier i fasaden som tilfredsstillende krav for et lavenergibygg i 2015. Dette ble gjort for å undersøke om dersom det blir stilt riktige krav til klimaskallet vil varmetapet bli så lavt at det er lite behov for oppvarming og varmebehovet kan dekkes med tilluft med lav overtemperatur.

For å se hvor stor påvirkning fasaden vil ha på inneklimate er det i det andre scenariet sett på en fasade som tilfredsstillende krav fra 1969. Denne standarden er valgt siden konseptet med ventilasjon som eneste klimatiseringskilde ble prøvd ut på 1970-tallet, men som regel med dårlig resultat siden tilluften måtte ha høy temperatur for å dekke varmetapet. Det ble derfor et luftsjikt under taket med varm, frisk luft som ikke sirkulerte i rommet før den ble trukket ut og resultatet ble kortslutningsventilasjon.

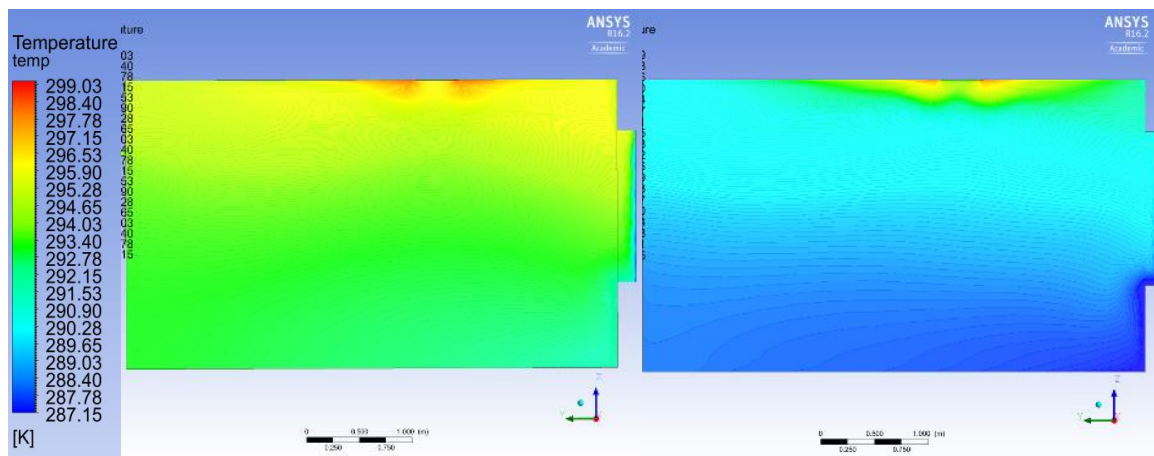
Det er kjørt 12 ulike scenarier. Parameterne som er variert mellom de ulike scenariene er U-verdien i ytterveggen og vinduet, tilluftsmengde og tilluftstemperaturer. Det er valgt å se på disse scenariene for å kunne vurdere hvor stor påvirkning fasaden har på inneklimate, samt om tilluftsmengder og tilluftstemperaturer vil påvirke inneklimate.

---

## 9.1. Resultater fra CFD-simuleringer

### 9.1.1. Tomt kontor uten inventar

Det ble kjørt to simuleringer der rommet var helt tomt. Resultatene er som vist i Figur 82 og det kan her ses at varmetapet gjennom fasaden har stor påvirkning på innertemperaturen. Det er her kun tilført varme via tilluften som har en temperatur på 25 °C. På begge figurene kan man se at tilluften er varmere enn resten av romluften og at det derfor blir en stratifisering. Begge scenariene viser at det er et kaldras ved og under vinduet, men for fasaden fra 1969 er det vesentlig kraftigere. Dersom fasaden tilfredsstillers dagens krav vil oppvarmingsbehovet bli dekket av tilluften, mens for kontoret med en fasade fra 1969 må det tilføres mer varme for å tilfredsstillere temperaturkravene.



Figur 82 Temperaturer i et tomt cellekontor. T.v. fasade fra 2015, t.h. fasade fra 1969

### 9.1.2. Valgt cellekontor med inventar

I de neste simuleringene ble det satt inn en person med en effekt på 4 W/m<sup>2</sup> gulvflate og teknisk utstyr som PC og skjerm med til sammen 6 W/m<sup>2</sup>. Det ble tilført luft med 25 °C ved minimale, 22 l/s, og maksimale, 40 l/s, luftmengder. Dette ble også gjort for en tilluftstemperatur på 21 °C, for å sjekkes hvor stor forskjell det ville bli med ulik tilluftstemperatur. For alle scenariene har det blitt sett på temperaturer, lufthastigheter og ventilasjonseffektiviteter. Det er tilført en forurensing fra personen for å kunne se hvordan luften beveger seg og regne ut ventilasjonseffektiviteten og oppfattet luftkvalitet.

#### *Temperaturprofiler*

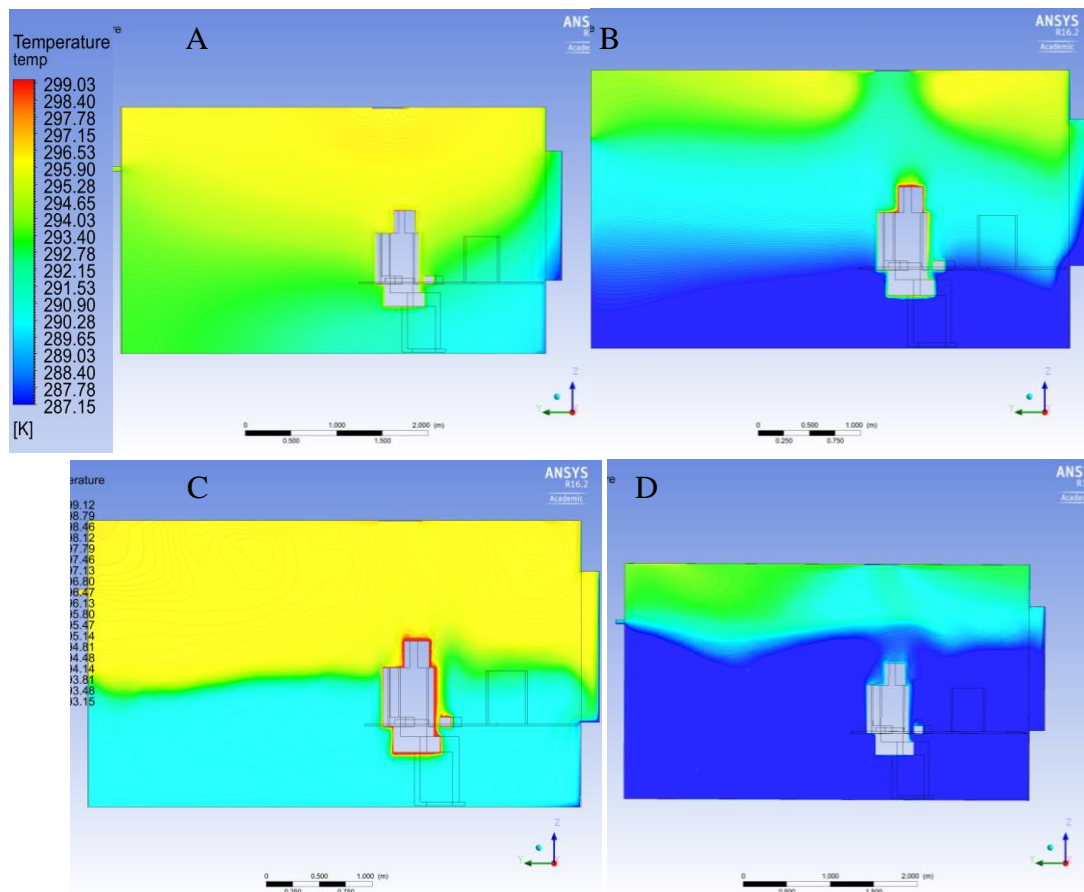
Figur 83 viser forskjellen i temperaturstratifisering ved 4 ulike scenarier. A og C viser resultatene for fasade fra 2015, mens B og D viser for fasade fra 1969. A og B er for maksimale luftmengder, mens C og D er for minimale luftmengder. Det kan fra figurene ses at både fasade og tilført luftmengde påvirker temperaturen og temperaturfordelingen i rommet. I scenariet vist i figur 83A er temperaturforskjellen mellom hode og ankel 0,8 °C med en gjennomsnittstemperatur på 25,7 °C. For scenariet vist i figur 83C er temperaturforskjellen 0,9 °C, mens gjennomsnittstemperaturen er 23,7 °C. Kravet som er stilt for bygget er at



temperaturen skal ligge mellom 21 og 26 C, mens det generelt ikke er anbefalt en større  $\Delta T$  enn 2 °C. Med andre ord tilfredsstillt kontoret med fasade fra 2015 både kravene til temperatur og temperaturdifferanse både med minimal og maksimal luftmengde.

I scenariet vist i figur 83B er gjennomsnittstemperaturen 20,8 °C med en temperaturforskjell på 2,1 °C. Scenarioet vist i figur 83D har en gjennomsnittstemperatur på 20,4 °C og temperaturforskjell på 1,3 °C. Kontoret med fasade fra 1969 møter med andre ord ikke kravet til temperatur i noen av scenariene og heller ikke kravet til temperaturdifferanse når det er tilført maksimal luftmengde.

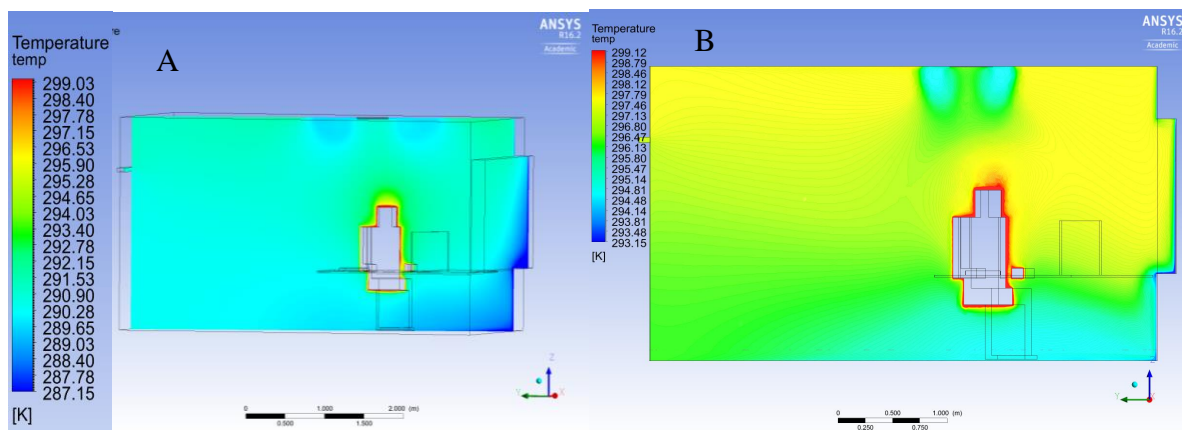
For alle scenariene med 25 °C på tilluften er temperaturforskjellen innenfor kravet på 3 °C, men scenario 2 og 10 vil overstige anbefalt grense på 2 °C. Kontoret med fasade fra 1969 vil generelt være for kaldt dog med ganske små marginer Disse resultatene viser imidlertid temperaturen når forholdene har stabilisert seg. Som vi ser i kapittel 9,1 vil dette kontoret ha en temperatur på 11 °C når det står tomt. Med begrensede varmekilder er det derfor naturlig å anta at det vil ta meget lang tid etter at kontoret er tatt i bruk før det stabiliserer seg.



Figur 83 Temperaturer i rommet for scenario med tilluftstemperaturer på 25 °C.

A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 1969 og maksimale luftmengder. C: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. D: Fasade fra 1969 og minimale luftmengder

Når det blir tilført 25 °C blir gjennomsnittstemperaturen som sagt 25,7 °C og 23,7 °C for henholdsvis maksimale og minimale luftmengder. Resultatet fra simuleringen der det ble tilført 21 °C, vist i Figur 84, viser at gjennomsnittstemperaturen blir 21,9 °C og 23,4 °C for maksimale og minimale luftmengder. Temperaturforskjell mellom ankel og hode ligger godt under anbefalte verdier. Temperaturkravene er med andre ord møtt. Det kan derfor bety at en tilluftstemperatur på 21 °C er mer optimal enn 25 °C. Dette vil også være en mer økonomisk løsning og bør studeres nærmere. Trolig vil en løsning der temperaturen på tilluften kan varieres være det mest optimale. Dette må imidlertid studeres nærmere for å kunne trekke en endelig konklusjon.

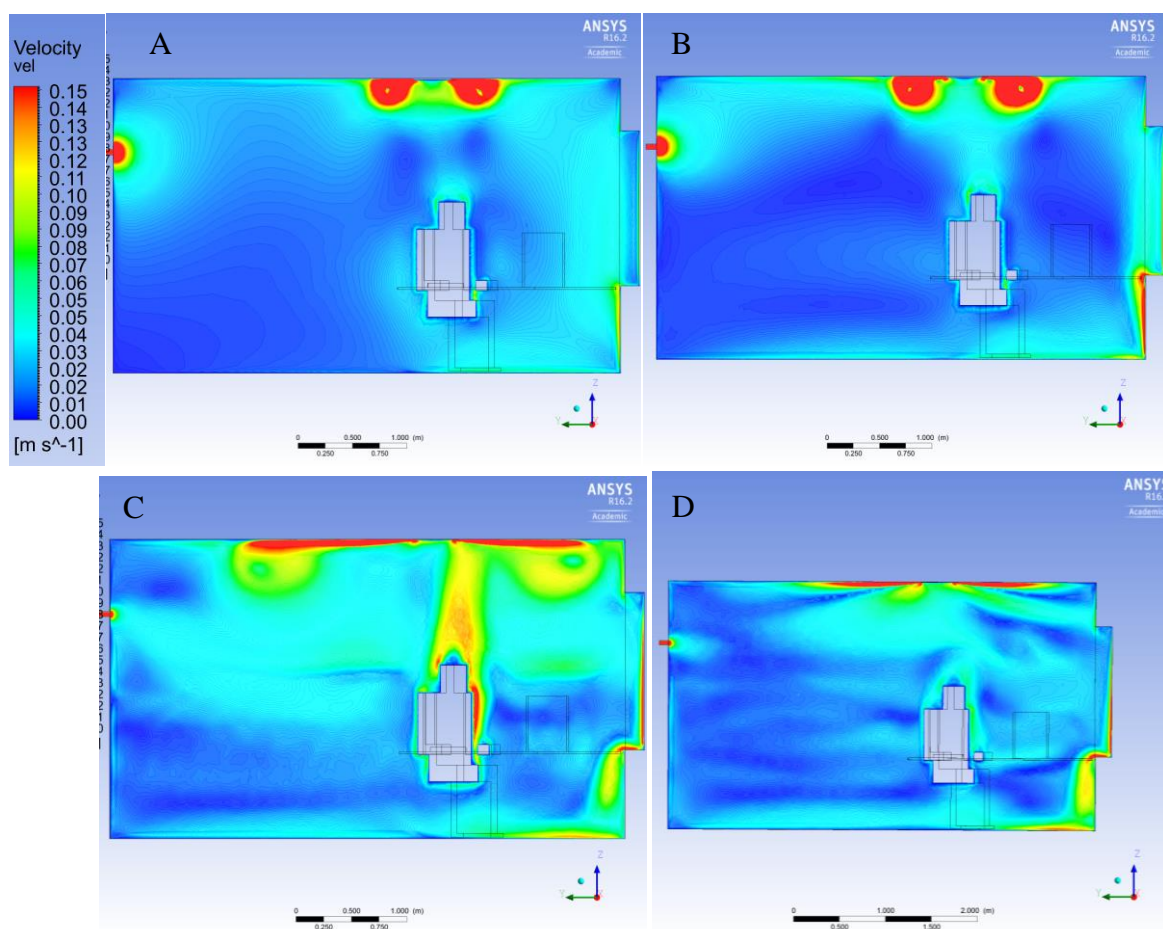


Figur 84 Temperaturer i rommet for scenario med tilluftstemperaturer på 21 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder.

## Hastighetsprofiler

Lufthastigheter 0,1 m og 1,8 meter over gulvet har blitt studert. Det er generelt relativt lik hastighet for alle scenariene som har blitt simulert, vist i Figur 85. De største hastighetene i rommene er ved avtrekket og tilluftsventilen. Det kan fra figuren ses at det er et større område rundt avtrekksventilen med høye lufthastigheter for scenariene med tilført maksimale luftmengder. Dette er som forventet da det er større luftmengder som blir tilført rommet og dermed større luftmengder som skal suges ut gjennom den samme avtrekksventilen. Den største forskjellen mellom rommene med de to forskjellige fasadene er kaldraset under vinduet. Videre er lufthastighetene i rommet med fasade fra 1969 generelt noe høyere i de to planene som har blitt studert.

Tabell 40 viser at makshastighetene 0,1 m og 1,8 m over gulv er høyere enn kravet på 0,15 m/s. Fra Figur 85 kan det imidlertid ses at disse hastighetene er utenfor oppholdssonen. Innenfor oppholdssonen vil hastighetene ha sunket til akseptable nivåer og det er ikke fare for trekk i noen av scenariene som har blitt analysert.

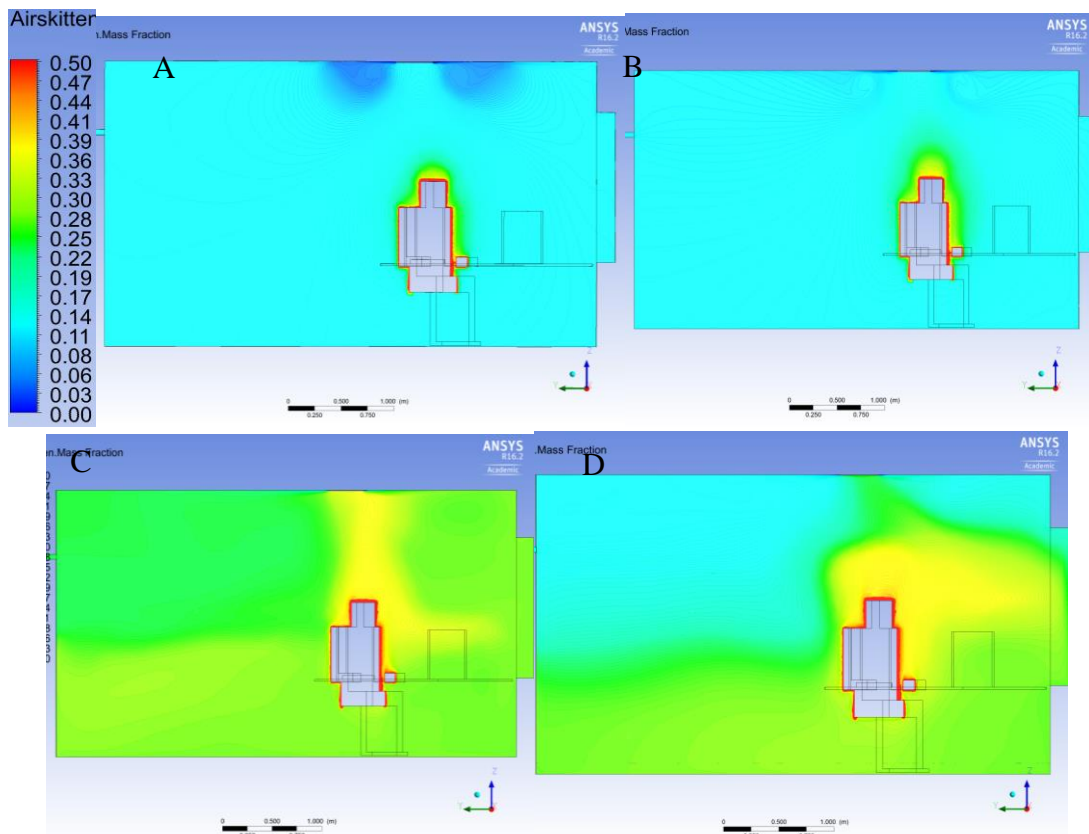


Figur 85 Lufthastigheter i rom med tilluftstemperatur på 25 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 1969 og maksimale luftmengder. C: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. D: Fasade fra 1969 og minimale luftmengder

## Ventilasjonseffektivitet

Ventilasjonseffektiviteten for alle scenariene er beregnet ved å bruke konsentrasjonen av forurensing i et volum som er definert som pustesone, under 1,1 meter, samt konsentrasjonen av forurensing i avtrekket. Ut fra Figur 86 og Tabell 40, kan en se at det generelt er bedre ventilasjonseffektivitet for scenariene med fasade fra 2015. Ventilasjonseffektiviteten for scenariene med minimale luftmengder er relativt god, men det er generelt høyere forurensingskonsentrasjoner i rommet. Dette kan ses fra Figur 86 som viser forurensingskonsentrasjonen for de fire scenariene med tilluftstemperatur på 25 °C.

Det har blitt beregnet hvor stor eksponeringen en person som er i rommet blir utsatt for. Ved lave luftmengder kan en fra kapittel 8.2.3 se en forverring av luftkvaliteten i rommet. Dette gjelder til en viss grad for et kontor med fasade fra 2015, men er spesielt utfordrende for et kontor med fasade fra 1969 der det er et klart tegn til kortslutning ved at den rene, friske luften ligger i et lag over oppholdssonen (D). For scenariene med maksimale luftmengder er eksponeringen akseptabel uavhengig av type fasade. For fasade fra 2015 vil eksponeringen ligge på under 0,6 decipol som tilsvarer mindre enn 10 % misfornøyde. Da redusert mengde tilluft er mer økonomisk, mens akseptabelt nivå for eksponering kan kreve mer enn minimale tilluftsmengder, vil det trolig være optimalt å ha et system der mengden tilluft kan varieres slik at både inneklima og enøk ivaretas.



Figur 86 Forurensingskonsentrasjon i rom med tilluft på 25 °C. A: Fasade fra 2015 og maksimale luftmengder. B: Fasade fra 1969 og maksimale luftmengder. C: Fasade fra 2015 og minimale luftmengder. D: Fasade fra 1969 og minimale luftmengder

---

## **Avtrekk ved gulv**

Det ble gjort to simuleringer med avtrekk ved gulvet. Disse er kjørt med maksimal tilluft og 25 °C for begge fasadene. Ventilasjonseffektiviteten og forurensingseksposering ble beregnet og viste at det var en forbedring på nesten 20 % for begge disse parametrene i begge scenariene (Tabell 41).

Tabell 41 Ventilasjonseffektivitet i case 1, 2, 9 og 10

<b>Parameter</b>	<b>Case 1</b>	<b>Case 9</b>	<b>Case 2</b>	<b>Case 10</b>
Ventilasjonseffektivitet [%]	80,2	94,9	72,7	93,9
Eksponering [decipol]	0,51	0,46	0,54	0,47

Det kan ses i kapittel 0 at ved lave luftmengder kan det bli noe høy grad av forurensingseksposering, selv med fasade fra 2015. Dette tyder på at det kan bli kortslutningsventilasjon, noe man eliminerer risikoen for ved å bruke avtrekk ved gulv.

Når det er behov for kjøling, er det ønskelig å ha avtrekk oppunder tak, mens når det er oppvarmingsbehov kan resultatene tyde på at det er bedre med avtrekk ved gulv. Dette kan indikere at det optimalt sett burde kunne veksles mellom å suge ut luft ved tak eller gulv ut i fra oppvarmings- og kjølebehov.

For scenariene med avtrekk ved gulvet er det relativt høye maksimalhastigheter ved 0,1 og 1,8 m over gulvet. Ved 1,8 meter er den største hastigheten ved vinduet, men dette er ikke noe problem ettersom det er utenfor oppholdssonen. Ved gulvet er hastigheten høy rundt avtrekket. Dette kan potensielt være et problem siden det er i oppholdssonen, men problemet kan løses ved at man planlegger nøye når man velger posisjon for avtrekket.

## **9.2. Analyse av valgt cellekontor**

Det er gjort analytiske beregninger for cellekontoret. Varmetapet gjennom fasaden er beregnet til 124 W når det blir antatt en innetemperatur på 23 °C og en utetemperatur på – 20 °C. I henhold til disse beregningene er det behov for oppvarming når avgitt effekt fra personen og teknisk utstyr er på 110 W. Resultatet fra simuleringene derimot, viser at det blir fjernet varme fra rommet i scenariet der det ble tilført luftmengder på 40 l/s med en temperatur på 25 °C, som vist i Figur 81E. Med andre ord viser CFD-beregningene at det er varmeoverskudd, mens analysen viser et lite varmeunderskudd. Beregningene som er gjort er veldig forenklete. Det er antatt konstant temperatur på 23 °C, både langs fasaden og i hele luftvolumet. Simuleringene derimot tar hensyn til at det er ulik fordeling av temperatur i rommet, med tanke på høyde over gulvet, men også at temperaturen inntil fasaden vil være nedkjølt på grunn av en kald overflate. I tillegg er det i simuleringene hensyntatt hvor tilluftsventil og avtrekksventil og varmekilder er plassert og med hvilken temperatur og hastighet tilluften blir tilført. Det er derfor naturlig å anta at resultatene fra simuleringene er mer nøyaktige enn de relativt forenklete beregningene. Sammen med det faktum at forskjellene mellom beregnede og simulerte verdier er relativt små, kan man konkludere med at simuleringene gir fornuftige og de mest nøyaktige resultatene.

---

Det er videre beregnet maksimal hastighet for et kaldras for en fasade med krav fra 1969 og 2015. Beregningene viser at det kan oppstå en hastighet på henholdsvis 0,31 m/s og 0,20 m/s for de ulike fasadene. Det er mest relevant å sammenligne disse beregningene med tallene for maksimalhastighet fra simuleringen 0,1 m over gulvet. Her er hastighetene henholdsvis 0,19 m/s og 0,13 m/s for fasade fra 1969 og 2015. Simuleringene viser noe lavere maksimalhastigheter enn de beregnede verdiene. Dette er som forventet siden kaldraset fra vinduet møter et vindusbrett og dermed får redusert hastighet. Kaldraset vil fortsette langs fasaden under vinduet, men da med lavere hastighet. Også her er det en god korrelasjon mellom resultat fra beregninger og simuleringer, som indikerer at modellen i ANSYS gir gode resultater.

Det er lagd et diagram for å sjekke om det er en sammenheng mellom arkimedestallet for tilluften og ventilasjonseffektiviteten (Figur 81G). Figuren indikerer at det er en korrelasjon. Jo lavere arkimedestall man har dess høyere blir ventilasjonseffektiviteten. Dette indikerer at jo lenger strålen går før den slipper taket, jo bedre blir ventilasjonseffektiviteten.

### 9.3. Tidligere forskning

Det er valgt å fokusere på forskningsrapporter fra ForKlima om Miljøhuset GK. Dette er gjort fordi disse er funnet å være de mest relevante med tanke på denne oppgaven. Følgende studier omhandler Miljøhuset GK som er et passivhus i Oslo som blir ventilert og klimatisert ved bruk av Lindinventventiler og Lindinventsystem.

CFD-simuleringene gjort av Venås et al. (2011) viser at dersom det blir satt inn en varmekilde, uansett størrelse, øker omrøringen av luften og ventilasjonseffektiviteten øker. Konklusjonen til Venås et al. (2011) er at systemet fungerer og skaper et godt inn klima så lenge bygget er i bruk.

Cablé et al. (2014a) gjorde feltmålinger av Miljøhuset GK vinteren 2013/2014 og fant ut at interne varmekilder ville dekke det meste av oppvarmingsbehovet. De registrerte også at ventilasjonseffektiviteten økte når bygget var i bruk og resultatene viste at uansett størrelse, ville en lokal varmekilde øke ventilasjonseffektiviteten. Det var derimot stor fare for kortslutning når det ble tilført lave luftmengder med høy overtemperatur i tomme rom. Generelt var resultatene fra målingene gode og de konkluderte med at oppvarming ved hjelp av tilluft er en god løsning så lenge det er lave oppvarmingsbehov.

I 2014 ble det skrevet en masteroppgave av Aslaksen (2014) der det ble utført sporgassmålinger ved ulike overtemperaturer og tilluftsmengder i Miljøhuset GK. Testene viste her at ventilasjonseffektiviteten økte dersom det ble brukt avtrekk ved gulv. Videre fant ut at dersom tilluftstemperaturen hadde en overtemperatur på mer enn 4 °C ville ventilasjonseffektiviteten synke. I følge Thunshelle et al. (2014) og Aslaksen (2014) er det ikke behov for bruk av overtemperatur før temperaturen ute er under -10 °C. Ved bruk av tilluftsmengde på 34 l/s vil det kun være behov for en overtemperatur på 3 °C når utetemperatur er -17 °C.

---

Målinger gjort av Holt et al. (2014) i Miljøhuset GK viser at det ved lave tilluftsmengder er behov for høyere tilluftstemperaturer for å dekke varmebehovet. Resultatet av målingene var at optimal temperatur på tilluft er 24,4 °C, når det er -20 °C ute og det tilføres 10,8 m<sup>3</sup>/h per m<sup>2</sup>.

Hovedkonklusjonen i disse rapportene er at klimatisering kun ved bruk av tilluft fungerer for passivhuset Miljøhuset GK ved bruk av et smart system. Dette er i tråd med resultatene i denne oppgaven, med den forskjell at det i denne studien viser at det også kan fungere i et lavenergibygg.

Mer spesifikt viser simuleringresultatene i denne studien at det ved lave luftmengder og overtemperatur er tegn til kortslutning, noe som er i tråd med observasjonene til Cablè et al. (2014). Resultatet for simuleringene med 40 l/s viser at det med hensyn til gjennomsnittstemperaturen i rommet er bedre å tilføre luft med 21 °C enn 25 °. Dette er i samsvar med målinger gjort av Holt et al. (2014) som viser at det ikke er behov for mer enn 24,4 °C når det tilføres en luftmengde som tilsvarer 33 l/s for kontoret som er simulert.





---

## 10. Konklusjon

Resultatene fra simuleringene beskrevet i kapittel 8.1.1 og 8.2.1 viser at de definerte temperaturkravene møtes for det modellerte cellekontoret med en fasade fra 2015. Dette gjelder både gjennomsnittstemperaturen og temperaturforskjellen mellom ankel og hode for alle scenariene. Gjennomsnittstemperaturen i rommet vil variere i samsvar med tilført tilluftstemperatur og resultatene viser at det trolig kan bli brukt en lavere tilluftstemperatur enn 25 °C.

Resultatet fra analysen i kapittel 6.3 og simuleringsresultatene i kapittel 8.2.2 viser at de høyeste lufthastighetene er rundt tilluftsventilen, avtrekksventilen og langs vinduet. Innen luften når oppholdssonen er lufthastighetene betraktelig redusert og det vil derfor ikke være fare for trekk i noen av scenariene som er analysert med fasade fra 2015. Dersom avtrekket blir flyttet til gulvet, vil hastighetene rundt avtrekket bli høyere enn 0,15 m/s og kan føre til trekk i oppholdssonen. Dette er noe som må tas hensyn til dersom man planlegger en slik løsning.

Ventilasjonseffektivitet og grad av forurensing er analysert og diskutert i kapittel 8.2.3 og 9.1.2 og viser at ventilasjonseffektiviteten vil være over 80 % for alle scenariene. Luftkvaliteten i rommet er sterkt avhengig av tilført luftmengde. Resultatet fra simuleringene viser at luftkvaliteten vil bli noe lavere ved bruk av lave luftmengder og at en kombinasjon av overtemperatur og minimale luftmengder skaper fare for kortslutning. Generelt for alle scenariene med fasade fra 2015 er luftkvaliteten under 0,74 decipol. Ved bruk av et aktivt system som kan regulere luftmengder, kan konsentrasjonen av forurensing holdes på et nivå under 0,6 decipol og en vil oppnå 90 % fornøyde personer. Dersom avtrekket blir flyttet fra over dør til gulv, vil ventilasjonseffektiviteten øke betraktelig. Simuleringene viser at scenariene med avtrekk ved gulv, når det er tilført maksimale luftmengder, hadde nesten perfekt omrøring uavhengig av fasade.

Simuleringene med fasade fra 1969 viser at romoppvarming med tilluft er lite effektivt med avtrekk over dør. Det ble generelt lavere ventilasjonseffektivitet, høy grad av eksponering og for kaldt. Resultatene viste tegn til kortslutning ved bruk av høy tilluftstemperatur og lav luftmengde. Dette forklarer hvorfor man ikke oppnådde gode resultater da dette ble prøvd ut på 1970-tallet. Videre ser man at varmetapet gjennom fasaden med dagens krav er vesentlig lavere og behovet for høye temperaturer på tilluften og store luftmengder er redusert. Dette forklarer hvorfor dette kan lykkes i dag.

Basert på dette kan det konkluderes med at ventilasjon som eneste klimatiseringskilde fungerer i et kontorbygg der minimal utetemperatur er -20 °C så lenge klimaskallet tilfredsstiller lavenergistandard og det benyttes aktive ventiler. I tillegg vil bruk av avtrekk ved gulv øke ventilasjonseffektiviteten når det er oppvarmingsbehov.



---

## 11. Videre arbeid

I denne oppgaven er det utført 12 simuleringen ved ulike tilstander og det burde videre simuleres for flere ulike scenarier. Dette kan for eksempel flere ulike tilluftstemperaturer, tilluftsmengder, plassering av inventar, avtrekksventil og tilluftsventil og åpen dør.

Det kan og arbeides videre for å finne ut hva minstekravet for U-verdi i fasaden må være for at ventilasjon som eneste klimatiseringskilde skal fungere i et kontorbygg.

Det burde også gjøres feltmålinger i bygget som er analysert, under vinterforhold og med de samme parameterne. Det vil si at det burde utføres målinger når utetemperaturen er lav for å kunne bekrefte at systemet fungerer for kalde temperaturer.



---

## Bibliografi

- ANSYS. 2016a. ANSYS Fluent. *ANSYS*. <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-Fluent> 4 May 2016.
- ANSYS. 2016b. ANSYS Fluent. *ANSYS Fluent*. <http://resource.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Fluid+Dynamics+Products/ANSYS+Fluent> 4 May 2016.
- ANSYS. 2012. ANSYS FLUENT Getting Started Guide.
- ANSYS. 2013. ANSYS Fluent Theory Guide.pdf.
- ANSYS. 2015. Introduction to the CFD Methodology.
- Arbeidstilsynet. 2013. *Veiledning om Klima og luftkvalitet på arbeidsplassen*. Oslo: Arbeidstilsynet. <http://www.arbeidstilsynet.no/binfil/download2.php?tid=79437>.
- Aslaksen, V. 2014. *Klimatisering med overtemperatur og inneklime i kontorlokaler*. Oslo: Høgskolen i Oslo og Akershus.
- Autodesk. 2016. Inventor | Mechanical Design & 3D CAD Software| Autodesk. *Autodesk*. <http://www.autodesk.com/products/inventor/overview> 3 March 2016.
- Byggforsk. 1999. *421.501 Temperaturforhold og lufthastighet. Betingelser for termisk komfort*. Sintef Byggforsk.
- Byggforsk. 2000. *421.505 Krav til innemiljøet i yrkes og servicebygninger*. Sintef Byggforsk
- Byggforsk. 2005. *552.323 Behovsstyrt ventilasjon*. Sintef Byggforsk.
- Byggforsk. 1996. *552.351 Fordeling av ventilasjonsluft i rom*. Sintef Byggforsk.
- Cablé, A., Mysen, M., Hammer, H.L. & Thunshelle, K. 2014a. Air heating of passive house office buildings in cold climates - how high supply temperature is acceptable. In 35th AIVC Conference, 4th TightVent Conference, 2nd venticool Conference. Poznan.
- Cablé, A., Mysen, M. & Thunshelle, K. 2014b. Can Demand Controlled Ventilation replace space heating in office buildings with low heating demand? In Proceedings of Indoor Air 2014. Hong Kong.
- Çengel, Y.A., Ghajar, A.J. & Kanoğlu, M. 2011. *Heat and mass transfer : fundamentals and applications*. 4th ed. in SI units. Singapore: McGraw-Hill.
- Dienstleistungen, T.K. 2014. Temperature factor f<sub>Rsi</sub>. *Analysis of Thermal behaviour of Building Constructions with Heat and Vapour Bridges*. [http://help.antherm.at/Theory/Temperaturfaktor\\_fRsi.htm](http://help.antherm.at/Theory/Temperaturfaktor_fRsi.htm) 26 April 2016.
-

- 
- Dimensionera. Luft. *Dimensionera.se*.  
<http://www.dimensionera.se/materialegenskaper/luft.php> 26 April 2016.
- Direktoratet for byggkvalitet. 2011. Byggeteknisk forskrift med veiledning (TEK10).  
*Direktoratet for byggkvalitet*. <http://dibk.no/no/BYGGEREGLER/Gjeldende-byggereglar/Veiledning-om-tekniske-krav-til-byggverk/>.
- Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap. 1969. Byggeforskrifter 1969. :2 *Isolering mot varmetap*. <http://oppslagsverket.dsb.no/content/arkiv/plan-bygg/Byggeforskrift-1969/6/4/3/> 13 November 2015.
- Dokka, T.H., Mysen, M., Haase, M. & Klinski, M. 2009. *Kriterier for passivhus- og lavenergibygg – Yrkesbygg*.  
<http://www.sintef.no/globalassets/upload/byggforsk/publikasjoner/sb-prapp-42.pdf>.
- Dokka, T.H. & Tjelflaat, P.O. 1997. *Simplified models for prediction of vertical contaminant and temperature stratification in displacement ventilated rooms Part 1 : Derivation*. Trondheim: Department of Industrial Economics and Technology Management and Department of refrigeration and Air Conditioning, NTNU.
- Dunkle, R.. 1963. Configuration Factors for Radiant Heat-Transfer Calculations Involving People. *Journal of Heat Transfer*, 85(1): 71–76.
- Energimerking. 2014. Om energimerkeordningen. *Energimerking.no*.  
<http://www.energimerking.no/no/Energimerking-Bbygg/Om-energimerkesystemet-og-regelverket/> 9 October 2015.
- Energistyrelsen. 2016. Fakta om belysning | SparEnergi - Energistyrelsen. *Fakta om belysning*. <http://sparenergi.dk/forbruger/el/belysning/fakta-om-belysning> 17 March 2016.
- Engineers edge. 2016. Engineers edge. *Overall Heat Transfer Coefficient Table Chart*.  
[http://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall\\_heat\\_transfer-table.htm](http://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall_heat_transfer-table.htm) 26 April 2016.
- Fanger, P.O. 1992. Efficient ventilation for human comfort. In International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness. Tokyo.
- ForKlima. 2011. CFD-simulering. <https://www.sintef.no/projectweb/for-klima/english-version1/> 5 May 2016.
- ForKlima. 2016. For Klima - Forenklet behovsstyrt klimatisering av kontorbygg med svært lavt oppvarmingsbehov. <https://www.sintef.no/projectweb/for-klima/english-version/> 5 May 2016.
-

- 
- GK Norge AS. 2015. Halvere energibruken? - GK. *GK*.  
[http://www.gk.no/no/tjenester/nye\\_bygg/ventilasjon/behovsstyrt\\_ventilasjon/Halvere+energibruken%3F.b7C\\_wJLOWW.ips](http://www.gk.no/no/tjenester/nye_bygg/ventilasjon/behovsstyrt_ventilasjon/Halvere+energibruken%3F.b7C_wJLOWW.ips) 22 October 2015.
- Hannevik, R.B. 2015. *Vurdering av inneklima og energibruk i foreslått kontorbygg der ventilasjonsanlegget alene står for klimatiseringen*. Trondheim: NTNU.
- Holt, P.M., Mysen, M., Cablé, A. & Thunshelle, K. 2014. Energy-optimal ventilation strategy outside of the operating time for passive house office buildings in cold climates. In 35th AIVC Conference, 4th TightVent Conference, 2nd venticool Conference. Poznan.
- Hyldgaard, C.E. 1998. Thermal Plumes Above a Person. In *6th International Conference on AIR DISTRIBUTION IN ROOMS*. Room Vent '98. KTH, Stockholm: Pricor: 407–413.
- Ingebrigtsen, S. 2015. *Ventilasjonteknikk Del 1*. Oslo: Skarland Press AS.
- Innova Bygg. 2013. Energimerking. *Innova Bygg - Bygger for fremtiden*.  
<http://www.innovabygg.no/energi-og-varme/energimerking>.
- Integrated Design Consortium. Displacement Ventilation. *Manitoba Hydro Place:: Climate Responsive Architecture Consortium*. <http://manitobahydroplace.com/integrated-elements/ie-details/?rid=33> 16 October 2015.
- Lavenergiprogrammet. 2016. Typiske ventilasjonsløsninger i næringsbygg – Lavenergiprogrammet. <http://www.lavenergiprogrammet.no/prosjektering-av-passivhus/typiske-ventilasjonslosninger-i-naeringsbygg/> 16 May 2016.
- Lindab. 2016. Lindab Solus – Systembeskrivning.
- Lindab. 2015. Solus från Lindab.
- Lindinvent. 2015a. About- Lindinvent. *Lindinvent*. <http://www.lindinvent.com/about/> 21 October 2015.
- Lindinvent. 2015b. CFD-beräkningar av cellkontor med Lindinvents takdon TTD-160 med anslutningslåda HTK. <http://www.lindinvent.se/losningar/kontor/cellkontor/standard/> 4 June 2016.
- Lindinvent. 2015c. INFO - Lindinvent. *Lindinvent*. <http://www.lindinvent.com/info/> 21 October 2015.
- Lindinvent. 2015d. Produktbeskrivning TTC – Aktivt taktilluftsdon.
-

- 
- Lindinvent. 2016. TTC - ACTIVE SUPPLY AIR DIFFUSER.  
<http://www.lindinvent.com/products/air-diffusers/ttc/>.
- Lindinvent. 2015. Projekteringsanvisning Ventilation, varme og kyla.  
[http://www.lindinvent.se/media/57062/vvs\\_proj1\\_11.pdf](http://www.lindinvent.se/media/57062/vvs_proj1_11.pdf) 9 May 2016.
- Meteorologisk Institutt. 2016. eKlima.  
[http://sharki.oslo.dnmi.no/portal/page?\\_pageid=73,39035,73\\_39049&\\_dad=portal&\\_schema=PORTAL](http://sharki.oslo.dnmi.no/portal/page?_pageid=73,39035,73_39049&_dad=portal&_schema=PORTAL).
- Microelectronics Heat Transfer Laboratory. 1997. Fluid Properties Calculator. *University of Waterloo*. <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html> 7 May 2016.
- Mierzwinski, S. 1980. *Air Motion and Temperature Distribution Above a Human Body in Result of Natural Convection*. A4- Serien no 45. Kungl. Tekniska högskolan, Institutionen för uppvärmings- och ventilationsteknik. KTH, Stockholm.
- Mysen, M. & Schild, P.G. 2013. Behovsstyrt ventilasjon, DCV – krav og overlevering, Veileder for et energioptimalt og velfungerende anlegg.  
<https://www.sintef.no/contentassets/aab32f3b1f47475f91c7f61f46469b6d/behovsstyrt-ventilasjon-dcv-krav-og-overlevering.pdf> 9 October 2015.
- Norges vassdrags- og energidirektorat. 2015. Karacterskalaen. *Energimerking av bygg*.  
<http://www.energimerking.no/no/energimerking-bygg/om-energimerkesystemet-og-regelverket/energimerkeskalaen/> 20 October 2015.
- Norouzi, R., Hultmark, G., Afshari, A. & Bergsøe, N.C. *Study of a Two-Pipe Chilled Beam System for both cooling and Heating of Office Buildings.pdf*. Danmark: Aalborg Universitet.
- Novakovic, V., Hanssen, S.O., Thue, J.V., Skarstein, Ø. & Gjerstad, F.O. 2007. *ENØK I BYGNINGER : Effektiv energibruk*. 3rd ed. Oslo: Gyldendal undervisning.
- SINTEF Byggeforsk. 1999. *421.501 Temperaturforhold og lufthastighet. Betingelser for termisk komfort*. Sintef Byggeforsk.
- SINTEF Byggeforsk. 2015. *421.503 Luftmengder i ventilasjonsanlegg. Krav og anbefalinger*. Sintef Byggeforsk.
- SINTEF Byggeforsk. 2000. *421.505 Krav til innemiljøet i yrkes og servicebygninger*. Sintef Byggeforsk.
- SINTEF Byggeforsk. 1996. *552.351 Fordeling av ventilasjonsluft i rom*. Sintef Byggeforsk.
- Skåret, E. 2000. *Ventilasjonsteknisk håndbok*. Oslo: Norges Byggeforskningsinstitutt.
-



- 
- Stampe, O.B., Hansen, H.. & Kjerulf-Jensen, P. 1997. *Varme- og klimateknik : Grundbog*. 2nd ed. Lyngby: Danvak.
- Standard Norge. 2014. *NS 3031:2014 - Beregning av bygningers energiytelse- Metode og data*.
- Standard Norge. 2012. *NS 3701:2012 - Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - Yrkesbygninger*.
- Standard Norge. 2007. *NS-EN 10211:2007 - Kuldeborer i bygningskonstruksjoner - Varmestrømmer og overflatetemperaturer Detaljerte beregninger .pdf*.
- Stensaas, L. 2001. *Ventilasjonsteknikk*. Oslo: Gyldendal yrkesopplæring.
- Stensaas, L.I. 1999. *Ventilasjonsteknikk 1: Grunnlaget og systemer*. 4th ed. Oslo: Skarland Press AS.
- Stensaas, L.I. 1986. *Ventilasjonsteknikk 1 : Grunnlaget og systemer*. 3. utg. Oslo: Universitetsforl.
- Svensson, S. 2016. *Lindab SOLUSsystemer*. GK.
- Thue, J.V. 2012. *Husbyggingsteknikk : bygningsfysisk grunnlag : kompendium*. Trondheim: NTNU, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, Institutt for bygg, anlegg og transport.
- Thunshelle, K., Cablé, A., Mysen, M. & Hammer, H.L. 2014. Can air heating alone be used in passive house office building in cold climates? Review of the obtained results. In 35th AIVC Conference, 4th TightVent Conference, 2nd venticool Conference. Poznan. [http://www.aivc.org/sites/default/files/AIVC2014\\_Proceedings.pdf](http://www.aivc.org/sites/default/files/AIVC2014_Proceedings.pdf).
- Tjelflaat, P.O. 2015. Room Ventilation 2015 slides.
- Venås, B., Harsem, T.T. & Børresen, B.A. 2011. CFD SIMULATION OF AN OFFICE HEATED BY A CEILING MOUNTED DIFFUSER.



---

## VEDLEGG



## A. Utregning av lufthastigheter og luftmengder på 250-ventil

Wc	2,5* ROT(2)	rot(ro)	x	(x*vc)/(2,5rot (2)*rotro)	H	wo	Areal	m3/s	l/s
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,001	5,92	0,001	0,0074	7,44
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,002	4,19	0,003	0,0105	10,52
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,003	3,42	0,004	0,0129	12,88
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,004	2,96	0,005	0,0149	14,87
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,005	2,65	0,006	0,0166	16,63
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,006	2,42	0,008	0,0182	18,21
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,007	2,24	0,009	0,0197	19,67
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,008	2,09	0,010	0,0210	21,03
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,009	1,97	0,011	0,0223	22,31
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,01	1,87	0,013	0,0235	23,51
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,011	1,78	0,014	0,0247	24,66
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,012	1,71	0,015	0,0258	25,76
0,2	3,54	0,45	1,48	0,19	0,013	1,64	0,016	0,0268	26,81
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,001	6,92	0,001	0,0087	8,69
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,002	4,89	0,003	0,0123	12,29
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,003	4,00	0,004	0,0151	15,05
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,004	3,46	0,005	0,0174	17,38
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,005	3,09	0,006	0,0194	19,43
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,006	2,83	0,008	0,0213	21,29
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,007	2,62	0,009	0,0230	23,00
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,008	2,45	0,010	0,0246	24,58
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,009	2,31	0,011	0,0261	26,07
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,01	2,19	0,013	0,0275	27,48
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,011	2,09	0,014	0,0288	28,83
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,012	2,00	0,015	0,0301	30,11
0,2	3,54	0,45	1,73	0,22	0,013	1,92	0,016	0,0313	31,34
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,001	7,92	0,001	0,0099	9,95
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,002	5,60	0,003	0,0141	14,07
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,003	4,57	0,004	0,0172	17,23
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,004	3,96	0,005	0,0199	19,90
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,005	3,54	0,006	0,0222	22,24
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,006	3,23	0,008	0,0244	24,37
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,007	2,99	0,009	0,0263	26,32
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,008	2,80	0,010	0,0281	28,14
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,009	2,64	0,011	0,0298	29,84
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,01	2,50	0,013	0,0315	31,46
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,011	2,39	0,014	0,0330	32,99
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,012	2,29	0,015	0,0345	34,46
0,2	3,54	0,45	1,98	0,25	0,013	2,20	0,016	0,0359	35,87

Figur 87 Utregning av luftmengder og lufthastigheter fra 250-ventil ved bestemte kastelengde L<sub>0,2</sub>

Wc	2,5* ROT(2)	rot(ro)	x	(x*vc)/(2,5rot (2)*rotro)	H	wo= 0,46/ rot(H)	Areal	m3/s	l/s
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,001	4,44	0,001	0,0056	5,58
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,002	3,14	0,003	0,0079	7,89
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,003	2,56	0,004	0,0097	9,66
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,004	2,22	0,005	0,0112	11,15
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,005	1,99	0,006	0,0125	12,47
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,006	1,81	0,008	0,0137	13,66
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,007	1,68	0,009	0,0148	14,75
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,008	1,57	0,010	0,0158	15,77
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,009	1,48	0,011	0,0167	16,73
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,010	1,40	0,013	0,0176	17,63
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,011	1,34	0,014	0,0185	18,50
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,012	1,28	0,015	0,0193	19,32
0,15	3,54	0,45	1,48	0,14	0,013	1,23	0,016	0,0201	20,11
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,001	5,19	0,001	0,0065	6,52
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,002	3,67	0,003	0,0092	9,22
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,003	3,00	0,004	0,0113	11,29
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,004	2,60	0,005	0,0130	13,04
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,005	2,32	0,006	0,0146	14,58
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,006	2,12	0,008	0,0160	15,97
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,007	1,96	0,009	0,0172	17,25
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,008	1,83	0,010	0,0184	18,44
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,009	1,73	0,011	0,0196	19,56
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,010	1,64	0,013	0,0206	20,61
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,011	1,56	0,014	0,0216	21,62
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,012	1,50	0,015	0,0226	22,58
0,15	3,54	0,45	1,73	0,16	0,013	1,44	0,016	0,0235	23,50
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,001	5,94	0,001	0,0075	7,46
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,002	4,20	0,003	0,0106	10,55
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,003	3,43	0,004	0,0129	12,92
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,004	2,97	0,005	0,0149	14,92
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,005	2,66	0,006	0,0167	16,68
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,006	2,42	0,008	0,0183	18,27
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,007	2,25	0,009	0,0197	19,74
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,008	2,10	0,010	0,0211	21,10
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,009	1,98	0,011	0,0224	22,38
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,010	1,88	0,013	0,0236	23,59
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,011	1,79	0,014	0,0247	24,74
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,012	1,71	0,015	0,0258	25,84
0,15	3,54	0,45	1,98	0,19	0,013	1,65	0,016	0,0269	26,90

Figur 88 Utregning av luftmengder og lufthastigheter fra 250-ventil ved bestemte kastelengder  $L_{0,15}$

## B. Utregning av kastelengder ved gitt tilluftsmengder og kritisk hastighet

A0	Q m <sup>3</sup> /h	Q m <sup>3</sup> /s	Q l/s	wo = Q/A	Wc	tan12,5	H	As = (U0/Um) <sup>2</sup> *A0/l4	k =(As/4pi*tan 12,5)^0,5
0,001	0,0	0,0020	2	1,59	0,2	0,22169	0,001	0,25	0,30
0,001	14	0,0040	4	3,18	0,2	0,22169	0,001	1,01	0,60
0,001	22	0,0060	6	4,78	0,2	0,22169	0,001	2,27	0,90
0,001	29	0,0080	8	6,37	0,2	0,22169	0,001	4,03	1,20
0,001	36	0,0100	10	7,96	0,2	0,22169	0,001	6,30	1,50
0,001	43	0,0120	12	9,55	0,2	0,22169	0,001	9,07	1,80
0,001	50	0,0140	14	11,15	0,2	0,22169	0,001	12,35	2,10
0,001	58	0,0160	16	12,74	0,2	0,22169	0,001	16,13	2,40
0,001	65	0,0180	18	14,33	0,2	0,22169	0,001	20,41	2,70
0,001	72	0,0200	20	15,92	0,2	0,22169	0,001	25,20	3,00
0,001	79	0,0220	22	17,52	0,2	0,22169	0,001	30,49	3,30
0,001	86	0,0240	24	19,11	0,2	0,22169	0,001	36,28	3,60
0,001	94	0,0260	26	20,70	0,2	0,22169	0,001	42,58	3,90
0,001	101	0,0280	28	22,29	0,2	0,22169	0,001	49,38	4,20
0,001	108	0,0300	30	23,89	0,2	0,22169	0,001	56,69	4,50
0,001	115	0,0320	32	25,48	0,2	0,22169	0,001	64,50	4,80
0,001	122	0,0340	34	27,07	0,2	0,22169	0,001	72,82	5,10
0,001	130	0,0360	36	28,66	0,2	0,22169	0,001	81,63	5,40
0,001	137	0,0380	38	30,25	0,2	0,22169	0,001	90,96	5,70
0,001	144	0,0400	40	31,85	0,2	0,22169	0,001	100,78	6,00
0,004	0	0,0020	2	0,45	0,2	0,22169	0,004	0,07	0,16
0,004	14	0,0040	4	0,91	0,2	0,22169	0,004	0,29	0,32
0,004	22	0,0060	6	1,36	0,2	0,22169	0,004	0,65	0,48
0,004	29	0,0080	8	1,82	0,2	0,22169	0,004	1,15	0,64
0,004	36	0,0100	10	2,27	0,2	0,22169	0,004	1,80	0,80
0,004	43	0,0120	12	2,73	0,2	0,22169	0,004	2,59	0,96
0,004	50	0,0140	14	3,18	0,2	0,22169	0,004	3,53	1,12
0,004	58	0,0160	16	3,64	0,2	0,22169	0,004	4,61	1,28
0,004	65	0,0180	18	4,09	0,2	0,22169	0,004	5,83	1,44
0,004	72	0,0200	20	4,55	0,2	0,22169	0,004	7,20	1,60
0,004	79	0,0220	22	5,00	0,2	0,22169	0,004	8,71	1,76
0,004	86	0,0240	24	5,46	0,2	0,22169	0,004	10,37	1,92
0,004	94	0,0260	26	5,91	0,2	0,22169	0,004	12,17	2,08
0,004	101	0,0280	28	6,37	0,2	0,22169	0,004	14,11	2,24
0,004	108	0,0300	30	6,82	0,2	0,22169	0,004	16,20	2,40
0,004	115	0,0320	32	7,28	0,2	0,22169	0,004	18,43	2,56
0,004	122	0,0340	34	7,73	0,2	0,22169	0,004	20,80	2,72
0,004	130	0,0360	36	8,19	0,2	0,22169	0,004	23,32	2,89
0,004	137	0,0380	38	8,64	0,2	0,22169	0,004	25,99	3,05
0,004	144	0,0400	40	9,10	0,2	0,22169	0,004	28,79	3,21
0,009	7	0,0020	2	0,23	0,2	0,22169	0,007	0,04	0,11
0,009	14	0,0040	4	0,45	0,2	0,22169	0,007	0,14	0,23
0,009	22	0,0060	6	0,68	0,2	0,22169	0,007	0,32	0,34
0,009	29	0,0080	8	0,91	0,2	0,22169	0,007	0,58	0,45
0,009	36	0,0100	10	1,14	0,2	0,22169	0,007	0,90	0,57
0,009	43	0,0120	12	1,36	0,2	0,22169	0,007	1,30	0,68
0,009	50	0,0140	14	1,59	0,2	0,22169	0,007	1,76	0,79
0,009	58	0,0160	16	1,82	0,2	0,22169	0,007	2,30	0,91
0,009	65	0,0180	18	2,05	0,2	0,22169	0,007	2,92	1,02
0,009	72	0,0200	20	2,27	0,2	0,22169	0,007	3,60	1,13
0,009	79	0,0220	22	2,50	0,2	0,22169	0,007	4,36	1,25
0,009	86	0,0240	24	2,73	0,2	0,22169	0,007	5,18	1,36
0,009	94	0,0260	26	2,96	0,2	0,22169	0,007	6,08	1,47
0,009	101	0,0280	28	3,18	0,2	0,22169	0,007	7,05	1,59
0,009	108	0,0300	30	3,41	0,2	0,22169	0,007	8,10	1,70
0,009	115	0,0320	32	3,64	0,2	0,22169	0,007	9,21	1,81
0,009	122	0,0340	34	3,87	0,2	0,22169	0,007	10,40	1,93
0,009	130	0,0360	36	4,09	0,2	0,22169	0,007	11,66	2,04
0,009	137	0,0380	38	4,32	0,2	0,22169	0,007	12,99	2,15
0,009	144	0,0400	40	4,55	0,2	0,22169	0,007	14,40	2,27
0,013	7	0,0020	2	0,16	0,2	0,22169	0,010	0,03	0,09

A0	Q m <sup>3</sup> /h	Q m <sup>3</sup> /s	Q l/s	wo = Q/A	Wc	tan12,5	H	As = (U0/Um) <sup>2</sup> *A0/l4	k =(As/4pi*tan 12,5)^0,5
0,001	0,0	0,0020	2	1,59	0,15	0,22169	0,001	0,45	0,40
0,001	14	0,0040	4	3,18	0,15	0,22169	0,001	1,79	0,80
0,001	22	0,0060	6	4,78	0,15	0,22169	0,001	4,03	1,20
0,001	29	0,0080	8	6,37	0,15	0,22169	0,001	7,17	1,60
0,001	36	0,0100	10	7,96	0,15	0,22169	0,001	11,20	2,00
0,001	43	0,0120	12	9,55	0,15	0,22169	0,001	16,13	2,40
0,001	50	0,0140	14	11,15	0,15	0,22169	0,001	21,95	2,80
0,001	58	0,0160	16	12,74	0,15	0,22169	0,001	28,67	3,20
0,001	65	0,0180	18	14,33	0,15	0,22169	0,001	36,28	3,60
0,001	72	0,0200	20	15,92	0,15	0,22169	0,001	44,79	4,00
0,001	79	0,0220	22	17,52	0,15	0,22169	0,001	54,20	4,40
0,001	86	0,0240	24	19,11	0,15	0,22169	0,001	64,50	4,80
0,001	94	0,0260	26	20,70	0,15	0,22169	0,001	75,70	5,20
0,001	101	0,0280	28	22,29	0,15	0,22169	0,001	87,79	5,60
0,001	108	0,0300	30	23,89	0,15	0,22169	0,001	100,78	6,00
0,001	115	0,0320	32	25,48	0,15	0,22169	0,001	114,67	6,40
0,001	122	0,0340	34	27,07	0,15	0,22169	0,001	129,45	6,80
0,001	130	0,0360	36	28,66	0,15	0,22169	0,001	145,13	7,20
0,001	137	0,0380	38	30,25	0,15	0,22169	0,001	161,70	7,60
0,001	144	0,0400	40	31,85	0,15	0,22169	0,001	179,17	8,00
0,004	0	0,0020	2	0,45	0,15	0,22169	0,004	0,13	0,21
0,004	14	0,0040	4	0,91	0,15	0,22169	0,004	0,51	0,43
0,004	22	0,0060	6	1,36	0,15	0,22169	0,004	1,15	0,64
0,004	29	0,0080	8	1,82	0,15	0,22169	0,004	2,05	0,85
0,004	36	0,0100	10	2,27	0,15	0,22169	0,004	3,20	1,07
0,004	43	0,0120	12	2,73	0,15	0,22169	0,004	4,61	1,28
0,004	50	0,0140	14	3,18	0,15	0,22169	0,004	6,27	1,50
0,004	58	0,0160	16	3,64	0,15	0,22169	0,004	8,19	1,71
0,004	65	0,0180	18	4,09	0,15	0,22169	0,004	10,37	1,92
0,004	72	0,0200	20	4,55	0,15	0,22169	0,004	12,80	2,14
0,004	79	0,0220	22	5,00	0,15	0,22169	0,004	15,49	2,35
0,004	86	0,0240	24	5,46	0,15	0,22169	0,004	18,43	2,56
0,004	94	0,0260	26	5,91	0,15	0,22169	0,004	21,63	2,78
0,004	101	0,0280	28	6,37	0,15	0,22169	0,004	25,08	2,99
0,004	108	0,0300	30	6,82	0,15	0,22169	0,004	28,79	3,21
0,004	115	0,0320	32	7,28	0,15	0,22169	0,004	32,76	3,42
0,004	122	0,0340	34	7,73	0,15	0,22169	0,004	36,99	3,63
0,004	130	0,0360	36	8,19	0,15	0,22169	0,004	41,46	3,85
0,004	137	0,0380	38	8,64	0,15	0,22169	0,004	46,20	4,06
0,004	144	0,0400	40	9,10	0,15	0,22169	0,004	51,19	4,27
0,009	7	0,0020	2	0,23	0,15	0,22169	0,007	0,06	0,15
0,009	14	0,0040	4	0,45	0,15	0,22169	0,007	0,26	0,30
0,009	22	0,0060	6	0,68	0,15	0,22169	0,007	0,58	0,45
0,009	29	0,0080	8	0,91	0,15	0,22169	0,007	1,02	0,60
0,009	36	0,0100	10	1,14	0,15	0,22169	0,007	1,60	0,76
0,009	43	0,0120	12	1,36	0,15	0,22169	0,007	2,30	0,91
0,009	50	0,0140	14	1,59	0,15	0,22169	0,007	3,14	1,06
0,009	58	0,0160	16	1,82	0,15	0,22169	0,007	4,10	1,21
0,009	65	0,0180	18	2,05	0,15	0,22169	0,007	5,18	1,36
0,009	72	0,0200	20	2,27	0,15	0,22169	0,007	6,40	1,51
0,009	79	0,0220	22	2,50	0,15	0,22169	0,007	7,74	1,66
0,009	86	0,0240	24	2,73	0,15	0,22169	0,007	9,21	1,81
0,009	94	0,0260	26	2,96	0,15	0,22169	0,007	10,81	1,96
0,009	101	0,0280	28	3,18	0,15	0,22169	0,007	12,54	2,12
0,009	108	0,0300	30	3,41	0,15	0,22169	0,007	14,40	2,27
0,009	115	0,0320	32	3,64	0,15	0,22169	0,007	16,38	2,42
0,009	122	0,0340	34	3,87	0,15	0,22169	0,007	18,49	2,57
0,009	130	0,0360	36	4,09	0,15	0,22169	0,007	20,73	2,72
0,009	137	0,0380	38	4,32	0,15	0,22169	0,007	23,10	2,87
0,009	144	0,0400	40	4,55	0,15	0,22169	0,007	25,60	3,02

0,013	14	0,0040	4	0,32	0,2	0,22169	0,010	0,10	0,19
0,013	22	0,0060	6	0,48	0,2	0,22169	0,010	0,23	0,28
0,013	29	0,0080	8	0,64	0,2	0,22169	0,010	0,40	0,38
0,013	36	0,0100	10	0,80	0,2	0,22169	0,010	0,63	0,47
0,013	43	0,0120	12	0,96	0,2	0,22169	0,010	0,91	0,57
0,013	50	0,0140	14	1,11	0,2	0,22169	0,010	1,23	0,66
0,013	58	0,0160	16	1,27	0,2	0,22169	0,010	1,61	0,76
0,013	65	0,0180	18	1,43	0,2	0,22169	0,010	2,04	0,85
0,013	72	0,0200	20	1,59	0,2	0,22169	0,010	2,52	0,95
0,013	79	0,0220	22	1,75	0,2	0,22169	0,010	3,05	1,04
0,013	86	0,0240	24	1,91	0,2	0,22169	0,010	3,63	1,14
0,013	94	0,0260	26	2,07	0,2	0,22169	0,010	4,26	1,23
0,013	101	0,0280	28	2,23	0,2	0,22169	0,010	4,94	1,33
0,013	108	0,0300	30	2,39	0,2	0,22169	0,010	5,67	1,42
0,013	115	0,0320	32	2,55	0,2	0,22169	0,010	6,45	1,52
0,013	122	0,0340	34	2,71	0,2	0,22169	0,010	7,28	1,61
0,013	130	0,0360	36	2,87	0,2	0,22169	0,010	8,16	1,71
0,013	137	0,0380	38	3,03	0,2	0,22169	0,010	9,10	1,80
0,013	144	0,0400	40	3,18	0,2	0,22169	0,010	10,08	1,90
0,016	7	0,0020	2	0,12	0,2	0,22169	0,013	0,02	0,08
0,016	14	0,0040	4	0,24	0,2	0,22169	0,013	0,08	0,17
0,016	22	0,0060	6	0,37	0,2	0,22169	0,013	0,17	0,25
0,016	29	0,0080	8	0,49	0,2	0,22169	0,013	0,31	0,33
0,016	36	0,0100	10	0,61	0,2	0,22169	0,013	0,48	0,42
0,016	43	0,0120	12	0,73	0,2	0,22169	0,013	0,70	0,50
0,016	50	0,0140	14	0,86	0,2	0,22169	0,013	0,95	0,58
0,016	58	0,0160	16	0,98	0,2	0,22169	0,013	1,24	0,67
0,016	65	0,0180	18	1,10	0,2	0,22169	0,013	1,57	0,75
0,016	72	0,0200	20	1,22	0,2	0,22169	0,013	1,94	0,83
0,016	79	0,0220	22	1,35	0,2	0,22169	0,013	2,35	0,91
0,016	86	0,0240	24	1,47	0,2	0,22169	0,013	2,79	1,00
0,016	94	0,0260	26	1,59	0,2	0,22169	0,013	3,28	1,08
0,016	101	0,0280	28	1,71	0,2	0,22169	0,013	3,80	1,16
0,016	108	0,0300	30	1,84	0,2	0,22169	0,013	4,36	1,25
0,016	115	0,0320	32	1,96	0,2	0,22169	0,013	4,96	1,33
0,016	122	0,0340	34	2,08	0,2	0,22169	0,013	5,60	1,41
0,016	130	0,0360	36	2,20	0,2	0,22169	0,013	6,28	1,50
0,016	137	0,0380	38	2,33	0,2	0,22169	0,013	7,00	1,58
0,016	144	0,0400	40	2,45	0,2	0,22169	0,013	7,75	1,66

0,013	14	0,0040	4	0,32	0,15	0,22169	0,010	0,18	0,25
0,013	22	0,0060	6	0,48	0,15	0,22169	0,010	0,40	0,38
0,013	29	0,0080	8	0,64	0,15	0,22169	0,010	0,72	0,51
0,013	36	0,0100	10	0,80	0,15	0,22169	0,010	1,12	0,63
0,013	43	0,0120	12	0,96	0,15	0,22169	0,010	1,61	0,76
0,013	50	0,0140	14	1,11	0,15	0,22169	0,010	2,19	0,89
0,013	58	0,0160	16	1,27	0,15	0,22169	0,010	2,87	1,01
0,013	65	0,0180	18	1,43	0,15	0,22169	0,010	3,63	1,14
0,013	72	0,0200	20	1,59	0,15	0,22169	0,010	4,48	1,26
0,013	79	0,0220	22	1,75	0,15	0,22169	0,010	5,42	1,39
0,013	86	0,0240	24	1,91	0,15	0,22169	0,010	6,45	1,52
0,013	94	0,0260	26	2,07	0,15	0,22169	0,010	7,57	1,64
0,013	101	0,0280	28	2,23	0,15	0,22169	0,010	8,78	1,77
0,013	108	0,0300	30	2,39	0,15	0,22169	0,010	10,08	1,90
0,013	115	0,0320	32	2,55	0,15	0,22169	0,010	11,47	2,02
0,013	122	0,0340	34	2,71	0,15	0,22169	0,010	12,94	2,15
0,013	130	0,0360	36	2,87	0,15	0,22169	0,010	14,51	2,28
0,013	137	0,0380	38	3,03	0,15	0,22169	0,010	16,17	2,40
0,013	144	0,0400	40	3,18	0,15	0,22169	0,010	17,92	2,53
0,016	7	0,0020	2	0,12	0,15	0,22169	0,013	0,03	0,11
0,016	14	0,0040	4	0,24	0,15	0,22169	0,013	0,14	0,22
0,016	22	0,0060	6	0,37	0,15	0,22169	0,013	0,31	0,33
0,016	29	0,0080	8	0,49	0,15	0,22169	0,013	0,55	0,44
0,016	36	0,0100	10	0,61	0,15	0,22169	0,013	0,86	0,55
0,016	43	0,0120	12	0,73	0,15	0,22169	0,013	1,24	0,67
0,016	50	0,0140	14	0,86	0,15	0,22169	0,013	1,69	0,78
0,016	58	0,0160	16	0,98	0,15	0,22169	0,013	2,21	0,89
0,016	65	0,0180	18	1,10	0,15	0,22169	0,013	2,79	1,00
0,016	72	0,0200	20	1,22	0,15	0,22169	0,013	3,45	1,11
0,016	79	0,0220	22	1,35	0,15	0,22169	0,013	4,17	1,22
0,016	86	0,0240	24	1,47	0,15	0,22169	0,013	4,96	1,33
0,016	94	0,0260	26	1,59	0,15	0,22169	0,013	5,82	1,44
0,016	101	0,0280	28	1,71	0,15	0,22169	0,013	6,75	1,55
0,016	108	0,0300	30	1,84	0,15	0,22169	0,013	7,75	1,66
0,016	115	0,0320	32	1,96	0,15	0,22169	0,013	8,82	1,77
0,016	122	0,0340	34	2,08	0,15	0,22169	0,013	9,96	1,89
0,016	130	0,0360	36	2,20	0,15	0,22169	0,013	11,16	2,00
0,016	137	0,0380	38	2,33	0,15	0,22169	0,013	12,44	2,11
0,016	144	0,0400	40	2,45	0,15	0,22169	0,013	13,78	2,22



## C. Varmetap gjennom vegg og vindu

Varmetapstall

	2015,00	1970,00
Uvegg	0,21	0,66 W/m2K
Avegg	3,27	3,27 m2
Uvindu	0,70	2,80 W/m2K
Avindu	2,98	2,98 m2

$\Psi_k$	0,05	0,12 W/m2K
l	2,32	2,32 m2
$\Sigma UA_{vegg}$	0,69	2,16 W/K
$\Sigma UA_{vindu}$	2,09	8,34
$\Sigma \Psi_k * Ag_{ulv}$	0,12	0,28 W/K
Hd	2,89	10,78 W/K

Tinne 23,00

$$q = Hd * (T_u - T_i)$$

$$O = 1 / ((1/u) - R_s)$$

Fasade 201 Fasade 196 Vegg 2015 Vegg 1969 Vindu 2015 Vindu 1969

Utetemper $\Delta T$	Column1	Column2	2015	1970	2015-	1970-	
-20	-43,00	-124	-464	-29,5	-92,8	-89,7	-358,8
-18	-41,00	-118	-442	-28,2	-88,5	-85,5	-342,1
-16	-39,00	-113	-420	-26,8	-84,2	-81,4	-325,4
-14	-37,00	-107	-399	-25,4	-79,9	-77,2	-308,7
-12	-35,00	-101	-377	-24,0	-75,5	-73,0	-292,0
-10	-33,00	-95	-356	-22,7	-71,2	-68,8	-275,4
-8	-31,00	-90	-334	-21,3	-66,9	-64,7	-258,7
-6	-29,00	-84	-313	-19,9	-62,6	-60,5	-242,0
-4	-27,00	-78	-291	-18,5	-58,3	-56,3	-225,3
-2	-25,00	-72	-270	-17,2	-54,0	-52,2	-208,6
0	-23,00	-66	-248	-15,8	-49,6	-48,0	-191,9
2	-21,00	-61	-226	-14,4	-45,3	-43,8	-175,2
4	-19,00	-55	-205	-13,0	-41,0	-39,6	-158,5
6	-17,00	-49	-183	-11,7	-36,7	-35,5	-141,8
8	-15,00	-43	-162	-10,3	-32,4	-31,3	-125,2
10	-13,00	-38	-140	-8,9	-28,1	-27,1	-108,5
12	-11,00	-32	-119	-7,6	-23,7	-22,9	-91,8
14	-9,00	-26	-97	-6,2	-19,4	-18,8	-75,1
16	-7,00	-20	-75	-4,8	-15,1	-14,6	-58,4
18	-5,00	-14	-54	-3,4	-10,8	-10,4	-41,7
20	-3,00	-9	-32	-2,1	-6,5	-6,3	-25,0
22	-1,00	-3	-11	-0,7	-2,2	-2,1	-8,3
24	1,00	3	11	0,7	2,2	2,1	8,3
26	3,00	9	32	2,1	6,5	6,3	25,0
28	5,00	14	54	3,4	10,8	10,4	41,7
30	7,00	20	75	4,8	15,1	14,6	58,4
32	9,00	26	97	6,2	19,4	18,8	75,1



## D. Luftstrøm langs fasade

Tute $\Delta T$	Tvegg		Tvindu		$\Delta T_{vegg}$		$\Delta T_{vindu}$		yvegg		yvindu		ypt vegg		ypt vindu		Umaks vegg		Umaks vindu		
	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970	
-20	-43,00	21,71	18,95	18,70	5,80	1,29	4,05	4,30	17,20	1,779	1,215	1,191	0,750	1,437	0,980	0,961	0,605	0,124	0,256	0,136	0,363
-18	-41,00	21,77	19,13	18,90	6,60	1,23	3,87	4,10	16,40	1,808	1,234	1,210	0,762	1,460	0,996	0,976	0,614	0,120	0,249	0,131	0,353
-16	-39,00	21,83	19,32	19,10	7,40	1,17	3,68	3,90	15,60	1,838	1,255	1,231	0,775	1,484	1,012	0,993	0,625	0,116	0,242	0,125	0,342
-14	-37,00	21,89	19,51	19,30	8,20	1,11	3,49	3,70	14,80	1,871	1,277	1,252	0,789	1,511	1,030	1,010	0,636	0,111	0,234	0,119	0,330
-12	-35,00	21,95	19,70	19,50	9,00	1,05	3,30	3,50	14,00	1,906	1,301	1,276	0,804	1,539	1,050	1,029	0,648	0,107	0,226	0,113	0,319
-10	-33,00	22,01	19,89	19,70	9,80	0,99	3,11	3,30	13,20	1,944	1,327	1,301	0,820	1,570	1,071	1,050	0,661	0,103	0,218	0,107	0,307
-8	-31,00	22,07	20,08	19,90	10,60	0,93	2,92	3,10	12,40	1,985	1,355	1,329	0,837	1,603	1,093	1,072	0,674	0,098	0,210	0,101	0,295
-6	-29,00	22,13	20,27	20,10	11,40	0,87	2,73	2,90	11,60	2,029	1,385	1,358	0,856	1,639	1,118	1,096	0,690	0,093	0,202	0,094	0,282
-4	-27,00	22,19	20,45	20,30	12,20	0,81	2,55	2,70	10,80	2,078	1,419	1,391	0,876	1,678	1,145	1,122	0,706	0,088	0,193	0,087	0,269
-2	-25,00	22,25	20,64	20,50	13,00	0,75	2,36	2,50	10,00	2,132	1,456	1,427	0,899	1,722	1,175	1,152	0,725	0,083	0,184	0,079	0,256
0	-23,00	22,31	20,83	20,70	13,80	0,69	2,17	2,30	9,20	2,192	1,497	1,467	0,924	1,771	1,208	1,184	0,745	0,078	0,174	0,071	0,242
2	-21,00	22,37	21,02	20,90	14,60	0,63	1,98	2,10	8,40	2,260	1,543	1,513	0,953	1,825	1,245	1,221	0,768	0,072	0,165	0,063	0,227
4	-19,00	22,43	21,21	21,10	15,40	0,57	1,79	1,90	7,60	2,336	1,595	1,564	0,985	1,887	1,287	1,262	0,794	0,066	0,154	0,053	0,211
6	-17,00	22,49	21,40	21,30	16,20	0,51	1,60	1,70	6,80	2,425	1,655	1,623	1,022	1,959	1,336	1,310	0,824	0,060	0,143	0,042	0,195
8	-15,00	22,55	21,59	21,50	17,00	0,45	1,41	1,50	6,00	2,528	1,726	1,692	1,066	2,043	1,393	1,366	0,860	0,053	0,132	0,028	0,178

Tute	qv vegg m <sup>3</sup> /s		qv vindu m <sup>3</sup> /s		qv vegg m <sup>3</sup> /h		qv vindu m <sup>3</sup> /h	
	2015	1970	2015	1970	2015	1970	2015	1970
-20	0,004	0,010	0,002	0,007	15,730	36,017	7,559	26,214
-18	0,004	0,010	0,002	0,007	15,096	34,950	7,118	25,353
-16	0,004	0,009	0,002	0,007	14,446	33,854	6,668	24,468
-14	0,004	0,009	0,002	0,007	13,778	32,726	6,208	23,558
-12	0,004	0,009	0,002	0,006	13,091	31,562	5,736	22,621
-10	0,003	0,008	0,001	0,006	12,384	30,362	5,253	21,654
-8	0,003	0,008	0,001	0,006	11,655	29,120	4,757	20,654
-6	0,003	0,008	0,001	0,005	10,901	27,832	4,249	19,620
-4	0,003	0,007	0,001	0,005	10,121	26,495	3,728	18,546
-2	0,003	0,007	0,001	0,005	9,313	25,102	3,193	17,429
0	0,002	0,007	0,001	0,005	8,472	23,646	2,644	16,263
2	0,002	0,006	0,001	0,004	7,596	22,119	2,083	15,043
4	0,002	0,006	0,000	0,004	6,681	20,511	1,512	13,760
6	0,002	0,005	0,000	0,003	5,722	18,809	0,938	12,406
8	0,001	0,005	0,000	0,003	4,714	16,996	0,380	10,968



## E. Verdier i ANSYS Fluent

Tabell 42 Resultater av sjekk og kvalitetsrapport Ansys Fluent

<b>Domain Extents:</b>	x-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 2.315000e+00 y-coordinate: min (m) = -1.760000e-01, max (m) = 4.750000e+00 z-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 2.700000e+00
<b>Volume statistics:</b>	minimum volume (m3): 6.729808e-12 maximum volume (m3): 3.800484e-05 total volume (m3): 2.939125e+01
<b>Face area statistics:</b>	minimum face area (m2): 2.257791e-08 maximum face area (m2): 2.520107e-03
<b>Mesh kvalitet:</b>	
<b>Minimum Orthogonal Quality</b>	4.44029e-02 (Orthogonal Quality ranges from 0 to 1, where values close to 0 correspond to low quality.)
<b>Maximum Ortho Skew</b>	9.50782e-01 (Ortho Skew ranges from 0 to 1, where values close to 1 correspond to low quality.)
<b>Maximum Aspect Ratio</b>	7.46769e+01

Tabell 43 Input i Modeller

<b>Modell</b>	
Energy	On
Viscous	Modell: k-ε k-epsilon Model: realizable Near-wall Treatment: enhanced wall-treatment Resten som default
Species	Species transport Mixture Material: mixture-template Mixture species: airskitten og air_min

Tabell 44 Materialer og deres egenskaper som er lagt inn i Ansys Fluent

<b>Materialer</b>	
<b>Air_min</b>	Densitet: kg/m <sup>3</sup> , stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>4</sup> Specific heat: 1006,43 J/kgK Termisk konduktivitet: W/mK, stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>4</sup> Viskositet: stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>6</sup>
<b>Air_skitten</b>	Densitet: kg/m <sup>3</sup> , stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>4</sup> Specific heat: 1006,43 J/kgK

<sup>6</sup> Tall hentet fra Fluid Properties Calculator (Microelectronics Heat Transfer Laboratory, 1997)

	Termisk konduktivitet: W/mK, stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>4</sup> Viskositet: stykkevis-lineær, for 0-35°C med steg på 5 °C <sup>7</sup>
<b>Fasade 2015</b>	Densitet: 100 kg/m <sup>3</sup> Specific heat: 900 J/kgK Termisk konduktivitet: 0,0056 W/mK
<b>Fasade 1969</b>	Densitet: 100 kg/m <sup>3</sup> Specific heat: constant 900 J/kgK Termisk konduktivitet: 0,177 W/mK
<b>Vindu 2015</b>	Densitet: 2500 kg/m <sup>3</sup> Specific heat: 840 J/kgK Termisk konduktivitet: 0,064 W/mK
<b>Vindu 1969</b>	Densitet: 2500 kg/m <sup>3</sup> Specific heat: 840 J/kgK Termisk konduktivitet 0,258 W/mK
<b>Gips</b>	Fra Fluent Database (gypsum, caso4_2h20)
<b>Aliminium</b>	Fra Fluent Database (aluminium, al)
<b>Air</b>	Fra Fluent Database (air)

---

<sup>7</sup> Tall hentet fra Fluid Properties Calculator (Microelectronics Heat Transfer Laboratory, 1997)

Tabell 45 Grensebetingelser i Ansys Fluent

Navn	Type	Input
<b>Avtrekk</b>	Pressure-outlet	<b>Momentum:</b> Gauge pressure (pascal) : 0 Backflow direction specification Method: Normal to Boundary Turbulence Specification method: Intensity and Hydraulic Diameter Backflow turbulent Intensity: Medium (5 %) Backflow hydraulic Diameter: 0.2 (m) <b>Thermal:</b> Backflow temperature: 26,85 °C
<b>Desk</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat Flux: 0 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Inner Walls</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat Flux: 0 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Interior_air</b>	Interior	
<b>Laptop_heatgain</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat flux: 412 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Laptop_rest</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat Flux: 0 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Person_lower</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b>

		Heat Flux: 15 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Person_upper</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat Flux: 15 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m <b>Species:</b> Airskitten mass fraction: 1
<b>Screen_heatgain</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat flux: 127 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Screen_rest</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: heat flux</b> Heat flux: 0 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m
<b>Tilluftsventil</b>	Velocity-inlet	<b>Momentum:</b> Velocity specification method: Magnitude, normal to boundary Reference frame: Absolute Velocity magnitude: 2,4 m/s Supersonic/Initial gauge pressure (pascal): 0 pascal Turbulence Specification method: Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity: Medium - 5 % Hydraulic Diameter: 0.2 m <b>Thermal:</b> Temperature = 25/21 °C
<b>Wall_coldsurface</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: konveksjon</b> Heat transfer coefficient: 0.21/0.66 w/m <sup>2</sup> K Free stream temperature: -20 °C Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0.268 m
<b>Window_coldsurface</b>	Wall	<b>Momentum:</b>



		Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk: konveksjon</b> Heat transfer coefficient: 0.7/2.8 w/m <sup>2</sup> K Free stream temperature: -20 °C Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0.03 m
<b>Windowsill</b>	Wall	<b>Momentum:</b> Wall-movement: Stationary Shear condition: No slip <b>Termisk:</b> Heat Flux: 0 w/m <sup>2</sup> Heat generation rate: 0 w/m <sup>3</sup> Wall thickness: 0 m



---

## F. Utregning av eksponering

Case	ci	G	V	venteff %	venteff	1/venteff	co
1	0,69	1	22,6	91	0,91	1,098901	0,2
2	1,04	1	22,6	52,6	0,526	1,901141	0,2
3	0,51	1	40	80,7	0,807	1,239157	0,2
4	0,54	1	40	74,6	0,746	1,340483	0,2
5	0,74	1	22,6	81,2	0,812	1,231527	0,2
6	0,87	1	22,6	66,2	0,662	1,510574	0,2
7	0,51	1	40	80,2	0,802	1,246883	0,2
8	0,54	1	40	72,7	0,727	1,375516	0,2
9	0,46	1	40	94,9	0,949	1,053741	0,2
10	0,47	1	40	93,9	0,939	1,064963	0,2



## G. Excelarket bak diagrammer til oppsummering av resultater

### EFFEKTIVITETER

			TEMPERATURDIFFERANSE			GJENNOMSNIITTSTEMPERATUR				
1	80,2	0,0802								
3	81,2	0,00812	1	0,8	2	3	1	25,7	21	26
5	80,7	0,00807	3	0,9	2	3	3	23,7	21	26
7	91	0,0091	5	0,5	2	3	5	21,9	21	26
9	94,9	0,00949	7	1,1	2	3	7	23,4	21	26
2	72,2	0,00722	9	1,1	2	3	9	26	21	26
4	66,2	0,00662	2	2,1	2	3	2	20,8	21	26
6	74,6	0,00746	4	1,3	2	3	4	20,4	21	26
8	52,6	0,00526	6	1,7	2	3	6	17,7	21	26
10	93,9	0,00939	8	2,6	2	3	8	16,5	21	26
							10	23,8	21	26

### ARKIMEDESTALL

	blabla	ark	eff	g	rot a	a	T innluft	Tavtrekk	Delta t	v	v2		
1	1	80,2	0,0050	1	0,802	9,81	0,126	0,016	25	25,6	0,6	2,4	5,76
3	2	81,2	0,0137	3	0,812	9,81	0,126	0,016	25	26,7	1,7	2,4	5,76
5	3	80,7	0,0079	5	0,807	9,81	0,126	0,016	21	21,8	0,8	2,4	5,76
7	4	91	0,0237	7	0,91	9,81	0,126	0,016	21	23,6	2,6	2,4	5,76
2	5	72,7	0,0164	2	0,727	9,81	0,095	0,009	25	22,7	2,3	2,4	5,76
4	6	66,2	0,0461	4	0,662	9,81	0,095	0,009	25	19,45	5,55	2,4	5,76
6	7	74,6	0,0157	6	0,746	9,81	0,095	0,009	21	19,14	1,86	2,4	5,76
8	8	82,6	0,0386	8	0,826	9,81	0,095	0,009	21	16,95	4,05	2,4	5,76

EFFEKT	avtrekk	tilluft	delta T	RO	CP	qv	P	tilført	avtrukket	tap vegg	
1	1	25,6	25	-0,6	1,184	1,005	40	-29	1190	1218	215
3	2	26,7	25	-1,7	1,184	1,005	40	-81	1190	1271	215
5	3	21,8	21	-0,8	1,184	1,005	22,6	-22	565	586	215
7	4	23,6	21	-2,6	1,184	1,005	22,6	-70	565	635	215
9	5	25,6	25	-0,6	1,184	1,005	40	-29	1190	1218	215
2	6	22,7	25	2,3	1,184	1,005	40	109	1190	1080	650
4	7	19,45	25	5,55	1,184	1,005	22,6	149	672	523	650
6	8	16,14	21	4,86	1,184	1,005	40	231	1000	768	650
8	9	16,95	21	4,05	1,184	1,005	22,6	109	565	456	650
10	10	22,8	25	2,2	1,184	1,005	40	105	1190	1085	650



---

## H. Tillatelse til bruk av tabeller og figurer fra Byggforsk



1

### Vilkår for bruk av bilder og figurer

#### 1 Innledning

Denne avtalen gir rett til bruk av bilder og eller figurer som Stiftelsen SINTEF ved SINTEF Byggforsk har opphavsrett til. Vilkårene vil være forskjellig avhengig av hvordan bildet og eller figuren skal benyttes. Alternativene er gjengitt dette dokumentets pkt. 3.

#### 2 Bruksrett

Avtalt bruk er: Figurer og tabeller i **vedlegg 1** skal brukes i masteroppgave ved NTNU.

Avtalen gir en engangstillatelse til formålet for bruken.

#### 3 Kategorier

##### 3.1 Studenter

Studenter kan benytte bilder og eller figurer gratis i forbindelse med oppgaver og liknende.

##### 3.2 Massedistribusjon

###### 3.2.1 Redaksjonell bruk

For media: Fri bruk til alle oppslag omkring angjeldende sak.

###### 3.2.2 Kommersiell bruk

Bilder og eller figurer kan brukes i brosjyrer, bøker, kompendier, publikasjoner, nettsider, kurs og lignende. Til kommersiell bruk, for eksempel markedsføring, skal det betales i henhold til avtale, se pkt. 6.

#### 4 Kildehenvisning

Kreditering av SINTEF Byggforsk og fotograf eller illustratør skal alltid angis ved bruk av bildene.

**Retningslinjer for kreditering: Illustrasjon: Byggforskserien xxx.xxx, SINTEF Byggforsk**

#### 5 Begrenset bruk

Alle bilder og figurer er beskyttet av lov om opphavsrett til åndsverk 12.5 1961 nr. 2 (åndsverksloven).

Uten tillatelse i denne avtalen er eksemplarframstilling, tilgjengeliggjøring eller spredning utover privat bruk bare tillatt i den grad den er tillatt i lov eller gjennom Kopinor, interesseorgan for rettighetshavere til åndsverk.

Det er forbudt å benytte bilder eller figurer slik at det sverter firmaer, steder eller personer.

**6 Betaling (mva. inkludert)**

Betaling kr: 0,-

Fakturering skjer med 30 dagers betalingsfrist.

**7 Mislighold**

Utnyttelse i strid med lov eller denne avtalen kan medføre erstatningsansvar og kan straffes med bøter, eller fengsel.

Bruk utover formålet regnes som ulovlig. For ulovlig bruk faktureres 10 ganger godtgjørelse.

Ved manglende kildehenvisning vil SINTEF fakturere et gebyr tilsvarende det dobbelte av godtgjørelsen. Hvor det ikke kreves godtgjørelse vil det påløpe et gebyr på NOK 10 000,-.

Avtalen kan sies opp dersom den misligholdes av en av partene, som for eksempel ved manglende betaling, ulovlig kopiering eller manglende kildehenvisning.

Ved oppsigelse opphører alle rettigheter og plikter i henhold til denne avtalen.

**8 Tvisteløsning**

Tvisteløsning er underlagt norsk lov og Oslo tingrett er partenes verneting.

For SINTEF Byggforsk

  
Monica R Gran

Dato: 14/6-2016

For Kunden

  
Rikke Hannevik

Dato: 27/5-16