

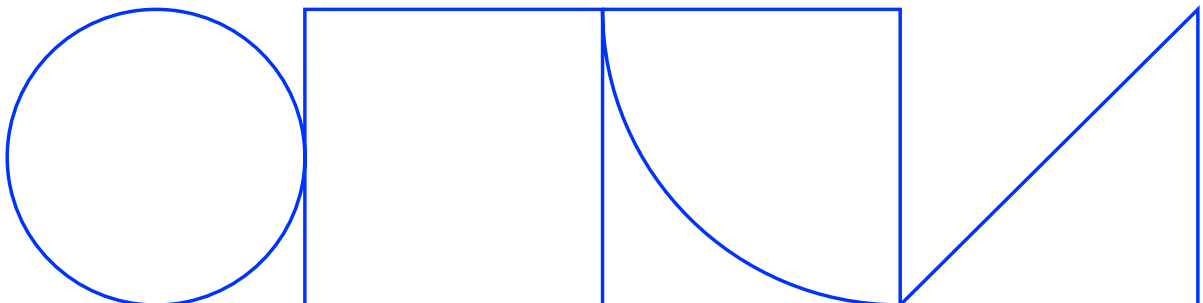
Projektnr. 14455

Systemutvärdering av takpaneler: Energi-och kostnadsanalys med fokus på termisk komfort

Taha Arghand, AFRY Stockholm (tidigare på Bengt Dahlgren)

Adnan Ploskić, Bravida och KTH/Bygghälsan

2025-12-10



Förord

Vi vill härmed framföra vårt djupaste tack till Svenska Byggbranschens Utvecklingsfond SBUF för deras finansiella stöd som gjorde denna studie möjlig under året 2025. Utan deras generositet och engagemang hade detta arbete inte varit genomförbart.

Vi vill även rikta ett varmt tack till referensgruppen för deras värdefulla bidrag till studien. Deras dedikation och insiktsfulla insatser har varit ovärderliga för att forma och förbättra innehållet i denna rapport. Vi är tacksamma för det prestigefria samarbetet och den kunskap som de delade med sig av. Vi vill särskilt tacka Carl-Ola Danielsson och Thomas Burger för deras hjälp och stöd vid genomförandet av klimatkammar-experimenten.

Referensgrupp:

Arsen Melikov, Danmarks tekniska högskola, Danmark

Carl-Ola Danielsson, Swegon, Sverige

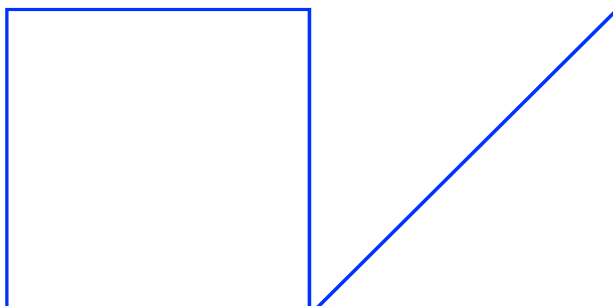
Johan Svensson, PEAB, Sverige

Johannes Persson, ACC glas och fasadkonsult, Sverige

Peter Cottman, Bengt Dahlgren, Sverige

Petri Sormunen, Itula Oy, Finland

Thomas Burger, Barcol-Air, Schweiz



Sammanfattning

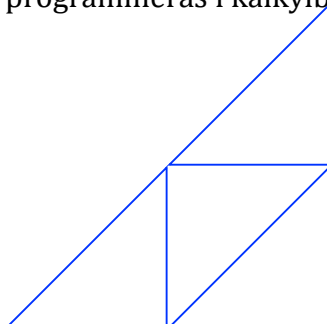
Detta projekt har undersökt potentialen att använda takpaneler som ett uppvärmnings- och kylsystem i moderna kontorsbyggnader. Arbetet motiveras av möjligheten att ersätta traditionella radiatorer, som under vissa förutsättningar kan ge en ojämn temperaturfördelning i rummet, begränsa arkitektoniska frihetsgrader och behöver högre framledningstemperaturer. Takvärmepaneler kan arbeta med lägre systemtemperaturer och därmed möjliggöra en mer fördelaktig integration med värmepumpar och frikyla. I denna studie har prestandan för takvärmesystem i kontorsbyggnader undersökts med fokus på energiprestanda, termisk komfort och risk för drag i rum med detta system.

Studien omfattar både experimentella mätningar i klimatkammare och numeriska simuleringar med hjälp av CFD och energimodeller i IDA ICE. Två olika uppvärmningssystem har jämförts: ett referenssystem med traditionella radiatorer i kombination med variabelt luftflöde (VAV), samt ett alternativt system med takpaneler för både uppvärmning och kylning i kombination med VAV-system.

Resultaten visar att takpanelerna kan ge samma eller behagligare operativ temperatur jämfört med radiatorer: vintertid höjdes operativ temperatur med ≈ 1 K tack vare strålningsvärmens uppfifrån, medan sommartid sjönk den med 0,5–1,0 K tack vare kall strålning från panelerna. Kallras och drag förblev inom komfortklass A–C enligt ISO 7730 så länge fönstrens U-värde var $\leq 1,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, ett krav som de flesta nybyggda kontor redan uppfyller. Energisimuleringarna visade att takpanelsystemet kunde sänka elanvändningen för fläktar med ~ 25 % och kyleffektkostnader med ca 20%-30%. Detta resulterade i 13%-15% lägre totala årliga energikostnader jämfört med referenssystemet som består av VAV och radiatorer.

Studien ger även viktiga indata och tröskelvärden för dimensionering av takpaneler samt riktlinjer för acceptabla takytetemperaturer med hänsyn till termisk komfort under studieramen. Resultaten kan användas som stöd för konsulter och installatörer vid val av uppvärmningslösningar i energieffektiva kontorsbyggnader.

En annan viktig del av studien är att sätta ihop en enkel modell som kan uppskatta både termisk komfort och dragkänsla i rum med takpaneler, och som lätt kan kombineras med vanliga beräkningar av kyl- och värmeeffekt i rummet. Modellen bygger på fyra lättanvända ekvationer som enkelt kan användas vid överslagsberäkning eller lätt programmeras i kalkylblad.



Nyckelord: Takpanel; Strålningsvärme; Strålningskyla; Konvektion; värmeöverföringskoefficient; VAV; Radiator; Termisk komfort; Inomhusklimat; Kallras; Lufthastighet i rum; Drag; CFD; Fönster; Glasytans temperatur; Energikostnad; Energianalys; Kontorsbyggnader

Summary

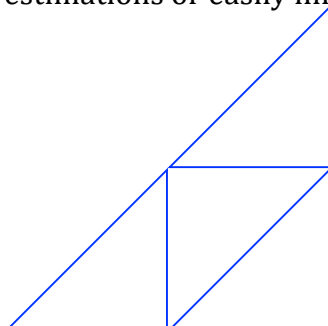
This project has explored the potential of ceiling panels as a heating and cooling system in modern office buildings. The motivation behind the work is the need to replace traditional radiators, which often result in uneven temperature distribution, limited architectural flexibility, and higher supply temperatures, with systems that enable lower system temperatures, thereby allowing easier integration with heat pumps, free cooling, and district energy systems. In this study, the performance of ceiling heating systems in office buildings has been evaluated with a focus on energy performance, thermal comfort, and the risk of cold downdrafts.

The study includes both experimental measurements in a climate chamber and numerical simulations using CFD and energy modeling in IDA ICE. Two different heating systems were compared: a reference system with radiators combined with variable air volume (VAV), and an alternative system using ceiling panels for both heating and cooling, also combined with VAV.

The results show that ceiling panels can maintain or even improve the operative temperature compared to radiators: in winter, the operative temperature increased by approximately 1.0 K due to radiant heat from above, while in summer it decreased by 0.5–1.0 K thanks to cool radiation from the panels. Cold downdrafts and draughts remained within comfort classes A–C according to ISO 7730, as long as the window U-value was approximately $\leq 1.0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, a requirement already met by most newly built offices. Energy simulations showed that the ceiling panel system reduced fan electricity use by ~25%, and cooling power costs were significantly lower, by approximately 20–30%. This resulted in lower total energy costs compared to the reference system consisting of VAV and radiators. This resulted in 13%–15% lower total annual energy costs compared to the reference system consisting of VAV and radiators.

The study also provides important input data and threshold values for designing ceiling panels, as well as guidelines for acceptable ceiling surface temperatures with respect to thermal comfort within the scope of the study. The results can support consultants and contractors in selecting heating solutions for energy-efficient office buildings.

Another important part of the study is to assemble a simple model that can estimate both thermal comfort and draught sensation in rooms with ceiling panels, and that can be easily combined with standard calculations of heating and cooling output in the room. The model is based on four easy-to-use equations that can be applied for quick estimations or easily implemented in a spreadsheet.

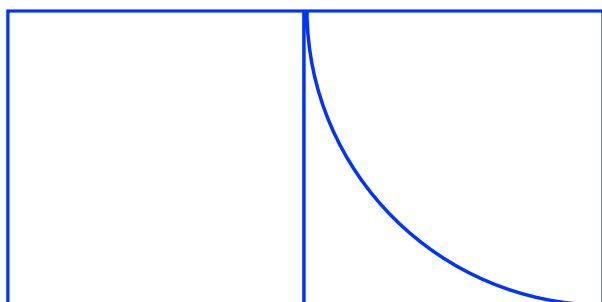


Keywords: Ceiling panel; Radiant heating; Radiant cooling; VAV; Radiator; Thermal comfort; Downdraught; Air velocity; Energy analysis; Draught; Convection; Heat transfer coefficient; CFD; Window; Glazing surface temperature; Energy cost; Office buildings

Innehåll

Förord	1
Sammanfattning.....	2
Summary	3
1. Inledning.....	6
1.1. Bakgrund.....	6
1.2. Syfte.....	7
1.3. Nyhetsvärdet i arbetet.....	8
1.4. Genomförande.....	8
1.4.1. Experiment.....	8
1.4.2. Simulering.....	8
1.4.3. Systemstudier.....	9
2. Energisimulering.....	9
2.1. Metod.....	9
2.1.1. Byggnadsmodeller	9
2.1.2. Klimat	11
2.1.3. Kyl- och uppvärmningssystem.....	11
2.1.3.1. Referenssystem: VAV och radiatorer	11
2.1.3.2. Fallstudie: Takpaneler med VAV	12
2.1.4. Energikostnader.....	15
2.2. Simulering	16
2.3. Metodologi	16
2.4. Resultat	17
2.4.1. Primärt luftflöde.....	17
2.4.2. Systemenergianalys	17
2.4.3. Termisk inomhusklimat och termisk komfort.....	19
2.4.4. Energikostnader.....	21
3. Termisk inomhusmiljö och termisk komfort	22
3.1. Metodik.....	22
3.1.1. Fysiska mätningar i klimatkammare.....	22
3.1.2. CFD simuleringar	24

3.1.3.	Beräkning av maximal lufthastighet längs golvet orsakad av kallras	25
3.2.	Resultat	26
3.2.1.	Kallras utvärdering.....	26
3.2.2.	Inverkan av yttemperaturen på takpanelerna på den upplevda termiska komforten.....	31
4.	Diskussion	35
4.1.	Innersta glastemperatur.....	35
4.2.	Rörsystem	39
4.3.	Styrsystem	39
4.4.	Studiens begränsningar	40
5.	Slutsats	41



1. Inledning

Detta kapitel består av fyra delar:

Bakgrund

Syfte

Genomförande

Rapportupplägg

1.1. Bakgrund

Radiatorer är det vanligaste värmesystemet i svenska byggnader och är känt som ett robust och billigt system som kan oftast säkerställa en god termisk komfort i byggnader. Användning av radiatorer kan dock också medföra vissa utmaningar. Radiatorer värmer främst upp rumsluften nära dem och skapar ofta en något större temperaturskillnader i rummet jämfört med till exempel golvvärme, där det blir varmare nära radiatoren och under taket samt kallare nära golvet och längre bort i rummet, särskilt omkring dörrarna på motsatt sidan. Estetiska och utrymmesmässiga begränsningar samt och risk för kalla golv kan också vara potentiella nackdelar med radiatorsystemet.

Takpanelsystemet kan vara ett potentiellt alternativ till radiatorsystem i moderna byggnader med lågt värmeeffektbehov. Takpaneler skapar en uppvärmd yta under taket genom cirkulerande värmevatten inuti panelerna som sedan värmer rummet främst genom värmestrålning. Eftersom en större värmeavgivningsyta används jämfört med radiatorer kan takpanelerna värmas med lägre vattentemperaturer (ca $<35\text{ }^{\circ}\text{C}$) utan att dess värmeavgivning (effekt) minskas. Den större uppvärmningsytan bidrar även till en jämnare värmespridning i rummet likt golvvärmesystem. Dessutom kan användningen av låg tempererat värmevatten ökar värmesystemets möjligheter att integreras med mer uthålliga värmekällor och värmepumpar.

En utmaning vid användning av takpaneler för uppvärmning är potentiell risk för termiskt obehag till följd av kallraset nära fönster och ökad strålningsasymmetrin i rummet. Vanligen är radiatorer installerade under fönster för att även motverka det nedåtgående kallraset från de kalla fönstertyorna. Att installera radiatorer under fönster kan även minska temperaturskillnaden i riktad operativ temperatur vilket är gynnsamt för den upplevda termiska komforten i rummet. Eftersom takpaneler värmer rummet främst genom strålningsvärme från ovan påverkar de inte luftcirkulationen i rummet på samma sätt som radiatorer. Detta kan leda till att kallraset och strålningsdraget från fönstren försämrar den upplevda termiska komforten, särskilt om fönstren har höga U-värden, d.v.s. har ett lågt värmemotstånd och är inte täta.

Tidigare studier har utvärderat åtgärder för att förebygga kallraset från fönstren [1,2] och visade att välisolerade fönster med ett lågt U-värde kunde minska kallras och förbättra inomhusklimatet vilket öppnar för nya utformningar för uppvärmnings- och

ventilationssystem [3,4]. En annan studie visade att golvvärmesystem kunde minska kallras i byggnader med glasfasader och för att minska kallras borde golvvärmen fördelas över en större yta med kontrollerad temperatur. Thunshelle et al. [5] visade att en optimerad ytemperatur på radiatorer kan motverka kallras från fönster utan att orsaka övertemperaturer inomhus. Wu et al. [6] visade att genom att styra vattentemperaturen i värmesystemet enligt ett variabelt temperaturintervall kunde en komfortabel inomhustemperatur upprätthållas och kallras minimeras. Så vitt vi vet har dock inga specifika studier undersökt möjliga tekniska åtgärder för att minska risken för obehag orsakad av kallras och strålningsdraget från fönstren vid rumsvärmningen med takpaneler.

En annan utmaning vid användning av takpaneler är den något lägre uppvärmningshastigheten hos systemet, särskilt under nattetid när ventilationsgraden i kontorsbyggnader sänks. Eftersom takpaneler främst värmer rummet genom strålning och därmed skapar en svag konvektion i rummet kan detta resultera i en långsammare värmespridning i rummet. Under dagtid förbättras konvektionen avsevärt till följd av ökad ventilationsgraden i kontorsbyggnader vilket avsevärt förbättrar värmespridningen i rummen. Detta särskilt gäller för kontorsbyggnader med hög luftomsättningen. Under nattetid när ventilationen oftast är låg i kontorsbyggnader, för att spara driftenergi, kan den minskade luftcirkulationen leda till att värmespridningen från takpanelerna sjunker och att byggnadsstommen kyls ner vilket kan påverka den upplevda termiska komforten under följande dagen.

1.2. Syfte

Huvudmålet i projektet är fastställa takpanelernas maximala förmåga att täcka en kontorsbyggnads värmeförlust utan att inneklimatet i rummen försämras. Särskilt fokus kommer att läggas på utvärderingen av den upplevda termiska komforten. Tröskelvärdet för maximala hastigheten hos kallras och strålningsdraget som kan accepteras i rummet med takpaneler kommer att fastställas. Dessutom utvärderas även eventuell termiskt obehag som kan uppstå till följd av varma takytor, vilket i sin tur begränsar takpanelernas värmeeffektavgivning.

Det andra målet är att utvärdera takpanelernas energiprestanda. Detta görs genom att jämföra två system i kontorsbyggnader: Takpaneler tillsammans med variabelt luftflöde (VAV)-system, och radiatorer och VAV-system. Jämförelsen fokuserar på utvärdering av köpt energi för uppvärmning, kylning och fläkt- och pumpeldrift.

Resultaten av studien bidrar till att utveckla dimensioneringsunderlag och rekommendationer för valet av lämpligt byggnadsskal, fönster och takpaneler som kan användas av installations- och energikonsulter, fasadkonsulter och leverantörer för att göra ett mer korrekt val av takpaneler och tillhörande installationer.

1.3. Nyhetsvärdet i arbetet

I denna studie används laboratoriemätningar, dynamiska energisimuleringar i IDA ICE, numeriska strömningssimuleringar med CFD (Computational Fluid Dynamics). Därtill genomförs analytiska beräkningar för att utvärdera systemens energi- och kostnadseffektivitet samt den upplevda termiska komforten i två kontorsbyggnader. Det är mycket ovanligt att tillämpa fyra kompletterande metoder parallellt i en och samma studie för att bedöma systemens prestanda. Detta tillvägagångssätt har valts för att ge en mer heltäckande och robust bedömning av systemens styrkor och begränsningar samt för att stärka trovärdigheten hos de resultat som har presenteras i studien.

En viktig aspekt av denna studie är att sätta ihop en relativt enkel analytisk modell för att uppskatta den upplevda termiska komforten samt dragkänsligheten i rum med takpaneler, och som i praktiken enkelt kan kombineras med traditionella beräkningar/uppskattningar av effektavgivning från kyl- och värmeavgivarna i rummet.

Modellen bygger på fyra lättanvända ekvationer som enkelt kan användas vid överslagsberäkning eller lätt programmeras i kalkylblad, exempelvis MS Excel. För att kunna använda modellen krävs kännedom om:

1. Utetemperatur ($^{\circ}\text{C}$)
2. Innetemperatur ($^{\circ}\text{C}$)
3. Fönstrets U-värde ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$) och höjd (m)

1.4. Genomförande

Projektet genomförs vid avdelning för energi och kylteknik på Bengt Dahlgren, Swegon Group AB och Bravida Division Mitt. Till projektet knyts också en referensgrupp med olika experter.

En del av studien innebär att genomföra experiment i ett testrum utrustat med takpaneler. De uppmätta resultaten sedan används som indata för CFD (Computational Fluid Dynamics) simuleringar för att utvärdera takpanelernas prestanda under olika förhållanden. I nästa steg genomförs energisimuleringar för att analysera energiprestandan hos ovanbeskrivna systemkonfigurationer.

Genomförandet av projektet är uppdelat i följande steg:

1.4.1. Experiment

Experiment genomförs i Swegons klimatkammare under kontrollerade förhållanden som efterliknar verkliga miljöer. Syftet med dessa experiment är att fastställa tröskelvärdet för kallraset som kan tillåtas i rummen uppvärmda med takpaneler.

1.4.2. Simulering

De experimentella mätdata används som randvillkor för simuleringsmodeller i CFD-verktyg för att utvärdera termiska inneklimatet i rummen uppvärmda med

takpanelerna. Studien utvärderar betydelsen av faktorer såsom fönstrens U-värde, utomhustemperaturer, takpanelernas ytemperatur, människors beklädnadsgrad för att fastställa maximal takytetemperatur som kan användas för att inte försämra den upplevda termiska komforten i rummen med takpaneler. Denna information sedan används för att fastställa byggnadens maximala värmeeffektförlust som kan täckas med detta system.

Efter att möjliga drifttemperaturer har fastställts för takpaneler och energikravet för byggnadsskal och fönstren användes energisimuleringsprogrammet IDA ICE för att utvärdera systemets energiprestanda, med fokus på jämförelsen mellan de två ovanbeskrivna uppvärmningssystemen i kontorsbyggnader. Målet var att fastställa tröskelvärdet för värmeeffektbehovet som kan täckas med takpaneler med god termisk komfort inomhus.

1.4.3. Systemstudier

Två värmesystem, radiatorer och takpaneler, har implementerats i båda byggnader och deras prestanda har utvärderats med avseende på energianvändning, termisk komfort, toppvärmeeffektavgivning och energikostnader. Simuleringsstudier har utförts för att beräkna deras effektivitet under klimatförhållanden i Göteborg.

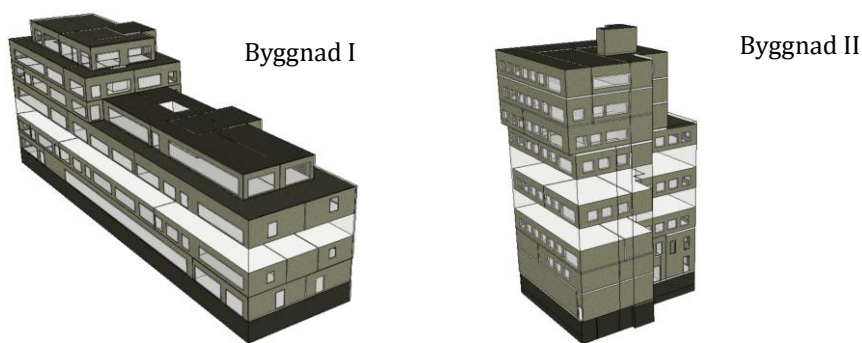
2. Energisimulering

Kapitlet inleds med en presentation av fallstudierna, följt av en beskrivning av byggnadernas energisystem samt de metoder som använts för att genomföra energikostnadsanalysen. Avslutningsvis redovisas resultaten från denna del.

2.1. Metod

2.1.1. Byggnadsmodeller

Denna studie baseras på två byggnadsmodeller som illustreras i Figur 1. Modellerna är utvecklade av Bengt Dahlgren och återspeglar kontorsbyggnader belägna i Göteborg, vilka redan har färdigställts.



Figur 1. Byggnadsmodeller i IDA ICE.

Två byggnader med skilda proportioner och fönsterareor har valts för att möjliggöra en jämförande analys av olika kyl- och värmesystem. Byggnad I är ett exempel på ett modernt kontorshus med stora fönsterytor. Den är uppdelad i ytterzoner, som påverkas av utetemperaturen och solinstrålning, samt centrala zoner med höga interna värmelaster. Byggnad II har en mer balanserad planform med nästan lika lång bredd som längd, och dess fönsterytor är mindre i jämförelse med Byggnad I. En sammanställning av byggnadernas formgivna egenskaper finns i

Tabell 1.

Tabell 1. Sammanställning av nyckeldata för byggnader.

	Byggnad I	Byggnad II
A_{temp} (m ²)	8 621	6 860
A_{om} (m ²)	7 166	4 666
Formfaktor (%)	83	68
Fönster/vägg (%)	37	24
Belysning (kWh/m ²)	16,3	14,0
Utrustning (kWh/m ²)	13,2	11,4
Personer (st/m ²)	0,077	0,067

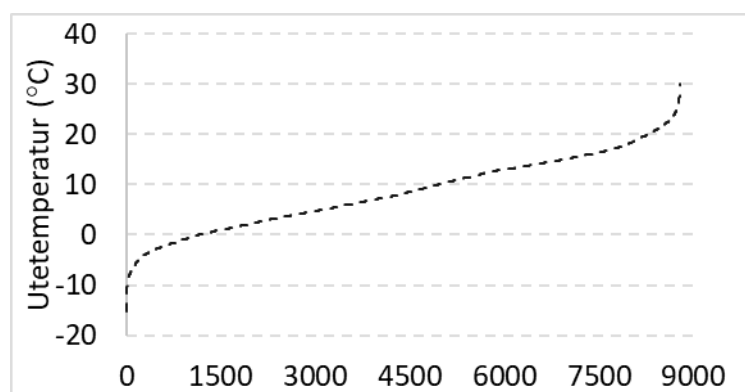
Trots att klimatskalets tekniska utformning skiljer sig åt mellan byggnaderna har modellerna i denna studie justerats så att de får jämförbara förutsättningar. Efter justeringarna uppvisar de två byggnaderna i princip likvärdiga klimatskalsegenskaper. Detaljerad information om klimatskalens konfiguration presenteras i Tabell 2. Det totala g-värdet för samtliga fönsterytor är satt till 0,24 där både glasets solenergitransmittans och det invändiga solskyddets reduktionsfaktor beaktas i beräkningen.

Tabell 2. Sammanfattning av byggkonstruktions U-värde.

Byggnadskonstruktion	Byggnad I	Byggnad II
Väggar ovan mark	0,14	0,17
Yttertak	0,15	0,17
Golv mot mark	0,24	0,25
Fönster	0,76	0,81
Totalt	0,46	0,45

2.1.2. Klimat

Som klimatdata för normalåret användes Svebys klimatdatafiler vilka baseras på SMHI klimatdata för åren 1991–2020 för Göteborg, se Figur 2. Detta är det senaste normalåret som finns tillgängligt på Svebys hemsida [7].



Figur 2. Varaktigdiagram för utetemperatur för normalår 1991–2020 för Göteborg [7].

2.1.3. Kyl- och uppvärmningssystem

Radiator- och takpanelsystem har testats och jämförts med varandra: ett referenssystem bestående av ett variabelflödessystem (VAV) i kombination med radiatorer samt ett system med takpaneler för både uppvärmning och kyla tillsammans med VAV. Notera att VAV i fallet med radiatorerna används både för ventilation och kyla under sommaren, medan VAV i fallet med takpanelerna används enbart för ventilation.

2.1.3.1. Referenssystem: VAV och radiatorer

Ett VAV-system är en energieffektiv lösning för ventilation där luftflödet justeras efter det aktuella behovet i en byggnad. Justeringen är baserad på temperaturkravet och uppmätta koldioxidnivåer (CO_2) i rummet vilket möjliggör en mer dynamisk styrning av

inomhusklimatet. I denna studie reglerar luftbehandlingsaggregatet tilluftstemperaturen utifrån den rådande utomhustemperaturen. Under de kallaste månaderna hålls tilluften omkring 19 °C medan under de varmare perioder sänks den till 17 °C. Uppvärmning och kylning av luften sker genom värme- och kylbatterier i aggregatet.

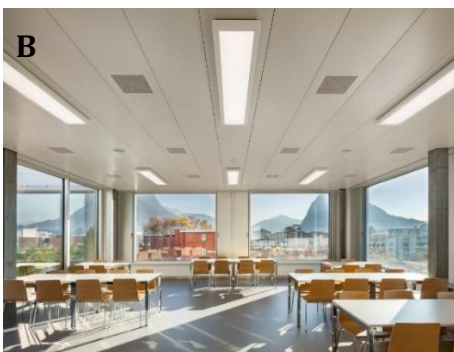
Den totala energianvändningen i systemet beror huvudsakligen på variationer i utomhustemperaturen, vilket i sin tur påverkar den energi som krävs för uppvärmning och kylning. För kyla är börvärdet för inomhustemperaturen satt till 24 °C vilket säkerställer en behaglig inomhusmiljö utan onödig energianvändning. Minsta luftflödet sattes till 0,35 l/(s m²) för grundventilation och 7 - 9 l/person för hygienkrav i alla zoner för att upprätthålla god luftkvalitet. Under kylningen levereras ett högre tilluftflöde.

För att öka energieffektiviteten använder luftbehandlingsaggregatet ett värmeåtervinningssystem med en värmeverkningsgrad på 81 %. Dessutom har till- och frånluftsfläktarna en SFP (Specific Fan Power) tal på 1,5 kW/m³/s, vilket bidrar till en energieffektiv lufttransport. Aggregatet är i drift mellan 06:00 och 18:00 på vardagar. Detta anpassar ventilationen till byggnadens användningstider och därmed minimerar onödig energianvändning.

I referenssystemet levereras värme till rummen genom vattenradiatorerna. Den tillförda värmen till zonerna regleras genom att anpassa framledningstemperaturen och vattenflödet till radiatorerna efter utetemperaturen. Framledningstemperaturen varierade mellan 40 °C och 55 °C i studien.

2.1.3.2. Fallstudie: Takpaneler med VAV

Takpaneler är ett vattenburensystem för kyla och uppvärmning som främst används i kontor och kommersiella byggnader. Systemet består av flera paneler som är seriekopplade i varje rad och kan installeras i ett rum antingen som undertak eller så kallade "ceiling sail". Ett rör slinga som är ansluten på baksidan av panelerna där cirkulerande vatten transporterar värme eller kyla till panelernas yta. Beroende på panelernas design och tillverkning kan slingan vara täckt med isolering eller lämnas öppen vilket påverkar värmeöverföringen från panelernas framsida. Figur 3 visar takpaneler.

A**B**

Figur 3. A) En takpanel från baksidan och B) takpaneler från framsidan (bilder från Swegon och Barcol-Air group: <https://www.barcolair.com/en/>).

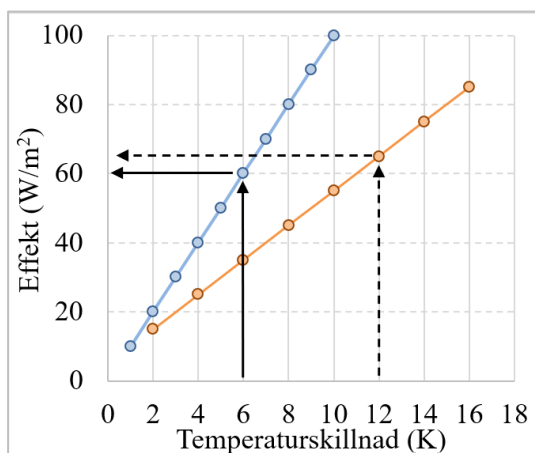
Takpanelerna kyls rummet huvudsakligen genom strålningsutbyte mellan de kalla panelerna i taket och varmare ytor i rummet, såsom människor, golv, väggar och möbler [8–10]. Genom att sänka temperaturen på dessa ytor kyla luften indirekt när den kommer i kontakt med de svalare ytorna. En mindre del av rumskylningen sker genom naturlig konvektion när varm rumsluft stiger upp mot de kalla panelerna, kyla ned av panelerna och sjunker ner igen mot golvet. Detta skapar en svag luftcirkulation som bidrar till en jämn temperaturfördelning i rummet.

Kylvatten, vanligtvis $>16\text{ }^{\circ}\text{C}$, cirkulerar genom kylslangor inbyggda i kyltakpanelerna och upptar värme från rummet. Detta vatten kommer från en central kylkälla, såsom en kylmaskin, kylvärmepump eller fjärrkyla.

Temperaturen på kylvattnet styrs för att undvika kondensbildning på panelerna genom att hålla dess ytemperatur över luftens daggpunkt-. Varje zon kan ha egen temperaturreglering med termostater som styr vattenflödet till panelerna via ventiler. Kyltakpaneler installeras ofta i moduler vilket möjliggör zonindelad temperaturkontroll för olika rum och sektioner av en byggnad [8,11].

Effektavgivningen beräknas baserat på skillnaden mellan genomsnittliga framlednings- och returtemperaturer och vattenflödet genom panelen. Framledningstemperatur för kyltaksystemet varierar och har rapporterats ligga mellan $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ [12], beroende på materialval för rör, paneler, aktuella effektbalansen i rummet och isolering bakom panelerna.

I denna studie utvärderas en kyltakprodukt kallad "Spectra-M climate ceiling system" [13]. Denna produkt har dimensionen $1,0\text{ m} \times 2,0\text{ m}$. Enligt tillgänglig kataloginformation och information från tillverkaren Swegon uppgår kyleffekten för dessa paneler vid designtillstånd till 60 W/m^2 av panelytan. Detta under förutsättning att framledningstemperaturen är 17°C , returtemperatur är 19°C och börvärdet på rumstemperatur kyla är $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, enligt önskemål från beställaren. Dessa dimensioneringsförutsättningar skall kunna användas utan risk för kondens enligt tillverkare. Figur 4 visar kyl- och värmeeffektavgivning enligt erhållen handbok.



Figur 4. Värme- och kyleffekt för takpaneler [13]. Temperaturskillnad definieras som skillnaden mellan medelvattentemperaturen och rumslufttemperaturen.

Värmeutbyte mellan paneler och rum sker genom strålning och konvektion. Vid värmningen spelar värmestrålningen större roll jämfört med konvektion på grund av en låg värmeöverföringskoefficient i detta fall. Detta beror på att varmluft stannar under panelerna och därmed minskar avsevärt konvektionen. Vid kylning är kylstrålningen fortfarande betydelsefull ($\geq 50\%$), men konvektions bidraget ökar då naturlig konvektion är något starkare än vid värmningen.

Värmeeffekt för takpaneler beräknas på liknande sätt som kyleffekt, dvs värmeavgivningen bestäms av temperaturskillnaden mellan den cirkulerande värmevattnet och dess flöde genom paneler och rådande rumstemperatur. I denna studie var framlednings och returtemperaturer cirka 35 °C respektive 33 °C. Rumstemperaturen under vintern sattes till 21°C.

Tabell 3. Dimensioneringsindata för kyl- och värmetakpaneler.

Kyla	Framledningstemperatur - kyla (°C)	17
	Returtemperatur - kyla (°C)	19
	Rumstemperatur börvärde- max (°C)	24
	Kyleffekt (W/m²-panelyta)	60
Uppvärmning	Framledningstemperatur - uppvärmning (°C)	35
	Returtemperatur - uppvärmning (°C)	33
	Rumstemperatur börvärde- min (°C)	21
	Värmeeffekt (W/m²-panelyta)	75

Kyltaksystemet kompletteras med ett ventilationssystem för att upprätthålla nödvändig luftkvalitet i rummet. Ventilationssystemet bidrar också med extra luft för att förbättra kyleffekten. Även om ventilationssystemet kan öka konventionen i rummet rekommenderas det att inte inkludera detta bidrag i beräkningarna av kyleffekten [8].

Det minsta luftflödet beräknas utifrån 0,35 l/s per m² golvyta och 7 l/s per person i samtliga zoner för att säkerställa en god luftkvalitet i zonerna. I utrymmen med hög personbelastning, såsom mötesrum och konferensrum, levereras ett högre luftflöde eftersom kyltakpanelerna inte kan avlägsna hela interna värmelasten.

2.1.4. Energikostnader

Energikostnader avser kostnader för den energi som används under systemets drift och består av kostnader för el, fjärrvärme och fjärrkyla. El kostnader beräknas utifrån elenergianvändning för pumpar och luftaggregatet. Fjärrvärme- och fjärrkyla kostnader består av tre poster - fast- och rörlig effektkostnad samt månatliga energikostnader. Tabell 4 redovisar de indata som har använts i energikostnadsberäkningar.

Tabell 4. Energikostnader indata.

El		Referens
Elpris	1,55 kr/kWh	Uppskattning av genomsnittligt elpris
Fjärrvärme ¹		
Energipris, dec-feb	531 kr/MWh	Enligt Göteborgs Energipriser år 2025 ¹
Energipris, mar	526 kr/MWh	
Energipris, apr	366 kr/MWh	
Energipris, maj	249 kr/MWh	
Energipris, jun-aug	102 kr/MWh	
Energipris, sep	148 kr/MWh	
Energipris, okt	360 kr/MWh	
Energipris, nov	422 kr/MWh	
Rörlig effektagift (0-100 kW)	1 261 kr/kW	
Fast avgift (0-100 kW)	10 530 kr/år	
Rörlig effektagift (100-250 kW)	1 214 kr/kW	
Fast avgift (100-250 kW)	15 230 kr/år	
Fjärrkyla ¹		

Energipris, dec-mars	136 kr/MWh	Enligt Göteborg Energipriser år 2025 ²
Energipris, apr	230 kr/MWh	
Energipris, maj	305 kr/MWh	
Energipris, jun-sep	323 kr/MWh	
Energipris, okt	291 kr/MWh	
Energipris, nov	234 kr/MWh	
Rörlig effektavgift (0-100 kW)	953 kr/kW	
Fast avgift (0-100 kW)	22 740 kr/år	
Rörlig effektavgift (100-250 kW)	719 kr/kW	
Fast avgift (100-250 kW)	38 940 kr/år	

1. Källa: Göteborg Energi (<https://www.goteborgenergi.se/foretag/fjarrvarme/fjarrvarmepriser>)

2. Källa: Göteborg Energi (<https://www.goteborgenergi.se/foretag/fjarrkyla/fjarrkylapriser>)

2.2. Simulering

I denna studie har byggnadens energiprestanda simulerats med hjälp av IDA ICE (version 5.0), ett avancerat och välkänt verktyg för energimodellering av byggnader som är brett använt i Sverige. Programmet har validerats mot experimentella data enligt flera erkända standarder. Syftet med simuleringarna är att analysera det årliga värme- och elbehovet för olika system samt att bedöma den upplevda termiska komforten.

2.3. Metodologi

Denna del av studien handlar om metoden som har använts i detta arbete. Två system har jämförts: takpaneler tillsammans med variabelt luftflöde (VAV)-system, och radiatorer och VAV-system. Jämförelsen fokuserar på utvärdering av köpt energi för uppvärmning, kylning och fläkt- och pumpel. Analysen har utförts i två kontorsbyggnader med olika form, men med liknande klimatskal. För att säkerställa jämförbara förhållanden har samtliga byggnader utrustats med liknande förutsättningar gällande interna värmelaster, fönsteregenskaper och solskydd.

Simuleringarna har utförts med hjälp av ett normalårsklimat vilket också har legat till grund för LCC-beräkningarna. Utöver detta har energisimuleringar genomförts med framtida klimatdata för att undersöka hur klimatförändringar kan påverka energiprestandan i byggnader med olika typer av kylsystem.

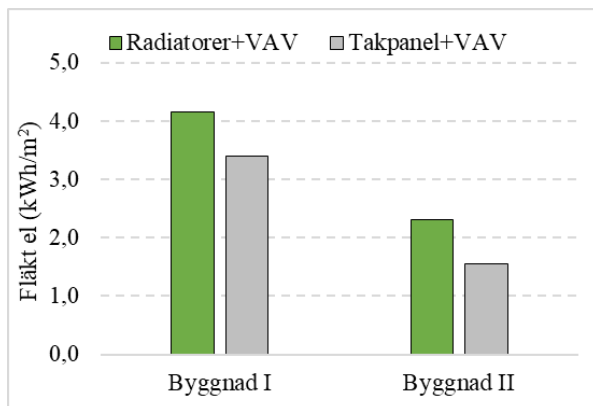
2.4. Resultat

Detta kapitel presenterar studiens resultat. Först skissas och diskuteras resultaten av energiprestanda. Därefter redovisas resultaten från termisk inomhusklimat, följt av en utforskning av resultaten för energikostnader.

2.4.1. Primärt luftflöde

Figur 5 visar den specifika fläktelen för de två ventilationssystemen, VAV och takpaneler, i två olika byggnader. Fläktel avser den elektriska energi som krävs för att driva ventilationsfläktarna och transportera luft genom systemet.

Som förväntat har VAV-systemet en högre fläktelanvändning jämfört med takpanelssystemet eftersom VAV-system kräver större luftflöden för att uppnå en acceptabel termisk komfort inomhus. Tidigare studier har visat att luftburna kylsystem, såsom VAV, har oftast en högre fläktelanvändning än vattenburna system som takpaneler [9,10]. I Byggnad I är fläktelanvändningen för VAV-systemet ungefär 25% högre än för takpanelssystemet. Ett liknande resultat observeras även i Byggnad II där fläktelanvändningen för VAV-systemet också är högre. Skillnaden i energianvändning mellan systemen kan förklaras av att takpaneler huvudsakligen överför kyla genom vatten vilket minskar behovet av luftkyla och därmed ger en lägre fläktelanvändning jämfört med fallet med radiatorerna.

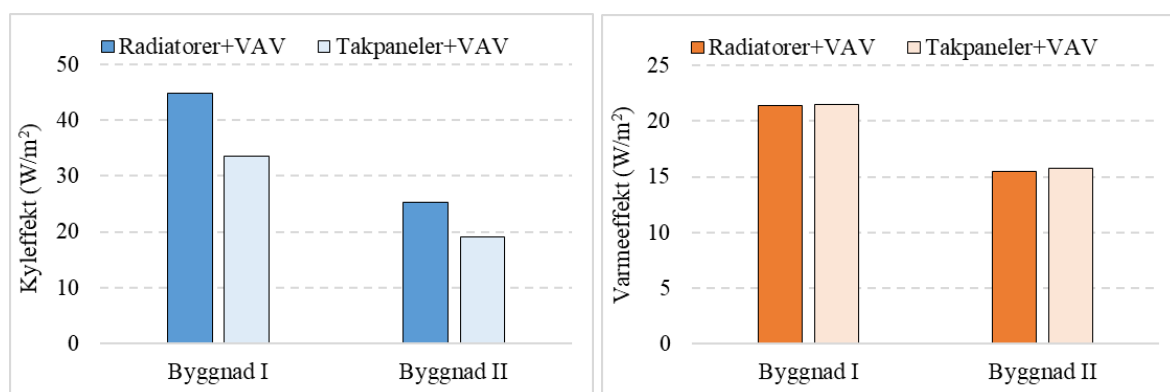


Figur 5. Luftflödet för radiatorer+ VAV och takpanel+ VAV systemet i två byggnader.

2.4.2. Systemenergianalys

Figur 6 visar kyl- och värmeeffekter för varje byggnad och kylsystem. Kyleffektbehovet är ca 25% större för VAV-system i båda byggnaderna. VAV-system använder enbart luft för både ventilation och kylning, vilket gör att de kräver betydligt högre luftflöden än takpanelssystem. Eftersom byggnadens kyleffektbehov ökar i takt med utomhustemperaturen, måste kylbatteriet i ett luftburet system leverera mer effekt vid varmare väder. Detta innebär att luftburna system är mer känsliga för variationer i utetemperaturen än vattenburna system. Dessutom saknas kylåtervinning i aggregatet. När luftflödet ökar leder det till större kylförluster i aggregatet, vilket ytterligare höjer det totala kyleffektbehovet för luftburna system.

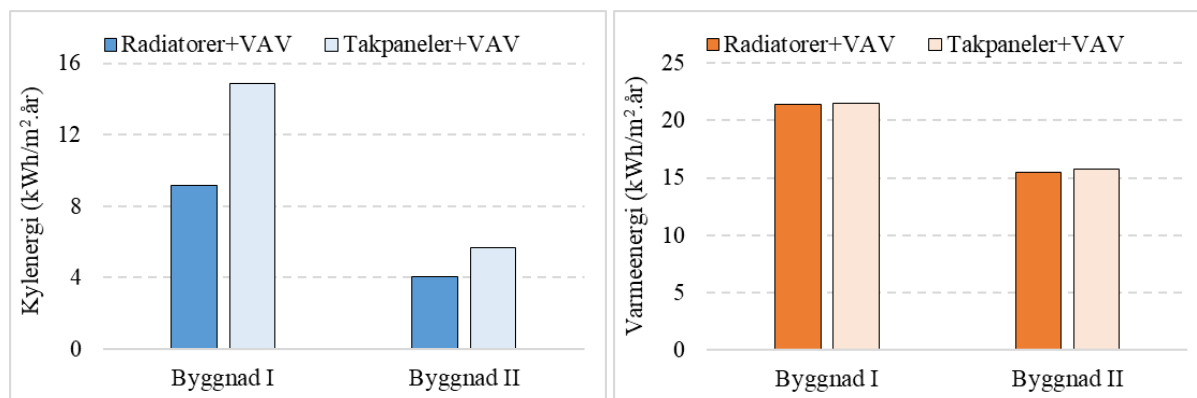
Om man jämför värmeeffektbehoven för de två undersökta byggnaderna kan man konstatera att det inte finns någon betydande skillnad mellan dem. Detta beror på att värmeeffektbehovet baseras på det lägsta rekommenderade luftflödet, vilket vanligtvis beräknas enligt grundluftflödet. Grundluftflödet beräknas vanligtvis enligt hygieniskt luftflöde (0,35 l/s per m² golvyta eller 7 l/s per person för kontor) som är samma för båda system.



Figur 6. Köpt kyl- och värmeeffekter.

Som visas i Figur 7 är köpt kylenergin lägre för VAV-systemet på 38% och 30% för Byggnad I respektive Byggnad II. Som tidigare nämnts finns det betydande möjligheter att utnyttja frikyla under nätter i Sverige då utomhustemperaturen är ofta lägre än inomhustemperaturen under denna del av dygnet under sommaren. Luftburna system har den största potentialen att dra nytta av frinattkyla. Köpt värmeenergi är liknande för både byggnaderna.

Det är värt att notera att Byggnad I har högre effekt- och energianvändning för både uppvärmning och kyla. Detta beror delvis på att Byggnad I har en större formfaktor än Byggnad II vilket leder till högre värmeförluster genom klimatskalet. Dessutom är förhållandet mellan fönster och vägg större i Byggnad I vilket innebär en större fönsteryta och därmed högre solvärmelaster.



Figur 7. Köpt kyl- och värmeenergi.

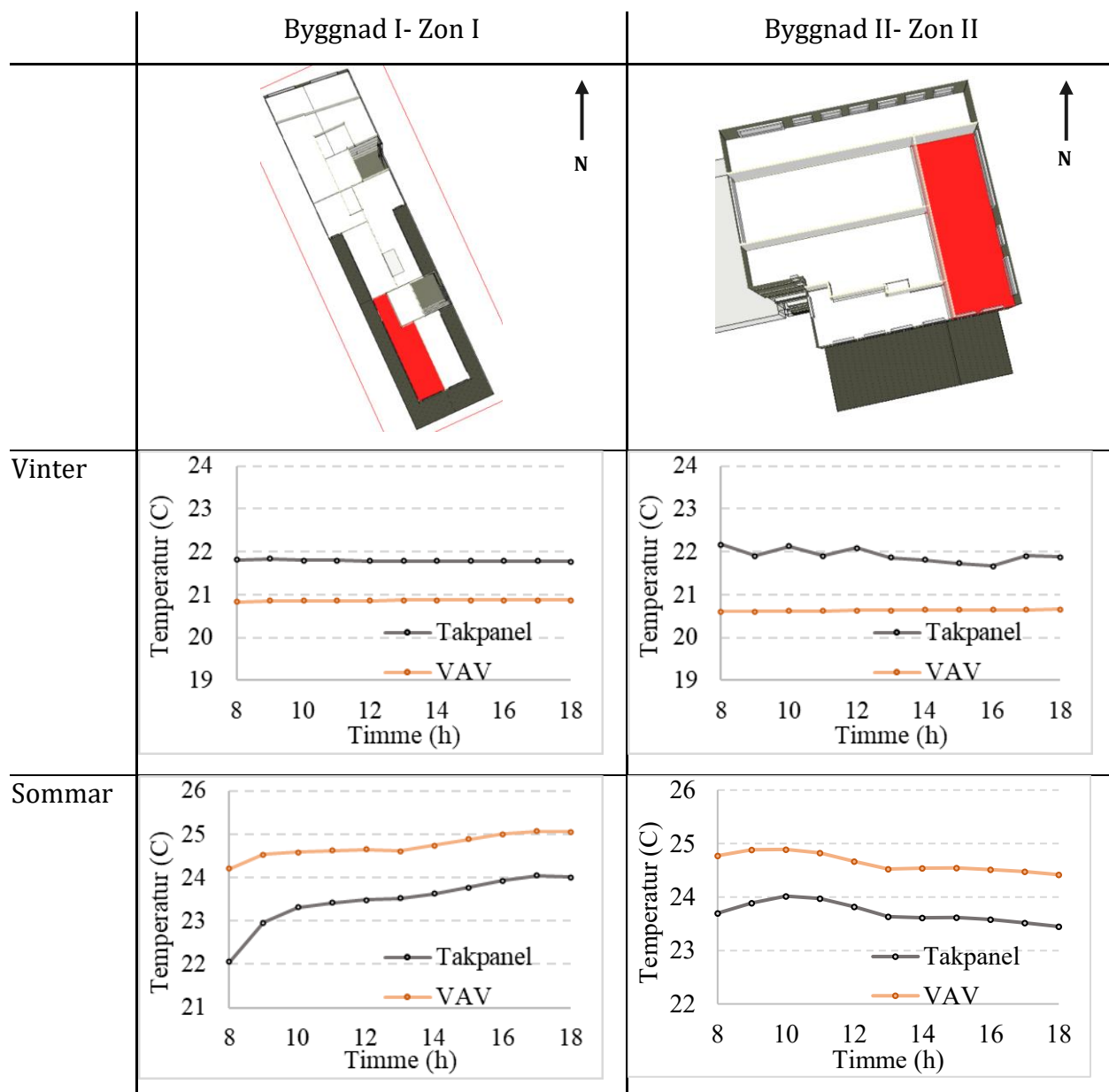
2.4.3. Termisk inomhusklimat och termisk komfort

Figur 8 visar operativ temperatur i zoner med VAV- och taksystem. Dessa zoner har valts för analys eftersom de löper störst risk för övertemperaturer under sommaren och har störst värmebehov under vintern.

Användningen av taksystemet resulterar i en minskning av den operativa temperaturen med ca 0,5 till 1,0 K. Notera att börvärdet för lufttemperaturen inomhus var den samma, 24 °C, för båda systemen under kyla-säsongen. Som tidigare nämnts, kyler taksystemet rummet främst genom termisk strålning vilket påverkar medelstrålningstemperaturen. Därför blir den operativa temperaturen lägre på grund av den sänkta medelstrålningstemperaturen, trots att lufttemperaturen förblev densamma. En lägre operativ temperatur innebär oftast en förbättrad upplevd termisk komfort under sommaren.

Börvärdet för lufttemperaturen vid uppvärmning var 21 °C i båda byggnaderna. För referenssystemet med radiatorer är den operativa temperaturen ca 0,2–0,4 K lägre än lufttemperaturen vilket förklaras av kallstrålning från främst kalla fönster under vintern. Å andra sidan kan värme-strålning från takpanelerna motverka effekten av kallstrålning och därmed höja den operativa temperaturen. Under vintern är därför den operativa temperaturen vid takpanelsystemet ca 1,0 K högre än vid användning av radiatorer.

Sammanfattningsvis, trots att lufttemperaturen är densamma vid både VAV- och taksystem, kan takpaneler möjligen erbjuda något bättre termisk komfort. Detta gör takpanelerna till ett attraktivt alternativ, särskilt i moderna byggnader med stora fönster och där effektiv användning av tillgängliga ytor prioriteras.



Figur 8. Operativ temperatur för takpanelsystem och VAV system i de utvalda zonerna. De operativa temperaturerna simuleras för det dimensionerande kyla- och uppvärmningsfallet för Göteborg, och resultaten visas under närvarotid.

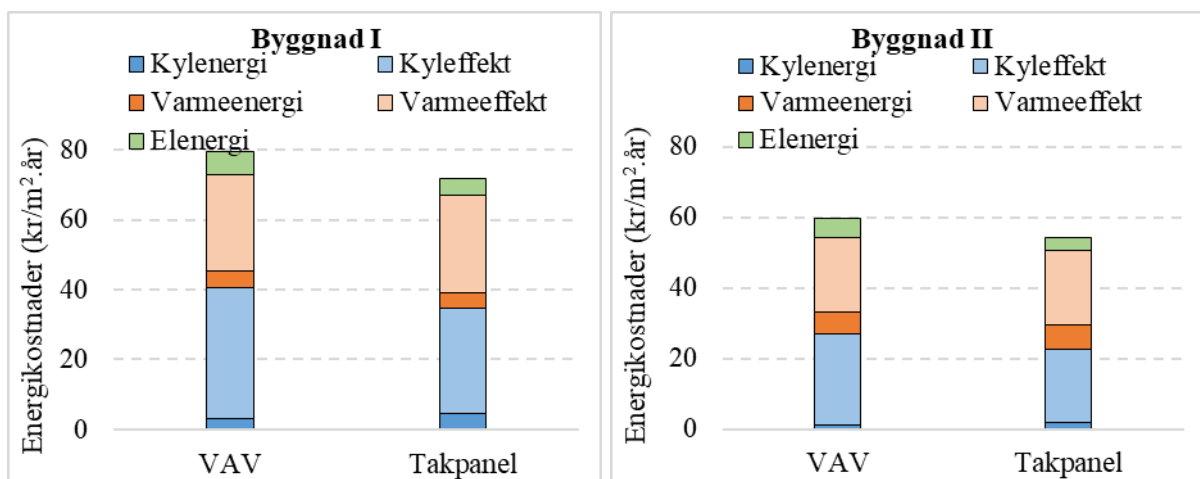
Vidare har simuleringen visat att takpanelsystemet inte behöver lika höga luftflöden som renodlat VAV-system, vilket inte bara sparar energi utan också minskar ljudnivån i rummet. Detta kan vara en stor fördel för upplevd arbetsmiljö då buller från installationer kan påverka arbetsproduktiviteten och trivseln. En annan aspekt att överväga är underhållskostnaderna. Takpanelsystem kräver ofta mindre underhåll jämfört med VAV-system eftersom de har färre rörliga delar och genererar mindre slitage på utrustningen över tid.

2.4.4. Energikostnader

Figur 9 visar de årliga energikostnaderna för varje byggnad. Energikostnaden för varje system inkluderar kostnader för energi, rörliga och fasta effektkostnader samt elenergi. Jämförelsen visar en minskning av de totala årliga energikostnaderna med 13 % för Byggnad I och 15 % för Byggnad II vid takpanelsystemet.

När det gäller värme- och kylkostnader står de rörliga effektkostnader för den största delen av de totala kostnaderna. Kyleffektkostnaderna är högre för VAV för båda byggnaderna på grund av högre kyleffekt, se Figur 6. Dessutom är elenergienergierna högre för VAV. Å andra sidan är de rörliga värmeeffektkostnaderna lägre för VAV-systemet.

Effektavbottningen är detsamma för alla system i samtliga byggnader eftersom kyl- och värmeeffekterna ligger inom samma kostnadsintervall som i nuläget används av den valda energileverantören. Undantaget är byggnad I där användningen av takpanelsystemet minskar kyleffekten vilket leder till annorlunda effektkostnader. Generellt sett kan man konstatera att de totala energikostnaderna för takpanelsystemet är lägre än för VAV-systemet, främst på grund av lägre elenergienergi, värmeeffektkostnader och kyleffektkostnader.



Figur 9. Energikostnader vid varje system.

3. Termisk inomhusmiljö och termiskkomfort

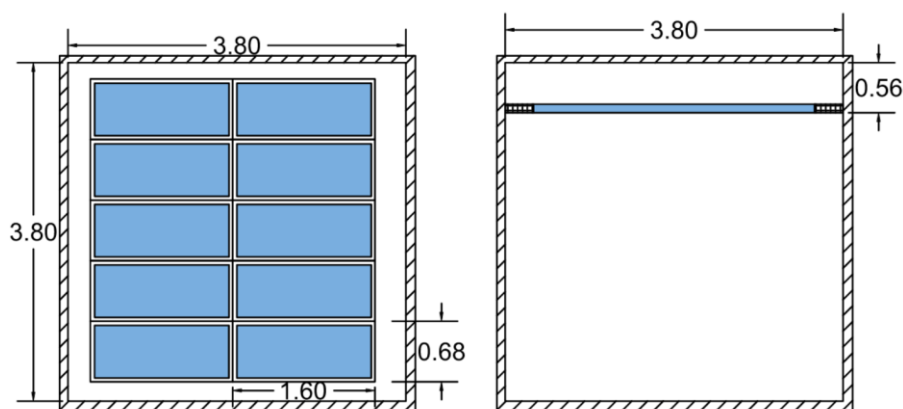
Detta kapitel syftar till att utvärdera det termiska klimatet i ett rum som värms upp enbart med takpaneler samt att belysa för- och nackdelar med detta system i förhållande till termisk komfort. Kapitlet är uppdelat i en metod del och en resultatdel där varje del redovisar de fysiska mätningarna respektive CFD-simuleringarna var för sig.

3.1. Metodik

Denna del beskriver de metoder som används för att genomföra mätningar i klimatkammaren samt de förutsättningar som ligger till grund för CFD-simuleringarna. Resultaten från mätningarna användes som indata i CFD-simuleringarna för att utveckla en verklig testmodell. För att kunna utvärdera kallras från kalla fönsterytor förklaras en enkel analysmetod i slutet av detta avsnitt.

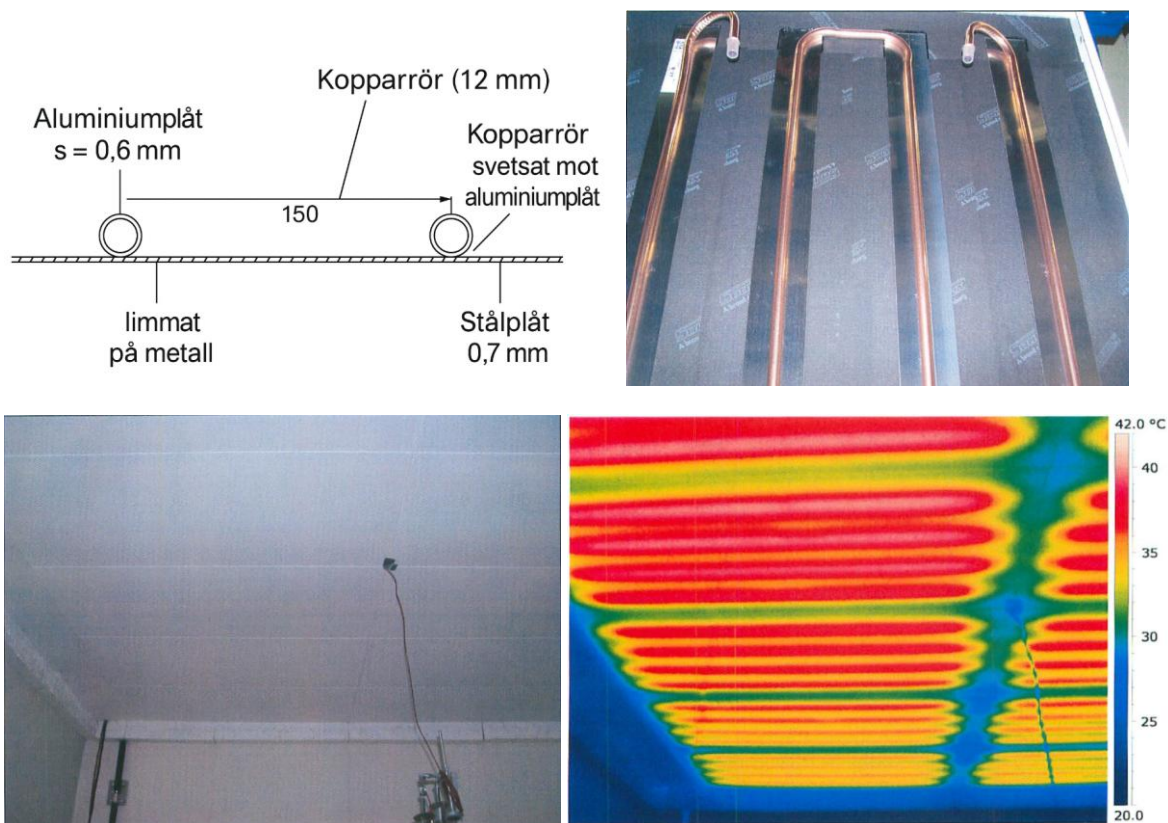
3.1.1. Fysiska mätningar i klimatkammare

Testet genomfördes i en klimatkammare med en golvyta på 14,4 m² där ett takpanelsystem installerades. I detta test var kammarens testområde anpassat för att rymma en takmodulinstallation bestående av 10 paneler, ordnade i två grupper om fem paneler. Panelerna hade storlek av 1600 mm × 680 mm. Installationsyta handlar om Klimatkammaren visas i Figur 10.



Figur 10. Klimatkammare och takpaneler från A) ovan vy och B) front vy.

Uppvärmningssystemet bestod av perforerade takpaneler av stålbleck (tjocklek 0,7 mm) med integrerade kopparrör (ø 12 mm) som var fastlimmade på värmeledningsprofiler av aluminium (bredd 60 mm). Rören hade ett inbördes avstånd på 150 mm, och två panelgrupper var anslutna parallellt. Mellan profilerna placerades akustikväv för ljuddämpning. Takpanelen monterades utan någon värmeisolering på baksidan vilket gör installationen representativ för vissa praktiska tillämpningar.



Figur 11. Takpaneler i klimatkammaren.

För att beräkna takpanelernas värmekapacitet genomfördes tre mätningar vilka redovisas i Tabell 5. Samtliga tester utfördes under stationärt (steady state) tillstånd. Även om värmeeffekten har ökat hålls rumstemperaturen kvar på ca 20 °C genom justering av internlasten.

Tabell 5. Sammanställning av värmeeffektavgivning och temperaturmätningar för tre testfall i klimatkammaren med takpaneler.

Parameter	Test 1	Test 2	Test 3
Vattenflöde (kg/h, panel)	270,0	270,1	270,1
Referenstemperatur (på 0,7 m) (°C)	20,1	19,5	20,3
Framledningstemperatur (°C)	30,4	41,9	55,3
Returtemperatur (°C)	28,6	37,9	48,7
Temperaturskillnad (ΔT) (K)	1,7	4,0	6,6
Genomsnittlig övertemperatur (aritmetisk)	9,5	20,3	31,7
Värmeeffekt (W)	567	1292	2105
Effekt per m ² aktiv panyta (W/ m ²)	64	146	237

Rumslufttemperaturen mättes på fyra höjder i mitten av rummet för varje test som visas i Tabell 6. Rumstemperaturen på höjden 0,7 m var den referenstemperaturen i beräkningar.

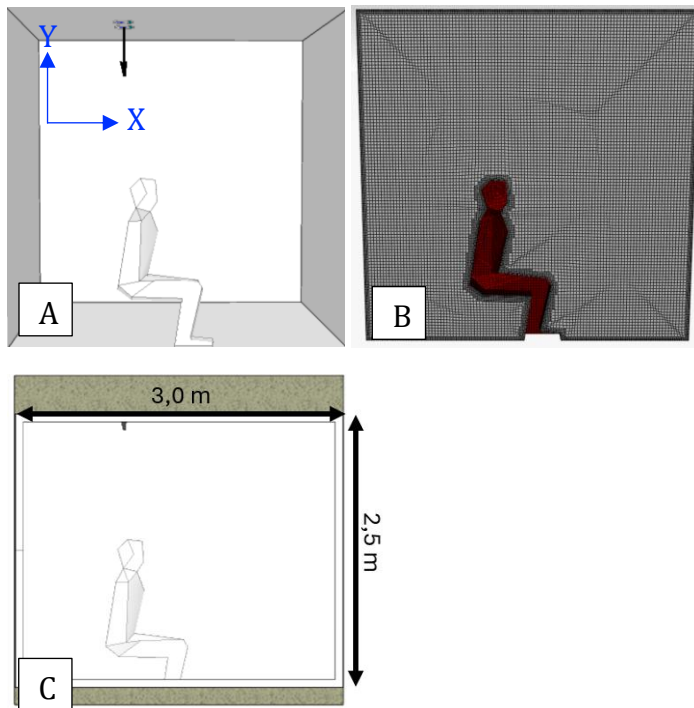
Tabell 6. Lufttemperatur vid olika höjder ovanför golvet i rummet för Test 1–3.

Höjd	Test 1	Test 2	Test 3
0,05 m	17,8	18,1	19,4
0,7 m (Referens)	20,1	19,5	20,3
1,70 m	20,4	20,9	20,5
2,70 m	35,5	45,2	27,6

3.1.2. CFD simuleringar

CFD (Computational Fluid Dynamics) i IDA ICE används för att analysera luftströmningar och temperaturfördelning i denna studie. IDA ICE CFD-tillägget bygger på OpenFOAM®, en öppen källkodsplattform för CFD-simulering, och integrerades med IDA ICE för att efterlikna realistiska dynamiska randvillkor. Användning av CFD i denna studie möjliggjorde att undersöka och visualisera luftströmningar i rummet samt studera kallras från fönster.

Beräkningsdomänen meshades med hexahedrala element med en bascellstorlek på 28 mm. För att uppnå bättre upplösning i närheten av fasta ytor aktiverades "boundary layer refinement (gränsskikts förfining)" med en maximal cellstorlek på 14 mm. Det totala antalet beräkningsceller var ca 1,6 miljoner. För att säkerställa korrekt representation av gränsskiktet eftersträvades ett y^+ -värde inom intervallet 30–100, vilket är lämpligt vid användning av standard väggfunktioner tillsammans med standard k - ϵ -modellen. Detta möjliggör en balanserad kompromiss mellan noggrannhet och beräkningstid vid simulering av inomhusflöden. Figur 12 visar ett exempel av hur CFD verktyget skapade mesh i rummet.



Figur 12. CFD-modell av testsituation: A) rumskonfiguration, B) beräkningsnät (mesh) och C) fönsterplacering.

Luftturbulens modellerades med standard k-ε-modellen vilket är en robust och ofta använd modell för fullt utvecklade turbulenta flöden i ventilationssammanhang. Simuleringen kördes som stationär med 1000 iterationer. Efterbearbetning aktiverades för att möjliggöra utvärdering av hastighetsfält, temperaturfördelningar och andra relevanta flödesparametrar i den simulerade domänen.

3.1.3. Beräkning av maximal lufthastighet längs golvet orsakad av kallras
Användning av CFD är såklart ett starkt verktyg att simulera och visualisera luftflödet och kallras men det är tidskrävande och ganska dyr för att genomföra simuleringar. Därför finns det behov av använda enklare beräkningar och verktyg som ger tillräckligt acceptabla resultat. För att göra en snabb och noggrann granskning om kallrasrisk använde vi formler som utvecklades av Heiselberg och som visas nedan [14].

$$V_{max} = 0,055 \times \sqrt{(T_{rum,luft} - T_{glas yta}) \times H} \quad x < 0,4 \text{ m} \quad 1$$

$$V_{max} = \frac{0,095}{X + 1,32} \times \sqrt{(T_{rum,luft} - T_{glas yta}) \times H} \quad 0,4 \text{ m} \leq x \leq 2 \text{ m} \quad 2$$

$$V_{max} = 0,028 \times \sqrt{(T_{rum,luft} - T_{glas yta}) \times H} \quad x > 2 \text{ m} \quad 3$$

där

V_{max} maximal rekommenderad lufthastighet vid fot för att undvika drag (m/s)

x avstånd från kall yta (m)

H är höjden av kall yta (m)

Glasytans temperatur ($T_{glas yta}$) kan antingen hämtas från energisimuleringarna eller beräknas enligt metoden som beskrivs i avsnitt 4.1 i diskussionen.

Formlerna gäller endast för naturlig, fullt turbulent konvektion längs en kall vertikal yta vid temperaturskillnader på ungefär 2–10 °C, i rum med normal takhöjd [14].

3.2. Resultat

Som nämnts i kapitel Metod, användes uppmätta data från tester i klimatkammare som indata till samma virtuella testrum i CFD-verktyget. Modellen validerades sedan mot de uppmätta värdena från testrummet. Denna del behandlar resultaten från CFD-simuleringar med fokus på rumsluftens rörelsemönster och hur takpanelernas temperaturer påverkar den termiska komforten.

3.2.1. Kallras utvärdering

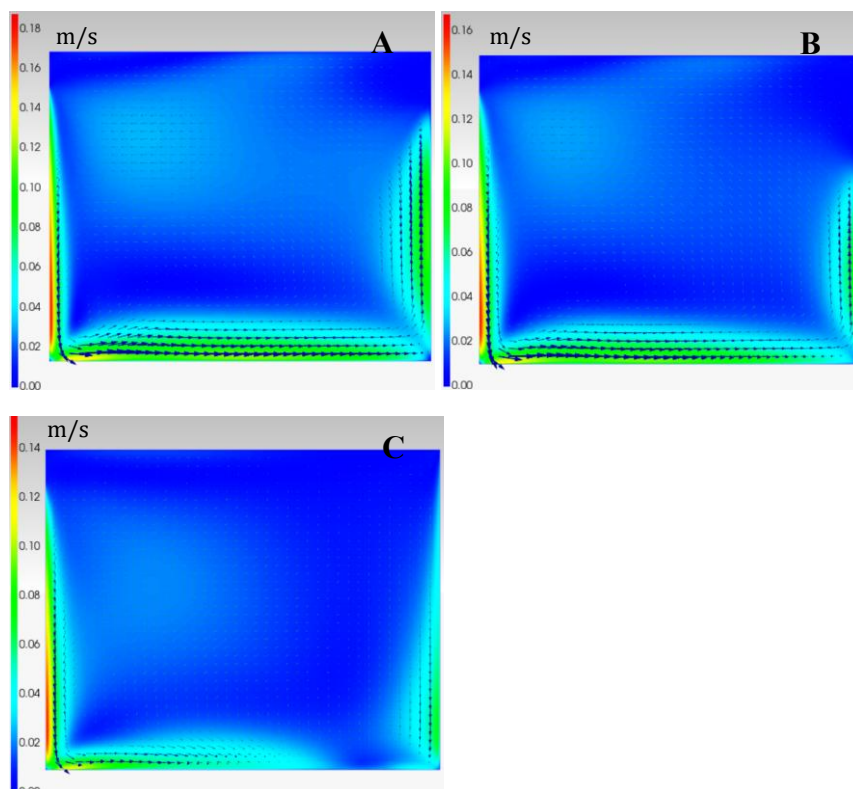
Lufthastigheten i rummet, med ett fönster av storlek 3,0 m x 2,5 m (B x H), visualiseras i Figur 13 (se även Figur 12 för fönstergeometri). Utetemperatur hölls konstant på -20 °C och tre olika U-värde för fönsterglas på 1,59 W/(m²K), 1,16 W/(m²K) och 0,65 W/(m²K) har utvärderat. Notera att färgskalor för lufthastighet i olika bilder kan skilja sig åt vilket innebär att en viss färg inte alltid motsvarar samma lufthastighet mellan olika visualiseringar.

Resultaten visar att vid det högsta U-värdet (1,59 W/(m²·K)) ses tydligt ökad lufthastighet längs med fönstret och golvet särskilt i det nedre vänstra hörnet. Detta indikerar ett starkare kallras som sprider sig horisontellt över golvet. Notera att även i det mest ogynnsamma fallet är lufthastigheten i mitten av rummet ca 0,10 ± 0,02 m/s. Vid en rumstemperatur på 21 °C och en turbulensintensitet på ca 40 % (vilket oftast är fallet i kontorsbyggnader) är den rekommenderade maximala lokala lufthastigheten enligt ISO 7730 [15] följande: 0,10 m/s för komfortklass A, 0,15 m/s för klass B och 0,22 m/s för klass C.

För U-värdet 1,16 W/(m²·K) är lufthastigheten längst golvet fortfarande betydelsefull men något lägre än i fallet med 1,59 W/(m²·K), vilket tyder på en viss minskning av

kallras. Vid det lägsta undersökta U-värdet ($0,65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) är lufthastigheten betydligt lägre med längs fönstret och nära golvet vilket indikerar att det förbättrade isoleringsförmåga kraftigt minskar kallraset och därmed ökar den termiska komforten i rummet.

Givet att U-värde i de flesta nybyggda och någorlunda moderna kontorsbyggnader är vanligtvis omkring $1,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ eller lägre kan man konstatera att risk för kraftiga kallras i rummet, utan användning av radiatorer under fönstren, är låg.



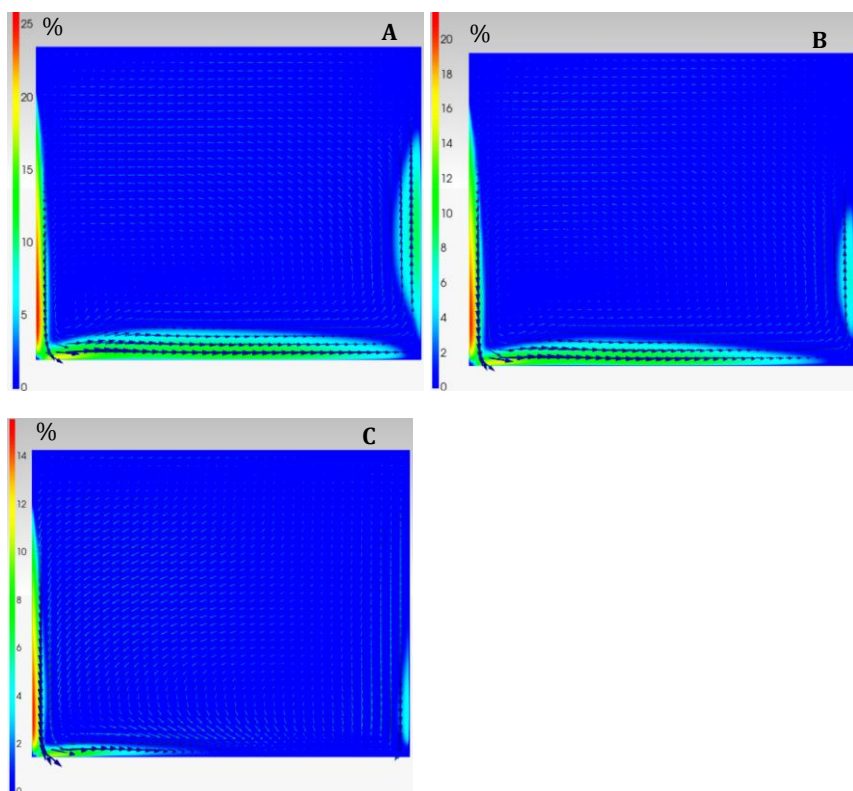
Figur 13. Lufthastighet (m/s) vid fönsterglas $2,5 \times 3,0 \text{ m}$ (B $\times$ H) med U-värden på A) $1,59 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$, B) $1,16 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ och C) $0,65 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ vid -20°C utetemperatur.

Figur 14 visar en visualisering av dragrisk i rummet för tre olika U-värden på fönsterglas: $1,59 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $1,16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ och $0,65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Enligt ISO 7730 [15] är den maximalt tillåtna dragrisk för termisk komfort: mindre än 10 % för kategori A, mindre än 20 % för kategori B och mindre än 30 % för kategori C. Observera att färgskalorna för dragrisk i de olika bilderna kan skilja sig åt, vilket innebär att en viss färg inte nödvändigtvis motsvarar samma dragrisk mellan olika visualiseringar.

Resultaten visar en tydlig minskning av dragrisk med högre fönstrets U-värde. Vid ett U-värde på $1,59 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Figur 14 A) observerades den högsta dragrisken, mycket nära fönstret och särskilt i det nedre vänstra hörnet. Värden översteg lokalt 20 %, men det är viktigt att notera att de inte förekommer inom vistelse zonen, det vill säga området

minst 1,0 meter från fönstret. När U-värdet sänks till $1,16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (mittenbilden) minskade både dragrisken och även här var de lokala förhöjda nivåerna begränsade till ytor omedelbart intill fönstret. Vid det lägsta U-värdet, $0,65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Figur 14 C) var dragrisken generellt mycket låg och helt försumbara inom vistelse zonen. Den maximala dragrisken i hela rummet var under 10 % vilket innebär att komfortkraven för kategori A enligt ISO 7730 uppfylls [15].

Sammanfattningsvis visar visualiseringarna att även vid sämre isolerade fönster uppstår den högsta dragrisken utanför det område där människor normalt vistas i kontorsrum, och att användning av takpaneler och inte radiatorer under fönstren kan ge god termisk komfort om fönster med lågt U-värde används.



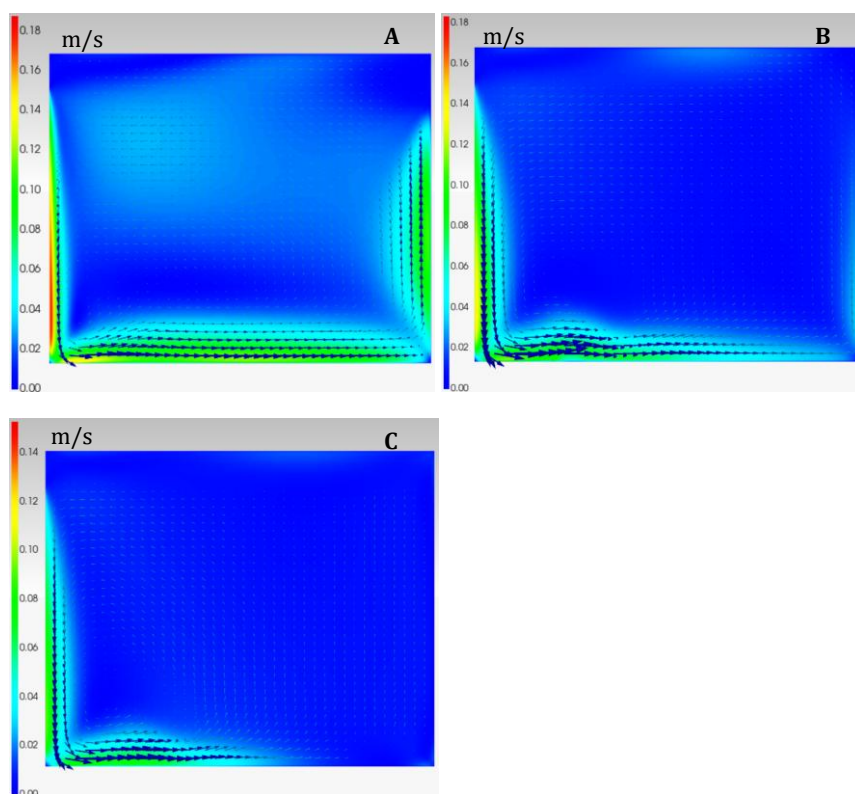
Figur 14. Dragrisk (%) vid fönsterglas $2,5 \times 3,0 \text{ m}$ (B $\times$ H) med U-värden på A) $1,59 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$, B) $1,16 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ och C) $0,65 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ vid $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ utetemperatur.

Figur 15 visar lufthastighetsfördelningen i rummet med ett fönster med U-värde på $1,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ vid tre olika utetemperaturer på $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ och $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Syftet med visualiseringen är att utvärdera hur utemperaturen påverkar lufthastigheten i rummet när det sämsta (högsta) U-värdet av de studerade fallen används.

Av visualiseringar framgår tydligt att lufthastigheten ökar kraftigt när utemperaturen sjunker. Vid $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ blev lokala lufthastigheten upp till $0,18\text{--}0,20 \text{ m/s}$ nära fönstret, men

blev betydligt lägre i vistelsezonen i mitten av rummet på ca. $0,10 \pm 0,02$ m/s. Vid -10 °C är lufthastigheten var något lägre, ca $0,08 \pm 0,02$ m/s, vilket var under den högsta rekommenderade gränsen för termisk komfort enligt kategori A. Vid 0 °C (Figur 15 C) var lufthastigheten i rummet låg och orsakade inget termiskt obehag.

Sammantaget visar resultaten att risken för kallras uppstår när utetemperaturen sjunker under -10 °C, även med det lägsta U-värdet. Detta innebär att kallrasrisken är låg under större delen av året. Om ett fönster med ett lågt U-värde installeras, till exempel $<1,0$ W/m²·K, varken kallras eller dragrisk bör uppstå i rummet, inte ens under årets kallaste dagar.

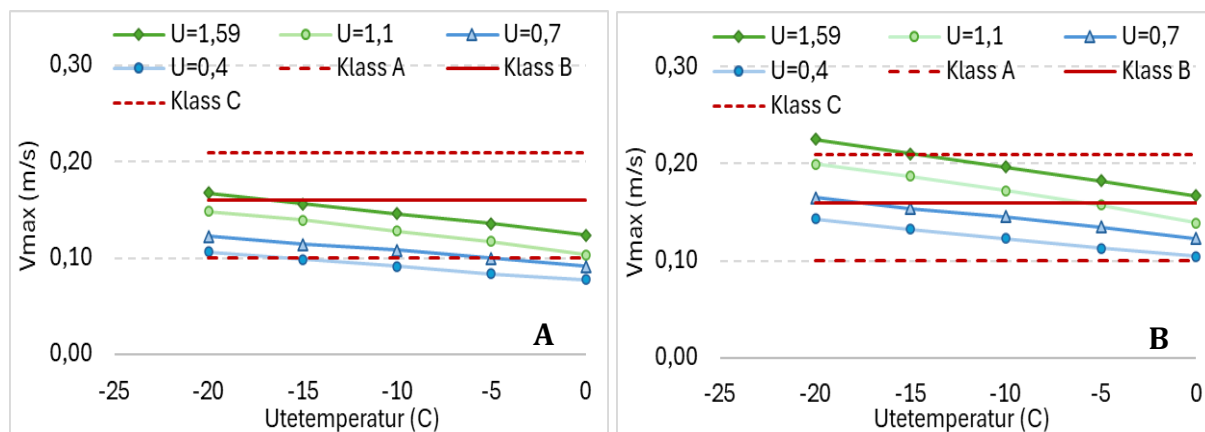


Figur 15. Lufthastighet (m/s) vid fönsterglas $2,5 \times 3,0$ m (B $\times$ H) med U-värden på $1,59$ W/m²·K vid utetemperatur A) -20 °C, B) -10 °C och C) 0 °C.

Eftersom CFD-simuleringar är tidskrävande och kräver kostsam programvara kan en noggrann uppskattning av kallras- och dragrisk vara mycket värdefull. Figur 16 visar lufthastigheten i mitten av rummet i förhållande till utetemperaturen för olika U-värden. De rekommenderade gränserna för lufthastighet baseras på termisk komfort enligt kategorierna i ISO 7730 [15]. Resultaten är beräknade enligt formler 1-3 i avsnitt 3.1.3.

Figur 16A visar lufthastigheten som beräknats för alla glastyper vid ett avstånd mindre än $0,5$ m från fönstret. Observera att det rekommenderade minimiavståndet från fönster och fasad är $1,0$ m. Dessa resultat ger dock viktig insikt i hur den termiska komforten i

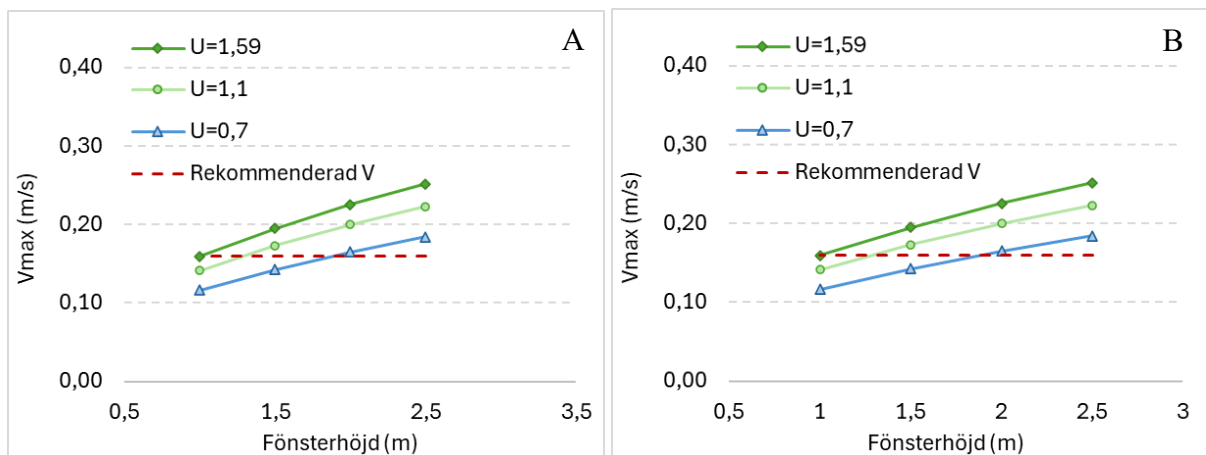
rummet påverkas. Enligt resultaten är det inte möjligt att uppnå termisk komfort enligt klass A med någon av glastyperna, men det är möjligt att uppnå klass C, även med ett högt U-värde som $1,59 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. I vistelsezonen kan komfortkategorierna B och C uppnås för alla glastyper utom med $U = 1,59 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, även vid utetemperaturer ner mot -20°C .



Figur 16. Maximal lufthastighet över golvet vid olika utetemperaturer och fönsters U-värden ($\text{W/m}^2, \text{K}$), med avstånd från kallt fönster på A) $<0,5 \text{ m}$ och B) $1,0 \text{ m}$.

Fönster höjd i alla beräkningar och simuleringar hittills var $3,0 \text{ m} \times 2,5 \text{ m}$ (B×H). Givet samma fönsterbredd påverkar fönsterhöjd på lufthastigheten. Figur 17 visar lufthastighet vid ett avstånd på $0,5 \text{ m}$ och $1,0 \text{ m}$ från fönster som beräknas med olika fönsterhöjd.

Generellt kan man se att lufthastigheten ökar med längre fönsterhöjder. Därför kan minskning i höjden vara ett potential sätt att minska dragrisk om det är möjligt. Man kan också se att ökningen är större med högre U-värden.

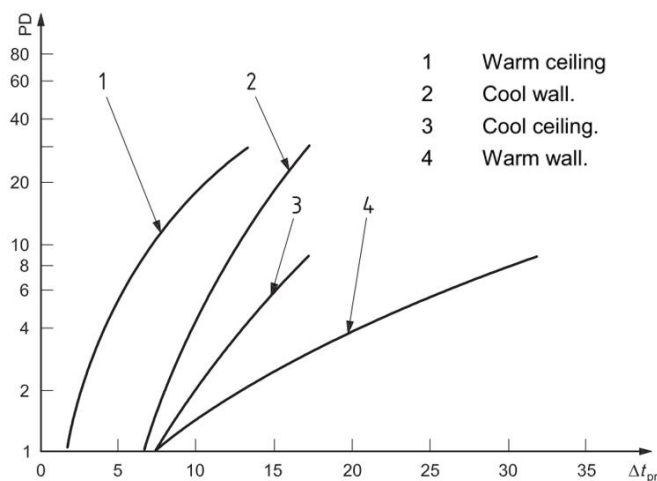


Figur 17. Maximal lufthastighet över golvet vid olika fönsterhöjder och U-värden, med avstånd från kallt fönster på A) <0,5 m och B) 1,0 m. Rekommenderad $V_{\max}$ är enligt ISO 7730 för termiskkomfort kategori B.

Resultaten visar dessutom god överensstämmelse med CFD-simuleringarna. Den högsta lufthastigheten nära fönstret med ett U-värde på 1,59 W/(m²·K) vid -20 °C är 0,22 m/s, medan CFD-simuleringen visar ca 0,18 ± 0,02 m/s. Vid ett avstånd på 1,0 m från fönstret visar dock den förenklade modellen att överskatta lufthastigheten med 10%-20% jämfört med CFD-resultaten. Därför rekommenderas en säkerhetsmarginal på 10%-20% för att uppnå en mer representativ bedömning av luftens rörelse i rummet.

3.2.2. Inverkan av ytemperaturen på takpanelerna på den upplevda termiska komforten

Lokalt termiskt obehag orsakad av strålningsasymmetri är också en av orsakerna till upplevt obehag i rummet som också definieras i ISO 7730 [15]. Detta obehag uppstår till följd av termisk strålning från rummets ytor. Figur 18 visar "Percentage Dissatisfied (PD)", ett index som kvantifierar lokalt termiskt obehag i förhållande till strålningssymmetri. Som framgår av Figur 18 är människor särskilt känsliga för värmestrålning från taket där en temperaturskillnad som överstiger 7,5 K leder till en PD på 10%, vilket inte är acceptabelt enligt standarden.



Figur 18. Lokal termisk obehagskänsla orsakad av asymmetri i strålningstemperatur, ISO 7730 [15].

Beräkning av termiskt strålningsutbyte mellan en person och omgivande ytor i rummet utförs med hjälp av en så kallad vinkelkoefficient. Denna koefficient beskriver hur mycket en yta "ser" en annan yta i termer av strålningsutbyte. Med andra ord visar vinkelkoefficienten den andel av det totala strålningsflödet som lämnar en yta A och når en annan yta B, beroende på deras relativa position, orientering och geometri.

Vinkelkoefficienten påverkas av rummets dimensioner samt personens placering i rummet. Detaljer kring hur vinkelkoefficienten beräknas för olika rumskonfigurationer finns redovisade i ISO 7726 [16]. För ett innertak varierar vinkelkoefficienten vanligtvis mellan 0,25 och 0,6 enligt REHVA Guidebook 07 [12], ISO 7726 [16] och ISO 11855-1 [17].

Den maximalt tillåtna taktemperaturen för att undvika termiskt obehag från varma tak kan beräknas med hjälp av följande formel, enligt ISO 11855-1 [17] och ISO 7726 [16]:

$$F_i \times \theta_{tak} + (1 - F_i) \times T_{rum}) - T_{rum} < T_{st} \quad 4$$

Där:

F_i är vinkelkoefficient

θ_{tak} är maximal genomsnitts taktemperatur

T_{rum} är rums referenslufttemperatur (°C)

T_{st} är strålningstemperaturasymmetri (°C)

Enligt Figur 18, och termiskkomfortkategorierna i ISO 7730, kan den maximala andelen missnöjda personer (PD) vara <5 % respektive <10 % vilket motsvarar komfortkategori I och III [15]. Strålningsasymmetrin är då mellan 5 K och 7,5 K, enligt Figur 18. Tabell 7 redovisar den motsvarande medeltemperaturen för ett varmt innertak vid en rumslufttemperatur på 21 °C, och för vinkelfaktorer mellan 0,3 och 0,8.

Tabell 7. Maximala taktemperaturer vid olika vinkelkoefficienter för att uppnå termisk komfortkategori I och III.

Vinkel- koefficient	Lufttemperatur i rummet (°C)	PPD <10% (komfortkategori III)	PPD <5% (komfortkategori I)
		Medeltemperatur på takytan (°C)	Medeltemperatur på takytan (°C)
0,3	21	46,0	34,3
0,4		39,8	31,0
0,5		36,0	29,0
0,6		33,5	27,7
0,7		31,7	26,7
0,8		30,4	26,0

IDA ICE 5.0 möjliggör simulering av riktad operativ temperatur mot rumsytor, det vill säga tak, golv och väggar. Riktad operativ temperatur (på engelska: Directional operative temperature) är ett mått på den termiska påverkan från omgivande ytor i en viss riktning. Den tar hänsyn till både lufttemperatur och strålningstemperatur, vilka vägs samman, dock inte som ett genomsnitt från alla ytor, utan utifrån en specifik riktning, till exempel mot ett kallt fönster eller ett varmt tak.

Tabell 8 redovisar både genomsnittlig och riktad operativ temperatur för olika taktemperaturer i det simulerade rummet. Resultaten presenteras för två olika fönster med U-värden på 1,59 W/(m²·K) respektive 0,67 W/(m²·K), i syfte att utvärdera hur fönstrets ytemperatur påverkar den operativa temperaturen. Utomhustemperaturen var -20 °C i samtliga simuleringsförhållanden. Operativa temperaturer har mätts i rummets mittpunkt.

Det rödmarkerade området i tabellen presenteras operativa temperaturer som enligt ISO 7730 [15] faller inom intervallet för termiskt obehag under vinterförhållanden. Den riktade operativa temperaturen mot tak har använts för att beräkna andelen missnöjda personer (PPD <10 %) vilket motsvarar komfortkategori III. Resultaten visar att ett genomsnittligt taktemperaturområde högre än 38 °C och 41 °C kan innebära en potentiell risk för termiskt obehag. Det framgår också att fönstrets ytemperatur har en

viss inverkan på den maximalt tillåtna taktemperaturen, men att skillnaden inte är betydande, trots den stora variationen i fönstrets U-värde.

Tabell 8. Genomsnittlig och riktad operativ temperatur vid olika taktemperaturer och fönsters U-värden.

Takyta temperatur (°C)		30,2	34,6	37,6	40,7	43,8	46,9	49,9
U= 1,59 W/(m ² K)	Genomsnitts operativ temperatur (°C)	21,2	22,4	23,1	23,4	23,9	24,5	25
	Riktad operativ temperatur mot tak (°C)	21,9	23,6	24,2	24,8	25,5	26,3	27,1
U= 0,67 W/(m ² K)	Genomsnitts operativ temperatur (°C)	22,1	22,9	23,5	24	24,5	25	25,4
	Riktad operativ temperatur mot tak (°C)	22,8	23,8	24,6	25,4	26	26,8	27,4

4. Diskussion

4.1. Innersta glastemperatur

I denna rapport beräknades invändiga ytemperaturer inklusive fönstrens glastemperaturen i IDA ICE. Om man däremot vill bestämma temperaturen av innerglaset utan ett simuleringsverktyg finns det analytiska metoder som kan användas. Dessa metoder varierar i noggrannhet och tar hänsyn till olika parametrar såsom U-värde, inne- och utetemperatur och värmeövergångstal på innerytan.

En av de enklare och mer praktiskt användbara metoderna är en analytisk formel som visas i ekvation 5. Denna formel har tidigare testats och använts av Ploskic och Holmberg [18] och har en acceptabel noggrannhet för praktiska tillämpningar.

$$T_{gl,yta} = T_{in,luft} - \frac{U_{trans}}{h_{gl,yta}} \times (T_{in,luft} - T_{ut,luft}) \quad 5$$

Där:

$T_{gl,yta}$ är innerytemperatur på glaset eller väggen (°C)

$T_{in,luft}$ är innetemperatur (°C)

$T_{ut,luft}$ är utetemperatur (°C)

U_{trans} är U-värdet för fönstret eller väggen ($W/m^2 \cdot K$)

$h_{gl,yta}$ är totala värmeövergångstalet mellan innerytan på (glaset eller väggen) och omgivande rumsluften ($W/m^2 \cdot K$)

Notera att artikeln använder ett schablonvärde för värmeövergångstalet på den invändiga glasytan, $h_{gl,yta} = 7,6 W/m^2 K$ [18]. Ett exakt värde är svårt att fastställa eftersom det påverkas av flera faktorer, såsom luftens rörelse, strålningsutbyte och rumskonfiguration. Därför valdes ett etablerat medelvärde från litteraturen. Generellt varierar $h_{gl,yta}$ mellan 6 och $10 W/m^2 K$, där:

- $h \approx 6$: stillare luft / svagare konvektion $\Rightarrow$ lägre beräknad ytemperatur (mer konservativt för kallras).
- $h \approx 10$: mer luft-rörelse / högre konvektion $\Rightarrow$ högre beräknad ytemperatur.

Detaljerade beräkningar finns i [19,20].

Korrekt uppskattning av glasets (fönstrets) innerytemperatur, $T_{gl,yta}$, är av stor betydelse för modellens noggrannhet (ekvation 5). Ytemperaturen beror på glasets höjd, dess U-värde, rådande ute- och innetemperatur samt värmeöverföringskoefficienten, $h_{gl,yta}$, i luftsiktet mellan innerglaset och rummet. Koefficienten i sig beror på glasets höjd, lufthastigheten i gränsskiktet (vanligt kallad

kallras) och temperaturskillnaden mellan glasets innerytttemperatur och rummet, och den består av två delar – en konvektiv och en strålnings del. Den konvektiva delen beror på glasets höjd, kallrasets lokala hastighet och temperaturskillnaden mellan glasets och rummet, medan strålningsdelen beror mest på glasets emissivitet, ϵ , och vinkelförhållanden mellan glasets och övriga ytor i rummet. Tabellen nedan visar hur totala värmeöverföringskoefficienten, $h_{gl, yta}$, varierar för olika U-värden och fönsterhöjder för tre utetemperaturer.

Tabell 9. Förändring av den totala värmeöverföringskoefficienten, $h_{gl, yta}$, vid naturlig ($h_{naturlig}$) och blandad ($h_{blandad}$) konvektion. Kallrasets medelhastighet utmed glasets höjd (H) är satt till 0,2 m/s och glasets emissivitet, ϵ , till 0,84.

Fönster		Utetemperatur					
		°C		°C		°C	
		-20		0		10	
H	U-värde	$h_{naturlig}$	$h_{blandad}$	$h_{naturlig}$	$h_{blandad}$	$h_{naturlig}$	$h_{blandad}$
m	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)	W/(m ² °C)
1,0	0,5	6,9	8,2	6,6	7,9	6,3	7,7
1,0	1,0	7,3	8,6	6,9	8,2	6,6	7,9
1,0	1,5	7,6	8,8	7,2	8,4	6,8	8,1
1,5	0,5	6,9	8,0	6,5	7,7	6,3	7,4
1,5	1,0	7,3	8,3	6,9	8,0	6,6	7,7
1,5	1,5	7,5	8,6	7,1	8,2	6,8	7,9
2,0	0,5	6,8	7,8	6,5	7,5	6,2	7,3
2,0	1,0	7,2	8,2	6,8	7,9	6,5	7,6
2,0	1,5	7,5	8,5	7,1	8,1	6,7	7,7
2,5	0,5	6,8	7,8	6,5	7,5	6,2	7,2
2,5	1,0	7,2	8,2	6,8	7,8	6,5	7,5
2,5	1,5	7,4	8,4	7,0	8,0	6,7	7,7
3,0	0,5	6,7	7,6	6,4	7,3	6,2	7,0
3,0	1,0	7,1	8,0	6,8	7,6	6,4	7,3
3,0	1,5	7,4	8,2	7,0	7,8	6,6	7,5

Tabellen visar hur den totala, det vill säga den sammanlagda strålnings och konvektiva, värmeöverföringskoefficienten varierar för de valda parametrarna. Det kan observeras att ett lågt U-värdet ger också ett lågt värde för värmeöverföringskoefficienten, $h_{gl,yta}$, och att en låg utetemperatur ger ett högre värde på koefficienten. Vidare kan det också noteras att koefficienten minskar med fönstrets/glasets höjd. Detta är kanske inte direkt intuitivt, då kallrasen accelererar nedför fönstret och bör därmed öka koefficientens värde, men detta är å andra sidan ett direkt resultat av koefficientens definition som säger att den är omvänd proportionell mot glasets/ytans höjd. Denna effekt är dock liten ($\approx 2,5\%$) och är därmed försumbar vid praktisk dimensionering.

Tabellen visar två värden för koefficienten $h_{gl,yta}$ – en vid naturlig konvektion, $h_{naturlig}$, och en vid blandad konvektion, $h_{blandad}$. Vid naturlig konvektion är det i huvudsak temperaturskillnaden mellan innerglasets yttemperatur och rummet som bestämmer koefficientens storlek. Vid blandad konvektion tas även hänsyn till kallrasens hastighet nedför fönstret i gränsskiktet mellan innerglaset och rummet. Detta värde ger högst sannolikt ett mer trovärdigt närmevärde för koefficienten för verkliga kontorsrum med mekanisk ventilation och bör därför användas vid beräkningarna. Det bör även noteras att värden i Tabell 9 överensstämmer väl med värden redovisade i studien av Larsson et al. [20] m.fl. från år 1999 och de rekommenderade värden av [21]. Vidare är det värt notera att värmeöverföringskoefficienten i tabellen vid blandad konvektion är i genomsnitt omkring 16% högre än vid renodlad naturlig konvektion. Skillnaden är dock något större vid låga utetemperaturer och lägre vid högre utetemperaturer. Allt detta bör beaktas vid dimensioneringen och noggrannaste närmevärdet bör användas vid beräkningarna för att minska risken för onödig felräkning.

Beräkningsexempel

Låt oss anta att ett takvärmesystem har valts och att dess värmeavgivning är i balans med kontorsrummets värmeförluster vid givna ute- och innetemperaturer. Nästa steg är att undersöka om kallrasen på avstånden 0,4 m och 1,0 m från glasytan ligger inom de rekommenderade gränsvärdena. Glasytans U-värde är $1,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ och dess höjden är 2,5 m. Kontorsbyggnaden är belägen i Göteborg. Innetemperaturen i byggnaden är satt till $21,3 \text{ }^\circ\text{C}$ och den antas vara den samma i alla rum.

Den dimensionerande vinter utetemperaturen för Göteborg är $-10,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Det totala värmeövergångstalet, $h_{gl,yta}$, för $-10,2 \text{ }^\circ\text{C}$ bestäms genom interpolering mellan värden för utetemperaturerna $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ och $0 \text{ }^\circ\text{C}$ för en glashöjd på 2,5 m i Tabell 9 Vi antar vidare att blandad konvektion råder i luftspalten (gränsskiktet) mellan glasytan och rumsluften, vilket innebär att $h_{gl,yta} = h_{blandad}$.

$$h_{gl,yta}(-10,2\text{ °C}) = 8,0 \frac{W}{m^2K} + (-10,2\text{ °C} - 0\text{ °C}) \frac{8,4 \frac{W}{m^2K} - 8,0 \frac{W}{m^2K}}{-20\text{ °C} - 0\text{ °C}} = 8,2 \frac{W}{m^2K}$$

Vi använder det beräknade $h_{gl,yta}$ värdet för att beräkna glasytans innertemperatur:

$$\begin{aligned} T_{gl,yta} &= T_{in,luft} - \frac{U_{trans}}{h_{gl,yta}} (T_{in,luft} - T_{ut,luft}) = \\ &= 21,3\text{ °C} - \frac{1,5 \frac{W}{m^2K}}{8,2 \frac{W}{m^2K}} (21,3\text{ °C} - (-10,2\text{ °C})) = 15,5\text{ °C} \end{aligned}$$

Slutligen använder vi den beräknade glasytans temperatur, $T_{gl,yta}$, för att beräkna kallrasets hastighet 0,4 m från glasytan:

$$\begin{aligned} V_{max}(0,4\text{ m}) &= 0,055 \cdot \sqrt{(T_{rum,luft} - T_{glas yta}) \bar{H}} = 0,055 \cdot \sqrt{(21,3\text{ °C} - 15,5\text{ °C}) \cdot 2,5\text{ m}} \\ &= 0,21\text{ m/s} \end{aligned}$$

Analogt gäller för kallrasets hastighet 1,0 m från glasytan:

$$\begin{aligned} V_{max}(1,0\text{ m}) &= \frac{0,095}{X + 1,32} \cdot \sqrt{(T_{rum,luft} - T_{glas yta}) \times \bar{H}} \\ &= \frac{0,095}{1,0\text{ m} + 1,32} \sqrt{(21,3\text{ °C} - 15,5\text{ °C}) \cdot 2,5\text{ m}} = 0,16\text{ m/s} \end{aligned}$$

Modellen visar att kallrasets hastighet på avstånden 0,4 m och 1,0 m från glasytan ligger precis vid den övre gränsen för de rekommenderade värdena. Glasytans höjd bör därför inte överstiga 2,5 m och glasytans U-värde bör inte vara högre än $1,5\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ vid en utetemperatur på $-10,2\text{ °C}$.

4.2. Rörssystem

En fördel med takpanelsystem är möjligheten att använda samma system för både komfortkyla och rumsvärmning, vilket kan minska investeringskostnaderna genom att radiatorer elimineras. Det kvarstår dock frågor kring om ett gemensamt rörssystem kan användas för både värme och kyla eller om två separata rörssystem krävs. Detta är viktigt eftersom simuleringsresultaten visar att det finns perioder då både kyla och värme behövs samtidigt i olika delar av byggnaden och att då ett fyrrörssystem hade varit fördelaktig

Flera parametrar påverkar valet av rörssystem. Under mellansäsonger, då vissa zoner har kylbehov och andra värmebehov, kan ett VAV-system hantera kylbehovet genom att öka luftflödet medan takpanelsystemet kan tillhandahålla uppvärmning i övriga zoner. I sådana fall måste varje zon styras separat för att undvika samtidig värmning och kylning. Denna strategi är inte möjlig med CAV-system vilket innebär att separata slingor för värme och kyla då måste användas. Andra strategier inkluderar användning av 4-rörssystem, antingen direkt till panelerna eller via ett primärt–sekundärt system vilket ger maximal flexibilitet men också högre kostnader.

4.3. Styrssystem

Takpaneler kräver ett samordnat styrssystem för att säkerställa komfort, energieffektivitet och trygg drift utan ytkondens vid rumskylning. ISO 18566-4 [22] beskriver tre nivåer av styrning: central styrning, zonstyrning och lokal rumsstyrning. Systemet ska kunna anpassa värme- och kylkapacitet efter interna laster och utomhusklimat, undvika samtidig värme och kyla i samma zon samt skydda mot fukt, frost och kondens.

Central kontroll

Den centrala styrningen reglerar tilllopps- eller medelvattentemperaturen till panelerna. Vid uppvärmning styrs vattentemperaturen ofta med utekompensering eller efter medelvattentemperatur för att spegla rummets verkliga behov. Vid kylning styrs vattentemperaturen för att undvika ytkondens på panelerna, baserat på zonens högsta daggpunkt eller panel-/ytgivare. Central styrning hanterar även natt-sänkning, uppstart och minimerar distributionsförluster när komforttemperaturer inte behövs.

Zone kontroll

Zoner grupperar rum med jämförbara värme- eller kylbehov, t.ex. fasadsorientering. En representativ sensor styr zonens värme- eller kylsignal. Zonkontroll är särskilt viktig under mellansäsonger när vissa delar av byggnaden behöver värme och andra kyla. Vid kylning kan zonvisa daggpunktsgivare begränsa vattentemperaturen för att undvika kondens.

Lokal (rums) kontroll

I varje rum regleras flödet genom panelerna via ventiler som styrs av temperaturgivare (och vid kylning ibland även fuktsensorer). Individuell rumsstyrning rekommenderas för både komfort och energi-effektivitet. Styrning här bör baseras på operativ temperatur och sensorer ska placeras i vistelsezonen, inte på icke-representativa väggar. Vid kyl drift kan vattenflödet genom panelerna begränsas eller stängas vid kondensrisk.

Övriga viktiga aspekter

Paneler har låg termisk tröghet och utnyttjar ett starkt självreglerande beteende, vilket stabiliserar rummet vid snabba lastförändringar. Hydraulisk balans och avluftning är nödvändiga. Systemet måste alltid förhindra samtidig värmning och kylning i samma zon.

4.4. Studiens begränsningar

I denna studie har den viskösa subskiktet nära fönsterytan inte modellerats i detalj. I stället har väggfunktioner använts, vilket resulterade i Y^+ -värden i intervallet 30–100. Detta innebär att modellen inte fångar det detaljerade strömnings- och temperaturfältet i närzonen mot ytan, där kallras normalt uppstår vid låga glasytetemperaturer.

För att kunna lösa det viskösa subskiktet korrekt krävs $Y^+ \approx 1$, vilket skulle möjliggöra en direkt upplösning av friktionsreynoldstalet och det termiska gränsskiktet. En sådan meshförfining är dock betydligt mer beräkningstung och bedömdes inte nödvändig för studiens syfte.

Målet med analysen var inte att genomföra en högupplöst CFD-simulering, utan att få en övergripande förståelse för luftströmmarna och den potentiella risken för kallras under representativa förhållanden. Eftersom studien fokuserar på en jämförande bedömning snarare än exakta absoluta värden bedöms den valda modelleringsnivån vara tillräcklig. För framtida arbete, där exakta komfortparametrar eller mer detaljerad kallrasintensitet behöver kvantifieras, bör dock en mesh med upplöst närväggszon samt en anpassad turbulensmodell användas.

5. Slutsats

Takpaneler som värmesystem i kontorsbyggnader utgör ett attraktivt alternativ till traditionella radiatorer, särskilt i byggnader med lågt värmebehov och moderna klimatskal. Studien visar att det är fullt möjligt att uppnå god termisk komfort utan att använda radiatorer under fönster, förutsatt att fönstrens U-värden är tillräckligt låga ($<1,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). CFD-simuleringarna och förenklade beräkningsmodeller visar att kallras och drag är begränsade till områden nära fönstren och inte påverkar den ockuperade zonen i någon nämnvärd utsträckning.

Vidare har det visats att den operativa temperaturen vid användning av takpaneler är jämförbar eller till och med något högre än vid radiatoruppvärmning i vintertid och något lägre i sommartid. Systemets låga behov av luftflöden innebär också fördelar i form av minskat buller, lägre fläktenergi och enklare underhåll. Energisimuleringarna visar dessutom att totala energikostnader blir lägre för takpanelssystemet jämfört med radiatorer.

Studien har även gett rekommendationer för maximal tillåten taktemperatur för att undvika strålningsrelaterat termiskt obehag. För att undvika detta obehag bör taktemperaturen inte bli över $38\text{--}41^\circ\text{C}$, beroende på rummets geometri och vinkelkoefficienter. Sammantaget visar resultaten att takvärme är ett tekniskt och ekonomiskt hållbart alternativ för framtidens moderna lågenergikontorsbyggnader, särskilt i kombination med energieffektiva fönster och korrekt styrning.

Analysen visar att takvärmepaneler är ett tekniskt gångbart och ekonomiskt konkurrenskraftigt alternativ till traditionella radiatorer i svenska kontorsbyggnader med välisolerade klimatskal. Kombinationen av låg framledningstemperatur ($\approx 35^\circ\text{C}$ för värme / 17°C för kyla) och hög termisk strålningsandel ger både hög komfort och minskad energianvändning vilket öppnar nya möjligheter och ger en mer effektiv drift för (kyl)värmepump, fjärrvärme och frikyla.

De centrala slutsatserna kan sammanfattas i fyra punkter:

1. **Termisk komfort:** CFD visualisering och riktad operativ temperatur visar att takpaneler uppfyller ISO 7730 kategori A-C utan ytterligare åtgärder om fönstrens U-värde $\leq 1,0 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Resultaten visar att även under nätter när ventilationssystem är avstängt och panelernas värmekapacitet är något lägre uppfylls kraven på termisk komfort.
2. **Kallrasrisk:** Drag överskrider inte $0,15 \text{ m/s}$ i vistelsezonen förrän utetemperaturen sjunker under -15°C även med ett U-värde på $1,6 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Verklig kallrasrisk bedöms därför som låg i normaldrift.
3. **Energieffektivitet:** Jämfört med VAV-kyla + radiatorer minskar takpaneler fläktel med $20\text{--}30\%$, medan uppvärmningsenergin är oförändrad. Kylenergin är lägre

med VAV genom att ta nytta av uteluftfrikyla. Å andra sidan är effektkostnaderna betydligt lägre, med cirka 20–30 % med takpanelsystemet, tack vare minskat luftflöde under toppeffektperioder. Den samlade energikostnadsanalysen pekar på lägre årlig energikostnad.

4. **Designriktlinjer:** Under förutsättningar som används i denna studie för att undvika strålnings-oberohag bör panelernas medeltemperatur hållas $\leq 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ (kategori III) eller $\leq 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ (kategori I) vid $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ rumsluft, beroende på vinkelkoefficient.
5. **Enkel modell för kallras med glasytor:** En annan viktig del av studien är att sätta ihop en enkel modell som kan uppskatta både termisk komfort och dragkänsla i rum med takpaneler, och som lätt kan kombineras med vanliga beräkningar av kyl- och värmeeffekt i rummet. Modellen bygger på fyra lättanvända ekvationer som enkelt kan användas vid överslagsberäkning eller lätt programmeras i kalkylblad.

I sin helhet visar projektet att takvärme-/kyltakssystem, rätt dimensionerade installerade och korrekt driftade, uppfyller krav på upplevd komfort, energieffektivitet och ekonomisk hållbarhet och därför bör betraktas som ett förstahandsalternativ i nyproducerade eller djuprenoverade kontorsbyggnader.

Referenser

- [1] T. Rueegg, V. Dorer, U. Steinemann, Must cold air down draughts be compensated when using highly insulating windows?, *Energy Build* (2001). [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00099-2](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00099-2).
- [2] U. Larsson, B. Moshfegh, Experimental investigation of downdraught from well-insulated windows, *Build Environ* 37 (2002) 1073–1082. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00110-X](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00110-X).
- [3] L. Schellen, S. Timmers, M. Loomans, E. Nelissen, J.L.M. Hensen, W. Van Marken Lichtenbelt, Downdraught assessment during design: Experimental and numerical evaluation of a rule of thumb, *Build Environ* 57 (2012) 290–301. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.04.011>.
- [4] G. Joe, D. Kim, S. Park, S. Park, M. Yeo, K. Kim, Downdraft assessment of glass curtain wall buildings with a radiant floor heating system, *Applied Sciences (Switzerland)* 7 (2017). <https://doi.org/10.3390/app7101075>.
- [5] K. Thunshelle, Oppvarming via tilluft: Veiledning og krav for naeringsbygg med energiambisjoner, Blindern, 2016. https://sintef.brage.unit.no/sintef-xmlui/bitstream/handle/11250/2434608/SINTEF_Fag_38.pdf?sequence=2.
- [6] Q. Wu, W. Xu, Y. Zhu, J. Liu, Optimization for the temperature range of radiator for preventing draught risk of cold window, *Energy Build* 323 (2024). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2024.114815>.
- [7] Branchstandard för energi i byggnader, SVEBY, (2024). <https://www.sveby.org/> (accessed August 30, 2024).
- [8] ASHRAE, Radiant heating and cooling, in: *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2016: pp. 6.1-6.21.
- [9] K.W.K. Archid, B.W. Olesen, Radiant Heating and Cooling Systems: Part One, *ASHRAE J* 57 (2015) 28–37.
- [10] K.W. Kim, B.W. Olesen, Radiant Heating and Cooling Systems: Part Two, *ASHRAE J* 57 (2015) 34–42.
- [11] D. Adelman, Some control strategies for radiant floor heating, *Radiant Times* (1988) 4–5.
- [12] J. Babiak, B.W. Olesen, D. Petras, Low temperature heating and high temperature cooling, *Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations (REHVA)*, Brussels, Belgium, 2013.

- [13] Swegon Klimadecken GmbH, SPECTRA M-C Radiant metal ceiling with magnetic technology, 2024. https://www.swegon.com/siteassets/_product-documents/room-units/climate-ceiling/_en/spectra-m-c_radiant-metal-ceiling_bazf_en.pdf (accessed May 28, 2025).
- [14] P. Heiselberg, Draught Risk From Cold Vertical Surfaces, 1994. [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(94\)90026-4](https://doi.org/10.1016/0360-1323(94)90026-4).
- [15] ISO, ISO 7730- Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2014.
- [16] ISO, EN ISO 7726- Ergonomics of the thermal environment – Instruments for measuring physical quantities, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2001.
- [17] ISO 11855-1: Building environment design - Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems - Part 1: definition, symbols, and comfort area, International Organization for Standardization, Brussels, Belgium, 2021.
- [18] A. Ploskić, S. Holmberg, Heat emission from thermal skirting boards, *Build Environ* 45 (2010) 1123–1133. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.10.016>.
- [19] A. Jurelionis, E. Isevičius, CFD predictions of indoor air movement induced by cold window surfaces, *Journal of Civil Engineering and Management* 14 (2008) 29–38. <https://doi.org/10.3846/1392-3730.2008.14.29-38>.
- [20] U. Larsson, B. Moshfegh, M. Sandberg, S. Sweden, Thermal analysis of super insulated windows numerical and / experimental investigations, 1999.
- [21] Y.A. Cengel, Afshin J. Ghajar, Natural Convection, in: *Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, 2020: pp. 494–500.
- [22] ISO, ISO 18566-4: Building Environment Design - Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling panel systems- part 4: Control of ceiling mounted heating and cooling panels, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2017.