

Stravent-ilmanvaihtojärjestelmän tehokkuus toimistotilassa

Matemaattisia ja kokeellisia tutkimuksia

S. Janbakhsh^{1,2} ja B. Moshfegh^{1,2}

¹ Gävlen yliopisto, energian ja konetekniikan osasto
S-801 76 Gävle, Ruotsi

² Linköpingin yliopisto, energiajärjestelmien osasto
S-581 83 Linköping, Ruotsi

Sähköpostiosoite tiedusteluja varten: bahram.moshfegh@liu.se

ABSTRAKTI

Tämän tutkimuksen tavoitteena on ennustaa uudenlaisen kerrostavan ilmanvaihdon tuloilmalaitteen tuottamaa ilmavirtausta ja lämpötilan jakautumista toimistohuoneessa. Kehitettyä kerrostavaa ilmanvaihtojärjestelmää voidaan kuvata tuloilmalaitteen porrastetusti sijoitetuista aukoista tuleviksi yksittäisiksi pyörteileviksi ilmasuihkuiksi. Tutkimuksessa on käytetty RNG $k-\epsilon$ -turbulenssimallia, jossa on kaksikerroksinen seinäpinnan käsittely. Matemaattiset ennusteet on varmennettu yksityiskohtaisilla kokeellisilla mittauksilla kuimalanka- ja CTA-tyyppisten monisuuntaisten termistorianemometrien avulla. Tutkimuksen tuloksissa on selvitetty ilmavirran jakautumista tuloilmalaitteen läheisyydessä, pitkin kostutettua seinäpintaa sekä lattialla. Tutkimuksessa tarkasteltiin sekä isotermissä että ei-isotermissä tapauksia. Loppupäätelmissä todetaan, että ennustettu tuloilmalaitteesta tulevan ilman virtausnopeus vastaa varsin hyvin kokeellisesti mitattuja arvoja.

JOHDANTO

Kahden viime vuosikymmenen aikana maailman primäärienergian tarve on kaksinkertaistunut, ja samaan aikaan sähköenergian tarve on kolminkertaistunut. Ruotsissa energian tarve rakennetussa ympäristössä on kasvava ongelma, ja rakennusala tuottaa lähes 36 % energian kokonaiskulutuksesta sekä 15 % hiilidioksidipäästöistä. Ruotsin ympäristöhoitoneuvosto (Miljörädsberedningen) on ilmoittanut, että rakennusalan ostaman energian tarpeen pitäisi pienentyä vuoteen 2025 mennessä vähintään 30 % vuoden 2000 tasosta. Siksi oikeiden energiansäästötoimien valinta ja sähköenergian käytön vähentäminen rakennetussa ympäristössä on ensisijaisen tärkeää. Ilmanvaihtojärjestelmät, terminen viihtyvyys ja ilman laatu rakennetussa ympäristössä ovat tärkeitä, sillä ne liittyvät sekä energiansäästöön että tiloissa oleskelevien henkilöiden terveyteen. Huono sisäilma esim. toimistoissa ja koulujen luokkatiloissa aiheuttaa suuria kustannuksia terveydenhuollolle ja hallinnolle sekä heikentää käyttäjien kognitiivisia toimintoja ja tuottavuutta, ks. esim. *Wargocki ja Seppänen* [1]. Tämä lisää toimivien lämmitys-, ilmanvaihto- ja ilmastointijärjestelmien (HVAC) tärkeyttä rakennetussa ympäristössä.

Vaikka perinteisissä sekoittavissa järjestelmissä on heikko ilmastointi- ja ilmanvaihtoteho, ks. *Etheridge and Sandberg* [2], ja ne ovat siten energiatehokkuudeltaan huonompia, niillä on edelleen suuri osuus markkinoista. Kun syrjäyttävä ilmanvaihto tuotiin ensimmäisen kerran markkinoille lähes kolmekymmentä vuotta sitten, se vaikutti lupaavalta ilmanvaihtokonseptilta hyvän ilmanvaihto- ja ilmastointitehokkuutensa vuoksi. Syrjäyttävän ilmanvaihdon käyttö rajoittuu kuitenkin vain tilanteisiin, joissa tarvitaan jäähdytystä, sillä tuloilman liikemäärä on pieni ja lämpö kohoa suoraan ylöspäin. Ilman kerrostuminen rikkoutuu, jos huoneilmaan siirtyvä mekaaninen energia ylittää tietyn määrän. Toinen syrjäyttävän ilmanvaihdon heikkous tulee ilmi ympäristössä, jossa on useita nostelähteitä, jolloin heikommat lähteet lukittuvat oleskeluvyöhykkeelle. Näiden ongelmien ratkaisemiseksi on kehitetty uusi ilmanvaihtojärjestelmä, kerrostava ilmanvaihto (Wall Confluent Jets).

Kerrostavaa ilmanvaihtojärjestelmää voidaan kuvata tuloilmalaitteen päätelaitteen samaan tasoon sijoitetuista aukoista tuleviksi yksittäisiksi pyörteileviksi ilmasuihkuiksi, jotka ensin virtaavat samansuuntaisesti ja sitten tietyn etäisyyden päässä sulautuvat yhteen ja etenevät yhtenä ilmasuihkuna. Kerrostava ilmanvaihtojärjestelmä toimii siten, että se tuottaa nopeuden vähäisemmän hajoamisen vuoksi ilman hitaan leviämisen, ja siten ilmasuihkujen liike-energia voi olla pienempi, ks. *Chao et al.* [3].

Tässä tutkimuksessa tarkastellaan uuden kerrostavan ilmanvaihtojärjestelmän tuottamaa ilmavirtausta kostutettuja seinäpintoja pitkin kohti lattiaa. Tarkastelussa käytetään matemaattista simulaatiota ja sen tukena kokeellista tutkimusta. Tutkimuksessa tarkasteltiin sekä isotermisiä että ei-isotermisiä tapauksia. Tässä tutkimuksessa sovellettua simulaatiomallia käytetään erilaisten indeksien, kuten PMV:n, PPD:n ja DR:n, ennustamiseen lähitulevaisuudessa kesä- ja talvitapauksissa.

LASKENNAN ALKUASETELMA JA MATEMAATTINEN MALLI

Geometrinen asetelma ja reunaehdot

Laskennan kohteena on hyvin eristetty, toimistoa kuvaava koehuone, jonka mitat ovat $4,2 \text{ m} \times 3,6 \text{ m} \times 2,5 \text{ m}$ ja jossa on yksi ikkuna, ks. kuva 1. Ikkuna on mitoiltaan $1,5 \text{ m} \times 1,35 \text{ m}$. Realistista toimistoympäristöä simuloivassa huoneessa on PC-tietokone, mallinukke ja valaistus. Sekä tulo- että poistoilmalaitteet on asennettu ulkoseinää vastapäätä olevaan seinään. Ilmanvaihdon jäähdytyskuorman ja sisäisen lämpökuorman välisiä eroja kompensoidaan kattoon asennetulla jäähdytyspalkilla. Jäähdytyspalkki ulottuu koko katon alueelle.

Tutkimuksessa käytettiin seuraavia reunaehtoja: sisä- ja ulkoseinät ovat adiabaattisia ja liukumattomia. Tuloilman virtausnopeusprofiili v on saatu sovittamalla mittauskäyrää $0,09 \text{ m:n}$ päässä tuloilmalaitteen alapuolella tehdystä mittauksesta, ts. laatikkomenetelmällä, ks. *Nielsen* [4], siten, että tuloilman lämpötila on ei-isotermisissä tapauksissa $16 \text{ }^\circ\text{C}$. Tämä lämpötila vastaa noin $14 \text{ }^\circ\text{C}$:een poistoilman lämpötilaa. Poistoilmaa varten on käytetty paineulostuloa. Tuloilman k ja ϵ on arvioitu olettamalla, että turbulenssin intensiteetti on 10% ja turbulenssin viskositeetti on 10 .

Perusyhtälöt

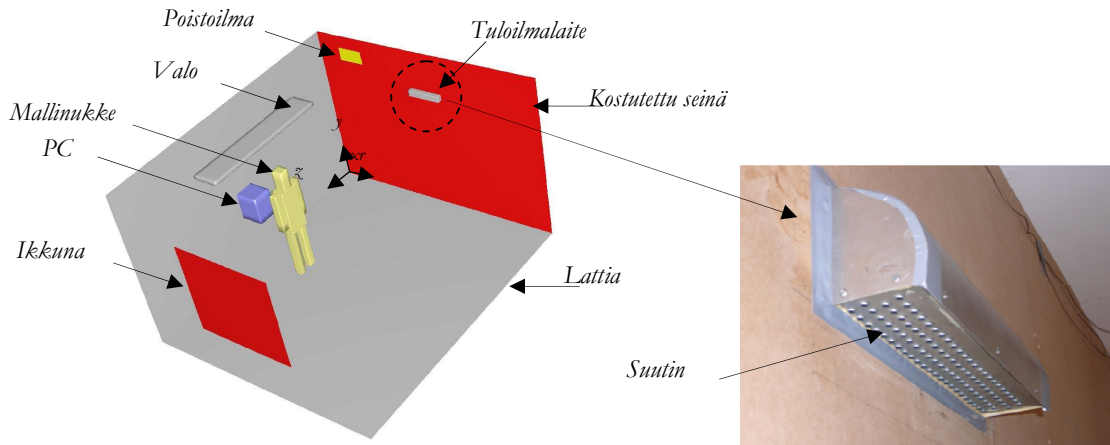
Virtauksen ja lämmön siirtymisen analysointiin koko huoneen osalta on käytetty tasapainotilaista kolmiulotteista mallia. Virtauksen oletetaan olevan turbulenttista. Ilman termofysikaalisten ominaisuuksien oletetaan pysyvän vakioina lukuun ottamatta y -liikemäärän nosteen yhtälöä eli Boussinesqin approksimaatiota. Säteilylämmönsiirto ei sisälly laskelmiin. Säteilevien pintojen oletetaan olevan diffuusion osalta harmaita kappaleita, joiden emissiivisyys on vakio ja joihin liittyvä fluidi eli ilma ei ole suoraan vuorovaikutuksessa säteilyprosessin kanssa. Tässä tutkimuksessa käytetty säteilymalli on P1-säteilymalli, jossa otetaan huomioon lämmön siirtyminen eri kappaleiden välillä ratkaisemalla ns. säteilyn kulkemisen yhtälö. Turbulenssin mallintamiseen käytetään RNG k - ϵ -mallia. Lisätietoja RNG-mallista: ks. *Moshfegh and Nyredy* [5] tai *Fluent 6.3.26* [6].

Seinän lähivyöhykkeen käsittely

Tässä tutkimuksessa on käytetty EWF-käsittelyä (enhanced wall function). EWF jakaa seinän lähivyöhykkeen viskoottiseen alakerrokseen ja täysin turbulenttiin virtaukseen. Viskoottisessa alakerrosvyöhykkeessä ratkaistaan vain k -yhtälö, ja täysin turbulentissa virtauksessa käytetään RNG-mallia.

Matemaattisen laskennan tiedot

Perusyhtälöiden matemaattista ratkaisemista varten sovellettiin kontrollitilavuusmenetelmää käyttävää Fluent 6.3.26 -koodia erotetun mallin avulla, ja SIMPLE-algoritmilla ratkaistiin paineen ja virtausnopeuden yhteys. Perusyhtälöt on diskretoitu paikka-avaruudessa toisen kertaluvun upwind-menetelmällä epälineaarisilta osilta ja toisen kertaluvun keskeisdifferenssillä viskoottisilta osilta.



Kuva 1. Koehuoneen asetelma (vasemmalla) ja uusi kerrostavan ilmanvaihdon tuloilmalaite (oikealla).

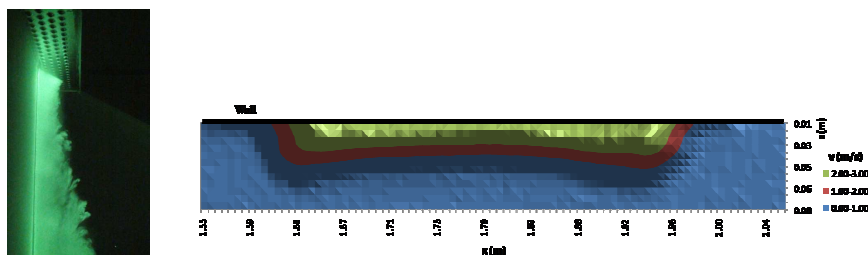
Matriisissa on 441 708 kuutiosolua isotermisiä tapauksia varten ja 1 956 206 solua ei-isotermisiä tapauksia varten. Tuloilman syötössä on 30×10 solua. Matriisi on kiinteiden seinien läheisyydessä riittävän erottelukykyinen ($y^+ < 1$), jotta koko reunakerros voidaan ratkaista kaksikerrosmallilla. Tutkimuksessa suoritettiin myös mitta-asteikosta riippumattomuutta koskeva testi.

KOKEELLISEN TUTKIMUKSEN ASETELMA

Mittaukset suoritettiin Gävlen yliopiston ilmanvaihdon ja ilmanlaadun laboratoriossa sijaitsevassa lämpöeristetyssä koehuoneessa, jonka mitat ja kalustus olivat samat kuin simulaatiomallissa. Tutkimuksen mittausosassa huoneen ilmanvaihto toteutettiin kerrostavalla tuloilmalaitteella, jonka ilmavirtaus oli $0,015 \text{ m}^3/\text{s}$. Ilmavirran käyttäytymistä analysoidiin yksityiskohtaisesti isotermisessä tapauksessa, jossa tuloilman lämpötilan ja huoneilman keskilämpötilan ero pidettiin alle 1 °C :ssa.

Kokeellinen menetelmä

Mittaukset suoritettiin tasapainotilassa. Kerrostavan ilmanvaihdon tuloilmalaitteen alapuolisen virtauksen tarkasteluun käytettiin savuvisualisointia, ks. kuva 2. Yksityiskohtaiset ilman virtausnopeuden mittaukset tehtiin tuloilmalaitteen läheisyydessä sekä eri korkeuksilla ja etäisyyksillä seinästä yksiulotteisella kuumalanka-anemometrillä. Kuumalanka sijoitettiin kaksisuuntaiseen siirtojärjestelmään tuloilmalaitteen lähelle, missä anturi voi mitata nopeusprofiilin mahdollisimman vähäisillä ilmavirtauksen aiheuttamilla häiriöillä. Kuumalangalla toteutettiin ilman piennopeusmittaus 100 Hz :n näytteenottotaajuudella. Näyttemäärä oli 12 000 ja tarkkuus $\pm 0,03 \text{ m/s}$. Eri näytteenottokertoja käytettiin, jotta voitiin analysoida näytteenottotaajuuden vaikutusta aritmeettisiin keskiarvoihin. Kalibrointi tehtiin välillä $0,2\text{--}18,0 \text{ m/s}$ kahden tuulitunnelin avulla.



Kuva 2. Virtauksen visualisointi savun avulla (vasemmalla) ja nopeusprofiili 0,09 m:n päässä tuloilmalaitteen alapuolella matemaattisen simulaation reunaehdoilla (oikealla).

Virtausnopeuden mittaamiseen eri etäisyyksillä lattiasta ja huoneen seinää pitkin käytettiin sekä kuumalankaa että monisuuntaisia termistorianemometrejä (tyyppi CTA), ks. *Lundström et al.* [7]. Virtausnopeuden mittaus CTA:lla tehtiin kahden sekunnin välein, ja näytteitä otettiin yhteensä 150. Tässä tutkimuksessa käytetyt CTA-anemometrit pystyvät suorittamaan piennopeusmittauksen tarkkuudella $\pm 5\%$ tai 0,05 m/s. Kuvassa 2 on esitetty myös nopeusprofiili 0,09 m:n päässä tuloilmalaitteen alapuolella matemaattisen simulaation reunaehdoilla.

TULOKSET

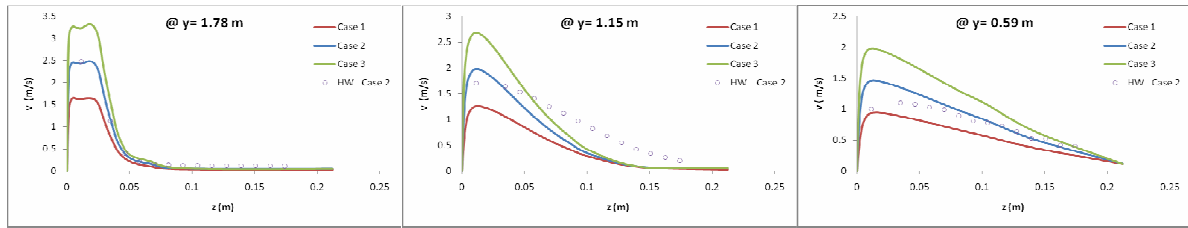
Tässä osassa kokeellisia tuloksia verrataan matemaattisiin ennusteisiin simulaatiomallin varmentamiseksi. Tämän jälkeen matemaattisen ennusteen käsittelyssä tarkastellaan tuloilman virtausnopeuden vaikutusta ilmasuihkun leviämiseen, ja lopuksi esitetään kolme ei-isotermistä tapausta, joissa on erilaiset tuloilman virtausnopeudet. Tapaus 2 on tämän tutkimuksen varmennustapaus, jonka yhteydessä kokeelliset tulokset on suoritettu. Taulukossa 1 on yhteenveto tässä tutkimuksessa tarkastelluista tapauksista.

Taulukko 1. Matemaattiselle mallille asetetut reunaehdot.

<i>Tapaus</i>	$q_{\text{kok.}} \text{ (W/m}^2\text{)}$	$Q_{\text{mallinnuke, PC, valaistus}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{lattia}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{ikkuna}} \text{ (W)}$	$\dot{V} \text{ (m}^3\text{/s)}$	$T_{\text{tulo}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$Q_{\text{jäähdytyspalkki}} \text{ (W)}$
1	---	---	---	---	0.010	---	---
2	---	---	---	---	0.015	---	---
3	---	---	---	---	0.020	---	---
4	23	95, 115, 144	---	---	0.010	16	293
5	23	95, 115, 144	---	---	0.015	16	262
6	23	95, 115, 144	---	---	0.020	16	232

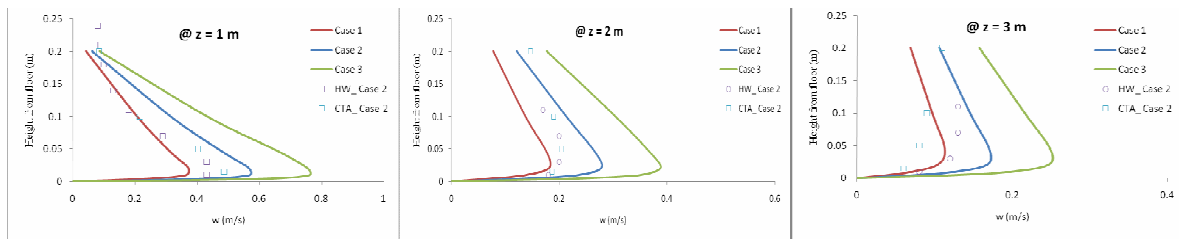
Kuvassa 3 on esitetty virtauskohtaisen nopeuden v profiilit etäisyydellä $x = 1,8$ m ja kolmella eri korkeudella lattiasta tapauksissa 1–3. Kuvaan 3 sisältyy myös kokeelliset tulokset samoissa toimintaolosuhteissa kuin tapauksessa 2. Kuten kuvioista käy ilmi, seinään kohdistuvien

ilmasuihkujen enimmäisnopeus väheni korkeutta vähentämällä, ja ilmasuihku laajeni huoneilmaan sekoittumisen vuoksi. Ennustetut nopeusprofiilit vastaavat hyvin mittauksia erityisesti lähellä tuloilmalaitetta olevalla korkeudella. Muilla korkeuksilla mittauksessa havaittiin ennustettuja arvoja suurempaa huoneilmaan sekoittumisastetta.



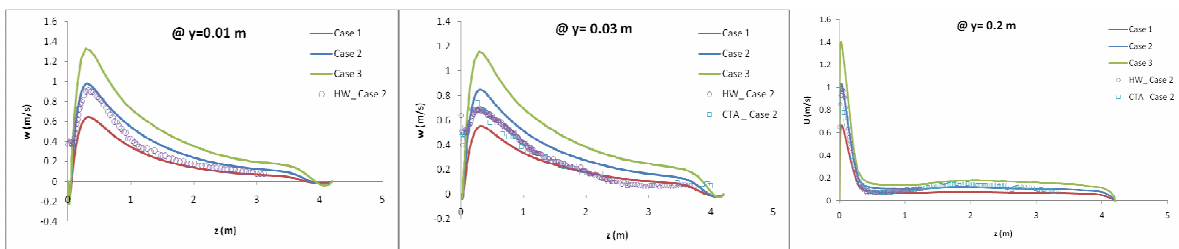
Kuva 3. Virtausnopeus v eri korkeuksilla lattiasta.

Kuvassa 4 on esitetty ilman x -suuntaisen virtausnopeuden w profiilit etäisyydellä $x = 1,8$ m sekä huoneessa kolmella eri etäisyydellä tuloilmalaitteesta. Kuten kuvioista käy ilmi, kuumalanka-anemometrillä toteutetut kokeelliset mittaukset vastaavat varsin hyvin ennustettuja tuloksia. On myös syytä mainita, että 3 m:n päässä enimmäisvirtausnopeus on tapauksessa 2 edelleen noin 0,2 m/s. Tämä osoittaa, että uudessa tuloilmalaitteesta on vähäinen nopeuden hajoaminen, sillä diffuusio on varsin hidas ja ilmasuihkun liikemäärä on pienempi.



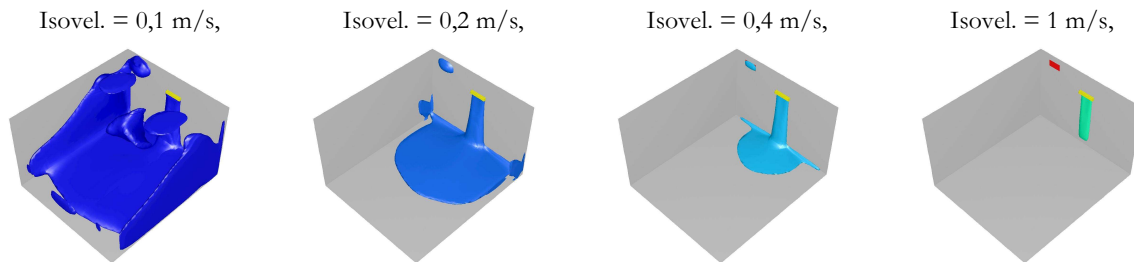
Kuva 4. Virtausnopeus w huoneessa eri etäisyyksillä tuloilmalaitteesta.

Kuvassa 5 on esitetty ilman x -suuntaisen virtausnopeuden w sekä virtausnopeuden magnitudin U profiilit kohdassa $x = 1,8$ m sekä kolmella eri korkeudella lattian pinnasta. Kuumalanka- ja CTA-anemometreilla toteutetut kokeelliset mittaukset vastaavat erittäin hyvin matemaattisia tuloksia. On syytä mainita, että matemaattisessa matriisissa muodostunut $y+$ mallintaa varsin hyvin seinän vaikutusta. Kohdassa $y = 0,2$ m havaittu suuri virtausnopeus rajoittuu kostutettuun seinään.



Kuva 5. Virtausnopeus w ja U eri korkeuksilla lattiasta.

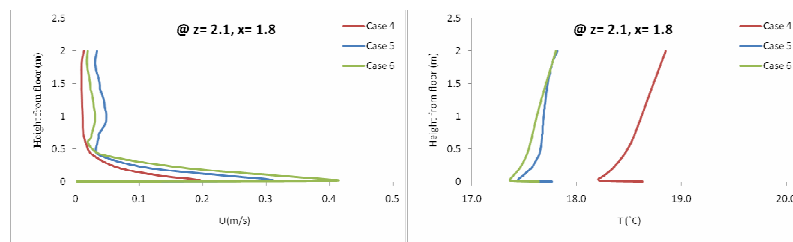
Kuvassa 6 on esitetty virtausnopeuksien isovelositeetit tapauksessa 2. Varsin suuren liikemäärän säilyvyyden vuoksi ilmasuihku leviää lattian yli, kattaa lähes koko lattian ja ulottuu vastakkaiseen seinään. Kuvassa 6 on esitetty myös tuloilmalaitteen lähivyöhyke, joka on kerrostavaksi ilmanvaihtojärjestelmäksi melko pieni.



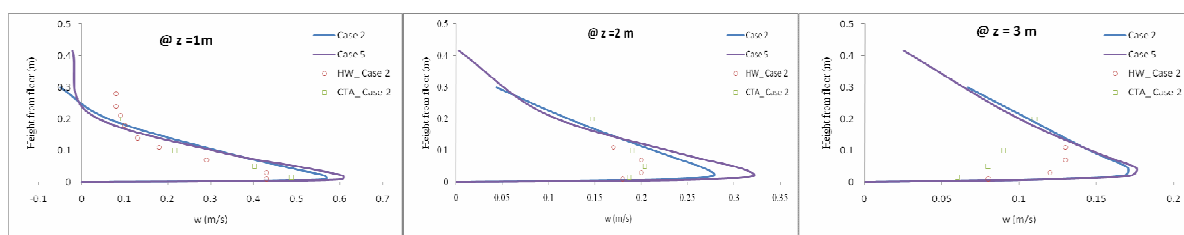
Kuva 6. Isovelositeetit tapauksessa 2.

Kuvassa 7 on esitetty virtausnopeus- ja lämpötilaprofiilit huoneen keskellä tapauksissa 4–6. Uuden tuloilmalaitteen kerrostava vaikutus näkyy selvästi kuvassa 7. Tuloilma, jolla on huoneilmaa alhaisempi lämpötila ja pieni virtausnopeus, jakautuu suoraan oleskeluvyöhykkeelle. Lämpötilan noustessa huonekorkeuden mukana tuloilma kohoaa ylöspäin, mikä luo lämpötilan ja tiheyden kerrostumista. Kuten kuviosta käy ilmi, ilman virtausnopeus on oleskeluvyöhykkeellä varsin pieni, koska ilma ei kohtaa lämmönlähteitä huoneen tässä osassa.

Kuvassa 8 on esitetty ilman z -suuntaisen virtausnopeuden w profiilit etäisyydellä $x = 1,8$ m sekä huoneessa kolmella eri etäisyydellä tuloilmalaitteesta tapauksissa 2 ja 5. Kuten kuviosta käy ilmi, ennustetut virtausnopeusprofiilit ovat isotermisissä ja ei-isotermisissä tapauksissa varsin samankaltaisia, ja ne vastaavat suhteellisen hyvin kokeellisia tuloksia. Samoja piirteitä on havaittu myös kostutetun seinän yhteydessä. Ei voida päätellä, että sisäisillä lämpökuormilla olisi pelkästään mitätön vaikutus ilmasuihkun leviämiseen hitaan diffuusion ja liikemäärän suuren säilyvyyden vuoksi.



Kuva 7. Virtausnopeus- ja lämpötilaprofiilit huoneen keskellä tapauksissa 4–6.



Kuva 8. Virtausnopeusprofiilin w vertailu eri paikoissa huonetta tapauksissa 2 ja 5.

LOPPUPÄÄTELMÄT

Tutkimuksen tulokset ovat osoittaneet, että ennustettu ilman virtausnopeus tuloilmalaitteesta pitkin kostutettua seinää ja lattiaa vastaavat hyvin kokeellisia arvoja. Käytetty y^+ mallinsi seinän vaikutusta oikein. Tulokset vahvistavat myös sen, että uudessa tuloilmalaitteessa on nopeuden hajoaminen on vähäistä, sillä diffuusio on varsin hidas ja ilmasuihkun liikemäärä on pienempi. Uuden tuloilmalaitteen kerrostava vaikutus on huoneessa selvästi havaittavissa. Ennustetut virtausnopeusprofiilit tuloilmalaitteesta pitkin kostutettua seinää ja lattiaa ovat isotermisissä ja ei-isotermisissä tapauksissa varsin samankaltaisia.

TEKIJÄN KIITOKSET

Tekijät haluavat kiittää Gävlen yliopistoa (HiG) ja Stravent AB:tä rahallisesta tuesta sekä HiG:n Hans Lundströmiä teknisestä tuesta kokeellisen tutkimustyön aikana.

LÄHTEET

1. Wargocki P. and Seppänen O., Indoor climate and productivity in offices-how to integrate productivity in life – cycle cost analysis of building services. REHVA Handbook No: 6 (2007).
2. Etheridge, D. and Sandberg, M., Building Ventilation: Theory and Measurement. *John Wiley & Son Ltd*, ISBN 0 471 96087 X (1996).
3. Cho Y-J., Awbi H. B. and Karimipناه T., Theoretical and experimental investigation of wall confluent jets ventilation and comparison with wall displacement ventilation. *Journal of Building and Environment*.
4. Nielsen P. V., The box method – a practical procedure for introduction of an air supply devices in CFD calculation. Institute for Bygningsteknik Aalborg University, 1997.
5. Moshfegh B. and Nyiredy R., Comparing RANS models for flow and thermal analysis of pin fin heat sink, In Proc. of 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, Sydney, Australia (2004).
6. Fluent 6.3.26, 2006, Fluent Manuals, Fluent Inc.
7. Lundström H., Blomqvist C., Jonsson P. and Pettersson I. A microprocessor- based anemometer for low air velocities, the National Swedish Institute for Building Research Gavle, Sweden (1990).