

Tuloilmalaitteiden ilman lähtönopeuden vaikutus ilmanvaihtojärjestelmän energiankulutukseen

T.Karimipannah¹, H.B. Awmbi² and B. Mosfegh¹ (¹ University of Gävle, Sweden ² University of Reading, UK)

Email : taghi.k@comhem.se , h.b.awbi@rdg.ac.uk , bmh@hig.se

Yhteenveto

Tämä artikkeli käsittelee tuloilmalaitteen ilman lähtönopeuden vaikutusta koneellisen ilmanvaihtojärjestelmän energiankulutukseen. Energiankulutuksen arviointiin käytämällä tuloilmavirtaa, joilla saavutetaan vertailtavissa tapauksissa samat olosuhteet. Tutkimuksessa vertailtiin neljään eri ilmanjakojärjestelmään: seinään päin puhaltavaa syrjäyttävään ilmanjako, kerrostavaan ilmanjako (Wall Confluent jets), impinging jet ilmanjako sekä sekoittavaan ilmanjako. Järjestelmiä tarkastellaan asettamalla ilmanvaihtoindeksi Air Distribution Index (ADI) samaksi eri järjestelmille.

Laajalti käytössä olevat suurempaan ilmanlähtönopeuteen perustuvat ilmanjakojärjestelmät tarvitsevat suuremman tuloilmavirran ja siten kuluttavat enemmän puhallinenergiaa kuin pieneen ilman lähtönopeuteen perustuvat, kun järjestelmillä pyritään samaan ADI-indeksiin. Sen lisäksi järjestelmien väliset ilmavirran nopeuserot johtavat erilaiseen dynaamiseen paineeseen sitä myöden järjestelmän painetason kautta tarvittavaan puhallinenergiaan. Nämä kaksi em. asiaa selittävät järjestelmien väliset erot energiankulutuksessa.

Tässä artikkelissa tarkastellaan näitä tekijöitä pyrkien selvittämään energiankulutuksen eroja eri ilmanjakojärjestelmien välillä. Tätä hyödyllistä tietoa mm. suunnittelijoille ei ole, artikkelin kirjoittajien tietojen mukaan, olemassa riittävästi huoneen ilmanjakotapoja käsittelevässä kirjallisuudessa.

1. Johdanto

Suurin osa energiankulutuksesta niin teollisuus- kuin asuinrakennuksissa käytetään LVI-järjestelmissä. Tämä artikkeli käsittelee eri tuloilmalaitteiden lähtönopeuden vaikutusta ilmavaihtojärjestelmän energiankulutukseen. Energiatehokkuuden vertailuun tehdään puhallinenergiankulutuksella, kun samat olosuhteet pyritään saavuttamaan eri järjestelmillä. Vertailussa keskitytään neljään eri ilmanjakojärjestelmään: syrjäyttävä ilmanvaihto, kerrostava ilmanvaihto (WCJ), impinging jet ilmanvaihto sekä sekoittava ilmanvaihto. Näiden eri järjestelmien ilmanvaihdon tehokkuutta on käsitelty lähteissä [1-8].

Vuolle [9] on laskennallisesti tutkinut lämpötilagradientin vaikutusta sekoittavan, syrjäyttävän ja kerrostavan (WCJ) ilmanjakojärjestelmien energiankulutukseen. Hän käytti laskelmiaan IDA - Indoor Climate and Energy-ohjelmistoa lämpöolosuhteiden, sisäilman laadun ja energiankulutuksen simulointiin rakennuksissa. Hän toi esiin noin 10-15%:n

energiansäästön mahdollisuuden kerrostavalla ja syrjäyttävällä järjestelmillä verrattuna perinteiseen sekoittavaan ilmanvaihtoon. Toisin kuin tämä artikkeli, Vuolle [9] ei käsittele lämpögradientin ja lämpöolojen välistä suhdetta.

2. Teoreettinen tausta

Numeeriset laskelmat on tehty (2,78 m x 2,78 m x 2,3 m)-kokoisen testihuoneeseen Readingin yliopistossa käyttämällä VORTEX CFD -ohjelmistoa ja RNG turbulenssi -mallia [11]. Neljän käsiteltävän ilmanjakojärjestelmän osalta on tehty myös kattavat mittaukset, jotka on raportoitu lähteessä [3]. Mittausten perusteella on voitu määrittellä suunnitteluparametrien confluent jets ilmanvaihdon suunnitteluun.

CFD-simuloinneissa tuloilmamäärä vaihteli 25 l/s:n (viitearvo) ja 50 l/s:n välillä saman ADI-indeksi (määritelty kaavassa 6) saavuttamiseksi kaikilla järjestelmillä. Tuloilman lämpötilaksi määriteltiin 18 °C ja maksimaaliseksi jäähdystehoksi 60W/m².

Ilman keski-ikä huoneen eri kohdissa on määriteltävissä alla olevan yhtälön mukaisesti:

$$\tau_p = \frac{\int_0^{\infty} C_p(t) dt}{C(0)} \quad (1)$$

Ilmanvaihdon tehokkuuden arvioimiseksi, lämpötilasuhdetta (ϵ_t) ja epäpuhtauksien poistotehokkuutta (ϵ_c) käytetään yhdessä lämpöolosuhteisiin tyytymättömien osuuden (PPD) ja ilman laatuun tyytymättömien osuuden (PD) kanssa. Tehokkuudet ϵ_t ja ϵ_c määritellään lähteessä [12]:

$$\epsilon_t = \frac{T_o - T_i}{T_m - T_i} \quad \text{ja} \quad \epsilon_c = \frac{C_o - C_i}{C_m - C_i} \quad (2)$$

Yhtälössä (2), T on lämpötila (°C), C on epäpuhtauspitoisuus (ppm), alaindeksi o merkitsee poistoa, i tuloa ja m huoneen oleskeluvyöhykkeen keskiarvoa (1,8 m:n korkeudessa). Indeksit ϵ_t sama kuin lämmönsiirtimien lämpötilasuhte ja kuvaa lämpökuorman poistotehokkuutta. Indeksit ϵ_c kuvaa epäpuhtauksien poistotehokkuutta. Indeksit ϵ_t :n ja ϵ_c :n arvot määrittyvät mm. lämmön- ja epäpuhtauslähteiden, ilmanjaon ja huoneen mittojen perusteella. Indeksien hyvät arvot eivät kuitenkaan aina takaa hyviä lämpöolosuhteita ja ilmanlaatua huoneen oleskeluvyöhykkeellä.

Fanger [13] on kehittänyt sisäilman laatuun tyytymättömien (PD) sekä lämpöolosuhteisiin tyytymättömien (PPD) osuukseen laskentaan yhtälöt (3) and (4).

$$PD = 395 \times \exp(-1.83 \dot{v}^{0.25}) \quad (3)$$

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

joissa \dot{v} on ilmanvaihdon määrä (l/s) ja PMV (Predicted Mean Vote) on lämpöaistimus määriteltyinä ISO 7730:n mukaan [14]. Suositeltu PPD arvo on 10%, se vastaa -0,5PMV0,5. Näin ollen kummankin indeksin alhainen lukema kuvaa hyvää sisäilman laatua ja hyviä lämpöolosuhteita.

Ilmanvaihtojärjestelmän laadun kuvaamiseksi lämpötila-suhdearvo, N_t , ja ilmanlaatuarvo N_c , voidaan määrittellä yhdistämällä yhtälöt (2) PPD ja PD indekseihin seuraavasti [12, 15]:

$$N_t = \frac{\epsilon_t}{PPD}, \quad N_c = \frac{\epsilon_c}{PD} \quad (5)$$

Näistä kahdesta arvosta voidaan yhdistämällä saada yksi indeksi, Air Distribution Index (ADI), joka kuvaa ilmanvaihtojärjestelmän tehokkuutta sekä ilman laadun että lämpöolosuhteiden osalta. Yhtälömuodossa se on määritelty seuraavasti [12]:

$$ADI = \sqrt{N_t \times N_c} \quad (6)$$

Tässä tutkimuksessa yllä olevaa kaavaa käytetään ilmanvaihtojärjestelmien tehokkuuden vertailuun.

3. Tulokset ja väitteet

Tiedetään että yleisesti käytössä olevat suurta ilmanlähtönopeutta käyttävät ilmanvaihtojärjestelmät tarvitsevat paljon enemmän puhallinenergiaa kuin pientä ilmanlähtönopeutta käyttävät. Hyväksyttävän CO₂ -pitoisuuden saavuttamiseksi (esim. 1 000 ppm) perinteiset ilmanvaihto-ohjeet suosittelevat 8 l/s/henkilöä kohti pientä lähtönopeutta käyttävissä ilmanvaihtojärjestelmissä ja 10 l/s/henkilöä kohti suurta lähtönopeutta käyttävissä ilmanvaihtojärjestelmissä eli järjestelmien välinen kerroin on 1,25.

Seuraavat verrannollisuudet ilmanvaihdon määrän (q), paineeron (Δp) ja puhallinenergian (E) välillä ovat olemassa:

$$\Delta p \propto q^2$$

$$E \propto q^3$$

Näin ollen suurempaa lähtönopeutta käyttävän ilmanvaihtojärjestelmän paine-ero (Δp) on $1,25^2 = 1,56$ (eli = 56 %) suurempi ja puhallinenergian kulutus (E) $1,25^3 = 1,95$ suurempi, mikä vastaa 95%:n eroa energiankulutuksessa. Sen lisäksi vertailujärjestelmän lähtönopeus on paljon suurempi ja näin ollen tuloilmalaitteiston dynaaminen paine korkeampi kuin pientä puhallusnopeutta käyttävien järjestelmien. Myös tämä johtaa pienempään energiankulutukseen yllä kuvatun tuloilman suuremman määrän lisäksi.

Käyttämällä neljää erilaista ilmanvaihtojärjestelmää (taulukko 1) ja ilmanjakoindeksiä (ADI) vertailuun voidaan havaita, että suurta tuloilman nopeutta ei tarvita, jos käytetään tehokasta ilmanjakotapaa. Taulukko 1:n mukaan seinään puhaltava, **Wall Confluent Jet** ilmanjako antaa parhaimman ADI-indeksin (eli 13,5) tuloilman minimimäärällä 0,025 m³ s⁻¹. Saman indeksin saavuttamiseksi sekoittavalla järjestelmällä tarvitaan 1,8 kertaa suurempi tuloilmamäärä. Kun käytämme yhtälössä (7) esitettyjä verrannollisuuksia, niin saadaan tulokseksi $1,8^3 = 5,83$ suurempi energiankulutus. Syrjäyttävällä ilmanjaolla saadaan vastaavaksi tulokseksi $1.10^3 = 1.33$. Vaikka energiankulutus onkin pienempi verrattuna sekoittavaan ilmanvaihtoon, se on edelleen suurempi kuin kerrostavalla (WCJ) ilmanjaolla toimiva järjestelmällä. Kerrostavalla ilmanjaolla saatu tulos on $1,4^3 = 2,74$, joka on melkein kaksinkertainen arvo syrjäyttävään ilmanjaolla verrattuna, mutta puolet sekoittavalla ilmanjaolla saadusta arvosta. Kerrostavalla ilmanjaolla saadaan hyviä tuloksia suuremmilla tuloilman määrillä, ja sen ADI-indeksit ovat hyvinkin lähellä syrjäyttävän ja **Confluent Jet** järjestelmän arvoja.

Kerrostavan (WCJ) järjestelmän lämpötila ja ilmavirran nopeuskentät on esitetty kuvissa 1 ja 2. Korkeimmat lämpötilat mitataan kattotasossa ja nopeudet pysyvät vakioarvojen rajoissa. Näin olleen **Confluent Jet** -ilmanjako pystyy yhdistämään syrjäyttävän ilmanjaon kerrostumisen ja sekoittavan ilmanvaihdon sekoittumisen hyviä puolia. Toinen kerrostavan (WCJ) järjestelmän etu on, että sitä voidaan käyttää sekä lämmitykseen että jäähdytykseen.

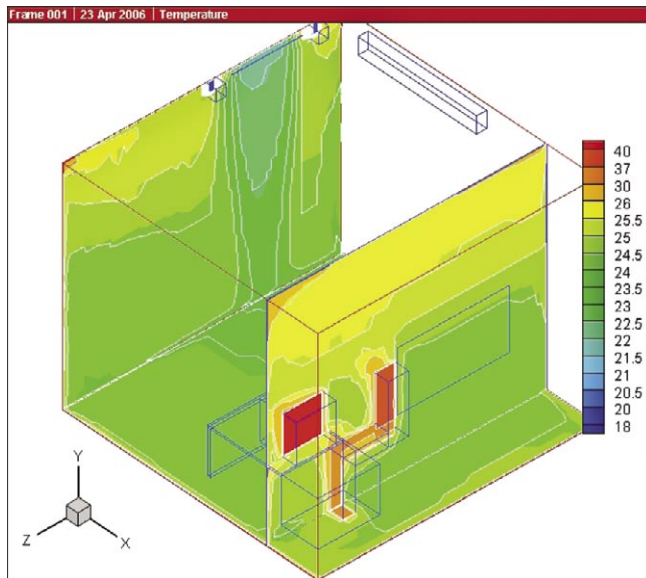
4. Loppupäätelmät

- **Ilmanvaihtojärjestelmän valinta vaikuttaa ratkaisevasti energiankulutukseen.**
- **Kerrostava (WCJ) ilmanjakojärjestelmä on tehokkaampi kuin syrjäyttävä, Impinging Jet tai sekoittava ilmanvaihto.**
- **Saman ADI-indeksin saavuttamiseksi sekoittavalla järjestelmällä tarvitsemme 1.8 kertaa suurempi tuloilmamäärä ja 5.83 kertaa enemmän energiaa.**
- **Syrjäyttävä ilmanvaihto kuluttaa 1.33 kertaa ja Impinging Jet -ilmanvaihto 2.74 kertaa enemmän energiaa kuin kerrostava ilmanvaihto (WCJ), mutta ovat silti tehokkaampia kuin perinteinen sekoittava ilmanvaihto.**
- **Tämän artikkelin kirjoittajat uskovat, että energiasäästöön tarvitaan sekä matalaa nopeutta käyttävien järjestelmien kehittyneitä versioita että perinteisten sekoittavien järjestelmien yhä vähäisempää käyttöä, koska niiden tehokkuus on huomattavasti alhaisempi kuin kerrostavien ilmanjakojärjestelmien.**

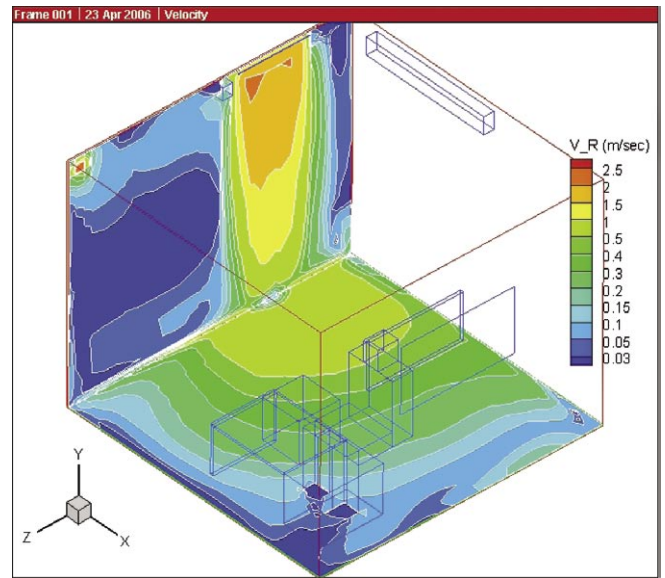
Taulukko 1. CFD-simulointien tuloksia.

Ilmanvaihtojärjestelmä	Tuloilman kokonaismäärä [m ³ /s]	Ilmanjakoindeksi (ADI)
Sekoittava	0.025 (vertailuarvo+)	10.9
Sekoittava	0.040 (1.6x0.025)	12.2
Sekoittava	0.045 (1.8x0.025)	13.5
Sekoittava	0.0475 (1.9x0.025)	14.2
Sekoittava	0.050 (2x0.025)	15.4
Syrjäyttävä	0.025 (vertailuarvo+)	12.0
Syrjäyttävä	0.0277 (1.11x0.05)	13.9
Syrjäyttävä	0.0275 (1.10x0.05)	13.6
Syrjäyttävä	0.050 (2x0.025)	22.9
Kerrostava ilmanvaihto	0.025 (vertailuarvo+).....	13.5
Kerrostava ilmanvaihto.....	0.050 (2x0.025).....	23.9
Impinging Jet	0.025 (vertailuarvo) (vertailuarvo+)	11.3
Impinging Jet	0.030 (1.2x0.025)	12.4
Impinging Jet	0.035 (1.4x0.025)	13.6
Impinging Jet	0.0375 (1.5x0.025)	14.4
Impinging Jet	0.050 (2x0.025)	20.8

+ vertailuarvo = 0.25 m³ s⁻¹



Kuva 1. Confluent Jets Ventilation järjestelmän lämpötilakenttä.



Kuva 2. Confluent Jets Ventilation järjestelmän nopeuskenttä.

5. Lähdeluettelo

- [1] Karimipannah, T., Sandberg, M. and H.B. Awbi, "A Comparative Study of Different Air Distribution Systems in a Classroom". *AIR DISTRIBUTIONS IN ROOMS, Ventilation for Health and Sustainable Environment, ROOMVENT 2000*, pp. 1013-1018, Editor: H.B. Awbi, Elsevier Science Ltd.
- [2] Karimipannah, T., and Awbi, H.B., "THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF IMPINGING JET VENTILATION AND COMPARISON WITH WALL DISPLACEMENT VENTILATION". 2002, *J. of Building & Environment, Volume 37, Issue 12*, December 2002, Pages 1329-1342.
- [3] Cho, Y., Awbi, H.B, and Karimipannah, T. "A Comparison Between Four Different Ventilation Systems". *Roomvent 2002, Copenhagen, June 2002*.
- [4] Karimipannah T., Awbi H.B., Sandberg M., Blomqvist C. " Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms". 2005, Accepted in October 2005 for publishing in the *J. of Building & Environment*,
- [5] Cho, YJ, Awbi, HB and Karimipannah, T (2004), *The characteristics of wall confluent jets for ventilated enclosures, Proceedings of Roomvent 2004, Coimbra, Portugal*.
- [6] Karimipannah, T., and Awbi, H.B., "Performance evaluation of two air distribution systems". Presented in *The 5th International Conference on Ventilation for Automotive Industry, 11-12 June 2001, Stratford -Upon-Avon, United Kingdom*.
- [7] Awbi, H. B. and Karimipannah, T. (2001), *a comparison between three methods of low-level air supplies, Proc International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings (IAQVEC 2001), Chagsha, China, 2-5 October, 2001, Vol. I, 311 316*.
- [8] Awbi, H.B., and Karimipannah, T. "A comparison between three methods of low-level air supplies". *Proc. 4th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation & Energy Conservation in Buildings, 2-5 October 2001, Changsha, Hunan, China*.
- [9] Vuolle, M. (2004) *The impact of air temperature gradient on energy consumption, SIY Sisäilmätieto Oy, Finland (In Finnish)*.
- [10] IDA Indoor Climate and Energy, <http://www.equa.se/eng.ice.html>
- [11] Awbi, H.B. (2005). *VORTEX: A computer code for airflow, heat transfer and concentration in enclosures, Version 3C and 4D-RNG, Reading, UK*
- [12] H. B. Awbi (2003) *Ventilation of Building, 2nd Edition, Taylor & Francis, London & New York*.
- [13] Fanger, P.O.(1972) *Thermal comfort. McGraw-Hill New York*.
- [14] ISO/CEN 7730 (1994) *Moderate thermal environments: Determination of PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*.
- [15] Awbi, H B (1998) *Energy Efficient Room Air Distribution, Renewable Energy, Vol.15, pp293-299*.