

RETERMIA NEWS

NUMERO 1/2015



Ekosuunnittelu kasvattaa
LTO-laitteiden kokoa

Uusi neulalämmönsiirrin-
mallisto esittelyssä

Laitevalmistajien tulkinta
ekosuunnitteluasetuksesta

Tuloilman vuosihyötysuhde vs.
lämpötilasuhde

Pääkirjoitus



Ekosuunnitteluasetus asettaa uudet vaatimukset ilmanvaihtokoneille

Ensi vuoden alussa EU-alueella voimaan tuleva ilmanvaihtokoneiden ekosuunnitteluasetus asettaa uusia vaatimuksia ilmanvaihtokoneiden valintaan. Ilmanvaihtokoneet on asetuksessa jaettu kahteen pääryhmään: asuinrakennusten ilmanvaihtokoneet (Residential Ventilation Units – RVU) ja muihin kuin asuinrakennuksiin tarkoitetut ilmanvaihtokoneet (Non-Residential Ventilation Units – NRVU). Ekosuunnitteluasetus asettaa minimivaatimuksia NRVU-koneiden sähkönkulutukselle ja ilmanvaihtokoneiden lämmöntalteenoton lämpötilasuhteelle.

Ekosuunnitteluasetus ei koske ilmanvaihtokoneita, joissa on lämmönsiirrin ja lämpöpumppu, eli mm. PILP-järjestelmien poistoilmakoneet ovat tämän asetuksen ulkopuolella. Ekosuunnitteluvaatimukset eivät myöskään koske olemassaolevia ilmanvaihtokoneita, joihin lisätään LTO ja/tai uusitaan puhallin.

NRVU-koneiden nestekiertoisilta LTO-järjestelmiltä vaaditaan vuoden 2016 alusta vähintään 63 % lämpötilasuhdetta ja muilta LTO-järjestelmiltä vähintään 67 % lämpötilasuhdetta. Vuonna 2018 vastaavat lämpötilasuhdevaatimukset ovat nestekiertoisille LTO-järjestelmille 68 % ja muille LTO-järjestelmille 73 %. NRVU-koneen viitekokoonpanon sähkötehokkuutta kuvaavalle SFPint-luvulle on asetettu maksimi-arvo. SFPint-luvun maksimi-arvo tai keskitetyille LTO-laitteille asetettu lämpötilasuhdevaatimus eivät kasvata ilmanvaihtokoneen konekokoja ainakaan Pohjoismaissa, joissa ilmanvaihtojärjestelmän SFP-luku on pyritty pitämään alle 2,0 kW /m³/s.

Asetus jättää monia seikkoja tulkinnanvaraisiksi. Retermia on mukana Talotekniikkateollisuus ry:n jäsenyryksistä koostuvassa NRVU Ekosuunnitteluasäädöksen -työryhmässä, jossa laaditaan yhteistä tulkintaa säädöksistä sekä tiedotetaan alaa käytännön toimista. Työryhmässä ovat kattavasti edustettuina Suomessa toimivat ilmanvaihtokoneiden valmistajat sekä VTT ja Metalliteollisuuden Standardisointiyhdistys. Allekirjoittanut on saanut kunnian toimia kyseisen työryhmän puheenjohtajana. NRVU-työryhmä jätti EU-komissiolle kesäkuussa 2015 raportin, jossa on Suomen näkemys ekosuunnitteluasäädösten tulkinnanvaraisista kohdista. Raportti löytyy sivustolta: www.ventilationunits.eu. Työryhmä tulee myös seuraamaan EU:n virallisen ohjeistuksen laadintaa ja mm. Euroventin kannanottoja. Työryhmän toiveena on, että saadaan alkuvaiheessa joustavat viranomaistulkinnat. Kun komissio saa virallisen ohjeistuksen valmiiksi, tilanne varmasti selkiytyy ja yhtenäistyy koko Euroopassa.

Tämän Retermia News -lehden numeron fokus on NRVU-koneiden nestekiertoisten LTO-järjestelmien lämpötilasuhdevaatimuksessa, sillä muutos neste-ilma -lämmönsiirtimien ja tätä kautta IV-koneen kokoon on suuri. Esittelemme tässä lehdessä myös uuden, kaksilohkoisista neulalämmönsiirtimistä koostuvan lämmönsiirrinmalliston, jolla saavutetaan vuoden 2018 ekosuunnitteluvaatimukset poikkeuksellisen pienillä ilma- ja nestepuolen painehäviöillä.

Antoisia lukuhetkiä ja aurinkoista syksyä

Markus Castrén
Toimitusjohtaja / Retermia Oy

Sisällys

Ajankohtaista alalla

Suomalaisten laitevalmistajien tulkinta ekosuunnitteluasetuksesta 4

Ensi vuoden alussa voimaan tuleva
ekosuunnitteluasetus jättää paljon tulkinnanvaraa.
Talotekniikkateollisuus ottaa yhteistuumin kantaa
asetuksen avoimiin kysymyksiin.

Tekniikka

Lämpötilasuhteen vaikutus neste-ilma -lämmönsiirtimien kokoon 5

Kiristyvät energiatehokkuusvaatimukset
tarkoittavat käytännössä lämmönsiirtimien koon
kasvua. Samalla kasvavat myös painehäviöt.

Tuloilman vuosihyötysuhde vs. lämpötilasuhde 11

Lämpötilasuhteen parantaminen ei aina johda
samassa suhteessa vuosihyötysuhteen kasvuun tai
CO₂-päästöjen vähenemiseen.

Tuoteuutuudet

Kaksilohkoinen neulalämmönsiirrinmallisto 14

Uusi mallistomme täyttää ECO2018-vaatimukset
ennätyksellisen pienillä painehäviöillä.



Suomalaisten laitevalmistajien tulkinta ekosuunnitteluasetuksesta

Ekosuunnitteluasetuksessa on paljon tulkinnanvaraisuutta. Talotekniikkateollisuus ry:n jäsenyritykset ovat muodostaneet NRVU Ekosuunnittelusäännökset -työryhmän laatimaan alan yhteistä näkemystä säädösten soveltamisesta.

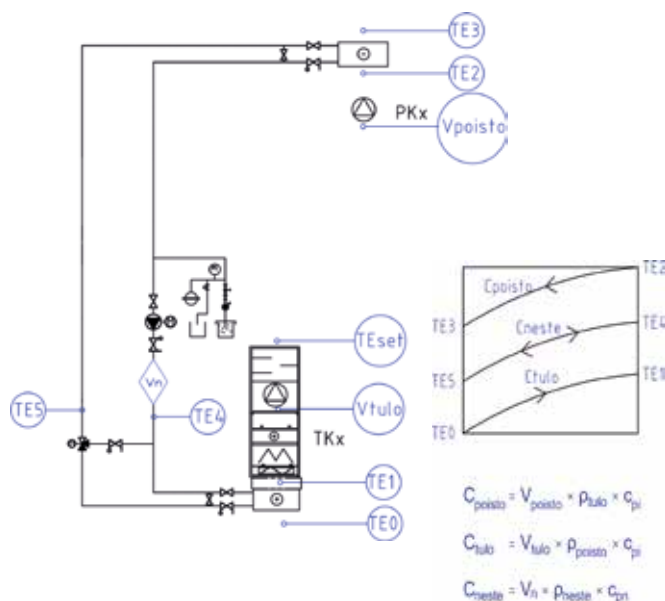
Avoimet kysymykset lämmöntalteenotossa

Lämmöntalteenoton lämpötilasuhdevaatimus on ekosuunnitteluasetuksessa toteuduttava tilanteessa, jossa tulo- ja poistoilmavirtaamat ovat yhtä suuret, poisto- ja ulkoilman lämpötilaeron ollessa 20 Kelviniä ja lämmönsiirron ollessa kuivaa, eli poistoilmassa ei tapahdu vesihöyryn kondensoitumista. Lämpötilasuhdevaatimuksien osalta tulisi tarkentaa, millä ulkoilman lämpötilalla lämpötilasuhdevaatimukset on laadittu ja mikä on vaatimustaso tapauksissa, joissa tulo- ja poistoilmavirrat ovat erisuuruisia. Epäsuorien LTO-järjestelmien kohdalla asetuksessa ei ole määritelty, millä kiertävän nesteen ominaisuuksilla lämpötilasuhdevaatimukset on laadittu.

Suomalaisten laitevalmistajien tulkinta

NRVU Ekosuunnittelusäännökset -työryhmän näkemyksen mukaan lämpötilasuhde tulee mitata olosuhteissa, joissa ulkoilman lämpötila (TE0) on +5 °C ja poistoilman lämpötila (TE2) +25 °C.

Työryhmä tulkitsee, että suoritustasoilmoituksessa oleva lämpötilasuhde lasketaan kohteeseen suunnitellulla lämmönsiirtonesteellä tai etyleeniglykolilla, jonka liuosvahvuus on 25 tilavuusprosenttia – riippuen siitä, kumpi on lämmönsiirto-ominaisuuksiltaan parempi.



Kuva 1. Epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilat ja virtaamat.

Tulo- ja poistoilmavirtojen ollessa erisuuruiset, suoritustasoilmoituksessa ilmoitettava lämpötilasuhde voidaan laskea alla olevalla yhtälöllä:

$$\epsilon = \frac{1+R}{2} \epsilon_{todellinen}$$

missä,

$\epsilon_{todellinen}$ on todellisilla tulo- ja poistoilmavirroilla laskettu lämpötilasuhde

R on tulo- ja poistoilmavirtaamien lämpökapasiteettivirtojen suhde.

Termi R määritellään seuraavasti:

$$R = \frac{\dot{C}_{tulo}}{\dot{C}_{poisto}} = \frac{\dot{V}_{tulo} \cdot \rho_{tulo} \cdot c_{pi}}{\dot{V}_{poisto} \cdot \rho_{poisto} \cdot c_{pi}}$$

missä,

$\dot{C}_{tulo}$ on tuloilman lämpökapasiteettivirtaama, W/K

$\dot{V}_{tulo}$ on tuloilman tilavuusvirta, m³/s

ρ_{tulo} on tuloilman tiheys 1 atm paineessa, kg/m³

c_{pi} on tuloilman lämpökapasiteetti vakiopaineessa, 1.006 kJ/kgK

$\dot{C}_{poisto}$ on poistoilman lämpökapasiteettivirtaama, W/K

$\dot{V}_{poisto}$ on poistoilman tilavuusvirta, m³/s

ρ_{poisto} on poistoilman tiheys 1 atm paineessa, kg/m³

c_{pi} on poistoilman lämpökapasiteetti vakiopaineessa, 1.006 kJ/kgK

Tuloilman lämpötilan ollessa +5 °C, ilman tiheyden arvona voidaan käyttää 1,26 kg/m³.

Poistoilman lämpötilan ollessa +25 °C, ilman tiheyden arvona voidaan käyttää 1,18 kg/m³.

Ekosuunnitteluasetuksen velvoittama lämpötilasuhde ei siis ole sama asia kuin projektissa mitoitettun LTO-järjestelmän lämpötilasuhde mitoitustilanteessa.

Ekosuunnitteluasetuksen määrittelyjä

- Ilmanvaihtokoneiden jako:
 - RVU = asuinrakennusten ilmanvaihtokoneet
 - NRVU = muut kuin asuinrakennuksiin tarkoitetut yksi-ilmavirtaiset koneet (esim. koneellisen poistoilmanvaihdon huippuimurit)
 - kaksi-ilmavirtaiset koneet (esim. koneellinen tulo ja poisto)
- Minimivaatimukset kaksi-ilmavirtaisten ilmanvaihtokoneiden lämmöntalteenoton lämpötilasuhteelle:
 - v. 2016 nestekiertoiset 63 %, muut 67 %
 - v. 2018 nestekiertoiset 68 %, muut 73 %

Lämpötilasuhteen vaikutus neste-ilma -lämmönsiirtimien kokoon

Ekosuunnitteluasetuksen seurauksena LTO-laitteiden koot tulevat kasvamaan.

Kun nestevirtaama on valittu optimaalisesti ja ilma- ja nestevirtausten kitkavastusten tuloilmaa lämmittävä vaikutus jätetään huomioimatta, vaikuttaa LTO-järjestelmän rekuperaatioasteeseen tai lämpötilasuhteeseen ainoastaan lämmönsiirtimien konduktanssi*. Lämpötilasuhteen kasvu 50 prosentista 63 prosenttiin kasvattaa LTO-patterilta tarvittavaa konduktanssia 70 prosenttia. Ekosuunnitteluasetuksen asteittainen kiristyminen (2016: 63%, 2018: 68%) aiheuttaa LTO-patterin konduktanssiin 25 % kasvun.

Taulukossa 1 on esitetty kuvan 1 mukaisilla merkinöillä LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen vaikutus epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötiloihin ja neste-ilma-patterilta vaadittavaan konduktanssiin.

Ulko- ja poistoilman lämpötiloilla ei ole vaikutusta tarvittavan konduktanssin suuruuteen, mutta ne vaikuttavat LTO-järjestelmän toteuttamaan konduktanssiin. Kiertonesteiden lämpötilataso asettuu poisto- ja ulkoilman lämpötilojen väliin. Kiertonesteiden aineominaisuudet (viskositeetti, lämmönjohtavuus, ominaislämpökapasiteetti) muuttuvat lämpötilan funktiona. Glykolipohjaisten lämmönsiirtonesteiden aineominaisuudet heikkenevät melko voimakkaasti, kun nesteen lämpötila laskee alle 0 °C lämpötilan. Toisin sanoen, nestekiertoisen LTO-järjestelmän lämpötilasuhte vaihtelee hieman ulkoilman lämpötilan funktiona. Se kuinka suurta vaihtelu on, riippuu lämmön-

siirtimen ominaisuuksista. Ilmeisesti juuri tämän seikan vuoksi EN308 standardissa edellytetään lämpötilasuhteen mittaamista ulkoilman lämpötiloilla +5 °C ja -15 °C.

Sen sijaan lämpötilasuhteen vaikutus lämmönsiirtimeltä vaadittavaan kokoon skaalautuu suorassa suhteessa ilmavirtoihin. Taulukon 1 konduktanssin arvoja voidaan siten pitää myös ominaiskonduktansseina, eli konduntanssina per m³/s ilmavirtaa. Kuvassa 2 on esitetty lämpötilasuhteen vaikutus LTO-patterin ominaiskonduktanssiin. Lämpötilasuhte kuvaa LTO-järjestelmän lämpötehoa tietyssä toimintapisteessä, kun poistoilmassa ei tapahdu kosteuden tiivistymistä. Kuivan lämmönsiirron teho voidaan laskea konduktanssin ja keskimääräisen nesteen ja ilman välisen lämpötilaeron kertolaskuna. Kun LTO-järjestelmän lämpötilasuhte kasvaa, pienenee nesteen ja ilman välinen keskimääräinen lämpötilaero θ_{ln} . Tämä johtuu siitä, että lämpötilasuhteen kasvaessa LTO-patterille tulevan nesteen lämpötila ja sieltä poistuvan ilman lämpötila lähenevät toisiaan, eli lämmönsiirron mahdollistava voima, lämpötilaero, pienenee. Keskimääräisen lämpötilaeron pienentyessä joudutaan LTO-patterien konduktanssia kasvattamaan halutun lämpötilasuhteen saavuttamiseksi.

Taulukosta 1 ja kuvasta 2 nähdään, että parannettaessa lämpötilasuhdetta 50 prosentista 80 prosenttiin on LTO-patterin konduktanssin nelinkertaistuttava. Lämpötilasuhteen kivutessa yli 70 prosentin kasvaa LTO-patterin koon tarve eksponentiaalisesti. Lämpötilasuhteen kasvattaminen 70 prosentista 80 prosenttiin suurentaa LTO-pat-

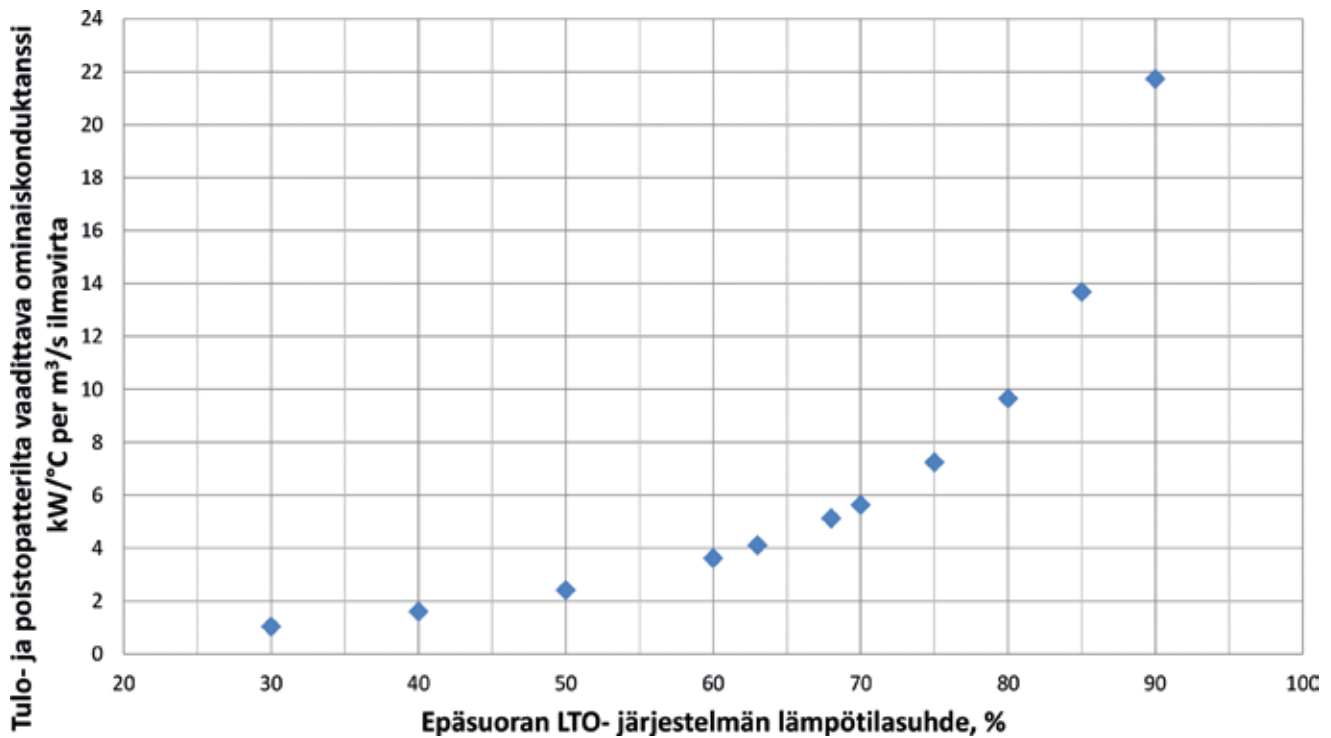
Taulukko 1. Lämpötilasuhteen vaikutus neste-ilma -lämmönsiirtimen konduktanssiin.

%	TE0 °C	TE1 °C	TE2 °C	TE3 °C	TE4 °C	TE5 °C	q kW	θ_{ln} °C	LTO- patterin konduktanssi kW / °C
50	5	15	25	15	20	10	12,07	5,0	2,41
60	5	17	25	13	21	9	14,49	4	3,62
63	5	17,6	25	12,4	21,3	8,7	15,21	3,7	4,11
68	5	18,6	25	11,4	21,8	8,2	16,42	3,2	5,13
70	5	19	25	11	22	8	16,90	3	5,63
75	5	20	25	10	22,5	7,5	18,11	2,5	7,24
80	5	21	25	9	23	7	19,32	2	9,66
85	5	22	25	8	23,5	6,5	20,52	1,5	13,68

Laskentaoletukset: LTO-patterin konduktanssin arvot on laskettu 1000 l/s tulo- ja poistoilmavirtaamilla, kun poistoilmassa ei tapahdu kosteuden tiivistymistä. Taulukon 1 suureiden laskemisessa käytetyt yhtälöt löytyvät sivulta 10.

Taulukon 1 termi θ_{ln} on nesteen ja ilman keskimääräinen lämpötilaero tulo- ja poistopatterissa, kun nestevirtaama on valittu optimaalisesti.

* Konduktanssi = lämmönsiirtimen kyky siirtää lämpöä, kun lämmönsiirron mahdollistavana voimana toimii yhden Kelvinin lämpötilaero. Yksikkö W/K tai W/°C. Konduktanssin suuruuteen vaikuttaa lämmönsiirtopinnan koko ja lämmönsiirtokertoimien suuruus.



Kuva 2. Epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen vaikutus LTO-patterin kokoon, kun ilma- ja nestevastusten tuloilmaa lämmittävää vaikutusta ei ole huomioitu.

teria 71 %. **Ilmanvaihdon epäsuoraa LTO-järjestelmää ei juuri koskaan kannata mitoittaa yli 70 prosentin lämpötilasuhteelle.** Lisäksi poistopatteri huurtuu herkemmin lämpötilasuhdetta maksimoitaessa.

Ilmanvaihdon LTO-järjestelmää on mielekkäämpää täydentää **älykkäillä suunnitteluratkaisuilla**, hyödyntäen poistoilman lisäksi myös muita ilmaisen energian tai hukkalämmön lähteitä, kuten jäähdytysverkon paluuveden, maaperän, vesistön ja auringon energiaa sekä esimerkiksi elintarvikkeiden jäähdyttämisessä syntyvää kylmäkoneiden lauhdelämpöä. Älykkäillä suunnitteluratkaisuilla, kuten tuloilman passiivisella lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmällä, on mahdollista parantaa huipunleikkaustehoa ja varmistaa ilmanvaihdon LTO-järjestelmän toimiminen täydellä teholla myös huippupakkasilla.

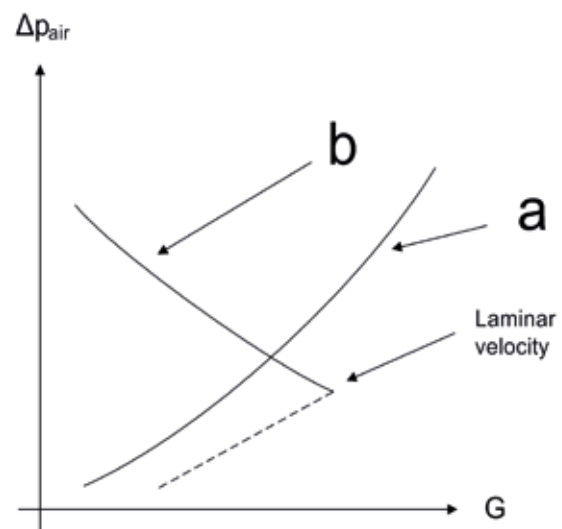
Neste-ilma -lämmönsiirtimen koon vaikutus virtausvastuksiin

LTO-laitteen konduktanssia voidaan kasvattaa suurentamalla lämmönsiirtimen otsapinta-alaa ja syvyyttä. Kuvasssa 3 on esitetty molempien menetelmien vaikutus LTO-patterin ilmapuolen painehäviöön.

Lämmönsiirtimen syvyyden kasvattaminen lisää lämmönsiirtopinta-alaa ja parantaa vastavirtaisuutta, eli nesteen ja ilman välistä lämpötilaeroa, lämmönsiirtimessä. Haittapuolena on LTO-laitteen virtausvastuksien suureneminen. LTO-patterin syvyyden kasvaessa lämmönsiirtimien huoltaminen vaikeutuu, ellei laitemitoituksessa kiinnitetä huollettavuuteen erityistä huomiota.

Otsapinta-alaa suurennetaan lisäämällä LTO-laitteen

leveyttä ja/tai korkeutta, jolloin ilman nopeus lämmönsiirtimessä laskee. Ilman nopeuden laskiessa LTO-laitteen ilmanvastus pienenee. **LTO-patterin otsapinta-alaa voi kasvattaa vain tiettyyn rajaun saakka**, sillä ilmannonpeuden laskiessa myös lämmönsiirtokerroin ilmasta lämpöpintaan heikkenee. Ilman nopeuden laskiessa alle laminaaripisteen lämmönsiirtokerroin romahtaa eikä suurestakaan patterista ole tällöin hyötyä. Laminaarivirtauksessa suurin osa ilmamolekyyleistä kulkee lämpöpinnan ohitse. **LTO-järjestelmää mitoitettaessa tulee varmistaa, että ilman nopeus lämmönsiirtopinnalla on turbulentinen myös minimi-ilmavirroilla.**



Kuva 3. Konduktanssin suhde ilmapuolen painehäviöön lämmönsiirtimen syvyyden (a) ja otsapinta-alan (b) kasvaessa.

Taulukoissa 2 ja 3 on esitetty LTO-järjestelmän tulo- ja poistopatterien ilma- ja nestepuolen painehäviöiden vaikutus lämpötilasuhteeseen sekä puhallin- ja pumppaus-sähkötehon tarpeeseen.

Ekosuunnitteluasetuksessa ei ole otettu kantaa sen paremmin nestekiertoisen LTO-järjestelmän pattereiden kuin muidenkaan ilmanvaihtokoneiden pattereiden nestepuolen painehäviöihin. Toisin sanoen, **pumppaus-sähkön kulutukselle ei ole ekosuunnitteluvaatimuksia.**

Tulo- ja poistopattereiden yhteenlaskettu painehäviö ilmapuoli Pa	Vaikutus SFP- lukuun kW / m³/s	Vaikutus tuloilman lämpötilaan TE1 K	TE2 - TE0, K								
			10	15	20	25	30	35	40	45	50
			ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %
30	0,04	0,02	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0
50	0,07	0,03	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
100	0,14	0,06	0,6	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1
150	0,21	0,09	0,9	0,6	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
200	0,29	0,12	1,2	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2
250	0,36	0,15	1,5	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3
300	0,43	0,18	1,8	1,2	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4
350	0,50	0,21	2,1	1,4	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4
400	0,57	0,24	2,4	1,6	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5
450	0,64	0,27	2,7	1,8	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
500	0,71	0,30	3,0	2,0	1,5	1,2	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6
550	0,79	0,33	3,3	2,2	1,6	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,7
600	0,86	0,36	3,6	2,4	1,8	1,4	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7

7

Taulukko 3. Tulo- ja poistopatterin nestepuolen painehäviöiden vaikutus lämpötilasuhteeseen ja SPP-lukuun optimaalisella nestevirtaamalla. Nestepuolen painehäviöiden vaikutus lämpötilasuhteeseen ekosuunnitteluasetuksen mukaisesti laskettuna on korostettu tummemmalla fontilla.

Tulo- ja poistopattereiden yhteenlaskettu painehäviö nestepuoli kPa	Vaikutus SPP- lukuun* kW / m ³ /s	Vaikutus tuloilman lämpötilaan TE1 K	TE2 - TE0, K									
			10	15	20	25	30	35	40	45	50	
			Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %	Δε %
100	0,10	0,08	0,8	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	
150	0,14	0,11	1,1	0,7	0,6	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	
200	0,18	0,14	1,4	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	
250	0,22	0,17	1,7	1,2	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	
300	0,26	0,20	2,0	1,4	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	
350	0,30	0,24	2,4	1,6	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	
400	0,34	0,27	2,7	1,8	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	

Laskentaoletukset: Pumpun kokonaishyötysuhde 40 %. Moottori ilmajäähdytteinen. Moottorin ja voimansiirron hyötysuhde 95 %. Putkiston ja säätöventtiilin yhteenlasketun painehäviön on oletettu olevan kaikissa laskentatapauksissa 30 kPa.

Taulukon 3 laskennassa on oletettu, että LTO-järjestelmän patterien ja putkiston painehäviöiden nestettä lämmittävä vaikutus siirtyy kokonaisuudessaan tuloilmaan. Todellisuudessa pumpun nestettä lämmittävä vaikutus pienentää hieman myös poistoilmasta kerättävän lämmön määrää.

*SPP (Specific Pump Power) = pumppaustehon tarve, kun nestekiertoisella LTO-järjestelmällä varustetun ilmanvaihtokoneen läpi kuljetetaan 1 m³/s ilmavirta tilanteessa, jossa LTO-järjestelmä on täydellä teholla. SPP-luku on siis analoginen SFP-luvun kanssa – sillä poikkeuksella, että lämmityskauden ulkopuolella SPP-luku on 0.

Nestekiertoisten LTO- järjestelmien pattereiden syvyyden kasvaessa kasvavat myös ilma- ja nestepuolen painehäviöt. Nykyisellä mittaustavalla suuren ilma- ja nestepuolen painehäviön omaava LTO-järjestelmä saa paremman lämpötilasuhteen kuin samansuuruisen kokonaiskonduktanssin, mutta pienemmät painehäviöt, omaava LTO-järjestelmä. Eli sähkösyöpöillä pattereilla aikaansaadaan parempi mittaustulos, vaikka ero lämmitystehossa olisi aikaansaatu lisääntyneen puhallin- ja pumppaussähkön kulutuksen kustannuksella.

Kaikilla lämmönsiirrintyypeillä on mahdollista saavuttaa samansuuruisen lämpötilasuhde. Erot eri laitteiden välillä syntyvät siitä, millä ilma- ja nestepuolen painehäviöillä kyseisiin lämpötilasuhteisiin päästään, minkä kokoisia lämmönsiirtimet ovat, mikä on niiden huollettavuus ja millä ilmavirta-alueella lämpötilasuhde toteutuu. **Tehokas lämmönsiirrin on sellainen, jolla on laajalla ilma- ja nestevirtaama-alueella mahdollisimman korkea konduktanssin ja painehäviön suhde.** Tämä seikka unohtuu usein suunnitteluprojekteissa, kun eri laitetoimittajien tuotteita vertaillaan keskenään. Ilmanvaihtokonetoimittajat puolestaan käyvät usein lämpötilasuhdeprosentteilla huutokauppaa unohtaen mainita virtausvastukset ja ilmavirta-alueen, jolla luvattu lämpötilasuhde voi toteutua. Lisäksi tulee muistaa, että koneajoissa ja muissa mitoituksissa olevat lämpötilasuhteet ovat aina laskennallisia. Laskentaohjelmien tarkkuuteen vaikuttaa laskentamenetelmän lisäksi ohjelman käyttämien konduktanssisovitteiden tarkkuus. Edellämainitusta ei ole olemassa standardia, tai tapaa valvoa sovitteiden tarkkuutta. **EN308 standardi** asettaa kriteerejä ainoastaan lämpötilasuhteen mittaamiseen. Se ei liity millään tapaa laskentaohjelmien antamien tulosten tarkkuuteen.

EN308 standardissa kehitettävää

LTO-järjestelmän lämpötilasuhtemittauksessa tulisi mitata LTO-laitteen ilma- ja nestepuolen painehäviöt sekä apulaitteiden sähkönkulutus ja ilmoittaa nämä tiedot yhdessä lämpötilasuhteen kanssa. Parhaan mittaustuloksen saavuttamiseksi epäsuoran LTO-järjestelmän lämpöteho tulee mitata nestevirtaamasta. Tuloilman lämpötila LTO-patterin jälkeen vaihtelee suuresti lämmönsiirtimen korkeus- ja etenkin leveyssuunnassa. Ilman tilavuusvirtakaan ei välttämättä jakaudu tasaisesti lämmönsiirtimen jälkeisellä virtauskanavan poikkipinnalla. Nestepuolelta tulee mitata liuoksen lämpötilat tulo- ja poistopatterin molemmin puolin, eli yhteensä neljä liuoslämpötilaa. Näin saadaan helposti mitattua pumpun nestettä lämmittävä vaikutus ja tämä voidaan huomioida mittaustuloksessa.

EN308 standardin mukaan lämpötilasuhde tulee mitata kahdeksalla eri tulo- ja poistoilmavirtaamaparilla, jotta saadaan käsitys lämpötilasuhteesta, kun tulo- ja poistoilmavirtaamat eivät ole samansuuruisia. Kyseinen standardi on ajalta, jolloin ilmanvaihtokoneita ei tyypillisesti ohjattu tarpeenmukaisella säädöllä. Ekosuunnitteluasetus edellyttää ilmanvaihtokoneiden puhaltimien olevan joko moninopeusohjauksen tai portaattoman pyörimisnopeuden säädön piirissä. Tällöin on olennaista tietää, miten lämpötilasuhde muuttuu, kun tasapainossa olevat tulo- ja poistoilmavirtaamat ovat 75%, 50% ja 25% mitoitusilmavirtaamasta. Eli tulisi mitata, millä ilmavirta-alueella ekosuunnitteluasetuksen edellyttämä lämpötilasuhde toteutuu.

Nestevirtaaman vaikutus LTO-järjestelmän lämpötilasuhteeseen

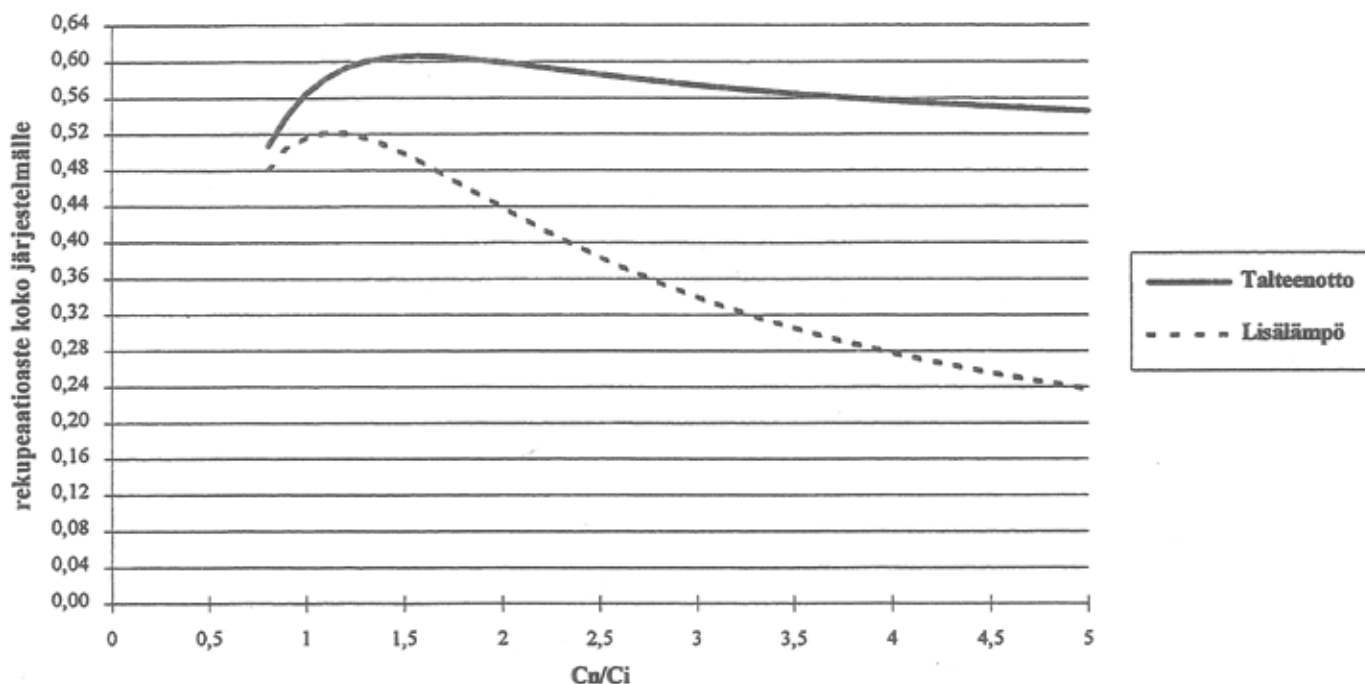
LVI-alalla on omaksuttu ajatusmalli, että epäsuoran LTO-järjestelmän nestevirtaaman tulee olla riittävän suuri – ”mieluummin vähän liikaa kuin liian vähän”. Tämä nyrkisääntö pitääkin hyvin paikkansa LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen ollessa luokkaa 40 – 60 %, jolloin ilman ja nesteen välinen lämpötilaero jää lämmönsiirron kannalta riittävän suureksi. Liuosvirtaaman kasvaessa kasvaa myös nesteen nopeus ja tätä kautta LTO-patterin konduktanssi LTO-patterin mitoituksen pysyessä muuttumattomana. Ylisuurella nestevirtaamalla voi lämpötilasuhde hieman jopa parantua, mutta se johtaa suurempiin putkikokoihin ja pumppauskustannuksiin. Putkikoon kasvaessa myös eristysten tarve ja muut asennuskustannukset kasvavat.

Epäsuorissa LTO-järjestelmissä, joissa tulo- ja poistoilmavirrat ovat tasapainossa ja poistoilmassa vähän kosteutta, optimaalinen nestevirtaus on lämpökapasiteettivirtaamaltaan samansuuruinen tulo- ja poistoilmavirtaamien kanssa, eli kuvan 1 mukaisin merkinnöin $C_{tulo} = C_{poisto} = C_{neste}$ ja kuvan 4 mukaisin merkinnöin $C_n/C_i = 1$. Liian pieni nestevirtaus johtaa lämpötilasuhteen laskuun, koska nestevirtaus ei pysty vastaanottamaan kaikkea ilmapirtaamasta siirrettävissä olevaa lämpöä.

Mikään putkikytkentä ei varsinaisesti paranna epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilasuhdetta. Epäedullinen putkikytkentä, kuten neste-ilma -lämmönsiirtimen kytkeminen myötävirtaperiaatteella, sen sijaan pienentää nesteen ja ilman välistä keskimääräistä lämpötilaeroa ja täten heikentää lämpötilasuhdetta.

Poistoilman lämpötilatasoa korkeampaa ulkoista lämpöä hyödyntävissä LTO-järjestelmissä, ns. yksipatterijärjestelmissä, tulopatteri joudutaan mitoittamaan poistopatteria suuremmaksi, jotta tulopatteri pystyy luovuttamaan sekä poistopatterin talteenottaman ilmaisenergian että jälkilämmitysenergian. Lisälämmön syöttö järjestelmään pienentää nesteen ja ilman välistä lämpötilaeroa poistopatterissa, jolloin LTO-teho pienenee ja lämpötilasuhde laskee. Lämpötilasuhde romahtaa yksipatterijärjestelmissä tilanteissa, joissa liuosvirtaama poikkeaa optimaalisesta arvostaan. Tämä ilmiö näkyy kuvan 4 katkoviivalla piirretyllä lämpötilasuhdekäyrällä, joka on muodoltaan jyrkkä. Yksipatterijärjestelmissä onkin olennaisinta tietää lämpötilasuhde eri ulkoilman lämpötiloilla, kun tuloilma on lämmitetty sisäänpuhalluslämpötilaan. Mikäli yksipatterijärjestelmällä halutaan saavuttaa samansuuruinen huipunleikkauskyky tai tuloilman vuosihyötysuhde kuin epäsuoralla LTO-järjestelmällä, johon ei syötetä ulkoista energiaa, tulee lämpötilasuhteen olla yksipatterijärjestelmällä +5 °C asteen ulkoilman lämpötilalla merkittävästi korkeampi.

Korkean lämpötilasuhteen (yli 60 prosenttia) omaavassa epäsuorassa LTO-järjestelmässä nestepuolen lämpökapasiteettivirtaama ei saa myöskään olla ilmapuolen lämpökapasiteettivirtaamaa merkittävästi suurempi. Ylisuuri virtaama johtaa lämpimän nesteen lämpötilan TE4 laskuun, jolloin kuvan 1 mukainen lämpötilaero TE4 - TE1 pienenee. Lämpötilaeron TE4 - TE1 laskiessa LTO:n jälkeinen tuloilman lämpötila TE1 pienenee, jolloin lämpötilasuhde laskee.



Kuva 4. Lämmönsiirtonesteen lämpökapasiteettivirran vaikutus lämmöntalteenoton rekuperaatioasteeseen, kun virtauksen vaikutus konduktansiin on otettu huomioon.

Lähde: Sarin D.-A. 1995. Lisälämpöä käyttävän lämmöntalteenottolaitteiston nestepiirin mitoitus ja säätö. Diplomityö. TKK. Konetekniikan osasto. Espoo. 100 s.

Johdanto taulukossa 1 lasketuille lämpötiloille, tehoille ja konduktansseille

Rekuperatioaste kuvaa lämmönsiirtimen tai LTO-järjestelmän lämpötehon suhdetta maksimaaliseen, teoreettiseen, lämpötehoon

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (1)$$

missä q on lämmönsiirtimen lämpöteho ja $q_{\max}$ on lämmönsiirtimen maksimaalinen teoreettinen lämpöteho, kun lämpökapasiteettivirtaamaltaan pienempi virtaus saavuttaa lämpökapasiteettivirtaamaltaan suuremman virtauksen tulolämpötilan. Rekuperatioasteen määrittely on tarkoitettu käytettäväksi lämmönsiirtimen lämpöteknisen tehokkuuden kuvaamiseen tilanteessa, jossa lämmönsiirtimen läpi kulkevista virtauksista ei tapahdu faasimuutosta (höyrystymistä, lauhtumista, jäätymistä). Yhtälö (1) voidaan ilmaista kuvan 1 mukaisilla merkinöillä:

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_{tulo} * (TE1 - TE0)}{\dot{C}_{min} * (TE2 - TE0)} = \frac{\dot{C}_{tulo} * (TE1 - TE0)}{MIN(\dot{C}_{tulo}; \dot{C}_{poisto}) * (TE2 - TE0)} \quad (2)$$

Ilmanvaihdon LTO-sovelluksissa, joissa tuloilmavirtauksen lämpökapasiteettivirtaama on pienempi tai yhtä suuri kuin poistoilmavirtauksen lämpökapasiteettivirtaama, rekuperatioasteen yhtälö laventuu kuvan 1 mukaisilla indeksoinneilla lämpötilasuhteen yhtälöksi:

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_{tulo} * (TE1 - TE0)}{\dot{C}_{tulo} * (TE2 - TE0)} = \frac{TE1 - TE0}{TE2 - TE0} \quad (3)$$

Rekuperatioaste ja lämpötilasuhte ovat tehoerusteisia indikaattoreita, jotka kuvaavat LTO-järjestelmän lämpötehoa tietyssä toimintapisteessä. Epäsuorassa LTO-järjestelmässä nesteen lämpökapasiteettivirtaama tulee valita yhtä suureksi kuin tulo- ja poistoilmavirran lämpökapasiteettivirtaama. Tällöin tulo- ja poistoilmavirrassa sekä nestevirtaamassa on kaikissa sama lämpötilaero ja tämä osaltaan mahdollistaa parhaan mahdollisen lämpötilasuhteen saavuttamisen, kun lämpöpinnat on mahdollisimman tasaisesti kuormitettu. Kun tulo- ja poistopatterien ilmamäärät ja koot (konduktanssit) ovat yhtä suuria, nesteen lämpötilat voidaan edellä mainituin ehdoin laskea seuraavasti:

$$TE4 = (TE1 + TE2) / 2 \quad (4)$$

$$TE5 = (TE0 + TE3) / 2 \quad (5)$$

Lämmönsiirtoteho voidaan laskea konduktanssin ja keskimääräisen (logaritmisen) lämpötilaeron avulla seuraavasti:

$$q = G * \theta_{ln} \quad (6)$$

missä

G on LTO-patterin konduktanssi, W/K
 θ_{ln} on logaritminen lämpötilaero ilman ja nesteen välillä, W/K

LTO-järjestelmän lämpöteho voidaan laskea myös tuloilmavirrasta seuraavasti:

$$q = V_{tulo} * \rho_{tulo} * c_{pt} * (TE1 - TE0) \quad (7)$$

yhtälöstä (3) voidaan laskea auki tuloilman lämpötilan nousu (TE1-TE0) tulopatterin yli, jolloin yhtälö (7) voidaan kirjoittaa:

$$q = V_{tulo} * \rho_{tulo} * c_{pt} * \varepsilon * (TE2 - TE0) \quad (8)$$

Tiettyyn lämpötilasuhteeseen tarvittava LTO-laitteen konduktanssi voidaan laskea alla olevan yhtälön avulla:

$$G = \frac{q}{\theta_{ln}} \quad (9)$$

Niin sanotuissa yksipatterijärjestelmissä termi q tulee laskea poistopatterilta. Yksipatterijärjestelmillä tarkoitetaan tässä yhteydessä nestekiertoisia LTO-järjestelmiä, joihin syötetään poistoilmaa korkeammalla lämpötilatasolla olevaa ulkoista lämpöä lisälämmittimellä, joka sijaitsee nesteen virtaussuunnassa ennen tuloilmapatteria.

Tuloilman vuosihyötysuhde vs. lämpötilasuhde

Ekosuunnitteluasetuksen ideana on edistää ympäristötavoitteita ottamalla käyttöön ympäristön kannalta paras mahdollinen teknologia. Ilmanvaihdon lämmöntalteenoton tapauksessa asetus keskittyy lämpötilasuhteen parantamiseen. Lämpötilasuhteen kasvu ei kuitenkaan aina johda samassa suhteessa tuloilman vuosihyötysuhteen kasvuun tai päästöjen vähenemiseen.

Tuloilman vuosihyötysuhde kuvaa, kuinka suuren osan tuloilman vuotuisesta lämmitystarpeesta lämmöntalteenotto kattaa (kuvan 5 mukaisin merkinnöin Q_{HR}). Tuloilman vuotuinen lämmitysenergian tarve (kuvan 5 mukaisin merkinnöin Q_{TOT}) tarkoittaa tuloilman lämmittämiseen ulkoilman lämpötilasta haluttuun sisäänpuhalluslämpötilaan (kuvassa 1 Tset) yhden vuoden aikana tarvittavaa energiaa. Lämpötilasuhteessa LTO:n aiheuttamaa tuloilman lämpötilan nousua verrataan poisto- ja ulkoilman väliseen lämpötilaeroon (kuvan 1 merkinnöin TE2 – TE0). Poistoilman lämpötila on rakennuksen sisäisistä lämpökuormista johtuen korkeampi kuin haluttu tuloilman sisäänpuhalluslämpötila. Tällöin lämmöntalteenotolla pystytään kattamaan suurempi osa tuloilman lämmitystehon sekä lämmitysenergian tarpeesta kuin mitä lämpötilasuhdeprosentti antaa ymmärtää. Allaoleva laskentaesimerkki havainnollistaa asiaa:

Ulkoilman lämpötila, TE0 = 0 °C
LTO:n lämpötilasuhde, ϵ = 70 %
Poistoilman lämpötila, TE2 = 21 °C
Tuloilman sisäänpuhalluslämpötila, Tset = +19 °C, joka tarkoittaa LTO:n jälkeistä tuloilman lämpötilan maksimiarvoa, TE1set = +18 °C.
Tulo- ja poistoilmavirrat ovat massavirroiltaan samansuuriset.
LTO:n tuloilmaa lämmittävä vaikutus, TE1 – TE0 = $\epsilon \cdot (-TE2 - TE0) = 0,7 \cdot (21 - 0) \text{ °C} = 14,7 \text{ °C}$.
Tuloilman lämmitystehon tarve, TE1set – TE0 = 18 °C – 0 °C = 18 °C
LTO:n osuus tuloilman lämmitystehontarpeesta = $14,7 \text{ °C} / 18 \text{ °C} = 0,82$.
→ Eli 70 prosentin lämpötilasuhde kattaa tässä toimintapisteessä 82 prosenttia lämmitystehontarpeesta.

Poikkeuksen edellämainittuun muodostaa ilmalämmitysjärjestelmä, jossa tilojen tuloilman sisäänpuhalluslämpötila on poistoilman lämpötilaa korkeampi.

Kohteen maantieteellinen sijainti, poisto- ja tuloilman sisäänpuhalluslämpötilan välinen ero ja LTO:n lämpötilasuhde vaikuttavat siirtymäkauden pituuteen. Siirtymäkaudella tarkoitetaan tässä yhteydessä sitä ajanjaksoa, jona LTO riittää kattamaan koko tuloilman lämmitystehon

tarpeen. Mitä suurempi osa laskentavuoden tunneista on ns. siirtymäkautta, sitä suuremmaksi tuloilman vuosihyötysuhde kasvaa lämpötilasuhteen pysyessä muuttumattomana. Siirtymäkauden vaikutus tuloilman vuosihyötysuhteeseen on havainnollistettu kuvassa 5.

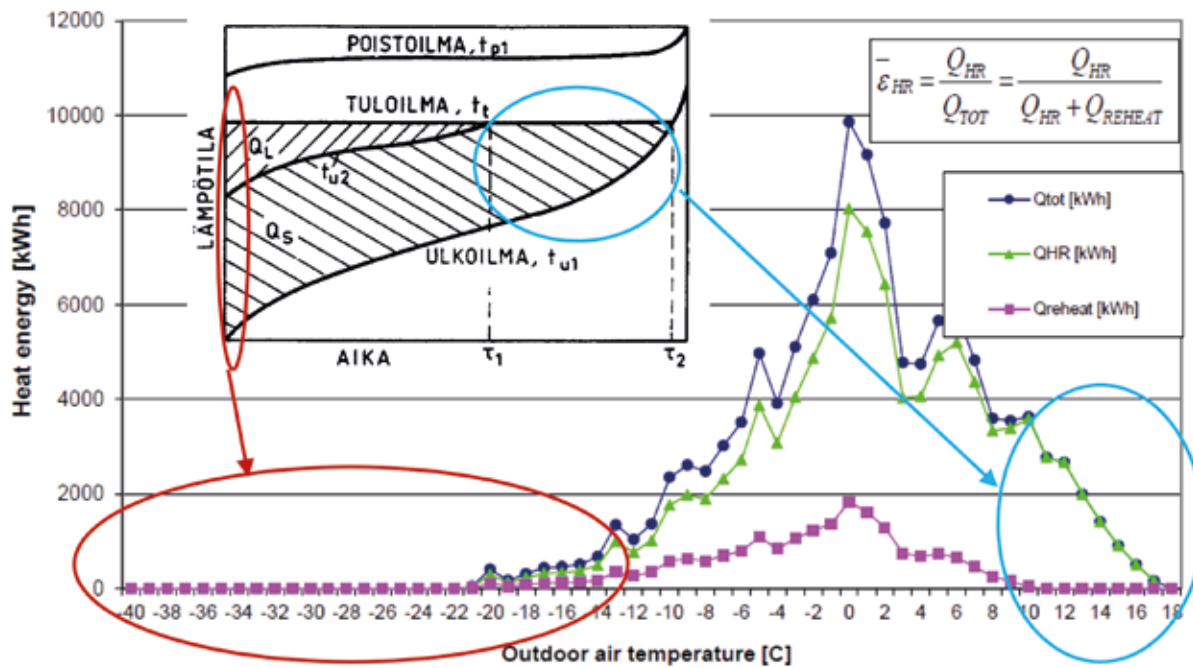
Huurteenesto vaikuttaa LTO-tehoon vain kylmillä ulkoilman lämpötiloilla, joiden osuus vuoden tunneista on hyvin pieni. Tämän vuoksi huurteeneston vaikutus tuloilman vuosihyötysuhteeseen on pieni. Käytännön kannalta huurteeneston toiminnassa olennaisinta on huurteeneston ohjauksen toimivuus: tehoa rajoitetaan vasta, kun patterin huurtumisen tai umpeenjäätymisen estolle on todellista tarvetta. Väärin toteutettu huurteenestotoiminto heikentää olennaisesti sekä LTO:n huipunleikkaukskykyä että saavutettua vuotuista lämmönsäästöä.

Ilmanvaihdon käyntiaika vaikuttaa merkittävästi vuotuisen lämmönsäästöön ja lämmitysenergian tarpeeseen, mutta sen vaikutus tuloilman vuosihyötysuhteen ja LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen väliseen eroon on pienempi. Mikäli ilmanvaihto on yöllä osateholla tai pois päältä, kasvaa tuloilman vuosihyötysuhteen ja lämpötilasuhteen välinen ero, sillä yöaikaan ulkoilman lämpötila on tyypillisesti matalimmillaan.

Taulukoissa 4 ja 5 on esitetty eri lämpötilasuhteilla mitoitettun LTO-järjestelmän vuosihyötysuhde ja vuotuinen lämmönsäästö jatkuvalla ilmanvaihdon käyntiajalla, eri poistoilman ja tuloilman sisäänpuhalluslämpötiloilla. Simulaatiot on suoritettu neljällä eri paikkakunnalla. Vuosihyötysuhdesimulaatiot on tehty RECAL 2.0 -ohjelmalla, joka on Retermia Oy:n kehittämä tuntitason simulointi-ohjelma nestekiertoisten LTO-järjestelmien mitoittamiseen ja energialaskentaan. RECAL 2.0 -laskenta on implementoitu IDA-simulointiympäristön päälle. Laskentaohjelman tarkkuus on verifioitu mittauksin ja ohjelman käyttämät neulalämmönsiirtimen konduktanssi- ja painehäviösovitteet perustuvat mitattuihin arvoihin.

Kuten taulukosta 4 nähdään, tuloilman sisäänpuhalluslämpötilan ja poistoilman lämpötilan ollessa lähellä toisiaan lämpötilasuhteen kasvattaminen parantaa lähes samassa suhteessa tuloilman vuosihyötysuhdetta. 70 prosentin lämpötilasuhde johtaa Helsingissä sijaitsevassa rakennuksessa tai rakennuksen osassa noin 84 % tuloilman vuosihyötysuhteeseen. Samalla LTO-järjestelmällä saavutettaisiin Rovaniemellä 80 prosentin vuosihyötysuhde. Mitä lämpimämpi on laskennassa käytetty säävuosi sitä suuremmaksi kasvaa siirtymäkauden osuus vuoden tunneista. Tämä näkyy lämpötilasuhteen ja tuloilman vuosihyötysuhteen välisen eron kasvuna.

Helsingissä sijaitsevassa rakennuksessa tai rakennuksen osassa, jossa poistoilman lämpötila on +25 °C ja tuloilman sisäänpuhalluslämpötila on +16 °C, pystytään 60 prosentin lämpötilasuhteella toimivalla LTO-järjes-



Kuva 5. Huippupakkasten ja siirtymäkauden vaikutus tuloilman vuosihyötysuhteeseen. Q_{HR} on LTO-järjestelmällä saavutettu vuotuinen lämmitysenergian säästö, Q_{TOT} on tuloilman vuotuinen lämmitysenergian tarve ilman lämmöntalteenottoa, Q_{REHEAT} on tuloilman vuotuinen ostoenergian tarve.

Laskentaoletukset: Säädata: Hki 2000, poistoilman lämpötila 21 °C, tuloilman sisäänpuhalluslämpötila +19 °C, tulo- ja poistoilmavirrat 1000 l/s, LTO:n lämpötilasuhde 70 %, jolloin tuloilman vuosihyötysuhde on 84 %.

Taulukko 4. Tuloilman vuosihyötysuhde vs. epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilasuhde. Yleisilmanvaihto (sairaala, terveyskeskus, lentokenttä tms.)

LTO- järjestelmän lämpötilasuhde*	Laskennassa käytetty säävuosi	Tuloilman vuosihyötysuhde	Vuotuinen lämmönsäästö	Tuloilman vuotuinen lämmitysenergian tarve
ϵ %		ϵ_T %	Q_{LTO} MWh / a	Q_{TOT} MWh / a
50	Helsinki, vuosi 2000	60,2	73,7	122,3
60	Helsinki, vuosi 2000	72,3	88,4	122,3
70	Helsinki, vuosi 2000	84,3	103,1	122,3
80	Helsinki, vuosi 2000	94,0	114,9	122,3
50	Jyväskylä, vuosi 2000	58,2	84,9	146,0
60	Jyväskylä, vuosi 2000	70,1	102,4	146,0
70	Jyväskylä, vuosi 2000	82,3	120,1	146,0
80	Jyväskylä, vuosi 2000	92,5	135,0	146,0
50	Oulu, vuosi 2000	57,6	87,9	152,6
60	Oulu, vuosi 2000	69,5	106,0	152,6
70	Oulu, vuosi 2000	81,6	124,5	152,6
80	Oulu, vuosi 2000	91,6	139,8	152,6
50	Rovaniemi, vuosi 2000	56,3	97,8	173,6
60	Rovaniemi, vuosi 2000	68,1	118,2	173,6
70	Rovaniemi, vuosi 2000	80,3	139,4	173,6
80	Rovaniemi, vuosi 2000	90,7	157,5	173,6

Laskentaoletukset: Tulo- ja poistoilmavirta 1000 l/s. Ilmanvaihto jatkuvasti täydellä teholla päällä. Poistoilma +21 °C & 3 gH₂O/kg k.i. Tuloilman LTO:n jälkeinen maksimilämpötila +18 °C, jolloin tuloilman sisäänpuhalluslämpötila noin +19 °C.

*Lämpötilasuhde, joka toteutuu EN308 mukaisissa olosuhteissa: ulkoilman lämpötilalla +5 °C, poistoilman lämpötilalla +25 °C, yhtä suurilla tulo- ja poistoilmavirtaamilla.

Taulukko 5. Tuloilman vuosihyötysuhde vs. epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilasuhde. Tila, jossa merkittävää sisäistä lämpökuormaa ja/tai syrjäyttävä ilmanjako.

LTO- järjestelmän lämpötilasuhde*	Laskennassa käytetty säävuosi	Tuloilman vuosihyötysuhde ϵ_r	Vuotuinen lämmönsäästö Q_{LTO}	Tuloilman vuotuinen lämmitysenergian tarve Q_{TOT}
°C		%	MWh / a	MWh / a
50	Helsinki, vuosi 2000	84,1	78,8	93,8
60	Helsinki, vuosi 2000	94,7	88,8	93,8
70	Helsinki, vuosi 2000	99,3	93,1	93,8
80	Helsinki, vuosi 2000	100,0	93,8	93,8
50	Jyväskylä, vuosi 2000	80,0	93,1	116,3
60	Jyväskylä, vuosi 2000	91,6	106,5	116,3
70	Jyväskylä, vuosi 2000	98,0	114,0	116,3
80	Jyväskylä, vuosi 2000	100,0	116,2	116,3
50	Oulu, vuosi 2000	78,0	95,6	122,6
60	Oulu, vuosi 2000	89,9	110,2	122,6
70	Oulu, vuosi 2000	97,5	119,5	122,6
80	Oulu, vuosi 2000	99,9	122,5	122,6
50	Rovaniemi, vuosi 2000	75,4	107,6	142,6
60	Rovaniemi, vuosi 2000	87,8	125,2	142,6
70	Rovaniemi, vuosi 2000	96,9	138,2	142,6
80	Rovaniemi, vuosi 2000	99,9	142,4	142,6

Laskentaoletukset: Tulo- ja poistoilmavirta 1000 l/s. Ilmanvaihto jatkuvasti täydellä teholla päällä. Poistoilma +25 °C & 3 gH₂O/kg k.i.

Tuloilman LTO:n jälkeinen maksimilämpötila +15 °C, jolloin tuloilman sisäänpuhalluslämpötila noin +16 °C.

*Lämpötilasuhde, joka toteutuu EN308 mukaisissa olosuhteissa: ulkoilman lämpötilalla +5 °C, poistoilman lämpötilalla +25 °C, yhtä suurilla tulo- ja poistoilmavirtaamilla.

telmällä kattamaan 95 prosenttia tuloilman vuotuisesta lämmitysenergian tarpeesta (taulukko 5). Mikäli lämpötilasuhdetta kasvatettaisiin 60 prosentista 70 prosenttiin, pienenisi lämmitysenergian tarve ainoastaan 4 prosenttia lämmönsiirtimen koon tarpeen kasvaessa 56 prosenttia (taulukko 1). Taulukon 5 vuosihyötysuhdesimulaatioissa poistoilman ja tuloilman sisäänpuhalluslämpötilan välinen ero on lämmityskaudella 9 °C. Todellisuudessa edellä mainittu lämpötilaero voi olla huomattavasti suurempi, esimerkiksi ammattikeittiöissä se on noin 15 °C.

Poistoilman ja tuloilman sisäänpuhalluslämpötilan välinen ero vaikuttaa merkittävästi vuosihyötysuhteeseen. Se onkin tärkeää ottaa huomioon etsittäessä LTO-järjestelmän lämpötilasuhteelle kohdekohtaista teknillis-taloudellista optimia.

Epäsuoran LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen noustessa yli 70 prosentin kasvaa tarvittavan lämmönsiirtopinta-alan tarve eksponentiaalisesti, jolloin myös ilma- ja nestepuolen painehäviöt lähtevät jyrkkään nousuun. Tällöin LTO-järjestelmän vuotuinen puhallin- ja pumppaus-sähkön tarve kasvaa huomattavasti enemmän suhteessa vuotuisen lämmitysenergian säästöön, eli LTO:n vuotuisen lämpökerroin laskee. LTO-patterin koon suurentuessa lisääntyvät myös valmistuksen kustannukset ja materiaalin tarve, jolloin tuotteen valmistuksen ja hävityksen CO₂-päästöt kasvavat. Kohdekohtaisesti optimoituun ratkaisuun nähden ylisuurilla pattereilla voidaan jopa heikentää E-lukua ja kasvattaa hiilijalanjälkeä.

Johtopäätöksiä

Vuoden 2018 vaatimukset lämpötilasuhteelle edustavat teknillis-taloudellista ylärajaa epäsuoran LTO-järjestelmän mitoitukselle. Kun lämpötilasuhdetta kasvatetaan edelleen 68 prosentista 80 prosenttiin, LTO-patterien koko lähes kaksinkertaistuu. Nykyisillä ilmanvaihtokoneiden valintakriteereillä (SFP ≤ 2,0 kW /m³/s) tämä tarkoittaa LTO-patterin syvyyden kaksinkertaistumista, joka osaltaan johtaa ilmapuolen painehäviöiden kaksinkertaistumiseen. Myös nestevastukset kasvavat merkittävästi.

Ekosuunnitteluasetuksen edellyttämät lämpötilasuhdevaatimukset nestekiertoisille LTO-järjestelmille ovat perusteltavissa kylmällä ilmastovyöhykkeellä olevissa ilmastointikoneissa, joissa tuloilman sisäänpuhalluslämpötila ja poistoilman lämpötila ovat lähellä toisiaan, poistoilmassa ei ole epäpuhtauksia ja LTO-laitteille on varattu riittävästi asennus- ja huoltotilaa.

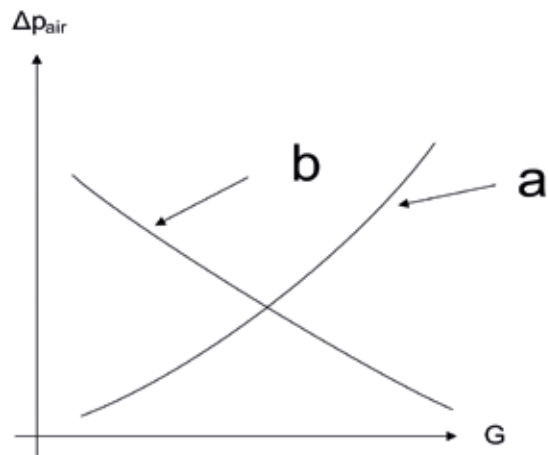
Ekosuunnitteluasetuksen lämpötilasuhdevaatimukset saattavat johtaa joissain tapauksissa energiatehokkuuden näkövinkkelistä katsottuna epäedullisiin mitoituksiin, kun lämmönsiirtimien ilma- ja etenkin nestepuolen painehäviöt kasvavat. Tämä tilanne korostuu tapauksissa, joissa poistoilman lämpötila on merkittävästi tuloilman sisäänpuhalluslämpötilaa korkeampi, kuten ammattikeittiöt. Ilmanvaihtokoneen palvelevan tilan poistoilman ollessa huomattavasti tuloilman sisäänpuhalluslämpötilaa korkeampi lämpötilasuhdevaatimusten tulisi olla pienemmät. Asetuksessa pitäisi huomioida myös saneerausrakentamisen asettamat rajoitukset käytettävissä olevalle tekniselle tilalle ja tätä kautta vaaditulle lämpötilasuhteelle.

Kaksilohkoinen neulalämmönsiirrinmallisto

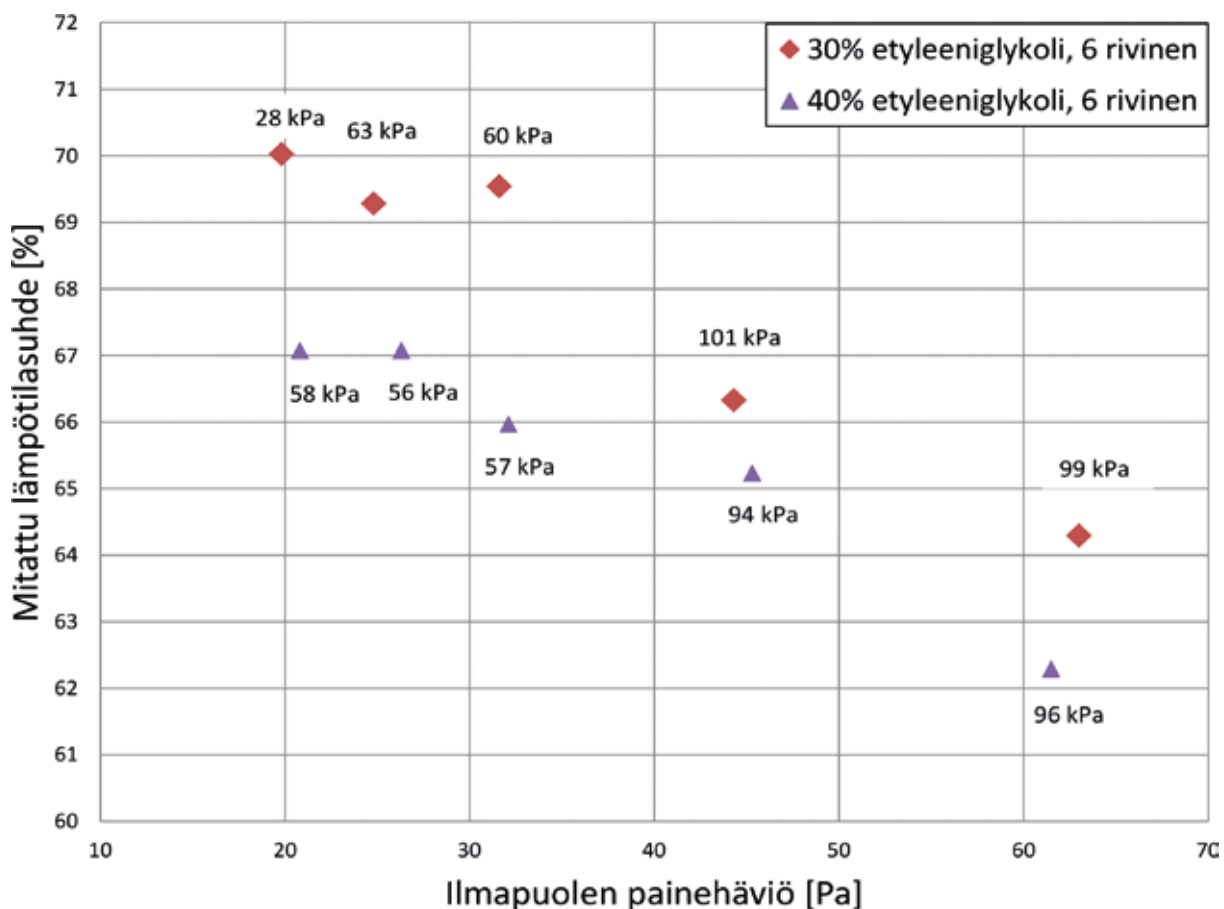
Olemme kehittäneet ekosuunnitteluvaatimukset täyttävän kaksilohkoisen neulalämmönsiirrinmalliston, jossa painehäviöt ovat minimaalisia pienet ja huollettavuus hyvä. Nimensä mukaisesti lämpöpinta on jaettu kahteen ilma- ja nestevirran kulkusuunnassa olevaan peräkkäiseen lohkokoon. Yksittäinen lohko on maksimissaan kolme neulaputkiriviä syvä, jolloin lämmönsiirtimen puhdistettavuus säilyy hyvänä rivisyyden kasvusta huolimatta.

Kehityshankkeen aikana olemme testanneet Lappeenrannan teknisen yliopiston ilmastointitekniikan laboratoriossa lukuisista erilaisista neulalämmönsiirrinrakenteista koostuvia epäsuoria LTO-järjestelmiä, samoin kuin yksittäisiä neulalämmönsiirtimiä. Kuvassa 6 on erään neulalämmönsiirtimen LTO-järjestelmän lämpötilasuhteen mittasarjan tulokset. Kehitystyö tulee jatkumaan myös tulevaisuudessa.

Eräs neulalämmönsiirtimen suurimmista eduista on tehokas lämmönsiirtokerroin myös pienillä ilman nopeuksilla. Toisin kuin perinteisillä pattereilla, **neulalämmönsiirtimellä ei ole kyetty mittauksin määrittämään rajanopeutta, jonka alittuessa ilmavirtaus laminarisoi-**



Kuva 7. Konduktanssin suhde ilmapuolen painehäviöön neulalämmönsiirtimen syvyyden (a) ja lämmönsiirtimen otsapinta-alan (b) kasvaessa.



Kuva 6. Eräillä kaksilohkoisilla neulalämmönsiirtimillä varustetun LTO-järjestelmän mitattu lämpötilasuhte lämmönsiirtimen ilmapuolen painehäviön funktiona. Neulalämmönsiirtimen nestepuolen painehäviö mittapisteessä on merkitty kuvaajassa mittapisteen yläpuolelle.

tuu ja lämmönsiirtokerroin (ja lämpötilasuhde) romah-
taa. Lineaarinen konduktanssi ilman nopeuden suhteen
mahdollistaa neulalämmönsiirtimen mitoittamisen hyvin
pienellä ilmapuolen painehäviöllä, jolloin konduktanssia
voidaan kasvattaa ensisijaisesti kuvan 7 b-käyrän mukai-
sesti.

Neulalämmönsiirtimillä voidaan mitoittaa sama läm-
pötilasuhde kuin perinteisillä pattereilla, vaihtimen ri-
visyyden ja otsapintanopeuden ollessa merkittävästi
pienempi. Näin aikaansaadaan pienemmät ilma- ja neste-
puolen painehäviöt. Lisäksi ilmanvaihtokoneen toimiessa
osateholla lämpötilasuhde Retermian LTO-järjestelmissä
hieman paranee, koska ilmavirtaus neulalämmönsiirti-
messä ei laminarisoidu. Tämä näkyy kuvan 6 mittau-
sissa lämpötilasuhteen paranemisena ilmapuolen pai-
nehäviön laskiessa.

Neulalämmönsiirtimissä otsapinta-alaa voidaan kas-
vattaa taivuttamalla lämpöpintaa aaltomaiseen muotoon,
jolloin neulalämmönsiirtimen leveys ja korkeus eivät
poikkea modulaarisen ilmanvaihtokoneen vastaavista mi-
toista. Neulaputken taivuttaminen aaltomaiseen muotoon
toki kasvattaa LTO-laitteen pituutta. Retermian runkoon
ja lämpöeristettyyn Retermian runkoon valmistettujen
tuotteiden osalta kaksilohkoisten LTO-laitteiden pituus
ilmavirran kulkusuunnassa käytännössä kaksinkertai-
tuu verrattuna kolmirivisiin malleihin. Peräkkäiset lohkot
kytketään ilma- ja nestepuolelta vastavirtaperiaatteella
toisiinsa työmaalla (IU & PU).

Vesikatolle sijoitettavissa LTO-laitteissa lämpöpintaa
taivutetaan U-kirjaimen muotoon. Kaksilohkoisten
LTO-katoksien ja LTO-huippuimureiden osalta LTO-lait-
teen pituus- ja leveysmitat kasvavat 100...300 mm verrat-
tuna kolme riviä syviin malleihin.



Kuva 8. EC-puhaltimella varustettu kaksilohkoinen
LTO-huippuimuri.



Kuva 9. Kaksilohkoinen, lämpöeristet-
tyyn Retermian runkoon valmistettu
neulalämmönsiirrin avattavilla huolto-
kansilla.

