

MAASOOJUSPUMP BOOSTER SP TALITLUS-TEHNILISED KARAKTERISTIKUD JA RUUMI SISEKLIIMA

Targo Pomerants, Viljo Viljasoo*, Märt Reinvee

Eesti Maaülikooli tehnikainstituut, Kreutzwaldi 56, 51014 Tartu;
e-post: viljo.viljasoo@emu.ee

ABSTRACT. *Ground heat pump booster SP function-technical indices and rooms indoor climate. The object of the study was heating pump Booster SP and indoor climate provided by floor and ventilation heating. The test site, laboratory of Heating pumps and indoor climate, was in The Estonian University of Life Sciences Institute of Technology. Heating pump together with ventilation system were set to automatically ensure proper indoor climate. The particularities of the laboratory setting are the alternative depth of the ground collector (1.5 m) and two indoor heating contours with different layouts. The operating parameters of heating pump were measured by thermocouple probes which were placed on the nodes of heating pump. Indoor climate, provided by heating pump Booster SP and ventilation system, was assessed with a diagnostics device which sensors were placed 1.5 m from the floor. The operating state of ground contour, two indoor heating contours, heating pump and indoor climate was diagnosed by simultaneous data accusation. Based on data processing the operating state and efficiency of heating pump, indoor climate's compliance with laws and legislations was assessed*

Keywords: *ground heating pump, thermal-technical parameters, effective state, indoor climate.*

Sissejuhatus

Eesti Soojuspumba Liidu andmetel on Eestis paigaldatud maasoojuspumpasid, mis kasutavad soojusallikana pinnase või põhjavee soojust, 2010. aasta seisuga 5000. 10 aastaga (1999–2009) on Eestis installeeritud maasoojuspumpade väljundvõimsus 73 MW (Miks, 2011).

2007. aastal müüdi maailmas 477 000 soojuspumpa. Suurim soojuspumpade kasutajariik on Hiina. Hiina, Prantsusmaa, Rootsi ja Saksamaa kasutavad ära 82% aastast toodetud soojuspumpadest (Page, 2008).

Saksamaa eesmärk on 2020. aastaks suurendada maasoojuspumpade aastast installerimist kuni 200 000 süsteemini, mis on kolm korda suurem kui praegu. Selle käigus võetakse maast välja kuni 12,17 TWh energiat (Hinrichs-Rahlwes, Pieprzyk, 2009).

Euroopa Liidu 25 liikmesriigis paigaldati nelja aastaga (2003–2006) 1,2 miljonit soojuspumpa (Nowak, 2010). Euroopa Soojuspumba Liidu eesmärk on 2020. aastaks Euroopas paigaldada 70 miljonit soojuspumpa, saavutades nendega kaasnevalt Euroopa Liidus kogu CO₂ emissiooni vähendamise 20% ning

toota 770 TWh taastuenergiat, mis moodustab kolmandiku Euroopa Liidu taastuenergia eesmärgist (Miks, 2011).

2012. aasta seisuga on Soomes paigaldatud pool miljonit soojuspumpa, mille väljundvõimsus on kokku 3–4 TWh (Hirvonen, 2012).

Eesti on soojuspumpade kasutuselt inimese kohta maailmas esimese kolme riigi hulgas (Majandus- ja kommunikatsiooniministeerium).

Käesoleva uurimistöö eesmärk oli Eesti Maaülikooli Tehnikainstituudi *Soojuspumpade ja sisekliima* laboris töötava maasoojuspumba Booster SP, võimsusega 8,5 kW, soojustehniliste tööparameetrite diagnoosimine ja talitus-tehniliste tööparameetrite ning eri- ja efektiivnäitajate määramine selleks, et hinnata ja prognoosida seadme sobivust töö- ja eluruumide sisekliima tagamiseks. Püstitatud eesmärgi saavutamiseks olid lahendatud järgmised ülesanded: 1) töötava seadme talitus-tehnilise seisundi määramine; 2) soojusseadme eri- ja efektiivnäitajate määramine; 3) sisekliima määramine laboris.

Objekt ja metoodika

Uurimistöö objektid olid maasoojuspump Booster SP ja põrandküttega tagatav ruumi sisekliima.

Töötava soojuspumba soojus-tehnilised näitajad on määratud seadme talitusparameetrite mõõtmistulemuste töötlemise alusel. Töötava soojuspumba talitus-tehniliste tööparameetrite arväärtused on registreeritud soojusmasina sõlmi ühendavatele torudele kinnitatud termoanduritelt sidustöötluspõhimõttel. Diagnoosiandmed soojuspumba põrandkontuuride talitusseisundite kohta on registreeritud termoanduritelt sidustöötluspõhimõttel ja töödeldud. Uuritava soojuspumba eripära on selle maakontuuri asetus alternatiivsel sügavusel 1,5 m ja põrandas küttekontuuride siug- ja spiraalkujulised asetused.

Soojuspumba Booster SP ja ventilatsioonisüsteemi (joonis 1) tagatud sisekliimat on diagnoositud kärustatiivile asetatud diagnoosiseadmetega 1,5 m kõrguselt põranda pinnast. Selleks on kasutatud kahte diagnoosiseadet DATA LOGGER ALMEMO 2690–8 koos mõõteanduritega. Sisekliima seisundit ruumis on hinnatud õhutemperatuuri ϑ_{δ} , õhu suhtelise niiskuse W_s , kastepunkti ϑ_t , põranda temperatuur ϑ_p , absoluutse niiskuse W_a , õhu liikumiskiiruse v , hapnikusisalduse O_2 , süsihappegaasisalduse CO_2 , keskmiste ($k = 0,1 \text{ V m}^{-2}\text{s}^{-1}$) pluss- ja miinuslaengutega aeroioonide n^+ , n^- , keskmiste arväärtuste alusel. Põrandapinna temperatuure on registreeritud infrapuna termo-

kaameraga Fluke Ti30. Tolmusisalduse mõõtmiseks õhust on kasutatud GRIMM tolmuanalüsaatorimõõturit seerianumbriga 1.108, mis mõõdab tolmu 15 erineva fraktsiooni 0,3...20 µm lõikes ja tolmu massi vahemikus 0,1...100 000 µg m⁻³ (Tragbare Staubmessgeräte, 2005).

Usaldusväärsete tulemuste saamiseks on kooskõlas katsete planeerimise teooriaga (Melnikov *et al.*, 1980) usalduslikuks tõenäosuseks valitud $\alpha = 0,95$. Püstitatud taseme saavutamiseks on lähtutud mõõteriistade tehnilistest andmetest, andmete mõõtevigadest ja lubatud veast elektrooniliste mõõteseadmete jaoks $\varepsilon = 0,4\sigma$, kus σ on ruutkeskmine hälve.



Joonis 1. Maasoojuspump Booster SP, ventilatsioonisüsteemi väljatõmbeava ja -toru ning diagnoosiseadmetega kärustatiiv

Figure 1. Ground heat pump Booster SP, ventilation system outlet pipe and diagnosis devices on a stand

Soojuspumba tööparameetrite arvvaartused on määratud järgmiste tingimuste järgi.

1. Maatorustiku kontuur pikkusega 120 jm on täidetud külmakindla vedelikuga ja asetseb 1,5 m sügavusel maa sees, vahedega 1,2 m.
2. Võttes arvesse pinnase suurt soojusmahtuvust $C_p = 1840 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ (Incropera, DeWitt, 1996) ja nimetatud lõputut maa sügavust, võib seda käsitleda kui lõputut soojamahutit.
3. Eeldatakse, et pinnase temperatuur on aastaringiselt 4–6°C ja ööpäevane temperatuurikõikumine maapinnal ei ole oluline (Kabashnikov *et al.*, 2002).
4. Kõetava ruumi kogupindala on 32,49 m², ruumala 104,94 m³.
5. Kõetava ruumi põrandkütte kontuuride kogupikkus on 136,8 jm, millest siugtoruasetus moodustab 54,5 jm ja spiraalasetus 82,3 jm. Ruumi põrandküttetorustiku samm on 150 mm.

Diagnoosiandmed on statistiliselt töödeldud (aritmeetiline keskmine, standardhälve, standardviga) üldtuntud valemite järgi.

Sisekliima sanitaar-hügieeniline seisund ruumis on määratud aeroioonide unipolaarsusteguri järgi:

$$q_a = \frac{n^+}{n^-}, \quad (1)$$

kus q_a – unipolaarsustegur keskmiste ($k = 0,1 \text{ V m}^{-2}\text{s}^{-1}$) aeroioonide korral;

n^+ – plusslaengutega keskmised aeroioonid cm⁻³;

n^- – miinuslaengutega keskmised aeroioonid cm⁻³.

Õhu suhteline värskus on arvatud valemiga

$$V = 100 - \frac{q_a}{q_n} \cdot 100, \quad (2)$$

kus V – õhu suhteline värskus %;

q_n – unipolaarsusteguri lubatud maksimum ($q_n = 1,3$) töödeldud õhuga ruumis.

Soojuspumba soojusmasina efektiivseisundi diagnoosimiseks i-lgP diagramm-meetodil (Viljasoo, 1998; Viljasoo *et al.*, 2005) tuleb: 1) mõõta tehniliselt korras ja töötava soojusmasina sõlmi ühendavatelt torudelt agensi temperatuurid; 2) koostada i-lgP diagramm-meetodil soojusmasina tööd iseloomustav ringprotsess (joonis 2); 3) määrata selleks soojusmasina talitlusseisundit iseloomustavad näitajad (P_0, P_k, i, v_l); 4) arvutada soojusseadme ja selle sõlmede tööd iseloomustavad eri- ja efektiivseisundi näitajad ($q', q'_0, \varepsilon_a, \varepsilon_k, q_v, G_a, V_b, Q_0$); 5) anda kasutustingimustes töötavalt soojusmasinalt mõõdetud temperatuuride ja temperatuuride vahede alusel hinnang soojusmasina sõlmede talitlus-tehniliste seisundite kohta ning teha järeldused soojusseadme töö efektiivsuse kohta.

Aurusti erisoojatootlikkus q'_0 , kJ kg⁻¹, ja kondensaatori erisoojatootlikkus q' , kJ kg⁻¹, on arvatud valemitega

$$q'_0 = i'_1 - i'_4; \quad q' = i'_2 - i'_3, \quad (3, 4)$$

kus i'_1, i'_4 – agensi entalpiad diagrammi (joonis 2) punktide 1' ja 4', kJ järgi;

i'_2, i'_3 – agensi entalpiad diagrammi (joonis 2) punktide 2' ja 3', kJ järgi.

Kompressori eritöö (joonis 2) l , kJ kg⁻¹, on arvatud valemiga

$$l = i_2 - i_1, \quad (5)$$

kus i_2, i_1 – agensi entalpiad diagrammi (joonis 2) punktide 2 ja 1, kJ järgi.

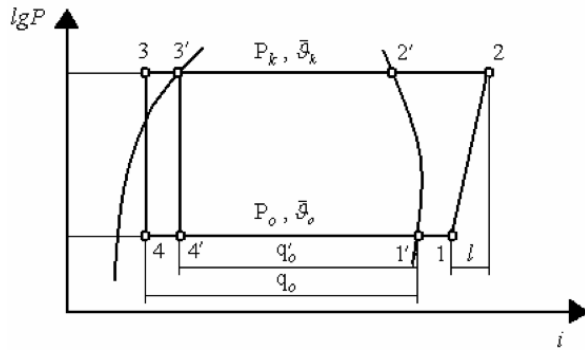
Aurusti soojustegur \mathcal{G}_a ja kondensaatori soojustegur \mathcal{G}_k on leitud valemitega

$$\varepsilon_a = q'_0 / l; \quad \varepsilon_k = q' / l \quad (6, 7)$$

Agensi mahuline erisoojatootlikkus q_v , kJ m⁻³, on arvatud valemiga

$$q_v = \frac{q'_0}{v_1} \quad (8)$$

kus v_1 – agensi erimaht diagrammi (joonis 2) punktis 1, m³kg⁻¹.



Joonis 2. Soojusseadme teoreetiline ringprotsess i-lgP diagrammil: P_k – agensi kondenseerumisrõhk; θ_k – agensi keskmine kondenseerumistemperatuur; P_o – agensi aurustumisrõhk; θ_o – agensi keskmine aurustumistemperatuur; q' , q'_o – agensi erisoojootlikkus; l – kompressori eritöö

Figure 2. Theoretical circular process of heating system on i-lgP diagram: P_k – condensing pressure of agent; θ_k – mean condensing temperature of agent; P_o – vaporizing pressure of agent; θ_o – mean vaporizing temperature of agent; q' , q'_o – specific heat productivity; l – specific work of compressor

Soojusseadmes ringleva agensi erikulu G_a , kg s⁻¹, ja kompressori tegelik mahuline jõudlus V_t , m³ s⁻¹ on arvatud valemitega

$$G_a = \frac{Q}{q'_o}; V_t = G_a \cdot v_1, \quad (9, 10)$$

kus Q – soojusseadme soojusvõimsus, kW ($Q = 8,5$).

Soojusseadme tegelik soojusvõimsus Q_o , kW, on arvatud valemiga

$$Q_o = V_h \cdot \lambda_e \cdot q_v, \quad (11)$$

kus V_h – kompressori teoreetiline mahuline jõudlus, m³ s⁻¹; λ_e – etteandetegur.

i-lgP diagramm-meetodi kasutuselevõttuga on valemis 11 kompressori teoreetiline mahuline jõudlus V_h ja agensi mahuline erisoojootlikkus q_v asendatavad kompressori tegeliku mahulise jõudlusega V_t ja agensi tegeliku mahulise erisoojootlikkusega. Etteandetegur λ_e , mis iseloomustab kompressori kõikide kadude suurust ja mida on võimalik määrata sõltuvalt kompressori suuastmest, pole antud valemis tegelike näitajate kasutamise seoses vajalik (Viljasoo, 1998). Sellest tulenevalt on soojusseadme tegelik soojusvõimsus Q_o , kW arvatav valemiga

$$Q_o = V_t \cdot q_v \quad (12)$$

Tabel 1. Soojuspumba sõlmi ühendavatelt torudelt mõõdetud agensi ja soojakandja temperatuurid

Table 1. Agent and warmth carrying liquid temperatures measured from pipes connecting the nodes from heat pump

Sõlmed Nodes	Kom s Com in	Kom v Kon s Com out	Kon v Fil s Con out	Fil v TRV s Fil. out	TRV v Aur s TRV out	Aur v Vap. out	SK s CC in	SK v CC out
Tähised/Designations	θ_1	θ_2, θ'_2	θ'_3, θ_3	θ_3	θ_4, θ'_4	θ'_1	θ_{sk}	θ'_{sk}
	Diagnoosiaeg / Time of diagnosis 06.02.13; $\theta_k = 22,21$; $\theta_{vk} = 1,17$							
Mõõdetud/Measured °C	3,14	46,93	24,29	25,35	6,50	3,58	1,94	1,75
	Diagnoosiaeg / Time of diagnosis 07.02.13; $\theta_k = 22,18$; $\theta_{vk} = 0,60$							
Mõõdetud/Measured °C	2,98	47,05	24,33	25,38	6,15	3,01	1,94	1,75
Keskmine/Mean °C	3,06	46,99	24,31	25,36	6,31	3,28	1,94	1,75

θ_i – agensi temperatuurid, mõõdetuna vastavalt soojusmasina sõlmi ühendavatelt sisend- ja väljundtorudelt / agent temperature has to be measured according to input and output connecting pipes of heater

Agensi keskmised keemis- – θ_o °C ja kondenseerumistemperatuurid θ_k °C on arvatud valemitega

$$\theta_o = \frac{\theta_{os} + \theta_{ov}}{2}; \theta_k = \frac{\theta_{ks} + \theta_{kv}}{2}, \quad (13, 14)$$

kus θ_{os}, θ_{ov} – aurustisse siseneva ja väljuva agensi temperatuurid, °C;

θ_{ks}, θ_{kv} – kondensaatorisse siseneva ja väljuva agensi temperatuurid, °C.

Soojuspumba töörežiimi analüüsimiseks on arvatud summaarne erisoojushulk q' , kJ/kg diagnoosimistel registreeritud diagnoosiandmete alusel valemiga

$$q' = q'_o + l. \quad (15)$$

Soojuspumba soojusmasina sõlmede talitlus-tehnilisi seisundeid on diagnoositud ajavahemikul, millal toimusid sisekliimaparameetrite mõõtmised. Samade ajavahemike aegadel on diagnoositud ka soojuspumba põrandkontuuridelt temperatuure. Ühel ajal diagnoositud andmete võrdluskäsitlus tagab põrandkütet põhineva küttesüsteemi tagatava sisekliima korrelatiivse käsitluse.

Uurimistöö tulemused

Töötava soojuspumba talitlus-tehnilise seisundi määramiseks olid aluseks selle sõlmi ühendavatelt torudelt mõõdetud agensi ja soojakandja temperatuurid (tabel 1).

Soojuspumba soojusmasina aurustis toimus agensi R22 keemine ja kondensaatoris selle veeldumine EN 255 tingimuste järgi keskmiselt 0/35°C ja 0/50 °C juures. Soojakandja (SK) temperatuuridest enne aurustit (θ_{sk}) ja pärast aurustit (θ'_{sk}) võib järeldada, et selle temperatuur alaneb soojavahetuses ligilähedaselt 0,2°C võrra. Soojuspumba soojusmasina sõlmed (kom – kompressor, kon – kondensaator, Fil – filter; TRV – termoreguleeriv ventiil, aur – aurusti) olid töökorras.

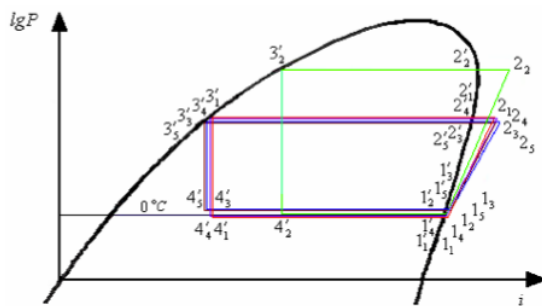
Diagnoosimise ajal olid sise- (θ_k) ja väliskeskonna (θ_{vk}) ja temperatuurid vastavalt vahemikus 22,18–22,21°C ja 0,6–1,7°C.

Soojuspumba soojusmasina töö ringprotsesside analüüs võimaldab saada tervikliku ülevaate seadme tööst.

i-IgP diagramm-meetodi eelised on diagnoosi-meetodi teaduslikkus, võimalus siduda diagnoositud soojuspumba soojusmasina sõlmede talitus-tehnilised näitajad soojustehnika teooriaga, võimalus koostada soojusmasina töö ringprotsesse võrdlevaid tsüklogramme (joonis 3), arvestada soojusmasina ja -seadme töö ringprotsessi eri- ja efektiivnäitajaid ning jälgida nende abil soojusmasina sõlmedes toimuvaid termodünaamilisi protsesse.

Tabelist 2 on esitatud laboris töötava soojuspumba BOOSTER SP soojusmasina ja -seadme eri- ja efektiivnäitajad.

Tabelist 2 on näha, et i-IgP diagramm-meetodil määratud eriefektiivnäitajate q' , q'_0 , l , võrdlemisel selgub, et summaarse erisoojatootlikkuse määramisviga Δ on keskmiselt 8 kJ kg^{-1} , mis on keskmiselt 4.4% suhtelist viga.



Joonis 3. Soojuspumba soojusmasina ringprotsessid i-IgP diagrammil

Figure 3. Circular processes of heat pump heating machine on i-IgP diagram

Määratud suhtelise vea põhjused võivad olla mõõtmisvead, soojuspumba töörežiimi muutused mõõtmiste ajal, entalpiate arvvaartuste lugemine diagrammidelt ja soojakaod ühendustorudel.

Tabelist 2 saab teha järgmised kokkuvõtted.

1. Agensi keemistemperatuur ϑ_0 esineb vahemikus $4,5\text{--}5,0^\circ\text{C}$, keskmiselt $4,8^\circ\text{C}$.
2. Agensi kondenseerumistemperatuur ϑ_k esineb vahemikus $35,61\text{--}35,69^\circ\text{C}$, keskmiselt $35,66^\circ\text{C}$.
3. Kompressori imirõhk P_0 esineb vahemikus $577\text{--}585 \text{ kPa}$, keskmiselt 581 kPa .
4. Kompressori sururõhk P_k on keskmiselt 1375 kPa .
5. Kaaluline erisoojatootlikkus q'_0 on keskmiselt 164 kJ kg^{-1} .
6. Kompressori eritöö l on keskmiselt 18 kJ kg^{-1} .
7. Kondensaatori erisoojatootlikkus q' on keskmiselt 174 kJ kg^{-1} .
8. Aurusti soojustegur ϑ_a on keskmiselt $9,1$.
9. Kondensaatori soojustegur ϑ_k on keskmiselt $9,7$.
10. Sisseimetava auru erimaht v_l on suhteliselt konstantne, $0,041 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$.

Tabel 2. Soojuspumba soojusmasina ja -seadme eri- ja efektiivnäitajad
Table 2. Special and effective indices of heat pump's heating machine

Kuupäev Date	ϑ_0 °C	ϑ_k °C	P_0 kPa	P_k kPa	q'_0 kJ kg^{-1}	l kJ kg^{-1}	q' kJ kg^{-1}	v_l m^3kg^{-1}	q_v kJ m^{-3}	G_a kg s^{-1}	V_t m^3s^{-1}	Q_0 kW
06.02.13	5,0	35,61	585	1375	164	18	174	0,040	4100	0,052	0,0021	8,6
07.02.13	4,5	35,69	577	1375	164	18	174	0,041	4000	0,052	0,0021	8,4
Keskmine/Mean	4,8	35,66	581	1375	164	18	174	0,041	4050	0,052	0,0021	8,5

11. Mahuline erisoojatootlikkus q_v esineb vahemikus $4000\text{--}4100 \text{ kJ m}^{-3}$, keskmiselt 4050 kJ m^{-3} .
12. Agensi erikulu G_a on keskmiselt $0,052 \text{ kg s}^{-1}$.
13. Kompressori tegelik mahuline jõudlus V_t on keskmiselt $0,0021 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$.
14. Soojuspumba soojusseadme soojusvõimsus Q on passi andmetel $8,5 \text{ kW}$.
15. Soojusseadme tegelik soojusvõimsus Q_0 esineb vahemikus $8,4\text{--}8,6 \text{ kW}$, keskmiselt $8,5 \text{ kW}$.

Tabelist 3 on näha, et labori keskmine õhutemperatuur põrand- ja ventilatsioonkütte ($22,29^\circ\text{C}$) ning ainult ventilatsioonkütte ($21,6^\circ\text{C}$) tingimustes vastab standardis (EVS 839:2003) kehtestatud nõuetele ($22 \pm 1^\circ\text{C}$). Õhu suhteline niiskus vastab standardis (EVS 839:2003) kehtestatud normidele, kuid ei vasta õigusaktidega (Tööruumide mikrokliima tervisekaitse-normid ja -eeskirjad, 2002) kehtestatud normidele ($40\text{--}60\%$). Õhu liikumiskiirus on standardiga kehtestatud normist mõnevõrra väiksem (norm $0,15 \text{ m s}^{-1}$).

Parakliima parameetrite osas on registreeritud põrandkütte tingimustes hapnikusisaldus mõnevõrra madalam ($19,04\%$). Süsinikdioksiidisaldus õhus vastas normidele (norm $0,1\%$).

Tolmuosakeste sisaldus õhus ületas põrand- ja ventilatsioonkütte tingimustes normväärtust $<0,06 \text{ mg m}^{-3}$ (EVS 839:2003) $1,5\text{--}3,2$ korda. Ventilatsioonkütte tingimustes oli ruumiõhus ülipeente tolmuosakeste kontsentratsioon 5 korda väiksem kui põrandkütte tingimustes. Tolmuosakeste kontsentratsioon ruumiõhus oli põrand- ja ventilatsioonkütte tingimustes ventilatsiooni väljatõmbeava (joonis 1) poolse õhus 4 korda suurem kui ventilatsiooni sissepuhkeavade poolel. Ventilatsioonita põrandkütte tingimustes jaotus uuritavas ruumis tolm ühtlaselt (Nõu, Viljasoo, 2010).

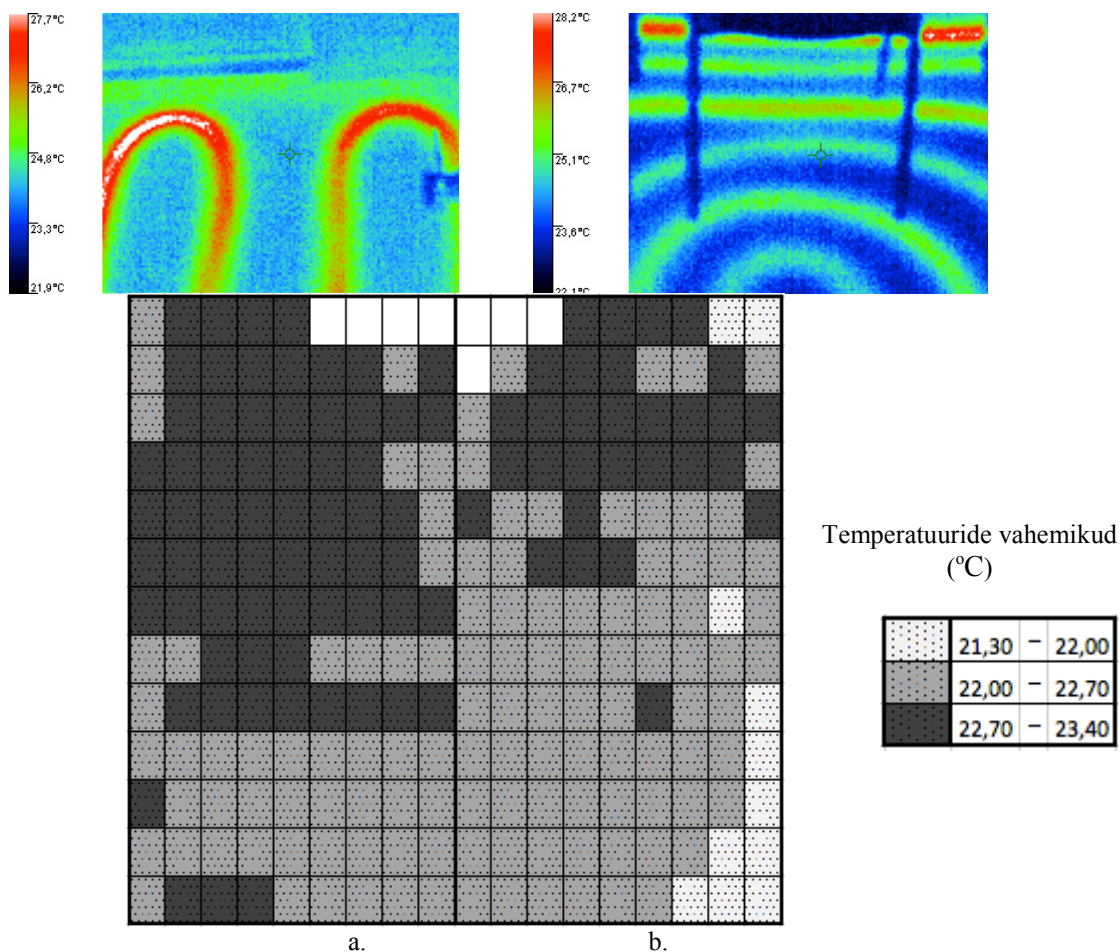
Tuginedes diagnoosiandmetele, on uurimistöö metoodikas esitatud tingimuste järgi ning valemitega 1 ja 2 arvutatud parameetrite arvvaartused esitatud tabelis 3.

Õhu elektrostaatilise seisundi ehk elektroliima diagnoosimisel selgus, et ruumiõhus põrand- ja ventilatsioonkütte tingimustes oli aeroioone (403 cm^{-3}) rohkem kui ainult ventilatsioonkütte puhul (295 cm^{-3}). Sisekliima sanitaar-hügieeniline seisund ruumis oli nii unipolaarsusteguri ($0,62$), kui õhu suhtelise värskuse ($52,1\%$) seisukohalt üldiselt põrand- ja ventilatsioonkütte tingimustes sama hea kui ventilatsioonkütte tingimustes (tabel 3). Selle põhjus võib olla osade tolmuosakeste miinuslaengulisus.

Põrandatemperatuuri jaotuvus torustiku siug- ja spiraalasetusega põrandkütte puhul on esitatud joonisel 4. Põrandkütte kontuurid ja põrand temperatuurid on registreeritud termokaameraga Fluke Ti30.

Tabel 3. Sisekliima ruumis
Table 3. Indoor climate in the room

Kliimaparameter <i>Climate parameters</i>			Diagnoosiaeg <i>Time of the diagnosis</i> 06–07.02.13		Diagnoosiaeg <i>Time of the diagnosis</i> 13.02.13	
			põrand-ventilatsioonküte <i>floor- and ventilation heating</i>		ventilatsioonküte <i>ventilation heating</i>	
	Tähis <i>Designation</i>	Ühik <i>Unit</i>	Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standardhälve <i>Standard deviation</i> σ	Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standard hälve <i>Standard deviation</i> σ
1. Mikrokliima/Microclimate						
Õhu temperatuur / <i>Air temperature</i>	ϑ_{δ}	°C	22,29	0,12	21,61	0,21
Õhu suhteline niiskus / <i>Air relative humidity</i>	W_s	%	27,19	1,04	27,07	0,60
Õhu liikumiskiirus / <i>Velocity of air</i>	v	m s ⁻¹	0,12	0,01	0,13	0,01
Õhu absoluutne niiskus / <i>Air absolute humidity</i>	W_a	g kg ⁻¹	4,27	0,10	4,27	0,10
Kastepunkt / <i>Dew point</i>	ϑ_t	°C	1,18	0,17	1,19	0,27
Põrandapinna temperatuur / <i>Temperature of floor</i>	ϑ_p	°C	21,72	0,15	20,93	0,16
2. Parakliima/Paracclimate						
Hapnikusisaldus / <i>Oxygen content</i>	O_2	%	19,04	0,09	19,59	0,03
Süsinikdioksiidi sisaldus / <i>Carbon dioxide content</i>	CO_2	%	0,10	0,02	0,10	0,02
Tolmu ülipeenosakesed keskmise suuruse 0,53 µm järgi <i>Dust particles mean size 0.53 µm</i>	$T_{\bar{u}}$	mg m ⁻³	0,10	0,09	0,02	0,01
Tolmu peenosakesed keskmise suuruse 1,53 µm järgi <i>Dust particles mean size 1.53 µm</i>	T_p	mg m ⁻³	0,05	0,04	0,00	0,00
Tolmu jämeosakesed keskmise suuruse 9,21 µm järgi <i>Dust particles mean size 9.21 µm</i>	T_j	mg m ⁻³	0,07	0,07	0,01	0,01
3. Elektrokliima/Electroclimate						
Keskmesed aeroioonid / <i>Medium air ions</i>	n^+	cm ⁻³	152,56	105,99	120,00	102,14
Keskmesed aeroioonid / <i>Medium air ions</i>	n^-	cm ⁻³	250,47	121,13	175,18	115,09
Aeroioonide summa / <i>Sum of air ions</i>	Σn_{\pm}	cm ⁻³	403,09	211,73	295,18	200,97
Unipolaarsustegur / <i>Factor of unipolarity</i>	q_a	–	0,62	0,31	0,71	0,48
Õhu suhteline värskus / <i>Relative freshness of air</i>	V	%	52,09	23,56	45,52	37,01



Joonis 4. Põrandatemperatuuri jaotuvus torustiku siug- ja spiraalasetusega põrandkütte puhul: a – siugasetus; b – spiraalasetus
Figure 4. Temperature of floor by vermicular and spiral placement of contour: a – vericular contour placement; b – spiral contour placement.

Joonisel 4 esitatud temperatuuride jaotuvuse põhjal võib eelistatumaks pidada torustiku siugasetust. Nimetatud eelis põhineb niisugusel viisil torustiku asetusega samal põrandapindalal 27,8 m lühema toru paigaldusvõimalusel, soojakandja (vesi) koguse läbivuse kordusel ja seoses sellega intensiivsemal soojusvahetusel.

Kokkuvõte ja järeldused

1. Esitatud eri- ja efektiivnäitajatega töötav soojuspump Booster SP suudab tagada vastavalt EN 255 tingimustest 0/35°C ja 0/50°C agensi R22 keemise ja veeldumise keskmiselt 3/47°C juures, mis on välisõhu keskmise temperatuuri 1,15°C juures ja maasoojuse soojakandja keskmise temperatuuri 1,85°C juures normaalne ja põhjustatud seadme ala-koormusest.
2. Soojuspumba toodetud summaarne erisoojushulk on keskmiselt 174 kJ kg⁻¹ ja seadme soojusteguri keskmine väärtus on 9,7.
3. Õhu suhteline niiskus 27% on standardiga kehtestatud normidega kooskõlas, kuid mitte kooskõlas õigusaktidega kehtestatud normidega.
4. Õhu liikumiskiirus 0,12 m s⁻¹ on normis.
5. Hapnikusisaldus õhus on normist (20,95%) 7,8% väiksem. Hapnikusisalduse vähenemist õhus põhjustab nii ventilatsioonküte kui ka põrandküte.
6. Tolmuosakeste sisaldus õhus ületas põrand- ja ventilatsioonkütte tingimustes normväärtust (<0,06 mg m⁻³) 1,5–3,2 korda, kuid oli ventilatsioonkütte tingimustes normis. Ventilatsiooni põhjusel oli tolmuosakeste kontsentratsioon ruumiõhus väljatõmbeavapoolses õhus 4 korda suurem kui ventilatsiooni sissepuhkeavade pool.
7. Ventilatsioonkütte tingimustes oli ruumiõhus ülipeenete tolmuosakeste kontsentratsioon 5 korda madalam kui põrandkütte tingimustes.
8. Sisekliima sanitaar-hügieeniline seisund oli kõikidel juhtudel suhteliselt hea. Selle põhjus võib olla osade tolmuosakeste miinuslaengulisus.
9. Põrandkütte puhul on eelistatum torustiku siugasetus. Niisugune torustiku asetuse võimaldab samaväärsele põrandapinnale paigaldada lühema küttetoru, tagades selles soojakandja (vesi) intensiivsema ringluse ja parema soojusülekanne.

Kirjandus

Grimm Aerosoltechnik. 2005. Tragbare Staubmessengeräte. Deutschland. 71 pp.

Hinrichs-Rahlwes, R., Pieprzyk, B. 2009. National Renewable Energy Industry Roadmap Germany. Kättesaadav: http://www.ehpa.org/uploads/media/100_201_IndustryRoad-mapDEeng-FINAL.pdf (18.02.13).

Hirvonen, J. 2012. Ground source heat pump sales grew by an amazingly 72% in Finland. Kättesaadav: http://www.sulpu.fi/documents/184029/189661/Heat_Pump_Sales_Grew_by_72_in_Finland.pdf (18.02.13).

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. IV Edition. John Wiley & Sons, New York, 886 pp.

Kabashnikov, V.P., Danilevskii, L.N., Nekrasov, V.P., Vityaz, I.P. 2002. Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems. – Internal Journal of Heat and Mass Transfer 45, p. 2407–2418.

Majandus- ja kommunikatsiooniministeerium. Energiamaajanduse riiklik arengukava aastani 2020. Kättesaadav: http://valitsus.ee/UserFiles/valitsus/et/valitsus/arengukavad/majandus-ja-kommunikatsiooni_ministeerium/Energiamaajanduse_riiklik_arengukava_aastani_2020.pdf (18.02.13)

Melnikov, S.V., Aleshkin V.R., Roshchin P.M. 1980. Experiments planning in studies of agricultural processes. Kolos, 168 pp. (vene keeles).

Miks, J. 2011. Eesti Soojuspumpade Liit ESPEL. Kättesaadav: http://www.polvamaa.ee/energeetika/esitlused/Jyri_Miks/Jyri_Miks_ESPEL_energeetika_konverentsile_miks_uuendatud_variant1.pdf (18.02.2013)

Nowak, T. 2010. European Heat Pump Action Plan. Kättesaadav: http://www.ehpa.org/fileadmin/red/downloads/EHPA_action_plan.pdf (18.02.13).

Nõu, T., Viljasoo, V. 2011. The effect of heating systems on dust, an indoor climate factor. Agronomy Research. Volume 9. Biosystems Engineering Special issue 1. Tartu, p. 165–174.

Page, T. 2008. Heat pump market growing fast. Kättesaadav: http://www.bsria.co.uk/news/heat_pump08/ (18.02.13).

Sisekliima. Eesti Standard. EVS 839:2003 Eesti Standardikeskus, 10 lk.

Tööruumide mikrokliima tervisekaitse normid ja -eeskirjad. Määrus. Vastuvõetud 01.06.2002 (TKNE-5/1995).

Viljasoo, V. 1998. Piima jahutus-säilitusseadmete töökindlus ja selle tagamise meetodid. – Tehnikateaduste doktorikraadi taotlemise väitekirj. Tartu, EPMÜ Tehnikateaduskonna põllumajandustehnika instituut, 148 lk.

Viljasoo, V., Tomson, I., Bajeva, N., Bajeva, A. 2005. Soojuspumba EKO CLASSIC 155 tööparameetrid veisefarmi sisekliima tagamisel. – Agraarteadus, XVI, 2. Tartu, lk 124–135.

Viljasoo, V., Treial, J., Tomson, I. 2005. Application of heat pump in a milk farm. International Scientific Conference. Agricultural engineering problems. Jelgava, p. 193–198. (vene keeles, ing. k. abstrakt).

Viljasoo, V., Treial, J., Tomson, I. 2005. Working parameters of the heat pump EKO CLASSIC 155 used in cattle farms. New technologies processes and investigation methods for agricultural engineering. Proceedings of the International conference. Raudondvaris, p. 342–349.

Ground heat pump Booster SP function-technical indices and rooms indoor climate

Targo Pomerants, Viljo Viljasoo, Märt Reinvee

Summary

The aim of the study was to diagnose thermal-technical working parameters and to determine functional-technical working parameters and special and effective indices of heat pump Booster SP with capacity 8.5 kW working in indoor climate laboratory's to evaluate devices suitability for providing internal climate. In order to achieve the aim following tasks were solved: 1) determining the functional-technical condition of working device; 2) determining indoor climate; 3) determining heating device's special and effective indices.

Objects of research were heat pump Booster SP and indoor climate laboratory's area of 32.49 m². Thermal-technical working parameters of working heat pump were determined by processing the devices functional parameters measured values. Heating device diagnosing device and digital measuring instruments were used for diagnose.

For diagnosing indoor climate parameters diagnostic equipment DATA LOGGER ALMEMO 2690-8 with measuring sensors was used. Grimm's Aerosol Laser Particle Spectrometer Model 1.108 was used to measure dust. Floor temperatures were registered by thermo-infrared camera Fluke Ti30. Indoor climate state in the room was analyzed on the basis of basic characteristics (temperature ϑ_{δ} , relative humidity W_s , absolute humidity W_a , dew point ϑ_t , velocity v , temperature of floor ϑ_p , oxygen content O_2 , carbon dioxide content CO_2 , positive medium air ions n^+ , negative medium air ions n^- , factor of unipolarity q_a , relative freshness of air V , dust particles mean size 0.53 μm $T_{\bar{a}}$, dust particles mean size 1.53 μm T_p , dust particles mean size 9.21 μm T_j). All indoor and outdoor climate parameters were measured at the height of 1.5 meter from a surface of a floor. To get reliable outcome the reliable probability was chosen to be $\alpha = 0.95$, in keeping with theory of planning experiments. To achieve appointed level originated from technical data of measurement devices, measurement error of sensor and allowed error for electronic measurement devices $\varepsilon = 0.4 \sigma$, where σ is the standard deviation. Following conditions were taken into account while inspecting working parameters of the heat pump:

1. Ground collector 120 running meter is filled with frost proof liquid, lies 1.5 m in the ground with 1.2 m step.
2. Taking into account large heat capacity of ground $C_p = 1840 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ (Incropera, DeWitt, 1996) and unlimited depth of ground mentioned, it can be regarded as unlimited heat container.

3. It is presumed, that the temperature of the ground is yearly 4–6 °C and daily temperature change on the ground is not relevant (Kabashnikov *et al.*, 2002).
4. Whole area of heated rooms 32.49 m², volume 104.94 m³.
5. Heating pipe all length was 136.8 running meters, in which vericular placement of contour runs 54.5 running meters and spiral placement of contour runs 82.3 running meters.

To diagnose heat pumps heat machine's effective state on i-lgP diagram method: 1) agent temperature from pipes connecting the nodes has to be measured from heat machine in good technical condition; 2) draw up with i-lgP diagram method the circular process of heat machine's work (Figure 2); 3) appoint characteristic features of heat machine's functional condition's (P_0 , P_k , i , v_l); 4) calculate characteristic features of heat machines and its nodes effective condition (q' , q'_0 , ε_a , ε_k , q_v , G_a , V_b , Q_0); 5) make conclusions based on circular processes by measured temperatures and calculation results of working device (Viljasoo, 1998; Viljasoo *et al.*, 2005).

In case of using the i-lgP diagram-method (formula 11) is the compressor's theoretical V_h and agent's bulk warming productivity q_v replaced with compressor bulk capacity actual bulk efficiency V_i and agent actual bulk warming productivity. It is possible to appoint the Feeding factor λ_e (characterizes amount of compressor losses) by compressor's compressive level (Viljasoo, 1998).

As is it seen from heating machine of the heat pump, amount of heat q'_0 is taken from liquid carrying energy to boil the agent. To keep agent continuously circling in compressor the work amount l is used, which joins as dissipation of heat with heat amount q'_0 . Total amount of heat conducted into environment, which is consonant with law of conservation of energy, forms heat amount q' (formula 15).

For determining operating state of the working heat pump agent temperatures from heating pump nodes was measured (Table 1).

In the vaporizer of heat pump's heating machine agent R22 is boiling, and in the condensator it is deliquescing according to EN 255 conditions in mean at 0/35°C and 0/50°C. From warmth carrying agent's temperatures before vaporizer (ϑ_{sk}) and after vaporizer (ϑ'_{sk}) it can conclude that its temperature reduces in heat exchange approximately by 0.2°C.

The nodes of heat pump's heat machine (com. – compressor, con. – condensator, fil. – filter, TRV – thermo regulating ventill, vap. – vaporizer) were in working order. In time of measurement the indoor environment temperature (ϑ_k) was 22.18–22.21°C and outdoor temperature (ϑ_{vk}) 0.6–1.7°C.

Analyze of circular processes heat pump's heat machine enables to get complete review of machines work. Advantages of the i-lgP diagram method are diagnose method being scientific, possibility to link diagnosed heat pump system nodes functional-

technical indices with heating theory, opportunity to use cyclograms while comparing circular processes of heating pump heating machine (Figure 3), taking into account special and effective indices of circular processes of heating pump heating machine and monitor thermo dynamical processes occurring in heat pumo nodes.

In table 2 are presented special and effective indices of heat pump Booster SP in indoor climate laboratory.

From Table 2 it is possible to make following conclusions:

1. Agent boiling temperature is between 4.5–5.0, in mean 4.8°C.
2. Agent condensing temperature is between 35.61–35.69°C, in mean 35.66°C.
3. Compressor suction pressure is between 577–585 kPa, in mean 581 kPa.
4. Compressor compressive pressure in mean 1375 kPa.
5. Weighty special heat productivity q'_0 in mean 164 kJ kg⁻¹.
6. Compressor specific work l in mean 18 kJ kg⁻¹.
7. Condensator specific heat productivity q' in mean 174 kJ kg⁻¹.
8. Refrigerant factor of cycle ε_a in mean 9,1.
9. Heating factor of cycle ε_k in mean 9.7.
10. Specific volume of steam sucked in v_l is relatively constant, 0.041 m³kg⁻¹.
11. Bulk specific heat productivity q_v is between 4000–4100 kJ m⁻³, in mean 4050 kJ m⁻³.
12. Agent usage G_a in mean 0.052 kg s⁻¹.
13. Actual bulk capacity of compressor V_l in mean 0.0021 m³ s⁻¹.
14. Heat capacity of heat pump's heating device Q is by technical specifications 8.5 kW.
15. Actual heat capacity Q_0 of heating device's is between 8.4–8.6 kW, in mean 8.5 kW.

In Table 2 it is seen, that when condensing temperature ϑ_k rises, compressive pressure P_k , compressor's specific work l , specific usage of agent G_a and compressor actual bulk capacity V_l increase; when boiling temperature ϑ_0 rises, suction pressure P_0 increases and compressor specific work l decreases; when increasing volume q_v and weighty q'_0 production condensator specific heat productivity q' also increases. When comparing effective indices q' ,

q'_0 , l (Table 2) determined by the i-lgP diagram method it becomes obvious, that the total heat amount defining error Δ is 8 kJ kg⁻¹, which is 4.4% of relative error. Reasons of definite relative error may be measuring errors or changes in the work routine of heat pump during measuring or reading enthalpies numeral values from diagrams and heat loss from machine nodes.

Based on data in Table 2 it is possible to conclude that the heat pump heating devices working mode is most optimal, as analogue to what is presented on Figure 2, devices weight specific heat productivity was 174 kJ kg⁻¹, specific heat productivity 164 kJ kg⁻¹, compressor specific work 18 kJ kg⁻¹, warming factor 9.7, actual warming capacity 8.5 kW. Results from Figure 3 and Tables 2 show that the heat pump warming machine functional-technical condition and special and effective indices were according to devices technical working parameters in normal condition, but machine is operating below its optimal capacity.

In case of paraclimate parameters, relatively low oxygen content (19.04–19.59%) and carbon dioxide content (mean value 0.10%) in indoor air was measured. The electrostatic state of air showed that in floor and ventilation heating conditions the level of medium aeroions (403.09 cm⁻³) was higher than in only ventilation heating conditions (295.18 cm⁻³). Value of unipolarity factor (0.62) and relative freshness of air (52.09%) indicates satisfactory sanitary-hygienic conditions in all experimental conditions (Table 3), which may be caused by the negative charge of dust particles.

It can be concluded that heating pump Booster SP is able to ensure proper indoor climate. However in current experiment the heating pump was operated below its optimal capacity. It is advisable to prefer vermicular layout indoor heating contour to circular contour because it better heat exchange in case of shorter length. The problem of dust concentration was noted in case of floor heating. Air consisted 7–14 times more dust particles than it is allowed in legislations. Moreover, dust concentration was 5 times greater near the ventilation system outlet (Figure 1). In case of ventilation heating the concentration of ultra-thin dust particles was more than 1.5 times greater than allowed in legislations