

KÜLMAVAHEATUSOSAGA GEOTERMILINE SEADE RUUMIDE KÜTMISEKS JA SISEKLIIMA PARENDAMISEKS

V. Viljasoo, J. Treial, I. Tomson

ABSTRACT. *Geothermal equipment with cool exchange device for heating rooms and improving of indoor climate.* Geothermal equipment consists of intake air pipes, vacuum wards and underground connecting pipes, placed near to a villa. The heat exchange ventilation equipment Onninen 100 used in ventilation systems makes air inside the device circulating.

This patented equipment differs from the analogues form Germany, Japan, United States etc. by the cool exchange device. This device enables remarkable advantages in mounting and construction as decreasing the length, installation depth and number of air pipes, simplifying and cheapening the maintenance and increasing the equipment durability.

The geothermal equipment is meant for creating the environment with a constant temperature 4 °C and adjustable relative humidity in warehouses and basements. It is for improving indoor climate in villas' basements, preheating, and air conditioning based on air heating as well. This equipment is indispensable when preheating greenhouses and cooling air in hot season.

The analysis of air climate parameters (temperature ϑ_k , relative humidity W_s , dew point ϑ_p , absolute humidity W_a , velocity v , oxygen content O_2 , carbon dioxide content CO_2 , positive light air ions n^+ , negative light air ions n^- , positive and negative heavy air ions N^+ , N^-) passing through the geothermal equipment, is made in the article.

Heat technical data (air specific heat capacity, characteristics of heat and cold exchange processes) are presented.

This article summarizes the research results of indoor climate qualities and presents data about energetic-economical efficiency of the geothermal equipment (air specific heat and gross capacities, return-flow air specific heat and gross capacities, the economic effect of pre-heating the villa and the post-heating expenses were analyzed).

Keywords: *geothermal, equipment, climate, environment.*

Sissejuhatus

Vaatamata efektiivsemate ja keskkonnaohutumate seadmete ja tehnoloogiate kasutuselevõttuga energiatarbimine maailmas pidevalt suureneb. Seoses sellega otsitakse uusi võimalusi nii tekkivate energia- vajaduste rahuldamiseks kui ka looduskeskkonna saastatuse vähendamiseks. Üheks selliseks lahenduseks on maasoojuse ärakasutamine. Maasoojus on maa- ja kivipinda ning vette kogunenud suur energiavaru. Maasoojusenergiat kasutades väheneb energiatootmisest tingitud koormus keskkonnale ning keemiapõhiste energia- allikatega seotud saaste- ja terviserisk. Maapinnasse akumulunud energia vahendusseadmeid nimetatakse maasoojuspumpadeks. Need vahendavad kuni 2/3 energiast tasuta, mis kulub tavaliselt siseruumide kütmiseks. Soojuspumpade süsteemis on harilikult neli põhiosa: kompressor, kondensaator, termoreguleeriv ventiil ja auruti. Rootsisis ja Soomes on maa- ja õhusoojusel töötavate soojusseadmete kasutamise osakaal kuni 15%, Eestis aga umbes 1%.

Ventilatsiooni- ja õhkküttesüsteemides on maasoojuse ärakasutamine tuntud umbes 150 aastat. Ameerika Ühendriikide, Saksamaa ja Jaapani patentides (US-5131887, DE-3414973, JP 58095156 jt) on kirjeldatud maasoojuse akumulereimis- ja õhu filtreerimislahendusi, mis on õhkküttesüsteemides väga tähtsad.

Eestis on analoogse lahenduse kohta registreeritud Jüri H. ja Püger L. nimele kasulik mudel EE00329 ja patenditaotlus nr 0104. Registreeritud geotermiline soojusseade on ette nähtud ruumidesse sisetoodava õhu eelsoojendamiseks (külm aasta-aeg), jahutamiseks (soe aasta-aeg) ja sisekliimaparameetrite parendamiseks ning erineb oma eelkäijatest külmavahetusosa poolest.

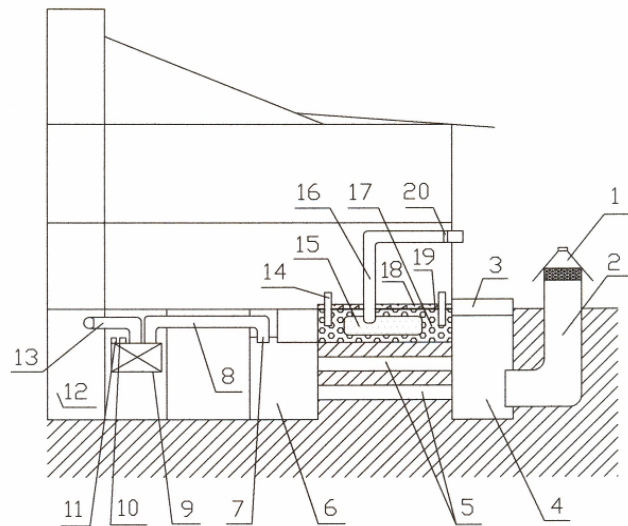
Uurimistöö eesmärgiks oli töötava geotermilise seadme sõlmi läbiva õhu kliimaparameetrite, seadme sooja- ja külmavahetusosa soojustehniliste parameetrite ning seadme energeetilis-majanduslike andmete analüüs selleks, et prognoosida seadme sobivust elamu kütmiseks ja sisekliima kujundamiseks.

Püstitatud eesmärgi saavutamiseks olid lahendatud järgmised ülesanded: 1) töötava seadme kliimaparameetrite analüüs; 2) seadme soojustehniliste tööparameetrite analüüs; 3) seadme energeetilis-majanduslike andmete määramine ja analüüs.

Võttesõnad: geotermiline seade, kliima, keskkond.

Materjal ja meetodika

Uurimistöö objektiks oli eramusse ehitatud geotermiline seade (joonis 1), mille õhuvõtuosa (1–3), soojusvahetusosa (5, pinnas), õhuväljundosa (6–13) ja külmavahetusosa (14–20) kliimaparaameetreid mõõdeti sidustöötluspõhimõttel. Selleks kasutati diagnoosiseadet DATA LOGGER ALMEMO 8990-8 koos mõõteandurite ja -seadmetega. Geotermilises seadmes toimiva õhu välis- ja sisekliimalisi omadusi on analüüsitud neid iseloomustavate tunnusparaameetrite (õhu temperatuur ϑ_k , õhu suhteline niiskus W_s , kastepunkt ϑ_p , õhu absoluutne niiskus W_a , õhu liikumiskiirus v , O_2 -sisaldus õhus, süsihappegaasi CO_2 -sisaldus õhus, plusslaenguga kerged aeroioonid n^+ , miinuslaenguga kerged aeroioonid n^- , pluss- ja miinuslaenguga rasked aeroioonid N^+ , N^-) alusel.



Joonis 1. Geotermilise seadmega objekti skeem ja tehnilised andmed: 1 – õhuvõtutoru kaas; 2 – välisõhu õhuvõtutoru (\varnothing 315×5000 mm); 3 – rõhualanduskambri kaas; 4 – rõhualanduskamber 1 (1300×600×1500 mm)*; 5 – õhutorud (\varnothing 125×4000 mm, 9 tk); 6 – rõhualanduskamber 2 (1560×950×1200 mm); 7 – õhuvõtutoru otsak; 8 – õhuvõtutoru (\varnothing 125×2000 mm); 9 – soojusvaheti (Onninen 100); 10 – siseõhu sisseviik (\varnothing 125mm, 2 tk); 11 – töödeldud õhu väljaviik (\varnothing 125 mm, 2 tk); 12 – korstnajalg; 13 – saasteõhutoru (\varnothing 125×1700 mm); 14 – õhustustorukesed (\varnothing 28×800 mm, 3 tk); 15 – perforeertoru (\varnothing 125×4300 mm); 16 – väljatõmbetoru (\varnothing 125×7100 mm); 17 – kergkruus (4100×1500×800 mm); 18 – betoonpõrand (4100×1500×200 mm); 19 – polüetüleenkile (4300×1700×1 mm); 20 – ventilaator

Figure 1. Graph of object with geothermal equipment and technical data: 1 – air input pipe lid; 2 – external air input pipe (\varnothing 315×5000 mm); 3 – decompression chamber lid; 4 – decompression chamber (1300×600×1500 mm)*; 5 – air pipes (125×4000 mm, 9 pieces); 6 – decompression chamber (1560×950×1200 mm), 7 – air input nozzle; 8 – air input pipe (\varnothing 125×2000 mm); 9 – heat exchanger (Onninen 100); 10 – internal air input (125 mm, 2 pieces); 11 – processed air output (125 mm, 2 pieces); 12 – chimney base; 13 – polluted air pipe (\varnothing 125×1700 mm); 14 – airing pipes (28×800 mm, 3 pieces); 15 – perforated pipe (\varnothing 125×4300 mm); 16 – extracting pipe (\varnothing 125×7100 mm); 17 – light weight aggregate (LWA) FIBO (4100×1500×800 mm); 18 – concrete floor (4100×1500×200 mm); polyethylene film (4300×1700×1 mm); 20 – ventilator

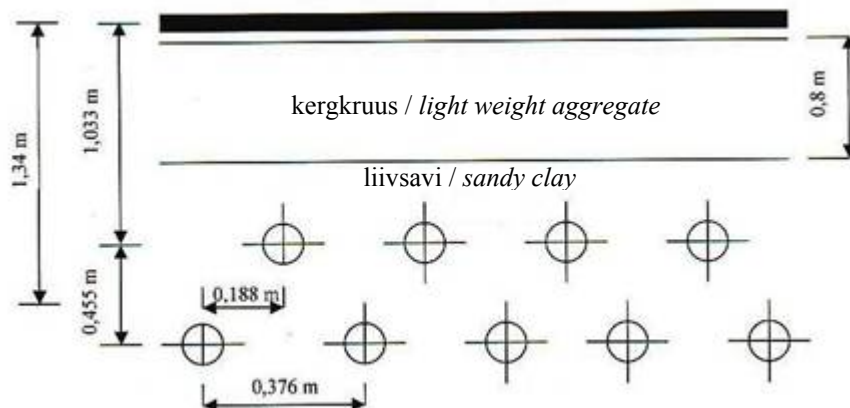
Usaldusväärsete mõõtmistulemuste saamiseks on kooskõlas katsete planeerimise teooriaga (Melnikov jt, 1980) valitud usaldusväärseks tõenäosuseks $\alpha = 0,95$. Püstitatud taseme saavutamiseks on lähtutud mõõteseadmete tehnilistest andmetest, andurite mõõtmisvigadest ja elektroonilistele mõõteriistadele kehtestatud lubatud veast $\varepsilon = \pm 0,4\sigma$, kus σ on aritmeetilise keskmise standardhälve.

Geotermilise seadme sooja- ja külmavahetusosa töövõimet on kontrollitud järgmise meetodika kohaselt.

1. Seadme soojusvahetusosa soojustehnilistes arvutustes on lähtutud sellest, et maapind kujutab endast 4×6 m suurust lõputu sügavusega maa-ala. Õhutorud (9 tk) on paigutatud kahes reas malekorras kuni 1,4 m sügavusele maapinda (joonis 2).
2. Arvestades maapinna (pinnase) suurt soojusmahtuvust $c_p = 1840$ J/(kg K) (Incropera, DeWitt, 1996) ja n-õ lõputut sügavusmõõtu, võib seda vaadelda lõputu soojussalvestina.
3. Ööpäevane suure sagedusega temperatuurikõikumiste mõju maapinnale on suhteliselt tühine (Kabashnikov jt, 2002).

* pikkus, laius, kõrgus / length, width, height

4. Eeldatakse (Kabashnikov jt, 2002), et pinnase temperatuur on aastaringsest tasemel 4–6 °C.
5. Hoone sokli-keldrikorruse põranda all on korralik soojusisolatsioon.
6. Diagnoosandmete järgi oli uurimisobjektile õhuvõturu piirkonnas märtsis 2003 keskmiseks õhutemperatuuriks 12 °C ja aprillis 4,8 °C.
7. Õhutorude soojusvahetuspinna kogupikkus on 36 m ja õhumahtuvus nendes 0,45 m³.
8. Õhu liikumise keskmine kiirus õhutorudes oli 0,14 m/s.



Joonis 2. Torude paigutus piiratud ehitusaluse pindala korral
Figure 2. Placement of the pipes in case of limited building base area

Õhu mahuline ja kaaluline erikulu läbi soojus- ja külmavahetusosade on arvatatud valemitega (Viljasoo jt, 2004)

$$\tilde{O}_e = v \cdot S_t \cdot n_t, \quad \tilde{O}_{ek} = v \cdot S_t \cdot n_t \cdot \rho, \quad (1, 2)$$

- kus \tilde{O}_e – õhu mahuline erikulu m³/s;
 v – õhu liikumiskiirus õhutorus m/s;
 S_t – õhutoru ristlõike pindala m²;
 n_t – õhutorude arv;
 \tilde{O}_{ek} – õhu kaaluline erikulu kg/s;
 ρ – niiske õhu tihedus normaaltingimustel kg/m³ ($\rho = 1,293$ (Liiske, 2002)).

Soojusvahetusosas õhutorusid läbiva õhu külmaerimahtuvus ja külmavahetusosas kergkruusa läbiva õhu soojuserimahtuvus on arvatatud valemitega

$$Q_k = \tilde{O}_{ek} \cdot c_{n\tilde{o}} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_4) + Q_{ka}, \quad (3)$$

$$Q_s = \tilde{O}_{ek} \cdot c_{n\tilde{o}} \cdot (\vartheta_{10} - \vartheta_{11}) + Q_{ka}, \quad (4)$$

- kus Q_k – õhu külmaerimahtuvus kW;
 \tilde{O}_{ek} – õhu kaaluline erikulu kg/s;
 $c_{n\tilde{o}}$ – niiske õhu erisoojus kJ/(kg K), ($c_{n\tilde{o}} = 1,01$);
 ϑ_1 – õhu temperatuur väliskeskkonnas K;
 ϑ_4 – õhu keskmine temperatuur teises kambris K;
 Q_{ka} – külmakaod kW (keskmiselt 10%);
 Q_s – õhu soojuserimahtuvus kW;
 ϑ_{10} – õhu temperatuur õhutorukestes K;
 ϑ_{11} – õhu temperatuur väljatõmbetorus K.

Soojusvahetusosas soojusvahetusprotsessis maapinnalt võetav soojaerihulk ja külmavahetusosas külma- vahetusprotsessis kergkruusalt võetav külmaerihulk on arvatatud valemitega

$$q_s = S_s \cdot k \cdot \Delta\vartheta_k, \quad q_k = S \cdot k \cdot \Delta\vartheta_k, \quad (5, 6)$$

- kus q_s – maapinnalt võetav soojaerihulk W;
 S_s – soojenduspinna pindala m²;
 k – soojuse läbikandetegur W/(m² · K), ($k = 6$);
 $\Delta\vartheta_k$ – keskmine temperatuuride vahe K;
 q_k – kergkruusalt võetav külmaerihulk W;
 S – jahutuspinna pindala m²;
 k – külma läbikandetegur W/(m² · K).

Külmavahetusosas külma läbikandetegur on arvatatud valemiga

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (7)$$

- kus k – külma läbikandetegur $W/(m^2 \cdot K)$;
 α – pinnase soojusülekanndetegur $W/(m^2 \cdot K)$;
 δ – kergkruusakihi paksus m ;
 λ – kergkruusa soojuserijuhtivustegur $W/(m \cdot K)$, ($\lambda = 0,19$).

Keskmiised temperatuuride vahed soojus- ja külmavahetusosades on arvatatud valemitega

$$\Delta \vartheta_k = \frac{(\vartheta_{mp} - \vartheta_4) - (\vartheta_{mk} - \vartheta_1)}{2,3 \lg \frac{\vartheta_{mp} - \vartheta_4}{\vartheta_{mk} - \vartheta_1}}, \quad \Delta \vartheta_k = \frac{(\vartheta_{11} - \vartheta_{mk}) - (\vartheta_{10} - \vartheta_{mk})}{2,3 \lg \frac{\vartheta_{11} - \vartheta_{mk}}{\vartheta_{10} - \vartheta_{mk}}}, \quad (8, 9)$$

- kus $\Delta \vartheta_k$ – keskmine temperatuuride vahe K ;
 ϑ_{mp} – pinnase temperatuur K ;
 ϑ_4 – keskmine õhutemperatuur teises kambris K ;
 ϑ_{mk} – keskmine pinnase temperatuur õhutorude kohal K ;
 ϑ_1 – keskmine välisõhu temperatuur K ;
 ϑ_{11} – õhu temperatuur väljatõmbetorus K ;
 ϑ_{10} – õhu temperatuur õhustustorukestes K .

Geotermilise seadme tööparameetrite mõju sisekliima sanitaar-hügieenilistele näitajatele on määratud aeroioonide unipolaarsusteguri järgi (Tšičevski, 1989):

$$q_n = \frac{n^+}{n^-}, \quad q_N = \frac{N^+}{N^-}, \quad (10, 11)$$

- kus q_n, q_N – unipolaarsustegur kergete ja raskete aeroioonide korral;
 n^+, N^+ – plusslaenguga kerged ja rasked aeroioonid cm^{-3} ;
 n^-, N^- – miinuslaenguga kerged ja rasked aeroioonid cm^{-3} .

Õhu suhteline värskus ja saastatus on arvatatud valemitega (Viljasoo, Tomson, 2002)

$$V = 100 - \frac{q_t}{q_{\delta}} \cdot 100, \quad S = \frac{q_m}{q_{\delta}} \cdot 100 - 100, \quad (12, 13)$$

- kus V ja S – õhu suhteline värskus ja saastatus %;
 q_t, q_m – aeroioonide unipolaarsustegurid töödeldud (q_t) ja töötlemata (q_m) õhuga ruumides;
 q_{δ} – aeroioonide unipolaarsusteguri lubatud maksimum ($q_{\delta} = 1,3$) töödeldud õhuga ruumis.

Eramu, väliskubatuuriga $500 m^3$, kütmiseks kütteperioodi (5040 h) vältel tehtav kulu tuleneb kas kogu eramu kütmisest elektrikalorifeeri abil või selle osalisel rakendamisel.

Eramu kütiskulude arvutamisel ja selle sisekliima tagamiseks on lähtutud järgmistest tingimustest.

1. Kütteperioodil on välisõhu keskmiseks temperatuuriks $-15^{\circ}C$ ja suhteliseks niiskuseks 70%.
2. Teisel juhul köetakse eramut osaliselt geotermilise seadme abil ja osaliselt elektrikalorifeeril põhineva õhkküttesüsteemi abil. Ruumi siseõhu niisutamine toimub loomulikult teel.
3. Ühe $kW \cdot h$ elektrienergia maksumus on 1,0 kr.
4. Eramu ligikaudseteks küttekuludeks on võetud soojusenergia hind 480 kr/MWh (Liiske, 2002).
5. Kütteperioodi pikkus $K_p = 5040$ h.

Seoses sellega, et eramute kütmiseks vajaliku soojushulga arvutusmeetodeid on mitmeid ja nende järgi saadud arvutustulemused mõnevõrra erinevad, on siinjuures tehtud järgmised kontrollarvutused.

Esimesel juhul on eramu kütmiseks vajaliku soojuse erimahtuvus arvatatud valemiga (Žabo jt, 1983)

$$Q_s = q_{ot} \cdot V_e (\vartheta_{12} - \vartheta_1) \cdot \eta, \quad (14)$$

- kus Q_s – eramu kütmiseks vajalik soojuse erimahtuvus W ;
 q_{ot} – eramu erisoojuse karakteristik $W/m^3 \cdot K$ ($q_{ot} = 0,87$ (Žabo jt, 1983));
 V_e – eramu väliskubatuur m^3 ($V_e = 500$);
 ϑ_{12} – õhu temperatuur eramus K ;
 ϑ_1 – välisõhu temperatuur K ($\vartheta_1 = -15^{\circ}C$);
 η – parandustegur olenevalt eramu kvaliteedist ($\eta = 0,9$ (Žabo jt, 1983)).

Teisel juhul on eramu kütmiseks vajaliku soojuste erimahtuvus arvatud kirjanduses (Liiske, 2003) esitatud ligikaudsete elamu küttekulude alusel.

Uurimisobjektile kasutusel oleva elekterküttele põhineva õhkküttesüsteemi rakendamisel on eramu kütmiseks võimalik ja vajalik õhu soojuserimahtuvus arvatud valemiga

$$Q_s = \tilde{O}_{ek} \cdot c_{n\ddot{o}} (\vartheta_{12} - \vartheta_1), \quad (15)$$

kus \tilde{O}_{ek} – õhu kaaluline erikulu kg/s;
 $c_{n\ddot{o}}$ – niiske õhu erisoojus kJ/(kg·K), ($c_{n\ddot{o}}=1,01$).

Uurimistulemused ja arutelu

Tuginedes diagnoosiandmetele on uurimistöö metoodikas esitatud tingimuste kohaselt ning valemite 1, 2, 3 ja 5 abil arvatud soojavahetusosa tööparameetrid toodud tabelis 1.

Arvestades õhu kaalulise erikuluga on soojusvahetussõlmes õhutorusid läbiva õhu külmaerimahtuvus õhu keskmise liikumiskiiruse 0,14 m/s juures vahemikus 72–367,6 W. Seega oleneb õhutorusid läbivad õhu külmahulk peamiselt nendesse siseneva välisõhu temperatuurist (joonis 3).

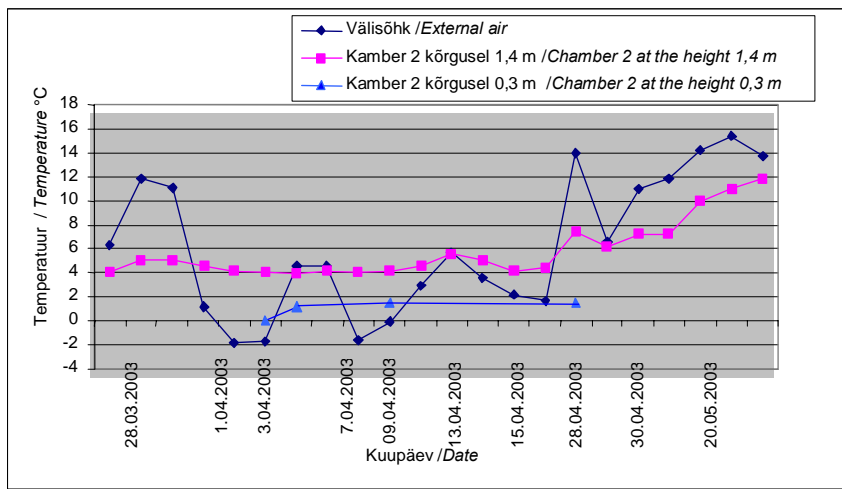
Seoses sellega, et kirjanduses (Incropera, DeWitt, 1996; Kabashnikov jt, 2002) esitatud andmete kohaselt on torude paigutus ette nähtud sügavusele 2–6 m, selleks et tagada pinnase piisava temperatuuriga (4–6 °C) keskkond, on katseobjektile (joonis 2) keskmisele sügavusele 1,34 m paigutatud torude ümber pinnase (savimuld) võimalik temperatuur mitte 4 °C, vaid teoreetiliselt keskmiselt 2,68 °C. Samas on võimalik eeldada, et ka nimetatud sügavusele paigutatud torude ümber oleva pinnase temperatuur on 4 °C ja isegi 5 °C. Nimetatud temperatuurivariantide ($\vartheta_{mp}=2,68; 4,0; 5,0$ °C) ja diagnoosiandmete alusel arvatud tulemuste kohaselt on seadme soojusvahetusosa maapinnast võetav keskmine soojuserikulu 241,26 (02.04.03. a) ja 386,46 W (03.04.03. a).

Tabelist 1 selgub, et külmemal ajal (02.04.03. a) oli soojusvahetussõlmes õhutorusid läbiva välisõhu külmaerimahtuvus 209,9 W ning samal kuupäeval on maapinnast võetav keskmine soojaerikulu 241,26 W, mis ületab mõnevõrra välisõhu külmaerimahtuvust. Veelgi külmemal ajal (03.04.03. a) oli õhutorusid läbiva välisõhu külmaerimahtuvus keskmiselt 367,6 W ning samal kuupäeval on maapinnast võetav keskmine soojuserihulk 386,46 W, mis samuti ületab mõnevõrra välisõhu külmaerimahtuvust. Tuginedes saadud arvutustulemustele võib soojusvahetusosa tööd lugeda rahuldavaks.

Tabel 1. Geotermilise seadme soojusvahetusosa tööparameetrid

Table 1. Work parameters of the heat exchange device of the geothermal equipment

Kuupäev, aeg Date, time	Valemid, tingimused Equations, conditions	Ühik Unit	Soojus- erihulk Heat specific volume q_s , W	Õhuerikulu Air specific consumption \tilde{O}_e
	1. $\tilde{O}_e = v \cdot S_t \cdot n_t$	m ³ /s		0,0153
	2. $\tilde{O}_{ek} = v \cdot S_t \cdot n_t \cdot \rho$	kg/s		0,0198
	3. $Q_k = \tilde{O}_{ek} \cdot c_{n\ddot{o}} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_4) + Q_{ka}$	kW		Q_k kW
02.04.03 22:00–8:00	3.1. kui / if $\vartheta_1 = -5,54, \vartheta_4 = 4,0$	°C		0,2099
03.04.03 22:00–8:00	3.2. kui / if $\vartheta_1 = -12,81, \vartheta_4 = 3,9$	— „ —		0,3676
	4. $q_s = S \cdot k \cdot \Delta \vartheta_k$	W		
	Tingimused/Provided $\vartheta_{mp} = 2,68; 4,0; 5,0$	°C		Algandmed Source data
02.04.03 22:00–8:00	4.1. kui / if $\Delta \vartheta_{k1} = 3,573$	K	302,92	$v = 0,14$ m/s $S_t = 0,012$ m ² $n_t = 9$ $\rho = 1,293$ kg/m ³ $c_{n\ddot{o}} = 1,01$ kJ/(kg · K) $Q_{ka} = 0,1$ Q_k $S = 14,13$ m ² $k = 6$ W/(m ² · K) $\vartheta_{mk} = 2$ °C
	4.2. kui / if $\Delta \vartheta_{k2} = 1,723$	— „ —	146,08	
	4.3. kui / if $\Delta \vartheta_{k3} = 3,241$	— „ —	274,77	
	Keskmine/Mean	— „ —	241,26	
03.04.03 22:00–8:00	4.1. kui / if $\Delta \vartheta_{k1} = 5,449$	— „ —	461,97	
	4.2. kui / if $\Delta \vartheta_{k2} = 2,947$	— „ —	249,85	
	4.3. kui / if $\Delta \vartheta_{k3} = 5,279$	— „ —	447,55	
	Keskmine/Mean	— „ —	386,46	



Joonis 3. Õhu temperatuuride keskmised väärtused soojusvahetusosas
Figure 3. Air temperature means in the heat exchange device

Tuginedes diagnoosiandmetele on uurimistöö metoodikas esitatud tingimuste kohaselt ning valemite 1, 2, 4 ja 6 abil arvatud külmavahetusosa tööparameetrid esitatud tabelis 2.

Tuginedes diagnoosiandmetele on uurimistöö metoodikas esitatud tingimuste kohaselt arvatud külmavahetusosa tööparameetrid järgmised: võttes aluseks pinnase temperatuuri ϑ_{mp} variandid (2,68; 4,0; 5,0) on võimalik, et pinnase temperatuur õhutorude kohal ϑ_{mk} võib kõikuda piirides $\vartheta_{mk} = 1,0; 1,5; 2,0$ °C.

Kergkruusa kogu jahutuspinna määramisel on aluseks võetud kergkruusa puistekoguse arvutuslik pindala (6,15 m²) ja puistekoguse kõrgus (0,8 m) ning kergkruusa graanulite keskmine suurus (0,015 m). Nendest andmetest lähtudes moodustuks külmavahetuspinna kergkruusa puistekoguse 53-st kahelt poolt toimivast kihist, mille üldpindala on 652 m².

Tabel 2. Geotermilise seadme külmavahetusosa tööparameetrid
Table 2. Work parameters of the cold exchange device of the geothermal equipment

Kuupäev, aeg Date, time	Valemid, tingimused Equations, conditions	Ühik Unit	Külma- erihulk Cold specific volume q_k , W	Õhuerikulu Air specific consumption \tilde{O}_e
	1. $\tilde{O}_e = v \cdot S_t$	m ³ /s		0,3
	2. $\tilde{O}_{ek} = v \cdot S_t \cdot \rho$	kg/s		0,388
	3. $Q_s = \tilde{O}_{ek} \cdot c_{nõ} \cdot (\vartheta_{10} - \vartheta_{11}) + Q_{ka}$	kW		Q_s , kW
15.04.03 10:00...22:00	3.1. kui / if $\vartheta_{10} = 3,59$, $\vartheta_{11} = 2,79$	°C		0,345
09.05.03 10:30...11:15	3.2. kui / if $\vartheta_{10} = 11,9$, $\vartheta_{11} = 7,9$	— „ —		1,724
	4. $q_k = S \cdot k \cdot \Delta \vartheta_k$	W		
	Tingimusel/Provided $\vartheta_{mk} = 1,0; 1,5; 2,0$	°C		Algandmed Source data
15.04.03	4.1. kui / if $\Delta \vartheta_{k1} = 2,16$	K	309,8	$v = 0,25$ m/s $S_t = 1,2$ m ² $\rho = 1,293$ kg/m ³ $c_{nõ} = 1,01$ kJ/(kg · K) $Q_{ka} = 0,1$ Q_s $S = 652$ m ² $k = 0,22$ W/(m ² · K)
	4.2. kui / if $\Delta \vartheta_{k2} = 1,66$	— „ —	238,1	
	4.3. kui / if $\Delta \vartheta_{k3} = 1,16$	— „ —	166,4	
	Keskmine/Mean	— „ —	238,1	
09.05.03	4.1. kui / if $\Delta \vartheta_{k1} = 8,69$	— „ —	1246,5	
	4.2. kui / if $\Delta \vartheta_{k2} = 8,33$	— „ —	1194,8	
	4.3. kui / if $\Delta \vartheta_{k3} = 8$	— „ —	1147,5	
	Keskmine/Mean	— „ —	1196,3	

On tõenäone, et kergkruusas liikuv õhuhulk on pidevalt kokkupuutes kergkruusa koguruumalaga, millest moodustub kergkruusa ristlõike pindala ($1,2 \text{ m}^2$) selle kihi laiuse ($1,5 \text{ m}$) ja kõrguse ($0,8 \text{ m}$) korrutisena.

Kergkruusa läbiva õhu liikumiskiirus jääb õhustustorukestest siseneva õhu mõõdetud keskmise kiiruse ($v = 0,36 \text{ m/s}$) ja väljatõmbetorus liikuva õhu mõõdetud keskmise kiiruse ($v = 0,16 \text{ m/s}$) vahemikku ning võib olla keskmiselt $0,25 \text{ m/s}$.

Arvutustulemustest (tabel 2) selgub, et äramärgitud kuupäevadel (15.04.03. a ja 09.05.03. a) külmavahetusosas kergkruusa läbiva õhu soojuserimahtuvused (345 ja 1724 W) on mõnevõrra suuremad kui kergkruusa akumuleerunud keskmised külmaerihulgad ($238,1$ ja $1196,3 \text{ W}$), mis võimaldab külmavahetusosa tööd lugeda rahuldavaks.

Töötava geotermilise seadme kliimaparameetreid (tabel 3) diagnoositi töödeldud ja töötlemata õhuga keldriruumides, vastavalt $20,7$ ja $23,7 \text{ m}^3$, ning need olid järgmised: temperatuurid vastavalt $11,64$ ja $11,58 \text{ }^\circ\text{C}$, suhtelised õhuniiskused $50,7$ ja $55,8\%$, kastepunktid $7,35$ ja $2,94 \text{ }^\circ\text{C}$, absoluutsed õhuniiskused $3,95$ ja $4,67 \text{ g/kg}$; õhuliikumiskiirused $0,11$ ja $0,11 \text{ m/s}$, õhu hapnikusisaldus $19,81$ ja $19,64\%$; õhu süsihappegaasi sisaldus $0,083$ ja $0,088\%$.

Tabel 3. Geotermilise seadme kliimaparameetrid

Table 3. Climatic characteristics of the geothermal equipment

Jrk-nr No	Parameeter Characteristic	Ühik Unit	Ruomid/Rooms		Jrk-nr No	Parameeter Characteristic	Ühik Unit	Ruomid/Rooms	
			Töödeldud Processed	Töötlemata Unprocessed				Töödeldud Processed	Töötlemata Unprocessed
1.	ϱ	$^\circ\text{C}$	11,64	11,58	8.	n^+	cm^{-3}	289	274
2.	W_s	%	50,7	55,7	9.	n^-	cm^{-3}	620	201
3.	ϱ_n	$^\circ\text{C}$	7,35	2,94	10.	N^+	–, –, –	32450	33810
4.	W_a	g/kg	3,95	4,67	11.	N^-	–, –, –	24580	30343
5.	v	m/s	0,11	0,11	12.	q_n	–, –, –	0,60	1,41
6.	O_2	%	19,81	19,64	13.	q_N	–, –, –	1,33	1,11
7.	CO_2	%	0,083	0,088	14.	V_n	%	53,85	–
					15.	S_n	%	–	8,46

Ruumi sanitaar-hügieenilist seisundit on võimalik hinnata ja parendada selle elektrostaatilise seisundi määramise ja muutmise teel. Mõõtmistulemustest selgus, et töödeldud õhuga ruumis oli miinuslaengutega kergete aeroioonide erikogus (620 cm^{-3}) üle kolme korra suurem kui töötlemata õhuga ruumis (201 cm^{-3}). Plusslaenguga kergete aeroioonide kogused olid vastavalt 289 ja 274 cm^{-3} . Seega oli töödeldud õhuga ruumis elektrokliima seisukohalt õhu ja ruumi sanitaar-hügieeniline seisund väga hea ($q_n=0,6$). Samas oli töötlemata õhuga ruumis õhu ja ruumi sanitaar-hügieeniline seisund ($q_n = 1,41$) nõuetele mittevastav ($q_n \leq 1,0-1,3$). Kokkuvõtteks olid töödeldud õhuga ruumis kliimaparameetrid mõnevõrra paremad kui töötlemata õhuga ruumis, mida iseloomustavad ka lubatud normi suurima väärtuse ($q_n = 1,3$) suhtes määratud õhu suhtelise värskuse suurenemine $53,15\%$ ning töötlemata ruumi ja õhu suhteline saastatus $8,46\%$.

Eramu kütmiseks vajalik soojuserimahtuvus (valem 1) on $12,6 \text{ kW}$ ja soojuskogumahtuvus kütteperioodil (5040 h) on $63,5 \text{ MWh}$. Eramu kütmiseks vajalik soojuskogumahtuvus kütteperioodil on kirjanduse (Liiske, 2002) alusel $40,8 \text{ MWh}$. Keskmise soojuskogumahtuvus kütteperioodil on $52,15 \text{ MWh}$. Seoses sellega, et geotermiline seade võimaldas uurimisperiodil töödelda ainult keldriruumi, oleks eramu keldri sisekliima parendamiseks talvetingimustes (välisõhk $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, siseõhk $21 \text{ }^\circ\text{C}$, õhu kaaluline erikulu $0,06 \text{ kg/s}$) geotermilise seadme abil (Onninen 100 ainult ventileerimisrežiimis) saadav õhu soojuserimahtuvus temperatuurilt $-15-4 \text{ }^\circ\text{C}$ $1,119 \text{ kW}$ ning õhu soojuskogumahtuvus kütteperioodil $5,98 \text{ MWh}$. Eramu keldri järelkütmiseks temperatuurilt $4-21 \text{ }^\circ\text{C}$ soojusvaheti Onninen 100 elektrikalorifeeri (võimsus $0,85 \text{ kW}$) abil saadav soojuserimahtuvus on $1,06 \text{ kW}$ ning õhu soojuskogumahtuvus kütteperioodil $5,34 \text{ MWh}$. Tagastatud soojuse erimahtuvus temperatuurilt $24-21 \text{ }^\circ\text{C}$ on $0,19 \text{ kW}$ ning kogumahtuvus kütteperioodil $0,96 \text{ MWh}$. Maasoojuse ja tagastatud soojuse erimahtuvus kokku on $1,38 \text{ kW}$ ning kogumahtuvus kütteperioodil $6,94 \text{ MWh}$.

Kolmekorruselise eramu keldri kütmiseks vajalik keskmine soojuskogumahtuvus kütteperioodil on $17,38 \text{ MWh}$. Maasoojuse ja tagastatud soojuse kogumahtuvus ($6,94 \text{ MWh}$) kütteperioodil moodustab sellest $\sim 40\%$. Selleks, et ehitatud geotermilise seadmega kütta kogu eramut, oleks vajalik arvestada eramu (väliskubatuuriga 500 m^3) kütmiseks vajalikku õhukulunormi ($1,56 \text{ h}^{-1}$) ja eelkõige õhu kaalulise erikulu suurendamise vajalikkust kuni $0,28 \text{ kg/s}$, mis omakorda eeldaks torudes õhu suuremat liikumiskiirust ning mis omakorda seaks kahtluse alla soojusvahetusprotsessi efektiivsuse. Teoreetiliselt oleks geotermilise seadme abil (uutel tingimustel arvutatud) saadav soojaerimahtuvus $5,53 \text{ kW}$ ning soojuskogumahtuvus kütteperioodil $27,87 \text{ MWh}$. Eramu järelkütmiseks temperatuurilt $4-21 \text{ }^\circ\text{C}$ uue elektrikalorifeeri (võimsus $1,37 \text{ kW}$) abil saadav soojuserimahtuvus on $4,95 \text{ kW}$ ning soojuskogumahtuvus kütteperioodil $24,9 \text{ MWh}$. Tagastatud soojuserikulu on $0,87 \text{ kW}$ ning kogumahtuvus kütteperioodil $4,4 \text{ MWh}$. Maasoojuse ja tagastatud soojuse erikulu kokku on $6,4 \text{ kW}$ ning kogumahtuvus kütteperioodil $32,27 \text{ MWh}$, mis moodustab eramu kütmiseks vajalikust keskmisest soojuskogumahtuvusest kütteperioodil $\sim 62\%$.

Kokkuvõte ja järeldused

1. Külma vahetusosaga töötava geotermilise seadme soojus- ja külma vahetusosade tööd võib nimetatud õhuliikumiskiiruse puhul lugeda rahuldavaks.
2. Töödeldud õhuga keldriruumis on kliimaparameetrid ja sanitaar-hügieeniline seisund paremad kui töötlemata õhuga keldriruumis.
3. Nimetatud õhuliikumiskiiruse ja õhu kaalulise erikulu tingimustes võimaldab geotermiline seade tagada kütteperioodil eramu keldriruumide küttekulude kokkuhoidu kuni 40%.
4. Kogu eramu kütmiseks on vajalik õhu kaalulise erikulu suurendamine ja seoses sellega ka õhuliikumiskiiruse suurendamine õhutorudes. See aga võib põhjustada seadme soojusvahetusprotsessi efektiivsuse vähenemist.
5. Teoreetiliselt võib suurema õhuliikumiskiiruse ja õhu suurema kaalulise erikulu tingimustes geotermiline seade tagada kütteperioodil eramu küttekulude kokkuhoidu kuni 62%.
6. Külma vahetusosa olemasolu vähendab geotermilise seadme maksumust ja kulusid tehnohooldusele ning tõstab selle töökindlust.

Kirjandus

- Melnikov jt: Мельников С. В., Алешкин В. Р., Рощин П. М. 1980. Планирования эксперимента в исследованиях с/х процессов. Л.: Колос, 168 с.
- 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. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 2407–2418.
- Viljasoo jt: Вильясоо В., Трейял Ю., Томсон И. 2004. Геотермическая установка для отопления и улучшения внутреннего климата. International Scientific Conference. Advanced technologies for energy producing and effective utilization. – Jelgava, с. 47–52.
- Liiske, M. 2002. Sisekliima. – Tartu, EPMÜ, 188 lk.
- Tšičevski: Чижевский А. Л. 1989. Аэроионизация в народном хозяйстве. – 2-е изд., сокр. – М.: Стройиздат, 488 с.
- Viljasoo, V., Tomson, I. 2002. Loomafarmides kasutatavate ja saadavate materjalide sisekliimalised omadused. – Agraarteadus nr 2, lk 114–126.
- Žabo jt: Жабо В., Лебедев Д., Мороз В. 1983. Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий. Москва: Колос, 320 с.

Geothermal equipment with cool exchange device for heating rooms and improving of indoor climate

V. Viljasoo, J. Treial, I. Tomson

Summary

A useful model EE00329 of analogous solution is registered in Estonia under names of Jüris H. and Piigert L, patent number 0104. The registered geothermal equipment is meant for pre-heating the incoming air (cold season), for cooling (warm season), for improving internal climate parameters and it differs from its predecessors by the application of cold exchange device.

The aim of the research was to analyze the climate parameters of the air passing through the assembly of the working geothermal equipment, heat-technical parameters of the equipment's heat and cold exchange device and energy-economical data of the device, in order to make prognoses about suitability of the device for house heating and establishing internal climate. In order to attain the objectives the following tasks have been completed: 1) evaluation of the climate parameters of the working device; 2) analysis of the thermal-technical parameters of the working device; 3) defining and analyzing the energy-economical data of the device.

The research object was a geothermal equipment built into a house (Figure 1), the climate parameters of the air input device of which (1...3), heat exchange device (5, ground source), air output device (6...13) and cold exchange device (14...20) were measured by real time network. For this purpose diagnostic equipment DATA LOGGER ALMEMO 8990-8 with measuring sensors was used. Internal and external climate qualities of the air active in geothermal heat exchange device were analyzed on the basis of their basic characteristics (air temperature \mathcal{G}_k , air relative humidity W_s , dew point \mathcal{G}_p , air absolute humidity W_a , air movement speed v , oxygen level in the air O_2 , carbon dioxide level in the air CO_2 , positively loaded light aeroions n^+ , negatively loaded light aeroions n^- , positively and negatively loaded heavy aeroions N^+ , N^-).

In order to obtain reliable measured values, in accordance with experiment planning theory (Melnikov *et al.*, 1980) probability $\alpha=0.95$. To achieve the set-up reliability emanating from the technical data of equipment, measurement error of sensors $\varepsilon = \pm 0.4\sigma$, where σ is standard deviation of arithmetic mean.

Functioning ability of heat and cold exchange device of the geothermal equipment was measured according to the following method:

1. In thermal-technical parameters of the equipment's heat exchange device it was considered that the ground is 4×6 m large land territory with unlimited depth. Air pipes (9 pieces) are placed in two rows, in chess positioning up to 1.4 m deep in the ground (Figure 2).
2. Considering great thermal capacity of the ground (soil) $c_p=1840$ J/(kg K) (Incropera, DeWitt, 1996) and unlimited depth, it can be considered as an unlimited heat repository.
3. The influence of diurnal temperature frequent variation is relatively irrelevant (Kabashnikov *et al.*, 2002).
4. It is presumed (Kabashnikov *et al.*, 2002) that ground temperature is $4-6$ °C all-the-year-round.
5. There is proper thermal isolation under the floor of building socle/basement floor.
6. According to diagnosis data the medium temperature in March 2003 in the air input area was 12 °C and in April 4.8 °C.
7. The total length of heat exchange area of air pipes is 36 m and air capacity 0.45 m³.
8. Air flow average speed in air pipes was 0.14 m/s.

The expenditure made when heating the house with external cubature of 500 m³ during the heating period (5040 h) depends on whether the whole house is heated using calorifier or putting it into practice only partially.

The calculations of house heating costs and to ensure its internal climate were originating from the following conditions:

1. During the heating period average external air temperature is -15 °C and relative humidity 70%.
2. In other case the house is heated partially with geothermal equipment and partially with air heating system based on electric calorifier. Humidity of room internal air takes place naturally.
3. The cost of one kW·h of heat energy is 1.0 EEK.
4. Approximate costs of heating the house are taken as 480 EEK/MWh (Liiske, 2002).
5. Length of heating period is $K_p = 5040$ h.

Considering the fact that there are many different methods to calculate the heat amount needed for heating the house, and the calculations' results are somewhat different, the following control calculations have hereby been conducted. In the first case the thermal unit capacity amount needed for heating the house was calculated using formula 14.

In the second case the thermal unit capacity needed for heating the house was calculated based on the approximate building heating costs presented in literature sources (Liiske, 2002).

When putting into practice the electricity-based air heating system used on the research object the possible and required air thermal unit capacity is calculated by the Formula 15.

Based on the diagnosis data the working parameters of the heat exchange device calculated according to the conditions stated in the research method are the following: considering air gravimetric unit expenditure the cold unit capacity of the air passing through the heat exchange device air pipes is $72-367.6$ W in case of air flow medium speed 0.14 m/s. Thus the cold amount of air passing through air pipes depends mainly on external air temperature (Figure 3).

In connection with the fact that according to the data presented in literature (Incropera, DeWitt, 1996; Kabashnikov *et al.*, 2002) the pipes are placed at the depth $2-6$ m in order to ensure the environment with sufficient ground temperature ($4-6$ °C), in case of the test object (Figure 2) the possible temperature of the ground (clay-earth soil) surrounding the pipes placed at the depth of medium 1.34 m, is not 4 °C, but theoretically on average 2.68 °C. At the same time it is possible to assume that the temperature of the ground surrounding pipes placed at stated depth is 4 °C and even 5 °C. According to the stated temperature options ($\vartheta_{mp} = 2.68; 4.0; 5.0$ °C) and the results of calculations based on the diagnosis data the average thermal unit consumption acquired from the ground in equipment's heat exchange device is 241.26 (02.04.03) and 386.46 W (03.04.03).

In Table 1 we can see that during colder period (02.04.03) the cold unit capacity of external air passing through the heat exchange air pipes was 209.9 W and at the same date the medium heat unit capacity taken from the ground was 241.26 W, which exceeds somewhat the cold unit capacity of the external air. At even colder times (03.04.03) the cold unit capacity of external air passing through the air pipes was on average 367.6 W and at the same date the average heat unit expenditure taken from the ground was 386.46 W, which also exceeds somewhat the external air cold unit capacity. Based on received calculations the functioning of heat exchange device can be considered satisfying.

Based on diagnosis data the cold exchange device working parameters calculated according to conditions presented in the research method are following. Taking as a base the ground temperature ϑ_{mp} options ($2.68; 4.0; 5.0$ °C) it is possible that the ground temperature above the pipes ϑ_{mk} may vary within the limits $\vartheta_{mk} = 1.0; 1.5; 2.0$ °C.

As the basis for defining the full cooling area of light weight aggregate the calculated area of light weight aggregate scattered quantity (6.15 m^2) and scattered quantity height (0.8 m) and average size of light weight aggregate granules (0.015 m) were taken. Based on this data the cold exchange area would consist of 53 layers, active on both sides, total area of 652 m^2 .

It is probable that air quantum moving through the light weight aggregate is in constant contact with the whole volume of the light weight aggregate and consequently is formed by multiplying its cross-sectional area (1.2 m^2) by the layer width (1.5 m) and height (0.8 m).

Velocity of the air passing through the light weight aggregate is measured on air pipes input (mean $v = 0.36 \text{ m/s}$) and output (mean $v = 0.16 \text{ m/s}$) and it may be on average 0.25 m/s .

Calculations results (Table 2) show that on the marked dates (15.04.03 and 09.05.03) the thermal unit capacities passing through light weight aggregate in cold exchange device (345 and 1724 W) are somehow bigger than average cold unit capacities accumulated by the light weight aggregate (238.1 and 1196.3 W), which allows to consider functioning of the cold exchange device as satisfying.

Climate parameters (Table 3) of working geothermal equipment were diagnosed in cellar rooms with processed and non-processed air, 20.7 and 23.7 m^3 accordingly and these were the following: temperatures accordingly 11.64 and 11.58 °C, relative humidity 50.7 and 55.8%, air flow speed 0.11 and 0.11 m/s, air oxygen content 19.81 and 19.64%; air carbon dioxide content 0.083 and 0.088%.

The sanitary-hygienic conditions of the room can be judged and improved by defining and improving its electrostatic condition. The measuring results showed that in the room with processed air the unit quantity of negatively loaded light air ions (620 cm^{-3}) was more than three times bigger than in the room with unprocessed air (201 cm^{-3}). The amounts of positively loaded light air ions were accordingly 289 and 274 cm^{-3} . Thus in the room with processed air the air and room sanitary-hygienic condition was very good ($q_n = 0.6$) from the point of view of electroclimate. At the same time in the room with unprocessed air the air and room sanitary-hygienic conditions ($q_n = 1.41$) did not satisfy the requirements ($q_n \leq 1.0-1.3$). To sum up, the climate parameters in the room with processed air were somewhat better than in the room with unprocessed air, which is characterized by increase 53.15% in relative air freshness in reference to the highest value of established norm ($q_n = 1.3$), and relative pollution 8.46% of the air in the unprocessed room.

The unit thermal capacity (Formula 14) needed for heating the house is 12.6 kW and the total thermal capacity during the heating period (5040 h) is 63.5 MWh. The total thermal capacity needed for heating the house during the heating period is 40.8 MWh, based on literature sources (Žabo jt, 1983). Average total thermal capacity during the heating period is 52.15 MWh. In connection with the fact that geothermal equipment was able to process during the research period only the cellar room, to improve the house cellar internal climate in winter conditions (external air temperature -15 °C , internal air 21 °C , air gravimetric unit expenditure 0.06 kg/s) the air thermal unit capacity acquired with the help of geothermal equipment (Onninen 100 only in ventilation mode) would be at temperature $-15 \dots 4 \text{ °C}$ 1.119 kW and air total thermal capacity during the heating period would be 5.98 MWh. For after-heating the house cellar from temperature $4-21 \text{ °C}$ with thermal exchanger Onninen 100 electrocalorifier (electric power 0.85 kW) the received unit thermal capacity is 1.06 kW and air total thermal capacity during the heating period 5.34 MWh. The returned heat unit thermal capacity from temperature $24-21 \text{ °C}$ is 0.19 kW and total capacity during the heating period 0.96 MWh. The ground heat and the returned heat added unit capacity is 1.38 kW and total capacity during the heating period is 6.94 MWh.

The average total thermal capacity needed for heating the cellar of a three-storey building is 17.38 MWh. The ground heat and the returned heat total capacity (6.94 MWh) during the heating period represents approximately 40% of this.

In order to conduct heating of the whole building with the built geothermal equipment, it is necessary to consider the air expenditure norm (1.56 h^{-1}) necessary for heating the building (external cubature 500 m^3) and most of all the necessity to increase gravimetric unit expenditure up to 0.28 kg/s , which in its turn presupposes greater air flow speed in the pipes, which would in its turn put under question the effectiveness of thermal exchange process. Theoretically the unit thermal capacity achieved with the help of geothermal equipment (calculated with new conditions) would be 5.53 kW and total thermal capacity during the heating period 27.87 MWh. The thermal capacity received for after-heating the house from temperature $4-21 \text{ °C}$ using electric calorifier (electric power 1.37 kW) is 4.95 kW and total thermal capacity during the heating period 4.4 MWh. The total ground heat and the returned unit thermal expenditure is 6.4 kW and the total capacity during the heating period is 32.27 MWh, which represents about 62% of total thermal capacity needed for heating the house during the heating period.