17. SOOJUSPUMBAD

Soojuspump on seade soojuse ülekandmiseks madalama temperatuuriga keskkonnalt kõrgema temperatuuriga keskkonnale. Soojuspumpasid kasutatakse kütte- ja konditsioneerimissüsteemides ning tehnoloogilistes protsessides. Nad sobivad nii uue kui ka vanema maja kütmiseks, samuti võib nendega täiendada juba olemasolevat küttesüsteemi.

Soojuspumbas võib ära kasutada nii välisõhu, veekogu kui ka maapinna soojust, mida tarbitakse eluruumide kütteks või sooja tarbevee tootmiseks. Soojuspumbad võib jagada viide klassi [32]: maasoojuspump, ventilatsioonisoojuspump, kombineeritud ventilatsiooni-maasoojuspump, õhk-õhk-soojuspump ja õhk-vesi-soojuspump.

Järgnevas on antud ülevaade soojuspumpadest, neis kasutatavatest külmutusagensitest ning madalatemperatuurilistest soojusallikatest.

17.1. Liigid ja efektiivsus

Tavaliselt levib soojus kõrgema temperatuuriga kehadelt madalama temperatuuriga kehadele. Soojuspumbad on aga võimelised soojuse liikumise suunda muutma vastupidiseks, kasutades selleks suhteliselt väikest energiakogust.

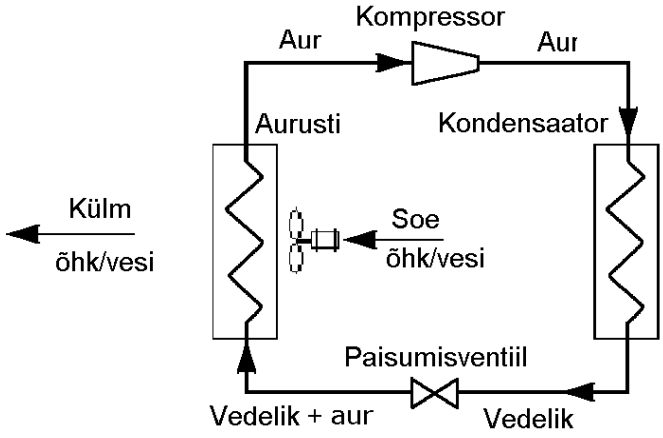
Soojuspumpi on võimalik kasutada ka jahutamiseks. Sel juhul kantakse soojus jahutatavast keskkonnast kõrgema temperatuuriga keskkonnale.

Kuna soojuspumbad tarbivad vähem energiat kui muud kütteviisid, siis on soojuspumba tehnoloogia tähtis vähendamaks kahjulike gaaside, nagu süsinikdioksiidi (CO_2), vääveldioksiidi (SO_2) ja lämmastikoksiidide (NO_x) emissiooni ümbritsevasse keskkonda. Üleüldine keskkonna saastamise määr sõltub aga paljugi sellest, kuidas on toodetud elekter, mis soojuspumpa käitab. Hüdro- või taastuvenergia abil elektrit tootes on saastemäär väiksem kui kivisüsi või põlevkivi põletades.

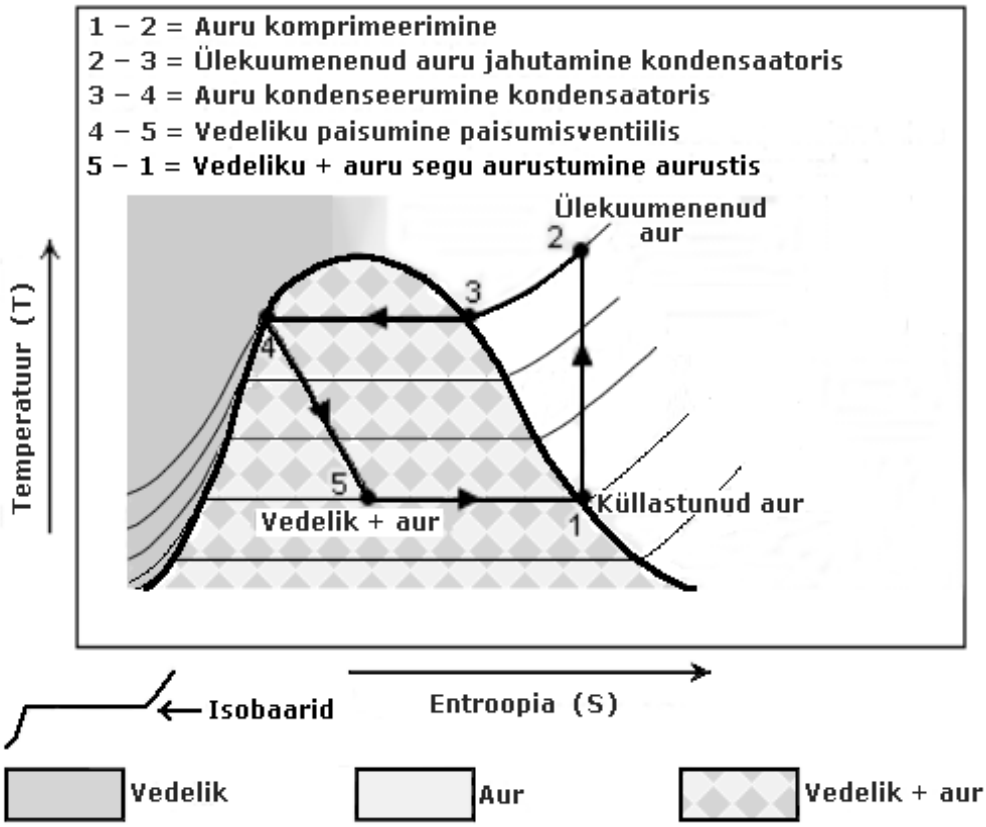
Kasutatavaimad on aurukompressor- ja absorptsioonsoojuspumbad.

17.1.1. Aurukompressor-soojuspumbad

Aurukompressor-soojuspumbad koosnevad neljast põhikomponendist, milleks on kompressor, drosselventiil ning kaks soojusvahetit – aurusti ja kondensaator. Kõik osised on omavahel ühenduses ja moodustavad suletud süsteemi, kus tsirkuleerib külmutusagens. Aurukompressor-soojuspumba põhimõtteskeem on joonisel 17.1. Joonis 17.2 kujutab soojuspumba teoreetilist ringprotsessi TS-diagrammil.



Joonis 17.1. Aurukompressor-soojuspumba põhimõtteskeem [33]



Joonis 17.2. Soojuspumba teoreetiline ringprotsess TS-diagrammil

Külmutusagensi temperatuur aurustis hoitakse madalamal, kui seda on soojusallika temperatuur, mis tagab soojuse ülekande soojusallikalt külmutusagensile. Selle tagajärjel külmutusagens aurustub ja liigub kompressorisse, kus tema kokkusurumise teel tõstetakse rõhku ja temperatuuri. Soojuspumba kondensaatoris külmutusagens kondenseerub ning vabanev soojus antakse tarbijale ehk küttesüsteemi. Kondensaadi jahutamiseks madalatemperatuurilise soojusallika temperatuurini lastakse kondensaadil drosselventiilis paisuda.

Kompressorit käitab soojuspumbas tavaliselt elektri-, vahetevahel ka sisepõlemismootor. Kui käitajaks on sisepõlemismootor, saab lisaks külmutusagensi kondenseerumissoojusele kasutada ära ka mootori jahutusvedeliku ja lahkuvate põlemisgaaside soojust.

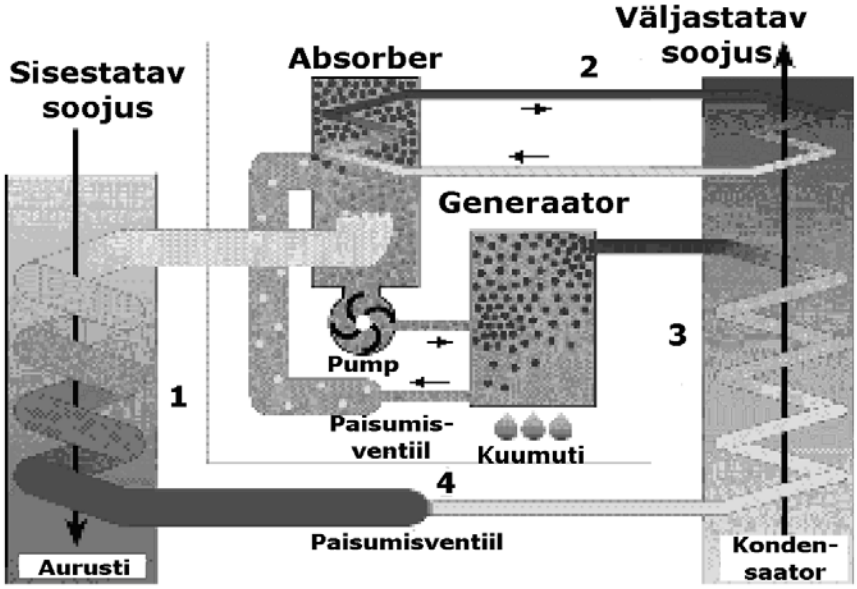
17.1.2. Absorptsioon-soojuspumbad

Absorptsioon-soojuspumbas puudub mehaaniline kompressor termodünaamilise keha rõhu ja temperatuuri tõstmiseks. See on asendatud termokeemilise komprimeerimisega, mis põhineb eksotermsel (soojust eraldaval) segunemisprotsessil ja endotermsel (soojust neelaval) lahutamisprotsessil ehk separeerimisel. Absorptsioon-soojuspumba põhimõtteskeemi illustreerib joonis 17.3.

Absorptsiooniseadmetes on kasutusel kaks ainet – *absorbaat* (külmutusagens) ja *absorbent* (neelaja, lahustaja). Absorbaadi ja absorbendi keemistemperatuur on samal rõhul erinev.

Peamisteks ainepaarideks, mida absorptsioon-soojuspumpades kasutatakse, on:

- ammoniaak NH_3 (absorbaat) ja vesi H_2O (absorbent);
- vesi H_2O (absorbaat) ja absorbendid NaOH, KOH või $CaCl_2$.



Joonis 17.3. Absorptsioon-soojuspumba põhimõtteskeem [34]

Absorptsioonisüsteemides toimub aurustis agensi (absorbaadi) aurustumine. Absorberis seguneb absorbaat absorbendiga, mille tagajärjel eraldub soojus, mis edastatakse tarbijale. Pumbaga tõstetakse absorbaadi ja absorbendi segu rõhku enne generaatorisse sisenemist. Generaatoris toimub segu keemine välise soojusallika toimel, mille tagajärjel absorbaat aurustub ning suunatakse kondensaatorisse. Absorbaadiauru kondenseerumisega kondensaatoris eraldub soojus, mis edastatakse tarbijale, samas suunatakse kondensaat läbi drosselventiili tagasi aurustisse.

17.1.3. Soojuspumpade soojuslik efektiivsus

Joonisel 17.4 leiab soojusmasinate lihtsustatud põhimõtteskeemid.

Soojuspumpade soojuslikku efektiivsust hinnatakse **soojusteguriga** (COP[1]).

Teoreetiline soojustegur

$$\varphi_0 = \frac{q_2}{l} \geq 1 \qquad (17.1)$$

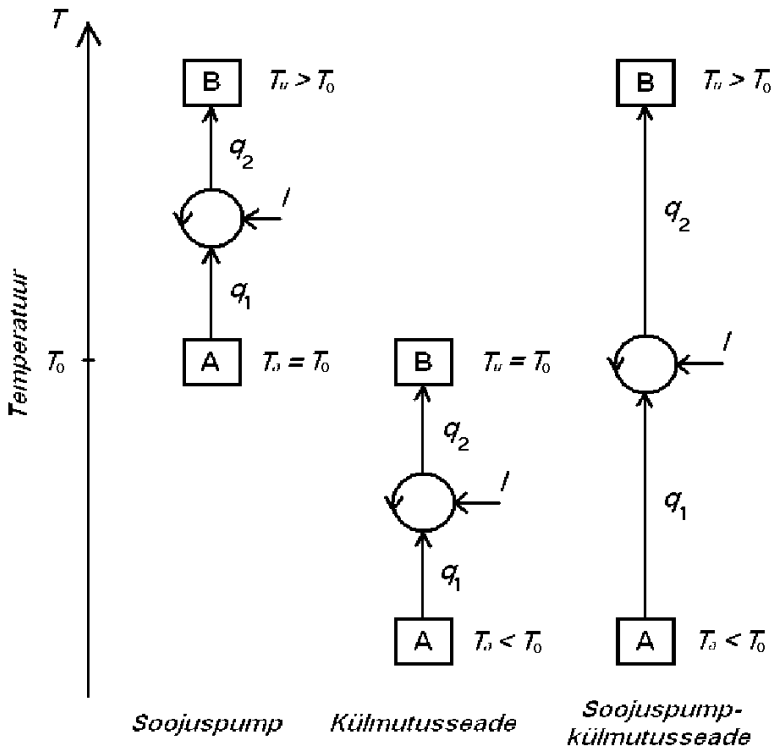
kus: q_2 – ringprotsessist eemaldatav soojushulk kJ/kg;
l – ringprotsessi kulutatud töö kJ/kg.

Külmutusseadme soojuslik efektiivsus on määratav **jahutusteguriga. Teoreetiline jahutustegur**

$$\varepsilon_0 = \frac{q_1}{l} \qquad (17.2)$$

kus: ε_0 – külmutusseadme jahutustegur;
q_1 – ringprotsessi juhitav soojushulk kJ/kg;
l – ringprotsessi kulutatud töö kJ/kg.

[1] COP – coefficient of performance



Joonis 17.4. Soojusmasinate põhimõtteskeemid [35]:
A – soojusallikas, mis annab soojust ringprotsessi;
B – soojusallikas, kuhu juhitakse soojus ringprotsessist;
T_0 – keskkonnatemperatuur K;
T_a – madalatemperatuurilise (alumise) soojusallika temperatuur K;
$T_ü$ – kõrgetemperatuurilise (ülemise) soojusallika temperatuur K;
q_1 – ringprotsessi juhitav soojushulk kJ/kg;
q_2 – ringprotsessist eemaldatav soojushulk kJ/kg;
l – ringprotsessi kulutatud töö kJ/kg.

Soojuspumba soojusteguri ja külmutusseadme jahutusteguri vahel kehtib seos

$$\varphi_0 = \varepsilon_0 + 1 \tag{17.3}$$

Soojuspumba soojus- ehk **küttevõimsus**

$$Q_k = q_2 \cdot M \tag{17.4}$$

kus: Q_k – soojuspumba küttevõimsus kW;
M – külmutusagensi kulu kg/s.
q_2 – ringprotsessist eemaldatav soojushulk kJ/kg.

Soojuspumba **käitamiseks vajalik teoreetiline võimsus**

$$N_0 = \frac{Q_k}{\varphi_0} \tag{17.5}$$

kus: N_0 – soojuspumba käitamiseks vajalik teoreetiline võimsus kW;
Q_k – soojuspumba küttevõimsus kW;
φ_0 – soojuspumba teoreetiline soojustegur.

Soojuspumba tööks vajalik **madalatemperatuuriliselt keskkonnalt saadav teoreetiline soojusvõimsus**

$$Q_0 = Q_k \cdot (1 - \frac{1}{\varphi_0}) \qquad (17.6)$$

kus: Q_0 – soojuspumba tööks vajalik madalatemperatuuriliselt keskkonnalt saadav soojusvõimsus kW;

Q_k – soojuspumba küttevõimsus kW;

φ_0 – soojuspumba teoreetiline soojustegur.

Reaalse soojuspumba protsessid on tagastamatud, põhjuseks on hõõrdumine ja soojusvahetus. Esinevad ka välised kaod soojuspumba kompressoris, elektrimootoris jne. Sellest tulenevalt on **soojuspumba tegelik soojustegur** väiksem teoreetilisest, s.t

$$\varphi < \varphi_0 \qquad (17.7)$$

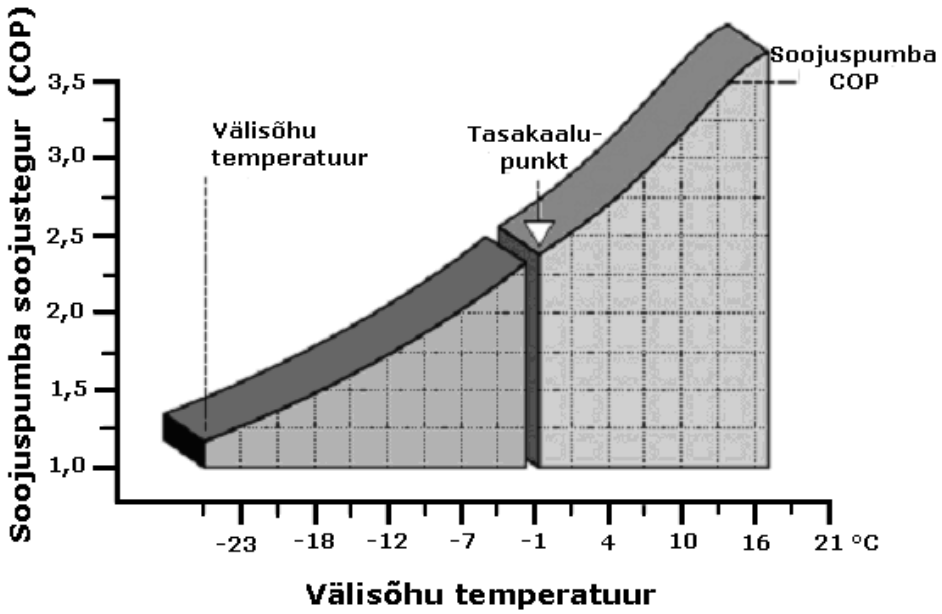
kus: φ – soojuspumba tegelik soojustegur;

φ_0 – soojuspumba teoreetiline soojustegur.

Tüüpilise õhk-õhk-soojuspumba soojusteguri (COP) muutus sõltuvalt välisõhu temperatuurist on esitatud joonisel 17.5.

Välisõhu temperatuuril 10 ºC on õhk-õhk-soojuspumpade soojustegur tavaliselt 3,3 ringis. See tähendab, et soojuspumba käitamiseks kulutatud 1 kWh elektrienergia juures toodab soojuspump 3,3 kWh soojusenergiat. Välisõhu temperatuuril –8,3 ºC on õhk-õhk-soojuspumba soojustegur ligikaudu 2,3.

Nagu jooniselt 17.5 näha, väheneb soojuspumba soojustegur välisõhu temperatuuri langedes. See on tingitud asjaolust, et jahedast ja külmast õhust on soojust raskem eraldada. [36]



Joonis 17.5. Tüüpilise õhk-õhk-soojuspumba soojustegur sõltuvalt välisõhu temperatuurist [36]

17.2. Soojuspumpade kasutamine ja levik

Esimese soojuspumba projekti esitas William Thomson 1852. aastal. Soojuspumpa katsetati esimest korda Inglismaal 1930. aastal. Praktiliselt kasutati soojuspumpa esmakordselt Zürichis aastail 1938–1939. Seadme soojuslik võimsus oli 175 kW. Madalatemperatuuriliseks soojusallikaks oli jõevesi.

Teise maailmasõja ajal võeti Šveitsis kasutusele mõned soojuspumbad, laialdasemalt hakati neid kasutama pärast sõda. [35]

17.2.1. Soojuspumbad Eestis

Eestis on soojuspumpasid paigaldatud juba 15 aastat. Hinnanguliselt on Eestis 2008. aasta alguse seisuga paigaldatud 18000 soojuspumpa, millest ligi 4000 on maasoojuspumbad. Paigaldatud soojuspumpade koguvõimsus on ligi 95 MW, arvutuslikult toodetakse umbes 260 GWh maapinnast, veest ja õhust akumuleeritud soojust. Elektrienergiat kulub selleks 88 GWh. [37]

2013. aasta eesmärgiks on paigaldada Eestis 14...15 tuhat soojuspumpa koguvõimsusega 100...110 MW, mis aasta jooksul toodaksid 280...300 GWh soojusenergiat, kulutades selleks ligi 100 GWh elektrienergiat. [38]

Tabelid 17.1, 17.2 ja 17.3 annavad ülevaate soojuspumpade kasutuselevõtu dünaamikast, soojuspumpade võimsusest ja soojuse tootmisest Eestis aastatel 2000–2006.

Tabel 17.1

Soojuspumpade kasutuselevõtu dünaamika Eestis aastatel 2000–2006, tk [37]

Paigaldatud soojuspumbad	**2000**	**2001**	**2002**	**2003**	**2004**	**2005**	**2006**
Maasoojuspumbad	86	183	312	360	440	565	750
Õhksoojuspumbad	34	100	133	175	206	461	1476
Õhk-vesi-soojuspumbad	–	–	–	–	–	2	87
Muud tüübid	–	–	–	–	34	57	107
Kokku	120	283	445	535	680	1085	2420

Tabel 17.2

Soojuspumpadega soojusenergia tootmine Eestis aastatel 2000–2006, GWh [37]

	2000	**2001**	**2002**	**2003**	**2004**	**2005**	**2006**
Arvestuslik keskmine	2,5	5,4	8,6	8,7	11	17,1	32,7

Tabel 17.3

Soojuspumpade installeeritud väljundvõimsused Eestis aastatel 2000–2006, kW [37]

	2000	**2001**	**2002**	**2003**	**2004**	**2005**	**2006**
Maasoojuspumbad	1023	2238	3760	3698	4695	6910	9300
Õhksoojuspumbad	227	670	890	1023	954	1964	7783
Õhk-vesi-soojus-pumbad	–	–	–	–	–	24	1012
Kokku	1250	2908	4650	4721	5649	8898	18095

17.2.2. Soojuspumbad maailmas

Euroopa Liidus on soojuspumbad valmis tootma 12% energiast, mida toodetakse taastuvatest allikatest. Kogu Euroopas paigaldati 1999. aastal 52 000 soojuspumpa, aastal 2003 paigaldati Euroopa Soojuspumbaliidu (EHPA[2]) andmeil juba 125 000 soojuspumpa. [37]

Joonisel 17.6 on esitatud mõnedes Euroopa maades müüdud soojuspumpade kogused aastal 2003.

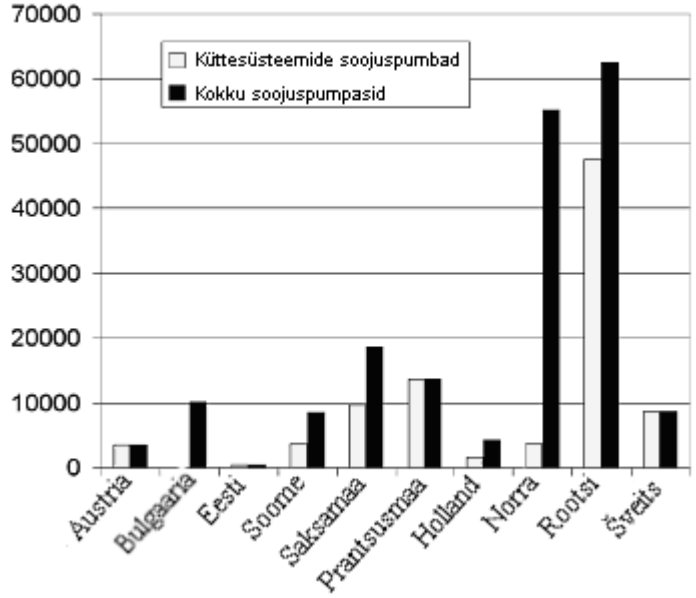
EHPA andmetel müüdi 2004. aastal Euroopas umbkaudu 208 000 soojuspumpa. Siia ei ole arvatud soojuspumba funktsiooniga konditsioneerid, mida müüdi umbes 3 mln eksemplari. Võrreldes aastaga 2003, kasvas müük ligi 30%. Esireas soojuspumpade müügi poolest oli Rootsi, kus müüdi üle 100 000 soojuspumba. [39]

Aastal 2004 ulatus õhukonditsioneeride müügiarv 59 mln eksemplarini, millest suurem osa – ligi 20 mln – müüdi Hiinas.

Tabel 17.4

Aastal 2004 müüdud õhukonditsioneere, mln tk [39]

Hiina	USA	Jaapan	Euroopa	Aasia ja Okeaania	Kesk- ja Lõuna-Ameerika	Aafrika
20	13	7,7	5,3	7,5	2,3	3,2



Joonis 17.6. Euroopas müüdud soojuspumpasid aastal 2003 [40]

2005. aasta alguseks oli installeeritud juba ligikaudu 1,3 mln soojuspumpa. [41]

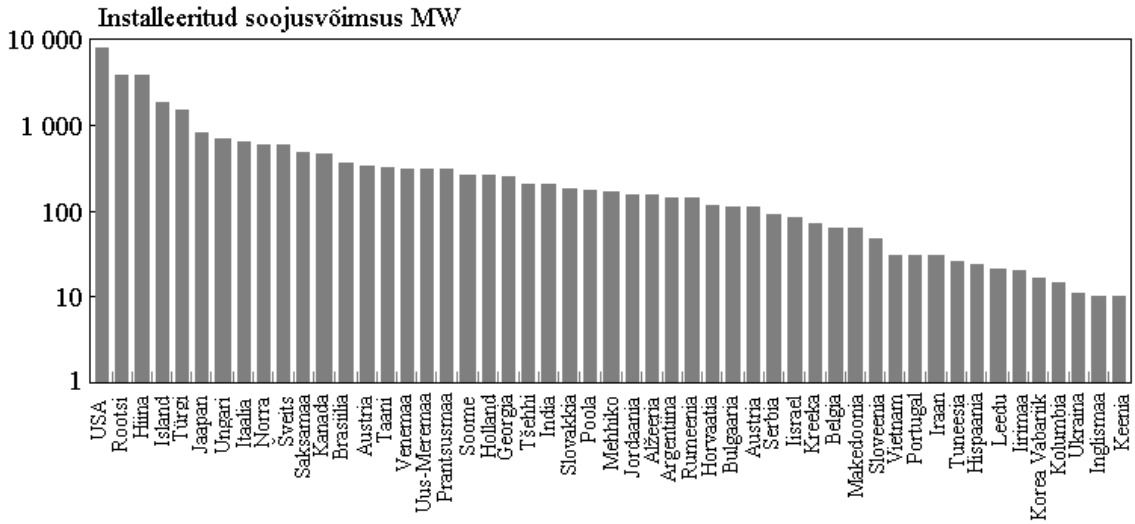
Joonisel 17.7 on eri maades kasutatavate soojuspumpade soojuslik võimsus aastal 2005. Šveitsis paigaldatakse soojuspumbad juba 40 protsendile uutest majadest ja sihiks on hõivata pool sellest turust aastaks 2010.

Rootsi, mis on juba soojuspumpadega hästi varustatud, on seadnud sihiks kahekordistada soojuspumpade arvu aastaks 2010.

[2] EHPA – European Heat Pump Association

Soomes paigaldati 2003. aastal juba 4000 komplekti (2000 maa- ja 2000 õhksoojuspumpa). Aastaks 2010 prognoosib Soome Soojuspumbaliit (Sulpu) 20 000 soojuspumba paigaldamist.

Eesti Soojuspumbaliit (ESPEL) näeb 2010. aastaks ette 1000 soojuspumba paigaldamist. [37]



Joonis 17.7. Installeeritud soojuspumpade soojuslikud võimsused aastal 2005 [42]

17.3. Soojuspumpades kasutatavad külmutusagensid

Mehaaniline külmutus on olnud kasutusel alates 19. sajandi keskpaigast. Esimese külmutusmehhanismi konstrueeris Jacob Perkins aastal 1834. Külmutusainena kasutas ta eetrit. Süsinikdioksiid (CO_2) tuli esmakordselt külmutusainena kasutusele 1866. aastal, ammoniaak (NH_3) aastal 1873.

20. sajandi algul hakati külmutussüsteeme kasutama õhukonditsioneeridena suurtes ehitistes.

1926. aastal leiutas Thomas Midgely esimese CFC[3]-külmutusagensi – R12. Tööstuslik CFC-külmutusainete tootmine sai alguse 1931. aastal.

Konditsioneerides rakendatud CFC-ühendid: CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114, HCFC[4]-22. Aastaks 1963 oli nende külmutusagensite osakaal 98% külmutusseadmeis kasutatavatest ainetest.

1970. aastate keskel tõusis küsimuse alla osoonikihi hõrenemine ning võimaliku põhjusena CFC-ühendid. See viis Montreali protokolli[5] kinnitamiseni aastal 1987.

17.3.1. Külmutusagensitele esitatavad põhinõuded

Külmutusagensite tähtsamad termodünaamilised omadused [35]:

- Suur aurustumissoojus. Tagab väiksema läbivoolu sama võimsusega seadmes.
- Madal külmumistemperatuur, mis väldib agensi külmumise seadme ekspluatatsioonil.

---

[3] CFC – chlorofluorocarbons (kloor-fluor-süsinikühendid)

[4] HCFC – hydrochlorofluorocarbons (vesinik-kloor-fluor-süsinikühendid)

[5] Montreali protokoll on rahvusvaheline õigusakt, mis sisaldab osoonikihti kahandavate ainete ehk nn kontrollitavate ainete tootmise ja kasutamise piiramise või lõpetamise tähtaegu ning reguleerib riikidevahelist kauplemist kontrollitavate ainetega.

- Kõrge kriitiline temperatuur. Vajadusel on soojuspump võimeline varustama tarbijat kõrgetemperatuurilise soojusega.
- Aurustumisrõhk peab olema atmosfäärirõhust kõrgem. See väldib välisõhu tungimise seadmesse avarii korral.
- Võimalikult madal kondenseerumisrõhk antud kondenseerumistemperatuuril. Sellega on võimalik vähendada seadme elementide mehaanilist tugevust.

Külmutusagensite nõutavad füüsikalised ja keemilised omadused [35]:

- Külmutusagensi aur peab olema hea elektriisolaator, sest hermeetilises kompressoris jahutab aur elektrimootorit.
- Head soojusülekandeomadused, millega väheneb soojusvaheti gabariit.
- Madal viskoossus, mis vähendab hüdraulilist takistust voolamisel.
- Õli ja külmutusagensi rahuldav lahustuvus teineteises.
- Madal vees lahustuvus; vesi võib jäätuda, põhjustades seadme düüside kinni-külmumise.
- Inertsus ja stabiilsus. Ei tohi reageerida metallidega ega süsteemis vananeda.

Külmutusagensite ohutusnõuded [35]:

- Tuleohutus – ei tohi põleda ega põlemist soodustada.
- Mittetoksilisus ja mitteärritav toime organismi (silmad, nina jne).
- Ei tohi moodustada õhus plahvatavat segu.
- Ei tohi põhjustada osoonikihi õhenemist ja kliima soojenemist.

17.3.2. Külmutusagensite liigid ja tähistus

Alates 1930. aastast on külmutusagensitena kasutatud süsivesinike baasil toodetud freoone, mille üldvalemiks on

$$C_nH_xF_yCl_zBr_u \tag{17.8}$$

kus üksikkomponentide aatomite arvu vahel kehtib seos

$$x + y + z + u = 2n + 2 \tag{17.9}$$

Freoonid, mille rahvusvaheliseks tähiseks on “R”, on lõhnata ja värvita vedelikud. Freooni valemis järgneb tähele “R” tavaliselt kahe- või kolmekohaline number. Esimene number kahekohalises või kaks esimest numbrit kolmekohalises tähises näitavad süsivesinikku, millest freoon on saadud. Sellele järgneb fluoriaatomite arv molekulis, näiteks R12 – CF_2Cl_2.

Kui freooni molekulis on broomiaatomeid, siis kirjutatakse põhitähistuse lõppu täht “B”, millele järgneb broomiaatomite arv, näiteks R12B2 – CF_2Br_2.

Kui freooni molekulis on vesinikuaatomeid, siis nende arv lisatakse freooni tähise kümnendkohale, näiteks R12 – CF_2Cl_2, kuid R22 – CHF_2Cl.

Etaani (C_2H_6) baasil toodetud freoonidel võib olla ka ebasümmeetrilise struktuuriga molekule, mille olemasolul lisatakse freooni tähise lõppu väiketäht “a”.

Freoonide jaotus koostise järgi: kloor-fluor-süsinikühendid (CFC), vesinik-kloor-fluor-süsinikühendid (HCFC) ja vesinik-fluor-süsinikühendid (HFC[6]).

17.3.2.1. Külmutusagensite keskkonnaohtlikkus

Toksilisus ja tuleoht on kaks peamist omadust, mida ASHRAE[7] kasutab külmutusagensite ohutusklassi määramiseks.

---

[6] HFC – hydrofluorocarbons (vesinik-fluor-süsinikühendid)
[7] ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

Toksilisus

Toksilised võivad olla praktiliselt kõik ained. ASHRAE standardi 34[8] järgi jaotatakse külmutusagensid toksilisuse järgi kahte klassi:

- **Klass A** – külmutusagensid, mille puhul ei ole täheldatud toksilisust kontsentratsioonil alla 400 ppm[9] ruumalaühiku kohta;
- **Klass B** – külmutusagensid, mille puhul on täheldatud toksilisust kontsentratsioonil alla 400 ppm ruumalaühiku kohta.

Mõlema klassi puhul on aluseks võetud läve piirväärtus TLV[10]. Lihtsustatult tähendab see maksimaalset lubatud kontsentratsiooni, mille juures inimesel ei ilmne kroonilise mürgistuse nähtusid. Läve piirväärtus põhineb katseandmetel ning tööstusest saadud praktilistel teadmistel. [43]

Tuleohtlikkus

Nagu toksilisus, nii ei ole ka külmutusagensite tuleohtlikkus kergesti määratav. ASHRAE standardi 34 järgi on tuleohtlikkus jaotatud kolme klassi:

- **Klass 1** – külmutusagensid, mis ei näita tuleohtlikkust testimisel õhus parameetritega 14,7 psia[11] (1 atm) ja 70 ºF (21 ºC);
- **Klass 2** – külmutusagensid, mille madalaim süttimisohtlik kontsentratsioon LFL[12] on üle 0,00625 lb/ft^3 (0,1 kg/m^3) õhu parameetritel 14,7 psia ja 70 ºF ning põlemissoojus HOC[13] on alla 8174 Btu[14]/lb (19012 kJ/kg);
- **Klass 3** – kõrge tuleohtlikkusega külmutusagensid, mille madalaim süttimisohtlik kontsentratsioon LFL on alla 0,00625 lb/ft^3 õhu parameetritel 14,7 psia ja 70 ºF ning põlemissoojus HOC on kõrgem kui 8174 Btu/lb. [43]

Külmutusagensite toksilisus ja tuleohtlikkus on ASHRAE standardis 34 toodud eraldi maatriksina (joonis 17.8).

	Lower Toxicity	Higher Toxicity
Higher Flammability	A3	B3
Lower Flammability	A2	B2
No Flame Propagation	A1	B1

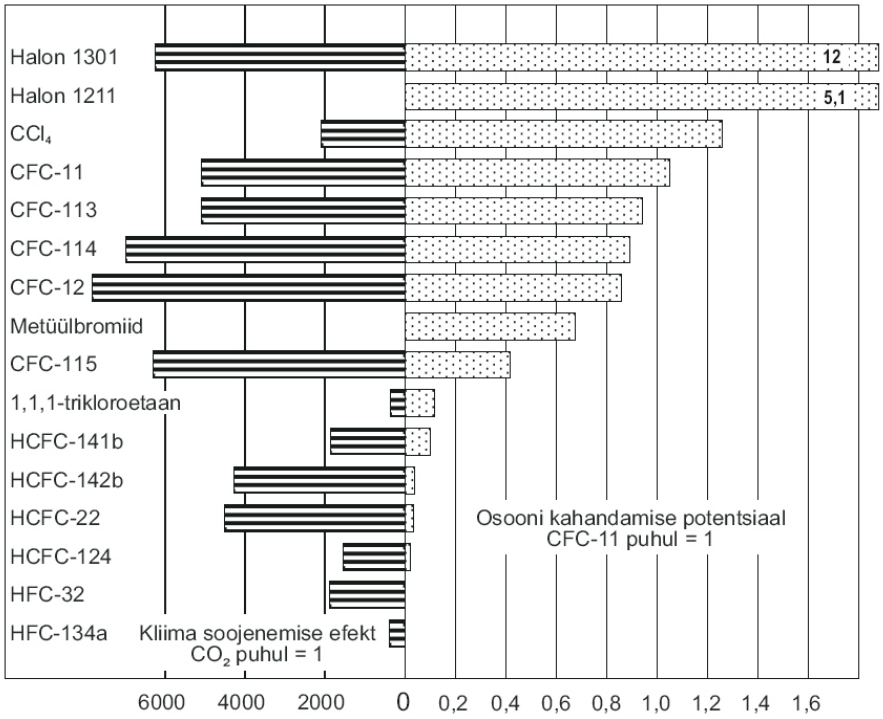
Joonis 17.8. Külmutusagensite ohutuse klassifikatsioon ASHRAE standardi 34 järgi [43]

Lisaks toksilisusele ja tuleohtlikkusele põhjustavad külmutusagensid ka osoonikihi hävinemist, mida iseloomustab osoonikahandav potentsiaal ODP[15], ja kliima soojenemist, mida iseloomustab globaalse soojenemise potentsiaal GWP[16]. Osoonikahandava potentsiaali

[8] ASHRAE Standard 34 – Designation and Safety Classifications of Refrigerants
[9] ppm – part(s)-per-million (osasid miljoni kohta, miljondik osa)
[10] TLV – Threshold Limit Value
[11] psia – pounds per square inch absolute
[12] LFL – Lower Flammability Limit
[13] HOC – Heat of Combustion
[14] Btu – British thermal unit
[15] ODP – Ozone Depletion Potential
[16] GWP – Global Warming Potential

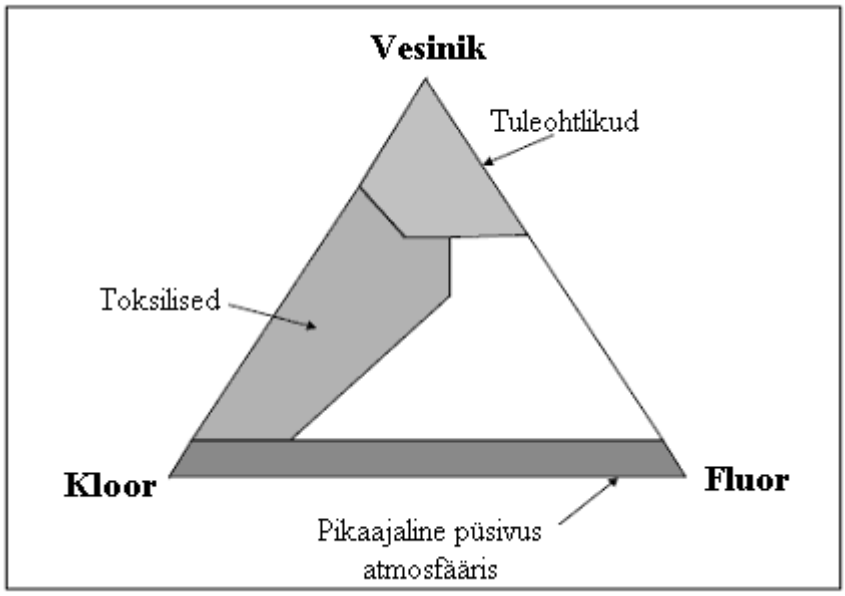
aluseks on võetud CFC-ühendid, mille ODP = 1, globaalse soojenemise potentsiaali aluseks on CO_2, mille GWP = 1.

Mõnede külmutusagensite ODP ja GWP väärtused tuuakse joonisel 17.9.



Joonis 17.9. Külmutusagensite ODP ja GWP väärtusi [44]

Kuna külmutusagensite peamisteks koostisosadeks on vesinik, kloor ja fluor, siis võib nende elementide koguseline varieerimine agensis viia erinevate omadusteni, mida illustreerib joonis 17.10. Samuti võivad külmutusagensi omadusi muuta ka teised keemilised elemendid.



Joonis 17.10. Vesiniku, kloori ja fluori koguse varieerimise mõju külmutusagensi omadustele [43]

Erinevate elementide mõju külmutusagensi omadustele võib kokku võtta järgnevalt [43]:

- Süsinikukoguse suurendamine tõstab tavaliselt agensi molekuli massi ja keemispunkti.
- Lämmastiku osakaalu suurendamisel tõuseb agensi reaktiivsus, mis võib omakorda viia toksilisuse tõusu ja ebastabiilsuseni.
- Hapnikukoguse suurendamine vähendab agensi stabiilsust atmosfääris, mis on positiivne GWP ja ODP seisukohalt. Seevastu võivad tekkida probleemid toksilisuse, tuleohtlikkuse ja reaktiivsusega.
- Väävlisisalduse suurendamine tõstab agensi toksilisust ja vähendab stabiilsust.
- Vesinikukoguse suurendamine vähendab agensi eluiga atmosfääris, mis on hea näitaja GWP ja ODP osas, kuid samas suureneb tuleohtlikkus.
- Fluorisisalduse suurendamine tõstab agensi GWP-d.
- Kloorikoguse tõstmisel paranevad agensi segunemisomadused, kuid suureneb ka ODP ja toksilisus.
- Broomikoguse tõstmisel suureneb ODP, kuid väheneb tuleohtlikkus.
- Kui kasutada süsiniku asemel boori, moodustuvad reaktiivsed ja toksilised kemikaalid.
- Süsiniku asendamine silikooniga viib ainete tekkimiseni, mis reageerivad veega ega ole heade termodünaamiliste omadustega.

17.3.2.2. Vesi, R-718

Vett kasutatakse peamiselt kaubanduslikes absorptsioon-soojuspumpades, kus ta on absorbendiks ning liitiumbromiid tavaliselt absorbaadiks.

Vesi kui külmaaine ei ole toksiline, ei põle ning on lihtsasti kättesaadav. Samuti on vee kasutamine keskkonna seisukohalt kahjutu lahendus. Miinuseks võib lugeda selliste soojuspumpade madalat soojustegurit (COP), üldjuhul on see natuke suurem kui 1. [43]

17.3.2.3. Ammoniaak, R-717

Ammoniaaki peetakse üheks tõhusaimaks külmaaineks. Teda kasutatakse aurukompressor-soojuspumpades. ASHRAE standardi 34 järgi on ammoniaak B2-liiki külmutusagens, mis tähendab kõrget toksilisust ja madalat tuleohtlikkust. ASHRAE standard 15[17] nõuab ammoniaagi kasutamisele erilisi ohutusabinõusid. Ammoniaagil puudub ODP ja on madal GWP.

Ammoniaagi kontsentratsioon 0,5...1,0% õhus on inimesele 60 min jooksul surmav. Kontsentratsioonil 16...5% tekib õhus juba plahvatusohtlik segu. [35]

Ammoniaaki sisaldavaid soojuspumpasid kasutatakse peamiselt tööstuses, kuid leidub ka suuremaid kaubanduslikke konditsioneere, kus teda kasutatakse. [43]

17.3.2.4. Süsinikdioksiid, R-744

Süsinikdioksiid, nii nagu vesi ja ammoniaak, on looduslik külmaaine. Ta ei ole toksiline ega tuleohtlik, tema GWP on madal ning ODP puudub. Peamiselt kasutatakse aurukompressor-soojuspumpades. Kasutamist raskendab süsihappegaasi kõrge kondenseerumisrõhk: 61 atm 32 ºC juures. Samuti on süsinikdioksiidi kasutamisel soojuspumba soojustegur väike. [43]

17.3.2.5. Süsivesinikud

Süsivesinikest enam tarvitatavad propaan (R-290) ja isobutaan (R-600a) on kasutusel aurukompressor-soojuspumpades. Süsivesinikel on madal toksilisus ja hea kasutegur, puudub ODP ning GWP on madal. Nad on aga väga tuleohtlikud, mistõttu ei ole nad Ameerikas kuigi hinnatud. Seevastu Põhja-Euroopas töötavad ligi 35% soojuspumpadest süsivesinikel. [43]

---

[17] ASHRAE Standard 15 – Safety Standard for Refrigeration Systems

17.3.2.6. Kloor-fluor-süsinikühendid, CFC

CFC-d avastati 1928. aastal. Nad on püsivad, mürgitud, mittekorrodeerivad ning tuleohutud. Samas on neil kõrge ODP (0,6...1,0), ning suur kasvuhooneefekti põhjustav mõju.

Peamised õhukonditsioneerides kasutatavad CFC-d on R-11, R-12, R-113 ja R-114. CFC-de tuntumad kasutusalad on toodud tabelis 17.5.

Tabel 17.5

CFC-de levinuimad kasutusvaldkonnad [44]

Vahud R-11/12/13	Autopolsterdus, mööbel, rõivad, madratsid, kingad, soojusisolatsioon, pakendid
R-11/12/113/114/115	Kliimaseadmed, soojuspumbad, kodu-, kaubandus- ja tööstuskülmutusseadmed
Lahustid R-11/13	Rõivaste keemiline puhastus, peenmehaanikaseadmete puhastus, optiliste vahendite töötlus
Aerosoolid R-11/12/113/114/115	Ravimid ja muud aerosoolid
R-12	Meditsiiniseadmete steriliseerimine

Montreali protokolliga lõpetati 1995. aastal CFC-de tootmine arenenud maades. [44]

17.3.2.7. Vesinik-kloor-fluor-süsinikühendid, HCFC

HCFC-d töötati välja CFC-de esimeseks asendusaineks. HCFC-d lagunevad tunduvalt kergemini kui CFC-d. Kuigi nad on osoonikihile tunduvalt ohutumad kui CFC-d, aitavad nemadki kaasa osoonikihi kahanemisele ja on seetõttu kasutusel üleminekuainena. ODP jääb vahemikku 0,02...0,11. [44]

Tabel 17.6 annab ülevaate vesinik-kloor-fluor-süsinikühendite peamistest kasutusvaldkondadest.

Tabel 17.6

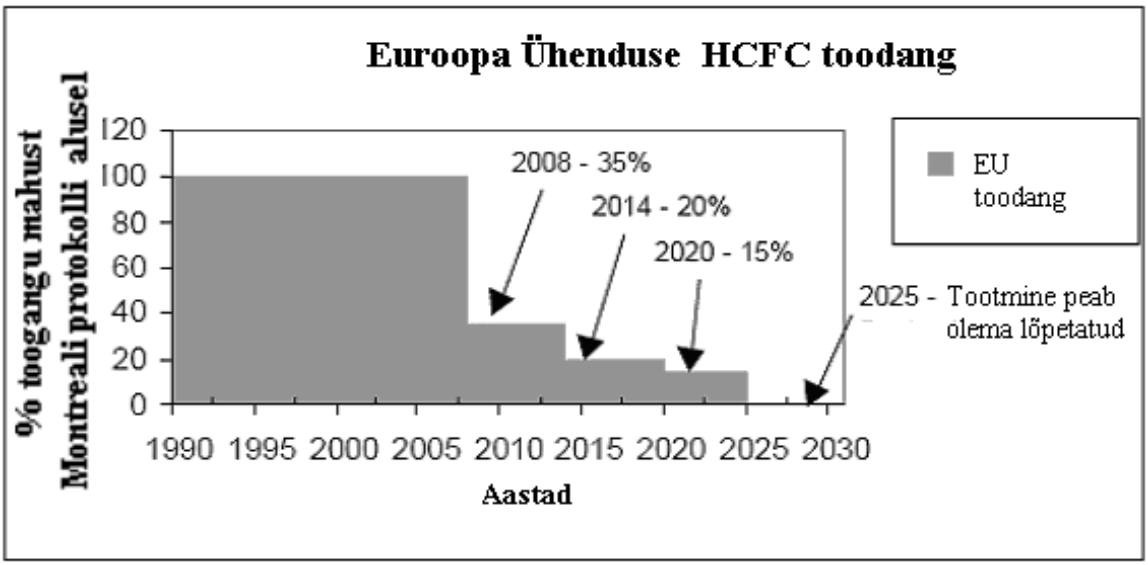
HCFC peamised kasutusvaldkonnad [44]

Polüureteenvahud R-141b/142b	Autopolsterdus, madratsid ja kingad
Jäigad polüuretaanvahud R-141b/142b	Soojusisolatsioon, pakkematerjalid
R-22/123 ja segud	Kliimaseadmed, soojuspumbad, kodu-, kaubandus- ja tööstuskülmikud
Lahustid R-123/141b/142b/225	Kangapesu, peenmehaanikaseadmete ja optikariistade töötlemine
R-22/123/124	Paiksed ja portatiivsed tulekustutid
Aerosoolid R-22	Ravimid ja muud aerosoolid
R-124/142b	Meditsiiniriistade steriliseerimine

HCFC-ühendid võivad atmosfääris säilida 1,4...19,5 aastat.

Nagu CFC-d, nii kuuluvad ka HCFC-d Montreali protokolliga ainete hulka, mille tootmine peab ühel hetkel lõppema. Tootmine lõpetatakse järk-järgult maade kaupa.

Joonisel 17.11 on HCFC tootmise lõpetamise ajakava Euroopas.



Joonis 17.11. Ajakava HCFC-ühendite kasutamisest loobumiseks Euroopas [43]

17.3.2.8. Vesinik-fluor-süsinikühendid, HFC

HFC-ühendid on suhteliselt uued külmutusagensid, mille kasutamine tõusis esile, kui loobuti CFC-de kasutamisest. HFC-d on osoonikihile kahjutud, nende ODP = 0. Peamised HFC-d on klassifitseeritud kui madala toksilisuse ja põlemisohuta freoonid.

17.3.2.9. Segud

Soojuspumpades kasutatakse ka külmutusagensite segusid.

Aseotroopne segu on vedelike segu, millega tasakaalus oleva aurufaasi koostis on identne vedelfaasi koostisega. Selline segu keeb kindlal temperatuuril, kusjuures segu koostis ei muutu ja teda ei saa rektifitseerida[18]. [45]

17.4. Peamised madalatemperatuurilised soojusallikad ja nende soojuse kasutamine

Olulisemaks tingimuseks soojuspumba kasutamisel on sobiva madalatemperatuurilise soojusallika olemasolu. Ideaalsel soojusallikal on kütteperioodil kõrge ja stabiilne temperatuur, sest temperatuurist olenevad külmutusagensi keemistemperatuur aurustis, temperatuuritõus soojuspumbas ning soojuspumba tehnilised näitajad.

Peamised madalatemperatuurilised soojusallikad on looduslikud soojusallikad, aga ka mitmete tehnoloogiliste protsesside heitsoojus.

Põhiliste soojusallikate temperatuurivahemikud on esitatud tabelis 17.7.

---

[18] Rektifitseerimine on üks destilleerimise vorme. Vedelikusegu lahutamine ja puhastamine aurustamise teel

Tabel 17.7

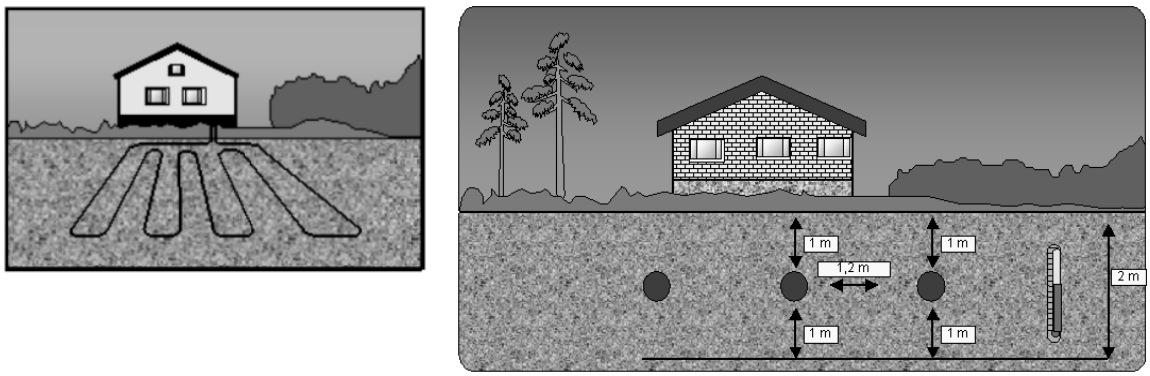
Madalatemperatuurilisete soojusallikate temperatuurivahemikud [34]

Soojusallikas	Temperatuurivahemik, ºC
Välisõhk	–20 ... +15
Heitõhk	+15 ... +25
Põhjavesi	+4 ... +10
Järvevesi	0 ... +10
Jõevesi	0 ... +10
Merevesi	+3 ... +8
Kalju (geotermiline)	0 ... +5
Maapind	0 ... +10
Heitvesi	> +10

Välisõhk, heitõhk, maapind ja põhjavesi on soojusallikaks peamiselt väikestele soojuspumbasüsteemidele, tavaliselt kodumajapidamistes kasutatavatele soojuspumpadele. Suuremad süsteemid kasutavad aga mere-, järve- ja jõevett, kaljupinnast ning heitvett.

17.4.1. Pinnas

Pinnase näol on tegu suure akumulaatoriga, mis ammutab endasse päikeseenergiat läbi otsese kiirguse või kaudselt vihma ja sooja õhu kaudu. Maapinnas akumuleerunud päikeseenergia kandub üle maapinda vertikaalselt või horisontaalselt paigaldatud kollektoritele. Horisontaalasetusega kollektorit illustreerib joonis 17.12, vertikaalasetusega – joonis 17.13.

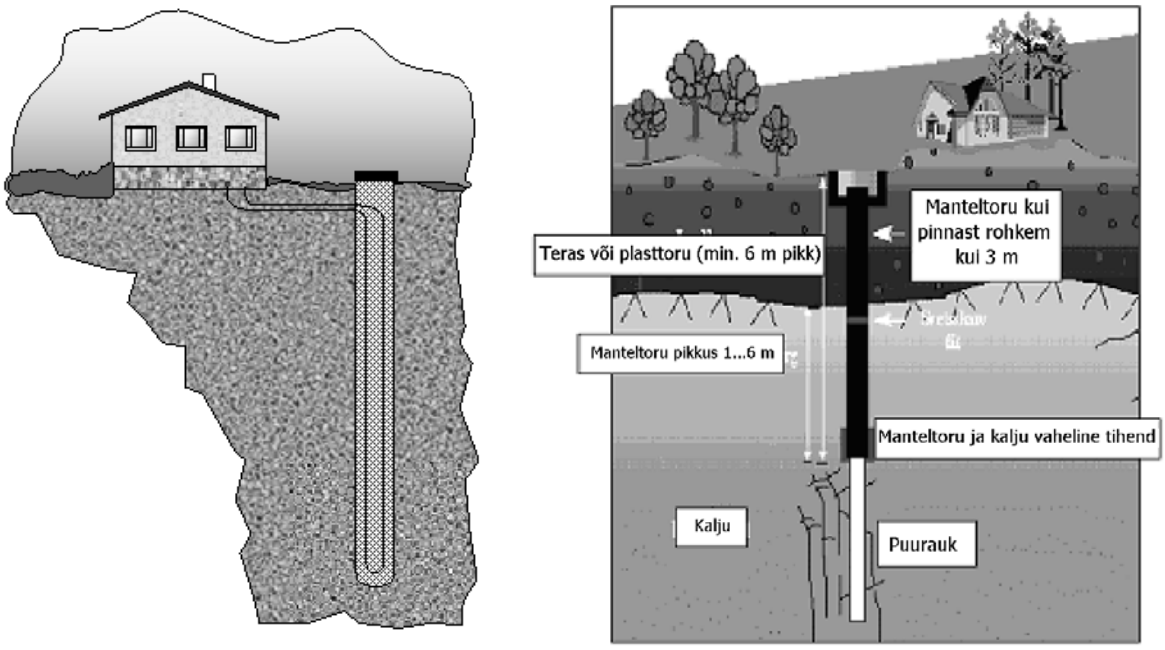


Joonis 17.12. Horisontaalpaigaldusega maasoojuspumba süsteem [46]

Kollektorite paigaldamisel on väga tähtis eeltöö ja mõõdistused. Nimelt on maasoojuspumpade juures üks olulisimaid aspekte maapinna soojusjuhtivus ja niiskusesisaldus, mis võivad regiooniti erineda. Neist parameetritest sõltub aga paigaldatavate kollektorite pikkus.

Korralike uuringute puudumisel võib juhtuda, et paigaldatakse pikem kollektor, kui tegelikult vaja. Nii suurenevad tahes-tahtmata energiakulud soojuskandja pumpamiseks süsteemis. Samuti tuleb rohkem investeerida süsteemi paigaldusse.

Alamõõdus torustike korral madalatemperatuuriline soojusallikas lihtsalt "hääbub": temas akumuleerunud soojus kasutatakse kiiremini ära ning ka maapinna temperatuur langeb. Tagajärjeks on kompressoris tekkiv alarõhk, võimalikud kompressori seiskumised ja süsteemi madalam efektiivsus.



Joonis 17.13. Vertikaalpaigaldusega maasoojuspumba süsteem [46]

Sellise olukorra vältimiseks on maakollektorit paigaldades soovitav järgida reegleid [47]:

- 1 m^2 eramu köetavat pinda vajab vähemalt 3 m maakollektorit;
- 1 m^2 eramu köetavat pinda vajab vähemalt 3,6 m^2 vaba maapinda.

Siit tuleneb, et üheks piiranguks maasoojuspumba paigaldamisel võib osutuda kollektoritele vajaliku maatüki olemasolu.

Tavaliselt asetatakse kollektorid maapinda horisontaalselt. Optimaalne paigaldussügavus on 1,2...1,8 m. Torud läbimõõduga 25...63 mm asetsevad paralleelsete ridadena vahekaugusega 0,5...0,7 m ja enam. Torustiku soojusvastuvõtt niiskes pinnases on 15...30 W/m^2, kuivas pinnases – 10...25 W/m^2. [35]

Torude vertikaalasetuse korral paigutatakse kollektorid, teisisõnu pinnasesondid, 100...200 meetri sügavustesse puuraukudesse. Pinnasesondide soojusvõtt oleneb palju pinnasest ja selle omadustest. Tabelis 17.8 on esitatud sondide soojusvõtt mõningate pinnaste puhul.

Tabel 17.8

Pinnasesondide soojusvõtt olenevalt pinnasest [35], [48]

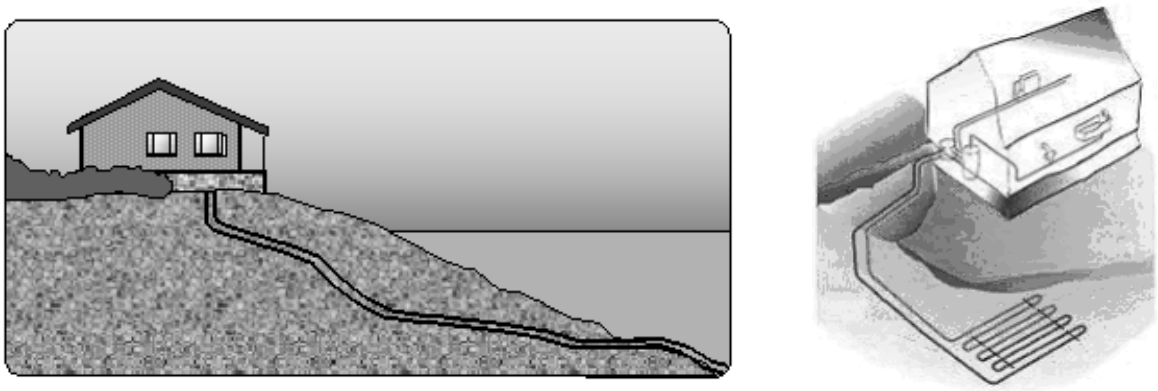
Pinnas	Sondi soojusvõtt W/m
Kuiv setend (λ < 1,5 W/mK), kuiv liivapinnas	20
Märg liivapinnas	40
Tavaline veeküllastunud kivim (1,5 W/mK < λ <3 W/mK)	50
Lubjakivi	45...60
Märg kivipinnas	60
Liivakivi	55...65

Veega küllastunud kruus ja liiv	55...65
Kõrge soojusjuhtivusega kivim (λ > 3 W/mK)	70
Vesine pinnas	80...100

Pinnasetemperatuur maapinna erinevatel sügavustel, selle soojenemine ja jahtumine olenevad pinnasekihtide struktuurist. Mingil sügavusel temperatuuri muutused aasta vältel lakkavad. Eestis on selliseks sügavuseks ~18 m. [35]

17.4.2. Pinnavesi

Pinnavee puhul on tegemist veekogudega, nagu järved, jõed ja ka meri. Pinnavett kasutava soojuspumba süsteemi illustreerib lihtsustatult joonis 17.14.



Joonis 17.14. Pinnavett kasutava soojuspumba süsteem [46]

Jõe- ja järvevesi on head soojusallikad, kuid neil mõlemal on ka oluline puudus. Suvel on veekogu pinnakihi temperatuur kõrgem kui põhjakihtides, talvel vastupidi – pinnakihtides on temperatuur nullilähedane, põhjas ~4 ºC.

Merevett kasutavad enamasti keskmist ja suuremat tüüpi soojuspumbad. Sügavusel 25...50 meetrit on merevee temperatuur püsivalt 5...8 ºC. Tähelepanu tuleb pöörata süsteemi korrosioonikindlusele, eriti soojusvahetite ja pumpade osas. Ka võib mereveest süsteemi sattuda kõiksugust prahti. [35]

Soojusvõtuks pinnaveelt on põhiliselt kasutusel kaks moodust – vee pumpamine aurustisse ja sealt jahtununa tagasi veekogusse ning veekogu põhja laotatud kollektorite rakendamine. Esimese mooduse puhul kasutatakse suvel veekogu pinnakihti, talvel põhjakihti. Tagasi tuleb vesi pumbata veevõtukohast eemal. Teise mooduse puhul võib kasutada külmutusagensi otsest aurustamist torustikus või kollektoris ringlevat vahesoojuskandjat. Torustiku läbimõõt on tavaliselt 25...63 mm. [35]

17.4.3. Põhjavesi

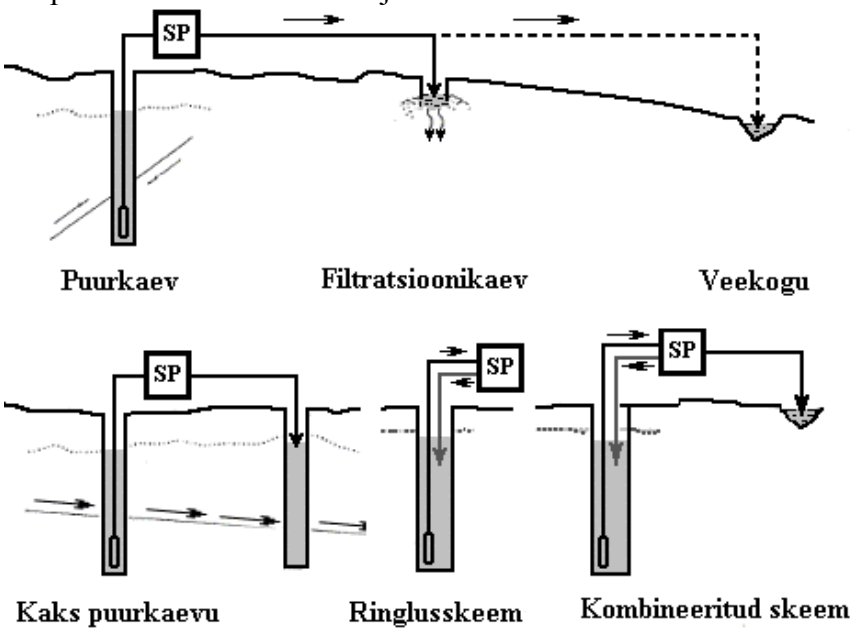
Põhjavee temperatuur on aasta läbi konstantne ning ligilähedane pinnasetemperatuurile samal sügavusel. Sügavusel 25...75 m on põhjavee temperatuur Eestis 6,5...7 ºC. Põhjavee toomiseks pinnale kasutatakse 10...30 m sügavusi, aga ka kuni 70 m sügavusi puurkaeve. [35]

Tavaliselt puuritakse kaks puurkaevu vahemaaga 15...20 meetrit. Puurkaevude tootlikkus peab vastama vajalikule soojusvõimsusele. Puurkaevust pumbatakse põhjavesi elamus asuvasse soojuspumbavälisesse soojusvahetisse, kus põhjavesi jahutatakse soojuspumba abil temperatuurile 3...4 ºC ja suunatakse kas tarbimisse või maa alla tagasi. Maa alla suunatakse vesi teise puurkaevu kaudu, mis peab asetsema vee liikumise suhtes pinnases allavoolu, et

vältida ühe ja sama vee korduvat kasutamist. Puurkaevu tootlikkus peab tagama soojuspumba võimsusele ja olmevajadustele vastava veehulga.

Erinevatele soojusvajadustele vastav puurkaevu tootlikkus, kui vee keskmine temperatuur on 5 ºC, on toodud tabelis 17.9.

Kasutatavaid puuraukude skeeme näeb joonisel 17.15.



Joonis 17.15. Puuraukude skeemid põhjavee kasutamisel [35]

Tabel 17.9

Puurkaevu nõutav tootlikkus erinevate soojusvajaduste puhul vee keskmisel temperatuuril 5 ºC [49]

Soojusvajadus kW	Puurkaevu tootlikkus m^3/h
8	1,2
12	1,8
18	3,0
25	3,6

Külmema vee korral on vajalik veekogus suurem. Soojusökonoomia tagatiseks on paigaldusjuhiste täpne jälgimine. Vee kvaliteeti on võimalik lisaseadmetega parandada. Põhjavett kasutavad süsteemid on kõige tõhusamad, sest võrreldes teiste soojuspumba lahendustega on madalatemperatuurilise soojuskandja temperatuur läbi aasta kõige kõrgem ja stabiilsem.

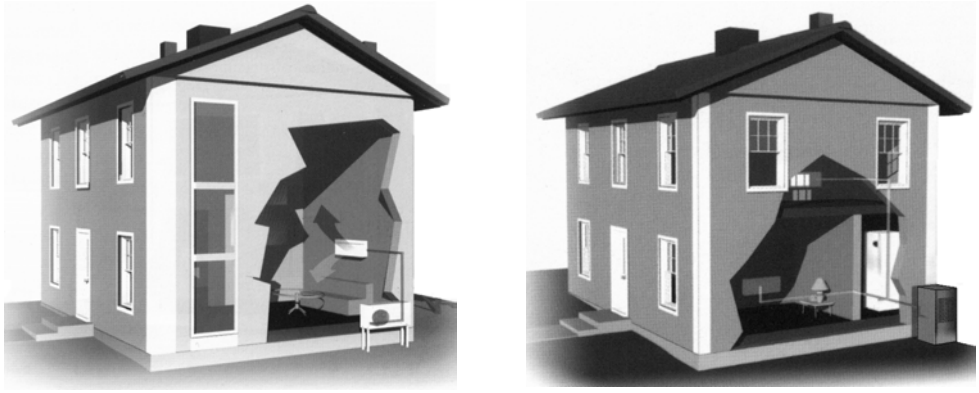
Puurkaevuvee kasutamine ei kahjusta põhjavett, sest soojust võetakse kinnise süsteemi abil ja süsteemis kasutatavad materjalid on plast või roostevaba teras. Samuti ei muutu sellega põhjavee tase veehorisondis, sest avatud süsteemi võib vaadelda ühendatud anumatena, kus ühest puurkaevust võetav vesi viiakse teise puurkaevu kaudu maa alla tagasi veetaset muutmata. Oluline on, et puurkaevud oleksid ühesügavused ja asuksid samas veehorisondis.

17.4.4. Välisõhk

Õhksoojuspumpade madalatemperatuuriliseks soojusallikaks on atmosfääriõhk. Peamised õhksoojuspumpade tüübid on:

- õhk-õhk-soojuspumbad;
- õhk-vesi-soojuspumbad.

Mõlemat soojuspumba lahendust kujutab joonis17.16.



1 2

Joonis 17.16. Õhk-õhk- (1) ja õhk-vesi- (2) soojuspumbasüsteemi lahendus [34]

Õhksoojuspumpades võetakse soojust välisõhust läbi maja välisseinale paigutatud aurustusseadme, soojus eraldub maja siseruumides olevates kondensatsiooniseadmetes.

Õhk-õhk-soojuspumpasid võib kasutada nii ruumide soojendamiseks talviti kui ka ruumide jahutamiseks suviti. Õhu kasutamist soojusallikana raskendab väike soojusülekandetegur õhult soojusvaheti pinnale. Samuti on seadmetes härmatise tekkimise oht, mis kahandab soojusülekannet veelgi.

17.4.5. Heitsoojus

Heitsoojust kasutatakse peamiselt nende hoonete kütteks, kus paikneb heitsoojuse allikaid. Põhilised heitsoojuse allikad on kanalisatsiooniveed, tööstuse heitveed, tööstusprotsesside jahutusveed, ventileeritav õhk jmt.

Kanalisatsioonivee kasutamisel võib esineda tehnilisi raskusi, sest veekogused ei ole konstantsed. Samuti tekivad probleemid soojuspumba tasuvuses, kui tarbija asub reoveepuhastusjaamast liiga kaugel.

Ventileeritava õhu soojust kasutatakse väljatõmbeventilatsiooni-soojuspumpades. Need tagastavad ruumiõhus sisalduva jääksoojuse ruumidesse sissepuhutavasse välisõhku.

Soojusvaheti positiivseteks külgedeks on:

- varustab ruume pidevalt värske filtreeritud õhuga;
- parandab õhu kvaliteeti ruumides;
- hoiab kokku energiat, soojendades väljast tulevat õhku ruumidest väljaimetava sooja õhuga;
- suviti toimib siseõhu jahutina;
- hoiab õhuniiskuse taseme normi piirides.

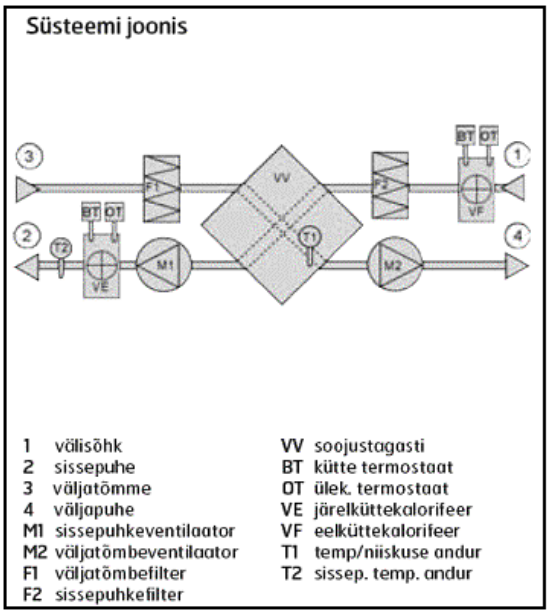
Tabelis 17.10 on toodud soojusvahetite kasutegureid ventilatsiooniõhu soojendamisel.

Tabel 17.10

Ventilatsioonisoojusvahetite kasutegurid % [50]

Vesi-glükool-soojusvaheti	50...60
Plaatsoojusvaheti	55...65
Torusoojusvaheti	55...60
Regeneratiivne soojusvaheti (pöörlev)	75...82
Regeneratiivne soojusvaheti	80...90

Plaatsoojusvahetiga ventilatsiooniagregaadi tööpõhimõte ja peamised konstruktsiooni-elemendid on joonisel 17.17.



Joonis 17.17. Plaatsoojusvahetit kasutava ventilatsiooniagregaadi konstruktsioon [51]

Kasutatud siseõhk imetakse läbi väljatõmbeavauste (3) väljuva õhu ühendusse. Õhk läbib filtri (F1) ja plaatsoojusvaheti (VV), ning seejärel puhutakse see ventilaatori (M2) abil läbi maja katuses või seinas oleva avause välja. Värske välisõhk imetakse sisse välisõhu sisendava (1) kaudu. Õhk läbib filtri (F2) ja plaatsoojusvaheti (VV), kus ta soojeneb väljuva õhu soojuse ülekandmise teel. Sissepuhke- ja väljatõmbeõhu omavaheline kokkupuude soojusvahetis on tänu selle erisuunalistele lamellidele välistatud. Nii ei pääse väljatõmbeõhus sisalduda võivad kahjulikud ained sissepuhkeõhku reostama. Elektrooniliselt kontrollitava järelküttekalorifeeri (VE) abil on võimalik sissepuhkeõhku täiendavalt soojendada. See tagab sobiva sissepuhke-õhu temperatuuri ka siis, kui õhutemperatuur väljas langeb. Agregaadist väljunud sisse-puhkeõhk läbib tavaliselt ka mürasummuti, enne kui ta juhitakse läbi sissepuhkeplafoonide (2) ruumidesse laiali.

17.4.5.1. Hovali rootorsoojusvaheti

Rootorsoojusvaheti põhikomponentideks on pöörlev rootorelement ja väline kest (joonis 17.18).

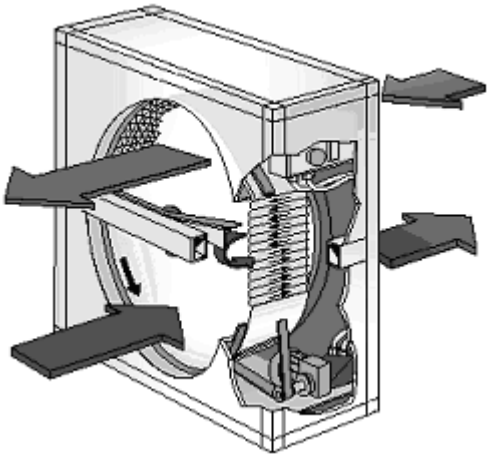
Rootor on valmistatud alumiiniumlehtedest, siledatest ja lainelistest, mis on vaheldumisi keritud ning moodustavad soojusvahetuspinna. Õhk liigub rootoris läbi sileda ja lainelise plaadi poolt tekitatud kolmnurkse ristlõikega kanalite kõrgusega 1,5...2,9 mm. Väiksematel rootoritel on soojusvahetuspind keritud pidevalt ning rootor moodustab ühtse terviku. Suurte soojusvahetite rootor koosneb jäikade kodarate vahel asetsevaist segmentidest, mis piken-davad kogu konstruktsiooni eluiga, lubades avarii korral iga segmenti eraldi vahetada.

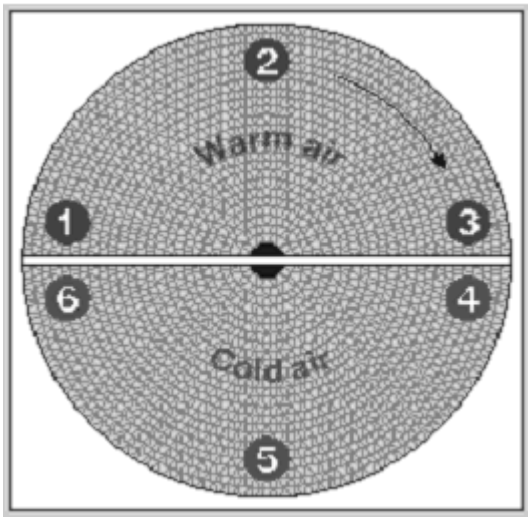
Rootoreid on kahte tüüpi:

- niiskustundlikud – võimaldavad väljaimetavast õhust tagastada nii soojust kui ka niiskust;
- niiskustundetud – toimub ainult soojuse ülekanne välisõhule.

Soojusülekande protsessi efektiivsust kontrollitakse rootori pöörlemisega. Mida kiiremini rootor pöörleb, seda tõhusam on soojusülekanne siseõhult välisõhule ja vastupidi.

Soojusülekannet ja rootori tööpõhimõtet illustreerib joonis 17.18.





Joonis 17.18. Hovali rootorsoojusvaheti (vasakul) ja selle tööpõhimõte (paremal) [52], [53]:

Punkt 1 – Õhukanal on jõudnud külma õhu käest sooja õhu piirkonda. Rootori kui soojuse talletaja temperatuur on langenud peaaegu külma õhu temperatuurini. Siseruumidest tulev soe õhk läbib rootorit, ise jahtudes ja rootorit soojendades. Selles piirkonnas võib rootori ja õhu temperatuuri erinevusest kergesti tekkida kondensaat.

Punkt 2 – Rootor on olnud sooja õhu tsoonis poole oma pöörde sooritamise ajast ning on jõudnud soojeneda. Siseruumidest tulevat õhku ei jahutata enam nii intensiivselt kui punktis 1 ning rootorisse siseneva ruumiõhu ja sealt väljuva ruumiõhu temperatuuride erinevus on väike.

Punkt 3 – Õhukanalid on sooja õhu alast lahkumas. Rootor on soojenenud peaaegu sisseimetava õhu temperatuurini.

Punkt 4 – Selles punktis on rootor sisenenud külma õhu alasse. Külm õhk voolab läbi kanalite ning soojusülekanne on intensiivne tänu suurele temperatuuri vahele. Rootori soojusvahetuspind jahtub. Võib tekkida kondensaat, mis osaliselt viiakse kaasa ruumidesse suunduva õhu-voolusega.

Punkt 5 – Poolel teel külma õhu alas, on rootor jõudnud märkimisväärselt jahtuda. Soojusvahetuspinda siseneva ja väljuva välisõhu temperatuur on peaaegu sama.

Punkt 6 – Külma õhu ala lõpus on rootori temperatuur ligilähedane sissepuhutava õhu temperatuurile. Rootor siseneb külma õhu alast uuesti sooja õhu piirkonda ning tsükkel kordub. [52]

Kasutatud kirjandus

1. M. Orru. Turba lagunemisastme määramine välitingimustes. – Eesti Turvas 2. 1994. lk.
2. Thomas Bradley. Utilisation of Peat. The Irish Experience. Tallinn. 1993. 27 lk.
3. Б. С. Белосельский, В. К. Соляков. Энергетическое топливо. М.: Энергия, 1980. 166 с.
4. Eesti standard EVS 669:1996. Kukersiitpõlevkivi. Tuhasuse määramine. 7 lk.
5. Eesti standard EVS 668:1996. Kukersiitpõlevkivi. Niiskuse määramine. 14 lk.
6. Soojustehnika käsiraamat. Koostanud I. Mikk. Tallinn: Valgus, 1977. 619 lk.
7. A. Paist, A. Poobus, A. Küppas, O. Kiipsaar, A. Koppel, O. Lugus. Biomassi energeetilise kasutamise võimalused Eestis. Tallinn, 1992. 67 lk.
8. A. Veski. Katelseadmed. Tallinn: Valgus, 1991. 192 lk.
9. I. Šur, V. Tšepel, J. Bruk, R. Rõbakov. Gaasi kasutamine ettevõtetes. Tallinn: Valgus, 1989. 495 lk.
10. A. Ots. Põlevkivi põletustehnika. Tallinn, 2004. 768 lk.
11. Справочник по теплообменникам (т. 1, 2). М.: Энергоатомиздат, 1987. 561+352 с.
12. П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 365 с.
13. А. Фраас, М. Оцисик. Расчет и конструирование теплообменников. М.: Атомиздат, 1971. 357 с.
14. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973. 292 с.
15. Taastuvate energiaallikate uurimine ja kasutamine: teise konverentsi kogumik (toimetaja T. Valdur). Tartu, 2001. Lk 56–59.
16. E. Pajumets. Kas kütuseelemendist saab tuleviku energiatootja? – Keskkonnatehnika 3/98. Lk 26–27.
17. http://www.h2fc.com
18. http://www.fuelcellonline.com
19. Basis-Information Nr. 5/96. Die Energie-Zukunft hat schon begonnen. Teil 1. Herausgeber: Verband der Schweizerischen Gasindustrie VSG.
20. W. W. Focke, J. Zachariades, I. Oliver. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. – Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, 1985. pp. 1469–1478.
21. Б. С. Петухов. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 412 с.
22. С. С. Кутателадзе. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное способие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
23. H. Käär, R. Touart. Efficiency of convective heat surface: fouling and cleaning. – Transactions of TTU. No. 726. Tallinn, 1991, pp. 22–35.
24. М. А. Михеев, И. М. Михеева. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 318 с.
25. А. Шак. Промышленная теплопередача. М.: Металлургиздат. 1961. 528 с.
26. В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
27. С. Н. Шорин Теплопередача. М., Высшая школа, 1964. 489 с.
28. V. Kattai. Põlevkivi-õlikivi. Eesti Geoloogiakeskus. Tallinn, 2003. 162 lk.
29. V. Vares, Ü. Kask, P. Muiste, T. Pihu, S. Soosaar. Biokütuse kasutaja käsiraamat. Tallinn: TTÜ kirjastus, 2005. 172 lk.
30. Teadusmõte Eestis. Tallinn: Teaduste Akadeemia Kirjastus, 2007. 146 lk.
31. Read up on Reed. Turku, 2007. 123 lk.

32. http://kokkuhoid.energia.ee/?id=1318
33. http://www.daviddarling.info/images/heat_pump.gif
34. http://www.heatpumpcentre.org/
35. Oskar Mäeküla. Soojuspumbad. Loengukonspekt (käsikiri).
36. http://www.oee.nrcan.gc.ca/publications/infosource/pub/home/heating-heatpump/booklet.pdf
37. http://www.espel.ee
38. http://www.riigikogu.ee/index.php?c_tpl=1038&id=38943
39. IEA Heat Pump Centre Newsletter, 2005, Vol. 23. No. 3, p. 10.
40. Heat Pumps – Status and Trends, J. Ryan – IEA Heat Pump Centre Newsletter, 2005, Vol. 23, No. 3, pp. 24–25 (http://ehpn.fiz-karlsruhe.de/en/baystein/bs14/).
41. http://www.worldenergy.org/publications/survey_
42. http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2007/Renewable_heating_Cooling_final_WEB.pdf
43. http://www.mcquary.com/erprise/main/mcquarybiz/Lit_Corporate/AppGuide/-AG31007.pdf
44. http://www.klab.ee/Osoonibyroo/KasiraamatTolli_KeskInsp2003.pdf
45. http://www.kanut.ee/kkoda/dokumendid/paber_arhiiv
46. http://www.suplu.fi/index.php?option=com_content&id=20Itemid=77
47. http://www.abckliima.ee/Default.aspx?mid=39&smid=76&mcat=79
48. http://www.espel.ee/docs/Argo J6eleht _-Positiivset_ja_negatiivset_seoses_Eesti_soojuspuuraukudega.pdf
49. http://www.envir.ee/orb.aw/class=file/action=preview/id=1310/Soojuspumba+konstruktsioon.pdf
50. http://www.estivo.cma.ee/pics/files/2003082611115151.pdf
51. http://www.abskliima.ee/Images/PriceList/FLEXIT_L4X:KASUTUS-JUHEND_EST.doc
52. http://www.hoval.com/docs/Waermerueck_pdf/rotor_en_4205425.pdf
53. http://www.teeniseco.es/recupera.htm