PRIMENA GEOTERMALNIH TOPLOTNIH PUMPI ZA GREJANJE I HLAĐENJE PROSTORIJA

APPLICATION OF GEOTHERMAL HEAT PUMPS FOR HEATING AND COOLING ROOMS

Prof. dr Đorđe G. Kozić, dipl. inž., i
Jelena Đorđević-Ribnikar, dipl. inž.,
Mašinski fakultet, Beograd

Razmatra se savremena problematika primene geotermalnih toplotnopumpnih sistema za grejanje i hlađenje prostorija, koji, u sprezi sa niskotemperaturskim panelnim grejanje, imaju sve veći značaj u smislu smanjenja potrošnje električne energije. Ukazuje se i na podobnost ovih sistema sa ekonomskog i ekološkog stanovišta. Daje se podela ovih sistema na otvorene i zatvorene i detaljnije se obrađuje koncept zatvorenog sistema koji se zasniva na primeni razmenjivača toplote u vertikalnim energetskim bušotinama. Uspostavlja se veza između energetskih karakteristika toplotne pumpe i razmenjivača toplote u kojima se rasolina, ohlađena u isparivaču toplotne pumpe, zagreva na račun praktično nepromenljive temperature zemlje. Na modelu levokretnog Karnoovog ciklusa, pokazuje se mogućnost nalaženja optimalne karakteristike sprege toplotne pumpe sa razmenjivačem toplote, posebno srednje temperature rasoline u isparivaču toplotne pumpe i ukupne dubine bušotine. Pri tome se koristi neempirijski izraz za koeficijent grejanja koji uzima u obzir karakteristike stvarnog procesa u toplotnoj pumpi. S obzirom na potrebu da se uključe i ekonomski pokazatelji, daje se izraz za jediničnu cenu toplote koja se odvodi iz kondenzatora toplotne pumpe.

The paper deals with the contemporary problem of using geothermal heat pump systems for heating and cooling rooms which, along with low temperature panel heating, has increased importance for reducing electricity consumption. The suitability of these systems is referred to with respect to economics and environment. These systems are divided into open and closed systems and more details are provided for the closed system concept based on using the heat exchangers in vertical power wells. A relationship is established between energy characteristics of a heat pump and heat exchanges in which brine, cooled in the heat pump's evaporator, is heated to the account of practically unchangeable soil temperature. On the model of a left-hand Carnot cycle, it is indicated to a possibility to find optimal characteristics of a couple of the heat pump with heat exchangers, especially of the mean temperature of brine in the heat pump evaporator and total depth of a well. Thereby a non-empirical expression is used for the heating coefficient, which takes into account the characteristics of the actual process in the heat pump. Considering the necessity to involve economic indicators as well, the expression for a unit price is given for heat leaving the heat pump condenser.

Ključne reči: toplotne pumpe; podzemne vode; zemlja kao toplotni izvor; energetske bušotine; optimizacija sistema
Key words: heat pumps; subterranean waters and soil as heat sources; power wells; system optimization

Iskustva mnogih zemalja (SAD, Švedska, Danska, Švajcarska, itd.) pokazala su da toplotne pumpe sa zemljom ili podzemnim vodama kao izvorima toplote, spregnute sa nekim niskotemperaturnim distributivnim sistemom, predstavljaju najefikasniju i, u ekološkom smislu, najpodobniju tehnologiju grejanja i hlađenja, i to za dosta široki raspon klimatskih uslova. Tako, npr., primenom ovakvih sistema za grejanje, umesto klasičnog kotla na čvrsto, tečno ili gasovito gorivo, ili električnog bojlera, može da se ostvari, na prvi pogled neshvatljivo velika, ušteda u potrošnji energije, čak 60–70%. Poznato je da, u opštem slučaju, toplotne pumpe nude mogućnost efikasne isporuke niskotemperaturne toplote, samo ako su sve komponente grejnog sistema uzete u razmatranje, tj. sama zgrada, sistem za distribuciju toplote, toplotna pumpa i izvor toplote za toplotnu pumpu.

Sa potpuno istom instalacijom, umesto grejanja, prostorije mogu u letnjim mesecima da se rashlađuju, takođe na efikasan i ekonomski i ekološki izuzetno povoljan način. Ovi sistemi, sa ovako dvostrukom funkcijom, širom sveta su sve rasprostranjeniji, kako za domaćinstva, tako i za veće poslovne i institucionalne zgrade, i u tom smislu predstavljaju standardno rešenje za smanjenje potrošnje energije i smanjeno zagađenje okoline. S obzirom na porast cena električne energije, koja se – upravo kod nas i često neopravdano – u mnogim slučajevima koristi za grejanje i hlađenje, razumljivo je sve veće interesovanje za primenu ovakvih sistema. Primena usavršenijih tehnologija bušenja, kao i masovnije proizvodnje komponenti za podzemne razmenjivače toplote, može da učini ove efikasne i ekonomične sisteme izuzetno atraktivnim i u našim uslovima.

U suštini, koristi se mogućnost da se postojana temperatura zemlje i podzemnih voda iskoristi kao pouzdani toplotni izvor (ili ponor), što nije slučaj sa temperaturom vazduha, koja takođe može da nađe svoju primenu za ove svrhe. Prema [1], čuveni francuski naučnik Lavoazje je, još u sedamanestom veku, koristio pokazivanja živinog termometra, postavljenog ispod Opservatorije u Parizu, na dubini od 27 metara ispod nivoa ulice, i zaključio da, tokom cele godine u pokazivanju temperature praktično nema razlike.

Krajem osamnaestog veka, za vreme svojih studija u Parizu, Aleksandar fon Humbolt je analizirao ova dugogodišnja merenja, vršena još od 1680. god., i ustanovio da na pomenutom mestu prosečna temperatura u dubini zemlje iznosi 12°C, sa približnim varijacijama tokom godine od samo 0,04°C. Sa druge strane, godišnje oscilacije temperature, u sloju bliskom površini zemlje (do dubine od 16,2 m) razmatrane su preciznim merenjima 1838. godine u Kraljevskoj opservatoriji u Edinburgu. Dobijene vrednosti su poslužile Tomsonu (lordu Kelvinu) da pronađe empirijsku funkcionalnu zavisnost sa odgovarajućim konstantama, na osnovu kojih je nađeno da godišnja promena temperatura na dubini od 8,1 m iznosi približno samo 1/20. deo (a na dubini od 16,2 m, čak 1/400. deo) promene temperature na površini zemlje, što

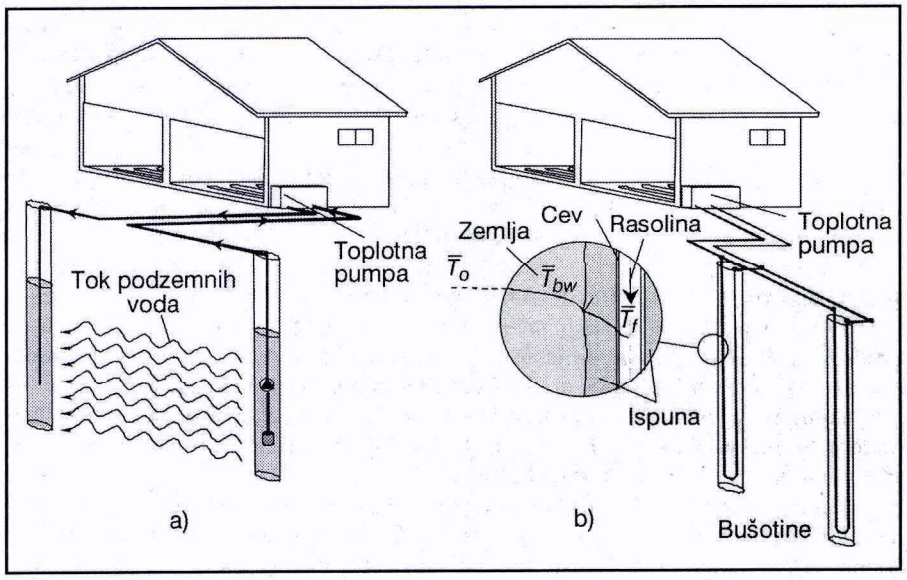
ekstrapolacijom ukazuje na pomenutu praktično nepromenljivu temperaturu u dubljim slojevima zemlje.

Prvi toplotnopumpni sistem sa zemljom kao izvorom toplote, instaliran je u Indijanopolisu, SAD, i počeo je da radi oktobra 1945. godine [1]. Bilo je to postrojenje sa snagom kompresora od 2,2 kW i sa direktnim isparavanjem u cevima zakopanim u zemlju i povezanim sa sistemom vazdušnog grejanja.

Od tog vremena, građeni su veoma različiti sistemi, sa direktnim i indirektnim isparavanjem i sa različitim, horizontalnim i vertikalnim, kao i drugim geometrijskim načinima izvođenja razmenjivača za korišćenje zemlje kao izvora toplote.

Ako se iz razmatranja izuzmu sistemi sa spoljašnjim vazduhom kao izvorom toplote, koji ne mogu u toku cele godine da obezbede zahteve korisnika, u našim uslovima bi trebalo da postoji interesovanje, tačnije, trebalo bi da se u što većoj meri koriste dve vrste ovakvih geotermalnih toplotnopumpnih sistema: otvoreni i zatvoreni.

Pod otvorenim sistemom obično se podrazumeva sistem od dva bunara, tako da se iz jednog voda crpi i preko isparivača toplotne pumpe prebacuje u drugi, dovoljno udaljen od prvog (slika 1a). U ovom slučaju, situacija je sa termičkog i ekonomskog stanovišta znatno povoljnija nego pri korišćenju zemlje kao izvora toplote, zbog velikog specifičnog toplotnog kapaciteta vode i mogućnosti da se voda u isparivaču toplotne pumpe ohladi u znatno većoj meri. S obzirom na to da je temperatura podzemne vode praktično nepromenljiva tokom cele godine, i s obzirom na relativnu jednostavnost i nižu cenu instalacije, ovi sistemi su dosta široko rasprostranjeni. Međutim, nepovoljno je to što postoji mogućnost prenošenja zagađenosti iz jedne vodene struje u drugu, potencijalno nezagađenu, što u ekološkom smislu nije dopustivo. Takođe, nepovoljan hemijski sastav podzemnih voda može da izazove određene probleme u smislu korozije i pojave onečišćenja razmenjivača toplote. U našoj zemlji (severni



Slika 1. Šematski prikaz geotermalnog toplotnopumpnog sistema; a) sa podzemnim vodama kao toplotnim izvorom i b) sa zemljom kao toplotnim izvorom

deo Vojvodine i znatno manje u okolini Beograda), poslednjih godina je izgrađeno više od 30 ovakvih sistema. Ono što može da onemogući primenu ovakvih sistema jeste oskudnost u podzemnim vodama.

Kao pomenuti drugi slučaj, odnosno kada se za grejanje koristi energija same zemlje, govori se o zatvorenom geotermalnom toplotnopumpnom (GTTP) sistemu, koji, koliko je autorima poznato, kod nas još uvek nije našao širu primenu. Ovakav sistem se, u principu, sastoji iz tri podsistema – svojevrsnih „krugova" (slika 1b), koji ostvaruju sledeće funkcije:

– podsistem za distribuciju toplote po prostorijama (pri grejanju) i odvođenje toplote iz prostorija (pri hlađenju) funkcioniše tako što ostvaruje cirkulaciju vode odgovarajuće temperature, npr. kroz zatvoreni cevni panelni sistem (podnog, zidnog ili plafonskog) grejanja, odnosno hlađenja i predstavlja „unutrašnji krug";

– podsistem koji ima ulogu da pri grejanju izvlači energiju iz zemlje, a pri hlađenju da je odvodi u zemlju, koristi razmenjivače toplote u posebno napravljenim, tzv. energetskim bušotinama u zemlji, kao i cirkulaciju fluida (najčešće mešavine vode i antifriza – rasoline) u zatvorenom cevnom sistemu i predstavlja „spoljašnji krug";

– podsistem toplotne pumpe koji, povezujući spoljašnji i unutrašnji krug, uz jedini značajni utrošak energije (kao „srce" celokupnog sistema) ostvaruje njegovo funkcionisanje. S obzirom na to da se i dejstvo toplotne pumpe zasniva na cirkulaciji radnog fluida (npr. freona), ovo može da se smatra kao postojanje i „kruga toplotne pumpe".

Na taj način, sva tri kruga (unutrašnji, spoljašnji i krug toplotne pumpe) predstavljaju zatvorene, samostalne, celine, koje su samo na određenim delovima u kontaktu i energetskoj interakciji.

Razmatranje će dalje biti koncentrisano na spoljašnji krug, odnosno na razmenjivače toplote smeštene u vertikalnim bušotinama, koje mogu biti različite dubine i prečnika. Svaki vertikalni razmenjivač toplote sastoji se iz tri glavne komponente:

– „U" cevi, izrađene od polietilena povećane gustine, smeštene do samog dna bušotine, koja je preko kolektora spojena sa razmenjivačem toplote (isparivačem) toplotne pumpe;

– materijala ispune oko cevi koji popunjava prostor između cevi i zida bušotine i igra važnu ulogu u razmeni toplote između zemlje i rasoline. Poželjno je da se kao ispuna primeni neki materijal sa visokom toplotnom provodljivošću;

– cilindričnog sloja zemlje, čija temperatura na određenom rastojanju od bušotine ima upravo pomenutu, praktično nepromenljivu vrednost.

Pri tome, nepouzdanost u poznavanju termičkih karakteristika zemlje često predstavlja ključni problem projektovanja GTTP sistema. Projektanti zatvorenih petlji razmenjivača toplote imaju pred sobom veoma složen zadatak, pogotovo u poznavanju toplotne provodljivosti (λ) i zapremiskog toplotnog kapaciteta (ρc) zemlje. Navedene termičke karakteristike su u opštem slučaju potrebne za projektovanje i dimenzionisanje dubine, kao i broja bušotina.

Toplotni kapacitet sistema bušotina umnogome zavisi od termičkog otpora koji se javlja između okolnog zemljišta i radnog fluida koji struji kroz plastične cevi. Manji termički otpor znači da se, za datu snagu, zahteva manja razlika temperatura između zemlje i cirkulišuće rasoline. Ovaj termički otpor se manifestuje temperaturskim padovima između okolnog tla i zida bušotine, kao i između zida bušotine i ra-

soline. Pomenuta dva temperaturska pada zavise od toplotne provodljivosti zemlje, eventualnog postojanja podzemnih voda oko ispune bušotine, toplotnih karakteristika materijala od kojih su sačinjene cevi i ispuna bušotine, kao i od broja i načina postavljanja cevi u ispuni, hidrodinamičkih uslova strujanja rasoline itd.

Pošto je razlika temperatura rasoline na ulazu i izlazu iz bušotine (čak i pri znatnim dubinama) obično veoma mala ($\Delta T \approx 2$ K), mogućno je da se za proračun koristi izraz za srednju temperaturu:

$$\overline{T}_f = \frac{T_{f_1} + T_{f_2}}{2} \tag{1}$$

Sa određenim protokom rasoline, u zavisnosti od termofizičkih svojstava zemljišta i konstrukcije razmenjivača toplote, korišćenjem temperaturske razlike između zemlje i rasoline, iz zemlje, u stacionarnim uslovima, po dužnom metru bušotine, može da se „izvuče" specifični toplotni protok:

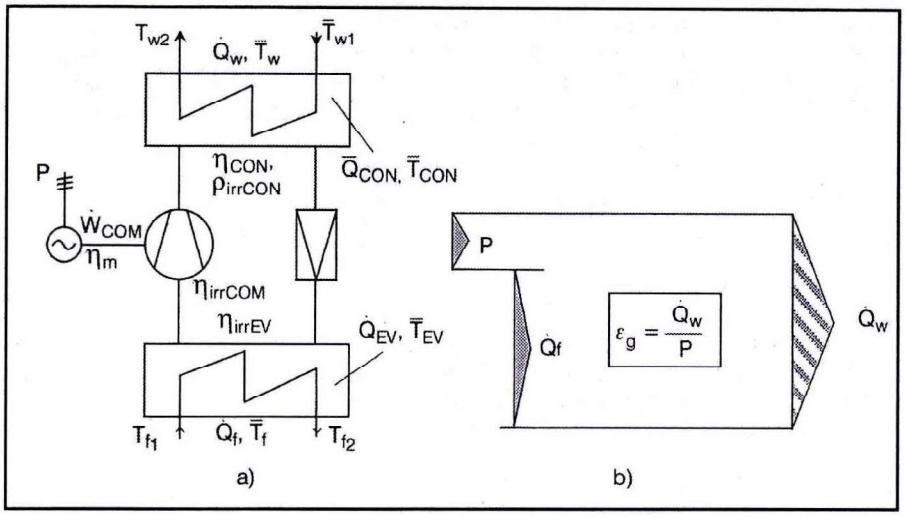
$$\dot{q} = \frac{\overline{T}_o - \overline{T}_f}{R_{gf}} \quad [\mathrm{W/m}] \tag{2}$$

U jednačini (2) $\overline{T}_o$ predstavlja prosečnu, prirodnu neporemećenu temperaturu zemlje, a R_{gf} [(mK)/W] se odnosi na ukupni termički otpor, kojim se obuhvataju svi pojedinačni različiti toplotni otpori. Prema literaturnim podacima [1], u proseku, iz zemlje može da se „izvuče" od 40 do 60 W po dužnom metru bušotine, tj. u određenim uslovima, pri dubini bušotine od 150 m može da se izvuče 6–9 kW toplotne snage, a sa većim brojem bušotina, koje mogu da budu i manje dubine, može u ukupnom iznosu da se izvuče i znatno veća toplotna snaga.

U ovom radu neće se zalaziti u dosta kompleksno određivanje ukupnog termičkog otpora (koji u nestacionarnim uslovima, pod kojima sistem normalno funkcioniše, uključuje i ovde nerazmatrane parametre). Uzgred, samo kao komentar, može da se kaže da postoje specijalne metode merenja termičkih karakteristika zemljišta, na određenom lokalitetu („thermal response test in situ") koje omogućavaju određivanje mogućnog kapaciteta dovođenja, odnosno odvođenja energije.

Kada su u pitanju velike zgrade, ugradnja velikog broja vertikalnih zatvorenih petlji razmenjivača toplote koji su potrebni za primenu GTTP sistema sa zemljom kao izvorom/ponorom, može da predstavlja znatan izdatak. Upravo zbog toga dimenzionisanje razmenjivača toplote u zemlji predstavlja jedan od najvažnijih zadataka u projektovanju ovakvih GTTP sistema. Poddimenzionisanje ovog podsistema može da ima za posledicu slabu efikasnost u radu, koja se odražava na smanjenje komfora, dok predimenzionisanje značajno povećava pomenute troškove. Cena instalacije razmenjivača toplote u energetskim bušotinama, u stvari, često može da definiše granicu između ostvarivosti i neostvarivosti projekta.

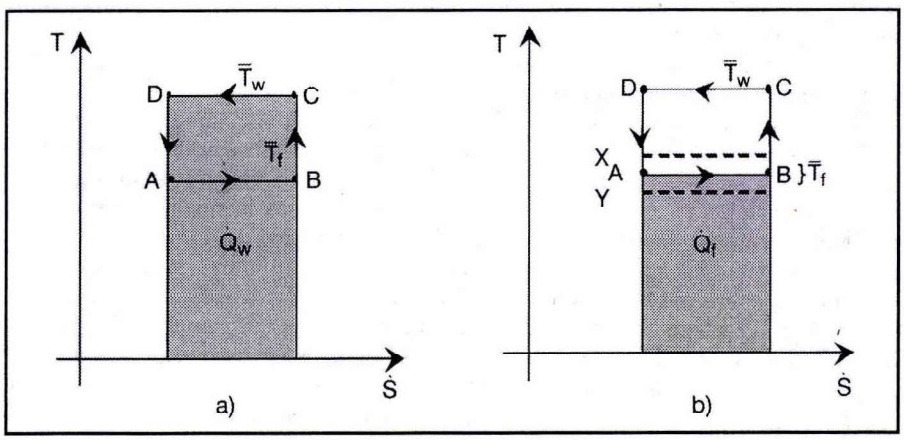
Jedan od značajnih problema na koje se nailazi pri projektovanju GTTP sistema, koji je interesantan kako sa teorijskog, tako i sa praktičnog stanovišta, odnosi se na mogućnost određivanja optimalnih parametara ovakvih sistema, posebno u smislu sprezanja razmenjivača toplote u bušotini i toplotne pumpe, što će biti tema daljeg izlaganja. U daljem će se razmatrati samo situacija koja se odnosi na rad sistema u periodu grejanja. Za potrebe nomenklature korišćene u ovom radu, osnovna šema toplotne pumpe na električni pogon, prikazana je na slici 2.



Sika 2. Osnovna šema i značajni parametri toplotne pumpe na električni pogon

„Topla strana" toplotne pumpe određena je tipom niskotemperaturnog panelnog sistema grejanja, vazdušnog grejanja ili niskotemperaturnog radijatorskog odnosno konvektorskog grejanja. U zavisnosti od kvaliteta toplotne izolacije same zgrade, potrebno je da se izračuna toplotno opterećenje zgrade Q_w i definiše srednja temperatura cirkulišućeg medija (vode) T_w, zasnovana na tipu sistema grejanja, koja zavisi od načina na koji je organizovan „unutrašnji krug".

Međutim, „hladna strana" toplotne pumpe, koju karakteriše povezanost isparivača toplotne pumpe i razmenjivača toplote u energetskoj bušotini, zahteva detaljnu analizu iz koje treba da proizađe optimalna vrednost srednje temperature rasoline $\bar{T}_f$. Kao što će se videti iz sledećeg razmatranja, to dovodi do sledećeg važnog rezultata,



Slika 3. Termodinamički aspekt optimizacije primenom levokretnog Karnoovog ciklusa

do optimalne dubine bušotine H, ili u slučaju više bušotina, do optimalne ukupne dubine H_{tot}.

Korišćenjem idealizovanog termodinamičkog modela, levokretnog Karnoovog ciklusa, može da se uoči mogućnost određivanja optimalne vrednosti T_f (sl. 3). Viša temperatura toplotnog izvora za toplotnu pumpu (varijanta X), zapravo viša temperatura isparavanja T_{EV}, pogodnija je sa aspekta efikasnosti tolotne pumpe i potrošnje električne energije, ali je manje pogodna sa aspekta dubine bušotine, odnosno cene njenog izvođenja. U tom slučaju mora da se odvede mnogo veća količina toplote, što u datim uslovima mora da rezultira znatnim povećanjem vrednosti H_{tot}.

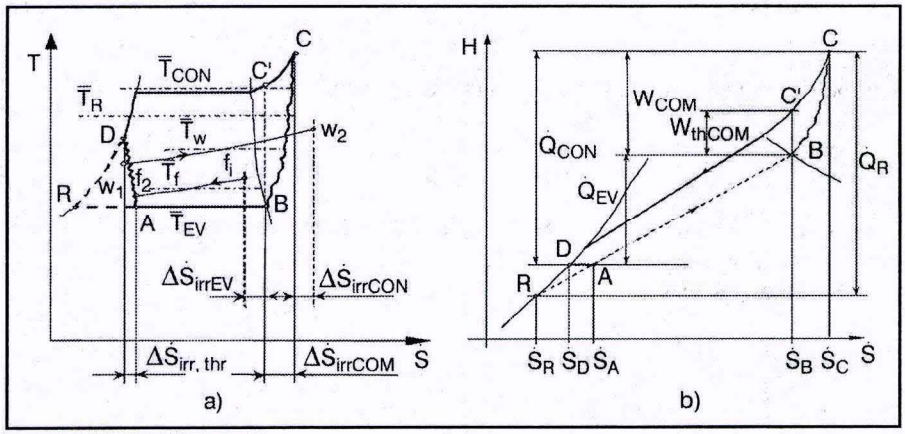
S druge strane, niža temperatura (varijanta Y) bila bi manje poželjna sa aspekta toplotne pumpe i potrošnje energije, ali bi, istovremeno, značila i smanjenje H_{tot}, što bi se odrazilo na smanjenje početne investicione cene projekta (ova stavka je ponekad presudna za odluku da li će se usvojiti ovakav, ili neki drugi sistem grejanja).

U svakom slučaju, javlja se klasičan problem optimizacije: potrebno je uspostaviti takav odnos između investicionih i eksploatacionih troškova, koji obezbeđuje minimum ukupnih godišnjih troškova proizvedene toplote.

Pokušaj da se ovaj problem reši korišćenjem različitih empirijskih formula za ε_g ne može da se prihvati kao zadovoljavajuće rešenje. Toplotna pumpa predstavlja veoma kompleksan termomehanički uređaj, koji se stalno usavršava, pri čemu se primenjuju i različiti tipovi rashladnih fluida, koji utiču na koeficijente u empirijskim jednačinama za ε_g.

Zbog toga je neophodno da se pronađe neki drugi oblik izražavanja faktora grejanja, ε_g, koji bi bio prikladniji za proces optimizacije. U tu svrhu će se, u ovom radu, za određivanje ε_g, koristiti termodinamički koncept temperatursko/entropijske analize. Ova analiza uzima u razmatranje ne samo nepovratnost u svim procesima realnog ciklusa toplotne pumpe, već i osnovne termofizičke karakteristike radnog fluida [2]. Primena ove analize već je dala dobre rezultate pri optimizaciji složenih procesa [3].

Prema slikama 4a i 4b i u skladu sa analitičkim pristupom iz [2], vrednost ε_g može da se definiše izrazom:



Slika 4. Realni ciklus toplotne pumpe u (a) T–Ṡ i (b) Ḣ–Ṡ koordinatnim sistemima

$$\frac{1}{\varepsilon_g} = \frac{P}{\dot{Q}_w} = \left[1 - \left(\frac{\overline{T}_f \rho_R}{\overline{T}_W \rho_{irrEV} \rho_{irrCON}}\right)^{\frac{1}{\eta_{irrCOM}}}\right] \frac{1}{r\eta_m \eta_{CON}} \tag{3}$$

U izrazu (3), stepeni korisnosti:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{COM}}{P} \quad \text{i} \quad \eta_{CON} = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{CON}} \tag{4}$$

povezani su sa kvantitativnim gubicima (koji su posledica mehaničkih gubitaka, nesavršene izolovanosti komponenti sistema itd.), dok je stepen korisnosti (stepen dobrote):

$$\eta_{irrCOM} = \frac{\dot{W}_{thCOM}}{W_{COM}} = \frac{\dot{H}_{C'} - H_B}{\dot{H}_C - H_B} \tag{5}$$

povezan sa gubicima usled nepovratnosti, koje su proporcionalne krajnjim temperaturskim granicama kompresije (kao posledica trenja, mešanja itd.).

Koeficijenti ireverzibilnosti (nepovratnosti):

$$\rho_{irrEV} = \frac{\overline{T}_f}{\overline{T}_{EV}} \quad \text{i} \quad \rho_{irrCON} = \frac{\overline{T}_{CON}}{\overline{T}_w} \tag{6}$$

povezani su sa kvalitativnim gubicima (usled nepovratnog porasta entropije izolovanog sistema, koji nastaje kao posledica razmene toplote pri konačnoj razlici temperatura).

Fiktivna toplotna snaga Q_R ne može da se iskoristi u celini, s obzirom na to da se proces odvođenja toplote od rashladnog fluida može da obavlja od stanja C samo do dostizanja stanja D (sl. 4). Zbog toga se uvodi odnos:

$$r = \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_R} \tag{7}$$

a takođe i izraz za srednju termodinamičku temperaturu (sl. 4b):

$$\overline{T}_R = \frac{\dot{H}_C - H_R}{\dot{S}_C - \dot{S}_R} \tag{8}$$

Pomoću temperature $\overline{T}_R$ može da se definiše u datom kontekstu fiktivni koeficijent ireverzibilnosti $\rho_R = (\overline{T}_R/\overline{T}_{CON})$.

Na osnovu jednačina:

$$\dot{Q}_f = \dot{q}H_{tot} = \frac{\overline{T}_o - \overline{T}_f}{R_{gf}} H_{tot} \quad \text{i} \quad \dot{Q}_w = \dot{Q}_f\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_g}\right) \tag{9}$$

može da se odredi ukupna potrebna dubina bušotine kao:

$$H_{tot} = \frac{\dot{Q}_w \cdot R_{gf}}{\overline{T}_o - \overline{T}_f}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_g}\right) \tag{10}$$

Vrednosti koeficijenata ρ_{irr}, η i r zavise od vrste radnog fluida i praktično imaju nepromenljive vrednosti pri promenama temperatura isparavanja i kondenzacije.

Za određivanje optimalnog rešenja, neophodan je izraz za ukupne troškove proizvedene toplote, koji može da se izrazi u sledećem obliku

$$C = \frac{C_{el}}{\varepsilon_g} + \frac{a_{TP} I_{TP}}{\dot{Q}_w \tau} + \frac{a_B I_B}{\dot{Q}_w \tau} \quad [\text{DEM/kWh}] \tag{11}$$

gde su (sa indeksima TP za toplotnu pumpu i B za bušotinu):

C_{el} – jedinična cena električne energije,

ε_g – prosečna godišnja vrednost faktora grejanja,

a – amortizacioni faktor uložene investicije,

I – investicioni troškovi,

τ – period efektivnog godišnjeg korišćenja instalisanog grejnog kapaciteta $\dot{Q}_W$.

Zbog nepostojanja pouzdanih numeričkih podataka (pre svega za troškove bušenja i razmenjivače toplote u energetskim bušotinama), postupak optimizacije u ovom radu nije sproveden do kraja. Međutim, na osnovu nekih pretpostavljenih vrednosti (u smislu potvrđivanja ovakve mogućnosti), sprovedeni postupak optimizacije izložen je u radovima [4 i 5].

Rezultati ukazuju na to da je u principu moguće odrediti optimalne vrednosti veličina koje imaju vodeću ulogu sa termo-ekonomskog aspekta, prvenstveno vrednosti ε_g, $\overline{T}_f$ i H_{tot}. U navedenom razmatranju i toplotna pumpa i bušotina učestvuju sa optimalnim udelima (sa gledišta investicionih i eksploatacionih troškova), koji obezbeđuju minimalnu cenu isporučene toplote na kondenzatoru toplotne pumpe.

Pokazalo se da na optimalne vrednosti veoma značajno utiče jedinična cena električne energije, pri čemu se, kao što je i moglo da se očekuje, sa njenim porastom, optimalne vrednosti pomeraju ka povećanim vrednostima ε_g, $\overline{T}_f$ i H_{tot}. Prikazana metodologija za određivanje teorijski zasnovanog, neempirijskog izraza za ε_g može naročito da bude značajna za potrebe optimizacije, kao i za primenu novih tipova rashladnih fluida.

Literatura

[1] **Sanner, B.:** *Description of Ground Source Types for the Heat Pump,* Internet, 2001.

[2] **Buki, G.:** *Energetika,* M. Egyetemi Kiado, Budapest, 1997.

[3] **Kozić, Đ. J. Kropc, D. Goričanec:** *Optimization of Large Heat Pumps in Long Distance Transit Heat Transportation,* Int. J of Power and Energy Systems, Vol. 14, No 1, 1994.

[4] **Stevanović, D.:** diplomski rad, Mašinski Fakultet, Beograd, 2001.

[5] **Kozić, Đ.:** *Thermoeconomic Optimization of the Ground-Source Heat Pump System,* 2nd Int. Conference of Energetic Efficiency and Refrigeration, Cuba, 2001.