

# Vodenje pretoka skozi vrtine geotermalne toplotne črpalke

Samo Gerksič<sup>1</sup>, Albert Marzidovšek<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institut "Jožef Stefan", Jamova 39, SI-1000 Ljubljana

<sup>2</sup>TELEM d.o.o., V Borovju 8, SI-2000 Maribor

E-mail: samo.gerksic@ijs.si, albert.marzidovsek@telem.si

## *Ground-Source Heat Pump Borehole Flow Control*

*Abstract: The paper discusses the design of flow control of the heating-cooling medium through ground-source heat pump (GSHP) boreholes. For the case of a set of boreholes with considerably different thermal properties, the problem of adjusting the flow through individual boreholes was studied. Issues of implementation with low-cost automation were also considered.*

## 1 Uvod

Uporaba geotermalne energije iz vertikalnih vrtin s toplotnimi črpalkami je v gospodarsko razvitih državah že dokaj uveljavljena, ker je priznana kot dolgoročno izredno ekonomičen in okolju prijazen vir energije [8, 10]. Tovrstna črpalka je sorodna toplotni črpalki s horizontalnim zemeljskim kolektorjem. Karakteristična razlika vertikalne sonde je v manjši odvisnosti od temperature površja in bolj poudarjenega značaja toplotne akumulacije (razen v primeru znatne prisotnosti podzemnih vodnih tokov [4, 1]). Osnovna prednost vertikalne vrtine pred horizontalnim kolektorjem je v manjšem potrebnem obsegu zemljišča za izvedbo, kar omogoča uporabo tudi pri relativno gosti pozidavi zemljišč. Slabost je v relativno visoki ceni izvedbe vrtin, kar pomeni višjo začetno investicijo. Načrtovanje naprav je klimatsko pogojeno; v severni Evropi so vrtine pretežno načrtovane tako, da omogočajo trajno uporabo ob pretežni rabi za zimsko ogrevanje in le v majhni meri za hlajenje. Prevladujejo monovalentni sistemi, ponekod pa so v rabi tudi bivalentni (hibridni), pri katerih se pri zelo nizkih zunanjih temperaturah uporablja dodatni električni grelnik [12] (uporaba drugih dodatnih

energentov je lahko teoretično bolj ekonomična, vendar je pri manjših sistemih praktično neprimerna) [8]. Načrtovanje toplotnih črpalk z uporabo vertikalnih zemeljskih sond (TČVZS) se močno navezuje na širši sklop načrtovanja grelno-prezračevalno-klimatizacijskih naprav (heating, ventilation, air-conditioning – HVAC). Za učinkovite rešitve problemov je potrebno celostno obravnavanje HVAC sistema, dopoljenega s poznavanjem klimatskih in geoloških razmer. Preostali elementi HVAC sistema morajo biti prilagojeni za uporabo toplotne črpalke (npr. grelna telesa morajo biti primerna za ogrevanje z nižjo temperaturo dvižnega voda in ustrezna tudi za režim hlajenja).

Ožje področje TČVZS je še vedno relativno mlado področje, ki se je v zadnjih desetletjih izrazito razvijalo [8]. Pri načrtovanju naprav se uveljavlja kriterij celotnih predvidenih stroškov čez življenjsko dobo naprave [2], pri čemer se stroški ocenjujejo na podlagi vedno bolj verodostojnih modelov. Oblikovani so bili standardi izvedbe, kjer velja omeniti nemški predpis VDI 4640 (deli 1-4, posebej 2) [13]. Modeli zemeljskih sond, ki so se najprej pojavili v akademskih okoljih, so že nekaj časa na voljo tudi v specializiranih inženirskih orodjih za načrtovanje, modeliranje in simulacijo HVAC sistemov, npr. TRNSYS in HVACSYM+ [9, 15, 7, 1]. Obstojata tudi več specializiranih programov za dimenzioniranje vrtin [6]. Pri poddimenzioniranju sistem brez dodatnega vira ne more pokriti konic potreb. Poleg tega pa pride do dolgoročnega poslabšanje učinkovitosti zaradi neuravnotežene letne obremenitve vrtin. Glavni problem dimenzioniranja je v nepredvidljivosti pri izvedbi vrtin zaradi geoloških pogojev, zlasti glede vpliva podzemnih vodnih tokov [2, 3, 4, 1], ki jih je mogoče ovrednotiti

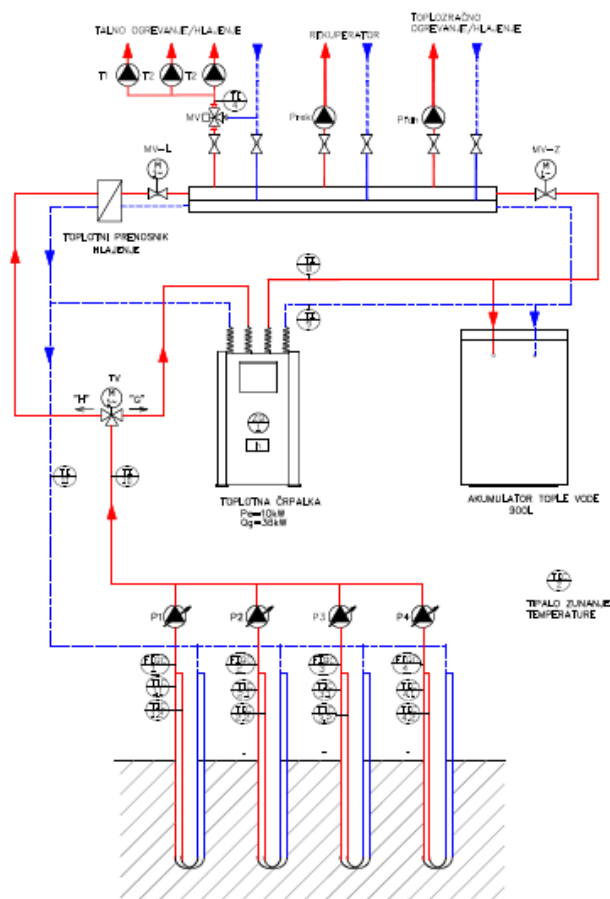
še v drugem letu obratovanja naprave [13]. Simulacija za potrebe načrtovanja se je prvotno izvajala na podlagi mesečnih povprečij, kar je še vedno ustrezno pri monovalentnih napravah [15, 4]. Simulacija hibridnih sistemov je mnogo bolj zahtevna, ker je potrebno oceniti ca. desetletno obdobje delovanja, hkrati pa upoštevati dnevna dogajanja z računskim korakom reda 10 minut ob izredno obsežnem razponu dinamike sistema. Časovni odziv na posamezni impulz toplote, imenovan g-funkcija, je treba upoštevati več let; ustrezni simulacijski modeli so na voljo šele nekaj let. V zadnjem desetletju so se v praksi uveljavile tudi meritve toplotnega odziva vrtin, ki omogočajo natančnejše dimenzioniranje sistemov [8, 4, 11, 15]. V Sloveniji se z izdelavo vrtin ukvarja podjetje Geosonda d.o.o. [14], informacije v zvezi z načrtovanjem toplotnih črpalk pa ponuja Gradbeni inštitut ZRMK [2, 3].

Specifični problem, ki smo ga obravnavali v tej študiji, je bil izvedba porazdelitve toplotne obremenitve med posameznimi vrtinami v skupini v primeru občutne razlike med njihovimi termičnimi lastnostmi zaradi specifičnih hidrogeoloških razmer. Kljub obsežnemu pregledu literature podobnega primera nismo zasledili; tipično se za celotno skupino vrtin uporablja skupna črpalka, z enako dolžino vzporedno vezanih priključnih cevi pa se poskuša doseči približno enak pretok skozi vse zanke. Za naprednejšo rešitev se šteje skupna črpalka z možnostjo regulacije [12]. Obravnavali smo tudi praktična vprašanja zanesljive in hkrati cenovno ugodne izvedbe sistema.

## 2 Opis naprave

Grelno-hladilni sistem poslovnega objekta TELEM je izveden s toplotno črpalko (TČ) monovalentnega tipa, ki izkorišča geotermalno energijo z uporabo skupine štirih navpičnih zemeljskih sond (vertikalnih vrtin globine 120 m z dvojno zanko PE cevi). Tehnološko shemo sistema prikazuje slika 1. Na sistem so priključeni talno ogrevanje/hlajenje, toplozračno ogrevanje/hlajenje in rekuperator. Štiri vrtine so opremljene vsaka s svojo obtočno črpalko s frekvenčnim pretvornikom, temperaturnima

tipaloma za zanki in merilnikom pretoka. Za obtočnimi črpalkami so dovodi vrtin povezani vzporedno, meri se temperatura dviznega in povratnega voda. Tripotni ventil na dviznem vodu omogoča preklon med režimoma gretja in hlajenja.



Slika 1: Shema naprave

V režimu gretja je dvizni vod priključen na uparjalnik TČ. Kondenzator TČ greje sekundarni krog. Na sekundarni krog je vzporedno priključen akumulator tople vode, ki je namenjen blaženju nihanj zaradi dvopoložajnega obratovanja TČ. V režimu hlajenja TČ ne obratuje; odvod iz vrtin je priključen na sekundarni krog preko toplotnega izmenjevalnika.

## 3 Ovrednotenje možnega učinka razporejanja obremenitve med vrtinami

Primerjali smo dva režima delovanja sistem štirih vrtin z močno različno toplotno prevodnostjo (privzeti razpon za faktor 2). V

primeru A je toplotna obremenitev vseh štirih vrtin enaka. V primeru B toplotne obremenitve razporedimo med vrtine tako, da bolj obremenjujemo vrtine z večjo toplotno prevodnostjo, da so temperature odvodov iz vrtin približno enake.

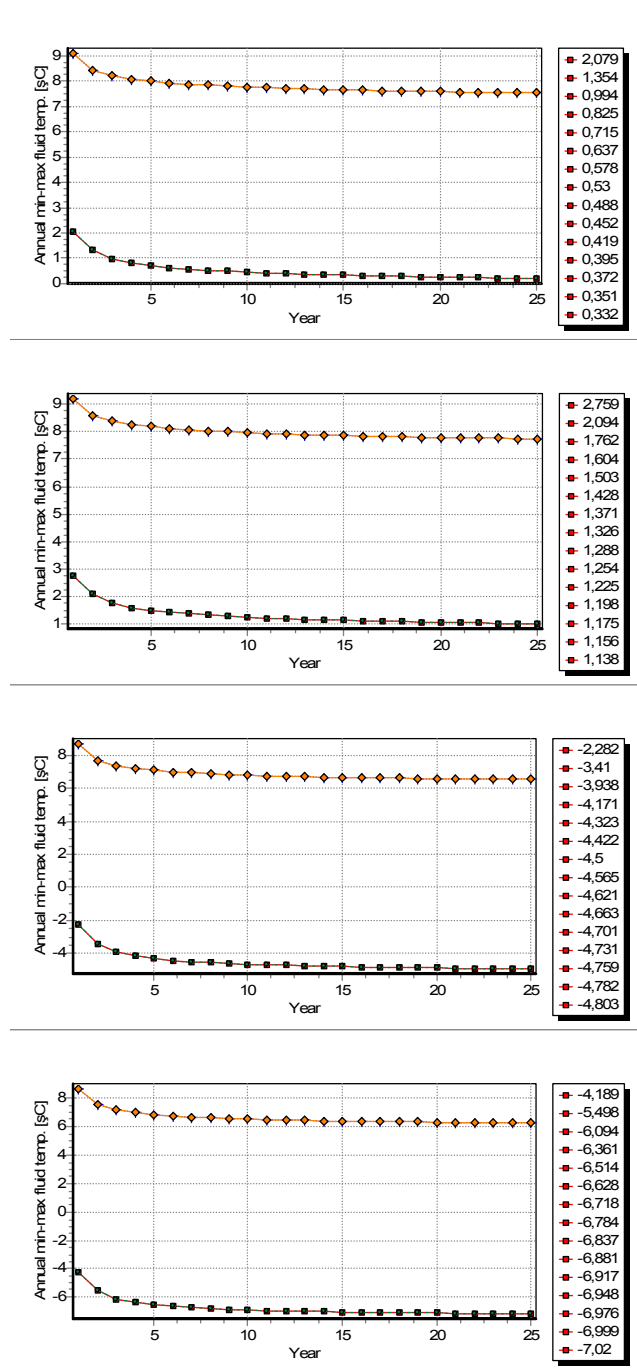
Teoretična podlaga za primerjavo je enačba za prevajanje toplote na globinskem odseku vrtine ([4], str. 72)

$$T_f - T_b = R_b * q \quad (1)$$

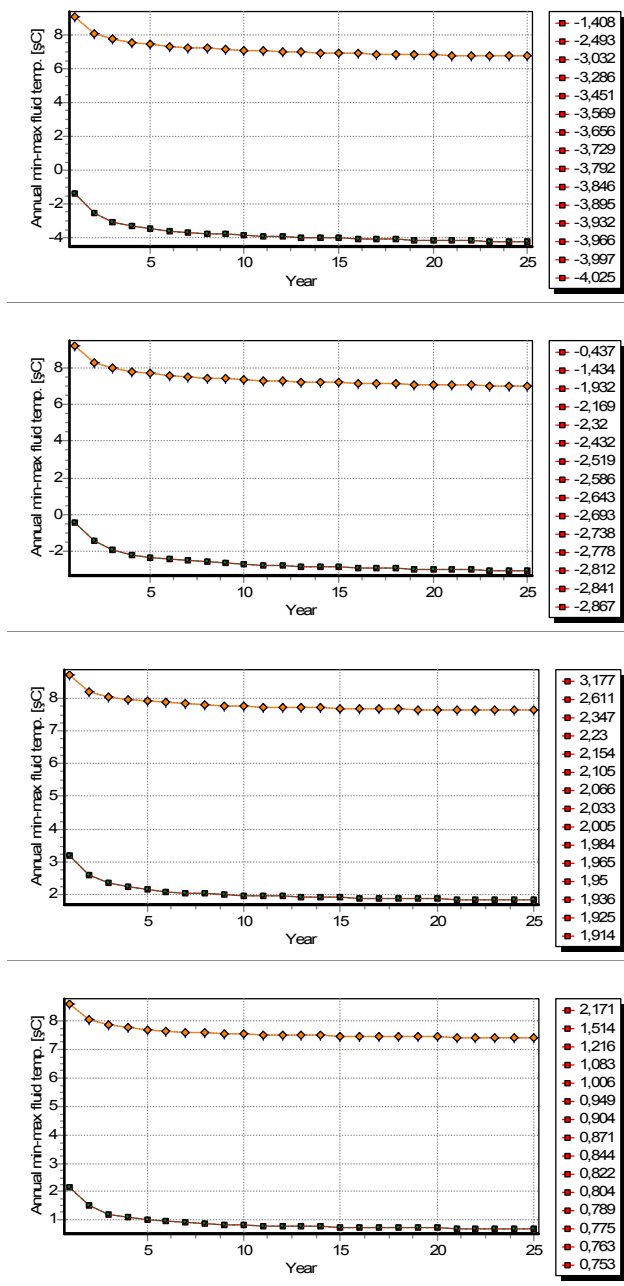
kjer so  $T_f$  temperatura hladilnega medija v cevi,  $R_b$  efektivna toplotna upornost cevi in  $q$  toplotni tok na dolžinsko enoto cevi. Preizkusna verzija programa Earth Energy Designer 2.0 (EED) omogoča izvedbo realistične primerjave na primeru vrtine s precej dodatnimi okoliščinami z dolgoročno simulacijo odziva [6]. Simulacija ni prirejena na specifične razmere poslovnega objekta Telem, vendar lahko služi za ugotavljanje reda velikosti prihranka energije. Uporabljene so privzete vrednosti letne obremenitve za konfiguracijo z dvojno U cevjo.

Preizkusna verzija programa EED ne omogoča spremembe parametra  $R_b$ , namesto tega pa lahko podoben učinek dosežemo s spremembo globine vrtine; predpostavimo vrtine globin 110 m, 120 m, 70 m in 60 m. Zaradi precejšnje razdalje med vrtinami lahko primerjamo vsoto simulacij štirih neodvisnih vrtin. V primeru A imajo vrtine enako toplotno obremenitev (21200 MWh) in enak pretok medija. Grafi minimalnih in maksimalnih temperatur odvoda vrtine 25-letne simulacije so na sliki 2. Za primerjavo smo opazovali minimalno temperaturo po enem letu, ki je pri vrtini globine 110 m 2,079 °C, pri 120 m 2,759 °C, pri 70 m -2,282°C in pri 60 m -4,189°C. V primeru B toplotne obremenitve prerazporedimo med vrtine tako, da vrtinama globin 110 m in 120 m povečamo toplotno obremenitev s faktorjem 1,5, vrtinama globin 70 m in 60 m pa toplotno obremenitev zmanjšamo s faktorjem 0,5. Pri tem vsota toplotnih obremenitev ostane enaka. Pretoke medija spremenimo sorazmerno s toplotnimi obremenitvami. Minimalne temperature po enem letu so v tem primeru pri vrtini

globine 110 m -1,408°C, pri 120 m -0,437°, pri 70 m 3,177°C in pri 60 m 2,171°C. Skupna povprečna temperatura dviznega voda  $T_{DV}$  je v primeru A -1,633 °C in v primer B -0,0234 °C, kar pomeni razliko okrog 1,6 °C.



Slika 2: Simulacije za primer A (vrtine globin 110 m, 120 m, 70 m in 60 m)



Slika 2: Simulacije za primer B (vrtine globlin 110 m, 120 m, 70 m in 60 m)

Oceniti je potrebno vpliv ocenjene temperaturne razlike med primeroma na porabo električne energije. Grelno število TČ  $e$  je kvocient njene grelne moči  $Q_{TČ}$  in električne moči  $P_{el}$ . Uporabili smo primer karakteristike TČ ([3] str. 17), v katerem grelno število v ustreznem delovnem področju lahko linearno aproksimiramo kot  $e = 3.5 + 0.08 * T_{DV}$ . Za primer A dobimo grelno število 3.3694, za primer B pa 3.4981. Pri enaki grelni moči  $Q_{TČ}$

kvocient dobimo  $P_{el, A} / P_{el, B} = 1.0382$ , kar pomeni prihranek električne energije 3,8%.

#### 4 Izvedba razporejanja toplotne obremenitve med vrtinami

Načeloma razporejanje toplotne obremenitve med vrtinami lahko izvedemo tako, da prilagajamo pretok skozi posamezne vrtine. Pri izvedbi vodenja je potrebno upoštevati naslednje okoliščine:

- V grelnem režimu delovanja sistema TČ obratuje v termostatskem dvopoložajnem režimu. Pri privzetem preprostem načinu varčevanja z električno energijo za obtok se obtočna črpalka vključi hkrati s kompresorjem TČ (po oceni [12] se s tem prihrani 50% energije za obtok oz. 8,5% skupne porabe el. energije TČ). To pa pomeni, da obtoka med delovanjem kompresorja ne smemo znatno zmanjševati, zato so možnosti razporejanja obremenitve omejene.
- V hladilnem režimu delovanja sistema je TČ izključena. Varčevanje z energijo za obtok je mogoče bodisi z zvezno regulacijo črpalk glede na temperaturno razliko med dviznim in povratnim vodom, bodisi z uvedbo termostatskega načina delovanja kot pri TČ.
- Upoštevati je potrebno, da so meritve temperatur medija v sistemu neveljavne, kadar je obtok izključen ali zelo počasen.
- Regulacija pretoka skozi vzporedno vezane črpalke posameznih vrtin na različne vrednosti je zahtevna, ker prihaja do izrazitih navzkrižnih vplivov. Cenovno sprejemljivi merilniki pretoka ne omogočajo zadostne natančnosti in dovolj kratkega časa vzorčenja za uspešno izvedbo regulacije. Ker v sistemu ni izrazitejših motenj, je mogoče za določanje pretokov uporabiti odprtozančno krmiljenje z uporabo eksperimentalno določenih statičnih karakteristik.
- Glede na klimatske razmere, v katerih prevladuje potreba po gretju, je za boljše uravnoteženje letne obremenitve priporočljivo, da se hladilni režim čim več uporablja.

Stalno je potrebno beležiti podatke o temperaturah, zato da je možna naknadna analiza večletnih trendov.

## 5 Sklep

V članku smo predstavili problematiko vodenja obtoka pri geotermalni toplotni črpalki. Glavni poudarek je bil na oceni možnosti zmanjšanja porabe električne energije za posebni primer skupine vrtin z močno različnimi termičnimi lastnostmi z uporabo prilagajanja pretoka medija. V nadaljevanju smo povzeli pomembne okoliščine, ki narekujejo obliko praktične izvedbe sistema za vodenje.

## 6 Zahvala

Delo je nastalo s sofinanciranjem ESSR, MG in MVZT RS in podjetja TELEM d.o.o. v okviru tehnološke mreže "Tehnologija vodenja procesov".

## 7 Literatura

- [1] A. D. Chiasson, *Advances in Modeling of Ground-Source Heat Pump Systems*. M.Sc. thesis, University of Windsor, Windsor, Ontario, Canada, 1999.
- [2] B. Grobovšek, "Načrtovanje toplotne črpalke za sisteme ogrevanja", Gradbeni inštitut ZRMK,
- [3] B. Grobovšek, "Dimenzioniranje toplotne črpalke za ogrevanje, hlajenje in pripravo tople sanitarne vode", Gradbeni inštitut ZRMK.
- [4] S. Gehlin, *Thermal Response Test*. PhD Thesis, Luleå University of Technology, 2002.
- [5] G. Hellström, "Thermal performance of borehole heat exchangers". *Proc. 2nd Stockton Geothermal Conference*, 1998.
- [6] G. Hellström, B. Sanner, "PC-programs and modelling for borehole heat exchanger design", *Proc. International Geothermal Days Bad Ursach 2001*, ISS Skopje, 2001.
- [7] M.H. Khan, A. Varanasi, J.D. Spitler, D.E. Fisher, R.D. Delahoussaye, "Hybrid GSHP system simulation using visual modeling tool for HVACSIM+". *Proc 8th International IBPSA Conference*, Eindhoven NL, 2003.
- [8] J. Lund, B. Saner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellström, "Geothermal (Ground-source) Heat Pumps – A world overview", *GHC Bulletin*, September 2004
- [9] M. Ramamoorthy, *Application of hybrid GSHP systems to buildings and bridge decks*. MSc Thesis, Government College of Technology, Coimbatore, India, 2001.
- [10] B. Sanner, O. Kohlsch, "Examples of Ground Source Heat Pumps (GSHP) from Germany". *Proc. IGD 2001*, Bad Urach, Supplement.
- [11] B. Sanner, "Entwicklung und Stand des mobilen Thermal Response Test". *Geothermie CH 32*, str. 5-9, 2002.
- [12] US Department of Energy, "Technology Installation Review: Assessment of Hybrid Geothermal Heat Pump Systems", FEMP, US Department of Energy, Washington D.C, 2001.
- [13] *VDI 4640 Part 2: Thermal use of the underground – Ground source heat pump systems*. Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf.
- [14] [www.geosonda.com](http://www.geosonda.com)
- [15] C. Yavuzturk, *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for GSHP Systems*. PhD thesis, Oklahoma State University, 1999.