

Numerical Estimation of the Thermal Power Available at a Ground Heat Exchanger Built on Loamy Soil

Author

Daniel Sławiński

Keywords

ground heat exchanger, distributed power engineering, energy conversion

Abstract

The article presents an attempt to determine the operating characteristics of a ground heat exchanger working in the system with a heat pump. The values obtained as a result of numerical CFD simulation were compared to design assumptions. Thermal power estimates were completed for averaged ground temperature conditions, focusing on an 11-hour operation period, which constitutes one day of plant operation. A direct coupling model of the equation of energy in the solid body and flowing liquid was used in the numerical simulation. An isotropic soil structure with physical properties corresponding to the actual site was assumed in the simulation. No potential migration of the heat stream caused by present watercourses was considered during the simulation.

DOI: 10.12736/issn.2300-3022.2018102

Received: 12.05.2017

Accepted: 28.06.2017

Available online: 31.08.2018

1. Introduction

In this article the issue of distributed renewable energy sources was raised. Attention was focused on ground heat exchangers used as a lower heat reservoir working in a system with a heat pump. To ensure soil regeneration and improved thermal properties, the exchanger could be used as a heat accumulator. The process of supplying energy to the soil, more often referred to as regeneration, is necessary due to the phenomenon of accumulator thermal efficiency drop occurring in such exchangers [5].

For a correct estimation of potential energy capabilities of the lower heat reservoir, its power characteristics must be investigated; from the spatial layout of the individual exchanger branches, as analysed in papers [1, 2], to full-scale experiments aiming at determining the actual efficiency of a soil area used as an accumulator [4]. In the future, also the impact of displacement of surface waters on the capability of the heat stream to migrate from the soil should be considered. The phenomenon will have a significant impact on the efficiency of ground exchanger regeneration processes, as well as the long-term storage capacity of the energy collected in the area.

This was also noticed and described in papers [5, 3, 2]. An important factor having an impact on future performance and stable operation is the exchanger setting place. The soil and physical properties of the soil are of primary importance in this area.

A similar issue was investigated in the paper [8]. The authors encountered a similar problem. They were considering the use of electrical energy obtained from photovoltaic panels to supply standalone electrical car charging stations. A pre-requisite to efficient operation of that type of plant was to have a suitable energy accumulator. In couples into one the time at which the sun exposure is good, and the time at which car battery charging is required. One type of such accumulators may be ground heat exchangers. To successfully operate this type of plant in the future, first the thermal characteristics of such object must be investigated.

The purpose of the paper to estimate the thermal efficiency of heat storage [6]. An algorithm was developed to properly select heat accumulator parameters and types. Many parameters were taken into consideration, including: storage total capacity, storage charge level, storage cycle efficiency and storage wear characteristics. At no point of the algorithm was the issue of collected energy degradability addressed. All calculations were completed on the nominal power state. In this article it is shown that the momentarily available power value is not identical to the possible long-term value.

The problem of reliability of energy generation from renewable sources was addressed in paper [7]. In considering the possible RES availability rate, the authors narrowed their analysis down to

photovoltaic farms only. However, they pointed to the necessity of including a buffer accumulator in the system to secure energy spending between charging cycles, i.e. in between favourable weather conditions.

The length of the numerical simulation conducted in this paper was reduced to a dozen hours of plant operation, which – as mentioned before – corresponds to one day of operation of the exchanger. The purpose was to determine the thermal degradation rate of the ground bedding due to operation.

2. Mathematical model of the heat exchange in the ground heat exchanger

In the conducted numerical simulation, in which the issue of non-stationary heat conduction between the flowing liquid and solid body was analysed, complete equations of mass, momentum and

$$\partial_t \rho + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0$$

$$\partial_t \rho \mathbf{v} + \text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v} + p \mathbf{I}) = \text{div} \mathbf{t} + \rho \mathbf{b}$$

$$\partial_t \rho c_p T + \text{div}(\rho \mathbf{v} T + \mathbf{q}) = \text{div}(\mathbf{t} \mathbf{v} + \mathbf{q}) + \rho \mathbf{b} \mathbf{v} \quad (1)$$

where: $T, \mathbf{v}, \boldsymbol{\sigma}, \mathbf{t}, \mathbf{q}, \mathbf{b}, \mathbf{I}, \vartheta_t = \frac{\vartheta}{\vartheta t}$ are as appropriate: temperature, speed vector, elastic and viscose strain tensor, Fourier's heat stream and mass force, unit tensor and partial derivative after time.

The dispatched energy value $e = c_p T + \frac{v_{eq}^2}{2}$ was divided into two components: kinetic energy of molecular motion, represented by the first section on the right side of the equation, and kinetic energy of macroscopic motion, recorded by the scalar equivalent of the speed vector, calculated inside elementary volume:

$$v_{eq} = \sqrt{v_{xx}^2 + v_{yy}^2 + v_{zz}^2}$$

Fourier's heat stream $\mathbf{q}$ is understood, according to the formula (8), as the sum of components derived from the diffusion heat motion $\mathbf{q}^c$ and the turbulent section $\mathbf{q}^t$. In the case of a solid body, the total heat stream value assumes values corresponding to diffusion heat motion only.

To describe the phenomenon of turbulent heat exchange between the solid body and liquid and to ensure correct estimation of the turbulent heat stream, transferred by its separation wall, a dual-equation turbulence model was used $k - \epsilon$. Balance equations for turbulence kinetic energy production and dissipation intensity after eliminating liquid density were defined as follows [9]:

$$\partial_t k + \mathbf{v} \mathbf{g}_k = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \mathbf{g}_k \right] + \mathbf{t} \mathbf{g}_v - \epsilon$$

$$\begin{aligned} \partial_t \epsilon + \mathbf{v} \mathbf{g}_\epsilon &= \\ &= \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \mathbf{g}_\epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \mathbf{t} \mathbf{g}_v - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned}$$

(2)

where the assumed model coefficient values were: $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.03$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$.

The gradient field of vectors of speed and scalar function: temperature, turbulence kinetics energy and dissipation intensity, properly marked as: k, ϵ , was defined as follows [12]:

$$\mathbf{g}_v = \text{grad } \mathbf{v}, \mathbf{g}_T = \text{grad } T$$

$$\mathbf{g}_k = \text{grad } k, \mathbf{g}_\epsilon = \text{grad } \epsilon$$

(3)

The gradient field of vectors of speed laid on the total deformation tensor, was expressed as follows:

$$\boldsymbol{\epsilon} = \frac{1}{2} (\mathbf{g}_v + \mathbf{g}_v^T) \quad (4)$$

The equation constituting the heat stream value was divided into the convection and turbulent part [11]:

$$\mathbf{q}^c = \lambda \mathbf{g}_T, \mathbf{q}^t = \lambda_t \mathbf{g}_T \quad (5)$$

The turbulent Prandtl number was defined by alternative introduction of the turbulent viscosity coefficient:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \text{Pr}_t = \frac{c_p \mu_t}{\lambda} \quad (6)$$

The turbulent coefficient of heat conduction in liquid and the above-mentioned turbulent viscosity coefficient were defined with the following formulae:

$$\lambda_t = \mu_t \text{Pr}^{-1}, \mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

being a classical definition assumed for a dual equation (2) turbulence model $k - \epsilon$. The assumed value of the corrective coefficient c_μ was 0.09.

With the coupling of the heat conduction equation at the level of energy balance, the flowing heat stream was expressed with the following condition:

$$\mathbf{q}^c \cdot \mathbf{n}|_{\text{soil}} = (\mathbf{q}^c + \mathbf{q}^t) \cdot \mathbf{n}|_{\text{liquid}} \quad (8)$$

It assumes the sameness (identity) of streams in the normal form to the surface both for the liquid and the soil. A consequence of this reasoning is the fact that the total heat stream value on the wall on the liquid side is transferred to the soil on the other side of the wall separating the two media [11, 12].

In the example considered, the thickness of the pipe separating the liquid from the soil surrounding it was omitted.

3. Geometric and numerical model of a ground heat exchanger

In Fig. 1 a schematic extract of the soil modelled for the purposes of this analysis is shown. One branch of the exchanger was modelled as a u-pipe placed in a rectangular extract of the soil. The size of the extract corresponds to the exchanger depth of 80 m.

As cross section, a square of 16 x 16 m was used. This value, compared to the diameter of the introduced pipe (PE $\phi 40$), is sufficient to eliminate the direct impact of boundary conditions on the heat exchange in direct vicinity of the borehole after partitioning using a MOS mesh. The horizontal arrangement of individual soil layers was included in the model. In the

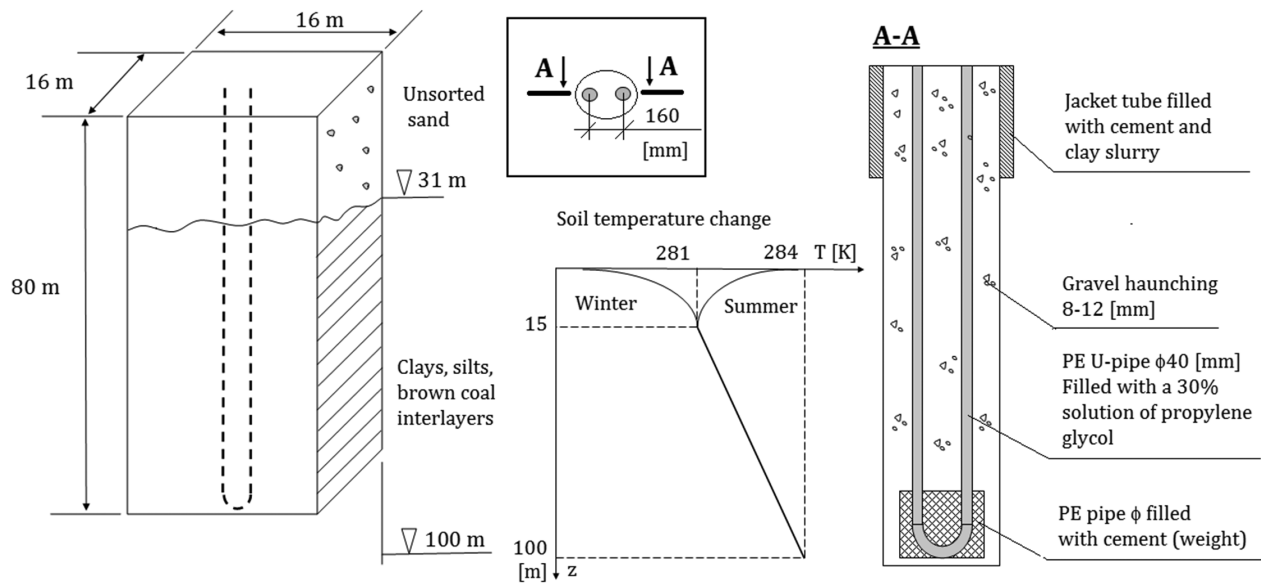


Fig. 1. Ground heat exchanger diagram with geological section marked

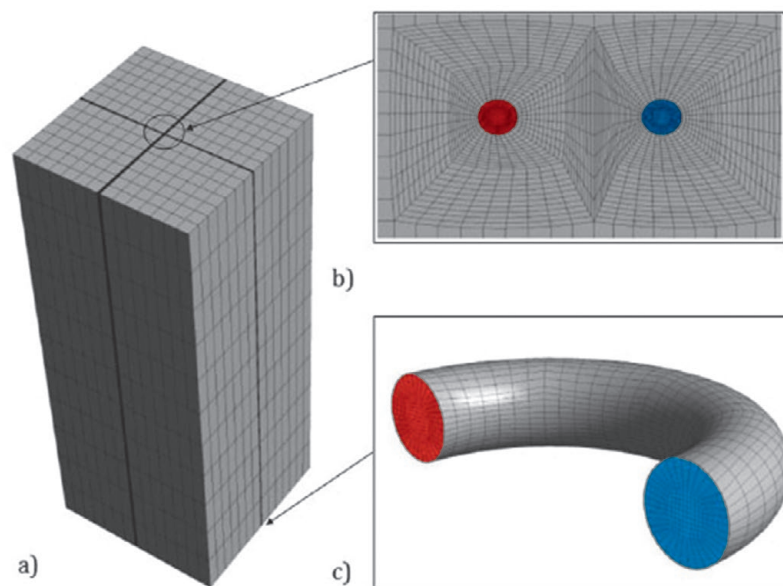


Fig. 2. Numerical soil model with partitioned details marked: a) general view, b) detailed view of the exchanger plant inlet and outlet area, c) return elbow of the PE pipe $\phi 40$

section, two main layers can be extracted, namely: up to the depth of 31 m, sands of various grain sizes up, and below, up to the depth of 100 m, clays, silts with brown coal interlayers. The assignment of suitable physical properties to particular layers is described in Tab. 1. Soil composition is a derivative of the Wisła riverbed migration in the downstream region [13].

In another figure (Fig. 2), the discussed soil model after partitioning using the finite volumes method is shown. The details show high mesh density in the vicinity of the borehole, while approaching model walls. This method of partitioning ensured the stability of iteration of the subsequent calculation steps, while maintaining simulation speed and suitably low residual values related to the description of turbulence, flow continuity

and value of energy transferred from the soil to the liquid. For proper modelling of flow conditions in the vicinity of walls, the boundary layer was modelled, consisting of 6 layers of hexagonal components along the entire conductor length. The table below contains the physical values assumed for the flowing medium and soil material. The physical values assumed for simulation were selected based on the available literature [1–4]. As shown by the data contained in the study [13], soil composition has little impact on the variation of physical properties. Far more important are the amount of water absorbed by the soil and presence of underground rivers or watercourses in the direct vicinity [5].

Soil (unsorted sands)					
ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kgK)]	λ [W/m K]	E [GPa]	ν [–]	β [1/K]10 ⁻⁶
1760	600	2.12	2.5	0.3	0.33
Soil (clays, silts)					
1900	666	2.18	2.5	0.3	0.33
Glycol 30%					
1030	3796	0.433	–	–	69

Tab. 1. Physical properties of the 30% glycol solution and soil [13, 5]

The assumed initial conditions were as follows: the inlet temperature T_{in} of the glycol solution was 8°C, the outlet temperature was the result of solving the system of equations. The curves describing change in time are shown in the diagram further in this paper.

Boundary conditions for the soil corresponded to the average air temperature in spring-summer weather, namely 10°C on the surface and 13°C at the depth of 100 [m]. This value corresponds to the temperature gradient of 1/30°C/lm of opening depth [1, 3]. Thus, it was assumed that the soil temperature changes in a linear manner from the upper surface to the lower surface, at the depth of 80 m. The initial soil layer up to the depth of 10 m, of which the temperature changes in a logarithmic manner, was omitted. The plan was to include this layer in the simulation of the operation of a complete exchanger during a full annual cycle. With that long operation period, surface temperature variations, as shown by the available studies [5], will have an impact on the results obtained at the given time step.

Due to the difficulties in estimating the effective value of the heat stream migrating or flowing into the considered soil extract, the decision was made to assume adiabatic boundary conditions for the walls. The impact of boundary conditions on the results was reduced by modelling a very large soil extract compared to the diameter of the single introduced line of the pipeline.

This process ensured the correctness of the estimated results in a local area around the introduced line of the pipeline. The model applied did not include losses related to the displacement of groundwater layers or entering watercourses. This phenomenon will be included in further model development works. For the purposes of this analysis, a 11-hour period of continuous operation of the exchanger was investigated. Therefore, the temperature assumed for the upper surface corresponded to the average spring temperature.

4. Numerical simulation results

In this subsection the results of the CFD numerical analysis conducted on the ground heat exchanger model are discussed. In Fig. 3 curves are shown that describe the exchanger outlet temperature changes in time. The obtained values are strongly determined by the amount of injected liquid stream. The diagram also includes a curve describing the liquid temperature at the inlet of the exchanger. This value is constant for the entire time investigated in the simulation.

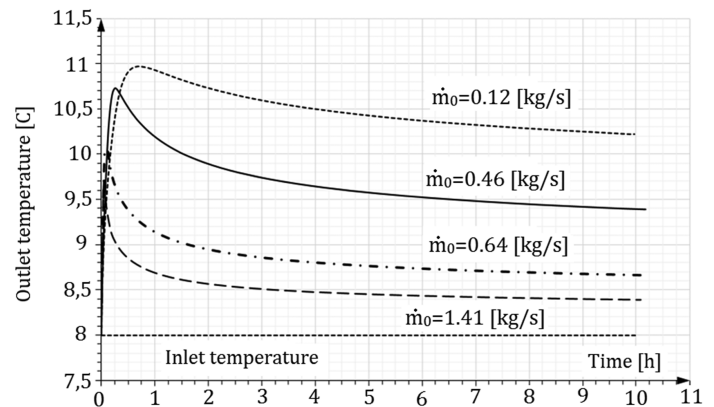


Fig. 3. Exchanger outlet temperature change in time depending on the injected liquid stream value

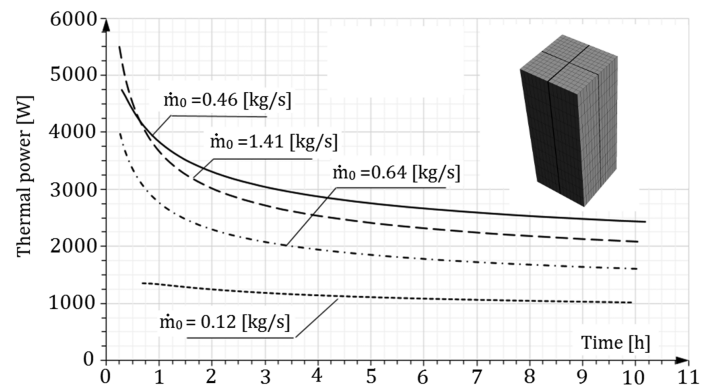


Fig. 4. Thermal power change in time depending on the injected liquid stream value

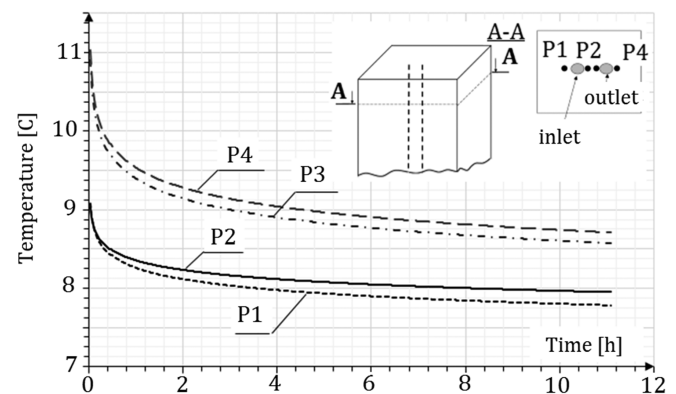


Fig. 5. Estimated soil temperature changes in the vicinity of the heat exchanger inlet and outlet. The values were read at the depth of 2 m

As one may notice, the greatest temperature changes occur in the beginning of exchanger operation. After approx. 2 hours a significant drop occurs, with a tendency to reach the steady state. The exchanger operation time investigated in the simulation did not exceed 11 hours. The ground exchanger thermal power changes are shown in the following figure (Fig. 4). The design value read from the documentation and papers on

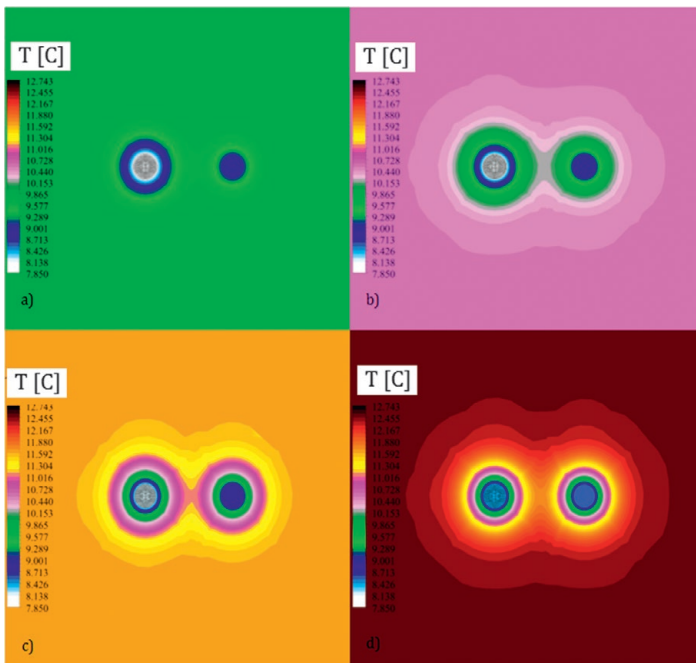


Fig. 6. Spatial temperature fields read after 1 hour of operation and displayed in sections: a) 0 m, b) –20 m, c) –50 m, d) –70 m

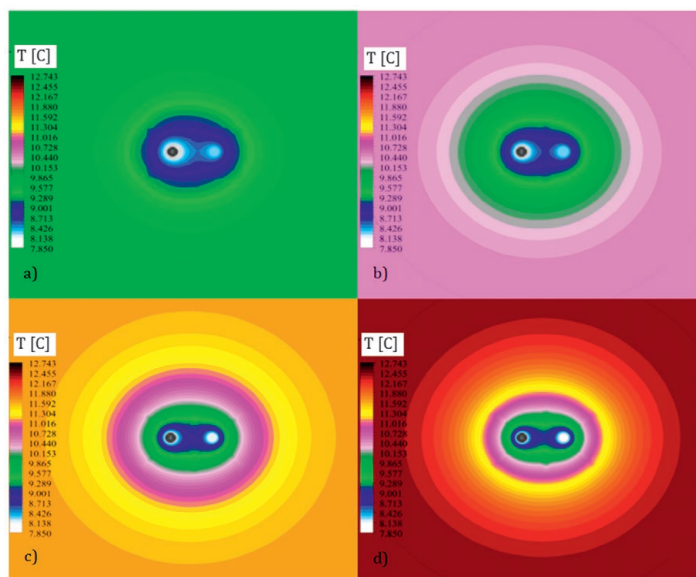


Fig. 7. Spatial temperature fields read after 10 hours of operation and displayed in sections: a) 0 m, b) –20 m, c) –50 m, d) –70 m

similar size exchangers assumed the thermal power value of approx. 2600 W [1, 2]. This value, as shown by the course of the curves, is obtained in most investigated cases after reaching the steady state.

In a small initial stream ($\dot{m}_0 = 0.12$ [kg/s]), the steady power value is comparable to the initial maximum power. This value does not exceed approx. 1000 W and despite its stability, it is much lower than declared in the design. The situation is different for greater mass streams. The highest power drop was recorded for the largest mass stream ($\dot{m}_0 = 1.41$ [kg/s]). The steady state is up to

2000 W; however, the maximum power may even reach 5500 W for short-term demand.

The operation of the exchanger should be adjusted to the end purpose of the received energy. Namely, if the purpose of the ground exchanger is e.g. defrosting pavement or vehicles, it should be possible to achieve the most stable and long-lasting exchanger operation. The situation may be different in case of using the heat from the heat exchanger to reheat a room for several evening hours in the autumn-spring period. In this case the purpose is to obtain the largest possible energy stream in the shortest time. Similar discrepancies in the obtained thermal power value depending on the time of operation of the source was recorded in papers [1, 4].

The estimated soil temperature changes in the vicinity of openings depending on the accumulator operation time was shown in Fig. 5. Points P1 and P2 are located near the inlet opening. Points P3 and P4 are near the outlet. The values were read from the cross section 2 m below the opening surface. The data was obtained from a simulation for a mass stream $\dot{m}_0 = 0.64$ [kg/s], intermediate between the maximum and minimum value.

In the vicinity of the inlet opening, the soil temperature after two hours of accumulator operation is reduced to the inlet temperature of the glycol supplied. On the line return side, the soil temperature is stabilised after approx. 10 hours. This is connected to the much higher rate of heat intake of the liquid at the beginning of the injection than near the liquid outlet.

This phenomenon may be extrapolated further to the entire pipeline. As shown in Fig. 6, the spatial temperature fields read for the cross sections at several characteristic depths showed field unbalance and thus a different intensity of the transmitted heat stream around the inlet and outlet line of the pipeline. This unbalance is noticeable even after approx. 10 hours of exchanger operation, which is shown in the following figure (Fig. 7), nonetheless the most striking disproportions are visible at the upper section planes.

For the discussed time step of the simulation, covering the 10th hour of exchanger operation, the heat intake range is already extended and the area in range is several times larger than the pipeline diameter.

However, as shown in the next figure (Fig. 8), the thermal impact range of the drain is negligible. For such short time, as investigated in the simulation, it is reduced to local impact around the opening only.

If the view of the entire soil extract is included in figure, it is difficult to notice a temperature change area related to a single investigated line. This is noticeable both at the initial stage of exchanger operation and after a longer period of time, e.g. 10 hours (Fig. 8d). It must be stated, however, that for the investigated soil parameters and borehole depths, the received thermal power value is satisfactory [3, 5]. For a full picture of exchanger operation, a longer operation time would be necessary. The time was selected so as to enable answering the initial question, namely: what is the maximum thermal power obtainable during the 3-hour maximum exchanger operation time? And what is the degradability of the thermal power after the accumulator has reached the stable operation state?

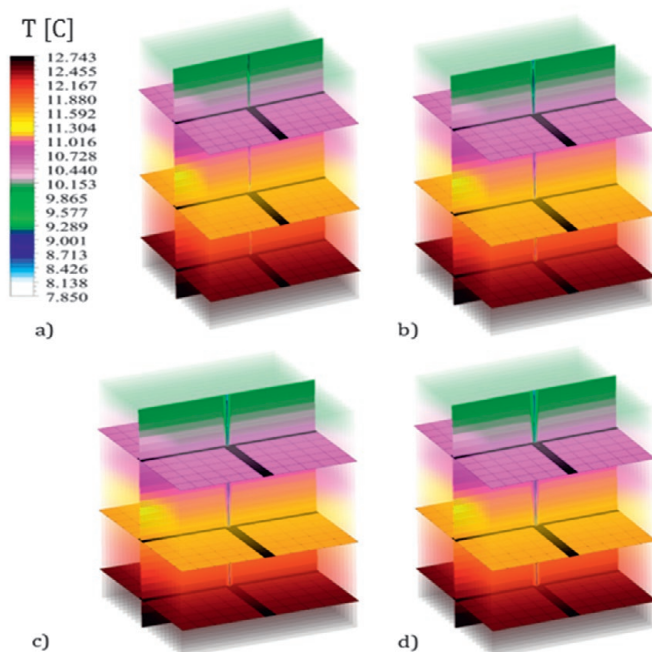


Fig. 8. Spatial temperature fields $m_0 = 0,64 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, read for selected time moments: a) 5 min, b) 1 h, c) 5 h, d) 10 h

5. Conclusions

The analysis in the paper covered the power characteristics of a single ground heat exchanger borehole in loamy soil. To determine soil properties and the selected model size, papers and available literature were referred to [1, 13]. The liquid injected into the opening with a diameter of $\varnothing 40$ mm was a 30% glycol solution. Simulations were performed using the direct coupling of the equation of energy solved in flowing liquid and solid body. Simulation results proved the exchanger capable of operating for the assumed time of up to 10 hours with a satisfactory power value read for a single investigated line. The obtained thermal power value did not deviate from those published in recognised scientific periodicals [1–5]. The thermal power characteristics of the ground exchanger has an exponential form tending towards asymptote interpreted as the stable operation state. This value differs depending on the injected stream magnitude. The initial power value did not exceed the several-fold set power value in any of the investigated cases, which qualifies the analysed ground exchanger with the connected heat pump as a stable renewable energy source with predictable obtainable power.

REFERENCES

1. Bouhacina B., Saim R., Oztop H., "Numerical investigation of novel tube design for geothermal borehole heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, No. 79, 2015, pp. 153–162.
2. Cao S.-J., Kong X.-R., Zhang W., "Investigation on thermal performance of steel heat Exchange for ground source heat pump systems using full-scale experiment and numerical simulations", *Applied Thermal Engineering*, No. 115, 2017, pp. 91–96.
3. Chen Sh., Mao J., Han X., "Heat transfer analysis of the vertical ground heat exchanger using numerical simulation and multiple regression model", *Energy and Buildings*, No. 129, 2016, pp. 81–91.
4. Fadejev J., Simson R., "A review on energy piles design, sizing and modelling", *Energy*, No. 122, 2017, pp. 390–407.
5. Kanadiah P., Lightstone M.F., "Modelling of the thermal performance of a borehole field containing a large burier tank", *Geothermics*, No. 60, 2016, pp. 94–104.
6. Korpikiewicz J., "The optima Choice of Electrochemical Energy Storage parameters", *Acta Energetica*, No. 1/26, 2016, pp. 56–62.
7. Marchel P., Paska J., "Electricity generation Reliability in a Power System Including Renewable Energy Sources", *Acta Energetica*, No. 1/26, 2016, pp. 83–88.
8. Paska J., Kłos M., Rosłaniec Ł., "Autonomous Electrical vehicles' Charging Station", *Acta Energetica*, No. 3/28, 2016, pp. 109–115.
9. Puzyrewski R., Sawicki J., "Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki" [Basics of liquid mechanics and hydraulics], Warszawa 1998.
10. Sławiński D., Badur J., "A concept of elasto-plastic material adaptation by the thermal-FSI simulation", conference materials of the PCM-CMM-2015-3rd Polish Congress of Mechanics & 21st Computer Methods in Mechanics, Gdańsk 8–11 September 2015.
11. Sławiński D., Badur J., Ziółkowski P., "Sposób wyznaczenia i kontroli opłacalności kogeneracyjnej pracy bloków parowych ze źródłami OZE" [The method of determining an controlling the profitability of steam unit co-generation with RES], *Rynek Energii*, No. 1, 2017, pp. 40–46.
12. Sławiński D., "Rozruch maszyn energetycznych z uwzględnieniem sprężysto-plastycznej adaptacji konstrukcji" [Starting power machines with consideration of elastic-plastic adaptation of structure], PhD dissertation at IMP PAN, promotor: Prof. PhD Eng. J. Badur, Gdańsk 2016.
13. Taler J., Duda P., "Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła" [Solving simple and reverse problems of heat conduction], Warszawa 2005.

Daniel Sławiński

Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: daniel.slawinski@imp.gda.pl

Graduated as Master of Science in power engineering from the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdańsk University of Technology in 2006. He gained professional experience at Alstom Power. Since graduation he has been a researcher at the Institute of Fluid-Flow Machinery at the Polish Academy of Sciences in Gdańsk. In 2016 he received his PhD in mechanical engineering, specialisation in thermal stress. His research interests include the issues of continuum mechanics, thermo-dynamics of destruction and CSD/CFD numerical methods.

Numeryczne szacowanie wielkości mocy cieplnej dostępnej w gruntowym wymienniku ciepła zbudowanym na podłożu ilastym

Autor

Daniel Sławiński

Słowa kluczowe

gruntowy wymiennik ciepła, energetyka rozproszona, konwersja energii

Streszczenie

W artykule zaprezentowano próbę wyznaczenia charakterystyki pracy gruntowego wymiennika ciepła współpracującego w układzie z pompą ciepła. Wielkości uzyskane w wyniku symulacji numerycznej CFD porównano z założeniami projektowymi. Szacowanie mocy cieplnej przeprowadzono dla uśrednionych warunków temperaturowych gruntu, koncentrując swoją uwagę na 11-godzinnym odcinku pracy, stanowiącym jeden dzień pracy instalacji. W symulacji numerycznej posłużono się modelem bezpośredniego sprzężenia równania energii w cieple stałym oraz przepływającej cieczy. W symulacji przyjęto izotropową strukturę gruntu o własnościach fizycznych odpowiadających rzeczywistemu ośrodkowi. W trakcie symulacji nie uwzględniano ewentualnej migracji strumienia cieplnego wywołanego przez występujące ciekłe wodne.

Data wpływu do redakcji: 12.05.2017

Data akceptacji artykułu: 28.06.2017

Data publikacji online: 31.08.2018

1. Wstęp

W niniejszym artykule poruszono temat rozproszonych źródeł energetyki odnawialnej. Swoją uwagę skoncentrowano na gruntowych wymiennikach ciepła, użytych jako dolne źródło ciepła pracujące w układzie z pompą ciepła. Dla zapewnienia regeneracji gruntu oraz polepszenia własności termicznych wymiennik ten mógłby być wykorzystany jako akumulator ciepła. Zabieg dostarczania energii do gruntu, nazywany częściej jego regeneracją, jest niezbędny z powodu występowania w tego typu wymiennikach zjawiska spadku wydajności cieplnej akumulatora [5].

Dla poprawnego oszacowania potencjalnych możliwości energetycznych dolnego źródła należałoby poznać jego charakterystykę mocy. Zaczynając od przestrzennego rozmieszczenia poszczególnych gałęzi wymiennika, jak rozpatrywano w pracy [1, 2], po pełnoskalowe eksperymenty mające na celu określenie rzeczywistej wydajności obszaru ziemi wykorzystanej jako akumulator [4]. W przyszłości należałoby także uwzględnić wpływ przemieszczania się wód powierzchniowych na zdolność do migrowania strumienia cieplnego z gruntu. Zjawisko to będzie miało znaczący wpływ na skuteczność przeprowadzania zabiegów regeneracji wymiennika gruntowego, a także zdolność do długotrwałego przetrzymywania zgromadzonej energii na swoim obszarze.

Fakt ten został również dostrzeżony i opisany w pracach [5, 3, 2]. Istotnym czynnikiem mającym wpływ na przyszłą wydajność oraz stabilną pracę jest miejsce posadowienia wymiennika. Struktura gleby oraz jej własności fizyczne mają w tym względzie pierwszorzędne znaczenie. Podobne zagadnienie rozpatrywano w pracy [8]. Autorzy spotkali się

z podobnym problemem. Rozpatrywali wykorzystanie energii elektrycznej pozyskiwanej z paneli fotowoltaicznych do zasilania autonomicznych stacji ładowania samochodów z napędem elektrycznym. Jednym z wymogów skutecznego działania tego typu instalacji jest dysponowanie odpowiednim akumulatorem energii. Zapewnia on sprzężenie w całość czasu, w którym jest dobre nasłonecznienie, z tym, w którym wymagane jest doładowanie baterii w aucie. Jednym z tego typu akumulatorów mogą być gruntowe wymienniki ciepła. Aby w przyszłości można było z powodzeniem eksploatować tego typu instalacje, w pierwszej kolejności należy zbadać charakterystykę cieplną takiego obiektu.

Szacowaniem wydajności cieplnej magazynów ciepła zajęto się w pracy [6]. Stworzono algorytm mający na celu właściwy dobór parametrów oraz typów akumulatora cieplnego. W rozważaniach brano pod uwagę wiele parametrów, takich jak: pojemność całkowita zasobnika, stopień naładowania zbiornika, sprawność cyklu magazynowania czy charakterystyka zużycia zasobnika. Nigdzie w algorytmie nie poruszono kwestii degradowalności zgromadzonej energii. Wszystkie obliczenia przeprowadzone były na stanie nominalnej mocy. W niniejszym artykule pokazano, że ilość dostępnej chwilowo mocy nie jest tożsama z wielkością długotrwałą możliwą do uzyskania.

Problem niezawodności wytwarzania energii ze źródeł odnawialnych poruszono w pracy [7]. Autorzy, rozważając wielkość możliwej dyspozycyjności źródeł OZE, zawężili swoje rozważania wyłącznie do farm fotowoltaicznych. Wskazują natomiast na potrzebę występowania w układzie akumulatora – buforu mogącego zabezpieczyć wydatkowanie energii pomiędzy kolejnymi cyklami ładowania, czyli pomiędzy sprzyjającymi warunkami pogodowymi.

Długość przeprowadzonej symulacji numerycznej w niniejszym artykule zawężono do kilkunastu godzin pracy urządzenia, co – jak już wspomniano – odpowiada jednemu dniowi pracy wymiennika. Celem było określenie szybkości degradacji termicznej gruntowego złoża w wyniku jego eksploatacji.

2. Model matematyczny opisujący wymianę ciepła w gruntowym wymienniku ciepła

W przeprowadzonej symulacji numerycznej, w której analizowano zagadnienie niestacjonarnego przewodzenia ciepła pomiędzy przepływającym płynem a ciałem stałym, posłużono się pełnymi równaniami bilansu masy, pędu i energii [10, 3, 2]:

$$\partial_t \rho + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) = 0$$

$$\partial_t \rho \mathbf{v} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v} + p \mathbf{I}) = \operatorname{div} \mathbf{t} + \rho \mathbf{b}$$

$$\partial_t \rho c_p T + \operatorname{div}(\rho \mathbf{e} \mathbf{v} + \sigma \mathbf{v}) = \operatorname{div}(\mathbf{t} \mathbf{v} + \mathbf{q}) + \rho \mathbf{b} \mathbf{v} \quad (1)$$

gdzie: T , $\mathbf{v}$, σ , $\mathbf{t}$, $\mathbf{q}$, $\mathbf{b}$, $\mathbf{I}$, $\partial_t = \frac{\partial}{\partial t}$ są odpowiednio: temperaturą, wektorem prędkości, tensorem naprężeń sprężystych i lepkich, strumieniem cieplnym Fouriera oraz siłą masową, tensorem jednostkowym oraz pochodną cząstkową po czasie.

Wartość v_{eq} dysponowanej energii $e = c_p T + \frac{v_{eq}^2}{2}$ podzielono na dwie składowe, energię kinetyczną ruchu molekularnego, reprezentowaną przez pierwszy człon z prawej strony równania, oraz energię kinetyczną ruchu makroskopowego zapisaną przez skalarny ekwiwalent wektora prędkości, liczony wewnątrz elementarnej objętości:

$$v_{eq} = \sqrt{v_{xx}^2 + v_{yy}^2 + v_{zz}^2}$$

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 12–17. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Strumień ciepły Fouriera $\mathbf{q}$ dla płynu rozumiany jest, zgodnie ze wzorem (8), jako suma części składowych pochodzących od dyfuzyjnego ruchu ciepła $\mathbf{q}^c$ oraz członu turbulentnego $\mathbf{q}^t$. W przypadku ciała stałego wielkość całkowitego strumienia ciepła przyjmuje wartości odpowiadające jedynie dyfuzyjnemu ruchowi ciepła.

Do opisanego zjawiska turbulentnej wymiany ciepła pomiędzy ciałem stałym a płynem oraz do poprawnego oszacowania turbulentnego strumienia ciepła, przekazywanego przez oddzielającą je ściankę, zastosowano dwurównaniowy model turbulencji $k - \epsilon$. Równania bilansu dla produkcji energii kinetycznej turbulencji oraz intensywności dyssypacji po wyrugowaniu gęstości płynu zdefiniowano w następujący sposób [9]:

$$\begin{aligned} \partial_t k + \mathbf{v} \mathbf{g}_k &= \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \mathbf{g}_k \right] + \mathbf{t} \mathbf{g}_v - \epsilon \\ \partial_t \epsilon + \mathbf{v} \mathbf{g}_\epsilon &= \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \mathbf{g}_\epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \mathbf{t} \mathbf{g}_v - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie wielkości współczynników modelu przyjęte zostały jako: $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\epsilon = 1,03$, $C_{\epsilon 1} = 1,44$, $C_{\epsilon 2} = 1,92$. Gradientowe pole wektorów prędkości oraz skalarnej funkcji: temperatury, energii kinetycznej turbulencji i intensywności dyssypacji, zaznaczonych odpowiednio jako: k , ϵ zdefiniowano w następujący sposób [12]:

$$\begin{aligned} \mathbf{g}_v &= \text{grad } v, \quad \mathbf{g}_T = \text{grad } T, \\ \mathbf{g}_k &= \text{grad } k, \quad \mathbf{g}_\epsilon = \text{grad } \epsilon \end{aligned} \quad (3)$$

Gradientowe pole wektorów prędkości położone na całkowity tensor deformacji zapisano w postaci:

$$\boldsymbol{\epsilon} = \frac{1}{2} (\mathbf{g}_v + \mathbf{g}_v^T) \quad (4)$$

Równanie konstytuujące wielkość strumienia ciepła podzielono na część konwekcyjną oraz turbulentną [11]:

$$\mathbf{q}^c = \lambda \mathbf{g}_T, \quad \mathbf{q}^t = \lambda_t \mathbf{g}_T \quad (5)$$

Turbulentną liczbę Prandtla zdefiniowano poprzez zamienne wprowadzenie turbulentnego współczynnika lepkości:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \quad \text{Pr}_t = \frac{c_p \mu_t}{\lambda} \quad (6)$$

Turbulentny współczynnik przewodzenia ciepła w płynie oraz wspomniany turbulentny współczynnik lepkości zdefiniowano formułami:

$$\lambda_t = \mu_t \text{Pr}^{-1}, \quad \mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

będącymi klasyczną definicją przyjmowaną dla 2-równaniowego (2) modelu turbulencji $k - \epsilon$. Wielkość współczynnika korekcyjnego c_μ przyjęto 0,09.

Wykorzystując sprzężenie równania przewodzenia ciepła realizowane na poziomie bilansu energii, przepływający strumień ciepła zapisano poprzez następujący warunek:

$$\mathbf{q}^c \cdot \mathbf{n}|_{\text{grunt}} = (\mathbf{q}^c + \mathbf{q}^t) \cdot \mathbf{n}|_{\text{płyn}} \quad (8)$$

Zakłada on tożsamość (identyczność) strumienia w postaci normalnej do powierzchni zarówno dla płynu, jak i gruntu. Konsekwencją tego rozumowania jest fakt, że całkowita wielkość strumienia ciepłego na ścianie po stronie płynu przekazywana jest do gruntu po drugiej stronie ścianki rozdzielającej te dwa media [11, 12].

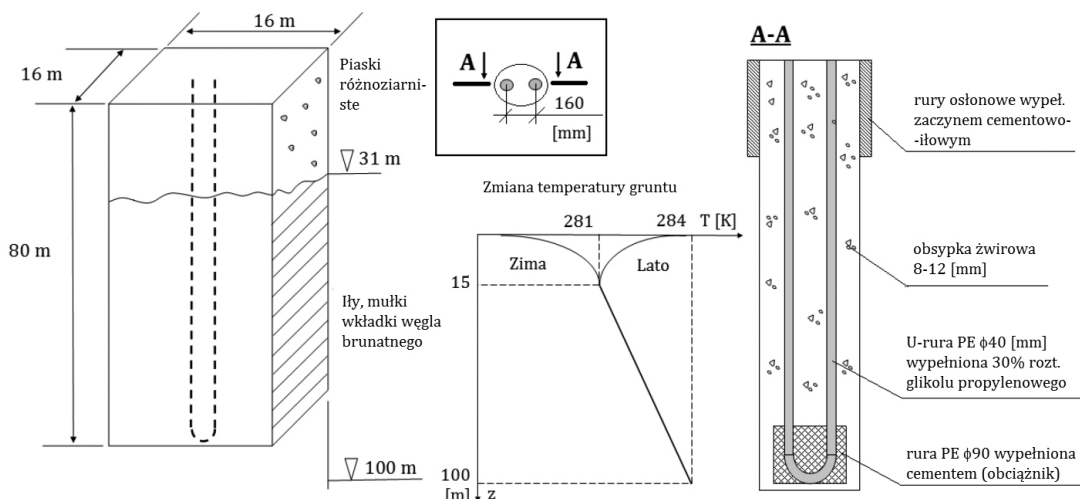
W rozważanym przykładzie pominięto grubość rury rozdzielającej płyn od gruntu, w którym się znajduje.

3. Geometryczny oraz numeryczny model gruntowego wymiennika ciepła

Na rys. 1 przedstawiono schematyczny wycinek gruntu zamodelowanego na potrzeby niniejszej analizy. Zamodelowano jedno ramię wymiennika w postaci u-rurki umieszczonej w prostokątnym wycinku gruntu. Wielkość wycinka odpowiada głębokości wymiennika wynoszącej 80 m.

Jako przekrój poprzeczny wykorzystano kwadrat o wymiarach 16 x 16 m. Wartość ta, w porównaniu ze średnicą wprowadzonej rurki (PE $\phi 40$), jest wystarczająco duża, aby po dyskretyzacji siatką MOS wyeliminowany został bezpośredni wpływ warunków brzegowych na wymianę ciepła w bezpośrednim sąsiedztwie odwiertu. W modelu uwzględniony został pionowy układ poszczególnych warstw gleby. W przekroju można wyodrębnić dwie warstwy główne, a mianowicie: do głębokości 31 m piaski o różnych średnicach ziarnistości, natomiast poniżej – do głębokości 100 m – ły, mulki z wkładkami węgla brunatnego. Przypisanie odpowiednich własności fizycznych poszczególnym warstwom opisano w tab. 1. Skład gleby jest pochodną migracji koryta Wisły w jego górnym biegu [13].

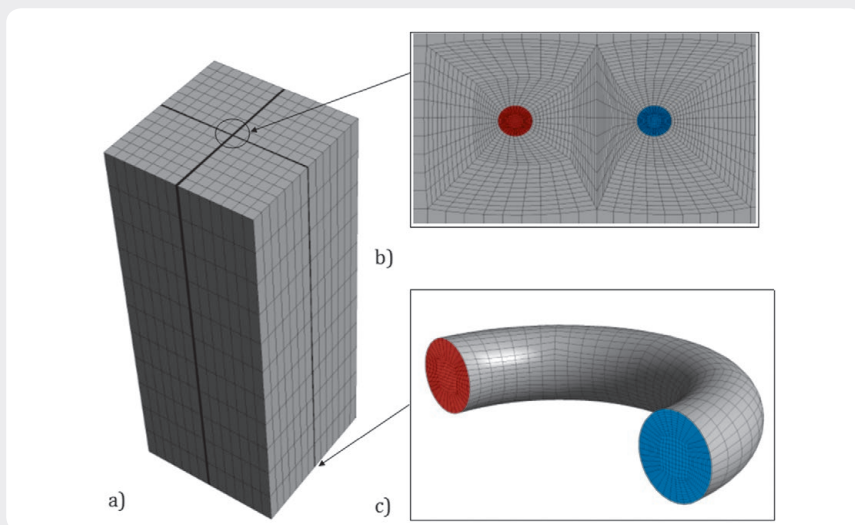
Na kolejnym rysunku (rys. 2) przedstawiono omawiany model gruntu po dyskretyzacji metodą objętości skończonych. Na szczegółach widoczne jest silne zagęszczenie siatki w okolicy występowania odwiertu oraz rozrzedzanie w miarę zbliżania się do ścianek modelu. Taki sposób dyskretyzacji zapewnił stabilność iterowania kolejnych kroków obliczeniowych przy zachowaniu szybkości prowadzenia symulacji oraz utrzymywaniu odpowiednio niskiej wartości residuów odnoszących się do opisu turbulencji, ciągłości przepływu oraz wielkości przekazywanej energii z gruntu do płynu. W celu odpowiedniego zamodelowania warunków przepływu w okolicy ścianek zamodelowano warstwę przysięnną składającą się z 6 warstw elementów heksagonalnych wzdłuż całej długości przewodu. W tab. 1 podano wielkości fizyczne przyjęte dla przepływającego czynnika oraz materiału gruntu. Wielkości fizyczne przyjęte do symulacji zostały dobrane na podstawie dostępnej wiedzy literaturowej [1–4]. Jak pokazują dane zamieszczone w pozycji [13], skład gruntu niewiele wpływa na zmianę własności fizycznych. Znacznie większą rolę odgrywa ilość zaabsorbowanej przez grunt wody oraz występowanie w bezpośrednim sąsiedztwie podwodnych rzek lub cieków wodnych [5].



Rys. 1. Schemat gruntowego wymiennika ciepła z zaznaczeniem przekroju geologicznego

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 12–17. When referring to the article please refer to the original text.

PL



Rys. 2. Model numeryczny gruntu z zaznaczeniem dyskretyzowanych szczegółów: a) widok ogólny, b) widok szczegółowy okolicy wlotu i wylotu instalacji wymiennikowej, c) kolanko nawrotne rury PE $\varnothing 40$

Grunt (piaski różnoziarniste)					
ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg K)]	λ [W/m K]	E [GPa]	ν [–]	β [1/K]10 ⁻⁶
1760	600	2,12	2,5	0,3	0,33
Grunt (iły, mulki)					
1900	666	2,18	2,5	0,3	0,33
Glikol 30%					
1030	3796	0,433	–	–	69

Tab. 1. Własności fizyczne 30-proc. roztworu glikolu oraz gruntu [13, 5]

Warunki początkowe, jakie przyjęto, były następujące: temperatura wlotowa T_{in} roztworu glikogenu wynosiła 8°C, temperatura wylotowa była wynikowa z rozwiązania układu równań. Krzywe opisujące zmianę w czasie zaprezentowane zostały na wykresie w dalszej części pracy.

Warunki brzegowe dla gruntu odpowiadały średniej temperaturze powietrza w okresie pogody wiosenno-letniej, a mianowicie 10°C na powierzchni oraz 13°C na głębokości 100 [m]. Wartość ta, odpowiada gradientowi temperatury wynoszącemu 1/30°C/m bieżących głębokości otworu [1, 3]. Założono zatem, że temperatura gruntu zmienia się liniowo od powierzchni górnej do dolnej, znajdującej się na głębokości 80 m. Pominęto wstępną warstwę gruntu do 10 m głębokości, w której temperatura zmienia się logarytmicznie. Warstwę tę zaplanowano uwzględnić przy okazji symulacji pracy całego wymiennika w okresie pełnego cyklu rocznego. Przy tak długim okresie pracy wahania temperatury na powierzchni, jak wykazują dostępne prace [5], będą miały wpływ na uzyskiwane w danym kroku czasowym wyniki.

Ze względu na trudności w oszacowaniu rzeczywistej wartości strumienia cieplnego, migrującego lub wpływającego do rozważanego wycinka gruntu, zdecydowano się przyjąć na ściankach adiabatyczne warunki brzegowe. Wpływ warunków brzegowych

na uzyskiwane wyniki ograniczono poprzez zamodelowanie bardzo dużego wycinka gruntu w porównaniu ze średnicami wprowadzonej jednej nitki rurociągu. Zabieg ten zapewnił poprawność szacowanych wyników w obrębie lokalnego obszaru wokół wprowadzonej nitki rurociągu. Zastosowany model nie uwzględniał strat związanych z przemieszczaniem się warstw wód podskórnych lub wstępujących

cieków wodnych. Zjawisko to ujęte zostanie w dalszych pracach rozwojowych modelu. Na potrzeby niniejszej analizy rozpatrywano 11 godzin ciągłej pracy wymiennika. Z tego powodu temperatura, jaką przyjęto na górnej powierzchni, odpowiadała średniej temperaturze wiosennej.

4. Wyniki symulacji numerycznej

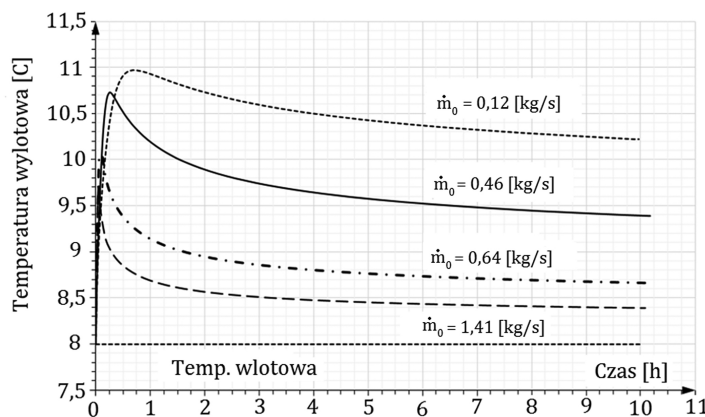
W podpunkcie tym omówiono wyniki analizy numerycznej CFD przeprowadzonej na modelu gruntowego wymiennika ciepła. Na rys. 3 przedstawiono krzywe opisujące zmiany w czasie temperatury wylotowej z wymiennika. Wielkości uzyskiwane determinowane są silnie poprzez ilość zatłaczanego strumienia płynu. Na wykresie umieszczono również krzywą opisującą wielkość temperatury płynu na wlocie do wymiennika. Wartość ta jest stała dla całego czasu rozpatrywanego w symulacji.

Jak można zauważyć, największe zmiany temperatury przypadają na początek pracy wymiennika. Po upływie ok. 2 godzin odnotowany jest wyraźny spadek i tendencja do uzyskiwania stanu ustalonego. Czas pracy wymiennika, jaki był rozpatrywany w symulacji, nie przekraczał 11 godzin.

Na kolejnym rysunku (rys. 4) przedstawiono zmiany mocy cieplnej gruntowego wymiennika. Wielkość projektowa odczytana z dokumentacji oraz publikacji dla wymienników podobnej wielkości zakładała wartość ok. 2600 W mocy cieplnej [1, 2]. Wielkość ta, jak widać po przebiegu krzywych, jest uzyskiwana dla większości rozpatrywanych przypadków po uzyskaniu przez nie stanu ustalonego.

W niewielkim strumieniu początkowym ($\dot{m}_0 = 0,12$ [kg/s]) wielkość mocy ustalonej jest porównywalna z początkową mocą maksymalną. Wielkość ta nie przekracza ok. 1000 W i pomimo swojej stabilności jest wartością dużo niższą od tej deklarowanej w projekcie. Inaczej sytuacja wygląda przy większych strumieniach masowych.

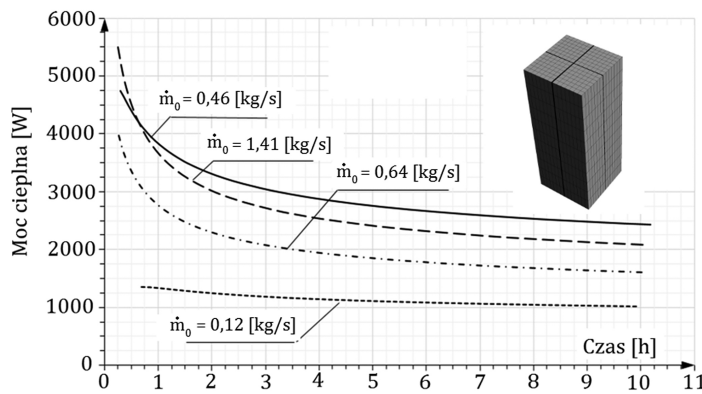
Największy spadek mocy odnotowano dla największego strumienia masowego ($\dot{m}_0 = 1,41$ [kg/s]). Stan ustalony mieści się w granicach 2000 W, lecz maksymalna moc może sięgać nawet 5500 W dla krótkotrwałego zapotrzebowania. Sposób eksploatacji



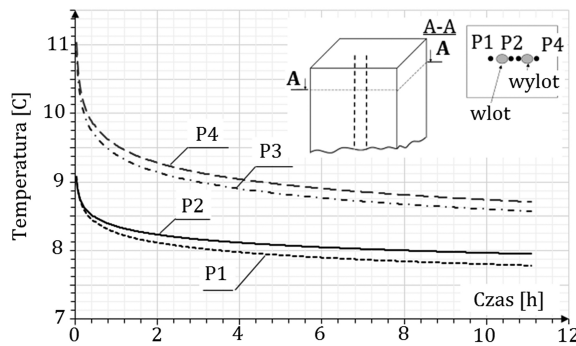
Rys. 3. Zmiana w czasie temperatury wylotowej z wymiennika w zależności od wielkości wtłaczanego strumienia płynu

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 12–17. When referring to the article please refer to the original text.

PL



Rys. 4. Zmiana w czasie wielkości mocy cieplnej w zależności od wielkości wtłaczanego strumienia płynu



Rys. 5. Szacowane zmiany temperatury gruntu w okolicach wlotu i wylotu z wymiennika ciepła. Wielkości odczytano na głębokości 2 m

wymiennika powinien być dostosowany do końcowego przeznaczenia otrzymywanej energii. Mianowicie, gdy celem wymiennika gruntowego jest np. odmrażanie chodników lub podjazdów, powinno być możliwie osiągnięcie jak najbardziej

stabilnej i długotrwałej pracy wymiennika. Inaczej sytuacja może wyglądać w przypadku wykorzystywania ciepła z wymiennika jako sposobu dogrzewania pomieszczenia przez kilka godzin wieczornych w okresie jesienno-wiosennym. Tutaj celem

jest uzyskanie jak największego strumienia energii, w jak najkrótszym czasie. Podobne rozbieżności w wielkości uzyskiwanej mocy cieplnej w zależności od czasu eksploatacji źródła odnotowano w pracach [1, 4].

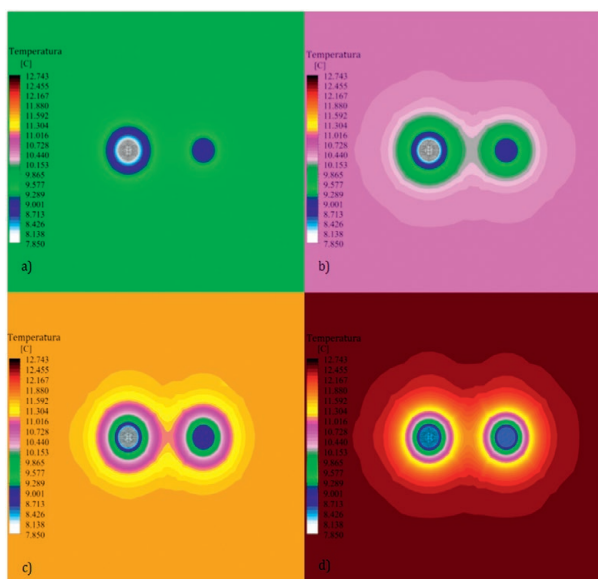
Na rys. 5 przedstawiono szacowaną zmianę temperatury gruntu w pobliżu otworów w zależności od czasu eksploatacji akumulatora. Punkty P1, P2 umieszczone są w okolicy otworu wlotowego. Punkty P3, P4 znajdują się w sąsiedztwie wylotu. Wartości zostały odczytane z przekroju poprzecznego umiejscowionego 2 m w głąb powierzchni otworu. Dane pochodzą z symulacji dla strumienia masowego $\dot{m}_0 = 0,64$ [kg/s] jako pośredniego pomiędzy maksymalną a minimalną jego wartością.

Dla okolicy otworu wlotowego temperatura gruntu po dwóch godzinach eksploatacji akumulatora zmniejsza się do wartości temperatury wlotowej podawanego glikolu. Po stronie powrotnej nitki temperatura gruntu stabilizuje się po okresie ok. 10 godzin. Związane jest to z dużo większą intensywnością pobierania ciepła przez płyn na początku zatłaczania w porównaniu z okolicami wylotu płynu.

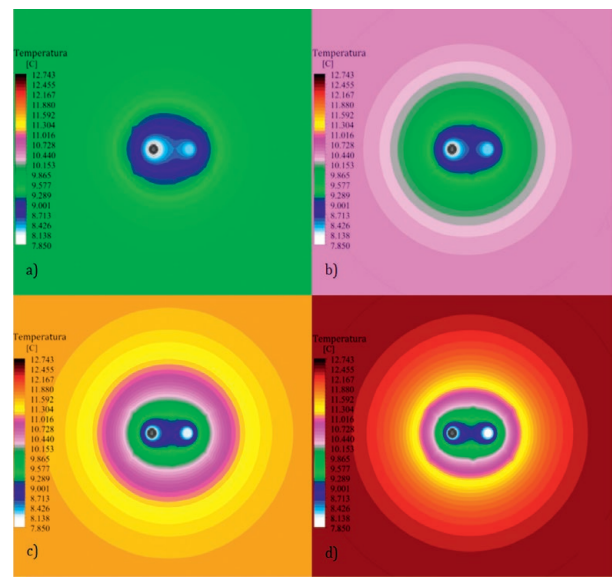
Zjawisko to można rozszerzyć dalej na cały rurociąg. Jak zostało to przedstawione na rys. 6 przestrzenne pola temperatury odczytane dla przekrojów poprzecznych wykonanych na kilku charakterystycznych głębokościach wykazały nierównomierność pól, a co za tym idzie – inną intensywność przekazywanego strumienia ciepła wokół nitki wlotowej i wylotowej rurociągu.

Niesymetryczność ta jest zauważalna nawet po ok. 10 godzinach pracy wymiennika, co zobrazowano na kolejnym rysunku (rys. 7), niemniej jednak najbardziej widoczne dysproporcje daje się zauważyć w górnych płaszczyznach przekroju.

Dla omawianego kroku czasowego symulacji, obejmującego 10 godzinę pracy wymiennika, zasięg pobierania ciepła jest już rozciągnięty i obejmuje kilkakrotnie większy obszar od średnicy rurociągu. Jednakże, jak



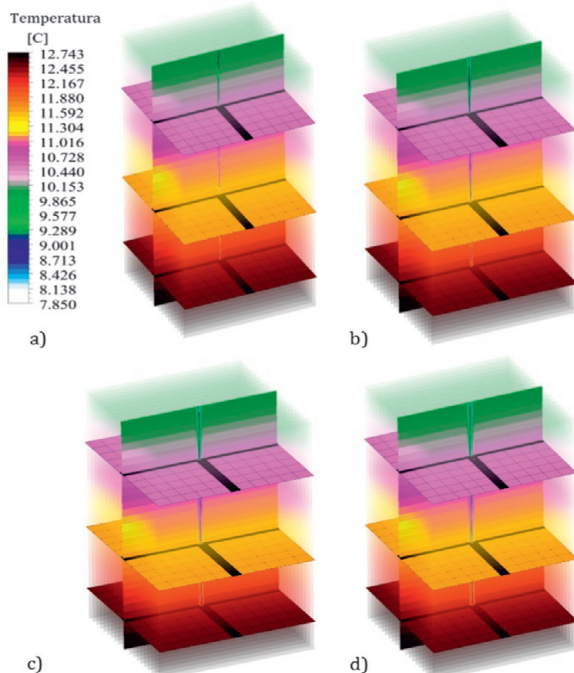
Rys. 6. Przestrzenne pola temperatur odczytane po 1 h pracy i wyświetlone w przekrojach: a) 0 m, b) -20 m, c) -50 m, d) -70 m



Rys. 7. Przestrzenne pola temperatur odczytane po 10 h pracy i wyświetlone w przekrojach: a) 0 m, b) -20 m, c) -50 m, d) -70 m

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 12–17. When referring to the article please refer to the original text.

PL



Rys. 8. Przestrzenne pola temperatury przy $m_0 = 0,64 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ odczytane dla wybranych chwil czasowych: a) 5 min, b) 1 h, c) 5 h, d) 10 h

pokazano na następnym rysunku (rys. 8), zasięg oddziaływania termicznego drenu jest znikomy. Na tak krótki czas, jaki był rozpatrywany w symulacji, jest on zawężony wyłącznie do oddziaływań lokalnych wokół otworu. Umieszczając na rysunku widok całego wycinka gruntu, trudno jest zauważyć miejsce zmian temperatury w odniesieniu do jednej rozpatrywanej nitki. Sytuację tę obserwujemy zarówno w początkowym etapie pracy wymiennika, jak i po upływie dłuższego czasu, np. 10 godzin (rys. 8d). Stwierdzić jednak należy, że dla rozpatrywanych parametrów gruntu oraz głębokości odwiertu moce cieplne, jakie otrzymano, są zadowalające [3, 5]. Dla pełnego zobrazowania pracy wymiennika potrzebny byłby dłuższy czas jego pracy. Czas został dobrany tak, aby umożliwić uzyskanie odpowiedzi na postawione na wstępie pytania, mianowicie: jaka jest możliwa maksymalna moc cieplna zdolna do uzyskania w krótkotrwałej, 3-godzinnej maksymalnej pracy wymiennika? I jaki jest stopień degradowalności mocy cieplnej po uzyskaniu przez akumulator stanu ustalonej pracy?

5. Wnioski

W artykule przeanalizowano charakterystykę mocy pojedynczego odwiertu dla gruntowego wymiennika ciepła wykonanego

na podłożu ilastym. W celu określenia właściwości gruntu oraz wielkości dobranej modelu sięgnięto do publikacji oraz dostępnych opracowań literaturowych [1, 13]. Płynem zatłaczanym do wnętrza otworu o średnicy $\phi 40$ mm był 30-proc. roztwór glikolu. Symulacje przeprowadzono z wykorzystaniem bezpośredniego sprzężenia równania energii rozwiązywanego w przepływającym płynie oraz ciele stałym. Wyniki symulacji wykazały zdolność pracy wymiennika przez zakładany czas dochodzący do 10 godzin z satysfakcjonującą wielkością mocy odczytaną dla jednej rozpatrywanej nitki. Uzyskana wielkość mocy cieplnej nie odbiegała od tych, jakie publikowane są w uznanych czasopiśmie naukowych [1–5]. Charakterystyka mocy cieplnej wymiennika gruntowego ma formę wykładniczą z dążeniem do asymptoty zinterpretowanej jako stan ustalonej pracy. Wielkość ta jest różna w zależności od wielkości wtłaczanego strumienia. Wartość początkowa mocy nie przekracza w żadnym z rozpatrywanych przypadków kilkukrotnej wartości mocy ustalonej, co kwalifikuje rozpatrywany wymiennik gruntowy, wraz z dołączoną pompą ciepła, jako stabilne źródło energii odnawialnej o przewidywalnej do uzyskania mocy.

Bibliografia

1. Bouhacina B., Saim R., Oztop H., Numerical investigation of novel tube design for geothermal bore-hole heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 2015, No. 79, s. 153–162.
2. Cao S.-J., Kong X.-R., Zhang W., Investigation on thermal performance of steel heat Exchange for ground source heat pump systems using full-scale experiment and numerical simulations, *Applied Thermal Engineering* 2017, No. 115, s. 91–96.
3. Chen Sh., Mao J., Han X., Heat transfer analysis of the vertical ground heat exchanger using numerical simulation and multiple regression model, *Energy and Buildings* 2016, No. 129, s. 81–91.
4. Fadejev J., Simson R., A review on energy piles design, sizing and modelling, *Energy* 2017, No. 122, s. 390–407.
5. Kanadiah P., Lightstone M.F., Modelling of the thermal performance of a bore-hole field containing a large burial tank, *Geothermics* 2016, No. 60, s. 94–104.
6. Korpikiewicz J., The optima Choice of Electrochemical Energy Storage parameters, *Acta Energetica* 2016, No. 1/26, s. 56–62.
7. Marchel P., Paska J., Electricity generation Reliability in a Power System Including renewable Energy Sources, *Acta Energetica* 2016, No. 1/26, s. 83–88.
8. Paska J., Kłos M., Rosłaniec Ł., Autonomous Electrical vehicles' Charging Station, *Acta Energetica* 2016, No. 3/28, s. 109–115.
9. Puzyrewski R., Sawicki J., Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki, Warszawa 1998.
10. Sławiński D., Badur J., A concept of elasto-plastic material adaptation by the thermal-FSI simulation, materiały konferencyjne PCM-CMM-2015-3rd Polish Congress of Mechanics & 21st Computer Methods in Mechanics, Gdańsk 8–11 września 2015.
11. Sławiński D., Badur J., Ziółkowski P., Sposób wyznaczenia i kontroli opłacalności kogeneracyjnej pracy bloków parowych ze źródłami OZE, *Rynek Energii* 2017, nr 1, s. 40–46.
12. Sławiński D., Rozruch maszyn energetycznych z uwzględnieniem sprężysto-plastycznej adaptacji konstrukcji, rozprawa doktorska IMP PAN, promotor: prof. dr hab. inż. J. Badur, Gdańsk 2016.
13. Taler J., Duda P., Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła, Warszawa 2005.

Daniel Sławiński

dr inż.

Instytut Maszyn Przepływowych PAN

e-mail: daniel.slawinski@imp.gda.pl

Ukończył studia magisterskie w specjalizacji energetyka, na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, w roku 2006. Praktykę zawodową odbywał w Alstom Power. Od ukończenia studiów pracuje w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. W 2016 roku obronił pracę doktorską w dziedzinie mechaniki o specjalności termosprężystość. Zakres jego zainteresowań naukowych obejmuje zagadnienia mechaniki ośrodków ciągłych, termomechaniki zniszczenia oraz metod numerycznych CSD/CFD.