

干热岩热能的热管开采方案及其技术可行性研究*

蒋方明^{1,2,3†}, 黄文博^{1,2,3,4}, 曹文炅^{1,2,3}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640;
3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 常规增强型地热系统 (EGS) 通过流体的工质在裂隙热储中的循环流动来开采岩石中的热能, 需要消耗大量的泵功, 存在工质流失、管道腐蚀结垢等问题, 而且常常由于裂隙网络的井下连通性不够造成 EGS 建设的失败。为避免这些问题, 本文首次提出采用热管来提取干热岩热能的技术方案。为强化热管蒸发段与周围岩石的传热, 特别提出在目标热储内充填 CO₂ 流体工质、借助其自然对流强化干热岩热能开采, 进一步通过数值仿真及理论分析探讨该方案的技术可行性。数值模型考虑了超临界 CO₂ 的变物性, 研究了其在目标热储内的自然对流对热管采热的影响, 模拟并比较了在不同条件下热管的采热速率。结果表明, 调低热管的采热温度可以显著提高热管采热速率, 并且当热储渗透率大于 $1 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ 时 CO₂ 的自然对流作用会明显提升热管采热速率。本文还比较了热管加热段水平布置与竖直热管的性能差异, 发现前者可以提高 1.5 ~ 2.3 倍的采热速率。另外, 对该系统中水工质重力热管的携带极限以及管内蒸汽流阻进行了分析探讨。

关键词: 热管; 干热岩; 增强型地热系统; 超临界 CO₂; 深层地热

中图分类号: TK52

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-560X.2017.06.003

Mining Hot Dry Rock Geothermal Energy by Heat Pipe: Conceptual Design and Technical Feasibility Study

JIANG Fang-ming^{1,2,3}, HUANG Wen-bo^{1,2,3,4}, CAO Wen-jiong^{1,2,3}

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;

2. CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou 510640, China;

3. Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China;

4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: In conventional enhanced geothermal systems (EGS), heat is extracted from earth-deep by circulating fluid through fractured-rock heat reservoir. This process generally consumes large amount of pump work, and has problems like fluid loss and pipe scaling etc. Moreover, it often encounters failure due to the bad downhole connectivity of fracture network in the reservoir. To circumvent these problems, conceptual design about mining heat from earth-deep hot dry rock by heat pipe is presented for the first time. Hoping to have strong natural convection of CO₂ in the reservoir to enhance the heat transfer between rock and heat pipe, filling the reservoir with CO₂ fluid is specially proposed. Further, numerical modeling and theoretical analysis are performed to explore the technical feasibility of the new HDR heat extraction concept. The numerical model considers CO₂ of temperature- and pressure- dependent thermophysical properties. Effects of natural convection of CO₂ in the target reservoir on the heat extraction by heat pipe are studied; heat extraction rates by different conditioned heat pipes are compared. The results indicate that lowering the working temperature of heat pipe can significantly increase the heat extraction rate and notable increase at the heat extraction rate will be caused by the natural convection of CO₂ if the reservoir permeability is higher than $1 \times 10^{-9} \text{ m}^2$. It is found from numerical results also that an increase of 1.5 ~ 3 times at the heat extraction rate can be achieved if the heating section of the heat pipe is arranged horizontally compared to all vertically aligned heat pipe. Additionally, the carrying limit and steam flow resistance for water thermosyphon are analyzed numerically under realistic geothermal conditions.

Key words: heat pipe; hot dry rock; enhanced geothermal system; supercritical CO₂; earth-deep geothermal energy

* 收稿日期: 2017-07-29 修订日期: 2017-11-04

基金项目: 广东省自然科学基金-重大基础研究培育项目 (2014A030308001); 国家自然科学基金-广东省联合基金项目 (U1401232)

† 通信作者: 蒋方明, E-mail: jiangfm@ms.giec.ac.cn

0 前 言

在地下 3~10 km 的低渗透性岩石 (hot dry rock, HDR) 中储存着大量的热能。为有效开发利用这些热能,美国拉斯阿莫斯国家实验室在 1970 年提出了增强型地热系统 (enhance geothermal system, EGS) 的概念——通过水力压裂、化学刺激等方法增加地下深层岩石的渗透性能,形成人工热储,建设流体循环系统;经由注入井注入的冷流体工质在人工热储被加热后由采出井输送至地面发电系统,循环流体经利用后再回灌到地下热储,从而实现深层地热能的开采和利用。这种流体循环采热方式不仅需要消耗大量的泵功,在实际应用中还可能存在着严重的流体工质损失现象^[1]。另一方面,由于循环过程中流体工质与深层岩石直接接触,流体工质往往含有溶解氧和氯离子等易腐蚀成分,以及钙离子和硅酸等易结垢成分,在工质流入管道和换热设备后可能会引起腐蚀和结垢问题^[2],同时深层地热水中还可能含有较多的氡 (Rn²²²) 等放射性物质,其衰变产生的伽马射线可能会对人体产生损害^[3]。

热管利用管内工质的相变,可以将热量迅速地 从高温端传输到低温端。热管具有较高的传热性能和优良的等温性能等特点,是目前最有效的传热器件之一^[4]。本文提出使用热管开采干热岩型地热能的技术方案。相比于常规 EGS 的采热过程,使用重力热管来提取热储中的热能不需要消耗额外的泵功,同时,因传热工质仅在管内循环,不与岩石直接接触,能有效避免工质流失、管道结垢及后续环境污染等问题。

为了验证提出的干热岩热能热管开采方案的技术可行性,本文对热管开采过程进行了数值模拟,研究了热储渗透率、采热温度及热管布置方式对采热速率的影响,并分析了该系统中重力热管的传热极限和流阻损失,从换热和流体流动方面对系统的性能进行了初步探讨。

1 干热岩热能的热管开采方案

目前重力热管技术已成功应用于道路融雪^[5]、建筑供暖^[6]及油田井筒伴热等^[7-9]。在这些应用中,热管采热速率普遍小于 50 kW,而深层地热开采系统的建设成本较高,采热率低意味着系统经济效益差。本文提出了图 1 所示的干热岩热能的热管采热

方案。该方案的突出特点是将 CO₂ 地质封存与热管采热相结合,在压裂后的热储中注入 CO₂ 工质,继而利用热管内流体工质的蒸发-凝结相变过程将热储中的热能传输至地面。与较常规流体介质 (如水) 相比,CO₂ 具有更好的热膨胀性能^[10],在相同的温度差下可以获得更大浮升力/沉降力;同时 CO₂ 的粘性系数也小于水^[10],在相同的压力差下可以获得更大的渗流速度。在干热岩对应的环境条件下 CO₂ 工质处于超临界状态,采热过程中热管附近工质温度的下降会在热储中形成较强的自然对流作用,从而达到提高热管采热率的目的。选择重力热管内流体工质时,工质的工作温度是最主要的考虑因素。当热管工质为蒸馏水时,工作温度区间为 30~250℃^[11],十分符合干热岩地热资源的温度范围,因此可以采用蒸馏水作为管内流体工质。

与常规 EGS 采热方案相比,图 1 所示的干热岩热能开采方案同样需要对目标岩体进行压裂,但压裂区域可以集中在热管蒸发段管体周围区域、对压裂施工要求较低;而且,干热岩热能的热管开采方案避免了常规 EGS 要求裂隙网络必须在井下实现有效连通的技术难题^[1],可以保证工程施工的成功率。

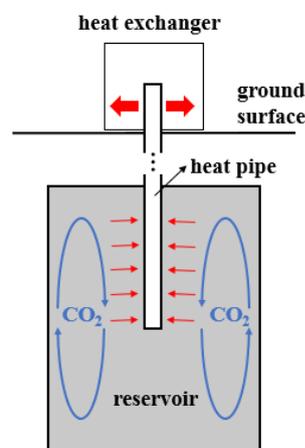


图 1 热管开采干热岩热能的技术方案示意

Fig. 1 Conceptual design of mining heat from earth-deep hot dry rock by heat pipe

2 热管采热的数值模拟

2.1 主控方程

模型考虑的计算区域包括热储和热储周围岩体两个子区域。热储被假设为充满 CO₂ 工质的连续多孔介质,热储周围岩体被视为不可渗透的固体介质。

模型假设单相流体流动，且不考虑循环流体与岩石的化学和力学作用。主控方程如下^[12-13]。

热储内 CO₂ 工质的连续性方程：

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

热储内 CO₂ 工质的动量守恒方程：

$$\frac{\partial\left(\rho_f \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon}\right)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_f \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon} \cdot \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon}\right) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu \nabla \cdot \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon}\right) - \frac{\mu}{K} \mathbf{u} + \rho_f \mathbf{g} \quad (2)$$

热储岩石骨架或热储周围的致密岩石区能量守恒方程：

$$\frac{\partial[(1-\varepsilon)\rho_s c_{ps} T_s]}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_s^{\text{eff}} \nabla T_s) - ha(T_s - T_f) \quad (3)$$

热储孔隙内 CO₂ 工质的能量守恒方程：

$$\frac{\partial[\varepsilon\rho_f c_{pf} T_f]}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}_f \rho_f c_{pf} T_f) = \nabla \cdot (\lambda_f^{\text{eff}} \nabla T_f) + ha(T_s - T_f) \quad (4)$$

其中： \mathbf{u} 、 p 、 T 为待求解量，分别表示表面速度矢量、压力、温度； ρ 、 c_p 、 λ 、 μ 为热物性参数，分别表示密度、定压比热容、导热系数和动力黏度，流体的热物性参数由其温度和压力决定。热管中的工质流体为水，而热储孔隙中的流体为 CO₂，其热物性将通过变物性模型给出；下标 f 和 s 用于区分热储孔隙中的流体和固相的岩石，导热系数 λ 的上标 eff 表示计算中采用有效导热系数，这里采用修正因子为 1.5 的 Bruggeman^[12]关系式来确定，即 $\lambda_s^{\text{eff}} = \lambda_s (1-\varepsilon)^{1.5}$ 和 $\lambda_f^{\text{eff}} = \lambda_f \varepsilon^{1.5}$ ； ε 和 K 分别为热储的孔隙率和渗透率； t 为时间； g 为重力加速度； ha 表示岩石-流体对流换热基础条件参数，本文取 $ha = 1.0 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 。热模型基于局部非热平衡思想，采用两个能量方程来分别描述热储内流体和岩石骨架的温度场，可方便地处理采热过程中岩石-流体间的局部换热^[12]。岩石物性 ρ_s 、 c_{ps} 、 λ_s 分别取为 $2650 \text{ kg}/\text{m}^3$ 、 $1000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 和 $2.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ^[12-13]。

2.2 超临界 CO₂ 变物性模型

在深层地热的开采过程中，二氧化碳在热储条

件下处于超临界状态^[14]。我们采用改进的 Redlich-Kwong 状态方程^[15]进行超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, SCCO₂) 的密度计算，该模型可由压缩因子的多项式表达：

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (5)$$

其中： Z 为压缩因子；参数 A 和 B 的计算式可参看文献^[15]。

SCCO₂ 的比热容基于 Helmholtz 能量方程建立，详细模型可参考文献^[16]。公式为

$$\phi(\delta, \tau) = \phi^o(\delta, \tau) + \phi^r(\delta, \tau) \quad (6)$$

等式右端由理想气体项 $\phi^o(\delta, \tau)$ 和残余项 $\phi^r(\delta, \tau)$ 组成， $\delta = \rho / \rho^*$ 为无量纲密度。比热容则可由 Helmholtz 能量的偏导数表述：

$$\frac{c_p(\delta, \tau)}{R} = -\tau^2 (\phi_{\tau\tau}^o + \phi_{\tau\tau}^r) + \frac{(1 + \delta\phi_{\delta\delta}^r - \delta\tau\phi_{\delta\tau}^r)^2}{1 + 2\delta\phi_{\delta\delta}^r + \delta^2\phi_{\delta\delta}^{rr}} \quad (7)$$

导热系数和黏度系数由下述模型^[17-18]给出：

$$\lambda(p, T) = \frac{C_0 + C_1 p + C_2 p^2 + C_3 \ln(T) + C_4 \ln^2(T)}{1 + C_5 p + C_6 \ln(T) + C_7 \ln^2(T) + C_8 \ln^3(T)} \quad (8)$$

$$\mu(p, T) = \frac{D_0 + D_1 p + D_2 p^2 + D_3 \ln(T) + D_4 \ln^2(T) + D_5 \ln^3(T)}{1 + D_6 p + D_7 \ln(T) + D_8 \ln^2(T)} \quad (9)$$

其中， $C_0 \sim C_8$ 以及 $D_0 \sim D_8$ 均为常数参数，取值列于表 1 中。

表 1 SCCO₂ 黏度系数及导热系数模型参数

Table 1 Parameters of the viscosity and thermal conductivity models of SCCO₂

Parameter	Value	Parameter	Value
C_0	$1.492\ 882 \times 10^1$	D_0	$-1.146\ 067 \times 10^{-1}$
C_1	$2.625\ 411 \times 10^{-3}$	D_1	$6.978\ 380 \times 10^{-7}$
C_2	$8.778\ 046 \times 10^{-6}$	D_2	$3.976\ 765 \times 10^{-10}$
C_3	$-5.114\ 246$	D_3	$6.336\ 120 \times 10^{-2}$
C_4	$4.377\ 109 \times 10^{-1}$	D_4	$-1.166\ 119 \times 10^{-2}$
C_5	$2.114\ 051 \times 10^{-5}$	D_5	$7.142\ 596 \times 10^{-4}$
C_6	$-4.730\ 357 \times 10^{-1}$	D_6	$6.519\ 333 \times 10^{-6}$
C_7	$7.366\ 358 \times 10^{-2}$	D_7	$-3.567\ 559 \times 10^{-1}$
C_8	$-3.763\ 399 \times 10^{-3}$	D_8	$3.180\ 473 \times 10^{-2}$

3 算例及结果和讨论

3.1 热管竖直布置算例

3.1.1 几何模型及计算参数

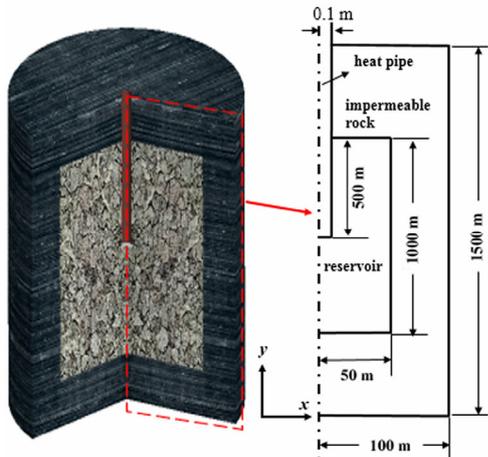


图2 竖直热管采热系统模型及几何尺寸

Fig. 2 Schematic of the heat extraction system using vertical heat pipe and its geometrical parameters

图2为竖直热管采热系统的几何模型示意，由于对称性，该三维模型简化为二维轴对称模型进行计算。热储为半径50 m、高1000 m的圆柱体；热储中心位于地下约4000~5000 m。热管为直径0.2 m的圆形通道。热储周围包覆有足够体积的不可渗透岩石，在系统运行期，热储内岩石温度降低不会波及计算域边界，避免了人为设定的边界条件带来的误差，计算域尺寸如图2所示。计算区域上下边界分别位于热储顶部以上和底部以上250处，计算区域包括热储及热储周围50 m厚度围岩；计算域外侧采用绝热边界条件，顶部与底部采用定温边界（分别设为438 K和468 K），热储与周围岩石间为计算域内部界面，热流密度和温度在界面处连续。初始条件下，热储与周围岩石的温度按照0.02 K/m的地温梯度在深度方向上线性增长，热储中心温度为453 K，热储中裂隙内流体与当地岩石温度相同。假设热管为理想热管，即热管蒸发段具有极好的均温性，同时热管绝热段具有极好的绝热性，于是将热管与热储和周围岩石的接触面在蒸发段和绝热段分别设置为等温边界和绝热边界。热管温度为443 K，即采热温差为10 K。所有与流体接触的壁面均为非滑移边界，热储内环境压力取40 MPa，热储孔隙率为0.01，考虑热管采热的影响区域将主要集中在近井区域，本文基础算例的热储渗透率选

取较大值： $1.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ 。

3.1.2 渗流场与温度场

图3显示了运行5年后热储中流体的渗流方向，图4显示了热储中的温度分布情况。由于热管附近流体温度较低，密度较大，在采热过程中热管附近的流体会在重力的影响下向热储底部流动，形成自然对流。另一方面，由于地温梯度的存在，随着深度的增加热储周围岩石的温度逐渐升高，也会导致自然对流现象。从图3中可以看出，热管附近的流体以较大的速度流向热储底部，除此之外热储中还存在3个环形的自然对流。热储上半部区域温度高于周围岩石温度，而下半部区域温度低于周围岩石温度（图4），因此热储的上下两部分区域出现了两个流动方向相反的环状自然对流，如图3a和图3b所示。由于这种自然对流的存在，尽管热储周围的岩石温度随深度而变化，热储内部仍然可以保持较好的均温性（图4）。另一方面，被热管冷却后的流体沿着热管流向热储底部，并在热储底部积累，形成一块低温区，难以流回到热储顶部，如图3c所示。可以预期当热储底部的低温流体积累到热管附近区域时，热管的采热率将会降低。而增加热储的深度和宽度，可以减缓低温流体在热储底部的积累过程，提高热管采热系统的寿命。从图4中还可以看出，热管顶部温度边界层的厚度明显小于热管底部。由于热管附近的流体被冷却之后会向下流动，导致热管底部区域温度降低，增加边界层的厚度。

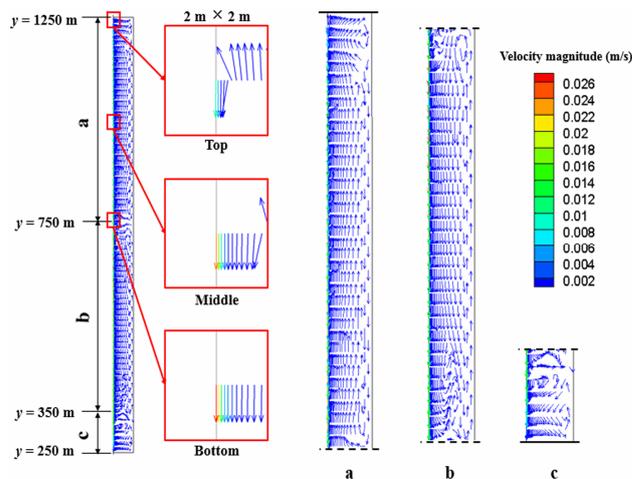


图3 热储中的渗流方向（开采时间：5年）

Fig. 3 Flow direction of SCCO₂ in the reservoir (time of heat mining: 5 years)

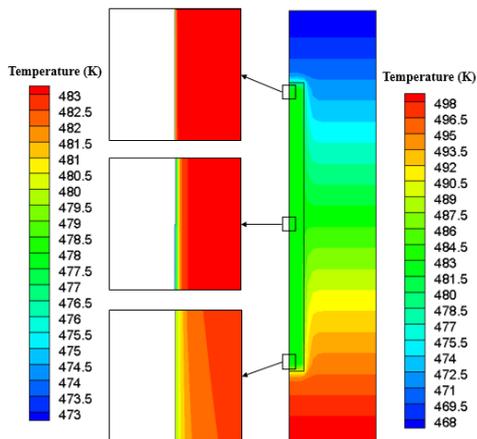


图 4 热储中的温度分布 (开采时间: 5 年)
Fig. 4 Temperature distribution in the reservoir (time of heat mining: 5 years)

图 5 显示了热储中渗流速度沿径向的变化情况, 其中 y 坐标的原点为计算区域的底部(图 2)。可以看出, 热管附近 2 m 以内区域的自然对流强度最大, 除此以外的区域自然对流强度十分微弱。同时, 热管底部周围流体的轴向流速明显高于热储顶部, 最大的自然对流速度出现在热管的底部区域, 约为 0.024 m/s。热管附近流体的流动会在热管附近产生虹吸作用, 使高温流体不断地补充到热管附近, 有利于提升热管的采热性能, 也导致了热管轴向流速的增长。从图 5 中还可以看出, 热管上半部区域轴向速度沿深度方向的增长幅度远大于热管下半部区域轴向速度, 说明热管上半部区域的虹吸作用更为明显。

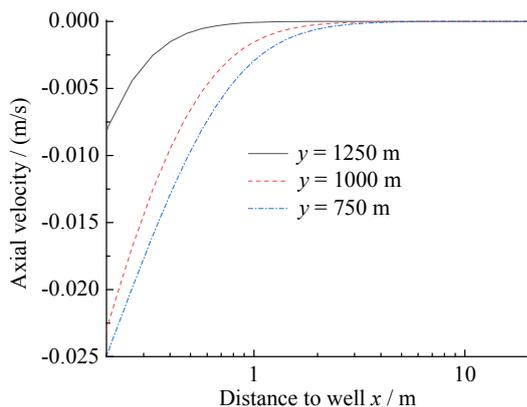


图 5 轴向速度沿径向的分布 (开采时间: 5 年)
Fig. 5 Distribution of axial velocity along the reservoir radial direction (time of heat mining: 5 years)

图 6 显示了热管热流密度在 y 方向上的变化, 其中热流密度指热管与热储单位接触面积的传热速

率。结合图 4 可以看出在温度边界层越薄的位置, 热管热流密度越大。热管顶部的热流密度明显高于其他位置。从热管顶部开始, 随着深度的增加, 热流密度会迅速减小。这一现象表明, 使用竖直热管开采深层地热时, 热管与热储之间的换热主要集中在热管顶端, 增加热管在热储中的插入深度并不能有效地提升热管的采热速率。可以预期, 如果热管加热段水平布置, 则能够避免出现温度边界层的积累增厚现象, 从而获得更高的采热率。

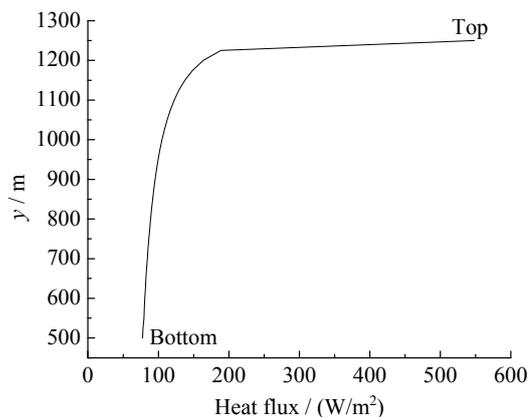


图 6 热管热流密度在 y 方向上的变化 (开采时间: 5 年)
Fig. 6 Heat flux distribution of the heat pipe along y direction (time of heat mining: 5 years)

3.1.3 热储渗透率的影响

在热管采热系统运行过程中, 热储中会形成自然对流现象, 提升热管的采热速率。模型中热储被视为多孔介质, 流体工质在热储中流动受到达西阻力的影响。热储中自然对流的强弱与热储渗透率紧密相关。为了研究热储渗透率对热管采热速率的影响, 本文模拟了不同热储渗透率下系统的运行过程。

图 7 显示了不同热储渗透率下热管采热率随时间的变化, 包含热储渗透率从 $1 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ 变化到 $1 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ 的 5 个算例。可以看出, 热管开采量在系统刚开始运行时会迅速降低, 而后一直维持在某个稳定值, 此时热管附近的温度场与渗流场都趋于稳定, 温度场仅在热储底部发生变化(图 4)。当渗透率变化时, 热管采热率的稳定值会发生变化。当热储渗透率从 $1 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ 变化到 $1 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ 时, 热管采热率的稳定值逐渐降低。当热储渗透率从 $1 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ 变化到 $1 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ 时, 热管采热率的稳定值几乎不再发生变化。说明热储渗透率的减小会减弱热储中的自然对流效应; 当热储渗透率低于

$1 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ 时，热储中几乎不存在自然对流作用，此时热管仅依靠导热作用从热储中吸收热量。

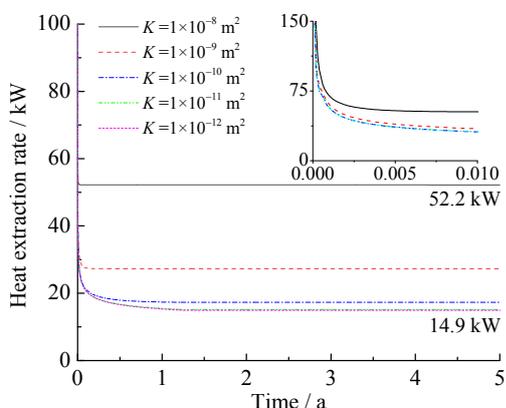


图 7 不同渗透率热储热管采热率的变化 (采热温差: 10 K)
Fig. 7 Heat extraction rate of the heat pipe with different reservoir permeabilities (temperature difference between the reservoir and the heat pipe: 10 K)

3.1.4 采热温差的影响

采热温差是影响热管采热速率的一个关键因素。当热管与热储之间换热系数为定值时，热管采热率与采热温差为正比例关系。另一方面，热储中的自然对流本质上为超临界 CO_2 工质的密度差导致，当采热温差增大时工质的密度差也同样增大，热储中自然对流也会随之增强。

图 8 显示了不同采热温差下 (不同算例热储渗透率均为 $1 \times 10^{-8} \text{ m}^2$) 热管采热速率随时间的变化，这里将采热温差定义为热储中心温度与热管工作温度之差，例如采热温差为 20 K，则表示热管工作温以显著增加热管的采热速率。同时，当采热温差从 10 K 增加到 20 K，以及从 20 K 增加到 40 K 时，采

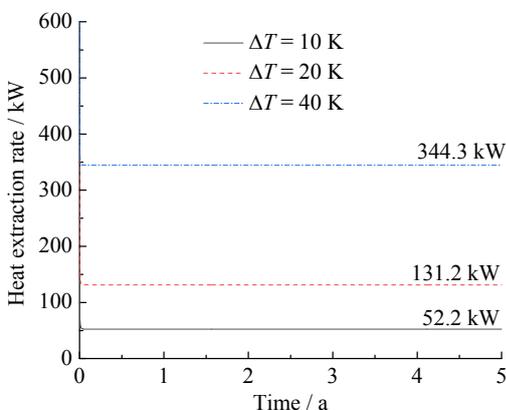


图 8 不同采热温差下热管采热率的变化
Fig. 8 Heat extraction rate with different temperature differences between the reservoir and the heat pipe

度为 433 K。从图中可以看出增大采热温差可热速率的增长高于 2 倍，这说明在更高的温差下，热储中流体的自然对流强度也会提升，使得热管与热储之间换热系数出现增长。可以看出，采热温差对热管采热速率具有重要的影响。

3.2 热管蒸发段水平布置算例

前述分析表明，使用竖直热管开采干热岩地热时，热管在热储顶部的热流密度要明显高于热管的其他区段。该现象的成因之一是热管附近的流体被冷却之后会向下流动，导致热管下部热储内流体温度下降，降低了热管下部区域的采热率。如果将热管加热段水平布置，则能避免该现象的出现，从而获得更高的采热率。为了定量地显示加热段水平布置热管与竖直热管采热的差别，本文考虑并模拟了热管加热段水平布置热管算例。

如图 9 所示，地下物理模型同样考虑具有裂隙的热储与不可渗透岩石两部分。热管水平段在热储中的长度与竖直热管相同，即 500 m，并且其管径都为 0.2 m。认为模型热管在水平方向上的长度足够大，可以将模型简化为二维问题。所考虑的二维平面为热管的轴向切面，根据对称性选取平面模型的二分之一区域进行计算。边界条件和热储参数的设置与竖直热管模型的设置完全相同。

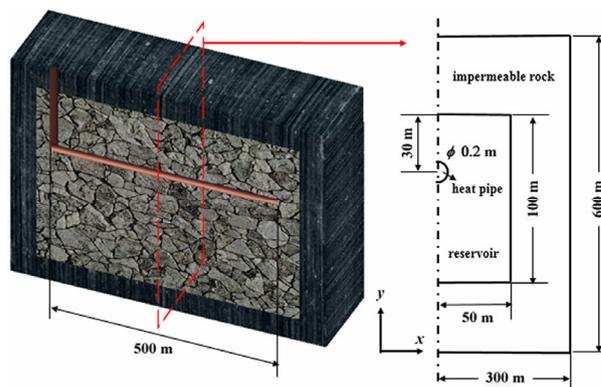


图 9 水平布管采热模型及几何尺寸
Fig. 9 Schematic of the heat extraction system using heat pipe with horizontal heating section and its geometrical parameters

图 10 比较了不同采热温差下加热段水平布置热管与竖直热管的采热速率。可以看出，加热段水平布置热管采热速率明显高于竖直热管。另一方面，当采热温差逐渐增大时，加热段水平布置热管的采热速率虽然也会增长，但是其增长幅度小于竖直热管。这说明当采热温差增大时，加热段水平布

置热管与热储之间的换热系数变化较小, 即升高采热温差对加热段水平布置热管布井下热储中的自然对流的增强作用较弱。图 10 还显示了当采热温差为 40 K, 热储渗透率为 $1 \times 10^{-8} \text{ m}^2$, 布井方式为水平时, 可以获得约 500 kW 的采热速率。

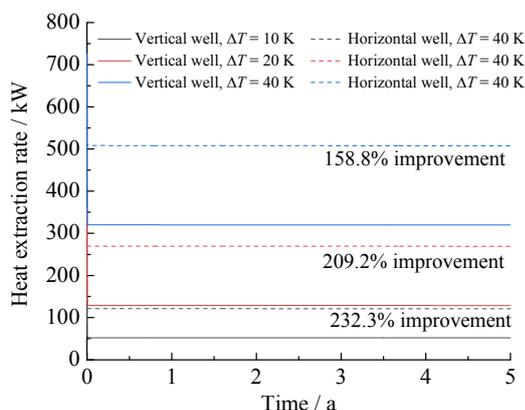


图 10 加热段水平布置热管与竖直热管采热性能的比较

Fig. 10 Heat extraction rates of the system with heat pipe of horizontal heating section and the system with all vertical heat pipe

4 热管传热能力分析

与常规热管相比, 用于开采深层地热的重力热管管径, 长度以及热管传热量都有较大的差异。为了验证模型中使用的热管能否满足地热开采的需求, 本文对热管的携带极限以及管内蒸汽流阻进行了分析。所考虑的热管长度为 3 000 m, 热管工作温度为 160 ~ 170℃, 管内工质为水, 不考虑沿程热量损失。

4.1 携带极限

携带极限是由重力热管管内的蒸汽流与逆向的凝结液流在两者界面上黏滞携带作用引起的, 其机理与常规热管的携带机理一样。随着热管内部蒸汽的不断加入, 蒸汽速度增大, 与回流的凝液之间的摩擦力(剪切力)也随之增加, 汽液界面上的剪切力阻碍着回流液体回流到蒸发段, 高速的蒸汽流将携带着回流液体到达热管的上端, 一旦被携带至热管上部空间的液体体积积累至一定量后, 就可能会突然像瀑布似的向下降落至蒸发段, 这种现象可不断的周期性产生, 使原来设想的热管内稳定的两相流动不能存在, 严重地破坏了热管内的流动和传热过程。

目前很多学者开展了对携带极限的研究^[19-22],

在理论分析的基础上, 推荐了若干计算携带极限的实验关联式。FAGHRI 等^[23]在综合大量实验数据的基础上, 考虑了管径、表面张力和工质物性等的影响, 提出了携带极限的计算公式:

$$Q_1 = C_K^2 h_{fg} \frac{\pi D_p^2}{4} (\rho_l^{-0.25} + \rho_g^{-0.25})^{-2} f_c \quad (10)$$

其中:

$$\begin{aligned} C_K &= \sqrt{3.2th(0.54\sqrt{B_0})} \\ B_0 &= D_p \sqrt{g \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\sigma} \right)} \\ f_c &= \sqrt[4]{\sigma g (\rho_l - \rho_g)} \end{aligned} \quad (11)$$

Q_1 为热管的携带极限; h_{fg} 为管内工质的汽化潜热; D_p 为热管内径; ρ_l 、 ρ_g 分别为管内工质液态及气态密度; σ 为管内工质表面张力。热管的工作温度为 160 ~ 170℃, 取 165℃作为管内工质的定性温度。表 2 显示了不同管径下热管的携带极限, 其表明热管的携带极限随着管径的增加明显增大。热管的内径越大, 蒸汽流道的横截面积越大, 蒸汽的流速就会降低, 汽-液界面的摩擦阻力就会变小, 则不易发生携带现象。表 2 中的计算结果亦表明, 如果需要获得 1 MW 以上的采热率同时避免出现携带现象, 热管的管径需要大于 0.2 m。

表 2 不同管径下热管的携带极限

Table 2 Upper limits of heat extraction capacity of heat pipes with different diameters

D_p / m	Q_1 / kW
0.1	212
0.2	956
0.4	4 158

4.2 流阻损失

对于一般的重力热管, 管内蒸汽流的摩擦阻力不会形成流动障碍。但是用于开采深层地热的重力热管, 由于蒸汽沿热管向上流动的路径长, 其流动阻力有可能过大。本文使用 Fluent 软件, 模拟了干饱和蒸汽在长 3 000 m 的圆形管道内的流动过程, 认为管内流体为饱和水蒸气, 蒸汽流量由热管功率及蒸汽汽化潜热计算得到。由于蒸汽流动的雷诺数较高, 因此模拟采用 $k-\omega$ 湍流模型^[25]。

热管稳定运行时, 蒸汽在其蒸发端和冷凝端都

为饱和状态。由于蒸发端和冷凝端的温度不同，其饱和压力也不相同。若流体工质在热管中的阻力损失大于蒸发端与冷凝端的饱和压力差，热管将不能正常工作。本文考虑的热管工作温度为 160~170℃，其蒸发端与冷凝端的饱和压力差为 173.9 kPa^[25]。表 3 显示了不同热管功率和管径下热管内流阻损失的模拟计算结果。当管径为 0.1 m、热管功率大于 1 MW 时，热管内蒸汽的流阻有可能会阻碍热管的正常工作。当管径大于 0.2 m 时，蒸汽的流阻损失不会对热管内的蒸汽流动产生明显影响。

表 3 不同功率及管径下的流阻

Table 3 Pressure losses in heat pipes with different diameters and at different heat transfer rates

Heat transfer rate / kW	Pressure loss / Pa		
	$D_p = 0.1 \text{ m}$	$D_p = 0.2 \text{ m}$	$D_p = 0.4 \text{ m}$
250	17 441	639	24
1 000	210 991	7 545	274
4 000	2 650 738	93 127	3 301

5 结 论

本文提出了干热岩热能的热管采热方案并对其可行性进行了分析与验证。相比于干热岩热能的常规 EGS 采热模式，热管采热同样需要对目标岩体进行压裂，但压裂区域可以集中在热管蒸发段管体周围区域，压裂施工更易操控，可能形成比常规 EGS 热储更大渗透率的热储；而且，干热岩热能的热管开采方案避免了常规 EGS 要求裂隙网络必须在井下实现有效连通的技术难题，可以保证工程施工的成功率。

为了量化描述该热系统的采热能力，本文数值模拟了热管的采热过程。模拟结果表明：当热储渗透率大于 $1 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ ，使用超临界 CO_2 作为热储内充填的流体工质时，其自然对流作用会明显提升热管采热率。提高采热温差也能使采热率显著提升，当热储的初始温度与热管工作温度差大于 20℃ 时，在本文设置的几何尺寸下，采热率将达到 0.1 MW 以上。

在采用竖直热管进行采热时，热储内的渗流场和温度场的结果显示，流体渗流量和换热热流密度在热管顶部周围高于其他区域。相比于竖直布管方式，水平布管方式可以更加充分地利用热储中的自然对流效应，能够提高 1.5~2.3 倍的热管采热率。模

拟结果发现，对于热管蒸发段长 500 m、管径 0.2 m，水平布置条件下，当采热温差为 40 K、热储渗透率为 $1 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ 时，其采热率可达 500 kW。因此，可以预期，在进一步设计和优化后，单根热管的采热率有望达 MW 量级。

本文还分析了该系统中重力热管的携带极限以及流阻损失。结果表明，只要热管管径不小于 0.2 m，对于 3 000 m 长度、MW 级采热速率的水工质热管，其管内的携带极限和水蒸汽流动阻力不会影响热管的正常工作。

参考文献：

- [1] TESTER J W, ANDERSON B J, BATCHELOR A S, et al. The future of geothermal energy: Impact of enhanced geothermal systems (EGS) on the United States in the 21st century[J]. Massachusetts Institute of Technology, 2006, 209. DOI: 10.2172/911903.
- [2] 刘明言. 地热流体的腐蚀与结垢控制现状[J]. 新能源进展, 2015, 3(1): 38-46. DOI: 10.3969/j.issn.2095-560X.2015.01.007.
- [3] 贺玉龙, 杨立中, 熊春梅. 地热开发过程中的主要工程环境问题[J]. 环境与可持续发展, 2008(5): 42-44. DOI: 10.3969/j.issn.1673-288X.2008.05.018.
- [4] 马永昌, 张宪峰. 热管技术的原理、应用与发展[J]. 变频器世界, 2009(7): 70-75.
- [5] 张军, 张辉, 张红, 等. 地热热管融雪系统应用研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(12): 1822-1826.
- [6] 王锐, 董重成, 吴辉敏. 热管用于建筑供暖的初步研究[J]. 低温建筑技术, 2014, 36(2): 35-37. DOI: 10.3969/j.issn.1001-6864.2014.02.013.
- [7] 张玉丰, 吴晓东, 李伟超. 重力热管井筒伴热方式可行性分析[J]. 石油勘探与开发, 2007, 34(4): 483-487. DOI: 10.3321/j.issn:1000-0747.2007.04.018.
- [8] 李伟超, 吴晓东, 师俊峰, 等. 重力热管伴热改善稠油井筒传热损失的研究[J]. 西南石油大学学报, 2008, 29(6): 75-79. DOI: 10.3863/j.issn.1674-5086.2007.06.018.
- [9] 李巍, 王铁强. 辽河油田欢 127 块重力热管现场试验效果分析[J]. 科学技术与工程, 2011, 11(10): 2310-2312. DOI: 10.3969/j.issn.1671-1815.2011.10.034.
- [10] PRUESS K. Enhanced geothermal systems (EGS) using CO_2 as working fluid—a novel approach for generating renewable energy with simultaneous sequestration of carbon[J]. Geothermics, 2006, 35(4): 351-367. DOI: 10.1016/j.geothermics.2006.08.002.
- [11] 刘刚. 重力热管的工质选择[J]. 制冷与空调, 2006(1): 41-43, 12. DOI: 10.3969/j.issn.1671-6612.2006.01.010.
- [12] JIANG F M, LUO L, CHEN J L. A novel three-dimensional transient model for subsurface heat exchange in enhanced geothermal systems[J]. International communications in heat and mass transfer, 2013, 41: 57-62. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.003.
- [13] JIANG F M, CHEN J L, HUANG W B, et al. A three-dimensional transient model for EGS subsurface

- thermo-hydraulic process[J]. *Energy*, 2014, 72: 300-310. DOI: 10.1016/j.energy.2014.05.038.
- [14] CAO W J, HUANG W B, JIANG F M. Numerical study on variable thermophysical properties of heat transfer fluid affecting EGS heat extraction[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2016, 92: 1205-1217. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.09.081.
- [15] ROSTAMIAN H, LOTFOLLAHI M N. Modified Redlich-Kwong and Peng-Robinson equations of state for solubility calculation of solid compounds in supercritical carbon dioxide[J]. *Indian journal of science & technology*, 2016, 9(16). DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i16/52344.
- [16] SPAN R, WAGNER W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa[J]. *Journal of physical and chemical reference data*, 1996, 25(6): 1509-1596. DOI: 10.1063/1.555991.
- [17] HEIDARYAN E, HATAMI T, RAHIMI M, et al. Viscosity of pure carbon dioxide at supercritical region: Measurement and correlation approach[J]. *The journal of supercritical fluids*, 2011, 56(2): 144-151. DOI: 10.1016/j.supflu.2010.12.006.
- [18] JARRAHIAN A, HEIDARYAN E. A novel correlation approach to estimate thermal conductivity of pure carbon dioxide in the supercritical region[J]. *The journal of supercritical fluids*, 2012, 64: 39-45. DOI: 10.1016/j.supflu.2012.02.008.
- [19] BEZRODNYI M K. Upper limit of maximum heat transfer capacity of evaporative thermosyphons[J]. *Therm Eng*, 1978, 25(8): 37-40.
- [20] 朱华, 屠传经. 校核重力式热管携带极限的方法[J]. *能源工程*, 1986(6): 43-45, 40. DOI: 10.16189/j.cnki.nygc.1986.06.020.
- [21] PAN Y. Condensation heat transfer characteristics and concept of sub-flooding limit in a two-phase closed thermosyphon[J]. *International communications in heat and mass transfer*, 2001, 28(3): 311-322. DOI: 10.1016/S0735-1933(01)00237-8.
- [22] 焦波, 邱利民, 张洋. 重力热管冷凝段携带极限的理论研究[J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(6): 1028-1030. DOI: 10.3321/j.issn:0253-231X.2008.06.033.
- [23] FAGHRI A. *Heat pipe science and technology*[M]. Washington, DC: Taylor & Francis, 1995.
- [24] 汤传义. 水的表面张力与温度的关系[J]. *安庆师范学院学报(自然科学版)*, 2000, 6(1): 73-74.
- [25] 杨世铭, 陶文铨. *传热学*[M]. 3版. 北京: 高等教育出版社, 1998: 106.

作者简介:

蒋方明 (1973-), 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 中国科学院广州能源研究所先进能源系统研究室主任, 2002-2012 先后工作于德国的 IMM 公司、葡萄牙的阿维诺 (Aveiro) 大学、美国的宾州州立大学, 2011 年 4 月获中国科学院“百人计划”引进海外杰出人才择优支持, 主要从事电化学能量转化和存储、微尺度能量传递和转化、深层地热资源开发和利用、多尺度多物理数值模型及计算方法等研究。

黄文博 (1990-), 男, 博士研究生, 主要从事增强型地热系统地下物理过程的数值模拟研究。

曹文灵 (1983-), 男, 博士, 助理研究员, 主要从事增强型地热系统的数值模拟及实验研究。