

海上同心双管注过热型多元热流体井筒传热数值模拟

孙逢瑞^{1,2*}, 姚约东^{1,2*}, 李相方¹, 李骏¹, 李贺¹, 孙政¹

1 中国石油大学(北京)石油工程学院, 北京 102249

2 中国石油大学(北京)油气资源与探测国家重点实验室, 北京 102249

* 通信作者, yaoyuedong@163.com

收稿日期: 2016-12-09

中国海洋石油总公司海洋石油高效开发国家重点实验室第三批开放基金课题“稠油热采流动规律主要影响因素分析”(2015-YXKJ-001), 国家自然科学基金项目(编号: 51490654), 国家科技重大专项(编号: 2016ZX05039)和国家科技重大专项(编号: 2016ZX05042)联合资助

摘要 与同心双管注饱和蒸汽不同, 同心双管注过热型多元热流体过程中, 无接箍油管与环形空间之间的热量交换可引起流体温度迅速变化。在充分考虑同心双管井筒内部热量传递的基础上, 利用能量和动量守恒方程, 结合海水扰流的井筒外传热模型, 建立了海上同心双管注过热型多元热流体井筒传热模型。利用有限差分 and 迭代方法计算得到了无接箍油管和环形空间内过热型多元热流体的流动典型曲线, 现场数据验证表明该模型具有良好的实用性。研究表明: 该模型适用于不同注汽参数下同心双管井筒中热物性参数的分布预测, 并可对海上SAGD及多元热流体吞吐的注汽参数进行优化; 无接箍油管与环形空间的较小温差即可导致大量热能流动, 引起温度和过热度迅速变化; 海水流动对井筒热损失有显著影响; 随着非凝结气质量分数增加, 井筒内温度和过热度均下降。

关键词 海上稠油油藏; 同心双管; 非凝结气辅助过热蒸汽; 热物性参数分布; 海水扰流

注蒸汽是稠油开采的重要手段之一^[1-5]。随着技术的发展, 注过热蒸汽或过热型多元热流体在国内外油田均取得较好的开发效果^[6-8]。过热蒸汽即在一定压力条件下对饱和蒸汽继续加热使其完全呈汽态, 此时蒸汽干度为1, 该压力条件下过热蒸汽与饱和蒸汽的温度差称为过热度^[9-12]。过热型多元热流体为过热蒸汽与非凝结气的混合汽/气, 其中非凝结气的主要成分为氮气和二氧化碳^[13-16]。准确预测井筒内热物性参数分布对现场注汽参数优选, 分析井筒热损失规律具有重要意义。Willhite^[17]于1967年提出了早期的井筒综合导热系数计算方法。考虑摩擦阻力的影响, Pacheco等^[18]于1972年建立了井筒内饱和蒸汽压力计算模型。Ali^[19]描述了饱和蒸汽向上和向下流动过程的压力分布特征。Durrant等^[20]于1986年通过将瞬态导热方程对时间叠加, 得到了饱和蒸汽压力分布精确

解。Ejiogu等^[21]于1987年、Tortike等^[22]于1989年分别提出了不同的饱和蒸汽热参数计算经验公式。Sagar等^[23]于1991年提出了计算饱和蒸汽温度分布的快速预测方法。基于Coulter-Bardon方程, Alves^[24]于1992年对井筒内饱和蒸汽的温度分布计算方法进行了改进。Hasan等^[25-33]围绕井筒内多相流压力降、温度分布及传热模型3个方面进行了大量研究。Livescu等^[34-35]于2010年建立了饱和蒸汽井筒内流动的半解析模型。通过考虑沿井筒垂向的热损失, Bahonar等^[36-37]于2011年改进了井筒内稳态传热模型。Cheng等^[38-41]考虑了井筒热容的影响, 对传统地层内非稳态传热模型进行了改进, 提出了无因次地层导热函数。

但上述模型均以单管注汽为研究对象。矿场实践表明, 当油层非均质性较强或水平井的水平段较长时, 传统单管注汽方式条件下的蒸汽局部突进和油层动用

引用格式: 孙逢瑞, 姚约东, 李相方, 李骏, 李贺, 孙政. 海上同心双管注过热型多元热流体井筒传热数值模拟. 石油科学通报, 2017, 03: 377-389

SUN Fengrui, YAO Yuedong, LI Xiangfang, LI Jun, LI He, SUN Zheng. Numerical simulation of superheated multi-components thermal fluid flow in offshore concentric dual-tubing wells. Petroleum Science Bulletin, 2017, 03: 377-389. doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2017.03.035

不均等情况更易发生。因此,在SAGD及蒸汽吞吐过程中常采用同心双管结构,即在无接箍油管和无接箍油管与油管之间的环形空间(以下简称为环形空间)同时注汽,以同时提高水平段跟端和趾端的加热效果^[42]。Filho^[43]于1986年, Antonio等^[44-45]于2002年, Yu等^[46]于2010年分别建立了不同的数学模型来预测环形空间饱和蒸汽的压力降。2014年Gu等^[47]提出了当量半径新算法,得到了环形空间内饱和蒸汽压降计算的改进模型。

但以上模型的研究对象都为饱和蒸汽,饱和蒸汽的温度和压力之间呈函数关系,但该函数对过热型多元热流体不适用。近年来,随着过热型多元热流体的工业化应用,其井筒热损失计算成为新热点。Zhou等^[48]于2010年, Xu等^[49]于2013年, Gu等^[50]于2015年, Fan等^[51]于2016年, Sun等^[5,52-53]于2017年分别建立了单管注过热蒸汽井筒传热模型。李兆敏等^[54]于2013年建立了单管注过热型多元热流体井筒传热模型,但该模型采用理想气体状态方程来描述混合汽/气的密度等物性参数,带来一定误差。程文龙等^[55]于2015年分析了S-R-K实际气体状态方程与理想气体状态方程在求解精度上的不同。该模型计算表明,采用理想气体状态方程来描述高温高压条件下的混合汽/气状态参数会带来较大误差。Dong等^[56]于2014年、东晓虎等^[57]于2016年建立了水平井水平段井筒内的过热型多元热流体变质量流动模型,但该模型对摩擦力做功考虑不够全面,使得模型在计算高速注汽条件下的温度值时出现一定误差。以上模型都是基于单管注汽方式建立的,不能分析无接箍油管与环形空间之间的热量传递对温度和压力分布的影响。Sun等^[12-13,15]于2017年建立了适用于陆地条件下的同心双管注过热蒸汽/过热型多元热流体井筒传热数值模型,但模型不能分析海水流动条件下的同心双管内过热型多元热流体的温度和压力变化规律。

目前,国内外关于海上注汽条件下的同心双管注过热型多元热流体的井筒传热研究尚处于起步阶段。笔者利用动量和能量守恒方程,结合海水扰流的井筒外传热模型,建立了海上非凝结气辅助过热蒸汽同心双管传热计算的数值模型。在现有文献的基础上,新模型主要有3点贡献:(1)建立了适用于海上注汽条件下的同心双管注过热型多元热流体数值模型。(2)考虑了海水流动的影响,给出了海上同心双管注过热型多元热流体井筒内典型曲线。(3)分析了不同注汽参数对典型曲线的影响。新模型对于海上平台注汽参数优化,分析传热规律具有一定指导意义。

1 数学模型的建立

1.1 物理背景及数学模型基本假设

海上同心双管注过热型多元热流体即:将过热蒸汽、氮气和二氧化碳等的混合汽分别注入无接箍油管和环形空间,如图1所示,以实现水平段趾端和跟端“多点注汽”,改善加热效果。为了建立数学模型预测井底温度和压力,并分析井筒传热规律,做以下基本假设^[12-13]:①海上平台注汽参数视为稳定;②过热型多元热流体向隔水管外壁的传热为稳态传热;③过热型多元热流体向水泥环外壁的传热为稳态传热;④海水热物性参数不随深度变化。

1.2 非等温流动数学模型

基于文献[12-13,15,47]关于陆地同心双管结构的描述,海上同心双管非凝结气与过热蒸汽混注井筒结构如图1所示。

(1) 无接箍油管数学模型

无接箍油管(Integral Joint Tubing)中流体流动过程中无质量损失,可由质量守恒方程表示为^[12-13,15,47]:

$$\frac{dw_{ij}}{dz} = \pi r_{ij}^2 \frac{d(\rho_{ij} v_{ij})}{dz} = 0 \quad (1)$$

式中, w_{ij} 为无接箍油管中过热型多元热流体的质量流速, kg/s; r_{ij} 为无接箍油管的内半径, m; ρ_{ij} 为无接箍油管中过热型多元热流体的密度, 当过热蒸汽冷凝为饱和蒸汽时, 采用两相流体密度算法计算^[58], kg/m³; v_{ij}

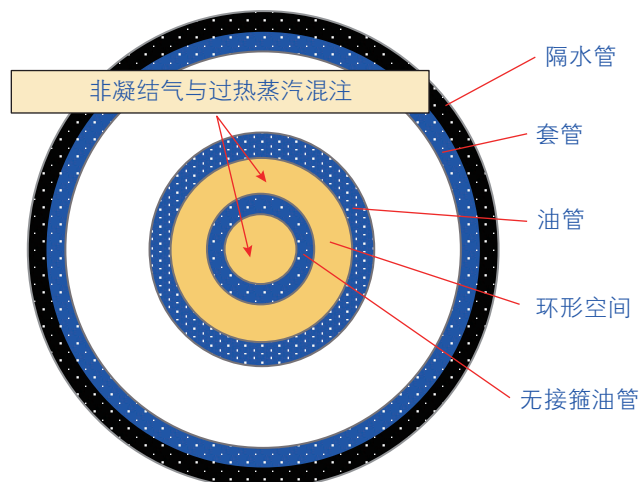


图1 无接箍油管和环形空间同时注汽管柱剖面图
Fig.1 A schematic of CDTW with SMTF injection

为无接箍油管中过热型多元热流体的流速, m/s; z 为井筒深度, m。

无接箍油管向环形空间的传热损失和重力势能损失之和等于流体内能和动能变化之和, 可由能量守恒方程表示为:

$$\frac{dQ_{ij}}{dz} = -w_{ij} \frac{dh_{ij}}{dz} - w_{ij} \frac{d}{dz} \left(\frac{v_{ij}^2}{2} \right) + w_{ij} g \cos \theta \quad (2)$$

式中, Q_{ij} 为无接箍油管与环形空间之间的传热速率 (具体传热方向由温差确定), J/s; h_{ij} 为无接箍油管中过热型多元热流体的热焓, 当过热蒸汽冷凝为饱和蒸汽时, 采用两相流体热焓算法计算^[55], J/kg; g 为重力加速度, m/s²; θ 为非生产段井筒偏离垂向的角度, rad。

无接箍油管中微元段流体受到两端压差、重力和摩擦力的共同作用, 由动量守恒方程表示为:

$$\frac{dp_{ij}}{dz} = \rho_{ij} g \cos \theta - \frac{\tau_f}{\pi r_{ij}^2 dz} - \frac{d(\rho_{ij} v_{ij}^2)}{dz} \quad (3)$$

式中, p_{ij} 为无接箍油管中过热型多元热流体的压力, Pa; τ_f 为无接箍油管中的剪切力, 采用文献[59]中方法进行计算, N。

(2) 环形空间数学模型

环形空间(Annuli)中过热型多元热流体在流动过程中无质量损失, 可由质量守恒方程表示为^[12-13,15]:

$$\frac{dw_{an}}{dz} = \pi r_{ai}^2 \frac{d(\rho_{an} v_{an})}{dz} = 0 \quad (4)$$

式中, w_{an} 为环形空间中过热型多元热流体的质量流速, kg/s; r_{ai} 为油管的内半径, m; ρ_{an} 为环形空间中过热型多元热流体的密度, kg/m³; v_{an} 为环形空间中过热型多元热流体的流速, m/s。

环形空间与无接箍油管之间的热量传递、向隔水管外壁的热量传递、摩擦力做功和重力势能损失之和等于流体内能和动能变化之和:

$$\frac{dQ_{an}}{dz} - \frac{dQ_{ij}}{dz} = -w_{an} \frac{dh_{an}}{dz} - w_{an} \frac{d}{dz} \left(\frac{v_{an}^2}{2} \right) + w_{an} g \cos \theta \quad (5)$$

式中, Q_{an} 为环形空间向隔水管外壁的传热速率, W; h_{an} 为环形空间中过热型多元热流体的热焓, J/kg。

环形空间中微元段内过热型多元热流体受到压力、重力和摩擦力的共同作用, 由动量守恒方程表示为:

$$\frac{dp_{an}}{dz} = \rho_{an} g \cos \theta - \frac{\tau_f}{\pi(r_{ai}^2 - r_{io}^2) dz} - \frac{d(\rho_{an} v_{an}^2)}{dz} \quad (6)$$

式中, p_{an} 为环形空间中过热型多元热流体的压力, Pa。

另外, 由于注汽速率过低, 管线较长等因素, 过

热型多元热流体在井筒某一位置可能发生相变, 即过热蒸汽冷凝为饱和蒸汽。此时, 控制方程中的流体密度、热焓和黏度必须采用两相流体密度、热焓和黏度算法进行计算^[58]。

1.3 模型中参数计算方法

基于理想气体状态方程, 文献[54]给出了过热型多元热流体热焓的计算方法, 但在井筒高温高压条件下, 理想气体状态方程将产生一定误差。文本采用文献[55]中给出的基于S-R-K方程的混合汽热焓计算方法, 采用逸度代替分压计算混合汽热焓^[60-61]。

$$h_{ij,an} = m_{H_2O} h_{H_2O}(f_{H_2O}, T_{ij,an}) + m_{CO_2} h_{CO_2}(f_{CO_2}, T_{ij,an}) + m_{N_2} h_{N_2}(f_{N_2}, T_{ij,an}) \quad (7)$$

其中, m_{H_2O} 、 m_{CO_2} 和 m_{N_2} 为过热型多元热流体中的过热蒸汽、二氧化碳和氮气的质量分数, 无因次; f_{H_2O} 、 f_{CO_2} 和 f_{N_2} 为过热型多元热流体中的过热蒸汽、二氧化碳和氮气的逸度, Pa; h_{H_2O} 、 h_{CO_2} 和 h_{N_2} 为过热型多元热流体中的过热蒸汽、二氧化碳和氮气的热焓, J/kg。

S-R-K实际气体状态方程在石油工业中有广泛应用^[55], 模型表述如下^[62-64]:

$$Z_m^3 - Z_m^2 + Z_m(A - B - B^2) - AB = 0 \quad (8)$$

$$A = \frac{ap}{R_m^2 T^2}, \quad B = \frac{bp}{R_m T}, \quad a = \left(\sum y_i a_i^{0.5} \right)^2, \quad b = \sum y_i b_i \quad (9)$$

其中, Z_m 为过热型多元热流体的压缩系数, 无因次; A , B , a 和 b 分别为过热型多元热流体的状态常数, 无因次; R_m 为摩尔气体常数, J/(mol·K); a_i 和 b_i 为过热型多元热流体各组分的状态常数, 无因次; y_i 为过热型多元热流体中各组分的摩尔分数, 无因次。

逸度系数由下式求解^[55]:

$$\ln \varphi_i = \frac{b_i}{b} (Z_m - 1) - \ln(Z_m - B) \frac{A}{A} \left(2 \frac{a_i^{0.5} b_i}{a^{0.5} b} \right) \ln \left(1 + \frac{B}{Z_m} \right) \quad (10)$$

过热型多元热流体中各组分逸度为:

$$f_i = y_i \varphi_i p \quad (11)$$

其中, φ_i 为过热型多元热流体中各组分的逸度系数, 无因次。

当过热型多元热流体中的过热蒸汽组分冷凝为饱和蒸汽时, 采用汽液两相流热焓计算方法。基于汽-液相平衡理论, 汽相饱和蒸汽逸度应等于液相饱和水

逸度^[55,65]:

$$\begin{aligned} h_{ij,an} = & m_{CO_2} h_{CO_2} (f_{CO_2}, T_{ij,an}) + \\ & m_{N_2} h_{N_2} (f_{N_2}, T_{ij,an}) + \\ & m_{H_2O} x h_{H_2O}^* (T_{ij,an}) + \\ & m_{H_2O} (1-x) h_{H_2O}' (T_{ij,an}) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} h_{ij,an} = & m_{CO_2} h_{CO_2} (f_{CO_2}, T_{ij,an}) + \\ & m_{N_2} h_{N_2} (f_{N_2}, T_{ij,an}) + \\ & m_{H_2O} x h_{H_2O}^* (f_{H_2O}) + \\ & m_{H_2O} (1-x) h_{H_2O}' (f_{H_2O}) \end{aligned} \quad (13)$$

其中, x 为饱和型多元热流体干度, 采用文献[55]中的方法计算, 无因次; h_{H_2O}' 和 $h_{H_2O}^*$ 分别为汽相饱和蒸汽和液相饱和水的热焓, J/kg。

基于文献[47]关于饱和蒸汽的研究, 方程(2)中无接箍油管和环形空间之间的热交换速率 Q_{ij} 可表示为^[5, 12-13, 15, 47]:

$$\frac{dQ_{ij}}{dz} = q_{ij} = 2\pi r_{ijo} U_{ijo} (T_{ij} - T_{an}) \quad (14)$$

$$U_{ijo} = \left[\frac{r_{ijo}}{\lambda_{tub}} \ln \frac{r_{ijo}}{r_{iji}} + \frac{r_{ijo}}{h_{fji} r_{iji}} + \frac{1}{h_{fijo}} \right]^{-1} \quad (15)$$

式中, q_{ij} 为无接箍油管与环形空间之间的热交换速率, W/m; r_{ijo} 为无接箍油管的外半径, m; T_{ij} 和 T_{an} 分别为无接箍油管和环形空间中过热型多元热流体的温度, K; U_{ijo} 为综合传热系数, W/(m²·K); λ_{tub} 为管材导热系数, W/(m·K); h_{fji} 、 h_{fijo} 分别为无接箍油管内壁和外壁的强迫对流换热系数, W/(m²·K)。

方程(5)中环形空间向隔水管外壁的导热速率 Q_{an} 表示为^[5, 12-13, 15, 47]:

$$q_{an} = \frac{dQ_{an}}{dz} = 2\pi r_{ao} U_{ao} (T_{an} - T_h) \quad (16)$$

$$\begin{aligned} U_{ao} = & \left[\frac{r_{ao}}{\lambda_{tub}} \ln \frac{r_{ao}}{r_{ai}} + \frac{r_{ao}}{(h_c + h_r) r_{ai}} + \right. \\ & \left. \frac{r_{ao}}{\lambda_{cas}} \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}} + \frac{r_{ao}}{\lambda_{riser}} \ln \frac{r_{riser}}{r_{co}} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (17)$$

式中, q_{an} 为环形空间中的过热型多元热流体向隔水管外壁的导热速率, W/m; r_{ao} 、 r_{ci} 、 r_{co} 和 r_{riser} 分别为油管的外半径、套管的内半径、套管的外半径和隔水管的外壁半径, m; T_h 为隔水管外壁的温度, K; U_{ao} 为综合传热系数, W/(m²·K); λ_{tub} 、 λ_{cas} 和 λ_{riser} 分别为油

管、套管和隔水管的导热系数, W/(m·K); h_c 、 h_r 分别为油套环空的辐射换热系数和对流换热系数, 采用文献[66]中的迭代方法计算, W/(m²·K)。

基于文献[5, 52, 67]中的计算方法, 考虑海水扰流下的井筒外热损失速率为^[67]:

$$q_{an} = \frac{dQ_{an}}{dz} = 2\pi r_{riser} h_m (T_h - T_w) \quad (18)$$

式中, T_w 为海水的温度, K; h_m 为隔水管外壁的强迫对流换热系数, W/(m²·K)。

方程(18)中 h_m 计算式为^[67]:

$$h_m = 0.683 Re^{0.466} P_r^{\frac{1}{3}} C_\phi \frac{\lambda_{sea}}{2r_{co}} \quad (19)$$

其中,

$$Re = \frac{2v_{sea} r_{co}}{\mu_{sea}} \quad (20)$$

$$P_r = \frac{1000 C_{sea} \mu_{sea}}{\lambda_{sea}} \quad (21)$$

式中, Re 为海水的雷诺数, 无因次; P_r 为海水的普朗特数, 无因次; C_ϕ 为角度修正系数, 无因次; λ_{sea} 为海水的导热系数, W/(m·K); μ_{sea} 为海水的黏度, Pa·s; C_{sea} 为海水的比热, J/kg。

根据连续性原理^[12-13, 47, 67], 由式(16)和(18)得:

$$T_h = \frac{r_{ao} U_{ao} T_{an} + r_{co} h_m T_w}{r_{ao} U_{ao} + r_{co} h_m} \quad (22)$$

式(17)中, h_c 和 h_r 需采用迭代法求解^[66]。具体方法为: ①估计 U_{ao} 初值为 0.5^[66]; ②利用式(22)计算隔水管外壁温度^[67]; ③利用式(18)计算热损失速率 q_{an} ; ④利用式(23)和(24)计算外油管内壁温度 T_{bi} 和套管内壁温度 T_{ci} ^[66]:

$$T_{bi} = T_{sup} - \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_{tub}} \ln \frac{r_{ao}}{r_{ai}} \right) \frac{dQ_{tub}}{dz} \quad (23)$$

$$T_{ci} = T_h + \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\lambda_{cas}} \ln \frac{r_{co}}{r_{si}} \frac{dQ_{sup}}{dz} \quad (24)$$

⑤利用式(25)和(26)计算 h_c 和 h_r ^[12-13, 47, 66]:

$$h_c = \frac{0.049 \lambda_a (G_r P_r)^{0.33} P_r^{0.074}}{r_{bo} \ln \frac{r_{ci}}{r_{bo}}} \quad (25)$$

$$h_r = \sigma \omega (T_{bi}^2 + T_{ci}^2) (T_{bi} + T_{ci}) \quad (26)$$

其中,

$$\omega = \left[\frac{1}{\omega_{bi}} + \frac{r_{bi}}{r_{ci}} \left(\frac{1}{\omega_{ci}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (27)$$

$$P_r = \frac{1000 C_a \mu_a}{\lambda_a} \quad (28)$$

$$G_r = \frac{(r_{ci} - r_{bo})^3 g \rho_a^2 \beta_a (T_{bo} - T_{ci})}{\mu_a^2} \quad (29)$$

式中, λ_a 为油套环空中空气的导热系数, $W/(m \cdot K)$; G_r 为格拉晓夫数, 无量纲; σ 为斯蒂芬-玻耳兹曼常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$; ω_{bi} 和 ω_{ci} 分别为油管和套管的黑度; C_a 为油套环空中空气的比热容, $J/(kg \cdot K)$; μ_a 为空气的黏度, $Pa \cdot s$; λ_a 为空气的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。⑥利用式(17)计算 U'_{ao} 。⑦判断误差 $|U'_{ao} - U_{ao}| < \varepsilon$ 是否成立, 如果不满足精度要求, 返回步骤②, 否则输出 q_{ao} 。

当过热型多元热流体到达海底后(此时海水段并筒计算完毕), 采用文献[66]中地层内瞬态导热模型继续计算, 直至油层。

1.4 模型数值求解

采用求函数零点法求过热型多元热流体的压力和温度沿程分布。求解过程中共有无接箍油管和环形空间中 p_{ij} 、 p_{an} 、 T_{ij} 和 T_{an} 共 4 个未知数, 因此对于求解过程需要 4 个独立方程才能封闭求解。分别对无接箍油管和环形空间中过热型多元热流体流动的动量守恒方程和能量守恒方程差分并变形得到:

$$\begin{aligned} f(p_{ij,out}) &= \frac{p_{ij,out} - p_{ij,in}}{\Delta z} - g \cos \theta \frac{\rho_{ij,out} + \rho_{ij,in}}{2} + \\ & \frac{\tau_f}{\pi r_{ij}^2 \Delta z} - \frac{\rho_{ij,out} v_{ij,out}^2 - \rho_{ij,in} v_{ij,in}^2}{\Delta z} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} f(p_{an,out}) &= \frac{p_{an,out} - p_{an,in}}{\Delta z} - g \cos \theta \frac{\rho_{an,out} + \rho_{an,in}}{2} + \\ & \frac{\tau_f}{\pi (r_{ai}^2 - r_{ijo}^2) \Delta z} - \frac{\rho_{an,out} v_{an,out}^2 - \rho_{an,in} v_{an,in}^2}{\Delta z} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} f(T_{ij,out}) &= \frac{q_{ij,out} + q_{ij,in}}{2} + w_{ij} \frac{h_{ij,out} - h_{ij,in}}{\Delta z} + \\ & w_{ij} \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{v_{ij,out}^2}{2} - \frac{v_{ij,in}^2}{2} \right) - w_{ij} g \cos \theta \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} f(T_{an,out}) &= \frac{q_{an,out} + q_{an,in}}{2} - \frac{q_{ij,out} + q_{ij,in}}{2} \\ & + w_{an} \frac{h_{an,out} - h_{an,in}}{\Delta z} + \\ & w_{an} \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{v_{an,out}^2}{2} - \frac{v_{an,in}^2}{2} \right) - w_{an} g \cos \theta \end{aligned} \quad (33)$$

具体计算方法如下: ①将同心双管井筒中的无接箍油管和环形空间分别等分为 m 个微元段, 输入平台注汽参数。②对于第 i 微元段, 估计一组微元段出口端的温度值, 利用式(30)和(31)对微元段出口端得压力进行封闭求解。③将步骤②中出口端的压力值计算结果带入式(32)和(33), 得到一组新的微元段出口端温度值, 判断估计值与计算值是否满足工程计算精度要求, 若不满足, 返回步骤②继续计算, 若满足则转入步骤④计算。④判断是否到达海底, 若到达海底, 则调用文献[66]中地层内瞬态导热模型继续计算, 若未到达海底, 则将微元段出口端的压力和温度值作为下一微元段的入口端温度和压力值, 并返回步骤②。⑤判断是否到达油层, 若到达油层, 则输出无接箍油管和环形空间中压力值和温度值的沿程分布, 若未到达油层, 则返回步骤②继续进行计算。

2 模型应用

2.1 模型验证及流动过程典型曲线

以海上某同心双管注过热型多元热流体井为例进行计算。该井无接箍油管和环形空间井口的注汽压力、温度和注汽速度分别为 4.5 MPa, 650 K, 175 t/d 和 3.5 MPa, 600 K, 105 t/d。井身结构参数如表 1 所示, 模型计算结果如图 2 所示。图 2(a)和图 2(b)给出了压力和温度实测值与预测值对比结果, 最大相对误差小于 5%, 证明模型准确度较高。海上平台一般用一台锅炉同时向无接箍油管和环形空间注汽, 因此无接箍油管与环形空间的注汽参数往往相同。据此, 计算了无接箍油管与环形空间注汽条件相同时(4.5 MPa, 650 K, 175 t/d)的井筒内热物性参数分布, 如图 2(c)和图 2(d)所示。需要强调的是, 实际工况中海水并非静止状态, 因此计算中设定海水流速为 2 m/s, 下文将对取值依据详细论证。

由图 2(a)可知: (1)在平台注汽参数不变的条件

下,无接箍油管 and 环形空间中过热型多元热流体的压力均不断下降。(2)无接箍油管中的压力梯度略大于环形空间中的压力梯度。这是由于该井无接箍油管中的注汽速度比环形空间中的注汽速度大,摩擦力更大,所以压力梯度较大。

由图 2(b)可知:(1)无接箍油管中过热型多元热

流体的温度在 0 m~25 m段内迅速下降,在 50 m后温度下降速度趋于稳定,并与环形空间中温度下降速度相近。(2)环形空间中过热型多元热流体的温度在 0 m~25 m段内略有升高,在 25 m后开始下降,在 50 m后,过热型多元热流体的温度下降速度与无接箍油管中的温度下降速度相近。分析认为,在 0 m~25 m

表 1 模型基本参数

Table 1 Basic parameters used for calculation

参数	参数值	参数	参数值
无接箍油管内半径/m	0.019 1	外油管外半径/m	0.057 2
无接箍油管外半径/m	0.024 2	套管内半径/m	0.080 7
内油管内半径/m	0.038 0	套管外半径/m	0.088 9
内油管外半径/m	0.044 0	隔水管外半径/m	0.099 7
外油管内半径/m	0.050 9	海水段井筒长度/m	160

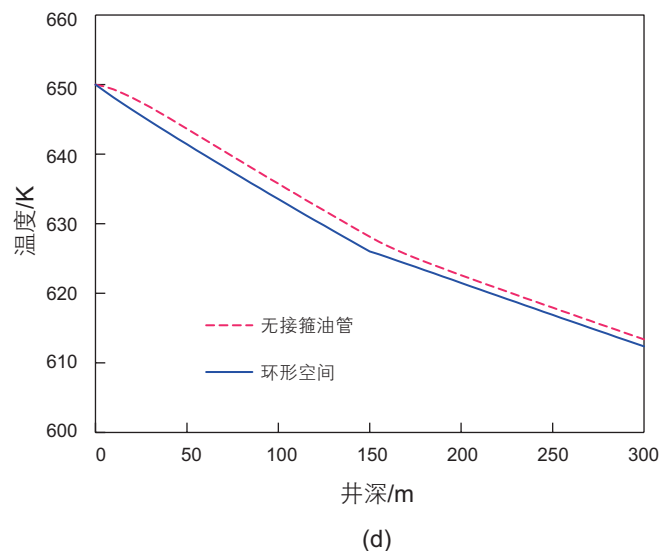
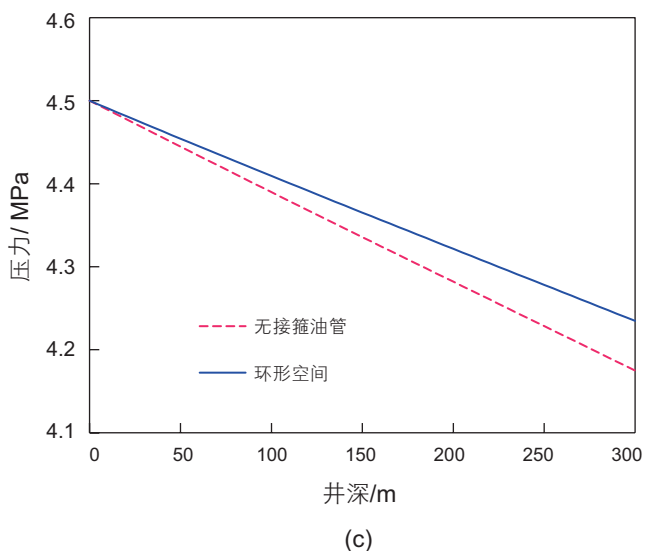
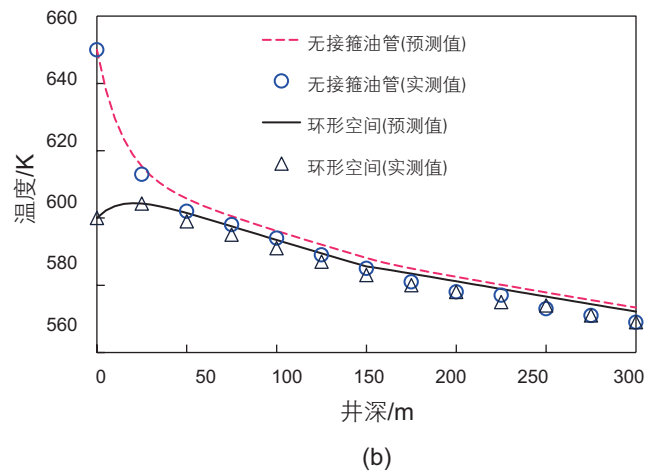
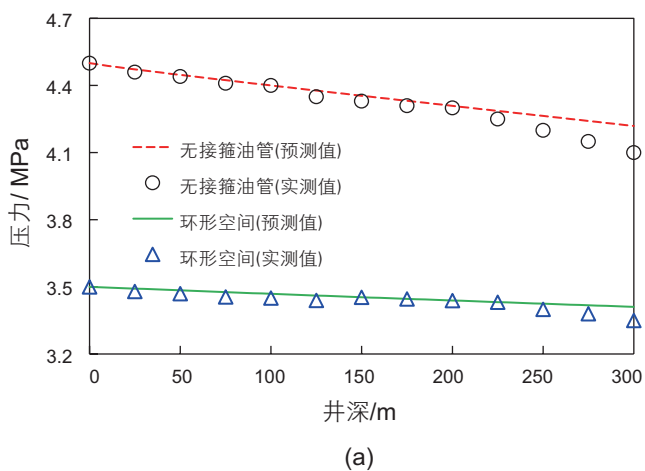


图 2 不同注汽条件下无接箍油管和环形空间中过热型多元热流体的压力和温度分布

Fig. 2 Profiles of pressure and temperature of SMTF in IJT and annuli with different injection parameters

段内, 无接箍油管 and 环形空间中温差较大, 而且无接箍油管为金属材料, 导热性能良好 (模型中 U_{j0} 值约为 $1.5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), 导致 $0 \text{ m} \sim 25 \text{ m}$ 段内无接箍油管中过热型多元热流体的热能损失速率很大。因此, 在 25 m 后无接箍油管 and 环形空间中流体温度迅速趋于一致。

由图 2(c) 可知, 在井口注汽参数相同时, 无接箍油管中的过热型多元热流体压力梯度高于环形空间中的压力梯度, 这是由于无接箍油管流动半径小于环形空间流动当量半径, 摩擦力较大, 压力损耗也较大。但由于管材良好的导热性及过热型多元热流体的温度和压力的不相关性, 无接箍油管 and 环形空间中温度差异较小, 如图 2(d) 所示。

2.2 海水扰流对井筒传热的影响

以上分析均建立在海水流速为 2 m/s 的基础上, 现

设定海水流速分别为 0 m/s 、 2 m/s 和 6 m/s , 重点研究海水流速对井筒内热物性参数分布及热损失速率的影响, 计算结果如图 3 所示。

由图 3(a) 可知, 海水流速对井筒内过热型多元热流体的压力影响不大。从图 3(b) 和图 3(c) 可以看出, 当海水由静止开始流动时 (由 0 m/s 增加至 2 m/s), 在 $0 \text{ m} \sim 150 \text{ m}$ 段内过热型多元热流体的温度梯度和过热度梯度均有所增大。当海水流速由 2 m/s 继续增大至 4 m/s 时, 井筒内过热型多元热流体的温度和过热度分布几乎不变。分析认为: 若海水静止, 井筒外传热规律与地层内传热规律类似, 此时从隔水管外壁到海水的温度递减具有连续性, 在井筒周围形成温度逐渐下降的“温度场”。但当海水由静止开始流动时, “温度场”被破坏, 隔水管外壁温度“断崖式”下降至海水原始温度, “温差”增加, 导热速率增大, 井筒热损失

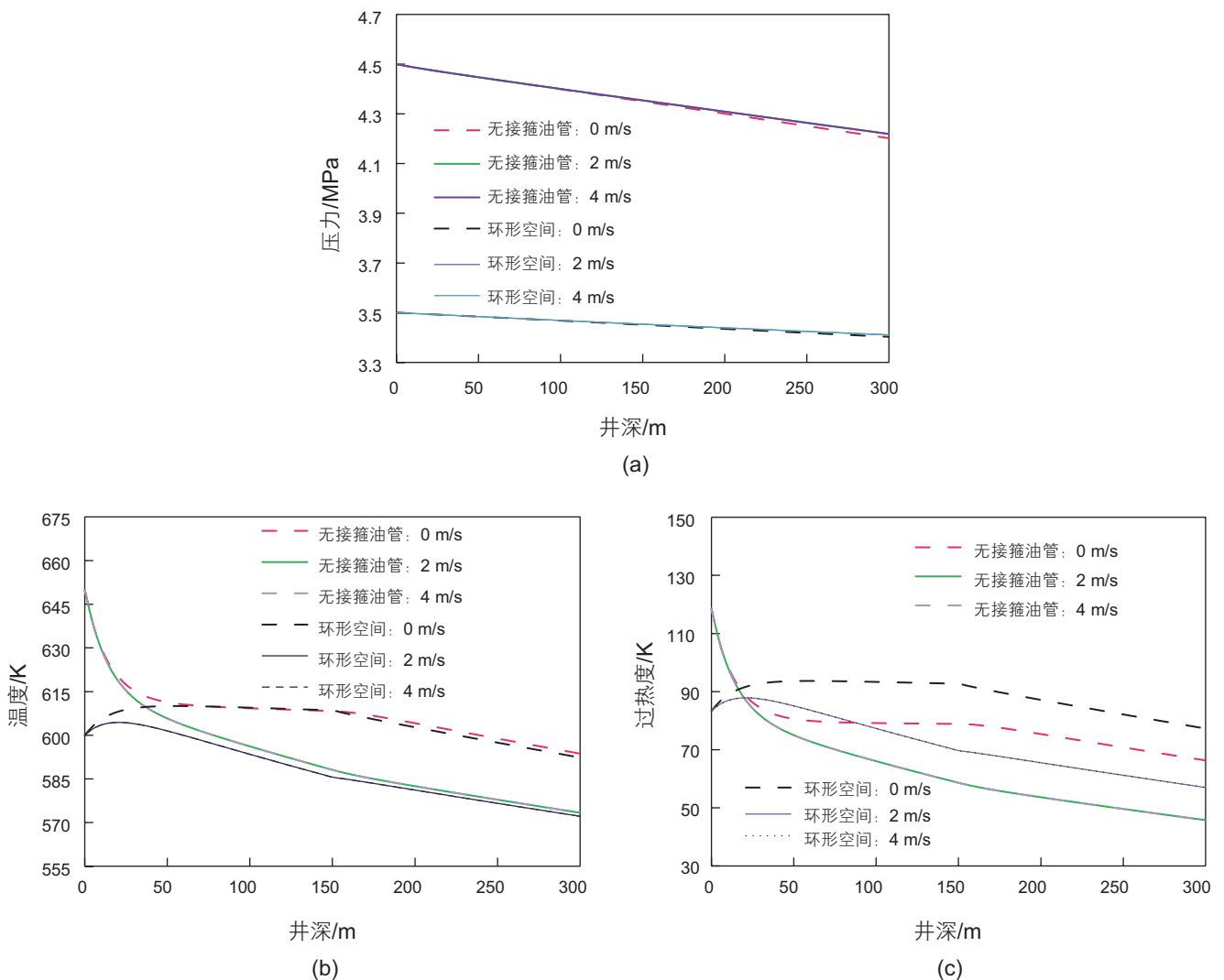


图 3 海水流速对热物性参数分布的影响 ((a) 压力分布; (b) 温度分布; (c) 过热度分布)

Fig. 3 Effect of seawater flow rates on profiles of thermophysical properties ((a) pressure; (b) temperature; (c) superheat degree)

速率增加。但海水流速继续增大时,由于海水原始温度不变,“温差”不会继续增大,对井筒热损失速率影响不大。所以只需分析海水流速为 2 m/s 时对井筒热损失的影响即可。

2.3 非凝结气含量对井筒传热的影响

在实际生产过程中,过热型多元热流体中的非凝结气是由柴油和空气以约 1:14.9 的质量比经过充分燃烧后得到的,按照元素质量分数之间的关系,燃烧后得到的非凝结气中 N_2 和 CO_2 的质量比约为 4:1^[55,68]。据此,在其他注汽参数不变的条件下,设定模型中 N_2 、 CO_2 和过热蒸汽质量分数分别为以下 3 种情况:

(1)4%、1% 和 95%; (2)20%、5% 和 75%; (3)40%、10% 和 50%。根据以上条件,计算井筒内热物性参数的沿程分布,结果如图 4 所示。由图 4(a)和图 4(b)可知,(1)随着非凝结气质量分数的增加,无接箍油管和环形空间中过热型多元热流体的温度均下降,无接箍油管中过热型多元热流体向环形空间的传热速率减小,环形空间中过热型多元热流体的净热损失速率增大。实际上,过热型多元热流体中的非凝结气主要用于改善油藏内渗流特征,而非用于携带热能,过热蒸汽的比例过低会导致加热效果变差。因此矿场应结合实际油藏与非凝结气的作用特征,对过热蒸汽和非凝结气质量比例进行优选。(2)海水段井筒内过热型多元热流

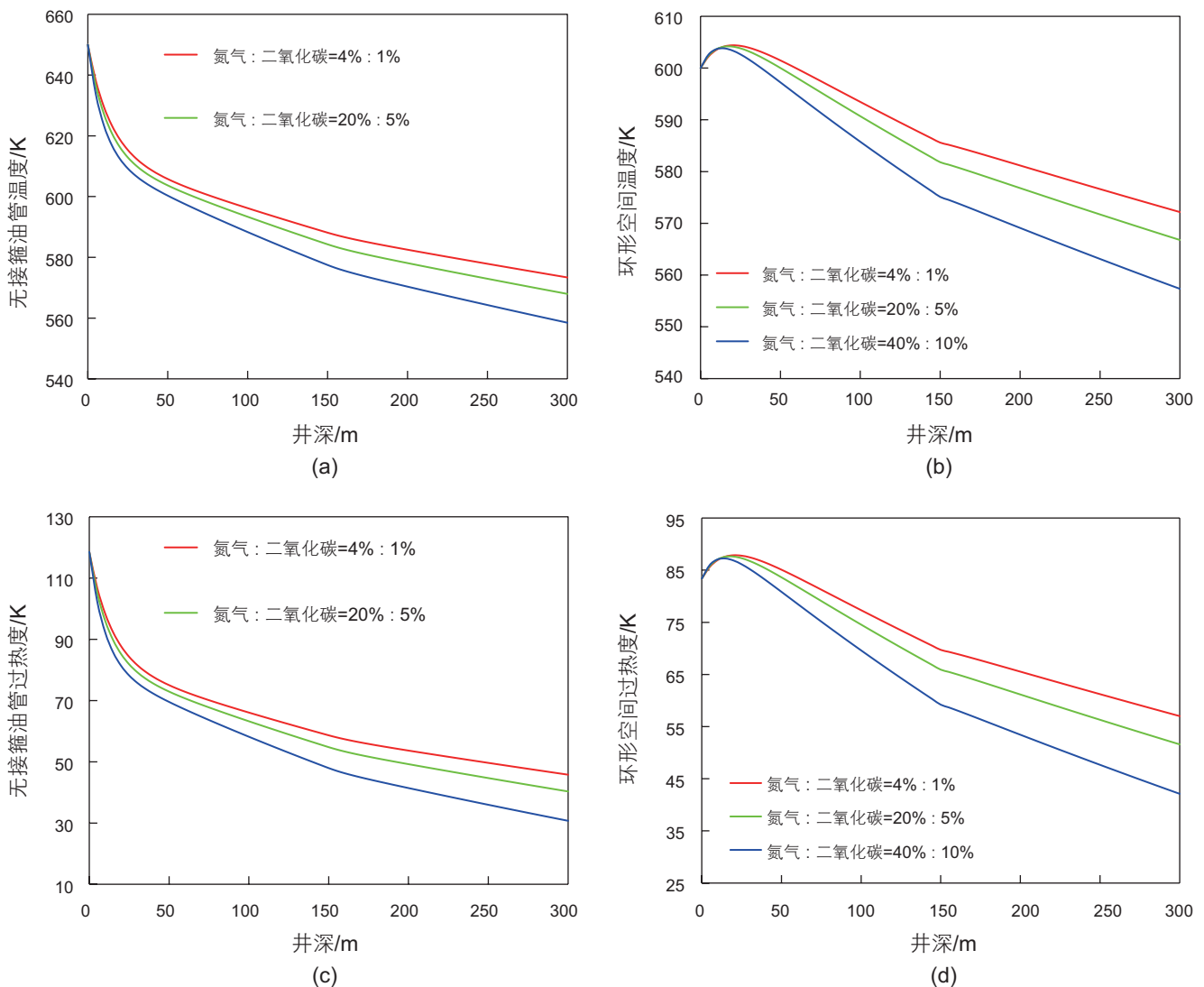


图 4 非凝结气含量对热物性参数分布及井筒热损失速率的影响 ((a) 无接箍油管内温度分布; (b) 环形空间内温度; (c) 无接箍油管内过热度; (d) 环形空间内过热度)

Fig. 4 Effect of non-condensing gas content on profiles of thermophysical properties and wellbore heat loss rates ((a) temperature in IJT; (b) temperature in annuli; (c) superheat degree in IJT; (d) superheat degree in annuli)

体的温度梯度和过热度梯度(图 4(c)和图 4(d))比地层段井筒内过热型多元热流体的温度梯度和过热度梯度大,且海水流动对环形空间中过热型多元热流体的影响较大,对无接箍油管中过热型多元热流体的影响较小。

为了进一步探讨井筒内热物性参数分布规律,计算了相同井口注汽参数条件下不同非凝结气含量对井筒内热物性参数分布的影响。设定模型中 N_2 和 CO_2 质量分数分别为:(1)4%、1%;(2)20%、5%;(3)40%、

10%;计算结果如图 5 所示。由图 5(a)可知,(1)不同非凝结气含量条件下,无接箍油管中过热型多元热流体的压力梯度比环形空间中过热型多元热流体的压力梯度更大。(2)非凝结气质量分数对井筒内过热型多元热流体的压力分布影响很小。由图 5(b)可以看出,随着非凝结气质量分数增加,无接箍油管和环形空间中过热型多元热流体的温度均下降,这是由于相同压力条件下,非凝结气热焓值比过热蒸汽低。为了充分利用过热蒸汽携带热能高的优势,应将非凝结气含量控

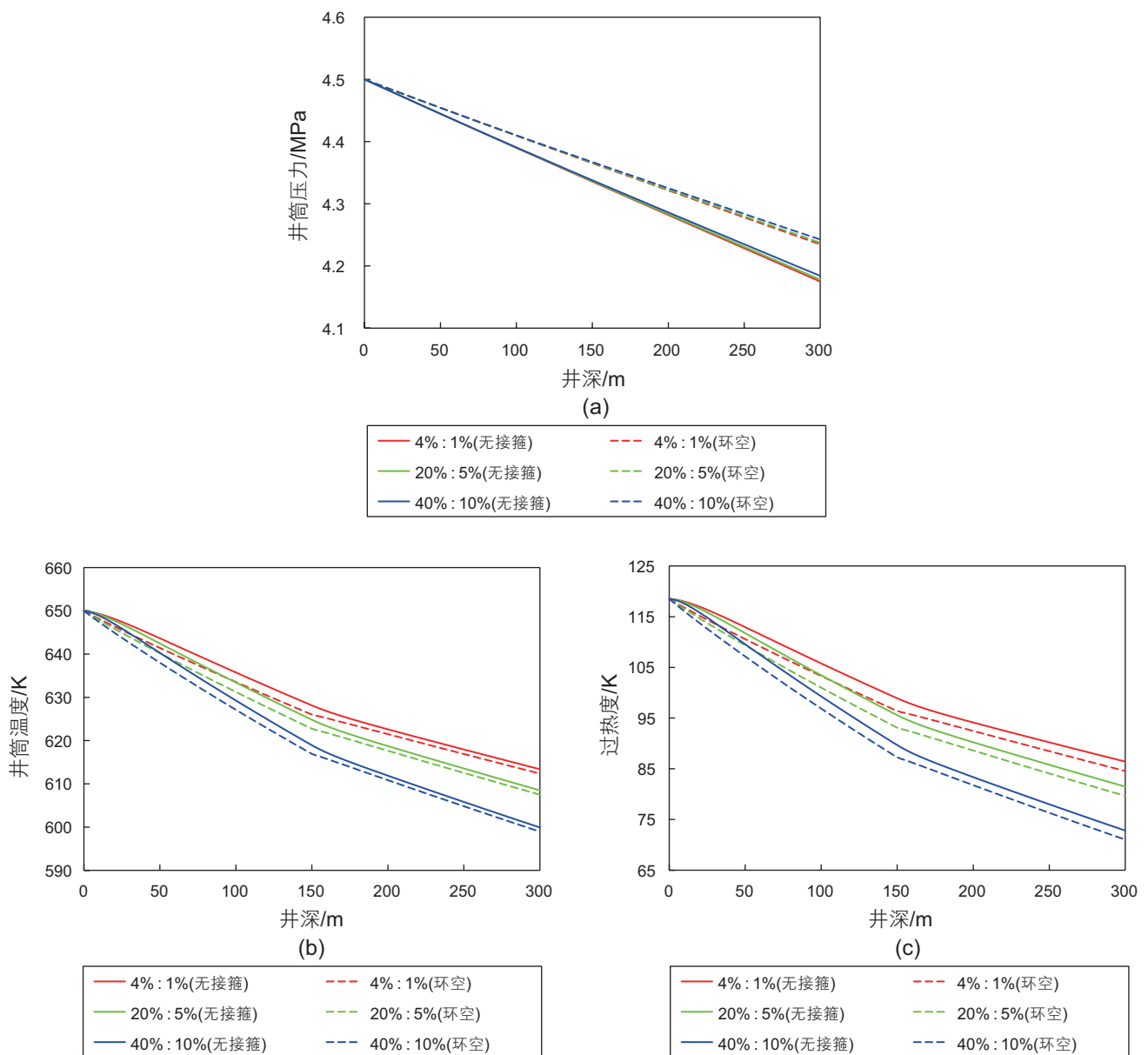


图 5 无接箍油管与环形空间注汽参数相同时,非凝结气质量分数对井筒内热物性参数分布的影响 ((a) 井筒内压力分布; (b) 井筒内温度分布; (c) 井筒内过热度分布)

Fig. 5 Effect of non-condensing gas content on profiles of thermophysical properties with identical injection parameters ((a) pressure profiles; (b) temperature profiles; (c) superheat degree profiles)

制在一定范围内。由图 5(c)可以看出,随着非凝结气质量分数增加,井筒内过热型多元热流体的过热度下降。因此,矿场应结合室内试验分析,依据实际油层,对比分析过热蒸汽与非凝结气各自的优势,合理选择非凝结气含量,充分发挥非凝结气与过热蒸汽各自的优势。

3 结论

(1)在充分考虑同心双管井筒内部和外部热量传递的基础上,结合能量和动量守恒方程,建立了海上同心双管注过热型多元热流体井筒传热数学模型。利用有限差分方法得到无接箍油管和环形空间过热型多元热流体的温度和压力分布。分析了海水流速及不同注汽参数对温度和压力分布的影响。该模型适用于不同

注汽参数条件下井筒中热物性参数分布的计算,并可以对海上过热型多元热流体 SAGD 及吞吐过程的注汽参数进行优化。

(2)流动的海水带走了隔水管外壁的大量热能,造成环形空间中过热型多元热流体的热能损失速率增大,当过热型多元热流体到达海底穿过泥层段时,环形空间中热损失速率出现“断崖式”下降。当海水由静止开始流动时,在近井口处,井筒内过热型多元热流体的温度梯度和过热度梯度均增加,但当海水流速继续增大时,井筒内过热型多元热流体的温度梯度和过热度梯度几乎不变。

(3)随着非凝结气含量增加,过热型多元热流体的温度和过热度均下降。矿场应结合实际油藏与非凝结气的作用特征,对过热蒸汽和非凝结气质量比例进行优选。

参考文献

- [1] 孙逢瑞,黄世军,邹明. 过热蒸汽吞吐水平井产能评价模型[J]. 特种油气藏, 2016, 23(3): 122-125. [SUN F R, HUANG S J, ZOU M. Productivity forecast model of horizontal well with superheated steam huff-puff[J]. Special Oil & Gas Reservoir, 2016, 23(3): 122-125.]
- [2] 孙逢瑞,姚约东,李相方,等. 稠油油藏蒸汽吞吐水平井生产动态分析[J]. 断块油气田, 2017, 24(1): 83-86. [SUN F R, YAO Y D, LI X D, et al. Production performance of cyclic steam stimulation horizontal well in heavy oil reservoirs[J]. Fault-Block Oil & Gas Field, 2017, 24(1): 83-86.]
- [3] 孙逢瑞,姚约东,李相方,等. 过热蒸汽吞吐水平井加热半径及产能预测模型[J]. 特种油气藏, 2017, 24(2): 120-124. [SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. Forecast model for heating radius and productivity of horizontal wells with overheated steam soaking[J]. Special Oil & Gas Reservoir, 2017, 24(2): 120-124.]
- [4] 孙逢瑞,姚约东,李相方,等. 热采水平井注多元热流体水平段传质传热模型[J]. 断块油气田, 2017, 24(2): 259-263. [SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. Mathematical modeling of the mass and heat transfer process for multi-component thermal fluid injection wells[J]. Fault-Block Oil & Gas Field, 2017, 24(2): 259-263.]
- [5] SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. Type curve analysis of superheated steam flow in offshore horizontal wells [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 113, 850-860.
- [6] 孙逢瑞,姚约东,李相方,等. 过热型多元热流体平行双管流动特征 [J]. 大庆石油地质与开发, <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1286.TE.20170822.1353.003.html>. [SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. Flow characteristics of the parallel dualtubing for superheated multi-component thermal fluid [J]. Petroleum Geology and Oilfield Development in Daqing, <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1286.TE.20170822.1353.003.html>.]
- [7] 孙逢瑞,黄世军,王岩,等. 过热蒸汽吞吐水平井注采参数多因素正交试验研究[J]. 北京石油化工学院学报, 2016, 24(2): 17-20. [SUN F R, HUANG S J, WANG Y, et al. Multi-factor orthogonal test on injection parameters of horizontal wells with superheated steam stimulation[J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology, 2016, 24(2): 17-20.]
- [8] 孙逢瑞,李春兰,邹明,等. 过热蒸汽吞吐直井产能预测模型[J]. 石油化工高等学校学报, 2016, 29(4): 25-28. [SUN F R, LI C L, ZOU M, et al. Production calculation model for superheated steam stimulation of vertical well [J]. Journal of Petrochemical Universities, 2016, 29(4): 25-28.]
- [9] 孙逢瑞,邹明,李乾. 稠油过热蒸汽吞吐产能预测模型[J]. 北京石油化工学院学报, 2016, 24(1): 12-16. [SUN F R, ZOU M, LI Q. Production capacity model for cyclic superheated steam stimulation of extra-heavy oil reservoir[J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology, 2016, 24(1): 12-16.]
- [10] SUN F R, LI C L, CHENG L S, et al. Production performance analysis of heavy oil recovery by cyclic superheated steam stimulation [J]. Energy, 2017, 121: 356-371.
- [11] 孙逢瑞,姚约东,李相方. 海上主副油管注过热蒸汽热损失等效算法探讨[J]. 北京石油化工学院学报, 2017, 25(2): 15-18, 24.

- [SUN F R, YAO Y D, LI X F. An equivalent evaluation model for heat loss of superheated steam flow in offshore parallel dual-tubing wells [J]. *Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology*, 2017, 25(2): 15–18, 24.]
- [12] SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. The flow and heat transfer characteristics of superheated steam in concentric dual-tubing wells [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.062>.
- [13] SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. A numerical approach for obtaining type curves of superheated multi-component thermal fluid flow in concentric dual-tubing wells [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 111: 41–53.
- [14] 孙逢瑞, 姚约东, 李相方, 等. 南堡油田注多元热流体吞吐水平井加热效果评价 [J]. *北京石油化学工业学报*, 2017, 25(1): 5–8. [SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. Evaluation of heating effect on the horizontal well in 35–2 Bohai Oilfield with multiple thermal fluid stimulation [J]. *Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology*, 2017, 25(1): 5–8.]
- [15] 孙逢瑞, 姚约东, 李相方, 等. 基于 R-K-S 方程的同心双管注多元热流体传热特征研究 [J]. *石油钻探技术*, 2017, 45(2): 107–114. [SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. An R-K-S equation-based study on the heat transmission features of multi-component thermal fluid injection through concentric dual-tubing [J]. *Petroleum Drilling techniques*, 2017, 45(2): 107–114.]
- [16] SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. The mass and heat transfer characteristics of superheated steam coupled with non-condensing gases in perforated horizontal wellbores [J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2017, 156, 460–467.
- [17] WILLHITE G P. Over-all heat transfer coefficients in steam and hot water injection wells [J]. *Journal of Petroleum Technology*, 1967, 19(5):607–615.
- [18] PACHECO E F. Wellbore heat losses and pressure drop in steam injection [J]. *Journal of Petroleum Technology*, 1972, 24(2):139–144.
- [19] ALI F. A comprehensive wellbore steam/water flow model for steam injection and geothermal applications [J]. *SPE Journal*, 1981, 21(5):527–534.
- [20] DURRANT A J, THAMBYNAYAGAM R K M. Wellbore heat transmission and pressure drop for steam/water injection and geothermal production: A simple solution technique [J]. *SPE Reservoir Engineering*, 1986, 1(2):148–162.
- [21] EJIJOGU G C, FIORI M. High-pressure saturated-steam correlations [J]. *Journal of Petroleum Technology*, 1987, 39(12):1 585–1 590.
- [22] TORTIKE W S, ALI F. Saturated-steam-properties functional correlations for fully implicit thermal reservoir simulation [J]. *SPE Reservoir Engineering*, November 1989: 471–474.
- [23] SAGAR R, DOTY D R, SCHMIDT Z. Predicting temperature profiles in a flowing well [J]. *SPE Production Engineering*, 1991, 6(4):441–448.
- [24] ALVES I N, ALHANATI F J S, SHOHAM O. A unified model for predicting flowing temperature distribution in wellbores and pipelines [J]. *SPE Production Engineering*, 1992, 7(4):363–367.
- [25] HASAN A R, KABIR C S. Heat transfer during two-phase flow in wellbores; Part I-formation temperature [C]. *Society of Petroleum Engineers*, 1991.
- [26] HASAN A R, KABIR C S. Aspects of wellbore heat transfer during two-phase flow (includes associated papers 30 226 and 30 970) [J]. *SPE Production & Facilities*, 1994, 9(3):211–216.
- [27] HASAN A R. Void fraction in bubbly and slug flow in downward vertical and inclined systems [J]. *SPE Production & Facilities*, 1995, 10(3):172–176.
- [28] HASAN A R, KABIR C S. A simple model for annular two-phase flow in wellbores [J]. *SPE Production & Operations*, 2005, 22(2):168–175.
- [29] HASAN A R, KABIR C S, WANG X. A robust steady-state model for flowing-fluid temperature in complex wells [J]. *SPE Production & Operations*, 2009, 24(24):269–276.
- [30] HASAN A R, KABIR C S, SAYARPOUR M. A basic approach to wellbore two-phase flow modeling [C]. *Society of Petroleum Engineers*, 2007.
- [31] HASAN A R, KABIR C S. Modeling two-phase fluid and heat flows in geothermal wells [J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2010, 71(1):77–86.
- [32] HASAN A R, KABIR C S, SAYARPOUR M. Simplified two-phase flow modeling in wellbores [J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2010, 72(1–2):42–49.
- [33] HASAN A R, KABIR C S. Wellbore heat-transfer modeling and applications [J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2012, 86–87(3):127–136.
- [34] LIVESCU S, DURLOFSKY L J, AZIZ K, et al. A fully-coupled thermal multiphase wellbore flow model for use in reservoir simulation [J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2010, 71(3–4):138–146.
- [35] LIVESCU S, DURLOFSKY L J, AZIZ K, et al. Application of a new fully-coupled thermal multiphase wellbore flow model [J]. *SPE Symposium on Improved Oil Recovery*, 2008.
- [36] BAHONAR M, AZAIEZ J, CHEN Z. A semi-unsteady state wellbore steam/water flow model for prediction of sandface condition in steam injection wells [J]. *Journal of Canadian Petroleum Technology*, 2009, 49(9):13–21.

- [37] BAHONAR M, AZAIEZ J, CHEN Z. Two issues in wellbore heat flow modelling along with the prediction of casing temperature in the steam injection wells[J]. *Journal of Canadian Petroleum Technology*, 2011, 50(1):43–63.
- [38] CHENG W L, HUANG Y H, LU D T, et al. A novel analytical transient heat-conduction time function for heat transfer in steam injection wells considering the wellbore heat capacity [J]. *Energy*, 2011, 36:4 080–4 088.
- [39] CHENG W L, HUANG Y H, LIU N, et al. Estimation of geological formation thermal conductivity by using stochastic approximation method based on well-log temperature data [J]. *Energy*, 2012, 38:21–30.
- [40] CHENG W L, LI T T, NIAN Y L, et al. Studies on geothermal power generation using abandoned oil wells [J]. *Energy*, 2013, 59:248–254.
- [41] CHENG W L, NIAN Y L, LI T T, et al. A novel method for predicting spatial distribution of thermal properties and oil saturation of steam injection well from temperature logs [J]. *Energy*, 2014, 66:898–906.
- [42] 顾浩. SAGD注蒸汽井筒-地层耦合传质传热模型及应用[D]. 北京: 中国石油大学, 2016. [GU H. Mass and heat transfer model and application of wellbore/formation coupling during steam injection in SAGD Process [D]. Beijing: China University of Petroleum, 2016.]
- [43] FILHO E C. Upward vertical two-phase flow through an annulus[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 1986, 114:1(1):14–30.
- [44] LAGE A C V M, TIME R W. Mechanistic model for upward two-phase flow in annuli[J]. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, 2000, 1: 1–11.
- [45] LAGE A. An experimental and theoretical investigation of upward two-phase flow in annuli[J]. *SPE Journal*, 2000, 7(3):325–336.
- [46] YU T, ZHANG H Q, LI M, et al. A mechanistic model for gas/liquid flow in upward vertical annuli[J]. *SPE Production & Operations*, 2010, 25(3):285–295.
- [47] GU H, CHENG L S, HUANG S J, et al. Prediction of thermophysical properties of saturated steam and wellbore heat losses in concentric dual-tubing steam injection wells[J]. *Energy*, 2014, 75:419–429.
- [48] ZHOU T Y, CHENG L S, HE C B, et al. Calculation model of on-way parameters and heating radius in the superheated steam injection wellbore[J]. *Petroleum Exploration & Development*, 2010, 37(1):83–88.
- [49] ZHU X A, MU L, FAN Z, et al. New findings on heatloss of superheated steam transmitted along the wellbore and heating enhancement in heavy oil reservoirs[C]. *International Petroleum Technology Conference*, 2013.
- [50] GU H, CHENG L S, HUANG S J, et al. Thermophysical properties estimation and performance analysis of superheated-steam injection in horizontal wells considering phase change[J]. *Energy Conversion & Management*, 2015, 99(12):119–131.
- [51] FAN Z, HE C G, XU A Z. Calculation model for on-way parameters of horizontal wellbore in the superheated steam injection[J]. *Petroleum Exploration & Development*, 2016, 43(5):798–805.
- [52] SUN F R, YAO Y D, LI X F, et al. The flow and heat transfer characteristics of superheated steam in offshore wells and analysis of superheated steam performance [J]. *Computers & Chemical Engineering*, 2017, 100: 80–93.
- [53] SUN F R, YAO Y D, CHEN M Q, et al. Performance analysis of superheated steam injection for heavy oil recovery and modeling of wellbore heat efficiency [J]. *Energy*, 2017, 125: 795–804.
- [54] 李兆敏, 张丁涌, 衣怀峰, 等. 多元热流体在井筒中的流动与传热规律[J]. *中国石油大学学报: 自然科学版*, 2012, 36(6): 79–83, 88. [LI Z M, ZHANG D Y, YI H F, et al. Flow and heat transfer regulation of multi-thermal fluids injection in wellbore [J]. *Journal of China University of Petroleum*, 2012, 36(6): 79–83, 88.]
- [55] 程文龙, 韩冰冰. 基于实际气体状态方程的多元热流体井筒传热模型[J]. *石油学报*, 2015, 36(11): 1 402–1 410. [CHENG W L, HAN B B. Wellbore heat transfer model based on real gas state equation [J]. *Acta Petrolei Sinica*, 2015, 36(11): 1 402–1 410.]
- [56] DONG X, LIU H, ZHANG Z, et al. The flow and heat transfer characteristics of multi-thermal fluid in horizontal wellbore coupled with flow in heavy oil reservoirs[J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2014, 122:56–68.
- [57] 东晓虎, 刘慧卿, 侯吉瑞, 等. 非凝析气与蒸汽混注水平井井筒流动传热特征[J]. *中国石油大学学报(自然科学版)*, 2016, 40(2): 105–114. [DONG X H, LIU H Q, HOU J R, et al. Transient fluid flow and heat transfer characteristics during co-injection of steam and non-condensing gases in horizontal wells [J]. *Journal of China University of Petroleum*, 2016, 40(2): 105–114.]
- [58] 东晓虎. 海上稠油油藏多元热流体开发机理及方式筛选研究[D]. 北京: 中国石油大学. 2014. [DONG X H. The development mechanism and method screening for offshore heavy oil reservoirs with multi-thermal fluid [D]. Beijing: China University of Petroleum, 2014.]
- [59] 袁恩熙. 工程流体力学[M]. 北京: 石油工业出版社, 1982: 87–163. [YUAN E X. *Engineering fluid mechanics*[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1982: 87–163.]
- [60] 郭润生, 何福城. 逸度及活度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1965: 15–30. [GUO R S, HE F C. *Fugacity and activity*[M]. Beijing: Higher Education Press, 1965: 15–30.]
- [61] 陈宏芳, 杜建华. 高等工程热力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003: 160–168. [CHEN H F, DU J H. *Advanced engineering thermodynamics*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003: 160–168.]
- [62] 陈则韶. 高等工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008:153–180. [CHEN Z S. *Advanced engineering thermodynamics*[M].

- Beijing: Higher Education Press, 2008:153–180.]
- [63] SOAVE G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state[J]. *Chemical Engineering Science*, 1972, 27(6):1 197–1 203.
- [64] 童景山, 李敬. 流体热物性的计算[M]. 北京: 中国石化出版社, 1996: 209–238. [TONG J S, LI J. The computational fluid thermal properties[M]. Beijing: Sinopec Press, 1996: 209–238.]
- [65] 韩晓红. 状态方程混合规则及混合制冷剂相平衡研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005. [HAN X H. Study of mixing rules for equation of state and phase equilibrium of mixed refrigerant[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005.]
- [66] 刘慧卿. 热力采油原理与设计[M]. 北京: 石油工业出版社, 2013: 148–150. [LIU H Q. Principle and design of thermal oil recovery [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2013: 148–150.]
- [67] 黄世军, 李秋, 程林松, 等. 多元热流体注入沿程热物性评价模型[J]. 西南石油大学学报: 自然科学版, 2015, 37(1): 91–97. [HUANG S J, LI Q, CHENG L S, et al. An evaluation model on along-pipe thermal parameters of multi-component heat fluid injected in offshore reservoirs[J]. *Journal of Southwest Petroleum University (Natural Science Edition)*, 2015, 37(1): 91–97.]
- [68] 陈明. 海上稠油热采技术探索与实践[M]. 北京: 石油工业出版社, 2012: 123–150. [CHEN M. Technical exploration and practice of offshore heavy oil thermal recovery[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2012: 123–150.]

Numerical simulation of superheated multi-components thermal fluid flow in offshore concentric dual-tubing wells

SUN Fengrui^{1,2}, YAO Yuedong^{1,2}, LI Xiangfang¹, LI Jun¹, LI He¹, SUN Zheng¹

1 College of Petroleum Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China

2 State Key Laboratory of Petroleum Resources and Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China

Abstract Thermal transmission inside a concentric dual-tubing well (CDTW) with superheated multi-components thermal fluid (SMTF) injection causes a rapid change of temperature and degree of superheating in each tube, which is different from saturated steam injection in CDTW. With consideration of the heat transmission between the integral joint tubing (IJT) and the annulus, a mathematical model is established based on mass, energy and momentum conservation equations. Type curves of superheated multi-components thermal fluid flow in the IJT and annulus are obtained by using a finite difference method and an iteration technique. Then, the predicted results from the model are compared with field data. The results show that the model is applicable to predict thermophysical properties of SMTF in CDTW with different injection parameters. Besides, the model is useful to optimize injection parameters during offshore steam-assisted gravity drainage (SAGD) and cyclic steam stimulation (CSS) processes. A small temperature difference between the IJT and annulus will lead to a large amount of heat flow, which causes a rapid change of temperature and degree of superheating in the CDTW. The flow of seawater has a significant influence on the wellbore heat loss rate. Both the temperature and superheating degree decrease with an increasing content of non-condensing gas.

Keywords offshore heavy oil recovery; concentric dual-tubing well; superheated multi-components thermal fluid; thermophysical properties distribution; turbulent flow of seawater

doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2017.03.035

(编辑 马桂霞)