文章编号:1673-5005(2012)02-0141-05

基于层间热干扰的多层稠油油藏蒸汽驱 热效率计算模型

杜殿发^{1,2},侯加根¹,师耀利³,刘 如³

(1,中国石油大学 石油工程学院,北京 102249:2,中国石油大学 石油工程学院,山东 青岛 266580: 3. 中国石油 新疆油田分公司,新疆 克拉玛依 834000)

摘要:根据传热学理论,考虑注汽层间热干扰的影响,建立用于描述多层油藏双层注汽时层间热干扰的热传递数学 模型,在 Mandl-Volek 单层油藏蒸汽驱热效率计算方法的基础上推导多层油藏的热效率计算公式,运用拉普拉斯变 换和 Stehfest 数值反演方法进行求解,分析隔层厚度对层间热干扰和注汽热效率的影响。结果表明,增加井底蒸汽 的潜热比有利于提高注汽层的热效率;与单层油藏相比,由于层间热干扰作用,多层油藏双层注汽的热效率有明显 提高;隔层厚度越小,层间热干扰作用越强,注汽热效率越高。

关键词:油藏;多层稠油油藏;蒸汽驱;热效率;热干扰

中图分类号:TE 345 文献标志码:A doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2012.02.024

Calculation model of heat efficiency of steam flooding in multilayer heavy-oil reservoir based on heat interaction

DU Dian-fa^{1,2}, HOU Jia-gen¹, SHI Yao-li³, LIU Ru³

(1. College of Petroleum Engineering in China University of Petroleum, Beijing 102249, China; 2. School of Petroleum Engineering in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China; 3. Xinjiang Oilfield Company, PetroChina, Karamay 834000, China)

Abstract: According to the thermal equilibrium theory, a model for predicting the heat transfer between the injection layer and non-injection layer was established considering the heat interaction effect. Moreover, a formula calculating heat efficiency in multilayer reservoir was put forward based on the Mandl-Volek model, and Laplace analysis transform and Stehfest numerical inversion were used to calculate the model. And the effects of interlayer thickness on heat interaction and heat efficiency were analyzed. The results show that the more the sandface steam latent heat ratio, the higher the heat efficiency of the injection layer. Compared with the single layer reservoir, the heat insteraction imposes significant effect on the heat efficiency, and the thinner the center layer, the stronger the heat interaction, and the higher the heat efficiency. Key words: reservoirs; multilayer heavy-oil reservoir; steam flood; heat efficiency; heat interaction

基于热传递理论的油藏热效率评价是生产动态 预测的基础,热效率计算为油藏加热范围的计算提 供了新思路,可作为蒸汽驱可行性研究的筛选性方 法。H.A. Lauwerier 「首先建立了注热水油藏的热 传递微分方程,运用拉普拉斯变换求解得到了油藏 加热区的温度分布;随后, J. W. Marx、R. H. Langenheim 和 H. J. Ramey 同时考虑了热传导和热对 流对油藏热量平衡的影响,求得了加热面积的计算 公式[2-3]; C. L. Hearn.4. 在 M-L 经典模型的基础上,

研究了蒸汽潜热比对加热面积计算的影响:G. Mandl 和 C. W. Volek⁵¹完全采用解析方法求解得到 了临界时间前后加热面积的计算公式; N. A. Myhill 和 G. L. Stegemeier⁶ 推导了蒸汽驱热效率计算模 型:Prats Michael⁷.则将热效率计算公式的应用推广 到了注热水、注蒸汽、火驱,得到了统一的油层热效 率计算模型,实例计算表明该模型能合理地反映复 杂的油藏热采动态变化。前人主要对单层油藏的加 热理论和热效率展开了诸多探讨和研究[17],而对多

收稿日期·2011-08-21

作者简介:杜殿发(1972-),男(汉族),河北沧县人,教授,博士,主要从事油气田开发工程的教学和研究工作。

层油藏双层注汽的热效率研究不足,亟需开展相关 研究。笔者根据传热学原理,建立基于层间热干扰 的多层油藏双层注汽的热传递数学模型,将 Mandl-Volek 单层稠油油藏蒸汽驱热效率计算方法加以引 申,推导多层油藏的热效率计算公式,运用拉普拉斯 变换和 Stehfest 数值反演方法进行求解,分析隔层厚 度对层间热干扰和注汽热效率的影响,对比多层油 藏和单层油藏的热效率,为多层油藏双层同时注汽 工艺提供理论基础。

1 数学模型及数值求解

本文中所考虑的多层油藏模型如图 1 所示。油 藏划分为5 层,纵坐标向上,原点在油层 1 和底盖层 的边界。按照 Marx-Langenheim 经典油藏加热理 论^[2],将油藏分为蒸汽区和冷油层区两部分,两区的 分界面为蒸汽前缘。油层 1、隔层和油层 2 的厚度分 別为 $h_1, h_2-h_1, h_3-h_2, \pm h_1=h_3-h_2=10$ m,顶底盖层 按半无限大圆柱体处理。油层的岩性为砂岩,比热容 $M 为 2.5 \times 10^6$ J/(m³ · C),导热系数 λ 为 6×10⁵ J/ (m·C·d);隔层和顶底盖层为泥岩,比热容 M 为 2.6×10⁶ J/(m³ · C),导热系数 λ 为 6.1×10⁵ J/(m · C·d)。





仅考虑无限大外边界条件下的情况,假设:(1) 油藏初始温度处处相等,且各层的热物性参数不随 温度变化;(2)各注汽层的注热量相等,且不随时间 变化;(3)各层蒸汽凝结前缘的推进速度处处相等; (4)不考虑重力超覆的影响。

1.1 多层油藏热传递数学模型

首先推导只有油层1注汽时油藏的热传递数学 模型。

 1.1.1 注汽层的热传递方程 根据能量守恒原理,可得

$$\frac{\partial u_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial u_{1y}}{\partial y} + \frac{\partial u_{1x}}{\partial z} = -M_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = -M_1 \theta_1^2 \frac{\partial T_1}{t_{\text{DI}}}.$$
 (1)

其中

$$\theta_{\rm D} = \theta_1^2 t, \ \theta_I = \frac{\sqrt{M_{\rm L}\lambda_{\rm U}} + \sqrt{M_{\rm C}\lambda_{\rm C}}}{M_1 h_1}$$

式中, u 为油层的热通量, J/(m² · d); T 为油层的温 度, C; t 为时间, d; x, y, z 为坐标方向; 下标1 表示该 量为油层1的属性, 2 表示油层2, C 代表隔层, O 代 表顶盖层, U 代表底盖层。

定义3个变量: $M^{*}(s)$ 为变量 $M(t_{D})$ 的拉普拉 斯变换^[8],其中s为复变量, \overline{M} 和 \overline{M} 分別为M在纵向 上和平面上的平均值。如 $T_{1}^{*}(s) = L[T_{1}(t_{D})]$,垂直 方向的温度平均值 $\overline{T}_{i} = \frac{1}{h_{1}} \int_{0}^{\omega_{h}} T_{i} dz$,水平方向的温度 平均值 $\overline{T}_{i} = \frac{1}{h_{2}} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} T_{1} dx dy$ 。

对公式(1)进行拉普拉斯变换,并在纵向和平 面积分,可得

$$sH_{11}^* = Q_1^* - Q_1^*(h_1) - Q_1^*(0), \qquad (2)$$

油层 1 包含的热量为 $H_{11}^* = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} M_1 \overline{T}_1^* h_1 dx dy$, 净 注入的热量为 $Q_1^* = -\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h_1 \left(\frac{\partial u_{1x}^*}{\partial x} + \frac{\partial u_{1y}^*}{\partial y} \right) dx dy /$ θ_1^2 , 向 上 损 失 的 热 量 为 $Q_1^*(h_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} u_{1z}^*$ $(h_1) dx dy / \theta_1^2$, 向 下 损 失 的 热 量 为 $Q_1^*(0) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} u_{1z}^*(0) dx dy / \theta_1^2$.

1.1.2 顶底盖层的热传递方程

由于井筒向地层的热损失量较小,可视为无热 源的半无限大平板热传导问题。根据 Fourier 定理 有

$$\frac{\partial^2 \tilde{T}_{\rm u}^*}{\partial z^2} = s M_{\rm u} \theta_1^2 \frac{\tilde{T}_{\rm u}^*}{\lambda_{\rm u}} = \gamma^2 \tilde{T}_{\rm u}^* , \qquad (3)$$

其中

 $\gamma = \theta_1 \sqrt{s/\alpha}.$

式中, γ 为拉氏空间变量; α 为热传递系数(λ/M), m²/d。

求解式(3) 可得
$$\tilde{T}_{\upsilon}^{*}(z) = \tilde{T}_{\upsilon}^{*}(0) \exp(\gamma_{\upsilon} z).$$
 (4)

根据 Fick 定理: $u_z = \lambda \frac{\partial T}{\partial z}$,且对式(4) 求导有: $\tilde{u}_{v}^{*}(z) = \lambda_{v} \gamma_{v} \tilde{T}_{v}^{*}(0) \exp(\gamma_{v} z)$,则 $\tilde{u}_{v}^{*}(0) = \gamma_{v} \lambda_{v} \times 0$

 $\tilde{T}_{\rm L}^*(0)$

注汽层向底盖层损失的热量为

$$Q_{i}^{*}(0) = \frac{\bar{u}_{U_{i}}^{*}(0)h_{r}^{2}}{\theta_{1}^{2}} = \frac{h_{r}^{2}\gamma_{U}\lambda_{1}\bar{T}_{U}^{*}(0)}{\theta_{1}^{2}}.$$
 (5)

同理, 同顶蓋层损失的热量为
$$Q_1^*(h_3) = \frac{\tilde{u}_{0t}^*(h_3)h_r^2}{\theta_1^2} = \frac{h_r^2 \gamma_0 \lambda_0 \tilde{T}_0^*(h_3)}{\theta_1^2}.$$

1.1.3 隔层和非注汽油层的热传递方程 按无热源有上下边界的平板热传导问题处理, Fourier 定理和 Fick 定理同样适用,可求得隔层的温 度和热通量表达式为 $\tilde{T}_{\rm C}^{\star}(z) = [\tilde{T}_{\rm C}^{\star}(h_2) - \tilde{T}_{\rm C}^{\star}(h_1)\cosh(\gamma_{\rm C}\Delta h_{\rm C})] \times$ $\frac{\sinh[\lambda_c(z-h_1)]}{\sinh(\gamma_c\Delta h_c)} + \tilde{T}_c^*(h_1)\cosh[\lambda_c(z-h_1)].$ $\tilde{u}_{c}^{*}(z) = -\lambda_{c} \gamma_{c} [\tilde{T}_{c}^{*}(h_{2}) - \tilde{T}_{c}^{*}(h_{1}) \cosh(\gamma_{c} \Delta h_{c})] \times$ $\frac{\cosh[\lambda_c(z-h_1)]}{\gamma_c\Delta h_c} - \lambda_c\gamma_c\tilde{T}_c^*(h_1)\sinh[\lambda_c(z-h_1)].$ 当z = h,时, $\tilde{u}_{C_{c}}^{*}(h_{1}) = -\lambda_{C} \gamma_{C} \tilde{T}_{C}^{*}(h_{2}) \operatorname{csch}(\gamma_{C} \Delta h_{C}) +$ $\lambda_{\rm c} \gamma_{\rm c} \tilde{T}_{\rm c}^*(h_1) \coth(\gamma_{\rm c} \Delta h_{\rm c}).$ (6)当z = h,时, $\tilde{u}_{c.}^{*}(h_{2}) = -\lambda_{c} \gamma_{c} \tilde{T}_{c}^{*}(h_{2}) \coth(\gamma_{c} \Delta h_{c}) +$ $\lambda_{c} \gamma_{c} \tilde{T}_{c}^{*}(h_{1}) \operatorname{csch}(\gamma_{c} \Delta h_{c}).$ 同理可得非注汽油层的温度和热通量表达式为 $\tilde{T}_2^*(z) = \left[\tilde{T}_2^*(h_3) - \tilde{T}_2^*(h_2)\cosh(\gamma_2 \Delta h_2)\right] \times$ $\frac{\sinh[\lambda_2(z-h_2)]}{\sinh(\gamma_2\Delta h_2)} + \tilde{T}_2^*(h_2\cosh[\lambda_2(z-h_2)]),$ $\tilde{u}_{2}^{*}(z) = -\lambda_{2}\gamma_{2} \left[\tilde{T}_{2}^{*}(h_{3}) - \tilde{T}_{2}^{*}(h_{2}) \cosh(\gamma_{2}\Delta h_{2}) \right] \times$ $\frac{\cosh[\lambda_2(z-h_2)]}{\gamma_2\Delta h_2} - \lambda_2\gamma_2\tilde{T}_2^*(h_2)\sinh[\lambda_2(z-h_2)].$ 当z = h,时, $\tilde{u}_{2s}^{*}(h_2) = -\lambda_2 \gamma_2 \tilde{T}_2^{*}(h_3) \operatorname{esch}(\gamma_2 \Delta h_2) +$ $\lambda_{2\gamma}, \tilde{T}_{2}^{*}(h_{2}) \operatorname{coth}(\gamma_{2}\Delta h_{2}).$ 当z = h,时. $\tilde{u}_{2z}^{*}(h_{3}) = -\lambda_{2}\gamma_{2}\tilde{T}_{2}^{*}(h_{3})\operatorname{coth}(\gamma_{2}\Delta h_{2}) +$ $\lambda_{\gamma_2} \tilde{T}_2^*(h_2) \operatorname{csch}(\gamma_2 \Delta h_2).$ 1.1.4 初边值条件 油藏初值条件为T,(z,0)=0。 边界条件为 $\tilde{T}_{2}^{*}(h_{3}) = \tilde{T}_{0}^{*}(h_{3}), \ \tilde{T}_{2}^{*}(h_{2}) = \tilde{T}_{0}^{*}(h_{2}),$ $\tilde{T}_{1}^{*}(h_{1}) = \tilde{T}_{0}^{*}(h_{1})$, $\tilde{T}_{1}^{*}(0) = \tilde{T}_{1}^{*}(0)$, $\tilde{u}_{2}^{*}(h_{3}) = \tilde{u}_{0}^{*}(h_{3}) = Q_{1}^{*}(h_{3}) \frac{\theta_{1}^{2}}{h_{*}^{2}},$ $\bar{u}_{2}^{*}(h_{2}) = \bar{u}_{C}^{*}(h_{2}) = Q_{1}^{'*}(h_{2}) \frac{\theta_{1}^{2}}{h^{2}},$ $\tilde{u}_{1}^{*}(h_{1}) = \tilde{u}_{C}^{*}(h_{1}) = Q_{1}^{*}(h_{1}) \frac{\theta_{1}^{2}}{h^{2}},$

$$\tilde{u}_{1}^{*}(0) = \tilde{u}_{U}^{*}(0) = Q_{1}^{*}(0) \frac{\theta_{1}^{2}}{h_{r}^{2}}.$$
(8)

多层油藏各单元层的热量 1.2

将式(5)~(8)代入式(2),可得注汽层的热量 为

$$H_{11}^* = \frac{Q_1^*}{s+A} , \qquad (9)$$

其中

$$A = \frac{\lambda_{c} \gamma_{c} W_{c} + \lambda_{1} \gamma_{U}}{\theta_{1}^{2} M_{1} \Delta h_{1}}, W_{c} = \frac{\cosh(\gamma_{c} \Delta h_{c}) - R_{21}}{\sinh(\gamma_{c} \Delta h_{c})},$$

$$R_{21} = \frac{\beta_{c2} \operatorname{csch}(\gamma_{c} \Delta h_{c})}{\beta_{c2} \coth(\gamma_{c} \Delta h_{c}) + W_{2}},$$

$$W_{2} = \frac{\cosh(\gamma_{2} \Delta h_{2}) - R_{32}}{\sinh(\gamma_{2} \Delta h_{2})}, \beta_{c2} = \frac{\lambda_{c} \gamma_{c}}{(\lambda_{2} \gamma_{2})},$$
#È汽油层的热量为
$$H_{21}^{*} = M_{2} h_{r}^{2} \int_{2}^{h_{2}} \tilde{T}_{2}^{*} dz = M_{2} h_{r}^{2} [\tilde{T}_{2}^{*}(h_{3}) + \tilde{T}_{2}^{*}(h_{2})] X_{2} =$$

$$M_{2} h_{r}^{2} \tilde{T}_{2}^{*}(h_{2}) (R_{32} + 1) X_{2} = M_{2} h_{r}^{2} \tilde{T}_{1}^{*}(h_{1}) R_{21} (R_{32} + 1) X_{2}.$$
(10)
其中

$$X_2 = \frac{\cosh(\gamma_2 \Delta h_2) - 1}{\gamma_2 \sinh(\gamma_2 \Delta h_2)}.$$

$$\exists M M_1 h_r^2 \tilde{T}_1^* (h_1) \Delta h_1 = M_1 h_r^2 \tilde{T}_1^* (0) \Delta h_1 = H_{11}^*,$$

则有

$$H_{21}^* = \frac{BQ_1^*}{s+A} , \qquad (11)$$

其中

$$B = \frac{M_2 R_{21} (R_{32} + 1) X_2}{M_1 \Delta h_1},$$

$$R_{32} = \frac{1}{[\beta_{02} \sinh(\gamma_2 \Delta h_2) + \cosh(\gamma_2 \Delta h_2)]},$$

$$\beta_{02} = \frac{\lambda_0 \gamma_0}{\lambda_2 \gamma_2}.$$

$$K \stackrel{\text{K} \pm E h }{B} h \stackrel{\text{K} \pm D}{B} h \\ H_{\text{U}1}^* = \frac{\gamma_{\text{U}} \lambda_{\text{U}}}{\theta_1^2 M_1 \Delta h_1} H_{11}^* = \frac{CQ_1^*}{s + A},$$
(12)
$$K \stackrel{\text{F}}{=} \Phi$$

$$C = \frac{\gamma_{1} \lambda_{v}}{\theta_{1}^{2} M_{1} \Delta h_{1}}.$$

$$\begin{tabular}{l} \end{tabular} \\ \end{tabular} \end{tabular} \end{tabular} \end{tabular} B \\ H_{01}^{*} = \frac{\gamma_{0} \lambda_{v} R_{32} R_{21}}{\theta_{1}^{2} M_{1} \Delta h_{1}} H_{11}^{*} = \frac{DQ_{1}^{*}}{s + A} \end{tabular}, \end{tabular} \end{ta$$

$$D = \frac{\gamma_0 \lambda_0 R_{32} R_{21}}{\theta_1^2 M_1 \Delta h_1}.$$

(7)

隔层的热量为

$$H_{C1}^{*} = \frac{s + A - 1 - B - C - D}{s + A} Q_{1}^{*}.$$
 (14)

1.3 注汽层的热效率计算

根据 Mandl-Volek 蒸汽驱模型中对注汽层 H* 的校正^[5], Laplace 空间下的表达式为

$$\Delta H_{j}^{*}(s) = (\sqrt{\Gamma_{j}} - 1) \frac{(1 - f_{jhv}) \frac{Q_{j}^{*}}{s} - H_{j}^{*}(s)}{s + \sqrt{s\Gamma_{j}}}$$

式中, Γ_1 为地层热容与蒸汽热容之比。

因此,注汽层的热效率表达式为

$$E_{jh}(t_{\rm D}) = L^{-1}\left(\frac{H_{j}^{*}(s) - (1 - f_{hv})\Delta H_{j}^{*}(s)}{Q_{j}^{*}(s)}\right),\,$$

其中

$$f_{\rm hv} = \frac{f_{\rm s} L_{\rm v}}{f_{\rm s} L_{\rm v} + C_{\rm w} \Delta T} \,.$$

1.0

0.8

0.6

0.4

0.2

0.001

各层的热量比/

式中, f_{hv} 为井底蒸汽潜热比; f_{*} 为井底蒸汽干度; L_{v} 为井底蒸汽汽化潜热,J/g; C_{v} 为水的体积热容, $J/(m^{3} \cdot \mathbb{C})$ 。

1.4 数值求解

总体思路分两步:第一步,双层注汽时油层1的

热量 $H_1 = H_{11} + H_{12}$,其中 H_{11} 为油层 1 注汽时的热 量, H_{12} 为油层 2 注汽时的热量,由于模型性质在纵 向上对称,油层 2 注汽时油层 1 的热量 H_{12} 等于油层 1 注汽时油层 2 的热量 H_{21} ,故 $H_1 = H_{11} + H_{21}$;第二 步,对求得的拉氏空间下的热传递模型进行 Stehfest 数值反演^[9-12]。

2 隔层厚度对层间热干扰的影响

对式(9)~(14)进行数值反演可得注汽时各层 内的热量与总热量的比值,双层注汽时注汽层的热量 比值与单层注汽时注汽层的热量比值之差可作为研 究层间热干扰的标准。当隔层厚度为10 m时,对油 层的相对厚度 h_p 为1;当隔层厚度为5 m时,对油层 的相对厚度 h_p 为0.5。油藏的热量分布见图2。由 图2可以看出:双层注汽时,隔层越薄,层间热干扰越 严重,向顶底盖层的热损失越少,注汽层内的热量越 大;隔层厚度越薄,热干扰起作用的时间越早。如: 隔层相对厚度为0.5时,注汽0.16 a 后发生热干扰; 隔层相对厚度为1时,注汽0.30 a 后才发生热干扰。





3 多层油藏注汽层的热效率评价

0.01

0.1

时间t/a

(a)h_=1.0

井底蒸汽状态是决定蒸汽驱热效率的关键因素, 潜热比表示井底蒸汽的潜热量占总热量的比值 f_{hv} 其 值为0~0.8,与蒸汽的压力和干度相关。当蒸汽压力 为 3.447 MPa,干度为 0.6 时,蒸汽的潜热比为 0.5^{19]}。

3.1 多层油藏和单层油藏的热效率比较

根据上述理论,数值反演了多层油藏热效率变 化曲线,并与 Myhill-Stegemeier 单层油藏热效率曲 线进行了对比,结果见图 3。由于计算模型物性的 对称性和各注汽层的注热量相等,故得出的规律对 各注汽层都适用。

多层油藏热效率和单层油藏热效率的共同点为: 热效率与总注热量、蒸汽温度无关,受井底蒸汽潜热 比的影响比较大,井底蒸汽干度越高,潜热比越大,注 汽热效率越高。由于蒸汽区内向上下岩层的热损失 主要由蒸汽的潜热来供给,井底蒸汽潜热比越高,供 给热损失盈余的潜热,以热传导的形式加热油层,提 高了蒸汽区的热效率,扩大了蒸汽区的加热面积。

多层油藏热效率的变化特点是:(1)与单层油 藏相比,层间的热干扰作用对热效率随时间的递减







趋势有一定的阻碍作用,主要是由于层间的热干扰 作用可补偿注汽层向顶底盖层的热损失,延缓对蒸 汽的凝结。井底蒸汽的潜热比不同,这种阻碍作用 的强弱不同。潜热比越小,这种阻碍作用越强,特别 是当井底蒸汽潜热比为0.133时,注汽0.1~1 a,热 效率反而有小幅度的增加。(2)存在和潜热比相关 的临界时刻,从临界时刻开始,层间热干扰才开始对 热效率有影响。井底蒸汽的潜热比越低,这一临界 时刻越小。因此,对于中深井,井底蒸汽干度较小, 潜热比较低,可采用双层注汽的方法提高热效率和 对热量的利用程度,以驱动更大范围的地下原油。

3.2 隔层厚度对多层油藏热效率的影响

根据隔层厚度对注汽层内热量的影响,绘制了 不同隔层厚度下的注汽热效率变化曲线,如图4所 示。隔层厚度越小,层间的热干扰作用越强,注汽层 的热效率越高。



4 结 论

(1) 当多层油藏双层同时注汽时,必须考虑层 间热干扰影响,且隔层厚度越薄,这种热作用越明 显。

(2)得到的多层油藏蒸汽驱热效率变化曲线能够合理地表征油藏热效率与井底蒸汽潜热比和时间的变化规律,可作为蒸汽驱加热计算的理论工具。

(3)可通过提高井底蒸汽干度或双层注汽来提 高蒸汽驱油藏热效率。

参考文献:

- LAUWERIER H A. The transport of heat in an oil layer caused by the injection of hot fluid [J]. Appl Sci Res, 1954,5(ser A):145-150.
- [2] MARX J W, LANGENHEIM R H. Reservoir heating by hot fluid injection [R]. SPE 1266-G, 1959.
- [3] RAMEY H J. A current review of oil recovery by steam injection [R]. SPE 12247, 1967.
- [4] HEARN C L. Effect of latent heat content of injected steam in a steam drive[J]. JPT, 1969, 21:374-375.
- [5] MANDL G, VOLEK C W. Heat and mass transport in steam-drive processes [R]. SPE 2049, 1969.
- [6] MYHILL N A, STEGEMEIER G L. Steam-drive correlation and prediction [R]. SPE 5572, 1978.
- [7] MICHAEL Prats. The heat efficiency of thermal recovery processes [R]. SPE 2211, 1969.
- [8] van EVERDINGEN A F, HURST W. The application of the Laplace transformation to flow problem in reservoirs [J]. Trans AIME, 1949, 186;305-324.
- [9] BUTLER R M. 重油和沥青的热力开采工艺[M]. 王秉 璋,译. 北京:石油工业出版社,1994.
- [10] STEHFEST H. Algorithm 368 numerical inversion of Laplace transforms [J]. Communications of ACM, 1970, 13 (1):47-49.
- [11] STEHFEST H. Remark on algorithm 368 numerical inversion of Laplace transforms [J]. Communications of ACM, 1970, 13 (10);624-625.
- [12] 同登科,陈钦雷.关于 Laplace 数值反演 Stehfest 方法的一点注记[J].石油学报,2001,22(6):91-92.
 TONG Deng-ke, CHEN Qin-lei. A little note on the Stehfest Laplace numerical inversion method[J]. Acta Petrolei Sinica,2001,22(6):91-92.

(编辑 李志芬)