文章编号:1673-5005(2018)01-0134-08

doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2018.01.017

SAGD 循环预热水平段注汽参数规律

林日亿^{1,2},齐尚超^{1,3},沈文丽^{4,5},杨建平⁶, 王新伟¹,王宏远⁶,王诗中⁶,舒正栋⁷

(1. 中国石油大学储运与建筑工程学院,山东青岛 266580;2. 中国石油大学山东省油气储运安全省级重点实验室, 山东青岛 266580;3. 恒逸实业(文莱)有限公司热电部,浙江杭州 311215;4. 中国石化工程建设有限公司,北京 100101;

5. Arizona State University, Tempe 85281; 6. 中国石油辽河油田分公司 SAGD 开发项目管理部,辽宁盘锦 124010;
 7. 中国石油新疆油田分公司采油一厂,新疆克拉玛依 834000)

摘要:SAGD 循环预热效果是影响 SAGD 开发技术的一项重要因素,循环预热水平段与油层直接接触,循环预热过程 中由于注汽参数选取不匹配易造成水平段加热不均匀,针对该问题提出以蒸汽返回某点时蒸汽干度大于等于0为目 标的水平段注汽参数优化方案。以现场实际管柱结构、油藏特点为基础,建立水平段循环预热流动传热数学模型, 采用差分法对模型进行编程求解,分析蒸汽压力、干度、散热量等参数沿程分布规律,对比不同注汽速度、注汽干度 组合对预热效果的影响。并得到加热均匀和经济有效的 SAGD 水平段循环预热最优参数图版。结果表明:循环预热 阶段,沿程压降、温降主要发生在长油管中,在环空中蒸汽主要消耗汽化潜热加热油层;注汽流速越小、干度越低越 有利于环空与油层换热。

关键词:蒸汽辅助重力泄油;循环预热;注汽参数;双水平井

中图分类号:TE 355 文献标志码:A

引用格式:林日亿,齐尚超,沈文丽,等. SAGD 循环预热水平段注汽参数规律 [J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2018,42(1):134-141.

LIN Riyi, QI Shangchao, SHEN Wenli, et al. Study on parameters of steam injection in SAGD circulating preheating section [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2018,42(1):134-141.

Study on parameters of steam injection in SAGD circulating preheating section

LIN Riyi^{1,2}, QI Shangchao^{1,3}, SHEN Wenli^{4,5}, YANG Jianping⁶, WANG Xinwei¹, WANG Hongyuan⁶, WANG Shizhong⁶, SHU Zhengdong⁷

(1. College of Pipeline and Civil Engineering in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Oil and Gas Storage & Transportation Safety in China University of Petroleum,

Qingdao 266580, China;

3. Power Department of Hengyi Industries SDN BHD, Hangzhou 311215, China;

4. SINOPEC Engineering Incorporation, Beijing 100101, China;

5. Arizona State University, Tempe 85281, USA;

6. SAGD Development Project Management Department, PetroChina Liaohe Oilfield Company, Panjin 124010, China;
7. No. 1 Oil Production Plant, PetroChina Xinjiang Oilfield Company, Karamay 834000, China)

Abstract: The circulation preheating effect of SAGD is an important factor affecting the development of SAGD Technology. The horizontal section is in direct contact with the reservoir, and it is easy to cause uneven heating of the horizontal section

收稿日期:2017-03-11

基金项目:"十三五"国家科技重大专项(2016ZX05012-002-005);山东省自然科学基金项目(ZR2017MEE030);中央高校基本科研业务费 专项(15CX05002A)

作者简介:林日亿(1973-),男,教授,博士,研究方向为热力采油和热能利用。E-mail:linry@upc.edu.cn。

due to the unmatched steam injection parameters. Aiming at this problem, in this paper we put forward the optimization scheme of the steam injection parameter with the steam dryness not less than 0 when the steam returns to the point. The mathematical model of steam flow based on the real structures of column site and reservoir characteristics is established for steam cycle preheating. The finite difference method is used to solve the model, and the distributions of the steam pressure, dryness and heat dissipation along the wellbore are discussed. The influence of the steam injection rate and steam injection dryness on the preheating effect is discussed, and the optimum parameter chart of SAGD cyclic pre-heating with uniform heating and economy is obtained. The results show that the pressure drop and temperature drop along the wellbore mainly occur in the long tubing during the preheating cycle, and the steam in the annulus mainly consumes the vaporized latent heat to heat the oil layer. Moreover, the steam injection rate is smaller and the dryness is lower, it is more favorable to the heat transfer between the annulus and reservoir.

Keywords: steam assisted gravity drainage (SAGD); steam cycle preheating; steam injection parameters; dual horizontal well

蒸汽辅助重力泄油(steam assisted gravity drainage 简称 SAGD) 是目前针对超稠油及特稠油的一项 有效开发技术,与传统热采方式相比,SAGD 开采技 术的稳产周期长、稳产期产量高、最终采收率高[1-3]: 一般将 SAGD 开发周期分为循环预热、蒸汽腔上升、 蒸汽腔扩展、蒸汽腔下降4个阶段,预热阶段预热效 果的好坏是影响 SAGD 整体开发的一项重要因 素^[4-5]。循环预热是 SAGD 开发初期一种有效的预 热方式,循环预热指蒸汽在不进入油层或极少进入 油层情况下,蒸汽在水平井中循环一周,主要靠热传 导方式加热油层,实现热联通的预热方式^[6-7]。探究 循环预热阶段蒸汽沿程分布规律对循环预热调控及 注汽参数的合理选择有重要意义,对于 SAGD 循环 预热,通常采用双油管平行管柱结构,采用长油管注 汽,短油管采液的循环方式:传统水平井注蒸汽井筒 流动传热计算模型中仅考虑注入蒸汽与油层换热情 况,计算通常为由水平井趾端至跟端的单向计算,循 环预热井筒相对复杂,循环预热过程须同时考虑长 油管与环空、环空与油层换热及沿程蒸汽相变情况, 计算通常包括由长油管内趾端至跟端以及油管筛管 环空内跟端至趾端双程计算,且须反复迭代计算。 笔者在传统水平井注蒸汽流动传热模型基础上,综 合考虑来流回流换热及蒸汽相变情况,建立循环预 热井筒的流动传热方程,并通过编程求解蒸汽压力、 干度等特性参数沿水平井变化规律,对循环流速及 注汽干度进行敏感性分析,对循环预热注汽速度、注 汽干度、注汽时间3个参数进行整体联合优化。

1 模型建立

1.1 基本假设

井筒物理模型如图1所示。其中长油管下入水 平段趾端B点,短油管下入水平段跟端A点,水平段 采取筛管完井;蒸汽由长油管注入,至水平段 B 点进 入长油管与筛管环空,沿环空返回环空 A 点,最后进 入采油管柱采出^[8-9]。循环预热水平段与竖直段相比 与油层接触距离长、面积大,蒸汽在井筒中流动,由于 存在摩擦及向油层散热,沿程蒸汽温度、压力、比焓、 干度逐渐变化,后部甚至出现过冷水。为方便计算, 假设:①A 点入口处蒸汽压力、温度、干度保持恒定; ②蒸汽流体沿井筒为一维稳态流动,同一截面流体流 动流速、压力、温度相等^[10];③从长油管至筛管外缘 为稳态传热,筛管外缘至油层为非稳态传热^[11];④由 于注汽压力较低,循环预热阶段注采比接近 1 : 1,不 考虑蒸汽进入地层,循环预热过程仅靠热传导加热油 层^[12];⑤油层物性不变。

结合传统水平井注蒸汽模型^[13]与现场实际 SAGD 井筒物理模型建立数学模型及传热方程。







1.2 流动数学模型

蒸汽在油管及环空微元段内稳定流动,不考虑 蒸汽进入地层可得蒸汽流动质量守恒方程:

$$(-di_s/dz=0, 环空.$$

式中,i_s为蒸汽质量流量,kg/s;环空方程中负号表

示规定水平段沿跟端至趾端为正方向。

蒸汽沿程流动时,压力梯度主要包括重力压力 梯度、摩阻压力梯度和加速度压力梯度,由井筒微元 段动量守恒可得蒸汽沿程流动动量守恒方程为

$$\begin{cases} \frac{dp_{i}}{dz} = -\rho_{i}g\sin\theta - f_{i}\frac{\rho_{i}v_{i}^{2}}{2d_{ii}} - \rho_{i}v_{i}\frac{dv_{i}}{dz}, \text{ 长油管;} \\ \frac{dp_{an}}{dz} = \rho_{an}g\sin\theta + f_{an}\frac{\rho_{an}v_{an}^{2}}{2L_{o}} + \rho_{an}v_{an}\frac{dv_{an}}{dz}, \text{ 环空.} \end{cases}$$
(2)

式中, p_1 和 p_{an} 分别为长油管和环空内流体压力,Pa; ρ_1 和 ρ_{an} 分别为长油管和环空内平均密度,kg/m³; v_1 和 v_{an} 分别为长油管和环空内流体平均流速,m/s; L_o 为环空特征尺度,m; d_{ti} 和 d_{to} 分别为长油管内、外径,m; d_{si} 为筛管内径,m; f_1 和 f_{an} 分别为长油管和环空沿 程阻力系数; θ 为管柱轴线与水平方向夹角,水平段中 θ 取0。

根据热力学第一定律,单位时间内传给控制体 的热能等于控制体的内能增加量减去摩擦力做的负 功。稳定流动条件下可得到能量守恒方程为

$$\begin{cases} i_{s} \frac{d}{dz} \left(h_{1} + \frac{\boldsymbol{v}_{1}^{2}}{2} + gz\sin\theta \right) + \frac{dQ_{s}}{dz} + \frac{dW}{dz} = 0, \text{ K油管;} \\ -i_{s} \frac{d}{dz} \left(h_{an} + \frac{\boldsymbol{v}_{an}^{2}}{2} + gz\sin\theta \right) - \frac{dQ_{s}}{dz} + \frac{dQ_{ml}}{dz} + \frac{dW}{dz} = 0, \text{ 环空.} \end{cases}$$
(3)

式中, h_t 和 h_{an} 分别为长油管和环空返流比焓,J/kg; d Q_s 和 d Q_{m1} 分别为 dz 长度长油管内蒸汽向环空返 流散热量、环空返流向油层散热量,W;dW为 dz 长 度管壁摩擦力做功,W/m。

定解条件为

$$z = 0 \; \mathbb{H}, \begin{cases} p_1 = p_0, \\ h_1 = h_0; \end{cases}, \quad z = L \; \mathbb{H}, \begin{cases} p_{an} = p_1, \\ h_{an} = h_1. \end{cases}$$
(4)

式中, p_0 为水平段长油管内A点处蒸汽压力,Pa; h_0 为A点蒸汽比焓,J/kg。

1.3 传热数学模型

长油管流体向环空散热量为

$$dQ_s = k_t (T_t - T_{an}) dz , \qquad (5)$$

其中

$$k_{t} = \left\{ \frac{1}{\pi d_{ti} h_{ti}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{t}} \ln\left(\frac{d_{to}}{d_{ti}}\right) + \frac{1}{\pi d_{to} h_{to}} \right\}^{-1}.$$
 (6)

式中, k_t 为传热系数, W/(m²・K); T_t 和 T_{an} 分别为 长油管和环空中流体温度,K; h_{ii} 和 h_{io} 分别为长油管 内壁和外壁的强迫对流换热系数, W/(m²・K); λ_t 为油管导热系数, W/(m・K)。

环空流体向油层散热量为
$$dQ_{m1} = k_{an}(T_{an} - T_o) dz.$$
 (7)

其中

$$k_{\rm an} = \left\{ \frac{1}{\pi d_{\rm si} h_{\rm an}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\rm s}} \ln\left(\frac{d_{\rm so}}{d_{\rm si}}\right) + \frac{f(t)}{2\pi\lambda_{\rm o}} \right\}^{-1}, \qquad (8)$$

$$f(t) = \prod \prod C \operatorname{Chin}^{[14-15]} \land \rightrightarrows \downarrow \textcircled{\text{Ξ}}$$

$$f(t) = 0.9812\ln\left(1+3.62\frac{\sqrt{at}}{d_{so}}\right).$$
 (9)

式中, k_{an} 为传热系数, W/(m² · K);f(t)为油层导热的时间函数; h_{an} 为环空内壁强迫对流换热系数, W/(m² · K); λ_s 为筛管导热系数, W/(m · K); λ_o 为油层导热系数, W/(m · K); d_{si} 和 d_{so} 分别为筛管内、外径,m;a为油层导温系数, m²/s;t为预热时间,so

1.4 摩擦力做功

蒸汽与管壁接触存在摩擦力,摩擦力做功^[16]表 示为

$$dW = \tau dz \left(\frac{2dz}{\upsilon[i] + \upsilon[i+1]} \right)^{-1} = \frac{\tau}{2} (\upsilon[i] + \upsilon[i+1]) .$$
(10)

式中, τ 为管壁摩擦阻力, N; v[i] 和 v[i+1] 分别为 第 i 和第 i+1 节点所在截面平均流速, m/s。

管壁摩擦阻力 τ 可表示为

$$\tau = f\rho \, \frac{\pi d dz}{8} \left(\frac{\upsilon[i] + \upsilon[i+1]}{2} \right)^2. \tag{11}$$

式中,f为流体与管壁摩擦系数;d为管壁内径,m。 流体摩阻系数f为

$$f = \begin{cases} 54/Re_{s}, Re_{s} \leq 2\,000; \\ [1.14 - 2g(\Delta + 21.25Re_{s}^{-0.9})]^{-2}, Re_{s} > 2\,000. \end{cases}$$
(12)

其中

$$Re_s = dv\rho/\mu$$

式中, Re_s 为流体雷诺数,对于环空d取环空特征尺度 L_a ; Δ 为管壁相对粗糙度,无量纲。

蒸汽从长油管 A 点注入,沿程向油层散失热 量,在环空中可能转化为过冷水,对于单相流,由于 密度随压力变化较小,压降方程中 dv/dz=0;两相流 的密度及压降方程中阻力系数参考 B-B 进行计 算^[17],两相流其他物性参数及单相流物性参数的计 算参考 Witney 给定方法^[18],两相流及单相流强迫 对流换热系数的计算参考 Akers 给定方法^[19]。

2 模型求解

方程(1)~(12)构成了 SAGD 循环预热蒸汽流 动传热数学模型,计算过程采用差分方法进行反复 迭代计算。计算分为长油管沿程计算和环空沿程计 算。步骤为:①长油管内以 A 点为起点,进行节点 划分,通过两相流压降、传热模型以上一节点压力和 干度为状态参量进行下一节点计算,直至算至 B 点 结束;②环空内以 B 点为起点,上节点压力和干度 为状态参量进行下节点计算;③由下节点蒸汽焓值 与饱和蒸汽焓值对比进行环空相态判断,若仍为湿 蒸汽转至②,直至判断为过冷水转至④;④环空中根 据单相流、传热模型以上节点压力和温度为状态参 量进行下节点计算,直至算至 B 点;⑤将沿程压力、 温度、干度等计算结果与上一次计算结果对比,若误 差不满足最小误差要求,转至第一步重新计算,直至 误差满足最小误差要求,计算结束。

3 计算实例

以某油田 SAGD 循环预热井为例,应用所建模 型对循环预热过程进行计算,输出蒸汽循环过程中 压力、温度、干度沿程变化,长油管与环空换热和环 空同油层换热情况。模拟中所采用部分参数:长油 管内、外径分别为73 和 89 mm,筛管内、外径分别为 220.5 和 244.5 mm,油层初始温度为 31.4 ℃,管壁 绝对粗糙度为 0.05 mm,油层导温系数为 0.078 m²/ d,油层导热系数为 2.35 W/(m・K),长油管、筛管 导热系数均为 43.2 W/(m・K)。

3.1 沿程压力、温度和干度分布

据文献及现场生产经验^[20-22],注汽压力的选择应接近油藏压力或略高于油藏压力(通常不超过0.5 MPa),这是因为当循环压力明显高于油藏 压力时,环空中进入油藏蒸汽变多,产液量会下降,不利于油藏的均匀加热,特别对于非均质油 藏,甚至会引发汽窜,造成循环加热失败。鉴于所 选油田区块水平井所在层位油层压力为5 MPa。 考虑长油管沿程压降问题,优选A点长油管注汽 压力为5.5 MPa。在A点注汽干度为0.7,循环流 速 80 t/d条件下,蒸汽压力、温度、干度沿程变化 规律如图2所示。

从图 2 可以看出,蒸汽沿程压降及温降主要发 生在长油管内,当水平段 A 点注汽压力为 5.5 MPa, 干度为 0.7,循环流速 80 t/d 条件下蒸汽返回环空 A 点时干度仍然大于 0,在环空中蒸汽消耗汽化潜热 加热油层。

循环预热阶段要求环空温度尽快稳定,一般要 求环空温度在循环2~3d达到稳定。长油管末端 B点及环空返回A点的蒸汽状态参数对循环预热有 重要影响,为探究不同循环流速及注汽干度对循环 预热的影响,选用不同注汽速度(60~100 t/d),注 汽干度(0.5~0.9)组合,循环预热3d,计算结果见表1。



由表1可知,在相同注汽干度条件下,随注汽速 度增加,蒸汽返回A点的干度逐渐增加,环空中相 变点距离A点越来越近,直至相变点越过环空内A 点;在注汽干度为0.9时,在所选取任意流速条件下 相变点均在A点之后。在相同注汽速度条件下,随 注汽干度增加,返回A点干度逐渐增加,完成由过 冷水向湿蒸汽的转变。

为进一步分析注汽干度、注汽速度对蒸汽沿程 分布的影响并对其进行优化,以注汽干度 0.7、不同 注汽速度组合以及注汽速度 80 t/d、不同注汽干度 组合分别进行对比分析。

表1		不同注汽速度、干度组合计算结果
Table	1 Ca	lculation results of different combination
		of injection rate and dryness

注汽速		干度		压力/MPa			相变点距
度/(t・							离 A 点距
d^{-1})	A	В	返回 A	A	В	返回 A	离/m
60	0.500	0.264	0	5.500	5.387	5.385	450
	0.600	0.375	0	5.500	5.371	5.367	350
	0.700	0.472	0	5.500	5.352	5.347	275
	0.800	0.786	0	5.500	5.333	5.327	150
	0.900	0.646	0.015	5.500	5.307	5.307	_
70	0.500	0.302	0	5.500	5.352	5.348	375
	0.600	0.399	0	5.500	5.326	5.321	275
	0.700	0.480	0	5.500	5.305	5.299	125
	0.800	0.542	0.014	5.500	5.280	5.272	_
	0.900	0.603	0.112	5.500	5.254	5.245	_
80	0.500	0.322	0	5.500	5.313	5.308	300
	0.600	0.398	0	5.500	5. 281	5.274	125
	0.700	0.452	0.013	5.500	5.248	5.239	_
	0.800	0.508	0.111	5.500	5. 221	5.210	_
	0.900	0.562	0.210	5.500	5. 149	5.136	_
90	0.500	0.320	0	5.500	5.271	5.264	150
	0.600	0.369	0.036	5.500	5.234	5.221	_
	0.700	0.424	0.090	5.500	5. 189	5.177	_
	0.800	0.476	0.189	5.500	5.152	5.138	_
	0.900	0.525	0.288	5.500	5.064	5.046	_
100	0.400	0.250	0	5.500	5.272	5.266	125
	0.500	0.286	0.006	5.500	5.225	5.216	—
	0.600	0.349	0.053	5.500	5.175	5.163	—
	0.700	0.399	0.152	5.500	5.124	5.109	_
	0.800	0.446	0.251	5.500	5.040	5.021	_
	0.900	0.588	0.352	5.500	4.971	4.947	

3.2 注汽速度敏感性分析

注汽干度 0.7,不同注汽速度下对应干度、长油 管与环空换热量、环空与油层换热量的沿程分布结 果如图 3~5 所示。





图 4 不同注汽速度长油管与环空流体换热分布

Fig. 4 Distribution of heat transfer between tubing and annulus under different steam injection rate conditions





由图3可以看出,增加注汽速度,蒸汽到达B 点干度逐渐降低,环空返回A点干度逐渐增加,当 流速较高(100 t/d)时,在接近环空 A 点处,由于长 油管向环空散热量大于环空向油层的散热量,出现 干度上升现象:由图4和图5可以看出,相同注汽干 度条件下,随着注汽速度增加,长油管与环空换热量 逐渐增加,且环空与油层换热量沿程分布更加均匀; 当注汽速度为60 t/d 时,水平段跟端和趾端与油层 换热差值约为 990 W, 占平均换热量(39.3 kW)的 2.52%,但循环预热是累积加热的结果;循环预热 30 d 后水平段跟端和趾端与油层换热量差值达到 2.57 GJ,所以改变注汽流速对循环预热均匀进行仍 有较大影响。增加注汽速度有助于循环预热的均匀 进行,但环空与油层换热量相对减小。结合表1进 一步分析,发现注汽速度为80 t/d 时在环空距离 A 点 275 m 处转化为过冷水,影响了水平段均匀换热。

但增加注汽速度后返回流体的焓值较大,热利用率 会降低。综合考虑加热均匀性及预热经济性,要求 流体在环空中返回 *A* 点干度略大于 0,且越小越好, 在注汽干度为 0.7 时推荐注汽速度为 80 t/d。

3.3 注汽干度敏感性分析

注汽速度为80 t/d,不同注汽干度下对应干度、 长油管与环空换热量、环空与油层换热量的沿程分 布结果如图6~8 所示。





Fig. 6 Dryness's distribution during different steam injection dryness conditions





dryness conditions

由图 6 可以看出,随注汽干度增加,蒸汽到达 B 点的干度逐渐增加。当注汽干度较高(0.9)时,在 接近环空 A 点处,由于长油管向环空散热量大于环 空向油层散热量,导致出现干度上升现象。由图 7 和图 8 可以看出,相同注汽速度条件下,随着注汽干 度增加,长油管与环空换热量逐渐增加,且环空与油 层换热量沿井筒分布更加均匀;当注汽干度为 0.5 时,水平段跟端和趾端与油层换热差值约为 880 W, 占平均换热量(39.3 kW)的 2.24%,循环预热 30 d 后水平段跟端和趾端与油层换热量差值达到 2.28 GJ,所以改变注汽干度对循环预热均匀进行仍有较 大影响。增加注汽干度,有助于循环预热的均匀进 行,但环空与油层换热量相对减小。结合表 1 进一 步分析,发现注汽干度为 0.5 时在环空距离 A 点 300 m 处转化为过冷水,影响了水平段均匀换热。 但增加注汽干度后返回流体焓值会增大,热利用率 会降低。综合考虑热经济性和加热的均匀性,在注 汽速度为 80 t/d 时,推荐注汽干度为 0.7。



图 8 不同注汽干度下环空流体与油层换热分布

Fig. 8 Distribution of heat transfer between annulus and oil layer under different steam injection dryness conditions

3.4 最佳参数图版

在定循环预热水平段 A 点注汽压力条件下,以 上分析分别从定注汽速度和定注汽干度角度优选了 注汽参数,但实际选取时两参数均不确定,但选取标 准均为环空返回 A 点时干度刚好为 0。为此,计算 不同循环预热时间(1、2、3 d)后,不同注汽速度(60 ~100 t/d)条件下环空返回 A 点时干度刚好为 0 的 注汽干度,构建环空返回 A 点干度刚好为 0 时注汽 参数组合,计算结果如图 9 所示。

由图9中可知,在对应时间,环空返回A点干度 刚好为0时的注汽参数组合,注汽工况点在该曲线 上时,环空中返回A点时对应蒸汽干度刚好为0;若 注汽工况点在曲线上方,则蒸汽返回A点干度大于 0,可以满足均匀加热,但从经济性考虑,工况点应尽 量接近相变曲线;若注汽工况点在曲线下方,则蒸汽 返回A点干度小于0,不能满足均匀加热要求。图9 中,如注汽工况点位于1d和3d曲线之间,表示在 第1d时返回A点干度小于0,但至第3d后蒸汽返 回A点干度大于0,由实际要求可知,一般要求环空 温度在2~3d内达到稳定,所以推荐注汽工况点位 于1d和3d曲线之间,且尽量接近3d曲线。



Fig. 9 Optimal parametric drawing of horizontal section cycle preheating

4 结 论

(1)循环预热阶段,沿程压降、温降主要发生在 长油管中,环空中蒸汽主要消耗汽化潜热加热油层; 随注汽干度、注汽速度增加,环空中相变点距离井筒 水平段跟端A点越来越近,蒸汽返回环空A点干度 (或温度)逐渐增加,完成由过冷水向湿蒸汽转变; 当流速较高(100 t/d)、注汽干度较高(0.9)时环空 接近A点处出现干度拐点。

(2)循环预热水平段循环流速越小、注汽干度 越低,越有利于环空与油层换热,但由于相变会导致 加热均匀性变差。

参考文献:

- [1] ANDERSON M T, DAVID K. SAGD startup: leaving the heat in the reservoir [R]. SPE 157918, 2012.
- [2] VINCENT K D, MACKINNON C J, PALMGREN C T S. Developing SAGD operating strategy using a coupled wellbore thermal reservoir simulator[R]. SPE 86970, 2004.
- [3] CLARK H P, ASCANIO F A, van KRUIJSDIJK C P J W, et al. Method to improve thermal EOR performance using intelligent well technology: orion SAGD field trial [R]. SPE 137133-MS, 2010.
- [4] 霍进,桑林翔,刘名,等.风城油田蒸汽辅助重力泄油 启动阶段注采参数优化[J].新疆石油地质,2015,36
 (2):191-194.

HUO Jin, SANG Linxiang, LIU Ming, et al. Injectionproduction parameters optimization at startup phase of SAGD in Fengcheng Oilfield, Junggar Basin [J]. Xinjiang Petroleum Geology, 2015,36(2):191-194.

[5] 姜兴玲. 双水平井 SAGD 循环预热工艺研究与应用 [J]. 中外能源,2011,16(11):65-67.

JIANG Xingling. The study and application of circulation

steam process in dual-horizontal well [J]. Sino-global Energy, 2011,16(11):65-67.

[6] 陈森,窦升军,游红娟,等. 双水平井 SAGD 循环预热技 术及现场应用[J]. 新疆石油天然气,2012,8(B03):6-10.

CHEN Sen, DOU Shengjun, YOU Hongjuan, et al. Application of SAGD recycle preheating technology to bilateral horizontal well [J]. Xinjiang Oil & Gas, 2012,8 (B03):6-10.

[7] 席长丰,马德胜,李秀峦,等.双水平井超稠油 SAGD 循 环预热启动优化研究[J].西南石油大学学报(自然科 学版),2010,32(4):103-108.

> XI Changfeng, MA Desheng, LI Xiuluan, et al. Study on SAGD Technology for ultra heavy oil in dual horizontal wells [J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2010, 32 (4): 103-108.

 [8] 徐明海,任瑛,王弥康,等.水平井注蒸汽传热和传质 分析[J].石油大学学报(自然科学版),1993,17(5):
 60-65.

XU Minghai, REN Ying, WANG Mikang, et al. Analysis on mass and heat transfer in horizontal wellbore of steam injection well[J]. Journal of the University of Petroleum, China(Edition of Natural Science), 1993,17(5):60-65.

 [9] 李景玲,朱志宏,窦升军,等.双水平井 SAGD 循环预热 传热计算及影响因素分析[J].新疆石油地质,2014, 35(1):82-86.
 LI Jingling, ZHU Zhihong, DOU Shengjun, et al. Heat

transfer calculation and influence factors analysis for SAGD circulation phase in dual horizontal wells [J]. Xinjiang Petroleum Geology, 2014,35(1):82-86.

 [10] 师耀利,杜殿发,刘庆梅,等.考虑蒸汽相变的注过热 蒸汽井筒压降和热损失计算模型[J].新疆石油地 质,2012,33(6):723-726.
 SHI Yaoli, DU Dianfa, LIU Qingmei, et al. A calcula-

tion model for wellbore heat loss and pressure drop considering steam phase state changing in superheated steam injection well [J]. Xinjiang Petroleum Geology, 2012, 33(6):723-726.

- [11] 王弥康. 注蒸汽井井筒热传递的定量计算[J]. 石油 大学学报(自然科学版),1994,18(4):77-82.
 WANG Mikang. Quantitative calculation of wellbore heat transmission for steam injection wells [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 1994,18(4):77-82.
- BEST D A, LESAGE R P, ARTHUR J E. Steam circulation in horizontal wellbores [R]. SPE/DOE 20203-MS, 1990.

 [13] 王一平,李明忠,高晓,等. 注蒸汽水平井井筒内参数 计算新模型[J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2010,32(4):127-132.

WANG Yiping, LI Mingzhong, GAO Xiao, et al. A new parameter calculation model for steam flooding horizontal wellbore [J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2010, 32 (4): 127-132.

- [14] 万仁溥,罗英俊.采油技术手册(八):稠油热采工程 技术[M].北京:石油工业出版社,1996:136-144.
- [15] CHIU K, THAKUR S C. Modeling of wellbore heat losses in directional wells under changing injection conditions [R]. SPE 22870-MS, 1991.
- [16] 吴永彬,李秀峦,孙新革,等. 双水平井蒸汽辅助重力 泄油注汽井筒关键参数预测模型[J]. 石油勘探与开 发,2012,39(4):481-488.

WU Yongbin, LI Xiuluan, SUN Xinge, et al. A new analytical of model of heat communication judgment during heat circulation phase of dual-horizontal SAGD [J]. Petroleum Exploration and Development, 2012,39(4): 481-488.

- [17] 张琪.采油工程原理与设计[M].北京:石油大学出版社,2000:23-53.
- [18] WITNEY U K. The international association for the properties of water and steam[M]. Germany:Erlangen,1997.
- [19] HOLMAN J P. 传热学[M]. 北京:人民教育出版社, 1980:50-55.
- [20] VINCENT K D, MACKINNON C J, PALMGREN C T S. Developing SAGD operating strategy using a coupled wellbore thermal reservoir simulator [R]. SPE-86970-MS, 2004.
- [21] VANEGAS J W, CUNHA L B, ALHANATI F J S. Impact of operational parameters and reservoir variables during the start-up phase of a SAGD process[R]. SPE-97918-MS, 2005.
- [22] YUAN J Y, MCFARLANE R. Evaluation of steam circulation strategies for SAGD startup [J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 2011, 50(1): 20-32. (编辑 沈玉英)