

高瑞利数条件下竖排管束对原油的换热特性研究

赵健, 刘扬, 董航, 魏立新

(东北石油大学, 提高采收率国家重点实验室, 黑龙江 大庆 163318)

摘 要: 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、基于有限体积法, 对 Ra 数 $1.12 \times 10^6 - 1.02 \times 10^8$, Pr 数 101 - 127 范围内竖排等温管束对原油的自然对流换热特性进行了数值研究。结果表明, 随相邻加热管中心距增加, 管束整体依次经历了换热恶化、强化、稳定和衰退的不同阶段。底部加热管自然对流诱发的流体流动增大了上层管周围流体的速度, 对上层管换热具有强化作用, 但同时也改变了上层管周围流体的温度分布, 导致上层管换热恶化和 Nu 数随时间产生波动。此外, 存在换热强化和最高换热强度的临界中心距都随 Ra 数增大而减小, 换热强化作用随 Pr 数增大而减弱, 增加上层管数在一定程度上可提高管束的平均换热强度。

关 键 词: 数值模拟; 传热; 自然对流; 竖排管束; 原油

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.016

引 言

对于单根加热管自然对流换热过程, Morgan、Churchill 和 McAdams 分别提出了相应的实验关联式^[1-3], Kitamura、Stig Grafsrønningen 分别采用可视化的实验方法以水为介质对该问题进行了研究^[4-5], 给出了加热管表面的流动特性、温度分布, 尤其对湍流形成、转换机理及其对换热的影响进行了分析。实际储罐内的加热器往往由多根加热管按一定排列方式组合而成, 竖立排管方式因能在一定程度上消除水击^[6], 逐步得到应用。但受相邻加热管影响, 竖排管束的换热特性与单管有较大不同。Marsters 对管径 6.35 mm^[7], 中心距 2D - 20D 范围内的管束换热特性进行了实验研究, 结果表明通过改变中心距, 相比于单管, 管束换热最大可强化 30% 左右, 小中心距则可令换热强度削弱 50%。Stig Grafsrønningen 采用 PIV 技术对两根加热管构成管束的自然对流流动及换热进行了研究^[8], 指出管束 Nu 数随时间波动的现象, 并将该现象的原因归结为下层管羽流的影响, 同样对管束换热特性研究的学者还包括 Persoon、Reymond 等^[9-10], 但对于

管束换热特性及机理的观点尚没有完全达成一致。国内研究相对较少, 其中, 文献 [1] 对 Ra (瑞利数) $10^7 - 10^8$, 由管中心距 1.2D - 2D 范围内 3 根加热管构成管束的换热特性进行了实验研究, 给出了不同加热管的换热关联式, 并将上层管换热的变化归结为底部加热管自然对流形成的上升尾流的扰动, 但对扰动的影响规律并没有进行更为深入的分析。

以上研究多以实验方法为主, 通过控制加热功率令加热管以恒定热流对水、空气等低 Pr 数流体进行加热, 主要涵盖小管径的低 Ra 数范围。对于原油储罐内的管束加热问题, 原油热物性复杂, 随温度变化显著, 加之储罐用加热管直径一般在 15 - 50 mm 内^[12], 可对应高 Ra 数范围, 已有的研究成果并不能完全描述该种工况下的换热特性。因此, 本研究针对竖排加热管束、高 Ra 数范围内以原油为介质的自然对流换热过程进行研究, 主要目的在于揭示该种工况下竖排管束的换热特性及机理, 为提高管式加热器的换热效率、优化加热器结构奠定基础。

1 数值计算

1.1 物理模型

选取的物理模型和坐标系统如图 1 所示。计算区域高 $T_y = 6$ m, 长 $T_x = 7$ m, 4 根 50 mm 加热管竖排布置, 加热管表面为恒温边界, 计算区域上下左右边界为绝热边界, 初始时刻流体静止, 温度均匀, 只建立加热管截面的二维模型进行数值模拟。

1.2 数学模型

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

收稿日期: 2014-02-09; 修订日期: 2014-03-30

作者简介: 赵健(1986-), 男, 博士, 讲师。研究方向: 油气储运系统仿真与节能优化。

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho g \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} = \frac{\lambda}{C_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

式中: x —水平方向坐标, m; y —竖直方向坐标, m;
 u —水平方向速度, m/s; v —竖直方向速度, m/s;
 μ —流体动力粘度, Pa·s; C_p —流体比热, J/kg·°C;
 λ —流体导热系数, W/m·K。

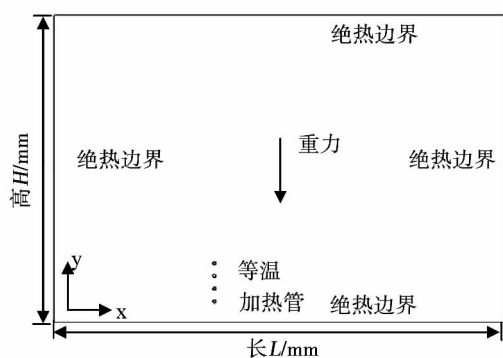


图1 计算模型

Fig. 1 Calculation model

加热管表面为恒温边界: $T_{\text{wall}}(x, y) = T_h$; 计算区域4个边界为固体壁面边界, 且绝热: $u = v = 0$, $-\lambda \frac{\partial T_x}{\partial x} = 0$, $-\lambda \frac{\partial T_y}{\partial y} = 0$; 按非稳态过程计算, 初始时刻原油静止, 温度均匀分布: $T(x, y) = T_0$, $u(x, y) = v(x, y) = 0$ 。

1.3 数值计算方法

采用分块划分网格的方法, 加热管所在区域采用非结构化四边形网格, 该区域以外采用结构化网格, 并对加热管表面网格进行加密。对控制方程的离散采用有限体积法, 扩散项离散采用中心差分格

式, 对流项采用 QUICK 格式^[3], 时间项离散采用全隐式积分方案。采用 SIMPLE 算法按“预测-修正”的步骤对控制方程组进行迭代求解。为了提高算法的收敛性, 原油密度采用布辛涅斯克近似的方式处理。计算按照非稳态过程模拟, 根据文献[6], 随时间变化流体温度的微弱升高不会对计算的 Nu 数造成较大影响, 但计算时间也不易过长, 以防止流体温度出现显著分层现象而影响计算结果。

1.4 数值计算模型验证

针对以水为介质的单加热管, 自然对流换热过程, 设计13组工况, 涵盖加热管直径15~50 mm, Ra 数 $4.48 \times 10^5 \sim 5.55 \times 10^8$, 流体 Pr 数 2.8~4.3。得到数值计算结果与文献[6]、文献[4]的实验关联式计算结果对比如图2所示, 其平均相对偏差为3.8%, 最大相对偏差6.6%, 证明了数值计算方法的可行性。

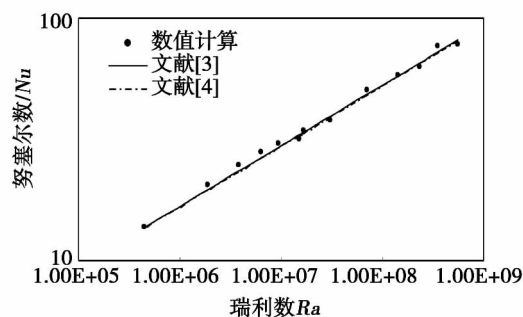


图2 数值计算模型验证(Nu 努赛尔数, Ra 瑞利数)

Fig. 2 Verification of the model for numerical calculation (Nu, Ra)

2 模拟结果与分析

共设计31组计算工况, 加热管直径 D 为15~50 mm, 中心距 S 为1.2~16D, 管子数量3、4和5根, 加热管表面温度80~120 °C, 初始油温36 °C, 计算工况的 Ra 数范围为: $1.12 \times 10^6 \sim 1.02 \times 10^8$, 以初始油温和壁温的平均值做为定性温度, 在该温度下流体 Pr 数为101~127。原油20 °C时的密度为0.846 g/cm³、导热系数0.155 W/m·K、热膨胀系数0.000 844 K⁻¹, 原油粘度, 比热随温度变化数据如下。

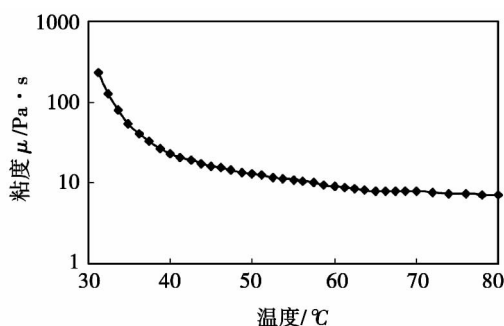


图 3 原油粘温关系曲线

Fig. 3 Viscosity vs. temperature of crude oil

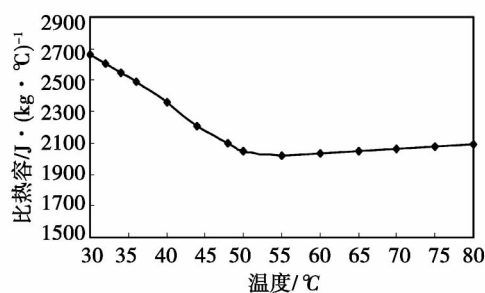
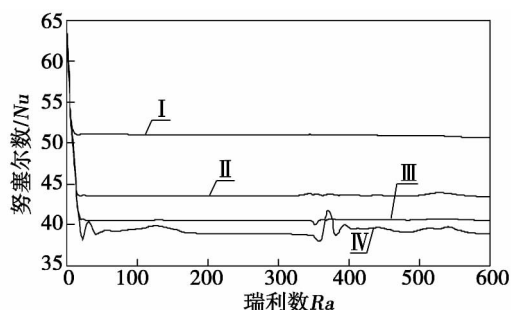


图 4 原油比热容曲线

Fig. 4 Curves showing the specific heat capacity of crude oil

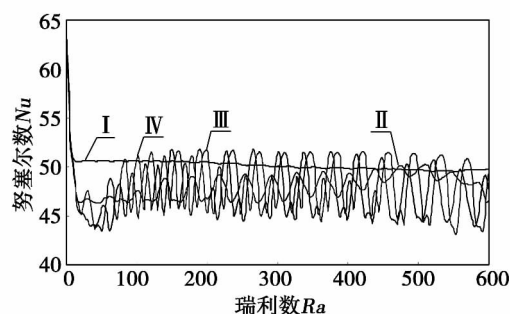
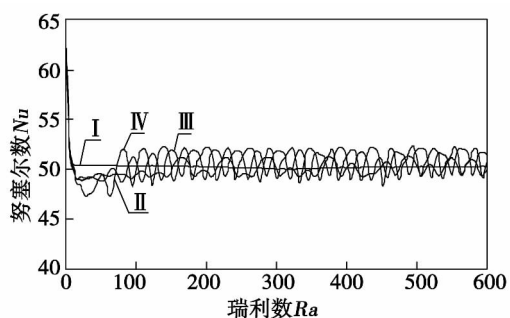
2.1 管束非稳态换热特性

以管径 50 mm, 壁温 80 °C, Ra 数为 4.16×10^7 时的四根管构成的管束为例, 不同加热管 Nu 数变化如下, 其中由下到上, 加热管分别为 I、II、III、IV。

图 5 中心距 S /管径 $D = 1.2$ 时管束 Nu 数随时间变化Fig. 5 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D = 1.2$

由图 5 – 图 10 可知, 管束最底部加热管的 Nu 数不随相邻加热管中心距和加热时间改变, 与单管时相同。中心距为 $1.2 D$ 时, 上三根加热管的 Nu 数

都低于底管, 换热恶化, 不同加热管的 Nu 数不随加热时间而改变。随中心距增大, 上三根管的 Nu 数都随时间出现波动, 但其平均值都增大。中心距大于 $2 D$, 上三根管的 Nu 数都高于底管, 换热强化, 同时 Nu 数波动的振幅和频率减小。中心距大于 $5 D$ 后, 上三根管的 Nu 数达到最大值, 且都较为稳定, 同时给出了不同中心距时加热管表面温度及速度场分布情况:

图 6 中心距 S /管径 $D = 1.5$ 时管束 Nu 数随时间变化Fig. 6 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D = 1.5$ 图 7 中心距 S /管径 $D = 2$ 时管束 Nu 数随时间变化Fig. 7 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D = 2$

根据图 11 – 图 14 所示, 管束下层管自然对流诱发周围流体流动形成羽流, 其对上层管换热有两方面作用, 一方面增大了上部管周围流体的速度, 对上层管换热有强化作用; 但同时也升高了上部加热管周围流体的温度, 削弱了上层管的换热强度, 两者作用的相对强弱随中心距不同而不同。中心距为 $1.2 D$ 时, 底部管的羽流被上层管分割为两部分, 由于中心距小, 上层管两侧速度及温度场分布对称, 加热管的 Nu 都较为稳定, 只是第 4 根加热管在 370 s

时出现了波动如图5所示,对应云图上加热管两侧速度及温度场分布的对称性改变如图13(a)所示。此时,下层管诱发的羽流对上层管周围温度场的影响更为显著,因此,上层管换热恶化。当中心距增大至 $1.5D$ 时,羽流对上层管温度场影响减弱,速度场影响增强,上层管 Nu 数虽有增大,但仍低于底管,而增大的中心距也为下层管羽流的发展提供了路径,上层管两侧交替受到冲击如图11(b)和图13(b)所示,原本对称的温度场及速度场发生改变。此时的 Nu 数出现明显的波动,说明下层管羽流运动路径的改变,对上层管两侧周期性交替的冲击作用是造成上层管 Nu 数波动的原因。当中心距增大至 $5D$ 时,上层管两侧速度场分布仍不均匀,羽流路径随时间改变,速度场影响显著,但由于距离增大,对温度场的影响几乎消失,此时上层管的 Nu 数不但高于底管,其随时间波动的现象也已消失。由此,可以进一步判定底部管羽流对上层管两侧的交替作用影响了上层管的温度场分布,这是造成 Nu 数波动的主要原因。

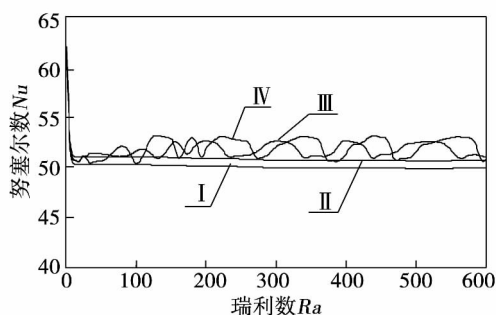


图8 中心距 S /管径 $D=3$ 时管束
 Nu 数随时间变化

Fig. 8 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D=3$

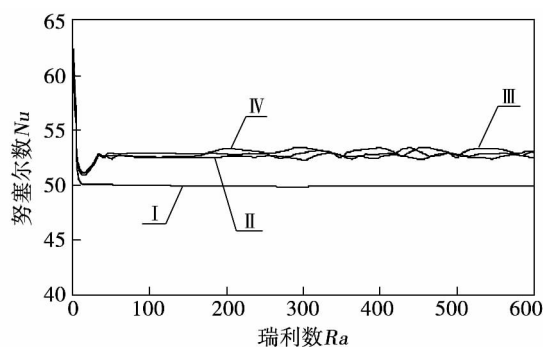


图9 中心距 S /管径 $D=5$ 时管束
 Nu 数随时间变化

Fig. 9 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D=5$

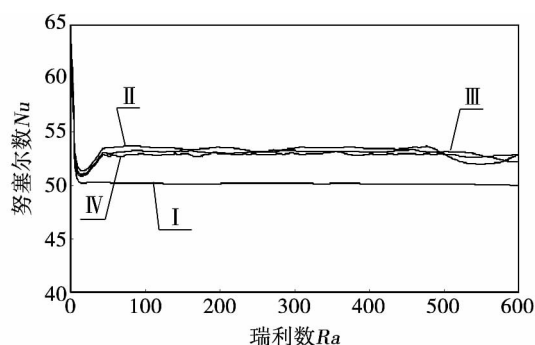


图10 中心距 S /管径 $D=7$ 时管束
 Nu 数随时间变化

Fig. 10 Changes of Nu number with time when the centerline distance S /tube diameter $D=7$

2.2 Ra 数、 Pr 数对管束换热特性的影响

为了对比 Ra 数对管束换热特性的影响,列举了管径15 mm、壁温 80°C 时的计算结果。

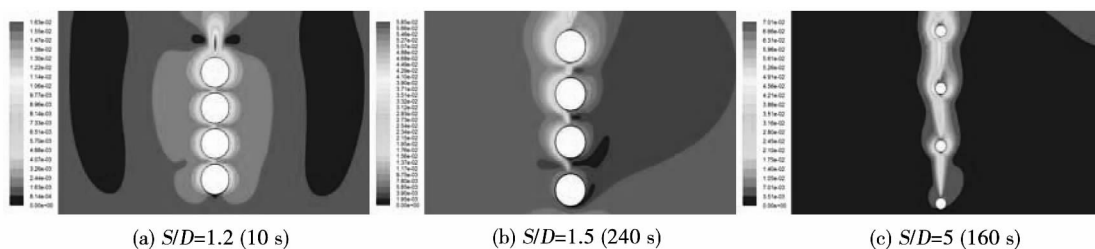


图11 不同中心距下的速度云图

Fig. 11 Atlas showing the velocity at various centerline distances S

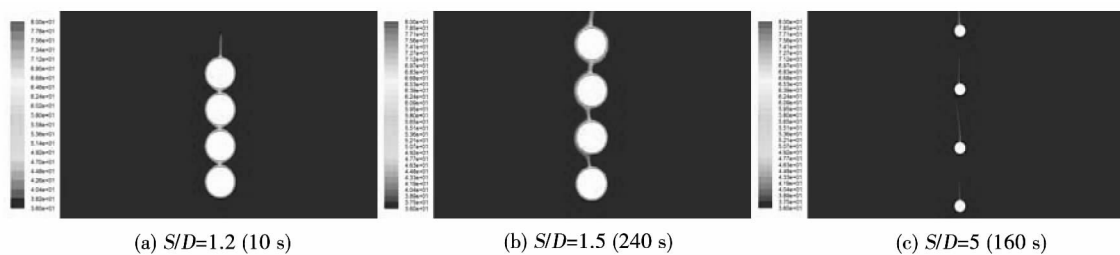


图 12 不同中心距下的温度云图

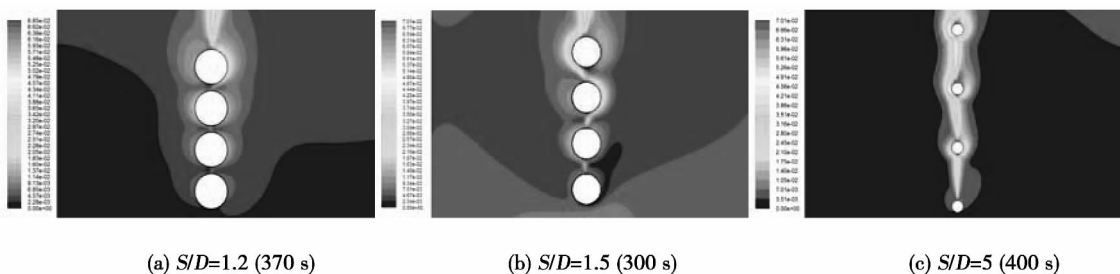
Fig. 12 Atlas showing the temperature at various centerline distances S 

图 13 不同中心距下的速度云图

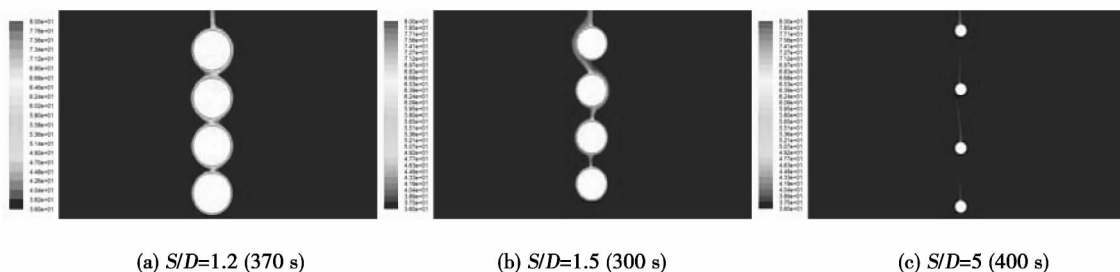
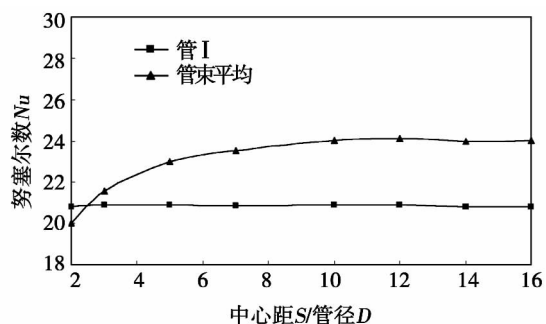
Fig. 13 Atlas showing the velocity at various centerline distances S 

图 14 不同中心距下的温度云图

Fig. 14 Atlas showing the temperature at various centerline distances S 图 15 $Ra = 1.12 \times 10^6$ 时不同管束
 Nu 数随管中心距变化Fig. 15 Changes of the Nu numbers of various tube bundles with the distance between the centerlines of the tubes when $Ra = 1.12 \times 10^6$

根据上述结果,底管 Nu 数仍不随中心距变化,与单管时相同。中心距在 $2.5 D$ 以内时,管束平均 Nu 数小于底管,随中心距增大,平均 Nu 数增加,最多可高于底管 15% 左右。中心距在 $10 D$ 以内时, Nu 数随中心距变化明显。超过 $10 D$, Nu 数变化减缓,高于 $12 D$ 后 Nu 数有减小的趋势。对比管径 50 mm , Ra 数 4.16×10^7 时,其出现换热强化的临界中心距为 $2 D$,管束 Nu 数增大至稳定的中心距约为 $5 D$,由此说明,随 Ra 数增大,底管形成的羽流强化换热的效果增强,管束出现换热强化及最高换热强度的临界中心距都有所减小。

此外,对比文献 [7] 和文献 [8] 所做的研究,其所采用的实验介质为水和空气,所获得的管束最大

平均换热强度可高出单管 30% 以上,而以原油为介质,数值计算的换热强度最大高出单管 20% 以内,说明 Pr 数对管束换热也存在影响, Pr 数越大,下层管羽流对上层管周围温度场的影响相对速度场越显著,上层管换热强化的百分比也越小。

2.3 管数对管束换热特性的影响

对加热管数量分别为 3 根、5 根,管径 15 mm,中心距 10 D 时的换热计算结果进行了整理,如图 16、图 17 所示。计算模型中,增加的 2 根加热管位于 3 根加热管的上方,分别为 IV, V。

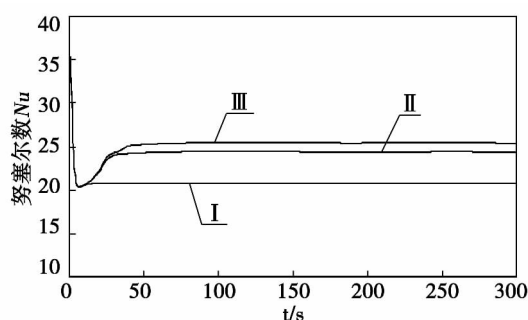


图 16 3 根管束 Nu 数随时间变化

Fig. 16 Changes of the Nusselt number of a tube bank composed of three tubes with time

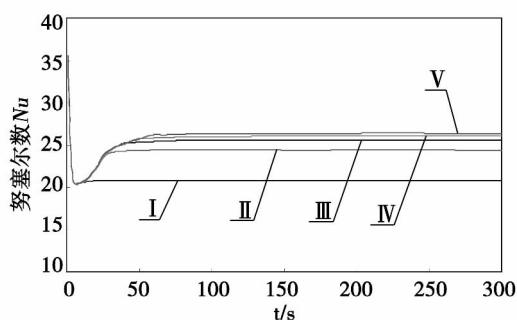


图 17 5 根管束 Nu 数随时间变化

Fig. 17 Changes of the Nusselt number of a tube bank composed of five tubes with time

根据上述结果,增加管数后,原有加热管的 Nu 数不受影响,受底管羽流影响,增加的加热管换热强度都高于底管,且越位于顶端,换热强度越高,管束总体换热强度也随之增加。因此,在工艺条件允许的范围内,增加加热管数量对提高管束的平均换热强度是有帮助的。

3 结 论

(1) 针对研究工况,竖排管束底管的 Nu 数与单管时相同,不随中心距改变,上层管 Nu 数随中心距增大,依次经历换热恶化、强化、稳定和减弱阶段,最后与单加热管时相同,下层管自然对流诱发的流体流动对上层管周围流体速度场及温度场影响的相对强弱是造成该现象的原因。

(2) 发生换热强化及出现最高换热强度的临界中心距都随 Ra 数增大而减小。随介质的 Pr 数增大,下层管自然对流诱发的流体流动对上层管周围流体温度场的影响相对增强,换热强化的百分比减小。

(3) 中心距较小时,上层管的 Nu 数随时间出现周期性波动,下层管自然对流对上层管周围流体温度分布的影响是该种波动的主要原因,随中心距增大,波动减弱至消失。

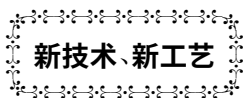
(4) 对于原油储罐内的管式加热器,以换热效果考虑,竖排布置时中心距应在 5 D 以上,由此不但可以避免 Nu 数波动造成的换热不稳定,同时也可提高管束的换热强度。增加加热管数量对提高管束平均换热强度是有帮助的,但也应考虑到实际的工艺条件。

参考文献:

- [1] V. T. Morgan, The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders [J]. Adv. Heat Transfer, 1975, 11: 199 - 264.
- [2] W. H. McAdams, Heat Transmission [M]. McGrawHill, New York, 1954.
- [3] S. W. Churchill, H. S. Chu, Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1974, 18: 1049 - 1053.
- [4] K. Kitamura, F. Kami-iwa, T. Misumi, Heat transfer and fluid flow of natural convection around large horizontal cylinders [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1999, 42: 4093 - 4106.
- [5] Stig Grafrønningen, Atle Jensen, B. Anders Pettersson Reif. PIV investigation of buoyant plume from natural convection heat transfer above a horizontal heated cylinder [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54: 4975 - 4987.
- [6] 郭雅文, 陈福利. 储罐水平排管式高效蒸汽加热器的研发与应用 [J]. 石油和化工设备, 2009, 6: 12 - 14.
- GUO Ya-wen, CHEN Fu-li. Development and applications of a high efficiency steam heater of a horizontal arrangement pattern in the storage tank [J]. Petro & Chemical Equipment, 2009, 6: 12 - 14.

- [7] G. F. Marsters, Arrays of heated horizontal cylinders in natural convection [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1972, 15: 921 - 933.
- [8] Stig Grafrønningen, Atle Jensen. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders at high Rayleigh numbers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2012, 55: 5552 - 5564.
- [9] T. Persoons, I. M. O' Gorman, D. B. Donoghue, G. Byrne, D. B. Murray. Natural convection heat transfer and fluid dynamics for a pair of vertically aligned isothermal horizontal cylinders [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011, 54: 5163 - 5172.
- [10] O. Reymond, D. B. Murray, T. S. O' Donovan. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders [J]. Exp. Thermal Fluid Sci. 2008, 32: 1702 - 1709.
- [11] 杨世铭, 蒋常建, 徐建新, 范云良. 高雷诺数条件下竖列管束的自然对流换热 [J]. 工程热物理学报, 1997, 18(5): 588 - 591.
- YANG Shi-ming, JIANG Chang-jian, XU Jian-xin, et al. Natural convection heat exchange of tube banks in a vertical arrangement under the condition of a high Rayleigh number [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(5): 588 - 591
- [12] 郭光臣, 董文兰, 张志廉. 油库设计与管理 [M]. 石油大学出版社, 2006.
- GUO Guang-chen, DONG Wen-lan, ZHANG Zhi-lian. Design and management for an oil depot [M]. Petroleum University Publishing House, 2006.
- [13] T. Hayase, J. A. C. Humphrey, R. Greif. A consistently formulated QUICK scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures [J]. Journal of Computational Physics. 1992, 98: 108 - 118.

(陈 滨 编辑)



新技术、新工艺

根据高压蒸汽过热器出口集箱加热条件 选择蒸燃联合装置启动蒸汽初温

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.017

据《Теплоэнергетика》2013 年 6 月刊报道, ВТИ(全俄热工研究所)的专家提供了蒸燃联合装置的高压蒸汽过热器出口集箱和蒸汽管道许用初温和加热速度分析的结果, 这些许用值是为了保证其循环强度所需的条件。

蒸汽过热器出口集箱是决定蒸燃联合装置所有类型启动持续时间的余热锅炉关键部件之一。在某些类型启动条件下, 尤其是从冷态启动时, 蒸汽和集箱金属初始温差是影响集箱循环强度的一个决定性因素, 该初始温差的极限值现在没有规定。

用集箱的三维数学模型进行的计算结果表明, 对于给定的蒸汽流量和集箱金属初始温度, 在启动时其热应力状态由蒸汽和集箱金属初温差和随后启动阶段蒸汽温升速率的关系所决定。

对于集箱循环强度由蒸汽和集箱金属初温差决定的情况, 提出的方法允许选择保证所要求的“启动 - 稳态工况 - 停机”循环数。

提供了保证循环强度的蒸汽温度许用升速的列线图。

(吉桂明 摘译)

er. - 2014, 29(6) . - 657 - 663

To optimize the synergy of the flow and temperature field in a gravity type heat pipe and improve the heat transfer characteristics inside the tube, based on the field synergy theory and according to the actual geometric dimensions and the field synergy angle etc. factors, a spiral fin flow disturbance tapered structure was mounted inside the gravity type heat pipe. A model for inner spirally-finned heat pipe was established: the round tube length $L_{\text{model}} = 500$ mm, tube diameter $D = 20$ mm, inner spiral fin length $L_2 = 100$ mm, the assembly dimension $L_1 = 200$ mm, the working medium in the tube was water. Through calculation, it has been determined that the cone angle of the spiral fin is 12.33 degrees and the lead angle is 25.91 degrees. By using the CFD software, the heat transfer and resistance characteristics of the flow inside the pipe were numerically simulated. It has been found that the radial heat transfer performance of the gravity type heat pipe has been improved and when $Re = 1800$, the heat flux Q of the enhanced heat pipe increases by 18.7% and the flow resistance inside the tube h_g increases by 24.88 times as compared with those of common gravity type heat pipe. **Key Words:** gravity type heat pipe, field synergy, inner spiral fin, product design, model simplification, computational fluid dynamics

高瑞利数条件下竖排管束对原油的换热特性研究 = Study of the Heat Exchange Characteristics of Crude Oil in a Vertical Tube Bundle at High Rayleigh Numbers 赵, 刘 ZHAO Jian, LIU Yang, DONG Hang, WEI Li-xin (National Key Laboratory on Production Ratio Enhancement, Northeast Petroleum University, Daqing, China, Post Code: 163318) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6) . - 664 - 670

By using the standard turbulent flow model and based on the finite volumetric method, numerically studied were the natural convection heat exchange characteristics of crude oil outside a vertical tube bundle with the Rayleigh number and Pr number being in a range from $1.12 \times 10^6 - 1.02 \times 10^8$ and 101 - 127 respectively. It has been found that with an increase of the centerline distance between any neighboring two heating tubes, the tube bundle as a whole will experience in turn various stages, i. e. the heat exchange worsening, enhancing, stabilizing and declining stage. The fluid flow induced by the natural convection of the crude oil outside the bottom heating tubes enhances the speed of the fluid outside the upper tubes and intensifies the heat exchange of the upper tubes and at the same time, changes the temperature distribution in the fluid surrounding the upper tubes, leading to a deterioration of the heat exchange of the upper tubes and a fluctuation of Nu number with time. Moreover, the critical centerline distances of the highest heat exchange intensity and heat exchange enhancement all decrease with an increase of the Ra number and the role in enhancing the heat exchange will weaken with an increase of Pr number, thus to add the number of the tubes at the top can enhance the average heat exchange intensity of the tube bundle. **Key Words:** numerical simulation, heat transfer, natural convection, vertical tube bundle, crude oil