

一种新型高温热泵混合工质的循环性能

马利敏¹, 王怀信², 王继霄²

(1. 中国石油大学 机电工程学院, 北京 102249 2. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072)

摘 要: 对一种 ODP(臭氧破坏势)为零的新型环保非共沸混合工质 M₁ 在冷凝温度范围为 80~110 °C 循环温升为 45 °C 的高温热泵工况下, 进行了循环性能的理论 and 实验研究。理论循环性能分析表明, M₁ 的综合性能优于传统工质 CFC114 实验结果表明, M₁ 系统的制热量 Q 和循环性能系数 COP 随工况温度的升高而提高。实验中, M₁ 的最高平均冷凝温度达到 102.3 °C 相应热输出温度为 103.0 °C 冷凝压力和排气温度分别为 1.951 MPa 和 119.0 °C 都在安全应用的限制范围内。

关 键 词: 高温热泵; 循环性能研究; 混合工质

中图分类号: TK16 文献标识码: A

引 言

缺乏适用于高温工况、环境友好及循环性能优良的新型工质是制约现阶段高温热泵技术发展的主要因素。早期研究中, CFC114 是冷凝温度超过 80 °C 时应用最广泛的热泵工质^[1], 但因其破坏臭氧层, 已遭禁用。Rakesh 等人对 HFC22^[2]、李廷勋等人对 HCFC22/HCFC141b^[3]、史琳等人对混合工质 HIR01、HIR02 和 HIR04^[4-6]、赵力等人对 HCFC22/HCFC142b/HCFC21^[7-8]、HC290/HC600a/HFC123、HCFC22/HFC236ea、HCFC22/HFC236ea/HFC142b 王怀信等人对多种混合工质开展了理论和实验研究^[9-11]。

以上混合工质多包含 HCFC 类物质, 因其破坏臭氧层, 已面临淘汰; 而且多数混合工质适宜的冷凝温度较低, 无法充分利用高温工业余热。因此新型环境友好、循环性能优良的高温热泵工质有待研究。

本研究为冷凝温度范围在 80~110 °C、循环温升(冷凝温度与蒸发温度之差)为 45 °C 左右的高温热泵工况, 筛选出一种 ODP(臭氧破坏势)为零的新

型混合工质, 并对其进行了理论和实验循环性能研究。

1 高温热泵混合工质的提出

1.1 混合工质的提出

理想的高温热泵工质, 首先应满足工质的一般要求, 即: 环境性能好, ODP 为零、GWP 值较低; 无毒、不可燃、热稳定和化学稳定性好; 具有尽可能高的单位容积制热量和性能系数、低的压比和排气温度等。此外, 还要求工质运行在较高冷凝温度上时(冷凝温度 T_{con} 达到 100 °C 甚至更高), 冷凝压力在系统可承受的范围内(工程上一般要求在 2.5 MPa 以下)。

考虑到多数工业热泵系统的冷热源均以显热流体(如水、空气等)为载热流体, 换热过程中的温度变化为 5~10 °C。采用适宜的非共沸混合工质, 利用其相变过程中的温度滑移与载热流体的温度变化相匹配, 可有效地降低换热器中的温差传热不可逆损失、提高可用能效率, 同时弥补纯质某种性能上的不足。本研究通过对多种纯质及其混合工质进行理论循环性能计算, 筛选出一种不可燃、非共沸混合工质 M₁ (M₁ 的各纯质组元均已商品化)。

1.2 混合工质的理论循环性能

采用 Pate 和 Tejj 给出的三参数立方型状态方程及其混合规则计算工质的热力学性质与循环性能^[12], 它同时适用于非极性流体和多数极性流体, 对液相比容和气液相平衡计算有着良好的精度。

1.2.1 理论循环计算工况

计算工况: 冷凝温度范围为 80~110 °C, 循环温升(平均冷凝温度与平均蒸发温度之差)为 45 °C, 过热度 2 °C, 过冷度 0 °C。工质压缩过程的热力计

收稿日期: 2009-07-29 修订日期: 2009-12-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50476062)

作者简介: 马利敏(1978-), 女, 辽宁西丰人, 中国石油大学博士。

算采用改进的方法^[13],本研究对该计算方法进行简要介绍。因实验用压缩机为全封闭活塞式,所以计算中亦以全封闭活塞压缩机为基础。改进计算考虑了工质在压缩机内进气和排气过程的换热特点,将工质在压缩机内经历的过程处理为定压加热(5-5')、绝热压缩(5'-6')、定压放热(6'-7')三个子过程的复合过程(5-5'-6'-7'),如图1所示。

(1) 定压加热子过程 5-5' 的终态参数 5' 的确定:

5' 由过程能量平衡关系确定,即:

$$h_{5'} - h_5 = [\eta_t \eta_{motor} \eta_{mech} + 0.03 + (\eta_t + 0.03) \left(\frac{1}{\eta_{vr}} - 1\right)] \frac{h_{5'} - h_{5'}}{\eta_{motor} \eta_{mech}} \quad (1)$$

在确定 5' 状态时,需先假设一初值,然后由 $h_{5'} - h_5 = (h_{5s'} - h_{5'}) / \eta_s$ 得到 $(h_{5s'} - h_{5'})$,将已知的 h_5 和计算得到的 $h_{5s'}$, $(h_{5s'} - h_{5'})$ 代入式(1),检查等式两端是否相等,若不等,重新假设 5' 值,通过迭代计算最终确定 5' 状态。

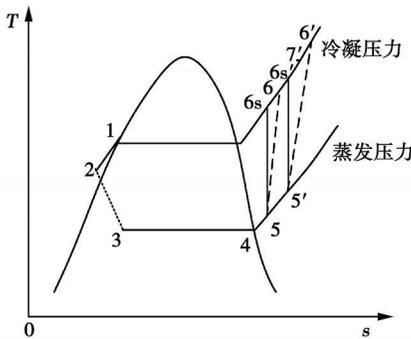


图 1 理论热泵循环示意图

(2) 压缩机电机输入比功 w_{input} 的确定:

计算方法与现有理论循环分析中对绝热过程的计算相同,即:

$$w_{input} = \frac{h_{5'} - h_5}{\eta_{motor} \eta_{mech} \eta_{vr}} \quad (2)$$

(3) 定压放热子过程 6'-7 的终态参数 7 的确定:

$$h'_6 - h'_7 = \frac{0.03 \times (h'_6 - h'_7)}{\eta_{motor} \eta_{mech} \eta_{vr}} \quad (3)$$

结合前面得到的状态 5'、6 的参数,即得 h_7 ; 由 $(P_7 = P_6, h_7)$ 即可完全确定状态 7'。

由上述关系式和计算方法,即可确定工质复合过程的参数和功量。该计算方法使计算结果更接近实际,因为不仅考虑绝热定熵效率,还考虑电机效率、机械效率、汽缸余隙容积系数和壳体散热损失的影响。同时为保证理论计算的简洁性,计算不涉及

具体压缩机的尺寸,各效率参考经验值。在本理论计算中,电机效率 η_{motor} 、机械效率 η_{mech} 和定熵效率 η_s 均取为 85%,汽缸余隙容积系数 η_v 取为 0.03,壳体散热损失 η_c 取为 10%。

1.2.2 M1 的理论循环计算结果及分析

M1 与 CFQ14 的理论循环性能参数如图 2~图 5 所示。由图 2 可以看出, M1 的冷凝压力 P_c 在每个冷凝温度计算点 t_c 都较 CFQ14 高,但即使在冷凝温度为 110℃ 时, M1 的 P_c 也未超过 2.5 MPa 为 2.233 MPa 满足工程应用对冷凝压力的限制。

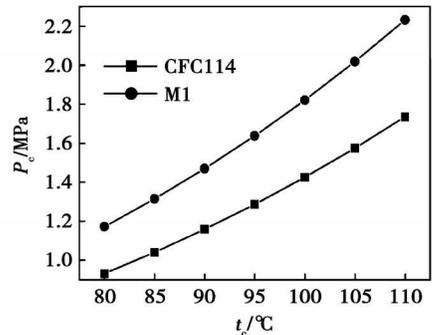


图 2 P_c 随 t_c 的变化情况

图 3 为 M1 和 CFQ14 的循环性能系数随冷凝温度 t_c 的变化情况,在 t_c 为 80~90℃ 的范围内, M1 的 COP 比 CFQ14 低 0.3%; 在 t_c 为 90~100℃ 的范围内, M1 的 COP 与 CFQ14 的相同,两工质该段的 COP 曲线完全重合; 在 t_c 为 100~110℃ 的范围内, M1 的 COP 比 CFQ14 平均低 0.6%。综合看来,在整个 80~110℃ 的冷凝温度范围内, M1 与 CFQ14 的 COP 几近相同。

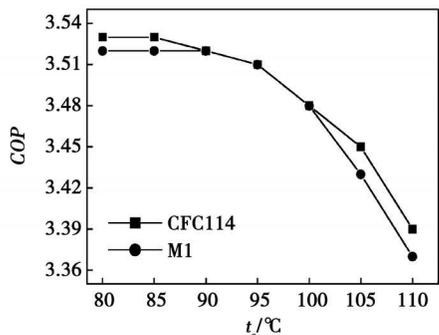


图 3 COP 随 t_c 的变化情况

在给定制热量下,工质单位容积制热量 q_v 越大,所需压缩机的排量就越小,因此 q_v 的高低直接影响压缩机的尺寸。在整个冷凝温度计算范围内, M1 的 q_v 都高于 CFQ14 的,如图 4 所示,而且随着

流体进出口温差确定); (2) 通过调整两器载热流体入口温度 $t_{p,e}$ 、 $t_{p,i}$, 使工质的平均冷凝温度 t_c 和平均蒸发温度 t_e 达到实验要求; (3) 监测工质在蒸发器出口过热度, 调节膨胀阀开度保证工质过热度在 $2 \sim 3^\circ\text{C}$ 左右。

2.4 实验结果整理

2.4.1 制热量 Q 和循环性能参数 COP 的计算

实验结果整理在图 7~图 13 中, 其中 COP 由制热量 Q 压缩机输入功率 W 得到, 压缩机的输入功率由功率表测量的电流和电压计算得到, 制热量由冷凝器载热流体流量、进出口温差结合载热流体的平均定压比热计算得出。

2.4.2 两器总传热系数的计算

为求得蒸发器和冷凝器中总传热系数, 需要计算工质和载热流体在换热器中的对数平均温差。根据换热流体在换热器两端的温度差, 求取的对数平均温差是把换热器内总传热系数视为常数得到的, 其中包含了较大程度的近似。为计算得更准确些, 可以在相同的换热机理区间 (如工质的过热吸热或相变吸热) 内, 根据测温节点把换热器分成相应的若干段, 以蒸发器为例, 如图 7 所示, 在每一段里, 把该段内的传热系数值当作常数处理, 求得该段对数平均温差。换热器中总对数平均温差等于各段对数平均温差的加权值, 权重为各段的换热量占换热器总换热量的大小, 具体为:

$$\Delta t_{MID} = Q / \sum_{i=1}^n \frac{\Delta Q_i}{\Delta t_{MID,i}} \quad (3)$$

由求得的两器换热量和对数平均温差再求得两器的总传热系数:

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{MID}} \quad (4)$$

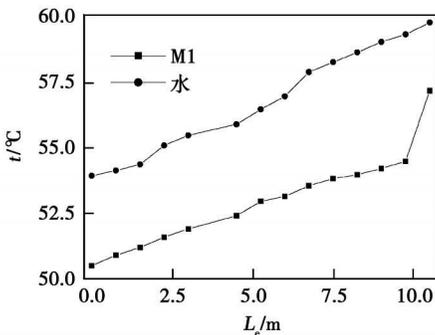


图 7 M1 和水在蒸发器中换热

2.5 实验结果分析

实验结果见图 8~图 13 M1 的综合性能在整

个实验的冷凝温度范围内 ($80.0 \sim 102.3^\circ\text{C}$) 随运行工况的上移更具优势。

(1) COP 增大, 如图 8 所示。运行工况上移, 工质制热量和压缩机耗功均增大, 但实验表明, 工质制热量增加的幅度要大于压缩机的, 故实验 COP 增大。102.3 °C 时的 COP 与 80.0 °C 时相比增加了 12.4%。

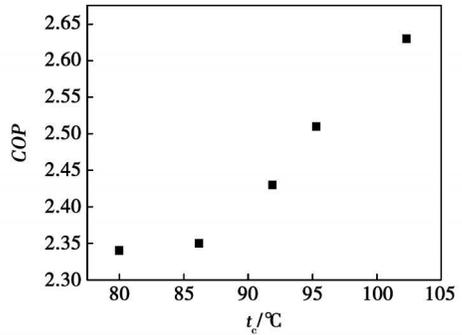


图 8 COP 随 t_c 的变化情况

(2) 系统制热量显著增大, 如图 9 所示。运行工况上移, 工质蒸发温度升高, 在过热度基本保持不变的情况下 ($2 \sim 3^\circ\text{C}$) 工质单位容积制热量随之增加, 压缩机排量不变, 系统制热量增大。102.3 °C 时的制热量与 80.0 °C 时相比增加了 84.7%。

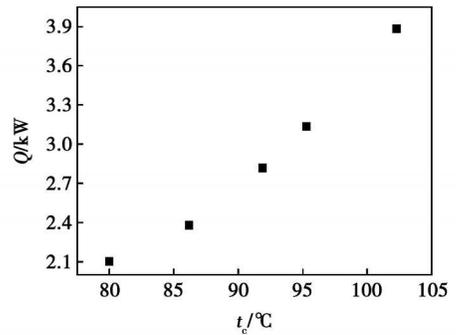


图 9 Q 随 t_c 的变化情况

(3) 压比降低, 如图 10 所示。在循环温升基本相同的情况下 (43°C 左右) 随着运行工况的上移, 冷凝压力和蒸发压力均会增加, 其中蒸发压力增加的相对幅度更大, 所以压比有所降低, 这有助于提高压缩机运行效率。

(4) 工质的传热性能提高, 如图 11 和图 12 所示。由于运行工况上移, 而压缩机排量不变, 工质压缩机吸气口处比容减少, 故系统中参与循环的工质质量增加, 这有助于提高系统的换热性能。在冷凝温度达到 102.3 °C 时, 冷凝器以乙二醇水溶液为载

热流体。由于乙二醇水溶液的导热系数比水小, 所以该工况下, 冷凝器的总传热系数 k_c 低于其它工况下以水为载热流体时的总传热系数。

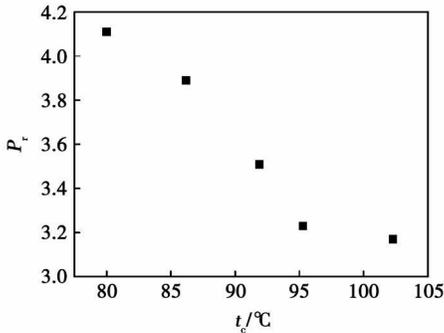


图 10 P_t 随 t_c 的变化情况

随着运行工况温度的提高, 工质的排气温度自然随之升高, 当冷凝温度为 102.3°C 时, 排气温度上升到 119.0°C , 如图 13 所示, 但低于压缩机排气温度的高限 (140°C 左右)。注意到, M_1 在冷凝温度为 102.3°C 时的工作压力为 1.951 MPa ; 在常规热泵系统安全压力范围内, 并且仍有余量, 说明 M_1 还有在更高冷凝温度下应用的潜力, 这有待进一步的实验验证。

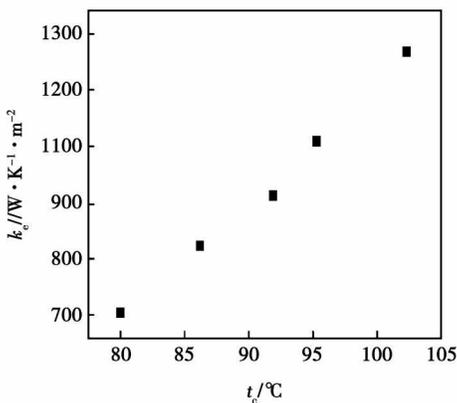


图 11 k_c 随 t_c 的变化情况

2.6 实验结果讨论

2.6.1 M_1 实测 COP 较低原因分析

与理论循环性能分析的计算值相比, M_1 实测 COP 要明显偏低, 分析其原因为: 一是理论循环性能分析中忽略了一些实际影响因素, 例如工质的流动摩擦压降; 二是实验装置中压缩机的电机效率、机械效率、热效率均偏低; 三是载热流体侧存在散热损失。

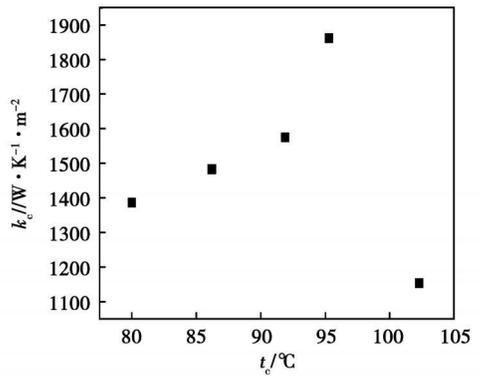


图 12 k_c 随 t_c 的变化情况

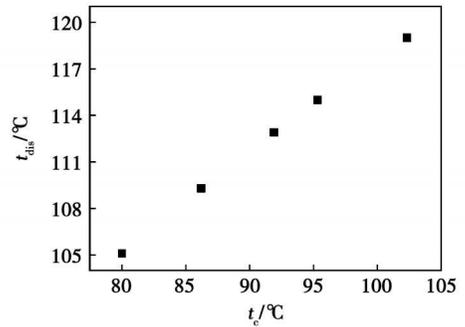


图 13 t_{dis} 随 t_c 的变化

2.6.2 提高 M_1 实测 COP 的措施

(1) 更换性能更好的压缩机: 实验所用压缩机为空调用 R_2 活塞式全封闭压缩机, 因实验工质和运行工况与该压缩机的设计工况相距甚远, 导致压缩机性能较差。若采用效率更高、更耐高温的热泵用涡旋压缩机, 系统 COP 有望在相同工况下超过 3。

(2) 采用换热效果更好、结构更紧凑的板式换热器: 为能监测和测量制冷剂 and 载热流体在换热器的沿程温度分布和换热性能, 实验采用体积较大 (散热损失大) 的套管换热器, 若采用换热效果更好, 结构更为紧凑的板式换热器, 则会进一步提高系统 COP。

3 结论

对混合工质 M_1 进行的理论循环性能分析表明, 在冷凝温度为 $80 \sim 110^\circ\text{C}$ 的高温热泵工况范围内, 工质 M_1 的热力参数适中、循环性能优良, 综合性能优于传统工质 CFC_{114} 。围绕 M_1 在冷凝温度为 $80.0 \sim 102.3^\circ\text{C}$ 的工况范围内开展的实验研究表

明, M_1 随系统运行工况温度水平的提升而表现出更加优良的实际循环性能。

混合工质由 HFC 物质组成, 目前尚未作相关材料相容性实验, 在已有实验中, 未发现异常。有关 M_1 的输运性质、材料相容性等实验研究有待开展。

参考文献:

[1] DEVOTTA S, PENDYALA V R. Thermodynamic screening of some HFCs and HFEs for high temperature heat pumps as alternatives to CFC114[J]. Int J Refrig 1994 17 (5): 338—342

[2] RAKHESH B, VENKATARAMAN G, MURTHY S S. Performance comparison of HFC227 and CFC114 in compression heat pump[J]. Applied Thermal Engineering 2003 23: 1559—1566

[3] LIT X, GUO K H, WANG R Z. High temperature hot water heat pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC22/HCFC142 b [J]. Energy Conversion and Management 2002 43: 2033—2040

[4] LU N X, SHIL HAN L Z et al. Moderate high temperature water source heat pumps using a near-azeotropic refrigerant mixture [J]. Applied Energy 2005 80: 435—447.

[5] 朱秋兰, 史琳, 韩礼钟, 等. 中高温热泵新工质 HTR02 实验研究[J]. 工程热物理学报, 2005 26(2): 208—210.

[6] 管成, 史琳, 零 ODP 的中高温热泵工质 HTR04 实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2007 28(6): 919—921

[7] ZHAO P C, ZHAO L, DING G L et al. Experimental research on geothermal heat pump system with non-azeotropic working fluids [J]. Applied Thermal Engineering 2002 22: 1749—1761.

[8] 高攀, 赵力. 中高温热泵系统循环工质的研究 [J]. 暖通空调, 2006 36(1): 24—27.

[9] 马利敏, 王怀信, 郑臣明. 几种中高温热泵工质的理论循环分析 [J]. 天津大学学报, 2005 38(8): 689—694

[10] 张宇, 王怀信, 马利敏. 一种新型中高温热泵混合工质的循环性能 [J]. 制冷学报, 2005 4: 35—39

[11] 曹志勇, 王怀信, 郭涛, 等. 几种中高温热泵工质的循环性能实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2008 29(8): 208—210.

[12] PATEL N C, TEJA A S. A new cubic equation of state for fluid and fluid mixtures [J]. Chemical Engineering Science 1982 37 (3): 463—473

[13] 王怀信, 马利敏, 王继雷. 理论制冷循环绝热压缩过程的改进计算 [J]. 工程热物理学报, 2007 28(4): 549—552

(编辑 伟)

新技术、新工艺

用于汽轮机旋转频率调节的比例—积分调节器的研究和优化

《Теплоэнергетика》2009年9月号公布了 ЗАОУТЗ (乌拉尔涡轮机厂) 汽轮机电液调节系统中用于旋转频率调节的比例—积分调节器的研究成果。

(1) 从系统调节优劣的判断来看, 旋转频率的调节应用比例—积分调节器较之比例调节器的优点在于: 在反馈放大器内的最佳放大率减少到 $1/2 \sim 4/10$ 提高了系统在控制过程中的稳定性, 并增加了 ЭП (电液变换器) 电力传动装置的寿命。

(2) 针对乌拉尔涡轮机厂 T-100-12.8 型汽轮机和正在研究中采用的调节系统电力部分的特性 ($T_s = 0.05$ s; $T_{pc} = T_{\eta} = T_c^* = T_{\eta}^* = 0.02$ s), 确定了旋转频率比例—积分调节器参数最佳值的范围: 积分时间常数 $T_i = 0 \sim 0.3$ s 和反馈放大器回路内的放大系数 $k = 1 \sim 4$ 。这时, 在数值 $T_i \approx 0.2$ s $k = 3$ 时能保证最好的调节质量。

(3) 在提高电液变换器和调节控制器快速动作的情况下, 由方程 (6) 描述的系统的性能接近液力机械自动调节系统类似的指标, 这时明显扩大了系统最佳参数的范围: $T_i < 0.8$ s $k = 1 \sim 8$

(吉桂明 摘译)

一种新型高温热泵混合工质的循环性能 = Cycle Performance of a Hybrid Working Medium for a New Type High Temperature Heat Pump [刊, 汉] / MA Limin (College of Electromechanical Engineering, China State Petroleum University, Beijing, China, Post Code: 102249), WANG Huaixin, WANG Jixiao (College of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(5), —491~496

A theoretical and experimental study was conducted of the cycle performance of a new type of environmental protection non-polluting hybrid working medium M_1 , which has a zero ozone depleting potential (ODP). Under the operating condition of a high temperature heat pump of which the condensing temperature ranges from 80 to 110 °C and the cyclic temperature rise reaches 45 °C, a theoretical and experimental study was performed of the cycle performance. An analysis of the theoretical cyclic performance shows that the comprehensive performance of M_1 is superior to that of the traditional working medium CFC114. It has been found from the test results that the heat quantity Q produced by the M_1 system and the coefficient of performance (COP) will increase with an increase of the operation temperature. During the test, the maximum mean condensing temperature of M_1 attained 102.3 °C and the corresponding heat output temperature reached 103.0 °C. The condensing pressure and exhaust gas temperature were 1.951 MPa and 119.0 °C respectively. All the foregoing parameters are within the limits for a safe use. Key words: high temperature heat pump; cycle performance study; hybrid working medium

流体横掠管束模拟中壁面函数影响研究 = Study of the Influence of Wall Surface Functions in Simulating a Fluid Laterally Sweeping a Tube Bundle [刊, 汉] / LU Minshan, YANG Fan, DONG Qiwu, et al (Henan Provincial Key Laboratory on Process Heat Transfer and Energy Conservation, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(5), —497~500

The standard $k-\epsilon$ turbulent flow model and an enhanced wall surface function method were used to numerically simulate a shell-and-tube heat exchanger. The simulation results are in relatively good agreement with the test ones. By employing an ideal laterally swept tube bundle model for an incoming stream at a uniform speed, investigated was the influence of the two wall surface treatment methods on the wall surface correction, i.e. the method based on the standard wall surface function and enhanced one. Compared with the classic formula, when the Reynolds number equals to 5000, the calculation results by adopting the standard wall surface function will have a relatively big error while the simulation results by adopting the enhanced wall surface treatment method will produce a relatively small error. When the Reynolds number reaches 15000, the calculation results by employing both wall surface functions will correspond relatively well with the test ones. When the enhanced wall surface function was used for the calculation, y^+ value exercised a relatively big influence on the accuracy of the calculation results. In addition, the enhanced wall surface function could examine relatively well the heat transfer and flow characteristics nearing the wall surfaces. Key words: shell and tube heat exchanger; laterally swept tube bundle; numerical simulation; wall surface function