

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2018.02.015



LNG 空温式气化器管束传热特性

刘珊珊¹, 李澜², 焦文玲¹

(1. 哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 哈尔滨 150090;
2. 中国市政工程华北设计研究总院有限公司, 天津 300074)

摘要:液化天然气(LNG)空温式气化器由翅片管管束组成,以节能环保的优势在 LNG 中小型气化站得到广泛应用。空温式气化器管束中的单根翅片管传热会受到相邻翅片管的影响,与大空间中的单根翅片管的传热过程存在差异,传统的传热设计中往往忽略管束中翅片管的传热差异,带来较大误差。针对空温式气化器管束传热特性展开研究,对涉及流固耦合传热问题的翅片管管束进行整场建模与求解,采用混合物模型和 Lee 模型求解管内 LNG 气化传热,得到了管束中不同位置翅片管的空气侧温度场分布及传热系数,建立了空气侧传热差异系数拟合公式,并用管束空气侧传热特性实验对拟合公式进行了验证。

关键词:液化天然气;空温式气化器;管束传热;数值模拟

中图分类号:TU996.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2018)02-0095-08

Heat transfer performance of the fin tube bundle of LNG ambient air vaporizer

Liu Shanshan¹, Li Lan², Jiao Wenling¹

(1. School of Municipal & Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, P. R. China;
2. North China Municipal Engineering Design & Research Institute Co. Ltd, Tianjin 300074, P. R. China)

Abstract: LNG ambient air vaporizer (AAV) composed of fin tube bundle is widely used in small to medium gas stations due to its advantages in energy and economic savings. The heat transfer of the fin tube in the bundle is affected by the adjacent fin tube, which is different with the fin tube in the large space. The heat transfer difference of each fin tube in the bundle is generally neglected during the design process, which results in large error. The heat transfer performance of the fin tube bundle of AAV was investigated. The fluid solid coupled heat transfer of the fin tube bundle was numerically simulated integrally, and the mixture model and Lee model were used to solve the vaporization process of LNG. The heat transfer coefficients of the air side of the different fin tube in the bundle were obtained, and the formula of the heat transfer difference among the fin tube bundle was obtained based on the numerical results. A field test of the LNG ambient air vaporizer was carried out in a LNG gas terminal to validate the formula.

Keywords: LNG; ambient air vaporizer; heat transfer of the bundle; numerical simulation

收稿日期:2017-08-31

作者简介:刘珊珊(1990-),女,博士生,主要从事城镇燃气输配与能源应用研究,E-mail:gl2xz@163.com。
焦文玲(通信作者),女,教授,博士生导师,E-mail:wljiao@163.com。

Received:2017-08-31

Author brief: Liu Shanshan (1990-), PhD candidate, main research interests: gas transmission and distribution and energy utilization, E-mail: gl2xz@163.com。
Jiao Wenling (corresponding author), professor, doctoral supervisor, E-mail: wljiao@163.com。

液化天然气(LNG)空温式气化器以结构简单、运行费用低廉的优势广泛应用于中小型 LNG 气化站,该低温换热设备以环境空气为热源将 LNG 气化并加热至常温下的气态天然气(NG),属于气化站内的核心设备^[1]。空温式气化器由多根竖直纵向星型翅片管排列组合而成^[2],LNG 在翅片管内流动,在温差的驱动下吸收周围空气的热量,进而气化、升温,经调压、计量、加臭后输送至燃气用户。

由于对空温式气化器在实际运行中涉及到的传热传质问题缺乏深刻认识,设计人员多采用传统的传热经验公式对其传热传质过程进行估算,保证一定的设计余量,导致空温式汽化器存在造价高、气化量不足、选型不合理等问题。基于以上工程应用现状,很多学者对其传热性能展开研究。Bernert 等^[3]分析了空温式气化器实际运行中的失败案例,指出安全运行需要综合的设计标准和稳固的工程经验。陈叔平等^[4]对空温式气化器进行了气化试验,认为 LNG 在管内的传热过程经历液相、气液两相及气相 3 个传热区,并同时考虑气化过程中翅片管表面结霜,给出了各分区的传热计算关联式^[5]。高华伟等^[6]、杨聪聪等^[7]依据管内气化三段式分区,建立了各段的天然气传热模型,得到了气化器的传热系数及各段的分布。Jeong 等^[8-9]建立了空温式气化器的二维数值模型,对翅片管的几何结构进行了优化。

对空温式气化器的研究多针对单根翅片管的管内气化传热和管外空气侧的深冷结霜,但对其管束传热性能的研究尚未见报道。空温式气化器的翅片管间距小、流道长,不同排列位置的翅片管传热性能存在差异,大空间中的单根翅片管的传热性能并不能代表空温式气化器的整体。空温式气化器属于间壁式换热器,传热系数较低的空气侧对其综合传热系数的影响比重较大,因此,笔者对空温式气化器的管束空气侧传热性能进行数值和实验研究,旨在分析管束中不同位置翅片管空气侧的传热性能差异。

1 空温式气化器管束传热分析

空温式气化器翅片管束的自然对流传热与传统的横掠管束传热不同,前者的管外流体的速度方向与管内流体平行,而传统横掠管束中的管内外流速方向接近垂直。空温式气化器由若干组相邻的竖直纵向翅片管组成,为便于区分管束、管束中单根翅片管和大空间中的单根翅片管,特作规定:将空温式气

化器管束简称为管束^[10],对管束中的单根翅片管称为单柱管,对大空间中的单根翅片管称为单管。LNG 在单管内的气化传热具有对称性,而在单柱管内的传热受到邻近管的影响,不具有对称性。

LNG 在空温式气化器单柱管内的传热过程包括管内气化相变传热、翅片管壁面导热、管外空气侧自然对流传热、壁面热辐射,以及结霜工况下的霜层导热。全面考虑以上传热过程会更接近于工程实际,但增加了数学建模和求解的难度,因此,为突出主要问题,做出假设:整个换热过程为充分发展的稳态换热;大气中的空气为干空气,初始温度分布均匀,不计环境风速对换热的影响;忽略壁面辐射;翅片管热物性参数不变;刚进入气化器的 LNG 与已有的 LNG 的混合在瞬间完成;LNG 简化为单组份甲烷。简化后的传热过程包括空气侧自然对流、流固耦合传热、翅片管导热及 LNG 管内相变传热。

LNG 在翅片管内吸热升温至对应压力下的饱和温度,在壁面处开始气化并产生气泡,管内由单相液区过渡至气液两相区,当所有的液态 LNG 气化为气态后,管内变为单相气区。管内单相区的流动传热为强制对流换热,而气液两相区的流动传热较为复杂,涉及到气液两相流与流动沸腾传热。目前,较为成熟的多相流模型可分为单流体模型、双流体模型和基于流型的模型。双流体模型是将两相简化为可互相穿透的连续介质,气液两相满足各自的基本控制方程^[11],该模型计算量大,且多适用于泡状流型;基于流型的模型是针对各流型的传热和流动特点,建立相应的半经验公式,但由于目前不同介质流型的划分界限不易确定,该模型的应用受到限制。使用单流体模型中的混合物模型描述 LNG 管内的气化相变过程,以 Lee 冷凝相变模型描述 LNG 与 NG 间的质量、能量传输项^[12]。

混合物模型的质量守恒方程

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = \dot{m} \quad (1)$$

式中: ρ_m 为混合物密度; \mathbf{v}_m 为混合物质量平均速度; \dot{m} 为气相和液相之间的质量传递项。

混合物模型的动量守恒方程

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{v}_{dr,k} \mathbf{v}_{dr,k} \right) \quad (2)$$

式中: μ_m 为混合相的体积分数平均动力粘度; \mathbf{F} 为体积力; α_k 为第 k 相的体积分数; $\mathbf{v}_{dr,k} = \mathbf{v}_k - \mathbf{v}_m$ 为第 k 相的漂移速度。

混合物模型的能量守恒方程

$$\nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\alpha_k \mathbf{v}_k (\rho_k E_k + p)) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_E \quad (3)$$

式中: E_k 为第 k 相的比焓; k_{eff} 为气液共享的有效热传导系数; S_E 为能量方程源项, 笔者研究气化相变过程, 该项指单位时间和单位体积内因相变发生的潜热交换量, $S_E = S_{q1} h_{\text{fg}}$, h_{fg} 为气化潜热, S_{q1} 由 Lee 模型计算。

Lee 模型为

$$S_{q1} = -r \cdot \alpha_l \rho_l \frac{T - T_s}{T_s}, \quad T \geq T_s \quad (4)$$

$$S_{q1} = r \cdot \alpha_v \rho_v \frac{T_s - T}{T_s}, \quad T < T_s \quad (5)$$

式中: r 为时间松弛系数, 决定了潜热热量占总换热量的比重, 当 $r \rightarrow +\infty$ 时为纯相变换热, 与实际情况最为接近, 然而 r 取较大的值会造成能量方程计算发散^[13], 经校核后取值 10 000。

空温式气化器在运行时, 周围空气被冷却, 在重力作用下形成自然对流。在低温工况下, 空气所受的浮力与速度方向相反, 已有的经验公式多针对普冷或常温状态, 一些假设条件不适用于低温工况。通常, 以瑞利准则来判断沿壁面外侧的自然对流的流态。埃克特和杰克森对竖壁外侧的自然对流开展了实验研究, 提出 $Ra = 10^9$ 是竖壁外侧的自然对流层流和湍流的判据, 该判据也可用于竖圆管。经估算得出空温式气化器外侧的空气自然对流为湍流。湍流模型选用通用性较好的标准 $k-\epsilon$ 模型。

湍动能 k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m + S_k \quad (6)$$

耗散率 ϵ 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (7)$$

式中: G_k 和 G_b 分别为由层流速度变化率和浮力产生的湍动能; Y_m 为过渡扩散产生的波动; S_k 和 S_ϵ 为源项; σ_k 和 σ_ϵ 为两方程的湍流普朗特数; C 为常数。

LNG 在空温式气化器内的气化传热过程涉及到流固耦合传热问题, 分别是管内流体与内管壁的耦合以及空气与翅片管外壁面的耦合。通常, 在数值求解中忽略热边界的耦合作用, 将热边界条件的

温度与热流密度分布视为已知条件。然而, 在工程实际应用中, 空温式气化器的壁面温度和热流密度并非恒定不变, 预先给定换热器边界处的温度或热流密度分布, 忽略了壁面固体导热与流体对流传热的相互制约关系。实际上, 流固耦合边界上的温度和热流密度是计算结果的一部分, 由整个传热过程动态地决定^[14]。将空温式气化器的流固耦合边界视为计算区域的一部分, 采用弱耦合方法分别对流体区域和固体区域采用单独的求解器, 分区求解边界耦合。

综上所述, LNG 在空温式气化器内的气化为自然对流、流固耦合传热与气化相变的复杂传热过程, 数学模型包含多个复杂的偏微分方程, 不易获得解析解, 采用数值模拟软件 Fluent 求解。

2 管束传热数值模拟

2.1 数值模拟建模与求解

空温式气化器通常由几十根翅片管排列组合而成, 翅片管在管束中的排列位置有很多种, 不同位置的空气侧传热性能均存在差异, 管束中翅片管排列数目越大则意味着数值求解的计算区域越复杂, 给网格划分和数值计算带来难度, 且该数值模型包含了两个流体域间的复杂耦合传热过程, 更增加了数值模拟的计算量和收敛难度, 因此, 受数值建模求解及计算机处理能力的限制, 将翅片管在管束中的位置简化为 3 种类型: 1 号为管束内部, 2 号为管束的 4 条边, 3 号为管束的 4 个顶点, 如图 1 所示。

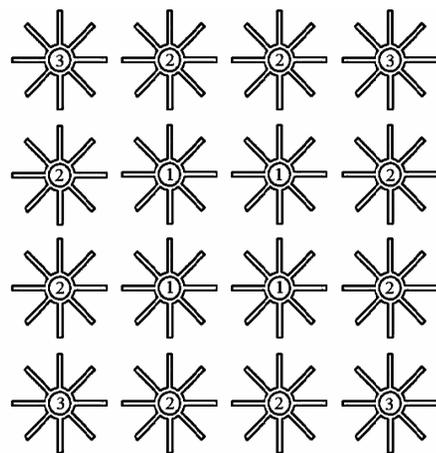


图 1 空温式气化器翅片管排列位置分类

Fig. 1 Classification of the positions of the AAV fin tube

为分析管束中 3 个位置上的单柱管的传热性能差异, 选定 3×3 排列的翅片管束作为数值建模的对象, 翅片管几何参数及间距参照市场应用广泛的空

温式气化器型号 KQB2000,空气区域的尺寸为翅片管高度的 5 倍,经验证,如继续加大空间对管束传热效果无影响。翅片管管束传热模型具备几何及物理的对称性,因此,选取对称边界,几何模型见图 2,边界条件输入参数见表 1,表中流量为标况流量,下同。由于翅片管管束的几何结构较为规则,因此,采用结构化六面体网格对计算区域进行离散,并对管内边界层进行局部加密。

表 1 边界条件输入参数

Table 1 The input parameters of the boundary

单柱管流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	工作压力/ MPa	环境温 度/ $^{\circ}\text{C}$	LNG 入口 温度/ $^{\circ}\text{C}$
53	1	25	-125

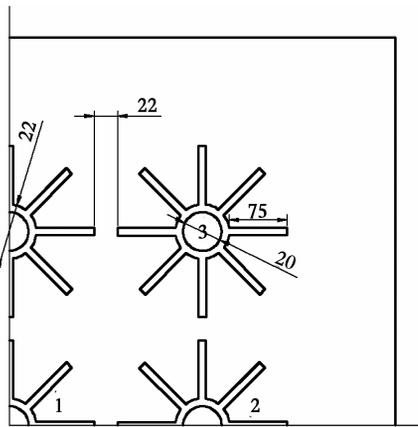


图 2 空温式气化器翅片管束几何模型

Fig. 2 The geometry model of the AAV fin tube bundle

采用分离式求解器对空温式气化器翅片管束的数值模型进行求解,压力速度耦合方法为 SIMPLE,压力插值采用 PRESTO! 控制方程,离散格式为一阶迎风格式,流体接近壁面处使用标准壁面函数法,壁面边界条件为无滑移。翅片管管束整场数值模拟包括管内 LNG 流体域及管外空气流体域,流体的热物性参数及场分布在计算区域内存在较大梯度,因此,在迭代计算时,松弛因子先调小,待场参数分布渐趋合理时,将松弛因子调大,以加快计算收敛速度。当连续性、速度、体积分数、湍流 k 和 ϵ 的迭代残差低于 0.001,能量方程残差低于 1×10^{-6} 时,且气化出口处天然气温度不随计算次数发生变化时,认为计算达到收敛。

2.2 温度场分布

对 3×3 排列的翅片管束进行数值模拟,旨在分析空温式气化器翅片管的传热性能及不同位置单柱管空气侧的传热性能差异。图 3 为空温式气化器单

柱管纵截面的温度场分布图,由于翅片管长细比太大,采用整体显示,局部放大的方式呈现。LNG 由翅片管底部流入,经过加热后升温、气化,气液两相段的管内流体温度保持稳定,完全气化后温度升高至接近大气环境温度。与此同时,翅片管外壁面附近的空气温度下降,在重力作用下形成自然对流,越接近于 LNG 入口处,则空气温度下降越明显。

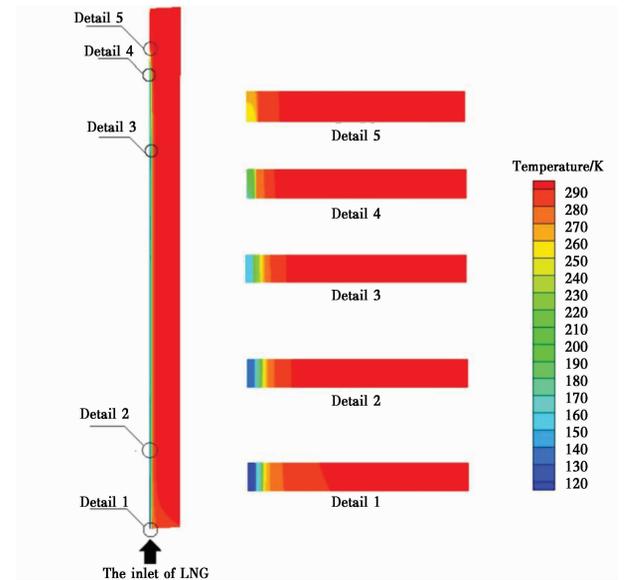


图 3 空温式气化器单柱管纵截面的温度场分布

Fig. 3 The local distribution of the temperature field in the longitudinal section

图 4 为位置编号为 1、2、3 的单柱管(编号规则见图 2)的横截面温度场分布图,3 根单柱管的温度场分布存在差异。1 号管位于 3×3 管束的中心位置,温度场分布呈现出轴对称性,且温度平均最低;2 号管位于 3×3 管束的边上,左侧为低温翅片管,右侧为空气,温度分布呈现出明显的不对称性;3 号管位于 3×3 管束的顶点位置,与低温翅片管相邻处的翅片及周围空气的温度较低,而其余 $3/4$ 的翅片及周围空气温度偏高。由此可见,翅片管束中不同位置的单柱管空气侧的传热性能存在明显差异。



图 4 不同位置单柱管的横截面温度场分布图

Fig. 4 The temperature distribution of the fin tube for the 3 different locations

2.3 单柱管传热差异系数

空温式气化器管束中不同位置单柱管的传热性能存在差异,对此差异进行量化分析,才能够为其设计计算提供理论指导。令 1、2、3 号单柱管空气侧的平均自然对流传热系数分别表示为 h_{a1} 、 h_{a2} 和 h_{a3} ,取位于管束顶点位置的 3 号单柱管的传热系数为基准值,定义差异系数 C_1 和 C_2 分别表示 1 号管和 2 号管的空气侧传热系数相对 3 号管的下降系数,可表示为

$$C_1 = \frac{h_{a1}}{h_{a3}} \quad (8)$$

$$C_2 = \frac{h_{a2}}{h_{a3}} \quad (9)$$

单柱管传热性能差异的影响因素包括翅片管的几何参数、运行参数及大气环境工况,翅片管几何参数参照工程实际中应用最为广泛的空温式气化器型号,因此,暂忽略几何参数的影响,仅分析运行参数和大气环境两类因素,具体为 LNG 入口温度、运行压力、流量和空气温度。LNG 由低温储罐输送至空温式气化器时,入口温度接近于运行压力下的饱和温度,因此,运行压力与 LNG 入口温度存在对应关系。综上可知,单柱管传热性能差异的影响因素可简化为 LNG 入口温度、单柱管流量和空气温度。可表示为

$$C = f(T_{in}, T_a, Q_m) \quad (10)$$

差异系数 C 为无量纲变量,为实现公式的量纲守恒,对各自变量进行无量纲化组合。LNG 入口温度和空气温度的相对温差是影响翅片管传热系数的直接变量,将其定义为一个无量纲变量;令单柱管气化量 $53 \text{ Nm}^3/\text{h}$ 为参考值,定义相对流量 Q'_m 。

$$C = f\left(\frac{T_a - T_{in}}{T_a}, \frac{Q_m}{Q_m}\right) = f(T', Q'_m) \quad (11)$$

首先,保证单柱管的气化量不变,改变空气温度和运行压力,可得到相对温差值的范围为 $0.33 \sim 0.45$;其次,改变单柱管的气化量,分析其对空气侧传热系数的影响。对多组工况分别进行数值模拟,可得到不同位置单柱管的空气侧自然对流传热系数的平均值,以及差异系数 C_1 和 C_2 。根据多组工况的数值模拟结果,可得到不同相对温差和流量下所对应的 C_1 和 C_2 的值,图 5 为不同的相对温差下单柱管间的空气侧传热差异系数。随着空气温度和 LNG 入口温度相对温差的增大,空温式气化器单柱管间的空气侧传热差异系数逐渐增大,主要由于相对温差的增加使得空气侧自然对流作用增强,单柱管间的传热性能差异则更加明显。

基于数值计算得到的结果,用 Matlab 对式(11)进行函数拟合,得出 C_1 和 C_2 的拟合经验式

$$C_1 = 2.722T' + 0.043Q'_m - 0.3214 \quad (12)$$

$$C_2 = 2.494T' + 0.055Q'_m - 0.1969 \quad (13)$$

式(12)的确定系数为 0.983,均方根误差为 0.0241;式(13)的确定系数为 0.9846,均方根误差为 0.0213。图 6 为为传热差异系数 C_1 的拟合结果图。

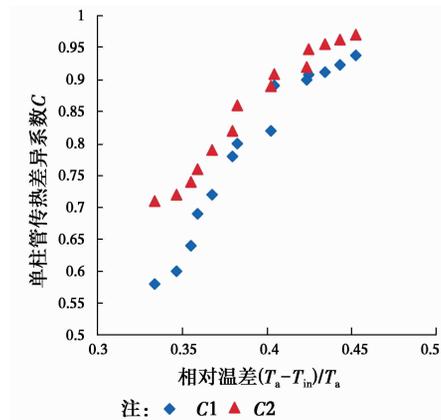


图 5 单柱管空气侧传热差异系数随相对温差的变化

Fig. 5 The heat transfer coefficient of the air side of single fin tube with different relative temperature difference

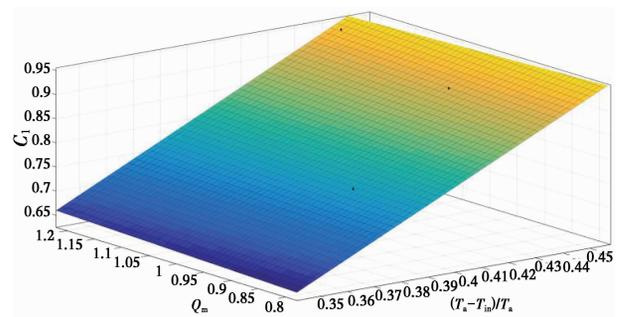


图 6 单柱管空气侧传热差异系数 C_1 的函数拟合结果图

Fig. 6 The map result of the heat transfer coefficient of variation C_1 of single fin tube

3 气化站测试与验证

单柱管空气侧传热差异系数的拟合公式是在数值建模的基础上得到的理论结果,需要用实测数据验证。空温式气化器单柱管空气侧的传热面积主要由多根紧邻的翅片组成,翅片间垂直夹层的厚度远小于夹层高度,相邻翅片间的自然对流作用相互干扰,温度边界层和速度边界层在形成和发展的过程中受到限制,属于有限空间自然对流。通过测试空温式气化器单柱管相邻翅片的壁面温度和环境空气温度,代入有限空间自然对流传热系数计算公式,即

可得出对应运行工况和环境参数下的单柱管传热差异系数,可用于验证理论公式(12)和(13)。

有限空间空气自然对流传热系数计算式为^[15]

$$Nu_m = \frac{\lambda_c}{\lambda} = c(Gr_\delta Pr)_m \left(\frac{\delta}{H}\right)^k \quad (14)$$

式中: Gr_δ 为以夹层厚度 δ 为特征尺寸的格拉晓夫数,计算式

$$Gr_\delta = \frac{g\alpha_v \Delta t \delta^3}{\nu^2} \quad (15)$$

式(14)中 n 的取值依据 $Gr_\delta Pr$ 的范围,经计算,空温式气化器空气侧的范围在 $1.5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^5$ 之间, n 取 $1/4$ ^[15]。由于测试对象为同一个空温式气化器不同位置的翅片管,其环境参数和流量、压力等参数可认为相同,因此,管束中不同位置翅片间有限空间自然对流传热系数的比值为

$$\frac{Nu_{m1}}{Nu_{m2}} = \left(\frac{Gr_{\delta 1}}{Gr_{\delta 2}}\right)^{1/4} = \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)^{1/4} \quad (16)$$

由于测试对象为同一个空温式气化器的不同位置的翅片管,其环境参数和流量、压力等参数可认为相同,因此,不同位置翅片间的有限空间自然对流传热系数的比值为 $\Delta t^{1/4}$,通过测试空温式气化器同一高度不同位置翅片外壁面的温度,以及环境温度和运行参数,即可对理论公式进行验证。

空温式气化器的实地测试在中国东北地区某 LNG 气化站内进行,图 7 为 LNG 气化站测试的示意图。LNG 由 LNG 低温储罐流出,经空温式气化器气化、升温后进入调压撬,进行调压、计量、加臭,最后输送至城镇燃气管网。翅片外壁面温度采用 JK808 手持多路温度测试仪进行测试,由于空温式气化器翅片管间距十分狭小,位于管束内部的翅片管表面无法固定热电偶,因此,在测试时将 T 型热电偶布置在最外侧翅片管的不同位置的相邻翅片间,以不同位置的翅片间有限空间自然对流传热系数组合来表示 1、2、3 号翅片管的空气侧传热系数,这样也可减小由不同翅片管间的流量分布不均所带来的测试误差,T 型热电偶在空温式气化器管束上的实测布置如图 8,热电偶固定在相同高度的相邻翅片间的中间位置。热电偶共分为 4 组:1、2 热电偶测试位于管束边上的相邻翅片温差,3、4 热电偶测试位于管束内部的相邻翅片温差,5、6 热电偶测试位于管束顶点位置的相邻翅片温差,7、8 热电偶测试位于管束顶点位置内侧的相邻翅片温差。

每组测试都在运行较为稳定的一段时间内进行,环境空气温度和气化量的测试间隔均设为 30 s;

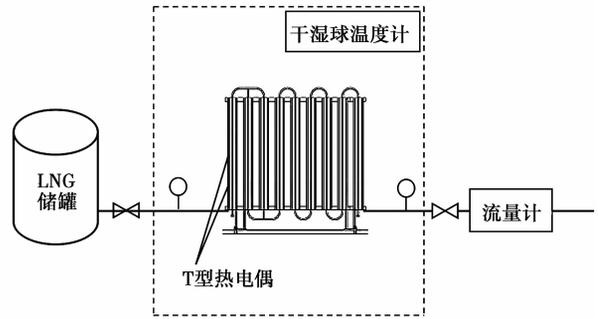


图 7 LNG 气化站实验测试示意图

Fig. 7 Diagram of the test in the LNG gas station

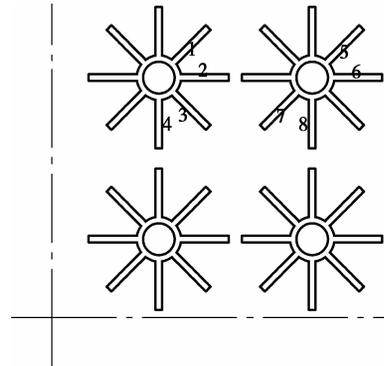


图 8 空温式气化器测试中的热电偶分布

Fig. 8 Thermocouple distribution in the AAV test

由于翅片管的壁面温度不会随着气化量和环境温度的改变而瞬间变化,因此,将壁面温度的读取间隔设为 30 s,取测试时间内的时均值;站内 LNG 的入口压力和温度值不受空温式气化器运行工况的影响,由气源参数决定,因此,波动幅度不大,每隔 5 min 记录一次。测试仪表的不确定性参数见表 2。

表 2 测试仪表不确定性参数

Table 2 The uncertainty of the testing instruments

测试设备名称	测试参数	不确定性
JK808 手持多路温度测试仪	翅片外壁面温度	$\pm (0.2\% + 1) \text{ K}$
气体流量计	气态天然气流量	$\pm 0.8\%$
压力变送器	LNG 运行压力	0.2%
温度传感器	LNG 入口温度	0.2%
干湿球温度计	环境温度	$\pm 0.1 \text{ K}$

经过对 LNG 气化站内实际运行中的空温式气化器的实地测试,得到多个工况下的翅片外壁面温度,经计算可得出不同位置翅片管的传热差异系数 C_1 和 C_2 ,表 3 为实地测试和理论计算结果的对比。从表 3 可看出, C_1 的相对误差在 2.2%~6.0%之

间, C_2 的相对误差在 2.1%~5.7% 之间,说明单柱管间的传热差异系数的拟合公式与实验测试较为一

致,可适用于压力在 0.5~3.6 MPa 间的空温式气化器管束间传热差异计算。

表 3 单柱管传热差异系数实验和理论计算结果的对比

Table 3 Comparison between the test data and the theoreticle results of the variation coefficient

编号	空气温度/ $^{\circ}\text{C}$	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	C_1			C_2		
			测试	计算	相对误差/%	测试	计算	相对误差/%
1	-4.18	9.5	0.85	0.88	3.5	0.87	0.91	4.6
2	-4.08	11.1	0.84	0.89	6.0	0.87	0.92	5.7
3	-7.38	12.3	0.89	0.87	2.2	0.93	0.90	3.2
4	-5.86	21.6	0.85	0.89	4.7	0.94	0.92	2.1
5	-6.56	30.9	0.86	0.90	4.1	0.89	0.93	4.5

4 结论

1) LNG 空温式气化器管束中不同位置单柱管的空气侧传热性能存在差异,位于管束顶点位置单柱管传热效果最好,其次是位于管束边上的单柱管,位于管束内部的单柱管空气侧传热性能最差。

2) 单柱管空气侧传热性能差异随空气温度、LNG 入口温度和气化量的不同而变化,以管束顶点位置单柱管的空气侧传热系数为基准,得到了位于管束内部和边上的单柱管传热差异系数的拟合式,该式可适用于压力在 0.5~3.6 MPa 间的空温式气化器管束间传热差异计算。

3) 空温式气化器单柱管空气侧相邻两翅片间的传热为有限空间自然对流传热,其不同位置翅片间的自然对流传热系数差异可按 $\Delta t^{1/4}$ 计算。

参考文献:

- [1] LI L, JIAO W L, WANG H C. Mechanism and calculation of heat transfer of LNG-AAV under frosting condition [J]. Natural Gas Industry, 2015, 35(10): 117-124.
- [2] LIU S S, JIAO W L, WANG H C. Three-dimensional numerical analysis of the coupled heat transfer performance of LNG ambient air vaporizer [J]. Renewable Energy, 2016, 87: 1105-1112.
- [3] BERNERT R E, EVERETT W, BERNERT R E. Cryogenic ambient air vaporizers: frost growth, wind and seismic design for safety [J]. Cryogenics, 1993, 33(8): 789-793.
- [4] 陈叔平, 昌锬, 刘振全, 等. 低温翅片管换热器的传热试验研究[J]. 低温技术, 2006, 34(2): 91-93.

CHEN S P, CHANG K, LIU Z Q, et al. An experimental study of heat transfer characteristics of a cryogenic finned-tube heat exchanger [J]. Cryogenics, 2006, 34(2):91-93. (in Chinese)

- [5] 陈叔平, 来进琳, 陈光奇, 等. 低温工况下翅片管换热器的设计计算[J]. 低温与超导, 2008, 36(4): 12-22.
- CHEN S P, LAI J L, CHEN G Q, et al. Design calculation of finned-tube heat exchanger under low temperature conditions [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2008, 36(4): 12-22. (in Chinese)
- [6] 高华伟, 段常贵, 解东来, 等. LNG 空温式气化器气化过程的数值分析[J]. 煤气与热力, 2008, 28(2): 19-22.
- GAO H W, DUAN C G, XIE D L, et al. Numerical analysis of vaporization process in LNG air-heated vaporizer [J]. Gas & Heat, 2008, 28(2): 19-22. (in Chinese)
- [7] 杨聪聪, 焦文玲, 杨光, 等. LNG 空温式气化器的换热计算[J]. 煤气与热力, 2012, 32(7): 12-17.
- YANG C C, JIAO W L, YANG G, et al. Calculation of heat transfer in LNG ambient air vaporizer [J]. Gas & Heat, 2012, 32(7): 12-17. (in Chinese)
- [8] JEONG H M, CHUNG H S, LEE S C, et al. Optimum design of vaporizer fin with liquefied natural gas by numerical analysis [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2006, 20(4): 545-553.
- [9] JEONG H M, HAN S C, DJAJADIWINATA E. Experimental study on the characteristics of longitudinal fin air-heating vaporizers in different seasons [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(5): 981-990.
- [10] 邱燕. 竖直纵向翅片管自然对流换热特性研究及结构优化[D]. 济南: 山东大学, 2007.
- QIU Y. Investigation on the natural convection heat

- transfer performance of the vertical finned-tube and the structure optimization [D]. Jinan: Shandong University, 2007. (in Chinese)
- [11] LI X, WANG R, HUANG R, et al. Numerical investigation of boiling flow of nitrogen in a vertical tube using the two-fluid model [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17): 2425-2432.
- [12] SCHEPPER S C K D, HEYNDERICKX G J, MARIN G B. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker [J]. Computers and Chemical Engineering, 2009, 33(1): 122-132.
- [13] QIU G D, CAI W H. Analysis on the value of coefficient of mass transfer with phase change in Lee's equation [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(12): 15-19.
- [14] 吴兴华, 李祥东. 空浴式汽化器基础传热问题及研究现状评述[J]. 低温与超导, 2011, 39(2): 59-63.
- WU X H, LI X D. A review on heat transfer in ambient air vaporizers [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2011, 39(2): 59-63. (in Chinese)
- [15] 戴锅生. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005: 158-160.
- DAI G S. Heat Transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 2005: 158-160. (in Chinese)

(编辑 胡英奎)