doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.002

中间介质汽化器超临界传热试验技术研究

周　兵,陈永东,王严冬,倪利刚
(合肥通用机械研究院有限公司,合肥 230031)

摘　要:针对中间介质汽化器(IFV)热力设计方法验证支撑不足和 IFV 传热试验技术研究不充分的现状,试制了具有完整结构的 IFV 测试样机,开发出 IFV 超临界汽化传热性能测试系统,并以液氮为工作介质,开展实验室条件下 IFV 超临界传热与流动性能试验。结果表明:试验系统气相温度测点均方根偏差在 1 ℃范围,液相测点均方根偏差在 0.1 ℃范围,系统测点温度均匀性良好;冷热两侧工作介质热平衡误差在 5% 范围内,试验样机和测试系统设计合理;针对 IFV 沸腾传热,在小壁温过热度条件下,采用 Cooper 准则式较为冒进,试验条件下推荐使用 Mostinsk 准则式,并按 10% 余量进行设计,经修正的传热系数计算值和试验测算值误差小于 5%;试验条件下,冷凝平均换热系数实测值较基于分段计算的计算值低 20% 左右;同时,分析了中间介质冷凝削弱的原因,从结构、传热设计及调试安装等方面提出改进建议。研究结果可为 IFV 超临界传热设计提供试验和验证技术支撑,为 IFV 产品工程设计提供参考。

关键词:中间介质汽化器;超临界;传热;测试系统;性能试验
中图分类号:TH49;U464.136;TB61　　**文献标志码:**A

Study on the intermediate fluid vaporizer supercritical heat transfer test system

ZHOU Bing, CHEN Yongdong, WANG Yandong, NI Ligang
(Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China)

Abstract: To address the lack of sufficient validation for the thermodynamic design methods of intermediate fluid vaporizers (IFV) and the inadequacy of research on IFV heat transfer testing technologies, a fully structured IFV test prototype was developed. Additionally, an IFV supercritical vaporization heat transfer performance test system was established using liquid nitrogen as the working medium. Laboratory tests on IFV supercritical heat transfer and flow performance were conducted. The results show that the root mean square deviation of gas-phase temperature measurement points in the experimental system is within 1 ℃, and the deviation for liquid-phase measurement points is within 0.1 ℃, demonstrating good temperature uniformity across the measurement points. The thermal balance error of the working medium on both the hot and cold sides is within 5%, indicating that the prototype and testing system are reasonably designed. For IFV boiling heat transfer, the Cooper criterion is found to be overly optimistic under conditions of low wall superheat. Instead, the Mostinsk criterion is recommended, with an additional 10% design margin. The error between the corrected heat transfer coefficient calculations and the experimental measurements is less than 5%. Under experimental conditions, the measured average condensation heat transfer coefficient is approximately 20% lower than the calculated value based on segmented calculations. The causes of weakened condensation in the intermediate medium are analyzed, and improvement suggestions are proposed from the perspectives of structure optimization, heat transfer design and commissioning and installation. This research provides experimental and validation support for the design of IFV supercritical heat transfer systems and serve as a reference for the engineering design of IFV products.

Key words:intermediate fluid vaporizer (IFV); supercritical; heat transfer; test system; performance tests

0　引言

中间介质汽化器(IFV)作为一类广泛应用于基本负荷汽化任务的 LNG 汽化器类型,相对于开架式汽化器(ORV),其具有能够避免海水结冰、适应海水能力更强等独特优势,但也存在结构复

收稿日期: 2024－03－29　**修回日期:** 2024－08－12
基金项目: 安徽省重点研究与开发计划项目(1804a09020002)

杂、设计和建造难度大等特点[1-2]。通过国内多家单位联合攻关，用于 LNG 汽化的 IFV 产品业已打破日本技术垄断，成功实现国产替代[3-5]。同时，IFV 类设备在其他领域也逐步得到应用推广，针对该类设备的持续优化，在今后一个时期仍具有相当的研究价值和现实意义[6-7]。

目前，有关 IFV 及低温介质超临界传热研究主要集中在传热与流动理论分析、数值预测、运行管理等方面[8-15]。相对而言，IFV 试验技术研究较少，文献[16-17]提出了中试条件下 IFV 试验系统设计要点，开展了仅包括 E1，E2 的 IFV 部件换热性能试验，且未实现超临界工况。上述研究为开展实验室条件下的 IFV 样机试验奠定了一定基础，但难以进一步满足 IFV 设计验证和优化提升的需求。本文基于完整结构的 IFV 样机设计，实现超临界压力试验环境，提升 IFV 试验验证能力。

1 IFV 工作原理

IFV 是典型的组合一体式换热设备，按照功能划分，IFV 包含 3 个相对独立的传热模块，即蒸发段（E1）、冷凝段（E2）和调温段（E3），其中，E2 和 E1 上下布置并通过一块异形管板共用一个壳程空间。IFV 典型结构如图 1 所示，E1 和 E3 管程为加热介质流道，加热介质一般为海水。LNG 进入 E2 管程，吸收壳程空间顶部的中间介质冷凝热后汽化，再输出到 E3 壳程，被加热到指定温度后进入管网。中间介质在 E1，E2 的共同壳程中发生底部蒸发、顶部冷凝的双向相变传热过程，将海水热量最终传递给天然气（NG）。汽化后的 NG 温度升至 -30 ℃左右即无需中间介质，因此，E3 可采用 NG 与海水直接换热的列管式设计。

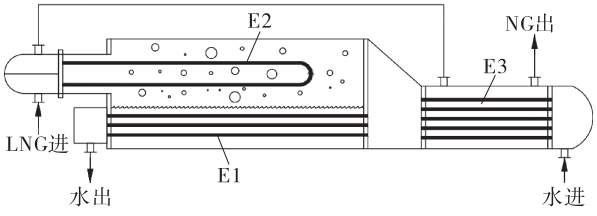


图 1 IFV 典型结构

Fig.1 Typical structure of IFV

通过引入中间介质，将低温 LNG 与常温海水间的一级换热变成二级换热，IFV 可有效避免大温差换热带来的结构和传热削弱。中间介质直接影响换热性能，工业上可供备选的中间介质包括丙烷、丙烯、异丁烷、氟利昂、氨等[18-19]。

2 IFV 试验系统

2.1 IFV 传热样机设计

LNG 通常在超临界状态下进行汽化，其设计压力可达 10 MPa 以上。按照 GB/T 151—2014《热交换器》设计了具有完整结构的 IFV 比例样机。为做成试验撬装，采用 E1/E2 整体设计、E3 独立设计的结构形式，将 E3 放置在 E1/E2 公共壳体上部。由于液氮的临界压力为 3.4 MPa，临界温度为 -147 ℃，IFV 设计输入条件见表 1（设计压力 6.0 MPa），满足超临界参数要求。表 2 列出 IFV 样机的换热管规格。E1 采用 3 根 U 形管平行布置，E2，E3 采用三角形布管方案。图 2 示出 E1/E2 共用的异形管板结构。设备主体上开设 3 个视镜，用于观察壳程蒸发和冷凝状况，试验样机见图 3。

表 1 IFV 样机设计条件

Tab.1 Design parameters of IFV prototype

项目	E1 管程	E1/E2 壳程	E2 管程	E3 管程	E3 壳程
介质	液氮	丙烷	水	水	氮气
设计温度/℃	65	100	100	100	100
设计压力/MPaG	6.0	2.5	1.0	1.0	6.0
温度（进/出）/℃	-155/-23	-7.0	20.0/15.5	20.0/19.5	-25/1

表 2 IFV 样机换热管规格

Tab.2 Specification of IFV heat transfer tubes

项目	管长 /mm	数量	换热面积 /m^2
E1	2 800	6（直管）	1.003
E2	6 091	3（U 形管）	1.091
E3	2 000	7（直管）	0.836

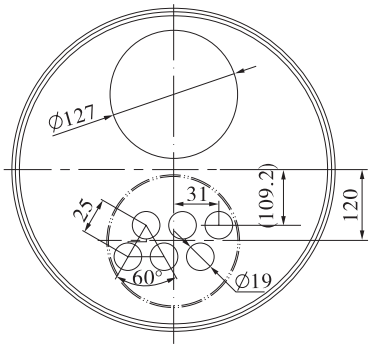


图 2 E1/E2 管板结构

Fig.2 Tube sheet structure of E1/E2 exchanger

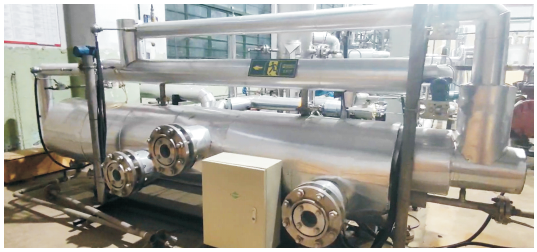


图 3 IFV 试验样机

Fig.3 IFV prototype

2.2 IFV 试验系统设计

2.2.1 试验系统构成

根据行业经验和试验条件，试验工况一般以液氮代替 LNG[20-21]，液氮同时也用于系统管道充装、吹扫等操作。结合试验条件，使用公用系统循环水作为加热源，设计上保证水加热汽化后的 N_2 出口温度高于 0 ℃。

图 4 示出 IFV 超临界换热试验系统结构，其主要包括 IFV 样机、液氮储罐、氮气缓冲罐及泵阀管件等。使用 1 台大容量液氮储罐作为冷源输入，以保证液氮流量在试验时长内能够维持连续稳定。使用 1 台低温往复柱塞泵将液氮增压至试验压力，试验中系统的压力通过调节缓冲罐出口处的气动调节阀开度进行控制。对进出 IFV 不同传热单元的加热水管路增加了 1 条回路，以优化系统调节功能。

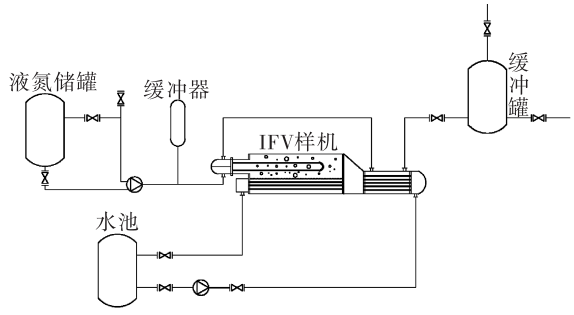


图 4 IFV 超临界试验系统构成

Fig.4 IFV supercritical heat transfer test system

2.2.2 测控仪表

试验时，应关注丙烷侧、液氮侧和水侧的温度和压差的变化，重点针对同一空间双向相变传热的丙烷进行温度监测。在壳体上下位置沿轴向对称均布 6 组共计 12 个温度测点（TI），其中，底部 6 个测点监测液相丙烷的温度，顶部 6 个测点监测气相丙烷的温度。同时，在传热单元模块的进出口相应设置压力（PI）或压差（PD）测点，图 5 示出系统的测点分布，系统主要仪表参数见表 3。

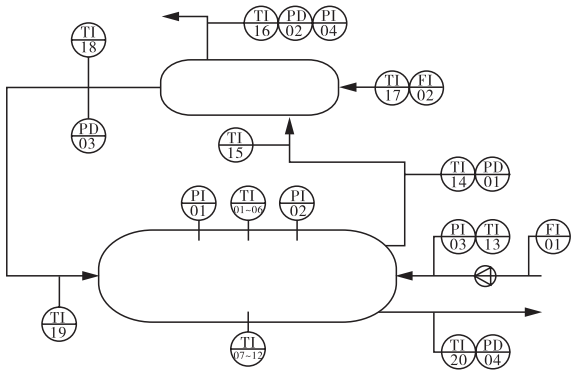


图 5 IFV 试验系统测点分布示意

Fig.5 Point measurement of IFV testing system

表 3 系统直接测量的主要仪表参数

Tab.3 Main parameters of measuring equipment

测试类别	质量流量	压力	压差	温度
仪表类型	科氏质量流量计	压力变送器	差压变送器	热电阻
品牌	EMERSON	MICRO SENSOR	MICRO SENSOR	赛亿凌
型号	CMF050M	MPM 480	MDM3051S–DPHF	STYB
量程	0~800 kg/h	0~2 MPa	0~500 kPa	–200~250 ℃
精度	±0.1%	±0.1%FS	±0.1%FS	0.2%
工作温度	–40~60 ℃	0~50 ℃	0~50 ℃	–10~60 ℃
信号范围	4~20 mA	4~20 mA	4~20 mA	4~20 mA

2.3 试验系统操作流程

本文建立了 IFV 超临界汽化试验环境的操作流程，为实施超临界汽化试验提供指导[22-24]。

（1）系统抽真空。丙烷充装前需要对 IFV 双向相变壳程进行抽真空，使用一台型号为 2XZ–4 的旋片真空泵，抽气速率为 4 L/s，极限压力不高于 1.33 Pa/6×10^{-2} Pa（气镇开 / 气镇关）。为充分发挥真空泵的效率，可先按气镇开工作程序抽气，待空气抽空后关闭气镇阀，再按气镇关程序抽气。为维持丙烷壳程真空度，需保压一段时间进行观察，确保试验过程壳程压力控制在目标压力（如 10 Pa）以内。

（2）丙烷充装。使用瓶装丙烷向换热器直接充装，使液相丙烷充分淹没管束。经计算，理论浸没充装量为 0.69 m^3。通过壳体上设置的目镜可以观察丙烷充装高度。

（3）管路试压。样机就位后应先连接液氮侧管路，并进行气压密封试验，逐级缓慢升压至试验压力 6 MPa；升压过程中应随时检查管路密封情况，待系统达到试验压力后停压 10 min，检查阀门

填料函、法兰或螺纹连接处，确认所有密封点无泄漏。液氮侧管路连接完成后，对测量仪表进行连接及调试，确保测量仪表正常。

（4）开展试验。试验中要时刻关注温度监测指示。通过设备本体安装视镜监测，防止丙烷温度过低，以确保视镜质量安全。同时应关注样机出口的 N_2 温度，确保 N_2 出口温度不低于 −20 ℃。在试验过程中，先稳定水流量，再逐步增加液氮流量。按 10 s 间隔进行全时长测试记录，取时长不低于 2 min 的稳定流量周期内各数据的平均值作为测算依据。

（5）尾气排放。由于丙烷具有易燃易爆属性，因此阶段性试验完成后，须妥善处理剩余丙烷。为降低丙烷燃爆风险，在排放前可先用 N_2 对管路进行吹扫。通过三通管件将 E1 壳体内的丙烷由充装孔联通到排出管道，并通向位于安全环境的火炬系统，经充分燃烧排入环境。排放指标应满足环保要求。

3 试验结果

3.1 温度均匀性校核

温度场均匀性将直接影响后续数据处理的准确性。利用均匀性分析可以剔除异常数据测点。由于同一空间蒸发 − 冷凝双向相变传热是 IFV 工艺设计的核心环节，本文重点考察 E1/E2 共同壳程空间的温度均匀性。采用均值、均方根偏差和不均匀性系数来定量表征温度场的均匀性程度。各指标的定义式如下。

均值：

$$\bar{T}=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}T_i \tag{1}$$

均方根偏差：

$$\sigma_T=\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(T_i-\bar{T}\right)^2\right]^{1/2} \tag{2}$$

不均匀性系数：

$$K_T=\sigma_T/\left|\bar{T}\right| \tag{3}$$

随机选取若干工况的温度测试数据，其均匀性计算结果见表 4（其中，MP 代表中压工况；HP 代表高压工况）。可以看出，液相测点整体均匀性较好，气相测点中编号为 6 的测点数据偏差较大。为提高后续计算准确性，针对 E1/E2 壳程空间的气相温度，取其余测点的平均值作为计算依据。

表 4 E1/E2 壳程的温度均匀性计算结果

Tab.4 Temperature uniformity index of the E1/E2 exchanger shell

工况	气相 1)			气相 2)			液相		
	平均温度 / ℃	均方根偏差	不均匀性系数	平均温度 / ℃	均方根偏差	不均匀性系数	平均温度 / ℃	均方根偏差	不均匀性系数
MP1	9.337	0.523	0.056	10.343	2.707	0.262	8.831	0.140	0.016
MP2	8.996	0.808	0.090	10.030	2.839	0.283	8.260	0.141	0.017
HP1	8.418	0.732	0.087	9.470	2.867	0.303	7.334	0.135	0.018
HP2	8.057	1.064	0.132	9.128	3.004	0.329	6.295	0.134	0.019
HP3	7.407	1.232	0.166	8.515	3.151	0.370	5.300	0.129	0.020

1）去除气相测点 6 的数值；2）包含所有气相测点的数值。

3.2 试验系统热平衡校核

试验过程中，液氮入口温度基本维持在 −166 ~ −163 ℃之间，同时加热水流量稳定在 10 m^3/h 水平。分别对液氮与丙烷、液氮与水的换热过程进行传热量核算，考察液氮侧传热量与加热水侧传热量的热平衡。图 6 示出液氮和加热水温差的变化情况。随着液氮流量增加，传热负荷增加，反映到温差上，二者温度变化方向相反，几乎成线性。表 5 列出 IFV 试验系统液氮和水的热平衡校核结果。以液氮换热量为基准进行热平衡校核，系统热平衡误差在 5% 范围内，试验样机、测试平台和操作流程设计合理、运行良好。

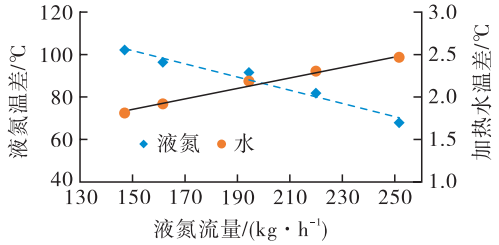


图 6 试验系统液氮和加热水温差变化

Fig.6 Temperature difference between liquid nitrogen and heated water in the test system

表 5 IFV 试验系统液氮侧和水侧的热平衡校核结果

Tab.5 Heat balance between liquid nitrogen and water of IFV testing system

工况	液氮侧			水侧		热平衡误差
	流量 /(kg·h^{-1})	表压 /MPa	换热量 /kW	流量 /(m^3·h^{-1})	换热量 /kW	(%)
MP1	147	2.428	10.624	10	10.569	0.51
MP2	161	3.105	11.159	10	11.209	0.45
HP1	194	3.980	12.991	10	12.772	1.69
HP2	220	3.986	13.972	10	13.457	3.68
HP3	251	4.200	14.656	10	14.396	1.76

3.3 传热性能验证

3.3.1 传热模型与设计准则式

IFV 设计中,E1/E2 壳体空间双向相变换热最为核心。本文重点关注超临界状态汽化验证,限于篇幅,拟临界汽化的分析暂不讨论。考虑到 E1 管程是加热水、壳程是沸腾工况,温度对介质物性影响不大,因此采用整体计算。对于 E1 管程,水的温度变化及换热温差均不大,因此选用较为渐变的 Dittus-Boelter 准则式。在超临界状态下,可对 E2 管程超临界液氮采用均相模型,按单相对流换热看待,并选用更为精确的 Gnielinski 准则式。由于液氮汽化过程温度和物性变化较大,因此 E2 采用分段计算。对各换热区域分别建立换热模型,并选择适用的传热准则式,如表 6[25-26] 所示。基于表 5 所示工况,分别验证 E1 和 E2 传热模型的适应性。

表 6 同一空间相变传热设计参数模型

Tab.6 Design parameter model of phase change heat transfer within the same bank

换热区域	传热模型	传热准则式	备注
E1 管程	单相对流	$Nu_f = 0.023Re_f^{0.8}Pr_f^n$	整体计算
E1 壳程	饱和池态沸腾	$h = Cq^{0.67}M_r^{-0.5}Pr^m\left(-\lg Pr\right)^{-0.55}$ (Cooper 式) $h = 0.106P_c^{0.69}\left(1.8R^{0.17}+4R^{1.2}+10R^{10}\right)q^{0.7}$ (Mostinsk 式)	整体计算
E2 管程	单相对流	$Nu_f = \dfrac{(f/8)(Re-1\,000)Pr_f}{1+12.7\sqrt{f/8}\left(Pr_f^{2/3}-1\right)}\left[1+\left(\dfrac{d}{l}\right)^{2/3}\right]$	分段计算
E2 壳程	饱和冷凝	$h = 0.729\left[\dfrac{rg\lambda_l^3\rho_l^2}{\eta_l d\left(t_s-t_w\right)}\right]^{1/4}$	分段计算

3.3.2 丙烷饱和池态沸腾换热校核

计算表明,在前述试验工况下,无论选择哪种沸腾准则式,壁面过热度都很小,说明丙烷未达到旺盛池态沸腾。若采用 Cooper 算法,势必造成传热系数过高,设计较为冒进;而采用 Mostinsk 算法则更适合实际。沸腾传热系数的计算值和实测值对见图 7。可看出,计算结果比实测结果要小,表明如采用该算法较为保守,将会带来一定的设计冗余,余量在 10% 左右。这一方面是由于实际运行中须考虑沸腾气泡上升对传热强化的影响;另一方面,中间介质的液相温度略低于饱和温度,存在一定过冷度,而过冷度对大容器沸腾具有强化作用。因此,建议在 IFV 的沸腾传热设计中,采用 Mostinsk 算法,并将传热系数按 1.1 倍放大,修正后传热系数与实测结果的误差可缩小至 5% 以内。

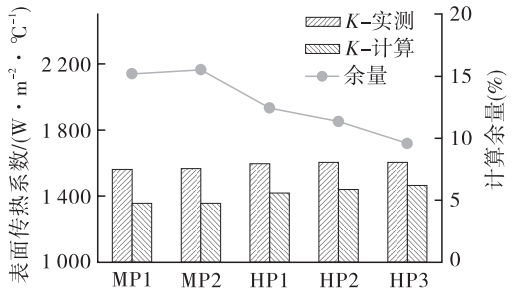


图 7 E1 传热系数校核

Fig.7 Coefficients of heat transfer (COE) in E1 exchanger

3.3.3 超临界液氮汽化 – 丙烷冷凝换热校核

按汽化温度 10 等分进行冷凝传热计算。以 HP1 工况为例,对 E2 换热器逐段计算换热长度和局部冷凝传热系数,如图 8 所示。该工况计算校核长度合计 5.06 m,与实际长度(换热面积)误

差达 18%。图 9 示出 2 个中压工况和 3 个高压（超临界压力）工况下总体平均传热系数的实测与计算结果对比。可以看出，5 组工况下，本文采用的冷凝算法较为冒进，传热系数计算值超过实测值 20% 范围，进而造成换热面积不足。

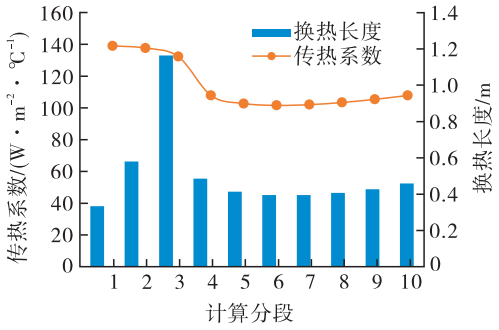


图 8　分段计算的局部冷凝传热系数和换热长度

Fig.8　Local COE and heat transfer length in segmental condensation design

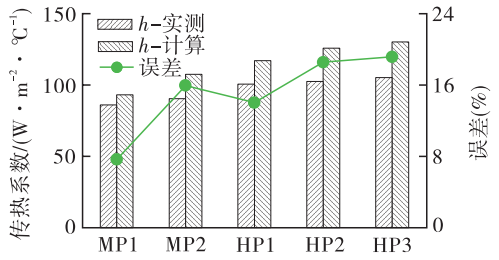


图 9　超临界汽化传热系数对比

Fig.9　Comparison of supercritical vaporization COE

分析认为，计算误差产生的原因，一方面是由于采用了冷凝分段计算的算法；另一方面是由于系统或真空度不足对冷凝传热的削弱造成的。这可能是调试阶段未能很好地维持系统真空环境，导致少量空气或不凝性气体进入壳体。而根据行业经验，当水蒸气存在 1% 质量含量的空气时，表面冷凝传热系数减少可达 60%[22]。为弥补这种不足，可采取以下针对性措施：（1）优化结构设计，换热管选型上采用冷凝强化管以增强凝结，同时通过优化布管区气体通道布置、管束分布等设计，提高液膜脱落速率、增加蒸汽扰动，最终达到增强冷凝传热的效果；（2）针对传热设计进行修正，可在前述传热模型和设计准则式的基础上，按一定余量（20%）增加冷凝换热面积；（3）在安装和调试阶段加强质量控制，进一步提高壳体真空度水平，优化丙烷充装工艺，严格控制空气混入。

4　结论

（1）试制出具有完全结构的 IFV 样机，搭建完成超临界 IFV 传热与流动测试平台，系统温度测点均匀性和传热热平衡等热工性能满足设计要求，相关工作可为 IFV 工程设计和产品性能验证提供试验技术支撑。

（2）Cooper 公式更适合较为充分发展的池态沸腾传热计算。对于壁温过热度较小的情况，推荐使用 Mostinsk 准则式，并对传热系数进行 1.1 倍放大修正，可实现传热系数计算值与实测值误差在 5% 范围内。

（3）空气或不凝性气体的混入会显著削弱 IFV 组合壳体冷凝传热，基于分段的冷凝计算值超过实测值 20%。因此建议：在管型选择、气道分布等方面做好冷凝强化结构设计，在传热设计方面适当增加面积设计余量，在制造安装和调试过程中加强质量控制，严格保证在低真空度条件下实施中间介质充装，防止空气等气体成分混入系统。

参考文献：

[1] 陈永东，陈学东 .LNG 成套装置换热器关键技术分析 [J]. 天然气工业，2010，30（1）：96 – 100.
CHEN Y D，CHEN X D.A technical analysis of heat exchangers in LNG plants and terminals [J].Natural Gas Industry，2010，30（1）：96 – 100.

[2] 陈永东 . 大型 LNG 汽化器的选材和结构研究 [J]. 压力容器，2007，24（11）：40 – 47.
CHEN Y D.Material choice and structure research of large LNG vaporizer [J].Pressure Vessel Technology，2007，24（11）：40 – 47.

[3] 黄宇，张超，陈海平 . 液化天然气接收站关键设备和材料国产化进程研究 [J]. 现代化工，2019，39（4）：13 – 17.
HUANG Y，ZHANG C，CHEN H P.China's progress in local manufacture of key equipment and materials for LNG terminal [J].Modern Chemical Industry，2019，39（4）：13 – 17.

[4] 陆帅，范广森，王常青 . 浅谈 IFV 气化器监造注意事项 [J]. 化工管理，2020（14）：125 – 126.
LU S，FAN G S，WANG C Q.Discussion on precautions for IFV vaporizer supervision [J].Chemical Engineering Management，2020（14）：125 – 126.

[5] 贾劲松 . 液化天然气汽化器技术研究进展及发展分析 [J]. 化工装备技术，2022，43（3）：15 – 19.
JIA J S.Research progress and development analysis of LNG vaporizer technology [J].Chemical Equipment Technology ，2022，43（3）：15 – 19.

[6] 高国玉，蒋明维 . 中间介质加热型乙烯汽化器设计压力探讨 [J]. 炼油技术与工程，2014，44（4）：

41 – 44.
GAO G Y, JIANG M W.Discussion on design pressure of ethylene vaporizer[J].Petroleum Refinery Engineering, 2014,44(4):41 – 44.

[7] 刘军,章润远 . 上海 LNG 接收站冷能利用中间介质气化器研究[J]. 上海节能,2019(8):692 – 696.
LIU J,ZHANG R Y.Study on cooling energy utilization intermediate medium gasifier at Shanghai LNG receiving station[J].Shanghai Energy Saving,2019(8): 692 – 696.

[8] 宋坤,衣鹏 .LNG 中间介质气化器换热分析[J]. 化学工程与装备,2012(10):75 – 77.
SONG K,YI P.Heat transfer analysis of LNG intermediate medium vaporizer[J].Chemical Engineering & Equipment,2012(10):75 – 77.

[9] 谢瑶,李剑锐,胡海涛 . 印刷电路板式换热器内超临界甲烷流动换热特性模拟[J]. 化工学报,2021, 72(增刊 1):203 – 209.
XIE Y,LI J R,HU H T.Simulation of supercritical methane flow and heat transfer characteristics in printed circuit heat exchanger[J].CIESC Journal, 2021,72(Sup.1):203 – 209.

[10] 闫彦 .LNG–FSRU 工艺系统优化及关键设备流动与换热特性研究[D]. 青岛:中国石油大学(华东), 2019.
YAN Y.Study on LNG–FSRU process system optimization and flow and heat transfer characteristics of key equipment[D].Qingdao:China University of Petroleum(East China),2019.

[11] 曾兆强,许颖,王晓阳,等 .IFV 汽化器海水渠局部溢流问题研究[J]. 化工与医药工程,2020,41(5): 60 – 64.
ZENG Z Q,XU Y,WANG X Y,et al.Study of local overflow in sea channel in IFV vaporizer[J].Chemical and Pharmaceutical Engineering,2020,41(5): 60 – 64.

[12] 张贤福, 刘丰, 李奇, 等 .LNG–FSRU 再气化模块 IFV 试验换热器液面晃荡数值模拟研究[J]. 石油和化工设备,2016,19(1):14 – 19.
ZHANG X F,LIU F,LI Q,et al.Numerical simulation of liquid surface oscillation in the IFV test heat exchanger of LNG–FSRU regasification module[J]. Petro & Chemical Equipment,2016,19(1):14 – 19.

[13] 卢国强,顾众,谢晶,等. 板式气冷器中超临界 CO_2 侧表面换热系数研究[J]. 压力容器,2024,41(6): 43 – 51.
LU G Q,GU Z,XIE J,et al. Study on heat transfer coefficient of supercritical CO_2 side surface of plate gas cooler[J]. Pressure Vessel Technology,2024,41(6): 43 – 51.

[14] 王珂,孙光毅,安博,等. 人字形角对导孔型板壳式换热器壳程流体流动与传热特性的影响[J]. 压力容器,2023,40(3):7 – 15.
WANG K,SUN G Y,AN B,et al. Effect of herringbone angle on flow and heat transfer characteristics of the fluid on shell side of guide groove type shell-and-plate heat exchanger[J]. Pressure Vessel Technology, 2023,40(3):7 – 15.

[15] 王丹,李家港,潘康,等. 基于遗传算法的非对称翼形翅片印刷电路板式换热器优化设计[J]. 压力容器,2023,40(7):36 – 46.
WANG D,LI J G,PAN K,et al. Optimal design of the printed circuit heat exchanger with asymmetric airfoil fins based on genetic algorithm[J]. Pressure Vessel Technology,2023,40(7):36 – 46.

[16] 朱艳艳,贺同强,管西龙,等 .IFV 低温性能试验装置设计[J]. 山东化工,2014,43(3):134 – 136.
ZHU Y Y,HE T Q,GUAN X L,et al.Design of IFV performance testing equipment at low temperature[J]. Shandong Chemical Industry,2014,43(3):134 – 136.

[17] 李明 .LNG 中间介质气化器的中试及工业化应用[J]. 石油化工安全环保技术,2020,36(3):38 – 43.
LI M.Pilot test and industrial application of LNG intermediate fluid vaporizer[J].Petrochemical Safety and Environmental Protection Technology,2020, 36(3):38 – 43.

[18] 李晖, 刘丰, 李奇, 等 .LNG–FSRU 再气化模块 IFV 试验研究[J]. 化工进展,2015,34(增刊 1):95 – 98.
LI H,LIU F,LI Q,et al.Experimental study on IFV of LNG–FSRU regasification module[J].Chemical Industry and Engineering Progress,2015,34(Sup.1): 95 – 98.

[19] XU S Q,CHENG Q,ZHUANG L J,et al.LNG vaporizers using various refrigerants as intermediate fluid:Comparison of the required heat transfer area[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering,2015, 25:1 – 9.

[20] 夏春杰,陈永东,王严冬,等 . 超临界氮在螺旋管内的流动与传热研究[J]. 压力容器,2017,34(10): 27 – 31.
XIA C J,CHEN Y D,WANG Y D,et al.Flow and heat transfer characteristics of supercritical nitrogen in helical pipes[J].Pressure Vessel Technology,2017, 34(10):27 – 31.

[21] 闫永超,陈永东,程沛,等 . 多种烃混合冷剂换热器热工性能测试平台设计[J]. 流体机械,2019, 47(8):12 – 15.
YAN Y C,CHEN Y D,CHENG P,et al.Design of thermal performance test-rig of multiple hydrocarbon-mixed refrigerant heat exchanger[J].Fluid Machinery, 2019,47(8):12 – 15.

(下转第 24 页)

Engineering,2022,38(7):183 – 190.
[25] 胡浩茫.基于帕尔贴效应的热电器件能量输运过程及其热设计研究[D].上海:上海交通大学,2020.
HU H M.Study on energy transport process and thermal design of thermoelectric devices based on Peltier effect [D].Shanghai:Shanghai Jiaotong University,2020.
[26] 李晓,孙宝红,彭庆龙.半导体空调的理论研究与性能分析[J].制冷与空调(四川),2013,27(2):110 – 113.
LI X,SUN B H,PENG Q L.Theoretical research and performance analysis of semiconductor air conditioning [J].Refrigeration and Air Conditioning(Sichuan),2013,27(2):110 – 113.
[27] 吴小华,魏闻天,宋衍昌,等.人工冰场用跨临界CO_2并联压缩制冷试验研究[J].流体机械,2023,51(12):16 – 22.
WU X H,WEI W T,SONG Y C,et al.Experimental research on performance of transcritical CO_2 parallel compression refrigeration system applied to artificial ice rink[J].Fluid Machinery,2023,51(12):16 – 22.
[28] 陈雪辉,张志远,李昊,等.一种非对称异步排气涡旋压缩机的数值模拟研究[J].机电工程,2023,40(9):1433 – 1440.
CHEN X H,ZHANG Z Y,LI H,et al.Numerical simulation of an asymmetric asynchronous exhaust scroll compressor[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2023,40(9):1433 – 1440.
[29] SASIDHARAN M,SABRI M F M,HATTA S F W M,et al.A review on the progress and development of thermoelectric air conditioning system[J].International Journal of Green Energy,2024,21(2):283 – 299.
[30] 徐淑鹏.基于热电制冷的医用试剂仓研制与热端强化传热研究[D].重庆:重庆大学,2017.
XU S P. Study of thermoelectric cooling-based medical reagent storehouse and heat transfer enhancement of the hot side[D].Chongqing:Chongqing University,2017.

作者简介:刘丽君(1997),女,硕士研究生,主要从事制冷技术、制冷空调节能研究,E – mail:llj6190203@163.com。
通信作者:盛健(1985),男,高级实验师,主要从事特种制冷与空调系统研究,通信地址:200093 上海市军工路 516 号上海理工大学能源与动力工程学院,E – mail:sjhvac@usst.edu.cn。

本文引用格式:
刘丽君,盛健,张华,等.新型机柜半导体空调制冷性能试验研究[J].流体机械,2025,53(1):17 – 24.
LIU L J,SHENG J,ZHANG H,et al.Experimental study on refrigeration performance of new cabinet semiconductor air conditioning[J].Fluid Machinery,2025,53(1):17 – 24.

(上接第 16 页)

[22] 宋嘉梁,陈健,赵锐,等.超临界压力下CO_2在旋流通道内对流换热试验研究[J].压力容器,2021,38(11):9 – 17.
SONG J L,CHEN J,ZHAO R,et al. Experimental investigation on convection heat transfer of CO_2 at supercritical pressures in helically coiled tube [J].Pressure Vessel Technology,2021,38(11):9 – 17.
[23] 王珂,刘云书,陈卫杰,等.导流型高温板式换热器的流动与传热特性分析[J].压力容器,2024,41(2):7 – 16.
WANG K,LIU Y S,CHEN W J,et al. Analysis on flow and heat transfer characteristics of high-temperature plate heat exchanger with a deflector[J].Pressure Vessel Technology,2024,41(2):7 – 16.
[24] 陈林,马爽,张晓慧,等.低温混合工质大质流密度流动传热试验系统[J].流体机械,2023,51(11):15 – 21.
CHEN L,MA S,ZHANG X H,et al.Experimental system for flow and heat transfer of low temperature mixed refrigerant with high mass flow density[J].Fluid Machinery,2023,51(11):15 – 21.
[25] 陶文铨.传热学[M].第五版.北京:高等教育出版社,2019.
TAO W Q.Heat transfer[M].Edition 5.Beijing:Higher Education Press,2019.
[26] 刘纪福,兰凤江,宋坤,等.液化天然气汽化器设计与冷能利用[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2020.
LIU J F,LAN F J,SONG K,et al.Design and cold energy utilization of LNG vaporizer[M].Harbin:Harbin Institute of Technology Press,2020.

作者简介:周兵(1986),男,高级工程师,主要从事传热技术与装备、工程发展战略等方面研究工作,通信地址:230031 安徽省合肥市长江西路 888 号合肥通用机械研究院有限公司,E – mail:ftmqq@163.com。

本文引用格式:
周兵,陈永东,王严冬,等.中间介质汽化器超临界传热试验技术研究[J].流体机械,2025,53(1):10 – 16.
ZHOU B,CHEN Y D,WANG Y D,et al.Study on the intermediate fluid vaporizer supercritical heat transfer test system[J].Fluid Machinery,2025,53(1):10 – 16.