

文章编号: 1671-6612 (2020) 04-468-05

喷气增焓与喷液冷却式 空气源热泵在低温环境下实验数据对比及分析

蔡志敏¹ 赵密升² 李建国² 李 凡³ 李春来¹ 李韶锋²

(1.河源职业技术学院 河源 517000;

2.龙川纽恩泰新能源科技发展有限公司 河源 517000; 3.广东工业大学 广州 510006)

【摘 要】 对喷气增焓及喷液冷却式空气源热泵进行了热力学分析,并在低环境温度下对其制热性能进行了数据测试及对比研究,结果表明,随着室外环境温度在 10℃~30℃之间下降时,两款热泵耗电量都在逐渐增加,制热量逐渐降低,喷气增焓空气源热泵机组相较喷液冷却式空气源热泵机组的 COP 下降有变缓趋势,当室外环境温度为-5℃时,喷气增焓热泵的 COP 为 3.03,而喷液冷却式热泵降至 2.66;在-20℃时,喷气增焓式热泵 COP 为 2.15,喷液冷却式热泵 COP 已降至 1.88;喷气增焓空气源热泵比喷液冷却式热泵性能提高大概 13%左右。喷气增焓空气源热泵机组在低温环境下效率更高。

【关键词】 喷气增焓; 喷液冷却; 空气源热泵; 低温实验数据对比分析

中图分类号 TU833 文献标识码 A

Enhanced Vapor Injection and Liquid-cooled Air Source Heat Pump in Low Temperature Environment Comparison and Analysis of Experimental Data

Cai Zhimin¹ Zhao Misheng² Li Jianguo² Li Fan³ Li Chunlai¹ Li Shaofeng²

(1.Heyuan Polytechnic1, Heyuan, 517000; 2.Longchuan New Entai Energy Technology Co., Ltd, Heyuan, 517000;

3.Guangdong University of Technology, Guangzhou, 510006)

【Abstract】 This paper tests and compares the performance of air-source heat pump Coupled with Enhanced Vapor Injection and liquid-cooled air-source heat pump in low temperature environment. The results show that the power consumption of the two heat pumps increases gradually, the heat production decreases gradually, and the COP of Coupled with Enhanced Vapor Injection air-source heat pump unit decreases more than that of liquid-cooled air when the ambient temperature decreases between 10℃ and -30℃. Source heat pump has a significant delay trend. When the outdoor temperature is -5℃, the COP of the jet Coupled with Enhanced Vapor Injection heat pump is 3.03, while that of the jet-cooled heat pump has dropped to 2.66. At -20 °C, the COP of the jet Coupled with Enhanced Vapor Injection heat pump can also reach 2.15, and the COP of the jet-cooled heat pump has dropped

基金项目: 河源市 2018 年省科技创新战略专项(纵向协同管理方向)资金项目“低环境温度空气源热泵热风机关键技术
研究及其产业化”(项目编号: 2018005); 河源市 2019 年省科技专项资金(“大专项”+“任务清单”)资金项
目“空气源热泵干燥机组关键技术研究及其产业化”(项目编号: 190816091520699)阶段性研究成果

作者(通讯作者)简介: 蔡志敏(1981-), 男, 硕士研究生, 高级工程师, E-mail: caizhimin8242@163.com

收稿日期: 2019-10-24

to 1.88. The performance of the jet Coupled with Enhanced Vapor Injection air source heat pump is about 13% higher than that of the jet-cooled heat pump. Air Source Heat Pump Coupled with Enhanced Vapor Injection is more efficient in low temperature environment.

【Keywords】 Enhanced Vapor Injection; liquid-cooled; Air source heat pump; Comparison and analysis of experimental data

0 引言

近几年,我国很多北方城市冬天出现了大范围的雾霾天气,严重影响了人们的工作、生活及身体健康,政府为此出台了一系列煤改清洁能源的政策,空气源热泵由于节能环保等特点,在此背景下得到了快速发展。

北方主要气候特点为温度低(极端室外温度可达 -30°C 左右),因此对空气源热泵系统提出了更高的要求。传统空气源热泵技术在外界低环境温度下,压缩比增大,等熵系数减小,压缩机排气温度升高,功率增大,制热量降低,不能满足用户要求;为解决上述问题,目前喷气增焓和喷液冷却式空气源热泵是两种在室外低温环境下运行的主要解决方案,两种技术方案都可以满足北方寒冷地区热泵系统使用需求。

国内外近几年也针对这两种方案在不同方面进行了分析研究,董旭等^[1]对喷气增焓热泵性能进行了分析,并分析了供暖技术应用于东北部分地区的可行性。藕俊彦等^[2]针对 R417A 喷气增焓热泵热水器低温环境下的变流量特性进行了分析。项宇^[3]研究了 R410a 空气源热泵系统喷气增焓独立控制方案。鲁祥友等^[4]针对空气流量及用水量对空气源热泵热水机组性能影响进行了试验研究,马麟等^[5]对喷液冷却和喷气增焓低温热泵涡旋压缩机的性能做了对比分析。本文主要研究了基于 R410a 的喷气增焓与喷液冷却式空气源热泵在低温环境下的性能对比分析。

1 热泵制热热力学分析

1.1 喷液冷却空气源热泵热力学分析

由图 1 分析可知:制冷剂被冷凝器冷却后,流出分两路,一路为主路,一路为次路,主路经节流阀节流(6),到蒸发器相变吸热后由压缩机吸入(1)。次路经节流阀节流降压后直接到压缩机喷液口喷入(7),与压缩机内原有制冷剂进行混合后(3)经压缩机压缩排出(4)。

由图 2 分析可知:如果没有次路喷液系统,压

缩机排气温度会升高。所以喷液系统可有效降低压缩机排气温度。

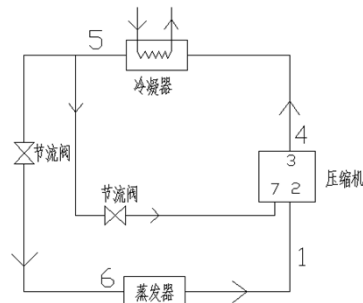


图 1 喷液冷却热泵工作原理图

Fig.1 Working Principle Diagram of liquid-cooled air-source pump

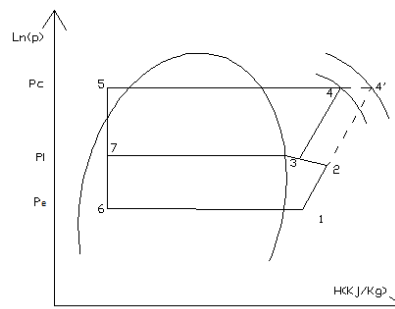


图 2 喷液冷却系统压焓图

Fig.2 Pressure and enthalpy Chart of Enhanced Vapor Injection system

1.2 喷气增焓空气源热泵热力学分析

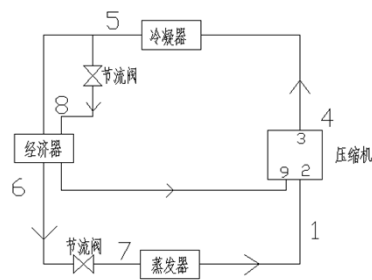


图 3 喷气增焓热泵工作原理图

Fig.3 Working Principle Diagram of Enhanced Vapor Injection air-source pump

由图 3 分析可知:制冷剂在冷凝器被冷却后,流出分两路,一路为主路,一路为次路(喷气路),

主路制冷剂经经济器与次路制冷剂进行换热达到二次过冷状态 (6), 经节流阀节流 (7), 蒸发器相变吸热后 (1) 由压缩机吸入 (2)。次路 (喷气路) 从冷凝器出来后 (5) 先通过节流降压 (8), 与主路制冷剂在经济器进行换热达到过热状态, 由压缩机吸入 (9), 与主路制冷剂混合后 (3) 由压缩机压缩排出 (4)。

由图 4 分析可知: 若无喷气路, 压缩机排气温度会升高至 $T_{4'}$, 增加喷气路可有效降低压缩机排气温度至 T_4 。从而保护压缩机在更低的环境温度下安全高效的运行。

通过热力学分析喷气增焓空气源热泵制热过程, 可得制热量 Q_h 。热泵能耗 W , 制热性能系数 COP_h , 相对常规空气源热泵的制热量增加 ΔQ_h 。

$$W = \frac{1}{\eta_i \eta_m \eta_{mo}} (W_{1-2} + W_{3-4} + W_{2&9-3}) \tag{1}$$

$$= \frac{1}{\eta_i \eta_m \eta_{mo}} [m_e (h_2 - h_1) + m_c (h_4 - h_3) + \frac{1}{k-1} (m_c p_3 v_3 - m_e p_2 v_2) - \frac{RK}{K-1} T_9 \alpha m_c + m_c (P_{1d} - P_{2s}) V(\theta)] \tag{2}$$

$$COP_h = Q_h / W \tag{3}$$

$$\Delta Q_h = m_e (h_5 - h_6) + m_c (h_4 - h_3) - m_e (h_4 - h_2) \tag{4}$$

式中, m_c 为冷凝器制冷剂质量流量; m_e 为蒸发器制冷剂质量流量; h_i 为 i 点的制冷剂焓值, $i=1, 2, 3, 4, 4', 5, 6, 9$; p_i 为 i 状态点的制冷剂压强; V_i 为 i 状态点的腔体容积; T_9 为状态点 9 的制冷剂温度; K 为等熵压缩指数; R 为气体常数; α 为相对补气量; η_i 为指示效率; η_m 为机械效率; η_{mo} 为电动机效率; P_{1d} 为行程腔体排气压强; $V(\theta)$ 为行程腔体与同主轴相位腔体瞬时连通时增加的容积; θ 为起始排气角。

由式 (2) 和式 (3) 可知, 补气压力不是影响喷气增焓热泵制热量和制热性能系数的直接因素, 在保证压缩机正常运转的情况下, 不需要严格控制补气压力精度^[1]。

由式 (4) 可知, 主路在经济器与次路换热达到过冷状态, 可以有效吸收外界环境更多的热量; 同时主路和次路在压缩机混合后制冷剂流量增加, 压缩机耗电增大, 从而热泵总制热量增大。

2 实验样机及主要设备

实验选用了两台结构相同 (除压缩机一台选用了喷气增焓, 另一台选用了喷液冷却式外, 冷凝器、

有以下关系^[1]:

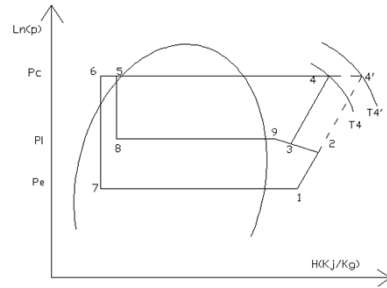


图 4 喷气增焓系统压焓图

Fig.4 Pressure and enthalpy Chart of Enhanced Vapor Injection system

$$Q_h = m_c (h_4 - h_5) \tag{1}$$

蒸发器、膨胀阀、制冷剂种类等都相同) 的空气源热泵, 喷气增焓热泵经济器选用了板式换热器, 具体信息如表 1 所示。

表 1 喷气增焓及喷液冷却式热泵设备信息一览表

Table 1 List of Enhanced Vapor Injection and liquid-cooled air-source

设备信息	喷气增焓式热泵 (加经济器)	喷液冷却式热泵
额定功率	26.5kW	24.5kW
额定制热量	63kW	55kW
压缩机	涡旋	涡旋
冷凝器	翅片式换热器	翅片式换热器
蒸发器	壳管式换热器	壳管式换热器
膨胀阀	电子膨胀阀	电子膨胀阀
经济器	板式换热器	—
制冷剂	R410A	R410A

实验地点在满足国家相关标准要求的低温空气源热泵冷水机组性能实验室中进行, 测试仪器仪表主要有温度传感器、湿度传感器、压力传感器、流量传感器等, 具体信息如表 2 所示。

表 2 检测仪器仪表信息一览表

Table 2 List of Testing Instruments

	精度	量程
温度传感器	±0.3°C	-50~100°C

(PT100 铂电阻)

湿度传感器	±3%RH	0~100%RH
压力传感器	±0.25%	0~6MPa
电磁流量计	±0.5%	1.0~42m ³ /h

3 数据测试及分析

实验在保持冷凝器出水温度 41℃不变的条件下, 试验检测喷气增焓及喷液冷却空气源热泵随模拟室外环境温度变的制热性能, 测试了制热量、耗电量、制热性能系数 COP 等的变化情况。具体参数如表 3 和表 4 所示。

表 3 喷气增焓热泵在不同环境条件参数变化一览表

Table 3 Parameters of Variations of Enhanced Vapor Injection air-source pump under Different Environmental Conditions

环境干球温度/ (°C)	相对 湿度	制热量/ (W)	耗电量/ (W)	COP
10	88	83400	22520	3.71
5	85	79900	22740	3.51
0	80	76320	22970	3.32
-5	75	70500	23267	3.03
-10	66	67700	24880	2.72
-15	51	62300	25320	2.46
-20	25	57300	26680	2.15
-25	--	52200	28680	1.82
-30	--	45100	30470	1.48

表 4 喷液冷却热泵在不同环境条件参数变化一览表

Table 4 Parameters of Variations of liquid-cooled air-source pump under Different Environmental Conditions

环境干球温度/ (°C)	相对 湿度	制热量/ (W)	耗电量/ (W)	COP
10	88	77400	21450	3.60
5	85	68300	21390	3.21
0	80	65500	22890	2.86
-5	75	63700	23960	2.66
-10	66	60500	24700	2.45
-15	51	53700	25170	2.13
-20	25	47800	25450	1.88
-25	--	41860	25800	1.62
-30	--	36600	26530	1.38

由图 5 分析可知: 随着室外环境温度的变化, 在保持出水温度 41℃不变的情况下, 喷液冷却式热泵制热量在逐渐下降, 而耗电量在逐渐增大, 从而热泵的制热效率在逐渐降低。当环境温度为 10℃时, 制热量为 77.4kW。耗电量为 21.45kW。而环境温度降低至-5℃时, 制热量降低为 63.7kW, 而耗电量则增加至 23.96kW。环境温度降低至-20℃时, 制热量降低为 47.8kW, 而耗电量则增加至 25.45kW。

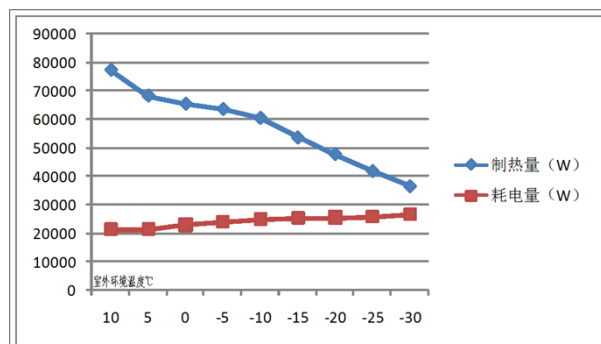


图 5 喷液冷却式热泵随环境温度变化的制热量及耗电量变化趋势图

Fig.5 Tend Chart of Heat Production and Electricity Consumption of liquid-cooled Heat Pump with Environmental Temperature Change

由图 6 分析可知: 随着室外环境温度的变化, 在保持出水温度 41℃不变的情况下, 喷气增焓式热泵制热量在逐渐下降, 而耗电量在逐渐增大, 从而喷气增焓式热泵的制热效率同样在逐渐降低。当环境温度为 10℃时, 制热量为 83.4kW。耗电量为 22.52kW。而环境温度降低至-5℃时, 制热量降低为 70.5kW, 而耗电量则增加至 23.27kW。环境温度降低至-20℃时, 制热量降低为 57.3kW, 而耗电量则增加至 26.68kW。

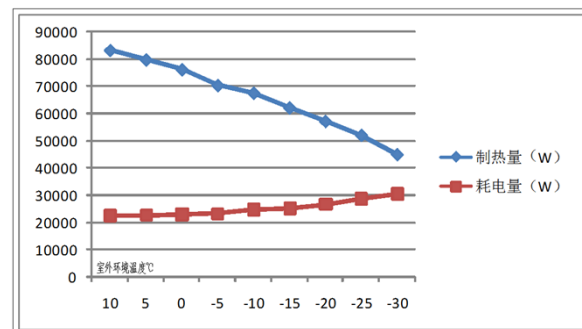


图 6 喷气增焓式热泵随环境温度变化的制热量及耗电量

变化趋势图

Fig.6 Tend Chart of Heat Production and Electricity Consumption of Enhanced Vapor Injection Heat Pump with Environmental Temperature Change

由图 7 分析可知,在室外环境温度为 10℃时,喷气增焓式空气源热泵的 COP 为 3.71,喷液冷却式空气源热泵的 COP 为 3.6,相比差别不大。而随着室外环境温度的下降,喷气增焓式热泵的 COP 下降较喷液冷却式热泵有明显的延缓趋势,当室外温度为-5℃时,喷气增焓热泵的 COP 为 3.03,而喷液冷却式热泵已降至 2.66;在-20℃时,喷气增焓式热泵 COP 还可以达到 2.15,喷液冷却式热泵 COP 已降至 1.88;喷气增焓空气源热泵比喷液冷却式热泵性能提高大概 13%左右。

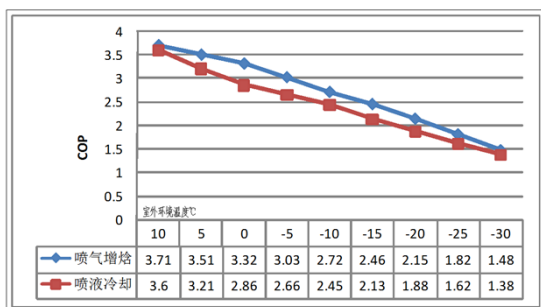


图 7 喷气增焓及喷液冷却式热泵随环境温度变化的 COP 变化对比图

Fig.7 COP Change of Enhanced Vapor Injection and liquid-cooled Heat Pump with Environmental Temperature Change

4 结论

(1) 喷气增焓及喷液冷却式空气源热泵均可以有效降低压缩机排气温度,扩大在低温环境下的工作范围。从而为空气源热泵在北方地区的推广和普及奠定了重要的理论和实践基础。

(2) 喷气增焓式热泵及喷液冷却式热泵在保持冷凝器出水温度侧 41℃ 不变的情况下,随着室外环境温度 10℃~30℃ 变化时,两款热泵耗电量都在逐渐增加,制热量逐渐降低,热泵的制热效率同样都在逐渐下降。

(3) 随着室外环境温度 10℃~30℃ 变化时,喷气增焓空气源热泵机组相较喷液冷却式空气源热泵机组的 COP 下降有变缓趋势,当室外环境温度为-5℃时,喷气增焓空气源热泵的 COP 为 3.03,而喷液冷却式热泵已降至 2.66;在-20℃时,喷气增焓式热泵 COP 达到 2.15,喷液冷却式热泵 COP 已降至 1.88;喷气增焓空气源热泵比喷液冷却式热泵性能提高大概 13%左右。喷气增焓空气源热泵机组在低温环境下效率更高。

(4) 虽然喷气增焓空气源热泵较喷液冷却式热泵成本有所增加,但是在低温环境下性能明显优于喷液冷却式热泵,所以,在北方空气源热泵市场,喷气增焓空气源热泵的推广和广泛应用是个大趋势。

参考文献:

- [1] 董旭,田琦,商永,等.喷气增焓涡旋低温空气源热泵制热性能的分析[J].流体机械,2017,45(3):81-86.
- [2] 藕俊彦,王芳,余大维,等.R417A 喷气增焓热泵热水器低温环境下的变流量特性分析[J]. 流体机械,2016,44(9):82-87,46.
- [3] 项宇. 喷气增焓独立控制方案在 R410a 空气源热泵系统上应用的研究[J].供热制冷,2018,(10):47-50.
- [4] 鲁祥友,李倩,鲁飞,等.空气流量及用水量对空气源热泵热水机组性能影响的试验研究[J]. 流体机械,2018,46(12):60-64.
- [5] 马麟,姚文虎,钱坤.喷液冷却和喷气增焓低温热泵涡旋压缩机的对比分析[J].制冷技术,2018,38(1):55-59.
- [6] 张东,李金平,刘伟,等.喷气增焓空气源热泵热性能评价及预测[J].化工学报,2014,65(12):5004-5009.
- [7] 王泮浩,王志华,郑煜鑫,等.低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J].制冷学报,2013,34(5):47-54.
- [8] 张杰,兰菁,杜瑞环,等.几种空气源热泵除霜方式的性能比较[J].制冷学报,2012,33(2):47-49.
- [9] 蔡志敏,李建国,李春来.基于喷气增焓空气源热泵的实验性能分析[J].科技创新与应用,2019,(10):51-52.
- [10] 冉小鹏,翟晓强,骆琼.喷气增焓空气源热泵补气量对系统性能的影响[J/OL].制冷学报,2019,(4):1-10.