

文章编号:0253-4339(2024)04-0131-09

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2024.04.131

电动汽车涡旋压缩机补气特性的数值研究

夏阳 姜子琪 张斌 田雅芬 李康

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 为研究短型线的汽车空调涡旋压缩机的补气特性,以一款排量为 $38\text{ cm}^3/\text{r}$ 的电动汽车补气式涡旋压缩机为例,建立了三维非稳态数值计算模型,并通过实验数据验证了模型的准确性,误差在9.5%以内。通过模型分别研究补气压力和补气温度对涡旋压缩机性能的影响,结果表明:在补气过热度不变的情况下,随着补气压力的升高,压缩机排气温度先减小后逐渐增加,制热量呈增加趋势,当转速为 $5\ 000\text{ r}/\text{min}$ 和 $6\ 000\text{ r}/\text{min}$ 时,制热量最大增幅分别为20.5%和17.1%,制热COP先上升后下降,2种转速下有补气时制热COP的最大值较无补气时分别增加3.9%和2.3%,压缩机效率均先增大后减小,容积效率逐渐降低;在补气压力不变的情况下,随着补气温度的增加,排气温度略有增加,压缩机功耗、制热量及制热COP几乎保持不变;相较于补气温度,补气压力对压缩机性能的影响更大。

关键词 电动汽车涡旋压缩机;补气增焓;补气压力;补气温度

中图分类号:TH45;U469.72

文献标识码:A

Numerical Investigation on the Characteristics of Vapor Injection of Scroll Compressor for Electric Vehicle

Xia Yang Jiang Ziqi Zhang Bin Tian Yafen Li Kang

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract To investigate the vapor injection performance of a scroll compressor with a short profile, a three-dimensional transient numerical model of a vapor-injection scroll compressor for an electric vehicle with a displacement of $38\text{ cm}^3/\text{r}$ is established and verified with deviations within 9.5%. We investigated the effects of the pressure and temperature of vapor injection on the performance of the scroll compressor using the model. The results show that under the condition of a constant superheat, with an increase in injection pressure, the discharge temperature of the compressor initially decreases and then gradually increases. Moreover, the heating capacity exhibits an increasing trend, with the maximum increase in heating capacity reaching 20.5% and 17.1% at rotary speeds of 5 000 and 6 000 r/min, respectively. In addition, the heating coefficient of performance (COP) increases during the first stage and then decreases. Moreover, the maximum values of the heating COP with vapor injection at the former speeds were 3.9% and 2.3% higher than those without vapor injection, respectively. The compressor efficiency exhibits the same tendency as the heating COP, and the volumetric efficiency gradually decreases. The compressor discharge temperature increases slightly with constant injection pressure, whereas the compressor power, heating capacity, and heating COP remain almost constant as the injection temperature increases. Compared with the injection temperature, the injection pressure has a significant impact on the scroll compressor.

Keywords electric vehicle scroll compressor; enhanced vapor injection (EVI); injection pressure; injection temperature

近年来,随着能源短缺和环境污染问题的出现,电动汽车发展潜力巨大^[1],据统计,2022年相比2021年,全球电动汽车销量增长了108%,我国电动汽车销量增长了160%。在电动汽车车载辅助系统中,空调系统的能耗最高,但在冬季时,电动汽车无法像传统燃油车一样使用发动机的余热来为乘员舱提供热

量,目前传统的电动汽车在冬季时主要通过使用PTC(正温度系数,positive temperature coefficient)加热器来为乘员舱提供热量,这大幅降低了汽车的续航里程^[2]。针对该问题,许多学者提出使用热泵系统替代PTC加热器,但在高纬度地区,热泵系统的制热COP(性能系数,coefficient of performance)随着气候

基金项目:国家自然科学基金(52206016,51206022)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52206016 & No. 51206022).)

收稿日期:2023-05-15;修回日期:2023-07-07;录用日期:2023-09-15

的变冷而降低,从而降低了节能效果^[3],且伴随着排气温度过高等问题。补气增焓技术近年来在压缩机领域得到了广泛关注,其在解决热泵系统处于低温工况时排气温度过高和制热 COP 下降等问题上具有较好的作用^[4]。

目前对于压缩机补气增焓技术的研究主要集中在补气热泵系统、补气状态以及补气孔结构特征等方面。冉小鹏等^[5]设计了一台补气增焓低温空气源热泵系统,研究性能和参数的影响,测试 EVI(补气增焓, enhanced vapor injection) 系统在低温下稳定运行的可行性。许树学等^[6]搭建了以 R32 为工质的热泵实验系统并进行研究,发现采用 R32 的准二级压缩热泵系统与采用相同工质的单级系统相比排气温度降低 10~20 °C,制热量提高 12%。曹健等^[7]搭建了测量补气式涡旋压缩机的性能实验台,在不同热泵工况及补气压力下进行了实验研究,发现当补气状态处于两相时,有补气相对无补气均可使涡旋压缩机的排气温度降低,制热量提高。B. Dechesne 等^[8]研究了家用热泵机组中可变速涡旋压缩机的吸气过热度 and 补气过热度,发现合适的过热度可使系统的制热量和 COP 显著提高。为解决新能源汽车涡旋压缩机线较短常出现的欠压缩问题,孙寒晴等^[9]对一款带有 2 对工作腔($N=2$)的新能源汽车涡旋压缩机的型线和结构特征进行分析并优化,优化后的涡旋压缩机($N=3$)能够改善热泵工况的欠压缩,且系统制热量提高约 15%。Qin Fei 等^[10]针对寒冷地区建立了一个用于电动汽车补气增焓系统的实验台,研究补气孔形状和数量对系统制热性能的影响。综上可知,在对补气压力和补气温度的研究方面,现阶段大多数学者的研究对象为常规型线($N=3$)补气式涡旋压缩机,对短型线($N=2$)补气式涡旋压缩机研究较少,而短型线补气式涡旋压缩机因体积小重量轻、较厚的涡旋齿可在高转速下较为稳定地运行以及较小的余隙容积等特点,在电动汽车热泵系统中具有很大的优势。

目前涡旋压缩机的研究方法主要集中在热力学模型理论研究、实验研究及数值仿真等方面。Qiang Jianguo 等^[11]在涡旋压缩机能量计算方法上建立了涡旋压缩机压缩过程的积分模型,能够较好的描述涡旋压缩机的压缩过程并预测容积效率。张童等^[12]利用 MATLAB 建立了带经济器的 R32 空气源热泵系统的数学模型,对不同环境温度下补气压力、准一级压缩内容积比对喷气量的影响进行了研究。唐景春等^[13]以涡旋压缩机制热性能系数为热力学优化目标函数,对涡旋压缩机补气孔的位置和形状进行了优化,实验结果表明优化后电动汽车空调系统的制热能

力及经济性显著提升。杨明洪^[14]对降低排气温度的 3 种主要方法吸气两相、中间喷液和两相喷射进行了理论研究,并建立了相应的 R32 涡旋压缩机实验台,进一步研究了 3 种方法在压缩机和系统工况下的性能。张斌等^[15]实验研究了油循环率对补气式涡旋压缩机性能的影响,结果表明,在各个补气压力状态下热泵系统的总制热量和制热 COP 随油循环率的增加呈先增后减的趋势。殷翔等^[16]搭建了吸气喷液回路实验台,研究了吸气喷液冷却对涡旋压缩机及制冷系统性能的影响。崔嵩^[17]对使用不同形式补气孔的涡旋压缩机进行仿真以研究补气孔形状对压缩腔内制冷剂流动的影响。Zhang Xinxin 等^[18]用数值仿真方式建立了低压比涡旋压缩机的三维瞬态仿真模型,研究了补气位置、补气孔形状及补气倾角对涡旋压缩机性能及内部流场的影响。K. T. Ooi 等^[19]建立了涡旋压缩机的二维模型并对工作腔内流体的流动和传热进行了研究,发现同一个工作腔内的压力分布是均匀的,但温度分布不均匀,腔内的最大温差可达 8 °C。吴凯^[20]建立了涡旋压缩机的三维数值计算模型,对压缩机内部切向泄漏、径向泄漏及泄漏通道内马赫数的分布进行了研究。综上可知,数值仿真方法可以较好地预测压缩机的性能,在涡旋压缩机的研究中应用较为广泛。

基于以上研究背景,本文选取一款用于电动汽车热泵系统中排量为 38 cm³/r 的补气式涡旋压缩机,建立了三维非稳态仿真模型,利用实验数据验证了仿真模型的准确性,并研究了补气压力和补气温度对此涡旋压缩机性能的影响,为补气工况的选取提供思路。

1 数学模型

1.1 几何结构

本文研究对象为一款自主研发的电动汽车补气式涡旋压缩机,采用 2 对腔($N=2$)的结构设计,排气量为 38 cm³/r,主要结构参数如表 1 所示,补气孔的具体位置如图 1 所示。值得注意的是,压缩机在电动汽车中的运行工况非常复杂,当制冷剂以液体的形式补入压缩机时,会在涡旋腔内吸热迅速蒸发膨胀导致腔内压力急剧升高,对涡旋压缩机运行的稳定性产生严重影响,考虑到此款压缩机吸气腔容积较大,当补气过程在吸气腔中占比较大时,对以上情况可以起到一定的缓冲作用,因此补气孔位置采用横跨吸气阶段和压缩阶段的设计。其中补气位置的转角为以动盘型线最外侧点与基圆的切线为起始线,顺时针转过的角度。

表 1 38 cm³/r 涡旋压缩机参数

Tab.1 Parameters of 38 cm³/r scroll compressor

名称	数值
基圆半径/mm	2.8
渐开线起始角/(°)	40.5
中间型线最大展角/(°)	810
吸气容积/cm ³	38
涡旋齿高/mm	22.3
开始排气角/(°)	298
补气口位置/(°)	124
径向间隙/mm	0.06
轴向间隙/mm	0.04

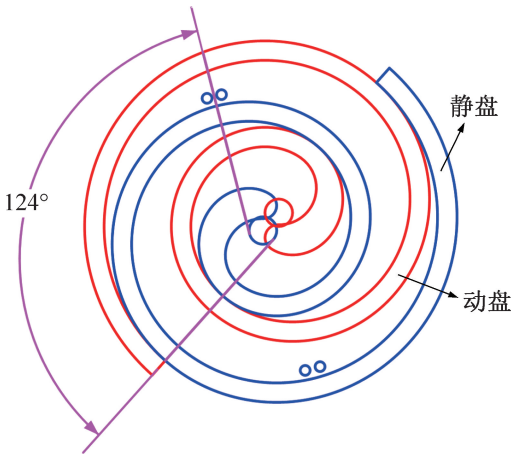


图 1 补气位置示意图

Fig.1 The diagram of injection position

1.2 湍流模型

因为 RNG $k-\varepsilon$ 模型对标准的 $k-\varepsilon$ 模型进行了修改,并考虑了湍流涡旋和时均应变率问题,可有效处理高应变率和流线出现较大弯曲程度的情况,因此本文采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型进行求解计算。

1.3 边界条件设置

本研究采用的制冷剂为 R134a,其物性通过 MATLAB 对 REFPROP 9.1 进行调用来获得,并导入仿真软件中。由于在实际情况下压缩机内制冷剂的润滑油含量很少,因此本模拟过程忽略润滑油影响。在研究中,压缩机的壁面采用绝热壁面,开始前分别对吸气压力和吸气温度,补气压力和补气温度以及排气压力进行设置。压缩机旋转 1° 的时间步长为 3.33×10^{-5} s。

1.4 网格划分和无关性验证

首先根据此涡旋压缩机的结构参数,通过涡旋型

线通用的控制方程和双圆弧型线修正方程^[21]在 Auto CAD 中生成相应的二维型线图,然后在 ANSYS SC-DM 中建立了补气式涡旋压缩机三维模型,接着在仿真软件里对压缩机内的流体区域分块进行了网格划分,其中包括吸气结构、补气管道、排气管道、工作腔以及轴向间隙和径向间隙 6 部分,整体网格的划分结果如图 2 所示。

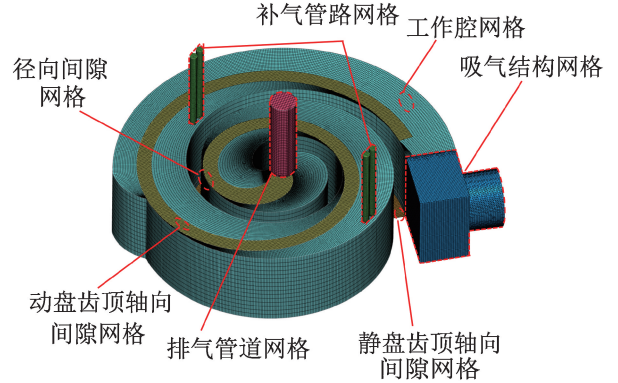


图 2 补气式涡旋压缩机网格划分结果

Fig.2 The grids division of the injection scroll compressor

网格数量对整个模拟具有关键性的作用,网格过少会降低计算精度,网格过多将会增加模拟运行的时间,浪费计算机的算力,因此研究开始前需要对网格进行无关性验证。本文对研究对象的网格进行不同数量的划分,网格数量在 9.7 万~113.5 万之间变化。然后通过压缩机效率和计算机的运行时间选取合适的网格数量,结果如图 3 所示。结果表明,假定压缩机运行圈数为 8 圈,当网格数从 9.7 万增至 73.5 万时,压缩机效率的计算精度明显提高,当网格数量超过 73.5 万时压缩机效率的变化率显著降低,同时计算机运行时间显著增加。因此,本文采用的网格数为 73.5 万。

$$\eta_c = \frac{m_{inj}(h_{injs} - h_{inj}) + m_{sus}(h_{suss} - h_{sus})}{P_{el}} \quad (1)$$

$$P_{el} = P_i / (\eta_m \eta_{mo}) \quad (2)$$

$$\eta_v = \frac{m_{inj} + m_{sus}}{60V_s n p_s + m_{inj}} \quad (3)$$

$$\Delta m = m_{sus} + m_{inj} - m_{dis} \quad (4)$$

$$Q_h = (m_{sus} + m_{inj})(h_{dis} - h_o) \quad (5)$$

式中: m_{sus} 为吸气质量流量,kg/h; m_{inj} 为补气质量流量,kg/h; m_{dis} 为总质量流量,kg/h; Δm 为进出口质量流量的差值,kg/h; h_{sus} 为吸气焓值,kJ/kg; h_{suss} 为排气压力下吸气等熵状态点焓值,kJ/kg; h_{inj} 为补气焓值,kJ/kg; h_{injs} 为排气压力下补气等熵状态点焓值,kJ/kg; h_{dis} 为排气焓值,kJ/kg; h_o 为过冷气体焓值,kJ/kg; P_{el} 为压缩机实际功率,kW; P_i 为指示功率,

kW; η_c 为压缩机效率; η_v 为压缩机的容积效率; η_m 为机械效率, 取 0.95; η_{mo} 为电动机效率, 取 0.92; V_s 为压缩机的吸气容积, m^3 ; n 为压缩机转速, r/min ; ρ_s 为吸气密度, kg/m^3 ; Q_h 为制热量, kW。

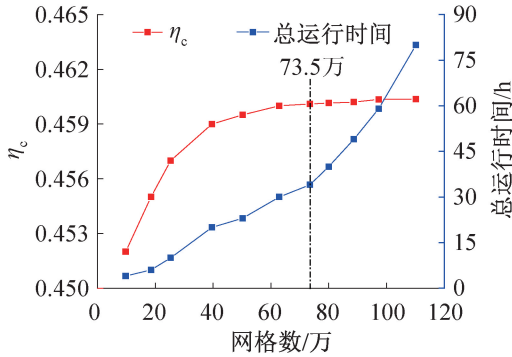


图3 网格无关性验证

Fig.3 Grids independence verification

在压缩机的工作中, 压缩机运行一圈动盘转过的角度为 360° 。在仿真计算中, 当计算圈数设定过少时, 会导致计算精度降低, 而计算圈数设定过多时会增加计算机运行时间, 因此, 在研究开始前, 需要对压缩机的计算圈数进行确定。本研究通过压缩机的排气温度 T_{dis} 和压缩机进出口质量流量差值 Δm 随计算圈数增加几乎保持不变作为模拟处于稳定的标志, 进而确定计算中压缩机最终的运行圈数, 结果如图4所示。结果表明, 当压缩机运行圈数小于10时, T_{dis} 和 Δm 变化显著, 当运行超过10圈之后, T_{dis} 和 Δm 波动分别在 $0.1^\circ C$ 和 $0.772 kg/h$ 范围之内, 基本趋于稳定, 因此本研究最终采用的压缩机运行圈数为10圈。

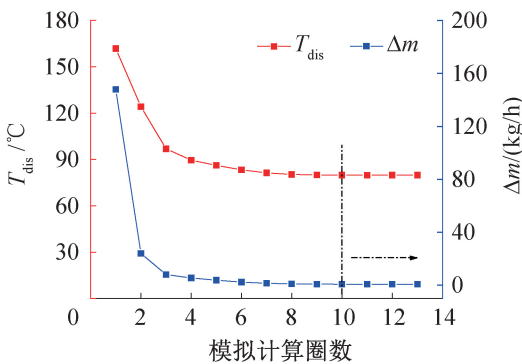


图4 时间无关性验证

Fig.4 Running circles independence verification

1.5 实验验证

根据目前现有的实验测试数据, 通过对比模拟结果和实验结果中排气温度、总质量流量、压缩机功率、压缩机效率, 对本文建立的补气式涡旋压缩机非稳态

三维数值计算模型的准确性进行验证, 验证工况如表2所示。验证结果如图5、图6所示。为了使对比更清晰, 本文所有曲线图中“N”均表示无补气状态。可以看出, 随着补气压力从 $0.30 MPa$ 增至 $0.55 MPa$, 首先在整体变化趋势上, 模拟结果和实验结果保持一致, 总质量流量和压缩机功率均有一定的增大, 排气温度为先降低后增加, 压缩机效率先增大后减小。从模拟结果和实验结果的误差可知, 对于排气温度, 前者稍高于后者, 最大误差为 5.8% , 这是因为在实际情况中润滑油会从压缩机内部带走一部分热量, 并且会改善压缩机内部的泄漏情况, 而本研究忽略了润滑油的影响; 两者在总质量流量上的最大误差为 6.4% ; 在压缩机功耗上, 实验值稍高于模拟值, 最大误差为 7.2% ; 在压缩机效率上, 模拟值高于实验值,

表2 实验验证工况

Tab.2 The working conditions of experimental verification

转速/(r/min)	补气压力/MPa	吸/排气压力/MPa
5 000	无补气、0.30、0.37、 0.42、0.52	0.28/1.1

注: 吸气过热度为 $10^\circ C$, 补气过热度为 $5^\circ C$, 过冷度为 $5^\circ C$ 。

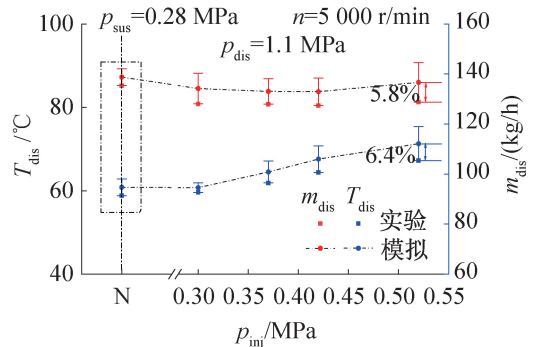


图5 排气温度和总质量流量对比结果

Fig.5 Comparison between experimental and simulated values of the discharge temperature and mass flow

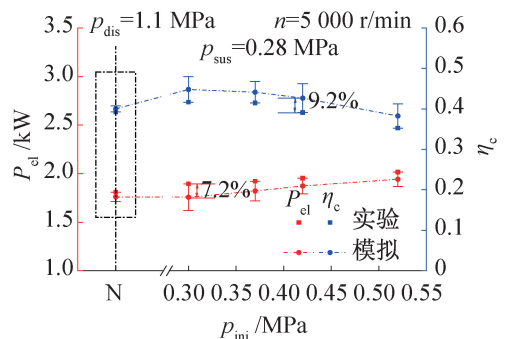


图6 压缩机功率和压缩机效率对比结果

Fig.6 Comparison between experimental and simulated values of the compressor power and compressor efficiency

最大误差为9.2%。总体而言,模拟结果和实验结果的误差均处于合理的误差范围内,因此本文建立的补气式涡旋压缩机非稳态三维数值计算模型可以较好地预测压缩机的性能。

2 模拟结果分析

2.1 补气压力的影响

为研究不同转速下补气压力对压缩机性能的影响,本文选取的模拟工况如表3所示。

表3 模拟工况一

Tab.3 Simulation conditions 1

转速/(r/min)	补气压力/MPa	吸/排气压力/MPa
5 000、6 000	无补气、0.35、0.40、 0.45、0.50、0.55	0.28/1.1

注:吸气过热度为10℃,补气过热度为5℃,过冷度为5℃。

图7所示为该补气式涡旋压缩机中吸气质量流量、相对补气量以及总质量流量随补气压力的变化情况,其中相对补气量为补气侧质量流量与总质量流量的比值。可以看出,相对于无补气时,增加补气会导致吸气质量流量降低,总质量流量增加。这是因为在涡旋压缩机的工作腔内,吸气侧与补气孔的距离非常近,补气过程有一部分处于吸气阶段,此时补气孔和吸气侧直接连通,而补气压力大于吸气压力,这会导致吸气侧的气体回流,造成吸气侧的质量流量降低。以5 000 r/min为例,随着补气压力逐渐增大,吸气质量流量逐渐降低,补气质量流量逐渐增大,因为补气质量流量的增幅(最大增幅为48.0%)大于吸气质量流量降幅(最大降幅为37.7%),所以总质量流量最终呈增加的趋势,其最大增幅为19.9%。当转速提

高时,因为一圈中补气时间减少,吸气侧与补气孔连通的时间缩短,且随着转速的增加,补气孔下游气体与补入气体的压差减小,最终表现为吸气侧气体的回流现象有所减缓,因此随着补气压力的增加,高转速相对低转速吸气质量流量降幅和补气质量流量增幅均降低。

由图8可知,有补气时的压缩机功率均大于无补气时的压缩机功率,随着补气压力的增加,压缩机功率逐渐增大,在转速为5 000、6 000 r/min时,压缩机功耗较无补气时分别增加20.5%和17.1%。由图7中制冷剂总质量流量变化趋势可知,压缩机功率增大与总质量流量增加有关,总质量流量越大,压缩机功耗越大。同理,压缩机的制热量与总质量流量也相关,随着补气压力的增大,总制冷剂质量流量逐渐增大,压缩机的制热量增加,在压缩机转速为5 000、6 000 r/min时,压缩机功耗较无补气时分别增加了20.5%和17.1%。但值得注意的是,随着补气压力的增加,压缩机功率逐渐增大,制热量先增大后增长趋于平缓。

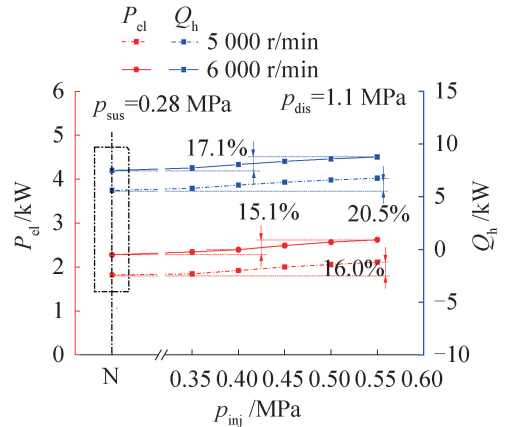


图8 压缩机功率和制热量随补气压力的变化
Fig.8 Variation of mass flow and heating capacity with injection pressure

补气压力对排气温度和制热COP的影响如图9所示。对于排气温度,以5 000 r/min为例,随着补气压力的增加,排气温度先逐渐降低,且均低于无补气时的排气温度,最终在补气压力为0.40 MPa时出现最小值83.6℃,当补气压力增大至超过0.40 MPa后,排气温度逐渐增大,并在0.50 MPa处超过无补气时的排气温度85.45℃。这是因为当补气压力小于0.40 MPa时,补气压力高于补气时刻从吸气口处压缩至补气口处气体的压力,减缓了制热工况下压缩机欠压缩功较大的问题,进而降低了排气温度;但当补气压力高于0.40 MPa后,补气温度(补气过热度为5℃)远高于吸气温度(8.8℃),此时补入的制冷剂

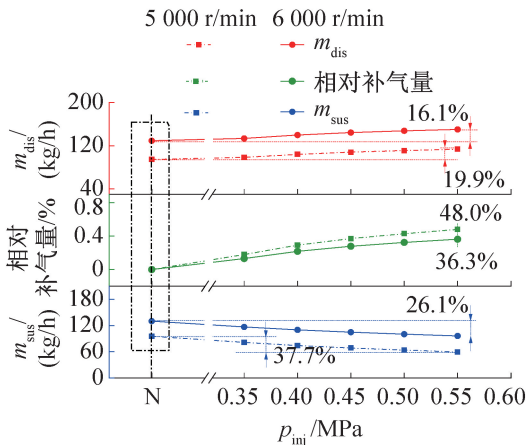


图7 质量流量随补气压力的变化
Fig.7 Variation of mass flow with injection pressure

起不到中间冷却的作用,补气温度提高带来的影响大于减缓欠压缩功的影响,因此排气温度逐渐升高。

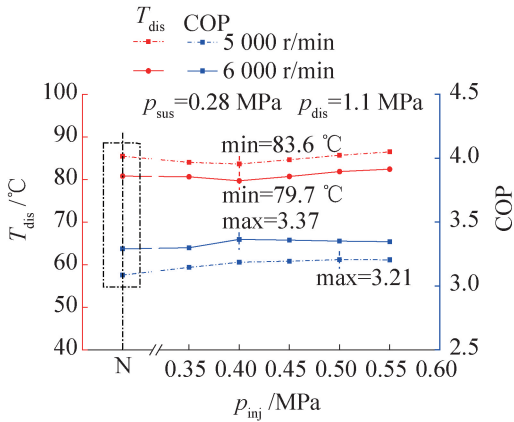


图9 排气温度和制热 COP 随补气压力的变化
Fig.9 Variation of discharge temperature and heating COP with injection pressure

压缩机的制热 COP 为制热量和压缩机功率的比值,因此受到两者共同的影响。由上文可知,随着补气压力的增加,压缩机功率逐渐增大,制热量先增大后增长趋于平缓,因此会导致制热 COP 随着补气压力的增大出现最大值后逐渐减小。由图 9 可知,当压缩机转速为 5 000 r/min 时,制热 COP 在 0.50 MPa 达到最大值 3.21,转速为 6 000 r/min 时,制热 COP 在 0.40 MPa 达到最大值 3.37。

图 10 所示为压缩机效率和容积效率随补气压力的变化。由图 10 可知,相对于无补气,当补气压力从 0.35 MPa 增至 0.55 MPa 时,压缩机效率先增大后降低,2 种转速下压缩机效率均在 0.35 MPa 时取得最大值,分别为 0.43 和 0.46。这是因为压缩机效率等于压缩机等熵过程功耗与实际过程功耗的比值,当补气压力较低时,补气压力对于吸气口的扰动较小,吸气口的质量流量降低较小,且补气温度较低,对于中间冷却效果较为明显,而压缩机实际功率增幅较小,因此压缩机效率增加;当补气压力增大时吸气侧流量受到较大的干扰,出现明显降低,总质量流量增幅变缓慢,同时压缩机实际功率持续增大,所以压缩机效率逐渐降低。

由图 10 可知,补气时的容积效率均小于无补气时,且随着补气压力的增加,容积效率持续降低。这是因为补气压力高于吸气压力,使得吸气口的质量流量随着补气压力的增大逐渐减小,从而导致容积效率出现降低。

2.2 补气温度的影响

由 2.1 节可知,当压缩机转速为 6 000 r/min 时,随着补气压力的增大,排气温度在 0.40 MPa 时取得

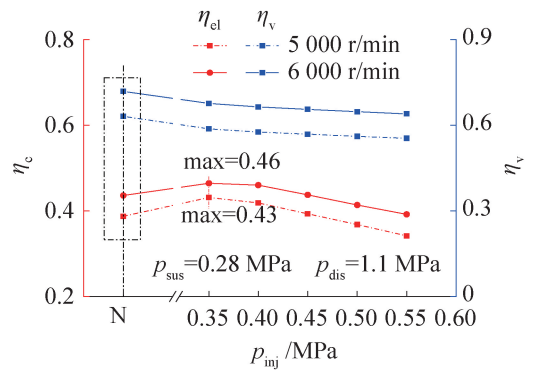


图 10 压缩机效率和容积效率随补气压力的变化
Fig.10 Variation of compressor efficiency and volume efficiency with injection pressure

最小值(83.6 °C),制热 COP 在 0.40 MPa 取得最大值 3.37,因此 0.40 MPa 为该工况下此压缩机的最佳补气压力。本文对补气压力 0.40 MPa 下补气温度对压缩机性能的影响进行了研究,模拟工况如表 4 所示。

表 4 模拟工况二
Tab.4 Simulation conditions II

转速/ (r/min)	补气 压力/MPa	补气 温度/°C	吸/排气 压力/MPa
6 000	0.40	13.93、16.93、19.93、 22.93、25.93	0.28/1.1

注:吸气过热度为 10 °C,过冷度为 5 °C。

图 11 所示为吸气质量流量、补气质量流量和总质量流量随补气温度的变化。相对于无补气,有补气的吸气质量流量明显降低,排气质量流量明显增加,该现象在 2.1 节中已进行了解释(补气过程对吸气过程存在明显干扰)。随着补气温度的逐渐增大,吸气质量流量几乎不变,补气和总质量流量均出现小幅的减小。这是因为当补气压力(0.4 MPa)和补气口径保持不变时,补气孔中气体流速恒定,单位时间内补入制冷剂的体积流量为一个定值,而补气温度越大对应的制冷剂密度越小,因此单位时间内补入气体的质量流量会出现减小,最终总质量流量也会降低。当补气温度从 14 °C 增至 26 °C 时,补气质量流量减小 3.38%,总质量流量减小 1.27%。

压缩机排气温度、制热 COP、压缩机功率以及制热量随补气温度的变化如图 12 所示。可以看出,随着补气温度的增大,压缩机的排气温度逐渐增大,最大增加了 3.1 °C,这是因为补气温度增大导致腔内制冷剂质量流量降低,使欠压缩功增加,此外补气温度高于补气孔下游处气体的温度,所以排气温度有所升

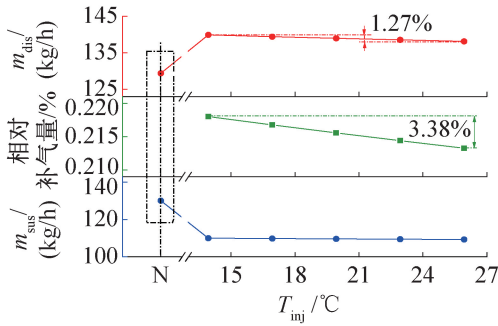


图 11 质量流量随补气温度的变化

Fig.11 Variation of mass flow with injection temperature

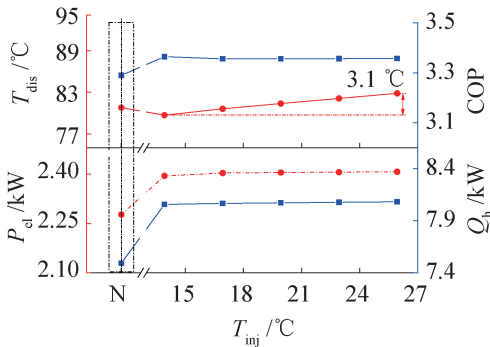


图 12 排气温度、制热 COP、压缩机功率和制热量随补气温度的变化

Fig.12 Variation of discharge temperature, heating COP, power and heating capacity with injection temperature

高;因为欠压缩功的增大,压缩机的实际功耗也出现少量增加,而压缩机的制热量几乎不变,因此随着补气温度的升高,制热 COP 略呈降低的趋势。

图 13 所示为压缩机效率和容积效率随补气温度的变化。由图 13 可知,随着补气温度的增加,压缩机效率略有降低,因为补气温度增大时,压缩机实际功率少量增加,压缩机等熵功率几乎保持不变;因为补气温度的增加导致吸气质量流量和补气质量流量的降低,所以压缩机的容积效率也出现微小降低。

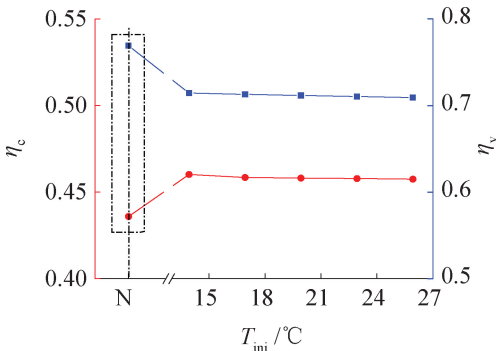


图 13 压缩机效率和容积效率随补气温度的变化

Fig.13 Variation of compressor efficiency and volume efficiency with injection temperature

3 结论

本文建立了补气式涡旋压缩机的计算模型,并对模型进行了验证。分别研究过热状态下补气压力和补气温度对压缩机性能的影响,得到结论如下:

1)在一定补气过热度下,补入腔内的制冷剂可以增大腔内制冷剂的质量流量,且补气压力高于补气时刻下游腔内的压力,因此补气会对涡旋压缩机的欠压缩功有一定程度的缓解作用;但随着补气温度过高,该缓解作用会出现减弱。

2)在补气温度不变的情况下,随着补气压力增大,压缩机吸气质量流量逐渐降低,补气质量流量逐渐增大,总质量流量呈现增大趋势,但增幅逐渐降低;压缩机的制热量和功耗均逐渐增加,但相比之下制热量增幅逐渐减弱,因此制热 COP 会出现最大值,但值得注意的是,不同转速下最佳制热 COP 对应的补气压力不一定相同;排气温度先减小后逐渐增大,转速为 5 000 r/min 和 6 000 r/min 时排气温度均在 0.4 MPa 时达到最低,分别为 83.6、79.7 $^\circ\text{C}$;压缩机的容积效率逐渐降低,而压缩机效率先增大后逐渐降低。

3)在补气压力不变的情况下,随着补气温度增大,压缩机吸气质量流量基本不变,补气质量流量和总质量流量出现微弱减小的趋势;排气温度略有增加;压缩机的功耗、制热量及制热 COP 几乎保持不变;压缩机效率和容积效率均出现小幅降低。

4)相较于补气温度,补气压力对涡旋压缩机影响更大。基于随着补气压力增加制热 COP 先增大后减小这一现象,可知不同制热工况下存在不同的最佳补气压力。

上述研究结果可为电动汽车热泵系统中短型线补气式涡旋压缩机在补气工况的选取上提供参考,此外,排气孔的优化可有效提高压缩机的内压缩比、改善短型线涡旋压缩机的欠压缩功问题,未来将对其进行深入研究。

本文受中央引导地方科技发展资金项目(YDZX20213 100003002)和上海市青年科技英才扬帆计划(20YF1431700)项目资助。(The project was supported by the Central Guidance on Local Science and Technology Development Fund of Shanghai City(No. YDZX20213100003002) and Shanghai Sailing Program (No. 20YF1431700).)

参考文献

[1] 赵玺龙. 浅析新能源汽车发展现状与问题[J]. 技术与市场, 2021, 28(7): 88-89. (ZHAO Xilong. Analysis of

- the development status and problems of new energy vehicles [J]. *Technology and Market*, 2021, 28(7): 88-89.)
- [2] BELLOCCHI S, LEO GUIZZI G, MANNO M, et al. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles; analysis of its impact on driving range [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 290-305.
- [3] ZHANG Ziqi, LIU Cichong, CHEN Xiaoning, et al. Annual energy consumption of electric vehicle air conditioning in China [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 125: 567-574.
- [4] 陈朝波. 压缩机补气增焓技术探究 [J]. *现代商贸工业*, 2020, 41(8): 215-216. (CHEN Chaobo. Probe into the technology of supplementing air and increasing enthalpy of compressor [J]. *Modern Business Trade Industry*, 2020, 41(8): 215-216.)
- [5] 冉小鹏, 邹臣堡, 李芦剑, 等. 喷气增焓空气源热泵低温运行性能的实验研究 [J]. *制冷技术*, 2018, 38(4): 21-27. (RAN Xiaopeng, ZOU Chenbao, LI Lujian, et al. Experimental research on operational performance at low temperature of air source heat pump with enhanced vapor injection [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2018, 38(4): 21-27.)
- [6] 许树学, 马国远, 赵博, 等. 以 R32 为工质的准二级压缩热泵系统实验研究 [J]. *制冷学报*, 2011, 32(5): 12-14. (XU Shuxue, MA Guoyuan, ZHAO Bo, et al. Experimental research on quasi two-stage compression heat pump using R32 [J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(5): 12-14.)
- [7] 曹健, 苏林, 张辛辛, 等. 电动汽车热泵两对腔涡旋压缩机补气特性研究 [J]. *流体机械*, 2021, 49(11): 18-24. (CAO Jian, SU Lin, ZHANG Xinxin, et al. Study on the characteristics of vapor injection of two-pair-chamber scroll compressor for electric vehicle heat pump system [J]. *Fluid Machinery*, 2021, 49(11): 18-24.)
- [8] DECHESNE B, LEMORT V, NADRI M, et al. Impact of suction and injection gas superheat degrees on the performance of a residential heat pump with vapor injection and variable speed scroll compressor [C]//*Proceedings of the 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue, 2018.
- [9] 孙寒晴, 苏林, 张辛辛, 等. 电动空调涡旋压缩机型线优化 [J]. *轻工机械*, 2020, 38(2): 84-89. (SUN Hanqing, SU Lin, ZHANG Xinxin, et al. Optimization analysis of scroll compressor profile for electric air conditioning [J]. *Light Industry Machinery*, 2020, 38(2): 84-89.)
- [10] QIN Fei, ZHANG Guiying, XUE Qingfeng, et al. Experimental investigation and theoretical analysis of heat pump systems with two different injection portholes compressors for electric vehicles [J]. *Applied Energy*, 2017, 185: 2085-2093.
- [11] QIANG Jianguo, LIU Zhenquan. A compression process model with integral equations for the scroll mechanism in a scroll compressor [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 44: 101-115.
- [12] 张童, 赵蕾, 李延. R32 经济器系统涡旋压缩机中间补气参数的分析与优化 [J]. *制冷学报*, 2021, 42(1): 117-125. (ZHANG Tong, ZHAO Lei, LI Yan. Influences and optimization on R32 vapor injection parameters of air-source heat pump system enhanced with vapor injection [J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(1): 117-125.)
- [13] 唐景春, 左承基. 电动汽车空调热泵型涡旋压缩机结构分析 [J]. *制冷学报*, 2014, 35(2): 54-58. (TANG Jingchun, ZUO Chengji. Structural analysis of heat pump scroll compressor for electric automobile air-conditioning [J]. *Journal of Refrigeration*, 2014, 35(2): 54-58.)
- [14] 杨明洪. R32 涡旋压缩机排气温度控制方法研究 [D]. 北京: 清华大学, 2015. (YANG Minghong. Research on the methods to decrease discharge temperature of R32 scroll compressor [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.)
- [15] 张斌, 苏林, 曹健, 等. 油循环率对补气式涡旋压缩机性能影响的试验研究 [J]. *流体机械*, 2022, 50(5): 1-7. (ZHANG Bin, SU Lin, CAO Jian, et al. Experimental research on the effect of oil circulation rate on performance of vapor-injection scroll compressor [J]. *Fluid Machinery*, 2022, 50(5): 1-7.)
- [16] 殷翔, 孙帅辉, 曹锋, 等. 吸气喷液对涡旋压缩机及系统性能的影响 [J]. *制冷学报*, 2015, 36(5): 10-15. (YIN Xiang, SUN Shuaihui, CAO Feng, et al. Research on performance of scroll compressor and system under suction injection [J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(5): 10-15.)
- [17] 崔嵩. 补气式涡旋压缩机特性研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2019. (CUI Song. Research on characteristics of gas-injection scroll compressor [D]. Changchun: Jilin University, 2019.)
- [18] ZHANG Xinxin, ZHANG Bin, CAO Jian, et al. Numerical investigation on the performance and vapor injection process of a scroll compressor with different injection features [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 217: 119061.
- [19] OOI K T, ZHU Jiang. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: a 2-D simulation [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, 43(7): 677-688.

(下转第 149 页)

- [23] WANG Ji, WANG Jin, LI Junming, et al. Pressure drop of R134a and R1234ze(E) flow boiling in microchannel arrays with single- and double-side heating [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 161: 120241.
- [24] HEWITT G F, SHIRES G L, BOTT T R. *Process heat transfer*[M]. Boca Raton: CRC Press, 1994.
- [25] MISHIMA K, HIBIKI T. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1996, 22(4): 703-712.
- [26] JUNG D S, RADERMACHER R. Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, 32(12): 2435-2446.
- [27] THOM J R S. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water [J]. *International Journal of*

Heat and Mass Transfer, 1964, 7(7): 709-724.

- [28] TRAN T N, CHYU M C, WAMBSGANSS M W, et al. Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2000, 26(11): 1739-1754.

通信作者简介

王吉,男,副教授,中国石油大学(北京),机械与储运工程学院,15120004112,E-mail: wangji@cup.edu.cn。研究方向:微通道阵列内流动凝结规律。

About the corresponding author

Wang Ji, male, associate professor, College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum-Beijing, 86-15120004112, E-mail: wangji@cup.edu.cn. Research fields: flow condensation law in microchannel array.

(上接第138页)

- [20] 吴凯. 涡旋制冷压缩机内部流动机理与泄漏流动特性研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2018. (WU Kai. Analysis of the internal flow mechanism and leakage flow characteristic of a scroll refrigeration compressor [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2018.)
- [21] 刘振全. 涡旋式流体机械与涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 64-65. (LIU Zhenquan. Scroll fluid machinery and scroll compressor [M]. Beijing: China Machine Press, 2009: 64-65.)

通信作者简介

田雅芬,女,博士,讲师,上海理工大学能源与动力工程学院,13162500878,E-mail:yftian_usst@qq.com。研究方向:螺杆水蒸气压缩机与膨胀机内部传热传质机理研究。

About the corresponding author

Tian Yafen, female, Ph. D., lecturer, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 86-13162500878, E-mail: yftian_usst@qq.com. Research fields: research on the internal heat and mass transfer mechanism of screw steam compressor and expander.