• 2025 中国汽车热系统学术年会优秀论文(选登) •

车用CO_2制冷系统参数优化机制及其性能影响的试验研究*

滕海旭[1] 李明[1] 陈绍龙[2] 冯馨悦[2] 刘国亮[3] 李艳[4]

(1.吉林大学汽车底盘集成与仿生全国重点实验室,长春 130022;2.应雪汽车科技(常熟)有限公司,常熟 215500;3.一汽奔腾轿车有限公司,长春 130022;4.奇瑞汽车股份有限公司,上海 201702)

【摘要】为探究不同控制策略对车用CO_2制冷系统性能的影响,通过台架试验分析了在定送风温度控制下,送风温度需求、室内风量和环境温度对带回热功能的CO_2制冷系统循环特性的影响。同时,构建了基于送风温度需求的最优排气压力拟合关联式。结果表明:在研究的工况范围内,环境温度对最优排气压力的影响最为显著,其次是室内风量,而送风温度的影响最小;蒸发器出口的制冷剂温度与制冷性能系数(EER)呈正相关关系,其出口温度每升高1 ℃,EER平均升高约2.6%;所建立的基于送风温度需求的最优排气压力拟合关联式具有较高的可信度,可为控制策略的优化提供参考。

关键词:CO_2制冷系统 送风温度 最优排气压力 控制策略

中图分类号:U469 **文献标志码:**A **DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20250147

Experimental Study on Parameter Optimization Mechanism and Performance Impact of Vehicle CO_2 Refrigeration System

Teng Haixu[1], Li Ming[1], Chen Shaolong[2], Feng Xinyue[2], Liu Guoliang[3], Li Yan[4]

(1. National Key Laboratory of Automotive Classis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun 130022; 2. Ethermal Automotive Technology (Changshu) Co., Ltd., Changshu 215500; 3. FAW Car Co., Ltd., Changchun 130022; 4. Chery Automobile Co., Ltd., Shanghai 201702)

【Abstract】To investigate the impact of different control strategies on the performance of vehicle CO_2 refrigeration systems, this study conducted bench tests to analyze the effects of supply air temperature requirements, indoor air volume, and ambient temperature on the cycle characteristics of a CO_2 refrigeration system with a heat recovery function under constant supply air temperature control. Simultaneously, the optimal discharge pressure fitting correlation based on the demand for supply air temperature was established. Research results indicate that among the operating conditions studied, ambient temperature has the most significant influence on optimal discharge pressure, followed by indoor air volume, while the impact of the supply air temperature is minimal. In addition, the evaporator outlet refrigerant temperature is positively correlated with the EER, with an average increase of approximately 2.6% in EER for every 1℃ rise in outlet temperature.. The correlation formula for optimal discharge pressure, derived from the requirements of supply air temperature, demonstrates a relatively high credibility, offering new insights for the optimization of control strategies.

Key words: CO_2 refrigeration system, Supply air temperature, Optimal discharge pressure, Control strategy

【引用格式】滕海旭, 李明, 陈绍龙, 等. 车用CO_2制冷系统参数优化机制及其性能影响的试验研究[J]. 汽车工程师, 2026(2): 1-8.

TENG H X, LI M, CHEN S L, et al. Experimental Study on Parameter Optimization Mechanism and Performance Impact of Vehicle CO_2 Refrigeration System [J]. Automotive Engineer, 2026(2): 1-8.

*基金项目:吉林省科学技术厅技术攻关项目(20210201136GX)。

通信作者:李明(1976—),教授,博士,主要研究方向为汽车热管理与控制,limingtiger@jlu.edu.cn。

1 前言

电动汽车因其优异的环保特性成为汽车发展的重要方向，而热管理系统的性能直接影响车辆的能效和续驶里程[1]。R134a作为最具代表性的氢氟碳化合物（HFCs）制冷剂，已在汽车空调系统中得到了广泛应用。然而，《蒙特利尔议定书》的《基加利修正案》要求禁止或严格限制HFCs制冷剂的使用[2-3]。CO_2使用热泵空调系统使用天然工质CO_2，且具备传热系数大、流动阻力小的优点，被认为是新一代的热泵空调技术[4-5]。

跨临界CO_2制冷系统在气体冷却器冷却过程中存在平均温度较高的问题，这会导致系统产生较大的节流损失，进而造成制冷能效较低[1,6]。Chen等[7]对带有双转子和中间冷却压缩的跨临界CO_2汽车空调系统进行了试验研究，提出了一种冷却能力最优调整策略。Cho等[8]通过试验研究对比了有、无回热器时CO_2热泵空调系统的性能，结果发现系统引入回热器会提升制冷性能，但会导致排气温度略高。张振宇等[9]对CO_2喷射系统进行分析，使制冷性能较传统CO_2空调系统提升6.1%，并发现喷射器喉部直径存在使制冷能效最佳的最优范围。

送风温度对用户舒适性、热泵空调能耗的影响的显著[10]。研究人员针对CO_2空调系统的送风温度进行了研究。滕海旭等[11]通过试验研究了CO_2空调系统在不同送风温度下的制热性能，并提出了基于送风温度需求的最优压力拟合关联式。乔义友等[12]通过仿真分析了送风温度对车用CO_2制冷系统的影响，发现低负荷下系统存在最优的送风温度区间。当前，针对车用CO_2系统送风温度的研究主要采用仿真分析方法。因此，有必要通过试验研究分析在定送风温度控制下，送风温度需求、室内风量和环境温度对系统循环特性的影响。同时，在制冷工况下基于送风温度需求的最优排气压力研究相对较少。本文在标准空调焓差性能试验室中对带有回热功能的CO_2热泵空调系统进行试验研究，分析不同运行工况对最优排气压力的影响，并建立基于送风温度需求的最优排气压力拟合关联式。

2 CO_2热泵空调系统试验台架

图1所示为车用CO_2热泵空调系统的测试台架。该系统主要由转子压缩机、室外气冷器、蒸发器、电子膨胀阀以及集成回热的气液分离器等部件组成。在制冷模式下，电磁阀2和电磁阀4开启，同时电子膨胀阀2处于开启状态。系统的关联零部件参数如表1所示。

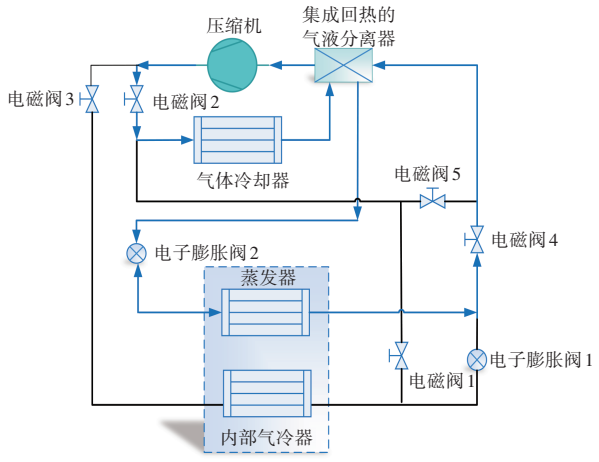


图1 CO_2热泵空调系统原理

表1 系统主要零部件结构参数

部件	关键参数
压缩机	排量6.2 cm^3/转，转速范围800~8 600 r/min
室内气冷器	铝制微通道扁管;有效通风面积0.034 m^2
蒸发器	铝制微通道扁管;有效通风面积0.049 m^2
电子膨胀阀	开度调节范围0~1 000 步； 流量范围：0~311.44 kg/h
气冷器	铝制微通道扁管; 有效通风面积0.29 m^2
集成回热的气液分离器	直径80 mm，高度300 mm 内部回热器直径3 mm，圈数38圈

试验台的工作原理如图2所示。台架细节搭建在团队先前的研究中进行了体现[13]。试验台包括室内换热器室和室外换热器室，每个室均配备独立的风洞。风洞可调节空气流量，用于测量空气进、出口的干球温度和湿球温度。室外腔的波纹管与室外换热器相连，室内腔的波纹管与室内蒸发器或者内部气冷器连接，保持固定的气流速度。该设计可以在测试过程中精确模拟实际环境条件，从而获得准确的测试结果。在系统试验过程中，本文使用了温度压力一体式传感器和功率计等设备。干球温度和湿球温度均采用精密铂电阻测量，其测量精度可达±0.1%。表2列出了试验中使用的测量仪器及其精度。

压缩机的功耗通过设备直接测量获得。空气侧的比焓值可利用REFPROP 10.0软件计算得出。同时，CO_2系统在不同状态点的物性参数也可通过该软件查询[14]。鉴于本文以不同运行工况下定送风温度作为控制目标，因此系统的制冷能力以空气侧的换热能力进行计算。

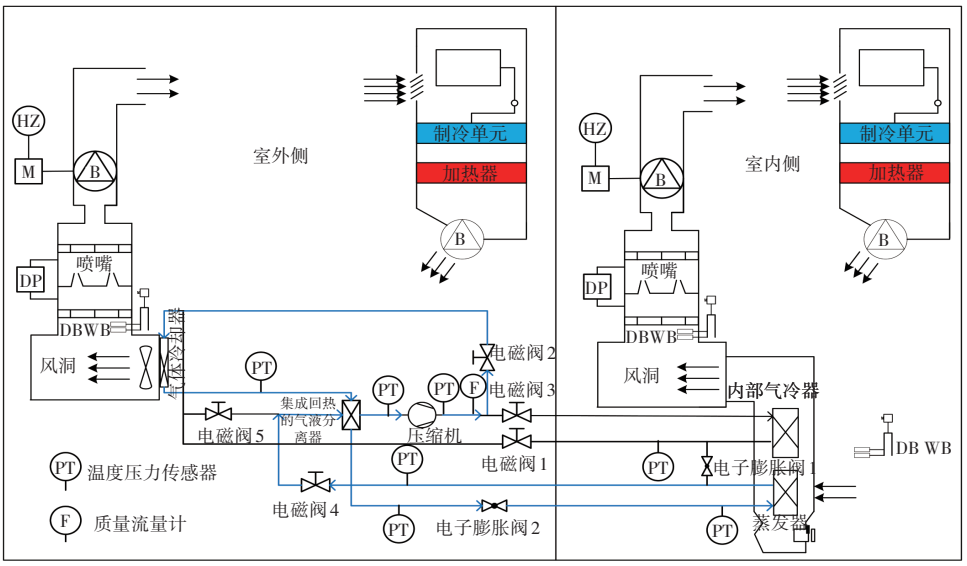


图2　CO_2热泵空调系统试验台架

表2　试验台架测量参数的不确定度

测量参数	范围	测量精度
温度	−200~260 ℃	±0.5 ℃
压力	0~4 MPa	满量程的±0.5%
电流	0~20 A	满量程的±0.5%
电压	0~8 V	满量程的≤±1%
制冷剂流量	0~300 kg/h	满量程的±0.75 kg/h
液体流量	0~100 L/min	满量程的±0.5%

系统制热量为：

$$Q = q_m (h_{air,out} - h_{air,in}) \tag{1}$$

式中：q_m为空气侧的质量流量，$h_{air,out}$为空气侧的出口比焓，$h_{air,in}$为空气侧的进口比焓。

系统功耗计算时仅考虑压缩机的输入功率，不包括鼓风机的功耗等。系统的功耗和制冷性能系数（Energy Efficiency Ratio，EER）的计算公式分别为：

$$P = UI \tag{2}$$

$$E = \frac{Q}{P} \tag{3}$$

式中：U为输入的压缩机电压，I为输入的压缩机电流，Q为系统的制冷量，P为压缩机的输入功率。

根据Moffat[15]方程，直接测量参数的不确定度为：

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{R} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{4}$$

式中：$R=R(X_1,X_2,X_3,\cdots,X_n)$为试验结果，$X_i(i=1,2,3,\cdots,n)$为第$i$个独立的测试变量。$\delta R$为试验结果的不确定度，$\frac{\partial R}{\partial X_i}$为变量$X_i$的偏导数。

由式(4)和式(5)能够估算出换热量、EER的相对测量误差分别为2.5%、3.6%。

本文主要研究不同运行工况下送风温度对CO_2热泵空调系统制冷性能的影响。其中，通过调节压缩机转速控制车内送风温度，同时利用电子膨胀阀2调节系统的最优排气压力。待系统趋于稳态后，每5 s采集一次数据，持续3 min，以确保数据在允许波动范围内，并记录相关数据。特别地，本文选取的不同运行工况下的数据点均为系统达到最佳EER时的状态。试验方案如表3所示。

表3　试验台架的测试工况

序号	室内环境		室外环境		目标送风温度/℃
	温度/℃	空气流量/$m^3 \cdot h^{-1}$	温度/℃	风速/$m \cdot s^{-1}$	
1	30	220	30	1.8	13
	35		35		
	40		40		
2	30	220	30	1.8	7,10,13
3	30	220,320,400,460	30	1.8	10

3　试验结果与分析

车用空调系统的出风温度标准是确保乘员舒适性和系统性能的重要指标。送风温度通常为10~15 ℃，因此选择车内送风温度为10 ℃和13 ℃作为研究对象。同时，考虑到高温工况下车内需快速降低温度，故选择送风温度为7 ℃的条件进行对比试验。

3.1 变送风温度对系统制冷性能的影响

如图3所示，在CO_2制冷系统中，状态1（压力p=3.85 MPa，焓h=454 kJ/kg）被压缩至跨临界状态2（p=8.38 MPa，h=508 kJ/kg）。研究表明，在恒定环境温度条件下，送风温度的降低会导致蒸发温度和蒸发压力相应下降。这一现象可归因于以下机制：更低的送风温度要求蒸发器提供更高的制冷能力，以满足更大的显热负荷。这需要更低的蒸发器表面温度来维持与车内空气的换热驱动力，从而驱动系统在更低的蒸发压力和温度下运行。这种变化同时引起系统压缩比的降低。具体数据显示，当送风温度为7 ℃时，压缩比为2.2，而当送风温度升至13 ℃时，压缩比降至1.7，降幅达29.4%。值得注意的是，试验测得送风温度为7 ℃、10 ℃和13 ℃时对应的最佳电子膨胀阀2开度分别为8%、10%和8%。

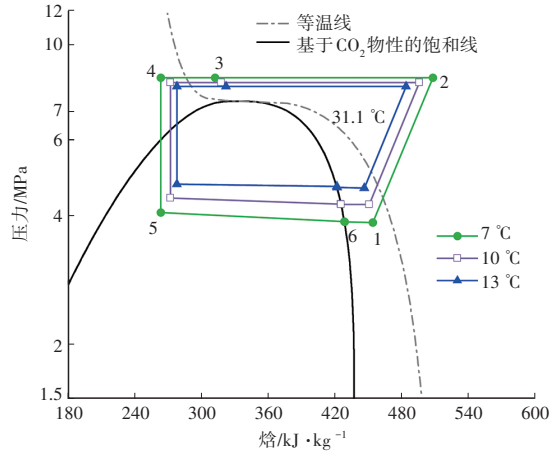
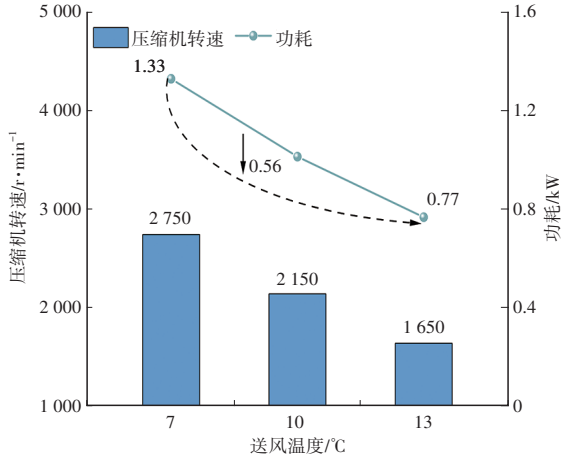
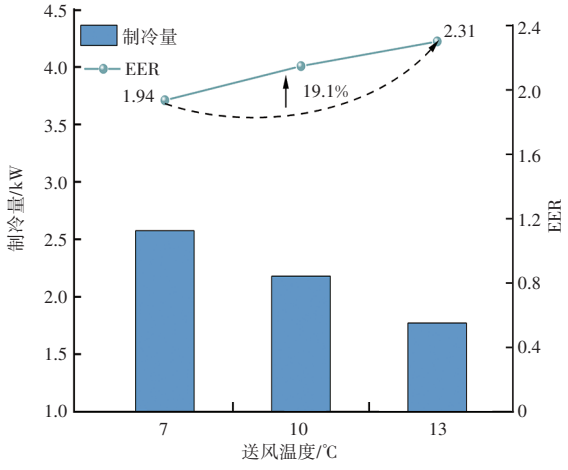


图3 不同送风温度下的log p–h循环图

图4展示了在相同环境温度下，系统达到不同目标送风温度时压缩机转速、功耗、制冷量和EER的变化情况。观察发现：为满足更低的送风温度要求，系统需提升压缩机转速，导致蒸发温度下降与压缩机功耗增加；更低的蒸发温度增大了与车内空气的换热温差，从而提升了系统的制冷量。送风温度的降低同时引发了系统能效的变化。EER是制冷量与输入功率的比值，其变化取决于二者的共同影响。数据分析显示，送风温度每降低1℃，压缩机功耗平均增加0.11 kW，增幅达到7.9%。尽管制冷量随送风温度的降低而增加，但功耗的增幅更为显著，这也导致了系统EER的下降。具体而言，当送风温度从7 ℃升高至13 ℃时，制冷量降低了31.2%，而EER提升了19.1%。送风温度的设定实质上是在制冷能力与系统能效之间进行权衡。因此，在实际控制过程中，应根据系统制冷负荷状态调节适当的送风温度，以在保证乘员实现舒适性的条件下实现能耗最小化。



（a）压缩机转速和功耗



（b）制冷量和EER

图4 不同送风温度下压缩机转速、功耗、制冷量、EER的变化（环境温度30 ℃）

进一步分析气冷器出口温度、蒸发器出口温度、排气压力和制冷剂质量流量与送风温度之间的变化规律，结果如图5所示，随着送风温度的升高，蒸发器出口的制冷剂温度上升。产生这一现象的原因是送风温度升高导致蒸发器的换热温差减小，从而引起蒸发温度上升，最终使蒸发器出口的制冷剂温度升高。因此，在环境温度恒定的情况下，蒸发器出口的制冷剂温度在合理范围内与EER呈正相关关系，即蒸发器出口的制冷剂温度每升高1 ℃，EER增加2.6%。此外，送风温度的升高还会导致系统制冷剂质量流量的下降，这是由于热负荷降低引起压缩机转速下降所致。具体而言，当送风温度从7 ℃上升到13 ℃时，制冷剂流量减少了22.2%。

研究表明，最优排气压力随着送风温度的降低而增大。这主要是因为在恒定环境温度下，送

风温度的降低意味着更大的系统热负荷，这要求更高的制冷剂质量流量和系统制冷量。然而，气体冷却器的散热能力面临瓶颈，为了排出更多的热量，系统必须通过提升排气压力提高制冷剂在放热过程中的平均温度，从而增大与环境空气的换热温差，重建系统的热平衡。当送风温度为13 ℃时，最优排气压力为7.9 MPa；当送风温度降低到7 ℃时，最优排气压力增长至8.4 MPa，增幅为6.3%。

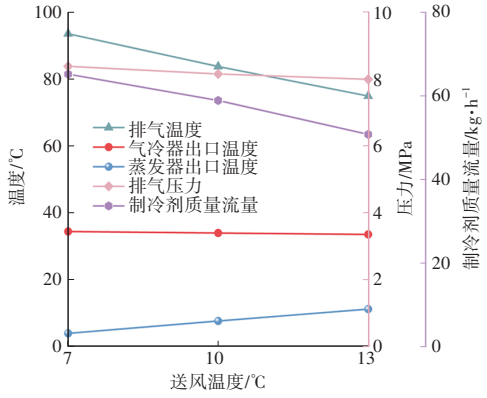
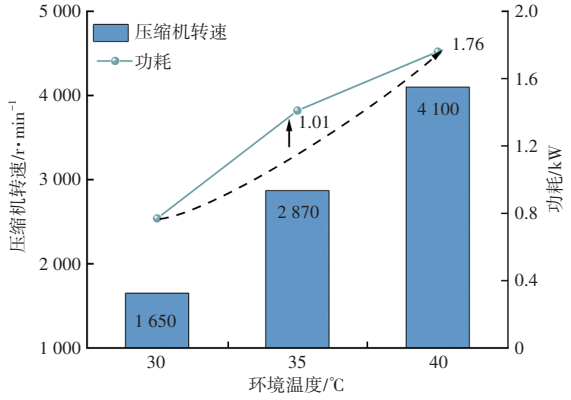


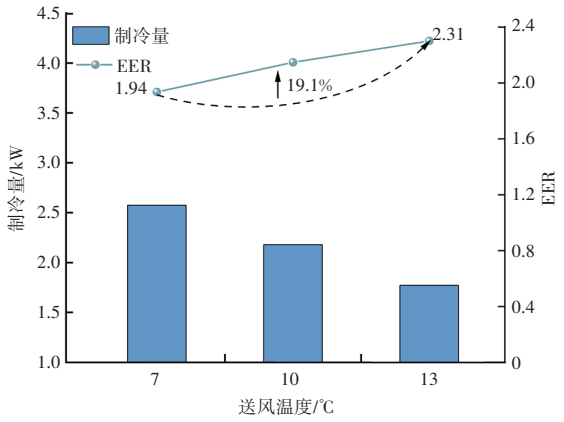
图5　相同环境温度（30 ℃）条件下各参数随送风温度的变化

3.2　定送风温度控制下环境温度对制冷性能的影响

图6展示了在不同环境温度下，系统达到车内送风温度13 ℃时压缩机转速、功耗、制冷量和EER的变化情况。当系统达到最大EER时，环境温度的升高会导致制冷剂质量流量、制冷量和功耗的增加，从而导致EER的降低。这是由于环境温度升高时，系统为了维持相同的送风温度，蒸发器负荷增加，导致蒸发压力和蒸发温度降低，进而影响压缩机的吸气压力。同时，环境温度的升高导致排气压力相对于吸气压力的升高幅度更大，从而引起压缩比和功耗的升高。进一步分析表明，环境温度（30~40 ℃）每增加1 ℃，制冷量增加8.6%，功耗平均增加10.8%，EER降低4.9%。



（a）压缩机转速和功耗



（b）制冷量和EER

图6　不同环境温度下压缩机转速、功耗、制冷量、EER的变化

如图7所示，随着环境温度的升高，气体冷却器出口的制冷剂温度逐渐上升，而蒸发器出口温度逐渐降低。这一现象的原因在于：环境温度的升高导致气体冷却器的换热温差减小，从而削弱了散热能力。同时，为了在较高温度工况下维持相同的送风温度，蒸发器的负荷增加，需要吸收更多的热量，这导致蒸发温度降低，进而使蒸发器出口的制冷剂温度下降。因此，在定送风温度控制下，气体冷却器出口的制冷剂温度在合理范围内与EER呈负相关关系，即气体冷却器出口的制冷剂温度每升高1 ℃，EER下降3.8%。

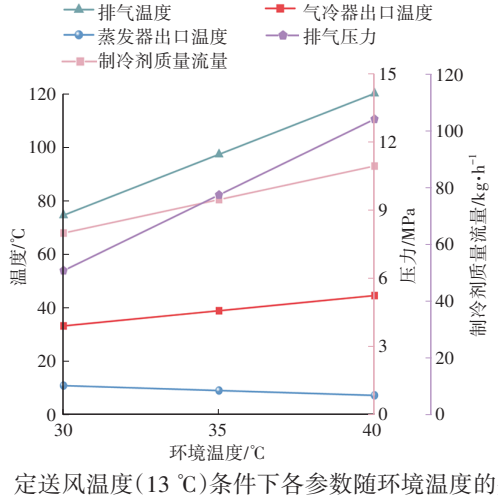
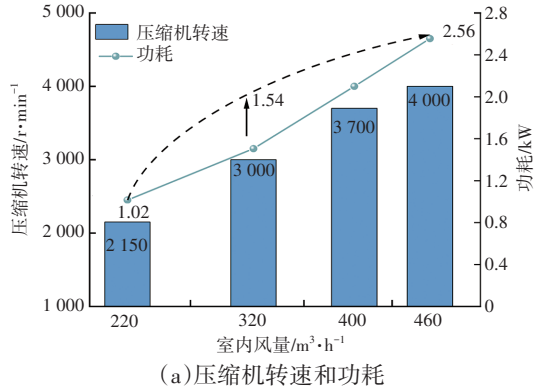


图7　定送风温度（13 ℃）条件下各参数随环境温度的变化

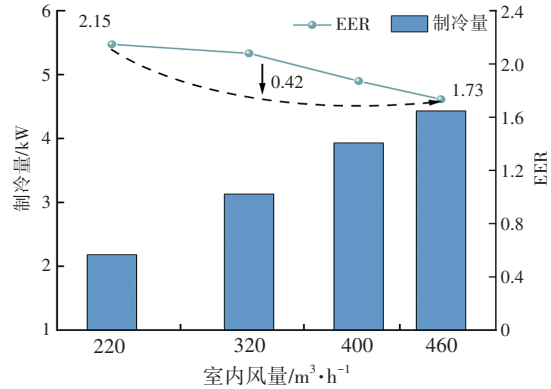
此外，最优排气压力随着环境温度的提高而增大。其原因在于更高的环境温度和热负荷需求要求系统循环排出更多的热量，而气体冷却器的散热能力因温差减小而受限。因此，系统必须通过提升排气压力来提高制冷剂的平均温度，从而重建散热侧的热平衡。当环境温度为30 ℃时，最优排气压力为7.9 MPa；当环境温度提高到40 ℃时，最优排气压力增大至10.9 MPa，增幅为37.9%。

3.3 定送风温度控制下室内风量对制冷性能的影响

图8展示了在定送风温度控制策略下，环境温度为30 ℃，系统达到最佳EER时压缩机转速、功耗、制冷量和EER随室内风量变化的关系。可以发现，随着室内风量的增加，制冷量和功耗均上升，而EER下降。这是因为室内风量的增加提高了蒸发器与空气之间的换热效率。同时，室内风量的增加也加剧了蒸发器的热负荷，提升了单位质量的制冷能力，从而进一步增加了制冷量。然而，随着室内风量的增加，为了满足系统更大的制冷需求，需要提高压缩机转速，这也导致功耗的增加。当单位质量制冷剂的制冷能力增长较压缩机总功耗增长慢时，EER随之降低。量化分析表明，在室内风量（220~460 m^3/h）范围内，每增加30 m^3/h，功耗增加18.9%，制冷量提高12.9%，EER降低2.4%。这说明在系统达到相同送风温度时，提高室内风量会降低系统的能效。故单纯提高室内风量以实现快速降温的策略是以牺牲系统能效为代价的，且过大的室内风量可能影响舒适性。因此，在实际控制中，须对室内风量与压缩机转速等进行协同调控优化，从而在保障舒适性的前提下，实现系统能效的最大化。



（a）压缩机转速和功耗



（b）制冷量和EER

图8 不同室内风量下压缩机转速、功耗、制冷量、EER的变化（送风温度10 ℃）

图9说明了在不同的室内风量下，达到最佳EER时蒸发器出口的制冷剂温度、排气压力和制冷剂流量等参数的变化情况。随着室内风量的增加，气体冷却器出口的制冷剂温度上升，而蒸发器出口的制冷剂温度逐渐降低。产生这种现象的原因在于：室内风量的增加导致气体冷却器负荷增加，从而使气体冷却器出口的制冷剂温度升高。同时，室内风量的增加提高了空气与蒸发器表面的对流换热系数，进而增强了空气与制冷剂之间的热交换效率。为了维持相同的送风温度，系统会通过降低蒸发温度来提高换热温差，从而导致蒸发器出口制冷剂温度降低。因此，在定送风温度控制下，气体冷却器出口的制冷剂温度在合理范围内与EER呈负相关关系，即气体冷却器出口的制冷剂温度每升高1 ℃，EER下降9.3%。

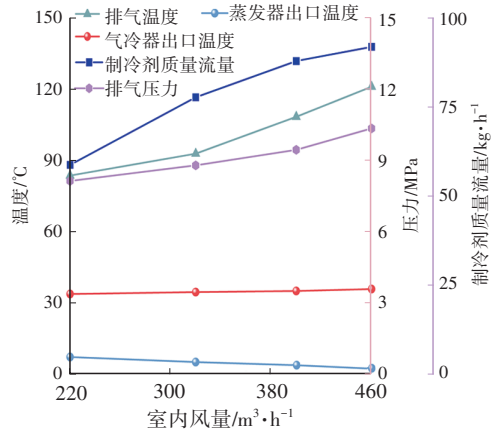


图9 定送风温度（10 ℃）条件下各参数随室内的风量变化

此外，最优排气压力随着室内风量的增大而增大。这主要是因为在定送风温度控制下，室内风量的增大会导致制冷剂质量流量的上升。更大的制冷剂循环质量流量和热负荷意味着气体冷却器需要散发更多的热量。然而，在固定的环境条件下，气体冷却器空气侧的散热能力趋于饱和。因此，系统必须通过提高排气压力来提升制冷剂的平均温度，从而增大与环境空气的换热温差，强化散热驱动力。当室内风量为220 m^3/h时，最优排气压力为8.1 MPa；当环境温度增大到460 m^3/h时，最优排气压力增大至10.4 MPa，增幅为28.4%。

结合图5和图7的对比分析可知，在本文的试验工况范围内，环境温度对最优排气压力的影响最为显著，其次是室内风量，而送风温度对最优排气压力的影响最小。这一发现为在不同运行工况下优先调控何种参数以实现系统全局优化提供了理论依据。

4 最优排气压力拟合关联式

研究表明，最优排气压力是CO_2系统别于传统亚临界制冷剂的一个重要特征。在制冷循环中，压缩机的排气压力对系统性能有显著影响，而最优排气压力是确保CO_2系统高性能运行的关键[16]。因此，研究排气压力与各变量之间的关系对于制定控制策略至关重要。本文在送风温度10~13 ℃的条件下，对最优排气压力进行研究。

通过对大量试验数据的深入分析，发现气冷器出口的制冷剂温度与最优排气压力之间存在相似的变化趋势，且两者具有较高的关联性。为了探究系统气冷器出口的制冷剂温度（$T_{GC,out}$）与最优排气压力（$P_{dis,opt}$）之间的相关性，基于一元线性回归方程建立了最优排气压力的数学模型：

$$P_{dis,opt}=\beta_0+\beta_1 T_{GC,out} \tag{5}$$

式中：β_0为截距，β_1为斜率。

同样地，一元线性回归的目标是通过最小二乘法的拟合数据找到最佳的β_0和β_1，使得预测值与实际值之间的误差最小。

斜率β_1的计算公式为：

$$\beta_1=\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(x_i-\bar{x}\right)\left(y_i-\bar{y}\right)}{\sum_{i=1}^{n}\left(x_i-\bar{x}\right)^2} \tag{6}$$

式中：n为样本数量，x_i、y_i分别为第i个样本的自变量和因变量，$\bar{x}$、$\bar{y}$分别为自变量和因变量的均值。

因此，可得到CO_2系统所建立的最优排气压力的拟合关联式为：

$$P_{dis,opt}=0.267T_{GC,out}-0.553 \tag{7}$$

为了评价拟合效果，对拟合关联式可信度进行评价：

$$R^2=1-\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(y_i-\hat{y}_i\right)^2}{\sum_{i=1}^{n}\left(y_i-\bar{y}_i\right)^2} \tag{8}$$

式中：$\hat{y}_i$为y_i的预测值。

经计算，该方程的相关系数为0.992，平均相对误差较小，具有较高的可信度。将基于该方程得到的预测值与Kauf等[17]和孙建军等[18]的预测值进行了比较，结果如图10所示。从图10中可以看出，文献[17]的预测结果比文献[18]的预测结果具有更高的置信度，但两者的预测误差均在±10%的范围内。相比之下，式(8)表现出更好的预测效果，其误差范围在5%以内。因此，该拟合关联式可用于生成更准确的预测值。此外，该拟合关联式可为后续定送风温度控制策略下最优运行工况的控制策略设定提供参考。

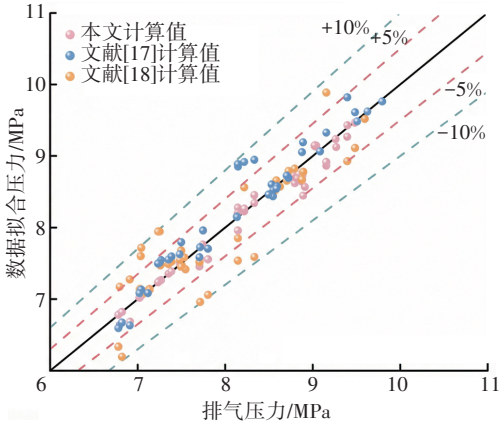


图10 最优排气压力的拟合关联式误差分析

5 结束语

本文对带回热功能的CO_2热泵空调系统进行了台架试验研究，分析了不同送风温度需求、定送风温度控制下室内风量和环境温度对系统制冷循环特性的影响，同时提出了基于送风温度需求的最优压力拟合关联式，并得出以下结论：

a. 在定送风温度控制策略下，环境温度每升高1 ℃，制冷量增加8.6%，功耗平均增加10.8%，EER降低4.9%。室内风量每增加30 m^3/h，功耗增加18.9%，制冷量提高12.9%，EER降低2.4%。特别是在高温环境下，当车内送风温度从13 ℃降至7 ℃时，功耗增加了42.1%，EER降低了19.1%。上述结果可为空调系统的节能潜力分析提供参考。

b. 在本文的工况范围内，环境温度对最优排气压力的影响最为显著，其次是室内风量，而车内送风温度的影响最小。环境温度对系统EER的影响最为显著，其次是送风温度，室内风量的影响最小。

c. 在不同系统运行条件下，气冷器出口的制冷剂温度与最优排气压力之间存在显著的线性关系。本文构建的基于送风温度需求的最优排气压力拟合关联式的相关系数为0.992，平均相对误差较小，具有较高的可信度。上述结果可为系统控制策略的优化提供参考依据。

参 考 文 献

[1] 李椿, 王志华, 王沣浩, 等. CO_2热泵研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2018, 39(5): 1-9.
LI C, WANG Z H, WANG F H, et al. Research Status and Prospects of the CO_2 Heat Pump[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5): 1-4.

[2] 王伟民, 王小碧, 徐人鹤, 等. 纯电动汽车热泵型整车热管理系统开发技术研究[J]. 汽车工程学报, 2021, 11(6): 434-441.
WANG W M, WANG X B, XU R H, et al. Research on the Development Technology of Heat Pump Thermal Management System for Pure Electric Vehicle[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2021, 11(6): 434-441.

[3] 王文伟, 孙逢春. 全气候新能源汽车关键技术及展望[J]. 中国工程科学, 2019, 21(3): 47-55.
WANG W W, SUN F C. Key Technologies and Prospects of ALL-Climate New Energy Vehicles[J]. Engineering Science, 2019, 21(3): 47-55.

[4] 李江峰, 李帅旗, 阮先轸, 等. 电动汽车CO_2热泵空调制热性能分析[J]. 汽车工程学报, 2023, 13(4): 556-563.
LI J F, LI S Q, RUAN X Z, et al. Thermal Performance Analysis of CO_2 Heat Pump Air Conditioning System in Electric Vehicles[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(4): 556-563.

[5] WANG Y B, DONG J Q, JIA S W, et al. Experimental Comparison of R744 and R134a Heat Pump Systems for Electric Vehicle Application[J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 121: 10-22.

[6] YU B B, YANG J, WANG D D, et al. An Updated Review of Recent Advances on Modified Technologies in Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle[J]. Energy, 2019, 189: 116-147.

[7] CHEN Y Y, ZOU H M, DONG J Q, et al. Experimental Investigation on Refrigeration Performance of a CO_2 System with Intermediate Cooling for Automobiles[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174: 115-267.

[8] CHO H, RYU C, KIM Y. Cooling Performance of a Variable Speed CO_2 Cycle with an Electronic Expansion Valve and Internal Heat Exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30: 664-671.

[9] 张振宇, 王丹东, 陈江平, 等. 带喷射器的CO_2汽车空调系统性能研究[J]. 制冷技术, 2020, 40(5): 33-40.
ZHANG Z Y, WANG D D, CHEN J P, et al. Experimental Investigation on CO_2 Automotive Air-Conditioning System with Ejector[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(5): 33-40.

[10] 方健珉, 王静, 孙西峰, 等. 回热器对电动汽车跨临界CO_2制冷系统影响的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(6): 155-160.
FANG J M, WANG J, SUN X F, et al. Effect of Internal Heat Exchanger on Transcritical CO_2 Refrigeration System of Electric Vehicle[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(6): 155-160.

[11] 滕海旭, 王军, 宋占桌, 等. 不同运行条件下送风温度对车用CO_2热泵系统制热性能影响的试验研究[J]. 汽车工程学报, 2025, 15(5): 770-779.
TENG H X, WANG J, SONG Z Z, et al. Experimental Study on the Effect of Supply Air Temperature on Vehicle Trans-Critical CO_2 Heating Performance under Different Operating Conditions[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2025, 15(5): 770-779.

[12] 乔义友, 方健珉, 殷翔, 等. 送风温度对车用跨临界CO_2制冷系统影响的仿真研究[J]. 制冷学报, 2022, 43(4): 96-102.
QIAO Y Y, FANG J M, YIN X, et al. Simulation Study on the Effect of Supply Air Temperature on Vehicle Transcritical CO_2 Refrigeration System[J]. Journal of refrigeration, 2022, 43(4): 96-102.

[13] TENG H X, WANG J, WANG Y C, et al. Performance Research on a CO_2 Heat Pump System with Novel Control Strategy in Electric Vehicle[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 259.

[14] LEMMON E W, HUMBER M L, MCLINDEN M O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP[M]. Version 9.1. Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology, 2015.

[15] MOFFAT R J. Describing the Uncertainties in Experimental Results[J]. Experimental Thermal Fluid Science, 1988, 1: 3-17.

[16] TENG H X, LI M, LIU Z K, et al. Experimental Study on CO_2 Secondary Throttling Heat Pump System with Dynamic Control Strategy in Electric Vehicle[J]. Applied Thermal Engineering 2025, 268.

[17] KAUF F. Determination of the Optimum High Pressure for Transcritical CO_2 Refrigeration Cycles[J]. Revue Générale de Thermique, 1999, 38(4): 325-330.

[18] 孙建军, 申江. CO_2跨临界制冷循环最优排气压力研究[J]. 低温与超导, 2020, 48(2): 102-106.
SUN J J, SHEN J. Study on the Optimum Exhaust Pressure of CO_2 Transcritical Refrigeration Cycle[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2020, 48(2): 102-106.

(责任编辑 王 一)
修改稿收到日期为2025年6月16日。