

文章编号: 1671-6612 (2023) 01-097-06

# 气悬浮冷水机组热力循环特性研究

巩捷明 宋君楠 刘义腾 刘广彬

(青岛科技大学机电工程学院 青岛 266061)

**【摘要】** 冷水机组广泛应用于大型建筑、工业制冷等领域,采用气体轴承的离心冷水机组因其高效、可靠、紧凑等优势,成为重要研究方向。系统中的轴承供气、高速电机冷却过程使系统循环更为复杂,分析系统热力循环及变工况运行特性是系统设计及优化的前提。考虑了轴承供气及电机冷却过程,建立了带经济器的气悬浮冷水机组的数学模型,分析了系统热力学参数变化规律,结果表明:蒸发温度升高时,系统 COP 增大而焓效率减小,系统 COP 和焓效率随着冷凝温度的升高而降低。随着冷却电机负荷的增大,系统 COP 和焓效率均减小。系统的总焓损主要来源为冷凝器和蒸发器,两者占为 61.9%。

**【关键词】** 气悬浮; 冷水机组; COP; 焓分析

中图分类号 TB652 文献标识码 A

## Research on Thermodynamic Characteristics of Water Chiller with Gas Bearings

Gong Jieming Song Junnan Liu Yiteng Liu Guangbin

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, 266061)

**【Abstract】** Water chiller is widely used in large buildings, industrial refrigeration and other fields. The equipment with gas bearings have become an important research direction because of its high efficiency, reliability, compactness and other advantages. The gas supply for bearing and cooling medium for high-speed motor in the system generate a more complex thermodynamic cycle. Analyzing the characteristic of this special cycle under the various operating condition is the premise for system design and optimization. In this paper, the refrigerant for bearing supply and motor cooling are considered, the mathematical model of chiller with economizer is established, and the variation of system thermodynamic parameters is analyzed. The results show that when the evaporation temperature increases, the COP of the system increases and the exergy efficiency decreases, and the COP and exergy efficiency of the system decrease with the increment of condensation temperature. With the increase of cooling motor load, the COP and exergy efficiency of the system decrease. The main sources of total exergy losses for the system are condenser and evaporator, which is 61.9% for the calculating condition.

**【Keywords】** gas bearings; water chillers; COP; exergy analysis

## 0 引言

住宅和商业建筑能耗约占我国一次能源使用的 20%<sup>[1]</sup>, 建筑物可以消耗多达城市一次能源总量的 70%<sup>[2]</sup>, 降低建筑能耗是实现低碳目标的重要方

式。离心式冷水机组广泛用于建筑空调系统,压缩机是冷水机组中的核心部件,提高压缩机性能是改善冷水机组性能的关键。悬浮轴承具有无接触、无润滑以及无磨损的特点,可以使制冷压缩机高效、

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52176010)

作者简介: 巩捷明 (2000.08-), 女, 硕士, E-mail: gjm18341631842@163.com

通讯作者: 刘广彬 (1983.08-), 男, 博士, 副教授, E-mail: lgbcomp@163.com

收稿日期: 2022-08-05

高速运行。尽管磁悬浮轴承和气悬浮轴承均为研究热点，但相比于磁悬浮技术的控制复杂，高成本等问题，气悬浮轴承结构简单、无须主动控制，是重要的发展趋势<sup>[3]</sup>。

目前，气悬浮压缩机主要用于空气动力领域，相关研究多针对轴承承载力、阻尼等力学特性展开<sup>[4-9]</sup>，而针对气悬浮冷水机组性能的研究较少。分析气悬浮冷水机组的循环热经济性可以评估该系统性能，是系统设计、运行及调控的前提，但目前该系统的相关研究较少，大量系统热经济性的研究对象多为常规制冷系统，但其研究方法可为气悬浮制冷系统提供借鉴。冯利伟等<sup>[3]</sup>通过实验方法对气悬浮冷水机组性能进行研究。结果表明，轴承的供气量占系统总流量的 0.82%~2.2%。梁容真等<sup>[10]</sup>研究了用 R744 替代 R23 作为工质对复叠制冷系统的影响，通过分析焓效率、COP 等性能参数得到系统的焓损随蒸发温度的升高而降低。杨悦等<sup>[11]</sup>分析了太阳能增压喷射制冷系统的性能，指出提高集热效率和喷射器性能是提升系统性能的关键。陈志超等<sup>[12]</sup>研究了补气对喷气增焓式制冷系统的影响，结果表明喷气增焓可以提升系统性能。Adebayo 等<sup>[13]</sup>通过热力学分析研究了不同制冷剂和二氧化碳作为复叠制冷系统工质对系统的影响。结果表明，在该系统中，HFE7000 可以替代 R134a 作为高温级工质。Yilmaz 等<sup>[14]</sup>通过热力学分析、焓分析研究了级联系统 (CCS) 的热力学性能。结果表明，系统中的换热器焓损最高，膨胀阀的焓损最低。Roy 等<sup>[15]</sup>通过热力学分析、焓分析了比较了 R41-R404A 和 R170-R161 作为制冷剂在复叠制冷系统中的热力学性能。指出与 R41-R404A 系统相比，R170-R161 系统有效减少了压缩机功耗和总焓损。Aktemur 等<sup>[16]</sup>研究了不同工质对复叠制冷系统的影响，认为 RE170 可作为 R423A 替代制冷剂。Ashwni 等<sup>[17]</sup>针对有机循环驱动蒸汽压缩制冷 (ORC-VCR) 系统进行了焓分析。指出系统中 32.19% 的焓损是可以避免的，其中冷凝器占 33.42%，ORC 蒸发器占 22.82%。Yu 等<sup>[18]</sup>通过 4E (能效、效率、经济和环境) 分析研究了新型制冷复叠系统的热力学性能。结果表明，改进该系统的热力学性能的重点是提高 CO<sub>2</sub> 发生器、溴化锂吸收器和溴化锂发生器的效率。

可见，尽管气悬浮冷水机组为当前研究热点，

但针对系统热力性能的研究仍较少。本文将针对带经济器的气悬浮冷水机组循环特性，分析了蒸发温度、冷凝温度等参数对系统 COP、焓效率、焓损的影响，为系统设计提供理论基础。

### 1 系统原理

气悬浮离心式冷水机组需要单独的轴承供气支路和电机冷却支路，合理设计各支路制冷剂参数是提高系统性能的前提。本文针对系统运行特性，设计了冷却电机和轴承供气回路系统，如图 1 所示。刚启动系统各部件时，当系统运行不稳定时，制冷剂从冷凝器流出后，需经工质泵加压流入供气罐，然后对气体轴承进行供气 (虚线所示)，此时压缩机出口供气支路无需工作 (5-13 支路)。当系统运行稳定后，压缩机排气压力通常满足轴承供气条件，因此制冷剂直接对轴承供气 (虚线路径不再工作)。从冷凝器流出后，制冷剂分为三路，支路一先节流再流入经济器参与补气增焓，支路二直接流入经济器，进入主路循环，支路三对电机进行冷却，完成冷却后与主路汇集进入蒸发器完成循环。

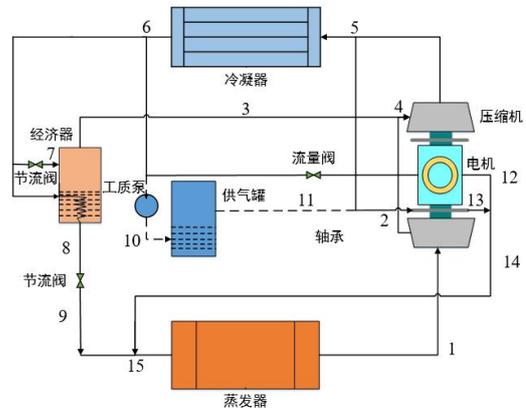


图 1 气悬浮冷水机组循环流程图

Fig.1 Flow chart of water chillers with gas bearings

### 2 理论模型

等熵效率是压比的函数，由式 (1) 表示<sup>[17]</sup>：

$$\eta_{eta} = 0.874 - 0.0135 \cdot P_r \quad (1)$$

焓平衡方程：

$$X = \sum_{out} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \cdot Q - W + \sum_{in} m(h - T_0 \cdot s) - \sum_{out} m(h - T_0 \cdot s) \quad (2)$$

每个部件 *i* 的换热量 *Q<sub>i</sub>* 的计算公式如式 (3)

所示:

$$Q_i = m_i \cdot \Delta h \quad (3)$$

式中,  $\Delta h$  为工质在该部件中焓值的变化量, kJ/kg。

表 1 各部件换热量计算公式

Table 1 Calculation formula for the exchange of heat for each component

部件名称	换热量 (kJ)
经济器	$Q_{ec}=m_5(h_3-h_7)$
供气罐	$Q_A=m_{13}(h_{11}-h_{10})$
冷凝器	$Q_{cond}=m(h_5-h_6)$
蒸发器	$Q_{eva}=m_1(h_1-h_{15})$

低(高)压级压缩机耗功如式(4)所示:

$$W_i = m_i(h_j - h_i) \quad (4)$$

式中,  $m_i$  为流入部件质量流量, kg/s。  $h_i$ 、 $h_j$  为低(高)压级压缩机入口和出口的比焓, kJ/kg。

工质泵耗功  $W_{pump}$  如式(5)所示:

$$W_{pump} = m_p(h_{10} - h_6) \quad (5)$$

式中,  $h_6$ 、 $h_{10}$  为压缩机入口和出口的比焓, kJ/kg。

总功耗  $W_{total}$  如式(6)所示:

$$W_{total} = W_L + W_H + W_{pump} + Q_A \quad (6)$$

式中,  $W_L$  为低压级压缩机耗功, kW。  $W_H$  为高压级压缩机耗功, kW。  $W_{pump}$  为工质泵耗功, kW。  $Q_A$  为供气罐换热量, kW。

系统的性能系数 COP 如式(7)所示:

$$COP = \frac{Q_{eva}}{W_{total}} \quad (7)$$

根据焓的定义<sup>[18]</sup>, 每个状态点的焓  $e_i$  计算如式(8)所示:

$$e_i = h_i - T_0 \cdot s_i \quad (8)$$

式中,  $h_i$  为所求状态点比焓, kJ/kg。  $s_i$  为所求状态点的比熵, kJ/(kg·K),  $T_0$  为参考温度, K。

每个部件  $i$  的焓损  $X_i$  的计算公式如式(9)所示:

$$X_i = X_{in} - X_{out} + \sum [Q(1 - \frac{T_0}{T})]_{in} - \sum [Q(1 - \frac{T_0}{T})]_{out} + \sum W_{in} - \sum W_{out} \quad (9)$$

式中,  $X_{in}$  和  $X_{out}$  分别为由工质流进和流出所带来的焓, kW。  $W_{in}$  和  $W_{out}$  分别为由外界对部件做的功和部件对外做的功, kW。

表 2 各部件焓损计算公式

Table 2 The formula for calculating the loss of each component

部件名称	焓损/kW
低压级压缩机	$X_{comp1}=m_2(e_1-e_2)+W_L$
高压级压缩机	$X_{comp2}=m_4(e_4-e_5)+W_H$
节流阀 1	$X_{exp1}=m_7(e_6-e_7)$
节流阀 2	$X_{exp2}=m_8(e_8-e_9)$
冷凝器	$X_{cond}=m(e_5-e_6)$
蒸发器	$X_{eva}=m_1(e_{15}-e_1)+Q_{eva}(1-T_0/T_i)$
供气罐	$X_A=m_{13}(e_{10}-e_{11})+W_A$
经济器	$X_{ec}=m_8(e_6-e_8)+m_7(e_7-e_4)$
冷却电机	$X_{ele}=m_{12}(e_6-e_{12})$
轴承供气	$X_{gas}=m_{13}(e_{11}-e_{13})+q_{11}$
工质泵	$X_{pump}=m_{13}(e_6-e_{10})+W_{pump}$

系统总焓损为各部分焓损之和, 表示为:

$$X_{total} = X_{comp1} + X_{comp2} + X_{exp1} + X_{exp2} + X_{cond} + X_{pump} + X_{ele} + X_A + X_{eva} + X_{ec} + X_{gas} \quad (10)$$

系统焓效率表示为:

$$\eta_e = \frac{W_{total} - X_{total}}{W_{total}} \quad (11)$$

计算过程中通过调用标准制冷剂物性库数据, 根据系统循环计算各点的状态参数, 计算的流程如图 2 所示。

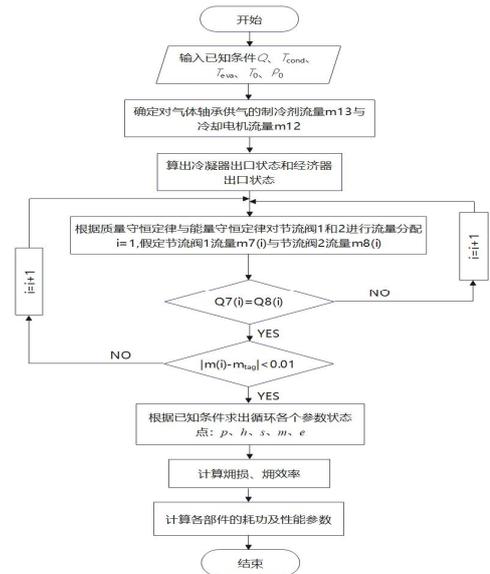


图 2 系统计算流程图

Fig.2 System performance parameter calculation process

### 3 结果分析

本文针对制冷量为 435kW 的气悬浮冷水机组，结合系统实际运行工况，计算中取蒸发温度为 1~9℃，冷凝温度为 32~40℃。为简化计算，取冷凝器的过冷温度为 5℃，蒸发器过热温度为 3℃。

#### 3.1 蒸发温度对系统性能的影响

当冷凝温度为 37℃ 时，工质在气悬浮冷水机组中的性能参数 COP 以及系统焓效率随蒸发温度的变化如图 3 所示。由图可知，随着蒸发温度的升高，COP 呈现递增趋势，焓效率呈递减趋势。当系统的蒸发温度从 1℃ 增加到 9℃，系统的 COP 从 5.18 增加到 7.09。这是因为随着蒸发温度的增加，进出蒸发器的制冷剂焓差增大，系统温差变小，压缩机压比也随之变小，压缩机耗功变小导致系统 COP 增大。焓效率方面，在蒸发温度升高的时焓效率呈现下降趋势，从 27.37% 减少到 17.90%。其原因是当蒸发温度升高时，压缩机耗功随之减少，而蒸发温度对冷凝器工作状态影响较小，冷凝器焓损几乎不变。尽管蒸发器的焓损随蒸发温度略有降低，但其变化量小于压缩机耗功变化量，因此系统焓效率呈现出降低的趋势。

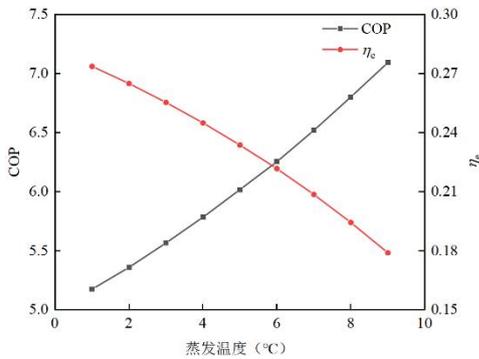


图 3 蒸发温度对系统性能的影响

Fig.3 Effect of evaporation temperature on system performance

图 4 表示了不同蒸发温度时系统中各部件的焓损变化。随蒸发温度的升高，系统总焓损从 58.98kW 减小到 50.15kW，节流阀 2 的焓损从 6.05kW 减小到 3.39kW。随蒸发温度的升高，冷凝温度不变，系统温差变小，进出蒸发器的制冷剂焓差增加，压缩机压比变小，压缩机耗功减少，此时冷凝器、压缩机、蒸发器、节流阀、轴承供气和经济器的焓损均随蒸发温度的升高而减少，从而使系统总焓损减少。其中冷凝器的焓损占比最大，蒸发器次之，工质泵最小。

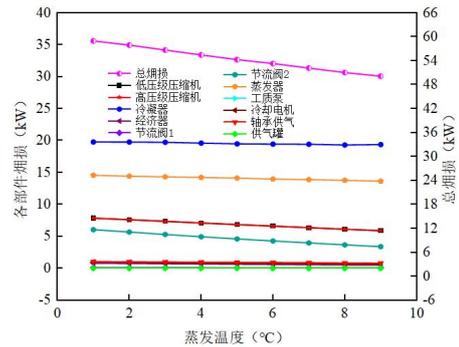


图 4 蒸发温度对系统各部件焓损的影响

Fig.4 Effect of evaporation temperature on exergy destruction for each component

#### 3.2 冷凝温度对系统性能的影响

当蒸发温度为 5℃ 时，工质在系统中的性能参数 COP 以及系统焓效率随冷凝温度的变化如图 5 所示。由图可知，随着冷凝温度的升高，COP 与焓效率呈现减少的趋势。当系统的冷凝温度从 32℃ 增加到 40℃ 时，系统的 COP 从 7.34 减少到 5.40，其焓效率从 28.12% 减少到 20.28%。随着冷凝温度的升高，冷凝器的焓损升高，同时压缩机进出口焓差增大，压缩机耗功与焓损增多，系统的 COP 与焓效率均减少。

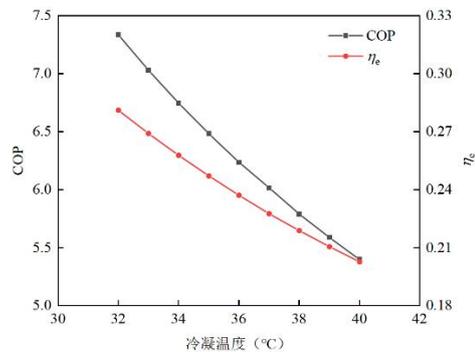


图 5 冷凝温度对系统性能的影响

Fig.5 Effect of condensation temperature on system performance

各部件的焓损随冷凝温度的变化如图 6 所示。随着冷凝温度从 32℃ 增长到 40℃，冷凝器、低压级压缩机、高压级压缩机、节流阀 2 的焓损逐渐上升，蒸发器的焓损逐渐下降，系统总焓损从 43.68kW 增长到 61.29kW。当冷凝温度达到 40℃ 时，冷凝器的焓损为 24.43kW。这是由于随着冷凝温度的升高，蒸发温度不变系统温差变大，冷凝器的出入口焓差变小，蒸发器焓损减少，冷凝器焓损增加。此外，随着冷凝压力的增加，压缩机和节流阀的焓损也增加，尽管蒸发器的焓损减少，但较整

个系统增加的焓损来说较小, 因此系统的总焓损增加。

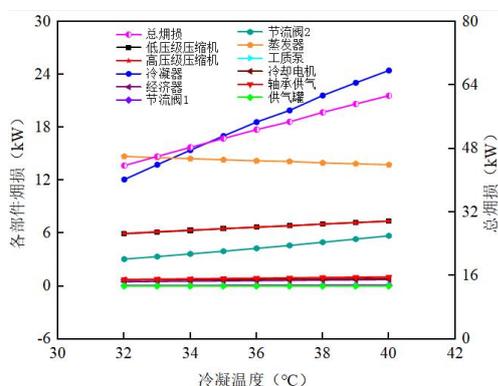


图 6 冷凝温度对系统各部件焓损的影响

Fig.6 Effect of condensation temperature on exergy destruction for each component

### 3.3 冷却电机负荷对系统性能的影响

当蒸发温度为 5℃, 冷凝温度为 37℃时, 工质在系统中的性能参数 COP 以及系统焓效率随冷却电机负荷的变化如图 7 所示。由于高速永磁电机效率较高, 冷却负荷较小, 冷却用制冷剂流量仅约为系统流量的 4%, 导致冷却电机负荷升高时系统 COP 和焓效率略有下降。当系统的冷却电机负荷从 4.5kW 增加到 8.5kW 时, 系统 COP 下降了 0.83%, 从 6.05 降低至 6.00, 而系统焓效率下降了 0.22%, 从 23.51% 下降到 23.29%。可见, 电机冷却过程对系统 COP 和焓效率影响均较小。

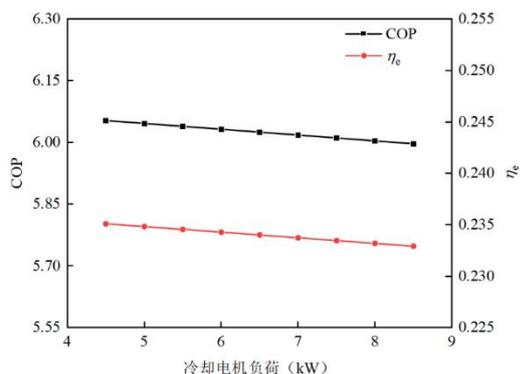


图 7 冷却电机负荷对系统性能的影响

Fig.7 Effect of load of the cooling motor on system performance

图 8 表示不同电机冷却负荷对系统各部件的焓损。随着冷却电机负荷从 4.5kW 增加到 8.5kW, 系统总焓损从 54.19kW 增加到 54.35kW。随着冷却电机负荷的增大, 蒸发器和冷却电机的焓损增大。此时压缩机、经济器、蒸发器、节流阀和轴承供气

的焓损几乎不变, 因此系统的总焓损增大。当冷却电机负荷为 6kW 时, 冷凝器产生的焓损为 19.49kW, 蒸发器产生的焓损为 14.15kW, 冷却电机产生的焓损为 0.71kW。

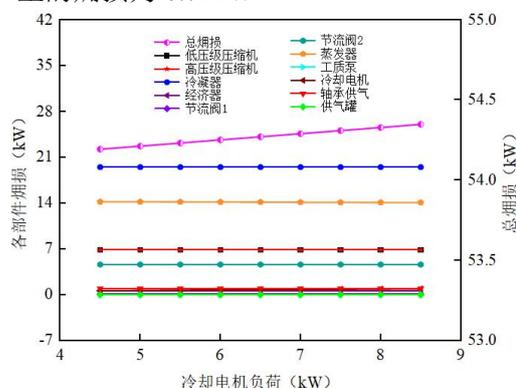


图 8 冷却电机负荷对系统各部件焓损的影响

Fig.8 Effect of load of the cooling motor on exergy destruction for each component

当蒸发温度为 5℃, 冷凝温度为 37℃时, 冷却电机负荷为 7kW 时系统各部件的焓损占比如图 9 所示。系统总焓损主要来源是冷凝器和蒸发器, 两者占比超过 60%。其次占比较大的是压缩机、轴承供气和节流阀 2。节流阀 1、冷却电机、经济器和轴承供气所造成的焓损总和很小, 占比不到 5%。冷凝器焓损占大是由于制冷剂流量较大且压缩机的排放温度与环境温度之间存在较大差异。因此, 未来可以对冷凝器进行优化。为了减少冷凝器传热过程中的能量破坏, 选择较小的传热温差和降低制冷剂的冷凝温度是很有必要的。冷凝器中制冷剂的平均温度主要取决于冷凝器入口过热蒸汽的过热温度, 因此降低压缩机的排放温度是减少冷凝器焓损的重要措施。

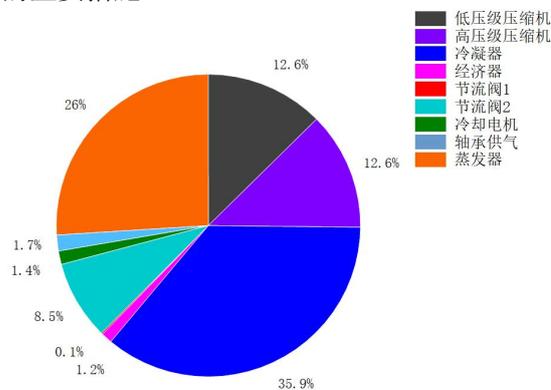


图 9 系统中各部件的焓损占比

Fig.9 The loss distribution map of components in the system

## 4 结论

根据热力学定律构建了带经济器的气悬浮冷水机组数学模型,分析了其变工况下的运行特性,得出以下结论。

随着蒸发温度的增大,系统的 COP 逐渐上升,而焓效率逐渐减小。在蒸发温度为 9℃时,系统的 COP 和焓效率分别为 7.09 和 17.90%。系统 COP 和焓效率都随着冷凝温度的升高而减小。在冷凝温度从 32℃达到 40℃时,系统 COP 和焓效率分别减少 1.94 和 7.84%。随着冷却电机负荷的增加,系统 COP 和焓效率逐渐下降。冷却电机负荷从 4.5kW 增长到 8.5kW,系统的 COP 与焓效率分别下降了 0.05 和 0.22%。系统总焓损主要来源是冷凝器和蒸发器,两者占比为 61.9%。

## 参考文献:

- [1] 侯恩哲.《中国建筑节能年度发展研究报告 2018》发布[J].建筑节能,2018,(4):9-12.
- [2] Y Chen, T Hong, X Luo, et al. Development of city buildings dataset for urban building energy modeling[J]. Energy Build, 2019,183(Jan.):252-265.
- [3] 冯利伟,凌嫦,吴东华,等.基于静压气悬浮变频离心冷水机组的系统研究[J].制冷与空调,2022,22(1):20-23.
- [4] 王春,赵远扬,滕斌,等.气悬浮离心制冷压缩机轴承承载特性分析[J].机械制造,2021,59(1):34-38,51.
- [5] 卢攀,强萌,金文,等.润滑气体对箔片动压止推气体轴承静特性的影响分析[J].机械强度,2018,40(3):749-753.
- [6] 张镜洋,赵晓荣,常海萍,等.边界滑移对波箔型动压气体轴承静特性的影响[J].推进技术,2018,39(2):388-395.
- [7] 张皓成,吴志强,李跃华,等.气体静压止推轴承静动态性能及振动抑制[J].推进技术,2019,40(9):2091-2098.
- [8] 任佟,陈东菊,李彦生,等.气体轴承的动态特性分析及实验研究[J].西安交通大学学报,2019,53(8):68-75.
- [9] 韩东江,杨金福,陈昌婷,等.轴承供气压力对静压气体轴承-转子系统动力学特性影响的实验[J].推进技术,2014,35(9):1265-1270.
- [10] 梁容真,阎富生.复叠式制冷系统中 R744 替代 R23 的理论分析[J].制冷,2018,37(3):11-18.
- [11] 杨悦,李风雷,李蓉蓉.太阳能增压喷射制冷系统能量分析与焓分析[J].科学技术与工程,2020,20(6):2272-2278.
- [12] 陈志超,宣朝辉,杨永安.补气比对喷气增焓式制冷系统的影响[J].冷藏技术,2021,44(4):10-14.
- [13] Adebayo V, Abid M, Adedeji M, et al. Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade refrigeration system with new refrigerants paired with CO<sub>2</sub> [J]. Appl Therm Eng, 2021,(November):116286.
- [14] Yilmaz F, Selbaş R. Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade system for cooling and heating applications[J]. International Journal of Green Energy, 2019,16(9):674-686.
- [15] Roy R, Mandal BK. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of vapour cascade refrigeration system using different refrigerant combinations: A comparative study[J]. Therm Anal Calorim, 2019,139:3247-3261.
- [16] Aktemur C, Ozturk I T, Cimsit C. Comparative energy and exergy analysis of a subcritical cascade refrigeration system using low global warming potential refrigerants[J]. Applied Thermal Engineering, 2021,184: 116254.
- [17] Ashwni, Sherwani Ahmad-Faizan. Advanced exergy analysis of renewable heat source[J]. Materials Today: Proceedings, 2020,56:3687-3691.
- [18] Yu C, Zhu Y, Shi F, et al. Modeling and experimental validation of transient response of magnetic suspension rotor contacting with auto-reducing clearance auxiliary bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020,481: 115419.