

文章编号: 1671-6612 (2021) 03-435-05

旋转气泵的性能特性分析

薛 佳 马国远 戴 晗 周 峰 李富平 晏祥慧 姜明健

(北京工业大学能源与动力工程学院 北京 100124)

【摘 要】 泵驱动回路热管机组是提高数据中心自然冷源利用率的重要手段, 以应用于回路热管中的旋转气泵为研究对象, 详细分析该气泵的热力学和动力学性能, 并与其对应的压缩机性能进行比较。结果表明: 气泵压力比可降低 33% 以上, 排气温度可降低 22°C 以上, 制冷量可提高 30%, EER 可提高 70% 以上; 以 R22 为循环工质时, 气泵气体力、阻力矩的峰值为对应压缩机的 60% 左右, 气体力、阻力矩的波动幅度为对应压缩机的 50% 左右; 旋转气泵以 R410A、R32 为工质时的制冷量约是 R22 时的 1.5 倍, EER 略低于 R22, R410A、R32 为工质时的气泵阻力矩曲线大致相同, 而 R22 为工质时的阻力矩峰值、波动幅度仅为 R410A、R32 的 60%。

【关键词】 旋转气泵; 性能; 数据中心节能; 自然冷却

中图分类号 TB69 文献标识码 A

Study on Performance Characteristics of Rotary Booster

Xue Jia Ma Guoyuan Dai Han Zhou Feng Li Fuping Yan Xianghui Jiang Mingjian

(College of Energy and Power Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 Booster-driven loop heat pipe unit is an important technical means to utilize ambient cooling reservoir in data center. In this paper, the thermodynamic and dynamic performance of the rotary booster applied in the loop heat pipe were analyzed in detail. The results showed that, for the rotary booster, the nominal pressure ratio could be reduced by more than 33%, the discharge temperature could be reduced by more than 22°C, the cooling capacity could be increased by 30%, and the EER could be increased by more than 70%, comparing with the ones of its corresponding rotary compressor. When the rotary booster using R22 as working fluid, the peak values of the gas force and torque are about 60% of the ones for the corresponding compressor, and the fluctuation amplitude of the gas force and torque is about 50%. The cooling capacity of the rotary booster with R410A or R32 as working fluid is about 1.5 times of that with R22, but the EER is slightly lower than that with R22. When using R410A and R32 are working fluid, respectively, the torque curves for the booster almost keep same. When using R22 as working fluid, the peak value and the fluctuation amplitude of the torque curve are only 60% of that with R410A or R32.

【Keywords】 rotary booster; performance; energy saving in data center; free cooling

基金项目: 北京市教委科技计划一般项目 (KM201910005017); 中国科学院低温工程学重点实验室开放课题 (CRY0201913); 国家自然科学基金 (51776004)

作者简介: 薛 佳 (1996.06-), 女, 硕士, E-mail: 643501581@qq.com

通讯作者: 周 峰 (1982.01-), 男, 博士, 副研究员, E-mail: zhoufeng@bjut.edu.cn

收稿日期: 2020-09-07

0 引言

随着我国信息化快速发展, 数据中心的建设也进入快车道。据统计, 我国数据中心总量已超过 55

万个, 2017 年我国数据中心能耗高达 1200 亿 kWh, 预计 2020 年我国数据中心耗电量将达到 2500 亿 kWh^[1], 年耗电量超过全社会用电量的 1.5%。但是,

我国大多数数据中心的 PUE（平均电能使用效率）仍普遍大于 2.2，这与国际先进水平存在巨大差距。根据美国 EYP 公司调研数据显示，数据中心能耗约 40% 由空调制冷系统带来^[2]。因此，降低数据中心空调系统能耗，对降低数据中心 PUE 值是至关重要的，而提高自然冷源利用率又是降低空调能耗最有效的技术手段^{[3][4]}。

在自然冷源利用技术中，热管技术成为近年研究和工程应用的热点。传统分离式热管主要以重力或浮升力作为其工质循环的驱动力，当系统管路复杂或长度较长时，分离式热管仅依靠重力无法保证热管回路正常工作。针对分离式热管系统动力不足、安装受局限等问题，人们又进行了泵驱动环路热管的研究。

李翠翠^[5]等将泵驱动两相循环回路系统用于数据中心自然冷却，通过改变系统温差、泵频率、换热面积、高低温水源温度，对工质泵的冷损失性能进行实验研究。朱万朋^[6]等提出了用于数据中心自然冷却泵驱动两相回路系统，基于稳流系统焓平衡方程，对系统进行了优化分析。周峰^[7]等为充分利用室外自然冷源，研制出泵驱动自然冷却机组，结果表明，机组运行 EER 随室外温度的降低而增大，机组运行效果良好，实测 EER 可达 11.88，改造后机房全年节能率可达 22.7%。液泵驱动的回路热管有效地解决了重力型分离式热管的运行稳定性问题，且在大温差工况下具有优越的性能，但是其在小温差工况下的换热量和能效比急剧降低，严重限制了自然冷源利用率，同时液泵的汽蚀问题会使系统运行不稳定。

为了解决液泵回路热管技术存在的以上问题，陈东^[8]等进行热环气相驱动及气泵驱动环路热管的实验，结果表明，驱动装置前后压差在 40kPa 以下，并且能在较远距离冷热源间实现传热功能。薛连政^[9]等对自行设计的气泵驱动冷却机组在北京地区某小型数据中心的运行性能进行研究，分析了机组的工作特性。李少聪^[10]等研发出由旋转气泵驱动的回路热管自然冷却机组，结果表明：随着室内外温差的增加，气泵机组制冷量与 EER 呈先增大后减小的趋势，功率始终呈下降趋势。机组在室内外温差为 25℃ 时性能最佳，制冷量为 17.6kW，机组能效比为 15.1，机组功率为 1.16kW，气泵功率为 0.509kW。

此外，在工质影响系统性能方面有学者也做了一些研究。姚远^[11]和金鑫^[12]等分别研究了以 R410A 和 R134a 为工质的回路热管系统在传热特性等方面的影响因素。Tong^{Error! Reference source not found.}等研究了 CO₂ 替代 R22 用于机房降温的使用效果。金英^{Error! Reference source not found.}等针对 15 种工质的分子基团研究单原子和多原子基团对液泵驱动自然冷却回路系统性能的影响。王绚^{Error! Reference source not found.}等提出一种用于数据中心自然冷却的泵驱动两相冷却系统，结果表明：R32 在泵驱动两相冷却系统中的性能全面优于 R22。

尽管研究表明气泵驱动回路热管具有优越的性能，但是人们对气泵性能特性的相关研究到目前为止还比较少。本文基于全封闭旋转压缩机的结构，针对 R22、R410A、R32 三种工质，详细分析数据中心自然冷却回路热管用气泵的热、动力学性能，解析旋转气泵的性能特性，并与标准压缩机的性能进行对比，以为回路热管驱动用气泵研发提供参考依据。

1 旋转气泵及其驱动回路热管

1.1 气泵驱动回路热管

旋转气泵驱动回路热管如图 1 所示，由旋转气泵，气液分离器、蒸发器、冷凝器及连接管组成，气泵为机组内的工质循环提供动力。气液分离器内的气体制冷剂（状态点 1）被泵吸入，经过泵绝热增压，变为过热气体（状态点 2）；从泵出口流入冷凝器内，制冷剂与冷源（室外冷空气）发生热交换，从饱和气体被冷凝成饱和液体，并进一步被冷凝成过冷液体（状态点 5）；从冷凝器出口到蒸发器入口，由于管路压力损失，制冷剂压力下降，导致部分液体提前蒸发，制冷剂变为状态点 6，进入蒸发器内与室内空气换热变为状态点 7；为防止气泵进液，状态点 7 的制冷剂气体经过气液分离器变为状态点 1，完成一个循环。

从以上分析可以看出，泵驱动回路冷却机组中的气泵，尽管工作原理类似于压缩机，但其作用和工作特性是明显不同的，气泵仅仅给工质循环增加动力，而不对工质有显著的压缩效应。当室内温度高于室外温度时，泵驱动回路冷却系统才运行，所以气泵的工况完全不同于压缩机，其压力比和功率也明显低于常规压缩机。

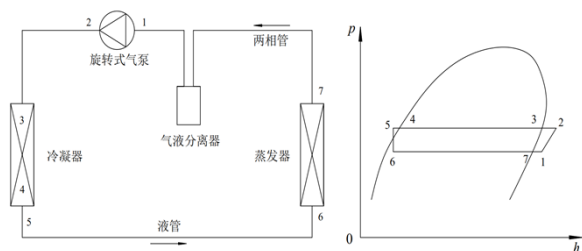


图 1 旋转气泵驱动的回路热管

Fig.1 Rotary booster-driven loop heat pipe

1.2 旋转气泵及其工况

旋转气泵基本构造类似于全封闭旋转压缩机
Error! Reference source not found., Error! Reference source not found. ,
其基本结构如图 2 所示, 它由滚动活塞、气缸体、
滑板及其背部弹簧、偏心轮轴和气缸两端盖等主要
零件组成。当偏心轮轴由原动机驱动绕气缸中心连
续旋转时, 吸气腔、压缩腔的容积周期变化, 于是
就实现了吸气、压缩、排气及余隙膨胀等工作过程。
与单缸结构相比, 双缸结构多了一组吸气管、滑板、
滚动活塞、气缸和隔板等零部件。旋转气泵具有体
积小、结构简单、摩擦损失小、噪声低、寿命长、
变工况性能好, 同时还具有机械效率高的突出优点,
可以满足大部分工况的需求。

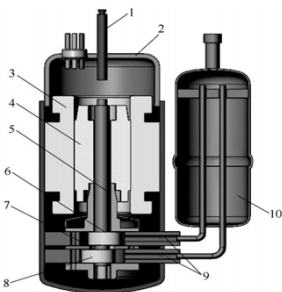


图 2 旋转气泵的基本构造

Fig.2 The basic structure of rotary gas pump

- 1-exhaust tube; 2-shell; 3-stator; 4-rotor; 5-crank axle;
6-cylinder 1; 7-baffle; 8-cylinder 2; 9-suction tube;
2-10-oil container

旋转气泵的排气量为 36cm^3 , 运行时电源频率
为 50Hz , 转速取 2880r/min 。气泵的设计工况及其
对应压缩机的设计工况列于表 1。

表 1 设计工况

Table 1 Design conditions

工况	转速	蒸发温度	过热度	冷凝温度	过冷度
压缩机 工况	2880r/min	7.2°C	11.1°C	54.4°C	8.3°C
气泵工 况	2880r/min	10°C	10°C	40°C	5°C

况

在分析计算旋转气泵的性能时, 分别选用 R22、
R410A、R32 为循环工质。

2 理论分析模型

2.1 热力学计算

理论、实际输气流量 $q_{V_{th}}$ 、 q_V 为:

$$q_{V_{th}} = 60nV_s \quad (1)$$

$$q_V = \eta_V q_{V_{th}} \quad (2)$$

式中 n 为转速 r/min ; V_s 为气缸的工作容积 m^3 ;
 η_V 为容积效率。

指示功率 P_i 为:

$$P_i = \frac{\pi}{60} \eta_V p_s KHR^2 n \frac{k}{k-1} \left\{ \left[\varepsilon (1 + \delta_0) \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (3)$$

式中, K 、 H 、 R 为气缸容积利用系数、轴向
高度、半径, m ; ε 为压力比, $\varepsilon = p_d/p_s$; δ_0 为
吸、排气过程的相对压力损失之和。

轴功率 P_e 、电功率 P_{el} 为:

$$P_e = P_i / \eta_m \quad (4)$$

$$P_{el} = P_e / \eta_{m0} \quad (5)$$

式中, η_m 、 η_{m0} 为机械、电动机效率。

能效比 EER 为:

$$EER = Q_0 / P_{el} \quad (6)$$

式中, Q_0 为制冷量, kW 。

2.2 动力学计算

气体力和阻力矩示意图如图 3 所示。

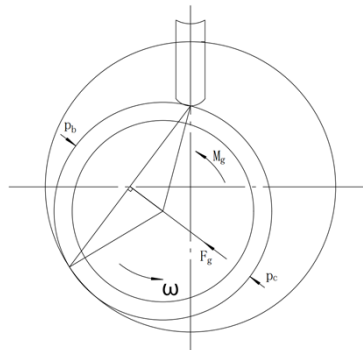


图3 气体力和阻力矩示意图

Fig.3 Schematic for gas force and torque

气体力 F_g 为:

$$F_g = 2rH(p_c - p_b) \sin \frac{\theta + \alpha}{2} \quad (7)$$

式中, r 为滚动活塞半径, m; θ 、 α 为偏心轮轴转角、连心线与滑板中线之间的夹角, °; p_b 、 p_c 为吸气、压缩腔压力, Pa。

阻力矩 M_{gg} 为:

$$M_g = eF_g \sin \frac{\theta + \alpha}{2} \quad (8)$$

式中, e 为偏心距, m。

3 结果与讨论

3.1 热力性能

旋转气泵热力性能计算结果列于表 2 中。

从压力比来看, 不管采用哪种工质, 气泵的名义压力比均在 2.24 左右, 而对应的压缩机名义压力比均在 3.40 左右, 前者约为后者的 65%。

表 2 气泵与其对应压缩机的热力学性能

Table 2 Thermodynamic performance of rotary booster and its corresponding rotary compressor

参数	压缩机工况			气泵工况		
	R22	R410A	R32	R22	R410A	R32
蒸发压力 (MPa)	0.62535	0.99777	1.0177	0.68095	1.0848	1.1069
冷凝压力 (MPa)	2.1462	3.3853	3.4727	1.5336	2.4187	2.4783
压力比	3.432	3.393	3.412	2.252	2.230	2.239
排气温度 (°C)	85.04	84.86	101.04	62.91	62.62	72.82
制冷量 (kW)	5.618	8.024	8.860	7.149	10.521	11.273
EER	3.907	3.532	3.805	6.748	6.316	6.595

3.2 动力性能

当工质为 R22 时, 气泵及对应压缩机的气体力变化曲线如图 4 所示, 从中可以看出, 气泵的气体力峰值要明显低于压缩机, 仅为压缩机的气体力最大值的 61.6%; 气泵的气体力波动幅度相比较于压缩机也得到了大大减少, 气泵的波动幅度仅为 372N, 压缩机高达 723N, 约是气泵的 2 倍; 由于受吸、排气压力的影响, 气泵较早出现气体力峰值。

当工质为 R22 时, 气泵及对应压缩机的阻力矩变化曲线如图 5 所示, 可知, 阻力矩曲线呈现与气体力曲线大致相同的变化趋势, 气泵的阻力矩峰值、波动幅度均远小于对应的压缩机, 分别为对应

从排气温度来看, 当工质为 R22 时, 气泵为 62.91°C, 压缩机为 85.04°C, 气泵的排气温度低于压缩机 22.13°C; 工质为 R410A 时的排气温度接近工质为 R22 时的情况; 而工质为 R32 时, 排气温度明显升高, 气泵为 72.82°C, 压缩机为 101.04°C, 气泵的排气温度低于压缩机 28.22°C。

从制冷量来看, 当工质为 R22 时, 气泵的制冷量为 7.149kW, 压缩机的制冷量是 5.618kW; 当工质为 R410A 时, 气泵的制冷量为 10.521kW, 压缩机的制冷量是 8.024kW; 当工质为 R32 时, 气泵的制冷量为 11.273kW, 压缩机的制冷量是 8.860kW。不论何种工质, 气泵的制冷量约为对应压缩机的 1.3 倍。

从 EER 来看, 当工质为 R22 时, 气泵的 EER 为 6.748, 压缩机的 EER 为 3.907; 当工质为 R410A 时, 气泵的 EER 为 6.316, 压缩机的 EER 为 3.532; 当工质为 R32 时, 气泵的 EER 为 6.595, 压缩机的 EER 为 3.805。不论何种工质, 气泵能效比 EER 约为对应压缩机的 1.7 倍。

压缩机的 65%和 54%。

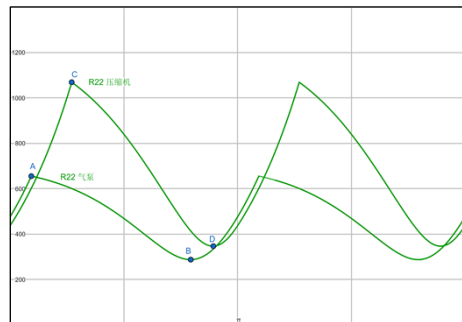


图 4 气体力 F_g 随转动角度变化曲线

Fig.4 The curve of gas force with rotation angle

(x 轴: 转角 θ ; y 轴: 气体力, N)

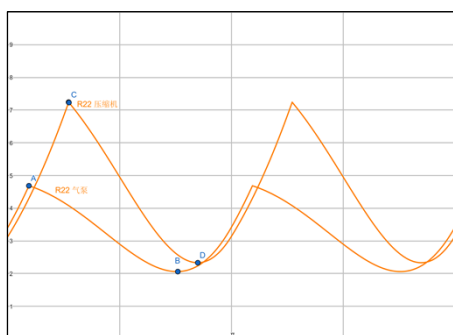


图 5 阻力矩 M_g 随转动角度变化曲线

Fig.5 The curve of torque with rotation angle

(x 轴: 转角 θ ; y 轴: 阻力矩, N·m)

当分别采用 R22、R410A、R32 为工质时, 气泵的阻力矩曲线如图 6 所示。从中可以看出, R32、R410A 为工质时阻力矩曲线的波动幅度大致相同, R410A 略低于 R32; R22 为工质时阻力矩曲线的波动幅度明显小于 R410A、R32 时的波动幅度, 仅为它们的 60%。R32 的阻力矩峰值最大, 达到了 7.57N·m, R22 的阻力矩峰值最小, 为 4.73N·m, R22 仅为 R32 的 62%。从不同工质给气泵阻力矩曲线带来的差异来看, R22 明显优于 R410A、R32, 因为更小的阻力矩峰值和阻力矩波动幅度可以使气泵运行更加平稳。

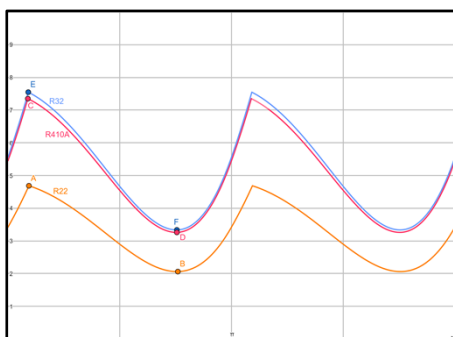


图 6 采用不同工质时气泵的阻力矩曲线

Fig.6 The torque curve of rotary booster using different refrigerant

(x 轴: 转角 θ ; y 轴: 阻力矩, N·m)

4 结论

通过以上对旋转气泵的性能特性进行分析, 得出如下结论:

(1) 旋转气泵运行于回路热管自然冷却系统中, 名义压力比均在 2.24 左右, 制冷量可提高 30%,

能效比 EER 均在 6.3 以上。

(2) 以 R22 为循环工质时, 气泵气体力的峰值和波动幅度分别为对应压缩机的 62%和 51%, 阻力矩的峰值和波动幅度分别为对应压缩机的 65%和 54%。

(3) 在相同工况下, 以 R410A、R32 分别为工质时, 旋转气泵的制冷量约是 R22 为工质时的 1.5 倍, 而能效比 EER 略低于 R22; R410A、R32 为工质时的阻力矩曲线大致相同, 而 R22 为工质时的阻力矩曲线的峰值和波动幅度明显小于 R410A、R32, 仅为它们的 60%。

参考文献:

- [1] 中国制冷学会数据中心冷却工作组. 中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2016[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [2] Ebrahimi K, Jones G F, Fleischer A S. A review of data center cooling technology operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014,31(2):622-638.
- [3] 张海南, 邵双全, 田长青. 数据中心自然冷却技术研究进展[R]. 制冷学报, 2016, 37(4):46-57.
- [4] 钱晓栋, 李震. 数据中心空调系统节能研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(3):91-96.
- [5] 李翠翠, 周峰, 金英, 等. 泵驱动两相循环回路中工质泵的冷损失特性分析[J]. 制冷学报, 2020, 41(2):1-8.
- [6] 朱万朋, 马国远, 李翠翠, 等. 数据中心自然冷却用泵驱动两相回路系统焓分析[J]. 制冷学报, 2019, 40(3):24-30.
- [7] 周峰, 王绚, 马国远. 数据机房泵驱动自然冷却机组工程运行节能分析[J]. 制冷与空调, 2016, 16(11):72-76.
- [8] 陈东, 徐尧润, 刘振义, 等. 非相邻冷热源间强化传热新技术——热环的研究[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(6): 724-728.
- [9] 薛连政, 马国远, 周峰, 等. 气泵驱动冷却机组在某小型数据中心的运行性能分析[J]. 制冷学报, 2019, 40(4):1-9.
- [10] 李少聪, 马国远, 薛连政, 等. 旋转气泵驱动环路冷却机组的工作特性[J]. 制冷学报, 2019, 40(1):1-7.
- [11] 姚远. 应用于空调的重力型分离式热管换热器的设计和实验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2010.
- [12] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 微通道型分离式热管传热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(3):15-19.

(下转第 443 页)