

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2026.08.004

氦气涡旋压缩机喷油冷却管振动分析

程 祥, 唐景春, 潘淑丽, 周 培

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘 要:作为吉福特-麦克马洪(G-M)低温制冷机的核心动力部件,氦气涡旋压缩机的稳定运行对整机性能的影响至关重要。文章针对压缩机喷油冷却管路的振动现象,采用数值计算和实验方法,研究喷油管流体压力的脉动规律。仿真计算结果表明,相较于2.00 mm管径喷油管,5.00 mm管径喷油管内部流体压力的平均不均匀度降低了23.876%;管路振动实验测试数据表明,相较于2.00 mm管径喷油管,5.00 mm管径喷油管的振动位移值平均降幅达63.47%。文章研究结果表明,适量增大喷油管直径可有效减小管内流体的压力脉动以及管路的振动,从而提升压缩机的运行稳定性。

关键词:涡旋压缩机;喷油冷却;压力脉动;振动测试

中图分类号: TB652

文献标志码: A

文章编号: 1003-5060(2026)08-1027-06

Vibration analysis of oil injection cooling pipe of helium scroll compressor

CHENG Xiang, TANG Jingchun, PAN Shuli, ZHOU Pei

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: As the core power component of Gifford-McMahon(G-M) cryocoolers, the stable operation of the helium scroll compressor is crucial to the overall performance of the system. For the vibration phenomenon of the oil injection cooling pipeline of the compressor, this paper uses numerical calculation and experimental methods to study the fluid pressure pulsation of the oil injection pipe. Simulation calculation results show that the average unevenness of the internal fluid pressure of the 5.00 mm oil injection pipe is lower than that of the 2.00 mm pipe, which is reduced by 23.876%. Pipeline vibration test data indicate that the 5.00 mm oil injection pipe exhibits an average reduction of 63.47% in vibration displacement compared to the 2.00 mm pipe. An appropriate increase in the oil injection pipe diameter can effectively reduce the fluid pressure pulsation inside the pipe and the pipeline vibration, and improve the operation stability of the compressor.

Key words: scroll compressor; oil injection cooling; pressure pulsation; vibration test

0 引 言

作为蒸汽压缩式制冷系统的核心部件,涡旋压缩机具有机械结构紧凑、可靠性高以及运行平稳的特点,广泛应用于空调、冷藏冷冻和深低温制冷等领域。为降低压缩机低温环境下高压比工况的冷媒排气温度,提升其运行可靠性和等熵效率,

涡旋压缩机集成了喷气增焓、喷液冷却等前沿技术^[1-2]。为此,分析喷气或喷液孔的结构参数和布置位置对涡旋压缩机热力、动力性能的影响规律,已成为压缩机技术研究的重点内容之一^[3]。

文献[4]在往复式压缩机大脉动工况下的管路气流脉动模拟中,采用了压力不均匀度来表征压力脉动的大小,研究结果表明一维非定常流计

收稿日期:2024-03-26;修回日期:2024-07-27

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52306194)

作者简介:程 祥(1992—),男,安徽淮北人,合肥工业大学硕士生;

唐景春(1966—),男,安徽巢湖人,博士,合肥工业大学副教授,硕士生导师,通信作者,E-mail: tangjich@126.com.

算结果与实验结果相吻合。文献[5-6]建立了管道三维定常流动模型,进行流动数值模拟分析,研究表明,添加合适几何参数的孔板能够起到一定的脉动消减作用。

近年来,随着计算流体力学的快速发展,部分学者对涡旋压缩机内部流场进行了仿真分析研究。文献[7]对无油涡旋压缩机三维流域进行了三维建模,以空气作为工质气体,运用动网格技术对流场进行非定常瞬态仿真计算,得到工质气体在不同工况下温度、压力以及速度的分布。

作为吉福特-麦克马洪(G-M)低温制冷机系统的核心动力部件,涡旋压缩机喷油冷却管振动严重影响其热力学性能指标,对喷油冷却管进行减振分析,可以有效降低 G-M 制冷机的热力学损失和整机噪声。

本文根据 G-M 低温制冷机制冷系统的实际运行工况,建立氮气涡旋压缩机喷油冷却管耦合动静涡旋盘的几何模型,进行流体动力学的数值计算。在氮气涡旋压缩机样机上进行 2 种管径喷油冷却管的振动数据实验测量,采用压力不均匀度指标定量分析喷油冷却管的压力脉动,并提出降低氮气涡旋压缩机喷油冷却管振动的方案。

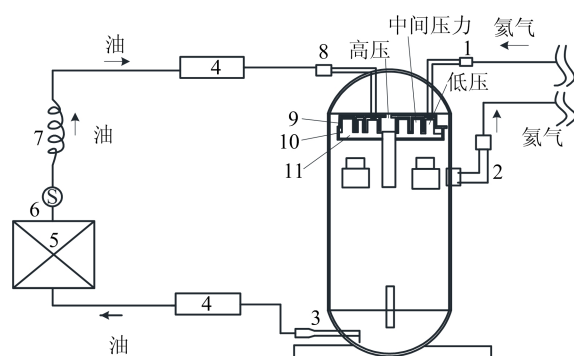
1 管内流动理论

1.1 氮气涡旋压缩机喷油冷却系统

G-M 制冷机的压缩系统由全封闭式压缩机配上冷却系统、油分离系统、稳压系统、控制和安全系统构成,压缩机的作用是吸入低压气体,提供稳定的高压气体源,通常的运转频率高于 20 Hz,具有较大的振动和噪声。氮工质的热物理性质决定了氮气压缩技术上的特点和难点:其绝热指数为 1.667,大于空气的绝热指数 1.4,因此压缩过程中易产生更高的压缩热,加之氮气的比热容小,从而引起较大的压缩温升。以对室温氮气进行绝热压缩引起的温升为例,在压缩比为 14 时,理论温升约为 550 K,比压缩同样的空气温升高约 200 K^[8]。因此,在压缩氮气时采取喷油冷却的方式可有效降低氮气排气温度,氮气冷却系统是决定压缩机运行寿命的关键因素。

氮气涡旋压缩机喷油冷却循环如图 1 所示。涡旋压缩机在中间级腔室对应的静涡旋盘上开设喷油孔,在压缩机运行时喷入压缩腔的冷却油与氮气一起压缩,压缩氮气由压缩机顶部的出气管排出。冷冻油吸收压缩产生的热量后流入压缩机底部油池,通过压力差驱动从底部排油管排出,在

油冷却器中完成放热降至常温,经过油过滤器净化后进行节流减压,最后进入喷油管完成喷油冷却循环。



1. 吸气管 2. 出气管 3. 排油管 4. 软管
5. 油冷却器 6. 过滤器 7. 毛细管或节流孔
8. 回油管 9. 静涡盘 10. 动涡盘 11. 中间腔

图 1 氮气涡旋压缩机喷油冷却系统示意图

1.2 流动控制方程

1.2.1 连续性方程

本文主要研究冷冻油在涡旋压缩机喷油冷却管内的稳定流动特性,故其在空间直角坐标系下的连续性方程为:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中: ρ 为密度; u 、 v 、 w 为 x 、 y 、 z 3个方向的速度矢量。

1.2.2 动量守恒方程

动量守恒定律也是流动系统必须满足的基本定律,表明微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和,不考虑重力的影响,故其在 x 、 y 、 z 3个方向的动量守恒方程为:

$$\text{div}(\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (2)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (3)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{w} \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (4)$$

其中: τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} 为各个方向的黏性应力矢量。

1.2.3 k - ϵ 湍流模型中关于 k 与 ϵ 的输运方程

标准 k - ϵ 湍流模型最早由Launder和Spalding提出,因其具有兼容性强且适用于有旋问题等特点,广泛应用于工业流动和传热的数值模拟计算^[9]。因此,本文选择标准 k - ϵ 湍流模型对氮气涡旋压缩机喷油冷却管内部流动进行数值模拟,其输运方程如下:

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

其中: k 为湍动能; ϵ 为耗散率; μ_t 为湍动黏度; G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; G_b 为由于浮力引起的湍动能 k 的产生项; Y_M 为可压湍流中脉动扩张的贡献; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 为经验常数; σ_k 、 σ_ϵ 分别为湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的普朗特数; S_k 、 S_ϵ 为用户定义的源项。

1.3 管内压力脉动理论

在 G-M 制冷系统中,氦工质的流动需要通过压缩机加压作为动力。由于压缩机间歇加压,导致其冷却管道内冷却油压力的上、下脉动,即产生所谓的压力脉动。当脉动的流体沿管道输送时,遇到弯头、异径管、盲板、控制阀等元件时,将产生激振力,使管线振动。大量实践与研究表明,压缩机的管道振动主要是由管路内的压力脉动引起^[10]。

氦气涡旋压缩机喷油管固定于静涡旋盘的背部,并与压缩腔相通。在压缩机运转工作时,喷油管内冷却油的压力随压缩腔氦气的压力变化发生周期性脉动,其脉动程度由压力不均匀度 δ 来衡量。不均匀度 δ 的计算公式为:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_0} \quad (8)$$

其中: $P_{\max}$ 为最大压力; $P_{\min}$ 为最小压力; P_0 为平均压力。

2 仿真计算

2.1 仿真参数设置

氦气涡旋压缩机在 G-M 低温制冷系统中的运行工况参数见表 1 所列。表 1 中,冷却油流量根据压缩机转速的大小通过调整节流机构开度的方式设定(如在压缩机转速为 2 400 r/min 时设定为 4 kg/min,压缩机转速为 4 800 r/min 时设定为 10 kg/min),2 种孔径的压缩机冷却油流量在相同转速下保持一致。

喷油孔圆心位置位于排气孔右侧 22.5 mm 处,孔口直径与喷油管外径保持一致,涡旋体结构参数见表 2 所列。

表 1 运行工况参数

参数	数值	选取依据
吸气压力/MPa	0.80	系统参数
排气压力/MPa	2.40	系统参数
冷却油压力/MPa	1.40	工程设计经验
吸气温度/K	298	系统参数
排气温度/K	323	系统参数
冷却油温度/K	313	工程设计经验
排油压力/MPa	2.40	工程设计经验
冷却油流量/(kg/min)	4~10	工程设计经验
转速/(r/min)	2 400~4 800	系统参数

表 2 涡旋盘结构参数

参数	数值	参数	数值
基圆半径/mm	2.72	吸气孔直径/mm	19.76
齿高/mm	42.60	排气孔直径/mm	9.50
节距/mm	17.14	喷油管(孔)直径/mm	2.00, 5.00
壁厚/mm	3.80	压缩腔对数	3
基圆中心距/mm	4.77		

根据文献[11],结合工程设计经验,氦气涡旋压缩机流体动力学仿真参数的设置见表 3 所列。

表 3 仿真参数设置

设置参数	设置内容
网格划分方法	三角形网格
出口形式	压力出口
工质	氦气
模拟方法	瞬态
压力-速度耦合	SIMPLEC 算法
湍流模型	$k-\epsilon$ standard
进口温度/K	298
进口压力/MPa	0.8
转速/(r/min)	3 000
环境温度/K	291.15
环境压力/MPa	0.101 325
操作密度/(kg/m ³)	0
计算步长/s	1×10^{-4}
能量残差	10^{-6}
其他残差	10^{-3}

选取工作腔气体最大压力进行网格独立性验证,对应的网格数量分别 56 970、68 520、89 560、98 650、153 890,网格独立性验证结果如图 2 所示。

由图 2 可知,网格数量大于等于 89 560 时,工作腔气体最大压力趋于稳定。

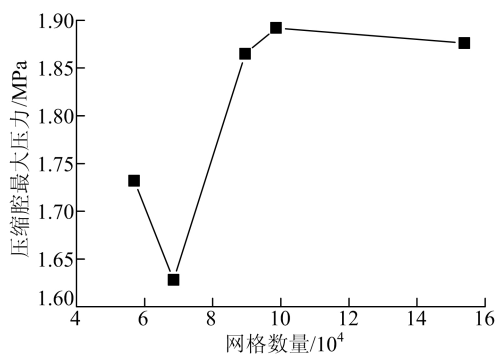


图2 网格独立性验证

2.2 计算结果分析

截取涡旋压缩机的 2 个运行周期,动涡旋盘所处位置 1 表示涡旋齿端面与喷油孔口的径向重

叠 2.00 mm,位置 2 表示涡旋齿端面与喷油孔口的径向相距 2.00 mm。第 1、第 2 周期不同位置处 2.00 mm 和 5.00 mm 喷油管内冷却油以及压缩机工作腔内氦气的压力分布如图 3、图 4 所示。

从图 3 和图 4 可以看出,在涡旋压缩机 2 个运行周期内,虽然 2 种喷油管的管径对压缩机压缩腔内部氦气的压力分布无明显影响,但是 2.00 mm 喷油管内冷却油压力脉动较大,5.00 mm 喷油管内冷却油压力脉动较小。

2 种直径喷油管冷却油脉动压力和均匀度的具体计算数值见表 4 所列。

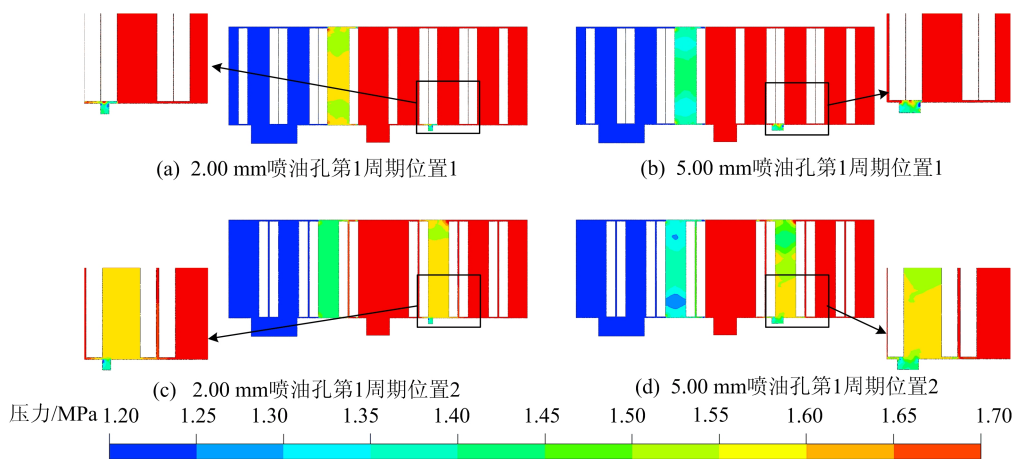


图3 第1运行周期不同位置处2种直径喷油管流体压力云图

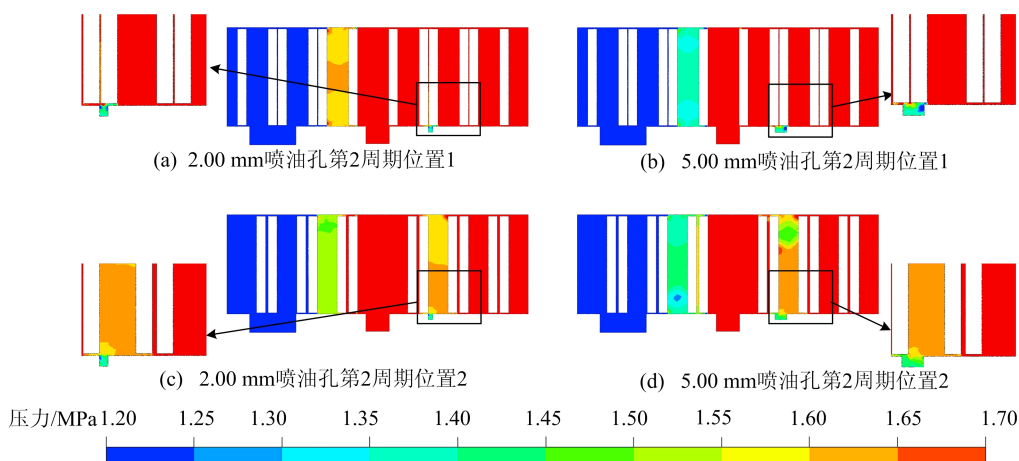


图4 第2运行周期不同位置处2种直径喷油管流体压力云图

由表 4 可知:5.00 mm 喷油管冷却油的最大压力平均值为 1.583 MPa,比 2.00 mm 喷油管冷却油的最大压力平均值 1.735 MPa 低 0.152 MPa;5.00 mm 喷油管冷却油的最小压力平均值为 1.332 MPa,比 2.00 mm 喷油管冷却油的最小压

力平均值 1.136 MPa 高 0.196 MPa。

利用式(8)计算可得,5.00 mm 喷油管冷却油压力的平均不均匀度比 2.00 mm 喷油管降低了 23.876%。

因此,在 G-M 低温制冷机的实际运行条件

下,增加氦气涡旋压缩机的喷油冷却管直径,可以明显减小喷油管流体区域的压力差,降低流体的

压力脉动不均匀度,从而提升氦气涡旋压缩机在工作过程中的稳定性。

表 4 喷油管冷却油压力脉动不均匀度

动涡旋盘运动 周期及位置序号	2.00 mm 喷油管			5.00 mm 喷油管		
	最大压力/MPa	最小压力/MPa	不均匀度/%	最大压力/MPa	最小压力/MPa	不均匀度/%
第 1 周期位置 1	1.892	1.103	52.688	1.651	1.256	27.176
第 1 周期位置 2	1.583	1.226	25.418	1.453	1.370	5.880
第 2 周期位置 1	1.937	1.114	53.950	1.672	1.249	28.963
第 2 周期位置 2	1.526	1.100	32.445	1.557	1.452	6.979
平均值	1.735	1.136	41.125	1.583	1.332	17.249

3 振动测量实验

为验证仿真分析结果,研制了 2 台喷油管直径分别为 2.00 mm 和 5.00 mm 的 G-M 制冷机氦气涡旋压缩机。在压缩机的喷油冷却管路上布置多个特征点位,启动 G-M 制冷机待运行工况稳定后,调节变频器的输出频率从 40 Hz 逐渐提高至 80 Hz,每间隔 5 Hz 采集 1 次管路振动数据^[12],共计采集 18 组测试数据。经数据对比,确认这 2 台压缩机在不同工作频率下,喷油冷却管路振动的最大位置均为连接压缩机顶部喷油入口的铜管段,因此选取该位置的振动数据作为分析依据。

氦气涡旋压缩机振动测试台架及分析如图 5 所示。实验测量数据采集系统由加速度计、动态信号采集器、计算机和分析软件组成,其中加速度计型号为 B&K4507B,用于采集喷油冷却管路的第一峰值加速度和位移。实验过程中,通过调整

G-M 制冷机的负载大小,以维持不同频率电源输入下压缩机的排气压力和吸气压力不变。

2 种直径喷油管的氦气涡旋压缩机振动测试数据见表 5 所列。从表 5 可以看出:2.00 mm 喷油管的第一峰值加速度和位移呈现单峰性,从 40 Hz 开始振动幅度随工作频率的升高而逐步增大,在 65 Hz 达到峰值后,振动幅度随工作频率升高而逐步减小;5.00 mm 喷油管的第一峰值加速度和位移同样在 65 Hz 达到最高,但在其他工作频率下管路的振动幅度呈随机波动。

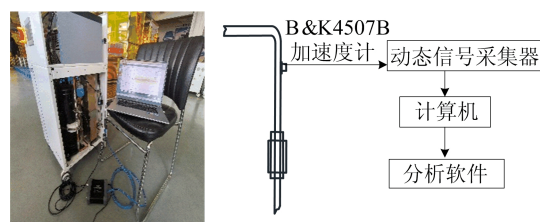


图 5 振动测试台架及分析系统

表 5 喷油管振动测试数据

工作频率/Hz	2.00 mm 喷油管		5.00 mm 喷油管		位移降低 幅度/%
	第一峰值加速度/(m/s ²)	第一峰值位移/ μ m	第一峰值加速度/(m/s ²)	第一峰值位移/ μ m	
40	5.28	63.47	3.22	38.12	39.94
45	6.28	58.67	1.72	24.22	58.72
50	7.41	55.47	2.06	23.21	58.16
55	10.53	64.53	1.31	12.12	81.22
60	15.13	116.13	3.29	25.22	78.28
65	19.73	127.94	6.69	43.44	66.05
70	15.28	84.87	1.54	8.56	89.91
75	10.15	32.60	1.12	5.42	83.37
80	5.63	15.87	3.18	13.40	15.55

为分析管路振动幅度与工作频率之间的关系,在压缩机停机状态下对喷油冷却管路进行了敲击测试,产生的响应频谱如图 6 所示。

喷油冷却管路的第一阶固有频率为 66.25 Hz,

半功率带宽 2.25 Hz。因此,当压缩机工作频率为 65 Hz 时,压力脉动频率与管路固有频率接近,放大了管路的振动幅度。同时,由于 5.00 mm 喷油管的压力脉动不均匀度低于 2.00 mm 喷油管,当压缩

机在喷油冷却管路的非固有频率运行时,喷油冷却管路受压力脉动激励响应的振动幅度较小,管路振动主要受压缩机系统其他因素影响,第一峰值加速度和位移呈现多峰性。

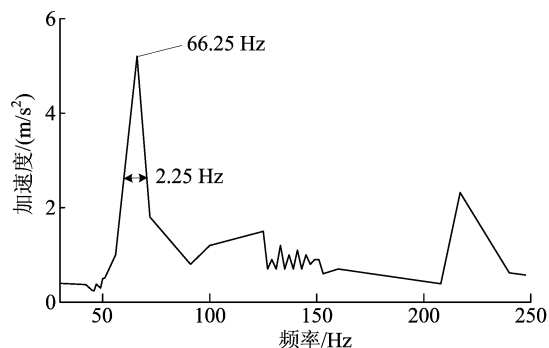


图 6 喷油冷却管路敲击响应频谱

由表 5 计算可知:在 40~80 Hz 频率范围内,5.00 mm 喷油冷却管的涡旋压缩机管路振动位移平均值为 21.56 μm ,比 2.00 mm 喷油管的振动位移 68.84 μm 降低了 47.28 μm ;同时,各频率段下的平均振动位移降低幅度为 63.47%。因此,将喷油管的直径 2.00 mm 优化为 5.00 mm,可显著降低喷油管路的振动幅度,从而提升氦气涡旋压缩机的运行可靠性。

4 结 论

本文通过流体动力学计算和振动实验,研究了 G-M 制冷机氦气涡旋压缩机喷油冷却管的流体压力分布情况,分析了喷油管直径优化前、后的压力不均匀度,得出以下结论。

1) 氦气涡旋压缩机在运行过程中,压缩腔中氦气压力的变化引起静涡旋盘背部喷油管内冷却油的压力产生波动,调整喷油管的结构尺寸可减小管内部流体的脉动幅度,从而降低喷油管路的振动。

2) 仿真计算结果表明,5.00 mm 管径的喷油管内流体压力的平均不均匀度比 2.00 mm 管

径的喷油管内流体压力的平均不均匀度降低了 23.876%。因此,适量增大喷油管直径可有效减小管内流体的压力脉动。

3) 管路振动实验测试数据表明,相较于 2.00 mm 管径喷油管,5.00 mm 管径喷油管的振动位移值平均降幅达 63.47%。因此,适量增大喷油管直径可有效降低管路的振幅。

[参 考 文 献]

- [1] 马国远,隋秋玉,宫悦轩,等.小型制冷压缩机技术现状与未来发展趋势分析[J].制冷与空调,2022,22(3):63-71.
- [2] 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.
- [3] 唐景春,李晨凯,叶斌,等.采用涡旋压缩机的电动汽车空调准双级压缩热泵性能实验研究[J].制冷学报,2018,39(1):34-39.
- [4] 李元,全恺,吴睿,等.往复压缩机管路大气流脉动的数值模拟和实验研究[J].西安交通大学学报,2019,53(11):20-26.
- [5] 鄢曙光,祝振杰.基于 FLUENT 的孔板消减气流脉动的数值模拟[J].液压与气动,2016(7):77-82.
- [6] 吴飞,余神志,介远航.车用压缩机管道内部流场分析与优化设计[J].机械科学与技术,2021,40(10):1614-1618.
- [7] 董灏.新型无油涡旋压缩机内部流场瞬态仿真及试验研究[D].兰州:兰州理工大学,2019:12-15.
- [8] 胡忠军,王炳明,杨伟茂,等.大型氦气压缩机技术特点和发展趋势[J].真空与低温,2020,26(4):270-277.
- [9] Launder B E, Spalding D B. Lectures in mathematical model of turbulence[M]. San Diego: Academic Press, 1972: 169.
- [10] 韩省亮,张明益,陈朝晖,等.压缩机管道振动的控制标准[J].压缩机技术,2010(2):14-16.
- [11] 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.
- [12] 方文杰,梁杰存,庄子宝,等.基于响应谱分析的管路系统振动优化设计[J].噪声与振动控制,2022,42(3):247-253.

(责任编辑 胡亚敏)