

地铁车辆空气压缩机吊挂方式对模态参数的影响及减振形式优化

陈磊¹ 刘中华² 刘政²

(1. 南京铁道职业技术学院机车车辆学院, 210031, 南京; 2. 中车唐山机车车辆有限公司, 063011, 唐山)

摘要 [目的] 空气压缩机(以下简称“空压机”)是地铁车辆主要的振动激励源之一,对空压机进行合理的模态匹配设计,有利于降低车辆车体振动与噪声,改善车辆乘坐舒适性。[方法] 采用 ANSYS 有限元软件建立空压机及其框架有限元模型,计算分析了地铁车辆空压机二级减振吊挂方式对其模态参数的影响,并优化设计了空压机及其框架间的二级减振吊挂方式。[结果及结论] 采用二级减振的空压机,若其吊挂方式不合理,易导致空压机及其框架模态频率与空压机激励频率相近而造成空压机共振。当电机端、压缩机组与框架间的一级减振采用橡胶减振,空压机框架与车体安装座间的二级减振采用刚性连接时,空压机及其框架的模态频率均可有效避开空压机激励频率,避免空压机的激励频率与模态频率重合所引起的空压机及其框架的剧烈振动。

关键词 地铁; 车辆; 空气压缩机; 吊挂方式; 模态参数; 减振形式

中图分类号 U442.55

DOI:10.16037/j.1007-869x.2025.01.023

Influence of Metro Vehicle Air Compressor Suspension Methods on Modal Parameters and Optimization of Vibration Reduction Forms

CHEN Lei¹, LIU Zhonghua², LIU Zheng²

(1. College of Railway Locomotive Vehicle, Nanjing Vocational Institute of Railway Technology, 210031, Nanjing, China; 2. CRRC Tangshan Co., Ltd., 063011, Tangshan, China)

Abstract [Objective] Air compressor is one of the main sources for metro vehicle vibration excitation. Reasonable modal matching design for air compressor is conducive to reducing the vehicle body vibration and noise, thereby improving the riding comfort of the vehicle. [Method] A finite element model of air compressor and its frame is established by using ANSYS finite element software. The influence of the two-stage vibration reduction suspension method for metro vehicle air compressor on its modal parameters is calculated and analyzed, and the above-mentioned suspension method between air compressor and its frame is optimized in the design. [Result &

Conclusion] For the air compressor with a two-stage vibration reduction system, unreasonable suspension method is likely to cause the modal frequencies of air compressor and its frame close to the excitation frequency of the compressor, thus resulting in resonance. When rubber is adopted for the first-stage vibration reduction between the motor end, the compressor end and the frame, and rigid connection adopted for the second-stage vibration reduction between the air compressor frame and the vehicle body mounting seat, the modal frequencies of air compressor and its frame can effectively avoid excitation frequency of the air compressor, preventing the violent vibration of air compressor and its frame caused by the coincidence of the excitation frequency and the modal frequency.

Key words metro; vehicle; air compressor; suspension method; modal parameters; vibration reduction form

空气压缩机(以下简称“空压机”)的减振吊挂方式一般分为刚性吊挂与弹性吊挂,其中:刚性吊挂即直接将空压机焊接或固接在车体下方,弹性吊挂则是采用隔振元件使空压机悬挂于车体下方。若对空压机采取不恰当的方式进行吊挂,不仅会导致设备振动异常,甚至可能会导致车体局部共振,直接对车辆振动特性产生影响,对车辆运行的安全性和稳定性造成一定的风险^[1-2]。在地铁车辆正常工作状态下,空压机自身的振动会对其框架结构和车体的振动产生影响,进而会降低舒适性和平稳性。空压机及其框架之间吊挂方式的合理性,会对整车的平稳性产生一定影响,因此在设计阶段分析空压机及其框架的振动性能尤为重要。通过对空压机框架及空压机吊挂方式进行模态分析,求解模态振型和模态频率,探讨和分析不同空压机吊挂方式对振动性能的影响。通过改变空压机吊挂方式,可以改变固有频率,进而抑制共振现象的出现^[3-4]。

模态分析是结构的固有特性分析,通过模态分析的方法分析结构在某个易受影响频率范围内的

各阶主要模态,从而得到结构在此频段内受各种振源作用下产生的实际振动响应。模态分析是结构动态设计及设备故障诊断的一种重要方法^[5-7]。本文主要对地铁车辆空压机两种常见的二级吊挂方式进行有限元建模与模态分析。基于此,对空压机二级吊挂方式进行优化,使空压机及其框架模态频率有效避开空压机激振频率,从而获得最优吊挂方式。

1 模态分析理论基础

对于一个多自由度系统,其运动微分方程可以表示为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

式中:

M 、 C 、 K ——系统质量矩阵、系统刚度矩阵、系统阻尼矩阵;

\ddot{X} 、 \dot{X} 、 X ——系统加速度列向量、速度列向量、位移列向量;

F ——系统外部施加的力向量。

模态分析是对结构的固有特性进行研究,与结构所承受的载荷形式无关。模态分析的主要目的是得到结构的固有频率和所对应的模态振型。在施加零位移约束的前提下,式(1)可以简化为无阻尼自由振动方程:

$$M\ddot{X} + KX = 0 \quad (2)$$

假设 X 满足:

$$X = \phi_i \cos(\omega_i t) \quad (3)$$

式中:

ϕ_i ——第 i 阶模态振型;

ω_i ——第 i 阶模态频率;

t ——时间。

将式(3)代入式(2),化简可得:

$$(K - \omega_i^2 M)\phi_i \cos(\omega_i t) = 0 \quad (4)$$

式(4)的特征方程为式(5)。式(5)的根即为模型的固有频率。

$$K - \omega_i^2 M = 0 \quad (5)$$

2 空压机及其框架有限元模型

本文分析所选用的空压机为某型活塞式空压机,该空压机通过 4 个减振器吊挂在框架上,框架结构使用的材料为 Q355NE,弹性模量为 2.10×10^{11} Pa,屈服强度为 3.55×10^8 Pa。采用 ANSYS 有限元

软件,将空压机组、支架、吊座、车体横梁,以及它们之间的一、二级减振器构成的振动系统建立空压机及其框架有限元模型,如图 1 所示。其中可将空压机组视作集中质量。本文研究的空压机主要采用两种减振方案,如表 1 所示。两种减振方案的主要差别在于二级减振方案,即空压机构架与车体安装座间的减振。减振方案一采用橡胶减振器弹性连接,减振方案二则采用刚性连接。空压机及其框架减振器刚度如表 2 所示。其中,橡胶减振器是一种高分子弹性体,具有寿命长、抗腐蚀,以及防水、气密和电绝缘性能良好等优点,与金属弹簧减振器相比,减振能力强,缓冲效果好,噪声小。钢丝弹簧减振器具有静态压缩量大、固有频率低、低频隔振良好等性能,且相比于橡胶减振器不易老化。

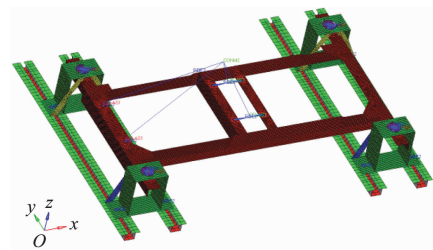


图 1 空压机及其框架有限元模型

Fig. 1 Finite element model of air compressor and its frame

表 1 空压机及其框架减振方案

Tab. 1 Vibration reduction schemes for air compressor and its frame

项目	减振器布置位置	减振方案一	减振方案二
一级减振	电机端与框架之间	钢丝弹簧减振器	钢丝弹簧减振器
	压缩机端与框架之间	橡胶减振器	橡胶减振器
二级减振	空压机构架与车体安装座之间	橡胶减振器	刚性连接

3 空压机及其框架模态分析

对所建立的空压机及其框架有限元模型进行模态分析,得到系统各阶模态频率和模态振型。振型可以全面地表征振幅的变化规律,可以充分利用各阶振型对结构各处的振动情况进行分析和判断。在模态计算分析过程中,空压机的激励频率可以作为其模态设计是否符合要求的评价参照。本研究中空压机在工作状态下的转速分为 3 档,即 720 r/min(对应激励频率 12.00 Hz)、850 r/min(对应激励频率 14.20 Hz)及 955 r/min(对应激励频率 15.92 Hz)。考虑到振动对车辆运行舒适性的影响,

表 2 空压机及其框架减振刚度

Tab.2 Vibration reduction stiffness of air compressor and its frame

项目	减振器名称或连接方式	三向减振刚度/(N/mm)			三向阻尼系数/(Ns/m)		
		纵向	横向	垂向	纵向	横向	垂向
一级减振	橡胶减振器	840	840	210	400	400	100
	钢丝弹簧减振器	400	400	2 000	0.01	0.01	0.01
二级减振	刚性连接	4.35×10^7	4.35×10^7	4.35×10^7			
	橡胶减振器	840	840	210	400	400	100

模态计算分析频率范围设定为 1 ~ 100 Hz。通过计算,获得减振方案一和减振方案二下的空压机及其框架模态频率,如表 3 和表 4 所示。

表 3 减振方案一下的空压机及其框架模态频率

Tab.3 Modal frequencies of air compressor and its frame under vibration reduction Scheme 1

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
第 1 阶	3.103	第 8 阶	47.465
第 2 阶	5.203	第 9 阶	62.144
第 3 阶	7.407	第 10 阶	62.538
第 4 阶	7.656	第 11 阶	70.603
第 5 阶	12.288	第 12 阶	72.505
第 6 阶	14.659	第 13 阶	87.353
第 7 阶	44.839		

表 4 减振方案二下的空压机及其框架模态频率

Tab.4 Modal frequencies of air compressor and its frame under vibration reduction Scheme 2

阶数	频率/Hz
第 1 阶	3.485
第 2 阶	6.317
第 3 阶	7.984
第 4 阶	14.607
第 5 阶	16.010
第 6 阶	20.321
第 7 阶	73.608

通过计算结果分析发现,采用减振方案一时,在 12 Hz 及 14 Hz 附近空压机及其框架的模态频率与空压机的激励频率均相近,分别对应第 5 阶模态(见图 2)和第 6 阶模态(见图 3),模态频率分别为 12.288 Hz 及 14.659 Hz。第 5 阶模态振型为空压机及其框架沿纵向摆动,第 6 阶模态振型为空压机及其框架沿横向摆动。

采用减振方案二时,在 14 Hz 及 16 Hz 附近空压机及其框架的模态频率与空压机的激励频率均相近,分别对应第 4 阶模态(见图 4)和第 5 阶模态

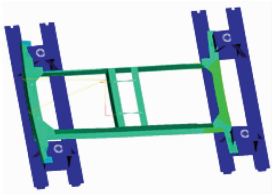


图 2 第 5 阶模态振型(减振方案一)
Fig. 2 5th-order modal vibration mode (vibration reduction Scheme 1)

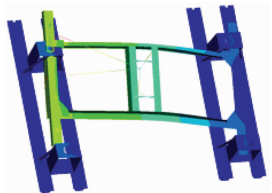


图 3 第 6 阶模态振型(减振方案一)
Fig. 3 6th-order modal vibration mode (vibration reduction Scheme 1)

(见图 5),模态频率分别为 14.607 Hz 和 16.010 Hz。第 4 阶和第 5 阶空压机框架的模态振型均表现为垂弯,空压机在第 4 阶模态表现为垂向的沉浮,第 5 阶模态表现为绕横向的滚摆。

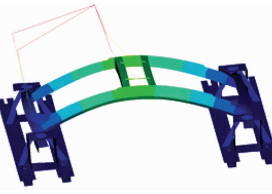


图 4 第 4 阶模态振型(减振方案二)
Fig. 4 4th-order modal vibration mode (vibration reduction Scheme 2)

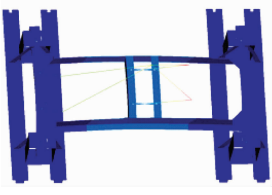


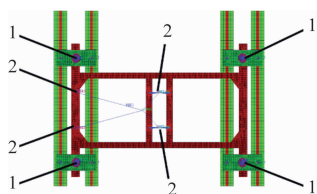
图 5 第 5 阶模态振型(减振方案二)
Fig. 5 5th-order modal vibration mode (vibration reduction Scheme 2)

综上所述,两种减振方案均存在空压机及其框架模态频率和空压机激励频率重叠的问题,这易引起空压机及其框架产生共振,长期运行可能导致连接空压机上方的管道接头出现松动等现象,不利于列车的运行平稳性,甚至威胁行车安全。由于空压机与框架间所采用的连接形式对空压机及框架的固有频率产生一定的影响,因此需对上述空压机与框架间的减振形式进行优化。

4 空压机及其框架减振优化分析

4.1 减振方案一优化

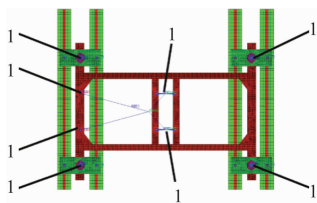
针对减振方案一,空压机框架与车体安装座间的二级减振仍然采用橡胶减振器。考虑两种优化方案:优化方案一(见图6)将压缩机端与框架间的橡胶减振器改为钢丝弹簧减振器,优化方案二(见图7)将压缩机端与框架间的钢丝弹簧减振器改为橡胶减振器。空压机及其框架的各级减振刚度和阻尼如表2所示。



注:1—橡胶减振器;2—钢丝弹簧减振器。

图6 优化方案一

Fig. 6 Optimization Scheme 1



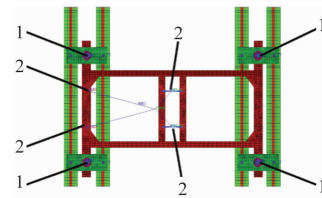
注:1—橡胶减振器。

图7 优化方案二

Fig. 7 Optimization Scheme 2

4.2 减振方案二优化

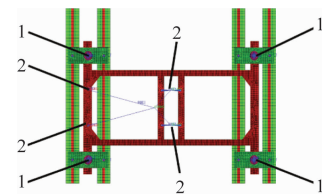
针对减振方案二,空压机框架与车体安装座间的二级减振采用刚性连接。考虑两种优化方案:优化方案三(见图8)将压缩机端与框架间的钢丝弹簧减振器改为橡胶减振器,优化方案四(见图9)将压缩机端与框架间的橡胶减振器改为钢丝绳减振器。空压机及其框架的各级减振刚度和阻尼如表2所示。



注:1—刚性连接;2—橡胶减振器。

图8 优化方案三

Fig. 8 Optimization Scheme 3



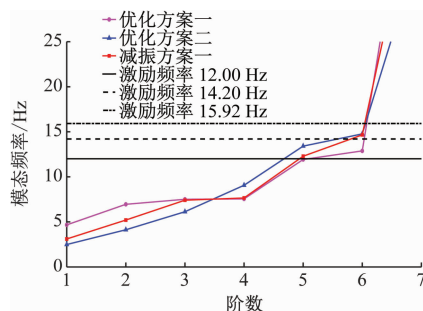
注:1—刚性连接;2—钢丝弹簧减振器。

图9 优化方案四

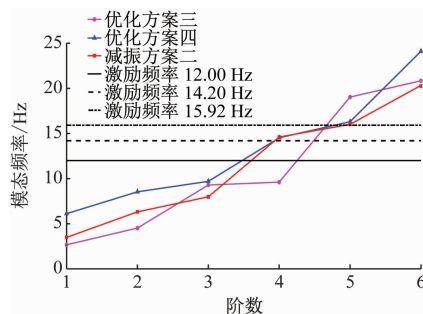
Fig. 9 Optimization Scheme 4

4.3 优化结果分析

图10为空压机及其框架在0~25 Hz内的模态频率。从图10中可以看出:采用优化方案一时,空压机及其框架在12 Hz处仍有模态频率与空压机的激励频率相近,对应第5阶模态和第6阶模态,模态频率分别为11.925 Hz及12.879 Hz;采用优化方案二时,部分模态频率有所降低,在14 Hz处仍有模态



a) 优化方案一、二



b) 优化方案三、四

图10 空压机及其框架在0~25 Hz内的模态频率

Fig. 10 Modal frequencies of air compressor and its frame within 0 to 25 Hz

频率与空压机的激励频率相近,对应第 6 阶模态,模态频率为 14.764 Hz;采用优化方案三时,空压机及其框架的模态频率均与空压机的激励频率有效避开;采用优化方案四时,空压机及其框架在 14 Hz 和 16 Hz 附近有模态频率与空压机激励频率较为接近,分别对应第 4 阶模态和第 5 阶模态,模态频率分别为 14.524 Hz 和 16.304 Hz。

由上述仿真分析可知:当电机端、压缩机端与框架间的一级减振采用橡胶减振,空压机框架与车体安装座间的二级减振采用刚性连接时,空压机及其框架的模态频率均可有效避开空压机激励频率,因此最终推荐采用优化方案三。

5 结论

1) 采用二级减振的空压机时,若其吊挂方式不合理,易导致空压机及其框架模态频率与空压机激励频率相近而造成空压机共振。

2) 当电机端、压缩机端与框架间的一级减振采用橡胶减振,空压机框架与车体安装座间的二级减振采用刚性连接时,空压机及其框架的模态频率均可有效避开空压机激励频率,避免空压机的激励频率与模态频率重合所引起的空压机及其框架的剧烈振动。

3) 空压机工作时,处于一个剧烈振动的恶劣环境中,其可靠性和振动剧烈程度直接影响到能否正常工作,甚至影响整车性能。通过对空压机及其框架的有限元计算和模态分析,可以得到避免共振的吊挂方式最优减振方案。

参考文献

- [1] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车车下设备模态匹配及试验研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(10): 13.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Modal matching between suspended equipment and car body of a high-speed railway vehicle and in situ experiment[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(10): 13.

- [2] 周锦柯,宫岛,刘广宇. 基于自适应响应面法的地铁车辆空压机框架结构优化设计[J]. 城市轨道交通研究, 2024, 27(8): 27.
ZHOU Jinke, GONG Dao, LIU Guangyu. Optimization design of metro vehicle air compressor frame structure based on adaptive response surface method [J]. Urban Mass Transit, 2024, 27(8): 27.
- [3] KALSI S, SINGH D, SAINI J S. Optimization of compressor mounting bracket of a passenger car[J]. Journal of the Institution of Engineers (India): Series C, 2019, 100(4): 675.
- [4] 张兵奇. 重型轨道车电动空压机振动问题分析及改进[J]. 现代城市轨道交通, 2015(6): 18.
ZHANG Bingqi. Analysis and improvement of vibration of electric air compressor for heavy rail vehicle[J]. Modern Urban Transit, 2015(6): 18.
- [5] 何亚银,高卫丽,梁智鸿. 双螺杆空压机壳体结构振动特性研究[J]. 陕西理工大学学报(自然科学版), 2020, 36(4): 1.
HE Yayin, GAO Weili, LIANG Zhihong. Study on vibration characteristics of shell structure of twin screw air compressor[J]. Journal of Shaanxi University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 36(4): 1.
- [6] PARK U, LEE J H, KIM K. The optimal design of the mounting rubber system for reducing vibration of the air compressor focusing on complex dynamic stiffness[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021, 35(2): 487.
- [7] 汤晏宁,高阳,郭伟强. 关于地铁车辆空压机吊装结构减振方式及特性的研究[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(6): 86.
TANG Yanning, GAO Yang, GUO Weiqiang. Research on vibration damping method and characteristic for air compressor hoisting structure of subway vehicles [J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(6): 86.

· 收稿日期:2022-07-22 修回日期:2022-08-24 出版日期:2025-01-10
Received:2022-07-22 Revised:2022-08-24 Published:2025-01-10
· 第一作者:陈磊,正高级工程师,sjc_chenlei@163.com
通信作者:刘中华,正高级工程师,sjc-liuzhonghua@tangeche.com
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎投稿《城市轨道交通研究》

投稿网址:tougao. umt1998. com