

压缩机电机的预应力模态分析

赵 哲¹, 林浩然¹, 代 颖^{1*}, 熊端锋²

[1. 上海大学 机械与自动化学院, 上海 200072;

2. 晗兆检测技术(上海)有限公司, 上海 200435]

Pre-Stress Modal Analysis of Compressor Motor

ZHAO Zhe¹, LIN Haoran¹, DAI Ying^{1*}, XIONG Duanfeng²

[1. School of Electrical and Mechanical Engineering and Automation, Shanghai University,

Shanghai 200072, China;

2. Hanzhao Inspection Technology (Shanghai) Co., Ltd., Shanghai 200435, China]

Abstract: Modal analysis is an indispensable part of the research on motor vibration and noise issues. Taking a permanent magnet motor for compressor with a rated power of 1.98 kW as an example, the effects of thermal and interference stresses on the radial natural frequencies of various modes of the motor structure are analyzed. Firstly, the influence of winding and modeling on the modal analysis of motor structure is analyzed. Then, the selection range of motor interference fit is analyzed theoretically, the thermal deformation size of the iron core and casing during the highest temperature rise of the compressor motor is analyzed through finite element simulation of thermal-structural coupling. Based on the selection range of interference fit, the optimal interference fit is selected from the perspective of vibration and noise suppression. Finally, a compressor pre-stressed modal simulation model is established, and the effects of thermal stress and interference stress on the modal natural frequency of the compressor are analyzed. Considering the effects of thermal stresses and interference stresses, the modal of the entire machine can be calculated effectively and accurately, which improves the accuracy of the NVH performance assessment of air-conditioning compressors.

Key words: interference fit; thermal-structural coupling; natural frequency; NVH performance

摘 要: 模态分析是研究电机振动噪声问题不可或缺的一环,以一台额定功率为 1.98 kW 的压缩机用永磁电机为例,分析了热应力和过盈应力对电机结构径向各阶模态固有频率的影响。首先分析了绕组以及建模对电机结构模态分析的影响;然后从理论上解析了电机过盈配合量的选取范围,通过热-结构耦合的有限元仿真对压缩机电机温升最高工况时铁心与机壳的热变形大小进行了分

析,结合过盈量的选择范围从振动噪声抑制角度选取最佳过盈配合量;最后建立了压缩机预应力模态仿真模型,分析了热应力和过盈应力对压缩机模态固有频率的影响。考虑热应力和过盈应力效应,能够有效地精确计算整机模态,提高空调压缩机 NVH 性能评估的准确性。

关键词: 过盈配合; 热-结构耦合; 固有频率; NVH 性能

0 引言

中央空调系统在建筑行业越来越普及,其在改善室内微气候舒适性的同时也带来了振动噪声,因此有必要对空调系统进行振动控制与噪声治理,以提高环境舒适度。空调外机压缩机的内置电动机电磁噪声频带在人耳敏感的频率范围内,是中央空调系统产生噪声污染的主要原因。模态是电机结构的固有特性,是电机噪声分析与抑制研究的关键环节之一。电机结构模态的准确分析是解决电机振动噪声问题的前提,其方法主要包括解析法、有限元法以及模态试验法。

目前国内外对电机结构模态的解析已有一定程度的研究,并针对电机固有频率的计算提出了一些理论模型。南京师范大学的陈少先利用解析法和有限元法求得定子的固有频率,并结合电磁力的频率特征,验证了电机设计的合理性^[1]。西安工业大学的杜光辉利用有限元计算转子的固有频率,结合临界转速为挠性转子的设计提供了参考^[2]。浙江大学的史婷娜教授对变模态分解的模态个数进行优化,准确分解出能量集中的断条故障特征信号,为异步电机转子断条故障诊断提供方法^[3]。R. S. Girgis 等人基于三维弹性力学,提

出了可用于计算定子固有频率的解析式,并验证了其正确性^[4]。在此基础上,S. J. Yang 等人对电机结构模态的机电类比法做了进一步完善^[5]。浙江大学的诸自强、陈永校教授等人采用降阶积分法对电机刚度矩阵和质量矩阵进行处理求解了定子的固有频率,并通过有限元法和锤击法模态试验验证了电机定子的模态振型和固有频率的正确性,为后续电机模态分析提供了参考^[6]。沈阳工业大学的王天煜、解放军理工大学的黄克峰利用机电类比法解析计算出定子铁心的固有频率,并与有限元结果进行对比^[7-8]。上述解析法通常将定子等效成单环或双环,将绕组、定子齿等作为等效质量加到单环或双环上。但由于端盖的影响、绕组与铁心的相对运动等因素均未考虑,因此计算精度较低。

与解析法相比,采用模态试验去修正有限元模态仿真,可以考虑复杂的整机结构,并对各个部件进行精确建模,能快速获取更准确的模态结果。H. Wang 和 K. Williams 等人利用有限元和模态试验对比分析相同叠片铁心圆盘的结果,发现叠片结构对振动特性的影响较大^[9]。W. Cai 等人利用有限元法分析开关磁阻电机的绕组和端盖对定子固有模态的影响^[10],研究表明,绕组和端盖对定子模态的影响较大,其中绕组使定子固有频率降低,而端盖使定子模态频率升高。随着研究的深入,更多学者发现绕组与定子齿紧密接触时对电机模态的影响除了质量效应,还有刚度效应。F. Chai 和左曙光教授考虑了电机铁心层叠和绕组堆叠结构的影响,将铁心和绕组模型设置为各向异性材料,实现了用于振动预测的永磁电机定子系统的精确建模,并通过优化轭部厚度使得电机电磁噪声总声功率级下降了 4.3 dB^[11-12]。重庆大学的贺岩松针对车用爪极电机的定子共振所引起的振动噪声问题,建立了基于物理模型的绕组模型,并对铁心和绕组材料参数进行等效处理,最后通过模态试验验证了其正确性^[13]。

电机结构部件在加工装配过程中会在机械结构内部产生各种类型的残余应力,对电机结构模态固有频率产生影响,国内外学者已逐渐将含预应力状态下定子振动特性考虑在内^[14-15]。第二炮兵工程大学的张炜重点研究了预应力对定子振

动固有频率、振幅和模态混叠的影响,得出如下结论:(1)预应力是电机定子振动固有频率和振幅的重要影响因素,其对定子模态的影响不容忽视;(2)预应力对沿径向定子振幅有着微弱的影响;(3)预应力可抑制模态混叠现象^[15]。针对电机定子与壳体间的预应力问题,K. Kimura 等人研究了压缩机的定子铁心与壳体之间的过盈量、配合应力和结合力之间关系^[16]。合肥工业大学的杨炎平等从定子与壳体间的预应力和电机温度两方面对电机噪声进行了分析,结果表明,适当的定子与壳体间的预应力可有效降低电机整体噪声。随着电机温度的升高,电机定子与壳体间的预应力受到很大影响,电机整体噪声呈下降趋势^[17]。

空调外机在室外风吹日晒,工作环境恶劣,特别是夏天的温度直射,暴晒温度最高可达到 50 ℃ 以上。空调外机压缩机各部件由于热膨胀系数不同导致电机结构的内部应力发生改变,可能会导致电机结构的模态频率发生较大改变。本文基于热-流-结构的多物理场仿真对电机结构进行预应力模态分析,研究热应力对压缩机电机模态的影响。在电机电磁设计过程中考虑温升变化对电机结构模态影响,基于热-结构耦合的压缩机模态分析主要流程如图 1 所示。本文压缩机电机的技术指标参数如表 1 所示。

表 1 电机参数表

Tab. 1 Motor parameter table

参数名称	参数值
定子槽数	9
极对数	3
额定转速/(r·min ⁻¹)	3 240
额定功率/kW	1.98
定子外径/mm	101
定子内径/mm	60
转子外径/mm	59
转子内径/mm	16
铁心牌号	ChinaSteel_35CS300
磁钢牌号	N54SH

1 压缩机用永磁电机的定子模态 FEM 分析

绕组对电机结构模态频率影响较大。绕组结

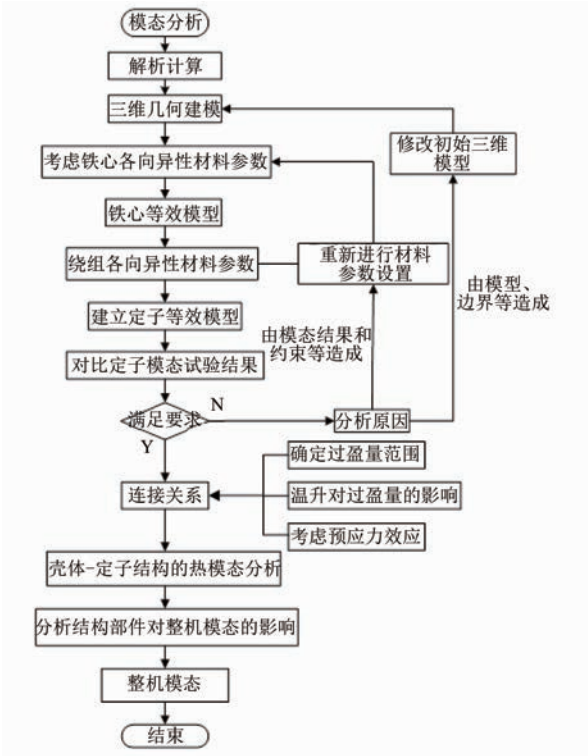


图 1 基于热-结构耦合的压缩机模态分析流程图

Fig. 1 Flow chart of compressor modal analysis based on thermal-structural coupling

构复杂,建模难度大,复杂的绕组模型不但会降低模态分析的精度,还会增大模态仿真的时长。本文考虑绝缘材料和槽满率对绕组结构刚度的影响,将绝缘层、空气以及绝缘纸等效成绝缘层,按体积不变的等效原则将槽内绕组模态仿真模型等效成如图 2(b)所示的结构^[18]。定子绕组的结构尺寸参数如表 2 所示,定子绕组的有限元仿真模型如图 2 所示。

表 2 定子绕组的结构尺寸参数

Tab. 2 Size and structural parameters of stator winding

参数名称	参数值
定子铁心槽数	9
定子绕组外径/mm	101
定子绕组内径/mm	60
定子铁心轴向长度/mm	50
端部绕组长度/mm	10
端部绕组外径/mm	85
槽满率/%	80

定子铁心与绕组结构的有限元仿真模型如图 3 所示,其中(a)为压缩机电机定子铁心的模态仿真模型。定子铁心与绕组结构材料参数如表 3 所示。

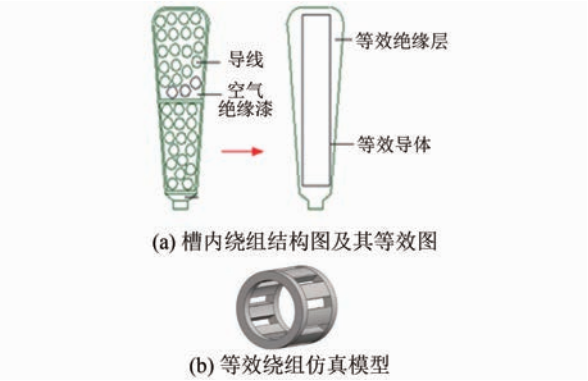


图 2 定子绕组的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of stator winding



图 3 定子的有限元仿真模型

Fig. 3 Finite element simulation model of stator

表 3 压缩机模态分析的结构材料参数

Tab. 3 Structural material parameters for modal analysis of compressors

结构	材料	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/Pa
定、转子铁心	35CS300	7 650	$E_x = E_y = 1.5 \times 10^{11}$
			$E_z = 7.5 \times 10^{10}$
永磁体	N54SH	7 500	$E = 1.6 \times 10^{11}$
转轴	S45C	7 800	$E = 2.02 \times 10^{11}$
机壳	灰铸铁	7 800	$E = 1.6 \times 10^{11}$
槽内绕组	铜	8 300	$E_x = E_y = 9.6 \times 10^{10}$
			$E_z = 1.3 \times 10^{11}$
等效端部绕组	铜	4 300	$E_x = E_y = 9.5 \times 10^{10}$
			$E_z = 1.4 \times 10^{10}$
等效绝缘层	绝缘漆、空气	1 400	$E = 1.4 \times 10^8$

在 Ansys 平台上对定子铁心与绕组结构进行模态仿真,结果如表 4 所示。由表 4 可知,2 阶振型受绕组影响最大。

表 4 绕组对电机结构固有频率的影响

Tab. 4 The influence of winding on the natural frequency of motor structure

振型	固有频率/Hz		增长率/%
	定子铁心	铁心与绕组	
2	1 727	1 890	9.4
3	4 351	4 562	4.8
4	7 064	7 330	3.8

2 锤击法模态试验验证

为验证理论分析及有限元模型的正确性,本

试验采用锤击激励,粘贴加速度传感器,并采用移动加速传感器方法进行定子模态测试。样机照片及锤击法模态试验示意图如图 4 所示,试验设备列表如表 5 所示。

为获得同自由敲击模态试验类似的高质量定子自由模态仿真结果,本节作如下假设:

(1) 假设无法考虑摩擦、碰撞、塑料变形等非线性部分;

(2) 结构特性不随时间变化,应尽量将加速度传感器均匀分散到各处;

(3) 试验应保证不同锤击与加速度传感器的粘结位置,以便激发模态,且传感器布置需尽量避开模态节点。

定子铁心模型采用柱坐标系,力锤敲击点为第 37 点,位于定子外侧,敲击法向即 $-x$ 方向。为了模拟冲击信号的输入,锤击时需要快速、适当发力,以有效激发各阶模态为原则。

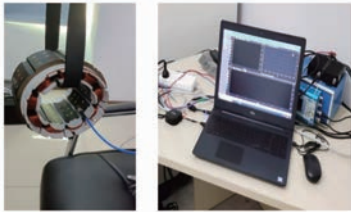


图 4 锤击法模态试验示意图

Fig. 4 Schematic diagram of hammer impact method modal test

表 5 模态试验设备列表

Tab. 5 List of modal test equipment

设备名称	设备型号
数据采集仪	LMS SCADAS
信号分析软件	LMS Test. lab
计算机	Dell
加速度传感器	PCB356A03
力锤	PCB086C03

由于人工敲击难以保证锤击的力度和位置,为了提高响应信号与力锤信号的相关性,减小干扰信号造成的误差,实测时应多次锤击,取多次平均值来计算频率响应函数,以确保试验结果的可靠性。定子铁心的模态试验布点示意图如图 5 所示。

图 6 为拟合后定子铁心的频响函数总曲线,在 1 kHz~5 kHz 范围内存在四个模态。定子铁心锤击法试验模态固有频率如表 6 所示。从定子铁心结构的固有频率和模态振型理论分析结果、有

限元仿真结果和锤击法试验结果比较可知,仿真与试验结果误差在 5% 以内,表明了各向异性材料的等效方法可准确预测定子模态频率及振型。

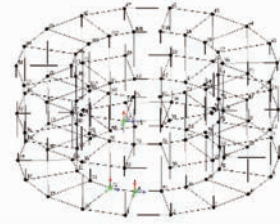


图 5 定子结构的模态试验布点示意图

Fig. 5 Schematic diagram of modal test point arrangement for stator structure

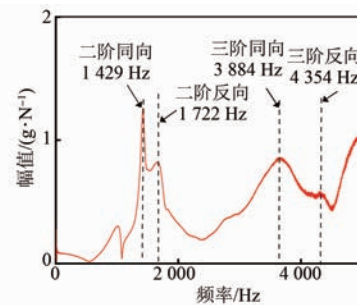


图 6 拟合后定子铁心的频响函数总曲线

Fig. 6 The total curve of the frequency response function of the fitted stator core

表 6 定子铁心结构前四阶固有频率结果分析

Tab. 6 Analysis of the first four orders of natural frequency results of stator core structure

模态振型	定子铁心结构固有频率/Hz			误差/%
	解析法	有限元法	试验模态分析	
2S	1 326	1 440	1 429	0.8
2R	—	1 727	1 722	0.3
3S	3 560	3 879	3 884	-0.2
3R	—	4 351	4 355	-0.1

由表 6 的试验模态频率与仿真模态频率的数对比发现,误差控制在 5% 以内。本文电机模态仿真的材料特性参数设置精度满足仿真要求。

3 基于热-结构耦合的预应力模态分析

压缩机的壳体与定子常采用过盈配合方式进行组装,过盈配合方式的核心就是过盈量的选择,其直接影响铁心与机壳结构的刚度。

3.1 定子铁心与壳体的过盈配合选择

为简化分析,本文空调外机压缩机电机的过

盈配合量选取分析作如下假设^[18]:

(1) 包容件与被包容件应处于平面应力状态, 即轴向应力为零;

(2) 包容件与被包容件的材料应均处于弹性范围内, 过盈连接件应力应低于其材料的屈服极限, 以确保不会发生强度屈服;

(3) 包容件与被包容件是等长厚壁圆筒, 接触面上不产生应力集中, 压强均匀分布;

(4) 材料的弹性模型为常数。

在已知包容件与被包容件的材料属性、弹性模量、粗糙度、泊松比以及需传递的载荷时, 过盈计算包括以下内容^[19]:

(1) 根据所需传递的载荷(轴向力或/和周向转矩), 计算接触面上最小结合压力 P_{fmin} 以及对应的最小过盈量 δ_{min} ;

(2) 根据包容件与被包容件的材料属性和几何尺寸, 计算不会产生塑性变形的最大接触压力 P_{fmin} 以及对应的最大有效变形量 δ_{emax} ;

(3) 由已知的最小过盈量 δ_{min} 与最大有效变形量 δ_{emax} , 确定有效过盈量范围;

(4) 必要时还需计算温升对包容件与被包容件的过盈变化量, 最终确定实际过盈量。

3.1.1 最小有效过盈量计算

针对本文研究的压缩机用永磁同步电机, 其工况需要传递的最大转矩为 $4.8 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。根据国家标准 T/ZZB 0746-2018《变频空调压缩机用永磁同步电机》中运行特性要求, 电机的最大转矩倍数为 1.35。因此, 峰值扭矩可确定为 $6.47 \text{ N} \cdot \text{m}$ ^[19]。当外加载荷为周向转矩时, 接触面上摩擦阻力矩必须保证不小于周向转矩, 从而可得传递周向转矩所需的最小结合压强 P_{fmin} 为

$$P_{fmin} = \frac{2T}{A_e d_f \mu} \quad (1)$$

式中: T 为峰值扭矩; A_e 为有效接触面积; d_f 为接触面的公差直径, 为 101.1 mm ; μ 为接触面摩擦因数, 为 0.15。

包容件直径比 q_a 为

$$q_a = \frac{d_f}{d_a} \quad (2)$$

式中: d_a 为包容件外径, 为 107.4 mm 。

被包容件直径比 q_i 为

$$q_i = \frac{d_i}{d_f} \quad (3)$$

式中: d_i 为包容件内径, 为 60 mm 。

传递周向转矩所需的最小直径变化量分为包容件最小直径变化量和被包容件最小直径变化量。包容件所需最小直径变化量 e_{amin} 的表达式为

$$e_{amin} = P_{fmin} \frac{C_a}{E_a} d_f \quad (4)$$

式中: E_a 为包容件的弹性模量; C_a 为系数, 其表达式为

$$C_a = \frac{(1 + q_a^2)}{(1 - q_a^2)} + v_a \quad (5)$$

式中: v_a 为包容件泊松比。

被包容件所需最小直径变化量 e_{imin} 的表达式为

$$e_{imin} = P_{fmin} \frac{C_i}{E_i} d_f \quad (6)$$

式中: E_i 为被包容件的弹性模量; C_i 为系数, 其表达式为

$$C_i = \frac{(1 + q_i^2)}{(1 - q_i^2)} + v_i \quad (7)$$

式中: v_i 为被包容件泊松比。

由上式可得, 传递周向转矩所需要的最小过盈量为

$$\delta_{emin} = e_{amin} + e_{imin} = 5.724 \times 10^{-4} \text{ mm} + 6.294 \times 10^{-5} \text{ mm} = 6.353 \times 10^{-4} \text{ mm} \quad (8)$$

电机定子与壳体采用胀缩法装配时, 则最小有效过盈量为

$$\delta_{min} = \delta_{emin} \quad (9)$$

当采用压入法装配时, 配合表面的微观峰尖将被擦去或压平部分, 则最小有效过盈量为

$$\delta_{min} = \delta_{emin} + 2u \quad (10)$$

$$2u = 0.8(R_{za} + R_{zi}) \quad (11)$$

式中: R_{za} 和 R_{zi} 分别为包容件与被包容件接触表面的粗糙度, $R_{za} = R_{zi} = 3.2 \text{ } \mu\text{m}$ ^[19]; u 为接触面的微观峰值减去部分高度之和。

综上, 计算可得 δ_{min} 为 $5.435 \times 10^{-3} \text{ mm}$ 。

3.1.2 最大有效过盈量计算

根据前述内容, 最小过盈量的设计能保障连接的强度, 但零件本身强度也需要校核。设计过盈量导致的压强不应超过塑性变形所允许的最大

结合压强。

包容件的最大结合压强为

$$P_{fmax} = a\sigma_{sa} \quad (12)$$

被包容件的最大结合压强为

$$P_{fmax} = c\sigma_{si} \quad (13)$$

式中: σ_{sa} 为包容件的屈服强度; σ_{si} 为被包容件的屈服强度; a 、 c 为系数,其表达式为

$$\begin{cases} a = \frac{1 - q_a^2}{\sqrt{3 + q_a^4}} \\ c = \frac{1 - q_i^2}{2} \end{cases} \quad (14)$$

从式(12)和式(13)两者所允许的最大结合压强中选择较小者,则包容件与被包容件不产生塑性变形所允许的最大结合压强为

$$P_{fmax} = P_{fmax} = 0.12 \text{ MPa} \quad (15)$$

因此,包容件不产生塑性变形所允许的最大直径变化量为

$$e_{amax} = P_{fmax} \frac{C_a}{E_a} d_f = 0.343 \text{ mm} \quad (16)$$

被包容件不产生塑性变形所允许的最大直径变化量为

$$e_{imax} = P_{fmax} \frac{C_i}{E_i} d_f = 0.038 \text{ mm} \quad (17)$$

则被连接件不产生塑性变形所允许的最大有过盈量为

$$\delta_{emax} = e_{amax} + e_{imax} = 0.381 \text{ mm} \quad (18)$$

综上,本文压缩机壳体与定子铁心结合面之间的过盈量选取范围为 $5.435 \times 10^{-3} \text{ mm} \sim 0.381 \text{ mm}$ 。

3.1.3 温升对过盈量选择的影响

由于定子铁心的硅钢片材料与壳体的铸铝材料的热膨胀系数不同,在电机温升较高时铸铝壳体的热膨胀系数较大,如果过盈配合量选取过小,在高温时过盈配合面可能会发生涨开现象,导致电机结构刚度下降,对电机的振动噪声特性产生不利影响。因此需要校核过盈配合量的选取在电机最高温升时是否会导致电机的结构刚度发生较大改变。由标准 T/ZZB 0746 可知,压缩机电机在冷媒条件下需以 S1 连续工作制进行校核,即电机在负载下运行保持至热稳定状态。由于电机工作在制冷和制热时两者损耗最大,基本上相等,但空调制冷工况时环境温度较高,各工况损耗及环境

温度如表 7 所示。因此,只需考虑电机运行在额定制冷工况时,满足最高温升下壳体与定子铁心之间所需的过盈量,以确保过盈量能满足要求。

为了简化计算,作如下假设^[20]:

(1) 电机损耗均匀分布,散热系数取平均值;
(2) 不考虑趋肤效应和邻近效应,认为绕组发热情况相同;

(3) 将导体等效成均匀的铜条,并将槽绝缘、绕线绝缘、铜线漆层和槽内空气等效为包围铜条以及填充满定子槽的绝缘实体;

(4) 忽略辐射散热对电机温度分布的影响。

表 7 各工况损耗分布及环境温度

Tab. 7 Distribution of losses under various working conditions and environmental temperature

工况	铜耗/W	铁耗/W	环境温度/℃
额定制冷	69.2	30.9	35
中间制冷	39.4	8.4	35
额定制热	73.6	47.4	7~35
中间制热	29.2	17.1	7~35

考虑压缩机电机恶劣工作环境条件下的温升,设环境温度为 35 ℃,经计算,气隙中空气流动状态为层流,电机各结构部件材料的热仿真参数如表 8 所示^[20]。

表 8 电机各部件的热仿真参数

Tab. 8 Thermal simulation parameters of various components of the motor

参数名称	比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
机壳	420	52
铁心	450	42.5
绕组	386	385
绝缘层	1 200	0.25
永磁体	460	6.4
气隙	1 005	0.023

基于 Fluent 流体仿真,得出电机在额定制冷工况下达到稳态时的温度场分布,如图 7 所示。电机达到热稳态的最高温度为 81.2 ℃,满足压缩机对电机最高工作温度的技术指标要求。

压缩机的机壳与定子铁心的温升曲线仿真结果如图 8 所示。从图 8 可知,壳体与定子铁心的温度缓慢上升,直至达到热平衡状态,压缩机壳体稳态后的平均温度为 70 ℃左右,温升 35 ℃左右;定子铁心稳态后的平均温度为 80 ℃左右,温升 45 ℃左右。

压缩机壳体和定子铁心的膨胀量的计算式为

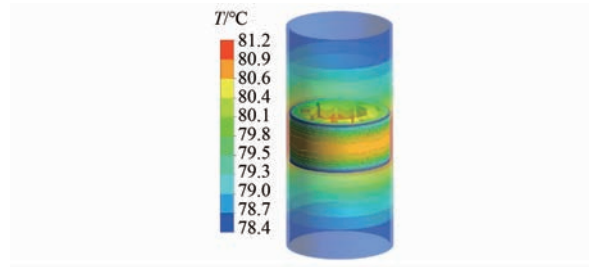


图 7 压缩机机壳与定子铁心的稳态温度场云图

Fig. 7 Cloud diagram of steady-state temperature field between compressor casing and stator core

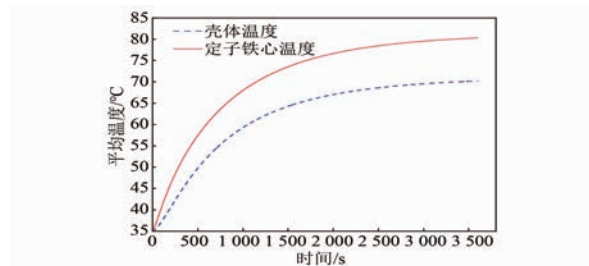


图 8 压缩机的机壳与定子铁心的温升曲线

Fig. 8 Temperature rise curve of compressor casing and stator core

$$\begin{cases} \delta_{a_add} = \alpha_a d \Delta t_a \\ \delta_{i_add} = \alpha_i d \Delta t_i \end{cases} \quad (19)$$

式中: α_a 和 α_i 分别为包容件和被包容件的热膨胀系数,查《机械设计手册》可知 $\alpha_a = 11.8 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, $\alpha_i = 8 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$; d 为膨胀方向的直径; Δt_a 和 Δt_i 分别为包容件和被包容件的平均温升。

由式 (19) 可知,压缩机壳体比铁心的膨胀量大,计算得出压缩机壳体与定子铁心之间由于膨胀量不同引起的间隙大小为

$$\delta_{add} \leq \delta_{a_add} - \delta_{i_add} = 0.0054 \text{ mm} \quad (20)$$

由上文分析可知,结合面过盈量选取范围为 $5.435 \times 10^{-3} \text{ mm} \sim 0.381 \text{ mm}$,电机工作在额定制冷工况下时由于热膨胀量不同导致的间隙大小与最小过盈量基本一致。如果选取最小过盈量,过盈配合面在此工况下因热膨胀系数不同而产生的形变大小会导致过盈量接近 0,从而导致过盈应力过小而发生涨开现象,不但降低了压缩机的固有频率,压缩机电机还可能在周向电磁力的作用下发生滑移现象,影响电机工作的可靠性。计算得出的最大过盈量远大于热膨胀量引起的间隙大小,依据国标 GB/T 1801 选取接近最大过盈量的取值,本文选取 0.38 mm 的过盈量作为样机的过

盈配合量。

3.2 基于热-结构耦合的压缩机电机定子预应力模态分析

压缩机结构内部过盈配合产生的过盈应力和结构内部温升不同产生的热应力对压缩机结构的固有频率产生影响,从而可能导致压缩机在不同工况下的噪声特性不同。本文基于热-结构耦合的有限元仿真对压缩机进行预应力模态分析。

为简化分析,忽略倒角和圆角等对模态仿真结果影响很小的结构细节;为提高仿真精度,机壳和定子铁心的接触面网格剖分加细,压缩机预应力模态仿真模型及其有限元网格剖分如图 9 所示。



图 9 壳体-定子等效结构模型以及网格剖分图

Fig. 9 Shell-stator equivalent structural model and mesh generation diagram

通过热-结构耦合的预应力有限元模态仿真得出压缩机的应力分布如图 10 所示。由图 10 可知,当过盈量为 0.38 mm 时,过盈配合面的最大应力小于壳体材料的屈服强度 551 MPa 和硅钢片的屈服强度 256 MPa,符合技术指标要求。

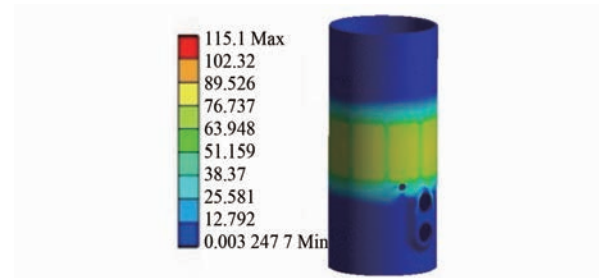


图 10 压缩机结构的应力分布图

Fig. 10 Stress distribution diagram of compressor structure

是否考虑预应力的固有频率结果对比如表 9 所示。从表 9 可看出,考虑预应力对模态仿真结果影响较大,其中固有频率的最大误差高达 26.7%。因此,电机在不考虑热应力、过盈应力时的固有频率明显偏高。原因是由于在不考虑热应力以及过盈应力的情况下,壳体-定子结构等效为一体化模型,总刚度比实际过盈配合壳体-定子结

构的刚度大。当总刚度偏大时,由于总质量不变,计算得到的固有频率也相应偏高。

表 9 固有频率结果对比

Tab. 9 Comparison of natural frequency results

阶数	固有频率/Hz		误差/%
	不考虑	考虑	
2 阶	1 669	1 317	26.7
3 阶	2 365	2 319	1.98
4 阶	3 967	3 890	1.97

综上所述,考虑热应力和过盈应力效应,即考虑预应力效应,能够有效地精确计算整机模态,使得求解结果更加准确。

4 结语

本文构建了空调压缩机的预应力模态有限元仿真模型。基于热-结构的多物理场仿真,分析了热应力和过盈应力对空调压缩机电机模态的影响,理论分析了多物理场有限元仿真和试验测试结果,得出如下结论:

(1) 绕组对电机结构低阶模态的固有频率影响较大,特别是电机 2 阶径向模态的固有频率,低阶模态更容易引发较大振动噪声问题,电磁设计需注意电机绕组结构的刚度贡献。

(2) 从电机振动噪声抑制角度考虑电机铁心与机壳之间过盈量的选取时,应注意不同材料热膨胀系数不同导致的有效过盈量变化,避免电机温升最高工况时电机结构固有频率发生较大变化;尽量避免选取最小过盈量,以免过盈配合面发生涨开现象,严重影响电机结构的固有频率。

(3) 分析工作环境恶劣的电机振动噪声问题时,需分析热应力对电机结构模态的影响。不考虑热应力和过盈应力对电机结构的影响时,固有频率的仿真结果偏大,尤其是在容易引发较大电磁振动和电磁噪声的低阶模态时,受影响程度大;涉及高温升工况的电机结构模态分析,应考虑热应力的影响。

结合本文结果可知,对空调压缩机进行噪音、振动、声振粗糙度 (Noise, Vibration, Harshness, NVH) 性能分析时,在模态分析时需考虑热应力和过盈应力的影响,从而使固有频率的仿真结果更为准确,提高空调压缩机 NVH 性能评估的准确性。

参考文献

- [1] 陈少先,丁树业,申淑锋,等. 船舶用表贴式永磁同步电机的电磁振动分析与抑制[J]. 电工技术学报, 2023, 38(5): 1275-1286+1298.
CHEN S X, DING S Y, SHEN S F, et al. Analysis and suppression of electromagnetic vibration of surface mounted permanent magnet synchronous motor for ships [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2023, 38(5): 1275-1286+1298.
- [2] 杜光辉,黄娜,张凤阁,等. 大功率高速永磁电机柔性转子系统模态分析[J]. 电工技术学报, 2017, 32(22): 101-107.
DU G H, HUANG N, ZHANG F G, et al. Modal analysis of the flexible rotor system for high-power high-speed permanent magnet machine [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(22): 101-107.
- [3] 夏志凌,胡凯波,史婷娜,等. 基于变模态分解的异步电机转子断条故障诊断[J]. 电工技术学报, 2023, 38(8): 2048-2059
XIA Z L, HU K B, SHI T N, et al. Fault diagnosis of rotor broken bar in induction motor based on variable mode decomposition [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2023, 38(8): 2048-2059.
- [4] GIRGIS R S, VERMAS S P. Method for accurate determination of resonant frequencies and vibration behaviour of stators of electrical machines [J]. IEE Proceedings B Electric Power Applications, 1981, 128(1):1-11.
- [5] YANG S J. 低噪声电动机[M]. 吕砚山,李诵雪. 北京: 科学出版社, 1985.
YANG S J. Low-Noise Elect [M]. LV Y S, LI Y X. Beijing: Science Press, 1985.
- [6] 诸自强,陈永校. 电机定子固有频率及其模态的有限元法分析[J]. 电工技术学报, 1987, 11(4): 39-45.
ZHU Z Q, CHEN Y X. The analysis of natural frequencies and mode of electrical machine stators by finite element method [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 1987, 11(4): 39-45.
- [7] 王天煜,王凤翔. 大型异步电动机定子振动与模态分析[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(12): 41-45.
WANG T Y, WANG F X. Vibration and modal

- analysis of stator of large induction motors [J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(12): 41-45.
- [8] 黄克峰, 徐晔, 王金全. 永磁同步电机振动特性模态研究[J]. 电机与控制应用, 2016, 43(3): 22-27.
- HUANG K F, XU Y, WANG J Q. Vibration characteristics modal research of permanent magnet synchronous motor [J]. Electric Machines & Control Application, 2016, 43(3): 22-27.
- [9] WANH H, WILLIAMS K. Effects of laminations on the vibrational behaviour of electrical machine stators [J]. Journal of Sound & Vibration, 1997, 202(5): 703-715.
- [10] CAI W, PILLAY P, TANG Z J. Impact of stator windings and end-bells on resonant frequencies and mode shapes of switched reluctance motors [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2002, 38(4): 1027-1036.
- [11] CHAI F, YI L, PEI Y L, et al. Accurate modelling and modal analysis of stator system in permanent magnet synchronous motor with concentrated winding for vibration prediction [J]. Electric Power Applications IET, 2018, 12(8): 1225-1232.
- [12] 左曙光, 刘晓璇, 于明湖, 等. 永磁同步电机电磁振动数值预测与分析[J]. 电工技术学报, 2017, 32(1): 159-167.
- ZUO S G, LIU X X, YU M H, et al. Numerical prediction and analysis of electromagnetic vibration in permanent magnet synchronous motor [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(1): 159-167.
- [13] 贺岩松, 张浩, 赵勤, 等. 基于物理模型爪极发电机定子系统模态分析[J]. 电机与控制学报, 2019, 23(3): 51-56.
- HE Y S, ZHANG H, ZHAO Q, et al. Modal analysis for stator system of claw-pole alternator based on real structural model [J]. Electric Machines and Control, 2019, 23(3): 51-56.
- [14] 张欣, 解超群, 祝丽花, 等. 考虑磁致伸缩效应的电机应力数值仿真与实验 [J]. 电工技术学报, 2017, 32(增刊 2): 50-55.
- ZHANG X, XIE C Q, ZHU L H, et al. Numerical simulation and experimental research on stress of motor including magnetostriction effects [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(S2): 110-113.
- [15] 吴胜男, 于慎波, 佟文明, 等. 磁致伸缩引起的径向磁通电机定子铁心振动精确解析模型[J]. 电工技术学报, 2019, 34(2): 226-235.
- WU S N, YU S B, TONG W M, et al. A precise analytical model of stator core vibration due to magnetostriction for radial flux motors [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2019, 34(2): 226-235.
- [16] KIMURA K, SHIMIZU I, KAWATA T. Assembly method of motor housing and stator core of sealed type motor-driven compressor [P]. US: US20050115055 A1. 2005-06-02.
- [17] 杨炎平. 基于定子与壳体过盈配合的驱动电机噪声分析及试验研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2019.
- YANG Y P. Noise analysis and experimental study of driving motor based on interference fit of stator and shell [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2019.
- [18] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- CHENG D X. Handbook of Mechanical Design [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004.
- [19] 谭立真. 基于温升的纯电动大巴驱动电机定子与壳体过盈配合研究[D]. 合肥工业大学, 2017.
- TAN L Z. Research on interference fit between motor stator and housing used in pure electric bus based on temperature rise [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2017.
- [20] 邵永, 刘赵森. 感应电机全域三维瞬态温度场分析[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(30): 114-120.
- TAI Y, LIU Z M. Analysis on three-dimensional transient temperature field of induction motor [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(30): 114-120.
-
- 收稿日期: 2023-07-12
收到修改稿日期: 2023-09-21
作者简介:
赵 哲(1997-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车用电机、高速电机的电磁分析以及多物理场分析, 962314861@shu.edu.cn;
* 通信作者: 代 颖(1980-), 女, 博士, 副教授, 研究方向为电机的振动噪声、电动汽车牵引用电机设计等, ying.dai@shu.edu.cn。

Pre-Stress Modal Analysis of Compressor Motor

ZHAO Zhe¹, LIN Haoran¹, DAI Ying^{1*}, XIONG Duanfeng²

[1. School of Electrical and Mechanical Engineering and Automation, Shanghai University,
Shanghai 200072, China;

2. Hanzhao Inspection Technology (Shanghai) Co., Ltd., Shanghai 200435, China]

Key words: interference fit; thermal-structural coupled; natural frequency; NVH performance

Central air-conditioning systems are becoming more and more popular in the construction industry, and their improvement of indoor microclimate comfort also brings vibration and noise problems, so it is necessary to carry out vibration control and noise management of air conditioning systems to improve environmental comfort. The electromagnetic noise frequency band of the built-in motor of the air conditioning compressor is often the main cause of noise pollution in the central air conditioning system, which is sensitive to the human ear.

Modal analysis is an indispensable part of the research on motor vibration and noise problems. Modal is an inherent characteristic of motor structure and one of the key links in motor noise analysis and suppression research. Accurate modal analysis of motor structural is a prerequisite for solving motor vibration and noise problems. Domestic and foreign scholars mainly conduct in-depth research on motor modes through analytical methods, finite element methods, and modal testing methods.

At present, there is a certain degree of research on the analytical analysis of motor structural modes both domestically and internationally, and some theoretical models have been proposed for the calculation of motor natural frequencies. The analytical method usually equates the stator to a single or double ring, and adds windings, stator teeth, etc. as equivalent masses to the single or double ring. However, due to factors such as the influence of the end cover and the relative motion between the winding and the iron core, the calculation accuracy is relatively low.

Compared with analytical methods, using modal experiments to modify finite element modal simulations can consider complex machine structures and accurately model various components, enabling faster and more accurate modal results to be obtained.

During the machining and assembly process of motor structural components, various types of residual stresses are generated inside the mechanical structure, which have an impact on the natural frequency of the motor structural mode. Domestic and foreign scholars have gradually considered the vibration characteristics of the stator under pre-stressed conditions.

This article takes a permanent magnet motor for compressor with a rated power of 1.98 kW as an example, the effects of thermal and interference stresses on the radial natural frequencies of various modes of the motor structure are analyzed. The outdoor air conditioning unit is exposed to wind and sun, and the working environment is harsh, especially in direct sunlight during summer. The maximum exposure temperature can reach over 50 °C. Due to the different thermal expansion coefficients of various components of the air conditioning compressor, the internal stress of the motor structure may change, which may lead to significant changes in the modal frequency of the motor structure. In this paper, based on the multiphysics simulation of heat flow structure, the prestress modal analysis of the motor structure is carried out, and the influence of thermal stress on the compressor motor modal is studied. Consider the impact of temperature rise changes on the structural model of the motor during the electromagnetic design process.