

双轴伸结构电机转子的动力学分析与结构优化

白照昊, 张 磊

(卧龙电气南阳防爆集团股份有限公司, 河南 南阳 473008)

摘 要: 高速电机在设计、制造和运行过程中会出现大量的问题, 若仅依靠经验不断地摸索解决, 将会耗费大量的时间, 效率极低。为此, 可以利用合适的计算分析软件对结构进行针对性的分析和优化。利用转子动力学方法对转子结构的振动性能进行评估, 继而进行转子结构优化, 这是一种行之有效的方法。以 1 台双轴伸电机的转子振动为例, 利用梁单元方法求解转子的静挠度, 并使用有限元分析软件 ANSYS 对电机转子进行转子动力学分析, 找出转子振动的原因, 并根据计算结果和转子结构的特点进行针对性的优化, 根据优化方案对转子结构进行调整, 成功解决了该电机的转子振动问题。

关键词: 高速电机; 转子动力学; 双轴伸电机; 电机振动; 转子结构优化

中图分类号: TM 355 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2020)06-0052-06

doi: 10.12177/emca.2020.027

Dynamic Analysis and Structural Optimization of the Rotor of a Double-Shaft-Extension Structure Motor

BAI Zhaohao, ZHANG Lei

(Wolong Electric Nanyang Explosion Protection Group Co., Ltd., Nanyang 473008, China)

Abstract: There are a lot of problems in the design, manufacture and operation of high-speed motor. Solving these problems by experience is time-consuming and inefficient. Using the appropriate calculation and analysis software to analyze and optimize the structure can achieve good results. It is an effective method to evaluate the vibration performance of the rotor structure by using the rotor dynamics method, and then optimize the rotor structure. Taking the rotor vibration of a double-shaft-extension motor as an example, the static deflection of the rotor is solved by the beam element method, and the rotor dynamics is analyzed by the finite element analysis software ANSYS to find out the reason of the rotor vibration, and the rotor structure is optimized according to the calculation results and the structural characteristics. The rotor structure of the double-shaft-extension motor is adjusted according to the optimization scheme, and the rotor vibration problem of the motor is solved successfully.

Key words: high-speed motor; rotor dynamics; double-shaft-extension motor; motor vibration; rotor structure optimization

0 引 言

高速电机的振动是困扰电机设计、工艺人员的重要问题之一。常规的 2P 电机减振设计的重点在于转子结构设计, 文献[1]对电机的磁拉力这一特殊现象进行了说明, 将转子动力学理论结合电机的实际情况进行了论证和计算。文献[2]

对感应电机气隙偏心故障进行了研究, 对感应电机气隙偏心产生的机理、研究现状进行了充分说明, 同时阐述了由气隙偏心而产生的不平衡磁拉力对电机振动的影响。因为不平衡磁拉力将对电机转子的动力学特性产生非常大的影响, 所以在设计计算时必须充分考虑。文献[3]基于美国石油协会(API) 684 标准段落来指导电机转子的横

收稿日期: 2020-02-25; 收到修改稿日期: 2020-04-07

作者简介: 白照昊(1962—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究方向为电机、驱动控制产品设计与制造。

向动力学分析、校核,对电机转子与其他工业设备的差异性如不平衡磁拉力、转子不对称等因素均进行了说明,通过对国内外转子动力学文献、标准的研究,结合电机设计的实际情况,提出了一套行之有效的计算、校核方法。

卧龙电气南阳防爆集团股份有限公司在电机生产制造过程中有对振动问题处理的大量案例。2018年,该公司某系列电机共生产3 117台,一次试验不合格数量达到1 026台,占总数量的32.92%;由于振动问题导致返工修理的数量达到了823台(其中2P电机819台,4P电机4台),占该系列电机总数的26.4%,若仅统计2P电机,比例高达64.69%,即每3台电机就有2台电机由于振动问题无法一次试验合格。且经返工、修理等一系列过程之后仍有一部分电机无法顺利出厂,增加了时间和人力物力成本。经卧龙公司统计,电机整体质量降低8%以上时,所降低的成本与返工修理及延期费用相当,这是一项巨大的开支。

在这些电机振动案例中,由于转子不平衡而导致的电机振动占据了相当大的比例,治理振动时有大量电机需要进行二次动平衡才能顺利出厂。为此,可以利用转子动力学方法进行转子设计和振动治理。

转子动力学方法是解决转子振动问题的有效途径,在高速旋转机械的结构设计和振动治理中有着广泛的应用。一些结构较为特殊的转子如高速悬臂转子,由于工作状态较为恶劣,在运行时极易产生振动故障,因此需要在设计阶段对悬臂结构进行充分考虑。利用有限元软件对这些转子进行转子动力学分析,能够节省大量振动处理的时间,并取得很好的效果。

基于电机转子设计的重要性,结合已有的研究成果,本文将通过有限元方法对电机的转子振动进行原因分析、故障排除和结构优化,最终解决实际工程问题。

1 案例描述

以某公司生产的1台630 kW-2P高压三相异步电动机为例,负载为压缩机,其工况特点需要频繁起动。

转子的结构特点为:转子为双轴伸结构,如图1所示。转子两端均为悬臂结构,分别拖动两端

的压缩机进行工作。工作环境为室外环境,额定转速为3 000 r/min,要求具备频繁起动-停机的能力,无变频调速要求。由于负载位置、通风散热结构的限制,在电机的副轴伸与压缩机之间有一个消音罩,导致转子的副轴伸端部距轴承中心线的距离达到1 240 mm。对电机的振动性能有较大的影响。

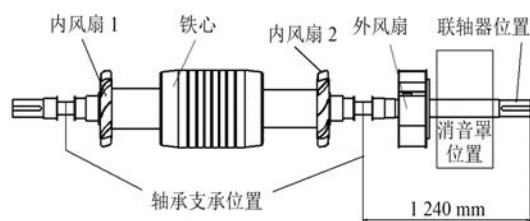


图1 转子结构图

电机制造完成后,安装半联轴器进行振动测试时产生剧烈振动,在转速在约2 400 r/min时副轴伸端轴承座的振速达到了7.72 mm/s,且有继续上升的趋势,同时伴随着轻微的碰摩,在此情况下必须停止试验并进行修理。

在进行轴瓦研磨、低速动平衡等常规振动控制措施后,副轴伸端轴承座的振动峰值降低至5.17 mm/s,峰值转速为2 496 r/min,额定转速3 000 r/min时的振速为2.73 mm/s(考核值为2.3 mm/s)^[4]。

2 电机转子动力学分析

由于该电机需要具备频繁起动-停机的能力,电机振幅过大将对转子的安全性和可靠性产生很大影响。为了确保电机稳定运行,需要对电机的转子进行结构优化。根据试验数据及振动处理的过程,判断引起电机振动的主要原因是转子副轴伸端太长,导致悬臂端的弯曲临界转速较低,且转子在通过该临界转速时的放大因子过大,难以通过临界转速运行。

为了验证以上判断,采用转子动力学分析,对转子的挠度、临界转速和不平衡响应进行评估,继而转子结构进行优化,达到减振的目的。

2.1 数据处理

2.1.1 质量分布

在转子动力学分析中,内外风扇、转子铁心等转子附件均以质量属性参与计算,不计其对转子

刚度的贡献。转子结构附件质量特性如表 1 所示。

2. 1. 2 转子支承

转子使用滑动轴承,轴径 80 mm,轴瓦长度 80 mm。根据文献[5]中的方法计算获得转子在 1 000、3 000、6 000、9 000 r/min 时的轴承刚度-阻尼系数如表 2 所示。

表 1 转子结构附件质量特性

部件	质量/kg	转动惯量/(kg·m ²)
内风扇	47.78	1.02
转子铁心	323.82	11.37
外风扇	29.26	0.76
联轴器	10.3	0.1

注:转子共 2 个内风扇,见图 1。

表 2 支承系数表

转速/ (r·min ⁻¹)	刚度系数/(N·mm ⁻¹)				阻尼系数/(N·s·mm ⁻¹)			
	$K_{xx}/(\times 10^5)$	$K_{yy}/(\times 10^5)$	K_{xy}	$K_{yx}/(\times 10^5)$	C_{xx}	C_{yy}	C_{xy}	C_{yx}
1 000	1.01	2.92	2 640	-2.41	840	4 730	-1 140	-1 140
3 000	1.04	1.75	41 300	-2.39	415	1 570	-394	-394
6 000	1.12	1.36	70 900	-2.65	282	871	-221	-221
9 000	1.13	1.27	80 900	-2.84	203	652	-144	-144

2. 1. 3 不平衡量

根据文献[6-8]中的规定,电机设备需要按照 G2.5 平衡等级进行转子的平衡,同时根据该标准对转子残余不平衡量的定义,分别对转子铁心、外风扇和联轴器的不平衡量进行确定。为了取得较为保守的解,假设在两端轴承内轴段受到的不平衡力和轴承外轴段受到的不平衡力的方向相反,即相位相差 180°。

(1) 将内风扇与转子铁心作为整体,按 G2.5 平衡等级确定不平衡量:转子铁心位置按照铁心和内风扇的总质量计算相应的不平衡量,该位置的残余不平衡量为 3 343.2 g·mm,相位为 0°。

(2) 外风扇按照 G2.5 平衡等级在相应的位置设定不平衡量:残余不平衡量为 232.91 g·mm,相位为 180°。

(3) 根据客户提供的数据,联轴器的平衡等级按照 G6.3,在轴端面位置设定联轴器所附加的不平衡量,数值为 206.62 g·mm,相位为 180°。

2. 2 计算模型

(1) 经过上述设定,包括附加质量和不平衡量的转子模型如图 2 所示;

(2) 使用二阶实体单元进行网格划分,图 3 中节点数 31 157,单元数 17 444。

2. 3 计算结果

2. 3. 1 重力作用下的挠度及应力

通过建立梁模型计算转子的静挠度:副轴伸端在重力作用下,铁心段的最大静挠度为 0.04 mm,

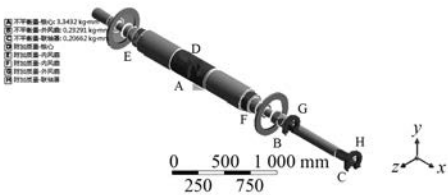


图 2 转子的不平衡量

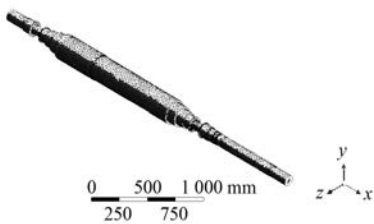


图 3 网格划分

悬臂端的最大位移为 0.204 mm。轴长度-挠度曲线如图 4 所示。

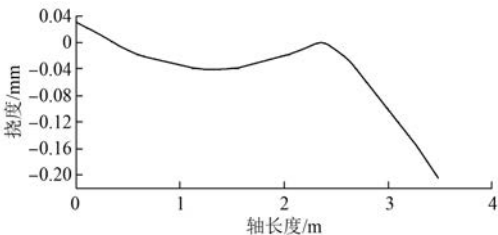


图 4 轴长度-挠度曲线

2. 3. 2 临界转速及其振型

通过有限元分析,得到转子坎贝尔图如图 5 所示。转子的前 2 阶弯曲振型如图 6 所示。转子

的一阶正进动弯曲临界转速约为 2 516.8 r/min, 二阶临界转速为 5 150.6 r/min。

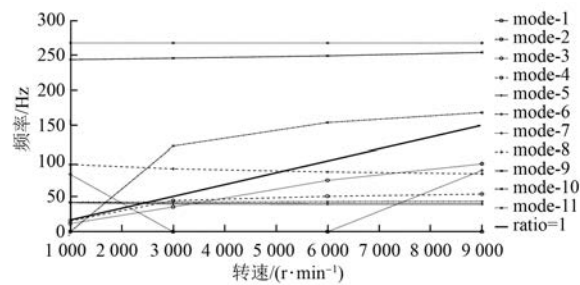


图5 转子坎贝尔图

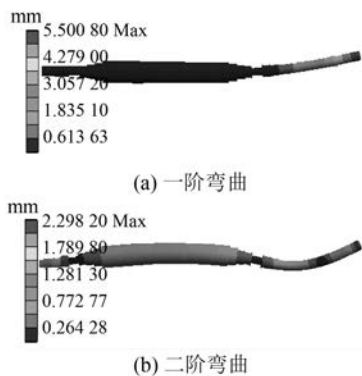


图6 转子弯曲模态

2.3.3 转子不平衡响应

根据前述设置, 计算转子在 3 000 r/min (50 Hz) 范围内的不平衡响应, 如图 7 所示。在不平衡量作用下, 在峰值转速 2 516.8 r/min 时, 转子副轴伸的最大径向位移约为 0.292 mm。在额定转速 3 000 r/min 时, 转子副轴伸的最大径向位移约为 0.037 mm。

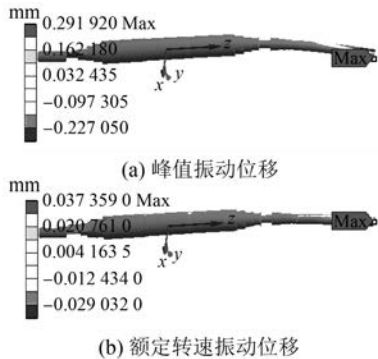


图7 转子在不平衡量作用下的振动位移

转子不平衡响应 BODE 图如图 8 所示。第一个振动峰值的放大因子(AF 值)为 12.33。

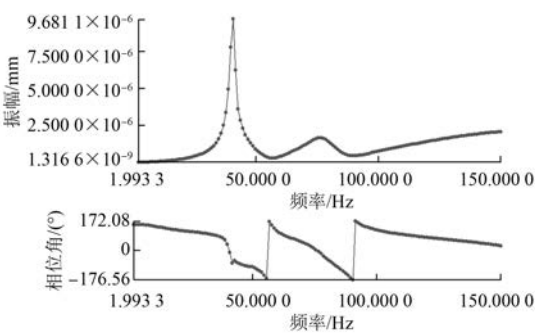


图8 转子不平衡响应 BODE 图

2.3.4 小结

利用有限元分析计算得到的转子临界转速为 2 516.8 r/min, 与试验结果(2 496 r/min) 接近, 且振动峰值的放大因子为 12.33, 不符合 API684 中关于 AF 值的限制要求^[9]。转子在重力和不平衡力作用下的径向位移如表 3 所示。转子在通过临界转速时副轴伸端部的最大径向位移达到了 0.496 mm^[10]。

表3 转子在重力和不平衡力作用下的径向位移

载荷	位移/mm	备注
重力	0.204	静挠度
不平衡力	0.292	不平衡响应
总计	0.496	

3 结构优化与试验验证

3.1 优化方案介绍

转子动力学计算的结果可以证明前文对故障原因判断的正确性。转子的一阶临界转速为副轴伸端的悬臂梁弯曲模态, 该临界转速值低于运行转速, 且振动放大因子大于 10, 通过临界转速时具有一定的危险性^[9]。

为了解决电机的振动问题, 结构优化的重点在于副轴伸端的结构。经过与客户的交流和现场沟通, 决定取消消音罩结构, 改用封闭式消音结构, 将转子及主机全部封闭于一个消音舱中以达到消音的效果。

经过以上更改, 将转子的副轴伸端缩短 460 mm, 如图 9 所示。

3.2 优化方案的计算结果

3.2.1 重力作用下的挠度及应力

通过建立梁模型计算转子的静挠度, 优化后

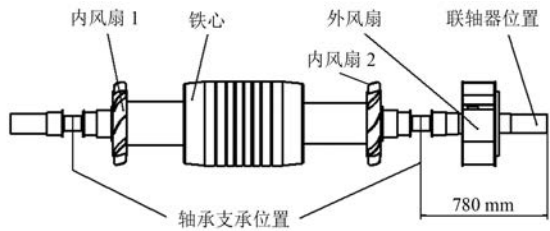


图9 优化转子结构示意图

的转子在重力作用下,铁心段的最大静挠度为0.045 mm,与原结构不同的是,优化后结构的位移最大处在转子铁心位置,副轴伸端部的最大静挠度为0.012 mm。优化后的轴长度-挠度曲线如图10所示。

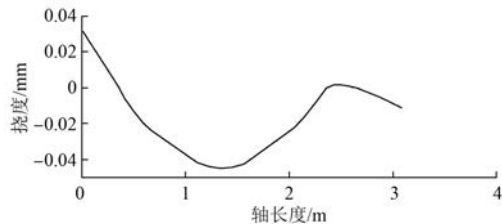


图10 优化后的轴长度-挠度曲线

3.2.2 临界转速及其振型

利用有限元计算获得的坎贝尔图如图11所示。转子的前2阶弯曲振型如图12所示。转子的一阶正进动弯曲临界转速约为4 047 r/min,二阶临界转速为6 215 r/min。

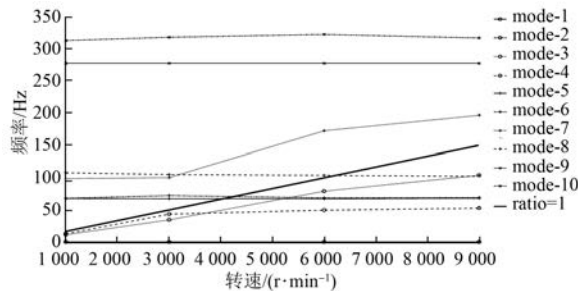


图11 优化方案坎贝尔图

3.2.3 转子不平衡响应

根据前述设置,计算转子在3 000 r/min (50 Hz)时的不平衡响应振幅。由于关注点在副轴伸段,因此在报告中仅对该位置的轴位移进行后处理。

在不平衡量作用下,优化结构转子副轴伸最大轴位移约为0.018 mm,如图13所示。最大应

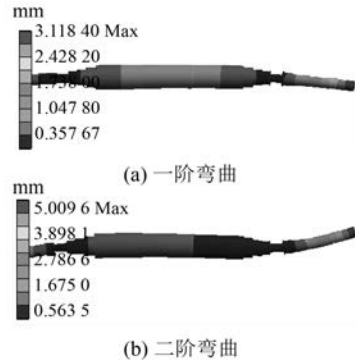


图12 优化方案转子弯曲模式

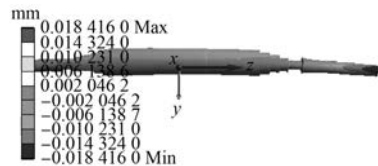


图13 优化方案转子在不平衡量作用下的振动位移

力幅为2.801 MPa。
转子不平衡响应的BODE图如图14所示。

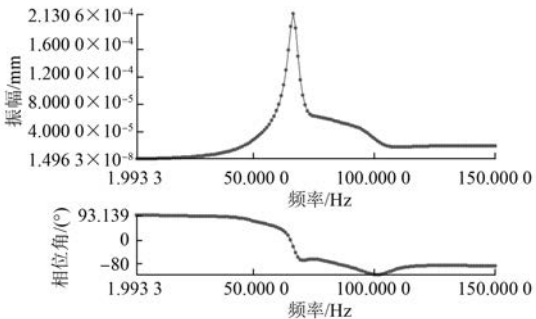


图14 优化方案转子不平衡响应BODE图

3.2.4 小结

优化后的转子在受到重力和不平衡力作用下的总位移如表4所示。

根据表4的结果,长轴的总挠度为0.030 mm,总应力为2.807 MPa(最大主应力)。

表4 优化后转子受到重力和不平衡力作用下的位移

载荷	挠度/mm	备注
重力	0.012	静挠度
不平衡力	0.018	不平衡响应
总计	0.030	

3.3 结果分析

3.3.1 转子的临界转速

通过结构优化和分析,转子的一阶临界转速

由 2 516.8 r/min 提升至 4 047.0 r/min, 与运行转速的隔离裕度由 16.1% 提高到 34.9%, 同时其振型也有一定的变化。使转子由挠性转子变为刚性转子, 可以避免在过临界运行时的振动, 提高了转子的稳定性。

3.3.2 转子的位移

通过结构优化, 转子的挠度由 0.204 mm 降至 0.012 mm (副轴伸端部), 不平衡响应 (位移) 由 0.292 mm 降至 0.018 mm, 总位移由 0.496 mm 降至 0.030 mm。

可以看出, 经优化后的转子振动性能比原结构有了极大的提升, 无论是临界转速、静挠度和振动位移均比原结构有了极大的改善, 其临界转速与运行转速有较大的隔离裕度。同时, 说明结构优化的方案是可行的, 后续按照上述优化方案将转子的副轴伸截短了 460 mm, 重新将转子进行装配。

3.4 试验验证

在转子结构优化后, 可以预见到电机的振动将会有所改善, 但仍需要实践的验证, 转子装配完成后进行了一系列试验。

(1) 在动平衡机上进行升降速试验, 在 3 000 r/min 以下没有峰值转速。

(2) 电机合成后, 在额定转速 3 000 r/min 时, 转子副轴伸端轴承位置的振动幅值为 0.8 mm/s, 远小于国家标准中 2.3 mm/s 的规定。

4 结 语

转子的振动是引起机械设备振动的重要原因之一, 本文通过实际案例, 展示了振动产生到治理的过程, 利用有限元方法验证转子结构优化方案的有效性, 起到了很好的效果, 最终试验结果证明了结构优化结果的有效性。另外, 本文以一次解

决转子振动问题的成功案例为例, 为研究人员提供了一种结构优化思路。在设计阶段, 根据用户需求和现场实际情况对结构不合理的转子进行优化, 才能最大限度地降低返工率, 节约生产制造成本。

【参 考 文 献】

- [1] 王跃方, 黄丽华, 胡家焄. 磁拉力对电机的转子动力学特性的影响[J]. 力学与实践, 1996, 18(4): 32.
- [2] 鲍晓华, 吕强. 感应电机气隙偏心故障研究综述及展望[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(6): 93.
- [3] 邢印, 张楠. 基于 API 684 的电机转子横向动力学分析[J]. 风机技术, 2019, 61(4): 67.
- [4] 中国电器工业协会. GB 10068—2008: 轴中心高为 56 mm 以上电机的机械振动 振动的测量、评定及限值[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [5] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [6] 中国机械工业联合会. GB/T 9239. 1—2006: 机械振动 恒态(刚性)转子的平衡品质要求 第 1 部分: 规范与平衡允差的检验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.
- [7] 中国机械工业联合会. GB/T 9239. 2—2006: 机械振动 恒态(刚性)转子的平衡品质要求 第 2 部分: 平衡误差[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.
- [8] 全国机械振动、冲击与状态监测标准化技术委员会. GB/T 6557—2009: 挠性转子机械平衡的方法和准则[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [9] American Petroleum Institute (API). API RP 684-2005: Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing[S]. 2005.
- [10] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册, 第二卷: 汽轮机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.

[主要栏目]

- | | | |
|--------------|-----------|-------------|
| · 控制与应用技术 | · 研究与设计 | · 故障诊断与保护 |
| · 新能源发电与局域电网 | · 新能源汽车技术 | · 发电机组及其控制 |
| · 测试技术与测控系统 | · 材料与工艺 | · 电机生产及质量管理 |
| · 电力电子变流器技术 | · 智能制造 | · 节能应用 |