

基于有限元的分子泵高速轴系优化设计

宁远涛^{1,2}, 黄涛^{1,2}, 陈琦^{1,2}, 张廷顺^{1,2}, 齐晓军^{1,2}

(1. 上海卫星装备研究所, 上海 200240; 2. 上海裕达实业有限公司, 上海 200240)

摘 要:分析了复合式脂润滑分子泵高速轴系的力学性能,进行了分子泵高速轴系优化设计。本文以 CG-250/1600 型复合分子泵作为原型,优化改进了轴承支承跨距和轴系刚度,采用有限元法对比分析计算了高速轴系优化设计前后的动静态力学性能,得到转子系统工作转速内的所有临界转速和模态阵型,并对两种结构进行了试验验证。结果表明:试验结果和理论分析基本一致。优化后,转子系统临界转速小幅变化,幅频特性基本不变,启停过程更平稳,初始不平衡响应振幅明显下降,减小了共振带来的安全隐患,同时极大地降低了转子系统动平衡的调试难度。

关键词:复合分子泵;高速轴系;支承跨距;轴系刚度;有限元法

中图分类号:TB752+.27

文献标识码:A

文章编号:1002-0322(2019)01-0011-05

doi: 10.13385/j.cnki.vacuum.2019.01.03

Optimization design of high-speed shafting for molecular pump based on finite-element method

NING Yuan-tao^{1,2}, HUANG Tao^{1,2}, CHEN Qi^{1,2}, ZHANG Yan-shun^{1,2}, QI Xiao-jun^{1,2}

(1. Shanghai Institute of Spacecraft Equipment, Shanghai 200240, China;

2. Shanghai Yuda Industrial Co., Ltd., Shanghai 200240, China)

Abstract: The mechanical performance of the high-speed shafting of compound and greased molecular pump was analyzed, and thus the design optimization was carried out. In this paper, the CG-250/1600 pump was used as the prototype, and the bearing span and shaft stiffness were optimized and improved. The dynamic and static mechanical properties of the high-speed shaft were calculated before and after optimization design of the high-speed shafting. All the critical speed and mode formation of the rotor system were obtained, and two kinds of structures were tested and verified. The results show that the experimental results are basically the same as the theoretical analysis. After optimization, the critical speed of the rotor system varied slightly; the amplitude-frequency characteristic was basically unchanged; the start and stop process was more stable; the initial unbalance response decreased obviously, the hidden danger caused by the resonance was reduced, and the difficulty of the dynamic balancing debugging was reduced greatly.

Key words: compound molecular pump; high-speed shafting; supporting span; shafting stiffness; finite element method

复合式脂润滑分子泵(CGMP,以下简称复合分子泵)是获得高真空的主要组成部分,具有高转速(达 90000r/min)、大抽速、高真空(10^{-9} Pa)、高洁净、高精度、低耗能以及良好的经济性等突出特点,已经广泛应用在航空航天、半导体、电子工业、光学工程、表面工程、生命科学、教学和科研等领域^[1-2]。复合分子泵转子系统由涡轮级与牵引级组合而成,在高速电机的驱动下由轴系带动旋转,在分子流区域工作。涡轮级由反向的动静叶片组成,配合“击打”气体分子定向运动;牵引级

则通过螺旋结构导向,高速平滑动轮表面携带气体分子运动,涡轮级和牵引级的精密配合可同时兼顾分子泵的抽速和压缩比^[3-5]。

复合分子泵工作转速高,其转子的不平衡质量会引起转子(特别是主轴)的弯曲振动和扭转振动等,不平衡质量引起的转子振动称为“不平衡质量的动力响应”,简称不平衡响应。这种响应将会影响分子泵的性能和工作环境,严重时可引起破坏。因此必须对转子进行精密的动平衡调试。一般地,分子泵动平衡调试的结果的评价标

收稿日期:2018-04-21

作者简介:宁远涛(1986-),男,陕西省咸阳市人,硕士生,工程师。

基金项目:“上海市军民融合专项项目”(2016381)

准是工作转速时外壳不平衡响应—振动值小于 $0.1\mu\text{m}$ ^[6],但是,分子泵转子属于挠性转子,在启停过程中会经过多阶临界转速,不平衡响应会在一定程度得到放大,往往过程值远大于工作值。

目前,复合分子泵转子动力学设计时所做的工作集中在支承方式、阻尼等对最大不平衡响应的影响规律^[7-8],而专门针对高速轴系的影响分析较少。本文以上海卫星装备研究所 CG-250/1600 型复合分子泵作为原型,分析了不平衡响应产生的根本原因,着重优化改进了高速轴系结构,同时采用有限元方法^[9]对比分析计算了高速轴系优化设计前后的动静态力学性能,得到转子系统工作转速内的所有临界转速和模态阵型,并对两种结构的不平衡响应变化进行了试验验证。

1 分子泵转子系统的结构特点

CG-250/1600 复合型脂润滑分子泵转子系统如图 1 所示,主要由主轴、电机转子、转子基础盘、动叶轮、动叶轮隔环、上轴承、下轴承、压紧套以及锁紧螺母组成。电机转子与主轴过盈配合,并保证同心。主轴与转子基础盘小间隙配合,并锁紧。动叶轮及隔环则过盈装配在转子基础盘上。转子系统依靠电机驱动:电机转子带动主轴,主轴再带动转子基础盘和动叶轮。上、下轴承安装在主轴上,作为转子系统的承力支点。上下轴承支承跨距为 L ,轴承处主轴外径为 d_1 和 d_2 ,转子系统理论质心位置距离上轴承 L_1 。主轴作为转子系统的核心功能部件,受到高速运转时不平衡质量所产生的离心力而发生变形,又因动态幅频特性放大,最终表现出实际的不平衡响应。

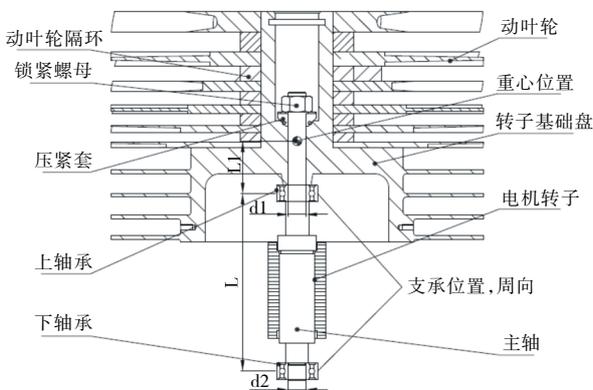


图 1 复合型脂润滑分子泵转子系统结构简图

Fig.1 Structural diagram of compound and greased molecular pump's rotor system

2 高速轴系力学分析

对复合分子泵高速轴系的受力情况进行分

析,如图 2 所示,主轴分别受到上轴承 B1 支承力 F_{B1} 、下轴承 B2 支承力 F_{B2} 和不平衡质量产生的离心拉力 F_0 。

注:离心拉力的受力点为不平衡质量和转子理论质量的合质心,而经粗平衡后的不平衡质量相对转子总重极小,因此,合质心可近似在理论质心上,受力方向则主轴截面上合质心与圆心的连线向外。

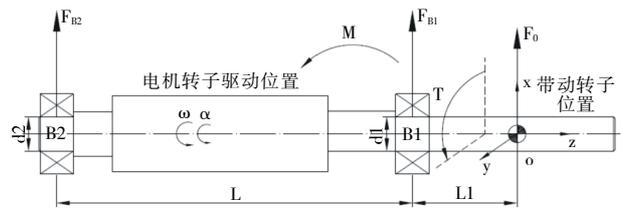


图 2 复合分子泵高速轴系受力模型

Fig.2 Stress model of the high-speed shafting of the compound molecular pump

按照最恶劣工况进行计算:

$$T=J\alpha \tag{1}$$

$$M=F_0 L_1=m\omega^2 r' L_1 \tag{2}$$

根据第三强度理论:

$$\sigma = \frac{1}{W} \sqrt{T^2 + M^2} = \frac{32}{\pi d_1^3} \sqrt{J\alpha^2 + (m\omega^2 r' L_1)^2} \tag{3}$$

$$\varpi = \frac{F_0 L_1^2}{3EI} (L_1 + L) = \frac{64m\omega^2 r' L_1^2}{3E\pi d_1^4} (L_1 + L) \tag{4}$$

式中, T ——扭矩; J ——转子系统转动惯量; α ——主轴角加速度; M ——弯矩; L_1 ——理论质心位置距离上轴承; L ——上、下轴承支承跨距; m ——转子系统质量; ω ——瞬时角速度; r' ——不平衡偏心距; F_0 ——离心拉力; W ——抗弯截面系数; σ ——最大应力; ϖ ——最大挠度; E ——弹性模量; d_1 ——上轴承处主轴直径; d_2 ——下轴承处主轴直径。

在实际工况中,转子会在剩余不平衡量的激励下发生受迫振动,振动微分方程:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} = \{F\} e^{i\omega t} \tag{5}$$

式中: $[M]$ ——质量矩阵; $[C]$ ——阻尼矩阵; $[K]$ ——刚度矩阵; $\{F(t)\}$ ——激励。

只考虑合质心截面上某一点 G 的振动情况,见图 3。将上述振动微分方程简化为单自由度线性受迫振动系统:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0' = F_0 \cos\theta \tag{6}$$

解得:

$$X_0 = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{\varpi}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \tag{7}$$

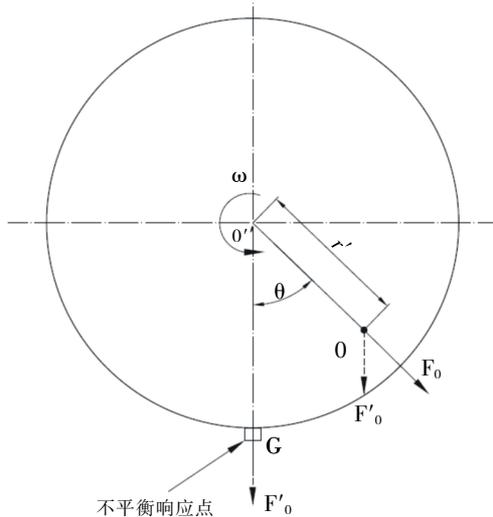


图 3 合质心截面定点不平衡响应简化示意图

Fig.3 Unbalanced response diagram of the cross section

式中, r 为频率比(瞬时角速度 ω 与固有频率角速度之比), ξ 为阻尼比。

对于分子泵转子系统,若其结构形式和轴承润滑方式保持不变,其频率比 r 和阻尼比 ξ 也保持稳定。此时,合质心截面上定点 G 的不平衡响应 X_0 和挠度 ω 成正比。

根据初步的理论分析,可以得出不平衡响应的根本原因是不平衡质量引起的挠度 ω 过大。因此,为降低转子系统的不平衡响应,增加分子泵的可靠性,对高速轴系进行了优化设计:

- 1) 将轴承跨距 L 加长,而保证 $L+L_1$ 保持不变, L_1 约减小 50%;
- 2) 将上轴承处主轴内径增加 10%;

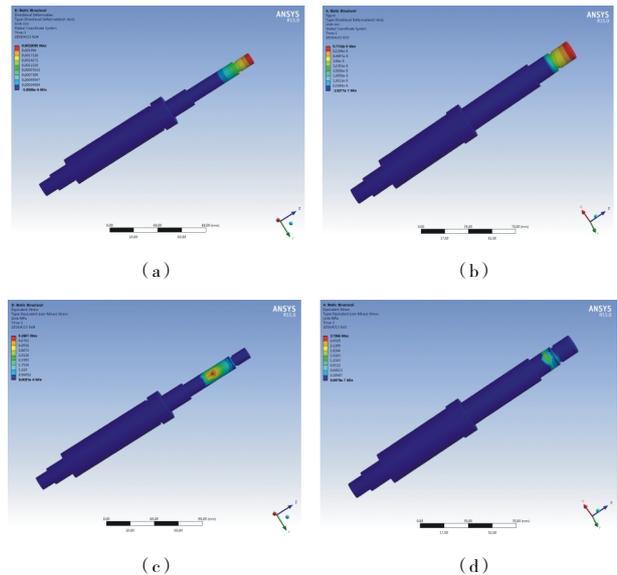
由公式(4), ω 与 L_1^2 成正比,与 d_1^4 成反比,根据上述优化 ω 将减小 80% 以上,另外由公式(3),应力也得到大幅降低,当加速结束进入工作转速后,应力减小约 30% 以上。

3 高速轴系有限元分析

对上述高速轴系的优化进行有限元模拟。分别以优化前后的的主轴为计算模型。输入条件共 2 个:

- 1) 工作频率 400Hz 产生的离心拉力,取 1N;
- 2) 转子系统启动加速过程产生的扭矩。

利用 ANSYS Workbench 的 static 模块计算得到变形及应力云图,见图 4。可以看出,模拟得到的优化前和优化后的变形及应力分布一致。其中,最大变形由 0.002mm 减小至 0.00004mm,最大应力从 5.2MPa 减小至 2.7MPa,趋势与上述理论分析一致,主轴的受力和变形均得到了大幅改善。



(a) — 优化前变形云图 (b) — 优化后变形云图
(c) — 优化前应力云图 (d) — 优化后应力云图

图 4 主轴优化前后受力情况

Fig.4 Stress and deformation state of the cross section before and after optimization

模态分析是一种研究结构力学特性的方法^[10],进行模态分析计算出多阶固有频率和阵型趋势,与上述主轴的受力分析结合起来,可通过结构优化设计调整避免工作转速与固有频率重合或相近,同时有效的指导转子系统动平衡调试。

利用 ANSYS Workbench 的 model 模块,分别对优化前后的转子系统进行模态分析,求出前六阶固有频率,结果见表 1。前三阶固有频率在工作转速 400Hz 以内,而一阶固有模态阵型表示为轴向窜动,约等于零。因此,重点关注二阶和三阶固有频率,阵型见图 5。

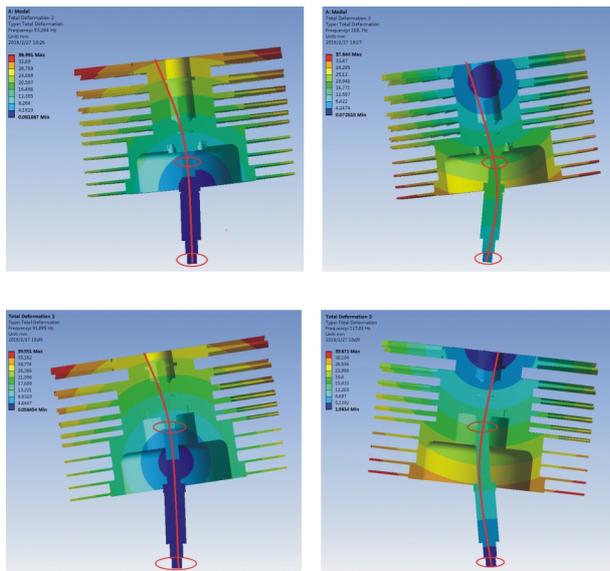
表 1 叶片转子系统模态频率

Table 1 Modal frequency of the rotor system

阶数	一阶(Hz)	二阶(Hz)	三阶(Hz)	四阶(Hz)	五阶(Hz)	六阶(Hz)
优化前频率	0.52	53	160	524	526	526
优化后频率	0.46	91	127	538	538	539

由表 1、图 5 可知高速轴系优化后,二阶固有频率得到了小幅提升,阵型均为转子系统绕上轴

承单点做摇摆运动;三阶固有频率得到小幅下降,阵型均为转子系统绕主轴整体做扭摆运动。整体



(a)- 优化前二阶模态 (b)- 优化前三阶模态
(c)- 优化后二阶模态 (d)- 优化后三阶模态
图 5 主轴优化前后模态阵型

Fig. 5 Modal shape before and after optimization

上看,优化前后各阶模态阵型一致,上轴承安装处主轴加粗使得该处刚性加强,故二阶固有频率升高;上、下轴承跨距增大使得上、下轴承之间主轴段刚性减弱,故三阶固有频率减小。

4 试验验证

为了验证优化后的高速轴系是否更加安全可靠,分别再对两种转子系统进行整机动平衡调试。调试原理是将转子系统安装在工艺壳体内,加速度传感器紧固在该壳体上,软件通过二次积分将加速度值转化成振动位移值作为不平衡响应,调试人员通过加重或减重的方式使得最终不平衡响应满足安全使用要求。

动平衡调试完成后,对比高速轴系启停过程实际不平衡响应变化。拟合启停过程幅频曲线如图 6 所示。可以看出,分子泵启停过程不平衡响应最大值处频率,与上节数值模拟的前三阶固有频率基本一致;另外,优化前后的幅频特性,量值和趋势基本一致。

但是,在实际动平衡调试操作时,优化前的转子系统初始不平衡响应更大,而对升速更为敏感,甚至会出现调试失败的情况。分子泵动平衡调试的结果的评价标准是工作转速时外壳不平衡响应一振动值小于 $0.1 \mu\text{m}$,优化前的主轴径向刚性较弱,意味着要达到更小的不平衡量才能保证振动值满足安全使用要求,这无疑大大的增加了调试的难度。

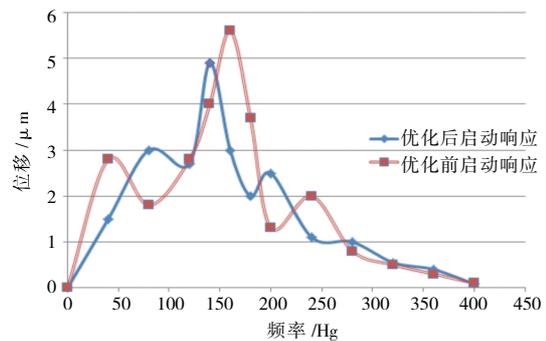


图 6 主轴优化前后启停过程幅频特性拟合曲线

Fig.6 Amplitude-frequency curve before and after optimization

5 结论

1) 从动静力学角度分析了高速轴系的受力情况,定量分析了不平衡响应和高速轴系结构的关系,提出了对高速轴系结构具体的优化方法。

2) 采用有限元方法对比分析计算了高速轴系优化设计前后的动态力学性能,得到优化前后主轴的受力情况和转子系统六阶固有频率和模态阵型。

3) 对高速轴系优化前后的两种结构进行了试验验证。结果表明:试验结果与有限元数值模拟基本一致;优化后,转子系统临界转速(固有频率)小幅变化,幅频特性基本不变,初始不平衡响应振幅明显下降,启停过程更平稳,进一步证明了:不平衡响应主要由主轴的结构形式(包括支承跨距、受力位置和直径等)决定;另外,优化后减小了共振带来的安全隐患,同时极大地降低了动平衡的调试难度。

参考文献

- [1] 杨乃恒,巴德纯,王晓冬,等. 分子泵的世纪回顾与展望[J]. 真空, 2001,(2): 1-14.
- [2] 巴德纯,杨乃恒. 现代分子泵理论研究进展[J]. 真空, 1988,4(2): 1-5.
- [3] 刘有海,张明君. 基于 FMECA 的高速小型复合分子泵故障分析[J]. 兵工自动化, 2017,36(1): 68-70.
- [4] 刘安良,靳毅. 涡轮分子泵叶片的结构设计与分析[J]. 真空, 2010,(47): 69-71.
- [5] Hwang Y K, Heo J S. Molecular transition and slip flows in rotating helical channels of drag pump [C]. Rarefied Gas Dynamics: 22nd International Symposium. New York: AIP Publishing, 2001:893-899.
- [6] 黄迪南,沈祖培,赵鸿宾,等. 涡轮分子泵的整机动平衡[J]. 真空科学与技术学报, 1990,10(4): 28-233.
- [7] 崔海龙,刘洋,陶继忠,等. 复杂支承条件下分子泵转子动力学特性数值模拟与实验研究[J]. 2016,(8):

- 69-76.
- [8] J. K. Dutt, B. C. Nakra. Dynamics of rotor shaft system on flexible supports with gyroscopic effects[J]. Mechanics Research Communications, 1995,22(6):541-545.
- [9] Hang R, Ge X B, Ma C C. Research on the critical speed of a mixed-flow turbocharger with hybrid ceramic ball bearing[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2009,18(3):298-303.
- [10] Chouksey M, Dutt J K, Modak S V. Modal analysis of rotorshaft system under the influence of rotor-shaft material damping and fluid film forces [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012,48:81-93.

粤港澳大湾区真空科技创新发展论坛暨 2018 年广东省 真空学会学术年会在肇庆市召开

2018 年 11 月 29-12 月 1 日,由广东省真空学会、广东省真空产业技术创新联盟主办,广东振华科技股份有限公司、肇庆市科润真空设备有限公司、广东腾胜真空技术工程有限公司联合承办的粤港澳大湾区真空科技创新发展论坛暨 2018 年广东省真空学会学术年会在肇庆市隆重举行。来自日本、新加坡、法国、香港以及省内外的 300 多名专家学者、工程技术人员与企业管理人员参加大会。肇庆市委、市科协、市经信局和市科技局主管领导出席大会。肇庆电视台及西江日报等媒体记者现场采访报导。

本次大会主题为真空科技产业升级与创新发展,紧跟真空科技前沿与产业发展动态,一共进行了 20 多场学术报告的交流演讲,其中:特邀报告 7 个,邀请报告 5 个,会员报告 7 个和技术报告 3 个,涉及真空装备制造、新技术新工艺、关键零组件研发与产业化、功能薄膜与硬质涂层应用等专题。与会人员进行了深入的专业探讨、互动交流及项目合作洽谈。大会印发论文集,收录论文和报告共 37 篇。30 多家省内外真空企业参展或赞助本次大会。

会议颁发第二届科润杯“广东省真空科技终身成就奖”和第四届振华杯“广东省真空科技青年优秀论文奖”。暨南大学叶勤教授和广东腾胜真空技术工程有限公司朱文廓高工荣获终身成就奖。北京大学深圳研究生院安小凯等 7 位作者荣获优秀论文奖。会议组织参会代表分团参观广东振华科技股份有限公司、肇庆市科润真空设备有限公司、广东腾胜真空技术工程有限公司和广东风华高新科技股份有限公司。四家公司先进的研发生产设备、严格的企业管理制度、强烈的科技创新意识以及高品质的产品给代表们留下了深刻的印象。

广东省真空学会每届年会设不同会议主题,近年来先后在东莞、珠海、深圳、湛江、广州、惠州等城市成功举办,学术影响力日益扩大,已成为全国性乃至国际性学术交流盛会。肇庆市是国内真空装备制造产业重镇,工业成套真空设备出货量占有国内较大市场份额。本次会议在肇庆成功举办,为本地真空企业带来了最新的真空科技研究成果和产业发展动态,对于推动真空产业升级、产学研合作、企业科技创新、专业人才集聚发挥积极作用。

大会期间,省真空学会(产业联盟)还召开 2018 年理事会第 2 次全体会议。刘彭义理事长作学会年度工作报告,唐振方秘书长作 2017 年学会年度财务报告并介绍 2019 年学会工作计划。会议通过学会第五届理事会理事增补议案,理事增补名单如下:东莞市雅之雷德机电科技有限公司何文财总经理,广州协义自动化科技有限公司仇礼丙总经理,广州铁路职业技术学院机电工程学院李助军副教授,广东工业大学物理与光电工程学院唐新桂教授,深圳金曜来科技有限公司研发部张健标工程师,株洲伟大科技发展责任有限公司李红辉总经理,深圳优普莱等离子体技术有限公司全峰总经理,东莞市莱沃特真空科技有限公司冷红喜总经理,肇庆市大力真空设备有限公司苏贵方董事长,潮州市潮安区凤塘创高真空设备工艺厂陈智明厂长。经过此次理事增补,省真空学会共有理事 102 名。

(广东省真空学会)