

# 变转速下涡旋压缩机转子系统 不平衡瞬态响应分析

赵 嫚, 高汉根

(兰州理工大学石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 基于 ANSYS Workbench 软件对某卧式涡旋压缩机转子系统三维模型模态分析, 获取转子系统前六阶模态的固有频率、振型以及临界转速; 应用瞬态不平衡响应分析法对该转子系统在变转速工况下 (尤其启动时) 运行、不平衡质量产生离心力的变化问题进行分析。分析结果表明: 临界转速在工作转速 0 ~ 6000 r/min 范围内没有出现转子系统最大变形出现位于平衡铁外边缘处, 变形量为  $3.8698e^{-3}$  mm。依据旋转机标准振动评价等级 ISO - 10816, 转子系统振动状态良好, 工作平稳运行。

**关键词:** 涡旋压缩机; 转子系统; 模态分析; 临界转速; 瞬态动力学

中图分类号: TH45 文献标志码: A

文章编号: 1006-2971(2021)04-0010-04

DOI:10.16051/j.cnki.ysjjs.2021.04.002

## Transient Unbalanced Response Analysis of Rotor System of Scroll Compressor under Variable Speed

ZHAO Man, GAO Han-gen

(School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** Based on ANSYS Workbench software, the modal analysis of the three-dimensional model for a horizontal scroll compressor rotor system is carried out, and the natural frequency, vibration modes and critical speed of the first six modes of rotor system are obtained. The transient unbalance response analysis method is applied to the rotor system under variable speed conditions (especially at start-up), the problem of centrifugal force changes caused by unbalanced masses is analyzed. The analysis results show that the critical speed does not appear in the range of 0 ~ 6000 r/min. The maximum deformation of rotor system occurs at the outer edge of balance iron, and the deformation is  $3.8698e^{-3}$  mm. According to the vibration evaluation level specified in ISO 10816, the rotor system is in good vibration state and runs smoothly.

**Key words:** scroll compressor; rotor system; modal analysis; critical speed; transient dynamics

### 1 引言

涡旋压缩机作为第三代压缩机与传统往复式、

转子式、斜盘式、螺杆式压缩机相比具有体积小、效率和可靠性高、节能环保、对制冷液滴的容许度大、噪声小等特点。涡旋压缩机的优点显著,因此在多个领域被广泛应用<sup>[1]</sup>。随着涡旋压缩机朝着高转速、高压比和智能化方向的发展,转子动力学在转子系统结构设计、制造及运行过程中的作用愈加

收稿日期: 2020-12-28

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51265026)

突出，因此对涡旋压缩机转子系统动力特性的研究尤为重要。

目前国内外在转子系统动力特性方面的研究主要有：苏亚锋等针对电机在高速运转时工作转速内易产生共振的问题，利用有限元法分析了临界转速<sup>[2]</sup>。赵嫚等通过对偏心套筒式径向随变机构研究得出该机构在减小回转半径方面的调节对压缩机转子系平衡的影响较大<sup>[3]</sup>。缪仲威等通过 EXCEL 软件提供的规划求解功能分析了动平衡系统的不平衡量对压缩机振动的影响<sup>[4]</sup>。顾文等通过理论分析和模拟仿真相结合的方法对某电动涡旋压缩机在不同转速下的工况进行模拟，分析动平衡规律，为电动涡旋压缩机的优化提供支持<sup>[5]</sup>。张春等通过 ANSYS 软件建立了考虑轴承刚度、曲轴和动涡旋盘柔性的涡旋压缩机转子系统的刚柔耦合模型，得到了实际工况和理想工况时运动副反力，以及实际工况时曲轴和动涡旋盘的应力、应变情况<sup>[6]</sup>。P Flores, J Ambrósio 等对含有运动副间隙的多刚体机构系统的动力特性进行了数值分析<sup>[7]</sup>。但是对转子系统启动加速到额定转速过程中的瞬态过程研究较少，并且由于转子的结构设计、材质不均匀等因素，特别是在机器启动时转子加速度变化较大的时候导致机器运转时转子系统失稳不平衡，会产生机械振动和噪声，加速轴承、轴封等零件的磨损，使机械寿命降低。同时瞬态不平衡响应分析更接近转子系统的实际工况，因此对转子系统进行瞬态响应分析尤为重要。

本文通过应用 SolidWorks 软件对某卧式涡旋压缩机转子系统进行建模；运用 ANSYS Workbench 软件对转子系统进行有限元分析，为保证涡旋压缩机转子系统高速平稳运行提供参考。

## 2 转子系统模态分析与临界转速计算

转子系统包括动涡旋盘、主轴承、副轴承、偏心曲轴、平衡铁和带轮组成，通过 SolidWorks 软件对转子系统各部件进行建模，并把建立好的模型导入 Workbench 中进行下一步分析。

### 2.1 转子系统气体力分析

转子系统所受气体力有轴向气体力  $F_a$ 、径向气体力  $F_r$  和切向气体力  $F_t$ 。其中切向气体力作用在

动、静涡旋盘基圆中心连线的中心处，方向垂直于基圆中心连线。径向气体力方向由动涡旋盘指向静涡旋盘。

选定涡旋压缩机基本参数：

基圆半径  $r = 3.5 \text{ mm}$ ，涡旋齿厚  $t = 4.5 \text{ mm}$ ，涡旋齿高  $h = 40 \text{ mm}$ ，排气角  $\theta^* = 221^\circ$ ，压缩腔对数  $N = 3$ 。结合相关理论计算涡旋盘在排气角位置时的最大切向气体力  $F_t = 810 \text{ N}$ ，径向气体力  $F_r = 86 \text{ N}$ 。

### 2.2 设置仿真参数

在 ANSYS Workbench 软件中进行以下设定，首先定义转子系统各部件模型的材料属性如表 1 所示，然后在动涡旋盘处施加径向气体力 86 N，切向气体力 810 N，并通过轴承负载 (Bearings Load) 的方式将带轮预紧力 861 N 施加到带轮上<sup>[8]</sup>。在主、副轴承轴表面施加圆柱约束 (Cylindrical Support)，同时设定限制径向、切向方向上的位移但释放轴向的自由度，并施加无摩擦约束 (Frictionless Support) 在轴承内圈处，最后采用远端位移约束 (Remote Displacement) 限制轴向方向的位移。

### 2.3 模态分析结果

考虑结构振动中高阶模态能量占比很低，对整个结构振动影响不大且一般载荷频率较低，所以只需要考虑前几阶模态是否会共振<sup>[9]</sup>，只取涡旋压缩

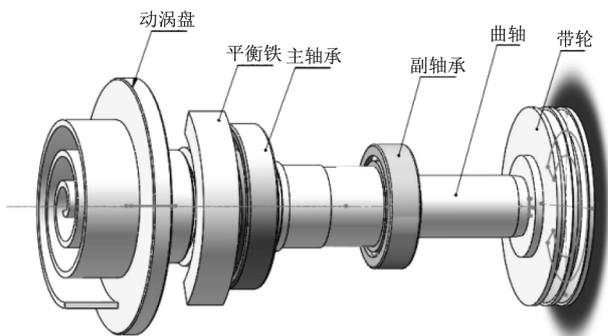


图 1 转子系统三维模型

表 1 模型材料属性

部件名称	材料名称	弹性模量 GPa	泊松比	密度/(kg/m <sup>3</sup> )
动涡旋盘	QT400	161	0.274	$7.01 \times 10^3$
曲轴	40Cr	211	0.28	$7.87 \times 10^3$
驱动轴承	GCr15	219	0.3	$7.83 \times 10^3$
平衡铁	HT200	148	0.31	$7.2 \times 10^3$
带轮	HT200	148	0.31	$7.2 \times 10^3$

机转子系统的前六阶模态。模拟得到了涡旋压缩机转子无阻尼自由振动状态下的前六阶固有频率和相应振型，分析结果见表 2 和图 2。

从图 2 和表 2 转子系统前六阶振型云图和前六阶固有频率可以看出：一、二阶模态固有频率分别为 865.44 Hz、1077.6 Hz，振动形态主要是传动系统变形集中在尾部带轮端，说明这个部位容易发生振动；三阶模态，其固有频率为 1079.3 Hz，振动形态主要为曲轴末端的弯曲振动；第四和第五阶的固有频率比较接近，分别为 2689.4 Hz 和 2770 Hz，从图 2 (d) 和 (e) 可以看出转子系统在此频率下产生弯曲振动，变形较大位置出现在平衡铁和曲轴中段；对于第六阶模态振型，其固有频率为 2949.9 Hz，振动形态主要表现为平衡铁 X - O - Y 平面内弯曲。

#### 2.4 临界转速计算

由于转动系统中转子各微段的质心不可能严格

处于回转轴上，当转子转动时会出现横向干扰，在某些转速下还会引起系统强烈振动，出现这种情况时的转速就是临界转速。因此临界转速的计算尤为重要，可以借助坎贝尔图 (Campbell Diagram) 来判断转子工作时是否出现共振，以确定出现共振时的频率阶次和临界转速<sup>[10]</sup>。本次模拟计算进行以下设置：

设置旋转速度为 0 ~ 6000 r/min，并考虑陀螺仪效应。采用远端位移约束 (Remote Displacement) 限制轴向方向的位移。

从图 3 所示坎贝尔图中可以看出，转子系统在 0 ~ 6000 r/min 额定工作转速范围内涡动线与各阶模态频率线没有产生交点，因此没有出现临界转速点，转子系统在工作转速范围没有出现共振，平稳运行。

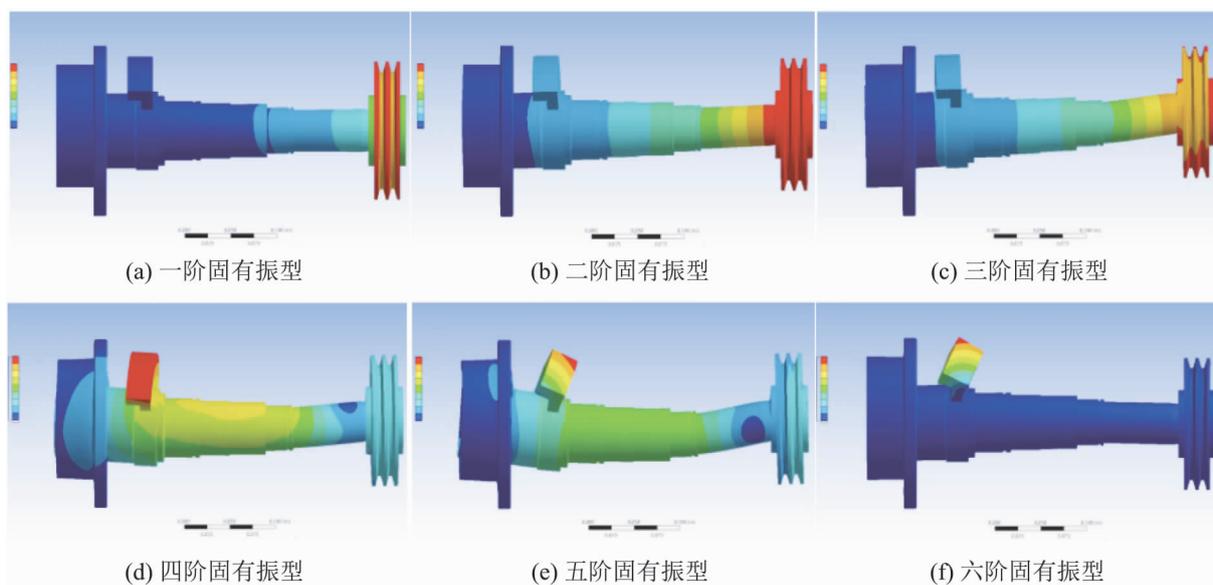


图 2 涡旋压缩机转子前六阶振型

表 2 转子系统前六阶固有频率 单位: Hz

阶数	频率
1	865.44
2	1077.6
3	1079.3
4	2689.4
5	2770
6	2949.9

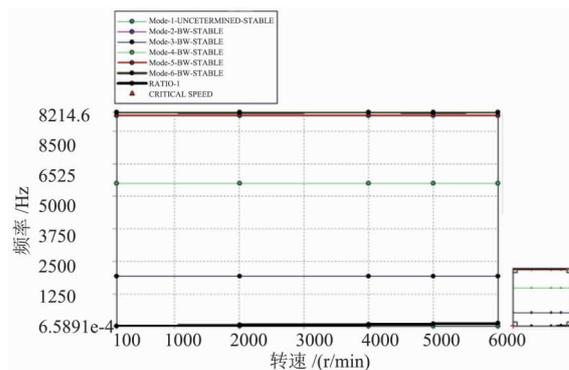


图 3 转子系统坎贝尔图

### 3 瞬态动力学响应分析

瞬态动力学响应分析主要应用于转子在变转速工况下运行、不平衡质量以及外部载荷发生变化时转子的不平衡响应分析,相比于稳态情况瞬态分析更接近实际的运转情况。本文主要从前2个应用角度出发,以转子启动加速过程为例,模拟转子在5 s内转速从0~6000 r/min达到额定转速的加速过程的动力特性。由于不能直接添加不平衡力,因此可以把它分解为两个垂直方向的分量表示。如下

$$F = m e \Omega^2 \quad (1)$$

$$F_y = m e \Omega^2 \cos(\omega t) \quad (2)$$

$$F_z = m e \Omega^2 \sin(\omega t) \quad (3)$$

式中  $F$ ——由不平衡质量产生的离心力, N

$m$ ——不平衡质量大小, kg

$e$ ——偏心距, m

$\Omega$ ——旋转速度, rad/s

利用 SolidWorks 软件测得偏心距为 0.072 m, 夹角为  $15^\circ$ 。计算得到  $F = 568$  N。具体参数进行以下设定:

首先在转子系统两端添加固定约束,不平衡质量模拟为 0.02 kg 加载在动涡旋盘上,时间步长设置为 0.05 s,并考虑陀螺仪效应,设置不平衡力的添加形式为函数形式  $Y$  轴方向设置为  $F_y = 568 \cos(\omega t)$ ,  $Z$  轴方向设置为  $F_z = 568 \sin(\omega t)$ ,周期为  $2\pi$ 。提取转子系统整体变形随时间变化曲线图如图 4 所示。

从图 4 中可以看出转子系统在 0~2 s 时变化不大,随着转速升高,转子系统在 2~5 s 变形逐渐增大,这主要是因为速度逐渐达到额定转速,转子系统所受不平衡力达到最大,最大位移出现在 5 s 处为  $3.8698 \times 10^{-3}$  mm。为了观察转子在峰值时的变形情况,提取转子在 5s 处三维形变云图。

从图 5 中可以看出,转子系统最大变形处出现在了平衡铁处,这是因为平衡铁为非对称零件且偏心距最大,所受离心惯性力很大,符合实际工况。根据旋转机械标准振动评价等级 ISO-10816,对比该转子系统的最大形变量  $3.8698 \times 10^{-3}$  mm,可知变形

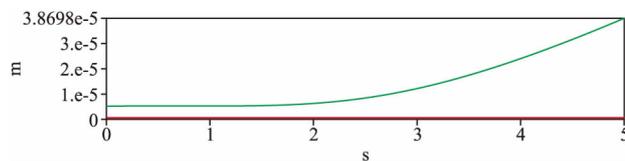


图 4 转子变形-时间曲线

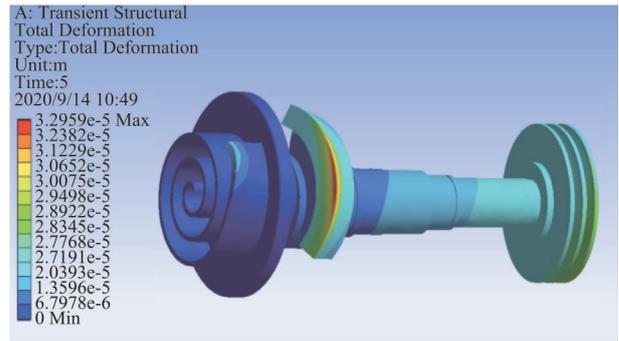


图 5 转子 5 s 时变形云图

量符合规定转子系统变形在可接受范围内。

### 4 结论

(1) 转子系统的前六阶固有频率及振型分析确定了转子系统的薄弱环节。

(2) 转子系统在工作转速范围内未出现临界转速点,转子系统运行平稳不会出现共振情况。

(3) 整个转子系统在额定转速内因不平衡质量产生的变形符合机械运行标准,在对整机影响在规定的范围内。

#### 参考文献:

- [1] 赵远扬,李连生,熊春杰,束鹏程.涡旋压缩机综述[J].流体机械,2002,30(9):28-31.
- [2] 苏亚锋,张秀华,冯治国,等.涡旋压缩机电机转子动平衡设计与数值仿真[J].微电机,2019,52(11):93-96.
- [3] 赵嫚,李超,俞树荣,余洋.径向随变机构对涡旋压缩机转子系统平衡影响分析[J].化工机械,2012,39(6):732-735.
- [4] 缪仲威,郭开波.涡旋压缩机动平衡设计和振动研究[J].机械设计与研究,2020,36(2):158-162.
- [5] 顾文,吴志庭.电动涡旋压缩机动平衡仿真分析[J].设计研究,2016,6:26-30.
- [6] 张春,黄华军,金鑫,于志强.刚柔耦合的涡旋压缩机转子系统的动力学分析[J].流体机械,2016,44(8):45-51.
- [7] Flores P, Ambrósio J. Revolute Joints with Clearance in Multibody Systems[J]. Computers & Structures, 2004, 82(17-19): 1359-1369.
- [8] 刘振全.涡旋式流体机械与涡旋压缩机[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [9] 刘志浩.涡旋压缩机传动系统曲轴强度研究与结构优化[D].兰州理工大学硕士论文,2020.
- [10] 薛智文.结构振动固有频率与约束相关性分析[D].吉林大学硕士论文,2014.
- [11] 徐爱杰.高速电机转子系统动力学特性分析[D].哈尔滨工业大学硕士论文,2012.

作者简介: 赵嫚(1979-),女,哈尔滨人,副教授,主要从事涡旋流体机械、气体压缩机机械理论及应用等方面的研究工作。E-mail: zhaoman79@163.com