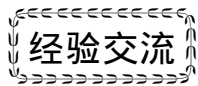


文章编号: 1005-0329(2014)02-0043-04



螺杆空压机转子受力有限元计算研究

吴华根, 罗江锋, 关丽莹, 邢子文
(西安交通大学 陕西西安 710049)

摘 要: 螺杆压缩机转子受力的准确计算是保障压缩机可靠性的基本条件。本文利用有限元方法对螺杆空压机阴阳转子所受气体力进行了分析计算, 提出了实现转子受力计算的有效、快速的方法及实施方案。同时对转子所受轴向力进行了试验测试, 验证了该方法的准确性。

关键词: 螺杆空压机; 转子; 力; 有限元方法

中图分类号: TH455 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2014.02.010

Study on the Force Calculation by the Finite Element Method in Twin-screw Air Compressor

WU Hua-gen, LUO Jiang-feng, GUAN Li-ying, XING Zi-wen
(Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Exactitude Calculation of forces received by the rotors can improve the reliability of twin-screw compressor. The finite element method used to calculate the forces of male and female rotors is presented, which can obtain the forces variation along the rotation angle of the male rotor successfully, simply and fast. In order to verify the accuracy of finite element method, the axial force of rotor has been tested. The results of theoretical calculation by finite element method are in good agreement with the measured data.

Key words: twin-screw air compressor; rotor; force; finite element method

1 前言

螺杆压缩机系高速旋转机械,在其运转过程中,由于两转子齿槽的相互挤压,造成齿槽空间的减少,齿槽内的气体压力得到提升,因此造成了转子受力负荷的增加。而螺杆压缩机转子所受气体力的计算为转子的强度、刚度计算,轴承的选择,平衡活塞的设计提供了必要的基础,对研究压缩机的可靠性非常重要。

1990年 Zhou 等利用简化转子复杂表面结构的方法对螺杆转子的受力进行了计算^[1]。G. P. Adams 等对螺杆转子进行三维网格划分,并通过积分的方式进行了数值计算,该方法提高了螺杆

转子受力计算的精度^[2~4]。邢子文利用转子表面二维网格划分的方法对螺杆转子的受力计算进行了研究,并提出了螺杆压缩机转子受力计算的经典理论和方法^[5]。俞论等也利用该方法对螺杆压缩机的转子的受力进行了计算^[6~10]。但由于螺杆转子齿面形状复杂,因此用解析方法计算转子齿面上的气体力对研究人员有较高的要求,推广应用有一定的难度。而采用有限元方法及计算机软件进行计算分析^[11],把实际结构模型化,就能使得螺杆转子受力计算的由复杂化变的简单化,同时可以得到更高精度的数值解。

本文从双螺杆压缩机转子螺旋曲面的参数方程及转子结构参数出发,利用 Ansys 软件对转子的受力进行了有限元方法分析和计算,并进行了

收稿日期: 2013-06-08 修稿日期: 2013-10-08

试验验证。

2 转子受力有限元计算

为了能准确反映螺杆转子受力及其变型的真实性,因此把整个转子(包括转子齿槽以及轴肩)作为研究对象,建立起转子的三维实体模型,如图1所示。为了提高转子受力计算的精度,对接触线不再简化,如简化为一条直线,而是对螺杆转子齿槽内的接触线进行了如实的反应,并利用 Ansys 软件中的布尔运算对转子齿槽中的高、低压工作腔进行了区域划分,如图2所示。接触线也就成了载荷分布的分界线,因此接触线在齿槽中的分布对整个计算的准确性是至关重要的。然后对整个转子实体进行三维网格的划分,建立其有限元计算模型。

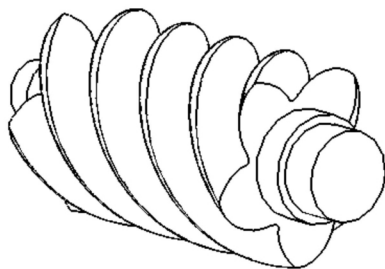


图1 转子实体模型

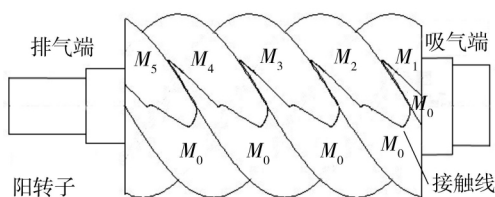


图2 转子接触线及载荷分布

2.1 载荷分布确定

作用于转子表面上的气体压力在 Ansys 软件中是压强与面积的乘积,而压强是一种均布载荷。这种均布载荷在转子表面的分布处理比较简单,只要依靠接触线分割出来的高、低压区域分别予以加载即可。图2显示了转子齿槽中高、低压的分布区域,图中 $M_1 \sim M_5$ 为高压域, M_0 为低压域。由压缩机工作过程模拟或者通过实验实测得到转子工作腔内压力与阳转子转角关系 $p = f(\theta)$ 就可以进行加载。低压域载荷一般处理为吸气压力,即 $p_{M_0} = p_s$; 而高压域则需要工作腔与阳转子转角关系分别予以赋值。由于图2中,阳转子齿

数为5,假定 M_1 腔内压力为 $p_{M_1} = f(\theta_m)$, 则 M_2 腔内压力为 $p_{M_2} = f(\theta_m + 72)$ 、 M_3 腔内压力为 $p_{M_3} = f(\theta_m + 144)$ 、 M_4 腔内压力为 $p_{M_4} = f(\theta_m + 216)$ 、 M_5 腔内压力为 $p_{M_5} = f(\theta_m + 288)$ 。对于阴转子,其载荷分布只要与阳转子一样,一一对应即可。

2.2 边界条件确定

无论计算一个零件的整体或局部,还是计算一个组合机构时,都要考虑其它机构的作用,或者说都要处理边界条件。边界上的位移(或力)一般都是未知的,为了简化计算,常常对这些支承条件做一些假设。边界上支承条件简化是否恰当,对结构有限元的计算结构影响较大。另一方面,在形成有限元计算格式时,需要引入已知的位移约束条件,这是为了生成正定的结构刚度矩阵。

在螺杆压缩机的设计中,无论采用何种形式的结构,都应确保转子的一端固定,另一端能够自由伸缩。一般情况下,转子在排气端轴向定位,在吸气端留有较大的轴向间隙,让其自由膨胀,以便保持排气端有不变的最小间隙值,使排气端面流体泄漏最小,并避免端面磨损。因此在排气端转子轴,轴承对轴的约束作用可以简化为:圆柱坐标径向方向 R 为零位移;由于排气端轴向定位,限制转子沿 Z 轴方向移动的自由度,仅保证转子绕 Z 轴旋转一个切向 θ 自由度。在吸气端,轴承对转子的约束作用可以简化为:圆柱坐标径向方向 R 为零位移,保留转子绕 Z 轴旋转的切向 θ 自由度和沿 Z 方向自由度。

通过以上设置,就可以对螺杆压缩机中的转子受力进行有限元计算(适用于任何工质),可通过软件后处理程序得到转子轴向受力、排气端径向受力、吸气端径向受力等。

3 试验研究

为了更好地研究转子受力的变化情况,本文不仅在理论上应用有限元方法对转子受力进行分析研究,而且做了螺杆压缩机轴向受力方面的试验研究。气体对转子产生的轴向力都由轴承来承受,因此对于气体产生的轴向力可以通过对轴承承受的轴向力来进行测量。力传感器的安装方式如图3所示。在两轴承之间,轴对称的位置上平行放置两个一样的传感器,并利用轴承使力传感器与轴承外圈面完全贴实。

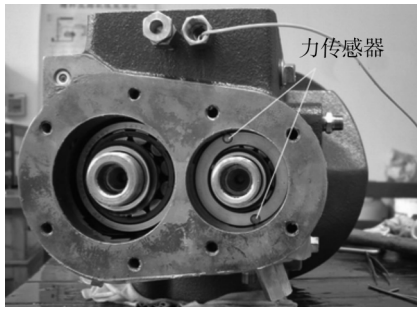


图 3 力传感器的安装方式

图 4 所示为螺杆压缩机动态力测试系统的流程。力传感器的信号线通过机壳引出,并与信号放大器连接,再经过动态信号分析仪对信号进行采集和处理。力传感器受到外侧轴承的压力后产生电压信号,并经过信号放大器放大,然后由动态信号分析仪采集,由此可以测出压缩机螺杆转子所受的轴向力随阳转子转角的变化情况。

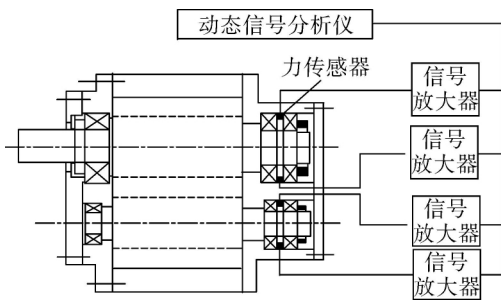


图 4 动态力测试系统流程

4 结果分析

螺杆空气压缩机的试验运行工况和计算工况同为转速 $n = 3000 \text{ r/min}$, 吸气压力 $p_s = 0.1 \text{ MPa}$, 排气压力 p_d 分别为 0.6 MPa 、 1.1 MPa 。

在 2 种不同工况下,压缩机转子轴向力实测值和有限元计算值比较分别如图 5、6 所示。图中轴向力正向为排气端指向吸气端的方向。

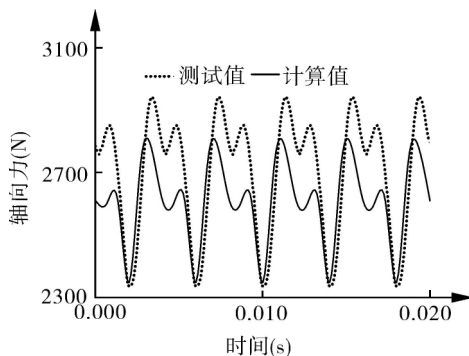


图 5 排气压力 0.6MPa 阳转子轴向力

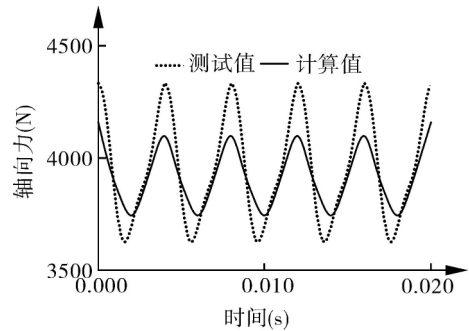


图 6 排气压力 1.1MPa 阳转子轴向力

从图 5、6 可以看出,以有限元方法计算的阴、阳转子轴向力的变化趋势基本与实测的轴向力变化相同,但是在数值上有一定的差异。在排气压力为 0.6 MPa 时,阳转子轴向力的最大相对误差为 7.38% ; 排气压力为 1.1 MPa 时,阳转子轴向力的最大相对误差为 6.28% 。转子所受轴向力主要由两部分力组成,一为气体轴向力,气体在转子螺旋面上产生的轴向力;二为端面轴向力,气体作用于吸、排气端面所产生的轴向力。上述计算误差的存在,很大一部分在于由于转子排气端面与机壳之间的气体流场比较复杂,无法准确得到排气端面压力的分布情况,造成了计算偏差。通过试验与理论计算的比较,发现在转子排气端面的压力分布取值范围在 $p = (0.25 \sim 0.45)p_d + (0.75 \sim 0.55)p_s$ 之间是比较合理的。

图 7 和图 8 分别表示了排气压力为 0.6 MPa 时,阳、阴转子受力随阳转子转角的变化情况。

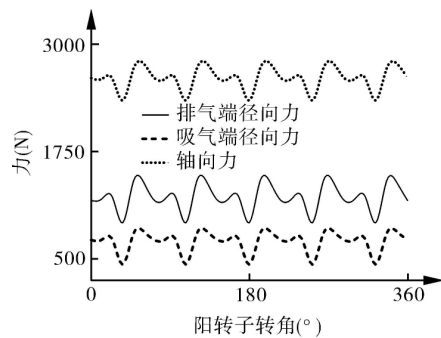


图 7 排气压力 0.6MPa 阳转子受力

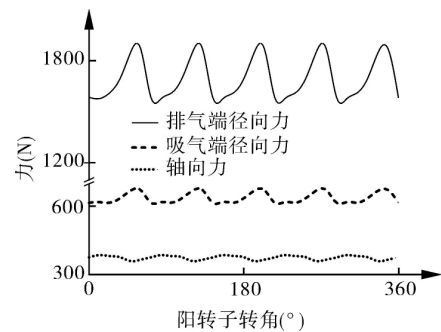


图 8 排气压力 0.6MPa 阴转子受力

图 9、10 分别表示了排气压力为 1.1MPa 时,阳、阴转子受力随阳转子转角的变化情况。

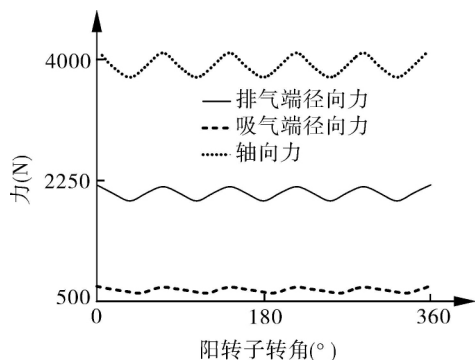


图 9 排气压力 1.1MPa 阳转子受力

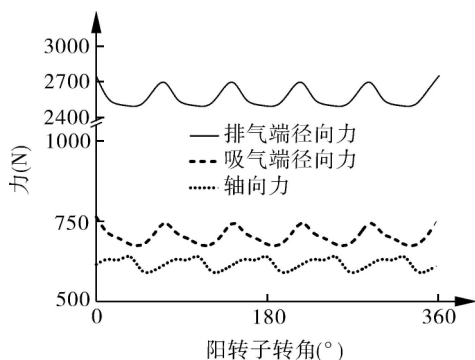


图 10 排气压力 1.1MPa 阴转子受力

由图 7~10 可以看出,在吸气压力不变的情况下,随着压缩机排气压力的升高,螺杆转子所受的轴向力、径向力都随之升高。在同一工况时,阳转子所受轴向力最大,阴转子排气端径向力次之,然后才是阳转子排气端径向力,阳、阴转子吸气端径向力和阴转子轴向力的大小基本处于同一数量级别。可以看出,阴阳转子排气端的轴承选择非常重要,因为它们要分别承受最大的 3 个受力。

从以上的比较分析来看,计算结果虽然带来了一定的误差,但是从工程要求来看,是可以接受的,因此利用有限元方法计算可以预测压缩机转子是受力的基本情况,有利于转子轴承的选择,对提高压缩机的可靠性有较大的帮助,更为主要的是大大降低了对工程设计人员的要求,提高了设计计算效率。

5 结论

(1) 利用有限元方法可以非常方便地计算出螺杆压缩机的转子受力情况,大大降低了计算的

难度,而且精度较高,完全能满足工程应用的需要;

(2) 在螺杆压缩机中,力值最大分别为阳转子轴向力、阴转子排气端径向力和阳转子排气端径向力,而承担这 3 个力的轴承都在排气端,因此排气端的轴承选择是保障螺杆压缩机可靠性的基础。

参考文献

- [1] Zhou Z, Wang D, Zhou T et al. Analysis of the Applied Forces in Twin Screw Refrigeration Compressors [C]. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, 1990: 8-17.
- [2] Adams G P, Soedel W. Computation of Compression Loads in Twin Screw Compressors [J]. Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1995, 117: 512-519.
- [3] Adams G P, Qin Z H. Dynamic Simulation of Bearing Forces in Screw Compressors [C]. Proceedings of the ASME, 1997, AES-Vol. 37: 477-485.
- [4] Adams G P, Qin Z H. Compression Load Transmission in Screw Compressors [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 207(5): 671-691.
- [5] 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [6] 张丽娜, 刘乘. YE-50 压力试验机数据采集、分析系统的设计 [J]. 包装与食品机械, 2012, 30(2): 41-43.
- [7] 孙斌, 许安俊. 高压止回阀断裂失效分析 [J]. 压力容器, 2012, 29(1): 63-68.
- [8] 赵江平, 马立法. 压缩机高压缸体失效分析与设计改进 [J]. 流体机械, 2013, 41(6): 46-49, 10.
- [9] 赵海洋, 纪彦东, 王金东, 等. 基于间隙运动的往复压缩机传动机构动力学分析 [J]. 流体机械, 2013, 41(3): 15-19, 33.
- [10] 俞论, 董瑞兵, 刘扬娟. 螺杆压缩机转子受力计算 [J]. 压缩机技术, 2006, (2): 18-22.
- [11] 徐臣君, 王泽武, 银建中. 带压套平板封头弹簧塑性有限元分析及优化 [J]. 压力容器, 2013, 30(1): 35-38.

作者简介: 吴华根(1977-), 男, 副教授, 主要从事螺杆压缩机、膨胀机及压缩机降噪技术研究, 通讯地址: 710049 陕西省西安市西安交通大学能源与动力工程学院压缩机工程系。