

doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.201702005

ZW 型压缩机曲柄连杆机构的耐久性分析

范恒亮,陈兴强,李大胜

(蚌埠学院 机械与车辆工程学院,安徽 蚌埠 233030)

摘要:曲柄连杆机构的运动学和动力学性能对压缩机工作目标参数具有重要影响。提出基于 Solidworks 和 Adams 构建曲柄连杆机构的运动学和动力学耐久性分析模型,预测机构的疲劳寿命,即压缩机连续工作 205 d 后,机构振动频率逐渐增大;连续工作 240 d 时,振动频率达到最大,压缩机将失去工作能力。然后通过理论模型与物理模型的疲劳耐久性双重验证,表明其吻合较好,从而为压缩机曲柄连杆机构的优化和创新设计提供参考。

关键词:压缩机;运动学仿真;动力学;耐久性

中图分类号: TG45 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5322(2017)02-0021-05

压缩机用途广泛,其工作原理主要是通过快速转动的曲轴带动活塞作往复运动,并通过吸气、压缩、膨胀、排气 4 个工作过程,将低压气体压缩成高压气体输送出去^[1]。压缩机曲轴连杆机构在长时间的高速运转之下,容易遭到损坏,从而导致整机无法运转^[2]。为了克服曲轴连杆机构易

损坏的缺陷,延长其使用寿命,本文构建了曲轴连杆机构动力学模型,并利用 Adams 软件对活塞式压缩机的曲柄连杆机构进行运动学分析与耐久性分析,最后通过实验进行验证。具体研究方案如图 1 所示。

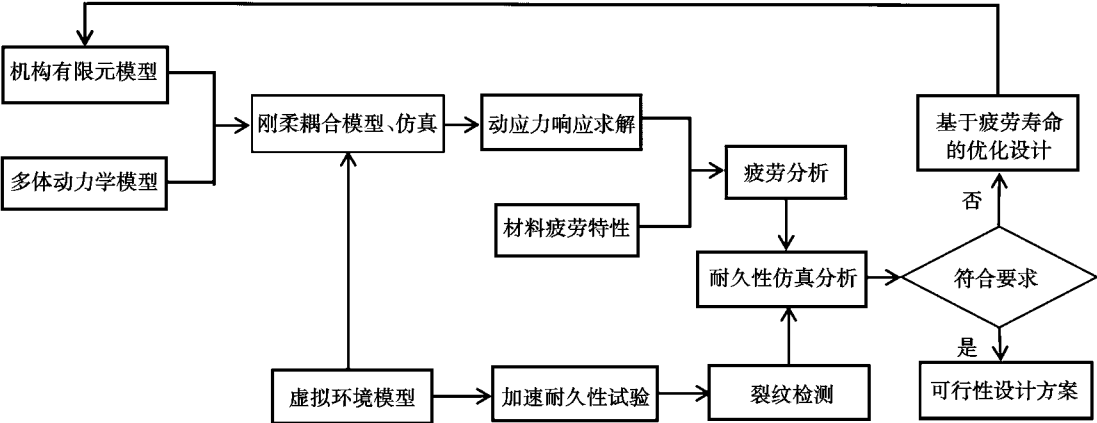


图 1 研究方案

Fig. 1 Research program

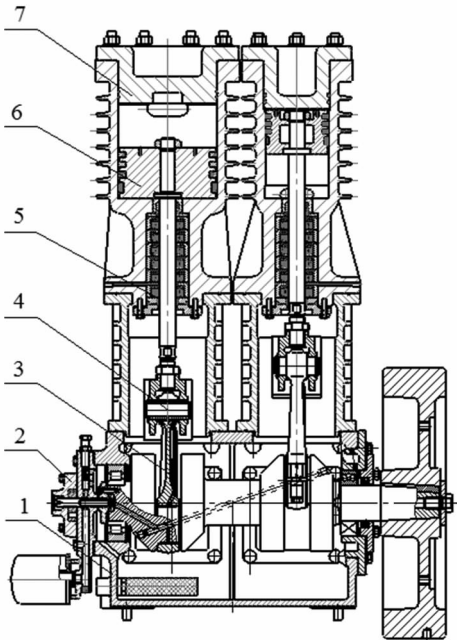
1 曲柄连杆机构分析模型

压缩机曲轴结构比较复杂,其圆角、凸台和油孔等增加了计算结果的累积误差^[3]。为了增加

计算的精度,建模时,对凸台和油孔等工作性能指标影响较小的结构进行了优化。现以 ZW 型往复式压缩机为例,其主机结构如图 2 所示。

压缩机在工作过程中,摩擦力与气体等介质

收稿日期:2016-11-08
基金项目:2016 年安徽高校自然科学研究重点项目(KJ2016A457)
作者简介:范恒亮(1988—),男,安徽界首人,助教,硕士,主要研究方向为流体机械设计理论与方法。



1—机身部件; 2—油泵部件; 3—曲轴连杆部件;
4—十字头部件; 5—填料部件;
6—活塞部件; 7—气缸及缸盖。

图 2 压缩机主机结构
Fig. 2 Compressor host structure

的热力学变化、润滑油的阻力、机构振动等因素的存在,导致压缩机的工况非常复杂。由于这些因素对曲柄连杆机构的静态与动态特征分析的结果影响并不大^[4],所以在建立曲柄连杆机构的运动学模型时,作如下假设^[5]:

- (1) 压缩机压缩过程中,气体的运动过程视为理想循环过程;
- (2) 不计流体间作用力对活塞的影响;
- (3) 曲柄连杆机构的润滑效果较好,可以忽略机构的摩擦阻力;
- (4) 考虑到曲柄连杆机构为刚性结构模型,进而忽略振动对主机的影响。

曲柄连杆机构运动简图如图 3 所示。
根据曲柄连杆机构运动规律,可得:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} \quad (1)$$

式中: α 表示曲柄转角, ($^\circ$); β 表示连杆摆角, ($^\circ$); λ 表示曲轴半径与连杆长度之比,该型压缩机取 1/4。

活塞位移为:

$$x = AB - BC = (l + r) - (r\cos\alpha + l\cos\beta) = r(1 - \cos\alpha) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}) \quad (2)$$

将式(2)按牛顿二项式定理展开,并略去高

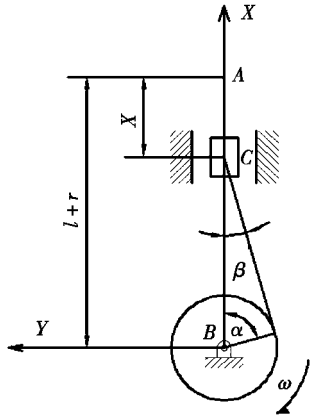


图 3 ZW 型压缩机曲柄连杆机构运动简图
Fig. 3 Kinematic diagram of crank connecting rod mechanism of ZW compressor

次项,得位移方程式为:

$$x = r \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (3)$$

式中: x 为活塞中心点到外止点 A 的距离, mm; r 为曲柄的半径, mm。

假设曲轴工作时作匀速转动,对式(3)求一阶导,得活塞的速度方程式为:

$$v = r\omega(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (4)$$

对式(4)求二阶导,得活塞加速度方程式为:

$$a = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (5)$$

2 曲柄连杆机构运动学仿真

将在 Solidworks 中建立的模型导入 Adams, 设置模型参数、添加约束副,得到曲柄连杆机构的运动学模型,如图 4 所示。仿真前对曲轴施加一个外部驱动,并设置电机转速为 550 r/min,时间为 1 s,仿真步数为 1 000。

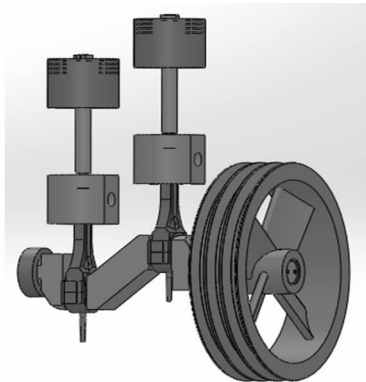


图 4 曲柄连杆机构运动学模型
Fig. 4 Kinematics model of crank connecting rod

把靠近飞轮一侧的活塞作为一级活塞,另一侧为二级活塞,取其下止点位置为零点,即 X 向的基准点 C 。仿真可得一级活塞与二级活塞 X 向的位移 - 时间、速度 - 时间和加速度 - 时间曲线,如图 5 ~ 图 7 所示。

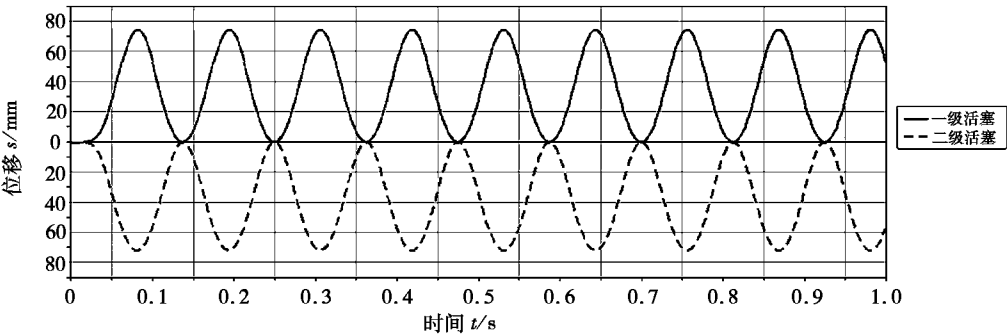


图 5 活塞 X 向位移 - 时间曲线
Fig. 5 Displacement-time curve of piston in X direction

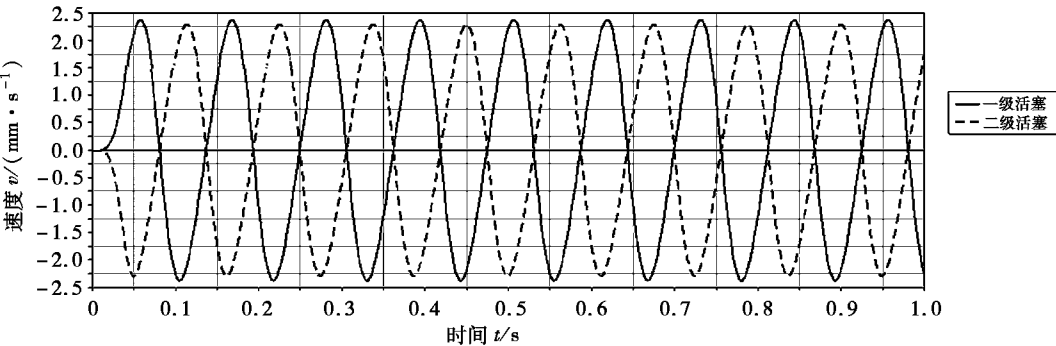


图 6 活塞 X 向速度 - 时间曲线
Fig. 6 Velocity-time curve of piston in X direction

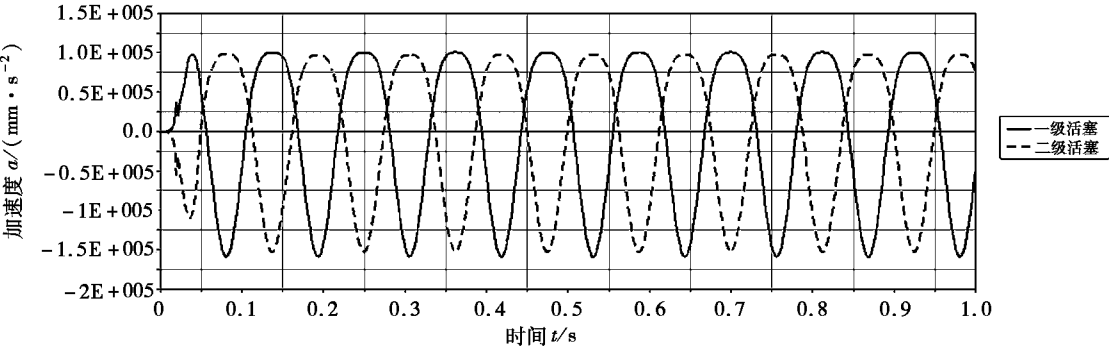


图 7 活塞 X 向加速度 - 时间曲线
Fig. 7 Acceleration-time curve of piston in X direction

由图 5 可知,一级活塞和二级活塞的位移变化规律一致(非相反),这是由于活塞在向上和向下运动时,气体力的作用方向不同引起的。由图 6 可知,一级活塞和二级活塞自上止点向下止点运动时,速度从零逐渐增大,到达最大值之后,开始逐渐减小到零,此刻活塞到达下止点;随后,速度向相反方向从零逐渐增加到最大,最后再减小到零,完成一个工作周期。由图 7 可以看出,由于气体作用力对活塞的作用效果不同,导致一、二级

活塞的加速度达到最值时存在一个时间差。仿真分析曲线图基本上与曲柄连杆机构的一般运动规律相吻合,但是存在一些误差,原因是忽略了气体作用力对活塞的影响。

3 曲柄连杆机构耐久性仿真分析

3.1 仿真与数据后处理

耐久性分析通过对产品的使用寿命做出准确的评估,进而预判出影响整机失效的零部件,为产

品的优化设计提供理论依据^[6]。ADAMS/Durability 模块提供了机构耐久性分析试验的方法,为物理样机实验提供了参照^[7-8]。为真实直观地反

映仿真结果,对仿真数据进行后处理,得到曲轴的加速度曲线,再对其进行傅里叶变换和 FFT 3D 变换,得到曲线如图 8、图 9 所示。

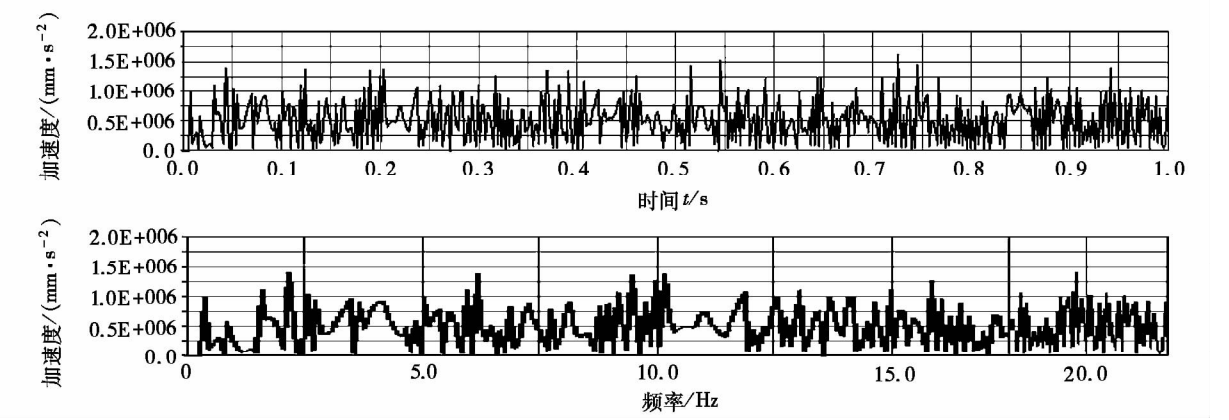


图 8 FFT 曲线
Fig.8 FFT curve

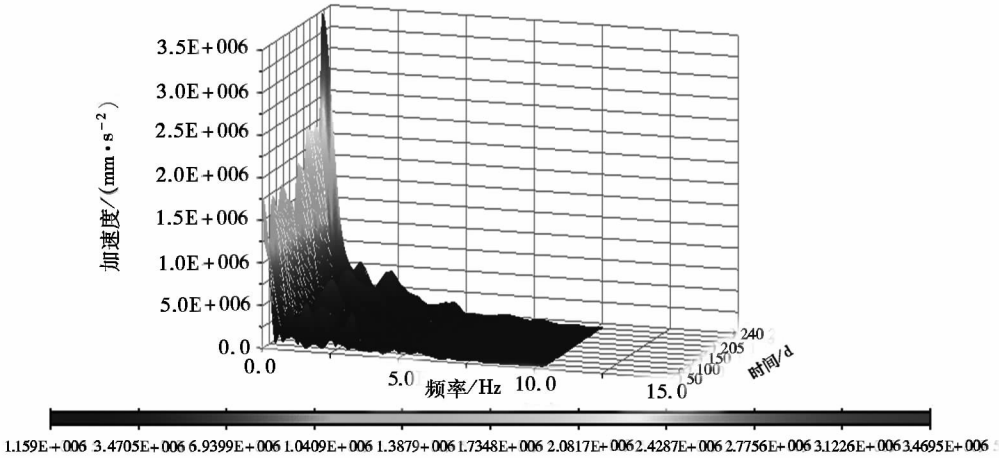


图 9 FFT 3D 曲线
Fig.9 FFT 3D curve

3.2 结果分析

图 9 直观地描述了曲柄连杆机构的加速度、振动频率和时间之间的关系。由图 9 可知,随着压缩机工作时间的增长,机构的振动频率逐渐增大,工作 205 d 后,振动频率增大速率加快;当压缩机中速连续工作 240 d 时,振动频率达到最大,压缩机将失去工作能力。

4 压缩机耐久性试验

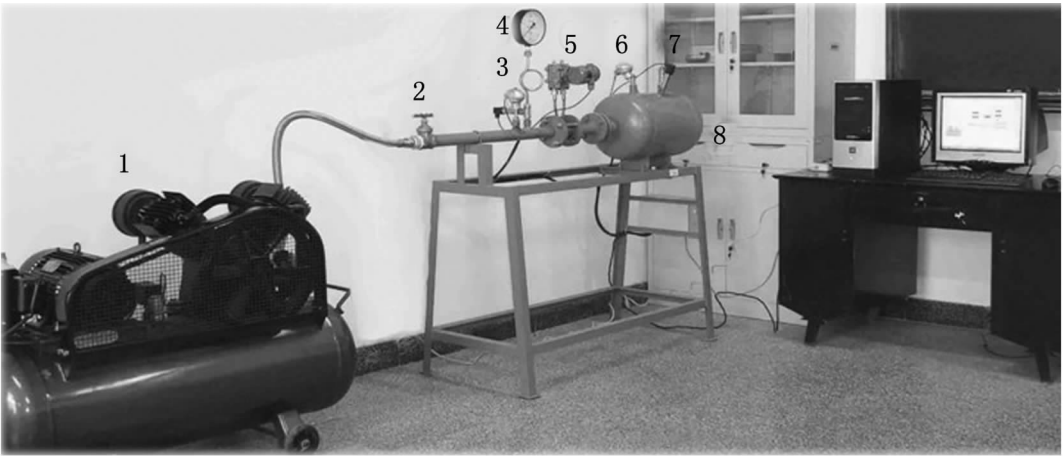
压缩机试验台如图 10 所示,由压缩机主机、冷却系统、节流阀、流量计、排气压力表、吸气压力表、进气温度计、排气温度计等组成。

为更好地反映物理样机耐久性特性,设置耐久性试验工况如表 1 所示。

将物理样机的耐久性试验与虚拟样机的耐久性仿真分析试验进行对比,结果如表 2 所示。由表 2 可知,物理样机与虚拟样机的实验结果吻合较好,表明耐久性仿真分析能较好地反映物理样机的特性。

5 结论

(1)通过建立压缩机曲柄连杆机构的运动学和动力学模型及基于 ADAMS/Durability 模块的耐久性分析,预测该机构工作 205 d 之后,振动频率逐渐增大,工作 240 d 时,振动频率达到最大,压缩机将失去工作能力。故应在压缩机连续工作 240 d 之前,对部件进行相应地维修或更换,以增加压缩机的使用寿命。



1—压缩机主机;2—节流阀;3—流量计;4—吸气压力表;5—进气温度计;6—排气压力表;7—排气温度的计;8—冷却系统。

图 10 压缩机性能试验台

Fig. 10 Compressor performance test bench

表 1 耐久性试验工况

Table 1 Durability test conditions

项目	低速运转	中速运转	中高速运转
压缩机转速/(r·min ⁻¹)	220	500	1 000
吸气压力/MPa	0.40~0.45	0.20~0.30	0.20~0.30
排气压力/MPa	1.6	1.0	0.8
环境温度/℃	100~110	150~180	200
运行时间/min	216 000	216 000	216 000

表 2 物理样机与虚拟样机试验对照表

Table 2 Test control table of physical prototype and virtual prototype

样机种类	循环次数	失效部位
物理样机	1.09E9	曲柄与曲轴销的圆角处
	2.25E9	主轴劲与曲柄圆角处
	2.76E9	连杆大头与曲轴销连接处
	3.47E9	连杆大头与十字头连接处
虚拟样机	1.43E9	曲柄与曲轴销的圆角处
	2.65E9	主轴劲与曲柄圆角处
	3.06E9	连杆大头与曲轴销连接处
	3.82E9	连杆大头与十字头连接处

(2)采用物理样机试验与计算机仿真分析相结合的方法,对压缩机曲柄连杆机构的疲劳耐久性进行了双重验证,其吻合度较好的结果为该机构有限元模型的优化设计提供了理论基础。

参考文献:

[1] 蒲海丰. D-100/8-C 型压缩机曲柄连杆机构动态特性研究及其计算机仿真[D]. 兰州:兰州理工大学,2008:6-10.

[2] DUPREZ M E, DUMONT E, FRERE M. Modelling of reciprocating and scroll compressors[J]. International Journal of Refrigeration,2007,30(5):873-886.

[3] 徐琛,柏祥华. 基于非线性动力学的曲柄连杆机构运动特性仿真[J]. 机电设备,2015,32(2):40-43.

[4] 桑成程. 往复式压缩机振动数学模型分析研究[J]. 山东工业技术,2015(10):120-121.

[5] CASTAING-LASVIGNOTTES J, GIBOUT S. Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation[J]. International Journal of Refrigeration,2010,33(2):381-389.

[6] 刘明生. 曲轴的可靠性分析及疲劳强度设计探讨[J]. 装备制造技术,2014(3):96-99.

[7] 陈荣. 基于 ADAMS 与 ANSYS 的船舶柴油机曲轴强度分析研究[D]. 大连:大连海事大学,2012:37-45.

[8] 仲崇明,万泉,蒋伟康. 往复式压缩机振动的有限元数值分析与实验研究[J]. 振动与冲击,2011,30(5):156-160.