

文章编号: 1671-251X(2009)12-0073-04

隔膜泵曲轴连杆连接松动动力学建模与分析*

史丽晨, 段志善

(西安建筑科技大学机电学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 将隔膜泵曲轴连杆连接处连接松动按照磨损故障来考虑, 采用碰撞-分离两状态接触力模型建立了相应的隔膜泵十字头滑块的动力学模型, 在此基础上采用 Runge-Kutta 法进行了数值仿真, 给出了不同参数下, 即不同曲柄转速、不同磨损量、不同液体压力下的十字头滑块的位移-速度动态响应, 并得出以下结论: 隔膜泵曲轴连杆连接松动的动态响应受到曲柄转速的影响较大, 与磨损量和活塞表面的液体压力也有一定的关系。

关键词: 隔膜泵; 曲轴; 连杆; 连接松动; 动力学模型; 十字头滑块; 转速; 磨损量; 压力; 故障诊断
中图分类号: TD634.9 **文献标识码:** A

Dynamic Modeling and Analysis for Loose Joint between Crank and Linkage of Membrane Pump

SHI Lichen, DUAN Zhishan

(College of Electromechanical Engineering of Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: The paper took the loose joint between crank and linkage of membrane pump as a wear fault and built dynamic model of cross slide of membrane pump according to contact force model in contact-separation states. On the basis it used Runge-Kutta method to make numerical simulation and gave dynamic response of displacement-speed of cross slide under different parameters, namely different crank rotate speeds, different wear rates and different liquid pressures. The result of the study indicated that the dynamic response of loose joint between crank and linkage of membrane pump is mainly influenced by crank rotate speeds, and it is also related with wear rate and liquid pressure of piston surface.

Key words: membrane pump, crank, linkage, loose joint, dynamic model, cross slide, rotate speed, wear rate, pressure, fault diagnosis

0 引言

隔膜泵是近年来在煤炭、冶金、化工、电力等行业发展起来的用于长距离、高浓度输送高温、高腐蚀固液两相介质的一种重要动力机械, 工作时隔膜将浆料和驱动液压油缸隔开, 通过活塞在活塞缸里往复运动使隔膜室内产生压力变化, 实现吸料和排料

功能, 从而实现浆体远距离的输送。但隔膜泵结构复杂, 设备中零部件繁多, 且属于往复式机械设备, 振动信号有着典型的非平稳、非线性特征, 多数学者的研究侧重点放在信号处理及诊断方法方面^[1-2]。当然也有学者从动力学角度对一些典型机构^[3-4]进行了建模分析, 但其侧重于机构设计动力学。

本文从隔膜泵故障动力学入手, 引入碰撞-分离两状态接触力模型^[7], 对某钢铁集团铁矿的隔膜泵关键机构——曲柄滑块机构的磨损故障进行动力学建模, 并对不同参数下的动力学行为进行分析研究, 旨在揭示故障本质, 了解故障振动信号与隔膜泵转速、负荷等因素的内在联系, 为隔膜泵的故障诊断提供可靠的理论依据。

收稿日期: 2009-08-12

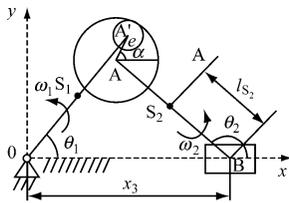
* 基金项目: 教育部博士学科点专项科研基金资助项目 (20070703003), 陕西省自然科学基金资助项目 (2007E204)

作者简介: 史丽晨, 博士, 副教授, 研究方向为振动机械动力学及设备故障诊断。E-mail: bestslc@163.com

1 磨损故障动力学模型

隔膜泵的故障表现为动力端故障、液力端故障。其中动力端故障主要表现为连杆与曲轴、连杆与十字头、十字头与活塞杆、活塞杆与活塞等连接的磨损松动、十字头损坏、连杆损坏或润滑系统失灵、人字齿轮的磨损等形式的失效。由于机械设备的常见故障为磨损,且不同地方出现磨损所表现出的振动特征信号是大相径庭的,因此,本文研究对象选择为隔膜泵连杆大头与曲轴之间的磨损(其它连接处磨损的研究结果另文发表),其宏观表现为两构件连接松动,使得设备在运转过程中会产生振动,过大的磨损甚至会导致巨大冲击和噪声,从而对设备造成不良影响。

当磨损位于隔膜泵曲轴与连杆大头回转副A处时,隔膜泵动力端曲柄滑块机构(以下简称机构)简图如图1所示(回转副A处放大)。设A处销轴半径(轴径)为 r_A 、轴套半径为 R_A 、半径间隙为 δ 。轴销相对于轴套的位移以极坐标 (e, α) 表示(图1中间隙A处放大表示)。整个系统取独立广义坐标 (θ_1, θ_2, x) , l_1 为曲柄长度; l_2 为连杆长度; m_1, m_2, m_3 分别为曲柄、连杆和活塞的重量。



S_1, S_2 - 分别为各杆件的质心位置; θ_1 - 曲柄转角;
 θ_2 - 连杆与水平正向夹角; x_3 - 十字头滑块的质心坐标

图1 当磨损位于隔膜泵曲轴与连杆大头回转副A处时
 隔膜泵动力端曲柄滑块机构简图

1.1 连杆动力学方程

取连杆为分离体,其上受力如图2所示(图2中实线为连杆体,曲轴用虚线画出)。

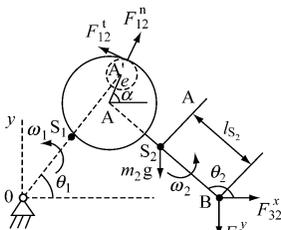


图2 连杆受力分析图

由动量矩定理(对点B取矩)及牛顿第二定律建立连杆的动力学方程为

$$J_B \ddot{\theta}_2 = F_{12}^t [l_2 \cos(\theta_2 - \alpha) + R_A] -$$

$$F_{12}^n l_2 \sin(\theta_2 - \alpha) - m_2 g l_{s_2} \cos \theta_2 + m_2 \ddot{x}_3 l_{s_2} \sin \theta_2 \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_{s_2} = F_{12}^n \cos \alpha - F_{12}^t \sin \alpha + F_{32}^x \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{y}_{s_2} = F_{12}^n \sin \alpha + F_{12}^t \cos \alpha - F_{32}^y - m_2 g \quad (3)$$

式中: J_B 为杆件2对点B的转动惯量; F_{12}^n, F_{12}^t 为曲柄对连杆的法向分力和切向分力; R_A 为A处轴套半径; x_{s_2}, y_{s_2} 为连杆质心的坐标; F_{32}^x, F_{32}^y 为十字头滑块对连杆的水平作用力和竖直作用力。

1.2 十字头滑块动力学方程

取十字头滑块作为分离体作受力分析,如图3所示。笔者将十字头、活塞杆以及活塞三者之间的连接简化为固定连接,从而作用在活塞上的液体压力 P 简化为直接作用于十字头滑块上。

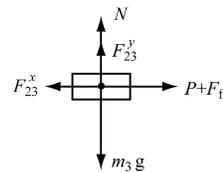


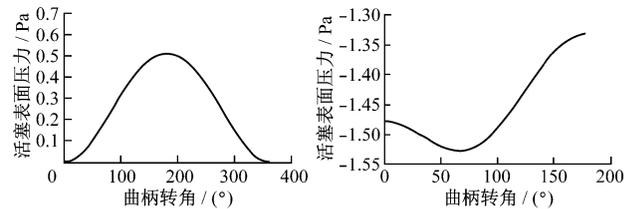
图3 十字头滑块受力分析图

因为 y 方向上没有加速度,因此在 y 方向上有:

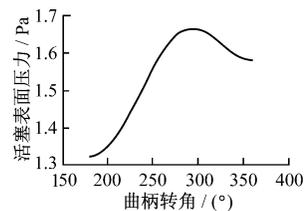
$$N + F_{23}^y - m_3 g = 0 \quad (4)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = P + F_t - F_{23}^x \quad (5)$$

式中: $F_t = f \text{sign}(\dot{x}_3) N$, 为摩擦力,其方向与十字头滑块的速度方向有关; P 为十字头滑块上受到的液体压力,其方向也与滑块的速度方向有关,而且由于十字头滑块的往复运动,作用在其上的流体压力不是常数,而是呈现周期性的变化。根据相关资料^[5-6],可以得出十字头滑块的位移线图以及相应的吸液和排液过程中滑块上受到的压力变换曲线(相关数据略),如图4所示。



(a) 位移曲线 (b) 吸液过程压力曲线



(c) 排液过程压力曲线

图4 十字头滑块位移及表面压力曲线

1.3 碰撞与分离过程模型

参考运动副元素接触-分离二状态模型^[7], 考虑了磨损处的运动副元素的分离和接触 2 种状态, 忽略副元素之间的碰撞特性, 按如下方式建立模型。

首先由机构几何封闭约束可以得到:

$$e_x = l_1 \cos \theta_1 - x_3 - l_2 \cos \theta_2 = e \cos \alpha \quad (6)$$

$$e_y = l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 = e \sin \alpha \quad (7)$$

式中: e_x 、 e_y 分别为轴销与轴套在 x 与 y 方向的相对位移。

则接触点轴套对曲轴销的法向和切向相对速度分别为

$$v_{21}^1 = \dot{e}_y \cos \alpha - \dot{e}_x \sin \alpha + (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) r_A \quad (8)$$

$$v_{21}^n = \dot{e}_y \sin \alpha + \dot{e}_x \cos \alpha \quad (9)$$

式中: $\alpha = \tan^{-1}(e_y/e_x)$ 。

则碰撞的法向分力和切向分力分别为

$$F_{12}^n = (Ku + C_n v_{21}^n) S(u) \quad (10)$$

$$F_{12}^t = -[f \text{sign}(v_{21}^t) F_{12}^n + C_t v_{21}^t] S(u) \quad (11)$$

式中: K 为轴套刚度系数; $u = e - \delta$ 为法向接触变形; C_n 为法向阻尼系数; C_t 为切向阻尼系数; f 为轴套与曲轴轴销间的摩擦系数; $S(u)$ 为阶跃函数, 即:

$$S(u) = \begin{cases} 1, & u \geq 0 \\ 0, & u < 0 \end{cases}$$

2 磨损故障动力学分析

隔膜泵曲柄滑块机构的各项参数如下:

$l_1 = 0.254 \text{ m}$, $l_2 = 1.257 \text{ m}$, $l_{s_2} = 1.126 \text{ m}$, $m_3 = 135 \text{ kg}$, $m_2 = 988 \text{ kg}$, $J_A = 326.9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $f = 0.05$, $k = 71\,500\,000 \text{ N/m}$, $C_n = 175$, $C_t = 0$, $R_A = 0.305 \text{ m}$ 。采用 Runge-Kutta 法进行数值求解, 可得出不同初始条件下的某些动力学结论。

2.1 不同转速下的分析

取磨损量为 0.15 mm , 吸管口液体压力为 0.23 MPa , 得到不同曲轴转速下的滑块速度极值如表 1 所示, 不同曲轴转速下的滑块运动相图如图 5 所示。

表 1 不同曲轴转速下的滑块速度极值表

转速 $n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	192	1 280	2 240
滑块最小速度 $/ (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	-11.99	-63.23	-58.36
滑块最大速度 $/ (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	10.83	49.46	59.01

分析表 1 和图 5, 得出以下结论:

(1) 从图 5 可看出, 转速越低, 相轨迹的紊乱程度越高, 机构处于的混沌程度越高。

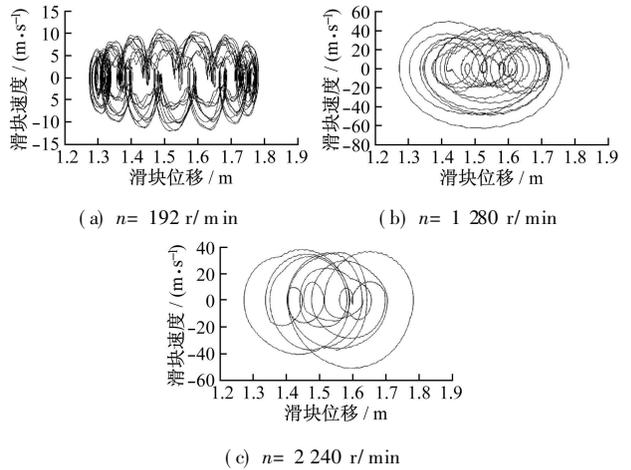


图 5 不同曲轴转速下的滑块运动相图

(2) 当转速由 192 r/min 增加到 $1\,280 \text{ r/min}$ 时, 扩大倍数为 6.67 倍, 滑块速度的幅值和波动程度变化较明显(约为 4.94 倍); 而加速度的幅值和波动范围增加却不是很明显。

(3) 当转速由 $1\,280 \text{ r/min}$ 增加到 $2\,240 \text{ r/min}$ 时, 扩大倍数为 1.75 倍, 滑块速度的幅值和波动程度变化却不明显, 同时加速度的幅值和波动范围却有一定程度的减小。

(4) 从以上分析可知: 转速较低时, 系统处于混沌的可能性较大; 随着转速的增加, 系统的响应均有增加, 增加到一定转速时, 机构会相对处于一个稳定运转状态, 运动副两元素也处于连续接触状态, 碰撞可能性减少。总的说来, 当曲轴由低速逐渐加速时机构的变化, 较高速逐渐加速时机构的变化明显。

2.2 不同磨损量下的分析

取曲轴转速为 $1\,280 \text{ r/min}$, 吸液管口液体压力 0.23 MPa , 得到不同磨损量下的滑块速度极值表如表 2 所示, 不同磨损量下的滑块运动相图如图 6 所示。

表 2 不同磨损量下的滑块速度极值表

磨损量 r/mm	0.05	0.15	0.8
滑块最小速度 $/ (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	-60.01	-63.23	-68.08
滑块最大速度 $/ (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	50.02	49.46	75.59

分析表 2 和图 6, 得出以下结论:

(1) 从图 6 可看出, 不同磨损量的情况下, 滑块的运动相图紊乱程度相当, 整个相图的形态和形状差别也不是很大, 可见磨损量对机构的运动状态影响并不显著。

(2) 随着磨损量的增加, 机构的速度和加速度的幅值及其相应的波动范围均有所增加, 但增加并不明显。

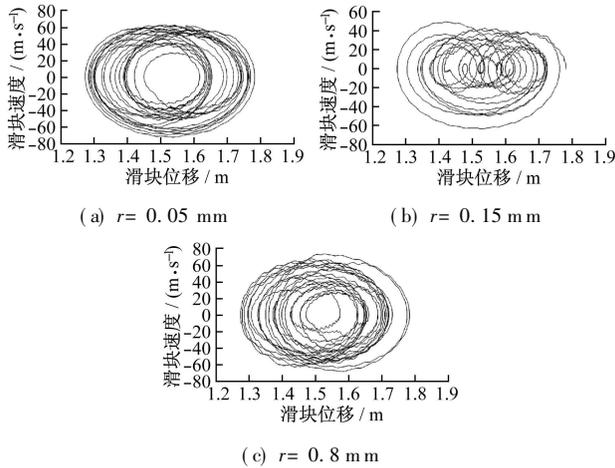


图6 不同磨损量下的滑块运动相图

2.3 不同压力下的分析

取曲轴转速为 1 280 r/min, 磨损量为 0.15 mm, 得到不同吸管口液体压力下的滑块速度极值如表 3 所示, 不同吸管口液体压力下的滑块运动相图如图 7 所示。

表 3 不同吸管口液体压力下的滑块速度极值表

吸管口液体压力 P/MPa	0	0.023	0.23
滑块最小速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	-50.1	-58.9	-63.2
滑块最大速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	49.5	50.1	49.5

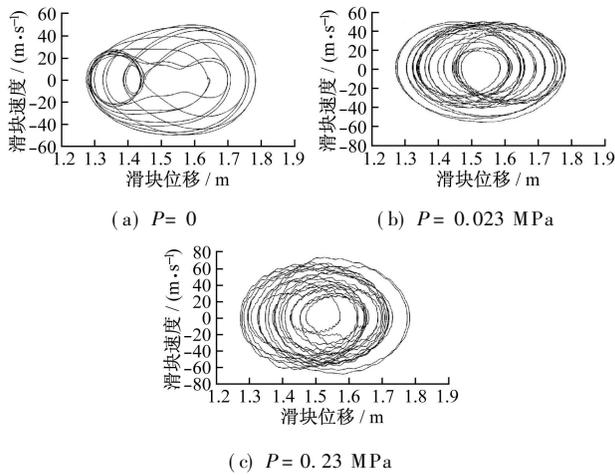


图7 不同吸管口液体压力下的滑块运动相图

分析表 3 和图 7, 得出以下结论:

(1) 从图 7 可看出, 随着吸管口液体压力的增加, 滑块的运动相图逐渐紊乱。当吸管口液体压力为 0 时, 曲线相对光滑, 但随着吸管口液体压力的增加, 曲线上的波动程度和范围逐渐增加。可见随着吸管口液体压力的增加, 机构运动的稳定性出现一定的波动。

(2) 随着吸管口液体压力的增加, 机构的速度和加速度的幅值及其相应的波动范围均有所增加,

但不明显。

3 结论

本文采用碰撞-分离两状态接触力模型, 建立了隔膜泵十字头滑块连接松动的动力学模型, 考虑磨损量、刚度、工作压强的影响, 并采用 Runge-Kutta 法进行了数值仿真分析, 得出如下结论:

(1) 机构的动力学响应较大程度地受到曲柄转速的影响。曲柄转速越低, 相轨迹曲线越紊乱, 说明机构的混沌程度越高。但是当达到一定转速时, 机构的运转会处于一个稳定状态。同时随着转速的增大, 机构响应的幅值会有较大增加。

(2) 机构的动力学响应对磨损间隙的大小不很敏感。磨损间隙的大小对机构的稳定性没有明显影响, 磨损间隙的大小对响应的幅值影响也不显著。

(3) 机构的动力学响应与吸管口液体压力也有一定关系, 随着吸管口液体压力的增大, 机构运动稳定性会出现一定的波动。吸管口液体压力的大小对响应的幅值影响不显著。

(4) 由于研究对象是典型的往复设备, 所以以上结论对往复设备的磨损动力学分析有一定的借鉴作用, 并对往复机械的非线性动力学特性的深入分析有一定的参考意义。

(5) 以上结论说明往复机械的磨损故障与众多因素(如转速、负荷、磨损量等)有关, 在进行往复设备故障诊断时一定要通过特定的动力学分析才能得到正确的结论, 本文正是为这样的分析做了铺垫。

参考文献:

- [1] 雷亚国, 何正嘉, 訾艳阳. 基于混合智能新模型的故障诊断[J]. 机械工程学报, 2008(7): 112-118.
- [2] 王学军, 马辉, 孙伟, 等. 基于小波分析的转子碰摩故障特征提取[J]. 农业机械学报, 2008(4): 147-152.
- [3] 王国庆, 刘宏昭, 何长安. 含间隙连杆机构非线性行为研究[J]. 机械设计, 2005, 22(3): 12-13.
- [4] 王国庆, 刘宏昭. 含间隙内燃机曲柄滑块机构动力学研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(6): 5-7.
- [5] 凌学勤. 往复式活塞隔膜泵[J]. 矿山机械, 2002(11): 25-27.
- [6] 肖俊建. 隔膜泵流体脉动消减技术研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2004.
- [7] 余跃庆, 李哲. 现代机械动力学[M]. 北京: 北京工业大学出版社, 1998.