

舌簧阀片加速寿命实验方法及失效检测技术研究^①

金华强^{②*} 顾江萍^{*} 黄跃进^{**} 孙 哲^{**} 王新雷^{***} 沈 希^{③**}

(^{*} 浙江工业大学教科学院 杭州 310023)

(^{**} 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310023)

(^{***} 伊利诺伊大学香槟校区农业与生物工程学院 厄巴纳 IL61801)

摘 要 舌簧阀片是全封闭往复式压缩机的易损部件,其工作稳定性和使用寿命直接决定整机的制冷性能、产品寿命和振动噪声。通过对往复式压缩机运动模型和舌簧阀片力学模型的研究,提出了一种以激励压差和激励频率为加速因子的舌簧阀片加速寿命实验方法,引入阀片升程极大值和极小值来评价加速因子的最佳取值范围,并基于声学诊断方法对实验中阀片的失效进行自动识别。实验验证装置的测试数据表明,正常阀片与失效阀片的声音信号通过集合经验模态分解(EEMD)与样本熵(SampEn)进行失效特征提取,两者的熵值特征向量具有明显的区别。通过欧氏距离对熵值特征向量的相似度进行测度,对加速寿命中阀片的失效进行判定,为舌簧阀片使用寿命的评估提供依据。

关键词 舌簧阀片;加速寿命;失效检测;声学诊断;集合经验模态分解(EEMD)

0 引 言

随着全民生活水平的提高,冰箱、空调等制冷家电耗电量达到家用总耗电量的 50% 以上,在提倡节能减排的大环境下,对制冷家电的性能提出了更高的要求,而其核心部件全封闭制冷压缩机的研究与改进成为了重点。制冷压缩机对工作介质的间歇性作用,导致舌簧阀片在运行过程中不断受到气体冲击而开启与关闭,是压缩机极易损坏的部件。研究数据表明,制冷压缩机有 60% 左右的故障发生在阀片上,因此阀片的工作稳定性、使用寿命直接决定整机的制冷性能、产品寿命及振动噪声^[1]。

为了提高阀片的使用寿命,国内外众多学者在阀片疲劳寿命方面进行了相关研究。从 1970 年开始,美国 Purdue 大学的研究学者们对压缩机阀片进行了深入而细致的研究^[2,3],同时带动了舌簧阀片

相关技术的快速发展。Tajima 等人^[4]通过对不同厚度和阀座形式的排气阀片进行冲击疲劳特性实验,建立了冲击速度与疲劳失效之间的关系,并分析了冲击应力的分布。Glaeser^[5]对制冷压缩机簧片阀的失效机理进行了研究,发现簧片阀的故障主要是冲击疲劳失效,疲劳来源于簧片与阀座冲击和簧片扭曲而造成的表面损坏。Mueller 等人^[6]对改良 Al-Si420 材料舌簧阀片的弯曲疲劳强度和冲击疲劳强度展开研究,发现弯曲疲劳强度主要与拉伸强度有关,冲击疲劳强度与拉伸强度和弹性模量有关。Woo 等人^[7]提出阀片的失效是由阀板与阀片接触处设计问题造成的,往复冲击导致缺陷扩大,引起阀片破裂失效,通过优化设计,使商用冰箱的压缩机寿命提高到 12.6 年。上述文献通过研究阀片材料与结构的改进来提高其使用寿命,但是对舌簧阀片疲劳寿命加速实验方法与实验装置的研究较少。

① 国家自然科学基金(51076143),浙江省基础公益研究计划(LGG19E050020, LGG18E050024),浙江省重点研发计划(2020C04010)和浙江省教育厅(Y201840043)资助项目。
② 男,1982 年生,博士生;研究方向:热力学系统建模与计算机测量评价;E-mail: jhq@zjut.edu.cn
③ 通信作者,E-mail: sx@zjut.edu.cn
(收稿日期:2019-03-13)

为了保证压缩机的正常使用,国内外很多学者在阀片的故障与失效检测方面也进行了相关研究。王俨凯等人^[8]研究了基于小波多尺度分解、重构的方法,对制冷压缩机气阀的故障进行诊断。王金东等人^[9]运用经验模态分解(empirical mode decomposition, EMD)对往复压缩机气阀信号进行分解,并计算各分量的信息熵,提取出能够反映气阀工作状态的能量特征。Sim 等人^[10]提出利用声学信号来检测往复压缩机阀片的异常,通过小波包变换将声学信号分解为不同的频率,计算各子频段信号的均方根值来识别阀片的异常。Tran 等人^[11]介绍了一种基于振动、压力和电流信号的大型往复压缩机阀片故障诊断方法,为了揭示包含在信号中的故障特征,提出 Teager-Kaiser 能量操作来估计振幅包络。Wang 等人^[12]提出了一种利用声学信号与模拟动量相结合的方式对往复压缩机阀片故障进行诊断的方法,阀片的实际工作状态可以通过分析曲轴角度范围内的声学信号和阀片运动模拟来预测。张思阳等人^[13]提出了一种基于集合经验模态分解(ensemble empirical mode decomposition, EEMD)与功率谱熵相结合的分析方法,在往复压缩机气阀故障诊断中取得了较好的效果。Farzaneh 等人^[14]研究了基于曲轴转角的零维数值方法,通过活塞运动方程、阀片动态方程、以及流过阀片与阀孔的质量流量方程来计算研究压缩机阀片的故障。上述研究中,被分析的信号以振动信号、声学信号为主,信号处理时频方法中小波包分解对基函数要求较高,EMD 分解容易产生模态混叠。

针对小型往复压缩机舌簧阀片疲劳寿命难以有效评价的问题,本文提出了一种以激励压差和激励频率为加速因子的全封闭往复压缩机舌簧阀片加速寿命实验方法,引入阀片升程极大值和极小值来评价加速因子的最佳取值范围,并基于声学诊断方法对实验中舌簧阀片的失效进行自动识别。

1 理论模型

全封闭往复压缩机主要由电机、曲柄连杆机构、气缸、吸排气舌簧阀片等组成,由电机带动曲轴,曲轴再带动活塞,使之在气缸内做往复运动,

气缸与吸排气腔的压力差使吸排气舌簧阀片自动开启与关闭,从而实现膨胀、吸气、压缩、排气的过程。

1.1 压缩机运动模型

研究舌簧阀片的工作特性、失效机理和疲劳寿命,必须先研究压缩机的工作过程和阀片两侧气体介质的运动状态。全封闭往复活塞压缩机的机构运动简图如图 1 所示。

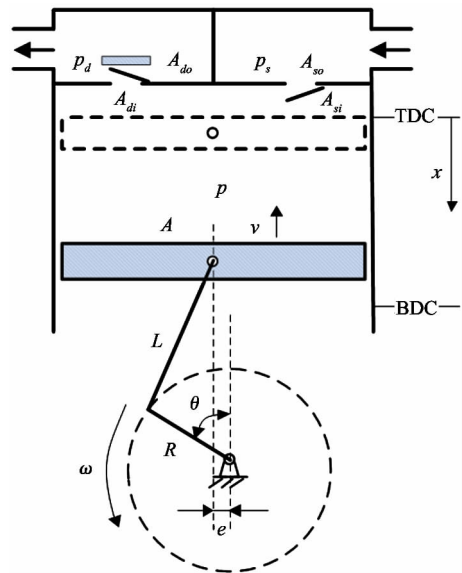


图 1 往复活塞压缩机机构简图

根据曲柄连杆机构的运动学原理可得,活塞位移 x 与曲柄转角 θ 的关系为

$$x = \sqrt{(R+L)^2 - e^2} - [R\cos\theta + \cos\beta] \quad (1)$$

式中, L 为连杆大小头的中心距; R 为曲柄半径; λ 为曲柄半径与连杆大小头中心距之比, $\lambda = R/L$; β 为连杆轴线与气缸中心线之间的夹角。根据 θ 和 β 的关系,式(1)可转换为

$$x = \sqrt{(R+L)^2 - e^2} - [R\cos\theta + L\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta}] \quad (2)$$

将 $\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta}$ 进行泰勒公式展开可得:

$$\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta} = 1 - \frac{\lambda^2\sin^2\theta}{2} - \frac{\lambda^4\sin^4\theta}{8} - \dots \quad (3)$$

将式(3)忽略高次项带入式(2)中,可得:

$$x = \sqrt{(R+L)^2 - e^2} - R[\cos\theta + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{4}\lambda(1 - \cos2\theta)] \quad (4)$$

活塞的速度 v 与曲柄转角 θ 关系表示为

$$v = dx/dt = (dx/d\theta) \cdot (d\theta/dt) \tag{5}$$

假设曲柄是做匀速转动, 则 $d\theta/dt = \omega$, $\omega = 2\pi n/60$, 分别对 θ 和 t 求导得:

$$v = \frac{2\pi n}{60} R (\sin\theta + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\theta) \tag{6}$$

压缩机实际工作过程中, 考虑到余隙容积 V_0 , 气缸容积 V 与曲柄转角的关系为

$$V = V_0 + A \sqrt{(R + L)^2 - e^2} - AR [\cos\theta + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\theta)] \tag{7}$$

压缩机的气缸在往复运动过程中, 吸排气阀片两侧气体的压差克服阀片自身的弹力和惯性力, 使阀片产生运动, 因此阀片所受的气流推力为

$$F_{dg} = pA_{di} - p_d A_{do} \tag{8}$$

$$F_{sg} = pA_{si} - p_s A_{so} \tag{9}$$

式中, A 为活塞的面积, A_{do} 为排气阀片排气腔侧受力面积, A_{di} 为排气阀片气缸侧受力面积, A_{so} 为吸气阀片吸气腔侧受力面积, A_{si} 为吸气阀片气缸侧受力面积; p 为气缸内气体压力, p_d 为排气压力, p_s 为吸气压力; F_{dg} 为排气阀片所受气流推力, F_{sg} 为吸气阀片所受气流推力。

1.2 阀片力学模型

全封闭往复式压缩机的吸排气阀片由薄金属簧片制成, 一端固定且另一端自由。吸气阀片是在整块金属薄片上冲压出舌型簧片, 其根部与阀板直接相连, 如图 2 所示。排气阀片为单独的舌型簧片, 根部由限位器约束于阀板上, 其升程也由限位器限制, 如图 3 所示。阀片在运动时, 受气流推力、弹簧力、阀片惯性力等作用, 当气流推力大于弹簧力, 阀片开启, 并为气体流动开启通道, 阀片的运动方程为

$$[M] \{\ddot{h}\} + [C] \{\dot{h}\} + [K] \{h\} = \{F(t)\} \tag{10}$$

$$F = F_g - F_s - F_m \tag{11}$$

式中, $[M]$ 为质量矩阵, $[C]$ 为阻尼矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵。 F 为阀片所受的合力, F_g 为气流推力, F_s 为弹簧力, F_m 为惯性力。

根据舌簧阀片的运动特性, 可以将其简化为单自由度的悬臂梁运动系统, 假设载荷集中在吸排气

口的中心, 力学模型如图 4 所示, 平面曲线 $h = h(x)$ 上任一点的曲率为

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{\frac{d^2 h}{dx^2}}{[1 + (\frac{dh}{dx})^2]^{3/2}} = \frac{M(x)}{EI} \tag{12}$$

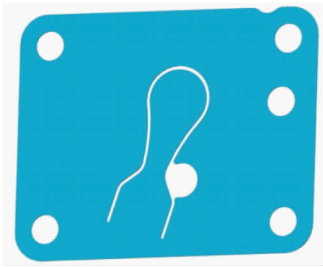


图 2 吸气阀片

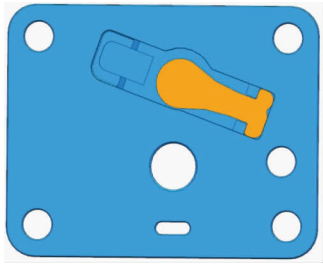


图 3 排气阀片

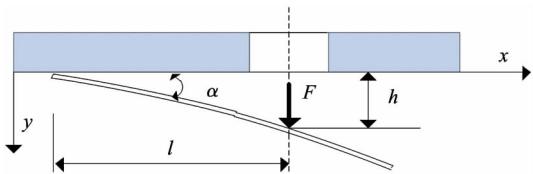


图 4 阀片力学模型

由于阀片的转角 α 较小, 则 $(dh/dx)^2$ 的值远小于 1, 挠曲轴近似微分方程为

$$\frac{d^2 h}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \tag{13}$$

对挠曲轴近似微分方程相继积分 2 次, 得到悬臂梁转角和挠度方程分别为

$$\alpha = \frac{dh}{dx} = \int \frac{M(x)}{EI} dx = \frac{F}{EI} (lx - \frac{x^2}{2}) \tag{14}$$

$$h = \iint \frac{M(x)}{EI} dx dx = \frac{F}{EI} (\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}) \tag{15}$$

当 $x = l$ 时, 阀片的转角 α 和升程 h 为

$$\alpha|_{x=l} = \frac{Fl^2}{2EI} \tag{16}$$

$$h|_{x=l} = \frac{Fl^3}{3EI}$$

(17)

2 加速寿命实验方法

压缩机的舌簧阀片在正常使用工况下寿命达到8~10年,显然不能按照正常工况对舌簧阀片进行疲劳寿命测试。目前,为缩短产品研发周期,普遍采用加速寿命实验的方法来对产品进行疲劳寿命的研究。通过对往复式压缩机运动模型和舌簧阀片力学模型的理论分析,影响舌簧阀片疲劳寿命的主要因素为气流推力和运动频率。

2.1 激励系统

本文研究的往复式活塞压缩机采用全封闭形式,小型紧凑的结构不利于在内部安装传感器,并且考虑实际生产的检测需求,根据阀片的工作环境设计一套激励系统模拟阀片的开启与关闭。假设舌簧阀片两侧的受力面积相等,则式(8)和式(9)可简化为

$$F_{dg} = (p - p_d)A_{di} = p1A_{di}$$

(18)

$$F_{sg} = (p - p_s)A_{si} = p2A_{si}$$

(19)

式中, $p1$ 为排气阀片两侧气体压差, $p2$ 为吸气阀片两侧气体压差。

为了更真实地模拟阀片的实际工作状态,激励系统采用压缩氮气经过高速电磁阀产生脉动气流,致使阀片两侧产生压差,实现阀片的开启与关闭。激励压差由精密调压阀调节,激励频率由高速电磁阀开关频率控制,激励系统原理图如图5所示。舌

簧阀片加速寿命实验方法选用激励频率、激励压差作为加速因子。吸、排气阀片的工作原理与失效机理一致,吸气阀片的升程没有限制,更容易产生疲劳失效,因此本文研究重点为吸气阀片的疲劳寿命。

2.2 加速因子取值

为保持舌簧阀片原有的失效机理,加速因子激励压差和激励频率的最佳取值是加速寿命实验的关键,利用正交实验来获取其最佳取值。在加速因子的正交实验中,本文引入阀片升程的极大值和极小值来评价加速因子的取值。阀片升程的极大值越大,表明阀片与阀板撞击的加速度越大,从而更容易产生疲劳破裂和疲劳形变,以此表征加速因子的加速应力更大。阀片升程的极小值可以判定阀片是否能够正常关闭,以此表征阀片是否符合正常的失效机理。为了获得阀片升程的精确值,本文采用基恩士LK-G150激光传感器对轻薄阀片的位移进行非接触测量。

小型全封闭往复式定频压缩机的设计转速为3000 r/min,阀片的工作频率为50 Hz,R600a标准工况的吸气压力为0.06 MPa。利用激光位移传感器对吸气阀片在50 Hz激励频率下的升程极大值进行了测量,如图6所示,随着激励压差的增大,阀片升程极大值呈现线性增加的趋势。同时,对吸气阀片在50 Hz激励频率下的升程极小值进行了测量,如图7所示,随着激励压差的增大,阀片升程极小值也呈增大趋势。为保证吸气阀片的正常关闭,同时考虑激光位移传感器的测量精度($\pm 150\mu\text{m} \times 0.02\%$),

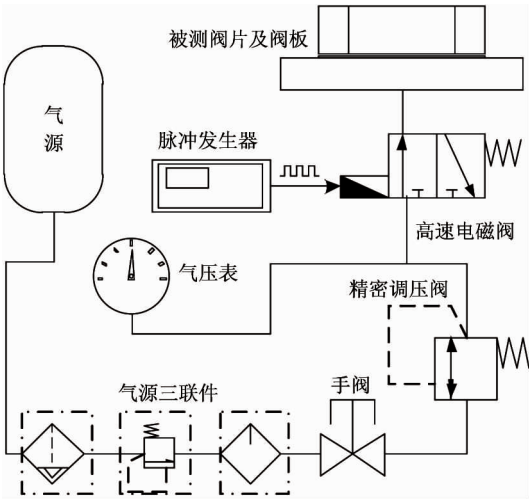


图5 激励系统原理图

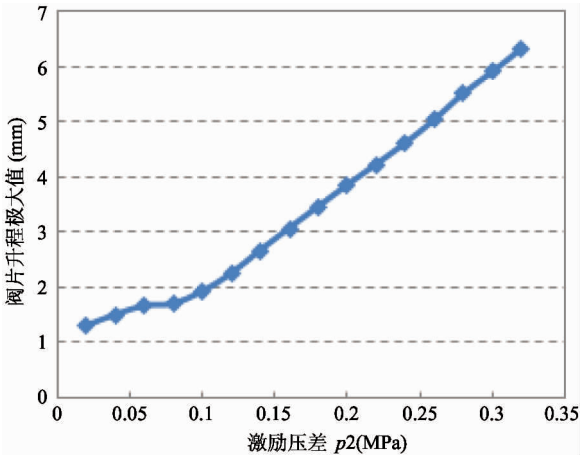


图6 吸气阀片升程极大值

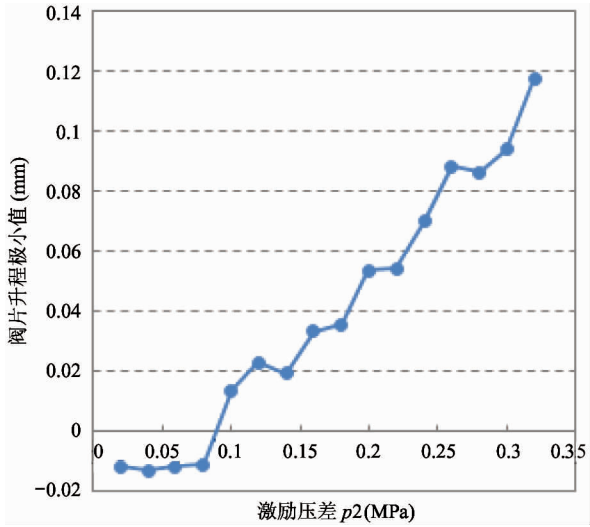


图 7 吸气阀片升程极小值

吸气阀片极小值的阈值设为0.05 mm,即极小值超过阈值可认为吸气阀片没有正常关闭,不符合阀片的正常失效机理。

为了更好地探究阀片正常失效机理下激励压差与激励频率的最佳取值,对激励压差和激励频率进行正交实验,测量不同激励压差和激励频率下的阀片极小值,如图 8 所示。当激励频率大于 56 Hz 时,阀片升程极小值超过阈值,不符合阀片原有的失效机理。当激励压差大于 0.20 MPa 时,阀片升程极小值也超过阈值,不符合阀片原有的失效机理。为了进一步验证增大加速因子应力水平对阀片加速寿命实验的影响,测量不同激励压差和激励频率下的阀片极大值,如图9所示。相同激励压差下,增大激励频

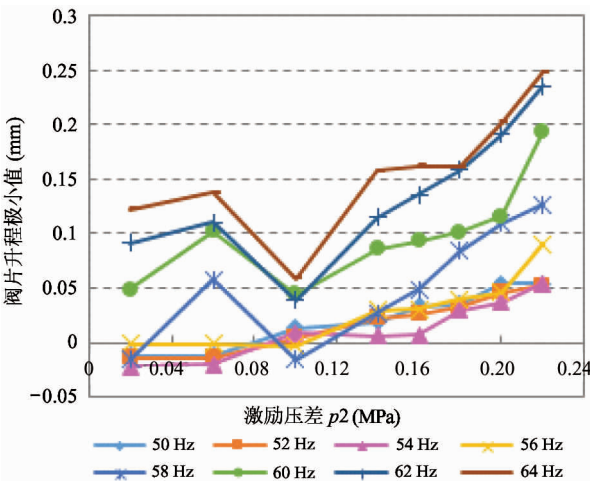


图 8 升程极小值与激励压差和激励频率关系

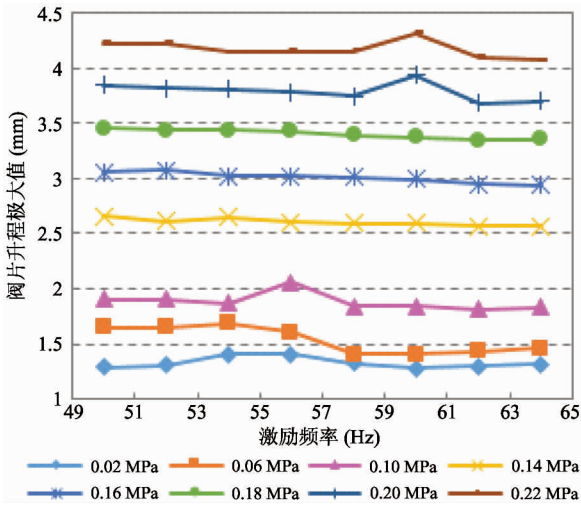


图 9 升程极大值与激励压差和激励频率关系

率,对阀片升程极大值的改变影响不大。随着激励压差的增加,阀片升程极大值呈明显增大趋势,因此增大激励压差与激励频率来提高阀片加速寿命实验的应力水平是可行的。基于上述原因,激励频率与激励压差的最佳取值分别为 56 Hz 和 0.20 MPa。

3 阀片失效检测

压缩机舌簧阀片加速寿命实验中,结合阀片的失效机理和失效形式,通过分析正常阀片与失效阀片运动时声音信号的不同特征,对 IMF 分量的样本熵值进行相似度测度来实现舌簧阀片疲劳失效的自动、精准识别。

3.1 阀片失效形式

压缩机舌簧阀片失效的主要形式为疲劳断裂、疲劳形变,如图 10 所示。其中,阀片疲劳形变包括阀片弹力失效和阀片与阀板密封面失效等。但实际使用中发现,往复式活塞压缩机的失效形式以疲劳断裂为主。

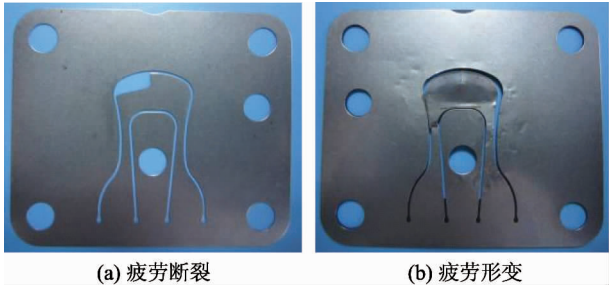


图 10 压缩机阀片常见失效形式

3.2 集合经验模态分解

集合经验模态分解 (EEMD) 是在经验模态分解 (EMD) 的基础上发展而来的, 通过多次叠加白噪声, 有效改善了 EMD 存在的模态混叠、边频等缺陷。EEMD 是一种能够自适应地处理非线性非平稳信号的方法, 将信号从高频至低频分解为若干个反映不同频率段的本征模态函数 (intrinsic mode function, IMF) 和余项^[15-16]。阀片受激励系统气流冲击产生运动, 当阀片产生疲劳失效后, 其声音信号变化的特征夹杂在系统噪声中, 而且特征信号难以确定到具体的频段中, 因此 EEMD 方法特别适合激励系统内阀片失效特征的提取。

EEMD 算法的具体步骤如下:

(1) 原始采集信号为 $x(t)$, 将一组均值为 0、标准差为常数的白噪声 $Q_i(t)$ 添加到原始信号中, 则加入白噪声后信号变为

$$X_i(t) = x(t) + Q_i(t) \quad (20)$$

(2) 对信号 $X_i(t)$ 进行 EMD 分解, 得到 n 个 IMF 分量和 1 个剩余分量 $Res_{in}(t)$ 。

$$X_i(t) = \sum_{j=1}^n C_{ij}(t) + Res_{in}(t) \quad (21)$$

(3) 对每个添加白噪声的信号 $X_i(t)$ 重复以上步骤, 添加的白噪声次数为 N 次, 对分解的 IMF 分量和剩余分量做均值。

$$C_n(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{in}(t) \quad (22)$$

$$Res_n(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Res_{in}(t) \quad (23)$$

(4) 利用高斯白噪声频谱的零均值原理来消除白噪声的影响, 最终原始信号 $x(t)$ 可分解为

$$x(t) = \sum_{j=1}^n C_j(t) + Res_n(t) \quad (24)$$

EEMD 方法中加入的白噪声应该满足以下条件:

$$\ln \varepsilon_n + \frac{1}{2} \varepsilon \ln N = 0 \quad (25)$$

式中, ε 为白噪声的幅值, N 为白噪声的集合数, ε_n 为原始信号与相应 IMF 分量和之间的误差。

3.3 样本熵

舌簧阀片的声音信号经过 EEMD 的分解, 仅从各 IMF 分量的时域信号或频域信号上不能明显识

别出失效特征, 但是通过对 IMF 分量的复杂度进行量化分析, 能有效辨别正常阀片与失效阀片的差异。样本熵 (sample entropy, SampEn) 是一种度量非线性时间序列信号复杂性的方法, 改善了近似熵 (approximate entropy, ApEn) 存在自身匹配引起偏差的不足^[17]。其具体算法如下:

(1) 原始时序信号 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_N\}$, 对序列 X 进行相空间重构, 获得矩阵 $Y = [x_i, x_{i+1}, \dots, x_{i+m-1}]$, 其中 M 为数据总个数, m 为嵌入维数, 且 $1 \leq i \leq M - m + 1$ 。

(2) 计算向量 Y_i 与 Y_j 中对应元素的最大绝对差值, 将两向量的距离定义为

$$d(Y_i, Y_j) = \max[|x(i+k) - x(j+k)|] \quad (26)$$

(3) 将 $d(Y_i, Y_j)$ 小于相似容限阈值 r 的数量与向量总数的比值记为 $B_i^m(r)$, 并计算 $B_i^m(r)$ 的平均值:

$$B^m(r) = \frac{1}{M - m} \sum_{i=1}^{N-m} B_i^m(r) \quad (27)$$

(4) 维数增加到 $m+1$, 获得一组 $m+1$ 的矩阵, 重复以上步骤, 计算获得:

$$A^m(r) = \frac{1}{M - m} \sum_{i=1}^{N-m} A_i^m(r) \quad (28)$$

(5) 最终, 样本熵的估计值为

$$SampEn(m, r, M) = -\ln\left[\frac{A^m(r)}{B^m(r)}\right] \quad (29)$$

3.4 向量相似度测度方法

为了实现舌簧阀片失效状态的自动判定, 构造以相关 IMF 分量的样本熵值为特征向量, 将正常阀片的熵值特征向量作为标准向量, 将测试过程中的阀片熵值特征向量作为待比较向量, 两个向量的相似度作为判断阀片失效的依据。欧式距离是模式识别中相似度测度的有效方法, 对特征向量中较大元素的变化更为敏感^[18]。

在相似度测度中, x 为正常阀片的熵值特征向量, y 为阀片在测试过程中的熵值特征向量, 两者的欧式距离为

$$dist(x, y) = \sqrt{\sum_{i=0}^n (x_i - y_i)^2} \quad (30)$$

在舌簧阀片加速寿命实验中, 当计算的欧式距

离满足式 (31) 时,系统判定舌簧阀片产生疲劳失效,完成加速寿命实验。

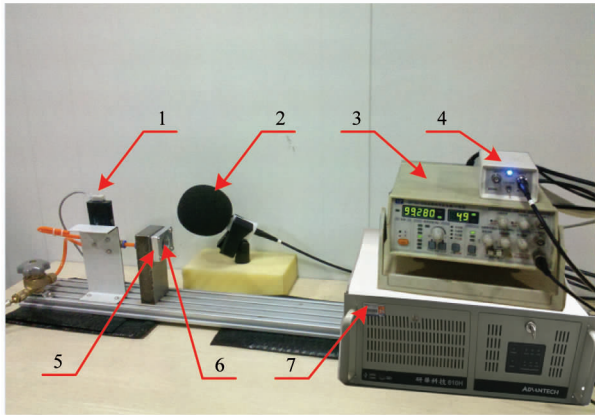
$$\text{dist}(x, y) \geq \delta \tag{31}$$

式中 δ 为设定的距离阈值,距离阈值 δ 的取值与阀片型号、测试环境噪声有关。

4 实验验证平台搭建

4.1 硬件系统

根据舌簧阀片加速寿命实验激励系统和基于声学诊断阀片失效检测技术的原理,项目组搭建了舌簧阀片加速寿命实验与失效检测的实验验证平台,平台由激励系统、声检测系统、测控系统等部分组成,如图 11 所示。



1. 高速电磁阀 2. 声传感器 3. 脉冲发生器 4. 声传感器电源
5. 阀座 6. 被测阀片 7. 工业控制计算机

图 11 实验验证平台

实验验证平台激励系统的高速电磁阀采用 FESTO MHE3-MS1H 型电磁阀,其最大切换频率为 280 Hz,满足激励系统对激励频率的要求。声检测系统的传感器采用 PCB 130A24 型传声器,其最高频响为 16 kHz,灵敏度为 10 mV/Pa。测控系统以工业控制计算机为控制核心,数据采集模块采用研华 PCI-1716L 高速数据采集卡。

4.2 软件系统

阀片失效检测的软件系统采用 LabVIEW 和 Matlab 混合编程技术,快速实现数据的采集与处理,有效保证系统的鲁棒性。通过 LabVIEW 中的 Matlab script 模式将采集的声音数据导入 Matlab 脚本

程序进行 EEMD 分解、样本熵特征向量求解和向量相似度测度等,可以缩短处理时间,提高运算效率,利用 Matlab 强大的后处理能力,直观地观测所需的有效信息。舌簧阀片失效检测的功能流程如图 12 所示。

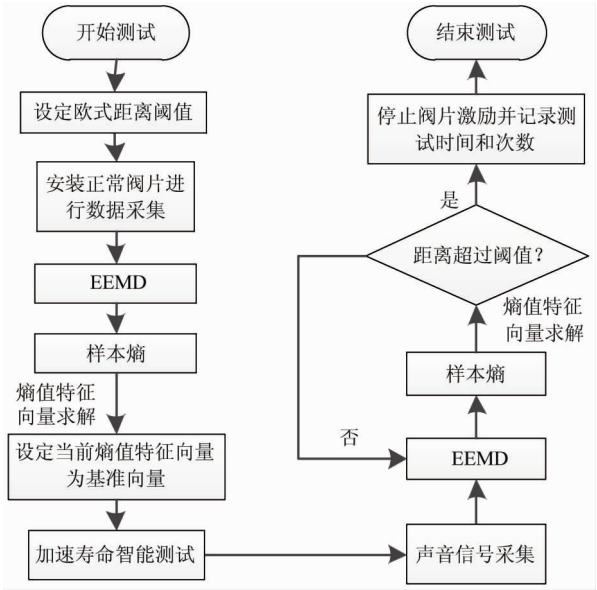


图 12 软件系统功能流程图

5 实验结果分析

舌簧阀片加速寿命实验中,系统的采样频率、采样点数需要合理地选取。根据奈奎斯特采样定理,系统采样频率 f_s 大于信号中最高频率的 2 倍时,采样信号才能完整地保留原始信号的信息,因此实验验证平台测量系统的采样频率 f_s 至少为 10 kHz。频谱分辨率 F_ω 取决于采样频率 f_s 和采样点数 S ,频率分辨率可以由式 (32) 求得。频谱分辨率达到本文期望的 1 Hz 时,被分析数据的采样点数 S 应为 10 000。

$$F_\omega = \frac{f_s}{S} \tag{32}$$

舌簧阀片加速寿命实验中激励频率设定为 56 Hz,激励压差设定为 0.20 MPa。对正常和失效舌簧阀片分别进行实验,其声音信号进行去趋势项处理后,两者的时频域信号如图 13 与图 14 所示。阀片的声音信号中夹杂着各种干扰及噪声信号,正常阀片与失效阀片在时频域上有区别,但仅在时频域上难以有效提取失效特征。

针对阀片声音信号多种频率混叠以及强干扰信号的问题,采用 EEMD 对上述信号进行分解,白噪声集合数 N 取 100,白噪声幅值 ε 为原始信号幅值标准差的 0.2 倍。图 15 和图 16 分别为正常阀片与

失效阀片的分解结果,将原始的声音信号分解为 9 个 IMF 分量和 1 个剩余分量,IMF1 ~ IMF9 分量从频率高到低分布。

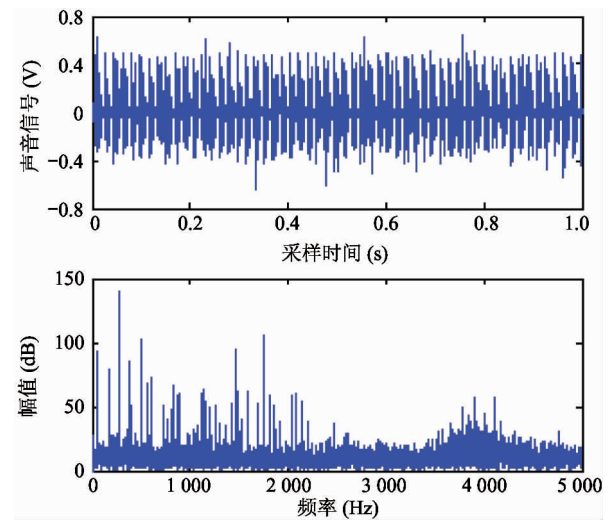


图 13 正常阀片声音信号时频域图

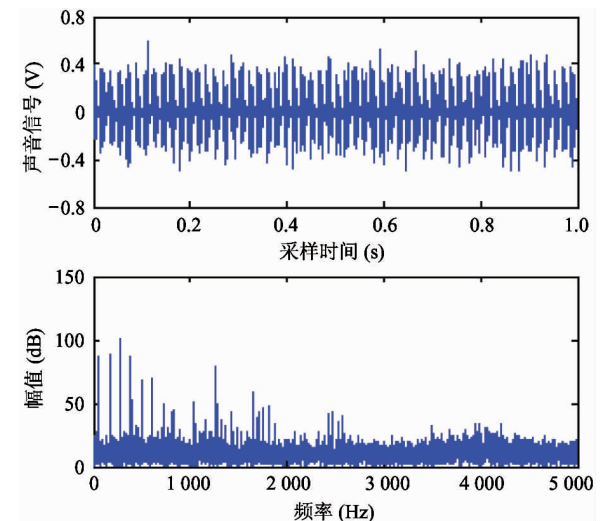


图 14 失效阀片声音信号时频域图

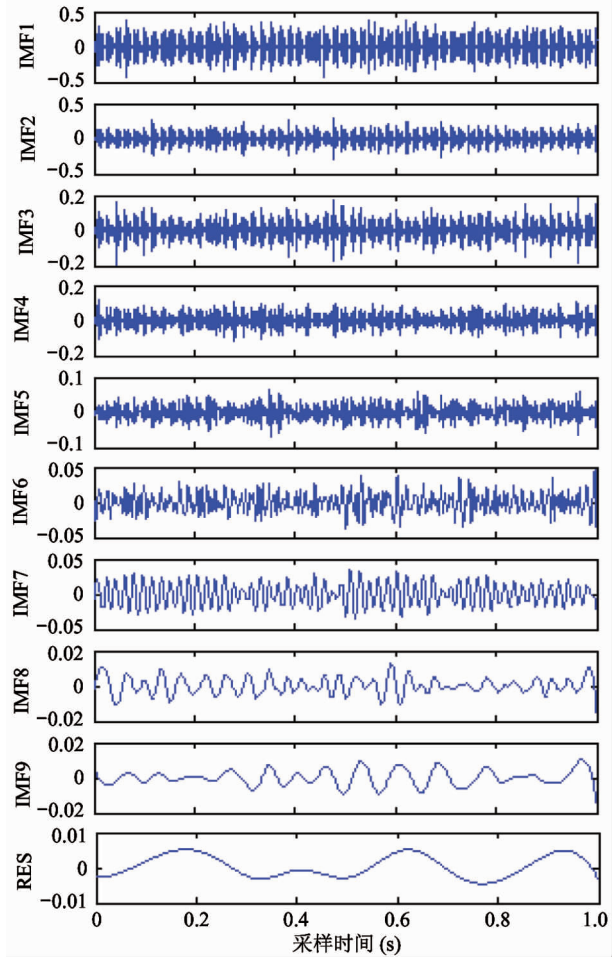


图 15 正常阀片声音信号 EEMD 分解结果

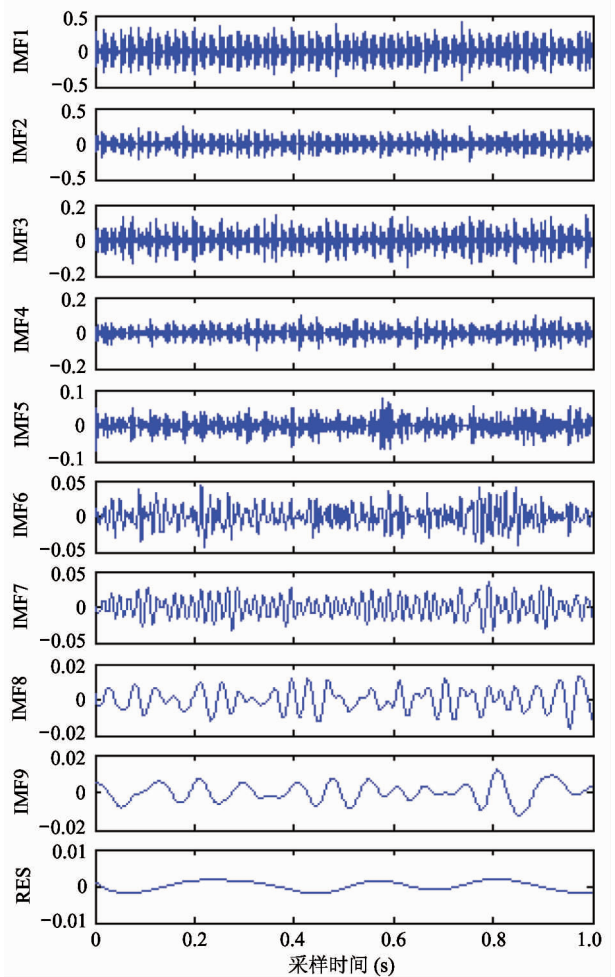


图 16 失效阀片声音信号 EEMD 分解结果

EEMD 分解后的每个 IMF 分量与原始信号的相关性都不同,为了最大限度保障失效特征的提取,计算分解后的 IMF 分量与原始信号的相关度,相关系数计算结果如表 1 所示,将相关系数较大的 7 个 IMF 分量,即 IMF1 ~ IMF7,来进行样本熵的计算。

表 1 相关性系数表

IMF 分量	正常阀片	失效阀片
IMF1	0.7403	0.7272
IMF2	0.4787	0.4627
IMF3	0.3687	0.3789
IMF4	0.3218	0.3216
IMF5	0.2195	0.2256
IMF6	0.1711	0.2059
IMF7	0.1617	0.1682
IMF8	0.0534	0.0656
IMF9	0.0446	0.0508

将选取的 IMF1 ~ IMF7 分量进行样本熵计算,嵌入维数 m 取 1,相似容限阈值 r 取 0.15 倍原始信号的标准差,正常阀片和失效阀片的样本熵值如图 17 所示。正常阀片与失效阀片在 IMF1、IMF3 和 IMF6 分量上的样本熵值有明显变化,对上述 3 个分量进行快速傅里叶变换(fast Fourier transformation, FFT),其中 IMF1 分量在 4 000 Hz 处幅值较大,MF3 分量在 600 ~ 800 Hz 处幅值较大,MF6 分量在 250 Hz 以下的幅值较大。往复式活塞压缩机实际工作过程中,对吸气机构频谱进行分析与研究,气流脉

动的噪声频率为 800 Hz 左右,阀片与阀板撞击的噪声频率为 4 000 Hz 左右。阀片发生失效时,对气流脉动、阀片与阀板撞击等噪声的影响最为显著,因此实验数据与压缩机实际工作时吸气机构噪声在频率分布上是一致的。

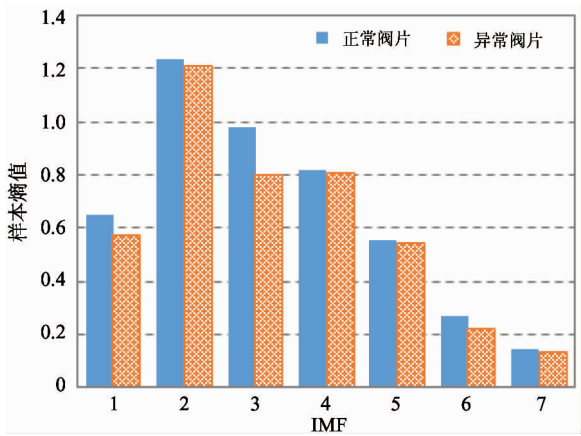


图 17 各 IMF 分量的样本熵值

为了提高阀片失效特征提取效果和识别速度,利用样本熵值改变明显的 IMF1、IMF3 和 IMF6 分量来构造阀片失效特征向量。验证阀片失效检测方法的准确性,选取同型号的一批舌簧阀片作为测试样品,其中失效阀片占 80%,欧氏距离阈值设置为 0.20,实验结果如表 2 所示。实验数据表明,通过欧氏距离对特征向量进行测度,能实现阀片失效的自动识别,失效检测的准确率较高。

表 2 加速寿命阀片失效检测结果

正常阀片熵值 特征向量	失效阀片熵值 特征向量	欧式距离 (阈值/测量值)	准确率(%)
[0.65, 0.98, 0.27]	[0.57, 0.80, 0.22]	0.20 / 0.38	94

6 结 论

本文通过对往复式压缩机运动模型和舌簧阀片力学模型的研究,提出了以激励压差和激励频率为加速因子的舌簧阀片加速寿命实验方法,并基于声

学诊断技术对实验中阀片的失效进行自动识别。在实验验证装置上进行实验,根据实验数据可以得出以下结论:

(1)引入阀片升程极大值和极小值来评价加速因子的合理取值范围,通过正交实验,激励频率与激励压差的最佳取值为 56 Hz 和 0.20 MPa;

(2)正常阀片与失效阀片的声音信号经 EEMD 分解,对相关性系数较高的 IMF 分量进行样本熵计算,其中 IMF1、IMF3 和 IMF6 分量的熵值变化显著,熵值变化也符合压缩机实际工作时吸气机构噪声的频率分布;

(3)通过欧氏距离对正常阀片与失效阀片熵值特征向量的相似度进行测度,以此作为阀片失效的判定依据,准确率符合设计要求;

(4)本文提出的舌簧阀片加速寿命实验方法和基于声学诊断的阀片失效检测技术,为舌簧阀片使用寿命的评估提供实验方法,对压缩机以及相似机械结构的设计与研究具有一定的指导意义。

参考文献

- [1] Yu X L, Tan Q, Ren Y M, et al. Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model [J]. *Energy Procedia*, 2017, 105: 4890-4897
- [2] Singh R, Soedel W. Interpretation of gas oscillations in multicylinder fluid machinery manifolds by using lumped parameter descriptions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1979(64): 387-402
- [3] Singh R, Soedel W. Mathematical modeling of multicylinder compressor discharge system interactions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1979(63): 125-143
- [4] Tajima T, Sakitani K, Fujimoto S, et al. A study on impact fatigue of compressor valve[C]// 1988 International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, USA, 1988:277-284
- [5] Glaeser W. Failure mechanisms of reed valves in refrigeration compressors[J]. *Wear*, 1999(225-229): 918-924
- [6] Mueller M, Zetterholm G, Chai G. Influence of material orientation on the fatigue properties of flapper valve[C]// 2006 International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, USA, 2006:1-8
- [7] Woo S, O'Neal D, Pecht M. Reliability design of a reciprocating compressor suction reed valve in a common refrigerator subjected to repetitive pressure loads[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2010(17): 979-991
- [8] 王俨凯, 廖明夫, 赵铁. 基于小波分析的制冷压缩机气阀故障诊断方法的研究[J]. *中国机械工程*, 2003, 14(12): 1046-1048
- [9] 王金东, 代梅, 杜永军, 等. 基于 EMD 和信息熵的往复压缩机气阀故障特征提取[J]. *压缩机技术*, 2013(4): 37-39, 75
- [10] Sim H, Ramli R, Saifizul A, et al. Empirical investigation of acoustic emission signals for valve failure identification by using statistical method [J]. *Measurement*, 2014(58): 165-174
- [11] Tran V, Althobiani F, Ball A. An approach to fault diagnosis of reciprocating compressor valves using Teager-Kaiser energy operator and deep belief networks[J]. *Expert Systems with Applications*, 2014(41): 4113-4122
- [12] Wang Y F, Xue C, Jia X H, et al. Fault diagnosis of reciprocating compressor valve with the method integrating acoustic emission signal and simulated valve motion[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015 (56-57): 197-212
- [13] 张思阳, 徐敏强, 李永波, 等. 往复压缩机气阀故障混合诊断方法研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(11): 167-173
- [14] Farzaneh-Gord M, Khoshnazar H. Valve fault detection for single-stage reciprocating compressors[J]. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016 (35): 1239-1248
- [15] Wu Z H, Huang N E. Ensemble empirical mode decomposition: a noise-assisted data analysis method[J]. *Advances in Adaptive Data Analysis*, 2009, 1(1): 1-41
- [16] 樊凤杰, 轩凤来, 白洋, 等. 基于 EEMD 的中药三维荧光光谱去噪方法研究[J]. *高技术通讯*, 2019, 29(1): 78-84
- [17] Richman J S, Moorman J R. Physiological time-series analysis using approximate entropy and sample entropy [J]. *American Journal of Physiology-Heart Circulatory*, 2000, 278: 2039-2049
- [18] 欧阳静, 张立彬, 潘国兵, 等. 基于统计特征矢量符号值和聚类经验模态分解的短时电能质量扰动信号分析[J]. *高技术通讯*, 2017, 27(11-12): 929-937

Investigation on accelerated life test method and failure detection technology of reed valve

Jin Huaqiang^{* **}, Gu Jiangping^{*}, Huang Yuejin^{**}, Sun Zhe^{**}, Wang Xinlei^{***}, Shen Xi^{**}

(^{*} College of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

(^{**} College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

(^{***} Department of Agricultural and Biological Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana IL61801)

Abstract

The reed valve is a vulnerable part of the hermetic reciprocating compressor. Its working stability and service life directly determine the refrigeration performance, product life and vibration noise of the whole machine. Through the study of the motion model of reciprocating compressor and the mechanical model of the reed valve, a method of accelerated life test of the reed valve is proposed with the excitation pressure difference and the excitation frequency as the acceleration factor. The maximum value and the minimum value of the valve lift are introduced to evaluate the optimum range of the acceleration factor. And automatic identification of valve failure in test based on acoustic diagnosis method. The test data of the experimental verification device shows that the characteristics are extracted from the sound signals of the normal and failure reed valves base on ensemble empirical mode decomposition (EEMD) and sample entropy (SampEn). The entropy characteristic vectors of both valves are distinctly different. The similarity of the entropy characteristic vectors is measured by the Euclidean distance, and the failure of the valve in the accelerated life is determined. The accelerated life is used to provide the basis for the evaluation of the service life of the reed valve.

Key words: reed valve, accelerated life, failure detection, acoustic diagnosis, ensemble empirical mode decomposition (EEMD)