

船用低速机液压系统电液控制阀可靠性数值模拟研究

贺玉海^{1,2,3}, 丁 鹏¹, 张波伦¹

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063;

2. 武汉理工大学船舶动力工程技术交通行业重点实验室, 湖北 武汉 430063;

3. 武汉理工大学船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 针对船用低速机电液控制阀的可靠性问题, 以自主研发的电液控制阀为研究对象, 对前期性能试验反映出的问题进行总结, 并通过 FMECA 方法逆推了造成电液控制阀失效的原因, 以此为指导搭建了电液控制阀物理失效模型。在此模型基础上推导了电液控制阀泄漏失效模型, 并通过可靠性试验验证了模型的准确性。基于此模型开展了电液控制阀的健康状态评估以及性能预测。研究表明: 电液控制阀的主要失效形式为泄漏; 阀芯累积变形量与碰撞次数之间成对数关系; 泄漏模型计算值与实际试验值的误差在合理范围内。

关键词: 船用低速机; 电液控制阀; 失效形式; 泄漏

中图分类号: TK423.8⁺4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2020)05-0014-07

Research on Reliability Numerical Simulation of Electro-Hydraulic Control Valves in Marine Low Speed Engine Hydraulic Systems

He Yuhai^{1,2,3}, Ding Peng¹, Zhang Bolun¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063;

2. MOT Key Laboratory of Marine Power Engineering and Technology, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063; 3. National Engineering Laboratory of Ship and Marine Engineering Power Systems, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: To solve the reliability problems of electro-hydraulic control valves of marine low-speed engines, the self-developed electro-hydraulic control valve was taken as the research object, the problems from previous performance tests were summarized, and the failure reasons of electro-hydraulic control valve were deduced by FMECA (Failure Mode, Effects and Criticality Analysis) method. According to the research, the physical failure model of electro-hydraulic control valve was established. Based on the model, the leakage failure model of electro-hydraulic control valve was deduced, and then the accuracy of the model was verified by reliability test. Based on the verified model, the health assessment and performance prediction of the electro-hydraulic control valve were carried out. The results show that the main failure mode of electro-hydraulic control valve is leakage, and there is logarithmic relationship between cumulative deformation of valve core and collision times. The error between leakage model simulation value and actual test value is acceptable.

Key words: marine low-speed engine; electro-hydraulic control valve; failure mode; leakage

收稿日期: 2020-06-15; 修回日期: 2020-06-30

基金项目: 船用低速机工程(一期)(工信部联装函【2017】21号)。

作者简介: 贺玉海(1976—), 教授, 主要研究方向为船舶动力系统监测、诊断与智能控制, hyh@whut.edu.cn。

0 引言

电液控制阀作为船舶柴油机电控共轨系统中的关键执行部件，其性能可靠性直接决定了电控系统的可靠性^[1-3]。

目前，我国关于阀类部件的可靠性研究，在气动电磁阀领域已经取得了一系列的成果^[4-6]；针对电液控制阀的研究大多集中在电磁铁的性能以及电液控制阀本身的响应流量等^[7-9]，而对于电液控制阀的可靠性研究^[10-11]不多。具体到船用发动机领域，还没有看到突破性成果。

本文以自主研制的电液控制阀为研究对象，在总结前期性能试验出现的问题的基础上，通过FMECA (Failure Mode, Effects and Criticality Analysis) 方法逆推造成电液控制阀失效的原因；以此为指导搭建电液控制阀的物理失效模型，通过可靠性试验验证模型的准确性；以验证后的模型为基础，进行电液控制阀的健康状态评估以及性能预测。

1 试验条件与研究内容

1.1 可靠性试验台

电液控制阀可靠性试验台的实物与原理见图 1 和图 2。电液控制阀可靠性试验台主要由液压系统、燃油系统和测控系统组成，能够完成：电液控制阀静态测试，测试内容包括电磁力、电流、位移响应和温度；电液控制阀动态测试，测试内容包括阀芯位移响应、工作压力、电流、温度、泄漏量等；以及电液控制阀与喷油系统的集成测试等。并且基于可靠性考虑，该试验台能够完成电液控制阀本身的可靠性以及一致性试验。试验台部分传感器型号如表 1 所示。

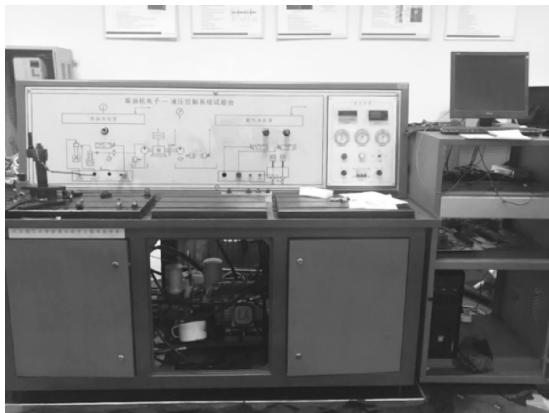


图 1 可靠性试验台实物图

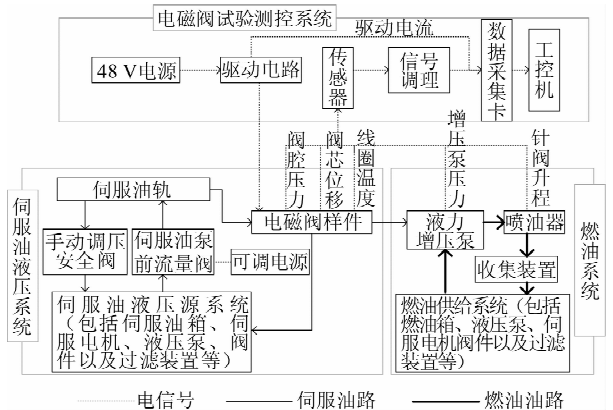


图 2 可靠性试验台原理图

表 1 传感器型号参数

传感器名称	传感器类型	量程	灵敏度
电流传感器	霍尔式	0 ~ 100 A	0.1 V/A
压力传感器	压阻式	0 ~ 50 MPa	0.2 V/MPa
位移传感器	电涡流式	0.36 ~ 1.36 mm	8.99 V/mm
温度传感器	热电偶式	0 ~ 300 ℃	33.3 mV/℃
压力传感器	压阻式	0 ~ 100 MPa	0.1 V/MPa

1.2 电液控制阀结构

本文研究的电液控制阀结构如图 3 所示。分为阀体、阀芯和电磁铁三个部分。

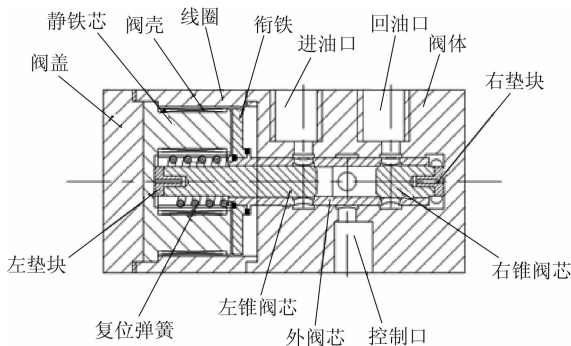


图 3 电液控制阀结构图

电液控制阀的工作过程为：电磁铁线圈通电产生电磁力，在电磁力作用下衔铁运动，带动外阀芯运动，致使电液控制阀各个通道的连通情况发生变化，从而起到控制作用。

1.3 电液控制阀 FMECA 分析

根据电液控制阀的结构与工作原理，可将电液控制阀本身的故障分为电气和结构两个方面。根据前期性能试验过程中反应出来的问题，对电液控制阀故障形式进行归纳，如表 2 所示。

由表 2 可知：部分故障形式是在电液控制阀安装调试阶段出现的，如绝缘强度不够；部分故障不是由于阀本身的问题导致，如液压油、驱动电路等问题；还有些故障是由弹簧、线圈等随时可替换的

部件造成,而这些故障是可以避免的。

表 2 故障形式统计

故障类别	故障形式	次数
电气	绝缘强度不够	1
电气	线圈温升大于 60 ℃	>5
电气	湿热环境	1
结构	泄漏量	>5
结构	衔铁与外阀芯出现脱焊	1
结构	耐压强度	1
结构	弹簧	2~4
其他	液压油	2~4
其他	驱动电路	1

本文研究电液控制阀的可靠性更多关注由泄漏、脱焊和阀体耐压强度引起的故障。根据表 2 三种故障发生的次数,又重点关注泄漏量故障。

电液控制阀工作过程中造成泄漏量超标的主要原因有两方面:一是安装不好;二是工作过程中阀芯多次碰撞,导致磨损。安装问题能够通过反复调试得到解决,真正导致电液控制阀泄漏量超标的是阀芯碰撞磨损,且该过程不可逆。当阀因为阀芯碰撞磨损导致泄漏量超标时,该阀即失效。

2 可靠性模型搭建

基于上述分析,搭建电液控制阀内外阀芯碰撞模型,研究由内外阀芯碰撞导致的变形量与动作次数间的关系。

2.1 碰撞模型搭建

有研究表明:由材料本身的性能出发,材料在其应力远低于屈服极限时仍会发生宏观塑性累积变形^[12]。

前期已基于 LS-DYNA 对电液控制阀内外阀芯的碰撞过程进行了仿真研究^[13]。仿真结果显示:在工作过程中,左密封副内外阀芯碰撞产生的应力作用在外阀芯与左内锥阀芯上分别为 100 MPa 与 150 MPa。虽然碰撞应力远小于材料(45 钢)的屈服强度,然而实际使用中,内外阀芯密封锥面还是产生了碰撞变形。

苏州大学卢华强^[14]等人对 45 钢在多碰撞载荷下的变形的研究结果如图 4 所示。图中的函数式分别为 150 MPa 与 100 MPa 应力条件下,45 钢变形情况与碰撞次数之间的关系。

根据前期的研究成果,在碰撞过程中,左密封副作用于外阀芯左密封面的应力为 150 MPa,同时,阀芯的材料正好是 45 钢。所以由拟合曲线可知外阀芯左密封锥面累积变形量与冲撞次数的关系为:

$$\theta_1 = 0.0855 \ln n - 0.2201 \quad (1)$$

同理,由于左密封副在碰撞过程中作用于左内锥阀芯的应力为 100 MPa,所以由图 4 可得左内锥阀芯密封面累积变形量与冲撞次数关系为:

$$\theta_2 = 0.0505 \ln n - 0.1613 \quad (2)$$

式中: θ_1 为外阀芯左密封锥面累积变形量; θ_2 为左内锥阀芯累积变形量; n 为冲撞次数。考虑到电液控制阀的结构,内外阀芯共同构成密封副,当两侧都发生碰撞变形时,对整个系统造成的影响是一个相加的效果,所以电液控制阀左内锥阀芯与外阀芯的变形量须当成一个整体来考虑:

$$\theta_{\text{左}} = \theta_1 + \theta_2 = 0.1360 \ln n - 0.3814 \quad (3)$$

式中: $\theta_{\text{左}}$ 为左密封副累积变形量。

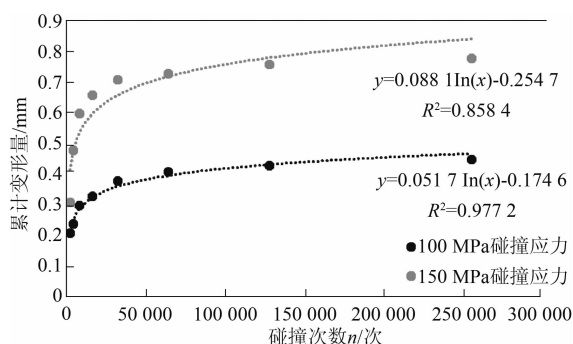


图 4 100 MPa 与 150 MPa 应力条件下 45 钢累积变形量与冲撞次数之间的关系

电液控制阀开启过程中,外阀芯所受合力为电磁力、弹簧力与液压力的矢量和;复位过程中所受合力则为弹簧预紧力与液压阻力的矢量和。通过对电液控制阀复位过程中受力的分析^[13],可知:在碰撞过程中右密封副受力约为 50 MPa。卢华强^[14]等人对 45 钢在 50 MPa 碰撞应力下累积变形量与冲撞次数之间的关系拟合如图 5 所示。

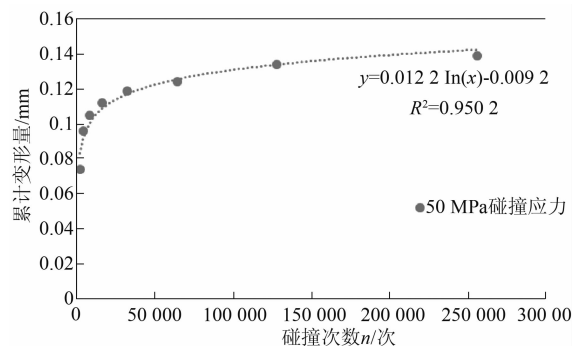


图 5 50 MPa 应力条件下 45 钢累积变形量与冲撞次数之间的关系

根据前面的分析,在碰撞的过程中,右密封副作用于外阀芯右密封面及右内锥阀芯的应力均为 50 MPa 左右,而电液控制阀阀芯材料正是 45 钢,

所以由拟合曲线可知外阀芯右密封面累积变形量与冲撞次数关系为：

$$\theta_3 = 0.0123 \ln n - 0.0109 \quad (4)$$

右内锥阀芯密封面累积变形量与冲撞次数关系为：

$$\theta_4 = 0.0123 \ln n - 0.0109 \quad (5)$$

式中： θ_3 为外阀芯右密封锥面累积变形量； θ_4 为右内锥阀芯累积变形量。

右密封累积变形量与冲撞次数之间的关系：

$$\theta_{\text{右}} = \theta_3 + \theta_4 = 0.0246 \ln n - 0.0218 \quad (6)$$

式中： $\theta_{\text{右}}$ 为右密封副累积变形量。

上述公式表示的内外阀芯累积变形量与冲撞次数之间关系均是以空气介质为前提，然而实际应用中，内外阀芯是在润滑油介质下工作的。

关于介质对碰撞冲击的影响，卢磊磊^[15]等人进行了研究。引入介质系数 μ ， μ 在0~1之间取值。介质系数为0表示：产品在运动过程中完全润滑，没有碰撞变形；介质系数越大时，相同冲撞力条件下，碰撞引起的变形量越大；介质系数为1时，即代表空气介质。考虑到本文研究的电液控制阀工作介质为高黏度液压油，其对碰撞过程可以起到很好的缓冲效果，接近于完全润滑，因此这里参考卢磊磊等人研究成果，将介质系数取为0.02。由此得到左密封副累积变形量与冲撞次数关系为：

$$\theta_{\text{左}} = 0.00272 \ln n - 0.007628 \quad (7)$$

右密封副累积变形量与冲撞次数关系为：

$$\theta_{\text{右}} = 0.000492 \ln n - 0.000436 \quad (8)$$

2.2 泄漏模型推导

单纯知道变形量与冲撞次数之间关系还不足以分析电液控制阀的失效原理，还要知道泄漏量与冲撞次数之间的关系。因此研究密封副变形量与泄漏量之间的关系就很关键。

由电液控制阀结构可知，密封面的密封形式为锥面密封。由陈静^[16]等人的研究可知，此处配合面的泄漏属于圆环缝隙泄漏，泄漏量计算公式为：

$$Q = \epsilon \frac{\pi d h^3 \Delta p}{12 \mu l} \quad (9)$$

式中： Q 为泄漏量； ϵ 为安装修正系数； d 为密封面直径； h 为间隙； Δp 为两端压力差； μ 为流体动力黏度； l 为密封长度。

式(9)中，对于固定的结构，除间隙 h ，其它量均属于定量。针对电液控制阀，密封面前后压力差 Δp 即为试验压力20 MPa；液压油动力黏度 $\mu = \rho \nu = 27 \text{ cP}$ ，其中： $\nu = 30 \text{ cSt}$ ；修正安装系数 ϵ 又称为偏心修正系数，是安装过程中产生的不可避免的偏心度，取为1.1；密封面直径 $d = 8 \text{ mm}$ ；密封长度 l

在锥面密封中表示狭长间隙，在电液控制阀中为外阀芯右密封面长度， $l = 1.5 \sin 45^\circ n = 2.12 \text{ mm}$ 。将上述量代入式(9)，可得泄漏量与密封间隙的关系为：

$$Q = \epsilon \frac{\pi d h^3 \Delta p}{12 \mu l} = 4.83 \times 10^7 h^3 \quad (10)$$

而2.1节中得到的密封副累积变形量 $\theta_{\text{左}}$ 、 $\theta_{\text{右}}$ 即为间隙 h ，则：

$$Q_{\text{左}} = 4.83 \times 10^7 (0.00272 \ln n - 0.007628)^3 \quad (11)$$

$$Q_{\text{右}} = 4.83 \times 10^7 (0.000492 \ln n - 0.000436)^3 \quad (12)$$

3 可靠性模型验证

3.1 可靠性试验

在进行电液控制阀可靠性试验之前，须先确定泄漏量测试点。

图6示出电液控制阀的四个密封面：a、b、c、d。a、d两处密封面的泄漏是由于安装问题引起，可在试验之前解决；而引起电液控制阀泄漏的不可逆因素是b、c两处密封面的碰撞磨损。电液控制阀工作时，b、c两处的泄漏量无法直接测量，因此泄漏量的测试只能在电液控制阀不工作时进行。电液控制阀不工作时，外阀芯受弹簧力作用与右内锥阀芯贴合，此时c处密封面处于密封状态，b处密封面处于开启状态，无法直接对b处密封面的泄漏量进行测试。以c处密封面作为泄漏量测试点。

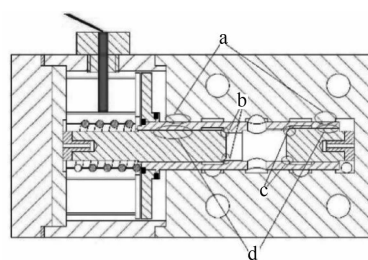


图6 电液控制阀阀密封示意图

电液阀可靠性试验共投入两个电液控制阀，试验时长一个月。试验压力为20 MPa，试验用油为长城润滑油，牌号3008。试验用电液控制阀具体结构参数如表3所示。

表3 试验用电液控制阀结构参数

极柱外径/mm	38
极柱内径/mm	18
线径/mm	0.67
线圈匝数	20
线圈电阻/ Ω	0.5
弹簧预紧力/N	100
工作气隙/mm	0.38
残余气隙/mm	0.1

除了结构参数外,电液控制阀工作过程中的驱动参数也很关键,具体如表 4 所示。

表 4 工作工程驱动参数

驱动电流/A	55
驱动时间/ms	2.5
维持电流/A	6.5
工作频率/Hz	5
通电时间/ms	20

测试条件:电液控制阀连续工作,每天中午保存 3 组试验数据,并取均值后记录;电液控制阀每天停止工作一小时,进行泄漏量测试:电液控制阀静止状态下通入 20 MPa 高压油,用量筒收集泄漏油 30 min,数据经处理后记录。

每天测取得到的 1、2 号电液控制阀泄漏量随工作天数的变化如图 7 所示。

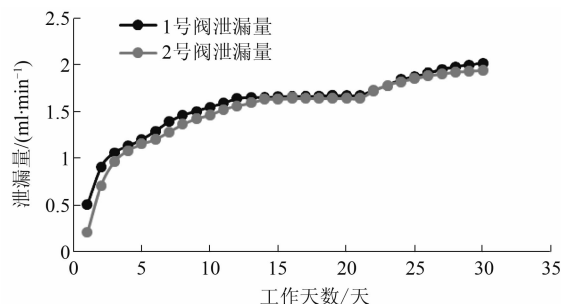


图 7 电液控制阀泄漏量与工作天数的关系

由图 7 可以看出:两个电液控制阀的泄漏量随工作时间的增加而增大;同时,两个阀的泄漏量均呈现初始快,然后变慢,接着出现一个平台,而后又以较快速度继续增长的趋势。引起该现象的原因是:随着内外阀芯密封锥面因不断碰撞而出现塑性变形的同时,密封锥面表面会发生硬化现象(冲击应力所做的一部分功使材料内能增加,应变能存储在材料中,造成材料冲击表面硬化),继续发生塑性变形的难度随之增大,导致的结果是泄漏速率在前 15 天不断变慢,最后趋于稳定,并在接下来的上百万次冲撞下不再发生进一步的增长。但在后续的碰撞中,硬化表面会随着冲击发生硬化金属颗粒脱落的现象,于是新一轮的塑性变形开始,表现为泄漏量在 20 天后继续增长。

3.2 泄漏模型验证

根据工业电磁阀的设计标准:c 级密封标准泄漏量限值为 1.5 ml/min。由图 7 可知,两只试验电液控制阀泄漏量超标时间为 10 天左右,换算成阀芯碰撞次数为 3 000 000 次左右。图 8 显示了模型计算得到的泄漏量与实际泄漏量的对比。

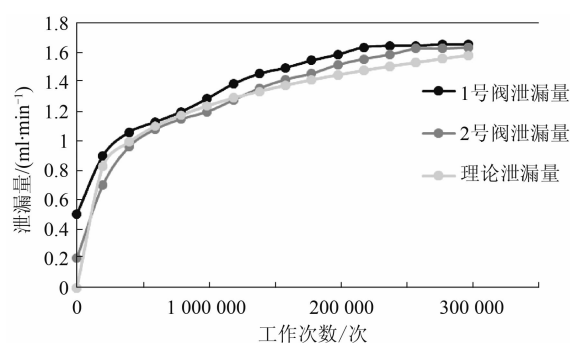


图 8 模型计算泄漏量与实际泄漏量的对比

由图 8 可知:模型计算泄漏量与实际泄漏量趋势一致,但第一和第二组数据误差较大,这是由于试验测试前两个阀均存在加工误差,而理论值是基于电液控制阀加工精度极高,不存在任何加工误差的前提下计算得到的。第一组数据中,一号阀初期的泄漏量明显大于 2 号阀,这是由于 1 号阀在进行本次试验前,曾经历了短时间的性能测试试验,因此已经存在一定的磨损量。鉴于此,前两组数据视为无效数据。

表 5 列出了理论泄漏量与实际泄漏量之间的误差情况。其中:第 1、2 列分别为 1、2 号阀实际泄漏量与理论泄漏量的误差率(实际泄漏量减去理论泄漏量再除以实际泄漏量 $\times 100\%$);第 3 列为两阀实际泄漏量与理论泄漏量之间的误差率均值;第 4 列为除去第一、二组无效数据后,1、2 号阀实际泄漏量与理论泄漏量之间的误差率均值。可以发现,模型计算与实际情况误差率均值在 5% 以内,证明了理论模型的有效性。

表 5 理论泄漏量与实际泄漏量误差

误差率 1/%	误差率 2/%	误差率 均值 1/%	误差率 均值 2/%
100.2	100.4	11.4	4.9
8.0	18.3		
6.4	3.4		
2.7	1.9		
1.9	2.3		
3.8	3.4		
6.9	1.1		
8.2	1.5		
8.0	2.8		
8.5	2.9		
8.7	4.5		
9.6	5.0		
8.5	5.0		
6.9	5.8		
6.0	4.2		
4.5	3.4		

3.3 健康状态评估

以上通过试验手段验证了由理论推导得到的泄漏模型的准确性。然而对于刚刚投入使用的电液控制阀或已投入使用一段时间的电液控制阀，却无法直观地知道其健康状况，并由此判断其是否失效，或估计剩余使用时间。

根据 c 级密封标准，液压阀泄漏量最大不得超过 1.5 ml/min，将该数据引入图 8，可知，对应的工作次数 n 为 2 300 000。

当电液控制阀实际使用环境为低速机喷油控制时，其工作频率为 2 Hz（前面试验取 5 Hz 是为了在可靠性测试中更快得到试验结果），工作时间一般以 min 为单位。假设一个电液控制阀已工作了 m min，须评估其健康状况，其流程如图 9 所示。只须输入工作时间，即可知道工作中的电液控制阀是否健康或已经失效。对于健康的电液控制阀，还须了解其剩余寿命，其流程如图 10 所示。

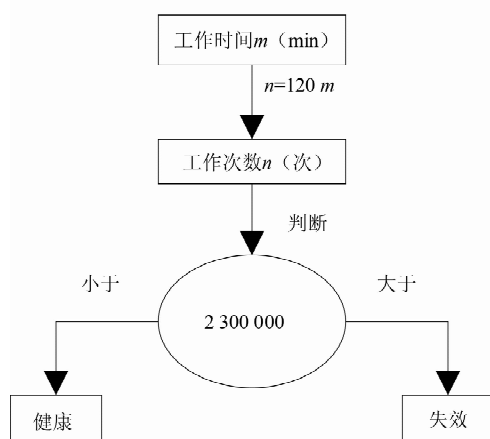


图 9 健康状况评估流程图

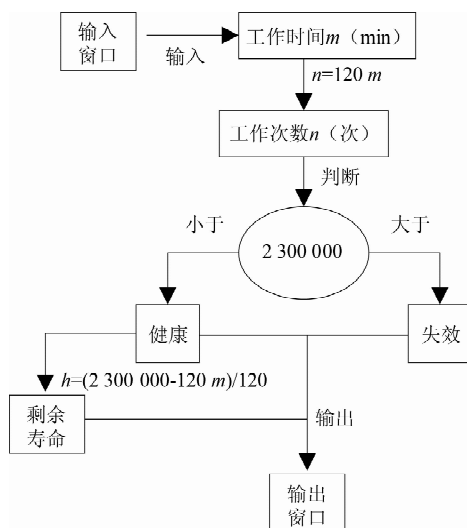


图 10 寿命预测原理图

基于该原理编程，集成到 LabVIEW 中，窗口如图 11 所示。

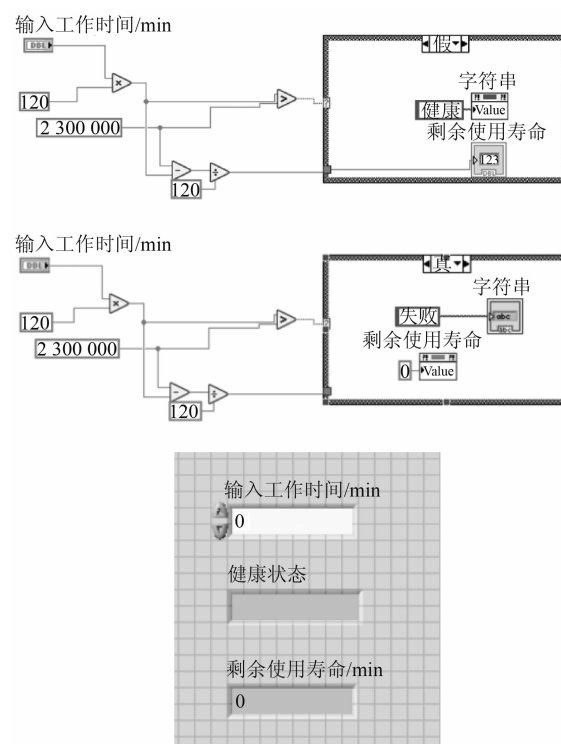


图 11 寿命预测 LabVIEW 界面

4 结论

采用数值模拟与试验方法相结合，对液压伺服系统中的关键执行部件电液控制阀性能展开研究，得到如下结论：

(1) 导致电液控制阀失效的主要原因是泄漏量超标，而导致泄漏量超标的原因是内外阀芯的碰撞磨损。

(2) 电液控制阀左右密封副累积变形量与工作次数之间的关系为对数函数关系。

(3) 基于建立的碰撞模型，得到电液控制阀泄漏量 $Q = 4.83 \times 10^7 (0.000 492 \ln n - 0.000 436)^3$ 。通过实际样本测试证实了所建立的泄漏模型的准确性。

参考文献

- [1] 刘鹏. 喷油器电磁阀电流反馈驱动控制研究 [J]. 柴油机, 2018, 40 (3): 17-20.
- [2] AYHAN V. Investigation of electronic controlled direct water injection for performance and emissions of a diesel engine running on sunflower oil methyl ester [J]. Fuel, 2020 (275): 117992.
- [3] WANG J H, CHENG T T. The judgment of electronic diesel engine state [J]. Procedia Engineering, 2012

- (29): 3044-3048.
- [4] 赵建辉, 周勇, 石勇, 等. 共轨喷油器高速电磁阀动态响应试验研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39 (1): 74-79.
- [5] 卢伟, 吕毅. 电磁阀电流对单缸电控柴油机性能的影响 [J]. 内燃机与动力装置, 2019, 36 (5): 46-50.
- [6] 姜盼龙, 张欢仁, 杨明. 船用低速柴油机电控喷油器电磁阀仿真研究 [J]. 上海船舶运输科学研究所学报, 2018, 41 (1): 41-44.
- [7] 任志胜, 路波, 郑智剑. 基于 Weibull 分布参数估计法的气动电磁阀可靠性对比分析 [J]. 机床与液压, 2016, 44 (19): 188-191.
- [8] 程帆, 张波. 高压气动电磁阀可靠性改进设计 [J]. 火箭推进, 2017, 43 (1): 50-54; 84.
- [9] 周佩. 气动先导电磁阀可靠性试验测量不确定度评定与可靠性分析 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [10] 金江善, 方文超. 船用柴油机电控喷油器高速电磁阀耐久性研究 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39 (9): 91-95.
- [11] 李冬贺, 亓迎川. 某燃油系统长寿命电磁阀可靠性试验研究 [J]. 空军预警学院学报, 2015 (6): 423-425; 432.
- [12] 张倩茹. 冲击频率对低应力多冲碰撞塑性变形的影响研究及建模 [D]. 苏州: 苏州大学, 2015.
- [13] 李孟. 喷油控制用电磁阀的试验与优化研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2015.
- [14] 卢华强. 多碰载荷下 45 钢的分层塑性响应及机理分析 [D]. 苏州: 苏州大学, 2011.
- [15] 卢磊磊, 石成霞, 王静. 45 号钢在往复冲击载荷作用下的塑性变形 [J]. 青岛理工大学学报, 2012, 33 (3): 70-75.
- [16] 陈静. 液压元件间隙的泄漏量及其控制研究 [D]. 武汉: 武汉科技大学, 2013.

(上接第 13 页)

综上, 基于低硫油和相关设备的使用, 提出以下几点建议: 针对燃油日用柜和沉淀柜净化或驳运吸口较高, 导致剩余油量较多的情况, 加装低吸口管路, 将燃油驳运至一个舱柜中使用, 能有效减少混油风险。二冲程柴油机采用陶瓷活塞环, 可提高颗粒的清洁能力, 降低磨损和咬死的风险。大部分船舶一般采用齿轮泵作为输送泵, 但齿轮泵脉动大, 运行中极易造成低硫油温度升高, 而螺杆泵, 如 SPX 公司的 Triro 泵, 则可以降低泵扰动对超低硫油的影响。长期使用轻油的船舶应安装低硫油冷却器或冷媒单元 (Chiller Unit), 以满足柴油机燃油使用温度的要求。

3 结语

燃油硫含量会影响柴油机 SO_x 、烟度和 PM 排放浓度。低硫油与高硫油特性不同, 在实际应用中应引起充分重视, 采取有效的预防管控措施, 切实做好燃油和相关设备的管理, 防止故障发生。

参考文献

- [1] 交通运输部. 交通运输部关于印发船舶大气污染物排

放控制区实施方案的通知 [EB/OL]. (2018-12-20) [2019-12-20]. http://xxgk.mot.gov.cn/jigou/haishi/201812/t20181220_3146515.html.

- [2] 龙 de 船人. 已有 4000 艘船确定安装脱硫塔 [DB/OL]. (2020-04-14) [2019-12-20]. <https://www.imarine.cn/thread-720143-1-1.html>.
- [3] ISO. Petroleum products-fuels (class F)-specifications of marine fuels; ISO 8217: 2017 [S/OL]. [2019-12-20]. <https://www.iso.org/standard/80579.html>.
- [4] 刘军朴. 低硫油风险与控制 [J]. 中国船检, 2019 (2): 28-32.
- [5] KOLWZAN K, NAREWSKI M. Alternative fuels for marine applications [J]. Latvian Journal of Chemistry, 2012, 51 (4): 398-406.
- [6] 张伟刚, 程晓夏, 佟佳洋, 等. 柴油硫含量对柴油机使用的影响 [J]. 船舶与海洋工程, 2015, 31 (2): 48-51.
- [7] 周兰喜. 船舶低硫燃油的使用对船舶设计的影响及对策 [J]. 江苏船舶, 2011, 28 (4): 31-35.
- [8] 史永刚, 马彦, 李子存, 等. 润滑油总碱值的循环伏安法测定技术 [J]. 石油与天然气化工, 2004, 33 (1): 56-58, 79.