

挖掘机液压油箱振动耐久性验证与改进^{*}

VERIFICATION AND IMPROVEMENT OF VIBRATION DURABILITY
OF HYDRAULIC OIL TANK IN EXCAVATOR

张少波^{**} 万久远 俞松松

(广西柳工机械股份有限公司, 柳州 545007)

ZHANG ShaoBo WAN JiuYuan YU SongSong

(Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd., Liuzhou 545007, China)

摘要 履带式挖掘机在行走和作业工况下相较于其他轮式机械的振动情况更恶劣,其液压油箱作为典型的薄板箱体类零件,动态特性复杂,在恶劣的振动工况中容易发生开裂问题。基于频域等损伤理论的随机振动试验技术对新开发液压油箱的可靠性进行试验验证,暴露了样件的设计缺陷,采用试验和仿真结合的方式对该油箱进行失效分析,并针对失效原因,提出对油箱侧面进行冲凹处理的改进方案,有限元分析结果表明改进方案可行、有效。

关键词 液压油箱 随机振动 耐久性 结构改进

中图分类号 TH123.3

Abstract The vibration of crawler excavator is worse than that of other wheeled machinery under walking and operating conditions. As a typical thin plate box part, its hydraulic tank has complex dynamic characteristics and is easy to crack in bad vibration conditions. In this paper, the reliability of the newly developed hydraulic oil tank is tested and verified by the random vibration test technology based on the damage theory in frequency domain, the design defect of the sample is exposed, and the failure analysis of the fuel tank is carried out by means of the combination of test and simulation. According to the failure reason, an improved scheme for punching and concave treatment of the side of the fuel tank is put forward, and the finite element analysis results show that the improved scheme is feasible and effective.

Key words Hydraulic oil tank; Random vibration; Durability; Structural improvement

Corresponding author: ZHANG ShaoBo, E-mail: zhangsb@liugong.com, Tel: +86-722-3889110

The project supported by the Guangxi Innovation Driven Development Special Fund Project(No.AA19254021).

Manuscript received 20200708, in revised form 20200809.

引言

液压油箱是存储挖掘机液压系统工作所需油液的重要部件,其功能和性能直接关系到整机的质量和作业效率。液压油箱对油液的散热、杂质沉淀等有重要的作用,因此油箱设计时会考虑油箱体积、消泡、防尘等性能要求^[1],但最基本的要求依然是油箱需具备良好的可靠性,工作时不能出现开裂漏油问题。

通常履带式挖掘机在行走和作业工况下相较于其他轮式机械的振动情况更恶劣,其液压油箱作为典型的薄板箱体类零件,动态特性复杂^[2]。液压系统工作时由于吸油和回油导致油箱内壁承受交变的压力载荷,以及油液晃动带来的冲击,在恶劣的工况中容易发生应力叠加导致疲劳开裂的问题^[3]。

由于履带式挖掘机液压油箱在各典型工况下承受

的主要是来自于工作装置冲击或地面激励的随机振动载荷,因此文章采用基于频域等损伤理论的随机振动试验技术^[4-5]对新开发液压油箱的可靠性进行试验验证。针对试验暴露的开裂问题,进行失效分析并提出优化方案,最后通过模态和静强度两个角度的有限元分析,验证改进方案的有效性,为该类零部件的振动耐久性验证和改进提供参考。

1 振动耐久性试验验证

1.1 振动耐久性试验方法确定

目前验证产品的振动耐久性主要依靠整机外场可靠性试验和台架试验两种手段。其中整机外场可靠性试验优点是工况一致性高,试验结果准确,液压油箱作为关键部件,一般要求在整机的全寿命周期内不发生开裂,若采用整机外场可靠性试验的手段,验证周期

^{*} 20200708 收到初稿, 20200809 收到修改稿。广西创新驱动发展专项资金项目(AA19254021)资助。

^{**} 张少波, 男, 1982 年生, 山西长治人, 汉族, 广西柳工机械股份有限公司高级工程师, 硕士, 研究方向为工程机械振动与噪声控制。

长,成本高。

振动耐久性台架试验凭借可加速的优势使得其更适用于零部件的振动耐久性检验。挖掘机液压油箱在实际工况下多承受的振动载荷复杂随机,而随机振动试验凭借其出色的振动环境模拟能力,被证明相对于正弦振动试验在准确性方面有明显的优势^[6-7],因此本次验证试验采用基于频域损伤等效的随机振动台架试验技术。

1.2 基于计频域损伤等效的随机振动试验原理

基于计频域损伤等效的随机振动试验理论核心是

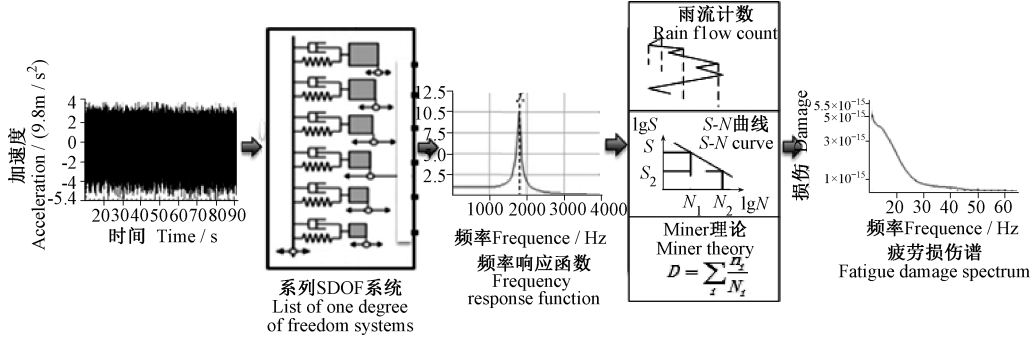


图 1 FDS 计算原理

Fig.1 FDS calculation principle

基于 Lalanne 理论给出了计算疲劳损伤的公式^[9]

$$F_{FDS} = ft \frac{k^b}{C} \left[\frac{QG(f)}{2(2\pi f)^3} \right]^{\frac{b}{2}} \Gamma(1 + \frac{b}{2}) \quad (1)$$

式中, f 为 SDOF 系统固有频率, k 为 SDOF 系统刚度, Q 为动态放大因子, $G(f)$ 为频率为 f 的加速度 PSD 幅值, b 、 C 为 S - N 曲线模型 $NS^b = C$ 的参数。

基于疲劳损伤等效,根据综合疲劳损伤谱 ΣFDS 反求损伤等效的加速度功率谱密度 PSD,计算如

$$G(f) = \frac{2(2\pi f)^3}{Q} \left[\frac{k \Sigma F_{FDS}(f) C}{f_n^b \Gamma(1 + b/2)} \right]^{2/b} \quad (2)$$

一般通过提高振动加速度 PSD 的量值达到加速试验的目的,强化后的 PSD 可以根据公式 (3) 计算^[10],强化系数和强化试验谱可以根据样件的振动情况进行调整。

$$G/\bar{G} = (\bar{T}/T)^{2/b} \quad (3)$$

式中, G 为强化随机振动功率谱密度量级, $(9.8 \text{ m/s}^2)/\text{Hz}$; $\bar{G}$ 为用户工况等效随机振动功率谱密度量级, $(\text{m/s}^2)/\text{Hz}$; $\bar{T}/T$ 是强化倍数。

1.3 液压油箱随机振动台架试验

试验样件:某 6T 型挖掘机液压油箱样件 2 件,分别来自某 A 和某 B 两家供方,样件结构、材料、尺寸一致,工艺异同未知。

振动加速度频域疲劳损伤谱 (FDS) 的计算,其原理是将样件总成看成一系列不同固有频率的零件的集合,激振信号通过假设的一系列不同固有频率的 SDOF 系统后被过滤成一系列单一频率的信号,根据单一频率谐波信号的位移求解方法,得到激振信号每个频率下的最大位移响应,结合结构的 S - N 曲线,根据疲劳线性累积理论计算每个频率对应的伪损伤值,形成疲劳损伤谱 FDS,如图 1^[8],具体求解方法参考式 (1),再根据不同工况的占比情况对各工况的疲劳损伤谱进行线性叠加,得到综合疲劳损伤谱 ΣFDS 。

试验步骤按照一般基于加速度频域损伤等效的随机振动耐久性台架试验的总体技术流程,如图 2 所示,具体步骤如下。

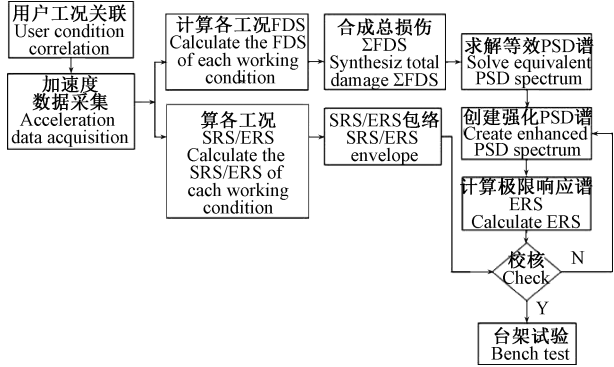


图 2 试验总体流程

Fig.2 Overall test flow

第一步:用户工况关联:油箱设计寿命 10 000 h,根据用户工况调查,该型号挖掘机在全寿命周期内的典型工况主要包含 4 种,其各工况在全寿命周期内的分配比例和时间统计如表 1 所示。

第二步:测点设置:液压油箱安装面小,且安装平台处刚度较好,因此只设置一个测点,位置如图 3。

工况测试与数据采集:根据调研的用户四种典型工况制定了相应的四种试验工况,如图 4 所示。

表 1 全寿命周期内典型工况时间比例统计

Tab.1 Proportion statistics of typical working conditions in the whole life cycle

典型用户工况 Typical user condition	全寿命时间比例 Life span ratio/%	工况时间 Working time/h
P4 档挖掘 Gear 4 mining	79	7 900
破碎工况 Broken condition	15	1 500
P12 档挖掘 Gear 12 mining	5	500
快速行走 Quick walk	1	100



图 3 测点设置
Fig.3 Measuring point set



图 4 工况测试
Fig.4 Working condition test

试验数据预处理:对各工况采集的振动加速度时域数据进行异常检查,验证各工况数据的有效性。如图 5 所示,对 P4 挖掘工况数据的检验方法,通过时域穿级分析、雨流矩阵和频谱分析,发现加速度幅值符合典型的正态分布,表明数据具有良好的随机性,且没有出现限幅、毛刺和零漂问题。

第三步:根据公式 1 求解各工况的疲劳损伤谱 FDS,并根据各工况在全寿命周期内的占比(如表 1)对各工况 FDS 进行累加得到与全寿命周期内用户工况的综合损伤谱 Σ FDS,如图 6 所示。

第四步:根据式(2)求解与用户工况综合损伤等效的加速度功率谱密度 PSD,考虑试验周期和成本问题,依据公式(3)计算强化 PSD 谱进行加速试验。借

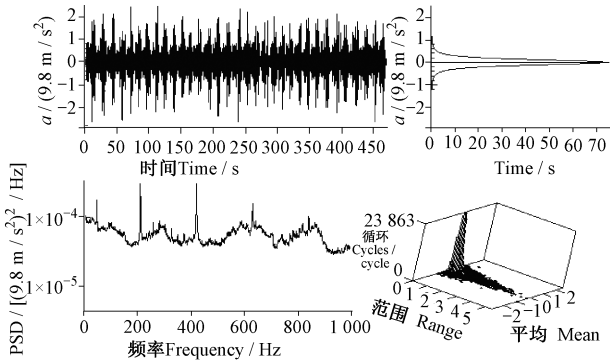


图 5 试验数据有效性检查
Fig.5 Check the validity of test data

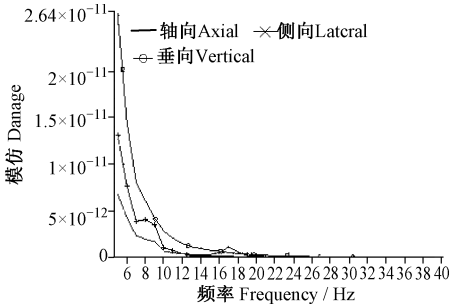


图 6 综合损伤谱
Fig.6 Comprehensive damage spectrum

助 Ncode 软件中搭建流程(如图 7)可实现试验加载谱的计算和校核,以垂向为例。

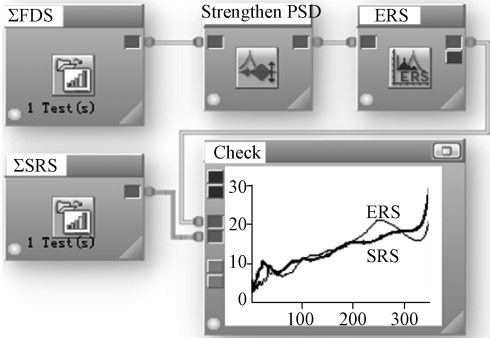


图 7 试验谱求解及校核流程
Fig.7 Test spectrum solution and verification process

根据图 7 计算得到加速 100 倍的强化试验谱如图 8 所示。

根据图 7 显示的校核流程,试验倍率取 100 时计算得到的试验加载 PSD 谱,其极限响应谱 ERS 大部分处于各工况包络的冲击响应谱 SRS,超出部分在 1.5 倍的范围内,求解的试验加载谱可用。

第五步:台架试验

首先进行某 A 厂家油箱的试验,图 7 所示的试验加载 PSD 谱作为台架目标谱进行试验,油箱内注入 2/3 容积的水,1#样件安装如图 9,试验方向垂向。

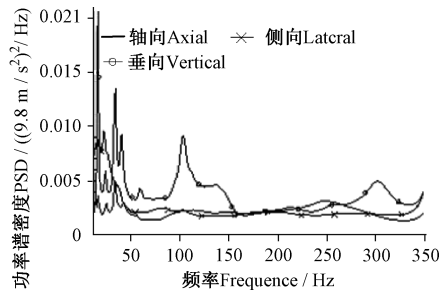


图 8 试验谱 PSD

Fig.8 Test spectrum PSD



图 9 样件 1#随机振动试验

Fig.9 Sample 1# random vibration test

垂向试验累积 83 h,1#样件回油座焊趾处开裂,如图 10,结束本次试验。



图 10 样件 1#回油座焊趾处开裂

Fig.10 Crack at the solder toe of sample # 1 oil return seat

拆掉某 A 公司 1#样件,保留工装并安装某 B 公司 2#样件,油箱内注入 2/3 容积的水,按与 1#样件同样的试验条件进行试验,2#样件安装如图 11,试验方向垂向。



图 11 样件 2#随机振动试验

Fig.11 Sample 1# random vibration test

垂向试验累积 10 h,2#样件围板与弯板直角处焊缝开裂,如图 12。

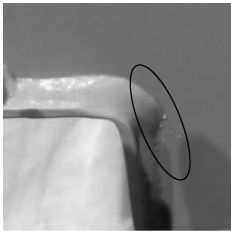


图 12 样件 2#直角焊缝处开裂

Fig.12 Crack at the rectangular weld of sample # 2

由于 B 公司 2#样件过早破坏,为排除样件开裂处焊缝质量的问题,在保证焊接质量的前提下加工了 3#样件,并按相同的试验条件进行试验。垂向试验累积 7 h 后样件直角焊缝处再次出现开裂,如图 13 所示。



图 13 样件 3#直角焊缝处开裂

Fig.13 Crack at the rectangular weld of sample # 3

2 失效分析及改进

2.1 失效分析

3#样件在制造时特别注意了焊缝质量,但失效时间与 2#样件基本一致,说明样件本身的结构设计可能存在问题。

首先对样件模型进行精力学分析,根据实际应用情况将模型中加入 675 L 的水,并施加 0.35 MPa 的压力载荷,求解的模型应力和变形云图如图 14 所示。

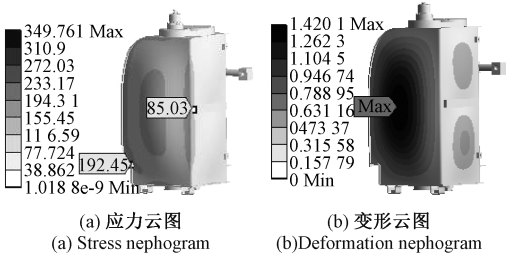


图 14 应力和变形云图

Fig.14 Stress and deformation nephogram

从图 14 应力云图可以看出在注水和压力载荷下回油座开裂处和直角焊缝开裂处的应力分别为 85 MPa 和 192 MPa,从变形云图上可以看到油箱直角焊缝开裂的那一侧面变形最大,该面是一个大平面,刚度差,其变形可能是导致两个开裂位置应力水平偏高的原因。

对样件进行基于上述静力载荷下的模态分析,分析结果显示前 4 阶(如图 8 所示的激励载荷的主要频段在 150 Hz 以内)振型中,第 1 阶(127.2 Hz)、第 2 阶(131.2 Hz)和第 3 阶(143.4 Hz)振型显示均为开裂直角焊缝那一侧面的法向变形,如图 15 所示。

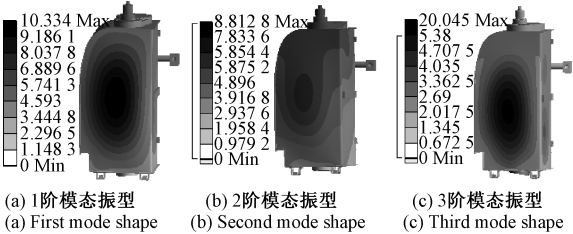


图 15 模型 1~3 阶模态振型
Fig.15 Model 1~3 mode shapes

通过上述静力和模态分析结果分析出油箱开裂位置处应力水平高的原因是直角焊缝那一侧面的刚度差导致。

2.2 样件改进

针对 2.1 节分析的直角焊缝面刚度差的问题,对该面进行冲凹工艺处理以提高面刚度,新旧样件模型如图 16 所示。

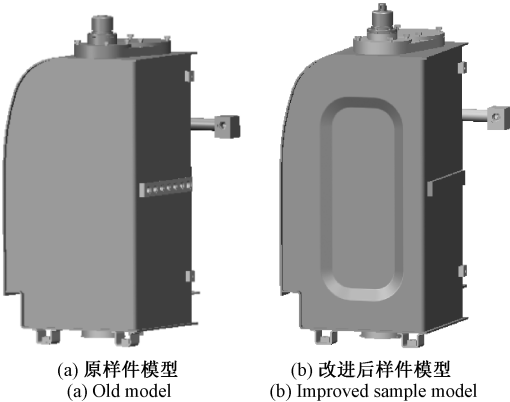


图 16 冲凹改进后的油箱结构
Fig.16 Punch concave improved tank structure

对改进的模型进行静力学和模态分析,边界条件与原模型的分析一致。结果显示改进模型在回油座开裂处和直角焊缝开裂处的应力分别为 48 MPa 和 123 MPa,如图 17 所示,相对原模型静态应力值分别降低 43%和 35.9%,最大法向变形量降低 42.9%。

基于静力载荷的模态分析显示,与原模型同样阶次下该面的变形量均有明显降低,如图 18。

3 结论

通过对液压油箱的振动耐久性的验证试验和针对样件缺陷改进方案的仿真结果得到以下结论:

1) 对两个不同厂家的 3 个结构和尺寸相同的液压油箱的随机振动台架试验结果显示 3 个样件的振动

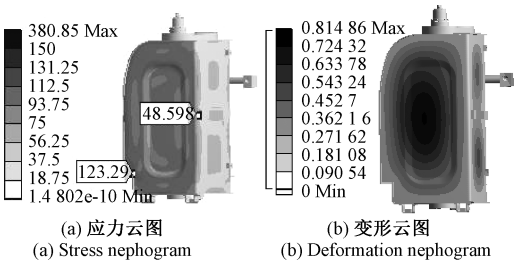


图 17 新模型应力和变形云图
Fig.17 New model stress and deformation nephogram

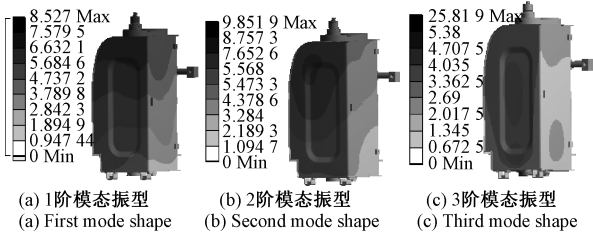


图 18 改进模型的 1~3 阶模态振型
Fig.18 Modes 1~3 of the improved model

耐久性均未达到 10 000 h 的设计寿命要求,但某 A 厂家产品的振动耐久性相对某 B 厂家要好一些。

2) 随机振动台架试验快速暴露了样件的薄弱点,为产品的可靠性设计改进指明了方向,试验有效。

3) 对原样件直角焊缝面进行冲凹设计,提升了该面的刚度,明显降低了开裂处的应力水平,结构改进有效。相对原模型开裂位置处的静态应力值分别降低 43%和 35.9%,最大法向变形量降低 42.9%,改进面在关键阶次下的刚度明显提高。

参考文献 (References)

[1] 王 萌. 液压油箱关键技术研究[J]. 中国设备工程, 2020(11): 247-248.
WANG Meng. Research on key technology of hydraulic oil tank [J]. China Equipment Engineering, 2020(11): 247-248 (In Chinese).
[2] 赵雪尧, 任全彬, 罗志清, 等. 大型薄壁缠绕型复合材料壳体的振动特性研究[J]. 固体火箭技术, 2020, 43(1): 84-88.
ZHAO XueYao, REN QuanBin, LUO ZhiQing, et al. Study on vibration characteristics of large thin-walled wound composite shell [J]. Solid Rocket Technology, 2020, 43(1): 84-88(In Chinese).
[3] 张照奇, 王守洪, 楚善昌, 等. 浅议挖掘机液压油箱设计[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(6): 6-7.
ZHANG ZhaoQi, WANG ShouHong, CHU ShanChang, et al. A brief discussion on hydraulic tank design of excavator [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2015, 35(6): 6-7(In Chinese).
[4] 张 方, 周凌波, 姜金辉, 等. 基于频域法的随机振动疲劳加速试验设计[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4): 659-664; 2016, 36(4): 807-808.
ZHANG Fang, ZHOU LingBo, JIANG JINHUI, et al. Design of random vibration fatigue acceleration test based on frequency domain method [J]. Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4):

659-664; 2016, 36(4): 807-808 (In Chinese).

[5] Yeong K Kim, Seok-min Lee, Do-soon Hwang, et al. Analyses on the large size PBGA packaging reliability under random vibrations for space applications[J]. Microelectronics Reliability, 2020 (109): 39-45.

[6] 张卫红, 陈振强, 赵新伟. 运输包装振动试验方法的使用和选择[J]. 中国包装工业, 2015(9): 38-39.

ZHANG WeiHong, CHEN ZhenQiang, ZHAO XinWei. Application and selection of transportation packaging vibration test methods [J]. China Packaging Industry, 2015(9): 38-39 (In Chinese).

[7] Herb Egbert. MIL-STD-810F. Environmental engineering considerations and laboratory tests [S]. 5B3-514. 5B4. The US Department of Defense, 2000; 514.

[8] 万久远, 熊耀志, 陈海进, 等. 简单易轴振动疲劳试验台加速倍率研究[J]. 工程机械, 2019, 50(4): 24-28.

WAN JiuYuan, XIONG YaoZhi, CHEN HaiJin, et al. Study on acceleration ratio of simple uniaxial vibration fatigue test bed [J]. Construction Machinery, 2019, 50(4): 24-28 (In Chinese).

[9] Lalanne C. Mechanical vibration & shock, volume II[M]. Hermes Penton Ltd. London, 2002; 89-90.

[10] 唐 文, 修建生, 方红荣, 等. 结构动力学疲劳损伤等效关系的研究[J]. 强度与环境, 2013, 40(6): 33-38.

TANG Wen, XIU JianSheng, FANG HongRong, et al. Study on equivalence relation of fatigue damage of structural dynamics [J]. Strength and Environment, 2013, 40(6): 33-38 (In Chinese).