文章编号:1674-2974(2024)12-0030-08 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2024248

挖掘机多路阀加速寿命试验加载方式研究

王同建[1],兰思威[1],陈晋市[1†],杨飞[2],张淼淼[1],张卫东[3]
[1. 吉林大学 机械与航空航天工程学院,吉林 长春 130022;
2. 林德液压(中国)有限公司,山东 潍坊 261000;
3. 天津工程机械研究院有限公司,天津 300409]

摘 要:为准确度量反铲液压挖掘机多路阀正常工作的可靠寿命,基于实测挖掘机挖掘作业时的载荷数据及Archard磨损方程提出两种多路阀正常工作的可靠性加速寿命预估试验方法.以20 t级反铲液压挖掘机为研究对象,首先采集液压挖掘机典型作业工况下的载荷数据,并根据挖掘机作业时多路阀阀口的压力特点,从载荷数据内提取出100组典型挖掘作业循环数据.为在短时间内度量出多路阀正常工作的可靠寿命,提出了同步加载和拟实加载两种加速寿命试验方法.其中同步加载采用A/B口封堵,输入主溢流阀的额定流量,并保持恒定,在连续换向过程中,利用主溢流阀的额定压力对多路阀进行压力加载,阀芯回到中位的稳态时间通过AMESim仿真得出,并利用材料变形等因素确定各阀口的保压时间.拟实加载则是各阀口按照挖掘机进行90°回转作业时各阀口动作顺序进行加载.最后运用Archard磨损方程计算出两种加速试验的加速倍数并结合多路阀实际工作状况得出,同步加载的加速倍数更大,而拟实加载则与真实工作循环更为贴近.

关键词:多路阀;可靠性;寿命试验;Archard方程;载荷谱
中图分类号:TH137.52 **文献标志码**:A

Research on Loading Way of Multi-way Valve Acceleration Life Testing of Excavators

WANG Tongjian[1], LAN Siwei[1], CHEN Jinshi[1†], YANG Fei[2], ZHANG Miaomiao[1], ZHANG Weidong[3]
[1. College of Mechanical and Aerospce Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China;
2. Linde Hydraulics (China) Co., Ltd., Weifang 261000, China;
3. Tianjin Engineering Machinery Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300409, China]

Abstract: To accurately measure the reliable life of the multi-way valve of the backhoe hydraulic excavator, two reliability accelerated life estimation test methods for the normal operation of the multi-way valve were proposed based on the measured load data of the excavator during excavation operation as well as the Archard wear equation. Taking the 20 t backhoe hydraulic excavator as the research object, the load data under the typical operating conditions of the hydraulic excavator are first collected, and 100 groups of typical excavation operation cycle data are extracted from the load data according to the pressure characteristics of the multi-way valve port during the operation

* **收稿日期**:2023-09-08
基金项目:国家重点研发计划资助项目(2018YFB2000902),National Key Research and Development Program of China(2018YFB2000902)
作者简介:王同建(1973—),男,吉林公主岭人,吉林大学教授,博士
† 通信联系人,E-mail: spreading@jlu.edu.cn

of the excavator. To measure the reliable life of the normal operation of the multi-way valve in a short time, two accelerated life test methods of synchronous loading and simulated loading were proposed, where synchronous loading is the A/B port plugging, the rated flow rate of the main relief valve is input, and it is kept constant. In the process of continuous reversing, the rated pressure of the main relief valve is used to load the pressure of the multi-way valve, and the steady-state time of the valve core back to the median position is obtained by AMESim simulation and the pressure holding time of each valve port is determined by factors such as material deformation. Simulated loading means that each valve port is loaded following the action sequence of each valve port when the excavator performs a 90° rotation operation. Finally, the acceleration multipliers of the two acceleration tests are calculated using the Archard wear equation and combined with the actual working conditions of the multi-way valves. It concludes that the acceleration multipliers of synchronous loading are larger, while the simulated loading is closer to the actual working cycle.

Key words: multi-way valve; reliability; life test; Archard equation; load spectrum

多路阀是液压挖掘机的核心元件之一,它可以控制泵对动臂、斗杆、铲斗及回转的液压缸的供油,以实现对单一动作以及复合动作的控制[1].载荷谱编制是疲劳寿命分析和疲劳可靠性试验的关键环节,而载荷谱是反映整机结构或关键零部件受载情况的载荷时间历程[2-3].作为液压挖掘机的控制枢纽,多路阀的疲劳寿命和可靠性对整机性能有很大的影响.因此建立获得载荷谱的试验台并确定载荷谱加载方式是具有重要意义的[4].

在对多路阀载荷谱的研究中,国内学者进行了多路阀仿真以及试验台搭建等方面的研究.何志鹏[5]以《液压多路换向阀》(JB/T 8729—2013)[6]为基础,研制出液压多路阀综合试验台,得到了一套能够达到B级精度要求的瞬态试验方案,并通过试验验证了方案的可行性.曾定荣[7]通过使用仿真模型且进行试验的方式,以综合试验系统为基础,并将某种型号的多路阀作为研究对象,研究典型多路阀功能的动态过程.杨林[8]结合PLC的数据采集功能以及LabVIEW的数据分析和处理技术,设计了液压泵、马达与多路阀的综合性能试验台,研制出测量精度高、测试性能好的试验台.王起新等设计出包含液压系统、电控系统与数据采集系统的多路阀试验台[9].由于针对多路阀载荷谱的加载的试验时间过长,一般只有多路阀试验台的搭建而缺少实际的试验.

而对于液压泵载荷谱的加载,在国内,翟新婷在编制液压泵的脉动加载谱时,假设忽略载荷均值对疲劳损伤的影响,采用等效损伤原则基于液压泵固定件进行载荷谱编制,直接利用雨流计数后的幅值进行相关编谱工作[10-11].邵继海[12]在确定柱塞泵寿命试验载荷谱时,按照压力、流量的变化,将载荷谱划分为四个阶段,并确定了每个阶段所占时间.以上几种载荷谱加载方式是在基于液压泵的基础上提出的,而目前缺乏针对多路阀载荷谱的加载方式.

针对上述问题,本文以液压20 t挖掘机多路阀为研究对象,通过传感器获得挖掘机作业工况下的载荷数据,在载荷谱中提取出若干个循环周期,并提出两种载荷谱加载方式.1)同步加载:由多路阀材料等因素确定高应力加载时间,结合AMESim仿真结果和台架性能确定低应力保压时间的多油缸同时加载的加载方式;2)拟实加载:基于所获得的载荷数据及等效加载时间并模拟挖掘机实际作业工况进行加载的加载方式.并对这两种加载方式的优势和局限性进行分析.

1　多路换向阀载荷谱的确定

为了获得挖掘机的各工作装置在作业过程中载荷随时间的变化趋势,需要进行载荷测试[13-14].

根据挖掘机常见的作业模式和作业场地,本次试验中,选择沙土混合物作为作业对象.沙土混合物一般包括大量的沙和少量的黏土.测试中,应保证地面没有明显的坡度,平整度达标,且应在没有降雨的天气下进行测试,以防止沙土湿度对测试数据的影响.

在此工作条件下,进行连续作业,即反复完成90°回转作业,其中包括挖掘、回转举升、卸料和回转下放这几个动作.挖掘试验现场如图1所示.并安装传感器对动臂、斗杆、铲斗以及回转马达的压力等信号进行采集.



图1 现场载荷测试图

Fig.1 Field load test diagram

本文中,确定样本长度为1 200 s,采样频率为1 000 Hz,并按照当前传感器安装位置对信号进行采集,采集到多组数据用以处理分析,选取其中一组数据进行展示,如图2所示.

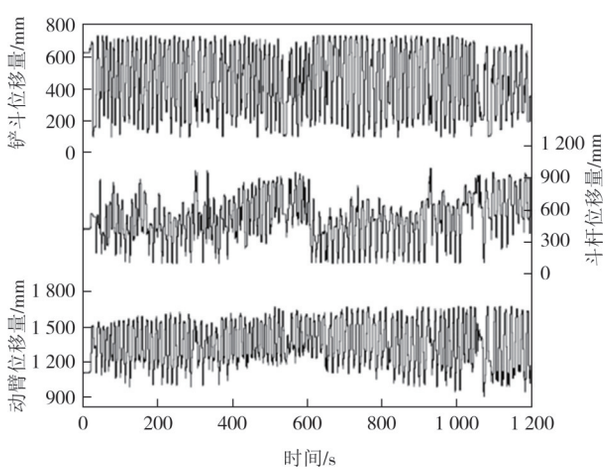


图2 三油缸位移量载荷谱

Fig. 2 Displacement load spectrum of three oil cylinders

从中提取出包含典型挖掘循环(440~470 s)的三油缸位移数据,如图3所示.

2 载荷谱的加载方式

多路阀的疲劳寿命较高,如果按照正常工况进行寿命试验,需要较长时间,因此可以在试验时适当提高加载的压力和流量或增加多路阀的操作频率,使多路阀加速失效,以节省试验时间,这一方法即加速寿命试验.

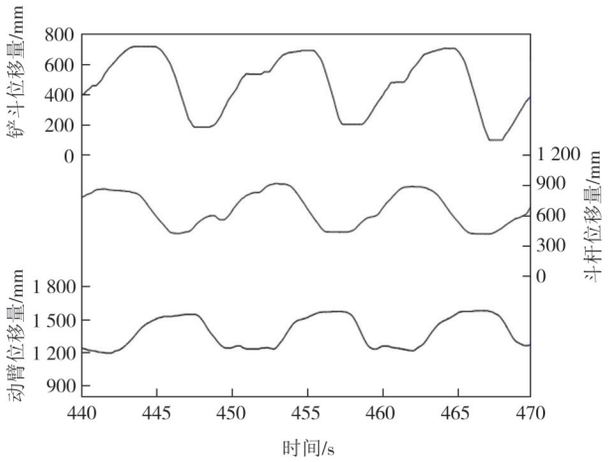


图3 440~470 s三油缸位移量图

Fig. 3 Displacement of 440~470 s three cylinders

多路阀的疲劳寿命受到工作压力、操作频率、设备运行中的振动和冲击以及工作介质的腐蚀性和温度等多种因素的影响.其中多路阀的工作压力和操作频率对其疲劳寿命影响较大.

因此本文提出同步加载和拟实加载两种加载方式.其中,同步加载通过增加多路阀操作频率和压力以加速其失效,而拟实加载则是通过增加多路阀工作压力以加速其失效.

2.1 同步加载

同步加载的试验原理如图4所示,在试验前,将多路阀所有阀口堵死,试验时,首先在a1、a2、a3口输入控制信号,此时,衔铁通过阀杆将阀芯推向右侧,各阀块A口与P1口相连,B口与T口相连。随后,切断电信号,使电磁铁失电释放,各多路阀的阀芯回归中位,在阀芯弹簧稳定后,在b1、b2、b3口输入电信号,此时,衔铁通过阀杆将阀芯推向左侧,各阀块B口与P2口相连,A口与T口相连,随后阀芯再次回到中位,如此循环反复,故将此过程称为同步加载.

2.2 同步加载曲线

考虑到多路阀材料以及结构稳定等因素,同步加载的高应力加载时间取为0.5 s.

在试验中,若曲线一直保持在高应力加载,不仅会导致油温过高从而影响试验台架的稳定性和安全性,而且不符合实际的作业工况.因此,为了使加载曲线与实际加载工况更加吻合并降低试验台架的负荷,需要设置多路阀加载曲线低应力保持时间.

多路阀加载曲线低应力保持时间与多路阀阀芯特性有关,在加载应力消失的瞬间,其阀芯弹簧预紧

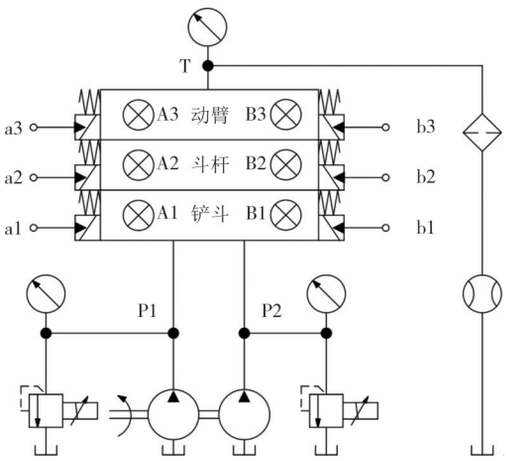


图 4　同步加载试验原理图

Fig.4　Schematic diagram of synchronous loading test

力仍然存在,必须使阀芯弹簧处于稳定状态后,方能开始下一个加载循环.选取 3 个多路阀阀芯,测量其性能参数并进行仿真,仿真模型如图 5 所示,仿真参数如表 1 所示,AMESim 仿真结果如图 6 所示.

由仿真结果可知,阀芯复位过程中,弹簧保持稳定需要的时间约为 0.3 s,考虑到实际过程与仿真具有一定的偏差,因此稳定时间取 0.4 s.仿真结果表明,当阀芯参数确定时,阀芯弹簧的稳定时间只与黏性摩擦系数有关.

多路阀加载曲线输入信号为脉冲信号,同步加载曲线如图 7 所示.其加载信号上升沿的斜率与试验台性质有关,在不影响试验性能及其他参数的前

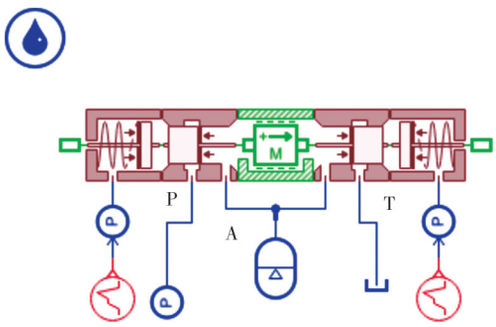


图 5　AMESim 仿真模型图

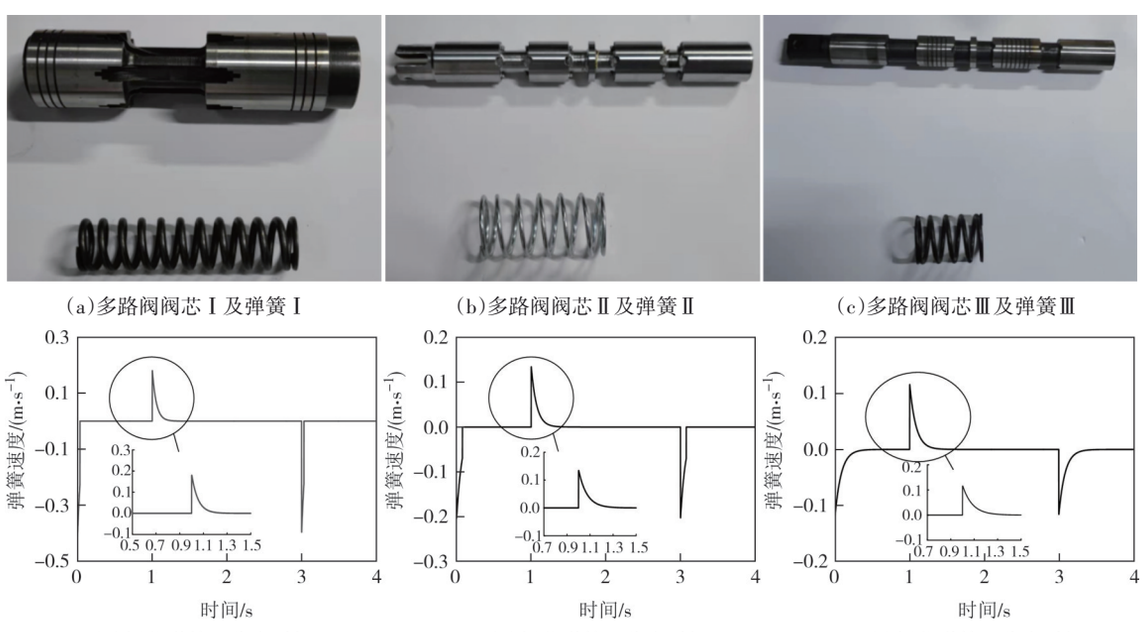
Fig.5　AMESim simulation model diagram

表 1　仿真参数表

Tab.1　Simulation parameters

弹簧编号	弹性模量/(N·m^{-1})	阀芯质量/g	先导压力/MPa	黏性摩擦系数/(N·mm^{-1}·s^{-1})
弹簧Ⅰ	14 000	400	1	1.5
弹簧Ⅱ	10 400	160	1	1.5
弹簧Ⅲ	9 000	423	1	1.5

提下,应尽可能快地达到加载应力,因此压力增加时间选为 0.1 s,对应为 0~0.1 s,此时曲线模拟实际工况中流量变化率和压力变化率较高时的工况;高应力加载时间为 0.5 s,对应为 0.1~0.6 s,此时曲线模拟实际工况中高压大流量工况;低应力保持时间为 0.4 s,对应为 0.7~1.1 s,此时曲线模拟实际工况中低压小流量工况.由此可知,同步加载循环一个周期所需时间为 2.2 s.



(a)多路阀阀芯Ⅰ及弹簧Ⅰ　(b)多路阀阀芯Ⅱ及弹簧Ⅱ　(c)多路阀阀芯Ⅲ及弹簧Ⅲ

(d)阀芯弹簧Ⅰ稳定时间　(e)阀芯弹簧Ⅱ稳定时间　(f)阀芯弹簧Ⅲ稳定时间

图 6　AMESim 仿真结果

Fig.6　AMESim simulation results

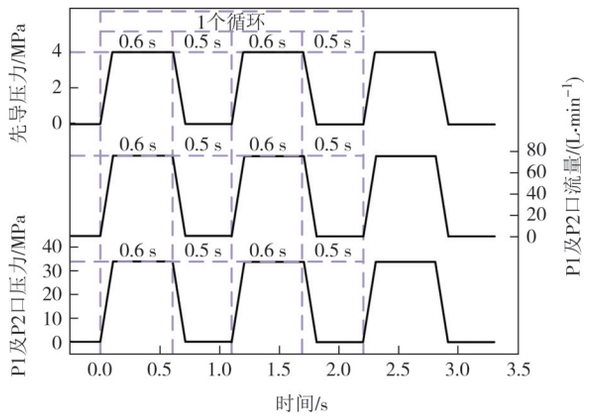


图7 同步加载等效时间图

Fig.7 Equivalent time diagram of synchronous loading

2.3 拟实加载

拟实加载,即试验时模拟挖掘机实际作业工况进行加载,试验原理如图8所示.首先是挖掘阶段,试验时,a1和a2口输入信号,A1和A2口与P1口连通,铲斗大腔和斗杆大腔进油,控制铲斗和斗杆伸长;随后是回转举升阶段,A1和A2口关闭,a3和a4口输入信号,A3和A4口与P1口连通,右回转马达和动臂大腔进油,控制动臂伸长、马达向右旋转;接着是卸料阶段,b1和b2口输入控制信号,B1和B2口与P2口连通,铲斗小腔和斗杆小腔进油,控制铲斗和斗杆收缩;最后是回转下放阶段,B1和B2口关闭,b3和b4口输入信号,B3和B4口与P2口连通,左回转马达和动臂小腔进油,控制动臂收缩、马达向左旋转,并完成一个挖掘循环.进行90°回转作业循环,向多路阀输入控制信号,控制动臂、斗杆、铲斗以及回转马达的进油,按照挖掘段、回转举升段、卸料段和回转下放段的顺序进行加载.

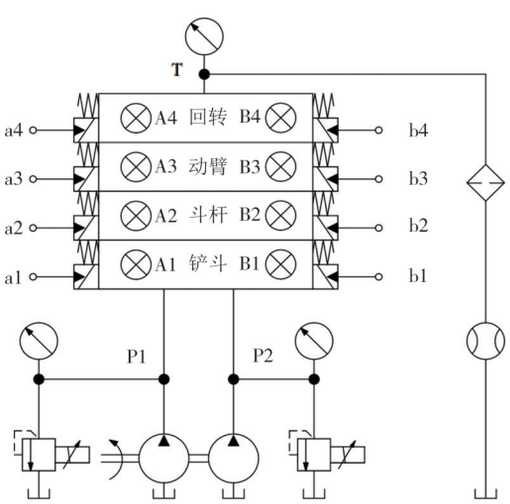


图8 拟实加载试验原理图

Fig.8 Schematic diagram of pseudo real load test

挖掘机进行试验时,依据各工况下动臂、铲斗、斗杆以及回转马达的压力变化,以0.5 s为等效加载时间,可以将载荷谱规划为以90°回转作业循环为基础的序列图,动臂大腔阀口(p_{boomb})、动臂小腔阀口(p_{booms})、斗杆大腔阀口(p_{armb})、斗杆小腔阀口(p_{arms})、铲斗大腔阀口($p_{bucketb}$)、铲斗小腔阀口($p_{buckets}$)、左回转(p_{swl})和右回转(p_{swr})的压力变化如图9所示.

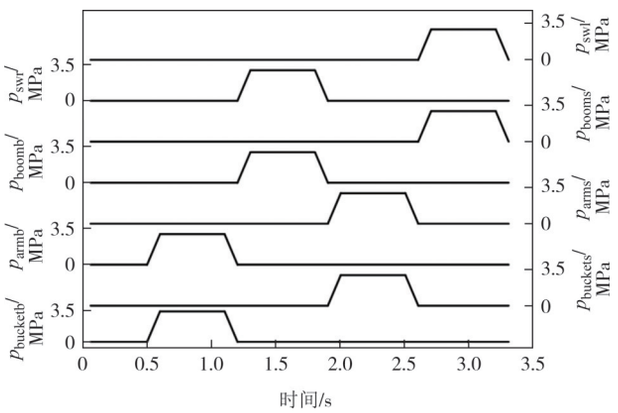


图9 拟实加载等效时间图

Fig. 9 Equivalent time diagram of pseudo real loading

2.4 两种加载方式对比

一个挖掘循环中有挖掘段、回转举升段、卸料段和回转下放段,据此在载荷谱中取出20个挖掘循环,得到每个挖掘循环的时间,如图10所示,计算出20个循环的平均时长为12.07 s,因此本文选择12 s作为实际循环周期.

根据图9可以发现,拟实加载的一个周期为2.8 s(0.5~3.3 s为一个挖掘循环),相当于对实际循环有4.29倍的加速,而同步加载的一个周期为2.2 s,相当于对实际循环有5.45倍的加速,所以相比于同步加载,拟实加载与实际作业工况有更好的一致性,但是加载时间较长.

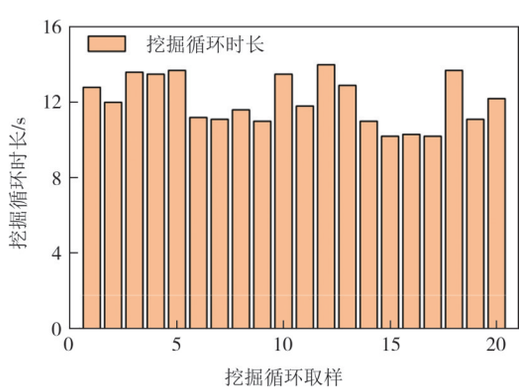


图10 不同挖掘循环时长

Fig.10 Duration of different excavation cycles

而同步加载与拟实加载相比,具有更短的加载周期,因此减少了试验时间,但是在同步加载时,所有阀口同时打开,阀芯中位稳态时间相对较短,故多路阀的工作环境会更为恶劣;且同步加载没有考虑多路阀加载顺序,对于实际工作循环反映的真实性不足.

3 Archard磨损方程及加速倍数

挖掘机用多路阀的工作性能主要与主溢流阀、阀体、各阀的阀杆、密封等有关,而多路阀的阀芯与阀座、阀杆与密封装置以及其他连接部件在多路阀长期的工作过程中会出现摩擦磨损,这可能会增加阀门的操作力,进而影响多路阀的寿命.因此使用Archard磨损方程对磨损部位进行分析计算.

3.1 Archard磨损方程

1953年美国的J. F. Archard提出黏着磨损理论.该理论模型可定义为:两平滑表面的接触发生在高的峰元上,由于局部集中应力的作用,在接触处发生塑性变形.设两峰元为一对半径相同的半球形,上峰元材料较弱,其硬度为H,该对峰元所受法向载荷为δW,则有[15-16]

$$\delta A = \pi a^2 = \frac{\delta W}{H} \tag{1}$$

式中:δA为该对峰元塑性变形后的接触面积;a为该接触面积的半径.

设一次滑动的结果产生一个磨损体积为δV的颗粒,可以认为此磨损颗粒的尺寸与接触峰元的尺寸成正比.物理实验显示,磨损颗粒的形状是等轴的,即在3个坐标轴上的长度时常是粗略相等的.因而可以认为δV与a^8成比例,对于半球形峰元来说:

$$\delta V = \frac{2}{3}\pi a^8 \tag{2}$$

这对峰元滑动摩擦持续的行程δL与接触面积的半径a成比例.在各种摩擦通过模式中采用滑动行程最长的模式,即

$$\delta L = 2a \tag{3}$$

于是可以求得体积磨损率δR_V:

$$\delta R_V = \frac{\delta V}{\delta L} = \frac{1}{3}\pi a^2 = \frac{1}{3}\delta A = \frac{1}{3}\frac{\delta W}{H} \tag{4}$$

对于整个接触平面来说可得

$$R_V = \sum \delta R_V = \frac{1}{3}K\frac{W}{H} \tag{5}$$

可得

$$Q = \frac{KWL}{H} \tag{6}$$

式中:Q是实验室加速试验一个周期的总磨损量;K是和材料有关的无量纲常数;W是加速试验的正压力;L是加速试验中一个周期的总滑动长度;H是副中软部件表面硬度.显而易见,随着压力升高和循环次数增多,总磨损量增大.

$$Q_1 = \frac{K}{H}\sum_{i=1}^{n} W_i L_i \tag{7}$$

式中:Q_1为实际测得的一个循环周期总磨损量;W_i是循环周期内的一个测试间隔的正压力;L_i是循环周期内一个测试间隔的滑动长度.

3.2 Archard加速倍数

实验室加速试验一个周期的总磨损量为Q,实际测得的一个周期总磨损量为Q_1,两者比值可以等效为工作时间之比,故定义两者之比为加速倍数A_0,可通过式(8)求得.

$$A_0 = \frac{Q}{Q_1} \tag{8}$$

实际上,多路阀加速试验和实际载荷谱的Archard磨损量都与滑动长度有关,而滑动长度与先导压力有关,具体表现为阀芯位移和先导压力的增量成正比,又因为A_0是两个磨损量的比值,所以可以对先导压力进行归一化以方便求解.

由于先导压力小于0.06 MPa时阀芯尚未移动,故归一化时,先导压力为0.06 MPa时取为0,0.4 MPa时取为L_0,并按此进行归一化,归一化后,阀芯位移和先导压力之间的关系为

$$x_g = \frac{p_{xd} - 0.06}{0.4 - 0.06} L_0 \tag{9}$$

式中:p_{xd}为先导压力,x_g为归一化后阀芯的位移.归一化完成后,对归一化的结果进行排序,得到归一化结果sort及对应压力.

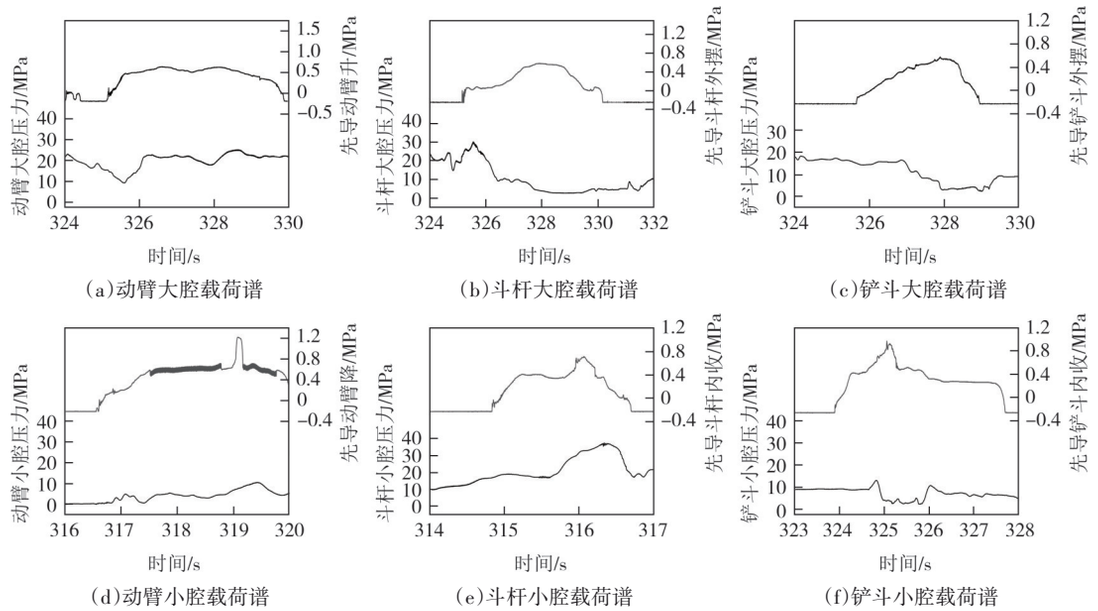
Archard加速倍数的归一化计算方法如式(10)所示:

$$A_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left|\mathrm{sort}'_{i+1} - \mathrm{sort}'_i\right|\ \left[(p'_i + p'_{i+1})/2\right]}{\sum_{i=1}^{n}\left|\mathrm{sort}_{i+1} - \mathrm{sort}_i\right|\ \left[(p_i + p_{i+1})/2\right]} \tag{10}$$

式中:sort′为加速试验中动臂、斗杆及铲斗的大小腔先导压力归一化并排列后所得的数值;p'为对应的压力值,而sort为原始载荷谱中动臂、斗杆及铲斗的大

小腔先导压力归一化并排列删重后所得的数值;p 为对应的压力值.

根据图7、图9以及图11的数据,并以0.001 s为取样间隔代入式中,可得Archard磨损公式计算出的加速倍数为2.0.而拟实加载对实际循环有4.29倍的加速,同步加载对实际循环有5.45倍的加速,所以计算得到拟实加载的加速倍数为8.58倍,同步加载的加速倍数为10.9倍.



(a)动臂大腔载荷谱 (b)斗杆大腔载荷谱 (c)铲斗大腔载荷谱

(d)动臂小腔载荷谱 (e)斗杆小腔载荷谱 (f)铲斗小腔载荷谱

图11 Archard原始载荷谱

Fig.11 Archard original load spectrum

4 结论

1)根据测定的载荷谱,结合计算出的等效加载时间,提出了同步加载和拟实加载两种多路阀加速寿命试验加载方式.基于AMESim仿真,得出了多路阀阀芯回到中位的稳态时间,可得同步加载的加载曲线;根据提取的三油缸位移量图,得出各油缸的工作序列,进而得到拟实加载的加载曲线.

2)与拟实加载相比,同步加载具有更短的加载周期,加速试验时间较短;同步加载没有考虑多路阀加载顺序,对于实际工作循环反映的真实性较拟实加载有所欠缺.

3)推导出Archard磨损方程并得到加速试验总磨损量计算方法和真实采样磨损量计算方法,通过二者的比值计算出加速倍数,拟实加载的加速倍数为8.58倍,同步加载的加速倍数为10.9倍.

参考文献

[1] 杨华勇, 曹剑, 徐兵, 等. 多路换向阀的发展历程与研究展望[J]. 机械工程学报,2005,41(10):1-5.
YANG H Y, CAO J, XU B, et al. Progress in the evolution of directional control valves and future trends[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2005,41(10):1-5.(in Chinese)

[2] 杨子涵,宋正河,尹宜勇,等. 基于POT模型的大功率拖拉机传动轴载荷时域外推方法[J]. 农业工程学报,2019,35(15):40-47.
YANG Z H, SONG Z H, YIN Y Y, et al. Time domain extrapolation method for load of drive shaft of high-power tractor based on POT model[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2019,35(15):40-47.(in Chinese)

[3] WANG P H, XIANG Q Y, KRÓLCZYK G, et al. Dynamic modeling of a hydraulic excavator stick by introducing multi-case synthesized load spectrum for bench fatigue test[J]. Machines, 2022,10(9):741.

[4] GAO Y K, HAN J P, FANG J G, et al. Programmed load spectrum for fatigue bench test of a vehicle body[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2016, 9(3): 605-613.

[5] 何志鹏. 液压多路阀试验台研制及多路阀瞬态试验研究[D]. 武汉:武汉科技大学, 2017.
HE Z P. Development of hydraulic multi-way valve test bench and the transient test research of multi-way valve [D]. Wuhan : Wuhan University of Science and Technology,2017.(in Chinese)

[6] 液压多路换向阀:JB/T 8729—2013[S]. 北京: 机械工业出版社, 2013.

Hydraulic multiple directional valve: JB/T 8729—2013 [S]. Beijing: China Machine Press, 2013.(in Chinese)

[7] 曾定荣. 多路阀综合试验系统设计及试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.
ZENG D R. Development of comprehensive test system and experimental research for multi-way valves [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010. (in Chinese)

[8] 杨林. 液压泵、马达及多路阀综合试验台的设计与制造[D]. 广州: 广东工业大学, 2013.
YANG L. Design and manufacture of comprehensive test platform of hydraulic pump, motor and multi-way valve [D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2013. (in Chinese)

[9] 王起新,梁若霜,罗深祥,等. 工程机械液压多路阀试验台设计开发[J]. 机床与液压,2019,47(16):114-117.
WANG Q X, LIANG R S, LUO S X, et al. Design and development of engineering machinery hydraulic multi-way valve test bed[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(16): 114-117.(in Chinese)

[10] 翟新婷. 基于外推改进的工程机械载荷谱编制方法研究[D]. 长春:吉林大学, 2018.
ZHAI X T. Load spectrum compiling method based on modified extrapolation in construction machinery [D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)

[11] YANG M, SUN X X, DENG X T, et al. Extrapolation of tractor traction resistance load spectrum and compilation of loading spectrum based on optimal threshold selection using a genetic algorithm[J]. Agriculture, 2023, 13(6): 1133.

[12] 邵继海. 柱塞式液压泵可靠性改进及定寿技术方案研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.
SHAO J H. Research on plunger-type hydraulic pump reliability improvement and lifetime determination technical proposal [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2018. (in Chinese)

[13] 李瑶,吕彭民,向清怡,等. 挖掘机下车架疲劳试验载荷谱研究与寿命预测[J]. 制造业自动化,2021,43(6):37-44.
LI Y, LÜ P M, XIANG Q Y, et al. Equivalent method for fatigue test load of excavator undercarriage [J]. Manufacturing Automation, 2021, 43(6): 37-44.(in Chinese)

[14] 陈鸿彬. 挖掘机液压系统压力载荷谱编制方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
CHEN H B. Research on the load spectrum compiling of the pressure in the hydraulic system of an excavator[D]. Changchun: Jilin University, 2017. (in Chinese)

[15] 高俊峰,李伟,靳卫华,等. 基于Archard理论的浮动密封结构磨损特性试验研究[J]. 机电工程,2023,40(8):1147-1156.
GAO J F, LI W, JIN W H, et al. Wear characteristics of floating seal structure based on Archard theory [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2023, 40(8): 1147-1156.(in Chinese)

[16] 陈雪辉, 李威, 刘伟, 等. 基于动力学特性的挖掘机工作装置端面摩擦副间隙磨损机理研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(19): 191-205.
CHEN X H, LI W, LIU W, et al. Excavator working device based on dynamic characteristics analysis of clearance wear mechanism of end face friction pair[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(19): 191-205.(in Chinese)