

装载机工作装置斗尖载荷当量模型与试验

万一品¹, 宋绪丁¹, 郁录平¹, 员征文²

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064;

2. 徐工集团 江苏徐州工程机械研究院, 江苏 徐州 221004)

摘要:为获得装载机工作装置在铲装作业过程中外载荷的时间历程,进行了载荷谱编制与疲劳台架试验,提出一种由铲斗铰接孔处载荷当量装载机工作装置铲斗斗尖载荷的计算方法。在铲斗上建立随体坐标系,通过 D-H(Denavit-Hartenberg)矩阵得到铲斗随体坐标系与大地坐标系之间的转换关系,根据油缸位移确定装载机作业姿态,进而由铲斗受力模型求得固定姿态下斗尖处的当量载荷理论解;设计了销轴传感器,并进行标定试验得到销轴传感器各个方向外载荷与电桥输出电压之间的线性函数关系;建立包括销轴力、侧向力、拉杆力、动臂关注点应力、动臂油缸和铲斗油缸位移的多参数载荷同步测试系统,并进行散状物料铲装试验,得到铲斗随体坐标系下铰点销轴力、结构测点应力和油缸位移等基本载荷参数;在此基础上,以铲斗斗尖当量载荷为外载,进行了工作装置有限元分析;验证了载荷当量模型和所得结果的合理性。研究表明:由实测载荷参数和斗尖载荷当量模型能得到反映装载机工作装置铲斗斗尖处真实受力特性的当量载荷时间历程,且载荷当量时间历程呈明显的周期变化,大载荷出现在铲掘物料和卸载物料时刻;动臂结构测点应力的仿真值与试验实测值之间最大相对误差为 9.07%,将大小和方向连续不断变化的销轴载荷当量到固定姿态下的铲斗斗尖处,为装载机工作装置载荷谱编制和疲劳试验提供依据。

关键词:机械工程;装载机;工作装置;当量模型;斗尖载荷

中图分类号:U415.514

文献标志码:A

Bucket tip load equivalent model and experiment on loader working device

WAN Yi-pin¹, SONG Xu-ding¹, YU Lu-ping¹, YUN Zheng-wen²

(1. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Engineering Machinery Research Institute, Xuzhou Construction Machinery Group, Xuzhou 221004, Jiangsu, China)

Abstract: In order to obtain external load time history of loader working device in shoveling process, load spectrum compilation and fatigue bench test was carried out, and calculation method through bucket hinge hole loads to equal bucket tip load was proposed. The moving coordinate system was established on the bucket. The transformation relationship between the moving coordinate system and the geodetic coordinate system was obtained by the D-H(Denavit-Hartenberg) matrix. The operating postures of loader were determined according to the displacement of cylinder. Theoretical solutions of the equivalent loads at bucket tip were obtained

收稿日期:2016-12-20

基金项目:“十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAF07B02);中央高校基本科研业务费专项资金项目(310825163407,310825175009)

作者简介:万一品(1988-),男,河南邓州人,工学博士研究生,E-mail:wyipin@chd.edu.cn。

通讯作者:宋绪丁(1963-),男,陕西合阳人,教授,博士研究生导师,E-mail:songxd@chd.edu.cn。

by mechanical force model of the bucket under fixed stance. A pin axis sensor was designed, and the linear function relationship between external load and output voltage of the bridge in all directions was obtained through the calibration test. The multi-parameter load synchronous test system was established which include pin axial force, lateral force, pull rod force, boom structural stress, boom cylinder and bucket cylinder displacement. Through the shovel loading test, the basic load parameters in coordinate system fixed on the bucket such as pin force, structure measuring point stress and oil cylinder displacement were obtained. Based on the basic load parameters, finite element analysis of the working device was carried out with the equivalent load of bucket tip as outside load. The results show that the equivalent load time history can be obtained through the measured load parameters and the bucket tip load equivalent model which can reflect the real force characteristics of the bucket tip in the loader working device. The bucket tip load time history exhibits marked periodic variations. The large load appears at the time of shoveling and unloading particle material. The maximum relative error between the simulated value and the measured value of the boom structure is 9.07%. The pin load with continuous change in size and direction is equivalent to the bucket tip under the fixed coordinate system with the bucket in fixed stance, which provides the basis for the load spectrum compilation and fatigue test of loader working device. 3 tabs, 10 figs, 18 refs.

Key words: mechanical engineering; loader; working device; equivalent model; bucket tip load

0 引言

装载机是一种常用的土方作业机械,能够进行物料铲运、装卸及轻度的地面铲掘和平整作业^[1-2]。工作装置作为装载机的主要部件,在铲装作业时承受不断变化的动态载荷作用,铲斗与动臂结构疲劳破坏现象经常发生^[3-4]。

目前,对于装载机工作装置的研究主要集中在理论和仿真分析两方面。孟广良研究了装载机工作装置斗尖所受外载荷的理论,并给出了外载荷的近似计算公式^[5];王秀梅等建立了正载工况下的动臂结构有限元模型,分析了铲斗铰接点处牵引方向和垂直地面方向的外载荷^[6];许立太等对动臂结构受力进行了理论分析,将铲装作业过程中铲斗受力简化为铲斗中心斗齿处的集中力^[7];王云超等将偏载工况下工作装置的受力简化为铲斗最外侧斗齿的集中力,并对其进行有限元分析^[8];戴文跃等对装载机工作装置在正载假设条件下的动力学特性进行研究,模拟了工作装置在实际作业过程的受力特性^[9]。上述研究为装载机工作装置结构校核设计提供了参考,但是基于仿真研究和静态设计的产品已难以满足高性能比和高可靠性的要求,基于真实外载荷的动态抗疲劳设计成为解决上述问题的重要途径之一。通过实测外载荷和载荷谱来研究构件的力学特性和疲劳特性在航空领域得到了广泛应用,飞机结构载荷测试方法与疲劳性能研究已相对成熟^[10]。

装载机外载荷的测试研究多集中在传动系^[11],张英爽等对装载机半轴扭矩等载荷参数进行了测试与研究,所得结果为传动系疲劳台架试验和寿命预测提供了重要参考^[12]。

目前对装载机工作装置斗尖载荷获取方法的相关研究鲜有报道。为此,本文基于装载机工作装置销轴力、油缸位移等实测载荷参数,提出一种工作装置斗尖载荷的当量方法。由油缸位移和铲斗铰点载荷反推出固定姿态下铲斗斗尖的载荷时间历程,为研究装载机工作装置的受力特性、载荷谱编制和疲劳台架试验提供重要的指导作用。本文以铲斗斗尖当量载荷时间历程为载荷约束,对工作装置进行有限元仿真,并对比分析动臂结构关注点应力仿真值和实测值,以验证所提出的铲斗斗尖载荷当量方法的可行性。

1 散状物料铲装试验

装载机工作装置主要由铲斗、动臂、摇臂、连杆、动臂油缸和铲斗油缸组成。铲装作业时,动臂油缸和铲斗油缸组合作动,各构件共同参与。获得反映工作装置受力特性的斗尖载荷,是载荷谱编制、疲劳台架试验以及抗疲劳设计的关键。装载机装卸物料时铲斗斗尖载荷的大小和方向随着作业姿态的变化而不断变化,且难以测量,但是可以通过动臂与铲斗铰接点处的销轴力、拉杆力和油缸位移来获得瞬时姿态下铲斗斗尖处的载荷时间历程。装载机工作装

置载荷测试系统如图 1 所示。

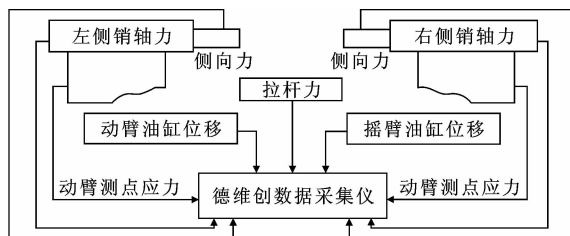


图 1 工作装置载荷测试系统

Fig. 1 Load measuring system of working device

图 1 所示的德维创数据采集仪型号为 DEWE43, 动臂关注点应力采用 HCP350-5A 应变花, 拉杆力采用 HCP120-5A 应变片组桥, 油缸位移采用 ZH1500V 拉线式位移传感器, 销轴力和销轴侧向力采用自制的销轴传感器测量^[13-14]。自制的销轴传感器结构如图 2 所示。

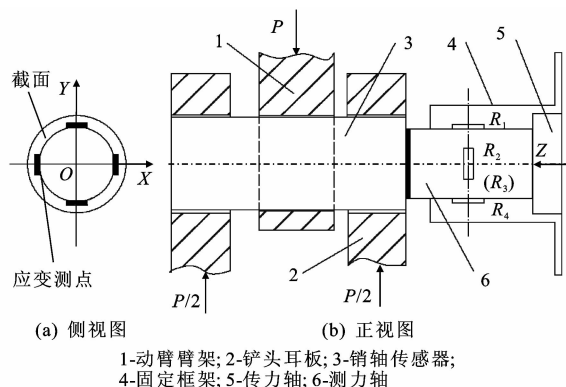
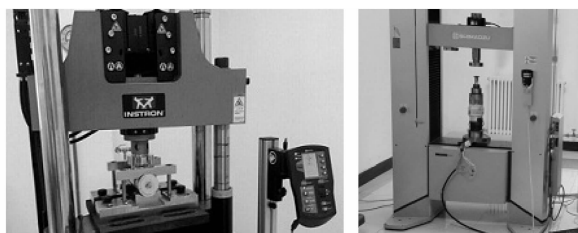


图 2 销轴传感器结构

Fig. 2 Pin axis sensor structure

如图 2 所示, P 为销轴传感器所受外力, R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 为侧向力测试桥路所用电阻应变片。用自制的销轴传感器代替原有销轴, 销轴传感器在外力 P 作用下在 X 、 Y 方向上产生应力变化, 通过贴片组桥测得单方向电桥电压值来确定销轴在 X 、 Y 方向受到的外力。销轴侧向力通过测力轴、传力轴和固定在铲斗上的固定框架来测量, 传力轴与固定框架固连, 测力轴一端与传力轴固连, 另一端与销轴传感器一端紧贴。选取测力轴的 1 个截面粘贴应变片并组成全桥, 铰点处的侧向力通过测力轴的截面电桥电压值来实现测量。拉杆力测量传感器和自制销轴传感器在测试前需要标定, 将拉杆视为二力杆, 拉杆一端铰孔固定, 另一端铰孔施加外力即可实现试验标定。销轴传感器在 X 、 Y 、 Z 方向需要分开标定, 销轴传感器的标定试验装置如图 3 所示。

根据标定试验结果, 动臂与铲斗左右两侧销轴传感器和拉杆力传感器单方向施加外力与桥路电压



(a) X、Y 方向标定

(b) Z 方向标定

图 3 销轴传感器标定试验装置

Fig. 3 Device of calibration test of pin axis sensor

值的对应关系用线性函数拟合。动臂与铲斗左侧铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向的标定结果分别为

$$F_{X1} = 1.519U_{X1} - 4.583 \quad (1)$$

$$F_{Y1} = 1.484U_{Y1} - 4.524 \quad (2)$$

$$F_{Z1} = 0.096U_{Z1} - 0.008 \quad (3)$$

式中: F_{X1} 、 F_{Y1} 、 F_{Z1} 分别为动臂与铲斗左侧铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向的标定外力; U_{X1} 、 U_{Y1} 、 U_{Z1} 分别为左侧铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向测试电桥的输出电压。

动臂与铲斗右测铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向的标定结果分别为

$$F_{X2} = 1.431U_{X2} - 4.224 \quad (4)$$

$$F_{Y2} = 1.404U_{Y2} - 4.253 \quad (5)$$

$$F_{Z2} = 0.092U_{Z2} - 0.009 \quad (6)$$

式中: F_{X2} 、 F_{Y2} 、 F_{Z2} 分别为动臂与铲斗右侧铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向的标定外力; U_{X2} 、 U_{Y2} 、 U_{Z2} 分别为右侧铰点销轴在 X 、 Y 、 Z 方向测试电桥的输出电压。

拉杆力传感器标定结果为

$$F_L = -1.119U_L + 2.692 \quad (7)$$

式中: F_L 为拉杆力传感器的标定外力; U_L 为拉杆力传感器测试电桥的输出电压。

将位移传感器和已标定的拉杆力传感器、销轴传感器安装在试验样机上, 其中以动臂与铲斗铰点、拉杆与铲斗铰点在工作装置中心对称面上的投影点连线为销轴传感器的 Y 方向。在动臂结构危险点处粘贴应变花测试敏感点应力^[15], 安装传感器后的试验样机工作装置如图 4 所示。



图 4 铲装测试试验样机

Fig. 4 Prototype of experimental loader

选取粒径 40~60 mm、密度 2 620 kg/m³ 的小石方物料,采用 L 形路线进行铲装作业。对测得的试验数据进行滤波、去奇异值、去趋势项等预处理^[16]。根据传感器标定公式将实测电压值转换为力,2 个销轴 Z 方向的力叠加后的合力定义为工作装置销轴侧向力。某段小石方铲装试验结果如图 5 所示。

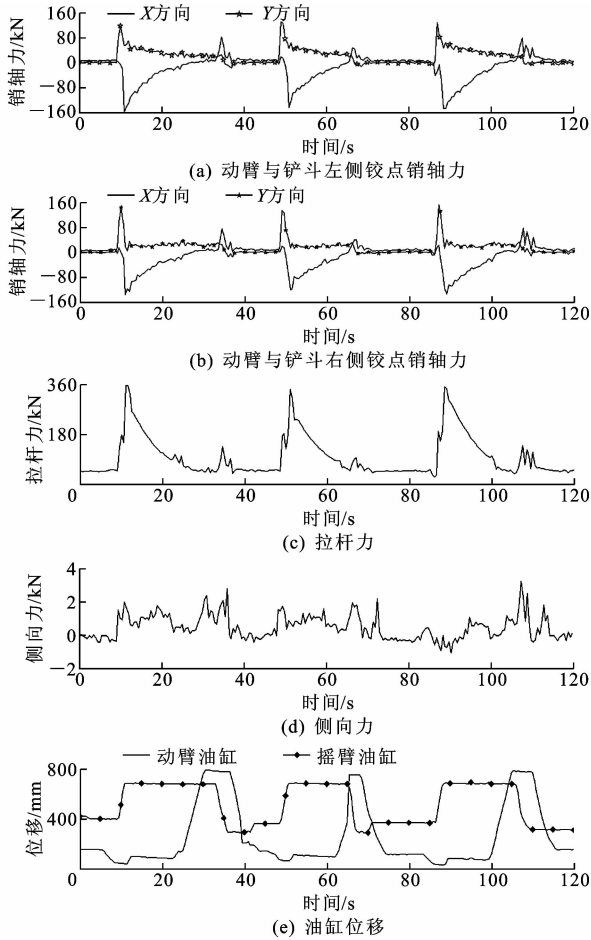


图 5 小石方铲装试验结果

Fig. 5 Small stone shovel measured results

由图 5 可知,动臂与铲斗的 2 个铰点处销轴力和拉杆力呈明显周期性变化,大载荷出现在铲斗插入物料最深并掘起物料的时刻,这与实际的铲掘阻力变化规律基本一致,所测数据能够反映工作装置在实际作业过程中的受力特性。

2 工作装置斗尖载荷当量模型

在铲装作业过程中,动臂、动臂油缸和摇臂油缸分别与车架的 3 个铰点相对车架静止,其他铰点的位置随作业姿态不断变化。以动臂与铲斗铰点及拉杆与铲斗铰点的连线为 y_B 方向,建立铲斗随体坐标系;以摇臂油缸与机架铰点及动臂与机架铰点连线为 y_G 方向,建立机架上的坐标系;以垂直地面方向为 y 方

向,平行地面为 x 方向,建立大地坐标系;将实测铲斗坐标系下的销轴载荷通过 D-H(Denavit-Hartenberg)矩阵转换到机架坐标系上,进而得到固定姿态所需的大地坐标系中的销轴载荷。根据 D-H 坐标变换建立工作装置各铰点处坐标系,如图 6 所示。

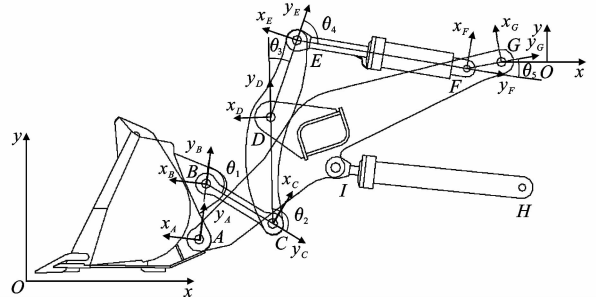


图 6 工作装置各铰点坐标系

Fig. 6 Coordinate systems of hinge points of working device

图 6 所示的坐标系中, H 为动臂油缸与车架铰接点, x_Oy 为大地坐标系, x_Ay_A 、 x_By_B 分别为铰点 A 、 B 处的铲斗随体坐标系。以相邻铰点连线为 y 方向,依次建立铰点 C 、 D 、 E 、 F 、 G 处的坐标系 x_Cy_C 、 x_Dy_D 、 x_Ey_E 、 x_Fy_F 、 x_Gy_G 。根据 D-H 坐标变换法则,某点在 x_Oy 和 $x'O'y'$ 坐标系中的坐标分别为 (x, y) 和 (x', y') ,坐标系 x_Oy 到 $x'O'y'$ 的转换可看成是坐标系原点先平移再旋转,转换关系式为^[17]

$$(x', y', 1)^T = T(x, y, 1)^T \quad (8)$$

$$T = R_{\text{Rot}}(1, \theta) T_{\text{Trans}}(x'', y'') =$$

$$\begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -x'' \\ 0 & 1 & -y'' \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: T 为齐次变换矩阵; $R_{\text{Rot}}(\cdot)$ 为旋转矩阵; $T_{\text{Trans}}(\cdot)$ 为平移矩阵; x'' 、 y'' 分别为坐标系 x_Oy 到坐标系 $x'O'y'$ 沿 x' 、 y' 方向的平移距离; θ 为坐标系 x_Oy 到坐标系 $x'O'y'$ 的旋转角, θ 的正负取值遵循右手螺旋法则。

为了将实测铰点 A 上随体坐标系下的销轴载荷转换到固定姿态的大地坐标系下,只需要通过旋转变换将铰点 A 处随体坐标系变换至铰点 G 处的机架坐标系,变换过程中的旋转角分别为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 、 θ_5 ,机架坐标系到大地坐标系的旋转角为 θ_6 ,即 y_G 方向与 y 方向的夹角。因此,由式(8)、式(9)可得铲斗上的随体坐标系 x_Ay_A 或 x_By_B 向大地坐标系 x_Oy 转换的数学模型,其公式为

$$(x, y, 1)^T = R_{\text{Rot}}(1, \theta_6) R_{\text{Rot}}(1, -\theta_5) \cdot$$

$$R_{\text{Rot}}(1, -\theta_4) R_{\text{Rot}}(1, -\theta_3) R_{\text{Rot}}(1, \theta_2) \cdot$$

$$\mathbf{R}_{\text{Rot}}(1, -\theta_1)(x_A, y_A, 1)^T \quad (10)$$

旋转后对 x 方向的数值取负即可得到大地坐标系下各铰点的受力结果。求解各旋转角成为坐标转换求解的关键。由工作装置结构可知 θ_3 、 θ_6 的角度是固定值,分别为 20° 和 72° 。利用正弦或余弦定理并结合图 6 对其余 4 个旋转角进行求解,长度 \overline{AB} 、 \overline{BC} 、 \overline{AD} 、 \overline{CD} 、 \overline{DE} 、 \overline{DG} 、 \overline{FG} 、 \overline{IG} 、 \overline{GH} 分别为各铰点间已知的固定距离, \overline{EF} 、 \overline{IH} 分别为摇臂油缸和动臂油缸长度且为变量。

坐标系 $x_A y_A$ 或 $x_B y_B$ 到坐标系 $x_C y_C$ 的旋转角 θ_1 是 $\angle ABC$ 的补角,在 $\triangle ABC$ 中, $\angle ABC$ 可通过计算得到

$$\angle ABC = \arccos\left(\frac{\overline{AB}^2 + \overline{BC}^2 - \overline{AC}^2}{2 \overline{AB} \overline{BC}}\right) \quad (11)$$

其中

$$\overline{AC}^2 = \overline{AD}^2 + \overline{CD}^2 - 2 \overline{AD} \overline{CD} \cos(\angle ADC) \quad (12)$$

$$\angle ADC = \angle ADG + \angle EDG - \angle CDE \quad (13)$$

式中: $\angle ADG$ 、 $\angle CDE$ 为固定值,分别为 142° 和 160° 。

则

$$\begin{aligned} \angle EDG &= \angle EDF + \angle FDG = \\ &\arcsin\left(\frac{\overline{EF} \sin(\angle DEF)}{\overline{DF}}\right) + \\ &\arcsin\left(\frac{\overline{FG} \sin(\angle DFG)}{\overline{DF}}\right) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \angle DGF &= \angle FGH - \angle DGI - \angle IGH = \\ &\angle FGH - \angle DGI - \\ &\arccos\left(\frac{\overline{IG}^2 + \overline{GH}^2 - \overline{IH}^2}{2 \overline{IG} \overline{GH}}\right) \end{aligned} \quad (15)$$

式中: $\angle FGH$ 、 $\angle DGI$ 为固定值,分别为 88° 和 17° 。

$$\overline{DF}^2 = \overline{DG}^2 + \overline{FG}^2 - 2 \overline{DG} \overline{FG} \cos(\angle DGF) \quad (16)$$

$$\angle DEF = \arccos\left(\frac{\overline{DE}^2 + \overline{EF}^2 - \overline{DF}^2}{2 \overline{DE} \overline{EF}}\right) \quad (17)$$

由式(11)~式(17)可求出 $\angle ABC$ 与动臂油缸长度 \overline{IH} 和摇臂油缸长度 \overline{EF} 之间的数学关系,即某铲装姿态下的旋转角 θ_1 可由该姿态下 \overline{IH} 和 \overline{EF} 的长度确定。

坐标系 $x_C y_C$ 到坐标系 $x_D y_D$ 的旋转角 θ_2 是 $\angle BCD$ 的补角, $\angle BCD$ 可由下式求得

$$\angle BCD = \angle ACD - \angle ACB \quad (18)$$

其中

$$\angle ACD = \arccos\left(\frac{\overline{AC}^2 + \overline{CD}^2 - \overline{AD}^2}{2 \overline{AC} \overline{CD}}\right) \quad (19)$$

$$\angle ACB = \arccos\left(\frac{\overline{AC}^2 + \overline{BC}^2 - \overline{AB}^2}{2 \overline{AC} \overline{BC}}\right) \quad (20)$$

由式(12)、式(18)~式(20)求出 $\angle BCD$ 与 2 个油缸长度 \overline{IH} 和 \overline{EF} 之间的数学关系,即某铲装姿态下旋转角 θ_2 同样可由该姿态下 \overline{IH} 和 \overline{EF} 的长度确定。

旋转角 θ_4 、 θ_5 分别为 $\angle DEF$ 和 $\angle EFG$ 的补角, $\angle EFG$ 可由下式计算得到

$$\begin{aligned} \angle EFG &= \arccos\left(\frac{\overline{EF}^2 + \overline{FG}^2 - \overline{ED}^2 - \overline{DG}^2}{2 \overline{EF} \overline{FG}} + \right. \\ &\left. \frac{\overline{ED} \overline{DG} \cos(\angle EDG)}{\overline{EF} \overline{FG}}\right) \end{aligned} \quad (21)$$

由式(11)、式(17)、式(21),可知某铲装姿态下的旋转角 θ_4 、 θ_5 同样可由该姿态下 \overline{IH} 和 \overline{EF} 的长度确定。

此时,根据实测的油缸位移长度可确定旋转角 $\theta_1 \sim \theta_6$,利用式(10)将铲斗随体坐标系下实测的销轴力转换到大地坐标系下的销轴力。同理,根据旋转角 θ_1 将拉杆力分解到铲斗随体坐标系下铰点 B 处的铰点力,再由式(10)进行坐标转换,从而得到大地坐标系下铰点 B 的销轴力。

采用隔离法将铲斗从工作装置中隔离出来,铲斗底部处于水平姿态,以铲斗位于中心面的斗齿末端点 o 为原点建立三维坐标系,该坐标系方向与坐标转换时的大地坐标系保持一致, z 方向过 o 点且垂直于 xoy 平面。动臂与铲斗左侧铰点 A_1 、右侧铰点 A_2 以及拉杆与铲斗铰点 B 在 xoy 坐标系下各方向的分力分别为 \mathbf{F}_{A_1x} 、 \mathbf{F}_{A_1y} 、 \mathbf{F}_{A_2x} 、 \mathbf{F}_{A_2y} 、 \mathbf{F}_{Bx} 、 \mathbf{F}_{By} ;铰点 A_1 、 A_2 所受侧向力分别为 \mathbf{F}_{z1} 和 \mathbf{F}_{z2} ,其合力定义为工作装置销轴侧向力 \mathbf{F}_z 。建立铲斗在大地坐标系下水平姿态的受力模型,如图 7 所示。

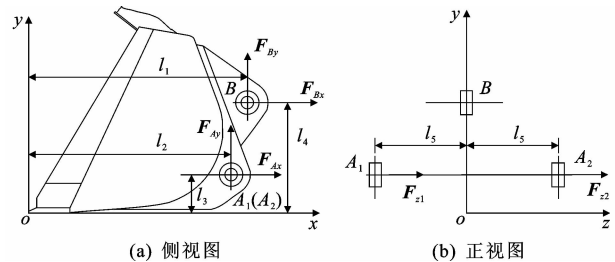


图 7 水平姿态下铲斗受力模型

Fig. 7 Force model of bucket in horizontal attitude

图 7 中: l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 分别为铲斗各铰点到坐标轴的垂直距离;斗尖处 x 、 y 、 z 方向的力分别为 \mathbf{F}_x 、 \mathbf{F}_y 、 \mathbf{F}_z ;绕 x 、 y 、 z 轴的力矩分别为 \mathbf{M}_x 、 \mathbf{M}_y 、 \mathbf{M}_z 。力的方向以图 7 所示箭头方向为正,力矩的方向按照右手螺旋法则确定。由力的平衡法则建立铲斗的斗尖当量载荷求解模型为

$$\begin{cases} F_{A_1x} + F_{A_2x} + F_{Bx} = F_x \\ F_{A_1y} + F_{A_2y} + F_{By} = F_y \\ F_{z1} + F_{z2} = F_z \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} -(F_{z1} + F_{z2})l_3 - (F_{A_1y} - F_{A_2y})l_5 = M_x \\ (F_{z1} + F_{z2})l_2 + (F_{A_1x} - F_{A_2x})l_5 = M_y \\ -(F_{A_1y} + F_{A_2y})l_2 + (F_{A_1x} + F_{A_2x})l_3 + F_{Bx}l_4 - F_{By}l_1 = M_z \end{cases} \quad (23)$$

3 结果分析

在工作装置斗尖载荷当量模型中,式(11)~式(23)中的长度参数如表 1 所示。

表 1 斗尖载荷当量模型的长度参数

Tab. 1 Length parameters of load equivalent model mm					
线段	长度	线段	长度	距离	长度
\overline{AB}	452	\overline{DG}	1 830	l_1	1 350
\overline{BC}	709	\overline{FG}	258	l_2	1 250
\overline{AD}	1 159	\overline{GH}	944	l_3	220
\overline{CD}	864	\overline{IG}	1 640	l_4	670
\overline{DE}	658			l_5	530

动臂油缸和摇臂油缸铰点长度 \overline{IH} 、 \overline{EF} 由拉线式位移传感器实测值和位移传感器安装位置到油缸与机架铰点的距离两部分组成。由油缸长度和表 1 中各铰点长度及式(12)~式(17)可求得用 \overline{IH} 、 \overline{EF} 表示的中间变量 $\angle DGF$ 、 \overline{DG}^2 、 $\angle DEF$ 、 $\angle EDG$ 、 \overline{AC}^2 。利用中间变量以及式(1)、式(18)~式(21)可求出旋转角 θ_1 、 θ_2 、 θ_4 、 θ_5 。根据 θ_1 将实测的拉杆力转换到铲斗随体坐标系下铰点 B 在 x、y 方向的铰点力,再利用旋转角 $\theta_1 \sim \theta_6$ 和式(10)得到坐标转换后的铰点 A_1 、 A_2 、B 在坐标系 xoy 下的受力,如图 8 所示。

由斗尖当量载荷模型[式(22)、式(23)]和表 1 中长度参数,可求得铲斗斗尖载荷 F_x 、 F_y 、 F_z 和 M_x 、 M_y 、 M_z 的当量时间历程,如图 9 所示。

由图 9 可知,铲斗斗尖当量载荷中 z 方向的力远小于 x、y 方向,z 方向力的最大值为 8.5 kN,约占 x 方向力最大值的 5.6%,故在载荷分析时可不考虑 z 方向的外力影响。斗尖当量载荷中 x、y 方向的扭矩最大值约为 30 kN·m,约占 z 方向扭矩的 12.5%。斗尖处 x、y、z 方向的力与扭矩变化规律基本保持一致,各方向当量载荷的大载荷值均出现在铲掘物料和卸载物料的时刻,这与装载机实际铲装作业过程中的受力特点吻合。

运用软件 Pro/E 建立测试样机工作装置三维

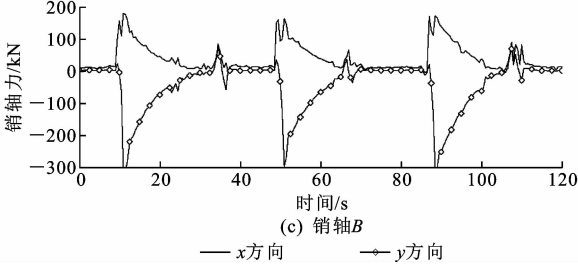
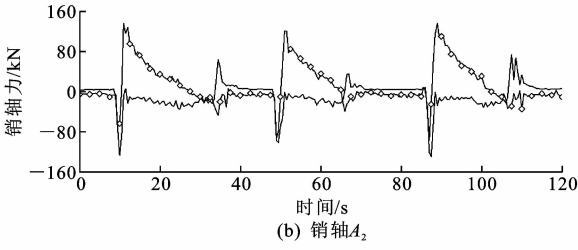
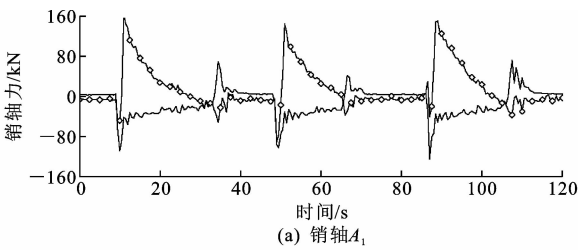


图 8 大地坐标系下销轴力

Fig. 8 Pin forces in geodetic coordinate system

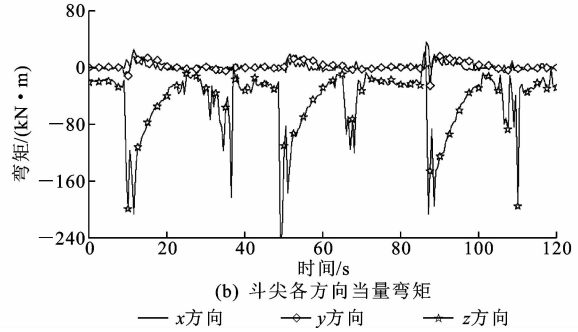
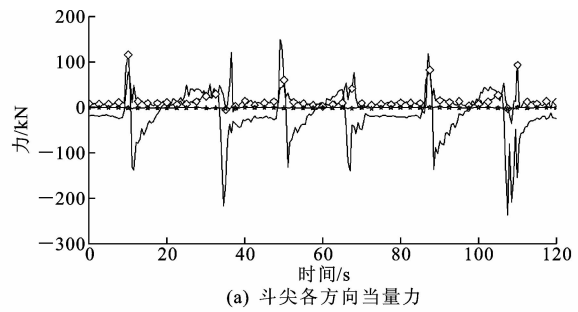


图 9 铲斗斗尖当量载荷时间历程

Fig. 9 Equivalent load time history of bucket tip

模型。铲斗保持在水平姿态,导入有限元软件中,动臂油缸和摇臂油缸用杆单元代替,进行网格划分^[18]。在 1 个铲装周期内选择 6 个反映铲斗斗尖当量载荷变化规律的作业姿态,这些作业姿态下时间节点的斗尖当量载荷如下页表 2 所示。

表 2 不同作业姿态下斗尖当量载荷

Tab. 2 Bucket tip equivalent load at different working attitudes

作业 姿态	F_x/kN	F_y/kN	F_z/kN	$M_x/$ ($\text{kN}\cdot\text{m}$)	$M_y/$ ($\text{kN}\cdot\text{m}$)	$M_z/$ ($\text{kN}\cdot\text{m}$)
1	-19.58	8.76	0.04	-0.74	0.04	-21.21
2	-18.01	7.09	0.15	-2.08	0.06	-17.72
3	78.28	115.79	-0.96	8.34	-11.60	-199.54
4	-70.37	11.42	-0.56	5.76	13.94	-109.47
5	-7.22	10.23	-1.03	-1.57	6.82	-50.87
6	49.74	7.29	-0.62	-1.93	-2.01	-8.47

以表 2 中的斗尖当量载荷为载荷条件,施加在铲斗中心斗齿处,对车架施加全位移约束,并进行有限元分析。作业姿态 3 的有限元分析结果如图 10 所示。

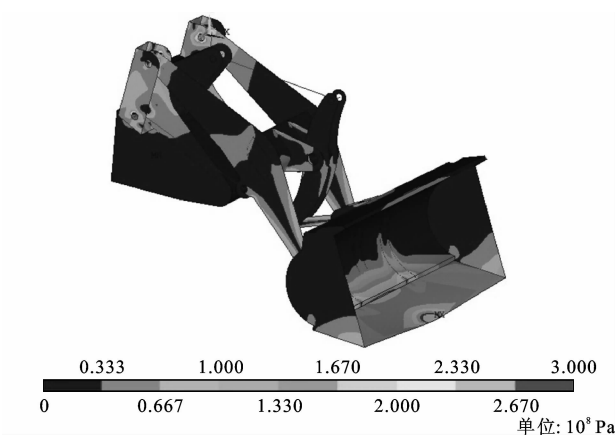


图 10 作业姿态 3 下工作装置有限元分析结果

Fig. 10 Finite element analysis result of working device under the third attitude

选取左侧动臂油缸与动臂铰点附近测点及左侧动臂与铲斗铰点附近测点的实测应力,并提取 6 个作业姿态下有限元模型与测试方案中动臂结构应力测点对应位置的节点应力仿真值,对比相同作业姿态的应力实测值与仿真值之间的相对误差,结果如表 3 所示。

表 3 测点应力仿真值与实测值的相对误差

Tab. 3 Relative stress errors between simulation values and measured values

作业 姿态	动臂油缸与动臂铰点处测点			动臂与铲斗铰点处测点		
	仿真值/ MPa	实测值/ MPa	相对 误差/%	仿真值/ MPa	实测值/ MPa	相对 误差/%
1	54.66	57.61	5.13	63.35	66.46	4.69
2	54.49	56.67	3.87	58.41	60.68	3.75
3	220.90	242.93	9.07	283.30	310.47	8.86
4	112.60	120.70	6.72	122.50	131.60	6.53
5	62.31	65.75	5.24	77.49	81.47	4.88
6	52.92	55.69	4.98	63.54	66.75	4.81

由表 3 可知,以当量载荷为载荷约束的有限元

仿真结果与铲装试验实测应力结果的相对误差为 3.75%~9.07%,均在工程许可范围内。表明用本文方法建立的工作装置斗尖载荷当量模型合理,所得载荷结果能反映工作装置在实际铲装作业过程中的真实受力特性,从而验证了当量模型所得结果的有效性。有限元分析结果与实测结果存在一定误差的原因有:①测点应变花自身结构引起的测量误差及有限元节点与结构测点位置之间的误差;②有限元仿真是在中心斗齿处加载,实际测试中由于铲斗内物料中心的偏移存在一定的偏载,造成偏载一侧的结构测点应力大于仿真应力。

4 结 语

(1)根据工作装置在物料铲装过程中的受力特点,设计销轴传感器和拉杆力传感器,构建载荷测试系统,得到了铲斗随体坐标系下工作装置销轴力、结构测点应力以及油缸位移等基本载荷参数。

(2)基于 D-H 矩阵提出一种铲斗斗尖载荷当量方法,将铲斗随体坐标系下实测载荷当量到大地坐标系下铲斗水平姿态的斗尖载荷,铲斗斗尖大载荷出现在铲掘物料和卸载物料的时刻,载荷变化规律反映了工作装置在铲装作业过程中的受力特性。

(3)以斗尖当量载荷为载荷约束进行工作装置有限元分析,动臂结构测点应力实测值与仿真值之间的最大相对误差约为 9%,从而验证了载荷当量模型和本文结果的准确性。

(4)提出的斗尖载荷当量模型适用于多种型号的装载机,具有较高的通用性。基于本文方法和所得结果,下一步将开展装载机工作装置斗尖载荷谱编制和疲劳寿命预测的相关研究工作。

参考文献:

References:

[1] LI X F, WANG G Q, YAO Z W, et al. Research on lateral stability and rollover mechanism of articulated wheel loader[J]. Mathematical & Computer Modeling of Dynamical Systems, 2014, 20(3): 248-263.

[2] 吴占文, 高 军, 马一民. 装载机总体参数仿真设计[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2004, 24(2): 97-100.

WU Zhan-wen, GAO Jun, MA Yi-min. Computer aided simulation design of wheel loader's main parameters[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2004, 24(2): 97-100.

[3] 焦生杰, 王海英. 装载机动臂疲劳寿命预估研究[J].

- 西安公路交通大学学报,1999,19(3):94-96.
- JIAO Sheng-jie, WANG Hai-ying. A study of fatigue life prediction for the loader working arms[J]. Journal of Xi'an Highway University, 1999, 19(3): 94-96.
- [4] 万一品, 来盼盼, 宋绪丁, 等. 装载机工作装置有限元分析与疲劳强度评估[J]. 起重运输机械, 2016(9): 30-34.
- WAN Yi-pin, LAI Pan-pan, SONG Xu-ding, et al. Finite element analysis and fatigue strength evaluation of loader working device[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2016(9): 30-34.
- [5] 孟广良. 轮式装载机工作装置强度计算中外载荷的确定[J]. 建筑机械, 1999(12): 64-66.
- MENG Guang-liang. Determination of load in strength calculation of wheel loader working device[J]. Construction Machinery, 1999(12): 64-66.
- [6] 王秀梅, 刘尔铎, 韩荫惠. 装载机动臂的强度分析[J]. 吉林工业大学学报, 1985, 15(3): 206-217.
- WANG Xiu-mei, LIU Er-duo, HAN Yin-hui. Strength analysis of boom of loader[J]. Journal of Jilin University of Technology, 1985, 15(3): 206-217.
- [7] 许立太, 李海宁, 王强锋, 等. 基于 Matlab 的装载机工作装置受力分析[J]. 机械设计, 2011, 28(10): 82-85.
- XU Li-tai, LI Hai-ning, WANG Qiang-feng, et al. Force analysis for working device of loader based on Matlab[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(10): 82-85.
- [8] 王云超, 刘 春, 黄素德. 基于偏载工况的装载机工作装置刚-柔耦合分析[J]. 中国测试, 2013, 39(6): 114-117.
- WANG Yun-chao, LIU Chun, HUANG Su-de. Rigid-flexible coupling analyses of loader working device based on offset load [J]. China Measurement and Test, 2013, 39(6): 114-117.
- [9] 戴文跃, 梁 昊. 装载机工作装置的动力学仿真与综合优化设计[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2004, 34(4): 602-605.
- DAI Wen-yue, LIANG Hao. Dynamic simulation and comprehensive optimum design of working device of loader[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2004, 34(4): 602-605.
- [10] 刘克格, 闫楚良. 飞机起落架载荷谱实测与编制方法[J]. 航空学报, 2011, 32(5): 841-848.
- LIU Ke-ge, YAN Chu-liang. Load measurement and compilation of loading gear of airplane[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(5): 841-848.
- [11] 刘永臣. 轮式装载机传动系载荷测试与处理[J]. 筑路机械与施工机械化, 2011, 28(8): 83-85, 89.
- LIU Yong-chen. Testing and handling of loading of wheel loader's transmission system[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2011, 28(8): 83-85, 89.
- [12] 张英爽, 王国强, 王继新, 等. 轮式装载机半轴载荷谱编制及疲劳寿命预测[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(6): 1646-1651.
- ZHANG Ying-shuang, WANG Guo-qiang, WANG Ji-xin, et al. Load spectrum compiling and fatigue life prediction of wheel loader axle shaft [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(6): 1646-1651.
- [13] BARRERA A C, BONET J L, ROMERO M L, et al. Experimental tests of slender reinforced concrete columns under combined axial load and lateral force[J]. Engineering Structures, 2011, 33(12): 3676-3689.
- [14] 万一品, 宋绪丁, 郁录平, 等. 装载机工作装置销轴载荷测试方法与试验研究[J]. 机械强度, 2017, 39(1): 26-32.
- WAN Yi-pin, SONG Xu-ding, YU Lu-ping, et al. Study on load measuring method and test of the pin-shaft in loader working device[J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(1): 26-32.
- [15] 万一品, 贾 洁, 梁 佳, 等. 装载机工作装置结构强度分析与试验研究[J]. 机械强度, 2016, 38(4): 772-776.
- WAN Yi-pin, JIA Jie, LIANG Jia, et al. Structural strength analysis and experimental research for working device of loader [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(4): 772-776.
- [16] 哈里德, 李 兵, 边耀璋. 小波分析在电控发动机故障诊断中的应用[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2007, 27(3): 88-92.
- HALIDE, LI Bing, BIAN Yao-zhang. Wavelet analysis method for faults diagnosis in electronic controlled engine [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2007, 27(3): 88-92.
- [17] 臧红彬, 陶俊杰, 张 辉. 基于齐次坐标变换的装载机工作装置运动学分析[J]. 机械传动, 2015(11): 46-49.
- ZANG Hong-bin, TAO Jun-jie, ZHANG Hui. Kinematics analysis of working devices of wheel loader based on homogeneous coordinate transformation [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015(11): 46-49.
- [18] 李金辉, 何 杰, 李旭宏. 车辆随机及移动荷载作用下路面动态响应[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2015, 35(2): 38-45.
- LI Jin-hui, HE Jie, LI Xu-hong. Dynamic response of pavement under vehicle random load and moving constant load [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2015, 35(2): 38-45.