

# 80 型轮式装载机作业过程的刚-弹耦合多体动力学分析

王克军, 董吉洪, 黄剑波, 李延春, 王海萍

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

**摘要:** 轮式装载机是用于装运散料为主的工程机械, 经常工作在露天矿山或大型建筑工地, 工作环境恶劣, 装载机自身系统又十分复杂, 其结构件容易破坏失效, 因此, 精确求取某些关键部件的连接铰点的受力是很重要的, 本文采用现代设计方法来研究这个问题。在三维软件 CATIA 中建立装载机工作装置、车架系统的三维模型, 应用多体动力学与有限元相结合的方法, 建立了装载机工作装置、车架系统的刚-弹耦合动力学模型, 研究了刚-弹耦合的方法, 模态中性文件的生成、导入 ADAMS 中的方法, 最终用刚-弹耦合模型进行了作业过程的动力学仿真, 得到了一些关键铰点的整个作业过程的受力历程曲线。

**关键词:** 轮式装载机; 刚-弹耦合; 多体动力学; ADAMS

中图分类号: TP391

文献标识码: A

DOI: 10.3788/OMEI 20102708.0061

## Multi-body System Dynamic Simulation of the Working Process of the 80 Wheel Loader with the Coupling Method of Rigid Body and Flexible Body

WANG Ke-jun, DONG Ji-hong, HUANG Jian-bo, LI Yan-chun, WANG Hai-ping

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

**Abstract:** Wheel loader was a kind of engineering machinery used to load and transport materials, which always worked in the open mine or large-scale construction sites. Due to the always terrible working environment and the very complex loader-self, its structure components could be easily damaged. It was very important to obtain accurate key hinge point force of some key components. The problem was researched with modern design method in this paper. The 3D model of the working device and frame system were achieved with catia software, the rigid and flexible

dynamic model in ADAMS was established with the methods of the multi-body system dynamic and the finite element, the coupling method of rigid body and flexible body was researched, the generation methods and importing to ADAMS method of the neutral paper were studied. Finally, through the dynamic simulation of the working process of the loader with rigid body and flexible body, some force time curves of the key points on the key component were got in the working process.

**Keywords:** wheel loader; rigid and flexibility; multi-body system dynamic; ADAMS

## 1 引言

80型轮式装载机是大型机种,其工作作业环境极其复杂,现对其结构及其作业过程进行适当简化,应用ADAMS软件对其进行作业过程的动力学仿真分析,精确求取关键部件受力点的受力大小。对装载机的作业过程进行细化分析,可以分为两种工况:正载工况和偏载工况。本文应用刚-弹耦合的方法建立工作装置、车架系统的多体动力学整体模型,进行正载、偏载工况动力学仿真并精确求得关键铰点受力特征。对于铰点以空间位置布置的结构,若结构件为全刚体且两个零件的连接铰点超过一个时,利用ADAMS软件不能正确得到这些连接铰点的正确受力特性,因此,要采取适当的方法。对于正载工况,装载机结构对称、载荷对称、约束对称,可以将两个受力特性相同的对称铰点合二为一,放于两对称铰点的中心位置,求解后铰点力平分;对于多于一个铰点连接的两个物体且铰点受力特性不同的,要精确求得铰点力,则需要将某些零部件进行弹性化。对于偏载工况,载荷不对称,要精确求得关键铰点的受力特性,必须采用部分零部件弹性化的方式。

## 2 整体系统模型建立

80型轮式装载机整体结构件系统主要包括:铲斗、动臂、拉杆、摇臂、动臂液压缸、转斗液压缸、前车架、后车架以及转向油缸,如图1<sup>[1]</sup>所示,前车架通过两点和前桥固定,前车架和前桥相对两个前轮轮心连线的速度瞬心即为A、A1,后车架通过一点和后桥铰接,释放绕图中Y轴方向的转动自由度

(这样,装载机在凹凸不平的道路上行驶时仍可保证四轮着地,增加装载机在恶劣环境下行驶时的平稳性),这一点位于后桥上两个后轮中间的位置,即B点。这3点在进行仿真分析时施加位移边界条件。假设两个前轮轮心连线的中点处为空间坐标系的原点,则这3点的空间坐标为A(525, 0, 0)、A1(-525, 0, 0)、B(0, 3530, 0)。

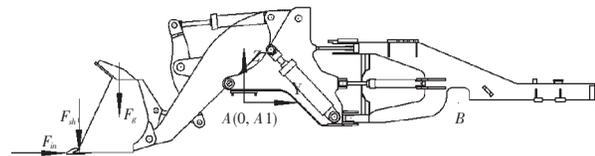


图1 装载机整体结构件系统

装载机工作装置的作业阻力,主要包括插入阻力、掘起阻力、物料重力以及结构部件自身重力。正载工况将载荷沿X方向均布施加,偏载工况在距离铲斗一端1/4斗长处施加集中力。

根据装载机实际作业情况分两种工况进行研究,根据要求解的关键铰点的位置,将模型进行合理的弹性化。正载工况关心的关键铰点如图2<sup>[1]</sup>。偏载工况关心的关键铰点如图3<sup>[1]</sup>。多体系统模型建立后,需要创建约束副来定义各个部件间的运动关系,进行

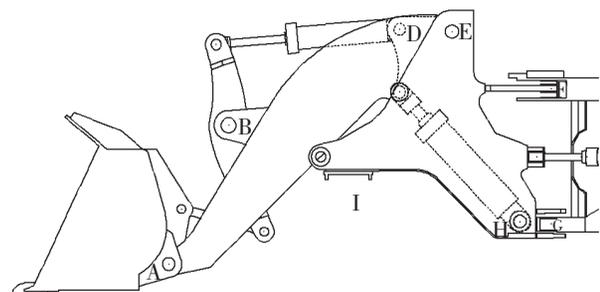


图2 正载工况关键铰点

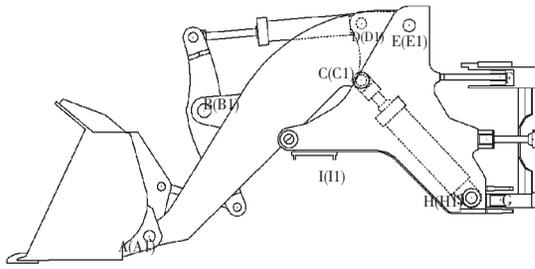


图3 偏载工况关键铰点

各个弹性体校验、模态选取及各种设置。

在 ADAMS 中生成弹性体的方法有两种：ADAMS 自动弹性化生成；引入模态中性文件法。本文采用引入模态中性文件法来生成弹性体，利用 ANSYS 软件生成模态中性文件后，即可采用引入模态中性文件法将后车架导入到 ADAMS 中，形成装载机工作装置、车架系统的刚-弹耦合体。导入时采用弹性体替代刚性体的方式，使弹性体同刚性体质心重合，并使两者三点对齐来保证导入的弹性体位置的准确性。

根据不同的工况建立不同的刚-弹耦合动力学模型。由对称载荷工况下的系统模型可知，图 2 的 A、B、C、D、E、H、I 铰点处，实际是有两个铰接位置的，因为模型对称，加载也对称，如果按实际情况在 ADAMS 中施加传动副，则在 ADAMS 动力学仿真中得不到正确的力；因此，将这几个相对模型关于一个平面对称的铰点简化到它们的对称平面上，在求得结果后再将各个铰点的力平分即可。F、G 铰点也是位于对称平面上的铰点，但它们是两个连接零件上的两个铰接点，如果将这两个铰接点按刚性来



图4 对称工况刚-弹耦合模型

考虑，将得不到正确受力。因此，我们将后车架进行弹性化，在 ADAMS 动力学仿真中得到的力就是它们自身的受力，图 4 即为对称载荷工况的刚-弹耦合模型。

偏载工况如图 3 所示，铰点 A、B、C、D、E、H、I 为左侧铰点，铰点 A1、B1、C1、D1、E1、H1、I1 为右侧铰点，F、G 为前车架和后车架的两个联接铰点。在偏载工况下，工作装置中许多对称的铰接位置的铰点力都不相同。如果工作装置和前车架部分仍按刚体来建模，则会造成多余约束，并且无法求得这些铰点的准确力值。因此，在偏载工况下，必须适当地将部分部件按弹性体来建模才有意义。这里把动臂、前车架、拉杆等都看做弹性体，其它的铲斗、各个液压缸、摇臂以及后车架仍然看作刚体来建立刚-弹耦合模型。在满足求解条件的情况下尽量减少弹性体的数量，因为弹性体的计算需要比较高的计算机硬件配置。动臂、前车架、拉杆生成弹性体的方法与上文描述的后车架弹性体的生成方式相同，分别生成动臂、前车架、拉杆的弹性体，然后导入到 ADAMS 软件中替换它们对应的原刚体，检查各个零部件之间的联接并进行适当的修改。图 5 是建立好的偏载工况下的刚-弹耦合模型。

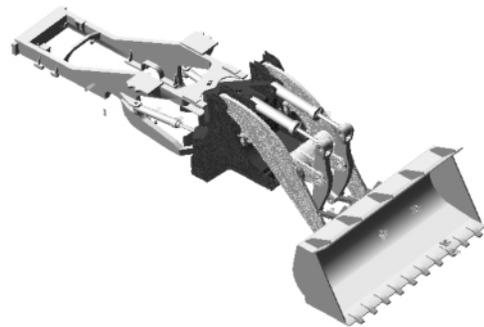


图5 偏载工况刚-弹耦合模型

### 3 装载机工作过程外载荷的施加

装载机作业的典型工作过程包括插入、掘起、举升、重载运输、卸载和空载运输。作业阻力主要有：铲斗插入料堆时的插入力；转斗翻转时的瞬间掘起力；动臂举升时的物料重力。本文主要考虑的

工况有：铲斗插入；铲斗的翻转瞬间；满载时动臂水平以及动臂举升最高时几个工况。工作阻力为插入力、转斗掘起力以及物料重力，因此，这里工作装置所受的载荷有插入阻力  $F_{in}$ 、掘起阻力  $F_{sh}$ 、物料重力  $F_g$  和部件自身的重力<sup>[2]</sup>。分析典型的作业过程可知，铲斗的插入和铲装是顺序进行的（不考虑联合铲装工况<sup>[3]</sup>），插入阻力和铲取阻力也依次按顺序达到最大值，各构件的自重不发生变化。定义重力加速度的大小和方向，在各个刚体上设定材料属性（如密度等，注：因为在建立模型时对模型有或多或少的简化，这可能与实际零部件的质量有差别，可以用更改密度来补偿，即取合适的密度使每个零部件的质量与实际零部件相同），系统能自动计算出各刚体的质量、质心和转动惯量，并在仿真中自动给各刚体施加重力。ADAMS 中以 STEP 函数模拟装载机在一个工作循环（不考虑转弯的情况）中的受力情况，插入阻力  $F_{in}$ 、铲取阻力  $F_{sh}$ 、物料重力  $F_g$  的变化特征如图 6 所示，其中力的单位为 N。

插入阻力  $F_{in}$  的函数表达式：

$$\text{step}(\text{time},0,0,3.8,255\ 406)+\text{step}(\text{time},3.8,0,4,-255\ 406)$$

掘起阻力  $F_{sh}$  的函数表达式：

$$\text{step}(\text{time},4,0,4.2,-230\ 000)+\text{step}(\text{time},4.2,0,5.6,230\ 000)$$

物料重力  $F_g$  的函数表达式：

$$\text{step}(\text{time},5,0,6.2,-80\ 000)+\text{step}(\text{time},14,0,15,80\ 000)$$

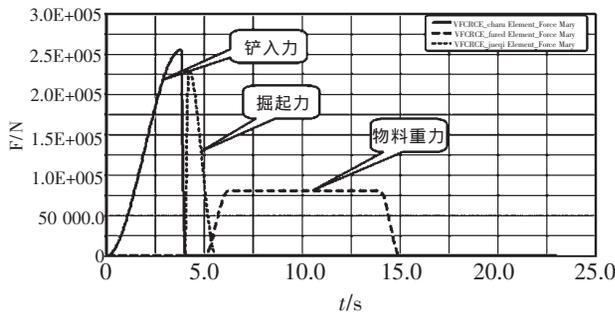


图 6 工作装置外载荷变化曲线

添加驱动：液压缸的液压力是装载机工作装置运动的原动力，但液压缸内的压力变化很复杂，考虑装载机在作业过程中转斗液压缸和动臂液压缸的移动速度基本接近匀速，因此，用一个开始匀加速、

中间匀速、结尾匀减速的速度函数加载到液压缸上来模拟液压缸的运动。具体的匀加速和匀减速时间根据 80 型装载机液压回路中的压力变化历程曲线近似得出，下面是转斗液压缸和动臂液压缸上的速度函数。

转斗液压缸速度函数表达式：

$$\begin{aligned} &\text{step}(\text{time},4,0,4.2,165/1.8) + \\ &\text{step}(\text{time},5.8,0,6.0,-165/1.8) + \\ &\text{step}(\text{time},14,0,14.2,-360/1.8) + \\ &\text{step}(\text{time},15.8,0,16,360/1.8) + \\ &\text{step}(\text{time},16,0,16.2,195/1.8) + \\ &\text{step}(\text{time},17.8,0,18,-195/1.8) \end{aligned}$$

动臂液压缸速度函数表达式：

$$\begin{aligned} &\text{step}(\text{time},6,0,6.2,750/7.8) + \\ &\text{step}(\text{time},13.8,0,14,-750/7.8) + \\ &\text{step}(\text{time},18,0,18.2,-750/4.8) + \\ &\text{step}(\text{time},22.8,0,23,750/4.8) \end{aligned}$$

#### 4 整体结构系统动力分析

利用装载机满载工况和偏载工况下的两个刚-弹耦合动力学模型分别进行装载机整个作业过程的动力学分析，求得各个关键铰点上的受力历程曲线，以了解各个关键部件在工作过程中的受力特性。

图 7~图 15 是通过动力学仿真得到的满载工况各个铰点（图 2 所示）的受力历程曲线。

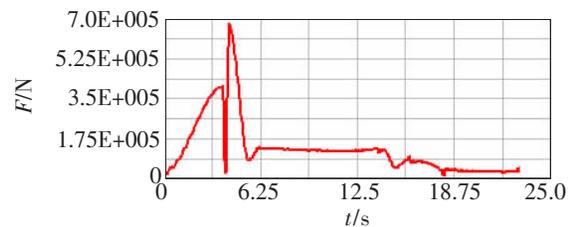


图 7 铰点 A 受力历程曲线

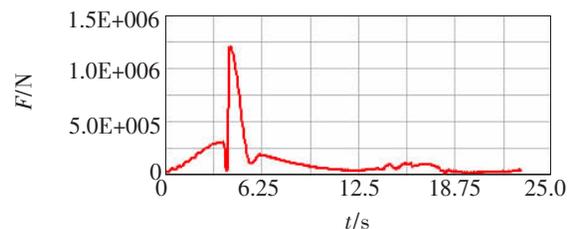


图 8 铰点 B 受力历程曲线

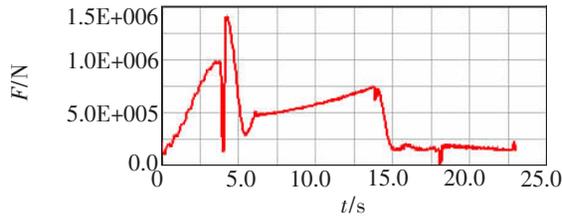


图9 铰点 C 受力历程曲线

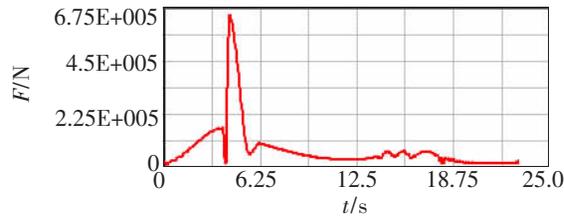


图10 铰点 D 受力历程曲线

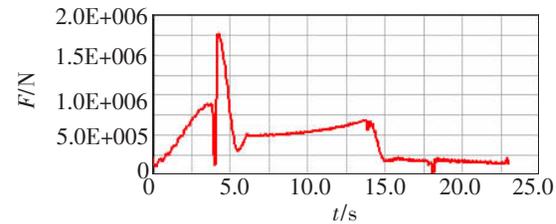


图11 铰点 E 受力历程曲线

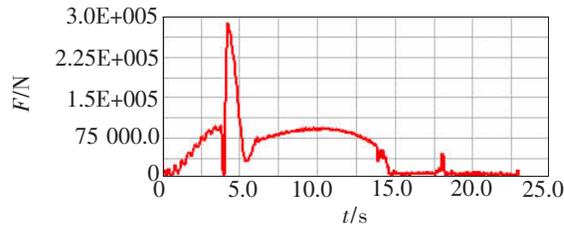


图12 铰点 F 受力历程曲线

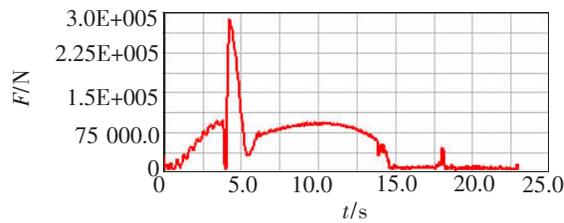


图13 铰点 G 受力历程曲线

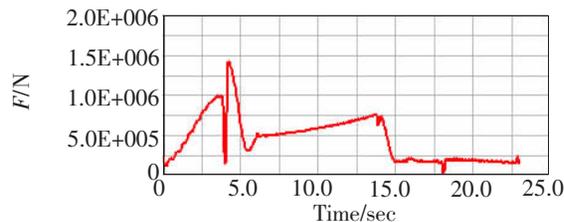


图14 铰点 H 受力历程曲线

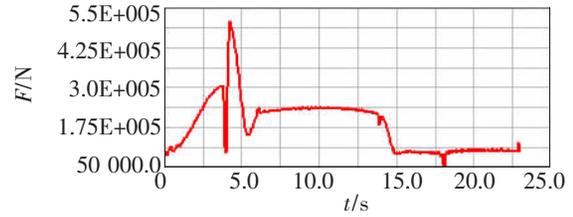


图15 铰点 I 的受力历程曲线

图16~图31是通过动力学仿真得到的偏载工况各个铰点(图3所示)的受力历程曲线。

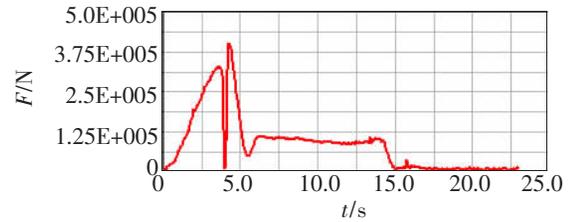


图16 铰点 A 受力历程曲线

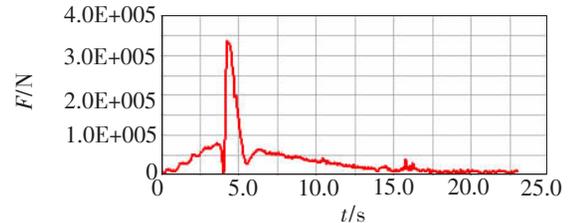


图17 铰点 A1 受力历程曲线

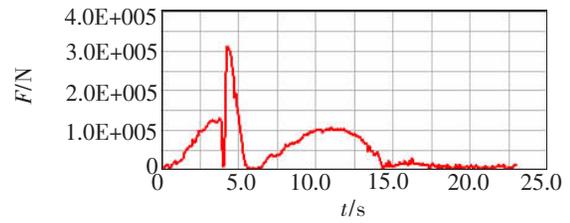


图18 铰点 B 受力历程曲线

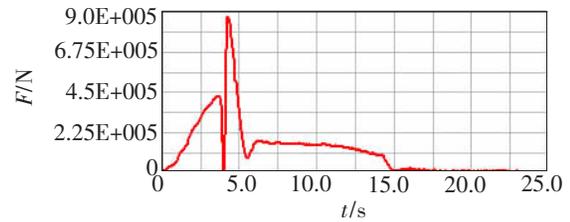


图19 铰点 B1 受力历程曲线

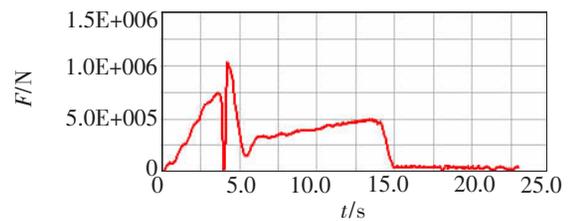


图20 铰点 C 受力历程曲线

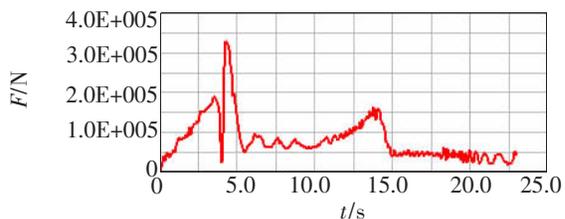


图 21 铰点 C1 受力历程曲线

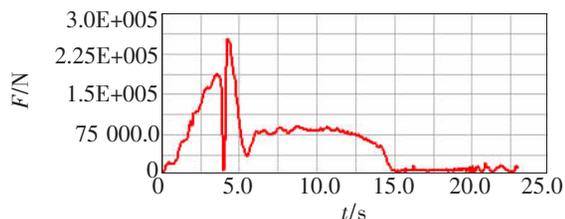


图 27 铰点 G 受力历程曲线

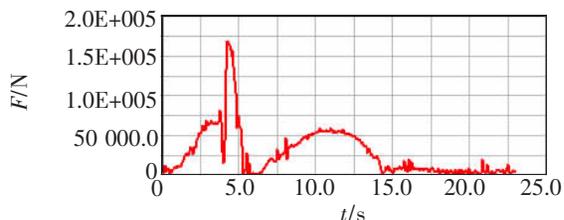


图 22 铰点 D 受力历程曲线

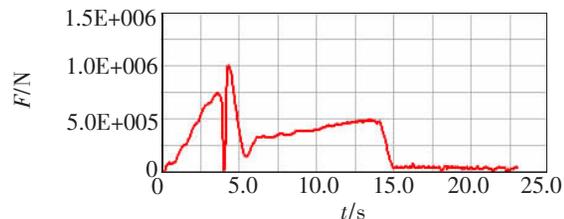


图 28 铰点 H 受力历程曲线

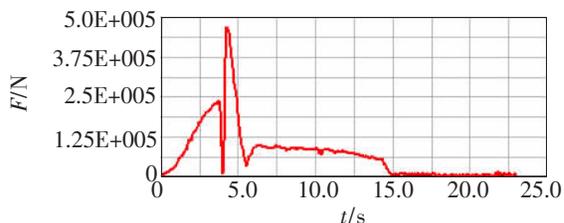


图 23 铰点 D1 受力历程曲线

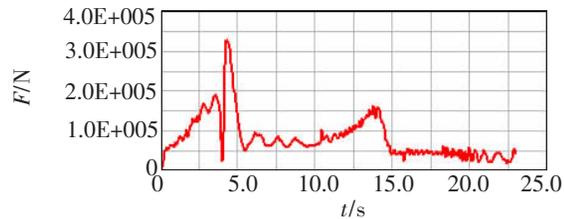


图 29 铰点 H1 受力历程曲线

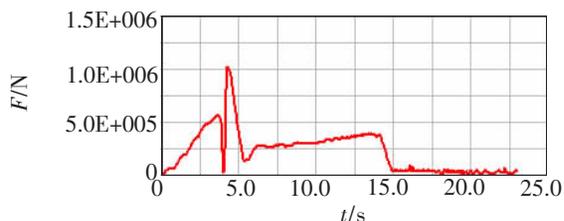


图 24 铰点 E 受力历程曲线

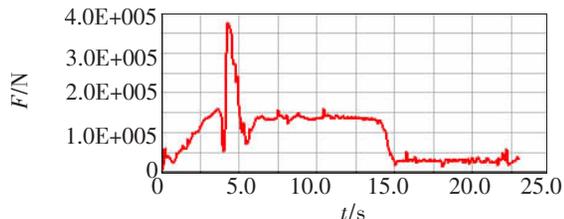


图 30 铰点 I 受力历程曲线

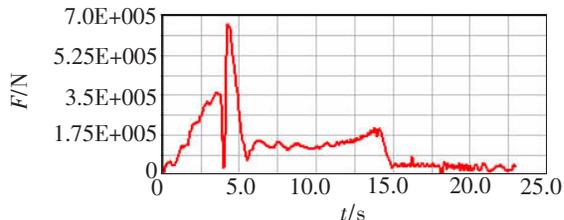


图 25 铰点 E1 受力历程曲线

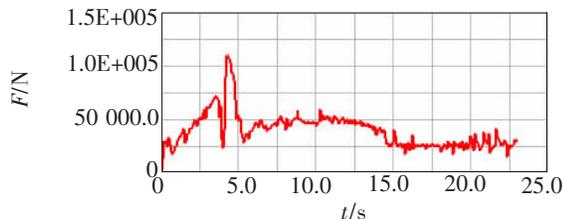


图 31 铰点 I1 受力历程曲线

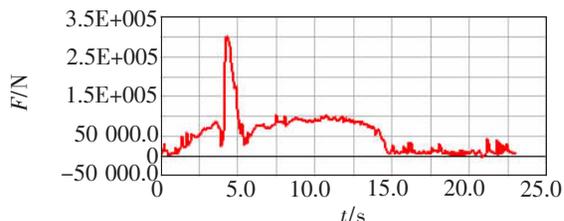


图 26 铰点 F 受力历程曲线

## 5 结 论

本文采用刚-弹耦合的方法对装载机作业过程中的两种工况——正载工况和偏载工况进行了动力学分析，得到了关键部件上关键铰点在作业过程中的受力历程曲线。通过这些历程曲线，我们可以很好地了解关键零部件在工作过程中的真实受力状态，对零部件结构进行改进和优化。

## 参考文献

- [1]王克军. 80型轮式装载机结构部件性能分析[D]. 长春: 吉林大学硕士学位论文, 2008: 56-60.
- [2]于硕, 闫涵. 装载机工作装置的机构分析[J]. 工程机械, 2001(8): 25-27.
- [3]杨晋生. 铲土运输机械设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 56-58.

作者简介: 王克军(1982-), 男, 汉族, 山东乐陵人, 硕士, 实习研究员, 2008年于吉林大学获得硕士学位, 主要从事光机结构设计。E-mail:wangkejun1@163.com

## 上海光机所掺铥双包层硝酸盐玻璃光纤获得 $2\mu\text{m}$ 1.12 W激光输出

2010年7月, 中国科学院上海光学精密机械研究所高功率激光单元技术研发中心胡丽丽研究员、张军杰研究员课题组承担的科技部863项目2007AA03Z441“ $2\mu\text{m}$ 稀土掺杂激光玻璃光纤研制项目”工作取得突破性进展。该研究组利用自行研制的铥单掺双包层硝酸盐玻璃光纤, 首次实现800 nm LD泵浦下 $\sim 2\mu\text{m}$ 瓦级激光输出, 输出功率达到1.12 W, 创造了目前硝酸盐玻璃光纤中 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出的最高纪录。

$\sim 2\mu\text{m}$ 中红外光纤激光在激光医疗、人眼安全激光雷达、遥感探测、大气监测等方面具有广阔的应用前景, 近年来成为国际研究的热点领域之一。在众多玻璃材料中, 硝酸盐玻璃拥有诸多优于其他多组分玻璃的特性, 是 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出的理想基质。2008年, 英国Leeds大学的Billy Richards等人用32 cm长铥单掺铈基玻璃光纤, 在 $1.6\mu\text{m}$ 激光泵浦下获得了280 mW、 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出; 同年, 英国St. Andrews大学的F. Fusari等人用793 nm连续钛宝石激光器, 在铥单掺铈基玻璃微片中获得124 mW、 $1.9\mu\text{m}$ 激光输出 (Opt. Lett., 33, 402, 2008; Opt. Express, 16, 19146, 2008)。2009年, Billy Richards等人用1 088 nm激光泵浦, 在铥铈共掺铈基玻璃光纤中获得了67 mW、 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出 (J Mater Sci: Mater Electron., 20, 317, 2009; Laser Phys. Lett. 7, 177, 2010)。在前期的研究中, 由于硝酸盐玻璃基质成分和光纤结构等关键性缺陷, 限制了硝酸盐玻璃光纤实现更高功率的 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出。

该课题组李科峰、张光等人经过18个月的艰苦探索, 研究出拥有高玻璃化转变温度 ( $T_g > 450\text{ }^\circ\text{C}$ )、低热膨胀系数 ( $\text{CTE} < 1.25 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$ )、良好抗析晶稳定性的新型硝酸盐玻璃配方, 并经过多次试验获得1 310 nm处损耗 $< 2.9\text{ dB/m}$ 的铥单掺双包层硝酸盐玻璃光纤。在激光实验中采用803 nm LD泵浦40 cm长掺铥双包层硝酸盐玻璃光纤, 测得激光阈值为1.46 W, 在最大泵浦功率6.95 W时输出功率达到1.12 W, 光-光效率 $> 16\%$  (对应的斜率效率为 $\sim 20\%$ ), 激光中心波长为1 937 nm, 输出激光波长范围为1 930~1 953 nm。该结果目前已远优于国际同行的报道。

此研究获得了首根瓦级 $\sim 2\mu\text{m}$ 激光输出的硝酸盐玻璃光纤, 为硝酸盐玻璃光纤在中红外光纤激光领域应用提供了新的激光工作物质选择。

该研究项目也得到了中国科学院和国家外国专家局创新团队国际合作伙伴计划项目经费的支持。