

基于 AMESim 和有限元法的浮动式举升缸支座设计与分析*

杨春晖 罗维东 张文明 王 辉

(北京科技大学土木与环境工程学院, 北京 100083)

【摘要】 通过拓扑优化设计了自卸车浮动式支撑结构的举升缸支座;利用 AMESim 软件对液压举升系统进行仿真,得到了举升缸支座工作时的载荷曲线和最大载荷;根据最大载荷,用有限元方法对其本身以及其对车架纵梁的影响进行了分析。与传统底板焊接式和纵梁式结构的举升缸支座相比,浮动式支撑结构的举升缸支座明显优于其他两种结构。

关键词: 自卸车 举升缸支座 浮动式支撑 拓扑优化 液压仿真 有限元分析

中图分类号: U463.32*6; U469.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)09-0205-05

Analysis and Design of Lifting Oil Cylinder Support with Floating Support Structure Based on AMESim and FEM

Yang Chunhui Luo Weidong Zhang Wenming Wang Hui

(Civil & Environment Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract

A lifting oil cylinder support with floating support structure was designed by the topological optimization technology. The hydraulic pressure lifting system was simulated by AMESim software, and the load curve and the maximum load of the lifting oil cylinder support were obtained during lifting. Based on the maximum load, the load and its effects on the frame carling were analyzed by FEM. Afterward, the comparison and analysis were done among floating support structure and the other two traditional structures of jointing on bottom steel board structure and carling structure. The analytical results indicate that the lifting oil cylinder support with floating support structure is obviously superior to the other two structures.

Key words Dump truck, Lifting oil cylinder support, Floating support structure, Topological optimization, Hydraulic pressure simulation, Finite element analysis

引言

为了有效举升大吨位的物料,大型自卸车举升机构多采用双缸举升,且举升缸支座都与车架的某个部位连接成为一体,或与车架的中部横梁相连,或与车架的纵梁相连,或与中部横梁和纵梁均相连。在与车架纵梁相连的结构中,目前基本上采用的都是底板焊接式和纵梁式两种结构。

底板焊接式举升缸支座:举升缸支座直接焊接

在车架纵梁的腹板(底板)上。举升工况时,举升载荷通过举升销轴、举升缸支座直接传递给纵梁腹板,从而对纵梁施加载荷,完成举升。

纵梁式举升缸支座:车架纵梁即是举升缸支座。纵梁通过形状变化,担负起举升缸支座的作用,举升销轴直接穿过纵梁并与纵梁焊接相连。举升工况时,举升载荷通过举升销轴直接作用于纵梁,完成举升。

在载重 170 t 电动轮自卸车的设计中,根据整车

设计需要,采用举升缸支座与车架纵梁相连的结构形式。同时,为了提高车架的整体刚度水平,减小纵梁腹板的焊接预应力,因此要尽量避免在车架纵梁的腹板上焊接零部件。根据此设计思想,设计浮动式支撑结构的举升缸支座。

1 浮动式支撑举升缸支座的结构设计

1.1 设计指导思想

通过对载重 170 t 自卸车车架及其他多种结构的车架进行有限元分析发现,在满载工况和举升工况等情况下,在车架结构形状和车架纵梁外形结构尺寸一定的前提下,车架纵梁腹板和举升缸支座的应力水平成为影响整个车架应力水平的重要因素之一^[1-3]。

根据整车的设计要求,车架纵梁的外形结构受到一定的制约。因此,降低腹板的应力水平只有从合理的生产工艺以及合理的与悬置件连接方案上入手。避免在车架纵梁腹板上焊接零部件以减少焊接预应力和设计合理的结构形式就成为浮动式支撑举升缸支座的设计指导思想。

1.2 结构设计

根据设计指导思想,为了避免在纵梁腹板上焊接零部件,在纵梁立板上焊接了两个横穿纵梁的轴套,举升缸支座通过横穿轴套的销轴进行安装。

浮动式支撑结构的举升缸支座主要由两块支撑板和 3 个销轴组成。两块支撑板在纵梁内外两侧,与穿过纵梁前后轴套的前后销轴焊接相连。前后销轴与纵梁上的轴套是过渡配合,相互之间不能产生位移,但在受载情况下,销轴可相对轴套产生转动。举升销轴位于支撑板的下侧、前后销轴之间,与两块支撑板焊接相连,然后与举升缸装配。具体结构如图 1 所示。考虑到车架结构,需对举升缸支座的支撑板进行拓扑优化设计。

1.3 关键零件的拓扑优化设计

通过拓扑优化,在给定材料品质和设计空间内,得到既满足约束条件又使目标函数最优的连续体布局形式,所产生的结果是全局最优解^[4-5]。

对浮动式支撑举升缸支座支撑板的拓扑优化设计通过 ANSYS 软件来完成。考虑到举升缸支座支撑板可能占据的空间,定义设计空间为包含 3 个销轴在内的矩形空间。为减少运算资源,建立矩形面模型,采用 SOLID82 单元进行网格划分。同时设定模型材料属性为线弹性材料,杨氏模量 2×10^{11} Pa,泊松比为 0.3。

根据举升缸支座的特点及举升工况下的受载荷情况,在优化过程中,具体约束及施加载荷设定如

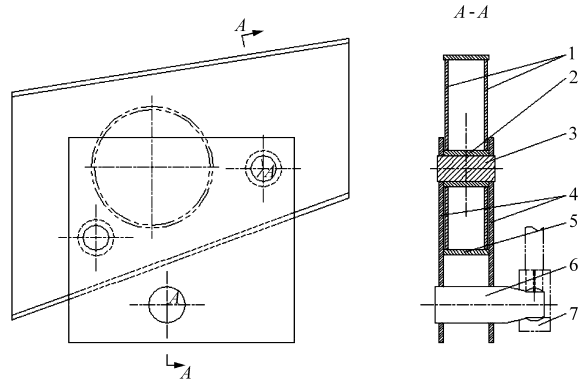


图 1 浮动支撑结构

Fig. 1 Floating support structure

1. 纵梁立板 2. 轴套 3. 后销轴 4. 举升缸支撑板 5. 纵梁腹板 6. 举升销轴 7. 举升缸

下:设定前后销轴孔为位移约束;中间销轴孔为举升缸载荷的加载位置。考虑到在 ANSYS 中拓扑优化的结果只与载荷的加载位置及方向有关,和载荷的大小无关,因此在中间销轴孔上施加沿举升缸中心线向下方向的载荷,大小定为 $1\ 000\ \text{N}$ ^[6]。

以去除材料 30% 和 50% 为优化目标,进行拓扑优化设计,得到的优化结果均为 V 形结构。50% 的优化运算结果如图 2 所示。

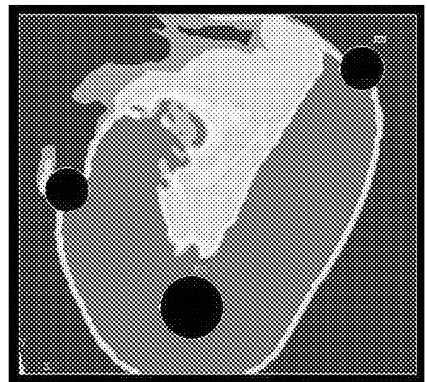


图 2 去除材料 50% 的拓扑优化结果

Fig. 2 Topology optimization result of wiping off materials 50%

由拓扑优化结果可以看出,支撑板的优化外形为以 3 个销轴孔为顶点的 V 形结构。考虑到车架结构和举升缸支座的装配空间,避免举升缸支座与车架抗扭管干涉,因此,举升缸支座支撑板外形设计为前低后高 V 形结构,如图 3 所示。

1.4 工作原理

浮动式支撑举升缸支座的工作原理如下:当举升缸(图 1 中 7)工作时,举升缸对举升销轴(图 1 中 6)施加载荷,载荷方向沿举升缸中心线向下。此时两个 V 形举升缸支撑板(图 1 中 4)产生变形:举升缸支撑板的下端产生沿载荷方向的位移,而举升缸支撑板的上部两端产生相互靠拢的变形趋势。

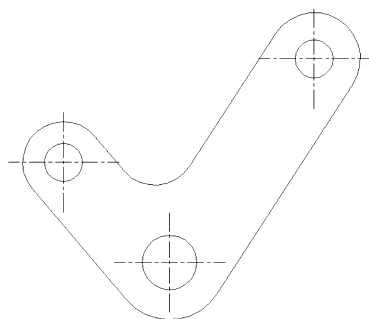


图3 V形结构的举升缸支撑板

Fig.3 V-shape support board of lifting oil cylinder

举升缸支撑板把载荷和变形趋势传给前后销轴(图1中3)。由于前后销轴与轴套(图1中2)之间是过渡配合,在载荷作用下可以产生相对转动,因此前后销轴主要把压力载荷传给了轴套,而轴套几乎不产生转动,从而纵梁立板(图1中1)与轴套主要承受压力载荷,而几乎不受转矩载荷。

之所以称此结构的举升缸支座为浮动式,是因为当自卸车在举升工况时,举升缸支座受载荷作用,前后销轴相对于轴套可以适当转动,从而相对车架有一定的相对运动,而不是传统结构上的举升缸支座与车架成为一体,不能相互运动。

2 液压举升系统的 AMESim 仿真

自卸车在举升工况下的最危险时刻为举升动作刚开始,因为此时货箱中的物料还尚未倾倒入货箱,举升缸此时所受载荷应为最大。但举升由静到动,在举升刚开始时为了克服惯性,举升缸应该会承受一个冲击载荷或载荷波动。为了得到这个冲击载荷或载荷波动的具体情况,在 AMESim 软件中对 170 t 自卸车的液压举升系统进行仿真,以便对举升初始时的举升载荷变化进行研究^[7-9]。

根据 170 t 自卸车的液压举升系统,在 AMESim 软件中建立了其一维仿真模型。由于研究的是举升工况,因此对液压举升系统模型进行了适当的简化。比如,控制货箱举升和下落的三维电磁阀,在模型中由两位电磁阀代替,只保留了举升位和中位等,模型如图4所示。根据液压举升系统的各项参数指标,对模型中的各元器件模块进行参数设定。液压举升系统的参数指标为:系统额定压力为 17 MPa,系统流量 700 L/min,举升时间 25 s,刚开始举升时举升缸轴线与水平线夹角为 73°。由于货箱和满载物料的总重约 200 t,分配到单个举升缸上约为 100 t,根据初始举升角度为 73°,因此,设定每个举升缸的举升物体质量为 105 t。再者,刚开始举升的小段时间内,物料脱离货箱的数量非常小,相对于满载质量而言可以忽略不计,根据现场观察,物料开始大量脱离

货箱大约在举升发生 4 s 后开始,因此为减少运算时间,突出研究举升刚开始时刻的举升载荷变化情况,设定仿真时间为 5 s。

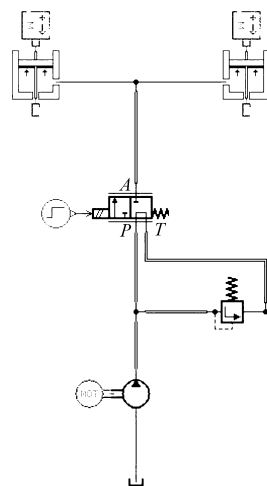


图4 液压举升系统的 AMESim 仿真模型

Fig.4 AMESim simulation model of hydraulic pressure lifting system

液压举升系统仿真完成后,举升缸的举升载荷仿真变化曲线如图5所示。

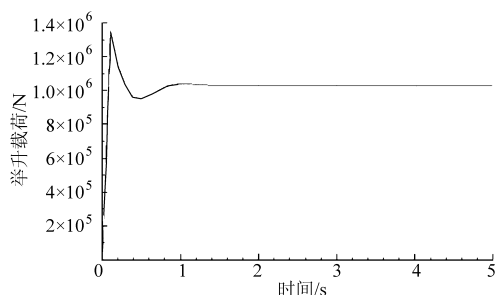


图5 举升载荷的仿真变化曲线

Fig.5 Simulation result of lifting load

由仿真结果曲线可知,单个举升缸举升工况下的最大举升载荷约为 135 t,发生在举升开始后约 0.2 s,当举升开始约 1.4 s 后举升载荷趋于稳定。

3 浮动式支撑举升缸支座的有限元分析

根据对液压举升系统在 AMESim 仿真中得到的最大单缸举升载荷 135 t,可对举升缸支座进行有限元分析^[10-11]。在对浮动式支撑举升缸支座的有限元分析前处理中,分别建立举升缸支座和车架的三维模型,再按装配工艺进行装配,然后进行有限元分析。三维模型如图6所示。

浮动式支撑举升缸支座和车架的材料均为特种钢,厂家标号为 DB590, $\sigma_s = 590$ MPa。经过运算后,有限元分析结果如图7所示。

由图7可知,模型在举升载荷下,最大应力出现在举升销轴与内部贯通连接轴相连接的截面变化区域,最大值约为 427 MPa。最大位移出现在举升销

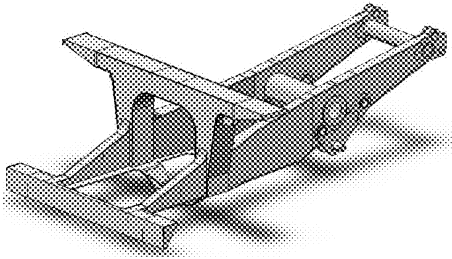


图6 浮动式支撑举升缸支座及车架的三维模型
Fig.6 3-D model of floating support structure of lifting oil cylinder support and the frame

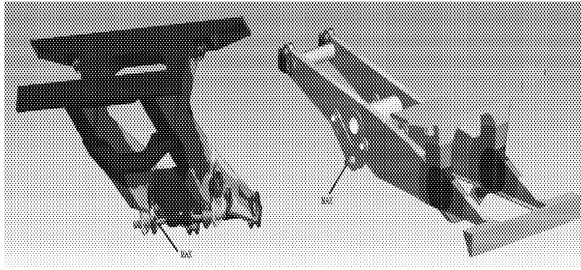


图7 浮动式支撑举升缸支座有限元分布云图
Fig.7 Contour of floating support structure of lifting oil cylinder support from FE analysis

轴的外端,最大值约为 11 mm。浮动式支撑举升缸支座的最大应力出现在外侧 V 形板与举升销轴相连接处的附近,最大值约为 361 MPa。

为了研究浮动式支撑举升缸支座对车架纵梁的影响,在模型中隐去浮动式支撑举升缸支座,只显示车架,以便单独研究车架的应力分布及位移分布,结

果如图 8 所示。

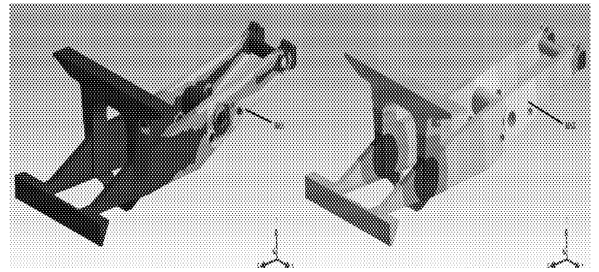


图8 浮动式支撑时车架的有限元分布云图
Fig.8 Contour of frame with float support structure from FE analysis

由图 8 可知,车架纵梁的最大应力出现在后轴套与纵梁焊接区域的后侧,最大值约为 290 MPa,后纵梁腹板(底板)的最大应力出现在后轴套下部的底板区域,最大值约为 229 MPa。最大位移出现在后轴套与纵梁焊接区域上侧,最大值约 7.9 mm。

根据材料的强度极限和有限元分析的结果可知,新设计的浮动式支撑举升缸支座的强度完全满足要求。同时,浮动式支撑举升缸支座对车架纵梁的影响也令人满意,使得车架纵梁拥有较高的强度和刚度。

为研究浮动式支撑举升缸支座的特点,按照与其相同的外廓尺寸建立传统的底板焊接式和纵梁式举升缸支座的三维模型,并进行有限元分析,以便对这 3 种结构进行对比分析。两模型如图 9 所示。

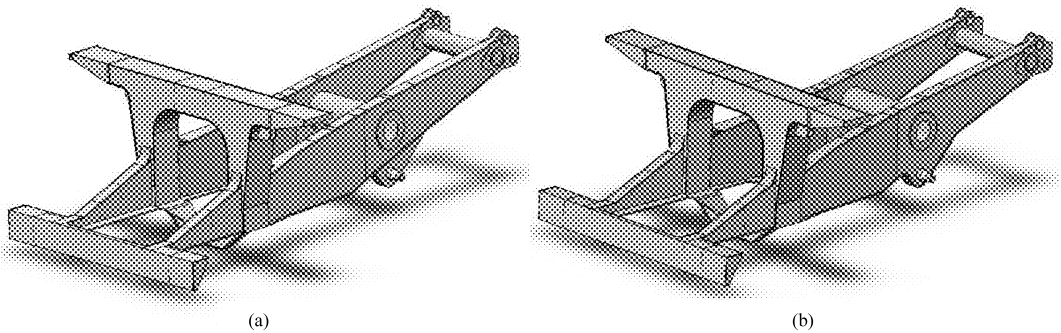


图9 底板焊接式和纵梁式举升缸支座结构模型
Fig.9 Models of lifting oil cylinder supports with bottom jointing board structure and carling structure
(a) 底板焊接式 (b) 纵梁式

底板焊接式的最大应力也出现在举升销轴与内部贯通连接轴相连接的截面变化区域,最大值约为 479 MPa。最大位移出现在举升销轴的外端,最大值约 11 mm。焊接式举升缸支座的最大应力出现在支座前端与车架纵梁底板的焊接连接处,最大值约为 405 MPa。车架纵梁的最大应力出现在焊接式支座与纵梁相接的后部焊接区域,最大值约 331 MPa。最大位移出现在焊接式支座与纵梁相接区域的中部腹板处,最大值约为 7.4 mm。

纵梁式的最大应力出现在外部举升销轴与纵梁连接区域的上部,最大值约为 545 MPa。最大位移出现在举升销轴的外端,最大值约为 12.4 mm。由于举升缸支座即是车架纵梁,因此车架纵梁最大应力出现的位置也是举升缸支座最大应力的位置。车架的最大位移出现在纵梁突出弧部的底端,最大值约为 8.5 mm。

由以上结果,可以得到 3 种举升缸支座在举升工况下的刚强度差异,如表 1 所示。

表1 3种举升缸支座有限元分析结果

Tab.1 Finite element analysis results of three lifting oil cylinder supports

结构形式	带举升缸支座的车架	带举升缸支座的车架	车架	车架	举升缸支座
	最大应力/MPa	最大位移/mm	最大应力/MPa	最大位移/mm	最大应力/MPa
浮动式支撑	427	11.0	290	7.9	361
底板焊接式	479	11.0	331	7.4	405
纵梁式	545	12.4	545	8.5	545

由表1可知,在相同的外廓结构尺寸条件下,对于带举升缸支座的车架整体而言,在强度方面,浮动式支撑结构所产生的最大应力相对于底板焊接式低11%左右,相对于纵梁式低22%左右。在刚度方面,纵梁式产生的位移稍大。

对于车架而言,在强度方面,浮动式支撑结构所产生的最大应力相对于底板焊接式低12%左右,相对于纵梁式低47%左右。在刚度方面,纵梁式产生的位移稍大。

对于举升缸支座本身而言,在强度方面,浮动式支撑结构所产生的最大应力相对于底板焊接式低11%左右,相对于纵梁式低34%左右。

由此可见,浮动式支撑结构的举升缸支座性能要明显优于底板焊接式和纵梁式,而3种结构之中,纵梁式结构的性能最差。

4 结论

(1) 利用拓扑优化等现代先进设计方法设计了浮动式支撑结构的举升缸支座。从产品设计的初始阶段就引入现代设计法,可有效降低初始设计的盲目性,减少设计时间,提高产品的可靠性。

(2) 利用AMESim软件对液压举升系统进行仿真,能有效地得到举升缸在举升工作中所承受的举升载荷的冲击或波动变化,为研究举升缸支座和车架在举升工况下的性能提供了数据支持。

(3) 通过有限元分析可知,浮动式支撑结构的举升缸支座相对于底板焊接式和纵梁式举升缸支座而言,不论从自身的性能,还是对车架纵梁的影响上,都有较明显的优势。

(4) 通过对AMESim软件和有限元法的联合运用,有效地提高了设计工作的效率和分析的准确性。

参 考 文 献

- 1 杨珏,张文明,申焱华.基于有限元技术的大型车辆设计方法[J].北京科技大学学报,2008,30(7):810~814.
Yang Jue,Zhang Wenming,Shen Yanhua. Design method in the development of large scale vehicles based on FEM technique [J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2008,30(7):810~814. (in Chinese)
- 2 杨珏,张文明,王国彪,等.矿用汽车车架的强度分析[J].矿山机械,2003,31(9):17~19.
Yang Jue,Zhang Wenming,Wang Guobiao,et al. Analysis on intensity of frame in mining truck[J]. Mining & Processing Equipment,2003,31(9):17~19. (in Chinese)
- 3 刘玉春,张文明,杨学军.SGA3722矿用汽车车架有线元分析与结构改进[J].矿山机械,2005,33(8):32~33.
Liu Yuchun,Zhang Wenming,Yang Xuejun. Finite element analysis and structural improvement for frame of SGA3722 mining truck[J]. Mining & Processing Equipment,2005,33(8):32~33. (in Chinese)
- 4 龙凯,左正兴.基于拓扑优化和形状优化方法的主轴承盖结构设计[J].农业机械学报,2008,39(4):152~156.
Long Kai,Zuo Zhengxing. Structural design of main bearing cap based on topological optimization and shape optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2008,39(4):152~156. (in Chinese)
- 5 周旋,马力,王皎.重型专用车车架的离散拓扑优化[J].农业机械学报,2007,38(3):32~34.
Zhou Xuan,Ma Li,Wang Jiao. Topological optimization for frame of a heavy special vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(3):32~34. (in Chinese)
- 6 杨春晖,罗维东,张文明.矿用自卸车举升缸支座拓扑优化设计及刚度分析[J].煤矿机械,2008,29(12):13~15.
Yang Chunhui,Luo Weidong,Zhang Wenming. Topological optimization design and rigidity and intensity analysis for the lift oil cylinder support of mining dump truck[J]. Coal Mine Machinery, 2008,29(12):13~15. (in Chinese)
- 7 吴亚锋,郭军.基于AMESim的飞机液压系统仿真技术的应用研究[J].沈阳工业大学学报,2007,29(4):368~371.
Wu Yafeng,Guo Jun. Research on simulation technique based on AMESim for aircraft hydraulic system[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2007, 29(4):368~371. (in Chinese)

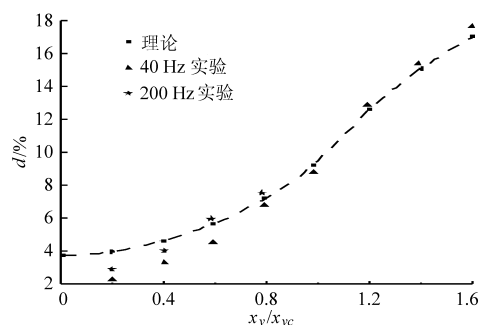


图 12 理论与实际振动波形失真度对比

Fig. 12 Comparison of the waveform distortions of tests measured and calculated values

降过程的不对称,其不对称度取决于阀芯轴向开

口的大小。

(3) 当 2D 阀芯轴向开口达到某一临界值时,振动波形处于临界饱和状态;随着阀芯轴向开口的减小,振动波形非饱和,趋于三角波的积分波形;当超过临界值时,波形饱和,并随着轴向开口的增大波形趋近于方波。

(4) 失真度随阀芯轴向开口的变化与理论分析一致,在低频段,虽然解析的振动波形失真度几乎与频率无关,但是随着频率提高到 200 Hz 或者更高,要考虑到液压谐振对波形以及失真度的影响,但理论和实验表明只要 2D 阀的轴向开口小于临界值,其波形失真度就不大于 9.5%。

参 考 文 献

- Ruan J, Burton R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve[J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part 1—Journal of Systems and Control Engineering, 2009, 223(12): 135~147.
- Camp J D. Random load fatigue test on automotive components and structures[C]//Advanced Testing Techniques, ASTM 72nd Annual Meeting, 1970: 46~58.
- Kusner D A, Rood J D, Burton G B. Signal reproduction fidelity of servohydraulic testing equipment[C]//Proceedings of the 10th World Conference on Earthquake Engineering, Rotterdam, Netherland. 1992: 2 683~2 688.
- Kazuyoshi Ueno, Yoshikado Yamauchi. Measuring system for transfer function matrix of a system to be controlled in multi-degree of freedom vibration control: US, 6377900[P]. 2002-04-23.
- Suzuki Mikio, Miyahara Shinobu, Kitagawa Toru, et al. Effect of mold oscillation curves on heat transfer and lubrication behaviour in mold at high speed continuous casting of steel slabs[J]. 鐵と鋼, 1992, 78(1): 113~120.
- 李宪奎, 吴晓明, 方一鸣, 等. 构造结晶器非正弦振动波形函数的方法[J]. 机械工程学报, 2000, 36(1): 67~70.
Li Xiankui, Wu Xiaoming, Fang Yiming, et al. Method to construct waviness function of mold non-sinusoidal oscillation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(1): 67~70. (in Chinese)
- 王考, 陶俊勇, 陈循. 气动式振动台激励信号及其影响因素分析[J]. 振动工程学报, 2007, 20(3): 249~254.
Wang Kao, Tao Junyong, Chen Xun. Analysis of exciting signals and their affecting factors of repetitive shock machines[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(3): 249~254. (in Chinese)
- 宫福昌, 左曙光, 张友坤. 激振式扭转疲劳试验台载荷波形畸变分析[J]. 农业机械学报, 1993, 24(3): 70~75.
Gong Fuchang, Zuo Shuguang, Zhang Youkun. An analysis on the deformity torque waves occurring in torque-fatigue test on the centrifugal stimulated vibratory torque-fatigue testing stand[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1993, 24(3): 70~75. (in Chinese)

(上接第 209 页)

- 郑小军, 陶薇. 基于 AMESim 的液压挖掘机运动及控制仿真[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(2): 24~26.
Zheng Xiaojun, Tao Wei. Motion simulation and control parameters of hydraulic excavator based on AMESim software[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009, 29(2): 24~26. (in Chinese)
- 于淼, 石博强. 基于 AMESim 的铰接式卸车液压制动系统建模与仿真[J]. 机床与液压, 2009, 37(3): 152~154.
Yu Miao, Shi Boqiang. Modeling and simulation of ADT hydraulic brake system using AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(3): 152~154. (in Chinese)
- 赵韩, 钱德猛. 基于 ANSYS 的汽车结构轻量化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 12~15.
Zhao Han, Qian Demeng. Research on lightweight design of automobile structure based on ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 12~15. (in Chinese)
- 刘大维, 孙海霞, 董振国, 等. 半挂牵引车车架异常断裂原因分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 30~33.
Liu Dawei, Sun Haixia, Dong Zhenguo, et al. Analysis on the causes of frame abnormal rupture in semi-trailer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 30~33. (in Chinese)