

机轮刹车振动破坏的仿真分析及优化设计

石晓朋, 李曙林, 杨 哲, 常 飞, 王怀威

(空军工程大学工程学院, 陕西 西安 710038)

摘要 为了解决刹车机轮振动给机轮组件和刹车装置造成的严重破坏,以刹车机轮为研究对象,建立机轮刹车振动系统力学模型,采用 ABAQUS 软件对该振动过程进行仿真,提取机轮的固有频率,将仿真结果与试验结果进行对比,得出机轮试验系统出现共振是其产生严重振动的原因。据此提出了改变卡槽数量和增加垫片等优化方案,减小或隔离振动的传递,减轻了刹车力矩的波动,减缓了机轮的振动,并改变静盘受力和组合受力频率,避开机轮的固有频率,避免机轮试验系统出现共振,使机轮的气缸座振动加速度减小了 8 倍,位移减小了 6 倍,大幅度减弱了振动程度,提高了该型机轮的使用寿命。

关键词 航空机轮;共振;固有频率;优化设计

DOI 10.3969/j.issn.1009-3516.2011.03.005

中图分类号 V214.19 **文献标识码** A **文章编号** 1009-3516(2011)03-0020-04

机轮是飞机起落架的主要承力部件,在飞机起飞和降落过程中,机轮的受力状态非常复杂^[1],很容易产生振动,严重时将会直接影响飞机的使用寿命。飞机机轮振动与机轮的设计构造和连接飞机机轮的装置有直接关系,国外在飞机机轮振动方面研究较早,美国在 20 世纪 60 年代就对飞机机轮振动进行了调查,并对后期机轮的研究和发展提供了建议^[2];欧洲在 20 世纪末制定了航空机轮的制造规范,并对航空机轮振动的危害进行了阐述^[3]。我国在这方面的研究相对较晚,张明等人^[4]对飞机在刹车时动力学响应进行了研究,但其只是对此进行了理论分析;陶柯等人^[5]对高速轮胎试验机轮毂进行了仿真,提取了轮毂的固有频率;田广来等人^[6]对航空机轮刹车系统进行了半实物仿真,但没有对机轮刹车振动进行分析。本文根据某型刹车机轮在电惯量模拟动力试验台进行刹车试验时出现了过度振动现象,运用大型有限元软件 ABAQUS 对该试验过程进行了振动仿真,提取飞机机轮各个部件的固有频率,对仿真结果和试验数据进行对比分析,得出产生严重振动的原因^[8],并提出了优化方案。

1 试验介绍

机轮在飞机降落刹车时会受到作动筒对刹车盘持续的作用力,机轮在惯性台进行试验时,也是模拟真实的飞机刹车情况,所以机轮刹车时产生的振动是在外力作用下有阻尼的受迫振动。本试验将飞机的机轮安装在某地电惯量模拟动力试验台上进行刹车试验。

该型机轮在电惯量模拟动力试验台进行刹车试验时,开始鼓轮和机轮接触,由鼓轮的转动带动机轮转动,当速度达到 215 km/h 时,鼓轮与机轮分开。然后开始刹车,由液压动作筒给动盘施加压力,刹车压力为 6 MPa,使动盘和静盘接触。由于动盘随机轮一起转动,而静盘与支撑轴连接固定不动,两者相对运动产生摩擦,从而产生刹车力矩。但在进行刹车试验过程中机轮发生了严重的振动,并伴随着啸叫声,刹车声音沉闷,地面振动明显。经过 2.5 s 时,出现了过度振动,动盘组件钢夹损坏,指示杆脱落。

* 收稿日期:2010-12-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(60772162)

作者简介:石晓朋(1987-),男,河北邢台人,硕士生,主要从事飞机结构强度和使用寿命研究。

E-mail:sxp2005501@126.com

2 仿真分析

根据机轮各个部件实际的连接关系,以及在刹车时振动的传递关系,本文将机轮刹车振动系统力学模型简化为图 1,同时在建模时严格按照产品部件及刹车试验系统的实际材料幅值。材料属性见表 1。

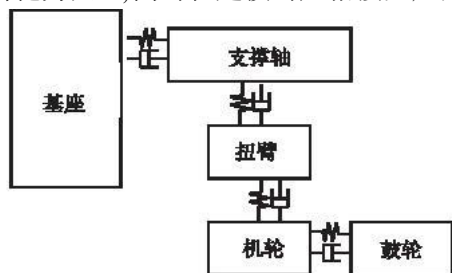


图 1 力学模型

Fig.1 Mechanics model

表 1 材料属性
Tab.1 Material property

部件名称	材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{cm}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比
刹车盘	SC304	1 900	131	0.08
扭臂	30CrMnSiA	7 750	211.6	0.29
支撑臂	45 钢	7 700	196	0.27
支撑轴	40Cr	7 630	200	0.277

根据机轮刹车系统的力学模型以及机轮各部件的实际连接关系,用 ABAQUS 软件建立了机轮刹车的有限元模型。网格划分的精密程度对计算结果和计算量影响非常大,本文根据机轮的各个部件承受力程度,传力关系、主从面关系以及变形大小等对模型进行了网格划分。

该模型载荷的加载是按照实际试验时载荷的传递路径加载的,刹车力分别加载在每个静盘的水平和垂直方向的 4 个点上,大小为 29 104 N,方向为静盘的切线方向,所以该力可表示为 $F_0 = 29\ 104 \cos\omega t$,鼓轮与机轮产生的摩擦力矩采用与刹车力矩相同的加载方式,将摩擦力矩转化为力分别加载在静盘水平与垂直四个点上,每一点上力的大小为 38 668 N,方向与刹车力矩方向相反;结合压力为机轮和鼓轮相结合而产生的力,其作用点在支撑轴的轴端与机轮轴承的相交处,大小为 130 kN,方向为竖直指向地面;边界条件设为基座与地面固接。在实际进行试验时,机轮在 215 km/h 的速度开始刹车,图 2 为刹车试验时机轮各部件的加速度频域曲线。

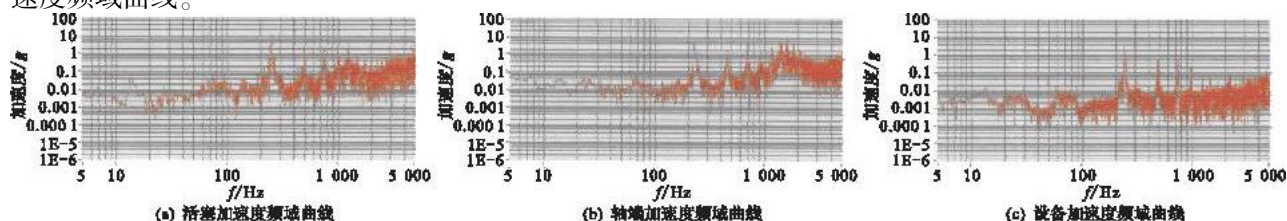


图 2 加速度频域曲线

Fig.2 Acceleration frequency domain curves

可以看出,当机轮的振动频率为 250 Hz 左右时,整个系统的各个部件加速度都突然变大,机轮轴端最大加速度超过了 10 g,而活塞的最大加速度超过了 20 g,整个设备出现了严重的振动。该过程是一个非线性动态过程,在进行仿真时,首先用 ABAQUS 软件提取试验平台主要连接支撑部件支撑轴的前 10 阶固有频率,见图 3。从图中可以看出支撑轴的前 2 阶固有频率都在 250 Hz 附近,即机轮转动频率和支撑轴的固有频率接近,因此出现剧烈振动是由于机轮的支撑轴出现了共振现象。支撑轴的共振使气缸座产生了严重的破坏,将机轮振动频率输入为 250 Hz 时,气缸座的振动仿真得出的加速度和位移见图 4。

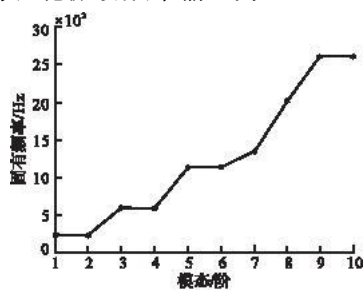


图 3 支撑轴固有频率图

Fig.3 The natural frequency of knighthead

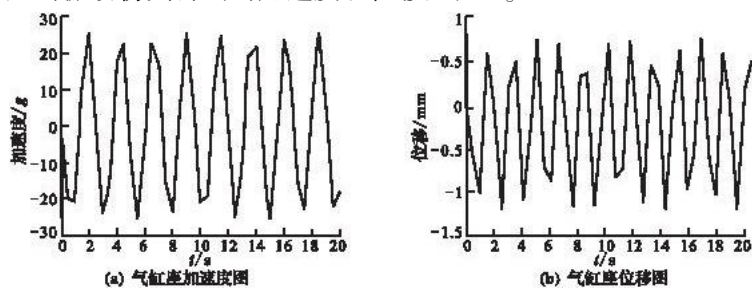


图 4 气缸座加速度与位移

Fig.4 Cylinder frame's acceleration and displacement

将试验测得的不同部位最大加速度与仿真所得到的数据进行比较,见表2。

从图4可以看出,在机轮转动频率为250 Hz时,由于支撑臂发生共振,使气缸座的加速度和位移非常大,足以使气缸座发生破坏;从表2可以得出,振动部位、大小、趋势与本文建立的模型所得出的结论和实际试验情况基本相符。

3 优化设计

为了使机轮不发生共振,本文根据实际试验和仿真得出的结论,提出了以下优化方案:①在动盘和静盘之间增加了垫片。增加垫片首先可以起到隔振的作用,即在振源和振体之间设置隔振装置,从而减小或隔离振动的传递,减轻了刹车力矩的波动,减缓了机轮的振动;其次增加垫片可以是动盘和静盘之间的传力关系,可以改变静盘受力的频率。②将静盘和套筒连接的12个卡槽改变为15个卡槽。通过改变刹车支撑结构对称性,也可以改变组合振动频率。对改进后的模型再进行仿真,并将改进后的仿真结果和改进前的仿真结果进行比较。取振动最明显的部件之一气缸座为例,见图5。

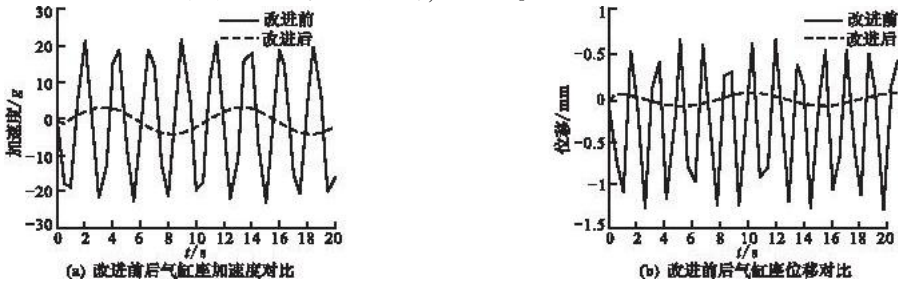


图5 改进前后气缸座振动对比

Fig. 5 Cylinder frame's vibration contrast between former and after amelioration

将改进前机轮各主要部件的最大加速度和改进后的最大加速度和最大位移进行比较,见表3。

表3 改进前后振动对比

Tab. 3 Vibration contrast between former and after amelioration

数据	支撑轴端		气缸座		扭臂	
	改进前	改进后	改进前	改进后	改进前	改进后
最大加速度/g	8.994 5	1.721 8	27.654 9	3.326 5	17.584 5	2.576 2
最大位移/mm	3.881	0.935 1	6.447	1.089 2	2.751 6	0.864 9

通过图5以及表3可以得出,改进后各部件加速度和位移都比改进前减少了很多,如在气缸座处,改进后的最大加速度比改进前减少了8倍多,位移也减少了将近6倍。因此改进后机轮在刹车时避开机轮的固有频率,避免了机轮的共振现象。

将该型机轮按照仿真时的模型进行改进,并在试验台上进行试验。当机轮刹车时,伴随着机轮刹车的啸叫声音消失,地面也未出现改进前试验时的振动。图6为改进后实际试验测得活塞、气缸座和设备的加速度频域曲线。可以看出,改进后的机轮在同样的试验条件下,机轮各个部件的加速度最大值都在1g左右。比改进前各个部件的加速度减小了很多。说明本文的根据仿真提出的优化方案比较成功。

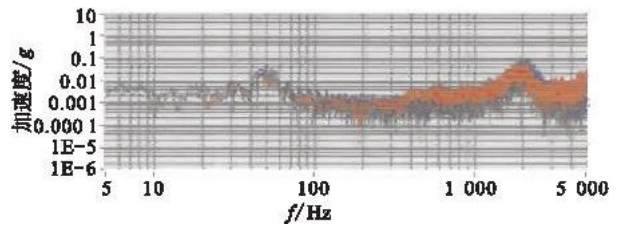


图6 改进后加速度频域曲线

Fig. 6 Improved acceleration frequency domain curve

4 结束语

针对某型刹车机轮在试验台进行试验时出现了严重的振动现象,本文以刹车机轮为研究对象,建立机轮刹车振动系统力学模型,采用有限元分析软件 ABAQUS 对试验过程进行了仿真和原因分析,并就避免出现

共振提出了改进措施。本文建立的仿真模型是符合实际的,精度可以满足工程要求。由 ABAQUS 软件提取支撑轴的前 10 阶固有频率,发现支撑轴的固有频率和机轮的转动频率接近,即机轮在刹车时发生的剧烈振动是由于机轮的共振引起的。在机轮的静盘和动盘之间增加垫片,并将静盘和套筒连接的 12 个卡槽改为 15 个。改进后的机轮在刹车时避开了其固有频率,使机轮各部件的振动减弱,提高了机轮的使用寿命。

参考文献:

- [1] 马春虎. 刹车状态下起落架支柱的摆振研究[J]. 飞机设计, 2002, 12(4): 54-57.
MA Chunhu. Research of landing gear in brake mode [J]. Aircraft design, 2002, 12(4): 54-57. (in Chinese)
- [2] Max Dengler, Martin Goland, Georg Herrman. A bibliographic survey of automobile and aircraft wheel shimmy[R]. Wadco technical report 51-141, 1962.
- [3] Advisory group for aerospace research and development neuillysur seine. The design, qualification and maintenance of vibration-free landing gear[R]. AGARD-R-800, 1996.
- [4] 张明, 聂宏. 飞机地面转弯和刹车响应动力学分析[J]. 航空学报, 2008, 29(3): 616-621.
ZHANG ming, NIE Hong. Dynamics analysis of aircraft ground steering and braking responses [J]. Acta aeronautica and astronautica sinica, 2008, 29(3): 616-621. (in Chinese)
- [5] 陶柯, 钱建徐, 蒋佩岩, 等. 高速轮胎实验机轮毂动态特性分析[J]. 机械研究与应用, 2006, 10(5): 38-39.
TAO Ke, QIAN Jianxu, JIANG Peiyan, et al. Modal analysis on dynamic characteristics of wheel-hub of tyre high speed test machine [J]. Mechanical research and application, 2006, 10(5): 38-39. (in Chinese)
- [6] 田广来, 谢利理. 航空机轮刹车系统的半实物仿真实现[J]. 航空精密制造技术, 2006, 42(3): 27-31.
TIAN Guanglai, XIE Lili. Hardware-in-loop simulation technique of aircraft wheel braking system [J]. Aviation precision manufacturing technology, 2006, 42(3): 27-31. (in Chinese)
- [7] 庄茁. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
ZHUANG Zhuo. Finite element analysis and application based on ABAQUS[M]. Beijing: Tsinghua university press, 2009. (in Chinese)
- [8] Singiresu S. Rao. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
Singiresu S. Rao. Mechanical vibration[M]. Beijing: Tsinghua university press, 2009. (in Chinese)

(编辑: 徐敏)

Simulation Analysis and Optimization Design on the Vibrant Break of Airplane Wheel

SHI Xiao-peng, LI Shu-lin, YANG Zhe, CHANG Fei, WANG Huai-wei
(Engineering Institute, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: A serious vibration will happen when a brake experiment upon the aircraft wheel is done on the test-bed. The serious breakages will appear on both the module of aircraft wheel and the brake device. To solve the problem of the aircraft wheel vibration, the research on the aircraft wheel is conducted and a mechanical model of the brake vibration system is established. Based on the software of ABAQUS, the vibration process is simulated, and the natural frequency of the aircraft wheel is picked up. The comparison between the result of the simulation and that of the experimentation shows that the resonance appeared in the aircraft wheel test system is the cause of the serious vibration. Based on this, the optimization designs such as changing the number of grooves and increasing the number of gaskets, etc., are proposed. By adopting these measures, the vibration's impressing is diminished, the brake moment waving lessened and the vibration of aircraft wheel is reduced. At the same time, the frequencies of the force on the still tray and the system are changed. Thus the natural frequency of the aircraft wheel is avoided and the sympathetic vibration in aircraft wheel test system is averted, which make the reduction in vibrating acceleration of the wheel cylinder block as great as a factor of 8 times and that in displacement as great as a factor of 6 times. The application of these measures have weakened the vibration and enhanced the service life of the airplane wheel.

Key Words: airplane wheel; sympathetic vibration; natural frequency; optimization design