DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.10.002

新型矿用救生舱防护密闭门的抗冲击性分析

常德功1,高新君1,费振忠2,李松梅1

(1. 青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061; 2. 海洋化工研究院有限公司,山东 青岛 266071)

摘要:针对新型矿用救生舱防护密闭门在井下瓦斯爆炸时受到的冲击载荷,在分析现有舱门结构的基础上提出了一种新型救生舱防护密闭门结构,通过动力学分析软件ANSYS Autodyn模拟了井下瓦斯爆炸,得到了舱门在爆炸发生后所承受冲击载荷的分布规律,并利用有限元软件ANSYS Workbench对新型舱门整体结构和各零部件进行了静载计算与分析,得到了防护密闭门各个构件的应力在不同爆炸时间点的变化值及最大应力发生的位置,研究了新型舱门结构的抗冲击性能。分析结果表明,在爆炸过程中新型舱门各构件的最大应力均在选用材料的许用范围内,验证了新型救生舱防护密闭门结构设计满足矿用救生舱的使用要素,同时也为救生舱的进一步研发提供了一定的参考依据。

文章编号: 1001-4551(2013)10-1178-05

Impact analysis on blast airtight door of new mine refuge chamber

CHANG De-gong, GAO Xin-jun¹, FEI Zhen-zhong², LI Song-mei¹

 College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China; 2. Marine Chemicals Research Institute, Qingdao 266071, China)

Abstract: Aiming at the blast airtight door of the new mine refuge chamber will be withstood the shock loads, when gas exploded underground, a new airtight structure of the refuge chamber door was proposed based on analyzing the existing doors. The impact load distribution on the door after the explosion was obtained through the dynamic analysis software ANSYS Autodyn to simulate the gas explosion underground. The strength of the overall door structure and each part were analyzed and computed by using ANSYS Workbench, therefore, the stress of the components at different explosion points and the position of the maximum stress were obtained, and the impact resistance of the new structure was researched. The analysis results indicate that the maximum stress of each component is within the allowable range of the selected materials, and verify the new structure design of the door is reasonable, which also provides certain reference for the development of the refuge chamber.

Key words: blast airtight door; explosive shock load; ANSYS; impact analysis

0 引 言

近些年来,重大的瓦斯灾害事故频频发生,造成 了大量的人员伤亡和财产损失,是井下安全的最大隐 患^[1]。可移动式救生舱是井下紧急避险系统中的重要 技术装备,为矿井事故中井下被困人员提供了一个安 全的密闭空间^[2]。防护密闭门安装在救生舱的入口 处,既能抵挡一定强度的冲击波,又能阻挡有毒有害 气体侵入,是救生舱的关键部件之一,其性能的高低 直接决定救生舱的可靠性。矿井下,瓦斯爆炸带来的 恶劣环境是不可避免的,爆炸发生时,瞬间冲击力值 很大,这就要求救生舱具有足够的抗冲击性能和良好 的密封性能。但由于模拟实际爆炸的成本较高,难以 在舱外建造一个真实的爆炸环境来检测救生舱的抗

收稿日期: 2013-06-04

作者简介: 常德功(1950-),男,山东威海人,工学博士,教授,博士生导师,主要从事新型传动机构、机械系统智能化、现代设计方法学与计算机 辅助设计等方面的研究. E-mail:jxshjqust@163.com

冲击性能,目前救生舱的抗冲击性主要是通过软件的 辅助来完成检测的。

在救生舱的设计过程中,防护密闭门的设计一直 是结构设计的重点和难点。本课题组通过与企业进行 产学研合作,提出一种新型救生舱防护密闭门结构。 本研究根据救生舱的工作条件和受载情况,利用AN-SYS Autodyn软件及有限元分析软件 ANSYS Workbench 对提出的新型防护密闭门进行冲击载荷的变化 规律分析和救生舱舱门整体结构和各零部件的抗冲击 性分析。瓦斯爆炸冲击波的传播规律及破坏效的模拟 的分析为矿难救生系统的研究及设计提供仿真的实验 环境,在一定程度上弥补无法真实爆炸的不足^[3]。

1 新型防护密闭门结构

防护密闭门的基本要求是向外开启,操作方便,安 全可靠,能抵抗约0.6 MPa的冲击力,具有良好的气密 性和水密性,具有隔热保温功能^[4]。目前,我国对救生 舱的设计方法主要基于密闭压力容器设计的传统经验 设计和参数类比,经过实验再加以改进^[5]。现有救生舱 舱门多采用平板门结构,缺点是需要增加厚度才能达 到所需的强度,极大地影响了整体结构的重量和美观。

根据《煤矿可移动式硬体救生舱通用技术条件》规定,并结合压力容器拱形受力原理^[6],本研究与企业产 学研合作共同研发设计了一种新型救生舱防护密闭门 结构,即长圆拱形门结构,实物图如图1所示。该舱门 结构能将承受的压力传递给相邻的部分,从而在相同 厚度的情况下拱形结构较平板结构可以承受的冲击载 荷。该救生舱门扇结构尺寸设计为高1.2 m,宽0.6 m, 厚12 mm;门桩的厚度为30 mm。



图1 新型防护密闭门实物图

防护密闭门的结构比较复杂,在专业建模软件 Pro/E中建模时需假设结构的焊接是完全可靠的,并已 焊透,不存在焊接缺陷,焊脚高度对结构无影响;救生 舱舱门的结构不存在任何制造或安装变形等缺陷;螺 栓连接可靠,其预应力对结构无影响。为提高有限元 分析的速度和准确度,门手柄和主轴对舱门的强度影 响没有参考价值,这里将其省略,合页组件简化成一 个元件。

简化后的舱门结构模型主要由门扇、门框、合页 和第一段舱体迎爆面组成,第一段舱体为添加的支撑 件,其三维结构模型如图2所示。



1-合页;2-门扇;3-门框;4-救生舱第一段舱体

救生舱的防护密闭门在井下发生瓦斯爆炸时所 受的载荷是冲击载荷。受载形式的不同也就决定了 在设计研究中所需考虑的侧重点也会发生变化^[7]。本 研究利用 ANSYS Autodyn 软件对瓦斯爆炸时舱门承 受的冲击载荷进行分析。

2 瓦斯爆炸冲击载荷分析

假设爆炸在巷道中发生^[8-9],巷道模型采用半圆拱 形,高2.6 m、宽3.2 m,为等截面直巷道,总长150 m。爆 源段28 m、冲击波传播段100 m,被检救生舱后端巷道 长度22 m。救生舱放置于巷道水平几何中心,救生舱的 固定方式采用底部与巷道地面固定连接,如图3所示。



本研究使用TNT当量法将瓦斯气体转化为TNT

炸药填充到巷道空气模型中以确定爆源,瓦斯转化为 TNT炸药量 M 的计算公式为:

$$M = \frac{\eta \zeta Q_{\mathrm{CH}_4} p V_{\mathrm{CH}_4}}{Q_{\mathrm{TNT}}}$$

利用上式可得到瓦斯浓度为9%的等效TNT炸药 量:M = 241 kg。

本研究在ANSYS Autodyn内模拟矿井巷道内瓦斯的爆炸过程,得到爆炸发生500 mm内救生舱防护密闭门所承受冲击载荷随时间的变化规律如图4所示。



图4 防护密闭门的冲击载荷曲线

从图4中看出,在爆炸发生后110 ms时,爆炸冲击波 到达防护密闭门,冲击载荷呈先增后减的趋势,并在140 ms时刻达到最大值0.679 MPa,之后冲击载荷逐渐衰减。

3 舱门结构的有限元仿真与分析

根据《煤矿可移动式硬体救生舱通用技术条件》 中煤矿可移动式硬体救生舱舱体抗爆炸冲击性能数 值模拟分析基本要求规定^{10]}:救生舱重点部位损伤类 型及判别标准如表1所示。

表1 救生舱重点部位损伤类型及判别准则

损伤类型	判别准则		
	分析项目	指标	
破坏失效	重点部位强度	> 屈服极限	

由表1可知,分析防护密闭门结构的应力分布情况及最大应力值,即可检验其是否合格。

3.1 防护密闭门整体结构的模拟与分析

本研究将 ANSYS Autodyn 中模拟得到的冲击载 荷施加到救生舱防护密闭门外表面上,在第一段舱体 的下底面和加筋面施加固定约束。选择门扇、门框和 第一段舱体的材料为 Q345,合页的材料为 Q235。材 料的主要属性参数如表2所示。

表2 材料属性

材料名称	密度/(kg.m ⁻³)	弹性模量/MPa	泊松比
Q235 \Q345	7 850	2.1×10 ⁵	0.3

设置好参数,并求解,可得到防护密闭门整体结 构在不同时刻的等效应力曲线和在不同时刻的应力







从爆炸冲击500 ms内防护密闭门的应力-时间曲 线图可得到:从110 ms开始,防护密闭门的应力值开始 增加,并在140 ms时刻防护密闭门的等效应力达到峰 值438 MPa,应力值超出了材料的屈服极限345 MPa。 从140 ms时防护密闭门前、后面的应力云图可以看 出:防护密闭门的最大等效应力并不是发生在舱门上, 而是发生在第一段舱体的加强筋处。但第一段舱体只 是为舱门结构提供支撑的简化模型,并没有参考意义, 故不作考虑。从图5、图6中可以看出:防护密闭门在 不同时刻时的应力变化规律,得出了最大应力发生的 位置。

从总体的应力图(图6)中不能直接看出防护密闭 门门扇、门框、合页等这些零部件的应力分布情况。 为了确定这些零部件是否合格的,需对防护密闭门各 零部件在冲击过程中的应力变化进行分析。

3.2 防护密闭门门扇结构的模拟与分析 防护密闭门门扇结构在不同时刻的等效应力曲

线和在不同时刻的应力云图,如图7、图8所示。



图7 门扇的应力变化曲线图

瓦斯爆炸500 ms内防护密闭门门扇的最大应力 和最小应力随时间变化的曲线如图7所示。从图7中 可以清晰地发现,防护密闭门门扇最大应力曲线形状 与施加的载荷曲线形状相似,先增后减,并在140 ms 时刻达到峰值;而最小应力曲线近似一条直线,即防 护密闭门门扇在不同时刻的最小应力几乎相等。

140 ms时刻防护密闭门门扇的应力云图如图8所示。从图8中可得出,最大应力主要发生在舱门正面拱形部位,并从上下两头向中间递增;应力峰值发生在合页底座与门体的连接处和中心孔处,大小为197.92 MPa,小于材料Q345的屈服极限345 MPa;最小应力只产生在背面加强筋处,一直维持在2 MPa以内。





由此可见,防护密闭门门扇结构的设计符合强度 要求。

3.3 防护密闭门门框结构的模拟与分析

防护密闭门门框结构在不同时刻的等效应力曲 线和在不同时刻的应力云图,如图9、图10所示。



图9 门框的应力时间曲线图



从应力云图(图9)中可以发现,门框各处产生的 应力还是比较均匀的,因为门框与舱体连接,刚度较 大,致使背面边缘处应力较大。防护密闭门门框作 为重点部位没出现破坏失效现象,故门框结构满足 强度要求。

3.4 防护密闭门合页结构的模拟与分析

防护密闭门合页结构在不同时刻的等效应力 曲线和在不同时刻的应力云图,如图11、图12所 示。







结合合页的应力曲线图(图11)和合页的应力云 图(图12)可以清晰地看到,在140 ms时合页的应力最 大值为223 MPa,合页的应力集中在合页连扳的拐角 处,满足理论设计的可以增加承重的一体理念。



3 结束语

液力变矩器是广泛应用于军事、汽车、工程机械、 建筑机械等工程领域的关键部件,其性能好坏直接影 响到整机的性能和使用寿命。液力变矩器试验台能 够为液力变矩器的开发提供试验依据和性能标定,该 试验台能够完成变矩器基本试验和扩展试验,为变矩 器的进一步研究提供了测试依据,该试验台的控制系 统采用了计算机进行控制、分析和处理,减小了试验 周期,增加了经济效益。

通过LabVIEW内部OPC服务器建立的上位机与 PLC之间的实时通讯方法简单可靠,优越于目前通过 DataSocket和串口手段开发OPC技术实现上位机和 PLC连接的方法,本研究通过实践证实了该方法的可 用、高效、方便等特性,对通过LabVIEW监视PLC的工 业控制提供了一种通用而简便的方法。

参考文献(References):

- [1] 张金刚,徐增豪.液力变矩器性能试验台设计与研究[J]. 制造业自动化,2011(9):49-51.
- [2] 惠记庄,邹亚科. 液力变矩器性能试验台的研究[J]. 工程 机械,2008(5):53-55.
- [3] 鲁统利,葛安林. 液力变矩器性能试验台油温自动控制系统研制[J]. 农业机械学报,2000(4):95-98.
- [4] 曾珞亚. 基于 OPC 技术的 PLC 与 LabVIEW 通信实现[J]. 微计算机信息,2009(6):52-53.
- [5] 陈锡辉,张银鸿. LabVIEW8.20程序设计从入门到精通 [M].北京:清华大学出版社,2007.
- [6] 李红梁. 基于 OPC 的 PC 与 PLC 实时通讯的 Lab VIEW 实现 [J]. 计算机应用研究,2003,20(12):115-118.
- [7] 周亚军,曾 洋,俞武嘉. OPC 技术在 PLC 虚拟仿真实验 软件中的应用[J].机电工程,2011,28(4):468-471.
- [8] 丁一宁,汪 激,刘 寅.PCB自动喷涂系统的开发[J]. 机 械,201138(5):45-49.
- [9] 熊伟丽,贾 岩,许文强,等. 基于 OPC 技术的 LabVIEW 与 S7-300PLC 的污水处理监控系统[J]. 计算机与应用化 学,2011,28(9):1131-1133.
- [10] 宋承周,颜小军,王佳军. 基于 OPC 通信技术的智能建筑 信息集成的实现[J]. 机电工程,2010,27(1):41-43.
- [11] 王文华. 基于 PLC 控制的液动机械手 [J]. 轻工机械, 2012, 30(2):46-49.
- [12] NI Inc.. NI Developer Zone: Connect LabVIEW to Any PLC Using OPC [EB/OL]. [2012-11-21]. http://www.ni. com/white-paper/7450/en.

[编辑:张 翔]

(上接第1181页)

4 结束语

本研究通过对新型防护密闭门机构施加瓦斯爆 炸冲击载荷,得到各零部件的应力曲线和应力云图, 通过结果分析得知,防护密闭门、门框和合页结构的 应力值均小于材料的屈服强度,满足救生舱的抗冲击 性要求;通过仿真分析缩短了新型防护密闭门的设计 周期,降低了产品的制造成本,为新型救生舱防护结 构的进一步优化打下了一定的基础。

参考文献(References):

- [1] GONG X Y, XUE H, TAO X L, et al. Research on fault diagnosis system of local ventilation equipment in coal mine based on multidisciplinary technology[J]. Chinese Journal of Mining Sciences and Technology, 2006(9):318-320.
- [2] 贾进军.煤矿井下安全避险六大系统[J].煤炭科技, 2010,4(4):96-98.
- [3] 张玉周,姚 斌,叶军君. 瓦斯爆炸冲击波传播过程的数

值模拟[J]. 机电技术,2007(3):28-30.

- [4] 国家安全生产监督管理总局. AQXXX-200X矿用可移动 式救生舱通用技术条件(草稿)[S]. 国家安全生产监督管 理总局,2009.
- [5] 王长江,胡 元,梁允愧. 基于LS-DYNA矿用救生舱抗爆 性能的仿真分析[J]. 科技信息,2012(1):115-122.
- [6] MOSS D R, 陈允中. 压力容器设计手册[M]. 北京:中国 石化出版社,2006.
- [7] 方海峰.煤矿井下救生舱及硐室防护结构动力学研究 [D].北京:中国矿业大学机电学院,2012.
- [8] 龚晓燕,史龙波,刘亲亲,等. 矿用可移动式救生舱结构抗 爆强度的竖直模拟分析及优化[J]. 矿山机械,2012,40 (7):120-121.
- [9] 梅瑞斌,李长生,蔡 般,等.爆炸冲击下煤矿救生舱抗爆 能力有限元分析[J].东北大学学报:自然科学版,2013, 34(1):85-89,94.
- [10] 杨源林. 瓦斯煤尘爆炸的超压计算与预防[J]. 煤炭工程 师,1996(2):32-37.

[编辑:张 翔]