

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.07.007

新型矿用移动救生舱结构的分析与研究

常德功,李国星,王吉利

(青岛科技大学 机电学院,山东 青岛 266061)

摘要:针对现有矿用救生舱中方舱抗冲击性能差、经济性也差;圆形舱内部空间小,且内部气瓶等装备不易放置,对国家要求的有效空间很难满足,需要舱段多等问题,提出了一种带有弧形外挂保护壳的救生舱,分析研究了这种新型救生舱的结构特点,利用 ANSYS Workbench 对新旧型舱的抗冲击性进行了有限元分析。研究表明,该救生舱的设计达到了牺牲外挂保护壳来保护舱壳的目的,且质量减轻了近 40%,最大等效应力减小 150.5 MPa,最大变形减小 0.734 1 mm,抗冲击能力、密封性能、经济性皆得到优化。

关键词:新型救生舱;ANSYS-Workbench;抗冲击性;结构分析;保护壳

中图分类号:TH122;TD7

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)07-0849-05

Analysis and research of new mine mobile capsule structure

CHANG De-gong, LI Guo-xing, WANG Ji-li

(Qingdao Science and Technology University, Institute of electrical and mechanical, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at the problems of poor impact resistance and low economy on the area of square capsule and small inner space, difficult for placing inner gas cylinders and their equipment, difficult to satisfy effective space requirement at the country and so on, a kind of capsule with curved external protection shell was proposed. Features of the new type capsule was analyzed and ANSYS has been used to do finite element analysis for new and old cabin impact resistance. The results indicate that the external protection shell of new capsule arc greatly increased ability of the impact resistance; the quality reduced almost 40%; the maximum equivalent stress reduced 150.5 MPa; the maximum deformation decreased 0.734 1 mm; impact resistance, sealing performance and economy are optimized.

Key words: new capsule; ANSYS-Workbench; impact resistance; structural analysis; protective containment

0 引言

煤炭在我国一次能源生产和消费结构中均占 70% 左右,其中瓦斯爆炸是煤矿瓦斯灾害的主要类型,且其后果比中毒、窒息和煤矿其他突出事故更严重,当发生矿难时,救生舱可以为矿工提供避难场所^[1],因此,美国、澳大利亚等国家通过法律规定了救生舱及避难所在矿山安全防护体系中的应用,并且对井下救生舱结构强度的分析随之成为了一个重大的研究课题^[2-3]。

现有的矿用救生舱,其舱壳外形设计大体可以分为:方形舱,圆形舱。方形舱抗冲击性能最差,所以要使用大量的钢材来弥补,经济性差。圆形舱内部空间

小,且内部气瓶等装备不易放置,对国家要求的有效空间很难满足,需要舱段多^[4]。

本研究涉及一种新型救生舱,舱段的结构设计采用新的理念解决救生舱设计过程中面临的问题。通过对救生舱工作环境的分析,从舱体所受静载的角度出发,对舱体模型简化并运用 ANSYS Workbench 有限元分析仿真计算软件对其分析。

1 有限元模型的建立

1.1 救生舱的结构形式

救生舱的大小需要根据国家标准,必须综合考虑避难人数、舱内设备、净容积、隔热、抗冲击性等因素来

确定舱体大小。根据《煤矿可移动式硬体救生舱通用技术条件》^[5],救生舱需要达到的设计要求:抗爆冲击能力 $\geq 0.3 \text{ MPa}/300 \text{ ms}$ 。破坏失效:舱体强度 $>$ 强度极限。变形失效:板壳最大变形挠度和变形量 $> 20 \text{ mm}$,梁柱最大变形量 $> 10 \text{ mm}$ 。密封失效:连接件位移(无密封条) $> 1 \text{ mm}$ 。

该新型救生舱的设计的理论依据是 TRIZ(发明问题解决理论)^[6]理论,并已申请专利,一种模块化的新型矿用救生舱^[7],其中最重要的结构部件为外挂保护壳的设计,外挂保护壳将救生舱的防爆抗冲击功能分解出来,这样就大大地减轻了舱体的功能负担,且外挂保护壳截面为弧形,承压及抗冲击性强,保护壳采用螺栓连接安装到舱体的两侧以及顶部上,当发生爆炸时牺牲保护壳来保护救生舱舱体,运输期间保护壳可以拆卸更换。舱壳是方形截面,内部空间大设备安装方便。

1.2 模型的建立

本研究使用 Pro/E 建立的新舱舱段模型如图 1 所示。为了比较与以前舱型的不同,建立旧舱段模型如图 2 所示。新、旧舱段长、宽、高相同,有关参数如表 1 所示。

表 1 新、旧舱壳结构参数对照表

项目	高/mm	宽/mm	长/mm	板厚/mm
新舱舱段	1 800	1 600	900	12
旧舱舱段	1 800	1 600	900	25

外挂保护壳截面厚度 $b = 6 \text{ mm}$ 。模型材料选用 Q345,材料屈服极限 345 MPa,弹性模量:206 GPa,泊松比:0.3,抗拉强度:630 MPa。

建模时假设: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;救生舱结构不存在任何制造或安装变形等缺陷;螺栓联接可靠,其预应力对结构无影响。为了提高有限元分析计算精度,模型应进行必要的几何清理和简化^[8],几何清理和简化后的模型如图 1、图 2 所示。

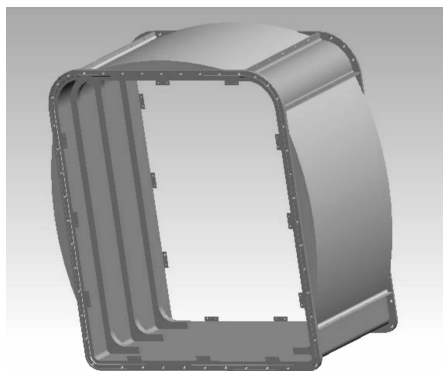


图 1 新舱模型

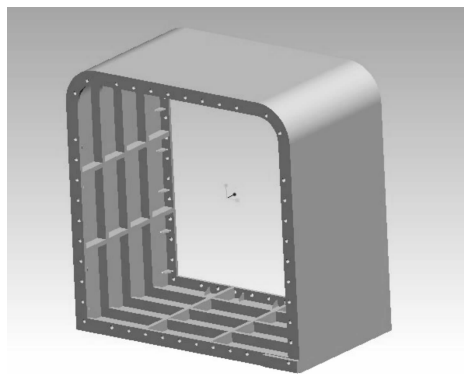


图 2 旧舱模型

2 有限元分析

2.1 模型的导入及网格、载荷、边界的处理

从 Pro/E 工作界面中进入 ANSYS Workbench。为了提高分析的求解精度和速度,笔者采用 SOLID187(四面体 10 节点单元)对实体模型进行网格划分。旧舱段划分共 117 316 个节点,60 642 个单元,新舱段划分共 222 017 个节点,109 440 个单元。本研究对新、旧救生舱段皆施加底面固定约束,左、右侧以及上方均匀施加冲击载荷,模拟矿道爆炸后的压力传播情况^[9-10],载荷步设为 4,总时长为 300 ms,压力曲线如图 3 所示。

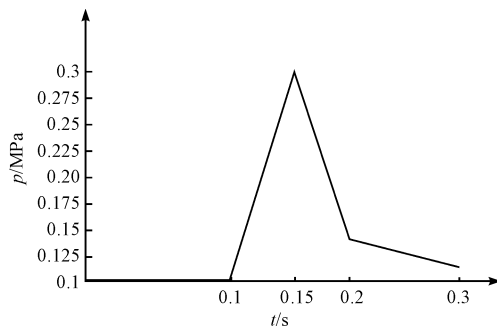


图 3 模型施加压力曲线

2.2 计算结果与分析

新型救生舱的外挂保护壳与救生舱舱壳是装配关系,新舱舱段分别对外挂保护壳与舱壳进行应力与变形分析。新、旧舱段的最大等效应力和最大变形皆出现在 150 ms,如图(4~6)所示。新舱段的外挂保护壳主要是起到吸收冲击保护舱壳的作用,因此,重点分析 150 ms 新舱段舱壳应力和变形,旧舱段 150 ms 的等效应力和变形。

对新、旧舱段的比较对照表,如表 2 所示。由表 2 可见,新舱段最大等效应力出现在外挂保护壳上,为 205.46 MPa,新舱舱壳的最大等效应力只有 187.21 MPa,从等效应力云图中可以看见最大等效应力点出现在舱壳外部固定外挂保护壳的固定板夹角上。根据



图4 新舱舱壳 150 ms 等效应力云图

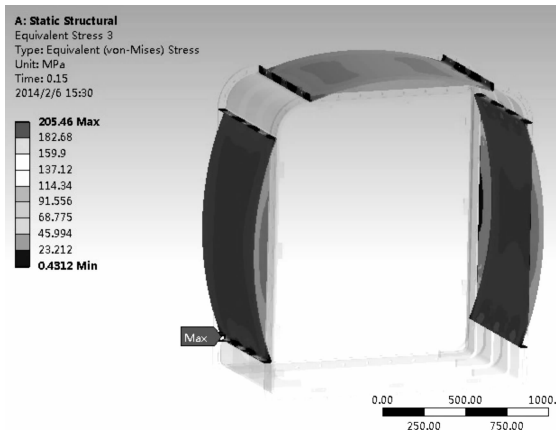


图5 新舱外挂保护壳 150 ms 等效应力云图

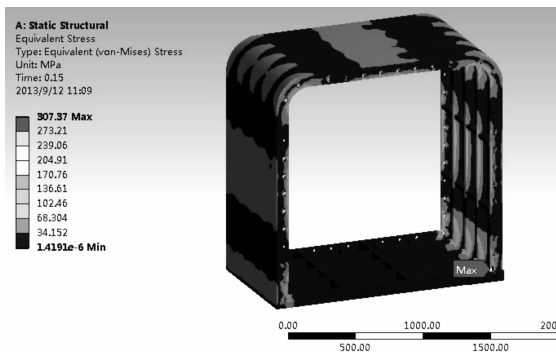


图6 旧舱 150 ms 等效应力云图

力学的基本理论^[11],由于在分析问题时会受到计算时间及软件本身的影响而造成了应力奇异现象,在尖角或者是边界夹角处的应力是不正确的,可以忽略此处的最大应力值。结合等效应力云图,新舱舱壳的大部分应力值在 100 MPa 以下。由旧舱等效应力云图可见,旧舱段最大等效应力值为 307.37 MPa,最大等效应力点出现在内部法兰接近底面的下部。

表2 新、旧舱壳结构性能对照表

项目	新舱舱壳	新舱外挂保护壳	旧舱舱壳
最大变形量/mm	1.087 3	1.510 6	1.529 1
最大等效应力值/MPa	187.21	205.46	307.37
质量/kg	985.3	112.3	1 969.5

新舱壳 150 ms 变形云图如图 7 所示。新舱外挂保护壳 150 ms 变形云图如图 8 所示。由图 7、图 8 可见,新救生舱壳体最大变形出现在外挂保护壳上,最大变形为 1.510 6 mm,然而新舱舱壳的最大变形只有 1.087 3 mm,最大变形出现在法兰左右两侧,而在舱壳上的变形均在 1 mm 以内。

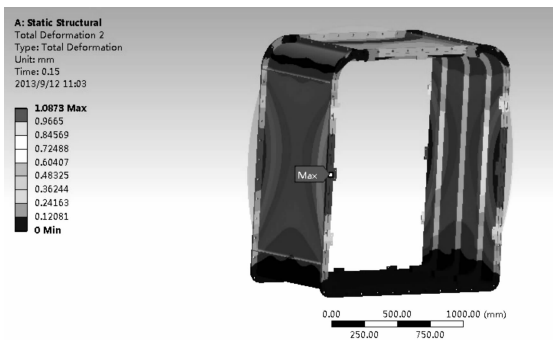


图7 新舱壳 150 ms 变形云图

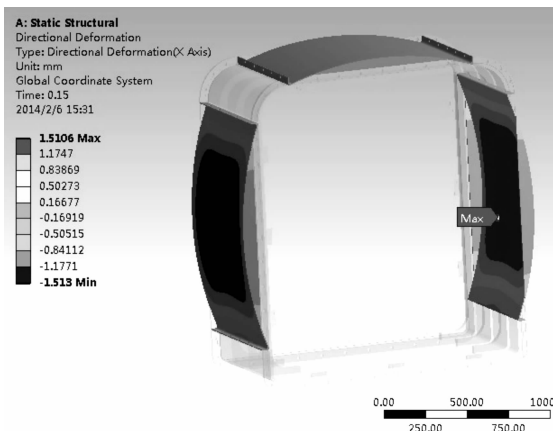


图8 新舱外挂保护壳 150 ms 变形云图

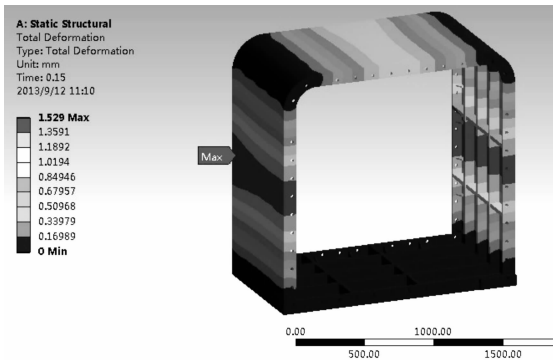


图9 旧舱 150 ms 变形云图

如图 9 所示,旧舱段最大变形为 1.529 0 mm,最大变形出现在整舱的左、右两侧,且横向一直贯穿整个舱段。

外挂保护壳的作用是显著的,新舱段的最大等效应力与最大变形皆出现在外挂保护壳上,外挂保护壳吸收了大部分冲击力的破坏,效果显著。新、旧救生舱

舱段的最大等效应力和变形量皆在允许范围之内,相比较而言,外部挂有保护壳的新型救生舱的舱壳最大变形量比旧舱壳减少 0.441 7 mm,最大等效应力减小 120.16 MPa,质量减轻约 44%。

3 新型救生舱舱段的优化

由等效应力云图和变形云图,可见在新舱法兰左右两侧的局部,等效应力和变形比较集中,对于此处法兰来说,要考虑密封问题,因此进行优化处理是必要的。本研究利用 Design Exploration 模块,对舱体进行多参数目标驱动优化分析,设置好输入参数:壳厚度、竖向加强筋高度和厚度、侧面保护壳厚度、顶部保护壳厚度。输出参数:最大变形量、最大等效应力。

更新计算完毕后分析各个参数灵敏度发现,加强筋高度和侧面外挂保护壳厚度对结构影响最具二次设计潜力。

3.1 竖向加强筋的灵敏度分析

竖向加强筋的灵敏度曲线如图 10、图 11 所示。总体来看竖向加强的高度值越大,结构强度、刚度性能越好,只是在加强筋高度值对结构刚度曲线中当高度值超过 48 mm 后,结构变形量开始变大。

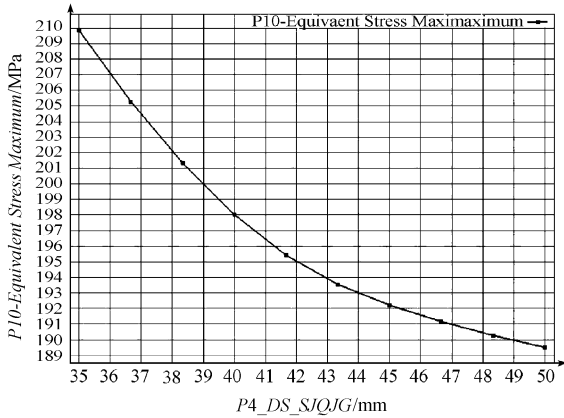


图 10 加强筋高度对结构强度灵敏度曲线

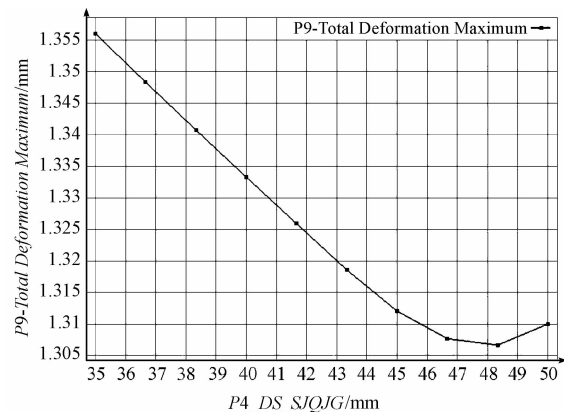


图 11 加强筋高度对结构刚度的灵敏度曲线

3.2 外挂保护壳的灵敏度分析

侧面和顶部保护壳的灵敏度曲线如图 12、图 13 所示。侧面保护壳厚度去结构性能几乎是线性关系,厚度值越大性能越优越,而顶部保护壳的厚度与结构强度几乎无影响,而结构刚度随着顶部保护壳厚度的增加,先是变好,当厚度值超过 6.2 mm 后急变差,达到 7 mm 后趋于不变。

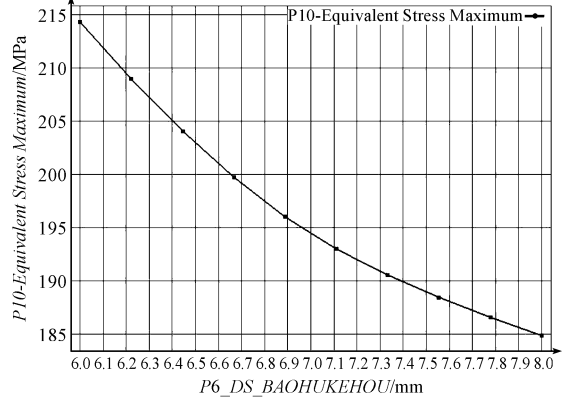


图 12 侧面保护壳对结构强度的灵敏度曲线

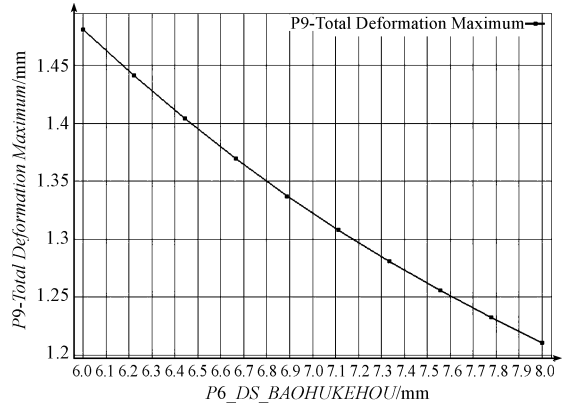


图 13 侧面保护壳对结构刚度的灵敏度曲线

得出救生舱的最优设计点再次更新计算如表 3 所示,可得外挂保护壳最大等效应力为 165.62 MPa,外挂保护壳最大变形 1.177 5 mm,舱壳的最大等效应力为 156.87 MPa,舱壳最大变形为 0.795 mm。

表 3 新型舱体优化结果表

项目	优化后参数值
竖向加强筋/mm	45 × 48
顶部保护壳厚度/mm	6
侧面保护壳厚度/mm	8
整体最大变形/mm,最大等效应力/MPa	1.178,165.65
舱壳最大变形/mm,最大等效应力/MPa	0.795,156.87
舱体质量/kg	1 200.90

4 结束语

救生舱舱段的设计需要满足一定的结构强度,同时还要满足舱体内部空间,单纯的依靠舱壳来满足强度要求难度较大,该新型救生舱设计的外挂保护壳,起到了很好的抗爆冲击的作用,保证了救生舱的结构强度,采用有限元分析结果表明:

(1) 外挂保护壳的设计是相当合理的,实现了牺牲外挂保护壳保护舱壳的设计初衷,新舱最大等效应力值出现在外挂保护壳上,新舱的最大变形量也是出现在外挂保护壳上。

(2) 与市面上的旧型舱比较,新型舱段的设计在结构强度与材料方面皆优于旧型舱的设计,质量减轻了近40%,具有良好的经济性。舱壳最大等效应力比旧舱减小150.5 MPa,最大变形减小0.734 1 mm,密封性比旧舱优越。

(3) 研究结果为该新型舱的进一步研究与分析提供了理论依据。

参考文献 (References):

[1] 栗婧,金龙哲,汪声. 基于应急避难空间的矿山安全防护体系研究[J]. 中国安全科学学报,2010,20(4):155-159.

本文引用格式:

常德功,李国星,王吉利. 新型矿用移动救生舱结构的分析与研究[J]. 机电工程,2014,31(7):849-853.

CHANG De-gong, LI Guo-xing, WANG Ji-li. Analysis and research of new mine mobile capsule structure[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014,31(7):849-853.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第848页)

[16] 荆毅飞,王晓锋,杨宾峰,等. 管道轴向裂纹检测脉冲远场涡流传感器设计与仿真分析[J]. 空军工程大学学报,2011,12(6):74-78.

[17] 陈明,李秉昕,贾丛玉. 管道耦合水击的最优阀调节问题研究[J]. 流体机械,2011,39(3):31-36.

[18] 陈兴乐,雷银照. 金属管道外侧脉冲磁场激励的线圈电压解析式[J]. 中国电机工程学报,2012,32(6):176-182.

[19] 陈兴乐,雷银照. 金属管道外放置式偏心弯曲矩形线圈涡流场的解析解[J]. 电工技术学报,2012,27(9):153-159.

[20] MAO Xue-fei, LEI Yin-zhao. Analytical solutions to eddy current field excited by a probe coil near a conductive pipe[J]. NDT&E International,2013(54):69-74.

[21] 李亮,阙沛文,陈亮. 巨磁阻传感器在管道漏磁检测中的应用[J]. 仪表技术与传感器,2005(12):44-46.

[22] 金涛,阙沛文,陶正苏. 小波神经网络在海底石油管道漏磁缺陷检测中的应用[J]. 石油大学学报,2005,29(3):83-91.

[2] 万毅. 矿山空压机站智能监控系统的设计与实现[D]. 南京:南京理工大学自动化学院,2007.

[3] 黄友锐,王清灵,凌六一. 基于 PROFIBUS-DP 总线的压风机监控系统[J]. 煤矿机械,2005(12):106-108.

[4] 张军. 集散型自动化控制系统在煤矿压风机房的应用[J]. 中州煤炭,2009(5):71-73.

[5] 高广伟,张禄华. 煤矿井下移动救生舱的设计思路[J]. 中国安全生产科学技术,2009,5(4):162-164.

[6] 安标国家矿用安全标志中心. 煤矿可移动式硬体救生舱通用技术条件(2011年9月征求意见稿)[S]. 安标国家矿用产品安全标志中心. 2011.

[7] 常德功,李国星,李松梅. 一种模块化的新型矿用救生舱:中国,201310442479[P]. 2013-12-25.

[8] 檀润华,王庆禹,苑彩云,等. 发明问题解决理论: TRIZ——TRIZ 过程、工具及发展趋势[J]. 机械设计,2011(7):7-11.

[9] AW K C, HUANG W D J, DE SILVA M W R P. Evaluation of climatic vibration testing on plastic waterproof enclosure for electronic equipment using ANSYS workbench[J]. Materials and Design,2007(28):2505-2510.

[10] 杨旭东. 煤矿救生舱的爆炸模拟分析[J]. 煤矿机械,2012,33(2):113-115.

[11] 刘鸿文. 材料力学 I[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社,2004.

[编辑:张豪]

[23] 王韞江,王晓锋,丁克勤. 管道腐蚀检测中新型脉冲漏磁传感器的设计与实验验证[J]. 传感技术学报,2009,22(10):1406-1412.

[24] KIM H M, RHO Y W, YOO H R, et al. A Study on the Measurement of Axial Cracks in the Magnetic Flux Leakage NDT System[C]//Proceedings of the 8th IEEE International Conference on Automation Science and Engineering, Seoul:[s. n.],2012:624-629.

[25] KIM H M, PARK G S. A study on the estimation of the shapes of axially oriented cracks in CMFL type NDT system[J]. IEEE Transactions On Magnetics,2014,50(2):1468-1503.

[26] 康小伟,付跃文. 带包覆层铁磁性管道腐蚀脉冲涡流检测技术[J]. 无损检测,2011,33(9):40-42.

[编辑:张豪]