doi:10.11887/j.cn.202206023 http://journal.nudt.edu.cn

强磁场环境模拟系统线圈支架设计及力学仿真*

刘 琪,孙兆龙,武晓康,周国华
(海军工程大学 电气工程学院,湖北 武汉 430033)

摘 要:强电磁冲击环境的核心执行机构是线圈,除保障强磁环境发生线圈的电磁特性外,还须确保线圈支架具有充足的机械特性。在完成对线圈磁电设计的基础上,根据线圈的三维结构图、材料配置、质量分布、各零部件之间连接方式以及线圈固定方式等,建立线圈支架结构整体系统有限元计算模型,对线圈支架系统进行静力、稳定性数值计算分析,并校核联接件强度,为线圈支架结构提供参考依据。对实用大型强磁冲击系统所用线圈整体的力学结构进行设计分析,应用背景较新,且仿真计算过程严格按照实际搭建尺寸进行,具有高度的一致性,为后续搭建强磁环境发生装置提供坚实基础。

关键词:强磁环境;线圈支架;静力分析;稳定性分析;联接件强度
中图分类号:TN95 **文献标志码**:A **文章编号**:1001-2486(2022)06-192-08

Coil support design and mechanical simulation of high magnetic field environment simulation system

LIU Qi, *SUN Zhaolong*, *WU Xiaokang*, *ZHOU Guohua*
(College of Electrical Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The core actuator in a strong electromagnetic shock environment is the coil. In addition to ensuring the electromagnetic characteristics of the coil in a strong magnetic environment, it is also necessary to ensure that the coil support has adequate mechanical characteristics. On the basis of the completed magneto-electric design of the coil, the finite element calculation model of the overall system of the coil support structure was established based on the three-dimensional structure drawing of the coil, the material configuration, the mass distribution, the connection method between the components and the coil fixation method, etc. The numerical calculation analysis of the static force and stability of the coil support system was carried out and the strength of the coupling was checked to provide a reference basis for the coil support structure. The design and analysis of the overall mechanical structure of the coil used in the practical large-scale strong magnetic shock system is relatively new, and the simulation calculation process is strictly in accordance with the actual size of the construction, with a high degree of consistency, providing a solid foundation for the subsequent construction of the strong magnetic environment generator.

Keywords: strong magnetic environment; coil bracket; static analysis; stability analysis; strength of connection

随着电磁技术的不断发展,针对有独立嵌入式系统的能源平台,如自动化武器平台、核电站、化工厂控制系统等,在受到电磁脉冲影响时,嵌入式系统的数据线、地址线、控制线上感生的电动势会使得其高低电平发生错乱,从而进一步影响整个系统的自动调控能力,以至于产生灾难性的后果。因而,设计一套实用的强磁环境模拟系统对关键器件开展强磁冲击试验,检验其抗电磁脉冲能力,不仅对改善、加强电子器件的电磁屏蔽能力有着重要指导意义,也对降低其在使用失控时产生的风险有着十分重要的意义[1-3]。

为验证不同高精度零部件的抗电磁冲击性能,提高零部件的可靠性和稳定性,须研制大尺寸强磁场发生装置。强磁场发生线圈是冲击作业的核心执行机构,其性能直接制约冲击试验水平。因此,除保障强磁发生线圈的电磁特性外,还须确保线圈支架具有充足的机械特性。

在设计过程中为保证消磁线圈支架结构具有足够的机械性能,需要按照相关标准对消磁线圈支架结构进行静力分析、屈曲分析以及联接件强度校核,以保证线圈支架结构具有足够的强度刚度和稳定性。

不同行业均对其应用场景所需的支架结构进行不同的设计和力学结构仿真[3-8],但从应用背

* **收稿日期**:2021-01-20
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52007195)
作者简介:刘琪(1996—),女,广东清远人,博士研究生,E-mail:751795894@qq.com;
武晓康(通信作者),男,讲师,博士,E-mail:172896292@qq.com

景来说,对于大型实用型强磁环境发生装置所需的线圈支架力学结构的研究较少,本文根据机械设计准则,对照不同的机械设计优化方案[9-16],根据实际试验需要,设计了一种强磁发生装置,其磁电设计部分已完成。在保证其磁场强度及磁场均匀区皆能达到标准的情况下,根据线圈设计的三维结构图、材料配置、质量分布、各零部件之间的连接方式以及线圈的固定方式等,对线圈支架结构进行模型搭建,并对线圈支架分别进行静力计算、稳定性数值计算,并在最后校核装置中联接件的强度,使其力学性能达标,能保证结构的稳定性。本文所设计线圈支架从形状到线圈分布皆为独立开发设计,采用矩形平行排列的三方向线圈支架系统具有原创性,所进行的工作在强磁冲击系统研究方面意义重大,为后续进行大型实用型强磁冲击装置打下理论基础和提供参考。

1　线圈支架的形状设计

线圈支架是强磁场发生线圈的主要承载结构,其外形选择很大程度上影响了线圈支架性能。线圈支架常用的结构形式有三种:方形支架、圆形支架和六边形支架。

1.1　方形支架

方形支架可采用多根 8 槽 100 mm × 100 mm 高强度铝型材,经过快速机械锁扣拼接而成,如图 1所示。这种结构便于安装,纵向拓展性强;载荷分布均匀,机械性能好;连接强度高,承载能力大;拆卸后摆放灵活,占用面积较小,易于储存运输;垂向、纵向、横向电缆布置可靠灵活。

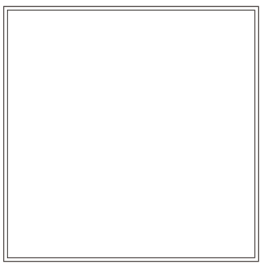


图 1　方形支架示意图

Fig. 1　Schematic diagram of square bracket

1.2　圆形支架

圆形支架外形如图 2 所示,由两个直径2. 5 m 半圆支架通过快速锁扣拼接而成。圆形支架的半圆结构须定制,成本较高;零件多为异型结构,储存运输占地面积大;消磁电缆敷设较难固定,在电缆电动力的作用下电缆容易发生移位;零件受力不均,弧边与直边交界处易产生应力集中。

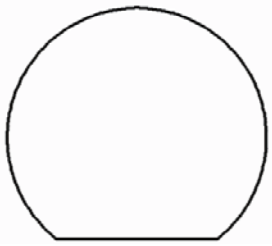


图 2　圆形支架示意图

Fig. 2　Schematic diagram of circular bracket

1.3　六边形支架

六边形支架由 2 段 2. 5 m、4 段 2 m 支架组成,如图 3 所示。支架角边承力较大,容易发生变形;为保证联接牢固,支架 6 个角需要通过不锈钢角件固定,用于联接的零件种类多,不便于保障;同等尺寸的消磁线圈,六边形支架零件数目多、质量大,储存空间大,所需运力多。

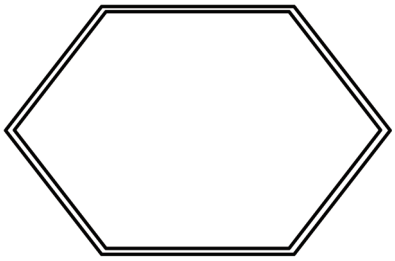


图 3　六边形支架示意图

Fig. 3　Schematic diagram of hexagon bracket

经过对方形、圆形及六边形支架磁场分布仿真,磁场分布基本相似。方形支架构造简单,组装灵活,后期扩展方便,承载能力强,易于储运,消磁电缆固定位置可根据要求任意改变,因此消磁线圈支架选择方形结构。

1.4　支架总体设计

电缆均布在线圈支架上,其载荷均匀分布,因此随着线圈支架长度增加,线圈支架上电缆载荷水平不发生明显变化。强电磁线圈总体布设范围为长 8 m、宽 2 m、高 2 m,即 8 m × 2 m × 2 m。线圈由粗细两种电缆组成,分为工作线圈和补偿线圈,其中工作线圈采用粗电缆,通大电流,用以产生强磁场;补偿线圈采用细电缆,通小电流,用以产生补偿磁场,可补偿地磁场。电缆依次按照 X、Y、Z 三个方向进行敷设,先敷设粗电缆,再敷设细电缆。敷设后的效果如图 4 所示。

其中,各方向消磁电缆中的每段电缆通过防水连接器连接。

X 工作线圈为螺线管形状,在 X 轴方向上每

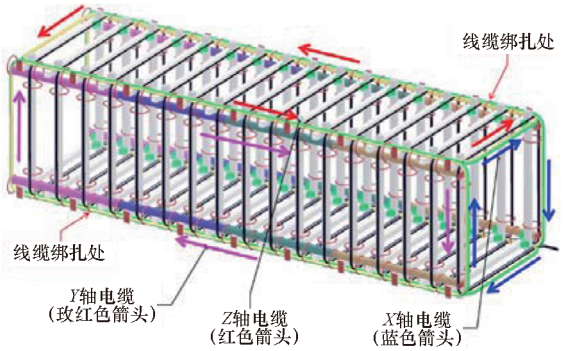


图 4　线圈敷设总体效果

Fig. 4　Overall effect of coil laying

间隔 0.5 m 绕 1 匝，首尾各 2 匝，共计 19 匝，如图 5所示。根据电缆厂家提供的参数，电缆弯曲半径为 $6D$（D 为电缆外径），预留 10% 的电缆长度，X 工作线圈所需消磁电缆不小于 185 m。

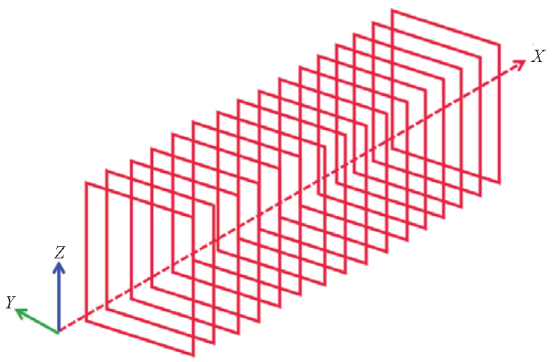


图 5　纵向线圈

Fig. 5　Longitudinal coils

Y 工作线圈为左右两支线，由 2 个线圈组成，左右支线各绕设 6 匝，如图 6 所示。Y 工作线圈所需消磁电缆不小于 268 m。

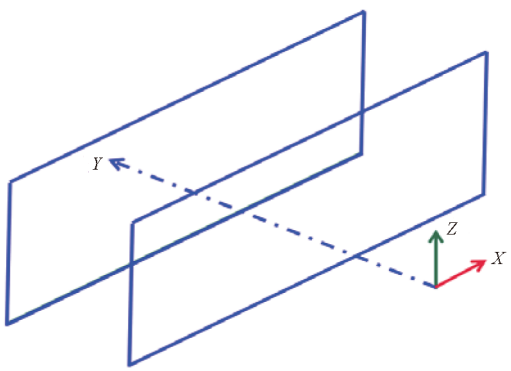


图 6　横向线圈

Fig. 6　Transverse coils

Z 工作线圈为上下两支线，由 2 个线圈组成，上下支线各绕设 6 匝，如图 7 所示。Z 工作线圈所需消磁电缆不小于 268 m。

线圈支架上的主要附加质量来源于电缆，

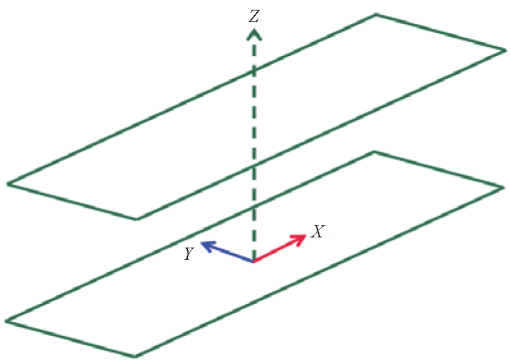


图 7　垂向线圈

Fig. 7　Vertical coils

工作线圈和补偿线圈所用电缆质量信息如表 1 和表 2 所示。

表 1　工作线圈电缆质量统计

Tab. 1　Cable quality statistics of working coils

方向	匝数	线圈数	周长/m	总质量/kg
X	2	2	8	1 323.035
	1	15	8	
Y	6	2	20	
Z	6	2	20	

表 2　补偿线圈电缆质量统计

Tab. 2　Cable quality statistics of compensating coils

方向	匝数	线圈数	周长/m	总质量/kg
X	2	2	8	340.312
	1	15	8	
Y	6	2	20	
Z	6	2	20	

2　线圈支架的材料及其属性

线圈支架采用低磁导率材料，因此可采用木材、工程塑料和铝合金。工程上用的木材多为胡桃木、光皮桦、胡桃楸等，具有较好的机械特性，且易于成型，但价格昂贵，不宜经常拆卸。虽然大部分工程塑料抗腐蚀能力强，质轻、防水、坚固、绝缘，价格便宜，但其耐候性差，易老化，回收利用困难，因此木材和工程塑料都不适合作为此设备的支架材料。由于铝合金 6063 - T5 表面磨砂氧化，单位质量为 12 kg/m，单位质量轻，机械性能较好，易加工，散热性能好，相对磁导率小于等于 1.000 022，价格便宜，因此线圈支架采用 8 槽 100 mm × 100 mm 高强度铝型材拼接而成（见图 8）。

强磁场发生线圈的电缆绑扎固定于线圈支

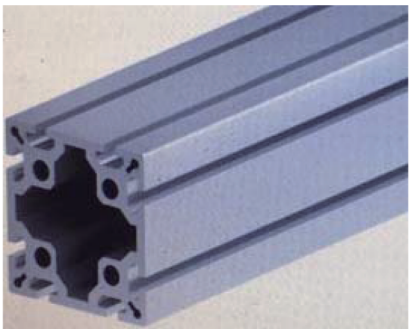
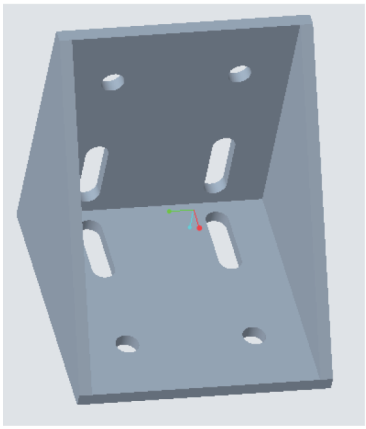


图 8　高强度铝型材

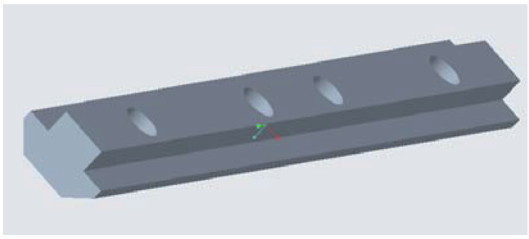
Fig. 8　High strength aluminum profile

架的梁上,每隔 0.5 m 绑扎一次。线圈支架的各梁之间通过角联接块和条形联接块,利用 M8 的螺栓联接,如图 9 所示,线圈整体底部固定。



(a) 角联接块

(a) Angle of the connecting block



(b) 条形联接块

(b) Strip joint block

图 9　联接块

Fig. 9　Join blocks

线圈支架结构材料均为高强度铝型材,材质为 6063 – T5,其截面属性如表 3 所示。高强度铝型材 6063 – T5 的弹性模量 E = 69 GPa,材料密度 2.71×10^3 kg/m^3,泊松比 0.32;条件屈服应力为 110 MPa,抗拉强度为 160 MPa。线圈电缆由于采用质量点简化,其材料参数不予考虑。

表 3　高强度铝型材截面属性

Tab. 3　Section properties of high strength aluminum profiles

型材规格	面积/mm^2	惯性矩或惯性积/mm^4		
		I11	I12	I22
100 mm × 100 mm	3 828	4 139 669	0	4 139 669

3　线圈支架的有限元模型

3.1　模型简化

强磁场发生线圈支架有限元建模过程采用如下简化方法和假设:

1)仅考虑材料的线弹性物理性质,不考虑材料的塑性和应变率效应;

2)线圈支架由多根 100 mm × 100 mm 铝型材组合而成,而铝型材为细长结构,采用梁结构模拟铝型材;

3)线圈电缆等采用质量点模拟,模拟质量和重心位置;

4)不考虑构件安装的初始应力,不考虑加工误差;

5)螺纹联接结构采用 coupling 模拟。

简化后的几何模型如图 10 所示。

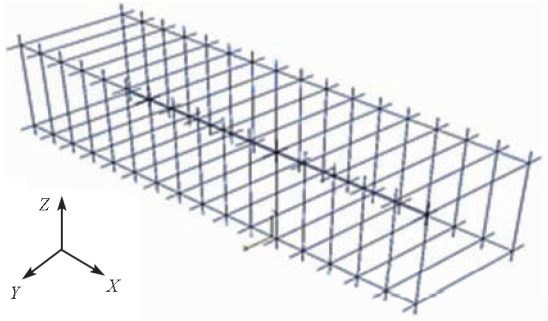


图 10　简化模型

Fig. 10　Simplified model

利用 ABAQUS 对简化后的模型划分网格,网格模型共包括 10 504 个单元,21 080 个节点,其中单元均为 B32 单元。

强磁场发生线圈的电缆在模型简化过程中已由质量点代替。因此,为考核其对线圈支架结构静强度和稳定性的影响,将电缆简化为质量点,并耦合在电缆的固定位置(即电缆绑扎处),线圈电缆的模拟结果如图 11 所示。

3.2　约束条件

根据强磁场发生线圈支架的几何模型可知,其整体通过底部与安装面接触固定。2 m × 2 m × 8 m 规格线圈共有 17 组立柱,在安装时 17

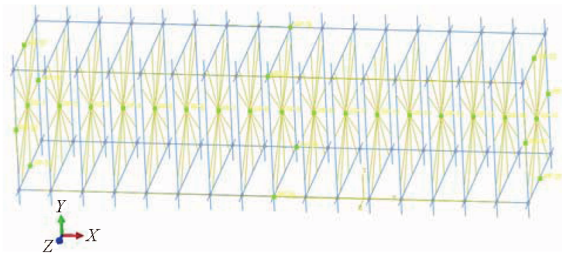


图 11 质量点

Fig. 11 Mass points

组立柱的下表面固定在安装面上。因此,对线圈有限元模型立柱的下端点采取全约束。在仿真计算过程中,强磁场发生线圈支架垂向为 Y 轴方向,支架横向为 Z 轴方向,支架纵向为 X 轴方向。

4 线圈支架系统力学结构分析

4.1 静力分析

依据强磁场发生线圈实际工作状况可知,线圈支架固定于安装面,其实际使用时处于静止状态,主要承受重力作用,故对其结构进行静力分析,评估线圈支架的静强度和刚度是否符合要求。由于模型 Y 轴方向为线圈支架垂向,因此在 Y 轴负向对整个模型添加 10 m/s^2 的重力加速度,计算结果如图 12、图 13 所示。

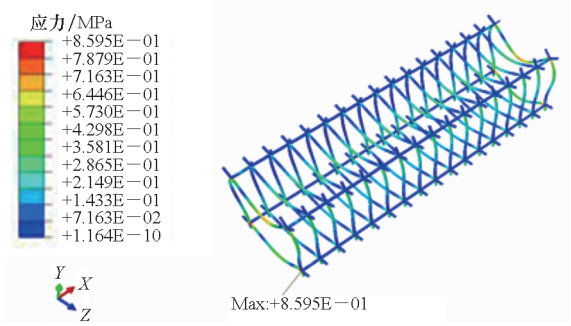


图 12 应力云图

Fig. 12 Stress cloud diagram

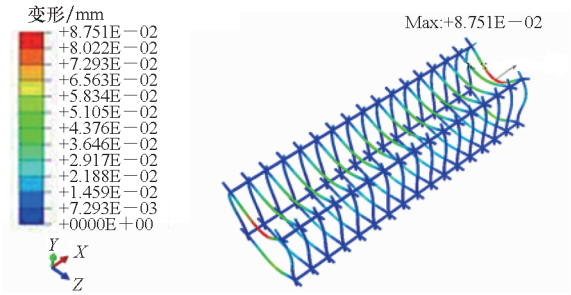


图 13 变形云图

Fig. 13 Deformed cloud image

由图 12、图 13 可知,在静力状态下线圈支架结构除承受自重,还须负载绑扎于线圈支架上的电缆,共 1 663 kg,此时线圈支架的最大应力为 0.86 MPa,最大应力位于线圈支架左前方底部横梁与立柱连接处;整个模型最大变形为 0.09 mm,位于线圈支架右上方横梁中部。

4.2 屈曲分析

消磁线圈支架通过高强度铝型材拼接而成,单根高强度铝型材呈细长杆状。且由于消磁线圈电缆和支架重力因素的影响,消磁线圈支架(尤其是支架立柱)处于受压状态。此时为保证消磁线圈支架在扰动作用下能够保持稳定,须对其稳定性进行分析。因此,将消磁线圈支架底部固定,对支架施加重力载荷,求取其 1 阶、4 阶和 7 阶屈曲因子,结果如图 14 ~ 17、表 4 所示。立柱、横梁编号从右至左依次为第 1 组,第 2 组,…,第 17 组。

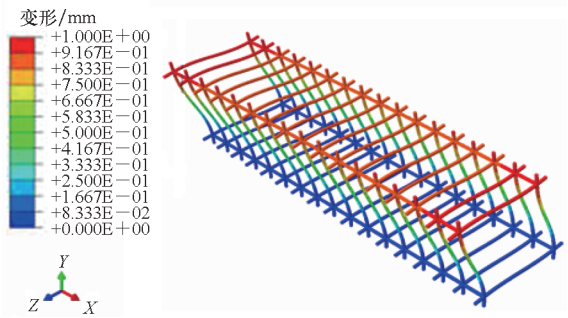


图 14 1 阶屈曲因子

Fig. 14 The first order buckling factor

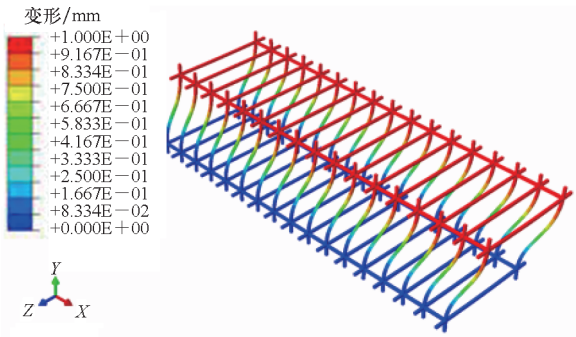


图 15 3 阶屈曲因子

Fig. 15 The third order buckling factor

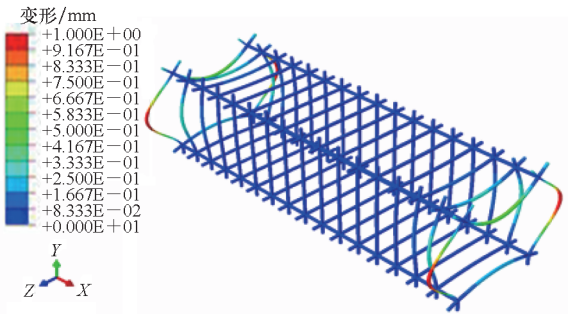


图 16 5 阶屈曲因子

Fig. 16 The fifth order buckling factor

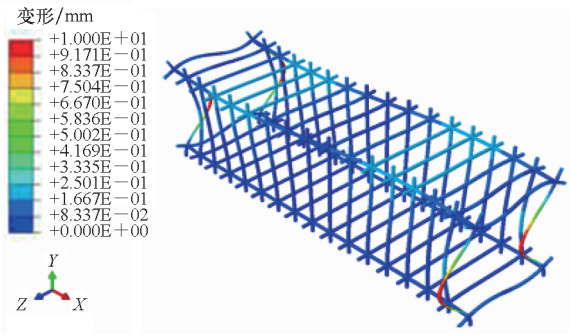


图 17　7 阶屈曲因子

Fig. 17　The seventh order buckling factor

表 4　线圈支架各阶屈曲因子

Tab. 4　Each order buckling factor of coil bracket

阶数	最大屈曲因子	最大变形位置
1	1 040.4	第 1 组右立柱上端点
3	1 395.4	第 1 组右立柱上端点
5	3 074.2	第 17 组右立柱中部
7	3 351.1	第 17 组右立柱中部

4.3　联接件强度校核

横梁与立柱联接如图 18 所示。由图 18 可知，线圈支架的最大应力位于支架左前方底部横梁与立柱连接处，因此须校核横梁与立柱联接处结构强度。横梁通过其两端两个角联接块，利用螺栓固定于立柱上。横梁及其上绑扎的电缆质量共 72.15 kg，即每个角联接块须负荷 36.075 kg。

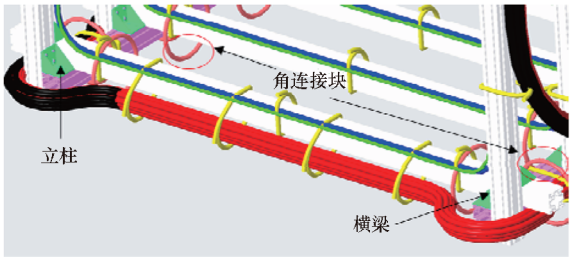


图 18　横梁与立柱联接

Fig. 18　Connection diagram of beam and column

对于单个角联接块，其承受垂向的重力，同时通过立面上四个螺栓固定于立柱上，如图 19 所示。螺栓采用对称布置。此时在重力载荷 G 的作用下，螺栓组联接承受轴向力 $F_{\sum h}$、横向力 $F_{\sum v}$ 和倾覆力矩 M 的作用：

$$\begin{cases} F_{\sum h} = G\sin\alpha = 0\ \text{N} \\ F_{\sum v} = G\cos\alpha = 360.77\ \text{N} \\ M = F_{\sum v} \times \left(25\ \text{mm} + \dfrac{50}{2}\ \text{mm}\right) = 18\,038.38\ \text{N}\cdot\text{mm} \end{cases} \tag{1}$$

其中，$\alpha = 0°$。在轴向力 $F_{\sum h}$ 的作用下，各螺栓承受的工作拉力为：

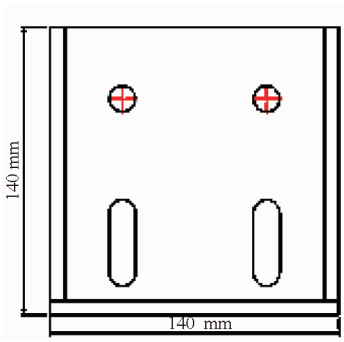
$$F_a = \frac{F_{\sum h}}{z} = 0\ \text{N} \tag{2}$$

其中，z 为螺栓个数。在倾覆力矩 M 作用下，上面的螺栓受到加载作用，下面的螺栓受到减载作用，因此上面的螺栓受力较大，其所承受的载荷为：

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^{z} L_i^2} = \frac{18\,038.38\ \text{N}\cdot\text{m} \times 25\ \text{mm}}{2 \times (25^2\ \text{mm} + 25^2\ \text{mm})} = 180.38\ \text{N} \tag{3}$$

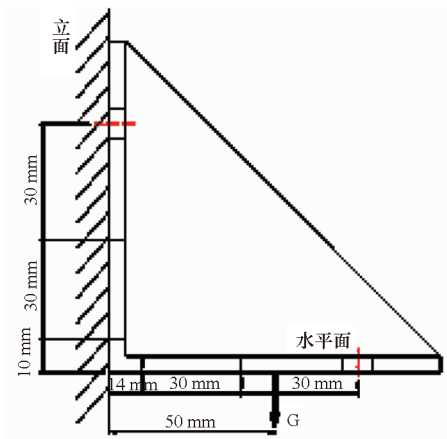
此时上面螺栓受到的轴向工作载荷为：

$$F = F_a + F_{\max} = 180.38\ \text{N} \tag{4}$$



（a）为角联接块受力左视图

（a）Left view of force on angle connection block



（b）为角联接块受力正视图

（b）Front view of force on angle connection block

图 19　角联接块受力示意图

Fig. 19　Schematic diagram of force on angle connection block

在横向力 $F_{\sum v}$ 作用下,角联接块与立柱表面之间有滑移趋势。为保证联接牢靠不滑移,需满足以下条件:

$$f\left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m}F_{\sum h}\right) \geqslant K_s F_{\sum v} \tag{5}$$

根据机械设计手册可知,结合面摩擦系数 $f = 0.16$;$\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 为联接件相对刚度,取 0.7;防滑系数 $K_s = 1.2$。则各螺栓所需要的预紧力为:

$$F_0 \geqslant \frac{1}{z}\left(\frac{K_s F_{\sum v}}{f} + \frac{C_m}{C_b + C_m}F_{\sum h}\right) = \frac{K_s F_{\sum v}}{zf} = \frac{1.2 \times 360.77\ \text{N}}{4 \times 0.16} = 676.44\ \text{N} \tag{6}$$

此时上面每个螺栓受到的总拉力为:

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m}F = 676.44\ \text{N} + 0.7 \times 180.38\ \text{N} = 802.71\ \text{N} \tag{7}$$

在螺栓拧紧过程中,螺栓产生预紧力,同时受到扭转力矩作用,此时螺栓同时产生正应力和切应力。因此螺栓危险截面的拉伸强度需满足:

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_2}{A_s} = \frac{1.3 \times 802.71\ \text{N}}{36.6\ \text{mm}^2} = 28.51\ \text{MPa} \leqslant [\sigma] \tag{8}$$

其中:A_s 为 M8 螺栓的有效截面积,取 36.6 mm^2;$[\sigma]$ 为螺栓的许用应力。由于角联接块与立柱表面之间存在倾覆力矩,联接接合面一端受拉,一端受压。为保证螺栓组联接接合面的工作能力,联接接合面下端的挤压应力需满足:

$$\sigma_{pmax} = \frac{1}{A}\left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m}F_{\sum h}\right) + \frac{My}{I} = \frac{4 \times 676.44\ \text{N}}{100\ \text{mm} \times 100\ \text{mm}} + \frac{18\,038.38\ \text{N} \cdot \text{m} \times 50\ \text{N} \cdot \text{m}}{\frac{100\ \text{mm}}{12} \times 100^3\ \text{mm}} = 0.38\ \text{MPa} \leqslant [\sigma_p] \tag{9}$$

联接接合面上端不能出现间隙,接合面处的挤压应力需满足:

$$\sigma_{pmin} = \frac{1}{A}\left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m}F_{\sum h}\right) - \frac{My}{I} = \frac{4 \times 676.44\ \text{N}}{100\ \text{mm} \times 100\ \text{mm}} - \frac{18\,038.38\ \text{N} \cdot \text{mm} \times 50\ \text{mm}}{\frac{100\ \text{mm}}{12} \times 100^3\ \text{mm}} = 0.16\ \text{MPa} > 0\ \text{MPa} \tag{10}$$

角联接块水平面上四个螺栓受到预紧力和轴向工作载荷作用,此时其单个螺栓轴向工作载荷为 90.19 N。在同等预紧力情况下,角联接块水平面单个螺栓承受的总拉力为 739.57 N。利用上述公式可求得角联接块水平面单个螺栓的危险截面应力为:

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_2}{A_s} = \frac{1.3 \times 739.57\ \text{N}}{36.6\ \text{mm}^2} = 26.27\ \text{MPa} \tag{11}$$

角联接块水平面上四个螺栓的轴向工作载荷小于预紧力,因此不会出现联接接合面脱离的情况,联接牢固。

5 结论

根据结构强度评估准则,将有限元计算的线圈支架结构 Von Mises 等效应力与许用值比较。静载状态下线圈支架的最大 Mises 应力为 0.86 MPa,最大应力远小于 110 MPa,观察模型发现应力较大区域均在线圈支架四角底部横梁与立柱连接处;整个线圈支架最大变形为 0.09 mm,变形较大区域位于线圈支架顶部两端横梁中部。

根据屈曲分析可知,在重力载荷作用下其前 7 阶屈曲因子均较大。其 1 阶屈曲因子为 1 040.4,最大变形位置在第 1 组右立柱上端点,这说明重力载荷作用下消磁线圈支架稳定性较好。

线圈支架最危险的联接结构位于支架底部两端横梁与立柱联接处。横梁两侧各有一个角联接块,分别由角联接块立面和水平面的 8 个 M8 螺栓固定。根据联接件强度校核可知,在重力载荷作用下其立面螺栓的危险截面应力 28.51 MPa;立面联接接合面上端的挤压应力大于 0,接合面未出现间隙;立面联接接合面下端的挤压应力为 0.38 MPa,远小于许用值;水平面螺栓的危险截面应力 26.27 MPa;水平面上四个螺栓的轴向工作载荷小于预紧力,不会出现联接接合面脱离的情况,联接牢固。

通过对分析结果评估发现:

1)消磁线圈支架结构强度充足;

2)为满足磁特性要求,螺栓采用不锈钢材料,其强度符合要求;

3)螺栓须施加足够的预紧力,以保证联接接合面的工作能力。

本文对强磁环境发生装置所用线圈支架进行力学结构仿真及理论计算,整体线圈系统力学结构根据线圈形状进行设计,采用矩形线圈进行强磁冲击系统的搭建。

本文从支架整体结构搭建的仿真模型到实际搭设过程所需联接件的力学计算,完整对照实际搭建线圈系统进行仿真,严格贴合实际应用需求,

仿真结果可直接在实际线圈支架搭建中应用,具有针对性和一致性。仿真及理论计算结果表明,强磁场发生线圈支架设计结构合理,选材得宜,兼顾了功能与价格,具有高性价比的优点,良好的力学结构为后续搭建线圈系统,打下了坚实的基础。

参考文献(References)

[1] 柴长青. 浅析机械设计制造及其自动化的特点与优势及发展趋势[J]. 纳税, 2017(6): 111.
CHAI C Q. Advantages and development trend of mechanical design, manufacturing and automation [J]. Tax Paying, 2017(6): 111. (in Chinese)

[2] 郭浩, 黄勤, 孙丽娟, 等. 某双排轻卡驾驶室结构力学性能仿真研究[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(24): 114 - 116.
GUO H, HUANG Q, SUN L J, et al. Simulation study on mechanical properties of a commercial double row light truck cab[J]. Automobile Applied Technology, 2020, 45(24): 114 - 116. (in Chinese)

[3] 董立立, 赵益萍, 梁林泉, 等. 机械优化设计理论方法研究综述[J]. 机床与液压, 2010, 38(15): 114 - 119.
DONG L L, ZHAO Y P, LIANG L Q, et al. Review on theory and approach of mechanical optimization design[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(15): 114 - 119. (in Chinese)

[4] 张江林, 桂康, 邓小雷, 等. 基于 RSM 的鱼蛋撒料生产线模块化支架优化设计[J]. 计算机仿真, 2020, 37(10): 217 - 220, 262.
ZHANG J L, GUI K, DENG X L, et al. Optimization design of modular support structure for fish egg machine based on response surface methodology [J]. Computer Simulation, 2020, 37(10): 217 - 220, 262. (in Chinese)

[5] 杨山岗. 连续箱梁桥支架设计及力学性能检算研究[J]. 交通世界, 2020(29): 140 - 141.
YANG S G. Research on design and mechanical performance checking of continuous box girder bridges[J]. TranspoWorld, 2020(29): 140 - 141. (in Chinese)

[6] 施云高, 杨爽, 陈红, 等. 基于有限元法的轻量化支架力学分析[J]. 机械制造, 2020, 58(8): 10 - 13, 57.
SHI Y G, YANG S, CHEN H, et al. Mechanical analysis of lightweight support based on finite element method [J]. Machinery, 2020, 58(8): 10 - 13, 57. (in Chinese)

[7] 高芮宁, 李祥. 径向梯度多孔支架设计与力学性能分析[J]. 机械工程学报, 2021, 57(3): 220 - 226.
GAO R N, LI X. Design and mechanical properties analysis of radially graded porous scaffolds[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(3): 220 - 226. (in Chinese)

[8] NORMAN D A, ORTONY A, RUSSELL D M. Affect and machine design: lessons for the development of autonomous machines[J]. IBM Systems Journal, 2003, 42(1): 38 - 44.

[9] GRZANCIC G, BECKER C, HERMES M, et al. Innovative machine design for incremental profile forming [J]. Key Engineering Materials, 2014, 622/623: 413 - 419.

[10] ETESAMI F, GRIFFIN T. Characterizing the accuracy of FDM rapid prototyping machines for machine design applications [C]//Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2013.

[11] 吴伟伟, 唐任仲, 侯亮, 等. 基于参数化的机械产品尺寸变型设计研究与实现[J]. 中国机械工程, 2005, 16(3): 218 - 222.
WU W W, TANG R Z, HOU L, et al. Research & realization on the variant design of mechanical products based on parametric techniques[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(3): 218 - 222. (in Chinese)

[12] 程耿东, 顾元宪, 王健. 我国机械优化研究与应用的综述和展望[J]. 机械强度, 1995, 17(2): 68 - 74.
CHENG G D, GU Y X, WANG J. A prospective review on research and application of optimal design of mechanical systems in China[J]. Journal of Mechanical Strength, 1995, 17(2): 68 - 74. (in Chinese)

[13] 赵韩, 王勇, 田杰. 磁力机械研究综述[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 31 - 36.
ZHAO H, WANG Y, TIAN J. Review of study on magnet machine and mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 31 - 36. (in Chinese)

[14] 徐燕申, 张学玲. 基于 FEM 的机械结构静、动态性能优化设计[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(5): 517 - 520.
XU Y S, ZHANG X L. Optimum design of static and dynamic properties of mechanical structure based on FEM[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(5): 517 - 520. (in Chinese)

[15] 蒋志. 基于 Ansys workbench 康复训练支架的有限元分析[J]. 科学技术创新, 2021(5): 78 - 79.
JIANG Z. Finite element analysis of rehabilitation training support based on Ansys workbench [J]. Scientific and Technological Innovation, 2021(5): 78 - 79. (in Chinese)

[16] 李西锋, 温生权, 刘伟, 等. 高寒地区全预制跨线桥梁支架设计与力学性能分析[J]. 智能城市, 2021, 7(3): 46 - 48.
LI X F, WEN S Q, LIU W, et al. Design and mechanical performance analysis of fully prefabricated overpass bridge supports in alpine regions[J]. Intelligent City, 2021, 7(3): 46 - 48. (in Chinese)