DOI: 10.19659/j.issn.1008-5300.2020.04.001

某车载雷达俯仰平衡机构设计*

严荣军

(中国电子科技集团公司第二十研究所,陕西西安 710068)

摘 要:为实现某车载雷达天线阵面在运输状态和工作状态下的俯仰翻转功能,设计了俯仰平衡机构。扭簧和 四连杆相结合的力矩平衡机构平衡天线阵面的重力矩, 蜗轮蜗杆与俯仰电机等结合的锁定及驱动机构实现对天 线阵面的位置锁定及翻转驱动。对扭簧和四连杆的结构设计及分析表明, 力矩平衡机构能够平衡天线阵面的重 力矩, 从而使得锁定及驱动机构承载较小, 能够满足翻转机构的轻量化、快速响应性和易维护性等设计要求。 关键词:车载雷达; 俯仰平衡机构; 结构设计

中图分类号: TN957.2 文献标识码: A 文章编号: 1008-5300(2020)04-0001-04

Design of Pitch Balance Mechanism of a Vehicle-mounted Radar

YAN Rongjun

(The 20th Research Institute of CETC, Xi'an 710068, China)

Abstract: In order to achieve the pitch switching function of the antenna array of a vehicle-mounted radar at transportation status and working status, a pitch balance mechanism is designed. The torque balancing mechanism combining torsion spring and four-bar linkage balances the gravity torque of antenna array. The lock and drive mechanism combining worm & worm gear and pitch motor realizes the position locking and switch drive of antenna array. The structural design and analysis of the torsion spring and the four-bar linkage indicate that the torque balancing mechanism can balance the gravity torque of antenna array, which makes the lock and drive mechanism bear less load. The design requirements of the pitch switching mechanism, such as lightweight, quick response and easy maintenance are satisfied.

Key words: vehicle-mounted radar; pitch balance mechanism; structural design

引 言

由于运输高度的限制,一般要求车载雷达天线阵 面具有翻转功能。雷达工作时天线阵面需架设到一定 俯仰角度,运输时天线阵面撤收到水平状态,避免超 高,因此天线阵面需要有一套结构紧凑、可靠的俯仰 翻转机构辅助完成翻转^[1]。同时相对于其他安装平 台,车载雷达对翻转机构的轻量化、快速响应性和易 维护性设计等提出了更高的要求。

某小型车载雷达要求天线阵面具有俯仰翻转功 能,实现对目标的搜索、跟踪以及天线架撤动作,但 运载平台对雷达重量的限制极其严格。俯仰翻转机构 采用常规的电动及液压驱动机构时,大量元器件及结 构件导致重量无法保证。因此,本文采用一种扭簧、 四连杆和蜗轮蜗杆等机构结合的形式,组成俯仰平衡 机构,以满足严格的重量限制要求,同时它还具有较 好的快速响应性和维护性。

1 俯仰平衡机构简介

某小型车载雷达的俯仰平衡机构(图1)安装在 车载平台上,其结构组成见图2。俯仰平衡机构由俯 仰框架、连杆、扭簧、翻转架、扇齿轮对、蜗轮蜗杆 及电机等组成。其中扭簧、四连杆及翻转架构成力 矩平衡机构。另一侧蜗轮蜗杆减速器、电机、扇齿轮 对、俯仰转轴及翻转架构成锁定及驱动机构。

俯仰框架采用型材焊接和蒙皮密封的结构,支撑 天线及俯仰传动部件。力矩平衡机构主要平衡天线阵 面的重力矩。锁定及驱动机构利用蜗轮蜗杆减速器的 自锁功能,配合驱动电机实现天线阵面俯仰翻转的驱 动及位置锁定功能。

2 受力分析

俯仰平衡机构的工作范围为0°~90°,设天线架 设为竖直状态时俯仰角为0°。雷达天线工作时俯仰

* 收稿日期: 2020-06-15

平衡机构主要受到风载荷和天线的重力载荷两部分载荷作用。



图 1 俯仰平衡机构位置



图 2 俯仰平衡机构结构组成

2.1 俯仰风力矩

俯仰风力矩主要由风力产生。将天线阵面简化为 长方体结构,参考平板天线风力中心的风力 *F*_D 和力 矩 *M*₁ 的计算公式:

$F_{\rm D} = C_{\rm D} \, q \, A \cos \theta$

$$M_1 = F_{\rm D}L_1\cos\theta = C_{\rm D}\,q\,A\,L_1\cos^2\theta$$

式中: $q = \frac{1}{2\rho v^2}$ (ρ 为空气密度, 1.25 kg/m³; v 为工 作风速, 20 m/s); A 为天线迎风面积, 1.1 m²; C_D 为天线风阻力系数, 1.12; L_1 为风力中心到俯仰转轴 的距离, 0.5 m; θ 为俯仰角度, 0° ~ 90°。经计算, 俯仰风力矩 $M_1 = 154 \cos^2 \theta$ 。

2.2 重力矩

天线完成翻转后,俯仰平衡机构还需平衡天线的 重力矩^[2] M_G,计算公式如下:

$$M_{\rm G} = GL_2 \sin \theta$$

式中: G为天线重力, 2450 N; L_2 为重心到俯仰转轴的距离, 0.5 m。 $M_{\rm G} = 1225 \sin \theta$ 。

雷达天线架设时,俯仰力矩主要由俯仰风力矩和 重力矩构成,顺风架设时需要平衡的俯仰力矩为:

 $M_{\rm D} = M_{\rm G} - M_1 = 1\,225\sin\theta - 154\cos^2\theta$

逆风架设时需要平衡的俯仰力矩为:

 $M_{\rm D} = M_{\rm G} + M_1 = 1\,225\sin\theta + 154\cos^2\theta$

其中风力矩为随机载荷,与工作环境相关。重力矩为 三角函数规律的确定载荷。

3 俯仰平衡机构设计

俯仰平衡机构由力矩平衡机构和锁定及驱动机构 构成。力矩平衡机构平衡天线的重力矩,锁定及驱动 机构平衡随机风力矩并驱动天线翻转。

3.1 力矩平衡机构设计

力矩平衡机构由扭簧和四连杆部件组成^[3]。扭 簧与驱动曲柄连接,连杆与翻转架和天线连接。俯仰 翻转过程中,天线的重力势能和扭簧的弹性势能相互 转换。天线在翻转过程中,天线重力矩与俯仰角θ遵 循三角函数规律:

$$M_{\rm G} = GL\sin\theta$$

式中,L为天线重心到转轴的距离。扭簧的扭矩T与 扭转角 φ 遵循线性规律:

$$T = K\varphi$$

式中, K 为扭簧刚度。对比发现 M_G 和 T 无法实现 完全平衡,不平衡力矩较大且分布极不均匀,如图 3 所示。



图 3 俯仰载荷变化规律

研究及相关文献^[1,4-5]表明,利用具有一定函数 关系的四连杆机构,可以对扭杆的输出扭转力矩进行 变换,将扭簧的线性输出变换为三角函数规律输出, 从而与重力矩的三角函数规律较好拟合,理论上可以 完全平衡重力矩。

3.1.1 四连杆设计

将扭簧、四连杆机构和天线简化为图4所示的平衡机构^[6]。设天线的俯仰角为θ,扭簧的转角为φ, 以天线俯仰角0°作为起始位置,并假设任意位置处 作用在天线上的重力矩和扭转力矩平衡^[4]。



图 4 俯仰平衡机构运动简化图

按虚功原理可得重力矩 *M*_G 和扭簧扭矩 *T* 的关系如下:

$$M_{\rm G} \,\mathrm{d}\theta = T \,\mathrm{d}\varphi$$

即:

$$GL\sin\theta \,\mathrm{d}\theta = K\varphi \,\mathrm{d}\varphi$$
$$\int_0^\theta GL\sin\theta \,\mathrm{d}\theta = \int_0^\varphi K\varphi \,\mathrm{d}\varphi$$
$$GL(1-\cos\theta) = \frac{1}{2}K\varphi^2$$
$$\varphi = \sqrt{\frac{2GL}{K}(1-\cos\theta)}$$
$$T = K\varphi = \sqrt{2KGL(1-\cos\theta)}$$

由此可见,在扭簧与天线阵面中间增加一定规律的 四连杆机构可以对扭簧扭矩与俯仰角建立余弦函数 关系。

四连杆的长度比例通过计算机辅助优化设计按 照图 5 中推荐的比例选取^[4,7],能够使得四连杆机 构在 0°~90°工作范围内的残余不平衡力矩小于 最大不平衡力矩的 0.012%,具有较高的精度。本 方案中取四连杆机构的 4 个杆长为 $L_3 = 250$ mm, $L_4 = 280$ mm, $L_5 = 334$ mm, $L_6 = 180$ mm。 3.1.2 扭簧设计

天线翻转过程中,连杆 L₅上同时受到扭簧扭 矩和天线重力矩作用,设作用力分别为 F_T和 F_G,



图 5 四连杆结构尺寸及受力分析

力臂分别为 L_7 和 L_8 ,如图5所示。由连杆的受力平衡条件:

 $F_{\rm G} = F_{\rm T}$

即:

$$\frac{M_{\rm G}}{L_8} = \frac{T}{L_7}$$

则:

$$K = \frac{GL_2L_7\sin\theta}{\varphi L_8}$$

通过计算,扭簧刚度值与俯仰角θ的函数关系如 图6所示,趋近为恒定值。因此通过四连杆的转换, 在完全平衡重力矩时,能将扭簧的刚度值变换为不随 俯仰角度变化的常数值,为扭簧刚度设计提供设计参 数。为使扭簧四连杆机构能够充分平衡天线部分的重 力矩,扭簧设计刚度可取平均值40.31。



扭簧采用弹簧钢钢板叠加组成。根据材料力学中 矩形截面轴扭转变形计算方法,理论上扭簧扭转角度 φ与扭矩 T 的关系式如下^[8]:

$$\varphi = \frac{nTl}{G_{\rm m}\beta hb^3}$$

则扭簧刚度为:

$$K = \frac{T}{\varphi} = \frac{G_{\rm m}\beta hb^3}{nl}$$

• 3 •

式中: *n* 为钢板层数; *l* 为钢板长度; *b* 为短边尺寸; *h* 为长边尺寸; β 为扭转系数; *G*_m 为钢板切变模量。 扭簧刚度 *K* 在扭簧设计时取上述平均值 40.31。

将上述已知条件带入公式计算可得扭簧钢板的结 构参数需满足下式:

$$\frac{nl}{hb^3} = 6.1957 \times 10^8$$

取其中一组设计尺寸为n = 8, l = 400 mm, b = 5 mm, h = 41.5 mm。此时扭簧刚度K = 40.49, 理论输出扭矩为:

$$T = 40.49\varphi$$

根据上述参数设计的扭簧外形尺寸如图7所示, 质量约为15 kg。



图 7 扭簧结构图

3.1.3 载荷验证

当扭簧与四连杆连接为一体后,两者联合作用在 天线支撑点的翻转平衡力矩为:

$$T' = \frac{40.49L_8}{L_7}\varphi$$

经计算,俯仰平衡机构俯仰角从0°到90°变化过程中,力矩平衡机构各部分负载值对比如表1及图8 所示。

表 1	力矩平衡机构各部分受力计算

俯仰角 θ/(°)	扭簧扭转角 $\varphi/(^\circ)$	扭簧扭矩 /(N·m)	重力矩 /(N·m)	翻转平衡力矩 / (N·m)	剩余不平衡力矩 /(N·m)
0	0	0	0	0	0
10	7.30	295.58	213.57	214.45	0.88
20	14.51	587.51	419.69	421.50	1.81
30	21.61	874.99	613.06	615.51	2.45
40	28.56	1156.39	787.83	791.19	3.36
50	35.28	1428.49	938.68	943.31	4.63
60	41.70	1688.43	1061.04	1064.87	3.83
70	47.84	1937.04	1151.20	1155.50	4.30
80	53.58	2169.45	1206.41	1213.29	6.88
90	58.96	2387.29	1225.00	1231.73	6.73



图 8 力矩平衡机构各部分载荷对比

由数据分析可知,力矩平衡机构基本能够平衡天 线部分的重力矩,俯仰剩余不平衡力矩较小。通过进 一步优化扭簧结构参数,能够完全平衡天线重力矩, 实现预期功能目标。

3.2 锁定及驱动机构设计

锁定及驱动机构主要平衡随机的风力矩及剩余不 平衡力矩^[9]。根据受力分析可知随机风力矩为:

$$M_1 = 154\cos^2\theta$$

因此当俯仰角为0°,即天线竖直状态时,俯仰风力矩 最大,极端情况下可达154 N·m。此外,本机构还会 承载力矩平衡机构部分的剩余不平衡力矩。综合计算 可得,极端条件下最大载荷 $M_{\text{max}} \approx 161 \text{ N·m}$ 。

蜗轮蜗杆机构减速比和齿轮传动减速比分别为 69.75 和 2.5,传动效率分别按照 0.8 和 0.9 计算,则 电机额定转矩为:

$$T_{\rm d} = \frac{161}{2.5 \times 69.75 \times 0.9 \times 0.8} = 1.28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

选择某交流伺服电机的参数为:额定转矩 2.39 N·m,额定功率 0.75 kW,满足功能要求。

4 结束语

某车载雷达天线的俯仰平衡机构采用焊接支撑框架、力矩平衡机构和锁定及驱动机构组合构成。通过 对扭簧及四连杆的理论计算、设计和对比验证发现, 扭簧和四连杆的组合结构形式能够平衡天线阵面的 (下转第12页)



图 8 实测数据图

6 结束语

本文创新性地采用集成化设计方法,在小体积范 围内实现了多部件的组件结构功能布局,并在此基础 上进行了电讯仿真、耐功率设计及材料选型等研究,

(上接第4页)

重力载荷。非极端工况下,另一侧的驱动功能单元承 受的载荷较小,各构成部件的强度及驱动力矩要求较 小,重量和体积可得到极大降低,能够满足轻量化和 快速响应性要求。同时俯仰平衡机构各部分组成及结 构简单,具有较好的维护和维修性,满足任务要求。

参 考 文 献

- [1] 王力生. 扭杆平衡机构在大型车载天线中的应用及优化 [J]. 现代电子技术, 2005(7): 111-113.
- [2] 郭连忠,石明全. 某发射装置串联式扭杆平衡机的设计 [J]. 机械, 2011, 39(2): 54-59.
- [3] 文航凌. 某新型天线翻转机构的设计及优化[D]. 成都: 电子科技大学, 2013.

最终成功研制了满足高功率、高集成度、低成本等要 求的 X 波段环行限幅组件。组件的性能指标全部达 标,制作的实物样机也通过了试验验证。在后续工作 中,考虑进一步将多个环行限幅组件模块设计到一个 框架之下,以增加组件的一致性,并进行更高功率的 设计研发(此项研究工作已开展)。

该组件的成功研制为进一步开展高集成度、高功 率器件研制积累了经验,其设计方法对以后类似项目 的研发具有一定的参考价值。

参考文献

- [1] 魏克珠, 蒋仁培, 李士根. 微波铁氧体器件新技术与应用 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2013.
- [2] 沈维福. 微波铁氧体带线环行器设计要点[J]. 磁性材料 及器件, 2018(4): 245-246.
- [3] 陈宁. X 波段宽带微带隔离器环行器组件仿真设计和实现 [D]. 成都: 电子科技大学, 2011.
- [4] 夏瑞青, 彭承敏, 徐榆. L 波段高功率同轴环行器的设计 [J]. 通讯世界, 2019(3): 63-69.
- [5] 洪伟. Ka 波段一体化波导环行器设计[J]. 磁性材料及器件, 2019(4): 56-58.
- [6] 范宇,周雁翎. 易集成的 S 波段小型化环行器的研制 [J]. 雷达与对抗, 2009(2): 32-34.
- [7] 冷献春. 高功率带线环行器设计的几个技术问题[J]. 磁 性材料及器件, 2013(5): 77-79.
- [8] 许越宁. 一种高功率铁氧体环行器结构设计[J]. 电子机 械工程, 2011(5): 19-21, 56.

黄 涛 男, 1988年生, 硕士, 工程师, 主要从 事结构设计工作。

.....

- [4] 吴凤高. 天线座结构设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [5] 丁正胤. 某发射装置扭板式平衡机的设计[J]. 上海航天, 2003(6): 28-32.
- [6] 张鹏, 范树迁, 石明全. 某扭杆式双向平衡机设计及试验 分析[J]. 机械设计与制造, 2011(2): 11-14.
- [7] 王旦容,杨红梅. 平面四连杆机构的 MATLAB 仿真教学 法[J]. 天津职业大学学报, 2006, 15(5): 48-50.
- [8] 单辉祖. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [9] 万福昌. 一种简单的雷达天线平衡机构 [J]. 现代雷达, 1996, 18(2): 82-104.

严荣军 男,1988年生,硕士,工程师,主要从 事雷达结构与传动的研究工作。