摘　要

随着我国人口老龄化程度加深，老年人外出购物与携带物品不便的问题日益突出。本文面向“陪伴出行与辅助载物”这一应用需求，对助老载物球形轮全方位移动机器人开展结构设计。首先结合课题任务书，分析了助老载物机器人在平地行驶、爬坡与越障等方面的基本指标，梳理了球形轮全向移动与载物机构相关的国内外研究进展；在此基础上确定了总体方案，即由箱体与支架构成主要承载结构，由多组电机—锥齿轮—同步带机构驱动球轮实现全方位移动，并辅以液压构件与插销类连接件实现姿态或功能调节，舵机盘等零件用于执行端布置。论文对行走传动部分进行了负载估算与电机选型说明，对同步带传动与锥齿轮几何参数进行了设计计算，对箱体、横支撑与支撑架等关键承载件给出了结构参数与连接方案，并对典型轴段进行了扭转强度与刚度校核。在此基础上建立三维数字样机，按设计参数完成二维工程制图，并汇总标准件选用。研究表明，该结构方案能够在满足助老载物功能定位的前提下，实现各模块分工明确、装拆维护方便、传动路线清晰，为后续控制与样机试制奠定机械基础。

关键词：助老载物；球形轮；全方位移动；结构设计；传动系统

Abstract

With the deepening of population aging, inconvenience in shopping and carrying goods has become increasingly prominent among the elderly. Aiming at the application scenario of accompanying outdoor activities and assisting cargo carrying, this paper carries out structural design for an elderly-assist omni-directional mobile robot supported by spherical wheels. Combined with the task specification, basic performance requirements such as motion on flat ground, climbing and obstacle crossing are analyzed, and related domestic and foreign research progress on spherical omni-directional locomotion and carrying mechanisms is reviewed. On this basis, an overall scheme is determined: the main carrying structure is composed of a box body and brackets; multiple motor–bevel gear–timing belt trains drive ball wheels for omnidirectional mobility; hydraulic components and pin-type connections assist posture or functional adjustment; and parts such as servo disks are arranged for execution ends. The thesis presents load estimation and motor selection for the driving subsystem, design calculation for timing belt transmission and bevel gear geometry, structural parameters and connection schemes for key load-bearing parts including the box, transverse braces and support frames, and torsional strength and stiffness checks for representative shaft segments. The design is expressed by three-dimensional assembly models and two-dimensional part drawings, and statistics of standard parts are provided. The results show that the proposed structure can meet the functional positioning of elderly assistance and cargo carrying, achieve clear module division, convenient assembly and maintenance, and a clear transmission route, laying a mechanical foundation for subsequent control integration and prototype fabrication.

KEYWORDS： Elderly assist; Spherical wheel; Omnidirectional mobility; Structural design; Transmission system

目录

摘　要 1
Abstract 2
第 1 章 绪论 5
1.1 助老载物机器人研究的背景与意义 5
1.2 球形轮全向移动载物机器人的国内外研究现状 6
1.2.1 国外研究现状 6
1.2.2 国内研究现状 7
1.3 本论文主要研究内容 7
第 2 章 总体结构设计 9
2.1 设计需求分析 9
2.2 主要性能与结构参数范围 9
2.3 助老载物机器人的功能组成与工作原理 10
2.4 装置整体布局与模块化划分 10
第 3 章 行走与传动系统设计 12
3.1 行走传动方案研究与确定 12
3.2 行走传动设计计算 13
3.2.1 负载估算 13
3.2.2 驱动电机选型 14
3.2.3 同步带及带轮参数 16
3.2.4 锥齿轮设计 17
3.2.5 同步带长度与中心距的校核式 17
3.2.6 球轮与地面附着 18
3.3 行走驱动轴系设计 18
3.3.1 轴材料选择 18
3.3.2 按扭转强度初算轴径 18
3.3.3 扭转刚度校核 19
第 4 章 箱体与支撑结构设计 22
4.1 箱体结构方案 22

4.2 横支撑与支撑架结构 22
4.3 舵机盘及接口设计 24
4.4 连接与密封、人机因素考虑 25
第 5 章 辅助承载与标准件选用 26
5.1 液压构件与插销类零件布置 26
5.2 轴承与轴端挡盖选用 26
5.3 螺纹连接与强度简要校核 27
5.3.1 剪切与挤压的估算式 27
5.3.2 M6 螺钉数量级 27
5.3.3 装配物料 27
5.4 装配工艺性与试验建议 28
第 6 章 总结与展望 30
6.1 总结 30
6.2 展望 30
参考文献 31
致　谢 33

第 1 章 绪论

1.1 助老载物机器人研究的背景与意义

人口老龄化是我国社会发展的重要趋势之一。随着年龄增长，部分老年人在商场、超市与菜市场等场景中进行较长距离步行与物品提携时会面临体力不足、间歇休息需求增加等实际困难；子女因工作节奏加快也难以及时陪伴完成上述活动。服务机器人技术的进步使“可陪伴外出并分担载物重量”的助老装备具备工程可实现性。与固定式辅助器械相比，移动机器人能够在复杂地面条件下随人行走，通过合适的载物空间帮助携带米面蔬菜与日用品，从而在尊重老年人自主出行的同时降低跌倒与劳损风险[12][20]。

在众多移动机器人底盘形式中，基于球形轮（或球轮副件）实现全方位运动的结构具有良好的紧凑性与转向灵活性，可在狭窄通道中完成平移与旋转组合动作，契合超市、社区道路等典型场景。与此同时，载物功能要求机体具备足够的容积与刚度，并保证货物在爬坡、越过门槛或减速带等短时冲击工况下不易滑落。本文聚焦于机械结构本身，目标是形成一套零件关系清晰、加工工艺可行、强度储备合理的总体方案，为后续电气控制与人机交互设计提供硬件载体。从教学环节看，该课题有助于把机械原理、机械设计、材料与公差、零部件选型等课程内容串联起来，训练工程问题抽象、方案比较与图样表达等能力。应用背景若需配图，下列占位仅对应场景类插图，不承载本文结构设计内容。



图 1-1 老人推购物车

1.2 球形轮全向移动载物机器人的国内外研究现状

1.2.1 国外研究现状

球形轮移动机器人 Ballbot 以及类似构型在国外较早受到关注，其共同特征是利用球体作为地面接触与滚动元件，通过内部驱动机构对球体施加多维力矩以实现平衡与移动。该类系统在自平衡、动态稳定控制方面研究较多，强调传感器融合与非线性控制律设计；对机械结构而言，关键在于驱动单元布局、轻量化与维护开口设计。相关研究通常将球体姿态与机体姿态耦合建模，验证在平地上保持竖直或小倾角稳定运行的可行性，并逐步扩展到越障、上坡等更苛刻工况[2]。

与全向轮麦克纳姆轮等相比，球形轮与地面单点接触形式在某些意义上降低了侧向滑移控制的复杂性，但对驱动力矩传递机构提出了更高要求：需要在有限空间内布置多自由度驱动，并保证足够的传动效率与噪声水平。工程上亦出现以专利形式公开的球面滚动移动机构与测速方法，为结构设计提供了可检索的参照[1]。

面向“载物”的应用场景，国外更多以物流 AGV、陪护机器人平台为载体研究结构可靠性、能耗与安全性。其共同点在于：底盘动力子系统模块化、上层托盘或箱体与底盘解耦、关键紧固采用防松与冗余。尽管在助老场景[10][11]中文化

与社会因素不同，但其对“结构件可维护性”“易损件快换”的强调对本文仍具借鉴意义。

1.2.2 国内研究现状

国内对服务机器人、载物小车与 AGV 的研究近年来增长较快。面向仓储与物流的 AGV 路径规划与运动控制研究较为丰富，对车体框架、驱动轮布置与避障结构也有成熟经验可借鉴[10][11]。与此同时，“载物”功能更贴近民用场景的研究，例如户外智能载物小车、具自动调平载物功能的机器人等，也逐步把结构减振、质心高度控制与防倾覆纳入设计指标[12][20]。

在移动机构方面，六足、轮腿混合与全向轮方案在特种地形中具有优势，但往往伴随机构复杂、成本较高等问题；相较之下，面向社区与室内平坦地面的助老载物平台更强调“结构简洁、噪声低、易维护”。爬楼运输机器人等作品强调楼梯与坡道工况，对驱动与锁止机构提出了不同约束[6]，提醒本设计在宣称爬坡与越障能力时需与结构可实现功率、接地比压等匹配，避免指标空泛。

综合来看，国内已有大量机器人结构与载物装置研究成果，但将“球形轮全方位移动”与“助老爱老的载物服务”在同一套机械方案中系统集成表达的工作仍相对分散。许多文献更偏算法与路径规划，本科层面的结构设计往往需要把传动路线、承载件与标准件体系一次说清，使理论计算、方案参数与工程表达一致。基于此，本文围绕任务书给定的方向，对关键承载件与传动件开展参数化设计与校核，并形成可落地的结构尺寸与选用结论。

1.3 本论文主要研究内容

本设计以助老载物球形轮全方位移动机器人为对象，完成结构与传动设计，主要工作如下：

1）依据任务书要求，明确机器人在平地行驶、爬坡与越障方面的基本设计目标，给出总体结构模块划分与工作原理描述。

2）完成行走与传动系统设计：在估算总质量与行驶阻力的基础上进行驱动电机选型；围绕同步带与锥齿轮组合传动，完成带长、节距与锥齿轮参数等计算；对驱动相关轴段进行扭转强度与刚度校核。

3）完成箱体与支撑结构设计：确定箱体外形尺寸与主要壁厚、安装接口布置；设计横支撑与支撑架等构件，明确舵机盘类零件与执行端接口关系，保证载

物空间与结构刚度。

4）对液压辅助件、插销连接、深沟球轴承与轴端挡盖等标准件进行选用与布置说明，保证装配可行性与维护性。

5）对设计工作进行总结，并展望后续在轻量化、密封与人机工学方面的改进方向。

第 2 章 总体结构设计

2.1 设计需求分析

助老载物场景对机器人提出的需求可分为三类。

其一为机动性需求。机器人应能在平地连续运行并具备转向与横向移动能力；在坡度有限的坡道、室内门槛或小型减速带等障碍场景下，应能通过驱动能力与底盘干涉尺寸实现一定爬坡与越障。该需求决定了行走子系统必须具备充足驱动力矩与地面附着力判据，并在结构上避免球轮罩与机体对行走产生过度束缚。

其二为载物与安全性需求。箱体应提供合理容积以容纳常见购物袋与小件物品，结构应具有一定刚度以抑制急停与转向时的晃动；重要连接处采用螺纹防松与人机可触及表面圆角，避免割伤。参考同类载物小车研究，载物质心高度与轮距、支撑宽度之间的关系需要在说明书中有所体现，以降低侧翻风险[20]。

其三为可维护性需求。驱动电机、同步带与轴承等属于维护关注件，结构上应留出可调节张紧、可拆端盖与可达螺纹孔；箱体上布置螺纹孔时应尽量减少薄壁处集中受载，必要时以角部加强或局部加厚实现载荷传递。该原则亦与 AGV 类结构工程经验一致[10][11]。

2.2 主要性能与结构参数范围

结合课题任务书，本设计将地面类型以“社区、商超周边常见硬化路面与室内地砖”作为主要工作对象；爬坡能力与老年人常见步行速度相匹配，以低速、短时爬坡为描述口径，具体坡度指标应由电机输出扭矩、球轮接地法向力与滚动阻力联合校核后在说明书中给出范围化表述。越障以门槛、线缆盖板等低矮障碍为目标对象，强调底盘接近角与轮径匹配，而非野外越障。

结构参数方面，经载物容积与底盘布置核算，箱体总体外形尺寸确定为约：长 250 mm、宽 225 mm、高 155 mm，并与横支撑长度方向约 270 mm、170 mm 的布局相协调，形成闭合框架；支撑架与箱体之间采用 M6 级紧固件组合，满足一般承载与紧固力矩要求。行走传动链经带轮中心距与传动比拟定后，取闭合同步带节线长度 L=408 mm；锥齿轮在体积与强度平衡下选用模数 m=2、齿数 z=20 的圆锥齿轮配对，以利于小空间换向传动。

2.3 助老载物机器人的功能组成与工作原理

本机器人由行走驱动子系统、承载子系统与辅助调节子系统组成。行走驱动子系统包含电机、联轴器、传动轴套、锥齿轮副、同步带传动、球轮及罩壳等；电机输出经锥齿轮换向与减速后再由同步带将运动传递至轮端，实现球轮滚动。承载子系统包含箱体、横支撑、支撑架与相关连接件，用于形成载物空间并把地面冲击与振动以框架方式分配；舵机盘等结构用于与执行端接口或功能模块相连。辅助调节子系统包含液压杠与插销及其挡圈等，用于实现特定姿态保持或机构锁定，具体行程与锁止策略由总体布置决定。

工作时，由控制系统协调多组电机输出，使机器人在平面内实现期望的运动合成；载物置于箱体内并尽量靠近低质心位置；遇到小障碍时，依靠驱动裕量与底盘几何通过；需要俯仰或局部调节时，由液压与插销机构协同实现限位与承载转换。

2.4 装置整体布局与模块化划分

整体布局遵循“上层载物、中层传力、下层行走”的思路：箱体位于上方或中部外侧以方便投放与取出物品；行走机构分布于下方，使支撑架与横支撑形成闭合框架并对箱体四角或长边形成有效约束。模块化划分为：

1）底盘与球轮驱动模块；

2）同步带与锥齿轮传动模块；

3）箱体与支撑框架模块；

4）液压与插销辅助模块；

5）标准紧固与轴承密封模块。该划分使装配顺序可为：先组装传动与球轮单元并进行空转测试，再与箱体框架合装并进行全机连接检查。

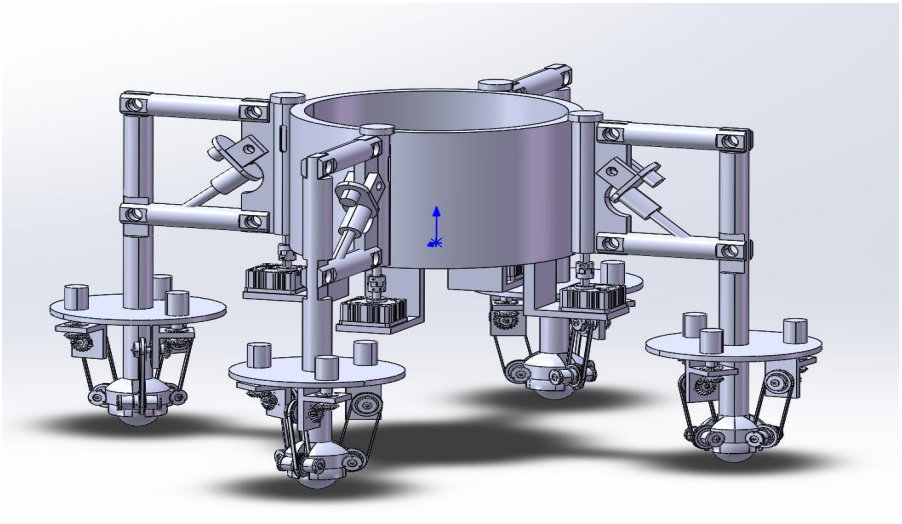


图 2-1 助老载物机器人总体结构图

第 3 章 行走与传动系统设计

3.1 行走传动方案研究与确定

行走传动需要同时满足换向与减速两类功能。若仅采用一级带传动，换向困难；若采用大量齿轮系，则齿轮箱体积与加工成本上升。综合考虑后，本文采用“电机—联轴器—锥齿轮副—同步带—球轮轴”的组合路线：锥齿轮用于空间交叉轴之间的动力转向，使电机可布置在箱体内较合理的位置；同步带传动能缓冲冲击、中心距可调且噪声较低，适合在社区场景运行。

备选方案比较如下。方案 A 为单级圆柱齿轮直接驱动轮轴：结构紧凑，但需要更多轴承座与润滑关注，且对安装误差敏感。方案 B 为蜗杆蜗杆传动：减速比大但效率偏低、发热明显，不利于长时间背负载运行。方案 C 为本文采用方案，在可实现性与维护性方面取得平衡。下面单独给出与方案 C 对应的行走传动单线原理图占位，不与前后其他图共用同一段说明。

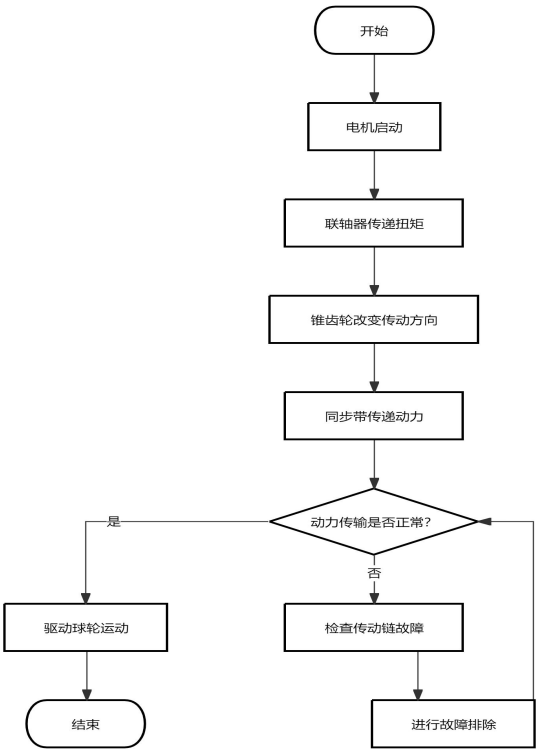


图 3-1 行走传动原理简图

3.2 行走传动设计计算

以下各式在首次出现时注明来源或假定；设计输入类数据质量、速度、主要结构尺寸的初取值与任务书及方案迭代一致，最终以定稿计算为准。

3.2.1 负载估算

1）重力与单轮载荷

设机器人满载总质量 m（含机体、电池与货物）在方案阶段取 m=25 kg，重力按下式计算：

$$G = m\,g \tag{3-1}$$

式中：

G —— 重力，N；

m —— 满载总质量，kg；

g —— 重力加速度，工程计算取 g=9.8 m/s²（普通物理约定；《机械设计》类教材中亦同此取值）。

代入数值得：

$G = 25 \times 9.8 = 245$ N

四轮均载时，单轮法向载荷近似为

$$F_V = G / 4 \tag{3-2}$$

式中：F_V —— 单轮竖直载荷，N。

算得 $F_V = 245/4 \approx 61$ N。式（3-2）为四轮均载时的静力学简化；若质心偏离几何中心，应按质心坐标重新分配各轮载荷，此处取均布用于初算。

2）滚动阻力与坡道阻力

滚动阻力按下式估算：

$$F_r = \mu_r\, G \tag{3-3}$$

式中：

F_r —— 滚动阻力，N；

μ_r —— 滚动阻力系数，与路面及轮地接触材料有关；在《机械设计手册》给出的常用范围内取 $\mu_r=0.03$ 作方案估算。

代入得 $F_r = 0.03 \times 245 \approx 7.4$ N。

坡道阻力按下式估算：

$$F_i = G \sin\theta \tag{3-4}$$

式中：

F_i —— 坡道阻力沿坡面方向分量，N；

θ —— 坡道倾角，（°）。$F_i=G\cdot\sin\theta$ 为重力沿坡面方向的分力关系，见《理论力学》中力系简化与分解。

取 $\theta=5°$，则 $F_i = 245\times\sin5° \approx 245\times0.0872 \approx 21.4$ N。

低速短时工况下起动惯性项可并入安全系数，不在此逐项展开。

3.2.2 驱动电机选型

1）电动机所需功率

行走所需电动机功率按下式估算：

$$P = \frac{F\cdot v}{1000\cdot\eta_{总}} \tag{3-5}$$

式中：

P —— 电动机所需功率，kW；

F —— 牵引方向等效圆周力，N；

v —— 设计行进速度，m/s；

$\eta_{总}$ —— 由电动机至行走端（球轮端）的传动总效率。式（3-5）的形式与濮良贵主编《机械设计》中由工作阻力、速度与总效率求原动机功率的表述一致。

2）传动总效率

传动链各环节效率相乘，见下式：

$$\eta_{总} = \eta_1\cdot\eta_2\cdot\eta_3\cdot\eta_4\cdot\eta_5 \tag{3-6}$$

式中：

η_1 —— 联轴器传动效率，按《机械设计手册》传动效率常用表取 $\eta_1=0.99$；

η_2 —— 锥齿轮传动效率，按脂润滑、8 级精度常用范围及《机械设计》《机械设计手册》取 $\eta_2=0.96$；

η_3 —— 球轮侧前级滚动轴承效率，取 $\eta_3=0.98$（同上手册）；

η_4 —— 同步带传动效率，取 $\eta_4=0.97$（同上手册）；

η_5 —— 其余辅助轴承及搅油等综合效率，取 $\eta_5=0.99$（经验折减，与 $\eta_{总}$ 保守取值配套，参见《机械设计》效率估算方法）。

代入计算：

$\eta_{总} = 0.99\times0.96\times0.98\times0.97\times0.99 \approx 0.876$

为便于保守选型，功率核算中取 $\eta_{总}=0.85$。

3）代入求 P 与电动机预选

取设计行进速度 $v=0.6$ m/s（与助老跟随行走的低速要求相适应，属本课题设计输入）。等效圆周力 F 综合平直路面滚动阻力、典型缓坡裕量与加速干扰，取 $F=48$ N（在式（3-3）（3-4）量级基础上留裕量，属方案载荷假定）。

将 F、v、$\eta_{总}$ 代入式（3-5）：

$P = (48\times0.6)/(1000\times0.85) = 28.8/850 \approx 0.0339$ kW

考虑起步峰值、多路驱动与搅油等未计入因素，引入安全系数 $K=2.5$（电动机功率预选的常用放大系数，取值区间见《机械设计》有关说明），则预选电动机额定功率应满足

$$P_{选} \geq K\cdot P = 2.5\times0.0339 \approx 0.0848 \text{ kW}$$

工程上可向上圆整至 0.09～0.12 kW 等常见规格，电动机最终型号、额定转速与安装尺寸应以制造商产品样本及供货技术条件校核为准。表 3-1 给出一种数值上可行的示例。须说明：本章节中 $m=25$ kg、F、v、D、闭合同步带长 L、锥齿轮 m 与 z 等，为本课题在总体方案下拟定的设计输入或由结构布置圆整得到；若与导师审定后的任务变更，应以最终设计任务书为准。

表 3-1　行走驱动电动机参数

型号	额定功率 /kW	额定转速 /(r·min⁻¹)	备注
行星减速电机一体机	0.09	3000（电机轴）	减速后输出转速需与式（3-8）匹配

4）线速度与转速、减速比

球轮端线速度与转速关系为

$$v = \pi D n / 60000 \qquad (3\text{-}7)$$

式中：

v —— 线速度，m/s；

D —— 球轮有效滚动直径，mm；

n —— 球轮转速，r/min。式（3-7）由圆周运动关系 v=πDn/60 将 D 以 mm、n 以 r/min、v 以 m/s 统一量纲整理得到，与《机械设计》中传动件运动学关系一致。

取球轮有效滚动直径 D=120 mm（由底盘布置与越障通过性初定，可与总体设计迭代修正），v=0.6 m/s，由式（3-7）反求 n：

$$n = 60000\,v/(\pi D) = 60000\times0.6/(\pi\times120) \approx 95.5\ \text{r/min}$$

若电动机额定转速取 n 电=3000 r/min，则总减速比近似为

$$i = n_{电} / n \tag{3-8}$$

算得 i ≈ 3000/95.5 ≈ 31.4，可选用公称减速比 30 或 40 档，再配合同步带传动比进行细调。

3.2.3 同步带及带轮参数

同步带传动比可写为主、从动带轮齿数之比：

$$i_{带} = z2 / z1 \tag{3-9}$$

式中：z1、z2 —— 主动轮、从动轮齿数。

节圆直径与齿数、节距关系为

$$d = pb\cdot z / \pi \tag{3-10}$$

式中：

d —— 带轮节圆直径，mm；

pb —— 同步带节距，mm；

z —— 带轮齿数。传动比式（3-9）及节圆与齿数、节距关系式（3-10）为同步带传动的常用写法，节线闭合长度与中心距的计算应再按所选带型查《机械设计手册》相应公式作精确核算。

本设计在拟定两轮齿数与中心距 a 后，取闭合节线长度 L=408 mm，作为带长制造与检验控制尺寸；张紧由电动机安装滑槽或张紧惰轮实现，并预留±Δ调节量以补偿公差。张紧处应避免带边与锐棱干涉，罩壳内侧设适当圆角。

带轮线速度仍用式（3-7）校核；在助老低速工况下带速通常远低于 10 m/s，有利于降低噪声与带齿磨损。

3.2.4 锥齿轮设计

本设计取直齿锥齿轮模数 m=2 mm、齿数 z=20，分度圆直径为

$$d = m \cdot z \tag{3-11}$$

式中：

d —— 分度圆直径，mm；

m —— 模数，mm；

z —— 齿数。

代入得 $d = 2\times20 = 40$ mm。d=mz 为齿轮分度圆直径的基本关系，见《机械设计》齿轮几何部分；锥齿轮的详细几何与强度校核可再按《机械设计手册》与现行齿轮国家标准执行。

锥齿轮用于交错轴间换向传动，低速轻载下以弯曲强度与支承刚度为主；材料选用 45 钢或锻钢，调质处理，脂润滑并密封。若需更高寿命，可再按齿面接触疲劳强度校核。

为便于对照 m=2、z=20 等参数在整机中的实际布置，下列占位单指传动换向部位的局部示意；若无独立零件图，可采用总装图局部裁剪代替。

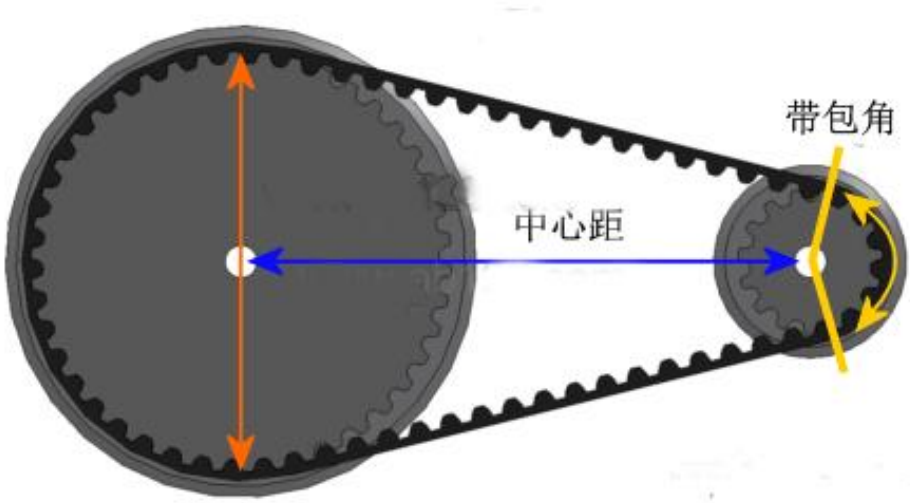


图 3-2 锥齿轮副与同步带传动局部示意

3.2.5 同步带长度与中心距的校核式

当已知两带轮节圆半径 r1、r2 与中心距 a 时，闭合带长 Lp 可用近似式

校核，使 Lp 与第 2.2 节给定 L=408 mm 一致或落在可张紧补偿范围内。

3.2.6 球轮与地面附着

球轮所能提供的最大切向力受附着限制，应满足

$$F_t \le \mu F_N \tag{3-12}$$

式中：

F_t —— 轮端驱动力，N；

μ —— 附着系数，与路面干湿及球轮材料有关；

F_N —— 该轮法向载荷，N。式（3-12）为附着（摩擦）条件下切向力不超过法向力与附着系数乘积的工程判据，与《理论力学》摩擦问题中最大静摩擦力的数量级分析一致；μ 宜按路面干湿、材料配对在《机械设计手册》、轮胎与路面附着试验资料中选取。

若质心偏移导致某轮 F_N 过小，应先通过结构布置改善载荷分配，再与式（3-5）的驱动力设计相互校核。

3.3 行走驱动轴系设计

3.3.1 轴材料选择

驱动轴采用 45 钢（国家标准 GB/T 699—2015《优质碳素结构钢》），经调质处理后可兼顾强度与韧性，轴肩过渡处采用较大圆角以降低应力集中；力学性能指标以订货技术条件与材料质保书为准。

3.3.2 按扭转强度初算轴径

传动轴最小直径按扭转强度条件初算，采用下式（见《机械设计》转轴直径初算方法）：

$$d \ge A_0 \cdot (P/n)^{(1/3)} \tag{3-13}$$

式中：

d —— 轴的最小直径，mm；

A_0 —— 与材料及受载情况有关的系数，见表 3-2；

P —— 轴传递的功率，kW；

n —— 轴的转速，r/min。

表 3-2　常用材料的 A_0 与许用扭转切应力 $[\tau]$（摘录自《机械设计》及《机械设计手册》）

轴的材料	[τ]/MPa	A0
Q235A	15～25	149～126
45 钢（调质）	25～45	126～103
40Cr	35～55	112～97

本设计轴材选 45 钢并调质，取 [τ]=35 MPa，查表 3-2 取 A0=110（在常用区间内选取）。

设该传动轴传递功率 P=0.12 kW，转速 n=300 r/min，代入式（3-13）：

$d \geq 110\times(0.12/300)^{(1/3)} = 110\times0.0737 \approx 8.1$ mm

该值为扭转强度估算下限；考虑键槽截面削弱、应力集中与轴承、联轴器标准孔径系列，将传递扭矩段直径圆整至 16～18 mm 档并与密封、端盖布置统一，故实际轴径大于上式下限，强度上偏安全。

按所选深沟球轴承与联轴器内孔，行走传动轴各工作段直径可分级取 Φ10 mm、Φ26 mm 等：较小段用于密封与端盖，较大段用于轴承定位与扭矩传递，并分别配置 H7/h6、H7/n6 等配合，与第 3.2 节功率与转速设计一并闭合。各段尺度与配合若需图示说明，下列占位专对应单根行走驱动轴的结构简图。

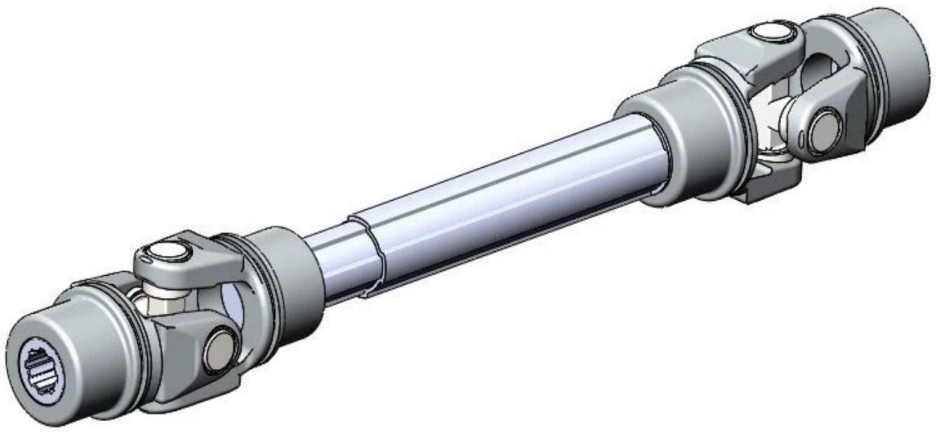


图 3-3 行走驱动轴系结构简图

3.3.3 扭转刚度校核

1）扭矩与极惯性矩

轴传递的扭矩按下式计算（由功率、转速与扭矩的关系推导，见《机械设计》）：

$$T = 9550\,P / n \qquad (3\text{-}14)$$

式中：

T —— 扭矩，N·m；

P —— 功率，kW；

n —— 转速，r/min。

代入 P=0.12 kW、n=300 r/min：

$T = 9550\times0.12/300 \approx 3.82$ N·m

实心圆截面极惯性矩为

$$I_p = \pi d^4 / 32 \qquad (3\text{-}15)$$

式中：I_p —— 极惯性矩，mm^4；d —— 轴径，mm。该式来自刘鸿文主编《材料力学》圆截面扭转理论。

若取核算直径 d=18 mm，则

$I_p = \pi\times18^4/32 \approx 1.03\times10^4$ mm^4

2）单位长度扭转角

轴的扭转角与扭矩关系为

$$\varphi = T\,l / (G\,I_p) \qquad (3\text{-}16)$$

式中：

φ —— 扭转角，rad；

T —— 扭矩，N·mm（计算时需注意单位换算：T 以 N·m 代入时应统一为 N·mm，即 $T\times10^3$）；

l —— 受扭轴段长度，mm；

G —— 材料切变模量，碳钢常用量级取 $G=8.0\times10^4$ MPa，见《材料力学》常用材料参数表。

式（3-16）为等截面圆轴扭转变形的基本关系（见《材料力学》）。

将 $T=3.82\times10^3$ N·mm，l=200 mm 示例轴段长度，取自结构布置假定，

$G=8\times10^4$ MPa，$I_p=1.03\times10^4$ mm^4 代入式（3-16）：

$\varphi = (3.82\times10^3\times200)/(8\times10^4\times1.03\times10^4) \approx 9.27\times10^{-4}$ rad

换算为度：$\varphi^\circ = \varphi \times 180^\circ/\pi \approx 0.053^\circ$。若受扭长度 $l=200\ \text{mm}$，换算为每米扭转角约 $0.053^\circ/0.2\ \text{m} \approx 0.265^\circ/\text{m}$，小于常用许可 $0.5^\circ/\text{m}\sim1^\circ/\text{m}$，扭转刚度满足一般传动要求。

若轴跨距增大或扭矩提高，应增大 d 或缩短悬臂段，使单位长度转角仍落在许可范围内。

第 4 章　箱体与支撑结构设计

4.1　箱体结构方案

箱体作为载物主容器，应兼顾刚度、重量与加工工艺。材料可采用 Q235 钢板折弯焊接或铝合金型材拼装；若优先考虑防锈与轻量，可采用铝板折边配合角部加强。箱体顶盖或侧盖应可开启，并采取防脱铰链或限位绳以避免老人操作时盖板跌落。

结合第 2.2 节总体尺寸约束与弯扭刚度初判，箱体主要轮廓尺寸取为长约 250 mm、宽约 225 mm、高约 155 mm；壁厚按钢板薄壁结构取不小于约 1.5 mm，或按等效刚度选用更厚铝板。与支撑架连接处在载荷路径上布置 8×M6 螺纹孔组，孔位避开焊缝热影响与尖角集中区；重要紧固部位可采用焊接螺母提高螺纹啮合长度与疲劳寿命。箱体零件的工程图或三维视图单独用下列占位表示。

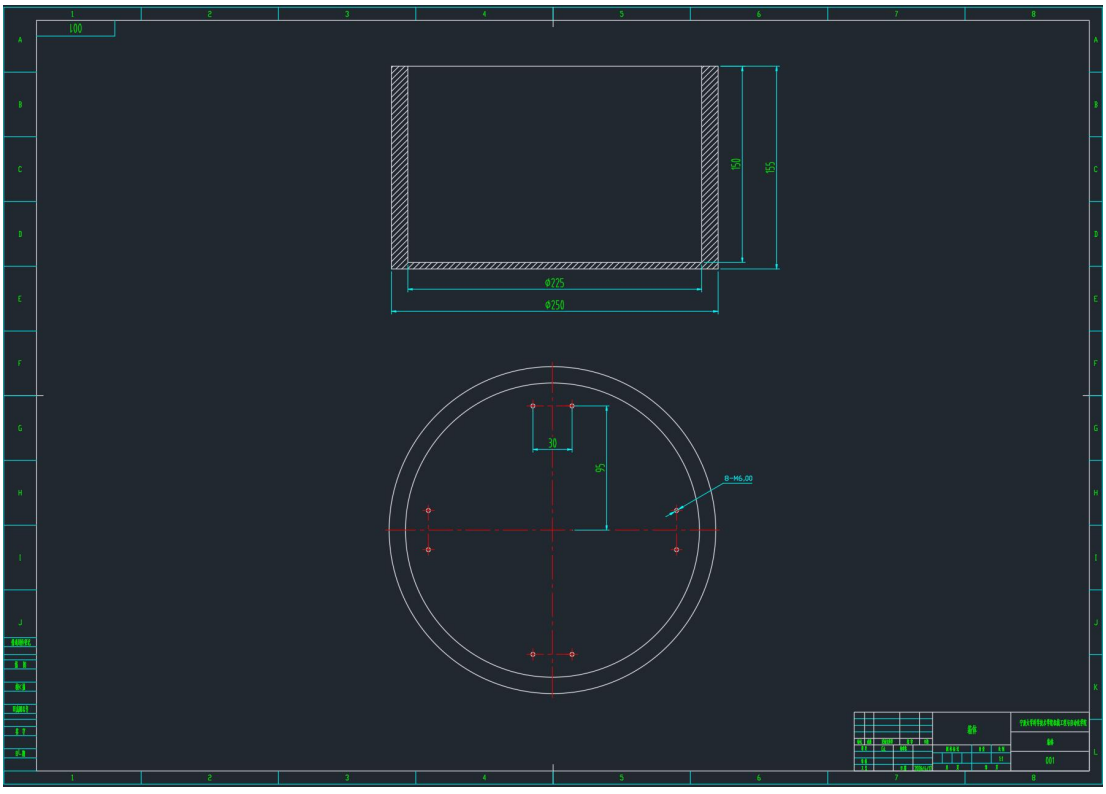


图 4-1　箱体零件图

4.2　横支撑与支撑架结构

横支撑用于连接左右（或前后）侧壁，抵抗扭转与侧向摆动；其长度方向尺寸由框架开口宽度与螺栓边距确定。本设计取横支撑长度方向特征尺寸约为 270

mm、170 mm 两档以匹配框架分段，并布置 4-Φ30 通孔作为与相邻构件的穿栓或定位孔组；截面方向取约 50 mm、40 mm、20 mm 的板厚与折边尺寸以兼顾抗弯与重量。横截面可采用矩形管或折边槽形件，拐角处设圆角减轻应力集中；对受侧向冲击工况，可在横支撑与箱体联接处增设衬垫或增加贴合面积以降低孔边挤压应力。横支撑零件的工程表达见以下插图占位。

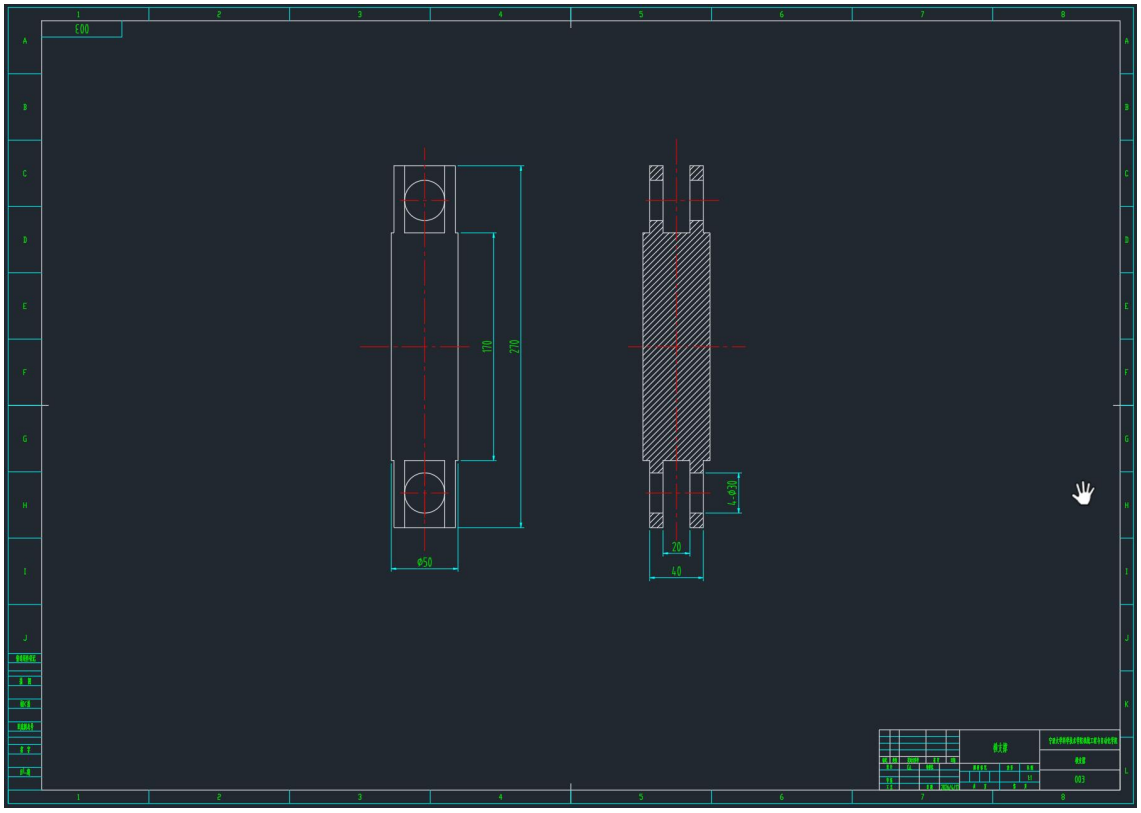


图 4-2 横支撑零件图

支撑架用于把球轮与传动构件传来的力导入箱体框架。按支反力分布与安装空间，本设计取支撑架板厚与轮廓特征尺寸约为 100 mm、60 mm、10 mm 等，并布置 4×M6 螺栓孔组及单侧 M6 螺纹孔以实现可拆连接；长度方向取约 153 mm、134 mm、71 mm、73 mm 等尺寸构成支腿与折线加强，形成对箱体的托举与侧向限位。与箱体连接时采用 M6 级螺栓，并控制孔系同轴度与贴合面平面度，使支撑基准与行走机构安装基准一致，避免强行装配引起附加弯矩。若布置液压铰点支承，应对耳板局部加厚并验算挤压应力。支撑架零件的工程表达见以下插图占位。

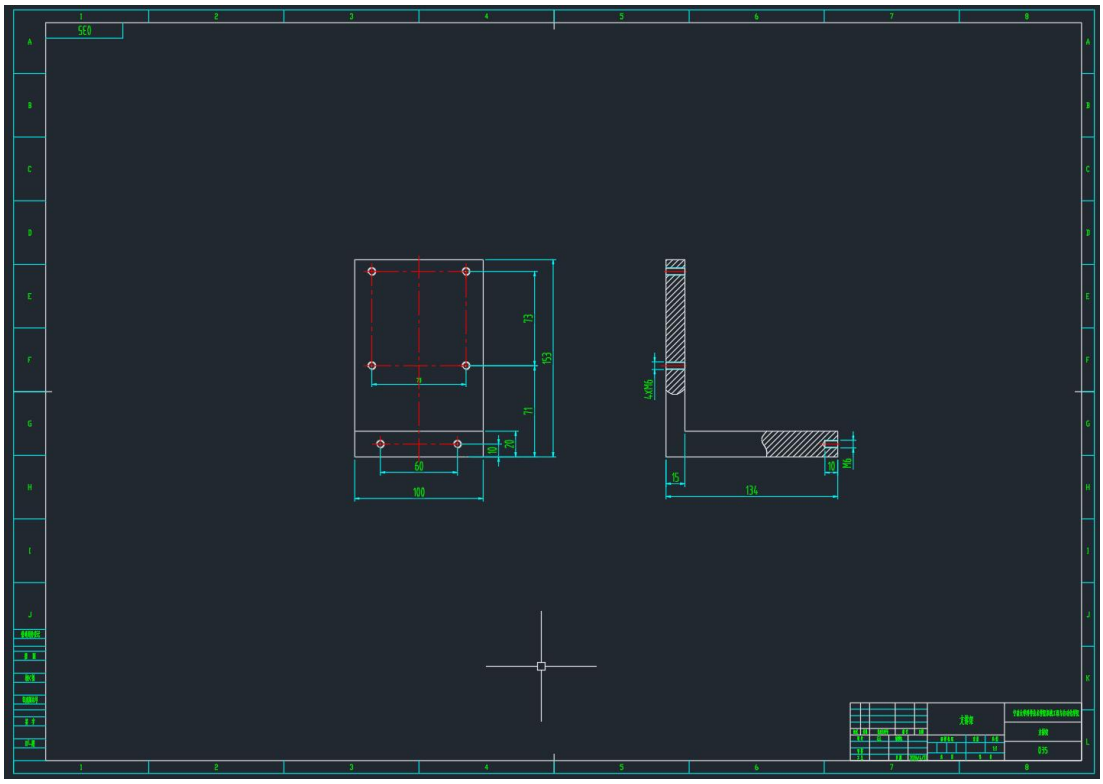


图 4-3 支撑架零件图

4.3 舵机盘及接口设计

舵机盘用于与标准舵机输出盘孔系对接，通常采用周向均布孔。按所选舵机法兰外径与周向紧固圆，本设计将舵机盘外轮廓取半径约 R105.94 mm，过渡处取 R16.5 mm 等工艺圆角；周向以 120° 三等分均布连接孔以减小不平衡；另设 Φ3 工艺孔用于减重或定位，并布置 3×M6 紧固孔与中心孔构成完整尺寸链，中心孔与舵机输出轴保持同轴度要求，以降低径向跳动引起的冲击与噪声。

若舵机用于驱动翻盖、侧门或简易夹持机构，结构设计时应明确机械极限位与缓冲件布置，以免老年人操作时夹手；对仅需保持静态位置的机构，可与液压锁止或销止机构在功能上形成互补，但机构自由度应划分清晰，避免几何过约束导致装配与调试困难。舵机盘本体的工程表达单独见下列占位，不与上文其他零件图混在同一段插图说明中。

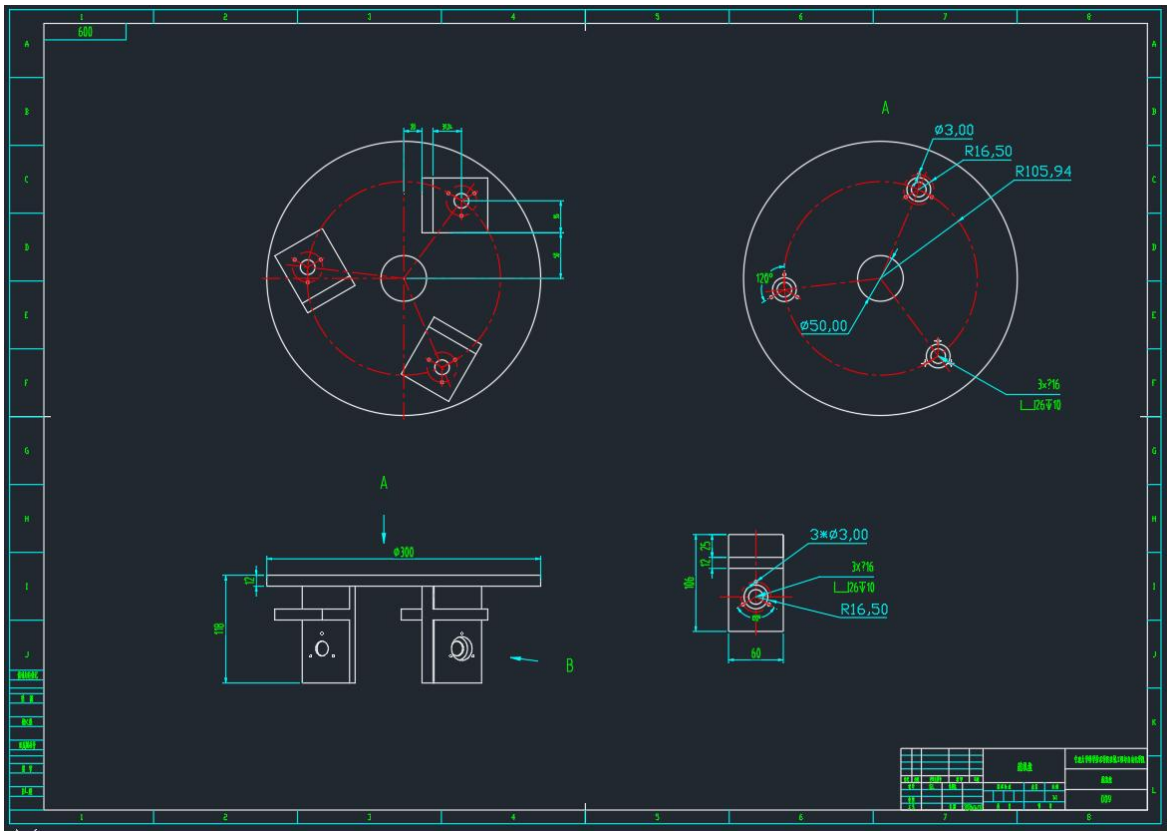


图 4-4 舵机盘零件图

4.4 连接与密封、人机因素考虑

螺纹连接在振动环境下应采用弹簧垫圈或化学防松措施；对老人可触及外表面应去毛刺并进行倒圆。线缆出口应有保护套，防止剐蹭箱体锐边。必要时可在箱体内侧贴防撞缓冲垫减小物品撞击噪声。

第 5 章 辅助承载与标准件选用

5.1 液压构件与插销类零件布置

液压杠用于需要抬升、保持或锁定某一自由度的机构。布置时应保证活塞杆侧向载荷小、行程两端有可靠限位，并与销轴、挡圈配合避免窜动。插销连接适合快拆部位，但不宜作为承受交变弯矩的主承力件；若用于安全锁定，应明确闭锁方向与人机操作顺序。

5.2 轴承与轴端挡盖选用

行走与传动部位大量采用深沟球轴承（如 6000 系列，外形尺寸与额定载荷应符合国家标准 GB/T 276—2013《滚动轴承 深沟球轴承 外形尺寸》）。轴承寿命计算可按基本额定寿命 L10h 公式进行估算，公式形式见《机械设计》滚动轴承章节；若载荷与转速很低，一般以静强度与密封为主。端盖与挡圈用于轴向定位，设计时应保证与箱体加工基准一致，避免压死轴承外圈。轴承与端盖、轴肩的配合关系若需图示，下列占位单独对应一幅局部放大或剖视。

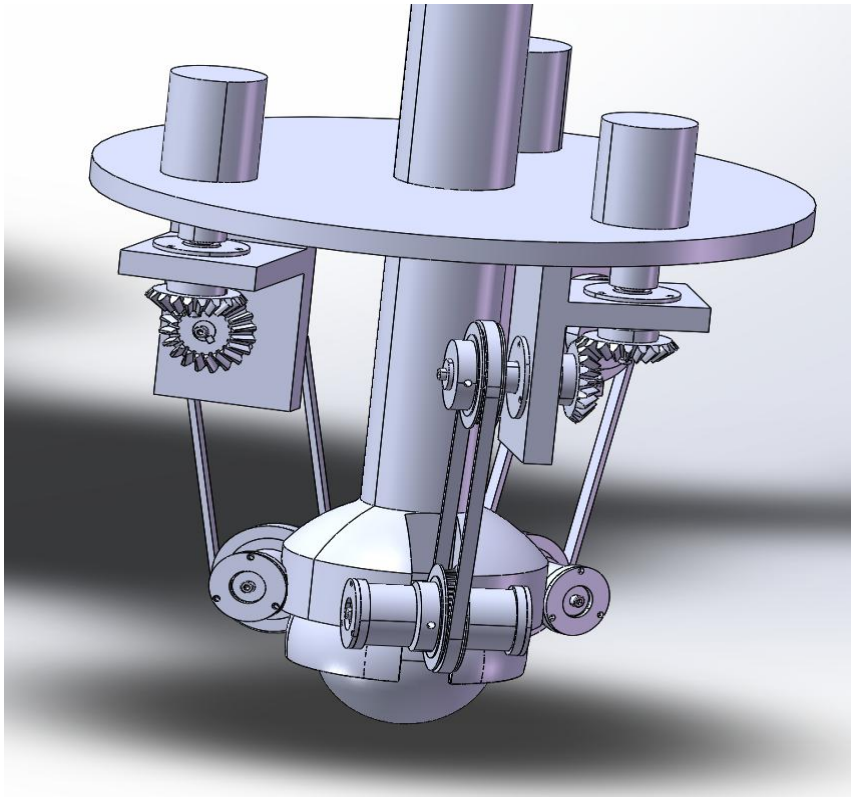


图 5-1 轴承与端盖安装示意

5.3 螺纹连接与强度简要校核

5.3.1 剪切与挤压的估算式

对受横向载荷的螺栓连接，若按剪切与孔壁挤压作简化核验，可采用《机械设计》螺栓连接强度分析中的基本形式，写为：

$$\tau = F / (m\,A_s) \tag{5-1}$$

式中：

τ —— 螺栓剪应力，MPa；

F —— 横向外载荷，N；

m —— 受剪面数量（单剪 $m=1$，双剪 $m=2$）；

A_s —— 螺栓危险截面面积，mm^2，对光杆可取 $A_s \approx \pi d^2/4$，d 为危险直径，mm。

孔壁挤压可写：

$$\sigma_p = F / (d\,t\,z) \tag{5-2}$$

式中：

σ_p —— 挤压应力，MPa；

t —— 连接件承压总厚度，mm；

z —— 螺栓个数（若单钉则 $z=1$；多钉对称布置时可分摊载荷）。

工程上更多依靠接合面摩擦传力，按预紧力与摩擦系数设计，式（5-1）、式（5-2）仅作极端工况下的数量级校核。

5.3.2 M6 螺钉数量级

以 M6 螺栓光杆受剪为例，取有效直径 $d \approx 5$ mm，则 $A_s \approx \pi \times 5^2/4 \approx 19.6\ mm^2$。若单钉单剪、$F=800$ N，则

$$\tau = 800/19.6 \approx 40.8\ \text{MPa}$$

若许用剪切应力取 $[\tau]=70$ MPa（示例值，具体应结合螺栓材料与屈服强度按《机械设计》挤压、剪切强度条件选取），则剪应力低于许用值，但真实连接仍以摩擦型为主，应按预紧力与防松要求选材与拧紧。

5.3.3 装配物料

对本设计中大量使用的 M3、M6 紧固件，应在物料清单中核对弹簧垫圈、平垫圈与螺钉性能等级配套，防止混装导致预紧不均。

5.4 装配工艺性与试验建议

装配宜按“先内后外、先传动后罩壳”的顺序：先完成锥齿轮副与同步带轮同轴度检查，再进行带张紧与旋转方向确认，最后安装球轮罩与箱体封闭件。全机装配完成后建议进行空载跑合、低速直线与转向试验，观察是否存在异常振动与异响；对带传动应检查齿带爬齿与张紧量。对液压部件应检查有无外渗并在行程端点做限位确认。此类试验步骤可作为后续章节中的试验方案提纲，必要时可补充传感器与数据记录方案。

液压缸、插销等若需在说明书中辅以位置说明，宜单独配一幅示意或总装局部放大，与第 5.1 节文字一一对应，见以下占位。

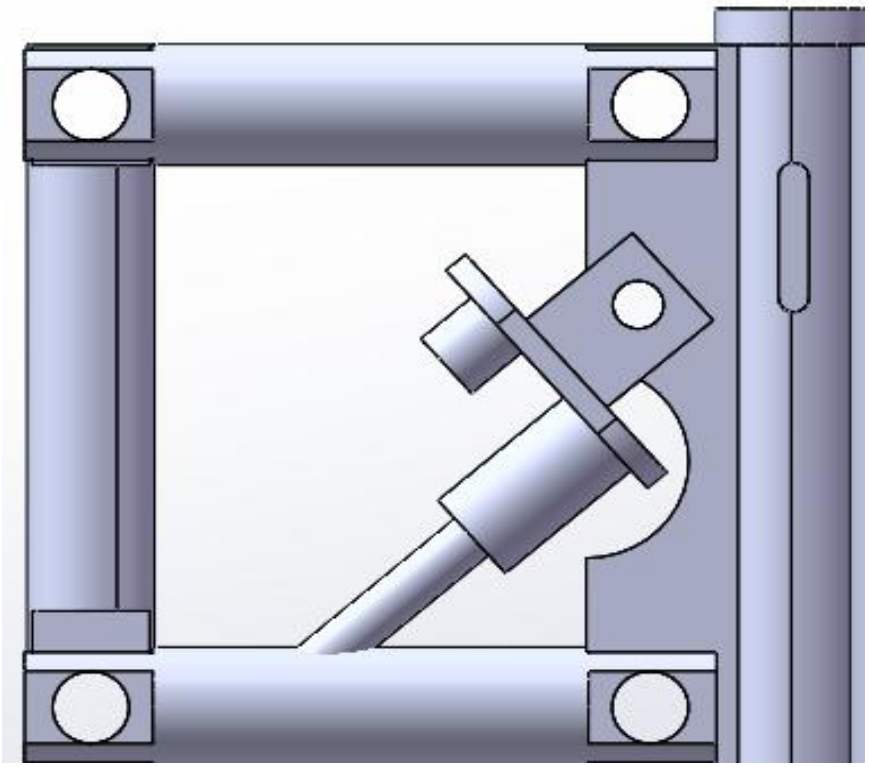


图 5-2 液压件与插销典型安装图

全部零件关系最终由总装配图统一约束。下列占位专用于二维总装配图，与答辩、归档用装配图档一致，不宜与其他图合并为同一段叙述。

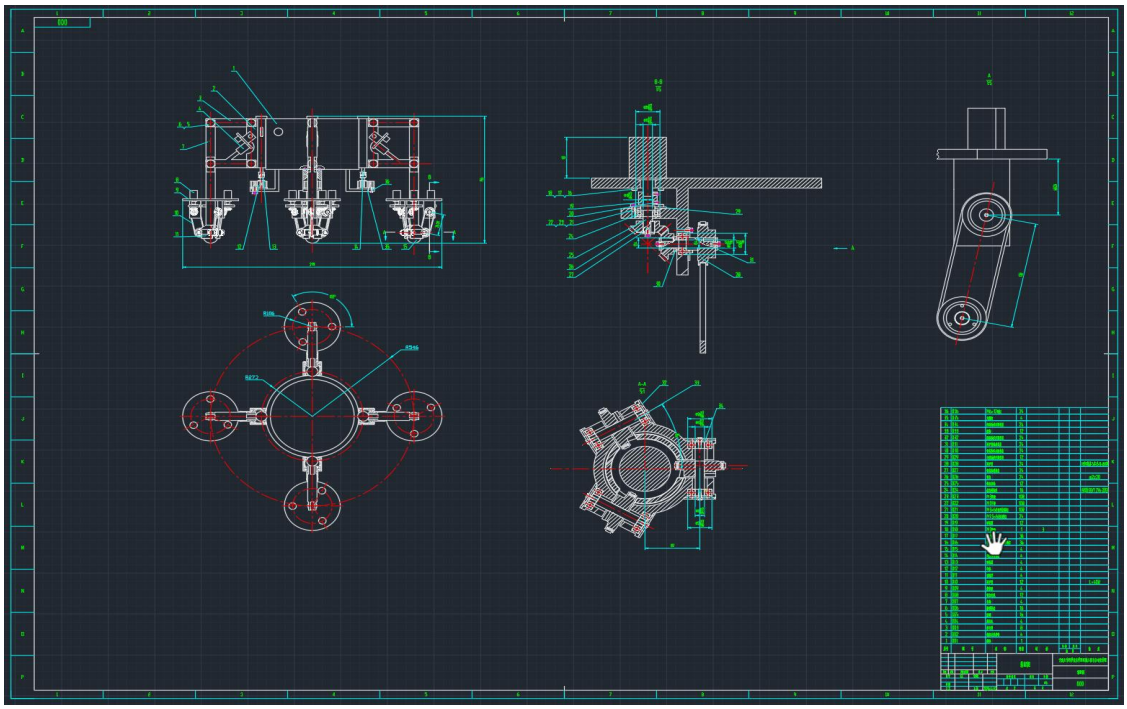


图 5-3 总装配图

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本文围绕助老载物球形轮全方位移动机器人完成了结构方案论证与主要零部件设计，形成如下结论：

1）总体方案采用电机—锥齿轮—同步带—球轮驱动路线，辅以箱体与横支撑、支撑架组成承载框架，并借助液压与插销类构件实现功能拓展，传动路径清晰，便于分层装配与维护。

2）通过对负载与功率的估算，说明了行走电机选型的基本思路，并对同步带长度与锥齿轮参数给出匹配关系；对轴段进行扭转强度与刚度说明，满足低速载人载物工况下的工程合理性。

3）箱体与支撑件设计强调连接孔定位、壁厚选择与可维护性，舵机盘类零件给出典型接口关系，便于执行端扩展。

6.2 展望

后续工作可在以下方面深化：其一，结合人机工学开展扶手高度、按钮布局与低光照可见性设计；其二，对关键焊缝与折边处开展有限元分析，实现轻量化与刚度兼顾；其三，将球轮驱动力矩控制与越障检测传感器融合，完善安全性策略；其四，对噪声振动进行测试与结构阻尼优化，以提升社区场景接受度。

参考文献

[1]邵明扬.基于变胞机构的风电叶片攀爬机器人设计与步态规划研究[D].燕山大学,2025.

[2]郭媛慧.磁控微型载物机器人的紫外皮秒激光加工与应用研究[D].广东工业大学,2025.

[3]秦中昊.基于结构光视觉的长曲焊缝机器人智能焊接技术研究[D].哈尔滨工业大学,2025.

[4]关士奇.面向搬运的人形轮腿机器人运动控制研究[D].哈尔滨工业大学,2025.

[5]李昊伟.一种微重力仿真平台的构型设计及控制研究[D].哈尔滨工业大学,2025.

[6]杨德山.消防爬楼运输机器人研究与设计[J].现代制造技术与装备,2024,60(12):84-86.

[7]时月天.面向空间桁架环境的仿生在轨机器人设计与步态优化研究[D].哈尔滨工业大学,2024.

[8]张昭鹏.基于可移动磁场的微型机器人电磁驱动系统[D].延边大学,2024.

[9]王峰.基于深度学习检测算法的双孢菇自动采摘装备研究[D].扬州大学,2024.

[10]江昱航.全向式 AGV 的路径规划与运动控制研究[D].苏州大学,2024.

[11]郭根.复杂环境下仓储 AGV 路径规划问题研究[D].兰州理工大学,2024.

[12]刘兵.具有自动调平载物功能的机器人研究与设计[D].重庆理工大学,2024.

[13]张芷瑞,张硕,孙浩,等.基于慧鱼模型的多足爬行机器人系统研究[J].机械工程师,2023,(10):47-49.

[14]彭仁杰.基于 PLC 的木地板搬运控制系统设计[D].湖州师范学院,2023.

[15]魏善进.超市导购机器人造型设计研究[D].齐鲁工业大学,2023.

[16]李泽晟.农田信息采集机器人结构设计与路径跟踪算法研究[D].南京农业大学,2023.

[17]刘思民.可动躯干六足机器人步态规划与稳定性分析[D].山东大学,2023.

[18]刘畅文.面向堆叠目标的机器人自动抓取技术研究[D].湖北文理学院,2023.

[19]王春臻,李瑞琴,柴超,等.混联双平台错动式六足机器人步态分析及轨迹规划[J].机械传动,2023,47(04):90-97.

[20]刘曙.户外智能载物小车设计与实现[D].东华理工大学,2022.

[21]濮良贵,陈国定,吴立言.机械设计[M].10 版.北京:高等教育出版社,2019.

[22]成大先.机械设计手册:单行本·传动[M].6 版.北京:化学工业出版社,2020.

[23]刘鸿文.材料力学[M].6 版.北京:高等教育出版社,2017.

[24]中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 699—2015 优质碳素结构钢[S].北京:中国标准出版社,2015.

[25]中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 276—2013 滚动轴承 深沟球轴承 外形尺寸[S].北京:中国标准出版社,2013.

致　谢

时光荏苒，岁月如梭，转眼间本科阶段的学习与实践即将画上圆满的句号。在本次毕业设计《助老载物机器人结构设计》的完成过程中，我将课堂所学的理论力学、材料力学、机械制图及标准零部件设计等知识，系统地运用到了机器人整体方案拟定、结构选型与详细设计之中，也真切体会到工程设计并非简单的理论套用，而是需要在功能需求、结构强度、加工工艺与成本约束等多重条件下反复分析、不断优化。从最初的方案构思到最终图纸与论文的完成，每一步推进都让我对机械设计的系统性与严谨性有了更为深刻的理解。

在此，我谨向所有给予我帮助与支持的师长、同窗与家人致以最诚挚的谢意。衷心感谢我的毕业设计指导老师，从选题方向、总体方案确定到结构细节完善与图面规范表达，都给予了细致耐心的指引与严格细致的要求，使我得以不断修正不足、理清思路；感谢学院各位专业课老师在大学期间的悉心授课与实践指导，为本次设计打下了坚实的专业基础；感谢身边同学们在资料查阅、方案讨论与问题交流中给予的热心帮助；也由衷感谢家人在整个求学路上的默默支持与无私包容。由于研究时间有限及个人学术水平尚存不足，论文与设计内容难免存在疏漏和欠缺之处，恳请各位评审老师不吝赐教、批评指正。