

For citation: Zhang Zhenhui. Structural design of a multi-functional assistive dining cart // Grand Altai Research & Education — Issue 1 (24)'2025 (DOI: 10.25712/ASTU.2410-485X.2025.01) — EDN: <https://elibrary.ru/CLLYHR>

UDK 62.231

STRUCTURAL DESIGN OF A MULTI-FUNCTIONAL ASSISTIVE DINING CART

Zhang Zhenhui¹

¹ Hubei key Laboratory of Digital Textile Equipment, School of Mechanical Engineering and Automation,
Wuhan Textile University, Wuhan, 430073, China
E-mail: 2236928667@qq.com

Abstract. Currently, with the improvement of people's living standards and the intensification of population aging, the demand for assisted dining is becoming increasingly urgent. Therefore, targeting vulnerable groups as the audience and based on the theoretical foundations of mechanical manufacturing technology and mechanical design, a multifunctional assisted dining cart has been designed. Its structure is rational and its functions are comprehensive, capable of meeting the various needs of the elderly and the disabled during the dining process, thereby enhancing their dining experience. This paper mainly employs a scissor-type hydraulic lifting device to design the internal structure of the cart body. The top of the cart is connected by deep groove ball bearings. The design of the mechanical arm and the mechanical claw also work in coordination, enabling the completion of all task instructions within the spatial range. The motion device adopts the original push-pull method to reduce costs and control the distribution of resources. Ultimately, the complete design framework of the multifunctional assisted dining cart is derived.

Keywords: Assisted dining; Robotic arm; Mechanical claw; Structural design

多功能辅助用餐小车结构设计

张振辉¹

¹ 武汉纺织大学, 湖北省数字化纺织装备重点实验室, 机械工程与自动化学院, 武汉 430073
E-mail: 2236928667@qq.com

摘要: 当前, 随着人们生活水平的提高和人口老龄化的加剧, 辅助用餐的需求越来越迫切. 所以依据弱势群体为受众, 采用机械制造技术和机械设计等理论基础, 设计了多功能辅助用餐小车, 其设计结构合理, 功能齐全, 能够满足老年人和残疾人在用餐过程中的各种需求, 提高了其用餐体验. 本文主要采用剪切式液压升降装置设计小车车身内部结构, 由深沟球轴承链接小车顶部, 机械臂和机械爪的设计也互相配合, 可以完成空间范围内的全部任务指令. 运动装置也采用原始的推拉, 降低成本, 控制资源分布. 最终得出多功能辅助用餐小车的全部设计框架.

关键词: 辅助进餐; 机械臂; 机械爪; 结构设计

0 引言

随着人们生活水平的提高, 人们对生活品质的要求也逐渐增加. 设计一款多功能辅助用餐小车, 可以解决用户在用餐过程中的一些不便之处, 提升用户的用餐体验. 随着外卖和外出就餐的普及, 用户对于便携式用餐工具的需求也在逐渐

增加. 因此设计一款结构合理, 功能丰富的辅助用餐小车, 符合市场需求, 有较高的市场潜力 [1].

设计一款多功能辅助用餐小车需要考虑到材料的选择, 结构的设计以及功能模块的研发, 需要考虑到项目的技术可行性和实施难度. 同时这个设计主要针对目前一些身体上半部分不健全以及自己主动进食有一定困难的特殊弱势群体, 所以提出这一款辅助进食的服务型多功能的辅助用餐小车.

综合考虑以上几个方面, 设计一款多功能辅助用餐小车毕业设计选题具有较大的实践意义和市场潜力, 可以提升用户用餐体验, 满足市场需求. 同时对促进服务业的发展, 解决残障人士饮食问题等都有重要意义, 符合国家产业政策和方向.

1 辅助进餐小车的原理

如图1 所示, 通过机械臂完成任务指令, 来部分或全部的完成实现喂饭和喂菜的动作指令. 机械臂连接在小车上, 饭菜和汤盛在储物盘上. 通过设计可以让机械臂拥有足够的自由度以及合适的臂长, 让机械臂可以将餐盘上的食物托起, 并顺利完成将食物放置到适当位置的任务指令, 等待被服务人员拾取.

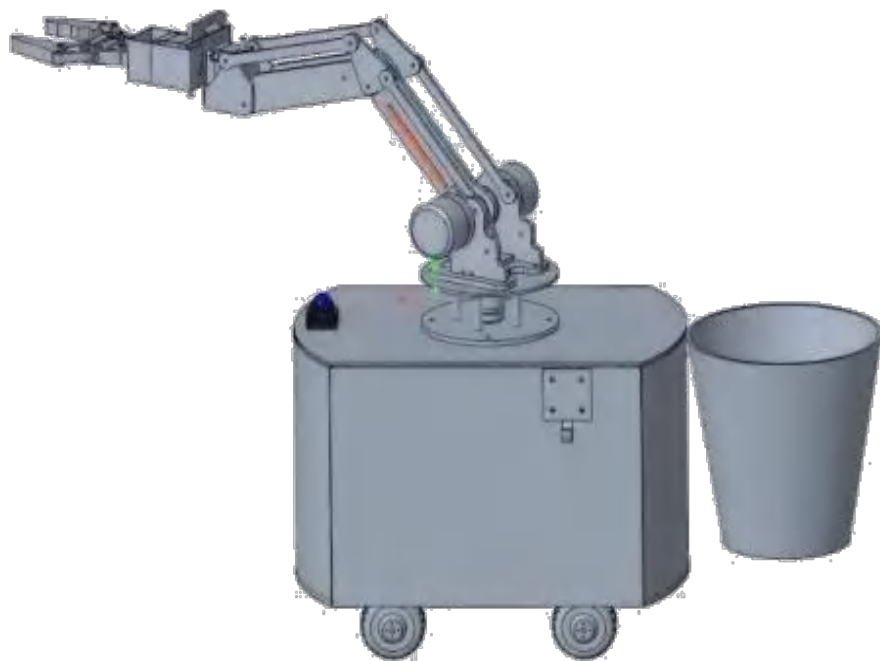


图1 多功能辅助用餐
小车整体预设图
Figure 1. Overall
Preset Diagram
of the Multi-functional
Assisted Dining Cart

2 辅助用餐小车的结构设计

2.1 升降装置的设计与计算

2.1.1 液压升降台的工作原理

如图2 所示, 本设计设计升降平台起升最大高度大约在1 米, 采用三组剪叉, 为固定式液压升降平台, 平台上表面为半曲面平面. 载重约为 30kg, 采用 45 号

钢. 剪叉臂机构与上平台连接式固定铰链连接, 可以适应剪叉机构变化. 经设计筛选1个液压缸作为动力.

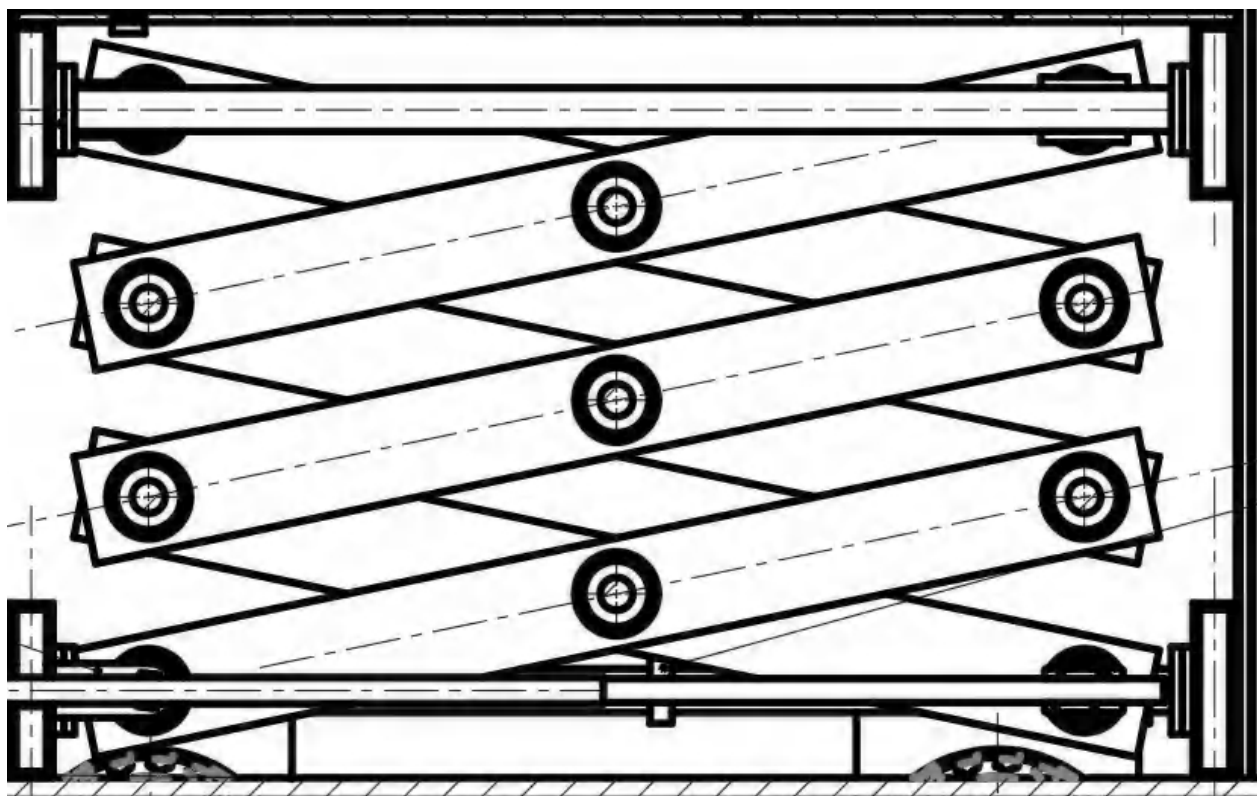


图2 剪叉式升降装置
Figure 2. Scissor Lift Mechanism

2.1.2 升降装置连杆的设计和校核

因为使用的是载重 30kg, 同时根据三维建模, 上框和整体机械臂, 机械爪部分, 总重量不超过 70kg, 为了节省材料我们计划使用 20mm 钢板.

根据根据载荷情况, 简化为一个集中受力的悬梁臂, 如图3 所示.

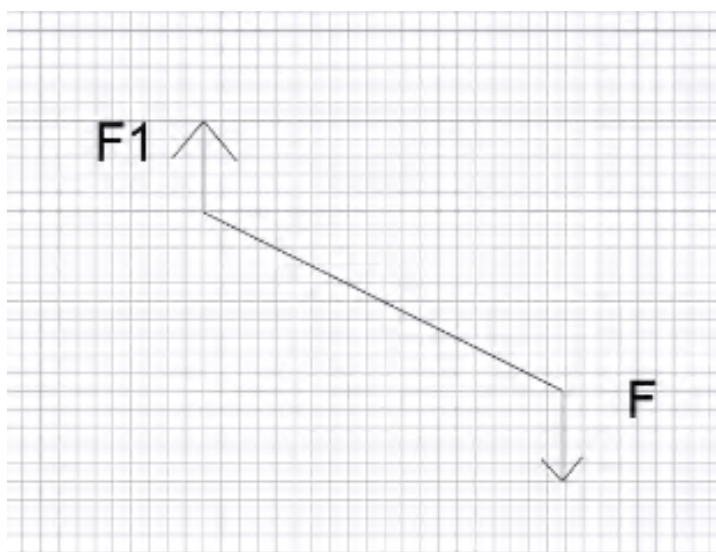


图3 剪叉杆受力分析图
Figure 3. Force Analysis
Diagram of the Scissor Bar

依据机械原理 [2], 机械设计手册 [3], 因为单一组剪叉受力分析为两轴受到载荷, 故而设定, 三组剪叉平均受力, 所以一个剪叉杆受到的力就是:

$$F = \frac{M \times g}{X} \quad (1)$$

式中:

F: 一个剪叉杆受到的力;

M: 剪叉机构受到的载荷, 即机械臂, 机械爪, 台面的等的总重量;

g: 重力加速度;

X: 剪叉杆数量.

因为重力加速度取 9.8, 三组剪叉, 剪叉杆数量为 6, 总载荷不超过 70kg, 故而以上数据带入公式得到:

$$F = \frac{M \times g}{X} = \frac{(30+40) \times 9.8}{6} = 114.3N \quad (2)$$

因为为了防止极限力使得剪叉杆断裂, 所以我们选择定义剪叉杆受力为 120N. 下面对剪叉杆进行校核:

剪叉杆抗弯强度验算:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} \leq [\sigma_w] \quad (3)$$

式中:

M: 承受的最大弯矩;

$W = \frac{\text{长} \times \text{高}^2}{6}$: 抗弯截面模数.

由初步设计模型, 取高为 400mm, 我们取剪叉杆中心点为受力点, 则

$$W = \frac{\text{长} \times \text{高}^2}{6} = \frac{20 \times 400^2}{6} = 3200000\text{mm}^3 \quad (4)$$

$[\sigma_w]$ – 许用弯曲应力, 对于 45 号钢 $[\sigma_w]=360\text{MPa}$.

带入公式:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} = \frac{120N \times 450\text{mm}}{3200000\text{mm}^3} = 0.016875\text{MPa} < 360\text{MPa} \quad (5)$$

所以, 经计算, 该钢板适合作为剪叉杆材料.

2.1.3 受力轴的设计和校核

如图4 所示, 依据机械原理 [2], 机械设计手册 [3], 进行受力轴的抗弯强度验算:

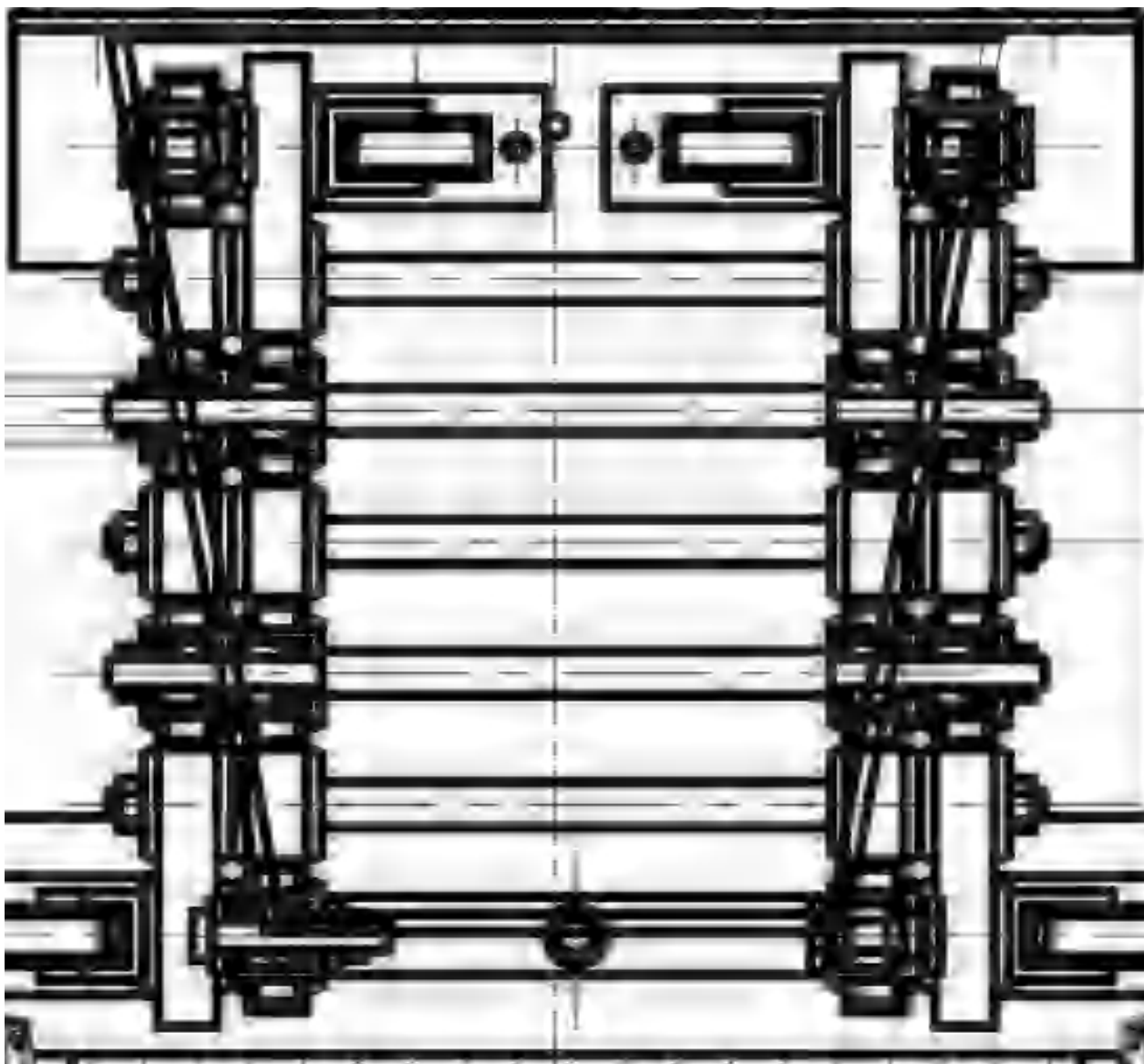


图4 剪叉

Figure 4. Scissor

轴的受力图分析, 如图5 所示:

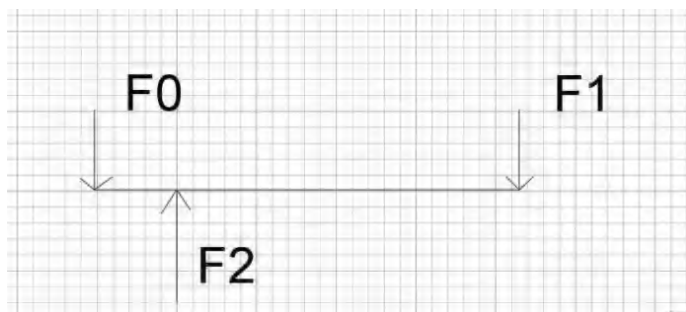


图5 轴的受力分析
Figure 5. Force Analysis
of the Shaft

同时, 对轴进行剪力和弯矩分析: 轴所受的剪力图和弯矩图, 如图6, 图7 所示.

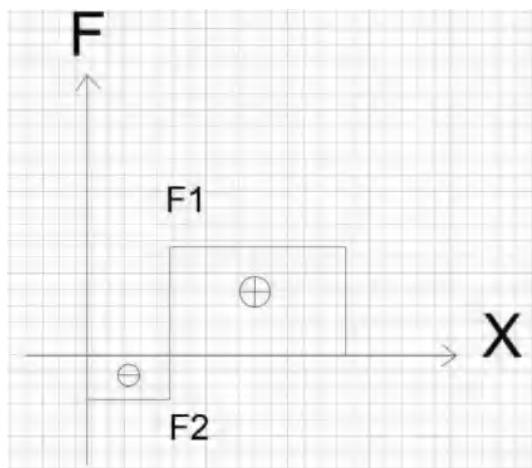


图6 剪力图

Figure 6. Shear Force Diagram

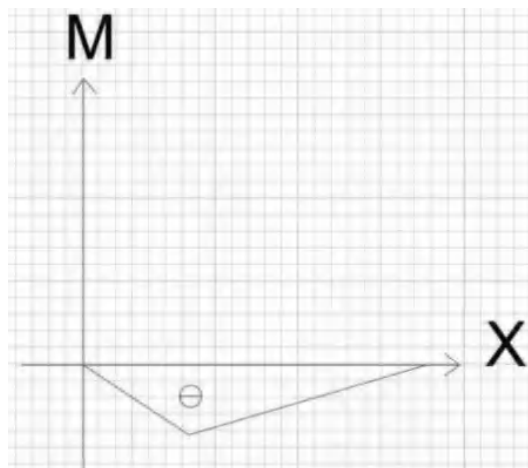


图7 弯矩图

Figure 7. Bending Moment Diagram

依据机械原理 [2], 机械设计手册 [3], 计算公式如下:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} \leq [\sigma_w] \quad (6)$$

式中:

M: 是剪叉杆受力轴承受的最大弯矩;

W: 是剪叉杆受力轴抗弯截面模数.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (7)$$

根据设计的模型, 取 $d=8\text{mm}$, 轴长取 25mm , 带入公式可得:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 8^3}{32} = 50.24 \text{mm}^3$$

$[\sigma_w]$ – 许用弯曲应力, 对于 45 号钢 $[\sigma_w] = 360\text{MPa}$.

带入公式:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} = \frac{120\text{N} \times 25\text{mm}}{50.24 \text{mm}^3} = 59.71 \text{MPa} < 360 \text{MPa}$$

抗弯强度合格;

剪切受力轴抗剪强度验算:

$$\tau_{\max} = \frac{QS}{Ib} = \frac{Q \left(\frac{d^3}{12} \right)}{\left(\frac{\pi d^4}{64} \right)} \times \frac{1}{d} = \frac{16}{3} \times \frac{Q}{\pi d^2} \leq [\tau] \quad (8)$$

式中:

Q – 是剪切受力轴的最大剪力;

$[\tau]$ – 是剪切受力轴许用剪切应力.

45 号钢 $[\tau] = 125\text{MPa}$; 此连接剪切受力轴尺寸较小, 因此剪切受力轴所能承受的最大剪力使用抗剪强度与剪切面积进行计算.

最大剪力=抗剪强度剪切面积 $= 178 \times \left(\frac{8}{2}\right)^2 \pi = 2848\text{N}$.

式中 45 号钢的抗剪强度为 178MPa ;

带入受力轴抗剪强度公式中有:

$$\tau_{\max} = \frac{QS}{Ib} = \frac{Q\left(\frac{d^3}{12}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \times \frac{1}{d} = \frac{16 \times 2848}{6 \times 3.14 \times 8 \times 8} = 37.79\text{MPa} < 125\text{MPa} \quad .$$

抗剪强度合格.

2.1.4 翻转台轴承的选择

这里对翻转台进行结构分析, 如图8 所示.

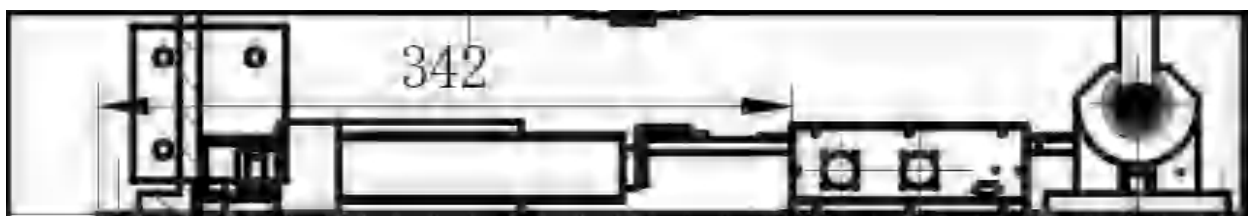


图8 翻转台

Figure 8. Rotary Table

首先, 翻转台的作用是链接转台, 通过剪叉式液压升降装置进行催动轴承齿轮带动转台旋转, 故轴受到的力这里为 1000N , 对轴进行受力分析如图9, 10 所示:

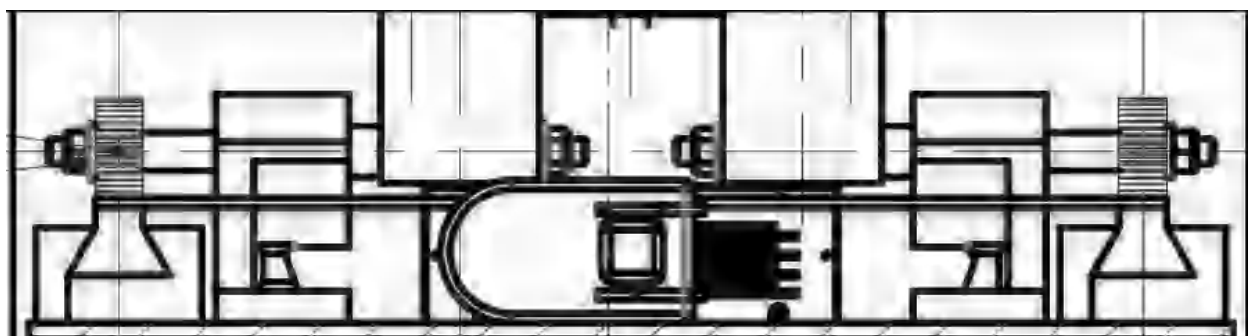


图9 翻转台的轴和轴承

Figure 9. Shaft and Bearings of the Rotary Table



图10 翻转台的轴的受力分析图

Figure 10. Force Analysis Diagram of the Shaft of the Rotary Table

依据机械设计 [4] 得, 这里翻转台部分受力平衡, F_1 代表底座的支撑 F_2 代表顶板的压力, 故而:

$$F_1 = 1000N$$

本设计选择的轴承为深沟球轴承, 无派生轴向力, 所以当量动载荷 P 的计算公式如下:

$$P = f_d(xF_r + yF_a) \quad (9)$$

式中 f_d – 动载系数, 一般取 $f_d = 1$.

F_r – 径向载荷, $F_{r1} = 1000N$.

F_a – 轴向载荷, $F_a = 0$.

当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 时, $x = 1, y = 0$.

代入公式 (2-9) 得:

$$P = 1000N$$

轴承的基本额定寿命计算公式如下

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^\varepsilon \quad (10)$$

式中 f_t – 温度系数, 一般取 $f_t = 1$.

n – 轴的转速, 这里取 500 转/每分钟;

C – 滚动轴承的基本额定动载荷, 查表得 $C_r = 48.4kN$;

P – 滚动轴承的基本当量动载荷, $P = 1000N$,

ε – 指数, 对于球轴承 $\varepsilon = 3$.

计算轴承寿命最小值, 所以取 $P_1 = 539.3N$ 进行计算

代入公式 (5-10) 得:

$L_h = 3.8 \times 10^6 h$, 满足使用寿命.

2.1.5 总支撑的计算

小车的整体除了升降装置的支撑以外, 还有小车车体上面的四根支撑柱来承担总质量. 如下图11 所示, 是小车支撑部分的结构示意图. 故而根据根据载荷情况, 当液压升降装置损坏时, 为了保证小车整体不会出现问题, 这里取受重 70kg.

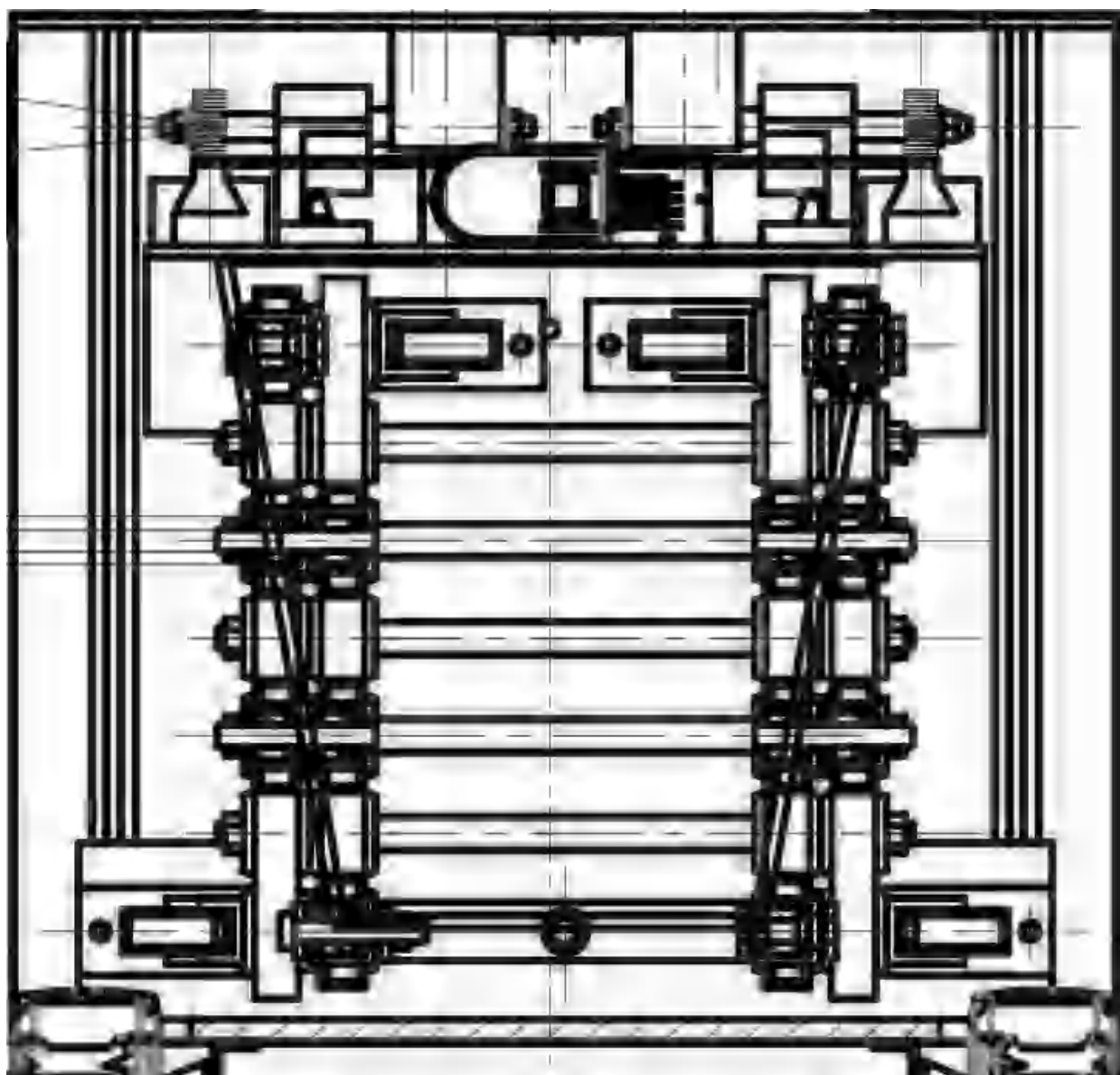


图11 小车升降部分整体框架

Figure 11. The overall frame of the trolley lifting section

依据机械原理,机械设计手册,得四个支撑杆受到的力就是：

$$F = \frac{M \times g}{X} \quad (11)$$

式中：

F: 一个支撑柱受到的力；

M: 在液压升降装置损坏时，四个支撑柱受到的载荷；

g: 重力加速度；

X: 支撑柱数量。

因为重力加速度取 9.8, 三组剪叉, 剪叉杆数量为 4, 总载荷不超过 70kg, 故而以上数据带入公式得到:

$$F = \frac{M \times g}{X} = \frac{(30+40) \times 9.8}{4} = 171.5N$$

因为这里采用 2020 铝型材, 铝型材的承重能力与其截面尺寸, 壁厚, 长度等因素有关. 根据材料力学原理, 承重能力 (P) 可由以下公式计算:

$$P = 0.44 \times (D + t) \times L \times X \quad (12)$$

其中, D 为截面直径, t 为壁厚, L 为长度, X 为抗拉强度.

以 2020 铝型材为例, 其规格为 6063-T5, 抗拉强度可达 200MPa, 假设长度 L 为 5 米, 壁厚 t 为 2 毫米, 截面直径 D 为 50 毫米.

将这些数值代入公式中计算, 得到该铝型材承重能力约为 1103.7 公斤. 因为这里三维建模采用的 2020 铝型材长度大于 450mm. 即 4.5m, 故而承受能力完全可以承担超过 70kg 的重量, 设计合理.

2.2 运动装置的设计

2.2.1 小轮的选取

小轮的选取沿用了目前市面上的普通小车, 轮子设计简洁大方, 符合现代审美观, 同时具有良好的耐用性和稳定性, 不仅要具备基本的功能, 还应考虑如何让其适应不同环境和场景, 提供更多的使用可能性 [5]. 轮胎选择原则是耐磨性和抓地力, 在路面上不断摩擦和磨损, 还要考虑耐温性, 因为轮胎在高速行驶时会产生较高的温度, 所以材料应具备较高的耐温性, 以防止轮胎破裂或老化 [6]. 轮子框架如图12 所示.

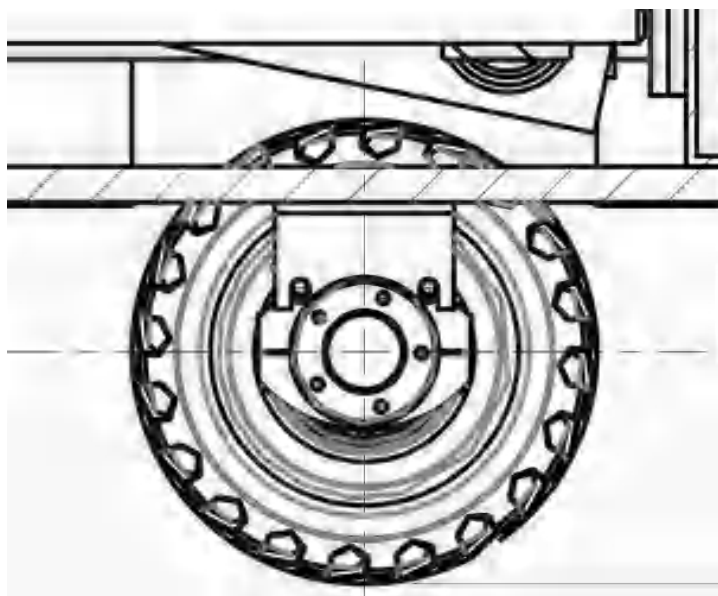


图12 轮子
Figure 12. Wheel

2.2.2 底盘轮架的设计和校核

在车轮的连接方法中, 典型的悬挂系统是最常用的, 主要包括弹性元件, 导向机构和减震器等结构. 其中弹性元件又分为钢板弹簧, 空气弹簧, 螺旋弹簧和

扭杆弹簧等形式,目前轿车悬挂多采用螺旋弹簧和扭杆弹簧两种,也有个别高级轿车使用空气弹簧.但是考虑到本设计的小车车轮没有动力源,方便小巧的小车,重量不高,所以采用螺栓固定法,靠推动小车来实现移动 [7].

轮轴如下图13 所示,依据机械原理 [3],机械设计手册 [3],对底盘轮架受力轴进行校核:

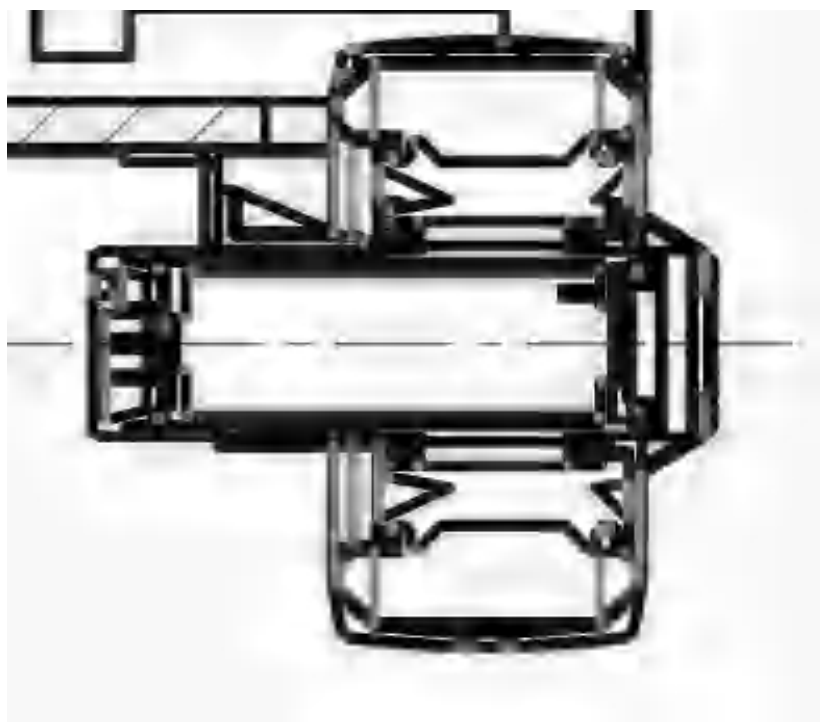


图13 轮轴
Figure 13. Axle

重力公式为

$$G = mg \quad (13)$$

式中:

m – 四个车轮承受的质量,这里取 100kg;

g – 重力加速度, 9.8N/kg;

G – 车轮受到的总压力, N.

$$G = mg = 980N$$

代入多用挂钩的受力的数据可得.

轴的受力和弯矩图如下图14, 15 所示:

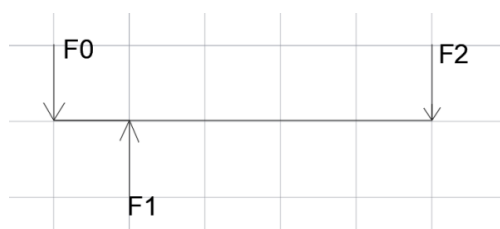


图14 受力轴的受力图

Figure 14 Force Diagram of the Loaded Shaft

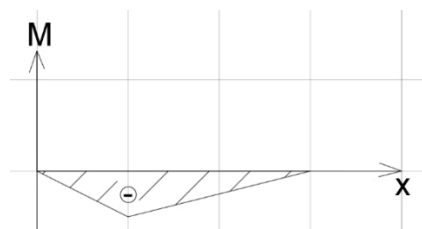


图15 弯矩图

Figure 15 Bending Moment Diagram

底盘车轮链接的受力轴承的抗弯强度验算:

$$\sigma_W = \frac{M}{W} \leq [\sigma_W] \quad (14)$$

式中:

M – 是车轮链接受力轴承受的最大弯矩;

W – 是受力轴抗弯截面模数;

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (14)$$

根据设计的模型 [11], 取 $d=36.5623\text{mm}$, 轴长取 21mm , 带入公式可得:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 36.5623^3}{32} = 4796.01\text{mm}^3$$

$[\sigma_W]$ – 许用弯曲应力, 对于 45 号钢 $[\sigma_W] = 360\text{MPa}$.

带入公式:

$$\sigma_W = \frac{M}{W} = \frac{980\text{N} \times 21\text{mm}}{4796.01\text{mm}^3} = 4.291\text{MPa} < 360\text{MPa}$$

抗弯强度合格.

2.4 机械爪的设计

如下图16 所示, 为了完成简单的抓取动作, 防止在辅助用餐过程中出现伤害到人体的现象, 经过考虑, 设计了摄像头的位置, 来拍摄辅助进食过程中机械爪的工作状态, 实时监控机械爪的工作能力. 为了完成简单的夹取动作, 在设计过程中也加入了夹取电机 [8] 的位置, 来减少一个电机充能多个部件的情况, 使得各部件工作更加稳定.

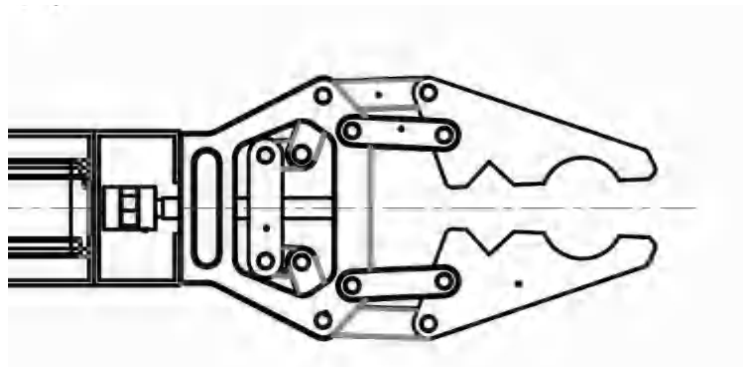


图16 机械爪
Figure 16. Mechanical Claw

2.4.1 夹取电机的选择

在设计过程中, 考虑到夹取动作的完成需要单独的一个电机. 所以在此, 设定夹取动作, 机械爪抓取的东西重量不超过 10kg .

夹紧力计算: 夹紧力是设计夹持器的重要依据, 故必须对其大小, 方向, 作用点进行分析和计算. 一般地, 夹紧力必须克服工件本身的重力所产生的惯性力和惯性力矩, 来使工件保持稳定状态.

依据机械设计手册得, 夹紧力计算公式:

$$F_N = K_1 K_2 K_3 G \quad (16)$$

K_1 – 安全系数, 由机械爪的工艺及设计要求确定, 一般取 1.2-2.0.

本设计取 $K_1=1.5$.

K_2 – 工件情况系数, 主要惯性力影响, 一般取 1.1-2.5.

本设计取 $K_2=1.5$.

K_3 – 方位系数, 粗略估算取 $K_3=3$.

G – 工件重量, 本设计抓取对象重量最大为 10kg.

得: $F_N=661.5N$.

因为作用力不大, 所以此处选择步进电机 20 系列, 如下图17所示. 因为步进电机具有高精度位置控制, 低速性能优越, 可靠性高, 自我保持力强和调速范围宽等特点 [9], 可以更好的适配机械爪来完成高精度的任务指令.



图17 步进电机参数

Figure 17. Parameters of the Stepper Motor

2.4.2 摄像头的选择

在设计过程中预留了摄像头的位置, 用于实时监控机械爪的工作状态. 在经过对比选择后, 镜头焦距挑选的估算法, 我们以 200 万摄像机为例, 假定某人距离摄像机 24 米. 倘若想看清人脸, 则挑选 $24/1.5=16mm$ 左右的镜头. 倘若想看清人体轮廓 [10], 则挑选 $24/3=8mm$ 左右的镜头. 倘若想监控人的活动画面, 则挑选 $24/6=4mm$ 左右的镜头. 故而为了屏幕更加清晰, 我们选择 16mm 的摄像头, 对比市场, 选择安奈的 16mm 监控摄像头, 满足了高清, 还十分小巧, 适合机械爪的运作, 安装等事宜. 同时还方便连接, 价格低廉.

2.5 机械臂的设计

机械臂包括: 两侧的大臂驱动电机, 机械臂大臂, 机械臂保持连杆, 机械臂小臂, 机械臂联动三角, 第二部分的机械臂小臂, 机械手腕等组成. 由底座和轴承受主要的压力, 两侧的两个驱动电机带动机械臂大臂进行运动, 由螺栓链接机械臂各部位, 从而产生机械臂的完整工作 [11]. 如图18所示, 为机械臂侧视图.



图18 机械臂侧视图

Figure 18. Side View of the Mechanical Arm

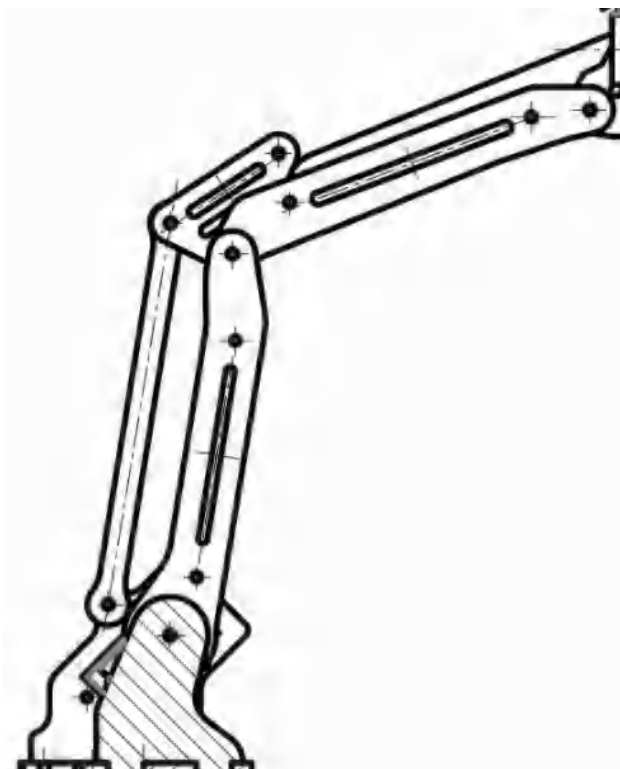


图19 机械臂

Figure 19. Mechanical Arm

机械臂下半部分,也是机械臂最主要的组成部分,如图19所示.

2.5.1 机械臂轴的校核

机械臂底部如图20所示,两侧的机械臂驱动电机和中间部分的轴基本承担了机械臂的全部的力.

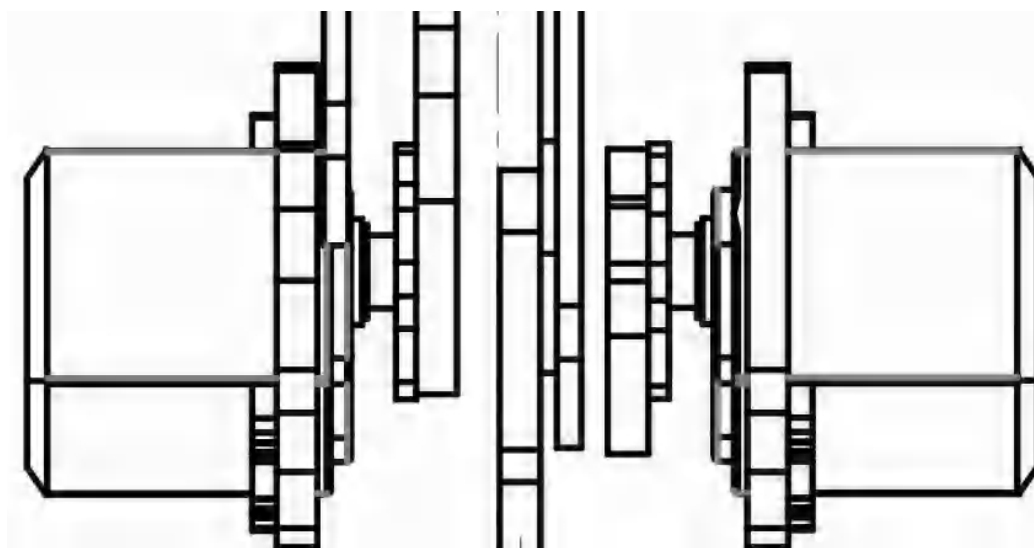


图20 机械臂驱动电机和轴

Figure 20. Drive Motor and Shaft of the Mechanical Arm

机械臂驱动轴的受力分析如下图

21:

机械臂驱动轴校核:

F1 和 F4 分别是左侧和右侧机械臂保持连杆施加的压力;

F2 和 F3 分别是左侧和右侧机械大臂施加的压力;

F5, F6 和 F7 分别是左侧, 中部和右侧机械臂底座的支持力.

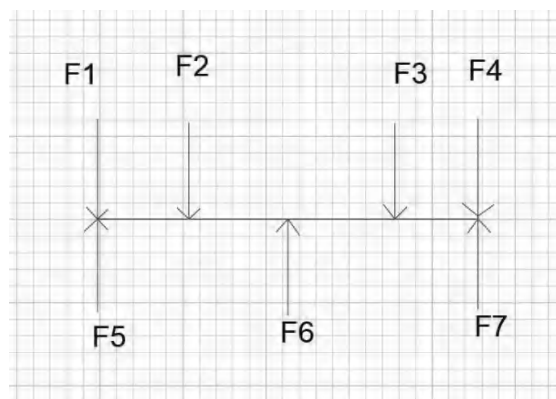


图21 驱动轴受力分析

Figure 21 Force Analysis of the Drive Shaft

这里受到的压力视为一个合力, 取机械爪抓取的重量和机械臂, 机械爪的总重量, 这里, 夹取的重量不超过 10kg, 机械爪和机械臂的总重量在 9kg 左右, 这里视为 10kg, 即 F1, F2, F3, F4 视为合力 $F=200N$.

弯矩图22 如下:

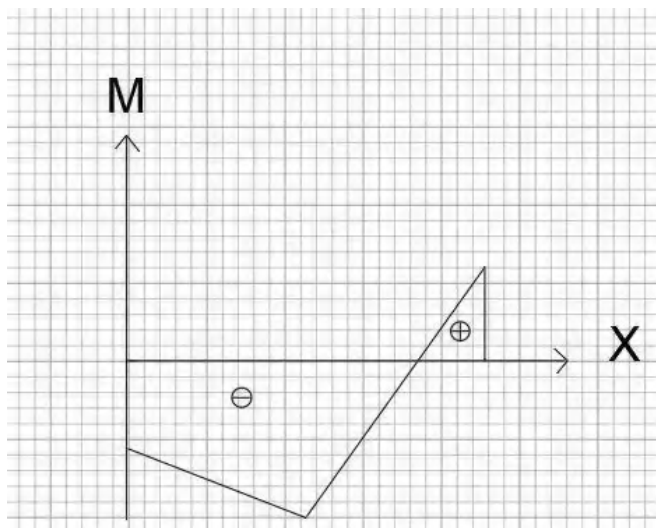


图22 驱动轴弯矩图

Figure 22. Bending Moment Diagram of the Drive Shaft

带入公式:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} = \frac{200N \times 192mm}{1533mm^3} = 25.05MPa < 360MPa$$

抗弯强度合格.

2.5.2 机械臂连杆螺栓的校核

依据机械原理, 机械设计手册得, 机械臂连杆和机械臂大臂, 机械臂小臂, 机械臂联动三角互相预紧, 组成了机械臂的完成结构, 每个螺栓受力确定:

$$fF_0 z_i \geq K_s F_{\Sigma i} \quad (19)$$

F_0 为螺栓的预紧力;

依据机械原理, 机械设计手册得, 计算公式如下:

$$\sigma_w = \frac{M}{W} \leq [\sigma_w] \quad (17)$$

式中:

M – 是剪叉杆受力轴承受的最大弯矩;

W – 是剪叉杆受力轴抗弯截面模数;

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (18)$$

根据设计的模型, 取 $d=25mm$, 轴长取 192mm, 带入公式可得:

$[\sigma_w]$ – 许用弯曲应力, 对于 45 号钢 $[\sigma_w] = 360MPa$.

f 为接合面的摩擦系数, 摩擦系数取 0.4;

Z 为螺栓的数目, 每个连杆需要 2 个;

i 是接合面个数为 1;

K_s 为防滑系数, 本设计中取为 1.1;

$F_{\Sigma i}$ – 为横向所受到的力的总和, 这里为 600N.

(对比了工作环境选出, 以保证正常工作的合适力大小).

有:

$$F_0 \geq \frac{K_s}{fzi} \times F_{\Sigma i} \quad (20)$$

可得

$$F_0 \geq \frac{1.1}{0.4 \times 2 \times 1} \times 600N$$

$$F_0 \geq 825N$$

可得预紧力为 825N.

又由螺栓强度计算公式:

$$\sigma = \frac{F}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma] \quad (21)$$

设计中此螺栓仅受到预紧力的作用, 工作状态受到横向载荷, 公式变化为:

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma] \quad (22)$$

得:

$$d \geq \sqrt{\frac{1.3 \times 4 \times F_0}{\pi [\sigma]}} \quad (23)$$

依据机械设计手册 [3] 得 Q235 的许用应力为 156.67MPa;

带入数据可得:

$$d \geq \sqrt{\frac{1.3 \times 4 \times F_0}{\pi [\sigma]}} = 2.9538mm$$

我们取螺栓小径为 8mm;

因此我们选择螺栓小径为 8mm 的螺栓四个, 完成链接, 作为的连接机械臂连杆和机械臂其他部位的螺栓.

3 结束语

本设计的多功能辅助用餐小车, 创新点主要在剪叉式液压升降机构整体的设计, 运动模块的设计, 机械爪电机和摄像头的设计. 机械爪电机和摄像头的选

择中, 经过网络上商品的对比和价格的对比, 筛选出了安奈的摄像头和 20 系列步进电机, 可以完成更精细的切爪运动操作. 在运动模块采用小轮设计推拉式, 减少了电机的使用 and 成本.

该设计不仅在技术层面实现了用餐辅助的重大进步, 也为行业研究与实践贡献了实质性的参考与启发, 展现了未来发展的无限可能, 也推动了老年助餐服务的发展.

参考文献

- [1] 李抒桐, 肖金壮, 孟恭, 等. 一种辅助进餐机器人的结构设计与性能分析 [J]. 生物医学工程学杂志, 2022, 39(01):149-157.
- [2] 孙恒, 葛文杰. 机械原理. 9 版 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2020.
- [3] 邝鸥. 传承发展 再创辉煌 — «机械设计手册 (第 6 版) 1-7 卷» 重磅出版 [J]. 机械工程师, 2019(1):140-140. 李瑜锡, 机械设计课程设计第二版, 西北工业大学.
- [4] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计. 10 版 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2018.
- [5] 李国亮. 一种用于智能小车的驱动系统设计与实现 [J]. 自动化应用, 2017, (6): 76-77, 150.
- [6] 代晓丽. 智能小车的设计及应用分析 [J]. 互联网天地, 2017, (4): 44-46.
- [7] 林嘉怡, 季会文. 基于机器视觉的智能车系统设计 [J]. 电子制作, 2024, 32(21): 33-37.
- [8] 齐国栋, 姚达毛, 仲崇峰. 类 ITER 多功能机械臂关节三电机控制系统设计 [J]. 核聚变与等离子体物理, 2025, (1): 39-44.
- [9] Xuming Zha, Hao Qin, Zhi Yuan, Linqing Xi, Xiao Chen, Yi Li, Qingshan Jiang, Zhilong Xu, Feng Jiang. Surface integrity and fatigue properties of Ti-6Al-4V alloy under the ultrasonic surface rolling process excited strain rate effect [J]. Journal of Materials Research and Technology, 2025, Vol.35: 416-434.
- [10] Zhang Meng, Liu Zhihua, Deng Jia, Yang Mengjian, Dai Qilong, Zhang Tianzeng. Optimum design of compressive residual stress field caused by ultrasonic surface rolling with a mathematical model. [J]. Applied Mathematical Modelling, 2019, Vol.76: 800-831.
- [11] 庞旭, 阎绍泽, 杨运强. 四自由度助餐机械手的设计与运动学分析 [C] // 2023 智能制造与机械动力学学术大会. 2023-07-19.

References

- [1] Li Shutong, Xiao Jinzhuang, Meng Gong, et al. Structural Design and Performance Analysis of an Auxiliary Dining Robot [J]. Journal of Biomedical Engineering, 2022, 39(01): 149-157.
- [2] Sun Heng, Ge Wenjie. Mechanical Principles. 9th ed [M]. Beijing: Higher Education Press, 2020.
- [3] Kuang Ou. Inheritance and Development, Creating New Glories — The Heavy Publication of the «Mechanical Design Handbook (6th Edition), Volumes 1-7» [J]. Mechanical Engineer, 2019(1): 140-140. Li Yuxi, Mechanical Design Course Design, 2nd Edition, Northwestern Polytechnical University.
- [4] Pu Lianggui, Chen Guoding, Wu Liyan. Mechanical Design. 10th ed [M]. Beijing: Higher Education Press, 2018.
- [5] Li Guoliang. Design and Implementation of a Drive System for an Intelligent Vehicle [J]. Automation Application, 2017, (6): 76-77, 150.
- [6] Dai Xiaoli. Design and Application Analysis of an Intelligent Vehicle [J]. Internet World, 2017, (4): 44-46.
- [7] Lin Jiayi, Ji Huiwen. Design of an Intelligent Vehicle System Based on Machine Vision [J]. Electronic Production, 2024, 32(21): 33-37.

- [8] Qi Guodong, Yao Damao, Zhong Chongfeng. Design of a Three-Motor Control System for a Multi-Functional Robotic Joint of ITER-like [J]. Journal of Nuclear Fusion and Plasma Physics, 2025, (1): 39-44.
- [9] Xuming Zha, Hao Qin, Zhi Yuan, Linqing Xi, Xiao Chen, Yi Li, Qingshan Jiang, Zhilong Xu, Feng Jiang. Surface integrity and fatigue properties of Ti-6Al-4V alloy under the ultrasonic surface rolling process excited strain rate effect [J]. Journal of Materials Research and Technology, 2025, Vol.35: 416-434.
- [10] Zhang Meng, Liu Zhihua, Deng Jia, Yang Mengjian, Dai Qilong, Zhang Tianzeng. Optimum design of compressive residual stress field caused by ultrasonic surface rolling with a mathematical model. [J]. Applied Mathematical Modelling, 2019, Vol.76: 800-831.
- [11] Pang Xu, Yan Shaoze, Yang Yunqiang. Design and kinematics analysis of four-degree-of-freedom meal aid manipulator [C] // 2023 Academic Conference on Intelligent Manufacturing and Mechanical Dynamics. 2023-07-19.