

双向自复位循环传动机构的结构设计与分析

叶琳, 彭松江

(郑州机电工程研究所, 郑州 450015)

摘要: [目的]为解决船用输送机物资定点接收、释放及横向转运自动衔接的难点,兼具双向输送以提高效率, [方法]采用弹簧储能的连杆与齿轮链轮传动相结合,设计开发一种双向自复位循环传动机构;对其结构组成、工作原理进行分析研究,对关键零部件强度进行理论计算,利用Creo三维软件进行建模,并使用Creo Simulate对薄弱零部件进行强度和刚度仿真,计算物资滑落距离,并通过样机试验证明设计的正确性。进行极端工况分析,对物资不同自由落体距离 H' 值冲击条件下链销轴受力及疲劳寿命进行理论计算。[结果]结果表明,该机构能有效解决以上问题,实现双向输送以提高效率, $H'=153.9\text{ mm}$ 时,可承受35 759次循环的有限寿命冲击,随着 H' 减少50%以上链节距离 $np(1<n\leq 4, p=31.75\text{ mm})$,链销轴可承受 10^7 次以上循环冲击。[结论]研究成果具有较强实用性和推广价值。

关键词: 双向; 自复位; 传动; 输送机; 疲劳

中图分类号: TH6 **文献标志码:** A **【DOI】** 10.13788/j.cnki.cbge.2026.06.10

Structural Design and Analysis of Bidirectional Self-Resetting Cyclical Transmission Mechanism

YE Lin, PENG Songjiang

(Zhengzhou Mechanical and Electrical Engineering Research Institute, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: [Purpose] To address the challenges of point-based reception, release, and lateral transfer automation for ship-mounted conveyors, as well as issues of bidirectional transportation to enhance efficiency, [Method] a bidirectional self-resetting cyclical transmission mechanism is designed and developed by combining spring energy storage with a linkage and gear drive; the structural components and working principles are analyzed, theoretical calculations of the strength of key components are performed, modeling is conducted using Creo 3D software, and Creo Simulate is used to simulate the strength and stiffness of weaker components. The distance of material drop is calculated, and the correctness of the design is validated through prototype testing. An extreme working condition analysis is conducted to theoretically calculate the stress and fatigue life of the chain pin shaft under impact conditions at different free fall distances H' of the materials. [Result] The results indicate that this mechanism effectively solves the aforementioned problems and achieves bidirectional transport to improve efficiency. When $H'=153.9\text{ mm}$, it can withstand a finite life impact of 35 759 cycles; as H' decrease by 50% the link distance $np(1<n\leq 4, p=31.75\text{ mm})$, the chain pin shaft can endure over 10^7 cycle impacts. [Conclusion] The result demonstrates strong practicality and potential for promotion.

Key words: bidirectional; self resetting; transmission; conveyor; fatigue

0 引言

船用输送机作为重要的甲板设备,主要用于船

用物资的转运。某输送机用于在船体上层甲板和舱室甲板之间垂直输送物资,并具备与舱室内横向转

收稿日期: 2025-08-17; 修回日期: 2025-10-29

作者简介: 叶琳(1980—),男,硕士、高级工程师。研究方向:海工装备、甲板机械、船舶辅机。

运机构的自动对接功能, 见图1。根据设计要求, 需要在输送机上部设置双向自复位循环传动机构, 以实现以下功能: 1) 托带杆承载物资上行至上层甲板时, 托带杆越过接收座接收位后, 物资能准确停在接收座上, 托带杆不需要精确停位(此动作本文命名为越程), 但实现准确定点接收物资; 2) 托带杆下行时, 接收座上的物资能被自动释放, 并被途径的托带杆自动承接并向下输送; 3) 物资在舱室001#转运位, 能被横向自动转运走或转运来, 横向转运和竖向输送自动衔接。

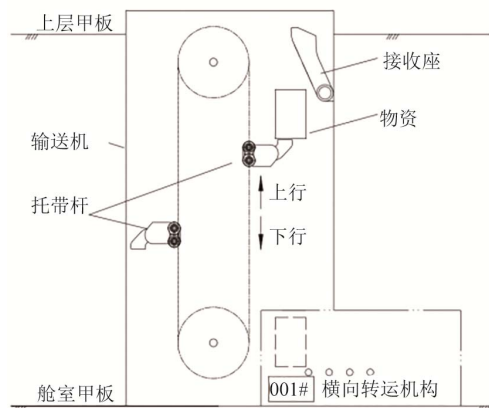


图1 船用输送机示意图

Fig. 1 Ship Conveyor Schematic

国内外学者针对输送机传动机构和自复位机构开展了相关研究: 倪国亮^[1]设计了双载货台往复升降机构, 但该机构无法实现单向长时间循环运行; 陈钦鸿^[2]研究了升降式输送装置并将其应用于阴极铜输送, 实现了与自动包装机的物料交接; 张晓龙等^[3]研发了高速自循环升降传输装置, 可用于汽车焊接生产线的快速精准传输; WU等^[4]提出一种深度迁移学习驱动的数字孪生建模方法, 解决了目标条件数据不足的情况下准确预测装载机加载阻力的难点; 孙宇凡等^[5]研究了高层垂直循环立体停车系统的技术; LIANG等^[6]提出了一种基于非线性模型预测控制 (Nonlinear Model Predictive Control, NMPC) 的轨迹跟踪控制方法, 为提高装载机工作机构的控制性能提供了重要的基础和新的思路; YANG等^[7]研究了超弹性形状记忆合金 (Shape Memory Alloy, SMA) 纤维增强工程水泥基复合材料 (Engineered Cementitious Composite, ECC) 梁自复位性能工作机理, 为自复位梁的设计提供理论依据; 张佳宇等^[8]为了进一步改善现有负刚度机构的抗震性能, 开发了改进型减震自复位负刚度机构; 王宜耀等^[9]针对孔探针探头自适应弯曲的需求, 设计了一种由形状记忆合金人工肌肉丝驱动的自复位弯曲机构; 刘佳星^[10]针对大型柔性自展开卫星天线在太空工作中因振动导致的型面精度降低的问题, 提出了一种大耗

能、轻质可自复位摩擦阻尼减振结构, 用于控制大型柔性自展开卫星天线构件的轴向振动。现有文献记载输送装置, 大多难以同时实现以上功能; 部分方案虽可兼顾, 但须采用伺服传动等方式, 存在动力分散的问题。在自复位功能方面, 现有方法多依靠预压弹簧承受水平低周往复载荷, 或采用记忆合金、金属橡胶等材料的超弹性实现复位, 对材料特性要求较高。

针对以上问题, 本文设计开发一种双向自复位循环传动机构, 实现定点自接收、自释放物资且物资在舱室内转运位, 能被横向转运走或转运来, 横向转运与竖向输送自动衔接。

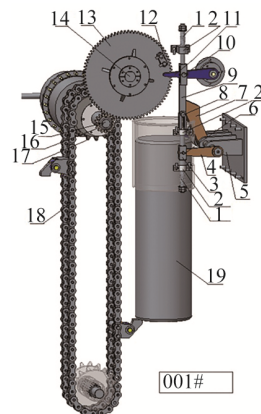
1 总体结构设计

1.1 总体结构

采用弹簧连杆传动机构与循环传动机构相结合, 其中弹簧连杆传动机构利用弹簧连杆储能原理, 实现接收座自动复位和自动释放, 循环传动机构采用齿轮链轮传动带动闭环链条机构循环运行的特性, 实现对弹簧连杆机构的周期性拨动, 同时带动物资上升或下降。

1.2 弹簧连杆传动机构

弹簧连杆传动机构主要由复位簧、导向座、下连杆、转臂、固定座、销、接收座、销、上连杆、销和摆臂组成, 见图2。下连杆安装在导向座上, 可实现上下直线运动, 其下端装有复位簧, 中间通过销3与转臂活动连接; 接收座与转臂同轴安装在固定座上, 二者可同步转动。上连杆安装在导向座上, 能上下直动, 上端安装有复位簧, 并通过销1活动连接摆臂; 上连杆下端通过销2活动连接下连杆的上端。



1—复位簧; 2—导向座; 3—下连杆; 4—转臂; 5—固定座; 6—销3; 7—接收座; 8—销2; 9—上连杆; 10—销1; 11—摆臂; 12—撞块; 13—大齿轮; 14—固定转轴; 15—主动轴; 16—小齿轮; 17—上链轮; 18—链条机构; 19—物资

图2 双向自复位循环传动机构示意图

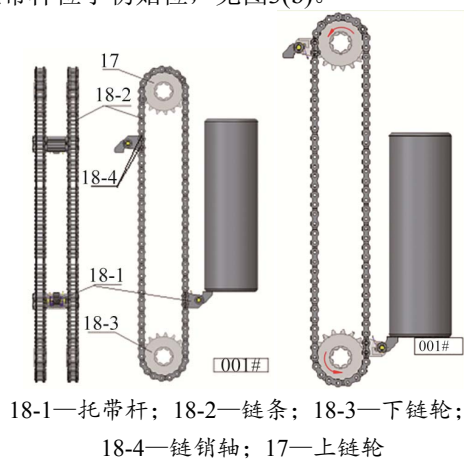
Fig. 2 Schematic Diagram of Bidirectional Self Resetting Cycle Transmission Mechanism

1.3 循环传动机构

循环传动机构主要由撞块、大齿轮、固定转轴、主动轴、小齿轮、上链轮和链条机构等组成。

大齿轮安装在固定转轴上，并与小齿轮啮合转动；撞块固连于大齿轮，随其同步转动，并在转动过程中拨动摆臂。上链轮为主动动力输入执行件，与小齿轮同轴安装在主动轴上，二者同步转动；链条机构悬挂于上链轮上，随其上链轮同步运转。

链条机构见图3(a)，机构上安装有多个托带杆和链条，托带杆通过链销轴安装在链条上，与链条共同构成双排环形结构。相邻托带杆沿链条的竖向间距均为82个链节，链条机构围绕上链轮和下链轮循环运行，托带杆托着物资在链条作用下同步上行或下行。下链轮附近设置有001#接口，物资在此处可以被托带杆向上带走或被转运装置横向转运走，此时托带杆位于初始位，见图3(b)。



18-1—托带杆；18-2—链条；18-3—下链轮；
18-4—链销轴；17—上链轮

(a) 链条机构组成 (b) 托带杆初始位状态
图3 链条机构示意图

Fig. 3 Schematic Diagram of Chain Mechanism

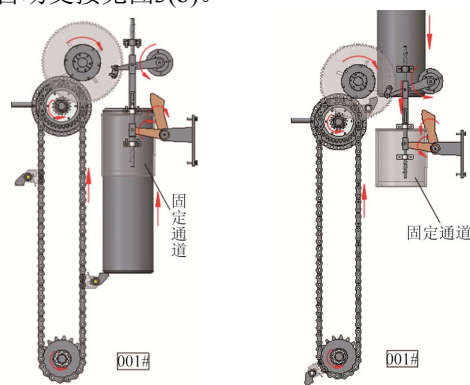
2 工作原理

2.1 物资上升定点接收工作原理

向上运送物资见图4(a)，上链轮受主动轴动力输入而逆时针转动，带动链条机构同步逆时针转动；当链条机构位于接收座一侧的托带杆带动物资上行时，在物资上端的挤压作用下，接收座顺时针转动，进而驱动转臂，再通过销3带动下连杆竖直向上运行，同时压缩下连杆下端复位簧。

物资上行越过接收座后见图4(b)，物资对接收座的挤压接触结束。下连杆在下端复位簧的作用下向下复位，带动接收座逆时针转动并复位，阻止物资

下行；物资随链条机构继续运行，托带杆经上链轮导向后向上链轮左侧运行，并与物资底部脱离，之后物资在自重作用下滑落，被接收座承接；链条机构继续运行，撞块随大齿轮顺时针转动并滑过摆臂后，摆臂恢复到水平初始位置，托带杆回到初始位置并停止；001#接口开始接收横向转运来的物资，填补此处物资空缺，实现上部定点接收物资、链条机构托带杆的越程，以及下部001#横向转运与竖向转运自动交接见图3(b)。



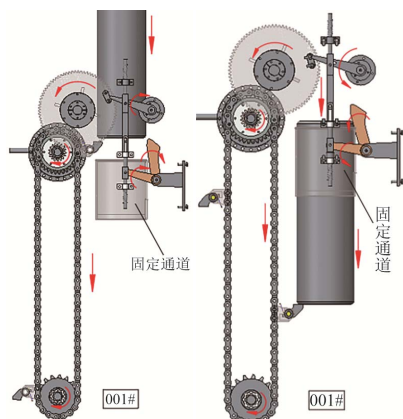
(a) 向上运送物资时 (b) 物资上行越过接收座后
图4 向上运送物资时机构动作示意图

Fig. 4 Schematic Diagram of Mechanism Actions when Transporting Materials Upward

2.2 物资下降自动释放工作原理

向下运送物资见图5(a)，上链轮受主动轴动力输入而顺时针转动，带动链条机构顺时针转动；同时通过小齿轮带动大齿轮逆时针转动。大齿轮上的撞块逆时针拨动摆臂，带动上连杆上行，上连杆进一步驱动下连杆上行，下连杆压缩其下端弹簧，并牵引转臂及接收座顺时针转动。在撞块与摆臂的持续作用下，接收座顺时针转动并保持在收回位一定时间，同时解除物资在固定通道内下行障碍；物资在自重作用下自由落体一定距离，落到托带杆上，跟随托带杆一同下行。

物资下行到接收座下部时见图5(b)，物资上部与接收座脱离接触后，接收座在下连杆下端复位簧作用下复位；当撞块越过摆臂时，上连杆的上行动力被解除，同样在复位簧作用下复位，并带动摆臂恢复至水平位置，实现物资在接收座位置的定点自动释放。托带杆回到初始位停止；之后见图3(b)，001#机构开始进行竖向转运与横向转运的交接，将物资横向转运走。



(a) 向下运送物资时 (b) 物资下行到接收座下部时

图 5 向下运送物资时机构动作示意图

Fig. 5 Schematic Diagram of Mechanism Actions During Downward Transportation of Materials

3 设计与计算

3.1 关键件强度计算

本文接收座为实现物资接收、释放功能的关键零部件, 承受较大冲击荷载。该冲击主要为物资停止上行后自由落体落在接收座上动载荷导致。因此, 本文对该零件进行强度和刚度分析。

根据文献[11], 动载荷结果须先求解静载荷。按静载方式沿竖直冲击方向作用于受冲击构件上, 产生的静应变为

$$\Delta = \frac{Ql}{EA} \quad (1)$$

式中: Q 为冲击物的质量; l 为受冲击构件长度; E 为弹性模量; A 为受冲击构件的最小横截面积。

冲击时的动荷系数为

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + 2h/\Delta} \quad (2)$$

式中: h 为冲击物自由落体高度。

则冲击载荷为

$$F = K_d Q \quad (3)$$

接收座材料选用40Cr, 调质后屈服强度为 $\sigma_y=690$ MPa, 弹性模量 $E=206$ GPa。

接收座结构尺寸见图6, $A=989.15$ mm², 为便于计算圆整为0.001 m²; $l=0.16$ m; $Q=700$ N, $h=0.02$ m。以上参数代入式(1)~式(3), 可计算出冲击载荷为190 568 N。

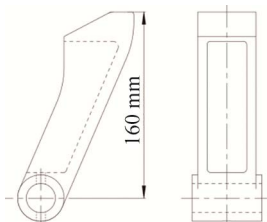


图 6 接收座结构图

Fig. 6 Receiving Seat

产生的动应力为

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} < [\sigma] = \frac{\sigma_y}{K} \quad (4)$$

式中: $[\sigma]$ 为许用应力; σ_y 为调质后屈服强度; K 为安全系数, 取值为2; 各参数代入式(4), $\sigma_1=345$ MPa。

经理论计算强度校核, 在安全系数为2的情况下, 最大应力192.6 MPa, 小于345.0 MPa, 可满足设计使用要求。

3.2 下连杆有限元分析

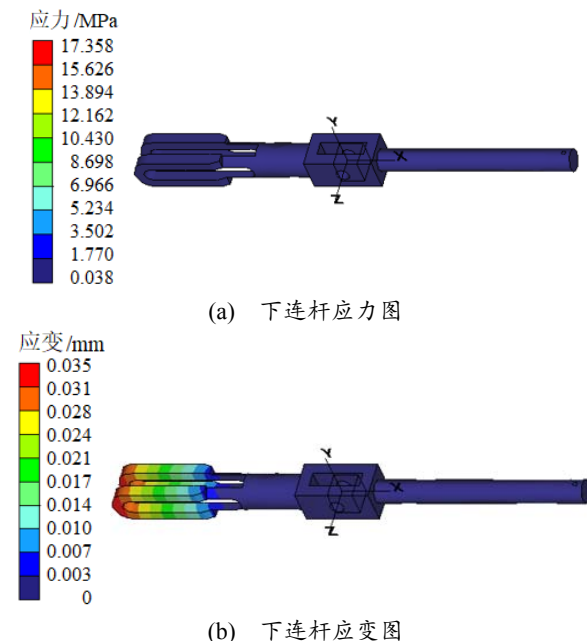
下连杆运动关系较复杂, 存在与上连杆在竖直方向相向运行的情况。为避免2个连杆干涉, 下连杆设计结构见图7。



图 7 下连杆

Fig. 7 Lower Connecting Rod

下连杆局部较结构相对单薄, 其最大受力工况出现在物资位于接收座即将下行的时刻。此时下连杆同时受下连杆所在复位簧及物资自重传递的力, 两者合计273 N。下连杆材料为42CrMo, 调质后屈服强度为780 MPa, $E=206$ GPa。采用Creo Simulate对下连杆进行有限元仿真分析, 依次对模型赋予材料属性、施加约束与载荷, 建立有限元模型之后对有限元模型进行静态分析, 得到相应的应力和应变情况, 结果见图8。



(a) 下连杆应力图

(b) 下连杆应变图

图 8 下连杆仿真结果

Fig. 8 Simulation Results of Lower Connecting Rod

仿真分析下连杆最大应力约17.36 MPa $< [\sigma]=780.00$ MPa, 最大应变约0.035 mm, 在规定工况下

不会发生结构性破坏,可满足设计使用要求。

3.3 物资滑落距离 H 计算

链条机构下行时,摆臂被大齿轮上的撞块拨动,从而释放物资,物资自由落体一段距离 H 后被链条机构上的托带杆接住。 H 值大小会影响物资安全(设计要求 $H \leq 1\,500\text{ mm}$),因此,需要对 H 进行计算。

简化后的连杆及传动机构见图9,接收座顺时针转动时带物资上行高度 $\Delta s = 15\text{ mm}$ (为便于计算,设定拖带杆初始位置为与接收座高度齐平,不考虑接收座拨动物资产生的向上惯性力影响),之后物资自由落体。由于物资为定点释放,其自由落体高度 H (单位: mm) 为释放瞬间开始直至物资与托带杆接触时的链条行程 S (单位为 mm) 及摆臂被拨动过程中的物资上行行程 Δs 之和,即

$$H = \Delta s + S \quad (5)$$

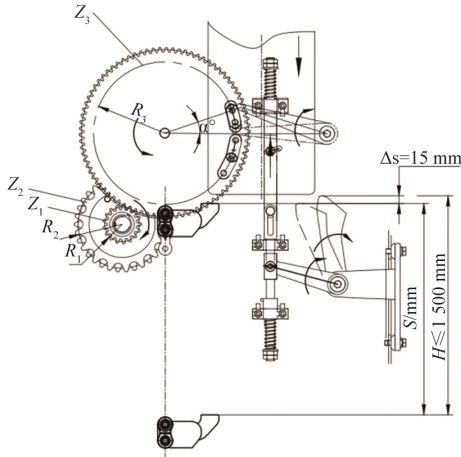


图9 连杆及传动机构简图

Fig. 9 Schematic Diagram of Connecting Rod and Transmission Mechanism

根据图9,设链条行程为 S 时,小齿轮与上链轮同轴转动角度为 θ ,则

$$S = \frac{\theta}{360} \times 2\pi R_2 \quad (6)$$

式中: R_2 为上链轮分度圆半径。

小齿轮与大齿轮啮合,其分度圆运行弧长相同,设大齿轮上撞块拨动摆臂运行过的角度 α , 单位($^\circ$):

$$\frac{\alpha}{360} 2\pi R_3 = \frac{\theta}{360} 2\pi R_1 \quad (7)$$

式中: R_3 为撞块旋转半径; R_1 为小齿轮分度圆半径。

由式(6)和式(7)可得 S 与大齿轮转动角度 α 关系式为

$$S = 2\pi R_3 \frac{\alpha}{360} \frac{R_2}{R_1} \quad (8)$$

$$\begin{cases} R_1 = \frac{mZ_1}{2}, R_2 = \frac{d}{2} \\ R_3 = \frac{mZ_3}{2}, d = \frac{p}{\sin(180/Z_2)} \end{cases} \quad (9)$$

式中: Z_1 为小齿轮齿数; Z_2 为上链轮齿数; Z_3 为大齿轮齿数; d 为上链轮直径; p 为链条节距; m 为小齿轮模数。此处与大齿轮分度圆半径一致。

各参数见表1。

表1 各参数及其数值汇总表

Tab. 1 Summary of Each Parameter and Its Values

参数	数值
$Z_1/\text{个}$	17
$Z_2/\text{个}$	17
m/mm	4.00
p/mm	31.75
$\Delta s/\text{mm}$	15.00

将表1参数分别代入式(9),计算结果再分别代入式(8)和式(5)得

$$S = Z_3 \frac{\alpha}{11.273} \quad (10)$$

$$H = 15 + Z_3 \frac{\alpha}{11.273} \quad (11)$$

在 α 不变情况下,链条行程 S 及物资自由落体距离 H 与齿数 Z_3 呈线性递增关系, $\alpha = 19.1^\circ$ 时的 $H-Z_3$ 曲线见图10。考虑设计方便,大齿轮实际采用 $Z_3 = 82$,此时大齿轮转一周,循环传动机构运行一个周期位,实现了机构的自复位和循环运行,此时 $\alpha = 19.1^\circ$ 。代入式(11), $H = 153.9\text{ mm}$ 。计算结果表明,当大齿轮齿数为82时,物资自由落体距离 H 为 $153.9\text{ mm} \leq 1\,500\text{ mm}$,因此物资是安全的。随着大齿轮齿数 Z_3 的减少,自由落体距离可进一步减小。

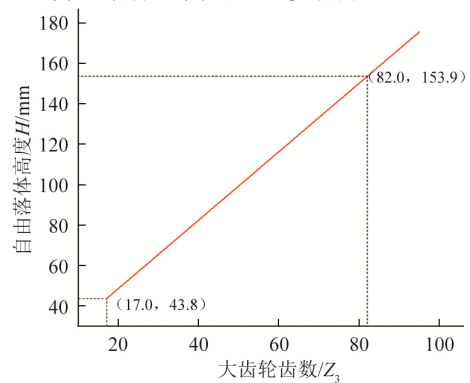


图10 $H-Z_3$ 曲线

Fig. 10 $H-Z_3$ Curve

4 试验结果

该机构设计完成后, 进行样机生产、安装、调试及试验, 连续输送了645件物资, 运行平稳, 未出现故障。试验时, 测试物资实际自由落体距离为 H' , 见表2, 范围在计算值 (153.9 ± 10) mm以内, 包含了作用于主动轴的动力机构滑行产生的距离等。试验结果进一步验证了设计的正确性。

表2 物资实际自由落体距离 H' 数值记录表

Tab. 2 Actual Free Fall Distance H' Value Record for Materials

参数	最小值	最大值	平均值
物资实际自由落体距离 H' /mm	145	161	152
物资实际自由落体距离 误差 $(H' - 153.9)$ /mm	-8.9	+7.1	—

5 极端工况分析

物资自由落体被托带杆承接瞬间, 连接托带杆与链条的链销轴也承载冲击荷载。链销轴为链条机构的关键零部件, 物资实际自由落体距离 H' 越大, 对链销轴冲击荷载也越大, 因此有必要对链销轴进行受力分析及疲劳寿命计算。

链销轴中部穿过托带杆, 两端被链条牵引。链销轴受力以冲击造成的弯曲应力和剪应力为主^[12],

表3 物资实际自由落体距离 H' 及对应冲击速度 v'

Tab. 3 Actual Free Fall Distance H' of Material and Corresponding Impact Speed v'

托带杆初始位沿上链轮逆时针旋转的链节数 n /个	0	1	3	4
不同链节数对应的长度 np /mm	0	31.75	95.25	127.00
物资实际自由落体距离 H' /mm	153.90	122.15	58.65	26.90
物资冲击托带杆与链销轴时的相对速度 v' /(m/s)	1.41	1.22	0.75	0.40

链销轴材料为45CrNiMoVA, 经锻造及调质处理后, 取其屈服强度 $\sigma_s = 1\ 325$ MPa, 抗拉强度 $\sigma_b = 1\ 470$ MPa^[14]; 弹性模量取 $E = 206$ GPa, 泊松比 $\nu = 0.3$ 。采用显式动力学数值模拟冲击, 分别建立模型、装

配、接触, 将以上数值赋予材料属性, 设置链销轴边界条件, 施加惯性为 $Q/(2g) = 35.7$ kg冲击荷载, 按照表3所列 v' 值施加冲击速度, 计算结果见图12。

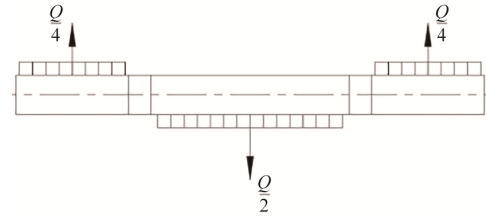


图11 链销轴受力简图

Fig. 11 Force Diagram of Chain Pin

物资自由落体接触到托带杆时, 其速度 v (单位m/s) 计算公式为

$$v = \sqrt{\frac{2gH'}{1\ 000}} \quad (12)$$

式中: g 为重力加速度, 取值 9.8 m/s²。

设计托带杆以 0.325 m/s平均速度向下运行, 物资冲击托带杆与链销轴时的相对速度 v' 为

$$v' = v - 0.325 \quad (13)$$

将式(12)代入式(13), 可计算物资冲击速度 v' 。表3列出图9上链轮的托带杆初始位沿上链轮逆时针旋转了不同链节数 n 时, 物资实际自由落体距离 H' 、冲击速度 v' , 其中, $p = 31.75$ mm, $H' = H - np$ 。

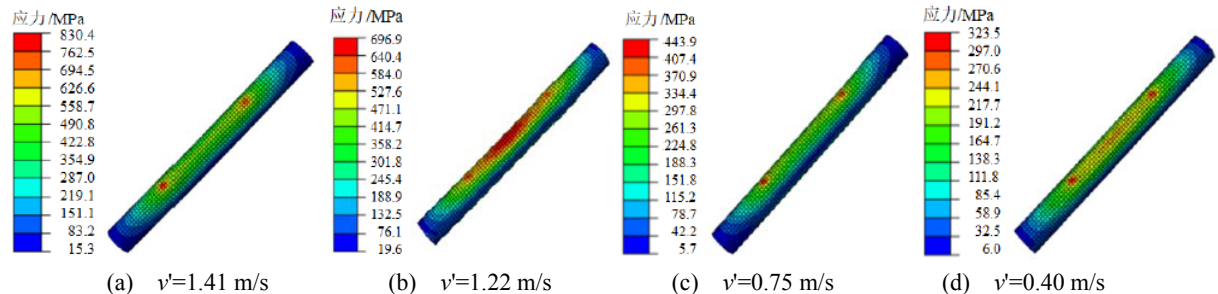


图12 链销轴应力云图

Fig. 12 Stress Contour Map of Chain Pin Shaft

表4列出了物资实际自由落体距离 H' 取不同数

值时, 链销轴所产生的最大冲击应力 σ_a 。

表4 链销轴最大冲击应力统计

Tab. 4 Statistical Analysis of Maximum Impact Stress of Chain Pins

托带杆初始位沿上链轮逆时针旋转的链节数 n /个	0	1	3	4
物资实际自由落体距离 H' /mm	153.9	122.15	58.65	26.9
物资冲击托带杆与链销轴时的相对速度 v' /(m/s)	1.41	1.22	0.75	0.40
冲击应力 σ_a /MPa	830.4	696.9	443.9	323.5

由图12及表4可知,冲击应力 σ_a 均未超过屈服强度1 325 MPa。根据文献[15],疲劳强度公式为

$$\sigma_{-1} = f \sigma_b \quad (17)$$

取 $f=0.47^{[15]}$,得疲劳强度 $\sigma_{-1}=690$ MPa。

当上链轮处的托带杆初始位沿上链轮逆时针旋转1个链节($H'=122.15$ mm)时,应力为696.9 MPa,接近疲劳强度值,因此 $1 < n \leq 4$ 个链节(此时 $H' < 122.15$ mm)时,链销轴所受应力均小于材料疲劳强度690.9 MPa,理论上可以运行 10^7 以上。当上链轮的托带杆初始位沿上链轮逆时针旋转 < 1 个链节时,链销轴所受最大应力均介于材料疲劳强度690.9 MPa与屈服强度1 325 MPa之间,材料处于弹性变形范围,属于有限寿命下的高周疲劳^[15]。对于高周疲劳问题,通常运用Basquin方程描述恒幅循环应力与中位疲劳寿命之间的关系^[16]。下文对链销轴的高周疲劳寿命进行计算。

Basquin方程^[17]为

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N)^b \quad (18)$$

转换后可求出循环次数 N

$$N = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_a}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (19)$$

机构运行时,销轴在圆周方向自由度未固定,为对称循环,应力比 $R=-1$ 。据文献[18],45CrNiMoVA疲劳强度系数取 $\sigma'_f=1\ 575.6$ MPa,疲劳强度指数 $b=-0.0573$,当 $\sigma_a=830.4$ MPa时,代入式(19),得循环次数 $N \approx 35\ 759$;当 $\sigma_a=696.9$ MPa时,得循环次数 $N \approx 76\ 708$ 。

6 结论

本文针对某船用输送机技术需求,设计开发了一种双向自复位循环传动机构。该机构采用弹簧连杆机构实现接收座对物资的自动接收和自释放,通过齿轮链轮传动带动闭环链条机构循环运行,实现对弹簧连杆机构的周期性拨动,从而带动物资上升或下降。文中对其结构原理、运动情况进行分析研究,通过理论计算对关键零部件进行强度校核,利用Creo三维软件建立三维实体建模,并使用Creo Simulate对复杂薄弱零部件进行强度刚度仿真分析。样机试验结果验证了该设计的合理性与正确性。

测试结果表明,物资实际自由落体距离 H' 为

(153.9 $\pm$ 10) mm以内。通过开展极端工况分析,对不同的 H' 值时物资与托带杆冲击产生的链销轴应力进行了数值计算,分析计算了疲劳寿命。主要得到以下结论:

1) $H'=153.9$ mm时,链销轴可承受35 759次循环冲击,为有限寿命设计;随着 H' 减小1倍以上链节距离 $np(1 < n \leq 4, p=31.75$ mm),链销轴可承受 10^7 次以上循环冲击,满足无限寿命设计要求。

2) 本文采用的齿数 Z_3 与2个托带杆间的链节数一致,可保证大齿轮每运行一周,链条机构相应运行一个工作周期。如果物资高度较小,也可考虑采用保持 α 不变,减小齿数 Z_3 (根据图10,齿数 $Z_3=17$ 时,自由落体距离 $H=43.8$ mm,滑落距离已经很小)等,减少物资自由落体距离。

3) 由于采用了双向自复位循环传动设计,输送机可以进行连续向上提升物资,或连续向下输送物资,相比以往不能循环传动,只能进行单向上升、下降输送的输送机,其工作效率提升约30%;由于采用了纯机械的越程结构设计,托带杆不需要精确停位,设备运行更加可靠,减少了对电气控制系统的依赖,降低了成本。

本设计可扩展到建筑物、钢结构、车辆、采掘设备等封闭空间外部上层与内部之间的物资双向循环传送。该设计可根据实际高度需求,灵活设计链条机构长度,具有较高的工程应用价值与推广前景。

参考文献:

- [1] 倪国亮. 双载货台往复运行的升降机[J]. 起重运输机械, 2000(4): 25-27.
NI G L. A Double Carrying Platform Vertical Reciprocating Elevator[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2000(4): 25-27.
- [2] 陈钦鸿. 升降式输送机的研制与应用研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2015.
CHEN Q H. Research on Development and Application of Elevating Conveyor[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2015.
- [3] 张晓龙, 李靖, 都韧刚, 等. 高速自循环升降传输装置的研发与应用[J]. 汽车工艺与材料, 2017(6): 61-66.
ZHANG X L, LI J, DU R G, et al. Development and Application of High-Speed Self-Circulating Lifting

- Transmission Device[J]. Automobile Technology & Material, 2017(6): 61-66.
- [4] WU B Y, HOU L, WANG S J, et al. Digital Twin Modeling for Predicting Loading Resistance of Loaders Driven by Deep Transfer Learning[J]. Advanced Engineering Informatics, 2025, 65: 103245.
- [5] 孙宇凡, 张贺铭, 于利, 等. 高层垂直循环立体停车系统的技术[J]. 起重运输机械, 2024(4): 62-67.
SUN Y F, ZHANG H M, YU L, et al. Technical Research on High-Rise Vertical Circulation Three-Dimensional Parking System[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2024(4): 62-67.
- [6] LIANG G D, JIANG Y, GAO Z Y, et al. Research on Operation Trajectory Tracking Control of Loader Working Mechanisms[J]. Machines, 2025, 13(2): 165.
- [7] YANG Z, WU Q, QI X L, et al. Study on the Working Mechanism of Self-Resetting Performance of Superelastic SMA Fiber-Reinforced ECC Beams[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2024, 24(3): 180.
- [8] 张佳宇, 孙敏, 方有珍. 改进型减震自复位负刚度机构抗震机理数值模拟[J]. 广西大学学报(自然科学版), 2017, 42(4): 1339-1350.
ZHANG J Y, SUN M, FANG Y Z. Numerical Simulation on Seismic Mechanism of Modified Negative Stiffness Device with Seismic Reduction and Self-Centering[J]. Journal of Guangxi University (Natural Science Edition), 2017, 42(4): 1339-1350.
- [9] 王宜耀, 芦吉云, 崔胜明, 等. 自复位 SMA 丝驱动的连接体孔探弯曲机构设计[J]. 振动·测试与诊断, 2024, 44(6): 1062-1067.
WANG Y Y, LU J Y, CUI S M, et al. Design of a Continuous Body Hole-Probing Bending Mechanism Driven by Self-Resetting SMA filaments[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(6): 1062-1067.
- [10] 刘佳星. 空间自展开机构自复位阻尼器机理及试验研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2021.
LIU J X. Mechanism and Experimental Study on Self-Reset Damper of Space Self-Expanding Mechanism[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2021.
- [11] 王永廉, 方建士. 材料力学[M]. 4版. 北京: 机械工业出版社, 2023.
WANG Y L, FANG J S. Mechanics of Materials[M]. 4th ed. Beijing: China Machine Press, 2023.
- [12] 张晨. 冲击载荷下机械弹性车轮的耐久性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2021.
ZHANG C. Study on the Durability of Mechanical Elastic Wheels Under Impact Load[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021.
- [13] 张英凤, 柳生波, 唐萍. 中央链斗式提升机链条的结构强度[J]. 辽宁科技大学学报, 2014, 37(4): 374-377.
ZHANG Y F, LIU S B, TANG P. Structural Strength of Central Chain Bucket Elevator Chain[J]. Journal of University of Science and Technology Liaoning, 2014, 37(4): 374-377.
- [14] 成大先. 机械设计手册-轴承[M]. 6版. 北京: 化学工业出版社, 2017.
CHENG D X. Handbook of Mechanical Design[M]. 6th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2017.
- [15] 赵少汴. 抗疲劳设计手册[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2015.
ZHAO S B. Anti-Fatigue Design Manual[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2015.
- [16] 周金宇, 谢里阳, 朱福先, 等. 基于随机化 Basquin 方程的结构系统疲劳可靠性模型[C]//2009 年全国机械可靠性技术学术交流会暨第四届可靠性工程分会成立大会. 2009.
ZHOU J Y, XIE L Y, ZHU F X, et al. Fatigue Reliability Model of Structural Systems Based on Randomized Basquin Equation [C]//Chinese Mechanical Engineering Society Reliability Engineering Branch. 2009 National Mechanical Reliability Technology Academic Exchange Conference and the Fourth Reliability Engineering Branch Inaugural Conference. 2009.
- [17] 吴明哲, 郭文军, 崔建伟. 液压桩锤推力轴承的疲劳寿命分析计算[J]. 船舶工程, 2025, 47(增刊 1): 433-436.
WU M Z, GUO W J, CUI J W. Fatigue Life Analysis and Calculation of Hydraulic Pile Thrust Bearing[J]. Ship Engineering, 2025, 47(Suppl. 1): 433-436.
- [18] 陆大敏. 氢致金属疲劳的失效分析与细观模型预测方法研究[D]. 南宁: 广西大学, 2021.
LU D M. Investigation on Hydrogen-Induced Metal Fatigue Failure Analysis and Predicted Method of Mesoscopic Model[D]. Nanning: Guangxi University, 2021.