

重载并联运动模拟台机构动力特性分析*

苑飞虎¹ 赵铁石¹ 边辉² 刘晓²

(1.燕山大学河北省并联机器人与机电系统实验室,秦皇岛 066004;

2.燕山大学先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室,秦皇岛 066004)

摘要:提出一种适用于重载的6UPS-3UPS/UPU-R并联运动模拟台机构。采用电液混合的驱动方式,该机构具有平衡负载重力的特点。对机构进行了动力学分析,得到了平衡平台对运动平台的作用力和电机扭矩计算表达式。提出了平衡效率指标,并研究了平衡分支相关参数对平衡效率的影响。分析了液压缸对运动平台受力和电动缸驱动力的作用。数值分析表明,平衡液压缸的存在能够有效降低电机扭矩,该并联运动模拟台机构能够以较低的制造成本满足高精度、重载的应用需求。

关键词:重载 运动模拟台 动力学

中图分类号: TP24 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0311-07

引言

并联机构具有承载能力强、刚度大、无累计误差等特点,适用于运动模拟台。但由于驱动器的力(力矩)、功率有限,并联运动模拟台向大载荷、高速度、高加速度方向的发展受到一定制约。为了解决上述问题,国内外学者进行了一系列研究,主要成果集中在冗余驱动方面。冗余驱动通过增加主动输入个数可以提高并联机构的承载能力^[1-3]。但是冗余输入产生了多主动输入协调匹配的问题,其难点和核心均为系统动力学模型的建立^[4-9]。建立并联机构动力学模型的方法常用的有牛顿-欧拉法^[10]、拉格朗日法^[11]、凯恩法^[12]和影响系数法^[13]。影响系数反映了机构的运动学和动力学本质,建立动力学模型时可以使计算大为简化^[14]。

本文提出一种适用于重载的冗余驱动并联运动模拟台机构,采用电液混合驱动,以简化驱动力的协调分配问题。

1 重载并联运动模拟台机构构成与特点

1.1 机构组成

重载并联运动模拟台机构如图1所示。该机构由位于外层的6条UPS分支、位于内层的3条UPS分支、位于中间位置的UPU分支、平衡平台、运动平台和基础平台组成。外层的6条UPS分支分别通

过S副、U副与运动平台和基础平台铰接,铰链点中心分别记为 A'_i 和 A_i ($i=1,2,\cdots,6$)。内层的3条UPS分支分别通过S副、U副与平衡平台和基础平台铰接,铰链点中心分别记为 B'_j 和 B_j ($j=1,2,3$)。UPU分支通过两个U副与平衡平台和基础平台铰接,初始时U副的两条转动轴线均与基础平台表面平行。平衡平台通过轴线垂直于其表面的R副(由转盘轴承实现)与运动平台铰接,如图2所示。以基础平台中心为原点建立参考坐标系 $OXYZ$,其 X 、 Y 轴分别与 A_3A_4 垂直、平行。以运动平台中心为原点建立运动坐标系 $Pxyz$,其 x 、 y 轴分别与 $A'_3A'_4$ 连线垂直、平行。

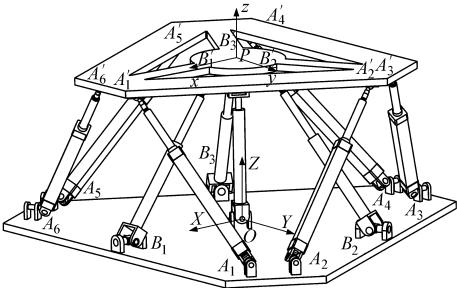


图1 重载并联运动模拟台机构简图

Fig.1 Sketch of heavy load parallel motion simulation platform mechanism

1.2 机构自由度和驱动方式

以分支 $A_3A'_3$ 为例研究UPS分支的约束作用。分支 $A_3A'_3$ 的运动螺旋在坐标系 $OXYZ$ 中表示为

收稿日期: 2013-08-13 修回日期: 2013-09-11

* 国家自然科学基金资助项目(50975244, 51105322)

作者简介: 苑飞虎, 博士生, 主要从事并联运动模拟台技术研究, E-mail: yfhsu@163.com

通讯作者: 赵铁石, 教授, 博士生导师, 主要从事并联机构理论及应用研究, E-mail: tszhao@ysu.edu.cn

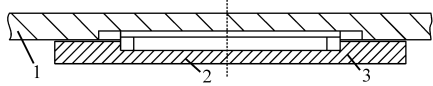


图2 运动平台与平衡平台连接示意图

Fig.2 Schematic diagram of the motion platform and balance platform connection

1. 运动平台 2. 平衡平台 3. 转盘轴承

$$\begin{cases} \$1 = (S_1; (r_p - r_{A3})^T \times S_1) \\ \$2 = (S_2; (r_p - r_{A3})^T \times S_2) \\ \$3 = (O_{1 \times 3}; S_3) \\ \$4 = (S_3; (r_p - r_{A3})^T \times S_3) \\ \$6 = (S_6; (r_p - r_{A3})^T \times S_6) \\ \$5 = (S_6 \times S_3; (r_p - r_{A3})^T \times (S_6 \times S_3)) \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$\begin{aligned} S_1 &= (1 \quad 0 \quad 0) \\ S_2 &= (0 \quad \cos\theta_1 \quad -\sin\theta_1) \\ S_3 &= (r_{A3} - r_{a3})^T / \|r_{A3} - r_{a3}\| \\ O_{1 \times 3} &= (0 \quad 0 \quad 0) \end{aligned}$$

S_6 为与 S_3 垂直的任意单位行向量, θ_1 为该分支的 U 副中与基础平台相连转动副的转角。

由式(1)可知, UPS 分支的 6 个运动螺旋线性无关, 即该运动螺旋系不存在约束反螺旋。由此可将串并混联的 3UPS/UPU-R 分支等效为一个广义运动副, 其运动螺旋在坐标系 OXYZ 表示为^[15]

$$\begin{cases} \$B1 = (S_{B1}; r_p^T \times S_{B1}) \\ \$B2 = (S_{B2}; r_p^T \times S_{B2}) \\ \$B3 = (O_{1 \times 3}; S_{B3}) \\ \$B4 = (S_{B3}; (r_p - r_{p0})^T \times S_{B3}) \\ \$B6 = (S_{B6}; (r_p - r_{p0})^T \times S_{B6}) \\ \$B5 = (S_{B6} \times S_{B3}; (r_p - r_{p0})^T \times (S_{B6} \times S_{B3})) \end{cases} \quad (2)$$

其中

$$\begin{aligned} S_{B1} &= (1 \quad 0 \quad 0) \\ S_{B2} &= (0 \quad \cos\theta_2 \quad -\sin\theta_2) \\ S_{B3} &= r_{p0}^T / \|r_{p0}\| \\ S_{B6} &= (0 \quad 0 \quad 1)^T {}^p_0 R^T \end{aligned}$$

θ_2 为 U 副中与基础平台相连转动副的转角, r_{p0} 为该分支中与平衡平台相连 U 副中心点坐标, ${}^p_0 R$ 为坐标系 Pxyz 到 OXYZ 旋转变换矩阵。

由式(2)可知, 3UPS/UPU-R 分支的等效广义运动副的 6 个运动螺旋线性无关, 该运动螺旋系不存在约束反螺旋。

根据上述分析可知机构中不存在公共约束和冗余约束。由 1.1 节描述可知, 该机构构件数 $n = 23$, 运动副数 $g = 31$, 不存在局部自由度。按 Kutzbach-Grübler 公式得机构自由度为

$$M = 6(n - g - 1) + \sum_{j=1}^g f_j = 6 \times (23 - 31 - 1) + 60 = 6 \quad (3)$$

外层 6 条 UPS 分支和 3UPS/UPU-R 分支均对运动平台无约束作用, 所以动平台自由度为 6, 与机构的自由度相同。

常见直线驱动方式为液压缸驱动和电机带动滚珠丝杠驱动。伺服电机可实现高精度位置控制, 价格较低, 但驱动能力较差。液压缸驱动能力强, 但高精度伺服液压缸的元器件价格、维护成本高, 而平衡液压缸相关成本则较低。综上所述, 为经济高效地实现重载, 该机构可采用电液混合驱动方式。外层 6 个 P 副用伺服电机和滚珠丝杠组成的电动缸驱动, 采用位置输入方式, 以保证机构具有确定运动^[16] 和一定的运动精度。内层 3 个 P 副用平衡液压缸驱动, 采用恒力输入方式, 通过平衡平台对运动平台施加一作用力, 平衡部分或全部运动平台和负载的重力, 减小电动缸的负载。当液压系统压力恒定时, 只需控制液压油的流量, 可使平衡液压缸推力恒定, 控制方式简单。

2 机构动力学分析

2.1 平衡平台对运动平台的作用力

为表述方便, 将包含电动缸的分支称为驱动分支, 包含液压缸的分支称为平衡分支。采用虚设机构法, 构造 2 条连接平衡平台和基础平台的虚设 UPS 分支, 并在 UPU 分支中引入一个虚设的转动关节, 使其变为 UPS 结构, 由并联机构学理论可得到平衡平台速度对与其相连分支 P 副、分支上连杆、分支下连杆速度的一阶影响系数矩阵 G_p^q 、 G_p^j 和 G_p^i , 分支的角加速度 ε_j , 以及上连杆、下连杆质心的加速度 a_{sj} 和 a_{yj} 。

机构运动时, 已知平衡分支下连杆的质量、转动惯量、角速度、角加速度和质心点的加速度可得到其惯性力 F_{yj} , 同理可得上连杆和平衡平台的惯性力 F_{sj} 和 F_c 。

对于平衡平台和与其相连的分支, 由达朗贝尔原理和虚功原理可得动力学平衡方程

$$G_p^{qT} f_0 + F_{G1} + F_c + F_1 + \sum_{j=1}^3 (G_p^{yT} (F_{Gy} + F_{yj}) + G_p^{sT} (F_{Gs} + F_{sj})) = 0 \quad (4)$$

式中 f_0 ——液压缸与虚设 P 副的驱动力矢量, 与虚设机构相关的分量为 0, 每个液压缸驱动力均为 f_0

- F_1 ——运动平台对平衡平台的作用力
- F_{G1} ——平衡平台重力矢量
- F_{Gs} ——平衡分支上连杆重力矢量
- F_{Gy} ——平衡分支下连杆重力矢量

由作用力和反作用力关系及式(4)可得平衡平台对运动平台的作用力为

$$\mathbf{F}_2 = \mathbf{G}_p^{\text{qT}} \mathbf{f}_0 + \mathbf{F}_{G1} + \mathbf{F}_c + \sum_{j=1}^3 (\mathbf{G}_p^{\text{yT}} (\mathbf{F}_{Gy} + \mathbf{F}_{yj}) + \mathbf{G}_p^{\text{sjT}} (\mathbf{F}_{Gs} + \mathbf{F}_{sj})) \quad (5)$$

由式(5)可知, 液压缸驱动力, 平衡分支、UPU 分支和平衡平台的重力, 惯性力均影响平衡平台对运动平台的作用力。

定义机构的平衡系数 k , 该系数表示运动平台位于初始位置时, 平衡平台平衡运动和负载重力的比重。机构在初始位置静止时, $\mathbf{F}_{yj}$ 、 $\mathbf{F}_{sj}$ 、 $\mathbf{F}_c$ 均为 0, 此时有 $\mathbf{F}_2 = k(\mathbf{F}_{G2} + \mathbf{F}_{G3})$, $\mathbf{F}_{G2}$ 、 $\mathbf{F}_{G3}$ 为运动平台和负载的重力矢量, 结合式(5)可得

$$k = \frac{\|\mathbf{G}_p^{\text{qT}} \mathbf{f}_0 + \mathbf{F}_{G1} + \sum_{j=1}^3 (\mathbf{G}_p^{\text{yT}} \mathbf{F}_{Gy} + \mathbf{G}_p^{\text{sjT}} \mathbf{F}_{Gs})\|}{\|\mathbf{F}_{G2} + \mathbf{F}_{G3}\|} \quad (6)$$

2.2 电机扭矩分析

由并联机构学理论得到电动缸输入速度对于运动平台、驱动分支上连杆、下连杆速度的一阶影响系数矩阵 $\mathbf{G}_{qd}^{\text{PM}}$ 、 $\mathbf{G}_{qd}^{\text{Si}}$ 和 $\mathbf{G}_{qd}^{\text{Yi}}$, 驱动分支的角加速度 ε_{di} , 上连杆、下连杆质心的加速度 $\mathbf{a}_{Si}$ 和 $\mathbf{a}_{Yi}$ 。

运动过程中, 已知驱动分支下连杆的质量、转动惯量、角速度、角加速度和质心点的加速度可得到其惯性力 $\mathbf{F}_{Yi}$, 同理可得上连杆、运动平台和负载的惯性力 $\mathbf{F}_{Si}$ 、 $\mathbf{F}_M$ 和 $\mathbf{F}_L$ 。

由达朗贝尔原理和虚功原理可得机构的动力学平衡方程

$$\mathbf{f}_d + \mathbf{G}_{qd}^{\text{PMT}} (\mathbf{F}_{G2} + \mathbf{F}_{G3} + \mathbf{F}_M + \mathbf{F}_L + \mathbf{F}_2) + \sum_{i=1}^6 (\mathbf{G}_{qd}^{\text{YiT}} (\mathbf{F}_{GY} + \mathbf{F}_{Yi}) + \mathbf{G}_{qd}^{\text{SiT}} (\mathbf{F}_{GS} + \mathbf{F}_{Si})) = 0 \quad (7)$$

式中 $\mathbf{f}_d$ ——电动缸驱动力

$\mathbf{F}_{GY}$ 、 $\mathbf{F}_{GS}$ ——驱动分支下连杆和上连杆的重力矢量

$$\text{则 } \mathbf{f}_d = -\mathbf{G}_{qd}^{\text{PMT}} (\mathbf{F}_{G2} + \mathbf{F}_{G3} + \mathbf{F}_M + \mathbf{F}_L + \mathbf{F}_2) - \sum_{i=1}^6 (\mathbf{G}_{qd}^{\text{YiT}} (\mathbf{F}_{GY} + \mathbf{F}_{Yi}) + \mathbf{G}_{qd}^{\text{SiT}} (\mathbf{F}_{GS} + \mathbf{F}_{Si})) \quad (8)$$

由式(8)可以求得电机输出的扭矩

$$\mathbf{T}_d = \frac{I}{2 \times 3.14e} \mathbf{f}_d \quad (9)$$

式中 I ——电动缸丝杠的导程

e ——传动效率 i ——减速比

所需电机的额定输出扭矩为

$$\mathbf{T}_N = \frac{\int_t |\mathbf{T}_d(t)| dt}{\int_t dt} \quad (10)$$

3 平衡效率

平衡平台对运动平台的作用力 $\mathbf{F}_2$ 受到平衡平台、平衡分支和 UPU 分支各构件重力、惯性力和液压缸驱动力的影响, 其中惯性力只有在运动状态下才存在, 而相对于运动平台和负载, 上述各构件重力较小, 所以液压缸驱动力是影响 $\mathbf{F}_2$ 的主要因素。

由式(5)可得平衡平台对运动平台的作用力中, 液压缸驱动力影响部分为

$$\mathbf{F}_{2B} = \mathbf{G}_p^{\text{qT}} \mathbf{f}_0 \quad (11)$$

可以看出, 液压缸驱动力、平衡平台位姿均确定时, 驱动分支的分布位姿决定了 $\mathbf{F}_{2B}$ 。为研究液压缸驱动力对运动平台和负载的重力平衡效果, 此处定义平衡效率

$$\eta = \frac{f_z}{3f_0} \quad (12)$$

f_z 为 $\mathbf{F}_{2B}$ 竖直向上的分力, 大小与平衡平台位姿有关, 因此 η 是一个局部点的性能指标, 为评价整个工作空间范围内的平衡效率, 定义平衡机构的全域平衡效率

$$\eta_{av} = \frac{\int_w \eta dw}{\int_w dw} \quad (13)$$

平衡分支均匀布置, 所以其位姿由其与基础平台相连 U 副中心外接圆半径 r_1 , 与平衡平台相连 S 副中心外接圆半径 r_2 , UPU 分支中两个 U 副中心点初始高度 h 共同确定。将这 3 个参数无量纲化, 取

$$\begin{cases} R_1 = r_1 / [(r_1 + r_2 + h)/3] \\ R_2 = r_2 / [(r_1 + r_2 + h)/3] \\ H = h / [(r_1 + r_2 + h)/3] \end{cases} \quad (14)$$

由机构的几何特点可知

$$\begin{cases} 0 < R_1 \leq 3 \\ 0 < R_2 \leq 3 \\ 0 < H \leq 3 \end{cases} \quad (15)$$

由式(13)得到 η_{av} 与 R_1 、 R_2 、 H 的关系, 如图 3 所示。

观察图 3 可以发现, 全域平衡效率随着 H 的增大而增大, 为使机构整体布局协调, 应在保证平衡效率高的同时, 使 R_1 、 R_2 尽可能大, 此处取 $R_1 = 0.8$, $R_2 = 0.5$, $H = 1.7$, $\eta_{av} = 0.9$ 。

4 液压缸对运动平台和电动缸的作用

由第 3 节的分析可知, 平衡平台对运动平台的作用力影响因素中, 液压缸驱动力占主导地位, 本节将分析 $\mathbf{F}_{2B}$ 各方向分力(力矩)的空间分布情况, 并进一步研究 $\mathbf{F}_{2B}$ 除竖直方向外其他分力对电机扭矩

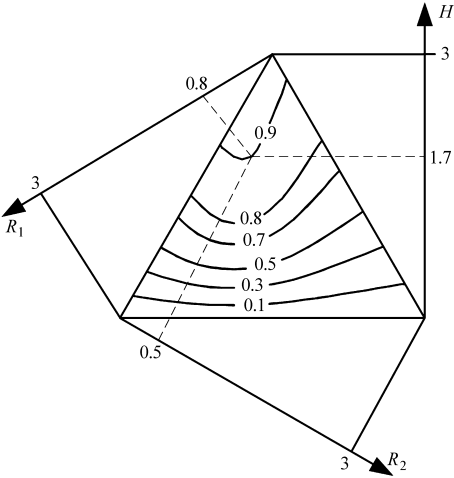


图 3 全域平衡效率性能图谱
Fig.3 Atlas of global balance efficiency

产生的影响。

4.1 附加力(力矩)的空间分布

令 $F_{2B} = (\tau_x, \tau_y, \tau_z, f_x, f_y, f_z)$, 其中 $\tau_z = 0$ 。由于液压缸驱动力大小保持不变,平衡平台位姿变化时, F_{2B} 会产生其他方向的附加力 $f = (f_x, f_y)$ 和附加力矩 $\tau = (\tau_x, \tau_y)$ 。

并联运动模拟台的转动范围均为 $\pm 20^\circ$, 移动范围均为 $\pm 0.5\text{ m}$ 。由运动平台初始位姿可以确定 UPU 分支中两个 U 副中心点初始高度 $h = 3.5\text{ m}$, 根据式 (14) 和 (16) 可得 $r_1 = 1.65\text{ m}$, $r_2 = 1.03\text{ m}$ 。

为观察方便,记液压缸驱动力 f_0 的值为单位 1, 得到在运动平台沿 y 轴移动和绕 x 轴转动工作空间范围内附加力和附加力矩的分布情况。如图 4、5 所示。

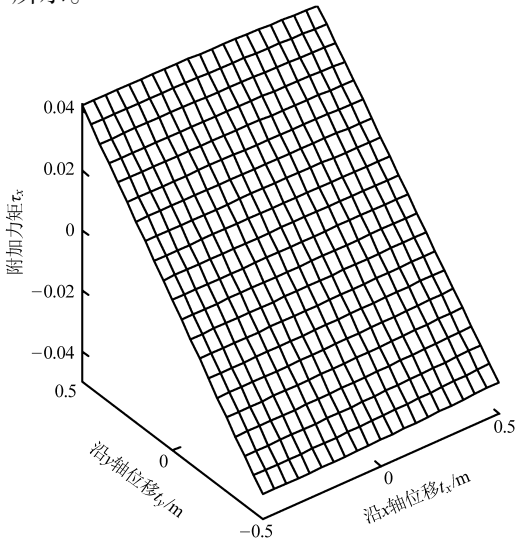
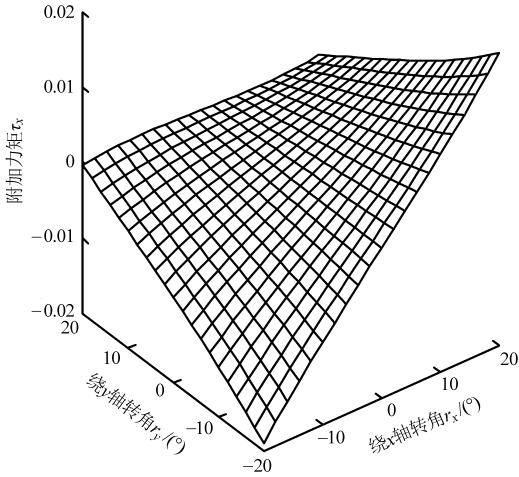


图 4 附加力矩 τ_x 的空间分布
Fig.4 Distribution of additional torque τ_x in workspace

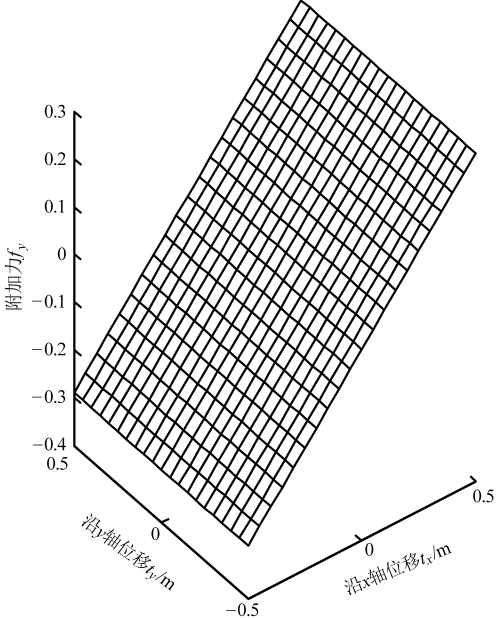
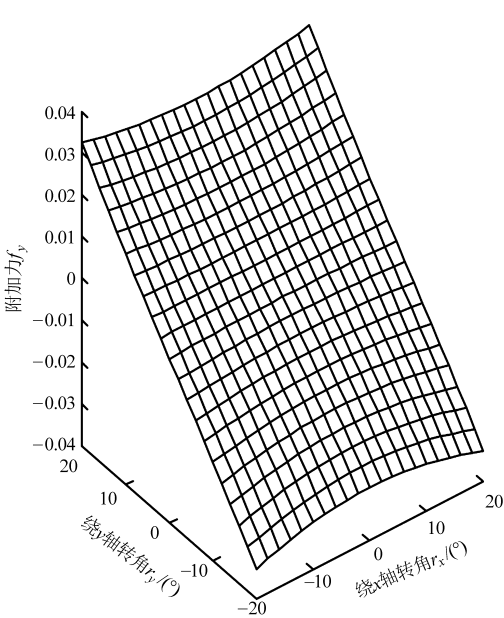


图 5 附加力 f_y 的空间分布
Fig.5 Distribution of additional force f_y in workspace

观察图4、5可以发现, τ_x 和 f_y 较大,且随着转动或移动量的增加,附加力(力矩)会增大。运动平台绕 y 轴转动或沿 x 轴移动时, τ_y 和 f_x 较大,同样是附加力(力矩)随转动或移动量的增加而增大。

4.2 液压缸对电动缸驱动力的附加影响

为研究 τ_x 对电动缸驱动力的影响,建立六维力矢量

$$\mathbf{F}_{\tau x} = (\tau_x, 0, 0, 0, 0, 0) \quad (16)$$

由式(8)可得平衡附加力矩所需的驱动力

$$\mathbf{f}_{d\tau x} = -\mathbf{G}_{qd}^{PMT} \mathbf{F}_{\tau x} \quad (17)$$

同理可得其他附加力矩和力与驱动力的关系

$$\mathbf{f}_{d\tau y} = -\mathbf{G}_{qd}^{PMT} \mathbf{F}_{\tau y} \quad (18)$$

$$\mathbf{f}_{dfx} = -\mathbf{G}_{qd}^{PMT} \mathbf{F}_{fx} \quad (19)$$

$$\mathbf{f}_{dfy} = -\mathbf{G}_{qd}^{PMT} \mathbf{F}_{fy} \quad (20)$$

其中

$$\mathbf{F}_{\tau y} = (0, \tau_y, 0, 0, 0, 0)$$

$$\mathbf{F}_{fx} = (0, 0, 0, f_x, 0, 0)$$

$$\mathbf{F}_{fy} = (0, 0, 0, 0, f_y, 0)$$

由式(9)可以将电动缸驱动力转换为电机的扭矩。

5 数值算例

重载并联运动模拟台机构参数如下:驱动分支中与基础平台相连 U 副中心外接圆直径为 9 m,与运动平台相连 S 副中心外接圆直径为 6.5 m,初始位置基础平台与运动平台距离 3.8 m;平衡分支中与基础平台相连 U 副中心外接圆直径为 3.3 m,与运动平台相连 S 副中心外接圆直径为 2.06 m。电动缸丝杠导程为 0.04 m,传动效率为 0.9,减速比为 4。

运动平台质量为 9 000 kg,驱动分支下连杆质量为 230 kg,上连杆质量为 125 kg,平衡平台质量为 1 050 kg,平衡分支下连杆质量 430 kg,上连杆质量 350 kg,负载为某型号车辆,质量 25 000 kg。

记俯仰、侧倾、方位、侧移、进退和升降分别对应运动平台绕 x 、 y 、 z 轴的转动和沿这 3 个轴的移动。运动规律为:俯仰、侧倾、方位运动均为 $15\sin(t)$,侧移、进退、升降运动为 $0.5\sin(t)$,其中角度单位为 $(^\circ)$,移动单位为 m。

5.1 平衡系数的确定

首先通过式(6)确定平衡系数。运动平台按上述规律运动,通过式(8)求得不同平衡系数下每种运动规律对应的驱动力最大值,如图6所示。

观察图6可以看出,平衡系数较小时,液压缸驱动力较小,而电动缸驱动力大,此时液压缸对运动平台和负载的重力平衡效果不明显;而平衡系数较大时,液压缸驱动力较大,电动缸驱动力小;平衡系数在 0.5 附近,液压缸和电动缸驱动力相差不大。应用中,可根据实际需求选取合适的平衡系数,如要求液压

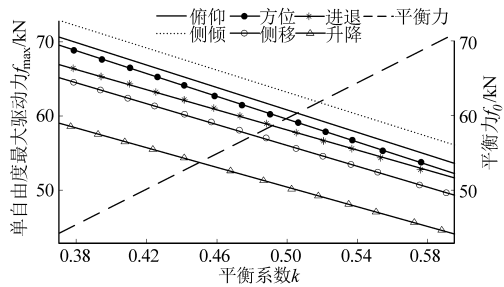


图6 平衡系数与驱动力的关系曲线

Fig. 6 Relationship curves between balance coefficient and drive force

缸和电动缸驱动力相近,可在 0.5 附近选取,如要求电动缸驱动力较小,可选择较大的平衡系数。本文中选择平衡系数为 0.5,对应液压缸驱动力 59 690 N。

5.2 电机扭矩计算

运动平台按给定规律作俯仰运动,由式(9)可得到电机的扭矩如图7所示。在同样运动规律下,忽略 $\mathbf{F}_2$ 的影响,得到电机的扭矩如图8所示。

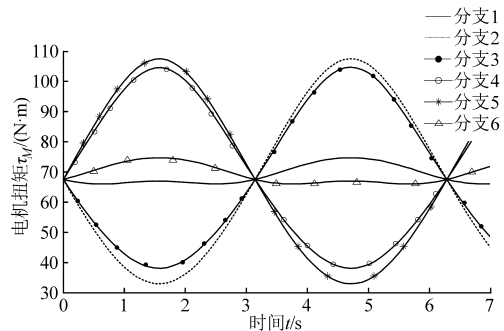


图7 运动平台俯仰时电机扭矩变化曲线

Fig. 7 Variation curves of motor torque when moving platform luffing

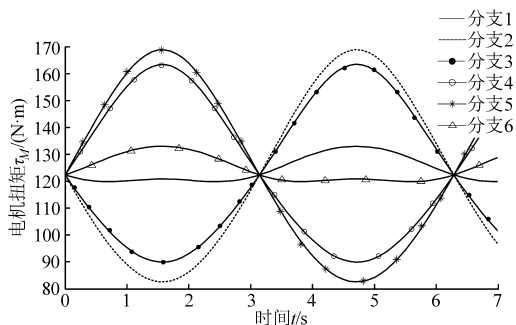


图8 不考虑 $\mathbf{F}_2$ 时运动平台俯仰时电机扭矩变化曲线

Fig. 8 Variation curves of motor torque when moving platform luffing and ignoring $\mathbf{F}_2$

对比图7和图8可以看出,由于 $\mathbf{F}_2$ 的存在,运动平台俯仰时,电机最大扭矩由 168.8 N·m 降为 107.4 N·m,降低 36.4%。由式(10)可得到各电机所需的额定扭矩由 125.6 N·m 降为 70.5 N·m,降低 44%。对于其他 5 种运动, $\mathbf{F}_2$ 的存在均使得电机扭矩产生大幅度降低。可以看出,与 Stewart 平台相比,该并联运动模拟台机构虽然结构较复杂,但以价

格便宜的驱动器实现了高承载能力,且控制难度没有明显增加,降低了设备的成本。

由式(11)可得到运动平台位姿变化时液压缸驱动力产生的附加力 f 和力矩 τ 。运动平台俯仰时,附加力和力矩如图 9 所示。

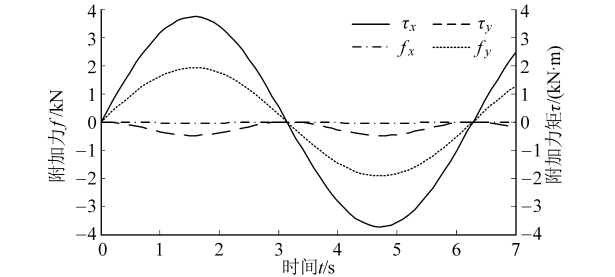


图 9 运动平台俯仰时平衡力附加分力、力矩变化曲线
Fig. 9 Variation curves of additional force and torque of balance force when moving platform luffing

图 9 可以看出,附加力中 f_y 较大,附加力矩中 τ_x 较大,且附加力和力矩的方向与平台位置方向相同,与 4.1 节结果吻合。由式(17)和式(9)可得到平衡 τ_x 需要的电机扭矩,如图 10 所示。由式(20)和式(9)可得到平衡 f_y 需要的电机扭矩,如图 11 所示。

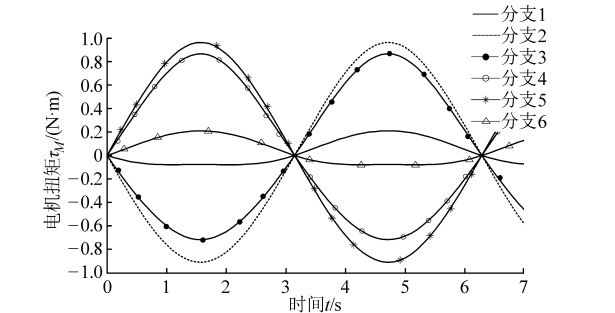


图 10 运动平台俯仰时 τ_x 对应电机扭矩变化曲线
Fig. 10 Variation curves of the corresponding motor torque of τ_x when moving platform luffing

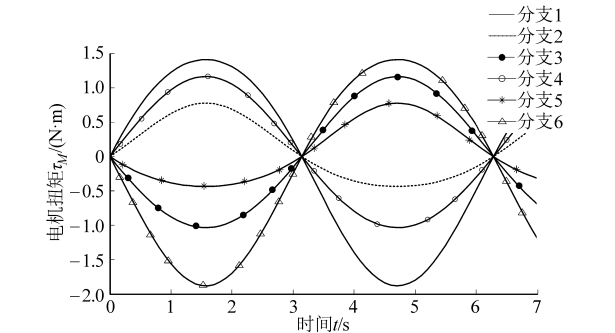


图 11 运动平台俯仰时 f_y 对应的电机扭矩变化曲线
Fig. 11 Variation curves of the motor torque corresponding to f_y when moving platform luffing

对比图 7 和图 10 可以看出,运动平台俯仰时, τ_x 的存在导致了 6 个扭矩均有所增加。对比图 10 和图 11 可以看出, f_y 的存在使各电机扭矩有增有减,但增大较明显。对于其他 5 种运动,附加力和力矩均会导致扭矩的小范围增加。

6 结束语

提出一种适用于重载的并联运动模拟台机构,用以对大型设备进行运动模拟。采用电液混合驱动方式,液压缸平衡负载重力,简化了冗余驱动主动输入协调分配的问题,为重载并联机构的构型研究提供了一种新方法。应用影响系数法对机构进行了动力学分析,研究表明液压缸驱动力可通过平衡平台对运动平台施加一作用力,用来平衡运动平台和负载的重力,从而减小电动缸的驱动力。与没有液压缸情况相比,运动平台俯仰时,电机最大扭矩降低 36.4%,额定扭矩降低 44%。该机构可以以较低的生产成本满足高精度、重载的需求。

参 考 文 献

1 Kokkinis T, Millies P. A parallel robot-arm regional structure with actuational redundancy[J]. Mechanism and Machine Theory, 1991, 26(6): 629-641.

2 Nahon M, Angeles J. Optimization of dynamic force in mechanical hand[J]. ASME Journal Mechanical Design, 1991, 113(2): 167-173.

3 蔡胜利,白师贤. 冗余驱动的并联机器人性能分析[J]. 机械科学与技术, 1996, 15(2): 235-238.

Cai Shengli, Bai Shixian. Characteristics of redundantly actuated parallel manipulators[J]. Mechanical Science and Technology, 1996, 15(2): 235-238. (in Chinese)

4 Fang S Q, Franitza D, Torlo M, et al. Motion control of a tendon-based parallel manipulator using optimal tension distribution[J]. IEEE Transactions on Mechatronics, 2004, 9(3): 561-568.

5 Belda K, Bohm J, Valasek M. State-spacegeneralized predictive control for redundant parallelrobots[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2003, 31(3): 413-432.

6 刘玮,常思勤. 基于遗传算法的冗余任务并联机器人驱动优化[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 221-224.

Liu Wei, Chang Siqin. Drive optimization of parallel robot under redundant tasks based on genetic algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 221-224. (in Chinese)

7 黄真,赵永生. 空间多关节六足步行机超确定输入能量最优解析[J]. 机械工程学报, 1989, 25(4): 20-25.

Huang Zhen, Zhao Yongsheng. The optimum energy distribution of overdeterminate input of the six-legged walking robot[J]. Chinese Journal of Mechanism Engineering, 1989, 25(4): 20-25. (in Chinese)

8 Huang Z, Zhao Y S. The accordance and optimization-distribution equations of the over-determinate Inputs of walking machine[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994,29(2) : 327 – 332.

9 沈辉,吴学忠,刘冠峰,等. 驱动冗余并联机床的混合位置/力自适应控制[J]. 自动化学报,2003,29(4) :567 – 572.
Shen Hui, Wu Xuezhong, Liu Guanfeng, et al. Hybird position/force adaptive cnontrol of redundantly actuated parallel manipulators [J]. Acta Automatica Sinca, 2003, 29(4) : 327 – 332. (in Chinese)

10 Li J F. Inverse kinematic and dynamic analysis of 3-DOF parallel mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 16(1) : 54 – 58.

11 白志富,韩先国,陈五一. 基于 Lagrange 方程三自由度并联机构动力学研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(1) : 51 – 54.
Bai Zhifu, Han Xianguo, Chen Wuyi. Study of a 3-Dof parallel manipulator dynamics based on Lagrange’s equation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(1) : 51 – 54. (in Chinese)

12 Liu M J, Li C X. Dynamics analysis of the Gough-Stewart platform manipulator [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2000, 16(1) : 94 – 98.

13 陈修龙,冯伟明,赵永生. 五自由度并联机器人机构动力学模型[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1) : 236 – 243.
Chen Xiulong, Feng Weiming, Zhao Yongsheng. Dynamics model of 5-DOF parallel robot mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1) : 236 – 243. (in Chinese)

14 黄真,赵永生,赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京:高等教育出版社,2003:301 – 321,182 – 200.

15 李秦川. 对称少自由度并联机器人型综合理论及新机型综合[D]. 秦皇岛:燕山大学,2003.
LI Qinchuan. Type synthesis theroy of lower-mobility parallel mechanisms and synthesis of new arthitectures[D]. Qinhuangdao: Yanshan University,2003. (in Chinese)

16 赵铁石,黄真. 欠秩空间并联机器人输入选取的理论和应用[J]. 机械工程学报,2000,36(10) :55 – 61.
Zhao Tieshi, Huang Zhen. Theory and application of selecting actuating components of spatial parallel mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanism Engineering, 2000, 36(10) : 55 – 61. (in Chinese)

Analysis on Dynamics Characteristic of Heavy-load Parallel Motion Simulation Platform Mechanism

Yuan Feihu¹ Zhao Tieshi¹ Bian Hui² Liu Xiao²

(1. Hebei Provincial Key Laboratory of Parallel Robot and Mechatronic System,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science,Ministry of Education of China ,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: A 6UPS – 3UPS/UPU – R parallel motion simulation platform mechanism with the capacity to carry heavy load was presented. Driven by electro-hydraulic hybrid, the mechanism could compensate the gravity of the load. Calculation formulas of the force acting on moving platform exerted by the balance platform and the motor torque were obtained by analyzing the dynamics of the mechanism. The balance efficiency was presented, and then the influence of relevant parameters of the balance branches on balance efficiency was researched. The effects of hydraulic cylinders on the force of moving platform and the drive of electric cylinders were got. The numerical analysis indicates that the balance hydraulic cylinder can decrease the motor torque effectively, and the parallel motion simulation platform mechanism can satisfy the application requirements of high precision and heavy load with low manufacturing cost.

Key words: Heavy-load Parallel motion simulation platform Dynamics