

2-SPR-RPS 并联机构静力分析

张宁斌^a, 项济南^a, 李秦川^a, 陈巧红^b

(浙江理工大学, a. 机械与自动控制学院; b. 信息学院, 杭州 310018)

摘 要: 2-SPR-RPS 并联机构具有 1 个移动和 2 个转动自由度, 可用做搅拌摩擦焊机器人。在实际工况下, 该机构端部动平台受力条件复杂, 多支链耦合, 故有必要对其进行静力学分析。首先通过拆杆, 建立矢量 6 维力平衡方程; 其次采用自由度解耦, 分别调整动平台 2 个转角和动平台高度值, 分析了 3 种单自由度状态下各杆件受力曲线, 从而获得输出端位姿参数与并联机构驱动-约束反力之间的映射; 最后, 对单变量参数重新组合, 得到完整的静力图谱。研究结果可对 2-SPR-RPS 并联机构的驱动电机选型、机构关节承载分析、结构强度设计提供参考。

关键词: 并联机构; 少自由度; 静力分析; 矢量法

中图分类号: TP24 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-3851 (2016) 05-0713-07 **引用页码:** 090401

0 引 言

并联机器人是机器人的一大分支, 与串联机器人相比, 具有累积误差小、承载能力大、刚度好、惯性力较小等优点, 因而在某些应用上有很大优势。少自由度并联机构^[1]的自由度少于 6, 结构简约, 驱动件少, 控制简便, 成本相对低廉, 具有广阔的工业应用前景^[2-4]。

机构静力传递特性分析^[5-7]是设计少自由度并联机构的重要环节。静力分析能够初步确定机器工作时所需的驱动力、约束反力、能承受的最大载荷等, 为动力学分析、机构整体结构设计、驱动器设计、强度校核等提供依据。

国内外学者已对少自由度并联机构的静力分析进行了研究。刚度映射是早期研究并联机构内部静力传递特性的主要方法^[8], 而对于轻型机构而言, 重力产生主动力较小, 故在实际平衡计算中将其忽略^[9]。在此基础之上, 赵燕等^[10-11]对含有过约束力偶的少自由度并联机构进行了主动力和约束力分析。现代数学理论的引入丰富了并联机构静力性能的分析方法, 如: 李永刚等^[12]以微分流形理论为基础, 指出

了少自由度并联机构末端的力空间, 从而对此类机构驱动力与约束力的传递特性进行了分析; 高峰等^[13]对一种 5 维并联机构, 采用了一种新型解耦方法来研究其力传递的各向同性; Lu^[14]运用虚功原理和 CAD 几何变量法分析了空间并联机构的主动力和被动力。

具有 1 个移动和 2 个转动自由度的 2-SPR-RPS 并联机构可作为搅拌摩擦焊工作台。在焊接过程中, 工作台主轴方向上受到极大的轴向力, 而各分支传递到工作台上的 6 维力耦合, 故有必要对整个机构受力情况进行分析。对于少自由度并联机构, 仅研究支链驱动力不足以描述机构整体受力特征, 其完整的末端力空间应包括驱动力和约束力子空间^[5]。将 2-SPR-RPS 并联机构各杆件进行拆分, 可建立各部分 6 维力平衡方程。按照机构自由度对动平台运动解耦, 通过调整动平台参数, 分析 3 种单自由度状态下机构受力曲线, 可获得各运动参数对并联机构所需驱动力和各运动副约束反力分布的影响特征。静力分析结果可对 2-SPR-RPS 并联机构的大功率驱动电机选型、机构关节承载、结构强度设计提供数据支持。

收稿日期: 2015-10-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275479); 浙江省自然科学基金项目(LZ14E050005); 机械工程浙江省重中之重学科和浙江理工大学重点实验室开放基金项目(ZSTUME01A07)

作者简介: 张宁斌(1990-), 男, 浙江宁波人, 硕士研究生, 主要从事并联机器人方面的研究。

通信作者: 陈巧红, E-mail: chen_lisa@zstu.edu.cn

1 自由度分析

2-SPR-RPS 机构由动平台、固定平台以及连接两平台的三条分支构成,如图 1 所示。其中第 1、2 分支均为 SPR 分支,第 3 分支为 RPS 分支(S 代表球副,P 代表移动副,R 代表转动副)。3 个分支驱动副均为移动副,力作用点为 b_i 。基座为等腰直角三角形 $\triangle A_1A_2A_3$,满足 $OA_1 = OA_2 = OA_3 = r_1$,固定坐标系 $O-XYZ$,记为 $\{O\}$,原点为斜边 A_1A_2 中点, x 轴沿 OA_2 方向, y 轴沿 OA_3 方向, z 轴根据右手理论建立。动平台为等腰直角三角形 $\triangle B_1B_2B_3$,满足 $oB_1 = oB_2 = oB_3 = r_2$,动坐标系 $o-xyz$,记为 $\{o\}$,建立在斜边 B_1B_2 中点, x 轴沿 oB_2 方向, y 轴沿 oB_3 方向, z 轴根据右手理论建立。过 A_3 点的转动副轴线平行 A_1A_2 所在直线;过 B_1 、 B_2 点的转动副轴线均平行于 oB_3 所在直线。

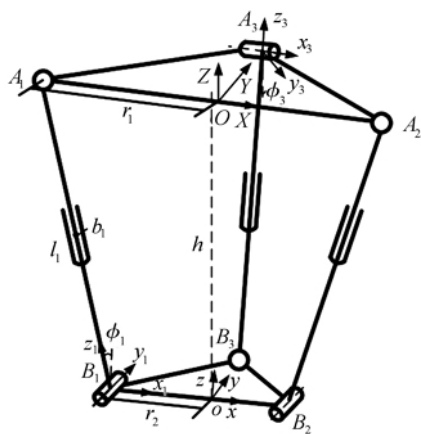


图 1 2-SPR-RPS 并联机构示意

基于螺旋理论修正的 Grübler-Kutzbach 公式^[1],可得机构自由度 M :

$$M = d(n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i + \nu \quad (1)$$

其中: d —机构公共约束; n —机构构件个数; g —机构运动副数; f_i —机构第 i 个运动副的自由度数; ν —机构冗余约束数。则并联机构 2-SPR-RPS 自由度为: $M = 6 \times (8 - 9 - 1) + 15 + 0 = 3$ 。3 个自由度分别为:沿 Z 轴的移动,绕 X 轴的转动和绕 Y 轴的转动。

2 静力分析

动平台所受外力矩与力,在动坐标系下可简化为一个 6 维合外力:

$$\mathbf{F}_h = (T_h \quad f_h)^T = (T_{hx} \quad T_{hy} \quad T_{hz} \quad f_{hx} \quad f_{hy} \quad f_{hz})^T \quad (2)$$

设各分支坐标系为 $\{k_i\}$,其原点为 B_i , z_i 轴沿分支杆

方向, y_i 轴沿 R 副方向, x_i 轴根据右手螺旋法则定出。 $\{k_i\}$ 相对于 $\{o\}$ 旋转变换矩阵为:

$$\mathbf{R}_1 = \begin{bmatrix} c\varphi_1 & 0 & -s\varphi_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ s\varphi_1 & 0 & c\varphi_1 \end{bmatrix}, \mathbf{R}_2 = \begin{bmatrix} c\varphi_2 & 0 & s\varphi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -s\varphi_2 & 0 & c\varphi_2 \end{bmatrix}, \mathbf{R}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\varphi_3 & s\varphi_3 \\ 0 & -s\varphi_3 & c\varphi_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 φ_i 为各转动副转角。分支 i 上下杆件分别用 u 和 s 表示,那么各运动副上的 6 维合外力沿 $\{k_i\}$ 分解可得:

$$\mathbf{F}_j^i = (\mathbf{T}_j^i \quad \mathbf{f}_j^i)^T = (T_{jx}^i \quad T_{jy}^i \quad T_{jz}^i \quad f_{jx}^i \quad f_{jy}^i \quad f_{jz}^i)^T \quad j = u, s \quad (4)$$

此外,分支 i 中上下杆件向质心简化的 6 维合外力,在 $\{k_i\}$ 下表示为:

$$\mathbf{F}_{jc}^i = (\mathbf{T}_{jc}^i \quad \mathbf{f}_{jc}^i)^T = (T_{jx}^i \quad T_{jy}^i \quad T_{jz}^i \quad f_{jcx}^i \quad f_{jcy}^i \quad f_{jcz}^i)^T \quad j = u, s \quad (5)$$

将分支运动副约束反力沿 $\{k_i\}$ 3 个轴方向分解。各运动副受力特点为:R 副沿轴线方向无约束力矩,S 副无约束力矩,移动副沿轴线方向无约束力。

故动平台上每个 R 副上的 5 个未知约束反力,记为 $f_{hsx}^{(i)}$ 、 $f_{hsy}^{(i)}$ 、 $f_{hsz}^{(i)}$ 、 $T_{hsy}^{(i)}$ 和 $T_{hsz}^{(i)}$;第 3 分支 S 副上的 3 个未知约束反力,记为 $f_{hsx}^{(3)}$ 、 $f_{hsy}^{(3)}$ 、 $f_{hsz}^{(3)}$ 。基座上两个 S 副上的 3 个未知反约束力,记为 $f_{oux}^{(i)}$ 、 $f_{ouy}^{(i)}$ 和 $f_{ouz}^{(i)}$;第 3 分支转动副上的 5 个未知约束反力,记为 $f_{oux}^{(i)}$ 、 $f_{ouy}^{(i)}$ 、 $f_{ouz}^{(i)}$ 、 $T_{ouy}^{(3)}$ 和 $T_{ouz}^{(3)}$ 。P 副上 5 个未知约束反力,记为 $f_{usx}^{(i)}$ 、 $f_{usy}^{(i)}$ 、 $f_{usz}^{(i)}$ 、 $T_{usy}^{(i)}$ 和 $T_{usz}^{(i)}$ 。

分别选取整个分支 A_iB_i 、分支 A_iB_i 的下部杆件和动平台为研究对象,建立力平衡方程和力矩平衡方程。整个分支 A_iB_i 、下部杆件和动平台的受力如图 2—图 4 所示。

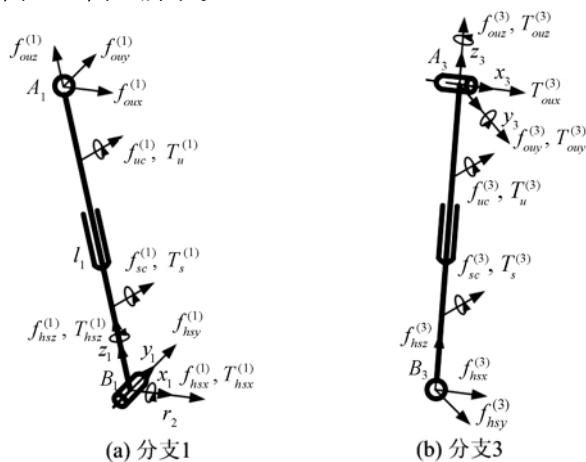


图 2 分支整体受力

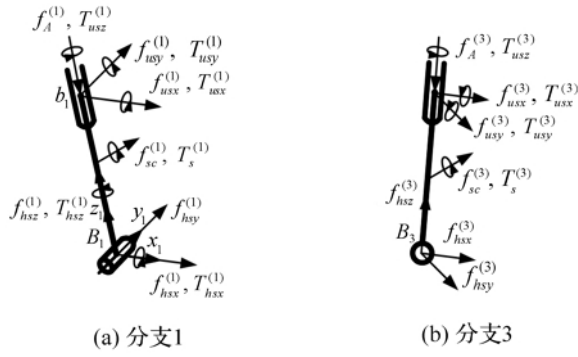


图3 分支下部受力

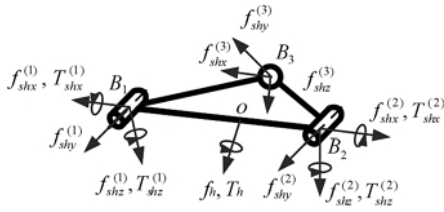


图4 动平台受力

整个分支 $A_i B_i$ 的力平衡方程为:

$$\mathbf{f}_{ou}^{(i)} + \mathbf{f}_{hs}^{(i)} + \mathbf{f}_{uc}^{(i)} + \mathbf{f}_{sc}^{(i)} = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (6)$$

分支 1, 2 对 B_i 取矩, 得力矩平衡方程为:

$$\mathbf{L}_i \times \mathbf{f}_{ou}^{(i)} + \mathbf{U}_i \times \mathbf{f}_{uc}^{(i)} + \mathbf{S}_i \times \mathbf{f}_{sc}^{(i)} + \mathbf{T}_{hs}^{(i)} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (7)$$

分支 3 对 A_3 取矩, 得力矩平衡方程为:

$$\mathbf{L}'_3 \times \mathbf{f}_{hs}^{(3)} + \mathbf{U}'_3 \times \mathbf{f}_{uc}^{(3)} + \mathbf{S}'_3 \times \mathbf{f}_{sc}^{(3)} + \mathbf{T}_{ou}^{(3)} = 0 \quad (8)$$

其中: \mathbf{L}_i 为 B_i 点在各分支坐标系中矢径(以 A_i 为原点), \mathbf{L}'_3 , \mathbf{U}'_3 和 \mathbf{S}'_3 为 A_3 点在各分支坐标系中矢径(以 B_3 为原点)。

设 $\mathbf{f}_A^{(i)}$ 为驱动器主动力, 那么下杆件的力平衡方程为:

$$\mathbf{f}_{us}^{(i)} - \mathbf{f}_A^{(i)} + \mathbf{f}_{hs}^{(i)} = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (9)$$

分支 1, 2 下部杆件对 B_i 取矩, 得力矩平衡方程为:

$$l_s \mathbf{L}_i \times \mathbf{f}_{us}^{(i)} + \mathbf{T}_s^{(i)} + \mathbf{T}_{hs}^{(i)} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (10)$$

分支 3 下部杆件对 B_3 取矩, 得力矩平衡方程为:

$$l_s \mathbf{L}_3 \times \mathbf{f}_{us}^{(3)} + \mathbf{T}_{us}^{(3)} = 0 \quad (11)$$

动平台的平衡方程为:

$$\begin{cases} -\sum_{i=1}^3 \mathbf{f}_{hs}^{(i)} + \mathbf{f}_h = 0 \\ -\sum_{i=1}^3 \mathbf{a}_i^o \times \mathbf{f}_{hs}^{(i)} + \mathbf{T}_h = 0 \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (12)$$

从而, 对 1, 2 杆对 B_i 点取矩得:

$$\mathbf{f}_{uc}^{(i)} \left(l_i - \frac{l_u^{(i)}}{2} \right) + \mathbf{f}_{sc}^{(i)} \left(\frac{l_i - l_u^{(i)}}{2} \right) + \mathbf{T}_{sy}^{(i)} + \mathbf{T}_{uy}^{(i)} + \mathbf{f}_{ou}^{(i)} l_i = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (13)$$

$$\mathbf{f}_{ou}^{(i)} = -(\mathbf{f}_{uc}^{(i)} + \mathbf{f}_{sc}^{(i)} + \mathbf{f}_{hs}^{(i)}) \quad (14)$$

而第 3 杆对 A_3 点取矩有:

$$\mathbf{f}_{sc}^{(3)} \left(\frac{l_3 + l_u^{(3)}}{2} \right) + \mathbf{f}_{uc}^{(3)} \left(\frac{l_u^{(3)}}{2} \right) + \mathbf{T}_{sx}^{(3)} + \mathbf{T}_{ux}^{(3)} + \mathbf{f}_{hs}^{(3)} l_3 = 0 \quad (15)$$

各分支上部分力平衡有:

$$-\mathbf{f}_A^{(i)} + \mathbf{f}_{sc}^{(i)} + \mathbf{f}_{hs}^{(i)} = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (16)$$

动平台力与力矩平衡有:

$$\begin{cases} -\mathbf{f}_A^{(i)} + \mathbf{f}_{sc}^{(i)} + \mathbf{f}_{hs}^{(i)} = 0 \\ -\sum_{i=1}^3 (\mathbf{a}_i^o \times (\mathbf{f}_{hsx}^{(i)} \mathbf{x}_i + \mathbf{f}_{hsy}^{(i)} \mathbf{y}_i + \mathbf{f}_{hsz}^{(i)} \mathbf{z}_i)) + \begin{pmatrix} T_{hx} \\ T_{hy} \\ T_{hz} \end{pmatrix} + \sum_{i=1}^2 \left(\mathbf{R}_i \begin{bmatrix} -T_{hsx}^{(i)} \\ 0 \\ -T_{hsz}^{(i)} \end{bmatrix} \right) = 0 \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (17)$$

写成系数矩阵形式为:

$$\begin{pmatrix} X_{x1} & X_{y1} & X_{z1} & X_{x2} & X_{y2} & X_{z2} & X_{x3} & X_{y3} & X_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ Y_{x1} & Y_{y1} & Y_{z1} & Y_{x2} & Y_{y2} & Y_{z2} & Y_{x3} & Y_{y3} & Y_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ Z_{x1} & Z_{y1} & Z_{z1} & Z_{x2} & Z_{y2} & Z_{z2} & Z_{x3} & Z_{y3} & Z_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ x_{x1} & x_{y1} & x_{z1} & x_{x2} & x_{y2} & x_{z2} & x_{x3} & x_{y3} & x_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ y_{x1} & y_{y1} & y_{z1} & y_{x2} & y_{y2} & y_{z2} & y_{x3} & y_{y3} & y_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ z_{x1} & z_{y1} & z_{z1} & z_{x2} & z_{y2} & z_{z2} & z_{x3} & z_{y3} & z_{z3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ l_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_{hsx}^{(1)} \\ f_{hsy}^{(1)} \\ f_{hsz}^{(1)} \\ f_{hsx}^{(2)} \\ f_{hsy}^{(2)} \\ f_{hsz}^{(2)} \\ f_{hsx}^{(3)} \\ f_{hsy}^{(3)} \\ f_{hsz}^{(3)} \\ f_A^{(1)} \\ f_A^{(2)} \\ f_A^{(3)} \end{pmatrix} = (f_{hcx} \quad f_{hcy} \quad f_{hcz} \quad T_{hx}^o \quad T_{hy}^o \quad T_{hz}^o \quad -f_{scx}^{(1)} \quad -f_{scx}^{(2)} \quad -f_{scx}^{(3)} \quad T_{y1} \quad T_{y2} \quad -T_{x3})^T \quad (18)$$

其中:

$$\begin{cases}
 \begin{pmatrix} T_{hx}^o \\ T_{hy}^o \\ T_{hz}^o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{hx} \\ T_{hy} \\ T_{hz} \end{pmatrix} + \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} R_i \begin{bmatrix} -T_{hsx}^{(i)} \\ 0 \\ -T_{hsz}^{(i)} \end{bmatrix} \end{pmatrix} \\
 T_{hx}^o = T_{hx} - T_{hsx}^{(1)} c\varphi_1 + T_{hsx}^{(1)} s\varphi_1 - T_{hsx}^{(2)} c\varphi_2 - T_{hsx}^{(2)} s\varphi_2 \\
 T_{hy}^o = T_{hy} \\
 T_{hz}^o = T_{hz} - T_{hsz}^{(1)} s\varphi_1 - T_{hsz}^{(1)} c\varphi_1 + T_{hsz}^{(2)} s\varphi_2 - T_{hsz}^{(2)} c\varphi_2 \\
 T_y^{(i)} = f_{ux}^{(i)} \left(l_i - \frac{l_u^{(i)}}{2} \right) + f_{sx}^{(i)} \left(\frac{l_i - l_u^{(i)}}{2} \right) + T_{sy}^{(i)} + T_{uy}^{(i)} - l_i (f_{ux}^{(i)} + f_{sx}^{(i)}) \\
 T_{x3} = T_{sx}^{(3)} + T_{ux}^{(3)} + f_{uy}^{(3)} \left(\frac{l_u^{(3)}}{2} \right) + f_{sy}^{(3)} \left(\frac{l_3 + l_u^{(3)}}{2} \right)
 \end{cases} \quad (19)$$

3 数值计算

表1所示为机构实际尺寸和载荷参数。

表1 参数设置

结构参数	r_1/m	r_2/m	h/m	$l_u^{(i)}/m$	F_N/N
值	0.4	0.25	0.6	0.3	80000

将瞬时惯性力与力矩设置为0,即:

$$\begin{pmatrix} T_{hx}^o \\ T_{hy}^o \\ T_{hz}^o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{y1} \\ T_{y2} \\ -T_{x3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{sx}^{(1)} \\ f_{sx}^{(2)} \\ f_{sx}^{(3)} \end{pmatrix} = 0 \quad (20)$$

由于2-SPR-RPS并联机构动平台运动相互耦合,故可将3个自由度运动拆解进行分析,即进行自由度解耦,如图5所示。其中图5(a)所示为第1种情况,即动平台沿 z 轴方向移动;图5(b)所示为第2种情况,即动平台绕 y 轴转动;图5(c)所示为第3种情况,即动平台绕 X 轴转动。

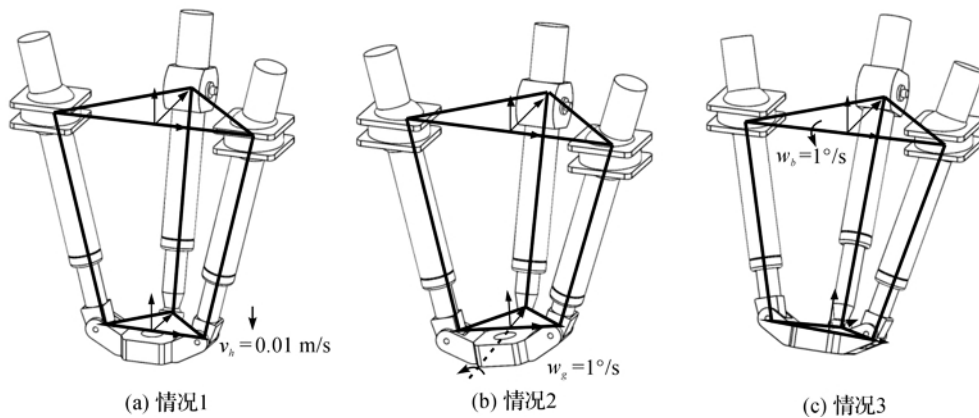


图5 机构分解运动

3.1 情况1,仅改变 h

自初始位置起,保持 β 和 γ 不变, h 发生变化。平台线速度 $v_h = 0.01\text{m/s}$,角速度均为0,终止时间 $t = 60\text{s}$ 。该情况下驱动力及约束力曲线如图6所示,由于对称结构,且机构保持平动,故1、2分支驱动力相同。在不计惯性力的情况下,外力作用于 o 点, $f_A^{(1)}$ 与 $f_A^{(2)}$ 可以和 F_N 平衡,故 $f_A^{(3)} = 0$ 。随着时间的增加, h 逐渐增大,而第1、2杆的驱动力逐渐减小。其他各运动副上约束力也可相应得出。

3.2 情况2,仅改变 γ

保持 h 和 β 不变, γ 发生变化,角速度为 $\omega_\gamma = 1^\circ/\text{s}$ 。该情况下驱动力及约束力曲线如图7,从图7中可以看出,由于 γ 角的变化,机构不再对称,驱动力 $f_A^{(1)}$ 在60s内,首先出现一个极小值点,其后出现极大值点,最后逐渐减小,但整体变化较平坦; $f_A^{(2)}$ 则在出现一个极小值点后迅速增大至 $6 \times 10^4\text{N}$ 以上。与第一种情况类似,第3杆不受力。各运动副上约束力中与 $f_A^{(2)}$ 平衡的力 $f_{hsz}^{(2)}$ 和 $f_{hsz}^{(2)}$ 也相应较大。

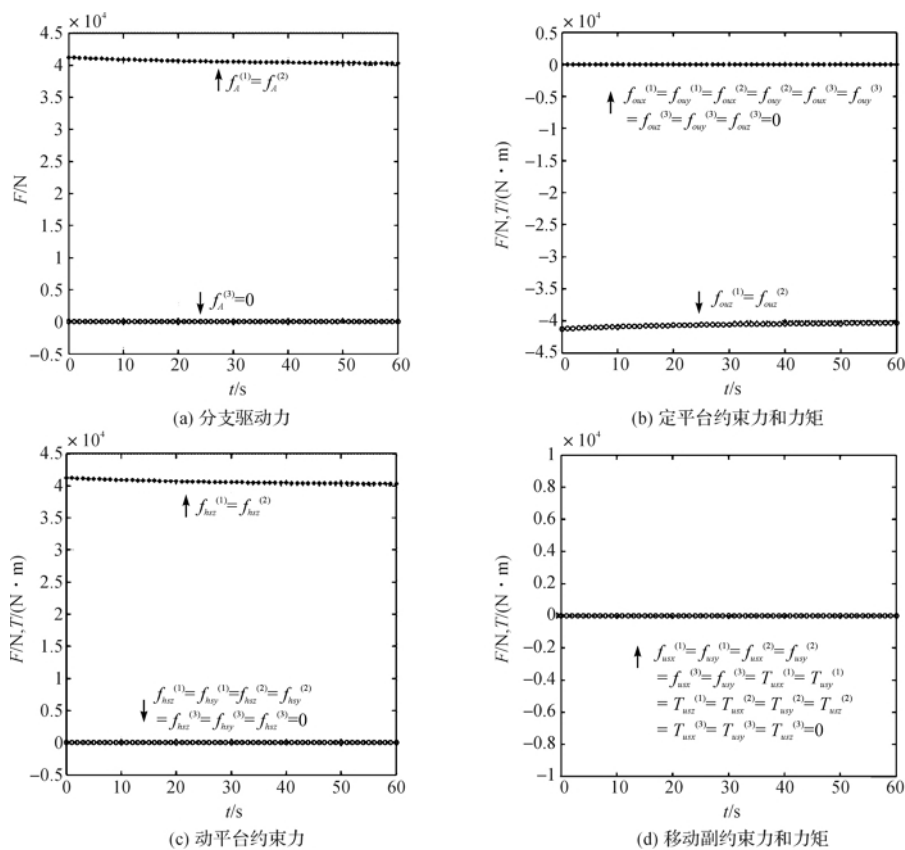


图 6 情况 1 下驱动力及约束力曲线

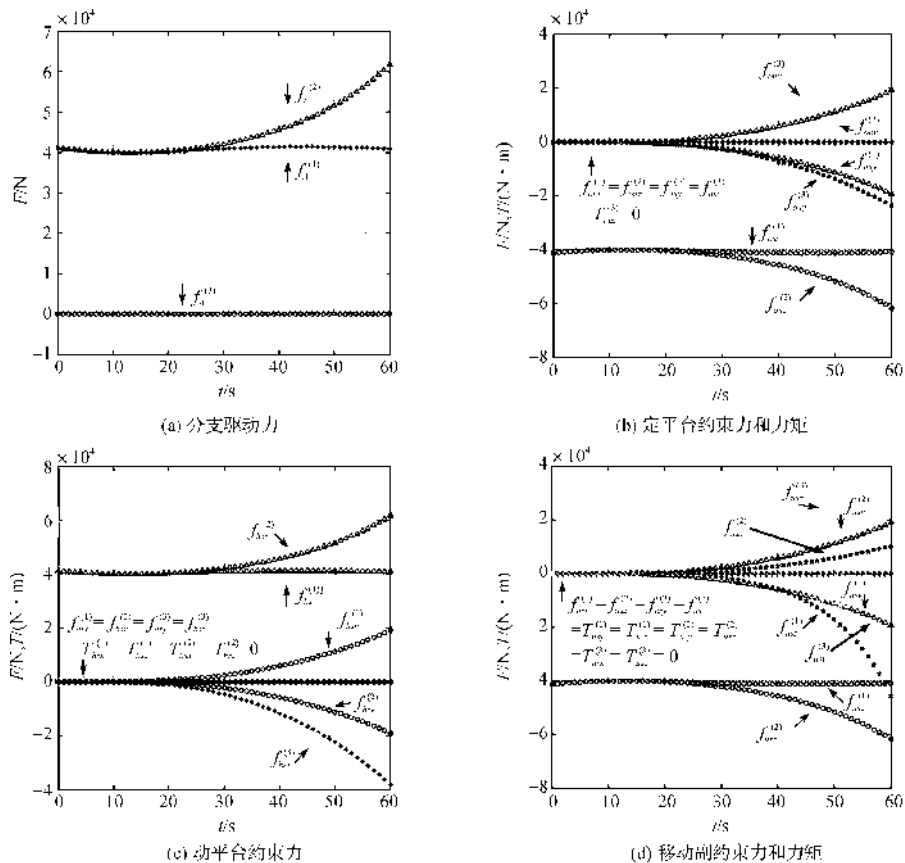


图 7 情况 2 下驱动力及约束力曲线

3.3 情况3,仅改变 β

保持 α 和 γ 不变, β 发生变化,角速度为 $\omega_\beta = 1^\circ/\text{s}$ 。该情况下驱动力及约束力曲线如图8所示,1、2分支驱动力相同且第3分支不提供驱动力。随着 β

的增大,第1、2杆的驱动力逐渐减小。这种情况下驱动力与各运动副上约束力曲线与第一种情况相似。以驱动力为例,两者趋势基本相同,不同之处在于前者为凹函数,后者为凸函数。

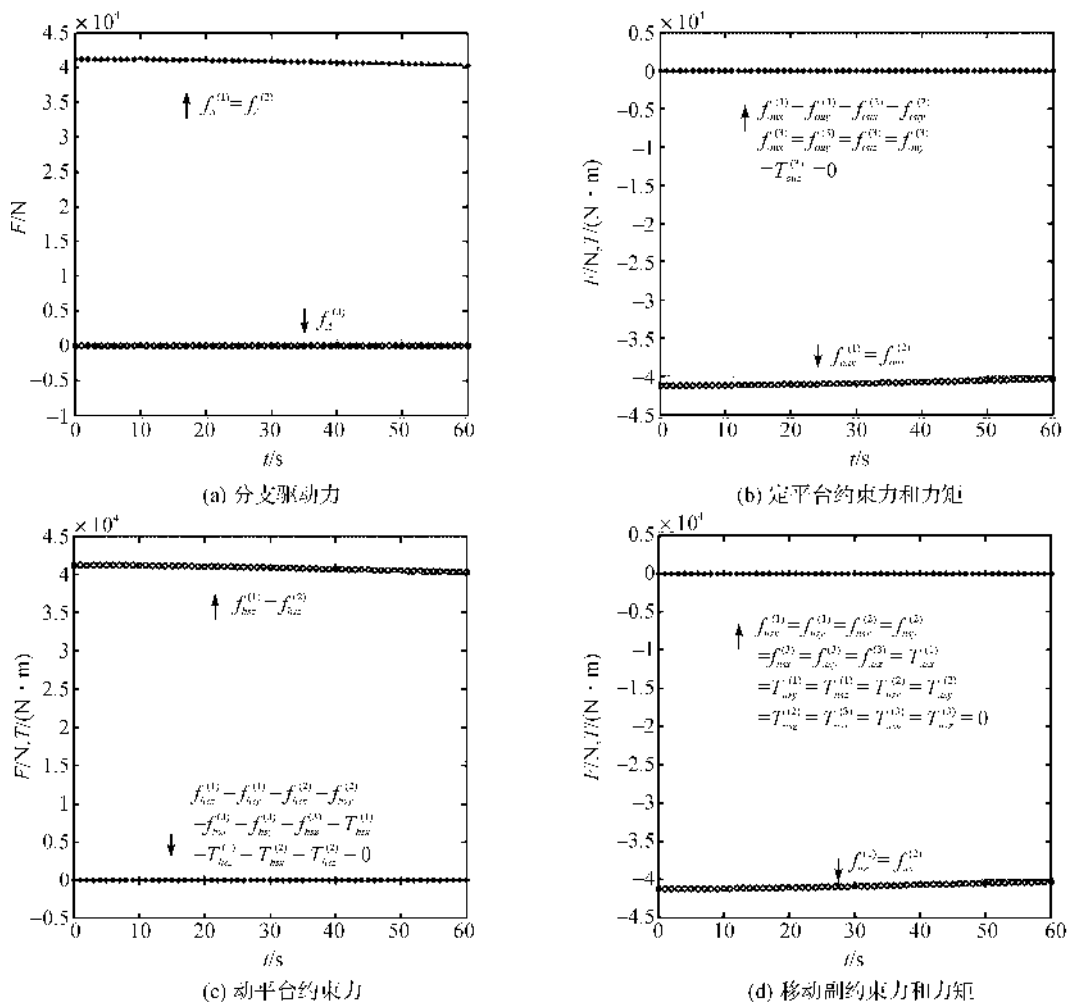


图8 情况3下驱动力及约束力曲线

对比这3种情况作可以发现,情况2下驱动力和运动副约束力的变化幅度均比较剧烈,且最大幅值最高。因而在机构设计时,需充分考虑沿 x 轴转角的影响以及在这种严苛条件下的强度。

通过这种3自由度拆分单变量的计算,可简便地计算力/力矩的变化,进而可以研究多变量下的变化情况,例如:保持 h 不变, γ 和 β 同时发生变化,变化范围均为 $0^\circ \sim 60^\circ$,驱动力及约束力变化关系如图9所示。

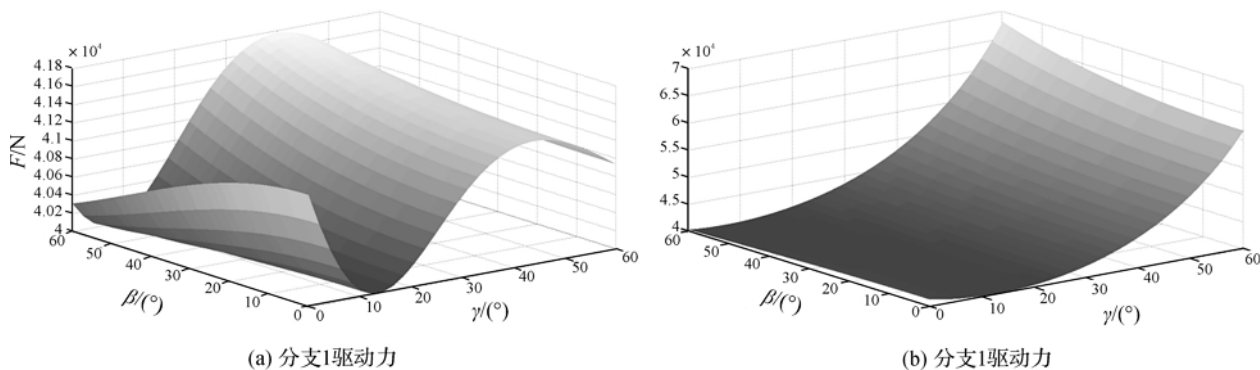


图9 多变量下驱动力变化情况

4 结 论

本文对一种应用于搅拌摩擦焊的 2-SPR-RPS 并联机构进行静力分析。由于该机构末端执行器受耦合力作用,需对其进行静力解耦。解耦方法基于自由度分析,该分析表明机构具有 1 个移动和 2 个转动自由度。通过拆杆,可建立各杆件 6 维力承载方程。将动平台运动按机构自由度分解,可获得该机构各支链和动平台运动关节随运动参数变化的驱动和约束力曲线。其中,绕 x 轴的转角 γ 对该并联机构驱动力及其他运动副约束力的影响最大。静力分析能够为 2-SPR-RPS 并联机构的电机参数选取、强度设计、刚度设计等提供基础数据。

参考文献:

- [1] 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,2006:127-138.
- [2] 黄真,李秦川. 少自由度并联机器人机构的型综合原理[J]. 中国科学:技术科学,2004,33(9):813-819.
- [3] 路懿,胡波. 少自由度度并联机构研究进展[J]. 燕山大学学报,2011,35(5):377-384.
- [4] 艾青林,黄伟峰,张洪涛,等. 并联机器人刚度与静力学研究现状与进展[J]. 力学进展,2012,42(5):583-592.
- [5] MERLET J P. Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots[J]. Journal of Mechanical Design,2006,128(1):199-206.
- [6] TSAI L W. Robot Analysis and Design: the Mechanics of Serial and Parallel Manipulators[M]. New York: John Wiley & Sons,1999:261-286.
- [7] FILARETOV V F, VUKOBRATOVIĆ M K. Static balancing and dynamic decoupling of the motion of manipulation robots[J]. Mechatronics,1993,3(6):767-782.
- [8] GOSSELIN C M. Stiffness mapping for parallel manipulators[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation,1990,6(3):377-382.
- [9] RUSSO A, SINATRA R, Xi F. Static balancing of parallel robots[J]. Mechanism and Machine Theory,2005,40(2):191-202.
- [10] 赵燕,黄真. 3-RPS 并联机构的主动力和约束力分析[J]. 燕山大学学报,2008,32(4):299-303.
- [11] 赵燕,黄真. 含过约束力偶的少自由度并联机构的受力分析[J]. 机械工程学报,2010,46(5):15-21.
- [12] 李永刚,宋轶民,黄田,等. 少自由度并联机器人机构的静力分析[J]. 机械工程学报,2007,43(9):80-83.
- [13] 高峰,陈玉龙,彭斌杉,等. 新型解耦和各向同性五维力传感器性能分析[J]. 机械工程学报,2004,21(6):54-57.
- [14] LU Y. Using virtual work theory and CAD functionalities for solving active and passive force of spatial parallel manipulators [J]. Mechanism and Machine Theory,2007,42(7):839-858.

Static Analysis of 2-SPR-RPS Parallel Manipulator

ZHANG Ningbin^a, XIANG Jinan^a, LI Qinchuan^a, CHEN Qiaohong^b

(a. Faculty of Mechanical Engineering & Automation, ; b. School of Information Science and Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: 2-SPR-RPS parallel manipulator has one translational degree of freedom (DOF) and two rotational DOFs, which can be used for friction stir welding robot. In real working conditions, the external wrench exerted on the end-effector is complex, and is born by the mutiple coupling branches. Therefore, static analysis of the manipulator is necessary. First of all, the vector method was used to establish wrench equations. After that, the DOFs of the parallel manipulator were decoupled by adjusting two rotation angles and the stroke, respectively. Then, the mapping between the configuration of the manipulator and the constraint or actuation wrenches of joints was obtained. Finally, univariate parameters were combined again to get complete static wrench diagrams. The research results offer guidance for driver selection, joint bearing analysis and structural strength design of the 2-SPR-RPS parallel manipulator.

Key words: parallel manipulator; lower-mobility; static analysis; vector method

(责任编辑:康 锋)