DOI: 10.3901/JME.2021.21.068

具有大承载能力的环路解耦两转动并联机构 综合方法研究*

王 森^{1,2} 韩雪艳^{1,2} 李浩天^{1,2} 李浩然^{1,2} 李仕华^{1,2}

(1. 燕山大学河北省并联机器人与机电系统重点实验室 秦皇岛 066004;

2. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘要: 为解决解耦机构承载能力弱的问题, 提出一种具有大承载能力的环路解耦两转动并联机构型综合方法。基于螺旋理论, 提出分支传递力螺旋矩阵与输出运动螺旋矩阵的互易积为对角矩阵(主对角线元素全不为零)的机构解耦判别准则, 分析机构输出运动螺旋与传递力螺旋之间的关系, 确定出驱动螺旋和非驱动螺旋的形式, 将上述运动螺旋进行合理的排序和组合得到基础解耦分支。为使解耦机构更好的应用于工业中, 提出冗余驱动分支构造方法, 在基础解耦分支中添加冗余驱动分支, 构造环路, 实现环路内反解同步, 构造环路之间彼此解耦的环路驱动分支, 既不破坏机构的解耦特性又增加了机构的承载能力, 综合出环路解耦两转动并联机构。运动学分析和静力学分析表明, 所综合出的机构雅可比矩阵为广义对角阵、同一环路内驱动位移同步, 并且承载能力强于传统解耦机构, 验证了所提出的综合方法的正确性。通过该方法综合出来的机构, 在汽车耐久性测试台架方面具有一定的应用前景。

关键词: 大承载能力; 并联机构; 螺旋理论; 环路解耦; 型综合

中图分类号: TH112

Research on Synthesis Method of a Loop Decoupling Two-rotation Parallel Mechanism with Large Load Bearing Capacity

WANG Sen^{1,2} HAN Xueyan^{1,2} LI Haotian^{1,2} LI Haoran^{1,2} LI Shihua^{1,2}

(1. Parallel Robot and Mechatronic System Laboratory of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

2. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: In order to solve the weak load bearing problem of the decoupling parallel mechanism, a new structural synthesis method of two-rotation parallel mechanism with large load bearing capacity is proposed. Based on the screw theory, the parallel mechanism decoupling criterion is proposed that the reciprocal product of the branch transmission wrench screw matrix and the output twist screw matrix is a diagonal matrix (the main diagonal elements are not zero at all), and the relations among the output twist screws and the transmission wrench screws of the mechanism are analyzed. The forms of the driving screw and the non-driving screw are determined, and the above-mentioned twist screws are sorted and combined reasonably to obtain the basic decoupling branch chains. Based on the high load-carrying requirements of the vehicle durability testing platform, the redundant drive branch construction method is proposed. Redundant actuation branches are added to the basic decoupling branch chains to construct loop, realize the synchronization of position inverse solution within the same loop and construct a loop drive branches that are decoupled from each other, which can maintain the decoupling characteristics of the parallel mechanism and increase the load-bearing capacity of the parallel mechanism. The kinematic analysis and static analysis show that the Jacobian matrices the synthesized parallel mechanisms are generalized diagonal matrices and the driving displacement is synchronized in the same loop, and the bearing capacity is stronger than the

* 国家自然科学基金(51775475)和河北省军民融合(2020B030)资助项目。
20210426 收到初稿, 20210710 收到修改稿

traditional decoupling mechanism, which verifies the correctness of the proposed structural synthesis method. The mechanism synthesized by this method has a application prospect in automobile durability test bench.

Key words: large carrying capacity; parallel mechanism; screw theory; loop decoupling; type synthesis

0 前言

并联机构的构型综合是机构学研究的热点方向,国内外很多学者开展了相关研究工作。目前常用的综合方法有,基于螺旋理论的综合方法,基于位移群论的综合方法和基于方位特征集的综合方法等^[1]。并联机构的综合不再是单纯的以特定自由度为目标,而是面向实际应用发展,如解耦并联机构、各向同性并联机构、多模式机构和与串并联机构运动等效的新型并联机构^[2-5]。

一般的并联机构具有耦合性,机构控制比较复杂,国内外学者通过研究解耦并联机构,以解决控制难的问题。ZENG 等^[6]基于螺旋理论,综合出两转动解耦并联机构。KONG 等^[7]基于几何方法,完成 3 类 2 至 4 自由度解耦并联机构的综合。JIN^[8]提出拓扑解耦机构结构综合基本原理,综合出 3 自由度解耦机构。沈惠平等^[9]提出降低机构耦合度的结构降耦原理,设计出多种新型机构。曹毅等^[10]基于 GF 集理论,提出一种 3T2R 完全各向同性混联机构构型综合方法。陈海等^[11]基于螺旋理论提出支链独立驱动原则,综合出多种 3R1T 解耦并联机构。KUO 等^[12]通过对投影运动进行几何推理,提出一种对并联机械手进行完全解耦设计的系统方法。BRIOT 等^[13]综合出一种速度更快的各向同性 3T 并联机构。张彦斌等^[14]基于混联机构概念和互易螺旋理论,综合出一类 2T2R 四自由度完全解耦并联机构。杭鲁滨等^[15]基于拓扑解耦准则,综合出一种四自由度解耦的 3T1R 并联机构。蔡伟林等^[16]基于螺旋理论,综合出一类 2R 完全解耦并联机构。曾达幸等^[17]将广义解耦定义与转动单元概念结合,综合出多种 3 转动自由度广义解耦并联机构。两转动并联机构已在许多领域得以广泛应用,但可应用于工业重载领域的具有解耦特性的两自由度转动并联机构还很缺乏^[18]。

现有完全解耦并联机构承载能力较差,在工业上的应用较少,本文提出一种具有大承载能力的环路解耦并联机构的综合方法,综合出一系列可应用于承载能力强领域的环路解耦两转动并联机构,满足工业上大承载能力的需求。

1 新型两转动并联机构构型综合方法

1.1 两转动并联机构完全解耦条件

刘辛军^[19]提出传递力螺旋是除分支驱动副外与其他所有运动副螺旋的互易积为零的约束力螺旋,该传递力将来自输入关节的运动/力传递到机构的输出端,从而实现末端执行器的输出运动,因此要想实现并联机构两转动自由度的解耦,就需要动平台的一个转动自由度仅由一个分支传递力螺旋控制。根据螺旋理论可知,力螺旋与运动螺旋的互易积表示的物理意义是力螺旋对运动螺旋产生的瞬时功率。本文定义一种螺旋矩阵互易积运算法则:设 A 为 $n \times 1$ 的矩阵, B 为 $1 \times n$ 的矩阵,称 $n \times n$ 的矩阵 C 为矩阵 A 与 B 的互易积,如式(1)所示

$$A = \begin{bmatrix} \mathcal{S}_{T1} \\ \mathcal{S}_{T2} \\ \vdots \\ \mathcal{S}_{Tn} \end{bmatrix}_{n \times 1} \quad B = \begin{bmatrix} \mathcal{S}_1 \\ \mathcal{S}_2 \\ \vdots \\ \mathcal{S}_n \end{bmatrix}_{1 \times n}^T$$

$$A \circ B = C = \begin{bmatrix} \mathcal{S}_{T1} \circ \mathcal{S}_1 & \mathcal{S}_{T1} \circ \mathcal{S}_2 & \cdots & \mathcal{S}_{T1} \circ \mathcal{S}_n \\ \mathcal{S}_{T2} \circ \mathcal{S}_1 & \mathcal{S}_{T2} \circ \mathcal{S}_2 & \cdots & \mathcal{S}_{T2} \circ \mathcal{S}_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathcal{S}_{Tn} \circ \mathcal{S}_1 & \mathcal{S}_{Tn} \circ \mathcal{S}_2 & \cdots & \mathcal{S}_{Tn} \circ \mathcal{S}_n \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (1)$$

其中矩阵 C 中的第 i 行第 j 列元素可以表示为

$$(A \circ B)_{ij} = \mathcal{S}_{Ti} \circ \mathcal{S}_j \quad (2)$$

式中 $\mathcal{S}_{Ti}$ ——第 i 条分支传递力螺旋;

$\mathcal{S}_j$ ——第 j 条分支输出运动螺旋。

针对解耦并联机构,传递力螺旋只与其对应控制的输出运动螺旋之间存在瞬时功率,基于此提出两转动并联机构完全解耦条件:两个分支传递力螺旋矩阵与对应输出运动螺旋矩阵做互易积得到瞬时功率矩阵,当瞬时功率矩阵为对角矩阵时(主对角线元素全不为零),此时两转动并联机构为完全解耦并联机构,如式(3)所示

$$\begin{bmatrix} \mathcal{S}_{T1} \\ \mathcal{S}_{T2} \end{bmatrix} \circ \begin{bmatrix} \mathcal{S}_1 \\ \mathcal{S}_2 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \mathcal{S}_{T1} \circ \mathcal{S}_1 & 0 \\ 0 & \mathcal{S}_{T2} \circ \mathcal{S}_2 \end{bmatrix}_{2 \times 2} \quad (3)$$

1.2 机构输出运动转轴与传递力螺旋之间的关系

各分支传递力螺旋的不同形式分别决定了动平台的不同运动输出特性。如图 1 所示,在定平台中心点建立固定坐标系 $oxyz$,在动平台中心点建立动

坐标系 $o_1x_1y_1z_1$, r_1 、 r_2 分别表示布置在定平台、动平台上的输出运动转轴, 假设机构动平台具有绕 r_1 、 r_2 轴的两转动自由度, 当输出轴线共面垂直时, 如图 1a 所示, 控制该转动自由度的分支传递力螺旋既可以为线力矢 $\mathcal{S}_{T1}$ 、 $\mathcal{S}_{T2}$, 也可以为偶力矢 $\mathcal{S}_{T3}$ 、 $\mathcal{S}_{T4}$ 。基于两转动并联机构完全解耦条件可以分析出: 若第一运动分支传递力螺旋为线力矢 $\mathcal{S}_{T1}$, 则该线力矢 $\mathcal{S}_{T1}$ 与 r_2 共面, 与 r_1 异面。若传递力螺旋为偶力矢 $\mathcal{S}_{T3}$, 则该偶力矢 $\mathcal{S}_{T3}$ 与 r_1 平行, 与 r_2 垂直。若第二运动分支传递力螺旋为线力矢 $\mathcal{S}_{T2}$, 则该线力矢 $\mathcal{S}_{T2}$ 与 r_1 共面, 与 r_2 异面。若传递力螺旋为偶力矢 $\mathcal{S}_{T4}$, 则该偶力矢 $\mathcal{S}_{T4}$ 与 r_2 平行, 与 r_1 垂直。当输出轴线异面垂直时, 分析过程同上, 关系如图 1b 所示。

图1 机构运动转轴与传递力螺旋之间的关系

1.3 冗余驱动分支构造方法

为了满足实际应用需求, 针对解耦并联机构应用于工业领域承载能力较弱的问题, 本文提出冗余驱动分支构造方法, 根据完全解耦条件和机构输出运动转轴与传递力螺旋之间的关系, 结合驱动螺旋与非驱动螺旋构造方法综合出基础解耦分支, 并构造与基础解耦分支结构完全一致的冗余驱动分支。该分支与基础解耦分支构成环路, 环路内两驱动同时输出一个自由度并且驱动位移同步, 不同环路之

间输出运动互不影响, 使含有冗余驱动的不同环路之间实现完全解耦。既不破坏机构的解耦特性又增加了机构的承载能力, 形成环路解耦并联机构。

(1) 输出轴线异面垂直。

1) 传递力螺旋为线力矢(驱动副为移动副)。

① 冗余驱动分支与基础解耦分支结构相同、驱动位移大小相等, 方向相反且关于对应输出运动转轴对称布置。

② 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支的传递力螺旋大小相等, 方向相反, 关于对应输出运动转轴对称。

③ 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支在动平台或定平台的转动副分别与输出运动转轴共轴。

2) 传递力螺旋为偶力矢(驱动副为转动副)。

① 冗余驱动分支与基础解耦分支结构相同、驱动位移大小相等, 方向相同且关于非对应输出运动转轴对称布置。

② 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支传递力偶螺旋大小相等, 方向相同, 关于非对应输出运动转轴对称。

③ 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支在动平台或定平台的转动副分别与输出运动转轴共轴。

(2) 输出轴线共面垂直。

1) 传递力螺旋为线力矢(驱动副为转动副或移动副)。

① 冗余驱动分支与基础解耦分支结构相同, 当驱动副为转动副时, 驱动位移大小相等, 方向相同, 当驱动副为移动副时, 驱动位移大小相等, 方向相反且关于对应输出运动转轴对称布置。

② 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支的传递力螺旋大小相等, 方向相反, 关于对应输出运动转轴对称。

③ 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支在动平台的转动副分别与输出运动转轴共轴。

2) 传递力螺旋为偶力矢(驱动副为转动副)。

① 冗余驱动分支与基础解耦分支结构相同、驱动位移大小相等, 方向相同且关于非对应输出运动转轴对称布置。

② 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支传递力偶螺旋大小相等, 方向相同, 关于非对应输出运动转轴对称。

③ 同一环路冗余驱动分支和基础解耦分支在动平台的转动副分别与输出运动转轴共轴。

1.4 综合流程

本文建立了两转动环路解耦并联机构构型综合方法及其具体步骤如下。

(1) 基于两转动自由度和解耦需求, 提出机构分支传递力螺旋矩阵与输出运动螺旋矩阵的互易积为对角阵(主对角线元素全不为零)的完全解耦条件, 确定出机构运动分支的传递力螺旋形式。

(2) 根据同一分支中传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件, 求出分支运动链驱动螺旋的形式。

(3) 根据传递力螺旋与同一分支中除驱动螺旋外的其他所有运动螺旋都互逆的特点, 确定出非驱动螺旋的形式。

(4) 根据驱动运动螺旋和非驱动螺旋的类型, 按照分支连接度和运动副的不同排序, 综合出基础解耦运动分支。

(5) 由于完全解耦机构承载能力差, 无法较好地满足工业需求, 因此提出冗余驱动分支构造方法, 在基础解耦分支中添加冗余驱动分支, 形成环路, 环路内实现位移同步, 构造环路间彼此解耦的环路驱动分支, 实现了同时具有预期自由度和大承载能力的环路解耦并联机构型综合。

2 环路解耦两转动并联机构型综合

环路解耦并联机构的综合首先需要根据期望自由度和解耦需求, 对基础解耦分支进行综合, 并与恰约束分支组合, 得到一系列完全解耦两转动并联机构, 在不破坏原有解耦特性的条件下, 添加冗余驱动分支, 与基础解耦分支分别形成环路, 构成环路解耦并联机构。

2.1 基础解耦分支综合

(1) 输出运动轴线共面垂直。

首先考虑两自由度转动并联机构输出运动轴线共面垂直这种情况, 如图 1a 所示, 两转动自由度分别为绕 $x_1(r_1)$ 轴和 $y_1(r_2)$ 轴的转动, 施加到动平台的两个传递力螺旋可能为一个线力矢($\mathcal{S}_{T1}$ 或 $\mathcal{S}_{T2}$) 和一个偶力矢($\mathcal{S}_{T3}$ 或 $\mathcal{S}_{T4}$) 或两个偶力矢($\mathcal{S}_{T3}$ 和 $\mathcal{S}_{T4}$), 若施加到动平台的两个传递力螺旋为两个线力矢($\mathcal{S}_{T1}$ 和 $\mathcal{S}_{T2}$), 当动平台绕 r_1 轴转过一定角度, 动平台再绕 r_2 轴转过一定角度, $\mathcal{S}_{T2}$ 无法始终与 r_1 轴共面, 此时影响机构绕 r_1 轴的解耦特性, 因此不存在施加到动平台上的传递力螺旋均为线力矢的情况。本文基于两条输出运动轴线, 研究含有恰约束分支的两转动并联机构, 恰约束分支的转动副轴线分别与输出运

动轴线共轴。

第一运动分支控制机构动平台仅绕动坐标系 $x_1(r_1)$ 轴转动, 由上文可知, 基于解耦准则, 当传递力螺旋为线力矢 $\mathcal{S}_{T1}$ 时, $\mathcal{S}_{T1}$ 与 $y_1(r_2)$ 轴共面, 与 $x_1(r_1)$ 轴异面, $\mathcal{S}_{T1}$ 与 z 轴方向平行, 第一运动分支传递力螺旋的形式为

$$\mathcal{S}_{T1} = (0 \ 0 \ 1 \ ; \ P_{11} \ Q_{11} \ 0) \quad (4)$$

根据同一分支中传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件: $\mathcal{S}_{T1} \circ \mathcal{S}_{11} \neq 0$ 。

当驱动副为转动副时, 运动螺旋的轴线方向有两种情况为 x 或 y 方向, 两者仅代表轴线方向不同, 并未改变驱动螺旋基本属性, 这里选取驱动副轴线方向为 y 方向, 并且布置在定平台, 轴线过定坐标系原点, 因此确定出第一分支运动链驱动螺旋的形式为

$$\mathcal{S}_{11} = (0 \ 1 \ 0 \ ; \ 0 \ 0 \ 0) \quad (5)$$

式中, $\mathcal{S}_{11}$ 为第一运动分支的驱动螺旋。

当传递力螺旋 $\mathcal{S}_{T1}$ 和驱动螺旋 $\mathcal{S}_{11}$ 确定后, 根据传递力螺旋与同一分支中除驱动螺旋外的其他所有运动螺旋都互逆的特点, 确定出非驱动螺旋系包括以下四种情况。

1) 与驱动力螺旋相交且平行于 x 轴的转动副, 有且仅有 1 个。

2) 与 y 轴平行的转动副, 数量仅有 1 个, 且与恰约束分支靠近动平台的转动副共轴。

3) 与 z 轴平行的转动副数量最少为 1 个, 最多 3 个。

4) 与 z 轴垂直的移动副, 数量最多为 2 个, 若存在 2 个移动副时, 其轴线不能平行。

当驱动副为移动副时, 同理依据传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件得到第一运动分支的驱动螺旋的形式为

$$\mathcal{S}_{11} = (0 \ 0 \ 0 \ ; \ 0 \ 0 \ 1) \quad (6)$$

同理, 当 $\mathcal{S}_{T1}$ 和 $\mathcal{S}_{11}$ 确定后, 可列出分支中所有非驱动螺旋系。

1) 与 z 轴平行的转动副, 数量最多为 3 个。

2) 与 z 轴垂直的移动副, 数量最多为 2 个, 若存在两个移动副时, 其轴线不能平行。

3) 与 y 轴平行的转动副, 数量仅有 1 个, 且与恰约束分支靠近动平台的转动副共轴。

4) 与驱动力螺旋相交且平行于 x 轴的转动副, 有且仅有 1 个。

在驱动螺旋和所有的非驱动螺旋的形式确

定后, 表 1 和表 2 分别列出了驱动副为转动副和移动副两种类型下的第一运动分支的结构,

所有分支运动链与定平台相连的运动副均为驱动副。

表 1 输出运动轴线相交的第一运动分支结构

驱动类型	支链构型	基本分支结构	复合运动副
驱动副为转动副	6R	$R_x R_z R_z R_z R_x R_y$	$R_x R_z R_z R_z U_{xy}, U_{xz} R_z R_z U_{xy},$ $U_{xz} R_z R_z R_y, U_{xz} R_z U_{xy} R_y$
		$R_x R_z R_z P_x R_x R_y$	$R_x R_z R_z C_x R_y, U_{xz} R_z P_x R_x R_y, U_{xz} R_z C_x R_y,$ $U_{xz} R_z P_x U_{xy}, R_x R_z R_z P_x U_{xy}$
	5R1P	$R_x R_z P_k R_z R_x R_y$	$U_{xz} P_k U_{xy} R_y, U_{xz} P_k R_z U_{xy}$
		$R_x P_x R_z R_z R_x R_y$	$C_x R_z R_z R_x R_y, C_x R_z S, C_x R_z R_z U_{xy}, C_x R_z U_{xz} R_y$
		$R_x R_z P_x R_z R_z R_y$	$R_x C_x R_z U_{xy}, R_x C_x R_z R_z R_y, R_x R_x P_x R_z U_{xy}$
	5R1P	$R_x R_z R_z P_k R_z R_y$	$R_x R_z R_z P_k U_{xy}, R_x U_{xz} P_k U_{xy}, R_x U_{xz} P_k R_z R_y$
		$R_x R_z R_z R_z P_y R_y$	$R_x R_x R_z R_z C_y, R_x U_{xz} R_z C_y, R_x U_{xz} R_z P_y R_y$
		$R_x R_z P_x P_x R_x R_y$	$R_x R_z P_x C_x R_y, U_{xz} P_y C_x R_y, U_{xz} P_y P_x U_{xy}$
	4R2P	$R_x P_x P_k R_z R_x R_y$	$C_x P_k U_{xz} R_y, C_x P_k R_z U_{xy}, C_x P_k R_z R_x R_y, C_x P_k S$
		$R_x P_x R_z P_k R_x R_y$	$C_x R_z P_k U_{xy}, C_x R_z P_k R_z R_y, R_x P_x R_z P_k U_{xy}$
		$R_x R_x P_x P_k R_z R_y$	$R_x C_x P_k U_{xy}, R_x C_x P_k R_z R_y, R_x R_x P_x P_k U_{xy}$
		$R_x R_x P_x R_z P_y R_y$	$R_x C_x R_z P_y R_y, R_x C_x R_z C_y, R_x R_x P_x R_z C_y$
		$R_x R_z R_z P_x P_x R_y$	$R_x R_x R_z P_x C_y, R_x U_{xz} P_x C_y, R_x U_{xz} P_x P_y R_y$

表 2 输出运动轴线相交的第一运动分支结构

驱动类型	支链构型	基本分支结构	复合运动副
驱动副为移动副	2P2R	$P_z P_y R_x R_y$	$P_z P_y U_{xy}$
	5R1P	$P_z R_z R_z R_z R_x R_y$	$C_z R_z R_z U_{xy}, C_z R_z R_z R_x R_y, P_z R_z R_z P_z U_{xy}$
		$P_z P_y R_z R_z R_x R_y$	$P_z P_y R_z R_z U_{xy}$
		$P_z P_y R_z R_z R_x R_y$	$P_z P_y R_z R_z U_{xy}, P_z P_x R_z S$
	4R2P	$P_z R_z R_z P_x R_x R_y$	$P_z R_z R_z P_x U_{xy}, C_z R_z P_x U_{xy}, C_z R_z C_x R_y, C_z R_z P_x R_x R_y$
		$P_z R_z P_k R_z R_x R_y$	$P_z R_z P_k R_z U_{xy}, C_z P_k R_z U_{xy}, C_z P_k R_z R_x R_y, P_z R_z P_k S$
		$P_z R_z R_z R_x R_x P_y$	$C_z R_z R_x P_y, C_z R_z R_x C_y, C_z R_z U_{xy} P_y$
	3R3P	$P_z P_y P_x R_z R_x R_y$	$P_z P_y P_x R_z U_{xy}, P_z P_y P_x S$
		$P_z P_x P_y R_z R_x R_y$	$P_z P_x P_y R_z U_{xy}, P_z P_x P_y S$
		$P_z P_y R_z P_x R_x R_y$	$P_z P_y R_z P_x U_{xy}$
		$P_z R_z P_y P_x R_x R_y$	$C_z P_y C_x R_y, C_z P_y P_x R_x R_y, P_z R_z P_y P_x U_{xy}, C_z P_y P_x U_{xy}$
		$P_z R_z P_y R_y R_x P_x$	$P_z R_z P_y R_y C_x, C_z C_y C_x, C_z P_y U_{xy} P_x$

表 1 和表 2 中的 R 表示转动副, P 表示移动副, U 表示胡克铰, C 表示圆柱副、S 表示球副, 下标 x 、 y 、 z 表示运动副轴线分别平行于图 1 的固定坐标系, 下标 k 表示移动副的轴线垂直于相邻的运动副。

动平台的输出运动为绕 $x_1(r_1)$ 轴线和 $y_1(r_2)$ 轴线的两个转动自由度, 第一运动分支的连接度最少为 4, 且至少包含两个 r_1 和 r_2 轴线方向的转动副, 动平台的输出运动作为所有分支末端输出运动的交集, 所以第二运动分支只能是恰约束分支, 才能满

足要求。第二运动分支, 控制机构动平台绕动坐标系 $y_1(r_2)$ 轴转动, 且与第一运动分支靠近动平台的转动副共轴, 由于第一运动分支的传递力螺旋为线力矢, 第二运动分支的传递力螺旋只能为偶力矢 $\$T_4$, 根据解耦准则可写出该分支的传递力螺旋如下

$$\$T_4 = (0 \ 0 \ 0 \ ; \ 0 \ 1 \ 0) \quad (7)$$

根据同一分支中传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件: $\$T_4 \circ \$22 \neq 0$, 得到驱动螺旋形式如下

$$\mathbf{s}_{22} = (0 \ 1 \ 0 ; 0 \ 0 \ 0) \quad (8)$$

式中, $\mathbf{s}_{22}$ 为第二运动分支的驱动螺旋。

恰约束分支的另一转动副为非驱动螺旋, 第二运动分支结构形式为 $\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 。

同理, 经分析可知, 当第一运动分支传递力螺旋为偶力矢 $\mathbf{s}_{T3}$ 时, 驱动螺旋为与 $y_1(r_2)$ 轴共轴的转动副, 把表 1、表 2 中驱动副替换成靠近动平台的转动副即可, 此时第二运动分支结构形式为 $\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$, 驱动螺旋为平行于 x 轴的转动副, 满足两自由度转动解耦要求。

例如, 从表 2 中选取 $\mathbf{C}_2\mathbf{R}_2\mathbf{P}_x\mathbf{U}_{xy}$ 与 $\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 进行组合, 可得到两自由度转动解耦并联机构, 结构如图 2 所示。

图 2 $\mathbf{C}_2\mathbf{R}_2\mathbf{P}_x\mathbf{U}_{xy}/\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 并联机构

(2) 输出运动轴线异面垂直。

其次考虑两自由度转动并联机构输出运动轴线异面垂直这种情况, 两转动自由度同样是绕 r_1 轴和 r_2 轴的转动, 施加到动平台的传递力螺旋可以是线力矢 ($\mathbf{s}_{T1}$ 和 $\mathbf{s}_{T2}$) 也可以是偶力矢 ($\mathbf{s}_{T3}$ 和 $\mathbf{s}_{T4}$), 根据图 1b 输出轴线位置布置恰约束分支的转动副。

当第一运动分支和第二运动分支施加到动平台的传递力螺旋均为线力矢 ($\mathbf{s}_{T1}$ 和 $\mathbf{s}_{T2}$) 时, 能控制动平台分别仅绕 r_1 和 r_2 轴转动, 根据解耦准则, 传递力螺旋 $\mathbf{s}_{T1}$ 与 r_2 轴共面与 r_1 异面, $\mathbf{s}_{T2}$ 与 r_1 轴共面与 r_2 异面, 设 $\mathbf{s}_{T1}$ 和 $\mathbf{s}_{T2}$ 与 z 轴方向平行, 依据传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件, 当驱动副为移动副时, 第一、第二运动分支驱动螺旋的形式均为移动副, 移动副的移动方向沿着 z 轴。

当第一、第二运动分支传递力螺旋和驱动螺旋都确定后, 同理根据传递力螺旋与同一分支中除驱动螺旋外的其他所有运动螺旋都互逆的特点, 确定出非驱动螺旋系。

1) 第一运动分支靠近动平台转动副与恰约束分支安装在动平台的转动副共轴, 第二运动分支靠近定平台的转动副与恰约束分支安装在定平台的转动副共轴。

2) 支链的连接度只能为 4。

3) 第一运动分支平行与 x 轴方向的转动副数量仅为 2 个, 第二运动分支平行与 y 轴方向的转动副数量仅为 2 个。

在驱动螺旋和所有的非驱动螺旋的形式确定后, 列出了第一运动分支和第二运动分支的结构形式, 第一运动分支只有 $(\mathbf{R}_x\mathbf{P}_k\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y)\mathbf{R}_x\mathbf{P}_k\mathbf{U}_{xy}$ 这一种结构形式、同样第二运动分支的结构也只有 $(\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y\mathbf{P}_k\mathbf{R}_y)\mathbf{U}_{xy}\mathbf{P}_k\mathbf{R}_y$ 这一种结构形式。

当驱动副为转动副时, 无法满足线力矢始终与所有的非驱动螺旋共面, 因此不存在这种情况。

当第一、第二运动分支传递力螺旋为偶力矢 ($\mathbf{s}_{T3}$ 和 $\mathbf{s}_{T4}$) 时, 根据解耦准则, 第一、第二运动分支传递力螺旋分别与恰约束分支靠近定平台和动平台的转动副的轴线平行, 依据传递力螺旋与驱动螺旋互易积为非零常数的条件, 因为分支传递力螺旋为偶力矢, 所以驱动螺旋只有转动副一种情况, 此时这两个分支的驱动螺旋分别与恰约束分支靠近定平台和动平台的转动副的轴线共轴, 同理按照上文方法确定出非驱动螺旋系形式。

1) 第一运动分支靠近动平台转动副与恰约束分支安装在动平台的转动副共轴, 第二运动分支靠近定平台的转动副与恰约束分支安装在定平台的转动副共轴。

2) 支链的连接度只能为 4。

3) 第一运动分支平行于 x 轴方向的转动副数量最多为 3 个, 第二运动分支平行于 y 轴方向的转动副数量最多为 3 个。

4) 第一运动分支与 x 轴方向垂直的移动副数量最多为 2 个, 第二运动分支与 y 轴方向垂直的移动副数量最多为 2 个。

表 3 列出第一、第二运动分支的结构形式如下。并从表 3 中选取分支 $\mathbf{U}_{xy}\mathbf{P}_k\mathbf{R}_y$ 和 $\mathbf{R}_x\mathbf{P}_k\mathbf{U}_{xy}$ 与 $\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 组合可以得到两转动解耦机构, 此时上文提到的恰约束分支 $\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 作为机构的第三运动分支, 如图 3 所示。

图 3 $\mathbf{U}_{xy}\mathbf{P}_k\mathbf{R}_y/\mathbf{R}_x\mathbf{P}_k\mathbf{U}_{xy}/\mathbf{R}_x\mathbf{R}_y$ 并联机构

表 3 输出运动轴线异面正交的运动分支结构

分支	支链构型	基本分支结构	复合运动副
第一运动分支	3R1P	$P_k R_x R_y R_z$	$P_k R_x U_{xy}$
		$R_x P_k R_y R_z$	$R_x P_k U_{xy}$
		$R_x R_y P_k R_z$	
	2R2P	$P_k P_k R_x R_y$	$P_k P_k U_{xy}$
		$P_k R_x P_k R_y$	
		$R_x P_k P_k R_y$	
第二运动分支	4R	$R_x R_y R_z R_z$	$U_{xy} R_y R_z$
		$R_x R_y P_k R_z$	$U_{xy} P_k R_z$
		$R_x R_y R_z P_z$	$U_{xy} R_y P_z$
	3R1P	$R_x P_k P_k R_y$	
		$R_x P_k R_y P_z$	
		$R_x R_y P_k P_k$	$U_{xy} P_k P_k$

2.2 冗余驱动分支综合

(1) 输出轴线异面垂直。

1) 基础解耦分支传递力螺旋为线力矢(驱动副为移动副)

根据所选取的基础解耦分支构造与其结构相同的冗余驱动分支, 与对应的基础解耦分支构成环路, 布置时应按照基础解耦分支下角标方向并且关于对应输出运动转轴对称布置。

2) 基础解耦分支传递力螺旋为偶力矢(驱动副为转动副)

根据所选取的基础解耦分支构造与其结构相同的冗余驱动分支, 与对应的基础解耦分支构成环路, 布置时应按照基础解耦分支下角标方向并且关于非对应输出运动转轴对称布置。

(2) 输出轴线共面垂直。

1) 基础解耦分支传递力螺旋为线力矢(驱动副为转动副或移动副)

根据所选取的基础解耦分支构造与其结构相同的冗余驱动分支, 与对应的基础解耦分支构成环路, 布置时应按照基础解耦分支下角标方向并且关于对应输出运动转轴对称布置。

2) 基础解耦分支传递力螺旋为偶力矢(驱动副为转动副)

根据所选取的基础解耦分支构造与其结构相同的冗余驱动分支, 与对应的基础解耦分支构成环路, 布置时应按照基础解耦分支下角标方向并且关于非对应输出运动转轴对称布置。

3 新型两自由度并联机构综合实例

3.1 环路解耦两自由度转动并联机构型综合

完成分支运动链的型综合后, 根据输出轴线共面与异面要求, 从表 1、表 2 或表 3 选取相应分支, 并根据冗余分支构造准则构造相应冗余驱动分支, 将上述分支与恰约束分支共同连接定平台和动平台, 即可得到预期环路解耦两自由度转动并联机构。

例如, 当转动轴线异面时, 首先选取结构分别为 $U_{xy} P_k R_y$ 和 $R_x P_k U_{xy}$ 的运动链, 然后根据冗余分支构造准则构造分支 $U_{xy} P_k R_y$ 和 $R_x P_k U_{xy}$, 上述分支与恰约束分支 $R_x R_y$ 组合, 得到期望的环路解耦两转动并联机构 $2U_{xy} P_k R_y / 2R_x P_k U_{xy} / R_x R_y$, 如图 4 所示。

图 4 $2U_{xy}P_kR_y/2R_xP_kU_{xy}/R_xR_y$ 并联机构

该机构共由第一运动分支、第二运动分支组成的环路一和第三运动分支、第四运动分支组成的环路二两个环路构成, 每一个环路都由结构完全相同的基础解耦分支和冗余驱动分支构成, 两环路分别控制绕动平台 Y 轴转动自由度和绕定平台 X 轴转动自由度, 且两个环路间输出运动互不干扰, 满足解耦要求。

3.2 $2U_{xy}P_kR_y/2R_xP_kU_{xy}/R_xR_y$ 环路解耦分析

基于 D-H 法, 得到 $2U_{xy}P_kR_y/2R_xP_kU_{xy}/R_xR_y$ 并联机构运动学反解, 求导后, 得到速度雅可比矩阵如下

$$\begin{bmatrix} \omega_a \\ \omega_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{2Rr\sin\alpha} & \frac{-l_2}{2Rr\sin\alpha} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{l_3}{2Rr\sin\beta} & \frac{-l_4}{2Rr\sin\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中, ω_a 、 ω_b 表示绕动平台 Y 轴转动角速度, 绕定平台 X 轴转动角速度; l_1 、 l_2 分别表示第一、第二运动分支的驱动杆长; l_3 、 l_4 分别表示第三、第四运动分支的驱动杆长; R 、 r 分别表示环路一、环路二

靠近动、定平台的转动副中心点与恰约束分支对应转动副中心点之间的垂直距离; v_1 、 v_2 、 v_3 、 v_4 分别表示各个环路对应运动分支的驱动速度。

通过速度雅可比矩阵可知, Y 轴转动自由度由环路一内两个驱动协同控制, X 轴转动自由度由环路二内两个驱动协同控制, 两环路互不影响, 实现 X 轴、 Y 轴两个转动自由度之间完全解耦。环路内添加冗余支链后既不破坏机构的解耦特性又增加了机构的承载能力, 满足了设计要求。

通过 Matlab 运动学反解编程, 对两个环路内四个驱动之间的输入关系进行分析, 结果如图 5、6 所示。图 5 为环路一内两分支反解曲线, 图 6 为环路二内两分支反解曲线。由图 5、6 可知, 同一环路内基础解耦分支驱动位移与冗余分支驱动位移完全重合, 即环路内两驱动的输入位移完全同步。

通过以上分析可知, 本文所综合出的两自由度转动并联机构的速度雅可比矩阵为广义对角阵, 即机构环路间完全解耦、环路内位移同步, 验证了本文所提出的综合方法的正确性。

图 5 环路一内两运动分支反解曲线

图 6 环路二内两运动分支反解曲线

3.3 环路解耦并联机构承载能力验证

通过 ANSYS 软件对文中综合的两转动完全解耦机构、现有典型 RU/RPR 两转动完全解耦机构^[20]和环路解耦机构进行静力学分析, 分析结果如图

7~9 所示。

图 7 完全解耦机构静力学分析

图 8 RU/RPR 两转动完全解耦机构静力学分析

图 9 环路解耦机构静力学分析

根据图 7~9 分析得出, 三种机构在受到相同的 5000 N 力作用时, 文中综合的两转动完全解耦机构最大应力为 19 MPa, 现有典型 RU/RPR 两转动完全解耦机构最大应力为 25 MPa, 环路解耦机构最大应力为 3.7 MPa。环路解耦机构的承载能力明显高于文中综合的完全解耦机构和现有典型两转动完全解耦机构。因此, 运用本文提出的方法综合出来的环路解耦机构可明显提高现有机构的承载能力, 验证了本文所提出的综合方法的正确性。

3.4 机构应用展望

汽车长时间受到地面载荷的变化作用会造成车身相应的疲劳失效,因此汽车出厂前常采用轮耦合耐久性测试平台进行耐久性测试。但轮耦合耐久性测试平台只能模拟垂直方向的激励,而忽略了真实存在的俯仰和倾斜两个方向的激励,导致路谱复现精度低。由于路谱十分复杂,采用耦合性强的并联机构会增加控制难度,无法达到路谱复现精度的要求,因此,可采用解耦并联机构解决该问题,但是现有完全解耦并联机构承载能力较差,无法较好的应用于汽车耐久性测试。

本文综合出的环路解耦并联机构,如图 4 所示,具有解耦和大承载能力的特性,可以为耐久性测试提供俯仰和倾斜两个方向的激励,提高了路谱复现精度,同时还能降低控制难度,因此,在汽车耐久性测试上具有较好的应用前景。

4 结论

(1) 提出了两转动自由度环路解耦的并联机构综合新方法。

(2) 针对解耦并联机构承载能力较弱的问题,提出冗余驱动分支构造方法,综合出若干种由基础解耦分支与冗余驱动分支组成的新型两转动自由度环路解耦并联机构新构型。

(3) 利用运动学、静力学分析软件验证了环路解耦、环路内驱动位移同步和大承载能力的正确性,为进一步综合用于汽车耐久性测试的大承载能力环路解耦并联机构提供新的思路。

参 考 文 献

- [1] 杨 力, 刘安心, 罗玉峰, 等. 机器人机构结构综合方法的基本思想、特点及其发展趋势[J]. 机械工程学报, 2010, 46(9): 1-11.
YANG Tingli, LIU Anxin, LUO Yufeng, et al. Basic principles main characteristics and development tendency of methods for robot mechanism structure synthesis[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 1-11.
- [2] 陈海, 曹毅, 秦友 元. 无耦合完全各向同性 1T1R 并联机器人机构型综合[J]. 中国机械工程, 2016, 27(5): 589-595.
CHEN Hai, CAO Yi, QIN Youlei. Type synthesis of fully-decoupled and fully-isotropic 1T1R parallel robotic manipulators[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(5): 589-595.
- [3] 于靖军, 刘凯, 孔宪文. 多模式机构研究进展[J]. 机械工程学报, 2020, 56(19): 14-27.
YU Jingjun, LIU Kai, KONG Xianwen. State of the art of multi-mode mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(19): 14-27.
- [4] 孙静, 单彦霞, 张建伟, 等. 与串并联机构运动等效的新型并联机构综合方法研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(1): 1-7.
SUN Jing, SHAN Yanxia, ZHANG Jianwei, et al. Research on synthesis method of novel parallel mechanisms with equivalent motion to serial-parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(1): 1-7.
- [5] KONG Xianwen. Type synthesis of 3-DOF parallel manipulators with both a planar operation mode and a spatial translational operation mode[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2017, 5(4): 041015-041015-8.
- [6] ZENG Daxing, HUANG Zhen. Type synthesis of the rotational decoupled parallel mechanism based on screw theory[J]. Science China Technological Science, 2011, 54(3): 998-1004.
- [7] KONG X W, GOSSELIN C M. Type synthesis of input-output decoupled parallel manipulators[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2004, 28(2): 185-196.
- [8] JIN Qiong, YANG Tingli. Synthesis and analysis of a group of 3-degree-of-freedom partially decoupled parallel manipulators[J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(2): 301-306.
- [9] 沈惠平, 朱小 强, 洪波, 等. 并联机构的结构降耦原理及其设计方法[J]. 机械工程学报, 2016, 52(23): 104-113.
SHEN Huiping, ZHU Xiaorong, YIN Hongbo, et al. Principle and design method for structure coupling-reducing of parallel mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(23): 104-113.
- [10] 曹毅, 周 伟, 秦友 元, 等. 完全各向同性五自由度混联机构型综合[J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 29-37.
CAO Yi, ZHOU Rui, QIN Youlei, et al. Structural synthesis of fully-isotropic five degree-of-freedom hybrid kinematic mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5): 29-37.
- [11] 陈海, 秦友 元, 曹毅. 三转一移解耦并联机构型综合[J]. 中国机械工程, 2016, 27(9): 1243-1250.
CHEN Hai, QIN Youlei, CAO Yi. Type synthesis of three-rotational and one-translational decoupling parallel

- mechanisms[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(9): 1243-1250.
- [12] KUO C H, DAI Jiansheng. Structure synthesis of a class of parallel manipulators with fully decoupled projective motion[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2021, 13(3): 1-17.
- [13] BRIOT S, BONEV I. Pantopteron: A new fully decoupled 3-DOF translational parallel robot for pick-and-place applications[J]. Journal of Mechanisms & Robotics, 2009, 1(2): 795-810.
- [14] 张彦斌, 吴鑫. 完全解耦二移动二转动并联机构结构综合[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 250-256.
ZHANG Yanbin, WU Xin. Structural synthesis of fully-decoupled two-translational and two-rotational parallel mechanisms[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 250-256.
- [15] 杭鲁滨, 王彦, 杨 力. 一种新型三平移一转动解耦并联机构分析[J]. 中国机械工程, 2004, 15(12): 1035-1037.
HANG Lubin, WANG Yan, YANG Tingli. Analysis of a new type 3 translations 1 rotation decoupled parallel manipulator[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(12): 1035-1037
- [16] 蔡伟林, 熊涛, 周平. 基于螺旋理论的转动解耦调平机构型综合[J]. 中国机械工程, 2012, 23(18): 2213-2217, 2242.
CAI Weilin, XIONG Tao, YIN Zhouping. Type synthesis of a rotational decoupled leveling mechanism based on screw theory[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(18): 2213-2217, 2242.
- [17] 曾达幸, 王华明, 樊明洲, 等. 3 自由度转动广义解耦并联机构型综合[J]. 机械工程学报, 2017, 53(3): 17-24.
ZENG Daxing, WANG Huaming, FAN Mingzhou, et al. Type synthesis of three degrees of freedom rotational generalized decoupling parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(3): 17-24.
- [18] ZENG Daxing, HOU Yulei, LU Wenjuan, et al. Comparative analysis of characteristics of the coupled and decoupled parallel mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(4): 468-476.
- [19] 刘辛军, 谢福贵, 汪 松. 并联机器人机构学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2018.
LIU Xinjun, XIE Fugui, WANG Jinsong. Fundamental of parallel robotic mechanisms[M]. Beijing: Higher Education Press, 2018.
- [20] 侯雨雷, 张占叶, 胡鑫, 等. 新型两转动自由度完全解耦并联机构及其特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(9): 80-85.
HOU Yulei, ZHANG Zhanye, HU Xinzhe, et al. New two-degree-of-freedom fully decoupled parallel mechanism and its characteristics[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(9): 80-85.
-
- 作者简介: 王森, 男, 1995 年出生, 博士研究生。主要研究方向为并联机器人技术及理论。
E-mail: 2743824384@qq.com
李仕华(通信作者), 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为并联机器人技术及理论。
E-mail: shli@ysu.edu.cn