

The Dynamic Analysis for 3-PPR Planar Parallel Mechanism Based on Vector Bond Graph Method

Zhongshuang Wang, Hang Lv

School of Mechatronic Engineering, Qiqihar University, Qiqihar Heilongjiang
Email: wzhsh1962@163.com

Received: Sep. 6th, 2016; accepted: Sep. 25th, 2016; published: Sep. 30th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

For improving the reliability and efficiency of the dynamic analysis for planar parallel mechanism, the corresponding vector bond graph procedure is proposed. From the moving constraint relations between components of 3-PPR planar parallel mechanism, the corresponding vector bond graph model of the mechanism is made by assembling the vector bond graph models of planar rigid body, revolute joint and translational joint. For the problem of differential causality loop brought by nonlinear geometric constraints between components of the mechanism, the corresponding effective method is proposed. As a result, the algebraic difficulty in the mechanism automatic modeling and analysis is overcome. By the corresponding algorithm, the computer aided dynamic modeling and analysis of 3-PPR parallel mechanism is realized. By a practical example system, the reliability and validity of the procedure proposed are illustrated.

Keywords

3-PPR Planar Parallel Mechanism, Dynamic Modeling and Analysis, Vector Bond Graph, Causality, Joint Constraint

基于向量键合图法的3-PPR型平面并联机构动力学分析

王中双, 吕航

齐齐哈尔大学机电工程学院, 黑龙江 齐齐哈尔
Email: wzsh1962@163.com

收稿日期: 2016年9月6日; 录用日期: 2016年9月25日; 发布日期: 2016年9月30日

摘要

为提高平面并联机构动力学分析的效率及可靠性, 提出了相应的向量键合图法。根据3-PPR型平面并联机构构件间的运动约束关系, 将平面运动刚体、旋转铰及移动铰的向量键合图模型组合起来, 建立了3PPR型平面并联机构向量键合图模型。针对该类机构构件间非线性几何约束所导致的微分因果环问题, 提出了有效的解决方法, 克服了其给机构自动建模与动力学分析所带来的代数困难。应用相应的算法, 实现了3-PPR型平面并联机构计算机辅助动力学建模与分析。通过实际算例说明了所述方法的可靠性及有效性。

关键词

3-PPR型平面并联机构, 动力学建模与分析, 向量键合图, 因果关系, 铰约束

1. 引言

并联机构具有结构稳定、刚度大、承载能力强、精度高、动力性能好等特点, 在包装机械、精密制造及微创医疗等领域得到了广泛的应用[1] [2]。其中三自由度平面并联机构, 既是研究空间并联机构的基础, 又由于其结构简单、对称, 制造成本低, 便于控制等特点, 日益受到人们的重视, 在机器人应用领域颇具特色及应用前景[2]。该类机构的动力学建模与分析, 对于其驱动电机的选择及控制、动静态强度的计算与校核、机构动力学性能的改善与优化等都十分重要。尽管目前已相继提出具有有不同特点的动力学建模与分析方法[1]-[3], 但这些方法及相应的软件多数仅局限于单一能域系统(例如, 机械系统)的局部动力学。键合图方法[4]在处理多种能量形式并存系统(例如, 机、电、液、气并存系统)的全局动力学问题方面优势明显, 在实际工程中得到了日益广泛的应用[4]-[7]。但是, 在处理复杂多体系统动力学建模与分析问题时, 其标量键合图模型十分繁杂, 实际应用非常不便。向量键合图法[8]正是在这一背景下提出的, 除具备标量键合图法的特点及优势外, 向量键合图每根键上所对应的势变量和流变量皆为向量形式, 这使其包含信息量较大, 可以用更加紧凑、简明的图形方式, 表述平面并联机构的运动学及动力学特征。在该类机构的计算机辅助动力学分析中, 力学概念清晰, 应用更加便利。

3-PPR型平面并联机构是一种同时含有多个转动铰和移动铰的多自由度平面多体系统, 相比全部为转动铰或含有少量移动铰的平面三自由度并联机构, 其研究工作还远不够深入[2]。由于该类机构的拓扑结构及机构构件间的运动约束关系, 应用向量键合图法对其进行动力学建模与分析, 尚有若干理论及应用方面的问题需要解决。例如: 如何建立该类平面并联机构的向量键合图模型; 如何消除其向量键合图模型中储能元件的微分因果关系, 解决其给计算机辅助动力学建模所带来的代数困难, 使其具有可计算性等, 相关的文献报道甚少。本文基于向量键合图的基本概念, 建立了具有可计算性的3-PPR型平面并联机构系统的向量键合图模型, 实现了其计算机自动建模与动力学分析, 有效地解决了上述问题。

2. 3-PPR型平面并联机构向量键合图模型

图1所示3-PPR型平面并联机构, 由运动平台、固定平台和三个独立运动的支链所组成。该机构具有三个自由度, 每个运动支链包含两个移动副(P)和一个转动副(R), 通过与机架相连的三个移动副加以驱

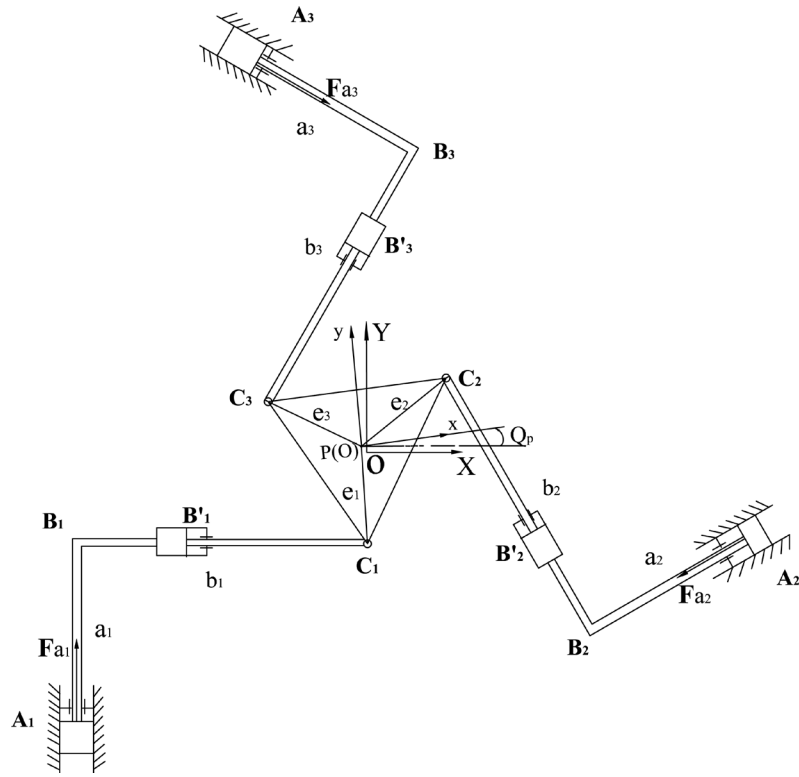


Figure 1. The diagram of 3-PPR planar parallel mechanism
图 1. 3-PPR 型平面并联机构简图

动。机构运动到任意位置时，杆件 A_iB_i 长为 a_i ，质量为 m_{a_i} ，杆件 B_iC_i 长为 b_i ，杆件 B'_iC_i 质量为 $m_{B'_iC_i}$ 。动平台 $C_1C_2C_3$ 为正三角形，其边长为 c ，中心 P 与其三个顶点的距离为 e ，其质量为 m_p ，转动惯量为 J_p 。机构位于初始位置时，杆件 A_iB_i 长为 a ， B_iC_i 长为 b ，固定坐标系 XOY 的原点 O 与动平台中心 P 重合，构件 A_1B_1 与 OY 轴重合，构件 A_2B_2 、 A_3B_3 依次逆时针转过 120° 、 240° 。设动坐标系 xoy 固结于动平台上，其坐标原点 o 位于动平台中心 P 处，在固定坐标系 XOY 中的坐标为 (x_p, y_p) ， x 轴相对于 X 轴的夹角即动平台的姿态角为 Q_p 。

该机构是由三条支链 $A_iB_iC_i (i=1,2,3)$ 及动平台 $C_1C_2C_3$ 所构成，每条支链包含两个刚体、两个移动副及一个转动副。

对于支链 i ，杆件 A_iB_i 做平动，由运动分析得：

$$\mathbf{V}_{A_i} = \mathbf{V}_{a_i} \quad (1)$$

$$\mathbf{V}_{B_i} = \mathbf{V}_{a_i} \quad (2)$$

式中， $\mathbf{V}_{a_i} = [\dot{x}_{a_i} \quad \dot{y}_{a_i}]^T$ ，为构件 A_iB_i 的质心速度矢量。杆件 A_iB_i 两端铰接点的速度矢分别为 $\mathbf{V}_{A_i} = [\dot{x}_{A_i} \quad \dot{y}_{A_i}]^T$ ， $\mathbf{V}_{B_i} = [\dot{x}_{B_i} \quad \dot{y}_{B_i}]^T$ 。

式(1)，(2)所表示的运动约束关系可以用图 2 所示的向量键合图表示，为表示出移动副 A_i 处的约束反力及作用在构件 A_iB_i 上的驱动力，图 2 所示的向量键合图经过了必要的扩展。其中， \mathbf{Se}_1 表示构件 A_iB_i 移动副 A_i 处受到的约束反力，垂直于 A_iB_i ， $\mathbf{Se}_1 = [F_{A_i}]$ 。 $\mathbf{Se}_2 = [F_{a_i}]$ ，表示作用在构件 A_iB_i 上的驱动力，方向如图 1 所示。 $\mathbf{Se}_3 = [0 \quad -m_{a_i}g]^T$ ， $\mathbf{M}_{a_i} = \text{diag}[m_{a_i} \quad m_{a_i}]$ 。

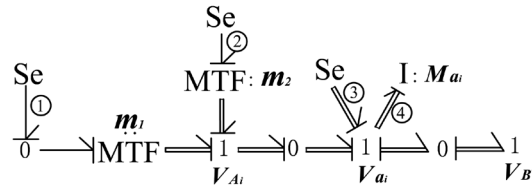


Figure 2. The vector bond graph of component $A_i B_i$
 图 2. 构件 $A_i B_i$ 的向量键合图

由机构的运动分析[2]知, 构件 $B'_i C_i$ 也做平动, 其向量键合图如图 3 所示。图 3 中, $V_{B'_i C_i}$ 为构件 $B'_i C_i$ 质心的速度矢量。 $Se_6 = [0 \quad -m_{B'_i C_i} g]^T$, $M_{B'_i C_i} = diag[m_{B'_i C_i} \quad m_{B'_i C_i}]$ 。

将构件 $A_i B_i$ 的向量键合图、构件 $B'_i C_i$ 的向量键合图及移动铰 B'_i 的向量键合图[8] [9]组合起来, 便可以建立该平面并联机构支链 i ($i = 1, 2, 3$) 的向量键合图, 如图 4 所示。其中, $Se_5 = [F_{B'_i}]^T$ 表示移动铰 B'_i 的约束反力($i = 1, 2, 3$)。

动平台 $C_1 C_2 C_3$ 为做平面运动的刚体, 如图 5 所示。由文献[3]得其质心速度矢与三个铰接点的速度矢间的关系, 如式(3)所示。

$$\left. \begin{aligned} v_{C_i x} &= v_{px} + e_i \cos(Q_p) \omega_p \\ v_{C_i y} &= v_{py} + e_i \sin(Q_p) \omega_p \end{aligned} \right\} (i = 1, 2, 3) \quad (3)$$

式中, 质心速度矢 $V_p = [v_{px} \quad v_{py}]^T$, 各铰接点的速度矢分别为 $V_{C_i} = [v_{C_i x} \quad v_{C_i y}]^T$ ($i = 1, 2, 3$), ω_p 表示动平台的角速度。式(3)所示的运动关系可以用图 6 所示的向量键合图来表示。其中, $M_p = diag(m_p \quad m_p)$, 已知力势源向量 $Se_9 = [0 \quad -m_p g]^T$, 未知力势源向量 $Se_8 = [F_{C_1 x} \quad F_{C_1 y}]^T$, $Se_{11} = [F_{C_2 x} \quad F_{C_2 y}]^T$, $Se_{19} = [F_{C_3 x} \quad F_{C_3 y}]^T$, 分别表示运动副 C_1 、 C_2 、 C_3 处的约束反力向量。各转换器 MTF 的模数可由式(3)直接求得。

该机构是由三个支链通过三个旋转铰与动平台相连接, 将图 4 所示的三个支链的向量键合图、旋转铰向量键合图[8]及动平台的向量键合图组合起来, 便可以建立 3-PPR 型平面并联机构向量键合图, 如图 7 所示。

由文献[4] [9]知, 任何系统可由源场、贮能场、耗散场及结型结构所构成。其中, 耗散场由阻性元件 R 构成, 贮能场由容性元件 C 及惯性元件 I 构成, 源场由势源 Se 及流源 Sf 构成, 结型结构由转换器 TF (MTF)、回转器 GY (MGY)、0-结、1-结所构成。在此基础上, 文献[9]推导出更加简明实用的系统驱动力矩(驱动力)及运动副约束反力的统一方程, 为该类问题的计算机自动建模与动力学分析提供了程式化的方法。但是, 在建立 3-PPR 型平面并联机构机构向量键合图模型的过程中, 构件间的旋转铰和移动铰约束使其向量键合图模型的多数惯性元件 I 具有微分因果关系。另外, 动平台质心速度矢量、铰接点速度矢量及角速度的非线性关系, 使机构向量键合图具有较复杂的非线性结型结构。由文献[4]知, 具有微分因果关系的惯性元件 I 所对应的能量变量是非独立, 需要用具有积分因果关系的惯性元件 I 所对应的能量变量(系统状态变量)来表示, 这一过程较复杂且不规则, 用现有的方法实现机构自动建模及动力学分析十分困难[4] [9]。

为此, 将各运动副约束反力向量 Se_1 (移动铰 A_1)、 Se_5 (移动铰 B'_1)、 Se_8 (旋转铰 C_1)、 Se_{18} (移动铰 A_2)、 Se_{14} (移动铰 B'_2)、 Se_{11} (旋转铰 C_2)、 Se_{27} (移动铰 A_3)、 Se_{23} (移动铰 B'_3)、 Se_{19} (旋转铰 C_3) 作为未知势源向量添加在该机构向量键合图模型相应的 0-结处, 完全消除了其微分因果关系, 使所有惯

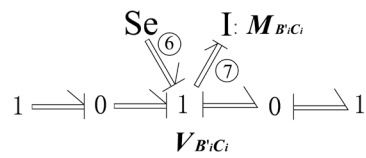


Figure 3. The vector bond graph of component $B_i C_i$

图 3. 构件 $B_i C_i$ 的向量键合图

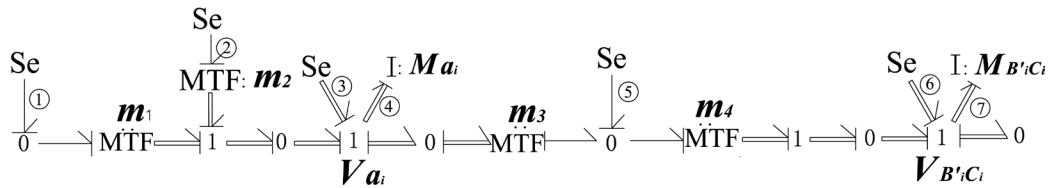


Figure 4. The vector bond graph of moving chain i

图 4. 支链 i 的向量键合图

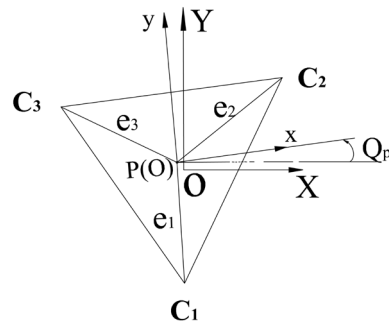


Figure 5. Moving platform $C_1 C_2 C_3$

图 5. 动平台 $C_1 C_2 C_3$

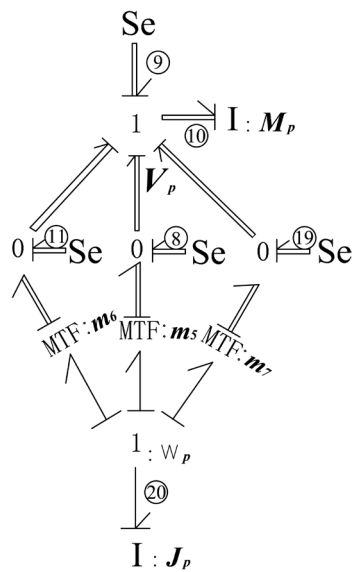


Figure 6. The vector bond graph of moving platform

图 6. 动平台向量键合图

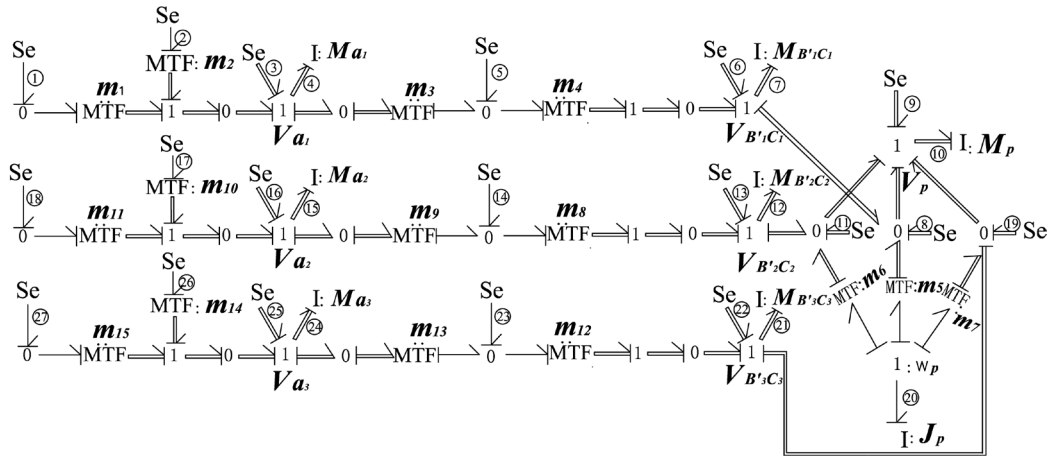


Figure 7. The vector bond graph of 3-PPR planar parallel mechanism
图 7. 3-PPR 型平面并联机构向量键合图

性元件 I 皆具有积分因果关系, 如图 7 所示。经过如此处理后, 可以直接应用文献[9]所述方法进行机构的计算机辅助动力学建模与分析计算。

3. 实际算例

图 1 所示 3-PPR 型平面并联机构, 各构件的长度 a_1 、 a_2 、 a_3 随时间的变化函数如下: $a_1 = 0.01 \sin 3t$ m, $a_2 = 0.08t$ m, $a_3 = 0.01 \sin 3t$ m。各杆件质量分别为: $m_{a_1} = m_{a_2} = m_{a_3} = 0.7$ kg, $m_{B_1C_1} = m_{B_2C_2} = m_{B_3C_3} = 0.1$ kg。动平台的质量 $m_p = 0.6$ kg; 动平台转动惯量 $J_p = 10$ kg·m², 中心点 P 与顶角的距离为 $e = 0.11$ m。机构处于初始位置时, 杆件 A_iB_i ($i = 1, 2, 3$) 长 $a = 0.13$ m。

由文献[9]所述方法知, 图 7 所示系统的状态变量向量

$$\begin{aligned} X_i &= [P_{4x} \ P_{4y} \ P_{7x} \ P_{7y} \ P_{10x} \ P_{10y} \ P_{12x} \ P_{12y} \ P_{15x} \ P_{15y} \ P_{20} \ P_{21x} \ P_{21y} \ P_{24x} \ P_{24y}]^T \\ &= [m_{a_1} \dot{x}_{a_1} \ m_{a_1} \dot{y}_{a_1} \ m_{B_1C_1} \dot{x}_{B_1C_1} \ m_{B_1C_1} \dot{y}_{B_1C_1} \ m_p \dot{x}_p \ m_p \dot{y}_p \ m_{B_2C_2} \dot{x}_{B_2C_2} \ m_{B_2C_2} \dot{y}_{B_2C_2} \ m_{a_2} \dot{x}_{a_2} \ m_{a_2} \dot{y}_{a_2} \ J_p \omega_p \ m_{B_3C_3} \dot{x}_{B_3C_3} \ m_{B_3C_3} \dot{y}_{B_3C_3} \ m_{a_3} \dot{x}_{a_3} \ m_{a_3} \dot{y}_{a_3}]^T \end{aligned}$$

相应的共能量变量向量

$$\begin{aligned} Z_i &= [f_{4x} \ f_{4y} \ f_{7x} \ f_{7y} \ f_{10x} \ f_{10y} \ f_{12x} \ f_{12y} \ f_{15x} \ f_{15y} \ f_{20} \ f_{21x} \ f_{21y} \ f_{24x} \ f_{24y}]^T \\ &= [\dot{x}_{a_1} \ \dot{y}_{a_1} \ \dot{x}_{B_1C_1} \ \dot{y}_{B_1C_1} \ \dot{x}_p \ \dot{y}_p \ \dot{x}_{B_2C_2} \ \dot{y}_{B_2C_2} \ \dot{x}_{a_2} \ \dot{y}_{a_2} \ \omega_p \ \dot{x}_{B_3C_3} \ \dot{y}_{B_3C_3} \ \dot{x}_{a_3} \ \dot{y}_{a_3}]^T \end{aligned}$$

系统已知势源向量

$$\begin{aligned} U_3 &= [Se_{3x} \ Se_{3y} \ Se_{6x} \ Se_{6y} \ Se_{9x} \ Se_{9y} \ Se_{13x} \ Se_{13y} \ Se_{16x} \ Se_{16y} \ Se_{22x} \ Se_{22y} \ Se_{25x} \ Se_{25y}]^T \\ &= [0 \ -m_{a_1}g \ 0 \ -m_{B_1C_1}g \ 0 \ -m_p g \ 0 \ -m_{B_2C_2}g \ 0 \ -m_{a_2}g \ 0 \ -m_{B_3C_3}g \ 0 \ -m_{a_3}g]^T \end{aligned}$$

未知势源向量

$$\begin{aligned} U_f &= [Se_1 \ Se_2 \ Se_5 \ Se_{8x} \ Se_{8y} \ Se_{11x} \ Se_{11y} \ Se_{14} \ Se_{17} \ Se_{18} \ Se_{19x} \ Se_{19y} \ Se_{23} \ Se_{26} \ Se_{27}]^T \\ &= [F_{A_1} \ F_{A_1} \ F_{B_1} \ F_{C_1x} \ F_{C_1y} \ F_{C_2x} \ F_{C_2y} \ F_{B_2} \ F_{A_2} \ F_{A_2} \ F_{C_3x} \ F_{C_3y} \ F_{B_3} \ F_{A_3} \ F_{A_3}]^T \end{aligned}$$

该算例忽略了系统的阻尼, 则系统耗散场的输入、输出向量 D_{in} 、 D_{out} 皆为零向量。

将机构的结构参数、向量键合图的结型结构矩阵[9]、已知势源向量 U_3 、系统的状态变量 X_i 及其导数 \dot{X}_i 代入到以文献[9]所述算法为基础所编制的软件中去,可以直接确定该平面并联机构的驱动力及运动副约束反力,部分结果曲线如图8~11。其中,图8中驱动力 F_{a_3} 为负值,表示与图1所示方向相反。

用文献[3]所述的牛顿-欧拉动力学方法对该例进行计算验证,所得结果与本文方法是一致的。由此可见,本文所述方法的准确性是可靠的。由于其验证过程十分繁琐,这也进一步体现了本文所述方法的优势,在此不再赘述。

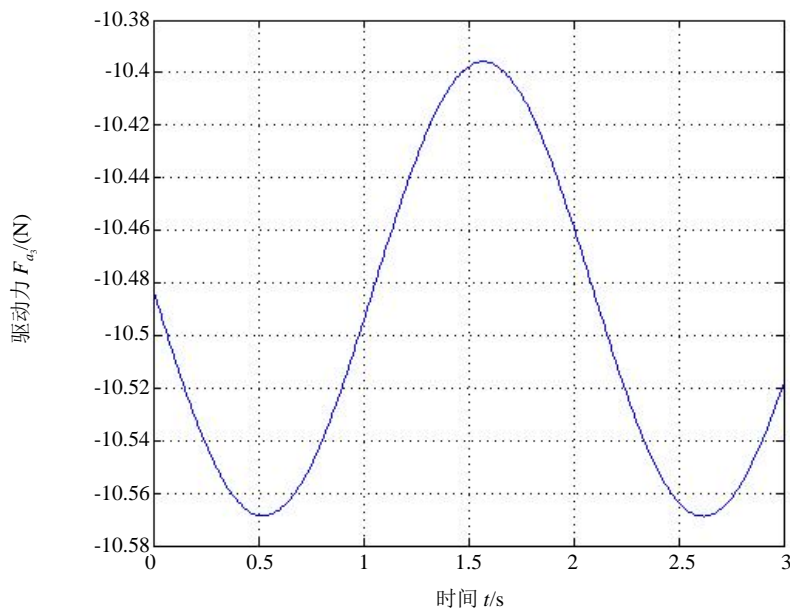


Figure 8. The driving force of component A_3B_3
图8. 作用在构件 A_3B_3 上的驱动力

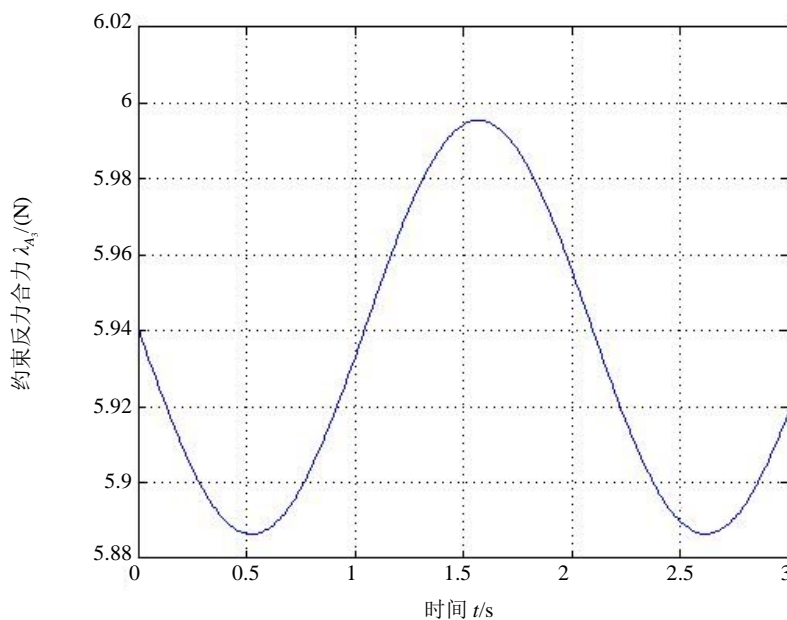


Figure 9. The resultant constraint force of slip joint A_3
图9. 移动副 A_3 的约束反力合力

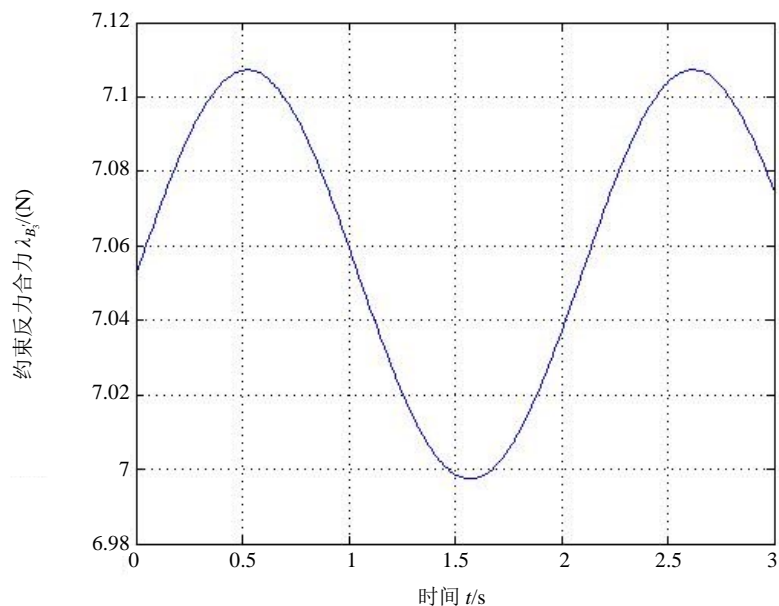


Figure 10. The resultant constraint force of slip joint B'_3

图 10. 移动副 B'_3 约束反力合力

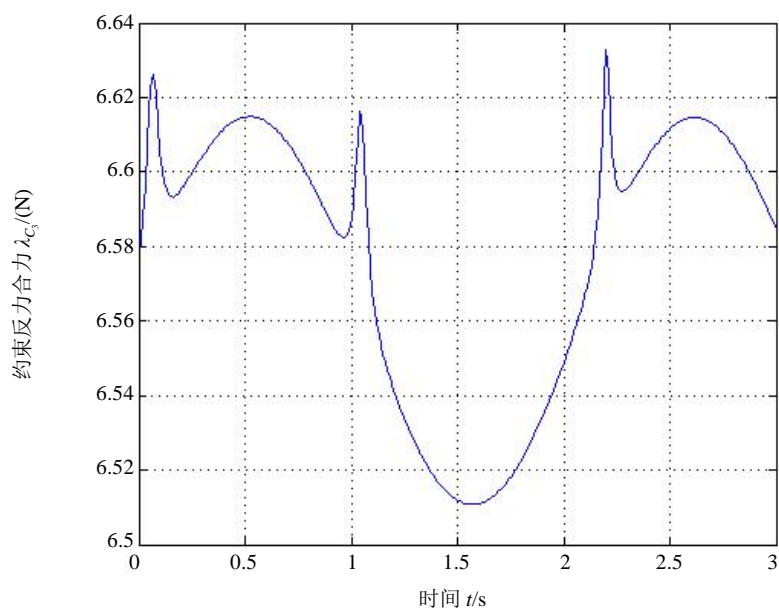


Figure 11. The resultant constraint force of revolute joint C_3

图 11. 转动铰 C_3 点的约束反力合力

4. 结论

本文基于一般平面运动构件、移动铰及旋转铰的向量键合图所构建的 3-PPR 型平面并联机构向量键合图模型, 能以简明、紧凑的图形方式直观表达机构构件的速度矢量及角速度间的关系, 同时也表达了作用在机构构件上力矢量的关系、力矢量与力矩的关系, 实现了图形描述、运动学描述及力学描述的统一。所给出的向量键合图增广方法, 有效地消除了机构向量键合图中的微分因果关系, 实现了建模过程

中的代数解耦, 解决了其给机构动力学建模与分析所带来的代数困难。应用现有的算法, 以程式化的方式实现了 3-PPR 型平面并联机构计算机辅助动力学建模与分析, 一定程度上提高了该类工作的计算效率及可靠性。本文工作既是对多自由度平面并联机构动力学分析方法的有益补充, 也是对向量键合图理论及应用必要的扩展。

基金项目

国家自然科学基金项目(No. 51175272)。

参考文献 (References)

- [1] 黄真, 孔令富, 方跃法. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 1-11.
- [2] 高晓雪. 3-PPR 平面并联机构的运动学和动力学性能研究[D]: [硕士学位论文]. 太原: 中北大学机电工程学院, 2014.
- [3] 郑相周, 唐国元, 编著. 机械系统虚拟样机技术[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010: 1-9.
- [4] Karnopp, D.C., Margolis, D.L. and Rosenberg, R.C. (2000) System Dynamics: Modeling and Simulation of Mechatronic Systems. Wiley, New York, 1-351.
- [5] Kumar, A., Pathak, P.M. and Sukavanam, N. (2013) Trajectory Control of Two DOF Rigid-flexible Space Robot by A Virtual Space Vehicle. *Robotics and Autonomous Systems*, **61**, 473-482. <http://dx.doi.org/10.1016/j.robot.2013.01.004>
- [6] Cipek, M., Pavković, D. and Petrić, J. (2013) A Control-Oriented Simulation Model of Power-Split Hybrid Electric Vehicle. *Application Energy*, **101**, 121-133. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.006>
- [7] 王中双, 陆念力. 基于键合图的多体系统耦合动力学的发展及现状[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2137-2141.
- [8] Behzadipour, S. and Khajepour, A. (2006) Causality in Vector Bond Graph and Its Application to Modelling of Multi-Body Dynamic Systems. Simulation. *Modelling Practice and Theory*, **14**, 279-295. <http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2005.06.001>
- [9] 王中双, 王西峰. 混合驱动五杆机构动态静力分析向量键合图法[J]. 机械传动, 2016, 40(1): 77-81.

期刊投稿者将享受如下服务:

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: met@hanspub.org