

平面折展变形翼机构运动学与动力学分析

doi:10.3969/j.issn.1674-7100.2023.02.011

胡美娟¹ 王晓鹏²

唐嘉昌¹ 姚齐水¹

1. 湖南工业大学

机械工程学院

湖南 株洲 412007

2. 中国运载火箭技术研究院

北京 100076

摘要: 平面折展变形翼机构是一种可兼顾高低速工况的变形翼机构, 该机构可实现翼弦、后掠角和机翼面积的变化。基于平面折展变形翼单元机构的结构组成, 采用复数矢量法对单元机构进行运动学建模, 采用达朗贝尔原理对单元机构进行动力学建模。采用 Matlab 软件对机构的动力学模型进行数值计算, 并绘制机构所需的速度、加速度、平衡力的变化曲线。将数值计算结果与 Adams 仿真结果进行对比分析。研究表明: 运用达朗贝尔原理对平面折展变形翼机构的单元模块进行动力学分析, 可以得到机构在变形情况下的运动副约束反力和平衡力。通过对比理论计算和仿真分析结果, 验证了平面折展变形翼机构动力学模型的正确性, 可为该机构动力学特性的深入研究提供理论参考。

关键词: 平面折展变形翼; 运动学; 动力学; 达朗贝尔原理

中图分类号: V224; TB301.2

文献标志码: A

文章编号: 1674-7100(2023)02-0094-07

引文格式: 胡美娟, 王晓鹏, 唐嘉昌, 等. 平面折展变形翼机构运动学与动力学分析 [J]. 包装学报, 2023, 15(2): 94-100.

1 研究背景

现代飞行器需要具有更大的飞行空域和速域, 能够高低空、高低速兼顾。飞行器的机翼、尾翼需要根据不同的飞行速域和大气条件进行变形, 以最佳的气动外形来适应复杂的飞行任务^[1]。因此, 设计一种通过改变自身外形来适应不同飞行环境的变形翼机构, 具有重要的研究意义和应用价值^[2]。

变形翼具有多种不同的变形方式, 主要分为以下4种: 变弯度机翼、变掠角机翼、变展长机翼、变弦长机翼。变弯度机翼主要包括机翼弦向弯曲变形和机翼展向弯曲变形。机翼弦向弯曲变形影响机翼表面的

流动分离特性以及翼型效率; 机翼展向弯曲变形影响机翼翼尖失速以及展向升力分布^[3]。D. M. Elzey 等^[4]设计了一种变弦向弯度的链环式单元骨架结构, 该骨架结构可通过不断调节实现大幅度的弦向弯曲。自变掠角机翼的概念被德国的梅塞斯米特提出后, 科学家们一直致力于研究机翼掠角与飞行能力之间的关系。美国的贝尔实验室于1953年设计了一款能够在飞行过程中改变后掠角的变形翼, 并命名为贝尔 X-5^[5]。哈尔滨工业大学的李铭琦^[6]设计了一种剪切式变后掠翼的骨架机构, 并运用拓扑优化方法对变后掠翼的骨架机构进行了轻量化设计。变展长机翼通过改变机翼左右翼尖之间的距离即改变展长, 以改变飞行器的

收稿日期: 2023-02-11

基金项目: 国家自然科学基金(企业发展联合)基金资助重点项目(U20B2028); 湖南工业大学研究生科研创新基金资助项目(CX2216)

作者简介: 胡美娟(1995-), 女, 陕西咸阳人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为机构学与机械动力学,

E-mail: humeijuan1113@126.com

通信作者: 姚齐水(1967-), 男, 湖南醴陵人, 湖南工业大学教授, 博士, 硕士生导师, 主要从事机构学与机械动力学研究, E-mail: yaoqishui@126.com

升阻比和机翼面积,使飞行器具有特定的气动优势。哈尔滨工业大学的王礼佳^[7]以无人机机翼作为研究对象,基于剪铰单元结构设计了一种变展长机翼,对变形翼进行了力学仿真分析和运动学分析。哈尔滨工业大学的张祖豪^[8]考虑到变形的连续性问题,提出了一种连续性变形的伸缩式变形翼结构,并针对变形时翼面光滑这一要求,提出了刚性支撑蒙皮和柔性包覆蒙皮共同作用的方案,能够保证变形过程中机翼气动外形的连续性。变弦长机翼通过改变翼弦来改变飞行器的展弦比和机翼面积,以提高气动性能来适应恶劣的工作环境以及飞行条件。J. L. Reed Jr 等^[9]研究了一种丝杆驱动的翼肋穿插型的变弦长机翼,该机翼通过翼肋相对运动,实现弦长的变化并保证机翼的刚度。肖洪等^[10]提出了一种可实现扭转、弯曲的变形翼骨架。该骨架结构由多个四面体单元通过铰链连接组成,通过控制线性驱动器的伸缩可实现线性桁架机构的变形。浙江大学的潘琦琛等^[11]运用基于达朗贝尔原理的动力学分析方法,研究八连杆压力机,对机构的动力学性能进行评估,并利用理论计算与仿真分析验证动力学模型的正确性。

为应对不同飞行环境和多种飞行任务,本文针对平面折展变形翼机构的动力学建模问题,采用复数矢量法推导了变形单元的运动学方程;根据变形翼机构的运动特性,采用达朗贝尔原理分析机构的动力学特征,得出各构件的运动副约束反力和平衡力;通过计算和仿真共同验证数学模型的正确性,以为变形翼机构动力学特性的深入分析和控制策略的研究提供理论参考。

2 平面折展变形翼机构

平面折展变形翼机构的三维模型如图 1 所示。该机构由变后掠角和变面积两部分组成,前缘翼根部的旋转轴可以控制后掠角的变化,伸缩驱动杆可以控制四边形单元面积的变化。该机构由单元模块经转动副按顺序连接而成;单元模块由平行四边形机构、伸缩驱动杆和滑块共同构造,是构成平面折展变形翼机构的基础。折展单元的机构简图如图 2 所示。

变形翼骨架单元为单自由度机构。以变形单元为例,变形翼机构的变形原理如图 3 所示。机翼变形过程中的伸缩杆是驱动构件,也是支撑杆组,能够保证机构变形的平稳性。当伸缩驱动杆伸长时,滑块移动,机翼前缘顺时针转动;当伸缩驱动杆处于收缩状态

时,滑块移动,机翼前缘逆时针转动。经过不断调整机翼的外形可以改变机翼的后掠角、面积和弦长,从而提高其飞行的适应性。



图 1 平面折展变形翼机构三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of plane-folded deformed wing mechanism

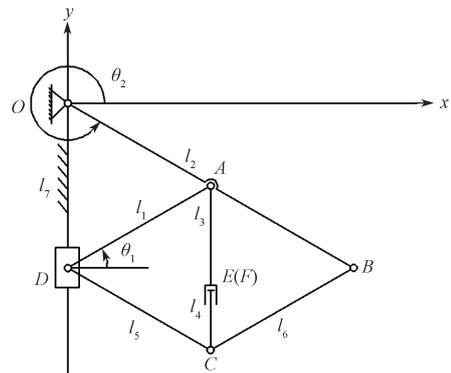


图 2 折展单元机构简图

Fig. 2 Sketch of the mechanism of folding unit

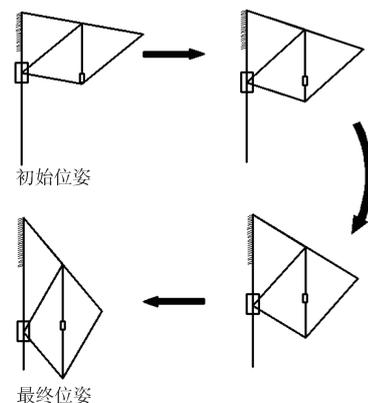


图 3 平面折展变形翼机构变形原理

Fig. 3 Deformation principle of plane-folded deformed wing mechanism

3 单元机构的运动学方程

如图 2 所示,以 O 为原点, OD 为 y 轴,建立绝对坐标系 $O-xy$ 。设杆 DA 、杆 OB 与 x 轴正向的夹角

分别 θ_1 和 θ_2 。因闭环机构的变形原理相同, 采用复数矢量法建立上述机构在绝对坐标系 $O-xy$ 下的闭环矢量方程:

$$\overline{DC} + \overline{CE} + \overline{EA} = \overline{DA}, \quad (1)$$

即

$$\begin{cases} l_5 \cos \theta_2 + (l_3 + l_4) \cos \frac{\pi}{2} = l_1 \cos \theta_1, \\ l_5 \sin \theta_2 + (l_3 + l_4) \sin \frac{\pi}{2} = l_1 \sin \theta_1. \end{cases} \quad (2)$$

式中: l_1 为杆 DA 的长度; l_3 为伸缩驱动杆定长部分 AE 的长度; l_4 为伸缩驱动杆伸长部分 FC 的长度; l_5 为杆 DC 的长度。

根据机构的位置方程, 已知伸缩驱动杆伸长部分 FC 作为主动件, 由移动副驱动, 由式 (2) 可将 θ_1 和 θ_2 表示为 l_4 的函数:

$$\begin{cases} \theta_1 = f_1(l_4), \\ \theta_2 = f_2(l_4). \end{cases} \quad (3)$$

假设机构中各杆件均为匀质杆, 求出各构件质心的位置坐标如下:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{l_2}{2} \cos \theta_2 - \frac{l_1}{2} \cos \theta_1, \\ y_1 = \frac{l_2}{2} \sin \theta_2 - \frac{l_1}{2} \sin \theta_1. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x_2 = \frac{l_2}{2} \cos \theta_2, \\ y_2 = \frac{l_2}{2} \sin \theta_2. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_3 = \frac{l_2}{2} \cos \theta_2, \\ y_3 = \frac{l_2}{2} \sin \theta_2 - \frac{l_3}{2}. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_4 = \frac{l_2}{2} \cos \theta_2, \\ y_4 = \frac{l_2}{2} \sin \theta_2 - l_3 + \frac{l_4}{2} - l_{41}. \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x_5 = \frac{l_5}{2} \cos \theta_2, \\ y_5 = \frac{l_5}{2} \sin \theta_2 - l_3 - l_{41}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_6 = l_2 \cos \theta_2 - \frac{l_6}{2} \cos \theta_1, \\ y_6 = l_2 \sin \theta_2 - \frac{l_6}{2} \sin \theta_1. \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x_7 = 0, \\ y_7 = -l_3 - l_{41}. \end{cases} \quad (10)$$

式中 l_{41} 为杆 FC 的伸长量。

式 (3)~(10) 分别对时间 t 进行一次和二次求导, 可得到各构件质心的速度、加速度和角加速度。基于运动学分析, 可对变形翼单元机构进行动力学建模。

4 单元机构的动力学建模

基于单元机构的运动学分析, 并考虑动力学性能对单元机构的影响, 首先对机构进行动力学建模。常用的动力学建模方法有: 凯恩法、牛顿欧拉法和达朗贝尔法等。其中基于达朗贝尔原理的动力学分析, 是在考虑惯性力的基础上, 用静力学的研究方法考虑动力学问题。当平面折展变形翼运动时, 速度要求较高, 且随着运动速度的提高, 需要考虑运动过程中惯性力对机构的影响。因此本文采用达朗贝尔原理, 添加惯性力的影响, 建立各杆件的力和力矩平衡方程, 对机构进行动力学分析, 求解各运动副反力及平衡力^[12]。

对单元机构进行动力学分析, 以伸缩驱动杆的移动副为驱动关节, 忽略运动副带来的摩擦力。根据机构的组成原理, 对机构单元进行分析, 规定编号大的构件受编号小的构件的作用力为正, 反之则为负。所有构件均为刚性构件, g 为重力加速度, m_i ($i=1, 2, 3 \dots$) 为构件的质量, J_i ($i=1, 2, 3 \dots$) 为构件质心的转动惯量, a_{si} ($i=1, 2, 3 \dots$) 为杆件的质心加速度, a_i ($i=1, 2, 3 \dots$) 为杆件的角加速度, l_i ($i=1, 2, 3 \dots$) 为杆件的长度。

以杆 OB 为研究对象, 如图 4 所示, 惯性力可简化成构件质量与质心加速度的乘积, 惯性力矩可简化为质心的转动惯量与角加速度的乘积。建立力平衡和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} -R_{ox} + R_{ax1} - R_{ax2} - R_{bx} = m_2 \cdot \text{Re } a_{s2}, \\ -R_{oy} + R_{ay1} - R_{ay2} - R_{by} = m_2 \cdot \text{Im } a_{s2} + m_2 g, \\ -R_{ox} \sin \theta_2 \cdot r_{c2} + R_{oy} \cos \theta_2 \cdot r_{c2} + R_{bx} \sin \theta_2 \cdot (l_2 - r_{c2}) - \\ R_{by} \cos \theta_2 \cdot (l_2 - r_{c2}) = J_2 a_2. \end{cases} \quad (11)$$

式中: R_{ox} 、 R_{oy} 为杆 OB 在点 O 处分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力; R_{bx} 、 R_{by} 为杆 OB 在点 B 处分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力; R_{ax1} 、 R_{ax2} 为杆 OB 在点 A 处受到 x 方向两个不同的约束反力; R_{ay1} 、 R_{ay2} 为杆 OB 在点 A 处受到 y 方向两个不同的约束反力;

$\text{Re } a_{s2}$ 、 $\text{Im } a_{s2}$ 为杆 OB 分别在水平方向和竖直方向的加速度; r_{c2} 为杆 OB 质心到起点 O 的距离。

以杆 CB 为研究对象, 杆 CB 受力如图 5 所示, 建立力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} R_{bx} + R_{cx2} = m_6 \cdot \text{Re } a_{s6}, \\ R_{by} + R_{cy2} = m_6 \cdot \text{Im } a_{s6} + m_6 g, \\ -R_{bx} \sin \theta_1 \cdot r_{c6} + R_{by} \cos \theta_1 \cdot r_{c6} + R_{cx2} \sin \theta_1 \cdot (l_6 - r_{c6}) - \\ R_{cy2} \cos \theta_1 \cdot (l_6 - r_{c6}) = J_6 a_1 \circ \end{cases} \quad (12)$$

式中: R_{cx2} 、 R_{cy2} 为杆 CB 在点 C 处分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力; r_{c6} 为杆 CB 质心到起点 B 的距离。

以杆 DC 为研究对象, 杆 DC 受力如图 6 所示, 建立力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} R_{cx1} - R_{dx2} = m_5 \cdot \text{Re } a_{s5}, \\ R_{cy1} - R_{dy2} = m_5 \cdot \text{Im } a_{s5} + m_5 g, \\ -R_{cx1} \sin \theta_2 \cdot r_{c5} + R_{cy1} \cos \theta_2 \cdot r_{c5} - R_{dx2} \cdot \sin \theta_2 \cdot (l_5 - r_{c5}) + \\ R_{dy2} \cos \theta_2 \cdot (l_5 - r_{c5}) = J_5 a_2 \circ \end{cases} \quad (13)$$

式中: R_{cx1} 、 R_{cy1} 为杆 DC 在点 C 处分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力。 R_{dx2} 、 R_{dy2} 为杆 DC 在点 D 处

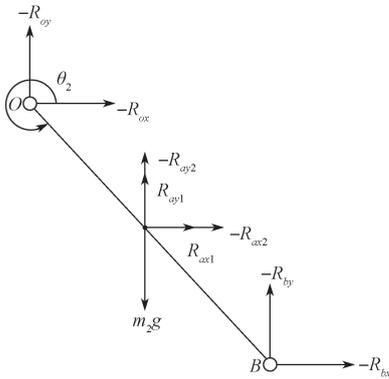


图 4 杆 OB 受力分析图

Fig. 4 Rod OB force analysis diagram

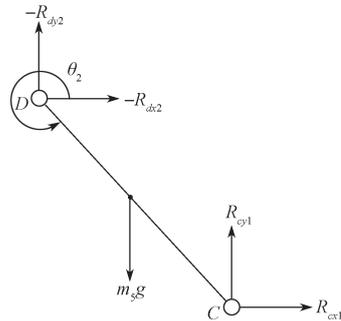


图 6 杆 DC 受力分析图

Fig. 6 Rod DC force analysis diagram

分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力; r_{c5} 为杆 DC 质心到起点 C 的距离。

以杆 DA 为研究对象, 杆 DA 受力如图 7 所示, 建立力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} -R_{ax1} - R_{dx1} = m_1 \cdot \text{Re } a_{s1}, \\ -R_{ay1} - R_{dy1} = m_1 \cdot \text{Im } a_{s1} + m_1 g, \\ R_{ax1} \sin \theta_1 \cdot r_{c1} - R_{ay1} \cos \theta_1 \cdot r_{c1} - R_{dx1} \sin \theta_1 \cdot (l_1 - r_{c1}) + \\ R_{dy1} \cos \theta_1 \cdot (l_1 - r_{c1}) = J_1 a_1 \circ \end{cases} \quad (14)$$

式中: R_{dx1} 、 R_{dy1} 为杆 DA 在点 D 处分别受到 x 方向和 y 方向的约束反力; r_{c1} 为杆 DA 的质心到起点 A 的距离。

以杆 FC 为研究对象, 杆 FC 受力如图 8 所示, 建立力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} -R_{cx1} - R_{cx2} + N_1 = m_4 \cdot \text{Re } a_{s4}, \\ -R_{cy1} - R_{cy2} - F_d = m_4 \cdot \text{Im } a_{s4} + m_4 g, \\ -(R_{cx1} + R_{cx2}) r_{c4} - N_1 (l_4 - r_{c4}) + M_1 = 0 \circ \end{cases} \quad (15)$$

式中: N_1 、 M_1 分别为移动副产生的约束反力和约束力偶; F_d 为施加的平衡力; r_{c4} 为杆 FC 质心到起点 C 的距离。

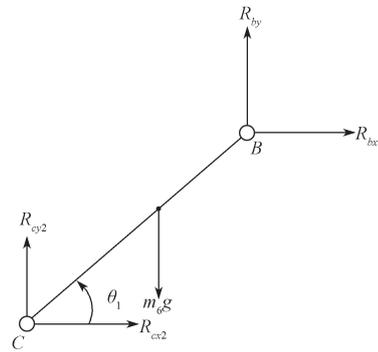


图 5 杆 CB 受力分析图

Fig. 5 Rod CB force analysis diagram

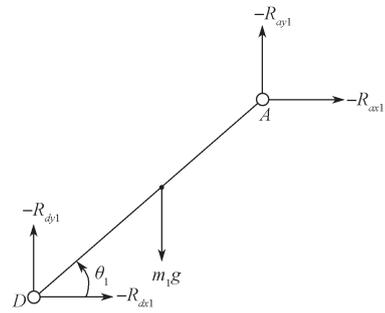


图 7 杆 DA 受力分析图

Fig. 7 Rod DA force analysis diagram

以杆 AE 为研究对象, 杆 AE 受力如图 9 所示, 建立力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} R_{ax2} - N_1 = m_3 \cdot \text{Re } a_{s3}, \\ R_{ay2} + F_d = m_3 \cdot \text{Im } a_{s3} + m_3 g, \\ -R_{ax2} r_{c3} - N_1 (r_{c3} - l_4 + l_{41}) - M_1 = 0. \end{cases} \quad (16)$$

式中: F_d 为平衡力; r_{c3} 为杆 DA 质心到起点 C 的距离。

以滑块为研究对象, 如图 10 所示, 沿 x 和 y 方向建立力平衡方程, 有

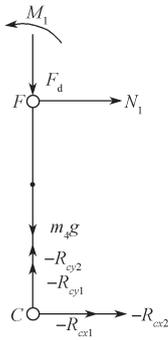


图 8 杆 FC 受力分析图

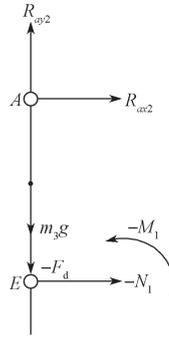


图 9 杆 AE 受力分析图

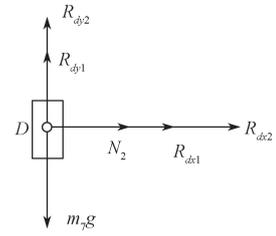


图 10 滑块受力分析图

Fig. 8 Rod FC force analysis diagram Fig. 9 Rod AE force analysis diagram Fig. 10 Slider force analysis diagram

5 数值计算与仿真

为验证机构运动学与动力学理论计算的正确性, 根据动力学模型的表达式 ((11)~(17)), 基于 Matlab 软件对机构进行数值计算, 基于 Adams 软件对机构进行建模和仿真, 对比理论计算与仿真结果。设计机构的具体几何参数如下: $l_1=0.4$ m、 $l_2=0.8$ m、 $l_3=0.3$ m、 $l_4=0.1$ m、 $l_5=0.4$ m、 $l_6=0.4$ m。设置伸缩驱动杆伸长部分 l_4 的运动规律为

$$l_4 = 0.1 \sin\left(\frac{\pi}{2}t\right). \quad (18)$$

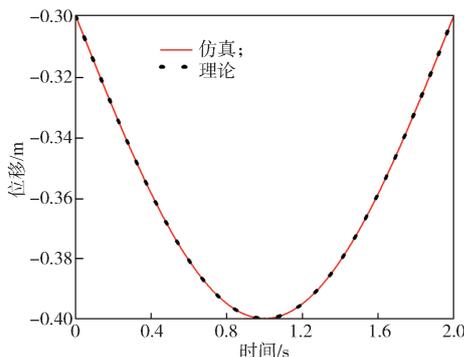


图 11 滑块位移随时间的变化曲线

Fig. 11 Variation of the displacement of the block with time

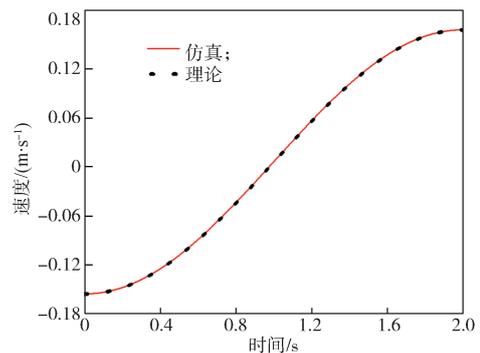


图 12 滑块速度随时间的变化曲线

Fig. 12 Variation of the velocity of the block with time

$$\begin{cases} R_{dx1} + R_{dx2} + N_2 = m_7 \cdot \text{Re } a_{s7}, \\ R_{dy1} + R_{dy2} = m_7 \cdot \text{Im } a_{s7} + m_7 g. \end{cases} \quad (17)$$

式中 N_2 为滑块导路中约束反力。

将式 (11)~(17) 中的 20 个方程联立, 整理成矩阵形式, 可以求解包括上述各运动副反力、平衡力的 20 个未知量。根据机构的动力学数学模型, 可求解机构运动过程中关键构件的受力以及运动副反力, 为后续机构的优化以及驱动参数的选取提供参考依据。

将各物理量代入模型参数中, 设置仿真时间为 2 s, 仿真最小步长为 0.005。并考虑各部件均为对称结构, 质心与几何中心重合, 各部件重力作用在质心上。

仿真结果如图 11~14 所示, 其中图 11~13 分别为滑块位移、速度、加速度随时间的变化曲线, 图 14 为平衡力随时间的变化曲线。

由图 11~14 可以看出, 仿真结果与理论计算的结果基本吻合, 从而验证了平面折展变形翼单元机构动力学理论建模的正确性。

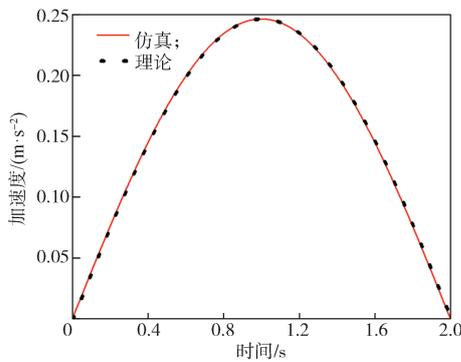


图 13 滑块加速度随时间的变化曲线

Fig. 13 Acceleration of the block versus time

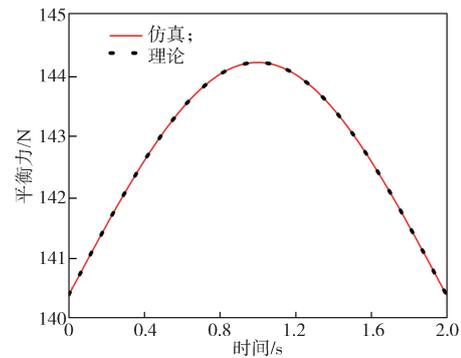


图 14 平衡力随时间的变化曲线

Fig. 14 Variation of the equilibrium force with time

6 结语

为了提高飞行器的飞行效率和多任务适应能力, 本文提出了一种平面折展变形翼机构, 该机构可以实现变弦长、变面积和变后掠角。对平面折展变形翼机构进行运动学和动力学分析, 以变形翼单元机构为研究对象, 运用复数矢量法构建了机构的运动学模型, 进一步推导出各构件的质心位置及速度、加速度方程; 基于达朗贝尔原理建立机构的动力学方程表达式, 列出各构件之间的力和力矩平衡方程, 运用 Matlab 对方程进行数值计算; 同时使用 Adams 对机构进行虚拟样机仿真分析, 通过对比分析机构的位移、速度、加速度、平衡力, 验证了数学模型的准确性, 可为进一步开展该机构基于运动学和动力学性能的多目标优化等相关研究提供参考。

参考文献:

- [1] 段富海, 初雨田, 关文卿, 等. 变形机翼的发展现状综述 [J]. 机电工程技术, 2021, 50(1): 12-18.
DUAN Fuhai, CHU Yutian, GUAN Wenqing, et al. A Review of Development Status of Morphing Wing[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2021, 50(1): 12-18.
- [2] 刘卫东. 变形机翼关键技术的研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
LIU Weidong. Research on Key Technology of Morphing Wing[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [3] 陆宇平, 何真, 吕毅. 变体飞行器技术 [J]. 航空制造技术, 2008, 51(22): 26-29.
LU Yuping, HE Zhen, LÜ Yi. Morphing Aircraft Technology[J]. Aeronautical Manufacturing Technology,

2008, 51(22): 26-29.

- [4] ELZEY D M, SOFLA A Y N, WADLEY H N G. A Bio-Inspired High-Authority Actuator for Shape Morphing Structures[C]//Smart Structures and Materials 2003: Active Materials: Behavior and Mechanics. San Diego: SPIE, 2003, 5053: 92-100.
- [5] FINCH T, BRIGGS D. Preliminary Results of Stability and Control Investigation of the Bell X-5 Research Airplane[EB/OL]. [2022-12-21]. <https://www.semanticscholar.org/paper/Preliminary-Results-of-Stability-and-Control-of-the-Finch-Briggs/2b9560d4b8164dd8bc78b645ddd3bc329043767>.
- [6] 李铭琦. 基于热流固多场耦合分析的剪切式滑动蒙皮变后掠翼设计与优化 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
LI Mingqi. Design and Optimization of a Shear Sliding Skin Variable Sweep Wing Based on Thermal-Fluid-Solid Multi-Field Coupling Analysis[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [7] 王礼佳. 无人机变形翼的方案设计与仿真分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
WANG Lijia. The Scheme Design of the Uav Morphing Wing and Simulation Analysis[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [8] 张祖豪. 具有连续机翼表面的伸缩式变形翼研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
ZHANG Zuhao. Study on Telescopic Morphing Wing with Continue Wing Surface[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019.
- [9] REED JR J L, HEMMELGARN C D, PELLELY B M, et al. Adaptive Wing Structures[C]//Smart Structures and Materials 2005: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies. San Diego: SPIE, 2005, 5762: 132-142.
- [10] 肖洪, 郭宏伟, 张蒂, 等. 一种基于四面体单

- 元的变形翼骨架设计与分析[J]. 航空学报, 2022, 43(7): 425391.
- XIAO Hong, GUO Hongwei, ZHANG Di, et al. Design and Analysis of Morphing Wing Skeleton Based on Tetrahedral Element[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(7): 425391.
- [11] 潘琦琛. 考虑运动学和动力学性能的压力机八连杆机构几何尺寸优化与仿真[D]. 杭州: 浙江大学, 2021. PAN Qichen. Geometry Optimization and Simulation of Eight Bar Mechanism of Press Considering Kinematics and Dynamics Performance[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.
- [12] 胡建国, 孙友松, 章争荣. 伺服机械压力机非对称双伺服输入工作机构动力学分析[J]. 塑性工程学报, 2020, 27(10): 221-227. HU Jianguo, SUN Yousong, ZHANG Zhengrong. Dynamic Analysis of Asymmetrical Working Mechanism with Two Servo-Input for Mechanical Servo Press[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2020, 27(10): 221-227.
- (责任编辑: 邓光辉)

Kinematics and Dynamics Analysis of Plane-Folded Deformed Wing Mechanism

HU Meijuan¹, WANG Xiaopeng², TANG Jiachang¹, YAO Qishui¹

(1. College of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

Abstract: The plane-folded deformed wing mechanism is a deformed wing mechanism that can accommodate both high and low speed conditions, which can realize the variation of wing chord, swept-back angle and wing area. The kinematic modeling of the unit mechanism is based on the structural composition of the plane-folded deformed wing unit mechanism, and the dynamics modeling of the unit mechanism is carried out by using the complex vector method and the D'Alembert's principle. Matlab software is used to numerically calculate the dynamics model of the mechanism and plot the variation curves of velocity, acceleration and equilibrium force required by the mechanism. The numerical calculation results are compared with the Adams simulation results for analysis. The results show that the dynamics analysis of the unit module of the plane-folded deformed wing mechanism by applying D'Alembert's principle can obtain the kinematic sub-constrained reaction force and equilibrium force of the mechanism in the deformation case. By comparing the results of theoretical calculation and simulation analysis, the correctness of the dynamics model of the plane-folded deformed wing mechanism is verified, which can provide theoretical reference for the in-depth study of the dynamics characteristics of the mechanism.

Keywords: plane-folded deformed wing; kinematics; dynamics; D'Alembert's principle