

# 基于 Pro/E 的开口机构惯性载荷特性研究

胡浙科, 周香琴

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘要:** 为研究织机开口机构的惯性载荷特性,利用 Pro/E 的机构分析模块对开口机构进行动态仿真,并分析了各个构件等效载荷的分布规律。研究结果显示:综框、直角连杆和驱动轴的等效转动惯量在整个开口机构中分别占了 42%、20.8% 和 8.2%;随着开口动程、综丝的质量和转速的增加,驱动力矩也不断增大。因此,选择合适的开口动程和使用更轻材质的综丝是降低驱动载荷的两种有效途径。

**关键词:** 开口机构; Pro/E; 等效转动惯量; 惯性载荷

**中图分类号:** TH112.1 **文献标志码:** A

## 0 引言

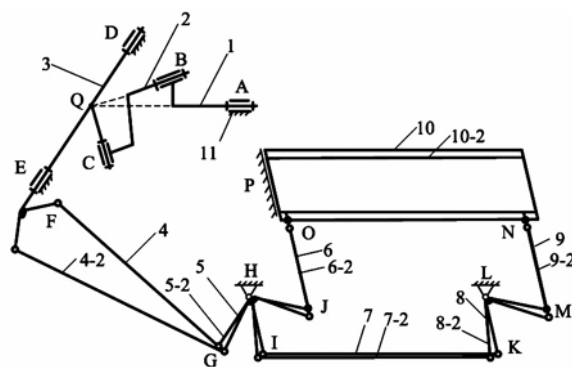
开口机构是织机的重要部件,也是织机中运动速度较高、动力消耗较大的机构之一。开口运动的作用是使穿入综眼的经纱上下分开,形成梭口,以供纬纱引入。开口运动的平稳性直接影响到织物的质量<sup>[1]</sup>。开口机构的载荷主要有纱线的张力、机构的惯性力和运动副的摩擦阻力。其中摩擦阻力的情况比较复杂,经纱张力和纬纱张力与所织的织物品种有关,而惯性力与织机的车速、执行构件的运动规律和机构中各构件的质量属性等有关<sup>[2-3]</sup>。因此,研究各个构件的惯性载荷特性,对设计织机和优化织机性能有重要的理论指导意义。

## 1 建模和仿真

### 1.1 开口机构简介

以某剑杆织机的开口机构为研究对象,该开口机构有两片综框,机构示意如图 1 所示。构件 4、5、6、7、8、9 和 10 表示第一片综框及其相关部件,构件 4-2、5-2、6-2、7-2、8-2、9-2 和 10-2 表示第二片综框及其相关部件。

该开口机构由空间连杆机构和平面连杆机构两部分组成。空间连杆机构中驱动轴 1 是输入轴,绕



1. 驱动轴, 2. 直角连杆, 3. 摇轴组, 4. 送杆, 5. 大刀片, 6 和 9. 撑杆, 7. 连杆, 8. 小刀片, 10. 综框, 11. 箱体

图 1 开口机构示意

轴线 AQ 做圆周运动,通过由驱动轴 1、直角连杆 2、摇轴组 3 和箱体组成的球面 4R 机构带动摇轴组 3 绕轴线 DE 做定轴摆动,产生满足开口要求的运动规律。摇轴组 3 的摆动运动,通过送杆 4 传递给平行四边形机构 HIKL 做平面运动,带动连接综框 10 的撑杆 6 和 9,使综框 10 沿着 OP 做上下直线运动,实现开口运动。综框 10 与平行四边形机构 HIKL 安装位置必须保持平行。根据某厂商的剑杆织机开口机构二维图纸,利用 Pro/E 软件建好各个零件的三维模型并完成开口机构虚拟样机的装配,如图 2 所示。

收稿日期: 2012-10-09

基金项目: 浙江省现代纺织装备技术创新团队项目(2011R09018-08)

作者简介: 胡浙科(1987-),男,杭州淳安人,硕士研究生,主要从事织机机械机构学的研究。

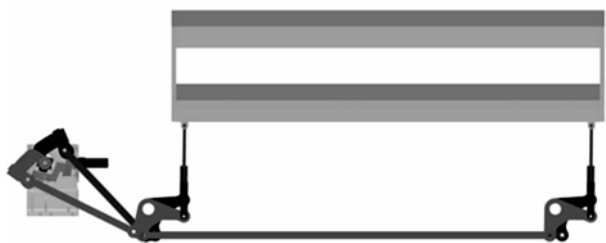
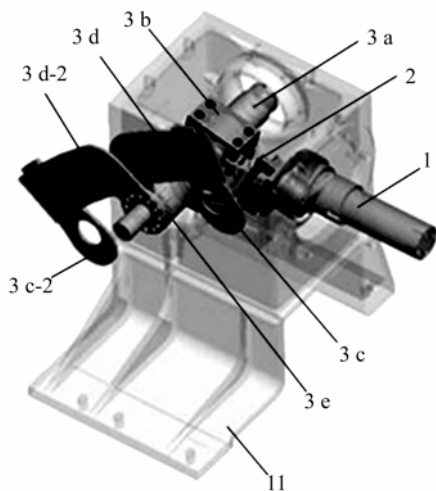


图2 开口机构虚拟样机

## 1.2 运动仿真

为了能够实现开口机构虚拟样机的运动仿真,采用自底向上的装配模式,在装配模式下将建好的模型逐个调入并约束其位置<sup>[4]</sup>。对于运动的零件采用相应的运动副连接,而箱体用缺省定义。球面4R机构<sup>[5]</sup>中的摇轴组3在运动仿真时,是一个整体由构件3a、3b、3c、3d、3e、3c-2和3d-2七个零件刚性连接组成,如图3所示。装配完成后,为每一个零件定义相应的材料。

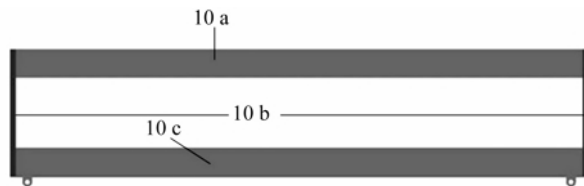


1. 旋转臂, 2. 直角连杆, 3a. 输出轴, 3b. 十字节, 3d 和 3d-2. 刀片, 3c 和 3c-2. 接头, 11. 箱体

图3 空间连杆机构

平面连杆机构中的综框10也是一个子装配体,由上横梁10a、下横梁10b和两个综框侧挡10c 4部分组成,它们之间都采用刚性连接,如图4所示。在工程应用中,上下横梁之间还装有很多综丝,综丝的质量不能忽略。本文的重点是研究整个开口机构的驱动载荷特性以及开口机构中各构件在驱动轴上的

等效转动惯量分布规律,考虑到综丝的建模和装配比较麻烦,所以把综丝的质量分配到综框,提高综框的密度属性,来满足整个综框的质量属性。



10a. 上横梁, 10b. 下横梁, 10c. 综框侧挡

图4 综框

## 2 机构分析

### 2.1 分析前设置

笔者所研究的开口机构属复动式开口机构,即织机运转速度是开口机构驱动轴1运转速度的两倍。动态分析之前,在驱动轴1上定义伺服电机,假设速度为300 r/min,方向为顺时针( $\omega = \pi n/30 = 31.4 \text{ rad/s}$ ,  $-1800^\circ/\text{s}$ )。以综平位置为起始位置( $0^\circ$ )帧频为20,运行时间为0.4 s(刚好为两个周期),分析类型为动态分析,不记重力和运动副摩擦。

### 2.2 等效转动惯量的计算

取构件1为等效构件,根据等效转动惯量的定义可知:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i v_i^2 + J_i \omega_i^2) = \frac{1}{2} J_e \omega_1^2 \quad (1)$$

由此可得

$$J_e = \sum_{i=1}^n m_i \left( \frac{v_i}{\omega_1} \right)^2 + J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \quad (2)$$

式(2)中: $E$ 为总动能; $i$ 为构件号,取值为1~10的整数; $m_i$ 为第*i*个构件的质量; $v_i$ 为第*i*个构件的质心速度; $\omega_i$ 为第*i*个构件的角速度; $J_e$ 为系统的等效转动惯量; $J_1$ 、 $J_3$ 、 $J_5$ 和 $J_8$ 为绕自身转动轴的转动惯量; $J_4$ 、 $J_6$ 和 $J_9$ 为绕通过质心的转动轴的转动惯量; $J_{ei}$ 为第一片综框的第*i*个构件等效在构件1上的转动惯量。 $J_{ei-2}$ 为第二片综框的第*i*个构件等效在构件1上的转动惯量。

其中各主要构件的转动惯量( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )和质量( $\text{kg}$ ),如表1所示。

表1 各主要构件转动惯量和质量

$J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ ,  $m/\text{kg}$

名称	$J_1$	$J_3$	$J_4$	$m_4$	$J_5$	$J_6$	$m_6$	$m_7$	$J_8$	$J_9$	$m_9$	$m_{10}$
数值	5.326 8	8.455 1	2.589 7	7.292 1	1.909 5	2.228 6	5.393 0	2.531 1	1.654 7	2.228 6	5.393 0	6.455 5
	e-3	e-2	e-2	e-1	e-2	e-2	e-1		e-2	e-2	e-1	

将表2中的各参数代入公式(2),可以得出各构件的等效转动惯量计算公式,具体如下。

构件1、3、5和8都是做旋转运动的,其等效转动惯量分别是:

$$J_{e1} = J_1, J_{e3} = J_3 \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2, J_{e5} = J_5 \left( \frac{\omega_5}{\omega_1} \right)^2 \text{ 和 } J_{e8} = J_8 \left( \frac{\omega_8}{\omega_1} \right)^2。$$

构件 4、6 和 9 都是做平面运动的,其等效转动惯量分别是:

$$J_{e4} = m_4 \left( \frac{\nu_4}{\omega_1} \right)^2 + J_4 \left( \frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2,$$

$$J_{e6} = m_6 \left( \frac{\nu_6}{\omega_1} \right)^2 + J_6 \left( \frac{\omega_6}{\omega_1} \right)^2,$$

$$J_{e9} = m_9 \left( \frac{\nu_9}{\omega_1} \right)^2 + J_9 \left( \frac{\omega_9}{\omega_1} \right)^2。$$

构件 7 做平动,构件 10 做直线运动,其等效转动惯量分别是:

$$J_{e7} = m_7 \left( \frac{\nu_7}{\omega_1} \right)^2, J_{e10} = m_{10} \left( \frac{\nu_{10}}{\omega_1} \right)^2。$$

构件 2 是做空间运动的,可用计算公式:

$$J_{e2} = J_e - J_{e1} - J_{e3} - J_{e4} - J_{e4-2} - J_{e5} - J_{e5-2} - J_{e6} - J_{e6-2} - J_{e7} - J_{e7-2} - J_{e8} - J_{e8-2} - J_{e9} - J_{e9-2} - J_{e10} - J_{e10-2} \quad (3)$$

### 2.3 总动能的测量

在 Pro/E 的分析类型中选择动态分析,测量类型中选择系统,属性选为动能,就可以测得系统总动能  $E$ 。

### 2.4 驱动力矩的测量

在 Pro/E 的分析类型中选择动态分析,测量类型中选择净载荷,参照选择伺服电机,所得到的就是开口机构中驱动轴的驱动力矩,也就是该机构在驱动轴上的等效载荷。

## 3 载荷特性分析

利用 Pro/E 测得的各个构件的速度、角速度和转动惯量,通过 2.2 节中的公式计算开口机构各个构件等效在构件 1 上的等效转动惯量,如图 5 所示。由图 5 可知,等效转动惯量随着驱动轴转角变化呈简谐运动规律变化。当开口机构处于综平(驱动轴为  $0^\circ$ 、 $180^\circ$ )时,其值趋于最大,当开口机构处于开口动程最大(驱动轴转角为  $90^\circ$ 、 $270^\circ$ )时,其值反而是最小的,甚至接近于零。等效转动惯量变化影响最大的构件主要有综框 10,直角连杆 2 和驱动轴 1。

### 3.1 综丝质量对开口机构载荷特性的影响分析

一般情况每片门幅为 2 300 mm 的综框可安装约 1 500 根钢片综丝(或者其他材质的综丝),每根钢片综丝 2 g 左右。因此安装钢片综丝后,每片综框将会增加 3 kg。图 5 是没有安装综丝得到的结

果。现在假设两片综框上都安装了这样的综丝 1 500 根,在驱动轴转速相等,门幅相同的前提下,当综框安装综丝后,无论是系统总动能还是等效在驱动轴上的等效转动惯量,在综平位置时幅值都有明显的增大。由 Pro/E 导出以下各曲线,如图 6 和图

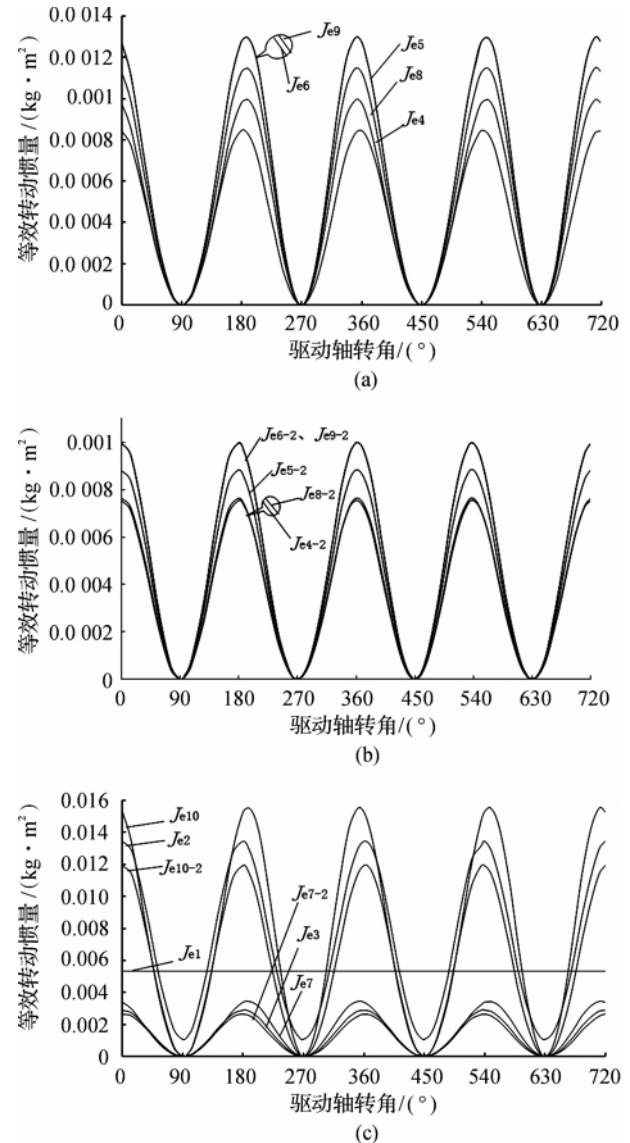


图 5 等效在驱动轴上的转动惯量

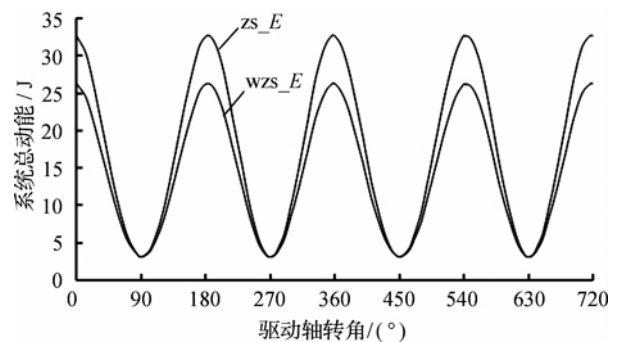


图 6 系统总动能

7所示,图6中 $zs\_E$ 和 $wzs\_E$ 分别表示有综丝和没有综丝的情况下测得的系统动能,图7中 $zs\_Je$ 和 $wzs\_Je$ 分别表示有综丝和没有综丝的情况下测得在驱动轴上的等效转动惯量。

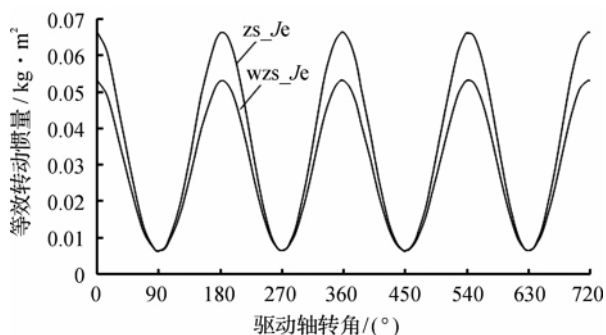


图7 驱动轴上的等效转动惯量

在图8中 $zs\_T1$ 和 $wzs\_T1$ 分别表示有综丝和没有综丝的情况下测得的驱动力矩,安装综丝后,驱动力矩极大值由原来的 $23.67\text{ N}\cdot\text{m}$ 增加到 $30.36\text{ N}\cdot\text{m}$ ,增幅到达了 $28.26\%$ ,影响相当大。在图9中, $zs\_Q$ 和 $wzs\_Q$ 分别表示有综丝和没有综丝的情况下测得综框的惯性力,当两片综框开口动程到达最大时,惯性力幅值增大也很明显。由上述分析可知,在工程应用中,尽量采用质量更轻的综丝。

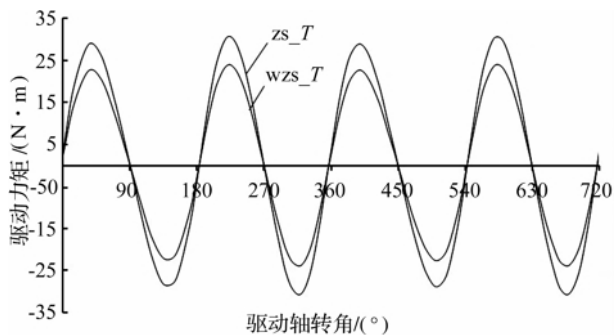


图8 驱动轴上的力矩

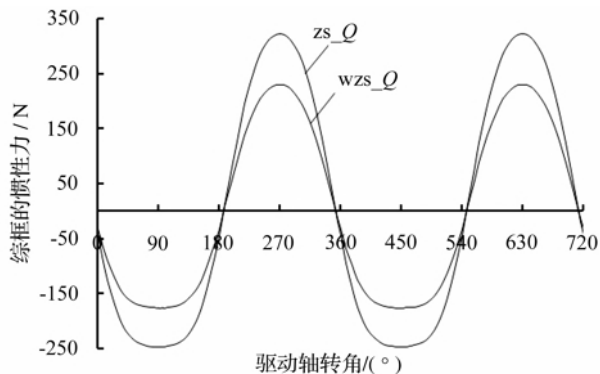


图9 综框的惯性力

### 3.2 开口量对开口机构载荷特性影响分析

当接头3c、3c-2的转动中心与刀片3d、3d-2的

转动中心距离增大时,开口动程也随着增加,由Pro/E导出以下各曲线。如图10所示,图10中 $s1$ 、 $s2$ 和 $s3$ 分别表示开口动程为94、74 mm和56 mm。在驱动轴转速相等、门幅相同的前提下,系统的总动能和系统的等效转动惯量呈周期性变化,而且随着开口动程的增大而增大。由图11和图12可得,图11中 $s1\_E$ 、 $s2\_E$ 和 $s3\_E$ 分别表示在开口动程为94、74 mm和56 mm下的系统总动能,图12中 $s1\_Je$ 、 $s2\_Je$ 和 $s3\_Je$ 分别表示在开口动程为94、74 mm和56 mm下的等效转动惯量。

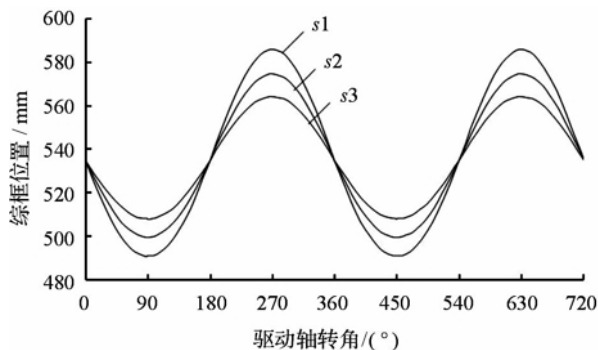


图10 3种开口动程对应的综框位置

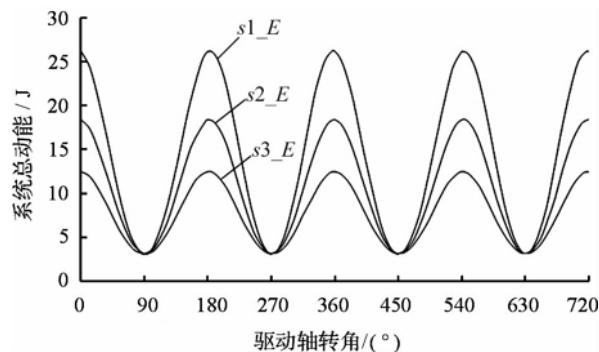


图11 系统总动能

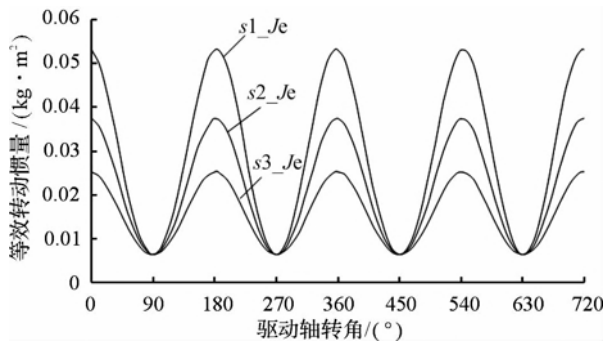


图12 驱动轴上的等效转动惯量

从图12中可知,当开口动程由56 mm增加到74 mm时,等效转动惯量在综平位置时其值由0.023 5变化到0.037 4,增幅达59.15%。当开口动程由74 mm增加到94 mm时,等效转动惯量在综平位置时其值由0.037 4增加到0.053时,增幅

达41.71%。

由图13可知,图13中 $s1\_T$ 、 $s2\_T$ 和 $s3\_T$ 分别表示在开口动程为94、74 mm和56 mm时的驱动力矩,在开口高度最大时,开口动程为56、74 mm和94 mm的开口机构驱动轴上的力矩对应为6.53、15.53 N·m和23.48 N·m,开口动程增加32.14%,驱动轴上的力矩增加137.4%;开口动程增加27%,驱动轴上的力矩增加51.5%。驱动轴上力矩的增幅远大于开口动程的增幅。由此可见,开口动程对等效转动惯量影响之大。实际应用中,在满足工艺要求的前提下,尽量减小开口动程。

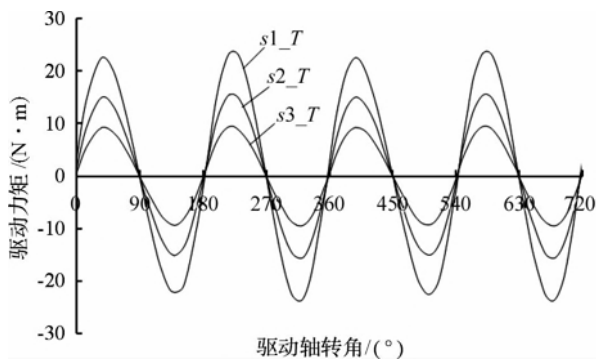


图13 驱动轴上的力矩

### 3.3 驱动轴转速对开口机构载荷特性分析

当开口动程和门幅相同时,由Pro/E导出以下各曲线。如图14所示,图14中 $v1200\_E$ 、 $v1800\_E$ 和 $v2400\_E$ 分别表示200、300 r/min和400 r/min下的系统总动能,系统总动能随驱动轴转速的增加而不断增大。

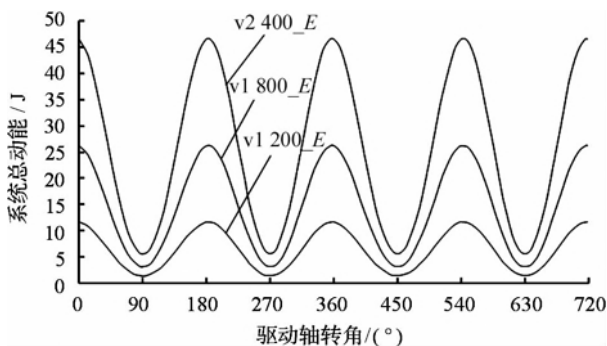


图14 系统总动能

由图15可以看出,图15中 $v1200\_T$ 、 $v1800\_T$ 和 $v2400\_T$ 分别表示200、300 r/min和400 r/min下的主轴上的驱动力矩,当驱动轴转速由200 r/min到300 r/min,速度增加50%,驱动轴上的扭矩增加125%;当速度从300 r/min再到400 r/min时,速度增加33.3%,驱动轴上的扭矩增加77.8%。驱动轴上的力矩增幅明显。

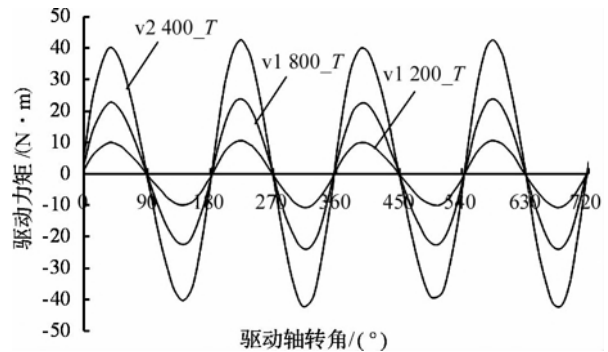


图15 驱动轴上的力矩

## 4 结论

通过上述计算和3种情况下的不同条件的对比分析,得到对等效转动惯量变化影响较大的构件主要有综框10、直角连杆2和旋转臂1,所占比值分别为42%、20.8%和8.2%,三者之和所占比重竟达71%。随着开口动程、综丝的质量和转速的增加,驱动力矩也不断增大。选择合适的开口动程和主轴转速,采用更轻的综丝或是降低综框的质量对降低驱动载荷都有很好的改善作用。

## 参考文献:

- [1] 马顺彬, 瞿建新. 新型织机开口机构的发展[J]. 上海纺织科技, 2009, 37(10): 21-23.
- [2] 贾素会. 织机开口机构分析[J]. 河北纺织, 2009(1): 82-84.
- [3] 梁平, 胡颖梅. 新型织机多臂开口机构能耗研究[J]. 四川纺织科技, 2001(4): 35-38.
- [4] 博创设计坊. Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 装配与产品设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008: 5-7.
- [5] 周香琴. 球面4R机构运动特性研究及其应用探索[J]. 中国机械工程, 2011, 22(2): 153-158.

## Research on Characteristics of Inertia Loading of Shedding Mechanism Based on Pro/E

HU Zhe-ke, ZHOU Xiang-qin

(School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University,  
Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** To study characteristics of inertial loading of shedding mechanism of loom, this study conducts dynamic simulation of shedding mechanism by using mechanism analysis module of Pro/E and analyzes the distribution law of equivalent load of each component part. The research result shows that the equivalent moment of inertia of heald frame, orthogonal connecting rod and drive shaft respectively accounts for 42%, 20.8% and 8.2% in the whole shedding mechanism. With the increase of shedding stroke, quality of harness wire and speed of rotation, the driving moment constantly increases. Therefore, selecting an appropriate shedding stroke and using lighter harness wire are two effective ways to reduce driving load.

**Key words:** shedding mechanism; Pro/E; equivalent moment of inertia; inertia loading

(责任编辑: 马春晓)

---

(上接第 722 页)

## Optimization of Main Shaft Structure of Centrifugal Casting Machine Based on ANSYS Workbench

SHEN Yi, FEI Xin, YANG Ming, LUO Ran-ran

(Key Laboratory of Modern Textile Machinery Technology of Zhejiang Province,  
Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** With ZJ013860 centrifugal casting machine of Zhejiang Yongcheng Group as the research object, this paper conducts finite element analysis on its existing structure based on ANSYS Workbench and optimizes the structure of main shaft of centrifugal casting machine in terms of bending stress and bending deflection. After optimization, compared to the original casting mold, the maximum deformation value, main shaft deformation value and dangerous section stress value of main shaft respectively decrease by 81%, 73% and 70%. This paper conducts modal analysis on the optimized structure and verifies critical speed of rotation.

**Key words:** ANSYS Workbench; main shaft; deflection; bending stress; elastic modulus; critical speed of rotation

(责任编辑: 马春晓)