

DOI:10.7652/xjtuxb201411015

薄膜传输系统导向辊的力学特性分析

马利娥^{1,2}, 梅雪松^{1,3}, 李彦锋⁴, 武吉梅², 万清泉²

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安理工大学印刷包装工程学院, 710048, 西安; 3. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安; 4. 陕西西北人印刷机械有限责任公司, 714000, 陕西渭南)

摘要: 为了提高薄膜传输的精度和稳定性,根据导向辊的结构特点,建立了多体组合的有限元模型,分析了导向辊的挠曲变形、模态、谐响应和不平衡激励变形,并对静态时的挠曲变形进行了试验测试。研究表明:导向辊的壁厚、辊体长度和轴头长度等是影响导向辊力学特性的主要因素;采用目前企业常用的导向辊结构参数和生产工艺参数,导向辊在薄膜张力、自身重力以及不平衡质量激励下的最大变形值为 52.725 μm ;如果将导向辊筒体的壁厚从 4.5 mm 减小为 3.5 mm,其他条件不变,虽然会使导向辊结构的最大变形值提高为 58.108 μm ,但临界转速可从 8 255.1 r/min 提高到 8 309.94 r/min,随动比则可从 0.920 提高到 0.982,从而有利于提高薄膜传输的精度和稳定性。

关键词: 导向辊;薄膜传输;有限元分析;力学特性

中图分类号: TS803.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)11-0086-06

Mechanical Behaviors of Guide Roller in Web Transfer System

MA Li'e^{1,2}, MEI Xuesong^{1,3}, LI Yanfeng⁴, WU Jimei², WAN Qingquan²

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Printing and Packaging Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

3. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

4. Shaanxi Beiren Printing Machinery Co., Ltd., Weinan, Shaanxi 714000, China)

Abstract: To improve the accuracy and stability of the web transfer, a multi-body combined finite element model is established according to the structural features of the guide roller. The guide roller bending deformation, the vibration modes, the harmonic response, and the deformation under unbalanced excitation are analyzed, and the experimental test of the static flexural deformation is performed. Research results show that the structural parameters of the guide roller, such as the wall thickness, the roller length, and the gudgeon length, etc., are the main factors influencing the guide roller mechanical behaviors. Keeping the structural parameters of the guide roller and other process parameters generally used in the industry unchanged, the maximum deformation value of the guide roller caused by its own gravity, the web tension and the unbalanced mass is 52.725 μm . If the wall thickness of the guide roller is reduced to 3.5 mm from 4.5 mm, the maximum deformation of the guide roller is 58.108 μm while the critical speed is increased to 8 309.94 r/min from 8 255.10 r/min and the follow-up ratio is increased to 0.982 from 0.920, which is helpful to improve the accuracy and stability of web transfer.

Keywords: guide roller; web transfer; finite element analysis; mechanical behavior

收稿日期: 2014-02-20。 作者简介: 马利娥(1973—),女,博士生,西安理工大学讲师;梅雪松(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2012BAF13B06);国家自然科学基金资助项目(51305341,11272253);陕西省教育厅重点实验室科学研究计划资助项目(13JS081)。

网络出版时间: 2014-09-02 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140909.0908.005.html>

近年来,在信息和能源领域开始应用的新型柔性电子薄膜产品(有机发光二极管、电子标签和光学薄膜等)采用的是卷绕式收、放料的加工方式。在加工过程中,薄膜在众多导向辊对其进行导入、定向和支撑的张紧状态下高速地传输,对传输精度要求很高。薄膜通过导向辊时常出现接触表面的划伤、偏移和皱褶等不稳定传输故障,严重制约着柔性电子薄膜产品的制备质量和效率^[1]。薄膜的传输过程示意图如图 1 所示。

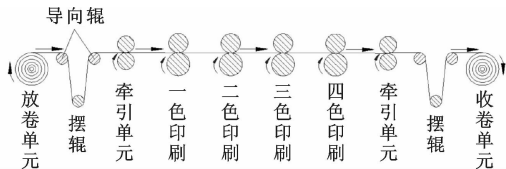


图 1 薄膜传输系统示意图

导向辊是薄膜传输设备中数量最多、分布最广、影响最大的部件。导向辊属于被动辊,由薄膜通过摩擦力带动旋转,薄膜传输精度越高,要求导向辊的随动性越好,目前行业中使用的导向辊的随动比为 0.920。高精度薄膜在高速传输时容易产生划伤、皱褶、偏移和振动,而导向辊的结构和力学特性对薄膜的传输稳定性具有重要的影响,是导致薄膜发生划伤和套印不准的主要原因,对薄膜的加工速度和精度的提高起着决定性的作用^[2-5]。

Hashimoto 采用接触力学的理论研究了纸带和导向辊之间的摩擦力特性^[6]。Hikita 等通过分析导向辊表面的刻线分布方式,研究了薄膜经过导向辊时的打滑和起皱现象^[7]。Tran 等利用激光传感器测量了薄膜在导向辊处的振幅,发现当导向辊的表面结构不同时,薄膜的振动特性也不相同^[8]。目前,由于缺乏关于导向辊结构对薄膜传输稳定性影响的理论基础,因此在实际应用中只是通过提高导向辊的安装和加工精度来实现薄膜的稳定传输^[3-5]。

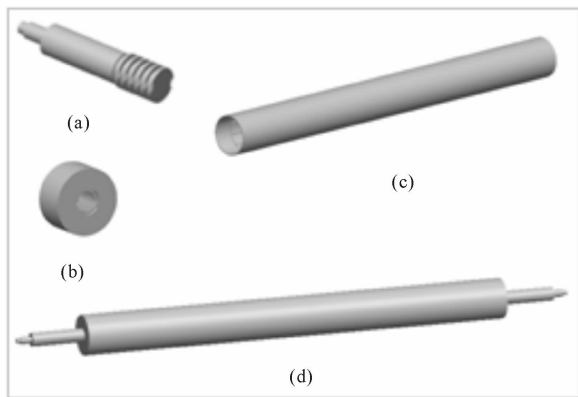
导向辊是薄壁圆筒辊身的多体组合的不规则细长件,在薄膜张力及自身重力作用下容易发生挠曲变形。因此,本文通过分析导向辊的结构特点,建立导向辊的有限元模型,来研究导向辊的静态特性和动态特性,以期合理优化导向辊的结构,减少运动薄膜发生偏移、振动、皱褶和划伤等现象,提高薄膜的传输稳定性提供理论基础。

1 导向辊的静力学特性研究

1.1 导向辊有限元模型的创建

导向辊的结构如图 2 所示,由轴头、堵头和筒体采

用热装方式形成,以减小导向辊圆周方向的扰动^[9]。



(a):轴头;(b):堵头;(c):筒体;(d):导向辊

图 2 导向辊结构及主要零件

本文研究的导向辊的筒体壁厚为 4.50 mm,导向辊直径为 120.00 mm,筒体长为 1 100.00 mm,轴头长为 110.00 mm,属于多体组合的细长件。根据导向辊的结构特点对其进行有限元模型创建^[10-12]:先建立导向辊内部加强筋,再将导向辊筒体拆分为 2 个薄壁环,将堵头拆分为 2 部分,轴头拆分为 4 部分,建立导向辊的结构模型。导向辊的三维模型使用的单元类型为 3D solid185,支轴选用梁单元 Beam188,轴承对导向辊的作用采用 Combination14 单元进行模拟。

对实体模型划分单元后,通过在导向辊轴端轴承连接处与梁的中心节点建立直线梁单元,仿真支轴对轴承及导向辊的作用。支轴的梁类型为实心圆柱,半径为 7.5 mm,长度为 46 mm。通过在 ANSYS 中施加弹簧单元来仿真轴承对导向辊的作用^[13-14],得到该弹簧单元的刚度 K 为 16.325 MN/m。整个有限元模型的单元数量为 64 956,节点总数为 78 912。导向辊结构的有限元模型如图 3 所示。

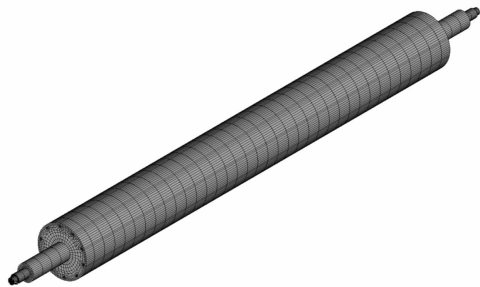


图 3 导向辊结构的有限元模型

1.2 载荷及边界条件的确定

将薄膜与导向辊接触区域对应的导向辊的圆心角称为薄膜与导向辊的包角(θ ,见图 4),薄膜在传

输时处于受拉状态,薄膜张力为 T ,导向辊所受的压力为 P 。通常印刷薄膜的张力为 $3.0\sim 30.0\text{ kg/m}$,这里取薄膜张力为 20.0 kg/m ,包角 θ 为 90° ,薄膜幅面宽度为 $1\,050.00\text{ mm}$,通过计算得到导向辊所受的压力 P 为 291.0 N ,转化为面压力 p ,其值为 $2\,940.577\text{ N/m}^2$ 。

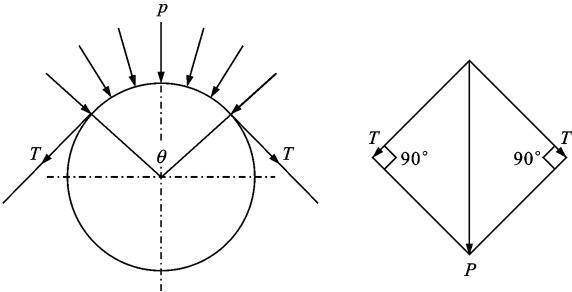


图4 薄膜张力与导向辊压力示意图

对导向辊施加梁单元外节点位移全约束和 x 方向重力加速度 9.8 m/s^2 的边界条件,导向辊的有限元模型如图5所示。

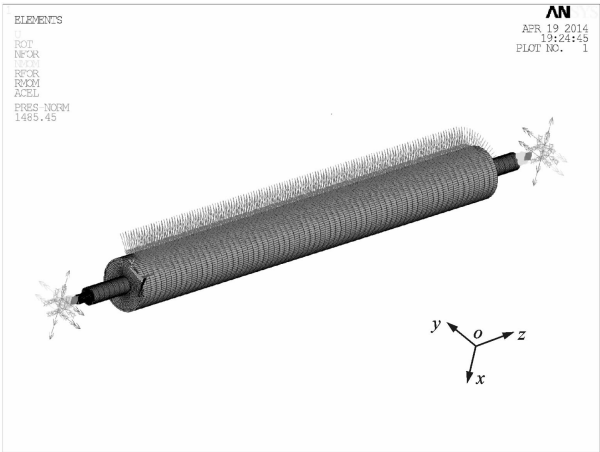


图5 导向辊边界条件及载荷有限元模型

1.3 导向辊挠曲变形仿真分析

对导向辊进行静力学分析,得到静态时导向辊的挠曲变形曲线,如图6所示。由图6可知,静态时

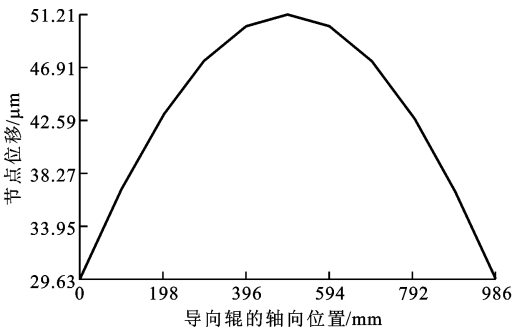


图6 静态时导向辊的挠曲变形曲线

导向辊的最大变形发生在辊体中间处,变形向两边逐渐减小。

在导向辊变形云图中提取的节点坐标与位移值见表1。由表1可知,导向辊最大位移发生在16 076号节点,其变形值为 $51.208\text{ }\mu\text{m}$,辊体外壁 x 方向节点的位移值基本对称。

表1 变形云图中提取的节点坐标值与位移值

节点编号	x/m	y/m	z/m	节点位移/ μm
16 271	-0.06	0.00	1.04	24.601
16 076	-0.06	0.00	0.52	51.208
13 253	-0.06	0.00	-0.06	24.602
16 215	0.06	0.00	1.04	24.608
14 701	0.06	0.00	0.52	50.300
13 232	0.06	0.00	-0.06	24.594

1.4 导向辊挠曲变形的测试

采用陕西北人凹版印刷机放卷单元的导向辊进行挠曲变形测定试验。导向辊筒体壁厚为 4.50 mm ,导向辊直径为 120.00 mm ,筒体长为 $1\,300.00\text{ mm}$,轴头长为 160.00 mm 。在薄膜与导向辊的包角为 90° 、薄膜张力为 20.0 kg/m 时,对薄膜施加不同的张力,采用 CM-1J-10 型静态电阻应变仪测得导向辊中间位置处的应变,结果见表2。

表2 导向辊中间位置处的应变测量结果

薄膜张力/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$	24.0	22.0	20.0	17.6	14.4	12.0
应变/ 10^{-6}	26.0	20.0	18.5	17.5	14.5	11.0

由表2可知,当薄膜张力为 20.0 kg/m 时,中间位置处的应变为 18.5×10^{-6} ,计算得导向辊的最大变形值为 $53.40\text{ }\mu\text{m}$,比理论仿真结果略大。这是因为试验中使用的导向辊轴头和筒体的长度比理论计算时使用的略长所致。总体而言,试验测试结果与理论和仿真结果是一致的。

理论计算、仿真和试验测试的结果相一致,说明了本文所建立的有限元模型的正确性。

2 导向辊的动态特性研究

假设导向辊为刚性支撑。在上述静力学特性研究的基础上,继续进行导向辊的动态特性研究^[15-16]。

2.1 导向辊的模态分析

导向辊结构是一种连续结构,经离散化后就变成了一个多自由度系统。根据第1节介绍的有限元理论及振动力学,对于一个多自由度的线弹性系统,

其运动微分方程可由下式给出

$$[M][\ddot{X}(t)] + [C][\dot{X}(t)] + [K][X(t)] = [F(t)] \tag{1}$$

式中: $[M]$ 为系统整体的质量矩阵; $[K]$ 为系统整体的刚度矩阵; $[C]$ 为系统整体的阻尼矩阵; $[X(t)]$ 为位移向量; $[\dot{X}(t)]$ 为速度向量; $[\ddot{X}(t)]$ 为加速度向量; $[F(t)]$ 为外部载荷向量。

在进行模态分析时,通常研究的是不考虑阻尼作用时的自由振动,此时式(1)中的 $[C][\dot{X}(t)]$ 和 $[F(t)]$ 为零。于是,对导向辊结构的模态分析问题就转化为特征值与特征向量的求解问题。式(1)可简化为

$$[M][\ddot{X}(t)] + [K][X(t)] = 0 \tag{2}$$

其解的一般形式为

$$[X(t)] = [X_0]\sin(\omega t + \varphi) \tag{3}$$

式中: ω 为系统的固有频率; $[X_0]$ 为系统响应的振幅向量矩阵。将式(3)代入式(2),得到

$$([K] - \omega_i^2[M])[X_i] = 0 \tag{4}$$

自由振动结构各个节点的振幅不全为零,因此 $[X_i] \neq 0$,根据克莱姆法则有

$$\det([K] - \omega_i^2[M]) = 0 \tag{5}$$

求解式(4)中的 ω^2 和 $[X_0]$ 是一个广义特征值问题。模态分析就是一种坐标变换过程,即由物理坐标变换到模态坐标的过程,通过解存在耦合关系的方程,得出系统的模态参数。称坐标变换矩阵为模态矩阵,模态振型就是矩阵中的每个列向量,振动系统的 n 个自由度对应 n 阶主振型和 n 个固有频率。导向辊的模态分析 Campbell 图如图 7 所示,该图是三维图形的二维表达。

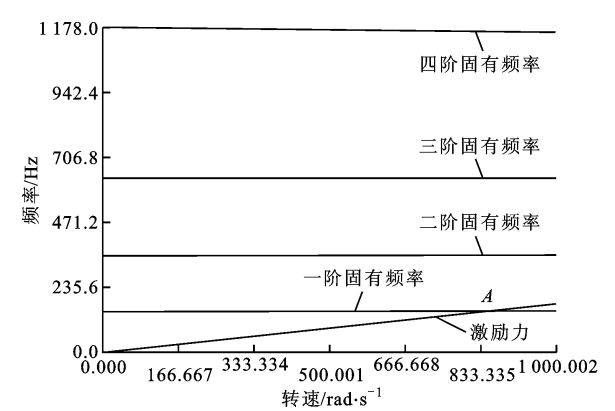


图 7 导向辊模态分析 Campbell 图

图 7 中导向辊的前 4 阶固有频率曲线为导向辊正转和反转时的固有频率的表达。本研究仅考虑由内部质量不均造成的动模态。激振力曲线和频率曲

线相交,交点 A 就是可能的共振点,对应的一阶固有频率为 137.585 Hz,一阶固有频率下的临界转速为 863.921 rad/s,经计算,对应的导向辊的临界转速为 8 255.1 r/min。当凹版印刷机在薄膜传输速度 400 m/min 下运行时,该导向辊结构相应的最大转速为 1 061.03 r/min,远远小于其临界转速。

2.2 导向辊的谐响应分析

对于导向辊结构,在计算动力学特性时将其等效为转子系统。转子系统存在的不平衡激励是转子动力学特性研究的重要领域。导向辊属于周期对称结构,通过动平衡试验得到导向辊外径上存在的不平衡质量 m 为 0.005 kg,对该不平衡质量激励引起的导向辊变形进行仿真分析,可以得出不同转速时转子在一定不平衡激励下的响应。

不平衡质量 m 对于导向辊轴线会产生偏心距 e ,单自由度旋转不平衡质量所引起的自激励模型如图 8 所示。不平衡质量 m 在导向辊旋转过程中会产生离心力 F ,其大小为

$$F = mR\omega^2 \tag{6}$$

$$F_x = F\cos(\omega t + \varphi); \quad F_y = F\sin(\omega t + \varphi) \tag{7}$$

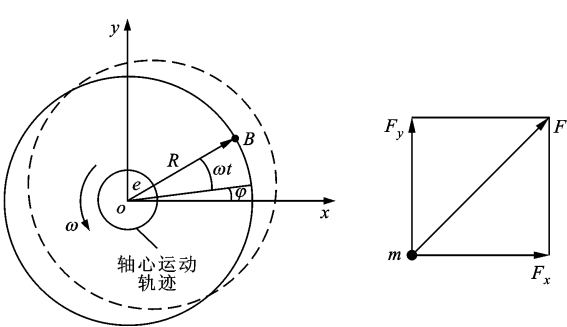


图 8 不平衡质量引起的导向辊自激励模型图

设初始状态 φ 为 0° ,由以上分析知,该不平衡质量对转子系统的影响相当于在轴心处加了 2 个按周期变化的正弦和余弦简谐激励力,所以可以按照 ANSYS 中动力学分析的谐响应分析方法计算不平衡质量引起的响应。

根据式(6)和式(7),可求得不同转速下不平衡质量引起的激励力,即表 3 中的离心力 F 。

根据薄膜传输速度的不同,采用 Full 方法进行谐响应分析。激励力频率为 0~200 Hz,设置迭代子步数为 50,给导向辊施加自转速度,分别对 5 种不同薄膜传输速度施加不同的导向辊自转速度,得到导向辊在不同薄膜传输速度下不平衡激励引起的响应。图 9 给出了薄膜传输速度为 400 m/min 时导向辊的响应曲线。

表 3 导向辊外径上的不平衡质量引起的激励力

$v/\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$	f/Hz	$\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	F/N
150	6.633	41.678	0.521
200	8.850	55.606	0.928
250	11.050	69.429	1.446
300	13.267	83.357	2.085
400	17.683	111.107	3.703

从图 9 可以看到,导向辊结构在 125 Hz 处出现了最大幅值,这是由于在此处,激振力频率与导向辊的一阶固有频率相近,导向辊结构发生了共振,而此时该导向辊结构的最大转速远远小于其临界转速。通过谐响应分析,可知导向辊结构可以进行改进。

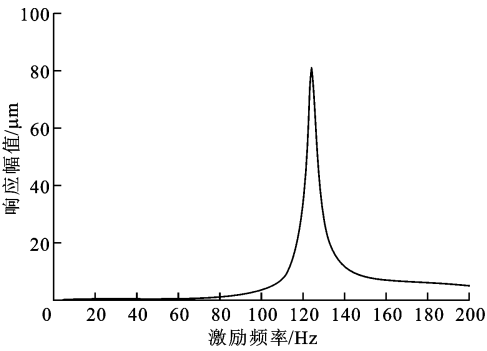


图 9 $v=400\text{ m/min}$ 时的导向辊谐响应曲线

2.3 导向辊的不平衡激励变形分析

导向辊外径上存在的不平衡质量旋转所产生的离心力是造成导向辊受迫振动的主要原因之一,通过对导向辊结构的不平衡响应进行计算,可以得出不平衡质量在不同薄膜传输速度下引起的导向辊挠曲变形。

当薄膜传输速度达到稳定后,由于不平衡质量的存在,导向辊会产生不平衡的响应,本节通过 ANSYS 中的 Transient 模块对导向辊达到稳定运转速度后的变形进行计算。对导向辊进行时域分析时,在导向辊筒体表面加载的激励力如图 10 所示。

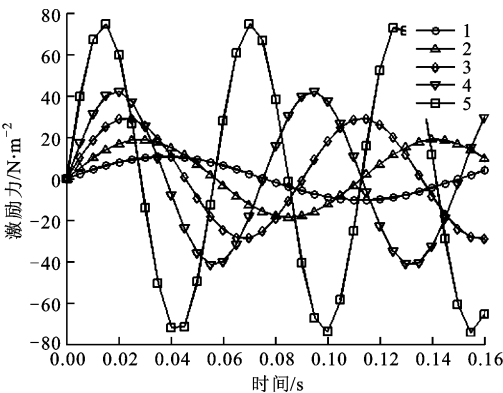
由图 10 可知,不同薄膜传输速度下激励力的变化呈现周期性。导向辊的最大挠曲变形值见表 4,均出现在导向辊轴线中间截面的节点上。在薄膜传输速度为 400 m/min 时,单个旋转周期内由不平衡质量引起的导向辊结构的最大变形量为 0.844 μm。

表 4 不平衡质量引起的导向辊最大挠曲变形量

$v/\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$	150	200	250	300	400
变形量/ μm	0.113	0.204	0.318	0.474	0.844

由以上分析结果可知,在不同的薄膜传输速度

下,导向辊的变形不同,薄膜传输速度越高,导向辊所产生的变形就越大。在薄膜传输速度为 400 m/min 时,导向辊的变形云图如图 11 所示。



曲线 1: $F_y=10.509\sin41.678t$;曲线 2: $F_y=18.795\sin55.506\ 2t$;
曲线 3: $F_y=29.204\sin69.429\ 2t$;曲线 4: $F_y=42.138\sin83.356\ 9t$;
曲线 5: $F_y=74.879\sin111.107t$

图 10 时域分析时外径上不平衡质量产生的激励力

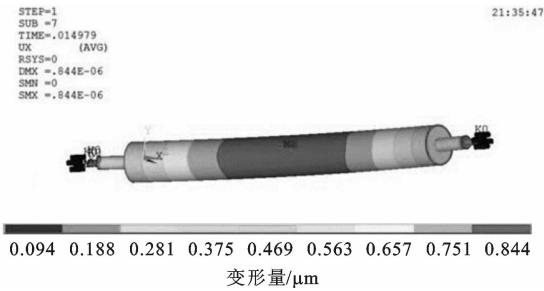


图 11 薄膜传输速度为 400 m/min 时导向辊的变形云图

将静力分析与不平衡响应分析得到的导向辊变形量进行叠加,得到导向辊在不同薄膜传输速度下的最大变形量,见表 5。从表 5 可以看到:随着薄膜传输速度的增加,变形值逐渐增大;当薄膜传输速度为 400 m/min 时,筒体壁厚为 4.5 mm 的导向辊的最大总变形量为 52.725 μm。

表 5 导向辊的最大总变形量

$v/\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$	150	200	250	300	400
变形量/ μm	51.321	51.412	51.674	51.682	52.725

3 结 论

本文采用有限元分析的方法研究了导向辊的结构特点和力学特性,主要结论如下。

(1)导向辊的挠曲变形主要受其长度、壁厚、支撑情况的影响,当导向辊筒体壁厚为 4.5 mm、直径为 120 mm、筒体长为 1 100 mm、轴头长为 110 mm、薄膜张力为 20.0 kg/m、薄膜传输速度为 400 m/min 时,导向辊结构在薄膜印刷张力、自身重力以及不平

衡质量激励下的最大变形量为 $52.725\ \mu\text{m}$,最大变形发生在导向辊轴线方向中间处。

(2) 该导向辊结构的一阶临界角速度为 $863.921\ \text{rad/s}$,对应的频率为 $137.585\ \text{Hz}$,临界转速为 $8\ 255.1\ \text{r/min}$ 。目前导向辊的实际转速远小于临界转速。

(3) 如果将导向辊筒体壁厚减小为 $3.5\ \text{mm}$,其他条件不变,采用同样方法可以求得导向辊结构在薄膜印刷张力、自身重力以及不平衡质量激励下的最大变形量为 $58.108\ \mu\text{m}$,一阶临界角速度为 $869.617\ \text{rad/s}$,对应的频率为 $138.499\ \text{Hz}$,临界转速为 $8\ 309.94\ \text{r/min}$,此时随动比可提高至 0.982 。

(4) 随着薄膜传输速度增加,导向辊的挠曲变形增大,但增大的幅度有限。综合来看,导向辊的结构参数,如导向辊的壁厚、辊体长度和轴头长度等,是影响导向辊力学特性的主要因素。

参考文献:

- [1] SONDERGAARD R R, HOSEL M, KREBS F C. Roll-to-roll fabrication of large area functional organic materials [J]. *Journal of Polymer Science: Part B Polymer Physics*, 2013, 51(1): 16-34.
- [2] BRANCA C, PAGILLA P R, REID K N. Governing equations for web tension and web velocity in the presence of non-ideal rollers [J]. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2013, 135(1): 011018.
- [3] KIM C H, JO J, LEE S H. Design of roll-to-roll printing equipment with multiple printing methods for multi-layer printing [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2012, 83(6): 065001.
- [4] KIM C H, YOU H I, LEE S H. Register control of roll-to-roll gravure-offset printing equipment considering time difference between measurement and actuation [J]. *IME Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(11): 2726-2738.
- [5] PAGILLA P R, DIAO Y. Resonant frequencies in web process lines due to idle rollers and spans [J]. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2011, 133(6): 061018.
- [6] HASHIMOTO H. Friction characteristics between paper and steel roller under mixed lubrication [J]. *IME Journal of Engineering Tribology*, 2012, 226(12): 1127-1140.
- [7] HIKITA S, HASHIMOTO H. Improvement of slip-page and wrinkling of transporting webs using micro-

- grooved rollers [J]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2010, 4(1): 226-237.
- [8] TRAN S B Q, YOO Y H, KO J H. Experimental and numerical study of air entrainment between web and spirally grooved roller [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2009, 131(2): 021502.
- [9] 王晓敏. 薄膜导向辊的加工要点 [J]. *印刷技术*, 2012(9): 54-55.
WANG Xiao-min. Processing main methods of web roll [J]. *Printing Technology*, 2012(9): 54-55.
- [10] 程昌钧, 朱媛媛. 弹性力学 [M]. 上海: 上海大学出版社, 2005: 112-117.
- [11] 商跃进. 有限元原理与 ANSYS 应用指南 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 89-98.
- [12] 田红亮, 方子帆, 朱大林, 等. 固定接触界面切向静弹性刚度问题研究 [J]. *应用力学学报*, 2011, 28(5): 458-464.
TIAN Hongliang, FANG Zifan, ZHU Dalin, et al. Investigation on tangential static elastic stiffness of fixed contact interface [J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2011, 28(5): 458-464.
- [13] 郑子君, 陈璞, 王大钧. 杆、梁有限元模型的模态的振荡性质 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(20): 79-83.
ZHENG Zi-jun, CHEN Pu, WANG Da-jun. Oscillation property of modes for FE models of bars and beams [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(20): 79-83.
- [14] 刘显军, 洪军, 朱永生, 等. 多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(11): 41-45.
LIU Xianjun, HONG Jun, ZHU Yongsheng, et al. Iterative method to solve bearing's force and stiffness for a multi-support spindle system based on finite element analysis [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(11): 41-45.
- [15] ALI N J, GARCIA J M. Experimental studies on the dynamic characteristics of rolling element bearings [J]. *IME Journal of Engineering Tribology*, 2010, 224(7): 659-666.
- [16] 刘海涛, 王磊, 赵万华. 考虑模态特性的高速机床进给系统刚度匹配研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(1): 90-95.
LIU Haitao, WANG Lei, ZHAO Wanhua. Stiffness matching design for feed system of high speed machine tool [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(1): 90-95.

(编辑 葛赵青)