# 瓦楞机传动系统结构优化研究与应用

# 陈水胜<sup>1</sup>,杨立<sup>1</sup>,袁博<sup>2</sup>

(1.湖北工业大学, 武汉 430068; 2.武汉城市职业技术学院, 武汉 430202)

摘要:目的 提升瓦楞机的主要性能指标,以满足高效高质的瓦楞成型要求。方法 通过研究瓦楞纸板成 型质量的影响因素、现有瓦楞机传动系统的特点,以及传动系统刚度对其性能的影响,提出一种可抑制 振动的差齿传动高刚度结构及控制方案,开展仿真研究,改进现有机型的传动系统结构并进行试验验证。 结果 得到优化前后瓦楞辊的角速度和角加速度曲线,发现角速度波动范围由 75~225 deg/s 变化到 100~150 deg/s,角加速度波动范围由-740~370 deg/s<sup>2</sup>变化到-100~110 deg/s<sup>2</sup>。试验测量发现,瓦楞纸板 厚度极值之差从 0.23 mm 降低至 0.09 mm,噪声同比减少了 4%~15.2%。结论 差齿传动方案是可行的, 为提高瓦楞机传动系统刚度、提升瓦楞成型质量给出新思路,并提供了技术支持。

关键词: 瓦楞纸板; 瓦楞机; 传动系统; 刚度; 差齿传动

中图分类号: TB486; TH132 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2022)21-0198-08 DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.21.026

# Research and Application of Structure Optimization of Corrugator Transmission System

CHEN Shui-sheng<sup>1</sup>, YANG Li<sup>1</sup>, YUAN Bo<sup>2</sup>

(1. Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China; 2. Wuhan City Polytechnic, Wuhan 430202, China)

**ABSTRACT:** The work aims to improve the main performance indicators of the corrugator to meet the requirements of high-efficiency and high-quality corrugated forming. After the affecting factors of corrugated board forming quality and the characteristics of the existing corrugator transmission system were studied, the high-rigidity structure and control scheme of differential gear transmission that could suppress vibration were proposed aiming at effect of the rigidity of the transmission system on its performance. Then, simulation research was carried out and experimental verification was conducted by improving the transmission system structure of existing model. The angular velocity and angular acceleration curves of the corrugated roll before and after the optimization were obtained. It was found that the angular velocity fluctuation range was from 75-225 deg/s to 100-150 deg/s, and the angular acceleration fluctuation range was from  $-740-370 \text{ deg/s}^2$  to  $-100-110 \text{ deg/s}^2$ . According to the experimental measurement results, the difference in the extreme thickness of corrugated board decreased from 0.23 mm to 0.09 mm, and the noise was reduced by 4%-15.2% on year-on-year basis. Therefore, the differential gear transmission system and the quality of corrugated forming.

KEY WORDS: corrugated board; corrugator; transmission system; rigidity; differential gear transmission

收稿日期: 2022-01-09

基金项目:武汉市市属高校产学研研究项目(CXY202020);武汉城市职业学院科研创新团队建设计划资助项目(2020whcvcTD02) 作者简介:陈水胜(1969—),男,硕士,教授,主要研究方向为机械设计制造及其自动。

随着互联网科技和快递行业快速发展,包装材料 的需求量急剧增长,对其性能及质量提出了更高要 求。瓦楞纸板因其强度高、适应性强、绿色环保等因 素成为主要包装材料<sup>[1]</sup>。当前,瓦楞纸板的生产向高 速、宽幅、高质量等方面发展<sup>[24]</sup>,瓦楞机作为瓦楞 纸板生产核心设备<sup>[5]</sup>,在工作时产生振动与噪音,在 造成噪声污染的同时,也严重影响了瓦楞纸板成型质 量。目前,关于提高瓦楞纸板成型质量、降低瓦楞机 系统的振动及控制技术等方面的研究,大多围绕瓦楞 辊齿结构、辊齿啮合突变以及牵引激励等,鲜有针对 瓦楞机传动系统结构及控制对其成型质量影响的研 究<sup>[6-9]</sup>。为了满足高效率、高品质的瓦楞成型要求, 研究一种高刚度的瓦楞成型传动系统,降低瓦楞机系 统振动、提高传动稳定性和可靠性尤为必要。

## 1 瓦楞纸板成型分析

瓦楞纸板成型原理是瓦楞原纸加热脱去部分水 分,瓦楞芯纸获得塑性,瓦楞芯纸进入上、下瓦楞辊 间,两辊啮合将瓦楞芯纸挤压成瓦楞形状。芯纸挤压 成瓦楞形状的同时,瓦楞面纸经过加热涂胶,由导纸 辊引导与压力辊表面贴合,顺着压力辊进入压力辊与 下瓦楞辊之间,已挤压成型的芯纸与涂胶后的瓦楞面 纸压紧黏合,形成瓦楞纸板<sup>[10]</sup>,其成型示意图见图 1。



图 1 瓦楞成型示意图 Fig.1 Schematic diagram of corrugated forming

瓦楞纸板成型过程中瓦楞辊啮合挤压过程对瓦 楞纸板质量有重要影响,其影响主要集中在以下几个 方面。

1) 瓦楞芯纸挤压形成的楞形取决于瓦楞辊的楞 形,当瓦楞辊楞形磨损后,瓦楞芯纸形成非标准楞形, 出现楞高不达标、楞廓形状向一边倾倒等现象,生产 出的瓦楞纸板厚度、强度受到影响。

2) 瓦楞辊在啮合时,由于其楞形是渐开线齿轮 修型得到,因此在传动时存在齿侧间隙,引起冲击载 荷,冲击作用在瓦楞芯纸上,影响芯纸厚度。已经成 型的芯纸受到张力作用,沿周向被拉扯,影响了高度 以及楞形,严重时甚至会发生破损。

3) 瓦楞芯纸中可能存在砂粒等硬物,进入瓦楞辊 之间受到挤压产生集中载荷。集中载荷作用在瓦楞辊表 面会损伤瓦楞辊,甚至导致瓦楞辊破裂,作用在瓦楞 芯纸上时则会影响芯纸厚度,严重时会使芯纸破损。

4)由于瓦楞辊啮合时存在振动,同时上瓦楞辊 并未完全固定,上、下瓦楞辊中心距存在浮动,导致 芯纸受到张力不规律变化,在与面纸黏合时会发生滑 移,导致黏合不牢等问题。

## 2 瓦楞机传动系统分析

现有瓦楞机大多由电机驱动,且电机位置一般距 离传动齿轮较远,需要通过链传动方式将动力远距离 传递给齿轮。工作时,电机启动,经减速器将动力传递 给主动链轮,再通过从动链轮驱动主动齿轮。主动齿轮 与下瓦楞辊相连,给下瓦楞辊传递动力,上、下瓦楞辊 啮合,上瓦楞辊跟随下瓦楞辊一起转动,从动齿轮与 压力辊相连,带动压力辊转动,具体传动见图 2。



1.上瓦楞辊; 2.下瓦楞辊; 3.压力辊; 4.主动齿轮; 5.从动链轮;
 6.从动齿轮; 7.主动链轮; 8.电机。
 图 2 瓦楞机传动方案示意图
 Fig.2 Schematic diagram of corrugator transmission scheme

瓦楞辊楞形是基于渐开线齿廓修形磨削加工得 到<sup>[11]</sup>,是特殊楞形,在啮合时产生的冲击载荷比普通 渐开线齿轮更大,传动更不平稳,同时瓦楞辊直接啮 合时,出于安全性考虑,辊一般为浮动安装,因此两 辊中心距不停变动<sup>[12]</sup>,若通过瓦楞辊啮合传动,会使 上、下瓦楞辊之间芯纸受到的压力不停变化,成型瓦 楞纸板厚度不均,质量降低<sup>[13]</sup>。另一方面,传动齿轮 在实际工作时存在齿侧间隙,传动时产生冲击载荷, 加快传动齿轮的磨损,降低齿轮寿命,并导致齿轮传 动不稳,产生振动<sup>[14-15]</sup>,影响瓦楞纸板成型质量,带 来噪音污染。

结合瓦楞成型主要影响因素分析,现有瓦楞机传 动系统主要存在问题如下。

 1)直接通过瓦楞辊齿啮合传递运动,影响成型 质量。 2)齿轮啮合时存在间隙,造成冲击,带来振动, 影响成型质量并产生噪声。

# 3 差齿传动方案分析

基于现有瓦楞机传动系统存在的问题,文中提出 了一种新的差齿传动方案,其示意图见图 3。



1.上瓦楞辊; 2.下瓦楞辊; 3.压力辊; 4.主动齿轮; 5.从动链轮;
 6.从动齿轮; 7.主动链轮; 8.电机; 9.上从动齿轮; 10.消隙齿轮。
 图 3 差齿传动方案
 Fig.3 Differential gear transmission scheme

由于现有瓦楞机直接通过瓦楞辊啮合传动,两辊 中心距不规律变化,当上瓦楞辊直接与下瓦楞辊啮合 时就会产生不规律压力,导致芯纸受力不均,成型的 瓦楞厚度不均,影响质量。为了消除这种影响,应当 给瓦楞辊添加约束。图 3 中上瓦楞辊也连接了齿轮用 于传动,通过设置从动齿轮 4 与主动齿轮 5 两齿轮的 中心距,给瓦楞辊添加约束,防止瓦楞辊齿直接啮合, 同时通过齿轮的啮合将动力传递给瓦楞辊。

齿轮 4 同轴空套有消隙齿轮 10,齿轮 10 的作用 是用于消除齿侧间隙,减小冲击载荷,从而达到降低 振动,提高瓦楞成型质量的目的,其具体工作原理见 图 4。



图 4 消隙齿轮工作示意图 Fig.4 Schematic diagram of anti-backlash gear

图 4 中齿轮 A 为主动齿轮,与下瓦楞辊相连, 给下瓦楞辊传递动力,齿轮 B 为从动齿轮,与上瓦楞 辊相连,给上瓦楞辊传递动力,齿轮 C 为空套着的消 隙齿轮。当齿轮 A 与齿轮 B 啮合时,存在周向齿侧 间隙。齿轮 A 以转速  $\omega_a$ 顺时针转动,齿轮 B 跟随齿轮 A 顺时针转动,由于齿侧间隙的存在,齿轮 B 会直接打在齿轮 A 的齿面上,产生冲击载荷。齿轮 C 由于齿数大于齿轮 B,转速慢于齿轮 B,则两齿轮间存在相对转动。理论上齿轮转动是逐齿进行传递的,但齿轮 C 空套,而齿轮 A 与齿轮 B 是通过轴上键槽刚性连接,因此齿轮 C 在传动时会滑动,与齿轮 B 存在相对转动角度速度差,即  $\omega_{cb}$ ,齿轮 B、C 相对转动的差值均配到齿轮 A、B 啮合的每个键槽,用于消除反向间隙,此时的齿轮 C 靠近齿轮 A 齿槽的右侧。

由于齿轮 C 为空套, 会受到转动惯性等外部干 扰,因此需要添加预紧力,将其压紧,抵御外界干扰, 使其能够稳定工作。齿轮 C 和齿轮 B 的相对转动也 受到摩擦力的影响,当齿轮 C 受到更大的预紧力时, 摩擦力增大,相对转动更多,消隙效果越明显。同时, 由于消隙齿轮是空套的,所以容易在传动时受到其他 外界干扰,因此当预紧力过大时,摩擦力过大,负载 过高,增大了磨损与能耗。另一方面,因为消隙齿轮 和传动齿轮的模数相同而齿数不同,并且为同轴安 装,所以消隙齿轮需要进行负变位设计。

目前,为了提高瓦楞纸板生产效率,提高了瓦楞 机的瓦楞辊长度,因此瓦楞辊一般较长,约为1.5~4m。 由于瓦楞辊较长,单侧传动时,有齿轮的一侧扭矩相 较于没有齿轮的一侧更大,会对瓦楞辊产生影响,因 此考虑将消隙齿轮安装至对侧,即瓦楞辊两侧都有齿 轮,一侧用于传动,一侧用于消除间隙,其示意图见 图 5。



1.上瓦楞辊; 2.下瓦楞辊; 3.压力辊; 4.主动齿轮; 5.从动链轮;
 6.从动齿轮; 7.主动链轮; 8.电机; 9.上传动齿轮; 10.消隙齿轮;
 11.下瓦楞辊传动齿轮; 12.压力辊右侧齿轮。
 图 5 不同侧安装示意图
 Fig.5 Diagram of installation on different sides

由图 5 可见,上瓦楞辊右端空套消隙齿轮 10, 下瓦楞辊右端刚性添加传动齿轮 11。此时,上、下 瓦楞辊两侧都有齿轮,并且受到齿轮约束,比起在单 侧安装齿轮,瓦楞辊的受力更加均匀,上、下瓦楞辊 给芯纸的压力也更加均匀。瓦楞辊在轴端安装齿轮 后,工作时瓦楞辊轴会受到扭矩齿的作用,此时如果 两端均存在齿轮,则两端均受到扭矩影响,具体受力 见图 6。







虽然瓦楞辊两侧受到的扭矩均为一个方向,但在 实际安装时,存在安装误差,两侧齿轮并不能完全同 步,导致同步度误差的产生,从而使两侧受到的扭矩 大小不同。同时,上瓦楞辊左侧传动齿轮与右侧消隙 齿轮转速不同,右侧消隙齿轮转速较慢,相对于左侧 齿轮反向转动,产生了反向扭矩,在方向相反的扭矩 作用下,瓦楞辊挠度升高,容易产生扭转形变,影响 到楞形。瓦楞辊齿形与瓦楞纸板的生产质量密切相 关,瓦楞楞齿变形会导致生产的瓦楞纸板强度下降, 并且消隙齿轮的消隙结构需要消隙齿轮与传动齿轮 在同一啮合区进行反向消隙,然而在两侧安装齿轮 时,会产生同步度误差,影响消隙效果,因此,在实 施该方案时应尽可能使主传动齿轮与消隙齿轮处于 同一个啮合方向。

# 4 运动学仿真与分析

#### 4.1 模型建立

模型建立目的是进行模拟仿真,可以适当简化模型,将相关度较低的部位省略,只留下机架、电机、传动齿轮、传动链轮,以及传动输出端的上、下瓦楞 辊和压力辊等瓦楞纸板成型部件。瓦楞辊的中凸度的 常见范围为 0.3~0.6 mm,而瓦楞辊的长度一般为 1.5~4 m,瓦楞辊的中凸度与瓦楞辊的长度比值远小于 0.01,因此在建立模型时可以将瓦楞辊模型简化,建立成圆柱形瓦楞辊。

实体模型中瓦楞辊参考现有生产型号瓦楞辊,其具体参数: 瓦楞辊楞齿数 Z=114, 楞高 H=2.8 mm, 齿顶圆弧半径  $r_1$ =1.5 mm, 齿底圆弧半径  $r_2$ =1.9 mm, 齿顶圆直径  $d_1$ =320.14 mm, 齿底圆直径  $d_2$ =311.57 mm, 瓦楞辊长度 L=1 650 mm<sup>[16]</sup>。

根据上述参数建立各辊后再建立机架模型,并进 行装配,最后建立齿轮模型,由于消隙齿轮属于变位 传动,因此根据变位齿轮的设计原则计算消隙齿轮齿 数,具体参数见表1。

表 1 齿轮参数 Tab.1 Gear parameter

_	
模数/mm	齿数
3	107
3	107
3	110
	模数/mm 3 3 3

该课题主要针对齿轮传动时齿侧间隙产生的振动进行消除,因此可以将瓦楞辊浮动结构简化为直接 通过键轴与传动齿轮相连的结构,消隙齿轮 C 外侧有 黄铜垫片,并且顶端安装了弹簧垫片,弹簧垫片上面 加螺栓和螺母,通过拧紧和拧松螺母以调节预紧力。 主动齿轮的转动由传动链轮传递,为了简化模型,将 传动链轮简化处理,最终的传动部位实体模型示意见 图 7。



图 7 差齿传动结构实体模型 Fig.7 Physical model of differential gear transmission structure

## 4.2 仿真内容与结果分析

由 SolidWorks 软件建立简化差齿传动结构实体 模型,保存为 parasolid 类型,打开 ADAMS,将实体 模型导入。设置参与仿真的零部件的材料属性,其中瓦 楞辊部分材料设置为45CrMo,齿轮部分根据实际情况, 将材料密度设置为7 800 kg/m<sup>3</sup>,其余机架部分设置为 钢材。实际生产中瓦楞辊存在自身重力,因此沿着 v 轴 负方向添加重力g,固定机架,将瓦楞辊与机架装配, 在给主动齿轮、从动齿轮、消隙齿轮添加转动副时,将 齿轮和瓦楞辊配合, 使转动能够传递给瓦楞辊, 最后给 主动齿轮添加转速。齿轮转速参考同型号瓦楞机生产参 数,设置转速为 50 r/min,换算成角度制为 300 deg/s。 因为需要观察差齿传动结构降低振动、提高传动平稳性 的效果,所以需要进行对比,则前后进行2次仿真模拟。 2次模拟参数不变,只是在第2次模拟时将消隙齿轮设 定为哑物体, 仅用于其他构件参与运算的参考部件, 不 参与实际的仿真运算。最终取上瓦楞辊角速度以及角加 速度随时间的变化进行比较,见图 8。



图 8 仿真结果对比 Fig.8 Comparison of simulation results

通过对比角速度变化图发现,在差齿传动结构优化 前,前2秒内角速度较为平稳,基本控制在75~225 deg/s 内,整个仿真过程中,有5次较大角速度波动,峰值最 高达到约750 deg/s。在差齿传动结构优化后,整个过 程角速度平稳,角速度波动范围控制在100~150 deg/s 内,并且大的波动仅有1次。

在差齿传动结构优化前,2.25 s之后上瓦楞辊角加 速度开始有了较大的波动,在整个过程中经过差齿传动 结构优化的上瓦楞辊角加速度更为平稳,但上瓦楞辊角 加速度在优化前后均在极短时间发生了多次波动。

对对比结果进行分析可以得出结论如下。

1)齿轮在工作时,由于重合度问题,齿轮无 法完全达到每齿啮合的无缝衔接效果,因此会有瞬 时波动的情况出现,这在图 8 中的数次波动表现了 出来。

2)对比优化前后角速度与角加速度随时间变化 的趋势可以看出,结构优化后,角速度与角加速度 变化更为平稳,特别是角速度的变化情况,在经过 结构优化之后仅有1次较大波动,因此当消隙齿轮 结构存在时,瓦楞机传动更为平稳,上瓦楞辊工作 更为稳定。

# 5 试验验证

试验将前文提及的传动结构安装在现有瓦楞机 上进行试验,具体实施方案见图 9。



 1.上瓦楞辊轴; 2.上辊连接轴; 3.上传动销; 4.黄铜垫片; 5.消隙 从动轮; 6.弹簧; 7.弹簧压块; 8.调节锁紧螺母; 9.轴套; 10.下辊 连接轴; 11.半圆键; 12.消隙主动轮; 13.下传动销; 14.下瓦楞辊 连接轴; 15.下瓦楞辊轴。
 图 9 消隙传动侧实施方案
 Fig.9 Implementation scheme of anti-backlash transmission side

### 5.1 试验方案

噪声试验方案:以瓦楞机为原点,分别将距瓦楞 机前侧、右侧、后侧半米的地方设置测试点1、2、3。 在3个测试点收集改装前,以及改装后预紧力分别为0、 5、10 N·m 这 4 种条件下瓦楞机在生产速度为 50 m/min 和 100 m/min 时产生的噪音大小,并对收集的数据整理分析。

瓦楞纸板质量试验方案:取改装前,以及改装后预紧力为0、5、10 N·m 这4种条件下的瓦楞机生产的瓦楞纸板,每隔3 mm 测量一次纸板厚度,一共取

30 组数据,结果见表 2。

### 5.2 试验结果

当瓦楞机转速为 50 m/min 时,测试点得到的噪声大小见表 3。当瓦楞机转速为 100 m/min 时,测试 点得到的噪声大小见表 4。

Tab.2 Corrugated board thickness								
测试点	优化前	优化后(0 N·m)	优化后(5 N·m)	优化后(10 N·m)				
1	2.22	2.16	2.16 2.21 2.1					
2	2.20	2.25	2.25 2.22					
3	2.25	2.28	2.27	2.24				
4	2.26	2.27	2.24	2.23				
5	2.19	2.17	2.26	2.24				
6	2.25	2.24 2.27		2.26				
7	2.24	2.25	2.29	2.24				
8	2.19	2.20	2.23	2.25				
9	2.28	2.21	2.24	2.25				
10	2.24	2.24	2.25	2.26				
11	2.21	2.19	2.26	2.24				
12	2.26	2.25	2.20	2.25				
13	2.33	2.26	2.23	2.25				
14	2.21	2.30	2.24	2.24				
15	2.19	2.23	2.25	2.26				
16	2.26	2.25	2.25	2.26				
17	2.27	2.27	2.26	2.24				
18	2.25	2.19	2.19 2.24					
19	2.24	2.26	2.26 2.23					
20	2.27	2.22	2.22	2.23				
21	2.16	2.20	2.26	2.26				
22	2.22	2.27	2.24	2.26				
23	2.27	2.25	2.24	2.24				
24	2.10	2.20	2.26	2.25				
25	2.19	2.29	2.24	2.25				
26	2.24	2.24	2.25	2.24				
27	2.26	2.25	2.26	2.23				
28	2.22	2.20	2.23	2.26				
29	2.29	2.26	2.22	2.25				
30	2.26	2.25	2.25	2.26				

表 2 瓦楞纸板厚度 Tab.2 Corrugated board thickness

表 3 低速时噪声				表 4 高速时噪声					
	Tab.3 Noise at low speed			dB		Tab.5 Noise at high spee			dB
测试点	优化前	优化后	优化后	优化后	测试占	优化前	优化后	优化后	优化后
	)) (I	$(0 \text{ N} \cdot \text{m})$ $(5 \text{ N} \cdot \text{m})$ $(10 \text{ N} \cdot \text{m})$	129 141.55	1/1 /1 81	(0 N·m)	(5 N·m)	(10 N·m)		
1	110.5	104.1	99.2	94.2	1	118.7	112.6	106.3	101.2
2	119.9	113.1	107.3	101.7	2	129.6	122.9	115.5	109.9
3	119.7	113.9	106.8	101.5	3	126.8	121.7	114.1	109.8

将试验数据整理成折线图,见图10。



图 10 瓦楞纸板厚度折线图 Fig.10 Line chart of corrugated board thickness

### 5.3 试验结论

将试验结果整理后发现优化效果与预紧力呈正 相关关系,瓦楞机噪声降低了4%~15.2%,瓦楞纸板 厚度极值之差从0.23 mm降低至0.09 mm,得出瓦楞 机传动系统优化结构能够降低瓦楞机工作时的振动 情况,有效提高了瓦楞纸板成型质量,且得出提升效 果与优化结构的预紧力成正相关的结论。

## 6 结语

文中结合瓦楞成型影响因素和现有瓦楞机传动 系统特点,分析了现有瓦楞机存在的问题,基于此给 出新的传动方案,结合瓦楞机结构特点对不同安装方 式进行了分析对比,确定了新的方案,为瓦楞机减振, 提高瓦楞成型质量提供了新的思路。

建立模型并对不同传动方案进行运动学仿真,得 到优化前后瓦楞辊的角速度与角加速度图谱,分析对 比图谱确定了差齿传动方案的有效性。

通过改装设备进行实体试验,测试瓦楞机工作噪 声以及瓦楞纸板厚度,验证了差齿传动方案的可行性。

#### 参考文献:

- [1] 魏春梅,魏兵,周世棠.高速单面瓦楞机系统的研究 综述[J]. 包装工程, 2007, 28(5): 175-176, 185.
  WEI Chun-mei, WEI Bing, ZHOU Shi-tang. Overview on High Speed Single Sided Corrugating Machines[J].
  Packaging Engineering, 2007, 28(5): 175-176.
- [2] 李洋. 全球瓦楞包装市场稳步增长 2013 年产值超过 1400 亿美元[J]. 印刷技术, 2014(14): 8.

LI Yang. The Global Corrugated Packaging Market Grew Steadily, with an Output Value of over 140 Billion USD in 2013[J]. Printing Technology, 2014(14): 8.

[3] 陈春杰. 中国箱板瓦楞纸市场格局发展分析[J]. 造纸 信息, 2018(8): 20-23.CHEN Chun-jie. Analysis on the Market Pattern De-

velopment of Box Board Corrugated Paper in China[J]. China Paper Newsletters, 2018(8): 20-23.

- [4] 佚名. 浅谈高质量瓦楞纸箱的优化生产[J]. 中国包装, 2021, 41(4): 25.
  ANON. Discussion on Optimization Production of High-Quality Corrugated Box[J]. China Packaging, 2021(4): 25.
- [5] LIN P M, WICKERT J A. Study of Rolling by Corrugated Rollers[J]. Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2006, 40(6): 655-662.
- [6] HARRYSSON A, RISTINMAA M. Large Strain Elasto-Plastic Model of Paper and Corrugated Board[J]. International Journal of Solids and Structures, 2008, 45(11/12): 3334-3352.
- [7] CHALMERS I R. A New Method for Determining the Shear Stiffness of Corrugated Board[J]. Appita Journal, 2006, 59(5): 357-361.
- [8] ROUILLARD V, SEK M A. Behaviour of Multi-Layered Corrugated Paperboard Cushioning Systems under Impact Loads[J]. Strain, 2007, 43(4): 1-3.
- [9] 陈水胜,孔加超,陈梦婷,等.基于瓦楞辊齿廓啮合 理论的运动学方程[J].包装工程,2019,40(7): 168-173.

CHEN Shui-sheng, KONG Jia-chao, CHEN Meng-ting, et al. Kinematics Equation Based on the Tooth Profile Meshing Theory of Corrugated Roller[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(7): 168-173.

- [10] 高博. 瓦楞纸箱成型过程仿真[D]. 武汉: 武汉理工大 学, 2010: 10-29.
  GAO Bo. Simulation of Corrugated Box Forming Process[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2010: 10-29.
- [11] 刘丕群,杜群贵,关文锦. 瓦楞机动辊振动特性的研究[J]. 机械设计与制造, 2013(2): 137-139.
  LIU Pi-qun, DU Qun-gui, GUAN Wen-jin. Research on Vibration Characteristics of the Corrugated Motor Roller[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(2): 137-139.
- [12] 熊桂超,杜群贵.单面瓦楞机的瓦楞辊机构中心距变 动方程[J]. 科学技术与工程, 2011, 11(22): 5290-5294.
  XIONG Gui-chao, DU Qun-gui. Center Distance Variation Equation of Corrugating Roll Mechanism of Single Side Corrugating Machine[J]. Science Technology and Engineering, 2011, 11(22): 5290-5294.

- [13] 周义军. 瓦楞辊的齿形设计[J]. 包装与食品机械,
  2007, 25(4): 17-19.
  ZHOU Yi-jun. Profile Designing on Corrugated Roll
  Tooth[J]. Packaging and Food Machinery, 2007, 25(4):
  17-19.
- [14] 林梅彬. 齿侧间隙对齿轮系统动态特性的影响分析
   [J]. 宁德师范学院学报(自然科学版), 2020, 32(2):
   171-178.

LIN Mei-bin. Analysis of Gear System Dynamic Characteristics with Tooth Backlash[J]. Journal of Ningde Normal University (Natural Science), 2020, 32(2): 171-178.

- [15] 李创, 郗小鹏, 吴宏宇, 等. 齿侧间隙对啮合力的动态影响分析[J]. 导弹与航天运载技术, 2018(3): 73-77.
  LI Chuang, XI Xiao-peng, WU Hong-yu, et al. Analysis on Tooth Backlash to Dynamic Influence of Meshing Force[J]. Missiles and Space Vehicles, 2018(3): 73-77.
- [16] 袁博. 瓦楞辊振动分析及结构优化[D]. 武汉: 湖北工 业大学, 2014: 16-27.
  YUAN Bo. Vibration Analysis and Structure Optimization of Corrugated Roller[D]. Wuhan: Hubei University of Technology, 2014: 16-27.

责任编辑:曾钰婵