



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20160079

基于有限元法纸机压榨辊振动声辐射研究

洪义梅^{1,2}, 曾志坚¹, 林 强¹

(1. 天津市制浆造纸重点实验室, 天津科技大学造纸学院, 天津 300457;
2. 华南理工大学制浆造纸工程国家重点实验室, 广州 510640)

摘要: 对纸机压榨部的压榨辊进行了振动声辐射分析, 利用有限元法对压榨辊进行了振动声辐射研究, 主要包括压榨辊的动力学分析及声辐射分析. 通过计算结果可知: 若该压榨辊的工作车速为 450 m/min, 则压榨辊的运行是平稳的, 并可长期稳定的运行. 压榨辊的噪声密集区主要集中在场点网格的中部区域, 场点网格上的声压级在大多数频率下都超过了 85 dB; 5 个测量点的声压级曲线具有基本一致的变化趋势, 当频率介于 0~50 Hz 时, 声压级的两个最大值与被激发出的压榨辊的弯曲固有频率是相一致的, 压榨辊质量的不平衡是产生声辐射的主要原因.

关键词: 压榨部振动; 声压频率; 声辐射; 有限元法 (FEM)

中图分类号: TS734 文献标志码: A 文章编号: 1672-6510(2017)06-0059-06

On the Sound Radiation of the Press Roll Vibration of Paper Machine Based on FEM

HONG Yimei^{1,2}, ZENG Zhijian¹, LIN Qiang¹

(1. Tianjin Key Laboratory of Pulp and Paper, College of Papermaking Science and Technology, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300457, China;

2. State Key Laboratory of Pulp and Paper Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

Abstract: Sound radiation analyses of the press roll based on FEM were accomplished by using acoustic software, which included the dynamic analyses and sound radiation study of the press roll. According to computing results, at the designed working speed of 450 m/min, the press roll would work with long-term stability. The intense sound pressure is mainly in the middle region of the field point mesh, reaching 85 dB at most frequencies. The sound pressure curve was almost the same at five measured points. When the frequency range was 0-50 Hz, the maximum sound pressure curve was consistent with the natural bending frequency of the press roll, and the imbalance quality of the roll was the main cause of the sound radiation.

Key words: press section vibration; sound pressure frequency; sound radiation; finite element method (FEM)

纸机压榨部主要是由压榨辊组成的复杂辊压系统, 压榨部运行过程的振动主要由其各零部件的结构特征和运行工况两方面决定^[1]. 其在高速运转时常发生剧烈振动, 并伴随着强噪声, 这种噪声基本属于非故障性质的, 治理难度大, 因此对纸机压榨部压榨辊的振动及其声辐射问题进行研究具有重要的意义.

国内外开展了很多关于纸机各部分的振动以及减振方面的研究工作. 屈云海等^[2]分析了压榨部振动产生的原因, 提出了相应的减振方法. Al-Najjar^[3]指

出监测纸机各部件振动的过程中, 要不间断地测量纸机的车速以及载荷的变化, 这样有助于解释和分析各部件振动信号发生变化的原因, 最终提高纸机故障诊断的准确性. Menon^[4]从多个测量角度分析了纸机超级压光部中由于压光辊数量众多、结构复杂等带来的故障诊断困难的问题. O'Sullivan^[5]利用 BK 公司的状态监测系统监测荷兰 Parenco 纸厂造纸机上 6 000 个测量点的振动情况, 通过分析测量数据能够预测设备的剩余使用时间. 杨超等^[6]利用倒频谱技术对纸机

收稿日期: 2016-03-09; 修回日期: 2016-07-13

基金项目: 天津市应用基础与前沿技术研究计划重点项目 (13JCZDJC33700); 制浆造纸工程国家重点实验室开放基金项目 (201211)

作者简介: 洪义梅 (1976—), 女, 内蒙古宁城人, 副研究员, hym1125@tust.edu.cn

数字出版日期: 2017-07-05; 数字出版网址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/12.1355.N.20170705.1455.006.html>

压榨部滚动轴承进行了故障诊断,结果表明,倒频谱技术在识别结构振动频谱以及消除振动系统传递函数影响等方面具有显著的优势.张辉等^[7]研究了某现代高速纸机压榨部的动态运行过程和结构动力共振现象,同时还探讨了结构共振的研究方法、结构动力共振车速问题.蒯行成等^[8]与苏雄波等^[9]利用有限元分析法分别对大型纸机整机和压榨部机架的动力特性进行了分析.通过研究表明,纸机结构共振是由转动件的基本共振与支承共振共同产生的,不同纸机产生结构共振的车速不同.高致富等^[10]应用有限元软件对干网导辊进行了动力学特性仿真计算,建议纸机辊筒在一阶临界转速之下工作.

产噪设备的噪声值是和设备设计、制造、安装密切相关的,一旦设备选型、安装到位,就很难从设备本身对其噪声进行控制^[11].张国华等^[12]从现代造纸机的噪声成分等方面分析了造纸机的噪声特征,并提出了噪声标准值在造纸机的噪声控制与防护措施方面的应用.本文以压榨部压榨辊的振动噪声为研究对象,利用谐响应分析得到的振动幅值响应结果作为声学分析的边界条件,利用声学软件对压榨辊的结构振动噪声进行预测和仿真,以期从压榨辊的设计阶段就能降低其振动噪声.

1 压榨辊有限元模型的建立

压榨辊结构比较复杂,它主要由辊体和轴头两个部分组成,同时还含有很多细小的结构(如螺钉、螺母等).辊体的直径为 1 500 mm,长度为 5 400 mm;轴头处两轴承中心的跨距为 7 100 mm.为避免网格划分过程中因可能存在的单元质量问题而导致计算结果不准确,需对压榨辊三维几何模型进行适当的简化,经简化后的压榨辊几何模型如图 1 所示.

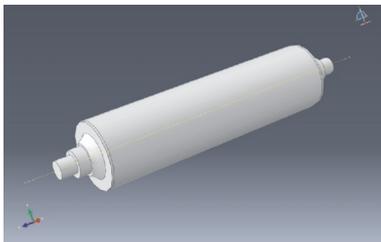


图 1 压榨辊几何模型
Fig. 1 Geometric model of the press roll

压榨辊的有限元建模在有限元软件 ABAQUS 中进行,采用 C3 D20 R 单元进行网格划分,其中单元

总数为 14 240 个,节点数为 67 743 个,压榨辊有限元模型如图 2 所示.此外压榨辊的主要材料参数见表 1.

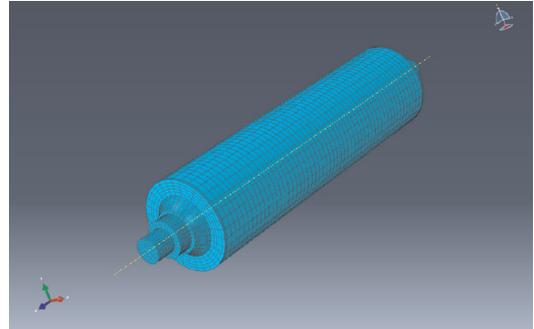


图 2 压榨辊有限元模型
Fig. 2 Finite element model of the press roll

表 1 压榨辊材料参数
Tab. 1 Material parameters of the press roll

部件	材料	弹性模量/Pa	密度/(kg·m ⁻³)	泊松比
辊体	灰铸铁 HT300	1.5 × 10 ¹¹	7 250	0.27
轴头	中碳铸钢	2.0 × 10 ¹¹	7 800	0.30

2 压榨辊动力学分析

2.1 边界条件的设置

采用有限元软件 ABAQUS 设置压榨辊有限元模型的边界条件.其中,为了防止压榨辊发生刚体位移,需要在轴的一端施加轴向的固定约束;同时,也对轴承与轴头接触面的位置进行周向的位移约束;该压榨辊所用的轴承为滚动轴承,假设该滚动轴承的刚度不随转速的变化而变化.利用 ABAQUS 中的弹簧单元模拟轴承,如图 3 所示.在压榨辊轴承所在位置处,耦合轴承最外圈的节点与轴承轴心节点的自由度,并将该轴心节点作为弹簧单元中的一个节点.在压榨辊径向,约束弹簧单元的另外一个节点的全部自由度,同时约束轴承一端的轴心节点的轴向自由度.

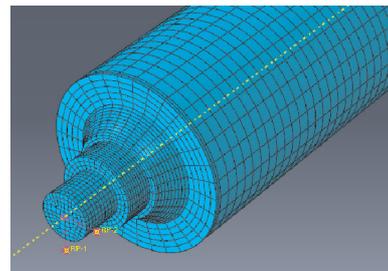


图 3 轴承模拟
Fig. 3 Bearing simulation

压榨辊动力学分析包括模态分析和谐响应分析, 模态分析是各种动力学分析中的基础内容, 压榨辊的振动特性决定了其对各种动力载荷的响应情况.

2.2 压榨辊模态分析

由振动理论可知, 结构振动响应中起主要作用的是低阶模态, 而高阶模态对振动响应的贡献很小, 因此只考虑低阶模态. 压榨辊的部分模态频率和模态振型分别见表 2 和图 4.

当压榨辊的工作车速为 450 m/min 时, 其对应的工作频率为 1.67 Hz, 该工作频率小于压榨辊的第一阶固有频率, 因此压榨辊在该工作车速下不会出现共振现象. 通过压榨辊的模态分析, 可以为压榨辊的共振预测及故障诊断提供参考.

表 2 压榨辊模态分析

Tab. 2 Modal analysis of the press roll

阶数	固有频率/Hz	阶数	固有频率/Hz
1	18.951	5	53.591
2	18.957	6	127.36
3	34.905	7	127.36
4	34.917	8	149.79

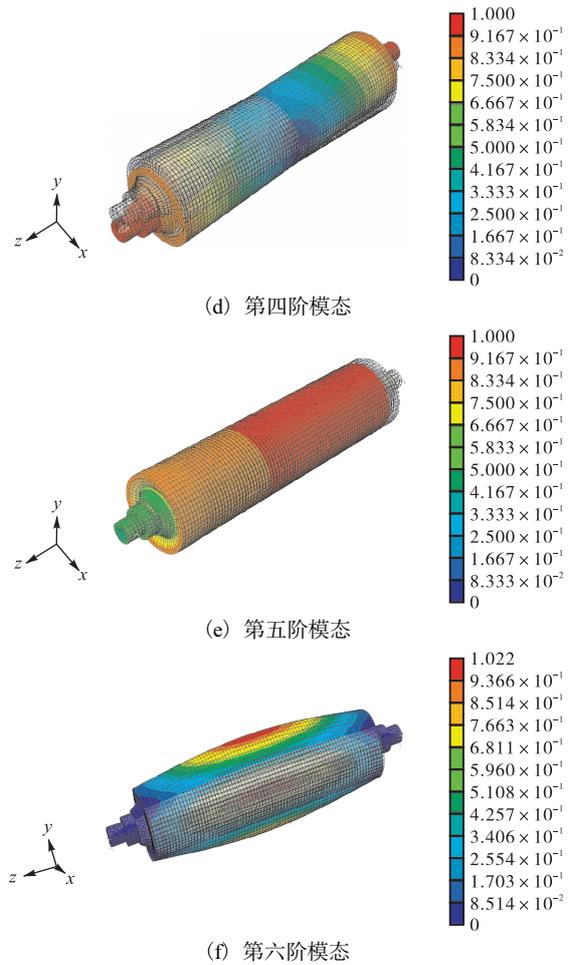
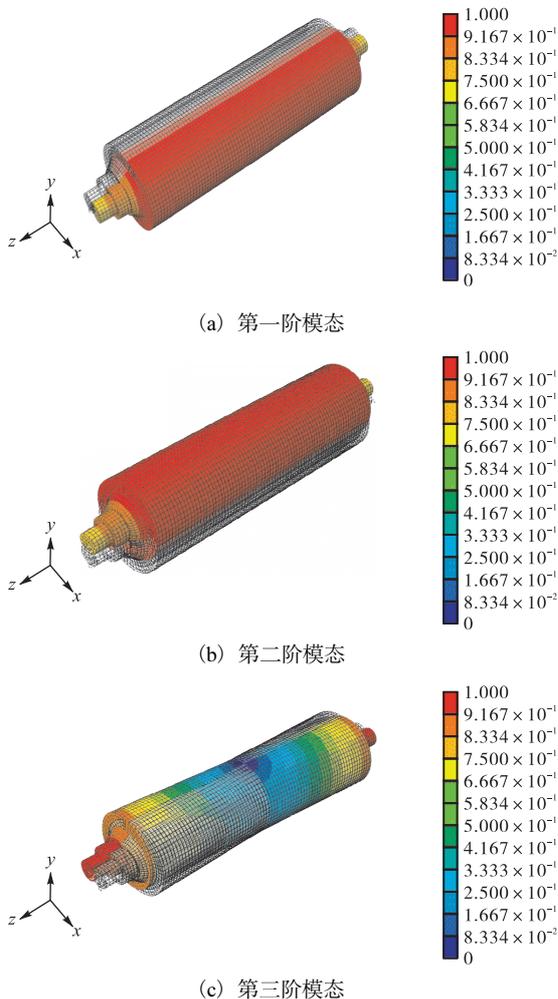


图 4 压榨辊模态振型

Fig. 4 Modal shapes of the press roll

2.3 压榨辊谐响应分析

由于压榨辊质量不平衡引起的不平衡力与转速有关, 其幅值大小在转速不变时恒定, 其周期也与压榨辊的旋转周期相同, 因此该不平衡力可以视作标准的正弦载荷, 可利用有限元软件 ABAQUS 谐响应分析模块计算压榨辊的不平衡响应分析. 在轴头与辊体的连接区域, 施加大小为 1 393 N 的简谐激励; 对压榨辊轴头两侧施加约束, 使得压榨辊的平动和非轴向转动自由度为零. 其中, 载荷施加位置及幅值监测点如图 5 所示, 4 个监测点的幅值响应曲线如图 6 所示.

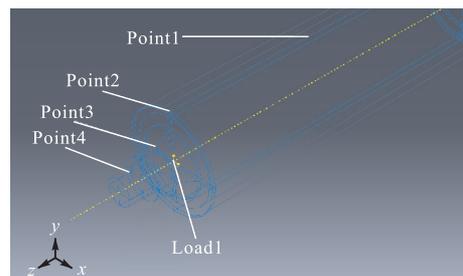


图 5 载荷施加位置及幅值监测点
Fig. 5 Load excitation and measured points

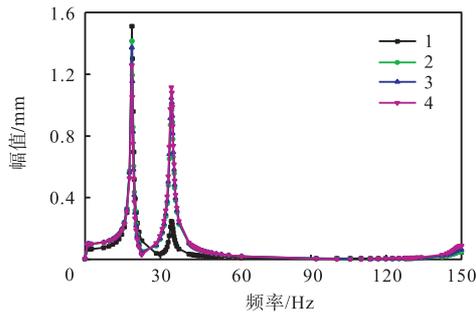


图 6 不同监测点的幅值响应曲线

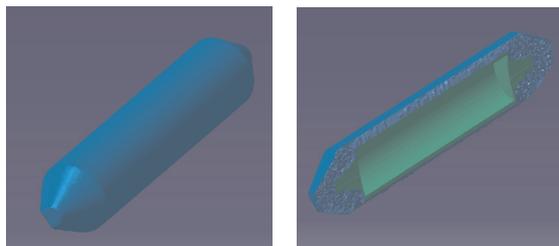
Fig. 6 Amplitude curve of different measured points

由图 6 的幅值响应曲线可知：(1)各监测点的响应曲线的变化趋势是大体相同的，曲线中的两个峰值分别对应压榨辊的第一、第二阶弯曲固有频率；(2)该压榨辊的设计工作车速为 450 m/min 时，即对应的工作频率为 1.67 Hz，从各测量点的响应曲线上可知，压榨辊在该工作车速下可长期稳定的运行。

3 压榨辊噪声预测与分析

3.1 压榨辊声学有限元模型的建立

压榨辊声学有限元响应分析中，不仅需要压榨辊结构有限元模型，还需建立压榨辊声学有限元模型来模拟外界空气。压榨辊声学有限元建模在 LMS Virtual Lab 中进行，压榨辊声学有限元模型如图 7 所示。该模型中仅包含有四面体单元，模型中单元总数为 351 078 个，节点数为 68 784。压榨辊外场的声学介质为空气，其密度为 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ ，声速为 $c_0 = 340 \text{ m/s}$ 。



(a) 整体图 (b) 剖视图

图 7 压榨辊声学有限元模型

Fig. 7 Acoustic finite element model of the press roll

3.2 压榨辊场点网格模型的建立

根据压榨辊的结构形状与尺寸，按照国家对噪声测量的要求，即噪声测量点应布置在距离结构表面 1 m 处。因此，在 Virtual Lab acoustic 中建立一个距离压榨辊表面 1 m 的长方体场点网格，如图 8 所示。由场点网格可以很直观地分析压榨辊在各个频率下的声压云图分布情况。

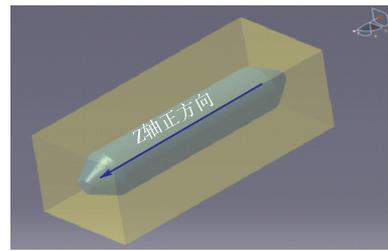


图 8 场点网格分布图

Fig. 8 Field point mesh

3.3 压榨辊声学响应分析与讨论

建立好声学模型后，在进行声学响应分析之前，要设置压榨辊的声学模型的速度边界条件。对上述建立的模型进行声学有限元分析，其计算频率范围为 1 ~ 150 Hz，频率增量步长为 5 Hz，计算过程中取参考声压为 $2 \times 10^{-5} \text{ dB}$ ，几个关键频率点的声压级分布云图如图 9 所示，这几个频率点所对应的都是声压级的峰值位置。

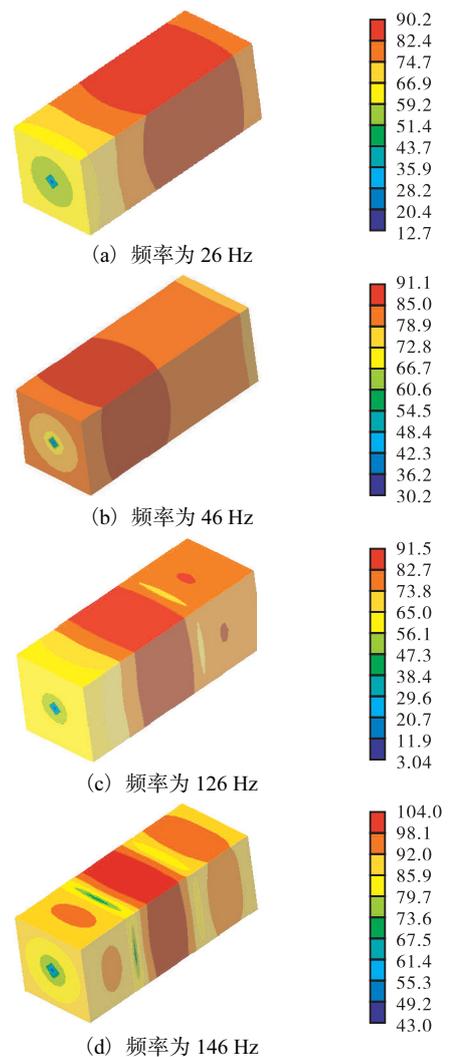


图 9 不同频率点的场点声压级云图分布

Fig. 9 Sound pressure contour of the field point mesh at different frequencies

对各频率点的声压级分布云图进行分析和讨论可知:(1)最大的声压级位于场点网格中间的位置,而场点网格两侧区域的声压级比较小,结合各个频率点的云图分布和实际的噪声监测综合来看,基于有限元法计算得到的云图分布是比较合理的。(2)噪声密集区主要集中在场点网格的中部区域,随着频率的增大,噪声密集区逐渐从场点网格中部区域向两侧移动,但在大多数频率下场点网格两端的噪声声压级都比较小。在 11~31 Hz 频段内,噪声密集区向 Z 轴负方向移动,即向右移动。36~86 Hz 频段内,噪声密集区向 Z 轴正方向移动,即向左移动(如图 9(b))。随着频率的继续增大,噪声密集区又逐渐回到场点网格中部位置(如图 9(d))。不同频段内噪声密集区位置的预测为后续压榨辊的降噪工作提供了依据,通过预测分析后可针对性地对某些高声压级的位置进行降噪处理,而对那些次要的位置选择性地降噪处理。从云图分布可以看出,该压榨辊场点网格中间位置在大多数情况下其声压级都是较高的,因此,该区域是压榨辊噪声的主要来源,也是在降噪时要重点考虑的位置。(3)场点网格上的声压级在大多数频率上都比较高,除了在 6 Hz 下的最大声压级小于 60 dB 外,其他频率下的最大噪声声压级都高于 85 dB,甚至达到 100 dB 以上,超出了国家相关法规的规定(规定新建的造纸厂,其造纸车间内的噪声声压级不能超过 80 dB)。本文只研究了压榨辊在不平衡力作用下的振动噪声问题,而压榨部是由复杂的辊压系统组成,且引起压榨部振动噪声的原因很多,因此实际情况下的噪声声压级会高于数值计算的结果,甚至会高出许多,因此,对压榨辊采取一定的减振降噪处理是很有必要的。

云图分布能够帮助我们整体把握场点网格在各个频率点处的声压级分布情况,在工程实际中,有时需要知道某些特定点处的声压随频率变化的曲线,为此在场点网格 Z 轴正方向上依次选取 5 个典型的测量点,测量点的分布情况如图 10 所示。

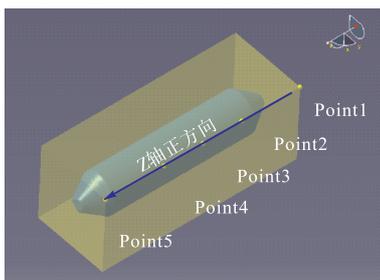


图 10 测量点分布情况

Fig. 10 Distribution of measured points

通过数值分析计算,得到了 5 个测量点的声压级随频率变化的响应曲线,如图 11 所示。

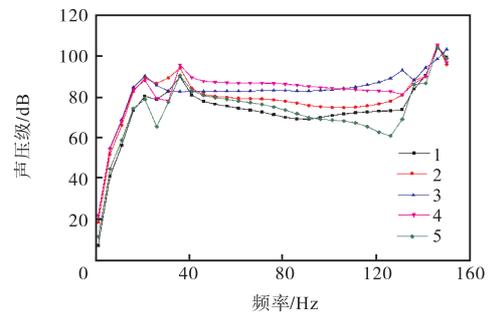


图 11 Z 轴正方向 5 个测量点的声压级分布曲线图

Fig. 11 Sound pressure level curve of five test points in Z axis positive direction

从图 11 可以看出:(1)各个测量点的声压级曲线基本都包括如下几个阶段,当频率介于 0~26 Hz 时,声压级随着频率的增大急剧增大,基本都超过了 90 dB;当频率介于 20~30 Hz 时,声压级略微有所下降;当频率介于 30~46 Hz 时,声压级又开始缓慢上升;当频率介于 46~56 Hz 时,声压级又开始缓慢下降;频率介于 0~56 Hz 时,声压级曲线增大的两个位置正好与压榨辊的第一阶固有频率和第二阶固有频率一致;当频率介于 56~126 Hz 时,频率略微有点下降但基本保持平稳;当频率大于 126 Hz 时,频率又开始大幅度上升。(2)在频率介于 1~150 Hz 时,5 个测量点的声压级曲线变化趋势基本一致,测量点 5 的趋势与其他 4 个点相比相差要大一些,尤其是在频率为 30 Hz 和 126 Hz 时,测量点 5 的声压级明显偏低,说明测量点 5 的位置结构振动要弱一点;不同测量点之间的声压级都有差别,随着频率的增大差异越来越明显,在频率为 126 Hz 处有最大声压级差,达到 28.19 dB。(3)在大多数频率点处,测量点 3 和 4 的声压级均比其他测量点的要高一些,并且测量点 3 的声压级曲线在大多数频率点处均高于测量点 4。

4 结 论

(1)若纸机压榨辊的工作车速为 450 m/min,则该压榨辊的运行是平稳的,并可长期稳定的运行。

(2)纸机压榨辊的噪声密集区主要集中在场点网格的中部区域,除了在 6 Hz 时的最大声压级小于 60 dB 外,其他频率下的最大噪声声压级都高于 85 dB,甚至达到 100 dB 以上。噪声密集区的分布可以为压榨辊的降噪处理提供依据,因此压榨辊的中部

区域是进行降噪处理的重点区域。

(3)场点网格 Z 轴正方向上 5 个测量点的声压级曲线具有基本一致的变化趋势,但不同测量点之间的声压级差别明显,随着频率的增大差异越来越明显。

(4)当频率介于 0 ~ 150 Hz 时,声压级的两个最大值与被激发出的压榨辊的两个弯曲固有频率是一致的,因此在压榨辊的实际工作过程中,要注意避开其固有频率以免产生共振,以减少振动和噪声。

参考文献:

[1] 张辉,王世雄. 高速纸机压榨部结构动力共振研究[J]. 中国造纸学报,2005,20(1):177-180.

[2] 屈云海,张辉. 现代纸机压榨部振动及减振方法的研究[J]. 中国造纸学报,2013,28(2):49-55.

[3] Al-Najjar B. Impact of real-time measurements of operating conditions on effectiveness and accuracy of vibration-based maintenance policy: A case study in paper mill[J]. Journal of Quality in Maintenance Engineering,2000,6(4):275-287.

[4] Menon A. Methods and tools used in paper machine supercalender vibration diagnostics[C]//Proceedings of

20th International Congress on Acoustics. Sydney: International Commission on Acoustics,2010:23-27.

[5] O'Sullivan M. Systematic machine-condition monitoring: A case study from Parenco paper mill in Holland[J]. Engineering Costs and Production Economics,1991,21(3):277-293.

[6] 杨超,张辉. 倒频谱在造纸机压榨轴承故障诊断中的应用[J]. 中国造纸,2005,24(1):38-40.

[7] 张辉,王世雄. 高速纸机压榨部结构动力共振研究[J]. 中国造纸学报,2005,20(1):177-180.

[8] 蒯行成,李美林,潘成筋. 大型造纸机振动的三维有限元分析[J]. 中国造纸学报,2006,21(2):66-69.

[9] 苏雄波,杨军,侯顺利. 造纸机压榨部机架机械性能及运行性能的研究[J]. 中华纸业,2011,32(22):14-19.

[10] 高致富,张锋,焦伟. 高速纸机辊筒动力学特性的有限元分析[J]. 中国造纸,2015,34(8):53-56.

[11] 唐国民,黄钊. 造纸企业的噪声特点及控制现状[J]. 中华纸业,2011,31(18):84-86.

[12] 张国华,陈巧花,严国乔,等. 现代造纸机噪声特征及其标准值的探讨和应用[J]. 中国造纸,2015,34(3):60-63.

责任编辑:周建军

(上接第 40 页)

[25] 郭佳荣,王岩,柏韵宁,等. 胶原蛋白在乙酸酯类离子液体中的溶解及再生性能[J]. 南京工业大学学报:自然科学版,2015,37(1):20-26.

[26] 孙艳丽,姚金波,李博,等. 羊毛角蛋白溶液的离子液体法制备[J]. 纺织学报,2015,36(5):59-62.

[27] 任厚朋,孙仕芹,李露. 离子液体对丝素蛋白溶解性能的影响[J]. 应用化工,2014,43(7):1255-1257.

[28] Meng Z J,Zheng X J,Tang K Y,et al. Dissolution and

regeneration of collagen fibers using ionic liquid [J]. International Journal of Biological Macromolecules,2012,51(4):440-448.

[29] 赵苍碧,黄玉东,李艳辉. 从牛腱中提取胶原蛋白的研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,2004,36(4):515-519.

[30] 汪建雄,隋秀芝,陈育晖,等. 用 SDS-PAGE 电泳法测定小分子多肽分子量的研究[J]. 丝绸,2001(12):44-48.

责任编辑:周建军

(上接第 58 页)

[14] Siciliano B,Book W J. A singular perturbation approach to control of lightweight flexible manipulators[J]. International Journal of Robotics Research,1988,7(4):79-90.

[15] Spong M W,Khorasani K,Kokotovic P. An integral manifold approach to the feedback control of flexible joint robots[J]. IEEE Journal of Robotics and Automation,1987,3(4):291-300.

[16] Ge S S. Adaptive controller design for flexible joint

manipulators[J]. Automatica,1996,32(2):273-278.

[17] Ghorbel F,Hung J Y,Spong M W. Adaptive control of flexible-joint manipulators[J]. IEEE Control Systems Magazine,1989,9(7):9-13.

[18] Siciliano B,Khatib O. Handbook of Robotics[M]. Berlin Heidelberg:Springer,2008:287-306.

[19] Tikhonov A N. Systems of differential equations containing small parameters multiplying the derivatives [J]. Matematicheskii Sbornik,1952,31:575-586.

责任编辑:常涛