

文章编号:1001-2060(2023)03-0001-06

叶片整圈振动特性分析及调频优化

靳泽龙,于剑锋,赵俊波,孙丹

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:为了避免叶片在运行过程中发生共振现象,针对某汽轮机低压次末级动叶片,采用全三维有限元分析方法对整圈叶片-叶轮模型进行振动特性分析。结果表明:初始围带厚度下1阶8节径振型在工作转速范围内出现“三重点”共振,不满足频率避开率要求,容易发生共振,需要进行调频改进;通过改变叶片围带厚度和围带接触面长度进行调频优化,并通过试验验证了调频后“三重点”转速与工作转速避开率满足要求,调频方案有效。

关键词:汽轮机;整圈自锁;动叶片;振动;调频

中图分类号:TK263.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.03.001

[引用本文格式]靳泽龙,于剑锋,赵俊波,等.叶片整圈振动特性分析及调频优化[J].热能动力工程,2023,38(3):1-6.JIN Ze-long,YU Jian-feng,ZHAO Jun-bo,et al. Vibration characteristics analysis and frequency modulation optimization of circularly interlocked blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2023,38(3):1-6.

Vibration Characteristics Analysis and Frequency Modulation Optimization of Circularly Interlocked Blade

JIN Ze-long, YU Jian-feng, ZHAO Jun-bo, SUN Dan

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to avoid the resonance phenomenon of the blade during operation, the full three-dimensional finite element analysis method is used to analyze the vibration characteristics of the whole blade-impeller model for the low-pressure penultimate stage moving blade of a steam turbine. The results show that the 'three key' resonance occurs in the first-order vibration mode of the 8-pitch diameter under the initial shroud thickness within the working speed range, which does not meet the frequency avoidance rate requirements and is prone to resonance, so frequency modulation improvement is needed. The frequency modulation is optimized by changing the thickness of the blade shroud and the length of the shroud contact surface, and the test verifies that the 'three key' speed and the working speed avoidance rate meet the requirements after the frequency modulation, and the frequency modulation scheme is effective.

Key words: steam turbine, circularly interlock, moving blade, vibration, frequency modulation

引言

汽轮机叶片是用于降低蒸汽压力和改变气流方向,实现汽轮机能量转换的关键元件。随着汽轮机不断向高参数、大容量方向发展,其低压缸末几级叶

片越来越长,刚性越来越低,抗振能力不断降低^[1]。为了提高叶片抗振能力,低压长叶片越来越倾向于采用整圈自锁阻尼围带结构,这种叶片结构具有刚度高、动应力小等优点。但由于其包含围带、拉筋等特殊结构,给叶片设计和分析带来极大挑战^[2]。

早期,在计算叶片振动特性方面多采用扭曲梁

单元来模化扭叶片工作部分,空间梁单元模化叶冠部分,各类板壳单元也有一定的使用^[3]。郑润生等人^[4]采用一维扭转杆单元分析汽轮机长叶片的方法对汽轮机长叶片的振动进行分析计算。李辛毅等人^[5]利用空间扭曲梁的有限元模型,对带有复杂连接件形式的汽轮机扭曲长叶片的振动特性进行了计算分析。虽然通过以上计算都可以得到叶片的固有频率和动应力,但是由于计算时采用的是一维和二维单元,还不能得到各类叶片精确的振动频率、振型和动应力。随着功能强大的有限元通用程序日益成熟,全三维有限元分析方法逐步占据越来越重要的位置^[6]。谢永慧等人^[7]利用三维接触有限元方法和多种优化算法,对汽轮机叶片、叶根轮缘和围带结构强度与振动特性进行了优化研究。

本文使用三维建模软件建立叶片和叶轮模型,使得三维实体单元模型准确拟合叶片的型线、围带等复杂几何形状和叶片的局部细节,同时研究不再局限于单个或数个叶片,而是研究整圈叶片及系统的振动特性。借助 ANSYS 有限元软件对整圈 80 个叶片和相应的叶轮成圈频率进行分析,获得叶片的动频率特性,绘制出整圈振动的坎贝尔图,并分析判断叶片的安全性。通过调整围带厚度对叶片的频率特性进行优化,使叶片整圈振动各阶频率满足振动安全要求。

1 数值模拟

1.1 模型建立

在计算叶片整圈振动频率时,若采用完整的叶片-叶轮结构,计算规模过于庞大,因此利用单只叶片模型,在围带的两个接触面设置循环对称边界条件,采用粘结节点方式在叶根和轮缘接触面建立相应的耦合节点关系来模拟整圈叶片的装配^[8]。分析对象为汽轮机次末级动叶片,单个叶片-叶轮三维实体模型如图 1 所示。

1.2 网格划分

图 2 为单个扇区叶片-叶轮周期对称模型网格划分。除了在叶根平台下方与叶根齿上方之间的过渡区域采用四面体及四棱锥网格划分,其他区域均采用 8 节点六面体单元进行网格划分,模型节点总数为 40 832,单元总数为 37 318。图 3 为叶根和轮缘接触齿面附近区域的网格划分。考虑到叶根与轮

缘的接触,将叶根与轮缘的接触部位进行 3 层节点细化达到网格加密的效果。

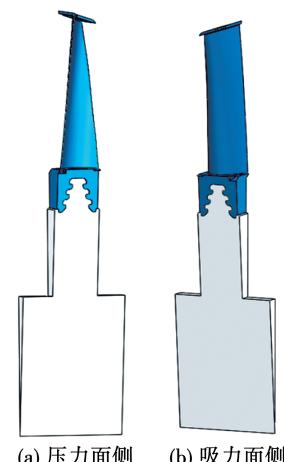


图 1 叶片实体模型

Fig. 1 Solid model of blade

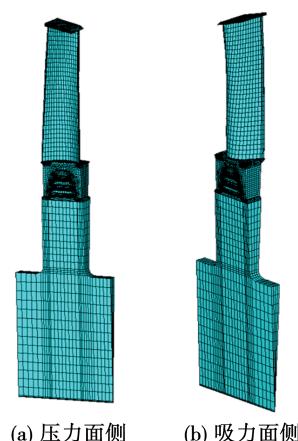


图 2 有限元模型网格划分

Fig. 2 Mesh division of finite element model

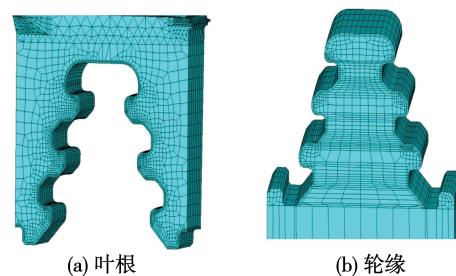


图 3 局部网格划分

Fig. 3 Local mesh division

单元形状不佳可能会导致错误的分析结果,在进行有限元分析时,网格质量是保证分析结果精确的首要条件。工程实际中通常使用雅可比比率来评

价网格划分的质量,其值越接近1,说明网格质量越好。检查发现,模型雅可比比率数达到0.7,能够保证后续求解步骤正常进行。

1.3 边界条件

边界条件设置如下:对叶根和轮缘承载接触面、凸肩接触面和围带接触面之间的节点建立相应耦合关系;对叶轮两侧面、相邻叶片围带施加周期对称边界条件;叶轮进汽侧端面上的节点施加切向和轴向位移约束,叶轮出汽侧端面上的节点施加切向位移约束,并耦合轴向自由度,叶轮轴线上的节点施加径向位移约束。叶片和叶轮的材料参数见表1。

表1 材料参数

Tab. 1 Material parameter

参数	叶片	叶轮
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	7 780	7 860
弹性模量/GPa	200	204
泊松比	0.27	0.286

1.4 计算求解

为得到叶片和叶轮耦合振动频率特性与转速之间的关系,分别对多个转速工况下模型的振动特性进行计算,提取叶片不同振型的自振频率得到叶片-叶轮模型振动的坎贝尔图,确定该叶片的激励谐波数等于节径数的共振危险点。对不同围带厚度的叶片进行了试算,得到不同围带厚度下的危险点共振频率,确定调频方案。

表2 不同工况下振动的动频值(Hz)

Tab. 2 Dynamic frequency values of vibration under different working conditions (Hz)

节径数	25% 工况		75% 工况		100% 工况		125% 工况	
	1 阶	2 阶	1 阶	2 阶	1 阶	2 阶	1 阶	2 阶
0	286.32	355.52	294.69	362.03	301.78	367.62	310.59	362.03
1	337.50	365.69	344.85	371.99	351.22	377.39	358.98	371.99
2	362.87	473.63	369.81	478.72	375.96	483.11	383.23	478.72
3	385.96	599.46	393.04	603.95	399.18	607.82	406.75	603.95
4	413.32	701.35	420.58	706.26	426.78	710.42	434.65	706.26
5	437.11	773.50	444.53	779.27	450.85	784.14	458.93	779.27
6	456.62	821.85	464.18	828.44	470.62	834.01	478.87	828.44
7	473.58	854.21	481.26	861.44	487.79	867.56	496.19	861.44
8	489.33	876.40	497.13	884.09	503.75	890.62	512.27	884.09
9	504.66	892.05	512.56	900.09	519.27	906.92	527.92	900.09
10	519.97	903.38	527.97	911.67	534.78	918.72	543.55	911.67

理论和实践表明,对于成圈结构的叶片,在激励力谐波数 k 等于节径数 m 的情况下能量才会输入

2 结果与分析

叶片在离心力作用下形成整圈结构,成圈后其固有振动表现为节圆振动和节径振动等特点。图4为工作转速下次末级动叶片前两阶模态振型。

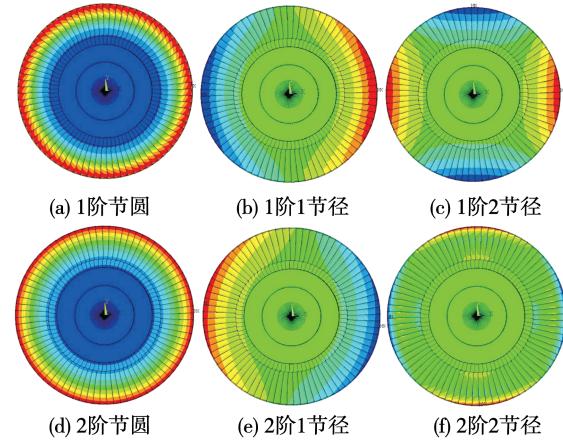


图4 整圈振动振型

Fig. 4 Circular vibration mode

以设计转速为基准,将实际转速与设计转速相比做无量纲化处理来表示设备的工作状况。采用叶片-叶轮周期对称模型,选取4个工况分析叶片-叶轮周期对称模型振动的动频值,根据动频值绘制坎贝尔图来评估叶片的振动安全性。表2给出了叶片-叶轮周期对称模型不同工况下振动的动频值。

叶片系统,激起 m 节径共振,即“三重点”共振。

图5为25%~125%工况转速下节圆振动的坎

贝尔图,描绘了前 2 阶节圆振动动频值,其中 k 为激励力谐波数。从图中可以看出,在工作转速的避开区间范围内不存在与节径数相同的激振力阶次交点,前 2 阶节圆频率避开率均在安全范围内,没有出现“三重点”,表明轮系具有良好的振动安全性,且一般认为节径数为 0 的振动(节圆振动)可以不调频。

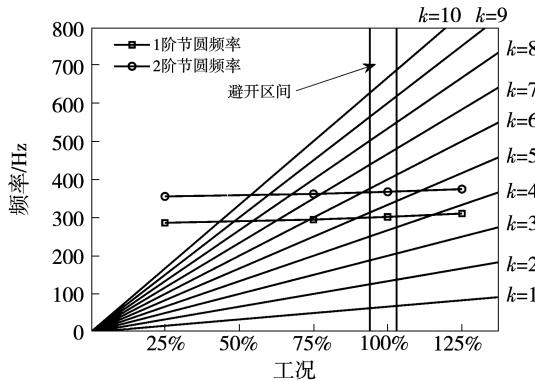


图 5 叶片 - 叶轮模型节圆振动(前 2 阶)坎贝尔图
Fig. 5 Campbell diagram of pitch circle vibration of blade-impeller model (first 2 orders)

图 6 为 25% ~ 125% 工况下 1 阶前 10 节径振动的坎贝尔图。工程上一般考虑前 10 节径的频率避开率,计算得出 1 阶 8 节径振型的“三重点”转速与工作转速避开率为 -5.88%, 不满足整圈叶片振动避开率 -6% ~ 3% 的要求。在工作转速范围内出现“三重点”, 轮系容易发生共振, 需要通过调频满足避开率要求。

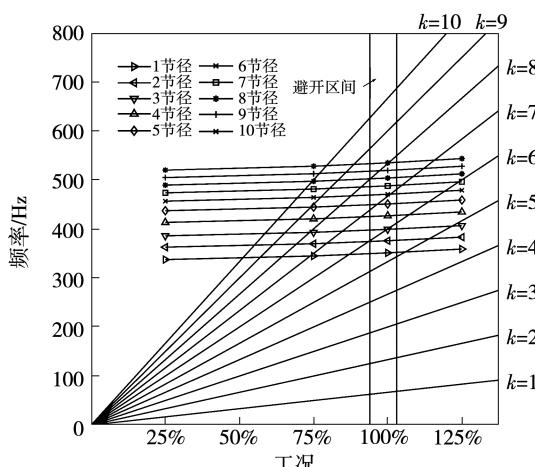


图 6 叶片 - 叶轮模型 1 阶前 10 节径振动坎贝尔图
Fig. 6 The first-order vibration Campbell diagram of the first 10 pitch diameters of blade-impeller model

图 7 是 25% ~ 125% 工况下 2 阶前 10 节径振动的坎贝尔图。从图中可以看出,在工作转速避开区间范围内不存在与节径数相同的激振力阶次交点。轮系振动频率具有良好的避开率, 在工作转速范围内没有出现“三重点”。由于更高阶次的节径振动频率更高, 与前 10 阶激振不会发生共振。

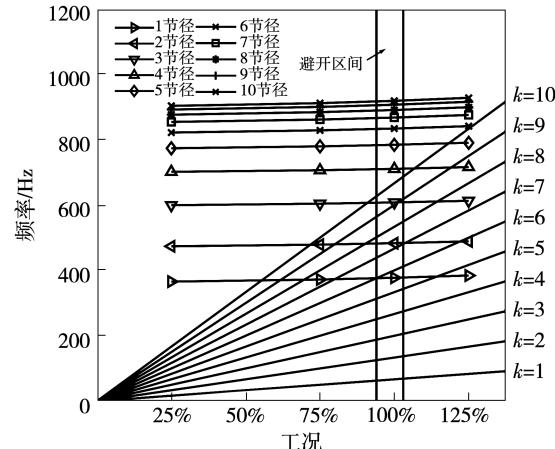


图 7 叶片 - 叶轮模型 2 阶前 10 节径振动坎贝尔图
Fig. 7 The second-order vibration Campbell diagram of the first 10 pitch diameters of blade-impeller model

通过上述分析发现, 在 1 阶 8 节径振型工作转速范围内出现“三重点”, 容易发生共振, 需对叶片进行调频分析。适当修改叶片围带尺寸, 改变整圈振动频率, 从而避开“三重点”, 达到振动安全要求^[9]。对叶片围带尺寸进行调整构造新的单叶片 - 叶轮周期对称模型, 表 3 给出叶片围带调频前后几何尺寸对比。

表 3 叶片围带调频前后几何尺寸变化对比 (mm)

Tab. 3 Comparison of geometric size changes before and after blade shroud frequency modulation (mm)

围带结构	调频前	调频后	变化量
厚度	4.7	5.2	0.5
接触面长度	8.4	9.4	1.0

通过增加围带厚度和接触面长度, 对叶片重新进行振动特性分析, 得到调频后 1 阶 8 节径振型的“三重点”转速与工作转速避开率为 3.27%; 1 阶 9 节径振型的“三重点”转速与工作转速避开率为 -6.19%。表 4 给出了调频前、后 1 阶 8 节径频率避开率对比。从表中可以看出, 调频后 1 阶 8 节径频率避开率满足要求。

表4 叶片调频前、后1阶8节径频率避开率对比

Tab. 4 Comparison of first-order frequency avoidance rates of 8-pitch diameter before and after blade frequency modulation

状态	频率值/Hz	对应阶次激振力频率/Hz	频率避开率/%
调频前	502.06	533.33	-5.88
调频后	550.75	533.33	3.27

3 调频试验

由于计算模型边界条件的准确取定与积累经验有关,计算结果与实测值可能会存在差异,因此有必要通过振动试验最终确认叶片的振动特性。

动频试验在高速动平衡台位上进行,所有测试元件均经过标定且在有效期内。试验设备及仪器的布置如图8所示。转子安装就位后,将4个遥测发报机、电池和发射天线分别封装在4个铝制螺栓内,装在转子上随转子一起转动;4个应变片按照发报机响应位置粘贴在距叶片根部约5~10 cm处,使用带减压阀的氮气瓶为试验系统提供激励氮气,激励喷枪出口到叶片进汽边的水平距离保持在安全范围内。

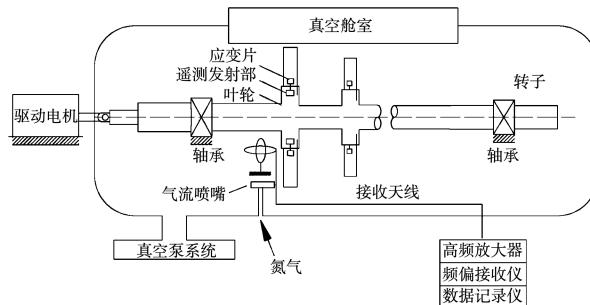


图8 试验设备及仪器布置

Fig. 8 Testing equipment and instruments layout

试验步骤为:驱动电机带动高速齿轮箱使转子、轮盘、叶片在高速动平衡仓内旋转;利用安装在叶片顶部的喷嘴喷入压缩气体使叶片产生振动;叶片上粘贴的应变片感受到振动叶片产生的应变,转换成变化的电信号经由发射器发射至接收天线,通过高频电缆输送给频偏接收仪;频偏接收仪将高频载波信号解调出振动信号输送至数据采集存储分析系统。

试验前,通过自振法进行静态信号接收,检查测

试系统与激振系统。试验舱内温度控制在70 °C以下,以保证发射系统正常可靠工作。试验在12.5%~125%工况范围内进行,升/降速速率为60 r/min,激振气体出口压力0.7~1.0 MPa。试验过程中,在测试系统工作稳定条件下,数据采集系统记录动频率全过程信号。

对具有原始厚度围带的叶片进行第1轮试验。重复3次试验后采用银焊对围带的接触面进行调整,重新装配后进行第2轮试验。同样重复3次。调频前、后叶轮及叶片系统动频试验结果如表5所示。根据测试结果绘制调频前、后坎贝尔图如图9和图10所示。其中,圆圈代表转速所对应的频率,方框代表频率避开率。

表5 调频前、后动频率(1阶)

Tab. 5 Dynamic frequency before and after frequency modulation (first-order)

节径数	调频前/Hz	调频后/Hz
7	489	538
8	502	551
9	515	562

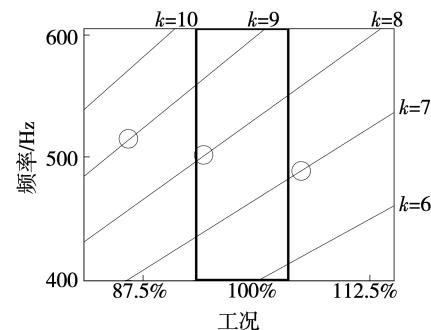


图9 调频前坎贝尔图

Fig. 9 Campbell diagram before frequency modulation

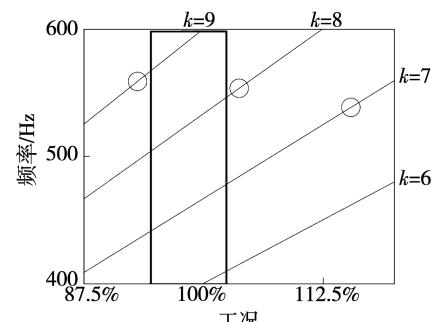


图10 调频后坎贝尔图

Fig. 10 Campbell diagram after frequency modulation

由图 10 可见,靠近工作转速两侧的共振分别是节径数 $m=8$ 和 $m=9$ 的振动。在工作转速避开区范围内,叶片振动信号没有被放大,表明在此转速范围内无共振频率,调频后叶片振动频率具有良好的避开率,满足调频要求。

表 6 为工作转速叶片振动频率值的有限元计算结果与试验数据的对比,其中计算值取各节径 1 阶的频率值。

表 6 有限元计算结果与试验数据对比

Tab. 6 Comparison between finite element calculation

results and test data

节径数	试验频率/Hz	计算频率/Hz	相对误差/%
7	538	505.18	6.1
8	551	528.96	4.0
9	562	529.97	5.7

通过整圈叶片理论计算值和动频测试值的比较发现,二者的相对误差较小,说明本文计算和测试结果可靠。试验频率相对偏高,可能与实际加工和装配过程中叶片围带工作面的装配紧度与设计值存在偏差有关。围带工作面过盈量越大,其接触区域也会相应增大,进而增强成圈叶片的连接刚性,使其成圈频率整体增大。

4 结 论

采用 ANSYS 软件对汽轮机次末级动叶片进行模态分析,得到如下结论:

(1) 该叶片在 1 阶 8 节径振型存在“三重点”共振,可通过调整围带厚度对危险点的动频率进行优化。

(2) 对比有限元分析结果与调频试验测试结果,两者基本吻合,表明本文所采用叶片 - 叶轮周期对称模型计算叶片 - 叶轮整圈振动动频的方法是可靠的。

(3) 调频后该叶片的“三重点”共振危险点(1 阶 8 节径和 9 节径)落在工作转速避开区间范围外,叶片能够满足机组的安全运行要求。

参考文献:

[1] 陈涛,周显丁,喻敏. 整圈自锁叶片共振频率分析及调频优化[J]. 东方汽轮机,2020(4):12-15.

CHEN Tao, ZHOU Xian-ding, YU Min. Resonance frequency cal-

culation and optimization of circularly interlocked blade[J]. Dongfang Turbine, 2020(4):12-15.

- [2] 余德启,王恭义,程凯,等. 整圈自锁阻尼长叶片强度振动有限元分析[C]//第七届中国 CAE 工程分析技术年会暨 2011 全国计算机辅助工程(CAE)技术与应用高级研讨会论文集,2011:235-240.
YU De-qi, WANG Gong-yi, CHENG Kai, et al. Finite element analysis of vibration and strength for circularly coupling blade [C]//The 7th China CAE Engineering Analysis Technology Annual Conference & 2011 National Advanced Seminar on Computer Aided Engineering (CAE) Technology and Application, 2011: 235-240.
- [3] 汪燕. 透平自带冠叶片冠间碰撞减振理论与实验研究[D]. 长沙:长沙理工大学,2008.
WANG Yan. Theoretical and experimental study on intercrown collision vibration reduction of turbine blades[D]. Changsha: Changsha University of Science & Technology, 2008.
- [4] 郑润生,吴厚钰. 采用扭杆单元分析汽轮机长叶片振动的有限元法[J]. 西安交通大学学报,1991,25(3):99-110.
ZHENG Run-sheng, WU Hou-yu. Finite element method for vibration analysis of turbine blade using torsion bar element[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1991, 25(3):99-110.
- [5] 李辛毅,安宁,王乐天. 复杂连接结构的汽轮机长叶片静态应力分析[J]. 汽轮机技术,1996,38(3):156-159,174.
LI Xin-yi, AN Ning, WANG Le-tian. Static stress analysis of turbine blade with complex connection structure[J]. Turbine Technology, 1996, 38(3):156-159, 174.
- [6] 单鹏,李文福,刘岩. 加工装配对整圈自锁阻尼叶片频率影响的研究[J]. 热力透平,2013,42(2):128-130.
SHAN Peng, LI Wen-fu, LIU Yan. Effect of manufacture and assembly on the frequency of circularly interlocked blade[J]. Thermal Turbine, 2013, 42(2):128-130.
- [7] 谢永慧,张明辉,周琴,等. 透平复杂阻尼结构叶片强度与振动特性优化研究[J]. 热力透平,2015,44(1):1-6.
XIE Yong-hui, ZHANG Ming-hui, ZHOU Qin, et al. Study on optimization for strength and vibration characteristics of turbine blade with complex damping[J]. Thermal Turbine, 2015, 44(1):1-6.
- [8] 董广明. 循环对称算法及其在汽轮机叶片-轮盘系统振动分析中的应用[D]. 西安: 西安交通大学,2002.
DONG Guang-ming. Cyclic symmetry algorithm and its application in vibration analysis of turbine blade-disk system[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2002.
- [9] 徐芬,程凯,彭泽瑛. 围带结构对整圈自锁叶片振动特性的影响[J]. 动力工程学报,2010,30(5):6.
XU Fen, CHENG Kai, PENG Ze-ying. Influence of shroud configuration on vibration characteristics of the full circle self-lock blade [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(5):6.

(刘颖 编辑)