

高速高载荷变转速汽轮机扭叶片优化设计及可靠性分析

宋选利¹,周志明¹,李玮琪²,付学伟¹

(1. 西安陕鼓动力股份有限公司, 陕西 西安 710075; 2. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要:为了完成高速高载荷系列工业汽轮机的低压级扭叶片的设计和应用,以常规驱动汽轮机叶片为原型,对其末三级扭叶片组进行了全三维气动性能分析;利用自适应差分进化算法对末三级叶片的型线和积叠规律进行了优化设计;然后根据常规强度计算结果,选择合适的材料并选择松拉筋配枞树型叶根的结构;最后采用有限元仿真软件对其进行了强度振动和动应力及疲劳分析。结果表明:优化后末三级叶片的气动效率提升约1.61%且强度满足要求;设计末两级动叶片时,优先考虑可靠性,其余级因其强度振动问题相对容易解决,优先考虑气动效率;末级叶片材料可能需要选择钛合金,而枞树型叶根是更可靠的叶根形式;选择抗弯模量大、厚度小的叶型搭配松拉筋有利于增加叶片刚度、减小叶片重量,从而为不调频叶片的设计提供参考。

关键词:工业汽轮机;CFD分析;叶片优化;高速高载荷;强度振动;动应力

中图分类号:TK263.3 文献标识码:B DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.04.005

[引用本文格式]宋选利,周志明,李玮琪,等.高速高载荷变转速汽轮机扭叶片优化设计及可靠性分析[J].热能动力工程,2024,39(4):34-40. SONG Xuan-li,ZHOU Zhi-ming, LI Wei-qi, et al. Optimization and reliability analysis of twisted blades for high speed and high load variable speed steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2024,39(4):34-40.

Optimization and Reliability Analysis of Twisted Blades for High Speed and High Load Variable Speed Steam Turbine

SONG Xuan-li¹,ZHOU Zhi-ming¹,LI Wei-qi²,FU Xue-wei¹

(1. Xi'an Shaangu Power Co., Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710075;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)

Abstract: In order to complete the design and application of low pressure stage twisted blade of high speed and high load industrial steam turbine, based on a ordinary twisted blade group used in steam turbine, the full three-dimensional aerodynamic performance of the last three stage twisted blade groups were analyzed; adaptive differential evolution algorithm was used to optimize the profile and stacking law of the last three stage blades; then, appropriate material and the structure of fir-tree blade root with loose reinforcement were selected according to preliminary strength calculation results; finally, the finite element simulation software was used to analyze the strength vibration, dynamic stress and fatigue. The results show that the aerodynamic efficiency of the modified last three stages is improved by about 1.61% and the strength meets the requirements; in the design of the last two stages, reliability is priority, while the aerodynamic efficiency is priority for the other stages because their strength and vibration are relatively easy to solve; the final blade material may need to choose titanium alloy, and the fir-tree blade root is more reliable; the selection of the blade and loose reinforcement with large bending modulus and small thickness is beneficial to increase blade stiffness and reduce blade weight, so as to provide a reference for

收稿日期:2023-04-09; 修订日期:2023-05-23

作者简介:宋选利(1963-),男,西安陕鼓动力股份有限公司工程师。

通信作者:周志明(1989-),男,西安陕鼓动力股份有限公司工程师。

the design of untuned blades.

Key words: industrial steam turbine, CFD analysis, blade optimization, high speed and high load, strength and vibration, dynamic stress

引言

目前,高速大功率汽轮机主要应用在合成气、合成氨领域,其典型特点就是转速和功率超过常规机组。这种类型的机组容易出现叶片的疲劳断裂,又因其转速高,转子为挠性,容易出现亚异步振动,转子很容易失稳^[1-2]。因此,在设计过程中受到结构限制,效率往往也无法达到最佳。既要保证汽轮机的安全运行,又要保证较高的通流效率是此类型汽轮机设计的核心要点,而叶片部分是设计难点,尤其是在设计过程中气动效率和强度振动互相限制的情况。

近年来,国内外对这种类型的透平机械做过一些研究^[3-5]。国内在研究叶片强度振动、动应力和疲劳寿命等方面有不少新的进展^[6-10]。蓝吉兵等人^[6]采用CFD非定常结合瞬态分析对工业汽轮机调节级动叶进行了动应力分析;Wu等人^[10]建立了汽轮机叶片干摩擦阻尼动态特性的实验系统,得到无量纲等效刚度和等效阻尼的线性规律。国内在多目标优化设计方面也有不少新的研究^[11-14]。西安交通大学宋立明教授团队基于自适应差分进化算法建立了多目标、多学科气动优化平台,完成一系列透平系统的气动、强度、可靠性、数据挖掘等方面的研究。

本文基于某高速大功率扭叶片组开展设计优化校核工作。首先,采用自适应差分进化算法^[15]对某项目用高速大功率汽轮机末三级扭叶片进行叶型优化;然后,采用常规强度校核及商业软件进行有限元及频率分析,进一步确定叶片频率共振区;最后,再通过施加激振频率进行叶片动响应计算,得到动应力;最终通过安全倍率结合疲劳分析确定叶片可靠性。

1 设计方案

1.1 热力参数

根据项目现场条件、锅炉及压缩机设计参数确

定汽轮机的热力性能参数如表1所示,其中汽轮机的冷却方式为空冷式。

表1 汽轮机热力性能参数

Tab. 1 Steam turbine thermal performance parameters

参 数	数 值
主蒸汽压力/MPa	3.9
主蒸汽温度/°C	400
最大连续转速/r · min ⁻¹	6 817

1.2 汽轮机整体热力设计方案

初步热力设计方案中,调节级为冲动式叶片,压力级均为反动式叶片,末三级为扭叶片,其余级均为直叶片。为了避免亚异步振动不稳定工况出现,叶片级数不宜过多,因而各级叶片负荷较大。本设计通流效率约为86.2%,而国际上同类型汽轮机通流效率最高可达到88%,通流设计有较大的优化提升空间,其中末三级叶片轮周功占总轮周功的40%,因此在设计中尤其要关注末三级叶片的气动效率和强度校核。初步通流结构方案如图1所示。

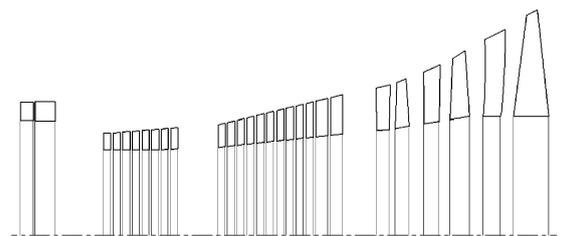


图1 通流结构方案

Fig. 1 Flow path structure scheme

1.3 扭叶片设计方案

基于以上分析,主要针对本方案中汽轮机末三级扭叶片进行优化提升。从实际需求出发建立系统性的、规范合理高效的叶片优化设计校核流程尤为重要。本文模流和建立的目标是为此类叶片后期的开发及可靠性分析提供理论支撑和经验借鉴。扭叶片组优化设计及可靠性计算流程如图2所示。

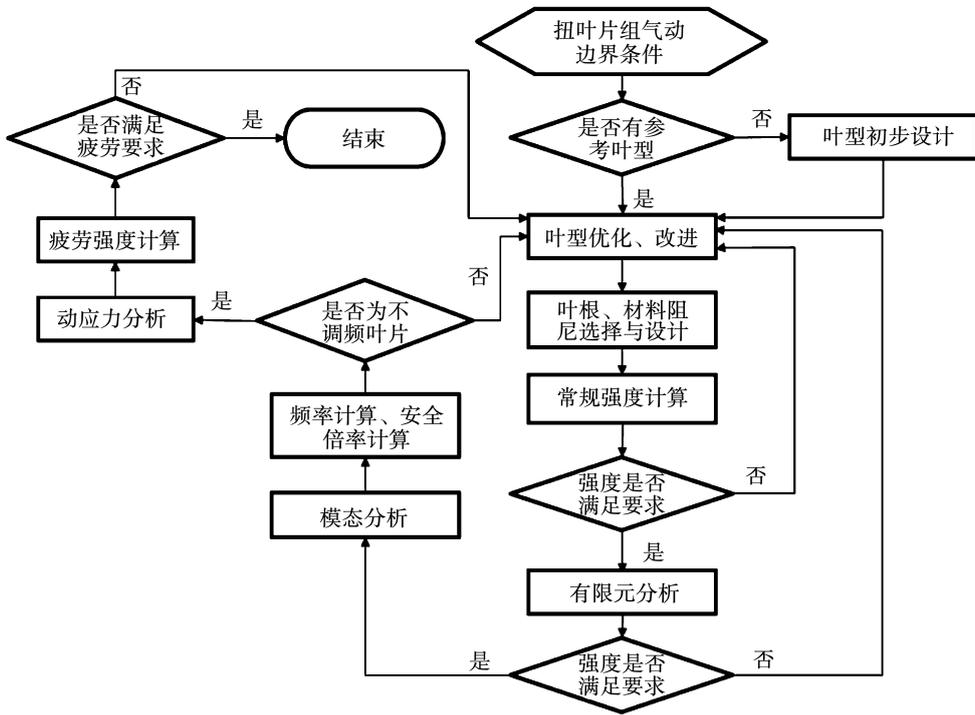


图 2 高速高载荷扭叶片组优化设计及可靠性计算流程

Fig. 2 Flow chart of high speed and high load twisted blade group optimization design and reliability calculation

2 优化设计

2.1 优化设计方法

为了进一步提升通流效率,采用先进的优化算法对汽轮机末三级叶片进行优化设计。优化算法控制整个优化的进程,是叶片组优化设计的核心。耦合计算流体力学求解技术、叶型参数化方法和自适应差分进化算法,建立了通用的、可靠的、各模块相对独立的气动优化分析模板。

主要优化设计流程示意图见图 3,具体的优化流程如下:

(1) 末三级叶片气动优化设计预处理,包括选择网格生成方法和 CFD 计算方法,以此来建立 CFD 计算模板;(2) 由高效优化算法模块生成优化设计变量;(3) 将优化设计变量传递给透平叶片三维参数化造型方法处理模块,该模块解析优化设计变量,生成透平叶片型线;(4) 将透平叶片型线生成的几何实体传递给透平气动性能评估模块,通过网格生成,求解 RANS 方程,实现 CFD 的求解,进而通过后处理来评估效率、流量等透平气动性能;(5) 通过获得的效率等目标函数值以及流量等约束条件,应用罚函数方法处理该约束条件,进而获得透平的性能函数值;(6) 将该组设计变量的性能函数值传递给

高效优化算法模块,该模块对性能函数值进行处理后生成新的优化设计变量;(7) 重复步骤(2)~步骤(6),直至优化完成。

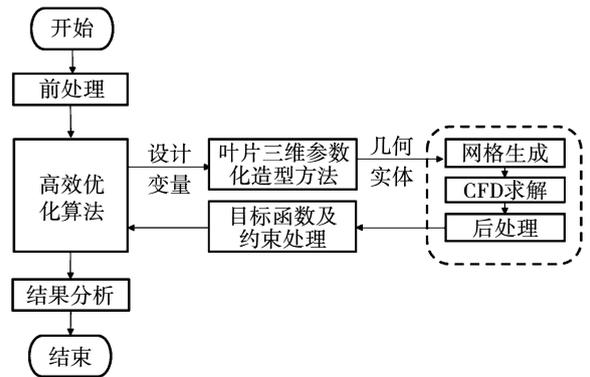


图 3 叶片优化设计流程

Fig. 3 Flow chart of blade optimization design

2.2 优化前处理

建立了末三级优化设计的气动性能分析模板,对参考叶型进行了进一步核算,以此作为后续气动性能优化的参考设计,末三级计算模型如图 4 所示。

选取热力计算中末三级静叶进口的总温、总压、干度和速度场沿叶高的分布作为进口边界条件以进行后续的气动性能分析计算。

原始设计的气动分析结果表明,末三级的总效率为 87.01%,总静效率为 78.59%,详见表 2。尤其是末级余速损失较大,有较大的优化空间。优化设计变量为叶片的型线控制点和静叶的积叠规律。

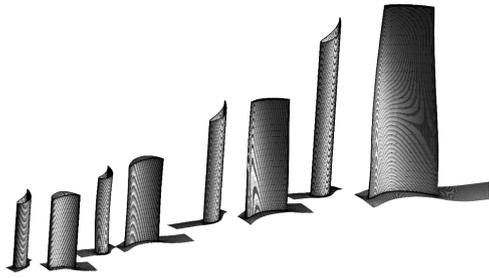


图 4 末三级叶片计算模型

Fig. 4 Computing model of last three stage blades

表 2 末三级叶片初始 CFD 气动数据

Tab. 2 Initial CFD aerodynamic data of last three stage blades

参 数	数 值
进口总焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2 783.46
出口静焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2 341.22
等熵滞止焓降/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	496.239
总总效率(末三级)/%	87.01
总静效率(末三级)/%	78.59

2.3 优化结果对比分析

优化后,倒数第三级动叶型线整体进出口包角增加,入口攻角减小,更适应此处流动,新叶型变工况性能更好,次末级和倒数第三级有微量调整。末三级静叶原为直叶片,优化后为带弯叶片,即为典型的 C 型压力分布型线,对二次流的抑制有明显改进。优化前、后叶片型线如图 5 所示。

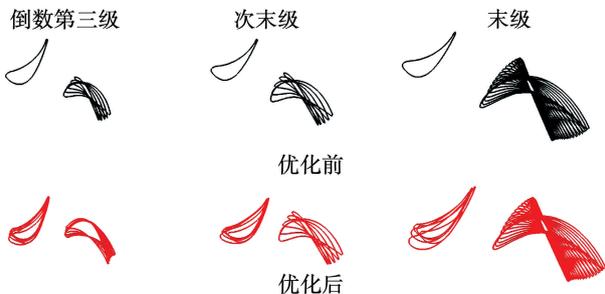


图 5 优化前后叶片型线

Fig. 5 Blade profiles before and after optimization

域明显减小。图 6 给出了叶顶截面处的熵值云图。汽轮机末级叶片后平均出口汽流角与径向夹角更偏向 90° 方向,表明末级轮周效率有所提升,如图 7 所示。末三级叶片优化前后性能变化如表 3 所示。由表可知,末三级叶片总效率提升了 1.67%,总静效率提升 1.61%,质量流量基本保持不变。

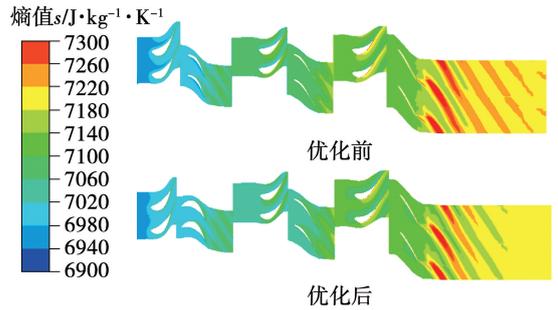


图 6 叶顶截面熵值云图

Fig. 6 Entropy nephogram of blade tip section

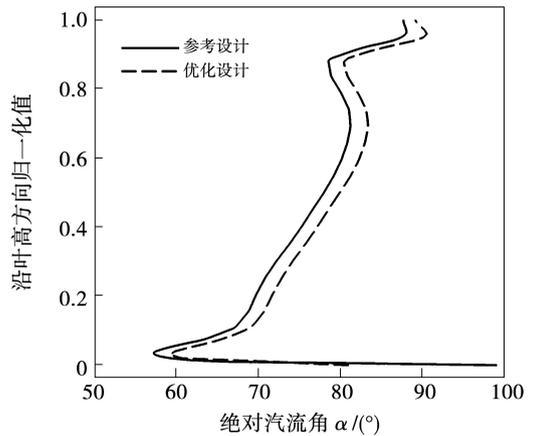


图 7 动叶出口绝对汽流角沿叶高方向分布曲线

Fig. 7 Distribution curve of absolute steam flow angle at rotor blade outlet along blade height

表 3 末三级叶片优化前后性能参数

Tab. 3 Performance parameters before and after optimization of the last three stage blades

参 数	优化前	优化后
质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	46.368	46.359
功率/MW	18.552	18.871
进口总焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2783.46	2783.47
出口静焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2341.22	2334.90
等熵滞止焓降/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	496.239	496.29
总总效率(末三级)/%	87.01	88.68
总静效率(末三级)/%	78.65	80.26

优化后末三级总体熵增以及末级出口跨音速区

3 扭叶片可靠性分析

根据设计参数,优化后的扭叶片叶根初步选择为枞树型,同时给次末级和倒数第三级配成组松拉筋,末级叶片配成圈松拉筋。这种设计可以最大程度减小根部所受应力,同时增加叶片阻尼,减小动应力。动叶强度计算所需的输入参数如表 4 所示。

表 4 动叶强度计算输入参数

Tab.4 Input parameters for rotor blade strength calculation

参 数	倒数第三级	次末级	末级
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	6 817	6 817	6 817
轮周功/kW	6 558	6 410	6 972
转速范围/%	70 ~ 105	70 ~ 105	70 ~ 105

3.1 强度校核

采用不同材料对末级枞树型叶根(8 齿)叶片进行常规强度计算。采用常规高合金钢材料叶根截面应力会超过许用值,并不能满足最高转速下的强度要求,因此末级叶片整体选用钛合金。

为了进一步了解动叶片的应力情况,对末级叶片进行了有限元仿真。本文设置循环对称边界条件,同时施加离心力和气动力载荷,叶根和转子、拉筋和叶片之间设置接触,叶根接触为 stick 类型,拉筋接触施加弹簧单元限制。

末级叶片有限元分析计算结果如图 8 所示,由图可知,叶根最大等效应力为 562.36 MPa。其余部分中,叶型根部截面的等效应力为 282.2 MPa,叶轮最大等效应力为 359.4 MPa,拉筋等效应力为 438.8 MPa。各位置均低于各部件在该级最高运行温度下对应的屈服强度。

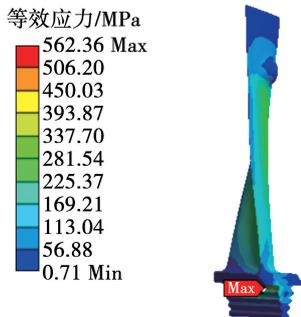


图 8 末级叶片有限元计算结果

Fig.8 Finite element calculation result of the last stage blade

3.2 频率分析

根据设计经验,对成圈叶片的模态分析结果通常需校核 8 节径以内 3 阶次频率,频率安全图如图 9 所示。根据频率计算结果可知,其 5 节径 1 阶和 6 节径 1 阶的共振频率落在机组运行转速范围内(4 544 ~ 6 817 r/\min),需要核算叶片的安全倍率 A_b 值以及动应力,以便进一步进行叶片可靠性的评价。

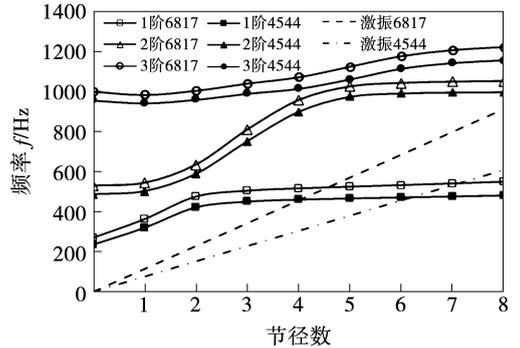


图 9 频率安全图

Fig.9 Frequency safety chart

为了确定振动类型,需要采用频率安全图结合坎贝尔图及振型分析确认。根据分析末级为第一类振动问题,即切向 A_0 型振动与低频激振力之间的共振问题。其 A_b 值计算按公式(1)所示:

$$A_b = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_d \cdot \sigma_a^*}{K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_u \cdot \sigma_{sb}^*} \quad (1)$$

式中: A_b —安全倍率; K_1 —介质腐蚀系数; K_2 —表面质量系数; K_d —尺寸系数; σ_a^* —叶片材料的耐振强度(疲劳极限应力), Pa; K_3 —有效应力集中系数; K_4 —通道系数; K_u —成组系数; K_5 —流畅不均匀系数; σ_{sb}^* —振动方向的蒸汽弯应力, Pa。

根据公式(1)计算得到末级叶片的 A_b 值为 13.8,大于不调频叶片的许用值 6.2,满足不调频叶片设计。对于高速大功率工业用汽轮机叶片,动叶片应设计成不调频,能更好地适应变转速运行,并能避免长时间高速运行条件下频率分散度的变化而导致共振。

3.3 动应力分析

为了校核不调频叶片在共振转态下的受力情况,采用仿真软件对其进行了动应力计算。材料阻尼取值为 0.008,动响应计算的激振因子取 0.05,分别沿切向和轴向施加于动叶片压力面。5 节径 1 阶

动应力计算结果如图10所示。结果表明,模态5节径1阶振动型振动的动响应应力大于6节径1阶,在5节径1阶共振条件下,叶型区域的等效动应力最大值为87.08 MPa(该处稳态应力为176.7 MPa);叶根动应力为46.9 MPa,位于叶根内弧侧第1齿出汽边圆弧(该处稳态应力为468.6 MPa);轮缘等效动应力最大值为30.5 MPa,位于轮缘内弧侧第1齿出汽边接触面与圆弧处(该处稳态等效应力为212.2 MPa)。图10为叶片部分的动应力分布云图。根据计算结果及材料疲劳曲线,采用古德曼图进行动应力疲劳校核,结果表明,各点均在安全区内,强度满足要求。

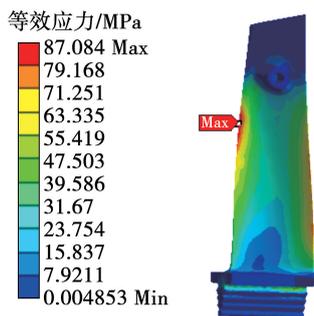


图10 5节径1阶动应力计算结果

Fig.10 Dynamic stress calculation result of the first order and 5 pitch diameters

4 结论

(1) 提出高速大功率汽轮机扭叶片的优化设计校核基本流程,根据设计流程对某项目用汽轮机末三级叶片组进行了优化和可靠性分析,为后期多目标优化设计奠定基础。

(2) 在高速大功率汽轮机扭叶片设计中气动和强度互相限制,末两级动叶片应优先考虑可靠性,其余动叶可优先考虑气动性能。优化过程中动叶片气动性能提升有限,多考虑对静叶片进行提升,如考虑采用弯扭形式,效率提升较为明显。

(3) 末级通常采用钛合金材料才能满足高速要求,末三级优先选用枫树型叶根,末两级叶型选用截面抗弯模量大而重量较轻的典型空冷叶片,才能满足不调频叶片应力要求。

参考文献:

[1] 董亚婷. 旋转机械异步振动信号的分析 and 故障处理[J]. 通

用机械,2006(2):40-42.

DONG Ya-ting. Signal analysis of asynchronous vibration of rotary machinery and failure settlement [J]. General Machinery, 2006(2):40-42.

[2] 徐志明,孔建强,丁旭东,等. 驱动合成气压缩机用汽轮机汽流激振与对策[J]. 热力透平,2008,37(1):30-34.

XU Zhi-ming, KONG Jian-qiang, DING Xu-dong, et al. Synthesis gas compressor turbine; Steam flow excited vibration and its countermeasure [J]. Thermal Turbine, 2008, 37(1):30-34.

[3] 郑飞逸,何大江,陈 锋,等. 驱动合成气压缩机用工业汽轮机设计分析[J]. 机电工程,2016,33(10):1213-1216,1267.

ZHENG Fei-yi, HE Da-jiang, CHEN Feng, et al. Design and analysis of industrial steam turbine for driving synthesis gas compressor [J]. Journal of Mechanical and Electrical Engineering, 2016, 33(10):1213-1216,1267.

[4] IKENO K. Application of advanced integral shrouded blades to high-speed and high-power mechanical drive steam turbines [J]. MHI Technical Review, 2004, 41(3):154-158.

[5] IWATA K. Development of 500 mm long blade for variable-speed, high-loading mechanical drive steam turbine [J]. MHI Technical Review, 2004, 41(3):130-134.

[6] 蓝吉兵,肖 萍,丁旭东,等. 高参数高转速工业汽轮机调节级动应力评估[J]. 热力透平,2014,43(2):139-142.

LAN Ji-bing, XIAO Ping, DING Xu-dong, et al. Dynamic stress assessment for control stage blade with high speed and high parameters industrial steam turbines [J]. Thermal Turbine, 2014, 43(2):139-142.

[7] 柴 山,吕凤军,孙义冈,等. 计算汽轮机叶片动应力的谐响应分析法[J]. 汽轮机技术,2002,44(5):267-268,281.

CHAI Shan, LYU Feng-jun, SUN Yi-gang, et al. Computation for dynamic stress of steam turbine blade by using the method of harmonic response analysis [J]. Turbine Technology, 2002, 44(5):267-268,281.

[8] 刘 全,陈乾林,钱冬杰,等. 枫树型叶片不同振型动应力分析[J]. 新型工业化,2022,12(2):126-128.

LIU Quan, CHEN Qian-lin, QIAN Dong-jie, et al. Dynamic stress analysis of fir-tree blades with different vibration modes [J]. The Journal of New Industrialization, 2022, 12(2):126-128.

[9] 赵子辉,谢永慧,张 荻,等. 汽轮机叶片结构阻尼研究发展现状及展望[J]. 汽轮机技术,2008,50(1):1-5,8.

ZHAO Zi-hui, XIE Yong-hui, ZHANG Di, et al. A review of research on damper of turbine blade [J]. Turbine Technology, 2008, 50(1):1-5,8.

[10] WU Jun, YUAN Rui-shan, HE Zhen-wu, et al. Experimental study on dry friction damping characteristics of the steam turbine blade

- material with nonconforming contacts[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2015, 2015:849253.
- [11] GUO Zhen-dong, SONG Li-ming, ZHOU Zhi-ming, et al. Multi-objective aerodynamic optimization design and data mining of a high pressure ratio centrifugal impeller [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(9):092602.
- [12] 李 彬, 宋立明, 李 军, 等. 长叶片透平级多学科多目标优化设计 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(1):1-6.
LI Bin, SONG Li-ming, LI Jun, et al. Multi-disciplinary and multi-objective optimization design of long blade turbine stage [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1):1-6.
- [13] SONG Ying-jie, GU Zhen-dong, SONG Li-ming, et al. Multi-objective and multi-disciplinary optimization of gas turbine blade profile and cooling system using conjugate heat transfer analysis [C]//ASME Turbo Expo 2014; Turbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf, Germany, June 16-20, 2014.
- [14] LUO Chang, SONG Li-ming, LI Jun, et al. A study on multidisciplinary optimization of an axial compressor blade based on evolutionary algorithms [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5):054501.1-054501.5.
- [15] 常彦鑫, 高正红. 自适应差分进化算法在气动优化设计中的应用[J]. 航空学报, 2009, 30(9):1590-1596.
CHANG Yan-xin, GAO Zheng-hong. Application of adaptive differential evolutionary algorithms to aerodynamic optimization design[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(9):1590-1596.

(姜雪梅 编辑)

(上接第 18 页)

- [9] 周文祥, 黄金泉. 涡扇发动机高空起动模型研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8):1384-1390.
ZHOU Wen-xiang, HUANG Jin-quan. Research on the startup model of turbofan engine at high altitude [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8):1384-1390.
- [10] 龚建政, 缪四春, 石 恒. 船用燃气轮机启动过程仿真[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(5):116-118.
GONG Jian-zheng, MIAO Si-chun, SHI Heng. Start up process simulation of marine gas turbine[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(5):116-118.
- [11] 敖晨阳, 张 宁, 陈华清. 基于 MATLAB 的三轴燃气轮机动态仿真模型研究[J]. 热能动力工程, 2001, 16(5):523-526.
AO Chen-yang, ZHANG Ning, CHEN Hua-qing. Dynamic simulation modeling of three-shaft gas turbine based on a software MATLAB[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2001, 16(5):523-526.
- [12] 朱行健, 王雪瑜. 燃气轮机工作原理及性能[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
ZHU Xing-jian, WANG Xue-yu. Working principle and performance of gas turbine [M]. Beijing: Science Press, 1992.
- [13] SELLERS J F, DANIELE C J. Dyngen; a program for calculating steady-state and transient performance of turbojet and turbofan engines[R]. NASA-TN-D-7901, 1975.
- [14] DANIELE C J, KROSEL S M, SZUCH J R, et al. Digital computer program for generating dynamic turbofan engine models [R]. NASA-TM-83446, 1983.
- [15] 李庆扬, 莫孜中, 祁力群. 非线性方程组的数值解法[M]. 北京: 科学出版社, 1999.
LI Qing-yang, MO Zi-zhong, QI Li-qun. Numerical solutions of nonlinear equations [M]. Beijing: Science Press, 1999.

(姜雪梅 编辑)