

船用汽轮机支撑结构热力学及模态分析

杨 纵,刘建成,刘统章

(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:针对某型低压汽轮机支撑结构的共振问题,利用 ANSYS 平台建立三维模型,采用数值计算的方法开展模态分析。计算得到该支撑结构冷态 8 阶固有频率及对应振型,分析了温度场对模态的影响机理。研究表明:冷态计算 1~8 阶共振频率分布于 18.57~147.41 Hz 之间,最大振幅极值出现在第 5 阶模态,达到了 22.49 mm 位移幅度;在汽轮机组运行过程中,结构模态受热力学因素影响将发生变化,变化原因其一是非均匀温度场引起的热应力,其二是材料属性随温度变化;在转子转速调节范围内,应避免在各阶临界转速区间长时间停留。

关 键 词:汽轮机;支撑结构;模态分析;固有频率;热模态

中图分类号:TK264.9 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.03.006

[引用本文格式] 杨 纵,刘建成,刘统章.船用汽轮机支撑结构热力学及模态分析[J].热能动力工程,2022,37(3):35-40. YANG Zong, LIU Jian-cheng, LIU Tong-zhang. Thermal and modal analyses of support structure of marine steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(3): 35-40.

Thermal and Modal Analyses of Support Structure of Marine Steam Turbine

YANG Zong, LIU Jian-cheng, LIU Tong-zhang

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

Abstract: In view of the resonance problem of the support structure of a certain low pressure steam turbine, a three-dimensional model was established by using the ANSYS platform, and the modal analysis was carried out by means of numerical calculation. The resonance frequency and corresponding vibration mode of the support structure at cold eighth-order were obtained by calculation, and the influence mechanism of the temperature field on the mode was analyzed. The research results show that the resonance frequencies at cold first-order to the eighth-order are distributed between 18.57 to 147.41 Hz, and the maximum amplitude limit value appears in the fifth-order mode, which reaches the displacement amplitude of 22.49 mm. During the operation of the steam turbine unit, the structural mode will change under the influence of heat, one of the change reason is the thermal stress caused by the uneven temperature field, and the other is the change of material properties with temperature. In the range of rotor speed adjustment, long stay at each order critical speed interval should be avoided.

Key words: steam turbine, support structure, modal analysis, intrinsic frequency, hot mode

引 言

汽轮机作为大型动力设备,在电力生产、供热供气、远洋船舶等领域广泛应用^[1-2]。为了支撑汽轮机组、保证汽轮机平稳运行^[3],需要架设支撑结构

将汽轮机组本体固定。尤其船用汽轮机转子系统运行转速并非恒定^[4],必须考虑汽轮机转子产生的共振问题,对支撑结构进行模态分析,获得固有频率及其对应振型,作为转子运行频率的参考,防止共振带来的结构损坏,保证安全运行。

模态分析研究复杂振动是依据叠加原理将各个

独立子系统叠加而成^[5]。目前,国内外对结构进行模态分析的方法主要是激励响应模态分析和有限元分析^[6]。有限元分析方法受到实际边界条件、模型简化的影响,计算精度较低^[7],但在合理的情况下仍可为工程实践提供参考和指导。盛伟等人通过数值计算的方式对船用转子叶片、电站转子叶片进行模态分析,得到叶片的固有频率及其振型,为叶片的设计优化和安全性检验提供依据^[8-9]。刘熊彪等人将汽轮机转子整体作为研究对象,对转子开展模态分析,分析结果与设计值、实验值对比表明:数值计算方式得到的结果可以为转子动力学分析提供参考^[10-11]。

本文以新型船用低压汽轮机支撑结构为对象展开热力条件下的模态分析,假定该结构无外界载荷且与低压汽轮机充分接触固定,振动可以完全传递至底座的情况下,利用 ANSYS 平台建立支撑结构三维模型并进行模态求解,为工程设计提供理论依据。

1 热力学及模态分析原理

热力学第二定律指出,热量不能自发的从低温转移到高温,无其他条件影响的情况下,物体局部的高温会向其他位置传递,直到物体整体的加热与散热平衡,形成一个稳态温度场。本文研究热传导和环境的热对流,忽略热辐射。

热传导定律:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}T \tag{1}$$

式中: q —热流密度, W/m^2 ; λ —导热系数, $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$; $\text{grad}T$ —温度梯度,由低温指向高温, K/m

利用能量守恒原则和导热定律,建立微元体,其外表面上各方向热交换之和为该微元体的热增量,即建立稳态导热数学模型:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{Q}{\rho c} \tag{2}$$

式中: T —温度, K ; t —时间, s ; ρ —密度, kg/m^3 ; c —比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; Q —微元体内的热量变化。

对流换热过程是一个复杂的能量交换过程,其强弱受到流体流动状态、换热对象的物理性质和形状等因素影响,一般固体面与流体面的热交换以牛顿冷却公式描述:

$$q = h(t_s - t_f) \tag{3}$$

式中: h —对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; t_s —固体壁面

温度, $^{\circ}\text{C}$; t_f —壁面附近的流体温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

模态分析原理本质是求解具有 N 个自由度的线性系统动力学方程,用于确定结构的振型和固有频率,其进行有限元计算的运动微分方程为^[12-13]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \tag{4}$$

式中: $[M]$ —系统的质量矩阵; $[C]$ —系统的阻尼矩阵; $[K]$ —系统的刚度矩阵; $\{\ddot{u}\}$ 、 $\{\dot{u}\}$ 、 $\{u\}$ —节点加速度向量、速度向量、位移向量; $F(t)$ —系统激励载荷向量。

支撑结构进行模态分析若忽略阻尼影响,系统自由振动时的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \tag{5}$$

求解该微分方程可得:

$$\{u\} = \{u_0\} \sin(\omega t + \theta) \tag{6}$$

$$f = \omega/2\pi \tag{7}$$

式中: ω —自然圆周频率, Hz ; f —结构固有频率, Hz ; $\{u_0\}$ —系统振幅矩阵。

将上式带入系统自由振动时运动微分方程。由于自由振动时各处振幅必不全为零,故运动微分方程化简为:

$$\{[K] - \omega^2[M]\}\{u\} = 0 \tag{8}$$

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \tag{9}$$

振型和固有频率即为上式自然圆周频率和位移特征向量的解,完成求解后即可得出支撑结构的振动特性。

2 物理模型及边界条件

为保证结构强度,支撑结构材料使用 Q345 合金钢,材料参数^[14-15]如表 1、表 2 所示。

表 1 Q345 钢材料性能参数

Tab. 1 Q345 steel material performance parameters

弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	泊松比
206	335	445.22	0.3

图 1 为船用汽轮机低压部分支撑结构模型,该结构采用分块焊接的方式拼装而成,全长 6 440 mm,宽 4 515 mm,中间排气通道全长 3 606 mm,宽 3 100 mm,侧面高度为 1 855 mm,排汽通道出口长度为 5 810 mm。

表 2 Q345 钢材热力性能参数

Tab.2 Q345 steel thermal performance parameters

温度/℃	弹性模量/GPa	(对流) 换热系数/W · m ⁻² · K ⁻¹
20	206	3.01
100	205.2	5.76
200	203.4	7.25
300	198.1	8.3
400	186	9.07

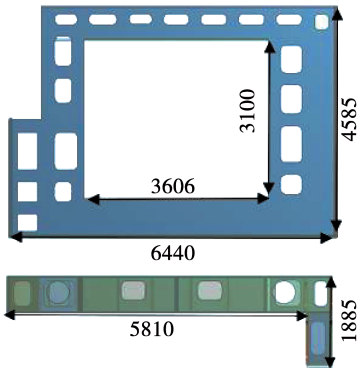


图 1 船用汽轮机低压部分支撑结构模型 (mm)
Fig.1 The support structure model of the low-pressure part of the marine steam turbine(mm)

图 2 为支撑结构的三维模型以及约束位置,考虑到船用汽轮机在实际工作状态的边界条件,将图 2 所示两处平面设为固定约束,两处平面分别与 xoy 、 yoz 平面平行,规定环境温度为 $49\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

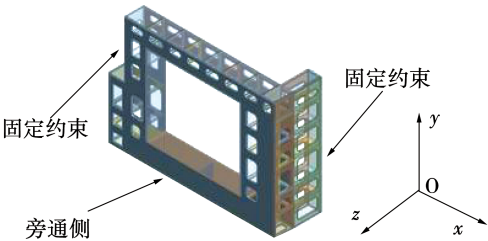


图 2 支撑结构三维模型及约束位置
Fig.2 Three-dimensional model of support structure and constraint position

3 冷模态计算分析

通过有限元计算,得到支撑结构前 8 阶固有频率计算值,如表 3 所示。从表中可以看出,该结构第一阶固有频率为 18.57 Hz ,对应共振起点参考转速为 $1\,114.2\text{ r/min}$,最高第 8 阶频率为 147.41 Hz ,对应转速 $8\,844.6\text{ r/min}$,汽轮机转速调节处于上述转

速范围内,计算结果可以作为合理参考。

表 3 支撑结构前 8 阶固有频率

Tab.3 Intrinsic frequencies of support structure at first eight orders

阶次	频率计算值/Hz	转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	幅值/mm
1	18.57	1 114.2	9.72
2	74.58	4 474.8	17.34
3	86.31	5 178.6	17.39
4	99.4	5 964	21.21
5	114.61	6 876.6	22.49
6	124.44	7 466.4	18
7	136.13	8 167.8	20.41
8	147.41	8 844.6	17.4

图 3 为支撑结构前 8 阶固有频率对应的振型图,图中指出了最大变形位置。

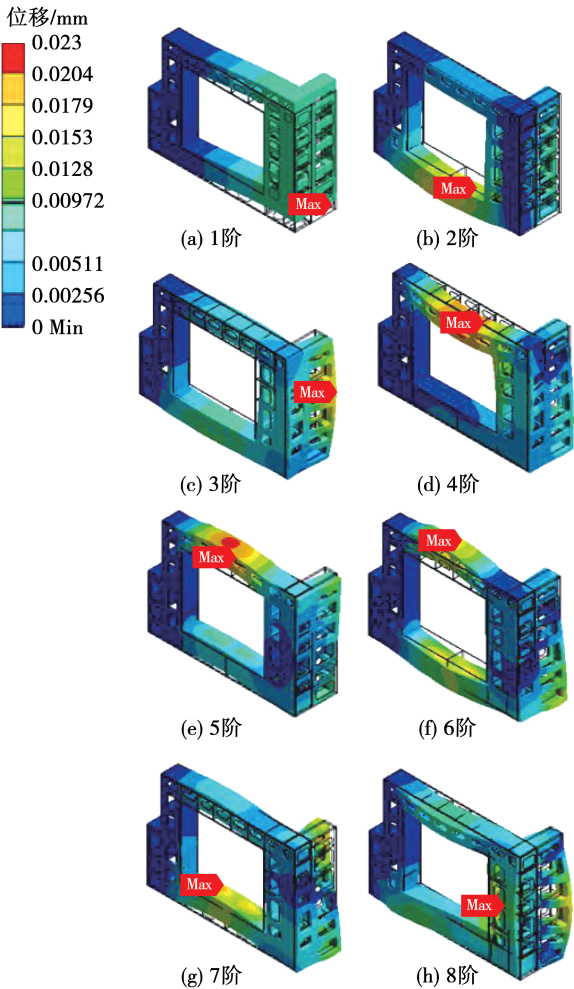


图 3 支撑结构前 8 阶振型图
Fig.3 Vibration mode diagrams of support structure at first eight orders

第 1 阶振型表现为小幅度 y 方向振动,端点位置弯曲最大,但频率与振幅均处于低水平。第 2 阶振型主要表现在中间部位 y 方向弯曲变形,频率与振动值高,易发生明显共振及受损。第 3 阶振型主要表现为固定约束部分的 x 方向弯曲,此时最大振幅位置发生在固定约束面。第 4 阶振型与第 2 阶相似,为排气通道 y 方向上的弯曲变形,但发生位置不同。第 5、6 阶振型相似,支撑结构向 y 方向弯曲,固定约束部分扭转,脱离了局部模态,最大振幅达到 22.49 mm。第 7 阶振型为排气通道部位的 y 方向弯曲,主要振动部位位于支撑结构 y 轴下半部分。第 8 阶振型为靠近固定约束一侧的排气通道壁面 z 方向弯曲。

除第 1、2 阶振型,其他振型均存在不同程度的扭曲,主要振动位置、方向各有差异,自第 1 阶最大振幅 9.72 mm 逐渐增至第 5 阶的最大振幅值 22.49 mm,此时对应转速为 6 876.6 r/min。为安全运行需要,船舶汽轮机变速运行时需要避免相应危险运行频率。其中,第 2 阶模态频率距离船用汽轮机的额定工况转速 4 428 r/min 十分接近。

低压汽轮机的重量载荷和低压汽轮机与支撑结构的固定安装会对共振幅值有约束作用,振动表现为汽轮机组整体的振动,因此实际运行条件下的振动幅值会略小于假设条件下的计算值。

4 热模态计算分析

汽轮机组运行的过程中,支撑结构存在与工质之间的热交换,为讨论稳态温度场对该结构的模态产生的影响,设计 3 组不同温度边界的模态计算。

以稳定运行工况下的旁通侧温度作为热交换边界条件,采用冷模态计算相同的约束条件,计算得到该结构的稳态温度场,并以该温度场作为边界条件进行结构计算和模态计算,从而得到稳定运行工况下的支撑结构模态。其中,取环境温度为 49 ℃,取旁通排气侧温度分别为 160、260 和 360 ℃,传热过程对流换热系数如表 2 所示。

图 4 为旁通排气侧温度为 160 ℃ 温度场计算结果。图中可以明显看出,汽轮机组正车额定工况下

稳态温度分布情况,最高温度出现边界条件设置的旁通排气位置,其值即为温度边界值。温度以此处为中心向周围传递,最低温度区域出现在旁通排气对侧,数值接近为环境温度,由此形成一个不均匀温度场,以该温度场作为条件,得到结构热应力分布和热变形情况,并以内部应力为载荷,讨论支撑结构旁通不同温度条件下的热模态情况。

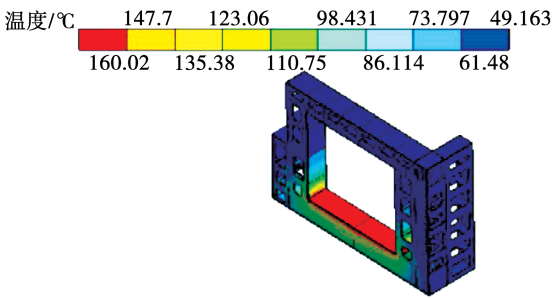


图 4 旁通侧 160 ℃ 时稳态温度分布
Fig. 4 Steady-state temperature distribution on the bypass side at 160 ℃

稳态温度场计算结果表明,由于支撑结构内部空间由厚度 35 mm 板支撑和分隔,使该结构具有良好的隔热能力,温度在 y 方向快速衰减。图 5 以旁通相邻的壁面为代表,表示温度在 y 方向的变化过程。由图 5 可知,旁通侧的温度越高,在 y 方向上衰减越快,最终趋近于环境温度。这意味着该结构局部高温对整体的温度影响有限,但会带来较大的温度变化率,也必然使热应力增大。

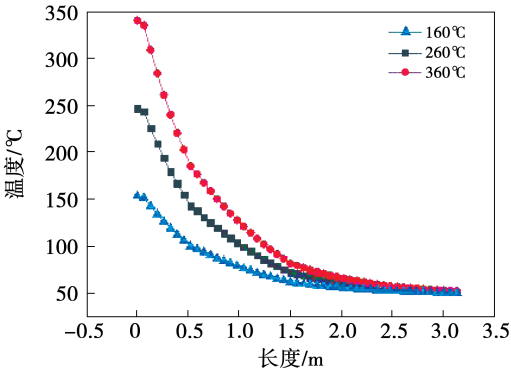


图 5 y 方向温度变化
Fig. 5 Temperature changes in y direction

以上述热力状态作为支撑结构的载荷条件,采

用与冷态模态相同的约束,对该结构进行热模态分析,得到 3 组不同温度条件下的固有频率及振型。

热模态计算结果如表 4 所示。由表 4 可知,模态参数会随着温度的上升而下降,但不同阶次影响程度不同;前 4 阶冷模态的模态频率低于热模态,该情况是由于支撑结构在该热力条件下存在的热应力,增大了固有频率。

表 4 热模态前 8 阶固有频率(Hz)

Tab.4 Intrinsic frequencies of thermal modes at first eight orders(Hz)

阶次	冷态	热态		
		160 ℃	260 ℃	360 ℃
1	18.57	18.825	18.797	18.743
2	74.58	75.956	75.817	75.549
3	86.31	86.7	86.605	86.404
4	99.4	99.512	99.488	99.425
5	114.61	116.37	116.33	116.25
6	124.44	124.29	124.1	123.76
7	136.13	138.62	138.28	137.59
8	147.41	147.16	146.93	146.51

5 结 论

(1) 通过 ANSYS 平台建立支撑结构模型,对该结构进行有限元模态分析发现:第 1、2 阶振型以弯曲为主;其余各阶振型同时存在弯曲、扭曲情况,第 5 阶模态为第 1 个振幅极值 22.49 mm,共振时有可能发生严重扭曲变形。

(2) 以旁通侧为温度边界的计算表明:局部的温度边界对该支撑结构整体温度影响较小,隔热性能良好。

(3) 不均匀温度场的模态参数会随着温度的上升而下降,不同阶次影响程度不同。温度对模态参数的影响通过两类途径实现,其一是材料参数随温度变化,其二是受不均匀温度场产生的热应力影响。

分析得到了冷、热模态各阶固有频率,为安全运行提供参考。

参考文献:

[1] 刘成洋,阎昌琪,王建军. 船舶汽轮机优化设计[J]. 原子能科

学技术,2012,46(S1):421-425.
LIU Cheng-yang,YAN Chang-qi,WANG Jian-jun. Optimal design of marine steam turbine[J]. Atomic Energy Science and Technology,2012,46(S1):421-425.
[2] 李洪波,李 伟,管洪军,等. 新一代通流技术在自备电厂 300MW 汽轮机的改造应用[J]. 科技经济导刊,2021,29(10):115-116.
LI Hong-bo,LI Wei,GUAN Hong-jun,et al. Application of the new generation flow technology in the retrofitting of 300MW steam turbines in self-provided power plants[J]. Technology and Economic Guide,2021,29(10):115-116.
[3] 魏志鹏. 660 MW 火力发电机支撑结构动力及抗震性能研究[D]. 石家庄:河北建筑工程学院,2020.
WEI Zhi-peng,Research on dynamic and anti-seismic performance of 660 MW thermal power generator structure[D]. Shijiazhuang: Hebei University of Architecture,2020.
[4] 王永刚,苏 旭,姜 鑫. 船舶汽轮机智能控制分析[J]. 科学技术创新,2019(34):111-112.
WANG Yong-gang,SU Xu,JIANG Xin. Analysis of intelligent control of marine steam turbine[J]. Scientific and Technological Innovation,2019(34):111-112.
[5] 孙敬敬. 机械结构的模态分析方法研究综述[J]. 科技信息,2014(3):80.
SUN Jing-jing. Summary of research on modal analysis methods of mechanical structure[J]. Science & Technology Information,2014(3):80.
[6] 龙 英,滕召金,赵福水. 有限元模态分析现状与发展趋势[J]. 湖南农机,2009,36(7):27-28,45.
LONG Ying,TENG Zhao-jin,ZHAO Fu-shui. The present status and development trends of finite element modal analysis[J]. Hunan Agriculture Machinery,2009,36(7):27-28,45.
[7] 戈志华,李 昂,马立群. 汽轮机转子模态分析及动力特性研究[J]. 汽轮机技术,2018,60(6):435-438.
GE Zhi-hua,LI Ang,MA Li-qun. Research of modal analysis and dynamic characteristics for turbine rotor[J]. Turbine Technology,2018,60(6):435-438.
[8] 盛 伟,李 强,席泽艳,等. 350 MW 汽轮机组末级叶片振动模态分析[J]. 汽轮机技术,2019,61(1):23-25.
SHENG Wei,LI Qiang,XI Ze-yan,et al. Vibration modal analysis of the last stage blade of 350 MW steam turbine[J]. Turbine Technology,2019,61(1):23-25.
[9] 李 鹏. 基于 ANSYS 的船用汽轮机长扭曲叶片模态分析[J]. 船舶工程,2010,32(4):21-23.
LI Peng. Modal analysis of marine steam turbine blade based on

ANSYS[J]. Ship Engineering,2010,32(4):21-23.

[10] 刘雄彪,李录平,张世海,等. 汽轮机转子叶片模化与模态分析[J]. 汽轮机技术,2015,57(5):329-332.

LIU Xiong-biao,LI Lu-ping,ZHANG Shi-hai,et al. Simulation of blades and modal analysis of steam turbine rotor[J]. Turbine Technology,2015,57(5):329-332.

[11] 戈志华,马立群,李亚华,等. 高背压供热汽轮机低压转子模态分析[J]. 汽轮机技术,2019,61(3):167-170.

GE Zhi-hua,MA Li-qun,LI Ya-hua,et al. Modal analysis of low pressure rotor of high back pressure heating turbine[J]. Turbine Technology,2019,61(3):167-170.

[12] 崔亚辉,张俊杰,蒋东翔,等. 超临界 600 MW 机组汽轮机转子蠕变特性研究[J]. 热力发电,2013,42(12):69-71,75.

CUI Ya-hui,ZHANG Jun-jie,JIANG Dong-xiang,et al. Research on creep characteristic of a supercritical 600 MW unit turbine rotor[J]. Thermal Power Generation,2013,42(12):69-71,75.

[13] 王光定,孟召军. 汽轮机高、中压转子振动的有限元法模态分析[J]. 热力发电,2015,44(9):105-108.

WANG Guang-ding, MENG Zhao-jun. ANSYS-based vibration modal analysis for high pressure and intermediate pressure rotors in a 300 MW unit steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2015,44(9):105-108.

[14] 广瀨德丰,浅见淳一,藤木章,等. 合金粉末的种类及成形压力对烧结低合金钢弹性模量与泊松比的影响[J]. 粉末冶金技术,2007(3):228-232.

HIROSE N,ASAMI J,FUJIKI A,et al. The effects of powder type and compacting pressure on the Young's modulus and Poisson's ratio of sintered low alloy steels[J]. Powder Metallurgy Technology,2007(3):228-232.

[15] 屈立军,李焕群,王跃琴. Q345(16Mn)钢在恒温加载条件下的应力-应变曲线和弹性模量[J]. 火灾科学,2009,18(4):187-191.

QU Li-jun,LI Huan-qun,WANG Yue-qin. Stress-strain relationship and modulus of elasticity of 16Mn steel under loading and constant temperature[J]. Fire Safety Science,2009,18(4):187-191.

(姜雪梅 编辑)