

文章编号:1006-1355(2017)06-0098-04

船用汽轮机组振动激励源特性分析

孙原理¹, 雷博², 郑辉²

(1. 海军装备研究院, 北京 100161; 2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

摘要:船用汽轮机组运行时会产生较强的振动,易引发关键构件的疲劳破坏,而充分了解船用汽轮机组的振动激励源特性是减小其振动的前提。对某船用汽轮机组在不同运行工况下的振动激励源特性进行仿真研究。首先,分别通过理论分析和数值计算得到汽轮机组的旋转和气动激励源,计算不同运行工况下的等效激励力;然后,将等效激励力加载到地面安装条件下的汽轮机组有限元模型上,计算不同工况下汽轮机组的振动响应;最后,通过对比不同工况下汽轮机组的响应特征,确定旋转不平衡力是汽轮机组所受激励的主要成分,并进一步建立船用汽轮机组的振动加速度与机组转速的关系。该研究方法及有关结论对船用汽轮机组减振优化设计具有一定的指导意义。

关键词:振动与波;汽轮机组;激励源;运行参数;振动响应

中图分类号:TM331

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.06.020

Analysis of Characteristics of Vibration Excitation Sources for a Marine Steam Turbine Set

SUN Yuan-li¹, LEI Bo², ZHENG Hui²

(1. Naval Academy of Armament, Beijing 100161, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-sea Exploration(CISSE), Shanghai 200240, China)

Abstract: During operation of the marine steam turbine set, excessive vibration can happen, which may lead to fatigue failures of important components. Therefore, fully understanding the characteristics of vibration excitation sources is a prerequisite for the vibration reduction of the marine steam turbine set. In this paper, a simulation study of a typical steam turbine set is performed and the vibration excitation sources are analyzed under various conditions. Firstly, through theoretical analysis and numerical simulation, the rotor-dynamic and aerodynamic vibration excitation sources are obtained. On the basis, the equivalent excitation forces are calculated. Then, the equivalent excitation forces are applied to a finite element model of the steam turbine set which is rigidly connected to the ground. And the vibration responses of the steam turbine set are calculated under different working conditions. Finally, by comparing the vibration responses, the unbalanced forces of rotation are found to be the dominant vibration excitation source. And the relationship between the vibration acceleration and the rotation speed of the turbine is derived by curve's fitting. This work provides a guideline for the vibration reduction of the marine steam turbine sets.

Key words: vibration and wave; steam turbine set; excitation source; working parameters; vibration response

汽轮机组转子具有跨度长、质量大等特点,考虑到由于加工安装造成的质量偏心,转子在运转时产生不平衡力,同时由于进汽产生气流激励力,进而引发汽轮机组的振动。汽轮机组的振动通过与船体的相连结构传递到船体,激发船体振动,甚至造成关键部件的疲劳破坏。

船用汽轮机组具有功率大、安全可靠要求高等特点,为保证机组可靠稳定运行,其减振问题一直受到广泛关注。汽轮机组减振的前提在于对其激励源和振动特性的分析,分析方法包括通过实验测量进行分析,如晋风华等通过现场测量研究,分析了国产300 MW汽轮机4号轴承不稳定振动的特点^[1];乌日根对某汽轮机组振动数据进行了采集,通过分析发现该机组振动的原因为质量不平衡^[2]。同时,也可通过数值仿真进行分析,其优点在于效率高、耗费资源少,如张回良等计算了汽轮机组在部分进汽条

收稿日期:2017-04-28

作者简介:孙原理(1983-),男,安徽省定远县人,硕士,主要研究方向为核动力工程。

E-mail: syl850122@126.com

件下的振动响应,得到了机组振动与激振力不平衡程度的关系^[3];胡建涛对汽轮机轴系的振动特性进行了研究,为机组的稳定运行提供了参考依据^[4];王志鹏等分析了汽轮机工作转速及叶轮对叶片振动影响的主要阶次范围,为叶片有限元分析设计提供了参考^[5]。在此基础上,可进一步通过仿真计算对汽轮机组的振动激励源特性进行研究。

由以上分析可见,虽然对汽轮机振动特性的仿真分析取得了一定的成果,然而通过仿真对汽轮机振动激励源特性的分析尚不多见。本文以降低某船用汽轮机振动响应为目标,通过对振动激励源进行理论和数值分析,进而计算了不同工况下的等效激励力,并建立该汽轮机组的有限元模型,施加相应激励力,进行不同工况下的仿真计算,分析仿真结果,从而确定了汽轮机组的主要激励源,并得到了振动加速度与汽轮机组转速之间的关系。

1 汽轮机组振动激励源分析

对振动系统的研究主要集中在三个方面:振动激励源的分析、振动传递与衰减的分析、振动响应特性的分析^[6]。为了保证汽轮机组振动响应特性计算结果的可靠性,应先对汽轮机组的振动激励源进行准确分析。其中,汽轮机组的振动激励源包括旋转激励源和气动激励源,前者指由转子质量偏心引起的不平衡力,后者指由进汽引起的气流激励力(简称气流力)。

1.1 旋转激励源分析

转子在转动时会受到由于质量偏心引起的离心力、离心力矩,其大小与偏心质量、偏心距及转速有关。这种方向、大小呈周期性变化的不平衡力会激发汽轮机组的振动,甚至引发故障。而导致转子质量偏心的原因有加工和装配时存在误差、叶片磨损、转子形变等^[7]。

本文所研究的汽轮机组中的汽轮机部分如图1所示。机组具有一个转子,转子通过三个轴承与机组缸体相连,沿X轴正方向依次为轴承1、轴承2、轴承3。转子的不平衡程度可用转子的许用不平衡量表示,根据转子的质量偏心模型和ISO1940平衡等级标准计算,该转子的许用不平衡量为

$$m = 1\ 000\ GW/r\omega \quad (1)$$

其中 m 表示许用不平衡量, r 表示校正半径, W 表示转子质量, G 表示动平衡精度等级,根据ISO 1940平衡等级标准取2.5, ω 表示转子转速。

根据转子的许用不平衡量和校正半径,可估算转子的不平衡量为

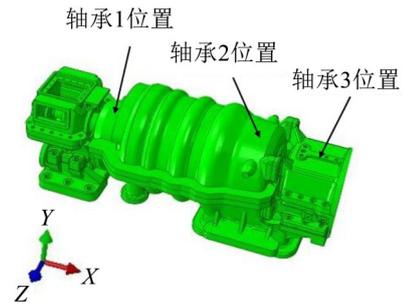


图1 汽轮机部分三维模型

$$U = mr \quad (2)$$

其中 U 表示转子的不平衡量。

由转子的不平衡量而产生的离心力为

$$F = U\omega^2 \quad (3)$$

其中 F 表示离心力。

由上式所得的离心力按叶轮质量分配到各级叶轮,以此作为转子不平衡力的近似值。

1.2 气动激励源分析

在汽轮机组的运行过程中,由于进汽产生的压差,使得转子发生径向偏移,转子与汽缸形成漩涡,进而激发汽轮机组的振动^[8]。各级叶轮所受气流力因进汽情况和其他设计参数的不同而不同^[9],合理安排进汽方式等措施有利于减小气流力,进而减小汽轮机组振动。

所研究汽轮机组的叶轮三维模型如图2。

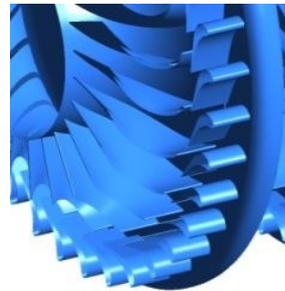


图2 叶轮三维计算模型

据此建立通流部分CFD计算模型,进行通流部分的非定常计算。基于非定常计算结果,提取汽轮机组通流部分的气流负载特性,进而得到不同转速下机组各级叶轮所受气流力的近似值。

1.3 不同工况下的等效激励力

所研究汽轮机组的运行状态按负载大小可分为15%负载、50%负载、100%负载、120%负载四种,对应转速依次为5 900 r/min、7 200 r/min、8 900 r/min、9 500 r/min,按运行时所受激励情况可分为只受不平衡力、只受气流力、不平衡力和气流力共同激励三种情况。根据负载和激励力的不同组合,建立如表1所示的五种计算工况。

为便于后续仿真分析,根据力系等效原理,将各工况下汽轮机组所受的不平衡力和气流量等效为作用于三个轴承处的等效激励力,见表1。值得说明的是,机组转速为7 200 r/min和8 900 r/min时,气流力的等效激励力包含多个频率分量,两者在轴承1处的等效激励力见图3。

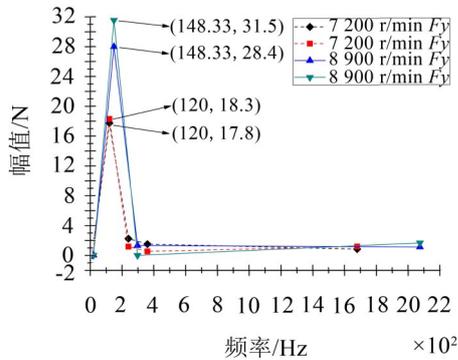


图3 气流力在轴承1处的等效激励力

由于气流力的等效激励力中高频分量的幅值远小于轴频分量的幅值,因此,在各计算工况下等效激励力的计算中,只考虑了气流力的轴频分量。

表1 汽轮机组计算工况表

计算工况	转速/(r·min ⁻¹)	频率/Hz	激励力	轴承1		轴承2		轴承3	
				F _y /N	F _z /N	F _y /N	F _z /N	F _y /N	F _z /N
工况1	5 900	98.33	不平衡力+气流量	377.5	567.6	399.2	608.7	80.2	78.2
工况2	7 200	120	不平衡力+气流量	441.0	595.5	442.9	631.6	123.5	111.9
工况3	8 900	148.33	气流量	28.4	31.5	20.8	34.9	10.2	11.6
工况4	8 900	148.33	不平衡力+气流量	537.6	637.8	488.6	642.8	205.3	181.2
工况5	9 500	158.33	不平衡力+气流量	623.8	729.3	480.4	669.1	221.8	201.2

3 汽轮机组的振动响应分析

3.1 汽轮机组固有频率

汽轮机组的固有频率是汽轮机组的固有属性,对汽轮机组固有频率的研究,是减小汽轮机组振动响应和提高汽轮机组运行稳定性的前提。仿真计算中均使用商业软件Abaqus,对有限元模型进行模态分析,得到汽轮机组的固有频率,其前10阶固有频率见表2。

表2 汽轮机组固有频率

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	242.22	6	484.44
2	317.58	7	550.46
3	336.69	8	561.31
4	366.08	9	596.12
5	426.00	10	640.60

2 仿真计算模型

船用汽轮机组结构复杂,主要包括转子、汽缸、轴承等结构。本文研究的汽轮机组有限元模型由1 068 951个单元组成,共893 749个节点,汽轮机组主要结构中汽轮机部分的有限元模型如图4所示。

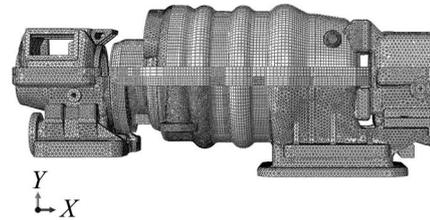
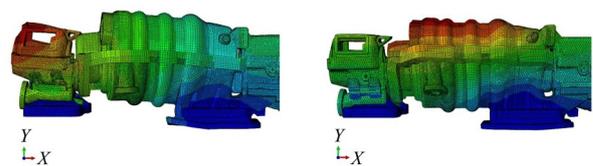


图4 汽轮机部分有限元模型

所用材料的各项属性包括:密度为7 800 kg·m⁻³,弹性模量为2.1×10¹¹ Pa,泊松比为0.3。由于本文旨在通过计算汽轮机组的振动响应,对船用汽轮机组的振动激励源特性进行分析,为便于仿真分析,简化汽轮机组的安装条件为地面安装。约束汽轮机组机脚处节点的全部自由度,以模拟地面安装条件。

3.2 汽轮机组振动响应

在汽轮机组有限元模型对应节点处分别施加如表1所示的等效激励力,计算表1所示的各工况下汽轮机组的振动响应,工况3、4下汽轮机组中汽轮机部分的振动加速度见图5。



(a) 工况3

(b) 工况4

图5 工况3、4下汽轮机部分加速度云图

工况1、2、5下的振动加速度与工况4下的振动加速度虽响应幅值不同,但响应分布相似,固不再单独列出云图,其原因在于工况1、2、4、5下,汽轮机组均受不平衡力和气流量共同作用,且从表1和表2可知,上述工况下的激励频率均小于汽轮机组的第1

阶固有频率,所能激起汽轮机组的主要模态相同。

汽轮机组在各工况下的最大振动加速度见表3。结果表明,工况5下机组转速为9 500 r/min,汽轮机组受不平衡力和气流量共同激励时,其振动响应最剧烈,最大振动加速度为 $2.717 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 。进一步对比工况1、2、4、5下的计算结果可知,在汽轮机组受不平衡力和气流量共同激励时,机组振动响应随转速的提高而增大。

表3 汽轮机组最大振动加速度

工况	机组转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	激励力	最大加速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
1	5 900	不平衡力+气流量	0.597 5
2	7 200	不平衡力+气流量	1.043
3	8 900	气流量	0.011 8
4	8 900	不平衡力+气流量	2.027
5	9 500	不平衡力+气流量	2.717

对比工况3、4,机组转速均为8 900 r/min,工况3下汽轮机组只受气流量激励,其最大振动加速度为 $0.011 8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,而工况4下汽轮机组受不平衡力和气流量共同激励,其最大振动加速度为 $2.027 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,前者仅为后者的0.58%。由此可知,在相同转速下,汽轮机组受不平衡力和气流量共同激励时,其振动响应远超过汽轮机组仅受气流量激励时,可确定汽轮机组的振动主要是由旋转不平衡力引起,因此,汽轮机组主要的振动激励源是旋转激励源,而非气动激励源。

根据上述结果,提出汽轮机组减振的措施:不平衡力是产生机体振动的主要激励源,可控制转子的制造误差^[10],保证转轴对中,以减小不平衡力。

4 转速对振动响应的影响

汽轮机组的振动激励源大小和运行参数有关,因此,建立汽轮机组的振动响应和运行参数之间的关系,间接表明了汽轮机组的振动响应和振动激励源之间的关系。由表1可知,汽轮机组的等效激励力和机组转速有关,且由上述分析可知,汽轮机组的最大振动加速度随机组转速的提高而增大,故进一步建立汽轮机组的最大振动加速度和机组转速之间的关系。

根据表3中工况1、2、4、5,拟合得到式(4)表示的汽轮机组最大振动加速度与机组转速的关系,拟合曲线如图6所示。

$$A = 6.111 63 - 0.001 88 \times r + 1.595 41 \times r^2 \quad (4)$$

其中 A 表示汽轮机组的最大振动加速度, r 表示机组转速。

上述结果表明,地面安装条件下,汽轮机组的最

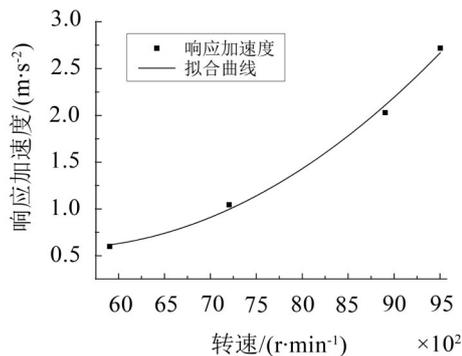


图6 汽轮机组最大振动加速度-机组转速变化图

大振动加速度和机组转速之间近似成二次关系。这为进一步研究实船安装条件下汽轮机组的振动响应和振动激励源之间的关系提供了参考。

5 结语

本文在对汽轮机组不平衡激励源和气动激励源分析基础上,计算了不同工况下的等效激励力,将等效激励力施加到地面安装条件下的汽轮机组有限元模型上,分别计算了不同工况下的振动响应,并对汽轮机组的最大振动加速度与机组转速之间的关系进行了拟合。

结果表明,旋转激励源为汽轮机组主要的振动激励源;地面安装条件下,汽轮机组的最大振动加速度与机组转速近似成二次关系,该结论对汽轮机组的减振优化设计具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] 晋风华,李录平,胡幼平,等. 国产300 MW汽轮机4号轴承不稳定振动问题研究[J]. *汽轮机技术*, 2006, 48(5): 376-378.
- [2] 乌日根. 汽轮发电机组转子不平衡振动问题研究[D]. 华北电力大学, 2015.
- [3] 张回良,吴伟亮,张珍宝. 部分进汽条件下汽轮机组振动情况的研究分析[J]. *机械设计与研究*, 2011, 27(3): 31-34.
- [4] 胡建涛. 600 MW汽轮发电机组转子轴系振动特性研究[D]. 北京:华北电力大学, 2013.
- [5] 王志鹏,符栋梁,钟焱. 叶轮对汽轮机叶片振动特性的影响分析[J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(6): 94-96.
- [6] 李开福. 结构激励源识别及振动贡献量分析[D]. 武汉:华中科技大学, 2013.
- [7] 张越. 600 MW汽轮机组振动故障诊断方法的研究[D]. 北京:华北电力大学, 2015.
- [8] 张印. 船用汽轮机组转子振动问题分析[J]. *科技创新与生产力*, 2016(7): 73-74.
- [9] 柴山,张耀明,马浩,等. 汽轮机调节级的气流激振力分析[J]. *应用数学和力学*, 2001, 22(7): 706-712.
- [10] 张祖德. 旋转机械转子不平衡的故障诊断[J]. *特钢技术*, 2008, 14(4): 49-52.