

ICS 27.040
K 54



中华人民共和国国家标准

GB/T 36043—2018

大型汽轮发电机组轴系动力 特性技术规范

Specification of large-scale steam turbine-generator shafting
dynamic characteristics

2018-03-15 发布

2018-10-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
引言	II
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 设计原则	2
5 设计要求	2
6 分析对象	2
7 分析模型	3
8 计算方法	4
9 设计细则	4
10 设计流程及要求	7
附录 A (规范性附录) 轴承座的模型简化	10
附录 B (规范性附录) 不平衡响应计算与评价	11
附录 C (规范性附录) Q 因子计算与评价	12
附录 D (规范性附录) 可接受的轴系扭振频率评价准则	14
附录 E (资料性附录) 大型汽轮发电机组轴系动力特性设计基本流程	15

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准由中国电器工业协会提出。

本标准由全国汽轮机标准化技术委员会(SAC/TC 172)归口。

本标准起草单位:上海发电设备成套设计研究院有限责任公司、哈尔滨汽轮机厂有限责任公司、上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂、东方电气集团东方汽轮机有限公司。

本标准主要起草人:孙庆、李汪繁、王秀瑾、蒋俊、刘书秀、崔建国、冀大伟、高韶、郭勇。

引 言

随着我国电力设备制造业的发展,为进一步落实节能减排、节水环保的能源政策,以及满足电厂用户的多种需求,研制开发多种形式的大功率高参数汽轮发电机组已是当务之急。轴系是大型汽轮发电机组的关键部套之一,其动力特性的优劣直接影响新型大容量机组的设计技术水平和运行效果。

对于大功率高参数汽轮机而言,存在高中压部分的间隙汽流激励效应,影响轴系振动的稳定性;而采用空冷方式冷却低压排汽的汽轮机,其排汽端的背压及温度等参数变化范围大、波动频繁,影响轴承标高及轴系振动稳定性等特性;目前汽轮机部分采用轴承座与低压汽缸连接或半连接结构,上述影响也会变得更为明显,因此,大型汽轮发电机组轴系设计阶段所考虑的因素及设计流程需要进行相应的扩展。

随着机组容量的提高,转子数也相应增加,支撑汽轮发电机组的框架式基础结构也更为庞大,鉴于机组轴系与汽轮机基础之间动力特性的耦合加强,对大功率机组基础的支撑要求也在不断提高,故电力设计部门早前提出的《动力机器基础设计规范》的使用范围有可能受到限制。依照我国的现行体制,机组与基础的设计分属设备制造和电力两个行业进行,机组与基础在制造安装后可能出现动力特性不够匹配的问题,直接影响机组的正常投运和长期安全运行。我国在经过几十年的实践后,无论是设备制造部门还是电力设计部门都认为有必要将机组与基础作为一个整体系统来考虑,因此,在设计阶段,需要将机组与基础作为一个系统来进行轴系振动特性的考核,以保证大型机组与基础的动力特性有良好的匹配。

随着电力建设的发展,机组所处的电网环境也日益复杂,大功率机组将受到多种电磁激励的冲击,故针对具有较大扭振剪应力的汽轮机轴系,在某些特殊激励工况下进行强度和安全性评估也应纳入轴系动特性设计规范中。

为使我国汽轮发电机组轴系设计技术能同步适应机组大型化及国际市场的开发需要,从设计上使轴系振动稳定性满足大功率高参数机组长期安全稳定运行的要求,依据技术发展状况及相关设计规范编写本标准。本标准可作为大型汽轮发电机组轴系动力特性设计的技术指导,但不作为工程验收的依据。机组制造、安装、动平衡、运行及基础设计、施工均应符合有关技术条件。本标准不涉及电网但需考虑来自电网的扰动激励。

大型汽轮发电机组轴系动力 特性技术规范

1 范围

本标准规定了大型汽轮发电机组轴系动力特性的设计要求、设计项目内容、计算方法、设计判据、模型简化、边界参数确定及设计流程等。

本标准适用于定转速的 300 MW 等级及以上的大功率汽轮发电机组,其他容量或不同电站汽轮机也可参考使用。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 2298 机械振动、冲击和状态监测 词汇

3 术语和定义

GB/T 2298 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。为了便于使用,以下重复列出了 GB/T 2298 中的某些术语和定义。

3.1

支承动刚度 **support dynamic stiffness**

支承系统中,某点的力与该点或另一点位移的复数比。

3.2

阻尼临界转速 **damping critical speed**

旋转频率与轴系有阻尼弯曲振动固有频率相等时对应的转速。

3.3

实际临界转速 **real critical speed**

轴系特征点的强迫振动振幅达到最大峰值时的转速。

3.4

失稳转速 **stability threshold speed**

失稳阈值

轴颈开始偏离稳定运动时的转速。

3.5

对数衰减率 **logarithmic decrement**

单自由度系统在阻尼固有频率振动时,任意两个相继的振动量最大値之比的自然对数。

[GB/T 2298—2010,定义 3.97]

3.6

不平衡响应 **unbalance response**

转子质量中心对旋转轴中心的偏离引起的惯性载荷——由不平衡力激起的转子支承系统的振动输

出量。

3.7

扭振频率 torsional vibration frequency

轴系扭转振动时,轴系特征点的强迫振动角位移振幅达到最大峰值时的转速,不计阻尼条件下,多质量系统自由扭转振动方程特征矩阵中的一系列特征值。

3.8

两相短路 two-phase short-circuit

发电机出线端三相交流线路在故障点处两相之间线对线突然短路。

3.9

萨默菲尔德数 Sommerfeld number

表示滑动轴承承载状况的无量纲载荷系数,与轴承的比压、间隙比、工作转速及润滑油粘度相关。

3.10

Q 因子 Q factor

评价共振转速响应峰值灵敏度的无因次量纲。

4 设计原则

轴系动力特性设计的基本原则是:

- 合理性:原理上相对较合理,有一定的工程应用实践基础;
- 偏安全性:在实际与理论差别较大、较难把握时,尽量用偏安全的处理方法;
- 实际应用性:工程应用较方便,不易出差错。

5 设计要求

5.1 在可能的运行转速范围内,汽轮发电机组轴系强迫振动响应值应控制在动静部件径向间隙许可范围内,并尽可能小,确保维持动静部件的运转间隙,并使转子传给轴承的动态激振力也尽可能小。轴系临界转速应避开工作转速一定范围,关键考核点的不平衡响应幅值应小于许可值。

5.2 在运行转速范围内及多种设计运行负荷条件下,转子及轴承系统不应出现轴承油膜振荡或蒸汽激励引起的自激失稳振动。

5.3 系统动力特性应对制造安装误差及运行工况变化在一定区间内不敏感。转子、轴承与轴承座及基础的动力特性匹配良好,使轴系临界转速对支承刚度变化不敏感;轴承支承位置设计合理,使轴承负荷对轴承标高变化不敏感;轴承阻尼特性良好,使系统振动响应对不平衡变化不敏感;大直径轴承要有较大的承载范围。对于空冷汽轮机,低压转子的轴承支承宜采用落地或半落地式的轴承座。

5.4 对机组轴系的扭转振动固有频率及振型进行计算。考虑到电网扰动可能引起扭振激励,轴系扭振频率至少应避开电网线频率、二倍线频率的共振,即在运行转速范围内,轴系的固有扭振频率与线频率及二倍线频率应有足够的避开率。

5.5 针对发电机机端的两相短路故障工况,要求转子部件包括连接部件、长叶片以及其他弹性分支结构等,应保证足够的强度以抵抗机端两相短路及其他各种事故工况产生的扭转剪切应力。

6 分析对象

6.1 大功率汽轮发电机组轴系的弯曲振动和稳定性分析,选择汽轮机、发电机、励磁机的所有转子、轴承、轴承座及基础作为分析对象。发电机小轴系的动力特性分析,允许选择由一根低压转子和发电机、