

亚临界和超临界汽轮机强度振动 与寿命设计判据的研究*

史进渊 杨宇 孙庆 杨光海
(上海发电设备成套设计研究所 上海 200240)

摘要：根据多年的科研成果提出了亚临界和超临界汽轮机部件的强度、振动与寿命的 20 个设计判据。给出了汽轮机的部件静强度、结构有限元分析、隔板刚度、低压缸刚度、汽轮机胀差、叶片动强度、整体围带叶片动强度、长叶片颤振、第一种调频叶片振动、第二种调频叶片振动、整圈连接叶片组振动、轴系临界转速、轴系油膜涡动的稳定性、不平衡响应、轴系扭振频率、轴系扭振应力、汽流激振、低周疲劳寿命、蠕变寿命和蠕变与低周疲劳交互作用下寿命等 20 个设计判据和这些设计判据的应用范围。使用这些设计判据，可以在设计阶段校核和分析汽轮机部件的强度、振动和寿命设计的安全性及可靠性，为大型汽轮机的研制和生产提供了科学的依据。

关键词：汽轮机 可靠性设计 强度设计 振动设计 寿命设计 设计判据

中图分类号：TK262

0 前言

汽轮机部件的强度、振动和寿命的计算分析与校核是汽轮机安全性和可靠性设计的重要内容。随着科学技术的发展，汽轮机部件的强度、振动和寿命设计技术的研究取得了不少新的进展。国内火电结构优化和技术升级，对高参数、大容量的超临界汽轮机、耗水少的空冷汽轮机和参与调峰的联合循环汽轮机的研制和生产又提出了新的要求。汽轮机部件的强度、振动和寿命的设计判据现已成为这些汽轮机设计的关键技术。根据作者单位和国内学者^[1-7]多年的科研成果，研究和总结汽轮机部件的强度、振动与寿命的设计判据是一项有益的工作。

1 强度设计判据

1.1 静强度

1.1.1 常规设计的静强度

汽轮机叶片、转子、隔板、气缸、阀壳、阀杆和螺栓等部件静强度常规设计的设计判据为

$$\bar{s} < [s] \quad (1)$$

式中 \bar{s} ——部件的截面平均应力

$[s]$ ——许用应力

1.1.2 结构静强度有限元分析

随着计算机技术的发展，大型有限元分析商用

软件(ANSYS 软件、NASTRAN 软件、ADINA 软件和 SAP 软件等)在汽轮机部件的强度设计中广泛应用。应用有限元计算结果校核汽轮机部件强度时，碰到了缺少强度设计判据的技术难题。采用有限元分析汽轮机部件弹性应力的强度设计判据为

$$\bar{s} < [s] \quad \text{且} \quad s_{\max} < 2s_{0.2} \quad (2)$$

式中 s_{\max} ——应力集中处弹性计算的峰值应力

$s_{0.2}$ ——材料在工作温度下的屈服极限

1.2 刚度

1.2.1 隔板刚度

汽轮机隔板采用常规设计或有限元分析的设计判据为

$$y_{\max} < [y] \quad (3)$$

式中 y_{\max} ——隔板轴向的最大挠度

$[y]$ ——许用隔板挠度

1.2.2 低压缸刚度

对于低压转子为坐缸式轴承座结构的汽轮机低压缸，在背压变化情况下结构有限元分析的设计判据为

$$y_{\text{vmax}} < [V] \quad (4)$$

式中 y_{vmax} ——轴承座部位低压缸垂直位移

$[V]$ ——许用轴承坐标高变化量

1.2.3 汽轮机胀差

汽轮机转子和气缸稳态温度场与应力场、瞬态温度场与应力场有限元分析的设计判据为

$$d_{\min} < |y_{\text{ra}} - y_{\text{ca}}| < d_{\max} \quad (5)$$

式中 y_{ra} ——典型工况下转子的轴向膨胀量

y_{ca} ——典型工况下气缸的轴向膨胀量

* 上海市优秀学科带头人计划资助项目(04XD14025)。20040309 收到初稿，20040826 收到修改稿

d_{min} ——《汽轮机运行规程》中汽轮机差胀的最小值
 d_{max} ——《汽轮机运行规程》中汽轮机差胀的最大值

1.3 动强度

1.3.1 叶片动强度

调频叶片和不调频叶片动强度的设计判据为

$$A_b \leq [A_b] \quad (6)$$

式中 A_b ——叶片安全倍率的设计值

$[A_b]$ ——叶片安全倍率的界限值

1.3.2 整体围带叶片动强度

整体围带叶片动强度的设计判据为

$$S \geq [S] \quad (7)$$

式中 S ——整体围带叶片的激励指数

$[S]$ ——整体围带叶片的许用激励指数

1.3.3 长叶片颤振

汽轮机长叶片颤振的设计判据为

$$F_L < [F_L] \quad (8)$$

式中 F_L ——叶片抗颤振指数

$[F_L]$ ——叶片许用抗颤振指数

2 振动设计判据

2.1 叶片振动

2.1.1 第一种调频叶片

第一种调频叶片指的是切向 A_0 型振动频率调开第一类(Kn_0)激振力频率的叶片(组),其振动设计判据为

$$f_{d1} - (K-1)n_1 \geq 7.5 \text{ Hz} \quad (9)$$

$$Kn_2 - f_{d2} \geq 7.5 \text{ Hz} \quad (10)$$

式中 n_1 ——工作转速的上限(s^{-1})

n_2 ——工作转速的下限(s^{-1})

f_{d1} ——工作温度下叶片(组)在工作转速高限 n_1 时的实际动频(Hz)

f_{d2} ——工作温度下叶片(组)在工作转速低限 n_2 时的实际动频(Hz)

K ——激振力的转速倍率($K=2, 3, 4, 5, 6$), n_0 为额定工作转速(s^{-1})

2.1.2 第二种调频叶片

第二种调频叶片是指切向 B_0 振动频率调开第二类(Zn_0)激振力频率的叶片组,其振动设计判据为

$$d_{f1} = (f_{s1} - Zn_0) / Zn_0 \times 100\% > 15\% \quad (11)$$

$$d_{f2} = (Zn_0 - f_{s2}) / Zn_0 \times 100\% > 12\% \quad (12)$$

式中 d_{f1} —— B_0 型叶片振动频率(经温度修正)大

于 Zn_0 的避开率

d_{f2} —— B_0 型叶片振动频率(经温度修正)小于 Zn_0 的避开率

n_0 ——额定工作转速

Z ——静叶片数或当量喷嘴数

f_{s1} ——全级叶片组最低的 B_0 型振动实际静频率(经温度修正)

f_{s2} ——全级叶片组中最高的 B_0 型振动实际静频率(经温度修正)

2.1.3 整圈连接叶片组

对于采用围带、松拉金或 Z 型拉金等连接的整圈叶片组,其振动设计判据为避开三重点共振^[2]。

三重点共振的条件为

$$m = K = \frac{f_{dm}}{n} \quad (13)$$

式中 m ——整圈叶片组振动的节径数

K ——激振力的转速倍率

n ——工作转速

f_{dm} ——节径数为 m 的振型下整圈叶片组的动频率

2.2 轴系弯曲振动

汽轮发电机组轴系弯曲振动设计判据包括以下三个方面的内容。

2.2.1 轴系临界转速

汽轮发电机组轴系临界转速应避开下列区域

$$0.9n_0 < n_c < 1.1n_0 \quad (14)$$

$$0.2n_0 < n_c < 0.6n_0 \quad (15)$$

$$1.8n_0 < n_c < 2.2n_0 \quad (16)$$

式中 n_c ——汽轮发电机组轴系的实际临界转速

n_0 ——额定工作转速

避开第一个区域意味着轴系临界转速应避开工作转速频率的激振力;避开第二个区域意味着轴系临界转速应避开 $n_0/4, n_0/3, n_0/2$ 的分谐波共振和油膜涡动;避开第三个区域意味着轴系临界转速应避开由于轴系刚性不匀而引起的激振力。

2.2.2 轴系油膜涡动的稳定性

汽轮发电机组轴系油膜涡动稳定性的设计判据

$$n_s > 1.25n_0 \quad (17)$$

式中 n_s ——轴系油膜涡动引起的失稳转速

n_0 ——额定工作转速

2.2.3 不平衡响应

不同的不平衡分布条件对应不同的不平衡响应的评价标准。在采用某著名汽轮机制造公司的不平衡分布的条件下,不平衡响应的设计判据为

$$y_{max} < 50 \mu\text{m} \quad (18)$$

$$y_{bmax} < 12.5 \mu m \quad (19)$$

式中 y_{rmax} ——轴颈最大不平衡响应峰峰值(μm)
 y_{bmax} ——支座最大不平衡响应峰峰值(μm)

2.3 轴系扭转振动

汽轮发电机组扭转振动的设计判据包括以下两个方面的内容。

2.3.1 轴系扭振频率

汽轮发电机组轴系扭振频率 f_m 的计算值应避开下列区域

$$45 \text{ Hz} \leq f_m \leq 55 \text{ Hz} \quad (20)$$

$$93 \text{ Hz} \leq f_m \leq 108 \text{ Hz} \quad (21)$$

避开第一个区域意味着轴系扭振频率应避开工频瞬态电磁力矩激励(冲击扭振)；避开第二个区域意味着轴系扭振频率应避开倍频瞬态电磁力矩激励(超同步共振)。

2.3.2 轴系扭振应力

发电机端二相短路时，汽轮发电机组转子任何部位的最大名义切应力 t_{max} 应小于材料抗扭屈服极限，设计判据为

$$t_{max} < t_s \quad (22)$$

式中 t_{max} ——发电机二相短路转子最大名义切应力
 t_s ——材料抗扭屈服极限

2.4 汽流激振

汽流激振是国内外许多单位正在研究的课题，汽轮机防止汽流激振的轴系稳定性的设计判据国内外尚未统一看法，阶段性的研究成果给出以下两种设计判据^[3]。

(1) 在考虑汽流激振影响的最恶劣工况下，把轴系对数衰减率 d 作为考虑汽流激振的轴系稳定性安全的设计判据为

$$d < 0.065 \quad (23)$$

式中 d ——考虑汽流激振影响的最恶劣工况下轴系的对数衰减率

(2) 采用相对失稳流量阈值 q_{moth} 和相对失稳转速阈值 n_{moth} 来评价汽流激振情况下轴系稳定性应该具有的设计裕度，设计判据为

$$q_{moth} = q_{mnop} / q_{m0} \geq 1.5 \quad (24)$$

$$n_{moth} = n_{mnop} / n_{m0} \geq 1.5 \quad (25)$$

式中 q_{m0} ——主蒸汽最大流量
 n_{m0} ——汽轮机额定工作转速
 q_{mnop} ——汽轮机发生蒸汽涡动时失稳蒸汽流量的阈值
 n_{mnop} ——汽轮机发生蒸汽涡动时失稳转速的

阈值

q_{moth} ——失稳相对蒸汽流量的阈值

n_{moth} ——失稳相对转速的阈值

3 寿命设计判据

汽轮机开展寿命设计的关键部件主要有转子、气缸、阀壳、喷嘴室和蒸汽管道等大型部件。在设计阶段计算并校核的汽轮机关键部件的寿命，主要有低周疲劳寿命、蠕变寿命以及蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命。

3.1 低周疲劳寿命

大型汽轮机低温部件低周疲劳寿命的设计需考虑冷态启停低周疲劳寿命、温态启停低周疲劳寿命、热态启停低周疲劳寿命、极热态启停低周疲劳寿命和负荷变动低周疲劳寿命符合要求，设计判据为

$$E_N = \frac{n_c}{N_c} + \frac{n_w}{N_w} + \frac{n_h}{N_h} + \frac{n_r}{N_r} + \frac{n_l}{N_l} < a \quad (26)$$

式中 E_N ——汽轮机部件低周疲劳寿命累积损耗

N_c ——汽轮机部件冷态启停的低周疲劳寿命的设计值

N_w ——汽轮机部件温态启停的低周疲劳寿命的设计值

N_h ——汽轮机部件热态启停的低周疲劳寿命的设计值

N_r ——汽轮机部件极热态启停的低周疲劳寿命的设计值

N_l ——汽轮机部件负荷变动的低周疲劳寿命的设计值

n_c ——用户要求的冷态启动次数

n_w ——用户要求的温态启动次数

n_h ——用户要求的热态启动次数

n_r ——用户要求的极热态启动次数

n_l ——用户要求的负荷变动次数

a ——用户要求的总寿命损耗。通常 $a < 1$ ，寿命损耗留有 $(1-a)$ 的余量以备突发性事故

3.2 蠕变寿命

大型汽轮机高温部件蠕变寿命的设计判据为

$$t_r \geq m t_y \quad (27)$$

式中 t_r ——蠕变寿命的设计值

m ——用户要求的运行年数

t_y ——年平均运行小时数

3.3 蠕变与低周疲劳交互作用下寿命

汽轮机高温部件在蠕变与低周疲劳交互作用下

寿命的设计判据为

$$E = \frac{n_c}{N_c} + \frac{n_w}{N_w} + \frac{n_h}{N_h} + \frac{n_r}{N_r} + \frac{n_l}{N_l} + \frac{mt_y}{t_r} < a \quad (28)$$

式中 E ——蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命累积损耗

4 应用情况

为了保证汽轮机的安全性和可靠性,在研制和生产大型汽轮机的设计阶段,必须考虑以上汽轮机部件强度、振动和寿命的 20 个设计判据,保证设计合格是生产安全可靠汽轮机的前提。由于超临界汽轮机主蒸汽参数比亚临界汽轮机高,强度和寿命问题更为突出;由于超临界汽轮机蒸汽密度比较大,汽流激振问题更为突出。空冷汽轮机背压高且背压变化频繁,末级叶片的颤振和低压缸的刚性设计更为重要。大型燃气与蒸汽联合循环汽轮机的特点是快速启停,对汽轮机部件的寿命设计有很高的要求。近期投运的大型亚临界汽轮机、超临界汽轮机和空冷汽轮机,用户对汽轮机调峰有很高的要求,现行设计一般不进行寿命计算和校核,这个问题应当引起汽轮机行业的重视。下表给出了汽轮机部件的强度、振动与寿命的设计判据的应用范围,供有关制造企业和电力企业参考。

表 设计判据的应用范围

序 号	设计判据名称	亚临界	超临界	空冷	联合循环
1	常规设计的静强度	*	*	*	*
2	结构静强度有限元分析	—	**	*	**
3	隔板刚度	*	*	*	*
4	低压缸刚度	—	*	**	—
5	汽轮机胀差	*	*	*	*
6	叶片动强度	*	*	*	*
7	整体围带叶片动强度	*	*	*	*
8	长叶片颤振	*	*	**	—
9	第一种调频叶片振动	*	*	*	*
10	第二种调频叶片振动	*	*	*	*
11	整圈连接叶片组振动	*	*	*	*
12	轴系临界转速	*	*	*	*
13	轴系油膜涡动稳定性	*	*	*	*
14	不平衡响应	*	*	*	*
15	轴系扭振频率	*	*	*	*
16	轴系扭振应力	*	*	*	—
17	汽流激振	*	**	*	—
18	低周疲劳寿命	**	**	**	**
19	蠕变寿命	**	**	**	**
20	蠕变与低周疲劳交互作用下寿命	**	**	**	**

注:* 为设计中应进行的计算和校核,** 为目前尚未开展但又必须进行

的计算和校核

5 结论

(1) 提出了汽轮机部件的强度、振动与寿命的 20 个设计判据,在传统的汽轮机部件结构强度设计的基础上,考虑了多年来汽轮机部件结构有限元分析、长叶片颤振、转子动力学、汽流激振和寿命评定的研究成果,使得汽轮机部件的设计所考虑问题更为全面、更符合实际。给出的设计判据,原则上也可应用于燃气轮机部件的强度、振动与寿命的设计计算与校核。

(2) 使用提供的汽轮机部件的强度、振动与寿命的 20 个设计判据,可以在设计阶段定量校核汽轮机部件的强度、振动和寿命设计的安全性与可靠性,也可以在使用阶段分析汽轮机部件的事故原因。汽轮机部件的强度、振动与寿命的设计判据的研究和应用,为大功率亚临界汽轮机、超临界汽轮机、空冷汽轮机和联合循环汽轮机的设计、研制、生产和改进提供了科学依据。

参 考 文 献

- 1 杨光海. 汽轮机叶片的安全防护. 北京:机械工业出版社, 1992
- 2 黄文虎, 邓连超, 赵玉昌. 一类周期性结构的振动分析. 哈尔滨工业大学学报, 1979, 11(3): 11~30
- 3 史进渊, 孙庆, 危奇, 等. 超临界汽轮机汽流激振的研究. 动力工程, 2003, 23(5): 2 620~2 623
- 4 史进渊, 林振坤, 龚汉声. 汽轮机旋转部件振动可靠性设计的研究. 机械工程学报, 1992, 28(6): 51~56
- 5 史进渊, 袁伯英, 孙庆, 等. 透平转子的可靠性设计. 应用力学学报, 1999, 16(4): 109~113
- 6 史进渊. 汽轮机零件和系统的可靠性设计. 中国电机工程学报, 1996, 16(1): 50~53
- 7 史进渊, 孙庆, 杨宇, 等. 大型汽轮机部件蠕变寿命的设计和评估. 中国电机工程学报, 2002, 22(3): 103~107

STUDY ON DESIGN CRITERIA OF STRENGTH AND VIBRATION AS WELL AS LIFE FOR SUBCRITICAL AND SUPERCRITICAL STEAM TURBINES

Shi Jinyuan Yang Yu Sun Qing Yang Guanghai
(Shanghai Power Equipment Research,
Shanghai 200240)

Abstract: According to many achievements in scientific re-

(下转第 207 页)