Vol. 37 No. 1

Journal of Mechanical & Electrical Engineering

Jan. 2020

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.01.012

汽轮机低压扭叶片强度和振动的可靠性分析*

田泽瑜1,魏佳明2,李祎曼2,卢红远1,米海波1

(1. 杭州汽轮机股份有限公司,浙江 杭州 310006;2. 杭州汽轮动力集团有限公司,浙江 杭州 310006)

摘要:针对汽轮机和整个电站的安全工作问题,对汽轮机动叶片进行了安全可靠性分析,以某汽轮机低压扭叶片为例,研究了其强 度振动可靠性。首先确定了叶片材料、转速以及蒸汽流量等随机变量的分布类型,同时采用了确定性有限元分析法、二阶多项式响 应面法和 Monte-Carlo 模拟法相结合的方法,确定了低压扭叶片静强度、动强度及振动的可靠度;同时,研究了随机变量对强度和振 动的概率敏感性。研究结果表明:静强度、动强度及振动可靠度分别为 R=1.0,R=0.98,R=1.0,当同时考虑强度和振动失效模式 时,叶片强度振动设计的可靠度 R=0.98,未能达到 99.73% 的要求($\pm 3\sigma$ 准则);材料密度分散性对强度和振动影响最为明显,须 对材料密度分散性进行严格控制。

关键词:可靠性:响应面:概率敏感性:Monte - Carlo 模拟法

中图分类号:TH114;TK26

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)01-0064-05

Reliability analysis of strength and vibration of low pressure blade of steam turbine

TIAN Ze-yu¹, WEI Jia-ming², LI Yi-man², LU Hong-yuan¹, MI Hai-bo¹

(1. Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310006, China;

2. Hangzhou Steam Turbine Power Co., Ltd., Hangzhou 310006, China)

Abstract: Aiming at the safety of steam turbine and the whole power plant, the research on the reliability analysis of steam turbine blade was conducted. By taking a low-pressure steam turbine blade as an example, the distribution types of random variables such as blade material, rotational speed and steam flow rate were determined firstly; Meanwhile, deterministic finite element method, response surface method and Monte-Carlo simulation method were combined to determine the reliability indexes. The probabilistic sensitivity of random parameters to static strength and vibration was also discussed. The results indicate that the reliability indexes of static strength, dynamic strength and vibration are 1.0,0.98,1.0 respectively. When both strength and vibration failure modes are considered, the reliability index R = 0.98, which failed to meet the requirement of 99.73% ($\pm 3\sigma$ criterion). The sensitivity results of reliability show that the density of material has the strongest influence on static strength and vibration, therefore, the density of materials should be strictly controlled.

Key words: reliability; response surface; probability sensitivity; Monte-Carlo simulation

引

汽轮机叶片是汽轮机的关键部件,其安全可靠性 直接关系到汽轮机和整个电站的安全。汽轮机低压级 扭叶片在运行时承受巨大的离心力、蒸汽力、蒸汽激振 力等的共同作用。目前,广泛采用确定性强度振动设 计准则对汽轮机叶片进行校核。但是实践证明,由于 汽轮机叶片在实际加工和使用过程中,其材料属性、几 何尺寸、工作条件等都存在随机性,受此影响,汽轮机 叶片强度和振动特性也存在一定的分散性。传统强度

收稿日期:2019-05-07

基金项目:杭州市科学技术委员会重大科技创新专项(20172011A02)

作者简介:田泽瑜(1985 -),男,浙江杭州人,工程师,主要从事机械设计和系统工程设计方面的研究。E-mail:tianzy@htc.cn

振动设计准则是把所有设计变量看成是定值,并保证 一定的安全裕度,没有充分考虑参数的随机性,不能预 估设计风险。

鉴于确定性强度振动分析方法存在弊端,需要对 汽轮机叶片进行强度振动可靠性研究。近年来很多学 者从多方面对结构可靠性进行了研究与分析。基于概 率的可靠性分析方法在目前结构可靠性分析方法中应 用最为广泛。艾书民等[1] 采用 Monte-Carlo 法对某型 发动机第一级涡轮转子叶片进行了可靠性分析:刘占 生等[2]基于 Monte-Carlo 法,研究了重型燃气轮机压气 机叶片的材料属性、叶高和叶片安装值对压气机叶片 强度影响;段巍等[3]基于响应面方法,考虑随机因素 的影响,对汽轮机直叶片进行了静动频概率设计及敏 感性分析。

针对上述分析,本文采用基于概率分析的可靠性 分析方法,并将有限元-二阶多项式响应面-Monte-Carlo 法相结合,对某汽轮机低压扭叶片开展可靠性分析,得 到可靠度。最后对叶片强度振动进行概率敏感性分 析,得到随机参数对其影响程度[4-6]。

强度振动可靠性分析方法

1.1 可靠度计算

叶片可靠度是指叶片在规定条件下和规定时间区 间内完成规定功能的概率。可靠度数值范围在0~1之 间,可靠度数值越大,结构失效概率越低。同时,可认为 当样本数足够多的时候,可靠度的置信度趋近于 100% 。

叶片静强度可靠度[7]的求解如下:

$$R = P(x_s > x_l) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-\infty}^{\infty} f_l(x_l) dx_l \right] f_s(s_s) dx_s$$
 (1)

式中: $f_l(x_l)$ — 应力概率密度: $f_s(x_s)$ — 强度概率密度。

当影响 $f_i(x_i)$ 和 $f_i(x_i)$ 的各随机参数都服从正态 分布, 且相互独立时, $f_i(x_i)$ 和 $f_s(x_s)$ 可分别表示: $f_l(x) = \frac{1}{\sigma_l \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu_l)^2}{2\sigma_l^2}}, f_s(x) = \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu_s)^2}{2\sigma_s^2}}$

计算叶片动应力时,由于激振因子的取值有待深 入研究,工程上采用安全倍率法。

当影响安全倍率 A_{b} 的各参数都服从正态分布,且 相互独立时,叶片动强度的可靠度[8] 可求解如下:

$$R = P(A_n > [A_b]) = \int_{[A_b]}^{\infty} \frac{1}{\sigma_{A_b} \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(A_b - [A_b])}{2\sigma_{A_b}^2}\right) dA_b$$
 (2)

叶片振动的可靠度计算需考虑叶片振动频率和激 振频率的分布特性。对于整圈成组叶片,其振动设计需 避开三重点共振。当叶轮上的叶片整圈成组连接时,对 于节径数 $m \neq 0$ 的振型,必须同时满足3个条件才能避 免共振,即,

- (1) 节径数为 m 的叶片固有频率与激振力第 k 阶 谐波的频率 kn_s 不重合,即 $f_m \neq kn_s$;
 - (2) 节径数 m 与谐波阶数 k 不重合,即 $m \neq k$;
 - (3) $\Delta f = \frac{f_m kn_s}{kn_s} \times 100\%$ 满足对应的共振安全率要求。

因此,对于任何整圈成组叶片,其振动可靠度[9] 可求解如下:

$$R = R_k * R_m * R_{\Delta f} \tag{3}$$

式中: R_k 一节径数为m的振型时整圈叶片组动频 f_a 避 开 kn_s 的概率; R_m — f_d 避开 mn_s 的概率; $R_{\Delta f}$ — f_d 与 kn_s 的 避开率满足共振安全率要求的概率。

有限元 - 响应面 -Monte-Carlo 方法

有限元 - 响应面 -Monte-Carlo 方法[10] 的基本思路 是:在结构的真实响应Y未知的情况下,假设Y与影响 结构的随机参数矢量 $X = [X_1, X_2, \dots X_{NR}]$ 的关系可用 某种函数描述。用某种取样方法得到随机参数矢量的 NS 个样本,对这 NS 个样本点进行数值分析,得到结构 响应的一组样本点,通过回归分析得到响应面函数,在 以后的分析中用响应面函数代替结构的真实响应。

本研究利用 Monte-Carlo 模拟技术调用该函数,对 响应变量进行成千上万次模拟,经统计处理后,得到响 应变量的统计特性和概率累积分布函数,并根据功能函 数进行可靠性分析,获得结构的可靠度。同时,可靠度 R对基本随机参数矢量的均值矩阵和方差矩阵D的灵敏 度为 $\frac{\partial R}{\partial \boldsymbol{\mu}^{\mathrm{T}}}$ 和 $\frac{\partial R}{\partial \boldsymbol{D}^{\mathrm{T}}}$ 。

本文以某汽轮机组低压扭叶片为研究对象,其方

法流程图如图 1 所示。 静强度、动强度、 随机输入:转速、材料、蒸汽流量 X_2 响应面上的 蒙特卡洛模拟 生成响应面 输入随机变量 有限元求解器 输出随机变量 重复模拟过程

图 1 方法流程图

图 1 中,首先输入各随机变量的分布类型,然后采用有限元 - 二阶多项式响应面 - Monte-Carlo 法,分别计算叶片的静强度、动强度以及振动的可靠度。

同时,本文研究了随机因素对强度和振动的概率敏感性,得到了主要因素。

2 实例及结果分析

本文研究对象为某汽轮机低压级组叶片,该叶片为整圈成组的扭叶片,材料为 2Cr13,叶高为 329 mm。

2.1 静强度可靠性分析

汽轮机叶片叶身的静应力由 3 部分组成,即 $\sigma_{st} = \sigma_{ct} + \sigma_{cb} + \sigma_{st}$ (其中: σ_{at} 一离心拉应力; σ_{cb} 一离心弯应力; σ_{sb} 一汽流弯应力)。

首先通过流场分析,获得叶身的压力场分布,并将 压力场结果赋到叶身表面;同时对叶片施加转速,获得 叶身应力场分布。

本研究在 CFX19.0 中,对低压叶片级进行气动分析,设置人口和出口边界条件。

低压级叶片气动场分布如图 2 所示。



图 2 低压级叶片气动场分布

图 2 中,透平进口蒸汽总压 2 bar,进口总温 130 $^{\circ}$ C,水蒸气干度 0.99;出口平均静压 0.09 bar;叶片表面采用无滑移边界条件,CFD 计算使用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

在 ANSYS19.0 中,本文对叶 / 盘模型进行静强度分析。

叶/盘三维模型如图3所示。

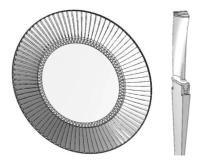


图 3 叶/盘三维模型

图 3 中,为减少计算量,本研究截取 1/87 扇区,对叶/盘进行网格划分。其中,对叶根、叶槽以及围带进

行网格细化,并设置接触对;对叶/盘设置循环对称边界条件,并施加转速,同时将 CFD 计算得到的气动场数据赋到叶身表面。通过有限元分析获得叶身等效应力分布。

影响静强度的随机参数及统计特性如表1所示。

表 1	随机参数及统计特性
1X I	旭饥爹奴及凯月17年

参数	均值	变异系数	分布类型	备注
E/Pa	2. 18e11	0. 025	正态	弹性模量
$\rho/(\mathrm{kg\cdotm^{-3}})$	7 750	0.05	正态	密度
$\omega/(r \cdot min^{-1})$	3 600	0.01	正态	转速
P/Pa	200 000	0.01	正态	进口总压

注:当出口压力变化不大时,进口流量与进口总压成正比, 方便叙述,将进口压力的变化等同于流量的变化

其中,随机输入变量为 4 个,根据随机输入变量的个数,采用中心合成抽样法[11],并确定所需样本数量为 25 个。调用确定性有限元分析 25 次,得到用以拟合响应面的样本点。

本研究采用标准二次多项式进行响应面拟合,并 用响应面代替有限元计算结果。

同时,采用 Latin Hyercube 样本法生成模拟样本, 并用 Monte-Carlo 法对样本抽样 10⁵ 次,经过统计分析, 得到叶身等效应力概率分布函数,如图 4 所示。

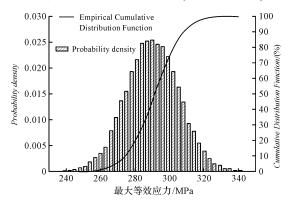


图 4 叶身等效应力概率分布函数

图4中,叶身最大等效应力均值为291.71 MPa,标准方差为15.35 MPa。

2Cr13 的屈服极限为 587.5 MPa, 变异系数为 0.07,且呈正态分布。利用正态分布积分表,有:R =

$$\varphi(\beta)$$
, $(\sharp \psi : \varphi(x)) = (\int_{-\infty}^{x} \exp(-t^2/2) dt) / \sqrt{2\pi}$, $\beta =$

$$(\bar{\delta} - \bar{s}) / \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\delta^2}$$
), 计算得到 $\beta = 8.92, R = 1.0$ 。

可以看出,只考虑叶片静强度失效时,在该工况下叶片能够安全可靠地工作。

同时,本文研究了各随机参数对叶身最大等效应力的概率敏感性。

叶片静强度概率敏感性分析结果如图 5 所示。

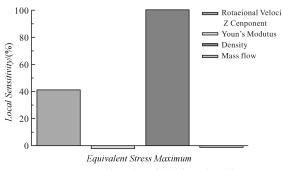


图 5 叶片静强度概率敏感性分析结果

图 5 中的分析结果表明:材料密度对叶身等效应力 的影响最大,转速次之,弹性模量及蒸汽流量对叶身等 效应力影响较小;其中,转速、密度、蒸汽流量与叶身等 效应力成正相关,弹性模量与叶身等效应力成负相关。

2.2 动强度可靠性分析

叶身安全倍率如下式所示:

$$A_{b} = \frac{K_{1}K_{2}K_{d}\sigma_{a}^{*}}{K_{3}K_{4}K_{5}K_{\mu}\sigma_{qw}^{*}}$$
(4)

式中: K_1 — 介质腐蚀修正系数; K_2 — 表面质量修正系数; K_3 — 应力集中修正系数; K_4 — 通道修正系数; K_5 — 流场不均匀性修正系数; K_d — 绝对尺寸系数; K_μ — 成组影响系数; σ_a^* — 叶片材料耐振强度; σ_{qu}^* — 蒸汽弯应力。

 A_b 的均值 A_b 和标准差 σ_{A_b} 分别为:

$$\overline{A_b} = \frac{\overline{K_1} \overline{K_2} \overline{K_d} \overline{\sigma_a^*}}{\overline{K_3} \overline{K_4} \overline{K_5} \overline{K_\mu} \overline{\sigma_{qw}^*}}$$

$$\sigma_{Ab} = \overline{A}_b \left[\left(\frac{\sigma_{K1}}{\overline{K}_1} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{K2}}{\overline{K}_2} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{K3}}{\overline{K}_3} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{K4}}{\overline{K}_4} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{K5}}{\overline{K}_5} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Kd}}{\overline{K}_d} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Kb}}{\overline{K}_\mu} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\sigma a}}{\overline{\sigma_a}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\sigma sb}}{\overline{\sigma_{sb}}} \right)^2 \right]^{0.5}$$

$$(6)$$

因 A, 服从正态分布,有:

$$f(A_b) = \frac{1}{\sigma_A \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(A_b - \overline{A}_b)^2}{2\sigma_A^2}\right)$$
 (7)

根据叶片尺寸及工作环境,本文获得随机参数均值,并根据文献[12]得到截面变异系数及分布类型。

0% 叶高截面的随机参数及统计特性如表2所示。

表 2 随机参数及统计特性

参数	均值	变异系数	分布类型
K_1	0. 5	0. 106	正态
K_2	0.8	0.041	正态
K_3	1. 3	0. 037	正态
K_4	1.0	0.075	正态
K_5	0.8	0.082	正态
K_d	0.868	0. 120	正态
K_{μ}	0.5	0.070	正态

由 3. 1 节可知, σ_m 均值为 352. 6 MPa,结合 2Cr13 耐振强度曲线,得到叶片材料的耐振极限 σ_a^* 为 198. 6 MPa。同时,考虑蒸汽流量的随机性,获得 0% 叶高截面气流弯应力均值为 20.7 MPa,变异系数为 0. 12。

将以上系数代入式(5,6),可以得到 $\overline{A_b} = 6.4$, $\sigma_{A_b} = 1.64$ 。利用正态分布积分表, $R = \varphi(\beta)$, $\varphi(x) = (\int_{-\infty}^{x} \exp(-t^2/2) dt) / \sqrt{2\pi}$, $\beta = (\overline{A_b} - [A_b]) / \sigma_{Ab}$,可计算得到; $\beta = 2.08$,R = 0.98。

由此可以看出,只考虑动强度失效时,叶片在该工况下未能达到 99.73% 的要求($\pm 3\sigma$ 准则)。

2.3 振动可靠性分析

在 ANSYS19.0 中,本研究对叶/盘模型进行频率分析。首先开展叶/盘的静力分析,并进行基于预应力的频率分析^[13],得到叶片组的频率及振型图。

本文统计了影响叶片组频率的随机参数及统计特性,如表 3 所示。

表 3 随机参数及统计特性

 参数	均值	变异系数	分布类型
E/Pa	2. 18e11	0. 025	正态
$ ho/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^{-3})$	7 750	0.05	正态
$\omega/(\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1})$	3 600	0.01	正态

其中,随机输入变量为3个,根据随机输入变量的个数,采用中心合成抽样法,并确定所需样本数量为15个。调用确定性有限元分析15次,得到用以拟合响应面的样本点。

本文采用标准二次多项式进行响应面拟合,并用响应面代替有限元计算结果。

同时,笔者采用 Latin Hyercube 样本法生成模拟 样本,并用 Monte-Carlo 法对样本进行抽样 10⁵ 次,得到 前 6 节径频率均值和方差,如表 4 所示。

表 4 前 6 阶频率均值和方差

• •		
节径振动	均值/Hz	方差/Hz
1 节径 1 阶	168. 39	2. 27
2 节径 1 阶	271. 39	5. 23
3 节径 1 阶	361. 74	8. 68
4 节径 1 阶	393. 39	9. 90
5 节径 1 阶	409. 50	10. 31
6 节径 1 阶	420. 95	10. 64

将表 4 数据代入式(3),以 m=6 为例,可得 R_k , $R_m=1;$ 同时,要求 $\frac{f_m-kn_s}{kn}>\delta_f=3\%$,即 $f_m>$

 $1.03kn_{s}$ 。用 w_{3} 表示激振力频率,有 $w_{3} = 1.03kn_{s}$ 。用 $f(w_{3})$ 表示激振力频率分布概率密度函数,用 $g(f_{d})$ 表

示6节径1阶动频概率密度函数。

由于 n_s 服从正态分布, w_3 也服从正态分布, $f(w_3) = \frac{1}{\sigma_{w3} \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(w_3 - \bar{w}_3)^2}{2\sigma_{w3}^2}\right)$ 。其中: $\bar{w}_3 = 1.03 \ kn_s$, $\sigma_{w3} = 1.03 k\sigma_{ns}$ 。

利用标准正态分布积分表,有: $R_{\Delta f} = \varphi(\beta_3)$ 。其中: $\beta_3 = \frac{\overline{f_d - w_3}}{\sqrt{\sigma_{fd}^2 + \sigma_{w3}^2}}$, $\beta_3 = 4.45$, $R_{\Delta f} = 1.0$ 。故 $R = R_k \times R_m \times R_{\Delta f} = 1.0$ 。

由此可以看出,只考虑振动失效时,叶片在该工况下能够安全可靠的工作,避开率满足 3%。对于其余节径振动,同样可得可靠度 R=1.0。

本文研究了随机参数对叶片组频率的概率敏感性。频率概率敏感性分析结果如图 6 所示。

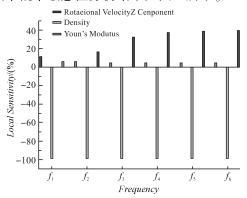


图 6 频率概率敏感性分析结果

图 6 中的分析结果表明:对于不同节径的频率,材料密度对叶片组频率影响最大,且成负相关;随着节径数增大,弹性模量对频率的影响增大,转速对频率的影响减小,但都是成正相关。

3 结束语

在考虑了汽轮机低压扭叶片材料、转速、蒸汽流量分散性的基础上,本文采用有限元分析法、响应面法和Monte-Carlo随机模拟法相结合的方法,获得了汽轮机低压扭叶片强度振动可靠度,同时,对强度振动进行了概率敏感性分析,得到以下结论:

(1)叶身最大等效应力静强度可靠度 R=1.0,叶

片 0% 叶高截面动强度可靠度 R=0.98,叶片组前 6 节 径 1 阶的振动可靠度 R=1.0;同时,考虑强度和振动失效模式的情况下,叶片设计的可靠度 $R=1.0 \times 0.98 \times 1.0 = 0.98$,未能达到 99.73% 的要求($\pm 3\sigma$ 准则);

(2)可靠性灵敏度分析结果表明,材料密度分散 性对静强度和振动可靠度影响最为明显,工程实际中, 要对材料密度分散性进行严格控制。

参考文献(References):

- [1] 艾书民,王克明. 稳态温度场作用下涡轮叶片的可靠性分析[J]. 沈阳航空航天大学学报,2012,29(2):28-32.
- [2] 孙 勇. 重型燃气轮机压气机叶片可靠性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学能源科学及工程学院,2015.
- [3] 段 巍,王璋奇.基于响应面方法的汽轮机叶片静动频概率设计及敏感性分析[J].中国机电工程学报,2007,27 (20):12-17.
- [4] 陈振中,王航超. 基于威布尔分布的 APU 二级涡轮叶片 可靠性分析[J]. 沈阳航空航天大学学报. 2008,35(5): 25-30.
- [5] 刘旺玉,张海全.基于响应面法的仿生风力机叶片可靠性分析[J].太阳能学报,2010,31(9):1204-1208.
- [6] 周 勃,张亚楠,王琳琳,等.基于流固耦合的风力机叶片 裂纹扩展机理研究[J].流体机械,2017,45(8):19-23.
- [7] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [8] 史进渊. 汽轮机动叶片的可靠性设计方法[J]. 应用力学学报,2007,24(2):331-334.
- [9] 丁有宇. 汽轮机强度计算手册[M]. 北京:中国电力出版 社,2010.
- [10] 裴 月,薛 飞,王荣桥. 涡轮盘低循环疲劳寿命可靠性 研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2007,20(1):39-43
- [11] PERIANAIKA A A M, Gangatharan M. Central composite design optimization of phytohormones supplementation for enhanced cyanobacterial biodiesel production [J]. Renewable Energy, 2019 (130):749-761.
- [12] 李超赞. 用概率设计方法进行叶片可靠性设计初探[J]. 热力发电,1992(1):12-18.
- [13] 谢永慧,张 荻. 汽轮机阻尼围带长叶片振动特性研究 [J]. 中国电机工程学报,2005,25(18);86-90.

「编辑:李辉]

本文引用格式:

田泽瑜,魏佳明,李祎曼,等. 汽轮机低压扭叶片强度和振动的可靠性分析[J]. 机电工程,2020,37(1):64-68.