

透平机械零件振动的可靠性设计

上海发电设备成套设计研究所 史进渊 林振坤 龚汉声

【摘要】 以传统的振动设计方法为基础,提出了透平机械零件振动的可靠性设计方法。介绍了透平机械零件的振动设计量分布参数的确定方法和避开共振、限制振动响应的可靠性计算模型,并给出了透平机械的转子、轴承和叶片的可靠性设计方法及应用实例。

主题词: 零部件 透平振动 可靠性设计

分类号: O327

在生产实践中,许多透平机械零件的损坏同振动有关。传统的振动设计方法,把零件的振动设计量取为定值,可以判断设计是否安全,但还给出设计的可靠性指标,也无法解释有些零件的设计是安全的,但在运行中却发生损坏的现象。虽然振动可靠性分析的概念在文献[1~3]中已有介绍,但因振动问题比较复杂,振动可靠性的研究工作至今尚未有较大的发展^[3],故研究透平机械零件振动的可靠性设计是一项有益的工作。

1 可靠性设计量的分布参数

由于载荷、运行参数的随机性和制造、安装及检修工艺的离散性,透平机械零件的激振力频率、固有频率和振动响应不是定值而是随机变量。

激振力频率。透平机械零件的激振力频率 ω 是透平机械工作转速 N 的倍数,即 $\omega = KN$ 。式中, K 为正整数。对于转子、壳体, $K = 1$;对于叶片, K 取同叶片固有频率均值与 $\bar{N}$ 之比最接近的两个正整数。通过试验或监测确定与所设计透平相似产品在运行中若干个实例值 $N_1, N_2, \dots, N_n$ 以后,其增值 $\bar{N}$ 和标准差 σ_N 分别为:

$$\bar{N} = \left[\sum_{i=1}^n N_i \right] / n, \sigma_N = \left\{ \left[\sum_{i=1}^n (N_i - \bar{N})^2 \right] / (n-1) \right\}^{\frac{1}{2}}, \text{根据文献[1]}, \omega \text{的均值 } \bar{\omega} \text{和标准差 } \sigma_{\omega} \text{分别为:}$$

$$\bar{\omega} = K\bar{N}, \sigma_{\omega} = K\sigma_N$$

固有频率。透平零件固有频率 f 可表示为 n 维函数

$$f = F_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

式中, $x_1, x_2, \dots, x_n$ 分别为零件尺寸、载荷、质量、材料特性、工作温度、支承刚度、阻尼等随机变量。当 $F_1(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 为非线性函数时,在 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 为相互独立的随机变量且各随机变量 x_i 偏离均值 $\bar{x}_i$ 很小(即 $\sigma_{x_i}/\bar{x}_i$ 很小)的条件下,可按两种情况近似确定 f 的均值 $\bar{f}$ 和标准差 σ_f 。当式(1)可用解析式表示时,使用Taylor级数展开法,有

$$\bar{f} \approx F_1(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n), \sigma_f \approx \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

当式(1)不能用解析式表示时,采用数值算法^[4],有

$$\bar{f} \approx F_1(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \cdots, \bar{x}_n), \sigma_f \approx \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta f}{\Delta x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

一般透平零件有很多阶固有频率。在振动设计中,对于叶片, f 取第一阶固有频率;对于转子、壳体, f 取最接近透平工作转速的固有频率。

振动响应。透平零件振动响应 y (位移或速度或加速度)有 m 个影响因素: $y = F_2(x_1, x_2, \cdots, x_m)$,当 $x_1, x_2, \cdots, x_m$ 为相互独立的随机变量且 $\sigma_{x_i}/\bar{x}_i$ 很小, y 的均值 $\bar{y}$ 和标准差 σ_y 也可用两种近似方法来确定。采用Taylor级数展开法,有 $\bar{y} \approx F_2(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \cdots, \bar{x}_m)$,

$$\sigma_y \approx \left[\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}。采用数值算法,有 \bar{y} \approx F_2(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \cdots, \bar{x}_m), \sigma_y \approx \left[\sum_{i=1}^m \left(\frac{\Delta y}{\Delta x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

2 振动可靠性计算模型

2.1 避开共振的可靠度

避开共振的可靠度 R_f 指的是不发生共振的概率,即零件固有频率避开激振力频率的概率。文献[1]曾提出 $R_f = P(\omega f > 3)$ 。对于透平零件的固有频率,很难满足 $\omega f > 3$ 的要求。众所周知, f/ω 接近1时发生共振, f 还应避开 ω 一定距离。按照传统的振动设计规范,当 $f < \bar{\omega}$ 时,有 $f/\omega < (1 - \delta_1)$ 或当 $f > \bar{\omega}$ 时,有 $f/\omega > (1 + \delta_2)$,振动设计才是安全的。这里, $0 < \delta_1 < 0.3$, $0 < \delta_2 < 0.3$ 。给定 $\omega = (1 - \delta_1)\bar{\omega}$ 和 $\omega = (1 + \delta_2)\bar{\omega}$ 并把 ω 和 $\bar{\omega}$ 仍称为激振力频率。用 $g(f)$ 表示零件固有频率分布的概率密度函数,用 $f(\omega)$ 或 $f(\bar{\omega})$ 表示激振力频率分布的概率密度函数。当 $f < \bar{\omega}$ 时,根据固有频率分布同激振力频率分布的干涉模型,有:

$$R_f = P(f < \omega) = \int_{-\infty}^{\bar{\omega}} g(f) \left[\int_{-\infty}^{\omega} f(\omega) d(\omega) \right] df$$

当 f 和 ω 独立地服从正态分布时,利用标准正态分布积分表,有 $R_f = \Phi(\beta_1)$ 。

$$\text{式中, } \Phi(x) = \left[\int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt \right] / \sqrt{2\pi}, \beta_1 = (\bar{\omega} - \bar{f}) / \sqrt{\sigma_{\bar{\omega}}^2 + \sigma_f^2}$$

$$\text{同理,当 } f > \bar{\omega} \text{ 时,有 } R_f = \Phi(\beta_2)。式中, \beta_2 = (\bar{f} - \bar{\omega}) / \sqrt{\sigma_{\bar{\omega}}^2 + \sigma_f^2}。$$

2.2 限制振动响应的可靠度和振动设计的可靠度

工程上也常用零件振动响应不超过许用振动响应 $[y]$ 作为振动的设计准则。限制振动响应的可靠度 R_y 指的是零件振动响应小于许用振动响应的概率。若用 $f(y)$ 表示零件振动响应的概率密度函数,则有 $R_y = P(y < [y]) = \int_{-\infty}^{[y]} f(y) dy$,当 y 服从正态分布时,利用标准正态分布积分表,有 $R_y = \Phi(\beta)$ 。式中, $\beta = ([y] - \bar{y}) / \sigma_y$ 。

透平机械零件的振动过大故障主要同该零件避开共振不好或振动响应过大的两种失效模式有关。事实上,在这两种失效模式中只要有一种失效模式发生时,零件就有可能发生振动过大故障,同时考虑这两种失效模式的情况下,零件振动设计的可靠度 R 为: $R = R_f \cdot R_y$ 。

3 零件可靠性设计方法

3.1 转子和轴承

从实测或试验数据的统计分析和分布检验^[4~7]知,透平转子、轴承、叶片的激振力频率、固有频率和振动响应可处理为正态分布。

透平转子振动设计既要避开共振,又要限制不平衡响应。

避开共振。按照文献[4]确定最接近工作转速的转子临界转速 n_c 的均值 $\bar{n}_c$ 和标准差 σ_{nc} ,当 $\bar{n}_c < N$ 时,转子避开共振的可靠度 R_{rf} 为: $R_{rf} = \Phi(\beta_1)$ 。式中, $\beta_1 = (\bar{\omega} - \bar{n}_c) / \sqrt{\sigma_{\omega_1}^2 + \sigma_{nc}^2}$,这里 $\bar{\omega} = (1 - \delta_1)N$, $\sigma_{\omega_1} = (1 - \delta_1)\sigma_N$,当 $\bar{n}_c > N$ 时,有 $R_{rf} = \Phi(\beta_2)$ 。式中, $\beta_2 = (\bar{n}_c - \bar{\omega}) / \sqrt{\sigma_{nc}^2 + \sigma_{\omega_1}^2}$,这里 $\bar{\omega} = (1 + \delta_2)N$, $\sigma_{\omega_2} = (1 + \delta_2)\sigma_N$

限制不平衡响应。采用数值算法确定转子的轴颈处不平衡位移响应峰峰值 s 的均值 $\bar{s}$ 和标准差 σ_s ,转子的限制不平衡响应的可靠度 R_{ry} 为: $R_{ry} = \Phi(\beta_r)$ 。式中 $\beta_r = ([s] - \bar{s}) / \sigma_s$,这里 $[s]$ 为转子的轴劲处振动峰峰值的报警值。

在设计阶段,轴承失稳转速应大于工作转速;在使用中,轴承低频位移响应(也称低频分量)过大是轴承失稳的必要条件,轴承低频分量还应小于规定值。

稳定性。按照文献[5]确定轴承失稳转速 n_{st} 的均值 $\bar{n}_{st}$ 和标准差 σ_{nst} ,轴承稳定性设计的可靠度 R_{zf} 为: $R_{zf} = \Phi(\beta_z)$ 。式中, $\beta_z = (\bar{n}_{st} - \bar{\omega}) / \sqrt{\sigma_{nst}^2 + \sigma_{\omega_2}^2}$,这里 $\bar{\omega} = (1 + \delta_2)N$, $\sigma_{\omega_2} = (1 + \delta_2)\sigma_N$

限制低频位移响应。采用实测数据统计法确定轴承低频位移响应 A 的均值 $\bar{A}$ 和标准差 σ_A ,轴承的限制低频位移的可靠度 R_{zy} 为: $R_{zy} = \Phi(\beta_z)$ 。式中, $\beta_z = ([A] - \bar{A}) / \sigma_A$,这里 $[A]$ 为低频位移响应不安全的界限值。

3.2 叶片和壳体

叶片振动设计的主要准则是避开共振。按文献[7]确定叶片动频 f_d 的均值 $\bar{f}_d$ 和标准差 σ_{fd} ,当 $(K - 1)N < \bar{f}_d < KN$ 时,叶片避开共振的可靠度 R_{lf} 为:

$$R_{bf} = \Phi(\beta_1) \Phi(\beta_2)$$

式中, $\beta_1 = (\bar{\omega} - \bar{f}_d) / \sqrt{\sigma_{f_d}^2 + \sigma_{\omega_1}^2}$, $\beta_2 = (\bar{f}_d - \bar{\omega}) / \sqrt{\sigma_{f_d}^2 + \sigma_{\omega_2}^2}$,这里 $\bar{\omega} = K(1 - \delta_1)N$, $\sigma_{\omega_1} = K(1 - \delta_1)\sigma_N$, $\bar{\omega}_2 = (K - 1)(1 + \delta_2)N$, $\sigma_{\omega_2} = (K - 1)(1 + \delta_2)\sigma_N$ 。

透平壳体的振动可靠性设计方法同转子的振动可靠性设计方法类似,文中不再赘述。

实例。根据已有数据,使用文中提出的方法,按[4~7]确定转子、轴承和叶片可靠性设计量的分布参数,对三种型号透平的有严重振动问题的零件进行可靠性分析,结果列于表1。

表1 透平零件可靠性分析结果

透平型号	A		B		C	
零 件	转子		轴承		333 mm 叶片 (改型前)	323 mm 叶片 (改型后)
设计内容	避开共振	不平衡响应	稳定性	低频响应	避开共振	
单位	r/min	μm	r/min	μm	Hz	
基本参数	$\bar{n}_c = 2640$	$\bar{s} = 52.36$	$\bar{n}_{st} = 3333.64$	$\bar{A} = 0.6063$	$\bar{f}_d = 208.8$	$\bar{f}_d = 219.3333$
	$\sigma_{nc} = 145.14$	$\sigma_s = 48.39$	$\sigma_{nst} = 38.67$	$\sigma_A = 0.2856$	$\sigma_{f_d} = 6.6131$	$\sigma_{f_d} = 3.0768$
	$\bar{\omega} = 2700$	$[s] = 125$	$\bar{\omega}_2 = 3274.18$	$[A] = 0.8$	$\bar{\omega}_1 = 242.5$	$\bar{\omega}_1 = 242.5$
	$\sigma_{\omega_1} = 20.25$		$\sigma_{\omega_2} = 39.90$		$\sigma_{\omega_1} = 1.6667$	$\sigma_{\omega_1} = 1.6667$
计算结果					$\sigma_{\omega_2} = 207.5$	$\sigma_{\omega_2} = 207.5$
					$\bar{\omega}_2 = 0.6667$	$\bar{\omega}_2 = 0.6667$
	$R_{rf} = 0.6591, R_{ry} = 0.9332$		$R_{zf} = 0.8587, R_{zy} = 0.7518$		$R_{lf} = 0.5793$	
	$R = 0.6151$		$R = 0.6456$		$R_{lf} = 0.9999$	

这三个零件早期的振动设计是安全的,但在使用中均发现严重的振动问题。 C 型透平的 333 mm 叶片,由成组的老 313 mm 叶型模化拉长到 368 mm,再按需截短到 333 mm,在早期设计中动频计算不准,运行中多次发生叶片断裂事故。在该级叶片的可靠性攻关研究中,在实物叶片动频试验的基础上进行了振动可靠性设计。叶片改型后在使用中再没有发生振动断裂事故。这表明可靠性设计和分析的结果同实际情况相符合。

4 结 论

(1) 本文提出的透平机械零件振动的可靠性设计方法,以现有的振动设计方法为基础,考虑了振动设计量的离散性的影响,使得考虑问题更符合工程实际情况,是传统的振动设计方法的发展和完善。

(2) 使用文中给出的振动可靠性设计方法,可以在设计阶段定量确定透平机械零件避开共振和限制振动响应的可靠度,为这些零件的可靠性分析、设计和改进提供了依据。文中给出的振动可靠性设计方法原则上也可用于其他机械零件的振动设计。

参 考 文 献

- 1 Haugen E. B. Probabilistic Mechanical Design. John Wiley & Sons, 1980
- 2 《振动与冲击手册》编辑委员会. 振动与冲击手册(第一卷). 国防工业出版社, 1988
- 3 吕震宇, 冯元生. 工程结构振动可靠性分析方法初探. 机械强度, 1993; 15(2): 1- 6
- 4 Shi Jinyuan, Lin Zhenkun, Gong Hansheng. Reliability Design for Vibration on Rotating Components of Steam Turbines. Eighth World Congress on the Theory of Machine and Mechanisms, Czechoslovakia, 1991
- 5 Shi Jinyuan, Gong Hansheng, Lin Zhenkun. Study on Vibration Reliability Design for Bearing of Turbine- Generator Sets. Fourth International Conference on Rotor Dynamics, USA, 1994
- 6 冠胜利等. 关于国产 200M W 汽轮发电机组轴系稳定性分析. 热力发电, 1992; 2: 4- 10
- 7 史进渊. 汽轮机叶片实测频率的统计分析. 汽轮机技术, 1987; 29(2): 27- 33

(责任编辑 杨再荣)

RELIABILITY DESIGN OF TURBINE PART VIBRATION

Shi Jinyuan, Lin Zhenkun, Gong Hansheng

(*Shanghai Power Equipment Research Institute, Shanghai 200240*)

ABSTRACT

This paper presents a reliability design method of turbine part vibration, based on conventional vibration design method for turbine parts. The method considers excitation force frequencies, natural frequencies and vibration responses of turbine parts as random variables according to actual conditions. The reliability for the vibration design of parts is estimated by means of probabilistic design. Methods for determining the distribution parameters of design magnitudes are given together with reliability calculation models for distancing from resonance and limiting vibration response. Reliability design methods of rotors and bearings as well as blades are elucidated with some practical examples.

Key words Turbomachines Reliability design Parts Vibration

A STRESS INFLUENCING MATRIX METHOD FOR CALCULATING BENDING ROOT STRESSES OF HELICAL GEARS

Zhao Ning and Fang Zongde

(*10th Dept. Northwestern Polytechnical University 710072*)

Sun Xuemei

(*Xi'an Polytechnical College*)

ABSTRACT

A method of the stress influencing matrix is proposed for calculating bending stress courses on teeth root of the helical gears. The stress influencing matrix of mesh nodes on the surface of the gear teeth and on nodes of its contact lines is established by using 2-D interpolation and then is multiplied by the load distributing matrix on the nodes. Therefore, the bending stress courses on the gear teeth root are obtained. By means of generating the flexibility matrix on the gear teeth root the finite element calculation of this method is only needed once to obtain the distributing conditions of loads on the working surface of the gear teeth and distributing conditions of the bending stresses on root surface of the gear teeth for whole meshing period. The calculated results are compared with the experimental data. It is proved that the method of the stress influencing matrix is as accurate as the finite element method, but can save computer memory and calculating time to a great extent.

Key words Helical gears Bending stress Finite elements Matrices

TECHNICAL NOTES

DERIVATION OF MISSION DUTY CYCLES FOR A TRAINER ENGINE

Song Yingdong and Shang Weijun

(*3th Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016*)

ABSTRACT

The main objective of this study is to establish a method for deriving engine mission duty cycles. Seven typical training profiles of a trainer engine are recorded. The flight mission mix is obtained from statistics of the trainer engine operations on fields. Based on the typical flight mission profiles and the mission mix, the mission duty cycles of the trainer engine are derived which can be used as a design load requirements for a