

文章编号:1000-582X(2010)01-0019-06

燃气轮机齿轮耦合转子系统的动力学特性

秦大同, 钱恩, 石万凯

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:在考虑滑动轴承的基础上,利用传递矩阵法分别建立了两单轴转子的弯曲振动分析模型,推导了人字齿轮耦合单元的传递矩阵,应用整体传递矩阵法建立了人字齿轮转子系统的弯扭耦合振动分析模型,对某燃气轮机齿轮-转子-轴承系统进行了振动特性分析。通过数值计算与分析,获得齿轮转子系统的特征值、对数衰减率及临界转速。结果表明该齿轮-转子-轴承系统的工作转速远离临界转速,具有工作的稳定性和安全性。

关键词:转子;弯扭耦合;临界转速;人字齿轮;传递矩阵法

中图分类号:TH113

文献标志码:A

Dynamic characteristics research of gear coupling rotor system in gas turbine

QIN Da-tong, QIAN En, SHI Wan-kai

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: Taking the sliding bearing into account, the lateral vibration analysis models of two single rotor were built respectively using the transfer matrix method. The transmission matrix of herringbone gear-coupled unit is derived. Using whole transfer matrix method, the lateral-torsional coupling analysis model of herringbone gear-rotor system is set up, and the vibration characteristics of gear-rotor-bearing system in gas turbine is analyzed. Through numerical calculation and analysis, the eigenvalue of gear-rotor system, the Logarithmic decrement and the critical speed are obtained. The result shows that the working speed of this gear-rotor-bearing system is far away from the critical speed, therefore the system is stable and safe.

Key words: rotors; bending-torsional coupling; critical speed; herringbone gears; transfer matrix method

现代工业的飞速发展使得齿轮传动系统朝着高转速、大功率的趋势发展,同时也使自身的结构越来越复杂,如燃气轮机齿轮转子系统、直升机主旋翼传动系统等,都属于齿轮耦合复杂转子系统。由于齿轮的啮合作用,这类转子系统的振动特性与简单转子系统有着根本的区别,既会引起系统的弯曲振动,也会引起系统的扭转振动,两者结合在一起,产生弯扭耦合振动。对于此类系统的振动问题,必须考虑

耦合振动的影响,否则会使结果失真,而且会丢失一些固有频率,使理论计算和实测值存在较大差异。

迄今为止,国内外学者对齿轮耦合转子系统进行了较为深入的研究。欧卫林等^[1]采用轴单元法研究了齿轮耦合转子系统的弯扭耦合振动;Hsieh等^[2-3]采用修正传递矩阵法分别研究了对称和非对称转子轴承系统的弯扭耦合振动;苏武会等^[4]采用整体传递矩阵法进行了斜齿轮转子系统的弯扭耦合

收稿日期:2009-08-18

基金项目:国家科技支撑计划项目(2006BAF01B07-01)

作者简介:秦大同(1956-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事机械传动系统方向的研究,(Tel)023-65104217;
(E-mail)dtqin@cqu.edu.cn。

振动分析;Lee 等^[5]分析了齿轮耦合的两轴转子轴承系统的最大不平衡响应;Zhang 等^[6]计算分析了涡轮发电机轴系的扭转振动;庞辉等^[7]研究了多平行齿轮耦合转子系统的振动特性。笔者结合企业设计开发的燃气轮机齿轮箱齿轮耦合转子系统进行动力学特性分析,计算了齿轮啮合刚度和啮合阻尼,研究得到了滑动轴承的相关参数,采用整体传递矩阵法,建立了齿轮耦合单元的传递矩阵,利用数值计算方法,求得转子系统的特征值,得到了转子临界转速及衰减系数,对分析评价高速、重载齿轮转子系统的稳定性,提高燃气轮机的安全性及使用寿命有指导意义。

1 系统建模

所研究的燃气轮机齿轮转子系统如图 1 所示。

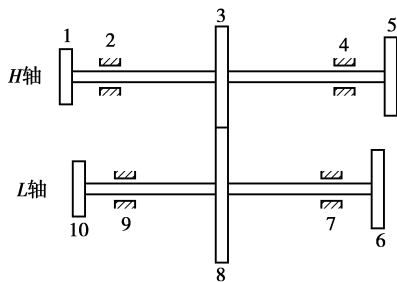


图 1 齿轮传动系统结构示意图

该系统由单级平行轴人字齿轮构成。在一般的分析中,通常把齿轮视为刚体,笔者将齿轮简化处理为弹簧阻尼系统,用平均啮合刚度 k 来代替齿轮的时变啮合刚度。

单对齿刚度 c' 定义为

$$c' = 1/q = 1/(0.047\ 23 + 0.155\ 1/z_{v1} + 0.257\ 91/z_{v2} - 0.006\ 35x_{n1} - 0.001\ 93x_{n2} - 0.116\ 54x_{n1}/z_{v1} - 0.241\ 88x_{n2}/z_{v2})(N/(mm \cdot \mu m)),$$

式中: q 为齿轮的柔度; z_{v1} 、 z_{v2} 分别为主动轮和从动轮的当量齿数; x_{n1} 、 x_{n2} 分别为主动轮和从动轮的端面变位系数。

齿轮综合啮合刚度

$$c_r = (0.75\epsilon_a + 0.25)c'(N/(mm \cdot \mu m)),$$

式中 ϵ_a 为齿轮的端面重合度。

平均啮合刚度

$$k = c_r b \times 10^6 (N/m), \quad (1)$$

式中 b 为齿轮副的齿宽。

而齿轮传动阻尼系数的计算公式为

$$c = 2\zeta \sqrt{\frac{k}{(1/m_1 + 1/m_2)}} (N \cdot s/m), \quad (2)$$

式中: m_1 、 m_2 分别为主动轮和从动轮的等效质量; k 为齿轮的啮合刚度; ζ 为阻尼比,一般取值为 0.03~0.10,此处取值 0.05。

人字齿轮传动力学模型见图 2。

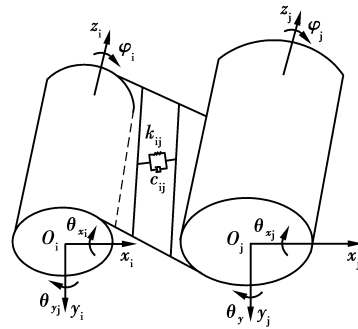


图 2 人字齿轮耦合单元线性力耦合模型

假定:1)齿轮传动重合度大,啮合刚度和阻尼为常值;2)不考虑啮合齿间隙、啮合线位置的变化;3)啮合力为集中力,作用点在齿宽中点。根据图 3,可得齿轮啮合力的表达式为

$$F_{ij} = K_s [(x_i - x_j) \sin \alpha_n + (y_i - y_j) \cos \beta \cos \alpha_n + (r_{bi} \theta_i + r_{bj} \theta_j) \cos \beta_b + (r_{xi} \phi_i + r_{xj} \phi_j) \sin \beta_b + (-r_{yi} \phi_i - r_{yj} \phi_j) \sin \beta_b], \quad (3)$$

式中: i 、 j 分别代表主动轴和从动轴; K_s 为组合刚度, $K_s = k + c_{ij} S$, 其中 k 为啮合刚度项; $c_{ij} S$ 为啮合阻尼项; r_b 为基圆半径; α_n 为法向压力角; α_t 为端面压力角; $r_x = r_b \cos \alpha_t$, $r_y = r_b \sin \alpha_t$; β 为分度圆柱螺旋角; β_b 为基圆柱螺旋角。

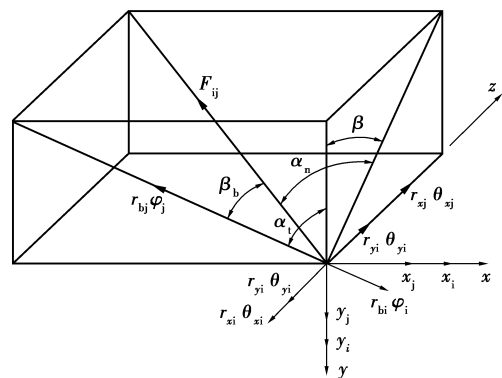


图 3 人字齿轮因振动产生的位移

根据齿轮受力,将啮合力 F_{ij} 向 x 、 y 、 z 3 个方向投影得

$$\begin{cases} F_{xi} = -F_{ij} \sin \alpha_n, \\ F_{yi} = -F_{ij} \cos \alpha_n \cos \beta, \\ F_{zi} = -F_{ij} \cos \alpha_n \sin \beta. \end{cases} \begin{cases} F_{xj} = -F_{ij} \sin \alpha_n, \\ F_{yj} = -F_{ij} \cos \alpha_n \cos \beta, \\ F_{zj} = -F_{ij} \cos \alpha_n \sin \beta. \end{cases}$$

按传递矩阵理论可导出齿轮 i,j 啮合处右端状态参数与左端状态参数之间的关系式。经过啮合点后 2 根轴的状态参数便耦合在一起,写成矩阵形式

$$T = \begin{bmatrix} E & T_{12} & 0 & T_{14} \\ 0 & E & 0 & 0 \\ 0 & T_{32} & 0 & T_{34} \\ 0 & 0 & 0 & E \end{bmatrix},$$

式中:

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 0 & J_{di}\beta^2 & 0 & J_{pi}\omega\beta & 0 \\ m_i\beta^2 - K_s a_1^2 & K_s a_1 a_3 a_7 r_{bi} & -K_s a_1 a_2 a_6 & -K_s a_1 a_3 a_8 r_{bi} & K_s a_1 a_4 r_{bi} \\ \frac{K_s a_1 a_2 a_5 r_{bi}}{a_8} & -J_{pi}\omega\beta - \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_7 r_{bi}^2}{a_8} & \frac{K_s a_2^2 a_5 a_6 r_{bi}}{a_8} & J_{di}\beta^2 + \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_8 r_{bi}^2}{a_8} & \frac{K_s a_2 a_4 a_5 r_{bi}^2}{a_8} \\ -K_s a_1 a_2 a_6 & K_s a_2 a_3 a_6 a_7 r_{bi} & -K_s a_2^2 a_5 a_6 & -K_s a_2 a_3 a_6 a_8 r_{bi} & -K_s a_2 a_4 a_6 r_{bi} \\ -K_s a_1 r_{bi} & K_s a_3 a_7 r_{bi}^2 & -K_s a_2 a_5 r_{bi} & -K_s a_3 a_8 r_{bi}^2 & J_{pi}\beta^2 - K_s a_4 r_{bi}^2 \end{bmatrix},$$

$$T_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_s a_1^2 & K_s a_1 a_3 a_7 r_{bj} & K_s a_1 a_2 a_6 & -K_s a_1 a_3 a_8 r_{bj} & -K_s a_1 a_4 r_{bj} \\ -\frac{K_s a_1 a_2 a_5 r_{bi}}{a_8} & -\frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_7 r_{bi} r_{bj}}{a_8} & -\frac{K_s a_2^2 a_5 a_6 r_{bi}}{a_8} & \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_8 r_{bi} r_{bj}}{a_8} & \frac{K_s a_2 a_4 a_5 r_{bi} r_{bj}}{a_8} \\ K_s a_1 a_2 a_6 & K_s a_2 a_3 a_6 a_7 r_{bj} & K_s a_2^2 a_5 a_6 & -K_s a_2 a_3 a_6 a_8 r_{bj} & -K_s a_2 a_4 a_6 r_{bj} \\ K_s a_1 r_{bi} & K_s a_3 a_7 r_{bi} r_{bj} & K_s a_2 a_5 r_{bi} & -K_s a_3 a_8 r_{bi} r_{bj} & K_s a_4 r_{bi} r_{bj} \end{bmatrix},$$

$$T_{32} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_s a_1^2 & -K_s a_1 a_3 a_7 r_{bi} & K_s a_1 a_2 a_6 & K_s a_1 a_3 a_8 r_{bi} & K_s a_1 a_4 r_{bi} \\ -\frac{K_s a_1 a_2 a_5 r_{bj}}{a_8} & \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_7 r_{bi} r_{bj}}{a_8} & -\frac{K_s a_2^2 a_5 a_6 r_{bj}}{a_8} & -\frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_8 r_{bi} r_{bj}}{a_8} & -\frac{K_s a_2 a_4 a_5 r_{bi} r_{bj}}{a_8} \\ K_s a_1 a_2 a_6 & -K_s a_2 a_3 a_6 a_7 r_{bi} & K_s a_2^2 a_5 a_6 & K_s a_2 a_3 a_6 a_8 r_{bi} & K_s a_2 a_4 a_6 r_{bi} \\ -K_s a_1 r_{bj} & K_s a_3 a_7 r_{bi} r_{bj} & -K_s a_2 a_5 r_{bj} & -K_s a_3 a_8 r_{bi} r_{bj} & -K_s a_4 r_{bi} r_{bj} \end{bmatrix},$$

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 0 & J_{dj}\beta^2 & 0 & J_{pj}\omega\beta & 0 \\ m_j\beta^2 - K_s a_1^2 & -K_s a_1 a_3 a_7 r_{bj} & -K_s a_1 a_2 a_6 & K_s a_1 a_3 a_8 r_{bj} & K_s a_1 a_4 r_{bj} \\ \frac{K_s a_1 a_2 a_5 r_{bj}}{a_8} & -J_{pj}\omega\beta + \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_7 r_{bj}^2}{a_8} & \frac{K_s a_2^2 a_5 a_6 r_{bj}}{a_8} & J_{di}\beta^2 - \frac{K_s a_2 a_3 a_5 a_8 r_{bj}^2}{a_8} & -\frac{K_s a_2 a_4 a_5 r_{bj}^2}{a_8} \\ -K_s a_1 a_2 a_6 & -K_s a_2 a_3 a_6 a_7 r_{bj} & m_j\beta^2 - K_s a_2^2 a_5 a_6 & K_s a_2 a_3 a_6 a_8 r_{bj} & K_s a_2 a_4 a_6 r_{bj} \\ K_s a_1 r_{bj} & K_s a_3 a_7 r_{bj}^2 & K_s a_2 a_5 r_{bj} & -K_s a_3 a_8 r_{bj}^2 & J_{pj}\beta^2 - K_s a_4 r_{bj}^2 \end{bmatrix}.$$

其中: $a_1 = \sin \alpha_n; a_2 = \cos \alpha_n; a_3 = \sin \beta_b; a_4 = \cos \beta_b; a_5 = \sin \beta; a_6 = \cos \beta; a_7 = \sin \alpha_t; a_8 = \cos \alpha_t$ 。

在燃气轮机齿轮转子系统弯扭耦合振动分析的整体传递矩阵法^[4]中,单轴的截面状态参数共有 10 个 $[M_x, Q_x, M_y, Q_y, T, x, \theta_x, y, \theta_y, \varphi]^T$,其中包括 5 个广义力和 5 个广义位移。2 个相互啮合的齿轮将 2 根轴的状态向量耦合起来,于是这 2 个相互啮合的齿轮构成了一个齿轮耦合单元,该单元的状态向量为

$$Z = [Z_i \quad Z_j] = \left\{ \begin{matrix} M_{xi}, Q_{xi}, M_{yi}, Q_{yi}, T_i, x_i, \theta_{xi} \\ y_i, \theta_{yi}, \varphi_i, M_{xj}, Q_{xj}, M_{yj}, Q_{yj} \\ T_j, x_j, \theta_{xj}, y_j, \theta_{yj}, \varphi_j \end{matrix} \right\}^T.$$

在齿轮啮合点左右两端的截面状态参数的关系如下: $Z_R = T \cdot Z_L$ 。根据传递矩阵法可得 $Z = T_1 T_2 \dots$

$T_n Z_0$,然后根据边界条件,可求得系统的各阶临界转速。

2 算 例

2.1 计算参数

采用 TLBI-1 滑动轴承性能计算软件包,根据转子轴承系统各项参数:轴承宽径比 (B/d) 高速轴为 0.958、低速轴为 0.820,轴承椭圆度均为 0.5,轴承直径 $d_1 = 0.24 \text{ m}, d_2 = 0.28 \text{ m}$,轴承错位角均相同,分别为 90° 和 270° ,轴承间隙比均为 0.001 5,工作转速 $n_1 = 5\ 163 \text{ r/min}$,从而得到滑动轴承的线性交叉动力系数。

高速左径向错位瓦滑动轴承动力系数为 $k_{xx} = 2.702 \times 10^9 \text{ N/m}, k_{yy} = 6.733 \times 10^9 \text{ N/m}$,

$$k_{xy} = 5.113 \times 10^8 \text{ N/m}, k_{yx} = 5.814 \times 10^9 \text{ N/m},$$

$$c_{xx} = 4\ 008\ 441 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_{yy} = 1.944 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m},$$

$$c_{xy} = c_{yx} = 56\ 555\ 700 \text{ N} \cdot \text{s/m}.$$

高速右径向错位瓦滑动轴承动力系数为

$$k_{xx} = 4.381 \times 10^9 \text{ N/m}, k_{yy} = 7.218 \times 10^9 \text{ N/m},$$

$$k_{xy} = 3.191 \times 10^8 \text{ N/m}, k_{yx} = 8.212 \times 10^9 \text{ N/m},$$

$$c_{xx} = 7\ 460\ 617 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_{yy} = 2.598 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m},$$

$$c_{xy} = c_{yx} = 8\ 768\ 235 \text{ N} \cdot \text{s/m}.$$

低速左径向错位瓦滑动轴承动力系数为

$$k_{xx} = 2.312 \times 10^9 \text{ N/m}, k_{yy} = 6.290 \times 10^9 \text{ N/m},$$

$$k_{xy} = 4.563 \times 10^8 \text{ N/m}, k_{yx} = 5.124 \times 10^9 \text{ N/m},$$

$$c_{xx} = 5\ 934\ 402 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_{yy} = 2.937 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m},$$

$$c_{xy} = c_{yx} = 8\ 749\ 048 \text{ N} \cdot \text{s/m}.$$

低速右径向错位瓦滑动轴承动力系数和左侧一致。

图 1 所示的齿轮传动系统, 齿轮参数如下: 模数 $m_n = 10$, 螺旋角 $\beta = 26^\circ 45'$, 压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 齿轮宽度 $b_1 = b_2 = 700 \text{ mm}$, 齿轮齿数高速轴 $z_1 = 43$, 低速轴 $z_2 = 74$ 。采用集总参数法将燃气轮机齿轮转子系

统进行离散化处理, 结果如图 1 所示。然后分别计算各节点处的质量及转动惯量。高速轴: 轴长 $l_1 = 169.30 \text{ mm}$, 齿轮质量 $m_1 = 1\ 150 \text{ kg}$, 极转动惯量 $J_{p_1} = 35.62 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 低速轴: $l_2 = 175.63 \text{ mm}$, $m_2 = 2\ 930 \text{ kg}$, $J_{p_2} = 246.97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 左、右端圆盘质量及极转动惯量: 主动轴左端圆盘质量 250 kg , 极转动惯量 $5.13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 右端圆盘质量为 200 kg , 极转动惯量为 $5.48 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 从动轴左端圆盘质量为 400 kg , 极转动惯量为 $10.16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 右端圆盘质量为 350 kg , 极转动惯量为 $9.24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

根据公式(1)(2)及齿轮参数得齿轮平均啮合刚度 $k = 1.635\ 5 \times 10^{10} \text{ N/m}$; 啮合阻尼 $c = 3.675\ 2 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

2.2 临界转速和对数衰减率

利用前述的传递矩阵法, 求解各单轴转子及耦合转子系统在各个转速下的前 10 阶特征值。限于篇幅, 表 1、2 分别只列出 5 种转速下单轴转子的前 10 阶特征值。

表 1 不同转速下高速轴系统特征值 ($S = \lambda + i\Omega$)

阶数	$n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$				
	300	1 000	2 000	5 000	10 000
1	$-5 + 10i$	$-5 + 10i$	$-5 + 10i$	$-5 + 10i$	$-5 + 10i$
2	$-10 + 1\ 020i$	$-10 + 1\ 020i$	$-10 + 1\ 010i$	$-20 + 960i$	$-20 + 710i$
3	$-30 + 1\ 880i$	$-80 + 1\ 830i$	$-80 + 1\ 670i$	$-50 + 1\ 050i$	$-70 + 1\ 100i$
4	$-290 + 1\ 890i$	$-230 + 1\ 940i$	$-220 + 2\ 090i$	$-160 + 2\ 000i$	$-480 + 1\ 150i$
5	$-80 + 3\ 920i$	$-770 + 3\ 830i$	$-820 + 3\ 400i$	$-790 + 2\ 630i$	$-700 + 2\ 400i$
6	$-640 + 3\ 990i$	$-320 + 4\ 140i$	$-400 + 4\ 420i$	$-570 + 5\ 560i$	$-940 + 7\ 680i$
7	$-210 + 4\ 450i$	$-160 + 5\ 930i$	$-120 + 7\ 260i$	$-40 + 12\ 000i$	$-160 + 13\ 200i$
8	$-130 + 18\ 970i$	$-170 + 18\ 160i$	$-190 + 18\ 020i$	$-210 + 17\ 580i$	$-320 + 16\ 490i$
9	$-50 + 19\ 660i$	$-450 + 19\ 010i$	$-830 + 18\ 350i$	$-1\ 140 + 16\ 300i$	$-1\ 410 + 13\ 660i$
10	$-1\ 720 + 20\ 440i$	$-1\ 450 + 20\ 660i$	$-1\ 070 + 21\ 520i$	$-580 + 24\ 600i$	$-330 + 30\ 740i$

表 2 不同转速下低速轴系统特征值 ($S = \lambda + i\Omega$)

阶数	$n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$				
	300	1 000	2 000	5 000	10 000
1	$-310 + 250i$	$-290 + 280i$	$-250 + 310i$	$-100 + 330i$	$-320 + 270i$
2	$-120 + 1\ 210i$	$-120 + 1\ 200i$	$-130 + 1\ 180i$	$-110 + 1\ 060i$	$-200 + 1\ 020i$
3	$-110 + 1\ 360i$	$-110 + 1\ 400i$	$-270 + 1\ 440i$	$-240 + 1\ 170i$	$-190 + 1\ 350i$
4	$-110 + 1\ 360i$	$-880 + 1\ 050i$	$-930 + 980i$	$-260 + 1\ 250i$	$-230 + 1\ 690i$
5	$-450 + 6\ 270i$	$-460 + 6\ 290i$	$-520 + 6\ 450i$	$-640 + 5\ 660i$	$-1\ 060 + 4\ 790i$
6	$-140 + 10\ 970i$	$-230 + 9\ 430i$	$-280 + 8\ 650i$	$-400 + 6\ 870i$	$-660 + 5\ 270i$
7	$-140 + 10\ 030i$	$-180 + 11\ 280i$	$-380 + 11\ 050i$	$-720 + 11\ 190i$	$-1\ 560 + 11\ 340i$
8	$-260 + 10\ 580i$	$-400 + 10\ 980i$	$-140 + 12\ 370i$	$-70 + 16\ 230i$	$-460 + 15\ 500i$
9	$-320 + 18\ 600i$	$-520 + 18\ 570i$	$-1\ 110 + 18\ 290i$	$-2\ 540 + 16\ 650i$	$-110 + 20\ 660i$
10	$-2\ 440 + 20\ 630i$	$-2\ 270 + 20\ 710i$	$-1\ 740 + 21\ 180i$	$-860 + 24\ 130i$	$-340 + 30\ 420i$

假设取前 10 阶特征值,将各个转速下的复特征值($\lambda+i\Omega$)收集起来,可作出如图 4、5 所示的曲线,图中转子转速 n 为横坐标,固有频率 Ω 为纵坐标,曲线表达了涡动角速度随自转角速度变化的规律,如

令 $\Omega=n$,就可以找出转子的临界转速值,同样方法可找出对应转子临界转速的对数衰减率值($\delta=-2\pi\lambda/\Omega$),如表 3 所示。

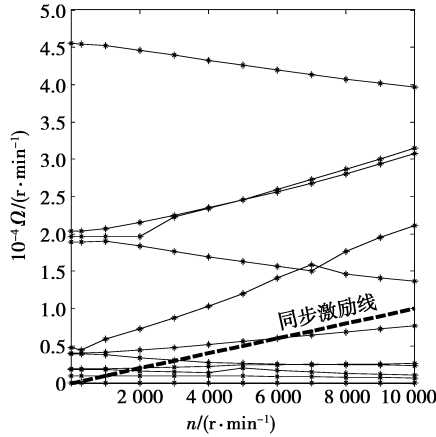


图 4 各阶转速下高速轴固有频率

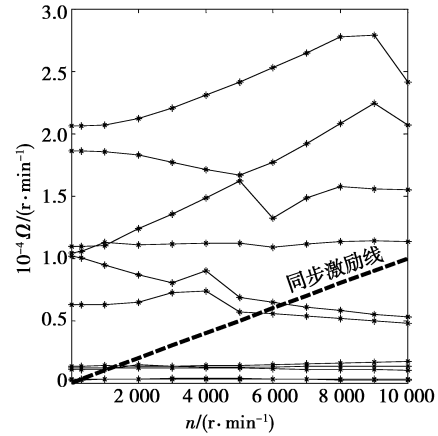


图 5 各阶转速下低速轴固有频率

表 3 燃气轮机齿轮转子系统的临界转速及相应的对数衰减率

阶数	不考虑人字齿轮耦合						考虑人字齿轮耦合		
	高速轴			低速轴					
	λ	临界转速 /($r \cdot \text{min}^{-1}$)	δ	λ	临界转速 /($r \cdot \text{min}^{-1}$)	δ	λ	临界转速 /($r \cdot \text{min}^{-1}$)	δ
1	-5	10	3.145	-310	250	7.791	-5	10	3.142
2	-10	1 020	0.062	-320	270	7.447	-32	850	0.188
3	-70	1 230	0.358	-120	1 200	0.628	-68	1 410	0.303
4	-90	1 710	0.311	-150	1 470	0.641	-80	1 660	0.303
5	-220	2 100	0.658	-880	1 050	5.266	-200	1 960	0.641
6	-830	3 040	1.715	-710	5 580	0.799	-670	2 960	1.422
7	-320	4 030	0.499	-450	6 330	0.447	-280	4 000	0.440
8	-640	5 980	0.672	-1 250	11 250	0.698	-460	6 080	0.475
9	-1 520	12 310	0.776	-5 410	15 870	2.142	-1 250	11 250	0.698
10	-2 130	31 980	0.418	-2 870	46 530	0.388	-5 410	15 870	2.142
11							-2 130	31 980	0.418
12							-2 870	46 530	0.388

采用整体传递矩阵法对两平行轴齿轮耦合转子系统进行建模及数值计算,各转子非耦合单元的传递矩阵仅与单转子状态向量有关,齿轮耦合单元传递矩阵如前面所述,即可得到整体传递矩阵方程,代入整体边界条件进行求解,得到两平行轴齿轮耦合转子系统的特征值。类同单轴转子推导方法即可得齿轮耦合转子系统临界转速及其对数衰减率值如表 3 所示。

表 3 列出了各单跨转子及齿轮耦合转子系统的临界转速及对数衰减率的值,从表中可以看出:1)各阶临界转速偏离工作转速较远,系统不会有共振发生,因此齿轮转子系统设计是合理的;2)由于齿轮的啮合作用,使得转子发生弯扭耦合振动,振动特性发生了改变,耦合后转子系统的临界转速降低而且分布更密,所以对工作转速的选择要求更谨慎;3)转子系统耦合后的对数衰减率相对未耦合时要小,对数

衰减系数越小,转子系统越不稳定,可见弯扭耦合将使系统的稳定性下降。

3 结 语

1)采用整体传递矩阵法对齿轮耦合滑动轴承支承的复杂转子系统进行了动力学建模,建立了齿轮转子弯扭耦合振动分析模型。

2)由于齿轮耦合的作用,两平行轴人字齿轮转子系统中除了有单轴的固有频率及与单轴固有频率相近的固有频率外,还产生了许多新的固有频率,使得临界转速分布更密,所以,应当小心选择工作转速,以避免系统的共振区。

3)所研究的燃气轮机齿轮转子系统的实际工作转速避开了其临界转速,转子系统是稳定的,因此所设计的齿轮转子系统及所选的滑动轴承是合理的。

参考文献:

- [1] 欧卫林,王三民,袁茹. 齿轮耦合复杂转子系统弯扭耦合振动分析的轴单元法[J]. 航空动力学报,2005,20(3):434-439.
OU WEI-LIN, WANG WAN-MIN, YUAN RU. Shaft element method for the analysis of lateral-torsional coupling vibration of a complex gear-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2005,20(3):434-439.
- [2] HSIEH S C, CHEN J H, LEE A. A modified transfer matrix method for the coupled lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289 (1/2): 294-333.
- [3] HSIEH S C, CHEN J H, LEE A C. A modified transfer matrix method for the coupled lateral and torsional vibrations of asymmetric rotor-bearing systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008,312(4/5):563-571.
- [4] 苏武会,李育锡. 斜齿轮转子系统弯扭耦合振动分析的整体传递矩阵法[J]. 机床和液压,2007,35(6):38-41.
SU WU-HUI, LI YU-XI. Whole transmission matrix method for coupled bending-torsional vibration analysis of helical geared system [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2007,35(6):38-41.
- [5] LEE A S, HA J W. Prediction of maximum unbalance responses of a gear-coupled two shaft rotor-bearing system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005,283(3/5):507-523.
- [6] ZHANG Z, DU D M, HE Q. Response calculation and analyses of torsional vibration of turbine-generator shafts [C] // Proceeding of 2006 ASME Power Conference, May 2-4, 2006, Atlanta, Georgia, USA. [S. l.]: IEEE, 2006: 311-333.
- [7] 庞辉,方宗德,欧卫林. 多平行齿轮耦合转子系统的振动特性分析[J]. 振动与冲击,2007,26(6): 21-25.
PANG HUI, FANG ZONG-DE, OU WEI-LIN. Analysis on lateral-torsional coupling vibration characteristics of multi-parallel gear-rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007,26(6): 21-25.
- [8] MAHARATHI B B. Dynamic behaviour analysis of linear rotor-bearing systems using the complex transfer matrix technique[J]. International Journal of Acoustics and Vibrations, 2005, 10(3):413-417.
- [9] 宋雪萍,于涛,李国平,等. 齿轮轴系弯扭耦合振动特性[J]. 东北大学学报:自然科学版,2005,26(10): 990-993.
SONG XUE-PING, YU TAO, LI GUO-PING, et al. Characteristics of bending-torsional coupled vibrations of gear[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2005,26(10):990-993.
- [10] JUN O S, GADALA M S. Dynamic behavior analysis of cracked rotor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(1/2):210-245.
- [11] SU J C T, LIE K N. Rotor dynamic instability analysis on hybrid air journal bearings [J]. Tribology International, 2006,39(3):238-248.
- [12] 柴山,高连勇. 多转子系统弯扭耦合振动分析的整体传递矩阵法[J]. 机械设计,2005,22(10): 8-10.
CAI SHAN, GAO LIAN-YONG. Whole transmission matrix method for coupled bending-torsional vibration analysis of multi-rotor system[J]. Journal of Machine Design, 2005,22(10): 8-10.
- [13] 宋雪萍,刘树英,闻邦椿. 齿轮-转子系统的振动特性分析[J]. 机械科学与技术,2006,25(2):153-157.
SONG XUE-PING, LIU SHU-YING, WEN BANG-CHUN. Vibration characteristics analysis of a gear rotor system[J]. Mechanical Science and Technology, 2006,25(2):153-157.
- [14] 秦大同,刑子坤,王建宏,等. 基于动力学的风力发电齿轮传动系统可靠性评估[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2007,30(12):1-6.
QIN DA-TONG, XING ZI-KUN, WANG JIAN-HONG, et al. Reliability evaluation of the gear transmission system for the wind-driven generator based on dynamic [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2007,30(12):1-6.

(编辑 张 苹)