

三种升速条件下的鱼雷涡轮机转子系统动力学特性

宋文^{1†} 梁跃¹ 伊进宝¹ 郭兆元¹ 白伊明² 章蓉²

(1. 中船重工第七〇五研究所, 西安 710000) (2. 山西省平阳重工机械有限责任公司, 临汾 043003)

摘要 为研究鱼雷涡轮机转子系统的瞬态动力学特性, 结合实际启动工况, 采用传递矩阵法建立了转子系统的瞬态运动方程, 并用 Newmark- β 数值积分方法进行求解, 模拟分析了不同启动过程中转子的瞬态响应历程. 结果显示: 考虑不同函数形式的(线性、指数、分段)升速过程时, 涡轮转子系统各阶临界转速没有显著差异, 但共振峰值以及震荡收敛时间差别较大. 其中, 最符合实际工况的是分段函数形式的升速过程, 该过程过二阶临界转速的共振峰值最小. 本文的工作可以为鱼雷涡轮转子系统的优化设计提供参考.

关键词 鱼雷涡轮机, 转子系统, 瞬态响应, 传递矩阵法, Newmark- β 积分法

DOI: 10.6052/1672-6553-2015-051

引言

涡轮机是热动力鱼雷的重要推进形式之一, 具有功率大、体积小和重量轻等优点; 随着功率的增加, 在比功率上的优势更为明显, 特别适合于高航速、远航程的航行. 对涡轮机转子系统进行结构设计和优化改进时, 首先必须对转子系统的动力学特性的做出合理的预测和分析. 由于在启动、停机或工况负载发生变化的这些瞬态过程中, 转子承受的各种主动力和负荷力要经历复杂的变化, 转子瞬态响应要比稳态响应复杂得多, 承受的载荷水平往往也要大很多, 加之瞬态响应所包含的信息远比稳态响应要丰富, 且更接近于实际工况, 因此对转子系统在变转速工况下的瞬态响应分析显得尤为重要.

对转子进行动力学分析的常用方法有传递矩阵法和有限元法. 缪红燕等^[1]建立了弹性转子系统的有限元模型, 通过直接积分法求得了系统通过临界转速引起的瞬态振动特性, 并与实验结果进行了对照. 夏冶宝等^[2]通过传递矩阵法建立了双盘转子系统的运动微分方程, 对比分析了转子系统在稳态和瞬态两种运转状态下突加不平衡的响应.

传递矩阵法由于其建模灵活、计算效率高, 无需建立系统的总体动力学方程等优点, 被广泛应用于转子动力学领域的线性链式系统的动力学问题^[3-4]. 本文基于传递矩阵法建立整个转子系统的

瞬态运动方程, 采用 Newmark- β 数值积分方法^[5]对其求解, 模拟分析了鱼雷涡轮机转子系统以不同形式的升速率启动时的动力学响应特性.

1 动力学模型

1.1 典型单盘转子系统

实际的转子系统是质量连续分布的弹性系统, 具有无穷多个自由度, 而在转子动力学中经常将其简化为具有若干个集中质量的自由度系统^[6]. 图1给出了采用传递矩阵法分析单盘转子系统瞬态响应时简化的动力学模型, 其中将涡轮盘简化为具有偏心质量的刚性圆盘, 如图1(a); 将轴视为分段的匀质等截面梁, 安装在弹性支撑上, 如图1(b).

将转盘看成是外载荷, 考虑到转子受不平衡力以及加、减速过程中的惯性力作用, 转盘的附加弯矩及剪力在 x 和 y 方向的分量分别为

$$M_x = I_d \ddot{\theta} + I_p \omega \dot{\varphi} \quad (1)$$

$$Q_x = -m\ddot{X} - C_0 \dot{X} + m\omega^2 \cos(\omega t) + m\dot{\omega} \sin(\omega t) \quad (2)$$

$$M_y = I_d \ddot{\varphi} + I_p \omega \dot{\theta} \quad (3)$$

$$Q_y = -m\ddot{Y} - C_0 \dot{Y} + m\omega^2 \sin(\omega t) + m\dot{\omega} \cos(\omega t) \quad (4)$$

其中, m 是转盘的质量; C_0 是转盘等效阻尼系数; e 是转盘的质量偏心距; ω 为圆盘绕 z 轴自传角速度, $\dot{\omega}$ 为相对应的角加速度, t 为加速时间; I_d 和 I_p

分别为圆盘的直径转动惯量和极转动惯量; θ 和 φ 分别为 xoz 和 $yoze$ 平面内的转角, $\dot{\theta}, \dot{\varphi}, \ddot{\theta}, \ddot{\varphi}$ 为相对应的角速度和角加速度.

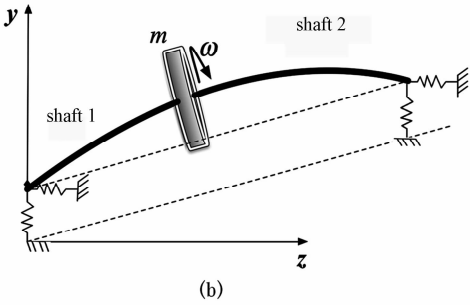
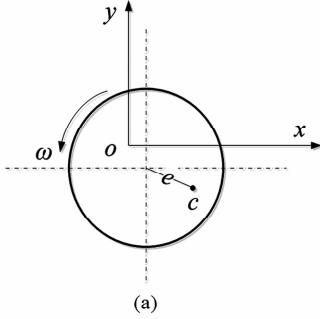


图1 单圆盘转子

Fig. 1 The jeffcott rotor

1.2 单盘转子系统内的传递关系

传递矩阵法是把转子系统分为圆盘、轴段、支撑等若干个典型的单元,用力学方法建立这些部件两截面状态矢量间的传递关系,并结合起始和末端截面的边界条件,首先解出起始截面的位移向量,然后联系传递关系即可求得各截面的瞬态响应.

以图1的单盘转子为例,首先在 xoz 面内推导单盘转子系统的传递矩阵.系统左端和右端的边界条件分别为 $[X_0, \theta_0, 0, 0]^T$ 和 $[X_1, \theta_1, 0, 0]^T$,左端弹性支撑的传递矩阵 T_0 为

$$T_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -k_0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中, k_0 为该弹性支撑的刚度.如果不考虑轴向力的作用,则每段轴的传递矩阵 T_s 可以表示为

$$T_s = \begin{bmatrix} S & \frac{1}{\alpha}T & \frac{1}{\alpha^2 EI}U & \frac{1}{\alpha^3 EI}V \\ \alpha V & S & \frac{1}{\alpha EI}T & \frac{1}{\alpha^2 EI}U \\ \alpha^2 EIU & \alpha V & S & \frac{1}{\alpha}T \\ \alpha^3 EIT & \alpha^2 EIU & \alpha V & S \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中,

$$S = \frac{1}{2}(\cosh \xi + \cos \xi), \quad T = \frac{1}{2}(\sinh \xi + \sin \xi),$$

$$U = \frac{1}{2}(\cosh \xi - \cos \xi), \quad V = \frac{1}{2}(\sinh \xi - \sin \xi),$$

$\xi = l \times \sqrt{\frac{\rho \omega^2}{EI}}$ 是该段轴长度 l ,弹性模量 E ,截面惯性矩 I ,密度 ρ 的函数.

圆盘左侧截面的状态矢量可以由初始状态矢量(系统左端的边界条件)以及传递关系得到:

$$\begin{bmatrix} X \\ \theta \\ M_x \\ Q_x \end{bmatrix}_L = T_{s1} T_0 \begin{bmatrix} X_0 \\ \theta_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中, T_{s1} 是轴1的传递矩阵.由(7)式可以得到以下关系

$$\begin{bmatrix} M_x \\ Q_x \end{bmatrix}_L = \begin{bmatrix} T_{0,s1}(3,1) & T_{0,s1}(3,2) \\ T_{0,s1}(4,1) & T_{0,s1}(4,2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{0,s1}(1,1) & T_{0,s1}(1,2) \\ T_{0,s1}(2,1) & T_{0,s1}(2,2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} X \\ \theta \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中 $T_{0,s1} = T_{s1} T_0$.而转盘右端的状态矢量可以由左端边界条件以及传递关系得到

$$\begin{bmatrix} X \\ \theta \\ M_x \\ Q_x \end{bmatrix}_R = T_0^{-1} T_{s2}^{-1} \begin{bmatrix} X_2 \\ \theta_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中, T_{s2} 是轴2的传递矩阵.由(9)式可以得到以下关系

$$\begin{bmatrix} M_x \\ Q_x \end{bmatrix}_R = \begin{bmatrix} T_{0,s2} - 1(3,1) & T_{0,s2} - 1(3,2) \\ T_{0,s2} - 1(4,1) & T_{0,s2} - 1(4,2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{0,s2} - 1(1,1) & T_{0,s2} - 1(1,2) \\ T_{0,s2} - 1(2,1) & T_{0,s2} - 1(2,2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} X \\ \theta \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中 $T_{0,s2} = T_{s2} T_0$.由式(10)减去式(8),并整理得

$$\begin{bmatrix} M_x \\ Q_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{0,s1}(3,1) & T_{0,s1}(3,2) \\ T_{0,s1}(4,1) & T_{0,s1}(4,2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{0,s1}(1,1) & T_{0,s1}(1,2) \\ T_{0,s1}(2,1) & T_{0,s1}(2,2) \end{bmatrix}^{-1} -$$

$$\begin{bmatrix} T_{0,s2} - 1(3,1) & T_{0,s2} - 1(3,2) \\ T_{0,s2} - 1(4,1) & T_{0,s2} - 1(4,2) \\ T_{0,s2} - 1(1,1) & T_{0,s2} - 1(1,2) \\ T_{0,s2} - 1(2,1) & T_{0,s2} - 1(2,2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} X \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (11)$$

如果记

$$T_{kx} = \begin{bmatrix} T_{0,s1}(3,1) & T_{0,s1}(3,2) \\ T_{0,s1}(4,1) & T_{0,s1}(4,2) \\ T_{0,s1}(1,1) & T_{0,s1}(1,2) \\ T_{0,s1}(2,1) & T_{0,s1}(2,2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} T_{0,s2} - 1(3,1) & T_{0,s2} - 1(3,2) \\ T_{0,s2} - 1(4,1) & T_{0,s2} - 1(4,2) \\ T_{0,s2} - 1(1,1) & T_{0,s2} - 1(1,2) \\ T_{0,s2} - 1(2,1) & T_{0,s2} - 1(2,2) \end{bmatrix} \quad (12)$$

则(11)式可以改写为

$$\begin{bmatrix} M_x \\ Q_x \end{bmatrix} = T_{kx} \begin{bmatrix} X \\ \theta \end{bmatrix} \quad (13)$$

同理,在 yoz 面内有

$$\begin{bmatrix} M_y \\ Q_y \end{bmatrix} = T_{ky} \begin{bmatrix} Y \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (14)$$

1.3 运动方程及求解

由式(1)~(4)以及式(13)、(14)可以整理出系统运动方程

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F \quad (15)$$

其中,

$$M = \begin{bmatrix} 0 & I_d & 0 & 0 \\ -m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_d \\ 0 & 0 & -m & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & I_p\omega \\ -C_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -I_p\omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} T_{kx} & 0 \\ 0 & T_{ky} \end{bmatrix}, F = [0 \quad -F_x \quad 0 \quad -F_y]^T$$

运动方程(15)可以由 Newmark- β 积分法求解,因为 Newmark- β 积分法选取适当的参数后无条件稳定,且计算精度较高。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{q}_{n+1} &= \frac{1}{\beta\Delta t^2}q_{n+1} - P_n \\ \dot{q}_{n+1} &= \frac{\gamma}{\beta\Delta t}q_{n+1} + Q_n \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中,

$$\left. \begin{aligned} P_n &= \frac{1}{\beta\Delta t^2}q_n + \frac{1}{\beta\Delta t}\dot{q}_n + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\ddot{q}_n \\ Q_n &= (1 - \gamma)\Delta t\ddot{q}_n - \gamma\Delta tP_n + \dot{q}_n \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

其中, β 和 γ 是 Newmark- β 积分法的参数,当 $\delta = 1/2$ 和 $\alpha = 1/6$ 时,上面两式对应线性加速度法。

2 数值仿真分析

采用传递矩阵法预测某鱼雷涡轮转子系统的瞬态响应时,首先将系统离散并简化为图2所示的动力学模型.简化过程如下:(1)将涡轮盘看作刚性偏心圆盘;(2)将轴系离散为13段匀质轴,分段结点选在轮盘、联轴器、轴的截面有突变处以及轴的支承点等位置,使各节点间轴段为等截面轴;(3)将轴承和连轴齿形联轴器简化为弹性支撑。

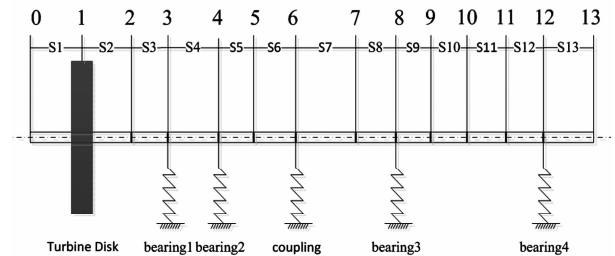


图2 某鱼雷涡轮转子系统动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of a torpedo turbine rotor

为更全面地反映出实际工况下鱼雷涡轮机转子系统的动力学响应历程,仿真计算中考虑了三种不同升速过程.该鱼雷涡轮机转子系统的目标转速 ω 为 6000rad/s ,转子的初始不平衡偏心距 e 为 10^{-6} ,阻尼系数 C_0 为 $400\text{N}\cdot\text{s/m}$ 。

2.1 线性升速过程

线性升速过程的升速率恒为 $\dot{\omega} = 120\text{rad/s}^2$,图3是加速过程中转速随时间变化曲线.图4和图5分别给出了计算得到的转盘动挠度随时间和转速变化的曲线,可以看出:

(1) 转子系统的第一阶临界转速为 $\omega_1 = 2281\text{rad/s}$,共振幅值为 $51.0\mu\text{m}$;

(2) 转子系统的第二阶临界转速为 $\omega_2 = 4780\text{rad/s}$,共振幅值为 $520.0\mu\text{m}$,过二阶临界转速

后的收敛时间为 0.548s.

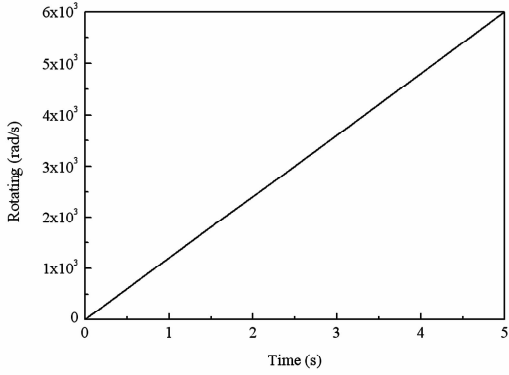


图3 转速随时间变化曲线

Fig. 3 Variation of rotating speed with time

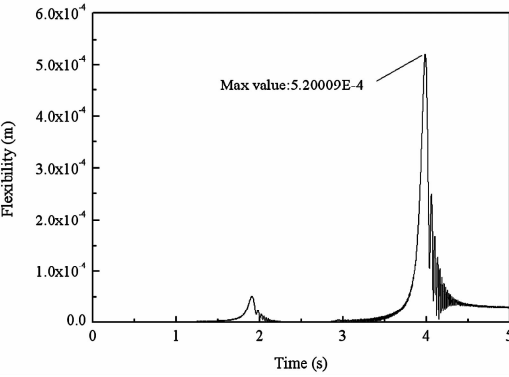


图4 转盘动挠度随时间变化曲线

Fig. 4 Variation of flexibility with time

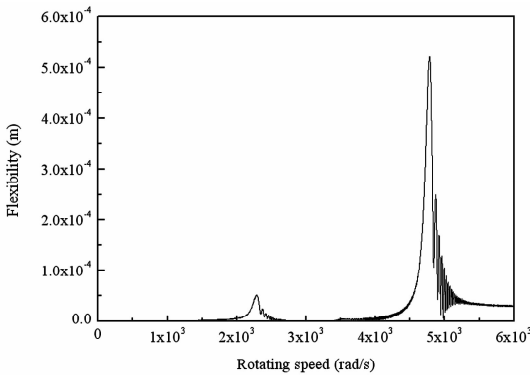


图5 转盘动挠度随转速变化曲线

Fig. 5 Variation of flexibility with rotating speed

2.2 负指数升速过程

实际的升速过程中,启动阶段升速率较大,接近额定转速时升速率逐渐减小,可以考虑采用负指数函数描述这个过程,假设升速率随时间的变化的表达式为 $\dot{\omega} = 6000e^{-t} \text{ rad/s}^2$. 图6是转速随时间变化过程,图7和图8分别给出了单盘转子动挠度随时间和转速变化曲线.与线性升速过程相比,有以

下结论:(1)负指数升速率过程的第一阶临界转速的共振幅值较小,为 $35.2\mu\text{m}$,但两者的第二阶临界转速的共振幅值基本相等;(2)负指数升速率过程在过二阶临界转速后震荡收敛时间较短,为 0.414s.这是由于该过程的角加速度小于线性升速率过程,外力项引起的扰动较小.

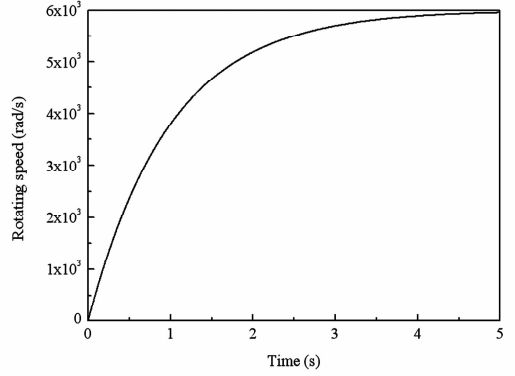


图6 转速随时间变化曲线

Fig. 6 Variation of rotating speed with time

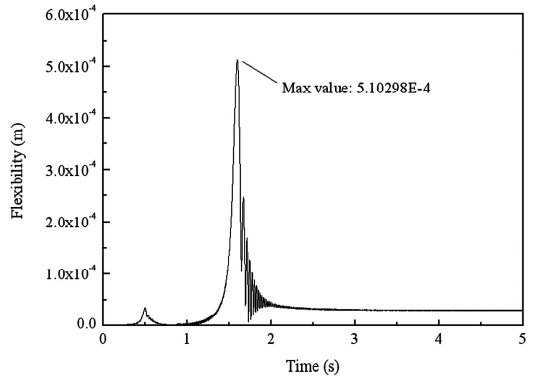


图7 转盘动挠度随时间变化曲线

Fig. 7 Variation of flexibility with time

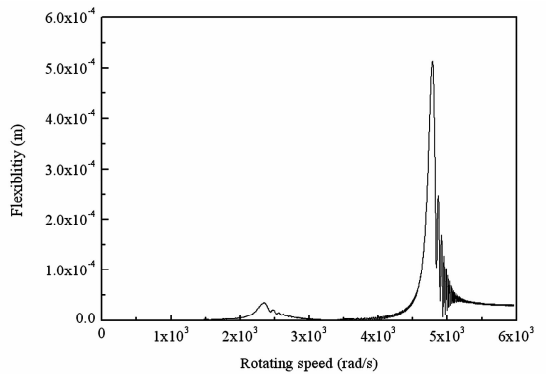


图8 转盘动挠度随转速变化曲线

Fig. 8 Variation of flexibility with rotating speed

2.3 分段升速过程

考虑到鱼雷涡轮发动机的多速制特性,分段升

速率过程更符合其实际工况.采用分段形式的升速率过程时,整个加速过程被分为了三段:恒升速率段、恒速率段以及指数升速率段,转速与时间的关系如下:

$$\omega = \begin{cases} 1200t & 0 < t \leq 2 \\ 2400 & 2 < t \leq 3 \\ 8400 - 6000e^{-(t-3)} & 3 < t \leq 3.92 \end{cases} \quad (19)$$

图9和图10分别为转速和转子动挠度随时间变化的曲线,图11为转子动挠度随转速变化曲线.综合三幅图可以看出:(1)在0~2s的恒升速过程中,单盘转子动挠度幅值较小;(2)在2~3s的恒定转速段,转速稳定在2400rad/s,此时单盘转子的动挠度基本保持稳定;(3)在最后的负指数升速率段,转子继续升速并跨过第二阶临界转速,在第二阶临界转速的共振幅值为378.7 μm ,远小于前两个升速过程的共振幅值.由此可见,合理的升速过程可以使转子系统以较低的挠度和较短的振荡时间通过临界转速.

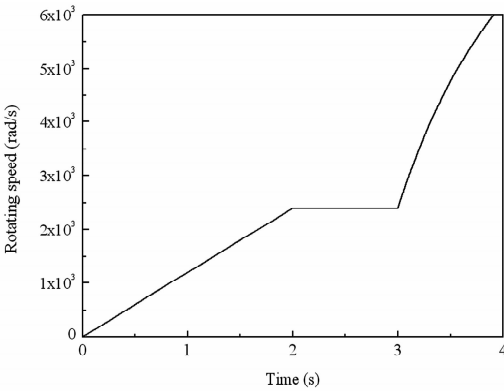


图9 转速随时间变化曲线

Fig. 9 Variation of rotating speed with time

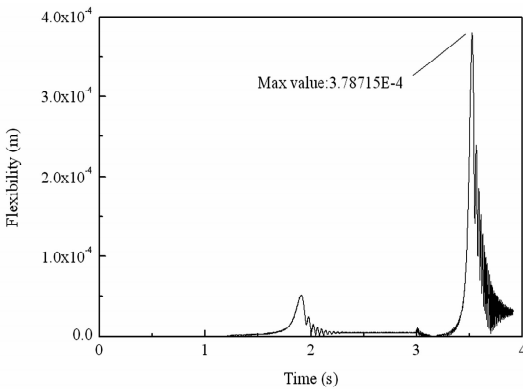


图10 转盘动挠度随时间变化曲线

Fig. 10 Variation of flexibility with time

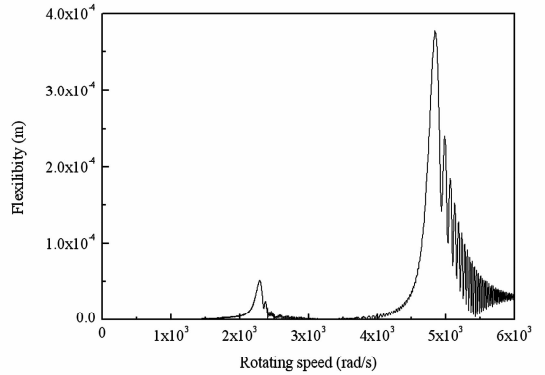


图11 转盘动挠度随转速变化曲线

Fig. 11 Variation of flexibility with rotating speed

3 结论

本文利用传递矩阵法对鱼雷涡轮机转子系统进行了动力学特性仿真计算,分析了相同目标转速时,三种不同升速过程(线性、负指数和分段)中,单盘转子的动挠度及震荡收敛时间响应特性,发现:(1)采用不同升速形式,涡轮转子系统各阶临界转速没有显著差异,但共振峰值以及震荡收敛时间差别较大。(2)分段函数形式的升速过程最接近实际的工况,该过程中过二阶临界转速的共振峰值最小。

参 考 文 献

- 1 缪红燕,高金吉,徐鸿. 转子系统瞬态不平衡响应的有限元分析. 振动与冲击, 2004,23(3):1~4 (Miao H Y, Gao J J, Xu H. Transient response of unbalanced rotor system through its critical speed. *Journal of Vibration and Shock*, 2004,23(3):1~4 (in Chinese))
- 2 夏冶宝,任兴民,杨永锋等. 双盘柔性转子系统突加不平衡瞬态响应研究. 机械科学与技术, 2014,33(2):309~312 (Xia Y B, Ren X M, Yang Y F, et al. Transient response of flexible double-rotor system under sudden unbalance load. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014,33(2):309~312 (in Chinese))
- 3 莫延彧,李全通,张斌等. 某型航空发动机双转子系统动力学特性计算. 机械设计与制, 2011,7(7):117~119 (Mo Y Y, Li Q T, Zhang B, et al. Dynamical characteristic calculation of a engine's double rotors system. *Machinery Design and Manufacture*, 2011,7(7):117~119 (in Chinese))
- 4 冀成,杨兆建,宋高峰等. 多轮盘转子系统临界转速的计算方法分析. 机械设计与制造, 2012,12(12):28~30

(Ji C, Yang Z J, Song G F, et al. Calculation method analysis of many roulette rotor system critical speed. *Machinery Design and Manufacture*, 2012, 12 (12): 28 ~ 30 (in Chinese))

5 韩清凯. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法. 北京: 科学出版社, 2010 (Han Q K. Nonlinear vibration analysis and diagnosis method for fault rotor system. Beijing: Science Press, 2010 (in Chinese))

DYNAMIC PROPERTIES OF TORPEDO TURBINE ROTOR SYSTEM IN THREE SPEED-UP PROCESSES

Song Wen^{1†} Liang Yue¹ Yi Jinbao¹ Guo Zhaoyuan¹ Bai Yiming² Zhang Rong²

(1. *China Shipbuilding Industry Corporation 705 Research Institute, Xi'an 710075, China*)

(2. *ShanXi PingYang Industry Machinery Co Ltd, Linfen 043003, China*)

Abstract The transient dynamic characteristics of the torpedo turbine rotor system are predicted and analyzed in this paper. The transient motion equations of the whole rotor system are established based on the transfer matrix method and then solved by Newmark- β numerical integral method. Three different start-up processes, including linear, exponent as well as staged accelerations, are involved in the simulation. The numerical results show that the critical speeds of turbine rotor system for three start-up processes are relatively close to each other. However, the peak values and oscillatory convergence time are quite different. The prediction of the staged acceleration process provides the lowest peak value at the second critical rotation rate, which is consistent with the actual situation. This paper provides an essential reference for the further design and optimization of torpedo turbine rotor system.

Key words torpedo turbine rotor, rotor system, transient response, transfer matrix method, newmark- β integral method