

离心机转子减振控制:一种新型的自适应混合控制*

余文

袁艺

(东北大学自动化研究中心·沈阳,110006) (东北大学机械工程学院·沈阳,110006)

摘要: 本文提出了一种减小离心机转子振动的新型控制方案. 通过对离心机转子支承刚度的主动控制与减振力的自校正前馈控制相结合, 运用模型自适应修正和两级计算机控制等先进技术, 使转子系统的振动最小. 我们在一个转子试验台上对以上方法进行了验证, 控制结果表明这一方法是十分有效的.

关键词: 自校正 PID; 前馈补偿; 变刚度; 减振力

1 前言

离心机由于偏心或者工作频率接近固有频率, 会产生强烈地振动, 这种振动随转速的升高会越来越严重. 而加工偏差、物料偏心、升降速时的共振是不可避免的, 所以振动控制对于工程机械的正常稳定运行有着十分重要的作用. 但是, 过去大部分研究都停留在振动分析上, 通过改变离心机工况被动地防止振动. 最近人们开始了主动控制方法的研究^[1], 以便从根本上解决转子振动问题. 振动的主动控制从原理上可分为: 改变固有频率(转子支承刚度)法^[1]; 减振力主动控制法^[2].

离心机转子振动属于液固藕联问题, 其振动过程十分复杂. 目前还没有一种十分有效的控制模型和比较理想的执行机构^[3], 与过程控制相比转子主动控制是十分困难的. 通过长时间的试验, 我们研制出了一种简单有效的变刚度执行机构^[4], 并且将变刚度控制法和减振力控制相结合, 采用两级计算机控制系统、自适应 PID、前馈补偿、不稳定区预报和曲线跟踪等先进的控制手段, 充分地发挥了各种控制法的作用. 同时, 我们在一个卧式沉降离心机装置上进行了试验, 对各种方案进行了比较, 试验结果表明自适应混合控制方法对于减振控制是十分有效的.

2 减振控制系统的描述

2.1 振动系统动态模型

卧式沉降离心机是一刚体和液体的混合系统, 我们通过 3 个 Newton 方程、3 个 Euler 方程、6 个常微分方程和 4 个 Navier-Stokes 方程的推导, 得到转子系统固液藕联方程为^[4]

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & c_{12} \\ c_{21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} pu \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} qe \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

其中

$$a_{11} = -2c, \quad a_{12} = 1 - 2\mu + \frac{1}{f^2}(1 + 2\mu), \quad a_{21} = 1 + 2\mu,$$

$$b_{11} = 2i\Omega - 1, \quad b_{12} = 2i\Omega(1 - \frac{1}{f^2})(1 + 2\mu), \quad b_{21} = 2c - 2i\Omega(1 - 2\mu), \quad b_{22} = 4\mu,$$

* 国家自然科学基金资助项目.

本文于 1995 年 8 月 16 日收到, 1996 年 3 月 5 日收到修改稿.

$$c_{12} = -\Omega^2(1 - \frac{1}{f^2})(1 + 2\mu), \quad c_{21} = k(t) - 2i\Omega C - (1 + 2\mu)\Omega^2,$$

$$p = \frac{1}{m\omega_0^2}, \quad u = u_x - iu_y, \quad q = \omega^2(\sin\theta - i\cos\theta), \quad i = \sqrt{-1}.$$

y 为转子振动振幅, β 为中间变量, c 为阻尼系数, μ 为充液密度, $f = \frac{b}{a}$, $1 - f$ 为充液率, a 为转鼓半径, b 为液体在转子中形成的空腔半径, ω 为绝对转速, u_x, u_y 为减振力分量, θ 为转子角位移, ω_0 为临界转速.

可以看出正常运行时影响转子系统振动的因素有: 支承刚度 $k(t)$ 、相对转速 $\Omega = \frac{\omega}{\omega_0}$ 和偏心 e . 设

$$y = (x_0 - iy_0)e^{-i\Omega t}. \quad (2)$$

其中 v 是转子角速度. 转子运动也可以描述为^[4]

$$(r + \mu)v^4 + 2[2icr + \Omega(r - 1)]v^3 + [\Omega^2(r - 5 - 4\mu) + 2ic\Omega(r - 2) - r]v^2 + 2\Omega[1 - 3ic\Omega - 2\Omega^2(\mu + 1)]v + \Omega^2[1 - 2ic\Omega - \Omega^2(1 + \mu)] = 0. \quad (3)$$

其中 $r = \frac{1 + f^2}{1 - f^2}$. 若 r, μ, Ω 不变, v 决定了转子运行状态. 由(2)可知, 当 v 有右半平面的共轭复根或负实根时, $\lim_{t \rightarrow \infty} |y(t)| = \infty$. 我们定义转子此时处于不稳定状态. 利用牛顿下山法可以解出(3)中 v 的近似解. 当 Ω 与 $1 - f$ 变化时, 可以得到不同条件下 v 对应 y 不稳定的区域, 如图 1 所示. 转子在阴影部分为不稳定运动, 表现为自激振动. 为对其有效地控制, 我们采用如下方案.

2.2 变刚度控制方法

变刚度机构是通过电磁比例溢流阀调节油缸内油压, 从而驱动活塞杆所带动的橡胶弹簧, 由橡胶弹簧改变支承刚度. 这一变化过程很难用严密的数学方法进行描述, 尤其是橡胶弹簧对支承刚度的影响具有很强的非线性特征, 无法对其进行机理建模. 通过大量试验, 我们可以得到电磁阀控制电压 $q(t)$ 与转子系统支承刚度 $k(t)$ (通过共振频率间接计算) 的关系, 如图 2 所示.

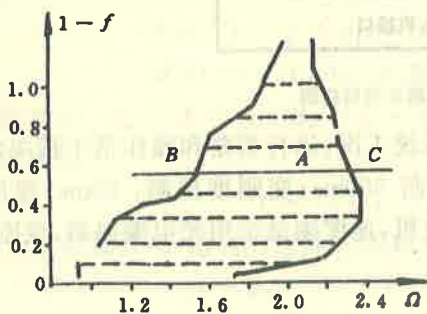


图 1 不稳定区图

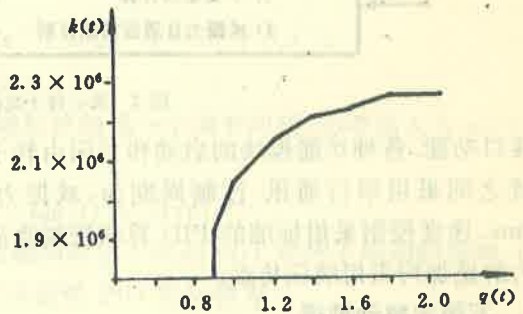


图 2 支承刚度 $k(t)$ 与控制电压 $q(t)$ 关系

通过支承刚度改变系统的固有频率, 从而改变相对转速 Ω , 由图 1 可以看出 Ω 的变化可以使工作点从 A 移到 B 或 C 处, 当然不正确的控制也会使系统从稳定区进入不稳定区 A, 所以对不稳定区的判别是十分重要的.

2.3 减振力控制模型

通过对(1)拉氏变换并消去 β , 减振力 u 与振幅 y 的关系为

$$y(s) = \frac{k_p}{g_0 + g_1 s + g_2 s^2 + g_3 s^3} u(s). \quad (4)$$

其中 $g_0 = b_{12}c_{21}$, $g_1 = c_{21}a_{12} + b_{12}b_{21}$, $g_2 = a_{12}b_{21}a_{21} - b_{22}b_{11}$, $g_3 = a_{12}a_{21} - b_{22}a_{11}$, $k_p = pb_{22}$. 改变刚度 $k(t)$ 即 c_{21} , 相当于改变系统(4)的参数 g_0, g_1 . 采用 500ms 采样周期, 并将偏心 $e(t)$ 对振动的影响看成一个有界扰动, 转子控制系统的离散模型为

$$A(z^{-1})y(t) = B(z^{-1})u(t-1) + qe(t). \quad (5)$$

偏心扰动可以通过前馈补偿控制尽可能地消除.

3 控制系统设计

我们在控制系统结构设计与控制方法的实施上采用了一些特殊的手段, 以解决快速响应与复杂计算这两个矛盾问题,

3.1 系统硬件结构

试验用离心转子系统规格如下: 转鼓长 0.4m, 内径 0.044m, 质量 9.7kg, 内充 NaCl 溶液 (比重 1.2g/ml), 充液率 0.6, 固有频率 25.6Hz. 转子减振控制装置采用两级计算机控制, 如图 3 所示. 其中单片控制器完成快速响应及输出控制功能, 最优化机完成复杂的优化计算及人

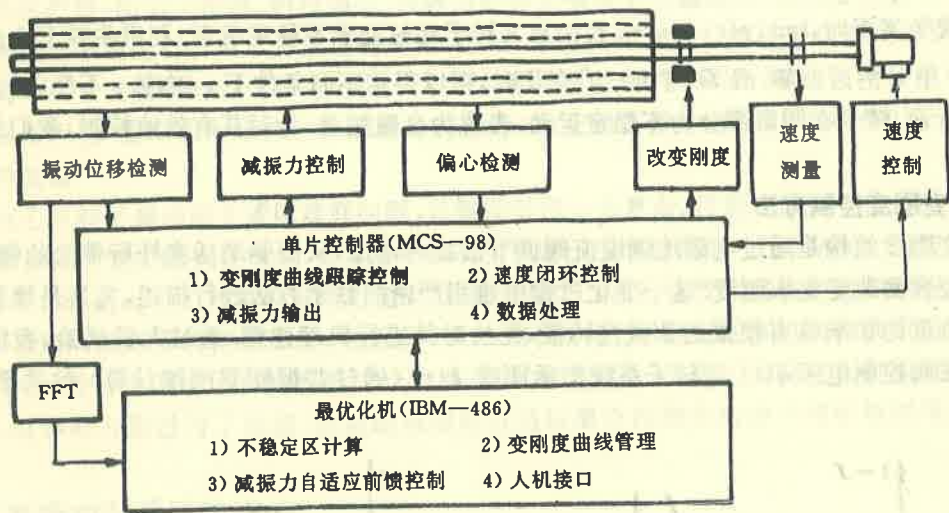


图 3 离心转子减振控制系统结构图

机接口功能. 各种功能模块的启动和关闭由转子系统工况、运行策略和操作人员干预决定. 两个系统之间采用串行通讯. 控制周期为: 减振力控制 500ms; 变刚度控制: 80ms; 速度控制: 100ms. 速度控制采用标准的 PID 算法控制直流电机, 速度测量采用光电编码器, 变刚度和减振力的施加均采用液压传动.

3.2 不稳定振动预报

转子进入不稳定区时, 可以通过振幅突然变大或快速付利叶变换板 (FFT) 产生的谐波分析得到. 由 2.2 节可知, 不正确的变刚度和减振力控制均会导致转子系统进入不稳定区, 所以必须在控制施加前对不稳定区进行预报 (不稳定区会随工况变化). (3) 式和图 1 均是在一定假设条件下成立的, 无法用于实时控制, 我们根据对振幅的影响因素给出下面经验公式

$$y(i) = k_f(i) \times f(r, \Omega, q, v, e, u). \quad (6)$$

不稳定区定义为 $|y(i)| > M$, M 为稳定振动的上界, $k_f(i)$ 是 $f(\cdot)$ 的修正系数, $k_f(0) = 1$. 根据测量值 $y(i)$ 和理论计算值 $y' = K_f f(\cdot)$, 对 k_f 进行自适应修正. 这里不是对经验公式 $f(\cdot)$

的系数进行修正,而直接对函数本身修正,即可以简化计算过程,又可以排除不确定性因素的影响. k_f 采用下面方式递推得到

$$k_f(i+1) = k_f(i) + V_a \left[\frac{y(i)}{y'(i)} - k_f(i) \right]. \quad (7)$$

其中 V_a 称为理论逼近增益,它采用我们在试验过程中总结的公式进行计算,即 $V_a = F_a(1 - F_i V_i)$,称 F_a 为逼近增益, F_i 为可信度加权值, V_i 为测量值可信度. $V_i = (\frac{1}{\bar{y}} \times \frac{\sigma}{\sqrt{n}})^2$, $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y(i)$, $\sigma = \frac{1}{n-1} [\sum y(i)^2 - \frac{1}{n} (\sum y(i))^2]$.在不同的 Ω, e, u 下 F_a, F_i 由试验经验值给出,以保证 k_f 的收敛性和快速性.实际操作时取 $n=8$.经过大量试验我们发现在一个小的分段区间上这种方法比最小二乘法或梯度法更有利多个参数同时变化的系统(6)的辨识.

3.3 变刚度曲线跟踪控制

由于变刚度控制的目的是使转子系统迅速离开不稳定区,对控制精度无特殊要求,根据图1和试验经验,我们采用几种典型的曲线进行变刚度跟踪控制,这些曲线存在最优化机的数据库中,根据不同的充液率,最优化机将对应的曲线值送到下位机,单片控制器根据不同的转速直接给电磁阀一个控制量,以保证离心转子快速可靠地离开不稳定区.每次控制输出前,利用(6)判别 q 是否使 $y(t)$ 进入了不稳定区,如果这样则停止输出,并将此信息返回上位机,然后对曲线进行修正.

通过不稳定区判断模块决定曲线跟踪控制是否结束,每次控制结束后,最优化机将控制过程的信息(控制量、时间、振动变化过程)保存起来.操作人员可以根据这些信息去分析变刚度曲线跟踪控制的效果,并对跟踪曲线进行修改或增加新的跟踪曲线.

3.4 减振力自校正前馈 PID 控制

转子离开不稳定区后,我们采用一种工程应用上比较有效自适应控制算法:自校正前馈PID控制^[6].对被控对象(5)采用降价模型:

$$A_r(z^{-1})y(t) = B_r(z^{-1})u(t-1) + M(t) + qe(t). \quad (8)$$

其中

$$A_r(z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}, \quad B_r(z^{-1}) = b_0 + b_1 z^{-1},$$

$$M(t) = -A_m y(t) + B_m u(t-1)$$

是未建模动态, $A_m = A - A_r$, $B_m = B - B_r$.减振控制是一个调节问题,参考输入为 $\omega(t) = 0$ 所以性能指标为

$$J = |Py(t+1) + Qu(t) + Se(t)|^2 \quad (9)$$

这里 S 为前馈加权项,适当的选择 S 可以有效地消除偏心扰动 $e(t)$ 对转子振动的影响.由 $P = EA_r + z^{-1}G$, $G = g_0 + g_1 z^{-1} + g_2 z^{-2}$,可得前馈PID控制器为

$$\Delta u(t) = k_p \Delta \bar{e}(t) + k_i \bar{e}(t) + k_d [\Delta \bar{e}(t) - \Delta \bar{e}(t-1)] + G_f e(t) \quad (10)$$

其中

$$\bar{e}(t) = -y(t), \quad \Delta \bar{e}(t) = \bar{e}(t) - \bar{e}(t-1),$$

$$G_f(z^{-1}) = -\lambda [E(z^{-1}) + S(z^{-1})], \quad k_p = -\lambda(g_1 + 2g_2),$$

$$k_i = \lambda(g_0 + g_1 + g_2), \quad k_d = \lambda g_2.$$

采用显式鲁棒辨识算法更新参数,(8)可以写成 $y(t) = X(t-1)^T \theta + M(t)$.利用正规化因子 $n(t) = \max_{0 \leq i \leq t-1} \{X_i(i), c\}$, $c > 0$,和相对死区最小二乘法辨识出降阶模型 A, B 后,利用

(10) 可以计算最佳减振控制量 $u(t)$, 然后代入(6)式, 若 $u(t)$ 能使 $y(t)$ 稳定, 则控制量可以输出. 这种算法的稳定性和收敛性分析参见[6].

4 试验结果分析

试验装置如图 3 所示. 转子在启动并达到工作转速 2300 转/分(58.4Hz)时, 如果不施加任何控制, 转子系统将到达不稳定区并且停留在不稳定区内. 试验时我们让转子按一定速度启动, 观察各种情况下的控制效果.

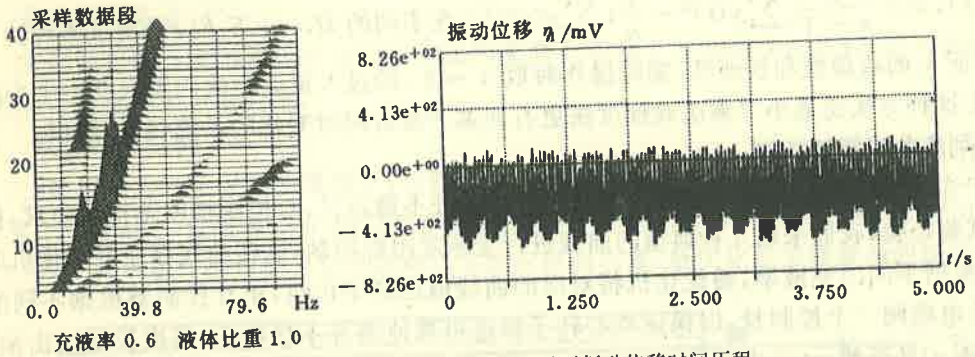


图 4 不加任何控制的谱阵图和转子振动位移时间历程

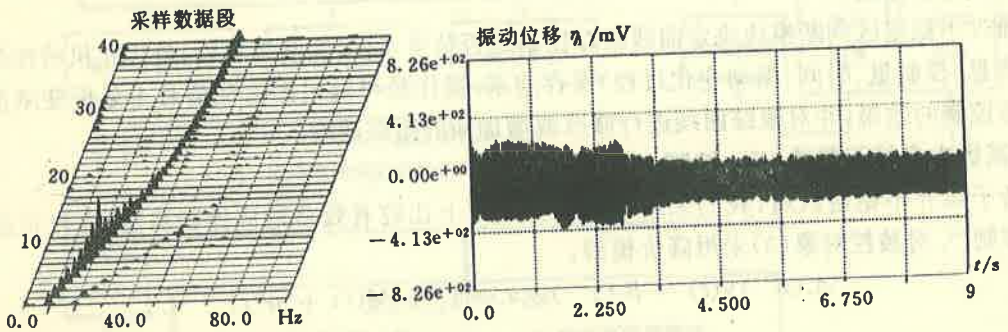


图 5 变刚度控制的谱阵图和转子振动位移时间历程

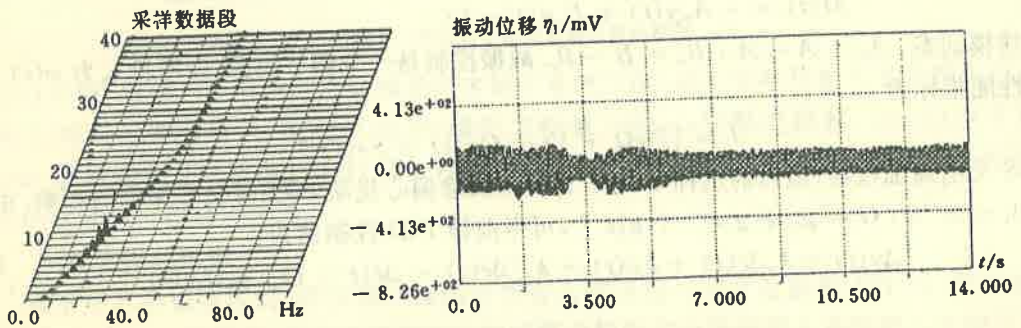


图 6 自适应混合控制的谱阵图和转子振动位移时间历程

图 4, 5, 6 分别给出了不施加任何控制、施加变刚度控制、施加变刚度和减振力混合控制时的谱阵图和转子振动位移时间历程. 可以看出旋转频率在 33.72Hz 至 43.17Hz 时出现次谐波振动, 变刚度控制可以基本消除这种振动, 但一倍频振动仍很大, 振幅大约为原来的一半. 采用减振力和变刚度自适应混合控制时, 不仅次谐波振动消失, 而且振动幅值大大减少.

以上试验结果进一步证明了我们这种自适应混合控制方案的有效性.

5 结 论

本文在大量试验的基础上,给出了变刚度快速控制和减振力自适应前馈控制的混合控制法,运用多参数非线性函数自适应修正、曲线跟踪控制、两级计算机控制等先进控制技术,使离心转子振动达到最小.理论分析和试验结果均证明了这一方法的有效性

参 考 文 献

- 1 Palazzolo, A. B. and Jagannathan, S. . Hybrid active control of rotor bearing systems using piezoelectric actuators. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1993, 115: 111—119
- 2 Viderman, Z. and Porat, I. . An optimal control method for passage of a flexible rotor through resonances. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1987, 109: 216—223
- 3 Tzou, H. S. and Gade, M. . Active vibration isolation by polymeric piezoelectric with variable feedback gains. *AIAA Journal* 1988, 26: 1014—1017
- 4 袁艺, 离心转子变刚度主动控制的研究, 东北大学博士论文, 1995
- 5 Wolf, J. A. . Whirl dynamics of a rotor partially filled with liquid. *Journal of Applied Mechanics*, 1968, 35: 166—175
- 6 Yu, W. and Chai, T. Y. . Self-tuning feedforward PID controller. *Proc. 33th IEEE Conf. Decision and Control, USA*, 1994

Decreased Vibration Control for Centrifuges Rotor: A New Adaptive Hybrid Control Technique

YU Wen

(Research Centre of Automation, Northeastern University • Shenyang, 110006, PRC)

YUAN Yi

(Mechanical engineering department, Northeastern University • Shenyang, 110006, PRC)

Abstract: This paper presents a new adaptive control method which can restrain centrifuge rotor system unstable self-vibration. In the new scheme, support stiffness active control and decreased vibration force adaptive control are combined effectively. Centrifuge rotor system is controlled in minimum vibration region. A horizontal centrifuge rotor experiment is used to test our new control method. Experimental result show the effectiveness of the proposed scheme.

Key words: adaptive control; self-vibration of centrifuge rotor system; changing support stiffness; decreased vibration force

本文作者简介

余文 1966年生, 1990年毕业于清华大学自动化系, 分别于1993年、1995年在东北大学自控系获得硕士和博士学位, 现为东北大学自控系讲师, 主要研究方向是自适应控制及在复杂工业系统中的应用.

袁艺 1967年生, 分别于1989年、1992年、1995年在东北大学机械系获得学士、硕士和博士学位, 现为东北大学机械工程学院讲师, 主要研究方向是转子振动分析与控制的研究.