

文章编号 1004-924X(2024)21-3211-11

无转速传感器的磁悬浮分子泵陀螺效应抑制

付 磊, 徐向波*, 李俊峰
(北京林业大学 工学院, 北京 100083)

摘要:磁悬浮分子泵在转速传感器故障或缺失时,常因陀螺效应无法有效抑制而失稳。针对该问题,提出了一种无转速传感器条件下的陀螺效应抑制方法。根据转子动力学建立分子泵转动方向的复系数模型,利用带非线性频率估计的可变相移角双输入自适应陷波器得到估计转速,并提供给控制系统。然后,在传统比例微积分控制的基础上加入滤波交叉反馈环节抑制陀螺效应,通过双频伯德图分析系统的稳定性,并结合奈奎斯特图设计交叉反馈参数。最后,在磁悬浮分子泵平台上进行升速实验。实验结果表明:在中高速段的转速估计较为准确,与实际转速相差最大为 2.04 Hz;在分子泵转速为 350 Hz 时,加入交叉反馈后,角位移响应在章动频率处的幅值从 -37.34 dBV 衰减到 -60.11 dBV,在章动频率处的幅值从 -57.24 dBV 衰减到 -76.15 dBV,且衰减后的幅值与环境噪声的幅值相当,验证了所提方法的有效性。

关键词:磁悬浮分子泵;陀螺效应抑制;复系数模型;滤波交叉反馈;自适应转速估计

中图分类号:TH38;TP273 **文献标识码:**A **doi:**10.37188/OPE.20243221.3211

Gyroscopic effect suppression of magnetic levitation molecular turbo without speed sensor

FU Lei, XU Xiangbo*, LI Junfeng

(School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China)

* Corresponding author, E-mail: xuxiangbo@bjfu.edu.cn

Abstract: The destabilizing gyroscopic effects in magnetically levitated molecular turbopumps are often inadequately mitigated when the speed sensor is faulty or absent. To address this challenge, this study presents a novel gyroscopic effect suppression method that operates without the need for a speed sensor. Initially, a complex coefficient model of the molecular turbopump's rotational dynamics was developed based on rotor dynamics principles. Subsequently, the rotational speed is estimated and integrated into the control system using a variable phase shift angle, double-input adaptive notch filter with nonlinear frequency estimation. To further suppress the gyroscopic effects, filter cross-feedback was incorporated into a PID control framework. The stability of the proposed system was analyzed using a double-frequency Bode plot, and the cross-feedback parameters were designed in conjunction with insights from the Nyquist plot. Finally, ramp-up experiments were conducted on a magnetically levitated molecular turbopump platform. The experimental results demonstrate that the estimated speed in the medium-to-high-speed range exhibited a maximum deviation of only 2.04 Hz from the actual speed. At a molecular pump speed of 350 Hz, the implementation of cross-feedback reduced the amplitude of the angular displacement response at the whirl fre-

收稿日期:2024-07-24;修订日期:2024-09-13.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 32371868)

quency from -37.34 dBV to -60.11 dBV. Similarly, the amplitude at the nutation frequency decreased from -57.24 dBV to -76.15 dBV, rendering the signal comparable to ambient noise levels. These experimental results validate the efficacy of the proposed gyroscopic effect suppression method.

Key words: magnetic levitation molecular turbo; gyroscopic effect suppression; complex coefficient model; filter cross-feedback; adaptive speed estimation

1 引言

磁悬浮分子泵是一种可提供清洁高真空环境的旋转设备,广泛应用于科学仪器、半导体等工业生产领域^[1]。目前,分子泵大多选用主动磁轴承作为支撑,它具有无接触、可变刚度与阻尼、无需润滑等特点^[2],保证了分子泵可以在高转速下稳定运行并提供清洁的超高真空环境。

磁悬浮分子泵转子上方叶轮带有多层叶片,极转动惯量与赤道转动惯量比值较大,因而在高速旋转时具有较强的陀螺效应,主要表现为正向涡动-章动和反向涡动-进动。国内外学者对陀螺效应的抑制开展了大量研究,提出了滑膜控制^[3]、线性状态反馈解耦控制^[4]、 H_∞ 控制^[5]、模糊控制^[6]和 μ 控制^[7]等先进控制算法。但这些算法普遍计算量大,较难满足低成本微处理器的高频实时控制需求。Ahrens等^[8]在分散控制的基础上利用交叉反馈对陀螺效应进行抑制,因其控制简单,计算量小等优点,在工程上得到了广泛应用,并得到不断的完善和发展。沈易霏等^[9]在其基础上针对非对称转子提出了一种转速自适应的多通道单边滤波方法。郑世强等^[10]将滤波交叉反馈中的高通滤波环节改进为可以跟踪章动频率的自适应滤波器。但以上学者均未考虑交叉反馈环节的参数设计。Sun等^[11]对非对称转子的章动模态进行深入研究,设计了滤波交叉反馈的章动校正参数,保证了章动模态的稳定,但其并未考虑进动模态校正及参数设计。

章动易导致转子在高速状态下失稳^[12],其频率与转速成正比。由于分子泵的使用环境复杂,霍尔传感器易受到电机高电压和强电流的干扰,在其输出转速信号发生波动或其缺失时,分子泵易发生失稳。因此,无速度传感器的磁悬浮转子的转速估计成为当前的研究热点。锁频环^[13]和自适应观测器^[14]等方法用来估计转频,但易受到倍频信号的影响。刘虎等^[15]利用预先提取的转

子位移信号和转速信号构建BP神经网络模型,扩展了转速辨识的范围,但是需要采集大量的位移和转速数据训练模型,计算量较大。自适应频率估计算法因其结构简单、抗干扰能力强及稳定性好等特点^[16]而备受青睐。Chen等^[17]提出了一种基于径向双通道信号的自适应陷波器频率估计算法,实现了转速估计及同频电流的消除,但没有说明变速时的转速估计效果。张会娟等^[18]在双通道自适应陷波器的基础上引入相移角,实现了全速域范围内的转速估计并提高了转速估计的精度,但并未在磁轴承系统中展开深入研究。目前,转速估计主要应用于磁悬浮转子的高精度振动抑制^[16],在磁悬浮转子系统的其他领域的研究与应用则较少。

本文提出了一种无转速传感器的磁悬浮分子泵陀螺效应抑制方法。在磁悬浮分子泵转动方向复系数单输入单输出(Single Input Single Output, SISO)模型的基础上,采用可变相移角的双输入自适应陷波器提取同频信号并通过频率估计得到估计转速,滤波交叉反馈环节利用估计转速抑制陀螺效应。然后,根据双频伯德图对I型复系数系统的稳定性进行分析,并在保证系统相角裕度的前提下结合奈奎斯特图对章动和进动校正参数进行设计。最后,通过仿真与实验验证了本文提出方法的有效性。

2 动力学模型

2.1 四自由度磁悬浮分子泵动力学模型

图1为磁悬浮分子泵转子结构简图。由于轴向和径向解耦,且陀螺效应与轴向无关,本文仅研究径向磁轴承。以分子泵转子的重心 O 为原点,建立图1中的右手坐标系 $O-xyz$ 。规定转子转速 Ω 为逆时针方向, α 为转子绕 x 轴的偏转角, β 为转子绕 y 轴的偏转角,上下磁轴承 A, B 与 O 的距离分别为 l_{ma}, l_{mb} ,上下位移传感器 S_A, S_B 与

的夹角。

上下磁轴承偏置电流之间保持如下关系^[11]:

$$\frac{I_a}{I_b} = \sqrt{\frac{l_{mb}L_b}{l_{ma}L_a}} \quad (l_{ma} > 0, l_{mb} > 0). \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)得:

$$\begin{cases} k_h = l_{ma}k_{sa} = l_{mb}k_{sb} \\ k_i = l_{ma}k_{ia} = s_i l_{mb}k_{ib} \\ s_i = \sqrt{l_{ma}L_a} / \sqrt{l_{mb}L_b} \end{cases}, \quad (7)$$

其中: k_h 为综合位移刚度, k_i 为综合电流刚度, s_i 为电流刚度尺度因子。

转角 α 和 β 可表示为:

$$\begin{cases} \alpha = (y_b + y_a) / l_m = (y_{bs} + y_{as}) / l_s \\ \beta = -(x_b + x_a) / l_m = -(x_{as} + x_{bs}) / l_s \end{cases}, \quad (8)$$

其中 $l_m = l_{ma} + l_{mb}$, $l_s = l_{sb} - l_{sa}$ 。

将式(7)和式(8)代入式(4)可得:

$$\begin{cases} J_x \ddot{\alpha} + J_z \Omega \dot{\beta} = -k_i k_s l_s g_c g_a \alpha + k_h l_m \alpha \\ J_y \ddot{\beta} - J_z \Omega \dot{\alpha} = -k_i k_s l_s g_c g_a \beta + l_m k_h \beta \end{cases}, \quad (9)$$

其中 $g_c = g_{ca} = g_{cb} / s_i$ 。

由于转角 α 和 β 之间的相位差为 90° , 用复数形式表示为 $\varphi = \alpha + \beta j$, 代入式(9)可得:

$$J_r \ddot{\varphi} - J_z \Omega j \dot{\varphi} = -k_i k_s l_s g_c g_a \varphi + k_h l_m \varphi, \quad (10)$$

其中 $J_r = J_x = J_y$ 。

3 自适应转速估计

转角 α 和 β 的相位始终相差 90° , 根据这一特性, 设计带相移角的双输入自适应滤波器来提取转速同频信号, 对该信号进行频率辨识, 便可估计出转子的转速, 从而实现转速自适应估计, 如图 3 所示。带相移角的双输入陷波器的传递函数可表示为:

$$\begin{bmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1(s) & 0 \\ 0 & G_2(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta(s) \\ \alpha(s) \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$G_1(s) = \frac{\epsilon \sin \theta s^2 + 2\Omega \epsilon \cos \theta s + \epsilon^2 \Omega - \Omega^2 \epsilon \sin \theta}{\Omega(s^2 + 2\epsilon \cos \theta s + \Omega^2 - 2\epsilon \Omega \sin \theta + \epsilon^2)},$$

$$G_2(s) = \frac{\epsilon \sin \theta s^2 + 2\Omega \epsilon \cos \theta s + \epsilon^2 \Omega - \Omega^2 \epsilon \sin \theta}{\Omega(s^2 + 2\epsilon \cos \theta s + \Omega^2 - 2\epsilon \Omega \sin \theta + \epsilon^2)},$$

其中: ϵ 为收敛速度且 $\epsilon > 0$, θ 为相移角。

令 $s = j\omega$ 且 $\epsilon \neq 0$, 代入式(11)中可得:

$$\begin{cases} G_1(j\omega) = G_2(j\omega) = 1 & \omega = \Omega \\ G_1(j\omega) = G_2(j\omega) = 0 & \omega \ll \Omega, \omega \gg \Omega \end{cases}. \quad (12)$$

由此可提取出转角 α 和 β 中与转速 Ω 同频的信号。 $x_1(t)$ 和 $x_2(t)$ 是相互正交的正弦和余弦信号, 利用下式可估计出转速:

$$\hat{\Omega} = \frac{d}{dt} \left[\arctan \left(\frac{x_1}{x_2} \right) \right] = \frac{\dot{x}_1 x_2 - x_1 \dot{x}_2}{x_1^2 + x_2^2} = \tilde{\Omega} - \epsilon \sin \theta + \frac{\epsilon \cos \theta (\beta x_2 - \alpha x_1)}{x_1^2 + x_2^2} + \frac{\epsilon \sin \theta (\beta x_1 + \alpha x_2)}{x_1^2 + x_2^2}, \quad (13)$$

其中: $\hat{\Omega}$ 为真实转速值, $\tilde{\Omega}$ 为待估计转速值。

用积分可使估计转速 $\tilde{\Omega}$ 逼近真实转速 $\hat{\Omega}$, 即:

$$\frac{\tilde{\Omega}}{\hat{\Omega}} = \frac{k_\epsilon}{s + k_\epsilon}, \quad k_\epsilon > 0, \quad (14)$$

其中 k_ϵ 为积分系数。

展开式(14)可得:

$$\dot{\tilde{\Omega}} = k_\epsilon (\hat{\Omega} - \tilde{\Omega}). \quad (15)$$

对式(15)进行积分可得转速估计值。

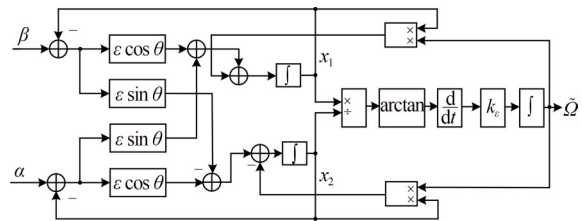


图 3 自适应转速估计框图

Fig. 3 Block diagram of adaptive speed estimation

4 陀螺效应抑制

4.1 滤波交叉反馈模型

滤波交叉反馈模型结构简单, 便于实现, 在工程上常用来抑制转子的陀螺效应。如图 4 所示, 它主要在分散控制的基础上对两个转动通道进行交叉反馈, 补偿章动和进动频率处的相位。其中, 高通滤波器分离转动通道中包含章动频率的高频信息, 低通滤波器分离包含进动频率的低频信息。其传递函数 $g_{cr}(s)$ 可以表示为:

$$g_{cr}(s) = [K_H g_{HF}(s) - K_L g_{LF}(s)] \tilde{\Omega}, \quad (16)$$

其中:

$$g_{HF}(s) = \frac{s^2}{s^2 + 2\xi\omega_h s + \omega_h^2},$$

$$g_{LF}(s) = \frac{\omega_l^2}{s^2 + 2\xi\omega_l s + \omega_l^2},$$

ξ 为阻尼比, ω_h 为高通滤波器的截止频率, ω_l 为低通滤波器的截止频率, K_H 为章动交叉因子, K_L 为进动交叉因子, $\tilde{\Omega}$ 为转速估计算法估计出的转子转速。

式(10)拉式变换后可得:

$$J_r s^2 \varphi(s) - J_z \Omega s j \varphi(s) - k_h l_m \varphi(s) = -k_i k_s l_s g_c(s) g_a(s) \varphi(s). \quad (17)$$

无交叉反馈环节的系统开环传递函数 $g_{ol}(s)$ 可表示为:

$$g_{ol}(s) = k_i k_s l_s g_a(s) g_c(s) g_{oe}(s), \quad (18)$$

其中:

$$g_{oe}(s) = \frac{1}{J_r s^2 - J_z \Omega s j - k_h l_m},$$

$$g_a(s) = \frac{A_a}{T_a s + 1},$$

$$g_c(s) = K_p + \frac{K_d s}{T_i s + 1} + \frac{K_i}{s},$$

K_p 为比例系数, K_d 为微分系数, T_i 为不完全微分系数, K_i 为积分系数, A_a 为功率放大器增益, T_a 为功率放大器的滤波因子, Ω 为分子泵转子的实际转速。

图4是整个转动通道的控制框图。由图4可得在式(18)基础上加入交叉反馈环节后,开环传递函数 $g_{oc}(s)$ 为:

$$g_{oc}(s) = k_i k_s l_s g_a(s) g_{oe}(s) [g_c(s) + g_{cr}(s) j]. \quad (19)$$

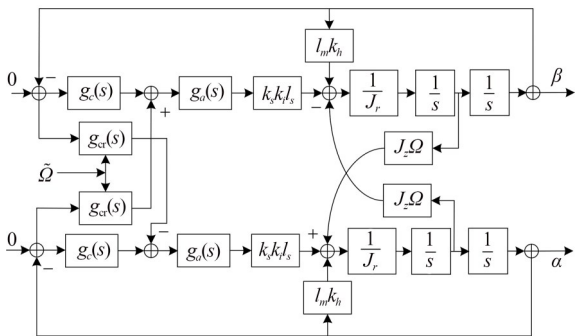


图4 交叉反馈系统等效控制框图

Fig. 4 Equivalent control block diagram of cross-feedback system

4.2 系统稳定性分析

磁悬浮分子泵升速时转速与章动频率之比近似等于转子的极转动惯量与赤道转动惯量之比,故高通滤波器的截止频率 ω_h 和滤波因子 K_H

需根据转速变化而调整;进动频率随转速升高而降低,且变化范围不大,故低通滤波器的截止频率 ω_l 通常设置为常值。工程上,常使用伯德图来直观地分析系统并进行校正,本文采用双频伯德图^[20]对含积分环节的I型复系数SISO系统进行稳定性分析和交叉反馈参数设计。

假设复系数开环传递函数为 $G_H(s)$, 根据奈奎斯特稳定判据,可得在双频伯德图下系统稳定性判断方法为:

$$Z = P - (N_{p+} + N_{n+} - N_{p-} - N_{n-}), \quad (20)$$

其中: P 为 $G_H(s)$ 的正实部极点数, N_{p+} 为 $G_H(+j\omega)$ 的相频曲线在区域 L_p 范围内正穿越 $(2k+1)\pi$ 线的次数, N_{p-} 为其负穿越的次数; N_{n+} 为 $G_H(-j\omega)$ 的相频曲线正穿越 $(2k+1)\pi$ 线的次数; N_{n-} 为其负穿越次数。当 $G_H(s)$ 中含有积分环节,在 ω 较小且 $20\lg|G_H(j\omega)| \geq 0$ 的点补作 $v \times 90^\circ$ (v 为 $G_H(s)$ 中积分环节幂次) 的虚直线,其中正频向上补做,负频向下补做。 Z 为复系数SISO系统闭环传递函数正实部的极点数, $Z=0$ 则系统稳定。

正负频相频曲线穿越区域可定义为:

$$\begin{cases} L_p = \{ \omega | \omega \geq 0, 20\lg|G_H(j\omega)| \geq 0 \} \\ L_n = \{ \omega | \omega \leq 0, 20\lg|G_H(-j\omega)| \geq 0 \} \end{cases} \quad (21)$$

磁悬浮分子泵在高速下由于功率放大器的相位滞后,章动模态易被激发,故需要在额定转速下对系统进行分析及参数设计。本文中分子泵的额定转速为 350 Hz,在该转速下,未加入交叉反馈时系统的双频伯德图如图5所示。

图5中, $0.5-$ 、 $0.5+$ 分别代表半次负穿越、正穿越, $+$ 和 $-$ 分别代表一次正穿越和负穿越。转速 350 Hz 时闭环系统的极点数 $Z = 0 - (0 + 0 - 0.5 - 0.5) = 1$, 因此,该转速下闭环系统不稳定。其中,章动频率 $f_{n1} = 249$ Hz, 角频率 $\omega_{n1} = 2\pi f_{n1}$, 其相角 $\varphi_{n1} = 181.6^\circ$, 相角裕度 $\gamma_{n1} = 1.6^\circ$ 。进动频率 $f_{p1} = 1.99$ Hz, 角频率 $\omega_{p1} = 2\pi f_{p1}$, 相角 $\varphi_{p1} = 174^\circ$, 相角裕度 $\gamma_{p1} = -6^\circ$ 。为使系统稳定,需保证章动和进动频率处有足够的相角裕度。这里以校正后的系统章动和进动频率处相角裕度 $\gamma_{n2} = 20^\circ$, $\gamma_{p2} = 10^\circ$ 为目标,对系统进行校正。

图6(a)为章动校正前后系统的奈奎斯特图(选取的频率为 1~500 Hz)。其中, n_1 代表 $g_{ol}(+$

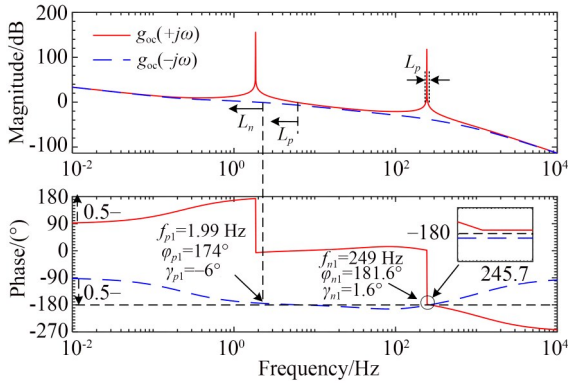


图5 转速350 Hz时无交叉反馈开环系统双频伯德图
Fig. 5 Dual-frequency bode diagram of open-loop system without cross-feedback with rotor speed of 350 Hz

$j\omega_{n1}$)的复数值, n_2 代表 $g_{oc}(+j\omega_{n1})$ 的复数值, 即校正后的目标位置, 则校正量为:

$$\overrightarrow{n_1 n_2} = \overrightarrow{O n_2} - \overrightarrow{O n_1} = e^{j\varphi_{n2}} - e^{j\varphi_{n1}} = c_{nc} e^{j\varphi_{nc}}, \quad (22)$$

式中: c_{nc} 为校正量的模值, φ_{nc} 为校正量的相角。

根据式(18)和式(19)可得章动校正量(忽略低通滤波环节) $g_n(j\omega_{n1})$:

$$g_n(j\omega_{n1}) = jK_H k_i k_s l_s g_a(j\omega_{n1}) g_{oc}(j\omega_{n1}) g_{HF}(j\omega_{n1}). \quad (23)$$

根据相角与幅值条件可得:

$$\begin{cases} \angle g_{HF}(j\omega_{n1}) = \varphi_{nc} - \angle [g_a(j\omega_{n1}) g_{oc}(j\omega_{n1})] - 90^\circ \\ K_H = \frac{c_{nc}}{[k_i k_s l_s |g_a(j\omega_{n1}) g_{oc}(j\omega_{n1}) g_{HF}(j\omega_{n1})|]} \end{cases} \quad (24)$$

图6(b)为进动校正前后系统的奈奎斯特图(选取的频率为 $-100 \sim -1$ Hz)。其中, p_1 为校正前 $g_{ol}(-j\omega_{p1})$ 的复数值, p_2 为校正目标位置, p_{11}

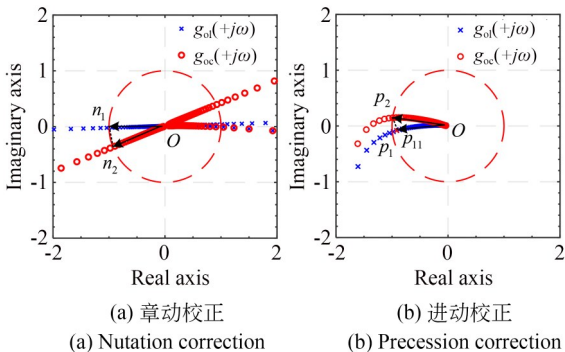


图6 章动和进动校正前后奈奎斯特图
Fig. 6 Nyquist diagram before and after nutation and precession correction

为满足相角条件的复数点。因低通滤波器的截止频率通常为低于转子静态悬浮频率 ω_0 的定值, 故校正时选取 ω_{p1} 为设计频率可能不满足式(25)中的相角条件, 需要在 $\omega > \omega_{p1}$ 的范围内搜索满足式(25)的频率值 ω_{p11} (在图6(b)中为 p_{11} 点)。转速为350 Hz时, $\omega_{p11} = 2.24$ Hz。

$$\varphi_{pc} = \angle [g_a(-j\omega_{p11}) g_{oc}(-j\omega_{p11})] - 90^\circ + \angle g_{LF}(-j\omega_{p11}), \quad (25)$$

其中: ω_{p11} 为满足相角条件的频率, φ_{pc} 为进动校正量的相角, 进动校正量忽略了高通滤波环节。

c_{pc} 为进动校正量 $\overrightarrow{p_{11} p_2}$ 的模值, 根据模值条件, 可得:

$$K_L = \frac{c_{pc}}{k_i k_s l_s M_p}, \quad (26)$$

其中, $M_p = |g_a(-j\omega_{p11}) g_{oc}(-j\omega_{p11}) g_{LF}(-j\omega_{p11})|$ 。

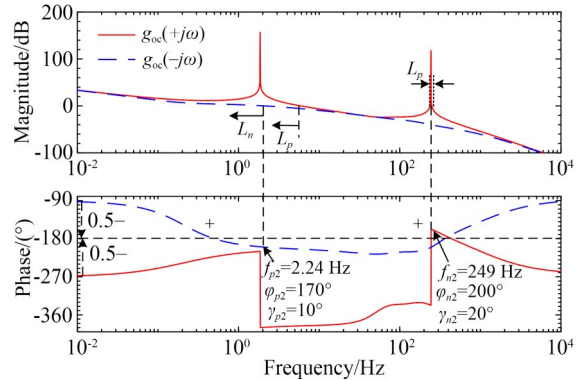


图7 加入交叉反馈开环系统双频伯德图
Fig. 7 Dual-frequency bode diagram of open-loop system with cross-feedback

图7中, 转速为350 Hz时闭环系统的正实部极点数 $Z = 1 - (1 + 1 - 0.5 - 0.5) = 0$, 故系统稳定。在全速域内进行保相角裕度校正, 可设计出全速域内的章动校正参数, 如图8所示。

进动校正的参数设计较为简单, 其低通滤波器的截止频率 ω_1 稍低于转子静态悬浮固有频率 ω_0 , 低通滤波因子 K_L 可设计为:

$$K_L = K_{Lr} / \Omega_r, \quad (27)$$

其中 K_{Lr} 为额定转速 Ω_r 下低通滤波因子设计值。

最终, 可得全速域内的滤波交叉反馈参数, 如表1所示。图9为校正前后系统的转速根轨迹, 校正前由于章动和进动模式的影响, 部分根轨迹越过虚轴进入复平面右半平面, 升速过程中

系统不稳定;而校正后,根轨迹全部在左半平面,系统在额定转速范围内稳定。

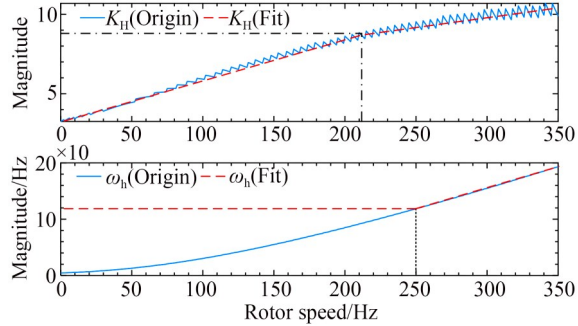


图 8 全速域内章动校正参数

Fig. 8 Nutation correction parameters in full speed

表 1 全速域交叉反馈参数

Tab. 1 Full speed domain cross-feedback parameters

参 数	转速区间/Hz	参数值
$K_H \times \tilde{\Omega}$	$0 < \tilde{\Omega} \leq 212$	$0.0408 \times \tilde{\Omega}$
	$212 < \tilde{\Omega} \leq 350$	$0.1988 + 0.0271 \times \tilde{\Omega}$
ω_h	$0 < \tilde{\Omega} \leq 250$	128 Hz
	$250 < \tilde{\Omega} \leq 350$	$-26.4854 + 0.6164 \times \tilde{\Omega}$
ω_l	$0 < \tilde{\Omega} \leq 350$	80 Hz
K_L	$0 < \tilde{\Omega} \leq 350$	0.0075

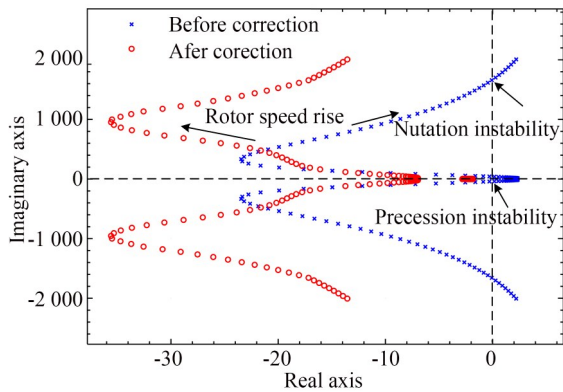


图 9 校正前后转速根轨迹

Fig. 9 Root trajectory plots of rotational speed before and after correction

5 仿真及实验分析

为验证本文方法的有效性,使用MATLAB搭建分子泵模型进行仿真分析,并在磁悬浮分子泵平台进行实验。实验平台如图 10 所示,分子泵的基

本参数如表 2 所示,交叉反馈参数如表 1 所示。

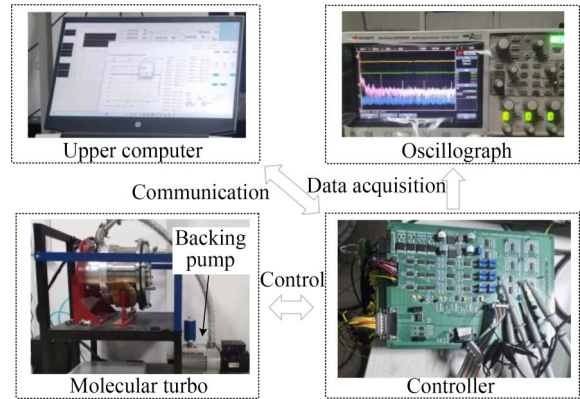


图 10 分子泵实验平台

Fig. 10 Molecular turbo experimental platform

表 2 分子泵参数

Tab. 2 Molecular turbo parameters

参数	参数值	参数	参数值
m	10.709 kg	K_p	7
J_r	$7.95 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	K_d	0.014
J_z	$5.58 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	K_i	10
l_{ma}	0.01433 m	T_f	0.0001326
l_{mb}	0.10593 m	A_a	0.000232
l_{sa}	0.01597 m	T_a	0.00112
l_{sb}	0.12793 m	k_s	6.825×10^6
k_{ia}	$163 \text{ N} \cdot \text{A}^{-1}$	ϵ	2
k_{ib}	$37 \text{ N} \cdot \text{A}^{-1}$	k_e	4
k_{sa}	$8.224 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$	θ	0
k_{sb}	$1.112 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$	ξ	0.707
I_a	1 A	ω_0	95 Hz
I_b	0.6 A	s_i	0.595
s_0	0.1 mm		

5.1 转速估计模型参数对转速估计的影响

设置初始转速为 0 Hz,目标转速为 100 Hz,在相移角 $\theta = 0, \pi/3, \pi/2$ 的条件下转速跟踪效果如图 11 所示。在相移角 $\theta = 0$ 时,估计转速与实际转速相近; $\theta = \pi/3$ 时,估计转速出现小范围波动; $\theta = \pi/2$ 时,估计转速与实际转速相差较大,且后续不收敛。

设置初始转速为 0 Hz,目标转速为 100 Hz,不同的积分系数下转速跟踪效果如图 12 所示。积分系数越大,追踪时间越快,但在稳态后波动会较大。综合考虑追踪时间和稳态误差,选择积分系数 $k_e = 4, \theta = 0$ 。

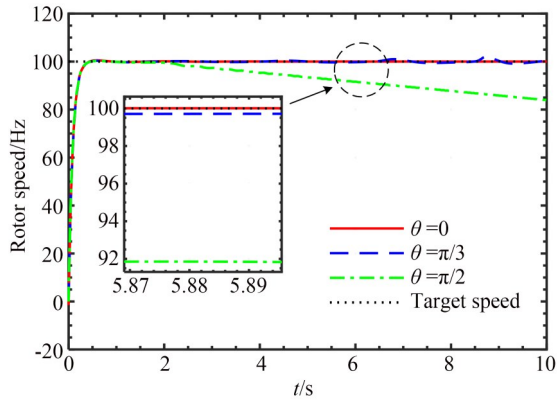


图 11 不同相移角下转速估计的对比

Fig. 11 Comparison of rotational speed estimates at different phase shift angles

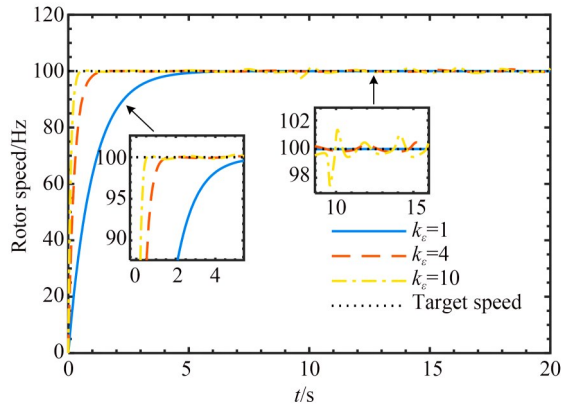


图 12 不同积分系数下转速估计的对比

Fig. 12 Comparison of rotational speed estimates with different integration coefficients

5.2 无转速传感器下陀螺效应抑制仿真

在 MATLAB 中搭建仿真模型, 模拟转子转速以 1 Hz/s 的加速度从 20 Hz 升速到 350 Hz, 参考文献[21], 在被控对象的输出上加入幅值为 2×10^{-5} 和相角为 $\pi/3$ 的动不平衡量及功率为 3 pW 的均匀分布的白噪声。转速估计效果如图 13 所示。在升速及转速稳定在 350 Hz 的过程中, 估计转速与实际转速的最大差值为 1.48 Hz, 转速估计精度较高。对转速为 350 Hz 时的转角 α 做频谱分析, 如图 14 所示。图 14(a) 中, 未加入交叉反馈环节时章动频率(NF)处的幅值为 -68.73 dBV, 进动频率(PF)处的幅值为 -46.46 dBV; 图 14(b) 中, 加入交叉反馈环节后, 章动频率(NF)处的幅值衰减到 -84.04 dBV, 进动频率(PF)处的幅值为 -87.64 dBV,

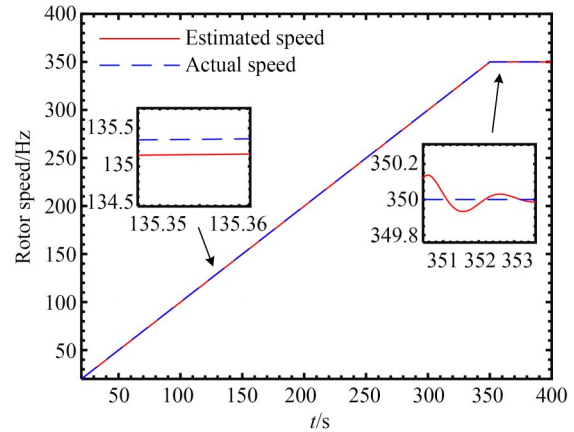
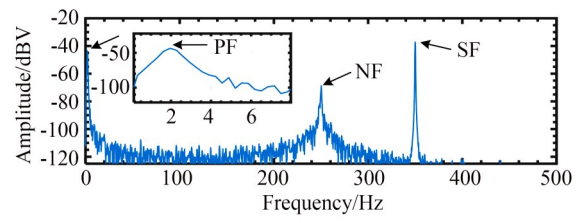


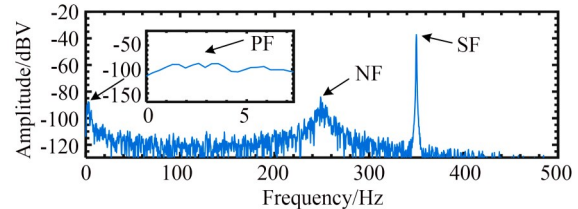
图 13 20~350 Hz 升速过程中转速估计仿真效果

Fig. 13 Simulation effect of rotational speed estimation during 20 to 350 Hz ramp up



(a) 无交叉反馈抑制

(a) Without cross-feedback suppression



(b) 加入交叉反馈抑制

(b) With cross-feedback suppression

图 14 转速 350 Hz 陀螺效应抑制前后 α 频谱分析仿真结果
Fig. 14 Simulation results of α spectrum analysis before and after gyroscopic effect suppression at rotation speed of 350 Hz

且与环境噪声的幅值相近。仿真结果验证了本文提出的无转速传感器下陀螺效应抑制方法的有效性。

5.3 无转速传感器下陀螺效应抑制实验

为验证本文提出的无转速传感器下陀螺效应抑制的有效性, 在图 10 的实验平台上进行了实验验证。图 15 为分子泵以 1 Hz/s 的加速度从 20 Hz 升速到 350 Hz 的过程中估计转速与真实转

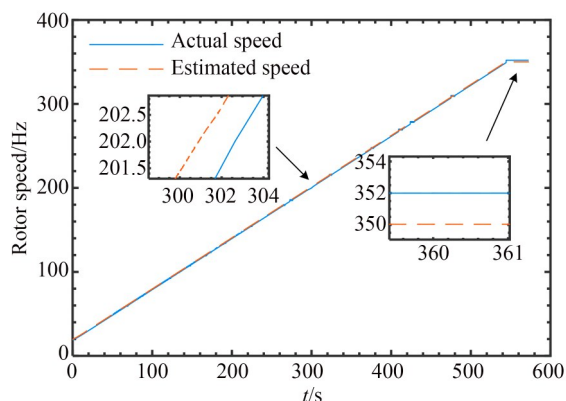


图 15 20~350 Hz 升速过程中转速估计实验效果

Fig. 15 Experimental effect of rotational speed estimation during 20 to 350 Hz ramp up

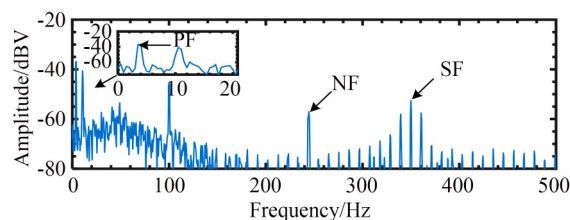
速的对比。在升速及转速稳定在 350 Hz 的过程中,估计转速与实际转速的偏差最大为 2.04 Hz。在转速为 350 Hz 时下对转角 α 通道做频谱分析,结果如图 16 所示。可得在加入交叉反馈后,角位移响应在进动频率(PF)处的幅值从 -37.34 dBV 衰减到 -60.11 dBV,在章动频率(NF)处的幅值从 -57.24 dBV 衰减到 -76.15 dBV,且衰减后的幅值与环境噪声的幅值相近,证明在升速到额定转速的过程中分子泵转子的陀螺效应得到了抑制。

6 结 论

本文通过建立分子泵转动通道的复系数 SISO 模型,利用自适应转速估计器估计出转子转速,从而为交叉反馈的控制系統提供转速信息,同时利用双频伯德图和奈奎斯特图分析系統稳定性并确定参数,最终在无转速传感器下实现了分子泵陀螺效应的抑制,解决了在转速传感器

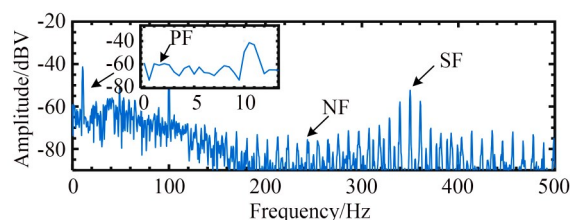
参考文献:

- [1] 王晓冬,张鹏飞,李博,等. 分子真空泵研究进展[J]. 真空科学与技术学报, 2021, 41(9): 817-825. WANG X D, ZHANG P F, LI B, *et al.* Research progress of molecular vacuum pump [J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2021, 41(9): 817-825. (in Chinese)
- [2] 熊万里,孙文彪,刘侃,等. 高速电主轴主动磁悬



(a) 无交叉反馈抑制

(a) Without cross-feedback suppression



(b) 加入交叉反馈抑制

(b) With cross-feedback suppression

图 16 转速 350 Hz 陀螺效应抑制前后 α 频谱分析实验结果
Fig. 16 Experiment results of α spectrum analysis before and after gyroscopic effect suppression at rotation speed of 350 Hz

缺失时分子泵因陀螺效应无法抑制而失稳的工程问题。在磁悬浮分子泵平台上进行升速实验,实验结果表明:自适应转速估计器估计的转速在转子陀螺效应明显的中高速段与实际转速最大相差 2.04 Hz,转速估计精度较高;在转速为 350 Hz 时,加入交叉反馈后,角位移响应在章动和进动频率处的幅值从 -57.24 dBV, -37.34 dBV 分别衰减至 -76.15 dBV, -60.11 dBV,且衰减后的幅值与环境噪声的幅值相当,章动与进动得到抑制,验证了本文提出的无转速传感器下陀螺效应抑制算法的有效性。

浮技术研究进展[J]. 机械工程学报, 2021, 57(13): 1-17.

XIONG W L, SUN W B, LIU K, *et al.* Active magnetic bearing technology development in high-speed motorized spindles[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(13): 1-17. (in Chinese)

[3] 窦甄. 基于陀螺效应的磁悬浮飞轮转动与 RBFNN 滑模控制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2022.

DOU ZH. *Vortex of Magnetic Levitation Flywheel*

- and RBFNN Sliding Mode Control Based on Gyro Effect[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2022. (in Chinese)
- [4] 陈亮亮, 祝长生, 王忠博. 电磁轴承高速飞轮转子模态分离-状态反馈解耦控制[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(18): 5461-5472, 5546.
CHEN L L, ZHU CH SH, WANG ZH B. Decoupling control for active magnetic bearing high-speed flywheel rotor based on mode separation and state feedback[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2017, 37(18): 5461-5472, 5546. (in Chinese)
- [5] JASTRZEBSKI R P, HYNYNEN K M, SMIRNOV A. H_{∞} control of active magnetic suspension [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010, 24(4): 995-1006.
- [6] XU Y H, WANG X Y, LIU M X, *et al.* Fuzzy variable gain robust control of active magnetic bearings rigid rotor system[J]. *IET Electric Power Applications*, 2024, 18(1): 90-106.
- [7] HUTTERER M, SCHRÖDL M. Modeling and mu-synthesis control of a flexible rotor stabilized by active magnetic bearings including current free control [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 546: 117439.
- [8] AHRENS M, KUCERA L. Cross feedback control of a magnetic bearing system: controller design considering gyroscopic effects[C]. *Third International Symposium on Magnetic Suspension Technology*, 1996.
- [9] 沈易霖, 韩邦成, 郑世强. 非对称大惯量刚性磁悬浮高速转子陀螺效应自适应抑制方法研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(22): 72-79.
SHEN Y F, HAN B CH, ZHENG SH Q. Adaptive suppression of the gyroscopic effect of rigid asymmetric magnetically suspended high-speed rotor with large inertia [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(22): 72-79. (in Chinese)
- [10] 郑世强, 陈诚, 刘刚, 等. 磁悬浮分子泵高速转子章动相位裕度跟踪补偿控制[J]. 机械工程学报, 2018, 54(17): 100-107.
ZHENG SH Q, CHEN CH, LIU G, *et al.* Nutation phase margin tracking compensation control for high-speed magnetically suspended rotor[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(17): 100-107. (in Chinese)
- [11] SUN M L, ZHENG S Q, WANG K, *et al.* Filter cross-feedback control for nutation mode of asymmetric rotors with gyroscopic effects [J]. *ASME Transactions on Mechatronics*, 2020, 25(1): 248-258.
- [12] 张凯, 张小章, 赵雷, 等. 磁悬浮飞轮陀螺力学与控制原理[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 102-106, 111.
ZHANG K, ZHANG X ZH, ZHAO L, *et al.* Gyroscopic dynamics and control principles of flywheels supported by active magnetic bearings [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(3): 102-106, 111. (in Chinese)
- [13] GENG J Y, LI X, LIU Q, *et al.* Frequency-locked loop based on a repetitive controller for grid synchronization systems [J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 154861-154870.
- [14] VAHEDFOROUGH E, SHAFAI B, BEALE S. Estimation and rejection of unknown sinusoidal disturbances using a generalized adaptive forced balancing method [C]. *2007 American Control Conference. July 9-13, 2007. New York, NY, USA. IEEE*, 2007: 3529-3534.
- [15] 刘虎, 杨振鹏, 武登云. 基于位移信号的磁悬浮飞轮转速估计[J]. 光学精密工程, 2020, 28(5): 1116-1123.
LIU H, YANG ZH P, WU D Y. Estimation of rotor speed using displacement signals in magnetic suspended flywheel [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2020, 28(5): 1116-1123. (in Chinese)
- [16] KARIMI-GHARTEMANI M, ZIARANI A K. Performance characterization of a non-linear system as both an adaptive Notch filter and a phase-locked loop [J]. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 2004, 18(1): 23-53.
- [17] CHEN Q, LIU G, HAN B C. Suppression of imbalance vibration in AMB-rotor systems using adaptive frequency estimator [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2015, 62(12): 7696-7705.
- [18] 张会娟, 郭萌, 薛佳奇, 等. 基于带相移角双输入陷波器的磁悬浮转子转速估计方法[J]. 机电工程: 1-10.
ZHANG H J, GUO M, XUE J Q, *et al.* Speed estimation method for magnetic suspension rotor based on dual-input notch filter with phase shift angle [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering: 1-10.* (in Chinese)

- [19] FRISWELL M I, PENNY J E T, GARVEY S D, *et al.* *Dynamics of Rotating Machines* [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2010.
- [20] 夏长峰, 蔡远文, 任元, 等. MSCSG 转子系统的扩展双频 Bode 图稳定性分析方法[J]. 宇航学报, 2018, 39(2): 168-176.
- XIA CH F, CAI Y W, REN Y, *et al.* Stability analysis method with extended double-frequency Bode diagram for rotor of MSCSG [J]. *Journal of Astronautics*, 2018, 39(2): 168-176. (in Chinese)
- [21] LI K X, PENG C, DENG Z Q, *et al.* Field dynamic balancing for active magnetic bearings supporting rigid rotor shaft based on extended state observer[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 158: 107801.

作者简介:



付 磊(1999—),男,河南三门峡人,硕士研究生,2022年于北京林业大学获得学士学位,主要从事磁悬浮分子泵控制方面的研究。E-mail: fulei@bjfu.edu.cn

通讯作者:



徐向波(1982—),男,山东烟台人,教授,博士生导师,2006年于山东大学获得学士学位,2009年、2013年于北京航空航天大学分别获得硕士和博士学位,主要从事磁悬浮执行机构、精密机电控制系统技术等方面的研究。E-mail: xuxiangbo@bjfu.edu.cn