

磁悬浮惯性减摇装置研究

高素美, 智淑亚, 顾 恒

(金陵科技学院机电工程学院, 江苏 南京 211169)

摘 要:设计了一种磁悬浮惯性减摇装置, 说明了磁悬浮惯性减摇装置的工作原理。通过建立单质量块和双质量块磁悬浮惯性减摇装置与船舶的数学模型, 得出: 通过设置惯性质量块的激励频率与整船系统频率合理匹配, 可使得磁悬浮减摇质量块振动在有限的磁悬浮间隙中, 并使磁悬浮减摇质量块的惯性力最大限度传递到船舶, 最终达到船舶横向减摇的目的。通过仿真, 验证了该设计装置的可行性。

关键词:磁悬浮; 减摇装置; 惯性质量块; 振动模态

中图分类号:U664

文献标识码:A

文章编号:1672-755X(2018)04-0029-04

Study on Magnetic Levitation Inertia Anti-rolling Device

GAO Su-mei, ZHI Shu-ya, GU Heng

(Jinling Institute of Technology, Nanjing 211169, China)

Abstract: A magnetic suspension inertial rolling damping device is designed and its working principle is explained. Through establishing the mathematic model of magnetic levitation inertial anti-rolling device and ship, the vibration mode of maglev inertial anti-rolling mass block and ship is analyzed. The vibration of the magnetic levitation anti-rolling mass block is made in the limited magnetic levitation gap, and the inertial force of the magnetic levitation anti-rolling mass block is transferred to the ship to the maximum extent, then the aim of horizontal stabilization is achieved eventually. The feasibility of the design device in this paper is verified through simulation.

Key words: magnetic; stabilization device; inertia mass; vibration modal

国内外对减摇装置的研究主要集中在减摇鳍减摇、减摇水舱减摇、联合减摇和新型技术减摇几个方面。减摇鳍装置是目前世界各国装船最多的一种减摇装置^[1]。减摇鳍零航速减摇的概念是在 1998 年提出的, 文献[2-3]解释了这种新方法, 并讨论了同减摇水舱相比鳍在零航速下减摇具有的优点。减摇水舱是装在船体内的一个特制水舱, 通常安装在船舶的 $2/3$ 或 $1/2$ 总长的两舷侧, 设置两对水舱。当船舶横摇时, 水舱内的水从一舷流向另外一舷, 从而产生抵抗横摇的稳定力矩。联合减摇主要包括舵鳍联合减摇、舵与水舱联合减摇、减摇水舱与抗倾斜水舱联合减摇、减摇鳍与减摇水舱联合减摇等几种^[4]。减摇—抗倾综合平衡技术是由 INTERING 公司在 70 年代初期研制和首次在实船上使用, 目前已得到广泛的应用^[5-6], 国内上海船舶研究设计院、广州中船黄埔造船有限公司等对减摇鳍与减摇水舱联合减摇进行了研究, 陈放等对双水舱减摇进行了研究^[7], 赵为平等对大型船舶综合平衡系统理论进行了研究^[8]。新型技术减摇是指通过将新技术应用于船舶减摇领域, 最终达到减摇的目的。Cheol Hoon Park 等通过应用磁悬浮技术将减摇重块悬浮起来, 通过摇摆参数控制减摇重块, 从而改变结构重心, 实现减摇^[9]。Yoshiaki

收稿日期: 2018-11-11

作者简介: 高素美(1979—), 女, 山东济宁人, 副教授、高级工程师, 硕士, 主要从事磁悬浮应用技术研究。

Hirakawa 等在小船模型上设计了一个垂直运动的减摇重块,通过应用科里奥利效应,实现减摇^[10]。本文基于磁悬浮技术,通过悬浮惯性减摇质量块实现减摇。

1 磁悬浮惯性减摇原理

以船舶横向减摇装置为研究对象,以降低船舶横向摇晃为目标,通过建立磁悬浮惯性减摇质量块与船舶的数学模型,分析磁悬浮惯性减摇质量块与船舶的振动模式,设置惯性质量块的激励频率与整船系统频率合理匹配。建立磁悬浮减摇质量块和船舶的控制模型,优化控制策略,使得磁悬浮减摇质量块振动在有限的磁悬浮间隙中,其惯性力最大限度传递到船舶,最终达到船舶横向减摇的目的。

2 磁悬浮惯性减摇装置数学模型及仿真

2.1 单质量块与船舶间的数学模型及仿真

本文首先研究了磁悬浮惯性减摇装置中只设置一个惯性质量块的情况。设减摇质量块 m (质量)与基座 M (质量)之间的弹簧刚度系数为 k ,在质量块 m 上施加周期正弦激励力 $F \sin \omega t$,则受力简图如图 1 所示:

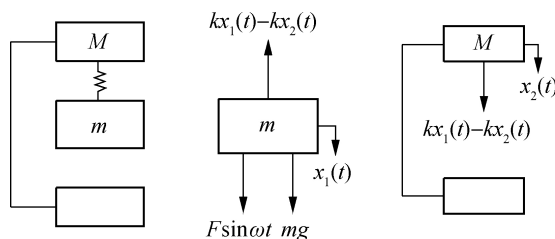


图 1 单质量块与船舶受力简图

设质量块 m 静平衡位置为坐标原点,弹簧静变形 $\delta_s k = mg$,其对运动方程没有影响。同理,基座 M 与其支反力为一对平衡力,对运动也没有影响。

由上简图得运动方程如下:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1(t) = F\sin\omega t - k[x_1(t) - kx_2(t)] \\ M\ddot{x}_2(t) = k[x_1(t) - kx_2(t)] \end{cases} \quad (1)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} m\ddot{x}_1(t) + kx_1(t) - kx_2(t) = F\sin\omega t \\ M\ddot{x}_2(t) - kx_1(t) + kx_2(t) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

设 $x_1(t) = X_1 \sin \omega t$, $x_2(t) = X_2 \sin \omega t$, 将其带入式(2)得:

$$\begin{cases} -mX_1\omega^2 \sin\omega t + kX_1 \sin\omega t - kX_2 \sin\omega t = F\sin\omega t \\ -MX_2\omega^2 \sin\omega t - kX_1 \sin\omega t + kX_2 \sin\omega t = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} (k - m\omega^2)X_1 - kX_2 = F \\ -kX_1 + (k - M\omega^2)X_2 = 0 \end{cases}$$

$$x_1(t) = \frac{(k - M\omega^2)F}{mM\omega^4 - (m + M)k\omega^2} \sin\omega t \quad (3)$$

$$x_2(t) = \frac{kF}{mM\omega^4 - (m + M)k\omega^2} \sin\omega t$$

$$F_1 = -\omega^2 x_1(t)$$

$$F_2 = -M\omega^2 x_2(t) \quad (4)$$

$$\frac{F_2}{F_1} = -\frac{MkF}{m(k-M\omega^2)F} = -\frac{Mk}{m(k-M\omega^2)}$$

其中, F_1 和 F_2 分别为质量块和基座所受的力, 由式(4)可知, 当 $k-M\omega^2 \rightarrow 0$ 时, $\frac{F_2}{F_1} \rightarrow \infty$, 即减摇质量块的惯性力能够最大限度地传递到基座(船舶)。仿真图如图2—图3所示。

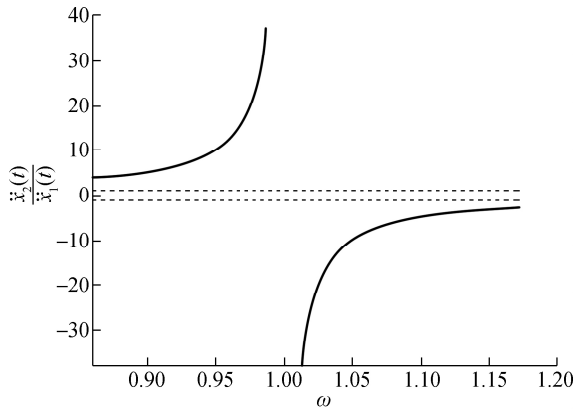


图2 船舶与质量块加速度之比和激励频率仿真图
(其中 $k=5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $M=5 \times 10^5 \text{ kg}$)

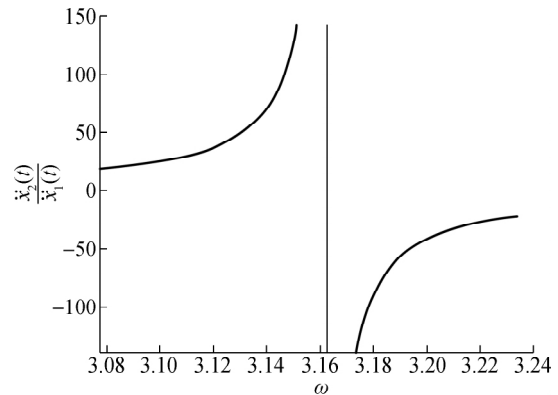


图3 船舶与质量块加速度之比和激励频率仿真图
(其中 $k=5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $M=5 \times 10^5 \text{ kg}$)

从以上仿真图可以看出, 不管刚度系数和基座质量关系如何, 船舶与质量块加速度之比总会在某个频率附近趋于无限大, 即减摇质量块的惯性力能够最大限度地传递到船舶。

2.2 双质量块与船舶间的数学模型及仿真

本文又研究了磁悬浮惯性减摇装置中设置两个惯性质量块的情况。设减摇质量块 m (质量)与基座之间的弹簧刚度系数为 k , 基座与海水之间的弹簧刚度系数为 k_1 , 基座与海水之间的阻尼为 c , 则减摇质量块与船舶整体模型图如图4所示。

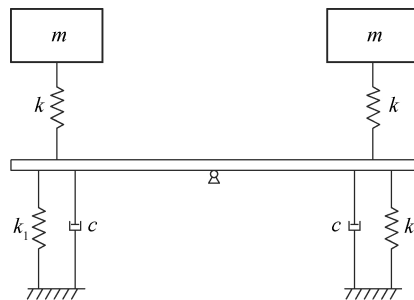


图4 减摇质量块与船舶整体模型图

由上图得运动方程如下:

$$\begin{cases} J\ddot{\theta}(t) = -k_1\theta l^2 - c\dot{\theta}l^2 - k\theta l^2 + kx_1l - k_1\theta l^2 - c\dot{\theta}l^2 - k\theta l^2 + kx_2l \\ m\ddot{x}_1(t) = k(\theta l - x_1) \\ m\ddot{x}_2(t) = k(\theta l - x_2) \end{cases} \quad (5)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} J\ddot{\theta} + 2cl^2\dot{\theta} + 2kl^2\theta - kl(x_1 + x_2) = 0 \\ m\ddot{x}_1 - kl\theta + kx_1 = 0 \\ m\ddot{x}_2 - kl\theta + kx_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

忽略阻尼的情况:

$$\begin{cases} J\ddot{\theta}(t) + (2k_1l^2 + 2kl^2)\theta(t) - kl[x_1(t) + x_2(t)] = 0 \\ m\ddot{x}_1(t) - kl\theta(t) + kx_1(t) = 0 \\ m\ddot{x}_2(t) - kl\theta(t) + kx_2(t) = 0 \end{cases}$$

$$\text{矩阵} \begin{bmatrix} J & & \\ & m & \\ & & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}(t) \\ \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_1l^2 + 2kl^2 & -kl & -kl \\ -kl & k & 0 \\ -kl & 0 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta(t) \\ x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & \text{特征行列式} \begin{vmatrix} 2k_1l^2 + 2kl^2 - J\omega^2 & -kl & -kl \\ -kl & k - m\omega^2 & 0 \\ -kl & 0 & k - m\omega^2 \end{vmatrix} = 0 = \\ & -kl * kl(k - m\omega^2) + (k - m\omega^2)[(2k_1l^2 + 2kl^2 - J\omega^2)(k - m\omega^2) - k_1^2l^2] = \\ & (k - m\omega^2)[mJ\omega^4 - (2kl^2m + 2k_1l^2m + Jk)\omega^2 + 2kk_1l^2] = 0 \\ & \omega_1^2 = k/m \\ & \omega_{2,3}^2 = \frac{(2kl^2m + 2k_1l^2m + Jk) \pm \sqrt{(2kl^2m + 2k_1l^2m + Jk)^2 - 8mJkk_1l^2}}{2mJ} \quad (8) \end{aligned}$$

设左边质量块受到外界激励力为 $F\sin\omega t$,

令 $\theta = \vartheta\sin\omega t, x_1 = X_1\sin\omega t, x_2 = X_2\sin\omega t$, 代入式(8)得:

$$\begin{cases} -J\omega^2\sin\omega t + (2k_1l^2 + 2kl^2)\vartheta\sin\omega t - kl(X_1\sin\omega t + X_2\sin\omega t) = 0 \\ -m\omega^2X_1\sin\omega t - kl\vartheta\sin\omega t + kX_1\sin\omega t = F\sin\omega t \\ -m\omega^2X_2\sin\omega t - kl\vartheta\sin\omega t + kX_2\sin\omega t = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} J\omega^2\vartheta + (2k_1l^2 + 2kl^2)\vartheta - kl(X_1 + X_2) = 0 \\ -m\omega^2X_1 - kl\vartheta + lX_1 = F \\ -m\omega^2X_2 - kl\vartheta + lX_2 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} 2k_1l^2 + 2kl^2 - J\omega^2 & -kl & -kl \\ -kl & k - m\omega^2 & 0 \\ -kl & 0 & k - m\omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vartheta \\ X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

由上得:

$$\begin{cases} \vartheta = \frac{klF}{mJ\omega^4 - (kJ + 2kl^2m + 2k_1l^2m)\omega^2 + 2k_1kl^2} \\ X_1 = \frac{k^2l^2F}{(k - m\omega^2)[mJ\omega^4 - (kJ + 2kl^2m + 2k_1l^2m)\omega^2 + 2k_1kl^2]} + \frac{F}{k - m\omega^2} \\ X_2 = \frac{k^2l^2F}{(k - m\omega^2)[mJ\omega^4 - (kJ + 2kl^2m + 2k_1l^2m)\omega^2 + 2k_1kl^2]} \end{cases} \quad (11)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \theta = \vartheta\sin\omega t \\ x_1(t) = X_1\sin\omega t \\ x_2(t) = X_2\sin\omega t \end{cases} \quad \text{给予船体的最大惯性力: } F_1 = \omega^2\vartheta \quad (12)$$

由式(12)知, 当 $[mJ\omega^4 - (kJ + 2kl^2m + 2k_1l^2m) + 2k_1kl^2/\omega^2] \rightarrow 0$ 时, 船体所受惯性力 $F_1 \rightarrow \infty$ 。

由上面单质量块、双质量块与船舶间的数学模型和仿真可知, 可以通过设置惯性质量块的激励频率与整船系统频率合理匹配, 使船体所受惯性力较大, 从而抑制船体横摇, 达到减摇目的。

(下转第 92 页)

- [4] 蒋文敏. 积攒草木灰做肥料[J]. 农村科学实验, 2008(1):14
- [5] 史丽杰. 浅谈生物质发电厂灰渣的综合利用[J]. 黑龙江科技信息, 2009(34):92
- [6] 苏玉明. 草木灰提取三钾盐的操作技术[J]. 热带作物科技, 1994(1):75
- [7] 黄杏秀. 生物质发电废弃物及生物质炭肥对苗期小麦和水稻生长的影响[D]. 南京: 南京农业大学, 2013
- [8] 郭墅, 王晓莉, 李玲玲, 等. 生物质热电厂废弃物草木灰颗粒成型加工工艺研究[J]. 吉林农业大学学报, 2017(5):1-6
- [9] 刘异齐. 生物质发电燃烧废弃物中钾的吸附回收研究[C]//中国环境科学学会. 2016 中国环境科学学会学术年会论文集: 第三卷. 北京: 中国环境科学出版社, 2016:5
- [10] 常晓晓, 白永娟, 徐炜南, 等. 农业废弃物基质对黄瓜育苗的效果[J]. 西北农业学报, 2017, 26(10):1492-1498
- [11] 刘亚柏. 水稻秸秆炭不同用量对黄瓜育秧的成苗及产量特征的影响[J]. 西安文理学院学报(自然科学版), 2018, 21(2):103-107
- [12] 付鑫锋, 赵久成, 黄欲晓, 等. 加工型黄瓜基质穴盘育苗技术[J]. 长江蔬菜, 2018(8):10-11
- [13] 郑剑超, 董飞, 智雪萍. 菇渣基质比对设施基质袋培黄瓜生长特性的影响[J]. 浙江农业科学, 2018, 59(1):16-18
- [14] 李晓丽, 宋晓飞, 孙成振, 等. 黄瓜育苗基质配方的优选[J]. 黑龙江农业科学, 2017(8):60-64
- [15] 邵文奇, 钟平, 纪力, 等. 草木灰中残余可溶盐分对蔬菜幼苗生长的影响[J]. 江苏农业科学, 2011, 39(3):193-194
- [16] 卜崇兴, 邢禹贤. 营养液不同 pH 值对黄瓜生长发育影响的研究[J]. 山东农业大学学报, 1991(4):318-322

(责任编辑: 湛 江)

(上接第 32 页)

3 结 语

本文基于磁悬浮原理, 设计了一种磁悬浮惯性减摇装置, 并得出这种装置具有一些显著优点: 1) 其减摇效果与航速没有直接关系, 可以在任何航速下减摇, 工作时无噪音。2) 因减摇质量块与船体之间无机械接触与摩擦, 因此工作时基本无噪音, 可通过采集实际海浪频率, 调节减摇质量块的激励周期, 使惯性质量块的激励频率与整船系统频率合理匹配, 最大限度地将惯性力传递到船体, 从而抑制船体横摇, 达到减摇目的。

参考文献:

- [1] 宋吉广. 基于升力反馈的全航速减摇鳍研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012
- [2] Dallinga R P, Wieringen H M. Passenger comfort on motor yachts[J]. Amsterdam, 1997, 97:89-94
- [3] Dallinga R P. Roll stabilisation of motor yachts: Use of fin stabilizers in anchored conditions[J]. Amsterdam, 1999, 99:102-110
- [4] Kallstrom C G. Control of yaw and roll by rudder/fin stabilization system[J]. Proceeding of SCSS, 1981, 81(2):3-14
- [5] 寺尾裕. 新型被动可控式减摇水舱的系统模拟和海上试验[J]. 关西造船协会杂志, 1993, 219:75-88
- [6] Senjanovic I, Parunov J, Cipric G. Safety analysis of ship rolling in rough sea[J]. Chaos Solitons & Fractals, 1997, 8(4):659-680
- [7] 陈放, 赖志昌. 参数频率响应法在“双水舱”系统中的应用[J]. 船舶力学, 2003(1):38-45
- [8] 赵为平. 大型水面舰艇综合平衡系统研究[J]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004
- [9] Cheol H P, Hee C P. Development of a small maglev-type antirolling system[J]. Review of Scientific Instruments, 2010, 81:056102
- [10] Yoshiaki H, Tsugukiyo H. Sea trial of prototype vertical weight stabilizer (VWS) anti-rolling system for small ships[J]. J. Mar. Sci. Technol., 2014, 19:292-301

(责任编辑: 谭彩霞)