

超声悬浮及转子振动抑制理论与实验研究^{*}

姚红良[†] 李文龙 闻邦椿

(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘要 超声悬浮技术可以实现悬浮和减摩功能,减少转子与静子之间的摩擦,而且由超声波产生的悬浮力可以不受悬浮物材料的影响.首先,根据流体动力学推导出超声波挤压膜的基本方程,对其进行理论推导并利用高阶差分方法进行仿真求解;针对气膜力与悬浮间隙、超声波振幅、气压、超声波频率因素的关系进行了分析,讨论了不同参数对超声悬浮性能的影响规律.然后,通过平面气膜力分解与合成推导出凹面气膜力,并研究了转速对其悬浮力的影响.将其施加在不平衡转子系统中,对转子系统的振动响应进行数值仿真,并对各个情况下的结果进行对比,探讨出不同参数下的振动抑制效果.最后,设计了超声悬浮-转子系统的实验台,通过实验测试不同参数下转子系统的振动响应,验证超声悬浮技术对于转子系统的振动抑制作用.

关键词 超声悬浮技术, 超声波挤压膜, 旋转机械, 振动抑制, 悬浮力

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-078

引言

目前,由于旋转机械精密性的提高,对其转子系统振动的控制也变得越来越严格,采用传统的减振和抑制振动方法已经不能满足对旋转机械的要求和精度^[1].所以,需要研究新的技术来降低转静子之间的不利振动,减少其造成的不必要破坏,延长旋转机械的使用寿命.

近几年来,国内外的学者对于超声技术做了大量的研究,主要有以下几种应用.第一种是超声辅助,文献[1]研究了新型车削加工系统,主要利用超声振动的方法;第二种是超声轴承,文献[2]中设计适用于支承电机转子的超声波悬浮轴承,利用超声技术可以减小轴承间的摩擦,从而减少转子系统的振动问题;第三种是超声驱动^[3],文献[4]中提出了利用压电陶瓷的逆压电效应驱动液滴运动;第四种是超声悬浮,文献[5,6]中对超声悬浮承载能力进行了深入研究.第五种是超声减摩,文献[7-9]中对超声减摩的特性及应用进行了大量探究.

从超声波气体挤压膜悬浮机理的研究出发,通过分析各个影响因素对挤压膜承载能力的影响,并将悬浮力应用到抑制转子系统的振动问题,并通过

实验对理论研究进行验证.

1 近场超声悬浮机理

1.1 平面近场超声悬浮机理

1.1.1 超声悬浮挤压膜的基本方程

适用于超声悬浮气体的非定常雷诺方程式为^[10]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + 6\mu \left[(u_1 + u_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + (\omega_1 + \omega_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \right] \quad (1)$$

式中, p 为气体压强, h 为悬浮间隙高度, μ 为气体运动粘度, u 和 ω 是气体在 x, y 轴方向的速度.

由于气膜厚度要远远小于润滑表面的尺寸,故可以认为 $u_1 = u_2 = \omega_1 = \omega_2 \approx 0$,故公式(1)简化为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (2)$$

公式(2)是气体挤压膜压力分布的基本方程.

以 r, θ, z 为自变量,把笛卡尔坐标系转化为柱坐标系, r 为半径, θ 为角度:

$$x = r \cos \theta, \quad y = r \sin \theta, \quad z = z \quad (3)$$

从而推出 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rph^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)=12\mu r\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{4}$$

因为转子圆周方向上的压力相等^[11],也就是说,压力对角度的偏导为0,所以,此时方程(4)等式左端第二项不存在,可以得到方程:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rph^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)=12\mu r\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{5}$$

1.1.2 雷诺方程的数值求解

对上述公式进行无量纲化处理: $r=R\bar{r}, p=p_0\bar{p}, h=h_0\bar{h}, t=\omega_0\bar{t}, \omega=\omega_0\bar{\omega}, \bar{h}=1-\bar{a}\cos\bar{t}, \bar{a}\ll 1, R$ 为转子半径; p_0 为大气压力; ω_0 为超声振动频率; σ 为气

体挤压数; μ_0 为常温下气体动力粘度; h_0 为初始气体膜厚;将其展开并利用高阶差分法求解:

$$\frac{\bar{\rho}\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{r}}+\bar{r}\frac{\partial}{\partial\bar{r}}\left(\frac{\bar{\rho}\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\right)\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{r}}+\frac{\bar{r}\bar{p}\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\partial^2\bar{p}}{\partial\bar{r}^2}=\sigma\bar{r}\bar{h}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{t}}+\sigma\bar{r}\bar{p}\frac{\partial(\bar{h})}{\partial\bar{t}}\tag{6}$$

其中, $\sigma=12\mu_0\omega_0R^2/(p_0h_0^2)$.

1.1.3 求解不同影响参数下气膜瞬态承载力的结果

由以上结果图可知:振幅和频率越大,悬浮力越大;间隙越小,悬浮力越大;在一定条件下,随着气压的增大,超声悬浮形成的气膜力也增大.

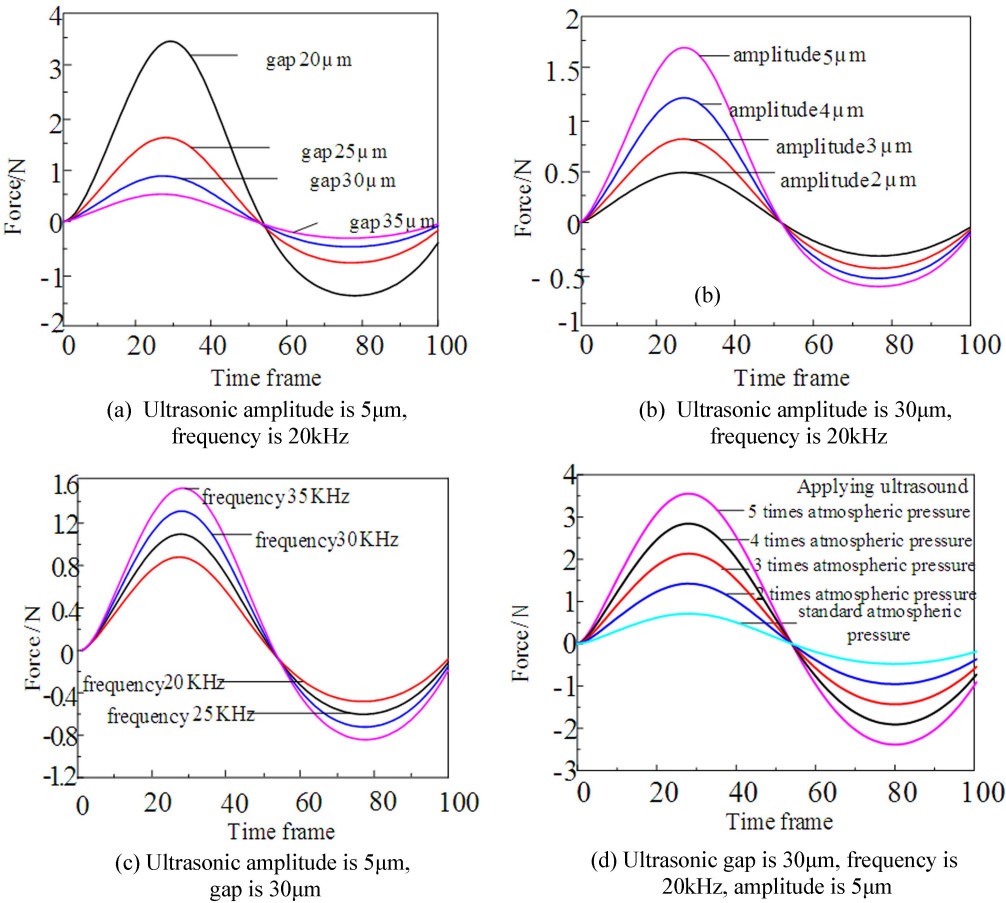


图1 瞬态气膜力图

Fig.1 Transient gas film force

1.2 凹面超声悬浮影响因素的分析

1.2.1 凹面超声悬浮挤压膜理论

通过参考平面挤压膜的基本方程,对其进行分解与合成,可以研究出凹面挤压膜的基本方程.

公式(5)中 $\vec{r}=\vec{r}_x+\vec{r}_y$,其中, $\vec{r}_{x,y}$ 分别代表 x,y 方向椭圆半径, x 方向为平行于转轴的方向,而 y 方向则是垂直于转轴的方向.且 $\vec{r}_y=r\times(\pi/\alpha)$,假设 $\alpha=2\pi/3$,将挤压膜凹面展开如下图3.

以 r,θ,z 为自变量,把笛卡尔坐标系转化为柱坐标系:

$$x=r\cos\theta, y=(\pi/3)r\sin\theta=1.05r\sin\theta, z=z$$

从而推出 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rph^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{1}{1.05r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)=12\mu r\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{7}$$

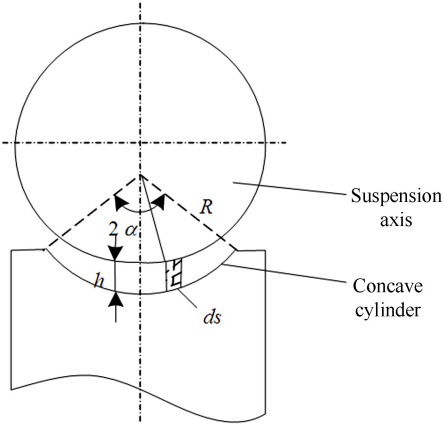


图 2 凹面悬浮模型

Fig.2 Concave suspension model

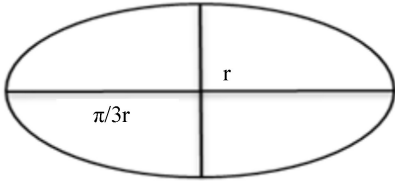


图 3 凹面展开图

Fig.3 Concave expanded diagram

图 4 中表示出有限元模型下某个单元的受力方向.

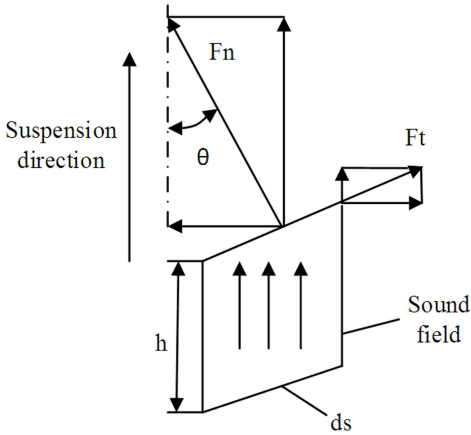


图 4 凹面载荷力分析图

Fig.4 Concave load force analysis diagram

定义 $F_n = F_a$, 其中 F_a 代表挤压膜悬浮力. F_z 代表悬浮力竖直方向上的分量, l 为长度, 按照圆柱面面积对 F_z 进行积分, 即得沿 Z 方向上所受的合力 $\sum F$:

$$\sum F = \iint_S F_z ds = \int_0^l \int_{-\alpha}^{\alpha} F_a \cos \theta dx d\theta \quad (8)$$

通过 $\sum F$ 求得凹面挤压膜承载能力.

1.2.2 转速对凹面悬浮气膜力的影响

(1) 普通气膜承载力与转速的关系

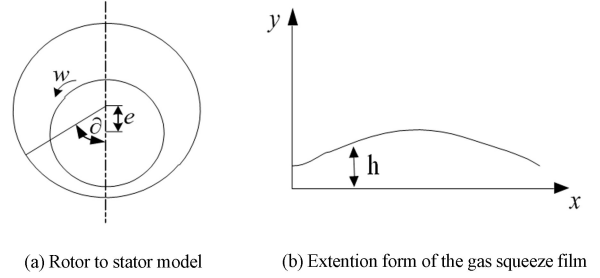


图 5 气体挤压膜示意图

Fig.5 Gas squeeze film schematic

图 5 中 e 为转静子重心之间的距离, θ 代表将气膜展开的某一起始角度. 为了方便计算, 建立气膜动压效应承载能力方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu R\omega \frac{\partial (ph)}{\partial x} \quad (9)$$

式中, $h = h_0 (1 - \varepsilon \cos(x/R - \varphi)) + a \sin t$, ω 为转子转动的角速度. 半径 $R = 5\text{mm}$, 偏心率 $\varepsilon = 0.1$, 初始膜厚 $h_0 = 20\mu\text{m}$, 频率为 20kHz , 采用高阶差分法求解转子在不同转速下瞬时气膜力, 如图 6 所示.

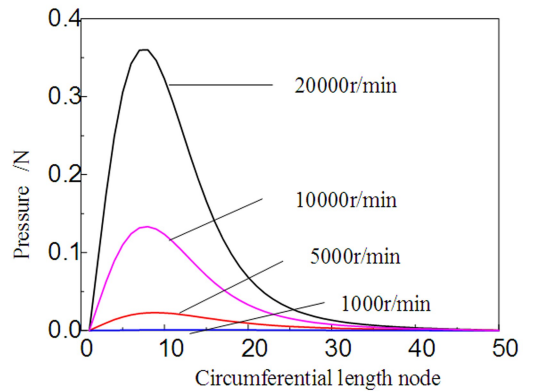


图 6 不同转速下的气膜力

Fig.6 Film force at different speeds

在仅考虑气体挤压膜与转速的问题时, 气膜内的压力随着转速的增大而增大.

(2) 超声下混合气膜承载力与转速的关系

混合挤压膜即由普通气体挤压膜和超声悬浮挤压膜同时作用. 可知此情况下的承载能力雷诺方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ = 12\mu R\omega \frac{\partial (ph)}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial (ph)}{\partial t} \end{aligned} \quad (10)$$

其中参数含义如上所述,分别求解转子在不同转速下的气膜力,如图7所示。

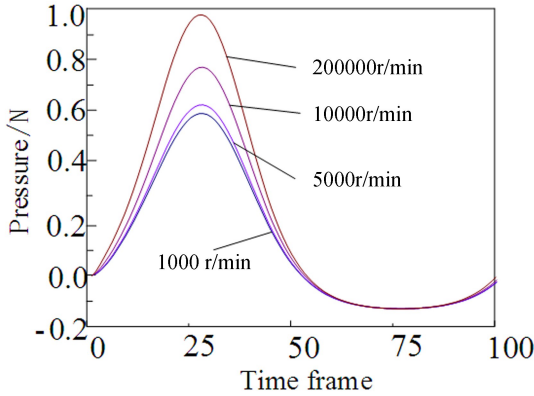


图7 不同转速下的气膜力

Fig.7 Film force at different speeds

如图可知,在转子转速比较低时,增大转速对超声悬浮承载力影响较小,在转轴转速达到10000r/min时压力随转速变化比较大。

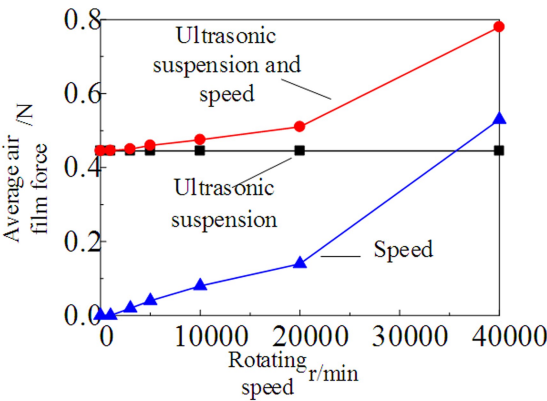


图8 不同情况下的气膜力

Fig.8 Film force under different conditions

如图8所示,通过对比转子在不同转速时,普通气体润滑的平均气膜力、超声悬浮平均气膜力和二者混合时的平均气膜力的变化趋势,可以清楚看到混合挤压膜对于转子的润滑效果会更加明显.在仅考虑转速和二者同时考虑的情况下,承载力随着转速增大而增大。

2 超声悬浮抑制转子不平衡振动的分析

2.1 不平衡转子系统动力学建模

沿轴线把转子系统划分为圆盘、轴段等单元,轴段单元如图9所示.得出故障转子系统的动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}+\mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}+\mathbf{K}\mathbf{u}=\mathbf{F}_{unb}+\mathbf{F}_{rub} \quad (11)$$

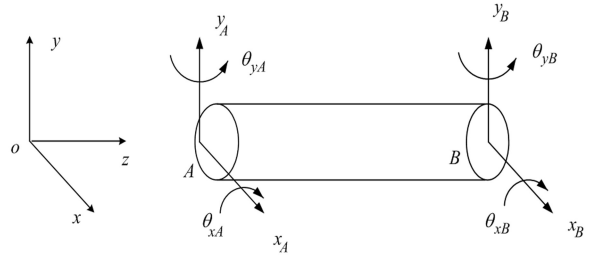


图9 轴段单元有限元模型

Fig.9 Model of finite shaft element

其中, \mathbf{M} 是质量矩阵, $\mathbf{C}=\mathbf{D}+\omega\mathbf{G}$, \mathbf{D} 是阻尼矩阵, \mathbf{G} 是陀螺力矩矩阵, ω 是转子转速, \mathbf{K} 是刚度矩阵, \mathbf{u} 是振动响应向量,各种矩阵的具体形式参考文献[12],如下:

$$\mathbf{M}=\begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}=\begin{bmatrix} \mathbf{D}+c_{11} & \omega\mathbf{G}_1+c_{12} \\ -\omega\mathbf{G}_1+c_{21} & \mathbf{D}+c_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}=\begin{bmatrix} \mathbf{K}_1+k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & \mathbf{K}_1+k_{22} \end{bmatrix} \quad \mathbf{u}=\begin{Bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{u}_1=\{x_1 \quad \theta_{y1} \quad x_2 \quad \theta_{y2} \quad \cdots \quad x_N \quad \theta_{yN}\}^T$$

$$\mathbf{u}_2=\{y_1 \quad -\theta_{x1} \quad y_2 \quad -\theta_{x2} \quad \cdots \quad y_N \quad \theta_{xN}\}^T$$

其中, k 为刚度, c 为阻尼, θ 为转角, x, y 为不同方向的位移。

$\mathbf{F}_{rub}=T_{2L_{rub}-1}(P_x+jP_y)e^{j(\omega t-\xi)}$ 是在节点 L_{rub} 处的碰摩擦力向量, $j=\sqrt{-1}$, $T_{2L_{rub}-1}$ 是碰摩位置向量,向量中的元素仅在节点 $2L_{rub}-1$ 处为1,其余为零, P_x 和 P_y 分别是碰摩擦力在节点 L_{rub} 处 x 和 y 方向上的分量, ξ 是碰摩擦力初始相位, \mathbf{F}_{unb} 为质量偏心引起的外激励矢量。

建立超声轴承-转子系统力学模型,并进行有限元离散化,将转子系统分为17个轴段,18个节点,其有限元模型如图10所示。

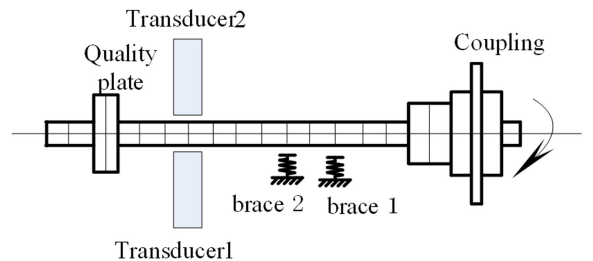


图10 有限元模型

Fig.10 Finite element model

2.2 超声悬浮效应对转子系统的响应分析

2.2.1 不同初始悬浮间隙下转子系统的响应分析

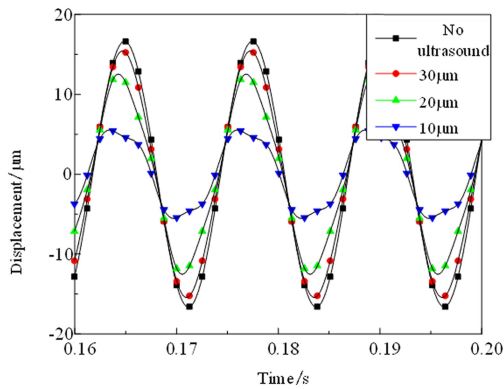
模拟空气压力为 1 个标准大气压力,超声频率率 20kHz,换能器半径 5mm,超声作用于第十二个转子节点上,转子偏心质量偏心距 30mm,超声振幅为 $5\mu\text{m}$,当不施加超声波信号时,初始悬浮间隙采用 $30\mu\text{m}$,节点 14 在不同初始间隙下的结果如图 11 所示。

通过观察结果图可以看出,偏心转子振幅受到超声波挤压膜力的影响后均有明显的减小.且改变

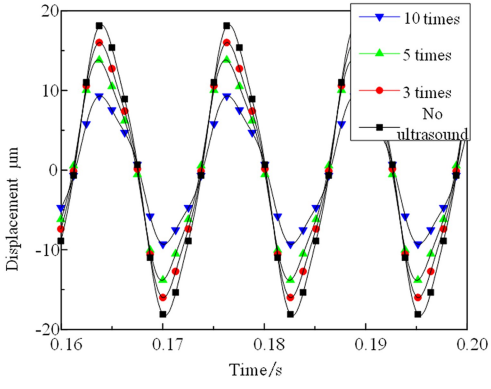
不同初始间隙对振动抑制的效果有明显的不同,随着初始悬浮间隙的减小,气膜力增大,相应的振动抑制效果也增强.因此,对超声波挤压膜力的合理设置能够起到抑制转子不平衡振动,且能取得比较好的效果,从而可以考虑利用超声悬浮挤压膜产生的气膜力抑制转子不平衡振动引起的故障。

2.2.2 不同气压下转子系统的响应

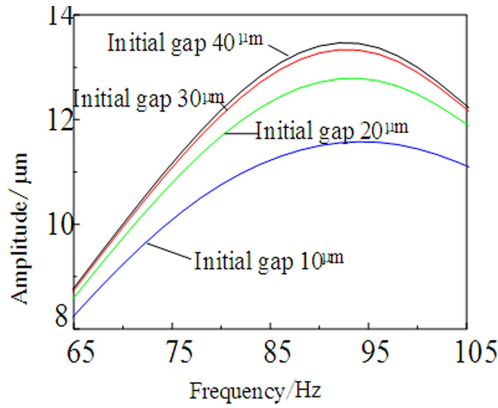
初始悬浮间隙定为 $20\mu\text{m}$,其他条件不变,改变气压值,14 节点的结果如图 12 所示。



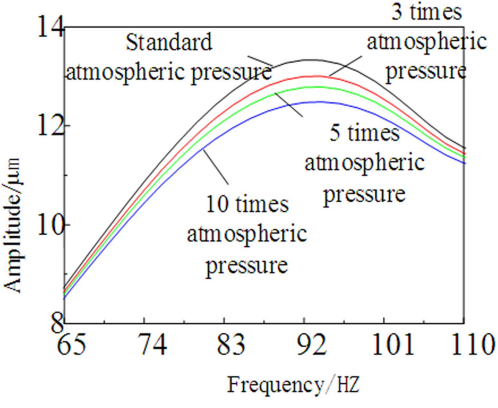
(a) Time domain curves



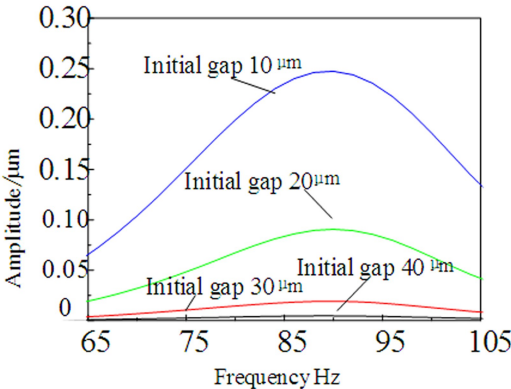
(a) Time domain curves



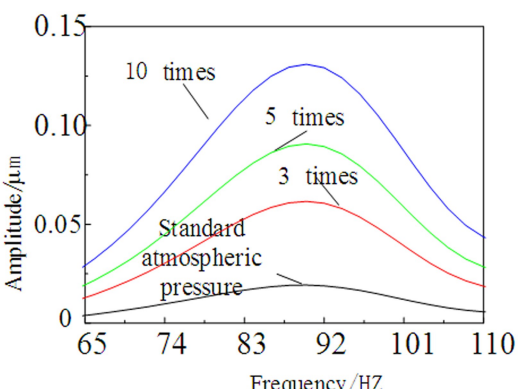
(b) 1st harmonic term amplitude-frequency curves



(b) 1st harmonic term amplitude-frequency curves



(c) 3rd harmonic term amplitude-frequency curves



(c) 3rd harmonic term amplitude-frequency curves

图 11 不同初始间隙下的时域和幅频图

图 12 在不同气压下的时域和幅频图

Fig.11 Time domain and amplitude spectrum at different initial gaps

Fig.12 Time domain and amplitude spectrum at different pressures

2.2.3 不同超声波振幅下转子系统的响应

模型气压为 1 个标准大气压,其他参数不变,改变超声波振幅,结果如图 13 所示.

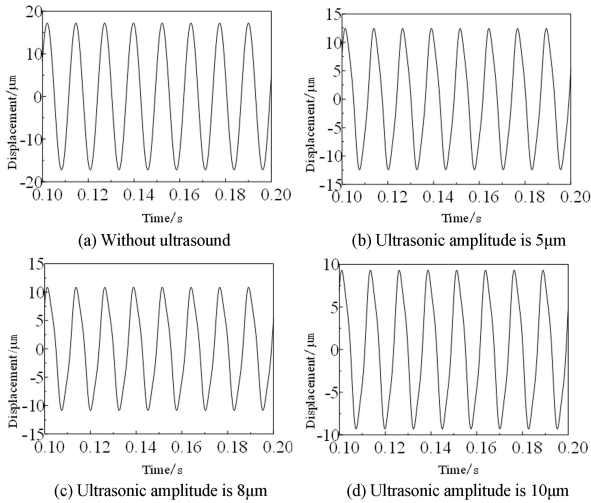


图 13 不同超声波振幅下的时域图

Fig.13 Time domain of different ultrasonic amplitude

2.2.4 不同超声波频率下转子系统的响应

超声波振幅取 5 μm ,其他参数不变,改变超声波频率,结果如图 14 所示.

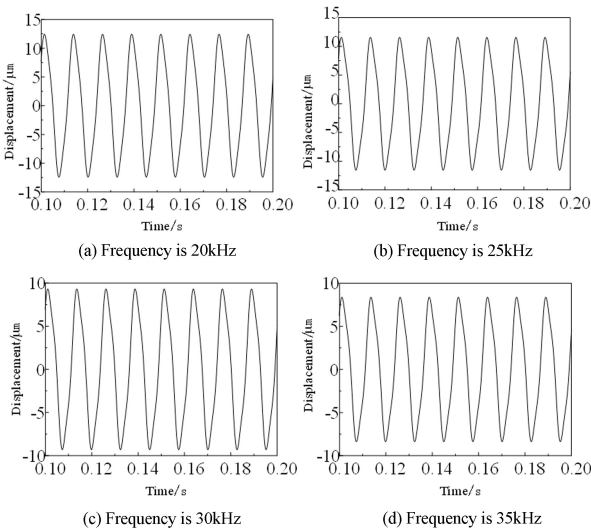


图 14 不同超声波频率下的时域图

Fig.14 Time domain diagram of different ultrasonic amplitude

通过以上图可知:随着超声波频率,振幅和气压的增大,初始间隙的减小,气膜力随之加大,对转子的振动抑制效果也逐渐地加强.

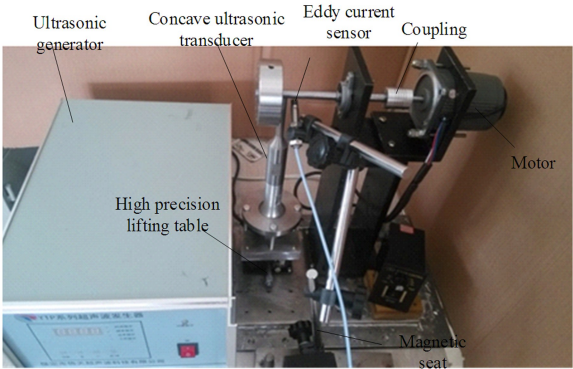
3 超声悬浮抑制转子振动实验

3.1 实验设备及步骤

超声悬浮—转子实验台是由电机、质量盘、普

通轴承、轴、支撑底座、底板、高精度升降台、超声换能器夹具和圆柱凹面超声换能器组成;电机的转速范围为 0~2000r/min;转轴半径 $R=5\text{mm}$;底板用于固定实验台的支撑座和夹具;夹具是专门固定超声换能器;圆柱凹面超声换能器半径 $R=5\text{mm}$.

安装如图 15 所示的实验台,使圆筒形凹面超声换能器接近旋转轴,圆柱凹面换能器与转子轴段的间隙通过高精度升降台来控制,超声波振动的幅值通过超声波发生器的功率比来调整,利用电涡流式位移传感器测得转子在不同影响参数下的振动信号.



(a) General device diagram



(b) Concave ultrasonic transducer



(c) Ultrasonic generator

图 15 实验装置图

Fig.15 Experimental apparatus

3.2 实验数据及结论

3.2.1 不同初始悬浮间隙

主要讨论的是初始悬浮间隙对转子振动抑制的影响,选取的转速为 350r/min,其中采用的超声波振幅是 10 μm (全幅超声)的单边抑制,得到结果如图 16 所示.

由图 16 可以看出:

- (1) 超声悬浮产生的气膜力对不平衡转子振动具有明显的抑制作用;
- (2) 随着超声悬浮初始间隙的加大,气膜力逐渐变小,对不平衡转子振动抑制的作用也随之减弱.

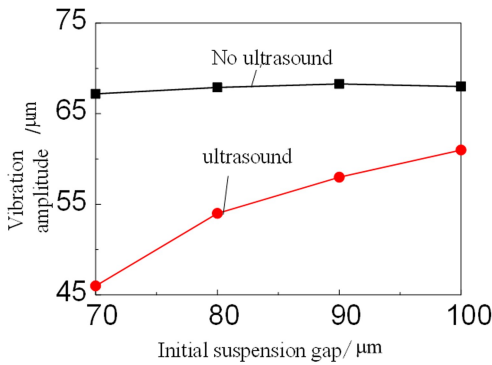


图 16 不同初始间隙下的幅值变化图

Fig.16 Amplitude change diagram under different initial gaps

3.2.2 不同超声波振幅

考虑不同初始间隙下施加不同振幅的超声对转子振幅的影响,得到结果如图 17 所示.

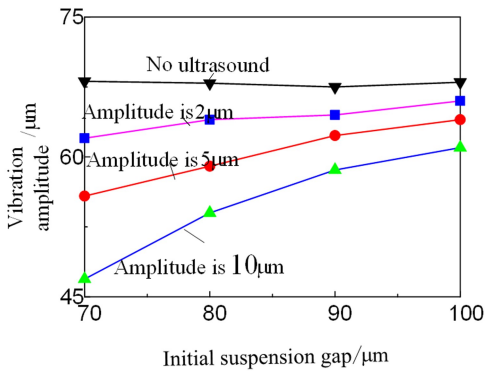


图 17 不同超声振幅下的幅值变化图

Fig.17 Amplitude change diagram under different ultrasonic amplitudes

通过图 17 可以看出:随着施加的超声振幅减小,超声换能器与转子间形成的气膜力逐渐减小,对转子的不平衡振动的抑制效果也在减弱;通过控制悬浮间隙和超声波振幅可以有效改善超声悬浮气膜力抑制转子不平衡振动的效果.

4 结论

- (1) 超声波挤压膜悬浮力与初始悬浮间隙大小成反比,与超声波频率、振幅及气压大小成正比;
- (2) 在仅考虑气体挤压膜与转速的问题时,气膜内的压力随着转速的增大而增大,且混合挤压膜对于转子的润滑效果会更加的明显;
- (3) 由仿真结果可知:随着超声波频率、振幅及气压的增大,初始间隙的减小,对转子的振动抑制效果逐渐的加强;并在实验中对不同超声波振幅和不同初始间隙的情况进行了验证.

参 考 文 献

- 1 徐英帅,邹平,王伟等. 超声振动辅助车削高温合金和铝镁合金研究. 东北大学学报(自然科学版), 2017, 38(1):95~100 (Xu Y S, Zou P, Wang W, et al. Investigation on ultrasonic vibration assisted turning of ni-based superalloy and Al-Mg alloys. *Journal of Northeastern University(Natural Science)*, 2017,38(1):95~100 (in Chinese))
- 2 王洪臣,杨利,杨志刚等. 超声振动承载气膜对电机转子悬浮支承与减摩的研究. 润滑与密封, 2015(12):66~70 (Wang H C, Yang L, Yang Z G, et al. Study on Suspension Support and Friction Reduction of Motor Rotor by Ultrasonic Vibration Bearing Gas Film. *Lubrication and Sealing*, 2015(12):66~70 (in Chinese))
- 3 赵增辉,王育平,袁义坤等. 基于能量法的超声电机压电振子的耦合动力学模型分析. 动力学与控制学报, 2006,4(2):145~150 (Zhao Z H, Wang Y P, Yuan Y K, et al. Analysis on the coupling dynamic model of piezoelectric resonator of ultrasonic motor based on energy method. *Journal of Dynamics and Control*, 2006,4(2):145~150 (in Chinese))
- 4 丘华川,姜立标. 超声行波驱动的玻璃表面液滴运动数值模拟. 北京航空航天大学学报, 2017(5):908~917 (Qiu H C, Jiang L B. Numerical simulation of droplet motion on glass surface driven by ultrasonic traveling wave. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2017(5):908~917 (in Chinese))
- 5 Cynthia G, Swarnavalli J, Kannappan V, et al. Synthesis, characterization and ultrasonic study of aqueous suspensions containing polymeric nano particles of poly (L-lactide). *Journal of Molecular Liquids*, 2015, 211(8):885~891
- 6 Shi S, Xiong H, Liu Y, et al. A ring-type multi-DOF ultrasonic motor with four feet driving consistently. *Ultrasonics*, 2017,76:234~244
- 7 Sednaoui T, Vezzoli E, Dzidek B, et al. Experimental evaluation of friction reduction in ultrasonic devices. New York: IEEE World Haptics Conference, 2015,37~42
- 8 Friesen R F, Wiertelwski M, Colgate J E. The role of damping in ultrasonic friction reduction. IEEE Haptics Symposium, S M Choi, K J Kuchenbecker and G. Gerling, Editors. IEEE: NEW YORK, 2016:167~172
- 9 Friesen R F, Wiertelwski M, Peshkin M A, et al. Bioin-

spired artificial fingertips that exhibit friction reduction when subjected to transverse ultrasonic vibrations. New York:IEEE World Haptics Conference,2015:208~213

10 Han B, Zheng S. Design,modeling, fabrication, back-to-back test of a magnetic bearing system for high-speed BLDCM application. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, 2015, 137 (11):11250411

11 杨浩杰. 超声波悬浮机理及其在转子系统振动抑制中的研究[硕士学位论文]. 沈阳:东北大学, 2014:80 (Yang H J. Study on Ultrasonic suspension mechanism in vibration suppression of rotor system [Master Thesis]. Shenyang: Northeastern University, 2014: 80 (in Chinese))

12 刘献栋,李其汉,王德友. 具有转静件碰摩故障双转子系统的动力学模型及其小波变换特征. 航空动力学报, 2000,15(2):187~190 (Liu X D, Li Q H, Wang D Y. Dynamic model of dual-rotor system with rub-impact fault between rotor and stator and its feature of wavelet transform. *Journal of Aerospace Power*, 2000,15(2):187~190 (in Chinese))

THE ORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON ULTRASONIC
SUSPENSION AND ROTOR VIBRATION SUPPRESSION *

Yao Hongliang[†] Li Wenlong Wen Bangchun

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract Ultrasonic suspension technology has the function of suspension and friction reduction, which can reduce the friction between the rotor and the stator, and the suspension force generated by the ultrasonic wave can be free from the suspension material. Firstly, according to the fluid dynamics, the basic equations of the ultrasonic extrusion film were deduced. The force of the ultrasonic extrusion film was deduced theoretically and numerically solved by the high-order difference method. The relationship between film force and suspension gap, ultrasonic amplitude, air pressure and ultrasonic frequency was analyzed. Effects of these parameters on the ultrasonic suspension performance were discussed. Then, the suspension force of the concave ultrasonic gas extrusion film was obtained by plane extrusion film force decomposition and synthesis. The effect of rotating speed on the suspension force of concave extrusion film was studied. The suspension force of the ultrasonic squeeze film was applied to the unbalanced rotor system, and the vibration response of the rotor system was numerically simulated. The results of each case were compared to explore the vibration suppression effect under different parameters. Finally, an experimental platform for the ultrasonic suspension-rotor system was designed and built. The vibration responses of the rotor system with different parameters were tested to verify the vibration suppression performance by using the ultrasonic suspension technology.

Key words ultrasonic suspension technology, ultrasonic extrusion film, rotating machinery, vibration suppression, suspension force

Received 12 July 2018, revised 27 September 2018.
* The project supported by the National Natural Science Foundation of China(51475085), Basic Research Business Expenses Project(N180313009)
[†] Corresponding author E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn