

微滑移阻尼叶片最优正压力的影响因素分析

谷伟伟¹, 徐自力¹, 胡晔松², 王尚锦¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国长江动力公司供热汽轮机研究所, 430074, 武汉)

摘要: 为了研究阻尼结构参数对阻尼叶片最优正压力的影响, 基于微滑移模型, 推导出了阻尼器非线性干摩擦阻尼力的计算公式. 建立了带阻尼结构叶片的有限元非线性动力学方程, 采用谐波平衡法对系统动力响应进行了计算. 计算结果表明: 系统的共振频率随正压力的增大而增大; 叶尖响应随正压力的增大先减小后增大; 存在一个最优正压力, 使阻尼器的减振效果最好, 该最优正压力随阻尼器接近叶尖而减小, 随阻尼器截面抗拉刚度的增大而减小, 且对激振力幅值改变不敏感.

关键词: 叶片; 微滑移模型; 干摩擦阻尼; 谐波平衡法

中图分类号: TK263.3; V231.92 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0828-05

Influence of Structural Parameters on Optimal Normal Load of Microslip Damped Blades

GU Weiwei¹, XU Zili¹, HU Busong², WANG Shangjin¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Steam Turbine Institute, China Changjiang Energy Corporation, Wuhan 430074, China)

Abstract: In order to study the influence of structural parameters on the optimal normal load, a microslip model was used to formulate the nonlinear dry friction force. The nonlinear equations of motion for damping blades were established using the finite element method, and the dynamic response of damped blades were solved using the harmonic balance method. The results show that the resonance frequency of the blade increases with the increase of normal load. There exists an optimal normal load on which the response is the minimum. The optimal normal load decreases as the damper closes to the blade tip or the cross-section stiffness of the damper increases. In addition, the optimal normal load is insensitive to the amplitude change of excitation force.

Keywords: blade; microslip model; dry friction damping; harmonic balance method

叶片是叶轮机械的核心部件,也是发生事故最多的部件.从叶片损坏的发生机理上来看,60%~80%的损坏原因是由振动引起的.因此,研究叶片的振动特性及减振技术,采取有效的措施,把叶片振动水平控制在允许的范围内,是叶轮机械设计以及应用中一项十分重要的工作.目前,最为有效的减振技术就是采用阻尼结构增加系统的阻尼,比如采用拉金成组或成圈的联结结构以及自带围带成圈结构.要准确地掌握干摩擦阻尼的减振机理,必须建

立合理的干摩擦阻尼数学模型.宏滑移 sgn 模型^[1]是一种最简单的摩擦模型,其接触面上的摩擦力是突然发生的,且总是阻碍相互运动.宏滑移迟滞模型^[2]将摩擦面等效为一根弹簧和一个理想的 Coulomb 摩擦副串联.上述 2 种宏滑移模型非常简洁,得到了许多研究者的青睐,但当正压力较大或接触面积较大时,不能确切的描述摩擦力的真实情况.

Menq^[3-4]提出的微滑移模型能很好地模拟接触面正压力很大时阻尼器的动力特性,但其摩擦力本

构方程的求解过程很复杂. 本文采用的 Csaba 微滑移模型^[5]对 Menq 模型进行了改进, 取消了剪切层, 使模型更简单, 但仍能完整地反映微滑移界面的局部滑移特征.

阻尼器正压力是阻尼器设计中的一个关键参数, 它直接影响着阻尼器的减振效果. 国内外许多学者通过数值模拟或实验的方法得出阻尼器存在一个最优正压力, 使叶片的振动响应最小. 当阻尼器正压力很小时, 接触面摩擦力太小, 摩擦消耗的能量也较小. 当正压力很大时, 整个接触面的相对滑动较小, 同样摩擦消耗的能量不大. 介于两者之间有一个最优正压力, 可以使阻尼器的减振效果达到最好. 本文通过选取不同的阻尼器结构参数和激振力参数, 来研究最优正压力的变化和存在条件, 其结论为叶片的设计人员确定最佳的设计方案提供了参考.

1 干摩擦阻尼器的数学描述

凸肩阻尼结构叶片如图 1 所示, 工作时叶片的扭转恢复作用, 使得相邻叶片的 2 个凸肩相互接触挤压. 当叶片振动时, 两接触面相互摩擦, 消耗振动能量, 起到减振的作用. 为了较好地研究阻尼器的参数, 文中对阻尼结构叶片及阻尼器进行了简化, 将凸肩阻尼结构简化为如图 2 所示的模型^[5].



图 1 凸肩阻尼结构叶片

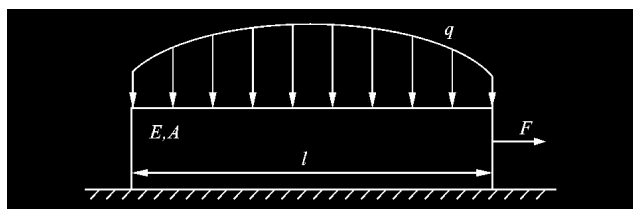


图 2 微滑移解析模型

图 2 中板的弹性模量为 E , 长度为 l , 横截面积为 A , 分布载荷 q 表示相邻叶片凸肩之间的相互挤压力, 切向拉力 F 表示叶片对凸肩的作用力. 考虑到叶片振动时, 凸肩接触面上法向正压力不均匀, 所以假设 q 为二次函数, 即

$$q(x) = q_0 + q_2 \frac{4(xl - x^2)}{l^2} \quad (1)$$

尽管叶片所受激振力很复杂, 但通过傅里叶分解, 总可以表示为多个简谐力的叠加. 当某阶激振频率接近叶片固有频率时, 它会在叶片振动中绝对占优. 因此, 本文假设叶片作用给凸肩阻尼器的力为下式表示的简谐力

$$F = F_a \sin \omega t \quad (2)$$

阻尼端作用力 F 从负值增大的过程中, 阻尼器内黏滞、压缩、拉伸区域分布情况见图 3. 阻尼器在最大的拉力或压力作用下的最大滑移长度用 δ_a 表示. 随着 F 不断增大, 拉伸区不断向左端扩张, 压缩区不断减小, 用 δ_i 表示拉伸区的长度, 用 u_i 表示阻尼器端位移, 摩擦力 F_f 的方向取决于阻尼器局部处于拉状态还是压缩状态. 当 F 增大到最大值 F_a 时, 压缩区完全消失, 阻尼系统内只有黏滞区和拉伸区, 此时 $\delta_i = \delta_a$. 随着 F 的减小, 阻尼器右端出现压缩区, 随着 F 进一步减小, 压缩区不断向左端扩张, 拉伸区不断减小, 当拉力减小时, 阻尼系统内黏滞、压缩、拉伸区域的分布情况见图 4, 用 δ_d 表示压缩区的长度, 用 u_d 表示阻尼端的位移. 随着阻尼端作用力的变化, 阻尼器中的黏滞区、压缩区、拉伸区的大小也在不断地变化. 根据对模型的力学分析, 可以得到拉力 F 和阻尼器右端位移 u 的函数关系. 为了数学表述上方便, 取最大滑移长度 δ_a 为中间变量, 这样位移随滑移长度的变化可分为递增和递减 2 个阶段 (具体推导过程参考文献[6]), 相应的拉力随滑移长度的变化也可分为递增和递减 2 个阶段, 见式 (3)、式 (4). 其中阻尼器的最大滑移长度 δ_a , 可通过最大的力幅 $F_a = \mu q_0 \delta_a + \frac{3\mu q_2}{3l^2} (3\delta_a^2 l - 2\delta_a^3)$ 确定.

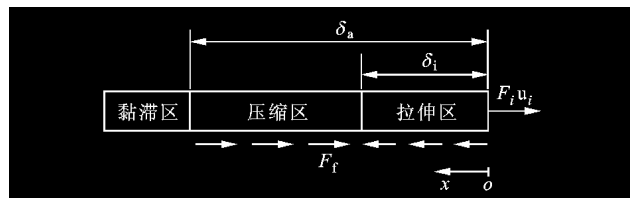


图 3 外力增大时阻尼器的滑动状态

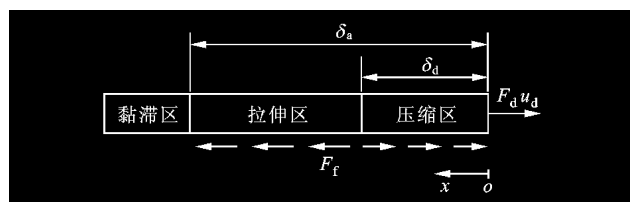


图 4 外力减小时阻尼器的滑动状态

$$u = \begin{cases} u_d(\delta_d) = \frac{\mu}{EA} \left(q_0 \frac{\delta_a^2 - 2\delta_d^2}{2} + q_2 \left(\frac{4(\delta_a^3 - 2\delta_d^3)}{3l} - \frac{\delta_a^4 - 2\delta_d^4}{l^2} \right) \right), & 0 \leq \delta_d \leq \delta_a, \quad \partial F / \partial t < 0 \\ u_i(\delta_i) = \frac{\mu}{EA} \left(q_0 \frac{2\delta_i^2 - \delta_a^2}{2} + q_2 \left(\frac{4(2\delta_i^3 - \delta_a^3)}{3l} - \frac{2\delta_i^4 - \delta_a^4}{l^2} \right) \right), & 0 \leq \delta_i \leq \delta_a, \quad \partial F / \partial t > 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$F = \begin{cases} F_d(\delta_d) = \mu q_0 (\delta_a - 2\delta_d) + \frac{2\mu q_2}{3l^2} (3\delta_a^2 - 2\delta_d^2 + 4\delta_d^3 - 6\delta_d^2), & 0 \leq \delta_d \leq \delta_a, \quad \partial F / \partial t < 0 \\ F_i(\delta_i) = \mu q_0 (2\delta_i - \delta_a) + \frac{2\mu q_2}{3l^2} (2\delta_a^3 - 3\delta_a^2 + 6\delta_i^2 - 4\delta_i^3), & 0 \leq \delta_i \leq \delta_a, \quad \partial F / \partial t > 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: μ 为摩擦系数, 在整个接触面上为常数。

2 阻尼叶片有限元模型及稳态响应

实际中带凸肩阻尼结构叶片的动力学行为很复杂, 为了更好地了解干摩擦阻尼的特性及相关参数对叶片振动的影响, 本文将实际叶片系统简化为带理想干摩擦阻尼的悬臂梁, 如图 5 所示。采用 Timoshenko 梁单元离散叶片, 建立叶片的动力学有限元方程如下

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{P} + \mathbf{f}_n \quad (5)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 和 $\mathbf{C}$ 分别为叶片本体结构的质量矩阵、刚度矩阵和材料阻尼矩阵; $\mathbf{X}$ 为位移向量; $\mathbf{P}$ 为外载荷向量; $\mathbf{f}_n$ 为包含阻尼器非线性干摩擦力的向量, 该干摩擦力可以通过式(4)确定。

由于干摩擦力是位移的函数, 因此方程(5)是一个非线性的动力学方程。对于方程(5), 这里采用单阶的谐波平衡法, 设解的形式为

$$\mathbf{X} = \bar{\mathbf{X}}_e^{\text{tot}} \quad (6)$$

式中: $\bar{\mathbf{X}}$ 为叶片的振动幅值。将式(6)带入式(5)中, 可以将非线性微分方程组转化为非线性代数方程组。通过迭代求解, 就可以求得系统的振动响应。

采用上述算法对一个带阻尼器悬臂梁的振动特性进行了计算, 悬臂梁的具体参数为: 梁长 $L=0.25$ m, 梁高 $h=0.02$ m, 梁宽 $b=0.03$ m, 密度 $\rho=7.85 \times 10^3$ kg/m³, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}$ N/m²。阻尼器的参数为: $EA=40\,000$ N, $l=0.2$ m, $\mu=0.4$, $q_2=q_0/2$ 。计算结果见表 1。

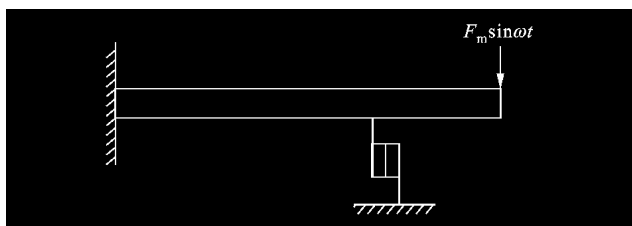


图5 叶片和阻尼器的简化模型

从图 6、图 7 和表 1 可以看出, 系统的共振频率随正压力的增大不断增大, 阻尼器所在位置的幅值

随正压力的不断增大而减小, 叶尖的幅值先减小后增大。当正压力增大时, 阻尼器的等效刚度^[6]增大, 进而系统的总体刚度增大, 所以系统的共振频率增大。因此, 选择适当的阻尼器正压力, 可以调节阻尼叶片的共振频率。阻尼器所在位置的幅值响应不断减小, 是由于阻尼器对所在节点的约束会随等效刚度的增大不断加强所致。对叶尖来说, 存在一个最优的正压力。在该正压力下, 阻尼器的减振效果最好, 系统的响应幅值最小。可以通过求解不同正压力的幅频响应曲线上各幅值点的包络线, 进而找到包络线上最小值点所对应的正压力, 就是最佳的正压力值。

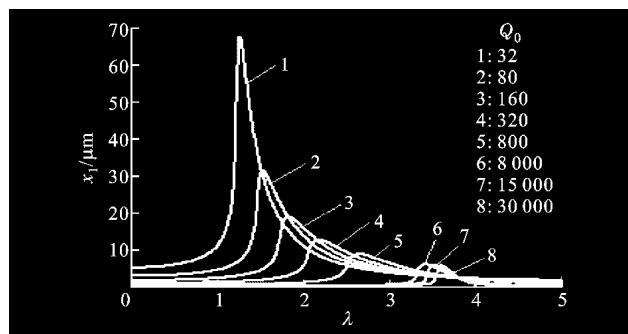


图6 叶片阻尼器所在位置的幅频响应曲线

表1 不同正压力下共振时的振动幅值、共振频率和最大滑移长度

曲线序号	Q_0	δ_a/m	λ	$x_{1,\max}/\mu\text{m}$	$x_{2,\max}/\mu\text{m}$
1	32	0.190 4	1.28	68.08	156.1
2	80	0.075 8	1.55	31.22	76.7
3	160	0.040 7	1.84	18.87	50.9
4	320	0.023 3	2.20	12.59	39.3
5	800	0.012 1	2.67	8.68	35.7
6	8 000	0.003 2	3.44	5.97	64.0
7	15 000	0.002 3	3.55	5.75	82.9
8	30 000	0.001 6	3.61	5.61	113.0

注: Q_0 为阻尼器归一化正压力, 定义为 $Q_0 = \mu q_0 l / F_m$; λ 是激励频率与叶片一阶固有频率的比值; $x_{1,\max}$ 和 $x_{2,\max}$ 分别为叶片共振时阻尼器所在位置和叶尖的振幅。

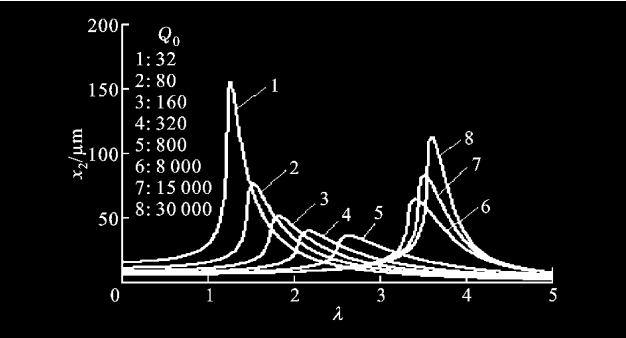


图 7 叶尖的幅频响应曲线

3 影响最优正压力的因素

阻尼器置于不同的位置会改变系统的总体刚度,导致阻尼器的减振效果发生变化.图 8 是阻尼器距离叶根的相对位置 α (阻尼器到叶根的距离与叶片长度的比值)不同时,叶尖共振幅值随正压力变化曲线.阻尼器在不同位置时的最优正压力 $Q_{0,opt}$ 及最小共振幅值 $x_{2,opt}$ 见表 2.从图 8 及表 2 可以看出,阻尼器置于不同的位置时,系统响应幅值变化很大.在其他参数一定的情况下,阻尼器越接近叶尖,叶尖的响应越小,阻尼器减振效果越好.需要指出的是该结果主要是针对第 1 阶振型研究的,另外虽然凸肩越接近叶尖减振效果越好,但同时会增大凸肩的离心力,增加叶片的静应力.因此,在分析凸肩位置对叶片振动响应时,必须综合考虑多方面的因素.系统的最优正压力和叶尖的最小振幅随阻尼器的外移而减小,反过来说当阻尼器越接近叶根时,阻尼的最优正压力越大.对凸肩结构来说,靠近叶根时,凸肩之间就必须采用较小的初始间隙,靠近叶尖时,采用较大的初始间隙.

表 2 阻尼器不同位置时的最优正压力

曲线序号	α	$Q_{0,opt}$	$x_{2,opt}/\mu\text{m}$
1	0.5	2 100	118.720
2	0.6	1 050	64.589
3	0.7	600	15.202

凸肩接触面刚度直接影响接触面内的滑移-黏滞分布以及非线性摩擦力的大小,从而影响凸肩的减振效果及最优正压力的大小.图 9 是在不同截面抗拉刚度下,叶尖共振幅值与正压力的关系曲线,具体数值见表 3.从图 9 及表 3 可以看出:当正压力小于最优正压力时,不同曲线上的振动幅值相差不大;当正压力大于最优正压力时,截面抗拉刚度小的阻

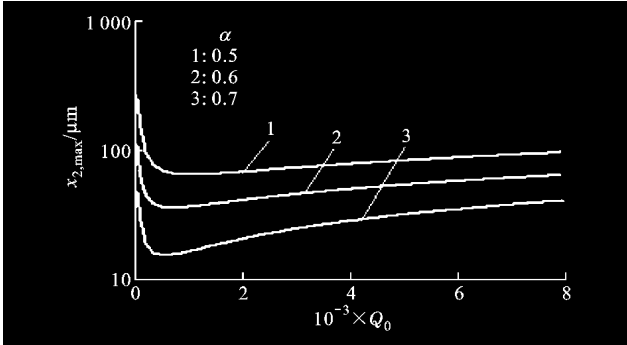


图 8 阻尼器位置对最优正压力的影响

尼器减振效果好.阻尼器的截面抗拉刚度对叶尖的最小振幅影响比较小,阻尼器截面抗拉刚度不同时,叶尖最小共振振幅相差很小,其所对应的最优正压力随截面抗拉刚度的不断增大而减小,不过减小量不是很大.

表 3 阻尼器不同抗拉模量时的最优正压力

曲线序号	EA/kN	$Q_{0,opt}$	$x_{2,opt}/\mu\text{m}$
1	100	300	35.367
2	80	500	35.604
3	60	550	35.243
4	40	660	35.603

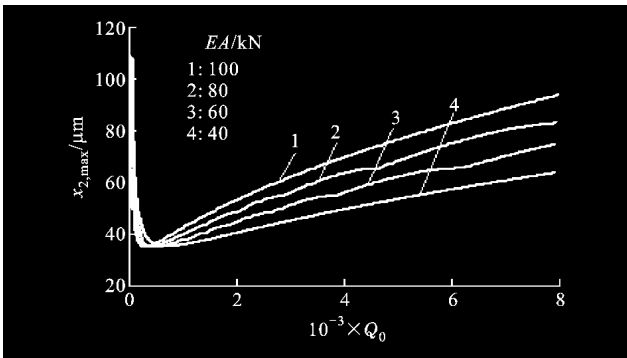


图 9 阻尼器截面抗拉刚度对最佳正压力的影响

凸肩阻尼叶片是一个复杂的非线性系统,改变激振力的大小,系统的响应会随之改变.图 10 是在不同的激振力幅值下,叶尖共振幅值随正压力变化的曲线.从图 10 及表 4 可以看出,当激振力大幅度变化时,系统共振幅值会随之大幅变化,但最优正压力值的变化不大,即激振力大小对最优正压力的影响很小.所以,对凸肩阻尼来说,当激振力大小发生改变时,在某一工况下得到的最优阻尼间隙值仍可以使阻尼器减振效果很好,因为阻尼器的最优正压力对激振力大小的变化不敏感.

表4 不同激振力时的最优正压力

曲线序号	F_m/N	$Q_{0,opt}$	$x_{2,opt}/\mu m$
1	400	650	475.20
2	300	700	356.03
3	150	700	178.02
4	30	660	35.603

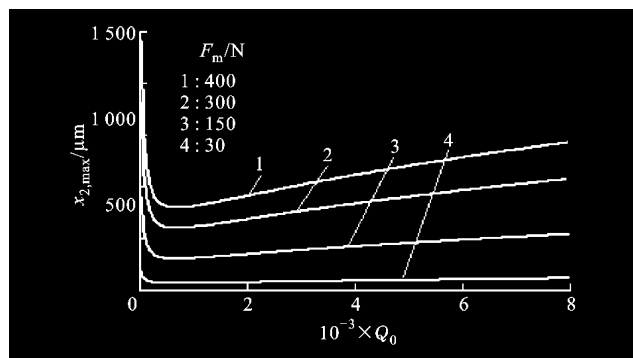


图10 激振力大小对最优正压力的影响

4 结 论

(1)阻尼器的接触正压力会改变系统的共振频率和响应。系统的共振频率随正压力的增大而增大,系统响应随正压力的增大先减小后增大。存在一个最优正压力,使阻尼器的减振效果最好,本文通过求不同正压力的幅频响应曲线上各幅值点的包络线来确定这个最优正压力。

(2)阻尼器置于不同的位置会改变系统的刚度,导致阻尼器的减振效果发生变化,阻尼器越接近叶尖,叶尖的响应越小,阻尼器减振效果越好,而所对应的最优正压力也越小。对含凸肩结构的阻尼叶片来说,阻尼器正压力的大小取决于凸肩的初始间隙。可以通过改变阻尼器的初始间隙来调节正压力,使阻尼器的减振效果最好。

(3)阻尼器截面抗拉刚度不同时,叶尖最小共振幅值相差不大,所对应的最优正压力随截面抗拉刚度的不断增大而减小,但减小量不明显。

(4)最优正压力对激振力幅值的改变并不敏感,即当激振力幅值改变时,系统的最优正压力改变很小。所以,对凸肩阻尼来说,某一工况下得到的最优阻尼间隙值,在激振力频率不发生改变、仅大小发生改变时,仍可以使阻尼器减振效果很好。

参考文献:

- [1] PIERRE C, FERRI A A, DOWELL E H. Multi-harmonic analysis of dry friction damped systems using an incremental harmonic balance method [J]. Transactions of the ASME: Journal of Applied Mechanics, 1985, 52 (4): 958-964.
- [2] SINHA A, GRIFFIN J H. Effects of static friction on the forced response of frictionally damped turbine blades [J]. Transactions of the ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1): 65-69.
- [3] MENQ C H, BIELAK J, GRIFFIN J H. The influence of microslip on vibratory response: a new theoretical model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 107(2): 279-293.
- [4] MENQ C H, BIELAK J, GRIFFIN J H. The influence of microslip on vibratory response: a comparison with experimental results [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 107(2): 295-307.
- [5] CSABA G. Modeling micorslip friction damping and its influence on turbine blade vibrations [D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 1998.
- [6] 徐自力, 谷伟伟, 吕强, 等. 基于微动滑移模型的叶片阻尼结构参数研究[J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(5): 507-511.
XU Zili, GU Weiwei, LU Qiang, et al. Study on damping structure parameters of blades based on the microslip model [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41(5): 507-511.

(编辑 王焕雪)