

燃气轮机悬臂式鼠笼与挤压油膜耦合刚度研究

孙彦博¹, 梁恩广², 何建元¹

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了获得更加准确的支撑刚度, 采用流固耦合方法对一种燃气轮机自由动力涡轮用的悬臂式鼠笼结构阻尼器进行了刚度研究。利用控制变量法研究了有油膜与无油膜情况、油膜半径间隙(c)、油膜长度(L)、润滑油粘度(μ)以及润滑油流量(G)对鼠笼弹性支承刚度的影响。研究表明: 当半径间隙小于0.25 mm时, 变形量与油膜半径间隙 c^3 成正比规律; 当大于0.25 mm时, 不符合该规律; 鼠笼变形量与油膜长度 L 、润滑油粘度 μ 以及润滑油流量 $G^{-0.5}$ 近似成正比。

关 键 词: 燃气轮机; 鼠笼; 挤压油膜阻尼器; 刚度; 流固耦合

中图分类号: TK47 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2020.03.009

[引用本文格式] 孙彦博, 梁恩广, 何建元. 燃气轮机悬臂式鼠笼与挤压油膜耦合刚度研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 68-72. SUN Yan-bo, LIANG En-guang, HE Jian-yuan. Study on coupling stiffness of gas turbine cantilever squirrel cage and squeeze film[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 68-72.

Study on Coupling Stiffness of Gas Turbine Cantilever Squirrel Cage and Squeeze Film

SUN Yan-bo¹, LIANG En-guang², HE Jian-yuan¹

(1. No. 703 Research Institute of CSIC, Harbin, China, Post Code: 150078; 2. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

Abstract: In order to obtain more accurate support stiffness, the fluid solid coupling method is used to study the stiffness of a cantilever squirrel cage structure for a gas turbine free-power turbine. The effects of oil film and non-oil film, oil film radius gap, oil film length, oil viscosity and oil flow rate on the elastic support stiffness of squirrel cage were studied by using the control variable method. It has been found that when the radius clearance is less than 0.25 mm, the deformation is proportional to the radius clearance c^3 of the oil film. When the radius clearance is greater than 0.25 mm, however, it does not follow that trend. The deformation of squirrel cage is approximately proportional to the length L of the oil film, the viscosity μ of the lubricating oil and the flow rate $G^{-0.5}$ of the lubricating oil.

Key words: gas turbine, squirrel cage, squeeze film damper, stiffness, fluid solid coupling

引 言

在舰船与航空发动机的设计中, 弹性支承结构一般配合油膜共同使用组成挤压油膜阻尼器, 在改变弹性支承的刚性、调整和控制临界转速的同时减

小振动, 而且减小并限制弹性支承的变形。

自从 Cooper^[1] 利用挤压油膜对航空发动机进行减振取得巨大成功之后, 挤压油膜阻尼器得到了广泛发展。Fouad Y. Zeidan 等人对挤压油膜阻尼器在旋转机械上的设计和应用作了系统总结^[2]。目前, 科研人员已经对弹性支承与挤压油膜耦合的阻

尼器的动力特性、影响因素以及设计方法等作了大量研究^[3-6],其中对鼠笼弹性支承刚度的计算一般分为经验公式法^[7-8]、试验研究法^[9-13]以及有限元计算法^[14-16]。其中经验公式法可以获得刚度的近似数值,但对结构作了简化,得不到较为准确的刚度值。试验研究法虽然可以获得较为准确的刚度值,但是前期准备时间较长以及费用较大,相比不经济。而数值模拟方法可以对模型简化较小,计算速度快。但对鼠笼弹性支承式挤压油膜阻尼器刚度的计算一般只计算笼条部分结构的刚度值,而没有考虑油膜刚度对弹性减振器整体刚度的影响,这就造成了获得的刚度不准确,而要准确研究转子系统的动力特性,提供较为准确的刚度值是必需的。李文洒研究了弹性支承和油膜阻尼耦合条件下滚动轴承的振动,但没有研究弹性支持和油膜耦合的刚度特性^[17]。因此,本文利用流固耦合方法,考虑了油膜刚度对阻尼器整体刚度的影响,研究有油膜与无油膜情况、油膜半径间隙、油膜长度以及润滑油粘度对弹性减振器刚度的影响。

1 鼠笼弹性支承结构刚度计算

支承结构选取鼠笼式弹性支承结构,其鼠笼条数、鼠笼条长度、鼠笼条截面尺寸及选用材料的刚度都是影响鼠笼式弹性支承刚度的因素,鼠笼弹性支承结构模型如图1所示。

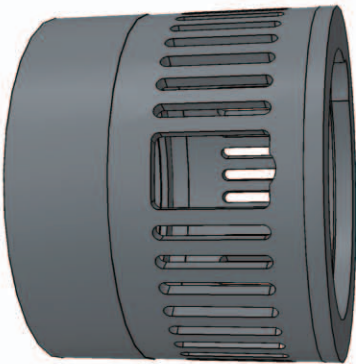


图1 鼠笼模型

Fig.1 Squirrel cage model

$$k = nEb^2h^2/L^3 \quad (1)$$

式中: k —鼠笼弹性支撑刚度; n —鼠笼条数目,取值38; L —鼠笼条长度,112 mm; b —鼠笼条截面宽度,14 mm; h —鼠笼条截面高度,14 mm; E —弹性模量,

189 000 MPa。

经计算, $k = 196\ 383\ \text{N/mm}$,在支撑点由转子重量分配引起的前滚珠轴承径向载荷16 000 N作用下,由胡克定律计算得径向变形为0.081 5 mm。

2 有限元软件验证

为了验证有限元软件对结构刚度计算的准确性,需要对其进行验证,应用 ABAQUS 及 ADINA 的静强度计算模块对鼠笼弹性支承结构刚度进行计算分析。

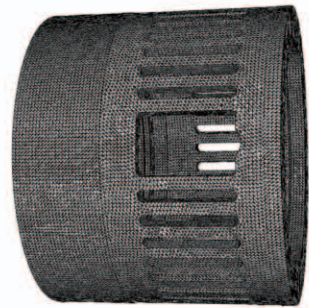
2.1 边界条件及载荷

鼠笼的材料为 1Cr11Ni2W2MoV,其弹性模量为 189 000 MPa。

由重力引起的前滚珠轴承径向载荷为 16 000 N。

2.2 边界条件设置及有限元网格的划分

图2分别表示了利用 ABAQUS 和 ADINA 划分的有限元网格,固体模型均采用四面体模型,在弹性减振器一端面施加位移及转角完全约束,在弹性减振器另一端面施加力 16 000 N。



(a) ABAQUS 有限元计算模型



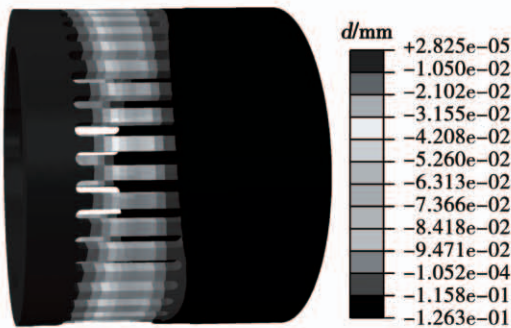
(b) ADINA 有限元计算模型

图2 有限元网格模型

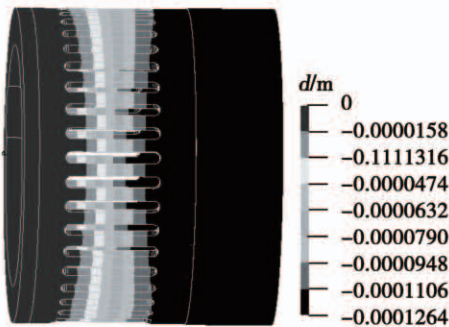
Fig.2 Finite element mesh model

2.3 计算结果分析

图3分别表示利用 ABAQUS 和 ADINA 计算的鼠笼减振器的变形量。对比发现 ABAQUS 软件计算的最大变形量为 0.126 3 mm, ADINA 软件计算的最大变形量为 0.126 4 mm。两个软件计算的最大变形量几乎一致,验证了彼此的准确度,对比公式计算的变形量为 0.081 5 mm 发现有限元计算的最大变形量结果比公式计算的结果大。这可能是由于公式计算的变形量是只考虑鼠笼条长度内的变形量,而观察发现数值模拟计算的模型中除鼠笼长度外,还有几乎等于笼条长度的一段外伸段,力的作用同样会导致这部分变形,造成模拟计算结果过大。同时,鼠笼刚度的计算公式是视鼠笼肋条为两端固支的等截面梁条件下导出的。但由于鼠笼肋条在靠近根部处必然存在圆角,故按公式计算的刚度值是比实际刚度值低的,即实际肋条的最大变形量比计算的肋条变形量 0.081 5 mm 小。



(a) ABAQUS 计算的变形量



(b) ADINA 计算的变形量

图3 鼠笼结构变形

Fig. 3 Diagram of squirrel cage structure

3 流固耦合分析

为了考虑油膜刚度对挤压油膜阻尼器整体刚度的影响,对挤压油膜阻尼器刚度进行了流固耦合计算,采用流固耦合求解器 ADINA-FSI 模块,分别对油膜半径间隙、油膜长度、润滑油粘度和流量进行了计算分析。

3.1 边界层网格

在计算之前,为了尽量减小边界层网格数量对计算结果的影响,首先需要对网格进行无关性验证,排除边界层对计算结果的影响,获得合适的网格数量以提高计算的准确性,并尽可能减小计算成本。

图4表示了油膜半径间隙为 0.2 mm 情况下, 3~40 层网格的流体计算模型。

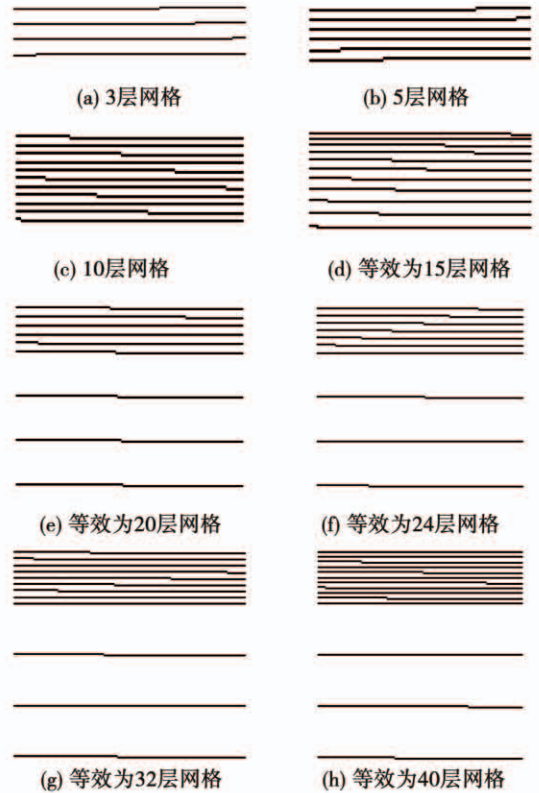


图4 油膜网格层数

Fig. 4 Oil film mesh layers

图5表示了油膜半径间隙为 0.2 mm 情况下, 3~40 层网格下鼠笼的变形计算结果。由图5可知,边界层网格数对计算结果有一定影响,这是因为润滑油膜黏度是影响挤压油膜刚度和阻尼的一个重要参数,由于黏性的作用,壁面法线方向的速度变化剧烈,在很小的一个空间内由固壁处的零速度发

展到接近来流速度,网格数过少模拟不出边界层的固壁作用。故边界层对变形有影响,即对刚度有影响,从图中可以看出,当网格层数为20层,即边界层第一层网格间隙为 $1.0 \times 10^{-5} \text{ m}$ 左右时,计算结果对刚度的影响趋于稳定,计算结果与网格数无关。

考虑到计算成本,为分析影响因素对鼠笼刚度的影响趋势,不宜划分过密网格,网格层数为5时与网格层数为20时计算结果相差不大,故各算例均选用5层网格进行计算,流体域网格全部为6面体网格,网格总数为8万,固体域网格全部为4面体网格,网格总数为42.2万。

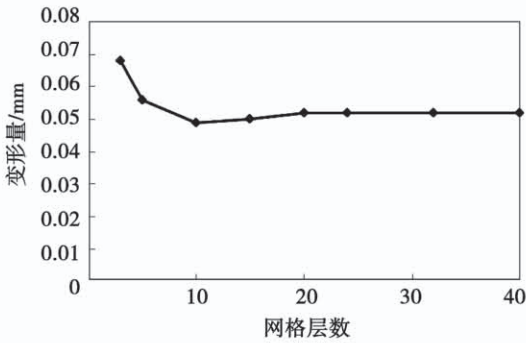


图5 不同网格层数下鼠笼变形曲线

Fig. 5 Squirrel cage deformation under different grid layers

3.2 油膜半径间隙

已知,油膜的直径间隙一般取为 $2c/D = 1\% \sim 5\%$,其中 D 为轴颈直径,鼠笼直径接近400 mm,选取油膜半径间隙为0.15~0.50 mm进行计算分析。

图6表示油膜半径间隙 c 为0.15~0.50 mm时鼠笼的变形结果。理论研究已经证明,油膜刚度与 c^3 成反比,即鼠笼变形量与 c^3 成正比。由图可知,当半径间隙小于0.25 mm时,比较接近理论计算规律;当大于0.25 mm时,不符合该规律,减振效果减弱。考虑到防止发生碰磨等因素,半径间隙不宜过低,根据模型建议选取半径间隙为0.2 mm。

3.3 油膜长度

图7表示在油膜半径间隙为0.20 mm情况下油膜长度 L 为0~103 mm时鼠笼的变形结果。由图可知,鼠笼变形量与 L 近似成正比,随着油膜长度的增加,阻尼器对转子系统的减振效果越明显,但是减振的幅度是越来越小的,因此在进行减振器的设计时,要选取适当的油膜长度。

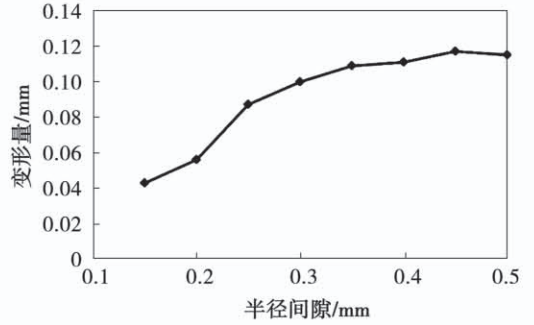


图6 不同油膜半径间隙下鼠笼变形折线图

Fig. 6 Squirrel cage deformation under different oil film radius gap

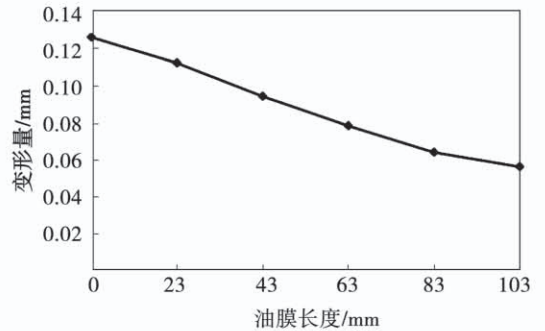


图7 不同油膜长度下鼠笼变形折线图

Fig. 7 Squirrel cage deformation under different oil film length

3.4 油膜粘度

图8表示在油膜半径间隙为0.20 mm情况下油膜动力粘度 μ 为0.010~0.040 Pa·s时鼠笼的变形结果。由图可知,鼠笼变形量与 μ 近似成正比,随着粘度的增大,减振效果逐渐增大,但是减振的幅度是越来越小的,逐渐趋近于某一定值。

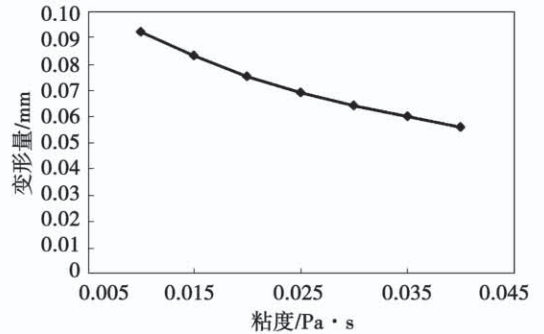


图8 不同润滑油粘度下鼠笼变形折线图

Fig. 8 Squirrel cage deformation under different viscosity of lubrication

3.5 润滑油流量

图9表示在油膜半径间隙为0.20 mm情况下润滑油流量 G 为0.02~0.38 kg/s时鼠笼的变形结果。由图可知,取润滑油流量为0.10、0.20和0.30 kg/s时的计算结果,鼠笼变形量与 $G^{-0.5}$ 近似成正比,随着流量的逐渐增大,减振效果逐渐增大,但是减振的幅度是越来越小的,逐渐趋近于某一定值。

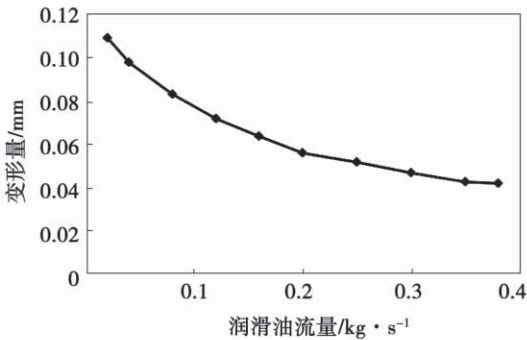


图9 不同润滑油流量下鼠笼变形折线图

Fig. 9 Squirrel cage deformation under different flow rate of lubrication

4 结论

(1) 当半径间隙小于0.25 mm时,变形量与油膜半径间隙 c^3 成正比规律;当大于0.25 mm时,不符合该规律,减振效果减弱。

(2) 鼠笼变形量与油膜长度 L 近似成正比,随着油膜长度的增加,减振效果逐渐增大,但减振的幅度逐渐减小。

(3) 鼠笼变形量与润滑油粘度 μ 近似成正比,随着粘度的增大,减振效果逐渐增大,但是减振的幅度逐渐减小。

(4) 鼠笼变形量与润滑油流量 $G^{-0.5}$ 近似成正比,随着流量的逐渐增大,减振效果逐渐增大,但是减振的幅度逐渐减小。

参考文献:

[1] COOPER S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration[M]. London: Institution of Mechanical Engineers, 1963.

[2] ZEIDAN F Y, ANDRES L S, VANCE J M. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery[C]. Texas: Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium, 1996: 169-188.

[3] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 航空发动机转子挤压油膜阻尼器

设计方法[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2763-2770.

LIU Zhan-chi, LIAO Ming-fu, CONG Pei-hong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2763-2770.

- [4] 彭京徽, 周海仑, 张明, 等. 鼠笼弹性支承的刚度计算及其影响因素[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(4): 175-180.
- PENG Jing-hui, ZHOU Hai-lun, ZHANG Ming, et al. Calculated and influenced factors of the squirrel cage elastic support stiffness[J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(4): 175-180.
- [5] 陈钊. 弹支挤压油膜阻尼器动力特性分析方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
- CHEN Zhao. Research on the dynamic characteristic analyzing method of the elastic supported squeeze film damper[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.
- [6] 徐方成. 燃气轮机转子-鼠笼-挤压油膜阻尼器动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- XU Fang-cheng. Gas turbine rotor-squirrel cage-squeeze film damper dynamics research[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009.
- [7] 钟芳明, 龚建政, 贺星. 燃气轮机转子支承刚度计算研究[J]. 船海工程, 2012, 41(1): 41-44.
- ZHONG Fang-ming, GONG Jian-zheng, HE Xing. Study of the calculation of the stiffness of the support for the rotor of a gas turbine[J]. Ship and Oceanological Engineering, 2012, 41(1): 41-44.
- [8] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册. 第19册: 转子动力学及整机[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- General editorial board of aero engine design manual. Aero engine design manual. Nineteenth: rotor dynamics and whole machine vibration[M]. Beijing: Aeronautical Industry Press, 2000.
- [9] 彭京徽, 周海仑, 张明, 等. 鼠笼弹性支承的刚度实验测试及计算分析[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(21): 118-124.
- PENG Jing-hui, ZHOU Hai-lun, ZHANG Ming, et al. Testing of the stiffness of a squirrel cage elastic support and its calculation analysis[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(21): 118-124.
- [10] 徐方成, 刘占生. 鼠笼弹性支承静刚度试验研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(S): 53-57.
- XU Fang-cheng, LIU Zhan-sheng. Squirrel cage elastic support static stiffness experiment research[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(S): 53-57.
- [11] 徐宁. 舰船燃气轮机转子支承系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨舰船锅炉涡轮机研究所, 2011.
- XU Ning. Marine gas turbine rotor bearing system dynamics research[D]. Harbin: Harbin Institute of Marine Boiler Turbine, 2011.