

质量不平衡对齿轮传动系统振动影响的数值分析

张 坤¹, 李应生¹, 郑百林²

(1 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036 2 同济大学 航空航天与力学学院, 上海 200092)

摘 要: 对于大型高速齿轮转子系统, 质量不平衡会产生周期的离心惯性力, 使系统产生振动, 影响强度和寿命。基于 MSC ADAMS 建立齿轮系统弯扭耦合振动模型, 并考虑了啮合型耦合和转子动力型耦合两种情况, 将齿轮做刚性化处理而轴做柔性化处理。采用多柔体动力学分析方法仿真得出齿轮在正常啮合和齿轮质量不平衡引起的转子涡动条件下的齿轮动态激励力和齿轮中心的涡动轨迹, 以此进行分析比较, 为齿轮箱动力学分析提供依据。在 MSC Patran 中建立齿轮箱动力分析有限元模型, 利用 MSC Nastran 对齿轮箱进行瞬态动力学分析, 得到齿轮正常啮合和质量不平衡引起的涡动两种工况下箱体的振动特性。

关 键 词: 弯扭耦合振动; 齿轮转子系统; 涡动; 质量不平衡; 振动。

中图分类号: TH132.4 TB532 文献标识码: A

引 言

齿轮转子系统在工作过程中受自身结构或工作环境的影响, 质量不平衡问题日益严重, 有时会导致齿轮脱啮, 甚至会引发拍振现象的发生^[1]。质量不平衡是产生齿轮转子涡动的来源之一, 转子涡动对齿面动载荷有较大影响。李明等人从 Lagrange 方程出发^[2], 考虑齿轮啮合和不平衡效应, 建立了直齿齿轮啮合转子—轴承系统的弯扭耦合动力学模型, 对完整约束下齿轮啮合转子系统的弯扭耦合振动稳态响应进行分析。An Sung Lee 采用有限元法对航空燃气涡轮机上所用的齿轮耦合的转子轴承系统的质量不平衡响应进行分析^[3]。钱恩采用传递矩阵法对齿轮未耦合单轴转子系统及齿轮耦合转子系统稳态不平衡响应进行计算分析^[4], 并讨论齿轮耦合对转子系统不平衡响应的影响。船用齿轮箱向着高速重载方向发展, 进而会产生大的动载荷, 引起较大的振动和噪声。林腾蛟等人提出了齿轮刚度激励、误差激励和啮合冲击激励等内部动态激励的数值模拟方法^[5], 并对增速箱的固有频率以及箱体和传动

轴的振动响应进行了数值仿真。

本研究首先以多柔体动力学为依据, 基于 ADAMS 软件建立齿轮转子的弯扭耦合振动模型。采用有限元法和模态叠加法, 将齿轮轴作为柔体处理, 齿轮刚性化, 利用接触理论, 仿真得到齿轮由于质量不平衡引起的转子涡动下的齿轮动态激励力及齿轮中心的涡动轨迹, 并与正常啮合下的工况加以分析比较。建立齿轮箱有限元模型, 将上述计算得到的两种工况下的激励加载到啮合齿轮上, 对齿轮箱系统进行瞬态动力学响应分析, 为解决质量不平衡的高速齿轮转子的振动问题提供重要依据。

1 齿轮传动系统模型

1.1 存在质量不平衡的齿轮副分析模型^[6]

若齿轮存在质量不平衡, 就需要考虑质量不平衡引起的离心力和惯性力^[7], 建立的考虑离心力和惯性力的齿轮副弯扭耦合振动模型如图 1 所示。

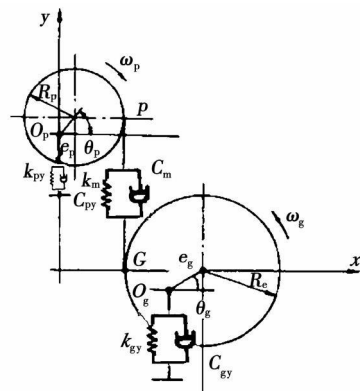


图 1 具有质量偏心的齿轮传动系统的力学模型

广义的位移列阵为 $\{\delta\} = \{x_p \theta_p x_g \theta_g\}$, 它包含的 4 个自由度分别为主、被动齿轮沿啮合线方向的平移振动和绕旋转轴线的扭转振动。

收稿日期: 2009-06-25 修订日期: 2010-03-14

作者简介: 张 坤 (1985-) 女, 辽宁营口人, 中国船舶重工集团公司第七〇三所硕士研究生。

啮合线与主、被动齿轮的切点 P 和 G 的 y 方向位移 y'_p 和 y'_g 可以表示为:

$$y'_p = y_p - e_p \sin \theta_1 - R_p \theta_1 \tag{1}$$

$$y'_g = y_g - e_g \sin \theta_2 - R_g \theta_2 \tag{2}$$

$$\theta_1 = \omega_p t - \theta_{p0} \tag{3}$$

$$\theta_2 = \omega_g t - \theta_{g0} \tag{4}$$

式中: e_p 、 e_g —主动轮和被动轮的偏心率; θ_1 、 θ_2 —主动轮和被动轮的旋转角度; ω_p 、 ω_g —主动轮和被动轮的转动角速度。

根据齿轮啮合原理, 齿轮的动态啮合力可表示为:

$$F = c_m (y'_p - y'_g) + k_m (y'_p - y'_g) \tag{5}$$

式中: k_m 、 c_m —齿轮副啮合综合刚度和综合阻尼。

整理式 (1)~式 (5) 可以得出:

$$F = c_m \left\{ \left[y_p - e_p (\omega_p - \dot{\theta}_1) \cos \theta_1 - R_p (\omega_p - \dot{\theta}_1) \right] - \left[y_g - e_g (\omega_g - \dot{\theta}_2) \cos \theta_2 - R_g (\omega_g - \dot{\theta}_2) \right] \right\} + k_m \left\{ \left[y_p - e_p \sin \theta_1 - R_p \theta_1 \right] - \left[y_g - e_g \sin \theta_2 - R_g \theta_2 \right] \right\} \tag{6}$$

1. 2 齿轮转子系统模型建立

所研究的齿轮转子系统是由两根柔性化的齿轮轴和一对互相啮合的刚性直齿圆柱齿轮组成的。齿轮传动的相关参数如表 1 所示。考虑到计算方便, 做了如下假设: (1) 不计齿轮的误差; (2) 齿轮不脱啮; (3) 齿轮视为刚体, 因为一般情况下在大型齿轮传动系统中齿轮轮齿的啮合刚度要比转子的刚度大一个数量级以上, 对系统动力学特性的影响很小, 所以采用刚性齿。

表 1 啮合齿轮相关参数

中心距 /mm	模数 /mm	齿数比	齿宽 /mm	压力角 /(°)	输入功率 /kW	输入转速 /r·min ⁻¹
340	8	24/61	85/80	20	1 000	4 000

由于建立的是齿轮转子弯扭耦合模型, 考虑了齿轮轴的弹性作用, 所以在多体动力学分析中建立模型的柔性体之前, 需要对齿轮轴进行有限元分析, 得到其各阶振型、固有频率以及模态中性文件 (mnf)。mnf 包含柔性体的几何信息、质量、转动惯量、频率和振型等信息。考虑到结构的低阶模态对动力学分析结果影响较大, 提取了大小齿轮轴的前 30 阶模态。把建立好的两轴的 mnf 文件导入到 ADAMS 中, 替换相应的刚体, 在相应的轴承支撑处施加旋转副 (Revolute Joint), 轴与齿轮之间用固定副 (Fixed Joint) 连接, 得到了齿轮传动系统的弯扭耦合模型。

根据文献 [7] 转速高的轴跨越的临界转速相对

较多, 在此轴上不平衡质量引起的振动占主导地位, 由于主动轮转速较高, 所以在主动轮上施加不平衡质量。仿真时把质量块与主动轮用固定副连接起来, 建立的刚柔耦合模型如图 2 所示。

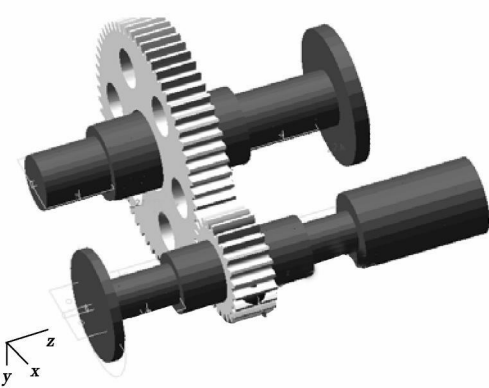


图 2 质量不平衡齿轮弯扭耦合模型

2 齿轮转子系统动力学仿真分析

2. 1 碰撞参数的选取

本研究是利用 MPACT 函数来模拟啮合齿轮的动态啮合力, 接触碰撞可以转化为弹簧模型, 该函数为 MPACT($x, \dot{x}, K, e, C_{max}, d$), 其中 x 为两物体间碰撞过程中的实际距离; $\dot{x}$ 为发生碰撞时两接触体的相对转速; K 为碰撞力的激发初始位移值; K 为刚度系数; e 为碰撞力指数; d 为最大阻尼时的击穿深度。

在 ADAMS 中碰撞力定义为^[8]:

$$F = \begin{cases} \max \left\{ 0, K \left(x - d \right)^e - \sin \left(x \dot{x} - d C_{max} \dot{x} \right) \right\} x & x \leq x_c \\ 0 & x \geq x_c \end{cases} \tag{7}$$

式 (7) 表示当 $x \geq x_c$ 时, 两物体不发生接触, 碰撞力值为零; 当 $x < x_c$ 时, 两物体发生碰撞, 其碰撞力大小与刚度系数 K 变形量 $x - d$ 碰撞力非线性指数 e 阻尼系数 C_{max} 和击穿深度 d 有关。

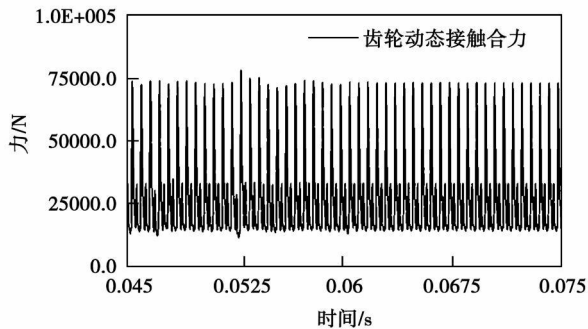
2. 2 柔体动力学分析模型的建立和约束条件、载荷的施加

对已建立的模型在输入轴上加转速驱动 4 000 r/min, 输出轴上施加负载转矩, 由理论计算可得负载转矩为 6 068 230 N·mm。在齿轮之间施加实体—实体碰撞力。根据文献 [9], 选取阻尼系数 (Damping) 值为 50 N·s/mm, 最大阻尼时的击穿深度 (Penetration Depth) 取 0.1 mm, 非线性指数 (Force

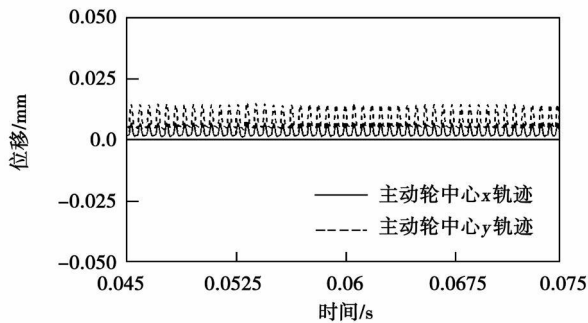
Exponent取 1.5 并考虑摩擦的影响,取静摩擦系数为 0.08,动摩擦系数为 0.05,刚度系数 (Stiffness) 计算可得 $1.277 \times 10^6 \text{ N/mm}^{3/2}$ 。仿真时间取为 0.075 s,步长为 0.000 031 25 s。

2.3 齿轮啮合力仿真结果分析

在齿轮运转过程中,齿轮是刚性的,并保持啮合,不会有脱啮的现象发生。经计算可得齿轮传动的重合度 $\epsilon = 1.694 6$ 。齿轮在啮合的过程中会出现单对齿和双对齿交替啮合的现象,轮齿的啮合力时大时小,呈周期性变化。正常工况下和主动轮施加不平衡量 $0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 的齿轮动态接触力时间历程图及主动轮中心位置图如图 3 和图 4 所示。



(a) 齿轮动态啮合力时间历程



(b) 主动轮中心位置

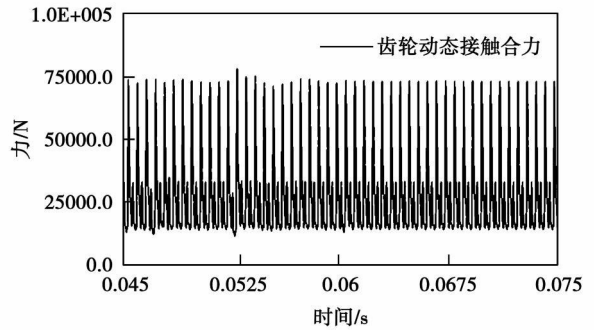
图 3 正常啮合仿真结果

由上述仿真结果进行分析得:

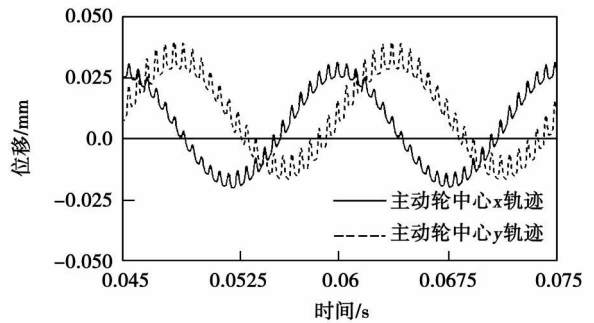
(1) 从啮合力大小方面分析: 齿轮啮合力的上下波动幅值较大, 主要是由于重合度变化致使啮合刚度发生变化, 最终导致啮合力有较大的波动。由图 3(a) 分析可得, 正常啮合情况下, 啮合力极大值为 $78\ 000 \text{ N}$, 极小值为 $11\ 044 \text{ N}$ 。主动轮施加不平衡量 $0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时啮合力极大值为 $82\ 902 \text{ N}$, 极小值为 $10\ 946 \text{ N}$ 。可以发现, 与正常啮合工况下的动态啮合力相比施加不平衡量齿轮的动态啮合力极大值有所增加, 且力的波动幅度较大。

(2) 从啮合力周期方面分析: 从图 3(a) 观察发现, 齿轮啮合力呈周期性变化, 周期为一个轮齿啮合

所需的时间, 这与理论计算相一致。而在主动轮存在质量不平衡时, 啮合力也呈周期性变化, 啮合周期为主动轮旋转一周的时间。



(a) 齿轮动态啮合力时间历程



(b) 主动轮中心位置

图 4 主动轮上施加不平衡量 $0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 仿真结果

(3) 从主动轮中心位置进行分析: 图 3(b) 正常啮合状况主动轮中心位置发生变化主要是受齿轮耦合作用的影响, 而图 4(b) 的中心位置发生变化主要是由于不平衡引起齿轮转子的涡动, 可以发现在轴两端刚性支撑条件下, 涡动频率为主动轮的旋转频率, 涡动幅值为 0.04 mm , 轨迹近似为圆。

3 齿轮箱有限元模型建立

应用 Hpmesh 软件对整个齿轮箱模型进行网格划分, 上下箱体采用四面体网格, 箱体节点和单元数量为 86 190 和 323 858。齿轮和轴采用计算精度较高的六面体网格, 传动系统节点和单元数量为 46 780 和 37 990。将划分好的网格导入到 MSC Patran 定义材料、单元属性, 施加相关约束。本研究考虑到上下箱体是通过螺栓固结在一起, 因此在螺栓处采用多点约束 MPC (Multi Point Constraint)。MPC 是对节点的一种约束, 即将某节点的依赖自由度定义为其它若干节点独立自由度的函数, 它可以用于不相容单元之间的载荷传递, 是一项重要的有限元建模技术, 常用于表征一些特定的物理现象, 比如刚

性连接、铰接、滑动以及单元之间的载荷传递等^[10], 而本研究是将模拟螺栓将上下箱体连接起来, 采用 MPC 中的 RBE2 (Rigid Bar Element2) 刚性杆单元, 它主要用来定义若干个从节点 (非独立节点) 与某个主节点 (独立节点) 之间的相互约束关系, 从而使节点在选定的自由度方向上与主节点保持一致, 位移也保持一致。边界条件的合理设置对有限元模态分析的结果有着很大的影响。齿轮箱实际是用地脚螺栓固定到大地, 为了真实的模拟实际情况, 在相应螺栓位置处的节点施加固定约束, 建立好的箱体有限元模态分析模型如图 5 所示。

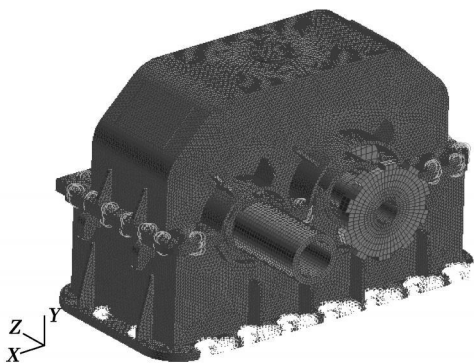


图 5 齿轮箱有限元模型

4 齿轮箱动力学响应分析

MSC Nastran瞬态动力学响应分析有两种方法: 直接法和模态法。研究中采用计算精度较高的直接法对齿轮箱进行动力学分析。箱体底座采用固定约束, 齿轮传动系统与箱体采用弹簧单元连接, 将 ADAMS 仿真得到的两种工况下的动态激励力分解为径向力和周向力分别施加在齿轮的啮合线上。综合求解精度和求解效率的影响, 计算时间为 5 ms, 取 8 个齿的啮合周期对动力学响应模型进行分析, 可得到箱体任意一点的振动时域响应。文中选取振动较强烈的输出端上箱体两轴承座之间的节点 Node 882 878 进行分析, 图 6 和图 7 分别为正常工况和主动轮存在不平衡量节点 882 878 的法向振动加速度响应曲线。

将节点 Node 882 878 法向振动加速度时域响应曲线导入到 ADAMS 中, 进行快速傅里叶变换 (FFT), 得到其频域响应曲线。由图可以发现施加不平衡量会使齿轮箱振动增加, 原因是施加不平衡量会产生离心力, 进而使齿轮的啮合力增加, 增加了齿轮箱的激励。

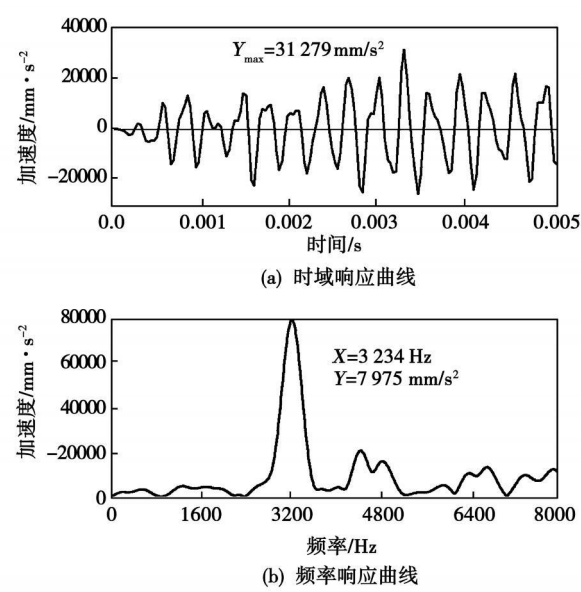


图 6 齿轮正常啮合时节点 828 878 的法向振动加速度响应曲线

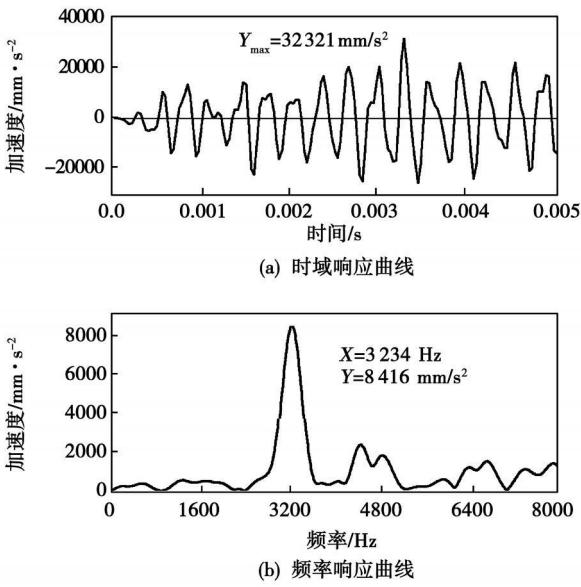


图 7 主动轮存在不平衡量节点 828 878 的法向振动加速度响应曲线

5 结 论

(1) 提出了基于 ADAMS 质量不平衡引起的转子涡动条件下齿轮转子弯扭耦合模型的动力学仿真方法, 考虑轴的弹性作用, 轴两端刚性支撑, 以多柔体动力学为指导, 采用有限元法、模态叠加法模拟出齿轮在正常啮合和齿轮质量不平衡引起的转子涡动条件下的齿轮动态激励力和齿轮中心涡动轨迹。由

仿真结果可以发现,在主动轮上施加不平衡量比正常啮合时齿轮的动态啮合力增加,涡动幅度也有所增加。

(2) 利用 MSC Patran/Nastran 建立齿轮箱有限元模型,引入多体动力学仿真得到的两种工况下的动态啮合力,对齿轮箱系统进行动力学响应分析,齿轮转子不平衡使整个系统的振动增大。

(3) 对于大型高速齿轮转子构件,如果回转质量不平衡会产生方向周期性变换的离心惯性力,会使机械产生振动,影响强度和寿命,本文提供了带有不平衡量的齿轮转子的动态啮合力和齿轮中心涡动轨迹的仿真方法。

参考文献:

- [1] 张锁怀,李忆平,丘大谋. 齿轮耦合的转子一轴承系统非线性动力特性的研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(9): 53—57
- [2] 李明,胡海岩. 完整约束下齿轮啮合转子系统的弯扭耦合振动稳态响应[J]. 振动工程学报, 2003, 16(1): 75—79

- [3] AN SUNG LEE, JIN WOONG HA. Prediction of maximum unbalance responses of a gear coupled two shaft rotor bearing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283: 507—523.
- [4] 钱恩. 高速重载燃气轮机齿轮转子动力学特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
- [5] 林腾蛟,李润方,杨成云,等. 增速箱内部动态激励及系统振动响应数值仿真[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 20—22.
- [6] 李润芳,王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [7] 张锁怀,沈允文,丘大谋. 齿轮—转子—轴承系统的动力特性试验研究[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(6): 983—985.
- [8] 钟小强,蒋维. 变速传动下的齿轮啮合力计算仿真研究[J]. 机械设计, 2008, 25(1): 42—44.
- [9] 华国顺,余国权. 基于 ADAMS 的减速器虚拟样机建模及动力学仿真[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(6): 47—52.
- [10] 刘兵山,黄聪. Patran 从入门到精通[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2003.

(编辑 何静芳)

新技术、新工艺

蜂窝式密封技术在汽轮机内应用

据《Электрические станции》2009 年 10 月号报道,无论是建造新结构的汽轮机,还是对现有汽轮机进行现代化改造,采用高效率、低成本、投资迅速回收的高新技术解决方案是一项紧迫的任务。

分析了在 60~660 MW 功率汽轮机通流部分内采用蜂窝式密封的经验,研究了各种围带/叶冠上密封和端部密封构造型式和安装的特点,确定了为安装上述型式密封,需要对汽轮机高压缸和低压缸通流部分进行补充加工的工作清单。

与使用其它型式的密封比较,利用蜂窝式密封可以使围带/叶冠上方的漏泄量减到最小。

在出现异常的情况下(在围带/叶冠密封内相当大的径向和轴向碰触、翅边落入通流部分等),蜂窝密封允许防止动叶围带/叶冠凸尖磨损。

建立通用结构的蜂窝式密封,在汽轮机大修期间安装它们时能显著缩短时间并减少费用,而不要求对通流部分进行补充加工。

鉴于在各种类型汽轮机上应用蜂窝式围带/叶冠上密封和端部密封的高可靠性,建议使它们得到广泛的工业应用。

(吉桂明 摘译)

An experimental and numerical simulation were performed of the heat exchange characteristics of the laminar flow in an array of rectangular micro passages with a diameter of $D_h = 0.82$ mm under the action of an isothermal heat source. During the test running water at a normal temperature served as an isothermal heat source. The Reynolds number of fluid flow in the micro passages ranged from 100 to 900 and the temperature difference for the heat transfer was 50 K. A comparison of the data thus obtained with the results of the numerical solutions to the Nusselt equation of normal sizes heated by a uniform wall temperature shows that when Re number is less than 300 the Nu number will increase with an increase of the Re number. When the Re number is greater than 350 however, the Nu number obtained from the experiment will be approximately a constant. A comparison of the numerical simulation results at the inlet condition being fully developed with the test ones shows that the former is 7.2% higher than the latter. Key words: micro passage; heat sink; liquid cooling; intensified heat exchange; single phase flow; laminar flow

质量不平衡对齿轮传动系统振动影响的数值分析 = Numerical Analysis of the Influence of Mass Non-equilibrium on Vibrations in a Gear Transmission System [刊, 汉] / ZHANG Kun, LI Ying-sheng (CSIC No. 703 Research Institute Harbin, China, Post Code: 150036), ZHENG Bai-lin (College of Aeronautics, Astronautics and Mechanics, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 200092) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(3). — 312 ~ 316

For a large sized high-speed gear rotor system, mass non-equilibrium may produce a periodic centrifugal inertia force and cause vibrations to the system, affecting its strength and service life. Based on MSC ADAMS, a bowed and twisted coupled vibration model for a gear system was established with two circumstances being taken into account, namely engagement type coupling and rotor dynamic type one. The gears were processed as a rigid body while the shaft was treated as a flexible one. By adopting a multiple flexible body kinetics analytic method, a numerical simulation was performed and the dynamic excitation forces of the gears and the whirling trajectory of the gear centers under the condition of rotor whirling caused by the normal engagement and mass non-equilibrium of the gears were obtained. On this basis, an analysis and comparison was made to provide an underlying basis for the kinetic analysis of the gear box. A finite element model for such a purpose was established in MSC Patran. By utilizing MSC Nastran, a transient kinetic analysis was performed of the gear box and the vibration characteristics of the box body under two eddy whirling operating conditions caused by the normal engagement and mass non-equilibrium of the gears were obtained respectively. Key words: bowed and twisted coupled vibration; gear shaft system; swirl; mass non-equilibrium; vibration

一种热气机用盘式旋流气体燃烧器的试验研究 = Experimental Study of the Disk Type Eddy Flow Gas Burner for a Hot Air Engine [刊, 汉] / SUN Hai-ying, LIU Zhi-hui, LIU Jing-biao (CSIC No. 711 Research Institute, Shanghai, China, Post Code: 201203) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(3). — 317 ~ 320

To meet the requirement of a small sized hot air engine for combustion under a normal temperature and pressure condition, designed was a disk type eddy flow gas burner on the basis of a numerical simulation. Experimentally studied were the temperature distribution and flame morphology in the combustor under the following conditions: various hole opening modes, loads and excess air factors. The research results show that the gas holes are inner ones and the air assumes a rotation flow. Under the condition that the outer diameter of the burner is reduced to around 2/5 of its original, the gas and air will be mixed uniformly with the combustion being stable and flame transparent, away from the walls and not directly heating the head of the heater. The high temperature zones are distributed properly and meet the requirements of the hot air engine for combustion. Key words: gas burner; eddy flow; hot air engine; numerical simulation