



流体传动与控制分会
军工工作委员会
车辆传动重点实验室

主办

黑龙江省机械工程学会
液压与气动专业委员会

协办

2013液压气动与国防研讨会

论文集

杨庆俊 主 编



哈尔滨工业大学出版社
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

2013液压气动与国防研讨会 论文集

杨庆俊 主 编



哈尔滨工业大学出版社
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

内容简介

本书探讨了国防工业中的液压与气动技术,主要包括装甲车辆液压与气动技术、航天领域液压与气动技术、航空领域液压与气动技术、舰船领域液压与气动技术、国防测试装备与技术及其他相关技术。

本书具有一定的学术价值和借鉴意义,可供相关领域研究人员学习、参考。

图书在版编目(CIP)数据

2013 液压气动与国防研讨会论文集/杨庆俊主编. —哈尔滨:
哈尔滨工业大学出版社,2013.12

ISBN 978-7-5603-4494-2

I. ①2… II. ①杨… III. ①国防工业-液压系统-
学术会议-文集②国防工业-气压系统-学术会议-文集
IV. ①TH137-53②TH138-53

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2013)第 293058 号

责任编辑 王桂芝 刘 卉

出版发行 哈尔滨工业大学出版社

社 址 哈尔滨市南岗区复华四道街 10 号 邮编 150006

传 真 0451-86414749

网 址 <http://hitpress.hit.edu.cn>

印 刷 哈尔滨市工大节能印刷厂

开 本 787mm×1092mm 1/16 印张 15.75 字数 400 千字

版 次 2013 年 12 月第 1 版 2013 年 12 月第 1 次印刷

书 号 ISBN 978-7-5603-4494-2

定 价 78.00 元

(如因印装质量问题影响阅读,我社负责调换)

2013 液压气动与国防研讨会学术委员会

主 任 韩俊伟 周广明

副主任 杨庆俊 吕庆军

委 员 （按姓氏笔画排序）

于定跃 吕庆军 杜明刚 李松晶

杨庆俊 周广明 顾宏弢 韩俊伟

《2013 液压气动与国防研讨会论文集》编委会

主 任 杨庆俊

副主任 吕庆军

委 员 梁润华 朱 冬 向 东

王 昕 刘 敏 陈瑞焕

前 言

液压气动技术在国防各领域都有着广泛的应用,包括陆上的装甲兵器、空中的战机、太空的火箭和卫星、水中的舰艇,以及大量的制造和试验装备。中国机械工程学会流体传动与控制分会为促进学术界与国防科技界的交流与合作,促进学研结合,由分会副主任委员、哈尔滨工业大学电液伺服仿真及试验系统研究所所长韩俊伟教授牵头,于2011年专门组织成立了军工工作委员会,哈尔滨工业大学为秘书处单位,具体推进相关工作。

2013年,经中国机械工程学会批准,由流体传动与控制分会主办,车辆传动重点实验室承办,于北京市召开了“液压气动与国防”研讨会。会议聚集了来自兵工、航天、船舶、应用物理等领域的专家学者和科研工作人员,深入交流了液压气动在各行业的应用,会议取得了圆满成功。

机械工程学会以及流体传动与控制分会的领导对于研讨会的顺利召开给予了政策支持 and 业务指导,车辆传动重点实验室给予了人力、物力和财力的大力支持,哈尔滨工业大学流体控制与自动化系的有关师生及车辆传动重点实验室的相关工作人员为会议的顺利召开付出了大量辛苦的劳动,各参会单位积极组织给会议投稿,黑龙江省机械工程学会液压与气动专业委员会也对会议召开提供了协助,在此一并表示深深的感谢。

今后我们将继续推进系列研讨会,促进行业交流,提升国防工业中液压气动技术的应用水平;我们也热忱欢迎各有关科研院所和相关企事业单位积极参加,共创未来。

杨庆俊
2013年12月

目 录

超高速涡轮发电机用箔片轴承动特性的试验研究·····	王 学 胡丽国 李振将	1
超高压气体减压阀的流固耦合分析·····	韦贯举 李国强 杨绪钊等	7
传动装置润滑管路流阻特性仿真分析·····	熊庆辉 顾宏弢 吕庆军等	14
磁致伸缩传感器的改进和在封闭式油箱中的应用·····	纪 元 汪翔玲 李国强	18
大流量行星齿轮泵研究·····	顾宏弢 罗小梅 潘嘉明	22
大流量电液伺服阀动态特性测试系统研究·····	牛宝良 凌明祥 王 珏	30
电传车辆大间比换挡控制策略研究·····	袁 艺 张 欣 万 帆等	38
电液操纵系统主定压阀特性仿真研究·····	熊庆辉 顾宏弢 吕庆军等	44
负载敏感技术在装甲抢救牵引车上的应用·····	李广志 赵学林	50
高压薄壁大直径活塞式贮箱的气液隔离方法研究·····	李国强 韦贯举 郭 荐等	54
高压煤油恒速液动机·····	于 斌 刘会祥 朱 熠等	60
换挡操纵大流量低压比例阀性能试验研究·····	罗小梅 顾宏弢 韩颜莹等	64
换挡电磁阀球阀密封锥面参数仿真分析研究·····	熊庆辉 顾宏弢 李 娟等	69
基于 CFD 方法的主油缸部分油路动特性研究 ·····	李 亮 李洪武 张 鹤等	75
基于电液比例阀的 AMT 液压操纵系统设计 ·····	衣 超 徐 飞 韩宇石等	81
交流电机控制斜盘式伺服变量泵的研究·····	苗克非 刘会祥 王宇浩等	87
静液驱动容积调速系统建模研究·····	张金乐 张海岭 梁润华	94
履带车辆静液驱动变速行驶控制技术的研究·····	王 敏 梁润华 徐 宜等	101
履带装甲车辆转向软轴密封方式改进·····	李 娟 顾宏弢 于定跃	106
某自动变速器液压系统锁止阀研究·····	姜宏暄 石彦辉 冯光军等	111
气动技术在装甲车辆传动系统的应用·····	马智慧 李俊智 赵学林	118
气化式冷气直接力控制伺服技术研究·····	纪 元 朱凤琦 刘 慧等	122
浅析液压技术在装甲车辆悬架系统中的应用现状及前景 ·····		
·····	李雨田 王绍斌 邢艳明	127

深煤层二氧化碳低温注入泵站系统设计·····	李随波 苏 晨 韩 流等	131
湿式换挡离合器充放油特性仿真研究·····	张金乐 郭 静 马立刚等	138
双侧电机耦合驱动转向方式优选策略研究·····	马 田 万 帆 张 欣等	146
坦克装甲车辆压缩空气驱动三防关闭机的应用技术·····	杨 旭 李 平 冯 宇	153
小高径比多喷嘴涡轮泵的研究·····	张淑敏 胡丽国 朱凤琦等	157
小功率小惯量超高速拖动试验系统研制·····	郭军刚 张文海 胡丽国等	164
新型液压缸机械锁分析与研究·····	李 忠 张秀萍 张成林	169
虚拟样机变速电液操纵系统设计与仿真研究·····	罗小梅 顾宏弢 吕庆军等	172
液压控制气压助力离合器操纵系统在低气压环境下的适应性技术研究 ·····	····· 郝利军 李曼东	177
液压液力复合转向控制阀改进与试验·····	马晓枫 冀 海 唐守生	182
液压助力转向系统振动与噪声测试研究·····	程 飞 刘 伟 吴 健等	187
移动式小型大功率模拟能源技术·····	朱 熠 刘会祥 王宇浩等	196
移动液压油源系统的设计和实现·····	苏 晨 朱 伟 韩 流等	200
一种耐高温内齿泵容积效率改善试验研究·····	罗小梅 顾宏弢 毛福合等	209
一种燃气液压功率随负载自适应变化的伺服燃气液压能源方案研究 ·····	····· 刘 群 付春雨 李振将等	214
轴向柱塞泵滑靴副的功率损失研究·····	孙 毅 姜继海	220
装甲车辆电液控制技术的应用与发展·····	黄奇志 李国灏 赵学青	229
TR100 矿用自卸车全液压制动控制系统设计·····	孟有平 王逢全 刘 强	236
单轴四自由度柔性体的气动主动隔振控制策略研究·····	杨庆俊 龙 盟 朱 冬	240

超高速涡轮发电机用箔片轴承动特性的试验研究

王 学 胡丽国 李振将

(中国运载火箭技术研究院第 18 研究所 北京 100076)

摘要:本文采用频域分析法,在箔片轴承性能测试实验台上对超高速涡轮发电机上的多叶油润滑径向箔片轴承的动力学特性系数进行了测试,并与理论仿真结果进行了比较,考察了载荷对轴承动特性系数的影响。结果表明:试验测得的无量纲主刚度和主阻尼随着载荷的增加而减小,这与理论仿真结果是一致的,但是数值相差较大;试验测得的无量纲交叉刚度和交叉阻尼随载荷变化趋势与理论结果不一致,可能是由于理论模型与试验存在差别,以及试验中存在的一些因素影响了试验结果。

关键词:试验台;多叶箔片轴承;刚度阻尼系数

Experimental Study on the Dynamic Performance of Foil Bearing Used on Hyper-speed Turbine Generator

WANG Xue, HU Liguang, LI Zhenjiang

(The 18th Institute of China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076)

Abstract: This paper used frequency field analysis method, tested the dynamic coefficients of the multi-leaf oil lubricated radial foil bearing used on hyper-speed turbine generator on performance test rig to study the effect of load to dynamic coefficients and compared with the emulational result. The results showed that the load increase but the experimental direct terms of the stiffness and damping coefficients decrease. This trend was same with the emulational result, but the experimental value was more than emulational result. Because of the difference of theoretical model and experiment and some factors in experiment, the experimental cross-coupling terms of the stiffness and damping coefficients were not same with the emulational result.

Keywords: test rig; multi-leaf foil bearing; stiffness and damping coefficients

0 引言

20 世纪 60 年代末 70 年代初,为了满足高速透平机械,特别是航空、航天用高速透平机械对轴承稳定性和寿命的要求,ASAC 在美国空军与 NASA 的支持下成功地开发出多叶箔片轴承,并成功地应用在麦道 DC-10、波音 727、757、767 民航客机, F4、F15、F18 战斗机,

A7E 舰载飞机, A300B、A-7E 歼击机的飞机座舱空气制冷系统透平膨胀机中。1994 年美国某公司的资料报道, 西方国家 90% 商用飞机的空气制冷系统采用了多叶箔片动压气体轴承透平膨胀机。

超高速涡轮发电机工作状态转速很高, 在此情况下对超高速涡轮发电机提出了很高的要求, 即能在高转速、磨损严重等苛刻的工作条件下长时间稳定运转。针对超高速涡轮发电机的工作状态、工作环境, 再结合箔片轴承高速运行稳定性好、寿命长、环境适宜能力强的特点, 本文提出了采用多叶箔片轴承代替传统的滚珠轴承。由于油的黏度远高于气体的黏度, 所以用油做箔片轴承的润滑介质, 可有效降低轴承对箔片材质及镀层的要求。

轴承的动态特性可用一系列刚度系数和阻尼系数表示, 其为轴承静载荷、轴颈旋转速度和涡动频率的函数。研究箔片轴承的动力学特性是一项重要的工作, 因为轴承对于转子的动力特性有很明显的影响, 轴承往往是阻尼的主要来源, 因而控制着转子的响应, 轴承的刚度和阻尼又影响着转子的临界转速和稳定性, 可用于转子系统的临界转速计算、不平衡响应计算和稳定性分析。因此用试验方法获得箔片轴承的动力学系数是非常有必要的。

1 箔片轴承动特性试验

箔片轴承的动力学系数不能从试验中直接测量, 只能间接地从试验数据中识别出来。本文采用 Hurley 提出的频域识别算法, 将采集到的轴承与转子间的相对位移及轴承座激振力, 通过 FFT 由时域变换为频域数据, 在建立轴承动力学方程的基础上, 推导出被测箔片轴承的动力学系数。

频域识别算法是公认的识别轴承动力学参数最合适的方法, 具有速度快、数据准确等优点。频域识别算法能够有效地将测量数据中各个频率成分分离, 消除高频噪声的影响, 提高试验的准确性。但其缺点也是很明显的, 如果噪声频率与测量频率接近, 测量误差将会被放大。

试验采用的箔片轴承为五叶搭接式箔片轴承。润滑剂采用 L-TSA 汽轮机油, 轴承箔片材料选用 Inconel 718。轴承的间隙是通过箔片的弹性变形形成的, 因而不需预先加工。工作中转子沿箔片的固定端到自由端的方向旋转。被测轴承实物图如图 1 所示。

试验装置由驱动系统、动态激励系统和输入信号控制及采集系统等组成, 如图 2 所示。

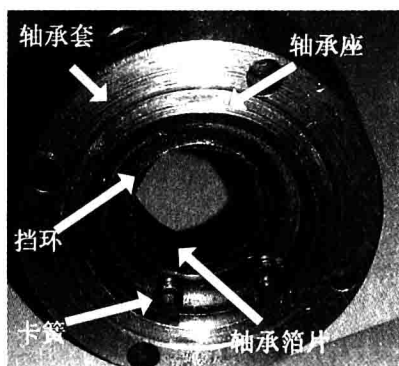


图 1 被测轴承实物图



图 2 试验全局图

本试验采用高压氮气驱动涡轮, 涡轮带动转子旋转。由于试验需要在定转速下进行, 因此在出气口安装一个稳压阀来控制气体流量与压力, 从而达到控制转速的目的。

如图 3 所示, 箔片轴承安装在转子中间段, 被测轴承“悬浮”于转轴上, 在竖直方向可以

施加载荷,其中一部分抵消重力,一部分为静载荷。测试轴承固定在轴承座中,在竖直方向通过弹簧等连接装置将其吊起;水平方向布置四根弹簧,且每两根呈一定角度。这些弹簧均可以通过调节螺栓的旋转圈数调节其拉力,精确控制轴承座在水平位置与转轴同心。通过竖直方向上弹簧等连接装置与静力传感器组成静力加载系统,静力加载的数值通过力显示仪显示。

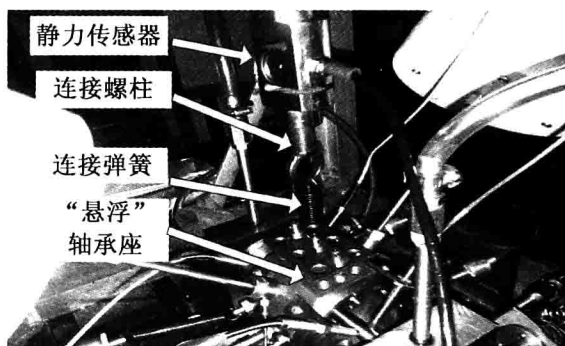


图3 箔片轴承静力加载系统

为了模拟轴承在扰动情况下的工作状态,如图4所示,试验中采用2个JZK-10型激振器对其进行动态激励,2个激振器分别安装在轴承长度中点所在横向平面的轴承套上部两侧,并分别与铅垂线成 45° 夹角,使其对径向气体轴承的动态作用力相互垂直并通过轴承的几何中心。激振器最大输出载荷为100 N,频率响应范围为10~4 000 Hz。输入的正弦信号来自双通道任意波信号发生器(图5)。激振力的大小和相位由信号发生器进行控制,改变激振力的大小与相位达到控制被测轴承中心轨迹的目的。动载荷通过压电式力传感器测量,测量信号需经电荷放大器转换信号。轴承相对于转子的振动响应通过与竖直方向呈 45° 布置在轴承座两端的4个电涡流位移传感器测量,在测量过程中将轴承两侧的位移信号进行平均。转速信号通过光电转速传感器获得。以上各个信号最终导入工控机中,用来提取箔片轴承的动力学系数。

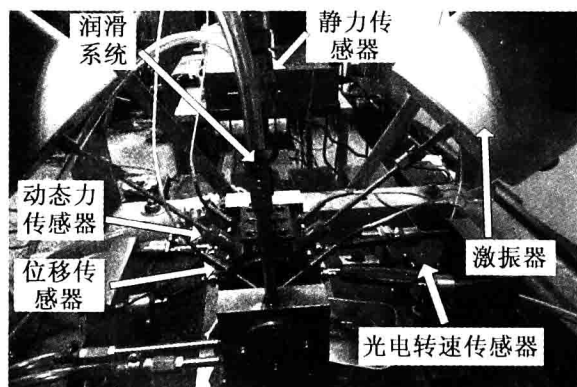


图4 试验台布局图

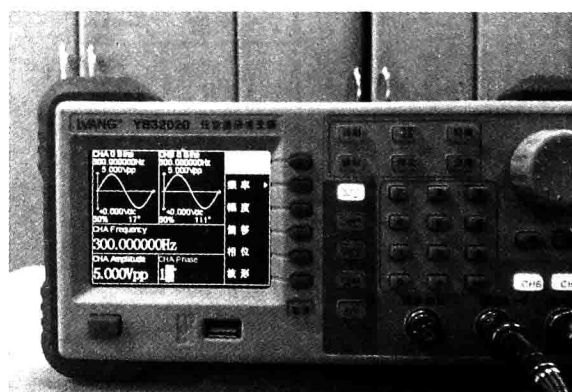


图5 任意波信号发生器

试验用各类传感器型号及灵敏度:HDW301型静力传感器,灵敏度为0.01 kg;CL-YD-312型压电式动态力传感器,灵敏度为3.2 pC/N;SZGB-6光电转速传感器,灵敏度为1 r/min;WD201型电涡流位移传感器,灵敏度为62.5 $\mu\text{m}/\text{V}$ 。

2 试验结果

试验测得该试验台涡轮转子的一阶临界转速为29 600 r/min。本试验转速选择为18 000 r/min,低于一阶临界转速,载荷分别为1 N,3 N,5 N。试验中转子的扰动轨迹为椭圆(图6),这与国外文献中结果是相同的。

轴承刚度系数和阻尼系数随载荷变化的试验结果与仿真结果分别如图7~10所示,从轴承刚度结果图可以看出,试验测得主刚度 K_{xx} 、 K_{yy} 随着载荷的增大而减小,二者数值基本相等,这和仿真结果的变化规律一致,但试验结果在数值上大于仿真值,交叉刚度的结果及

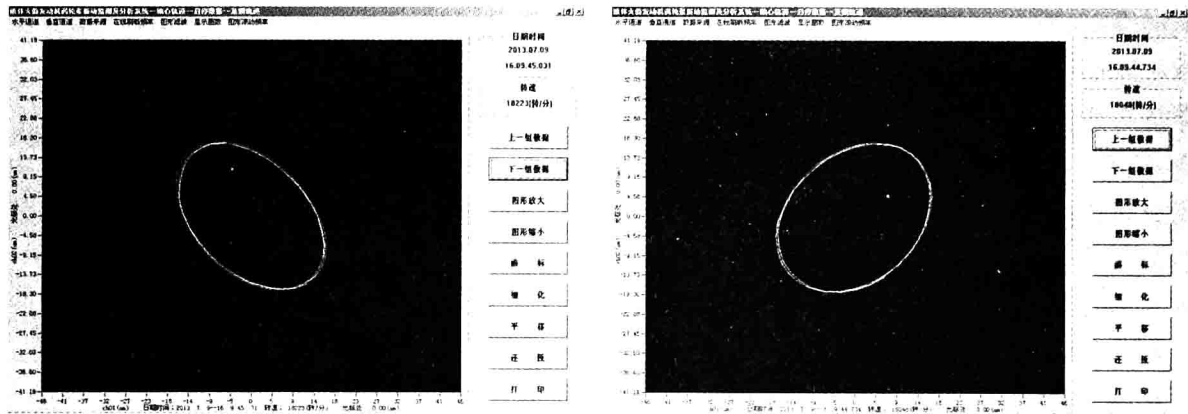


图6 转子受扰动时轴心轨迹

变化趋势与理论计算值规律不符。由轴承阻尼结果对比图可以看出,主阻尼 C_{xx} 、 C_{yy} 随载荷的增大而减小,这与仿真结果规律变化规律一致,而试验测得的交叉阻尼与理论计算值相差很多。

可以看出轴承的刚度会随着载荷的变化而变化,这是因为箔片轴承采用柔性表面,轴承参数不同时,其箔片变形量也已发生改变,可以说“箔片轴承是一种聪明的轴承,它知道根据不同情况调整刚度”,可以说明载荷是影响箔片轴承刚度的因素之一。

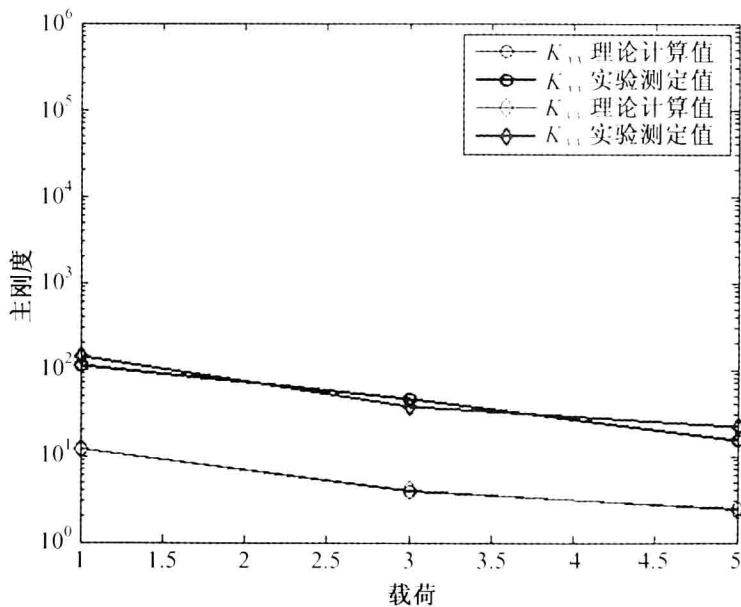


图7 轴承无量纲主刚度系数随载荷变化试验结果与仿真结果对比图

试验结果分析:

- (1)理论模型的条件与试验条件不完全相同,理论模型中有许多方面没有考虑,比如说箔片轴承在静止时是将转子包裹着的,此时存在预紧力,理论计算时将这种预紧力忽略掉,但预紧力会对刚度和阻尼产生影响。
- (2)试验过程中由于稳压阀控制不够精确,以及激振器等其他因素的影响,转子转速会在 18 000 r/min 附近跳动,也会对试验结果产生一定影响。
- (3)由于安装问题可能导致激振力不能精确地作用在被测轴承的几何中心,使两个激

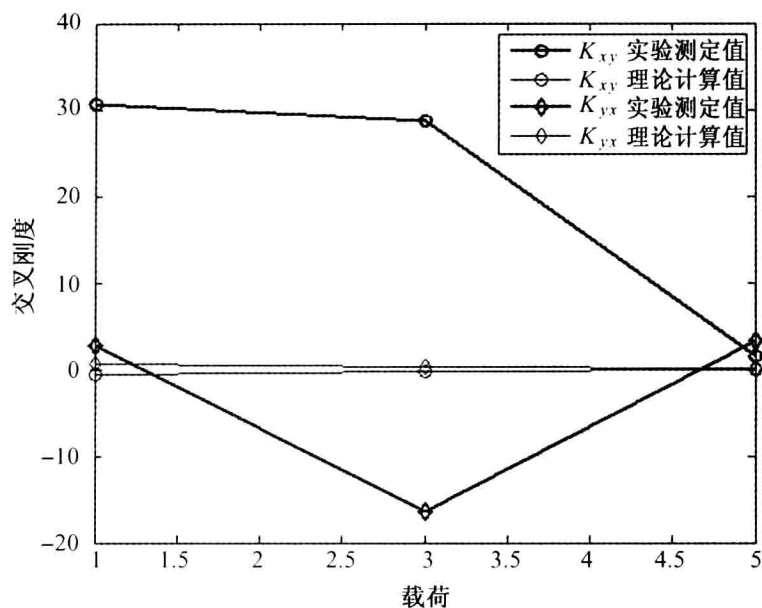


图8 轴承无量纲交叉刚度系数随载荷变化试验结果与仿真结果对比图

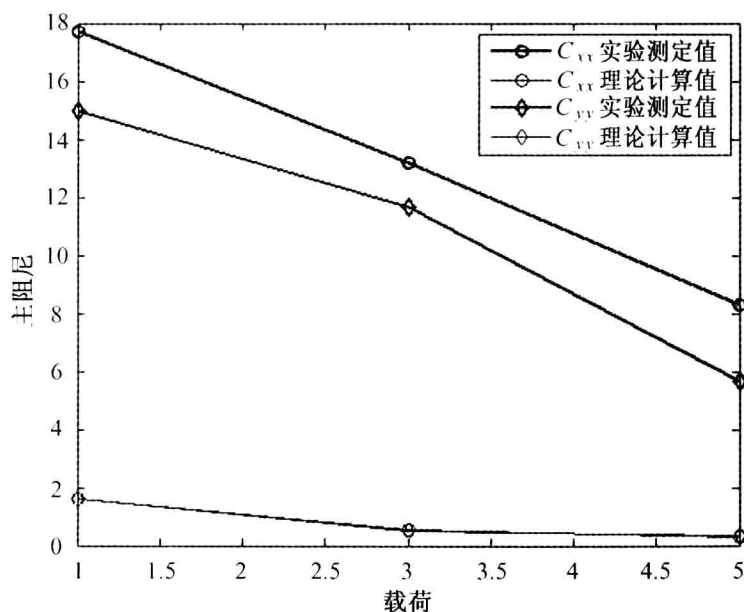


图9 轴承无量纲主阻尼系数随载荷变化试验结果与仿真结果对比图

振力夹角在 90 度附近。

(4) 安装过程中不能完全保证转子与被测轴承同轴,会出现一定的不对中,对试验结果造成一定影响。

3 结论

(1) 通过试验结果与理论结果的比较,发现试验中轴承的主刚度和主阻尼与理论结果趋势相同,可以在一定程度上验证用频域分析法提取轴承动力学特性系数的正确性。

(2) 轴承的主刚度和主阻尼随载荷的增加而减少,这与理论结果是一致的。但是交叉刚度和交叉阻尼则与理论结果不一致,还需要对理论模型及试验条件加以完善以达到精确

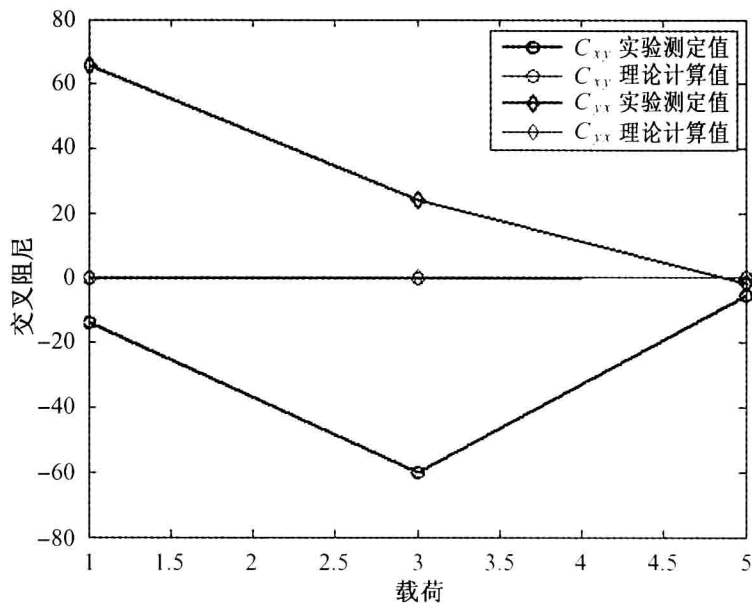


图 10 轴承无量纲交叉阻尼系数随载荷变化试验结果与仿真结果对比图

的结果。

(3)不同的载荷,轴承会对应有不同的刚度,载荷是影响轴承刚度的因素之一。

参考文献

- [1] LYNCH T. Smart bearing boosts air turbine efficiency[J]. Design News, 1993,11(15):101-103.
- [2] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1984.
- [3] HURLEY K A. Experimental determination of the rotor dynamic coefficients of a gas lubricated foil journal bearing[M]. Park: The Pennsylvania State University, 1998.
- [4] YANG B L, TAE H K, NAMSOO L, et al. Dynamic characteristics of a flexible rotor system supported by a visco elastic foil bearing (VEFB) [J]. Tribology International, 2004,8:68-73.

超高压气体减压阀的流固耦合分析

韦贯举 李国强 杨绪钊 周学玲 马晓琛

(北京精密机电控制设备研究所 北京 100076)

摘要:为研究某型号伺服系统用超高压气体减压阀流固耦合特性,利用 Pro/E 和 ANSYS 对超高压气体减压阀进行三维建模,包括固体结构模型和流体计算模型。采用 CFD 软件对超高压气体减压阀内流场进行了数值模拟,分析了减压阀不同阀口开度条件下内流场压力、速度分布情况,基于 ANSYS 平台对超高压气体减压阀进行了单向流固耦合仿真,得到了超高压气体减压阀结构应力分布云图。计算结果表明:超高压气体减压阀仿真内部流场压力分布与理论计算符合得很好,实现了减压阀强度较为准确的预测,为超高压气体减压阀的工程设计提供了理论依据。

关键词:超高压气体减压阀;单向;流固耦合;流场;强度

The Fluid-structure Interaction Features of a Extra-high Pneumatic Pressure Reducing Valve

WEI Guanju, LI Guoqiang, YANG Xuzhao, ZHOU Xueling, MA Xiaochen

(Beijing Research Institute of Precise Mechanical and
Electronic Control Equipment, Beijing 100076)

Abstract: In order to study the fluid-structure interaction of a extra-high pneumatic pressure reducing valve, the paper set up a fluid-solid coupling model using Pro/E and ANSYS, include solid body and fluid body. By using the CFD technique, numerical simulation of the three-dimensional flow inside a extra-high pneumatic pressure reducing valve, then by one-way coupling got a reliable strain and stress distribution nephogram in different notch opening. The results show that the pressure distribute of extra-high pneumatic pressure reducing valve is well predicted by the proposed balance equation, a accurate prediction of pressure reducing valve strength was realized and it also provided theoretical foundation for engineering design of pressure reducing valve.

Keywords: extra-high pneumatic pressure reducing valve; one-way; fluid-solid interaction; flow field; strength

0 引言

高压气动技术在航空、航天领域有广泛的应用,高压气动减压阀是高压气动系统的核心元件之一,它是通过启闭件(阀芯)节流,将进口压力降至某一个需要的出口压力。随着伺服技术的不断发展,伺服能源也有了新的利用方式,国内某运载型号伺服系统就率先采用了冷气挤压式伺服能源,超高压气体减压阀是该伺服能源关键元件之一。该超高压气体减压阀设计输入工作压力为 60 ~ 25 MPa,额定输出压力为 24 MPa,峰值体积流量为 $2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (24 MPa 压力下),结构原理图如图 1 所示。初步的数学仿真以及试验研究表明该减压阀能基本实现预期设计目标。

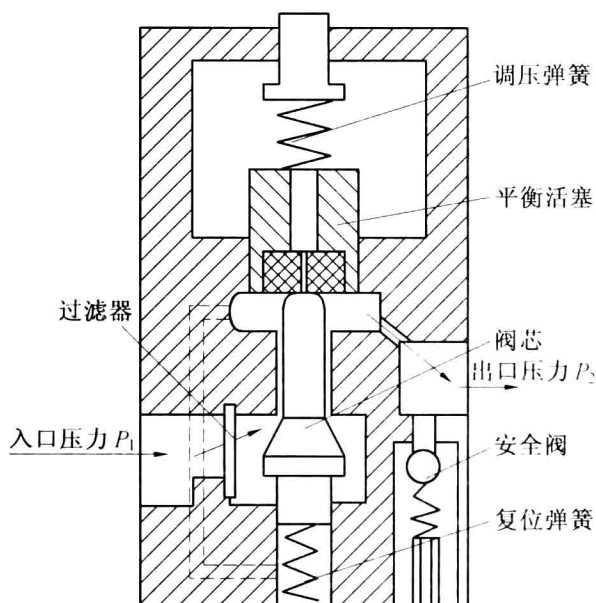


图 1 超高压气体减压阀结构原理图

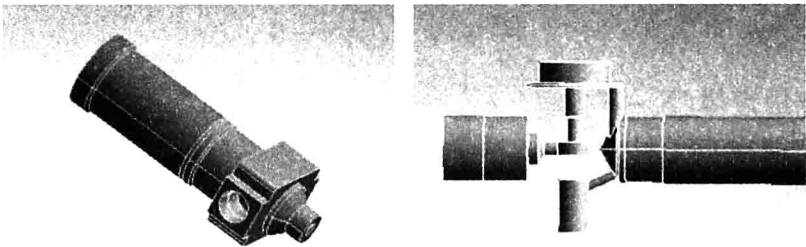
流固耦合研究和分析在众多领域,都有着十分重要的意义和应用前景。流固耦合问题可以理解为既涉及固体求解又涉及流体求解,而两者又都不能被忽略的问题。因为同时考虑流体和结构特性,流固耦合可以有效地节约分析时间和成本,同时保证结果更接近于物理现象本身的规律。

目前,在工程学科中,特别是流体动力学领域中,越来越多的实际问题需要进行耦合场的模拟分析,比如热交换器的热应力分析、阀门在不同开度下的应力分析等。通过单向流固耦合分析,一方面能得到复杂流场内的压力、速度和体积流量等基本物理量的分布,了解内流场复杂流动的细节;另一方面能得到流体对固体结构的影响,得到固体的变形、应力分布等重要数据。本文就对某型号伺服系统用超高压气体减压阀进行了流固耦合分析。

1 三维建模

目前比较流行的三维建模工具有 Pro/E、Solid-works、CATIA、Gambit 及 ICEM 等,考虑到超高压气体减压阀零件较多、结构复杂,可选用 Pro/E 软件建立减压阀的全尺寸实体模型,再通过 ANSYS 软件与 Pro/E 软件接口,将所建立的实体模型导入 ANSYS 软件。这样就得到了减压阀结构计算的模型,如图 2(a) 所示。对于流体计算模型来说,直接建模步骤繁

琐且难度较大,我们采用间接方法,在 Pro/E 软件中建立一个流体计算区域的简化模型,该简化模型通过与结构模型进行布尔运算得到,流体计算模型如图 2(b)所示。模型建立完成后,通过对比 Pro/E 与 ANSYS 模型,观察其一致性,从而确保建模的完整性与正确性。



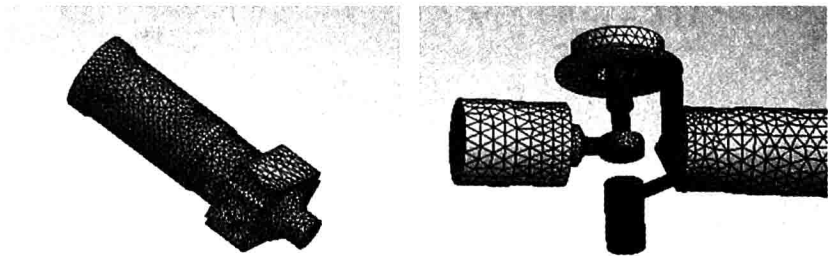
(a) 减压阀结构计算模型 (b) 减压阀内流场计算模型

图 2 流固耦合分析计算模型

2 网格划分

ANSYS 的网格划分平台,采用的是“分解并克服 (Divide&Conquer)”的策略,并且在几何体上的不同部分能运用不同的网格划分方法,划分网格采用系统默认的单元,不需要操作者去选择,只需控制好单元大小或者分网方法。在划分网格前需要注意:固体结构网格和流体计算的网格需要分开划分,即保证固体结构计算时,流体网格不参与计算,流体计算时固体网格也不参与计算。

对于减压阀的网格,需要对其局部的网格进行细化,这样算出来的结果更精确。减压阀及其内流场的网格可以分开进行尺寸设置,比如对于减压阀阀口区域,网格尺寸设置小一些,这样设置的原因是为了能够更加真实地模拟阀口流动细节,减压阀及其内流场网格划分如图 3 所示。



(a) 减压阀结构网格 (b) 减压阀内流场模型网格

图 3 流固耦合分析计算网格

3 流场计算

3.1 控制方程

流场计算实际是利用计算机求解各种守恒控制偏微分方程组的技术,CFD(计算流体力学)涉及流体力学(湍流力学)、数值方法乃至计算机图形学等多个学科。CFD 计算的理论基础基于下面几组方程。

(1) 质量守恒定律。

质量守恒定律在 CFD 中表述为:控制体中质量增加率等于单位时间内控制体流入的质量减去流出的质量,数学表达式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (1)$$

(2) 动量守恒定律(N - S 方程)。

动量守恒定律在 CFD 中表述为:净力等于动量增加率加上流出的动量减去流入的动量,数学表达式为

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = \rho \mathbf{F} + \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (2)$$

其中: $\vec{\tau} = -p\vec{I} + \vec{\tau}^*$,则上式可以写成

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V} + p\vec{I}) = \rho \mathbf{F} + \nabla \cdot \vec{\tau}^*$$

其中, $\vec{\tau}^*$ 为黏性应力张量。

(3) 能量守恒。

能量守恒在 CFD 中可以表述为:流入热量减去输出功等于内部能量变化率加上流出的焓减去流入的焓,数学表达式为

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (E \mathbf{V}) = \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{V} - \nabla \cdot \vec{q} + \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \mathbf{V}) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{式中:} \quad \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \mathbf{V}) &= -\nabla \cdot (p \cdot \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\vec{\tau}^* \cdot \mathbf{V}) \\ &\quad - \nabla \cdot \vec{q} = \nabla \cdot (k \nabla T) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot [(E + p) \mathbf{V}] = \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{V} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{\tau}^* \cdot \mathbf{V})$$

$$E = \frac{p}{\gamma - 1} + \frac{\rho}{2} V^2$$

3.2 边界条件确定

超高压气体减压阀工作介质为氦气,在 CFD 中选择流体介质为理想氦气,入口为总压压力入口,考虑阀口节流对气体温度影响较大,设定入口气体温度为常温 300 K;设定入口气体出口为静压出口边界,超高压气体减压阀流道四周面的属性设置为壁,即为 Wall,湍流方程选取常用的 $k-\varepsilon$ 模型。

3.3 结果及分析

根据初步理论计算结果,设定超高压气体减压阀阀芯开度为 0.3 mm 和 0.8 mm 分别进行数值计算,阀芯开度 0.3 mm 对应的入口压力为 60 MPa;阀芯开度为 0.8 mm 对应的入口压力为 25 MPa。阀芯开度 0.3 mm 的超高压气体减压阀内流场压力及速度矢量分布云图如图 4、图 5 所示。可以看到:减压阀整体压力平稳,出口压力达到 23.998 MPa,24 MPa 下出口体积流量为 $2.26 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。阀芯开度 0.8 mm 的超高压气体减压阀内流场压力及速度矢量分布云图如图 6、图 7 所示,出口压力为 24 MPa,超高压气体减压阀达到了预期设计目标。