

文章编号: 1000-8055(2008)03-0541-06

用于微型涡轮机的节流孔式静压气浮轴承实验

黄国平, 王 跃, 梁德旺

(南京航空航天大学 微型发动机研究所, 210016)

摘 要: 对用于厘米级微型涡轮发动机的径向静压气浮轴承展开了实验研究, 分析了长径比、节流孔径、气膜间隙及供气压力等对承载力、刚度和耗气量的影响. 提出了这些设计参数的优选方法, 并结合直径 11 cm 的某微型喷气发动机, 给出了与之匹配的径向静压气浮轴承设计方案: 工作面直径 15 mm、长度 17.5 mm、节流孔径 0.35 mm、气膜间隙 25 μm . 此方案在供气绝对压力 2.5 kPa 时, 双轴承支撑能力为 13.72 N, 耗气量小于 1.0 g/s, 有效地满足了微型涡轮发动机要求.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 静压气浮轴承; 微型涡轮发动机; 径向轴承; 设计参数; 实验

中图分类号: V233.4⁺5; TP211⁺.3

文献标识码: A

Experiment investigation of throttle hole aerostatic bearing of micro turbine engine

HUANG Guo-ping, WANG Yue, LIANG De-wang

(The Institute of Micro-Engine,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Miniature aerostatic journal air bearings used in Micro-turbine engine was studied by experiment in this paper, while the effects of ratio of length to diameter, orifice, clearance of journal air bearing and supply pressure on the characters of journal air bearing were analyzed. The optimum methods for selecting these parameters were presented. An aerostatic bearing for a micro turbine engine (diameter about 11 cm) was designed: diameter: 15 mm, length: 17.5 mm, orifice: 0.35 mm, and clearance: 30 μm . When the air feed pressure is 2.5 kPa, the bearing can load 13.72 N, and the air feed is less than 1.0 g/s. The aerostatic bearing designed in this paper can meet the needs of 11 cm micro turbine engine.

Key words: aerospace propulsion system; aerostatic bearings; micro turbine engine; journal bearings; design parameter; experiment

在各种无人空中武器系统(各种微小型导弹、无人机等)迅猛发展的背景下,微型涡轮发动机作为这类飞行器高速飞行的有效推进动力也正在迅速发展.目前国内外均研制了多型微型涡轮发动机,均使用特种高速机械滚子轴承.以南京航空航天大学研制的直径 11 cm 的某型微型涡轮发动机为例^[1],其转速达 12.5×10^4 r/min,轴承 DN 值

达 2×10^6 ,轴承平均半径处线速度达 100 m/s.同时,微型发动机的轴承因为发动机尺寸和结构等限制而不能使用太复杂的润滑系统,可见在此情况下的 DN 值等技术指标已经达到了目前机械轴承技术的上限.然而,今后更先进的微型发动机需要更高的转速,这使得机械滚子轴承很难满足要求,而气浮轴承是很有希望的解决方案.因此,有必

收稿日期: 2007-08-20; 修订日期: 2007-12-10

作者简介: 黄国平(1973-),男,贵州赤水人,副教授,博士,主要从事微型发动机、气动数值优化、计算流体力学等方面的研究.

要针对微型涡轮发动机开展气浮轴承技术研究。

气浮轴承技术主要分为基于气体动压效应和静压效应的两类气浮轴承,过去数十年在非航空的其他工业领域不断得到发展,已针对各类高速精密转轴、计算机磁头/磁盘等应用对象开展了较多的气体润滑技术研究。其中,径向静压气浮轴承的研究近年来也得到了较大发展:Jerry C T等^[2]用数值计算研究了开节流小孔的径向轴承的旋转效应,得出了承载能力随偏心率和转速的变化;LO Chengying等^[3]也用有限元法计算二维流来进行高速电主轴的静压径向轴承的供气压力、气膜间隙、小孔直径等参数对承载能力和刚度的影响;英国的Talukder H M等^[4]开展了径向静压气浮轴承的实验研究,分析了外部阻尼等对气锤现象的影响。国内在此领域也开展了一些研究,如:李树森等^[5]对小孔节流方式影响气体静压轴承刚度进行了分析;西安交通大学低温研究所的候予等^[6]对应用于低温膨胀机的径向静压气浮轴承开展试验研究,并分析了运行的稳定性。针对涡轮发动机的气浮轴承研究方面,超微型涡轮机由于尺寸很小(转子直径数毫米)、转速极高(10^6 r/min或更高)已经开始采用气浮轴承,如:美国麻省理工学院的超微型涡轮机采用了专门设计的径向支撑和轴向止推气浮轴承^[7]。而用于微型涡轮发动机(转子直径数厘米、转速 10^5 r/min量级)的气浮轴承研究目前还未见到。

为了解决下一代先进微型涡轮发动机所面临的高速微型轴承问题,本文以厘米级微型发动机为应用背景,对径向静压气浮轴承进行了一系列实验研究,分析了不同供气压力、长径比、节流孔径、气膜间隙等对承载力、刚度和耗气量的影响。

1 微型涡轮发动机静压气浮轴承特点与实验系统

1.1 用于微型涡轮发动机的气浮轴承简介

下一代先进微型涡轮发动机压比将从目前的3左右提高到4~5,因此在相同尺寸情况下需要显著增加转速,以使转子轮缘线速度得到提高(如:压气机转子将由现在的450 m/s提高到500~550 m/s)。如果采用气浮轴承来支撑微型发动机的转子,较为合适的方案是如下组合形式:在发动机启动和中低转速主要依靠气浮轴承的静压效应工作,而中高转速则由轴承静压和动压效应组合产生支撑效果。

本文研究以应用在直径11 cm微型发动机(见图1)的静压气浮轴承为对象,需要支撑的发动机

转子总质量约300 g。静压气浮轴承在启动时需承担和转动时分担的载荷估计约为该重量的2~2.5倍(即600~700 g)。径向气浮轴承布置在原机械滚子轴承所在的靠轮盘位置,工作面直径15 mm左右,单个轴承工作面允许长度按保守估计小于20~30 mm。本文对符合这些限制条件的节流孔式静压气浮轴承进行了实验研究,以分析主要设计参数对性能的影响规律。

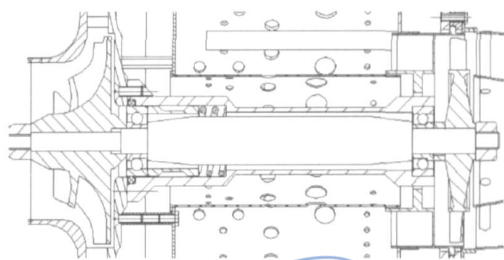


图1 某直径11 cm微型涡轮发动机

Fig. 1 Sketch map of a micro turbine engine

1.2 静压气浮轴承实验系统

本文的实验研究是在自行设计的静压气浮轴承实验台上完成的。如图2所示,实验台采用了中间径向支撑,一端止推,一端接高速驱动电机的总体结构。图2中1是实验用轴,2是静压止推轴承实验段,3是径向静压气浮轴承实验段,4是高速电机安装支座,其中测量径向静压气浮轴承间隙变化用的电涡流位移传感器分别安装在图2中的A1、A2和A3处(A1测量轴承水平方向的间隙变化,A2和A3测量垂直方向上的间隙变化),不同长径比的静压气浮轴承(如图2)是安装在造型3中的B处。由空气压缩机供应的高压气流通过P1和P2进入实验段,实验中载荷的增加通过在轴上挂标准砝码实现。气浮轴承在工作过程中,气膜间隙常常只有几十微米或更小,这就使得气浮轴承对加工和装配的精度要求非常高,尤其是对轴承的定心(同心度)要求更是苛刻。为此,本文试验台的两个径向轴承支座采用整体化设计和制造,两个工作孔(径向轴承内工作面)是同时一次加工完成,以有效满足同心度要求。各支撑部件(径向轴承支座,止推轴承支座和高速电机支座)间的定心、定位则是通过工作台上的两个精密定位面来实现的。

本文主要通过实验研究径向静压气浮轴承的承载力、刚度和耗气量的变化。实验气源由一台螺杆压缩机供给,高压空气通过气体过滤与干燥装置、稳压罐,最终分为两路分别供给止推轴承实验段P1和径向静压气浮轴承实验段P2,两路供气管道上都装有精密调压阀和空气流量计,可用来

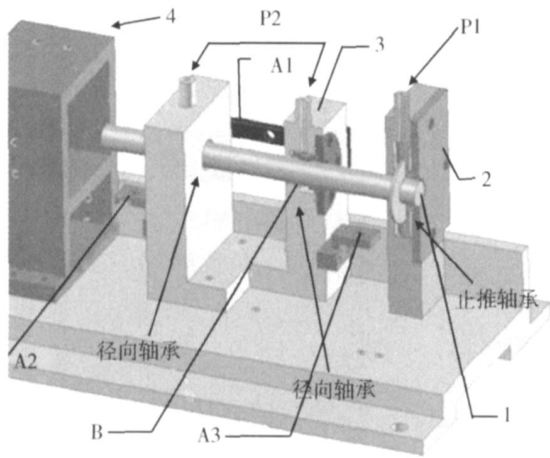


图 2 静压气浮轴承实验台结构图

Fig. 2 Rig for aerostatic bearing experiment

改变供气压力和记录空气流量. 为消除实验用轴的
形状、表面粗糙度、材料等因素造成的测量误差,本文对 3 个电涡流位移传感器都专门进行了
标定实验. 由图 3 给出的探头 1 标定结果可以看
出,传感器线性度比较好,误差范围控制在测量值
的 $\pm 3\%$,可以满足实验的需要.

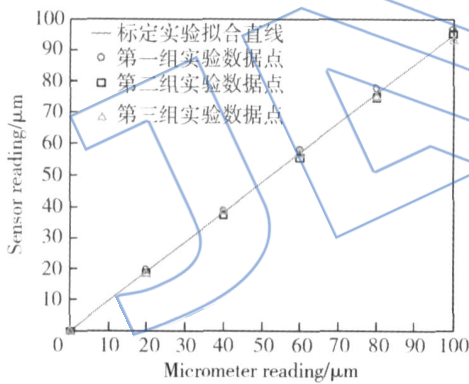


图 3 位移传感器标定实验数据及拟合曲线

Fig. 3 Data of demarcating displacement sensor

实验所研究的节流孔式静压气浮轴承结构如
图 4 所示,轴承内工作面直径 D 为 15 mm,共进
行了 5 种不同工作面长度 L 的径向静压气浮轴
承试验,长度 7.5~17.5 mm,长径比 0.5~1.17;
轴承开 16 个均布的节流孔,孔深为 1 mm,孔径
 d_0 有 0.4,0.5,0.6 mm 三种;考虑到工程应用的
可加工性,实验通过改变工作轴直径 d ,研究了三
种约为 80,50,25 μm 的气膜间隙.

2 径向静压气浮轴承实验结果与分析

2.1 不同长径比的径向静压气浮轴承工作特性

图 5 给出的是首先进行的 5 种长径比气浮轴

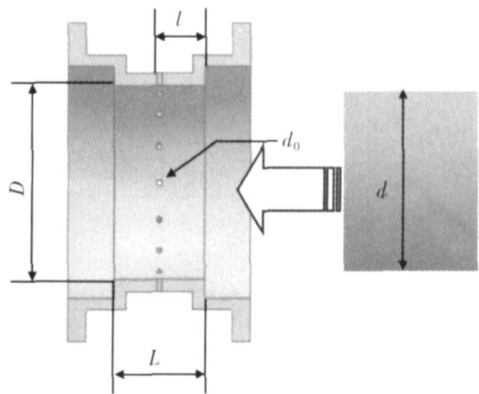


图 4 节流孔式静压气浮轴承结构

Fig. 4 Frame of the throttle hole aerostatic bearing

承的静态加载实验结果,节流孔径 0.5 mm,气膜
间隙因轴径和孔径加工误差而在 50~55 μm 之
间,供气压力为 300 kPa. 实验中第一个状态点只
承受实验用轴的重量 320 g,然后逐渐加载至 732
g. 可以看出,随着载荷的增加,轴承偏心率大体是
线性增加,即轴承的刚度 $K = \Delta F / \Delta x$ 大体不变,
在偏心率大于 0.6 后刚度开始变大. 在最大载荷
时,所有轴承的偏心率均在 0.8 以下,长径比 1.
17 的轴承偏心率小于 0.5,可见这些轴承的承载
能力较强. 图 6 显示在相同的载荷下,偏心率则是
随着轴承长径比的增大而减小.

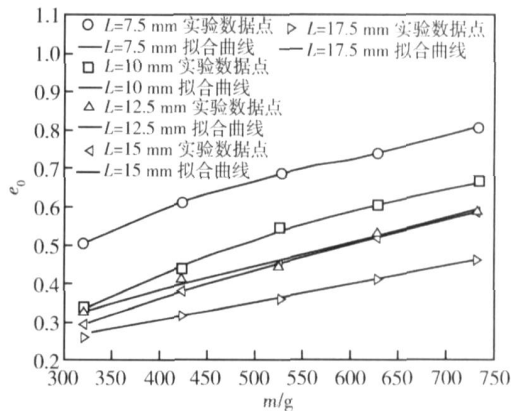


图 5 不同长径比轴承偏心率与加载关系

Fig. 5 Loading vs. excentricity for bearings with different L/D

因为刚度在一定范围变化不大,可以近似地
用实验载荷与轴偏心距的比值作为轴承的刚度,
即 $K = m_0 g / (2 h_0 e)$, m_0 表示实验用轴的重量, g
表示当地的重力加速度, h_0 表示轴承的气膜间
隙, e 表示轴承的偏心率. 考虑到轴承工作面积是
影响刚度的主要因素,因此也可定义单位面积比
刚度 $K' = K / S$, S 表示轴承工作面面积. 图 7 给
出的是各种长径比轴承的比刚度实验结果. 实验

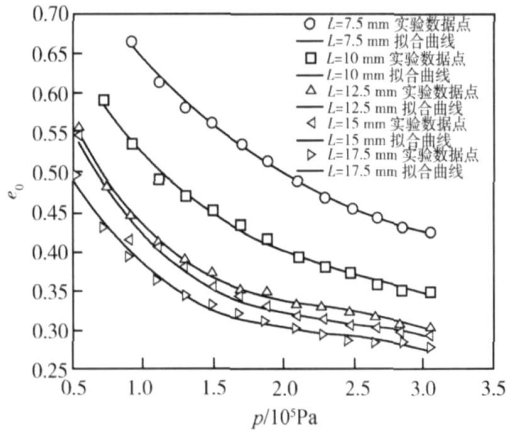


图 6 不同长径比轴承的偏心率随供气压力的关系
Fig. 6 Air feed pressure vs. eccentricity for bearings with different L/D

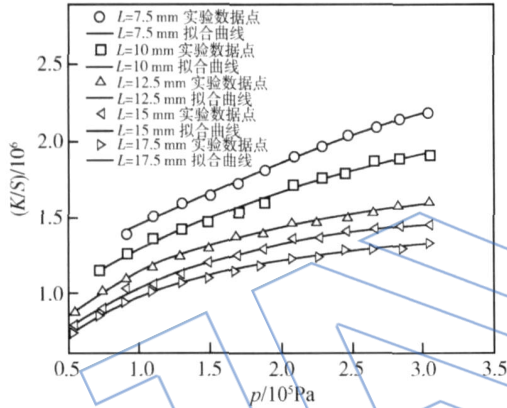


图 7 轴承的比刚度随供气压力的关系
Fig. 7 Special stiffness vs. air-feed pressure

中长径比 1.17 的轴承在供气压力 3 kPa 时,达到了这个系列实验的最高刚度 9.9×10^4 N/m;而比刚度最高的是长径比 0.5 的轴承.图 8 给出了不同轴承的耗气量,耗气量基本维持在 $2 \sim 3$ g/s 范围内.由以上 5 种长径比轴承的实验结果可以得出,增加径向气浮轴承的长径比可以增加轴承的承载面积,提高轴承的支撑力,而耗气量的增长的幅度不大,不过从比刚度来看,增加长径比后比刚度是降低的,即单位工作面积上产生的支撑力减小了,而微型涡轮发动机等应用场合的空间是十分紧凑的,所以设计气浮轴承时,长径比还需考虑结构限制等因素.

目前常规气浮轴承的简化计算方法^[8]将刚度近似为供气压力和工作面积(同直径时就是长度)的线性函数,图 7 的结果说明本文所研究气浮轴承对这两个近似都不成立.另外,估算公式的结果与实验值也相差很多,如:按图 7 中比刚度计算,长径比 0.5 的气浮轴承在供气为 250 kPa 时刚度为

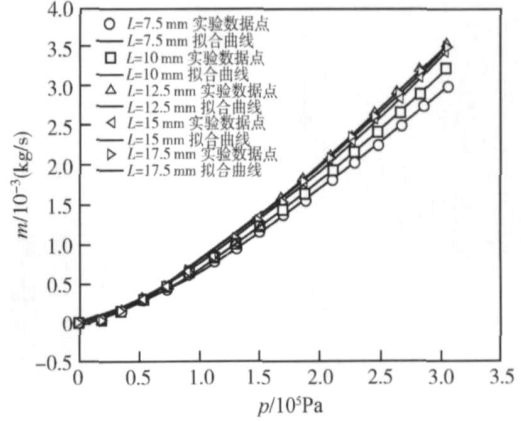


图 8 不同长径比轴承的质量流量

Fig. 8 Mass flow for bearings with different L/D
 7.2×10^4 N/m,按文献[8]的估算式计算为 1.76×10^5 N/m.这些结果说明了为研究用于微型涡轮发动机的气浮轴承,有必要进行专门的实验研究.

2.2 不同节流孔孔径的径向静压气浮轴承工作特性

本节针对三种不同长径比(长径比分别为 0.83, 1 和 1.17)的径向静压气浮轴承进行了变节流孔孔径的实验研究,实验中选取了 0.4, 0.5, 0.6 mm 三种节流孔孔径,轴承的气膜间隙为 $50 \sim 55 \mu\text{m}$.由实验结果(图 9~图 12)可以得出:在本节测试的三组不同长径比的轴承中,节流孔 $d_0 = 0.5$ mm 径向轴承的承载能力最强,耗气量与其它两种节流孔孔径的径向轴承基本相同.由此可以看出,对于径向静压气浮轴承而言,当轴承的各种参数确定后,轴承节流孔的孔径与轴承的气膜间隙存在一个最佳的比值,其本质是反映了节流孔和气膜间隙两者之间气流阻尼的匹配.由本文实验数据总结,最佳匹配的节流孔总面积约为气膜间隙流道面积的 $5/4$.如布 N 个节流孔,则最佳节流孔径应按下式选取 $d_0 = \sqrt{5Dh_0/N}$.

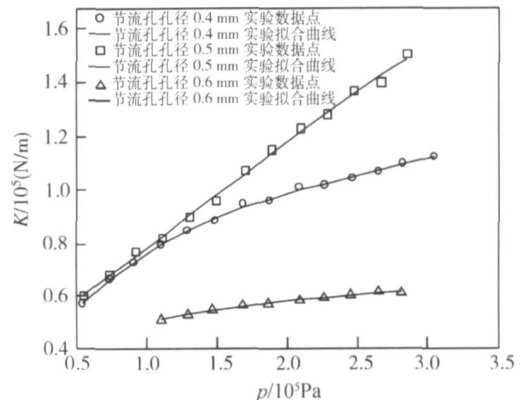


图 9 $L/D = 0.83$ 轴承节流孔径对刚度的影响
Fig. 9 Stiffness vs. throttle hole diameter, $L/D = 0.83$

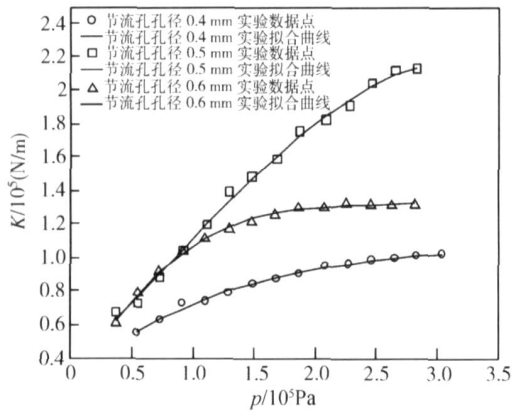


图 10 $L/D=1.0$ 轴承节流孔径对刚度的影响

Fig. 10 Stiffness vs. throttle hole diameter, $L/D=1.0$

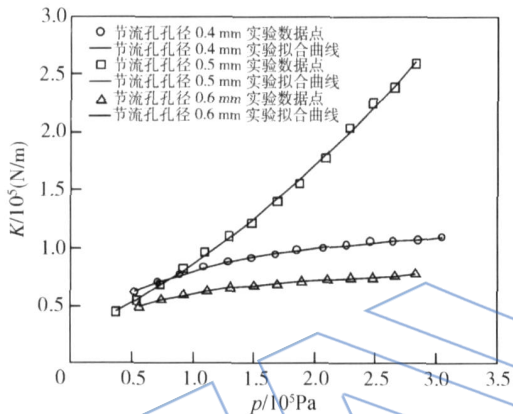


图 11 $L/D=1.17$ 轴承节流孔径对刚度的影响

Fig. 11 Stiffness vs. throttle hole diameter, $L/D=1.17$

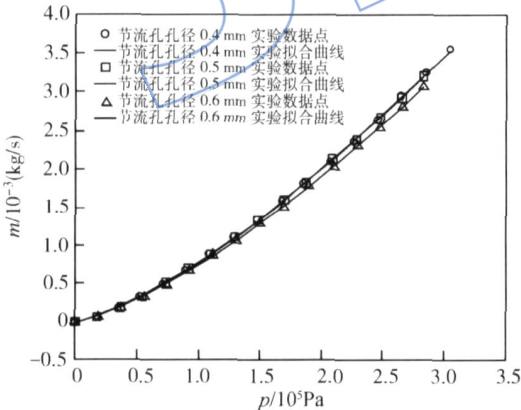


图 12 $L/D=1.17$ 轴承节流孔径对流量的影响

Fig. 12 Mass flow vs. throttle hole diameter,

$L/D=1.17$

2.3 不同气膜间隙的径向静压气浮轴承工作特性

与前面的环节类似,本环节选取长径比为 0.83,1 和 1.17 的三种径向轴承进行气膜间隙影响气浮轴承工作特性的实验研究,实验中选取了气膜间隙约为 80,50,25 μm 三种(各组实验因加工

误差而略有不同),轴承工作面中间均布 16 个 0.4 mm 节流孔.由三组实验结果(图 13~图 16)可以明显看出,随着气膜间隙的减小,轴承的刚度(亦即承载能力)有较大提高,耗气量明显下降.在长径比为 1 的实验中,气膜间隙 81 μm 的气浮轴承出现了“气锤振荡”现象,间隙减小能抑制该现象,增加轴承的稳定性.由此可见,进行气浮轴承设计时,小气膜间隙的选择,是有助于提高轴承的整体性能的.但是随着轴承气膜间隙的减小,加工难度和加工成本会显著增加.在选取轴承的气膜间隙时,要兼顾轴承的工作特性与工程应用两个方面.因此,本文研究认为气膜间隙设计值取 25 μm 左右较佳.

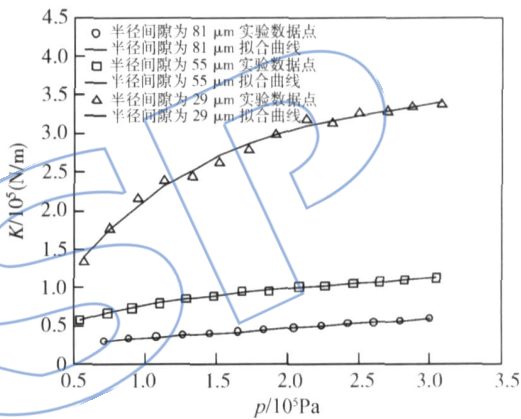


图 13 $L/D=0.83$ 轴承气膜间隙对刚度的影响

Fig. 13 Stiffness vs. clearance, $L/D=0.83$

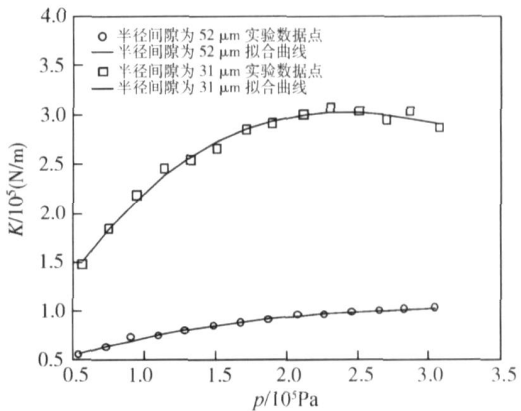
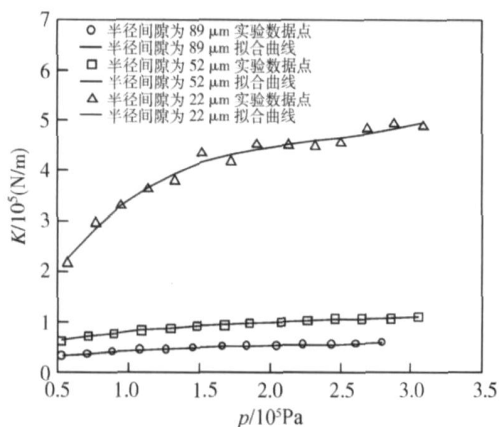
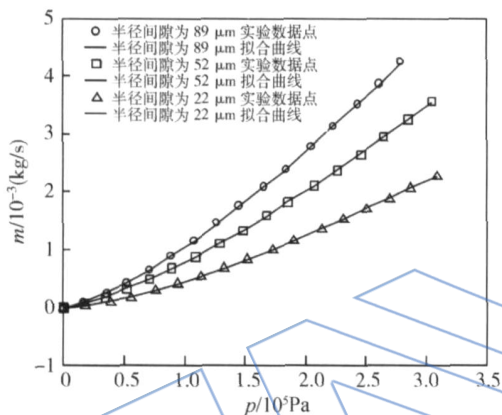


图 14 $L/D=1.0$ 轴承气膜间隙对刚度的影响

Fig. 14 Stiffness vs. clearance, $L/D=1.0$

2.4 应用于微型涡轮发动机的径向静压气浮轴承方案分析

结合上述研究结果,可以得到对某 11 cm 直径微型涡轮发动机来说较好的优选气浮轴承方案:直径 15 mm、长度 17.5 mm、气膜间隙 25 μm 、节流孔径 0.35 mm.此时轴承节流孔和气膜间隙

图 15 $L/D=1.17$ 轴承气膜间隙对刚度的影响Fig. 15 Stiffness vs. clearance, $L/D=1.17$ 图 16 $L/D=1.17$ 轴承气膜间隙对流量的影响Fig. 16 Mass flow vs. clearance, $L/D=1.17$

达到最佳匹配,性能将优于上述实验中与此方案最接近的长径比 1.17、气膜间隙 $22\ \mu\text{m}$ 的实验结果.不妨将该试验结果作为优选方案的保守近似:在供气绝对压力 $150\ \text{kPa}$ 时,轴承刚度为 $2 \times 10^5\ \text{N/m}$,双轴承在偏心率 0.7 的支撑能力等于 $F = 2K(h_0 e) = 6.86\ \text{N}$;在供气绝对压力 $2.5\ \text{kPa}$ 时,双轴承支撑能力为 $13.72\ \text{N}$,耗气量小于 $1.0\ \text{g/s}$,远小于该型发动机的空气流量 ($240\ \text{g/s}$).因此可以看出,上述优选方案各方面指标都达到或超过了 2.1 小节中的要求,从原理上说明了这个尺寸量级的微型涡轮发动机可以采用径向静压气浮轴承.

3 结 论

本文针对某厘米级涡轮发动机的径向静压气浮轴承工作特性进行的实验研究,分析总结了不同长径比、节流孔径和气膜间隙对轴承性能的影响规律,获得了以下结果:

(1) 增大静压气浮轴承的长径比,可以提高轴承刚度和承载能力,而耗气量的增长的幅度不大;不过比刚度降低.在应用环境允许的情况下,可以尽量选择较大的长径比.

(2) 径向静压气浮轴承的节流孔径与气膜间隙存在最佳匹配值,在本文实验研究的范围内最佳节流孔径约为 $d_0 = \sqrt{5Dh_0/N}$.

(3) 变气膜间隙越小对提高轴承性能越有利,在工程应用可行的情况下,应选择较小的气膜间隙.

(4) 结合本文研究结果,可以得到能有效满足 $11\ \text{cm}$ 直径微型涡轮发动机要求的气浮轴承方案:直径 $15\ \text{mm}$ 、长度 $17.5\ \text{mm}$ 、节流孔径 $0.35\ \text{mm}$ 、气膜间隙 $25\ \mu\text{m}$;在供气绝对压力 $2.5\ \text{kPa}$ 时,双轴承支撑能力为 $13.72\ \text{N}$,耗气量小于 $1.0\ \text{g/s}$.

参考文献:

- [1] 黄国平,梁德旺,何志强.大型飞机辅助动力装置与微型涡轮发动机技术特点对比[J].航空动力学报,2008,23(2):383-388.
HUANG Guoping, LIANG Dewang, HE Zhiqiang. Comparison of technical characteristics of APU and micro turbine engines for large aircraft[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2):383-388.
- [2] Jerry C T, Su, Lie K N. Rotation effects on hybrid air journal bearings[J]. Tribology International, 2003, 36(10):717-726.
- [3] LO Chengying, WANG Chengchi, LEE Yuhan. Performance analysis of high-speed spindle aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2005, 38:5-14.
- [4] Talukder H M, Stowell T B. Pneumatic hammer in an externally pressurized orifice compensated air journal bearing[J]. Tribology International, 2003, 36(8):585-591.
- [5] 李树森,刘瞰,张鹏顺.小孔节流方式对气体静压轴承工作刚度影响的分析[J].润滑与密封,2000,25(4):6-7.
LI Shusen, LIU Tun, ZHANG Pengshun. Analysis of orifice compensated mode affecting aerostatic bearings working stiffness[J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(4):6-7.
- [6] 候予,王谨,陈纯正.径向小孔静压气体轴承的试验研究[J].润滑与密封,2002,27(2):15-17.
HOU Yu, WANG Jin, CHEN Chunzheng. An experimental study of externally pressurized air journal bearing with radial holes[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(2):15-17.
- [7] Piekos E S, Orr D J, Jacobson S A, et al. Design and analysis of microfabricated high speed gas journal bearings[R]. AIAA 97-1966, 1997.
- [8] 王云飞.气体润滑理论与气体轴承设计[M].北京:机械工业出版社,1999.