

文章编号:1000-8055(2012)09-2155-06

两轮升压式空气压轴承涡轮冷却器 起浮压力计算

赵云峰, 胡文超, 朱 刚, 宁家强

(中国航空工业集团公司 南京机电液压工程研究中心
航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 211106)

摘 要: 通过分析两轮升压式空气压轴承涡轮冷却器的起浮原理,建立了计算起浮压力的方法.按照该方法编制程序计算了某型涡轮冷却器在不同条件下的起浮压力,计算结果与试验实测数据吻合较好,说明计算方法具有较高准确度.通过计算和分析可以看到涡轮出口背压和轴承预紧对轴承起浮影响较大,背压越低则起浮压力越低;轴承预紧力越大则起浮压力越高.

关 键 词: 空气压轴承; 涡轮冷却器; 起浮压力; 脱离转速; 驱动力矩; 摩擦力矩

中图分类号: V233.4; TB65

文献标志码: A

Calculation of start-up pressure of two-wheel bootstrap air cycle machine with foil air bearing

ZHAO Yun-feng, HU Wen-chao, ZHU Gang, NING Jia-qiang

(Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical
System Integration, Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems,
Aviation Industry Corporation of China, Nanjing 211106, China)

Abstract: Through an analysis of the start-up principle of two-wheel bootstrap air cycle machine (ACM) with foil air bearing, the method to calculate the start-up pressure has been established. According to this method, a program has been composed to calculate the start-up pressure of one ACM under different conditions. The calculation results matched the actual test data well, which demonstrates that this calculation method is of high accuracy. Calculation and analysis show that the turbine outlet pressure and the bearing preload have great effects on the bearing start-up pressure. The lower the turbine outlet pressure, the lower the start-up pressure is. Meanwhile, the greater the preload, the higher the start-up pressure is.

Key words: foil air bearing; air cycle machine; start-up pressure; lift off speed; driving torque; pivoting friction torque

涡轮冷却器是飞机制冷系统的核心制冷部件,其作用是将从发动机引出的高压气体通过涡轮膨胀降温后供给乘员或电子设备.涡轮冷却器的工作转速通常在 40 000 r/min 以上,部分产品

的设计转速甚至高达 100 000 r/min.采用箔片式空气压轴承(以下简称空气压轴承)支撑是涡轮冷却器兼顾高性能和高可靠性的唯一选择^[1-2].

两轮升压式涡轮冷却器在军机环控系统中普

收稿日期:2011-10-25

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120921.1251.032.html>

作者简介:赵云峰(1982—),男,河北邢台人,工程师,硕士,主要从事飞机环境控制系统及附件研究.

遍采用,它由 1 级向心涡轮和 1 级离心压气机组成.其工作原理见图 1,发动机引气首先进入涡轮冷却器的压气机端增压,然后进入次级换热器降温后进入涡轮冷却器的涡轮端膨胀降温,最后供给座舱和设备舱制冷.

本文结合空气动力学轴承和涡轮冷却器的基本理论建立了两轮增压式涡轮冷却器的起浮压力计算方法,并针对某型号产品进行分析探讨.

1 空气动力学轴承起浮过程分析

空气动力学轴承的工作原理见图 2^[3].当轴相对于轴承高速旋转时,空气由于黏性的作用被拖曳进轴和轴承之间的楔形空间,轴和轴承表面之间将产生压力可承受一定载荷.

空气动力学轴承涡轮冷却器转子在静止状态下被箔片裹紧而不能自由转动.只有供气压力达到

一定值时,转子才开始转动;当转子加速到一定转速时,箔片和转子之间楔形空间中的空气压力足够高,这时转子浮起^[4-5].因此,空气动力学轴承涡轮冷却器起浮的关键因素就是转子达到足够高的转速.

对于两轮增压式涡轮冷却器来说,驱动转子旋转的动力来自涡轮叶轮.要使转子达到足够转速,首先必须克服轴承脱离之前的干摩擦力,其次还要克服压气机工作时产生的负载.文献[6]中根据转子的运动情况划分起浮过程,笔者则按照受力情况将转子起浮过程划分为 3 个阶段,更容易理解其物理本质,即:

1) 启动阶段:涡轮叶轮产生的驱动力矩克服静摩擦力矩,转子开始转动.

2) 加速阶段:驱动力矩大于轴承的动摩擦力矩与负载的阻力之和,转子开始不断加速旋转.

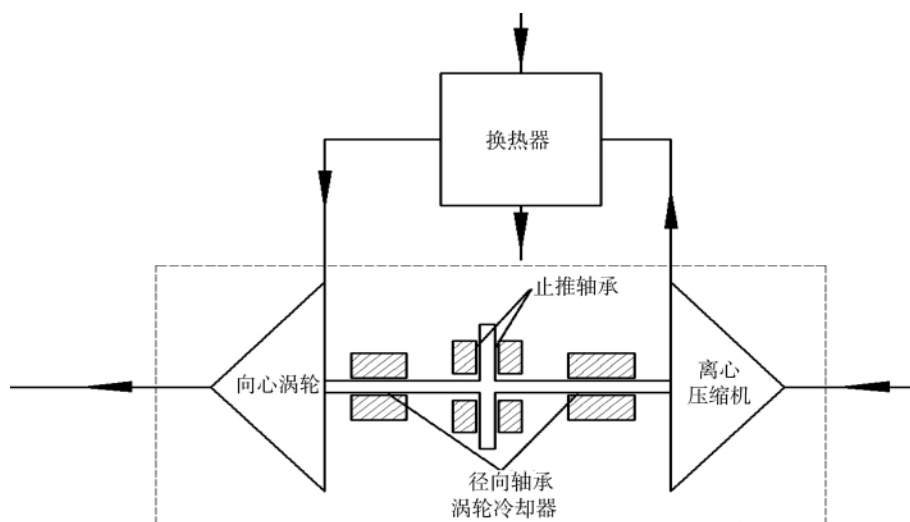


图 1 两轮增压式涡轮冷却器工作原理图

Fig. 1 Working principle of the two-wheel bootstrap cooling turbine unit

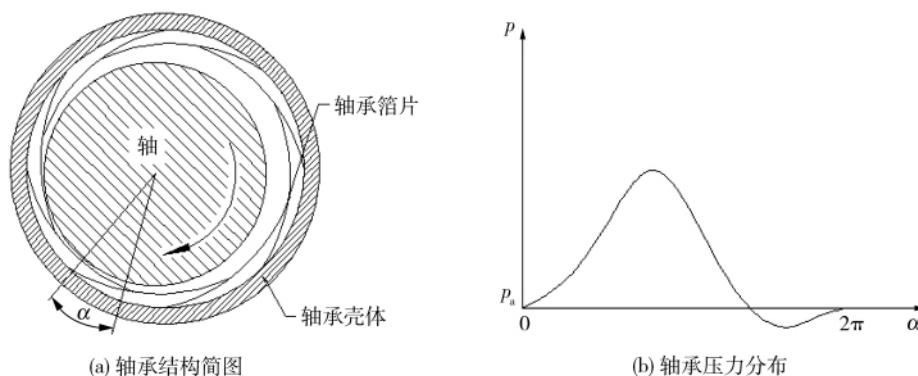


图 2 空气动力学轴承工作原理

Fig. 2 Working principle of the foil air bearing

3) 起浮阶段:转子加速到一定转速后转子浮起,此后转子的阻力变为转子与气膜之间的摩擦力矩和负载的阻力,最终转子稳定在某个转速达到平衡。

2 起浮压力计算模型

2.1 计算流程

通过以上分析可以看到,空气动压轴承的起浮过程可以归结为转子的加速过程。通过对图1所示的两轮式转子进行受力分析不难发现,转子在起浮过程中受到3个力矩作用,即涡轮的驱动力矩 M_t ,轴承的摩擦力矩 M_f 和压气机的负载力矩 M_c 。

压气机入口供气后,如果涡轮产生的驱动力矩 M_t 大于轴承摩擦力矩 M_f 与压气机负载力矩 M_c 之和,则转子开始转动并不断加速。对于每个具体的轴承都对有一个脱离转速 n_s ,转子转速达到这个转速以上就可以起浮。

根据轴承的参数可以估算出轴承的起浮转速 n_s ;根据涡轮和压气机的主要几何参数,则输入压气机入口压力 p_{ci} 、温度 T_{ci} ,涡轮入口温度 T_{ti} 和涡轮出口背压 p_{to} 就可以计算涡轮和压气机的扭矩 M_t 和 M_c ;在不同转速下可以近似估算出轴承的摩擦力矩 M_f 。设转子的转动惯量为 I_z ,则转子的角加速度可以表示为

$$\alpha = (M_t - M_f - M_c) / I_z \quad (1)$$

转子在任一时刻 t 的转速 n 可以表示为

$$n = \frac{30}{\pi} \int_0^t \alpha dt \quad (2)$$

结合式(1)和式(2)可以看到,只要知道转子的转动惯量,以及前一时刻的3个力矩就可以计算出下一时刻转子的转速,当某一时刻转速 n_k 超过了轴承脱离转速 n_s ,则认为转子起浮。综上所述,起浮压力的总体计算过程可以用图3所示的流程图表示。

从图3的流程图可以看出,计算两轮升压式涡轮冷却器起浮压力的关键是确定轴承的脱离转速,计算涡轮、压气机在不同工况下的扭矩,以及转子在起浮前的摩擦力矩。

2.2 脱离转速和轴承摩擦力矩计算

2.2.1 摩擦力矩的计算

转子开始旋转前受到静摩擦力作用,这个力矩可以用 M_{f0} 表示。

$$M_{f0} = fNr_j \quad (3)$$

其中 f 为摩擦系数, N 为轴承预紧力, r_j 为轴颈半径。

文献[7-9]对轴承起停过程中力矩的测量表明:转子起浮后的力矩要比静态摩擦力矩 M_{f0} 小一个数量级,同时摩擦力矩随转速变化的趋势近似为线性递减(参见文献[8]中的图2和文献[9]中的图7)。如果已知起浮后的力矩为 M_{fn} ,则在不同转速下轴承作用在转子上的摩擦力矩可以表示为

$$M_f = \left(1 - \frac{n}{n_s}\right) M_{f0} + \frac{n}{n_s} M_{fn} \quad (4)$$

文献[10-11]研究表明:箔片预变形对承载能力和稳定性影响较大,预变形越大,即轴承预紧力越大,则箔片气体轴承具有更高的轴承承载能力和稳定性。而式(2)、式(3)表明:预紧力越大则作用在转子上的摩擦力矩越大,转子起浮也就越困难。因此,轴承预紧力的确定必须兼顾承载能力、稳定性和起浮压力的限制。

2.2.2 脱离转速的计算

脱离转速的计算可以参考文献[12-13]介绍的方法,其中文献[13]考虑了轴承箔片的微观结构形式,通过求解湍流润滑方程得到脱离转速,因此笔者认为文献[13]的计算方法更符合实际情况,具体计算公式如下:

$$n_s = \frac{\frac{L_D}{L_G} F_D}{\frac{\pi \mu r_j b L_{ED}^2}{5(h_d)_{\min}^2} \frac{1 + k_{sa}}{(H_E - 1)^2} \left(\ln H_E - 2 \frac{H_E - 1}{H_E + 1} \right) \left(1 - \frac{2 L_{ED}}{\sqrt{\lambda_1} b} \operatorname{th} \frac{\sqrt{\lambda_1} b}{2 L_{ED}} \right)} \quad (5)$$

其中各参数的意义见文献[13]。

2.3 涡轮和压气机扭矩计算

2.3.1 向心涡轮驱动力矩的计算

向心涡轮内气体作用于涡轮叶轮的驱动力矩

可以通过动量矩定理得到

$$M_t = G_t (r_{t1} c_{t1u} - r_{t2} c_{t2u}) \quad (6)$$

其中 G_t 为涡轮流量; r_{t1} , r_{t2} 分别为涡轮叶轮进、出口直径; c_{t1u} , c_{t2u} 分别为涡轮叶轮进出口周向分速(与转速同向为正,与转速反向为负)。

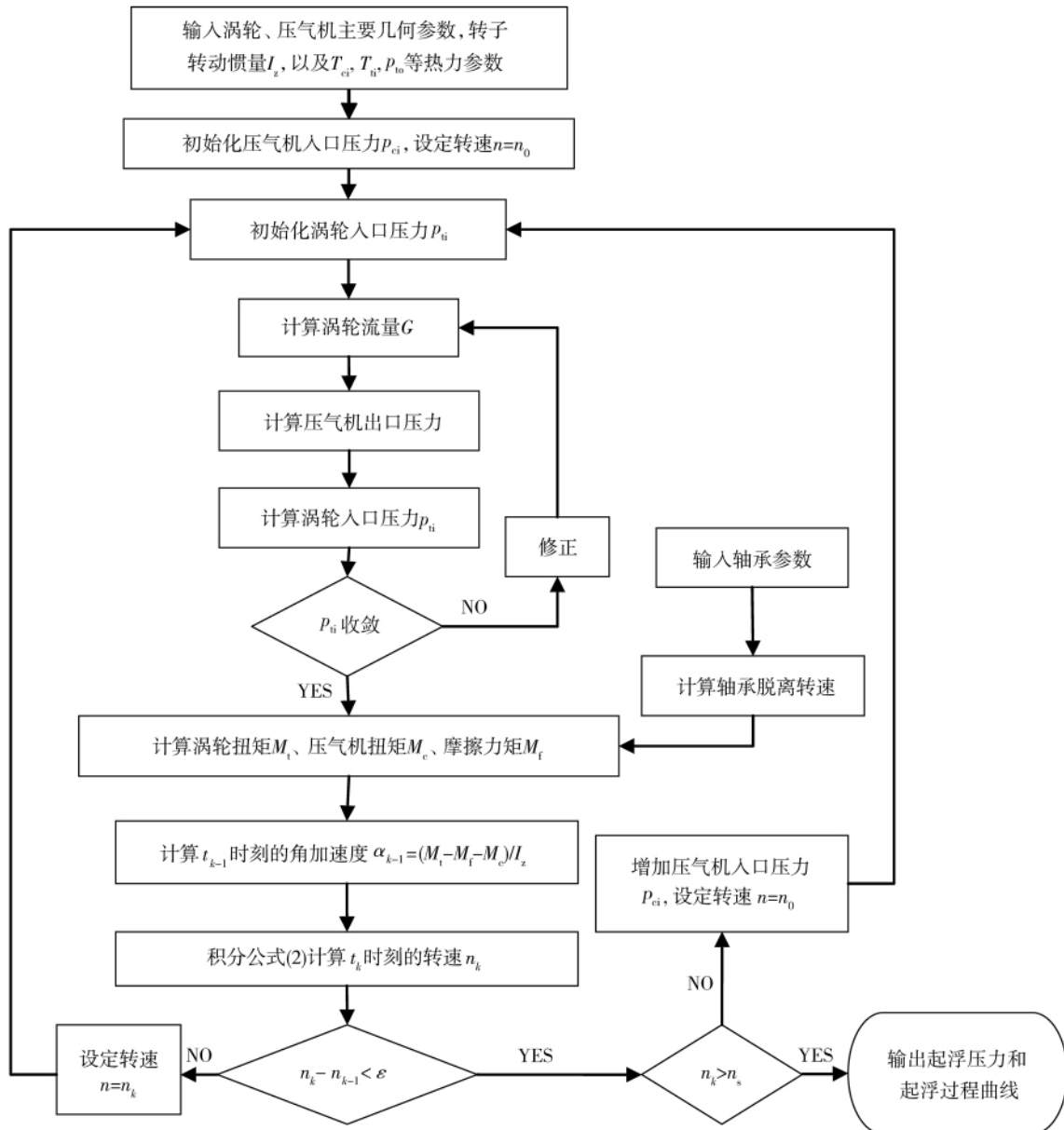


图3 计算流程框图

Fig. 3 Calculation flow chart

式(6)中的气动参数可以通过一元热力计算得到,计算过程中需要考虑到向心涡轮的各种损失,主要包括攻角损失、摩擦损失、轮阻损失、间隙泄漏损失等,其计算公式可参考文献[14-15],具体如下:

攻角损失

$$L_{ai} = \frac{1}{2} W_3^2 (1 - \cos^2 \alpha_{3i}) \quad (7)$$

摩擦损失

$$L_{tf} = \frac{K}{2} (W_3^2 \cos^2 \alpha_{3i} + W_4^2) \quad (8)$$

轮阻损失

$$L_{tdf} = \frac{736 \beta \rho_1 D_1^2}{G} \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \quad (9)$$

间隙损失

$$L_{tdl} = q_t \left(1 - 1.3 \frac{\delta}{l_{av}} \right) \quad (10)$$

其中各参数的意义见文献[14-15].

2.3.2 离心压气机负载力矩的计算

与向心涡轮类似,离心压气机内气体作用于压气机叶轮的负载力矩也可通过动量矩定理得到

$$M_c = G_c (r_{c2} c_{c2u} - r_{c1} c_{c1u}) \quad (11)$$

其中 G_c 为涡轮流量; r_{c1}, r_{c2} 分别为压气机叶轮进、出口直径; c_{c1u}, c_{c2u} 分别为压气机叶轮进出口周向分速(与转速同向为正,与转速反向为负).

式(11)中的气动参数可以通过一元热力计算得到,计算过程中需要考虑离心压气机中的各种损失,主要包括攻角损失、摩擦损失、负载损失、轮阻损失、间隙泄漏损失、扩压器损失等,其计算公式可参考文献[15-16],具体如下:

攻角损失

$$L_{ci} = w_{ci}^2 \sin^2(\alpha_{li})/2 \quad (12)$$

负载损失

$$L_{cbl} = 0.05 D_i^2 u_2^2 \quad (13)$$

间隙损失

$$L_{ccl} = 0.6 \left(\frac{\Delta}{b_2} \right) c_{2u} \sqrt{\frac{2\pi}{b_2 z_i} \left(\frac{D_{it}^2 - D_{ih}^2}{(D_2 - D_{it})(1 + \rho_2/\rho_1)} \right)} c_{2u} c_{1m} \quad (14)$$

摩擦损失

$$L_{cf} = 5.6 C_f \frac{\left(\frac{L}{D_2} \right) \left(\frac{w}{u_2} \right)_{av}^2 u_2^2}{\left(\frac{D_{hyd}}{D_2} \right)} \quad (15)$$

环流损失

$$L_{cr} = 0.02 (\tan \alpha_2)^{1/2} D_i^2 u_2^2 \quad (16)$$

轮阻损失

$$\Delta h_{df} = 0.01356 \frac{\rho_2}{GRe_{0.2}} u_2^3 D_2^2 \quad (17)$$

其中各参数的意义见文献[15-16].

3 计算实例及分析

采用本文所述方法编程计算某型两轮升压式空气动压轴承涡轮冷却器的起浮压力,该产品轴承、涡轮和压气机的主要参数的参数见表1.

将轴承的参数代入式(3)和式(5)编程计算分别得到轴承的静态摩擦力矩 $M_{f0} = 0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$,脱离转速 $n_s = 13000 \text{ r/min}$.

按照第2.1节的计算流程,通过迭代计算最终得到某型涡轮冷却器的起浮压力为163 kPa,稳定转速为44000 r/min,不同入口压力下起浮过程中转速上升曲线见图4. 实测该产品的起浮压力为169 kPa,稳定转速为42000 r/min. 起浮压力的计算值和实测值误差为3.5%,这表明本文所提出的计算方法具有较高准确度,可以指导工程实践. 同时,从图4可以看到压气机入口压力越高则起浮时间越短.

利用本文的程序计算不同涡轮出口背压时的起浮压力见表2,从表中可以看到起浮压力随涡轮出口背压降低而降低. 这是由于随着涡轮出口背压的降低,涡轮的膨胀比增加,做功能力增强,

因此在入口压力更低的情况下转子就可以加速到轴承的脱离转速,即起浮压力降低.

表1 某型号涡轮冷却器主要参数

Table 1 Key parameters of the cooling turbine unit

参数	数值
轴颈直径/mm	32
转子转动惯量/ $10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{m})$	6
支点预紧力/N	2.5
涂层摩擦因数	0.12
轴承宽度/mm	38
喷嘴环喉道宽度/mm	2.5
喷嘴环高度/mm	4
涡轮叶轮直径/mm	90
涡轮叶片入口高度/mm	4.5
叶片出口构造角/ $^\circ$	33
压气机叶轮直径/mm	94
压气机叶片出口叶高/mm	3.5
压气机叶片入口构造角/ $^\circ$	38
扩压器入口角度/ $^\circ$	19
扩压器出口角度/ $^\circ$	32

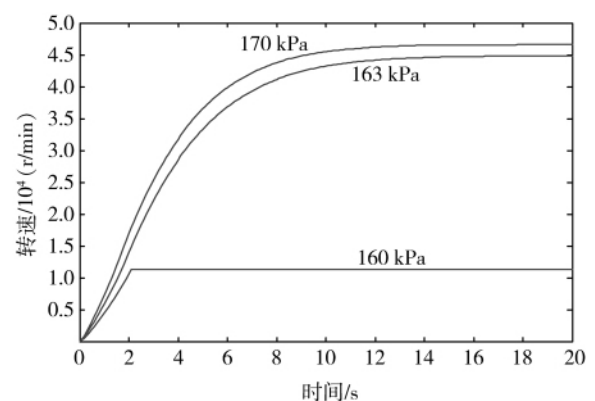


图4 不同压气机入口压力时转速上升曲线

Fig. 4 Rotor speed versus time under different inlet pressures of the compressor

不同的轴承压缩量对应不同的轴承预紧力,不同的轴承预紧力对应不同的轴承静态摩擦力矩 M_{f0} . 利用本文的程序计算不同摩擦力矩时的起浮压力见表3,从表可以看到起浮压力随静态摩擦力矩增加而增加. 这是因为随着轴承预紧力的增加,轴承的静态摩擦力矩增加,即转子在起浮过程

中的阻力增加,因此就需要更高的供气压力才能使转子加速到脱离转速,达到起浮状态。

表 2 不同背压时的起浮压力

Table 2 Start-up pressures under different back pressures

涡轮出口 背压/kPa	起浮压力 计算值/kPa	起浮压力 实测值/kPa
100	163	169
90	151	155
80	140	144
70	128	133

表 3 不同静态摩擦力矩时的起浮压力

Table 3 Start-up pressures with different static pivoting friction torques

静态摩擦力矩/(N·m)	起浮压力计算值/kPa
0.2	134
0.4	151
0.6	167
0.8	179

4 结 论

1) 本文所提出的计算方法具有较高的准确度,起浮压力计算值与实测值相比误差在 5% 以内,可以指导工程实践。

2) 压气机入口压力越大,则转子起浮过程越短。

3) 涡轮出口背压对涡轮冷却器的起浮具有较大影响,随着涡轮出口背压的降低,起浮压力也相应降低。

4) 轴承预紧力越大,则涡轮冷却器的起浮压力也相应增加。

参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil gas bearing for turbomachinery[R]. Williamsburg USA: The 20th Intersociety Conference on Environmental System, 1990.
- [2] 林韶宁,夏葵,李军,等. 空气制冷机在飞机空调系统中的应用[J]. 流体机械, 2004, 32(10): 46-49.
LIN Shaoning, XIA Kui, LI Jun. Application of air refrigerator in aircraft air condition system[J]. Fluid Machinery, 2004 32(10): 46-49. (in Chinese)
- [3] 陈元先,杨燕生. 悬臂式挠性薄片气体动压径向轴承分析研究[J]. 航空动力学报, 1999, 14(2): 183-186.
CHEN Yuanxian, YANG Yansheng. An analysis of a gas lubricated compliant multileaf journal bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(2): 183-186. (in Chinese)
- [4] 十合晋一. 气体轴承设计、制作与应用[M]. 韩焕臣, 译. 北京: 宇航出版社, 1988.
- [5] 池长青. 气体动静压轴承的动力学及热力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- [6] 陈元先, 钱传衡. 悬臂式挠性薄片气体动压径向轴承试验研究[J]. 航空动力学报, 1999, 19(2): 187-190.
CHEN Yuanxian, QIAN Chuanqu. Experimental study of a gas lubricated compliant multileaf journal bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 19(2): 187-190. (in Chinese)
- [7] 杨利花, 石建华, 刘恒, 等. 弹性箔片动压径向气体轴承起飞转速和承载能力的实验研究[J]. 润滑与密封, 2006(3): 15-18.
YANG Lihua, SHI Jianhua, LIU Heng, et al. The experimental study on the lift off speed and load capacity of compliant aerodynamic foil journal air bearing[J]. Lubrication Engineering, 2006(3): 15-18. (in Chinese)
- [8] Andre L S, Kim T H. Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors [J]. Tribology International, 2008, 41(8): 704-715.
- [9] DellaCorte C. A new foil air bearing test rig for use to 700 °C and 70000rpm [J]. Tribology International, 1998, 41(3): 335-340.
- [10] 刘占生, 许怀锦, 张广辉, 等. 箔片预变形对箔片气体径向轴承静特性影响分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 181-188.
LIU Zhansheng, XU Huaijin, ZHANG Guanghui, et al. Analysis of foil predeformation influence on the static characteristics of bump foil journal bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 181-188. (in Chinese)
- [11] 耿海鹏, 戚社苗, 虞烈. 有大预紧效应的多叶径向箔片轴承的分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 569-574.
GENG Haipeng, QI Shemiao, YU Lie. Analysis of the multileaf foil journal bearings with large preload effect[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 569-574. (in Chinese)
- [12] 虞烈, 戚社苗, 耿海鹏. 可压缩气体润滑与弹性箔片气体轴承技术[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
- [13] 池长清. 流体力学润滑[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [14] Meitner P L, Arthur J. Off-design performance loss model for radial turbines with pivoting, variable-area stators[R]. NASA TP-1708, 1980.
- [15] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社.
- [16] Galvas M R. Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed[R]. NASA TN D-6729, 1972.