

卡氏定理在航空发动机轴间密封设计中的应用

徐鹏飞, 李贵林, 赵鹏

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘要: 利用卡氏定理推导了航空发动机轴间径向-端面接触式密封环上三种作用力(切口处端头切向作用力、距切口90°位置的直径方向作用力和整个圆周弧长上的均布载荷)及其引起的端头位移。研究发现, 径向-端面接触式密封环安装后单位周长弹力与直径方向弹力的关系与文献给出的计算方法有差异, 主要原因是航空发动机轴间径向-密封环所用材料为碳石墨, 其弹性模量较低, 较小的端头切向作用力也可引起较大的端头位移。为此, 在加工、装配、分解检查过程中, 应避免使用压缩空气吹除轴间径向-端面密封环表面的磨损碎屑以及其他异物。

关键词: 航空发动机; 卡氏定理; 轴间密封; 径向-端面密封环; 弹力; 端头位移

中图分类号: V232.2 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620 (2021) 06-0031-06

Application of Castigliano's theorem in aero-engine inter-shaft seal design

XU Peng-fei, LI Gui-lin, ZHAO Peng

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: End displacements caused by three forces acting on the inter-shaft radial-face contact seal ring of aero-engine were deduced by Castigliano's theorem. The forces are the tangential force at the slot, the radial force on the diametral direction in 90° degree from the slot and the radial uniform force at the perimeter of the seal ring. It was found that the relationship between the elastic force of unit circumference and the elastic force of diameter after installation of radial-face contact seal ring was different from the algorithmic given in literature. Because the radial-face contact seal ring of aero-engine was fabricated by carbon-graphite, and its elastic modulus was low. The smaller tangential force at the end can also cause larger end displacement, so in the process of machining, handle and assembly inspection, compressed air should be avoided to blow away the wear debris on the surface of the radial-face contact seal ring.

Key words: aero-engine; castigliano's theorem; inter-shaft seal; radial-face contact seal ring; elastic force; end displacement

符号表

A 断面面积/ m^2	F_N 轴力/ N
b 轴向厚度/ m	F_p 径向-端面密封环两端头受气体压差作用形成的等效径向力/ N
D 直径/ m	F_s 剪力/ N
E 杨氏弹性模量/ Pa	F_T 切向作用力/ N
F_D 直径方向作用力/ N	F^0 假想的虚力/ N
F_E 径向-端面密封环圆周方向总径向弹力/ N	G 切变模量/ Pa
F_i 载荷/ N	h 径向高度(半径宽度)/ m

- I 断面惯性矩/ m^4
 I_p 断面极惯性矩/ m^4
 M 弯矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$
 q 载荷集度/ (N/m)
 R 断面形心半径/ m
 T 扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$
 U 应变能/ J
 α 剪切形状系数(矩形截面为6/5,圆形截面为10/9,薄壁圆环截面为2)
 θ 角度/弧度
 φ 角度/弧度
 δ_i 广义位移($i=1,2,\dots$)/ m
 σ 应力/ Pa

1 引言

双转子航空发动机为缩短轴向长度以减小质量,通常设计有中介轴承,即轴承内环和外环各自独立安装在两个不同的转轴上,以不同的转速转动。因航空发动机的主轴转速较高(超过10 000 r/min),需要润滑油对其进行冷却和润滑。为阻止中介轴承处的润滑油泄漏到气流通道中,需从压气机某一位引来高压空气通过密封装置进行阻挡,同时限制封严的高温、高压空气泄漏到低温、低压侧滑油腔的流量。航空发动机的轴间密封,通常是指在两个同心但不同转速的转轴处,将空气与滑油隔离开的密封装置^[1]。目前航空发动机常用的轴间密封有篦齿密封和径向-端面密封。

篦齿密封无需滑油冷却(密封表面不接触)、工作寿命长、不需要精密磨加工、鲁棒性较好——装配和分解操作过程中不易损坏^[2],但其空气泄漏量高,导致滑油消耗量也高。径向-端面密封结构简单,零件数量少。其径向-端面密封环(或称活塞环)在自由状态下的形状为一带切口的圆环,安装时密封环的外圆与外轴的衬套孔有轻微过盈,保证工作时在自身弹力作用下与外转子的衬套贴紧,以实现初始密封,并适应高温条件下的尺寸和形状稳定性^[3]。在轴间条件下使用时,密封环在自身弹力及离心压力条件下随外转子一起旋转,滑动摩擦只发生在密封环端面。径向-端面密封环通常选用碳石墨类材料,其优点是空气泄漏量低,具有低的滑油消耗和辐射、工作寿命长。缺点是密封的摩擦表面需要耐磨涂层,且要进行精密磨加工;碳石墨类材料较脆,装配和分解操作过程中易损坏;石墨材料需要高温抗氧化处

理^[1]。

径向-端面密封的设计,需要计算密封环安装后的自身弹力。美国KOPPERS公司^[4]分别给出了英制单位的活塞环安装后单位周长弹力载荷与切口处切向载荷和距切口90°位置直径方向载荷之间的关系,美国新墨西哥大学的Lebeck^[5]在专著中引用了KOPPERS公司的结果,并将英制单位改为了国际单位,但两份文献均未给出公式的推导方法和推导过程。国内何淦延^[6]、邱家尘^[7]、金永熙^[8]、刘志华^[9]均对活塞环弹力进行了研究,但都只推导了与距切口90°位置直径方向载荷与切口间隙的关系,并未研究密封环安装后的单位周长弹力(载荷集度)与切口间隙的关系。本文从材料力学中的应变能出发,利用卡氏定理,对航空发动机的轴间径向-端面密封环在不同载荷作用下的挠度进行推导和研究。

2 轴间密封结构

图1示出了典型的带中介轴承的双转子航空发动机结构。轴间径向-端面密封结构如图2所示。

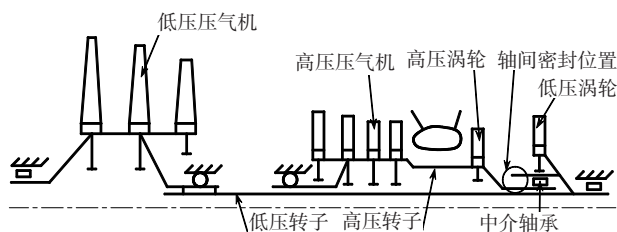


图1 带中介轴承的航空发动机结构

Fig.1 The structure of aero-engine with inter-shaft bearing

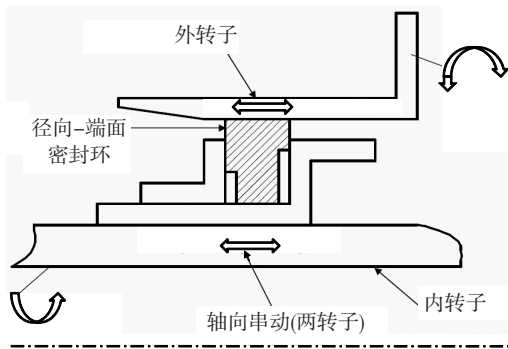


图2 轴间径向-端面密封

Fig.2 Inter-shaft radial-face contact seal

由于石墨材料的线膨胀系数较金属的低,因此轴间径向-端面密封环设计为开口环结构。径向-端面密封环先加工成规定的椭圆形状^[10],再通过径向切割形成一个自由间隙,如图3所示。径向-端面密封环装配前自由状态的椭圆形状可根据圆弧梁的



图3 轴间径向-端面密封环安装前后的形状

Fig.3 Shape of inter-shaft radial-face contact seal before and after installation

弯曲理论计算。在轴间条件下使用时,密封环端面与高速旋转的金属环端面贴紧(靠气体负荷或弹簧力)达到密封。径向-端面密封的设计准则是,当主轴高速旋转时,必须保证密封环相对于衬套不转动或只允许轻微浮动。

3 卡氏定理

卡斯蒂利亚诺于1873年推导出了计算弹性结构的力和位移的两个定理,分别称为卡氏第一定理和卡氏第二定理^[11]。

卡氏第一定理:弹性结构的应变能对结构上某个载荷相对应的位移 δ_i 的偏导数,就等于该载荷的数值(式(1))。该定理适用于一切理想约束条件下的线性和非线性弹性结构。具体应用时,应变能必须用各载荷作用点的位移来表示。

$$\frac{\partial U}{\partial \delta_i} = F_i \quad (1)$$

卡氏第二定理:线弹性结构的应变能对作用在结构上的某个载荷的偏导数,就等于该载荷作用点沿该载荷作用方向的位移(式(2))。具体应用时,应变能也必须用各载荷作用点的位移来表示。

$$\delta_i = \frac{\partial U}{\partial F_i} \quad (2)$$

本文应用卡氏第二定理推导航空发动机轴间径向-端面密封环在不同载荷作用下的挠度。包含剪切应变能的线弹性结构,卡氏第二定理可表达为^[7]:

$$\delta_i = \int_l \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial F_i} dx + \int_l \frac{F_N}{EA} \frac{\partial F_N}{\partial F_i} dx + \int_l \alpha \frac{F_s}{GA} \frac{\partial F_s}{\partial F_i} dx + \int_l \frac{T}{GI_p} \frac{\partial T}{\partial F_i} dx \quad (3)$$

4 轴间密封环载荷与位移计算

4.1 切口处的端头切向作用力

航空发动机轴间径向-端面密封环切口处受到

切向力作用时,其受力分析如图4所示。参照文献[12]中规定:使杆件受拉而伸长的轴力为正,受压而缩短的轴力为负。在截面处取一微梁段,使该微梁段弯曲呈凹形时的弯矩为正(对于圆弧梁,从圆弧梁外侧看);反之为负。梁截面上的剪力对微梁段内任一点的矩为顺时针旋转(对于圆弧梁,从圆弧梁的外侧看)时,该剪力为正;反之为负。则任一截面上的弯矩、轴力和剪力分别为:

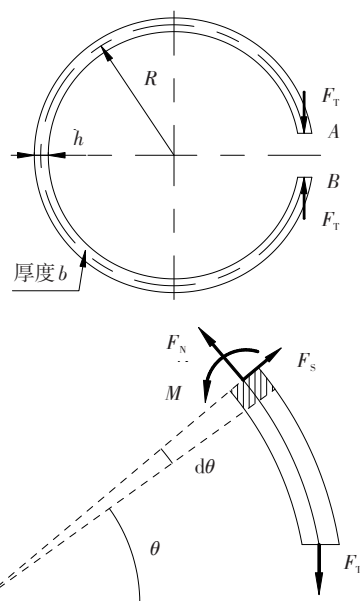


图4 径向-端面密封环切口处受切向作用力时的受力分析

Fig.4 Radial-face contact seal under tangential force at the end

$$\begin{aligned} M &= F_T R(1 - \cos \theta) \\ F_N &= F_T \cos \theta \\ F_s &= F_T \sin \theta \end{aligned} \quad (4)$$

进一步根据式(3),可得径向-端面密封环受到切向作用力时两端头的位移为:

$$\begin{aligned} \delta_{AB} &= \int_0^{2\pi} \frac{F_T (1 - \cos \theta)^2}{EI} R^3 d\theta + \int_0^{2\pi} \frac{F_T \cos^2 \theta}{EA} R d\theta + \\ &\quad \frac{6}{5} \int_0^{2\pi} \frac{F_T \sin \theta}{GA} \sin \theta R d\theta = \frac{3\pi F_T R^3}{EI} + \\ &\quad \frac{\pi F_T R}{EA} + \frac{6\pi F_T R}{5GA} \end{aligned} \quad (5)$$

文献[11]中计算表明,几何参数 $R/0.5h=5$ 时轴力和剪力对端头位移的影响只有1.7%,并为此建议 $R/0.5h>4$ 时可忽略轴力和剪力对端头位移的影响。故径向-端面密封环两端头位移可简化为:

$$\delta_{AB} = \frac{3\pi F_T R^3}{EI} \quad (6)$$

根据式(4),当 $\theta=\pi$ 时,截面弯矩有最大值。据此进一步得到应力最大截面的弯曲应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \frac{h}{2}}{I} = \frac{12F_T R}{bh^2} \quad (7)$$

4.2 距切口90°位置的直径方向作用力

航空发动机轴间径向-端面密封环在距切口90°位置受到直径方向力作用时,其受力分析见图5。

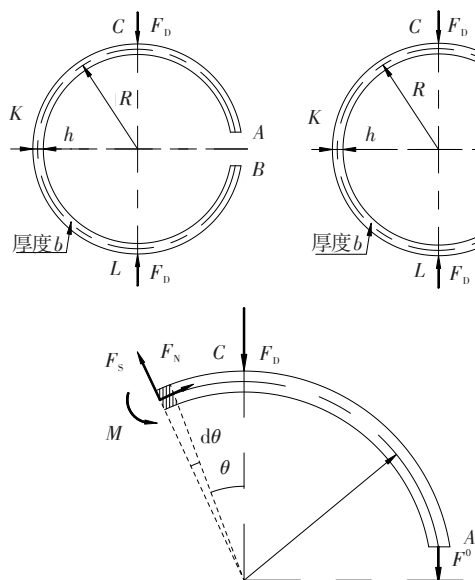


图5 径向-端面密封环距切口90°位置受直径方向作用力时的受力分析

Fig.5 Radial-face contact seal under the diametral direction force in 90° degree from the slot

端头A处,增加虚力 F^0 作用。在CKL段, $0 < \theta < \pi$,任一截面上的弯矩、轴力和剪力分别为:

$$\begin{aligned} M &= F_D R \sin \theta + F^0 R(1 + \sin \theta) \\ F_N &= -(F_D + F^0) \sin \theta \\ F_S &= (F_D + F^0) \cos \theta \end{aligned} \quad (8)$$

令 $F^0 = 0$,进一步根据式(3),可得径向-端面密封环受到距切口90°位置的直径方向作用力时,两端头的位移为:

$$\begin{aligned} \delta_{AB} &= \int_0^\pi \frac{F_D R \sin \theta}{EI} R(1 + \sin \theta) R d\theta + \\ &\int_0^\pi \frac{F_D \sin \theta}{EA} \sin \theta R d\theta + \frac{6}{5} \int_0^\pi \frac{F_D \cos \theta}{GA} \cos \theta R d\theta = (9) \\ &\frac{F_D R^3}{EI} \left(2 + \frac{\pi}{2}\right) + \frac{F_D R}{EA} \frac{\pi}{2} + \frac{6F_D R}{5GA} \frac{\pi}{2} \end{aligned}$$

当忽略轴力和剪力时,两端头位移简化为:

$$\delta_{AB} = \left(2 + \frac{\pi}{2}\right) \frac{F_D R^3}{EI} \quad (10)$$

4.3 整个圆周弧长上的均布载荷

轴间径向-端面密封环外圆受到载荷集度为 q 的均布载荷作用时,其受力分析见图6。

在端头A处,增加虚力 F^0 作用。在整个圆周弧

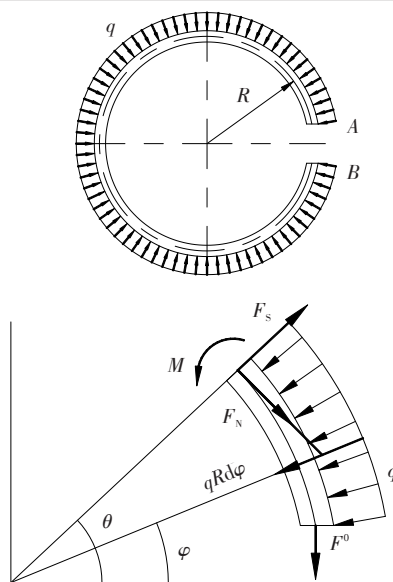


图6 径向-端面密封环外圆受均布载荷作用时的受力分析

Fig.6 Radial-face contact seal under excircle distributed load and force

长上, $0 < \theta < 2\pi$,任一截面上的弯矩、轴力和剪力分别为:

$$\begin{aligned} M(\theta) &= \int_0^\theta R \sin(\theta - \varphi) q R d\varphi + F^0 R(1 - \cos \theta) = \\ &q R^2 (1 - \cos \theta) + F^0 R(1 - \cos \theta) \\ F_N(\theta) &= - \int_0^\theta \sin(\theta - \varphi) q R d\varphi + F^0 \cos \theta = \\ &-q R(1 - \cos \theta) + F^0 \cos \theta \\ F_S &= \int_0^\theta \cos(\theta - \varphi) q R d\varphi + F^0 \sin \theta = \\ &q R \sin \theta + F^0 \sin \theta \end{aligned} \quad (11)$$

令 $F^0 = 0$,进一步根据式(3),可得径向-端面密封环受到整个圆周方向上的均布载荷作用时,两端头的位移为:

$$\begin{aligned} \delta_{AB} &= \int_0^{2\pi} \frac{q R^2 (1 - \cos \theta)}{EI} R(1 - \cos \theta) R d\theta - \\ &\int_0^{2\pi} \frac{q R (1 - \cos \theta)}{EA} \cos \theta R d\theta + \\ &\frac{6}{5} \int_0^{2\pi} \frac{q R \sin \theta}{GA} \sin \theta R d\theta = \\ &\frac{3\pi q R^4}{EI} + \frac{\pi q R^2}{EA} + \frac{6\pi q R^2}{5GA} \end{aligned} \quad (12)$$

当忽略轴力和剪力时,两端头位移简化为:

$$\delta_{AB} = \frac{3\pi q R^4}{EI} \quad (13)$$

4.4 各载荷间的关系

根据式(6),可得到材料弹性模量与切口处端头切向作用力的关系式为:

$$E = \frac{3\pi F_T R^3}{\delta_{AB} I} = \frac{\frac{9}{2} \pi F_T \left(\frac{D}{h} - 1\right)^3}{\delta_{AB} b} \approx \frac{14.137 F_T \left(\frac{D}{h} - 1\right)^3}{\delta_{AB} b} \quad (14)$$

根据式(10),可得到材料弹性模量与距切口 90°位置直径方向作用力的关系式为:

$$E = \frac{F_D R^3}{\delta_{AB} I} \left(2 + \frac{\pi}{2}\right) \approx \frac{5.356 F_D \left(\frac{D}{h} - 1\right)^3}{\delta_{AB} b} \tag{15}$$

根据材料力学中的互等定理^[13],当密封环安装前后的切口间隙相等时,根据式(6)、式(13)可得载荷集度与端头切向载荷的关系式为:

$$q = \frac{F_T}{R} = \frac{2F_T}{D} \tag{16}$$

进一步可得到径向-端面密封环在圆周方向上的总径向弹力为:

$$F_E = \pi D q = 2\pi F_T = \frac{2\delta_{AB} EI}{3R^3} \tag{17}$$

根据式(6)、式(16)可得,两端头在压差为Δ*p*的气体力作用时引起的径向力增加量为:

$$F_p = 2\pi b h \Delta p \tag{18}$$

根据式(10)、式(13)可得,载荷集度与直径方向作用力的关系式为:

$$q = \frac{\left(2 + \frac{\pi}{2}\right) F_D}{3\pi R} \approx \frac{0.7577 F_D}{D} \tag{19}$$

相比 KOPPERS 公司^[4]和 Lebeck^[5]给出的载荷集度与直径方向作用力的关系式(式(20)),两者有一定差异。

$$q = \frac{0.880 F_D}{D} \tag{20}$$

5 应用实例

某双转子发动机轴间密封由两级径向双端面石墨密封(第一级密封和第二级密封)组成,其结构见图 7。每一级密封均有上游密封环和下游密封环,中间由波簧前、后挡板以及波形弹簧构成。上游密封环和下游密封环尺寸相同,内径 165.0 mm,外径 175.0 mm,径向高 5.0 mm。上游密封环轴向厚度 5.0 mm,除去卸荷槽后断面面积 91 mm²,断面形心

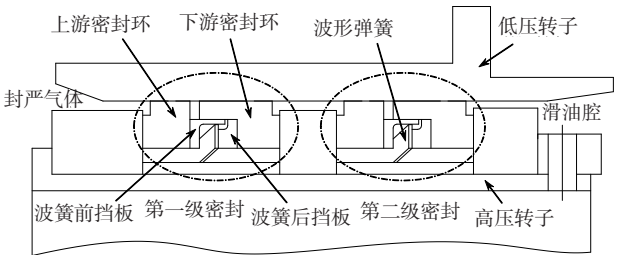


图7 轴间密封结构图
Fig.7 Structure of inter-shaft seal

半径 84.8 mm,过断面形心平行于零件回转中心的惯性矩为 45.5 mm⁴。下游密封环轴向厚度 7.5 mm,除去卸荷槽后断面面积 112 mm²,断面形心半径 85.3 mm,过断面形心平行于零件回转中心的惯性矩为 58.0 mm⁴。所用碳石墨材料的弹性模量为 12 GPa,抗折强度≥40 MPa。

以上游密封环为例,根据式(7)计算得到端头处能够承受的极限载荷为 4.9 N。因密封环几何参数 *R*/0.5*h* = 34 > 4,所以可忽略曲梁断面上的剪力和轴力。进一步根据式(6)计算得到两端头在端头受切向载荷作用时的挠度极限为 45.377 mm。超过该挠度,径向端面密封环将在距切口 180°的位置断裂损坏。

上述轴间密封环在装配前切口自由间隙为 1.4 mm,见图 8。在φ175^{+0.025}₀的环规中检查,切口间隙仅 0.05 mm。装配过程中用压缩空气吹除密封环外表面碎屑时,出现密封环切口端头弹开,两端头间隙约 10.0 mm,见图 9。在不考虑密封环端面摩擦力时,根据式(17)和式(18),计算得到在轴间径向-端面密封环两端头施加 5.4 kPa 的气体压差即可出现端头弹开约 10.0 mm 的情况。进一步计算分析得到,不

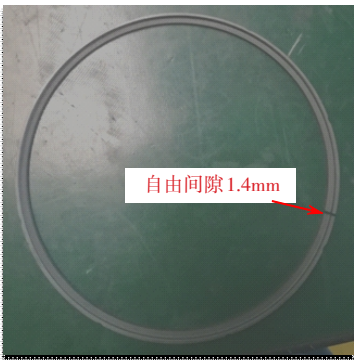


图8 轴间密封环装配前形状
Fig.8 Shape of inter-shaft seal ring before installation



图9 轴间密封环装配后端头弹开形状
Fig.9 Shape of inter-shaft seal ring after installation with deformed end

考虑密封环端面摩擦力时,上游密封环强度极限所能承受的端头气体压差为24.5 kPa。为此,在加工、装配和分解检查轴间径向端面密封环的过程中,应避免使用压缩空气吹除密封环表面的磨损碎屑或其他异物。

6 结论

(1) 用卡式定理推导的航空发动机轴间径向-端面密封环安装前后因切口间隙差形成的单位周长弹力(载荷集度)与直径方向作用力的关系式为 $q = \frac{0.7577F_D}{D}$, 与 KOPPERS 公司^[4]和 Lebeck^[5]给出的计算关系式 $q = \frac{0.880F_D}{D}$ 有差异。

(2) 航空发动机的轴间径向-端面密封环选用碳石墨材料,其弹性模量较低,较小的端头作用力也可引起较大的端头位移。为此在加工、装配和分解检查轴间径向端面密封环的过程中,应避免使用压缩空气吹除密封环表面的磨损碎屑或其他异物。

参考文献:

- [1] Gamble L M. Counter-rotating intershaft seals for advanced engines[R]. AIAA 84-1216, 1984.
- [2] Stephen K, Mehta J, Holloway G. Rotating intershaft brush

seal project[R]. NASA/CP-2006-214383, 2006.

- [3] Jahn I H J, Rowntree G M. Intershaft seal: US, 2012043725(A1)[P]. 2012-02-23.
- [4] Worthington J A. Engineer's Handbook of Piston Rings Sealing Rings Mechanical Shaft Seals[M]. 7th ed. Maryland: KOPPERS Company, 1959.
- [5] Lebeck A O. Principles and design of mechanical face seals[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [6] 何淦延. 卡氏定理在活塞环计算中的应用[J]. 机械设计, 1986, (5): 38—39.
- [7] 邱家尘. 活塞环弹力计算及检验公式的推导[J]. 压缩机技术, 1989, (5): 1—2.
- [8] 金永熙. 关于活塞环弹力及开口间隙计算方法的探讨[J]. 压缩机技术, 1997, (5): 14—16.
- [9] 刘志华. 活塞环弹力公式推导[J]. 内燃机配件, 2003, (1): 27—28.
- [10] 米勒, 纳乌. 流体密封技术——原理与应用[M]. 程传庆, 译. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [11] Ugural A C. Mechanical design of machine components [M]. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group, 2015.
- [12] 苟文选. 材料力学 I [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2004.
- [13] 同济大学航空航天与力学学院基础力学研究部. 材料力学[M]. 上海: 同济大学出版社, 2005.

(上接第30页)

迈出了燃烧室试验器开展智能试验的第一步;大大提高了试验效率,缩短了试验周期,减少了人为参与度,提高了试验安全性,具有良好的经济、社会效益;其设计思路和方法可应用于航空航天领域以及地面燃气轮机领域内的其他发动机整机和部件试验中,为推动智能试验技术在工业控制领域的快速发展提供重要参考。

参考文献:

- [1] 黄勇, 林宇震, 樊未军. 燃烧与燃烧室[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2009.
- [2] 钟山, 刘永丽, 郭巍, 等. 主燃烧室燃油总管试验器研制[J]. 航空科学技术, 2011, (1): 32—35.
- [3] 邸东, 刘云鹏, 颜应文, 等. 燃油总管及喷嘴特性试验研究[J]. 航空发动机, 2017, 43(2): 67—74.

- [4] 刘伟龙, 刘玫, 迟艳. 燃油总管流量试验器改进设计[J]. 液压气动与密封, 2015, (8): 55—57.
- [5] 方康玲, 王新民, 刘彦春. 过程控制系统[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2002.
- [6] 张少海. 基于PLC的专家控制系统开发工具[J]. PLC、工控机与集散控制系统, 2005, 7(2): 41—44.
- [7] 李志宁, 张英堂. PLC中PWM功能模块的应用研究[J]. 微计算机信息, 2006, (9): 42—45.
- [8] 姜海涛, 王超. 基于PLC的PID控制系统[J]. 计算机系统应用, 2012, 21(9): 144—147.
- [9] 白志刚. 自动调节系统解析与PID整定[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [10] 王明武, 陈曼龙. 基于OPC技术的MCGS实时数据监控应用[J]. 陕西理工学院学报(自然科学版), 2013, 29(5): 10—14.