

文章编号: 1000-8055(2023)03-0535-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220721

基于气液加载方式的机匣热内压试验方法

杨 峰^{1,2}, 王 新^{1,2}, 刘德军^{1,2}, 王晓森^{1,2}, 雷 霆^{1,2}, 周天朋^{1,2}

(1. 天津航天瑞莱科技有限公司, 天津 300462;
2. 北京强度环境研究所, 北京 100076)

摘 要: 提出了一种基于气液加载方式的航空发动机机匣热内压试验方法, 用于模拟机匣件在典型工况下的温度和内压联合加载考核。采用气液加压装置实现温度和压力加载介质的解耦, 以高温耐压油作为温度加载介质, 利用仿形电加热器实现热载荷施加, 以高压稳定气源作为压力载荷源对气液控制腔体加压, 通过对加压模型的理论分析指导压力载荷的定量控制。验证表明试验方法能够有效实现温度和压力载荷的精确控制, 解决了液压系统难以实现高温控制和气压系统温度控制均匀性差的问题, 同时也有效避免了气压加载方式开展破坏试验时的爆破现象。基于气液加压方式的试验方法能够有效应用于机匣件的热内压考核, 实现温度控制精度优于 ± 3 K 和压力加载过程定量控制。

关 键 词: 航空发动机机匣; 气液加载; 热内压; 加压模型; 载荷解耦

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Thermal internal pressure test method of casing based on gas-liquid loading

YANG Feng^{1,2}, WANG Xin^{1,2}, LIU Dejun^{1,2}, WANG Xiaosen^{1,2},
LEI Ting^{1,2}, ZHOU Tianpeng^{1,2}

(1. Tianjin Aerospace Reliability Technology Company Limited, Tianjin 300462, China;
2. Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: A thermal internal pressure test method based on gas-liquid loading was designed for the load-bearing test of aero-engine casing under temperature and internal pressure load. The gas-liquid loading device can decouple temperature and pressure loading. This device used high-temperature oil as the heating medium to heat up aero-engine casing through an electric heater with the same shape as the aero-engine casing. The pressure loading system used a high-pressure air source to pressurize the cavity of the device to achieve internal pressure loading on aero-engine casing. Quantitative control of pressure load was guided by theoretical analysis of pressure model. Tests showed that the method can effectively control the temperature and pressure loading accurately. While avoiding the difficulty of using hydraulic loading method to achieve high temperature loading, this method solved the problem of poor temperature uniformity in the test using air-pressure loading method. This method also effectively avoided the blasting phenomenon if the air-pressure loading method applied to the destruction test. Results showed that the test method based on the gas-liquid loading method can be effectively applied to the thermal internal pressure test of aero-engine casing. The control accuracy of temperature load was better than ± 3 K. The pressure loading process can be quantitatively controlled.

Keywords: aero-engine casing; gas-liquid loading; thermal internal pressure; pressurized model; load decoupling

收稿日期: 2022-09-24

作者简介: 杨峰(1988—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机机匣强度研究。

引用格式: 杨峰, 王新, 刘德军, 等. 基于气液加载方式的机匣热内压试验方法[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 535-545. YANG Feng, WANG Xin, LIU Dejun, et al. Thermal internal pressure test method of casing based on gas-liquid loading[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 535-545.

航空发动机是一种高度复杂和精密的热力机械,其内部结构的设计要满足热力载荷需求。机匣件是航空发动机形成各涵道,实现结构完整性及发动机功能等用途的重要结构单元^[1-3]。机匣承受着工作环境下的热气流载荷,可以等效为温度、压力以及空间机械载荷的叠加作用,其中压力载荷对机匣结构强度的影响远大于机械载荷对机匣的影响。随着航空发动机技术发展,对发动机推力提出了更高的要求,这样发动机的工况环境更加恶劣,对构成发动机的各结构件也提出了更高指标^[4-5]。为保障发动机的有效推力,要严格控制发动机的质量,在结构优化和轻质化设计背后是对结构强度考核精度的更高要求^[6-8]。

对机匣强度试验传统的考核方式大多是进行常温强度考核,主要包括常温压力试验和常温静压联合试验^[9-12]。利用材料的高温强度性能线性下降的比例,等效至常温环境下对机匣件进行强度考核确实降低了试验难度和成本,但增大了结构设计的保守系数,不能满足结构轻质化设计要求。同时随着复合材料逐渐应用于机匣件的设计^[13-16],需要考虑真实高温环境对结构材料性能的影响,高温复合环境下的强度考核成为航空发动机机匣件的重要考核方式^[17]。

机匣件高温复合强度考核的难点主要为温度和压力的耦合热内压加载,传统液压加载系统受控制模块的限制无法在高温环境下正常工作。通过充压胶囊^[18]和传动流沙^[19]方式实现的热内压加载无法对机匣窗口、法兰翻边与突变结构精确考核。气体介质^[20-21]热内压加载方式由于介质的热胀冷缩和加压结构可能出现的漏补气现象而使温度控制均匀性和波动性差,并且在开展破坏试验时气压加载方式存在较大的安全隐患。

本文提出一种基于气液加载方式的机匣热内压试验方法。可以实现温度和压力加载介质解耦。温度加载和控制方面,可根据系统的耗热总量设计合理功率的加热器并采用成熟的控制系统实现。对腔体充压和排气方面已经有大量的研究工作。Woodward等由压力容器发生的小孔渗漏过程从而设计出泄漏的理论模型并获取了分析渗漏速度的表达式^[22]。Montiel等对比研究了输气管线的小孔、大泄漏孔和破坏为两截时的泄漏,分别研究了稳态和瞬态两种模式下的不同结果^[23]。Lencud等对压力容器的单相和两相排放进行了研究^[24]。Dong等对压力管道中气体释放速率进行了计算分析^[25]。Jawad等开展互连容器间气体流动动力

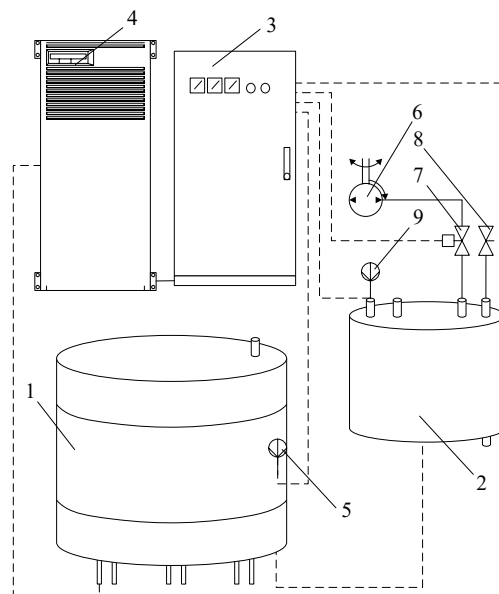
学试验与模拟^[26]。Yuan等开展了高压输气管道泄漏的流量计算分析^[27]。上述研究主要分析了压力容器或管道的排气和泄漏,并没有对受试腔体的定量和定时压力控制进行计算分析。

本文开展了基于气液加载方式的机匣热内压试验方法研究。设计了气液加压装置,实现了温度和压力加载介质的解耦。通过系统耗热总量的分析确定了加热器功率的设计。建立了腔体压力加载数学模型,对受试腔体的压力加载进行了定量分析。通过试验验证了方法的可行性,提高了温度加载精度,实现了压力载荷的定量控制,有效避免了破坏试验过程中的爆破现象。

1 系统方案设计

1.1 试验系统及原理

试验系统主要包括以下模块:含机匣件的密封受试腔体、气液压控制腔体、温度加载系统、压力加载系统和测量系统等其他辅助模块。试验系统原理如图1所示,其中标识了试验系统的主要结构部件。1为包含受试机匣件的可承受高温高压的密封受试腔体,用于对受试机匣件提供高温高压密封环境,实现对受试机匣件的热内压考核;2为气液压控制腔体,与受试腔体1通过腔体连通管连通,用于对受试腔体传递并施加压力载荷。其中1受试腔体、3综合控制器、4可控硅和



1 受试腔体; 2 气液压控制腔体; 3 综合控制器; 4 可控硅;
5 温度传感器; 6 高压稳定气源; 7 高压比例阀;
8 排气电磁阀; 9 压力传感器。

图1 试验系统原理

Fig. 1 Schematic diagram of test system

5 温度传感器组成温度加载闭环控制系统, 用于对受试腔体内腔施加热载荷。其中 1 受试腔体、2 气液压控制腔体、3 综合控制器、6 高压稳定气源、7 高压比例阀、8 排气电磁阀和 9 压力传感器组成压力加载闭环控制系统, 用于对气液压控制腔体充入高压气体直至目标压力并传递至受试腔体实现对受试机匣件的内压加载。

1.2 气液加压装置

气液加压装置由含机匣件的密封受试腔体和气液压控制腔体组成, 装置原理如图 2 所示, 用于实现对受试机匣件施加温度和压力载荷。图 2 中标识了气液加压装置的组成结构部件, 其中 10 为受试机匣件, 作为考核产品, 通常为典型的带有上下法兰对接翻边的薄壁筒状结构; 11 为受试腔底座, 与基座固定和安装其他结构部件; 12 为下模拟段, 模拟刚性舱段连接受试腔底座与产品; 13 为上模拟段, 模拟刚性舱段连接产品并与内承

载筒组成动密封结构; 14 为电加热器支撑板, 用于焊接固定电加热器并将其密封安装于底座上; 15 为电加热器, 用于加热受试腔体; 16 为受试腔内承载筒, 用于合围成压力腔体并与上模拟段匹配组成动密封结构; 17 为耐高温 O 型密封圈, 用于结构对接处的高温密封; 18 为密封紧固螺栓, 周向均布于各对接法兰盘; 19 为受试腔体排气孔, 便于初始注入耐高温传热介质; 26 为腔体连通管, 用于联通组成气液加压装置的受试腔体和气液压控制腔体; 27 为耐高温液压油, 作为热载荷传递介质充满受试腔体, 填充部分气液压控制腔体; 28 为高压气体, 用于对气液压控制腔体施加压力并传递至受试腔体作用于产品; 21 为气液压腔排气孔; 22 为气液压腔进气孔; 23 为气液压腔压力监测孔; 24 为气液压腔进油孔; 25 为气液压腔排油孔。图 2 中 A、B、C 和 D 区域为气液加压装置的关键密封处, 其中 B、C 和 D 为轴向静密封结构, A 为径向动密封结构。

2 试验载荷施加

2.1 热载荷施加方案

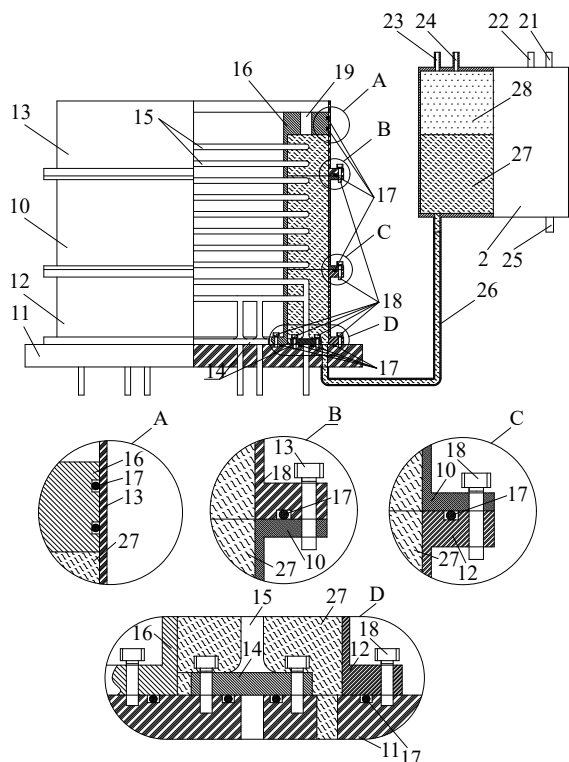
温度加载系统是由受试腔体内加热器, 综合控制器、可控硅以及温度传感器等组成的闭环温度控制系统, 可控硅主要元件为晶闸管单相功率调整器, 以数字化中央处理器为核心, 采用平板式晶闸管输出电压调节的方式, 实现加热功率的闭环控制。调压方式具有负载电流冲击小的优点, 降低加热过程温度波动。

综合控制器通过采集受试机匣件的内壁温度作为温度闭环控制反馈, 经比例积分差分(PID)闭环控制算法计算后, 输出控制信号电流至调功器, 调功器调整施加给电加热器的电压, 实现加热功率调节, 以实现温度的闭环控制。

加热器的加热元件为电加热管, 设计成与受试机匣件相匹配的仿形环状结构, 以充分提高加热效率和均匀性。所用电加热管的结构为外层不锈钢辐射管通过绝缘导热填充材料包裹内置的电加热丝, 电加热管的外层不锈钢辐射管可根据需要实施焊接工艺用于焊接固定于电加热器支撑板上。加热器的结构示意图如图 3 所示。

加热器的设计涉及试验系统中所有高温环境结构件的受热情况分析^[28-29], 应该满足整体加热功率的要求。

被试结构吸收热流密度 q 为



10 受试机匣件; 11 受试腔底座; 12 下模拟段; 13 上模拟段;
14 电加热器支撑板; 15 电加热器; 16 受试腔内承载筒;
17 耐高温 O 型密封圈; 18 密封紧固螺栓; 19 受试腔体排气孔;
21 气液压腔排气孔; 22 气液压腔进气孔;
23 气液压腔压力监测孔; 24 气液压腔进油孔;
25 气液压腔排油孔; 26 腔体连通管;
27 耐高温液压油; 28 高压气体。

图 2 气液加压装置原理

Fig. 2 Principle of gas-liquid pressurization device

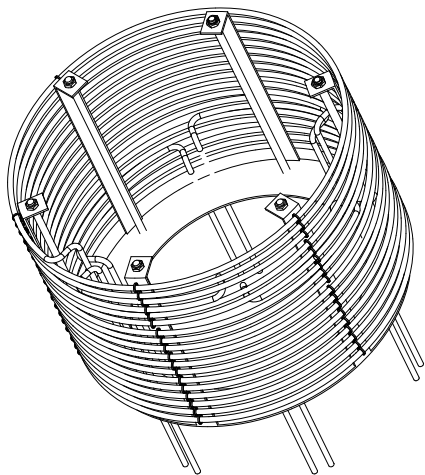


图3 环形加热器结构

Fig. 3 Ring heater structure

$$q = c\rho\delta(dT/dt) \quad (1)$$

式中 c 为结构材料比热容, $J/(kg \cdot K)$; ρ 为结构材料的密度, kg/m^3 ; δ 为试件结构厚度, m ; dT/dt 为温升率, K/s 。

加热器单位面积输出功率 W 为

$$W = q/\eta \quad (2)$$

式中 η 为加热器的热效率, 该装置可按 $0.2 \sim 0.4$ 计算。

加热器加热功率 Q_h 为

$$Q_h = W \cdot A \quad (3)$$

式中 A 为加热区的受热面积, m^2 。

由于试验装置存在漏热情况, 需对漏热功率进行计算。漏热主要包括外涵机匣的热传导以及与外部环境的对流换热, 考虑外涵机匣的热阻和外界空气的热阻。

外涵机匣热阻 R_1 为

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \ln\left(\frac{d_z}{d_w}\right) \quad (4)$$

式中 λ_b 为机匣的导热系数, $W/(m \cdot K)$; d_z 为机匣外表面的直径, m ; d_w 为机匣内表面直径, m 。

机匣外表面到外界空气的热阻 R_2 为

$$R_2 = \frac{1}{\pi h d_z} \quad (5)$$

式中 h 为机匣外表面与空气的表面传热系数, 参考取值为 $h=10 W/(m^2 \cdot K)$ 。

试验装置的热损失 Q_{lost} 为

$$Q_{lost} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2} (1 + \beta) \quad (6)$$

式中 β 为热损失附加系数, 一般选取 0.3 ; ΔT 为温差, 可保守取机匣内壁与外界环境温差, K 。

加热总功率 Q_t 为

$$Q_t = f(Q_h + Q_{lost}) \quad (7)$$

式中 f 为保守系数, 一般取 1.2 以上。

2.2 内压载荷施加方案及分析

压力加载系统主要由高压稳定气源、综合控制器、高压比例阀、排气电磁阀、压力传感器、气液加压装置以及管路等组成。压力加载过程中, 综合控制器通过压力传感器采集气液控制腔内的压力, 经过控制计算, 输出控制信号至高压比例阀用以控制高压稳定气源对气液加压装置加载压力至目标载荷, 并同步传递至受试机匣件。

通过合理的气液控制腔体的容积设计与高压气源减压阀口处输出压力的控制, 可以实现加压过程中的流量控制, 配合高压比例阀的比例控制可以有效控制内压加载精度。

对高压稳压气源和被加压腔体入口处气体状态利用绝热过程可压缩流体的伯努利方程有

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{v_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} \quad (8)$$

式中 κ 为气体等熵指数, 取值 $\kappa=1.40$; p_0 为高压稳定气源压力, MPa ; ρ_0 为高压稳定气源内气体密度, kg/m^3 ; v_0 为高压稳定气源内气体速度, 可取 $v_0=0 m/s$; p_1 为被加压腔体入口压力, MPa ; ρ_1 为被加压腔体入口气体密度, kg/m^3 ; v_1 为被加压腔体入口气体速度, m/s 。

假设气体从减压阀流出过程中是绝热定熵过程, 则有

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (9)$$

结合理想气体状态方程

$$\frac{p_0}{\rho_0} = \left(\frac{R}{\mu}\right) \cdot T_0 \quad (10)$$

式中 T_0 为高压稳定气源内气体温度, K ; R 为普适气体常数, 取值 $8.31 J/(mol \cdot K)$; μ 为气体的摩尔质量, 空气摩尔质量为 $29 \times 10^{-3} kg/mol$ 。

通过联立式(8)~式(10)可以得到被加压腔体入口处气体的速度

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\frac{R}{\mu}\right) \cdot T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{1-\frac{1}{\kappa}}\right]} \quad (11)$$

考虑可压缩流体经收缩形喷管的流动会出现壅塞现象,此时被加压腔体入口处气体的速度为临界速度,可通过声速和速度表述的能量方程求得

$$\frac{v_*^2}{\kappa-1} + \frac{v_*^2}{2} = C_{\text{constant}} = \frac{a_0^2}{\kappa-1} \quad (12)$$

式中 v_* 为被加压腔体入口处的临界速度,也称为临界声速; a_0 为声音在高压稳压气源中传播速度。

高压稳压气源中声音的传播速度可以由声音在理想气体的传播速度表示

$$a_0 = \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{R}{\mu}\right) \cdot T_0} \quad (13)$$

通过式(12)~式(13)可以得到被加压腔体入口处气体的临界速度

$$v_* = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \cdot \left(\frac{R}{\mu}\right) \cdot T_0} \quad (14)$$

流体质量连续性方程

$$q_m = \rho v A \quad (15)$$

式中 q_m 为气体的质量流量, kg/s; A 为气体流动的有效截面积(被加压腔体入口孔截面积), m^2 ; ρ 为流动气体在对应截面的密度, kg/m^3 ; v 为流动气体在对应截面的流速, m/s。

压力加载过程中,流入被加压腔体内气体的质量流量 q_m , 由高压稳压气源的稳定压力 p_0 和被加压腔体内实时压力 p_1 之间关系决定。

当被加压腔体的压力小于等于临界压力 p_* 时,受试腔体会出现壅塞现象,临界压力的计算表达式为

$$p_* = p_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (16)$$

管道壅塞时,管道中气体的密度为 ρ_* , 其表达式为

$$\rho_* = \rho_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (17)$$

将式(14)、式(17)代入式(15)可得到临界状态时气体的质量流量为

$$q_{m,*} = A \cdot \sqrt{\kappa \cdot \frac{\mu}{R} \cdot \frac{p_0^2}{T_0} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (18)$$

当被加压腔体的压力大于临界压力 p_* 时,管

道不壅塞时,将式(9)、式(10)和式(11)代入式(15)可得到不壅塞加载过程管道中气体的质量流量为

$$q_{m,1} = A \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{\mu}{R} \cdot \frac{p_0^2}{T_0} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{1+\frac{1}{\kappa}} \right]} \quad (19)$$

考虑腔体漏气现象时,可将系统整体的漏气量等效为等价漏气孔进行分析,漏气量的计算也需要考虑等效漏气孔的壅塞情况。

压力加载过程中,随着被加压腔体的压力增大,流入被加压腔体气体的质量流量为式(18)与式(19)中的较小值。实际加载过程中会表现为开始时,稳定压力气源与被加压腔体压力之间的压差较大,流入腔体的质量流量为式(18)求得的 $q_{m,*}$, 随着腔内压力增加到临界压力 p_* 时,流入腔体的质量流量为式(19)求得的 $q_{m,1}$, 根据实际情况还要考虑系统的漏气现象。这样就可以通过合理地设计被加压腔体容积和入口孔的截面积以实现压力加载的定量计算,再配合压力加载系统的闭环控制可以有效实现压力载荷的精确控制。

对压力加载系统进行简化的数值分析模型见图4,数值分析中,受试腔体积 V_c 为 0.2 m^3 , 压力源为理想无限气源,受试腔进气孔横截面积尺寸 ϕ_{in} , 受试腔排气孔横截面积尺寸 ϕ_{out} , 受试腔等效漏气孔横截面积尺寸 ϕ_{leak} , 无限气源恒定绝对压力 p_s 为 1.30 MPa , 受试腔目标绝对压力为 p_c , 计算得到受试腔体加压过程中的临界压力 p_* 为 0.687 MPa , 受试腔加卸压曲线的时间为 t 。

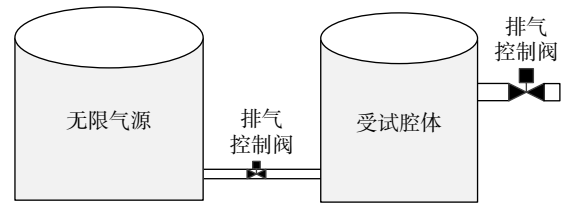


图4 压力加载数值分析模型

Fig. 4 Pressure loading numerical analysis model

不同进气孔对加载过程影响的分析见图5和图6。在理想恒定无限气源 p_s 的加压下,当受试腔体初始压力为标准大气压(0.101 MPa),目标绝对压力为 0.601 MPa 且不大于临界压力时,初始压差为 0.5 MPa 。图5给出了进气孔直径分别为 1.5 、 2.0 、 2.5 mm 和 3.0 mm , 排气孔直径为 4.0 mm 时的压力加卸载曲线,从初始状态加载到目标压力所需要的时间分别为 221.0 、 124.5 、 80.0 s 和 56.0 s 。结果表明受试腔体的加压速度与进气孔直径的平

方(横截面积)成正比,这是由于进气管道出现了壅塞现象,气体的质量流量仅与理想恒定气源的的压力和管道的横截面积相关,与上下游压差无关。

在理想恒定无限气源 p_s 的加压下,当受试腔体初始绝对压力为 0.687 MPa 等于临界压力 p_* ,目标绝对压力为 1.187 MPa 时,初始压差为 0.5 MPa。图 6 给出了进气孔直径同样分别为 1.5、2.0、2.5 mm 和 3.0 mm,排气孔直径为 4.0 mm 时的压力加卸载曲线,从初始状态加载到目标压力所需要的时间分别为 255.5、144.5、93.0 s 和 64.5 s。与图 5 相比,当受试腔内压力超过临界压力时,加压速度与进气孔横截面积不再成正比,且随着受试腔内压力的增大,加压速度逐渐变慢,气体的质量流量与上下游压差和管道的横截面积相关。

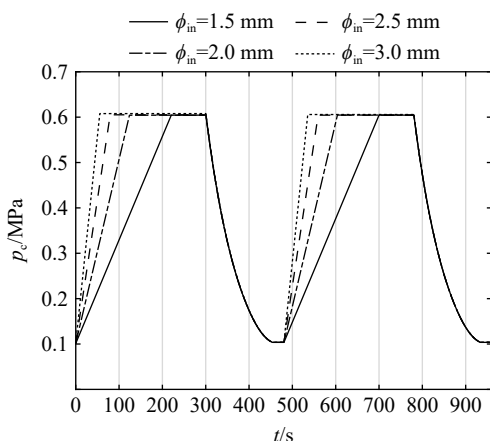


图 5 管道壅塞时不同进气孔尺寸对应的压力曲线
($\phi_{out}=4.0$ mm、 $\phi_{leak}=0$ mm)

Fig. 5 Pressure curves corresponding to different inlet hole sizes when the pipeline is blocked ($\phi_{out}=4.0$ mm, $\phi_{leak}=0$ mm)

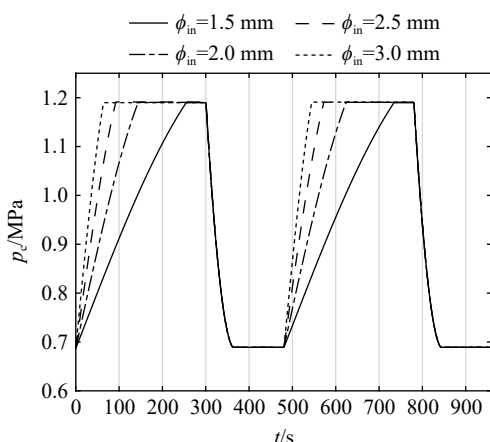


图 6 管道不壅塞时不同进气孔尺寸对应的压力曲线
($\phi_{out}=4.0$ mm、 $\phi_{leak}=0$ mm)

Fig. 6 Pressure curves corresponding to different inlet hole sizes when the pipeline is not blocked ($\phi_{out}=4.0$ mm, $\phi_{leak}=0$ mm)

不同排气孔对加载过程影响的分析见图 7。在理想恒定无限气源 p_s 的加压下,当受试腔体从目标绝对压力为 0.601 MPa 开始排气泄压至标准大气压时,初始压差为 0.5 MPa。图 7 给出了进气孔直径为 3.0 mm,排气孔直径分别为 6.0、5.0、4.0 mm 和 3.0 mm 时的压力加卸载曲线,从初始状态卸载到目标压力所需要的时间分别为 69.0、99.0、154.5 s 和 >180.0 s。比较得到相同的进排气孔直径时,加载速度远大于卸载速度。受试腔体泄压排气过程中,初始时排气管道也会出现壅塞现象,壅塞阶段排气管道的气体质量流量与受试腔的压力和管道的横截面积相关,与上下游压差变化无直接关系。随着受试腔体的压力逐渐减小至排气过程中的临界压力 p_* 时(计算得到 p_* 为 0.191 MPa),排气管道不在壅塞,不壅塞阶段排气管道的气体质量流量与上下游压差和管道的横截面积相关。

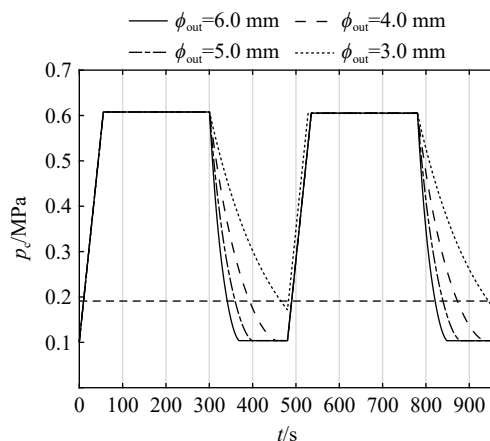


图 7 不同排气孔尺寸对应的压力曲线
($\phi_{in}=3.0$ mm、 $\phi_{leak}=0$ mm)

Fig. 7 Pressure curves corresponding to different outlet hole sizes ($\phi_{in}=3.0$ mm, $\phi_{leak}=0$ mm)

不同漏气孔对加载过程影响的分析见图 8。在理想恒定无限气源 p_s 的加压下,当受试腔体从初始压力为标准大气压 0.101 MPa 加载至目标绝对压力 0.601 MPa 时,图 8 给出了进气孔直径为 3.0 mm,排气孔直径为 5.0 mm,等效漏气孔直径分别为 0、 $0.8\phi_{in}$ 、 $1.0\phi_{in}$ 、 $1.3\phi_{in}$ 、 $1.4\phi_{in}$ 和 $1.5\phi_{in}$ 时的压力加卸载曲线。从初始状态加载到目标压力所需要的时间分别为 56.0、69.5、78.5、119.5、162.5 s 和无法达到目标压力。结果表明等效漏气孔直径小于进气孔直径时,漏气情况对加压过程的影响不大。当等效漏气孔的直径超过进气孔后,随着等效漏气孔直径的继续增大,加压的速度会快速降低,直至等效漏气孔直接达到进气孔直径的一

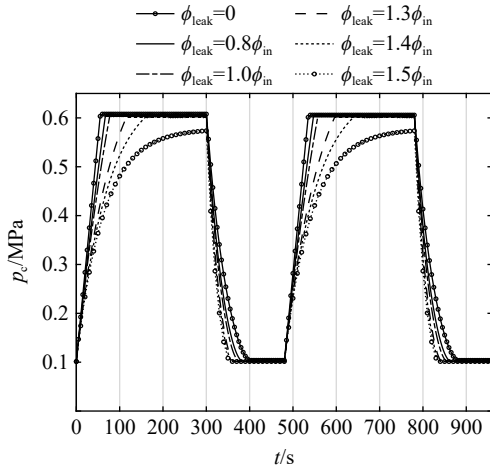


图8 不同漏气孔尺寸对应的压力曲线
($\phi_{in}=3.0\text{ mm}$, $\phi_{out}=5.0\text{ mm}$)

Fig. 8 Pressure curves corresponding to different leak hole sizes
($\phi_{in}=3.0\text{ mm}$, $\phi_{out}=5.0\text{ mm}$)

定比例后,受试腔体将无法加载至目标压力。

不同目标压力 p_{target} 对加载过程影响的分析见图9。在理想恒定无限气源 p_s 的加压下,进气孔直径为 3.0 mm ,排气孔直径为 5.0 mm ,无漏气现象,受试腔体初始压力为标准大气压 0.101 MPa 。图9给出了目标绝对压力分别为 0.601 、 0.901 、 1.101 、 1.201 MPa 和 1.291 MPa 时的压力加卸载曲线,从初始状态加载到目标压力所需要的时间分别为 56.0 、 89.0 、 115.0 、 132.5 s 和 161.5 s 。结果表明以上工况下,目标压力在 75% 的气源压力 p_s 以内时,压力加载曲线具有良好的线性度,可用于对压力加载过程的快速计算分析。当目标压力超过气源压力的 75% 后,压力加载控制需要考虑气

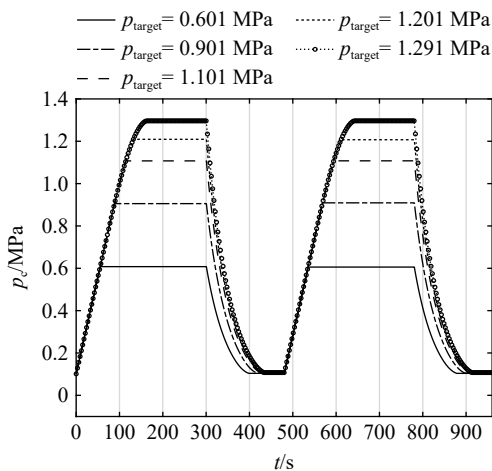


图9 不同目标压力对应的压力曲线
($\phi_{in}=3.0\text{ mm}$, $\phi_{out}=5.0\text{ mm}$, $\phi_{leak}=0\text{ mm}$)

Fig. 9 Pressure curves corresponding to different target pressures ($\phi_{in}=3.0\text{ mm}$, $\phi_{out}=5.0\text{ mm}$, $\phi_{leak}=0\text{ mm}$)

源压力与目标压力的差值,此阶段进气管道中的气流属于亚临界状态,气流质量流量受上下游压差影响较大。

2.3 内压载荷作用下的密封匹配分析

试验装置中机匣的静密封已有相关研究工作可以参考^[30-32]。此处重点分析气液加压装置图2中A处动密封结构的匹配关系。内压加载过程中由于压力作用会使图2中A处上模拟段内径增加,以及A处内承载筒外径减小,而改变原密封匹配关系,需要进行设计计算校核。O型密封圈压缩率处在 $10\%\sim 25\%$ 之间时,密封性能较好,可以保证密封性。O型密封圈的压缩率 Y 计算公式为

$$Y = D - \frac{B}{D} \quad (20)$$

式中 D 为O型密封圈的直径, mm ; B 为密封圈沟槽深度, mm 。

气液加压装置A处动密封结构所采用O型密封圈线径 D 为 7 mm ,拟设初始密封率为 25% ,对应沟槽深度为 5.25 mm 。考虑便于系统装配,预留装配间隙为 0.2 mm ,实际沟槽深度 B 为 5.05 mm 。压力加载过程中动态密封处的结构变化见图10,上模拟段内径增加为 d_1 ,内承载筒外径减小为 d_2 ,为保障试验过程中装置的密封性能,必须要求密封间隙增加后仍然符合设计指标,即

$$d_1 + d_2 \leq 15\%D \quad (21)$$

对试验装置进行设计破坏载荷下的密封性能数值计算分析,上模拟段在破坏压力下的位移 U_1 云图见图11,密封对接处内径增加量 d_1 为 0.68 mm ,内承载筒在破坏压力下的位移 U_2 云图见图12,密封对接处外径减小量 d_2 为 0.11 mm ,仿真结果

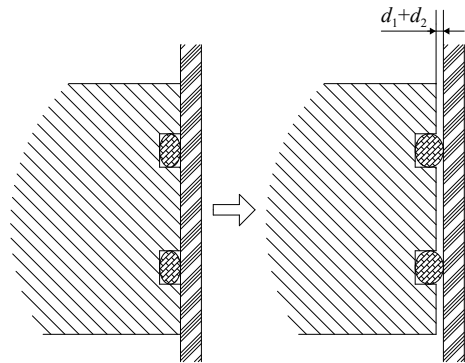


图10 压力加载过程中动密封结构变化

Fig. 10 Change of dynamic seal structure during pressure loading

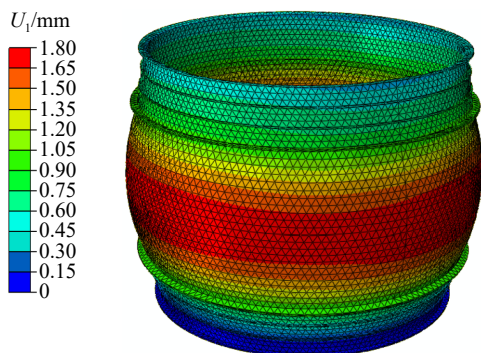


图 11 上模拟段位移仿真计算结果

Fig. 11 Displacement simulation calculation results of upper cabin

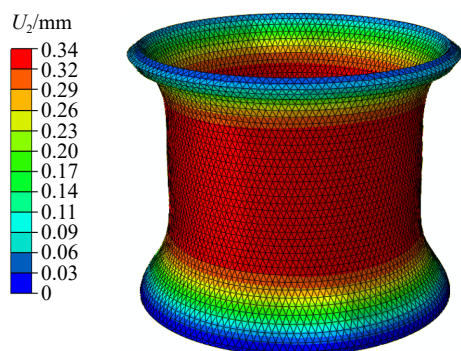


图 12 内承载筒位移仿真计算结果

Fig. 12 Displacement simulation calculation results of the inner bearing cylinder

得到 d_1 与 d_2 之和为 0.79 mm, 小于 O 型密封圈线径 D 的 15%, 即 1.05 mm, 表明试验装置的动密封匹配满足设计要求。

2.4 试验实施

典型气液加压方案的机匣件热内压强度试验的实施如图 13 所示, 其右下小图为受试腔体与气液压控制腔体的实物对比。此机匣件热内压试验例的典型温度和压力控制条件为高温为 556 K、

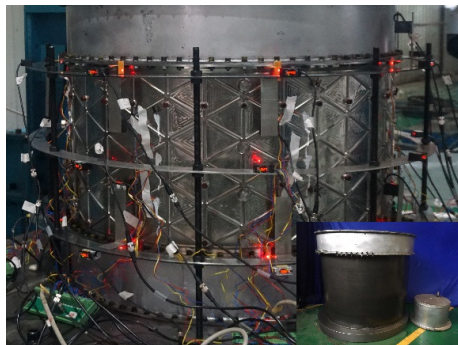


图 13 典型航空发动机机匣热内压试验实施

Fig. 13 Implementation of thermal internal pressure test for typical aero-engine casing

内压力为 0.94 MPa。试验准备阶段, 先向气液压控制腔内加注耐高温液压油, 通过腔体连通管将耐高温液压油注满受试腔体, 同时保证气液压控制腔内液体达到设计液位。试验过程中, 先由温度加载系统对受试腔体加热到目标温度等级, 再采用压力加载系统对气液压控制腔施加压力至目标载荷, 并同步传递至受试机匣件。

试验的温度控制曲线如图 14 所示, 图中 T 表示温度, t 表示时间。试验设计的目标温度为 556 K, 试验过程中各温区的温度偏差可以控制在 ± 3 K 以内, 相比已往直接采用空气加热方式的温度偏差在 ± 10 K 以内^[20], 有效提高了温度控制精度。这是因为直接采用空气介质进行热内压加载时, 空气同时作为加热和加压的介质, 加载过程中, 温度与压力载荷会相互耦合, 并且严重影响温度控制精度。本试验方法利用气液加载装置实现温度和压力载荷的解耦, 可有效实现温度载荷的精确控制, 本方法规避了传统液压系统控制模块难以实现高温加载的局限, 可以满足 623 K 以内的试验需求, 主要受限于高温导热油的耐高温能力, 目前市场上常见高温导热油温度可到 623 K (达到 673 K 后会发生结晶现象), 特殊工艺可达到 873 K。

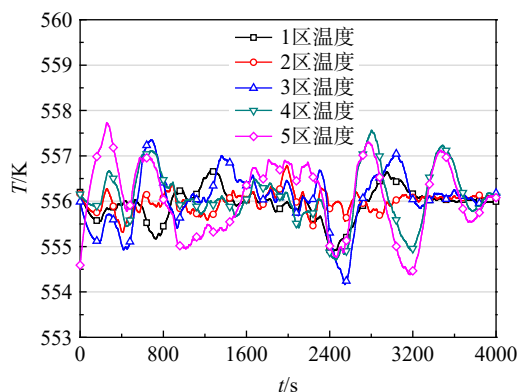


图 14 典型温度载荷的试验控制曲线

Fig. 14 Test control curves for typical temperature loads

试验的压力控制和理论分析曲线如图 15 所示。试验设计的目标压力为相对压力 0.940 MPa (绝对压力为 1.041 MPa), 理论分析和实际控制的曲线吻合良好, 验证了理论模型和计算分析的准确性, 为压力载荷的定量精确控制提供了保障。试验系统的压力载荷控制精度随着目标压力的增大而提高, 能够满足最大压力时控制精度为 2%, 压力波动性随着目标压力增大而降低, 压力波动性相比直接采用空气热内压加载的方式^[20], 不会

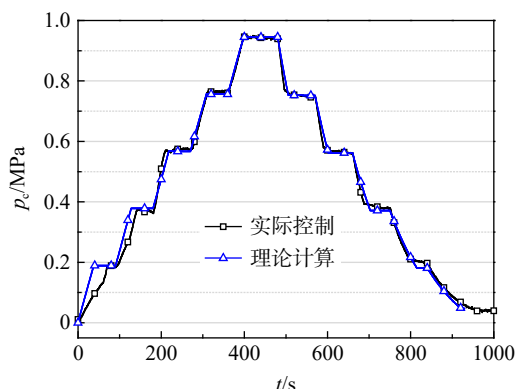


图15 典型压力载荷的理论分析和试验控制曲线

Fig. 15 Theoretical analysis and test control curves for typical pressure loads

受到空气热胀冷缩的影响。

采用气液压加载方式开展破坏试验的结果如图16所示,机匣件的破坏形式为轴向裂纹撕裂破坏(此处轴向为发动机的航向)。破坏过程中无明显爆破现象,破坏过程监控记录显示图中“初始撕裂处”先鼓起并带有液体挤射出,随后撕裂迅速沿轴向扩展至机匣上下法兰边,同时腔内高温油会通过裂缝涌流出至试验平台,试验区域采用防弹玻璃围挡,台面做必要高温防护,破坏过程对周围设备设施的影响可控。图16中右下角局部视图为采用气压加载方式开展破坏试验的典型结果照片,破坏过程中伴有剧烈爆破现象,机匣的破片扭曲变形严重,由于爆破过程太快监控系统未能记录爆破细节,部分监控摄像头被爆破飞射物打坏,腔内电加热器变形严重,用于采集变形数据的激光位移传感器多数损坏,且爆破飞射物对周围环境和设备设施存在较大安全隐患。建议在满足设计考核目标的前提下尽量采用气液压加载方式替代气压加载方式开展极限强度摸底试验,可以有效避免爆破现象,降低试验综合成本。

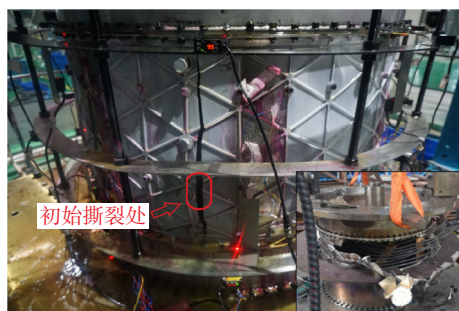


图16 机匣件破坏试验的失效形式

Fig. 16 Failure mode of aero-engine casing damage test

3 结论

1) 提出一种基于气液压加载方式的航空发动机机匣件热内压试验方法,并通过试验验证了可行性。基于气液压加载方式的机匣件热内压试验系统可以满足 623 K 以内的机匣件热内压试验需求,温度载荷上限主要受高温导热油的适用温度限制,温度控制精度可达到 ± 3 K 以内。压力控制可以满足最大保载压力(0.45 MPa 以上)在 2% 以内的控制精度。气液压加载方式所采用的气液加压装置能够解耦温度和压力加载介质,温度控制方面规避了传统液压系统控制模块难以实现高温加载的局限,压力控制方面排除了气压加载方式因气体热胀冷缩导致控制压力波动性大的问题。基于气液压加载方式的试验系统主要存在的不足之处包括:①温度受导热油的适用范围限制;②后续疲劳试验研制中,在考虑系统泄漏时压力控制难度较气压加载方式更加复杂。

2) 建立了压力加载系统的数学模型,明确了加压过程分为壅塞和不壅塞两个阶段,通过对压力加载过程的定量分析,提出了受试腔体进气孔和排气孔尺寸的定量设计方法。得到目标压力在气源压力的 75% 以内时压力加载曲线具有良好的线性度,超过 75% 以后压力加载控制要考虑上下游压差的影响。考虑漏气时当等效漏气孔尺寸不大于进气孔尺寸时对加压过程的影响不大,随着等效漏气孔的增大,加压的速度会快速降低,直至达到进气孔直径的一定比例后,受试腔体将无法加载至目标压力。

3) 建立了温度加载系统的数学模型,提出了系统加热总功率的计算方法,为加热器的设计和后续加热系统的定量分析提供了指导依据。

4) 采用的气液压加载方式开展机匣件热内压破坏试验,可以有效避免爆破现象发生,降低对周围环境和设备设施损坏的安全隐患。建议在满足设计考核目标的前提下,尽量采用气液压加载方式替代气压加载方式开展极限强度摸底试验。

参考文献:

- [1] 王云. 航空发动机原理[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2011.
- [2] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第17册 载荷及机匣承力件强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [3] 江和甫, 古远兴, 卿华. 航空发动机的新结构及其强度设计

- [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2007, 20(2): 1-4.
JIANG Hefu, GU Yuanxing, QING Hua. New structure and strength design of aero-engine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2007, 20(2): 1-4. (in Chinese)
- [4] 王强, 郑日恒, 陈懋章. 航空发动机科学技术的发展与创新[J]. 科技导报, 2021, 39(3): 59-70.
WANG qiang, ZHENG Riheng, CHEN Maozhang. Development and innovation of aeroengine science and technology[J]. *Science & Technology Review*, 2021, 39(3): 59-70. (in Chinese)
- [5] THOMAS R D, MICHAEL J H. Engine wars competition for U. S. fighter engine production[R]. AIAA 1998-3115, 1998.
- [6] KUMAR K, SHARATH R, BABU N, et al. Structural design analysis of bypass casing for an aero engine[J]. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 2019, 6(6): 1483-1488.
- [7] ARADHYA K, GOUD M R, PATEL S K, et al. Mechanical design of bypass casing for aero gas turbine[R]. Bangalore, Indian: the 4th Conference on Air Breathing Engines and Aerospace Propulsion, 1998.
- [8] 田大可, 袁长龙, 徐雪, 等. 基于气动性能优化的某型发动机外涵机匣结构设计[J]. 航空发动机, 2016, 42(4): 43-46.
TIAN Dake, YUAN Changlong, XU Xue, et al. Research on structure design of the bypass casing for a certain type aero-engine based on aerodynamic performance optimization[J]. *Aeroengine*, 2016, 42(4): 43-46. (in Chinese)
- [9] 程欢欢, 柳翰羽, 刘韬, 等. 航空发动机外涵机匣静强度试验技术研究[J]. 科技与创新, 2021(24): 10-11, 16.
CHENG Huanhuan, LIU Hanyu, LIU Tao, et al. Study on static strength test technology of aero engine outer culvert casing[J]. *Science and Technology & Innovation*, 2021(24): 10-11, 16. (in Chinese)
- [10] 张呈波, 雷霆, 李杰, 等. 航空发动机燃烧室外机匣压力试验方法与系统[J]. 环境技术, 2021, 39(4): 212-216.
ZHANG Chengbo, LEI Ting, LI Jie, et al. Pressure test method and system of aero-engine combustor outer casing[J]. *Environmental Technology*, 2021, 39(4): 212-216. (in Chinese)
- [11] 周焕阳, 张根, 姚明格, 等. 多轴载荷下发动机中介机匣强度试验方法研究[J]. 环境技术, 2022, 40(2): 192-197.
ZHOU Huanyang, ZHANG Gen, YAO Mingge, et al. Research on strength test method under multiaxial load of engine intermediate casing[J]. *Environmental Technology*, 2022, 40(2): 192-197. (in Chinese)
- [12] 朱杰. 复杂结构充压试验控制方法及其安全保护措施[J]. 工程与试验, 2018, 58(1): 86-89.
ZHU Jie. Control method for pressurizing test of complex structure and safety measures[J]. *Engineering & Test*, 2018, 58(1): 86-89. (in Chinese)
- [13] 赵凯, 刘鹏飞, 刘波浪, 等. 树脂基复合材料外涵道机匣的研制与应用[J]. 复合材料科学与工程, 2020(4): 112-116.
ZHAO Kai, LIU Pengfei, LIU Bolang, et al. Development and application of bypass casing made of resin matrix composite aero-engine[J]. *Composites Science and Engineering*, 2020(4): 112-116. (in Chinese)
- [14] 王绍凯, 马绪强, 李敏, 等. 飞行器结构用复合材料四大核心技术及发展[J]. 玻璃钢/复合材料, 2014(9): 76-84.
WANG Shaokai, MA Xuqiang, LI Min, et al. Four key technologies of structural composites for aircraft applications and its development[J]. *Fiber Reinforced Plastics/Composites*, 2014(9): 76-84. (in Chinese)
- [15] 映红, 赵智姝, 韩勐. 复合材料在飞机结构上的广泛应用[J]. 装备制造技术, 2011(4): 138-140.
YING Hong, ZHAO Zhishu, HAN Meng. The wide application of composite material in the aircraft structure[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2011(4): 138-140. (in Chinese)
- [16] 梁恒亮, 陈玉龙, 周洪飞. 耐温350℃以上复合材料外涵机匣模拟件的研制[J]. 复合材料科学与工程, 2022(2): 112-118, 128.
LIANG Hengliang, CHEN Yulong, ZHOU Hongfei. Study on the composite simulator of the aero-engine bypass duct with resistance above 350℃[J]. *Composites Science and Engineering*, 2022(2): 112-118, 128. (in Chinese)
- [17] 杨峰, 陈玉龙, 罗旺, 等. TG800碳纤维/聚酰亚胺树脂复合材料带翻边开口圆柱壳机匣件高温气动载荷下的承载性能[J]. 复合材料学报, 2021, 38(7): 2184-2195.
YANG Feng, CHEN Yulong, LUO Wang, et al. Load-bearing capability of TG800 carbon fiber/polyimide resin composite cylindrical casing with flange and window under high-temperature aerodynamic load[J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2021, 38(7): 2184-2195. (in Chinese)
- [18] 王琦, 丛琳华, 王振亚, 等. 一种发动机机匣高温高压试验装置: CN201510909048.9[P]. 2018-04-13.
- [19] 郭建英, 秦同, 苏瀚生, 等. 机匣热压联合加载试验装置及其使用方法: CN201911234912.4[P]. 2021-07-20.
- [20] 杨峰, 史剑, 姚明格, 等. 航空发动机复材外涵机匣静热强度试验方法研究[J]. 装备环境工程, 2021, 18(6): 30-35.
YANG Feng, SHI Jian, YAO Mingge, et al. Research on static thermal strength test of composite bypass casing of aero-engine[J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2021, 18(6): 30-35. (in Chinese)
- [21] 张佳斌. 结构热强度试验典型热-压耦合试验方法研究[J]. 工程与试验, 2020, 60(4): 31-33, 63.
ZHANG Jiabin. Study on typical heat-pressure coupling test method for structural thermal strength test[J]. *Engineering & Test*, 2020, 60(4): 31-33, 63. (in Chinese)
- [22] WOODWARD J L, MUDAN K S. Liquid and gas discharge rates through holes in process vessels[J]. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 1991, 4(3): 161-165.
- [23] MONTIEL H, VILCHEZ J A, CASAL J. Mathematical modelling of accidental gas releases[J]. *Journal of Hazardous Materials*, 1998, 59: 211-233.
- [24] LENCLUD J, VENART J. Single and two-phase discharge from a pressurized vessel[J]. *Revue Générale de Thermique*, 1996, 35: 503-516.
- [25] DONG Y H, GAO H L, ZHOU J E, et al. Evaluation of gas release rate through holes in pipelines[J]. *Journal of Loss Prevention in The Process Industries*, 2002, 15: 423-428.
- [26] JAWAD J, SOARES R, VÉCHOT L, et al. Dynamics of gas flow between interconnected vessels: experiments and simulations[J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2020, 134: 381-391.
- [27] YUAN F, ZENG Y, KHOO B C. A new real-gas model to characterize and predict gas leakage for high-pressure gas pipeline[J]. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2022, 74: 104650.1-104650.14.
- [28] TURNER T L, ASH R L. Numerical and experimental analyses of the radiant heat flux produced by quartz heating systems[R]. NASA TP-3387, 1994.
- [29] 陈皓, 李嘉伟, 史航, 等. 涡轮机匣热辐射-对流耦合换热特性数值计算与实验测试[J]. 航空动力学报, 2022, 37(8): 1597-1606.

- CHEN Hao, LI Jiawei, SHI Hang, et al. Numerical calculation and experimental test of heat radiation-convection coupling heat transfer characteristics of turbine casing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(8): 1597-1606. (in Chinese)
- [30] 曾祥虎, 许瑛, 张悦, 等. 机匣法兰螺栓连接建模和密封性能分析[J]. *航空工程进展*, 2021, 12(2): 143-149.
- ZENG Xianghu, XU Ying, ZHANG Yue, et al. Modeling of casing flange bolt connection and analysis of sealing performance[J]. *Advances in Aeronautical Science and Engineering*, 2021, 12(2): 143-149. (in Chinese)
- [31] 艾延廷, 李传喜, 田晶, 等. 基于环形板理论的机匣安装边密封特性分析方法研究[J]. *推进技术*, 2021, 42(2): 431-439.
- AI Yanting, LI Chuanxi, TIAN Jin, et al. Research on sealing characteristic analysis method of casing installation edge based on annular plate theory[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(2): 431-439. (in Chinese)
- [32] 马奔奔, 李源, 王世建, 等. 纵向无垫圈螺栓连接系统的密封性分析和轻量化设计[J]. *强度与环境*, 2019, 46(4): 11-18.
- MA Benben, LI Yuan, WANG Shijian, et al. Lightweight optimal design and sealing analysis for longitudinal bolted joints without gaskets[J]. *Structure & Environment Engineering*, 2019, 46(4): 11-18. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)