

起落架收放作动筒串联 VL 型密封低温密封特性研究

魏 戩, 刘路卓, 田 静, 刘雨杭
(中国民航大学航空工程学院, 天津 300300)

摘要: 为研究串联 VL 型密封在低温环境下的密封特性, 首先, 本文以某型飞机起落架收放作动筒用串联 VL 型密封为例, 测试了密封材料聚四氟乙烯和丁腈橡胶在不同环境温度下的应力、应变数据。其次, 采用 ABAQUS 有限元分析软件建立了串联 VL 型密封二维轴对称模型, 并建立了往复串联 VL 型密封的混合润滑模型; 以摩擦力和泄漏量为评价指标, 基于实际工况分析环境温度、介质压力、往复速度对串联 VL 型密封特性的影响。结果表明: 随着环境温度降低, 串联 VL 型密封的回弹性能下降, 密封面的接触压力和接触宽度变小, 中间压力增大, 净泄漏量增加; 随着往复速度增大, 流体动压效应增强, 油膜厚度增大, 摩擦力减小, 净泄漏量增加; 随着介质压力增大, 串联 VL 型密封的接触压力和摩擦力增大, 净泄漏量增加。

关键词: 起落架; 低温环境; 串联 VL 型密封; 混合润滑; 密封性能

中图分类号: V226

文献标志码: A

文章编号: 1674-5590(2025)05-0064-09

Study on low-temperature sealing characteristics of series VL-type seal of retracting and releasing actuator of landing gear

WEI Jian, LIU Luzhuo, TIAN Jing, LIU Yuhang
(College of Aeronautical Engineering, CAUC, Tianjin 300300, China)

Abstract: In order to study the sealing characteristics of series VL-type seal in low temperature ambient, firstly, this paper takes the series VL-type seal for the retracting and releasing actuator of a certain type of aircraft landing gear as an example, test the stress-strain data of seal material of polytetrafluoroethylene and nitrile butadiene rubber under different ambient temperatures. Secondly, the finite element analysis software ABAQUS is used to establish a two-dimensional axisymmetric model of series VL-type seal, and a mixed lubrication model of reciprocating series VL-type seal is established. Taking friction force and leakage as evaluation indicators, the influence of ambient temperature, medium pressure and reciprocating speed on sealing characteristics is analyzed based on actual working conditions. The results show that with the decrease of ambient temperature, the resilience of the VL-type seal decreases, the contact pressure and contact width of the sealing surface are decrease, the intermediate pressure increases, and the net leakage increases. With the increase of the reciprocating speed, the dynamic pressure effect of fluid increases, the oil film thickness increases, the friction force decreases, and the net leakage increases. With the increases of medium pressure, the contact pressure and friction force of the series VL-type seal in increases, and net leakage increases.

Key words: landing gear; low temperature ambient; series VL-type seal; mixed lubrication; sealing performance

起落架收放作动筒负责在飞机起飞和着陆时收放起落架^[1], 对飞机起飞和着陆起到重要作用。大量研究数据^[2]表明, 飞机起落架收放作动筒的故障主要是由往复运动橡胶密封(简称往复密封)失效引起的。由于起落架收放作动筒处于高压(0~5 000 psi, 1 psi = 6.895 kPa)、宽温(-55~135 ℃)、偏载和压力冲击等恶

劣的工作环境, 因此, 对起落架收放作动筒密封设计提出了更高的要求。飞机在高空飞行时, 机舱外一直处于低温环境状态, 在飞机落地前需要提前打开起落架收放作动筒(此过程被称为冷启动), 此时作动筒内的密封仍处于低温工作环境, 较低的温度会导致密封的几何尺寸收缩和材料的回弹性降低, 从而发生

密封失效,导致作动筒出现漏油,影响到起落架的正常收放,严重时甚至会引发安全事故^[3]。因此,探究低温环境下不同工况对往复密封性能的影响规律,开展低温条件下的密封性能研究,对研制高寿命、高可靠性的起落架作动筒密封具有重要意义。

国内外研究人员在橡塑密封机理及密封性能研究方面取得了一定成果。Zhang 等^[4-5]建立了往复密封混合润滑数值模型,分析了压力、往复速度、温度及结构参数对斯特封密封特性的影响,为往复密封结构的优化提供了参考依据。Cheng 等^[6]建立了多唇组合密封混合弹流润滑数值模型,分析了压力、速度、粗糙度等工况对其特性的影响,但未考虑温度的影响。王冰清等^[7]建立了单个 VL 型密封软弹流润滑模型,以摩擦力和泄漏量为评价指标,研究了压力、温度和速度对其接触压力和油膜压力分布特点的影响。Peng 等^[8]研究了温度对 VL 型密封的密封特性影响,结果表明 VL 型密封对低温更敏感,温度越低,流体动压效应越强,密封面的接触压力越低,越容易失效。以上数值计算研究都是针对单个密封开展的。Nikas 等^[9]建立了用于往复运动的串联矩形弹性密封计算模型,将串联密封与单个密封的泄漏量进行了对比,发现串联密封可以显著减少泄漏。文献[10-12]建立了串联密封混合润滑模型,但并未完全揭示工作条件对串联密封性能的影响。串联密封比单个密封更复杂,速度、温度、密封间隙等工作条件会极大地影响流体传输特性,并有可能影响串联密封中间压力的状态及整个密封系统的密封性能。综上所述,目前国内外对单个密封的研究较多,而对串联密封在低温工况下密封性能的研究较少。

本文以起落架收放作动筒串联 VL 型密封为研究对象,建立了考虑温度影响的串联 VL 型密封数值计算模型,揭示了串联 VL 型密封的密封机理;通过对密封材料试样在不同温度下的拉伸和压缩,获得不同温度下密封材料的应力、应变数据,根据实际工况对密封结构的装配、加载及往复运动过程进行仿真,获得不同工况下 VL 型密封的应力云图和接触压力分布图;以摩擦力和泄漏量为评价指标,分析了不同环境温度、介质压力和往复速度下串联 VL 型密封的密封性能,可为起落架收放作动筒密封的结构设计提供一定的理论支持,具有一定的工程指导价值。

1 串联 VL 型密封往复密封机理分析

本文所述起落架收放作动筒串联 VL 型密封的结构如图 1 所示,VL 型密封结构由 V 形环、O 形圈和挡

圈 3 部分组成,2 个串联 VL 型密封之间的间隙很小,以此保证在单个行程中活塞杆带出的油液被第二道密封刮掉存储至间隙中,从而形成中间压力区,中间压力区可以防止第二道密封发生干摩擦进而发生失效。除此之外,串联密封中的第二道密封还能起到辅助支撑、稳定结构的作用。

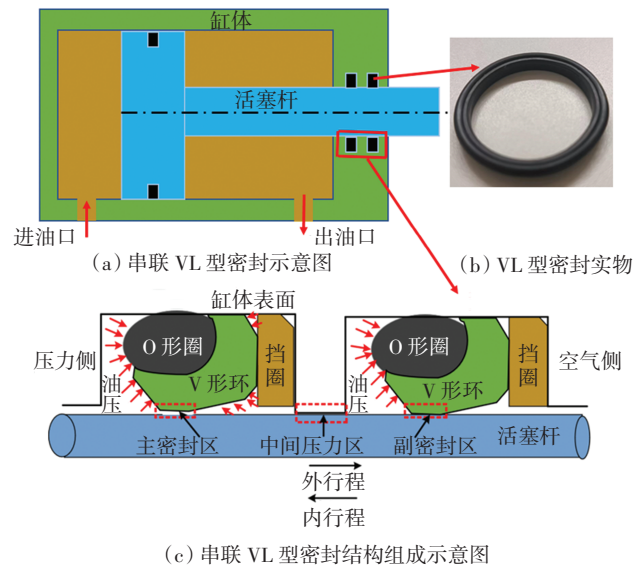


图 1 起落架收放作动筒串联 VL 型密封结构

Fig.1 Series VL-type seal structure of retracting and releasing actuator of landing gear

为保证仿真所需材料数据的准确性,本文采用 WDW3020 电子万能试验机开展低温下 VL 型密封材料测试实验,如图 2 所示,分别对 25、-25、-40、-55 °C 环境温度下的 VL 型密封材料进行应力、应变力学性能测试,其中,V 形环的材料为聚四氟乙烯,O 形圈的材料为丁腈橡胶。图 3 分别为 V 形环和 O 形圈的应力-应变曲线图。从图 3 可以看出,随着环境温度降低,聚四氟乙烯和丁腈橡胶材料的应力均增加,且应力-应变曲线斜率也均增加,这表明 VL 型密封材料随着环境温度降低弹性模量变大。

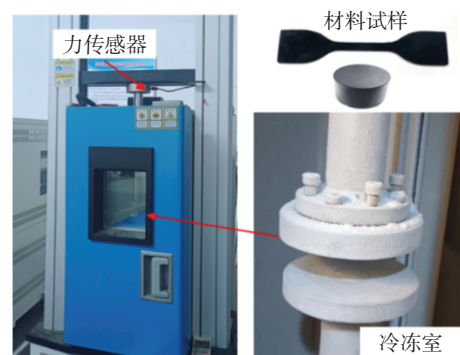


图 2 低温下的 VL 型密封材料测试实验

Fig.2 Test of VL-type seal material under low temperature

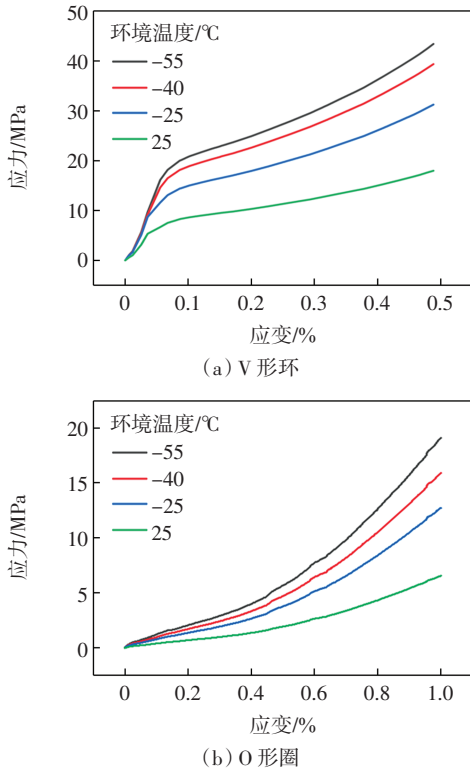


图 3 不同环境温度下 VL 型密封材料的应力-应变曲线

Fig.3 Stress-strain curves of the VL-type seal material under different ambient temperatures

2 串联 VL 型密封混合润滑数值仿真模型

串联 VL 型密封系统的运动过程分为 2 部分: 油液被带出缸体的过程为外行程; 油液反向泵回缸内的过程为内行程, 内、外行程的流量之差即密封系统的泄漏量^[13]。串联 VL 型密封的密封区存在混合润滑, 混合润滑理论模型包括固体力学、流体力学、接触力学和流固耦合分析。

2.1 固体力学分析

本文采用 ABAQUS 有限元软件建立串联 VL 型密封仿真模型并进行分析。收放作动筒密封系统的各部件均为轴对称结构, 为了简化建模, 建立 V 形环、O 形圈、挡圈、活塞杆和缸体的二维轴对称模型。各个部件的关键热参数数据如表 1 所示。

表 1 热参数数据

Tab.1 Thermal parameter data

部件	膨胀系数/ $^{\circ}\text{C}^{-1}$	导热系数 $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$	泊松比
O 形圈	1.15×10^{-4}	0.250	0.49
V 形环	2.00×10^{-4}	0.256	0.46
活塞杆	1.20×10^{-5}	46.000	0.30

O 形圈采用 CAX4RH 单元类型进行网格划分, 该单元为轴对称四节点双线性杂交单元, 可以模拟丁腈

橡胶大变形、大应变的非线性材料特性; 对 V 形环和活塞杆采用 CAX4R 单元类型。在 V 形环与活塞杆之间的接触区及应力、应变较大区域对网格进行细化, 可以使仿真结果更加准确。网格划分结果如图 4 所示。

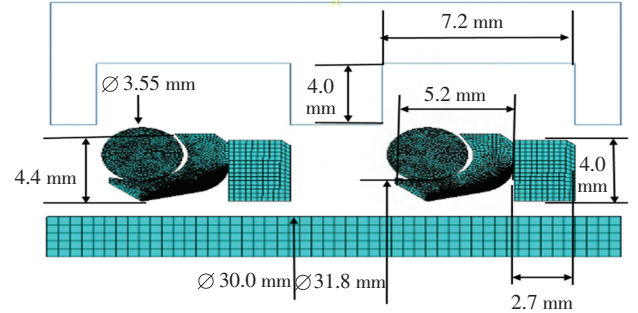


图 4 串联 VL 型密封有限元模型

Fig.4 Finite element model of series VL-type seal

2.2 流体力学分析

串联 VL 型密封的流体力学由雷诺方程控制。密封是轴对称的, 且油膜厚度与密封几何尺寸相比非常小, 因此认为油膜在坐标系中为一维分布。该模型假设密封件两侧充满油液。本文采用了考虑空化和表面粗糙度的雷诺方程, 该方程基于文献[14]推导的雷诺方程并引入流量因子修正后得出, 可表示为

$$\frac{\partial}{\partial \hat{x}} \left(\phi_{xx} \hat{h}^3 e^{-\hat{\alpha} F \phi} \frac{\partial (F \phi)}{\partial \hat{x}} \right) = 6\mu \xi \left(\frac{\partial}{\partial \hat{x}} \left((1 + (1 - F)\phi) \hat{h}_T \right) + F \frac{\partial \phi_{s,c,x}}{\partial \hat{x}} \right) \quad (1)$$

式中: \hat{x} 为无量纲坐标, $\hat{x} = x/L$, L 为求解域范围; ϕ 为无量纲流体压力; $\hat{\alpha}$ 表示无量纲压力黏度系数; \hat{h} 为无量纲油膜厚度, $\hat{h} = h/\sigma$, h 为油膜厚度, σ 为活塞杆和密封圈表面综合均方根粗糙度; \hat{h}_T 为无量纲局部平均油膜厚度; ϕ_{xx} 和 $\phi_{s,c,x}$ 分别表示压力流量和剪切流量因子; μ 为油液黏度; ξ 为无量纲速度, $\xi = \mu UL/P_{ref} \sigma^2$, U 为相对运动线速度, P_{ref} 为无量纲参考压力; F 为空化因子。假设两表面综合均方根粗糙度符合高斯分布, \hat{h}_T 的计算公式为

$$\hat{h}_T = \frac{\hat{h}}{2} + \frac{\hat{h}}{2} \operatorname{erf} \left(\frac{\hat{h}}{\sqrt{2}} \right) + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\hat{h}^2}{2}} \quad (2)$$

式中, $\operatorname{erf}()$ 为误差函数。

在流体区域, 当 $\phi \geq 0$ 时, $F = 1$, $\hat{p}_t = \phi$, 其中, \hat{p}_t 为无量纲空化压力。

在空化区域, 当 $\phi < 0$ 时, $F = 0$, $\hat{p}_t = \phi$, $\hat{\rho} = 1 + \phi$, 其中, $\hat{\rho}$ 为无量纲流体压力。

对于主密封和副密封,边界条件分别为

$$\begin{cases} f_{\text{main}} = P_{\text{oil}} & \hat{x} = 0 \\ f_{\text{main}} = f_{\text{middle}} & \hat{x} = 1 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} f_{\text{deputy}} = f_{\text{middle}} & \hat{x} = 0 \\ f_{\text{deputy}} = 0 & \hat{x} = 1 \end{cases} \quad (4)$$

式中: f_{main} 为主密封流体压力; f_{middle} 为中间压力; f_{deputy} 为副密封流体压力; P_{oil} 为介质压力。考虑温度对油液黏度的影响, μ 的计算公式^[15-16]表示为

$$\begin{cases} \mu = \varepsilon \exp\left((\ln \mu_0 + 9.67)\left(-1 + \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} p\right)^{z_0} \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138}\right)^{-s_0}\right)\right) \\ \varepsilon = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - 0.0007(T - T_0) \\ z_0 = \alpha_T / (5.1 \times 10^{-9} p (\ln \mu_0 + 9.67)) \\ s_0 = \beta_T (T_0 - 138) / (\ln \mu_0 + 9.67) \end{cases} \quad (5)$$

式中: ε 为大气条件下的油液初始黏度; μ_0 为参考黏度, $\mu_0 = 0.0387 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; p 为无量纲参考压力; T_0 为参考温度, $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; T 为油膜温度; α_T 为压力-黏度系数, $\alpha_T = 2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$; β_T 为温度-黏度系数, $\beta_T = 3.17 \times 10^{-2} \text{ K}^{-1}$ 。

流体流量 \hat{q} 的计算公式为

$$\hat{q} = -\phi_{,x} \hat{h}^3 \frac{\partial F \phi}{\partial \hat{x}} + 6\xi(1 + (1 - F)\phi)(h_T + \phi_{,s,c,x}) \quad (6)$$

由于流量是守恒的,通过 2 个密封件的流体流量必须相等,即

$$\hat{q}_{\text{main}} = \hat{q}_{\text{deputy}} \quad (7)$$

式中, \hat{q}_{main} 、 \hat{q}_{deputy} 分别为主密封和副密封的流体流量。

2.3 接触力学分析

采用 G-W(Greenwood-Williamson)统计性模型来计算活塞杆与密封面的粗糙峰接触压力。如图 5 所示,将两接触面简化为光滑表面与粗糙表面接触,并假设粗糙峰波峰为规则的球形。其中: l 为粗糙峰高度; d 为两表面之间的距离;对于混合润滑而言,两表面之间距离 d 就是油膜厚度 h ; h 和 d 之差就是粗糙峰的变形量。

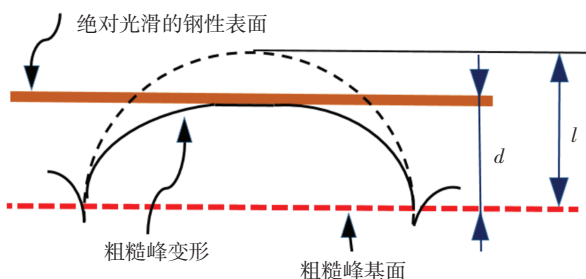


图 5 密封面接触示意图

Fig.5 Schematic diagram of the contact of the sealing surface

假设粗糙峰高度分布符合高斯分布,则粗糙峰接触压力 P_{con} 可表示为

$$P_{\text{con}} = \frac{4}{3} \eta k R^{\frac{1}{2}} \int_l^\infty \frac{1}{\sqrt{2\pi B}} e^{-\frac{z^2}{2B^2}} (l - d)^{\frac{3}{2}} dz \quad (8)$$

式中: η 为接触面上的粗糙峰密度; B 为波峰的标准偏差; R 为粗糙峰半径; k 为接触面的等效刚度,其计算公式为

$$k = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (9)$$

式中, E 和 ν 分别表示密封唇的弹性模量和泊松比。

2.4 流固耦合分析

流固耦合是指固体、流体、微观力学等物理场的耦合分析。首先,通过固体力学分析提取密封的静态接触压力;其次,通过迭代计算修正油膜厚度,将油膜压力 P_f 与粗糙峰接触压力 P_{con} 之和与密封面的接触压力 P_{sc} 进行比较,以达到三力平衡状态;最终,计算出平衡膜厚。本文采用刚度矩阵法来修正油膜厚度,与大多数研究采用的影响系数法相比更加精确,更易收敛。由于每一点的油膜厚度发生变化,都会影响所有点的压力,所以油膜厚度与油膜压力 P_f 、粗糙峰接触压力 P_{con} 、密封面的接触压力 P_{sc} 之间的刚度关系需要用矩阵的形式表达,分别记为 \mathbf{K}_f 、 \mathbf{K}_{con} 、 \mathbf{K}_{sc} ,刚度矩阵法^[17]修正油膜厚度公式为

$$\Delta h = (P_f + P_{\text{con}} - P_{\text{sc}}) / (\mathbf{K}_f + \mathbf{K}_{\text{con}} - \mathbf{K}_{\text{sc}}) \quad (10)$$

2.5 串联往复密封数值计算流程

基于 Matlab 软件求解数值模型,计算流程图如图 6 所示,针对串联 VL 型密封的稳态运行过程进行计算,稳态条件下通过 2 个密封的流体流量相等。

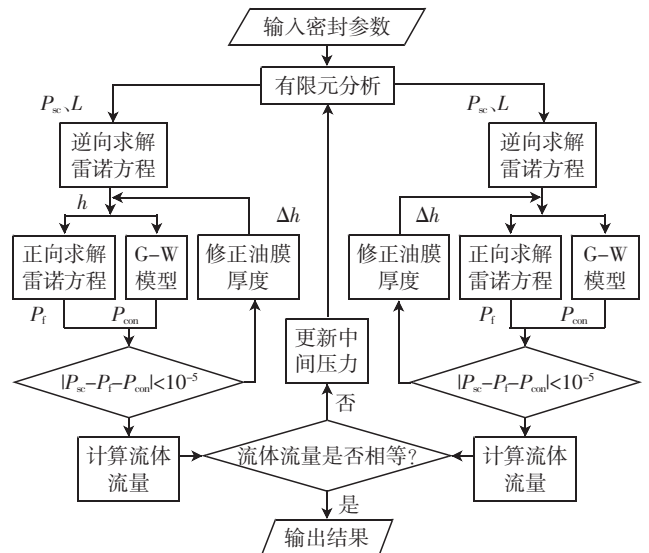


图 6 串联 VL 型密封数值计算流程图

Fig.6 Flow chart of numerical calculation of series VL-type seal

在流体没有产生空化的情况下,主密封左侧边界

的流体压力等于密封压力,主密封右侧边界的流体压力和副密封左侧边界的流体压力等于中间压力,副密封右侧流体压力等于大气压力。需要注意的是,中间压力不是已知的,必须在分析中确定。对比相邻 2 个密封的流体流量,外行程中若副密封流量小于主密封,则增加中间压力,反之,则减小中间压力。通过迭代计算直至 2 个密封的流体流量相等,即为稳态运行;内行程中若副密封流量小于主密封,则减小中间压力,反之则增加中间压力,2 个密封的流体流量相等时,即为稳态运行。

3 仿真结果与分析

接触压力是导致密封失效的关键因素,密封松弛

失效将直接降低密封性能。通过仿真分析获得接触压力分布及接触宽度分布,并以摩擦力和泄漏量作为评价指标分析不同工况对串联 VL 型密封的影响。为了研究更恶劣条件对串联 VL 型密封的影响,选取环境温度 $T = -55\text{ }^{\circ}\text{C}$,介质压力 $P_{oil} = 35\text{ MPa}$,往复速度 $v = 1\text{ m/s}$ 的极限工作条件,采用控制变量法研究不同工况条件对串联 VL 型密封的影响。

3.1 环境温度对串联 VL 型密封的影响

3.1.1 不同环境温度下的应力和接触宽度分布

往复速度 $v = 1\text{ m/s}$,在环境温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和介质压力 35 MPa 、 21 MPa 下,串联 VL 型密封主密封和副密封的最大 Von-mises 等效应力如图 7 和图 8 所示。

从图 7 和图 8 可以看出,相同的介质压力下,随着环境温度降低,主密封和副密封的最大 Von-mises 等

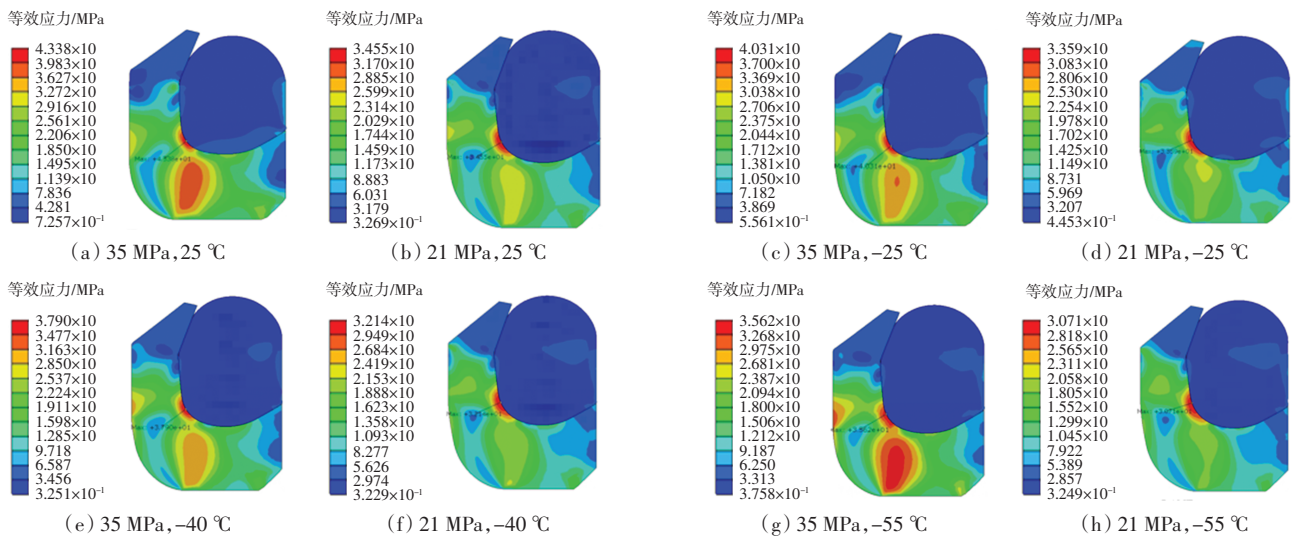


图 7 不同环境温度及介质压力下主密封应力云图

Fig.7 Stress cloud map of the main seal under different ambient temperatures and medium pressures

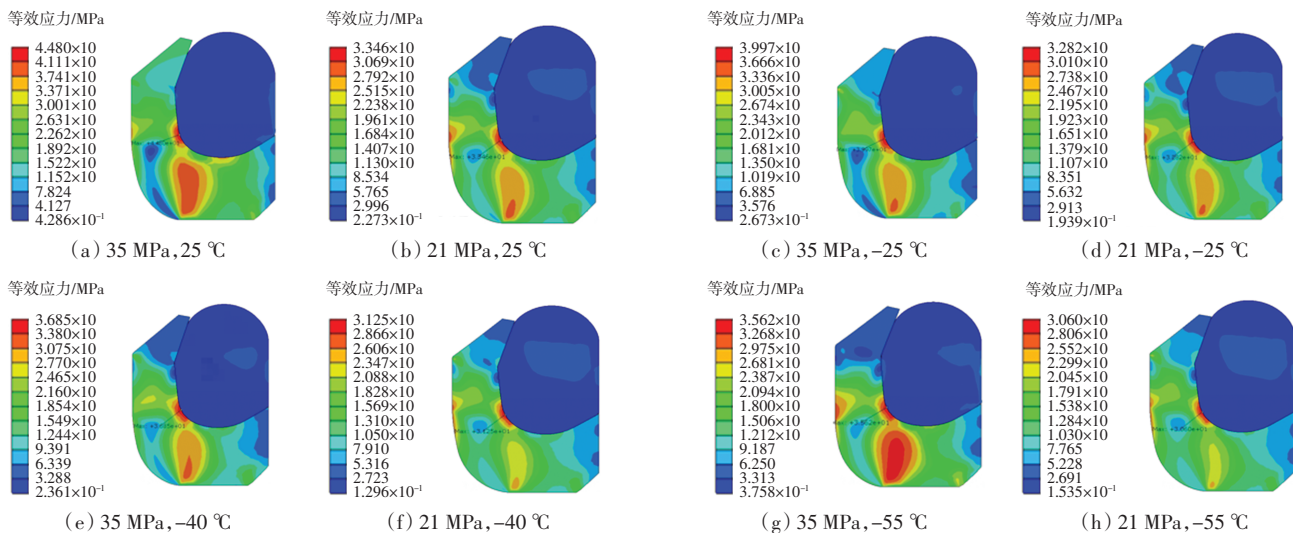


图 8 不同环境温度和介质压力下副密封应力云图

Fig.8 Stress cloud map of the secondary seal under different ambient temperatures and medium pressures

效应力均减小;当环境温度一定时,随着介质压力增大,主密封和副密封的最大 Von-mises 等效应力也均增大。

不同环境温度和介质压力下,串联 VL 型密封的最大接触压力及接触宽度如图 9 所示。当介质压力为 35 MPa 时,随着环境温度从 25 °C 降到 -55 °C,主密封的最大接触压力从 107.20 MPa 下降到 34.20 MPa,下降了 68.10%;副密封的最大接触压力从 72.10 MPa 下降到 33.90 MPa,下降了 52.98%;同时,主密封的接触宽度从 1.9 mm 缩短至 1.0 mm 左右,副密封的接触宽度从 2.2 mm 缩短至 1.9 mm 左右。最大接触压力及接触宽度下降最明显,这是由于温度越低,密封的收缩越明显,接触宽度也随之减小。当环境温度一定时,随着介质压力的降低,主密封和副密封的最大接触压力及接触宽度均减小,但最大接触压力仍大于介质压力,静态下可以保持良好的密封状态。

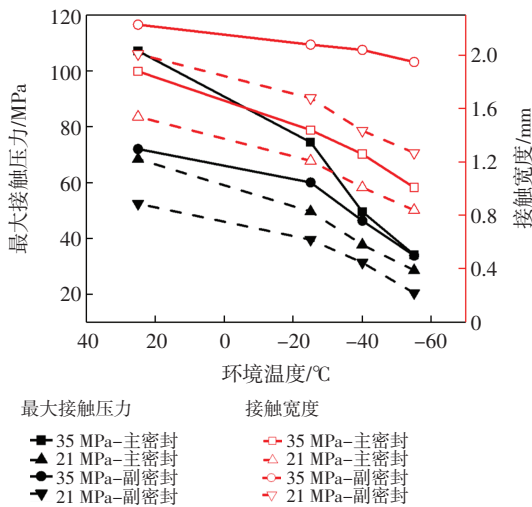


图 9 不同环境温度和介质压力下主副密封的最大接触压力及接触宽度

Fig.9 Maximum contact pressure and contact width of main and secondary seals under different ambient temperatures and medium pressures

3.1.2 不同环境温度对摩擦力和泄漏量的影响

图 10 和图 11 分别为串联 VL 型密封的摩擦力(由于内行程摩擦力明显大于外行程,因而选择内行程摩擦力进行分析)、中间压力、流体流量和净泄漏量随环境温度及介质压力的变化曲线。当介质压力一定时,随着环境温度的降低、中间压力的增加,导致主密封和副密封的径向流体压力增大,而接触压力和摩擦力反而减小。这导致外行程带出去的流体流量增加,且内行程流体流量不易泵回,净泄漏量增加。当环境温度一定时,随着介质压力降低,串联 VL 型密封中间压力也随之降低,动压效应减弱,流体流量减小,内行程更易泵回,净泄漏量减小。

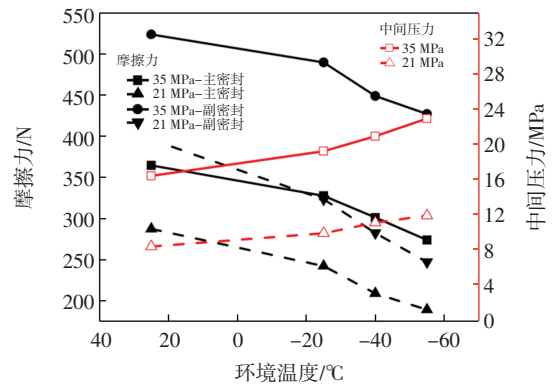


图 10 不同环境温度下串联 VL 型密封的摩擦力及中间压力

Fig.10 Friction force and intermediate pressure of series VL-type seal under different ambient temperatures

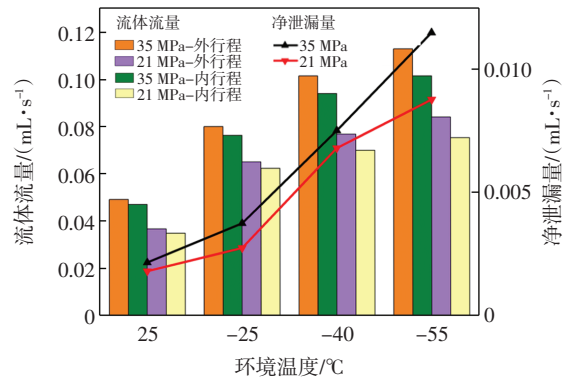


图 11 不同环境温度下串联 VL 型密封的流体流量和净泄漏量

Fig.11 Fluid flow rate and net leakage of series VL-type seal under different ambient temperatures

3.2 往复速度对串联 VL 型密封的影响

3.2.1 不同往复速度下油膜厚度分布

往复速度的变化会对 VL 型密封界面油膜的形成产生影响,进而影响密封系统的密封性能。为了使密封适应多变的工作环境,选取环境温度为 -55 °C,介质压力分别为 21、35 MPa,往复速度分别为 0.25、0.50、0.75、1.00 m/s,研究低温下往复速度对串联 VL 型密封的影响。

串联 VL 型密封内、外行程的油膜厚度随往复速度及介质压力的变化,如图 12 所示。当介质压力不变时,主密封和副密封内、外行程的油膜厚度随着往复速度的增大而增大,且外行程油膜厚度大于内行程,这是由于往复速度增加时,动压效应增强,使得油膜压力增大,进而导致油膜厚度增加。当往复速度一定时,随着介质压力的增大,流体动压效应增强,主密封和副密封的油膜厚度均增加;油膜厚度在密封接触区首尾区域发生突变,与压力突变相吻合。

3.2.2 不同往复速度对摩擦力和净泄漏量的影响

串联 VL 型密封的摩擦力和净泄漏量随往复速度

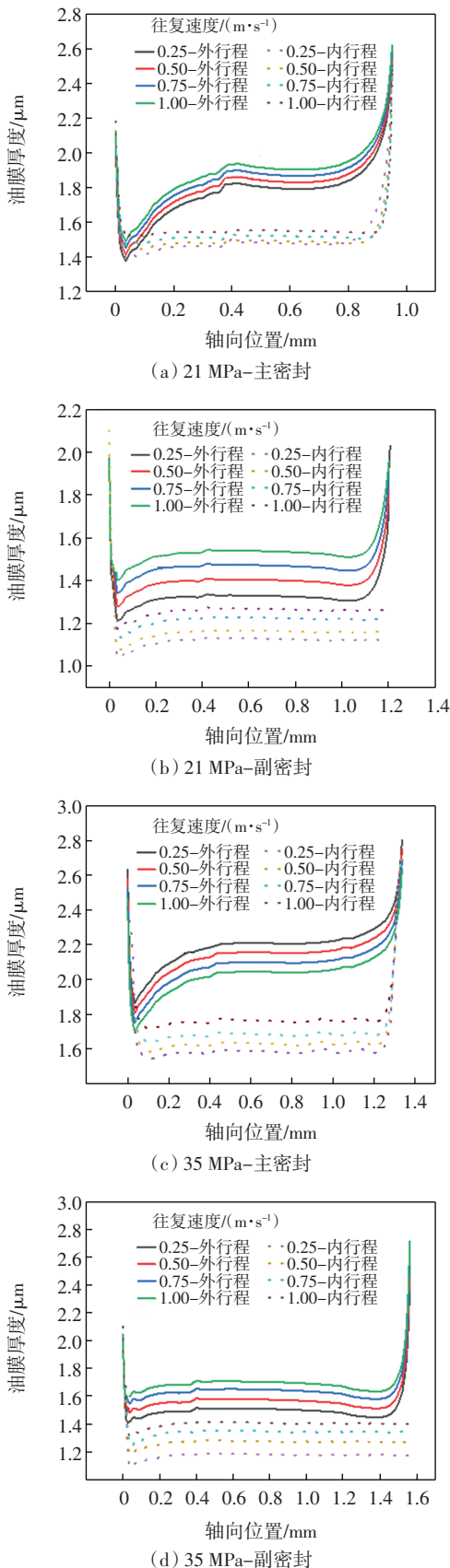


图 12 不同介质压力和往复速度下的油膜厚度分布

Fig.12 Distribution of oil film thickness under different medium pressures and reciprocating speeds

和介质压力的变化,如图 13 和 14 所示。由图 13 和图 14 可以看出,当介质压力一定时,随着往复速度增加,流体动压效应增强,单个行程活塞杆带出的油膜厚度增加,导致流体压力增加,接触压力反而减小,故主密封和副密封的摩擦力均减小,且中间压力略有增加,净泄漏量增大。当往复速度一定时,随着介质压力增大,净泄漏量和摩擦力均增大。随着介质压力增大,流体动压效果增强,导致外行程时更容易泄漏,而内行程不易泵回,故净泄漏量增大,主密封两侧压差增大,导致中间压力增大,副密封面的接触宽度增加,接触压力增大,从而副密封的摩擦力也随之增大;由于主密封两侧均有较大压力,密封件两侧唇口均有抬起,主密封面流体压力较大,接触压力反而减小,故主密封面的摩擦力要小于副密封面的摩擦力。

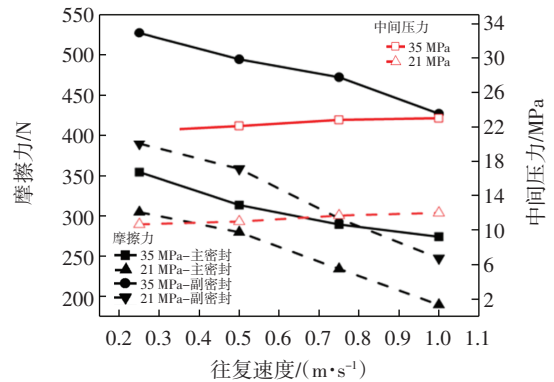


图 13 不同往复速度下内、外行程摩擦力和中间压力的变化

Fig.13 Changes of friction force and intermediate pressure during internal and external travel under different reciprocating speeds

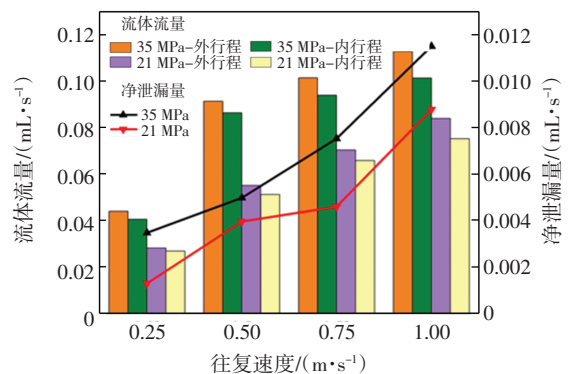


图 14 密封区流体流量和净泄漏量随往复速度变化

Fig.14 Changes of fluid flow rate and net leakage in the sealing area with reciprocating speeds

3.3 介质压力对串联 VL 型密封的影响

3.3.1 不同介质压力下 VL 型密封最大接触压力分布

环境温度为 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、速度为 1.00 m/s 的工况下,当介质压力分别为 14 、 21 、 28 、 35 MPa 时,研究介质压力对摩擦力和泄漏量的影响。不同介质压力对密封接触

面上最大接触压力的影响,如图 15 所示,由图 15 可知,随着介质压力增大,主密封和副密封的最大接触压力均随之增大。

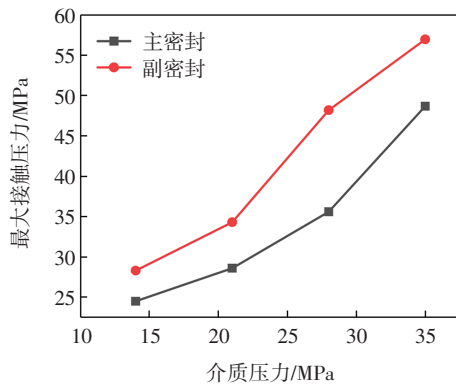


图 15 密封面最大接触压力随介质压力变化

Fig.15 Changes of the maximum contact pressure of the sealing surface with the medium pressure

3.3.2 不同介质压力对摩擦力和净泄漏量的影响

不同介质压力对摩擦力及净泄漏量的影响,如图 16 和图 17 所示。

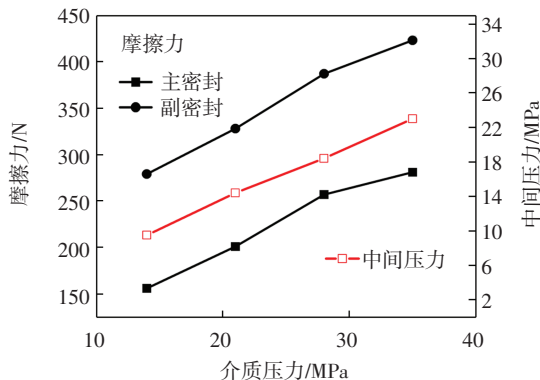


图 16 不同介质压力下的摩擦力及中间压力

Fig.16 Friction force and intermediate pressure under different medium pressures

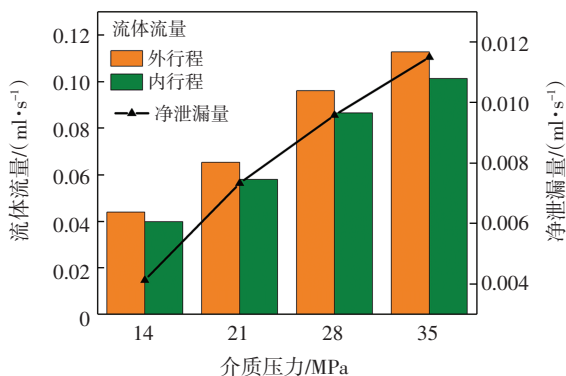


图 17 不同介质压力下的流体流量及净泄漏量

Fig.17 Fluid flow rate and net leakage under different medium pressures

由图 16 和图 17 可知,随着介质压力的增大,摩

擦力和净泄漏量均增大。随着介质压力增大,流体动压效果增强,中间压力增大,主密封和副密封的接触宽度和接触压力均增大,摩擦力也随之增大;动压效应增强导致外行程更容易泄漏,内行程时不易泵回,从而导致净泄漏量增加。

4 结语

本文选取串联 VL 型密封为研究对象,对串联 VL 型密封进行了有限元模拟和数值计算。研究了该密封件在低温条件下往复运动过程中不同工况对密封面行为、摩擦力和净泄漏量等的影响,得出以下结论。

(1)随着环境温度从 25 °C 下降到 -55 °C,在介质压力 35 MPa 下,主密封和副密封的最大 Von-mises 等效应力分别减小了 68.10% 和 52.98%,净泄漏量增加趋势显著。设计时可以考虑给液压油箱施加加热片来控制液压油的温度,从而降低密封失效风险。

(2)增大往复速度会导致流体动压效应增强,油膜厚度增大,摩擦力减小,净泄漏量增加;降低往复速度可以减少净泄漏量,但对油膜的形成产生影响,增大摩擦力。

(3)随着介质压力的增大,主密封和副密封的中间压力和摩擦力都随之增大,净泄漏量也增加,高压时密封粗糙峰接触压力和最大接触压力较大,密封件更易被破坏或发生磨损,影响密封件的寿命和可靠性。因此,高压工况下的研究仍是至关重要的。

参考文献:

- [1] 朱伟,张婷,张凯. 浅谈某型机起落架选择阀[J]. 液压气动与密封, 2020, 40(3): 55-57.
- [2] 欧阳小平,杨华勇,郭生荣,等. 现代飞机液压技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2016: 261-270.
- [3] 李涛,杨化龙,韩定邦. 典型民用飞机液压能源系统油箱设计分析[J]. 液压与气动, 2017, 41(2): 101-106.
- [4] ZHANG M T, LI D C. Parametric analysis of the main sealing structure of aviation actuators[J]. Lubrication and Sealing, 2021, 46(8): 1-6.
- [5] ZHANG M T, FENG Y. Numerical model of mixed lubrication and experimental study of reciprocating seal based on inverse lubrication theory[J]. Lubricants, 2022, 10(7): 10070153.
- [6] CHENG D H, GU L C, SUN Y. Mixed lubrication modeling of multi-lip reciprocating seals based on elastohydrodynamic lubrication theory[J]. Machines, 2022, 10(6): 10060483.
- [7] 王冰清,彭旭东,孟祥锐. 基于软弹流润滑模型的液压格莱圈密封性能分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(1): 75-83.
- [8] PENG C, OUYANG X, SCHMITZ K, et al. Investigation of the tribological performance of reciprocating seals in a wide temperature range[J].

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(11): 2396–2414.

[9] NIKAS G K, SAYLES R S. Computational model of tandem rectangular elastomeric seals for reciprocating motion[J]. Tribology International, 2006, 39(7): 622–634.

[10] YANG B. Elastohydrodynamic model of reciprocating hydraulic rod seals[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2010.

[11] YANG B, SALANT R F. Numerical model of a tandem reciprocating hydraulic rod seal[C]//ASME/STLE 2007 International Joint Tribology Conference, Parts A and B, October 22–24, 2007, San Diego, California, USA. ASMEDC, 2007: 1027–1029.

[12] HUANG Y L, SALANT R F. Numerical analysis of a hydraulic rod seal: flooded vs. starved conditions[J]. Tribology International, 2015, 92: 577–584.

[13] PENG C, GUO S R, OUYANG X P, et al. An eccentric 3-D fluid-structure interaction model for investigating the effects of rod parallel offset on reciprocating-seal performance[J]. Tribology International, 2018, 128: 279–290.

[14] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12–17.

[15] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elasto-hydrodynamic lubrication: the fundamentals of roller and gear lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1966.

[16] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12–17.

[17] XIANG C, GUO F, LIU X, et al. Numerical algorithm for fluid-solid coupling in reciprocating rod seals[J]. Tribology International, 2020, 143: 106078.

(责任编辑:刘雅婷)

(上接第 50 页)

[9] 廖佑莲, 谢明. 疫情下的航空快递企业物流模式创新探讨[J]. 发明与创新(职业教育), 2021, 8(8): 187–188.

[10] 姚程远. M 企业航空快递空中运输路径优化研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2021.

[11] 国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 邮政业术语: GB/T 10757—2011[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.

[12] 贺炜. 海关商品编码归类的实用技巧[J]. 物流技术, 2005, 24(12): 95–96.

[13] U. S. DEPARTMENT OF HOMELAND SECURITY. Risk management fundamentals, homeland security risk management doctrine[R]. U. S.: United States Department of Homeland Security, 2011.

[14] 国家邮政局. 邮件快件智能 X 射线安全检查设备技术要求: YZ/T 0177—2021[S]. 北京: 人民交通出版社, 2021.

[15] FLETCHER K. Aviation security: a case for risk-based passenger screening[D]. U.S.: Naval Postgraduate School, 2011.

[16] DRURY C G. Inspection of sheet materials—model and data[J]. The Journal of the Human Factors and Ergonomics, 1975, 17(3): 257–265.

[17] DRURY C G, FORSMAN D R. Measurement of the speed accuracy operating characteristic for visual search[J]. Ergonomics, 1996, 39(1): 41–45.

[18] VAN MAANEN L, KATSIMPOKIS D, DILENE VAN CAMPEN A. Fast and slow errors: logistic regression to identify patterns in accuracy-response time relationships[J]. Behavior Research Methods, 2019, 51(5): 2378–2389.

[19] KOLLER S M, DRURY C G, SCHWANINGER A. Change of search time and non-search time in X-ray baggage screening due to training[J]. Ergonomics, 2009, 52(6): 644–656.

[20] BOSSE T, BOTH F, VAN LAMBALGEN R, et al. An agent model for a human’s functional state and performance[C]//2008 IEEE/WIC/ACM International Conference on Web Intelligence and Intelligent Agent Technology, December 9–12, 2008, Sydney, NSW, Australia. IEEE, 2008: 302–307.

[21] KOBZA J E, JACOBSON S H. Addressing the dependency problem in access security system architecture design[J]. Risk Analysis, 1996, 16(6): 801–812.

[22] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 微剂量 X 射线安全检查设备 第 3 部分: 透射式货物安全检查设备: GB 15208.3—2018[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

[23] SWANN L, POPOVIC V, WIREDJA D. Visual inspection problem-solving strategies at different experience levels[J]. Applied Ergonomics, 2024, 118(3): 104–115.

(责任编辑:刘雅婷)