DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2024.06.031

柱塞泵活门挡圈断裂因素分析与维修改进措施研究*

STUDY ON THE ANALYSIS OF FRACTURE FACTORS AND MAINTENANCE IMPROVING MEASURES ON A PLUNGER PUMP VALVE'S CIRCLIP

任义志** 张 峰*** 孙同明 吴晓妍 李 翔 崔玉林

(国营芜湖机械厂, 芜湖 241007)

REN YiZhi ZHANG Feng SUN TongMing WU XiaoYan LI Xiang CUI YuLin

(*Notional Machinery Factory in Wuhu*, *Wuhu* 241007, *China*)

摘要 针对柱塞泵活门处挡圈断裂问题,需要确定挡圈断裂因素并制定改进措施。通过对挡圈轴向运动和径向运动的受力情况进行分析,确定正常装配状态下,活门启闭过程产生的轴向撞击不会导致卡圈疲劳断裂。非正常装配状态下,卡槽中堆积金属杂质、挡圈圆角小于卡槽圆角半径尺寸,将造成孔用挡圈发生频繁的径向收缩,是挡圈发生断裂的主要因素。从柱塞泵修理角度,制定了控制挡圈、卡槽匹配尺寸等卡圈断裂抑制措施,有效降低了挡圈沿卡槽圆角轨迹滑动的可能,对柱塞泵的维修应用具有一定意义。

关键词 挡圈 高周疲劳 断裂分析 仿真分析

中图分类号 TH137

Abstract Aiming at the fatigue fracture phenomenon of the pump's circlip, it is necessary to determine the circlip's fracture factors and formulate improving measures. By analysing the force of axial and radial movements of the circlip, it was determined that under normal assembly conditions, the axial impact generated during the opening and closing process of the valve will not lead to the fatigue fracture of the circlip. However, in the abnormal assembly state, metal impurities accumulated in slot and circlip's fillet smaller than the radius of the slot will cause frequent radial shrinkage of the circlip, which were the main factors for the fracture of the circlip. From the perspective of piston pump repair, circlip's fracture suppression measures such as controling the circlip and the slot matching size were formulated, which effectively reduced the possibility of the circlip sliding along the groove rounded trajectory. It is of certain significance to the maintenance application of the plunger pump.

Key words **Circlip; High-circle fatigue; Fracture analysis; Simulation analysis**

Corresponding author: *ZHANG Feng*, *E-mail*: *zhfahut*@163.*com*

Manuscript received 20230307, in revised form 20230428.

0 引言

孔用挡圈用于防止装在孔内的其他零件发生轴向窜动,结构简单,是一种广泛应用于交通装备、航空航天领域的定位固定元件[1-3]。航空液压泵内部活门处挡圈置于卡槽,与垫圈配合限制活门座轴向窜动量,挡圈断裂引起的零件磨损将导致液压泵的传导效率降低[4],液压系统无法正常运行,甚至可能导致飞机坠毁。

针对孔轴用弹性挡圈变形断裂现象,徐鸣等[5]分析挡圈去应力热处理不当导致材料硬化容易造成挡圈裂纹;王力等[6]通过宏观检验、化学成分分析、硬度检测等方法对弹簧挡圈断裂机制进行分析,结果表明挡圈表面网状磨削裂纹是其发生脆性断裂的主要原因;针对某航空液压柱塞泵由于内部安全活门处挡圈发生断裂,引起的部分零件磨损现象,黄超等[7]对活门处的结构形式以及对挡圈的受力情况进行分析,推测挡圈是由微动疲劳引起的断裂;张峰等[8]针对一种柱塞泵活门卡圈,模拟了卡圈微动冲击过程受到的撞击力,认为挡圈断裂原因为轴向撞击疲劳断裂。但目前针对挡圈断裂机制研究大多基于挡圈材料本身材料、热处理加工过程,对其实际工况影响分析较少,柱塞泵挡圈断裂机制仍不清晰,防断裂技术措施尚无可靠依据,导致大量服役航空器存在重大安全隐患[9-10]。

本文针对泵内部活门挡圈多起断裂故障,分析模拟安全活门挡圈受力情况,通过仿真与实际故障现象

*20230307收到初稿, 20230428收到修改稿。

**任义志, 男, 1982年生, 江苏灌云人, 汉族, 国营芜湖机械厂工程师, 硕士, 主要研究方向为航空飞机液压、救生系统附件修理技术。

***张 峰(通信作者), 男, 1989年生, 安徽灵璧人, 汉族, 国营芜湖机械厂工程师, 硕士, 主要研究方向为航空飞机液压、救生系统部附件修理技术。

对比，分析确定挡圈产生疲劳断裂机制，根据断裂影响因素给出修理改进措施。

1 液压泵活门结构与故障情况

1.1 液压泵活门结构与工作原理

航空柱塞泵内的安全活门内部结构如图1所示，由孔用挡圈、垫圈、活门座、活门、弹簧与壳体构成，用以防止泵壳体内回油压力高于设定值，起到卸压稳定作用，当柱塞泵壳体回油流阻过大时，安全活门即打开进行卸压动作。

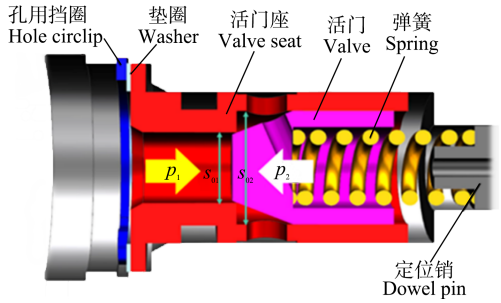


图1 某液压柱塞泵安全活门处零件装配模型

Fig. 1 Assembly model of the plunger pump safety valve parts

根据活门结构形式，安全活门工作时主要状态分为两种：

1）当柱塞泵壳体流通油液量增大至回油压力p_1小于打开压力，满足

$$p_1 s_{01} \leqslant p_2 s_{02} + k\Delta x \tag{1}$$

式中，p_1为壳体内回油压力；p_2为柱塞泵进口压力；k为弹簧弹性系数；s_{01}为活门座内部回油流体流通截面积；s_{02}为活门座内部进口流体流通截面积；Δx为弹簧压缩量。

此时系统压力正常，安全活门处于未开启状态，活门与活门座在弹簧的作用下静止关闭，孔用挡圈与垫圈接触，主要受由弹簧经由活门到活门座到垫圈传导给挡圈的轴向压力，液压油正常通往传动部位；随着油液量增大，内部回油压力p_1上升，当系统压力接近活门开启压力时，活门座微动向右，直至卡圈只受垫圈与卡槽的相互挤压力。

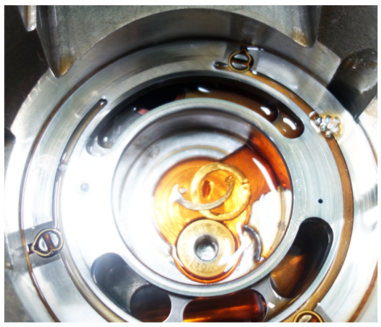
2）当柱塞泵壳体流通油液量增大至回油压力p_1大于打开压力，满足

$$p_1 s_{01} > p_2 s_{02} + k\Delta x \tag{2}$$

活门打开卸压，此时活门压缩弹簧。在活门开启状态时，液压油卸荷使压力快速下降，活门在弹簧复位力的作用下快速回弹撞击活门座，活门座带动垫圈与孔用挡圈撞击卡槽左端。活门启闭过程中，卡圈受活门座传导的轴向撞击力。

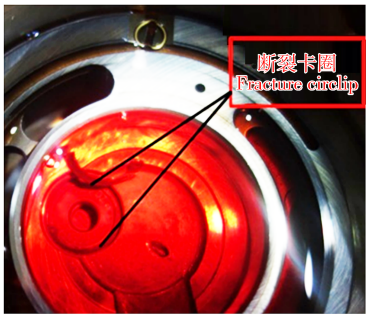
1.2 液压泵活门故障现象

航空柱塞泵内的安全活门故障将导致卸荷工作异常，造成柱塞泵内部异常磨损。已发生多起液压泵磨损故障，分解柱塞泵发现泵壳体内部活门挡圈断裂，如图2所示。



（a）故障产品1

（a）Fault product 1



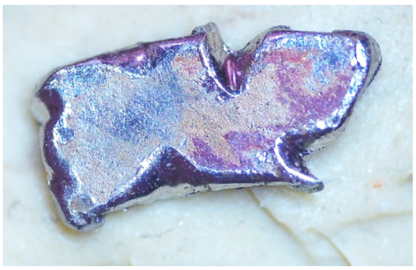
（b）故障产品2

（b）Fault product 2

图2 弹性挡圈断裂情况

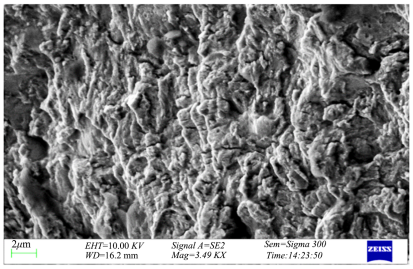
Fig. 2 Fracture of the circlip

通过对在外场使用时间约为140 h，对故障产品1的弹性挡圈进行断口形貌和金相检查分析，发现断口均有疲劳解理特征，如图3所示。因此，为探究活门挡



（a）宏观特征

（a）Macroscopic feature



（b）微观特征

（b）Microscopic feature

图3 弹性挡圈断口形貌

Fig. 3 Feature of the circlip fracture morphology

圈发生疲劳断裂的故障机制，需要对挡圈运动过程中的受力状态进行模拟验证，分析确定挡圈疲劳断裂的主要影响因素。

2　挡圈断裂影响因素分析

根据活门工作原理，针对挡圈运动受力状态可进行轴向、径向疲劳分析。活门启闭过程中，挡圈主要受活门座的轴向撞击，又因挡圈处于卡槽内部，与垫圈相接触，它们之间存在间隙，接触不完全，在受到轴向撞击的同时，也会导致挡圈产生径向收缩，进而产生径向弯曲应力。

2.1　轴向撞击挡圈疲劳断裂分析

2.1.1　轴向撞击影响因素分析

根据活门结构形式，仅考虑轴向撞击时，主要影响因素有挡圈厚度、活动间隙，两者可通过调整挡圈厚度进行等效，即挡圈厚度大，活动间隙小。因此，以挡圈厚度为基准，验证尺寸因素对轴向撞击的影响。

挡圈厚度为(1±0.1) mm，通过建立不同尺寸的模型，分别仿真挡圈厚度与装配应力的关系。从 0.9~1.1 mm，每间隔 0.01 mm 作为一组仿真试验，对 21 组仿真结果进行统计，如图 4 所示。由图 4 可以看出，挡圈厚度对装配应力的影响很小，装配应力最大值维持在 400~410 MPa 这个区间，挡圈厚度在公差范围内变化时，对装配应力影响较小，可以视为对装配应力波动不敏感的尺寸因素。

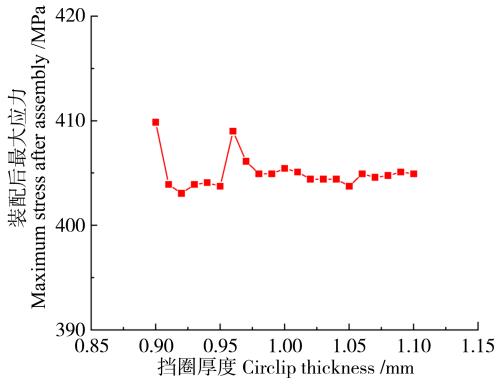


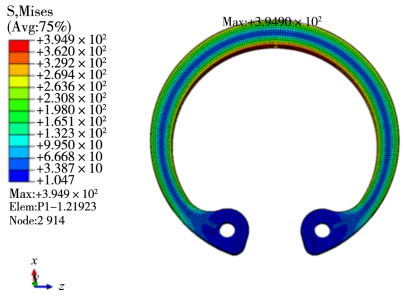
图 4　装配应力随挡圈厚度变化趋势

Fig. 4　Ternd of assembly stress variation with circlip thickness

2.1.2　挡圈轴向撞击仿真分析

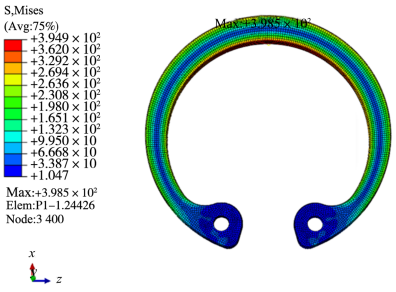
轴向撞击传导过程由活门带动活门座经由垫圈传递到挡圈上，因此活门座凹槽部位的密封圈、垫圈与挡圈的加工尺寸及其强度，将影响轴向撞击过程对挡圈的作用力。由于密封圈实际变形大、非线性程度高[11]，将其引入仿真模型中，会提高仿真难度，所以简化密封圈实际模型，用摩擦阻力等效代替。

纯轴向动力学碰撞仿真过程包括两个部分：第一部分先将孔用挡圈捏紧，使其产生径向收缩，然后放到卡槽位置，随即释放捏紧孔用挡圈的作用力，设置孔用挡圈与卡槽接触，完成孔用挡圈的装配过程；第二部分将油液压力上升推开活门，压缩弹簧的过程，简化为在活门前端施加一个大小为 1.4 MPa 的压力载荷，将载荷释放，弹簧复位，推动活门顶杆完成撞击动作。如图 5 所示，应力值 R_h 由撞击前的 394.9 MPa 上升到 398.5 MPa，轴向撞击过程使得最大应力仅上升了 3.6 MPa。



(a) 装配进卡槽

(a) Assembled in slot



(b) 轴向撞击过程

(b) Axial impact process

图 5　挡圈应力分布

Fig. 5　Stress distribution of the circlip

采用 Fe-Safe 软件，输入 60Si2MnA 材料疲劳寿命曲线并选取挡圈受撞击过程的应力集作为载荷谱，对挡圈进行疲劳分析，结果如图 6 所示，显示“No Damage”，即没有出现疲劳寿命。这表明单纯的轴向撞击不致发生孔用卡圈产生疲劳断裂失效。

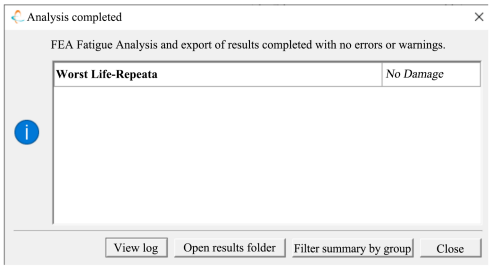


图 6　疲劳寿命分析结果

Fig. 6　Result of fatigue life analysis

2.2 径向收缩过程挡圈疲劳断裂分析

由第2.1节可知，在不考虑卡槽与挡圈配合等因素情况下，挡圈受到轴向撞击力时并不会导致其发生疲劳断裂。根据故障产品实际观察到的疲劳断裂现象，应考虑因挡圈接触导致的径向收缩对挡圈疲劳寿命的影响。

2.2.1 径向收缩影响因素分析

在柱塞泵活门系统中活门座存在轴向运动，活门座与垫圈接触，垫圈与挡圈接触，因此影响挡圈在卡槽内产生径向收缩的因素主要包含：垫圈与挡圈接触不完全、卡槽内有金属杂质堆积以及挡圈圆角与卡槽圆角半径不匹配。

1）垫圈与挡圈接触不完全。活门座与缸体同轴，活门座的轴向运动方向与缸体轴线重合。由于加工误差使垫圈存在缺陷或者活门系统中存在铁屑夹杂在挡圈和垫圈之间，这都使得垫圈与挡圈接触不完全。

2）卡槽中有金属杂质堆积。由于卡槽中有金属杂质堆积形成高点、挡圈旋转过程中将碾过卡槽中的高点，在碾过高点的过程中挡圈收缩，当越过高点之后，挡圈放松，继续与卡槽壁接触。如图7所示，这是可能存在的一种孔用挡圈在卡槽内产生径向收缩的原因。

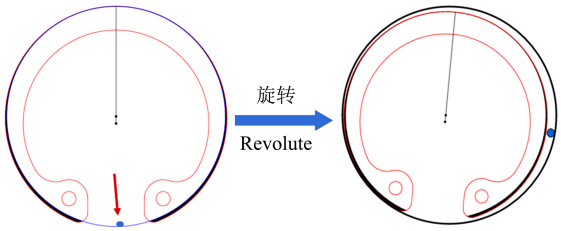
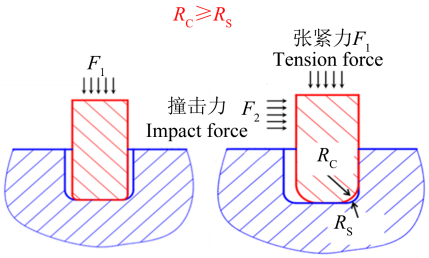


图7 卡槽中有杂质堆积导致的径向收缩示意图

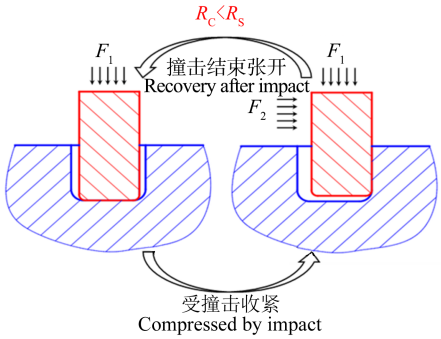
Fig. 7 Diagram of radial shrinkage caused by the accumlation of impurities in the slot

3）挡圈圆角与卡槽圆角半径的不匹配设计。当卡槽圆角半径R_s为0.25 mm，挡圈圆角半径R_c为0.1~0.3 mm，如图8所示，存在两种可能。第一种可能，当$R_c \geqslant R_s$时，挡圈受到撞击在卡槽内轴向移动，挡圈侧面与卡槽工作面贴合，挡圈不会沿着卡槽圆角上滑。第二种可能，当$R_c < R_s$时，挡圈受到撞击将沿卡槽圆角向右上方移动，挡圈径向受到压缩，在卡槽内收紧；轴向撞击结束后，挡圈在张紧力作用下沿卡槽圆角向左下方移动，挡圈在卡槽内张开。每产生一次撞击，挡圈在卡槽内都会经历收紧后再张开的过程，这种径向收缩很可能使挡圈发生疲劳断裂。



（a）无径向收缩模型

（a）Model without radial shrinkage



（b）有径向收缩模型

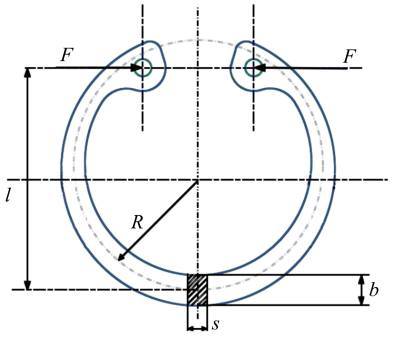
（b）Model with radial shrinkage

图8 挡圈圆角半径与卡槽圆角半径的两种匹配状况

Fig. 8 Matching status of corner radius of the circlip and the slot

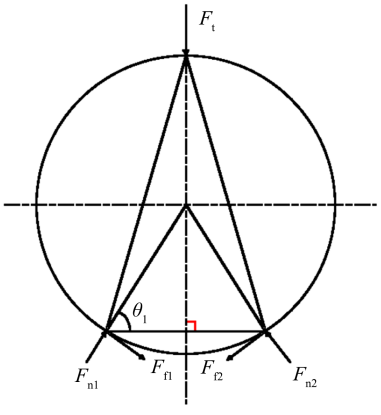
2.2.2 挡圈沿卡槽圆角轨迹径向收缩理论分析

理论分析计算挡圈在卡槽中滑动所需轴向推力，图9(a)为装配后挡圈受力分布示意图，分析建立挡圈



（a）挡圈装配后受力模型

（a）Force model of the circlip after assembly



（b）挡圈滑动受力模型

（b）Force model of the circlip

图9 理论模型

Fig. 9 Theoretical model

受力模型。

$$R_h = \frac{M_h}{W} \tag{3}$$

$$W = \frac{bh^2}{6} \tag{4}$$

$$M_h = Fl \tag{5}$$

式中，σ_h 为装配后挡圈最厚截面承受应力；F 为挡圈耳片处的压紧力；l 为 F 到挡圈顶部受力距离；M_h 为挡圈最厚截面承受的力矩；W 为弯曲截面模量；h 为最厚处挡圈截面厚度；b 为挡圈厚度。已知 l = 20.6 mm、h = 2.6 mm、b = 1 mm，R_h 可由图5(a)得到，为394.9 MPa，由式(3)~式(5)联立求解得 F = 21.6 N。

根据图9(b)，分析建立使挡圈发生滑动的受力关系式为

$$F = F_{n1}\cos\theta_1 + F_{f1}\sin\theta_1 \tag{6}$$

$$F_t = 2(F_{n1}\sin\theta_1 - F_{f1}\cos\theta_1) \tag{7}$$

$$F_{f1} = F_{f2} = \mu F_{n1} = \mu F_{n2} \tag{8}$$

式中，F_{n1}、F_{n2} 为径向支撑力；F_{f1}、F_{f2} 为卡圈耳片处受到的摩擦力；F_t 为顶部受到的支撑力；μ 为挡圈和卡槽间的摩擦因数。由式(6)~式(8)联立求解得 $F_{n1} = F_{n2}$ = 38.5 N，$F_{f1} = F_{f2}$ = 5.78 N，F_t = 64.76 N。要推动挡圈轴向运动的推力需满足：

$$F_p \geqslant \mu\left(2F_{n1} + F_t\right) = 21.3\ \text{N} \tag{9}$$

由理论计算式(9)可得，卡圈只需 21.3 N 的轴向推力就可以在卡槽中滑动，而实际情况下弹簧预紧力达到了 44.12 N，单纯轴向撞击力为 67 N。这证明卡圈具备沿着卡槽圆角轨迹发生圆弧运动即径向收缩的充分条件。

2.2.3　挡圈沿卡槽圆角轨迹径向收缩仿真分析

1)模型简化。考虑柱塞泵活门系统的孔用挡圈主要受卡槽的约束力、卡槽侧面的摩擦力以及弹簧复位过程的碰撞作用，将弹簧复位过程的碰撞作用简化为使挡圈运动的轴向位移，可将缸体简化到只有卡槽的特征，如图10所示，降低模型复杂程度。

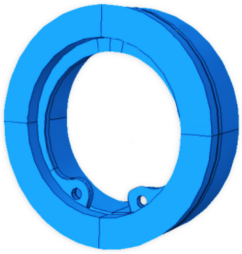


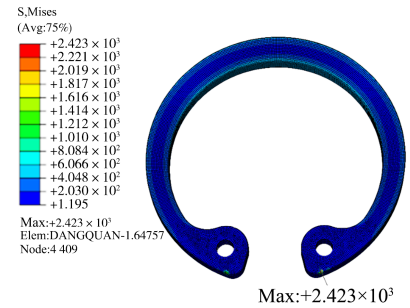
图10　装配模型

Fig. 10　Assembly model

2)工步设置。设置5个分析步，前2步完成挡圈的装配过程，后3步以完成轴向推动挡圈、挡圈圆角与卡槽圆角接触，从而产生径向收缩的过程。

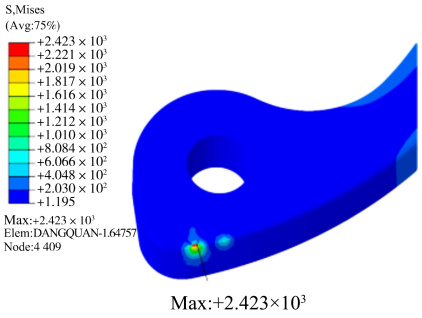
在挡圈与垫圈接触面设置一个刚体平面代替垫圈与挡圈的接触，在第4步和第5步中通过给刚体平面分别施加位移条件推动挡圈向轴向发生运动，将挡圈分步推上卡槽圆角，模拟活门座轴向撞击挡圈的轴向受载的过程。

3)仿真结果。在将挡圈推上卡槽圆角后，挡圈圆角与卡槽的圆角会出现线接触甚至是点接触的形式，这导致挡圈支耳部位的应力值急剧上升达到了2 423 MPa(图11)，远大于其他部位应力值，超过挡圈材料60Si2MnA的抗拉强度极限，实际该部位可能会出现相应的磨损。



(a) 整体应力分布

(a) Stress distribution of the entirety



(b) 局部放大应力分布

(b) Zoomed in view of stress distribution

图11　挡圈被推上卡槽圆角后的应力分布云图

Fig. 11　Stress distribution nephogram of the circlip pushed into slot's chamfers

如图12所示，在实际使用过的挡圈中也发现该部位磨损比较严重，尖角被磨平，应力大幅下降，不致使挡圈磨损后在支耳处发生崩坏。

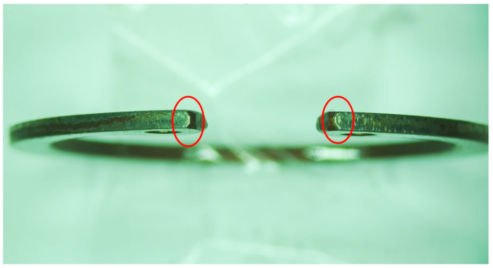


图12　支耳处的磨损情况

Fig. 12　Wear locations at lug

挡圈在轴向运动后，沿着卡槽圆角上滑，同时径向收缩程度加大。轴向运动位移 U_2 为 0.18 mm 时，孔用挡圈圆周侧面与卡槽圆周侧面分离，挡圈的圆角与卡槽的圆角相接触（图 13）。

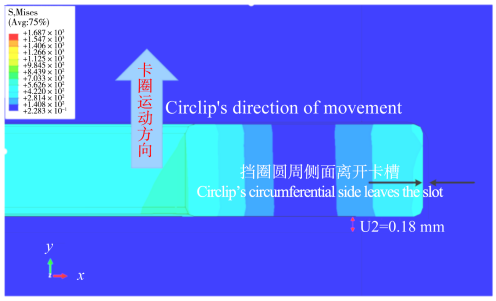
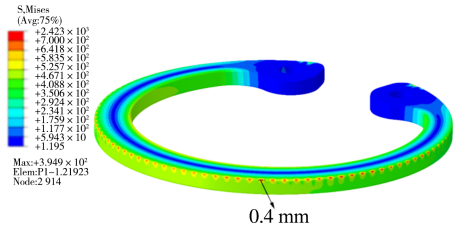


图 13 挡圈沿卡槽圆角上滑后的半剖局部放大图

Fig. 13 Enlarged half section view of the circlip pushed into slot's chamfers

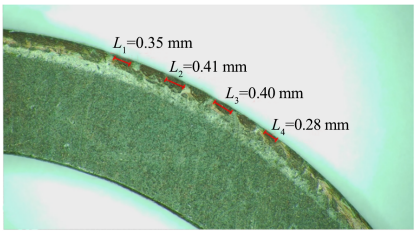
通过模拟孔用挡圈圆角半径与卡槽圆角半径不匹配的情况发现，若出现轴向过载的情况，将会导致挡圈沿着卡槽圆角上滑，以致挡圈的径向收缩程度加大，应力值大幅度提升，存在疲劳破坏的可能性。

由图 14(a)可以看到，挡圈与卡槽圆角接触的一侧的挡圈圆角上存在离散的高应力点。在对实际使用过的孔用挡圈做视频显微镜观察时发现，存在与之相对应的磨损痕迹，实物挡圈圆角上的磨损斑点长度（L_1~L_4）为 0.28~0.41 mm，仿真结果中高应力点位置宽度约为 0.4 mm，这些高应力区域是值得注意的疲劳破坏潜在位置。



（a）仿真

（a）Simulation



（b）实物

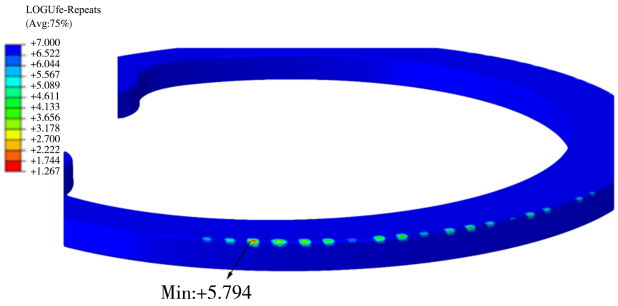
（b）Real sample

图 14 挡圈圆角磨损位置

Fig. 14 Wear locations of circlips' chamfers

2.2.4 径向收缩过程疲劳寿命分析

选取挡圈沿卡槽圆角上滑过程的应力集作为载荷谱，导入疲劳分析软件，疲劳寿命计算结果如图 15(a)所示。孔用挡圈在两侧圆角部位相应出现疲劳寿命较短的区域，对应动力学仿真中的高应力区，这些位置都有可能萌生微裂纹，导致孔用挡圈断裂。



（a）仿真

（a）Simulation



（b）实物

（b）Real sample

图 15 孔用挡圈圆角处疲劳位置

Fig. 15 Fatigue locations of circlips' chamfers

寿命最短位置显示为 $10^{5.794}$ 次循环，即循环推上圆角 622 300 次，该部位会发生疲劳破坏，进而断裂，与实际断裂位置相符，如图 15(b)所示。

实际高温及油液的冲蚀，都会加速挡圈的疲劳破坏，因此实际工况下的疲劳寿命会比软件计算得到的结果更短。但仿真结果中得出的孔用挡圈的薄弱位置是具有参考意义的，挡圈与卡槽工作面接触的圆角上容易出现疲劳破坏，最终导致断口的形成。

2.2.5 实物验证

为有效验证第 2.2.4 节内容，随机检查一断裂挡圈的槽内尺寸，对故障柱塞泵活门卡槽的工作面圆角半径进行测量，从实际测量层面验证卡圈沿卡槽产生滑动的可能。图 16 为测量点的位置分布示意图，整个圆周按 45° 等分成 8 组，分别测得 8 组不同的数据。

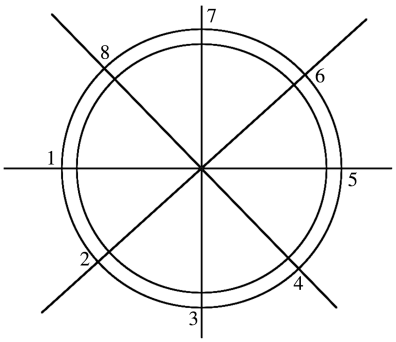


图 16　测量点位置示意图

Fig. 16　Locations of measuring points

图 17 为柱塞泵活门卡槽位置尺寸示意图，卡槽上部是与挡圈工作面接触的一端。

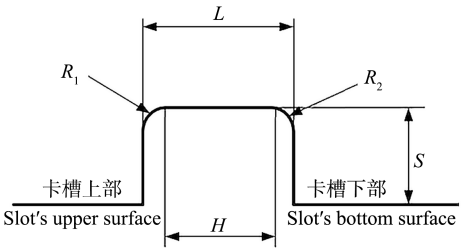


图 17　卡槽位置尺寸示意图

Fig. 17　Diagram of position and dimensions of the slot

得到的形貌数据如表 1 所示，R_1 为卡槽工作面一端的圆角半径；R_2 为非工作面一端的圆角半径；S 为卡槽深度；L 为卡宽度；H 为去除两边圆角后的宽度。

表 1　故障柱塞泵卡槽几何尺寸

Tab. 1　Geometric parameters of faulty plunger pumps' slots

编号 Number	R_1/mm	R_2/mm	S/mm	L/mm	H/mm
1	0.07	0.19	0.72	1.35	1.09
2	0.11	0.14	0.71	1.34	1.09
3	0.18	0.17	0.75	1.33	0.98
4	0.10	0.10	0.79	1.32	1.12
5	0.05	0.13	0.76	1.33	1.15
6	0.26	0.20	0.76	1.30	0.84
7	0.18	0.32	0.69	1.30	0.80
8	0.20	0.24	0.72	1.43	0.99

表 1 中关键数据为卡槽上部的圆角 R_1，第 6 组 $R_{1\,max}$ = 0.26 mm，第 5 组 $R_{1\,min}$ = 0.05 mm，两者相差 0.21 mm。从实际发生故障的柱塞泵活门卡槽的工作面圆角半径测量值来看，发生故障的柱塞泵活门系统中出现了挡圈沿着卡槽圆角轨迹滑动的情况，挡圈与卡槽圆角发生摩擦，卡槽的圆角半径值逐渐减小，接近挡圈的圆角半径。

这一发现进一步验证了前文的柱塞泵活门孔用挡圈工作过程径向收缩机制分析、柱塞泵活门孔用挡圈工作过程径向仿真分析的真实性。

3　维修改进措施及验证

针对上述挡圈疲劳断裂影响因素分析，挡圈发生疲劳断裂的根本原因归结于尺寸设计因素以及工作条件导致的孔用挡圈频繁的径向收缩，基此提出修理改进措施，并通过试验对改进措施进行验证。

3.1　维修改进措施

1）装配前，建议仔细清理卡槽，检测卡槽内是否存在杂质异物堆积，避免造成挡圈在卡槽中径向压缩量增大，在工作过程中倾斜，挡圈工作面与卡槽工作面平行度不符合要求，导致挡圈扭曲变形。

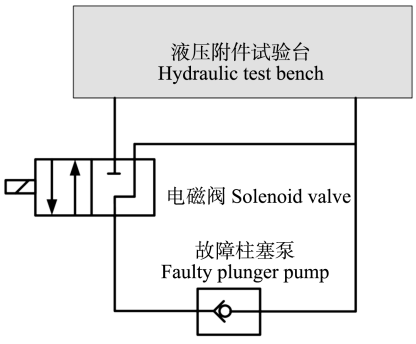
2）检查挡圈外侧倒角，将倒角大的一面安装向卡槽，保证挡圈圆角与卡槽圆角相匹配，降低挡圈频繁径向收缩的可能。

3）孔用挡圈单向受力时，卡槽形状不会影响挡圈的承载能力，为排除孔用挡圈与卡槽圆角不匹配问题，可修整卡槽槽宽，保证卡槽槽宽一致性，避免挡圈沿卡槽圆角轨迹滑动的可能，确保挡圈工作面与卡槽工作面完全贴合，实现轴向固定作用。

3.2　改进后试验方法及验证

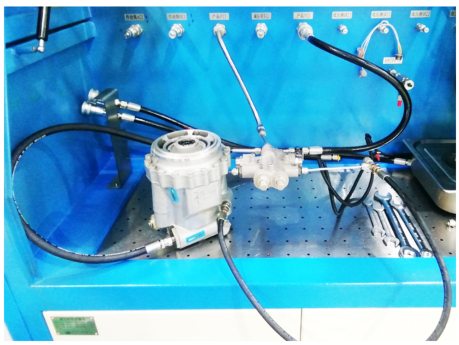
对原故障柱塞泵实施上述修理改进措施，确保卡槽与挡圈圆角尺寸匹配性，在液压附件试验台上开展打开关闭试验，试验上加装电磁开关控制压力通断，试验原理如图 18(a)所示，从原柱塞泵回油口进油，进油口出油，利用液压泵自身的内漏阻力形成压力差实现安全活门的打开，试验过程可将柱塞泵简化为单向活门。为真实模拟产品故障，将故障柱塞泵装配完整后，如图 18(b)所示，电磁阀出油口与柱塞泵原回油口连接，液压泵原进油口与电磁阀回油并联，根据 GJB 3849—99 开展 30 万次活门打开关闭试验。

试验结束后，分解检查挡圈完好，无故障，如图 19 所示，证明现有改进能够保证产品使用安全。



（a）试验原理图

（a）Test schematic diagram



（b）实物连接图

（b）Diagram of physical connection

图 18 柱塞泵连接线路图

Fig. 18 Diagram of connecting circuits of the plunger pump

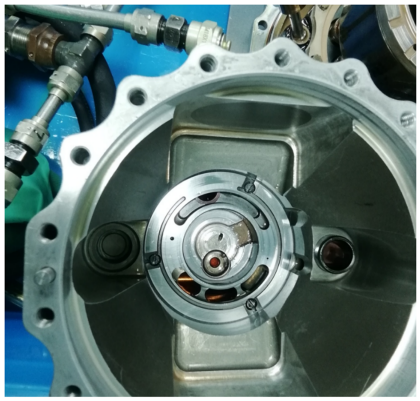


图 19 使用后产品磨损情况

Fig. 19 Wear condition of the product after use

4 结论

针对柱塞泵活门启闭工况，研究轴向撞击与径向收缩对孔用挡圈发生疲劳断裂的影响与修理改进措施，得到以下结论：

1）挡圈尺寸厚度对装配应力的影响较小，排除了单纯的轴向撞击导致孔用挡圈发生疲劳破坏的可能。

2）垫圈表面缺陷、卡槽中堆积金属杂质、挡圈圆角小于卡槽圆角半径尺寸，这些由于尺寸设计及工作条件导致的缺陷将造成孔用挡圈发生频繁的径向收缩，是挡圈发生断裂的主要因素。

3）基于影响挡圈疲劳断裂的因素，针对维修过程提出了改进措施，并通过试验验证现有改进能保证产品使用安全。

参考文献（References）

[1] 王升斌，王纯贤，吴 喆，等. 轴用挡圈径向失效判据与极限转速研究[J]. 机械强度，2018，40(6)：1412-1418.
WANG ShengBin，WANG ChunXian，WU Zhe，et al. Research on radial failure criterion and limit speed for circlips[J]. Journal of Mechanical Strength，2018，40(6)：1412-1418 (In Chinese).

[2] 徐 磊，杨 健，汪迪坤，等. 65Mn 弹性挡圈脆断及热处理工艺优化[J]. 微特电机，2021，49(7)：57-59.
XU Lei，YANG Jian，WANG DiKun，et al. Brittle fracture and heat treatment process optimization of 65Mn elastic ring[J]. Small & Special Electrical Machines，2021，49(7)：57-59 (In Chinese).

[3] 史文谱，刘爱荣，王 媛. 等速旋转开口薄壁圆环的力学分析问题[J]. 机械强度，2010，32(1)：134-138.
SHI WenPu，LIU AiRong，WANG Yuan. Mechanical analysis of the opening circle ring rotating at uniform angular speed[J]. Journal of Mechanical Strength，2010，32(1)：134-138 (In Chinese).

[4] 王正磊，吴玉程，黄家海. 高转速条件下轴向柱塞泵配流副摩擦磨损特性[J]. 液压与气动，2019(8)：27-32.
WANG ZhengLei，WU YuCheng，HUANG JiaHai. The high-speed tribological performance of port plates in axial piston pumps [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics，2019(8)：27-32 (In Chinese).

[5] 徐 鸣，田 伟，李 青，等. GH4169 合金螺旋挡圈裂纹问题分析[J]. 燃气涡轮试验与研究，2020，33(4)：36-40.
XU Ming，TIAN Wei，LI Qing，et al. Investigation on the cracking problem of GH4169 alloy spiral baffle ring[J]. Gas Turbine Experiment and Research，2020，33(4)：36-40(In Chinese).

[6] 王 力，王培科. 60Si2Mn 弹簧挡圈断裂原因分析及防治措施[J]. 煤矿机械，2011，32(11)：125-126.
WANG Li，WANG PeiKe. Reason analysis and prevention method of cracking 60Si2Mn spring washer [J]. Coal Mine Machinery，2011，32(11)：125-126 (In Chinese).

[7] 黄 超，郭 涛. 安全活门卡滞分析[J]. 失效分析与预防，2017，12(6)：365-370.
HUANG Chao，GUO Tao. Analysis of clamping stagnation of safety valve[J]. Failure Analysis and Prevention，2017，12(6)：365-370 (In Chinese).

[8] 张 峰，孙同明，管博文，等. 柱塞泵活门卡圈微动疲劳断裂分析与改进[J]. 液压与气动，2020(5)：173-178.
ZHANG Feng，SUN TongMing，GUAN BoWen，et al. Fretting fatigue fracture analysis and improvement of a plunger pump′s circlip[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics，2020(5)：173-178 (In Chinese).

[9] 任琪琛，孙志和，王 沛，等. O 形橡胶圈真空密封性能有限元分析[J]. 真空，2021，58(5)：37-41.
REN QiChen，SUN ZhiHe，WANG Pei，et al. Finite element analysis of vacuum sealing performance of O-ring[J]. Vacuum，2021，58(5)：37-41(In Chinese).

[10] 许 倩，惠卫军，龙晋明，等. 回火温度对 60Si2MnA 弹簧钢高周疲劳性能的影响[J]. 金属热处理，2012，37(8)：8-12.
XU Qian，HUI WeiJun，LONG JinMing，et al. Effect of tempering temperature on high-cycle fatigue properties of 60Si2MnA spring steel[J]. Heat Treatment of Metals，2012，37(8)：8-12 (In Chinese).

[11] FLEURY R M N，NOWELL D. Evaluating the influence of residual stresses and surface damage on fatigue life of nickel superalloys[J]. International Journal of Fatigue，2017，105：27-33.