

某型柴油机缸套密封圈破损故障分析及 工艺优化

刘丁丁^{1,2}, 王勇超^{1,2}, 侯潇帅^{1,2}, 栾玉庆^{1,2}

1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 山东 潍坊 261061;

2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:为解决某型柴油机缸套压装过程中密封圈破损率较高的问题,采用失效模式与影响分析法找出造成密封圈破损的显著影响因子,通过试验并借助 Minitab 软件分析各影响因子对压装力的影响,提出工艺优化方案并进行试验和生产验证。结果表明:导致密封圈破损的高风险影响因子为密封圈装配温度、装配涂油位置、压装速度、缸套凹槽圆角半径、缸孔倒角和压装力;优化的缸套装配工艺为:缸孔倒角的测点为均布于倒角圆周的4个点,在密封圈和缸孔倒角两处涂抹润滑油,缸套凹槽圆角半径为0.25 mm,缸套压装速度为5 mm/s,密封圈装配温度为60℃;优化后的试验结果表明,缸套平均压装力为1.128 kN,与预测最优压装力接近,优化措施有效;实际生产结果表明,优化后工艺显著提高了缸套装配质量与生产效率。

关键词:柴油机缸套;密封圈破损;压装工艺;工艺优化

中图分类号:U464.172

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2026)01-0086-07

引用格式:刘丁丁,王勇超,侯潇帅,等.某型柴油机缸套密封圈破损故障分析及工艺优化[J].内燃机与动力装置,2026,43(1):86-92.

LIU Dingding, WANG Yongchao, HOU Xiaoshuai, et al. Fault analysis of cylinder liner sealing ring failure in a certain type of diesel engine and its process optimization [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2026, 43(1): 86-92.

0 引言

缸套作为安装在发动机缸体内的筒形零件,与活塞组件配合共同构成气缸工作空间。湿式缸套外壁直接与冷却液接触,构成冷却水套的壁面,其散热效率远超干式缸套,因而广泛应用于热负荷较高的发动机。缸套核心作用有以下3点:1)支撑活塞并引导其沿直线运动,避免活塞倾斜磨损;2)承受缸内燃烧过程产生的高压,并与活塞环、缸盖共同保证燃烧室的密封性,因此要求缸套具有足够的强度和耐磨性;3)将燃烧产生的高温传递到冷却系统,维持缸内正常的工作温度。湿式缸套直接接触冷却液,靠上下密封圈进行定位与密封,可有效防止防冻液泄漏。然而在缸套装配过程中,时常发生因密封圈挤破导致机体与缸套间出现防冻液泄漏问题。文献[1]指出应保证发动机缸套密封圈的装配质量,分析密封圈破损原因,并设计了专用的夹具及工具进行装配以避免密封圈损坏,但未对缸套密封圈装配工艺进行详细分析。文献[2]研究了倒角尺寸对缸套密封圈装配的影响,发现倒角尺寸与密封圈线径不匹配时,可导致密封圈损伤。文献[3]研究了缸套密封圈装配速度与密封圈受到的剪切应力的关系,指出应尽量降低密封圈进入密封面时的进给速度,避免密封圈剪切损伤。

本文中针对某型柴油机缸套密封圈装配过程中出现的破损故障,采用失效模式与影响分析(failure mode

收稿日期:2025-10-29

第一作者简介:刘丁丁(1995—),男,安徽界首人,工程师,主要研究方向为内燃机制造技术,E-mail:liudingd@weichai.com。

and effects analysis, FMEA)法详细分析故障原因,并优化装配工艺,为提高发动机缸套装配质量提供参考。

1 缸套及密封圈装配过程

某公司新推出的某型高端战略柴油机在装配过程中出现缸套密封圈破损故障,对产品整体质量与可靠性构成严峻挑战。该型柴油机每个缸套需要装配3个密封圈,如图1所示。图1中,密封圈1不起密封作用;密封圈2用于密封防冻液;密封圈3用于密封机油,防止出现油水混合现象。以上3个密封圈在装配过程中不允许破损。缸套及密封圈的装配过程可分为2个步骤:先将密封圈装配至缸套,随后进行缸套压装。具体为:操作人员先将3个密封圈装配于缸套,均匀涂抹润滑油后,将其置入缸孔,以电动缸作为动力装置将缸套压装至规定位置。

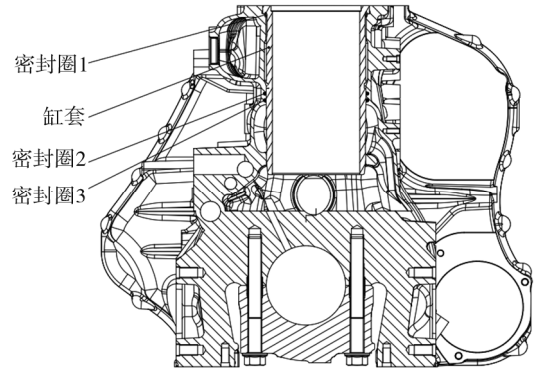


图1 缸套及密封圈装配示意图

2 密封圈破损故障原因分析及优化

2.1 问题描述

在该型柴油机的装配过程中出现缸套密封圈破损故障,故障现象如图2所示。对库存该型柴油机机体进行拆检排查,统计结果表明密封圈破损率达5.43%,亟需进行故障原因分析并处置。在拆检过程中,发现密封圈2和密封圈3破损,但密封圈1未破损。

2.2 FMEA分析

为明确故障原因,从人、机、料、法、环5个方面全方位对生产过程进行分析^[4]。分析聚焦于密封圈装配与缸套压装两个核心工序,分析各工序中可能导致密封圈破损的影响因子并进行编号。

密封圈装配过程从人、机、料、法、环五个维度识别出6项影响因子:1)人。操作人员技能,记为因子1。2)机。涂油刷子,记为因子2。3)料。润滑油类型,记为因子3,即装配时所使用的润滑油型号与规格。4)法。装配涂油量、装配涂油位置,分别记为因子4、5。5)环。装配时的温度,记为因子6。

缸套压装过程从机、法两个维度识别出7项影响因子:1)机。共识别出定位销直径、定位块高度、压头直径、压装力4个因子,分别记为因子7、8、9、10。2)法。共识别出压装速度、缸套凹槽圆角半径、缸孔倒角3个影响因子,分别记为因子11、12、13。

上述13个影响因子共同构成了导致密封圈破损的潜在风险源,为后续的故障排查与工艺优化提供了清晰的分析框架。

FMEA是一种系统化、结构化的风险分析工具,其核心目的是在产品设计或生产流程阶段主动识别、评估并优先处理潜在的失效模式及其可能导致的后果,从而预防问题发生,提高产品的可靠性与安全性^[5]。FMEA应系统评估生产过程中所有影响因子的风险等级,将风险等级划分为H(高)、M(中)、L(低)三等。对于风险等级为H、M的影响因子应进行分析和改善,风险等级为L的影响因子可暂不采取改进措施。

对13个末端影响因子进行FMEA评估,确定风险较大的影响因子,结果如表1所示。由表1可知:密封圈装配温度、装配涂油位置、压装速度、缸套凹槽圆角、缸孔倒角、压装力的风险等级较高,应进行改进。



图2 密封圈破损故障现象

表1 FMEA表

因子 编号	失效模式	潜在失效分析				现行控制方法	探测 度	风险 等级
		影响	严重度	原因	频度			
1	人员技能不足	胶圈破损	7	不具备岗位资质	3	岗位资格认证	2	L
2	刷子不粘油	胶圈破损	7	润滑不足	3	作业指导书	3	L
3	润滑油型号不合理	胶圈破损	7	润滑不足	3	作业指导书	4	L
4	涂油量少	胶圈破损	7	润滑不足	3	作业指导书	3	L
5	涂油位置不合理	胶圈破损	7	润滑不足	5	无	8	H
6	装配温度超过 70 ℃ 或低于 10 ℃	胶圈破损	7	温度设置不合理	5	保温箱温度控制	4	M
7	压装速度过大	胶圈破损	7	速度设置不合理	6	电缸控制	4	M
7	定位销直径小于 16.02 mm	胶圈破损	7	定位销直径磨损	3	工装周检	4	L
8	定位块高度小于 10.00 mm	胶圈破损	7	定位块高度磨损	3	工装周检	4	L
9	压头直径小于 160.00 mm	胶圈破损	7	压装不到位	2	工装周检	4	L
10	压装力过大	胶圈破损	7	挤胶圈	5	设备监控	7	M
11	倒角过小	胶圈破损	7	倒角导向功能不足	5	检验作业指导书	6	M
12	倒角不合格	胶圈破损	7	倒角导向功能不足	5	检验作业指导书	6	M

使用电缸进行 268 组缸套压装试验,通过压装过程中的压力位移曲线分析压装力与密封圈破损的关系。268 组压装试验中,密封圈破损 14 次,对应压装力分别为 3.96、4.65、4.77、4.91、5.12、5.26、5.62、5.69、5.77、5.99、6.24、6.59、8.07、8.55 kN。

使用 Minitab 软件^[6]对试验数据进行分析,以压装力 F 为计量型数据,密封圈破损为计数型数据,构建逻辑回归模型^[7]。逻辑回归方程为:

$$P(Y' = 1) = \frac{\exp(Y')}{1 + \exp(Y')},$$

$$Y' = -7.98 + 1.128\{F\},$$

式中: $P(Y' = 1)$ 为事件发生的概率,即密封圈破损的概率; $\{F\}$ 为以 kN 为单位的 F 的数值。

根据上述逻辑回归方程绘制密封圈破损概率曲线,结果如图 3 所示。由图 3 可知:密封圈破损概率与压装力正相关,压装力越大,胶圈破损率越高;当压装力为 0~4 kN 时,破损概率增长非常缓慢,几乎接近于 0;当压装力大于 4 kN 时,破损概率快速升高,说明该区间的压装力对破损概率影响最大;当压装力大约为 7 kN 时,破损概率突破 0.5,意味着此时密封圈破损的可能性首次超过不破损的可能性。

经分析确认,胶圈装配温度、装配涂油位置、压装速度、缸套凹槽圆角共同作用导致压装力过大,进而导致密封圈破损。

2.3 缸孔倒角分析与优化

缸孔倒角为外协加工工序,在来料抽检过程中发现倒角加工不合格问题。排查发现,外协厂家使用深度游标卡尺测量缸孔倒角,测量机体顶面距倒角距离为 (122.5 ± 0.1) mm,且仅测量 1 点的倒角。该方法测量覆盖不足,仅测 1 点倒角无法全面反映缸孔周向的倒角质量,无法识别刀具加工偏移的现象,导致

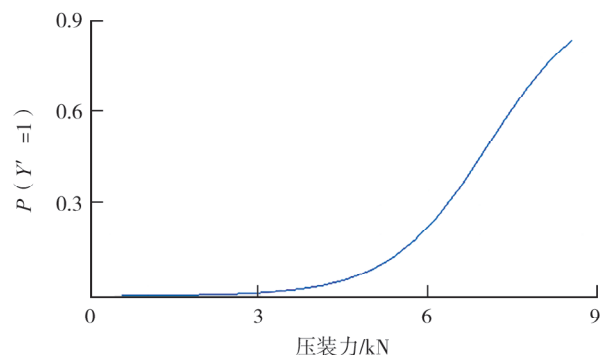


图3 密封圈破损概率曲线

测量系统不能有效识别倒角不合格现象。缸孔倒角测量示意图如图 4 所示。

与外协厂家协商,将其测量方式从 1 点测量优化为 4 点测量,测点在倒角圆周均匀分布,可有效识别倒角不合格现象。

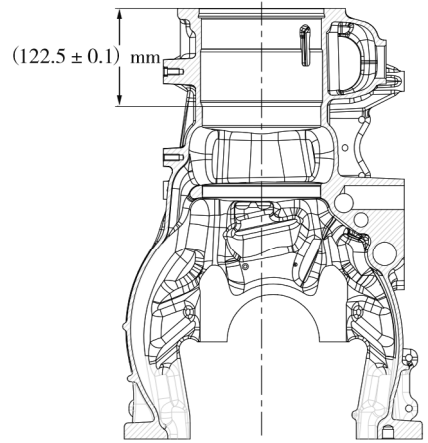


图 4 缸孔倒角测量示意图

2.4 缸套凹槽圆角半径分析与优化

根据产品设计图纸,缸套凹槽圆角半径为 0.20 mm,无公差要求,但实测圆角半径为 0.15 mm。对比另一种机型的湿式缸套,原机型柴油机缸套凹槽圆角亦偏小。优化缸套凹槽圆角半径,将其增大至 0.25 mm。制作凹槽圆角半径为 0.25 mm 的优化后缸套,并与原缸套(凹槽圆角半径为 0.15 mm)进行压装对比试验。对优化后缸套试验 96 次,对原缸套试验 85 次,统计试验过程中的压装力。结果表明:优化后缸套压装力在 1.10~4.99 kN 间波动,原缸套压装力在 1.04~6.97 kN 间波动,优化方案降低了压装力。

采用 Anderson-Darling(AD)检验^[8]对两种缸套的压装试验数据进行正态性检验,结果如图 5 所示。由图 5 可知:1)两种缸套压装入均近似呈直线,且基本落在 95%置信区间内;2)软件计算结果显示两组数据 AD 检验的 P 值分别为 0.665、0.612,均远大于 0.05,数据满足正态分布。两种不同圆角的缸套压装力箱线图如图 6 所示。由图 6 可知:圆角半径为 0.25 mm 的缸套压装力小于半径为 0.15 mm,且数据波动更小。

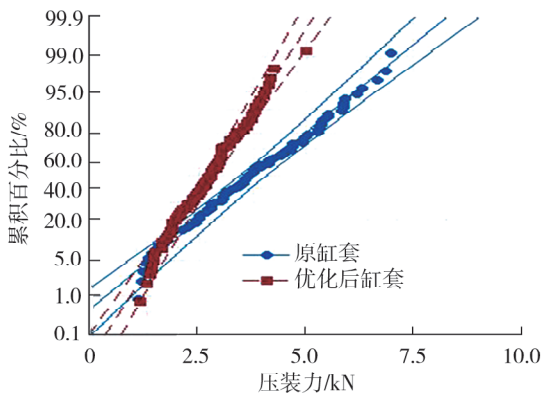


图 5 两种缸套压装力正态性检验图

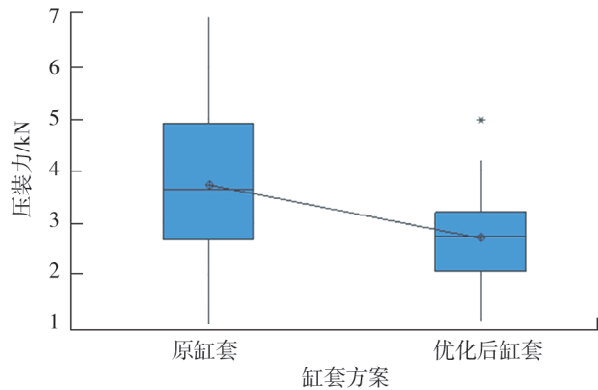


图 6 两种缸套压装力箱线图

2.5 涂油位置分析与优化

缸套压装工艺设计要求缸套装配密封圈后应在密封圈上涂抹润滑油。为降低压装过程中的密封圈与机体缸孔的摩擦力,对涂油位置进行优化,在机体缸孔倒角和密封圈同时涂油。进行 20 组压装试验,对比涂油位置优化前、后的压装力。试验结果表明:原涂油方案的压装力在 2.95~7.69 kN 间波动,优化涂油方案的压装力在 0.31~2.46 kN 间波动,优化后压装力大幅下降。

根据试验结果制作两种涂油方式的压装力箱线图,如图 7 所示。由图 7 可知:涂油方式优化后压装力显著降低,且压装力分布更集中,有利于避免密封圈破损。

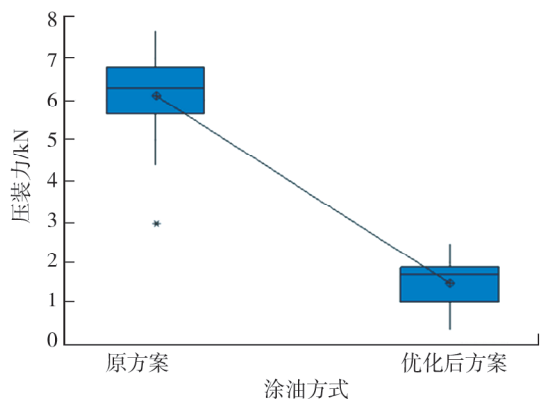


图 7 两种涂油方式压装力箱线图

2.6 装配温度与压装速度分析与优化

针对密封圈装配温度、压装速度 2 个影响因子,设计二因素二水平全因子试验,分析其对压装力的影

响,并增设了三个中心点以估计试验误差。对密封圈装配温度,高水平为 60 ℃,低水平为 20 ℃;对压装速度,高水平为 10.0 mm/s,低水平为 5.0 mm/s。试验安排及结果如表 2 所示。

表 2 密封圈装配温度和压装速度试验安排及结果

组次	装配温度/℃	压装速度/(mm·s ⁻¹)	试验次数	平均压装力/kN	组次	装配温度/℃	压装速度/(mm·s ⁻¹)	试验次数	平均压装力/kN
1	20	5.0	20	1.291	5	40	7.5	20	1.280
2	60	5.0	20	1.122	6	40	7.5	20	1.279
3	60	10.0	20	1.143	7	40	7.5	20	1.285
4	20	10.0	20	1.347					

基于试验数据,使用 Minitab 软件计算得到压装力 F 与密封圈装配温度 t 、压装速度 v 的拟合回归方程:

$$\{F\} = 1.357\ 43 - 0.003\ 365 \{t\} + 0.014\ 75 \{v\} - 0.000\ 174 \{t\} \{v\},$$

式中: $\{F\}$ 为以 kN 为单位的 F 的数值; $\{t\}$ 为以 ℃ 为单位的 t 的数值, $\{v\}$ 为以 mm/s 为单位的 v 的数值。

进一步分析试验数据,绘制压装力随密封圈装配温度、压装速度的变化曲线如图 8 所示。由图 8 可知:压装力与密封圈装配温度呈反比,与压装速度呈正比;装配温度对压装力的影响大于压装速度。

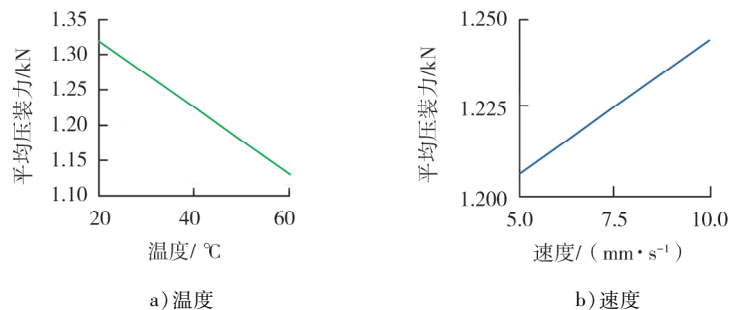


图 8 压装力随密封圈装配温度、压装速度变化曲线

结合生产实际情况,通过响应优化器计算得到,当密封圈装配温度为 60 ℃且压装速度为 5 mm/s 时,平均压装力可以达到最小,为 1.121 6 kN,可有效降低密封圈破损风险。原因为密封圈预加热至 60 ℃后更柔软,装配时不易破损。

3 验证

按 4 个影响因子的最优组合(缸套凹槽圆角半径为 0.25 mm,在缸孔倒角和密封圈同时涂油,密封圈装配温度为 60 ℃,压装速度为 5 mm/s)对生产过程中的 125 个缸套进行压装试验验证,测量并记录压装过程中的压装力。试验结果表明:125 个缸套压装过程中,最大、最小、平均压装力分别为:1.870、0.400、1.128 kN,平均压装力与优化模型预测的最优压装力(1.121 6 kN)基本一致。

采用 AD 检验对上述 125 个缸套的压装力进行正态性验证,判断数据有效性,结果如图 9 所示。由图 9 可知:所有数据近似呈直线,且软件计算得

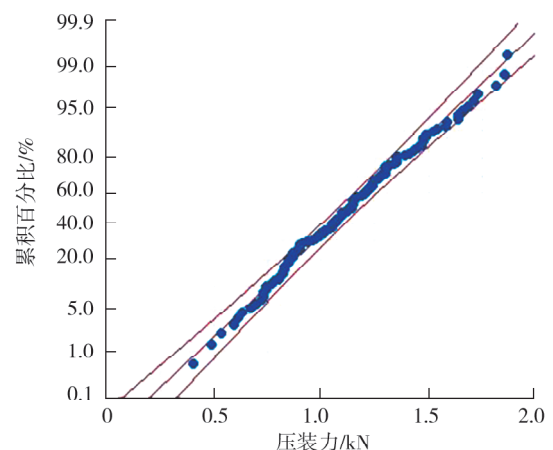


图 9 正态性检验图

到 AD 检验的 P 值为 0.667,数据符合正态分布,表明数据有效。

为分析缸套装配过程的稳定性,绘制缸套压装过程的单值-移动极差(individual moving range, I-MR)控制图,结果如图 10 所示。由图 10 可知:所有数据均在控制上、下限内,未出现连续 7 点上升或下降,以及周期性波动等情况,表明缸套压装过程稳定性较好;单值图的压装力控制上限为 2.041 kN,控制下限为 0.215 kN,将该上、下限设置为压装电缸压装力的报警阈值,有效监控缸套压装过程中的异常情况。

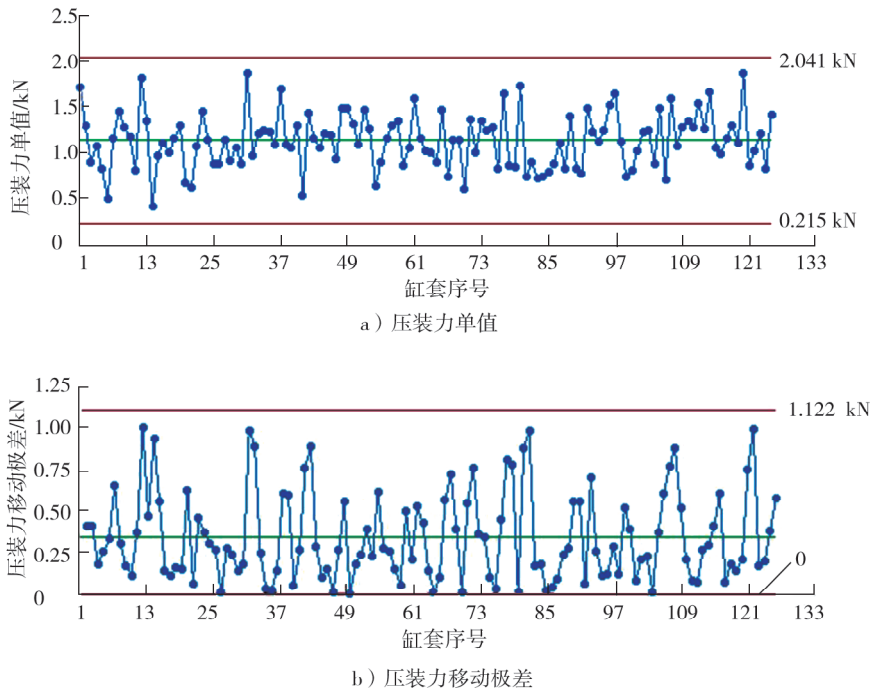


图 10 压装过程 I-MR 图

缸套装配工艺优化方案已在该型柴油机生产线上进行了实际生产验证,统计数据表明,实施优化方案后,柴油机缸套的装配质量与生产效率得到显著提高。

4 结论

针对缸套在装配过程中出现的密封圈破损问题,通过 FMEA 法找出造成密封圈破损的显著影响因素,并逐一进行分析与改进,优化缸套装配工艺,提高装配质量。

1) 导致密封圈破损的高风险影响因子为密封圈装配温度、装配涂油位置、压装速度、缸套凹槽圆角半径、缸孔倒角、压装力,且压装力受其余影响因素的影响。

2) 优化后的缸套装配工艺为:缸孔倒角的测点为均布在倒角圆周上的 4 个点,在密封圈和缸孔倒角两处涂抹润滑油,缸套凹槽圆角半径为 0.25 mm,缸套压装速度为 5 mm/s,密封圈装配温度为 60 °C。试验验证结果表明:缸套平均压装力 1.128 kN,与预测最优压装力接近,优化措施有效。

3) 根据缸套压装力绘制 I-MR 控制图,结果表明缸套压装过程稳定性较好;设置压装力控制上限为 2.041 kN,下限为 0.215 kN,以实现对缸套压装过程的有效监控。

参考文献:

- [1] 张东晋川,王天元,彭中亚,等. 低压后支承石墨密封组件红色胶圈损伤分析及预防措施[J]. 特种橡胶制品,2021,42(4): 57-59.
- [2] 薛同均,于国强,汪军. 基于有限元的 O 形橡胶密封圈装配工艺研究[J]. 机械工程师,2022(10): 113-115.
- [3] 李记威,曹军伟,王国锐,等. 基于有限元的 O 形橡胶密封圈装配过程参数影响分析[J]. 航空兵器,2017(6): 72-76.

- [4] 郑红,李安强.汽车起重机转台异响故障诊断与排除[J].机械,2014,41(6):72-76.
- [5] 车玉帅.基于多视角风险因素分析的FMEA的质量风险评估研究[D].南京:南京航空航天大学,2023.
- [6] 王猛,赵天永,任飞.基于Minitab的质量管理模式在航空零备件镀覆中的应用[J].航空维修与工程,2023(12):110-114.
- [7] 高淑芝,陈一丹,张义民,等.基于随机临近嵌入和逻辑回归的滚动轴承可靠性评估[J].机械设计与制造,2024(10):1-4.
- [8] 刘金东,王天铨,陈永红,等.基于Anderson-Darling正态性检验的改进方法及应用[J].数学的实践与认识,2023,53(4):184-193.
- [9] 崔远.基于Anderson-Darling检验的传感节点故障检测算法[J].电子元器件与信息技术,2022,6(1):186-188.
- [10] 刘心念,刘玉兰,陈凤.Z公司基于SPC的生产过程质量管理研究[J].现代工业经济和信息化,2025,15(10):224-227.

Fault analysis of cylinder liner sealing ring failure in a certain type of diesel engine and its process optimization

LIU Dingding^{1,2}, WANG Yongchao^{1,2}, HOU Xiaoshuai^{1,2}, LUAN Yuqing^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine and Powertrain system, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: To address the high failure rate of sealing rings during the press-fitting process of a certain diesel engine cylinder liner, the significant influencing factors causing sealing ring damage are identified through Failure Mode and Effects Analysis (FMEA). The effects of influencing factors on the press-fitting force are analyzed through experiments and with the help of Minitab software. A process optimization plan is proposed and tested for production validation. The results show that the high-risk influencing factors leading to sealing ring damage are the sealing ring assembly temperature, assembly oiling position, press-fitting speed, cylinder liner groove fillet radius, cylinder bore chamfer, and press-fitting force. The optimized cylinder liner assembly process is as follows: the measuring points for the cylinder bore chamfer are four points evenly distributed around the chamfer circumference, lubricating oil is applied to both the sealing ring and the cylinder bore chamfer, the cylinder liner groove fillet radius is 0.25 mm, the cylinder liner press-fitting speed is 5 mm/s, and the sealing ring assembly temperature is 60 °C. The optimized experimental results show that the average press-fitting force of the cylinder liner is 1.128 kN, which closely matches the predicted optimal value, thereby confirming the effectiveness of the optimization measures. The actual production results show that the optimized process significantly improve the assembly quality and production efficiency of the cylinder liner.

Keywords: diesel engine cylinder liner; sealing ring failure; press-fitting process; process optimization

(责任编辑:臧发业)