

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.01.011

重型卡车散热器失效分析及优化研究

张辉^{1a,1b}, 夏航², 王鹏超^{1a}, 徐慧^{1a}, 龚玉梅^{1a}, 陈天锋³(1. 台州职业技术学院 a. 汽车学院; b. 汽车关键零部件精益智造研究所, 浙江 台州 318000;
2. 浙江工业大学, 浙江 杭州 310014; 3. 浙江银轮机械股份有限公司, 浙江 台州 317200)

摘要: 针对重型卡车铝塑管带式散热器泄漏失效问题, 根据疲劳失效机理分析, 优化设计塑料水室、主板、散热管、侧板等散热器核心零件。利用有限元仿真进行耐压分析和热-结构耦合分析。仿真结果表明: 在压力交变载荷和温度交变载荷作用下, 散热器各组成零件的最大变形量和最大应力值分布点与实际失效区域吻合, 验证了有限元模型和仿真分析的准确性, 对比材料疲劳寿命曲线, 优化后散热器的应变、应力值小于设计安全值。对散热器样件进行压力脉冲试验和冷热循环试验, 结果满足主机厂设计要求。

关键词: 铝塑管带式散热器; 疲劳失效; 有限元分析; 压力脉冲; 冷热循环

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2024)01-0055-06

Failure Analysis and Optimization Research on Heavy Duty Truck Radiator

ZHANG Hui^{1a,1b}, XIA Hang², WANG Pengchao^{1a}, XU Hui^{1a}, GONG Yumei^{1a}, CHEN Tianfeng³(1. a. Auto College; b. Institute of Lean Manufacturing for Key Automotive Components,
Taizhou Vocational and Technical College, Taizhou 318000, China; 2. Zhejiang University of Technology,
Hangzhou 310014, China; 3. Zhejiang Yinlun Machinery Co., Ltd., Taizhou 317200, China)

Abstract: According to the fatigue failure mechanism analysis, key components such as plastic tank, header, tube and sideplate are optimized for the leakage failure of aluminum-plastic tube fin radiator for heavy duty truck. The pressure resistance analysis and heat-structure coupling analysis of the radiator are carried out by finite element simulation, whose results show that under the action of alternating pressure load and alternating temperature load, the maximum deformation and maximum stress distribution of each part are consistent with the actual failure area, which verifies the accuracy of the finite element model and simulation analysis. Compared with the fatigue life curve of materials, the strain and stress of the optimized radiator are also smaller than the designed safety value. Pressure cycle test and thermal cycle test are carried out on the radiator prototypes, whose results meet the design requirements of the OEM factory.

Keywords: aluminum-plastic tube fin radiator; fatigue failure; finite element analysis; pressure pulse; thermal cycle

0 引言

发动机冷却系统作为重型卡车的核心部件, 对卡车的动力性、经济性、稳定性等至关重要, 一般包含散热器、风扇、水泵、节温器、水套等^[1]。其中, 散热器处于复杂和严酷的运行工况, 受到冷热交变应力、内部冷却液交变压力、随机振动应力等, 在三包期内出现失效情况较多。如何准确判断散热器的失效模式, 并提出针对性的改进措施, 这是当前散热器制造企业遭遇的难点和痛点, 也是国内外学者的研究热点。目前研究主要停留在有限元的仿真分析, 分析对象更多地集中在乘用车散热器^[2-5], 而重型卡车散热器运行工况更为

复杂, 不仅产品结构尺寸复杂, 所受到的各种载荷冲击也更大, 故需要探究和梳理重卡散热器的失效机理, 针对性地优化各组成零件结构, 满足更高的耐久性和可靠性要求。

1 散热器典型失效模式分析

铝塑管带式散热器是当前卡车的主流配置, 图1为典型散热器结构。通过对某散热器制造企业的售后质量数据统计分析后得知, 重型卡车管带式散热器的主要失效模式为两类: 一是主板压封弹开, 引起水室和主板密封泄漏; 二是散热管和主板焊接处泄漏, 主要集中在芯体四角和进水口下方区域。

基金项目: 浙江省教育厅科研项目(Y202147319)

第一作者简介: 张辉(1988—), 男, 浙江台州人, 讲师, 硕士, 研究方向为汽车冷却系统设计, 597824852@qq.com。

卡车运行过程中,高温、高压冷却液的脉冲循环流动,会对散热器造成结构应力和热应力的循环作用,引发零部件的疲劳失效^[6]。

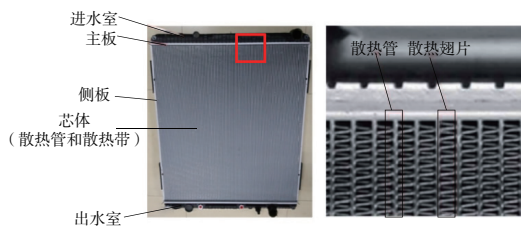


图1 铝塑管带式散热器典型结构

1.1 散热器压力交变疲劳失效

水泵驱动冷却液在发动机水套和散热器内部流动,形成脉冲压力载荷,压力脉冲试验最高压力达到 250 kPa。首先产生变形的是进水室,塑料水室变形大,由于自身弹性好,本身出现破裂的风险小,但会加剧主板变形,尤其是主板压齿变形;此外,芯体中间区域的散热管膨胀会通过散热带向两侧传递,越靠近两侧的散热管叠加变形越大,而散热管两端受主板约束,使得散热管根部承受弯曲应力,芯体四角弯曲应力最大,且与内部压力和芯体宽度成正相关。交变压力载荷对水室、主板、散热管等零件造成交变的结构应力,该应力水平总体较低,属于高周应力疲劳范围^[7]。其典型失效模式如图 2 所示。

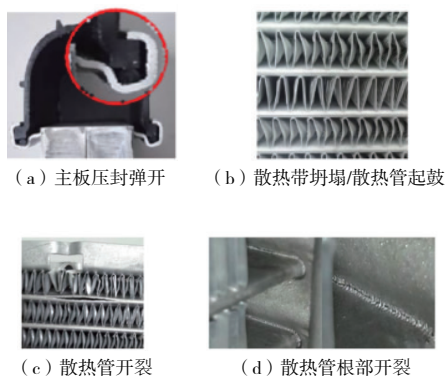


图2 散热器压力交变典型失效模式

1.2 散热器冷热交变疲劳失效

当温度发生变化时,弹性体的体积会发生膨胀或收缩,当物体受到约束或者内部变形不一致,不能自由地膨胀或者收缩,结构中就会产生热应力。发动机启停过程中,散热器具有较大的温差变化,对散热器芯体各零件造成热应力。分析散热器芯体结构,可近似认为水室两端固定,主板和

散热管在芯宽和芯高方向受刚性约束。温度变化时,主板和散热管的热应力分析可转为对梁的静不定问题分析^[8]。热应力计算可采用热弹性位移势法,将热效应转化为等效体力和等效面力。主板和散热管的热膨胀量 ΔL 可用式(1)表示。

$$\Delta L = \alpha(T_2 - T_1)L_0 \quad (1)$$

式中: α 为材料线膨胀系数; T_1 、 T_2 分别为材料变化前、后温度; L_0 为初始长度。

循环变化的热应力产生循环变化的热应变。热应力和热应变的关系可用式(2)表示。

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{ES} \quad (2)$$

式中: σ 为热应力; E 为弹性模量; S 为零件横截面积; F 为压力。

主板和散热管的热膨胀量也就是热应力产生的变形量,由式(1)、式(2)可得:

$$\sigma = \alpha(T_2 - T_1)E \quad (3)$$

由式(3)可知,在材料确定时,温度变化量是热应力的关键影响因素。

对于温度响应来说,由于材料和料厚差异,芯体四周的主板和侧板变化慢,中间的散热管和散热带变化快,热变形不一致,散热管根部形成热应力集中。图 3 为在冷热交变过程中,主板和散热管处于不断地收缩和膨胀,形成受压和受拉交替作用,处在芯体四角的散热管根部变形量最大,最容易出现热疲劳失效,属于低周热疲劳范围^[9]。大量售后失效件的泄漏区域就是芯体四角,如图 4 所示,失效件解剖之后可以看到热应力造成的疲劳裂纹发生在主板与散热管钎焊缝边缘处,与理论分析的热应力集中点一致。

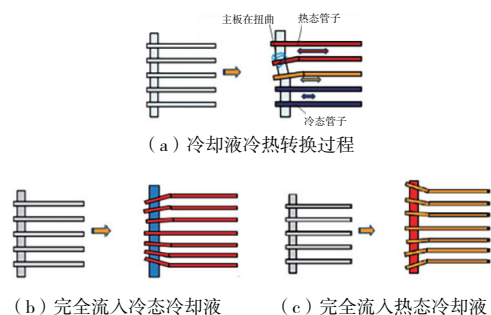


图3 主板和散热管热变形示意图



图4 散热器冷热交变典型失效模式

2 散热器抗疲劳失效优化设计

为了提高疲劳寿命,需要针对性地解决散热器失效区域在高温、高压工况下的应力集中问题,减小形变,降低结构应力和热应力。

1) 水室优化设计

增强塑料水室的结构强度和刚性,主要是为了减少主板的变形量和应力值。水室优化方案如图 5 所示:①增加水室壁面料厚,仿真分析表明料厚由 3 mm 增加到 3.5 mm,主板最大应力值能减少 10%左右,这是改善效果最明显的措施,但会增加成本;②在保证冷却液流场良好的前提下,水室内腔高度尽可能小,遵循横截面能圆不方的原则,减少水室受力面积;③水室局部加强,尤其是进出水管口区域布置加强筋,同时得考虑塑料水室脱模的可行性;④水室与主板密封结构优化,改进水室脚结构,底部由平面改为内凹面,改善橡胶密封圈的贴合性,合理选择密封圈压缩量,保证密封圈填充率达到 90%。



图 5 水室优化结构

2) 主板优化设计

主板失效以塑性变形为主,压齿弹开,造成主板和水室密封泄漏,增强压齿刚性是主板优化提升的主要目标。在每个压齿中间设置外凸加强筋,延伸到主板底部,如图 6 所示。主板压齿间距由 24 mm 缩小为 16 mm,齿数增加对应的水室竖筋数量也增加,水室强度提升,减少对主板的二次影响。



图 6 主板优化结构

3) 散热管优化设计

重卡散热器主流配置采用宽度 40 mm 的扁长型散热管。将散热管单沙漏形式优化为双沙漏形式,同时改进打凸结构和排布形式,如图 7 所示。管壁料厚由 0.35 mm 降到 0.32 mm,既能提升散热管强度和芯体整体刚性,又能实现轻量化,且散热管质量下降 8.6%。但是双沙漏散热管对生产工艺提出了挑战,中间双连接点焊接容易出现虚焊,后期需要调整钎焊工艺参数,提升钎焊合格率。

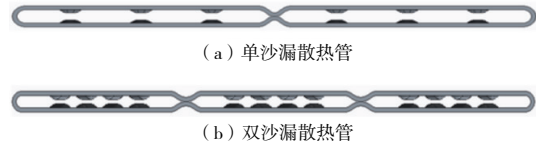


图 7 散热管优化结构

4) 加强卡设计

散热器芯体四角是热应力和结构应力最为集中的地方,加强该区域散热管与主板的连接强度,将会显著提升散热器疲劳寿命。加强卡设计如图 8 所示,布置在芯体四角,单侧使用 2 个加强卡,增强两侧各 4 根散热管,4 个凸边插入散热管内,在钎焊之后与散热管形成一体,对散热管两端圆角内壁进行强化。



图 8 加强卡结构

5) 侧板 V 型膨胀节设计

散热器芯体受温度交变载荷时,侧板刚性太强而不能及时释放散热管热应力,会对散热器产生致命影响。但是侧板设计需要考虑对芯体整体强度和刚性影响,在钎焊过程中侧板还要承受焊模对芯体的夹紧力。因此,设计了带 V 型膨胀节的侧板(图 9),替代现有焊后侧板锯断的热应力释放措施,侧板锯断区域对应的散热管和散热带容易变形,叠加振动激励,该区域散热管泄漏风险较高。新型侧板设计在保证侧板整体强度和刚性的同时,通过 V 型膨胀节释放纵向约束,减小芯体两侧散热管根部的热应力,有效提升芯体四角的热疲劳寿命。

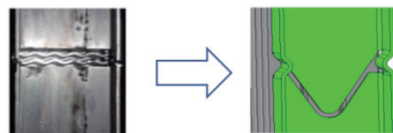


图 9 侧板优化结构

3 散热器有限元仿真分析

3.1 散热器有限元模型建立

以某散热器制造企业失效最为严重的一款重卡散热器产品作为研究对象,其主要失效模式是主板压齿弹开和芯体四角散热管泄漏。该散热器匹配 441 kW(600 马力)发动机,热载荷大,对可靠性

和耐久性的设计要求更高,将上述散热器抗疲劳失效措施应用在改善方案中。利用 Solidworks 软件建立有限元模型,散热器芯体高度 970 mm,宽度 971.3 mm(共 96 根散热管),厚度 40 mm。

网格划分需要准确反映散热器的几何结构和力学特性,但也要考虑计算机的工作负荷和仿真时长,尽可能地减少单元节点数量^[10]。对于结构复杂的水室和主板采用四面体网格,结构较为规则的散热管、散热带和侧板采用六面体网格。

散热器各构件材料不同,水室结构特征复杂,将其单独作为一个部件进行分析,而散热器芯体采用边界条件的方式进行加载。主板、散热管、散热带和侧板通过钎焊焊接,采用重合节点实现。水室和主板的连接是通过主板压齿向内折弯包裹水室脚实现的,故采用绑定接触方式。

水室材料采用尼龙 PA66,芯体各组成构件材料采用复合铝材 3003,零件材料属性如表 1 所示。

3.2 散热器耐压仿真分析

基于 Ansys Workbench 仿真软件进行压力交

变疲劳分析,获取散热器在实际工况载荷下的结构应力分布,根据材料特性曲线对结构进行疲劳寿命分析。压力载荷 250 kPa 施加在散热器内部过水面,温度 120 ℃。图 10 显示在 250 kPa 静压力作用下,散热器最大变形量为 0.61 mm,出现在水室水口处,水室均有向外侧翻折趋势,有效反映出水室的受力状态,翻折现象也很好地解释了实际使用时主板脱齿现象。图 11 显示芯体最大变形量为 0.46 mm,处于进出水管口下方区域,该区域水室结构为了改善流场分布,进行流线型扩口,受压面积大,影响主板形变量。图 12 显示主板最大应力值为 46.2 kPa,出现在水室预留管口下方。

表 1 散热器零件材料及属性

材料	密度/(kg/m ³)	弹性模量/MPa	泊松比
尼龙 PA66	1.30×10 ³	8 000	0.30
复合铝材 3003	2.70×10 ³	6.90×10 ⁴	0.33

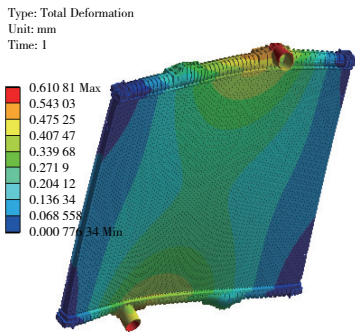


图 10 散热器整体位移云图

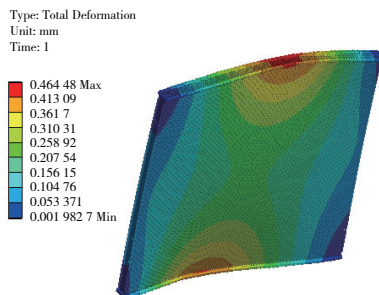


图 11 散热器芯体位移云图

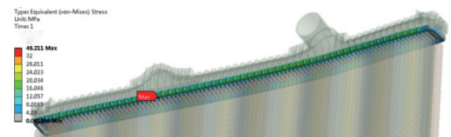


图 12 主板应力云图

通过理论分析可知,散热管最大应力会出现在主板的钎焊焊缝处,仿真分析着重关注散热管和主板连接处 10 mm 区域,图 13 显示散热管和主板连接处的最大应力点出现在水室管口下方区域,为 67.36 MPa。图 14 表明散热管中间区域的应力值很小,只有 8.83 MPa。

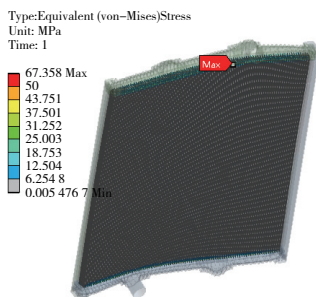


图 13 散热管和主板连接处应力云图

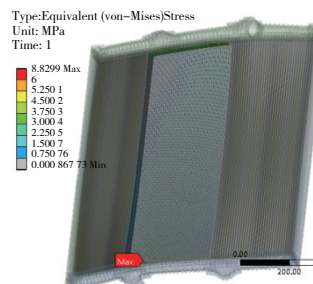


图 14 散热管中间区域应力云图

以上仿真结果表明主板和散热管在 250 kPa 静压力作用下的应力值小于 3 系铝合金材料的屈服强度,在压力交变载荷作用下,对应的循环应力水平较低,属于高周应力疲劳范围,可用 S-N 曲线来评判结构的疲劳寿命。S-N 曲线受结构、温

度等多种因素影响,根据工程经验,近似选择3003 铝材的 S-N 曲线,如图 15 所示。主板、散热管的应力值对应疲劳寿命满足压力脉冲试验要求的 15 万次,说明优化后的散热器压力交变疲劳失效风险较小。

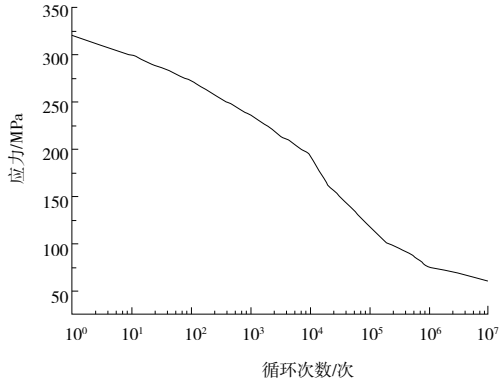


图 15 3003 铝材 S-N 曲线图

3.3 散热器热-结构耦合分析

散热器受温度交变载荷而产生的热疲劳属于低周热疲劳,通过 Ansys Workbench 软件进行仿真计算,结合应变疲劳寿命曲线进行热疲劳寿命分析。芯体四角区域散热管和主板连接处的热应变最大,是仿真分析重点关注区域。温度循环过程为瞬态传热过程,以 60 s 为一个循环周期,温度载荷输入如图 16 所示。先进行瞬态热分析得到一个循环过程中散热器温度分布情况,再将温度载荷加载到结构分析中,得到瞬态的热-结构耦合应变,如图 17、图 18 所示,其中散热管 1#—4#和 93#—96#是通过加强卡增强的,其余管子无加强卡;图 18 表明芯体最两侧散热管 1#和 96#根部的应变幅值大幅下降,应变最大点转移到未加加强卡的 5#和 92#散热管,进口端散热管最大幅值为 1 516 $\mu\epsilon$,出口端最大幅值为 1 332 $\mu\epsilon$,说明加强卡和带 V 型膨胀节侧板对热应变改善效果明显。

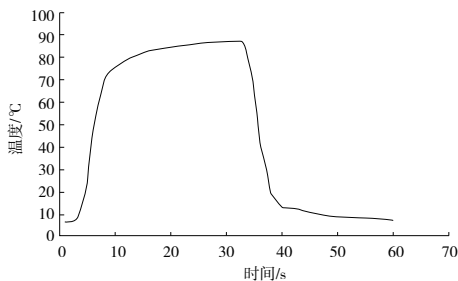


图 16 温度载荷

结构的应变水平能满足冷热循环试验 2 万次要求。

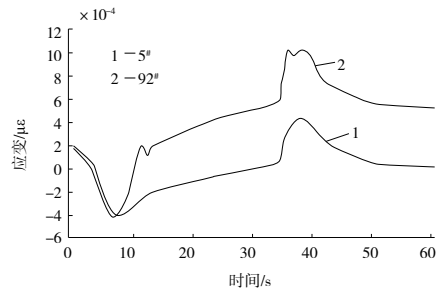


图 17 进口端 5#和 92#散热管根部应变值

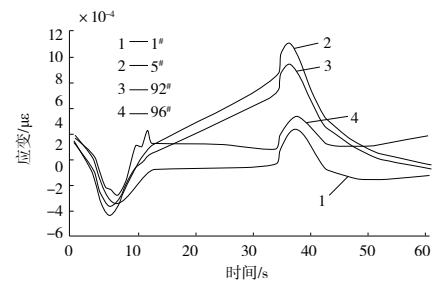


图 18 出口端 1#、5#、92#、96#散热管根部应变值

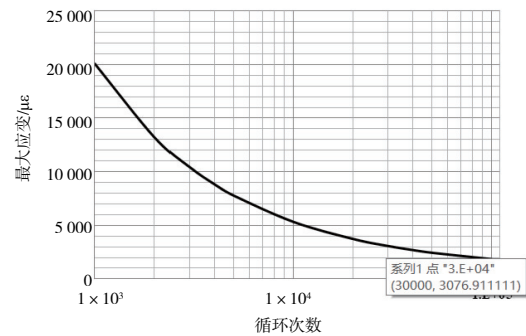


图 19 3003 铝材 ϵ -N 曲线图

4 散热器可靠性试验

压力脉冲试验和冷热循环试验作为模拟和检测散热器耐久性和可靠性的测试,是对散热器结构设计、焊接工艺、材料性能等的综合验证。

4.1 散热器压力脉冲试验

根据表 2 的试验条件,完成 15 万次压力脉冲试验后,对样件进行气密性检测,无泄漏;试验继续至 185 457 次时,样件在进水口下方区域散热管根部才发生泄漏,这已满足产品设计要求。实际失效区域和压力仿真最大应力区域一致。

对比图 19 所示的 3003 铝材 ϵ -N 曲线,优化

表 2 散热器压力脉冲试验条件

冷却液入口 温度/℃	脉冲 压力/kPa	脉冲 频率/Hz	循环 次数/次
110±5	(0~250)±10	0.5	15×10 ⁴

4.2 散热器冷热循环试验

根据表 3 的试验条件,完成 2 万次冷热循环试验后,对样件进行气密性检测,无泄漏;试验继续至 24 351 次,样件发生失效,满足产品设计要求。失效点在进口端未加加强卡的第 5 根散热管根部,实际失效区域和热-结构耦合仿真最大应变区域一致。

表 3 散热器冷热循环试验条件

冷却液入口 循环温度/℃	温变速率/ (℃/s)	循环 周期/s	冷却液流量/ (L/min)	循环 次数/次
0—100—0	3.5±0.5	120	120	2×10 ⁴

5 结语

通过对重型卡车铝塑管带式散热器的失效模式和失效机理进行分析研究,表明压力交变载荷形成的高周应力疲劳和温度交变载荷形成的低周热疲劳是造成散热器失效的主要原因。针对现有散热器的设计缺陷,提出相应解决方案。

1) 水室结构强度优化,主板压齿增加加强筋,散热管改为双沙漏结构,有效降低芯体结构应力,满足疲劳寿命要求。

2) 加强卡设计,侧板 V 型膨胀节结构,能显著改善芯体四角热变形,减少失效风险点的热应力。

散热器压力脉冲试验和冷热循环试验结果都满足主机厂设计要求,验证了上述散热器优化措施的合理性和有效性。该产品现已投入量产。

参考文献:

- [1] 张湘霄,杨选虎,李晓阳等. 汽车管带式散热器蠕变-疲劳确信可靠性的建模与分析[J]. 汽车安全与节能学报,2022,13(1):157-167.
- [2] 迟少林,冯进,王云. 车用散热器易损区域的实验分析[J]. 计算机仿真,2021,38(5):94-98,343.
- [3] 姜洋,李妮妮,张国锋. 汽车散热器疲劳试验方法及失效分析[J]. 汽车零部件,2017(6):65-68.
- [4] 利声林. 浅谈钎焊式汽车散热器抵抗温度交变性能的提升研究[J]. 时代汽车,2018(9):114-116.
- [5] 张秉坤. 管带式散热器的管与管栅钎焊接头开裂疲劳研究[D]. 贵阳:贵州大学,2017.
- [6] 陈威,庄曙东,陈天翔,等. 基于有限元法的 U 型钢结构动态轴组称疲劳寿命研究[J]. 机械制造与自动化,2022,51(4):12-16.
- [7] 胡溧,吴冰,冯振山,等. 某型散热器的疲劳分析及结构改进[J]. 科技通报,2017,33(9):207-211.
- [8] WU J P, KANG R, LI X Y. Uncertain accelerated degradation modeling and analysis considering epistemic uncertainties in time and unit dimension [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2020, 201:106967.
- [9] 邱宇,王磊,张皓清. 基于客户数据的混动车散热器热疲劳性能优化与认证[J]. 汽车零部件,2018(12):8-14.
- [10] 龚亚奇,杨启梁,胡溧,等. 汽车散热器散热管漏水故障分析[J]. 现代制造工程,2017(1):141-144,125.

收稿日期:2023-04-13