文章编号：1008-1542（2024）00-0000-00

柴油机活塞销孔疲劳强度影响因素研究

张俊青[1,2]，徐涛[1,2]，冯业文[1,2]，熊培友[1,2,3]，赵旭东[1,2]，王猛[4]

（1. 滨州渤海活塞有限公司，山东滨州 256602；2. 山东省先进发动机活塞组件重点实验室（筹），山东滨州 256602；3. 上海交通大学机械与动力工程学院，上海 200240；4. 广东腐蚀科学与技术创新研究院，广东广州 510530）

摘 要：为了探究活塞销孔型线及活塞销内径对销孔疲劳强度的影响规律，建立了活塞及组件有限元仿真模型，模拟计算了不同销孔型线及活塞销内径对活塞销孔压力、疲劳强度的影响，得到了最优的销孔型线及活塞销匹配方案，并结合发动机台架试验对优化结果进行了验证。结果表明：活塞销孔型线对销孔部位的接触压力及疲劳强度都有较大的影响；活塞销内径对销孔部位接触压力影响较小，但对销孔及活塞销的疲劳强度及活塞销的椭圆变形影响较大；活塞销内径每增大 1 mm，销孔疲劳系数会降低 6.2%~11.2%，活塞销椭圆变形增大 10%~15%，活塞销疲劳系数降低 3%~10%。通过调整销孔型线双曲面的收缩量及减小活塞销内径能有效提高销孔的疲劳强度、减小销孔开裂失效的风险，这为内燃机活塞可靠性提升提供了理论及工程应用参考。

关键词：内燃机工程；疲劳强度；柴油机；活塞；销孔；有限元仿真

中图分类号：TK422 **文献标识码：**A

Research on influencing factors of pinhole fatigue strength in diesel engine piston

ZHANG Junqing[1,2], Xu Tao[1,2], FENG Yewen[1,2], XIONG Peiyou[1,2,3], ZHAO Xudong[1,2], WANG Meng[4]

（1. Binzhou Bohai Piston Co., Ltd., Binzhou, Shandong 256602, China;

2. Shandong Key Laboratory of Advanced Engine Piston Assembly, Binzhou, Shandong 256602, China;

3. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

4. Institute of Corrosion Science and Technology, Guangzhou, Guangdong 510530, China)

Abstract：A finite element simulation model of piston and components was established to study the influence of piston pinhole profile and inner diameter on pinhole fatigue strength. The optimal matching scheme of pinhole profile and piston pin, verified by engine bench test, was obtained by simulating and calculating how different pinhole profiles and piston pin inner diameter can affect the pinhole pressure and fatigue strength. The results show that the pinhole profiles do have greater influence on the contact pressure and fatigue strength in the pinhole; The piston pin inner diameter mainly affects fatigue strength of pinhole and pin, as well as elliptical deformation of piston pin rather than the contact pressure of piston pin. For every 1 mm increase in the inner diameter of piston pin, the fatigue coefficient of pinhole will decrease by 6.2%~11.2%, the elliptical transformation of piston pin will

收稿日期：2025-04-02；修回日期：2025-07-10；责任编辑：冯民
基金项目：国家自然科学基金(52301037)；山东省先进发动机活塞组件重点实验室开放基金(BH202503)
第一作者简介：张俊青（1988—），女，山东滨州人，高级工程师，硕士，主要从事内燃机活塞设计、仿真及试验方面的研究。
通信作者：熊培友，正高级工程师。E-mail：xpy_bh@163.com

increase by 10%~15%, and the fatigue coefficient of piston pin will decrease by,3%~10%.. Therefore, it can improve the fatigue strength of pinholes and reduce the risk of pin hole cracking and failure effectively by adjusting the hyperboloidal shrinkage of pinhole profile and decreasing the piston pin inner diameter. The study results can provide theoretical and engineering application references for improving the reliability of internal combustion engine pistons.

Keywords： internal combustion engine engineering; fatigue strength; diesel engine; piston; pinhole; finite element simulation

随着发动机向高功率、低排放的方向发展，其爆发压力也随之提升。目前国内的新型柴油机最大爆压已经达到 25 MPa[1-2]，在发动机运行时，活塞顶部承受的燃气压力通过销孔传给活塞销，销孔与活塞销接触产生较大的接触应力，为防止应力过大引发疲劳失效，必须采取措施提高销孔承载能力[3-5]。在材料性能受限制的情况下，优化活塞销孔应力分布是提高活塞销孔承载能力最有效的途径之一[6-7]。

前期多位学者对活塞及其组件的疲劳强度进行了研究，刘世英等[8]对不同销孔结构的汽油机活塞和柴油机活塞进行应力仿真计算及销孔液压疲劳试验，结果表明不同的销孔结构可影响活塞的应力分布，尤其是燃烧室边缘销孔方向的应力，所以可以通过改善销孔结构提高活塞顶部的可靠性；刘畅等[9-10]对活塞异形销孔的研究表明双侧圆锥异形销孔结构可有效改善销孔应力分布，提高其抗疲劳性能；张利敏等[11]、向建华等[12]针对柴油机活塞销孔磨损问题，研究了不同销座结构匹配多种销孔型线对销孔接触应力及润滑状态的影响，研究表明活塞销孔型线与热变形匹配不合理所引起的润滑状态恶化是导致活塞销孔磨损的直接原因，因此可通过调整销孔型线改善接触应力及润滑状态，降低活塞销孔失效风险；另外，据研究表明活塞销孔偏置也会影响活塞的磨损及强度[13-15]。这些研究主要关注活塞本身结构参数对其强度的影响，但与活塞销孔配合的活塞销结构对活塞疲劳强度的影响也不可忽视。

以上学者研究了单个因素对活塞及组件强度的影响，且主要针对活塞本身的结构对其疲劳强度的影响展开研究，而对多因素及多部件共同作用下的活塞销孔疲劳强度还未进行系统性研究。本文从活塞销孔型线及活塞销的结构入手，通过有限元仿真及试验验证的方法，研究了销孔型线及活塞销内径变化对活塞销孔部位应力及疲劳强度的影响。本文设计了三种不同的销孔型线和三种不同内径的活塞销进行正交匹配研究，通过有限元仿真对比分析选出销孔型线和活塞销内径最优组合方案，并通过台架试验对有限元仿真结果进行试验验证，为活塞销孔及活塞销设计提供理论参考。

1 仿真模型建立及验证

1.1 几何模型

本文研究对象为6缸直列式增压中冷柴油机用活塞，柴油机的基本参数如表1所示；活塞采用铸造Al-Si合金，活塞销为16MnCr5合金钢，其主要结构参数如表2所示；活塞采用铸铁耐磨镶圈和内冷油道结构设计，活塞几何模型如图1所示。

表1 发动机主要参数

Tab.1 Main parameters of the engine

气缸直径/mm	行程/mm	额定功率/kW	额定转速/(r min^{-1})	最大扭矩/(N·m)	峰值爆发压力/bar	排放标准
117	135	287	2100	400	203	国六

表2 活塞组件的主要结构参数

Tab.2 Main structure parameters of the piston component

活塞直径/mm	活塞高度/mm	活塞销外径/mm	活塞销内径/mm	活塞销长/mm
117	125.5	52	25	93.3

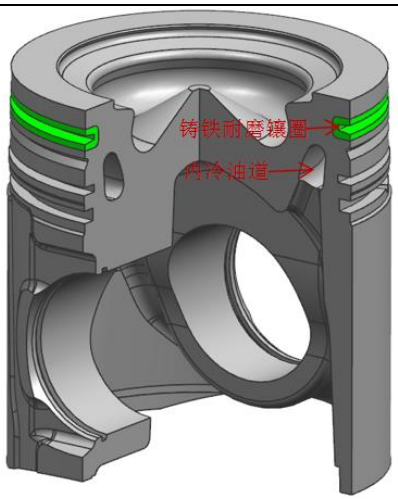


图1　活塞CAD模型

Fig.1　Piston CAD model

1.2　有限元模型

1.2.1　网格划分

由于活塞在发动机内受力非常复杂，模型要尽量与实际情况吻合，有限元仿真的模型是活塞、活塞销、连杆小头和缸套装配成的三维模型[16]，考虑到活塞组件的对称性，对称轴两侧的受力和受热状态和形式基本一致，为了提高计算速度，取活塞、活塞销、连杆小头及缸套的一半作为有限元仿真模型[17-18]。

网格尺寸的大小会直接影响计算的精度和速度，所以网格划分时需综合考虑计算精度与速度，找到其平衡点。在活塞组件有限元计算中，活塞及连杆采用二阶四面体 10 节点单元，活塞销及缸套采用二阶六面体 20 节点单元，通常根据活塞及组件的几何尺寸设置网格尺寸，裙部等薄壁部位至少保证两层网格，燃烧室喉口、销孔、进出油口等重点部位局部细化，根据上述原则，图 2 有限元网格模型中的整体网格尺寸为 2.5 mm，局部为细化部位为 1 mm，活塞单元数量为 289 113，节点数量为 424 688 个，活塞销单元数量为 9 460 个，节点数量为 42 598 个。活塞及活塞销的材料属性如表 3、4 所示。

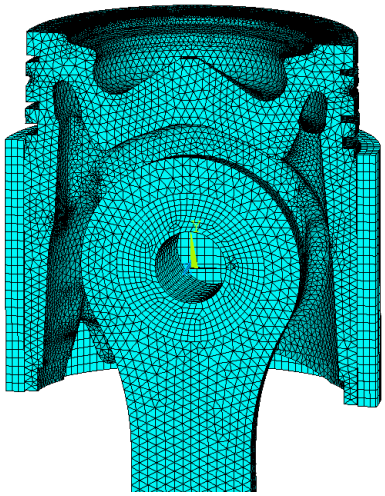


图2　有限元网格模型

Fig.2　Finite element mesh model

表3　不同温度下活塞材料特性参数

Tab.3　Characteristic parameters of the piston body material at different temperature

温度/℃	热导率/(W/(m·K))	密度/(kg/m^3)	弹性模量/GPa	线膨胀系数/K^{-1}
20	122	2 760	84	1.93×10^{-5}

100	124	2 750	82	1.98×10^{-5}
200	126	2 730	77	2.08×10^{-5}
300	129	2 690	72	2.13×10^{-5}
400	132	2 660	67	2.18×10^{-5}

表 4　不同温度下活塞销材料特性参数

Tab.4　Characteristic parameters of the piston pin material at different temperature

温度/℃	热导率/(W (m/K))	密度/(kg/m^3)	弹性模量/GPa	线膨胀系数/K^{-1}
20	46	7 850	130	1.25×10^{-5}
100	47	7 830	128	1.28×10^{-5}
150	48	7 810	126	1.30×10^{-5}
200	49	7 790	122	1.32×10^{-5}
250	50	7 770	120	1.35×10^{-5}

1.2.2　边界条件

活塞组件模型考虑了活塞裙部-缸套、活塞销-销孔、活塞销-连杆小头之间的接触，分析时它们之间分别建立接触对以保证力和温度的传递，接触对均为低摩擦系数的自由接触，算法为增广拉格朗日法，通过设置穿透刚度和穿透容差平衡计算精度与收敛性。接触对中主面及从面的设置依据材料刚度原则，刚度大者为主面、刚度小者为从面，这是因为主面刚度大变形会比较小，其作为接触力的“参考面”，从面上的节点会调整位置以匹配主面，若以刚度小的面作为主面，可能导致穿透或收敛困难。此模型中活塞销及缸套的接触面为主面，活塞裙部、销孔及连杆小头的接触面为从面。由于计算模型为半模型，所以对活塞、活塞销、连杆及缸套施加对称约束，本文只分析活塞在额定工况下的结构强度，所以对缸套施加全约束，连杆小头下端施加固定约束。

假设活塞在发动机稳态工况工作时的热传递方式为稳态传热，温度分布基本保持稳定。由于活塞本身并没有热源，因此模拟分析时采用第三类边界条件[19-20]，通过环境温度和换热系数进行温度加载。活塞与周围物质的边界换热系数可以根据不同的介质选择不同的系数。活塞关键部位的热边界条件如表5所示。

表5　活塞温度场计算边界条件

Tab.5　The boundary condition of the temperature filed of piston

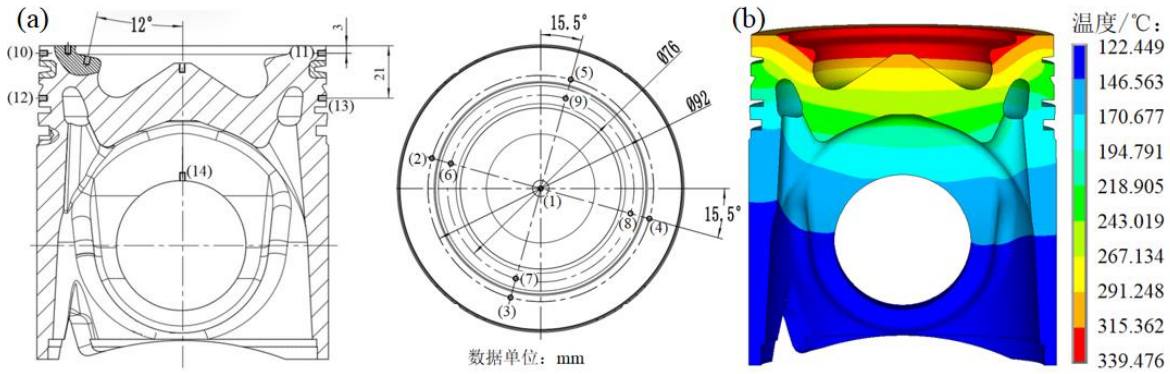
部位	环境温度/℃	换热系数/(W/（m^2·℃）)
活塞头部及燃烧室	1 000	600
火力岸	300	500
一环槽下侧面	180	9 000
其它环槽侧面	110	600
内腔	130	1 200
内冷油腔	120	2 000
销孔	150	1 000

除了承受热负荷外，活塞在运行过程中还承受燃气压力、惯性力和侧向力等机械载荷的作用，活塞顶部及火力岸、一环槽加载最大爆发压力 20.3 MPa，通过动力学仿真软件 RINGPAK 模拟计算得到第二环岸及环槽压力为 1.5 MPa。惯性力通过定义加速度进行加载，根据发动机及活塞参数可计算出活塞的加速度为 4 215 052 mm^2/s。

活塞在上下运动过程中由于连杆的摆动，活塞顶面传递下来的燃气压力会产生一个侧向分力使活塞裙部和气缸壁发生接触，产生侧向力，由于不同时刻的连杆摆角不同，对应的侧向力大小也不同。因为最大爆压时刻销孔及活塞销承受的载荷最大，所以仿真计算时采用最大爆压时刻的侧向力作为边界条件进行加载，通过计算可知侧向力大小为15 238.25 N。

1.3 模型验证

采用硬度塞测温法测量活塞关键部位的温度。首先测量出第2、4、6缸各测点的温度并计算得到每个测点的平均温度，然后根据测温结果对有限元计算的热边界条件进行修正，计算得到活塞的温度场分布，测温点布置及温度计算结果如图3所示。将测温结果与有限元计算结果进行对比，如表6所示（由于有限元计算模型采用的是半模型，所以表6中温度不包括测点3、4、7、8），根据对比结果可知活塞关键部位的测量值与计算值误差均在5%以内，有限元计算精度可满足工程应用的标准。



(a)测温点布置图　　b)活塞温度计算结果

图3　活塞测温点布置及温度场仿真结果

Fig.3　Arrangement of hardness plugs setting points and temperature field distribution of piston by finite element analysis

表6　温度测试与计算值对比

Tab.6　Comparison of measured and simulated temperature

测点	测量温度/℃				计算温度/℃	相对误差%
	2#	4#	6#	平均温度		
1	302	303	307	304.0	305.8	0.6
2	319	324	325	322.7	320.9	0.5
5	322	324	323	323.0	326.2	1.0
6	320	323	322	321.7	325.6	1.2
9	325	329	331	328.3	326.0	0.7
10	300	299	301	300.0	301.0	0.3
11	304	306	307	305.7	302.3	1.1
12	216	219	220	218.3	217.7	0.3
13	220	222	221	221.0	224.4	1.5
14	180	176	175	177.0	174.6	1.4

2　结果及讨论

2.1　销孔型线和活塞销内径对活塞强度的影响

在活塞顶面燃气压力的作用下，销孔和活塞销的接触应力会被分解为垂直于销孔表面的正应力和沿销孔圆周的切向应力，活塞运行过程中在热应力和机械应力共同作用下活塞销和销孔会发生弯曲变形和椭圆变形，为了适应这种变形，活塞销孔形面设计成喇叭口形双曲面结构。本文通过调整直段和内侧长度及直径收缩量设计出三种销孔型线方案 S1、S2、S3，如图 4 所示。

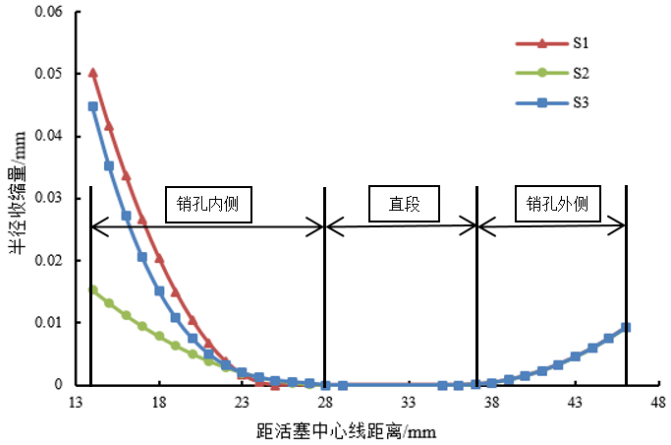


图4　销孔型线方案

Fig.4　Pinhole profile schemes

除了销孔型线，据研究表明活塞销内径也会影响销孔部位的疲劳强度[16]，所以在满足活塞组件重量要求及设计标准的前提下选择了 φ23、φ24 和 φ25 mm 3 种不同内径的活塞销与图 4 中的 3 种销孔型线进行正交匹配，如表 7 所示。通过有限元仿真进行加载计算，得到 9 种方案的销孔接触压力分布结果及销孔疲劳系数，以此来选出最优的匹配方案。

表7　正交匹配方案

Tab.7　The orthogonal matching scheme

方案	销孔型线	活塞销内径 φ/mm
1	S1	23
2	S1	24
3	S1	25
4	S2	23
5	S2	24
6	S2	25
7	S3	23
8	S3	24
9	S3	25

正交匹配结果通过有限元仿真计算得到的销孔接触压力和销孔疲劳系数来评价。接触压力越小越好，疲劳系数越大越好。仿真结果如图 5、图 6 所示。

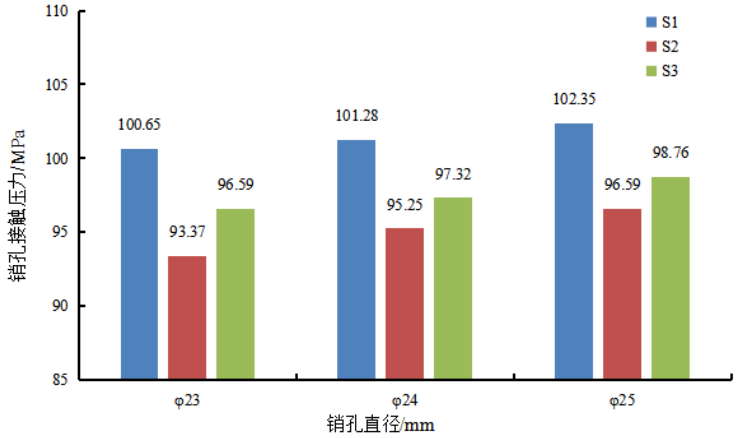


图5　活塞销孔接触压力

Fig.5　Contact pressures of piston pinhole

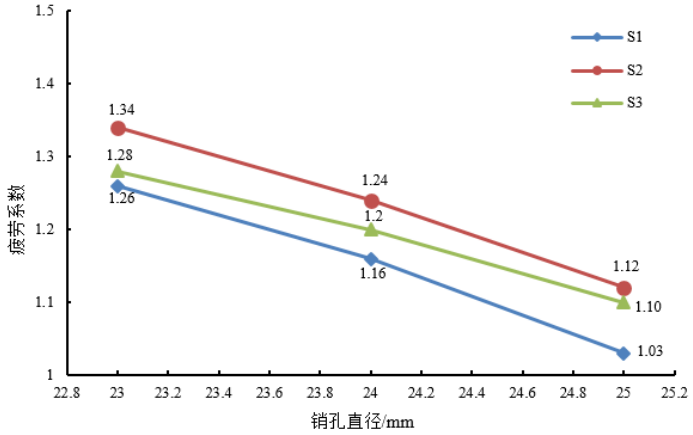


图6　活塞销孔疲劳系数

Fig.6　Fatigue factors of pinhole

由图 5 可知，活塞销内径相同时，三种销孔型线中 S1 接触压力最大、S3 次之、S2 最小，其中活塞销内径为 φ23 mm 时，型线 S1 的接触压力为 100.65 MPa，S2 的接触压力为 93.37 MPa，S2 比 S1 降低了 7.28 MPa，降幅为 7.2%；销孔型线相同时，随着活塞销内径的增大，接触压力均呈增长趋势，其中销孔型线为 S2 时，活塞销内径从 φ23 mm 增大到 φ24 mm，销孔接触压力从 93.37 MPa 增大到 95.25 MPa，增幅为 2%。由此可知，型线对销孔接触压力的影响远大于活塞销内径。

由图 6 可知，活塞销内径相同时，3 种销孔型线中 S2 对应的销孔疲劳系数最大、S3 次之、S1 最小，其中活塞销内径为 φ25 mm 时，型线 S1 的疲劳系数为 1.03，S2 的疲劳系数为 1.12，S1 比 S2 降低了 0.09，降幅为 8%；销孔型线相同时，随着活塞销内径的增大，销孔疲劳系数均逐渐减小，型线为 S1 时，活塞销内径从 φ24 mm 增大到 φ25 mm，销孔疲劳系数从 1.16 降到 1.03，降幅为 11%。由此可知，销孔型线和活塞销内径均对销孔疲劳系数有一定的影响。

综上所述，销孔型线对活塞销孔接触压力及疲劳系数均影响较大，但活塞销内径对销孔接触压力影响较小，对销孔疲劳系数影响较大。这是因为型线 S1 和 S3 内侧收缩量太大，销孔与活塞销接触面积变小，从而导致接触压力较大，S2 型线内侧收缩量明显减小，使整个销孔更好的和活塞销贴合在一起，销孔接触压力分布更均匀。所以合理的销孔型线能有效减少销孔的应力集中，使销孔与活塞销的贴合更好、应力分布更加均匀，从而提高销孔的承载能力及可靠性，降低销孔接触压力、提高销孔的疲劳系数；而活塞销内径的变化会影响其刚度，随着内径的减小，活塞销的刚度逐渐增大，与销孔配合时给销孔提供的支撑力就会更大，从而使销孔的疲劳强度的到提高，体现在有限元仿真结果中就是疲劳系数的增大。

综合销孔接触压力及销孔疲劳系数的仿真结果，9 种方案中 S1-φ25 mm 组合结果最不理想，而 S2-φ23 mm 组合为最佳方案，S2-φ23 mm 组合比 S1-φ25 mm 组合销孔接触压力降低了 8.8%、销孔疲劳系数提升了 30%。

2.2　活塞销内径对强度的影响

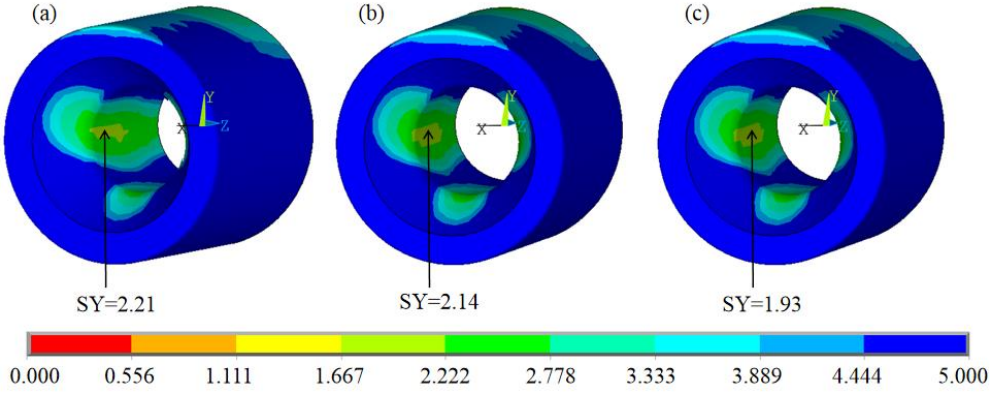
活塞销内径不仅影响活塞销孔的接触压力及疲劳强度，还会对活塞销自身的变形和强度产生一定的影响，表 8 为最优销孔型线方案 S2 与 3 种不同内径的活塞销方案组合经有限元仿真计算得到的活塞销中心和端面两个截面的椭圆变形对比结果。由结果可以看出，随着活塞销内径增大，椭圆变形随之增大，内径每增大 1 mm，椭圆变形量会增大 10%~15%，且内径的椭圆变形增幅比外径大。椭圆变形增大后，会导致活塞销与销孔表面的接触应力会逐渐向两侧转移，从而使销孔上侧受到的周向剪切应力大于压应力，在长时间运行时，应力较大的销孔内侧上端极易形成应力集中，从而在材料相对薄弱部位形成初始裂纹，引发开裂失效。

表8　活塞销椭圆变形对比

Tab.8　Comparison of piston pin elliptic deformations

活塞销内径	中心变形量/mm		端面变形量/mm	
φ/mm	外径	内径	外径	内径
23	0.061 493	0.058 227	0.079 832	0.060 746
24	0.067 716	0.065 376	0.091 454	0.069 591
25	0.075 488	0.073 440	0.102 124	0.078 363

3 种方案的活塞销疲劳系数如图 7 所示，活塞销整体的疲劳系数最低点都出现在内孔，随着活塞销内径的增大，疲劳系数均呈现减小的趋势。内径从 φ23 mm 到 φ24 mm，疲劳系数降低了 3%，但是内径从 φ24 mm 到 φ25 mm，疲劳系数降低了 10%，说明随着活塞销内径的增大，可使活塞销的结构强度显著降低，增加了其与活塞配合时的失效风险。



a）S2-φ23　　b) S2-φ24　　c) S2-φ25

图7　活塞销疲劳系数

Fig.7　Fatigue factors of piston pin

3　试验验证

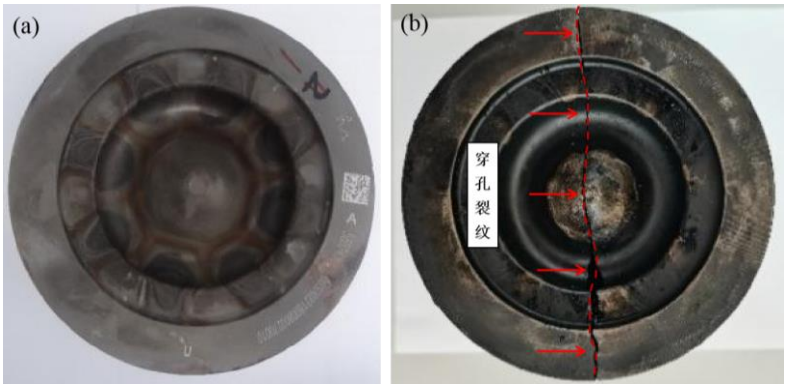
经过有限元仿真计算结果可知，9 种方案中 S2-φ23 mm 组合为最佳方案，S1-φ25 mm 组合最不理想。现对两种方案的活塞进行发动机台架试验，验证其结构强度。其中 S2-φ23 mm 组合定义为活塞 A，S1-φ25 mm 组合定义为活塞 B。把活塞 A、B 装入同一台发动机进行 500 h 耐久试验，1、3、5 缸装活塞 A，2、4、6 缸装活塞 B。发动机运行工况为额定工况。试验参数如表 9 所示。

表9　发动机试验参数

Tab.9　Parameters of the engine test

额定功率/kW	额定速度/(r/min)	机油压力/MPa	机油温度/℃	进水温度/℃	出水温度/℃	排气温度/℃	环境温度/℃
353	1 900	0.43 ±0.02	115 ±5	80 ±3	90 ±5	600 ±20	25

试验进行到 400 h 时，出现排气管喷机油、冒蓝烟、发动机无力等故障，拆机检查发现第 6 缸活塞穿孔破裂，如图 8 b)所示，第 2、4 缸活塞出现不同程度的裂纹；而 1、3、5 缸活塞均正常，如图 8 a)所示。



a) 第 1 缸活塞　　b) 第 6 缸活塞

图8　试验后活塞宏观形貌

Fig.8　The macroscopic appearance of pistons after test

由于第6缸活塞开裂最严重，所以对第6缸活塞进行失效分析。首先采用光谱仪对活塞失效部位的材料成分进行检测，结果如表10所示，材料的化学成分均在合理范围内，符合要求。

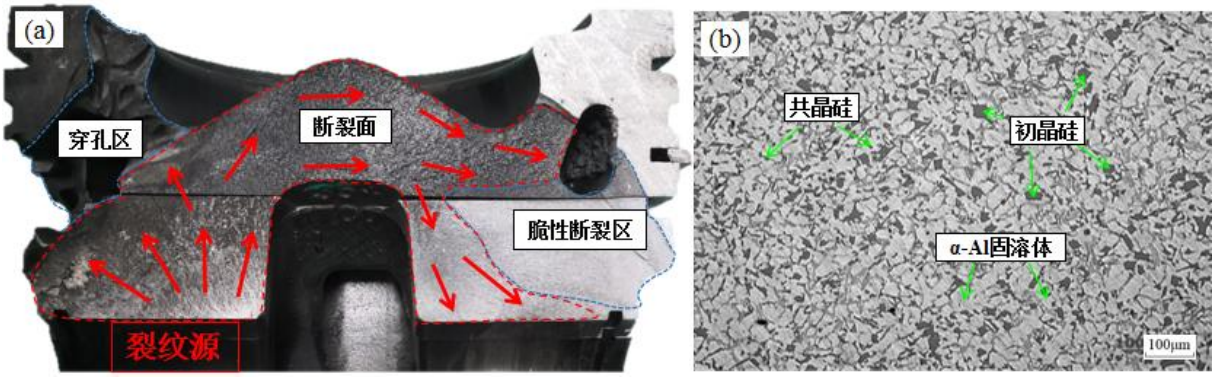
表10　铝合金活塞的化学成分（质量分数）

Tab.10　Chemical composition of aluminum alloy piston(mass fraction)

化学成分对比	Si	Cu	Mg	Ni	Mn	Fe	Ti	Zn	Al
标 准	11.0~13.0	3.3~4.3	0.6~1.3	1.75~2.5	0.1~0.3	0.2~0.5	0.07~0.15	≤0.1	rest
失效活塞	11.51	3.63	0.82	2.29	0.19	0.44	0.103	0.008	rest

将失效活塞剖解后对活塞裂纹断面进行宏观分析，如图 9 a)所示。裂纹源发生在靠近销孔内侧的位置，裂纹沿销孔方向不断向上扩展至燃烧室，高温高压燃气在最薄弱位置向下击穿燃烧室，最后形成燃烧室穿孔。

通过金相显微镜对失效断面形貌分析，结果如图 9 b)所示，合金相分布均匀，基体金相组织主要由 α-Al 固溶体、短条状共晶硅及局部聚集分布的块状初晶硅组成。裂纹处未见铸造缺陷，可见活塞销孔开裂不是由铸造缺陷所致。



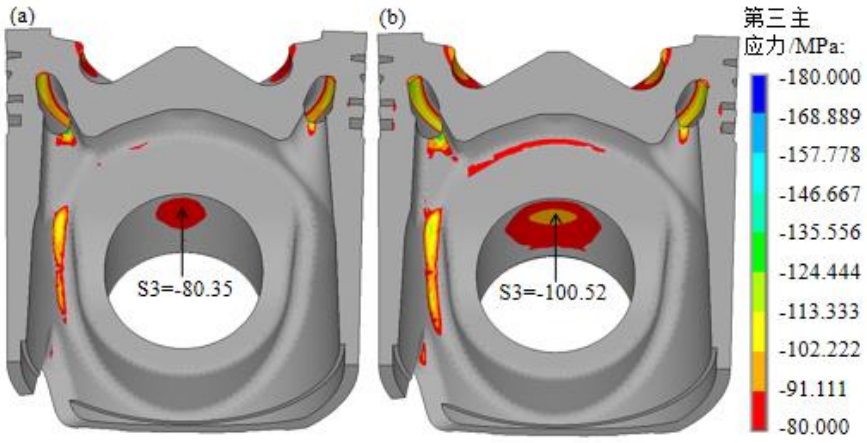
a)失效活塞断面形貌　　b)活塞裂纹部位金相组织

图9　失效活塞断面形貌及金相组织

Fig.9　Crack morphology and metallographic structure of failure piston

从上述检测中可知裂纹源处无缺陷、活塞失效部位成分检测及金相组织均合格，可以排除活塞自身质量的问题。推测上述失效是活塞销孔部位结构强度不足引发的疲劳开裂。

利用有限元仿真计算失效活塞销孔部位的结构强度，图 10 为热机耦合状态活塞 A 和 B 销孔部位的第三主应力，由于销孔部位主要承受压应力，所以用第三主应力来评价。活塞 A 和 B 的最大应力均集中于销孔内侧附近，活塞 A 销孔部位应力为–80.35MPa，活塞 B 为–100.52MPa；由 2.1 部分的仿真结果可知活塞 A 和 B 销孔部位的疲劳系数分别为 1.34 和 1.03。相对于活塞 B，活塞 A 销孔的应力增大了 25%、疲劳系数降低了 23%，结构强度明显下降。总体来说，销孔部位的局部应力集中会导致活塞销孔和活塞销变形不协调，破坏两者之间的面接触造成尖点接触，且在销孔疲劳强度本就薄弱的情况下极易发生失效。有限元模拟结果中销孔的最大应力位置及最小疲劳系数位置均同试验活塞的裂纹源位置相吻合，同样验证了有限元仿真计算精度可满足工程应用。



a)活塞A　　b)活塞B

图10　活塞销孔第三主应力

Fig.10　The third principal stress of pistons pinhole

4 结 语

通过有限元仿真计算及试验验证相结合的方法，对不同销孔型线及不同内径的活塞销匹配进行对比分析，研究了其对活塞销孔疲劳强度的影响，主要结论如下。

1) 活塞销内径相同时，通过调整销孔型线，最高可使接触压力降低 7.2%，疲劳系数提高 8.7%。所以合理的销孔型线可有效降低销孔接触压力、提高销孔部位的结构强度。

2）活塞销内径尺寸对销孔部位接触压力影响较小，但对销孔疲劳强度影响较大。销孔型线相同时，活塞销内径每增大 1 mm，销孔部位的疲劳系数下降 6.2%~11.2%。

3）不同的内径尺寸也会影响活塞销的结构强度，活塞销内径每增大 1 mm，其椭圆变形量会增大 10%~15%、疲劳系数会降低 3%~10%。椭圆变形增大会使销孔上侧受力发生变化，长时间运行后，易在销孔上端形成应力集中，引发开裂失效。所以在满足重量要求的前提下，减小活塞销内径是提高活塞销孔疲劳强度的有效方法。

本文只研究了销孔型线和活塞销内径对活塞销孔疲劳强度的影响，在后续的研究中，将关注活塞销座结构、燃烧室及内冷油道结构等其他因素相互耦合对活塞销孔疲劳强度的影响。

参考文献/Referances：

[1] WANG Guohua,SUN Weitao,CHEN Li,et al.The wearing failure mechanism and optimization of diesel engine piston pinhole with copper bushing under ultra-high cylinder pressure[J].Engineering Failure Analysis,2025.DOI:10.1016/j.engfailanal.2025.109288.

[2] 熊培友,田小青,张俊青,等.柴油机活塞燃烧室疲劳开裂失效机理研究[J].中南大学学报(自然科学版),2024,55(1):93-105.
XIONG Peiyou,TIAN Xiaoqing,ZHANG Junqing,et al.Research on fatigue cracking failure mechanism of diesel engine piston combustion bowl[J].Journal of Central South University (Science and Technology),2024,55(1):93-105.

[3] 孟凡栋,程祥军,张佳明,等.小型强化内燃机波致疲劳模拟与结构优化[J].机械设计与制造,2024(10):5-11.
MENG Fandong,CHENG Xiangjun,ZHANG Jiaming,et al.Wave induced fatigue simulation and structural optimum of downsized engine[J].Machinery Design & Manufacture,2024(10):5-11.

[4] HELVESTON J,NAHM J.China's key role in scaling low-carbon energy technologies[J].Science,2019,366:794-796.

[5] JOSHI A.Review of vehicle engine efficiency and emissions[J].SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility,2022.DOI: DOI:10.4271/2018-01-0329.

[6] DEULGAONKAR V R,INGOLIKAR N,BORKAR A,et al.Failure analysis of diesel engine piston in transport utility vehicles[J].Engineering Failure Analysis,2021.DOI:10.1016/j.engfailanal.2020.105008.

[7] 王浩宇,徐建安,曲东越.某船用柴油机活塞件疲劳寿命预测及损伤演化分析[J].内燃机工程,2020,41(6):86-94.
WANG Haoyu,XU Jian' an,QU Dongyue.Fatigue life prediction and damage evolution analysis of marine diesel engine pistons[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2020,41(6):86-94.

[8] 刘世英,林风华,秦有志,等.销孔结构设计对活塞可靠性影响的研究[J].内燃机工程,2007,28(1):46-50.
LIU Shiying,LIN Fenghua,QIN Youzhi,et al.Piston durability research based on the pin-bore profile design[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2007,28(1):46-50.

[9] 刘畅,张卫正,刘雨薇.高强化柴油机活塞异型销孔结构设计与试验研究[J].车用发动机,2011(5):18-23.
LIU Chang,ZHANG Weizheng,LIU Yuwei.Structural design and experimental study on piston non-circular pinhole for highly-intensified diesel engine[J].Vehicle Engine,2011(5):18-23.

[10] 石小明,刘维娟,刘世英,等.活塞销孔表面微观划痕的原因分析及探讨[J].内燃机与动力装置,2015,32(1):74-77.
SHI Xiaoming,LIU Weijuan,LIU Shiying,et al.The discussion on reason of micro-scratch on pin bore surface[J].Internal Combustion Engine & Power Plant,2015,32(1):74-77.

[11]张利敏,卢士勇,韩琦,等.柴油机活塞销孔型线对比分析研究[J].车用发动机,2017(3):78-81.
ZHANG Limin,LU Shiyong,HAN Qi,et al.Comparison of piston pin hole profiles for diesel engine[J].Vehicle Engine,2017(3):78-81.
[12]向建华,田东风,陈宏威,等.柴油机全浮式活塞销连接副的运动及润滑特性研究[J].北京理工大学学报,2016,36(9):881-886.
XIANG Jianhua,TIAN Dongfeng,CHEN Hongwei,et al.Study on the movement and lubrication characteristics of floating piston pin for diesel engine[J].Transactions of Beijing Institute of Technology,2016,36(9):881-886.
[13]熊培友,章健,刘世英,等.发动机活塞销孔偏心对摩擦磨损影响的研究[J].内燃机工程,2017,38(3):117-122.
XIONG Peiyou,ZHANG Jian,LIU Shiying,et al.Study on the influence of piston pin hole offset on piston friction and wear[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2017,38(3):117-122.
[14]胡慧玲,林楚新.某活塞销的断裂失效分析[J].热加工工艺,2015,44(24):226-228.
HU Huiling,LIN Chuxin.Analysis on fracture failure of piston pin[J].Hot Working Technology,2015,44(24):226-228.
[15] LIU Tao,LI Anhai,ZHU Chuanliang,et al.Effect of alloying elements on surface temperature field of aluminum piston in diesel engine[J].Engineering Failure Analysis,2022. DOI:10.1016/j.engfailanal.2021.106020.
[16]张俊青,李猛猛.不同内径活塞销有限元对比分析[J].柴油机设计与制造,2019,25(4):32-35.
ZHANG Junqing,LI Mengmeng.Comparative analysis of strengths of piston pins of different inside diameters[J].Design and Manufacture of Diesel Engine,2019,25(4):32-35.
[17]许广举,李铭迪,赵洋,等.基于热机耦合的柴油机活塞热应力及疲劳寿命分析[J].内燃机工程,2017,38(2):96-100.
XU Guangju,LI Mingdi,ZHAO Yang,et al.Thermo-mechanical analysis of piston thermal stress and fatigue life for diesel engine[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2017,38(2):96-100.
[18]白高俊,雷基林,邓伟,等.基于流固耦合传热的柴油机铝活塞疲劳寿命预测与优化设计[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2022,47(2):142-150.
BAI Gaojun,LEI Jilin,DENG Wei,et al.Fatigue life prediction and optimization design of diesel engine aluminum piston based on fluid-structure coupling heat transfer[J].Journal of Kunming University of Science and Technology(Natural Science Edition),2022,47(2):142-150.
[19]陈晓萌,彭培英,朱海荣,等.振荡冷却活塞温度场及热机耦合分析[J].河北科技大学学报,2023,44(3):237-245.
CHEN Xiaomeng,PENG Peiying,ZHU Hairong,et al.Analysis of temperature field and thermo-mechanical coupling of oscillating cooling piston[J].Journal of Hebei University of Science and Technology,2023,44(3):237-245.
[20]朱海荣,彭培英,陈晓萌,等.高强化活塞内冷油腔振荡传热特性的场协同分析[J].河北科技大学学报,2022,43(2):119-126.
ZHU Hairong,PENG Peiying,CHEN Xiaomeng,et al.Field synergy analysis of the heat transfer characteristics of cooling oil gallery in highly-intensified piston[J].Journal of Hebei University of Science and Technology,2022,43(2):119-126.