表面摩擦磨损与润滑

硅铝合金柴油机机体紧固面微动疲劳研究

张翼[1]，李杰[1]，蔡强[1,2]，葛尧[1]

（1.中北大学 能源动力工程学院，太原 030051；2.潍柴动力股份有限公司，山东 潍坊 261001）

摘 要：目的 针对柴油机机体和主轴承盖紧固面之间发生的微动疲劳失效现象，探讨微动状态下柴油机硅铝合金机体的裂纹萌生特性及寿命评价方法。**方法** 建立机体紧固面组合结构有限元模型，计算机体紧固面上的应力/应变历史数据，在此基础上分析机体紧固面的接触状态，探讨摩擦系数及摩擦功对微动疲劳特性的影响。采用多轴疲劳参数（CCB、F、SSI、Ruiz 参数）预测了机体微动裂纹萌生位置，对所用参数进行修正，建立适用于机体紧固面的微动疲劳寿命预测模型。**结果** 预测结果与实验值对比可知，F、SSI 参数与实验结果差异较大，CCB 和 Ruiz 参数的寿命预测结果与实验值接近，在 2.3 倍公差带因子范围内。但由于 CCB 参数预测的裂纹萌生位置和机体实际断裂位置不符，所以不能用于机体微动疲劳寿命预测。**结论** 在接触状态突变的区域容易萌生微裂纹，适当增大摩擦系数或者降低摩擦功可以抑制机体的微动疲劳损伤。Ruiz 参数预测的机体微动疲劳寿命与实验值最为吻合，用 Ruiz 参数评估柴油机硅铝合金机体的微动疲劳寿命可以将误差控制在 2.3 倍公差带因子范围内。

关键词：柴油机；硅铝合金机体；微动疲劳；临界面；寿命预测

中图分类号：TK422；TH117.1 **文献标识码：**A **文章编号：**1001-3660(2018)01-0066-06

DOI：10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2018.01.011

Fretting Fatigue of Si-Al Alloy Diesel Engine Block Fastening Surface

ZHANG Yi[1], *LI Jie*[1], *CAI Qiang*[1,2], *GE Yao*[1]

(1.School of Energy and Power Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China;
2.Weichai Power Co. Ltd, Weifang 261001, China)

ABSTRACT: The work aims to discuss crack initiation characteristics and life evaluation method of diesel engine Si-Al alloy block in fretting state in respect of fretting fatigue failure phenomenon between diesel engine block and fastening surface of main bearing cap. The finite element model of the block fastening surface composite structure was built, and stress/strain historical data on fastening surface of the block was analyzed. On this basis, contact state of the fastening surface on the block was analyzed, and influences of friction coefficient and friction work on the fretting fatigue characteristics were discussed. Multi-axis fatigue parameters, CCB, F, SSI and Ruiz, were used to predict crack initiation position of the block. The model was built for predicting the fretting fatigue life of the block by modifying all parameters. Compared with the experimental values, the F and SSI parameters in prediction results differed greatly from those in experimental results. The life prediction results of CCB and Ruiz parameters were close to the experimental values, and fall within a scatter band of 2.3. However, the crack initiation position predicted with CCB parameter was inconsistent with actual fracture position of the block, hence the parameter could not be used to predict fretting fatigue life of the block. Microcracks may easily appear in the contact region subject to sudden

收稿日期：2017-05-21；修订日期：2017-06-10

Received：2017-05-21；**Revised**：2017-06-10

基金项目：国家自然科学基金项目（51605447）；山西省应用基础研究项目（201601D021085）

Fund：Natural Science Foundation of China (51605447); Applied Basic Research Project in Shanxi (201601D021085)

作者简介：张翼（1969—），男，博士，副教授，主要研究方向为动力机械结构强度。

Biography：ZHANG Yi (1969—), Male, Ph.D., Associate professor, Research focus: strength of mechanical structure.

change, and fretting fatigue damage can be suppressed by appropriately increasing friction coefficient or decreasing friction work. Fatigue life of the block predicted with Ruiz parameter is in a good accordance with the experimental values. It is feasible to evaluate the fretting fatigue of diesel engine by using Ruiz parameter within a scatter band of 2.3.

KEY WORDS: diesel engine; Si-Al alloy block; fretting fatigue; critical plane; life prediction

柴油机工作时，由于压缩比高，工作过程粗暴，在螺栓预紧力和缸内交变载荷的作用下，机体与主轴承盖紧固面会产生微米量级的往复滑动，即微动[1,2]。在微动的作用下，机体紧固面会产生微动磨损，导致机体萌生裂纹而失效，这会对汽车的安全运行造成严重危害。铝合金具有优质的力学性能，逐渐应用于当代发动机零部件中[3,4]，例如，机体、缸盖、活塞等逐渐采用密度小、强度高的铝合金材料。但铝合金的硬度较低，摩擦系数高，磨损大，润滑困难，容易诱发机体产生微动疲劳[5]，随着柴油机功率密度的提高，铝合金机体微动疲劳失效的事例在增多。由于微动疲劳受各种因素影响，而目前的分析理论普遍适用性较差，因此针对铝合金构件，特别是复杂结构下产生的微动疲劳破坏的定量分析较困难[6]。探讨铝合金机体紧固面间的微动特性，寻找适合于机体的微动疲劳寿命评价模型具有重要的研究价值。

基于上述问题，本文针对某硅铝合金柴油机机体紧固面发生微动疲劳破坏的工程实例，在理论分析和有限元仿真的基础上，系统研究了微动状态下硅铝合金机体的裂纹萌生特性及寿命评价方法。

1　微动疲劳预测参数

目前用来评价微动疲劳的模型大多是基于多轴疲劳理论提出的，主要区别集中于临界平面上所选用应力/应变评价参数的不同[7]。

1.1　CCB 参数[8]

1993 年，Chu 等提出了 CCB 参数。该参数将能量作为物理变量，不仅考察了法向应力和应变对裂纹萌生的作用，还考察了切向应力及应变对裂纹萌生的作用，具有一定的力学基础。其表达式为：$\mathrm{CCB}=2\gamma_{\mathrm{a}}\tau_{\max}+\varepsilon_{\mathrm{a}}\sigma_{\max}$（式中，$\gamma_{\mathrm{a}}$ 是切应变幅，$\tau_{\max}$ 是最大切应力，ε_{a} 是法向应变幅，$\sigma_{\max}$ 是最大法向应力）。

1.2　F 准则[9]

Findley 提出了 F 参数，他认为剪应力幅是引起裂纹萌生的主要因素，而最大剪应力幅平面上的最大正应力是裂纹扩展的推动力，并且正应力受到一个因子 k 的影响，其表达式为：$F=\Delta\tau+k\sigma_{\mathrm{n}}^{\max}$（式中，$k$ 是与材料相关的参数，$\Delta\tau$ 是剪应力幅，σ_{n} 是最大剪应力幅平面上的正应力）。

1.3　SSI 参数[10]

周文等分析实验数据后，将平均应力作为修正因子，提出了 SSI 剪应变能临界面法，表达式为：$U_{\mathrm{SSI}}=\frac{\Delta\gamma}{2}\tau_{\max}=\frac{(\tau_{\mathrm{f}}')^2}{G}(2N_{\mathrm{f}})^{2b'}+\tau_{\mathrm{f}}'\gamma_{\mathrm{f}}(2N_{\mathrm{f}})^{b'+c'}$（式中，$\Delta\gamma$ 代表最大剪应变范围，$\tau_{\max}$ 代表最大剪应力）。

1.4　Ruiz 参数[11]

Ruiz 等人研究发现，构件表层微动破坏程度与接触区的摩擦功和剪应力成正比，提出了 Ruiz 微动破坏变量作为权衡微动的作用程度。表达式为：$\mathrm{Ruiz}=\mu\sigma_n\delta\sigma_\tau$（式中，$\mu$ 代表摩擦系数，δ 代表相对滑动量，σ_n 代表法向应力，σ_τ 代表切向应力）。当节点的切向方向为压应力时，σ_τ 为负值，Ruiz 值也为负值，这种情况下能够抑制裂纹的萌生和扩展；当节点的切向方向为拉应力时，σ_τ 和 Ruiz 均为正值，推动了裂纹的萌生和扩展。

2　有限元模型

2.1　几何修复

取一列整缸和相邻两列半缸作为研究对象，机体紧固面组合结构的三维模型如图 1 所示。将机体紧固

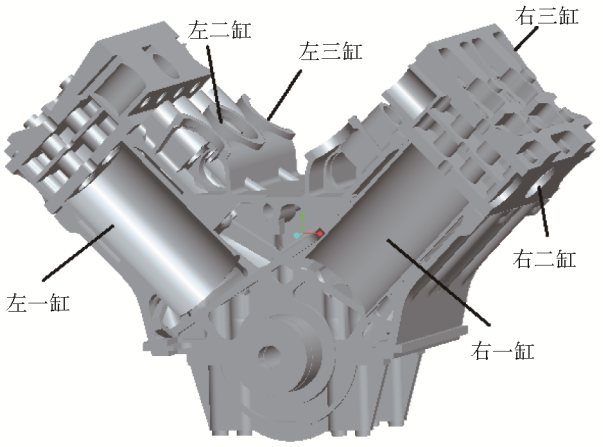


图 1　机体的实体模型
Fig.1 Entity model of block

面三维模型导入到 ANSA 软件中，对其进行几何修复与清理。由于机体紧固面组合结构相对复杂，在导入的过程中会出现面的缺失、重叠或错位，因此对考察部分影响较小的倒角、螺栓孔、油道等进行简化，对缺失、重叠的面进行几何修复。然后，对机体紧固面相关零件分配材料属性。机体和缸盖用硅铝合金制造，主轴承盖用合金钢制造，材料的力学性能如表 1 所示。

表 1　材料力学性能

Tab.1 Mechanical properties of materials

材料	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
硅铝合金	68 900	0.3	178.6	290~320
合金钢	206 000	0.28	930	1080

2.2　边界条件

本文共建立 19 对接触，其中，与螺栓相关的接触设置为绑定接触，其余接触设置为标准摩擦接触，定义完接触后的有限元模型如图 2 所示。

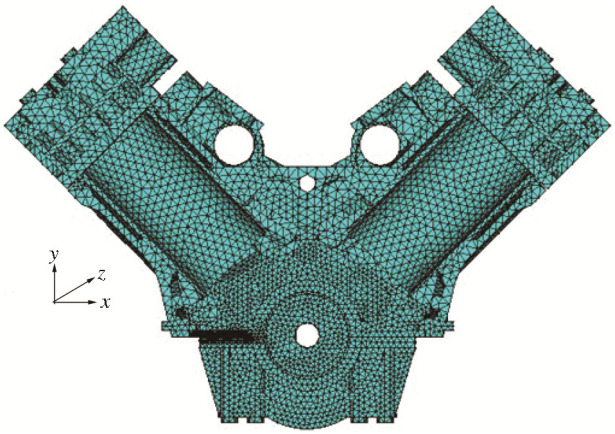


图 2　机体紧固面有限元模型

Fig.2 Finite element model of block fastening surface

位移边界条件：根据发动机工作时的实际情况，在缸套、机体等零部件的横断面上施加与该横断面垂直的位移约束，在固定机体的两侧区域施加纵深方向的位移约束。

载荷边界条件：机体及其相关零件承受的载荷主要包括主轴承盖在装配过程中所受到的过盈力、缸盖及主轴承盖螺栓的预紧力、缸盖火力面受到的爆发压力、连杆对曲轴的连杆力。本文计算分为 2 个载荷步，第 1 步为预紧工况，主要包括：缸盖螺栓的预紧力（大螺栓预紧力 110 kN，小螺栓预紧力 50 kN）、主轴承盖螺栓的预紧力（大螺栓 160 kN，小螺栓 150 kN）以及主轴承盖和机体轴瓦的过盈力。第 1 步载荷的目的是在机体隔板与主轴承盖之间创建接触。第 2 步施加气体爆发压力和连杆力，爆发压力和连杆力通过 p-φ 曲线图换算，如图 3 所示。

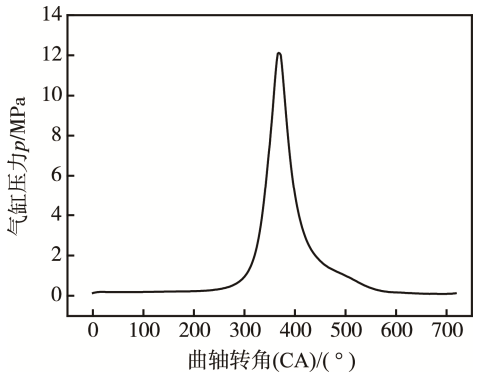


图 3　缸内气体压力随曲轴转角的变化

Fig.3 Variation of cylinder gas pressure as a function of crank angle

3　机体的微动疲劳特性

本文以机体接触面中线上的节点作为考察点，其示意图如图 4 所示。

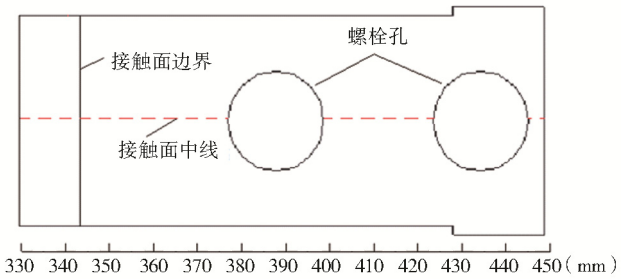


图 4　接触面中线

Fig.4 Center line of contact surface

3.1　机体紧固面的接触状态

经有限元计算，提取机体接触面的接触状态如图 5 所示。图中接触状态参数表示的含义为：数字 0 代表未闭合的远场接触，数字 1 代表未闭合的近场接触，数字 2 代表滑动接触，数字 3 代表粘合接触。由图可知，在 344.1、352.7 mm 处发生了接触状态的突变，在 428.978 mm 处也存在接触状态突变，但 428.978

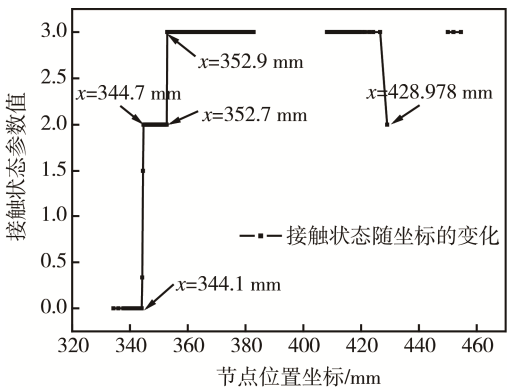


图 5　机体接触面的接触状态

Fig.5 Contact state of block contact surface

mm 处的突变是由于螺栓孔处发生应力集中造成的，因此不予考虑。从 x=344.1 mm 到 x=344.7 mm 为滑开过渡区，从 x=352.7 mm 到 x=352.9 mm 为粘滑过渡区，在接触状态突变的区域容易萌生微裂纹。

3.2　摩擦系数对机体紧固面微动特性的影响

Hoeppner 给出了法向接触压力、摩擦系数、相对滑移量与微动疲劳强度间的定量关系表示式[12]：$\sigma_{rf}=\sigma_r-2\mu p\left[1-\exp\left(-\frac{L}{R}\right)\right]$（式中，$\sigma_{rf}$ 是特定应力比下的微动损伤，σ_r 是同一应力比下的普通疲劳强度，p 法向接触压力，μ 是摩擦系数，L 是相对滑移量，即微动振幅，R 是气体常数）。从公式中可以看出，接触面的摩擦系数 μ 是影响微动损伤特性的主要因素，其主要通过影响两接触表面的相对滑移量以及摩擦功来影响微动疲劳特性。取 μ 的值分别为 0.16、0.35、0.54、0.73 进行研究，计算得到爆发工况和预紧工况下紧固面上的相对滑移量，如图 6 所示。

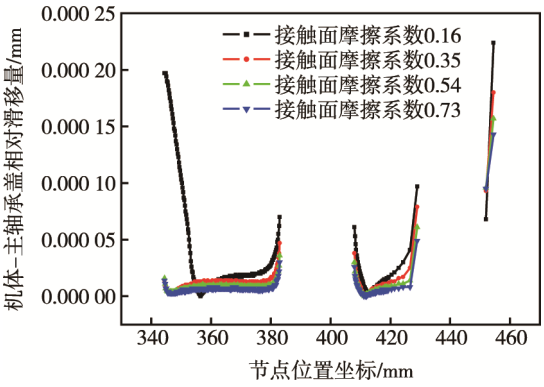


图 6　不同 μ 值对应的相对滑移量变化情况

Fig.6 Variation of relative slip corresponding to different μ values

由图 6 可知，随着机体紧固面 μ 值的增大，机体-主轴承盖之间的相对滑移量减小，其在右侧边缘达到最大值。当摩擦系数为 0.16 时，在接触左侧边缘也存在一个滑移量极值点，且靠近接触区左侧相对滑移量呈线性增大。在一定范围内，相对滑移量越大，微动损伤破坏越严重，所以可通过适当增大摩擦系数的方式来减小微动破坏。例如，可以通过在机体紧固面上加装减磨垫来增大摩擦系数，从而减轻机体的微动疲劳破坏。

3.3　摩擦功对机体紧固面微动特性的影响

根据摩擦功的计算公式 $W=\mu\sigma_n\delta$ 计算接触面上摩擦功的大小，其变化情况如图 7 所示。由图可知，当 μ 增大时，接触面上的最大摩擦功也随之增大，除了当 μ 为 0.16 时，最大摩擦功在左右两个端点存在极大值外，其余摩擦系数下，最大摩擦功均出现在接触区的右侧边缘。摩擦功对于微裂纹的萌生起着促进作用，因此需要适当降低摩擦系数来降低摩擦功对微动疲劳的影响。然而，降低摩擦系数意味着增大相对滑移量，因此，需要综合考虑摩擦系数对相对滑移量及摩擦功的影响，从而选定一个对机体微动损伤影响最小的 μ 值来减小微动损伤。

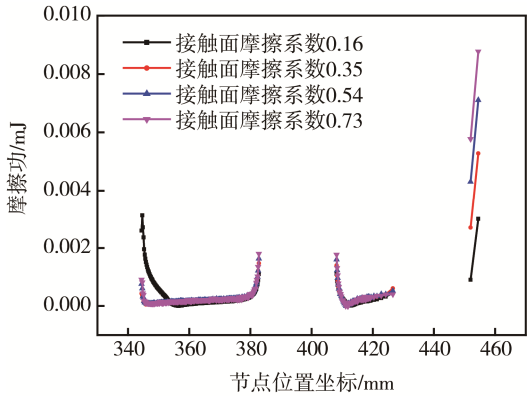


图 7　摩擦功的变化

Fig.7 Variation of friction work

4　机体的微动疲劳寿命预测

4.1　微动裂纹萌生位置

本文以北方发动机研究所关于硅铝合金柴油机样机的台架考核实验作为微动疲劳的评价指标。当该柴油机样机考核到 387 h 时出现机体隔板断裂现象，经检测分析，失效是由微动疲劳造成的，柴油机机体微动疲劳破坏的详细情况如图 8 所示[13]。从图中可以看出，实验过程中微动裂纹在机体与主轴承盖左侧接触边沿萌生，然后向机体纵深扩展。

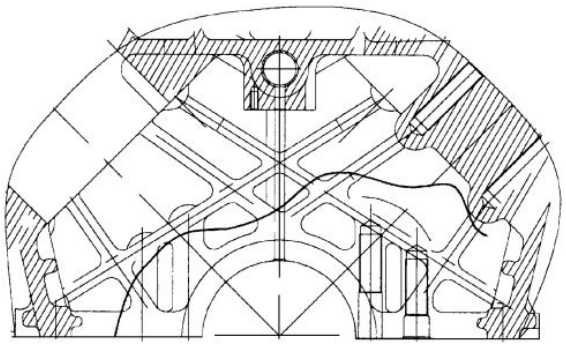


图 8　机体微动裂纹图解[13]

Fig.8 Fretting crack figure of block[13]

根据有限元计算的应力、应变、位移等历史数据，利用 MATLAB 软件编程计算接触面中线上每个节点 180 个平面上的 CCB、F、SSI、Ruiz 参数，提取每个节点所在平面的最大参数值，绘制各参数随节点位置坐标的变化情况，如图 9 所示。由图可知，在左右螺栓孔处各损伤参量均为零，但均存在极大值，说明螺

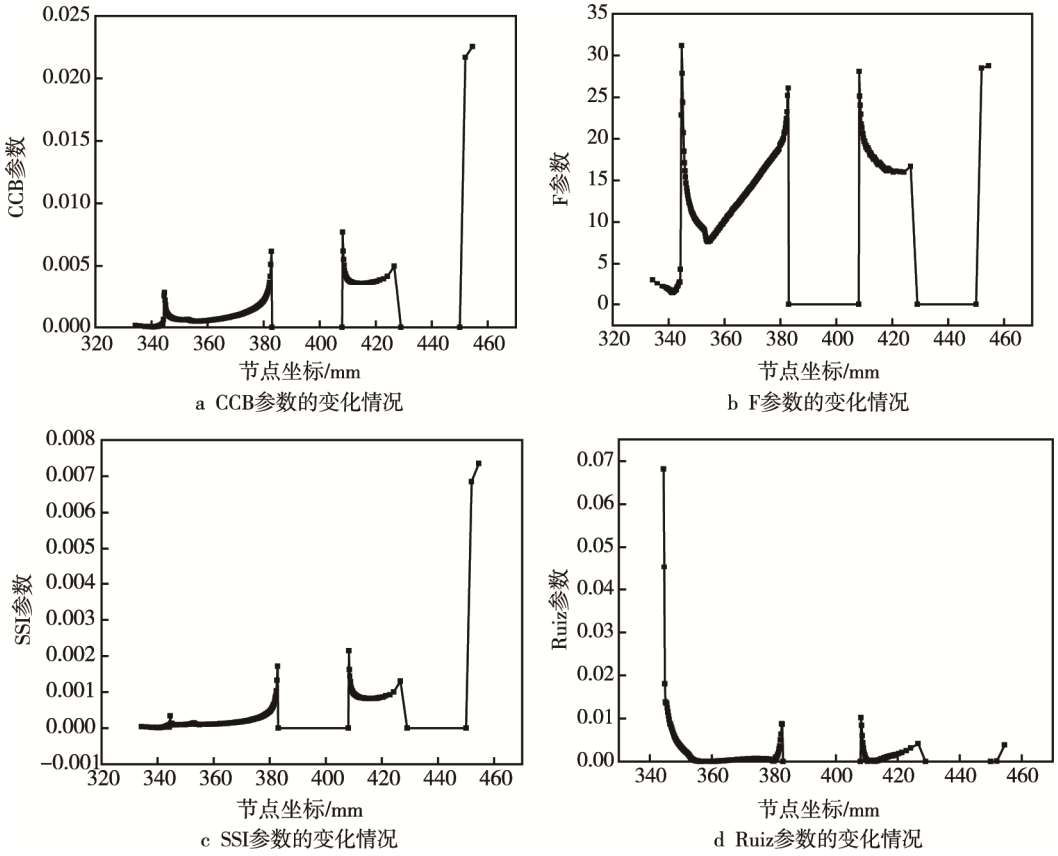


图 9　各参数随节点位置坐标的变化

Fig.9 Variation of each parameter as a function of node position coordinates: a) CCB, b) F, c) SSI, d) Ruiz

栓孔周围存在应力集中，也可能会引起微裂纹萌生。CCB 参数、SSI 参数预测的裂纹萌生点在紧固面的右侧边沿，F 参数、Ruiz 参数预估的裂纹萌生点在紧固面的左侧边沿。与实验结果对比可知，F 参数、Ruiz 参数预估的微动裂纹萌生点与实验值一致，可进一步用于机体微动疲劳寿命的评估。

4.2　机体微动疲劳寿命预测

Farris 提出了一种通用的描述损伤参量与疲劳寿命之间关系的预测模型，这种模型可以较好地描述微动疲劳寿命和微动综合损伤参数之间的关系，且拟合系数较少，对于实验数据较少的情况尤为适合[14]，表达式为：$D=AN^{-b}$（式中，A 和 b 表示实验拟合系数，D 代表微动损伤参量，N 代表微动疲劳寿命）。

由于柴油机机体与光滑试件在结构尺寸上不同，所以要对多轴应力应变预估模型进行尺寸修正。通常认为，构件的尺寸越大，其材料内部的缺陷越多，寿命越低。而多轴疲劳损伤理论并未考虑材料缺陷对疲劳寿命的影响，因此需要考虑尺寸效应。对多轴疲劳寿命预估模型进行修正，通常用尺寸系数 $\varepsilon=\frac{S_{e0}}{S_e}$ [15]来表征（式中，S_{e0} 是大尺寸零件的疲劳强度，S_e 是小尺寸零件的疲劳强度）。对于铝合金构件，ε 的值可取为 0.55。

基于多轴疲劳理论预测微动疲劳寿命的结果偏安全，所以除了要对预测模型进行尺寸效应的修正外，还要用微动相关系数对多轴疲劳预估模型进行修正，以适用于微动疲劳。引入微动寿命相关系数 NRD 对预估模型进行修正，NRD 表示多轴模型理论预估值与实验值的比值，他们的关系为：$\mathrm{NRD}*N_i^{\mathrm{FF}}=N_i^{\mathrm{PF}}$（式中，$N_i^{\mathrm{FF}}$ 是微动疲劳寿命，N_i^{PF} 是多轴疲劳预估寿命，NRD 是微动寿命相关系数，$\mathrm{NRD}>1$）。对于硅铝合金，由之前研究结果可知，NRD 参数的具体数值如表 2 所示[16]。

表 2　各个参量的 NRD 数值

Tab.2 NRD values of different parameters

参量	CCB	F	SSI	Ruiz
NRD	2.38	2.14	2.13	1.88

经过修正后各参数的微动疲劳预测模型如下：

CCB模型 $N_{\mathrm{D}}=\frac{\varepsilon}{\mathrm{NRD}}\times 234800\times \mathrm{CCB}_{\max}{}^{-1.835}$

F模型　$N_{\mathrm{D}}=\frac{\varepsilon}{\mathrm{NRD}}\times 7.039\times 10^{9}\times F_{\max}{}^{-2.141}$

Ruiz模型 $N_{\mathrm{D}}=\frac{\varepsilon}{\mathrm{NRD}}\times 5.557\times 10^{6}\times \mathrm{Ruiz}_{\max}{}^{-1.333}$

SSI模型　$N_{\mathrm{D}}=\frac{\varepsilon}{\mathrm{NRD}}\times 13570\times \mathrm{SSI}_{\max}{}^{-1.091}$

假设试验中该柴油机样机以恒定转速 2200 r/min 运转，且 2 转为 1 个循环，则柴油机的工作循环数 N_i 可通过 $D = AN^{-b}$ 求得，$N_i = \frac{2200 \times 387 \times 60}{2} \approx 2.6 \times 10^7$，即柴油机样机在运转至 2.6×10^7 次循环时机体发生微动疲劳失效。将各参数模型预测的机体微动疲劳寿命值与实验值对比，如表 3 所示。由表 3 的计算结果可知，CCB 参数和 Ruiz 参数的寿命预测结果与实验值接近，但是由于 CCB 参数预测的裂纹萌生位置和实验位置不符，所以舍掉；Ruiz 参数预测值与实验值误差在 2.3 倍公差带因子范围内，说明用 Ruiz 参数评估机体微动疲劳是可行的。

表 3　预测值与实验值对比

Tab.3 Comparison between predicted values and experimental values

参数	预测值	实验值
CCB	5.8×10^7	2.6×10^7
F	1.2×10^6	2.6×10^7
SSI	7.7×10^5	2.6×10^7
Ruiz	5.9×10^7	2.6×10^7

5　结论

1）针对柴油机机体和主轴承盖紧固面之间发生的微动疲劳失效，可以采用适当增大摩擦系数或者降低摩擦功来抑制机体的微动疲劳损伤。

2）基于多轴疲劳理论的 F 参数、Ruiz 参数预测的机体微动裂纹萌生位置与机体实际断裂位置一致，预测微动裂纹萌生位置是可行的。

3）Ruiz 参数预测值与实验值最为接近，在 2.3 倍公差带因子范围内，说明用 Ruiz 参数评估机体微动疲劳寿命可以将误差控制在 2.3 倍公差带因子范围内。

参考文献：

[1] 苗会. 机体-主轴承盖接触面微动疲劳损伤预测方法研究[D]. 太原: 中北大学, 2015.
MIAO Hui. The Research on Fretting Fatigue Damage Prediction Methods of Engine Block-Bearing Cap Contact Surface[D]. Taiyuan: North University of China, 2015.

[2] LI Xin, ZUO Zheng-xing, QIN Wen-jie. Fretting Fatigue Mechanism of Bearing Cap Bolted Joints[J]. Review of Scientific Instruments, 2014, 85(5): 055106.

[3] 刘黎明, 肖金坤, 徐海峰, 等. 热喷涂汽车发动机气缸内壁涂层的研究进展[J]. 表面技术, 2017, 46(2): 68-76.
LIU Li-ming, XIAO Jin-kun, XU Hai-feng, et al. Study Progress in Thermal Sprayed Inner Wall Coating of Automotive Engine Cylinder[J]. Surface Technology, 2017, 46(2): 68-76.

[4] 李闯, 张翼, 胡定云, 等. 热障陶瓷涂层材料对柴油机活塞的影响[J]. 表面技术, 2017, 46(2): 149-153.
LI Chuang, ZHANG Yi, HU Ding-yun, et al. Effects of Thermal Barrier Ceramic Coating Materials on Diesel Engine Piston[J]. Surface Technology, 2017, 46(2): 149-153.

[5] 蔡强, 张翼, 李闯. 面-面接触铝合金紧固件微动疲劳寿命预测方法研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(16): 183-187.
CAI Qiang, ZHANG Yi, LI Chuang. Study on the Fretting Fatigue Life Prediction of Aluminum Alloy Fastener Contact Surface[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(16): 183-187.

[6] CHA S, CHANG H, LEE K W, et al. A Development of the Fretting Fatigue Analysis Techniques for Engine Aluminum Block[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 613-619.

[7] 汪震. 燕尾榫结构微动疲劳寿命可靠性分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
WANG Zhen. Study on Reliability Analysis of Fretting Fatigue Life of Tenon[D]. Nanjiing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.

[8] SOCIE D F. Critical Plane Approaches for Multiaxial Fatigue Damage Assessment[C]//Advances in Multiaxial Fatigue. Philadelphia: ASTM, 1993: 7-36.

[9] FINDLEY W N. A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals under Combined Torsion and Axial Load or Bending[J]. Journal of Engineering Industry, 1959, 10: 301-306.

[10] 周文, 孙伟明. 临界面法预测微动裂纹萌生特性和微动疲劳寿命[J]. 润滑与密封, 2010, 35(6): 108-111.
ZHOU Wen, SUN Wei-ming. Predicting Fretting Fatigue Crack Initiation Behavior and Fretting Fatigue Lifetimes Using Critical Plane Approach[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(6): 108-111.

[11] RUIZ C, BODDINGTON P H B, CHEN K C. An Investigation of Fatigue and Fretting in a Dovetail Joint[J]. Experimental Mechanics, 1984(24): 208-217.

[12] HOEPPNER D W, GATES F L. Fretting Fatigue Consideration in Engineering Design[J]. Wear, 1981, 70(2): 155-164.

[13] 魏志明, 谭建松, 张自明, 等. 微动磨损对发动机机体可靠性的影响及研究[J]. 车用发动机, 2006(2): 56-58.
WEI Zhi-ming, TAN Jian-song, ZHANG Zi-ming, et al. Research on Dependability of Crankcase Affected by Fretting Wear[J]. Vehicle Engine, 2006(2): 56-58.

[14] 崔海涛, 汪震, 温卫东, 等. 微动疲劳寿命可靠性分析方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1279-1283.
CUI Hai-tao, WANG Zhen, WEN Wei-dong, et al. Reliability Analysis Method of Fretting Fatigue Life[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1279-1283.

[15] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
YAO Wei-xing. Fatigue Life Analysis of Structures [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2003.

[16] 蔡强, 张翼, 李闯, 等. ZL702A 铝合金构件微动疲劳寿命预测研究[J]. 表面技术, 2017, 46(4): 252-257.
CAI Qiang, ZHANG Yi, LI Chuang, et al. Fretting Fatigue Life Prediction of ZL702A Aluminum Alloy Components[J]. Surface Technology, 2017, 46(4): 252- 257.