

DOI: 10.7652/xjtuxb201605011

仿生活塞疲劳寿命预测与回归设计

吴波¹, 杨利¹, 金绍江¹, 王洪臣¹, 于春燕¹, 刘鸿涛², 田为军³

(1. 长春工程学院工程训练中心, 130012, 长春; 2. 长春工程学院水利与环境工程学院, 130012, 长春;
3. 吉林大学工程仿生教育部重点实验室, 130022, 长春)

摘要: 针对发动机活塞缸套系统的摩擦损失占发动机机械总功耗的 50% 的问题, 基于贝壳体表条纹形凸脊结构的耐磨损特性, 对发动机活塞在气缸内往复运动过程中裙部与缸壁产生周期性碰撞导致的磨损进行了仿生研究。将贝壳体表的形态以垂直竖状条纹形式沿活塞轴向贯穿设计于裙部, 可起到减磨、卸载集中应力、提高疲劳寿命的效果。通过对标准和仿生活塞进行热-机耦合有限单元分析, 得出了活塞各个部位的应力应变情况, 根据曼森和科芬准则得出了仿生活塞各部位疲劳寿命, 并对疲劳寿命进行部分正交多项式回归设计, 找出了试验水平、因素与疲劳寿命的内在规律。选取最优仿生活塞和标准活塞进行了台架试验和机理分析, 发现这种贯穿于裙部的活塞轴向的浅窄大间距条纹可提高活塞疲劳寿命, 条纹深度对活塞各个部位的疲劳寿命影响最大, 仿生活塞磨损量比标准活塞平均减小 41.4%, 温度平均降低 7%。该结果可为发动机设计和耐磨损研究提供参考。

关键词: 仿生条纹; 回归设计; 疲劳寿命; 发动机活塞; 贝壳

中图分类号: TB17 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)05-0072-09

Prediction and Regression Design of Bionic Piston Fatigue Life

WU Bo¹, YANG Li¹, JIN Shaojiang¹, WANG Hongchen¹, YU Chunyan¹,
LIU Hongtao², TIAN Weijun³

(1. Engineering Training Center, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China;
2. Institute of Water Resources and Environmental Engineering, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China;
3. Key Laboratory of Bionic Engineering, Ministry of Education, University, Changchun 130022, China)

Abstract: The frictional loss of piston cylinder jacket system accounts for up to about 50% of the total mechanical power of engine. Peculiarity of sea shells in standing wear and tear is closely related to the stripe shape and ridge form on their surface. When piston, the main part of an engine, reciprocates within cylinder jacket, skirt and cylinder wall will produce periodic collision and abrasion. We conducted a bionic design on the piston skirt. The form of shell's surface was designed with vertical stripes through machining grooves along the axial direction of piston skirt in order to reduce attrition, release concentrated stress and improve fatigue life. First, through the thermal-mechanical coupling finite element analysis on both standard and bionic pistons, we analyzed the strain and stress of every part of the piston. Then we obtained the fatigue life of every part of the bionic piston according to Manson and Coffin formula. A partial orthogonal polynomial regression design on the fatigue life was conducted to find the inherent rules among

test level, factors and fatigue life. Optimal bionic piston and standard piston were selected to conduct bench test and mechanism analysis. Results show that the grooves along the axial direction of piston skirt, with shallow or narrow and a large spacing, can improve the fatigue life of pistons. The wear and tear of the bionic piston is decreased by 41.4%, and the average temperature is lowered by 7% compared with standard piston.

Keywords: bionic structure; regression analysis; fatigue life; engine piston; sea shell

发动机诞生 100 多年来,逐渐推广应用于工业、农业、交通运输、军工等领域,如今它已经成为人们日常生活中的必需品。发动机长期在高温、高压工况下运行,尤其是与燃烧室紧密相连的活塞极易产生疲劳失效^[1-3]。生物界中很多物种在进化过程中形成了抗疲劳的可靠性体表形态,很多人已经将这些形态应用于工程设计中。韩志武等将仿生形态加工于齿轮表面进行试验^[4],与普通齿轮对比仿生齿轮试件的弯曲疲劳寿命提高了 1.06~1.42 倍。王刚从理论的角度对几种耐疲劳和耐磨损生物体的机理进行了研究^[5],结合现有的压铸模具材料、工艺特性和激光加工技术,制定了激光阻断强化的新型工艺方法。Huang 等根据沙漠蜥蜴的抗固体颗粒冲刷体表结构^[6],设计了具有圆形、菱形等鳞片仿生结构和上硬下软仿生材料的耦合试件,进行耐冲蚀试验,结果表明仿生试件耐冲蚀性能比普通试件提高 10%。本文以 ZL108 铝合金发动机活塞为试验母体,将贝壳体表防磨损、耐冲蚀的形态应用于发动机的活塞裙部上,以期提高活塞的使用寿命。

归纳总结现今国内外对活塞疲劳寿命的预测,大多以活塞的热应力和机械应力为基础,以等效平均应力、材料塑性参数等为依据进行推测计算^[7-9]。本文首先对标准活塞进行仿真分析,并基于此分析结果进行仿生活塞设计,最终得出仿生活塞优于标准活塞的耐疲劳机理。

1 标准活塞疲劳寿命预测

发动机活塞在启动-运行-停车过程中造成的损伤最为严重,对于活塞耐久性和可靠性分析可等效为对热-机疲劳寿命的预测^[10]。

1.1 标准活塞受热分析

通过第 3 类边界条件^[11],即已知活塞周围介质的换热系数 α 和介质温度 T_0 ,计算出温度场温度 T ,表达式为

$$k \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T_0 - T) \tag{1}$$

式中: k 为活塞换热系数。

根据气缸中冷却水套的流体参数和流动性质,采用 Dittns-Boelter 公式得努赛尔数

$$N_{uf} = 0.023R_{ef}^{0.8}P_{rf}^{0.4} \tag{2}$$

$$h_w = \lambda_f N_{uf}/D \tag{3}$$

式中: P_{rf} 为普朗特数,在已知水温的情况下取 1.95; h_w 为缸套和冷却水的平均换热系数; λ_f 为水的换热系数,取 0.68 W/(m·K); D 为水套当量直径,取 10 mm。

然后进行换热系数的推导^[12],火力岸和环区的换热系数为

$$1/h_1 = a_1/\lambda_1 + b/\lambda_2 + 1/h_w \tag{4}$$

$$1/h_2 = a_2/\lambda_1 + b/\lambda_2 + c/\lambda_3 + 1/h_w \tag{5}$$

式中: a_1 为火力岸与缸套间距; a_2 为环区上沿与活塞环间距; b 为缸套厚度; c 为活塞环宽度; λ_1 为润滑油换热系数; λ_2 为缸套换热系数; λ_3 为活塞环换热系数。

活塞顶部和裙部换热系数计算类似火力岸和环区。活塞温度场计算值与实测值如图 1 和表 1 所示。一般认定,发动机在进入正常工作状态时活塞的温度处于稳态,据此将上述温度值作为活塞热-机耦合有限单元分析中的热载荷边界条件。

表 1 活塞计算温度和实测温度对比 ℃

温度测点	实测温度	计算温度
<i>a</i>	285	303
<i>b</i>	299	295
<i>c</i>	294	280
<i>d</i>	310	277
<i>e</i>	226	249
<i>f</i>	229	241
<i>g</i>	138	125
<i>h</i>	138	121
<i>i</i>	262	242

1.2 标准活塞受力分析

活塞在气缸内往复运动,除了受到热载荷还同时受到各种机械载荷的作用,活塞具体受力分析如图 2 所示。

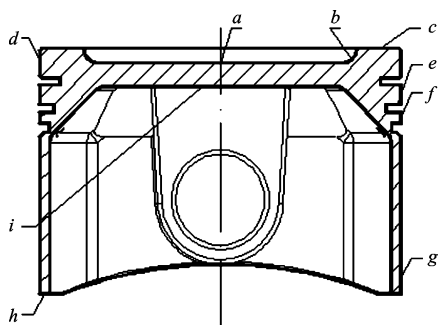


图1 活塞温度测点布置

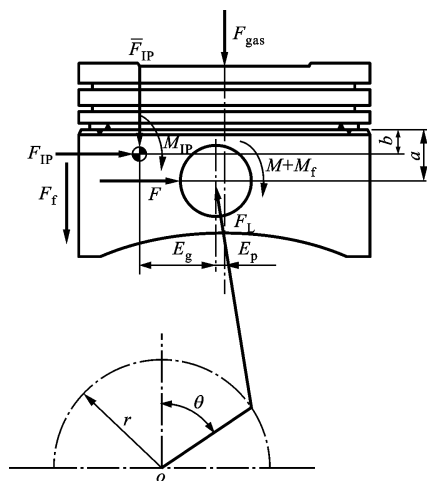


图2 活塞受力分析

作用于活塞上的力和力矩平衡方程^[13]为

$$F_{\text{gas}} + F_f + \bar{F}_{\text{IP}} + F_L \cos \theta = 0 \quad (6)$$

$$F + F_{\text{IP}} - F_L \sin \theta = 0 \quad (7)$$

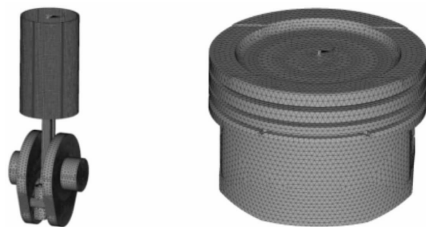
$$M + M_{\text{IP}} + F_{\text{IP}}(a - b) - \bar{F}_{\text{IP}}E_g + F_{\text{gas}}E_p + M_f = 0 \quad (8)$$

式中: F_{gas} 为活塞顶部燃气压力; F_f 、 M_f 为活塞裙部摩擦力和摩擦力矩; F_L 为连杆作用在销孔的支反力; F 、 M 为活塞裙部的法向力和法向力矩; a 为活塞裙部顶端到销中心线的距离; b 为活塞裙部顶端到活塞质心的距离; E_g 为活塞质心与销中心的径向距离; E_p 为活塞销的偏心距; θ 为曲轴转角; F_{IP} 为变速运动引起的往复惯性力; $\bar{F}_{\text{IP}}$ 为二阶运动产生的惯性力。

1.3 标准活塞有限元分析

研究表明,假设曲轴转角在 0° 时为进气冲程开始,则曲轴转角为 $360^\circ \sim 540^\circ$ 时处于做功冲程,曲轴运动到 390° 时,由二阶摆动引起的运动使裙部主推力面与缸套内壁最贴近,此时润滑油膜最薄、流体动压最大、摩擦力最大^[14],故选取该时间点曲轴正常工作转速状况下的活塞状态进行试验分析,以前述温度场和活塞受力分析作为边界条件,对活塞进

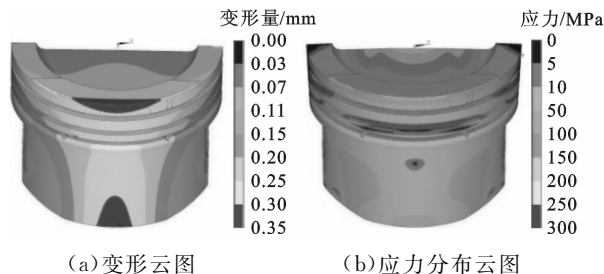
行热-机耦合有限元分析。对活塞-缸套系统进行网格划分,采用 20 节点的 Solid186 单元,接触面设置接触对,采用映射和自由网格划分。将曲轴旋转至 390° ,并将缸套、曲轴和连杆设置为固定约束,使连杆通过销轴对活塞产生支反力,同时对活塞施加顶部燃气压力、惯性加速度。



(a) 活塞缸套系统网格划分 (b) 活塞网格划分

图3 网格划分

如图 4 所示的标准活塞热-机耦合有限元分析结果可以看出,变形多汇集于裙部底端的中央位置和活塞顶部的边沿位置。这是由于裙部底端材料最薄且活塞内部对此处无加强筋设计,活塞顶端所受高温燃气压力最大。裙部底端的应力大于裙部顶端的应力,且应力由裙部中间向两侧先增大后减小。



(a) 变形云图 (b) 应力分布云图

图4 标准活塞有限元分析

1.4 活塞疲劳寿命预测

低频热负荷是指发动机周期性变化的工况使受热部件内部(不包括表面)温度也周期性变化,以及由温度延时传递所产生的短时间温度分布的变化。本试验选取低频疲劳寿命预测结果对活塞起步-运行-停车循环次数进行推演。

对发动机活塞建立疲劳寿命计算模型,应在模型中反映高温蠕变、极限载荷、应力和应变等因素对循环弹性及塑性应变范围的影响。高温下塑性变形的大小具有不稳定性,材料寿命预测次数大于 10^4 时,应变塑性与弹性应变范围的数量级相当,此时建议考虑弹性项的影响。对于本文中低频疲劳寿命的预测可采用准则^[15-16]

$$\Delta \epsilon = \frac{\sigma'}{E} N^b + \epsilon' N^c \quad (9)$$

式中: b 、 δ' 为疲劳强度指数和系数; c 、 ϵ' 为疲劳延性指数和系数; $\Delta\epsilon$ 为总变形范围; E 为弹性模量; N 为疲劳寿命。

根据 29 种金属材料在常温下的试验结果,采用通用斜率法,得出 $b=-0.12$, $c=-0.6$, $\delta'=3.5\delta_b$, $\epsilon'=\epsilon^{0.6}$, 其中 δ_b 为活塞所受最大应力, ϵ 为活塞所受平均变形。

2 仿生活态设计研究

2.1 仿生活态条纹尺寸确定

贝壳由强韧的天然矿化材料组成,且体表排布着具有防磨损和抗冲蚀的条纹凸脊结构,使其长期生存在混有多种硬物的湍流和含有腐蚀性物质的泥沙中仍完好无损。贝壳在泥沙中翻转与活塞在缸套内运动情况类似,均为固固接触且接触面存在润滑液体。本文选用贝壳类生物毛蚶作为仿生原型,将其壳表结构应用于发动机活塞裙部上。毛蚶成体壳长 4~5 cm,壳坚厚而宽,壳表排布着条纹凸脊,脊宽度范围为 1.1~1.6 mm,脊间间距范围为 0.07~0.8 mm,如图 5 所示。结合试验用活塞外形尺寸,基于毛蚶体表凸脊结构尺寸,沿活塞轴向加工条纹于活塞裙部,定义仿生条纹列间距范围为 5~8 mm,条纹深度范围为 0.8~1 mm,条纹宽度范围为 0.8~1 mm。

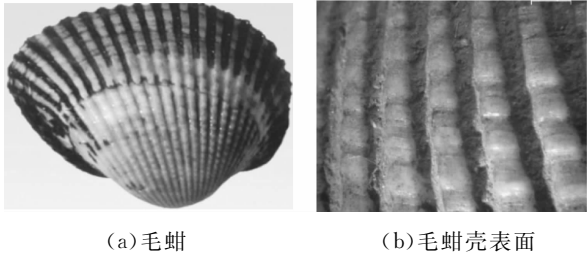


图 5 毛蚶的非光滑体表

2.2 仿生活态设计及有限元分析

2.2.1 仿生活态条纹活塞正交试验方案制定 毛蚶在被湍流冲蚀后,由于独特的外形形态,使其最终旋转至凸脊与湍流方向一致的状态,泥沙沿着凸脊表面碰撞侵蚀壳体。因此,本文设计中,在高速运行的活塞裙部表面沿轴向加工条纹,如图 6 所示,带有条纹的裙部表面在与气缸内壁周期性碰撞的过程中,可以很好保证裙部磨损减小、热应力被卸载以及工作过程中不易疲劳失效。

条纹以垂直竖列形式均匀分布于活塞裙部,且条纹贯穿于整个裙部,即条纹长度等于裙长,列方向沿活塞周向,行方向沿活塞轴向。

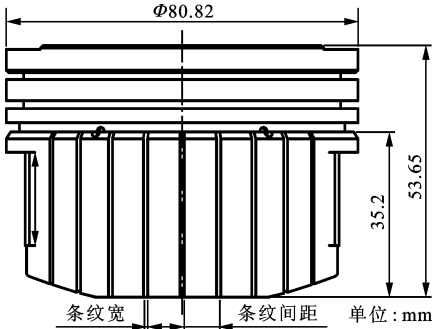


图 6 仿生活态竖条纹形活塞示意图

本设计选用条纹分布、条纹深度、条纹间距 3 个因素。条纹分布包括 3 个水平:条纹形,如图 7a 所示;条纹间夹通孔形,即每两个竖条纹间夹入通孔列,如图 7b 所示,第一行孔中心线距离活塞顶端距离为 24 mm,孔均布 6 行,行间距为 5 mm;宽条纹间夹窄条纹形,即每两个竖条纹间夹入一浅窄条纹,如图 7c 所示。条纹深度包括 0.8、0.9、1 mm 3 个水平,条纹宽度设定等于条纹深度,对应的孔径为 0.5、0.6、0.7 mm。对于宽条纹间夹窄条纹形,中间浅窄条纹对应尺寸为 0.5、0.6、0.7 mm,窄条纹深度等于窄条纹宽度。条纹间距从活塞顶端看,以活塞径向中心轴线为圆心,包括 8°(11 个槽)、10°(9 个槽)、12°(7 个槽)3 个水平,如图 8 所示。

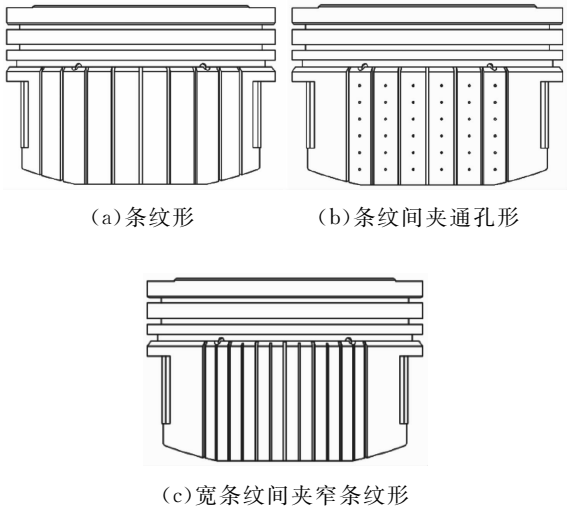


图 7 3 种类型条纹分布

根据上述仿生活态设计原则,选用正交表编制模拟试验方案^[17],如表 2 所示。

2.2.2 竖条纹形活塞疲劳寿命预测 仿生活态竖条纹形活塞的热-机耦合分析边界条件等同于标准活塞。为了验证仿生活态竖条纹对集中应力的分散卸载作用,选取活塞上温度最高的活塞顶部疲劳寿命作为试验指标之一,选取活塞上应力较集中的第 3 环槽疲劳

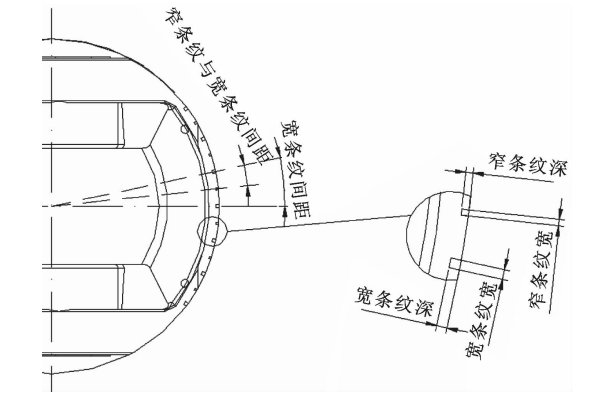


图 8 竖条纹尺寸

表 2 仿生活塞模拟试验

试验模型	条纹分布	条纹深度/ mm	条纹间距/ (°)
1	条形	0.8	8
2	条形	0.9	10
3	条形	1.0	12
4	条纹间夹通孔形	0.8	10
5	条纹间夹通孔形	0.9	12
6	条纹间夹通孔形	1.0	8
7	宽条纹间夹窄条纹形	0.8	12
8	宽条纹间夹窄条纹形	0.9	8
9	宽条纹间夹窄条纹形	1.0	10

寿命作为试验指标之二,选取代表仿生结构对活塞刚度影响情况的裙部疲劳寿命作为试验指标之三。

根据曼森和科芬准则得出了仿生活塞起动-运行-停车的循环次数,如图 9 所示。由图 9 可以看出,9 个仿生活塞顶部疲劳寿命平均比标准活塞提高 3.0%,第 3 环槽疲劳寿命平均比标准活塞提高 3.3%,裙部疲劳寿命平均比标准活塞提高 3.7%。

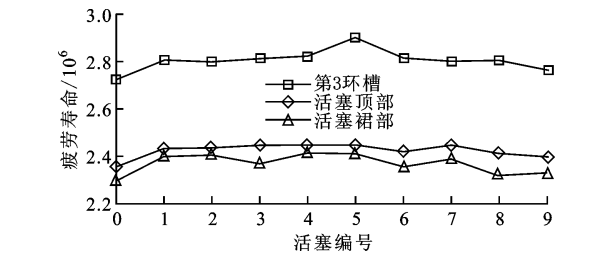


图 9 标准与仿生活塞疲劳寿命

3 仿生活塞疲劳寿命回归设计

2.2.1 节中的正交试验选取了 9 组典型试验模型,由于本试验不需要考虑各个因素的交互作用,为

了反映仿生竖条纹设计与活塞各个部位疲劳寿命的内在规律,对活塞疲劳仿真结果进行回归设计。由于本试验各因素中水平选取的特殊性,将表 2 简化为表 3,以符合回归方程计算的要求。

表 3 因素水平表

条纹分布	条纹深度/mm	条纹间距/(°)
1	0.8	8
2	0.9	10
3	1.0	12

注:1 表示条形;2 表示条纹间夹通孔形;3 表示宽条纹间夹窄条纹形

根据试验情况,对仿生活塞进行部分正交多项式回归设计,各因素取到二次多项式。采用 Fisher 回归方程,因素第 α 次多项式的回归系数为^[17]

$$b_{\alpha} = \frac{\sum_{k=1}^b X_{\alpha}(z_k) Y_k / [r \sum_{k=1}^b X_{\alpha}^2(z_k)] = \sum_{k=1}^b X_{\alpha}(z_k) Y_k / [r(\lambda^2 S)_{\alpha}] \quad (10)$$

式中: Y_k 为因素 z 第 k 水平所对应的指标; r 为因素在同一水平下指标的重复次数(本试验取 3);

$(\lambda^2 S)_{\alpha} = \sum_{k=1}^b X_{\alpha}^2(z_k)$ 为 b 水平因素第 α 次多项式的平方和,可由正交多项式表直接查得。

回归方程的统计检验采用正交多项式回归设计,自由度为 1,诸因素各次多项式的偏差平方和为

$$S_{\alpha} = \left(\sum_{k=1}^b X_1(z_k) Y_k \right)^2 / [r(\lambda^2 S)_1] = b_{\alpha} \sum_{k=1}^b X_1(z_k) Y_k \quad (11)$$

结合表 2 和正交多项式 $b=3$,查表得出: $X_1(1)=-1, X_1(2)=0, X_1(3)=1, (\lambda^2 S)_1=2, X_2(1)=1, X_2(2)=-2, X_2(3)=1, (\lambda^2 S)_2=6$ 。活塞顶部疲劳寿命与各因素不同次多项式回归系数及相应的计算结果如表 4 所示。

本试验数据的总偏差平方和 $S = \sum_{i=1}^9 y_i^2 - \frac{1}{9} \left(\sum_{i=1}^9 y_i \right)^2 \approx 0.0023$,自由度 f 为 8;回归平方和 $S_h = S_1 + S_2 + S_5 = 0.00193$,自由度 f_h 为 3;总偏差平方和与回归平方和差值 $S_R = S - S_h = 0.00039$,自由度 $f_R = f - f_h = 5$ 。

由表 4 可知, $F_{aj} = \frac{S_{aj}/F_{aj}}{S_R/F_R} \sim F_{\alpha}(f_{aj}, f_R)$,可判定各个系数的显著性水平,由此可知 b_{22}, b_{23} 不显著。

表 4 活塞顶部疲劳寿命回归系数计算结果

模型	参数	$X_1(z_1)$	$X_2(z_1)$	$X_1(z_2)$	$X_2(z_2)$	$X_1(z_3)$	$X_2(z_3)$	y_i	y_i^2
1		-1	1	-1	1	-1	1	2.432 1	5.915
2		-1	1	0	-2	0	-2	2.437 8	5.943
3		-1	1	1	1	1	1	2.441 4	5.960
4		0	-2	-1	1	0	-2	2.445 9	5.982
5		0	-2	0	-2	1	1	2.442 7	5.967
6		0	-2	1	1	-1	1	2.419 8	5.856
7		1	1	-1	1	1	1	2.442 1	5.964
8		1	1	0	-2	-1	1	2.411 3	5.814
9		1	1	1	1	0	-2	2.396 6	5.744
	D_{aj}	6	18	6	18	6	18		
	b_{aj}	-0.061 3	-0.055 5	-0.062 3	-0.005 7	0.062 9	0.028 9		
	S_{aj}	0.000 6	0.000 2	0.000 6	0.000 0	0.000 7	0.000 0		
	F_{aj}	8.026 9	2.192 3	8.309 2	0.022 8	8.473 6	0.596 9		
	α_{aj}	0.05	0.25	0.05	不显著	0.05	不显著		

$F_h = \frac{S_h/F_h}{S_R/F_R} \approx 8,270 > F_{0.05} = 5.41$

$b_0 = \bar{y} = \frac{21.870}{9} = 2.43$

顶部疲劳寿命编码空间回归方程为

$\hat{y} = 2.43 - 0.061\ 3X_1(z_1) - 0.055\ 5X_2(z_1) -$
 $0.062\ 3X_1(z_2) + 0.062\ 9X_1(z_3)$ (12)

且该方程置信度为 95%,每个因素所含水平数 $N=3$ 。已知

$$\left. \begin{aligned} X_1(z_1) &= \frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1} = z_1 - 2 \\ X_2(z_1) &= 3\left[\left(\frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{N^2 - 1}{12}\right] = \\ &\quad 3(z_1 - 2)^2 - 2 \\ X_1(z_2) &= \frac{z_2 - \bar{z}_2}{\Delta_2} = 10(z_2 - 0.9) \\ X_1(z_3) &= \frac{z_3 - \bar{z}_3}{\Delta_3} = 0.5(z_3 - 10) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

将式(13)代入式(12),可得顶部疲劳寿命自然空间回归方程为

$\hat{y}_t = 2.022 - 0.167z_1^2 + 0.605z_1 -$
 $0.623z_2 + 0.031z_3$ (14)

同理,可求出第 3 环槽疲劳寿命编码空间回归方程为

$\hat{y} = 2.76 + 0.036\ 0X_2(z_1) +$
 $0.040\ 3X_2(z_2) - 0.061\ 1X_1(z_3)$ (15)

方程置信度为 75%,每个因素所含水平数 $N=3$ 。已知

$$\left. \begin{aligned} X_2(z_1) &= 3\left[\left(\frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{N^2 - 1}{12}\right] = \\ &\quad 3(z_1 - 2)^2 - 2 \\ X_2(z_2) &= 3\left[\left(\frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{N^2 - 1}{12}\right] = \\ &\quad 300(z_2 - 0.9)^2 - 2 \\ X_1(z_3) &= \frac{z_3 - \bar{z}_3}{\Delta_3} = 0.5(z_3 - 10) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

将式(16)代入式(15),可得第 3 环槽疲劳寿命自然空间回归方程为

$\hat{y}_c = 186.036 - 7.783z_1 + 1.946z_1^2 -$
 $391.608z_2 + 217.560z_2^2 - 0.183z_3$ (17)

裙部疲劳寿命编码空间回归方程为

$\hat{y} = 2.38 - 0.023\ 5X_1(z_1) - 0.008\ 2X_2(z_1) -$
 $0.027\ 4X_1(z_2) + 0.016\ 3X_1(z_3)$ (18)

方程置信度为 95%,每个因素所含水平数 $N=3$ 。已知

$$\left. \begin{aligned} X_1(z_1) &= \frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1} = z_1 - 2 \\ X_2(z_1) &= 3\left[\left(\frac{z_1 - \bar{z}_1}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{N^2 - 1}{12}\right] = \\ &\quad 3(z_1 - 2)^2 - 2 \\ X_1(z_2) &= \frac{z_2 - \bar{z}_2}{\Delta_2} = 10(z_2 - 0.9) \\ X_1(z_3) &= \frac{z_3 - \bar{z}_3}{\Delta_3} = 0.5(z_3 - 10) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

将式(19)代入式(18)可得裙部疲劳寿命自然空间回归方程为

$$\hat{y}_c = 13.863 + 1.632z_1 - 0.443z_1^2 - 1.647z_2 + 0.049z_3 \quad (20)$$

4 台架试验

为了进一步揭示仿生竖条纹在活塞往复运动中的减磨、降阻机理和对疲劳寿命的影响,本文通过发动机台架冷试验来实现。试验台设计基于发动机耐久性的检测,采用电机传动使飞轮逆序带动活塞在缸套内做功。根据发动机耐久性试验标准,在 20°下、磨合期为 20 h 时曲轴转速为怠速 800 r/min,耐久性试验 700 h 时曲轴为正常转速 3 200 r/min。

本研究的目的是减小活塞和缸套之间的摩擦功耗、延长活塞的疲劳寿命。因此,台架试验数据的采集,一方面针对活塞的耐久性进行评估,活塞工作温度越低疲劳寿命越长,本试验以长期处于高温和交变高压下的活塞顶部温度来验证;另一方面要验证仿生形态的减磨、增润性,本试验以活塞整体磨损质量差和试验后裙部参磨部位表面粗糙度来验证。

该台架试验周期长、更换受试活塞过程复杂,故仅在前述每组回归设计中均选取一个最优活塞与标准活塞共同进行耐久性试验。3 个受试仿生活塞结构分别为:1[#]仿生活塞为条纹形、条纹深度为 0.8 mm、条纹间距为 12°;2[#]仿生活塞为宽条纹间夹窄条纹形、条纹深度为 1 mm、条纹间距为 12°;3[#]仿生活塞为条纹间夹通孔形、条纹深度为 0.8 mm、条纹间距为 12°。

受试发动机为四缸八气门结构,将上述 3 个最优仿生活塞和标准活塞作为一组试验来完成,试验误差更小,试验结果如表 5、图 10 所示。试验前后对活塞称重时,每个活塞称重 6 次,然后取平均值。活塞顶部温度为活塞处于稳定、正常工作状态下,使用手持式热成像仪对每个活塞顶部检测 6 次,然后取平均值。由表 5 可以看出,3 个仿生活塞平均磨损量比标准活塞减小 41.4%,平均顶部温度降低 7%。

表 5 活塞试验指标对比

指标	活塞			
	标准	1 [#]	2 [#]	3 [#]
磨损量/g	0.202	0.125	0.101	0.129
活塞顶部温度/℃	97.4	90.41	91.88	89.47

使用 JB-5C 粗糙度轮廓仪检测试验后活塞裙部磨损情况。采样长度取 10 mm,横向位置活塞中心线各向两侧取 5 mm,纵向位置沿裙部长度方向平均选取 12 个位置。为了减小活塞工作过程中的震

动,销孔为偏心设计,故主推力面所受载荷更大、磨损更明显,此处仅对主推力面进行粗糙度检测。提取粗糙度检测结果中的轮廓算数平均偏差为分析依据,粗糙度越大说明活塞磨损越严重,结果如图 10 所示。

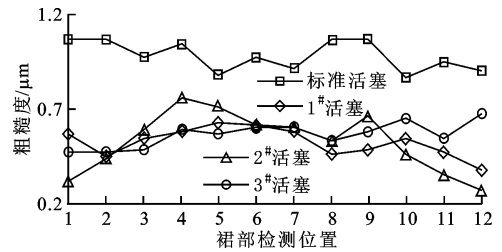


图 10 粗糙度检测结果

5 仿生竖条纹形活塞机理分析

从仿生和标准活塞疲劳寿命分析结果、仿生活塞各部位疲劳寿命回归设计、最优仿生活塞和标准活塞的台架试验结果,可以得出如下机理分析。

(1)从活塞低频疲劳寿命预测结果来看,所有仿生活塞顶部循环次数均大于标准活塞,顶部循环次数最长的为 4[#]、5[#]、7[#]、3[#]仿生活塞。本文所选低频疲劳寿命的预测准则充分考虑了活塞总体热应变范围、最大热应力、平均塑性变形。活塞顶部长期处于高温和高频热冲击工作状态,成为活塞中最易疲劳失效的部位之一,仿生竖条纹增加了裙部的表面积,起到了散热和分散集中热应力的作用。通孔相对条纹有更佳的散热效果,故条纹间夹通孔形排布使顶部寿命更长,浅窄和大间距条纹可以减轻活塞负担,增加活塞顶部循环次数。

所有仿生活塞第 3 环槽循环次数均大于标准活塞,3 环槽循环次数最长的为 5[#]、4[#]、3[#]、6[#]仿生活塞。由于第 3 道环槽内的回油孔距离有复杂结构的销孔很近,必然导致热-机耦合应力集中且大于其他部位。延活塞轴向贯穿裙部排布的条纹,使第 3 环槽集中的应力逐渐由上到下分散到裙部,通孔卸载集中应力的效果比浅窄条纹要好。

所有仿生活塞裙部循环次数均大于标准活塞,裙部循环次数最长的为 4[#]、5[#]、2[#]、1[#]仿生活塞。沿活塞周向等间距排布的条纹,使裙部应力均匀分散,条纹形和条纹间夹通孔形排布在卸载集中应力的同时不至于加大材料塑性耗竭,故可增加活塞的循环次数。过大深度的条纹虽然散热效果强大,但此优点不足以弥补其在高频、高温载荷冲击下对活塞塑性蠕变促衰的缺点。宽条纹间夹窄条纹形由于

条纹排布过于紧密,如果再配合较大深度尺寸,反而会起副作用来增加裙部负担。

(2)从仿生活塞各个部位疲劳寿命的回归设计结果来看,从活塞顶部疲劳寿命与3因素的回归方程可以看出,对顶部疲劳寿命影响从大到小的因素依次为条纹深度、条纹分布、条纹间距。从各个因素与顶部疲劳寿命的关系可以看出,使活塞顶部疲劳寿命延长由优到劣的排布依次为条纹形、条纹间夹通孔形、宽条纹间夹窄条纹形。浅窄类和大间距的条纹使活塞疲劳寿命更长。

从第3环槽疲劳寿命与3因素的回归方程可以看出,对第3环槽疲劳寿命影响从大到小的因素依次为条纹深度、条纹分布、条纹间距。从各个因素与第3环槽疲劳寿命的关系可以看出,条纹形和宽条纹间夹窄条纹形排布、条纹深度为0.8、1 mm,条纹间为小间距设计时,第3环槽寿命更长。

从裙部疲劳寿命的回归方程可以看出,对裙部疲劳寿命影响从大到小的因素依次为条纹深度、条纹分布、条纹间距。从各个因素与裙部疲劳寿命的关系可以看出,条纹间夹通孔形和浅窄类、小间距的条纹使裙部寿命更长。由于条纹深度对活塞刚度的影响最大,故成为影响活塞各个部位疲劳寿命的主要因素,而本设计的条纹间距十分合理,故成为影响活塞各个部位疲劳寿命的最次要因素。

(3)从最优仿生活塞和标准活塞的台架试验结果来看,仿生活塞磨损量均小于标准活塞,这说明仿生结构确实起到增润、降阻的作用。仿生活塞顶部温度亦小于标准活塞,说明仿生结构可以起到散热作用。活塞在高温工作中的热量通常由缸内冷却系统和活塞表面流动的润滑油传递散去,仿生结构可以在富油状态下加速润滑油的流动以提高散热效率。

由图10可以看出,所有仿生活塞磨损后的粗糙度均小于标准活塞,说明仿生活塞磨损较小。标准活塞裙部底端磨损情况比裙部顶端严重,裙部中上位置磨损最厉害。1[#]仿生活塞整体磨损情况较平稳,裙部底端磨损虽然依然高于裙部顶端,但整体磨损均匀,说明条纹形排布使润滑油膜排布更均匀。2[#]仿生活塞整体磨损情况波动较大,裙部底端和顶端的磨损很小,裙部中下位置和中上位置磨损较大,说明宽条纹间夹窄条纹形排布增大了裙部底端和顶端的储油能力,而条纹的紧密排布却影响了裙部的刚度,增大了变形,减小了油膜厚度。3[#]仿生活塞整体磨损情况最为平稳,裙部底端和顶端磨损情况恰好与标准活塞相反,这说明条纹间夹通孔形排布

减磨、降阻效果最优,通孔可以在富油状态下将润滑油通过活塞内腔排入储油盒,随之带走大量热能;条纹可以在乏油状态下通过负压供给润滑油,减小裙部摩擦、磨损。

6 结 论

疲劳寿命预测结果可以看出,条纹间夹通孔形排布、浅窄和大间距条纹使活塞各个部位疲劳寿命最长。疲劳寿命预测结果可以看出,仿生活塞顶部疲劳寿命比标准活塞平均提高3.0%;仿生活塞第三环槽疲劳寿命比标准活塞平均提高3.3%;仿生活塞裙部疲劳寿命比标准活塞平均提高3.7%。回归设计结果可以看出,对疲劳寿命影响从大到小的因素依次为条纹深度、条纹分布、条纹间距;对于活塞顶部来说条纹形排布使其寿命更长,对于活塞底部来说条纹间夹通孔形排布使其寿命更长。台架试验结果可以看出,仿生活塞磨损量比标准活塞平均减小41.4%,温度平均降低7%。

参考文献:

- [1] FLOWEDAY G, PETROV S, TAIT R B. Thermo-mechanical fatigue damage and failure of modern high performance diesel pistons [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2011, 18(7): 1664-1674.
- [2] 张俊红,何振鹏,张桂昌,等. 柴油机活塞热负荷和机械负荷耦合研究 [J]. *内燃机学报*, 2011, 29(1): 78-83.
ZHANG Junhong, HE Zhenpeng, ZHANG Guichang, et al. Coupled thermal and mechanical load analysis in diesel engine piston [J]. *Transactions of CSICE*, 2011, 29(1): 78-83.
- [3] SROKA Z J. Thermal load of tuned piston [J]. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2012, 12(3): 342-347.
- [4] 韩志武,吕尤,牛士超,等. 仿生表面形态对齿轮弯曲疲劳性能的影响 [J]. *吉林大学学报:工学版*, 2011, 41(3): 702-705.
HAN Zhiwu, LV You, NIU Shichao, et al. Bending fatigue strength of gear surface with grid micro-morphology [J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2011, 41(3): 702-705.
- [5] 王刚. 压铸模具热疲劳裂纹萌生扩展及激光阻断技术研究 [D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学, 2015.
- [6] HUANG H, ZHANG Y, REN L Q. Particle erosion resistance of bionic samples inspired from skin structure of desert lizard, *laudakin stoliczkana* [J]. *Journal*

- of Bionic Engineering, 2012, 9(4): 465-469.
- [7] 李慧. 基于温度场试验的铝合金活塞疲劳寿命预测研究 [D]. 太原: 中北大学, 2012.
- [8] DEV S, ABDULAZIZ A, MOHAMMAD A, et al. Thermal and mechanical failure analysis of a two-stroke motocross engine piston [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2014, 14(1): 21-26.
- [9] MBUYA T O, SINCLAIR I, MOFFAT A J. Micro-mechanisms of fatigue crack growth in cast aluminium piston alloys [J]. International Journal of Fatigue, 2011, 10(1): 456-463.
- [10] TOWO A N, ANSELL M P. Fatigue evaluation and dynamic mechanical thermal analysis of sisal fibre-thermosetting resin composites [J]. Composites Science and Technology. 2008, 68(3/4): 925-932.
- [11] 吴波, 丛茜, 熙鹏. 带仿生结构的内燃机活塞裙部优化设计 [J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 287-293.
- WU Bo, CONG Qian, XI Peng. Optimized design of internal engine piston skirt with bionic structure [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 287-293.
- [12] 谢琰. 柴油机活塞热负荷与机械负荷的三维有限元耦合分析 [D]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学, 2010.
- [13] 王庆生. 活塞系统二阶运动分析及表面形貌挤压效应研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
- [14] 张效翔. 内燃机活塞二阶运动与摩擦学行为的瞬态模型研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- [15] SILVA F S. Fatigue on engine pistons: a compendium of case studies [J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(3): 480-492.
- [16] 张卫正, 魏春源, 苏志国, 等. 内燃机铝合金活塞疲劳寿命预测研究 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(10): 865-867.
- ZHANG Weizheng, WEI Chunyuan, SU Zhiguo, et al. A study on forecasting of fatigue life for aluminium alloy piston of diesel engine [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(10): 865-867.
- [17] 任露泉. 试验设计及其优化 [M]. 北京: 科学出版社, 2009: 35-42.

(编辑 赵炜 苗凌)

(上接第 23 页)

不大,随着预混燃料中 LPG 比例的进一步增大, NO_x 排放略微下降;预混 L20 和 L33 两种燃料时,发动机颗粒物的数量浓度均高于预混纯二甲醚燃料时的颗粒物数量浓度,但是预混 L50 燃料时的颗粒物数量浓度与预混纯二甲醚时相差不多。

参考文献:

- [1] BENDU H, MURUGAN S. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: mixture preparation and control strategies in diesel engines [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 38: 732-746.
- [2] LEE K, CHO S, KIM N, et al. A study on combustion control and operating range expansion of gasoline HCCI [J]. Energy, 2015, 91: 1038-1048.
- [3] GODÍÑO J A V, GARCIA M T, AGUILAR F J J E, et al. Numerical study of HCCI combustion fueled with diesel oil using a multizone model approach [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 885-895.
- [4] 赵玉伟, 汪映, 雷雄, 等. 预混均质充量压缩燃烧发动机燃烧与排放特性 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(7): 23-28.
- ZHAO Yuwei, WANG Ying, LEI Xiong, et al. Combustion and emission characteristics of premixed charge compression ignition engine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(7): 23-28.
- [5] ZHAO Y, WANG Y, LI D, et al. Combustion and emission characteristics of a DME (dimethyl ether)-diesel dual fuel premixed charge compression ignition engine with EGR (exhaust gas recirculation) [J]. Energy, 2014, 72: 608-617.
- [6] 侯军兴, 乔信起, 王真, 等. 二甲醚发动机复合燃烧爆震特性 [J]. 上海交通大学学报, 2009, 43(5): 735-739.
- HOU Junxing, QIAO Xinqi, WANG Zhen, et al. Knock characteristics of compound combustion in an engine fueled with dimethyl ether [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2009, 43(5): 735-739.

(编辑 赵炜 苗凌)