

带仿生结构的内燃机活塞裙部优化设计*

吴波^{1,2} 丛茜¹ 熙鹏¹

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

摘要: 以捷达 1.6 L 汽车内燃机为试验母体, 将黄缘真龙虱体表的减阻、耐磨凹坑结构应用于内燃机主要摩擦副活塞裙部上, 并进行优化设计。首先, 根据龙虱体表凹坑排布的形状和结构尺寸确定仿生孔径和间距范围, 通过相对速度减阻率选定最优仿生孔径。其次, 根据标准活塞裙部热-结构耦合分析应力分布情况, 设计变孔径、变行间距排布的仿生孔, 并制定正交试验方案。对仿生活塞模型进行有限元热-结构耦合分析, 选取 3 个典型目标变量作为试验指标, 进行优化设计得出主次因素和最优组合。最后, 选取标准活塞、最优性能仿生活塞、最优组合活塞, 进行内燃机耐久性台架试验。通过检测各个气缸活塞运行至上止点时其顶部温度、气体压力变化率、活塞磨损量、磨损后活塞裙部表面粗糙度验证了仿生活塞减阻、耐磨的优越性。

关键词: 内燃机 活塞 仿生设计 试验优化 黄缘真龙虱

中图分类号: TK413.3⁺3; TB17 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0287-07

Optimized Design of Internal Engine Piston Skirt with Bionic Structure

Wu Bo^{1,2} Cong Qian¹ Xi Peng¹

(1. Key Laboratory of Bionic Engineering, Ministry of Education, Jilin University, Changchun 130022, China)

2. Engineering Training Center, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China)

Abstract: Research of existing automobiles of energy-saving and emission reduction is very important in the interim period before popularization of new energy automobiles. Some research results showed that about 50% frictional loss of engine was generated from friction pair of piston-cylinder liner system. Based on great usage amount of engines, frictional loss of engine was reduced within a narrow range; it could exert a large influence on energy consumption and environmental enhancement. The 1.6 L engine of Jetta car was used as testing subject. The pits on the *Cybister bengalensis*' surface, which could reduce drag and increase wearability, were applied to the main friction pair of engine—piston skirt for the first time. Firstly, the ranges of bionic apertures and separation distances were designated according to the configuration sizes of pits of cybister surface. Then the optimal bionic apertures and separation distances were determined by relative speed drag reduction rate on the basis of relative speed of bionic piston under the three calibration conditions. The ultimate speed of bionic piston was increased as drag reduction rate increased, and the anti-drag and wear-resisting were improved with smaller friction of bionic piston. Secondly, the stress arrangement of thermal-structure coupling analysis of standard piston skirt showed that the maximum stress was at the top and the maximum deformation was at the bottom. Variable aperture and variable line spacing of bionic holes was innovatively designed. Larger aperture and greater line spacing were located near the piston top. Three levels and three factors orthogonal test was made. Level one was holes distribution, which included uniform form, stagger form, line by line to increase; level two was bionic hole, including through-hole, pit, pit and through-hole alternating; level three was

收稿日期: 2014-09-10 修回日期: 2014-11-23

* 国家自然科学基金资助项目(51375205)和吉林省科技发展计划资助项目(20120322)

作者简介: 吴波, 博士生, 长春工程学院讲师, 主要从事仿生工程与科学和机械工程研究, E-mail: loverwb@qq.com

通讯作者: 丛茜, 教授, 博士生导师, 主要从事仿生科学与技术 and 农业机械研究, E-mail: congqian@jlu.edu.cn

bionic aperture, including three bionic aperture sizes. Under the worst conditions, standard and nine bionic pistons were done by finite element thermal-structure coupling analysis. Three typical target variables were selected as test indexes, which were maximum stress of the top of piston, maximum deformation of piston skirt and maximum stress of spill port. The test indexes of nine kinds of bionic pistons were optimized by range analysis. Primary and secondary factors were bionic hole, holes distribution and bionic aperture, and optimal combination were stagger form, pit and through-hole alternating, and bionic aperture as 2.5, 2, 1.5, 1 mm. Finally, three pistons as standard piston, the best optimal performance bionic piston and optimal combination piston were selected, and the durability tests were done on test bench of engine. The temperature of the top of piston in every air cylinder, gas pressure gradient, piston wear extent and piston skirt's surface roughness were got, which could verify the superiorities of anti-drag and wear-resisting of bionic pistons. Results of simulation and bench test indicated that the former was better in deformation and its skirt bottom had less wear and better lubrication when comparing the variable aperture, variable line spacing and uniform distribution bionic holes; through-hole unloaded concentrated stress best; the best aperture range was 1 ~ 3.5 mm; stagger form could avoid blind angle in oil gathering, configuration oil and storage chip; bionic piston abrasion loss was reduced by 90%, power of work gas was increased by 50% in the air cylinder and heat dissipation efficiency was increased by 0.5% compared with standard piston.

Key words: Internal combustion engine Piston Bionic design Test optimization *Cybister bengalensis*

引言

作为内燃机的核心部件,活塞-缸套系统的润滑及密封情况对内燃机的燃油损耗和排放性能有着重大影响。内燃机机械损耗占其总燃烧能量的15%,其中绝大部分为摩擦损耗,由活塞-缸套系统摩擦副引起的摩擦功耗则高达整个内燃机摩擦损耗的50%左右^[1]。考虑到巨大的内燃机使用量,即使将活塞-缸套系统的摩擦损耗降低很小幅度,也可以对减少能源消耗和改善环境产生较大影响。

生物界中的很多物种在进化中形成了减阻的非光滑形态,黄缘真龙虱便是演化得较完美的一种拥有非光滑形态的动物^[2]。经研究表明,正是黄缘真龙虱的这种非光滑表面,使其能够快速游移在空气和水中^[3]。很多人已经将生物体上这种减阻的非光滑形态应用于工程机械中的摩擦副表面^[4-7]。但这些凹坑或者网格形状都均匀排布于零部件表面上,没有考虑到零部件上应力分布不均匀的现象。

本文以捷达1.6 L汽车内燃机为试验母体,将黄缘真龙虱体表的减阻、耐磨结构应用于内燃机中的主要摩擦副——活塞裙部上。

1 标准活塞力学分析

捷达1.6 L汽车内燃机,为直列四缸、排量1.6 L、曲轴最大转速6 000 r/min、气缸点火顺序1—3—2—4。

1.1 活塞动力学分析

对活塞进行受力分析^[8-11](图1),为后文活塞有限元分析做铺垫,现将活塞受到的各个力均转换成与曲轴转角相关的变量。

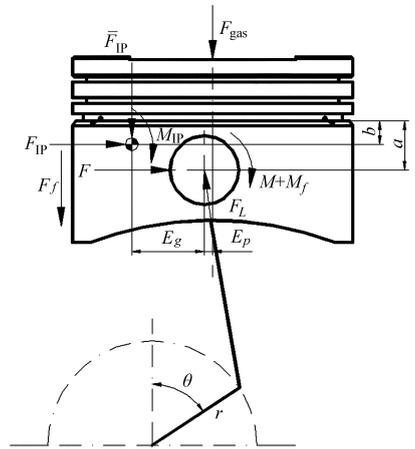


图1 活塞受力分析

Fig.1 Force analysis of piston

活塞在气缸中的位移、速度及加速度为

$$Y = [(L+r)^2 - E_p^2]^{0.5} - (L^2 - C^2)^{0.5} - r \cos \theta \quad (1)$$

$$\dot{Y} = r \omega \sin \theta + r \omega C \cos \theta (L^2 - C^2)^{-0.5} \quad (2)$$

$$\ddot{Y} = r \omega^2 \cos \theta + (r \omega C \cos \theta)^2 (L^2 - C^2)^{-0.5} + [(r \omega \cos \theta)^2 - r \omega^2 C \sin \theta] (L^2 - C^2)^{-0.5} \quad (3)$$

其中

式中 r ——曲轴半径 ω ——曲轴转速
 θ ——曲轴旋转角度

$$C = E_p + r \sin \theta$$

E_p ——活塞销偏心距 L ——连杆长度
 活塞往复惯性力为

$$\bar{F}_{IP} = -m_{pis} \ddot{Y}$$

式中 m_{pis} ——活塞质量

连杆与活塞轴向中心线夹角为

$$\delta = \arctan(C(L^2 - C^2)^{-0.5})$$

作用于活塞上的力和力矩平衡方程为

$$F_{gas} + F_f + \bar{F}_{IP} + F_L \cos\delta = 0 \quad (4)$$

$$F + F_{IP} - F_L \sin\delta = 0 \quad (5)$$

$$M + M_{IP} + F_{IP}(a - b) - \bar{F}_{IP}E_g + F_{gas}E_p + M_f = 0 \quad (6)$$

式中 F_{gas} ——气缸顶部燃气压力

F_f, M_f ——活塞裙部所受摩擦力和摩擦力矩

F_L ——连杆对活塞的支反力

F, M ——活塞裙部所受法向力和其产生的力矩

a ——活塞裙部顶端距离销中心线轴向长度

b ——活塞裙部顶端距离活塞质心轴向长度

E_g ——活塞质心与销中心的径向距离

1.2 活塞受热分析

内燃机工作过程为瞬态工况,但一旦其进入正常工作状态之后,活塞受热的温度分布可认定为稳态。本文根据试验用活塞的边界温度和传热系数,计算各个温度区间的温度(温度区间排布见图 2),并将计算值与实测值对比(表 1),计算值均在误差允许范围内^[12]。

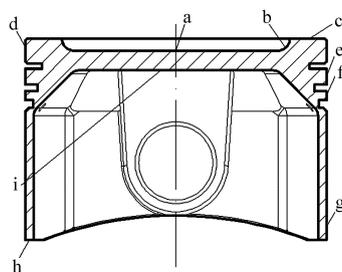


图 2 活塞温度区间

Fig. 2 Temperature range

表 1 活塞温度计算值与实测值对比

Tab. 1 Calculated and measured temperature of piston

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

据研究^[13],设曲轴转角在 0°时为进气冲程起始,当转角为 345°时,活塞主推力面与气缸最贴近且处于做功冲程。故可认定内燃机曲轴处于最大转速和该时间点为活塞裙部最恶劣工况时刻,据此运用 1.1 节中动力学分析,计算出活塞顶部燃气压力和惯性加速度,将之施加于活塞缸套系统作为有限单元非线性接触分析的边界条件。配合 1.2 节中活塞受热分析采用间接耦合法对标准活塞进行热-结构耦合分析^[14-15]。分析结果表明标准活塞应力沿活塞裙部由下至上逐渐减小,由活塞顶部至第 3 道环槽逐渐减小,在回油孔处应力再次变大,裙部径向应力分布较均匀(后文中仿生活塞有限元分析方法同标准活塞)。

2 仿生活塞设计

2.1 仿生孔直径确定

两栖昆虫黄缘真龙虱是在水中游动最快的动物之一,经研究表明龙虱体表各个部位都呈现凹坑形非光滑结构,正是这种非光滑结构起到了减阻的作用^[16](图 3)。本文以黄缘真龙虱为仿生原型,将其体表凹坑直径和间距按比例放大,并基于内燃机活塞表面尺寸,定义仿生孔行间距与列间距均为 7 mm,初始验证孔径为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5、4.0、4.5、5.0 mm,对仿生活塞进行仿生孔直径尺寸校验。

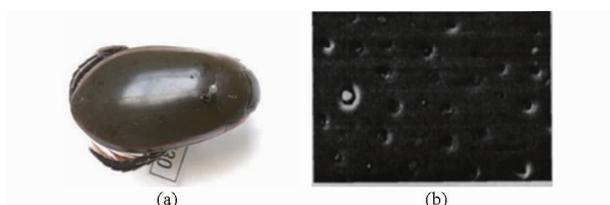


图 3 黄缘真龙虱非光滑体表

Fig. 3 Non-smooth surface of *Cybister bengalensis*

(a) 黄缘真龙虱 (b) 龙虱胸部凹坑形非光滑结构

研究仿生凹坑表面减阻的最终目的是为了减小相对运动物体之间的摩擦阻力。本文拟通过运动速度来评价仿生凹坑表面的减阻效果。摩擦阻力使物体在运动过程中产生了一个与运动方向相反的加速度,在位移一定的情况下,摩擦阻力越大最终速度越小。给定活塞一个初始速度 v ,使活塞与缸套在接触状态下相对运动一个冲程的距离,得到活塞与缸套相对速度的变化,以此来评价减阻效果。结合之前对标准活塞动力学分析,选 3 种内燃机标定工况,曲轴转速怠速 800 r/min;正常工作转速 3 200 r/min;最高转速 6 000 r/min,计算出每种工况下曲轴转角到 345°位置时刻活塞速度 v 和裙部侧压力 F 。将该速

度 v 作为初始速度,施加于 1/2 活塞-缸套简化模型中的活塞上且方向沿轴向向上,并在活塞径向方向上施加压力载荷 F ,缸套为固定件。在 ANSYS WORKBENCH 软件中导入模型并加载上述边界条件和活塞-缸套相关材料参数和摩擦因数,使活塞在缸套上行走一个冲程的距离。之后使用 ANSYS APDL PRODUCT LANCHER 来调用 LS-DYNA 求解器求解,得出活塞在初始速度 v 下考虑摩擦,行走一个冲程后的最终速度 v_F 。计算相对速度减阻率^[17],从而找出适合本内燃机活塞的最优仿生孔直径。

相对速度减阻率计算式为

$$\eta_v = \frac{v_F - v - (v_C - v)}{v} \times 100\% \quad (7)$$

式中 v ——活塞与缸套的初始相对速度
 v_F ——具有仿生凹坑表面活塞与缸套接触摩擦结束后的相对速度
 v_C ——标准活塞与缸套接触摩擦结束后的相对速度

相对速度减阻率越大,仿生活塞最终速度越大,其所受摩擦力越小,减阻、耐磨效果越好。由图 4 中数据可以看出孔径在 0.5 ~ 3.5 mm 之间时减阻效果相对较好。孔径在 4 mm 以上时,由于孔径过大,对活塞裙部刚度影响较大,导致裙部变形严重,阻力增加。故选取仿生孔径为 0.5 ~ 3.5 mm。

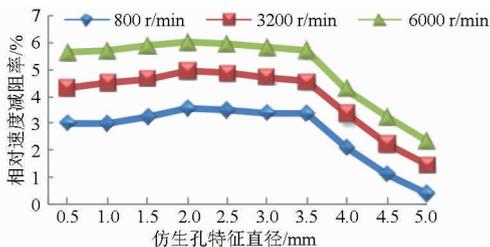


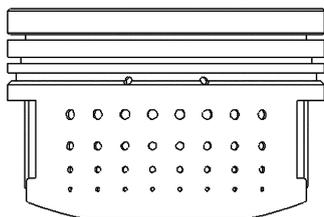
图 4 不同仿生孔相对速度减阻率对比图

Fig. 4 Relative speed drag reduction rate of each bionic hole

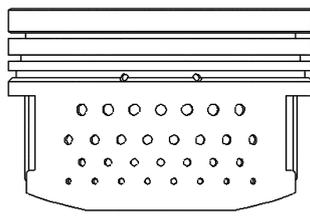
2.2 仿生活塞设计及有限元分析

2.2.1 仿生孔形活塞正交试验方案制定

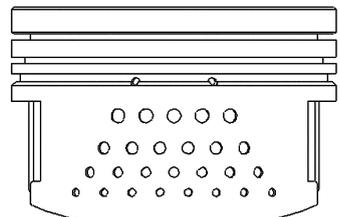
根据标准活塞动力学分析结果,即裙部上端应力最大,裙部下端变形最大。在内燃机活塞裙部表



(a)



(b)



(c)

图 6 3 种孔分布类型

Fig. 6 Three types of holes distribution

(a) 均布形 (b) 交错形 (c) 逐行增加形

面以 3 种排布形式逐行加工出变孔径、变行间距(列间距固定)、凹坑和通孔交错的宏观仿生孔(图 5)。为了保证仿生孔卸载活塞环槽应力作用的实现,同时使仿生孔不影响活塞裙刚度以加大活塞裙底部变形,本文中仿生孔直径为变大小排布、行距为变尺寸排布,距离活塞顶部越近的孔直径越大,行间距越大。这样设计的活塞在达到减阻、耐磨目的的同时,可保证活塞在工作过程中不易疲劳失效。

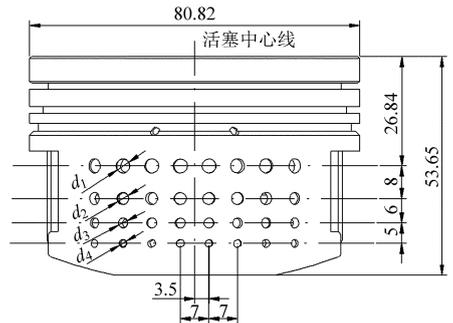


图 5 仿生孔形活塞裙部示意图

Fig. 5 Bionic holes in piston skirt

本试验根据试验母体活塞尺寸,在活塞裙部加工 4 行仿生孔。第一行仿生孔孔径径向中心线到活塞顶部距离 26.84 mm,行间距从上至下依次为 8、6、5 mm (图 5)。

采用 3 种孔分布类型如图 6 所示。

采用 3 种类型的仿生孔,如图 7 所示。考虑到活塞裙部的厚度和刚度,选取凹坑深度为 1 mm。

设计中采用 3 种孔尺寸,孔径 $d_1 \sim d_4$ (图 5) 在每种孔尺寸类型中都设定为固定值,且排布规律为孔径从活塞顶至底部逐渐减小,孔径符合 2.1 节中的验证结果,凹坑和通孔具体尺寸见表 2。

选用三水平三因素正交表 $L_9(3^3)$ 编制模拟试验方案^[18],如表 3 所示。

2.2.2 仿生孔形活塞热-结构耦合有限元分析

根据标准活塞有限元分析结果,应力最大位置出现在活塞顶部,说明热冲击载荷对活塞顶部的影响很大,为了验证仿生活塞分散热冲击载荷的功效,选取活塞顶部最大应力作为试验指标之一;活塞裙部油膜厚度直接影响活塞表面的润滑效果,裙部表

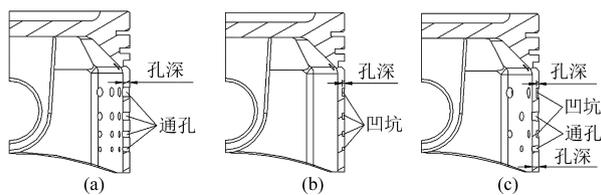


图 7 3 种仿生孔

Fig. 7 Three types of bionic holes

(a) 通孔形 (b) 凹坑形 (c) 凹坑通孔交错形

表 2 仿生孔径排布

Tab. 2 Bionic holes diameter mm

孔径序号	I	II	III
1 (d_1)	2.5	3.0	3.5
2 (d_2)	2.0	2.5	3.0
3 (d_3)	1.5	2.0	2.5
4 (d_4)	1.0	1.5	2.0

表 3 仿生孔形活塞模拟试验

Tab. 3 Bionic hole piston simulation test

试验模型	孔分布类型	孔类型	孔径
1	均布形	通孔形	I
2	均布形	凹坑形	II
3	均布形	凹坑通孔交错形	III
4	交错形	通孔形	II
5	交错形	凹坑形	III
6	交错形	凹坑通孔交错形	I
7	逐行增加形	通孔形	III
8	逐行增加形	凹坑形	I
9	逐行增加形	凹坑通孔交错形	II

面变形量决定了油膜均匀排布的程度和油膜厚度,选取活塞裙部最大变形为试验指标之二;根据标准活塞应力分布可知活塞第 3 道环槽的回油孔处应力很集中,其大小仅次于活塞顶部,为了验证仿生孔对集中应力的卸载作用,选取回油孔处最大应力作为试验指标之三。仿生活塞有限元分析结果详见图 8。

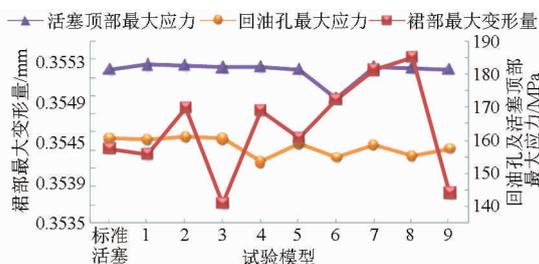


图 8 标准和仿生活塞有限元分析结果对比

Fig. 8 Finite element analysis results of standard and bionic pistons

2.2.3 仿生孔形活塞试验优化设计

依据正交表的综合可比性,利用极差分析法^[18]对上述正交试验方案结果进行分析,确定最优水平为:交错形、凹坑通孔交错形、孔径 I (2.5、2、1.5、1 mm), 主次因素为:孔类型、孔分布类型、孔径。

3 台架试验

仿生活塞实际工况下的性能指标通过内燃机台架冷试验来验证。对内燃机整机进行耐久性试验,用电机带动飞轮使活塞在缸套中做往复运动。严格按照内燃机台架试验标准制定试验方案,磨合期 20 h 曲轴转速选取怠速 800 r/min;耐久性试验 500 h 曲轴选取正常转速 3 200 r/min (图 9)^[19]。



图 9 台架试验

Fig. 9 Bench test

(a) 试验台 (b) 内燃机

研究目的是改善活塞缸套摩擦系统的界面润滑条件,解决活塞缸套系统的摩擦磨损问题,因此在台架试验中,一方面要针对内燃机整机的动力性、经济性和可靠性进行测试,观察活塞裙部结构改进对内燃机整机工作性能的影响,本试验通过检测各个气缸活塞顶部温度(活塞顶部温度越低说明散热效果越好,温度检测通过热成像仪检测活塞运行至气缸最顶端时刻活塞顶部平均温度得到)以及试验初期和末期压力变化率(根据动力学分析可知气缸压力变化率越大,摩擦产生的机械损耗越大,气缸内气体的输出功率越小)来实现;另一方面要测定裙部仿生设计对活塞的结构特性及耐磨性能的影响,本试验通过检测试验前后的活塞质量和试验后活塞裙部表面粗糙度来检验磨损情况。

由于台架试验周期长,故本试验选取标准活塞、有限单元分析中综合性能最好的仿生活塞 9 (图 10a)、优化设计中最优水平活塞(图 10b)进行对比研究。试验结果详见表 4 和图 11。

采用粗糙度轮廓仪检测粗糙度,检测位置均选在仿生孔周边,且仿生孔每处检测都对标准活塞进行对应采样,以进行对比使检测结果误差达到最小。活塞在运动过程中,分布在销孔两侧的裙部表面均



图 10 台架试验活塞

Fig. 10 Bench test piston

(a) 仿生活塞 9 (b) 最优活塞

表4 活塞试验指标对比

Tab.4 Pistons test indexes

参数	标准活塞	仿生活塞9	最优活塞
活塞顶部平均温度/℃	89.1	88.5	88.7
气缸压力变化率/%	2.60	1.32	1.30
磨损量/g	0.820	0.112	0.011

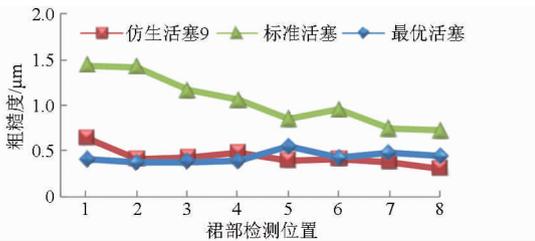


图11 台架试验后粗糙度检测结果

Fig.11 Roughness test results after bench test

发生摩擦、磨损,但由于活塞销孔的偏心设计,使活塞运动过程中主推力面受力更大,试验效果更明显,此处仅对活塞裙主推力面进行分析。将轮廓算数平均偏差作为分析依据,且指标越大表明磨损量越大(图11)。图11中横坐标为活塞裙部采样位置,横坐标轴由左至右依次为裙部底端至顶端检测值,每个检测位置的采样长度为10 mm。

4 讨论

根据图8中3个试验指标情况、试验优化设计结果以及内燃机台架试验数据对仿生活塞进行机理分析:

(1)由有限元分析3个试验指标可以看出:5、6、9号仿生活塞顶部最大应力较小且均小于标准活塞。通孔和凹坑在裙部的交错形排布起到对活塞顶部热冲击力的由上向下的分散作用。且一坑一孔的仿生孔设计,较凹坑形仿生孔分散应力效果更佳,较通孔形仿生孔更好地保证了活塞的刚度。

1、4、9号仿生活塞最大变形较小且均小于标准活塞。此处对裙部最大变形的分析主要为了反映润滑油膜的排布情况,因为其可直接影响活塞的润滑、摩擦性能^[20]。仿生活塞和标准活塞裙部最大变形与最大应力变化趋势一致,虽然仿生孔对活塞裙部刚度有一定影响,但其对应力的卸载作用,使裙部最大应力减小故变形也相应减小。通孔形在卸载应力方面优于其他2种类型的仿生孔,而中间尺寸孔径的仿生孔在保证卸载应力的同时,保证了裙部刚度。

4、6、8、9号仿生活塞回油孔最大应力较小,且均小于标准活塞。图12选取标准活塞和4、6、8号3个仿生活塞进行对比,每个活塞中红色椭圆圈位置为裙部最大应力位置。可以看出带有通孔的仿生活塞最大应力均从回油孔处下移。凹坑形仿生活塞

虽然裙部最大应力仍然集中于回油孔处,但其数值(图8)已经低于标准活塞。以往在摩擦副部件上加工凹坑和通孔来改善润滑状态的研究,都没有考虑到零部件非均匀分布的应力,故设计出的凹坑和通孔都是均匀排布且尺寸统一。而本文仿生孔设计将大直径类仿生孔加工于活塞裙部上端,使回油孔处集中应力卸载。同时仿生孔径,尤其是裙部顶端行间距尺寸合理设计,使活塞裙部的疲劳寿命得以延长。

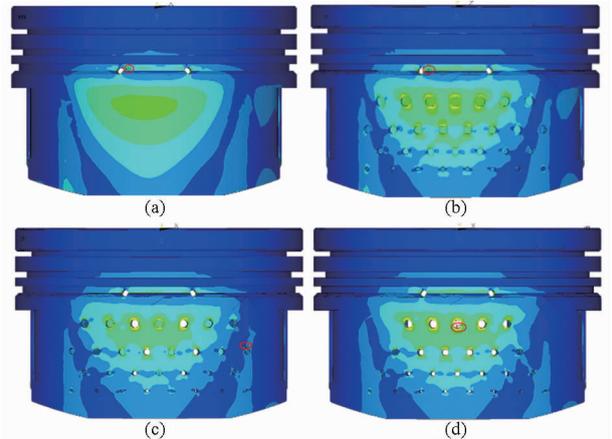


图12 仿生与标准活塞有限元分析应力云图

Fig.12 Bionic and standard pistons' stress nephogram of finite element analysis

(a) 标准活塞 (b) 仿生活塞4
(c) 仿生活塞6 (d) 仿生活塞8

(2)由优化设计结果可以看出:最主要因素为孔类型,最优水平为:交错形、凹坑通孔交错形、孔径1。均布形孔排布由于每列孔呈直线排布,在分散和卸载应力方面存在死角。逐行增加形孔排布使活塞裙部受力不够均匀。交错形孔排布则弥补了上述2种排布的缺点。凹坑可以更好地保证裙部的刚度,通孔则使活塞集中应力卸载更彻底,凹坑通孔交错形同时兼顾了上述2种类型孔的优点。

(3)由台架试验前后仿生活塞与标准活塞试验指标对比可以看出:由表4可以看出,通孔和凹坑在裙部的均匀排布起到一个散热器的作用,使热度最高的活塞顶部温度降低。通孔使热量被释放到活塞周边介质中,凹坑中存储的润滑油起到了提高润滑效果减小摩擦和摩擦热的作用。仿生活塞的磨损情况和机械损耗均低于标准活塞。

由图11可以看出,在活塞裙部低端小孔径和行间距设计的仿生活塞整体耐磨性均高于标准活塞,并且其磨损度较均匀,最大磨损部位位于活塞裙部中上位置,裙部底端磨损小于裙部顶端。可见仿生孔虽然影响活塞的刚度但不会引起突发状况,同时其存储磨屑、集油和布油的功能使活塞在整个

运动过程中无磨粒磨损且摩擦阻力减小。活塞在做二阶摆动的时候,最易敲缸的部位即为裙部底端,而仿生活塞裙部底端磨损量反而小于裙部顶端,可见仿生孔内存储的润滑油在活塞下行乏油状态时及时供给,增加了裙部底端油膜的厚度,减少了仿生活塞裙部敲缸的几率,从而延长了活塞的使用寿命。

5 结论

(1)仿生孔的变孔径和变行间距的设计,较均

匀分布的仿生孔在保证裙部变形方面有更大的优势,使裙部底端磨损更小,润滑更好。

(2)通孔形卸载集中应力效果最佳。

(3)孔径控制在1~3.5 mm之间效果最佳。

(4)交错形孔排列,可以更好地规避集油、布油、存屑的死角。

(5)仿生活塞较标准活塞,平均磨损量减小了90%;由于摩擦产生的机械损耗减小使气缸内做功气体功率最大提高了50%;活塞散热效率提高了0.5%。

参 考 文 献

- 1 Tung S C, McMillan M L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future [J]. *Tribology International*, 2004, 37(7): 517 - 536.
- 2 杨志贤, 戴振东, 郭策. 东方龙虱鞘翅: 形态学及力学性能研究 [J]. *科学通报*, 2009, 54(12): 1767 - 1772.
Yang Zhixian, Dai Zhendong, Guo Ce. The east predaci elytral: morphology and mechanical properties study [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2009, 54(12): 1767 - 1772. (in Chinese)
- 3 周长海, 任露泉, 张锐, 等. 黄缘真龙虱体表结构与其水中减阻功能的关系 [J]. *东北师大学报: 自然科学版*, 2006, 38(2): 109 - 113.
Zhou Changhai, Ren Luquan, Zhang Rui, et al. The relationship between the body surface structure of *Cybister bengalensis* and its function of reducing resistance [J]. *Journal of Northeast Normal University: Natural Science Edition*, 2006, 38(2): 109 - 113. (in Chinese)
- 4 华希俊, 刘明, 杜志华, 等. 织构化表面固体润滑性能试验 [J]. *江苏大学学报: 自然科学版*, 2014, 35(1): 91 - 95.
Hua Xijun, Liu Ming, Du Zhihua, et al. Property experiments of solid lubrication of laser texturing surface [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2014, 35(1): 91 - 95. (in Chinese)
- 5 刘一静, 袁明超, 王晓雷. 表面织构对发动机活塞/缸套摩擦性能的影响 [J]. *中国矿业大学学报*, 2009, 38(6): 866 - 871.
Liu Yijing, Yuan Mingchao, Wang Xiaolei. Influence of the surface texture on the tribological performances of piston skirt/liner [J]. *Journal of China University of Mining & Technology*, 2009, 38(6): 866 - 871. (in Chinese)
- 6 杨卓娟. 凹坑形仿生非光滑轧辊耐磨性研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2006.
Yang Zhuojuan. Research of wear-resistance on roller with biomimetical non-smooth concave surface [D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- 7 金敬福. 仿生结构在润滑条件下耐磨性能的研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2007.
Jin Jingfu. Study on the anti-wear characteristics of bionic structure under oil lubrication [D]. Changchun: Jilin University, 2007. (in Chinese)
- 8 孟祥慧, 谢友柏. 内燃机活塞裙部二次型线的弹性流体润滑分析 [J]. *润滑与密封*, 2008, 33(11): 1 - 4.
Meng Xianghui, Xie Youbai. On the elastic fluid dynamic lubrication of liner-piston system with quadratic skirt profiles [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(11): 1 - 4. (in Chinese)
- 9 张执南, 张效翔, 李响, 等. 活塞二阶运动及活塞裙部摩擦的瞬态分析 [J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(2): 184 - 189.
Zhang Zhinan, Zhang Xiaoxiang, Li Xiang, et al. Transient analysis of piston secondary motion and piston skirt friction [J]. *Tribology*, 2010, 30(2): 184 - 189. (in Chinese)
- 10 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.
Wang Qingsheng. Analysis of piston secondary motion and research on squeezing effect of surface topography [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2012. (in Chinese)
- 11 景国玺. 活塞组多物理场耦合非线性问题及环组机油消耗改进设计研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
Jing Guoxi. Research on multi-physical coupling nonlinear problem and improved design of ring-pack lubricating oil consumption [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- 12 吴波, 丛茜, 熙鹏, 等. 内燃机仿生孔型活塞热-结构耦合特性分析 [J]. *科技导报*, 2014, 32(6): 75 - 79.
Wu Bo, Cong Qian, Xi Peng, et al. Thermal-structural coupling analysis of internal combustion engines' bionic piston skirt [J]. *Science & Technology Review*, 2014, 32(6): 75 - 79. (in Chinese)
- 13 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.
Zhang Xiaoxiang. A study on transient-state model of piston secondary motion and piston skirt tribology behaviours in IC engine [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- 14 周宁. ANSYS 机械工程应用实例 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.

- 9 Dwivedy S K, Eberhard P. Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(7): 749-777.
- 10 Bajodah A H, Hodges D H, Chen Y H. New form of Kane's equations of motion for constrained systems[J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 2003, 26(1): 79-88.
- 11 黄晓华, 王兴成. 机器人动力学的李群表示及其应用[J]. 中国机械工程, 2007, 18(2): 201-205.
Huang Xiaohua, Wang Xingcheng. Lie group representation of robot dynamics and its applications [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2): 201-205. (in Chinese)
- 12 陈庆诚, 朱世强, 王宣银, 等. 基于旋量理论的串联机器人逆解问题求解算法[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2014, 48(1): 8-14.
Chen Qingcheng, Zhu Shiqiang, Wang Xuanyin, et al. Inverse kinematics sub-problem solution algorithm for serial robot based on screw theory[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2014, 48(1): 8-14. (in Chinese)
- 13 Feng Y, Yu X, Man Z. Non-singular terminal sliding mode control of rigid manipulators[J]. Automatica, 2002, 38(12): 2159-2167.
- 14 张达科, 胡跃明, 胡战虎. 低抖振非奇异终端滑模控制[J]. 广东工业大学学报, 2007, 24(3): 32-36.
Zhang Dake, Hu Yueming, Hu Zhanhu. Sliding mode control of low chattering non-singular terminal[J]. Journal of Guangdong University of Technology, 2007, 24(3): 32-36. (in Chinese)
- 15 冯勇, 鲍晟, 余星火. 用于刚性机械手的无抖振快速终端滑模控制[J]. 控制与决策, 2002, 17(3): 381-384.
Feng Yong, Bao Sheng, Yu Xinghuo. Chattering free fast terminal sliding mode control for rigid robotic manipulators[J]. Control and Decision, 2002, 17(3): 381-384. (in Chinese)
- 16 Selig J. Geometrical foundations of robotics[M]. Singapore: World Scientific Publishing Co., Inc., 2000.
- 17 于靖军. 机器人机构学的数学基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- 18 Murray R M, Li Z, Sastry S S. A mathematical introduction to robotic manipulation[M]. Boca Raton, FL: CRC, 1994.
- 19 Wu W, Zhu S, Wang X, et al. Closed-loop dynamic parameter identification of robot manipulators using modified Fourier series [J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2012, 9: DOI 10.5772/45818.
- 20 Roopaei M, Zolghadri J M. Chattering-free fuzzy sliding mode control in MIMO uncertain systems[J]. Nonlinear Analysis: Theory, Methods & Applications, 2009, 71(10): 4430-4437.
- 21 Zhang X, Liu X, Zhu Q. Adaptive chatter free sliding mode control for a class of uncertain chaotic systems[J]. Applied Mathematics and Computation, 2014, 232: 431-435.

~~~~~

(上接第 293 页)

- 15 罗国良, 张付军, 赵振峰, 等. 液压自由活塞柴油机缸内气体流动数值仿真[J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 47-52.  
Luo Guoliang, Zhang Fujun, Zhao Zhenfeng, et al. Numerical simulation on in-cylinder gas motion of hydraulic free piston diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 47-52. (in Chinese)
- 16 周长海, 孙琳, 任露泉, 等. 黄缘真龙虱与臭蛭螂体壁仿生生物学形态结构的比较研究[J]. 华中农业大学学报, 2005(增刊 1): 9-13.  
Zhou Changhai, Sun Lin, Ren Luquan, et al. Comparative studies on the surface bionic morphology and structure between *Cybister bengalensis* and *Copris ochus*[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2005(Supp. 1): 9-13. (in Chinese)
- 17 谷云庆, 赵刚, 刘浩, 等. 气动灭火炮弹体橡胶圈仿生凹坑表面减阻特性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2013, 43(4): 983-990.  
Gu Yunqing, Zhao Gang, Liu Hao, et al. Characteristics of drag reduction of bionic dimpled surface of shell rubber ring of aerodynamic extinguishing cannon [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2013, 43(4): 983-990. (in Chinese)
- 18 任露泉. 试验设计及其优化[M]. 北京: 科学出版社, 2009.
- 19 徐照平, 常思勤, 黄玲. 四冲程自由活塞发动机仿真与实验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 1-6.  
Xu Zhaoping, Chang Siqin, Huang Ling. Simulation and test of four-stroke free-piston engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 1-6. (in Chinese)
- 20 Dhar A, Agarwal A K, Saxena V. Measurement of dynamic lubricating oil film thickness between piston ring and liner in a motored engine[J]. Sensors and Actuators A, 2009, 149(1): 7-15.