

活塞气缸拍击特性及其磨损间隙变化关系*

李正守¹, 郭立新¹, 朴慧日², 黄济贤²

(1. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110004) (2. 金策工业综合大学机械科技学院 朝鲜平壤, 999093)

摘要 以某发动机气缸-活塞组为例,模拟了发动机气缸-活塞组中活塞的二阶拍击运动,根据二阶运动参数的模拟结果预测了气缸-活塞组件表面的磨损状态及磨损间隙。在此基础上,分析了气缸-活塞组间的间隙变化对活塞二阶运动的影响,获得了不同气缸套活塞磨损间隙的变化情况下,活塞在气缸套里做二阶运动时各种动态参数的变化规律。分析结果表明,所提出的方法能够有效预测因内燃机缸套活塞磨损间隙变化所引起活塞拍击特性的变化规律。

关键词 内燃机; 活塞; 拍击; 磨损; 间隙; 预测

中图分类号 TK452

引言

内燃机中气缸活塞组的工作状态对内燃机的动力性、经济性、稳定性等性能有着重要影响。气缸-活塞组一旦出现异常磨损,轻则降低整机性能,重则将导致整机报废^[1]。因此,对内燃机气缸-活塞组进行技术状态预测,对内燃机保持良好的工作状态具有重要意义。为保持内燃机处于正常的工作状态,需要对缸套-活塞组的磨损状况进行早期诊断和预防,及时排除隐患。如果在内燃机运行期间能够准确地掌握缸套-活塞组件的磨损间隙,就可以及时地对内燃机进行视情维修,提高其工作效率,延长使用寿命,避免重大故障。

气缸-活塞组磨损间隙变化与活塞在气缸套里的二阶运动有密切关系^[2-3]。活塞工作过程中,其运动包括:沿气缸轴线方向的运动、横向水平运动和绕活塞销轴线的转动。而引起气缸-活塞组件磨损的根本原因是活塞水平运动和绕活塞销轴线转动的共同作用结果(把水平方向的运动和绕活塞销轴线的转动称为活塞拍击,即二阶运动)^[4-5]。同时当转速一定时,竖直方向的运动是确定的,因此对活塞水平运动和绕活塞销轴线转动,建立动力学模型,就可以表达气缸套里活塞的运动特性^[6-7]。

对内燃机活塞摩擦副组件工作过程的数值模

拟,既能在设计制造之前对其性能进行预测,又可为发动机的性能设计改进提供优化方案。文中以直径 128 mm 的某发动机气缸-活塞组为例,利用 AVL-EXCITE 软件,模拟了活塞的二阶运动参数,根据模拟结果评价了气缸-活塞组件表面磨损状态及磨损间隙。然后又分析了其间隙变化对活塞二阶运动的影响,最后获得了活塞在气缸套里的二阶运动规律和气缸套活塞磨损间隙的变化关系。

1 气缸-活塞组件的动力学模型

1.1 活塞动力学基本方程及模拟模型

根据力和力矩的平衡条件,在 x 轴和 y 轴方向上的力和力矩有如下关系。

- 1) 在 x 轴方向和 y 轴方向上作用力
单一体式或者活塞头部的作用力为

$$m_c \ddot{x}_c = \sum F_x = \sum_i F_{c_{x,i}} - F_{gc_x} - F_{gas} - F_{r_x} + F_{pinc_x} - F_{link_y} \quad (1)$$

$$m_c \ddot{y}_c = \sum F_y = \sum_i F_{c_{y,i}} + F_{gc_y} + F_{r_y} + F_{pinc_y} - F_{link_y} \quad (2)$$

活塞裙部的作用力为

$$m_s \ddot{x}_s = \sum F_x = \sum_i F_{s_{x,i}} - F_{gs_x} + F_{pin s_x} \quad (3)$$

* 国家自然科学基金资助项目(51275082,51135003);高等学校博士学科点基金资助项目(20100042110013);中央高校基本科研业务费(N130403009)

收稿日期:2012-06-23;修回日期:2013-01-17

$$m_s \ddot{y}_s = \sum F_y = \sum_i F_{s,y,i} + F_{gs,y} + F_{pin,s_y} \quad (4)$$

2) 绕活塞销轴线的力矩

单一体式或者活塞头部的作用力为

$$\theta_c \ddot{K}_c = \sum M = M_c + M_{gc} + M_{gas} + M_r + M_{Pc} \quad (5)$$

活塞裙部的作用力为

$$\theta_s \ddot{K}_s = \sum M = M_s + M_{gs} + M_{Ps} \quad (6)$$

其中: m_c, m_s 为活塞质量(c 为活塞头部, s 为活塞裙部); θ_c, θ_s 为绕活塞销轴线的活塞转动惯量; F_{gc} , F_{gs} 为重力; F_{gas} 为考虑活塞销偏移距离 e 后活塞受到气体作用力; F_r 为活塞与活塞环的接触力; F_c, F_{si} 为次推力面和主推力面间第 i 剖面上的接触力; F_{pinc}, F_{pins} 为活塞销上的作用力; F_{link} 为从连杆的作用力; M_c, M_s 为活塞与气缸套接触力所产生的力矩; M_{gc}, M_{gs} 为重力所产生的力矩; M_{gc} 为活塞环轴线方向与半径方向的作用力所产生的力矩; M_{Pc}, M_{Ps} 为活塞销上的摩擦力所产生的力矩。

活塞上所受的力和力矩如图 1 所示。

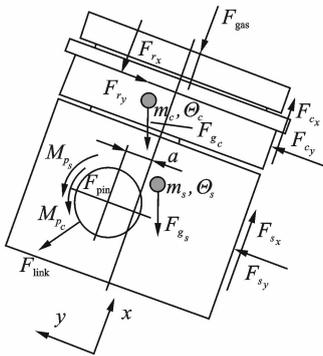


图 1 活塞上所受的力和力矩

Fig. 1 Forces and moments on the piston

3) 气体作用力所产生气缸套变形

应用薄圆筒形微分方程可计算因气体作用力所产生的气缸套变形关系。

微分方程为

$$Y^{IV} + \frac{12}{r^2 s^2} Y = \frac{12p}{Es^3} \quad (7)$$

其中: Y 为气缸套径向变形量; E 为弹性模量; r 为气缸套半径; s 为气缸套厚度; p 为气体压力。

1.2 活塞环动力学模拟模型及基本方程

1) 活塞环的轴向运动

活塞环与活塞环槽侧面接触状态时

$$F_{contact,ax} = F_{mass,ax} + F_{fric,ax} + F_{gas,ax} + F_{bend} \quad (8)$$

活塞环离开活塞环槽侧面时

$$m_{ring} \ddot{x}_{ring} = \sum F = F_{fric,ax} + F_{gas,ax} + F_{hydr,ax} + F_{bend} \quad (9)$$

2) 活塞环的径向运动

气缸套与活塞环工作表面之间的接触力为

$$F_{contact,rad} = F_{gas,rad} + F_{tension} + F_{fric,ax} \quad (10)$$

3) 活塞环的扭转

绕横截面中心(图 2 的点 M) 的角力矩为

$$\sum M = \sum (F_i h_i) + M_{pre-twist} = M_{elastic} \xi \quad (11)$$

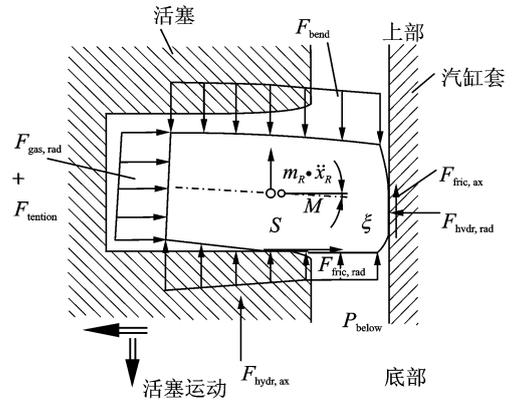


图 2 活塞环所受作用力

Fig. 2 Forces and moments on the ring

其中: $F_{fric,ax}$ 为气缸套与活塞环工作表面之间的摩擦力; $F_{gas,ax}$ 为气体压力; $F_{hydr,ax}$ 为活塞环槽内油膜所引起的阻尼力; F_{bend} 为主推力面与次推力面之间的相互作用所引起的弯曲力; $F_{tension}$ 为活塞环弹性变形所产生的力; $F_{gas,rad}$ 为气体压力; $F_{fric,rad}$ 为活塞环与活塞环槽之间的摩擦力; $F_{hydr,rad}$ 为气缸套与活塞环工作表面间隙里的油膜流体动压所产生的力(包括径向阻尼力); $M_{elastic}$ 为活塞环扭转的反力矩; $M_{pre-twist}$ 为预扭转所产生的弹性力矩; h_i 为到力 F 的竖向距离; ξ 为扭转角。

2 气缸-活塞组件模拟分析

2.1 活塞二阶运动模拟数据

表 1 为(在无磨损情况下)活塞二阶运动参数的模拟计算结果。从表 1 可见,水平方向的运动在 $3 \sim 4^\circ$ 及 $185 \sim 186^\circ$ 等一些曲柄转角位置上变化及其运动方向,绕活塞销轴线的转动在 $-11 \sim -10^\circ$ 及 $227 \sim 228^\circ$ 等一些曲柄转角位置上变化及其倾斜方向。表 2 为(在无磨损情况下)活塞拍击力的模拟计算结果。这里的“无磨损情况”是指模拟结果是在气缸套-活塞初始设计间隙下得到的结果。

表1 活塞二阶运动参数模拟计算结果

Tab. 1 Simulated position results of piston slap

曲轴角度/ (°)	活塞冲程/ mm	径向位移/ 10^{-3} mm	倾斜度/ mm
-90	238.309 845	50.936 818	1.954 523
⋮	⋮	⋮	⋮
-11	326.559 998	79.044 461	0.935 413
-10	326.888 367	78.727 961	-0.011 468
⋮	⋮	⋮	⋮
3	328.378 662	17.526 031	-5.600 678
4	328.277 628	-6.363 630	-7.170 115
⋮	⋮	⋮	⋮
185	173.665 634	-0.462 412	-6.762 735
186	173.748 444	9.731 054	-7.481 833
⋮	⋮	⋮	⋮
227	191.356 781	35.881 162	-0.318 818
228	192.135 269	37.769 079	0.344 471
⋮	⋮	⋮	⋮
630	238.309 845	50.991 774	2.095 585

表2 活塞拍击力的模拟计算结果

Tab. 2 Simulation results of piston slap N

曲轴角度/(°)	主推力面力	次推力面力
-90	0.000 000	-930.541 565
⋮	⋮	⋮
4	0.000 000	-461.293 976
5	1.716 878	0.000 000
⋮	⋮	⋮
186	0.000 000	0.000 000
187	0.000 000	-427.760 620
188	0.000 000	-142.283 218
189	114.908 37	-190.076 385
⋮	⋮	⋮
630	0.000 000	-947.478 027

力。表2中“-”符号指拍击力的作用方向跟主推力方向未相反。

从表2和图3可见,活塞与缸套的接触在主推力边和次推力边上,除了几个曲柄转角位置(189, 452, 453°),没有同时发生,这与活塞二阶运动姿态有关。结果表明,曲轴转到上止点前17°位置和上止点后24°时,活塞拍击力在次推力面边处和主推力面边处分别达到最大值。

2.2 活塞环动力学分析

表3为作用于第1道活塞环的径向作用力的模拟计算结果。表3中, F_{rHydro} 为活塞环工作表面和缸套之间润滑油膜的流体动力学承载能力; F_{rGasR} 为作用在活塞环工作面的径向气体力; F_{rGasB} 为作用在活塞环后边的径向气体力; F_{rTens} 为活塞环张力所产生的径向力; F_{rFric} 为活塞环和环槽之间的摩擦力。

表3 作用于第1道活塞环径向力的计算结果

Tab. 3 Radial force acting on the first piston ring N

曲轴角度/(°)	F_{rHydro}	F_{rGasR}	F_{rGasB}	F_{rTens}	F_{rFric}
-90	-353.896	-162.689	330.601	185.98	-8.649
-89	-358.221	-165.138	337.375	185.98	-6.338
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0	-5 154.488	0.000	5 938.456	185.98	286.936
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
629	-345.453	-157.756	316.708	185.98	-8.569
630	-353.896	-162.689	330.601	185.98	-8.648

以上这些力的合力就是活塞环对气缸套的接触作用力,其计算结果如图4所示。结果表明,曲轴转到上止点位置(0°)时,活塞环对气缸套的作用力达到最大值。表3和图4中“+”符号指向缸套的方向,“-”符号指其相反方向。

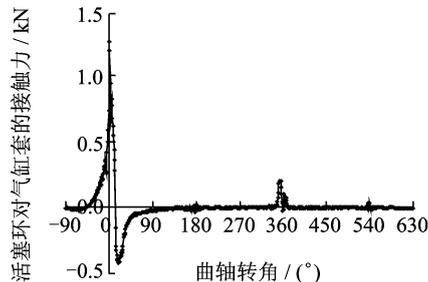
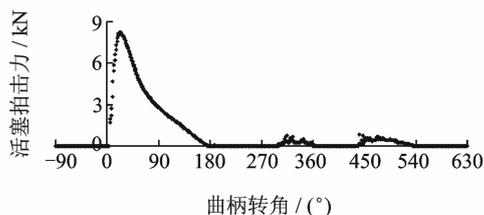


图4 活塞环对气缸套的接触力

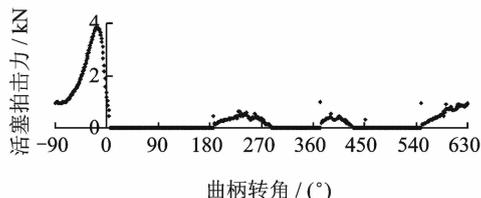
Fig. 4 Contact force of piston ring to cylinder liner

图3所示是在主推力面和次推力面上活塞拍击



(a) 主推力面上的活塞拍击力

(a) Piston slap force on thrust side



(b) 次推力面上的活塞拍击力

(b) Piston slap force on anti thrust side

图3 活塞拍击力

Fig. 3 Piston slap force

3 活塞及气缸套表面的磨损分析

由于活塞及气缸套表面的磨损程度与其接触力大小成正比^[3],这样根据模拟计算结果的变化趋势就可以预测出气缸-活塞组件表面的磨损状态及它

们之间的间隙变化。

3.1 活塞表面磨损状态

根据磨损评价原理,由活塞二阶运动模拟结果获得的活塞表面接触力,可计算出活塞侧面型线变化,该结果如图 5 所示。图 5 为第 1 次模拟数据(无磨损情况)的计算结果。

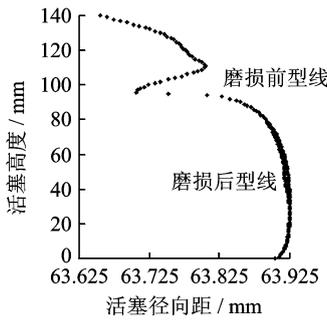


图 5 活塞侧面磨损前后的型线变化结果

Fig. 5 Piston profile variation before or after wear

3.2 气缸套表面磨损状态

每一道活塞环对气缸套接触力的作用位置可由活塞运动和活塞环在活塞环槽里运动的模拟结果计算获得。根据磨损评价原理,把第一道、第二道活塞环对气缸套摩擦作用合成,可得到气缸套的磨损趋势,如图 6 所示。结果表明气缸套顶部磨损比较严重。

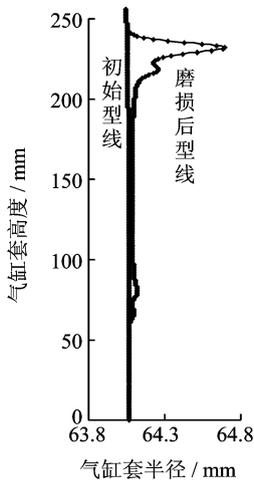


图 6 气缸套表面磨损情况

Fig. 6 Wear condition of cylinder liner profile

4 活塞拍击与磨损间隙分析

根据活塞拍击模拟结果、磨损评价原理、磨损间隙计算方法,可计算得到活塞拍击参数与磨损间隙

的变化关系。对有原始装配间隙及型线气缸-活塞组件进行第一次模拟,通过模拟得到活塞拍击参数及活塞环力作用特性。通过分析模拟结果获得了气缸-活塞组件表面磨损状态、表面型线变化及磨损间隙。然后利用变化的气缸-活塞组件表面型线和间隙,再分析活塞拍击和活塞环的动力学特性,又可得到活塞拍击参数及活塞环力作用特性。这样多次循环计算,可以得到活塞拍击参数与磨损间隙变化之间的变化规律。

活塞拍击参数包括:活塞纵向运动速度和运动加速度,活塞拍击力,做功和吸气冲程过程中在主推力面及次推力面上第一次接触发生时刻、作用位置和作用力的大小,做功及吸气冲程时在主推力面及次推力面上最大拍击力的作用时间、作用位置和作用力的大小等。

图 7 为随活塞-缸套间隙变化,做功冲程时在主推力面边上第一次接触发生时刻,即在第一次接触发生时刻的曲柄转角。图 8 为做功冲程时在主推力面边的气缸套上第一次接触发生位置的变化过程。

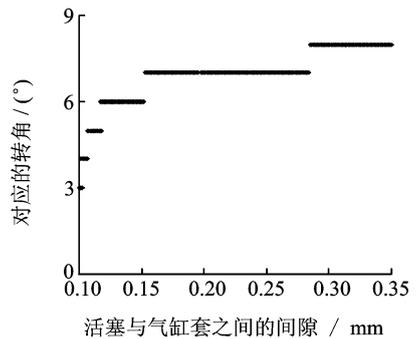


图 7 做功冲程时在主推力面边上第一次接触发生时刻
Fig. 7 Time of the first contact on the TS(thrust side) during power stroke

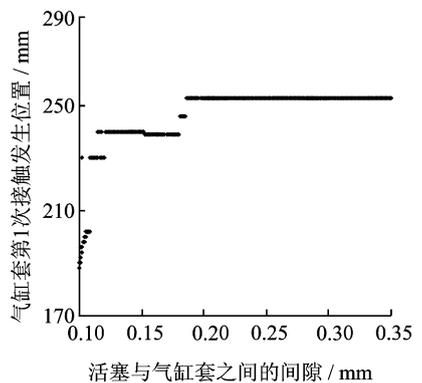


图 8 做功冲程时活塞最大拍击力的变化结果
Fig. 8 Piston maximum slap force during power stroke

图9为在不同活塞缸套间隙情况下,吸气冲程过程中在次推力面边上的第一次接触发生时刻,即在第一次接触发生时刻的曲柄转角。图10为吸气冲程中在次推力面边上的气缸套上第一次接触发生位置的变化过程。

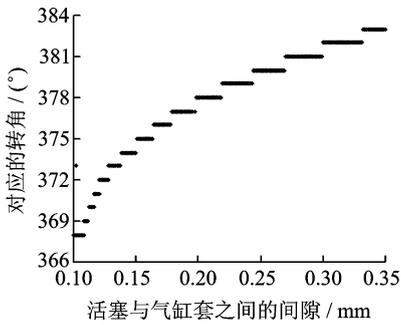


图9 吸气冲程中在次推力面边上第一次接触发生时刻
Fig.9 Time of first contact on the ATS(anti thrust side) during intake stroke

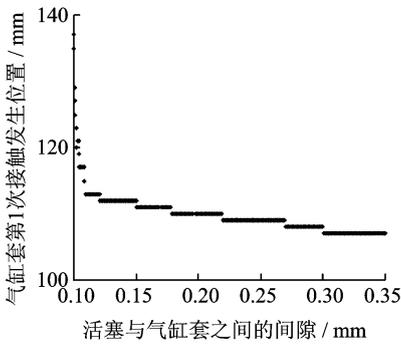


图10 吸气冲程中次推力面边上第一次接触位置变化
Fig.10 position of first contact on cylinder liner during intake stroke

图11和图12分别为做功冲程时主推力面边和次推力面边上的活塞最大拍击力。在活塞缸套间隙为0.2 mm附近及其他一些区域,最大拍击力有较大的跃起波动。这是因为活塞与气缸套之间的接触发生在活塞头部,这时接触力比较大,在其他间隙下的接触都是在活塞裙部发生的。图11和图12表明活塞拍击力除了磨损第1阶段外,随间隙变大而增大的趋势。图7~图12表明活塞拍击参数的变化趋势与活塞-缸套间隙之间存在良好的对应关系。

另外,针对不同活塞-气缸套间隙下的活塞缸套之间的接触状态进行统计分析。图13为在不同活塞缸套间隙下,主推力面上活塞-缸套非接触状态的分布描述,图中的黑线表示在相应的曲轴转角区内,活塞和气缸套为非接触状态,而其他空白处为接

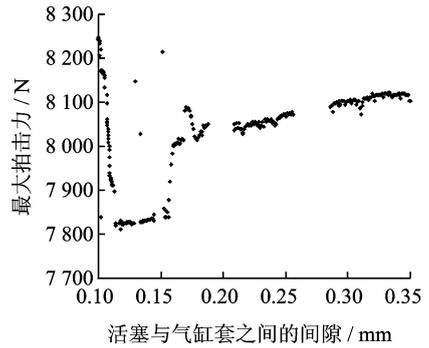


图11 做功冲程时主推力面边的最大拍击力
Fig.11 The maximum impact force of primary thrust surface side during working stroke

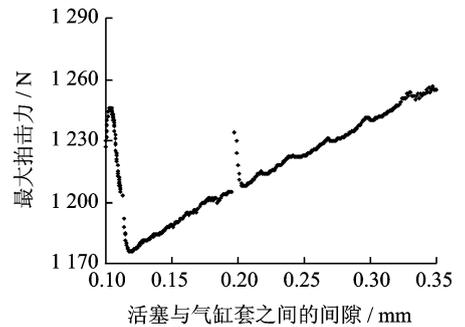


图12 做功冲程时次推力面边的最大拍击力
Fig.12 The maximum impact force of subordinate thrust surface side during working stroke

触状态。比如,活塞和缸套之间间隙为0.150 1 mm的时候,在曲柄转角在 $-90 \sim 5^\circ$, $181 \sim 182^\circ$, $185 \sim 186^\circ$, $189 \sim 300^\circ$, $362 \sim 440^\circ$, $539 \sim 630^\circ$ 区间内,活塞与气缸套没有接触。

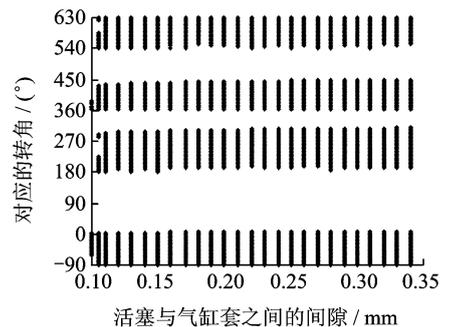


图13 在不同活塞缸套间隙下,主推力面上活塞缸套非接触状态的分布示意图(黑线为非接触状态)
Fig.13 Non-contact distribution diagram of piston and cylinder liner under different piston-cylinder linear clearances

文中模拟数据的变化趋势与内燃机机身振动信号实测结果^[8]的变化趋势是一致的,这也验证该研

究结果的有效性。文献[8-9]分析了活塞拍击与内燃机机身表面振动之间的传递特性。这样就可以建立发动机振动实测信号与活塞-气缸套间隙之间的关联关系,如图 14 所示。可以利用发动机振动强度的变化规律预测活塞与气缸套磨损间隙的大小,以便预测发动机的剩余寿命和潜在故障等问题。

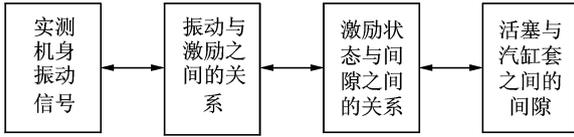


图 14 实测振动信号与活塞-气缸套间隙之间的关系

Fig. 14 Relationship between engine vibration signal and piston-cylinder liner clearance

由于其他因素引起的磨损(磨粒磨损、粘着磨损及腐蚀磨损等)可能会影响到活塞-气缸套摩擦副磨损评价以及活塞拍击分析,这些因素引起的磨损也与活塞-缸套接触力有关,所以可认为接触力的磨损评价包括这些因素。

5 结束语

笔者进行了活塞二阶运动模拟,利用模拟结果数据评估预测了不同活塞缸套磨损间隙状态下活塞二阶运动参数的动态特性。研究表明,活塞拍击参数随活塞-气缸套磨损间隙变化而变化,关系比较复杂。基于活塞拍击和内燃机机身振动关系分析,可以用振动信号特征量来判断活塞和气缸套之间的磨损状态。笔者提出的分析方法有助于分析活塞-气缸套间隙与机身振动信号特征量之间的关系,以及预测评价内燃机气缸-活塞组件摩擦副的磨损程度,可为大型重要内燃机设备的寿命预测和故障诊断提供有益参考。

参 考 文 献

[1] 于战果,李红民,王宝光,等. 内燃机气缸套磨损寿命预测方法研究[J]. 内燃机学报,2004,22(5):476-479.
Yu Zhanguo, Li Hongmin, Wang Baoguang, et al. Study on wear life prediction method of cylinder liner in internal combustion engine [J]. Transactions of CSICE, 2004,22(5):476-479. (in Chinese)

[2] 郭文勇,朴甲哲,张永祥. 柴油机缸套磨损故障的机体振动监测研究[J]. 振动、测试与诊断,2005,25(4):289-291.

Guo Wenyong, Piao Jiazhe, Zhang Yongxiang. Cylinder block surface vibration research on diesel cylinder liner wear[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2005,25(4):289-291. (in Chinese)

[3] 李正守,郭立新. 发动机气缸套磨损状态的预测[J]. 汽车工程,2012,34(7):609-612.
Li Zhengshou, Guo Lixin. Prediction on the wear status of cylinder liner of engines[J]. Automotive Engineering, 2012,34(7):609-612. (in Chinese)

[4] Zhang Hong, Li Zhuguo, Chen Zhaoneng. Application of grey modeling method to fitting and forecasting wear trend of marine diesel engines[J]. Tribology International, 2003,36(10):753-756.

[5] Badaoui M E, Danière J, Guillet F, et al. Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine. Part I: Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic wiener filtering[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005,19(6):1209-1217.

[6] Cho S H, Ahn S T, Kim Y H. A Simple model to estimate the impact force induced by piston slap[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002,255(2):229-242.

[7] Geng Z, Chen J. Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005,282(3):735-751.

[8] 郭文勇,孙云岭,张永祥. 柴油机缸套-活塞副磨损动态监测方法研究[J]. 内燃机工程,2005,26(6):48-50.
Guo Wenyong, Sun Yunling, Zhang Yongxiang. Dynamic monitoring method of diesel cylinder-piston pair wear[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005,26(6):48-50. (in Chinese)

[9] Liu Xianhua, Randall R B. Blind source separation of internal combustion engine piston slap from other measured vibration signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005,19(6):1196-1208.



第一作者简介:李正守,男,1975年1月生,博士研究生。主要研究方向为活塞与气缸套的技术状态估计等。曾发表《发动机气缸套磨损状态的预测》(《汽车工程》2012年第34卷第7期)等论文。
E-mail:lijongsu@126.com

通信作者简介:郭立新,男,1968年7月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为车辆CAE技术、机械振动与控制及车辆动力学等。
E-mail:lxguo@mail.neu.edu.cn

