DOI: 10.3901/JME.2021.06.164

计及润滑油输送的内燃机活塞二阶运动研究*

孙军¹ 张潇¹ 朱剑雄¹ 高亚明¹ 李彪² 朱少禹¹
李悦¹ 任燕平³ 朱桂香³

(1. 合肥工业大学汽车与交通工程学院 合肥 230009;

2. 合肥工业大学机械工程学院 合肥 230009;

3. 潍柴动力股份有限公司 潍坊 261001)

摘要: 内燃机活塞二阶运动直接影响活塞对气缸的拍击、产生的噪声及活塞裙部-缸套摩擦副的润滑、摩擦和磨损。目前内燃机活塞二阶运动分析中一般认为活塞裙部-缸套摩擦副在一个内燃机工作循环所有行程全部处于充分润滑状况,而实际中当活塞上行(向上止点运动)时,入口处的润滑油量不一定能保证该摩擦副处于充分润滑状况。以某四行程内燃机为研究对象,结合活塞运动模型、流体润滑模型、微凸体接触模型和润滑油流动模型,进行了活塞二阶运动特性分析。结果表明,与以往认为所有行程中活塞裙部-缸套摩擦副全部处于充分润滑的分析比较,考虑实际润滑油输送确定活塞上行期间摩擦副的润滑状况时,活塞二阶运动特性(活塞裙顶部和底部位移、速度等)都有较明显的变化。

关键词: 内燃机; 活塞; 二阶运动; 润滑油输送

中图分类号: TK402

On the Piston Secondary Motion of IC Engine Considering the Lubricating Oil Transport

SUN Jun¹ ZHANG Xiao¹ ZHU Jianxiong¹ GAO Yaming¹ LI Biao² ZHU Shaoyu¹
LI Yue¹ REN Yanping³ ZHU Guixiang³

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;

2. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;

3. Weichai Power Company Limited, Weifang 261001)

Abstract: The piston secondary motion of internal combustion (IC) engine has direct influence on the clap of piston against the cylinder, the generated noise and the lubrication, friction and wear of piston skirt-cylinder liner frictional conjunction. In current analysis of the piston secondary motion for IC engine, the piston skirt-cylinder liner frictional pair is usually supposed to be lubricated sufficiently in all strokes of an operating cycle of engine. In fact, the status of sufficient lubrication of this frictional pair may not be guaranteed by the actual quantity of lubricating oil at entrance during the piston upstroke. In this paper, a four-stroke IC engine is taken as the studying object, the performance of the piston secondary motion is analyzed based on the model of piston motion, the model of fluid lubrication, the model of asperity contact and the model of lubricating oil flow. The results show that compared with the current analysis in which the sufficient lubrication in all strokes is assumed, the performance of the piston secondary motion(displacement and velocity at top and bottom of piston skirt) is changed obviously when the lubrication status of the frictional pair during the piston upstroke is determined by the actual transport of lubricating oil.

Key words: internal combustion engine; piston; secondary motion; lubricating oil transport

0 前言

活塞是往复式内燃机的最重要零件之一,直接

影响内燃机的工作性能。在内燃机运行过程中,活塞除沿气缸轴线方向做往复运动外,自身还存在一定的摆动,即活塞二阶运动。活塞在气缸中的摆动会造成气缸拍击,产生噪声,影响活塞与气缸套间的润滑、摩擦和磨损。

随着相关技术的进步和研究的不断深入,近年

* 国家自然科学基金(51490660, 51490661, 50975073)和内燃机可靠性国家重点实验室开放基金(skler-201708)资助项目。20200201 收到初稿, 20200806 收到修改稿

来活塞二阶运动分析中考虑的方面日益完善。DURSUNKAYA 等^[1-5]研究了活塞裙部和缸套变形对活塞二阶运动的影响, MANSOURI 等^[6-8]针对活塞裙部型线等活塞设计参数的影响进行了研究, LIU^[9-10]等探讨了活塞销偏置的影响, ZHANG 等^[11-12]分析了连杆-曲轴-飞轮系统变惯量的影响, MURAKAMI 等^[13]考虑活塞、气缸和缸盖的变形耦合进行了分析, MENG 等^[14-15]研究了连杆、曲轴、飞轮和活塞动力学的耦合影响。但是, 目前在活塞二阶运动研究计算中, 一般都认为活塞裙部-缸套摩擦副处于充分(富油)润滑状况, 没有考虑活塞裙部可能出现的贫油润滑等情况。在实际内燃机中, 活塞在气缸中上下往复运动, 活塞裙部的润滑主要依靠其下部的飞溅润滑油保证。活塞在上行(向上止点运动)过程中, 润滑油飞溅到气缸壁上, 缸壁上存在较多润滑油, 所以当活塞下行(向下止点运动)时, 活塞裙部入口处有充足的润滑油, 使该摩擦副处于充分(富油)润滑状况。同时, 活塞下行时将驱使部分润滑油随活塞下行, 活塞再次上行时活塞裙部的润滑只能由活塞下行后滞留在气缸壁上的润滑油供给, 这样入口处的润滑油量不一定能保证活塞裙部润滑处于充分(富油)润滑状况。

本文以某四行程内燃机为研究对象, 考虑实际中存在的润滑油输送状况, 以活塞裙部下行后滞留在气缸套壁面上的润滑油量作为活塞上行期间活塞裙部-缸套摩擦副的润滑油供给量, 进行活塞二阶运动分析。

1 计算模型

1.1 活塞二阶运动模型

活塞的二阶运动受气缸压力、活塞惯性力、摩擦副油膜压力和摩擦力等的综合作用影响。图 1 为活塞结构及其受力示意图, 其中 F_g 为气缸内气体压力产生的作用力, F_{py} 和 F_{cy} 为活塞销和活塞的往复惯性力, F 为润滑油膜反力和微凸体接触力的合力, F_f 为润滑油膜和微凸体接触摩擦力的合力, F_{ip} 和 F_{ic} 为活塞二阶运动产生的活塞销和活塞惯性力, F_{con} 为连杆力, M 为润滑油膜反力矩和微凸体接触力矩的合力矩, M_f 为润滑油膜和微凸体接触摩擦力矩的合力矩, M_{ic} 为活塞二阶运动产生的活塞惯性力矩, C_p 为活塞销偏心距, C_g 为活塞销中心与活塞质心的径向距离, a 为活塞销中心到活塞裙顶部(最上端位置)的距离, b 为活塞质心到活塞裙顶部的距离, L 为活塞裙部长度, ϕ 为连杆摆角。

图 1 活塞结构及其受力示意图

通过作用在活塞上的力和力矩平衡分析, 建立如下的活塞二阶运动方程

$$\begin{pmatrix} m_{pin} \left(1 - \frac{a}{L}\right) + m_{pis} \left(1 - \frac{b}{L}\right) & m_{pin} \frac{a}{L} + m_{pis} \frac{b}{L} \\ \frac{I_{pis}}{L} + m_{pis} (a-b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & m_{pis} (a-b) \frac{b}{L} - \frac{I_{pis}}{L} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e_t'' \\ e_b'' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F + F_s + F_f \tan \phi \\ M + M_s + M_f \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中, m_{pin} 为活塞销质量, m_{pis} 为活塞质量, I_{pis} 为活塞相对于其质心的转动惯量, e_t 为活塞裙顶部位移, e_b 为活塞裙底部位移。

$$F = (F_o + F_c) \quad (2)$$

$$F_s = (F_g + F_{py} + F_{cy}) \tan \phi \quad (3)$$

$$F_f = (F_{fo} + F_{fc}) \quad (4)$$

$$M = M_o - M_c \quad (5)$$

$$M_s = F_g C_p - F_{cy} C_g \quad (6)$$

$$M_f = M_{f_0} + M_{f_c} \quad (7)$$

式中, $F_{py} = -m_{pin} Y''$, $F_{cy} = -m_{pis} Y''$, Y'' 为活塞往复运动加速度, 通过曲柄连杆机构运动学分析获得; F_g 为气缸压力产生的作用力, 通过内燃机台架试验测量的气缸压力计算; F_o 、 F_{f_0} 、 M_o 和 M_{f_0} 分别为油膜反力、润滑油膜摩擦力、油膜反力矩和润滑油膜摩擦力矩, 通过流体润滑模型求解; F_c 、 F_{f_c} 、 M_c 和 M_{f_c} 分别为微凸体接触力、微凸体接触摩擦力、微凸体接触力矩和微凸体接触摩擦力矩, 通过微凸体接触模型求解。

1.2 流体润滑模型

1.2.1 Reynolds 方程

采用平均 Reynolds 方程^[16]求解活塞裙-缸套摩擦副间的流体润滑

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial y} + \frac{u}{2} \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial y} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (8)$$

式中, p 为油膜压力; Φ_x 、 Φ_y 、 Φ_s 为流量系数^[17]; h 为名义油膜厚度; $\bar{h}$ 为平均油膜厚度; u 为活塞速度; μ 为润滑油动力黏度; σ 为表面综合粗糙度, $\sigma = \sqrt{ita_1^2 + ita_2^2}$, ita_1 、 ita_2 分别为活塞裙和缸套表面粗糙度。

1.2.2 油膜厚度方程

活塞裙部与缸套间的油膜厚度为

$$h = c + e_1 \cos \varphi + [e_b - e_1] \frac{y}{L} \cos \varphi + f(\varphi, y) + \delta_s(\varphi, y) + \delta_c(\varphi, y) \quad (9)$$

式中, c 为活塞裙部与缸套间的径向间隙; $f(\varphi, y)$ 为活塞裙部型线函数; $\delta_s(\varphi, y)$ 、 $\delta_c(\varphi, y)$ 分别为活塞裙部和缸套在机械负荷作用下的弹性变形量, 通过变形矩阵等方法计算^[3-5]。

1.2.3 油膜反力和反力矩

油膜反力

$$F_o = \iint p \cos \varphi dx dy \quad (10)$$

油膜反力矩

$$M_o = \iint p(a-y) \cos \varphi dx dy \quad (11)$$

1.2.4 摩擦力和摩擦力矩

摩擦力

$$F_{f_0} = \iint \tau dx dy \quad (12)$$

摩擦力矩

$$M_{f_0} = \iint \tau(R \cos \varphi - C_p) dx dy \quad (13)$$

式中, R 为活塞裙部半径, τ 为切应力。

$$\tau = -\frac{\mu u}{h} (\Phi_f + \Phi_{fs}) + \Phi_{fp} \frac{\bar{h}}{2} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (14)$$

式中, Φ_f 、 Φ_{fs} 、 Φ_{fp} 为平均剪切应力因子^[17]。

1.3 微凸体接触模型

采用 GREENWOOD 提出的微凸体接触模型^[15]研究活塞裙部与缸套间的接触问题。

粗糙表面的接触力

$$F_c = \iint_{A_c} p_c(x, y) \cos \varphi dx dy \quad (15)$$

粗糙表面的接触力矩

$$M_c = \iint_{A_c} p_c(x, y)(a-y) \cos \varphi dx dy \quad (16)$$

式中, p_c 为平均接触压力, A_c 为实际接触面积。

$$p_c = \left(\frac{16\sqrt{2}}{15} \right) \pi (\eta \beta \delta)^2 E' \sqrt{\frac{\delta}{\eta}} F_{\frac{5}{2}}(H) \quad (17)$$

$$A_c = \pi^2 (\eta \beta \delta)^2 A F_2(H) \quad (18)$$

式中, η 为峰元密度, β 为峰元曲率半径, A 为名义接触面积, E' 为综合弹性模量, δ 为表面粗糙度标准差, H 为膜厚比。

$$E' = \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

式中, E_1 、 E_2 为活塞和缸套的弹性模量, ν_1 、 ν_2 为活塞和缸套的泊松比。

$$H = \frac{h}{\sigma}$$

函数 $F_{5/2}(H)$ 和 $F_2(H)$ 由以下函数表示

$$F_n(H) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_H^\infty (s-H)^n \exp \frac{-s^2}{2} ds \quad (19)$$

粗糙表面的接触摩擦力

$$F_{f_c} = -\frac{|u|}{u} \iint_{A_c} \tau_a(x, y) dx dy \quad (20)$$

粗糙表面的接触摩擦力矩

$$M_{f_c} = \frac{|u|}{u} \iint_{A_c} \tau_a(x, y)(R \cos \varphi - C_p) dx dy \quad (21)$$

式中, τ_a 为粗糙表面接触时的剪切应力。

$$\tau_a = \tau_0 + \mu_f \cdot p_c$$

式中, τ_0 为材料剪切应力常数, μ_f 为边界摩擦系数。

1.4 润滑油流动模型

活塞在一个内燃机工作循环的上行行程(向上止点运动)过程中, 润滑油飞溅到气缸壁上, 缸壁上存在较多润滑油, 所以当活塞下行行程(向下止点运动)时, 活塞裙部入口处有充足的润滑油, 使该摩擦副处于充分(富油)润滑状况。同时, 活塞下行时将驱使部分润滑油随活塞下行, 活塞再次上行行程(向上止点运动)时活塞裙部的润滑只能由活塞下行(向下止点运动)后滞留在气缸壁上的润滑油供给。活塞环对活塞裙部润滑油供给的影响采用修正系数方法处理。

活塞下行后滞留在气缸套上的润滑油量 V_m 为三部分润滑油量的代数和。一部分为活塞裙部与气缸套间的润滑油量 V_1 , 一部分为随活塞下行运动带走的润滑油量 V_2 , 另一部分为压力差挤压的润滑油量 V_3 。考虑活塞下行时活塞裙部处于充分(富油)润滑状态, V_1 按活塞裙部与缸套间充满润滑油情况计算。根据流体力学关于流体运动的理论^[18], 按润滑油的压差剪切流动, 计算活塞下行运动带走的润滑油量 V_2 和压力差挤压的润滑油量 V_3 。

$$V_m = V_1 + V_2 + V_3 \quad (22)$$

$$V_1 = \iint_{A_m} h dx dy \quad (23)$$

$$V_2 = \iint_{A_m} -\frac{u}{2} h \Delta t dx \quad (24)$$

$$V_3 = \iint_{A_m} \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \Delta t dx \quad (25)$$

式中, A_m 为润滑油滞留量求解区域(与计算网格和时间步长对应的活塞裙上部表面), Δt 为计算时间步长。

2 计算方法

结合活塞二阶运动模型、流体润滑模型和润滑油流动模型等进行联立求解, 具体计算过程如下。

(1) 输入计算参数。包括活塞等结构和表面参数、内燃机转速、气缸压力和润滑油动力黏度等。

(2) 取内燃机工作循环的进气上止点为计算起始点, 曲轴转角 $\theta=0^\circ \text{CA}$, 计算步长 $\Delta\theta=1^\circ \text{CA}$, 同时设定此时刻的初值 $e_t(0^\circ \text{CA})=e_b(0^\circ \text{CA})=0$, $e'_t(0^\circ \text{CA})=e'_b(0^\circ \text{CA})=0$ 。

(3) 采用有限差分法和超松弛迭代法(SOR)相结合的方法求解 Reynolds 方程, 计算油膜压力。

(4) 应用式(10)~(13)求解活塞裙部油膜反力、

油膜反力矩、摩擦力和摩擦力矩。

(5) 应用式(15)、(16)、(20)和(21)求解活塞裙部粗糙表面的接触力、接触力矩、接触摩擦力和摩擦力矩。

(6) 应用式(22)计算活塞裙部向下运动过后滞留在气缸套表面的润滑油量。

(7) 结合缸内气体压力产生的作用力, 应用 Broyden 方法^[19]求解活塞二阶运动方程。

(8) 如果 $\theta > 720^\circ \text{CA}$, 且满足收敛条件, 即

$$\begin{aligned} \left| \frac{e_t(720^\circ) - e_t(0^\circ)}{e_t(0^\circ)} \right| &\leq 0.001 & \left| \frac{e_b(720^\circ) - e_b(0^\circ)}{e_b(0^\circ)} \right| &\leq 0.001 \\ \left| \frac{e'_t(720^\circ) - e'_t(0^\circ)}{e'_t(0^\circ)} \right| &\leq 0.001 & \left| \frac{e'_b(720^\circ) - e'_b(0^\circ)}{e'_b(0^\circ)} \right| &\leq 0.001 \end{aligned} \quad (26)$$

则循环计算结束, 输出结果。否则, 令

$$e_t(0^\circ \text{CA}) = e_t(720^\circ \text{CA}), e_b(0^\circ \text{CA}) = e_b(720^\circ \text{CA})$$

$$e'_t(0^\circ \text{CA}) = e'_t(720^\circ \text{CA}), e'_b(0^\circ \text{CA}) = e'_b(720^\circ \text{CA})$$

转到步骤(2), 进行下一个循环的活塞二阶运动计算。

计算流程如图 2 所示。

图 2 计算流程

3 结果与分析

以某四行程内燃机为对象, 在其标定工况下, 考虑润滑油输送状况, 分析活塞二阶运动特性。表 1 为该内燃机的主要参数, 图 3 为通过内燃机台架试验实测获取的气缸压力示功图。

表 1 内燃机主要参数

参数	数值
标定转速 $n/(r/min)$	3 200
活塞半径 R/mm	52.4
曲柄半径 r/mm	59
连杆长度 l_c/mm	192
活塞销中心到活塞裙顶部距离 a/mm	20.75
活塞质心到活塞裙顶部距离 b/mm	2
活塞转动惯量 $I_{pis}/(N \cdot m^2)$	0.009
活塞裙表面粗糙度/ μm	2.5
缸套表面粗糙度/ μm	0.8
润滑油动力黏度 $\mu/(Pa \cdot s)$	0.01
活塞质量 m_{pis}/kg	1.13
活塞销质量 m_{pin}/kg	0.57
活塞裙部长度 L/mm	66.3

图 3 示功图

图 4~7 分别为活塞二阶运动性能在一个内燃机工作循环中的变化情况。其中,“全部充分润滑”为一个内燃机工作循环的全部行程中活塞裙部-缸套摩擦副都处于充分(富油)润滑状况的情况;“部分充分润滑”为一个内燃机工作循环中活塞下行行程(向下止点运动)时活塞裙部-缸套摩擦副处于充分(富油)润滑状况,而活塞上行行程(向上止点运动)时活塞裙部的润滑由活塞下行(向下止点运动)后滞留在气缸壁上的润滑油供给,这样活塞上行行程(向上止点运动)中活塞裙部-缸套摩擦副可能处于充分(富油)润滑,也可能处于不充分(贫油)润滑状况。

图 4 和图 5 分别为活塞裙顶部和底部位移在一个内燃机工作循环中的变化情况。可见,一个内燃机工作循环中,“全部充分润滑”和“部分充分润滑”情况下,活塞裙顶部和底部位移的总变化趋势基本相同。但是,与“全部充分润滑”相比较,在“部分充分润滑”情况下,除在膨胀做功行程(360~540 °CA)变化微小外,在其他行程中活塞裙顶部和底部位移均有较显著变化。主要原因是:在膨胀做功行程中,气缸压力很大,虽然相比较“全部充分润滑”情况,“部分充分润滑”情况下的润滑油膜和微凸体接触等作用力有一定变化,但是这些作用力相比较气缸压力产生的作用力数值较小,此时气缸压力产生的作用力是影

响活塞二阶运动的主要作用力。在压缩行程(180~360 °CA)和排气行程(540~720 °CA)中,活塞处于上行行程(向上止点运动),在“部分充分润滑”情况下,活塞裙部的润滑由活塞下行(向下止点运动)后滞留在气缸壁上的润滑油供给,活塞裙部-缸套摩擦副的润滑状况将与“全部充分润滑”不同,导致润滑油膜和微凸体接触等作用力发生变化,影响活塞二阶运动,因此压缩行程和排气行程中的活塞裙顶部和底部位移与“全部充分润滑”情况比较有显著不同。进气行程(0~180 °CA)中,活塞处于下行行程(向下止点运动),虽然活塞裙部-缸套摩擦副处于充分(富油)润滑状况,但由于活塞裙顶部和底部位移在进气行程始点(0 °CA)与排气行程终点(720 °CA)应保持对应,所以与“全部充分润滑”情况相比较,“部分充分润滑”情况下的活塞裙顶部和底部位移存在较大不同。

图 4 活塞裙顶部位移

图 5 活塞裙底部位移

与“全部充分润滑”情况相比较,“部分充分润滑”情况下一个内燃机工作循环中活塞裙顶部和底部位移的最大值及出现时刻也都发生了较大改变。“全部充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的最大值数值及出现时刻分别为 183.70 μm 、431 °CA 和 86.32 μm 、367 °CA,而“部分充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的最大值数值和出现时刻分别为 -202.30 μm 、309 °CA 和 102.90 μm 、296 °CA。可见,相比较“全部充分润滑”情况,“部分充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的最大值都增大,特别是活塞裙顶部位移的最大值还出现反向;“全部充分

润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的最大值都出现在膨胀做功行程,而“部分充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的最大值却都出现在压缩行程。产生的主要原因与前述“部分充分润滑”情况下各行程中作用力的变化基本相同。相比较“全部充分润滑”情况,“部分充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部位移的变化,将改变活塞裙在气缸中的空间位置和方位,从而影响活塞裙-缸套摩擦副的润滑状况。

图6和图7分别为活塞裙顶部和底部速度在一个内燃机工作循环中的变化情况。可见,一个内燃机工作循环中,“全部充分润滑”和“部分充分润滑”情况下,活塞裙顶部和底部速度的总变化趋势基本一致。但是,与“全部充分润滑”情况相比较,在“部分充分润滑”情况下,除在膨胀做功行程(360~540 °CA)变化微小外,在其他行程中活塞裙顶部和底部速度均有一定变化,特别是压缩行程(180~360 °CA)和排气行程(540~720 °CA)中的变化特别显著。主要原因是在压缩行程和排气行程中,活塞处于上行行程(向上止点运动),在“部分充分润滑”情况下,活塞裙部的润滑由活塞下行(向下止点运动)后滞留在气缸壁上的润滑油供给,活塞裙部-缸套摩擦副的润滑状况将与“全部充分润滑”不同,导致润滑油膜和微凸体接触等作用力发生了较大变化。

图6 活塞裙顶部速度

图7 活塞裙底部速度

与“全部充分润滑”情况相比较,“部分充分润滑”情况下,进气行程、压缩行程和排气行程中活

塞裙顶部和底部速度的最大值及出现时刻也都发生了较大改变。“全部充分润滑”情况下,进气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为0.020 m/s、109 °CA和-0.011 m/s、105 °CA,压缩行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为-0.043 m/s、269 °CA和0.024 m/s、280 °CA,排气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为-0.045 m/s、629 °CA和0.017 m/s、647 °CA;“部分充分润滑”情况下,进气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为0.035 m/s、116 °CA和-0.018 m/s、111 °CA,压缩行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为-0.068 m/s、252 °CA和0.089 m/s、275 °CA,排气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值数值及出现时刻分别为-0.061 m/s、611 °CA和0.055 m/s、650 °CA。可见,相比较“全部充分润滑”情况,“部分充分润滑”情况下进气行程、压缩行程和排气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值都增大。相比较“全部充分润滑”情况,“部分充分润滑”情况下活塞裙顶部和底部速度的变化,将改变活塞裙部油膜厚度随时间的变化率,影响活塞裙-缸套摩擦副的润滑状况。而且,活塞裙顶部和底部速度的变化将改变活塞在气缸中的摆动形态,从而影响活塞对气缸的拍击程度。

4 结论

(1) 与以往认为所有行程全部处于充分(富油)润滑对比,考虑实际润滑油输送状态确定活塞裙部-缸套摩擦副的润滑状态时,活塞二阶运动发生了显著变化。

(2) 考虑实际润滑油输送状态情况下,一个内燃机工作循环中,除膨胀做功行程外,其他行程中的活塞裙顶部和底部位移均有较显著变化。一个内燃机工作循环中活塞裙顶部和底部位移的最大值及出现时刻也都发生了明显改变。

(3) 考虑实际润滑油输送状态情况下,一个内燃机工作循环中,除膨胀做功行程外,其他行程中活塞裙顶部和底部速度均有一定变化,特别是压缩行程和排气行程中的变化特别显著。进气行程、压缩行程和排气行程中活塞裙顶部和底部速度的最大值及出现时刻也都发生了较大改变。

参考文献

- [1] DURSUNKAYA Z, KERIBAR R, GANAPATHY V. A

- model of PISTON secondary motion and elastohydrodynamic skirt lubrication[J]. ASME Journal of Tribology, 1994, 116(4): 777-785.
- [2] SHAH P, MOURELATOS Z P, PATEL P. Piston secondary dynamics considering elastohydrodynamic lubrication[R]. SAE, 2007-01-1251, 2007.
- [3] 杨俊伟, 于旭东, 王成焄, 等. 考虑活塞热变形的活塞裙部润滑计算分析[J]. 内燃机学报, 2002, 20(4): 365-368.
- YANG Junwei, YU Xudong, WANG Chengtao, et al. Calculation and analysis of piston skirt lubrication considering the thermal deformation of piston[J]. Transactions of CSICE, 2002, 20(4): 365-368.
- [4] 阮登芳, 许金霞, 高鑫. 活塞弹性变形对活塞二阶运动及裙部润滑特性的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(4): 63-68.
- RUAN Dengfang, XU Jinxia, GAO Xin. Effects of piston elastic deformation on piston secondary motion and skirt lubrication characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(4): 63-68.
- [5] 阮登芳, 高鑫, 马克. 缸套弹性变形对活塞二阶运动和裙部润滑特性的影响[J]. 汽车工程, 2015, 37(5): 571-575.
- RUAN Dengfang, GAO Xin, MA Ke. Effects of liner elastic deformation on piston 2nd-order motion and piston skirt lubrication characteristics[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(5): 571-575.
- [6] MANSOURI S H, WONG V W. Effects of piston design parameters on piston secondary motion and skirt-liner friction[J]. Proc. IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(6): 435-449.
- [7] GUNELSU O, AKALIN O. The Effects of piston skirt profiles on secondary motion and friction[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(6): 062503-1-8.
- [8] 王政, 唐建, 于旭东, 等. 活塞裙部型线对活塞系统二阶运动和摩擦功率的影响[J]. 内燃机学报, 1999, 17(4): 383-387.
- WANG Zheng, TANG Jian, YU Xudong, et al. The influence of piston skirt profile on the secondary motion and friction power loss of piston[J]. Transactions of CSICE, 1999, 17(4): 383-387.
- [9] LIU K, XIU Y B, GUI C L. A comprehensive study of the friction and dynamic motion of the piston assembly[J]. Proc IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, 1998, 212(3): 221-226.
- [10] MALAGI R R, KURBET S N, KRISHNAKMMAR R. A comprehensive model to study the dynamic motion of piston and friction and lubrication in IC engine[R]. SAE, 2008-28-0061, 2008.
- [11] ZHANG Z, XIE Y, ZHANG X, et al. Analysis of piston secondary motion considering the variation in the system inertia[J]. Proc. IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223: 549-563.
- [12] 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.
- [13] MURAKAMI H, NAKANISHI N, ONO N, et al. New three-dimensional piston secondary motion analysis method coupling structure analysis and multi body dynamics analysis[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 5(1): 42-50.
- [14] MENG X, FANG C, XIE Y. Transient tribodynamic model of piston skirt-liner systems with variable speed effects[J]. Tribology International, 2016, 94: 640-651.
- [15] ZHAO B, DAI X D, ZHANG Z N, et al. A new numerical method for piston dynamics and lubrication analysis[J]. Tribology International, 2016, 94: 395-408.
- [16] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effect of three dimensional roughnesses on partial hydrodynamic lubrication[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12-17.
- [17] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2): 220-230.
- [18] 许贤良, 王开松, 孟利民. 流体力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- XU Xianliang, WANG Kaisong, MENG Limin. Fluid dynamics [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2011.
- [19] 李庆扬, 莫孜中, 祁力裙. 非线性方程的数值解法[M]. 北京: 科学出版社, 1999.
- LI Qingyang, MO Zizhong, QI Liqun. Numerical method of nonlinear equation[M]. Beijing: Science Press, 1999.

作者简介: 孙军, 男, 1960 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为摩擦学和现代设计技术与方法。
E-mail: sunjun_hfut@163.com