DOI: 10.3901/JME.2019.07.102

考虑润滑油供给条件的油环-缸套摩擦副润滑分析*

刘广胜¹ 孙 军² 李 彪¹ 朱少禹²

(1. 合肥工业大学机械工程学院 合肥 230009;

2. 合肥工业大学汽车与交通工程学院 合肥 230009)

摘要: 内燃机油环-缸套摩擦副润滑分析, 多采用富油条件或假定某种特殊边界条件, 与油环-缸套摩擦副实际润滑油供给状况不相符。以某四行程内燃机为研究对象, 研究油环-缸套间润滑油流动与供给, 确定油环进口油膜厚度; 在此基础上, 根据流量平衡和压力平衡, 确定油环上、下轨各段工作面边界条件, 并分别对各段求解 Reynolds 方程, 分析油环-缸套摩擦副在计及润滑油供给条件下的润滑性能, 并与富油状况对比。研究结果表明, 计及供油状况下, 油环-缸套摩擦副在上、下行程的润滑性能不对称, 最小油膜厚度、最大油膜压力、摩擦力及摩擦功耗与富油状况均有一定差异, 特别是在上行程差别显著。可见, 考虑进口润滑油供给条件分析内燃机油环润滑性能, 将对活塞环-缸套摩擦副的设计信赖性产生积极影响。

关键词: 内燃机; 油环; 缸套; 润滑油供给; 润滑

中图分类号: TK402

Lubrication Analysis of Oil-control-ring and Cylinder Liner Frictional Pair Considering Oil Feeding Condition

LIU Guangsheng¹ SUN Jun² LI Biao¹ ZHU Shaoyu²

(1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;

2. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: Most investigations on the lubrication of tribological interface between the oil-control-ring and the cylinder are based on the boundary condition of full lubrication condition or some certain one assumed. It does not meet well with the actuality of lubricant oil feeding. A 4-stroke IC engine is investigated to study the lubricant oil flowing and inlet feeding between the oil-control-ring and the cylinder. The oil film thickness of the inlet is determined. Based on this investigation, the flow equilibrium and the oil pressure equilibrium being guaranteed, boundary conditions are checked for each working surface. Lubrication parameters are analyzed for respective interface by resolving the Reynolds equation under the condition of actual inlet oil feeding. Research shows that, in the up-stroke, the lubrication performance of the frictional pair is asymmetrical with that in the down-stroke. As well as the maximum oil-film-pressure and the friction force and the friction power, the minimum oil-film-thickness has much difference with the one under full lubrication condition, especially in the up-stroke. Analysis of lubrication between the oil-control-ring and the cylinder, considering oil feeding condition, will benefit the reliability of design for the piston-cylinder frictional pair.

Key words: internal combustion engine; oil-control-ring; cylinder; lubricant oil feeding; lubrication

0 前言

分析油环-缸套间润滑, 揭示油膜厚度等参数变化规律, 控制缸套内润滑油输送, 使活塞-缸套系统保持适度润滑, 防止过多润滑油被活塞带入燃烧室

烧损消耗, 对降低内燃机油料消耗、减少排放和提高系统可靠性和耐久性等具有重要作用。进行润滑分析, 润滑油供给条件不可忽视, 研究表明, 润滑油向活塞环及环岸区域流动和供给, 与油环-缸套摩擦副润滑状况密切相关, 输送至环组各区域的润滑油量以及润滑油在对应区域滞留时间, 对摩擦副润滑性能有一定影响^[1]。不同润滑油供给条件下, 活塞顶岸区域润滑油成分以及内燃机润滑油消耗量等, 存在较大差别^[2]。润滑油输送的动力主要是惯性力,

* 国家自然科学基金(50975073, 51490660, 51490661)和内燃机可靠性国家重点实验室开放基金(skler-201708)资助项目。20180428 收到初稿, 20180926 收到修改稿

但表面蒸发、窜气及活塞环动力学行为等,也是影响润滑油在环组中各活塞环与环岸区域间流动和供给的重要因素,对活塞环润滑的作用不可忽视^[3-7]。对于活塞环组,前一道环滑过后在气缸壁残留的润滑油,形成后一道环入口油膜,以此作为边界条件,较完全富油条件润滑分析更符合实际^[8-9]。边界条件对分析活塞环承载能力和润滑非常重要,根据活塞环进口、出口润滑油分布确定润滑分析边界条件,其计算结果与试验数据相对吻合^[10-11]。理论与试验研究均表明,润滑油流动及输送受环组区域压力、环-缸套间油膜厚度等因素影响显著,考虑空穴区域相对于完整油膜区域的压力变化,对活塞环进行润滑分析,在一定曲轴转角范围,其结论与试验结果具有很好的一致性^[12-16]。对于摩擦副表面平行的油环-缸套系统,没有宏观“油楔”,则可以考虑根据微观结构研究其表面间润滑油供给和分布,分析其润滑性能^[17-19]。无论从宏观层面,还是从微观结构分析摩擦副润滑性能,设定进口为富油条件或某种特定边界条件,是目前研究油环-缸套系统润滑性能选择边界条件的一般方法^[20-23]。但是内燃机运行时,油环往往经历动压润滑、混合润滑和边界润滑等不同状态^[24],边界条件选择影响分析结果准确性。

油环控制润滑油流动,使其按照内燃机运行要求适量进入活塞环组。在内燃机工况一定的情况下,润滑油在活塞-缸套间流动以及活塞环组润滑效果主要取决于油环结构属性。常见油环有螺旋撑簧油环(柴油机用)和钢带组合油环(汽油机用)。本文以某内燃机螺旋撑簧油环为例,分析润滑油在油环区域流动及油环润滑特性。螺旋撑簧油环工作结构由上轨、下轨及中间回油孔构成,上轨和下轨对称布置,如图1所示。

进行油环润滑分析,一般采用油环浸入润滑油的高度作为油环进口油膜厚度,由于油环浸入润滑油高度约等于活塞表面和缸套间油膜厚度,认为是富油状况。在活塞整个向下行程中,油环下轨进口油膜厚度由裙部-缸套间润滑油膜确定^[25-26],即活塞裙和缸套表面之间间隙。但是,在活塞上行时,只有紧贴缸套表面的油膜层,并非油环上方环岸区域全部润滑油与油环有相对运动,即进口油膜不是油环浸入润滑油全部高度(富油状况),因此在活塞向上行程,考虑润滑油供给条件时(计及供油状况)油环进口油膜和活塞下行有明显差异。本文根据润滑油实际流动和供给状况,研究油环-缸套间润滑及其油膜厚度、压力等参数的变化规律。

图1 润滑油相对于活塞的流动

1 润滑分析模型

1.1 基本方程

油环-缸套摩擦副润滑分析采用平均 Reynolds 方程^[27-29]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Phi_y \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = 6U \frac{\partial (\bar{h}_T)}{\partial x} + 6U\sigma \frac{\partial (\Phi_S)}{\partial x} + 12 \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (1)$$

式中, Φ_x 、 Φ_y 和 Φ_S 为流量因子; h 为名义油膜厚度; η 为润滑油动力黏度; $\bar{p}$ 为油膜平均压力; U 为活塞与缸套间相对运动速度; σ 为表面综合粗糙度方差; $\bar{h}_T$ 为平均油膜厚度, 大小为

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h + \delta) f(\delta) d\delta \quad (2)$$

式中, δ 为油环和缸套表面粗糙度值 δ_1 、 δ_2 的均方值, 即 $\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}$, $f(\delta)$ 为 δ 分布函数。

名义油膜厚度 h 与油环表面结构有关, 油环上、下轨表面, 均由外侧锥面、内侧锥面和一个柱面三段非光滑连接而成, 如图2所示。根据最小油膜厚

度 h_0 , 可计算上轨或下轨名义油膜厚度

$$h = \begin{cases} h_0 + (x_1 - x) \tan \theta_1 & 0 \leq x < x_1 \\ h_0 & x_1 \leq x < x_2 \\ h_0 & x_2 \leq x < 1.35 \end{cases} \quad (3)$$

式中, θ_1 为油环外侧倾角; x 为待求油膜厚度点轴向位置参数; x_1 和 x_2 为柱面段两端轴向位置参数。

图 2 油环上/下轨结构及油膜厚度分布图

由于油环上轨或下轨均由外侧锥面、内侧锥面和柱面非光滑连接, 求解 Reynolds 方程需要按三段分别进行, 其边界条件由活塞运动方向和润滑油流动平衡确定。由于柱面段油膜出口位置直接和回油孔相连, 不存在油膜发散区域, 进口(外侧或内侧)锥面段和柱面段油膜压力均不小于 0, 没有气穴形成和破裂, 采用 Reynolds 边界条件, 即活塞下行时, ① 油环下轨进口(外侧)锥面进口油膜压力, 等于活塞裙部上端油膜压力, 本文旨在分析润滑油供给和油环的关系, 暂不考虑活塞裙部压力影响, 假定活塞裙部上端压力为 0; 下轨进口锥面出口压力与柱面段进口压力相等, 其大小由进口锥面和柱面连接处流量平衡方程求得; 由于下轨出口(内侧)锥面油膜发散, 柱面段出口压力等于 0; ② 若不计油环扭转和磨损, 在完全回油条件下, 上轨进口(内侧)锥面进口压力为 0; 上轨进口锥面出口压力和柱面段进口压力相等, 其大小由进口锥面和柱面连接处流量平衡方程求得; 油环上方环岸有回油孔, 上轨柱面段出口压力等于 0。

活塞上行时, ① 上轨进口(外侧)锥面进口压力为油环上方环岸区域压力, 而环岸处回油孔通向油箱, 故一般认为压力为 0; 上轨进口锥面出口压力与柱面段入口压力相等, 其大小由进口锥面和柱面连接处流量平衡方程求得; 柱面段出口压力等于 0; ② 在完全回油条件下, 下轨进口(内侧)锥面进口压力等于 0; 下轨进口锥面出口压力与柱面段进口压力相等, 其大小由进口锥面和柱面连接处流量平衡

方程求得; 柱面段出口压力为 0。

1.2 润滑油流动与供给

假定润滑油为牛顿流体, 则流经油环任意截面的流量 Q 为^[26-27]

$$Q = \int \left(-\Phi_x \frac{\bar{h}_T^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{2} \bar{h}_T + \frac{U}{2} \sigma \Phi_s \right) R d\theta \quad (4)$$

式中, 压力流量因子 Φ_x 和剪切流量因子 Φ_s 参考文献[26-27]。根据润滑油流量守恒, 在进口锥面和柱面连接处, 流出进口锥面流量 Q_0 即为流入柱面的流量 Q_i , 即 $Q_i = Q_0$ 。

活塞运动导致润滑油在缸套表面流动, 润滑油相对于活塞的流动方向随活塞运动方向改变而改变, 如图 1 所示, 油环进口处油膜厚度也有相应变化。活塞下行(图 1a)时, 油环下轨进口油膜厚度由活塞裙和缸套表面之间间隙决定。润滑油流经下轨后, 通过上轨流入油环上方环岸区域, 直至充满该区域, 多余润滑油通过回油孔流回油箱。由于油环轴向尺寸很小, 不考虑油环扭转和变形, 则上轨进口油膜厚度等于下轨出口油膜厚度。活塞上行(图 1b)时, 油环上方润滑油顺序流经上轨和下轨, 流出环组区域。上行时油环上轨进口油膜厚度由前一道环(刮环)出口油膜确定^[8-9]。由于油环上方环岸轴向高度较小, 故可不考虑环岸区域润滑油扰动, 油环上轨进口油膜厚度等于前一道环出口油膜厚度。下轨进口油膜厚度等于上轨出口油膜厚度。

1.3 径向力平衡

活塞二阶运动, 使活塞和油环之间在环槽处产生相互作用, 但油环和环槽间润滑良好, 环槽对油环的摩擦力很小, 忽略不计。由于油环环背间隙通过回油孔和油底壳相连, 环背压力为 0, 则径向力平衡可简化为

$$F_z + W_A = F_e \quad (5)$$

式中, F_z 为油膜对油环作用力; W_A 为微凸体接触径向力^[30]; F_e 为油环径向弹力。

1.4 摩擦力和摩擦功耗

缸套对油环的摩擦力作用包括微凸体接触剪切力 F_A 和流体黏性剪切力 F_τ 两部分^[27], 微凸体接触剪切力为

$$F_A = \alpha W_A + \beta A_C \quad (6)$$

式中, α 为边界摩擦因数; β 为剪切应力常数; A_C 为实际接触面积。

润滑油流体黏性剪切力为

$$F_\tau = \iint_S \frac{\eta U}{h} [(\Phi_f + \Phi_{fs}) - 2V_{r2} \cdot \Phi_{fs}] dx dy \quad (7)$$

式中, Φ_f 、 Φ_{fs} 、 V_{r2} 为剪切力计算系数^[27]。

摩擦功耗为

$$P_f = (F_A + F_r) \cdot U \quad (8)$$

2 计算方法与流程

计算流程如图3所示, 具体计算方法与步骤如下所述。

(1) 输入计算参数, 包括缸套直径、活塞及油环结构参数、活塞环和缸套表面粗糙度、内燃机转速、气缸压力、润滑油动力黏度等。

(2) 设定活塞下、上行油环进口处油膜厚度, 下行时为 0.15 mm(活塞裙-缸套油膜厚度), 上行时为 0.01 mm(前一道环出口油膜厚度)。

(3) 设定曲轴转角 $ca=0^\circ\text{CA}$ 的最小油膜厚度 h_{01} 初值。

(4) 以曲轴转角 $ca=0^\circ\text{CA}$ (进气行程始点) 为计算时刻起点, 计算步长取 1°CA ,

(5) 设定计算时刻点最小油膜厚度 h_0 初值。

(6) 设定进口锥面和柱面连接处油膜压力 p_{mid} , 分别对油环进口锥面段、柱面段求解 Reynolds 方程计算油膜压力, 求解流进出口锥面的流量 Q_o 和流入柱面的流量 Q_i , 计算流量平衡收敛系数 G_q 。

$$G_q = (Q_o - Q_i) / Q_i \quad (9)$$

如果 $G_q < 0.000\ 01$, 进入步骤(7); 否则修正 p_{mid} , 重新计算 G_q 。

(7) 计算油环的油膜作用力 F_z 、微凸体作用力 W_A 和环弹力 F_e , 并计算力平衡收敛系数 G_f ,

$$G_f = (F_z + W_A - F_e) / F_e \quad (10)$$

如果 $G_f < 0.000\ 01$, 计算该时刻点的摩擦力和摩擦功耗, 输出最小油膜厚度、最大油膜压力、摩擦力和摩擦功耗, 结束该时刻点计算, 进入下一曲轴转角计算点; 否则, 转到步骤(5), 修正计算时刻点最小油膜厚度 h_0 。

(8) 如果曲轴转角增加至 $ca=720^\circ\text{CA}$, 检验计算循环是否收敛。如果 $ca=720^\circ\text{CA}$ 时刻最小油膜厚度 h_0 计算值和步骤(3)设定的 0°CA 油膜厚度 h_{01} 满足条件 $(h_0 - h_{01}) / h_{01} < 0.000\ 01$, 则计算循环收敛, 计算结束, 输出结果; 否则以 720°CA 时刻最小油膜厚度 h_0 计算值作为 h_{01} , 转到步骤(3), 重新进入循环。

3 结果与分析

以某四行程内燃机为例, 研究其在标定工况

图3 计算流程图

(3 200 r/min, 100%负荷, 示功图如图4所示)条件下, 油环-缸套摩擦副最小油膜厚度、最大油膜压力、微凸体接触、摩擦力及摩擦功耗等特性参数的变化, 并与富油状况进行对比。内燃机相关参数如表1。

图 4 内燃机示功图

表 1 内燃机参数

参数	数值
气缸套直径 D_1/mm	105
曲柄半径 r/mm	57.5
连杆长度 l/mm	215
活塞裙部直径 d/mm	104.7
缸套表面粗糙度 $\delta_1/\mu\text{m}$	0.8
油环表面粗糙度 $\delta_2/\mu\text{m}$	0.4
润滑油黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.01
气缸套弹性模量 E_1/GPa	122
油环弹性模量 E_2/GPa	100
外侧斜面轴向位置 x_1/mm	0.50
内侧斜面轴向位置 x_2/mm	0.85
外侧锥面倾角 $\theta_1/(\circ)$	55
内侧锥面倾角 $\theta_2/(\circ)$	60

3.1 最小油膜厚度

油环-缸套摩擦副最小油膜厚度随曲轴转角的变化关系,如图 5 所示。若不考虑扭转和磨损,油环上、下轨外径相同,上轨或下轨与缸套之间最小油膜厚度相同。从图 5 可以看出,计及供油状况,上行程最小油膜厚度极大值小于下行程;富油状况下,上行程的最小油膜厚度极大值稍大于下行程。两种状况的下死点最小油膜厚度均小于上死点。各行程中,对于相同活塞位置,富油状况最小油膜厚度均大于计及供油状况。不同状况最小油膜厚度幅

图 5 计及供油状况和富油状况最小油膜厚度分布图

值有一定差别,富油状况最小油膜厚度最大值和最小值分别约 $1.897\ \mu\text{m}$ 和 $1.785\ \mu\text{m}$,而计及供油状况最小油膜厚度最大值和最小值仅 $1.849\ \mu\text{m}$ 和 $1.766\ \mu\text{m}$ 。上、下死点附近最小油膜厚度极小值位置点较上、下死点位置有一定滞后,计及供油状况上死点附近最小油膜厚度极小值位置(367°CA)较富油润滑状况(373°CA)更靠近上死点;可见,润滑油供给条件对油环-缸套间最小油膜厚度有显著影响。

计及供油状况下,对于活塞向下行程,油环进口为活塞裙部油膜厚度,大小等于活塞-缸套间隙;对于活塞向上行程,油环上方环岸区域除前一道环出口高度的润滑油膜层外,其它大部分润滑油层,和活塞之间没有相对运动,所以对轨进口锥面没有动压作用,即考虑润滑油供给条件时,对应相同活塞位置,活塞上行程油环进口油膜厚度远小于活塞下行程,油膜对锥面动压作用、油环柱面段和进口锥面段连接处压力以及柱面段总压力均较活塞下行程小。由于最小油膜厚度随油环所受油膜压力总和变化而变化,因此,对应相同活塞位置,向上行程油环-缸套间最小油膜厚度小于向下行程。

当活塞越过上(下)死点开始加速时,油膜动压作用逐渐加强,挤压作用明显减弱,但在上、下死点附近速度较低,动压作用增加量较小,所以,最小油膜厚度极小值出现在上、下死点后一定曲轴转角。两种状况的下死点最小油膜厚度极值点位置差别不明显;在上死点,活塞运动方向切换,富油状况进口油膜厚度大小没有变化,而考虑润滑油供给条件的进口油膜厚度突然明显增加,油膜动压作用迅速加强,导致其最小油膜厚度极值点提前,比富油状况更靠近上死点。

对于富油状况,由于活塞上行时油环进口油膜厚度,与活塞下行同活塞位置油环进口油膜厚度相当,其最小油膜厚度与同活塞位置点向下行程最小油膜厚度相差不多。由于活塞下行时,其速度从最大值减速至 0 的时间,较活塞上行过程中其速度从最大值减速至 0 的时间长,相对于下死点附近区域,活塞速度在上死点附近变化较快,润滑油动压作用变化较大,因此,上死点附近挤压作用强于下死点,使油环-缸套间油膜厚度在下死点附近极小值小于上死点;同样,由于活塞下行时活塞速度从 0 加速至最大值所需时间,小于活塞上行过程中活塞速度从 0 加速至最大值的时间,使油环-缸套间油膜厚度在下行程的极大值稍小于上行程。计及供油状况下,活塞上行程油环进口油膜厚度为前一道环出口油膜厚度,较富油状况小,其对油环动压作用也较小,因此,对应相同活塞位置,计及供油状况最小油膜

厚度小于富油状况; 在活塞向下行程, 进口油膜厚度和富油状况相同, 但是, 由于计及供油状况向下行程起始点最小油膜厚度明显小于富油状况, 且行程中润滑油动压作用和富油状况相差不多, 使其整个向下行程油环-缸套间最小油膜厚度均小于富油状况各对应活塞位置点。

3.2 最大油膜压力

油环-缸套间最大油膜压力变化如图 6 所示。

图 6 计及供油状况和富油状况最大油膜压力分布图

富油润滑状况和计及供油状况的最大油膜压力变化趋势基本一致, 最大油膜压力极大值, 在活塞向下行程差别比较明显。富油润滑状况不同行程的最大油膜极大值相近, 计及供油状况下, 活塞下行程油环-缸套间最大油膜压力极大值大于活塞上行程; 上、下死点附近, 两种状况最大油膜压力值差别不大。

由于计及供油状况最小油膜厚度小于富油状况, 油环-缸套间通流断面比富油状况小, 在活塞行程中部, 活塞运动速度高, 此时润滑油流过油环和缸套之间间隙时受到较大阻尼作用, 因此计及供油状况最大油膜压力较富油状况有一定增加。在上、下死点附近, 活塞速度接近或等于 0, 动压作用微弱, 挤压作用是影响油膜厚度的主导因素, 由于富油状况油膜厚度单位时间变化较快, 挤压效应强于计及供油状况, 因此, 上、下死点附近, 富油状况下最大油膜压力稍大于计及供油状况。对于富油状况, 同活塞位置点上、下行程的油环进口油膜厚度相同, 最小油膜厚度相差不多, 最大油膜压力极大值也非常相近; 计及供油状况活塞上行程油环进口油膜厚度较小, 最大油膜压力极大值小于活塞向下行程。

3.3 微凸体径向作用力

图 7 为微凸体径向作用力随曲轴转角的变化趋势, 可以看出, 两种状况下微凸体径向作用力在各曲轴转角均有一定差异, 二者具有相似变化趋势,

其变化过程和油环-缸套间最小油膜厚度有一定对应关系。

图 7 计及供油状况和富油状况微凸体径向作用力分布图

计及润滑油供给时, 上行程最小油膜厚度极大值小于下行程, 其微凸体作用极小值大于下行程。富油状况下, 油环在上、下行程的油膜厚度极大值差别不大, 不同行程的微凸体径向作用力极小值大小相近; 活塞上死点后一定曲轴转角范围内, 计及供油状况最小油膜厚度和富油状况相差不多, 二者微凸体径向作用力大小也较接近。无论是计及供油状况, 还是富油状况, 活塞上死点最小油膜厚度均大于下死点, 故其微凸体径向作用力小于下死点。在活塞上、下行程中部, 计及供油状况最小油膜厚度和富油状况差距较大, 微凸体径向作用力差异明显, 尤其是活塞上行程。

无论是富油状况, 还是计及润滑油供给状况, 由于上、下死点附近活塞速度低, 难以形成动压润滑, 油膜厚度小, 微凸体作用相对明显; 而在行程中部, 活塞速度高, 润滑油动压作用加强, 油膜厚度增加, 微凸体作用显著减弱。

3.4 摩擦力和摩擦功耗

图 8 和图 9 分别为摩擦力和摩擦功耗随曲轴转角变化分布图。活塞向下运动, 油环所受摩擦力方向向上, 为正。相反, 活塞向上运动, 油环所受摩擦力为负。

图 8 计及供油状况和富油状况摩擦力分布图

图 9 计及供油状况和富油状况摩擦功耗分布图

从图 8 和图 9 中可以看出,与富油状况相比,计及供油状况各行程摩擦力数值和摩擦功耗均有一定增加,两种状况的变化规律相似,摩擦力在单个行程中呈不对称分布,最小摩擦力点不同程度地偏离行程中间位置。两种状况的摩擦力最大值变化不大,大小在 0.4 N 左右,均出现在上、下死点附近。摩擦功耗受润滑油供给的影响在不同曲轴转角位置有一定差别,富油状况摩擦功耗峰值分别出现在上死点后 68°CA 和下死点后 96°CA 处,大小分别为 5.9 W 和 5.8 W;计及供油状况摩擦功耗峰值分别出现在上死点后 73°CA 和下死点后 102°CA 处,大小分别为 6.3 W 和 6.6 W。

摩擦力大小主要决定于最小油膜厚度及微凸体接触情况,对于相同曲轴转角位置,计及供油状况的摩擦力值较富油状况大。无论是富油状况,还是计及供油状况,在上、下死点附近,动压作用都很弱,油膜厚度小,微凸体作用强,摩擦力值较大,但是由于活塞速度接近或等于 0,两种状况摩擦功耗都很小,差别不大。摩擦功耗受最小油膜厚度和活塞速度双重影响。相对于富油状况,计及供油状况最小油膜厚度较小,摩擦力增大,摩擦力对摩擦功耗变化的影响加强,摩擦功耗增加且最大值一定程度向后偏离。当活塞从下死点向上运动,计及供油状况进口油膜厚度远小于富油状况,其最小油膜厚度及最小油膜厚度变化率也较富油状况小,所以摩擦力变化速度也较慢。两种状况的摩擦力差距在不同曲轴转角位置不同,使摩擦功耗最大值,在上、下行程出现的位置有一定差异。

4 结论

(1) 在活塞上、下行程中,润滑油供给情况明显不同,润滑油供给条件对油环-缸套摩擦副润滑性能存在一定影响。

(2) 考虑润滑油供给条件时,油环润滑状况在

上、下行程不对称。与富油状况比较,最小油膜厚度、最大油膜压力、微凸体接触力、摩擦力和摩擦功耗等参数在各行程及不同曲轴转角位置均有一定差别;在行程中部,考虑润滑油供给时油膜厚度明显小于富油状况,微凸体作用加剧,摩擦力和摩擦功耗显著增加。

(3) 在活塞上死点附近,相比较富油润滑状况,计及供油状况时油环的最小油膜厚度极小值点和微凸体接触力最大值位置更靠近上死点,且最小油膜厚度值减小,微凸体接触力值增大。

参 考 文 献

- [1] GAMBLE R J, PRIEST M, TAYLOR C M. Detailed analysis of oil transport in the piston assembly of a gasoline engine[J]. Tribology Letters, 2003, 14(2): 147-156.
- [2] CHO Y, TIAN T. Modeling engine oil vaporization and transport of the oil vapor in the piston ring pack of internal combustion engines[R]. SAE Technical Paper, 2004-01-2912.
- [3] HRONZA J, BELL D. A lubrication and oil transport model for piston rings using a Navier-Stokes equation with surface tension[R]. SAE Technical Paper, 2007-01-1053.
- [4] OLIVA A, HELD S, HERDT A, et al. Numerical simulation of the gas flow through the piston ring pack of an internal combustion engine[R]. SAE Technical Paper, 2015-01-1302.
- [5] MCGROGAN S, TIAN T. Numerical simulation of combustion-driven oil transport on the top land of an internal combustion engine piston[J]. International Journal of Engine Research, 2010, 11(4): 243-256.
- [6] VEETIL M, FANGHUI S. CFD analysis of oil/gas flow in piston ring-pack[R]. SAE Technical Paper, 2011-01-1406.
- [7] OLIVA A, HELD S. Numerical multiphase simulation and validation of the flow in the piston ring pack of an internal combustion engine[J]. Tribology International, 2016, 101: 98-109.
- [8] MA M T, SHERRINGTON I, SMITH E H. Analysis of lubrication and friction for a complete piston-ring pack with an improved oil availability model, part 1: Circumferentially uniform film[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part J, 1997, 211(J1): 1-15.
- [9] 孙军, 刘广胜, 许枫, 等. 进口润滑条件对活塞环-缸套摩擦副润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 423-430.

- SUN Jun, LIU Guangsheng, XU Feng, et al. Effect of import lubrication on lubrication performance of piston ring-cylinder liner friction pair[J]. *Journal of Tribology*, 2015, 35(4): 423-430.
- [10] SHAHMOHAMADI H, MOHAMMADPOUR M, RAHMANI R, et al. On the boundary conditions in multi-phase flow through the piston ring-cylinder liner conjunction[J]. *Tribology International*, 2015, 90: 164-174.
- [11] SHAHMOHAMADI H, RAHMANI R, RAHNEJAT H, et al. Cavitating flow in engine piston ring-cylinder liner conjunction[C]. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2013.
- [12] YILMAZ E. Sources and characteristics of oil consumption in a spark-ignition engine[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2003.
- [13] SHAHMOHAMADI H, RAHMANI R, RAHNEJAT H, et al. Thermo-mixed hydrodynamics of piston compression ring conjunction[J]. *Tribology Letter*, 2013, 51(3): 323-340.
- [14] 张俊红, 李周裕, 何振鹏, 等. 考虑空穴效应的活塞环-缸套动力润滑分析[J]. *内燃机学报*, 2013, 31(3): 268-275.
- ZHANG Junhong, LI Zhouyu, HE Zhenpeng, et al. Dynamic lubrication analysis of piston ring-cylinder liner considering cavity effect[J]. *Journal of Internal Combustion Engine*, 2013, 31(3): 268-275.
- [15] PRIEST M, DOWSON D, TAYLOR C M. Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2000, 214(3): 435-447.
- [16] SPENCER A, AVAN E Y, ALMQVIST A, et al. An experimental and numerical investigation of frictional losses and film thickness for four cylinder liner variants for a heavy duty diesel engine[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, 227(12): 1319-1333.
- [17] LI Y, CHEN H, TIAN T. A deterministic model for lubricant transport within complex geometry under sliding contact and its application in the interaction between the oil control ring and rough liner in internal combustion engines[R]. *SAE Technical Paper*, 2008-01-1615.
- [18] LIAO K, CHEN H, TIAN T. The study of friction between piston ring and different cylinder liners using floating liner engine-Part 1[R]. *SAE 2012 World Congress & Exhibition*, 2012.
- [19] NOCERA E, BRUNO R A, SILVA D, et al. High durability and low fuel consumption ring pack for hdd engines[R]. *SAE Technical Paper*, 2013-01-1725.
- [20] MARKUS S. Simulation of twin land oil control ring in heavy duty diesel engines[D]. Luleå: Luleå Tekniska University, 2014.
- [21] MARKUS S, ALMQVIST A, LARSSON R. A model for twin land oil control rings[J]. *Tribology International*, 2016, 95: 475-482.
- [22] CHEN H, LI Y, TIAN T. A novel approach to model the lubrication and friction between the twin-land oil control ring and liner with consideration of micro structure of the liner surface finish in internal combustion engines[R]. *SAE Technical Paper*, 2008-01-1613.
- [23] CHEN H, LIAO K, TIAN T. A numerical and experimental study of twin-land oil control ring friction in internal combustion engines part 2[R]. *SAE 2012 World Congress & Exhibition*, 2012.
- [24] RUDDY B L, DOWSON D, ECONOMOU P N. A theoretical analysis of the twin-land type of oil - control piston ring[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1981, 23(2): 51-62.
- [25] THIROUARD B, TIAN T, HART D P. Investigation of oil transport mechanisms in the piston ring pack of a single cylinder diesel engine, using two dimensional laser induced fluorescence[R]. *SAE, Detroit*, 1998.
- [26] 孙军, 刘广胜, 苗恩铭, 等. 内燃机活塞裙部-缸套间润滑油输送状况[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(22): 138-145.
- SUN Jun, LIU Guangsheng, MIAO Enming, et al. Lubricating oil delivery between piston skirt and cylinder liner of internal combustion engine[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(22): 138-145.
- [27] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- WEN Shizhu, HUANG Ping. *Principles of tribology*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2012.
- [28] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. *ASME. J. of Lubrication Tech.*, 1978, 100(1): 12-17.
- [29] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. *ASME. J. of Lubrication Tech.*, 1979, 101(2): 220-229.
- [30] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1970, 185: 625-634.

作者简介: 刘广胜, 男, 1970 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械设计及理论。

E-mail: lguangsheng_uniden@163.com

孙军(通信作者), 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理论与方法。

E-mail: sunjun_hfut@163.com