基于摩擦状态的缸套表面区域划分

樊玉杰 郝梦杰 杜宇辰 刘芳华* 夏 晶 许成成 李 彬
江苏科技大学机械工程学院，镇江，212003

摘要：为有效划分缸套-活塞环润滑状态，以YTRC2110D柴油机为对象开展等效摩擦试验，分析了缸套不同位置摩擦因数的变化规律，确定了不同润滑状态的临界位置并进行区域划分，探究了分区复合润滑结构的影响。研究发现：上下止点附近区域的润滑状态为边界润滑，正弦填充复合润滑结构在边界区域的减摩效果最佳；中间区域的润滑状态为流体润滑，多级润滑结构的摩擦因数最小；过渡区的润滑状态为混合润滑，正弦织构填充与圆织构复合润滑结构摩擦因数的最大减小值为53.66%。

关键词：缸套；润滑状态；临界位置；区域划分；复合润滑结构
中图分类号：TH117
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.07.009 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**：

Surface Region Division of Cylinder Liner Based on Friction State

FAN Yujie HAO Mengjie DU Yuchen LIU Fanghua* XIA Jing XU Chengcheng LI Bin
School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, Jiangsu, 212003

Abstract: To effectively distinguish the lubrication states of the cylinder liner - piston ring system, equivalent friction tests were conducted on a YTRC2110D diesel engine. The variation of the friction coefficient along different positions of the cylinder liner was analyzed. The critical positions corresponding to different lubrication regimes were identified, and zonal division was performed accordingly. The effect of zonal composite lubrication structures was then investigated. The results indicate that the regions near the top dead center and bottom dead center are in boundary lubrication, where the sin-etextured composite structure exhibits the best friction-reducing performance. The middle region is characterized by hydrodynamic lubrication, where a multi-stage structure yields the lowest friction coefficient. The transition region operates under mixed lubrication, and the maximum friction coefficient reduction rate of 53.66% is achieved by the composite structure combining sine-texture filling and circular texture.

Key words: lubrication condition; critical position; surface zoning; composite lubrication structure

0 引言

柴油机作为船舶、汽车的核心动力装置，其性能直接影响产品整体的可靠性。缸套-活塞环作为最重要的摩擦副，产生的摩擦损失占柴油机总摩擦损失的26%，是影响柴油机效率与寿命的主要因素[1-2]。

FERRARESE等[3]发现润滑不足、高温及活塞往复运动的交替加速减速使上止点附近区域成为磨损最严重的部位。LIU等[4]通过数值分析发现了上止点附近的活塞环润滑特性。JIAO等[5]验证了刚性环模型的有效性，并发现上止点附近的粗糙体接触摩擦力显著增大。何星等[6]指出缸套上下止点附近的磨损严重、中部磨损最轻，且不同区域的磨损机理存在差异。这些研究指明缸套轴向不同位置的磨损状态与润滑特性存在显著差异。

表面织构技术广泛用于减摩。MISHRA等[7]发现表面织构在不同润滑状态下均能有效减摩，且边界润滑状态下的效果最佳。KIM等[8]发现边界和混合润滑条件下，规则磨削表面的平均摩擦因数小于不规则珩磨槽。MISHRA等[9]发现织构表面可使边界润滑状态下的平均摩擦因数减小12%。YIN等[10]发现激光织构在流体动压润滑下的减摩效果显著优于边界润滑。SHEN等[11]开发的MoS_2填充微织构提高了减摩抗磨性能。KIKUHARA等[12]发现流体动压润滑下的微结构能有效改善润滑条件。

现有研究集中于特定润滑状态下单一表面技术的效果评价，缺乏对缸套轴向不同位置润滑状态的系统划分，未能建立润滑状态分区与表面微造型设计的对应关系。活塞环在行程中不同位置

收稿日期：2024-10-25 **修回日期**：2025-12-01
基金项目：国家自然科学基金(51405207)；江苏省研究生科研与实践创新计划(SJCX24_2467)；江苏省产学研合作项目(BY20231184)

的速度、载荷和温度的变化导致单一的表面改性策略难在整个行程内实现最优摩擦性能。

本文基于摩擦磨损试验，系统划分缸套表面不同润滑状态的临界位置，研究分区复合润滑微造型对润滑区域摩擦性能的影响规律，提出了基于润滑状态分区的缸套表面微造型设计方法。

1 缸套工作表面工况分析

1.1 缸套位置和活塞速度

研究对象为YTRC2110D为四冲程柴油机[13]。做功行程中，活塞裙顶部与底部的位移和速度显著变化[14]，导致缸套与活塞环之间的摩擦磨损最大，因此以做功行程为例，分析缸套-活塞环的摩擦。

根据YTRC2110D的工况参数可得活塞环位移[15]

$$S=r\left[(1-\cos\alpha)+\frac{r}{4L}(1-\cos 2\alpha)\right] \tag{1}$$

式中：r为曲柄半径；α为曲柄与气缸中心线的夹角；L为连杆长度。

活塞环的速度[16]

$$v_m=r\omega\left(\sin\alpha+\frac{r}{2L}\sin 2\alpha\right) \tag{2}$$

式中：ω为柴油机输出轴的角速度，rad/s。

根据式(1)、式(2)可得缸套位置与活塞速度在做功行程中的关系，如图1所示，其中，TDC(top dead center)、LDC(lower dead center)分别表示上止点和下止点。

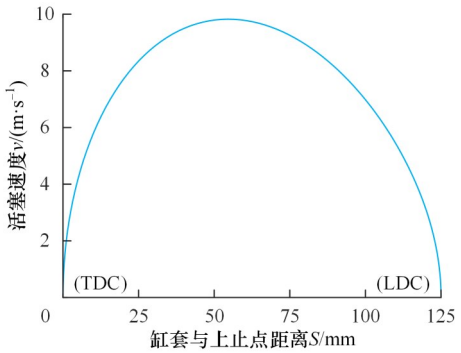


图1 活塞做功行程速度与缸套位置对应关系

Fig.1 The correlation between the velocity of the piston work stroke and the alignment accuracy of the cylinder liner

1.2 缸套位置和载荷

图2所示为缸套-活塞环径向受力情况，假设活塞环底部在做功行程中与槽顶接触，考虑主要受力因素建立的径向平衡方程为[17]

$$F_z+F_a=F_e+F_g \tag{3}$$

式中：F_z为油压对活塞环径向作用力；F_a为缸套与活塞环接触产生的径向压力；F_e为活塞环的径向弹性力；F_g为活塞环背部压力气体作用力，由活塞环背环压力p_g(一般为燃烧室压力的0.7倍)求得。

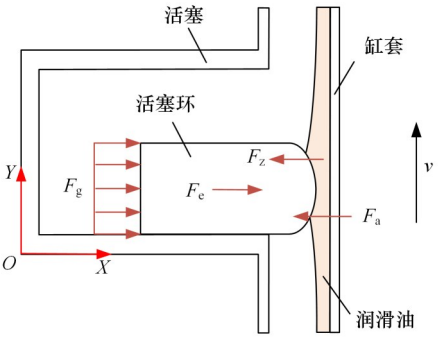


图2 缸套-活塞环径向受力情况

Fig.2 Radial forces acting on the cylinder liner and piston ring

活塞环的弹力为

$$F_e=\frac{0.141\pi DbES_0T^3}{(D-2T)(D-3T)^3} \tag{4}$$

式中：S_0为活塞环的开口端距；D为活塞环直径；T为活塞环厚度；E为活塞环弹性模量；b为活塞环轴面宽度。

活塞环平均面压[18]为

$$p_0=\frac{0.76F}{HD}=\frac{0.76(F_e+F_g)}{HD} \tag{5}$$

式中：H为活塞环高度。

联立式(1)、式(3)～式(5)可得做功行程的径向载荷与缸套位置的关系，如图3所示。

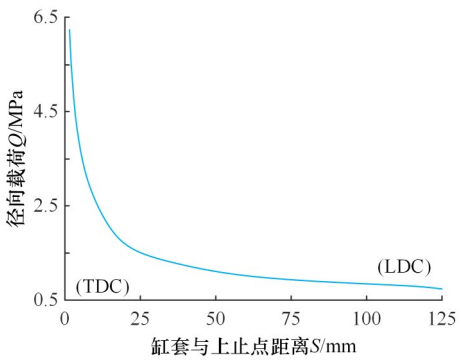


图3 径向载荷与缸套位置对应关系

Fig.3 The correlation between the radial load and position of the cylinder liner

1.3 缸套位置和温度分布

由于发动机内表面传热过程的复杂性，本文忽略缸套-活塞环系统之间的传热效应和摩擦热，认为气体与缸套内表面之间的换热主要是对流换热(以对流换热系数代替换热系数)[18]。活塞顶部的传热对活塞的温度分布和热负荷有显著影响。活塞的平均温度变化缓慢，在一个工作循环中基本保持恒定[19]。由此计算活塞顶面一个循环内的缸内气体温度[20]

$$T_{res}=\int_0^{720}h_gT_g\mathrm{d}\varphi/\int_0^{720}h_g\mathrm{d}\varphi \tag{6}$$

式中：h_g为气体的瞬态传热系数；T_g为气体的瞬态温度，可通过一维燃烧模拟得到[18]；φ为曲柄角，(°)。

根据Eickelberg公式计算可得瞬态传热系数[20]

$$h_g=7.8v_m^{1/3}p_g^{1/2} \tag{7}$$

式中：p_g为气体的瞬时压力，可通过一维燃烧模拟得到[18]。

柴油机缸套的内表面温度为[20]

$$T_m(h)=T_{res}(1+k_2\beta)\exp(-\beta^{0.5}) \tag{8}$$

$$k_1=0.573(S/D)^{0.24}\qquad \beta=h/S$$

式中：h为缸套位置。

联立式(6)～式(8)，得到缸套内不同位置的温度，如图4所示。

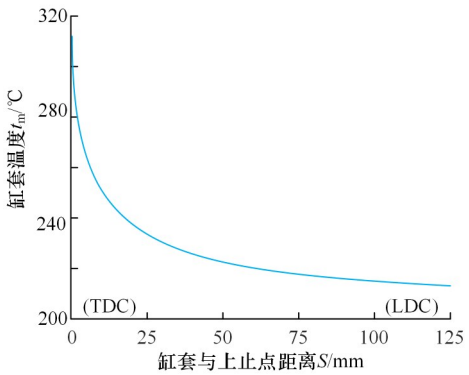


图4　缸套温度与位置关系

Fig.4　Relationship between cylinder liner temperature and position

2　摩擦试验

2.1　试验设备与试样

试验设备为FTM M30摩擦试验机，采用图5所示的组合运动方式，其中，缸套上下死点附近与活塞环的摩擦采用滑块往复运动的摩擦等效，流体润滑区域摩擦采用销盘旋转运动的摩擦等效。往复运动与旋转运动的载荷均由法向加载力决定。通过电机转速和盘的回转半径确定的销盘摩擦副的速度等效缸套活塞环之间的往复运动速度。销试样的直径为6 mm、长度为20 mm，块试样尺寸为20 mm×20 mm×10 mm，盘的直径为82 mm、厚度为6 mm。销试样由不锈钢制成，块试样和盘试样材料为球墨铸铁。试验前，对销、块、盘的端面进行磨削和抛光，使销与块、销与盘的摩擦副表面初始粗糙度和活塞环与缸套表面的粗糙度相同，其中，活塞环表面粗糙度Ra为0.82 μm，球墨铸铁缸套表面粗糙度Ra为3.2 μm。

2.2　试验方案

基于YTRC2100D柴油机的实际工况，设计

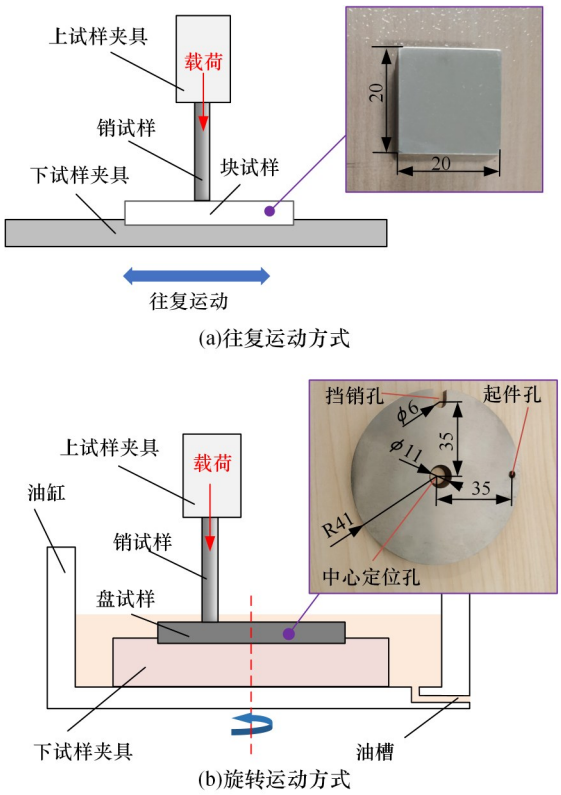


图5　FTM M30摩擦试验机原理及试样

Fig.5　Principles and samples of the FTM M30 friction testing machine

活塞做功行程中缸套不同位置的载荷、速度与温度。为分析温度对缸套摩擦性能的影响，设计了对应位置工况下的对比试验，试验工况参数如表1所示。试验过程中，润滑油循环润滑，其中，润滑油型号为CD15W-40，润滑油流量为1 L/min，每秒采样100个数据，试验时长为60 min，湿度H_R为60%。试验过程中，采用带有温度控制的摩擦试验机高温模块加热。

2.3　复合润滑结构

为减小摩擦因数，在缸套表面不同润滑区域采用激光烧蚀加工不同微造型，如图6所示。润滑区域多级润滑的结构参数如图7所示。边界和混合区域中，圆形微凹坑直径d为0.2 mm，深度h_a为0.04 mm；横向间距t_x为2 mm，位错r_x为1 mm；边界润滑区域的纵向间距t_y、r_y分别为1.5 mm和0.5 mm，混合润滑区域的纵向间距t_y、r_y分别为2 mm和1 mm。流体润滑区域中，凹坑直径为0.3 mm，深度为0.06 mm，凹坑面积率为20%。正弦填充润滑结构的周期长度e为2 mm，深度为0.04 mm，边界润滑区域、混合润滑区域的纵向间距c分别为1.5 mm和2 mm，边界润滑区域的织构宽度b_z为0.2 mm，混合区域、流体润滑区域的的织构宽度b_z为0.15 mm，流体润滑区域的正弦织构面积率为5%。在正弦润滑结构周围加工圆形

表1 摩擦试验工况

Tab.1 Testing conditions for friction analysis

分组	曲柄角度/(°)	缸套位置/mm	滑动速度/(m·s^{-1})	载荷/MPa	温度1/℃	温度2/℃
1	362.8	0.1	0.5	6.1	303.5	20
2	369.3	1.1	1.0	6.0	286.2	20
3	372.9	2.1	1.4	5.6	278.0	20
4	374.4	2.6	2.0	5.2	274.9	20
5	378.2	4.1	3.0	4.1	267.6	20
6	382.9	6.5	4.0	3.2	259.4	20
7	383.7	6.9	4.2	3.1	258.3	20
8	384.4	7.3	4.9	2.5	257.3	20
9	385.4	7.9	5.2	2.4	255.8	20
10	386.5	8.6	5.4	2.2	254.2	20
11	512.7	120.2	2.7	0.8	213.4	20
12	516.8	120.5	2.5	0.8	213.4	20
13	520.5	121.1	2.2	0.8	213.4	20
14	521.4	121.5	2.0	0.8	213.4	20
15	522.8	122.5	1.5	0.8	213.4	20
16	523.3	123.2	1.2	0.8	213.4	20
17	524.7	123.5	1.0	0.8	213.4	20
18	525.2	123.6	0.9	0.8	213.4	20
19	525.8	123.7	0.7	0.8	213.4	20
20	526.9	123.9	0.5	0.8	213.4	20

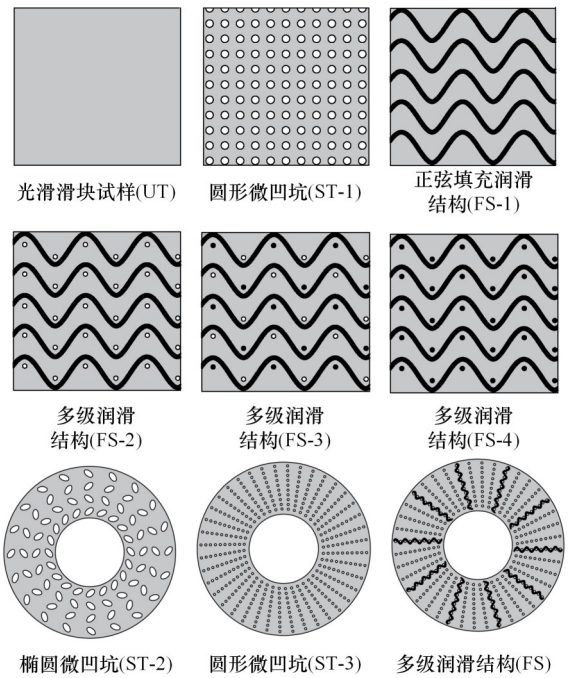


图6 润滑结构试样

Fig.6 Lubricating structure specimen

微凹坑，组成多级润滑结构，凹坑到沟槽的距离s为0.2 mm，并对圆形微凹坑进行MoS_2的完全填充、部分填充和不填充处理。常温试样表面填充0.3 g UV胶和2.7 g MoS_2粉末并进行照射固化，然后用砂纸去除织构外的MoS_2。MoS_2与润滑油的混合物(质量比为3∶7)填充高温试样的润滑结构，并均匀涂抹在微织构表面。参照文献[21]，将常温试样和高温试样均放入XQ-2B镶嵌机，加压2MPa后，在320 ℃保温10 min。静置冷却后，去除表面硬块，从而完成填充。

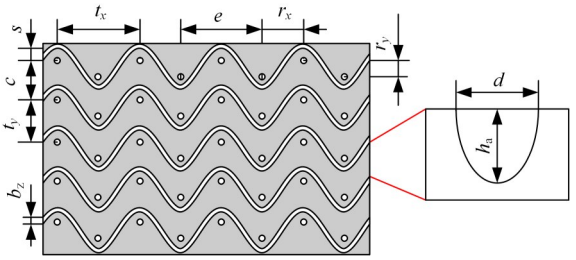


图7 润滑区域多级润滑结构参数

Fig.7 Parameters for multi-stage lubrication structure in lubrication areas

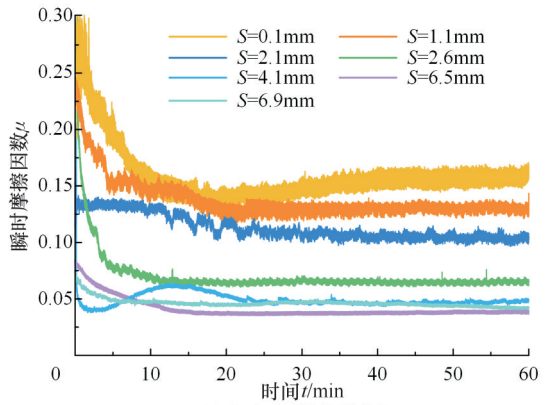
3 结果与讨论

3.1 缸套光滑表面各位置摩擦因数的分析

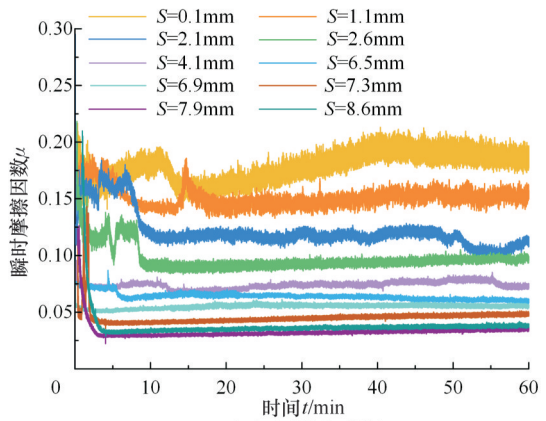
图8为光滑缸套表面不同位置的摩擦因数-时间曲线。活塞远离缸套上止点和下止点时，摩擦因数逐渐减小。缸套上止点附近的摩擦因数比下止点的波动范围和幅值大。

由图8a可看出，缸套上止点附近0.1 mm位置，摩擦因数波动很大，磨损43min后，摩擦因数趋于稳定。活塞与上止点的距离S从1.1 mm变为2.1 mm时，摩擦因数减小，30 min后距离上止点2.1 mm位置的摩擦因数波动幅度逐渐减小，但摩擦因数总体上的波动幅度较大。S=2.6 mm时，摩擦因数在0～20 min内快速减小，20 min后的摩擦因数逐渐稳定，对应的摩擦因数为0.071～0.055。

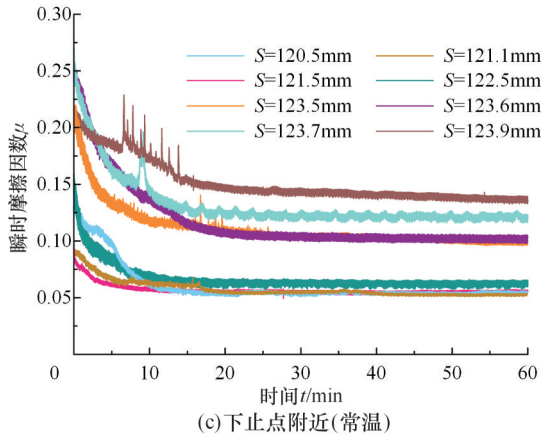
由图8b发现，高温上止点附近0.1 mm位置的摩擦因数波动幅度比常温大，但40 min后进入稳定阶段。活塞与上止点的距离S从1.1 mm变为2.6 mm时，随时间的推移，S=2.6 mm处的摩擦因数逐渐减小，但高温下的摩擦因数波动幅度比常温大。S=4.1 mm时，摩擦因数在0～13 min内随时间的推移逐渐减小，在13 min后摩擦因数波动幅度逐渐变小，稳定阶段的摩擦因数为0.068～0.080。缸套在初始位置附近时，与常温的上止点附近区域相比，高温的上止点附近区域温度更高，且压力更大、速度更低，因此摩擦因数及其波动范围比较大。随着活塞远离上止点，活塞速度增大、载荷与温度降低，活塞环与缸套接触状态从边界润滑逐渐转变为混合润滑，磨合时间变短，摩擦因数及其波动范围减小。润滑油添加剂



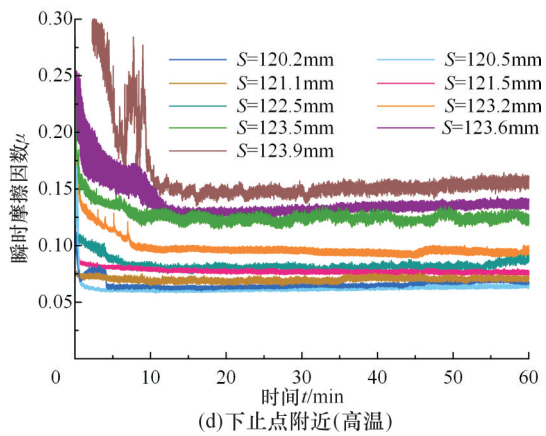
(a)上止点附近(常温)



(b)上止点附近(高温)



(c)下止点附近(常温)



(d)下止点附近(高温)

图8　光滑缸套表面摩擦因数随时间变化曲线

Fig.8　The curve representing the friction coefficient of a smooth liner surface over time

产生的氧化层和摩擦膜作为一种固体润滑剂，在高温下保护摩擦表面[22]，导致高温的上止点附近摩擦因数可更快进入稳定阶段。

常温下，活塞与常温上止点的距离S为4.1～6.5 mm时，稳定阶段的摩擦因数为0.041～0.032。高温下，S为6.5～7.9 mm时，稳定阶段的摩擦因数为0.063～0.033。分析认为S为4.1～6.5 mm、6.5～7.9 mm时，活塞受到的载荷减小，运动速度增加，活塞温度下降至稳定状态，摩擦因数随接触压力的减小而减小[23]，并且高速活塞使缸套与活塞环之间形成连续稳定的动压油膜，因此使缸套和活塞环由混合润滑状态转变为流体动压润滑状态，缸套和活塞环之间的磨合时间比较短。

如图8c所示，常温下，S为123.6～123.9 mm时，摩擦因数在22 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.102～0.136。高温下，S为123.5～123.9 mm时，摩擦因数在16 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.114～0.151，如图8d所示。分析认为缸套在16 min后进入边界润滑状态，摩擦副无法形成连续稳定的润滑油膜，摩擦副表面直接接触，出现明显的磨损破坏，摩擦因数波动范围持续加大，但温度的升高促使润滑油添加剂MoS_2粉末产生氧化层和摩擦膜[22]。活塞在下止点附近的压力远远小于上止点附近的压力，所以相比于高温，常温下的活塞环和缸套磨合进入稳定阶段的时间更短，摩擦因数更小。

常温下，S=123.5 mm时，摩擦因数在18 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.086～0.092。S为120.5～122.5 mm时，摩擦因数在15 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.053～0.062。高温下，S=123.2 mm时，摩擦因数在12 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.091～0.099。高温下，S为120.2～122.5 mm时，摩擦因数在8 min后逐渐平稳，稳定阶段的摩擦因数为0.065～0.080。分析认为S为120.2～122.5 mm(下止点附近的混合-流体过渡区)时，进入稳定阶段所需时间短于上止点附近区域。这是因为下止点附近的径向载荷较小，有利于润滑油膜快速建立，摩擦波动小，因而更快进入稳定摩擦状态。

3.2　缸套表面润滑状态分析

图9为平均摩擦因数-缸套位置曲线。由图9a可看出，常温下，S从0变为6.9 mm时，摩擦因数先从0.153迅速减小至0.041，然后缓慢减少到0.032，再略微增大。该现象表明，在缸套轴向存在一个摩擦因数最小的位置，这对应Stribeck曲

线中混合润滑向流体动压润滑的转变点。一般认为，Stribeck曲线上的最小摩擦因数点是流体润滑与混合润滑的转化点，流体动压润滑的摩擦因数为10^{-2}～10^{-3}量级，边界润滑的摩擦因数为0.1，混合润滑摩擦因数在0.1与0.01之间。稳态阶段中，距上止点0.1 mm、1.1 mm、2.1 mm处的平均摩擦因数分别为0.153、0.135、0.097，这表明边界润滑与混合润滑的转化点在S为1.1～2.1 mm之间位置。由摩擦因数的最小值可确定缸套边界润滑的临界位置为S=2.1 mm处，混合润滑与流体润滑的缸套临界位置为S=6.5 mm处。

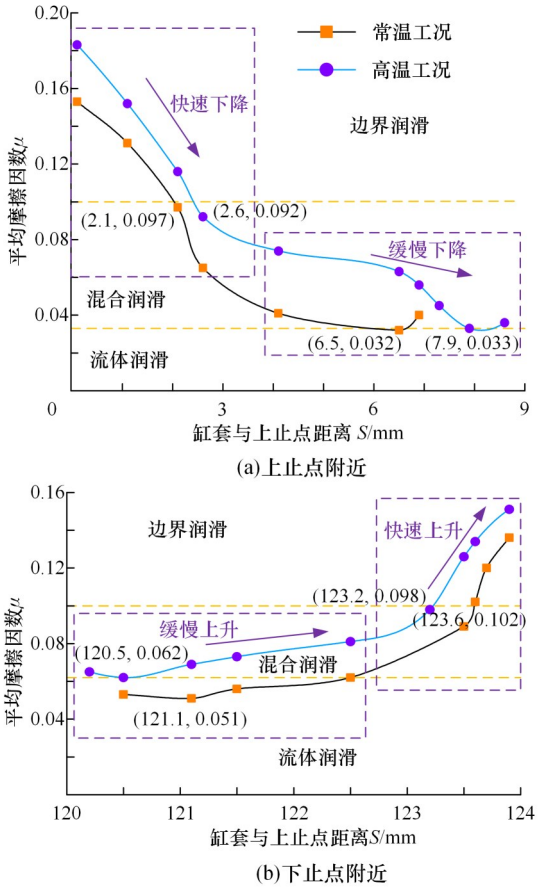


图9 光滑缸套表面平均摩擦因数随缸套位置变化曲线

Fig.9 The average friction coefficient of smooth cylinder liner surface varies with the position of cylinder liner

由图9a可看出，高温下，S为0～8.6 mm区域的摩擦因数先从0.183迅速减小至0.074，然后逐渐减少到0.033，且S=7.9 mm是平均摩擦因数最小(0.033)处即流体动压润滑和混合润滑的转化点。高温稳态阶段中，S为0.1 mm、1.1 mm、2.1 mm、2.6 mm区域的平均摩擦因数分别为0.183、0.152、0.116、0.092，这表明S为2.1～2.6 mm区域存在边界润滑与混合润滑的转化点。由摩擦因数的最小值确定高温下，S=2.6 mm处为边界润滑与混合润滑的缸套临界位置，混合润滑与流体润滑的临界位置为S=7.9 mm处。

由图9b可看出，常温下，S从123.9 mm变为120.5 mm时，摩擦因数从0.136快速降至0.062，然后缓慢降至0.051，且距离上止点121.1 mm的位置是在缸套下止点附近的平均摩擦因数最小点，对应的摩擦因数为0.051。此最小摩擦因数点是流体动压润滑和混合润滑的转折点。稳态阶段中，S为123.9 mm、123.7 mm、123.6 mm、123.5 mm的平均摩擦因数分别为0.136、0.120、0.102、0.089，这表明S在123.6～123.5 mm之间存在边界润滑与混合润滑的转化点。由摩擦因数的值确定下止点附近的边界润滑与混合润滑的临界位置S=123.6 mm、混合润滑与流体动压润滑的临界位置S=121.1 mm。

由图9b可看出，高温下，S从123.9 mm减小到120.2 mm时，摩擦因数从0.151快速降至0.081，然后缓慢降至0.062，且S=120.5 mm处是缸套下止点附近的平均摩擦因数最小(0.062)点即流体动压润滑和混合润滑的转化点。高温稳态阶段，S为123.9 mm、123.6 mm、123.5 mm、123.2 mm处的平均摩擦因数分别为0.151、0.134、0.126、0.098，这表明S在123.5～123.2 mm之间存在边界润滑与混合润滑的转化点。由摩擦因数的最小值确定下止点附近边界润滑与混合润滑的临界位置为S=123.2 mm处，混合润滑与流体动压润滑的临界位置为S=120.5 mm处。

对比图9a、图9b发现，活塞从下止点到边界润滑区域的摩擦因数减小快于从混合润滑区域到流体润滑区域的摩擦因数减小。做功行程中，活塞到达混合润滑状态与流体动压润滑状态的转化点时，摩擦磨损稳定阶段的平均摩擦因数比上止点的摩擦因数大，产生上述现象的原因为：缸套-活塞环摩擦副在上止点与在下止点的径向载荷不同，载荷越小，进入stribeck曲线谷底所需的线速度越小，进入流体润滑状态越早。

3.3 缸套表面润滑状态区域划分

根据摩擦试验稳定阶段的摩擦因数划分发动机缸套的润滑状态区域。图10为缸套轴向区域的润滑状态划分示意图，其中，缸套直径D=110 mm，上止点位置S_0=0 mm，下止点位置S_m=125 mm。常温下，边界润滑区域(BLR)与混合润滑区域(MLZ)临界位置分别为S_1=2.1 mm、S_4=123.6 mm；混合润滑区域(MLZ)与流体动压润滑区域(HLA)临界位置分别为S_2=6.5 mm、S_3=

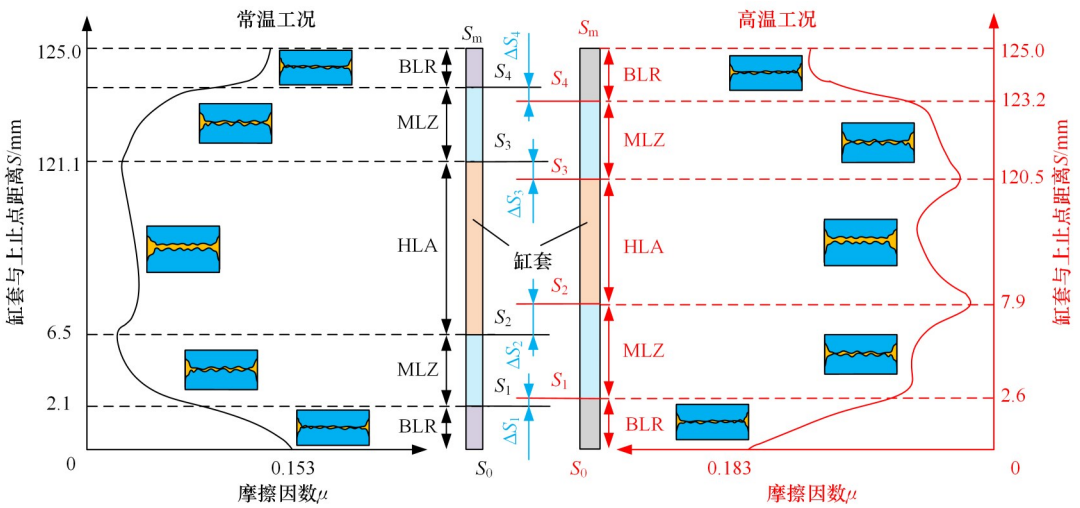


图 10　光滑缸套轴向区域润滑状态划分示意图

Fig.10　Schematic diagram of lubrication state division in the axial region of a smooth cylinder line

121.1 mm。

由图 10 可以看出，常温下，边界润滑区域是 S 为 0～2.1 mm 和 123.6～125 mm 的区域，区域总长为 3.5 mm，面积占比为 2.8%；混合润滑区域的 S 为 2.1～6.5 mm 和 121.1～123.6 mm，面积占比为 5.52%，区域总长为 6.9 mm；流体润滑状态区域的 S 为 6.5～121.1 mm，总长度为 114.6 mm，面积率占比 91.68% 最大。各区域的温度、载荷和摩擦状态不同，选用微造型的类型与尺度也应不同。

由表 2 可看出，边界润滑状态对应工况不同的两个区域：S 为 0～2.1 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 0.5 ～1.4 m/s，载荷为 6.1～5.6 MPa；S 为 123.6～125 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 1.0～0.5 m/s，载荷为 0.8 MPa。混合润滑状态对应工况不同的两个区域：S 为 2.1～6.5 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 1.4～4.0 m/s，载荷为 5.6 ～3.2 MPa；S 为 121.1～123.6 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 2.2～0.9 m/s，载荷为 0.8 MPa。流体润滑区域即 S 为 6.5 ～121.1 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 4.2 ～2.2 m/s，载荷为 3.2 ～0.8 MPa。

高温下，缸套上止点位置 S_0 = 0 mm，缸套下止点位置 S_m = 125 mm，边界润滑区域与混合润滑区域的临界位置 S_1 = 2.6 mm，S_4 = 123.2 mm。混合润滑区域与流体动压润滑区域的临界位置 S_2 = 7.9 mm，S_3 = 120.5 mm。边界润滑区域即 S 为 0～2.6 mm 和 123.2～125 mm 时，总长为 4.4 mm，面积占比为 3.52%。混合润滑区域即 S 为 2.6 ～7.9 mm 和 120.5～123.2 mm 时，总长度为 8 mm，面积占比为 6.4%。流体润滑区域即 S 为 7.9 ～120.5 mm 时，总长度为 112.6 mm，面积占比 90.08% 最大。区域的温度、载荷和摩擦状态不同，选用微造型的类型与尺度也应不同。由表 2 可看出，边界润滑状态对应工况不同的 2 个区域：距离上止点 0～2.6 mm 时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为 0.5～2.0 m/s，载荷为 6.1～5.2 MPa，温度为 303.1～274.9 ℃；距离上止点 123.2～

表 2　光滑缸套各区域工况及润滑状态

Tab.2　The smooth cylinder liner exhibits uniform regional conditions and optimal lubrication status

工况	摩擦状态区域	位置区域/mm	平均摩擦因数	面积占比/%	速度/(m·s^{-1})	载荷/MPa	温度/℃
常温	边界润滑区域(BLR)	0～2.1	0.153～0.097	2.80	0.5～1.4	6.1～5.6	20
		123.6～125	0.102～0.136		1～0.5	0.8	20
	混合润滑区域(MLZ)	2.1～6.5	0.097～0.032	5.52	1.4～4	5.6～3.2	20
		121.1～123.6	0.056～0.102		2.2～0.9	0.8	20
	流体润滑区域(HLA)	6.5～121.1	0.032～0.051	91.68	4.2～2.2	3.2～0.8	20
高温	边界润滑区域(BLR)	0～2.6	0.183～0.092	3.52	0.5～2.0	6.1～5.2	303.1～274.9
		123.2～125	0.098～0.151		1.2～0.5	0.8	213.4
	混合润滑区域(MLZ)	2.6～7.9	0.092～0.033	6.40	2.0～5.2	5.2～2.4	274.9～255.8
		120.5～123.2	0.062～0.098		2.5～1.2	0.8	213.4
	流体润滑区域(HLA)	7.9～120.5	0.033～0.062	90.08	5.2～2.5	2.4～0.8	255.8～213.4

125 mm时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为1.2～0.5 m/s，载荷为0.8 MPa，温度稳定在213.4 ℃。混合润滑状态对应工况不同的两个区域：距离上止点2.6～7.9 mm时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为2.0～5.2 m/s，载荷为5.2～2.4 MPa，温度为274.9～255.8 ℃；距离上止点120.5～123.2 mm时，缸套-活塞环摩擦副的线速度为2.5～1.2 m/s，载荷为0.8 MPa，温度稳定在213.4 ℃。流体润滑区域距离上止点7.9～120.5 mm，缸套-活塞环摩擦副的线速度为5.2～2.5 m/s，载荷为2.4～0.8 MPa，温度为255.8～213.4 ℃。

3.4 缸套表面分区域复合润滑微造型摩擦性能

3.4.1 边界润滑区域

图11为常温下S=0.1 mm（载荷6.1 MPa，速度0.5 m/s）处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样（UT）启动阶段（波动最大、时间短）的摩擦因数0.21最大。圆形微凹坑试样（ST-1）启动阶段的摩擦因数为0.15，10 min后稳定在0.11左右，且摩擦因数波动显著减小。复合润滑造型（FS-1、FS-2、FS-3、FS-4）启动阶段的摩擦因数均较小，其中，FS-1启动阶段的摩擦因数最小，8 min后的摩擦因数趋于稳定在0.076左右。

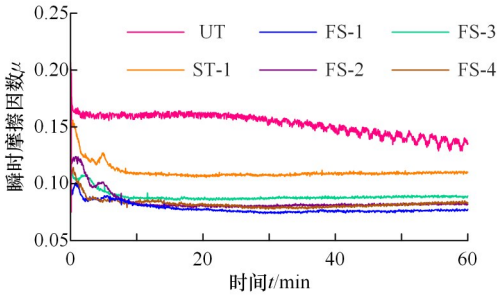


图11 边界润滑条件下常温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.11 The time variation curve of the friction coefficient at room temperature under boundary lubrication conditions

图12为高温下S=0.1 mm（载荷6.1 MPa，速度0.5 m/s，温度303.5 ℃）处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样（UT）启动阶段的摩擦因数0.25最大，摩擦因数波动较常温大。圆形微凹坑试样（ST-1）启动阶段的摩擦因数为0.20，13 min后稳定在0.12左右，且摩擦因数波动显著减小。复合润滑造型（FS-1、FS-2、FS-3、FS-4）启动阶段的摩擦因数均较小，其中，FS-1的摩擦因数最小，稳定阶段的摩擦因数在0.085左右，但FS-1在稳定阶段的摩擦因数较常温时大，且在10 min后才趋于稳定。

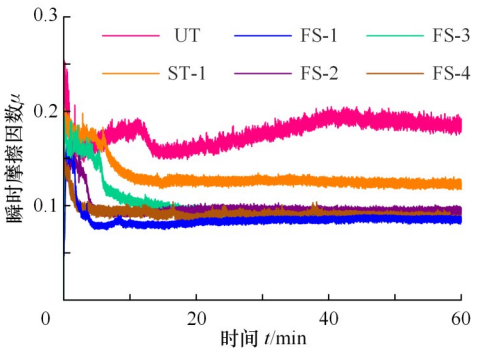


图12 边界润滑条件下高温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.12 Time variation curve of friction coefficient at high temperature under boundary lubrication condition

为减小缸套上止点区域的摩擦，在光滑表面依次进行微织构、复合微织构的摩擦试验，探讨单一结构向复合润滑结构演化过程中，缸套表面摩擦性能的变化规律。图13为平均摩擦因数随复合润滑结构变化曲线，可以看出，不同温度下填充MoS_2的复合润滑造型（FS-1～FS-4）的摩擦因数比单一的表面微织构（ST-1）更小。常温下，正弦织构试样FS-1的平均摩擦因数比光滑试样UT最多小54.90%；高温下，正弦织构试样FS-1的平均摩擦因数比光滑试样UT最多小52.50%。这是因为较大压力下，微凹坑中的固体润滑剂被挤压到摩擦接触表面并形成固体润滑转移薄膜，具有优异的减磨效果[24]。FS-1的润滑油黏度在高温下会突然减小，导致润滑层无法保护摩擦界面，摩擦因数增大[25]。过高的温度会造成结晶MoS_2薄膜表层破损、严重氧化，增大粘着磨损，降低内聚强度，导致产生大量磨损碎屑，减磨作用逐渐失效[26]。多级润滑结构（FS-2～FS-4）高温下的摩擦因数比常温下的大。这是因为低速重载下，圆形微凹坑使摩擦界面无法形成连续稳定的润滑油膜，还破坏摩擦界面产生的固体润滑转移薄膜。因此，在边界润滑条件下，固体润滑薄膜在摩擦磨

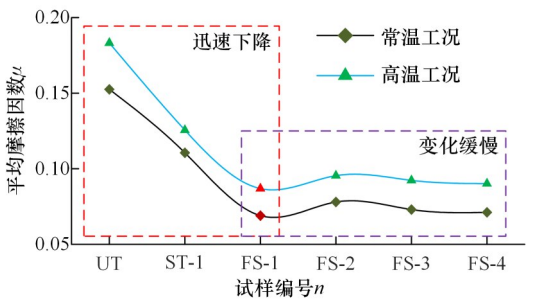


图13 边界润滑条件下平均摩擦因数变化曲线

Fig.13 Variation curve of average friction coefficient under boundary lubrication condition

损中起主要减小摩擦因数的作用。

3.4.2　混合润滑区域

图14为常温下S=123.6 mm(载荷0.8 MPa，速度0.9 m/s)处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样(UT)启动阶段的摩擦因数0.16最大，12 min后趋于平稳，最终稳定在0.10左右。圆形微凹坑试样(ST-1)启动阶段的摩擦因数0.08稍小，最终稳定在0.07左右。填充MoS_2的复合润滑织构表面在启动阶段具有较小的摩擦因数，且整个摩擦过程中的摩擦因数波动幅度都较小。分析认为，混合润滑条件下，光滑表面与圆形微凹坑表面的润滑不充分，摩擦界面油膜较薄，因此摩擦接触主要由表面微凸体承担，导致摩擦因数较高且波动较大[27]。相比之下，复合润滑结构中的MoS_2在挤压与剪切滑动作用下，形成连续的固体润滑转移膜，有效隔离微凸体直接接触，从而显著降低摩擦因数并提高稳定性[28]。

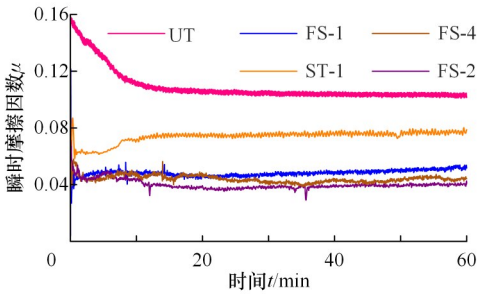


图14　混合润滑条件下常温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.14　Time variation curve of friction coefficient at room temperature under mixed lubrication condition

图15为高温下S=123.2 mm(载荷0.8 MPa，速度1.2 m/s)处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样(UT)启动阶段的摩擦因数0.17最大，11 min后趋于平稳，最终稳定在0.098左右，摩擦因数总体上的波动比常温略大。圆形微凹坑试样(ST-1)启动阶段的摩擦因数0.13稍小，最终稳定在0.073左右。与混合润滑区域常温试验类似，填充MoS_2的复合润滑织构表面在启动阶段即表现出较小的摩擦因数，且在整个摩擦过程中保持较小的波动，处于较为平稳的状态。分析认为，在高温混合润滑条件下，光滑表面与圆形微凹坑表面由于润滑不充分，界面油膜较薄，且高温导致润滑油黏度下降[25]，难以有效隔离微凸体接触，因此摩擦因数较高且波动明显。相比之下，复合润滑结构中的MoS_2在挤压与滑动过程中，能形成稳定的固体润滑转移膜，显著减少微凸体直接接触，从而不仅降低摩擦因数，也提高了摩擦过程的稳定性[29]。

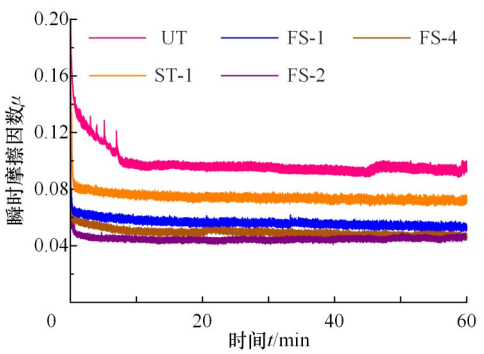


图15　混合润滑条件下高温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.15　Variation of the high-temperature friction coefficient over time under mixed lubrication conditions

图16所示为不同复合润滑结构的平均摩擦因数，可以看出填充MoS_2的复合润滑造型的摩擦因数比单一表面微织构小。常温下，试样FS-2有最小的摩擦因数，平均摩擦因数最小值为0.0412，比光滑试样小59.61%，比试样FS-1小14.52%。试样FS-4的平均摩擦因数比试样FS-2大8.65%。高温下，试样FS-2有最小的摩擦因数，平均摩擦因数0.0456最小，比试样UT小53.66%，比试样FS-1小15.08%。试样FS-4的平均摩擦因数比试样FS-2大5.98%。混合润滑条件下的摩擦性能主要取决于摩擦界面形成的润滑膜[29]，但微凸体导致油膜的摩擦性能不稳定。试样FS-2(正弦填充＋圆形微凹坑)在混合润滑条件下，其表面的正弦填充结构能形成稳定的固体润滑膜，有效隔离微凸体接触；同时，圆形微凹坑有助于在滑动过程中建立局部动压油膜。二者协同作用，实现了以固体润滑膜为主导、油膜润滑为辅助的复合润滑效果，因此表现出最小的摩擦因数。高温下，润滑油的黏度会突然减小，导致润滑层无法保护摩擦界面，因此试样FS-2在高温下的摩擦因数比常温大，试样FS-1、FS-4的平均摩擦因数也有相同规律[25]。

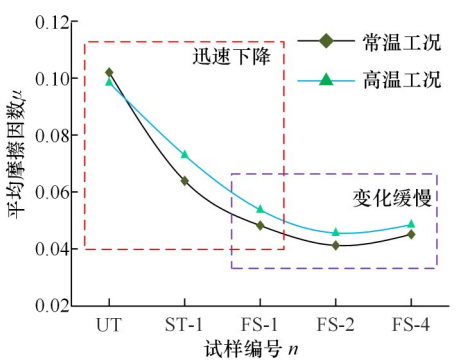


图16　混合润滑条件下平均摩擦因数变化曲线

Fig.16　Variation curve of average friction coefficient under mixed lubrication conditions

3.4.3 流体润滑区域

图17为常温下S=121.1 mm(载荷0.8 MPa,速度2.2 m/s)处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样(UT)启动阶段的摩擦因数最大,0.09左右,10 min摩擦因数波动幅度趋于平稳;椭圆形微凹坑试样(ST-2)、圆形微凹坑试样(ST-3)启动阶段的摩擦因数分别为0.07和0.05,比光滑试样小,6 min摩擦因数波动幅度趋于平稳,最终分别稳定在0.0388和0.0381左右。具有5%正弦填充润滑结构的多级润滑结构试样(FS)有较小的摩擦因数,并且在整个摩擦过程中,摩擦因数波动幅度较平稳。

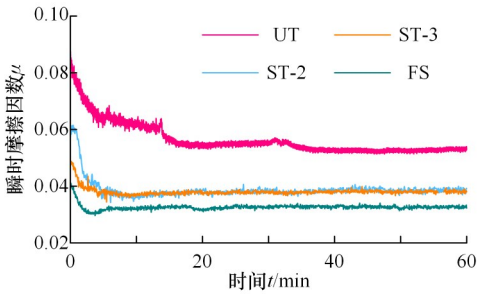


图17 流体润滑条件下常温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.17 Curves of friction coefficient-time at room temperature under fluid lubrication

图18为高温下S=120.2 mm(载荷0.8 MPa,速度2.7 m/s)处不同润滑结构的摩擦因数-时间曲线。光滑试样(UT)启动阶段的摩擦因数均值0.11最大,11 min后的摩擦因数波动幅度趋于稳定。试样ST-2、ST-3在启动阶段的摩擦因数均值分别为0.055和0.053,8 min后的摩擦因数波动幅度趋于平稳,最终分别为0.0418和0.0393。具有5%正弦填充润滑结构的多级润滑结构试样(FS)有较小的摩擦因数,且在整个摩擦过程中的摩擦因数波动幅度一直较小。

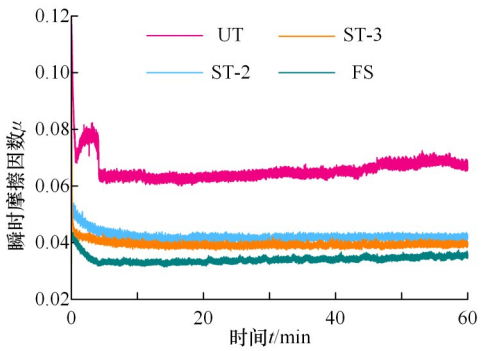


图18 流体润滑条件下高温摩擦因数随时间变化曲线

Fig.18 Curve of high-temperature friction coefficient with time under fluid lubrication condition

图19所示为不同复合润滑结构的平均摩擦因数。微凹坑结构表面摩擦因数显著小于光滑表面,复合润滑结构(FS)表面的摩擦因数略小于微凹坑表面(ST)。试样FS有最小的摩擦因数,常温下的平均摩擦因数最小值0.0326比光滑试样(UT)小42.20%,高温下的平均摩擦因数最小值0.0342比光滑试样(UT)小47.95%。分析认为,流体润滑条件下,动压油膜在摩擦界面起主导作用[30],椭圆形和圆形微凹坑在高速下产生的动压油膜提高了摩擦界面的承载能力,减少微凸体的接触,因此摩擦因数较小。复合润滑结构(FS)具有圆形微凹坑的"动压效应"和正弦填充润滑结构的双重作用,摩擦界面的MoS_2转移薄膜和液体润滑膜结合形成固液双重润滑[31],从而显著减小摩擦因数。高温、流体润滑下,试样FS有最小的摩擦因数(比光滑试样小很多),这是因为流体润滑的温度比边界润滑的温度低,润滑油黏度下降幅度较小,有利于维持油膜的稳定性与承载能力;同时,较为温和的温度环境有助于MoS_2保持其晶体结构与减摩性能,避免因高温氧化或破损而失效[32]。

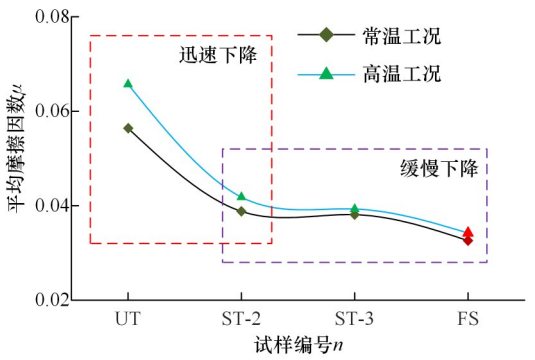


图19 流体润滑条件下平均摩擦因数变化曲线

Fig.19 Variation curve of average friction coefficient under fluid lubrication

4 结论

1)活塞在缸套的不同位置有不同的速度、载荷和温度。活塞运动到缸套上止点附近时,压力最大,速度最低,温度最高,表面接触状态最恶劣;下止点附近处,压力最小,速度较低,温度较低。活塞运动到缸套中部区域(距上止点7.9~120.5 mm)内,压力较大,温度较高,速度达到最大值。活塞运动到缸套上止点附近的过渡区域(距上止点2.6~7.9 mm)内,压力逐渐降低,温度逐渐下降,活塞速度逐渐增加。活塞运动到下止点附近过渡区域(距上止点120.5~123.2 mm)内,压力不变,缸套-活塞环摩擦副在空载状态下保持一定的温度,活塞速度逐步减小。

2)高温下,缸套-活塞环摩擦副的边界润滑和

混合润滑的区域临界点分别在上止点附近(距上止点2.6 mm)和下止点附近(距上止点123.2 mm),混合润滑和流体润滑的区域临界点分别在距上止点7.9 mm和120.5 mm处;边界润滑、混合润滑、流体润滑的区域面积占比分别为3.52%、6.4%和90.08%。相比于常温,高温下的边界润滑区域增大0.72%,混合润滑区域增大0.88%,流体润滑区域减小1.6%。

3)缸套的边界润滑区域内,活塞速度较低,温度较高,固体润滑薄膜起主导作用,填充MoS_2的复合润滑造型试样表现出最佳的减摩效果。混合润滑区域内,随着速度的增加、温度的降低,微凹坑在接触面形成油膜,实现了固体润滑膜主导和油膜润滑辅助的润滑效果;正弦填充润滑结构+圆形微凹坑的试样摩擦因数最小。流体润滑区域内,表面微凹坑产生的动压效应起主导作用,复合润滑结构展现出最佳的摩擦性能。

参考文献:

[1] LI Tongyang, ZHU Xiaotong, TANG Huaguo, et al. A New Method for Determining Lubrication Regimes of Piston Ring-cylinder Liner Tribosystem[J]. Tribology International, 2023, 179: 108162.

[2] GANGOPADHYAY A. A Review of Automotive Engine Friction Reduction Opportunities through Technologies Related to Tribology[J]. Transactions of the Indian Institute of Metals, 2017, 70(2): 527-535.

[3] FERRARESE A, MARQUES G, TOMANIK E, et al. Piston Ring Tribological Challenges on the Next Generation of Flex-fuel Engines[J]. SAE International Journal of Engines, 2010, 3(2): 85-91.

[4] LIU Zhan, MENG Xianghui, WEN Chengwei, et al. On the Oil-gas-solid Mixed Bearing between Compression Ring and Cylinder Liner under Starved Lubrication and High Boundary Pressures [J]. Tribology International, 2019, 140: 105869.

[5] JIAO Bowen, MA Xuan, WANG Yongqiang, et al. A Fluid-structure Coupled Transient Mixed Lubrication Model for Piston Ring Lubrication Property Analysis with CMFF Method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2023, 252: 108377.

[6] 何星, 毛杰键, 周梓发, 等. 基于联合仿真的柴油机缸套-活塞环磨损计算分析[J]. 润滑与密封, 2019, 44(5): 116-121.
HE Xing, MAO Jiejian, ZHOU Zifa, et al. Calculation and Analysis of Diesel Engine Cylinder Liner Piston Ring Wear Based on Joint Simulation[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(5): 116-121.

[7] MISHRA P, PENCHALIAH R. Synergistic Effect of Surface Texturing and Coating on the Friction between Piston Ring and Cylinder Liner Contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(7): 1298-1311.

[8] KIM E S, LEE Y Z. Investigation of the Effects of Uneven Plateau Grinding on Friction, Wear Rate, and Localized Surface Damage on Internal Combustion Engine Cylinder Liners[J]. International Journal of Automotive Technology, 2021, 22(3): 561-567.

[9] MISHRA P, RAMKUMAR P. Effect of Micro Texture on Tribological Performance of Piston Ring-cylinder Liner System under Different Lubrication Regimes[C]//SAE Technical Paper Series. SAE International, 2018: 2018-28-0052.

[10] YIN Bifeng, XU Bo, JIA Hekun, et al. Experimental Research on the Frictional Performance of Real Laser-textured Cylinder Liner under Different Lubrication Conditions[J]. International Journal of Engine Research, 2022, 23(4): 693-704.

[11] SHEN Yan, YE Bin, YU Baihong, et al. Enhancement of Heavy-duty Friction and Wear Characteristics of Cast-iron Surface by Electrolytic Micro-textures Filled with MoS_2 [J]. Surface and Coatings Technology, 2021, 408: 126806.

[12] KIKUHARA K, KOESER P S, TIAN Tian. Effects of a Cylinder Liner Microstructure on Lubrication Condition of a Twin-land Oil Control Ring and a Piston Skirt of an Internal Combustion Engine[J]. Tribology Letters, 2021, 70(1): 6.

[13] 何山. 柴油机活塞组件润滑特性分析与油膜厚度试验验证[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2020.
HE Shan. Analysis of Lubrication Characteristics and Oil Film Thickness Test of Diesel Piston Components[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2020.

[14] 孙军, 张潇, 朱剑雄, 等. 计及润滑油输送的内燃机活塞二阶运动研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(6): 164-170.
SUN Jun, ZHANG Xiao, ZHU Jianxiong, et al. On the Piston Secondary Motion of IC Engine Considering the Lubricating Oil Transport[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(6): 164-170.

[15] MORRIS N, RAHMANI R, RAHNEJAT H, et al. Tribology of Piston Compression Ring Conjunction under Transient Thermal Mixed Regime of Lubrication[J]. Tribology International, 2013, 59: 248-258.

[16] XiuyiLYU, JIAO Bowen, LU Xiqun, et al. A Statistical Piston Ring Lubrication Model Considering the Tribofilm and Its Effect of Two-stroke Marine Engines[J]. Tribology International, 2023, 177: 107996.

[17] MENG Fanming, WANG Q J, HUA D, et al. A Simple Method to Calculate Contact Factor Used in Average Flow Model[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 024505.

[18] 樊玉杰, 陈俣哲, 郝梦杰, 等. 复合润滑结构改善滑动导轨表面爬行现象研究[J]. 中国机械工程, 2024, 35(10): 1740-1746.
FAN Yujie, CHEN Yuzhe, HAO Mengjie, et al. Reseach on Improvement of Creeping Phenomenon of Sliding Guideways by Composite Lubrication Texture[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(10): 1740-1746.

[19] XiuyiLYU, HU Jiang, WANG Yunchuan, et al. Effect of Temperature on Tribofilm Growth and the Lubrication of the Piston Ring-cylinder Liner System in Two-stroke Marine Engines[J]. Friction, 2024, 12(8): 1858-1881.

[20] GUAN Zixu, CUI Yi. Thermal Load Analysis and Control of Four-stroke High Speed Diesel Engine[J]. Thermal Science, 2021, 25(4 Part A): 2665-2675.

[21] BAO Yuzhuan, LEI Jilin, LI Weixian, et al. Research on Thermal Deformation of Cylinder Bore with Orthogonal Experiment Method of Aluminum Alloy Cylinder Block in Diesel Engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 245: 122772.

(下转第**1623**页)