

中国表面工程
China Surface Engineering
ISSN 1007-9289,CN 11-3905/TG

《中国表面工程》网络首发论文

题目: 网纹结构在气/液介质条件下的润滑性能对比
作者: 孙亚民, 杨惠雅, 朱天宇, 郑伟, 吕田, 王静秋, 王晓雷
收稿日期: 2024-09-04
网络首发日期: 2025-03-21
引用格式: 孙亚民, 杨惠雅, 朱天宇, 郑伟, 吕田, 王静秋, 王晓雷. 网纹结构在气/液介质条件下的润滑性能对比[J/OL]. 中国表面工程.
<https://link.cnki.net/urlid/11.3905.tg.20250320.1340.014>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

doi: 10.11933/j.issn.1007-9289.20240904002

网纹织构在气/液介质条件下的润滑性能对比

孙亚民¹ 杨惠雅² 朱天宇² 郑伟²
吕田² 王静秋¹ 王晓雷¹

(1. 南京航空航天大学 机电学院 南京 210016;

2. 上海船用柴油机研究所 上海 201108)

摘要：斯特林发动机使用纯净气体作为工作介质，其活塞环的摩擦和磨损是影响效率和寿命的主要问题。目前珩磨网纹的研究主要集中在液体润滑条件，与气体润滑相关的研究几乎是空白。为探究珩磨网纹在气体介质条件下对斯特林发动机活塞环/缸套的润滑效果，通过建立理想珩磨网纹模型，利用不可压缩和可压缩雷诺方程耦合弹性变形方程进行求解，对比刚性和弹性边界条件下液体和气体的流体动压力。研究发现，液体润滑条件下弹性变形会引起压力的明显下降，而气体润滑条件下PTFE材料弹性变形的影响可以忽略；与液膜承载力的特性不同，气膜承载力与速度呈凹函数递增关系，表明在高速条件下气体润滑会得到更好提升；在最佳的网纹参数上，气体与液体润滑也存在差异，在相同条件下，液体润滑刚性边界时的最佳宽距比为0.5~0.65，弹性边界时为0.4~0.55，而气体润滑条件的最佳宽距比为0.3~0.4。珩磨网纹亦可用于改善斯特林发动机缸套和活塞环的摩擦和磨损问题，但设计参数须进行相应修正。

关键词：珩磨网纹；气体润滑；液体润滑；弹性变形

中图分类号：TH117

Comparison of the Lubricating Performance of Groove Texture Under Gas / Liquid Medium Conditions

SUN Yamin¹ YANG Huiya² ZHU Tianyu² ZHENG Wei²
LÜ Tian² WANG Jingqiu¹ WANG Xiaolei¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China)

Abstract: The Stirling engine employs an external combustion system that uses pure gas as the working medium in the cylinder chamber, therefore, friction and wear between the piston ring and cylinder liner under gas lubrication remain problems that limit its efficiency and life. It is well known that the cross-hatching pattern created using the honing process is a successful surface texture for oil-lubricated internal combustion engines, however, to the best of our knowledge, research on using honing patterns for the Stirling engines remains lacking. Compared to oil lubrication, the gas medium has a lower viscosity and is compressible. Additionally, the piston rings of the Stirling engine are made of a soft PTFE-based material, which can undergo significant deformation during operation. A model with idealized honing groove on the cylinder liner of the Stirling engine was specifically constructed to verify whether honing patterns can be used to enhance aerodynamic lubrication in the gas environment for decreasing the friction and wear between the piston ring and cylinder liner. The developed model contains the ideal geometric parameters of the honing groove,

基金项目：国家自然科学基金项目（52175172）。

Fund: National Natural Science Foundation of China (52175172).

收稿日期：2024-09-04；修改日期：2024-11-12；接受日期：2024-12-13。

Received September 4, 2024; Revised November 12, 2024; Accepted in revised form December 13, 2024.

引用格式：孙亚民，杨惠雅，朱天宇，等. 网纹织构在气/液介质条件下的润滑性能对比[J]. 中国表面工程.

Citation format: SUN Yamin, YANG Huiya, ZHU Tianyu, et al. Comparison of the lubricating properties of mesh texture under gas/liquid medium conditions[J]. China Surface Engineering.

including width, depth, pitch, and crossing angle, as well as several condition parameters, such as speed and ambient pressure. The incompressible and compressible Reynolds equations were solved using the rigid boundary condition or coupling the elastic deformation equation to obtain the hydrodynamic and aerodynamic pressures of the liquid and gas with / without considering the deformation. This enabled comparing the performances of the idealized honing groove with gas or oil lubrication. Finally, the difference between gas and oil lubrication was analyzed to realize a better surface texture design for the Stirling engine.

It is found that the elastic deformation of the PTFE material caused by hydrodynamic pressure in the liquid lubrication condition had the same order of magnitude as the film thickness, which resulted in a significant decrease in hydrodynamic pressure. The elastic deformation caused by aerodynamic pressure was considerably smaller than the film thickness, therefore, the elastic deformation can be ignored while using gas lubrication. For the effect of sliding speed, the results indicate that under rigid boundary conditions, the load-bearing capacity of the liquid film increased linearly with speed, while under elastic boundary conditions, it increased with a convex function of speed. The load-bearing capacity of the gas film increased as a concave function of speed, indicating that the load-bearing capacity of the gas film was enhanced at high speed. The optimal parameters for the grooves in liquid lubrication and gas lubrication were also different. The optimal ratio of the groove width over pitch for the rigid boundary in liquid lubrication was 0.5–0.65, and for the elastic boundary, it was 0.4–0.55. The optimal ratio of the groove width over pitch under the gas lubrication condition was 0.3–0.4, which is obviously lower than that of liquid lubrication. This indicates that the groove texture should be sparser in the gas lubrication condition. The above results demonstrate that honing texture can be used to improve the friction and wear performances between the cylinder and piston rings of Stirling engine; however, its design parameters should be different from the liquid lubrication conditions.

Keywords honing groove; gas lubrication; liquid lubrication; elastic deformation

0 前言

1816 年, 苏格兰的 Robert Stirling 发明了斯特林发动机^[1], 其优秀的设计得到了后世广泛的认可。然而斯特林发动机作为一种外热式原动机, 其气缸内的工作介质为纯净的气体, 尽管活塞环采用了 PTFE 等减摩耐磨材料, 但活塞环与缸套的磨损仍然是一个薄弱环节, 严重影响发动机的工作效率和寿命^[2]。

表面织构是一种提升界面润滑性能的有效方法^[3-6]。珩磨是内燃机缸套常用的表面织构化方法, 经过粗珩磨、精珩磨和平台珩磨三道工序后, 在缸套内壁面产生了“平台网纹”结构, 其作用除了储存润滑油、容纳磨屑外, 还可以提供流体动压力以促进润滑避免拉缸^[7-9]。目前, 关于液体润滑条件下珩磨网纹的研究已相当丰富。在数值模拟领域, 众多学者深入探究了珩磨网纹模型对液体动压效应的影响^[10-13], 通过分析对比获得了可行的优化方案。在试验研究方面, BABY 等^[14]对 20° 到 100° 的珩磨角的缸套在边界润滑条件下进行试验, 发现 40° 为理想的最佳珩磨角度。KIM 等^[15]通过试验发现, 过深的沟槽会使润滑膜刚度下降, 从而不足以减少表面相互作用。YOUSFI 等^[16]通过在缸套内表面加工不同的珩磨图案, 研究了珩磨图案对润滑性能的影响。

相对而言, 对于气体润滑情况下缸套珩磨网纹

的研究几乎是空白。目前气体润滑情况下表面织构的研究对象以轴承和密封为主。FELDMAN 等^[17]通过数值模拟, 研究了局部凹坑表面织构化在提高流体动压力和气体密封稳定性方面的特性。LI 等^[18]对带有槽型结构的气体轴承进行了 CFD 计算, 并设计了一种新颖的槽型, 能有效提高轴承静态和动态性能。QIANG 等^[19]对气态氢润滑人字槽滑动轴承的性能进行了数值仿真, 发现增大环境压力、减小气膜间隙、增大轴承的偏心率均可以有效提高轴承承载能力。WANG 等^[20]对螺旋槽气体机械密封采用针对冲突目标的多目标优化方法, 获得了既满足一定泄漏条件, 又满足气膜刚度的最优参数集。

当摩擦副采用一些低弹性模量的材料时, 流体动压力会导致一定的弹性变形。LIU 等^[21]考虑了弹性变形对水润滑轴承的影响, 在数值模拟中发现弹性变形使得流体动压承载力发生明显的下降。MANSER 等^[22]对有弹性变形的表面织构化轴承衬套进行了数值模拟, 获得了类似的结果。SU 等^[23-24]则从实验和数值模拟两方面对弹性变形的相关影响进行了细致的研究, 发现弹性变形的存在不仅会使承载能力明显下降, 而且会对表面织构最佳参数的取值产生影响。

综上所述, 液体润滑情况下珩磨网纹的研究已取得很大的进展, 然而, 对于斯特林发动机这种无油润滑的应用工况, 珩磨网纹相关的研究仍是空白。

从气体轴承和气体密封的相关研究来看, 表面织构具有增加气膜刚度和膜厚的可能性。另外, 由于无油润滑情况下, 活塞环通常采用材质较软的 PTFE 等作为减磨材料。因此, 本研究将在考虑软弹材料的变形情况下, 围绕珩磨网纹对气体动压润滑的影响开展研究, 深入对比气体润滑与液体润滑的差别, 并获得最佳的珩磨网纹参数以达到最佳的气体动压润滑效应。

1 模型建立

1.1 几何模型

实际的珩磨表面具有一定的随机性。为了描述珩磨后的表面形貌, 一般根据承载曲线, 将珩磨后的表面分为峰、谷以及核心表面三部分, 以平均峰高 R_{pk} 、平均谷深 R_{vk} 、核心表面粗糙度 R_k 、峰的占比 R_{mr1} 、峰与核心表面的占比 R_{mr2} 这五个参数描述珩磨表面^[25-26]。

在本次模拟中, 将网纹理想化, 同时因为缸套和活塞环直径相较于计算域足够大, 故将圆周曲面简化成平面, 如图 1 所示。

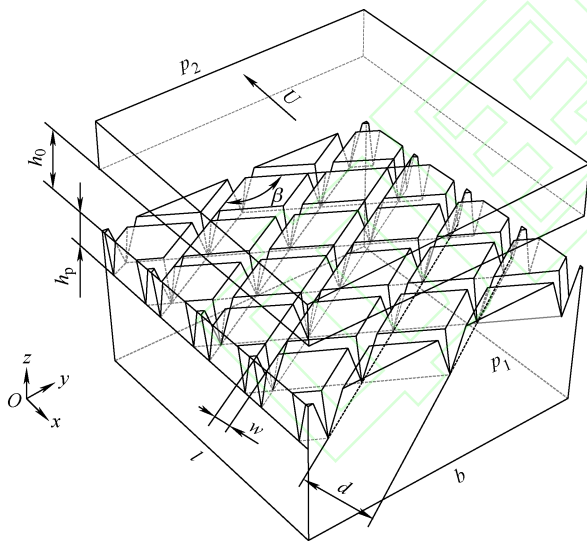


图 1 珩磨缸套与活塞环模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of honing cylinder liner and piston ring

图 1 中, 上试样为具有光滑表面的活塞环, 下试样为带有理想珩磨网纹的缸套片段, x 为滑动方向, y 为活塞环和缸套的圆周方向。理想化后的珩磨表面, 忽略了峰和核心表面粗糙度, 即: $R_{pk}=R_k=0$, $R_{mr1}=0\%$ 。同时, 计算过程中珩磨网纹的几何参量包括交叉角 β 、深度 h_p 、线宽 w 、线间距 d , 与珩磨参数对应关系为: $R_{vk}=h_p/2$, $R_{mr2}=(1-w/d)^2=(1-\lambda)^2$, 其中 $\lambda=w/d$, 简称为宽距比。设初始膜厚为 h_0 , 活

塞环相对于缸套沿 x 方向的相对滑动速度为 U , l 、 b 分别为计算域在 x 、 y 方向的长度, p_1 、 p_2 为活塞环前后的环境压力。

1.2 控制方程

在活塞环与缸套之间连续的流体膜中, 其压力分布可以用二维雷诺方程表示:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (1)$$

式中, x 和 y 为对应的笛卡尔坐标; h 为流体膜的膜厚; μ 为流体的黏度; ρ 为流体的密度; p 为流体的压力; U 为相对滑动速度。

当界面之间的流体为不可压缩的液体时, 密度 ρ 保持不变, 雷诺方程可简化为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2)$$

而当界面之间的流体为气体时, 利用理想气体状态方程可以得到密度与压力之间的关系式:

$$\frac{p}{\rho} = gRT \quad (3)$$

式中 g 为重力加速度; R 为气体常数; T 为温度。将 (3) 式代入 (1) 式化简后可得气体雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu U \frac{\partial}{\partial x} (p h) \quad (4)$$

再将 (2)、(4) 式量纲一化后分别得到量纲一的液体、气体雷诺方程 (5)、(6):

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial Y} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \frac{\partial (P H)}{\partial X} \quad (6)$$

式中

$$X = \frac{x}{l}, Y = \frac{y}{b}, H = \frac{h}{h_0}, P = \frac{p}{p_0}, \quad \alpha = \left(\frac{l}{b} \right)^2, \Lambda = \frac{6\mu U l}{p_0 h_0^2} \quad (7)$$

在以上量纲一化的式子中, p_0 为标准大气压, 同时本次计算中 $l=b$ 。

同时考虑下试样沟槽和上下试样边界弹性变形时, 膜厚的表达式可以表示为:

$$h = \begin{cases} h_0 + \left(1 - \frac{2d_{pl}}{w} \right) h_p + \delta, & 0 \leq d_{pl} \leq \frac{w}{2} \\ h_0 + \delta, & d_{pl} > \frac{w}{2} \end{cases} \quad (8)$$

式中, d_{pl} 是指点至沟槽中心线的距离; δ 为边界弹

性变形量。基于半无限体假设, 根据 Boussinesq 解析模型, 变形影响域 Ω 内各 (s, t) 点的压力使 (x, y) 点产生的变形 $\delta(x, y)$ 可以表示为:

$$\delta(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \int_{\Omega} \frac{p(s, t)}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}} ds dt \quad (9)$$

式中 E' 为等效弹性模量:

$$\frac{1}{E'} = \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \quad (10)$$

E_1 、 E_2 、 ν_1 、 ν_2 分别为上下边界面的弹性模量和泊松比。

将式(8)量纲一化可得到膜厚的量纲一表达式:

$$H = \begin{cases} 1 + \left(1 - \frac{2D_{pl}}{W_i}\right)K + \Delta, & 0 \leq D_{pl} \leq \frac{W}{2} \\ 1 + \Delta, & D_{pl} > \frac{W}{2} \end{cases} \quad (11)$$

式中

$$D_{pl} = \frac{d_{pl}}{l}, W_i = \frac{w}{l}, K = \frac{h_p}{h_0} \quad (12)$$

$$\Delta(X, Y) = \frac{\delta(X, Y)}{h_0} \quad (13)$$

本文主要以无量纲平均压力为评判标准, 评估不同几何参数对气膜刚度的影响, 以判断各几何参数对流体动压效应的作用。量纲一承载力可以根据以下公式求得:

$$W = \iint_{\Omega} P(X, Y) dX dY \quad (14)$$

利用量纲一承载力便可求得量纲一平均压力:

$$P_{av} = \frac{W}{A} \quad (15)$$

式中 A 为量纲一计算域面积。

采用有限差分法将 (6) 式离散化, 并联合式 (11)、(13) 迭代求解压力 P 和膜厚 H , 具体的计算流程见图 2。

首先, 通过输入条件参数得到初始膜厚 H 和初始压力 P , 并带入气体雷诺方程迭代求解。在得到收敛的压力 P 后, 将压力 P 再带入到变形方程求解变形量 δ , 并更新膜厚 H , 之后利用更新所得的膜厚 H 再次进行下一次压力迭代求解; 如此迭代循环, 直至满足压力 P 的收敛条件。

经雷诺方程离散化求解后, 需对非线性代数方程进行逐次松弛迭代:

$$P^k = P^{k-1} + \omega(P - P^{k-1}) \quad (16)$$

式中, ω 为松弛因子, 须根据实际计算进行调整,

以平衡收敛速度和收敛性; P 为求解所得的压力; P^k 、 P^{k-1} 为第 k 、 $k-1$ 步迭代得到的压力。

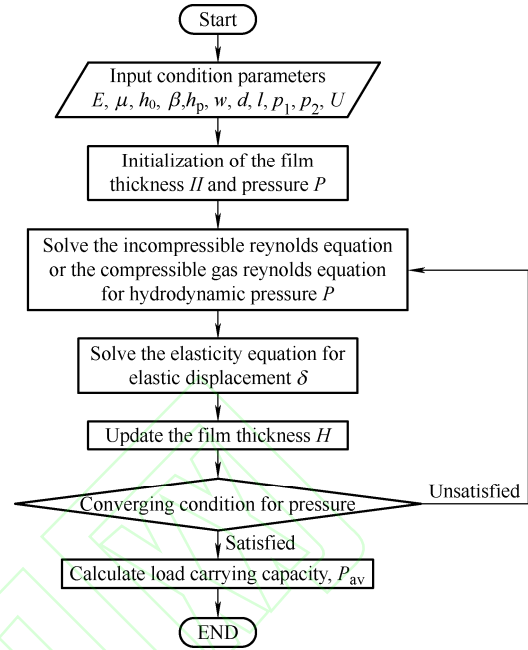


图 2 计算流程图

Fig. 2 Flow chart of the calculation process

由图 1 可以看出, 计算域为两试样间的间隙, 当间隙中的润滑介质为液体时, 根据 Reynolds 空化边界条件, 油膜压力小于空化压力时, 发生空化, 压力等于空化压力。本研究中空化压力取值为标准大气压, Reynolds 空化边界条件的数值处理表达如下:

$$\begin{cases} P(X_0, Y_0) = 1 \\ \frac{\partial P(X_0, Y_0)}{\partial X} = \frac{\partial P(X_0, Y_0)}{\partial Y} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

式中 (X_0, Y_0) 为流体膜破裂位置。

当润滑介质为气体时, 则不存在液体润滑的空化现象。

计算域 x 方向边界压力两侧环境压力 p_1 、 p_2 均设为标准大气压 p_0 ; y 方向边界代表活塞环的周向方向, 所以采用循环边界条件。由此可得出方程 (6) 各方向的无量纲边界条件如下式:

$$\begin{cases} P(-0.5, Y) = \frac{p_1}{p_0} = 1 \\ P(0.5, Y) = \frac{p_2}{p_0} = 1 \\ P(X, 0) = P(X, 1), \frac{\partial P(X, 0)}{\partial Y} = \frac{\partial P(X, 1)}{\partial Y} \end{cases} \quad (18)$$

模拟过程中考虑了表面的弹性变形, 因此弹性变形也应满足周向循环边界条件。本研究采用的弹性变形计算方法如图 3 所示。其中, X 方向为滑动

方向, Y 方向为循环方向, Ω_a 为本次计算过程中的核心计算域, 而 Ω_b 和 Ω_c 分别为核心计算域两侧圆周方向的延伸计算域。对于计算域 Ω_a 内 (X_i, Y_i) 点的变形量, 仅考虑 $[Y_i-R, Y_i+R]$ 区间内各点压力变化带来的影响, 该区间以外的点则由于距离较远而忽略其对 (X_i, Y_i) 点变形的影响。而对于 X 方向, 因为计算域以外为环境压力, 迭代过程中始终保持不变, 因此不会对计算域内的变形造成影响。同时, 对于 Ω_a 以外, 但 $[Y_i-R, Y_i+R]$ 区间内的各点压力, 由于考虑了循环边界条件, 可以通过对核心计算域内压力循环取值的方式获得。

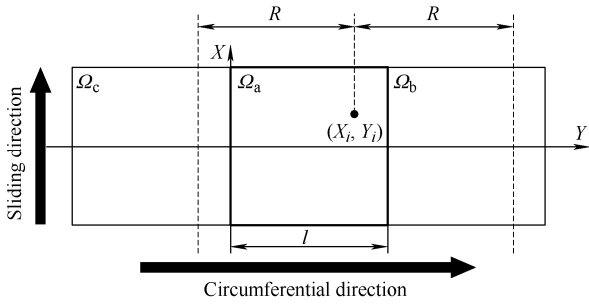


图 3 变形计算域示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the deformation computational domain

2 结果与讨论

研究使用的参数取值见表 1, 为使计算结果能与公开的研究结果进行相互验证, 因此液体和气体分别采用了研究较多的石蜡油和氦气。

表 1 基本参数取值

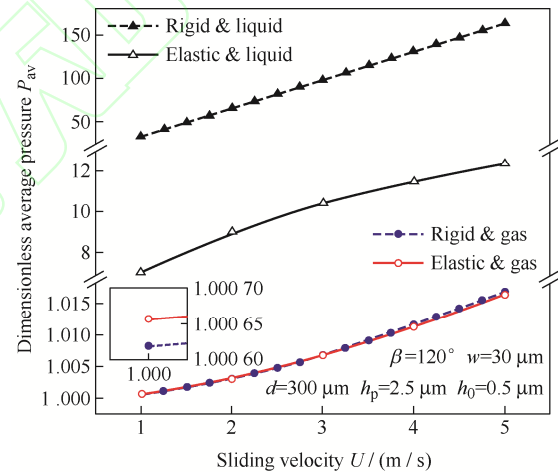
Table 1 Basic parameter values

Parameter	Value
Elastic modulus E / GPa	0.29 (piston ring) 190 (cylinder liner)
Poisson's ration ν	0.4 (piston ring) 0.3 (cylinder liner)
Viscosity of lubricant μ / (Pa·s)	2.22×10^{-5} (gas) 0.061 (liquid)
Sliding velocity U / (m / s)	1–5
Ration of groove width over pitch λ	0.1–0.8
Groove depth h_p / μm	0–10
Cross hatch angle β	30° – 150°

设活塞环的宽度为 2 mm, 计算域取 $2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$, 对应量纲一长度范围为 $X \in [-0.5, 0.5]$ 、 $Y \in [0, 1]$; 为了表达直观简洁, 以下将考虑了弹性变形情况简称为弹性边界 (Elastic boundary), 将未考虑弹性变形情况简称为刚性边界 (Rigid boundary)。

在 $\beta=120^\circ$ 、 $w=60 \mu\text{m}$ 、 $d=300 \mu\text{m}$ 、 $h_p=2.5 \mu\text{m}$ 、

$h_0=0.5 \mu\text{m}$ 条件下, 通过求解上述方程获得的不同速度 U 下液体和气体的无量纲平均压力 P_{av} 如图 4 所示。图中四条曲线分别为刚性边界时液体润滑 (Rigid & liquid)、弹性边界时液体润滑 (Elastic & liquid)、刚性边界时气体润滑 (Rigid & gas) 和弹性边界时气体润滑 (Elastic & gas)。无论是刚性边界还是弹性边界, 在相同参数条件下, 液体介质产生的流体动压力均远高于气体介质, 这很大程度上是由于计算中液体的黏度较气体黏度高 2 700 倍所致。在四种情况下, P_{av} 均随 U 的增加而增加。对于刚性边界, 当采用液体润滑时, P_{av} 随 U 的增加呈现线性递增的关系; 当润滑介质为气体时, 随着 U 的增加, P_{av} 呈现凹函数的递增状态。引入弹性边界后, 对于液体润滑介质, P_{av} 明显下降, 且随 U 的增加呈现凸函数的递增状态; 当润滑介质为气体时, 在 U 较低的情况下, 弹性边界的 P_{av} 略大于刚性边界, 随着 U 的增加, 刚性边界的 P_{av} 逐渐超过弹性边界, 但差距并不大。所以, 在气膜润滑条件下, 弹性变形的影响较小。

图 4 滑动速度 U 对量纲一平均压力 P_{av} 的影响Fig. 4 Effect of the sliding velocity U on the dimensionless average pressure P_{av}

为了理解上述液体和气体 U – P_{av} 曲线不同的原因。图 5 中展示了 $U=3$ 、 4 、 5 m/s 时刚性和弹性、气体和液体情况下无量纲计算域 $X \in [-0.5, 0.5]$ 、 $Y \in [0, 0.5]$ 范围内的二维压力分布和变形分布, 以及弹性边界情况下 $Y=0$ 处的一维压力分布和变形分布。

如图 5a 所示为刚性边界条件下液体润滑的量纲一压力分布。在 Y 方向上, 压力分布根据网纹结构呈现周期性变化; 在 X 方向上, 除了进出口处因边界效应导致的压力分布不同外, 其内部也表现为随网纹结构周期性变化。在上下边界相对滑动并伴

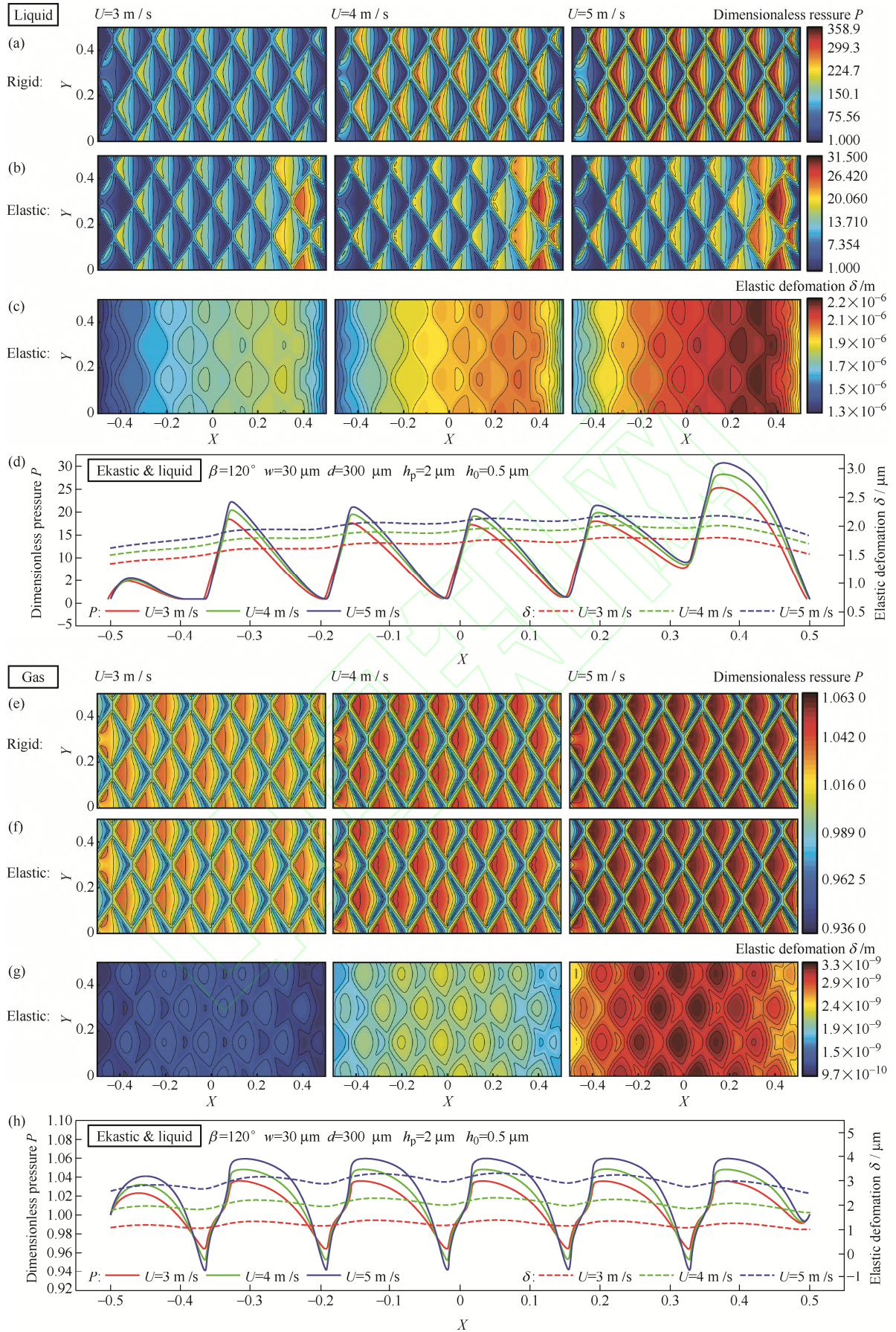


图5 不同速度 U 时气体或液体介质、刚性或弹性边界量纲一压力 P 和弹性变形 δ 分布
 Fig. 5 Distribution of dimensionless pressure P and elastic deformation δ in gaseous or liquid media, rigid or elastic boundaries at different velocities U

随着黏性力的作用下, 液体介质流入沟槽, 由于空间体积突然增大形成发散区, 导致压力骤减。又因液体介质空化压力的设定, 在达到空化压力 $P=1$ 后出现空化现象, 从而使得压力不能继续下降。当液体介质流出沟槽时, 空间体积突然减小形成收敛区, 使得压力陡增并达到峰值, 且速度越大, 该压力峰值越高; 随后压力稳步下降, 直至到达下一个发散区。图 5b、5c 分别为引入弹性边界时液体润滑的二维无量纲压力分布和有量纲变形分布, 图 5d 为 $Y=0$ 处的一维量纲—压力分布和有量纲变形分布。从图中可以看出, 计算域内的变形量均为正值, 且与膜厚为同一数量级, 从而使得膜厚整体增加, 并使泄漏增加, 进而导致压力减小。同时, 变形分布最大的位置临近出口, 这使得靠近出口处会形成一个较为明显的楔形收敛区, 导致临近出口处的压力相对更高。

如图 5e 为刚性边界条件下气体润滑的量纲—压力分布。在 Y 方向上, 压力分布根据网纹结构呈现周期性变化; 在 X 方向上, 除了进出口处因边界效应导致的压力分布不同外, 其内部也表现为根据网纹结构周期性变化。在上下边界相对滑动并伴随着黏性力的作用下, 气体介质流入沟槽, 由于空间体积突然增大形成发散区, 导致压力骤减。又由于气体的可压缩性, 其最低压力可以降至小于环境压力的低压。当气体介质流出沟槽时, 空间体积突然减小形成收敛区, 使得压力陡增并达到峰值, 且速度越大, 该压力峰值越高; 峰值后压力开始下降, 与液体不同的是, 气体压力下降较为缓慢, 且速度越大, 下降越缓慢, 直至临近下一个发散区时压力快速下降。图 5f、5g 分别为引入弹性边界时气体润滑的二维无量纲压力分布和有量纲变形分布, 图 5h 为 $Y=0$ 处的一维量纲—压力分布和有量纲变形分布。由于气体动压效应所导致的弹性变形很小, 使得变形对压力并没有明显的影响, 但仔细观察, 仍能在速度较大时看出弹性边界和刚性边界时气体压力分布的细微差别。同时, 气体介质下的变形较大位置主要集中在中间部分。

综上所述, 可以看出液体和气体润滑时压力分布的不同, 以及速度对这两种情况的不同影响。首先, 气体润滑时的流体动压力远不及液体润滑, 并且由于气体不存在液体的空化现象, 气体润滑会存在低于环境压力的“负压”。其次, 在收敛区之后的压力下降过程也表现出不同, 造成这种不同的原因是液体的不可压缩性和气体的可压缩性, 具有可压缩性的气体在到达收敛区域后, 气体被压缩后流入

狭窄的间隙, 这就导致有更多的气体介质流入收敛的区域, 而气体后续的膨胀可以维持较高的压力, 也正是这种原因导致刚性边界时液体润滑的 $U-P_{av}$ 曲线呈现线性递增, 而气体润滑的 $U-P_{av}$ 曲线呈现凹函数递增。最后, 液体润滑时的变形量较大, 使得弹性边界时的压力远小于刚性边界, 而气体润滑时的变形量很小, 所以弹性边界与刚性边界的压力仅有微小差距。

在 $U=5 \text{ m/s}$ 、 $\beta=120^\circ$ 、 $h_p=2.5 \mu\text{m}$ 、 $h_0=0.5 \mu\text{m}$ 条件下, 不同线间距 d 时, 宽距比 λ 对无量纲平均压力 P_{av} 的影响如图 6 所示, 图 6a 为气体介质情况, 图 6b 为液体介质情况。可以看出, 无论是气体还是

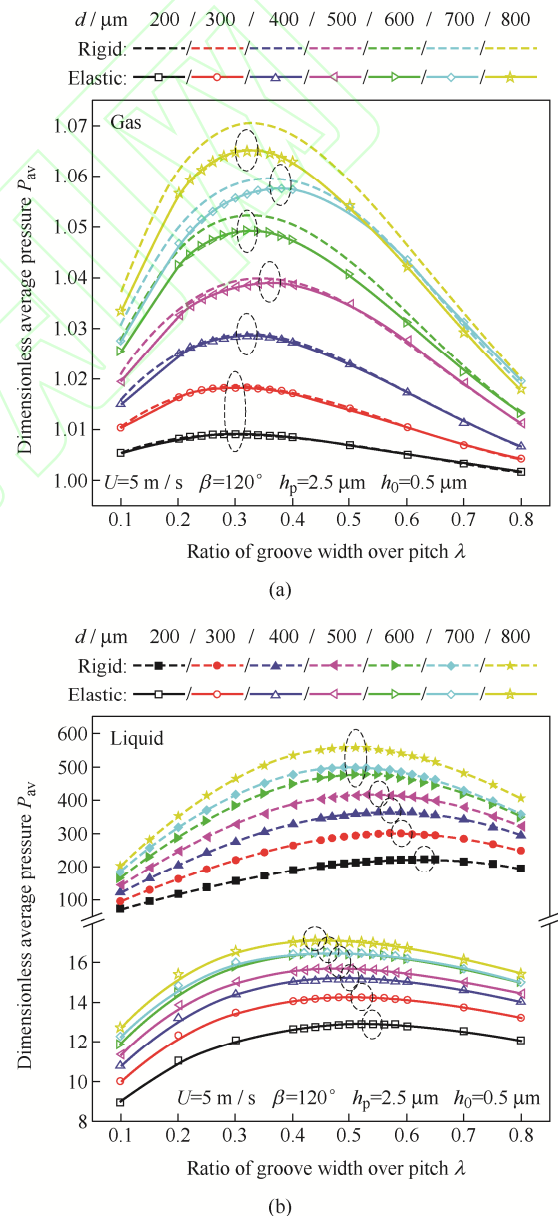


图6 宽距比 λ 对量纲—平均压力 P_{av} 的影响

Fig. 6 Effect of the groove width-pitch ratio λ on the dimensionless average pressure P_{av}

液体, P_{av} 均随 λ 的增加先递增再递减, 其存在一个最佳的 λ 使得 P_{av} 达到最大。当以气体为润滑介质时, 弹性边界条件下的压力普遍略小于刚性边界, 但差距不大, 所以弹性边界条件和刚性边界条件时的最佳宽距比几乎相同。随着 d 的增加, P_{av} 随 λ 变化越发显著, 但最佳 λ 始终保持在 $0.3 \sim 0.4$ 。当以液体为润滑介质时, 引入弹性边界会使流体动压力明显下降。在刚性边界条件和弹性边界条件下, 最佳 λ 均表现为随 d 的增加而减小趋势。其中, 刚性边界条件下的最佳 λ 从 $d=200 \mu\text{m}$ 时的 0.63 减小至 $d=800 \mu\text{m}$ 时的 0.51 ; 弹性边界条件下的最佳 λ 从 $d=200 \mu\text{m}$ 时的 0.54 减小至 $d=800 \mu\text{m}$ 时的 0.44 。显然, 刚性边界条件时的最佳 λ 更大些。

在 $U=5 \text{ m/s}$ 、 $\beta=120^\circ$ 、 $w=30 \mu\text{m}$ 、 $d=300 \mu\text{m}$ 、 $h_0=0.5 \mu\text{m}$ 条件下, 沟槽深度 h_p 对量纲一平均压力 P_{av} 的影响如图 7 所示。随着 h_p 的增加, P_{av} 先快速递增, 再缓慢递减, 存在一个最佳 h_p 使 P_{av} 达到最大。当以液体为润滑介质时, 除了刚性边界时的 P_{av} 比弹性边界大许多之外, 最佳的 h_p 取值也有明显不同, 刚性边界时的最佳 h_p 取值为 $0.6 \mu\text{m}$, 而弹性边界时的最佳 h_p 取值为 $2.5 \mu\text{m}$ 。当以气体为润滑介质时, 弹性边界条件时的压力较刚性边界条件时的无量纲平均压力略小, 但这种差距并不是很明显, 最佳的 h_p 取值均为 $1 \mu\text{m}$ 。

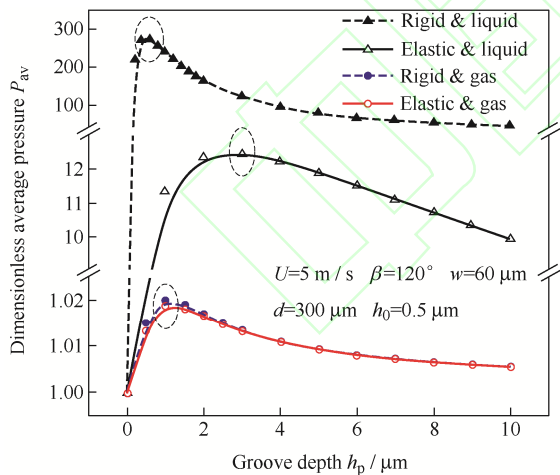


图 7 沟槽深度 h_p 对量纲一平均压力 P_{av} 的影响

Fig. 7 Effect of groove depth h_p on dimensionless average pressure P_{av}

在 $U=5 \text{ m/s}$ 、 $w=60 \mu\text{m}$ 、 $d=300 \mu\text{m}$ 、 $h_p=2.5 \mu\text{m}$ 、 $h_0=0.5 \mu\text{m}$ 条件下, 交叉角 β 对量纲一平均压力 P_{av} 的影响如图 8 所示。四种情况下, 无量纲平均压力均随交叉角递增。当以液体为润滑介质时, 刚性边界条件下, P_{av} 随 β 呈现凹函数递增关系; 弹性边界条件下, P_{av} 随 β 呈现先凹函数递增, 再凸函数递增

关系, 拐点在 90° 左右。当以气体为润滑介质时, 刚性边界和弹性边界条件下表现相同, P_{av} 随 β 呈现先凹函数递增, 再呈凸函数递增关系, 拐点在 90° 左右; 当 $\beta=30^\circ$ 时, 弹性边界的 P_{av} 较刚性边界时的略大一些, 而在其他情况下, 弹性边界的 P_{av} 均小于刚性边界。

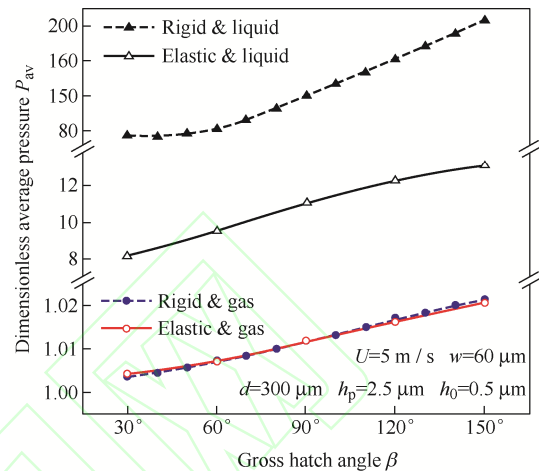


图 8 交叉角 β 对量纲一平均压力 P_{av} 的影响

Fig. 8 Effect of cross hatch angle β on dimensionless average pressure P_{av}

3 结论

(1) 气体润滑时由于其压力引起的 PTFE 材料变形很小, 因此在气体润滑时 PTFE 材料的轻微变形并不会对最佳参数的选取产生明显影响, 可以忽略变形影响。

(2) 刚性边界条件下, 液体润滑时的平均无量纲压力随速度的变化为线性递增关系, 而在气体润滑时的平均量纲一压力则随速度呈现凹函数的递增关系。这也就表明, 气体润滑需要更高的相对速度, 且气体润滑在高速时的压力提升较低速时更为明显。

(3) 气体相比液体润滑, 网纹的设计明显不同。在速度 $U=5 \text{ m/s}$ 、交叉角 $\beta=120^\circ$ 、沟槽深度 $h_p=2.5 \mu\text{m}$ 、初始膜厚 $h_0=0.5 \mu\text{m}$ 条件下, 液体润滑刚性边界时最佳宽距比为 $0.5 \sim 0.65$, 弹性边界时为 $0.4 \sim 0.55$, 且均表现出明显的随线间距增加而递减趋势; 而气体润滑的最佳宽距比始终保持在 $0.3 \sim 0.4$ 。可见相对液体环境, 气体环境网纹密度应更加稀疏。

参 考 文 献

- [1] THOMBARE D G, VERMA S K. Technological development in the Stirling cycle engines[J]. Renewable

- & Sustainable Energy Reviews, 2008, 12(1): 1-38.
- [2] HOU Shunqiang, ZHANG Lili, ZHANG Xiaoyan. Friction analysis for piston ring of seal device in the stirling engine[C]//2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, September 7, 2012, Shenyang, China. Paris, France: Atlantis Press, 2012: 987-991.
- [3] 王静秋, 王晓雷. 表面织构创新设计的研究回顾及展望[J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 84-95.
WANG Jingqiu, WANG Xiaolei. State of the art in innovative design of surface texture[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(23): 84-95. (in Chinese)
- [4] 王晓雷, 王静秋, 韩文非. 边界润滑条件下表面微织构减摩特性的研究[J]. 润滑与密封, 2007(12): 36-39.
WANG Xiaolei, WANG Jingqiu, HAN Wenfei. Effect of surface texture on friction reduction under boundary lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2007(12): 36-9. (in Chinese)
- [5] 赵帅, 王晓雷. 高分子材料机械密封磨损特性及表面织构的影响[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(6): 761-767.
ZHAO Shuai, WANG Xiaolei. The effects of surface texture on the wear properties of mechanical seals made of metal and polymers[J]. Tribology, 2015, 35(6): 761-767. (in Chinese)
- [6] 李强, 刘清磊, 杜玉晶, 等. 织构化表面优化设计及应用的研究进展[J]. 中国表面工程, 2021, 34(6): 59-73.
LI Qiang, LIU Qinglei, DU Yujing, et al. Advances in optimization design and application of textured surfaces[J]. China Surface Engineering, 2021, 34(6): 59-73. (in Chinese)
- [7] 戴庆文, 李思远, 王秀英, 等. 不同密封副材料的表面织构设计及其润滑和密封特性[J]. 中国表面工程, 2019, 32(3): 21-29.
- DAI Qingwen, LI Siyuan, WANG Xiuying, et al. Surface texturing of different sealing materials and their lubrication and sealing performances[J]. China Surface Engineering, 2019, 32(3): 21-29. (in Chinese)
- [8] YU H W, WANG X L, ZHOU F. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces[J]. Tribology Letters, 2010, 37(2): 123-130.
- [9] 邢传斐, 沈岩, 袁晓帅, 等. 电解微织构对镀铬气缸套摩擦磨损性能的影响[J]. 中国表面工程, 2022, 35(6): 171-182.
XING Chuanfei, SHEN Yan, YUAN Xiaoshuai, et al. Effect of electrolytic micro-texture on friction and wear properties of chromium-plated cylinder liner[J]. China Surface Engineering, 2022, 35(6): 171-182.
- [10] LI T Y, LU X Q, MA X, et al. Numerical and experimental analysis of the honing texture on the lubrication performance of piston ring-cylinder liner tribosystem[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(6): 991-1006.
- [11] HU Y, MENG X H, XIE Y B. A new efficient flow continuity lubrication model for the piston ring-pack with consideration of oil storage of the cross-hatched texture[J]. Tribology International, 2018, 119: 443-463.
- [12] YOUSFI M, MEZGHANI S, DEMIRCI I, et al. Mutual effect of groove size and anisotropy of cylinder liner honed textures on engine performances[J]. Adv Mater Res (Switzerland), 2014, 966-967: 175-183.
- [13] SPENCER A, ALMQVIST A, LARSSON R. A numerical model to investigate the effect of honing angle on the hydrodynamic lubrication between a combustion engine piston ring and cylinder liner[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(J7): 683-689.
- [14] BABY A K, RAJENDRAKUMAR P K, LAWRENCE K D. Influence of honing angle on tribological behaviour of cylinder liner-piston ring pair: Experimental investigation[J]. Tribology International, 2022, 167: 1-11.
- [15] KIM E S, KIM S M, LEE Y Z. The effect of plateau honing on the friction and wear of cylinder liners[J]. Wear, 2018, 400: 207-212.
- [16] YOUSFI M, MEZGHANI S, DEMIRCI I, et al. Tribological performances of elliptic and circular texture patterns produced by innovative honing process[J]. Tribology International, 2016, 100: 255-262.
- [17] FELDMAN Y, KLIGERMAN Y, ETSION I. Stiffness and efficiency optimization of a hydrostatic laser surface textured gas seal[J]. Journal of Tribology-Transactions of the Asme, 2007, 129(2): 407-410.
- [18] LI J, YANG S Q, LI X M, et al. CFD research on hydrodynamic gas bearings with different styles of grooves[C]// Proceedings of the Joint Cryogenic Engineering Conference (CEC). International Cryogenic Materials Conference, Jul 09-13, 2017, Madison, WI. 2017: 1-8.
- [19] QIANG M C, ZHAO Q, YAN S H, et al. Performance prediction of high-speed hydrogen gas-lubricated herringbone grooved journal bearing[J]. Applied Sciences-Basel, 2022, 12(13), 1-15.
- [20] WANG X Y, SHI L P, HUANG W, et al. A multi-objective

- optimization approach on spiral grooves for gas mechanical seals[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 2018, 140(4), 1-10.
- [21] LIU Changjiang, YAO Bin, GAO Genyuan, et al. Numerical calculation of composite water lubricated bearing considering effect of elastic deformation[J]. IOP Conf Ser, Mater Sci Eng (UK), 2020, 772 (1) 012114: 1-6.
- [22] MANSER B, KHELLADI S, DELIGANT M, et al. Performance of hydrodynamic textured journal bearing with the combined influence of elastic deformation and pseudo-plastic lubricant[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2023, 237(10): 1885-1912.
- [23] SU B B, HUANG W, WANG X L. Geometrical shape effects of surface texture on the elastic deformation in soft-EHL contacts[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(4): 592-602.
- [24] SU B B, HUANG L R, HUANG W, et al. The load carrying capacity of textured sliding bearings with elastic deformation[J]. Tribology International, 2017, 109: 86-96.
- [25] 吕延军, 强程, 张永芳, 等. 基于 GRNN 的珩磨缸套表面 3D 粗糙度图像检测方法[J]. 中国表面工程, 2022, 35(6): 116-127.
- LU Yanjun, JIANG Cheng, ZHANG Yongfang, et al. Image detection method for 3D surface roughness of honed cylinder liner based on GRNN[J]. China Surface Engineering, 2022, 35(6): 116-127. (in Chinese)
- [26] PAWLUS P, DZIERWA A, MICHALSKI J, et al. The effect of selected parameters of the honing process on cylinder liner surface topography[J]. Surf Topogr, Metrol Prop (UK), 2014, 2(2): 1-8.
-
- 作者简介: 孙亚民, 男, 1998 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为表面摩擦及润滑设计。
E-mail: 948606711@qq.com
- 王晓雷 (通信作者), 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为微纳米表面工程、表面摩擦及润滑设计、微机电系统设计等。
E-mail: wxl@nuaa.edu.cn