

部分表面凹槽织构动压润滑性能的 CFD 分析^{*}

赵运才, 韩 雷

(江西理工大学 机电工程学院, 江西 赣州 341000)

摘 要: 表面织构作为一种改善摩擦学性能的方法, 已成功应用于工业领域。利用计算流体动力学(CFD)模型模拟研究了流体润滑状态下部分表面凹槽织构的动压润滑性能, 详细分析了表征部分凹槽织构在摩擦副表面排列布局的位置参数 L 以及凹槽宽度 D 和雷诺数 Re 对润滑油膜承载的影响。结果表明: 在较低雷诺数 Re 下, 位置参数 L 对油膜承载影响明显, 当 $Re=3$, $D=0.2$ 时, L 从 0.4 减少到 0.05, 油膜承载提升了 58.99%, 然而, 随雷诺数 Re 的增加, 位置参数 L 对油膜承载的作用逐渐减弱。另外, 凹槽深度一定时, 存在最优的凹槽宽度 D , 其对应着最大的油膜承载。

关键词: 部分织构; 动压润滑; CFD 数值模拟; 雷诺数

中图分类号: TG506; TH117

文献标识码: A

文章编号: 1007-9289(2013)06-0112-07

CFD-analysis of Partiall Surface Groove Texture on Hydrodynamic Lubrication

ZHAO Yun-cai, HAN Lei

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000, Jiangxi)

Abstract: Surface texturing has been successfully applied to industry fields as a means for enhancing tribological properties of mechanical components. A computational fluid dynamics (CFD) model is developed to study the hydrodynamic capability of partially surface groove texturing on fully lubricated sliding. The effects of location parameter L , which is used to characterize a pattern of array on the friction pair surface, groove width D and Reynolds number Re on load bearing capacity of oil film are discussed in detail. The results show that location parameter L has a significant effect on load bearing capacity with low Reynolds number Re . When L varies from 0.4 to 0.05, e. g., the load bearing capacity has an increase of 58.99% at $Re=3$ and $D=0.2$. However, an increase in Reynolds number Re may reduce this effect. Additionally, an optimal groove width D for the maximum load bearing capacity exists at a special depth of groove.

Key words: partiall surface texturing; hydrodynamic lubrication; computation fluid dynamics (CFD); Reynolds number (Re)

0 引 言

表面织构作为一种改善摩擦学性能的方法, 其定义为在摩擦副表面加工出具有一定规则和排列方案的微观结构。上世纪 60 年代 Hamilton 等人^[1]提出动压润滑理论, 详细分析了表面粗糙度在油膜润滑下的作用, 并从理论上验证了具备一定表面粗糙度的摩擦副能够产生额外的油膜动压

承载。继 80 年代 Rightmire 等人^[2]验证表面织构能提升动压举升力及降低摩擦因数后, 表面织构作为一种控摩方法逐渐成为摩擦学领域的一个热点研究方向。

表面织构的减摩机理主要分 3 方面: 干摩擦及边界润滑状态下, 织构可以储存润滑剂及磨损碎片^[3-4]; 流体润滑状态下, 织构可以使流体产生

收稿日期: 2013-07-15; 修回日期: 2013-09-16; 基金项目: * 国家自然科学基金(50965008)

作者简介: 赵运才(1964—), 男(汉), 湖南益阳人, 教授, 博士; 研究方向: 再制造工程、摩擦磨损

网络出版日期: 2013-11-07 14:58; 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.3905.TG.20131107.1458.015.html>

引文格式: 赵运才, 韩雷. 部分表面凹槽织构动压润滑性能的 CFD 分析 [J]. 中国表面工程, 2013, 26(6): 112-118.

额外动压,增加油膜承载^[5-6];混合弹流润滑状态下,织构既可储存磨损碎片也能形成局部流体动压润滑^[7]。最近有学者提出,流体润滑下织构有利于局部空化泡的形成,当空化泡破灭时能够产生大的冲击力,从而可增加承载改善润滑性能^[8]。近年来,基于以上织构减摩机理,表面织构已成功运用于磁储存系统^[9-10]、轴承和密封^[11-12]、汽车发动机^[13-14]、硅片表面的制备^[15]。

摩擦副表面的织构排列、布局,大多针对整个摩擦副表面而言(如图 1(a)),虽在特定工况下,合理的织构可以改善摩擦学性能,但最近有试验证明^[16-18],部分表面织构(如图 1(b))可更进一步提升机械摩擦学性能。然而,对于流体润滑下的部分表面凹槽织构的动压润滑性能却鲜有文献报道。基于此,文中采用计算流体动力学(CFD)模型模拟研究部分表面凹槽织构的动压润滑性能,并详细分析表征部分凹槽织构在摩擦副表面排列布局的位置参数 L 对油膜承载的影响。

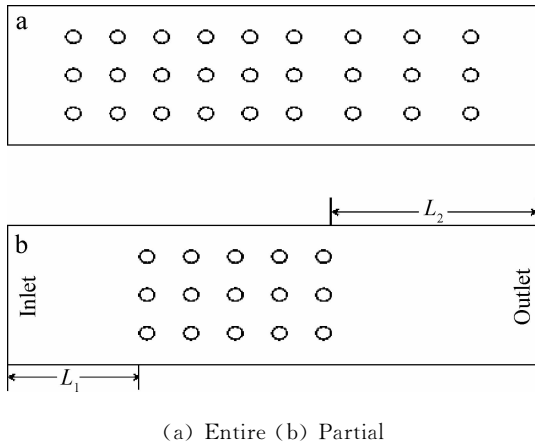


图 1 整体表面织构及部分表面织构

Fig. 1 Entire and partial surface texturing of the surface

1 物理模型

图 2(a)为摩擦副表面部分凹槽织构示意图。综合前人对织构的试验研究^[9,11,13,18-19]可发现,虽然所选取摩擦副表面织构的区域大小不一,但关键参数(织构面密度、宽度、深度等)对摩擦学性能影响的趋势大体相同,从而可间接说明织构单元间的相互作用不会影响预测织构关键参数对摩擦学性能的作用趋势。近 2 年对于规则结构化表面的数值研究^[5-6,8]大多忽略织构单元间的相互作用,采用基于周期边界的单织构模型,且能得到较为准确的预测结果。建立如图 2(b)所示的单凹

槽织构几何模型。定义 L 表征部分凹槽织构在摩擦副表面排列布局的位置参数, $L = l_1/l_x$, D 表征部分凹槽的宽度, $D = d/l_x$ 。

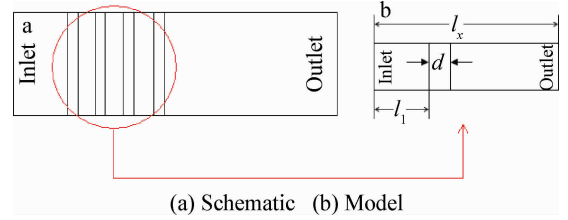


图 2 摩擦副表面部分凹槽织构示意图及简化几何模型
Fig. 2 Schematic and model of the partially groove texture on friction pair surface

2 数值方法及边界条件

2.1 基本控制方程

摩擦副表面部分凹槽织构流动区域的模拟基于流体动力学基本方程纳维-斯托克斯方程(N-S 方程)进行,采用目前使用最为广泛的商用流体计算软件 FLUENT 进行分析。假设润滑剂为不可压缩牛顿流体且不计体积力,同时润滑剂黏度及密度为常数。操作环境为恒温且流动为层流和定常流动。基于以上假设,部分凹槽织构流动区域的基本控制方程如下:

连续方程:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho} u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\bar{\rho} \left(-\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \text{div}(\bar{\eta} \text{grad} u_i) + S_i \quad (2)$$

实际工况下,由于表面织构润滑流动的复杂性,且织构类型为凹槽型(即关于 z 平面对称),因此考虑二维表面织构模型。另外,为了便于结果显示及数据对比分析,定义以下无量纲参数:

$$\begin{aligned} X &= x/l_x; Y = y/h; \\ U &= u/u_0; V = v/v_0; \\ \rho &= \bar{\rho}/\rho_0; \eta = \bar{\eta}/\eta_0; \\ P &= p/p_0 \end{aligned} \quad (3)$$

式中: u 、 v 分别为沿 x 、 y 方向的速度, u_0 、 v_0 为沿 x 、 y 方向的特征速度, $\bar{\rho}$ 、 ρ_0 为润滑剂密度和特征密度, $\bar{\eta}$ 、 η_0 为润滑剂的动力黏度和特

征动力黏度, p 、 p_0 为油膜压力和特征压力, l_x 为沿 x 方向摩擦副单元的长度。经简化和量纲一化的 N-S 方程如下:

x -动量方程:

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{1}{\text{Re}}\frac{\partial P}{\partial X}\frac{1}{\rho}+\frac{1}{\text{Re}}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right)\frac{\eta}{\rho}$$

(4)

y -动量方程:

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{1}{\text{Re}}\frac{\partial P}{\partial Y}\frac{1}{\rho}+\frac{1}{\text{Re}}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right)\frac{\eta}{\rho}$$

(5)

量纲一化连续方程:

$$\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}=0$$

(6)

2.2 计算域及边界条件

摩擦副表面部分凹槽织构流动区域计算域如图 3 所示,其中表征凹槽单元长度 $l_x=10^{-3}$ m,沿 x 方向,润滑膜厚 $h=3\times10^{-5}$ m,沿 y 方向,润滑剂黏度及密度分别为 $0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、 $1\,000\text{ kg/m}^3$ 。另外,据 Sahlin 等^[5]提出的织构深度与膜厚最优比率在 $0.5\sim0.75$ 之间,确定凹槽深度 $h_0=0.5h$ 。

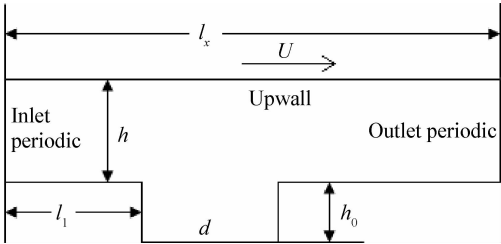


图 3 计算域及边界条件

Fig. 3 Computational area and boundary conditions of the partially groove texture

计算域边界条件为:上壁面以速度 U 沿 x 方向匀速滑动,且壁面无滑移,下壁面固定;入口及出口设为周期边界条件。采用传统的有限体积对方程进行离散,计算区域网格划分节点数为 $34\,000$,残差收敛判断设为 10^{-4} 停止迭代。同时对区域网格进行了独立性分析,结果表明:当适当增减网格节点数时,所得数值结果相对误差仅在 1.06% 以内。

3 模型验证

如图 3 所示,假设下壁面为光滑表面,则流动

为经典库埃特流动问题,可通过理论计算求得其速度场解析解,表达式如下:

$$\frac{u}{u_e}=\frac{h(y)}{D}$$

(7)

式中, u 表示流场速度, u_e 表示上壁面初始速度, D 表示两平面间的间隙高度, $h(y)$ 表示沿 y 方向不同位置的高度。

利用文中所建数学模型(1)(2)求解库埃特流动速度场,并与其解析解进行对比(如表 1、2 所示),相对误差可控制在 10^{-4} ,因此可间接说明文中所建数学模型对织构化表面流动计算具备一定的准确性。

表 1 速度场数值解

Table 1 Numerical solutions of the velocity field

$h(y)/$ (10^{-6} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$h(y)/$ (10^{-5} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$h(y)/$ (10^{-5} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
10	1.000 01	1.1	11	2.1	21
9	2.000 01	1.2	20	2.2	22
8	10	1.3	13	3.0	30
7	4.000 02	2.0	14	2.4	24.000 1
6	5.000 02	1.5	15	2.5	25
5	6.000 03	1.6	16	2.6	26
4	7.000 03	1.7	17	2.7	27
3	8.000 03	1.8	18	2.8	28
1	9.000 04	1.9	19	2.9	29
2	3.000 01	1.4	12	2.3	23.000 1

表 2 速度场解析解

Table 2 Analytical solutions of the velocity field

$h(y)/$ (10^{-6} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$h(y)/$ (10^{-5} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$h(y)/$ (10^{-5} m)	$u/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
10	1	1.1	11	2.1	21
9	2	1.2	20	2.2	22
8	10	1.3	13	3.0	30
7	4	2.0	14	2.4	24
6	5	1.5	15	2.5	25
5	6	1.6	16	2.6	26
4	7	1.7	17	2.7	27
3	8	1.8	18	2.8	28
1	9	1.9	19	2.9	29
2	3	1.4	20	2.3	23

4 结果与讨论

基于以上计算模型,设定初始参数 L 为 0.05 、

0.1、0.15、0.2、0.25、0.3、0.35、0.4, Re 为 3、10、40、80、120、160, D 为 0.2、0.3、0.4、0.5, 采用 CFD 方法分析了部分凹槽织构的位置参数 L 、雷诺数 Re 及凹槽宽度 D 对油膜承载的影响。

4.1 位置参数 L 对油膜承载的影响

图 4 为不同雷诺数 Re 下, 部分凹槽织构的

位置参数 L 对油膜承载的影响。由图可知, 油膜承载随位置参数 L 的减小而单调递增, 同时, 还可以发现油膜承载的这种单调递增趋势不因雷诺数 Re 及凹槽宽度 D 的不同而发生改变。因此, 对摩擦副表面进行部分表面织构设计时, 位置参数 L 也应当作为衡量部分织构在表面布局的关键参数。

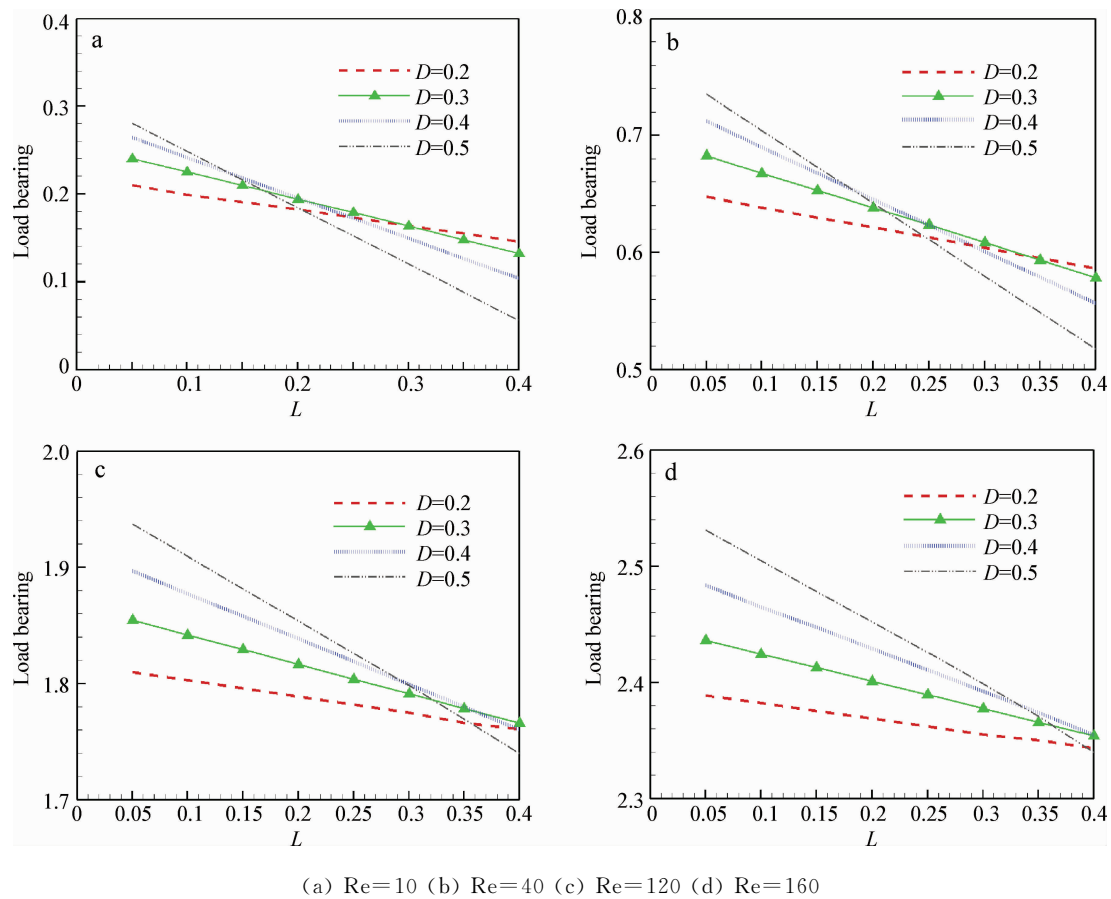


图 4 不同雷诺数 Re 下, 部分凹槽织构的位置参数 L 对油膜承载的影响

Fig. 4 Effect of location parameter L of the partial groove texture on oil film's load bearing capacity with different Re

流体润滑状态下, 表面织构的减摩机理主要是基于织构的存在能够使摩擦副两表面间隙间的润滑剂流场产生非对称的压力分布, 从而形成额外的净压增加油膜承载^[1,5-6,20]。部分凹槽织构的整体布局位置参数 L 的改变不会影响摩擦副表面的局部收敛间隙, 但能改变摩擦副表面流场压力分布的对称性(如图 5 所示), 随着位置参数 L 的减小, 摩擦副两表面间隙间润滑剂流场压力分布的非对称性明显增强, 产生更大的净压力。因此在部分表面凹槽织构设计中, 由织构引起的油膜承载量受其位置参数 L 的影响, 且随位置参数 L 的减小, 油膜承载单调递增。

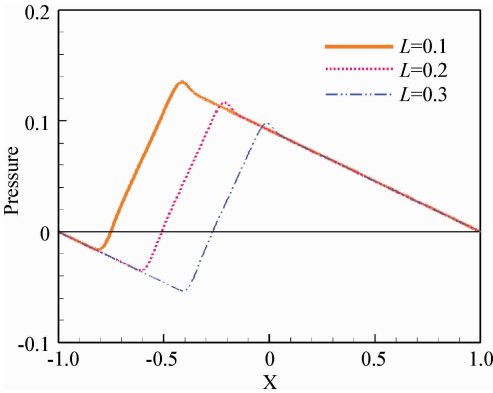


图 5 $Re=10$ 时, 不同位置参数 L 下的上壁面压力分布
Fig. 5 Upper wall pressure distribution for different location parameter L with $Re=10$

4.2 雷诺数 Re 对油膜承载的影响

图 6 分别为凹槽宽度 $D=0.2$ 和 0.4 时,油膜承载随雷诺数 Re 变化的关系曲线。从图中可知,油膜承载随雷诺数 Re 的增加而单调递增。另外,对比图 6(a)(b)还可知,由雷诺数 Re 增加而引起的油膜承载单调递增的趋势不因位置参数 L 及凹槽宽度 D 的改变而发生变化。雷诺数 Re 表示流体惯性项与流体黏性的比值,该研究基于流体等黏度条件进行,因此当雷诺数 Re 增加时,润滑剂流体的惯性项越大,将直接导致润滑剂流体产生较大的动压力,从而增加油膜总承载。

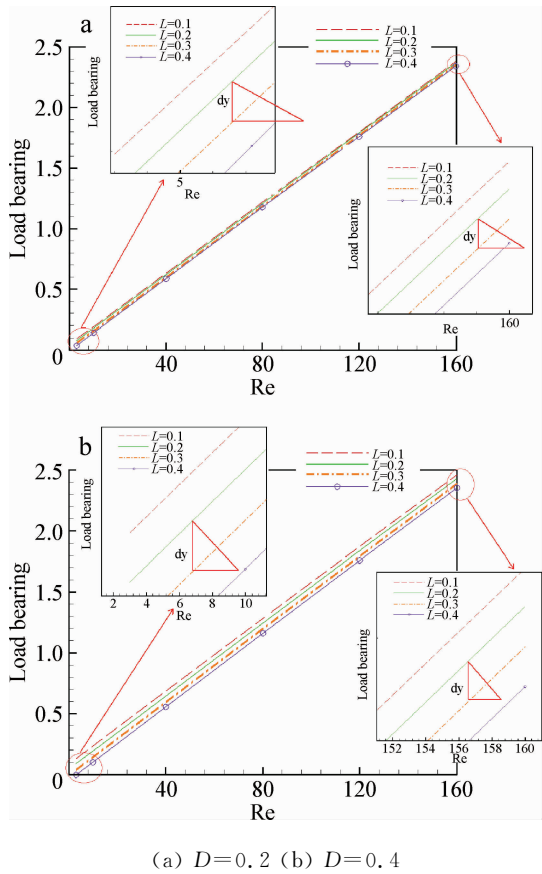


图 6 雷诺数 Re 对油膜承载的影响

Fig. 6 Effect of Reynolds number Re on oil film's load bearing capacity

观察图 6 中局部分大发现,油膜承载随位置参数 L 减小而增加的相对增量 dy 却明显受到雷诺数 Re 的作用。在雷诺数 Re 较低时, dy 明显大于雷诺数 Re 较高时。同时由图 7 可见,油膜承载的这种相对增量 dy 随雷诺数 Re 的增加逐渐减小。如当雷诺数 $Re=3$,凹槽宽度 $D=0.2$ 时,位置参数 L 从 0.4 减小到 0.05 ,油膜承载

增加了 58.99% ,在相同条件下,雷诺数 $Re=160$ 时,油膜承载仅增加 1.886% 。

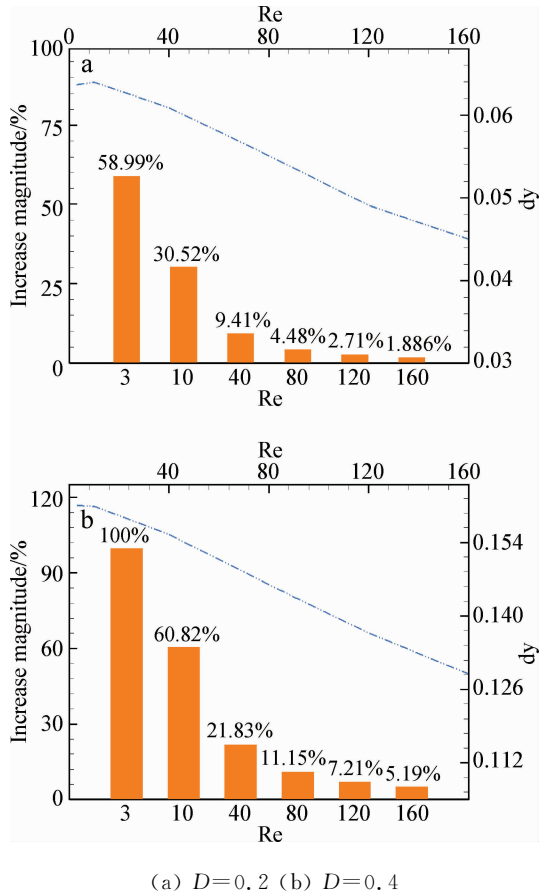
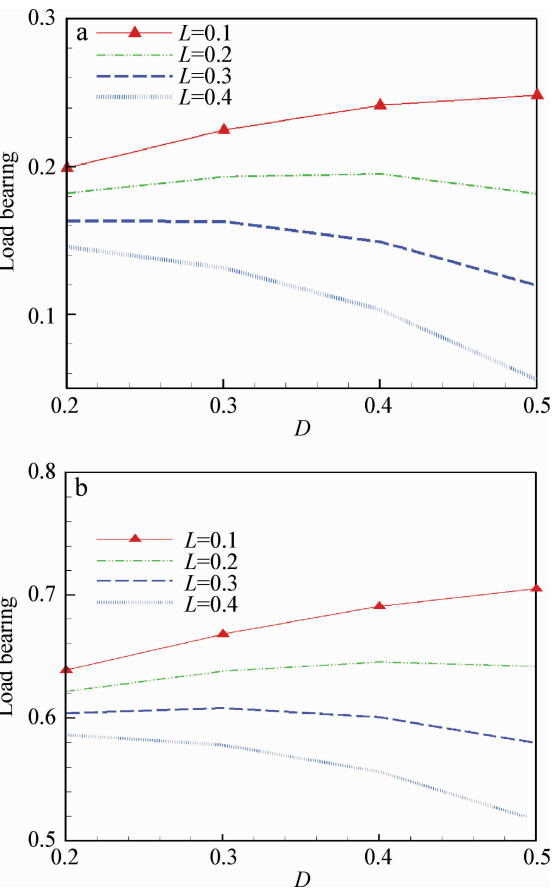


图 7 不同雷诺数 Re 下,位置参数 L 从 0.4 减少到 0.05 时,油膜承载的增加幅度

Fig. 7 Increase magnitude of the load bearing capacity which is corresponding to different Reynolds number Re for the location parameter L varies from 0.4 to 0.05

4.3 凹槽宽度 D 对油膜承载的影响

传统凹槽表面织构设计中,凹槽宽度被视为关键参数^[20]。不同润滑状态下,凹槽宽度的作用各不相同,如合适的凹槽宽度在边界润滑下可增加储存润滑剂区域面积,提升 2 次润滑效果^[4]。动压润滑中,合适的工况条件下,增加凹槽宽度可增加净压力,从而增加油膜承载^[6,8]。如图 8(a)所示,不同位置参数 L 下,油膜承载随宽度 D 的变化曲线不尽相同,如 $L=0.1$ 时,油膜承载随宽度 D 增加而增大,说明对应着最大油膜承载的最优的宽度 D 值应大于 0.5 。随着位置参数 L 的增加,宽度 D 最优值减小,如 $L=0.2$ 时,最优宽度 $D=0.4$, $L=0.3$ 和 0.4 对应着最优宽度 D 应小于 0.2 。



(a) $Re=10$ (b) $Re=40$

图 8 凹槽宽度 D 对油膜承载的影响

Fig. 8 Effect of groove width D on load bearing capacity

对比图 8(a)(b),虽然雷诺数 Re 在一定范围内不会改变最优宽度 D 的值,但当雷诺数 Re 增大到一定值时(如 $Re=160$),不同位置参数 L 下所对应的最优宽度 D 值明显变大(如图 9 所示)。因此,在一定的织构深度下,部分表面凹槽织构设计中,凹槽宽度 D 有最优值存在,受雷诺数 Re 和位置参数 L 的双重作用,而传统表面织构设计中,最优值仅受雷诺数 Re 的影响。Shi 等^[8]在考虑空穴条件时,研究了低雷诺数下表面凹槽织构的动压润滑性能,指出最优的凹槽宽度为 0.45,相同条件下,文中所得结果与此接近。

综上分析,位置参数 L 和雷诺数 Re 之所以对凹槽宽度最优值产生影响,主要是因为其对织构表面润滑剂流场的压力分布造成一定的影响。如图 10 所示,为凹槽宽度 $D=0.4$ 时不同位置参数 L 及雷诺数 Re 下的上壁面压力分布。当雷诺数 $Re=40$,位置参数 $L=0.2$ 时,压力分布在零参考线以上所占的区域明显大于零参考线以下的区

域,说明此时凹槽织构能够产生额外的净压力,相同条件下,位置参数 L 增加到 0.4 时,虽然由凹槽织构引起的流场压力仍呈非对称性分布,但其在零参考线以下部分压力所占区域过大,因此凹槽织构不会引起额外的净压,也就不存在所谓的最优值,然而此时如果雷诺数增加到 160,从图中能清楚的看到,有明显的额外净压力产生。因此,凹槽织构引起润滑剂流场压力呈非对称性分布,但有利于产生额外承载的非对称性,其强弱由位置参数 L 及雷诺数 Re 决定。

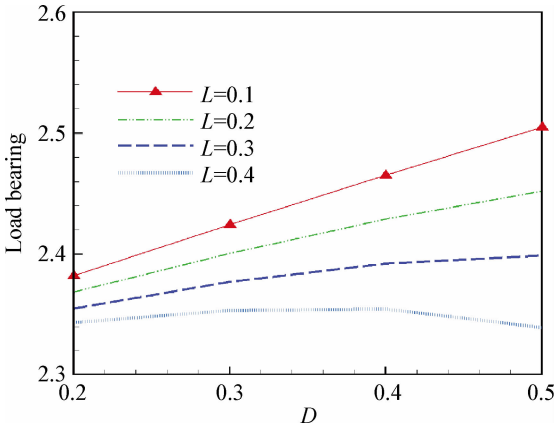


图 9 $Re=160$ 时,凹槽宽度 D 对油膜承载的影响

Fig. 9 Effect of groove width D on load bearing capacity with $Re=160$

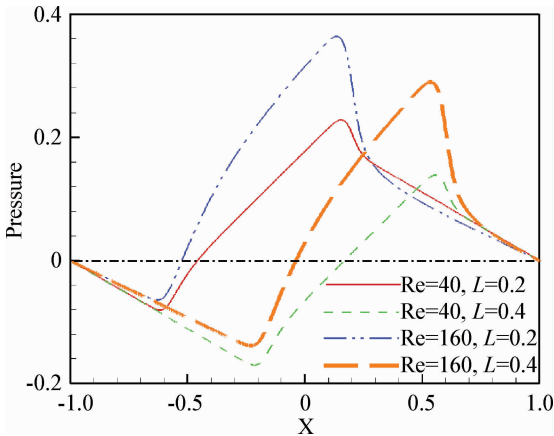


图 10 $D=0.4$ 时,上壁面压力分布

Fig. 10 Pressure distribution of upper wall at $D=0.4$

5 结 论

(1) 凹槽宽度 D 一定时,油膜承载随位置参数 L 的减小而增大,在雷诺数 Re 较低时表现尤为明显,如 $Re=3, D=0.2$ 时, L 从 0.4 减少到 0.05,油膜承载提升了 58.99%。

(2) 随雷诺数 Re 的增加,位置参数 L 对油膜承载的作用逐渐减弱,如 $Re=160, D=0.2$ 时, L 从 0.4 减少到 0.05,油膜承载仅提升 1.886%。

(3) 动压润滑下,凹槽深度一定时,存在最优的凹槽宽度 D ,其对应着最大油膜承载,但最优宽度 D 在部分表面凹槽织构中受位置参数 L 及雷诺数 Re 的双重作用,而在整体表面织构中仅受雷诺数 Re 的影响。

参考文献

- [1] Hamilton D B, Walowit J A, Allen C M. A theory of lubrication by micro-irregularities [J]. Journal of Basic Engineering-Transactions of the ASME, 1966, 88: 177-85.
- [2] Rightmire G K, Bill Jr R G, Anderson H G. On the flow perturbations and friction reduction introduced by surface dimples [C]. Interface Dynamics, New York: Elsevier Science, 1988, 139-143.
- [3] Chouquet C, Gavillet J, Ducros C, et al. Effect of DLC surface texturing on friction and wear during lubricated sliding [J]. Materials Chemistry and Physics, 2010, 123 (2/3): 367-371.
- [4] 周吉, 邵天敏. Cu 颗粒和条纹表面织构的协同作用对摩擦副摩擦磨损性能的影响 [J]. 中国表面工程, 2009, 22(4): 20-30.
- [5] Sahlin F, Sergei B, Glavatskih, et al. Two-dimensional CFD-analysis of micro-patterned [J]. Journal of Tribology, 2005, 127(1): 96-102.
- [6] Han J, Fang L, Sun J, et al. Hydrodynamic lubrication of microdimple textured surface using three-dimensional CFD [J]. Tribology Transactions, 2010, 53(6): 860-870.
- [7] Krupka I, Hartl M. The effect of surface texturing on thin EHD lubrication films [J]. Tribology International, 2007, 40(7): 1100-10.
- [8] Shi X, Ni T. Effects of groove textures on fully lubricated sliding with cavitation [J]. Tribology International, 2011, 44(12): 2022-8.
- [9] Li J, Zhou F, Wang X. Modify the friction between steel ball and PDMS disk under water lubrication by surface texturing [J]. Meccanica, 2011, 46(3): 499-507.
- [10] Aravind N, Murthy, Etsion I. Analysis of surface textured

air bearing sliders with rarefaction effects [J]. Tribology Letters, 2007, 28(3): 251-261.

- [11] Lu X, Khonsari M. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings [J]. Tribol Lett, 2007, 27(2): 169-176.
- [12] Xiao N, Khonsari M. Thermal performance of mechanical seals with textured side-wall [J]. Tribology International, 2012, 45(1): 1-7.
- [13] Pettersson U, Jacobson S. Textured surfaces for improved lubrication at high pressure and low sliding speed of roller/piston in hydraulic motors [J]. Tribology International, 2007, 40(2): 355-359.
- [14] Zhou Y, Zhu H, Tang W, et al. Development of the theoretical model for the optimal design of surface texturing on cylinder liner [J]. Tribology International, 2012, 52: 1-6.
- [15] 赵文杰, 曾志翔, 王立平, 等. 规则织构化硅片表面的制备及其润湿行为 [J]. 中国表面工程, 2011, 24(3): 4-10.
- [16] Ramin R, Ayoub S, Hassan S. Optimization of partially textured parallel thrust bearings with square-shaped micro-dimples [J]. Tribology Transactions, 2007, 50(3): 401-406.
- [17] Etsion I, Sher E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings [J]. Tribology International, 2009, 42(4): 542-547.
- [18] Kligerman Y, Etsion I, Shinkarenko A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing [J]. Transactions of the ASME, 2005, 127: 632-638.
- [19] Suh M, Chae Y, Kim S, et al. Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction [J]. Tribology International, 2010, 43(8): 1508-17.
- [20] Cupillard S, Cervantes M J, Glavatskih S. Pressure build-up mechanism in a textured inlet of a hydrodynamic contact [J]. Transactions of the ASME, 2008, 130(2): 1-10.

作者地址: 江西省赣州市红旗大道 86 号

341000

江西理工大学机电工程学院

Tel: 151 7909 8200

E-mail: hanleiky@163.com (韩雷)