

DOI: 10.3901/JME.2019.17.094

计及曲轴轴向运动的内燃机主轴承润滑分析*

李彪¹ 孙军² 朱少禹² 刘广胜¹ 苗恩铭³ 李云强⁴ 朱桂香⁴

- (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;
3. 合肥工业大学仪器科学与光电工程学院 合肥 230009;
4. 潍柴动力股份有限公司 潍坊 261001)

摘要: 内燃机工作中, 曲轴进行旋转运动的同时, 还存在沿轴线方向的运动。以某四缸四行程内燃机曲轴—轴承系统为对象, 基于建立的三维流体动力润滑模型, 进行了计及曲轴轴向运动和曲轴受载变形导致轴颈倾斜的主轴承润滑性能研究。分析中, 曲轴轴向运动规律通过内燃机台架试验实测, 采用整体曲轴体单元有限元法计算主轴承负荷和曲轴变形, 应用动力学法进行曲轴主轴承的润滑分析。结果表明: 与不计曲轴轴向运动的影响相比, 计及曲轴轴向运动时, 主轴承的轴心轨迹为一条不封闭的三维空间曲线, 内燃机一个工作循环中的部分时刻主轴承的最小油膜厚度、最大油膜压力、摩擦功耗和端泄流量变化显著; 曲轴轴向运动对内燃机各主轴承润滑特性的影响不一定都是不利的。因此, 为了更加合理、接近实际, 内燃机曲轴主轴承润滑性能分析中有必要计及曲轴轴向运动的影响。

关键词: 内燃机; 主轴承; 润滑; 曲轴轴向运动; 倾斜轴颈

中图分类号: TK421

Lubrication Analysis of Main Bearing for Internal Combustion Engine Considering Axial Movement of Crankshaft

LI Biao¹ SUN Jun² ZHU Shaoyu² LIU Guangsheng¹ MIAO Enming³
LI Yunqiang⁴ ZHU Guixiang⁴

- (1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;
2. School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;
3. School of Instrument Science and Opto-electronics Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;
4. Weichai Power Company Limited, Weifang 261001)

Abstract: The crankshaft rotates and moves along the axis in internal combustion engine. A crankshaft-bearing system of a four-stroke four-cylinder internal combustion engine is taken as the object, lubrication analysis of main bearing considering axial movement of crankshaft and deformation of crankshaft under load are based on the three-dimensional hydrodynamic lubrication model. In the analysis, the axial movement of the crankshaft is measured by internal combustion engine test bench. Crankshaft main bearing load and crankshaft deformation of internal combustion engine is calculated by the whole crankshaft solid-element FE method. Lubrication of crankshaft main bearing is analyzed by dynamic method. The result show that the journal center trajectory of crankshaft main bearing is an unclosed and three-dimensional spatial curve when the axial movement of crankshaft is considered, and the minimum oil film thickness, maximum oil film pressure, frictional power loss and end leakage flow-rate of main bearing is changed obviously at some times of an internal combustion engine working cycle comparing with not considering the axial movement. The influence of crankshaft axial movement on the lubrication performance of main bearings of internal combustion engine is not always adverse. Therefore, in order to be more reasonable and closer to reality, it is necessary to take into account the influence of axial movement of crankshaft in the analysis of lubrication performance of crankshaft main bearing.

Key words: IC engine; main bearing; lubrication; axial movement of crankshaft; journal misalignment

* 国家自然科学基金(51490660/51490661)和内燃机可靠性国家重点实验室开放基金(skler-2017008)资助项目。20181219 收到初稿, 20190426 收到修改稿

0 前言

曲轴轴承是内燃机最主要摩擦副之一，其工作状态对内燃机的经济性、工作可靠性和使用耐久性 etc 性能有着非常重要的影响。随着现代内燃机工业的发展和要求的不断提高，曲轴轴承的强化程度越来越高，结构越来越紧凑，工作条件更加苛刻，这些都要求不断提高内燃机曲轴轴承的设计水平，更精确地预测曲轴轴承的润滑性能。关于曲轴轴承润滑性能的研究，国内外同行专家学者开展了大量的研究工作。例如，HIRANI 等^[1-2]研究了对曲轴轴承进行快速润滑分析的复合算法；SANTOS 等^[3]将积分变换技术应用于滑动轴承热流体动力润滑分析；张俊红和 SHAHMOHAMADI 等^[4-5]通过引入新的变量，进行了考虑空化效应的轴承润滑分析；BOEDO 等^[6]提出了计及表面形貌和结构惯性的弹流润滑模型，分析了连杆轴承的润滑性能；RAO 等^[7]分析研究了不同轴承结构参数对轴承润滑性能的影响；BRITO 等^[8-10]分别采用理论和试验方法研究了供油压力和供油温度对轴承润滑性能的影响；孙军等^[10]研究了内燃机机体的弹性变形对主轴承润滑性能的影响，发现在设计精度要求不高时，可不考虑轴承表面弹性变形的影响；AHMAD 和 FENG RONG 等^[12-13]分析了表面形貌参数对轴承润滑性能的影响；桂长林等^[14]采用动力学计算方法，分析曲轴系统动力学效应对曲轴轴承轴心轨迹的影响；杨扬等^[15]在某四缸四行程内燃机上对曲轴轴承的轴心轨迹进行了实际测量，首次揭示了内燃机曲轴轴承的轴心轨迹为一条不封闭的三维空间曲线。但是，目前对内燃机曲轴轴承的润滑分析中，一般仅考虑曲轴与轴承的旋转运动和轴承孔与曲轴轴颈两个相对运动表面相互靠近运动形成的动压效应和挤压效应。实际内燃机工作中，曲轴在进行旋转运动的同时，还存在轴向运动。当曲轴受载荷作用变形等影响导致轴颈在轴承孔中倾斜时，曲轴轴向运动将会直接改变曲轴轴承动压效应和挤压效应的状况，进而影响轴承的润滑性能。考虑曲轴轴向运动进行内燃机曲轴主轴承流体动力润滑分析，目前鲜有报道。

本文以某四缸四行程内燃机曲轴—轴承系统为研究对象，考虑其工作的实际情况，进行计及曲轴轴向运动的主轴承流体动力润滑性能分析。通过与不考虑曲轴轴向运动影响的结果比较，研究分析曲轴轴向运动对内燃机曲轴主轴承润滑性能的影响。表 1 为曲轴轴承结构等参数。

表 1 曲轴轴承结构等参数

参数	数值
转速 n /(r/min)	3 200
主轴承半径 R /mm	40
主轴承宽度 L /mm	28
主轴承半径间隙 c /mm	0.072 75
主轴承油槽宽度 B_{oi} /mm	4
润滑油动力黏度 η /(Pa·s)	0.010 26
进油压力 p_0 /Pa	20 000
主轴承当量质量 m /kg	1.284

1 曲轴轴向运动

曲轴轴向运动规律在内燃机试验台上通过安装在曲轴自由端的位移传感器实测得到。如图 1a 为内燃机标定工况下十个工作循环中曲轴轴向运动量变化情况，通过对轴向运动量变化计算求得曲轴轴向运动的速度变化情况，如图 1b 所示。

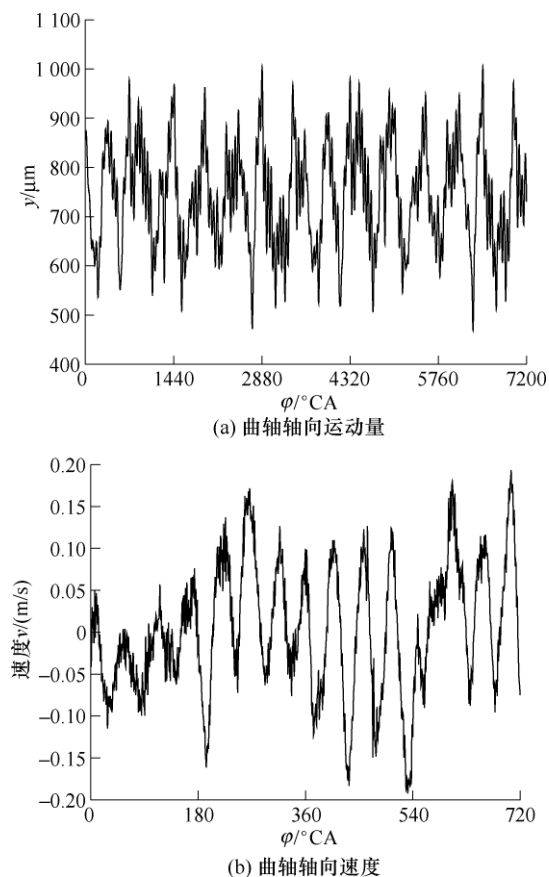


图 1 曲轴轴向运动量和速度变化

2 轴承负荷和曲轴变形计算

根据实测的气缸压力和动力计算的曲柄连杆机构惯性力，采用整体曲轴体单元有限元法求解内燃

机标定工况下的主轴承负荷和曲轴受载变形导致的轴颈倾斜状况。

图 2 为整体曲轴体单元有限元模型。为了提高运算效率保证计算精度,采用带中间节点的 4 面体单元对实体模型进行自由网格划分,同时为了提高单元质量、减少不良单元的生成,对曲轴上的所有油孔、螺栓孔和过渡圆角等处进行局部网格细化,共得到 175 579 个单元、266 283 个节点。

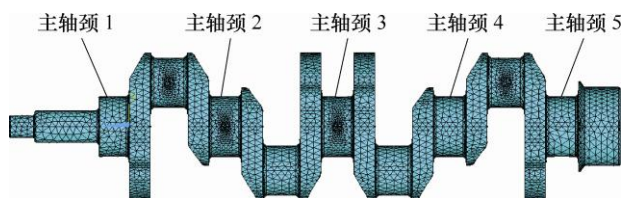


图 2 整体曲轴体单元有限元模型

图 3 和图 4 分别为内燃机标定工况下一个工作循环中第二主轴承和第五主轴承的负荷图, P_x 和 P_z 分别为主轴承负荷在 x 和 z 轴方向的分量。图 5 为一个工作循环中曲轴受载变形导致第二主轴承和第五主轴承轴颈在轴承孔中倾斜的倾斜角 γ 随曲轴转角 φ 的变化情况。

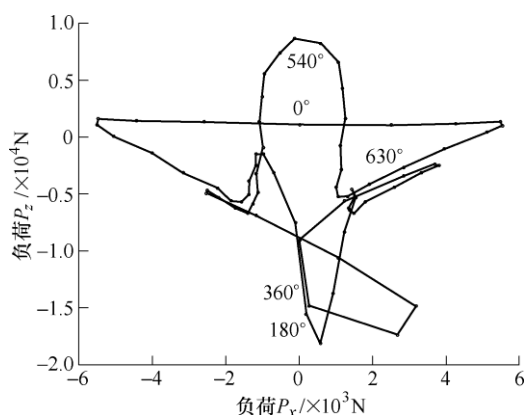


图 3 第二主轴承负荷

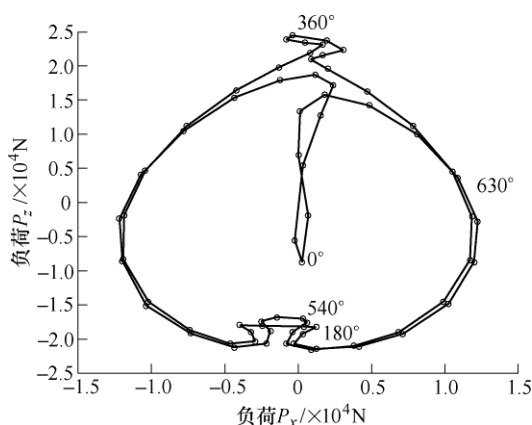


图 4 第五主轴承负荷

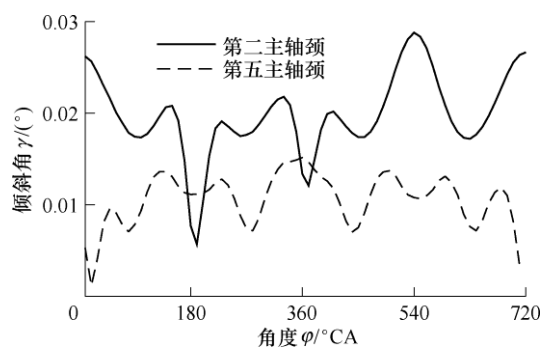


图 5 第二和第五主轴颈倾斜角

3 润滑分析模型

3.1 Reynolds 方程

计及曲轴轴向运动时曲轴主轴承润滑分析采用的 Reynolds 方程为^[16]

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta R \left(U \frac{\partial h}{\partial \theta} + VR \frac{\partial h}{\partial y} + 2R \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

式中, p 为油膜压力; U 为轴颈表面切向速度; V 为曲轴轴向运动速度; R 为轴承半径; h 为油膜厚度; η 为润滑油动力黏度; θ 为轴承周向坐标; y 为轴承轴向坐标。

3.2 油膜厚度方程

考虑曲轴受载变形和轴向运动时,油膜厚度的周向分布不仅随着轴向位置的变化而改变,还取决于轴颈在一定时刻间隔下的轴向位移量,如图 6 所示,此时油膜厚度为

$$h = c + e_0 \cos(\theta - \psi) + \tan \gamma \left(y + V \cdot \Delta t - \frac{L}{2} \right) \cos(\theta - \alpha - \psi) \quad (2)$$

式中, e_0 为轴承中央截面上的偏心距; α 为轴颈后端中心线投影与偏心距矢量之间的夹角; ψ 为轴承中央截面偏位角; c 为轴承半径间隙; γ 为轴颈在轴承中的倾斜角。

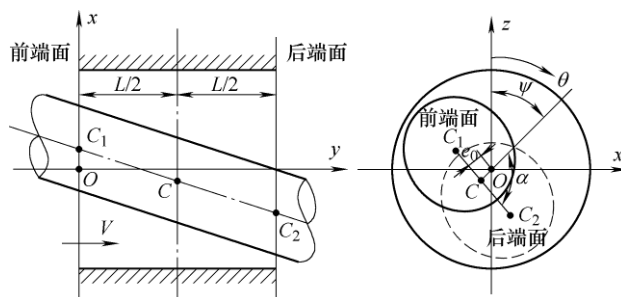


图 6 轴承与轴颈位置示意

3.3 轴承油膜反力

轴承油膜反力在 x 轴和 z 轴方向的分量分别为

$$F_x = - \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \sin \theta d\theta dy \quad (3)$$

$$F_z = - \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \cos \theta d\theta dy \quad (4)$$

则轴承油膜反力 F 及其方向角 Φ 为

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \quad (5)$$

$$\Phi = (1 - \text{sign } F_z) \cdot 90^\circ + \text{sign } F_z \cdot \text{sign } F_x \cdot \Phi' \quad (6)$$

式中, $\Phi' = \arctg \left| \frac{F_x}{F_z} \right|$

3.4 载荷平衡方程

如果忽略油膜惯性力的影响, 轴承轴颈中心的运动服从牛顿第二定律, 则

$$P + F = m \frac{dv}{dt} \quad (7)$$

式中, P 为轴颈负荷(其与轴承负荷为作用与反作用关系); F 为轴承油膜反力; v 为轴颈中心运动速度, m 为轴颈质量。

3.5 端泄流量

计及曲轴轴向运动时从轴承前、后端面流出的润滑油分量分别为

$$Q_1 = \int_0^{2\pi} \left(\frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{y=0} R d\theta \quad (8)$$

$$Q_2 = \int_0^{2\pi} \left(\frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{y=L} R d\theta \quad (9)$$

则轴承端泄流量为

$$Q = |Q_1| + |Q_2| \quad (10)$$

3.6 摩擦力及摩擦功耗

曲轴切向运动和轴向运动引起的轴颈表面摩擦力分别为

$$F_U = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} + \frac{U\eta}{h} \right) R d\theta dy \quad (11)$$

$$F_V = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{|V|\eta}{h} \right) R d\theta dy \quad (12)$$

则轴颈表面的摩擦功耗为

$$P_f = F_U \cdot U + F_V \cdot |V| \quad (13)$$

3.7 收敛判断公式

Reynolds 方程求解收敛判断依据为

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |p_{i,j}^{(k+1)} - p_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n p_{i,j}^{(k+1)}} \leq 10^{-4} \quad (14)$$

式中, k 为迭代次数; m 、 n 分别为轴承周向和轴向划分节点数目。

轴承径向横截面的轴心轨迹收敛判断依据为

$$|\varepsilon_{\theta=720^\circ} - \varepsilon_{\theta=0^\circ}| < 0.0001 \quad (15)$$

式中, ε 为轴承偏心率。

4 计算方法

采用有限元整体曲轴体单元法求解内燃机主轴承负荷和曲轴受载变形导致轴颈倾斜角, 根据试验实测内燃机一个工作循环中的曲轴轴向运动量变化, 计算得到曲轴的轴向运动速度。根据轴承结构参数和曲轴轴心初始位置计算轴承油膜厚度分布, 采用有限差分法求解 Reynolds 方程得到轴承油膜压力分布, 根据载荷平衡方程式(7)求解轴承轴心轨迹, 采用辛普森积分法求解轴承润滑特性参数。求解流程示意如图 7 所示。其求解步骤如下所述。

(1) 根据有限元法求得曲轴轴颈倾斜状况和轴颈负荷, 初定轴承中心偏心率和偏位角。

(2) 由初定轴承偏心率、偏位角联立求解油膜厚度方程和 Reynolds 方程求解轴承油膜反力。

(3) 根据载荷平衡方程计算轴承轴颈中心运动速度矢量, 依次求得下一曲轴转角下轴承中心偏心率和偏位角, 获得轴承轴颈中心运动轨迹。

(4) 最后判断内燃机一个工作循环内轴承轴颈中心轨迹是否满足收敛条件(15), 若不满足将曲轴转角为 720° 的偏心率和偏位角作为初始值, 转到步骤(2), 直至满足收敛条件, 循环终止。

5 结果与分析

图 8a 和 8b 分别为计及曲轴轴向运动影响时, 在内燃机一个工作循环中曲轴第二主轴承和第五主轴承的轴心轨迹。可见, 计及曲轴轴向运动影响时, 在内燃机的一个稳定工作循环内, 由于曲轴轴向运动使各主轴承存在轴向位移量, 导致曲轴主轴承的轴心轨迹一般是不封闭的三维空间曲线; 曲轴轴向运动对主轴承的轴心轨迹影响显著, 不同主轴承的三维轴心轨迹相差较大。

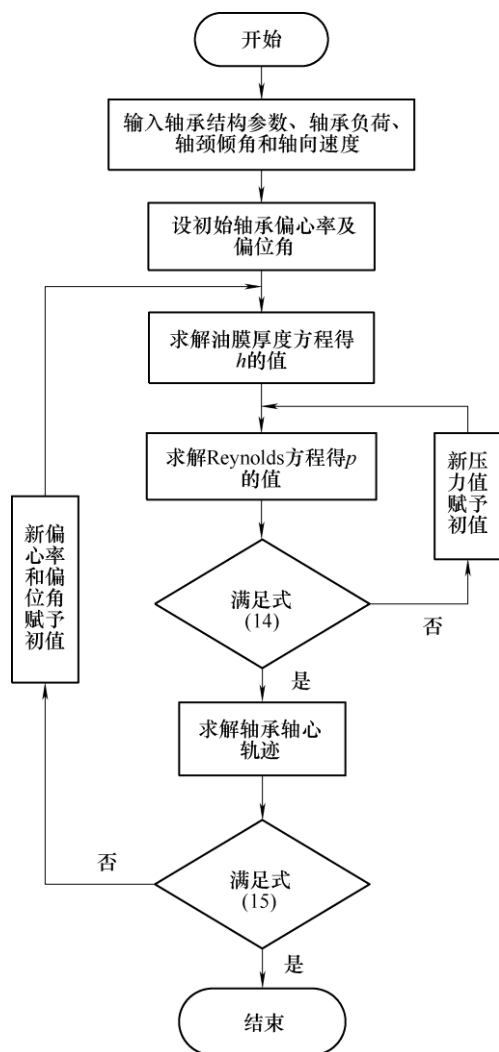
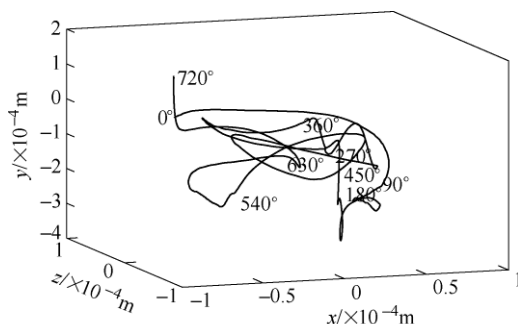
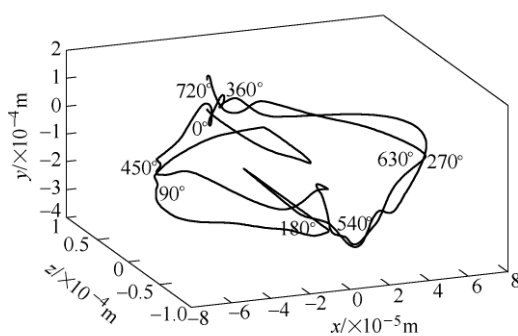


图7 计算流程示意



(a) 第二主轴承



(b) 第五主轴承

图8 主轴承三维轴心轨迹

图9和图10分别为计及和不计曲轴轴向运动时，内燃机一个工作循环中曲轴第二主轴承和第五主轴承中央截面的轴心轨迹。可见，计及与不计曲轴轴向运动的影响时，轴承轴心轨迹在大部分时刻基本接近，但是在部分时刻曲轴轴向运动对曲轴主轴承中央截面轴心轨迹的影响较为显著，出现这种现象的主要原因是曲轴轴颈倾斜角和轴向运动相互耦合作用下导致曲轴轴心沿轴承径向具有一定位移分量，且在曲轴转角一定情况下，轴颈倾斜角和轴向运动位移越大，径向位移分量越大，轴心轨迹变化越显著。与第五主轴承相比，曲轴轴向运动对第二主轴承中央截面轴心轨迹影响较大，这是因为第二主轴承的轴颈倾斜角较大(图5)，单位时间内相同的轴向位移量可能使轴颈轴心径向位移分量也较大。

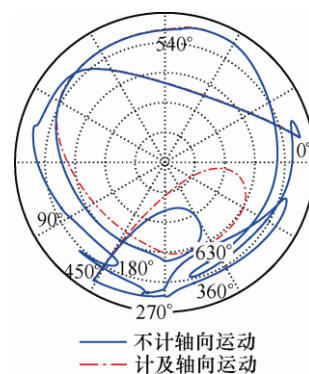


图9 第二主轴承中央截面轴心轨迹

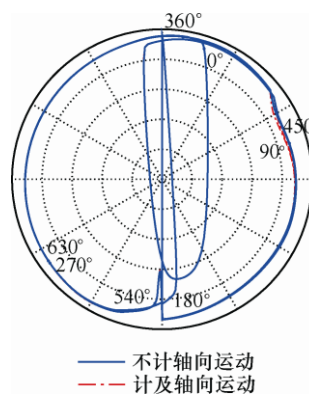


图10 第五主轴承中央截面轴心轨迹

图11和图12分别为计及和不计曲轴轴向运动影响时，曲轴第二主轴承和第五主轴承最小油膜厚度和最大油膜压力在内燃机一个工作循环中的变化情况。可见，与不计曲轴轴向运动相比，计及曲轴轴向运动后，主轴承最小油膜厚度和最大油膜压力在内燃机一个工作循环中的变化趋势基本没有变化。但是，在一个工作循环中部分时刻(如第二主轴承曲轴转角为460°、500°和540°~580°)附近曲轴轴向运动对主轴承最小油膜厚度存在一定的影响，特别是对一个工作循环中最小油膜厚度最小值的影

响。不计曲轴轴向运动时, 内燃机一个工作循环中第二主轴承的最小油膜厚度的最小值为 $1.286\ 7\ \mu\text{m}$, 在考虑曲轴轴向运动影响的情况下该值进一步减小为 $1.019\ 1\ \mu\text{m}$, 降幅为 20.8%。与不计曲轴轴向运动的结果比较, 曲轴轴向运动在内燃机一个工作循环中部分时刻(如第二主轴承曲轴转角为 $540^\circ\sim 580^\circ$ 和第五主轴承曲轴转角为 $330^\circ\sim 410^\circ$)对轴承最大油膜压力有较明显影响, 主要是因为这段曲轴转角范围内最小油膜厚度相对而言变化率较大。与不计曲轴轴向运动相比较, 计及曲轴轴向运动后轴承最大油膜压力明显增加。不计曲轴轴向运动时, 在内燃机一个工作循环中第二主轴承的最大油膜压力的最大值为 $82.749\ 9\ \text{MPa}$, 计及曲轴轴向运动后为 $95.140\ 8\ \text{MPa}$, 增幅为 14.97%, 这是因为倾斜轴颈在曲轴轴向运动的作用下使主轴承最小油膜厚度的最小值进一步减小。

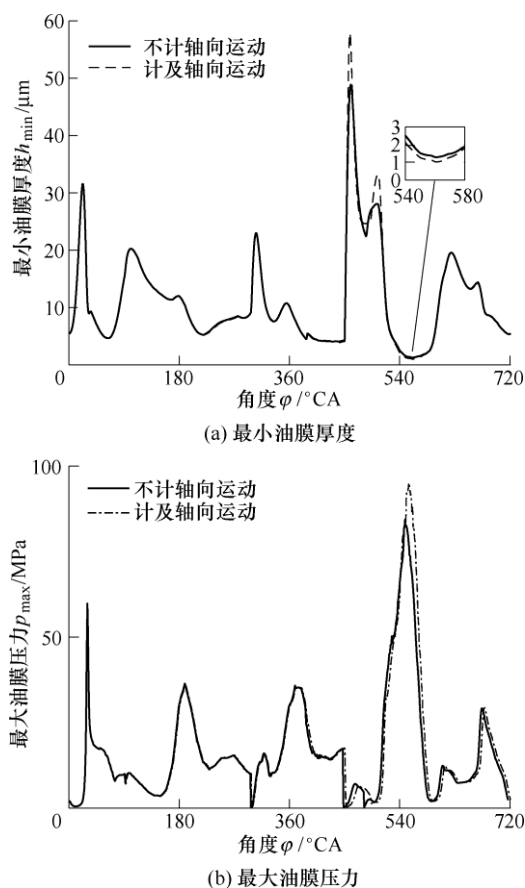


图 11 第二主轴承的最小油膜厚度和最大油膜压力

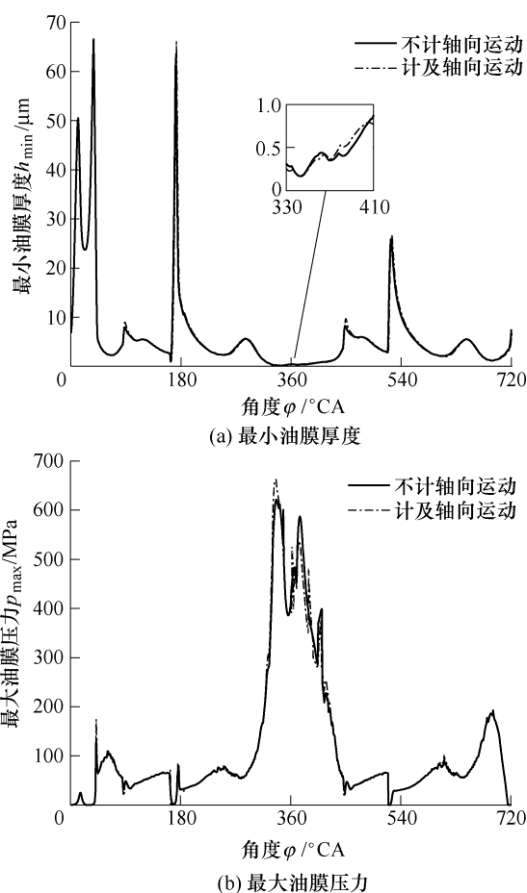


图 12 第五主轴承的最小油膜厚度和最大油膜压力

内燃机一个工作循环中 5 个主轴承的最小油膜厚度最小值和最大油膜压力最大值如表 2 所示。可见, 曲轴轴向运动对不同主轴承的影响情况不一定是相同的(如第二主轴承的最小油膜厚度最小值降低了 20.8%, 最大油膜压力最大值增大了 14.97%, 而第三主轴承最小油膜厚度最小值增大了 24.33%, 最大油膜压力最大值减小了 0.912 7%), 出现这种现象的主要原因是曲轴轴向运动速度、运动位移的大小和方向以及轴颈倾斜角大小和倾斜方位都在时刻发生变化, 在曲轴转角一定情况下, 因各主轴承倾斜角和倾斜方位各不相同, 相同轴向运动对不同轴颈倾斜状况下的主轴承润滑性能影响以及影响程度不同, 两者的耦合作用导致曲轴轴向运动对不同主轴承最小油膜厚度最小值的影响不同, 进而影响主轴承最大油膜压力最大值, 且曲轴轴向运动对各主轴承润滑性能的影响不一定都是不利的。

表 2 曲轴主轴承在内燃机一个工作循环中的最小油膜厚度和最大油膜压力值及变化幅度

	最小油膜厚度/ μm		变化 (%)	最大油膜压力/ MPa		变化 (%)
	不计轴向运动	计及轴向运动		不计轴向运动	计及轴向运动	
第一主轴承	1.000 1	0.990 5	-0.959 9	194.358 0	192.468 8	-0.972 0
第二主轴承	1.286 7	1.019 1	-20.800 0	82.749 9	95.140 8	14.970 0
第三主轴承	0.377 7	0.469 6	24.330 0	177.402	175.782 8	-0.912 7
第四主轴承	2.404 6	2.371 2	-1.389 0	86.685 4	88.421 7	2.003 0
第五主轴承	0.169 3	0.164 8	-2.658 0	621.251 1	662.763 1	6.682 0

图 13 和图 14 分别为计及和不计曲轴轴向运动

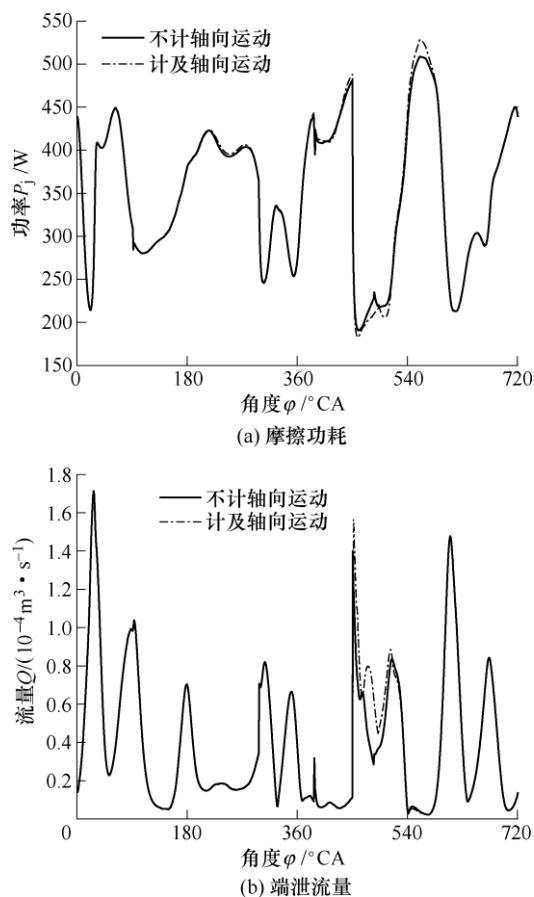


图 13 第二主轴承的摩擦功耗和端泄流量

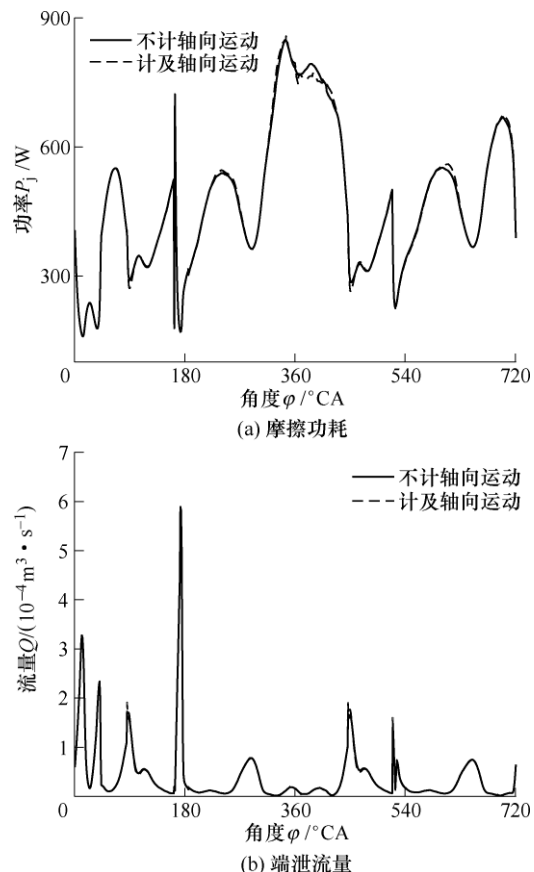


图 14 第五主轴承的摩擦功耗和端泄流量

时, 曲轴第二主轴承和第五主轴承的摩擦功耗和端泄流量在内燃机一个工作循环中的变化情况。可见, 在内燃机一个工作循环中, 与不计曲轴轴向运动影响结果比较, 轴承摩擦功耗和端泄流量的变化趋势基本没有变化, 但是曲轴轴向运动在部分时刻对轴承摩擦功耗和端泄流量影响较为明显。与不计相比, 计及曲轴轴向运动影响时, 第二主轴承在曲轴转角为 $410^\circ \sim 510^\circ$ 时端泄流量增加较明显, 出现这种现象的主要原因可能有以下两方面: ① 结合图 11b 可知, 轴承最大油膜压力在该转角范围内变化率增大, 油膜压力梯度较大; ② 轴承端泄流量不仅取决于沿轴承轴线方向压力梯度变化, 还受到曲轴轴向速度变化的影响。与第五主轴承相比, 曲轴轴向运动对第二主轴承的摩擦功耗和端泄流量影响更加显著。

6 结论

综上所述, 曲轴轴向运动在内燃机工作循环中部分时刻对主轴承的润滑特性影响显著, 对内燃机主轴承进行润滑性能分析时, 有必要计入曲轴轴向运动的影响。

(1) 计及曲轴轴向运动的影响时, 主轴承轴心轨迹在内燃机一个工作循环中为一条不封闭的三维空间曲线。

(2) 与不计相比, 计入曲轴轴向运动的影响时, 在内燃机一个工作循环中的部分时刻主轴承润滑性能发生明显变化; 第二、四和五主轴承最小油膜厚度的最小值减小、最大油膜压力的最大值增大, 其中第二主轴承变化最为显著, 这将不利于轴承的正常工作。

(3) 与不计相比, 计及曲轴轴向运动时, 第三主轴承最小油膜厚度的最小值显著增大, 最大油膜压力最大值略有减小, 可见曲轴轴向运动对内燃机各主轴承润滑性能的影响不一定是都不利的。

参 考 文 献

- [1] HIRANI H, RAO T V V L N, ATHRE K. Rapid performance evaluation of journal bearings[J]. Tribology International, 1997, 30(11): 825-834.
- [2] IONESCU M. The analytical calculation of journal bearing parameters by means of the finite bearing theory[J]. Lubrication Science, 2011, 23(8): 347-353.
- [3] SANTOS E N, BLANCO C J C, MACEDO E N, et al. Integral transform solutions for the analysis of hydrodynamic lubrication of journal bearings[J].

- Tribology International, 2012, 52(3): 161-169.
- [4] 张俊红, 李周裕, 何振鹏, 等. 空穴效应对倾斜轴颈轴承润滑性能影响的研究[J]. 中国机械工程, 2013, 24(21): 2913-2920.
- ZHANG Junhong, LI Zhouyu, HE Zhenpeng, et al. Research on cavitation effect on lubrication performance for misaligned journal bearings[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(21): 2913-2920.
- [5] SHAHMOHAMADI H, RAHMANI R, RAHNEJAT H. Big end bearing losses with thermal cavitation flow under cylinder deactivation[J]. Tribology Letter, 2015, 57(1): 1-17.
- [6] BOEDO S. A hybrid mobility solution method for dynamically loaded misaligned journal bearings[J]. ASME Journal of Tribology, 2013, 135(2): 77-82.
- [7] RAO T V V L N, RANI A M A, NAGARAJAN T, et al. Analysis of journal bearing with double-layer porous lubricant film: Influence of surface porous layer configuration[J]. STLE Tribology Transactions, 2013, 56(5): 841-847.
- [8] BRITO F P, MIRANDA A S, CLARO J C P, et al. Thermohydrodynamic modelling of journal bearings under varying load angle and negative groove flow rate[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2014, 228(9): 955-973.
- [9] BRITO F P, MIRANDA A S, CLARO J C P, et al. Experimental comparison of the performance of a journal bearing with a single and a twin axial groove configuration[J]. Tribology International, 2012, 54(54): 1-8.
- [10] BRITO F P, MIRANDA A S, CLARO J C P, et al. The role of lubricant feeding conditions on the performance improvement and friction reduction of journal bearings[J]. Tribology International, 2014, 72(4): 65-82.
- [11] 孙军, 蔡晓霞, 刘利平, 等. 计入机体和曲轴变形的曲轴轴承弹流润滑分析[J]. 内燃机学报, 2010, 28(3): 275-280.
- SUN Jun, CAI Xiaoxia, LIU Liping, et al. Analysis of elastohydrodynamic lubrication of crankshaft bearing considering deformation of engine block and crankshaft[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(3): 275-280.
- [12] AHMAD M A, KASOLANG S, DWYER-JOYCE R S. Experimental study on the effects of oil groove location on temperature and pressure profiles in journal bearing lubrication[J]. Tribology International, 2014, 74(2): 79-86.
- [13] FENGRONG B I, KANG S, LIU C, et al. Analysis of thermoelastohydrodynamic performance of journal misaligned engine main bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(3): 511-520.
- [14] 桂长林, 何芝仙, 李震, 等. 求解内燃机曲轴—轴承轴心轨迹的动力学方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 163-170.
- GUI Changlin, HE Zhixian, LI Zhen, et al. Dynamic method to calculate for shaft center trajectory of bearing of internal combustion engine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 163-170.
- [15] 杨扬, 孙军, 赵小勇, 等. 多缸内燃机曲轴轴承三维轴心轨迹的试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 174-179.
- YANG Yang, SUN Jun, ZHAO Xiaoyong, et al. Experimental study of 3D trajectory of journal center of crankshaft bearings in multi-cylinder internal combustion engine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(3): 174-179.
- [16] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- ZHANG Zhiming. Hydrodynamic lubrication theory of journal bearing[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986.

作者简介: 李彪, 男, 1991年出生, 博士研究生。主要研究方向为现代机械设计理论及方法。

E-mail: ahutbiao@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机械设计理论及方法。

E-mail: sunjun_hfut@163.com