

发动机各主轴承间隙配合对其振动特性的影响

郑康,朱明敏,宋森楠,徐海俊
(宁波工程学院 机械工程学院,浙江 宁波 315336)

摘要:以某单缸四冲程汽油机为对象,研究其主轴承间隙对发动机振动特性的影响。基于4种轴承间隙配合的设置,通过多柔性体动力学建立计算模型,利用弹性液体动力学轴承EHD计算方法对轴承的受力及其频谱进行分析,并根据发动机表面振动频谱情况得出最优的一种轴承间隙设置。分析结果表明:轴承间隙对发动机NVH性能有明显的影响。为减小轴承对发动机的激励,应在设计范围内选用尽量小的轴承间隙并使各间隙保持一致,同时保证其润滑的可靠性要求。

关键词:轴承间隙;NVH;多柔性体动力学;弹性液体动力学轴承

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)03-0058-04

Effects on Engine NVH Performance with Different Bearing Clearance

ZHENG Kang, ZHU Mingmin, SONG Sennan, XU Haijun

(College of Mechanical Engineering, Ningbo University of Technology, Ningbo 315336, China)

Abstract: Based on a single cylinder four-stroke engine, the effect of its main bearing clearance on the engine NVH performance is analyzed. With 4 bearing clearance settings, multi-flexible-body dynamics is applied to establish a computational model, and forces on bearings and their spectrum are calculated by EHD theory. An optimal clearance setting out of 4 is obtained according to the result of surface vibration spectrum of the engine. The research results show that bearing clearances significantly affect engine NVH performance. To reduce the excitation of bearing to engine, the bearing clearances as small as possible should be selected in the range of design, their consistency should be all kept, and meanwhile their lubrication reliability should be guaranteed.

Keywords: bearing clearance; NVH; multi-flexible-body dynamics; EHD

0 引言

由于轴承具有较好的承载性能和较小的摩擦力,在各种机器中有着广泛的应用。随着旋转机械的转速越来越高,对轴承的特性以及轴承各种参数的设计也提出了更高的要求。轴承的低噪声、低振动设计也更加受到人们的重视^[1]。对于轴承的润滑特性,历来都是研究轴承的重点。近年来对于轴承的振动及声学特性,国内外也开始重视起来并对其进行研究。文献[2-4]对简单滑动轴承进行计算和实验分析后指出,其轴承间隙与辐射噪声之间存在一定的关系。在发动机方面,国内对滑动轴承研究更多是轴瓦磨损后间隙不正常情况下的噪声变化捕捉,用于判断轴瓦磨损^[5-9]。对于曲轴轴承的分析主要在于油膜及压力的计算,对于轴承间隙给发动机振动特性带来的影响研究甚少。本文将基于某单缸四冲程汽油机的轴承对其间隙变化带来的振动影响进行研究。

1 模型建立理论与方法

多体动力学可分为刚性体多体动力学和柔性体多体动力学。针对轴承这样的分析对象,曲轴和轴瓦以及缸体都需要使用柔性体才能获得较高的计算精度^[10]。通过模态来表达柔性体上任意一点弹性的广义坐标为

$$\xi = \{x, y, z, \psi, \theta, \varphi, q_j\}^T \quad (1)$$

式中: x, y, z 是局部坐标系在全局坐标系中的坐标; ψ, θ, φ 为局部坐标系的欧拉角; q_j 为模态振型向量。

由拉格朗日动力学方程可知,在广义坐标系下多柔性体动力学控制方程形式为

$$M \ddot{\xi} + \dot{M} \dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial M}{\partial \dot{\xi}} \dot{\xi} \right]^T \dot{\xi} + K \xi + f_g + D \dot{\xi} + \left[\frac{\partial \psi}{\partial \xi} \dot{\xi} \right] \lambda^T = Q \quad (2)$$

式中: $\dot{\xi}, \ddot{\xi}$ 分别为弹性体的广义坐标对时间的导数; M, \dot{M} 分别为质量矩阵及其对时间的一阶偏导数; K 为广义刚度矩阵; f_g 为广义重力; D 为模态阻尼矩阵; ψ 为代数约束方程; λ 为约束的拉格朗日乘子; Q 为广义质量力。

本文的多体动力学模型包括六面体单元的机体、缸盖和曲轴,活塞及连杆用刚性体表示,计算工况为5 000 r/min。

2 弹性液体动力学轴承

现代弹性流体动力润滑计算(EHD),采用连续梁法代替简支梁法计算主轴承载荷,考虑了轴瓦和轴颈的表面粗糙度、轴承和曲轴的弹性变形、供油特性、空穴效应等因素的影响,是一种较为精确的主轴承润滑计算方法^[11]。

弹性液体动力学对流体具有以下假定:认为流体为牛顿流体,在油膜中的流动为层流,并且不考虑重力场和惯性力对其的影响,流体在油膜厚度方向压力不变,流体与

轴瓦及曲轴表面没有相对滑移。其普遍方程为雷诺方程如式(3)所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(\mu_1 + \mu_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(\nu_1 + \nu_2)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (3)$$

式中: h 为流体; ρ 为流体密度; μ_1, μ_2 为两侧表面的周向运动速度; ν_1, ν_2 为两侧表面径向运动速度; η 为流体黏度。

要求解流体润滑问题还需要以下补充方程。

膜厚方程,对于圆柱轴承,其方程为

$$H = c(1 + \varepsilon \cos\theta) \quad (4)$$

式中: H 为油膜厚度; c 为半径间隙; ε 为偏心率。

能量方程,其简化方程为

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] - P \left(\frac{\partial \mu}{\partial x} + \frac{\partial \nu}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中: E 为能量; k 为导热系数。

沃尔特(WALTHER C)公式,对于矿物润滑油,其运动黏度与温度有着以下关系:

$$\lg(\nu + C) = A + B \lg T \quad (6)$$

式中: ν 为运动黏度; A, B, C 是取决于矿物润滑油中碳氢化合物含量的常数。

3 轴承间隙对发动机振动的影响

对于本发动机来说,其轴承半径间隙根据加工公差及安装情况的波动,在 $9 \mu\text{m} \sim 24 \mu\text{m}$ 之间属于合理的半径间隙。在合理的轴承间隙范围内,每一个轴承都应该有一个最佳的轴承间隙^[12]。为了方便地研究轴承间隙带来的影响,选用本单缸发动机进行研究,因为其只有两个主轴承。本发动机为单缸汽油发动机,缸内峰值爆发压力为 5.0 MPa 。模型单元数为 $54\ 328$,类型为六面体,缸体材料为铸铁。

该发动机具有两个主轴承,故定义靠近飞轮端主轴承为第二主轴承(MB2),另一个为第一主轴承(MB1)。旋转轴为 y 轴,垂向为 z 轴,水平方向为 x 轴。设置4种对比工况,研究其对发动机的影响,如表1所示。

表1 轴承间隙工况设置

工况	第一主轴承半径间隙/ μm	第二主轴承半径间隙/ μm
9-9	9	9
9-24	9	24
24-9	24	9
24-24	24	24

3.1 轴承间隙对主轴承受力的影响

不同的轴承间隙对于主轴承力在峰值位置有明显不同。对于振动,需将受力进行快速傅里叶变换后得到其频谱特性,该力的频谱特性作为燃烧噪声的主要传播途径经发动机结构传递给发动机表面从而而引起结构辐射噪声。轴承受力主要有两个方向,垂直方向(z 轴)和水平方向(x 轴)。由于引起发动机表面辐射噪声的振动方向为水平方向,对于研究发动机表面振动情况,水平方向的振动更

加重要。垂直方向只是发动机一阶往复惯性力影响更多。故水平方向主要分析其 $300 \text{ Hz} \sim 3\ 000 \text{ Hz}$ 的振动情况,垂直方向主要分析其 $0 \text{ Hz} \sim 300 \text{ Hz}$ 的振动情况,通过分析从而找出规律性的结论。

3.2 轴承间隙对发动机水平方向振动的影响

根据表1的工况设置对发动机进行动力学计算并得到主轴承受力及其频谱特性结果,如图1—图2所示。

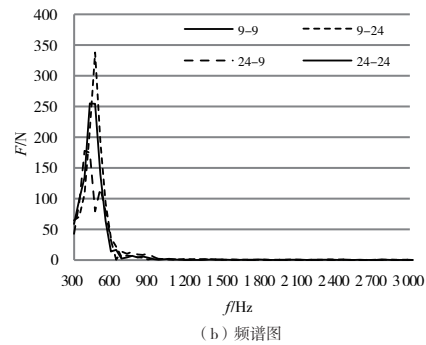
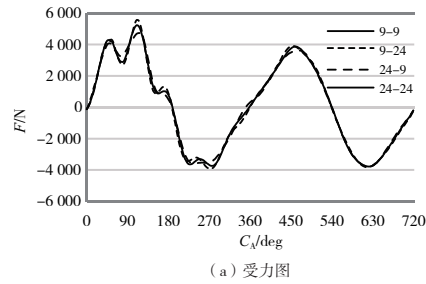


图1 第一主轴承水平方向受力及频谱图

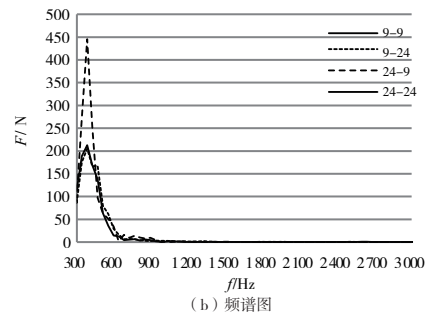
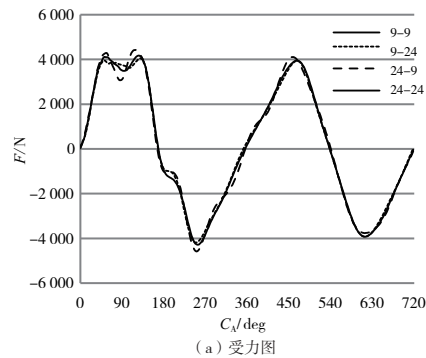


图2 第二主轴承水平方向受力及频谱图

从图1(a)和图2(a)中可以看到,在一个工作循环内,4种工况中差距最明显的是 108° 曲轴转角时的受力,

将各工况最大值整理成表 2 和表 3。可以看出对主轴承来说轴承间隙对其受力影响较大,不同间隙会带来最多 20% 的峰值受力差距。但是在轴承之间差异明显。第一主轴承受力最大的 9-24 工况在第二主轴承表现反而最好。而 24-9 工况恰好相反。从其他工况的表现可以看出,轴承间隙一致对不同轴承受力差距更小。

表 2 不同工况下第一主轴承水平方向受力在 108° 曲轴转角时的对比

工况	受力/N	与最小值 差值/N	差值与最小值 的百分比/%
9-9	4 788	152	3.3
9-24	5 562	926	20.0
24-9	4 636	0	0.0
24-24	5 198	562	12.1

表 3 不同工况下第二主轴承水平方向受力在 108° 曲轴转角时的对比

工况	受力/N	与最小值 差值/N	差值与最小值 的百分比/%
9-9	4 055	434	11.9
9-24	3 621	0	0.0
24-9	4 186	565	15.6
24-24	3 729	108	3.0

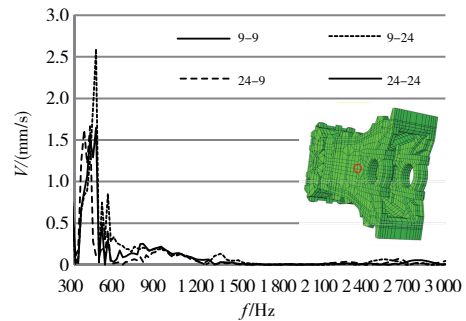
对于振动来说,频谱图更有意义。从图 1(b) 和图 2(b) 可以看到,轴承对缸体的激励主要集中于 1 000 Hz 以内,峰值出现于 400 Hz 左右。将峰值情况整理得到表 4 和表 5。可以看到在做频谱分析后,峰值频率时差距表现更大,最大值是最小值两倍以上,其依然呈现轴承间隙一致对不同轴承振动差距更小的现象。为了分析轴承振动特性差异给发动机表面振动带来的影响,在发动机两个主轴承两侧表面相对的位置上各取一个点,查看其振动情况,如图 3 所示。

表 4 不同工况下第一主轴承水平方向受力在 400 Hz 处对比

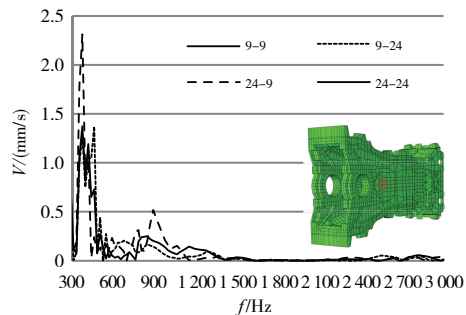
工况	受力/N	与最小值 差值/N	差值与最小值 的百分比/%
9-9	145	0	0.0
9-24	338	193	133.1
24-9	175	30	20.7
24-24	254	109	75.2

表 5 不同工况下第二主轴承水平方向受力在 400 Hz 处对比

工况	受力/N	与最小值 差值/N	差值与最小值 的百分比/%
9-9	394	189	92.2
9-24	205	0	0.0
24-9	446	241	117.6
24-24	213	8	3.9



(a) 第一主轴承



(b) 第二主轴承

图 3 发动机第一、第二主轴承侧某点水平方向受力频谱图

由图 3 可以看出,主轴承座的频谱特性基本决定了发动机表面振动情况。在峰值频率下不同轴承间隙造成发动机表面振动幅值差异很大,最大值比最小值高出 1 倍及以上,这样的振动特点对于表面辐射噪声也有很大的影响。对于第一主轴承侧来说,9-24 工况振动情况是最差的,不但峰值明显且其幅值高于其他工况,在更高频率上也表现出比其他工况更高的峰值。对第二主轴承侧来说 24-9 工况振动情况是最差的。故在实际情况中,保持各轴承具有一致轴承间隙对于发动机振动减小是有好处的。发动机工作后期轴瓦偏磨或者拆卸安装后导致轴承间间隙不一致的情况尤其要避免。在对噪声更敏感的中高频段,9-9 工况比 24-24 工况表现更好,但是在 500 Hz 以下的低频段,9-9 工况比 24-24 工况略差。考虑到一般发动机的零部件模态频率均处于中高频段,而对于低频段发动机具有较好的振动衰减特性,故轴承激励在中高频段的减小将有助于发动机 NVH 性能,对于开发低噪声发动机大有裨益。

3.3 轴承间隙对发动机垂直方向振动的影响

根据表 1 的工况设置对发动机进行动力学计算并得到主轴承受力及其频谱特性结果,如图 4 和图 5 所示。

由图 4 和图 5 可以看出轴承间隙的变化对轴承垂向的力影响不大,峰值位置差异不明显。频谱图也显示了同样的情况,但是还是可以看出 9-24 和 24-9 工况分别属于第一和第二主轴承垂向受力峰值的最大工况,也说明了水平方向轴承间隙一致有利于发动机 NVH 性能的结论在垂直方向也同样适用。

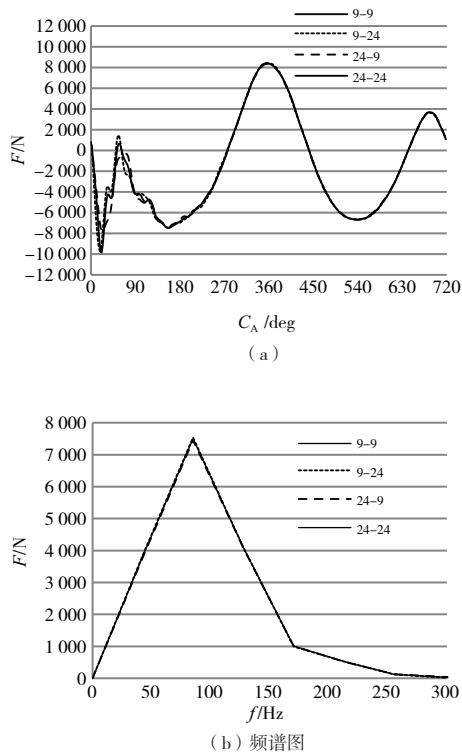


图4 第一主轴承垂直方向受力及其频谱图

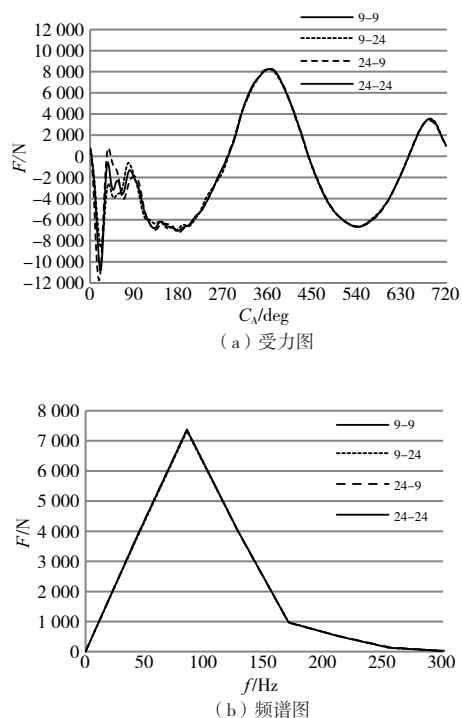


图5 第二主轴承垂直方向受力及其频谱图

4 结语

通过对比不同的主轴承间隙,分析其对发动机的主轴承受力及振动影响,并简单校核其对润滑情况的影响,可以得到以下结论:

1) 不同轴承间隙搭配对主轴承受力及频谱分布有较大的差异,以至于影响缸体表面振动速度的频谱分布,在提高发动机 NVH 性能手段日渐成熟的今天,应当重视轴承间隙带来的影响;

2) 对该发动机来说,各轴承间隙大小保持一致对发动机 NVH 性能更好;

3) 轴承间隙对发动机水平方向比垂直方向的影响更大;

4) 在设计范围内,尽量保持其较小的轴承间隙,使其具有最小轴承激励,从而使发动机具有较好的 NVH 性能。

参考文献:

- [1] BAN J E, RHO B H, KIM K W. A study on the sound of roller bearings operating under radial load[J]. Tribology International, 2007, 40(1): 21-28.
- [2] RHO B H, KIM D G, KIM K W. Effects of design parameters on the noise of rotor-bearing systems[J]. Tribology International, 2004, 37(8): 599-605.
- [3] BOUAZIZ S, FAKHFAKH T, HADDAR M. Acoustic analysis of hydrodynamic and elasto-hydrodynamic oil lubricated journal bearings[J]. Journal of Hydrodynamics, 2012, 24(2): 250-256.
- [4] ISHIDA Y, LIU J, INOUE T, et al. Vibrations of an asymmetrical shaft with gravity and nonlinear spring characteristics (isolated resonances and internal resonances)[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2008, 130(4): 1-7.
- [5] 李红. 柴油机滑动轴承故障机理分析和对策[D]. 武汉: 华中科技大学, 2004: 5-49.
- [6] 王元龙. 发动机曲轴轴承异响故障诊断研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007: 17-19.
- [7] 吕琛, 王桂增, 叶昊. 基于噪声测量的主轴承间隙状态监测[J]. 振动与冲击, 2003, 22(3): 33-36.
- [8] 吕琛, 王桂增, 叶昊, 等. 基于噪声小波包络谱的主轴承磨损故障诊断[J]. 中南工业大学学报(自然科学版), 2003, 34(4): 459-462.
- [9] 王元龙, 贾继德. 汽油机曲轴轴承异响故障诊断研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2010, 37(1): 111-112.
- [10] 李民, 舒歌群, 卫海桥. 多体动力学建模方法对发动机主轴承载荷计算影响[J]. 农业工程学报, 2008, 24(12): 57-61.
- [11] 吴炎, 谢振宇, 陈李成, 等. 基于 MATLAB 与 CFX 的动压气体轴承计算对比[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(2): 151-153, 158.
- [12] 王庆来. 柴油机曲轴轴承润滑状态及动态强度计算研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.

收稿日期: 2021-10-13