

内燃机曲轴系统动力学与油膜动力润滑耦合仿真

Coupling Simulation between Dynamics and Oil Film Hydrodynamic Lubrication of Engine Crankshaft System

杨守平, 张付军, 黄英, 赵长禄

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 建立某 V8 柴油机曲轴系统动力学与油膜动力润滑耦合仿真模型, 并通过试验数据进行校核。通过仿真计算获得扭振角位移幅值和共振频率, 以及轴承载荷、轴心轨迹、最小油膜厚度、最大油膜压力、摩擦功耗等数据。与不考虑油膜动力润滑的计算结果对比, 自由端扭振角位移幅值降低 9%, 扭振附加应力最大降低 10.8%。

关键词: 内燃机; 曲轴系统; 动力学; 动力润滑; 耦合分析

Abstract: The coupling simulation model between dynamics and oil film hydrodynamic lubrication of engine crankshaft system is built, which is validated by experimental data. The torsional vibration angle displacement amplitude and resonance frequency, as well as bearing load, journal center loci, minimum film thickness, maximum oil film pressure, friction power loss are obtained. Compared with simulation model without taking into account of oil film hydrodynamic lubrication, results indicate that the torsional vibration angle displacement amplitude of engine free end is reduced by 9%, and the torsional vibration additional stress is reduced by 10.8% to maximum.

Key words: Internal combustion engine; Crankshaft system; Dynamics; Hydrodynamic lubrication; Coupling analysis

1 引言

内燃机工作时, 曲轴主轴承、连杆两端轴承、活塞裙部和缸套之间的润滑油形成流体润滑油膜, 在活塞-连杆-曲轴的整个动力传递过程中, 润滑油膜起着不同零件间的动力耦合作用, 因此, 考虑油膜润滑的曲轴轴系柔性动力学分析对机体振动噪声和曲轴强度具有重要影响^[1-4]。以往学者在进行曲轴主轴承油膜动力润滑分析时往往把轴承(或曲轴)的动态外载荷作为固定输入, 而在进行系统动力学分析中则往往忽略油膜润滑的影响或以简单的线性模型代替。研究表明, 以不考虑油膜动力耦合作用计算所得的零部件最大受力作为设计依据的零部件设计具有过大的安全裕度^[5]。因此, 在进行内燃机活塞-连杆-曲轴系统的动力学分析中考虑曲轴主轴承和连杆两端轴承的流体动力润滑作用, 对于得到曲轴系统更为精确的建模结果或零部件精确的疲劳寿命特性具有重要的意义^[6]。

国内外对曲轴系统动力学与油膜动力润滑的耦合仿真研究集中在两个方面：考虑主轴承油膜润滑的动力学建模、考虑油膜动力润滑与否机体的受力和振动情况。戴旭东等人对系统动力学与流体动力润滑耦合作用下的曲轴动力学进行仿真计算，结果表明，考虑油膜动力润滑作用后缸体的动态受力峰值降低，润滑油膜的动力耦合使缸体各部位受力趋于均匀化^[5]。程颖等人在进行内燃机活塞-连杆-曲轴系统的柔性多体系统动力分析中考虑了主轴承流体动力润滑作用，仿真结果表明：主轴承在垂向的最大受力以及曲柄销和曲柄臂过渡圆角处的应力均有较大幅度下降^[6]。王才峰等人使用有限元和多体动力学结合的方法对汽车发动机曲轴进行扭转振动分析。仿真结果表明，轴系的一阶扭转固有频率随着油膜刚度的提高而提高，当主轴承改为纯刚性铰接时达到极限值。另一方面，当油膜刚度低到一定值时轴系的一阶扭转固有频率便不再变化^[7]。

以上研究均表明，考虑流体动力润滑后，曲轴系统部件受力发生了较大变化，但只考虑主轴承的油膜动力润滑作用，且局限在对机体振动的影响。本文某V8柴油机为研究对象，使用GT-CRANK建立其曲轴系统动力学与油膜动力润滑模型，并采用迁移率法对曲轴全部轴承进行润滑分析，分别进行计入油膜作用和不计入油膜作用的曲轴动力学模型仿真计算，研究对曲轴扭振性能的影响。

2 建模

2.1 曲轴轴系动力学模型的建立

利用Pro/E软件建立V8柴油机活塞组、连杆组和曲轴的三维实体模型，通过软件提供的功能，赋予各个组件和零件密度，由软件自动计算出各组件的质量、转动惯量和质心位置。在GT-CRANK软件中输入柴油机曲轴系统相关结构参数和材料属性，建立曲轴系统动力学模型。

GT-CRANK 软件将单位并列连杆曲柄离散成五个质量，并考虑每个质量的外部阻尼，如图 1 所示。利用系统矩阵法建立曲轴系统扭振数学模型如式(1)所示。

$$[I]\{\ddot{\phi}\} + [C]\{\dot{\phi}\} + [K]\{\phi\} = \{M\} \dots (1)$$

其中 $[I]$ 为惯量矩阵； $[K]$ 为刚度矩阵； $[C]$ 为阻尼矩阵； $\{M\}$ 为激励力矩矩阵； ϕ 、 $\dot{\phi}$ 、 $\ddot{\phi}$ 分别集中质量的角位移、角速度和角加速度。

式(1)令 $M=0$ ，即可得到无阻尼自由振动数学模型：

$$[I]\{\ddot{\phi}\} + [K]\{\phi\} = 0 \dots (2)$$

式(2)求得的特征值即为系统固有频率，将特征值回代可求得特征向量，也即系统的振型。曲轴系统扭振激励力矩由作用在曲柄销上的切向力引起。柴油机曲轴系统激励力矩 M_s 包括柴油机燃气压力 M_p 、曲柄连杆机构往复惯性力矩 M_j 。柴油机曲轴系统单缸激励力矩可表示为：

$$\left. \begin{aligned} M_s &= M_p + M_j \\ M_p &= \frac{\pi D^2}{4} R (P - P_0) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_j &= -m_j \omega^2 R^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

式(3)中 P —气缸燃气压力; P_0 —曲轴箱压力, 一般取1bar; R —曲柄半径; D —气缸直径; α —曲轴转角; β —连杆中心线与气缸中心线夹角, $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$; m_j —往复惯性质量; ω —曲轴角速度; λ —曲柄连杆长度比。

对于 V 型柴油机, 将作用在同一曲柄上的激励力矩根据相位关系进行叠加, 得到激励力矩 $\tilde{M}_s$, 将其进行傅立叶变换得到:

$$\begin{aligned} \tilde{M}_s &= M_0 + \sum_{v=0.5}^{\infty} M_v \sin(v\omega t + \psi_v) \dots(4) \\ M_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) d\alpha, \quad M_v = \sqrt{a_v^2 + b_v^2} \\ a_v &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) \cos v\alpha d\alpha, \quad b_v = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) \sin v\alpha d\alpha \\ \tan \psi_v &= \frac{a_v}{b_v} \end{aligned}$$

式中 M_0 —平均激励力矩; M_v —简谐力矩幅值; v —谐次, 四冲程发动机 $v=0.5, 1, 1.5\dots$; ψ_v —简谐力矩的初相位。

本文研究柴油机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 发动机主要技术参数

名称	描述参数
发动机型式	V 型八缸增压中冷柴油机
缸径/mm	132
行程/mm	145
曲柄连杆长度比	0.2767
单缸往复惯性质量(kg)	5.128
标定功率/kW	600
标定功率转速(rpm)	2500
发火顺序	1-8-4-5-7-3-6-2

2.2 轴承模型的建立

本文基于迁移率法建立曲轴主轴承、连杆两端轴承模型，该方法给定轴承几何结构（轴承宽度、轴颈直径、径向间隙）以及轴承载荷求得一个发动机循环内最小油膜厚度、峰值油膜压力、摩擦扭矩和轴心轨迹。主轴承和连杆两端转动轴承均为径向二瓦固定圆轴承，图 1 为其示意图。

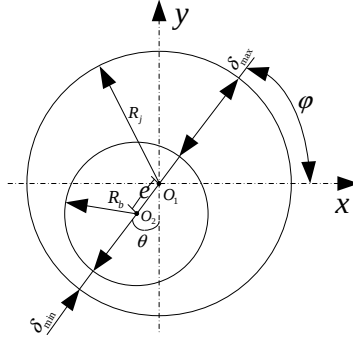


图 1 轴承示意图

刚性二维径向动载荷滑动轴承满足雷诺方程的普遍形式为^[6]：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\delta^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\delta^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta(v_1 + v_2) \frac{\partial \delta}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial \delta}{\partial t} \dots (5)$$

式中： p 为油膜压力； δ 为油膜厚度； η 为润滑油动力粘度； x 、 z 分别为轴承孔的径向坐标和轴向坐标； v_1 、 v_2 分别为轴颈和轴承的表面切向速度。

由于轴承宽径比小于 1，故采用短轴承理论简化式(5)，并采用半 Sommerfeld 边界条件，得到油膜反力的径向分量 F_x 和切向分量 F_y ^[6]：

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \frac{\eta R_j b^3}{c^2} \left[\frac{-\omega_j \varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} - \frac{\pi \dot{\varepsilon} (1+2\varepsilon^2)}{2(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \right] \\ F_y &= \frac{\eta R_j b^3}{c^2} \left[\frac{\omega_j \pi \varepsilon}{4(1-\varepsilon^2)^{3/2}} + \frac{2\varepsilon \dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] \\ F &= \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

式中： R_j 为轴颈直径； ω_j 为轴颈角速度； b 为轴承宽度； c 为半径间隙， $c = R_b - R_j$ ， R_b 为轴承半径； ε 、 $\dot{\varepsilon}$ 为偏心率和偏心速率； F 为油膜承载力。

油膜厚度 δ 的变化规律以及最小油膜厚度 $\delta_{\min}$ 由以下公式计算：

$$\left. \begin{aligned} \delta &= (R_b - R_j)(1 + \varepsilon \cos \alpha) \\ \delta_{\min} &= (R_b - R_j)(1 - \varepsilon) \end{aligned} \right\} \dots (7)$$

摩擦功耗包含液力润滑摩擦耗、边界润滑摩擦所造成的功耗，分别用 W_{hyd} 和 W_{bdy} 表示。液力润滑导致的功耗由周向和径向流动的功耗组成。液体润滑摩擦功耗和边界摩擦功耗表达式如下^[8]：

$$\left. \begin{aligned} W_{hyd} &= \int_A \frac{\eta}{\delta} (v_1^2 + v_2^2) dA + \int_A \frac{\delta^3}{12\eta R_b^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial z} \right) dA \\ W_{bdy} &= \int_A C_f p_{asp} (v_1^2 + v_2^2)^{1/2} dA \\ p_{asp} &= \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma \mu \gamma)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma}} F\left(\frac{c}{\sigma}\right) \\ F(x) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty (s-x)^{2.5} e^{-\frac{s^2}{2}} ds \end{aligned} \right\} \dots(8)$$

式中 C_f —摩擦系数； p_{asp} —粗糙峰接触压力； σ —粗糙峰高度； γ —粗糙峰顶半径； μ —粗糙峰分布密度； E —组合体弹性模量； s —油膜厚度与粗糙峰高度比； A —轴颈表面积。

柴油机轴承主要参数如表 2 所示。

表 2 轴承主要结构参数

描述参数	主轴承	连杆小头 轴承	连杆大头 轴承
直径/mm	108	55	91
宽度/mm	30	27	27
径向间隙/mm	0.025	0.04	0.04
表面粗糙度/mm	5.35E-4	5.35E-4	5.35E-4
润滑油	SAE15W40	SAE15W40	SAE15W40
进油温度/°C	100	100	100
摩擦系数	0.1	0.1	0.1

2.3 耦合仿真模型的建立及校核

油膜压力（轴承负荷）是气体爆发压力、连杆往复惯性力与油膜承载力的合力。油膜承载力与轴承结构参数和润滑状态有关。曲轴系统动力学与油膜动力润滑实际上是动力学与摩擦学的耦合分析，它属于边界耦合的范畴^[8]。

将主轴承和连杆两端轴承模型设置参数后加入曲轴轴系动力学模型中，建立的耦合仿真模型如图 2 所示。鉴于试验条件限制，本文只校核曲轴系统动力学模型自由振动特性，包括固有频率、振型及结点位置；缸压曲线取自试验数据。根据发动机厂家提供的数据建立曲轴系统当量模型如图 3 所示。从图 4 单双结点固有频率和振型试验值与仿真值对比可以看出，两种曲轴动力学模型计算得到的固有频率基本一致，误差在 1% 以内，振型和结点位置基本相同。因此，本文建立的曲轴系统动力学模型准确。

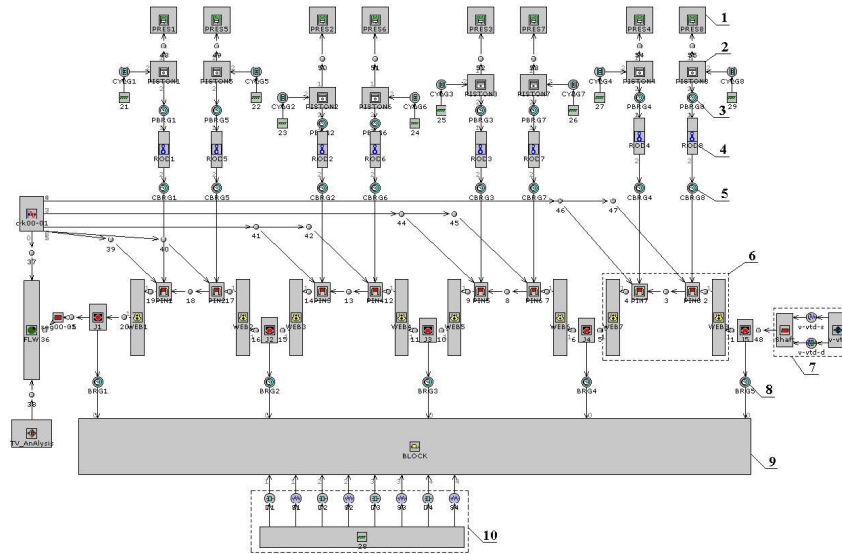


图 2 V8 柴油机曲轴系统动力学耦合模型

(1—缸压；2—活塞；3—连杆小头轴承；4—连杆；5—连杆大头轴承；
6—曲柄；7—减振器；8—主轴承；9—机体；10—悬置)

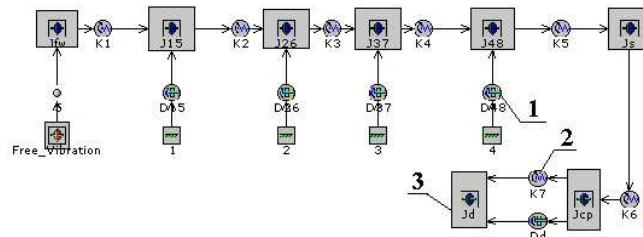
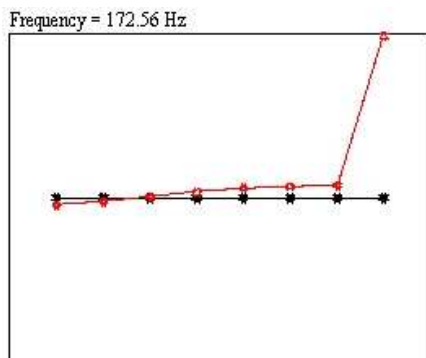
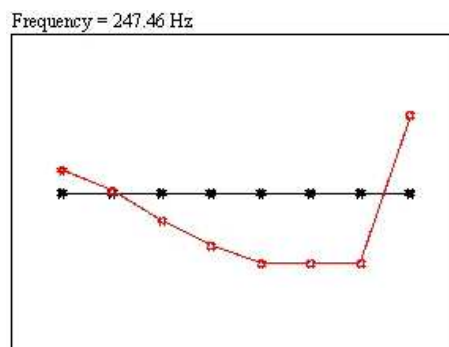


图 3 曲轴系统当量动力学模型

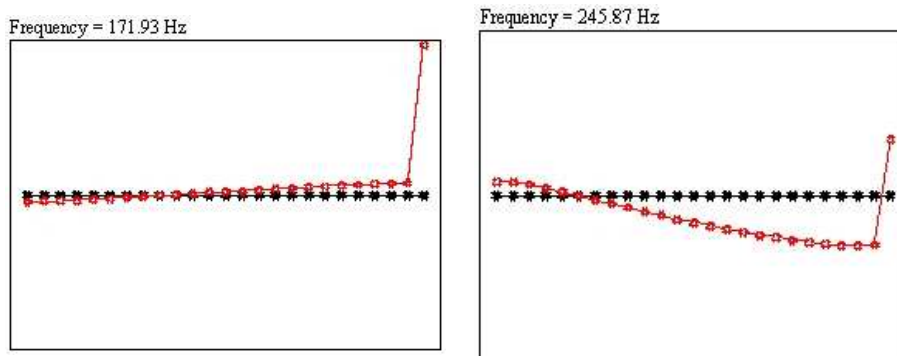
(1—阻尼；2—刚度；3—惯量)



a、试验单结点振型



b、试验双结点振型



c、仿真单结点振型

d、仿真双结点振型

图 4 单双结点固有频率及振型试验值与仿真值对比

3 柴油机曲轴系统动力学仿真

3.1 曲轴系统扭振特性仿真结果

在每个缸压模块中输入对应的 1000rpm~2500rpm 外特性缸压试验数据。由于该柴油机两列气缸发火顺序不同，因此主强谐次不同于直列八缸机。在确定需要分析的谐次前，先试算 12 谐次以下的扭振特性，后提取扭振角位移幅值较大的谐次重点分析。

从图 5 自由端扭振角位移幅值和幅值-频率云图可以看出，角位移较大的谐次是：1、4、5、5.5；主要共振谐次是：6、6.5、7、7.5、8。4 谐次角位移幅值最大，在 2045rpm 前为滚振，2045rpm 后为扭振，这是由于系统在 2500rpm 后发生双结点共振。共振谐次角位移较小，且都是双结点共振。这是由于随着谐次的增加，激励力矩幅值随之减小的缘故。自由端综合角位移幅值最大为 0.4741° ，小于许用值 0.5° 。考虑曲轴结构阻尼后应比仿真值更小，因此曲轴是安全的。图 6 第一曲柄销应力幅值及应力云图可以看出，最大应力幅值为 46.10MPa，且频率成分与轴系角位移相同。

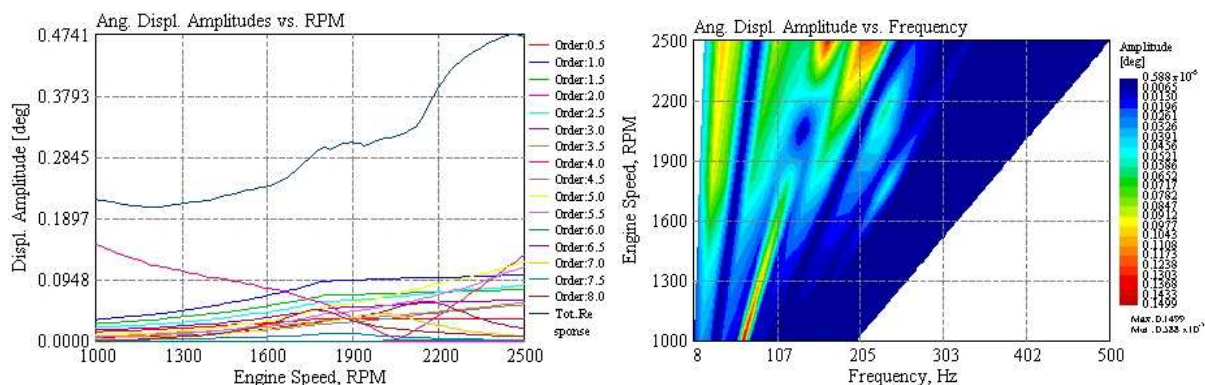


图 5 自由端扭振角位移幅值和幅值-频率云图

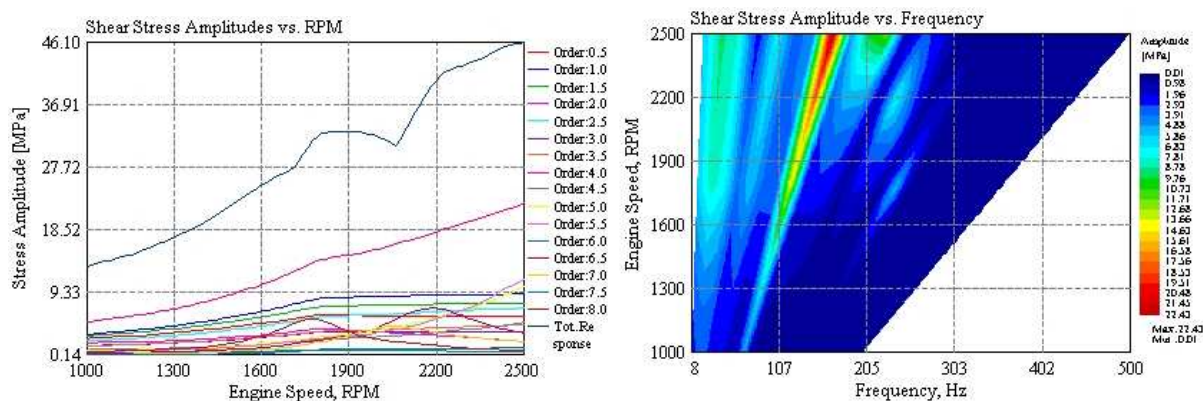


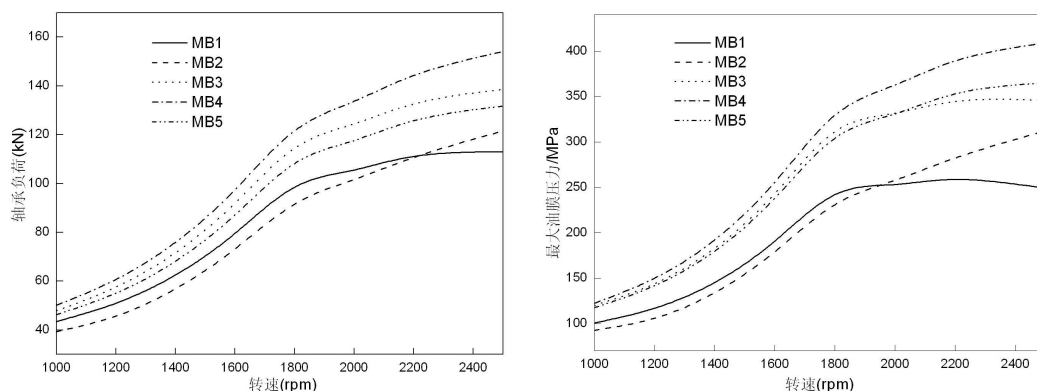
图 6 第一缸曲柄销扭振应力幅值及幅值-频率云图

3.2 轴承油膜动力润滑仿真结果

在发动机工作过程中，由曲轴作用力引起的主轴承载荷是机体承受的最重要的激励，气缸最高燃烧压力产生的激励力通过活塞-连杆-曲轴传递机体。通过曲轴系统动力学与油膜润滑的耦合仿真分析，即可得到考虑油膜动力润滑的曲轴系统仿真参数。本文主要对主轴承的受力和润滑情况进行分析，内容包括主轴承负荷、最大油膜压力、最小油膜厚度、摩擦功耗、轴心轨迹。

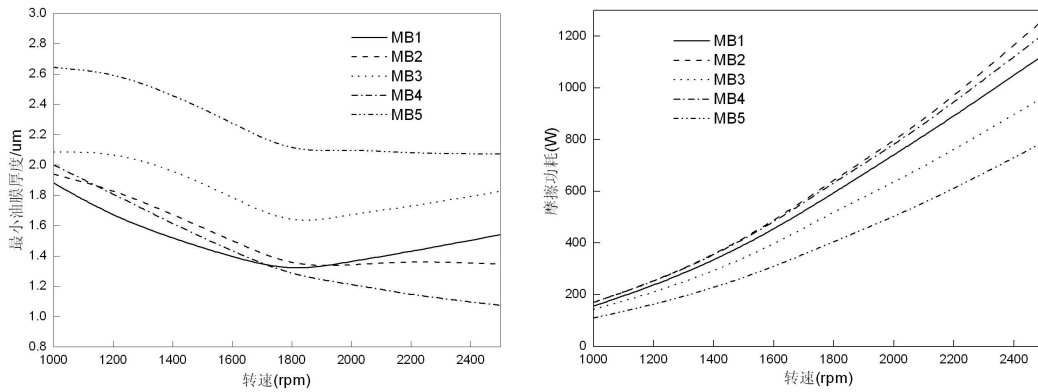
从图 7 不同转速主轴承负荷、最大油膜压力随着转速增大而增大，1800rpm 后增加较缓，这是由于柴油机在最大扭矩转速 1800rpm 后，缸压不再大幅增加。最小油膜厚度先减后增。轴承最大负荷越大，对应的油膜压力越大，与之对应的最小油膜厚度越小。主轴承 5 油膜厚度最大，最大油膜压力较小，摩擦功耗最小，处于较好的润滑状态；主轴承 4 油膜厚度较小，最大油膜压力较大，摩擦功耗较大，润滑状态较差，需要对其进行摩擦学优化设计。对于主轴承 3，其最大油膜厚度较大，但其最大油膜压力也较大。这是由于流体润滑轴承的承载膜厚是否太小并不简单地取决于轴承载荷和轴颈速度，必须通过计算各轴承的轴心轨迹得到^[4]。

轴承的轴心轨迹是影响轴承工作的重要因素。穴蚀和轴心轨迹有着重要的关系，也是导致轴承损坏的重要原因^[4]。因此，真实反映系统的轴心轨迹对轴承及机体的设计有重要的参考价值。图 8 主轴承 5 轴心轨迹较圆滑，而主轴承 4 轴心轨迹向右下偏，从而产生了向心运动，容易产生气泡。



a、轴承负荷

b、最大油膜压力



c、最小油膜厚度

d、摩擦功耗

图 7 轴承动力学计算有关参数随转速变化曲线

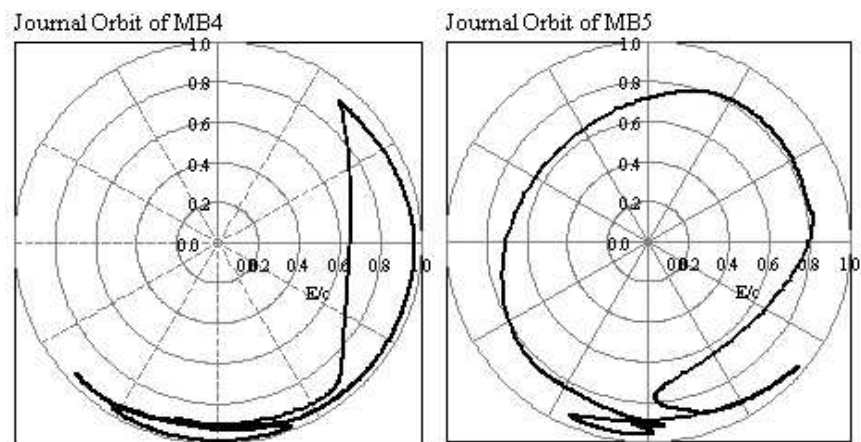


图 8 主轴承 4 和 5 轴心轨迹

3.3 计入与不计入油膜的计算结果对比

在该模型的基础上，将轴承改为刚性连接，自由端扭振综合角位移幅值和第一曲柄销扭振附加应力对比如图 9 所示。从图中可以看出，在柴油机转速为 2500rpm，计入油膜自由端角位移幅值降低 9%，而第一曲柄销扭振应力降低 10.8%。因此，在进行内燃机曲轴系统动力学建模时，考虑轴承油膜动力润滑的作用，对于建模的精确性有重要意义。

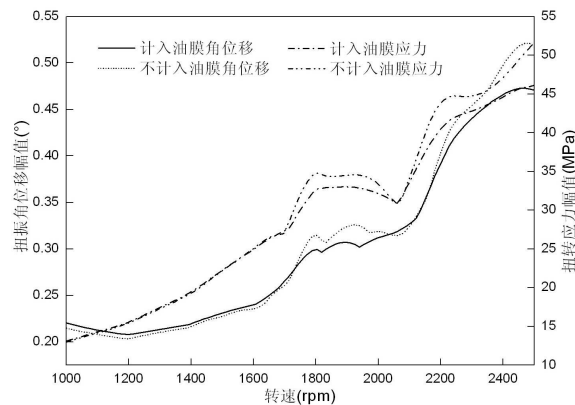


图 9 计入与不计入油膜计算结果对比

4 结论

对考虑轴承油膜动力润滑的柴油机曲轴系统扭振特性进行了研究, 结论如下:

①对曲轴系统和轴承油膜进行动力学与流体动力润滑耦合仿真能较为准确地预测内燃机轴系动力学特性, 除了得到角位移及共振频率外, 还可以获得轴承负荷、最小油膜厚度、最大油膜压力、摩擦功耗、轴心轨迹等数据。

②主轴承 5 油膜压力最小, 油膜厚度最大, 摩擦功耗最小, 处于良好润滑状态。主轴承 4 润滑状态最差。

③流体润滑轴承的承载膜厚是否太小并不简单地取决于轴承负荷和轴颈速度, 必须通过计算各轴承的轴心轨迹得到。

④考虑轴承油膜动力润滑后, 自由端角位移幅值降低了 9%, 第一主轴颈扭振应力降低了 10.8%。为了保证曲轴系统动力学建模的准确性, 应考虑油膜的作用。

5 参考文献

- [1] 赵丕欢, 樊文欣, 张保成等. 基于曲轴系柔性多体动力与动力润滑耦合的机体动响应分析[J]. 机械设计与制造, 2009, 12: 81-83.
- [2] Mourelatos, Zissimos P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines[J]. Computers and Structures, 2001, 79 (8): 2009-2027.
- [3] Ma Z D, Perkins N C. An efficient multi-body dynamics model for internal combustion engine systems[J]. Multi-body System dynamics, 2003, 10: 363-391.
- [4] 林琼, 郝志勇, 郭磊. 曲轴系统多体动力学与油膜动力润滑耦合的数字化仿真研究[J]. 内燃机工程, 2007, 28 (3): 45-48.
- [5] 戴旭东, 赵三星, 袁小阳等. 内燃机系统动力学与油膜动力润滑的耦合分析[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37 (1): 56-59.
- [6] 程颖, 宋潇, 孙善超. 曲轴系柔性多体动力学与动力润滑耦合仿真[J]. 北京理工大学学报, 2006, 26 (4): 314-317.
- [7] 王才峰, 俞小莉, 周迅等. 内燃机曲轴轴系多体动力学分析[J]. 计算机应用, 2006, 6: 7-9.
- [8] 宋潇. 基于虚拟样机技术的动力系统扩展建模与分析[D]. 北京: 北京理工大学, 2006.