

柴油机主轴承内滑油流动特性分析与试验研究

赵东升, 高 博, 冯洲鹏

(海军驻兴平地区军事代表室, 陕西 兴平 713105)

摘 要: 基于雷诺方程对柴油机主轴承内滑油流动进行了数值分析, 得到了主轴承内不同供油压力下滑油的流动特性和压力分布; 并利用滑油系统试验台进行主轴承缩比模型试验, 以验证数值模拟方法的可靠性。试验表明: 数值模拟计算结果与缩比模型试验结果吻合较好; 同时也验证了缩比模型试验方案的正确性, 为进一步研究柴油机主轴承润滑系统提供了理论和试验基础。

关键词: 柴油机; 主轴承; 数值模拟; 缩比模型

中图分类号: TK424.1⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)02-0018-04

Analysis and Experimental Study of Oil Flow in Main Bearings of Diesel Engines

Zhao Dongsheng, Gao Bo, Feng Zhoupeng

(Naval Deputy Office of Xingping Area, Shanxi Xingping 713105)

Abstract: Based on Reynolds equation, numerical analysis was carried out on the oil flow in main bearings of diesel engines, and the characteristics and pressure distribution of oil flow in main bearings under different oil pressure are obtained. Based on oil system test bench, the main bearing scale model test was carried out to verify the accuracy of the numerical simulation method. The test results show that the numerical calculation results coincide well with the scale model test results, thus verify the correctness of the scale model test, which offer theoretical and experimental foundation for further research on diesel engines' main bearing lubricating technology.

Keywords: diesel engine; main bearing; numerical simulation; scale model

0 引 言

主轴承是柴油机的关键零部件, 其较多地采用滑动轴承, 这是因为滑动轴承形式简单、承载能力强、回转精度高、运转平稳、具有抗冲击作用, 因此常用于低速重载工况。但它最大的缺点是无法保持足够的滑油储备, 一旦滑油不足, 将产生严重磨损并导致烧熔; 如果供油压力较大, 则容易导致漏油。

滑油在柴油机主轴承内的流动是一个非常复杂的过程, 深入研究此过程, 将有助于认识主轴承的滑油流动特性。本文以雷诺方程为基础, 对主轴承

内的滑油流动进行数值模拟, 然后通过缩比模型试验, 验证数值计算的结果和精度, 以此获得通用的主轴承压力—流量特性试验曲线, 为进一步分析研究主轴承润滑系统提供理论和试验支持。

1 主轴承内滑油流动数值模拟原理

1.1 动压形成原理

流体动压润滑是依靠被润滑的一对固体摩擦面间的相对运动, 使介于固体间的润滑流体膜内产生压力, 以承受外载荷而免除固体相互接触, 从而起到减少摩擦阻力和保护固体表面的作用。形成动压

收稿日期: 2014-04-23; 修回日期: 2014-09-24

基金项目: 航空科学基金 (20090453006)

作者简介: 赵东升(1985-), 男, 助理工程师。主要研究方向为柴油机滑油系统, E-mail: 345541858@qq.com。

要具备以下几点: 两固体表面间有楔形间隙; 间隙中充有黏性流体; 此黏性流体能吸附于两固体表面; 两固体表面的相对运动带动润滑流体由间隙大端向间隙小端运动。

1.2 雷诺方程

对于动压式轴承内滑油流动特性的计算分析, 常以无量纲形式进行, 对于牛顿流体, 在定常不可压情况下, 无量纲雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (1)$$

压力边界条件:

侧面: $\lambda = 1, P = 0$

$$\text{供油边: } \varphi = \Phi_1 - \theta, \begin{cases} P = \frac{\psi^2 P_{in}}{2\mu\Omega}, \lambda \leq \frac{l_1}{l} \\ P = \frac{\psi^2 P_{in}}{2\mu\Omega} \frac{1-\lambda}{1-l_1/l}, \frac{l_1}{l} \leq \lambda \leq 1 \end{cases}$$

终止边: $P = 0$, 且 $\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 0$

对称边界条件:

对称面: $\lambda = 0, \frac{\partial P}{\partial \lambda} = 0$

周期边界条件:

起始终止边上: $P(\varphi) = P(\varphi + 2\pi)$

式中: φ 为 x 方向的无量纲坐标, 由最大间隙处开始顺转动方向计量的角度; λ 为 z 方向的无量纲坐标, $\lambda = \frac{z}{l/2}$; P 为无量纲压力值, $P = \frac{p\psi^2}{2\Omega\mu}$; H 为无量纲油膜厚度, $H = 1 + \varepsilon \cos \varphi$; l 为轴承宽度; ψ 为相对间隙, $\psi = \frac{c}{d/2}$; Ω 为轴承转速; μ 为滑油动力黏度; ε 为偏心率, $\varepsilon = e/c$, e 为偏心距, c 为半径间隙; d 为轴颈直径。

1.3 求解区域离散化

将求解区域 $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ 、 $0 \leq \lambda \leq 1$ 划分为许多个相等的矩形, 如将区间 $[0, 2\pi]$ 分成 m 等分, 将区间 $[0, 1]$ 分成 n 等分 (m 和 n 一般取偶数), 记 $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{m}$ 、 $\Delta\lambda = \frac{1}{n}$ 、 $\varphi_i = i\Delta\varphi$ 、 $\lambda_i = i\Delta\lambda$, 则求解区域被 $(m+1)(n+1)$ 个网格点所覆盖, 其中 $i = 0, 1, 2, \dots, m$; $j = 0, 1, 2, \dots, n$, 于是得到求解区域的一个网格剖分。以下将节点 (φ_i, λ_j) 简记为 (i, j) , 取相邻节点 $(i-1, j)$, (i, j) 或 $(i, j-1)$, (i, j) 的中点 $(i-0.5, j)$ 或 $(i, j-0.5)$ ($i = 1, 2, \dots, m$; $j = 1, 2, \dots, n$), 称为半整数点。则由半整数点和区域的边界点又作为求解区域的一个网格剖分。

1.4 方程离散化

要求得压力 P 分布在节点 (i, j) 上的近似值 $P_{i,j}$, 为此用差商代替微商的方法将雷诺方程在内点 (i, j) 离散化。对于雷诺方程, 由泰勒展开有:

第一项

$$\left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) \right]_{i,j} = \frac{(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi})_{i+\frac{1}{2},j} - (H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi})_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta\varphi} + O(\Delta\varphi^2) \quad (2)$$

对 $H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi}$ 进一步差商, 上式为

$$\begin{aligned} \left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) \right]_{i,j} &= \frac{H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta\varphi} - H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta\varphi}}{\Delta\varphi} + \\ O(\Delta\varphi^2) &= \frac{H_{i+\frac{1}{2},j}^3 P_{i+1,j} + H_{i-\frac{1}{2},j}^3 P_{i-1,j} - (H_{i+\frac{1}{2},j}^3 + H_{i-\frac{1}{2},j}^3) P_{i,j}}{(\Delta\varphi)^2} + \\ O(\Delta\varphi^2) &\quad (3) \end{aligned}$$

第二项:

$$\left[\frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) \right]_{i,j} = H_i^3 \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{(\Delta\lambda)^2} + O(\Delta\lambda^2) \quad (4)$$

第三项:

$$\left[3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \right]_{i,j} = 3 \frac{H_{i+\frac{1}{2},j} - H_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta\varphi} + O(\Delta\varphi^2) \quad (5)$$

将上面化简的结果带入雷诺方程, 并略去高阶无穷小项, 可得:

$$\begin{aligned} &\frac{H_{i+\frac{1}{2},j}^3 P_{i+1,j} + H_{i-\frac{1}{2},j}^3 P_{i-1,j} - (H_{i+\frac{1}{2},j}^3 + H_{i-\frac{1}{2},j}^3) P_{i,j}}{(\Delta\varphi)^2} + \\ &\left(\frac{d}{l} \right)^2 H_i^3 \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{\Delta\lambda^2} = 3 \frac{H_{i+\frac{1}{2},j} - H_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta\varphi} \quad (6) \end{aligned}$$

进一步化简可得:

$$A_i P_{i+1,j} + B_i P_{i-1,j} + C_i P_{i,j+1} + D_i P_{i,j-1} - E_i P_{i,j} = F_i \quad (7)$$

其中: $A_i = H_{i+\frac{1}{2}}^3$; $B_i = H_{i-\frac{1}{2}}^3$; $C_i = \left(\frac{d}{l} \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda} \right)^2 H_i^3$; $D_i = \left(\frac{d}{l} \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda} \right)^2 H_i^3$; $E_i = A_i + B_i + C_i + D_i$; $F_i = 3\Delta\varphi(H_{i+\frac{1}{2}} - H_{i-\frac{1}{2}})$ 。

1.5 超松弛求解

雷诺方程离散化之后, 为了求出节点上的压力值, 须求解一个 $m \times n$ 阶线性代数方程组, 一般采用超松弛迭代法求解, 设 $P_{i,j}^k$, $P_{i,j}^{k+1}$ 分别是第 k 次与第 $k+1$ 次迭代的压力值, 则超松弛迭代为:

$$P_{i,j}^{k+1} = (1-\omega) P_{i,j}^k + \omega \left[\frac{A_i P_{i+1,j}^k + B_i P_{i-1,j}^{k+1} + C_i P_{i,j+1}^k + D_i P_{i,j-1}^{k+1} - F_i}{E_i} \right] \quad (8)$$

其中: ω 为松弛因子, 原则上讲对一切 $0 < \omega < 2$,

上述格式均收敛。

1.6 收敛准则

为了判断每次迭代结果是否已达到足够精度,从而决定是否终止迭代过程,通常根据如下相对收敛准则:

$$\frac{\sum_{i=0}^{m-1n-1} \sum_{j=0}^{m-1n-1} |P_{i,j}^{k+1} - P_{i,j}^k|}{\sum_{i=0}^{m-1n-1} \sum_{j=0}^{m-1n-1} |P_{i,j}^{k+1}|} \leq \delta \quad (9)$$

若上式成立,则超松弛迭代结束,对于一般问题, δ 可取 10^{-6} ,知道了方程组的形式、边界条件及收敛准则后,就可以求出各节点上的压力值。本文采用 Fortran 语言编写程序,程序求解过程界面如图 1 所示。

2 试验设备与方案

2.1 试验设备

主轴承内滑油流动试验在滑油系统试验台完成。试验台包括供油系统、回油系统、供气系统、通气系统、真空系统、动力系统和试验段等。图 2 中“ $\times$ ”线路为本试验的流路设计。

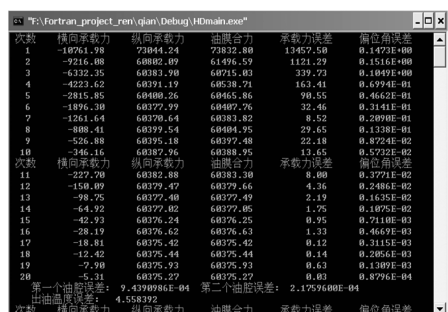


图 1 程序求解过程界面

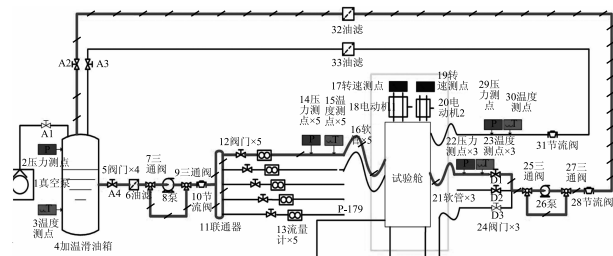


图 2 试验流路设计

2.2 试验工况

滑动轴承试验工况参数如表 1 所示。

表 1 试验工况参数

滑油进口温度/℃	25
供油压力(表压)/MPa	0.2、0.25、0.3、0.35、0.4
转速/(r·min ⁻¹)	390
载荷/N	240

2.3 试验模型缩比理论

滑动轴承相似参数包括:

- (1) $\frac{d}{L}$, 轴径与轴承长度比值;
- (2) $\varepsilon = \frac{e}{c}$, 偏心距与间隙比值, 其中: $c = r_2 - r_1$;
- (3) $\frac{l}{L}$, 油槽长度与轴承长度比值;
- (4) θ , 偏位角(两圆心连线与载荷方向的夹角);
- (5) Φ , 油槽偏位角。

上述参数相似后,滑动轴承无量纲参数包括:

- (1) $\vec{p} = \frac{\psi^2 p}{2\mu\Omega}$, $\psi = \frac{c}{r_1}$, 相似压力;
- (2) $\vec{F} = \frac{F\psi^2}{\mu\Omega r_1 L}$, 相似载荷;
- (3) $\vec{Q} = \frac{Q(L/d)}{\Omega\psi r_1^3}$, 相似流量。

本试验在保证相似载荷相等的前提下,由试验参数给出相似压力与相似流量曲线,进而得出实际工况的压力流量曲线。

2.4 主轴承试验件

根据缩比参数,确定了主轴承试验件加工模型,具体见图 3。图 4 为加工完成的滑动轴承试验件。

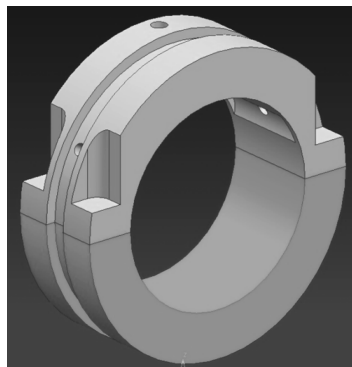


图 3 试验件缩比模型

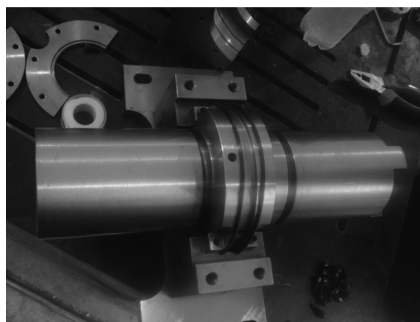


图 4 滑动轴承缩比试验件

3 试验结果分析

3.1 试验结果

进行了大量的试验并记录了不同工况下主轴承供油压力和滑油流量的数据。这里将同一工况下的试验测试数据进行了平均, 具体见表 2 和图 5。

表 2 滑动轴承测试数据

进口表压/MPa	试验流量/(L·min ⁻¹)
0.1	51.93
0.2	42.99
0.25	45.84
0.3	47.79
0.35	49.97
0.4	53.39

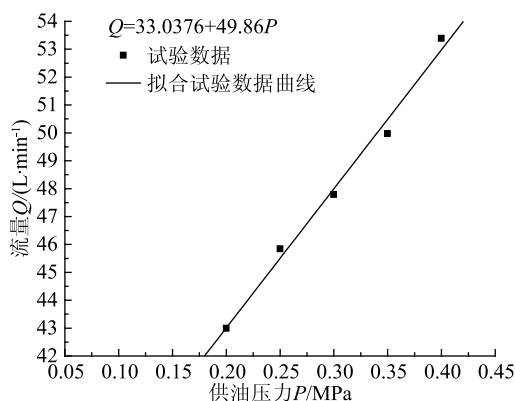


图 5 滑动轴承模化模型数据图

从图 5 中可以看出, 供油压力在 0.2 ~ 0.4 MPa 范围内, 滑油流量基本呈现线性关系, 试验数据的拟合曲线为: $Q = 33.0376 + 49.86P$ 。

3.2 计算结果与试验值的比较分析

由于试验是针对缩比模化后的轴承进行的, 因此必须根据相似原理对试验数据进行换算, 从而得到真实条件下主轴承的压力、流量数据。换算后的试验结果见表 3。

表 3 根据相似原理换算后的试验数据

进口表压/MPa	换算后试验流量/(L·min ⁻¹)
0.2	537.4
0.25	573.0
0.3	597.4
0.35	624.6
0.4	667.4

为了验证本项目中滑动轴承数值模拟计算方法

的可靠性, 这里将换算后的试验数据与计算结果进行了对比。图 6 给出了主轴承供油压力和流量变化关系的计算值和换算试验值。

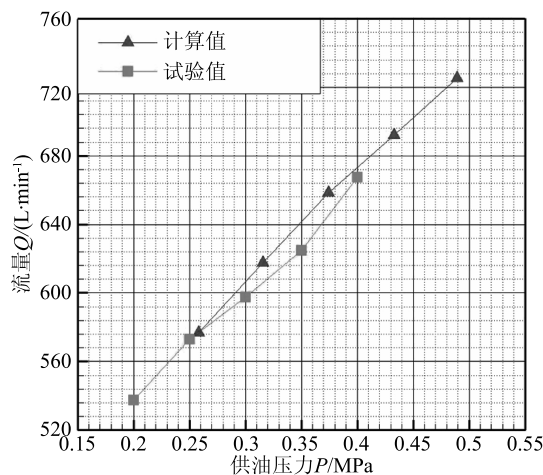


图 6 试验与数值计算流量特性对比

由于试验中进口表压 0.1 MPa 时的测试结果为数据坏点, 因此图 5 中试验数据是从表压 0.2 MPa 开始的。从图 6 可知:

(1) 虽然两条曲线对应的计算点和测量点的选取有所不同, 但从曲线的变化趋势可以看出, 滑油流量随着供油压力的升高而增大;

(2) 换算后的试验数据曲线与计算曲线非常接近。

4 结 论

(1) 柴油机主轴承内滑油流动数值模拟计算结果与缩比模型试验结果吻合较好, 验证了数值模拟计算的可靠性、精度及工程实用性。

(2) 数值模拟计算结果也验证了试验方案和缩比模型理论的正确性, 为后续工程研究积累了试验基础。

参考文献

- [1] 《机械设计手册》编委会. 机械设计手册: 滑动轴承[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力学润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987.
- [3] 曲庆文, 朱均. 黏度修正雷诺方程的全域解模拟计算[J]. 北京: 机械工程学报, 1997, 33(4): 26 - 30.
- [4] 岑少起, 张少林, 郭红. 超重载滑动轴承 EHL 数值解快速收敛及黏压指数的影响[J]. 机械传动, 2007(01): 3 - 6.