

团 体 标 准

T/CSNAME 134—2025

船用柴油机滑动轴承润滑分析方法

Lubrication analysis method for sliding bearings in marine diesel engine

2025 - 09 - 05 发布

2025 - 12 - 04 实施

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国造船工程学会船舶标准化专业委员会提出。

本文件由中国造船工程学会归口。

本文件起草单位：哈尔滨工程大学、嘉庚创新实验室、招商局海洋装备研究院有限公司。

本文件主要起草人：李玩幽、赵滨、徐含章、杨晓刚、肖飞、赵国锋、张恒诚、马旋、史修江、赵伟、许春光、卢熙群、率志君、李磊、郭宜斌、王东华、施佳皓、孟亮虎。

船用柴油机滑动轴承润滑分析方法

1 范围

本文件规定了船用柴油机滑动轴承润滑分析方法的符号、分析目的及原理、计算流程、计算公式以及计算结果分析等要求。

本文件适用于船用柴油机滑动轴承的润滑分析，其他动力机械中的滑动轴承可参照使用。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 2889.2-2020 滑动轴承 术语、定义、分类和符号 第2部分：摩擦和磨损

GB/T 38068-2019 船用高速柴油机重载滑动轴承

ISO 7905（所有部分） 滑动轴承 轴承疲劳(Plain bearings - Bearing fatigue)

3 术语和定义

GB/T 2889.2-2020、GB/T 38068-2019界定的术语和定义适用于本文件。

4 符号

表1中所列符号适用于本文件。

表1 符号说明

符号	物理量说明	单位	符号	内容	单位
α	润滑油的粘压系数	-	α_j	滑油热膨胀系数	1/°C
α_r	轴颈中心线投影与偏心距之间的夹角	(°)	B	主轴承宽度	m
β	润滑油的粘温系数	-	β	微凸体粗糙峰曲率半径	m
C_{pl}	轴颈材料比热	J/(kg·°C)	c	半径间隙	m
c_{pb}	轴瓦材料比热	J/(kg·°C)	E^*	综合弹性模量	Pa
e_x	水平偏心距	m	e_y	竖直偏心距	m
ε	偏心率	m	f_{oil}	油膜粘性摩擦力	N
f_{asp}	微凸体峰元接触摩擦力	N	Gp	弹性变形影响系数	m/Pa
G_T	热变形影响系数	m/Pa	H	膜厚比（油膜厚度与综合粗糙度的比值）	-
h_b	对流换热系数	W/(m·°C)	h_j	油膜厚度	m
i	周向位置	-	k	径向位置	-
η	粘度	Pa·s	η_0	温度为 T_0 ，压力为大气压时的粘度	Pa·s
j	轴向位置	-	k_b	轴瓦热传导率	W/(m·°C)
k_l	滑油热传导系数	W/(m·°C)	k_j	轴颈热传导系数	W/(m·°C)
n_b	轴瓦径向划分数	-	n_l	油膜径向划分数	-
n_r	半轴划分数	-	n_θ	半周划分数	-
p_{asp}	微凸体接触压力	Pa	p_j	油膜压力分布	Pa
ρ	微凸体密度	kg/m ³	ρ_b	轴瓦密度	kg/m ³

表1 符号说明 (续)

符号	物理量说明	单位	符号	内容	单位
q	迭代步数	-	R_1	轴承内径	m
r	半径	m	T	油膜温度	°C
T_∞	环境温度 (等于供油温度)	°C	t	时间步	s
U	轴颈与轴瓦相对线速度	m/s	u_j	滑油径向速度	m/s
μ_f	摩擦系数	-	V	轴向速度	m/s
v_j	滑油周向速度	m/s	W_x	水平承载力	N
W_y	垂直承载力	N	w_j	滑油轴向速度	m/s
z	高度	m	γ_j	轴颈在主轴瓦中的倾斜角	(°)
ΔT	温度计算中的增量步长	°C	Δt	单位时间步	s
θ	圆周方向角度	(°)	δ_{JE}	弹性变形量	m
σ_1	轴颈表面粗糙度	m	δ_{JT}	热变形量	m
φ	中央截面偏位角	(°)	σ	综合粗糙度	m
ϕ_f	剪应力因子	-	σ_2	轴瓦表面粗糙度	m
ϕ_{fs}	剪应力因子	-	ϕ_c	考虑粗糙度时, 引入的接触因子	-
ϕ_z	考虑粗糙度时, 引入的轴向压力流量因子	-	ϕ_{fp}	剪应力因子	-
ϕ_s	考虑粗糙度时, 引入的剪切流量因子	-	ϕ_θ	考虑粗糙度时, 引入的周向压力流量因子	-
$Load_x$	水平承载力	N	$Load_y$	垂直承载力	N

5 分析目的及原理

5.1 分析目的

船用柴油机滑动轴承润滑分析目的包括:

- 科学评估润滑状态, 保障多工况下轴承运行可靠性;
- 预防干摩擦、磨损及烧瓦等润滑故障;
- 优化润滑参数, 以延长轴承使用寿命、提升机械运行性能。

5.2 分析原理

基于以下技术原理开展分析:

- 动态载荷响应建模;
- 流体动压润滑理论;
- 热-流耦合效应分析。

6 计算流程

船用柴油机滑动轴承润滑分析方法的计算流程如下, 计算流程图见图1:

- 基于轴承结构特性, 输入轴承宽度、轴瓦内外径、半径间隙、油孔 (油槽) 位置及尺寸; 基于柴油机实际工况, 输入功率、转速、平均有效压力、最大爆发压力;
- 基于润滑油特性, 输入初始润滑油压力、温度、流量、粘度等相关参数;
- 利用油膜厚度方程计算初始参数设置下的油膜厚度 (见 7.1-7.3);
- 在此基础上利用迎风差分法求解雷诺方程计算油膜压力 (见 7.4), 通过对比前后两次迭代压力的偏差, 判断油膜压力是否收敛, 未收敛则将更新后的油膜压力替换原始油膜压力重复计算;

- e) 压力收敛后进一步利用滑油能量方程、轴瓦热传导方程和热边界条件（对流换热系数、热传导系数）求解主轴承系统的温度分布（见 7.6-7.10），未收敛则重复上述计算，更新弹性变形、热变形、油膜厚度和油膜压力直至温度收敛；
- f) 得到该时刻下的轴承润滑状态特性，更新滑油粘度；
- g) 计算微凸体接触压力（见 7.12），进而计算得到轴承承载力（见 7.14-7.15）和摩擦系数（见 7.20），未收敛则更新该时刻油膜厚度，重复计算指导承载力收敛；
- h) 利用五弯矩梁法计算主轴承载荷，进而利用轴颈运动方程求解下一个时刻的偏心率（见 7.22~7.23）；
- i) 重复上述单个时刻的油膜厚度、油膜压力、承载力、温度等润滑特性计算，循环至两个以上工作周期；
- j) 得到曲轴系统主轴承工作周期内各个时刻的润滑特性。

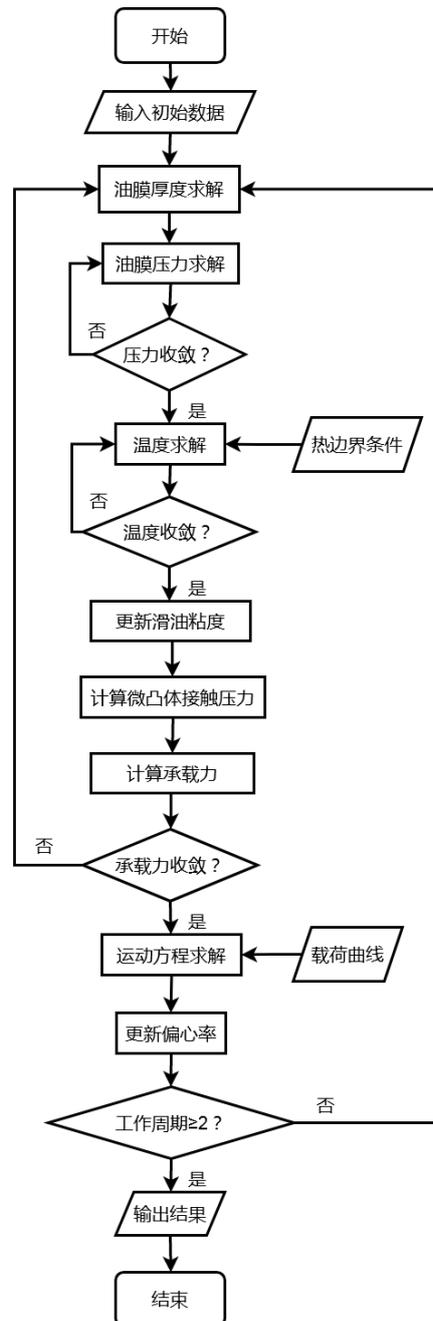


图1 轴承润滑分析方法计算流程图

7 滑动轴承润滑分析

7.1 油膜厚度计算

油膜厚度 h_j 按公式(1)计算:

$$h_j = c(1 + \varepsilon \cos \theta) + (y + V\Delta t)\gamma_j \cos(\theta - \varphi - \alpha_r) + \delta_{JE} + \delta_{JT} \dots \dots \dots (1)$$

7.2 弹性变形量计算

采用有限元分析软件对轴瓦表面施加单位力载荷,获取表面弹性变形影响系数 G_p ,弹性变形量按照公式(2)计算:

$$\delta_{JE} = \sum_r \sum_\theta \sum_z G_p(p_j + p_{asp}) \dots \dots \dots (2)$$

7.3 热变形量计算

采用有限元分析软件对轴瓦表面施加单位温度载荷,获取表面热变形影响系数(G_T),热变形量按照公式(3)计算:

$$\delta_{JT} = \sum_r \sum_\theta \sum_z G_T \Delta T \dots \dots \dots (3)$$

7.4 油膜压力计算

油膜压力分布 p_j 按公式(4)计算。

$$\frac{\partial}{R_1^2 \partial \theta} \left(\phi_\theta \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial p_j}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial p_j}{\partial z} \right) = \frac{6U}{R_1} \left(\phi_c \frac{\partial h_j}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \varphi_s}{\partial \theta} \right) + 12 \frac{\partial h_j}{\partial t} \dots \dots \dots (4)$$

7.5 温度收敛条件

油膜压力收敛条件依据公式(5)。

$$\frac{\sum_{i=-n_\theta}^{n_\theta} \sum_{j=-n_z}^{n_z} |p_{i,j}^{(q+1)} - p_{i,j}^{(q)}|}{\sum_{i=-n_\theta}^{n_\theta} \sum_{j=-n_z}^{n_z} p_{i,j}^{(q+1)}} \leq 10^{-6} \dots \dots \dots (5)$$

7.6 油膜温度计算

油膜温度 T_j 按公式(6)算。

$$\rho C_{pl} \left(\frac{v_j}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + w_j \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \alpha_j T \left(w_j \frac{\partial p_j}{\partial z} + v_j \frac{\partial p_j}{r \partial \theta} \right) + k_l \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \eta \left[\left(\frac{\partial u_j}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_j}{\partial z} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (6)$$

7.7 轴瓦温度计算

轴瓦温度场 T_w 按公式(7)计算。

$$k_b \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = c_{pb} \rho_b \frac{\partial T}{\partial t} \dots \dots \dots (7)$$

7.8 轴瓦-环境热边界条件计算

轴瓦-环境热边界条件按公式(8)计算:

$$k_b \frac{\partial T}{\partial n} = -h_b (T - T_\infty) \dots \dots \dots (8)$$

7.9 滑油-轴瓦热边界条件计算

滑油-轴瓦热边界条件按公式(9)计算:

$$k_i \frac{\partial T}{\partial r} = k_b \frac{\partial T}{\partial r} \dots \dots \dots (9)$$

7.10 轴颈-滑油热边界条件计算

轴颈-滑油热边界条件按公式(10)计算:

$$k_j \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{2\pi} k_i \int_0^{2\pi} \frac{\partial T}{\partial r} d\theta \dots \dots \dots (10)$$

7.11 温度收敛条件

温度场收敛条件依据公式 (11)。

$$\frac{\sum_{i=-n_\theta}^{n_\theta} \sum_{j=-n_z}^{n_z} \sum_{k=n_l-1}^{-n_b} |T_{i,j,k}^{(q+1)} - T_{i,j,k}^{(q)}|}{\sum_{i=-n_\theta}^{n_\theta} \sum_{j=-n_z}^{n_z} \sum_{k=n_l-1}^{-n_b} T_{i,j,k}^{(q+1)}} \leq 10^{-6} \dots\dots\dots (11)$$

7.12 微凸体接触压力计算

根据Greenweed和Tripp提出的微凸体接触模型, 选取膜厚比等于4为流体润滑与混合润滑的分界点, 假定接触表面微凸体高度分布概率密度函数为期望等于0的正态高斯分布, 则微凸体的接触力 $p_{asp}(h)$ 按公式 (12) 与接触面积 A_{asp} 按公式 (13) 计算:

$$p_{asp}(h) = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\rho\beta_0\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} E^* F_{2.5}(H) \dots\dots\dots (12)$$

$$A_{asp} = \pi^2 (\rho\beta_0\sigma)^2 A F_{2.0}(H) \dots\dots\dots (13)$$

7.13 表面综合粗糙度计算

轴颈-轴瓦表面综合按公式 (14) 计算:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \dots\dots\dots (14)$$

7.14 x 方向承载力计算

x方向的承载力按公式 (15) 计算:

$$Load_x = \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^{2\pi} (p_j + p_{asp}) R \sin\theta d\theta dz \dots\dots\dots (15)$$

7.15 y 方向承载力计算

y方向的承载力按公式 (16) 计算:

$$Load_y = \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^{2\pi} (p_j + p_{asp}) R \cos\theta d\theta dz \dots\dots\dots (16)$$

7.16 轴承摩擦力与摩擦系数计算

轴颈与轴瓦间的摩擦力按公式 (17) 计算:

$$f_{frc} = f_{oil} + f_{asp} \dots\dots\dots (17)$$

7.17 油膜粘性摩擦力计算

平均油膜剪应力引起的油膜粘性摩擦力按公式 (18) 计算:

$$f_{oil} = \int_0^B \int_0^{2\pi} \left(\frac{\eta U}{h} (\phi_f + \phi_{fs}) - \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) R d\theta dz \dots\dots\dots (18)$$

7.18 峰元接触摩擦力计算

微凸体峰元接触摩擦力按公式 (19) 计算, 其中摩擦系数 μ_{asp} 可以通过经验公式来确定, 通常取值为材料微凸体干摩擦系数:

$$f_{asp} = \mu_{asp} F_{asp} \dots\dots\dots (19)$$

7.19 微凸体的接触摩擦力计算

微凸体的接触摩擦力按公式 (20) 计算。

$$F_{asp} = \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \int_0^{2\pi} p_{asp} R d\theta dz \dots\dots\dots (20)$$

7.20 摩擦系数计算

摩擦系数按公式 (21) 计算:

$$\mu_f = \frac{f_{frc}}{Load} \dots\dots\dots (21)$$

7.21 摩擦损失计算

摩擦损失按 (22) 计算:

$$Q_{frc} = f_{frc} \cdot (U_2 - U_1) \dots\dots\dots (22)$$

7.22 轴颈运动计算

利用轴颈运动方程求解下一个时刻的偏心率， x 方向轴颈位移见公式（23）：

$$e_x^{t+1} = \Delta t^2 \cdot \left(\frac{W_x^t - Load_x^t}{m} - \frac{e_x^{t-1}}{\Delta t^2} + \frac{2e_x^t}{\Delta t^2} \right) \dots\dots\dots (23)$$

7.23 轴颈运动计算

y 方向轴颈位移见公式（24）：

$$e_y^{t+1} = \Delta t^2 \cdot \left(\frac{W_y^t - Load_y^t}{m} - \frac{e_y^{t-1}}{\Delta t^2} + \frac{2e_y^t}{\Delta t^2} \right) \dots\dots\dots (24)$$

7.24 粘温方程计算

η 通过粘温方程求得，见公式（25）：

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p - \beta(T - T_0)} \dots\dots\dots (25)$$

8 计算结果分析

8.1 分析参数

船用柴油机滑动轴承润滑分析应监测以下关键参数：

- a) 最小油膜厚度 $h_{j,min}$ ；
- b) 油膜压力分布 P_j ；
- c) 摩擦系数 μ_f ；
- d) 轴瓦横剖面温度梯度分布 T 。

示例：附录 A 中以某型柴油机主轴承为例，对参数分析展开解释。

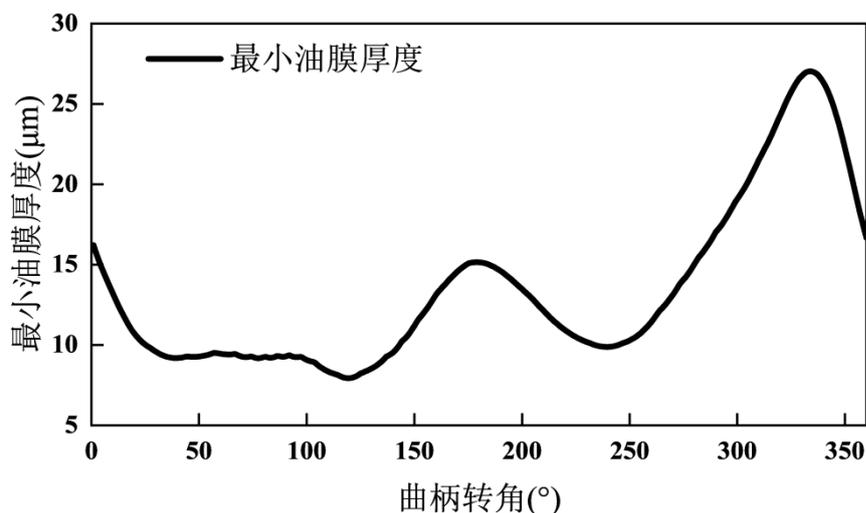
8.2 失效评估

通过以下方法开展分析，当分析结果出现以下情形时，应采取对应措施：

- a) 当最小油膜厚度 $h_{j,min}$ 小于表面综合粗糙度 3 倍时，即存在表面粗糙峰的接触，达到失效预警判断条件，应特别关注可能由此导致的润滑失效故障；
- b) 求解 Reynolds 方程（见 7.4），获取最大油膜压力 $P_{j,max}$ ，根据轴瓦材料设定油膜压力预警值，当 $P_{j,max}$ 值大于预警值，存在发生疲劳失效的风险；
- c) 轴瓦背面温度超过正常工作温度、达到预警值时，应检查润滑状态，避免胶合等高温带来的轴瓦故障。

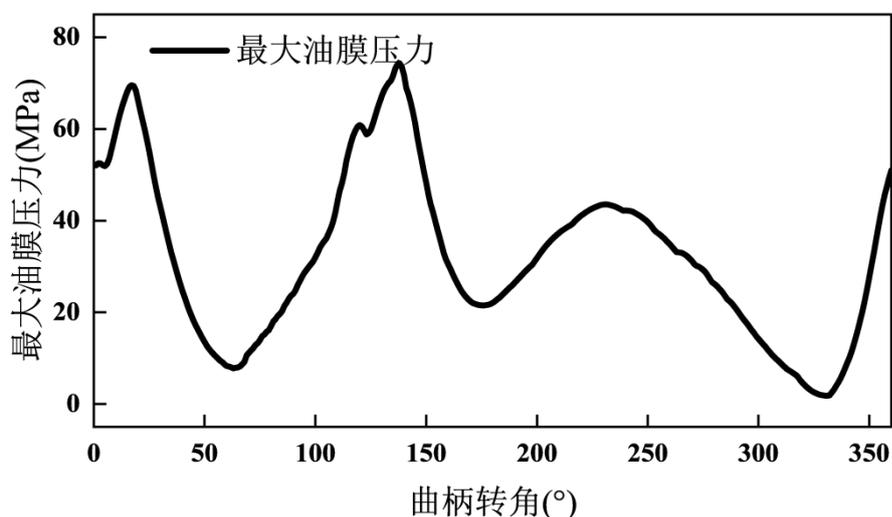
附录 A
(资料性)
计算结果分析范例

A.1 以某型柴油机主轴承为例，分析其润滑特性结果如图 A.1 所示：



图A.1 最小油膜厚度

从分析结果来看，主轴瓦最小油膜厚度最小值发生在接近 120° 位置，其幅值最小为 $7.93 \mu\text{m}$ ，大于轴颈、轴瓦表面综合粗糙度 σ 的3倍值，说明在轴瓦在一个周期内均处于流体动压润滑状态，不会发生微凸体接触。



图A.2 最大油膜压力

从最大油膜压力来看，轴瓦最大油膜压力最大值出现在曲柄转角为 137° 的位置，其幅值为 74.04 MPa ，小于导致该型轴瓦材料发生疲劳的油膜压力限制，表明该轴瓦正常运行过程中发生疲劳失效的概率相对较低。