

# 团 体 标 准

T/CSNAME 132—2025

## 船用柴油机正时齿轮系统摩擦动力学分析方法

Tribo-dynamic analysis method of marine diesel engine timing gear system

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、厦门大学。

本文件主要起草人：李玩幽、史修江、杨晓刚、肖飞、姜晨醒、赵滨、马旋、郭宜斌、李宏亮、卢熙群、率志君、许春光、孙文、李仁泽、李晓晓、董烈祎、王曦。

# 船用柴油机正时齿轮系统摩擦动力学分析方法

## 1 范围

本文件规定了船用柴油机正时齿轮系统摩擦动力学分析方法的计算过程、计算要求及结果分析等。本文件适用于针对高强度、大功率船用柴油机正时齿轮系统的摩擦动力学分析，其他船用柴油机可参照使用。

## 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 8542-2023 高速齿轮传动装置技术规范  
CB/Z 214-2014 舰艇柴油机轴系扭转振动计算  
SH/T 0350-1992 普通车辆齿轮油

## 3 术语和定义

GB/T 8542-2023、SH/T 0350-1992界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

### 3.1

**正时齿轮系统 timing gear system**

内燃机中用于精确控制进、排气门的开闭时间（配气相位）以及活塞运动的位置，确保发动机各部件（曲轴、凸轮轴）同步运行的传动机构。

### 3.2

**油膜厚度 oil film thickness**

在齿轮接触表面之间形成的润滑油膜的物理厚度。

### 3.3

**油膜刚度 oil film stiffness**

油膜抵抗外部载荷引起的弹性变形，反映油膜维持稳定厚度的性能参数。

### 3.4

**全膜润滑状态 full-film lubrication**

润滑条件下，两摩擦表面完全被连续油膜隔离，无直接金属接触的理想润滑状态。

### 3.5

**闪温 flash temperature**

齿轮啮合过程中，因齿面瞬时摩擦和微观接触点的高压剪切作用，在接触界面局部产生的瞬时高温现象。

### 3.6

**混合润滑状态 mixed lubrication state**

混合润滑状态是介于流体润滑和边界润滑之间的一种润滑状态，其特点是摩擦表面间的载荷由两部分共同承担。

### 3.7

**油膜阻尼 oil film damping**

油膜阻尼是指流体润滑膜（如润滑油、气体润滑剂等）在相对运动的摩擦副（如轴承、齿轮、密封等）中，由于流体的黏性作用而耗散振动能量，从而抑制系统振动的现象

### 3.8

**胶合温度 scuffing temperature**

摩擦副表面在润滑不良或极端工况下，因局部高温导致润滑膜破裂、金属材料软化或熔化，进而发生黏着磨损（胶合失效）的临界温度。

### 3.9

#### 胶合安全风险 scuffing safety risk

摩擦副（如齿轮、轴承、活塞-缸套等）在运行过程中，由于润滑失效、载荷突变或温度过高等因素，导致表面发生胶合损伤的概率及其可能引发的系统故障严重程度。

## 4 符号

表1所列符号适用于本文件。

表1 符号说明

符号	内容	单位	符号	内容	单位
$A$	等效幅值	-	$\beta$	高阶收敛常数	-
$c_g$	从动轮外部轴系扭转阻尼系数	-	$c_p$	主动轮外部轴系扭转阻尼系数	-
$c_{x1}$	主动轮横向水平支撑阻尼系数	-	$c_{x2}$	从动轮横向水平支撑阻尼系数	-
$c_{y1}$	主动轮纵向竖直支撑阻尼系数	-	$c_{y2}$	从动轮纵向竖直支撑阻尼系数	-
$c_t$	齿轮副阻尼系数	-	$E'$	齿轮接触对综合弹性模量	Pa
$F_{dp}(t)$	动载荷	N/s	$F_G^P$	激励向量	N
$G_G^P$	阻尼矩阵	N·s/m	$G_\infty$	流体极限剪切模量	Pa
$h$	油膜厚度分布	$\mu\text{m}$	$h_0$	表示法向逼近	-
$\eta$	润滑油粘度，压力p的函数	g/cm <sup>3</sup>	$\eta_0$	润滑油的环境粘度	Pa·s
$I_m$	主动轮外部轴系转动惯量	kg·m <sup>2</sup>	$I_b$	从动轮外部轴系转动惯量	kg·m <sup>2</sup>
$I_1$	主动轮转动惯量	kg·m <sup>2</sup>	$I_2$	从动轮转动惯量	kg·m <sup>2</sup>
$k_g$	从动轮与外部轴系的连接扭转刚度	Nm/rad	$k_m$	齿轮综合啮合刚度	N/m
$k_o$	油膜刚度	N/m	$k_p$	主动轮与外部轴系的连接扭转刚度	Nm/rad
$k_s$	啮合刚度	N/m	$k_t$	齿轮副综合啮合刚度	N/m
$k_{x1}$	主动轮横向水平支撑刚度	N/m	$k_{x2}$	从动轮横向水平支撑刚度	N/m
$k_{y1}$	主动轮纵向竖直支撑刚度	N/m	$k_{y2}$	从动轮纵向竖直支撑刚度	N/m
$K_G^P$	刚度矩阵	N/m	$M_1$	主动轮外部负载扭矩	N·m
$M_2$	从动轮外部负载扭矩	N·m	$M_G^P$	质量矩阵	kg
$m_1$	主动轮质量	kg	$m_2$	从动轮质量	kg
$\mu$	摩擦系数	-	$n_1$	进口区压力产生的节点	-
$n_2$	出口区压力消失的节点	-	$p$	求解域中的压力分布	Pa
$p_{contact}$	齿轮副各啮合时刻接触域油膜压力	Pa	$p(\xi, \varsigma, t)$	齿轮副求解域每节点处的压力分布	Pa
$p_{film}$	油膜压力	Pa	$p_{xin}$	接触域内沿X方向入口边界油膜压力	Pa

表1 符号说明 (续)

符号	内容	单位	符号	内容	单位
$p_{xout}$	接触域内沿X方向入口边界油膜压力	Pa	$\rho$	润滑油密度, 压力p的函数	Pa · s
$\rho_0$	常压下润滑油密度	g/cm <sup>3</sup>	$q_G^P$	局部坐标	-
$R_{b1}$	主动轮基圆半径	m	$R_{b2}$	从动轮基圆半径	m
$S(t)$	齿轮的滑滚比	-	$S_{FZG}$	为油品FZG胶合载荷等级, 取S_FZG=8	-
$T$	界面闪温	°C	$U_e$	卷吸速度	m/s
$\tau$	当前流体剪切应力大小	Pa	$\dot{\tau}$	流体剪切应力变化率	Pa/s
$\tau_L$	流体极限剪切应力	Pa	$\theta_{sin}$	计算闪温温度	°C
$v(x, y, t)$	表面弹性变形	-	$\nu_{oil}$	为润滑油运动粘度	g/cm <sup>3</sup>
$w(t)$	各啮合瞬时接触线上载荷	N	$X_w$	材料焊合系数, 针对柴油机正时齿轮, $X_w=1.15$	-
$\{x\}_n$	第n步迭代的位移	m	$\{\dot{x}\}_n$	第n步迭代的速度	m/s
$\{\ddot{x}\}_n$	第n步迭代的加速度	m/s <sup>2</sup>	$\gamma$	高阶收敛常数	-
$\dot{\gamma}$	剪应变率	s <sup>-1</sup>	$\delta_1(x, y, t)$	表面的实测真实粗糙度	m
$\delta_2(x, y, t)$	表面的实测真实粗糙度	m	[C]	阻尼矩阵	N · s/m
[J]	自由振动下的系统惯量质量	kg · m <sup>2</sup>	[K]	扭转刚度阵	N · m/rad
[M]	强迫振动下的系统惯量质量	kg · m <sup>2</sup>	[S]	定义的矩阵, 利于求解方程	-
$\frac{x^2}{2R}$	原始接触几何	-	$\delta(t)$	动态传递误差	m
$\{\varphi\}$	位移矩阵	m	$\{\dot{\varphi}\}$	加速度矩阵	m/s <sup>2</sup>
$\Omega$	接触区域总面积	m <sup>2</sup>	$\Delta f_i$	在节点 <i>i</i> 处, 载荷的差值	N
$\Delta h_i$	油膜厚度的改变量	m	$\lambda_m$	膜厚比	-

## 5 分析目的及原理

### 5.1 分析目的

通过轴系振动状态分析, 判定正时齿轮系统的摩擦动力学是否符合运行要求。

### 5.2 分析原理

建立微观界面力学(油膜刚度、摩擦激励)与宏观轴系振动(载荷波动、速度波动)的相互作用耦合模型。

## 6 计算流程

船用柴油机多分支轴系下正时齿轮动力学与三维混合润滑耦合分析计算流程如图1所示, 计算说明如下:

- 输入实测真实加工工艺表面与正时齿轮轴系结构、工况以及润滑油参数。其中, 输入参数中的实测真实加工工艺表面真实粗糙分布由三维光学形貌仪获取, 该形貌仪在精确测量粗糙度的同时, 通过软件导出齿轮表面的三维信息及表面轮廓曲线数据;
- 设置时间步为 $t = 1$ , 采用集总参数法建立柴油机正时齿轮轴系弯扭耦合模型, 获取固有特性与瞬态响应。

- c) 柴油机正时齿轮传动系统集总参数化模型结合工作部件边界载荷即柴油机各做功元件进行受力分析, 获取全系统内部激励状态, 将激励带入模型右端激励矩阵中, 计算柴油机齿轮轴系强迫振动 (见 7.3), 得到动载荷与转速波动 (见 7.4);
- d) 将其带入三维混合润滑分析模型中, 进行动态接触分析;
- e) 将接触域赫兹接触应力设定为油膜压力与厚度初值, 得到初始的弹性变形解和润滑油粘密度, 并得出初始膜厚分布;
- f) 将计算求得的膜厚分布带入到雷诺方程中求解新的压力分布, 利用新的压力分布再次计算弹性变形和润滑油粘密度, 重复该计算过程直至油膜压力分布收敛, 在整个计算过程中, 收敛精度为  $10^{-4}$ ;
- g) 膜厚分布通过 Bair-Winer 流变模型得到流体油膜摩擦力, 结合干接触区的摩擦力, 得到摩擦系数与油膜刚度状态等;
- h) 将油膜刚度和齿轮刚度耦合, 计算得到齿轮副综合啮合刚度, 再将其反馈到齿轮动态特性模型中以完成模型耦合, 当时间达到预设时间步数, 输出齿轮轴系固有频率以及齿轮副膜厚比与界面闪温, 计算终止。

注1: 集总参数法是一种简化复杂系统动力学问题的建模方法, 其核心思想是将分布参数系简化为由有限个“集总参数”构成的离散系统。

注2:  $10^{-4}$ 的收敛精度是数值实验与工程实践验证的可靠标准, 低于 $10^{-4}$ 后, 压力变化对润滑性的影响通常可忽略。

注3: Bair-Winer模型是分析高压非牛顿润滑行为的重要工具, 尤其适用于弹流润滑中的剪切失效预测。在齿轮、轴承等重载机械设计中具有明确工程价值。

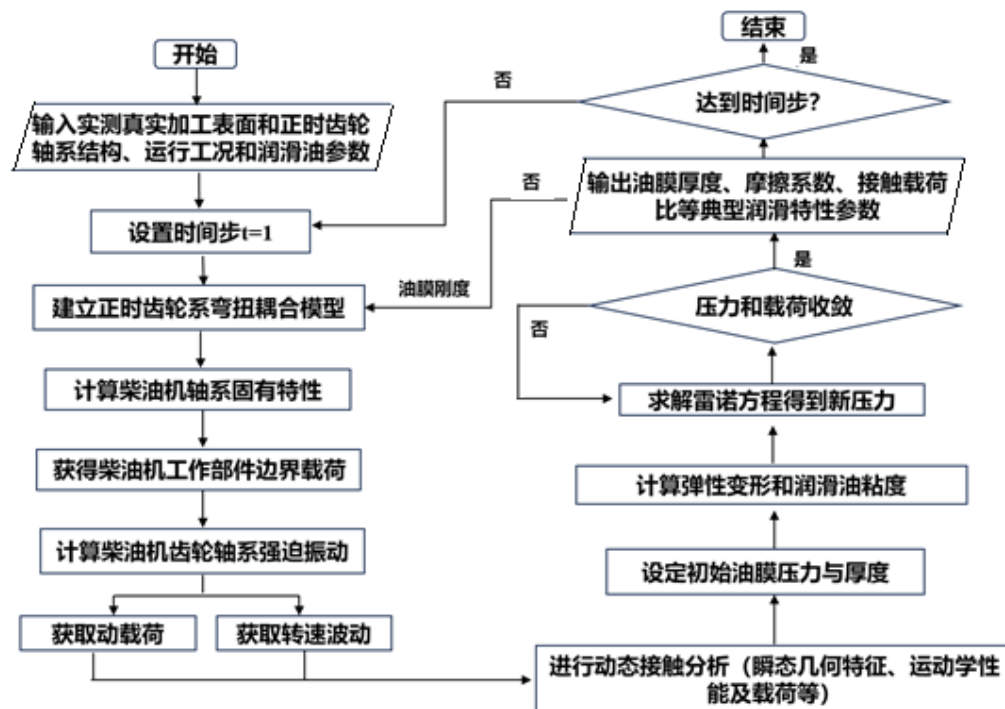


图1 船用柴油机正时齿轮系统摩擦动力学分析计算流程图

## 7 柴油机正时齿轮全轴系摩擦动力学分析计算

### 7.1 齿轮轴系弯扭耦合模型计算

正时直齿轮构件采用弯扭耦合细化建模, 横向自由度作为齿轮横向载荷输入的条件, 对传动轴系的扭转方向振动特性产生耦合影响。齿轮以外的轴系部件单考虑扭转方向自由度。考虑扭转 $\theta$ 、横向 $x$ 、 $y$ 方向运动, 建立如图2所示的正时直齿轮副弯扭耦合模型, 固定刚性边界, 其中轴承支撑处的接触边界通过线性弹簧 $k_{x1}$ 、 $k_{x2}$ 等效, 阻尼通过 $c_{x1}$ 、 $c_{x2}$ 等效。

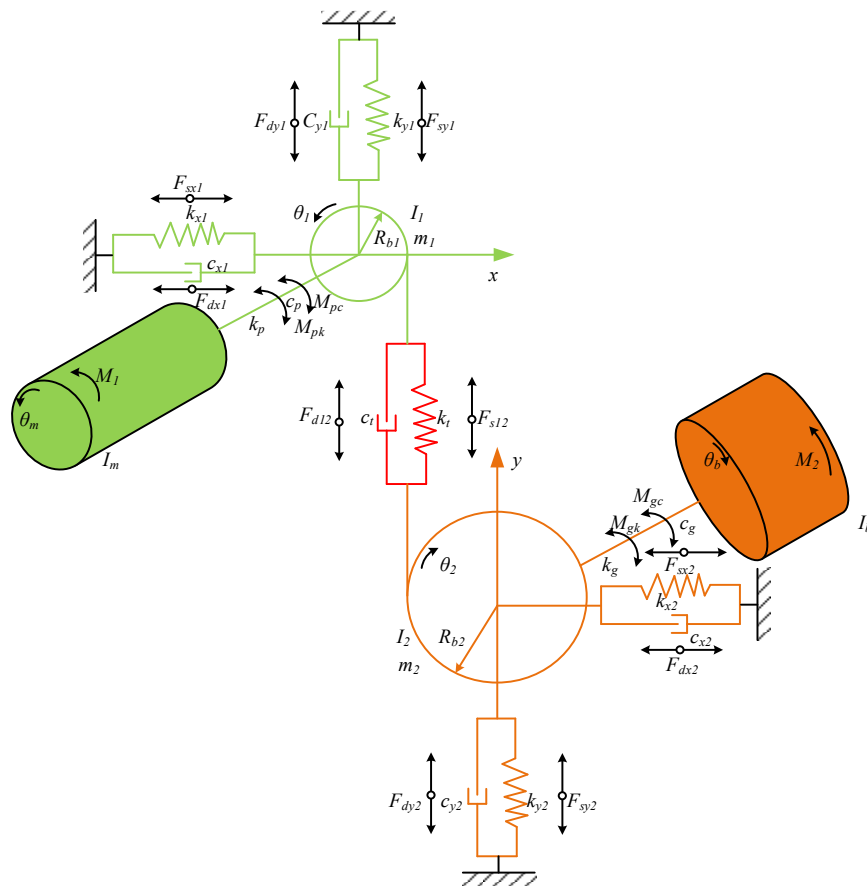


图2 正时齿轮副弯扭耦合动力学模型

沿齿轮啮合线方向为 $y$ 向，啮合线的垂直方向为 $x$ 向，建立局部直角局部坐标系 $xoy$ ，齿轮轴系弯扭耦合动力学系统的方程式见公式（1）~公式（8）

$$m_1 \dot{x}_1 = -k_{x1} x_1 - c_{x1} \dot{x}_1 \dots\dots\dots (1)$$

$$m_2 \dot{x}_2 = -k_{x2} x_2 - c_{x2} \dot{x}_2 \dots\dots\dots (2)$$

$$m_1 \dot{y}_1 = -k_{y1} y_1 - c_{y1} \dot{y}_1 + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) \dots\dots\dots (3)$$

$$m_2 \dot{y}_2 = -k_{y2} y_2 - c_{y2} \dot{y}_2 + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) \dots\dots\dots (4)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -k_p (\theta_m - \theta_1) + c_p (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) - R_{b2} [k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2)] \dots\dots\dots (5)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = -k_g (\theta_2 - \theta_b) - c_g (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_b) - R_{b2} [k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2)] \dots\dots\dots (6)$$

$$I_m \ddot{\theta}_m = M_1 - k_p (\theta_m - \theta_1) - c_p (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) \dots\dots\dots (7)$$

$$I_b \ddot{\theta}_b = -M_2 + k_g (\theta_2 - \theta_b) + c_g (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_b) \dots\dots\dots (8)$$

## 7.2 自由振动下固有特性计算

柴油机轴系自由振动计算方程见公式（12）。

$$[J]\{\ddot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{0\} \dots\dots\dots (9)$$

令 $\{\varphi\} = \{A\} \sin \omega t$ ，上式可化简为：

$$-\Omega^2 [J]\{A\} + [K]\{A\} = \{0\} \dots\dots\dots (10)$$

$$[K]\{A\} = \omega^2 [J]\{A\} \dots\dots\dots (11)$$

令 $S = [J]^{-1}[K]$ 、 $\lambda = \omega^2$ 得：

$$S\{A\} = \lambda\{A\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\lambda [I]\{A\} = [K]\{A\} \dots\dots\dots (13)$$

求解上式的特征值，得到柴油机多分支弯扭耦合轴系的固有特性即轴系固有频率、临界转速与振型。

### 7.3 齿轮轴系强迫振动模型计算

每一个齿轮包含  $x_i$ 、 $y_i$ 、 $\theta_i$  共3个自由度，输入、输出轴的轴系惯量分别为  $\theta_m$  和  $\theta_b$ 。局部坐标系下齿轮副振动微分方程见公式（14）。

$$M_G^P \dot{q}_G^P + G_G^P \dot{q}_G^P + K_G^P q_G^P = F_G^P \dots\dots\dots (14)$$

当正时直齿轮持续啮合传动时，由于齿轮副本几何结构的原因或制造安装等因素，从动轮的实际转角可能与理论转角不相等，实际转角与理论转角之差即为传动误差。齿轮系统动态传递误差由振动过程中的刚度及角位移波动引起，计算公式见公式（15）。

$$\delta(t) = R_{b1}\theta_1(t) - R_{b2}\theta_2(t) \dots\dots\dots (15)$$

则主从动轮啮合时的动态啮合力即动载荷见公式（16）。

$$F_{ap}(t) = k_t \delta(t) \dots\dots\dots (16)$$

### 7.4 强迫振动计算

考虑到如气缸，凸轮轴，正时斜齿轮与正时直齿轮等多种柴油机内部激励，对整个全轴系强迫振动进行求解，轴系的集总参数矩阵的振动微分方程见公式（17）。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(x)\} \dots\dots\dots (17)$$

Newmark逐步积分主方程式见公式（18）、公式（19）。

$$\{\dot{x}\}_{n+1} = \{\dot{x}\}_n + (1 - \gamma)\Delta t\{\ddot{x}\}_n + \gamma\Delta t\{\ddot{x}\}_{n+1} \dots\dots\dots (18)$$

$$\{x\}_{n+1} = \{x\}_n + \Delta t\{\dot{x}\}_n + \left(\frac{1}{2} - \beta\right)\Delta t^2\{\ddot{x}\}_n + \beta\Delta t^2\{\ddot{x}\}_{n+1} \dots\dots\dots (19)$$

通过上述公式求解，得到相应的动载荷及转速波动。

### 7.5 正时齿轮三维线接触混合润滑模型计算

在混合润滑区域，正时齿轮接触区被部分薄膜和粗糙峰分割。使用考虑瞬态啮合曲率在内的宏观二维啮合几何，表面弹性变形  $v$ ，以及两接触齿面三维微观真实表面粗糙度  $\delta_1$  和  $\delta_2$  在内的油膜厚度方程，见公式（20）。

$$h(t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R(t)} + v(x, y, t) + \delta_1(x, y, t) + \delta_2(x, y, t) \dots\dots\dots (20)$$

其中表面弹性变形方程见公式（21）。

$$v(x, y, t) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \zeta, t)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2}} d\xi d\zeta \dots\dots\dots (21)$$

统一三维雷诺方程包括时变压力、挤压流动项和瞬态卷吸流动项，见公式（22）。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho}{12\eta} h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho}{12\eta} h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial(\rho U h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \dots\dots\dots (22)$$

采用Roelands粘度-压力关系和Dowson-Higginson密度-压力关系表达，见公式（23）、公式（24）。

$$\eta = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) [-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^2] \} \dots\dots\dots (23)$$

$$\rho = \rho_0 \left( 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \dots\dots\dots (24)$$

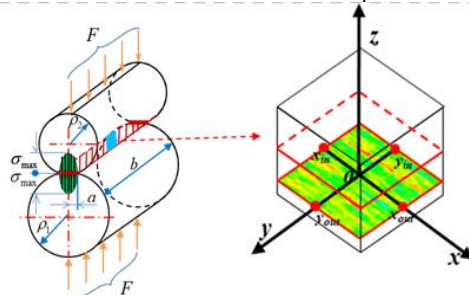


图3 正时齿轮动态啮合载荷，曲率，速度及求解域分析简图

正时齿轮线接触混合润滑求解域示意图（ $b$ 为赫兹接触半宽）如图3所示，其中雷诺方程边界入口边和出口油膜破裂处压力为零， $y$ 方向处压力导数为0，所求解Reynolds方程的边界条件，见公式（25）。



$$\begin{cases} p_{xin} = p_{xout} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ p = 0(\text{if } p < 0) \end{cases} \dots\dots\dots (25)$$

积分润滑方程组求解得到的压力分布应与沿啮合线变化的齿轮瞬态动载荷相平衡，见公式（26）。

$$w(t) = \iint_{\Omega} p(x, y, t) dx dy \dots\dots\dots (26)$$

齿轮的滑滚比 $S(t)$ ，见公式（27）与卷吸速度 $U_e$ ，见公式（28）：

$$S(t) = 2|U_1 - U_2|/(U_1 + U_2) \dots\dots\dots (27)$$

$$U_e(t) = (U_1 + U_2)/2 \dots\dots\dots (28)$$

在润滑区域内，采用Bair-Winer流变模型来计算剪切应力，见公式（29）。

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{G_{\infty}} - \frac{\tau_L}{\eta} \ln \left( 1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right) \dots\dots\dots (29)$$

极限剪切模量 $G_{\infty}$ 和极限剪切应力 $\tau_L$ 受压力与温度的影响，见公式（30）、公式（31）。

$$G_{\infty}(p_{film}, T) = \frac{1.2p_{film}}{(2.52+0.024T)} - 10^8 \dots\dots\dots (30)$$

$$\tau_L(p_{film}, T) = 0.25G_{\infty} \dots\dots\dots (31)$$

获取接触区内油膜剪切应力后，对其进行积分从而求得齿轮副油膜瞬态摩擦力，进而与各啮合瞬时接触载荷进行比值求得斜齿轮单齿啮合周期内油膜摩擦系数，见公式（32）

$$\mu = \frac{\iint \tau(x, y, t) dx dy}{w(t)} \dots\dots\dots (32)$$

通过对剪切应力 $\tau$ 在计算域内进行积分计算可以得到流体油膜摩擦力，见公式（33）。

$$f_{film} = \iint_{\Omega} \tau dx dy \dots\dots\dots (33)$$

在干接触区，按照试验测得的经验值取摩擦系数为0.14，通过乘以相应的压力得到剪切应力，再将剪切应力积分得到摩擦力，见公式（34）、公式（35）。

$$\tau(x, y, t) = 0.14p_{contact} \tau(x, y, t) \dots\dots\dots (34)$$

$$f_{contact}(t) = \iint_{\Omega} \tau(x, y, t) dx dy \dots\dots\dots (35)$$

综合油膜产生粘性摩擦力 $f_{film}$ 以及微凸体接触产生摩擦力 $f_{contact}$ 获取摩擦力 $f(t)$ ，见公式（36）。

$$f(t) = f_{film}(t) + f_{contact}(t) \dots\dots\dots (36)$$

图4所示为全局法计算油膜刚度的模型，在区域内将油膜假设成若干个并联的等效弹簧，然后将这些等效弹簧的刚度进行数值叠加，从而得到整个接触区域内的油膜刚度，见公式（37）。

$$k_o = \sum_{i=n_1}^{n_2} \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} \dots\dots\dots (37)$$

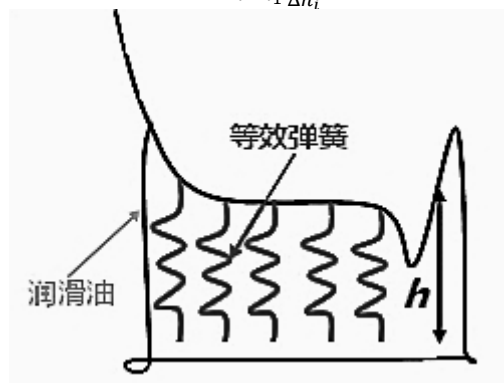


图4 油膜刚度等效简化示意图

啮合刚度的范围为 $10^6$  N/m~ $10^8$  N/m，油膜刚度的范围为 $10^7$  N/m~ $10^9$  N/m，当两者刚度处于同一数量级（如均约 $10^7$  N/m），耦合效应显著，需联合分析。当油膜刚度远高于或低于啮合刚度，由于油膜的刚度也具有时变性，因此，考虑油膜的润滑作用，将齿轮的啮合刚度与油膜刚度耦合，求解系统的综合刚度 $k_t$ ，见公式（38）。

$$k_t = k_o + k_s \dots\dots\dots (38)$$

为了评估船用柴油机正时齿轮副啮合过程中润滑状态的好坏，进行齿轮副膜厚比的计算，见公式

(39)。

$$\lambda_m = \frac{h}{\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}} \dots \dots \dots (39)$$

为了评估船用柴油机正时齿轮副啮合过程中摩擦闪温失效程度，进行齿面胶合失效时的极限积分温度的计算，见公式（40）。

$$\theta_{sint} = (0.85 + 1.4X_w) \cdot (\rho\nu_{oil})^{-0.05} \cdot S_{FZG}^2 \dots \dots \dots (40)$$

胶合安全系数 $S_{sint}$ 计算公式见公式（41）。

$$S_{sint} = \frac{\theta_{sint}}{\theta_{sin}} \dots \dots \dots (41)$$

## 8 结果分析

### 8.1 振动耦合影响

膜厚比 $\lambda_m$ 判断标准如下：

- 受三维润滑与振动耦合特性影响的膜厚比大于 3 时，接触域呈现全膜润滑状态；
- 受三维润滑与振动耦合特性影响的膜厚比小于 3，接触域呈现混合润滑状态；
- 无振动特性影响时，膜厚比波动范围在 2.32 ~ 3.51 之间，存在部分全膜润滑状态。

### 8.2 胶合失效评估

沿啮合线分布的主从动轮齿面最大闪温 $\theta_{sin}$ ，对比齿轮齿面极限胶合温度，确定不同加工表面的胶合失效隐患大小。胶合安全系数 $S_{sint}$ 判断如下：

- 当胶合安全系数小于 1 时为高胶合安全风险；
- 当胶合安全系数大于等于 1 且小于等于 2 时，为中等胶合安全风险；
- 当胶合安全系数大于 2 时，为低胶合安全风险。

### 8.3 振动特性分析

通过正时齿轮系统的固有频率、临界转速和振型计算结果衡量轴系振动状态，当柴油机工作转速与临界转速相近则柴油机易发生共振现象，应避免船级社规范限定的工作转速范围处于共振区内以及重要部件处于振型峰值位置。

注：共振区是指一个振动系统在外界激励频率接近其固有频率时，系统振幅显著增大的频率范围。