

中国船舶工业行业协会团体标准

T/CANSI 171—2025

船用柴油机整机可靠性评估方法

Reliability evaluation method for marine diesel engine



2025-12-22 发布

2026-01-01 实施

中国船舶工业行业协会 发布

目 次

前言 II

1 范围 3

2 规范性引用文件 3

3 术语和定义 3

4 评估依据 3

5 机理和数据融合的柴油机整机可靠性评估方法 3

 5.1 整机可靠性评估方法结构图 4

 5.2 统计方法和数据 4

 5.3 整机性能模型 4

 5.4 整机动力学模型 5

 5.5 零部件损伤模型 5

 5.6 整机可靠性评估 15

6 机理和数据融合的柴油机整机可靠性评估流程 16

 6.1 评估所需参数 16

 6.2 随机参数样本点的生成 16

 6.3 零部件损伤的计算 16

 6.4 整机损伤的计算 16

 6.5 整机可靠性参数的计算 17

附 录 A（资料性）柴油机整机可靠性评估方法应用案例 19

参考文献 27

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。

本文件中国船舶工业行业协会标准化分会提出。

本文件由中国船舶工业行业协会归口。

本文件起草单位：上海船舶动力创新中心有限公司、上海交通大学、中船动力研究院有限公司、中船动力（集团）有限公司。

本文件主要起草人：崔毅、孙腾腾、杨长祺、宋雅丽、屠丹红、郭佳琪、郭笑风、郁文强。



船用柴油机整机可靠性评估方法

1 范围

本文件规定了基于机理和数据融合的船用柴油机（以下简称柴油机）整机可靠性评估的依据、方法和流程等。

本文件适用于船用柴油机整机可靠性评估，其他燃料船用发动机可参照使用。

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 4888—2009 故障树名词术语和符号
- GJB 451B—2021 装备通用质量特性术语
- T/CANSI 170 船用发动机可靠性术语定义

3 术语和定义

GB/T 4888—2009、GJB 451B—2021和T/CANSI 170中界定的术语和定义适用于本文件。

4 评估依据

根据柴油机的使用需求、技术指标和船东的使用情况，确定柴油机运行的全寿命周期的使用工况历程，见表1。

表 1 柴油机全寿命周期的使用工况

负荷%	运行时间比例%
10%	根据不同运行工况确定
25%	根据不同运行工况确定
50%	根据不同运行工况确定
75%	根据不同运行工况确定
85%	根据不同运行工况确定
100%	根据不同运行工况确定
110%	根据不同运行工况确定

5 机理和数据融合的柴油机整机可靠性评估方法

5.1 整机可靠性评估方法结构图

基于机理和数据融合的柴油机整机可靠性评估方法的主要结构见图1。

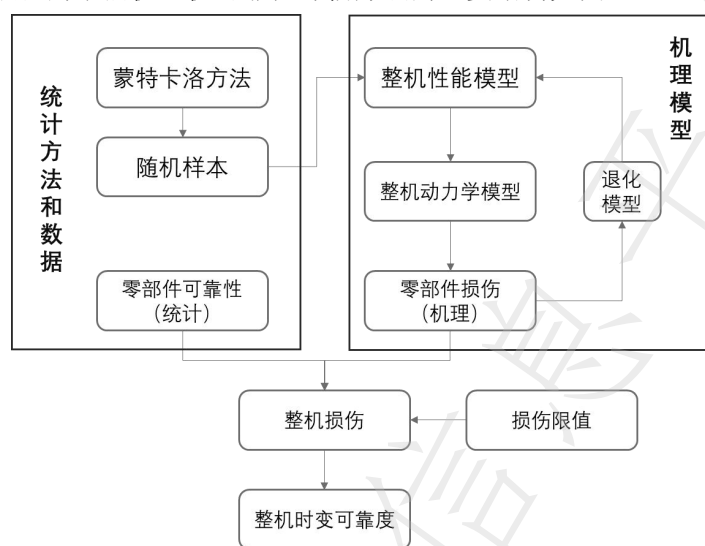


图 1 整机可靠性评估方法结构图

5.2 统计方法和数据

5.2.1 对于采用机理模型计算的关键零部件,应选取材料性能、几何公差及工沉载荷谱等不确定参数,依据设计图纸、实验数据来量化各参数的分布区间,通过蒙特卡洛方法生成这些参数的随机样本点。

5.2.2 对润滑系统、冷却系统、燃油系统等附属系统，应通过统计数据对零部件或系统的可靠性分析。

5.3 整机性能模型

5.3.1 获取柴油机信息，应当准备但不限于：

- 柴油机功能图及说明；
- 柴油机工作原理图及说明；
- 柴油机使用要求说明；
- 柴油机结构图及说明。

5.3.2 确定构成柴油机性能模型的主要结构, 性能模型结构见图 2。

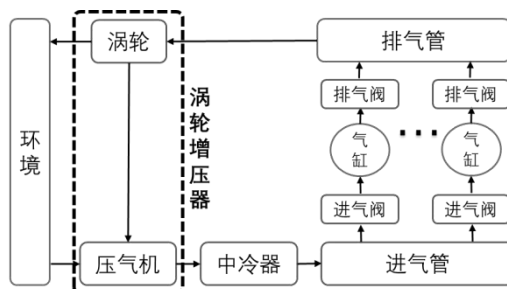


图 2 柴油机性能模型结构

5.3.3 应基于容积法建立整机性能模型，模拟发动机包含进气、燃烧放热、排气等的整个工作过程。

5.3.4 对于气缸子系统,应利用热力系统能量平衡方程、质量平衡方程、燃气组分平衡方程和理想气体状态方程构成的方程组来求解缸内工质的状态,在某一时刻热力系统的容积可根据曲柄连杆机构的动力学公式来计算,采用双韦伯放热规律模型来模拟气缸内的燃烧放热规律。

5.3.5 对于进排气管子系统,应不考虑复杂的进排气管系结构,将其简化为和管路体积相同的容积,认为热力学参数在容积内的各个位置均相同,只考虑参数随时间的变化。容积内参数的计算应基于质量守恒、能量守恒和理想气体状态方程。

5.3.6 对涡轮进行计算时应将其等效为喷嘴,假定流体流过时为准稳态流动,计算涡轮端的流量和涡轮功。对于压气机,应根据涡轮和压气机的功率平衡和涡轮增压器效率计算其增压压力。

5.3.7 应将中冷器视为一个简易的热力系统,计算气体流经中冷器产生的温降和压降。

5.3.8 柴油机各个组件的模型由一系列的微分方程组成,在组件的计算模型确定之后,应选择预报校正法作为微分方程的求解算法。

5.3.9 应考虑缸套-活塞环摩擦副的磨损造成的气密性下降对整机性能的影响。

5.4 整机动力学模型

5.4.1 整机动力学模型应以整机性能模型提供的实时缸压和温度等参效为基础建立,主要包括曲柄连杆机构动力学和配气机构动力学,用来计算各零部件所承受的实时载荷。

5.4.2 曲柄连杆机构动力学模型将机构简化为三质点模型,三质点分别对应于活塞、连杆以及曲轴的主要质量分布。按照三质点模型进行往复和回转运动的速度、加速度和载荷计算,得到连杆组件、曲轴的瞬时载荷。

5.4.3 配气机构动力学模型应根据升程数据和凸轮、挺柱基本结构进行运动学和动力学分析,并根据赫兹理论计算凸轮挺柱的接触应力。

5.5 零部件损伤模型

5.5.1 零部件损伤主要应考虑磨损损伤和疲劳损伤两种形式。

5.5.2 对零部件损伤进行建模时,缸盖、活塞、连杆、曲轴、气阀等关键零部件的建模应采用机理模型建模,对于其他附件应采用厂家或者使用统计数据。

5.5.3 磨损损伤计算应基于 Archard 模型。将各零部件计算得到的具体参数代入到 Archard 模型中,得到具体的磨损计算式。计算磨损的摩擦副包括活塞环-缸套,活塞销-连杆小端轴瓦,连杆大端轴瓦,主轴瓦,气阀-阀座等主要摩擦副:

a) 活塞环-缸套摩擦副中,缸套的磨损计算见公式(1):

$$W_{cl} = \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{A_{cl}} \int_0^{720} K_{cl} \frac{F_{cl}(\varphi_i) v_{cl}(\varphi_i)}{H_{cl}} d\varphi_i \right) \dots\dots\dots (1)$$

式中:

W_{cl} ——缸套在N个循环后的总磨损深度,单位为毫米(mm);

A_{cl} ——缸套磨损区域面积,单位为平方毫米(mm²);

N ——磨损经历的总循环数；

j ——第 j 个循环；

φ_i ——曲柄转角角度，单位为角度 (deg)；

$F_{cl}(\varphi_i)$ ——缸套在 φ_i 转角时所受活塞环法向力，单位为牛顿 (N)；

H_{cl} ——缸套材料的布氏硬度，单位为布氏硬度 (HBW)；

K_{cl} ——缸套无量纲磨损系数；

$v_{cl}(\varphi_i)$ ——缸套接触面在 φ_i 转角时的相对滑动速度，单位为毫米每角度 (mm/deg)。

活塞环磨损计算见公式 (2)。

$$W_{pr} = \sum_{j=1}^N \int_0^{720} K_{pr} \frac{P_{pr}(\varphi_i) v_{pr}(\varphi_i)}{H_{pr}} d\varphi_i \dots\dots\dots (2)$$

式中：

W_{pr} ——活塞环在 N 个循环后的总磨损深度，单位为毫米 (mm)；

N ——磨损经历的总循环数；

j ——第 j 个循环；

φ_i ——曲柄转角角度，单位为角度 (deg)；

H_{pr} ——活塞环材料的布氏硬度，单位为布氏硬度 (HBW)；

K_{pr} ——活塞环无量纲磨损系数；

$v_{pr}(\varphi_i)$ ——活塞环接触面在 φ_i 转角时的相对滑动速度，单位为毫米每角度 (mm/deg)；

$P_{pr}(\varphi_i)$ ——活塞环所受法向载荷，单位为兆帕 (MPa)，计算方法见公式 (3)。

$$P_{pr}(\varphi_i) = P_g(\varphi_i) + P_e - P_f(\varphi_i) \dots\dots\dots (3)$$

式中：

$P_{pr}(\varphi_i)$ ——活塞环所受法向载荷，单位为兆帕 (MPa)；

$P_g(\varphi_i)$ ——气体压力，单位为兆帕 (MPa)；

$P_f(\varphi_i)$ ——活塞环与环槽的摩擦力，可忽略；

P_e ——活塞环平均弹力，单位为兆帕（MPa），计算方法见公式（4）。

$$P_e = 0.141 E_{pr} \frac{w_z}{D(D/w_r - 1)^3} \dots\dots\dots (4)$$

式中：

P_e ——活塞环平均弹力，单位为兆帕（MPa）；

E_{pr} ——活塞环的弹性模量，单位为兆帕（MPa）；

w_z ——活塞环自由端距，单位为毫米（mm）；

w_r ——环径向宽度，单位为毫米（mm）；

D ——缸径，单位为毫米（mm）。

b) 活塞销-连杆小端轴瓦摩擦副磨损计算见公式（5）。

$$W_{seb} = \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{A_{seb}} \int_0^{720} K_{seb} \frac{F_{seb}(\varphi_i) v_{seb}(\varphi_i)}{H_{seb}} d\varphi_i \right) \dots\dots\dots (5)$$

式中：

W_{seb} ——连杆小端轴瓦在N个循环后的总磨损深度，单位为毫米（mm）；

A_{seb} ——连杆小端轴瓦磨损区域面积，单位为平方毫米（mm²）；

N ——磨损经历的总循环数；

j ——第 j 个循环；

φ_i ——曲柄转角角度，单位为角度（deg）；

K_{seb} ——连杆小端轴瓦无量纲磨损系数；

H_{seb} ——连杆小端轴瓦材料的布氏硬度，单位为布氏硬度（HBW）；

$v_{seb}(\varphi_i)$ ——连杆小端轴瓦接触面在 φ_i 转角时的相对滑动速度，单位为毫米每角度（mm/deg）；

$F_{seb}(\varphi_i)$ ——连杆小端轴瓦在 φ_i 时的接触压力，单位为牛顿（N）。

c) 连杆大端轴瓦摩擦副磨损计算见公式（6）。

$$W_{beb} = \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{A_{beb}} \int_0^{720} K_{beb} \frac{F_{beb}(\varphi_i) v_{beb}(\varphi_i)}{H_{beb}} d\varphi_i \right) \dots\dots\dots (6)$$

式中：

W_{beb} ——连杆大端轴瓦在 N 个循环后的总磨损深度，单位为毫米（mm）；

A_{beb} ——连杆大端轴瓦磨损区域面积，单位为平方毫米（mm²）；

N ——磨损经历的总循环数；

j ——第 j 个循环；

φ_i ——曲柄转角角度，单位为角度（deg）；

$F_{beb}(\varphi_i)$ ——连杆大端轴瓦在 φ_i 时的接触压力，单位为牛顿（N）；

H_{beb} ——连杆大端轴瓦材料的布氏硬度，单位为布氏硬度（HBW）；

K_{beb} ——连杆大端轴瓦无量纲磨损系数；

$v_{beb}(\varphi_i)$ ——连杆大端轴瓦接触面在 φ_i 转角时的相对滑动速度，单位为毫米每角度（mm/deg）。

d) 主轴瓦磨损计算见公式（7）。

$$W_{mb} = \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{A_{mb}} \int_0^{720} K_{mb} \frac{F_{mb}(\varphi_i) v_{mb}(\varphi_i)}{H_{mb}} d\varphi_i \right) \dots\dots\dots (7)$$

式中：

W_{mb} ——主轴瓦在 N 个循环后的总磨损量，单位为毫米（mm）；

A_{mb} ——主轴瓦磨损区域面积，单位为平方毫米（mm²）；

N ——磨损经历的总循环数；

j ——第 j 个循环；

φ_i ——曲柄转角角度，单位为角度（deg）；

$F_{mb}(\varphi_i)$ ——主轴瓦在 φ_i 时的接触压力，单位为牛顿（N）；

H_{mb} ——主轴瓦材料的布氏硬度，单位为布氏硬度（HBW）；

K_{mb} ——主轴瓦无量纲磨损系数；

$v_{mb}(\varphi_i)$ ——主轴瓦接触面在 φ_i 转角时的相对滑动速度，单位为毫米每角度（mm/deg）。

e) 气阀磨损计算见公式 (8)。

$$W_v = \sum_{j=1}^N \left(\left(\sqrt{\frac{V_v}{2\pi r_v \cos \theta \sin \theta}} + b_v^2 - b_v \right) \sin \theta \right) \dots\dots\dots (8)$$

式中:

W_v ——气阀在N个循环后的总磨损深度, 单位为毫米 (mm);

N ——磨损经历的总循环数;

j ——第 j 个循环;

b_v ——阀线宽度, 单位为毫米 (mm);

r_v ——气阀最大外径, 单位为毫米 (mm);

θ ——阀面锥角, 单位为角度 (deg);

V_v ——气阀的循环磨损量, 单位为立方毫米 (mm³), 见公式 (9)。

$$V_v = K_{vi} v_v^n + K_{vf} \frac{FL}{3H_v} \dots\dots\dots (9)$$

式中:

V_v ——气阀循环磨损量, 单位为立方毫米 (mm³);

K_{vi} ——气阀无量纲碰撞磨损系数;

v_v ——气阀落座碰撞速度, 单位为毫米每秒 (mm/s);

n ——气阀无量纲碰撞磨损指数;

K_{vf} ——气阀无量纲微动磨损系数;

H_v ——气阀材料表面硬度, 单位为布氏硬度 (HBW);

F ——气阀在循环中的平均径向压力, 单位为牛顿 (N), 见公式 (10);

L ——气阀在循环中的平均滑移量, 单位为毫米 (mm), 见公式 (11)。

$$F = \frac{P_{\max} \pi r_v^2}{(1 + \mu) \sin \theta} \dots\dots\dots (10)$$

式中:

F ——气阀在循环中的平均径向压力, 单位为牛顿 (N);

P_{\max} ——缸内最大爆发压力，单位为兆帕（MPa）；

r_v ——气阀最大外径，单位为毫米（mm）；

θ ——阀面锥角，单位为角度（deg）；

μ ——气阀滑动摩擦系数；

$$L = \varepsilon_v P_{\max} \dots\dots\dots (11)$$

式中：

L ——气阀在循环中的平均滑移量，单位为毫米（mm）；

ε_v ——气阀滑移距离与缸内最大爆发压力关系的系数；

P_{\max} ——缸内最大爆发压力，单位为兆帕（MPa）。

5.5.4 对于曲轴和连杆的疲劳损伤计算，应先求得部件上关键位置的每一循环的最大和最小载荷，计算应变幅和平均应力，通过非对称循环应力的转换公式（Goodman 公式）转换到对称应力循环下的等效应力幅，通过应力幅与疲劳寿命的双对数线性关系（Basquin 疲劳公式）得到在等效应力幅下的最大循环数，最后根据疲劳累积损伤理论，计算已经历的循环数与所能承受的最大循环数之比，得到曲轴和连杆的时变疲劳损伤。

a) 曲轴疲劳损伤计算：

依据动力学计算结果得到的曲柄销上最大法向力 N_{\max} 和最小法向力 N_{\min} ，则最大弯曲应力和最小弯曲应力计算见公式（12）和公式（13）。

$$\sigma_{\max} = \frac{16N_{\max}l_a}{\pi d^3} \dots\dots\dots (12)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{16N_{\min}l_a}{\pi d^3} \dots\dots\dots (13)$$

式中：

σ_{\max} ——最大弯曲应力，单位为兆帕（MPa）；

σ_{\min} ——最小弯曲应力，单位为兆帕（MPa）；

N_{\max} ——曲柄销上最大法向力，单位为牛顿（N）；

N_{\min} ——曲柄销上最小法向力，单位为牛顿（N）；

l_a ——曲柄臂到主轴颈中心的距离，单位为毫米（mm）；

d ——曲柄销或主轴颈直径，单位为毫米（mm）。

根据最大弯曲应力和最小弯曲应力，则弯曲应力幅值和弯曲应力平均值的计算见公式（14）和公式（15）。

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \dots\dots\dots (14)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \dots\dots\dots (15)$$

式中：

σ_a ——弯曲应力幅值，单位为兆帕（MPa）；

σ_m ——弯曲应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

σ_{\max} ——最大弯曲应力，单位为兆帕（MPa）；

σ_{\min} ——最小弯曲应力，单位为兆帕（MPa）。

扭转应力的幅值和均值也是根据动力学计算的 τ_{\max} 和 τ_{\min} 得到。扭转应力幅值计算见公式（16），扭转应力均值计算见公式（17）。

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \dots\dots\dots (16)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \dots\dots\dots (17)$$

式中：

τ_a ——最大交变扭转应力幅值，单位为兆帕（MPa）；

τ_m ——扭转应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

τ_{\max} ——最大扭转应力，单位为兆帕（MPa）；

τ_{\min} ——最小扭转应力，单位为兆帕（MPa）。

合成弯曲应力幅和合成弯曲应力平均值。合成弯曲应力幅的计算见公式（18），合成弯曲应力平均值的计算见公式（19）。

$$\sigma_{va} = \sqrt{(\alpha_\beta \sigma_a)^2 + 3(\alpha_T (\tau_a' + \tau_a))^2} \dots\dots\dots (18)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\alpha_\beta \sigma_m)^2 + 3(\alpha_T \tau_m)^2} \dots\dots\dots (19)$$

式中：

σ_{va} ——合成弯曲应力幅，单位为兆帕（MPa）；

σ_{vm} ——合成弯曲应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

σ_a ——交变弯曲名义应力幅值，单位为兆帕（MPa）；

σ_m ——弯曲应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

τ_a ——最大交变扭转应力幅值，单位为兆帕（MPa）；

τ_m ——扭转应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

τ'_a ——允许的最大扭振附加应力，单位为兆帕（MPa）；

α_β ——弯曲应力集中系数；

α_T ——扭转应力集中系数。

根据Goodman公式转换到对称循环下的等效应力幅。等效应力幅的计算见公式（20）。

$$\sigma_{-1}^v = \frac{\sigma_{va}}{(1 - \sigma_{vm} / \sigma_{vb})} \quad (20)$$

式中：

σ_{-1}^v ——转换到对称循环下的等效应力幅，单位是兆帕（MPa）；

σ_{va} ——合成弯曲应力幅，单位为兆帕（MPa）；

σ_{vm} ——合成弯曲应力平均值，单位为兆帕（MPa）；

σ_{vb} ——曲轴材料的抗拉强度，单位是兆帕（MPa）。

由Basquin疲劳公式换算得到疲劳寿命 N_f 。疲劳寿命的计算见公式（21）。

$$\lg N_f^v = k_1^v + k_2^v \lg \sigma_{-1}^v \quad (21)$$

式中：

N_f^v ——曲轴在 σ_{-1}^v 下的疲劳寿命，即所能承受的最大循环数，单位是循环数；

σ_{-1}^v ——转换到对称循环下的等效应力幅，单位是兆帕（MPa）；

k_1^v ——材料常数，根据曲轴材料的S-N曲线确定；

k_2^v ——材料常数，根据曲轴材料的S-N曲线确定。

b) 连杆疲劳计算：

连杆杆身强度的计算宜选择摆动平面内及垂直平面内的最大压应力，计算见公式（22）和公式（23）。

$$\sigma_{x_{\max}} = \frac{F_{e_{\max}}}{f_l} \left(1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{cr}}} \frac{L_{\text{cr}}^2}{i_x^2} \right) \dots\dots\dots (22)$$

$$\sigma_{y_{\max}} = \frac{F_{e_{\max}}}{f_l} \left(1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{cr}}} \frac{L_1^2}{i_y^2} \right) \dots\dots\dots (23)$$

式中：

$\sigma_{x_{\max}}$ ——摆动平面上最大压应力，单位为兆帕（MPa）；

$\sigma_{y_{\max}}$ ——垂直平面上最大压应力，单位为兆帕（MPa）；

$F_{e_{\max}}$ ——连杆压力的最大值，通过动力学计算得到，单位为牛顿（N）；

f_l ——杆身截面面积，单位为平方毫米（mm²）；

σ_e ——材料的比例极限，单位为兆帕每毫米（MPa/mm）；

E_{cr} ——连杆材料弹性模量，单位为兆帕（MPa）；

L_{cr} ——连杆大小端孔中心距，单位为毫米（mm）；

L_1 ——连杆大小端孔边的最小间距，单位为毫米（mm）；

i_x ——截面对x轴的惯性半径，单位为毫米（mm）；

i_y ——截面对y轴的惯性半径，单位为毫米（mm）。

杆身承受的最大拉应力的计算见公式（24）。

$$\sigma_{t_{\max}} = \frac{F_{j_{\max}}}{f_l} \dots\dots\dots (24)$$

式中：

$\sigma_{t_{\max}}$ ——杆身最大拉应力，单位为兆帕（MPa）；

f_l ——杆身截面面积，单位为平方毫米（mm²）；

$F_{j_{\max}}$ ——连杆拉力的最大值，通过动力学计算得到，单位为牛顿（N）。

摆动平面最大应力幅的计算见公式（25），摆动平面应力平均值的计算见公式（26），垂直平面最大应力幅的计算见公式（27），垂直平面应力平均值的计算见公式（28）。

$$\sigma_{x\alpha} = \pm \frac{1}{2} (\sigma_{x_{\max}} - \sigma_{t_{\max}}) \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_{xm} = \frac{\sigma_{x_{\max}} + \sigma_{t_{\max}}}{2} \dots\dots\dots (26)$$

$$\sigma_{ya} = \pm \frac{1}{2} (\sigma_{y_{\max}} - \sigma_{t_{\max}}) \dots\dots\dots (27)$$

$$\sigma_{ym} = \frac{\sigma_{y_{\max}} + \sigma_{t_{\max}}}{2} \dots\dots\dots (28)$$

式中:

σ_{xa} ——摆动平面上杆身最大应力幅值, 单位为兆帕 (MPa);

σ_{xm} ——摆动平面上杆身应力平均值, 单位为兆帕 (MPa);

σ_{ya} ——垂直平面上杆身最大应力幅值, 单位为兆帕 (MPa);

σ_{ym} ——垂直平面上杆身应力平均值, 单位为兆帕 (MPa);

$\sigma_{x_{\max}}$ ——摆动平面上最大压应力, 单位为兆帕 (MPa);

$\sigma_{y_{\max}}$ ——垂直平面上最大压应力, 单位为兆帕 (MPa);

$\sigma_{t_{\max}}$ ——杆身最大拉应力, 单位为兆帕 (MPa)。

同样根据Goodman公式转换到对称应力循环下的等效应力幅。等效应力幅的计算见公式 (29)。

$$\sigma_{-1}^c = \frac{\sigma_{ca}}{(1 - \sigma_{cm} / \sigma_{cb})} \dots\dots\dots (29)$$

式中:

σ_{-1}^c ——转换到对称循环下的等效应力幅, 单位为兆帕 (MPa);

σ_{ca} ——实际应力幅值, 分别为 σ_{xa} 和 σ_{ya} , 单位为兆帕 (MPa);

σ_{cm} ——应力平均值, 分别为 σ_{xm} 和 σ_{ym} , 单位为兆帕 (MPa);

σ_{cb} ——杆身材料的抗拉强度, 单位是兆帕 (MPa)。

由Basquin疲劳公式得到疲劳寿命, 计算见公式 (30)。

$$\lg N_f^c = k_1^c + k_2^c \lg \sigma_{-1}^c \dots\dots\dots (30)$$

式中:

N_f^c ——连杆在 σ_{-1}^c 下的疲劳寿命, 即所能承受的最大循环数, 单位是循环数;

σ_{-1}^c ——转换到对称循环下的等效应力幅，单位为兆帕（MPa）；

k_1^c ——杆身的材料常数，根据杆身材料的S-N曲线确定；

k_2^c ——杆身的材料常数，根据杆身材料的S-N曲线确定。

5.5.5 对于活塞的疲劳损伤计算，应先分析活塞温度场，再将其作为已知条件求解热机耦合应力和在不同工况下对应的疲劳寿命，通过额定工况和其他多种负荷工况下平均温度、爆压和活塞疲劳寿命的多组对应值，拟合 A、B、C、D 四个参数，建立广义 Eyring 模型的具体关系式。广义 Eyring 模型的形式按公式（31）。

$$\ln(N_f^p) = A + B \cdot \ln(P_{\max}) + C \cdot \frac{1}{T_{\text{mean}}} + D \cdot \frac{\ln(P_{\max})}{T_{\text{mean}}} \dots\dots\dots (31)$$

式中：

P_{\max} ——气缸最大爆发压力，单位是兆帕（MPa）；

T_{mean} ——缸内燃气的平均温度，单位是热力学温度（K）；

A、B、C、D——有限元计算拟合的四个常数；

N_f^p ——活塞在 P_{\max} 和 T_{mean} 条件下能承受的最大循环数，单位是循环数。

5.6 整机可靠性评估

整机可靠性的评估指标为整机可靠度，依靠各零部件的损伤来计算，一部分零部件的损伤是由机理模型计算的，记为 $\mathbf{D}_p(t)$ ，为随时间变化的随机向量；对于磨损损伤的零部件，其 $\mathbf{D}_p(t)$ 所对应的损伤为5.5.3中计算的磨损深度与最大许用磨损深度的比值；对于疲劳损伤的零部件，其 $\mathbf{D}_p(t)$ 所对应的损伤为累加5.5.4中计算的各应力水平下的已经历的循环次数与疲劳寿命的比值；另一部分零部件的损伤是由数据统计获得的，记为 $\mathbf{D}_d(t)$ ，也为随时间变化的随机向量。整机随时间变化的可靠度计算方法按公式（32）。

$$R(t) = P\{d_p(t) < 1, d_d(t) < 1\} \dots\dots\dots (32)$$

式中：

$R(t)$ ——整机时变可靠度函数；

$d_p(t)$ ——损伤向量 $\mathbf{D}_p(t)$ 的某种范数；

$d_d(t)$ ——损伤向量 $\mathbf{D}_d(t)$ 的某种范数。

$d_p(t)$ 和 $d_d(t)$ 计算方法见公式（33）（33）和公式（34）（34）。

$$d_p(t) = \|\mathbf{D}_p(t)\| \dots\dots\dots (33)$$

$$d_d(t) = \|\mathbf{D}_d(t)\| \dots\dots\dots (34)$$

$\mathbf{D}_p(t)$ ——由物理模型计算的损伤向量；

$\mathbf{D}_D(t)$ ——由统计模型计算的损伤向量。

由于整机是可修复系统，对于使用寿命来说是平均无故障时间（MTBF），见公式（35）。

$$L_{\text{MTBF}} = \int_0^{+\infty} R(t) dt \dots\dots\dots (35)$$

式中：

L_{MTBF} ——整机的MTBF；

t ——整机运行时间，单位为小时（h）；

$R(t)$ ——整机时变可靠度函数。

6 机理和数据融合的柴油机整机可靠性评估流程

6.1 评估所需参数

评估所需的参数包括：

- a) 具有随机性的材料参数、加工装配参数、工况参数及其统计特征。
- b) 建立整机性能模型、动力学模型和零部件损伤模型所需的确定性参数，包括应用场景、部件的结构参数等。

6.2 随机参数样本点的生成

6.2.1 在评估柴油机可靠性时，应考虑加工公差、外部载荷和材料等随机因素对柴油机的运行特性和寿命的影响。

6.2.2 首先依据柴油机设计图纸、试验和加工条件、运行工况，给出不确定参数的分布函数，根据各种不确定性参数的分布，采用蒙特卡洛算法来生成样本点。

6.2.3 应采用拉丁超立方抽样替代传统随机抽样，生成均匀分布于多维单位超立方体内的样本矩阵，再通过逆变换法将其映射至目标分布空间，生成符合实际统计规律的随机参数组合。

6.3 零部件损伤的计算

6.3.1 零部件损伤的计算应包括机理模型计算和数据统计计算。

6.3.2 对于由机理模型计算的零部件损伤，首先应根据材料物性、制造尺寸和工况等随机变量的统计特性，采用蒙特卡洛方法生成数据样本。对于每一个数据样本，计算发动机性能、动力学以及随时间变化磨损率、疲劳等参数，获得随时间变化的各零部件不同损伤模式的损伤向量 $\mathbf{D}_P(t)$ 样本。

6.3.3 对于由可靠性试验和数据统计确定失效率的零部件或系统，如润滑系统、冷却系统、燃油系统等附属系统，根据失效率计算这些部件的时变可靠度。

6.3.4 对生成的大量随机样本进行确定性计算，计算各部件的损伤，最后统计各部件损伤中失效个数在总样本数中所占的比例，即得到各部件的时变可靠度。

6.4 整机损伤的计算

计算出各零部件的损伤矩阵后，整机在任一时刻的损伤为损伤矩阵中这一时刻的最大值。

6.5 整机可靠性参数的计算

6.5.1 当零部件的损伤达到 1 时，可认定为失效，通过统计失效个数在总样本中所占的比例即可得到零部件的可靠度。

6.5.2 按 5.6 的计算方法来计算整机的可靠度。

6.5.3 按 6.3.2 的方法计算出损伤向量 $\mathbf{D}_p(t)$ 样本后，通过式 (36) 获得整机损伤样本：

$$d_p^i(t) = \max_{j=1}^m \{D_p^{ji}(t)\} \dots\dots\dots (36)$$

式中：

m ——零部件数；

$d_p^i(t)$ ——整机的损伤样本， n 为样本数， $i=1, 2, \dots, n$ 。

根据 $d_p^i(t) < 1$ 的数量确定这部分损伤物理部件综合的可靠度，见式 (37)：

$$R_p(t) = P\{d_p(t) < 1\} = \frac{\text{count}(d_p^i(t) < 1)}{n} \dots\dots\dots (37)$$

按公式 (38) 得到综合的寿命分布概率密度。

$$f_p(t) = -\frac{dP\{d_p(t) < 1\}}{dt} \dots\dots\dots (38)$$

6.5.4 对于通过数据统计计算可靠性的零部件，通过失效数据得到各零部件寿命分布的概率密度 f_1, f_2, \dots, f_k ，同 6.5.3 节得到 $f_p(t)$ 构建 C-Vine Copula 来求解寿命联合概率密度，可按公式 (39) 计算联合寿命概率密度：

$$f(t) = f_p(t)f_1(t)f_2(t)\dots f_k(t)c_{p,1,2,\dots,k} \dots\dots\dots (39)$$

式中：

$c_{p,1,2,\dots,k}$ ——联合 Copula 的概率密度。

6.5.5 联合 Copula 的概率密度根据 C-Vine Copula 结构构建的多个二元 Copula 相乘进行计算。二元 Copula 值是通过选取 Gumbel Copula、Clayton Copula、Frank Copula 等不同的 Copula 分布函数，进行最大似然估计，计算不同 Copula 分布函数的赤池信息量准则 AIC 进行对比，选取 AIC 值最小的 Copula 分布函数为最优函数，进而确定二元 Copula 值。按公式 (40) 计算 AIC。

$$AIC = -2L(\theta) + 2 \dots\dots\dots (40)$$

式中：

$L(\theta)$ ——不同 Copula 分布函数的最大似然函数，计算方法见 6.5.6。

6.5.6 假设随机变量 U, V 的边缘分布函数分别为 $F_1(u, \theta_1)$ 和 $F_2(v, \theta_2)$, 边缘密度函数分别为 $f_1(u, \theta_1)$ 和

$f_2(v, \theta_2)$, 选取的 Copula 函数为 $C(u, v, \alpha)$, 对应的密度函数为 $c(u, v, \alpha) = \frac{\partial^2 C(u, v, \alpha)}{\partial u \partial v}$, 则似然函数 $L(\alpha)$ 的表示形式见公式 (41)。

$$L(\alpha) = \prod_{i=1}^n [c[F_1(u_i, \theta_1), F_2(v_i, \theta_2), \alpha] f_1(u_i, \theta_1) f_2(v_i, \theta_2)] \dots\dots\dots (41)$$

对数似然函数的极大值点 θ 计算见公式 (42)。即可得到选取的 Copula 函数对应的最大似然函数 $L(\theta)$ 。

$$\theta = \arg \max \ln L(\alpha) \dots\dots\dots (42)$$

6.5.7 根据计算的联合寿命概率密度 $f(t)$, 可按公式 (43) 的计算方法来计算整机可靠度。

$$R(t) = P\{d_p(t) < 1, d_d(t) < 1\} = 1 - \int_0^t f(t) dt \dots\dots\dots (43)$$

6.5.8 根据整机可靠度函数 $R(t)$, 按照公式 (35), 计算整机的 MTBF。

6.5.9 柴油机整机可靠性评估方法应用案例见附录 A。

附录 A
(资料性)
柴油机整机可靠性评估方法应用案例

A.1 概述

本附录提供了柴油机整机可靠性评估方法的详细应用案例。

A.2 柴油机整机可靠性评估案例

A.2.1 获取柴油机的技术参数和全寿命周期的使用工况。表 A.1 列出了案例所用柴油机部分的技术参数，表 A.2 列出了案例柴油机的典型推进工况谱。

表 A.1 柴油机技术参数

参数	数值
缸径/mm	非公开数据
气缸数	非公开数据
冲程/mm	非公开数据
标定转速/(r/min)	600

表 A.2 柴油机全寿命周期的使用工况

负荷/%	运行时间比例/%
25%	15%
50%	15%
75%	50%
100%	20%

A.2.2 计算整机性能参数，图 A.1 给出了计算得到的各工况下的缸内压力，图 A.2 给出了计算得到的各工况下缸内爆压与 GT-Power 设计分析值的对比验证。

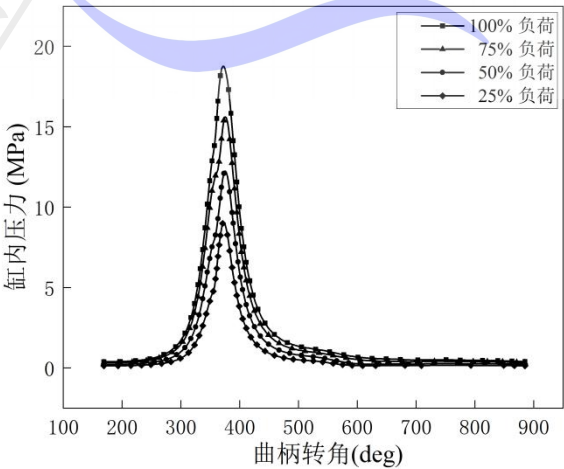


图 A.1 缸内压力

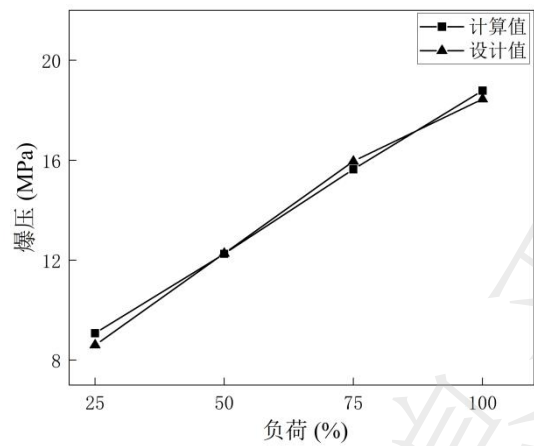


图 A.2 性能计算对比验证

A.2.3 根据动力学模型计算部件载荷,图 A.3 给出了计算得到的 100% 负荷下的活塞和连杆受力,图 A.4 给出了计算得到的 100% 负荷下的曲柄销受力,图 A.5 给出了计算得到的 100% 负荷下的主轴颈受力。

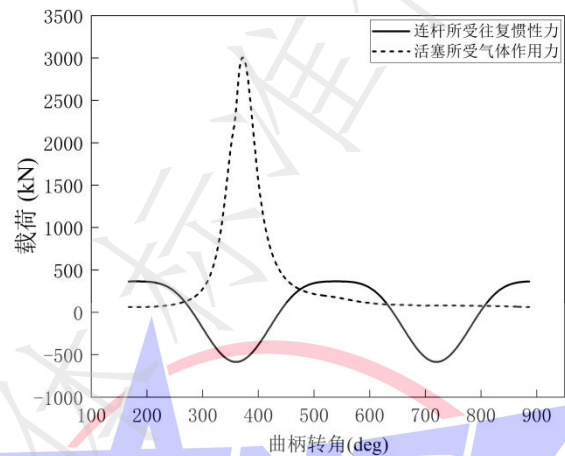


图 A.3 活塞和连杆受力

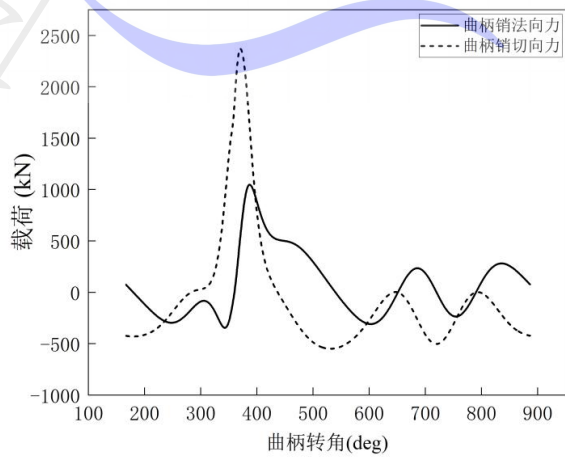


图 A.4 曲柄销受力

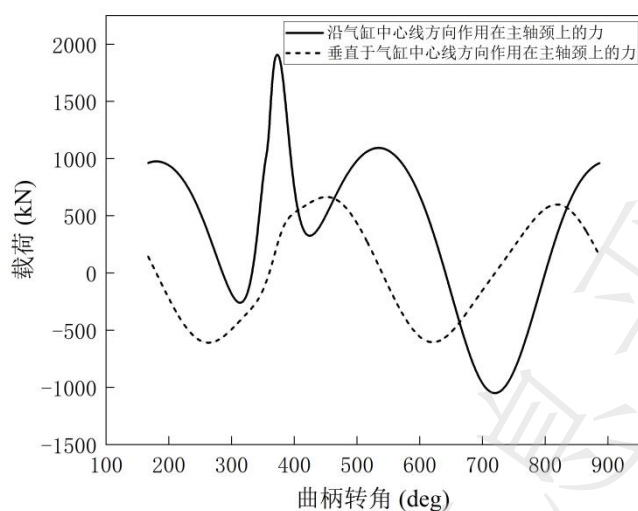


图 A.5 主轴颈受力

A.2.4 根据部件损伤模型计算部件的损伤，图 A.6 给出了计算得到的活塞环在一个循环内的累计磨损深度，图 A.7 给出了连杆小端轴瓦、连杆大端轴瓦、主轴瓦和活塞销孔在一个循环内的瞬时磨损深度。表 A.3 给出了计算得到的曲轴在曲柄销过渡圆角和主轴颈过渡圆角位置处的等效应力幅值，表 A.4 给出了计算得到的连杆在摆动平面和垂直平面的等效应力幅值，表 A.5 给出了活塞不同工况的疲劳寿命。

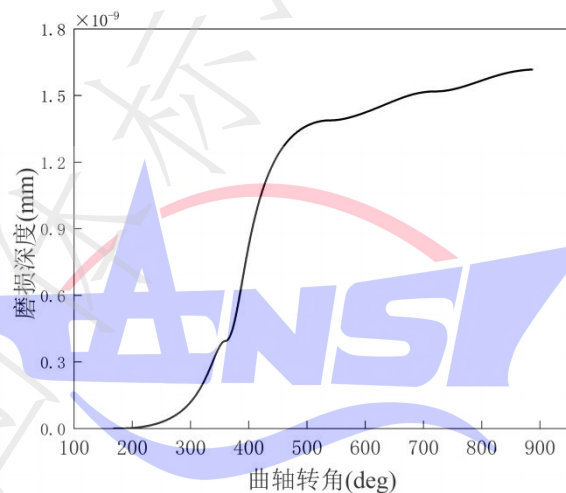


图 A.6 活塞环在一个循环内的累计磨损深度

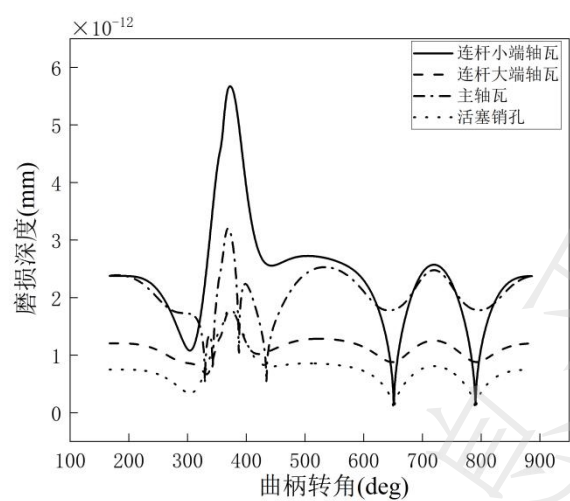


图 A.7 滑动轴承在一个循环内的瞬时磨损深度

表 A.3 曲轴疲劳计算的等效应力幅值

负荷/%	位置	数值/MPa
25%	曲柄销过渡圆角	58.8
	主轴颈过渡圆角	53.5
50%	曲柄销过渡圆角	67.5
	主轴颈过渡圆角	61.0
75%	曲柄销过渡圆角	76.3
	主轴颈过渡圆角	68.0
100%	曲柄销过渡圆角	86.0
	主轴颈过渡圆角	75.0

表 A.4 连杆疲劳计算的等效应力幅值

负荷/%	位置	数值/MPa
25%	摆动平面	49
	垂直平面	42.7
50%	摆动平面	64.7
	垂直平面	56.5
75%	摆动平面	82.1
	垂直平面	71.6
100%	摆动平面	104.6
	垂直平面	90.8

表 A.5 活塞疲劳计算的疲劳寿命

负荷/%	爆压/MPa	疲劳寿命/cycle
25%	9.1	3.4×10^{11}
50%	12.0	2.3×10^{10}
75%	15.0	3.4×10^9
100%	18.9	3.4×10^8

A.2.5 依据设计图纸、试验和加工，生成加工公差、外部载荷和材料等随机因素的大量样本，以 10000 个样本为例。表 A.6 给出了部分不确定参数的均值和标准差，图 A.8 给出了生成的曲轴抗拉强度样本。

表 A.6 部分不确定参数

参数	均值	标准差	来源
活塞环磨损系数	$1.38 \times 10^{-18} \text{ Pa}^{-1}$	$1.51 \times 10^{-19} \text{ Pa}^{-1}$	实测
主轴瓦合金层磨损系数	1.71×10^{-6}	6.43×10^{-7}	实测
排气阀材料硬度	295HB	10HB	设计图纸
连杆小端轴瓦-活塞销初始间隙	0.25mm	0.018mm	设计图纸
曲轴材料抗拉强度	875MPa	25MPa	设计图纸

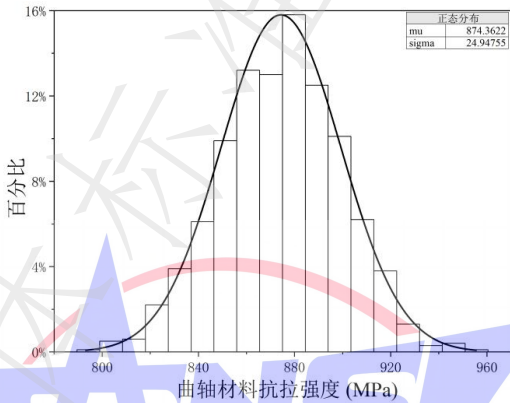


图 A.8 曲轴材料抗拉强度样本

A.2.6 将生成的不确定参数的样本代入零部件损伤模型中，以生成 10000 个样本为例，计算零部件的损伤样本，得到零部件损伤随时间变化的概率密度，根据零部件损伤样本计算整机损伤样本。图 A.9 给出了活塞环损伤的概率密度分布。图 A.10 给出了整机损伤的概率密度分布。

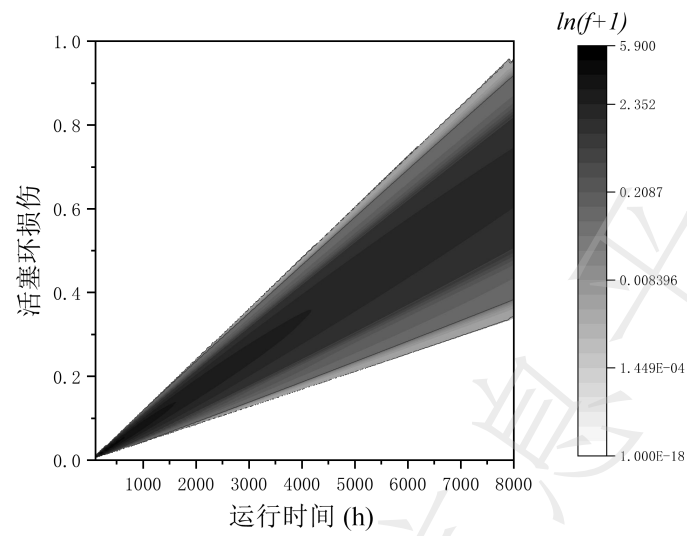


图 A.9 活塞环损伤的概率密度分布

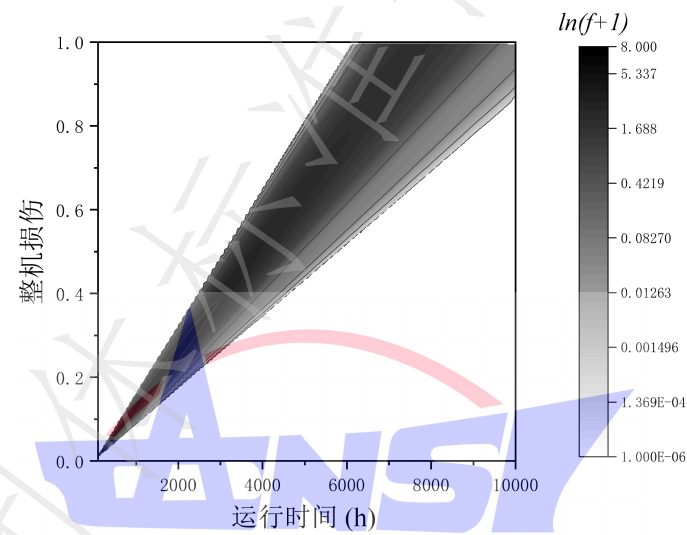


图 A.10 整机损伤的概率密度分布

A. 2. 7 根据零部件和整机不同时刻的损伤样本，计算零部件和整机的可靠度。图 A. 11 给出了活塞环的时变可靠度，图 A. 12 给出了机理模型的整机时变可靠度。

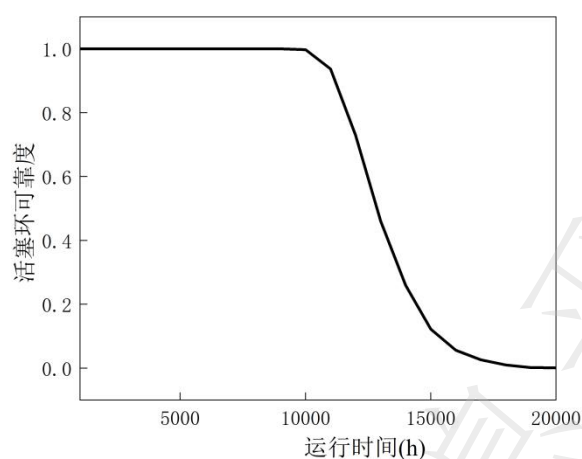


图 A.11 活塞环时变可靠度

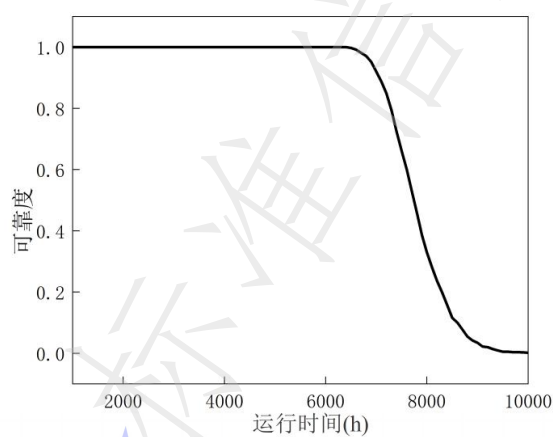


图 A.12 机理模型的整机时变可靠度

A.2.8 根据统计数据，得到的辅助系统的失效率。案例以燃油系统的失效率为 8.43×10^{-5} ，滑油系统的失效率为 6.9×10^{-5} 为例，以指数分布计算两个系统的时变可靠度。以机理模型的整机时变可靠度为根节点，基于C-Vine Copula函数，联结燃油系统和滑油系统。图A.13给出了计算得到的整机时变可靠度。

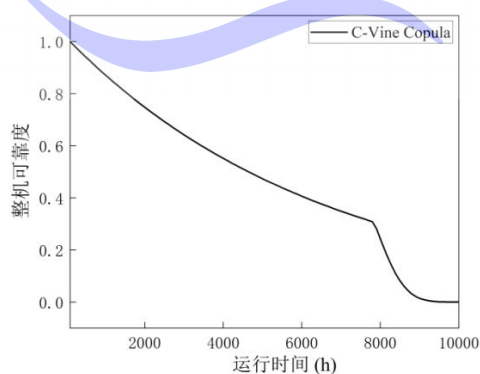


图 A.13 整机时变可靠度

A.2.9 对比验证。国外某型中速发动机对各个失效数据进行了统计，得到的整机MTBF为2151 h。对于案例所用的某型船用中速发动机，根据图A.13的整机时变可靠度，计算整机MTBF为4688 h。由于前述国

外的某型中速发动机转速为1000 r/min，案例中的船用中速发动机转速为600 r/min，理论上案例中的船用中速发动机的MTBF结果与国外的某型中速发动机相比是较高的，因此该整机可靠性评估结果是可信的。



参 考 文 献

- [1] 《船用柴油机设计手册》编辑委员会编. 船用柴油机设计手册（五）船用柴油机主要零部件[M]. 北京：国防工业出版社，1982.
-

