

基于网联数据和失效模式的加速试验方法

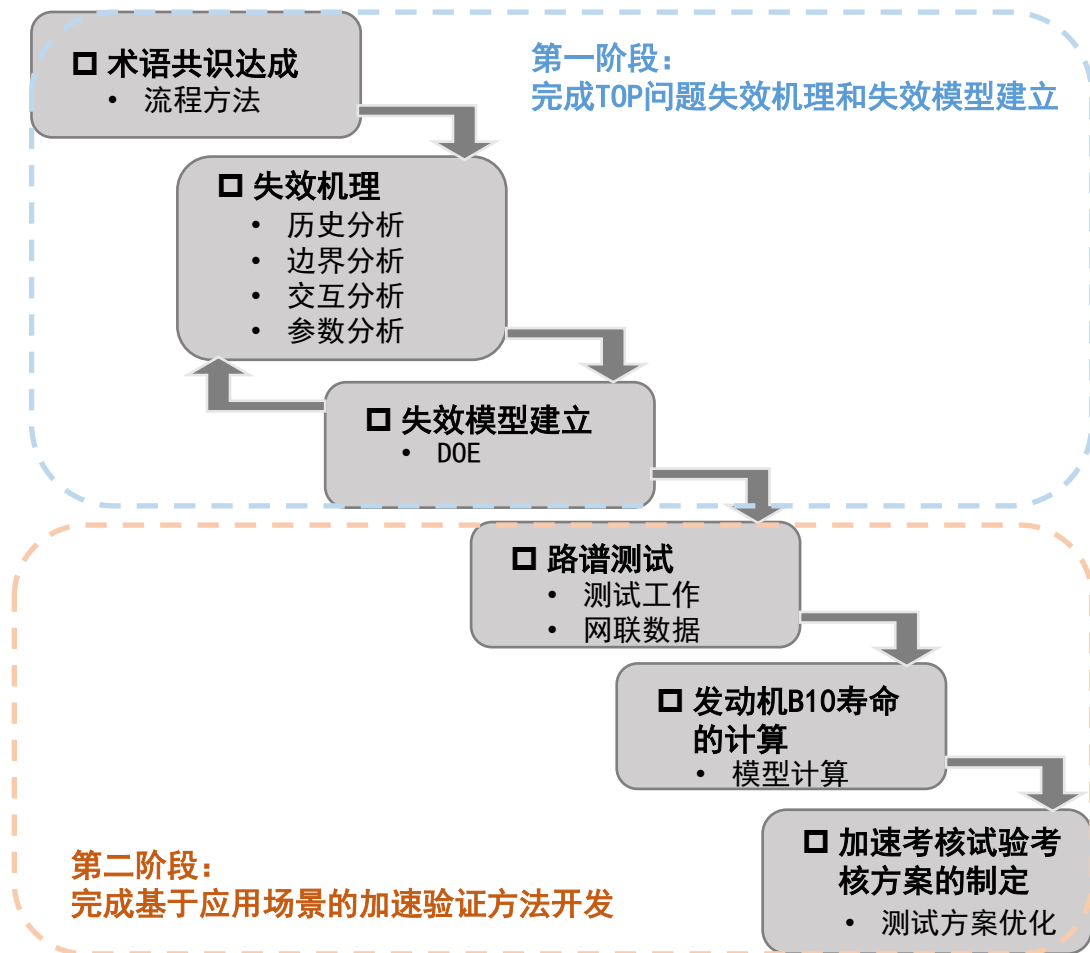


韩愈 183 2237 5221

目录

一、概述	03
二、第一阶段，完成TOP问题失效机理和失效模型建立	
1. 机理分析及模型建立	06
三、第二阶段，完成基于应用场景的加速验证方法开发	
1. 发动机B10寿命可靠耐久加速试验开发技术路线	
2. 参数测量	
3. 用户时间序列数据	
4. 发动机台架时间序列数据	
5. 失效模式	
6. 发动机B10寿命加速试验规范制定	12

1、概述



1、概述

阶段	工作内容	交付物								
		序号	系统/部件	失效模式	I. 历史问题	II. 边界图	III. 交互矩阵	IV. P-参数图	V. DOE试验方案	失效模型 模型建立
第一阶段： 完成TOP问题失效机理和失效模型建立	流程方法培训	1	排气管	开裂	X	X	X	X	X	发动机TOP问题-失效模型
	可靠性历史数据及索赔分析	2	尿素喷嘴	结晶	X	X	X	X	X	
	TOP问题的失效模式分析及建模（其中能够数据化部分故障）	3	排气门	顶杆断裂	X	X	X	X	X	
		4	EGR冷却器	进气侧主板开裂	X	X	X	X	X	
		5	增压器	断轴	X	X	X	X	X	
		6	增压器	漏机油	X	X	X	X	X	
		7	气缸垫	密封失效	X	X	X	X	X	
		8	润滑油	烧机油	X	X	X	X	X	
		9	冷却风扇	轴承卡滞	X	X	X	X	X	
		10	活塞	喉口开裂	X	X	X	X	X	
		11	后处理系统	混合器结晶	X	X	X	X	X	
第二阶段： 完成基于应用场景的加速验证方法开发	测试工作	整车测试内容要求								
	加速考核试验考核方案的制定	发动机B10寿命加速试验规范制定								
	发动机B10寿命的计算方法									

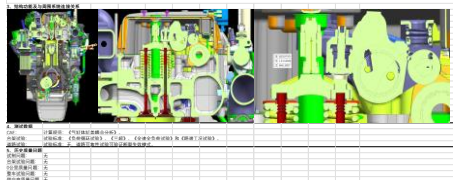
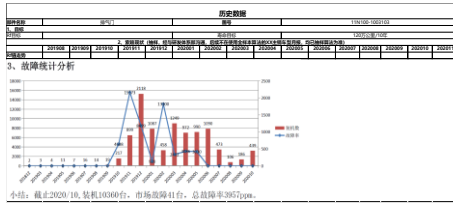
以市场问题为切入点，识别用户使用和相邻系统间等的干扰因素，从功能失效和耐久性失效模式进行分析，基于失效机理建立计算模型，依据应用场景制定出合理的发动机B10寿命加速试验规范。

2.1、机理分析及模型建立 - 故障3 - 排气门顶杆断裂



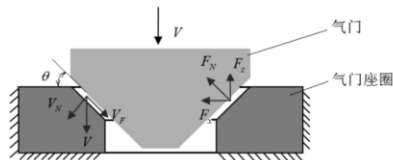
因子	说明	水平1	水平2	水平3
A	气门杆和气门导管间隙	'-1/3	现状	'+1/3
B	缸内制动工况结束, 延时喷油	'-1/3	现状	'+1/3
C	气门油封弹簧预紧力及油封唇口角度	'-1/3	现状	'+1/3
D	摇臂与气门桥间隙	'-1/3	现状	'+1/3
工况1	调整活塞环, 缸内严重烧机油: 全负荷爬坡工况→下坡缸内制动, 发动机高转速→全负荷爬坡工况, 循环进行			
工况2	调整活塞环, 缸内中度烧机油: 全负荷爬坡工况→下坡缸内制动, 发动机高转速→全负荷爬坡工况, 循环进行			
工况3	调整活塞环, 缸内无烧机油: 全负荷爬坡工况→下坡缸内制动, 发动机高转速→全负荷爬坡工况, 循环进行			

试验号	内表 (控制因素)				气门杆表面硬度 ((range)均值)			信噪比
	因子A	因子B	因子C	因子D	工况1	工况2	工况3	
1	1	1	1	1				
2	1	2	2	2				
3	1	3	3	3				
4	2	1	2	3				
5	2	2	3	1				
6	2	3	1	2				
7	3	1	3	2				
8	3	2	1					
9	3	3	2	1				



DOE-试验方案

气门高周疲劳



忽略阻力, 在最大接触形变时刻接触形变速度为0, 依据气门与气门座圈接触面的法向相对速度与气门落座速度V间的关系, 推导出最大接触形变时的气门落座力峰值 F_m 的表达式:

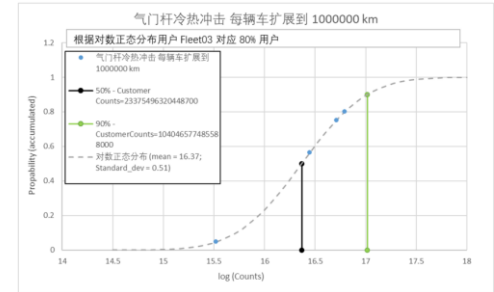
$$F_m = K \delta_m^n = K^{n+1} \left(\frac{n+1}{2} m (V \cos \theta)^2 \right)^{\frac{n}{n+1}}$$

其中, m 为气门质量, K 为气门与气门座圈间接触刚度, $n=1.1$ 为力指数, δ_m 为气门与气门座圈的最大接触形变

参考: 原文洁, 巢杰. 一种发动机气门落座力峰值的解析方法. 北京理工大学. 2015.

计算模型

用户Fleet-气门热机疲劳伪损伤分布



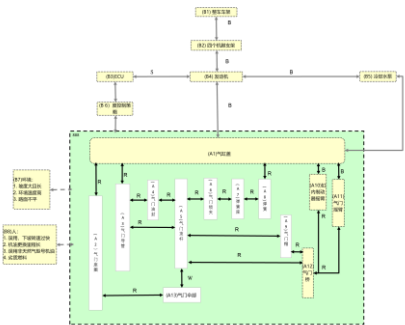
✓ 喀什地区的用户Fleet03接近80%目标。

应用场景统计

气门热机疲劳B10寿命, 冷热冲击台架试验

工况描述	气门杆B10寿命100万km			
	热机疲劳, 伪损伤D1 热机疲劳, 伪损伤D1循环时间, 小时	高周疲劳, 伪损伤D2	高周疲劳, 伪损伤D2循环时间, 小时	高周疲劳, 伪损伤D2循环时间, 小时
MCT, 小时	2.83E+14	3.67E+02	2.32E+23	1.19E+05
LGT, 小时	3.84E+11	2.71E+05	8.27E+24	3.34E+03
DTST, 小时	1.24E+13	8.37E+03	2.41E+23	1.15E+05
S-N 对数下斜率	5		13.5	
涵盖90%用户的 目标总伪损伤	1.04E+17			2.76E+28

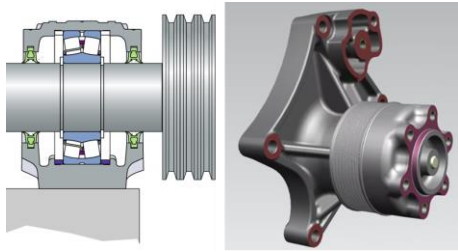
历史分析



边界分析

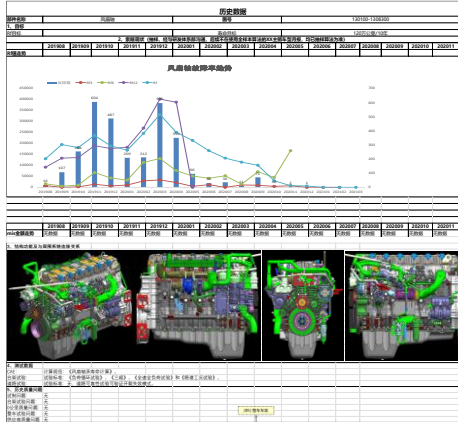
B10台架试验

2.1、机理分析及模型建立 - 故障9 - 冷却风扇轴承卡滞



因素	说明	水平1	水平2
因子1	轴承的承载能力	规格	增加1/3
因子2	润滑油温度梯度	规格	增加1/3
因子3	散热模块的阻力	规格	减小高度增加
因子4	风扇的质量	规格	减小1/3
因子5	皮带/热质轴安装预紧力	规格	减小1/3

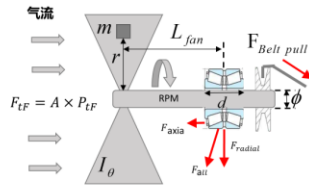
工况	说明
工况1	全负荷工况：一档发动机1400rpm 满载40% 或者一档发动机1400rpm 超载50%，全油门行驶30分钟
工况2	启动加速至70km/h，0.4g制动到40km/h，再加速至70km/h，往复循环30分钟
工况3	50km/h通过隧道30分钟
工况4	模拟车辆急转弯0.5g，试验场地0字，加速度达到0.5g，不悬挂30分钟
工况5	针对各杂项负载散热模块，70km/h发动机额定转速运行30分钟
工况6	



试验号	因子1	因子2	因子3	因子4	因子5	因子6	因子7	因子8	因子9	因子10	因子11	正交1	正交2	正交3	正交4	正交5	正交6	地点	倍率比
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1								
2	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2								
3	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1								
4	1	2	1	2	2	1	2	2	1	1	1								
5	1	2	2	1	2	2	1	2	1	2	1								
6	1	2	2	2	1	2	2	1	2	1	1								
7	2	1	2	2	1	1	2	2	1	2	1								
8	2	1	2	1	2	2	2	1	1	1	2								
9	2	1	1	2	2	2	1	2	2	1	1								
10	2	2	2	1	1	1	1	2	2	1	2								
11	2	2	1	2	1	2	1	1	1	1	2								
12	2	2	1	1	1	2	1	2	2	1	1								

DOE-试验方案

空气在平直流道中流动时流道某一截面上垂直于壁面的空气压力，称为该截面上空气静压。该截面上由空气流动速度所产生的压力，称为动压。在同一截面上空气的静压和动压之和，称为空气的全压。风扇出口截面上空气的全压与进口截面上空气的全压之差，称为风扇的全压，用符号 P_F 单位都为Pa表示。它代表了单位体积空气在风扇内所获得的能量。



$$P_{TF} = (P_2 - P_1) + (\rho_2 c_2^2 - \rho_1 c_1^2)$$

式中：
 ρ_1 、 ρ_2 ：风扇进、出口截面上空气静压，单位为Pa；
 c_1 、 c_2 ：进、出口截面上空气密度，单位为 kg/m^3 ；
 c_1 、 c_2 ：进、出口截面上空气平均速度，单位为 m/s 。

计算模型

风扇系统轴承处，轴向力：

$$F_{axia} = -F_{TF} = -A \times P_{TF}$$

结构确定时，风扇全压正比与发动机转速，A为出口截面积

风扇系统轴承处，径向力：

不同转速下皮带泵力、风扇阻力产生的合力：

$$F_{radial} = \frac{m^2 \times L_{fan}}{r \times d} + F_{an} \cdot \phi$$

扇叶的不平衡力相比系统阻力及惯性力可以忽略：

$$F_{radial} = F_{an} = F_f + I_{\theta} \times RPM' / \theta / 2$$

$$F_{Au} = \sqrt{F_{axia}^2 + F_{radial}^2}$$

稳态不同转速下的损伤D1：

$$P_{TF} \propto RPM, P_{fan} \propto RPM$$

当风扇结构确定时，风扇全压正比与发动机转速

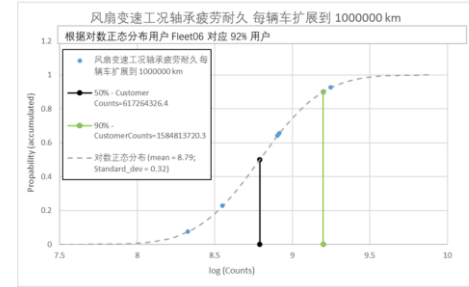
$$F_{Au} = \sqrt{F_{TF}^2 + F_{fan}^2} \propto RPM$$

加减速时，忽略稳态阻力，由于系统惯性力的损伤D2：

$$P_{TF} \propto RPM', P_{fan} \propto RPM'$$

$$F_{Au} = \sqrt{F_{TF}^2 + F_{fan}^2} \propto RPM'$$

用户Fleet - 风扇轴承疲劳伪损伤分布



✓ 雅安市的用户Fleet06接近90%目标。

应用场景统计

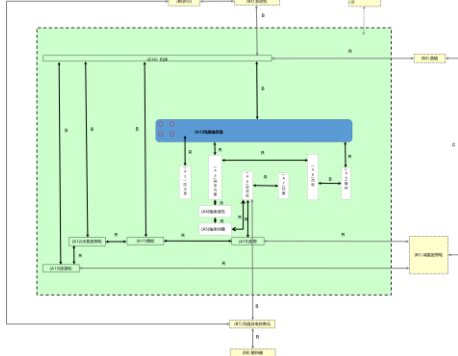
风扇轴承疲劳B10寿命，台架试验

增压器B10寿命台架试验	
B10寿命, km	1000000
D1风扇转速恒定工况, rpm	1900
D2风扇变速工况	0至1900至0/12秒, 等效转速950
涵盖90%用户的目标总伪损伤, D1	8.70E+13
涵盖90%用户的目标总伪损伤, D2	1.58E+09
D1台架循环, 小时	7.59E+02
D2台架循环, 小时	3.58E+01

✓ 风扇轴承B10寿命100万km, 台架1900rpm且离合器完全啮合工况循环, D1需要大约759小时。

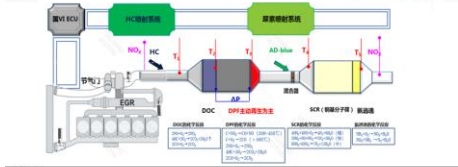
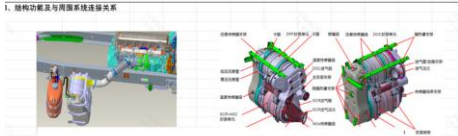
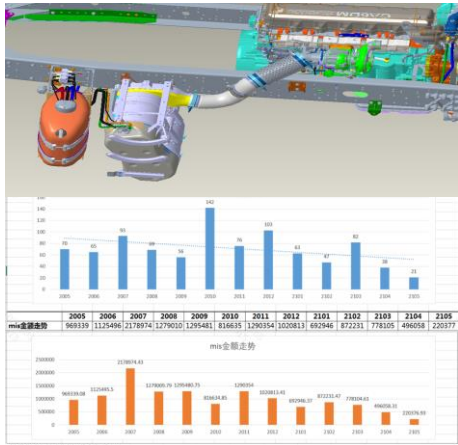
B10台架试验

历史分析

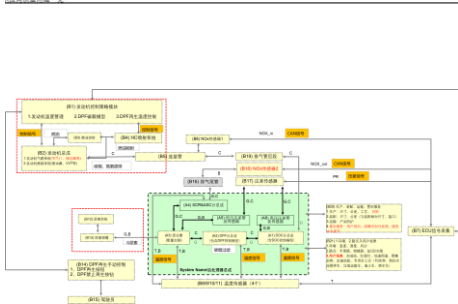


边界分析

2.1、机理分析及模型建立 - 故障11 - 后处理混合器结晶



历史分析



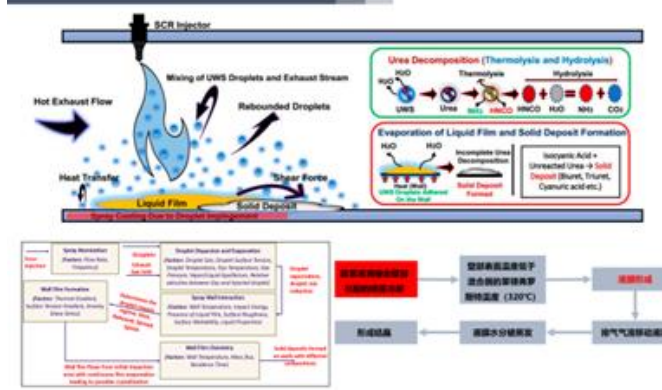
边界分析

内表	因子	说明	水平1	水平2	水平3
	A	尿素喷嘴布置位置			
	B	尿素喷嘴孔径			
	C	DOC控制温度			
外表	因子	说明	水平1	水平2	
	N	温度老化	前	后	
	T	后处理周围工作温度场	低	高	

试验号	内表 (控制因素)				外表	
	因子A	因子B	因子C	因子D	T1	T2
1	1	1	1	1		
2	1	2	2	2		
3	1	3	3	3		
4	2	1	2	3		
5	2	2	3	1		
6	2	3	1	2		
7	3	1	3	2		
8	3	2	1	3		
9	3	3	2	1		

DOE-试验方案

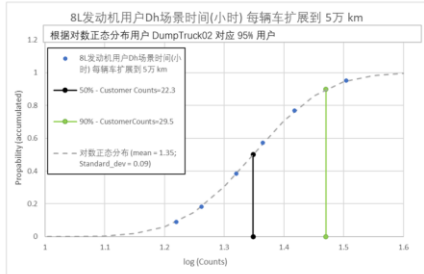
失效机理 - 概述



计算模型

用户运行工况分类统计 - Dh - 8L

依据尿素结晶影响因子 τ ，对用户运行工况分类：
 ✓ 根据已有数据计算牵引车用户Dh场景时间(小时)第90%分位点为29.5个小时/5万公里



用户	里程	Dh时间/s	SampleRate	测试里程	市场目标	扩大倍数	转向/5万公里
bus01	3.58E+06	6.75E+03	1	3.58E+03	50000	1.40E+01	2.62E+01
bus02	5.45E+06	9.09E+03	1	5.45E+03	50000	9.18E+00	2.32E+01
crane02	2.84E+05	3.40E+02	1	2.84E+02	50000	1.76E+02	1.66E+01
DumpTruck01	4.23E+06	4.37E+03	1	4.23E+03	50000	1.18E+01	2.09E+01
DumpTruck02	6.30E+06	1.45E+04	1	6.30E+03	50000	7.94E+00	3.20E+01
Mucktruck02	1.77E+06	2.00E+00	1	1.77E+03	50000	2.83E+01	1.57E+02
truck01	6.29E+06	8.29E+03	1	6.29E+03	50000	7.95E+00	1.83E+01

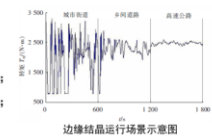
应用场景统计

尿素结晶模型建立 - 8L

$$\tau(T) = \frac{n}{n+p}, n = \frac{N_e}{\max(N_e)}, p = \frac{P_e}{\max(P_e)}, P_e = cm\Delta t, D = \sum \tau(T)$$

τ 为考虑壁温 T (后后排温/DOC温度、排气流量、尿素喷量, 250, 280, 320°C) 尿素结晶影响因子, n 为尿素消耗流量 N_e 归一化因子, p 为排气瞬时热功率 P_e 归一化因子, D 为尿素结晶总损伤。

- 依据尿素结晶影响因子 τ ，对用户运行工况分类：
- ✓ D_n 高速公路边缘结晶运行场景: $>70\text{km/h}$, $Nm>0$, $Tao_2>0.35$;
 - ✓ D_0 一般公路边缘结晶运行场景: $35<\text{车速}<75\text{km/h}$, $Nm>0$, $Tao_1>0.4$;
 - ✓ D_c 城市高几率怠速边缘结晶运行场景: $<35\text{km/h}$, $Nm>0$, $Tao_1>0.4$;
 - ✓ D_l 下坡公路边缘结晶运行场景: $rpm>800$, $Nm<0$, $Tao_1>0.4$;

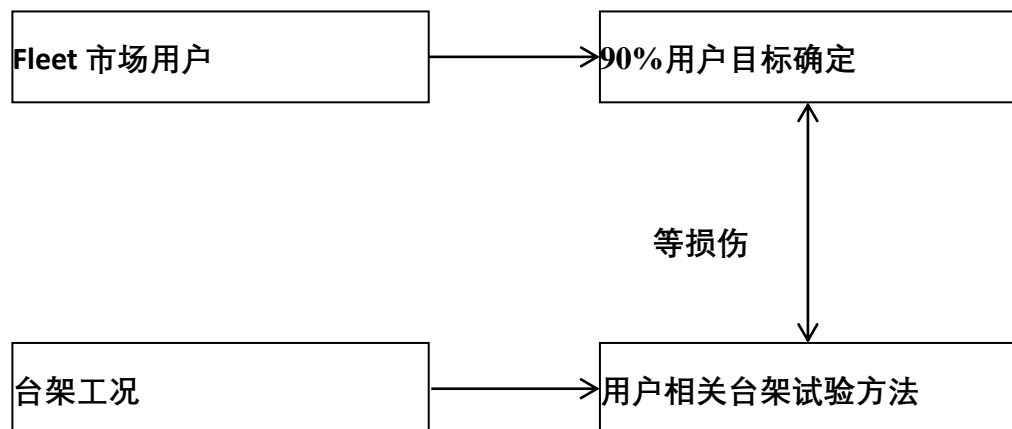


- 依据 τ 台架 = $\sum \tau$ 用户，场景根据车辆使用用途分为：
- ✓ B10寿命 (5/2万公里) 中重型卡车和长途客车等长途运输场景组合工况 = $L_n(29.5\text{小时}) \cdot D_n + L_s(51.4) \cdot D_s + L_c(92.2) \cdot D_c + L_l(22.9)$;
 - ✓ B10寿命 (500小时) 公交车、环卫车及轻型卡车等城市道路场景组合工况；
 - ✓ B10寿命洒水车等特殊用途场景组合工况。

参考: [1]苗鱼,刘洋,吕祥汇,等.Scr后处理系统尿素结晶及发动机台架验证方法:CN 201610016810[P].

B10台架试验

3.1、发动机B10寿命可靠耐久加速试验开发技术路线



方法论及概念:

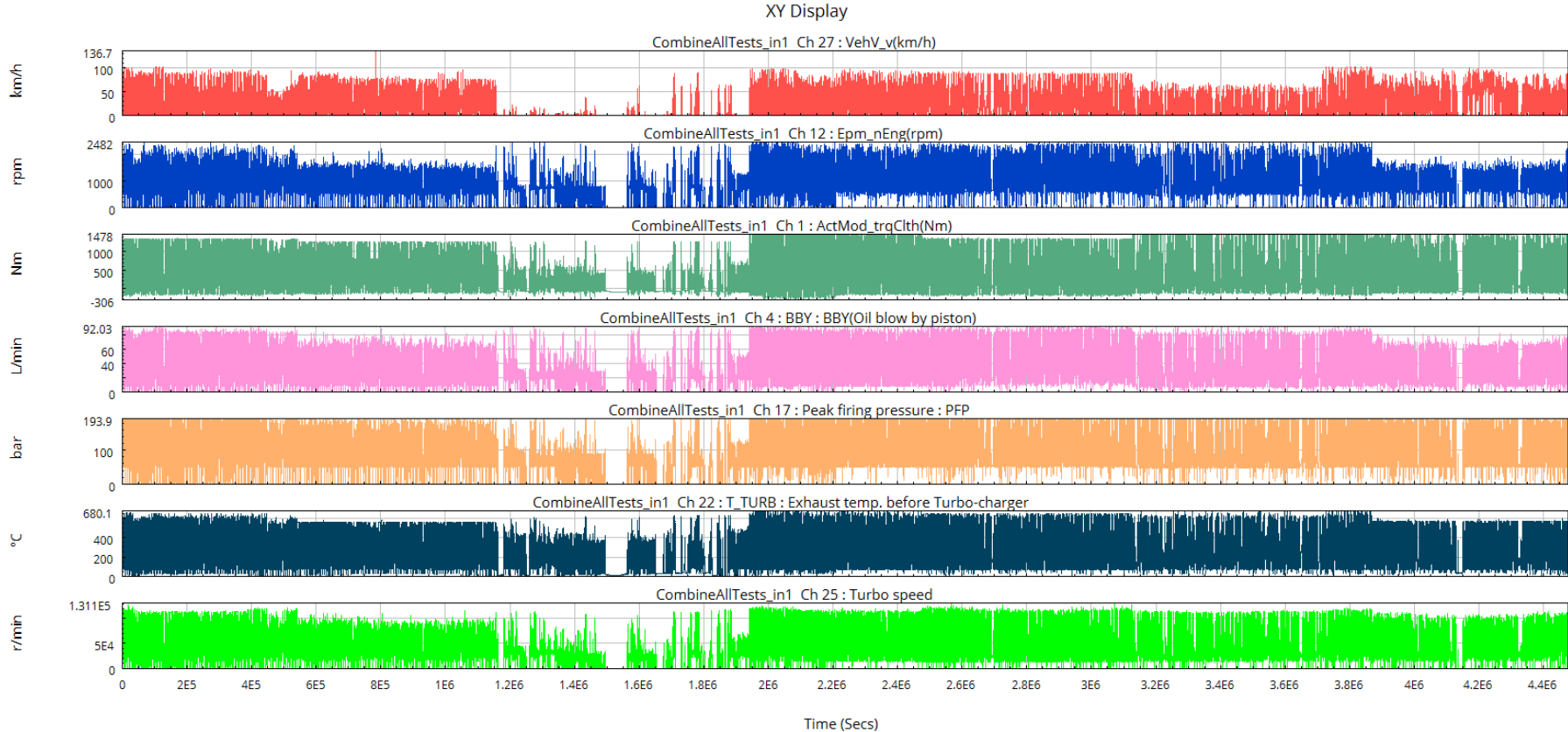
1. 用户实际使用场景, 参数收集
2. 实际问题相关, 关键参数提取
3. 基于网联数据实际问题解决模型建立
4. 参数导入回归验证
5. 试验方法, 参数, 达标目标值确定
6. 试验台架工况建立
7. 加入DVP作为规范实施应用

3.2、参数测量

NO.	Chan Title	Unit	Field Measurement	Rig Measurement
1	Coolant temperature engine in	° C	X	X
2	Coolant temperature engine out	° C	X	X
3	Oil temperature (in main oil gallery)	° C	X	X
4	Exhaust temp. before Turbo-charger	° C	map	X
5	Exhaust mass flow	kg/h	X	X
6	Intake pressure after charge air cooler	bar	X	X
7	Exhaust pressure before turbo charger	bar	X	X
8	Peak firing pressure	bar	map	X
9	Blow by at piston	dm ³ /Stroke	map	X
10	CAN_BrakeSwitch	on/off	X	
11	CAN_ClutchSwitch	on/off	X	
12	CAN_Accelerator Pedal Position	%	X	
13	CAN_Ignition	on/off	X	
14	CAN_Vehicle speed	km/h	X	
15	CAN_Actual Power	kW	X	X
16	CAN_Engaged Gear	-	X	
17	CAN_Ambient air temperature	° C	X	X
18	CAN_Ambient air pressure	kPa	X	X
19	CAN_Engine operation mode	-	X	X
20	CAN_Engine speed	rpm	X	X
21	CAN_Actual Engine torque	Nm	X	X
22	GPS_height	m	X	
23	GPS_latitude		X	
24	GPS_longitude		X	
25	GPS_speed	km/h	X	
26	turbo_speed	rpm	map	

X marking for measurement

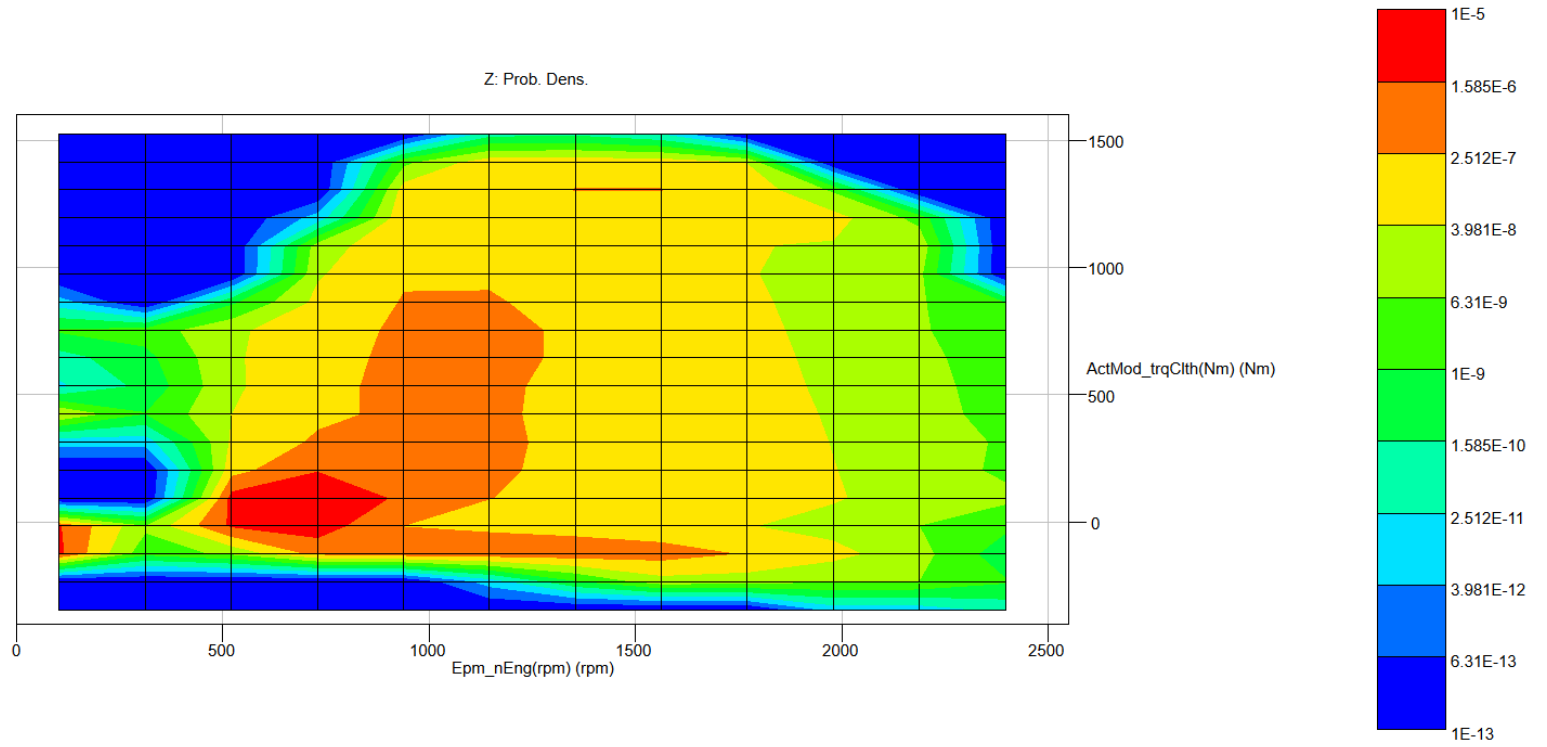
3.3、用户时间序列数据



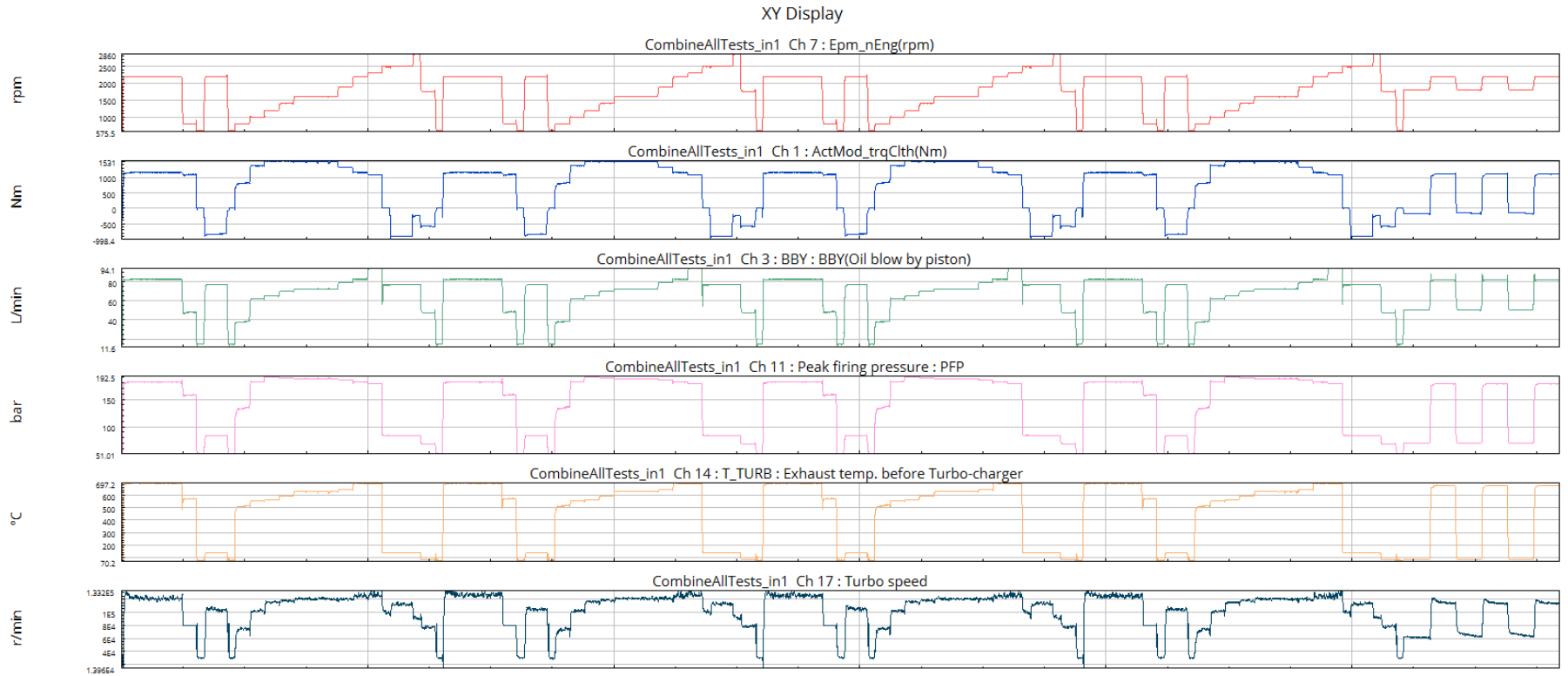
3.3、用户时间序列数据 - 扭矩与转速分布

扭矩—转速 百分比

CombineAllTests_in1.Ch 1 : Joint Distribution Ch. 12,1



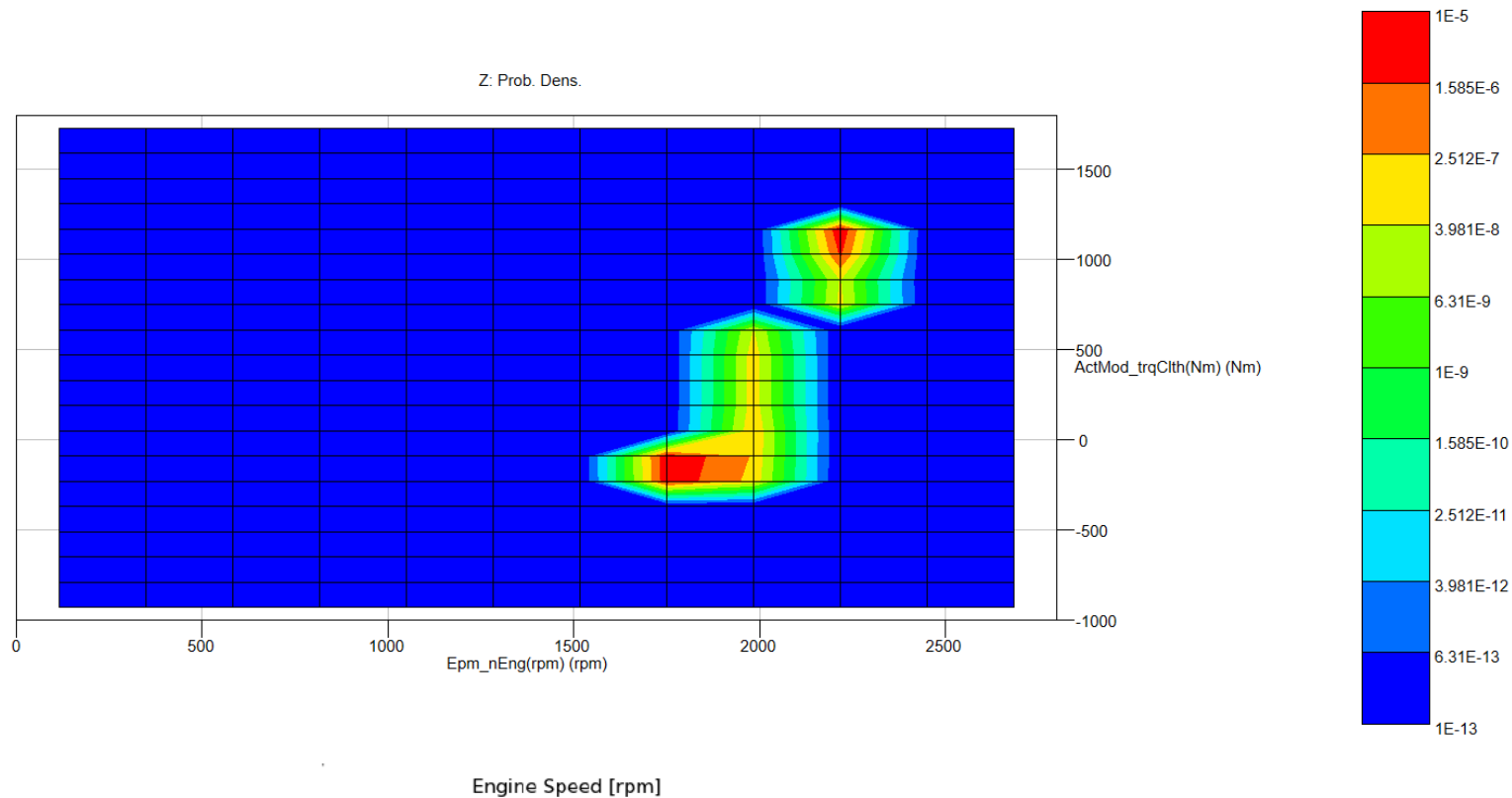
3.4、发动机台架时间序列数据



3.4、发动机台架时间序列数据 – cold-hot 冷热深度冲击工况

扭矩—转速 百分比

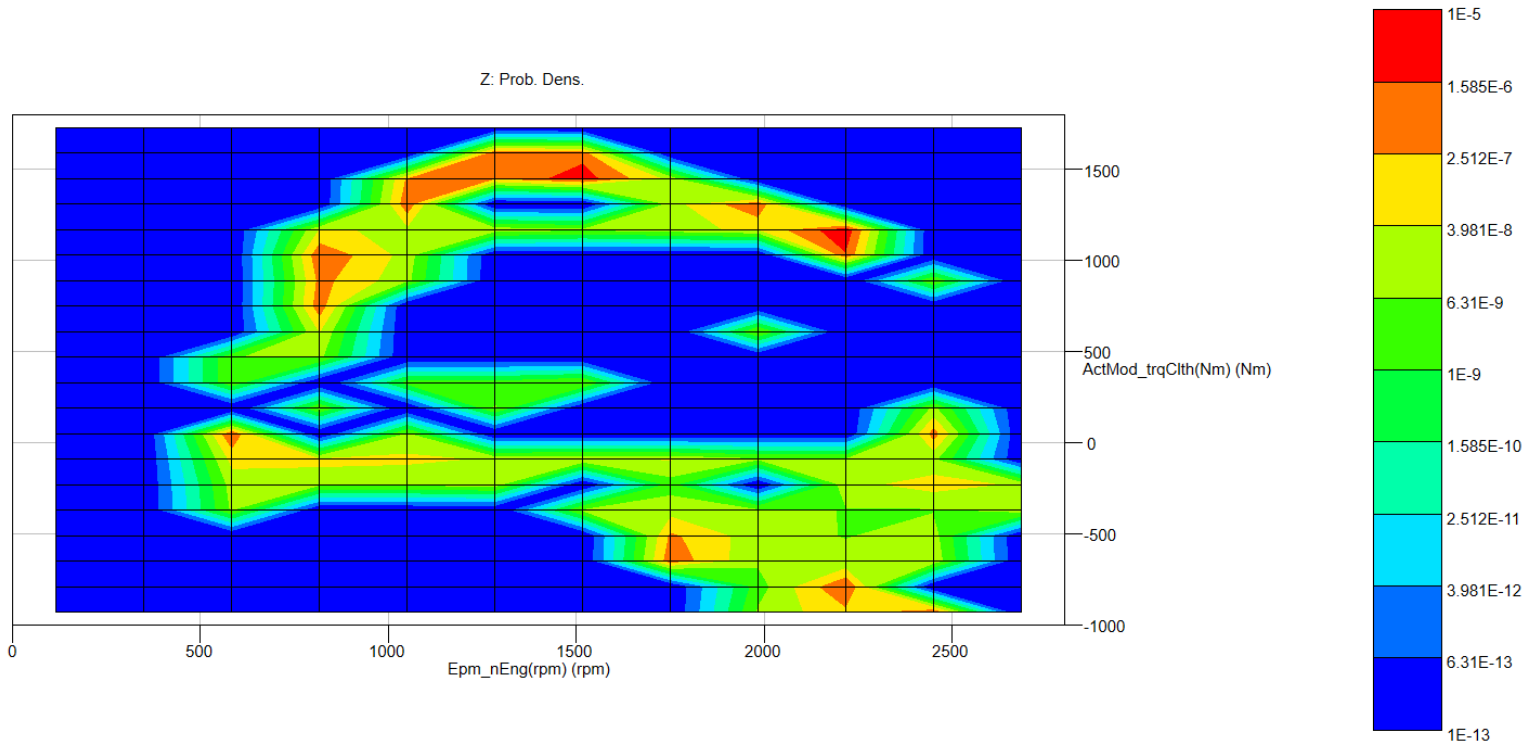
CombineAllTests_in1.Ch 1 : Joint Distribution Ch. 7,1



3.4、发动机台架时间序列数据 – load 负荷工况

扭矩—转速 百分比

CombineAllTests_in1.Ch 1 : Joint Distribution Ch. 7,1



3.5、失效模式 - 1、High Cycle fatigue, 高周疲劳

活塞，应力幅值与爆发压力成线性关系

循环载荷引起的断裂疲劳：

Basquin – Law 疲劳损伤与寿命预测

$$\hat{\sigma}_j = C_f \cdot N_{E_j}^{b_f}$$

$$D = \sum_j \frac{N_j}{N_{E_j}} \quad \text{Miner rule(线性累计损伤):}$$

基于Basquin-Law 和 Miner rule 公式损伤计算可以用下列公式计算：

$$D_j = N_j \cdot C_f^{1/b_f} \cdot \hat{\sigma}_j^{-1/b_f}$$

$\hat{\sigma}$... 应力幅值

C_f ... 疲劳系数（材料常数）

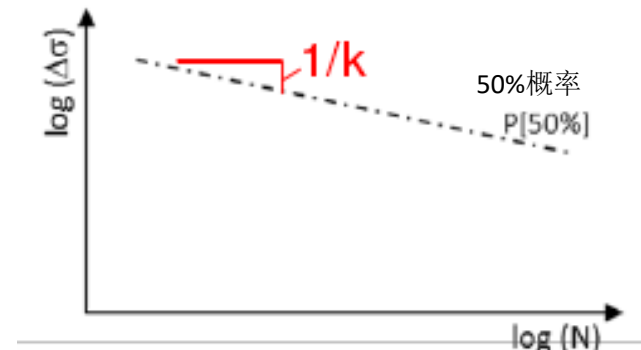
N ... 载荷分级对应的载荷循环

N_E ... 载荷分级对应的寿命循环

b_f ... 疲劳指数（材料常数）

D ... 总损伤

j ... 索引



Stress based Wöhler curve

S-N 对数应力-寿命曲线

活塞，应力幅值与爆发压力成线性关系

$$\hat{\sigma}_j \propto PFP_j \quad D_j \propto N_j \cdot C_f^{1/b_f} \cdot PFP_j^{-1/b_f}$$

忽略常数项，计算损伤增量

$$D_{j,rel} = \frac{N_j}{PFP_j^{1/b_f}} \quad \frac{1}{b_f} \equiv -k$$

推导出总损伤为：

$$D_{rel} = \sum_j \frac{N_j}{PFP_j^{-k}}$$

$D_{j,rel}$... 分级载荷对应的损伤增量

D_{rel} ... 相对总损伤

$$k = 10$$

3.5、失效模式 – 2、Thermal mechanical fatigue, 热机 (低周) 疲劳

热机疲劳损伤主要与元件的塑性变形相关元件的塑性变形主要由:

- 机械约束 G (设计)
- 温度幅值 \hat{T} 一个载荷循环
- 材料参数

应用Manson-Coffin 方法, 这种方法塑性应变决定了主要寿命。

假设条件:

材料变形与载荷加载顺序无关, 即不考虑循环硬化和软化。

下面是用于损伤计算的基础方法:

$$\hat{\epsilon}_{pj} = \epsilon_f \cdot N_{Ej}^{cf} \quad \text{Manson-Coffin approach (低周疲劳模型):}$$

$$D = \sum_j \frac{N_j}{N_{Ej}} \quad \text{Miner rule(线性累计损伤):}$$

with $\tilde{D}_j = 1/N_{Ej}$ $\tilde{D}_j = \epsilon_f^{1/c_f} \cdot \hat{\epsilon}_{pj}^{-1/c_f}$

$\hat{\epsilon}_{pj}$... 循环塑性应变幅值

ϵ_f ... 疲劳塑性系数

N ... 对应载荷下发生的循环数

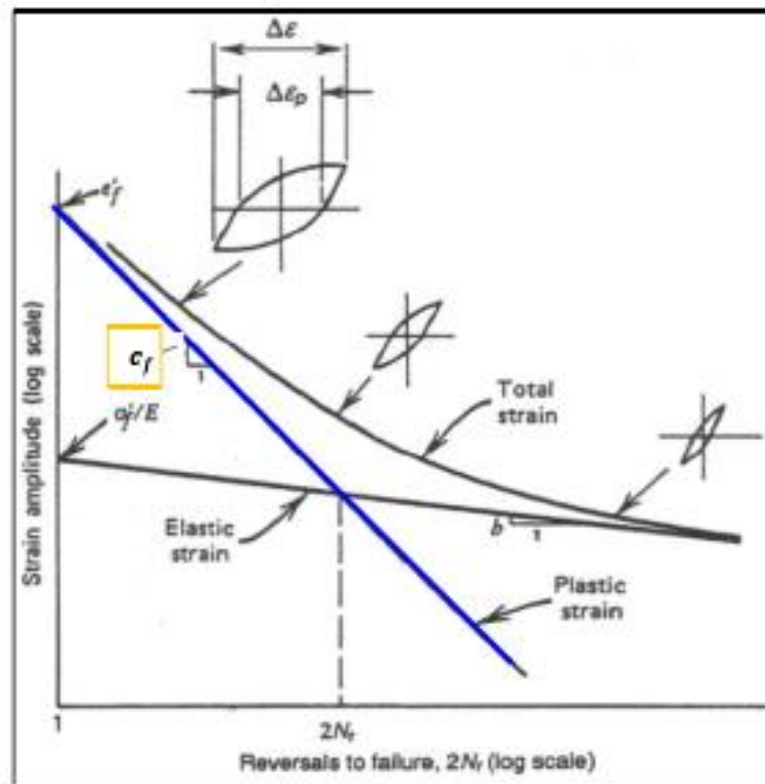
N_E ... 相应载荷下的寿命循环

c_f ... 疲劳延性指数

\tilde{D} ... 损伤增量

D ... 总损伤

j ... 索引



Strain-based Wöhler curve

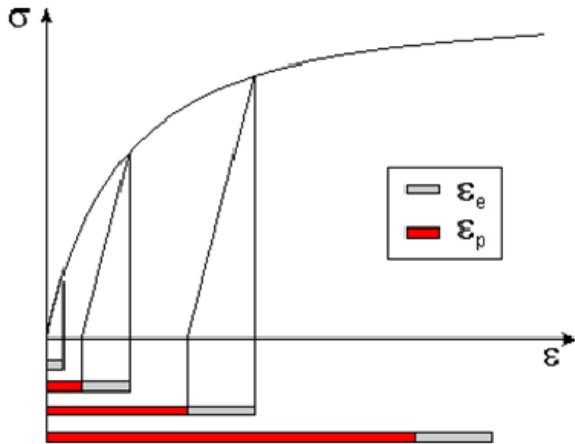
3.5、失效模式 – 2、Thermal mechanical fatigue, 热机 (低周) 疲劳

塑性应变方法应变测量（应变桥路），利用温度塑性应变相关

$$\hat{\varepsilon}_t = \alpha \cdot \Delta T$$
$$\hat{\varepsilon}_m = \hat{\varepsilon}_t \cdot G$$

ΔT ... 温度幅值
 ε_m ... 机构应变幅值
 G ... 机构约束

 ε_t ... 温度应变幅值
 α ... 温度膨胀系数



热机塑性应变幅值取决于机构应变。应变幅案例（结构测试，气缸盖）。

材料应力-应变曲线：增加的载荷水平较高的塑性应变占比用红色显示。

3.5、失效模式 – 2、Thermal mechanical fatigue, 热机 (低周) 疲劳

塑性应变幅值由下列公式决定:

$$\hat{\varepsilon}_p \propto \hat{\varepsilon}_m^{c_{pl}}$$

利用下列关系式等式可以写作:

$$\hat{\varepsilon}_p \propto \hat{\varepsilon}_m^{c_{pl}} \propto (\hat{\varepsilon}_t \cdot G)^{c_{pl}} \propto (\alpha \cdot \Delta T \cdot G)^{c_{pl}}$$

with

$$\tilde{D}_j = \varepsilon_f^{1/c_f} \cdot \hat{\varepsilon}_{pj}^{-1/c_f}$$

$$\tilde{D}_j \propto \varepsilon_f^{1/c_f} (\alpha \cdot \Delta T \cdot G)^{-c_{pl}/c_f}$$

$$D_j = \frac{N_j}{N_{Ej}} = \tilde{D}_j \cdot N_j$$

$\hat{\varepsilon}_t$... 温度应变幅值
 α ... 温度膨胀系数
 ΔT ... 温度幅值
 $\hat{\varepsilon}_m$... 机构应变幅值
 G ... 机构约束
 c_{pl} ... 塑性指数
 c_f ... 疲劳延性指数
 D_j ... 损伤增量

总损伤计算: $D = \sum D_j \propto \sum N_j \cdot \varepsilon_f^{1/c_f} \cdot (\alpha \cdot \Delta T \cdot G)^{-c_{pl}/c_f}$

$$D \propto N \cdot \varepsilon_f^{c_f} \cdot (\alpha \cdot \Delta T_c \cdot G)^{-\frac{c_{pl}}{c_f}}$$

$$D_{rel} \propto \sum \frac{N}{\Delta T_c^{\frac{c_{pl}}{c_f}}}$$

$$D_{rel} \propto \sum \frac{1}{T_c^{-k}}$$

$$k = 4$$

3.5、失效模式 – 3、WEAR (ABRASIVE), 磨损 (磨粒)

表面微凸损伤模型，气缸套-顶环逆转点：



$$Q = K \frac{WL}{H}$$

$$W_{LA} = \frac{1}{T_{cycl}} \int_{t=0}^{T_{cycl}} \max(p_{solid} - p_{protect}, 0) \cdot |v_k| \cdot dt$$

W_{LA} ... 表面微凸磨损载荷
 T_{cycl} ... 发动机循环时间
 p_{solid} ... 金属表面接触压力
 $p_{protect}$... 保护压力
 v_k ... 活塞和汽缸之间的相对速度
 $p_{asperity}$... 表面微凸压力

$$p_{solid} = p_{asperity} e^{-\sqrt{b} L_N \ln(a)}$$

$$L_N = \frac{\eta |\Delta v|}{p_{asperity} L_s}$$

L_N ... 润滑数
 a, b ... 参数
 η ... 机油粘度
 L_s ... 特征长度
 s_k ... 活塞位置
 PPF ... 爆发压力
 n ... 发动机转速
 T_{oil} ... 机油温度

$$D_{rel} = \sum_{i=1}^N p_{asperity} e^{-\sqrt{b} L_{N,i}} |v_{k,i}| \left| \frac{s_{k,i} - s_{k,i-1}}{v_{k,i}} \right|$$

Power law regression analysis
 幂律回归分析

$$D_{rel} = \frac{1}{PPF^{-k_1} \cdot n^{-k_2}}$$

$$k_1 = 1.3, k_2 = 1.1$$

简化：

忽略保护压力 $p_{protect}$ ，表面微凸压力 $p_{asperity}$ 正比与缸内压力，通过磨损载荷作用时间的积分计算每个循环的相对磨损，发动机转速和爆发压力变化以产生相对磨损数据，用于进一步确定损伤指数，回归分析采用幂律回归分析。

3.5、失效模式 – 4、 Oil Deposits, 积碳 – 活塞顶岸

概念损伤计算方法:

活塞积碳主要由两步完成:

- Step1: Oil delivery rate \dot{w}_{oil} , 机油输油率
- Step2: Oil Coking, 机油焦化

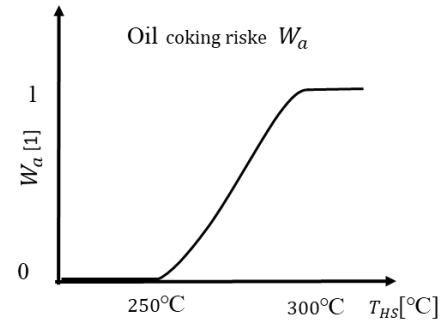
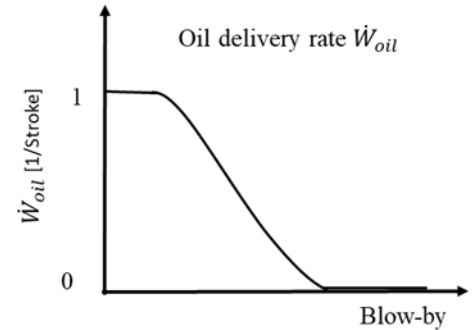
损伤计算方法:

- \dot{w}_{oil} , w_a 用加权函数描述输油率和机油焦化风险
- 如果漏气率非常高, 活塞顶部几乎没有机油
- 热点温度低于250度, 不会导致结焦(焦化风险为零)。
- 在300以上温度下, 结焦风险不会增加
- 不区分有机和无机沉积物

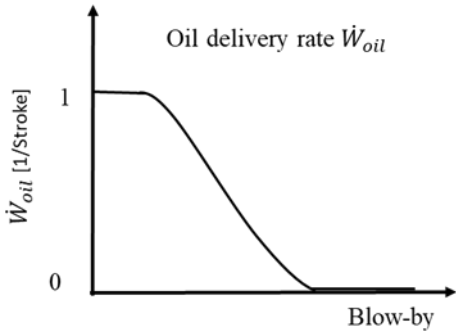
模型建立:

- 机油输油率是活塞漏气量的函数
- 机油焦化 w_a 是活塞顶部热点温度的函数
- $D_{i,rel}$ 损伤增量取决于机油输油率 \dot{w}_{oil} 和机油焦化风险 w_a

$$D_{i,rel} = \dot{w}_{oil_i} \cdot n_i \cdot w_{a_i} \cdot \Delta t_i$$



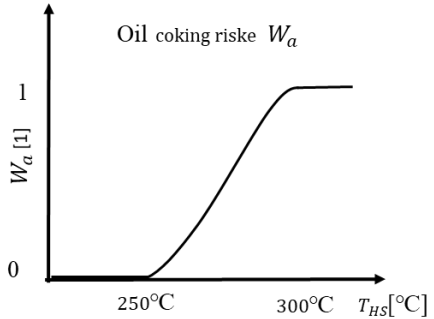
3.5、失效模式 – 4、 Oil Deposits, 积碳 – 活塞顶岸



$$x = \frac{BBY - mid(BBY)}{|\max(BBY) - \min(BBY)|/2}$$

活塞漏气量的函数

$$\dot{w}_{oil} = 0.25 \cdot x^3 - 0.75 \cdot x + 0.5$$



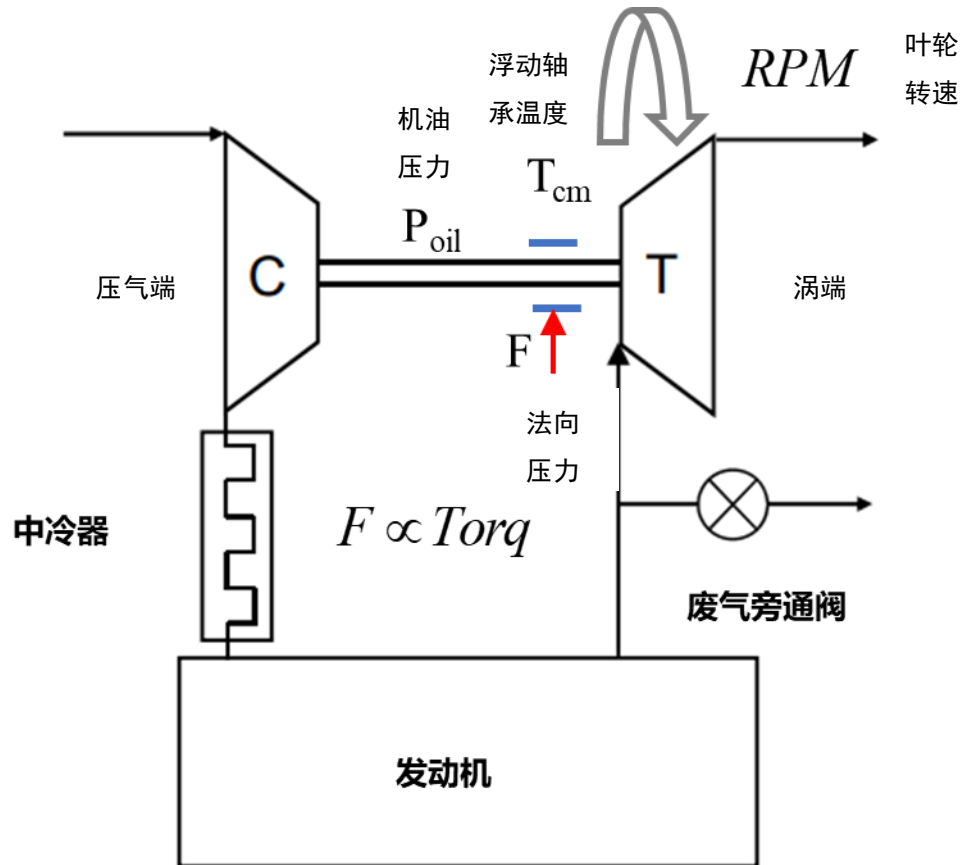
$$x = \frac{T_{HS} - mid(T_{HS})}{|\max(T_{HS}) - \min(T_{HS})|/2}$$

活塞顶部热点温度的函数

$$w_a = -0.25 \cdot x^3 + 0.75 \cdot x + 0.5$$

$$D_{rel} = \sum_i \dot{w}_{oil_i} \cdot n_i \cdot w_{a_i} \cdot t_i$$

3.5、失效模式 – 5、Wear_Sch, 磨损 – 增压器浮动轴承



主油道的压力。

根据角动量原：

$$Torq = [\int (rV_{\theta}) \rho V_x dA]_1 - [\int (rV_{\theta}) \rho V_x dA]_2$$

其中， r 、 A 都是涡轮的设计参数， ρ 为气体密度忽略温度的影响， V_x 和 V_{θ} 由于叶片角度固定，因此都是叶片转速RPM乘比例关系，因此：

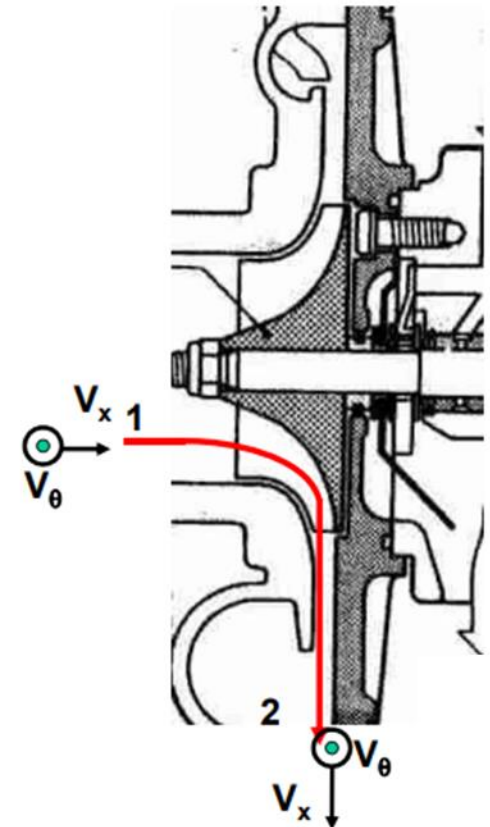
$$Torq \propto V_x V_{\theta}$$

$$V_x \propto RPM$$

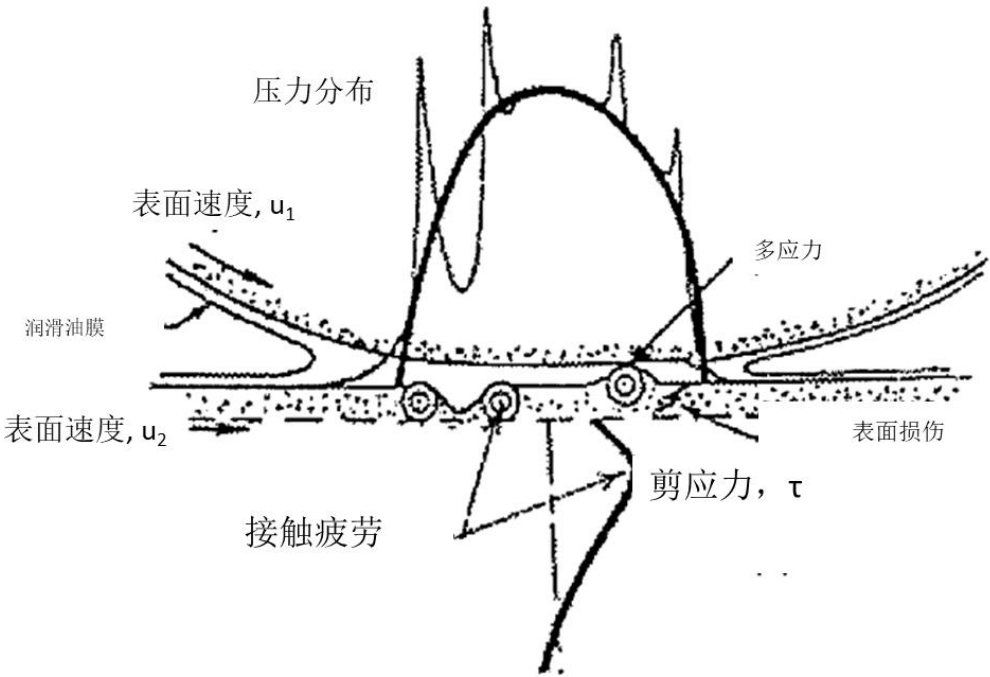
$$V_{\theta} \propto RPM$$

$$Torq \propto (RPM)^2$$

$$Power \propto (RPM)^3$$



3.5、失效模式 – 5、Wear_Sch, 磨损 – 增压器浮动轴承



轴承，润滑油膜和微凸接触面体之间载荷

- 1. 应用Lundberg and Palmgren公式，只考虑径向载荷
- 2. 由于润滑油粘度和温度关系不可得不予考虑
- 3. 台架加速试验工况，监测润滑油温度不高于用户使用工况！

Lundberg and Palmgren, 轴承伦德伯格和帕尔格伦公式:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

1. L_{10} , B10寿命
2. C , 基本载荷寿命
3. P , 等效载荷
4. p , 载荷-寿命指数, 点接触为3, 线接触为4, 此处为线接触

$$N_i \propto \left(\frac{1}{P_i}\right)^4 \Rightarrow N_i \propto \left(\frac{1}{rpm_i^2}\right)^4$$

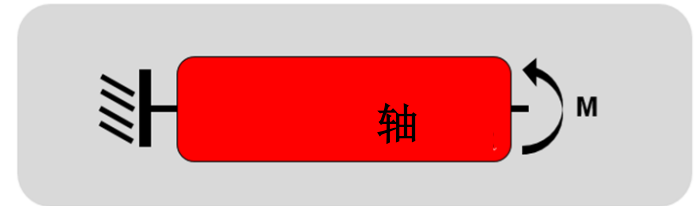
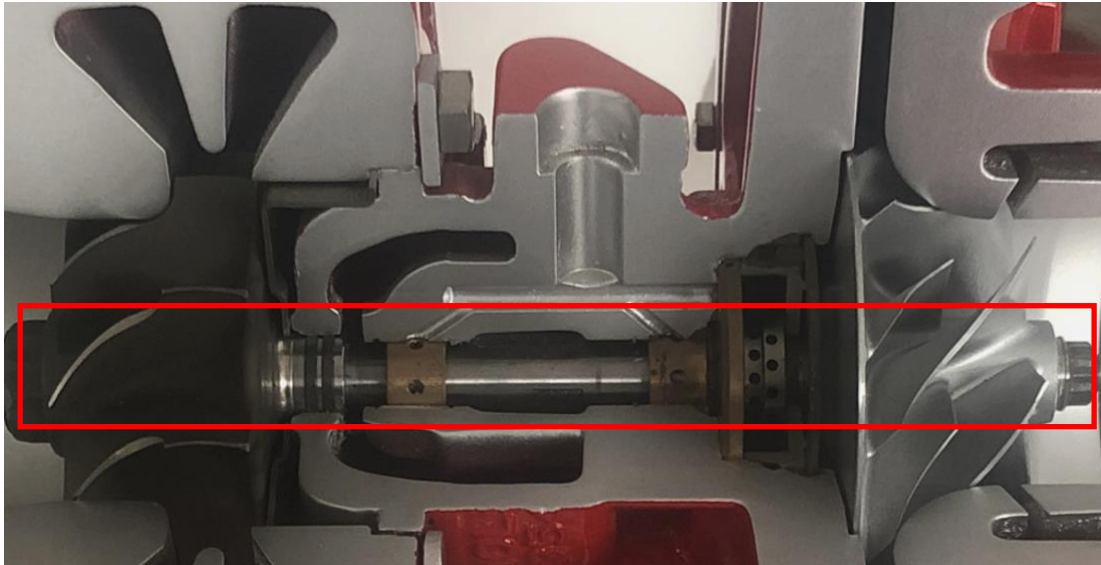
$$P_i \propto rpm_i^2$$

$$n_i = \int rpm_i \square dt \Rightarrow D_i \propto rpm_i^8 \square \int rpm_i \square dt \Rightarrow D = \sum D_i$$

$$D_i = \frac{n_i}{N_i}$$

$$D1 \propto rpm_i^8 \square \int rpm_i \square dt$$

3.5、失效模式 – 6、Tor Fatigue_Sch , 扭转疲劳 – 增压器主轴



$$\hat{\sigma}_j = C_f \cdot N_{E_j}^{b_f}$$

Basquin – Law 疲劳损伤与寿命预测

$$D = \sum_j \frac{N_j}{N_{E_j}}$$

Miner rule(线性累计损伤):

$\hat{\sigma}$... 应力幅值

C_f ... 疲劳系数 (材料常数)

N ... 载荷分级对应的载荷循环

N_E ... 载荷分级对应的寿命循环

b_f ... 疲劳指数 (材料常数)

D ... 总损伤

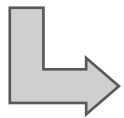
j ... 索引

$$\hat{\sigma}_j = C_f \cdot N_{E_j}^{b_f}$$

$$D = \sum_j \frac{N_j}{N_{E_j}}$$

$$\sigma_i \propto Torq_i$$

$$Torq \propto (RPM)^2$$



$$N_i \propto \left(\frac{1}{rpm_i^2}\right)^{b_f}$$

$$n_i = \text{rainflow}(rpm_i^2)$$

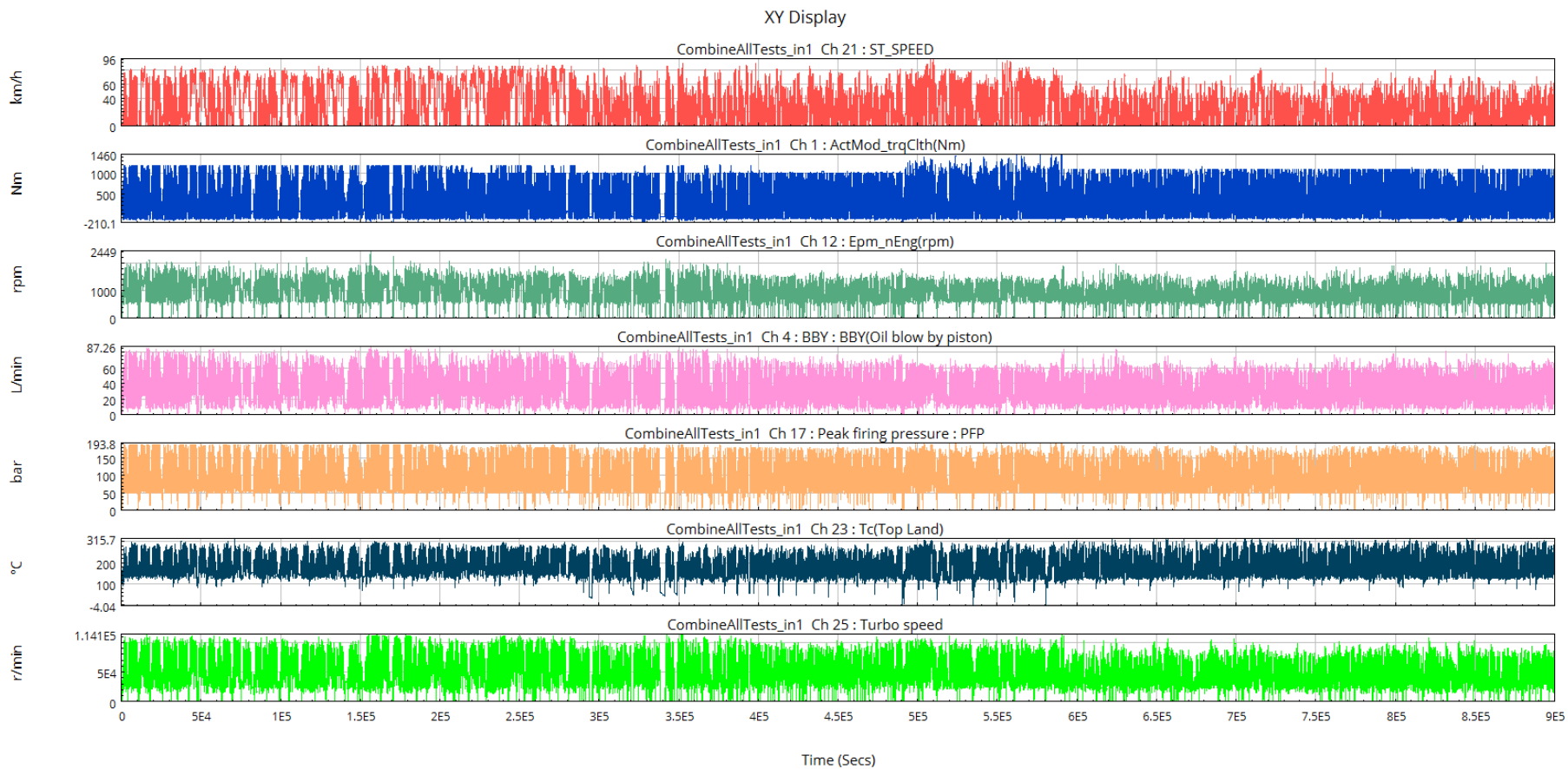
$$D_{Tor\ Fatigue} = \sum \frac{\text{rainflow}(rpm_i^2)}{N_i}, k=10$$

1. $D_{Tor\ Fatigue}$, 扭转疲劳雨流法计算

3.6、发动机B10寿命加速试验规范制定 – Damage, 损伤

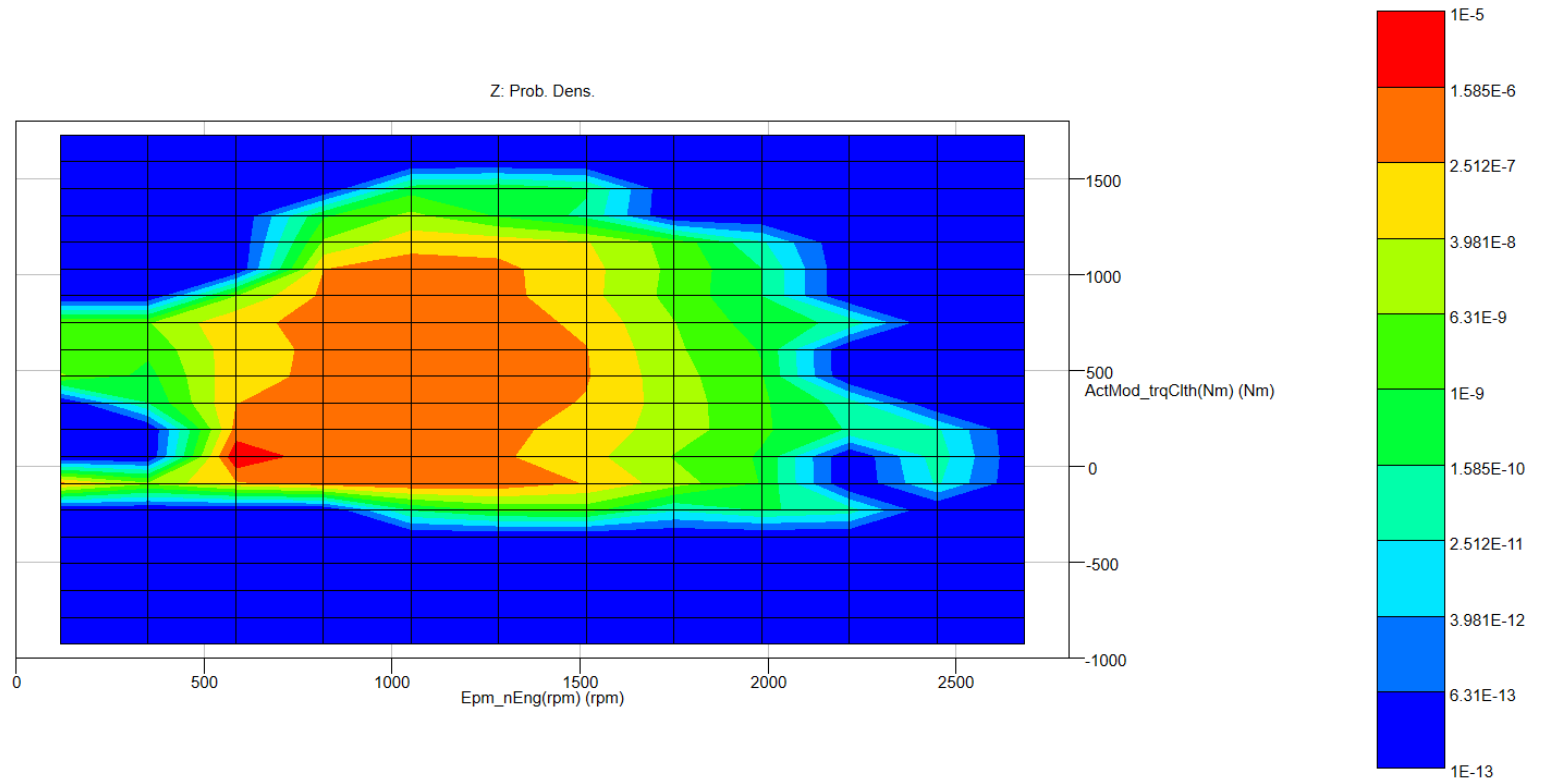
车型	hours/day	days/year	years	B10寿命, hours	车速, km/h	寿命, 万km	Damage					
							HCF	LCF	Wear (abrasive)	Deposits	Wear_Sch	Tor Fatigue_Sch
Crane, 起重机	9	300	10	27000	10	30	2.84E+30	6.80E+13	4.10E+12	4.35E+07	3.84E+35	1.65E+105
Truck, 货车	6	300	10	18000	45	80	5.00E+30	1.68E+14	4.15E+12	6.27E+07	5.72E+35	3.06E+105
Bus, 客车	7	300	10	22000	55	120	1.36E+30	1.84E+14	6.75E+12	9.14E+07	1.31E+35	2.92E+105
Mucktruck, 渣土车	4	300	10	11000	30	35	9.86E+31	1.82E+14	4.27E+12	7.16E+07	1.98E+36	2.27E+106
DumpTruck, 自卸车	13	300	5	20000	30	60	1.89E+31	2.45E+14	7.79E+12	1.40E+08	2.17E+36	5.43E+106
load				xx			2.96E+30	1.53E+13	1.00E+12	5.14E+07	1.40E+36	6.04E+105
cold-hot				xx			3.00E+30	7.99E+13	1.63E+12	7.38E+07	9.11E+35	2.76E+104
车型	Damage_load=1						Damage_cold-hot=1					
	HCF	LCF	Wear (abrasive)	Deposits	Wear_Sch	Tor Fatigue_Sch	HCF	LCF	Wear (abrasive)	Deposits	Wear_Sch	Tor Fatigue_Sch
Crane, 起重机	0.96	4.45	4.08	0.85	0.28	0.27	0.95	0.85	2.52	0.59	0.42	5.97
Truck, 货车	1.69	10.99	4.13	1.22	0.41	0.51	1.67	2.10	2.55	0.85	0.63	11.07
Bus, 客车	0.46	12.04	6.72	1.78	0.09	0.48	0.45	2.30	4.14	1.24	0.14	10.56
Mucktruck, 渣土车	33.33	11.91	4.25	1.39	1.42	3.76	32.87	2.28	2.62	0.97	2.17	82.11
DumpTruck, 自卸车	6.39	16.03	7.76	2.72	1.56	8.99	6.30	3.06	4.78	1.90	2.38	196.40

用户时间序列数据 - 货车

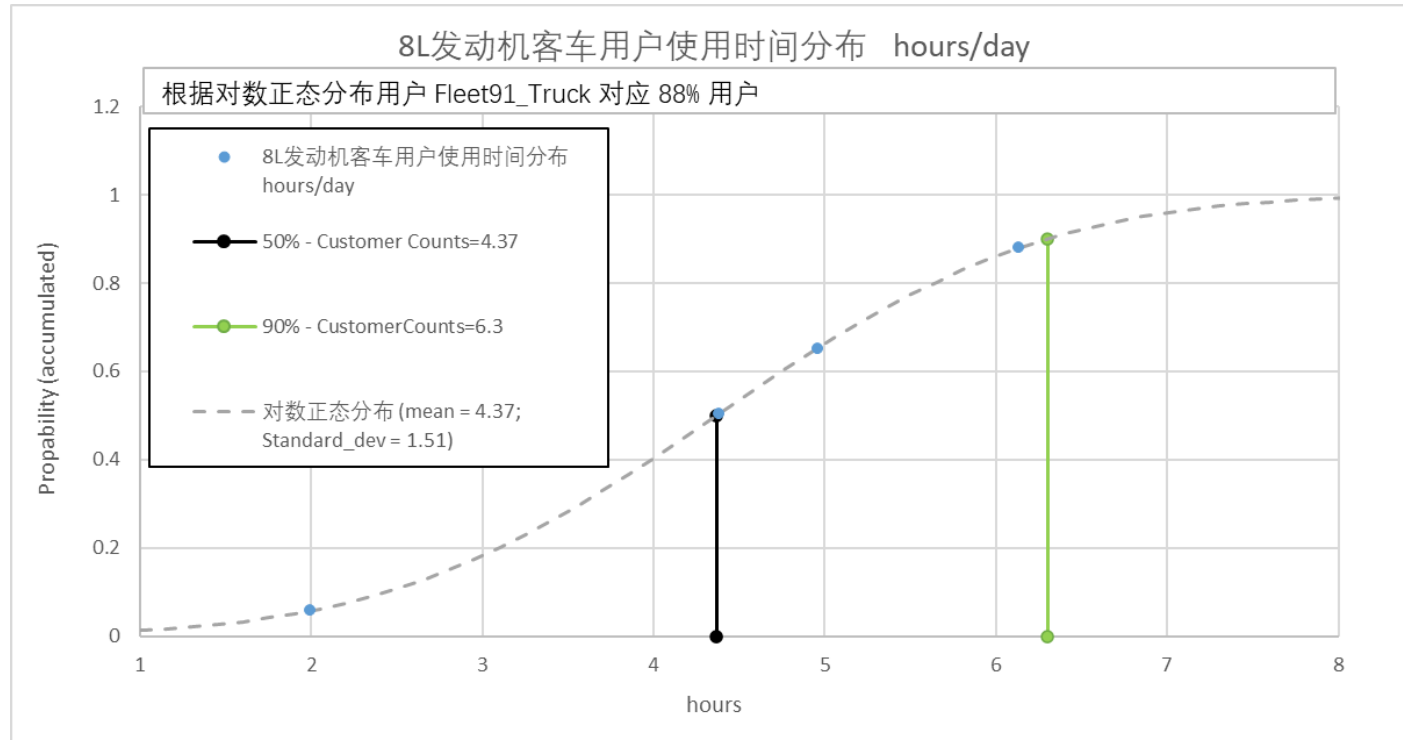


扭矩-转速 百分比

CombineAllTests_in1.Ch 1 : Joint Distribution Ch. 12,1



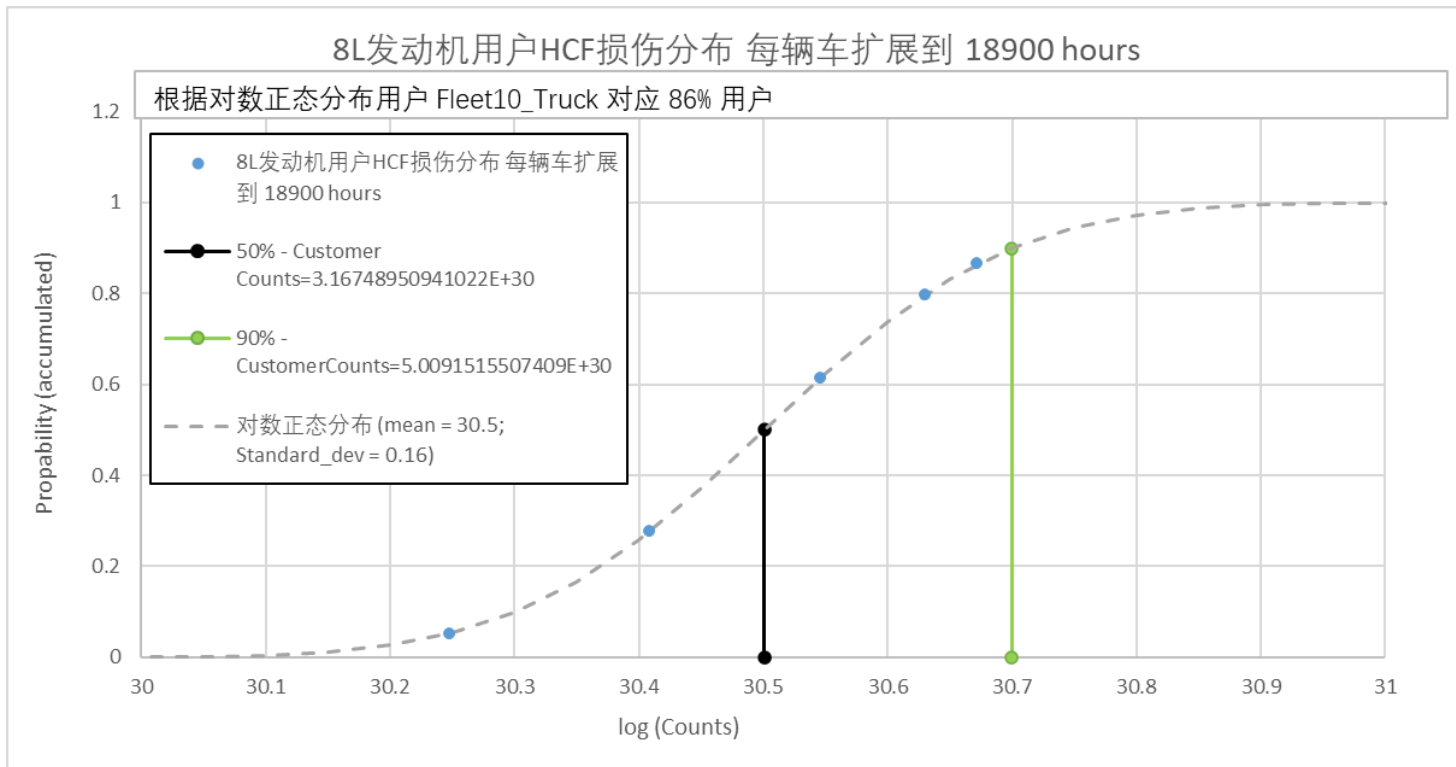
- ✓ 根据已有数据计算货车车用户使用时间分布，第90%分位点损伤为6hours/day，18000hours/3000days，约800000km。



货车用户	采样时间, sec	采样天数, days	测试里程,km	3000days, hours	平均车速, km/h
Fleet10_Truck	285532	16	3.37E+03	14871	42
Fleet14_Truck	204981	13	1.55E+03	13140	27
Fleet27_Truck	100474	14	1.20E+03	5981	43
Fleet91_Truck	309252	14	2.00E+03	18408	23

失效模式 - 1、High Cycle fatigue, 高周疲劳 - 货车

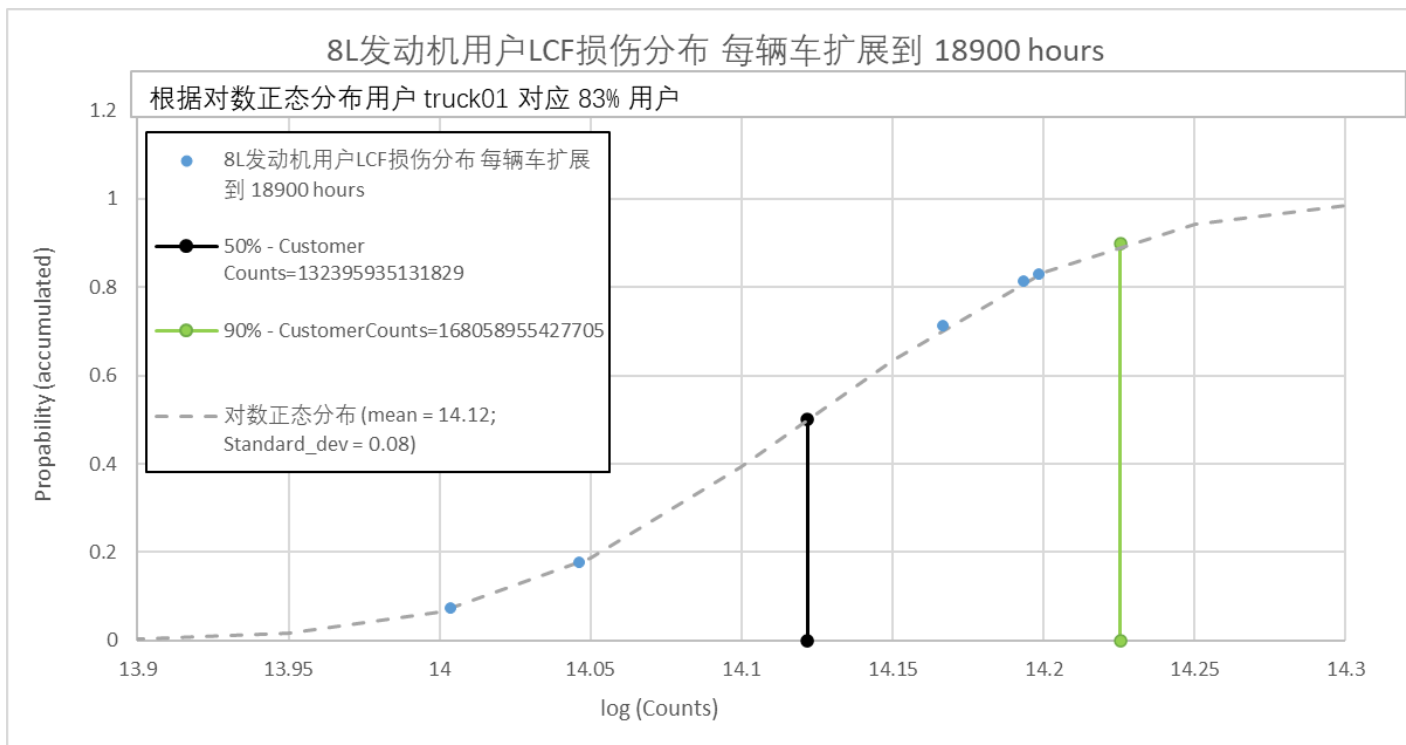
✓ 根据已有数据计算8L发动机用户HCF损伤分布, 第90%分位点损伤为 $5.0E+30/18000\text{hours}$ 。



用户	采样时间, sec	HCF	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	3.79E+28	6.05E+02	18000	1.13E+02	4.26E+30
Fleet10_Truck	2.86E+05	1.97E+28	3.37E+03	18000	2.38E+02	4.70E+30
Fleet14_Truck	2.05E+05	7.72E+27	1.55E+03	18000	3.32E+02	2.56E+30
Fleet27_Truck	1.00E+05	5.19E+27	1.20E+03	18000	6.77E+02	3.51E+30
Fleet91_Truck	3.09E+05	8.04E+27	2.00E+03	18000	2.20E+02	1.77E+30

失效模式 – 2、Thermal mechanical fatigue, 热机 (低周) 疲劳 – 货车

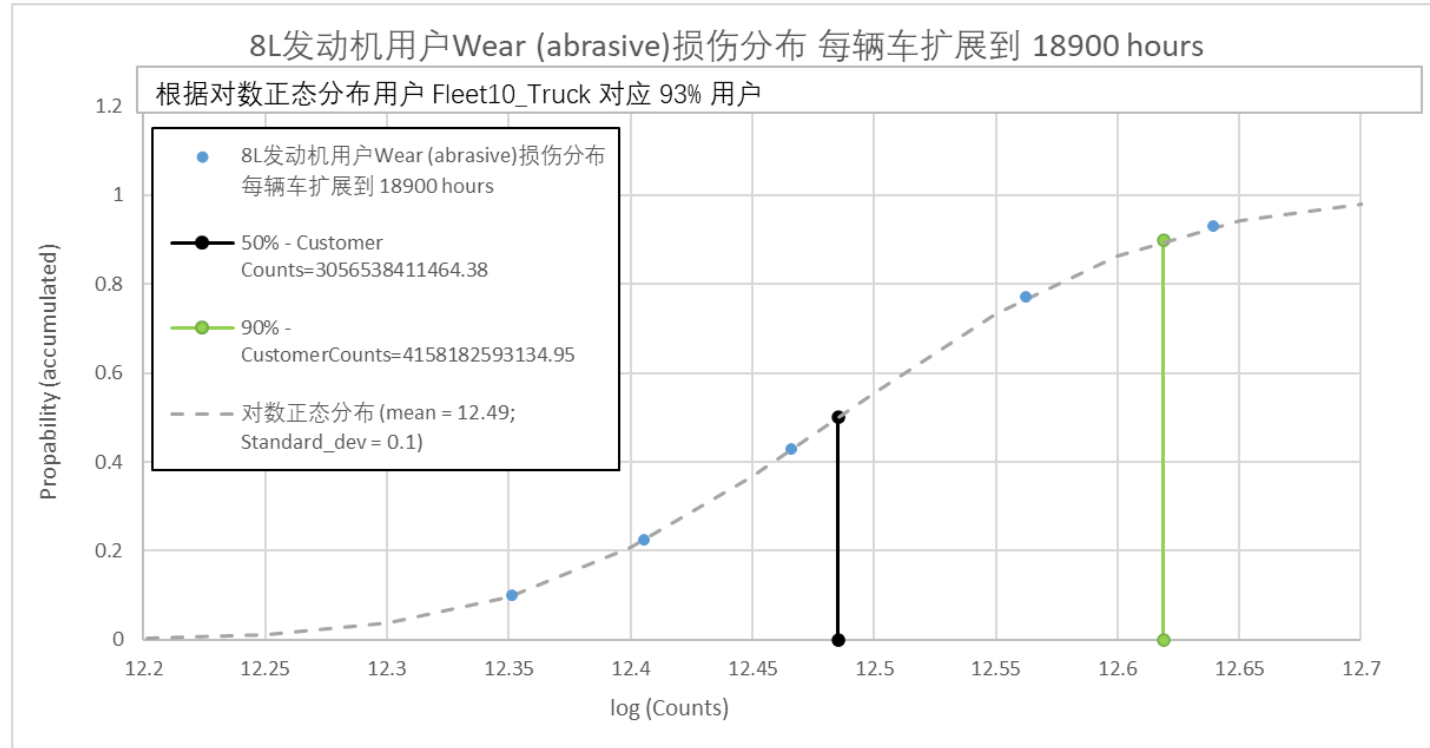
- ✓ 根据已有数据计算8L发动机用户LCF损伤分布, 第90%分位点损伤为 $1.7E+14/18000\text{hours}$ 。



用户	采样时间, sec	LCF	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	1.40E+12	6.05E+02	18000	1.13E+02	1.58E+14
Fleet10_Truck	2.86E+05	4.23E+11	3.37E+03	18000	2.38E+02	1.01E+14
Fleet14_Truck	2.05E+05	3.35E+11	1.55E+03	18000	3.32E+02	1.11E+14
Fleet27_Truck	1.00E+05	2.30E+11	1.20E+03	18000	6.77E+02	1.56E+14
Fleet91_Truck	3.09E+05	6.68E+11	2.00E+03	18000	2.20E+02	1.47E+14

失效模式 – 3、WEAR (ABRASIVE), 磨损 (磨粒) – 货车

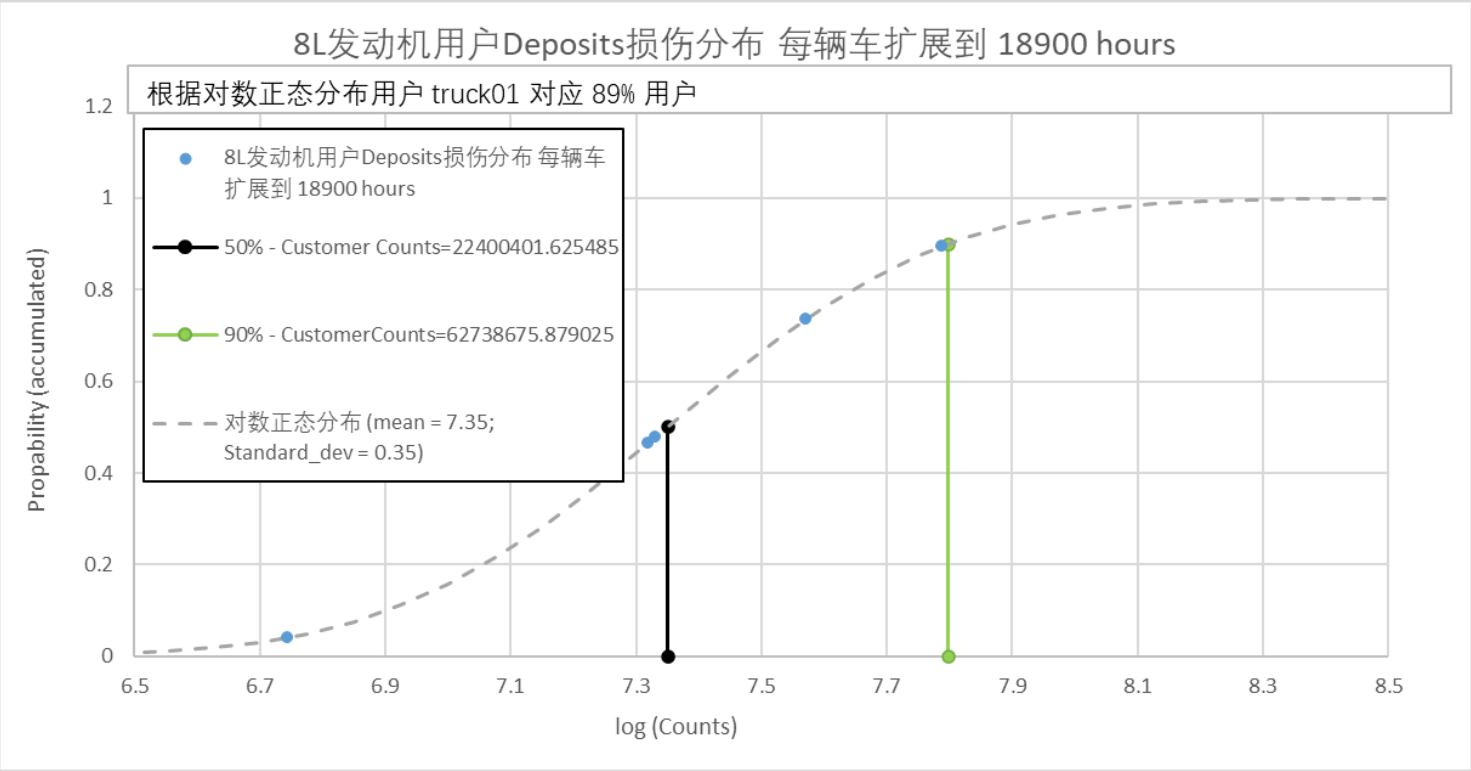
✓ 根据已有数据计算8L发动机用户Wear (abrasive) 损伤分布, 第90%分位点损伤为 $4.2E+12/18000$ hours。



用户	采样时间, sec	Wear (abrasive)	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	2.26E+10	6.05E+02	18000	1.13E+02	2.55E+12
Fleet10_Truck	2.86E+05	1.83E+10	3.37E+03	18000	2.38E+02	4.36E+12
Fleet14_Truck	2.05E+05	8.82E+09	1.55E+03	18000	3.32E+02	2.93E+12
Fleet27_Truck	1.00E+05	5.40E+09	1.20E+03	18000	6.77E+02	3.65E+12

失效模式 – 4、Oil Deposits, 积碳 – 活塞顶岸 – 货车

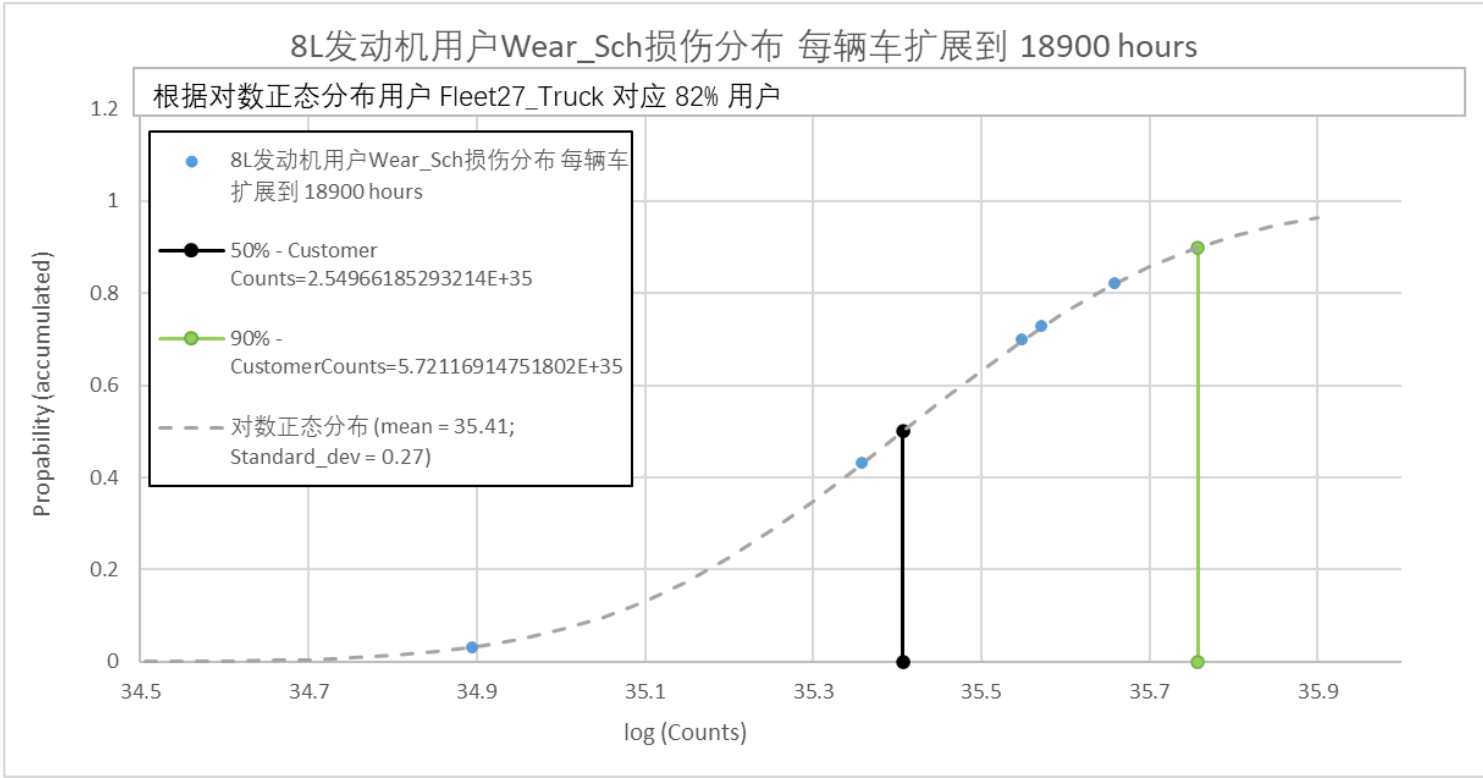
✓ 根据已有数据计算8L发动机用户损伤分布，第90%分位点Deposits损伤为 $6.3E+07/18000\text{hours}$ 。



用户	采样时间, sec	Deposits	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	5.45E+05	6.05E+02	18000	1.13E+02	6.13E+07
Fleet10_Truck	2.86E+05	8.75E+04	3.37E+03	18000	2.38E+02	2.08E+07
Fleet14_Truck	2.05E+05	1.67E+04	1.55E+03	18000	3.32E+02	5.54E+06
Fleet27_Truck	1.00E+05	5.49E+04	1.20E+03	18000	6.77E+02	3.72E+07
Fleet91_Truck	3.09E+05	9.76E+04	2.00E+03	18000	2.20E+02	2.15E+07

失效模式 - 5、Wear_Sch, 磨损 - 增压器浮动轴承- 货车

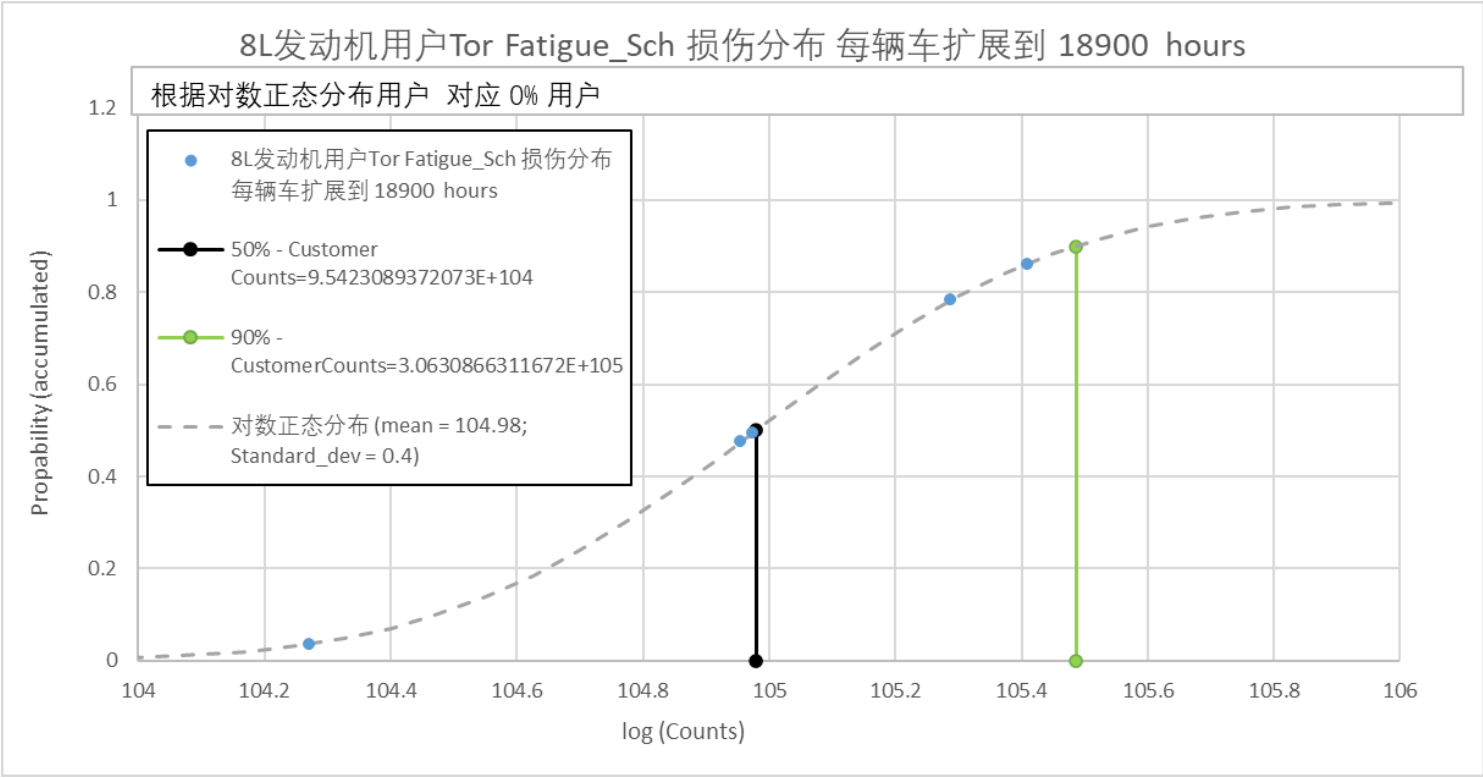
✓ 根据已有数据计算8L发动机用户Wear_Sch损伤分布, 第90%分位点损伤为5.7E+35/18000hours。



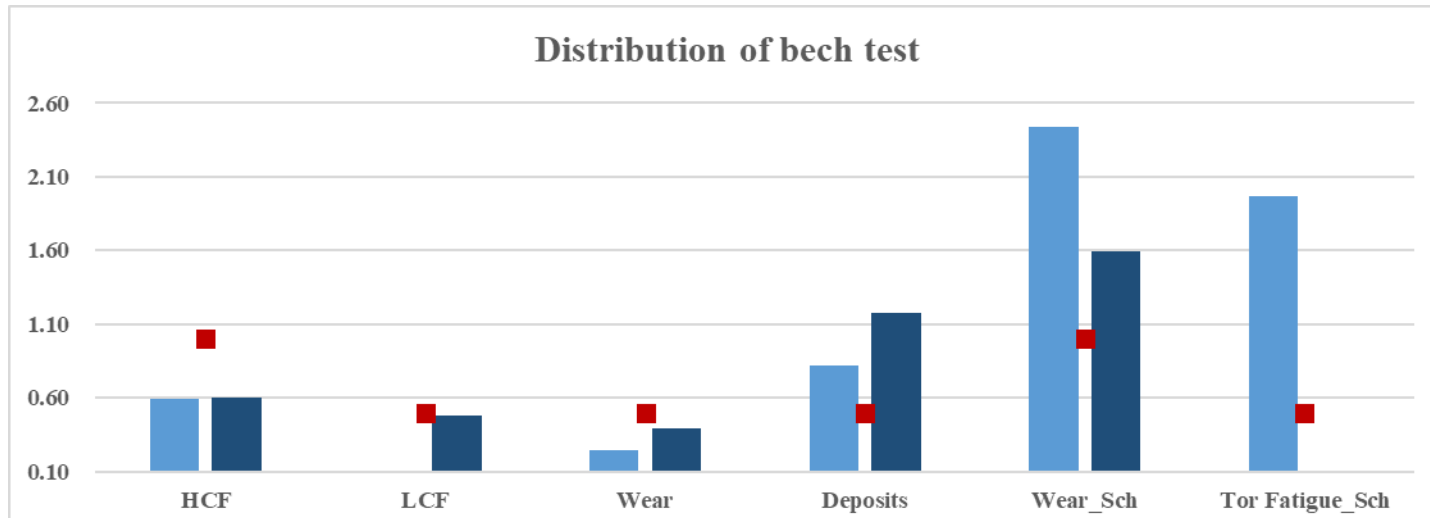
用户	采样时间, sec	Wear_Sch	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	3.32E+33	6.05E+02	18000	1.13E+02	3.73E+35
Fleet10_Truck	2.86E+05	1.48E+33	3.37E+03	18000	2.38E+02	3.54E+35
Fleet14_Truck	2.05E+05	6.87E+32	1.55E+03	18000	3.32E+02	2.28E+35
Fleet27_Truck	1.00E+05	6.73E+32	1.20E+03	18000	6.77E+02	4.56E+35
Fleet91_Truck	3.09E+05	3.57E+32	2.00E+03	18000	2.20E+02	7.85E+34

失效模式 – 6、Tor Fatigue_Sch , 扭转疲劳 – 增压器主轴 – 货车

✓ 根据已有数据计算8L发动机用户Tor Fatigue_Sch损伤分布，第90%分位点损伤为3.1E+105/18000hours。



用户	采样时间, sec	Tor Fatigue_Sch	测试里程	市场目标, hour	扩大倍数	18000hours损伤
truck01	6.05E+05	1.73E+103	6.05E+02	18000	1.13E+02	1.94E+105
Fleet10_Truck	2.86E+05	1.08E+103	3.37E+03	18000	2.38E+02	2.56E+105
Fleet14_Truck	2.05E+05	2.84E+102	1.55E+03	18000	3.32E+02	9.43E+104
Fleet27_Truck	1.00E+05	1.33E+102	1.20E+03	18000	6.77E+02	9.01E+104
Fleet91_Truck	3.09E+05	8.50E+101	2.00E+03	18000	2.20E+02	1.87E+104



	HCF	LCF	Wear	Deposits	Wear_Sch	Tor Fatigue_Sch
load_xxhours	0.59	0.09	0.24	0.82	2.44	1.97
cold-hot_xxhours	0.60	0.48	0.39	1.18	1.59	0.09
Reference	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Min. Validation Target	1.00	0.50	0.50	0.50	1.00	0.50



韩愈 183 2237 5221

谢谢!