

基于线性累积损伤模型的硅油减振器寿命预测分析

翟黎明 王鑫 徐卫国 梁福祥 饶聪 刘少鹏

(一汽解放汽车有限公司动力总成事业部, 无锡 214000)

摘要: 以某重型柴油机硅油减振器为研究对象, 将硅油劣化作为损伤参量, 建立了硅油减振器线性累积损伤模型。基于发动机台架混合循环和负荷循环耐久试验结果, 对减振器寿命模型进行标定。结合实测道路载荷谱, 实现了减振器在实际使用场景下的使用寿命预测。结果表明, 在牵引车工况下, 基于混合循环和负荷循环试验预测的M60减振器寿命分别为 1.425×10^6 km和 2.896×10^6 km, 均满足发动机寿命里程要求。

关键词: 柴油机 硅油减振器 线性累积损伤 寿命预测 可靠性

中图分类号: U464.133*3

文献标志码: B

DOI: 10.19710/J.cnki.1003-8817.20240378

Life Prediction Analysis of Silicone-Oil Damper Based on Linear Cumulative Damage Model

Zhai Liming, Wang Xin, Xu Weiguo, Liang Fuxiang, Rao Cong, Liu Shaopeng

(FAW Jiefang Automobile Co., Ltd. Powertrain Business Division, Wuxi 214026)

Abstract: In this study, the silicone-oil damper of a heavy-duty diesel engine is taken as the research object, and a linear cumulative damage model of the silicone-oil damper is developed by taking silicone-oil deterioration as a damage parameter. Based on the results of mixed cycle and load cycle durability engine bench tests, the life model of the damper is calibrated. Combined with the measured road load spectrum, the service life of the silicone-oil damper in actual usage scenarios has been predicted. The results show that under the working condition of the tractor, the predicted life of the M60 damper based on mixed cycle and load cycle tests is 1.425 million km and 2.896 million km, respectively, both of which meet the requirements for engine life mileage.

Key words: Diesel engine, Silicone-oil damper, Linear cumulative damage, Life prediction, Reliability

1 前言

随着重型车辆和工程机械车辆的需求提升, 各发动机制造商均在进行高爆压重型车用柴油机的研发, 柴油机承载的负荷大幅增加, 轴系的扭转振动问题也随之凸显^[1]。消减扭转振动最有效的措施为在曲轴上加装扭转减振器^[2]。

硅油减振器(Torsional Vibration Damper, TVD)结构简单、工作效率高, 在实际应用中相对于其他结构的柴油机轴系扭振减振器更具优势^[3], 目前广泛用于柴油机传动系统、发电机组等^[4]。然

而, 硅油在长时间高温高剪切力作用下会产生劣化, 使减振器的刚度和阻尼特性下降, 导致曲轴扭振幅值和应力急剧上升, 最终引起曲轴断裂, 严重威胁柴油机的整机可靠性。因此, 在柴油机开发过程中, 需要对台架循环耐久试验后的减振器进行硅油劣化率检测, 以考核减振器硅油的耐久性能。

目前, 对硅油减振器的研究主要集中在减振数学模型与机理、硅油减振器设计与应用、动态匹配以及台架试验等方面。Syrakos等^[5]通过对硅油减振器的结构特征与减振机理进行研究与分析

作者简介: 翟黎明(1987—), 男, 博士学位, 高级工程师, 主要研究方向为发动机结构设计与分析。

参考文献引用格式:

翟黎明, 王鑫, 徐卫国, 等. 基于线性累积损伤模型的硅油减振器寿命预测分析[J]. 汽车工艺与材料, 2025(1): 1-9.

ZHAI L M, WANG X, XU W G, et al. Life Prediction Analysis of Silicone-Oil Damper Based on Linear Cumulative Damage Model[J]. Automobile Technology & Material, 2025(1): 1-9.

析,基于有限元体积法模拟了柴油机在不同激励频率下硅油阻尼器的减振特性以及硅油的流动特性。上官文斌等^[6]为设计硅油减振器阻尼测试试验机,采用的减振器阻尼测试方法进行了阐述,同时根据减振器的减振机理,设计了试验台驱动装置。

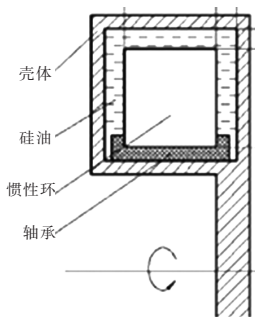
针对耐久试验后出现的减振器硅油劣化严重现象,由于缺乏硅油劣化率对实际道路工况减振器寿命的影响关系,无法准确地预测减振器的实际耐久性能。基于台架耐久工况,以硅油劣化作为损伤参量,建立硅油减振器线性累积损伤模型,并根据实测路谱预测道路工况下减振器的实际寿命,为台架耐久后减振器的可靠性评估提供参考。

2 M60 硅油减振器线性损伤寿命模型

图 1 所示为硅油减振器的实物图及剖面图,其由壳体、惯性环、轴承和硅油组成,通常还会在前后端两侧布置一圈散热片,有助于内部硅油的冷却。硅油是一种有机硅粘液,为理想的液体弹簧。然而,当减振器耗散功过高或其散热能力不足时,硅油温度会大幅升高,最终引起硅油老化,减振器失效。



(a) 实物图



(b) 剖面图

图 1 硅油减振器示意

根据台架耐久试验结果,提出一种硅油减振器实际道路工况下寿命里程的预测方法,其分析

流程如图 2 所示。

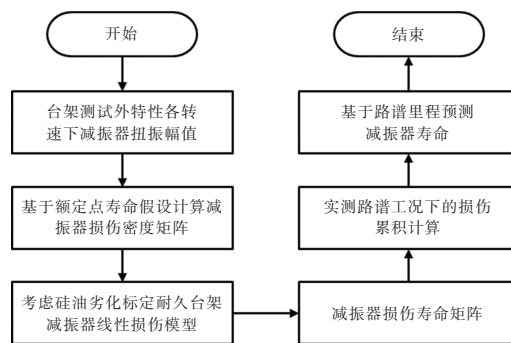


图 2 基于台架和路谱工况的硅油减振器寿命预测流程

受激励力影响,硅油减振器在不同工况点所受的损伤不同。而柴油机的运行工况可以用转速和功率来描述,因此,假设减振器的损伤密度是转速和功率的函数:

$$\rho = f(n, P) \quad (1)$$

式中: ρ 为减振器硅油的损伤密度, n 为发动机转速, P 为功率。

ρ 越大,意味着损伤越大,寿命越短。实际上,减振器的扭振幅值并不是简单地随着转速升高而增加,通常在额定转速附近达到最大值。图 3 所示为外特性工况下 M60 减振器各谐次扭振幅值实测曲线。随着转速升高,6 谐次幅值在扭矩点 1 000 r/min 时达到最小,随后逐渐升高,在额定转速 1 800 r/min 时达到最大,然后逐渐降低。扭振幅值越大,意味着硅油的损伤越严重、寿命越低。因此,定义减振器寿命和扭振幅值的关系如下:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2)$$

式中: A_1 、 A_2 分别为相同负荷率下 2 个不同转速点的减振器扭振幅值, N_1 、 N_2 分别为 2 个转速点对应的寿命。

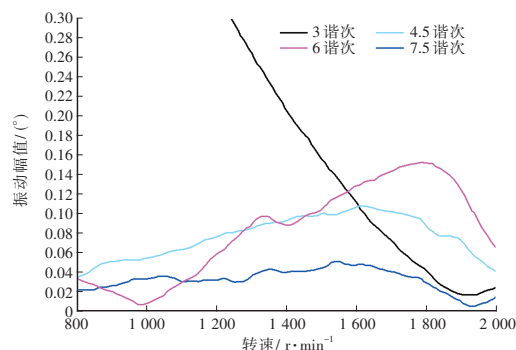


图 3 外特性工况下 M60 减振器各谐次扭振幅值实测曲线

假设相同转速下,扭振幅值随负荷率的增加而线性增加,则减振器寿命和负荷率的关系可表达如下:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad (3)$$

式中: η_1 、 η_2 分别为相同转速下2个不同工况点的负荷率, N_1 、 N_2 为2个工况点对应的寿命。

由于柴油机台架各工况点的负荷率是确定的,且减振器外特性扭振幅值可以实测得到,因此,根据式(2)和式(3)可将所有工况点下的寿命用某一工况点来表达。假设外特性额定点的减振器寿命为 N_r ,则任意工况点的减振器寿命表达如下:

$$N_{ij} = \frac{A_r}{A_{i,100\%}} \times \frac{N_r}{\eta_j} \quad (4)$$

式中: N_{ij} 为任意工况点 j 在转速 i 条件下的减振器寿命, N_r 为外特性额定点寿命, i 为发动机转速; η_j 为工况点 j 的负荷率, A_r 为外特性额定点扭振幅值, $A_{i,100\%}$ 为外特性上其他转速点扭振幅值。

根据线性累积损伤模型,任意工况点的减振器损伤可以表达为:

$$D_{ij} = \frac{n_{ij}}{N_{ij}} \quad (5)$$

式中: D_{ij} 为任意工况点 j 转速 i 条件下的损伤值, n_{ij} 为该工况点的实际循环次数。

因此,基于线性累积损伤模型,柴油机多工况运行下,减振器的累积总损伤可表达为:

$$\begin{aligned} \sum D_{ij} &= \sum_{i=R_{\min}}^{R_{\max}} \sum_{\eta_{\min}}^{\eta_{\max}} \frac{n_{ij}}{N_{ij}} \\ &= \left(\sum_{i=R_{\min}}^{R_{\max}} \sum_{\eta_{\min}}^{\eta_{\max}} \frac{j \cdot A_{i,100\%} \cdot n_{ij}}{A_r \cdot N_r} \right) \times \frac{1}{N_r} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: R_{\max} 、 R_{\min} 分别为最大转速和最小转速, η_{\max} 、 η_{\min} 分别为最大负荷率和最小负荷率。

当发动机各点的运行工况和外特性扭振幅值已确定时,式(6)等号右侧只有1个未知变量 N_r ,因此,如果已知左侧的总损伤值 $\sum D_{ij}$,即可求得 N_r ,进而根据式(4)得到所有工况点的减振器寿命。

根据道路实测载荷谱,可以得到道路工况下的“负荷率-转速”工况矩阵,以及每个工况点的循

环次数,再基于上述台架耐久试验导出的各工况点下寿命,即可求出路谱采集期间减振器的累积损伤值,即:

$$\sum D_{ij}^* = \sum_{i=R_{\min}}^{R_{\max}} \sum_{\eta_{\min}}^{\eta_{\max}} \frac{n_{ij}^*}{N_{ij}} \quad (7)$$

式中: n_{ij}^* 为某实际道路工况点下的循环次数。

最后,根据路谱采集期间车辆行驶里程,预测在该路谱行驶特点下的硅油减振器寿命里程,表达如下:

$$L = l \times \frac{1}{\sum D_{ij}^*} \quad (8)$$

式中: L 为减振器寿命里程, l 为路谱采集期间车辆行驶里程。

3 M60减振器在牵引车工况下的寿命预测

以M60硅油减振器为研究对象,根据3 000 h混合循环和2 000 h负荷循环台架耐久试验结果,将硅油劣化作为损伤参量,结合道路实测路谱,预测该减振器在牵引车场景下的使用寿命。

3.1 减振器外特性扭振幅值测试

为获取外特性扭振幅值,进行了减振器扭振测试,测试系统布置如图4所示。

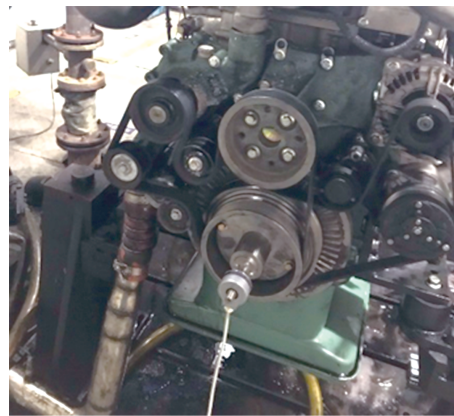


图4 减振器扭振测试系统布置

试验步骤如下:

a. 在发动机曲轴前端皮带轮上安装扭振测试设备,采用ROTEC数据采集设备+K50Q14光电编码器,减振器圆周表面喷涂黑色油漆,采用Optris红外测温枪。

b. 起动发动机,逐步增加负荷热机,直至额定转速1 800 r/min。热机后,发动机出水温度达到

80 °C 以上,机油温度达到 85 °C 以上。

c. 进行测温,要求在额定工况下运行 30 min 以上,同时使用红外线测温枪监控减振器表面温度,待减振器硅油温度及扭振性能达到稳定状态后开始扭振试验。

d. 进行扭振测试,在 180 s 时间内,发动机从 2 000 r/min 平稳运行至低转速点 800 r/min,用扭振测试系统对发动机扭振特性进行跟踪测量。测得扭振分谱次曲线,见图 3。

3.2 基于 3 000 h 混合循环试验的减振器寿命计算

3 000 h 台架混合循环耐久试验的目的是通过转速、负荷的变化来模拟整车驾驶工况,考核柴油机的一般耐久性。由于含有变负荷工况,可以更好地计及热冲击的影响。试验台架如图 5 所示,运行工况如表 1 所示。



图 5 柴油机耐久试验台架

表 1 柴油机 3 000 h 混合循环耐久试验工况

负荷/%	转速 /r·min ⁻¹	扭矩 /N·m	时间/s	单个循环累加时间/s
103	1 800	2 136	450	450
0	2 070	0	240	690
100	2 000		60	750
103	1 500	2 416	450	1 200
40	1 500	966.4	60	1 260
60	1 500	1 450	60	1 320
100	1 650	2 271	450	1 770
40	1 650	908.5	60	1 830
60	1 650	1 363	60	1 890
100	1 350	2 543	450	2 340
50	1 350	1 271	60	2 400
103	1 200	2 611	450	2 850
50	1 700	1 112	60	2 910
103	1 700	2 223	450	3 360
0	650	0	240	3 600

为简化计算,对转速按 100 r/min、负荷率按 10% 的间隔进行离散分区,然后根据式(4)和实测外特性扭振幅值,得到基于 3 000 h 耐久台架的 M60 减振器寿命系数矩阵,如表 2 所示。矩阵中的系数代表该工况点寿命和额定点寿命的倍数

表 2 基于柴油机 3 000 h 耐久台架的 M60 减振器寿命系数

负荷率/%	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5
50	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
150	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
250	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
350	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
450	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
550	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
650	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
750	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
850	6.6	7.4	8.4	9.6	11.4	13.9	17.9	25.1	41.8	125.4
950	8.3	9.2	10.5	12.1	14.3	17.4	22.4	31.4	52.3	156.8
1 050	5.5	6.1	7.0	8.0	9.5	11.6	14.9	20.9	34.8	104.5
1 150	3.3	3.7	4.2	4.8	5.7	7.0	9.0	12.5	20.9	62.7
1 250	2.4	2.6	3.0	3.4	4.1	5.0	6.4	9.0	14.9	44.8
1 350	1.4	1.6	1.8	2.1	2.5	3.0	3.9	5.5	9.1	27.3
1 450	1.4	1.5	1.7	2.0	2.4	2.9	3.7	5.2	8.7	26.1
1 550	1.3	1.5	1.7	1.9	2.3	2.8	3.6	5.0	8.4	25.1
1 650	1.1	1.2	1.3	1.6	1.8	2.2	2.9	4.0	6.7	20.2
1 750	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	2.1	2.7	3.8	6.3	19.0
1 850	1.0	1.1	1.2	1.4	1.7	2.0	2.6	3.7	6.1	18.4
1 950	1.3	1.4	1.6	1.9	2.2	2.7	3.4	4.8	8.0	24.1
2 050	1.3	1.4	1.6	1.9	2.2	2.7	3.4	4.8	8.0	24.1
2 150	1.3	1.4	1.6	1.9	2.2	2.7	3.4	4.8	8.0	24.1
2 250	1.3	1.4	1.6	1.9	2.2	2.7	3.4	4.8	8.0	24.1

关系。可以看出,扭矩点至额定工况点的高负荷区间损伤最大,1 000 r/min 以下损伤较小。

结合表 2,将表 1 中各工况点总循环次数代

入式(6),得到损伤系数矩阵,如表 3 所示,矩阵中的系数与额定点寿命的比值即为该点的损伤值。

表 3 基于柴油机 3 000 h 耐久台架的 M60 减振器损伤系数

负荷率/%	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5
50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
350	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
450	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
550	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
650	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
750	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
850	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
950	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 050	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 250	572 727	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 350	940 909	0	0	0	0	59 426	0	0	0	0
1 450	981 818	0	0	0	75 789	0	48 230	0	0	0
1 550	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 650	2 536 364	0	0	0	97 895	80 096	62 297	0	0	0
1 750	1 350 000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 850	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 950	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2 050	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2 150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2 250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

以硅油劣化率作为损伤参量,对减振器寿命进行预测。在完成 3 000 h 台架耐久试验后进行减振器拆检,拆检结果表明,硅油劣化值为 29.1%。根据硅油劣化限值为 40%,得出 M60 减振器经过该耐久试验后,性能劣化 72.8%,代入式(6),可得减振器在额定工况点的寿命约为 9.35×10^6 s,如表 4 所示。

表 4 基于 3 000 h 台架耐久结果的减振器寿命计算

0 h 硅油劣化率/%	3 000 h 硅油劣化率/%	劣化率限值/%	损伤率/%	额定点寿命/s
0	29.1	40	72.8	9 354 708

如图 6 所示,路谱采集车型选用 J6P 牵引车,行驶路线为郑州-深圳,路谱采集里程 7×10^3 km。采集时该车累积行驶里程已达 8.2×10^5 km。



图 6 解放 J6P 标载牵引车路谱采集

表 5 所示为路谱采集期间减振器的损伤系数矩阵,最大损伤点在 1 000~1 300 r/min 大扭矩区间。根据 3 000 h 台架耐久计算的额定点寿命,由式(7)得出路谱采集期间减振器的累积损伤值为 0.491%。最后,根据路谱采集期间的累积行驶里程 7×10^3 km,代入式(8)预测出该 M60 减振器在牵引车工况下的使用寿命为 1.425×10^6 km,如表 6 所示,满足标载牵引车发动机 1.5×10^6 km 的耐久寿命要求。

表 5 基于牵引车路谱的 M60 减振器损伤系数

负荷率/%	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5	
转速 /r·min ⁻¹	50	0.6	0.1	0.2	0.0	0.0	0.1	0.4	0.0	0.0	0.1
	150	1.5	0.5	0.0	0.0	0.1	0.5	4.0	0.0	0.0	0.5
	250	1.5	0.3	0.0	0.0	0.1	0.0	1.2	0.0	0.0	0.2
	350	0.9	0.1	0.0	0.0	0.0	0.1	0.6	0.0	0.0	0.2
	450	1.8	0.5	0.1	0.1	0.0	0.0	0.4	0.0	0.0	0.2
	550	4.1	0.5	1.0	0.8	1.9	2.3	4.3	3.3	1.6	0.2
	650	3.8	1.5	2.8	3.8	7.2	11.7	33.9	82.2	1 177.1	50.3
	750	65.6	19.8	16.9	17.9	17.6	18.9	22.7	44.1	46.1	24.7
	850	639.1	175.8	176.1	167.4	135.4	102.7	79.6	67.5	65.3	57.9
	950	2 102.1	605.2	520.4	483.7	386.4	322.2	213.8	144.1	83.6	136.7
	1 050	3 968.0	1 809.3	1 324.7	1 263.2	877.5	714.8	509.0	353.1	188.4	387.6
	1 150	4 531.5	2 470.8	2 097.4	2 040.8	1 367.9	1 280.8	963.0	586.1	300.0	531.0
	1 250	1 884.5	1 119.8	894.6	776.8	492.0	476.5	392.3	260.4	166.0	305.5
	1 350	830.8	439.0	316.4	260.4	167.5	179.9	168.7	142.7	75.1	137.9
	1 450	137.5	46.9	45.9	37.8	41.7	40.3	42.1	34.8	17.1	24.7
	1 550	11.4	3.4	6.0	4.7	4.8	2.9	4.5	1.6	1.4	5.4
	1 650	0.9	3.4	2.2	0.6	0.5	1.8	1.7	1.0	0.0	1.6
	1 750	0.0	3.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	0.0	0.4
	1 850	1.0	1.8	0.0	0.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.4
	1 950	1.6	0.0	0.0	0.5	0.0	0.7	0.0	0.0	0.0	0.2
2 050	1.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	0.2	0.1	0.0	
2 150	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
2 250	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

表 6 基于牵引车路谱的减振器寿命预测

路谱采集里程 /×10 ⁴ km	路谱减振器累积损伤 /%	减振器寿命预测 /×10 ⁴ km
0.7	- 0.491	142.5

3.3 基于 2 000 h 负荷循环试验的减振器寿命计算

2 000 h 台架负荷循环耐久试验的目的是通过转速模拟整车驾驶工况,以考核柴油机的一般耐

久性。由于其全部运行在外特性满负荷工况点,试验考核强度更加严苛,考核时间相对 3 000 h 混合循环更短。试验工况如表 7 所示。

根据式(4)和 2 000 h 耐久台架实测外特性减振器扭振幅值,得到基于柴油机 2 000 h 耐久台架的 M60 减振器寿命系数矩阵,如表 8 所示。由图 10 可以看出,扭矩点至超速区间损伤均较

表 7 柴油机 2 000 h 负荷循环耐久试验工况

负荷/%	转速/r·min ⁻¹	时间/s	单个循环累加时间/s	负荷/%	转速/r·min ⁻¹	时间/s	单个循环累加时间/s
100	1 800(额定转速)	432	432	100	1 200(最大扭矩转速)	432	2 448
0	2 070(高怠速)	288	720	100	1 000	432	2 880
100	1 700	432	1 152	100	800	432	3 312
100	1 520	432	1 584	0	600(怠速)	288	3 600
100	1 330	432	2 016				

表 12 基于牵引车路谱的减振器寿命预测

路谱采集里程 / $\times 10^4$ km	路谱减振器累积 损伤/%	减振器寿命预测 / $\times 10^4$ km
0.7	- 0.241	289.6

如表 13 所示,根据 3 000 h 混合循环和 2 000 h 负荷循环的耐久试验考核结果,预测出 M60 硅油减振器在牵引车工况下的使用寿命里程分别为 1.425×10^6 km 和 2.896×10^6 km,基本满足牵引车 1.50×10^6 km 的耐久寿命要求。

表 13 M60 硅油减振器寿命预测统计

耐久试验	硅油劣 化率/%	减振器寿命 预测/ $\times 10^4$ km	台架耐久 验证
3 000 h 混合	- 29.1	142.5	通过
2 000 h 负荷	- 7.6	289.6	通过

4 结束语

本文通过硅油减振器寿命影响因素分析,构建了减振器的线性累积损伤模型,基于台架耐久工况实测数据,获取了不同耐久工况下的减振器损伤寿命矩阵,提出了依据实测路谱进行使用场景下减振器实际寿命预测的方法。结论如下。

a. 通过扭振测试获取硅油减振器的外特性扭

振幅值,分析减振器寿命与扭振幅值、负荷率、损伤值之间的关系,能够建立以硅油劣化率为损伤参量的减振器线性累积损伤模型;

b. 基于减振器线性累积损伤模型,结合发动机台架循环耐久试验结果和实测道路载荷谱,能够实现使用场景下的减振器寿命预测,指导台架耐久后的减振器可靠性评估。

参考文献:

- [1] 方明. 柴油机硅油减振器的匹配设计和计算研究[J]. 内燃机与配件, 2014 (6): 15-19.
- [2] 黄第云. 某船用柴油机硅油减振器的设计与匹配[J]. 柴油机, 2015, 37(6): 24-27.
- [3] 汪萌生, 周瑞平, 徐翔. 柴油机硅油减振器实际工作过程的扭振仿真计算研究 [J]. 内燃机, 2012(5): 11-15.
- [4] XIAO N, XU X, ZHOU R. Study on Torsional Vibration of RT60 Crane Transmission System[J]. Mechanics & Industry, 2020, 21(2): 210-219.
- [5] SYRAKOS A, DIMAKOPOULOS Y, TSAMOPOULOS J. Theoretical Study of The Flow in A Fluid Damper Containing High Viscosity Silicone Oil: Effects of Shear Thinning and Viscoelasticity[J]. Physics of Fluids, 2018, 30(3).
- [6] 上官文斌, 魏玉明, 赵旭, 等. 硅油减振器阻尼测试试验台的组成与力学模型[J]. 内燃机学报, 2014, 32(6): 555-561.

