

减振与降噪

20RK270 型柴油机隔振器的选型及验证

孙冰, 张炜伟, 李莹莹

(大连中车柴油机有限公司, 辽宁 大连 116022)

摘要: 基于20RK270型柴油机的基本参数以及同类项目的经验,进行了该机隔振器的初步选型,在此基础上计算分析了不同工况下的各弹性单元的位移、速度等参数的变化情况。计算结果表明:该隔振系统的选型合理。后续进行的柴油机振动测试结果验证了计算结果的正确性。

关键词: 柴油机;隔振器;弹性单元;选型;测试

中图分类号: TK427⁺.127 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)03-0040-06

The Selection and Verification of the 20RK270 Diesel Engine Isolator

Sun Bing, Zhang Weiwei, Li Yingying

(Dalian CRRC Diesel Engine Co., Ltd., Liaoning Dalian 116022)

Abstract: Based on the essential parameters of 20RK270 diesel engines and experiences from similar projects, preliminary type selection of its isolator was carried out. The displacement and velocity change of varied elastic elements under different working conditions were calculated. The calculation results showed that it was rational to choose this vibration isolation system. The follow-up vibration test verified the calculation results.

Key words: diesel engine; vibration isolator; elastic element; type selection; test

0 引言

柴油机运行时发生的故障有30%系由振动造成^[1]。振动的来源有两方面:(1)由于柴油机各气缸的工作状况不同,造成各气缸的各谐波倾覆力矩幅值及其相位的差异达不到理论上自行平衡的效果,残余的不平衡谐波倾覆力矩引起振动。(2)各零部件的制造误差使得各气缸的离心惯性力及往复惯性力不相同;曲轴各曲柄间的角度误差造成离心惯性力、惯性矩以及往复惯性力、惯性矩达不到理论上的平衡^[2]。因此必须对柴油机进行隔振。良好的隔振设计是保证柴油机正常运行的关键因素之一。

隔振器种类很多,其中弹簧橡胶隔振器是将钢制弹簧和橡胶弹簧结合起来,达到降低柴油机振动传递、结构噪声和摇晃的目的。与纯橡胶隔振器相

比,弹簧橡胶隔振器具有蠕变速率低、使用寿命长等优点。如图1所示为英国CHRISTIE&GREY公司的隔振器系列产品。不同的钢制弹簧或橡胶弹簧会影响隔振器垂向和侧向的刚度,应根据具体柴油机安装方式、布置环境以及重量等情况来选择合适的隔振器。



图1 英国CHRISTIE&GREY公司的隔振器系列产品

收稿日期: 2018-12-03; 修回日期: 2019-01-29

基金项目: 基金项目“基于应变能等效静态载荷法的热机耦合复杂结构响应优化机理研究”(51605447)。

作者简介: 孙冰(1983-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机设计, sbing-007@163.com。

1 隔振器选型

本文针对 20RK270 型柴油机进行隔振器选型及验证研究。表 1 为 20RK270 型柴油机的主要参数。

表 1 20RK270 型柴油机参数

气缸直径/mm	270
活塞行程/mm	305
标定功率/kW	6 875
标定转速/ (r · min ⁻¹)	1 000
超负荷功率/kW	7 550
超负荷转速/ (r · min ⁻¹)	1 032
最低惰转稳定转速/ (r · min ⁻¹)	330
标定功率时燃油消耗率/ (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	207 (1 + 5%)
最高燃烧压力/MPa	16

通常基于柴油机重量、重心的轴向偏移情况等来确定各个隔振器的具体布置位置及承载能力。

图 2a) 为柴油机重心大体位置，具体位置见表 2。坐标原点位于柴油机第一缸中心线与曲轴中心线的交点处，具体方向见图 2b)。柴油机相对于三个轴方向的质量惯性矩见表 3。

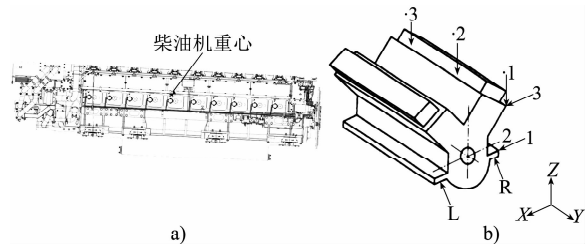


图 2 柴油机重心位置图

表 2 柴油机重心参数

质量/kg	X/mm	Y/mm	Z/mm
31 600	0	1 606	370

表 3 柴油机质量惯性矩

质量/kg	X - X 轴/ (kg · m ²)	Y - Y 轴/ (kg · m ²)	Z - Z 轴/ (kg · m ²)
31 600	92 600	18 650	86 150

基于以上参数及同类项目经验，初步选定 CHRISTIE&GREY 公司的 T3 系列隔振器。图 3 为 T3 系列隔振器及在 20RK270 型柴油机上的安装布置图，所选用的隔振器型号及具体参数见表 4。

表 4 中所列动态刚度值为名义值，实际值会有 15% 的变化量。动态刚度在工作负荷范围内随频率的变化是线性的。

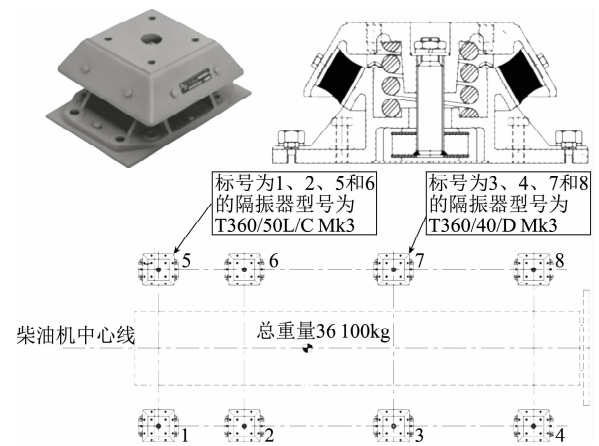


图 3 T3 隔振器及安装布置图

表 4 T3 系列隔振器型号参数

型号	垂直载荷范围/kg	垂直方向 动态刚度/ (kN · m ⁻¹)	水平方向 动态刚度/ (kN · m ⁻¹)	重量/kg
T3 60/40	2 350 ~ 4 600	3 772	4 879	52.3
T3 60/50 L	3 500 ~ 5 600	4 037	4 463	52.3

2 隔振器参数计算

英国 CHRISTIE&GREY 公司的隔振器计算采用其自行开发的复合弹性安装系统程序 (CRMS)。该程序可以对包含 1 ~ 5 个质量体和多达 150 个弹性单元的振动系统进行分析，运算时考虑每个质量体的六个自由度，可得到该振动系统的固有频率及运动数据。同时该公司所有隔振器的刚度值均集成在该程序的数据库文件中^[3]。

针对该型柴油机 (作为一个质量体)，计算程序选取了 11 个弹性单元的数据 (表 5、表 6 所示) 作为输入参数，其中弹性单元的基轴均相对于基座平行。

表 5 弹性单元坐标位置

单元	名称	X/mm	Y/mm	Z/mm
1	T3 60/50L 型隔振器	820.2	43	-413
2	T3 60/50L 型隔振器	820.2	943	-413
3	T3 60/40 型隔振器	820.2	2 508	-413
4	T3 60/40 型隔振器	820.2	3 975	-413
5	T3 60/50L 型隔振器	-820.2	43	-413
6	T3 60/50L 型隔振器	-820.2	943	-413
7	T3 60/40 型隔振器	-820.2	2 508	-413
8	T3 60/40 型隔振器	-820.2	3 975	-413
9	联轴节	0	4 575	0
10	排气法兰	530	-908.2	1 850
11	排气法兰	-530	-908.2	1 850

表 6 弹性单元刚度值

单元	轴	静态刚度 / (N · mm ⁻¹)	动态静 态比	正向止挡 间隙/mm	负向止挡 间隙/mm	正向截至 刚度/ (N · mm ⁻¹)	负向截至 刚度/ (N · mm ⁻¹)
T3 60/50L	X	3 750	1. 23	8	- 8	200 000	200 000
T3 60/50L	Y	3 750	1. 23	8	- 8	200 000	200 000
T3 60/50L	Z	3 450	1. 22	6	- 7	50 000	50 000
T3 60/40	X	4 170	1. 17	8	- 8	200 000	200 000
T3 60/40	Y	4 170	1. 17	8	- 8	200 000	200 000
T3 60/40	Z	3 170	1. 19	6	- 7	50 000	50 000
联轴节	X	2 400	1. 25	900	- 900	0	0
联轴节	Y	400	1. 25	2	- 2	1 970	1 970
联轴节	Z	2 400	1. 25	900	- 900	0	0
排气法兰	X	131	1	1 000	- 1 000	0	0
排气法兰	Y	131	1	1 000	- 1 000	0	0
排气法兰	Z	112	1	1 000	- 1 000	0	0

然后分别计算 11 个弹性单元在船舶 ±10°纵摇、±22.5°横摇、驱动扭矩 65.6 (kN · m)、船体垂直加速度 ±1.0 g、船体横向加速度 ±0.5 g 以及船体纵向加速度 ±0.7 g 情况下的静态位移,结果见表 7。

表 7 不同外部扰动下的静态位移量

条件	位置	X/mm	Y/mm	Z/mm
+/- 10°纵摇	隔振器	0	1. 89	1. 52
+/- 10°纵摇	联轴节	0	2. 13	1. 55
+/- 10°纵摇	排气法兰	0	3. 28	2. 12
+/- 22.5°横摇	隔振器	5. 02	0. 57	5. 38
+/- 22.5°横摇	联轴节	4. 25	0. 01	0. 6
+/- 22.5°横摇	排气法兰	17. 23	0. 58	4. 01
65.6 (kN · m) 的驱动扭矩	隔振器	0. 19	0. 02	2. 75
65.6 (kN · m) 的驱动扭矩	联轴节	1. 18	0	0
65.6 (kN · m) 的驱动扭矩	排气法兰	7. 5	0. 01	1. 78
+/- 1.0 g 的垂向加速度	隔振器	0	0. 55	7. 56
+/- 1.0 g 的垂向加速度	联轴节	0	0. 5	7. 05
+/- 1.0 g 的垂向加速度	排气法兰	0	0. 3	7. 66
+/- 0.5 g 的横向加速度	隔振器	6. 56	0. 68	5. 49
+/- 0.5 g 的横向加速度	联轴节	5. 55	0	0
+/- 0.5 g 的横向加速度	排气法兰	22. 51	0. 44	3. 55
+/- 0.7 g 的纵向加速度	隔振器	0	7. 22	5. 09
+/- 0.7 g 的纵向加速度	联轴节	0	8. 2	5. 63
+/- 0.7 g 的纵向加速度	排气法兰	0	12. 57	7. 34

表 8 为不同模式下的固有频率。一般情况下任何模式都可以耦合到其他任何一种模式,所列模式显示了在该频率下的主要运动。

另对柴油机不平衡状态下谐波强迫运动时 11 个弹性单元在 1 030 (r · min⁻¹) 转速时沿单位基轴的位移和受力,以及在 0 ~ 1 030 (r · min⁻¹) 内弹性单元(以 NO1 和 NO8 为例)的位移、速度的变化

进行了计算。计算中使用的外力参数见表 9,系统阻尼系数取 0.05,计算结果见表 10 及图 4、图 5。

表 8 固有频率

模式	代号	频率/c. p. m	频率/Hz
垂向	Z	300. 7	5. 01
纵向	Y	235. 8	3. 93
纵摇	rX	403	6. 72
横摇	rY	545. 9	9. 1
横向	X	199. 5	3. 33
横摆	rZ	374. 8	6. 25

表 9 柴油机不平衡外力参数

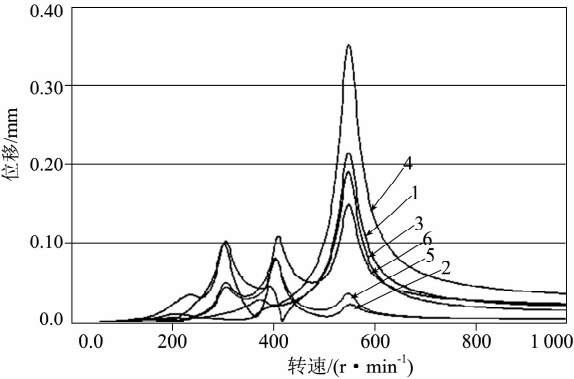
	X	Y	Z
力的位置坐标/mm	0	500	- 370
力/N	5 106	0	5 106
力的相位角度/(°)	0	0	90

表 10 弹性单元沿各单元基轴的位移和力

单元	X/mm	Y/mm	Z/mm	X/N	Y/N	Z/N
1	-0. 020 2	0. 003 8	-0. 014 6	-93. 1	17. 55	-61. 54
2	-0. 023 4	0. 003 8	-0. 016 4	-107. 72	17. 55	-68. 85
3	-0. 028 9	0. 003 8	-0. 019 8	-140. 84	18. 57	-74. 80
4	-0. 034 0	0. 003 8	-0. 023 4	-166. 05	18. 57	-88. 31
5	-0. 020 2	-0. 003 8	0. 014 3	-93. 1	-17. 59	60. 18
6	-0. 023 4	-0. 003 8	0. 016 0	-107. 72	-17. 59	67. 38
7	-0. 028 9	-0. 003 8	0. 019 5	-140. 84	-18. 61	73. 40
8	-0. 034 0	-0. 003 8	0. 023 0	-166. 05	-18. 61	86. 87
9	-0. 030 4	0. 001 3	0. 021 9	-91. 18	0. 65	65. 83
10	0. 014 7	0. 004 5	-0. 009 7	1. 93	0. 59	-1. 09
11	0. 014 7	-0. 004 5	0. 009 5	1. 93	-0. 58	1. 06

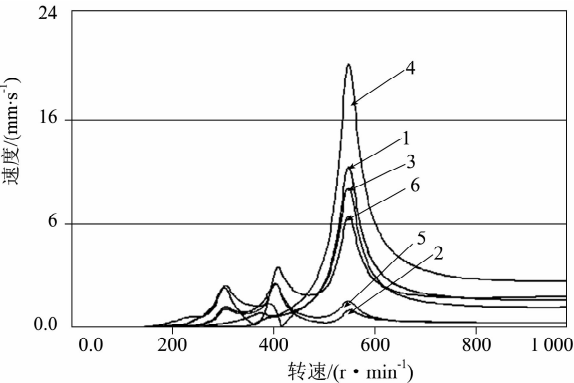
由图 4 和图 5 可知,在 0 ~ 1 030 (r · min⁻¹)

转速范围内，隔振器横向和垂向的最大位移和最大速度均出现在 $600\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 附近；纵向最大位移和最大速度出现在 $400\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 附近；也即，隔振器最大位移和最大速度出现的转速均远低于柴油机工作转速 $1\,000\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 。因此，通过计算结果初步确定的隔振器选型是合理的。



1-NO.1弹性单元在X方向的位移曲线；2-NO.2弹性单元在Y方向的位移曲线；3-NO.1弹性单元在Z方向的位移曲线；4-NO.8弹性单元在X方向的位移曲线；5-NO.8弹性单元在Y方向的位移曲线；6-NO.8弹性单元在Z方向的位移曲线

图4 隔振器的位移变化曲线



1-NO.1弹性单元在X方向的速度曲线；2-NO.1弹性单元在Y方向的速度曲线；3-NO.1弹性单元在Z方向的速度曲线；4-NO.8弹性单元在X方向的速度曲线；5-NO.8弹性单元在Y方向的速度曲线；6-NO.8弹性单元在Z方向的速度曲线

图5 隔振器的速度变化曲线

3 柴油机振动测试

振动烈度是指诸如最大值、平均值、均方根值或其他描述振动参数的一个或一组数值，涉及多个瞬态值或多个平均值^[4]。

根据船标 CB/T3256 – 2013《船用柴油机振动评级》的规定：柴油机振动评价的测点应布置在有代表性的振幅较大处，如图 6 给出的推荐测点位置。每个测点均应在与柴油机相关的三个方向上进行测量。选取多点测量，比如在机体顶部、底座等处，沿机身长度方向在前、中、后选点测量，进而确定整台柴油机的振动烈度。

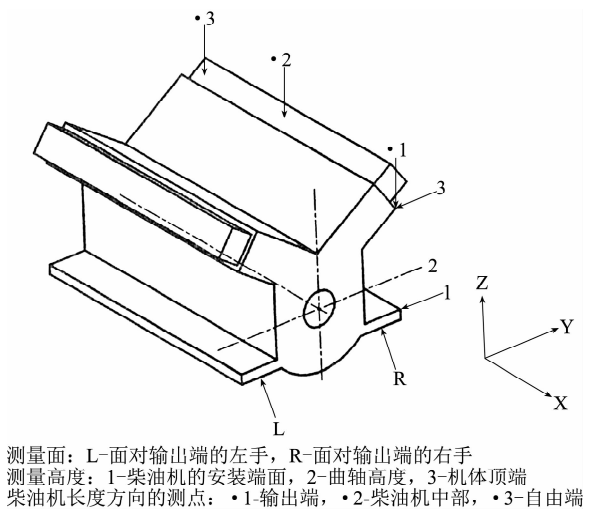


图6 柴油机测点示意图

同时，该标准关于振动评级准则的说明如下：为定量表示，应测量测点处的位移、速度、加速度总振级的均方根（r. m. s）值（ $2 \sim 1\,000\text{ Hz}$ ）。振动烈度等级应从每台主结构测点处测得的位移、速度、加速度的最大总均方根（r. m. s）值得到。将得到的三个总均方根值按表 11 评级后得到三个振动烈度级。机器在该测点处的振动烈度级即是这三个级中最大的一个。

表 11 船用柴油机振动分类和评级标准

振动烈度级	机器结构上测得的总振级界限值 ($2 \sim 1\,000\text{ Hz}$)			机器振动分类	
	位移 (r. m. s) / μm	速度 (r. m. s) / $(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	加速度 (r. m. s) / $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	1 刚性安 装柴油机	2 弹性安 装柴油机
1. 1	≤ 17.8	≤ 1.12	≤ 1.76	A/B	A/B
1. 8	≤ 28.3	≤ 1.78	≤ 2.79		
2. 8	≤ 44.8	≤ 2.82	≤ 4.42		
4. 5	≤ 71.0	≤ 4.46	≤ 7.01		
7. 1	≤ 113	≤ 7.07	≤ 11.1		
11	≤ 178	≤ 11.2	≤ 17.6	C	D
18	≤ 283	≤ 17.8	≤ 27.9		
28	≤ 448	≤ 28.2	≤ 44.2		
45	≤ 710	≤ 44.6	≤ 70.1		
71	$\leq 1\,125$	≤ 70.7	≤ 111		
112	$\leq 1\,784$	≤ 112	≤ 176	D	D
180	$> 1\,784$	> 112	> 176		

测量必须在柴油机处于稳定工况时进行，并应在每一测量工况均保持柴油机转速稳定。依据 CB/T3154 – 2011《船用柴油机振动测量方法》的要求，对 20RK270 型柴油机在标定转速 $1\,000\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 下的多个工况点（ $1\,718$ 、 $3\,438$ 、 $5\,156$ 、 $6\,188$ 、 $6\,875\text{ kW}$ ）进行振动测量。表 12 和表 13 以柴油机 $1\,718\text{ kW}/1\,000\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 和 $6\,875\text{ kW}/$

1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 两个主要工况点为例, 列出了各个参数在三个方向上的总均方根值。表中 M 表示直接测量值, C 表示频谱计算值, 加速度频率范围 25 ~ 1 000 Hz, 速度频率范围 10 ~ 250 Hz, 位移频率范围 2 ~ 10 Hz。

根据表 11 进行转换, 得到每个测点相应的振动烈度级, 如表 14、表 15 所示。

根据船标 CB/T3256 - 2013 《船用柴油机振动评级》的规定, 得到所有测点的振动烈度级后, 其中的最大振动烈度级即为柴油机在某工况时的振动烈度级。也就是说表 14 和表 15 中的最大数即为柴油机在该工况的振动烈度级, 如表 14 和表 15 中的最大振动烈度级均为 18。最后, 根据表 11 的机器振动分类可以得出: 弹性安装的 20RK270 型柴

油机在该两个工况下均处在 A/B 区域。关于评级区域说明补充如下:

A 级 - 新交付使用的机器通常属于该区域;

B 级 - 振动处在该区域的机器通常可长期运行;

C 级 - 振动处在该区域的机器一般不适宜作长时间连续运行, 通常机器可在此状态下运行有限时间直至有合适的机会进行维修;

D 级 - 机器振动处在该区域, 其振动烈度足以导致机器损坏。

因此, 20RK270 型柴油机在该工况下满足长期运行的要求。

从表 14 和表 15 还可以看出: 测点 3.1 位置的振动相对较大, 也即柴油机输出端的机体顶端处振动较大, 日常运用中应多加关注。

表 12 柴油机振动测量数据 (1 718 kW/1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$))

测点 编号	X 方向			Y 方向			Z 方向		
	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm
	M	C	C	M	C	C	M	C	C
1.1	13.47	4.77	0.048 0	19.46	5.42	0.040 3	16.62	8.59	0.049 7
1.2	16.16	4.39	0.048 0	19.09	4.99	0.034 0	19.46	5.45	0.027 2
1.3	20.28	4.14	0.048 7	23.60	5.23	0.011 0	20.28	6.85	0.025 7
2.1	7.97	2.70	0.040 6	7.15	8.75	0.050 6	11.63	4.67	0.037 1
2.2	7.29	2.09	0.046 8	7.38	5.67	0.025 2	11.04	3.86	0.011 2
2.3	5.19	2.38	0.041 1	8.05	9.38	0.031 8	8.75	6.98	0.019 2
3.1	14.95	4.55	0.089 6	18.77	8.22	0.080 6	17.89	10.88	0.050 8
3.2	6.82	2.76	0.034 4	10.51	5.25	0.018 2	12.41	10.09	0.035 0
3.3	17.80	2.40	0.031 4	24.97	3.80	0.022 8	13.58	6.16	0.026 2

表 13 柴油机振动测量数据 (6 875 kW/1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$))

测点 编号	X 方向			Y 方向			Z 方向		
	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm	$a/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	d/mm
	M	C	C	M	C	C	M	C	C
1.1	9.26	7.20	0.079 0	11.07	11.33	0.077 5	10.13	12.53	0.074 0
1.2	9.22	6.21	0.071 8	9.15	8.54	0.068 0	9.27	7.81	0.039 9
1.3	12.23	7.17	0.075 7	9.77	11.81	0.033 3	13.09	10.03	0.035 8
2.1	6.47	4.67	0.064 6	4.14	11.94	0.074 9	8.05	9.43	0.073 3
2.2	4.42	3.82	0.072 4	3.03	8.19	0.038 8	4.99	8.97	0.037 8
2.3	3.42	3.85	0.066 9	3.72	10.94	0.032 0	4.97	9.82	0.030 1
3.1	16.32	6.19	0.102 6	15.48	14.28	0.130 3	16.69	14.59	0.077 7
3.2	7.73	3.79	0.064 9	10.54	8.03	0.036 3	8.94	13.00	0.063 8
3.3	14.00	4.45	0.054 9	12.97	8.18	0.047 8	6.82	9.28	0.038 0

表 14 柴油机振动评级结果 (1 718 kW/1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$))

测点 编号	X 方向			Y 方向			Z 方向		
	$a/\text{级}$	$v/\text{级}$	$d/\text{级}$	$a/\text{级}$	$v/\text{级}$	$d/\text{级}$	$a/\text{级}$	$v/\text{级}$	$d/\text{级}$
1.1	11	7.1	4.5	18	7.1	2.8	11	11	4.5
1.2	11	4.5	4.5	18	7.1	2.8	18	7.1	1.8
1.3	18	4.5	4.5	18	7.1	1.1	18	7.1	1.8
2.1	7.1	2.8	2.8	7.1	11	4.5	11	7.1	2.8
2.2	7.1	2.8	4.5	7.1	7.1	1.8	7.1	4.5	1.1
2.3	4.5	2.8	2.8	7.1	11	2.8	7.1	7.1	1.8
3.1	11	7.1	7.1	18	11	7.1	18	11	4.5
3.2	4.5	2.8	2.8	7.1	7.1	1.8	11	11	2.8
3.3	18	2.8	2.8	18	4.5	1.8	11	7.1	1.8

表 15 柴油机振动评级结果 (6 875 kW/1 000 (r · min⁻¹))

测点 编号	X 方向			Y 方向			Z 方向		
	a/级	v/级	d/级	a/级	v/级	d/级	a/级	v/级	d/级
1.1	7.1	11	7.1	7.1	18	7.1	7.1	18	7.1
1.2	7.1	7.1	7.1	7.1	11	4.5	7.1	11	2.8
1.3	11	11	7.1	7.1	18	2.8	11	11	2.8
2.1	4.5	7.1	4.5	2.8	18	7.1	7.1	11	7.1
2.2	4.5	4.5	7.1	2.8	11	2.8	4.5	11	2.8
2.3	2.8	4.5	4.5	2.8	11	2.8	4.5	11	2.8
3.1	11	7.1	7.1	11	18	11	11	18	7.1
3.2	7.1	4.5	4.5	7.1	11	2.8	7.1	18	4.5
3.3	11	4.5	4.5	11	11	4.5	4.5	11	2.8

4 结论

柴油机运行时产生振动是无法避免的，良好的隔振设计是保证整体结构正常运行的关键。在柴油机设计阶段，隔振器选型可以采用初期理论计算，后续进行振动测试加以验证。本文的方法为柴油机设计阶段时隔振器的选型提供参考。

参考文献

[1] 陈绍纲. 轮机工程手册 [M]. 北京：人民交通出版社，1992.

[2] 陈晓白，何克强，张建武. 16V280ZJA 型柴油机振动特性分析 [J]. 铁道机车车辆，2005，25（4）.

[3] Christie&Grey Ltd. Calculation report for dalian diesel engine Co. , Ltd. [R]. 2016.

[4] 中华人民共和国工业和信息化部. 船用柴油机振动评级：GB/T 3256-2013 [S]. 北京：中国船舶工业综合技术经济研究院，2013.

(上接第 25 页)

参考文献

[1] 金东寒. 斯特林发动机技术 [M]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，2009.

[2] 饶运涛，邹继军，王进宏，等. 现场总线 CAN 原理与应用技术 [M]. 2 版. 北京：北京航空航天大学出版社，2007.

[3] 项福禄，孙鹏，刘若成，等. CAN 总线通讯技术在岸桥升降机中的应用 [J]. 仪表技术与传感器，2014（9）：57-59.

[4] 黄森仁，宋建峰. 混合动力汽车. CAN 总线通讯系统的设计与仿真 [C]：安徽汽车工程学会 2010 学术年会论文集，2010：669-675.

[5] 陈冬云，杜敬仓，任柯燕. ATmega128 单片机原理与开发指导 [M]. 北京：机械工业出版社，2006.

[6] 武建平，李冰. 基于 SEP3203 嵌入式微处理器的 CAN 接口设计 [J]. 测控技术，2008（2）：63-66.