

减振与降噪

6EX340EF 柴油机试车台轴系扭转振动分析

李文达, 吕秉琳, 董晶瑾, 刘 旭

(中船动力研究院有限公司, 上海 201206)

摘 要: 基于集总参数方法搭建了自主开发的 6EX340EF 柴油机试车台轴系的扭转振动模型, 并开展了自由振动计算, 得到了试车台轴系的前三阶固有频率及振型; 同时, 分别采用连续升降转速以及稳态测量方法开展了试车台轴系的扭转自由振动测试。两者的比较分析验证了轴系模型的准确性, 在此基础上对试车台轴系在不同载荷情况下的扭振应力进行了反推, 评估了 6EX340EF 柴油机试车台轴系扭振的安全性。

关键词: 柴油机; 轴系; 扭转振动; 测试

中图分类号: TK427⁺. 127 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2020)04-0044-05

Torsional Vibration Analysis of the Test Bed Shafting for 6EX340EF Diesel Engine

Li Wenda, Lyu Binglin, Dong Jingjin, Liu Xu

(China Shipbuilding Power Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai 201206)

Abstract: The torsional vibration model of the test bed shafting for self-developed 6EX340EF diesel engine was established based on lumped parameter. By free vibration calculation, the natural frequency and vibration modes of test bed shafting were obtained. The free torsional vibration test of test bed shafting were carried out through continuous speed up and down and steady state measurement methods to verify the accuracy of shafting model. On this basis, the torsional vibration stresses of the test bed shafting under different loads were deduced to evaluate the safety of the torsional vibration of 6EX340EF engine.

Key words: diesel engine; shafting; torsional vibration; test

0 引言

扭转振动主要指转子形成周期性的扭转变形。低速机轴系的扭转振动, 一般不包含齿轮的影响, 因此不会直接传递到支撑轴承甚至基础上。相较于横向振动与纵向振动, 扭转振动很容易被忽视。而扭转振动引起的轴系零部件失效^[1-3], 可能会导致巨大的经济损失, 甚至是安全事故。因此在轴系的设计阶段, 针对轴系扭转振动开展深入分析, 保证轴系平稳安全运行是必不可少的工作。

一般船级社均强制要求对船用柴油机轴系开展扭转振动计算, 并提供相应计算书, 必要时^[3] (如首台、套轴系) 还须提交实测报告备查。本文针对

自主开发的两冲程低速机 6EX340EF, 基于集总参数方法搭建 6EX340EF 主机试验台轴系的扭转振动模型, 开展自由振动计算; 并在 6EX340EF 主机试验台上进行扭转自由振动与强迫响应振动测试, 以校验 6EX340EF 主机试验台轴系扭振简化模型, 为后续 6EX340EF 主机实船轴系的设计奠定基础。

1 6EX340EF 柴油机试车台轴系简化及自由振动计算

6EX340EF 柴油机额定转速 168 r/min, 额定功率 5 520 kW, 最高燃烧压力 22 MPa。试车台轴系主要由 3 部分组成: 柴油机曲轴、中间轴、水力测功器。其中曲轴较为复杂, 这里主要对曲轴的简化

收稿日期: 2019-01-19; 修回日期: 2019-04-23

作者简介: 李文达(1991—), 工程师, 主要研究方向为柴油机运动件设计和计算, lwd@cspi.net.cn。

过程做说明。对于整个曲轴,在曲拐中间位置设立集中点;将曲轴自身惯量以及往复惯性质量量集中至曲拐中心点;相邻集中点之间的刚度基于商业软件简化后得到。惯量简化示意如图 1 所示。轴段刚度计算的 3D 模型如图 2 所示。

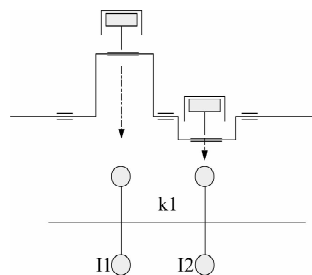


图 1 惯量简化示意图

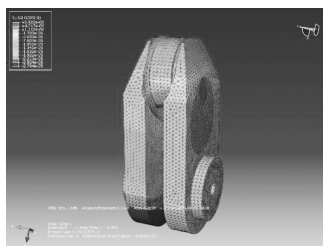


图 2 曲轴轴段刚度计算 3D 模型

完成简化后,整个 6EX340EF 柴油机试车台轴系的集中质量模型如图 3 所示,图中序号②~⑦的惯量分别对应 6~1 号气缸,序号⑨为飞轮惯量,序号⑪、⑫、⑬为 CFSR22.0 水力测功器惯量。图中弹簧上方数据为轴段的扭转刚度值,单位为 $(\text{MN} \cdot \text{m})/\text{rad}$;弹簧下方为轴段内、外径,单位为 mm;各惯量下方为集中惯量大小,单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。自由振动振型如图 4 所示,前三阶固有频率分别为 21.2、46.7、73.9 Hz。

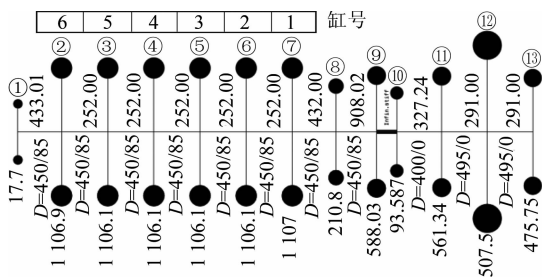


图 3 试车台轴系扭转振动集中质量模型

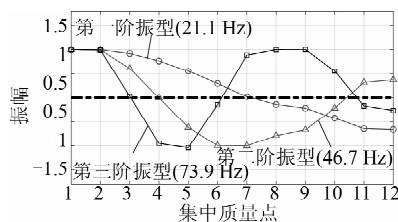


图 4 扭转振动振型

2 6EX340EF 柴油机试车台轴系扭转测试及分析

2.1 测试工况及过程

在飞轮端安装磁电传感器采集扭振信号。测试系统如图 5 所示。

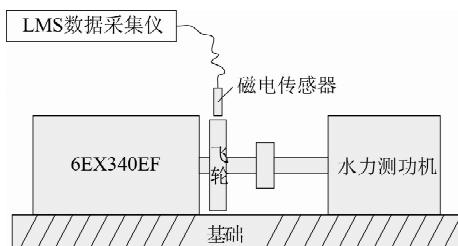


图 5 测试系统示意图

结合上节扭转自由振动计算结果,一方面对 6EX340EF 试验台轴系扭振固有频率开展测试;另一方面按照推进负荷特性,对主机主要工况下的扭振附加应力进行推算,评估轴系扭振强度。测点位于飞轮位置,而图 4 显示前三阶振型节点均未落在飞轮所在的 9 号惯量点附近。理论上一般认为:越靠近振型节点的位置,其模态特征越难捕捉。故本次测试在飞轮处设置测点可以满足扭振测试需求。整体测试过程如下。

(1) 检查连线:首先在某一转速下运行主机,确定采集仪信号正常无误;

(2) 自由振动测试:主机空载,机组转速从 78 r/min 升至 168 r/min,间隔 5 r/min 进行一次扭振信号采集,采集在转速稳定后进行;

(3) 主机从最低转速 70 r/min 均匀加速至最高转速 165 r/min,最少持续 3 min 后再均匀降至 70 r/min,进行转速连续变化下的扭转振动数据采集;

(4) 强迫振动测试:按照主机推进特性加载,分别在 25%、50%、75%、100% 负荷下进行数据采集。

2.2 自由振动测试数据分析

2.2.1 连续升降转速瀑布图分析

从主机 70 ~ 165 r/min 连续升降转速瀑布图(图 6、图 7)可以看出:在 22.1 Hz 附近,峰值特征较为明显,有较大可能为共振频率;在 46.8 Hz 附近信号峰值特征稍弱,有可能为共振频率。计算结果中的第三阶模态频率较高,而升转速测试过程时间短,故在瀑布图中该阶模态共振特征不明显,在稳态测试结果中做进一步分析。

2.2.2 稳态测试结果分析

稳态测试前 7 谐次扭角数据如图 8 所示。

根据上节自由振动计算的结果,前三阶固有频率

对应共振转速分别为 1 273.3 r/min、2 800.5 r/min 和 4 434.1 r/min。而稳态测试中主机转速范围为 78 ~ 168 r/min，如自由振动计算结果正确，则由于扭振共振而产生的峰值应出现在大于 8 谐次 (1 273.3 r/min@168 r/min) 的振型中，即 8 谐次及之后的数据可用于分析扭振自由振动。从图 8 可以看出前 7 谐次振型基本未出现峰值，这也证明实际轴系共振频率未落在较低谐次。

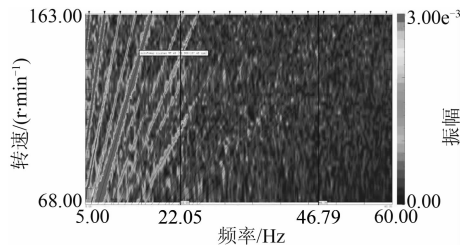


图6 连续降转速瀑布图

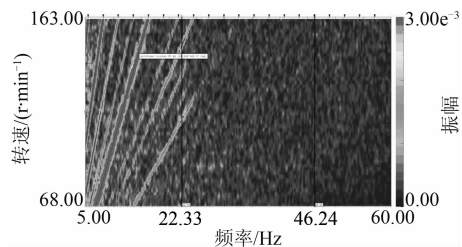


图7 连续升转速瀑布图

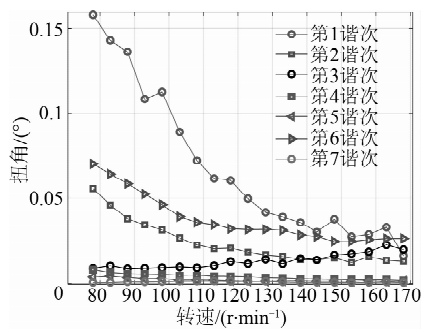


图8 第1~7谐次扭角图

按照上述方法，可初步认为前三阶固有频率的峰值应分别落在 8 ~ 16 谐次、16 ~ 36 谐次、27 ~ 56 谐次。一般来说，谐次越高数据误差越大，而本次测试过程采用齿盘测量，齿盘齿数为 100 齿，为保证数据有效性，本文仅对前 40 谐次扭角测试数据开展分析。

首先对第 1 阶固有频率测试结果进行分析。如表 1 所示：第 1 列为谐次；第 2 列为对应谐次扭角图中出现第 1 阶峰值的转速；第 3 列为谐次与峰值主机转速的乘积，即该谐次峰值为共振峰时的共振转速；第 4 列为共振转速对应的共振频率。剔除误差稍大的第 15 谐次结果，8 到 16 谐次出现第 1 阶

共振峰的频率平均值约为 22.25 Hz，与升降转速测试结果基本一致。

表1 第1阶固有频率测试结果

谐次	峰值主机转速/ (r · min ⁻¹)	共振转速/ (r · min ⁻¹)	对应频率/Hz
8	168.0	1 344.0	22.4
9	147.9	1 331.1	22.2
10	133.0	1 330.0	22.2
11	122.9	1 351.9	22.5
12	113.1	1 357.2	22.6
13	103.1	1 340.3	22.3
14	93.0	1 301.4	21.7
15	93.0	1 394.4	23.2
16	83.0	1 327.5	22.1

第 2 阶固有频率测试结果如表 2 所示。剔除误差较大的第 23 谐次 49.1 Hz 和第 31 谐次 53.3 Hz，16 到 36 谐次出现第 2 阶峰值的频率平均值约为 47.22 Hz，与升降转速测试结果基本一致。

表2 第2阶固有频率测试结果

谐次	峰值主机转速/ (r · min ⁻¹)	共振转速/ (r · min ⁻¹)	对应频率/Hz
17	168	2 856	47.6
18	157.9	2 842.2	47.4
19	147.9	2 810.1	46.8
20	142.9	2 858	47.6
21	138.1	2 900.1	48.3
22	133.0	2 926.0	48.8
23	118.0	2 714.0	45.2
	128.0	2 944.0	49.1
24	117.9	2 829.6	47.2
25	113.1	2 827.5	47.1
26	108.1	2 810.6	46.8
27	103.1	2 783.7	46.4
28	103.1	2 886.8	48.1
29	98.0	2 841.7	47.4
30	93.0	2 788.8	46.5
31	93.0	2 881.8	48.0
	103.1	3 196.0	53.3
32	88.0	2 815.0	46.9
33	88.0	2 903.0	48.4
34	83.0	2 821.0	47.0
35	83.0	2 904.0	48.4
36	78.0	2 806.9	46.8

对于第 3 阶固有频率（表 3 所示），由于谐次较高、扭角幅值测试误差较大，在瀑布图中较不明显。在稳态测试结果中，27 到 40 谐次出现第 3 阶峰值的频率平均值约为 72.68 Hz。

基于稳态测试的轴系扭振固有频率与升转速测试结果基本一致；考虑同等条件下，稳态测试结果更为精确，故以稳态测试结果为准。6EX340EF 轴系扭振自由振动计算结果与试验测试结果的对比如表 4 所示。

前 3 阶固有频率的误差均在 5% 以内，可认为

该扭振计算模型与实际模型基本一致，可用于推算各轴段扭振附加应力。须要说明的是，第 1 阶固有频率误差稍大，从计算振型分析，可能是由于扭振测点在飞轮位置，靠近一阶模态节点，不利于扭振信息的捕捉而引起。

表 3 第 3 阶固有频率测试结果

谐次	峰值主机转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	共振转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	对应频率/Hz
27	157.9	4 263.3	71.1
28	157.9	4 421.2	73.7
29	157.9	4 579.1	76.3
30	152.9	4 587.0	76.5
31	142.9	4 429.9	73.8
32	133.0	4 256.0	70.9
33	138.1	4 557.3	76.0
34	122.9	4 178.6	69.6
35	117.9	4 126.5	68.8
36	117.9	4 244.4	70.7
37	108.0	3 996.0	66.6
38	117.9	4 480.2	74.7
39	113.1	4 410.9	73.5
40	113.1	4 524.0	75.4

表 4 固有频率测试与计算对比

	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
测试值/Hz	22.25	47.22	72.52
计算值/Hz	21.22	46.67	73.90
误差/%	4.6	1.2	1.9

2.3 响应测试及数据分析

按柴油机推进工况，分别在 25% 负荷（99 r/min @ 1 380 kW）、50% 负荷（124 r/min @ 2 760 kW）、75% 负荷（142 r/min @ 4 140 kW）和 100% 负荷（157 r/min @ 5 520 kW）进行测试。所选用计算附加应力的谐次及幅值如表 5 所示。

基于模态叠加方法对曲轴附加应力值进行推算，通过计算得到的各个轴段应力值如表 6 所示。其中序号 1~8 轴段为曲轴轴段，轴段最大附加应力为 8.24 MPa；第 9 轴段为中间轴轴段，轴段最大附加应力为 11.86 MPa；第 10、11 轴段为水力测功器轴轴段，最大附加应力值为 6.07 MPa。

表 5 计算附加应力的谐次及幅值

工况	共振转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	1 273			2 801			4 434		
		谐次	12	13	14	27	28	29	-	-
25% 负荷， 99 r/min	谐次	12	13	14	27	28	29	-	-	-
	扭角/（°）	5.7E-3	7.1E-4	1.6E-3	5.2E-4	8.4E-4	8.7E-4	-	-	-
	总和/（°）	8.0E-03			2.2E-03			超过 40 谐次，忽略		
50% 负荷， 124 r/min	谐次	9	10	11	22	23	24	35	36	37
	扭角/（°）	6.2E-3	3.3E-3	3.3E-3	7.4E-4	9.9E-4	1.5E-3	2.4E-4	5.2E-4	2.2E-4
	总和/（°）	1.3E-2			3.3E-3			9.8E-4		
75% 负荷， 142 r/min	谐次	8	9	10	19	20	21	30	31	32
	扭角/（°）	3.6E-3	1.5E-2	5.0E-3	1.1E-3	9.1E-4	1.4E-3	5.6E-4	9.4E-4	8.8E-4
	总和/（°）	2.4E-02			3.4E-03			2.4E-3		
100% 负荷， 157 r/min	谐次	7	8	9	17	18	19	27	28	29
	扭角/（°）	4.1E-3	6.6E-3	1.2E-2	9.1E-4	6.3E-4	8.6E-4	6.2E-4	6.4E-4	9.8E-4
	总和/（°）	2.2E-2			2.4E-3			2.2E-3		

表 6 推进工况各轴段扭振附加应力值 MPa

轴段	25% 负荷	50% 负荷	75% 负荷	100% 负荷
1	0.02	0.03	0.05	0.05
2	1.04	1.86	3.21	2.90
3	1.90	3.20	5.48	4.97
4	2.45	3.86	6.59	6.01
5	2.66	4.42	7.96	7.37
6	2.56	4.34	8.22	7.71
7	2.88	4.61	8.24	7.63
8	2.91	4.61	8.15	7.52
9	4.16	6.76	11.86	10.90
10	2.11	3.47	6.07	5.57
11	0.19	0.32	0.56	0.51

根据各推进工况的转速和功率，可计算得到相应的输出扭矩，进而得到各轴段上的输出扭矩扭转应力及总扭转应力（输出扭矩扭转应力与扭振附加应力之和），如表 7 和表 8 所示。其中：曲轴、中间轴和测功器轴最大扭转应力分别为 26.60、37.62、19.67 MPa。而根据 CCS 关于船舶轴系扭振的相关规定，可计算得到 6EX340EF 主机曲轴、中间轴和测功器轴的许用扭转应力分别为 30.3、39.36、36.06 MPa，因此各轴段均在安全范围内。

表 7 推进工况输出扭矩扭转应力 MPa

轴段	25% 负荷	50% 负荷	75% 负荷	100% 负荷
1	7.49	11.96	15.67	18.89
2	7.49	11.96	15.67	18.89
3	7.49	11.96	15.67	18.89
4	7.49	11.96	15.67	18.89
5	7.49	11.96	15.67	18.89
6	7.49	11.96	15.67	18.89
7	7.49	11.96	15.67	18.89
8	7.49	11.96	15.67	18.89
9	10.59	16.92	22.16	26.72
10	5.59	8.93	11.69	14.10
11	5.59	8.93	11.69	14.10

表 8 推进工况总扭转应力 MPa

轴段	25% 负荷	50% 负荷	75% 负荷	100% 负荷
1	7.51	11.99	15.72	18.94
2	8.53	13.82	18.88	21.79
3	9.39	15.16	21.15	23.86
4	9.94	15.82	22.26	24.90
5	10.15	16.38	23.63	26.26
6	10.05	16.30	23.89	26.60
7	10.37	16.57	23.91	26.52
8	10.40	16.57	23.82	26.41
9	14.75	23.68	34.02	37.62
10	7.70	12.40	17.76	19.67
11	5.78	9.25	12.25	14.61

3 结论

本文基于集总参数方法搭建了自主 6EX340EF 主机试验台轴系的扭转振动模型,开展了自由振动

计算;并在 6EX340EF 主机试验台上进行了扭转自由振动与强迫响应振动测试,得到如下结论:

(1) 对 6EX340EF 主机试验台轴系的扭转自由振动计算表明:前三阶固有频率分别为 21.22、46.67、73.90 Hz;

(2) 测试得到的前三阶固有频率分别为 22.25、47.22、72.52 Hz,计算值与测试值的误差在 5% 以内,验证了 6EX340EF 主机集总参数模型的准确性;

(3) 进一步开展了推进工况下扭振强迫响应测试,基于测试扭角数据,结合试验台轴系扭振模型,得到不同工况下扭振合成应力值推算结果:曲轴轴段最大应力为 8.24 MPa,中间轴段最大应力为 11.86 MPa,测功器轴段最大应力为 6.07 MPa,均小于相应轴段的许用应力限值,轴系安全。

参考文献

- [1] 陈之炎. 船舶推进轴系振动 [M]. 上海: 上海交通大学出版社. 1987.
- [2] VANCE J M, ZEIDAN F Y, MUROHY B G. Machinery Vibration and Rotordynamics [M]. Canada: Wiley&Sons, 2010.
- [3] WALKER D N, Torsional vibration of turbomachinery [M]. New York: McGraw-Hill, 2004.
- [4] 中国船级社. 钢质海船入级规范 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2015.

(上接第 36 页)

机组转速 $50 \text{ r/min} < V < 350 \text{ r/min}$, 延时 4 s, 判定报警值 $\leq 0.1 \text{ MPa}$, 停机值 $\leq 0.05 \text{ MPa}$; 机组转速 $350 \text{ r/min} \leq V \leq 480 \text{ r/min}$, 延时 4 s, 判定报警值 $\leq 0.25 \text{ MPa}$, 停机值 $\leq 0.2 \text{ MPa}$; 机组转速 $V > 480 \text{ r/min}$, 起动命令发出延时 15 s, 判定报警值 $\leq 0.55 \text{ MPa}$, 停机值 $\leq 0.45 \text{ MPa}$ 。

4 结论

通过工厂及核电现场的多次试验表明:滑油压力低保护停机采取分段转速控制后,对机组起动过程及运行过程中滑油压力的正常建立起到了充分的保护作用;同时,因增加了延时控制功能,避免了机组受滑油系统管道布置、滑油温度、怠速起动方

式的影响,导致机组应急起动滑油压力低误动作停机,大大提高了机组起动可靠性。

优化的设计方案在巴基斯坦核电厂应急柴油发电机组电气控制系统、工厂试验台架及国内项目机组控制系统中得到了广泛应用。

参考文献

- [1] 朱建元. 船舶柴油机 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2008: 193-212.
- [2] PEI X. EDG set process lubrication oil system electrical diagram [R]. Paris: Alstom, 2015.
- [3] 刘刚, 刘勇, 等. EDG 仪控逻辑图 [R]. 上海: 上海核工程设计研究院, 2014.