

减振与降噪

某船用柴油机硅油减振器的设计与匹配

黄第云

(广西玉柴机器股份有限公司, 广西 玉林 537005)

摘 要: 通过建立某 V 型船用柴油机的轴系扭振当量系统模型, 进行曲轴扭转振动的计算分析; 根据分析结果对该船用柴油机进行硅油减振器匹配设计, 以保证曲轴自由端共振振幅及轴段扭振应力低于许用值, 同时硅油减振器的散热能力符合要求。扭振测试验证表明: 所匹配设计的减振器满足规范和设备安全运行的要求。

关键词: 船用柴油机; 硅油减振器; 扭转振动; 匹配

中图分类号: TK427⁺. 127 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)06-0024-04

Design and Matching of Viscous Damper for a Certain Marine Diesel Engine

Huang Diyun

(Guangxi Yuchai Machinery Co. Ltd., Guangxi Yulin 537005)

Abstract: The equivalent system model of crankshaft torsional vibration for a V type marine diesel engine was built for calculation and analysis. Matching design of viscous damper for the marine diesel engine was carried out according to the analysis results to ensure that resonance amplitude on the free end of crankshaft and torsional vibration stress on the shaft section were below allowable values, meanwhile the heat dissipation capability of viscous damper could conform to the requirements. And finally, the matched torsional vibration damper was verified by the test to meet the rules and requirements for safe operation.

Key words: marine diesel engine; viscous damper; torsional vibration; matching

0 引 言

多缸柴油机运行时, 曲轴内将激起交变频率为发动机转速数倍的交变扭转力矩, 其值一般可为发动机最大输出扭矩的数倍。该扭振力矩可使曲轴产生扭转变形和扭振应力, 高的扭振应力将导致曲轴断裂。消减扭转振动最有效的措施是在曲轴上加装扭转减振器。曲轴减振器能调节曲轴扭振的自振频率, 并能利用其自身的阻尼把振动能量以热量的形式消耗掉, 从而有效抑制轴系扭振^[1]。本文以某 12 缸 V 型船用柴油机(主要参数见表 1)为研究对象, 按船规要求进行扭振计算和硅油减振器的设计与匹配; 确定硅油减振器的惯量、惯性轮与壳体的间隙及硅油黏度; 最后通过测试曲轴自由端的共

振振幅来验证所匹配的硅油减振器的效果。

表 1 柴油机的主要参数

发动机型式	V 型, 四冲程增压中冷
缸数	12
气缸总排量/L	80
发动机标定功率/kW	1 600
发动机标定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 500

1 不带减振器的扭转振动计算

1.1 当量系统参数

减振器设计匹配前须估算该机型不带减振器的轴系振动情况, 把复杂的曲轴和传动机构换算成扭转特性与之相同的简化的当量系统, 如图 1 所示。从发动机轴系运动件的三维实体设计及运动与动力

收稿日期: 2014-10-17; 修回日期: 2015-06-16

作者简介: 黄第云(1979-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为发动机设计, E-mail: hdiyun8@163.com。

计算分析，确定相关质量段的惯量及刚度参数，如表 2 所示。

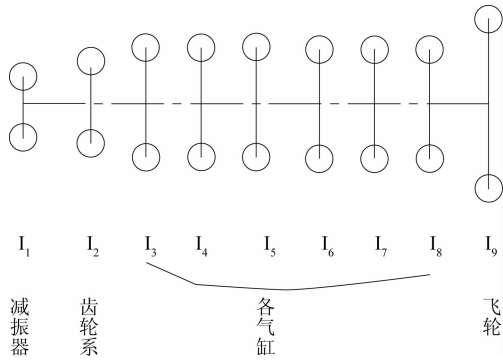


图 1 曲轴当量系统模型

表 2 当量参数表

序号	惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	刚度/(($\text{MN} \cdot \text{m}$) $\cdot \text{rad}^{-1}$)	质量名称
1	0.46	7.634	皮带轮
2	0.168 5	9.115 8	传动齿轮
3	1.860 8	20.533	左右#6 缸
4	1.860 8	20.533	左右#5 缸
5	1.860 8	20.533	左右#4 缸
6	1.860 8	20.533	左右#3 缸
7	1.860 8	20.533	左右#2 缸
8	1.860 8	21.368	左右#1 缸
9	25.045 1		飞轮

1.2 自由振动

本文采用的霍尔茨表格算法是被广泛应用的试凑推算法，它避免了直接求解高次方程的困难，并在求得各阶共振频率的同时求得各质量的相对振幅和各轴段的扭振力矩等。未装减振器时的自由振动振型如图 2，计算结果如表 3 所示。

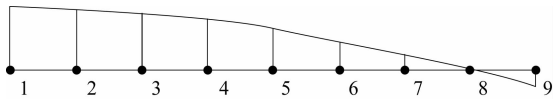


图 2 自由振动 1 阶振型

表 3 振型数据

序号	相对振幅	惯性力矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	弹性力矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)
1	1.00E+00	3.66E+05	3.66E+05
2	9.52E-01	1.28E+05	4.94E+05
3	8.98E-01	1.33E+06	1.82E+06
4	8.09E-01	1.20E+06	3.02E+06
5	6.62E-01	9.80E+05	4.00E+06
6	4.67E-01	6.92E+05	4.69E+06
7	2.38E-01	3.53E+05	5.05E+06
8	-7.38E-03	-1.09E+04	5.04E+06
9	-2.53E-01	-5.04E+06	-8.38E-09

1.3 强迫振动

在发动机运转范围内，干扰力矩将出现共振的最低谐次和最高谐次。 N_i 是以每分钟振动循环次数表示的第 1 阶或第 2 阶的共振频率。一般来说，对柴油机干扰力矩影响最大的主要谐次是 4.5 次和 6 次。如果第 1 阶或第 2 阶的共振频率 N_i 超出须要进行计算的最高共振频率，则说明不会在发动机转速范围内引起共振，从而无须考虑。在这里计算出 N_i 为 7 903.23 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)，1 阶共振频率对应的各谐次的共振转速如表 4。

表 4 1 阶主频共振响应计算列表

谐次 ν	共振转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	$\Sigma \alpha$	第 1 质量振幅 $A_1/(\circ)$
0.5	15 806.5	1.062 5	
1.0	7 903.2	0.242 2	
1.5	5 268.8	2.098	
2.0	3 951.6	0.139 8	
2.5	3 161.3	0.284 7	
3.0	2 634.4	0	
3.5	2 258.1	0.284 7	
4.0	1 975.8	0.139 8	
4.5	1 756.3	2.098	0.253
5.0	1 580.6	0.242 2	
5.5	1 437	1.062 5	
6.0	1 317.2	4.799 5	0.709
6.5	1 215.9	1.062 5	
7.0	1 129	0.242 2	
7.5	1 053.8	2.098	0.058 6
8.0	987.9	0.139 8	
8.5	929.8	0.284 7	
9.0	878.1	0	
9.5	831.9	0.284 7	
10.0	790.3	0.139 8	
10.5	752.7	2.098	
11.0	718.5	0.242 2	
11.5	687.2	1.062 5	
12.0	658.6	4.799 5	

表 4 中 1 阶 6 谐次的扭角最大，共振转速 1 317.2 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 在柴油机最低和最高 (600 ~ 1 500 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)) 工作转速范围内，此谐次下对应的扭角为 0.709°。

1 阶共振频率对应的轴段应力计算如表 5，曲轴最大轴端应力为 65 MPa，超出许用范围。

2 带减振器的扭转振动计算

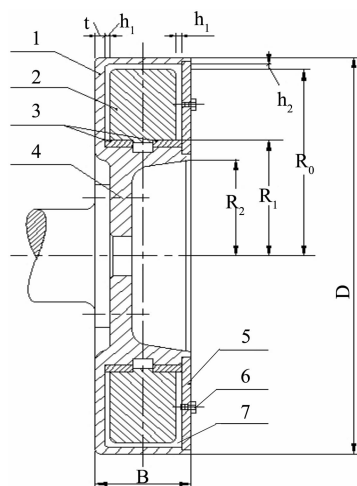
2.1 减振器参数确定

高速柴油机减振器一般有橡胶减振器和硅油减振器，硅油减振器主要用于 4 L 以上增压发动机。

硅油减振器由壳体、惯性环及盖板组成, 盖板焊接在壳体上。壳体材料一般为 20 钢, 硅油减振器壳体要求整体锻造, 盖板材料一般为 ST12, 惯性块材料一般为 HT250。壳体内腔布置轴承和定位块, 确保惯性块运转平稳, 盖板表面开有油封螺孔, 以便注入硅油, 然后用螺钉拧紧。根据整机安装空间要求确定硅油减振器的结构尺寸, 如图 3。

表 5 轴段应力

序号	截面模量/ m^3	应力尺标/MPa
1	9.65E-04	4.742 1
2	9.65E-04	6.395 1
3	9.65E-04	23.600 4
4	9.65E-04	39.085 7
5	9.65E-04	51.726 2
6	9.65E-04	60.597 4
7	9.65E-04	65.057 1
8	9.65E-04	64.777 4
9	1.00E+03	0



1-壳体; 2-惯性环; 3-轴承; 4-壳体腹板
5-盖板; 6-油封螺栓; 7-硅油

图 3 硅油减振器结构尺寸

本机型设计的硅油减振器具体尺寸为: 惯性环外径 $R_0 = 520 \text{ mm}$; 惯性环内径 $R_1 = 360 \text{ mm}$; 减振器的最大外径 $D = 540 \text{ mm}$; 减振器的内径 $R_2 = 320 \text{ mm}$; 厚度 $B = 70 \text{ mm}$; 惯性轮与壳体间的间隙 $h_1 = 0.5 \text{ mm}$; 壳体厚度 $t = 10 \text{ mm}$ 。

根据外形尺寸计算出的硅油减振器的主要惯量参数如下: 惯性圆环的转动惯量 $J_d = 1.313 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$; 壳体的转动惯量 $J_k = 0.87 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ 。

2.2 带减振器的当量系统

轴系带减振器惯量计算时做一个质量点处理, 一般将硅油减振器惯性环的转动惯量的一半加在壳体上来计算, 整个轴系的当量系统参数如表 6

所示。

表 6 带减振器的当量系统参数表

序号	惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	刚度/ ($(\text{MN} \cdot \text{m}) \cdot \text{rad}^{-1}$)	质量名称
1	1.986 5	7.634	皮带轮 + 减振器
2	0.168 5	9.1158	传动齿轮
3	1.860 8	20.533	左右#6 缸
4	1.860 8	20.533	左右#5 缸
5	1.860 8	20.533	左右#4 缸
6	1.860 8	20.533	左右#3 缸
7	1.860 8	20.533	左右#2 缸
8	1.860 8	21.368	左右#1 缸
9	25.045 1		飞轮

2.3 带减振器的强迫振动

采用能量法对带减振器的轴系进行扭振计算, 计算出 1 阶振动频率为 $7\,497.82 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 对应的各谐次的共振转速如表 7 所示。

表 7 1 阶主频共振响应计算结果

谐次 v	共振转速 $n/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$\Sigma \alpha$	第 1 质量振幅 $A_1/(\circ)$
0.5	14 995.6	1.005 9	
1.0	7 497.8	0.188 9	
1.5	4 998.5	1.978 5	
2.0	3 748.9	0.109	
2.5	2 999.1	0.269 5	
3.0	2 499.3	0	
3.5	2 142.2	0.269 5	
4.0	1 874.5	0.109	
4.5	1 666.2	1.978 5	0.175
5.0	1 499.6	0.188 9	
5.5	1 363.2	1.005 9	
6.0	1 249.6	4.185	0.18
6.5	1 153.5	1.005 9	
7.0	1 071.1	0.188 9	
7.5	999.7	1.978 5	0.04
8.0	937.2	0.109	
8.5	882.1	0.269 5	
9.0	833.1	0	
9.5	789.2	0.269 5	
10.0	749.8	0.109	

从表 7 中可以看出 1 阶 6 谐次对应的共振转速 $1\,249.6 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 在柴油机的最低、最高转速区间内, 必须进行轴段应力较核, 4.5 谐次对应的共振转速已超出发动机的转速范围, 不必考虑。

根据中国船级社《钢质海船入级规范》规定, 计算出轴段扭振应力最大允许值为 40 MPa , 表 8

中轴段 7 的最大应力为 12.337 3 MPa, 满足规范的要求。

表 8 带减振器轴段应力

序号	截面模量/ m^3	应力尺标/MPa
1	9.65E-04	3.987 6
2	9.65E-04	4.271 6
3	9.65E-04	6.870 3
4	9.65E-04	9.085 5
5	9.65E-04	10.792 9
6	9.65E-04	11.897 5
7	9.65E-04	12.337 3
8	9.65E-04	12.088 2
9	1.00E+03	0

2.4 减振器散热计算

根据上述计算, 可确定硅油减振器主要性能参数: 惯量比为 0.23; 最佳阻尼比为 0.43; 最佳阻尼为 1 002.87 $((\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}) \cdot \text{rad}^{-1})$; 放大系数为 9.56。确定好这些参数后就可以对减振器的散热能力进行计算。

硅油运动黏度是硅油减振器的重要参数, 在这里确定所需硅油有效工作黏度为 0.031 $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$, 根据修正及经验, 选用硅油运动黏度 500 000 cSt。最后进行硅油减振器的散热能力校核, 计算出减振器每循环消耗的功率为 1.57 kW, 根据减振器的外形尺寸算出散热面积为 0.348 4 m^2 。因此减振器表面每 m^2 消耗的功率为 4.51 $(\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$, 小于 30 $(\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$ 的许用值, 符合设计要求。

3 试验验证

为了验证匹配计算的准确性, 对该发动机进行带此硅油减振器曲轴扭振试验, 以获取各主要谐次的振幅及共振转速。测试时把扭振传感器安装在曲轴前端, 发动机处于全负荷状态, 发动机从怠速加速到标定转速自动采样。通过红外温度传感器进行硅油减振器表面温度监控。由于温度对硅油减振器的动态特性有非常重要的影响, 减振器壳体表面温度设计要求须控制在 100℃ 以下, 具体测试装置示意图见图 4。

图 5 是由 TV 传感器测试得到的曲轴自由端装

硅油减振器所呈现的主要谐次 6 次振动曲线。强谐次 6 谐次共振转速为 1 200 $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 与表 7 的计算结果(共振转速 1 249.6 $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$) 吻合良好, 且均远离该发电机组的标定转速 1 500 $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 没有发生曲轴扭转共振。

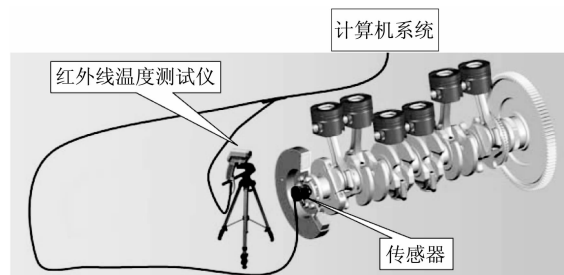


图 4 扭振测试装置

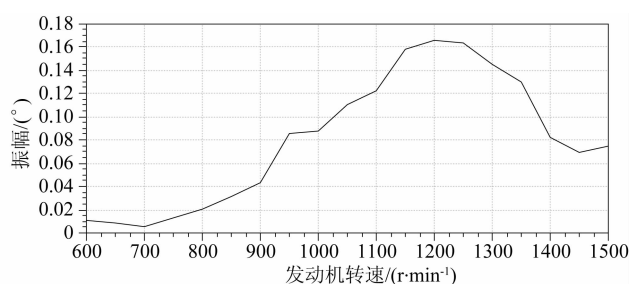


图 5 6 谐次强迫振动曲线

根据图 5, 单谐次 6 次的曲轴自由端最高共振振幅为 0.165°, 与表 7 的计算结果(强迫振幅 0.18°) 误差仅为 8.3%, 在设计值与测试值 10% 的范围内。

4 结 论

根据以上的匹配计算和试验测试结果, 该轴系扭振系统可以满足规范和设备安全运行的要求。因此, 通过计算分析及试验方法给曲轴匹配适当的硅油减振器, 以限制曲轴自由端的最大振幅、各轴段的最大扭振应力及满足减振器的散热能力要求, 使曲轴在非共振转速范围内运转, 避免曲轴产生扭转共振断裂的方法是可行的。

参考文献

- [1] 余成波, 何怀远, 石晓辉. 内燃机振动控制与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.