

减振与降噪

某柴油机的曲轴系扭振计算研究

蒋爱香, 李 为

(陕西柴油机重工有限公司, 陕西 兴平 713105)

摘 要: 采用专用扭振计算软件对某型号柴油机的曲轴系扭振进行了计算与分析。分析表明: 该柴油机自由端振幅和轴系扭振应力都在许用范围之内。研究结果为该柴油机的安全运行提供了依据, 也为柴油机轴系的后续设计提供了新思路。

关键词: 柴油机; 曲轴系; 扭振

中图分类号: U664.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)06-0035-04

Torsional Vibration Calculation for a Certain Diesel Engine

Jiang Aixiang, Li Wei

(Shanxi Diesel Engine Heavy Industry Co., Ltd., Shanxi Xingping 713105)

Abstract: By using the special software, calculation and research on torsional vibration for a certain diesel engine was carried out. The analysis showed that the value of both max amplitude on free end and the max stress for crankshaft were within the permissible value. This conclusion provides a reliable basis for the diesel engine's safe operation, as well as offers new ideas for the follow-up design of shafting.

Keywords: diesel engine; shafting; torsional vibration

0 引 言

随着柴油机功率的不断提高, 配套式样也越来越多, 严重的扭转振动现象亦逐步增加, 这也是制约柴油机动力装置发展的主要因素之一。严重的扭转振动将导致: 曲轴、中间轴断裂; 局部轴段发热等。为了避免扭转振动引起的严重事故, 柴油机制造厂商在柴油机制造的过程中都要进行严格的扭振计算及反复的扭振试验; 相关院校及科研单位也对柴油机扭振计算进行了深入的研究。随着测试手段和分析技术的提高, 扭振计算方法得到了极大的发展, 但扭振研究的关键仍是如何精确确定轴系扭振的动力学参数, 如转动惯量、阻尼、刚度等。

本文针对某型号柴油机, 利用专用扭振计算软件对其自由扭振和强迫扭振进行分析, 以确定该柴油机轴系符合许用要求, 为提高柴油机的安全性提供有利保障。

1 扭振计算输入

1.1 建立当量系统模型

某柴油机为四冲程直列柴油机, 其动力装置为交流发电机(对数为 3, 所处质量单元号为 11), 柴油机与发电机采用整体法兰连接。柴油机自由端加装一般弹性减震器, 绝对阻尼为 $600 (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$, 所处质量单元号为 1。柴油机额定转速($1\,200 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$)下平均有效压力 $MEP = 2.072 \text{ MPa}$; 平均指示压力 $MIP = 2.302 \text{ MPa}$ 。

扭振计算选用哈尔滨工程大学开发的专用扭振计算软件。在进行各质量号、轴段的转动惯量和刚度等原始参数的计算时, 由于曲轴的形状较为复杂, 传统的理论积分法可操作性较差, 且计算准确度不高; 而目前常采用的半经验公式法由于经验公式因机型而异, 难以达到统一; 本文采用有限元分析法求解单位曲柄的扭转刚度。首先建立如图 1 所

收稿日期: 2014-05-30; 修回日期: 2014-07-30

作者简介: 蒋爱香(1985-), 女, 助理工程师, 主要研究方向为柴油机设计与制造, E-mail: jiang.118@163.com。

示的单位曲柄三维模型，为提高计算效率，以半拐作为分析对象，其边界条件和载荷施加如图 2 所示，即半拐主轴颈端面完全约束，曲柄销端面完全自由，并在其中部施加扭矩。然后定义曲柄的材料属性；进行模型网络划分，划分后的模型如图 3 所示。最后计算得出相应扭矩下的扭转角度。

由刚度计算公式

$$K=\frac{M}{\varphi} \tag{1}$$

式中： M 为所施加的扭矩， $(\text{N}\cdot\text{m})$ ； φ 为扭转角度， rad 。可得出两倍的单位曲柄的扭转刚度。

值得一提的是在整个计算过程中，可以调节模型网络划分的精度、载荷施加方案以及边界条件，以达到计算匹配因素的最优化，从而使求得的单位曲柄刚度具有较高的精确度。

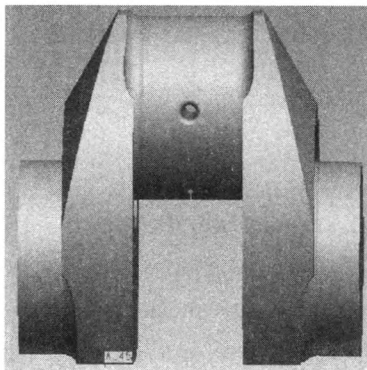


图 1 单位曲柄三维模型

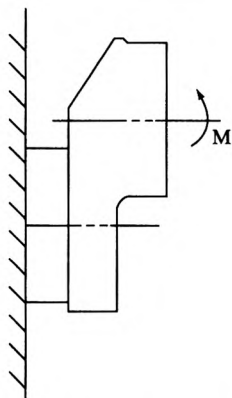


图 2 边界条件及载荷施加示意图



图 3 划分后的模型

通过进一步计算，最终可得该柴油机曲轴轴系各质量号、轴段的转动惯量和刚度如表 1 所示。

表 1 转动惯量和扭转刚度计算值

质量号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
转动惯量/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	5.6	0.17	0.178	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	73.3	6.7	16.8
扭转刚度/ $\times 10^{-6}(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	6	10^6	15.3	9.8	9.8	9.8	9.8	9.15	106	23	

因此某柴油机动力装置可简化为由若干个具体无限刚度的圆盘，中间联以无质量的轴所组成，简化后的当量系统模型如图 4 所示。

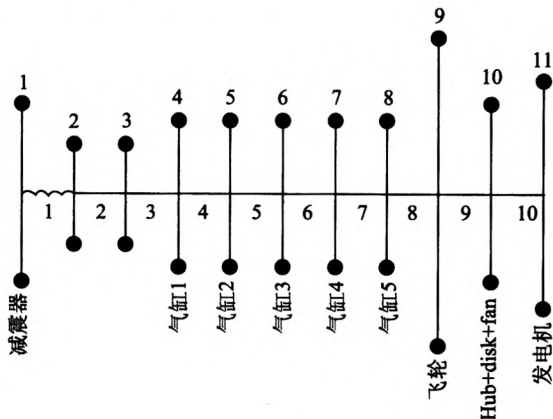


图 4 当量系统模型

1.2 激振力分析

激振力是柴油机轴系强迫扭振的主要因素，而柴油机产生的激振力主要包括：

(1) 气缸内气体压力产生的并作用于曲柄销上的交变切向力与径向力，这是轴系振动的主要激振源之一；

(2) 活塞、连杆、曲柄等运动部件运动时产生的惯性力。

为方便与惯性力合成，气缸气体压力形成的切向激振力通常写成公式(2)形式：

$$T_g=T_{g0}+\sum_{0.5}^{12}[p_{ck}\cos(k\alpha)+p_{sk}\sin(k\alpha)] \tag{2}$$

式中： p_{ck} 和 p_{sk} 分别代表 k 谐次下气体切向激振力的余弦分量和正弦分量， α 代表曲轴转角， T_{g0} 代表初始气体切向激振力。

根据不同柴油机转速对应的平均指示压力，和英国劳氏船级社推荐的切向力简谐系数通用曲线，可求得 0.5~12 切向力简谐系数，最终得到激振力与曲轴转角的关系曲线，如图 5 所示。

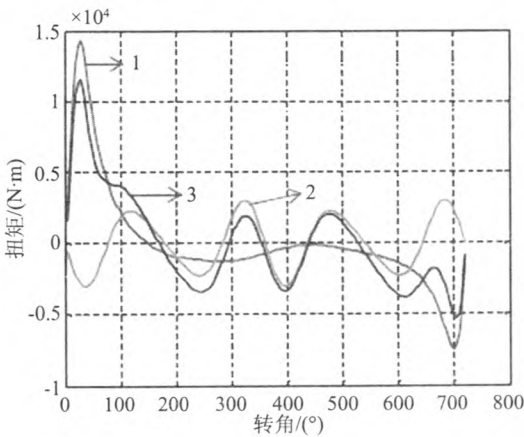


图 5 激振力与曲轴转角关系曲线

图中曲线 1 (Ideal firing-Gas) 是通过前 10 谐次激励力叠加得到；曲线 2 (Excitation due to rec-mass) 是计算得到的往复惯性质量产生的激励力；曲线 3 (Ideal firing - Gas&Mass) 是将前两个曲线叠加得到的合成激励力。

2 自由振动分析

本文取自由振动结果中的前 6 结振动进行分析，其各质量号对应的频率与振型如图 6 所示。

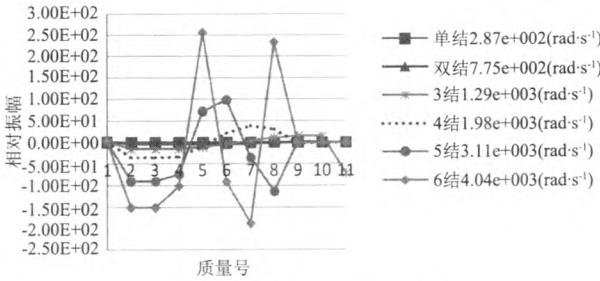


图 6 自由振动前 6 结振型

从图中可以看出，单节点扭振的结点在第四缸和第五缸之间的轴上，双节点扭振的两个结点一个在减震器内，另一个在第五缸和飞轮之间的轴段，且各结点振型主要在发动机曲轴上。此外，根据各振型固有频率和共振转速的关系 (共振转速 = 固有频率 × 60 / 2π)，从图中显示的各结点振型的固有频率可得单结点共振转速为 2 740 (r·min⁻¹)，双结点和其它更高振型的共振转速都远高于柴油机额定转速 (1 200 (r·min⁻¹))。

对于自由振动，各振型所对应的临界转速可由公式(3)得到

$$N = \nu \omega \frac{60}{2\pi}$$
 (3)

式中：ν 为谐次，ω 为激振力基频率。

根据已得到的自由振动计算数据可知：对于单结振型与双结振型，2.5~12.5 各谐次对应的临界转速如表 2 所示。

表 2 2.5~12.5 各谐次对应的临界转速

单位: (r·min ⁻¹)											
谐次	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5
单结振型	1094.4	781.7	608	497.4	420.9	364.8	321.9	288	260.6	237.9	218.9
双结振型	—	—	—	1 346.3	1 139.17	987.3	871.1	779.4	705.2	643.9	592.4

由于主机额定转速为 1 200 (r·min⁻¹)，由各谐次所对应的临界转速可知，5.5 谐次以下的激振对双结振型作用不大，3 结以上的共振主要由 9 谐次以下的激振引起，且危险共振都处于柴油机转速范围之外。

此外，根据自由振动计算结果，可得在不同振型下各谐次激振对应的临界转速如图 7 所示。

从图中可以看出，各振型所构成的最低激振谐次随着振型阶次的提高而增大，同时各谐次下所对应的临界转速随振型阶次的提高而增大，但所有临界转速点都位于额定转速之外。

3 强迫振动分析

3.1 自由端强迫振动分析

在一般情况下，内燃机轴系扭转振幅最大值出

现在自由端，这里首先对自由端进行分析。图 8 显示了正常工况下强迫振动时自由端扭矩振幅随曲轴转速变化的情况，图中 D 表示扭矩振幅合成值，C 表示单谐次扭矩振幅值。

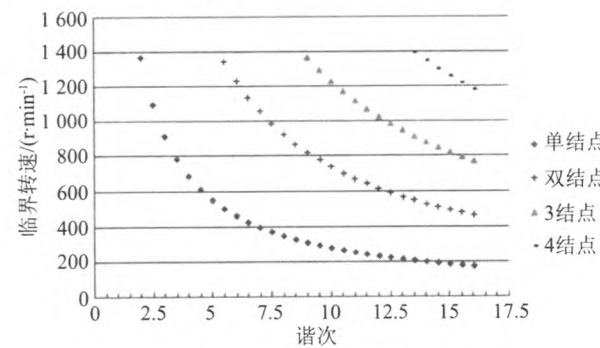


图 7 不同振型下各谐次激振对应的临界转速

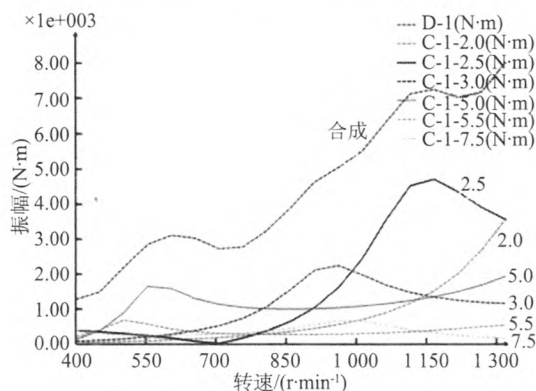


图 8 自由端扭矩振幅与曲轴转速关系图

从图中可以看出，随着转速的增大，该轴段的扭矩振幅趋于稳定，但出现两次波峰，且主要由 2.0、2.5、3.0、5.0、5.5 等主谐次的激振引起。当转速为 $1\,150\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时，该轴段扭矩合成值达到最大值 $7.236\,8\text{ kNm}$ ，且主要由 2.5 谐次激振引起；当转速为额定转速 ($1\,200\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$) 时，该轴段扭矩合成值达到最大值 $7.015\,0\text{ kNm}$ 。但两者均小于许用值 10.5 kNm ，所以该轴段所选用的减震器 (D56/49/1) 是安全的。

3.2 曲轴轴段应力分析

图 9 显示了曲轴各轴段扭振应力合成与转速的关系，曲线 IV ~ X 分别代表了曲轴段 4 ~ 10 的扭振应力合成随转速变化的情况。从图中可以看出，在额定转速范围内，各轴段扭振应力随转速的增大而增大，且都在转速为 $1\,050\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时达到最大值。其主要原因是 2.5 谐次激振引起轴段 7 单结共振、轴段 8 双结共振、轴段 6 和轴段 10 的三结共振。在额定转速时，由于其输出功率较大，应力也较大，但都在许用应力范围之内，所以在转速范围之内，曲轴段是安全的。

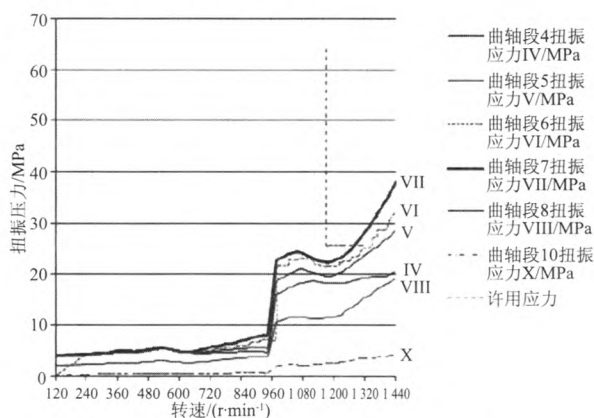


图 9 曲轴轴段扭振应力合成与转速关系图

3.3 发电机转子处的扭振分析

按照《06 海规》的要求，在进行柴油机发电

机组扭振特性分析时，除计算曲轴和发电机转子轴的扭振应力外，还应计算发电机转子处的振动惯性扭矩和合成振幅。图 10 显示了飞轮转动惯量不同时发电机转子处的振动惯性扭矩合成值。

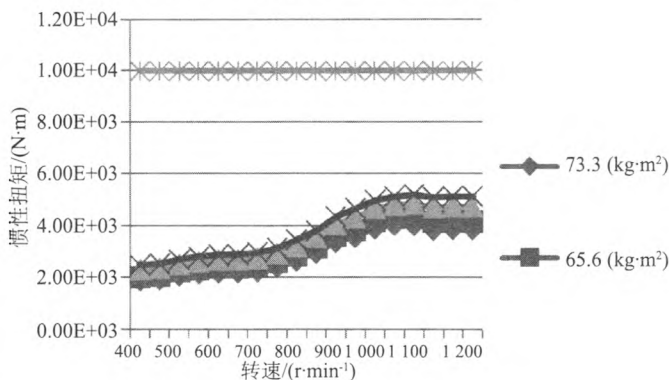


图 10 发电机转子处惯性扭矩

从图中可以看出，在相同转速下，发电机转子处惯性扭矩随飞轮转动惯量的增加而增大，扭矩合成值均小于额定转速下 250% 的静扭矩，所以飞轮转动惯量在 $45.4 \sim 73.3\text{ (kg}\cdot\text{m}^2)$ 变化时符合安全要求。

发电机转子处电角如图 11 所示，显然在额定转速范围内，随着转速的增大发电机转子处电角趋于稳定，合成曲线波峰 (0.173°) 出现在转速为 $1\,050\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时，最大合成电角数值在持续运行许用电角范围之内，主要由 2.5 谐次激振引起。此外，额定转速下发电机转子处电角不大于 3.5° ，符合《06 海规》第 3 篇 12.2.4.1 的规定。

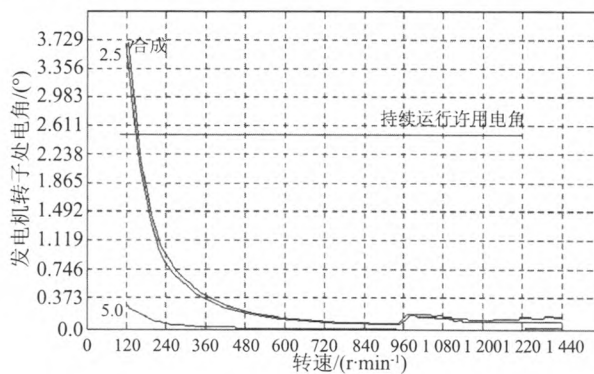


图 11 发电机转子处电角

4 结 论

(1) 该柴油机曲轴系在额定工况下不会发生自由共振，同时由于其各阶自由振动的共振转速都远高于额定转速，所以该柴油机在额定转速范围内运行时是安全的。

(下转第 55 页)

②气门杆与导管配合间隙过大; ③气门导管上的油封老化; ④活塞环装反, 对口, 卡滞或断裂; ⑤油环及环槽内的回油孔因积炭过多导致堵塞; ⑥气缸垫损坏; ⑦活塞与缸套磨损严重等。

另外, 增压器发生的某些故障也会引起排气管冒黑烟或蓝烟, 喷柴油或机油的现象, 同时也可能伴有功率下降的问题。可能的原因有: ①进气管路漏气或压气机叶轮破损引起的进气不足; ②排气歧管及涡轮侧漏气引起的排气压力波不足; ③增压器回油管阻塞、曲轴箱内压力过大及浮动轴承损坏引起的两端密封圈漏油。一般压气机侧密封圈漏油会引起冒蓝烟或喷机油, 如果涡轮机侧密封圈漏油, 则只会喷机油。

4 故障排除过程

因为该柴油机大修不久, 发生故障的原因可能是零部件质量不过关或是装配、调整、检测失误。本着由简到繁、由外到内的原则和顺序, 首先用断缸法查看排烟情况, 无明显变化。然后检查增压器, 也没发现问题。最后拆掉排气歧管, 发现气缸盖 4、5 缸排气口及对应的排气歧管口内潮湿, 有油污。拆下 4、5 缸的喷油器, 在试验台上测试喷油压力, 分别为 20.5 MPa 和 21 MPa, 低于标准值 24.5 ~ 25.3 MPa。更换喷油器总成, 清洗漏油部位

和增压器后装复试机, 排烟情况有好转, 但并不彻底, 而且喷油依旧。为了验证喷油器总成的产品质量, 把 4、5 缸的喷油器与工作良好的 1、2 缸喷油器对换, 带负载工作后拆卸排气歧管, 发现还是 4、5 缸排气口漏油, 而 1、2 缸工作正常, 这说明喷油器质量没问题, 问题出在 4、5 缸内部。拆下气缸盖, 发现两缸活塞顶部及气缸壁燃烧痕迹均匀, 但 4 缸的排气门和 5 缸的进排气门周围潮湿, 并有机油燃烧后形成的积炭。拆掉气门, 测量气门杆与导管的配合间隙, 分别在 0.12 ~ 0.14 mm 之间, 大于标准值 0.039 ~ 0.079 mm, 低于极限值 0.149 mm。更换气缸盖, 同时更换气门及其油封, 装复试机, 故障现象消失, 故障排除。

5 小 结

此次故障的直接原因是气门杆与导管配合间隙过大所致; 虽然喷油器喷油压力较小, 但仅会引起冒黑烟, 而不会引起喷油。刚开始机组工作正常是因为新更换的气门油封密封性能良好, 随着工作时间的增加, 气门油封的密封度减弱, 机油就流入了气缸及排气管内。但根本原因是维修人员没有严格按照大修计划实施, 没有对每个缸的气门杆与导管的配合间隙进行检查。

(上接第 38 页)

(2) 柴油机自由端安装减震器 D56/49/1 时, 自由端扭矩振幅远低于许用值, 这表明该轴段选用减震器 D56/49/1 是合理的。此外, 柴油机与发电机通过弹性联轴节连接, 强迫振动分析显示曲轴轴段扭振合成应力、发电机转子处惯性扭矩及发电机转子处电角的峰值都在允许范围之内, 说明柴油机与发电机之间弹性连接可靠, 该柴油机弹性联轴节匹配较为理想。

(3) 分析过程中设定了不同的飞轮转动惯量值, 得出在相同转速下发电机转子处惯性扭矩随飞轮转动惯量的增加而增大。所以在今后的柴油机曲

轴系设计中, 当发电机转子处惯性扭矩不符合安全规范时, 可以考虑适当改变飞轮的设计, 这也为柴油机轴系的后续设计提供了新思路。

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] Muneharu Saigo, Nobuo Tanaka. Torsional vibration suppression by wave absorption controller[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295: 317-330.
- [3] 王祺. 内燃机轴系扭转振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [4] 中国船级社. 船上振动控制指南[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000.

(上接第 51 页)

2 结 语

以上是对机外冷却水系统出现的若干问题的分析和相应处置。当然在运行中还会有其他方面的问题出现, 只要针对故障现象进行认真的分析, 就能确定要因并制定相应的措施, 从而确保机组运行的可靠性。

参考文献

- [1] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册轮机分册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [2] 陈铁铭. 船舶管系[M]. 北京: 人民交通出版社, 2007.
- [3] 付锦云. 船舶管路系统[M]. 黑龙江: 哈尔滨工程大学出版社, 2006.