

船舶柴油机轴系 扭转振动测量与分析

船舶检验局上海办事处

上海船舶运输科学研究所

编

人 民 交 通 出 版 社

船舶柴油机轴系 扭转振动测量与分析

船舶检验局上海办事处
上海船舶运输科学研究所 编

人 民 交 通 出 版 社

1 9 7 8 · 北 京

内 容 提 要

编者近几年来对一些船舶柴油机动力装置因扭转振动所造成的事故进行分析和研究,本书是根据实际经验编写而成的。在编写过程中也参考了国外的有关资料。书中较系统地叙述了扭转振动测量的基本原理、测试仪器的结构、仪器的调试、测点的选择、波形的分析和处理等。

本书主要供造船厂、柴油机厂的技术人员,柴油机和船舶柴油机动力的试验研究人員,以及大专院校师生参考。

船舶柴油机轴系

扭转振动测量与分析

船舶检验局上海办事处
上海船舶运输科学研究所 编

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本:787×1092 $\frac{1}{32}$ 印张:13.375 字数:290千

1979年6月第1版

1979年6月第1版第1次印刷

印数:0001—8,100册 定价(科三):1.10元

序 言

在毛主席无产阶级革命路线指引下，造船工业战线的广大职工遵照毛主席“独立自主，自力更生”，“为了反对帝国主义的侵略，我们一定要建立强大的海军”的教导，狠抓革命，猛促生产，我国造船工业的发展迅速，船舶柴油机的产量日益增加，这为发展航运、促进工农业生产创造了有利的条件。

为了保证柴油机的安全运转，确保船舶的安全航行，在柴油机及其轴系的设计制造中必须重视扭转振动问题，因为不少事故是由于扭转振动所引起的。扭转振动涉及因素很多，很难用计算方法一一加以确定，用仪器进行实测是一个有效的方法。在我国《钢质海船建造规范》中规定了扭转振动激起的附加应力的许用极限值，并规定在理论计算与实测的关系中以实测为准的原则。在进行扭振实测时，要求测量人员熟悉仪器的结构性能、操作技术和不同类型动力装置的扭振特性，把仪器安装在最佳的位置，从而正确而迅速地完成任务。

近几年来，我们对船舶柴油机动力装置因扭转振动所造成的事故进行了一些分析和研究工作，现将工作体会并参考有关资料，编写成书，以供从事柴油机及其动力装置制造设计人员参考。在编写过程中，得到许多航运部门、造船厂、造机厂、研究单位和院校的大力支持，特别是上海交通大学230教研组同志提出许多宝贵意见，在此谨致谢意。由于水平所限，书中不妥之处在所难免，请读者批评指正。

目 录

序 言

第一章	扭转振动测量的目的和意义	1
§1-1	柴油机动力装置的扭转振动.....	1
§1-2	扭转振动的一些现象.....	11
§1-3	轴系的疲劳破坏.....	13
§1-4	扭转振动测量的目的和意义.....	19
第二章	扭转振动测量原理	22
§2-1	振动与波.....	22
§2-2	固有振动频率的计算.....	32
§2-3	干扰力的简谐分析.....	66
§2-4	扭转振动测量原理.....	85
第三章	扭转振动测量仪器	88
§3-1	仪器的型式和种类.....	88
§3-2	扭振仪的基本原理.....	90
§3-3	扭振仪的放大系数.....	92
§3-4	盖格尔扭振仪的结构.....	101
§3-5	仪器的安装.....	108
§3-6	仪器的维护.....	116
§3-7	仪器的调整.....	117
§3-8	辅助信号的连接.....	127
§3-9	仪器的操作.....	137
§3-10	仪器的同步测量.....	142
§3-11	仪器的使用范围.....	145

§3-12	其它扭振仪	155
§3-13	扭振仪的校验	166
第四章	扭转振动测点的选择	188
§4-1	单柴油机机组	188
§4-2	单机-减振器装置	196
§4-3	柴油发电机组	200
§4-4	柴油机水力测功器组	214
§4-5	柴油机主推进装置轴系	215
§4-6	分支系统	229
§4-7	汽轮机动力装置轴系	233
§4-8	电力推进装置轴系	238
§4-9	一些特殊情况下测点的选择	239
§4-10	脉动振幅的测定	241
§4-11	其它	243
第五章	扭转振动测试的基本程序	247
§5-1	测量的精度	247
§5-2	连续上升与连续下降	247
§5-3	分档测量	251
§5-4	同步测量	253
§5-5	脉动波测量	255
§5-6	波形相位的测量	255
第六章	扭转振动测量结果的分析	257
§6-1	典型图的分析	257
§6-2	测量转速的决定	265
§6-3	简谐次数的决定	270
§6-4	决定振幅的一般要求	273
§6-5	临界转速的决定	278
§6-6	有干涉波时振幅的决定	280

§6-7	脉动振幅的决定	290
第七章	波形分析	298
§7-1	振动的波	299
§7-2	正弦波	304
§7-3	相位不同的二个正弦波的叠加	311
§7-4	振动频率不同的波形的叠加	315
§7-5	拍振	318
§7-6	两频率比大的波形的叠加	328
§7-7	频率比相差不大的波形的叠加	331
§7-8	由三种波叠加成的波形	339
§7-9	合成法	342
§7-10	包络线法	352
§7-11	叠加法	355
§7-12	简谐分析法	367
§7-13	一些典型的波形及处理	379
第八章	扭转振动附加应力的决定	384
§8-1	基本数据	385
§8-2	节点位置的决定	386
§8-3	几台仪器的同步分析	395
§8-4	转速-扭振附加应力曲线	413
§8-5	扭振许用应力	415
§8-6	最后结果的处理	422
参考书		

第一章 扭转振动测量的 目的和意义

§1-1 柴油机动力装置的扭转振动

船舶柴油机动力装置主要有：柴油机带动螺旋桨的主推进装置、柴油机发电机组、柴油机空压机组。这些是比较简单的装置，还有柴油机同时带动螺旋桨、发电机和空压机等较复杂的装置，如图 1-1 所示。这种装置，在柴油机前端装有减振器，通过传动齿轮带动辅助泵（也有通过曲柄连杆机构带动空压机），通过前端输出轴上装的皮带轮带动发电机；在柴油机飞轮后端通过弹性联轴器及减速齿轮带动螺旋桨（也有发电机、泥泵、测功器等）。更复杂的装置如多机单桨等。

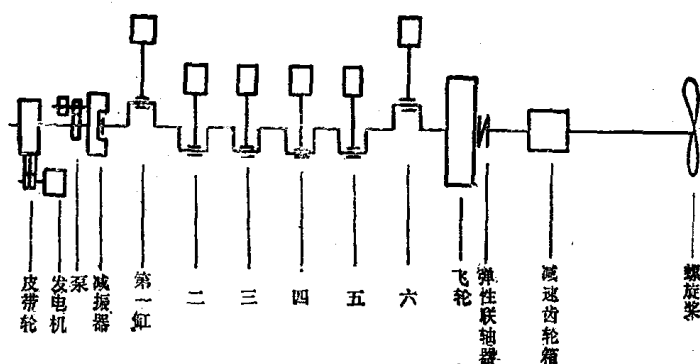


图1-1 柴油机动力装置轴系

柴油机动力装置的运行工况是比较复杂的，它的轴系受到各种力的作用，在运转过程中会产生各种各样的振动。因此要求柴油机设计和测试人员全面了解柴油机的特性，正确进行测量，对各种情况进行全面的研究和分析，从而使设计制造出来的柴油机动力装置具有良好的扭振特性，以保证船舶的安全营运。

柴油机动力装置轴系在其整个运转过程中可能产生的振动有：轴系的横向振动、轴系的纵向振动、轴系的扭转振动、螺旋桨轴的陀螺振动等等。

有质量的弹性体具有一定的某种振动形式的固有振动频率，当它受到具有一定频率的某种干扰力作用，且二者频率相等时就产生某种型式的共振振动，而在二个频率略有差异时就产生非共振振动。有一些振动，人能够直观的看到或感觉到，而有一些振动一般是看不出来的，必须凭借仪器来测出，扭转振动就属于后者。

柴油机动力装置轴系包括所有随曲轴旋转而运动的部件（活塞、连杆、螺旋桨、发电机、空压机、减速齿轮等），可以视为一个弹性系统。这个弹性系统是由许多个集中质量（无弹性），用许多弹性杆件（无质量）连接起来，组成一个扭转振动系统，这个系统就有好多个扭转振动固有振动频率。当外界作用在系统上的干扰力频率与系统某一固有振动频率相等时，就发生扭转共振振动。

确定发生扭转振动的强弱（振幅、速度、加速度和应力）、共振转速（临界转速）、频率和振动形式等基本数据所涉及的因数较多，所以在计算过程中不得不取用一些经验数据和公式，迄今为止还不可能达到理论与实际完全相符合的程度。特别是要正确的计算扭振振幅和应力是比较困难的，这就有待于测量技术、分析技术与计算技术的发展，以

及不断地进行研究总结，以使理论更好地符合实际。

一、固有振动

图 1-2 表示质量为 m 的物体通过长度为 l 的金属圆棒固定在 A 点上。若在物体 m 上作用一力偶，使其转动一角度 θ ，然后去掉这个力偶，尚使空气阻力和圆棒内部分子之间的摩擦阻力等不存在，则 m 就以一定的时间间隔来回摆动，这种现象就叫扭转振动或固有振动。这是无阻尼固有振动，由于目前广泛应用无阻尼固有振动频率计算和扭振实测相结合的方法推算轴系扭振附加应力，所以本书只叙述无阻尼固有振动。现设任一时间 t (秒) 的扭转角或振幅为 θ (弧度)，最大扭转角或最大振幅为 θ_0 (弧度)。质量 m 从 O_2 到 O_3 完成一个振动所需要的时间称为固有振动的周期 T (秒)，周期 T 的倒数称为固有振动频率 N' (次/秒)。

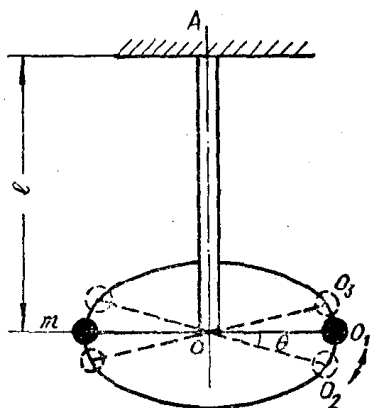


图 1-2

现设： G ——金属圆棒的抗剪弹性模数，公斤/厘米²；

l ——金属圆棒的长度，厘米；

$e = \frac{1}{K}$ ——长度为 l 的金属圆棒的柔度，即 1 公斤·

厘米的扭矩所产生的扭转角，弧度/公斤·厘米；柔度的倒数称为刚度，用 K 表示，公斤·厘米/弧度；

I —— m 绕轴中心线 $A-O$ 旋转所具有的转动惯

量, 公斤·厘米·秒²。

在任一时间, 由于金属圆棒的弹性而使 m 产生的回复弹性力矩为:

$$u = \frac{\theta}{e}$$

由于角加速度而使 m 产生的惯性力矩为:

$$S = \ddot{\theta} I$$

∴

$$S + u = 0$$

即

$$\ddot{\theta} I + \frac{\theta}{e} = 0$$

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \frac{1}{e} \theta = 0$$

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + \frac{1}{Ie} \theta = 0 \quad (1.1.1)$$

令

$$\omega^2 = \frac{1}{Ie} \quad (1.1.2)$$

代入式(1.1.1)则

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + \omega^2 \theta = 0 \quad (1.1.3)$$

式(1.1.3)是一个二阶线性微分方程式。解这方程式时, 取 $\theta = e^{\lambda t}$ (这里的 e 为自然对数底 2.71828, λ 为系数 = $\pm \sqrt{-1} \omega$, t 为时间, 秒)。求其导数为:

$$\frac{d\theta}{dt} = \lambda e^{\lambda t}$$

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \lambda^2 e^{\lambda t}$$

把上式代入式(1.1.3)得:

$$\lambda^2 e^{\lambda t} + \omega^2 e^{\lambda t} = 0$$

$$e^{\lambda t} (\lambda^2 + \omega^2) = 0 \quad (1.1.4)$$

为使式(1.1.4)成立, 只有使

$$\lambda^2 + \omega^2 = 0 \quad (1.1.5)$$

则称式(1.1.5)为求微分方程式根的特征方程式, 它是一个二次方程式, 所以具有二个根。即

$$\lambda_1 = \sqrt{-1} \omega = i \omega$$

$$\lambda_2 = -\sqrt{-1} \omega = -i \omega$$

$$\therefore \theta_1 = e^{\lambda_1 t} = e^{i \omega t}$$

$$\theta_2 = e^{\lambda_2 t} = e^{-i \omega t}$$

由于上式的 θ_1 及 θ_2 均满足式(1.1.3), 则取任意常数 C_1 及 C_2 得式(1.1.3)的通解为

$$\theta = C_1 e^{i \omega t} + C_2 e^{-i \omega t} \quad (1.1.6)$$

应用欧拉公式得

$$e^{i \omega t} = \cos \omega t + i \sin \omega t$$

$$e^{-i \omega t} = \cos \omega t - i \sin \omega t$$

代入式(1.1.6)得

$$\begin{aligned} \theta &= C_1 (\cos \omega t + i \sin \omega t) + C_2 (\cos \omega t - i \sin \omega t) \\ &= (C_1 + C_2) \cos \omega t + i(C_1 - C_2) \sin \omega t \\ &= A \cos \omega t + B \sin \omega t \end{aligned} \quad (1.1.7)$$

这里 $A = (C_1 + C_2)$, $B = i(C_1 - C_2)$ 。

由于上式是正弦波和余弦波的合成, 所以它可以写成

$$\theta = \sqrt{A^2 + B^2} \sin(\omega t + \beta) \quad (1.1.8)$$

而 $\beta = \arctan \frac{A}{B}$

由于 A 、 B 是由振动的初始条件决定的值, 所以振幅 $\sqrt{A^2 + B^2}$ 及 β 均由初始条件决定。

假设, $t=0$ 时的位移为 θ_0 , 从这点振动开始, 即

$$\begin{cases} (\theta)_{t=0} = \theta_0 \\ \left(\frac{d\theta}{dt}\right)_{t=0} = 0 \end{cases}$$

由第一个条件, 则式(1.1.7)为:

$$(\theta)_{t=0} = A \cos 0 + B \sin 0 = A = \theta_0$$

由第二个条件, 则式(1.1.7)为:

$$\left(\frac{d\theta}{dt}\right)_{t=0} = (-\omega A \sin \omega t + \omega B \cos \omega t)_{t=0} = \omega B = 0$$

$$\therefore B = 0, (\omega \neq 0)$$

代入这些条件后式(1.1.7)的特解用下式表示

$$\theta = \theta_0 \cos \omega t = \theta_0 \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) \quad (1.1.9)$$

式(1.1.7)、(1.1.8)和式(1.1.9)都是式(1.1.3)的解, 它所描绘的运动形式是作简谐运动的波形。这时的振动圆频率 ω (以每秒弧度来度量) 由式(1.1.2)为

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{Ie}} \quad \text{弧度/秒} \quad (1.1.10)$$

$$\text{周期} \quad T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi\sqrt{Ie} \quad \text{秒} \quad (1.1.11)$$

$$\text{秒频率} \quad N' = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{Ie}} \quad \text{次/秒} \quad (1.1.12)$$

$$\text{分钟频率} \quad N = \frac{1}{T} 60 = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{Ie}} \quad \text{次/分} \quad (1.1.13)$$

由式(1.1.11)和式(1.1.13)可见, 对于有相同的转动惯量和柔度的弹性系统, 即使初相角不同, 但它们的振动周期

和振动频率却完全相同，如图 1-3 所示。 θ_{01} 和 θ_{02} 分别为初相角或初振幅。

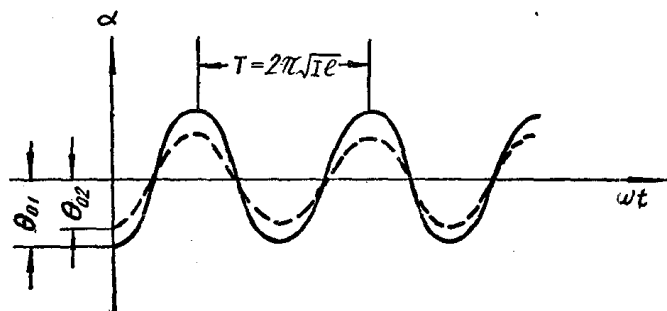


图 1-3

在图 1-2 所示的情况下，由于 A 点是固定的，所以振幅 $\theta_A = 0$ ，振幅为 0 的点称为振动的节点。一般根据系统出现振幅为 0 的个数，称为振动的节数。

以上讨论是没有考虑阻尼的固有振动情况。实际上，总是存在着一定的阻尼，因此，当外力偶取掉后，由于阻尼作用，随着时间的增加，振幅逐渐减小，最后停止。在柴油机轴系的固有振动计算中，考虑阻尼作用是很复杂的，在阻尼较小时，阻尼对振动周期可以认为没有什么影响，可以忽略阻尼的影响，这样进行计算的结果与实际测量基本一致，可以满足工程技术上的要求。

二、强迫振动

柴油机在工作时，气缸内的燃气压力和运动件产生的惯性力随曲轴转角而变化，是一个复杂的周期函数。但从数学分析可知，无论如何复杂的周期函数，都可用福里哀三角级数来表示（详见§2-3）。这样，复杂的燃气压力和惯性力均

可以用不同周期的正弦曲线来表示,就是说,柴油机工作时,轴系上作用着无数个频率不同、振幅不同的干扰力矩,当某一个干扰力频率与系统的固有频率相同时,就发生共振现象。这时,如果没有阻尼,则振幅就会无限增加,但实际上,由于存在着与轴系运动部件相连系的摩擦阻力、轴系材料的弹性滞后所产生的分子摩擦阻力等阻尼作用,所以振幅不会无限增加。共振振幅的大小取决于干扰力的大小和阻尼的大小。轴系长期在振幅较大或应力较大的转速下运转,将使轴系产生疲劳破坏等严重事故。因此,应予以特别注意。

在轴系一转中出现的振动次数,就叫做简谐次数。在同一个简谐次数下出现最大振幅的转速,就叫做临界转速或共振转速。临界转速乘以简谐次数就是振动频率。

简谐次数对二冲程机器是 1、2、3、……,是整数,对四冲程机器是 $\frac{1}{2}$ 、1、 $1\frac{1}{2}$ 、2、 $2\frac{1}{2}$ 、…,是 $\frac{1}{2}$ 的倍数。这是因为二冲程机器曲轴每一转完成一个工作循环,而四冲程机器曲轴每二转完成一个工作循环。

在扭转振动中,如系统为多质量系统,就形成单节、双节、三节等各种形式的固有振动。假设质量数为 K ,则最高可以形成 $(K-1)$ 节的固有振动,但就目前的船用中、低速柴油机动力装置来说,在所有的运行转速范围内一般只出现单节、双节、三节三种固有振动形式,而对于一些柴油机动力装置的自由端还带动其它一些辅助机械,又装有高弹性联轴器的轴系来说,还可能出现四节扭转振动形式。所以,一般只需对单节、双节、三节固有振动予以充分的注意。简谐次数一般只出现在 18 次以内,出现 18 次以上的简谐次数的扭振是很少的。所以,在计算与测量时,一定要明确是哪一个节数之下的哪一个简谐次数的临界转速。例如单节 3 次临界

转速、双节6次临界转速及三节12次临界转速等。

柴油机动力装置运行工况范围内，存在着许多个临界转速，而曲轴一转中所发生的振动次数等于干扰力（爆发）的数目或其整数倍的临界转速称为主临界转速，设气缸数为 Z ，固有振动频率为 N ，对二冲程机器来说，当转速为 $\frac{N}{Z}$ 的整数倍，对四冲程机器来说，当转速为 $\frac{2N}{Z}$ 的整数倍时的转速就称为主临界转速。例如，对四冲程6缸机，3次、6次、9次、12次、……的临界转速是主临界转速。又如，

要实测的节数和简谐次数（四冲程） 表1-1

气缸数	发火次序	简 谐 次 数	
		单 节	双 节
5	1-4-3-2-5	5、10	10、15
6	1-4-5-6-3-2	3、6、9、12	$5\frac{1}{2}$ 、 $6\frac{1}{2}$ 、 $8\frac{1}{2}$ 、 $9\frac{1}{2}$ 、12、15
	1-2-4-6-5-3	3、6、9、12	$5\frac{1}{2}$ 、 $6\frac{1}{2}$ 、 $8\frac{1}{2}$ 、 $9\frac{1}{2}$ 、12、15
	1-5-4-6-2-3	3、6、9、12	$4\frac{1}{2}$ 、 $6\frac{1}{2}$ 、 $9\frac{1}{2}$ 、 $10\frac{1}{2}$ 、12、15
	1-5-3-6-2-4	3、6、9、12	$4\frac{1}{2}$ 、 $6\frac{1}{2}$ 、 $9\frac{1}{2}$ 、 $10\frac{1}{2}$ 、12、15
7	1-3-5-7-6-4-2	$3\frac{1}{2}$ 、7、 $10\frac{1}{2}$ 、14	
	1-5-2-4-6-3-7	$3\frac{1}{2}$ 、7	
8	1-5-7-3-8-4-2-6	4、8、12	6、8、10、12
	1-4-7-6-8-5-2-3	4、8、12	$4\frac{1}{2}$ 、 $7\frac{1}{2}$ 、 $8\frac{1}{2}$ 、 $11\frac{1}{2}$ 、12、 $12\frac{1}{2}$
9	1-8-5-2-9-4-3-7-6	$4\frac{1}{2}$ 、9、 $13\frac{1}{2}$	7、9、11、 $13\frac{1}{2}$

对二冲程 4 缸机，4 次、8 次、12 次、……的临界转速是主临界转速。

在所有临界转速中，主临界转速一般是最危险的转速，而在扭振测量中它是最易被测出的。在某些情况下，副临界转速也会引起轴系中的应力达到危险状态，致使轴系发生疲劳破坏。在扭振计算中相对振幅矢量和最大的副临界转速（称为主要的副临界转速）是经常出现在运行转速范围内的，扭振应力也较大，这些在测量中都要予以注意。

通常称主临界转速所对应的简谐次数为主简谐，而把主

要实测的节数和简谐次数（二冲程） 表1-2

气缸数	发火次序	简 谐 次 数	
		单 节	双 节
5	1-4-3-2-5	5	12
	6-2-4-3-5-1	6	15
	1-5-3-4-2-6	4,6	15,12,10,9
	1-6-2-4-3-5	6	6
7	7-2-5-4-3-6-1	7,14	7,10,14
	1-7-2-5-4-3-6	4,7,14	10,11
	1-6-3-4-5-2-7	4,7,14	11,14
	7-1-4-6-2-5-3	7,14	7,14
8	1-8-3-4-7-2-5-6	8	8,16
	1-8-3-6-5-4-7-2-9	9	13
	1-6-7-3-4-9-2-5-8	4,9	8,12
	1-8-5-2-9-4-3-7-6	3,9	12
	1-6-7-3-5-8-2-4-9	6,9	7,12