

船舶轴系纵向振动

Chuanbo Zhouxi Zongxiang Zhendong

许运秀 何轩轩 编著
钟学添

人民交通出版社

1985

本书§1~§10、§12~§14由许运秀编写，§11和附录1由何轩轩编写，§15、§16由钟学添编写。全书由许运秀主编。

由于水平所限，书中缺点错误在所难免，恳望读者批评指正，作者将不胜感激。

船舶轴系纵向振动

许运秀 钟学添 何轩轩 编著

人民交通出版社出版
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 1/32 印张: 9 字数: 196 千

1985年12月 第1版

1985年12月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—1,400册 定价: 2.25 元

内 容 提 要

本书是国内第一本系统而全面地论述船舶轴系纵向振动的著作。

本书系统地论述了船舶柴油机轴系和涡轮机轴系纵向振动的基本原理、纵向振动计算模型的建立方法及其纵振参数计算、固有频率计算、激励功计算、阻尼功计算、纵振响应计算、纵振测定标准等。同时也简要地叙述了柴油机轴系纵向振动的测量与分析，轴系耦合振动、轴系纵向振动的一般特性以及轴系纵向振动的预防措施等。另外，对轴系纵向振动而产生的柴油机机架纵向振动、双层底垂向振动、船体梁垂向振动、上层建筑垂向和纵向振动等也作了简要分析。书中反映了作者的见解并提出了自己的计算公式。

本书可供柴油机和船舶动力装置设计、制造、使用和检验部门的工程技术人员参考使用，亦可供高等院校内燃机专业和船舶动力装置专业的师生作教学参考书。

前 言

近几年来,根据国家下达的科研任务,我们在船舶柴油机轴系纵向振动方面做了一些理论研究和实船计算测量等工作,并编写了专业标准指导性文件《船舶柴油机轴系纵振计算》^①(CB/Z 337-83)。为了进一步总结和交流这方面的工作,以供从事柴油机和船舶动力装置设计、制造、使用及检验部门的技术人员参考使用,在有关单位的大力支持帮助下,我们编著了此书。

本书系统地阐述了柴油机轴系纵向振动的基本原理、计算模型的建立方法、纵振响应的计算方法以及纵振的衡定标准等。同时对轴系的耦合振动、轴系纵振的一般特性、轴系纵振的测量与分析、轴系纵振的预防措施,以及轴系纵振响应对柴油机机架振动、机舱双层底振动、船体梁垂向振动、上层建筑振动的影响等等也作了简要叙述。作者在书中提出不少自己的见解和计算公式。诚然,从柴油机轴系纵向振动研究的角度来看,还有一些需要进一步深入研究探讨的课题,但第一次出版柴油机轴系纵向振动内容的书,不仅可解决柴油机轴系纵振计算和测量方面的一些问题,进而保证柴油机轴系的安全使用,而且还可作为深入开展轴系纵振研究工作的引玉之砖。

在从事船舶柴油机轴系纵向振动测试研究工作中,以及在本书的编写过程中,曾得到许多同志的大力支持和帮助,在此一并表示衷心的感谢。

• • 1 • •

目 录

§1 概述	1
§2 轴系纵向振动的基本原理	6
§3 柴油机轴系纵向振动的计算模型	19
§4 曲轴的纵向刚度计算	37
§5 推力轴承的刚度计算	50
§6 纵振固有频率计算	73
§7 激励力与激励功	87
§8 阻尼力与阻尼功	113
§9 纵振响应计算及对其他振动的影响	122
§10 纵振的衡定标准	145
§11 耦合振动	161
§12 轴系纵振的一般特性	175
§13 一缸熄火对纵振的影响	187
§14 轴系纵振的预防	197
§15 测量与分析	221
§16 计算与测试实例	237
附录 轴系纵向振动计算程序框图	277
参考文献	278

§1 概 述

船舶推进轴系是将主机发出的功率传递给螺旋桨，使螺旋桨产生推力并推进船舶前进或后退。因此，船舶推进轴系的可靠性直接影响了船舶的安全营运。保证船舶推进轴系安全可靠地运转，是造船和航运界极为重视的问题之一。

船舶在航行中，轴系承受着各种各样复杂的负荷——不变的和交变的，这些复杂的负荷（应力）是造成船舶轴系破坏的主要原因。船舶推进轴系在运转中产生的主要应力有：

- 1) 传递扭矩产生的剪切应力；
- 2) 轴系校中产生的剪切和弯曲应力；
- 3) 扭转振动产生的扭转应力；
- 4) 纵向振动产生的弯曲或拉压应力；
- 5) 回旋振动产生的弯曲应力；
- 6) 螺旋桨激励力产生的扭转和弯曲应力；
- 7) 由波浪产生的应力动力放大，以及在恶劣天气情况下产生的应力动力放大；
- 8) 柴油机不正常燃烧产生的应力动力放大等。

其中，轴系的扭转振动、纵向振动及回旋振动是产生轴系疲劳破坏的主要因素。

目前，柴油机曲轴及传动轴系的设计，主要采用两种计算方法：一种是按静强度进行计算，同时对主要的动应力值分别加以限制，如轴系失中要求，扭振及纵振的附加应力要求等；另一种是按疲劳强度进行计算，即计算各种工况下危

險截面所产生的各种应力，然后进行应力合成，计算其安全系数。不管采用哪一种强度计算方法，均需对轴系进行详细的动力学分析。因此，对上述每一种应力状态进行精确计算，并使每一种应力减少到最小，是船舶设计的重要任务之一。

从振动观点来说，船舶推进轴系是指整个轴系的运动部分，即：曲轴自由端传动装置、曲轴、推力轴、传动齿轮、联轴器、中间轴、尾轴、螺旋桨轴、螺旋桨及轴系中所带的辅助装置。

推进轴系是一个弹性系统。这个弹性系统在柴油机气体压力和往复惯性力作用下，以及螺旋桨在不均匀伴流场中产生的周期力和力矩作用下，将使柴油机轴系产生扭转振动、纵向（轴向）振动、回旋（横向）振动以及它们之间的耦合振动现象。严重的轴系振动不仅会使轴系产生疲劳破坏，而且还可能产生有害的其他结构振动，如表1.1所示。

严重的柴油机轴系纵向振动可能引起：

表1.1

机械和结构振动 种类	尾管	轴系	推力 轴承	机架 振动	局部 振动	上层建 筑振动	船体 振动
扭转振动	—	√	√	√	√	√	—
纵向振动	—	√	√	√	√	√	√
回旋振动	√	√	—	—	—	—	—

1) 曲柄销过大的弯曲应力和拉压应力，甚至会产生曲轴的弯曲疲劳破坏；

2) 传动齿轮轮齿过大的附加弯曲负荷，加速齿面磨损甚至损坏；

3)推力轴承的附加交变负荷;

4)轴系纵振产生的二次激励力,激励起柴油机机架纵向振动,并通过双层底而引起船体梁垂向振动和上层建筑纵向振动;

5)双层底构件的垂向振动;

6)机舱构件的局部振动;

7)船体梁垂向振动;

8)上层建筑纵向振动。

因此,为了减少和避免有害的轴系纵向振动的产生,以及由轴系纵向振动而引起的其他机械和结构振动的产生,国外从四十年代开始进行研究,特别近十几年来,国外的一些主要船级社和柴油机制造厂陆续开展了柴油机轴系纵向振动的理论研究和实船测量等工作。有的船级社已明确轴系的纵振特性计算和测量是作为船舶入级的内容之一。挪威船级社规范于1975年就要求提交轴系的纵振特性计算,且于1980年颁布了包括轴系纵振内容的指导性文件《船舶有害振动的预防》。法国船级社于1979年颁布了《限制船上振动影响的若干建议》的指导性文件。英国劳氏船级社规范于1978年也规定应进行轴系的纵振计算和测量。日本海事协会于1981年颁布了《船舶振动设计指针》指导性文件,其中也包含了轴系纵振的内容。我国船舶检验局规范于1983年也对轴系的纵振问题作了相应的规定。以上说明,柴油机轴系纵振问题确实是影响其安全运转的重要问题。因此,柴油机轴系纵振特性计算和测量,不仅是柴油机设计制造,而且也是船舶动力装置设计、制造和检验的重要内容之一。同时,也是消除或减少船上其他机械振动和船舶振动所要考虑的振源之一。

国内对柴油机轴系纵振问题研究工作开展比较晚。近几

年来，根据国家下达的有关课题任务，我们与各有关单位一起，首批开展了柴油机轴系纵振的理论分析和实船计算测量方面的研究工作。

柴油机轴系纵向振动的研究，与其他振动问题一样，主要是解决两个方面的问题，一是判断在主机使用转速范围内是否存在有害的轴系纵振问题；二是由轴系纵振产生的二次激励力是否对其他振动体产生有害的振动。

柴油机轴系纵振的基本原理与直杆的纵向振动是一样的。但我们实际工作者的任务就是怎样把实际复杂的柴油机轴系的纵振系统，转化成便于理论计算的所谓当量系统，或称纵振的计算模型；同时对影响轴系纵振特性计算的若干参数如何确定进行研究，从而才能使轴系纵振固有频率的理论计算接近于实际。这就首先要求判明在柴油机使用转速范围内存在哪些纵振共振转速。然而，实际上不是所有的共振转速都会产生有害的轴系纵向振动的。因此，我们所要关心的是那些振动较大的共振转速，这就是柴油机轴系的纵振响应计算问题。纵振响应计算的精确程度，不仅与纵振计算模型及其参数计算有关，而且还与纵振系统的激励功和阻尼功有密切关系。我们在理论推导的基础上，并根据实测结果，选择并推荐一些计算公式和相应的参数，使理论计算与实际更好的相接近。当纵振响应计算完毕后，如何来判断在柴油机使用转速范围内产生的轴系纵振的危害性呢？这就引出一个轴系纵振的衡定标准问题。我们从防止由轴系纵振引起曲轴弯曲疲劳破坏，以及齿轮轮齿产生磨损的观点出发，推导出轴系纵振的第1质量允许振幅值。这样，我们就解决了在柴油机使用转速范围内是否存在有害的轴系纵振的问题。

船上的振动是很复杂的，也是相互有影响的。从轴系本

身来看，产生的轴系纵向振动没有超过允许的振幅值，但由轴系纵振产生的二次激励力，如与其他振动体的固有频率相同或相近时，可能会引起其他振动体的激烈的振动响应。因此，书中还进一步叙述了轴系纵振产生的二次激励力和力矩的计算方法，以及可能引起机架、船体和上层建筑振动的机理，并列出了相应的估算公式，供在参数较少的船舶方案设计或初步设计时进行振动设计使用。这样可把由轴系纵振二次激励力产生的有害振动控制在船舶设计阶段。

如果出现了有害的轴系纵振问题，就必须采取经济而有效的调频或减振措施。这里仅从减少激励力和调频两个方面简要叙述，而更详细的设计计算还有待于进一步研究。

柴油机轴系的实验研究是很重要的，这里包括基础实验研究和实船测试研究工作。因为任何振动问题的解决，都离不开理论和实践。所以，为了不断修正和完善理论计算方法，还必须通过大量实际测量，大量积累资料。由此可见，如何选用合适的轴系纵振测量仪器，如何进行准确的分析测量结果，就显得更为重要了。这方面还有待于通过实践不断总结提高。另外，对影响轴系纵振精确度的主要因素，如曲轴的纵向刚度、推力轴承刚度、耦合振动等等，除了应进行理论研究外，还应作基础试验研究工作。这也有待于从事柴油机轴系振动工作者不断研究开发。

本书试图从上述几个方面对柴油机轴系纵振问题进行系统论述，有不少观点和计算公式是作者推导得出的，可能有不当之处。即使如此，本书所述的基本内容，对柴油机轴系纵振的计算和测量，对防止或减少有害的轴系纵振的产生，以保证柴油机轴系安全可靠运转方面均具有一定的实用价值。

§2 轴系纵向振动的基本原理

一、两端固定的均匀质量杆的纵向振动

设一均匀质量直杆，两端固定，如图 2.1 所示。当给以初始的轴向力后突然去掉，在没有外部和内部阻尼力的情况下，轴上任一截面都要作往复的轴向运动，这种现象就叫做纵向振动，或称轴向振动。

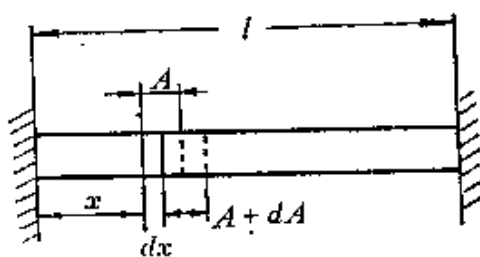


图2.1 两端固定均匀质量杆

若 A 为 x 截面处的轴向变形，那么当 x 变为 $(x + A)$ 时，截面 $(x + dx)$ 就变为：

$$(x + dx) + (A + dA) \quad (2.1)$$

在某一瞬时 t ，长度 dx 变成：

$$dx + \frac{\partial A}{\partial x} dx \quad (2.2)$$

$\frac{\partial A}{\partial x}$ 是单位伸长，这个伸长在截面 x 处引起的拉应力为 $E \frac{\partial A}{\partial x}$ ，其中 E 为直杆材料的弹性模数。

如果杆被一个固定的拉力拉紧着，那么拉应力 $E \frac{\partial A}{\partial x}$ 沿着杆长是不变的，即在任一小单元体 dx 左右两边的力相等。

但如果拉应力 $E \frac{\partial A}{\partial x}$ 随长度 x 是变化时，那么就必然有

一个过剩力作用在小单元体 dx 上，这个过剩力在轴向起加速作用。

图2.2是小单元体 dx ，左边的力为：

$$ES \frac{\partial A}{\partial x} = \frac{\pi}{4} d^2 E \frac{\partial A}{\partial x} \quad (2.3)$$

式中 d 为杆的直径。右边的力是左边的力 $ES \frac{\partial A}{\partial x}$ 再加上一个增量 $\frac{\partial}{\partial x} \left(ES \frac{\partial A}{\partial x} \right) dx$ ，即

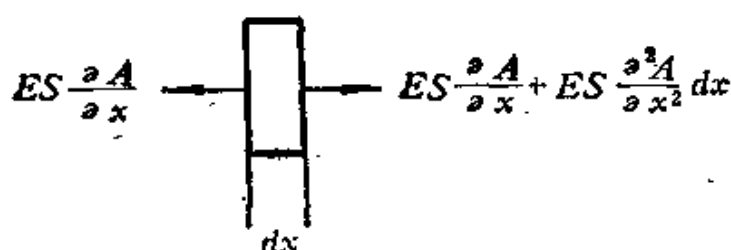


图2.2 小单元体

$$ES \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(ES \frac{\partial A}{\partial x} \right) dx = ES \frac{\partial A}{\partial x} + ES \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} dx \quad (2.4)$$

ES 被称为杆的抗张倔强性——单位长度的纵向刚度 K_1 ， S 为杆的截面积，则

$$K_1 = ES = \frac{\pi}{4} d^2 E \quad (2.5)$$

这个小单元体由轴向加速度而产生的轴向惯性力为 $m \frac{\partial^2 A}{\partial t^2} dx$ ，其中 m 为单位长度的质量。

根据力的平衡原理，在这个小单元体上的力平衡方程式便可写出：

$$ES \frac{\partial A}{\partial x} + m \frac{\partial^2 A}{\partial t^2} dx = ES \frac{\partial A}{\partial x} + ES \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} dx$$

$$m \frac{\partial^2 A}{\partial t^2} = ES \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} = K_s \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} \quad (2.6)$$

设轴上任一截面 x 处的轴向变形 $A_{(x,t)}$ 随时间 t 而作简谐运动, 即

$$A_{(x,t)} = A_{(x)} \sin \omega_s t \quad (2.7)$$

式中: $A_{(x)}$ ——在截面 x 处的轴向变形最大值, 简称截面 x 处的纵振振幅;

ω_s ——纵向振动的圆频率。

在某一时间 t 时的运动方程式为:

$$A = A_{(x)} \sin \omega_s t \quad (2.8)$$

分别对时间 t 求一次和二次偏导数得:

$$\frac{\partial A}{\partial t} = A_{(x)} \omega_s \cos \omega_s t \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial^2 A}{\partial t^2} = -A_{(x)} \omega_s^2 \sin \omega_s t = -\omega_s^2 A \quad (2.10)$$

将公式(2.10)代入公式(2.6)中得:

$$K_s \frac{d^2 A}{dx^2} + m \omega_s^2 A = 0$$

$$\frac{d^2 A}{dx^2} + \frac{m}{K_s} \omega_s^2 A = 0 \quad (2.11)$$

公式(2.11)是一个常微分方程, 它与一般的扭转振动方程是一样的, 其通解为:

$$A = C_1 \sin \left(x \sqrt{\frac{m \omega_s^2}{K_s}} \right) + C_2 \cos \left(x \sqrt{\frac{m \omega_s^2}{K_s}} \right)$$

$$= C \sin \left(x \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} + \varepsilon \right) \quad (2.12)$$

式中 C_1 、 C_2 及 C 均是由边界条件决定的系数， ε 是相位角。公式(2.12)说明，两端固定的均匀质量杆，当突然施加的轴向力去掉后，沿轴向方向的变形是按正弦规律变化的，变化大小与轴向位置、质量及纵向刚度有关。下面再进一步分析其振动特性。

由于杆的两端固定，则在 $x=0$ 及 $x=l$ 处（见图 2.1）的轴向变形为 $A=0$ ，代入公式(2.12)中可知：

$$A_{(0)} = 0, \quad C_2 = 0$$

$$A_{(l)} = 0, \quad C_1 \sin \left(l \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} \right) = 0 \quad (2.13)$$

为满足公式(2.13)，可有下面两种情况：

1. $C_1 = 0$ ，杆保持静止状态；

2. $l \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} = 0, \pi, 2\pi, 3\pi, \dots$ 。即：

① $l \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} = 0$ 时，相当于整个轴沿轴向方向同时前后移动，而轴没有产生变形，这种物理现象就相当于扭转振动中的滚振或脉动。

② $l \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} = \pi$ 时，则

$$\omega_{a1} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{K_a}{m}} \quad (2.14)$$

ω_{a1} 称为 1 节纵向固有振动圆频率。

③ $l \sqrt{\frac{m \omega_a^2}{K_a}} = 2\pi$ 时，则

$$\omega_{12} = \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{K_s}{m}} \quad (2.15)$$

ω_{12} 称为 2 节纵向固有振动圆频率。

④ $l\sqrt{\frac{m\omega_{13}^2}{K_s}} = 3\pi$ 时, 则

$$\omega_{13} = \frac{3\pi}{l} \sqrt{\frac{K_s}{m}} \quad (2.16)$$

ω_{13} 称为 3 节纵向固有振动圆频率。

以此类推。这说明两端固定的均匀质量杆, 具有无数个纵向振动固有频率, 且 $\omega_{11} < \omega_{12} < \omega_{13}, \dots$ 。纵振固有频率同样与杆的长度、杆直径及质量有关。

分别把 ω_{11} 、 ω_{12} 、 ω_{13} 、 $\dots$ 代入公式 (2.12) 中, 就得出各截面处的轴向变形 A 。若以横坐标表示杆的长度, 纵坐标表示轴向变形 (或称振幅), 将各截面振幅相连所得曲线称为振型曲线或振型, 如图 2.3 所示。

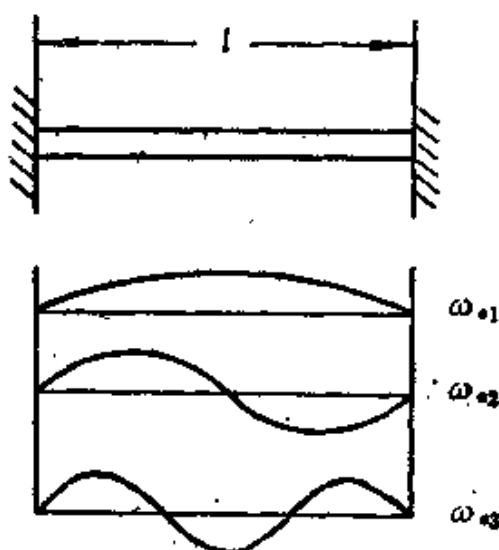


图2.3 两端固定均匀质量杆振型

二、一端自由的均匀质量杆的纵向振动

同样可以建立一个常微分方程式 (2.11) 及其通解式 (2.12)。

在 $x = 0$ 时, $A_{(0)} = 0$, $C_2 = 0$ 。

在 $x = l$ 时, $E \frac{dA}{dx} = 0$, 即在自由端处只有位移而无应

力(见图2.4)。因

$$\frac{dA}{dx} = C_1 \sqrt{\frac{m\omega_n^2}{K_n}} \cos\left(x \sqrt{\frac{m\omega_n^2}{K_n}}\right) \quad (2.17)$$

又因 $\frac{dA(l)}{dx} = 0$, 则

$$\left. \begin{aligned} \cos\left(l \sqrt{\frac{m\omega_n^2}{K_n}}\right) &= 0 \\ C_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

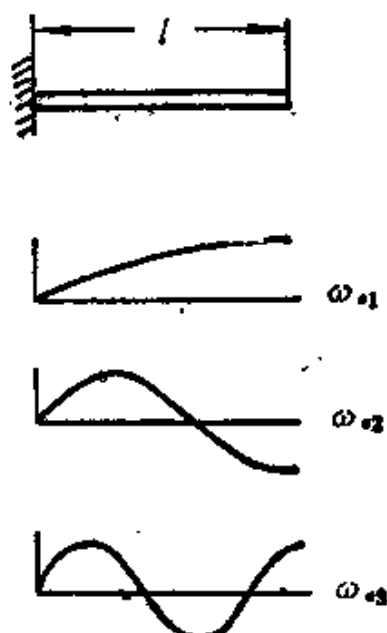
1. $C_1 = 0$, 表示杆处于静止状态;

2. $\cos\left(l \sqrt{\frac{m\omega_n^2}{K_n}}\right) = 0$, 则:

$$l \sqrt{\frac{m\omega_n^2}{K_n}} = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2}, \dots \quad (2.19)$$

同理可得:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{n1} &= \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{K_n}{m}} \\ \omega_{n2} &= \frac{3\pi}{2l} \sqrt{\frac{K_n}{m}} \\ \omega_{n3} &= \frac{5\pi}{2l} \sqrt{\frac{K_n}{m}} \\ &\dots\dots\dots \\ \omega_{nn} &= \frac{(2n-1)\pi}{2l} \sqrt{\frac{K_n}{m}} \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$



分别称为1节、2节、3节……

n 节固有振动圆频率。说明一端

自由的均匀质量杆, 也具有无数个纵振固有频率及相应的振型, 图2.4是其振型图,

图2.4 一端自由均匀质量杆振型