

架空输电线防振器的力学性能分析及安装设计

摘 要

随着大跨越架空输电线路的广泛应用，微风振动造成导线断股、金具损坏、线间短路等事故，严重地威胁着输电线路的安全，越来越引起广大专业技术人员和科学工作者的极大关注。

通过调研和分析相关资料，从微风振动对架空输电导线的危害和导线防振最经济有效的方案（防振锤）出发，本文阐述了输电导线微风振动的基本理论及防振锤的如何发挥防振作用及其发展历史。从振动理论上建立了防振锤的力学模型，用理论计算和模拟计算的方法分析其固有频率，并实际计算了 FR-3 型防振锤的固有频率，理论计算与模拟计算的结果吻合。对防振锤另一性能——耗能功率做了力学分析，并结合实际防振锤比较了其几个结构参数对耗能功率的影响，为防振锤设计提供建设性参考。介绍了固有频率的测量方法，并做了防振锤的固有频率测量试验，用了敲击法和共振法两种方法，发现共振法在测量防振锤固有频率的效果较敲击法好；在共振法测量固有频率的试验中使用了恒定位移和恒定速度的两种方法，这两种方法中恒定速度法优于恒定位移法。

本文还总结了防振锤在架空输电导线上的型号选择、安装数量、安装位置等安装细节问题。

关键字：微风振动， 防振锤， 耗能功率， 固有频率， 共振法， 安装设计

The analysis of mechanical properties and installation design of anti-vibration devices on transmission line

Abstract

With the application across a wide range of the wide-span transmission line, aeolian vibration leads transmission line to shock in work. It damages the devices of the transmission line and yields short-circuit on-line. This problem has been attended by many scientists and engineers. After a series of the investigation and analysis for relevant information, the anti-vibration of the transmission conductor line and the mechanical performance of the anti-vibration devices are studied in this thesis.

Starting the basic theory of aeolian vibration, mechanical model of the damper called FR-3 are established. The natural frequency of FR-3 is obtained by the analytical way. Simultaneously, the finite element method is used to simulate the natural frequency.

Another important property of the damper is energy power. The present thesis investigates the influence of energy-consuming power caused by some structural parameters of the damper. As a result, some constructive suggestions for design of the damper are given. Moreover, an experimental method called vibration hammer test is used to find the natural frequency of the damper FR-3. In the tests, both the percussion method and resonance method are respectively adopted to collect the information of the vibration modes. Comparatively, the resonance method is better than the percussion method to gain the accurate natural frequency. Furthermore, in the measurement of resonance method there have two methods - constant displacement method and constant velocity method, and the later is better than the former.

Finally, the type selection, number and installed location of the anti-vibration devices on the transmission conductor line are discussed in detail.

Keywords: aeolian vibration, damper, energy-consuming power, natural frequency, resonance method, design of installation

插图清单

图 1-1	BETA 防振器	3
图 1-2	花边防振器	4
图 1-3	M&T 型 Stockbridge 防振锤	4
图 1-4	M&T 型 Stockbridge 防振锤典型的频响曲线	4
图 1-5	扭式防振锤	5
图 1-6	Elgra 防振锤	6
图 1-7	ES—2 型防振锤	6
图 1-8	HARO 型防振锤	7
图 1-9	变节距防振锤	7
图 1-10	变节距防振锤的频响曲线	8
图 1-11	Dogbone 型防振锤	8
图 1-12	塞尔维六边形固定线夹	9
图 2-1	曲面边界层分离现象示意图	11
图 2-2	曲面边界层分离现象	12
图 2-3	卡门涡街形成示意图	12
图 2-4	绕圆柱体流体的发展阶段	13
图 2-5	圆柱体运动支配脱落频率的区域	15
图 2-6	Re =190 时, 每个振动周期中形成三个漩涡的不稳定流动图象 ...	16
图 2-7	功能平衡说明图	17
图 2-8	相对净功率曲线	20
图 3-1	FR 型防振锤三维模型	22
图 3-2	防振锤的力学模型示意图	23
图 3-3	厂家提供 FR 型防振锤规格参数	26
图 3-4	19 股钢绞线的剖面图	26
图 3-5	CAD 三维模型尺寸 (单位: mm)	28
图 3-6	防振锤 ANSYS 模拟模型	30
图 3-7	FR-3 型防振锤大锤头 ANSYS 模拟结果	30

图 3-8	FR-3 型防振锤小锤头 ANSYS 模拟结果	31
图 3-9	FR-3 型防振锤耗能功率特性曲线	33
图 3-10	大锤头钢绞线长度不同时的耗能功率特性曲线	34
图 3-11	大锤头质量不同时的耗能功率特性曲线	35
图 3-12	大锤头转动惯量不同时的耗能功率特性曲线	35
图 3-13	大锤头质心与连接点距离不同时的耗能功率特性曲线	36
图 4-1	敲击法的试验装置及仪器框图	40
图 4-2	敲击法的试验装置及仪器现场照片	40
图 4-4	小锤头敲击得到的加速度信号	41
图 4-5	大锤头敲击得到的加速度频谱图	42
图 4-6	小锤头敲击得到的加速度频谱图	42
图 4-7	电动振动试验台	43
图 4-8	共振法的试验装置及仪器框图	43
图 4-9	共振法的试验装置及仪器现场照片	44
图 4-10	FR-3 型防振锤在恒定振幅和恒定振速的激励振动下的频率-功率曲线	48
图 5-1	防振锤安装位置示意图	53

表格清单

表 3-1 FR-3 型防振锤的结构参数	28
表 3-2 FR-3 防振锤大锤头的各结构参数变化对耗能和频率的影响比较表 (单位:%)	36
表 4-1 FR-3 防振锤在振幅恒定为 0.8mm 激励振动下的试验数据及计算结果	45
表 4-2 FR-3 防振锤在振速恒定为 200mm/s 激励振动下的试验数据及计算结果	46
表 4-3 用共振法测得 FR-3 型防振锤的固有频率	49
表 5-1 防振锤的主要尺寸及适用范围	50
表 5-2 我国对防振锤安装数量的规定	51

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标志和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得合肥工业大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签字：徐宏波 签字日期：2009年4月10日

学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解合肥工业大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅或借阅。本人授权合肥工业大学可以将学位论文的全部或部分论文内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文者签名：徐宏波

导师签名：牛宏琴

签字日期：2009年4月10日

签字日期：2009年4月15日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：13855130167

通讯地址：

邮编：

致 谢

两年多的研究生学习生活即将过去，在此我向我的导师牛忠荣教授和张长会副教授表示深深的感谢，感谢牛老师和张老师在学习和生活上给予我的无微不至的关怀和帮助。两年多来，无论是课程的学习，课题的研究，还是论文的撰写，导师们诲人不倦的敬业精神和严谨的工作态度使我受益匪浅，不仅让我在学业上得到提高，更使我明白一些做人的道理和作为一名科教人员所应具备的素质。感激之情溢于言表，我将牢记导师们的教诲，始终以此为激励，勤奋学习，努力工作，诚实做人。

同时，我要感谢我们学院给我授课的王建国教授、王左辉教授、刘一华教授、盛宏玉教授、叶建乔教授等。正是由于他们的传道、授业、解惑，让我学到了专业知识，并从他们身上学到了如何求知治学、如何为人处事。我也要感谢我的母校合肥工业大学，正是她提供了良好的学习环境和生活环境，让我的大学生活丰富多彩，为我的人生留下精彩的一笔。

在此我还要感谢周焕林老师、程长征老师和胡宗军老师对我的无私帮助。

另外，衷心的感谢我的同窗同学们和工程力学系的所有老师们，在我毕业论文写作中，与他们的探讨交流使我受益颇多；同时，他们也给了我很多无私的帮助与支持，我再次深表感谢。

最后感谢我的父母和兄弟姐妹，感谢他们多年对我的大力支持，他们给予我的爱、理解、关心和支持是我不断前进的动力。学无止境，明天将是我终身学习的另一天，一个新的开始。

作者：徐宏波

2009年3月

第一章 引言

随着电力事业的迅速发展和架空输电线路的大量兴建,输电线路的运行安全变得愈加重要。在架空输电线路中,导线和避雷线(以下统称导线)常常发生强烈的振动,以致造成导线断股、金具损坏、线间短路等事故,严重地威胁着输电线路的安全^[1]。

为了保证电网的安全可靠运行,除要有电器方面的技术保障外,输电线路还必须具有足够的力学方面(特别是振动方面)的安全性和可靠性。在风荷载及导线的自重的作用下,导线发生振动。根据引起导线振动的起因和导线振动的形式,可以把导线振动现象分为以下几种类型:微风振动、次档距振荡、舞动、脱冰跳跃、横向碰击、电晕舞动、短路振动等等。其中,导线微风振动发生得最为频繁,带来的危害最为严重,它常常导致导线的疲劳断股^{[2][3]}。因此,对微风振动的防振研究最为重要,各设计、研究部门也最为重视。

1.1 微风振动的概念

导线微风振动是由于风的激励而引起导线振动的一种现象。引起导线振动的风速,通常在 0.5~10m/s 的范围内;振动的双振幅一般不大于导线直径的 2~3 倍;振动的频率范围约为 3~80Hz;振动振型为正弦拍频波;振动几率很大,一般认为导线一直处于微风振动状态^[1]。由于导线的持续微风振动,导线在线夹的出口处长期处于曲折运动状态,若不采取任何防振措施,导线上产生的长期的动弯应力,将使导线导致疲劳断股,影响线路安全。特别是在一些线路档距长且经过地形开阔区(如平原、江河、湖泊、海峡和峡谷)的大跨越线路中,由于导线的张力大、悬挂点高,其导致的导线微风振动的问题更为突出。因此,导线的微风防振一直受到人们的特别关注^[2]。

微风振动的主要危害是可以导致导线疲劳断股以及金具、杆塔构件的损坏。严重的断股一方面造成断线事故,威胁架空线的运行寿命,以至需要更换造价昂贵的导线(其造价一般占线路总造价的 40%以上)^[4]。另一方面,微风振动的发生也限制导线提高导线使用应力值,有碍于降低送电线路的造价。目前随着各国电力工业的迅速发展,架空输电线路日益兴建,而且越来越多的超高压送电线路所采用的导线截面、张力以及档距都在不断的增大,微风振动问题更趋突出,已成为各国线路工作者研究的热点问题。

鉴于我国江河、湖泊众多,分布广泛,地形以平原为主的这一地理特征,导线微风振动的现象非常普遍。随着输电线路的发展和西电东送及三峡工程的运行,尤其是超高压线路的广泛兴建,合理、有效地解决电力输送及特高压线路建设中的技术难题,加强微风振动的理论研究与实验技术的改进更为迫切。

1.2 微风振动的研究历史及现状

自从上世纪初发现架空输电线微风振动引起导线断股的实例以来,研究导线微风振动的大幕就已拉开。1925年乔治·司托克布里奇(G·Stockbridge)发表了第一篇导线微风振动的论文,之后,大约每隔十多年就有一篇值得注意的论文问世。到1970年,国际大电网会议第22研究委员会(CIGRE SC--22)对架空输电线微风振动问题提出了一篇总结报告,总结了当时国际上关于导线微风振动的经验^[5]。七十多年以来,国际上许多专家对这个问题作了大量的试验研究,提出了许多有价值的论文。但是由于导线微风振动是一个非常复杂的问题,所以还有许多问题需要进一步研究解决。

50年代以来,随着输电线路的发展,超高压线路的广泛兴建,微风振动事故日益频繁,对微风振动的研究越来越受到人们的重视。尤其是一些大跨越较多的国家如加拿大、美国、前苏联、日本、意大利等,更是投入了大量的人力、物力、财力,借助风洞、振动试验及实际运行线路,结合理论分析,进行了长期卓有成效的研究。

随着计算机技术的迅猛发展,世界各国特别是发达国家的电力科技工作者将计算机有效地使用在架空输电线路的防振设计中,并取得了可喜的成果。意大利米兰大学与SAVE公司合作,利用SAVE公司性能优越的FR型防振锤,于20世纪70年代开发了架空输电线路防振的计算机防振设计。美国、加拿大、德国、日本等也相继实现了防振设计的计算机化。在防振方案设计中,欧美较多采用防振锤;而日本则采用阻尼线和防振锤相结合的方法,其中以阻尼线为主要防振器,防振锤起辅助作用^{[2][7]},上述这两种防振方案均起到了良好的效果。

在上个世纪五十年代末期,我国开始注意了架空输电线的微风振动问题。1962年水利电力部电力建设研究所等单位,对我国19113km架空输电线的微风振动情况作了调查^[6],建立了导线微风振动模拟试验室,研制了测振仪,还举办了导线防振训练班,推动了现场测振工作开展。经线路工作者的努力,我国架空输电线一般档距的导线风振断股问题已基本得到控制,大跨越导线防振也积累了一些经验。

九十年代以来,一些大专院校及科研机构都对微风振动进行过研究,比较成功的是1995年哈尔滨工业大学、原电力部电力建设研究所合作完成的“架空输电线路防振优化设计研究”这一项目。该项目借鉴国外经验,应用近二十年来大量试验技术和以往开发的多项科研成果,结合营口大跨越工程,开展了架空输电线防振优化设计的研究工作。深化了导线系统振动力学的基础理论研究并研制开发了导线优化设计程序和数据库管理系统。

在试验手段方面,电力建设研究所建成了我国目前唯一的一条微风振动试验线段,已能较好地完成大跨越的防振设计试验工作,但随着电力输送容量和输送距离的迅速增长,大容量、远距离的输电线路陆续投入运行,送电电压也随之提

高。给防振设计的研究提出了更高的要求。如何有效地建立计算机辅助防振设计系统，来完成大量的普通档距微风防振设计及为大跨越线路提供有效的防振方案，提高线路防振设计的准确性、高效性和可靠性，实现防振设计的计算机化是我国目前电力建设工作者需完成的课题。

1.3 输电导线防振器的研究发展概况

自从微风振动现象发现以来，各种防振设计纷纷被引用到工程实际。从 1950 年研制的改进型“Stockbridge”防振锤（直到现在仍被广泛使用），到目前为止，可供输电导线使用的防振锤种类已达数 10 个类型。国外综合资料表明，本世纪以来，澳大利亚、意大利、加拿大、德国和美国等很多国家对这方面的问题都做了大量的实地考察和科学研究，包括防振锤使用的正负效应、防振锤的应用效率及其参数之间的关系、防振锤的改进与发展等各个方面都有涉足。并从 70 年代起，逐步引入计算机分析手段，建立了一些相应的防振分析软件^[8]。其中澳大利亚、加拿大、意大利的地理环境具有地形开阔、水域分布广泛的基本特点，因此比其他国家更为重视防振锤在架空输电线路中的应用研究，它们在该领域的发展亦颇具代表性。

早在 20 世纪 30 年代，澳大利亚就已经开始注意研究架空输电导线疲劳断股的现象。最早在澳大利亚使用的防振器是由维多利亚州立电气委员会（State Electricity Commission of Victoria）的 Ernest Bate 发明的，它和 Callow 与 1934 年所撰写的相关论文至今在世界上仍被作为技术性参考资料。这种 BATE 防振器也被称为 BRETALLE 防振器，目前在法国和挪威的峡湾跨越上仍有使用。BATE 防振器的构造是采用一段与导线规格相同的绞线，两端跨过悬垂线夹，形成一定的弧垂值，端部用轻型线夹与导线固定，见图 1-1。在小截面导线上使用时，还可采用双跳线。20 世纪 30 年代和 49 年代间 BATE 防振器在实际应用中还出现了很多变形。对于很长的跨距，诸如河流或峡湾的跨越，可以使用一种花边防振器，某些长跨距使用多达 10 个的花边防振器而使总长达到近 50 米，见图 1-2。



图 1-1 BETA 防振器

由于澳大利亚的微风振动现象十分严重，BATE 防振器本身以及线夹连接处的导线也会遭受疲劳磨损，特别是在防振器不发生振动的微风振动的频率下，线

夹成为反射点承受加在这些点上的应力。尽管经过多年的不断探究，使得此种防振器在某些方面得以改善，但真正的问题是虽然使用了多重花边防振器，但该防振器对于引起振动的风速范围内的大多数频率仍无反应。

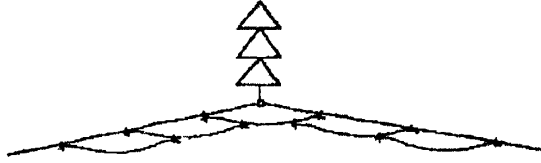


图 1-2 花边防振器

1926年，Monroe 和 TemPlin 发明了 Stockbridge 防振锤。1950年，当二人对此进行改进以使其获得两个响应频带，并着手申请专利时，Alconac Pty 公司将该种防振锤引入澳大利亚，并几乎完全取代了 BATE 防振器，这种新型防振锤称为 M&T 型 Stockbridge 防振锤，如图 1-3 所示，它提供了两个自由度，频率峰值大约为 5Hz 和 12Hz，见图 1-4。

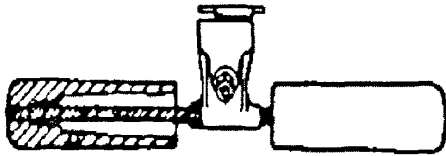


图 1-3 M&T 型 Stockbridge 防振锤

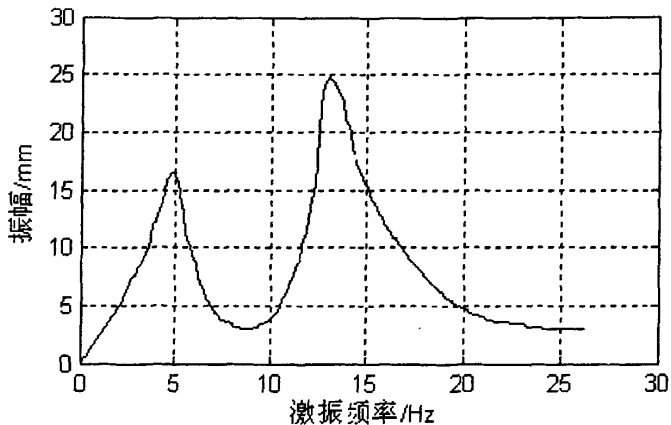


图 1-4 M&T 型 Stockbridge 防振锤典型的频响曲线

当然，引起振动的风速并不会受到这些共振频率的束缚，所以在防振锤线夹处的导线疲劳断股仍然存在。研究人员发现，导线的张力是微风振动的形成条件，从1950年到1975年间，澳大利亚的线路运行资料表明，防振锤线夹处的断股占总断股的22%，这是由于振动引起磨损的，主要原因是线夹处的导线在承受各种静态力之上又叠加了交变作用的动弯应力。后来发现耐张线夹端处导线的悬挂跨距的弛度一致，因而既无静态也无动态应力。实际上耐张导线端处的导线跨接线就已经有效地起到了“BATE”防振锤的作用。

1952年一种扭式防振锤被安装使用在澳大利亚 Homebush-tallowarra 132kv 的输电线路路上。这种防振锤目前在加拿大使用最多，在澳大利亚西部也有使用。其外形如哑铃状的铸铁锤头，中间为固定线夹，安装在导线的测向，如图1-5所示。当产生振动时，防振锤对导线产生扭矩，借助导线的阻尼作用而消耗能量；在哑铃垂头与臂之间的活动关节内加装橡胶垫片，因此可消耗一部分振动能量。但在使用中却发现，它对大多数频率的响应不高，影响了进一步的推广应用。

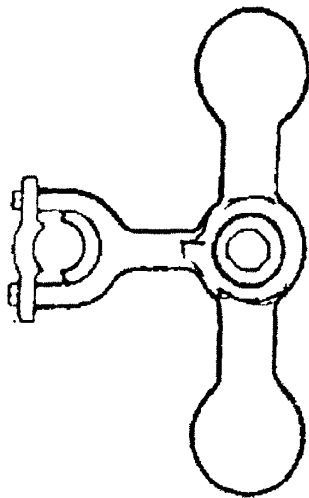


图 1-5 扭式防振锤

Elgra 防振锤最早出现在瑞典，澳大利亚首次在 330kv 雪河（Snow River）大跨越输电线路路上使用它，如图1-6所示。它属于撞击类型的防振锤，由一些重块垂直地、无约束地叠在一起，并用线夹挂在导线上。当导线振动时，各重块之间产生相互撞击作用而消耗振动能量，重块之间插入圆盘状橡胶。以缓冲撞击作用。若采用导电性的氯丁硅橡胶代替橡胶圆盘，还可防止产生无线电干扰影响。其优点是频率响应好，但极易在连接杆点处造成严重磨损。

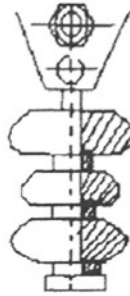


图 1-6 Elgra 防振锤

为了提高防振锤的固有频率值，适应澳大利亚南部的地形平坦开阔区，经杜密逊（Dulmison）改进形成了 ES-1 型 Stockbridge 防振锤，即在标准 Stockbridge 防振锤的 7 股绞线与重块之间加入弹性夹层，利用粘性阻尼来影响更高的频率值。这种绞线与地线和支索中使用的型号是相似的。最初实际使用中，为防止绞线因天气、灰尘及其它污染而造成老化，要对其进行充分的油脂润滑，并覆盖以弹性的保护套管（如硫化橡胶材料的套管）以防水及延长使用寿命。这种防振锤的缺点在于重块易从覆盖于绞线的橡胶管套的末端脱落，针对这一缺点，澳大利亚标准 1154/1 中由专门的重块脱落试验介绍。

与此同时，另一种针对 Stockbridge 防振锤连接点处导线疲劳磨损的改进也在进行。这种改进主要是改善防振锤固定线夹的结构。固定线夹以带有一厚层橡胶垫的预绞线代替。改进后的防振称为 ES-2 型，见图 1-7。这样安装垫处的受力条件由明显的改善，能防止此处的导线产生断股。

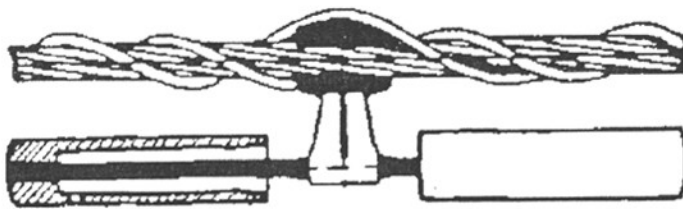


图 1-7 ES-2 型防振锤

但是，弹性夹层在适当的频率下因粘性阻尼特性也起到限制导线微风振动能量向绞线传递的作用，因此 ES-2 型防振锤并不能在适当的频率下吸收足够的能量。后来的研究中越来越明显地揭示了，必须使振动导线的能量直接传递给防振锤绞线，这样才能够通过磁滞现象和股间摩擦作用吸收该能量，并以热的形式

散耗掉^{[9][10]}。因此需要设计具有超过两个谐振频率的 Stockbridge 防振锤，其绞线具有更高的能量吸收作用。在这一思想的指导下，许多国家都开始了新的尝

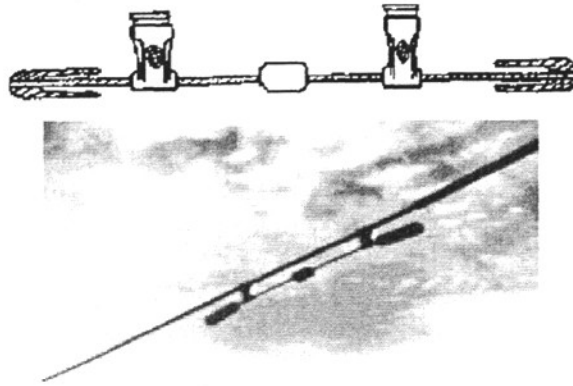


图 1-8 HARO 型防振锤

试。芬兰曾专门立项利用一废弃的铁路隧道进行防振试验，设计出 Haro 型防振锤并解决了加拿大 Saskatchewan 电厂十分严重的输电线路微风振动问题^[11]。这种防振锤由三个不同重量的锤头和两段不同长度的绞线组成，如图 1-8。

其结构相当于两个普通型防振锤的合并，只是将中间一个重锤作为共用。因此，具有五个谐振频率，短绞线一端的锤头具有较高的响应频率，而长绞线线端的锤头的响应频率较低。Haro 防振锤的缺点在于造价高，而且，因其长度超过一米，容易在运输中弯折受损且安装困难。前面提到过的 Dulmison 曾获得制造 Haro 防振锤的专利并大量生产出售给加拿大，但在其本国澳大利亚却很少使用。

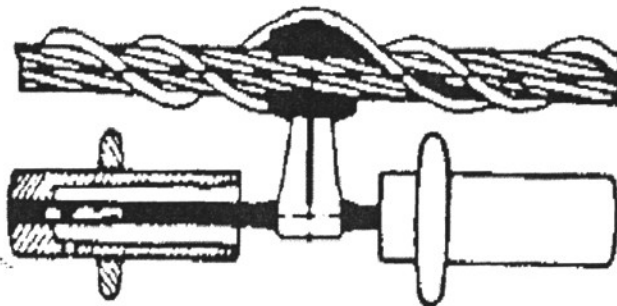


图 1-9 变节距防振锤

80年代左右, Dulmison 在 ES-2 型防振锤的基础上发明了变节距防振锤(亦称 Dulmison 防报锤), 这是澳大利亚专利。它与 ES-2 型防振锤的不同之处在于两端的锤头上各有一个附加环头, 如图 1-9 所示。把环头移到不同的位置上, 就得到不同的频率特性。如把两端的环头移到不对称分布时, 就具有四个谐振频率值, 频响曲线见图 1-10, 而当两端环头的位置为对称分布时, 就与普通型防振锤一样, 只具有两个谐振频率。使用这种防振锤可根据线路上出现的危险频率范围, 临时调换环头的位置, 以获得最佳的消振效果。

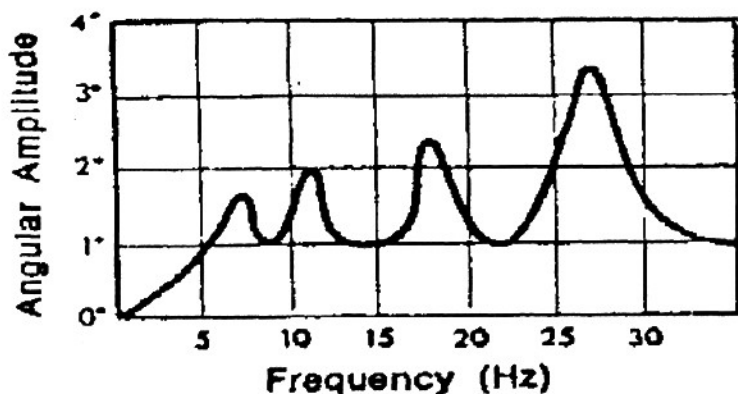


图 1-10 变节距防振锤的频响曲线

同一时期, 为了降低制造成本, 在澳大利亚首先出现了 Dogbone 型防振锤, 如图 1-11 所示。虽然其频响范围不及 Haro 型防振锤和变节距防振锤, 但因其制造容易、价格低廉在各国也得到了广泛的应用。

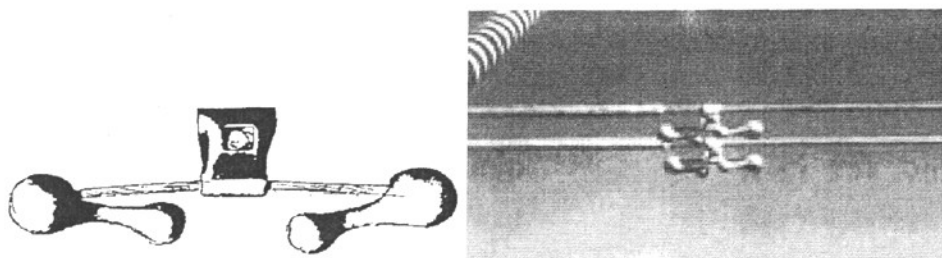


图 1-11 Dogbone 型防振锤



图 1-12 塞尔维六边形固定线夹

意大利的塞尔维公司对 Haro 型防振锤进行了简易化改进，生产出 4R 型防损锤^{[12][13]}。它以两个重块取代了 Haro 型复杂的三个重块，并对重块进行了开口型设计，降低了加工难度。另外，通过对绞线在测试频带中耗散导线上风能的研究，决定以 19 股绞线代替以往 7 股绞线的设计，并且以一根中心线为轴将绞线紧紧地绞缠起来，防振锤的固定线夹采用侧剖面为六边形的设计，以适用多种规格导线的需要，见图 1-12。

该种防振锤具有四个谐振频率值，频率特性好。随着计算机编程及测试技术的发展，具有多共振频响特性的防振锤设计思想迅速波及世界各地，意大利、德国、奥地利、法国和美国都开始大规模生产。1994 年，澳大利亚开始生产宽谐振频谱的 4D 系列防振锤，并以很快的速度在全国推广应用。本文测量固有频率所用的 FR-3 型防振锤也是以扩大谐振范围进行高效能吸收为基本指导思想，结合我国实际输电线路情况而设计的新型号。

我国在微风防振这一领域中经过四十多年的努力，线路防振技术有了较快进步。建立了导线自阻尼性能、防振锤力学性能及大跨越防振模拟试验研究的一整套方法。1990 年国家“七·五”攻关项目 500KV 线路大跨越分裂导线防振试验研究”课题的完成，使我国防振技术和研究水平上了一个新台阶。在防振实验方法、输电线路振动强度计算方法等方面步入了国际先进行列。但是在输电线路防振设计的基础理论研究方面仍较为落后，线路防振设计长期处于实验设计阶段，与国际先进技术有较大差距。

二十世纪九十年代以来，一些大专院校及科研机构都对微风振动进行过研究，比较成功的是 1995 年哈尔滨工业大学、原电力部电力建设研究所合作完成的“架空输电线路防振优化设计研究”这一项目。该项目借鉴国外经验，应用近

二十年来大量试验技术和以往开发的多项科研成果,结合营口大跨越工程,开展了架空输电线防振优化设计的研究工作。

在试验手段方面,电力建设研究所建成了我国目前唯一的一条微风振动试验线段,已能较好地完成大跨越的防振设计试验工作,但随着电力输送容量和输送距离的迅速增长,大容量、远距离的输电线路陆续投入运行,送电电压也随之提高。给防振设计的研究提出了更高的要求。本文选择用理论、模拟、试验的方法对输电线路防振最经济有效的防振器——防振锤的力学性能分析进行研究,为防振设计提供一些参考价值。

第二章 架空输电导线的振动特性

导线是架空输电线路电功率的载体，是线路防振保护的主要对象^[14,15]。为了有效地保护导线，有必要对线路微风振动的机理和导线的振动力学性能进行研究。

2.1 线路微风振动的机理

2.1.1 微风振动产生的诱因

当流体绕流非流线型物体时，一般会出现下列现象：物面上的边界层在某个位置开始脱离物面，并在物面附近出现与主流方向相反的回流，流体力学中称这种现象为边界层分离现象，如图 2-1 所示。

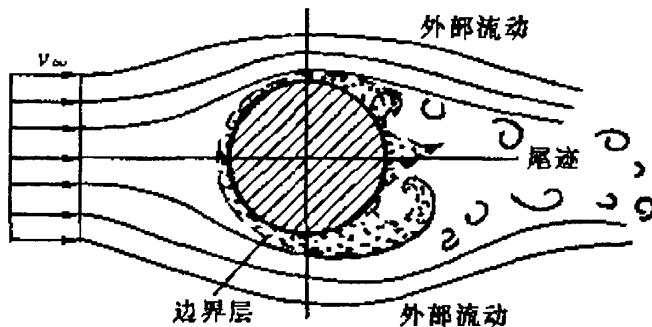


图 2-1 曲面边界层分离现象示意图

当黏性流体绕圆柱体流动时，在圆柱体前驻点 A 处，流速为零，该处尚未形成边界层，即边界层厚度为零。随着流体沿圆柱体表面上下两侧绕流，边界层厚度逐渐增大。层外的流体可近似地作为理想流体，理想流体绕流圆柱体时，在圆柱体前半部速度逐渐增加，压强逐渐减小，是加速流。当流到圆柱体最高点 B 时速度最大，压强最小。到圆柱体的后半部速度逐渐减小，压强逐渐增加，形成减速流。由于边界层内各截面上的压强近似地等于同一截面上边界层外边界上的流体压强，所以，在圆柱体前半部边界层内的流动是降压加速，而在圆柱体后半部边界层内的流动是升压减速。因此，在边界层内的流体质点除了受到摩擦阻力的作用外，还受到流动方向上压强差的作用。在圆柱体前半部边界层内的流体质点受到摩擦阻滞逐渐减速，不断消耗动能。但由于压强沿流动方向逐渐降低，使流体质点得到部分增速，也就是说流体的部分压强能转变为动能，从而抵消一部分摩擦阻滞作用而消耗的动能，以维持流体在边界层内继续向前流动。但当流体绕过圆柱体最高点 B 流到后半部时，压强增加，速度减小，更促使边界层内流体质点的减速，从而使动能消耗更大。当达到 S 点时，近壁处流体质点的动能已被消耗殆尽，流体质点不能再继续向前运动，于是一部分流体质点在 S 点停滞下来，过 S 点以后，压强继续增加，在压强差的作用下，除了壁上的流体质点速度仍等于零外，近壁处的流体质点开始倒退。接踵而来的流体质点在近壁处都同

样被迫停滞和倒退，以致越来越多被阻滞的流体在短时间内在圆柱体表面和主流之间堆积起来，使边界层剧烈增厚，边界层内流体质点的倒流迅速扩展，而边界层外的主流继续向前流动，这样在这个区域内以 ST 线为界，如图 2-2 所示，在 ST 线内是倒流，在 ST 线外是向前的主流，两者流动方向相反，从而形成旋涡。使流体不再贴着圆柱体表面流动，而从表面分离出来，造成边界层分离， S 点称为分离点。形成的旋涡，不断地被主流带走，在圆柱体后面产生一个尾涡区。尾涡区内的旋涡不断地消耗有用的机械能，使该区中的压强降低，即小于圆柱体前和尾涡区外面的压强，从而在圆柱体前后产生了压强差，形成了压差阻力。压差阻力的大小与物体的形状有很大关系，所以又称为形状阻力。

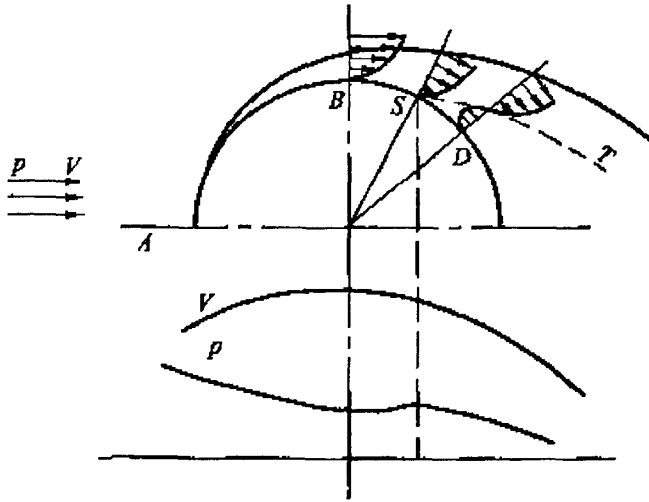


图 2-2 曲面边界层分离现象

1911 年，匈牙利科学家卡门在德国专门研究了这种圆柱背后漩涡的运动规律。实验研究表明，当只 $Re \approx 40$ 时黏性流体统过圆柱体，发生边界层分离，在圆柱体后面产生一对不稳定的旋转方向相反的对称旋涡， Re 超过 40 后，对称旋涡不断增长，至 $Re \approx 60$ 时，这对不稳定的对称旋涡，最后形成几乎稳定的非对称性的、多少有些规则的、旋转方向相反、上下交替脱落的旋涡，这种旋涡具有一定的脱落频率，称为卡门涡街^[19]，如同 2-3 所示。

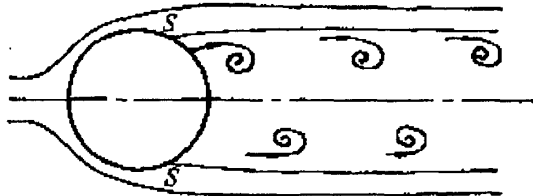


图 2-3 卡门涡街形成示意图

雷诺数 (Re) 与圆柱体直径、流体流速有关，可由下式定义^[18]：

$$Re = D \cdot V / r \quad (2-1)$$

式中 D 为物体直径, V 为流速, r 为流体粘滞系数。

任何具有足够陡峭后缘的工程结构, 在低马赫 (Mach) 数时都脱泻旋涡。低马赫数时, 光滑圆柱体的周期性尾流只是雷诺数的函数。图 2-4 指示了圆柱体上旋涡脱落象的各个重要发展阶段。

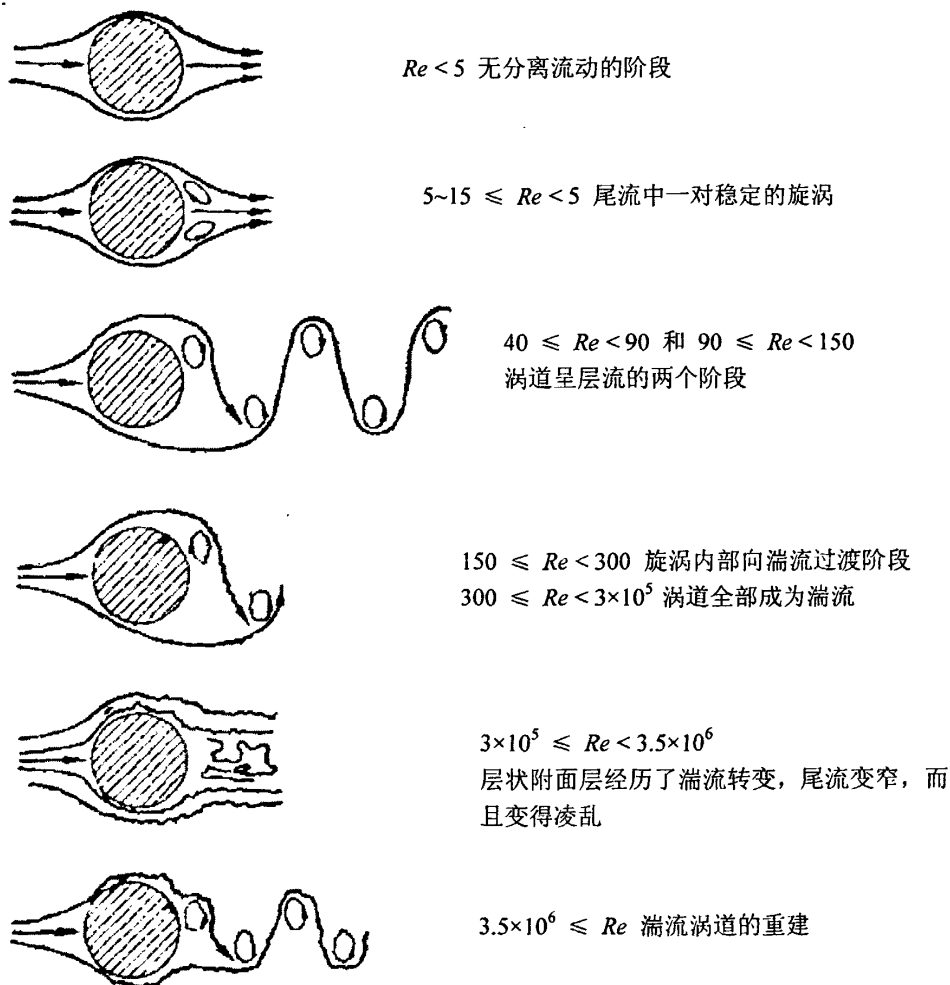


图 2-4 绕圆柱体流体的发展阶段

当雷诺数很低时, 流体并不脱落圆柱体, 当该值提高时, 紧贴圆柱体背后就形成一对稳定的旋涡, 若雷诺数连续提高, 旋涡就拉长, 直到旋涡之一脱落圆柱体。于是一个周期性交错排列的涡道就形成了。在雷诺数提高到大约 150 以前, 涡道一直是层状的, 当雷诺数等于 300 时, 涡道就出现湍流状态, 而在下游约 50 个直径之远处, 就退化为完全的湍流。从 300 到大约 3×10^5 的这个雷诺数范围, 常被称为亚临界范围, 因为它出现在当雷诺数大约为 3×10^5 时突然出现湍

流附面层之前。在亚临界范围类，旋涡以一个相当明确的频率周期性的脱落。在过渡雷诺数范围类，流体开始脱离圆柱体表面的点向后移动，旋涡脱落变得零乱，即脱落频率形成一个很宽的频带。当雷诺数更高时，即在超雷诺数范围内，涡道又重建起来。

实际上，不论起激发作用的工程结构类型如何，涡道总是十分相似的，当旋涡交替地从工程结构的每一侧脱落时，就会在工程结构上激发起周期性的作用力。对架空输电线来说，由于旋涡在导线上下方反复交替地产生和消灭，所以作用力就随着上方和下方（正和负）旋涡消长的周期而以突变力的形式施加给架空输电线。当旋涡消长的频率与架空输电线的固有频率相接近时，就会发生共振现象，在架空输电线上诱发振动——微风振动。所以卡门旋涡是诱发架空输电线振动的原因。

2.1.2 维持微风振动的原因

诱发架空输电线微风振动的原因是卡门旋涡，那么使得这种振动得以维持下去的又是什么呢？我们知道在架空输电线的某一点上虽然作用着因旋涡消长而产生的交变力，但这个交变力的数值很小。因此，要使线路发生振动，那么沿架空输电线档长各点的作用力还必须有规律地排列起来，也就是应该使整个架空输电线档长的作用力的相位相同，则施加给架空输电线的交变力沿全档的方向就相同。但是，如果架空输电线一个波腹的基本频率与旋涡脱落的频率相差很大，就不会发生振动；而且如果发生的相位是完全任意的，也不会形成稳定的振动。另外，还要注意自然风速并不是一定的，它不仅不断地发生变化，而且就整个架空输电线的档长来说，各点的风速也是有所不同的。所以如果仅根据主导频率和风速成正比这一理论来解释圆柱体或架空输电线发生一定频率的稳定振动，还不能得到满意的结果。

可以应用流体力学中的同步效应（Synchronization）概念（又称锁定效应）来分析这一现象。

由斯特罗哈（Strouhal）公式可知，旋涡脱落的主频率（ f_s ）和自由流体流速（ V ）与圆柱体直径（ D ）的商成比例：

$$f_s = S_r(V/D) \quad (2-2)$$

式中比例系数 S_r 称为斯特罗哈数。所谓同步效应，是指当圆柱体以旋涡脱落频率或相近的频率振动时，会对尾流产生很强的整流作用，以至旋涡脱落频率不在由(2-2)式决定而是与圆柱体的振动频率趋于一致。由产生同步效应的流体的速度区间按式(2-2)得出的相应脱落频率区间就称为连锁频带。在较低的雷诺数时，库普曼(Koopman)^[20]曾测得连锁频带，如图 2.5 所示。

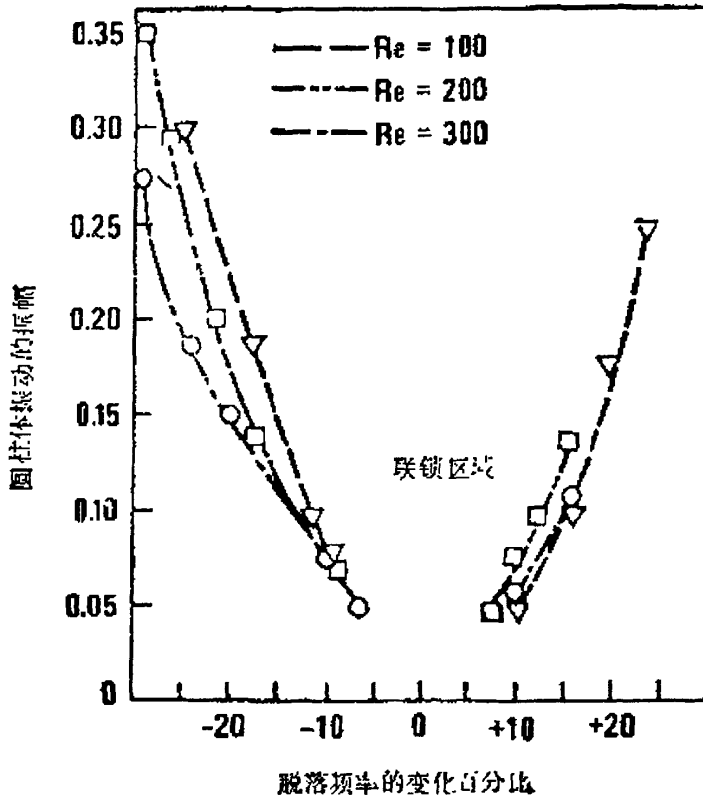


图 2-5 圆柱体运动支配脱落频率的区域

由图 2-5 可知, 在接近主导频率的范围 $\pm 120\%$ 左右, 旋涡的脱落频率并不等于式(2-2)给出的主导频率, 而是按照圆柱体振动的频率起协调性脱落。1971 年 G.Diana 和 M.Falco^[21] 由风洞试验进一步指出当实际流速 V 和对应脱落频率下由式(2-2)确定的流速 V_s 之比 r 在 0.83~1.37 之间时, 发生同步效应, 记 $r = V/V_s$ 。此时, 交变力起到助长振动的作用, 也就是说风能功率是正的。这是因为原来旋涡的脱落沿档长方向由任意分布的性质, 但是一旦架空输电线以接近于主频率的固有频率开始振动, 旋涡即与此振动频率同步发生脱落, 这意味着旋涡的脱落沿档长方向的任意分布性已不复存在, 而是按助长振动的方式排列起来, 从而产生一定频率的稳定的微风振动。

运用同步效应进行分析, 就很好地解释了实际线路上发生微风振动的原因。架空输电线路开始发生微风振动是需要触发的, 一旦起振后, 在风速变化的一定范围内, 同步效应将使振动继续下去。

2.1.3 振动振幅的自限作用

前面提到, 架空输电线的微风振动是一种小振幅振动, 即振动振幅不超过导线直径的 1.5 倍。这是一个重要的性质, 在对流体绕圆柱体流动诱发振动的研究

中,人们发现要维持稳定的涡道,必需满足: $2h=1.3D$ (h 为旋涡中心到涡道中心的垂直距离, D 为圆柱体外径^[22])。若圆柱体振动的振幅增大到超过大约 $0.5D$ 的时候,交替间隔排列的旋涡的对称图像就开始破坏,有实验表明,当振幅为 D 而雷诺数 $Re=190$ 时,在每一个振动周期里会形成三个旋涡,而不再是小振幅时每个周期中形成两个旋涡那样稳定的图像。见图 2-6。此时,流体对圆柱体各点的作用力趋向无序。对称旋涡脱落规律的破坏表明,在圆柱体上由旋涡诱发的力,当圆柱体振幅大致是其直径时是自限的。即随着振幅的继续增大,交变作用力会越来越小。在高雷诺数时,这种自限作用依然存在。G.Diana 和 M.Falco 使用直径 \times 长度 $=$ (30~150mm) \times 500mm 的圆柱体,在雷诺数 $Re=2\times 10^3\sim 6\times 10^4$ 的范围内所做的风洞试验也证实了自限作用的存在。自限作用表明当振幅大于 $0.5D$ 以后,流体输给圆柱体的功率就急剧减小。这个研究结果非常重要,它表明具有圆截面的振动体在使圆柱体产生振动的流体中,不论有无阻尼存在,振幅都不可能达到远超过其截面直径的值,所以自限作用很好地解释了微风振动是一种不超过其直径的小振幅振动。

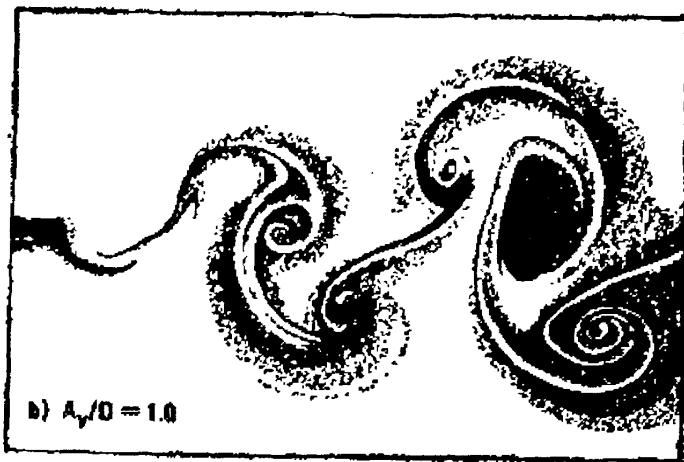


图 2-6 $Re=190$ 时,每个振动周期中形成三个旋涡的不稳定流动图象

至此,我们运用流体力学中流体绕圆柱体流动地研究结果成功地解释了架空输电线微风振动的原因和物理过程,指出卡门旋涡是诱发架空输电线振动的原因,同步效应使得振动得以维持,自限作用的存在限制了微风振动的振幅。

2.2 功率平衡原理

2.2.1 功率平衡原理分析

我们已经了解了微风振动是由风吹过架空线时在架空线背风侧产生卡门旋涡而引起,旋涡在导线的垂直方向产生交变力。当此交变力的频率接近架空线的

固有频率时，架空线发生共振现象。因此从能量的角度来说，是风对架空线做了功。我们用 P_w 表示单位时间输给架空线的风能，称为风能功率。用 P_c 表示架空线振动时消耗的功率，即自阻尼功率； P_d 表示防振装置消耗的功率。显然， P_w 、 P_c 和 P_d 均为振幅和频率 f 的函数。对某一频率 f_0 ，它们仅是振幅的函数，如图 2-7 所示。

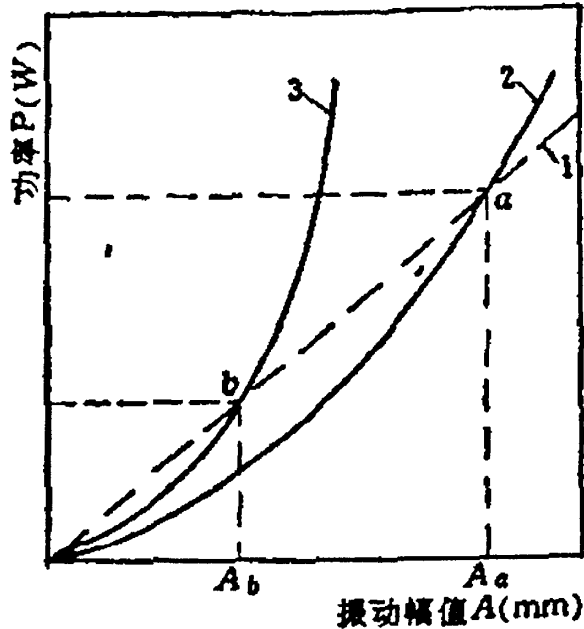


图 2-7 功能平衡说明图

1 风能功率(P_w) 2 导线自阻尼功率(P_c) 3 导线及防振器消耗的功率(P_{c+d})

无防振装置时，在 P_w 和 P_c 的平衡点 a ，能量收支平衡，此时如果对应的振幅 A_a 不使导线发生疲劳损坏，就不用安装防振装置。若此值在危险区间内，就需要安装防振装置，使能量平衡点移到 b 点，此时对应振幅为 A_b ，如果 A_b 值在安全区间，就可以说对应频率 f_0 ，线路的防振措施是适当的。

2.2.2 风能功率

风能功率^[23]用公式表示如下：

$$P_w = Lf^3 D^4 F_n (2u/D) f_n(v) \quad (2-3)$$

式中 L —— 档长 m
 f —— 导线振动的频率 Hz
 D —— 导线的直径 m
 u —— 波腹振幅 m
 v —— 风速 ms^{-1}

F_n 是 $2u/D$ 的函数

f_n 是 v 的函数

风能功率经常略去了 $f_n(v)$ 函数, 相应地把 $F_n(2u/D)$ 作修正, F_n 函数通常被表示为:

$$F_n(2u/D) = k_w(2u/D)^a \quad (2-4)$$

式中 $k_w = 200 \sim 450 \text{ N} \cdot \text{S}^2 \cdot \text{m}^{-4}$

$a = 1.5 \sim 1.7$

式(2-3)中各量之间并不完全独立, 如前所述, 共振频率、风速和导线直径有下式联系着:

$$f_s = S_r(V/D) \quad (2-5)$$

式中斯特罗哈数 $S_r = 0.185 \sim 0.2$ 。

2.2.3 导线的自阻尼功率

没有安装防振器的导线, 其能量消耗是由于导线自阻尼的存在。在某种程度上是因为金属材料的磁滞阻尼, 即线段内部的能量损耗。但更主要的原因是因为导线线股之间的摩擦^[24]。众所周知, 摩擦力与压力成正比, 所以自阻尼是张力 T 的函数。IEEE 输配电委员会关于自阻尼测量导则指出, 在给定的张力下, 振动导线消耗的功率可表示为:

$$P_c = (\pi/2) f L H u^b / a^c = (\pi/2) f L H u^2 / \lambda^3 \quad (2-6)$$

式中 H = 自阻尼系数, 是 T 的函数 $\text{N} \cdot \text{m}$

λ = 波长 m

b, c = 常数 (分别取为 2 和 3)

实际上, b, c 的取值范围相当大, 把 b 取为 2, c 取为 3 后, 相应的误差可通过修正 H 得到补偿。在正常张力范围, H 随 T 的增加而减小。

2.2.4 防振器的消耗功率

若振动导线以一个交变力 $F = F_0 \sin(\omega t + \varphi)$ 作用在防振器上, 而防振器的夹头位移为 $u = u_0 \sin(\omega t)$, 则防振器吸收的瞬时功率为:

$$\begin{aligned} P_s &= F \cdot \frac{du}{dt} = (\omega u_0 F_0) \sin(\omega t + \varphi) \cos(\omega t) \\ &= \omega u_0 F_0 (\cos \varphi \cdot \sin \omega t \cos \omega t + \sin \varphi \cos^2 \omega t) \\ &= \frac{1}{2} \omega u_0 F_0 (\sin \varphi + \sin(2\omega t + \varphi)) \end{aligned} \quad (2-7)$$

对任意为周期整数倍的时间间隔，(2-7)式右边第二部分的平均值为零，所以有平均功率：

$$P_d = \frac{1}{2} \omega u_0 F_0 \sin \varphi \quad (2-8)$$

或

$$P_d = \pi f F_0 u_0 \sin \varphi \quad (2-9)$$

从推导过程知： F_0 为导线对防振器作用力的幅值；

u_0 为防振器夹头位移的幅值，即最大位移；

φ 为作用力与位移之间的相位差。

从(2-9)式可知，对应某频率，把防振器安装在波腹点，该防振器吸收的功率最大。显然 P_d 和导线的张力以及安装位置都有极大的关系。

2.2.5 功率平衡分析

在知道上述主要参数后，运用功率平衡原理就可以对架空输电线的振动状态作出评价：

$$\text{无防振器: } P_w = P_c \quad (2-10)$$

$$\text{有防振器: } P_w = P_c + P_d \quad (2-11)$$

式(2-10)常用来决定是否需加装防振器，式(2-11)用来评价安装的防振器是否适合。

分析(2-3)、(2-6)、(2-9)，发现 P_w 、 P_c 和 P_d 均是频率 f 和振幅 u 的函数。而按照导线振幅标准^[19]，导线频率 f 和振幅 u 有如下关系：

$$2u \leq 76.2 / f \quad \text{mm} \quad (2-12)$$

对于给定的 f 值，相应的允许振幅即可根据(2-12)式得出，从而能进一步计算出 P_w 和 P_c 。如果在整个风振频率，有 $P_c > P_w$ ，就毋须安装防振装置。若在某个频率附近有 $P_c < P_w$ ，就需要加装防振装置，从(2-9)可知，给定 F_0 、 u_0 以及 φ ，就可以计算出 P_d ，若 $P_d > P_w - P_c$ ，安装的防振装置就是适合的，反之就是不适合的。但在实际工作中， F_0 、 u_0 以及 φ 均无法给定，所以在实际运用中要对以上原理作进一步的引申。

2.2.6 防振器消耗功率的确定

用(2-9)式来直接计算防振器的消耗功率是很困难的，可以将功率平衡方程(2-11)重写为：

$$P_d / P_{\max} = P_w / P_{\max} - P_c / P_{\max} = (P_w - P_c) / P_{\max} \quad (2-13)$$

$$P_{\max} = Z_m \omega^2 u^2 / 2$$

Z_m ——导线的特征机械阻抗

ω —— 圆频率 ($2\pi f$)

u —— 波腹振幅

式(2-13)表示防振器需要消耗的最小功率就等于风能功率和自阻尼功率之差。当下式成立时,就可以认为防振器的安装是适合的:

$$P_d / P_{\max} > (P_w - P_c) / P_{\max} \quad (2-14)$$

如前所述,对应每一频率,相应的允许振幅 u 有由(2-12)式给出。对给定的档长、风速(和频率有关)、导线直径和单位质量以及张力、导线自阻尼系数等,就可由(2-4)、(2-6)算出(2-13)式右边的值。以相对净功率 $(P_w - P_c) / P_{\max}$ 的计算值和频率 f 的函数关系作曲线图,如图 2.8 所示。这就是防振器相对消耗功率 P_d / P_{\max} 所要进行比较的相对净功率曲线,它确定了安装的防振器必须消耗的最小相对功率值。图 2.8 所绘制的相对净功率曲线^[25],其有关数据来源于意大利米兰公司的产品介绍,所用 ACSR 导线,各相应数据分别为: $D=31.8\text{mm}$, $m=2.003\text{kg/m}$, $H=7600\text{Nm}$, $T=40700\text{N}$, $L_1=400\text{m}$ (浅色线), $L_2=800\text{m}$ (深色线)。

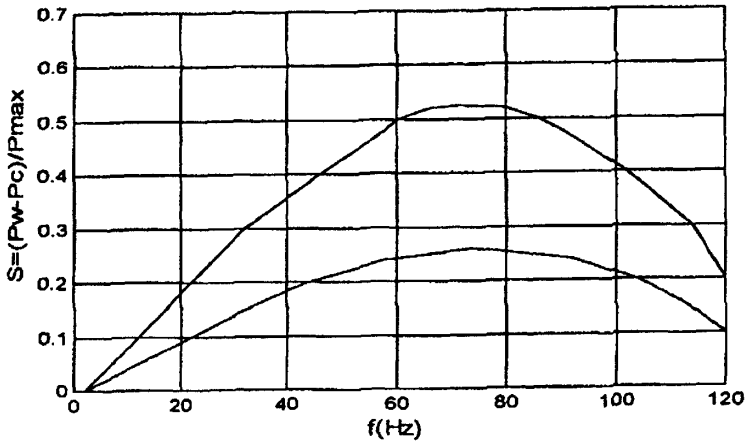


图 2-8 相对净功率曲线

在进行防振设计时,用测量相对净功率 P_d / P_{\max} 的方法来表示防振器在线路上的防振效果是十分方便的。可根据相对净功率曲线对防振器的安装位置和型号进行粗选。例如,从图 2-8 可知 70-80Hz 所对应的相对净功率值较大,这样根据阻抗匹配原理,就可以把防振器安装在对应频率为 75Hz 的 1/4 波长的奇数倍处,并使防振器的共振吸收频带尽可能地覆盖这一频率区间。

2.3 本章小结

导线是架空输电线路电功率的载体，是线路防振保护的主要对象。本章详细介绍了微风振动是怎么产生的，微风振动又如何持续运动，振动振幅为什么不会越来越大即其自限作用；从风能、导线的自阻尼功率和防振器消耗的功率者的关系来介绍了架空输电线路上的功率平衡原理。

第三章 防振锤力学性能的理论分析及数值模拟

微风振动威胁着架空输电线的使用寿命,因此,限制输电导线振动有很重要的实际意义;防振锤是架空输电线路一种主要的防振元件,其性能的优劣对输电线路的安全稳定有很大的影响。防振锤实际上是一种耗能器,通过和架空输电线的一起振动,引起锤头的振动,从而防振锤钢绞线产生干摩擦,将机械能转化为热能。

3.1 防振锤的力学模型及其基本假设

防振锤有很多种型号,总体可以分为F型(对称)和FR型(非对称),它们的基本原理是一样的,本文用FR型分析,图3-1为FR型防振锤的模型,左边的锤头质量较大,连接锤头的钢绞线也较右边的长,两根钢绞线在中间用一个线夹固定。

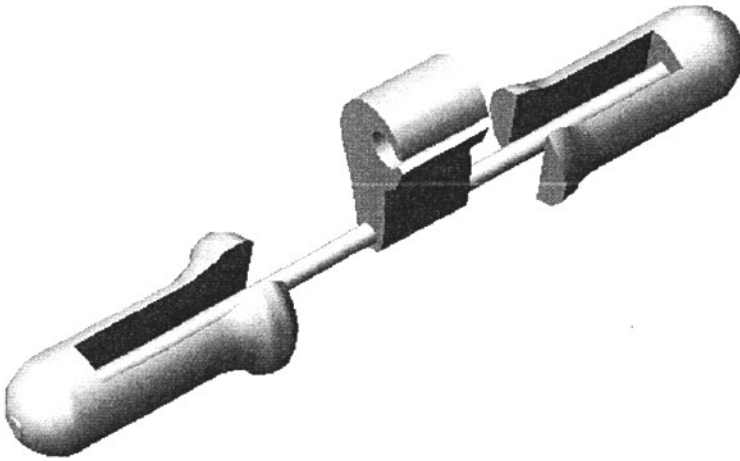


图 3-1 FR 型防振锤三维模型

由于FR型防振锤是由线夹紧固在导、地线上,线夹两侧相互影响不大,可以线夹为界分为2个相对独立的子系统,取其一侧作为1个子系统进行分析(见图3.2)。对该系统可作进一步简化:锤头按刚性考虑,即只计其质量与惯量,而不计其弹性;对钢绞线只计其弹性,不计其质量和惯量。显然这些假定对于防振锤是合理的^[26]。

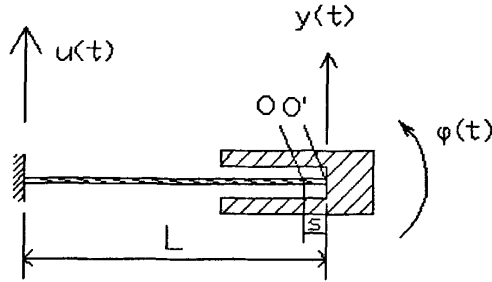


图 3-2 防振锤的力学模型示意图

- O ——锤头质心 O' ——锤头与钢绞线的交点
 L ——钢绞线长度 s —— OO' 的距离
 u ——防振锤夹头位移 φ ——防振锤锤头绕 O' 的转角
 y ——锤头在 O' 点相对于夹头的位移

3.2 防振锤的固有频率的理论研究

3.2.1 防振锤的数学模型

令 $u(t)=0$, 该系统有两个自由度: $y(t)$ 、 $\varphi(t)$, 系统所受的所有外力可以向 O' 简化为一力 $P_{O'}$ 与一力偶 $M_{O'}$, 由于考虑锤头做微小振动, 锤头质心的垂直位移 $y_{O'}$ 及锤头绕质心的角位移 $\varphi_{O'}$ 可分别表示为

$$y_{O'} = y_{O'} - s\varphi_{O'}, \varphi_{O'} = \varphi_{O'} \quad (3-1)$$

用拉格朗日方程建立系统的运动方程, n 个自由度系统的拉格朗日方程可写为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (3-2)$$

其中, q_1, q_2, \dots, q_n 是独立的广义坐标; Q_1, Q_2, \dots, Q_n 的广义是对应于有势力以外的其它非有势力的广义力; $L=T-U$, 称为拉格朗日函数, 它等于系统的动能 T 与势能 U 的差。根据图 3.2, 系统的动能 T 与势能 U 分别为:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}_{O'}^2 + \frac{1}{2} J_{O'} \dot{\varphi}_{O'}^2 = \frac{1}{2} m (\dot{y}_{O'} - s \dot{\varphi}_{O'})^2 + \frac{1}{2} J_{O'} \dot{\varphi}_{O'}^2 \quad (3-3)$$

$$U = \int \frac{M^2(x)}{2EI} dx = \frac{2EI}{L^3} (3y_{O'}^2 + L^2 \varphi_{O'}^2 - 3Ly_{O'} \varphi_{O'}) \quad (3-4)$$

其中 m 为锤头质量, $M(x)$ 钢绞线弯矩, 可由材料力学计算得出, EI 钢绞线弯曲刚度, $J_{O'}$ 为锤头对质心的转动惯量。

其中 $M(x)$ 的计算, 令第一、二自由度的广义位移分别为: $y_{O'}$ 、 $\varphi_{O'}$, 根据材料力学公式可得:

$$\begin{cases} \frac{M_{O'}l}{EI} + \frac{F_{O'}l^2}{2EI} = \varphi_{O'} \\ \frac{M_{O'}l^2}{2EI} + \frac{F_{O'}l^3}{3EI} = y_{O'} \end{cases} \quad (3-5)$$

解出:

$$\begin{cases} F_{O'} = \frac{6EI}{l^3}(2y_{O'} - \varphi_{O'}l) \\ M_{O'} = \frac{2EI}{l^3}(2\varphi_{O'}l^2 - 3y_{O'}l) \end{cases} \quad (3-6)$$

得

$$M(x) = F_{O'}x + M_{O'} \quad (3-7)$$

计算广义力 Q_1 , Q_2 :

设坐标 $y_{O'}$ 上有虚位移 $\delta y_{O'}$, 非有势力做功为 $\delta W = P_{O'} \cdot \delta y_{O'}$, 因此 $Q_1 = P_{O'}$; 再设 $\varphi_{O'}$ 上有虚位移 $\delta \varphi_{O'}$, 非有势力做功为 $\delta W = M_{O'} \cdot \delta \varphi_{O'}$, 因此 $Q_2 = M_{O'}$ 。

将上面各式代入式 3-2 得到系统的运动微分方程:

$$\begin{cases} m\ddot{y} - ms\ddot{\varphi} + k(6y - 3L\theta) = P_{O'} \\ -ms\ddot{y} + (J_O + ms^2)\ddot{\varphi} + k(-3Ly + 2L^2\theta) = M_{O'} \end{cases} \quad (3-8)$$

表达为矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} m & -ms \\ -ms & J_O + ms^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_{O'} \\ \ddot{\varphi}_{O'} \end{Bmatrix} + k \begin{bmatrix} 6 & -3L \\ -3L & 2L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{O'} \\ M_{O'} \end{Bmatrix} \quad (3-9)$$

其中 $k=2EI/L^3$

整理得:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{y}_{O'} \\ \ddot{\varphi}_{O'} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{O'} \\ M_{O'} \end{Bmatrix} \quad (3-10)$$

其中质量矩阵

$$[M] = \begin{bmatrix} m & -ms \\ -ms & J_O + ms^2 \end{bmatrix} \quad (3-11)$$

刚性矩阵

$$[K] = k \begin{bmatrix} 6 & -3L \\ -3L & 2L^2 \end{bmatrix} \quad (3-12)$$

由于系统自由振动 $P_{O'}=0$, $M_{O'}=0$

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{y}_{O'} \\ \ddot{\varphi}_{O'} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-13)$$

3.2.2 防振锤固有频率的计算

假定 (3-13) 的解为:

$$\begin{cases} y_{O'} = Y \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_{O'} = \Phi \sin(\omega t + \alpha) \end{cases} \quad (3-14)$$

将式 (3-14) 代入式 (3-13) 中得:

$$-\omega^2 [M] \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-15)$$

即:

$$\{-\omega^2 [M] + [K]\} \begin{Bmatrix} y_{O'} \\ \varphi_{O'} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-16)$$

要得到位移的非零解, (3-16) 式的系数值必须等于零, 即:

$$[-\omega^2 [M] + [K]] = 0 \quad (3-17)$$

解得:

$$\omega_{1,2}^2 = 2EI/L^3 \cdot \frac{\frac{1}{3}L^2m + J_{O'} - Lsm \mp \sqrt{(\frac{1}{3}L^2m + J_{O'} - Lsm)^2 - \frac{1}{3}L^2(J_{O'}m - s^2m^2)}}{J_{O'}m - s^2m^2} \quad (3-18)$$

其中 $J_{O'} = J_O + ms^2$ 为锤头都 O' 的转动惯量。

ω 是振动圆频率, $\omega = 2\pi f$, f 为振动频率。 ω_1 和 ω_2 为防振锤线夹同一侧的两个固有频率, 由于 FR 型防振锤两侧的结构参数不相同, 得 4 个固有频率。

3.2.3 实例计算 — FR-3 型防振锤固有频率的计算

本文计算的是由浙江天吉电力金具有限公司生产的 FR-3 型防振锤, 图 3-3 是厂商给出的 FR 系列型号的基本参数。

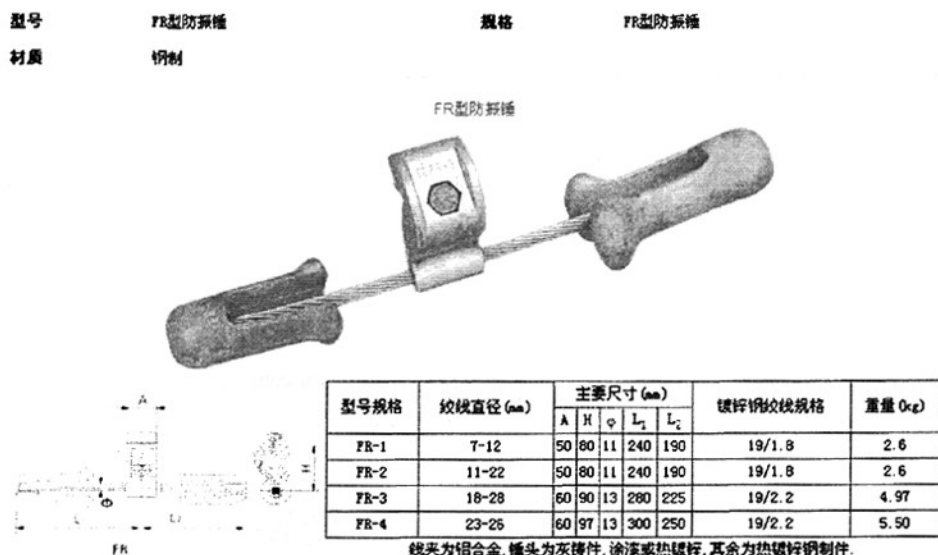


图 3-3 厂家提供 FR 型防振锤规格参数

钢绞线的弹性模量 $E=2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 计算固有频率的 (3-18) 式中首先需要计算的是钢绞线截面惯性矩 I , 图 3-4 为 19 股钢绞线的剖面图^[27]。

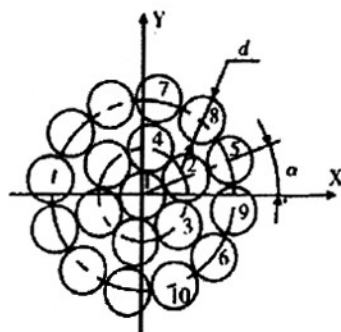


图 3-4 19 股钢绞线的剖面图

由图 3-4 所示, 设 x 、 y 平面坐标, 19 股钢绞线的剖面对 x 旋转轴的夹角为 α 时, 其惯性矩为:

$$\begin{aligned}
 I &= \sum \frac{\pi d^4}{64} \\
 &= I_{m1} + I_{m2} + \dots + I_{m10}
 \end{aligned}
 \quad (3-19)$$

$$\text{中心股线: } I_{m1} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$2 \text{ 号股线: } I_{m2} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} d^2 \sin^2 \alpha \right]$$

$$3 \text{ 号股线: } I_{m3} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) \right]$$

$$4 \text{ 号股线: } I_{m4} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{3} + \alpha \right) \right]$$

$$5 \text{ 号股线: } I_{m5} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \alpha \right]$$

$$6 \text{ 号股线: } I_{m6} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) \right]$$

$$7 \text{ 号股线: } I_{m7} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{3} + \alpha \right) \right]$$

$$8 \text{ 号股线: } I_{m8} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{6} + \alpha \right) \right]$$

$$9 \text{ 号股线: } I_{m9} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{6} - \alpha \right) \right]$$

$$10 \text{ 号股线: } I_{m10} = 2 \left[\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4 \cdot d^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \right]$$

经三角函数推演得出

$$\begin{aligned} I &= I_{m1} + I_{m2} + \cdots + I_{m10} \\ &= \left(\frac{19}{64} + \frac{1}{2} + \frac{27}{2} \right) \pi d^4 \\ &= 7.047 \pi d^4 \end{aligned} \quad (3-20)$$

由于 (3-18) 式需要的锤头转动惯量以及锤头质心和连接点的距离厂商没有提供, 所以本文根据厂家提供的参数, 用 AUTO-CAD 软件建立其计算机模型, 计算出其锤头转动惯量以及锤头质心和连接点的距离。

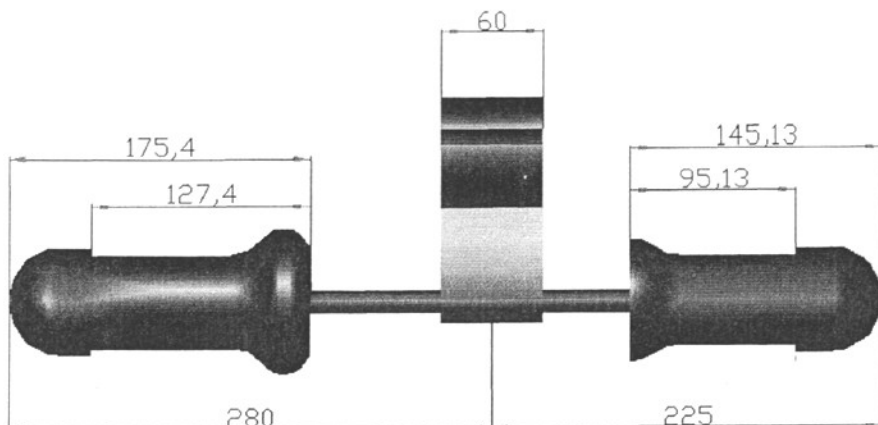


图 3-5 CAD 三维模型尺寸 (单位: mm)

图 3-5 是根据厂商提供的参数绘制的 CAD 模型, 在 CAD 中可以用 MASSPROP 命令得到实体的质量、体积、边界框、形心、惯性积、惯性矩等; 用 DIST 命令可以得到两点间的三维增量; 用这两个命令可以得到 FR-3 型防振锤的计算参数, 见表 3-1。

表 3-1 FR-3 型防振锤的结构参数

	$EI(\text{N}\cdot\text{m}^2)$	$L(\text{m})$	$m(\text{kg})$	$s(\text{m})$	$J(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$
大锤头	22.41	0.202	2.557	0.03255	6.516E-03
小锤头	22.41	0.145	1.842	0.01213	3.305E-03

将表 3-1 中的参数代入式 (3-16) 得 FR-3 型防振锤的固有频率分别为: Hz, 17.4Hz, 36Hz, 70.9Hz。

3.3 防振锤的固有频率的模拟研究

3.3.1 CAE 及有限元分析软件介绍(ANSYS)

CAE(Computer Aided Engineering)是用计算机辅助求解复杂工程和产品结构强度、刚度、屈曲稳定性、动力响应、热传导、三维多体接触、弹塑性等力学性能的分析计算以及结构性能的优化设计等问题的一种近似数值分析方法。CAE 从 60 年代初在工程上开始应用到今天, 已经历了 30 多年的发展历史, 其理论和算法都经历了从蓬勃发展到日趋成熟的过程, 现已成为工程和产品结构分析中 (如航空、航天、机械、土木结构等领域)必不可少的数值计算工具, 同时也是分析连续力学各类问题的一种重要手段。随着计算机技术的普及和不断提高, CAE

系统的功能和计算精度都有很大提高,各种基于产品数字建模的 CAE 系统应运而生,并已成为结构分析和结构优化的重要工具,同时也是计算机辅助 4C 系统(CAD/CAE/CAPP/CAM)的重要环节。CAE 系统的核心思想是结构的离散化,即将实际结构离散为有限数目的规则单元组合体,实际结构的物理性能可以通过对离散体进行分析,得出满足工程精度的近似结果来替代对实际结构的分析,这样可以解决很多实际工程需要解决而理论分析又无法解决的复杂问题。

ANSYS(ANalysis SYStem)是 20 世纪 70 年代由美国 ANSYS 公司研制开发的工程分析软件。它是一种融结构学、热学、流体学、电磁学和声学于一体的大型 CAE 通用有限元软件,可以广泛用于核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、汽车交通、国防军工、电子、土木工程、造船、生物医学、轻工、地矿、水利,以及日用家电等一般工业及科学研究。该软件运行于大多数计算机及操作系统(如 Windows, UNIX, Linux, IRIX 和 HP-UX)。从 PC 机到工作站,直至巨型计算机,ANSYS 文件在其所有的产品系列及工作平台上均兼容。ANSYS 是第一个集成计算流体动力学(CFD)功能,也是唯一包括多物理场分析功能的软件。

ANSYS 将有限元分析、计算机图形学和优化技术相结合,已经成为解决现代工程问题必不可少的工具。它在功能、性能、易用、可靠性以及对运行环境的适应性方面,满足了用户的当前需求,帮助用户解决了许多工程实际问题,为科研尽心服务。ANSYS 软件技术特点体现在如下几点。

ANSYS 软件主要包括三个部分:前处理模块、求解模块、后处理模块。

①前处理模块:它为用户提供了—个强大的实体建模及网格划分工具,用户可以方便地构造有限元模型,软件提供了 100 余种单元类型,用来模拟工程中的各种材料。前处理模块主要实现三种功能:参数定义、实体建模、网格划分。

②求解模块:求解模块是程序用来完成对已经生成的有限元模型进行力学分析和有限元求解。在此阶段,用户可以定义分析类型、分析选项、载荷数据和载荷步选项。

③后处理模块:完成计算后,可通过后处理模块将计算结果以彩色等值线显示、云图显示、梯度显示、矢量显示、粒子流显示、立体切片显示、透明及半透明显示等图形方式显示出来,也可以将结果以图表、曲线形式显示或输出。

ANSYS 的后处理模块分为两部分:通用后处理模块(POST1)和时间历程后处理模块(POST26)。

ANSYS 的功能非常的强大能完成的基本功能有:①结构应力分析、②结构动力学分析、③结构非线性分析、④动力学分析、⑤热分析、⑥电磁场分析、⑦流体动力学分析、⑧声场分析、⑨压电分析。除了这些基本的功能,ANSYS 还有很多高级功能。

本文应用其结构动力学分析,结构动力学分析用来求解随时间变化的载荷对结构或部件的影响。与静力分析不同,动力分析要考虑随时间变化的力载荷以及它对阻尼和惯性的影响。ANSYS 可进行的结构动力学分析类型包括瞬态动力学分析、模态分析、谐波响应分析及随机振动响应分析^[28]。

3.3.2 实例分析——FR-3 型防振锤固有频率的模拟计算

本次计算使用的是 ANSYS10.0 版。

锤头用三维质量(3D Mass)单元模拟,记为①单元;钢绞线用二维弹性梁(2D elastic Beam)单元模拟,记为②单元;由于锤头的质心不在钢绞线与锤头的连接点,本文采用了一个长度等于连接点与锤头质心距离刚度比①单元大 3 个数量级的二维弹性梁单元将①单元与②单元连接。

建立如下模型,在结点 1 加上全部自由度的约束。



图 3-6 防振锤 ANSYS 模拟模型

由于分析时的默认值为静力分析,因此进行自由振动分析前,必须先设定分析形式,选择自由振动模型分析(Modal),指定两个振动模态。执行振动特征值分析,便可以得到分析结果。

分别对锤子的两边进行模拟,锤子和钢绞线的参数可有表 3-1 得知,首先计算大锤头的得到的计算结果如图 3-7,本节附有大锤头的 ANSYS 计算命令流文件。

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	10.622	1	1	1
2	35.159	1	2	2

图 3-7 FR-3 型防振锤大锤头 ANSYS 模拟结果

其次计算小锤头的得到的计算结果如图 3-8,将本节本节附的大锤头的 ANSYS 计算命令流文件按表 3-1 修改对应参数即可,不再累赘。

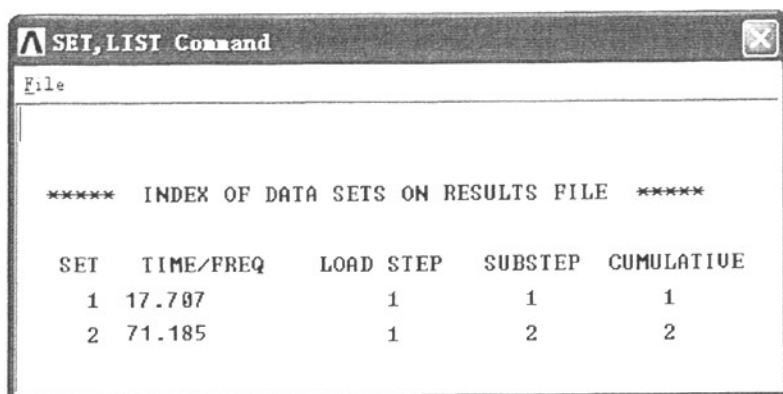


图 3-8 FR-3 型防振锤小锤头 ANSYS 模拟结果

分别对 FR-3 型防振锤左右两侧进行模拟计算得到的结果为固有频率，分别为：10.6Hz，17.7Hz，35.2Hz，71.2Hz。

附：FR-3 型防振锤大锤头的 ANSYS 计算命令流：

```

KEYW,PR_STRUC,1          TYPE, 2          !*
/GO                      MAT, 1          EPLOT
/COM, Structural        REAL, 2          FINISH
!*                      ESYS, 0         /SOL
/PREP7                  SECNUM,         FLST,2,1,1,ORDE,1
!*                      TSHAP,LINE     FITEM,2,1
ET,1,MASS21            !*          !*
!*                      FLST,2,2,1     /GO
ET,2,BEAM3             FITEM,2,1       D,P51X,,,,,ALL,,,,
!*                      FITEM,2,2     !*
!*                      E,P51X        ANTYPE,2
R,1,,2.557393,,,,,6.516E TYPE, 2       !*
-03,                   MAT, 1          MSAVE,0
!*                      REAL, 3        !*
R,2,1,1.1207760E-10,,,, ESYS, 0         MODOPT,LANB,2
!*                      SECNUM,       EQSLV,SPAR
R,3,1,1,,,,,          TSHAP,LINE     MXPAND,2,,0
!*                      !*          LUMPM,0
!*                      FLST,2,2,1     PSTRES,0
MPTEMP,,,,,,,,         FITEM,2,3       !*
MPTEMP,1,0            FITEM,2,2       MODOPT,LANB,2,0,200,0
MPDATA,EX,1,,2e11     E,P51X         FF
MPDATA,PRXY,1,,0     /PNUM,NODE,1   SOLVE
N,1,0,,,,,           /NUMBER,0      FINISH
N,2,0.202,,,,,       !*          /POST1
N,3,0.169446,,,,,    /PNUM,ELEM,1   SET,LIST
E, 3                  /REPLOTT      FINISH

```

3.4 防振锤的耗能功率的研究

防振锤实际上是一种耗能器,通过和架空输电线的一起振动,引起锤头的振动,从而防振锤钢绞线产生干摩擦,将机械能转化为热能。本节从FR型防振锤的结构系统出发,建立其耗能功率与结构参数(钢绞线长度、锤头质量、锤头转动惯量等)的关系,并分析这些参数对耗能的影响。

3.4.1 耗能的理论计算

在(3-10)式基础上加上阻尼矩阵,可以得到描述该子系统的振动微分方程:

$$KX + M \frac{d^2 X}{dt^2} + C \frac{dX}{dt} = F \quad (3-21)$$

式中 K 、 M 、 C 分别为子系统的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵; X 为位移列阵, F 为外力列阵。

$$X = \begin{Bmatrix} y \\ \varphi \end{Bmatrix}, \quad F = \begin{Bmatrix} -m \frac{d^2 u}{dt^2} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-22)$$

其中 m 为锤头质量。式(3-21)中的 K 、 M 、 C 的显式表达为:

$$K = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L \\ -6L & 4L^2 \end{bmatrix}, \quad M = \begin{bmatrix} m & -ms \\ -ms & J + ms^2 \end{bmatrix} \quad (3-23)$$

其中 J 为锤头对 O 的转动惯量, EI 为钢绞线的弯曲刚度。

阻尼矩阵 C 可按式(3-24)由刚度矩阵 K 计算得出:

$$C = (2D/\omega)/K \quad (3-24)$$

D 是系统阻尼比, ω 是振动圆频率, $\omega = 2\pi f$, f 为振动频率。

由(3-21)式解出系统稳态振动的位移列阵:

$$X = (-\omega^2 M + K + i\omega C)^{-1} F \quad (3-25)$$

其中 $i = \sqrt{-1}$ 为虚数单位。

防振锤功率特性测试方法按控制条件分成两种,一种是保持夹头振幅恒定,一种是保持夹头速度恒定,保持夹头速度恒定的测试效果好些^[29],本文假定夹头速度恒定,将各项位移写成复数形式

$$u = u_0 e^{i\omega t}, \quad y = y_0 e^{i\omega t}, \quad \varphi = \varphi_0 e^{i\omega t} \quad (3-26)$$

其中 u_0 、 y_0 、 φ_0 为 u 、 y 、 φ 的幅值。将式(3-26)代入式(3-25),解得:

$$\begin{Bmatrix} y_0 \\ \varphi_0 \end{Bmatrix} = (-\omega^2 M + K + i\omega C)^{-1} \begin{Bmatrix} -im\omega v_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-27)$$

其中 v_0 为夹头振动速度的幅值。线夹对该侧钢绞线的支持力为^[35]:

$$F_0 = K_{11}y_0 + K_{12}\varphi_0 \quad (3-28)$$

则该子系统的耗能为:

$$P_0 = \frac{1}{2} |F_0| \cdot v_0 \cdot \cos \alpha \quad (3-29)$$

其中 α 为夹头支持力与速度的相位差:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{\text{Im}(F_0 / v_0)}{\text{Re}(F_0 / v_0)} \right) \quad (3-30)$$

式中 Im 为取虚部, Re 为取实部。

用同样的方法可以计算另一侧子系统的功率, 将它们加起来便可得到防振锤的总耗能功率。

3.4.2 结构参数对耗能的影响

根据式 3-29 编制计算程序, 将表 3-1 的数据代入计算可得 FR-3 型防振锤的耗能功率曲线(见图 3-9), 从图中可以看出, 有 4 个耗能峰值, 对应了 FR-3 型防振锤的 4 个固有频率; 第一个和第三个波峰对应着大锤头的一频(平动)和二频(转动); 第二个和第四个波峰对应着小锤头的一频和二频。

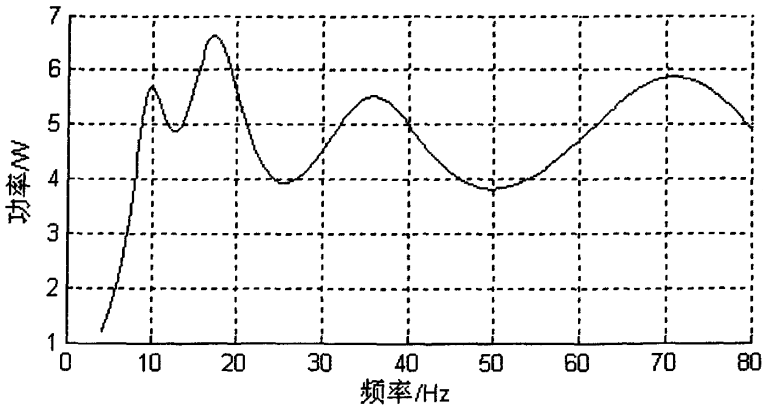


图 3-9 FR-3 型防振锤耗能功率特性曲线

根据 3.4.1 节建立的耗能计算公式编制计算机程序, 对 FR-3 型防振锤进行结构参数的进行比较计算。在分析某一参数对耗能的影响时, 其他参数保持不变, 被分析的参数在实测数据的 90%~110%之间平均取 6 个点分析。

一、钢绞线长度

根据编制的计算机程序，计算不同钢绞线长度下效能功率，并绘制对应的防振锤耗能功率曲线，图(3-10)是变化大锤头一侧钢绞线的长度得到的功率比较图形，从图中可以看出第二个波峰和第四个波峰变化相对于第一个波峰和第三个波峰变化小很多；随着钢绞线长度的增长，第一个波峰和第三个波峰变小；防振锤的耗能功率也随钢绞线长度的增长而下降，谷底频率对应的耗能功率也逐渐下降。对小锤头的钢绞线进行变化比较也能得到同样的规律，只是对应的是第二和第四个波峰，下文中其他参数也只对大锤头进行变化比较。

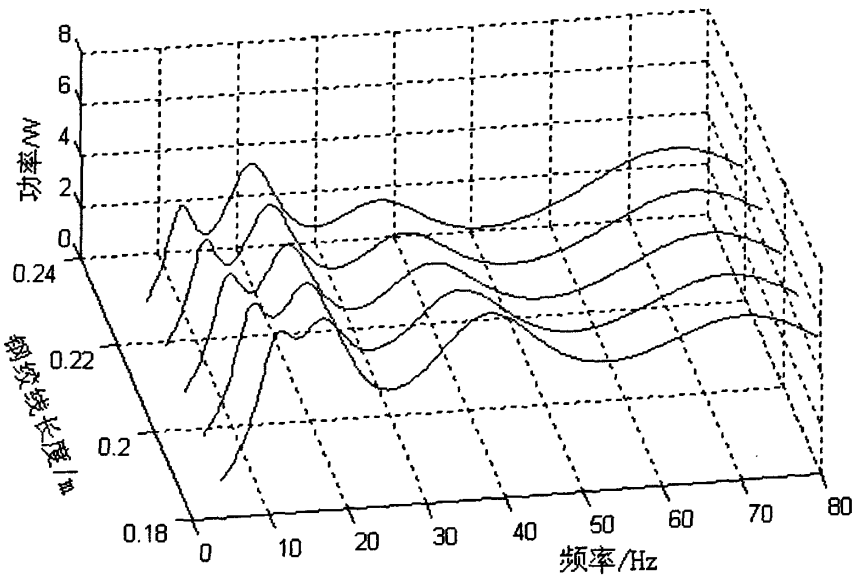


图 3-10 大锤头钢绞线长度不同时的耗能功率特性曲线

二、锤头质量

根据编制计算机程序，计算不同锤头质量下效能功率，并绘制对应的防振锤耗能功率曲线，图(3-11)是变化大锤头质量得到的功率比较图形，从图中可以看出第一个波峰和第三个波峰耗能功率随锤头质量的增大而增大，第一个波峰的增速比第三个波峰的增速大；第一个波峰和第三个波峰随锤头的质量增大而减小，第三个波峰变化比第一个波峰稍快，随质量的增大，第一和第三个波谷的耗能功率减小，第二个波谷耗能功率增大。

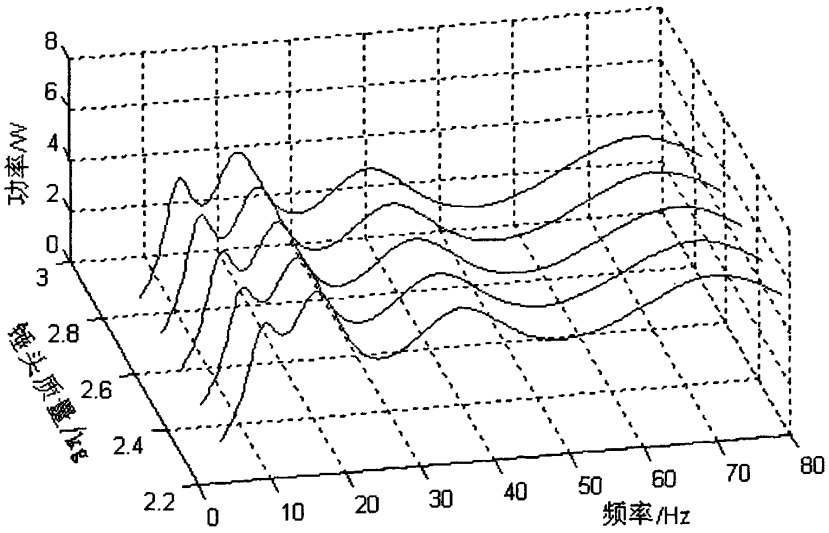


图 3-11 大锤头质量不同时的耗能功率特性曲线

三、锤头转动惯量

根据编制计算机程序,计算不同锤头转动惯量下效能功率,并绘制对应的防振锤耗能功率曲线,图(3-12)是变化大锤头转动惯量得到的耗能功率比较图形,从图中可以看到,随着转动惯量的增大第一个波峰耗能略有降低,第三个波峰耗能功率增大,第一个波谷和第三个波谷耗能降低,第二个波谷耗能增大;第一个波峰基本保持不变,第三个波峰有明显降低。

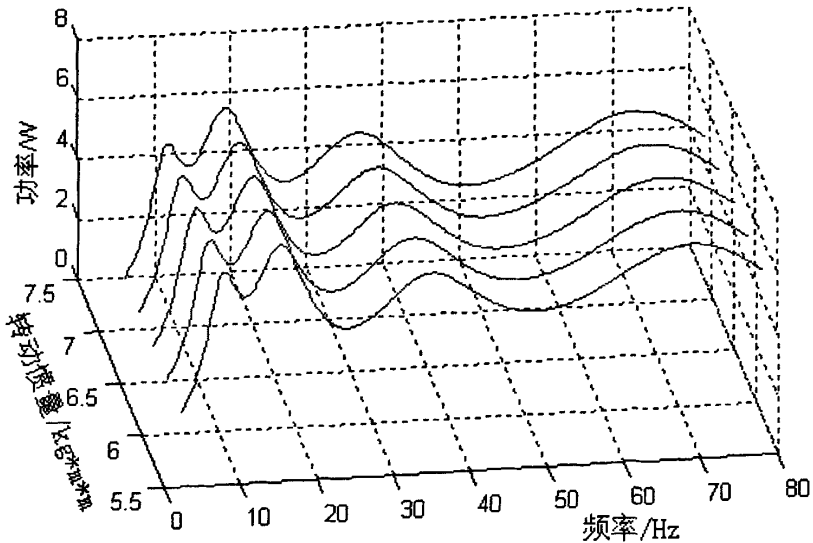


图 3-12 大锤头转动惯量不同时的耗能功率特性曲线

四、锤头质心与连接点的距离

根据编制计算机程序，计算不同锤头质心与连接点的距离下效能功率，并绘制对应的防振锤耗能功率曲线，图（3-13）是变化大锤头质心与连接点的距离得到的耗能功率比较图形，从图中可以看到，随着锤头质心与连接点的距离的增大第一个波峰耗能基本保持不变，第三个波峰耗能功率增大相对显著，第一个波谷和第二个波谷耗能增大，第三个波谷耗能减小；第一个波峰几乎保持不变，第三个波峰有明显降低。

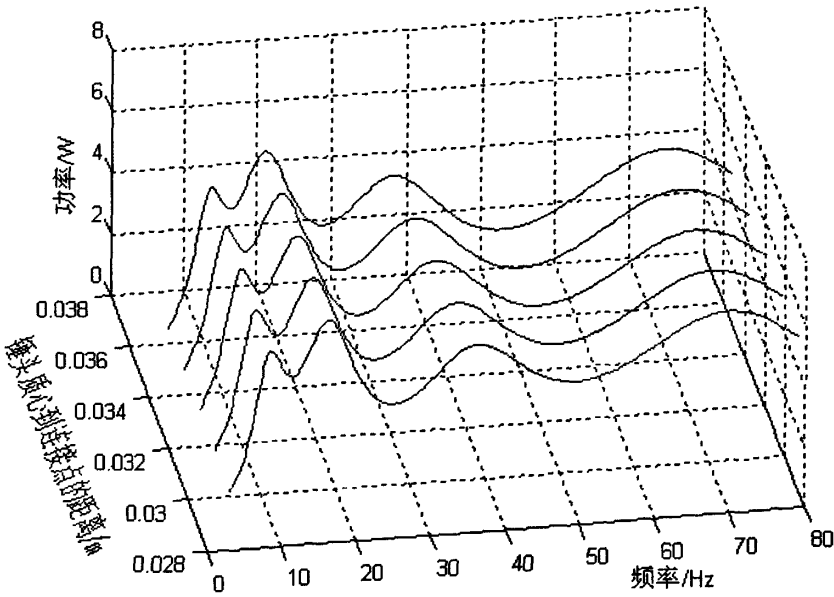


图 3-13 大锤头质心与连接点距离不同时的耗能功率特性曲线

表 3-2 FR-3 防振锤大锤头的各结构参数变化对耗能和频率的影响比较表 (单位:%)

参数	变化率	类别	第一波峰	第一波谷	第二波峰	第二波谷	第三波峰	第三波谷	第四波峰
钢绞线长度	-10.00	频率	18.00	9.52	-1.15	0.00	6.67	6.83	-0.56
		功率	19.22	33.02	8.19	7.01	25.01	22.66	3.23
	-5.00	频率	8.00	4.76	0.00	0.00	3.33	3.21	-0.28
		功率	8.64	15.08	3.31	3.22	11.26	10.21	1.33
	5.00	频率	-8.00	-4.76	0.00	0.00	-3.33	-2.81	0.28
		功率	-7.19	-12.54	-2.41	-2.79	-9.28	-8.46	-0.96
10.00	频率	-14.00	-7.94	1.15	0.00	-6.11	-5.62	0.28	
	功率	-13.45	-22.96	-4.19	-5.25	-16.97	-15.55	-1.66	
锤头质量	-10.00	频率	4.00	1.59	0.00	0.78	2.22	1.20	0.00
		功率	-2.39	4.00	-0.03	-3.56	-0.49	3.43	0.37
	-5.00	频率	2.00	0.00	0.00	0.78	1.11	0.40	0.00
		功率	-1.21	1.99	-0.03	-1.76	-0.26	1.65	0.18

5.00	频率	-4.00	0.00	0.00	-0.78	-1.67	-0.40	0.00
	功率	1.34	-1.84	0.06	1.75	0.29	-1.54	-0.16
10.00	频率	-6.00	-1.59	0.00	-0.78	-2.78	-1.20	0.00
	功率	2.77	-3.65	0.13	3.49	0.61	-2.99	-0.31
-10.00	频率	0.00	1.59	0.00	1.56	3.33	1.20	0.00
	功率	1.89	1.48	-0.71	-5.51	-2.09	3.62	0.38
-5.00	频率	0.00	0.00	0.00	0.78	1.67	0.40	0.00
	功率	0.95	0.73	-0.36	-2.75	-1.07	1.75	0.18
5.00	频率	-2.00	0.00	0.00	-0.78	-1.67	-0.40	0.00
	功率	-0.90	-0.69	0.37	2.75	1.10	-1.62	-0.16
10.00	频率	-2.00	-1.59	0.00	-1.56	-3.33	-1.20	0.00
	功率	-1.75	-1.38	0.75	5.49	2.21	-3.15	-0.31
-10.00	频率	-2.00	0.00	0.00	1.56	3.89	1.61	0.00
	功率	-0.07	-1.58	-1.24	-6.25	-1.83	4.66	0.50
-5.00	频率	-2.00	0.00	0.00	0.78	1.67	0.80	0.00
	功率	-0.04	-0.78	-0.64	-3.23	-0.98	2.30	0.24
5.00	频率	0.00	0.00	0.00	-0.78	-2.22	-0.80	0.00
	功率	0.05	0.77	0.68	3.44	1.11	-2.25	-0.23
10.00	频率	0.00	0.00	0.00	-1.56	-3.89	-1.61	0.00
	功率	0.04	1.53	1.41	7.10	2.34	-4.44	-0.44

从以上计算结果可以看出防振锤的各参数对其耗能功率特性都有一定的影响。从表(3-2)中可以看出其变化的具体数值百分比,从以上图表中的数据可以得出:

- (1) 钢绞线长度对防振锤耗能功率和固有频率影响最为明显,锤头质量、锤头转动惯量、锤头质心与连接点的距离的影响相对较小;
- (2) 钢绞线对锤头的一频的影响明显大于对二频的影响,但其对二频处的耗能功率的影响却高于一频处的;
- (3) 锤头转动惯量和锤头质心与连接点的距离对二频的影响都大于一频,相应点的耗能功率也有同样的影响;
- (4) 锤头转动惯量和锤头质心与连接点的距离对第二个波谷的耗能功率比较明显。

理想的防振锤应具有较宽的有效频率范围,谐振频率的耗能与谷底频率的耗能差别越小越好,谐振频率的耗能与谷底功率的差别越小,耗能功率特性曲线峰谷坡度越缓,国家标准规定防振锤的峰谷比应不大于5。

在防振锤的设计时应注意各参数的协调,对于非对称型防振锤还应注意大小锤头的协调,通过以上理论可以计算分析比较出各参数最佳值。

3.5 本章小结

本章对防振锤的模型做了假设简化，从理论建立了其力学模型，并实际推导了固有频率的计算公式，计算了 FR-3 型防振锤的固有频率；用有限元软件模拟了理论计算。

本章还分析了防振锤的耗能功率，并结合其结构参数做了分析比较。

第四章 防振锤固有频率的试验研究

4.1 固有频率的测量方法介绍

在研究机械系统振动问题时,往往需要确定系统的固有频率,它是振动系统的一个重要特性,是由振动系统本身的参数所决定的。常用的测量固有频率的方法有敲击法和共振法两种。^[30]

4.1.1 敲击法

敲击法是测量频率的基础方法。用锤子敲击系统时,即给系统施加一个初始干扰(初始速度或初始位移),系统则以固有频率做自由振动,测出此时的振动频率即为系统的固有频率。由于实际系统存在阻尼,自由振动很快就衰减了,所以必须记录下由敲击产生的振动信号,可以采用示波器记录信号,分析记录的信号频率即为系统的固有频率。由于阻尼的作用,此法测出的固有频率比实际的固有频率略低一些。也可以用锤子轻轻敲击系统,在振动过程中用李沙育图形法测定系统的固有频率。

敲击法可以测量系统的多阶固有频率,敲击时应采用柔软的物体(如橡皮锤)敲击,以避免高频的影响。

4.1.2 共振法

共振是指一个物理系统在其自然的振动频率(所谓的共振频率)下趋于从周围环境吸收更多能量的趋势。自然中有许多地方有共振的现象。人类也在其技术中利用或者试图避免共振现象。一些共振的例子比如有:乐器的音响共振、太阳系一些类木行星的卫星之间的轨道共振、动物耳中基底膜的共振,电路的共振等等。

一般来说一个系统(不管是力学的、声响的还是电子的)有多个共振频率,在这些频率上振动比较容易,在其它频率上振动比较困难。假如引起振动的频率比较复杂的话(比如是一个冲击或者是一个宽频振动)一个系统一般会“挑出”其共振频率随此频率振动,事实上一个系统会将其它频率过滤掉。

共振法是指系统受外界激励,作强迫振动时,若外界激励的频率接近于系统频率时,强迫振动的振幅可能达到非常大的值,这时产生共振,我们认为这时的频率是系统的固有频率。一个系统有无数个固有频率,我们常研究低范围的系统频率。

4.2 用敲击法测 FR-3 型防振锤固有频率

4.2.1 试验介绍

敲击法的试验原理较为简单, 图 4-1 为敲击法的试验装置及仪器框图; 图 4-2 为敲击法的试验装置及仪器的现场照片。

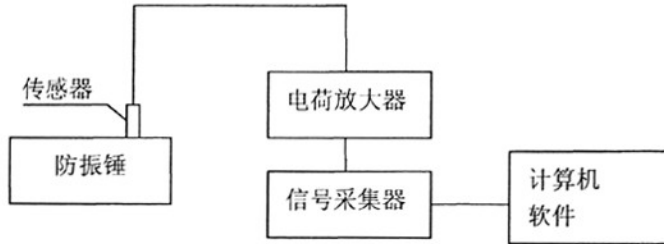


图 4-1 敲击法的试验装置及仪器框图

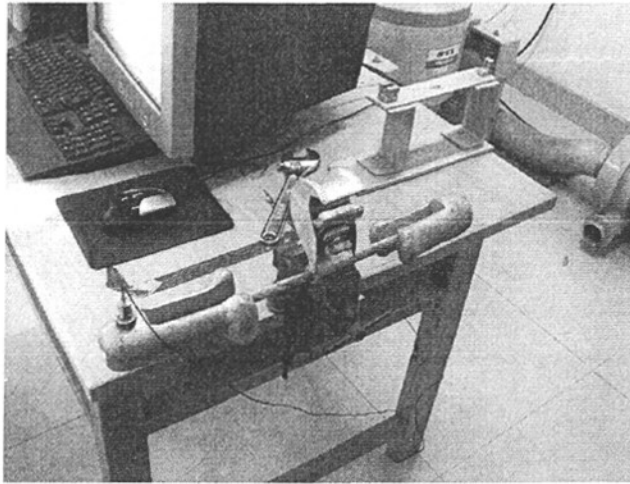


图 4-2 敲击法的试验装置及仪器现场照片

4.2.2 试验操作步骤

- A) 用榔头敲击防振锤使其产生自由衰减振动。
- B) 记录单自由度自由衰减振动波形, 将加速度传感器所测振动经电荷放大器转换为位移信号后 (标准电信号), 送入信号采集分析仪 (A/D), 让计算机虚拟示波器以便显示。
- C) 利用计算机分析软件直接读取防振锤的固有频率。图 4-3、图 4-4 分别为敲击法测量得到大小锤头信号曲线, 图 4-5、图 4-6 为频谱图。

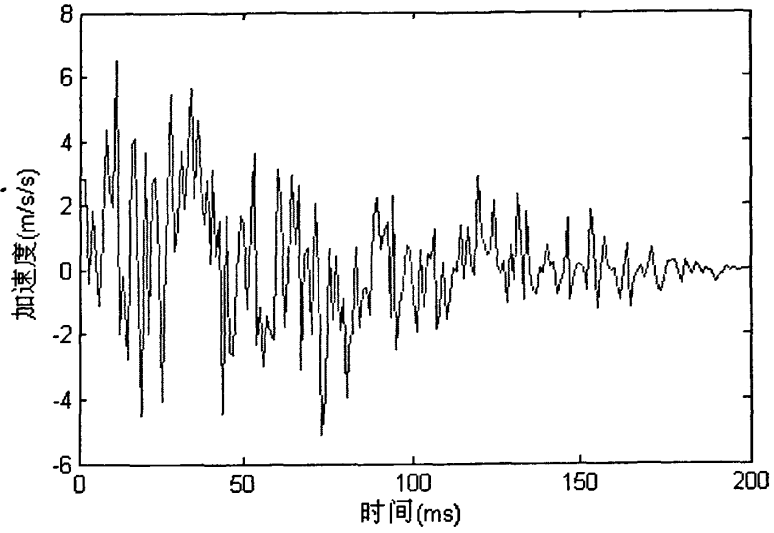


图 4-3 大锤头敲击得到的加速度信号

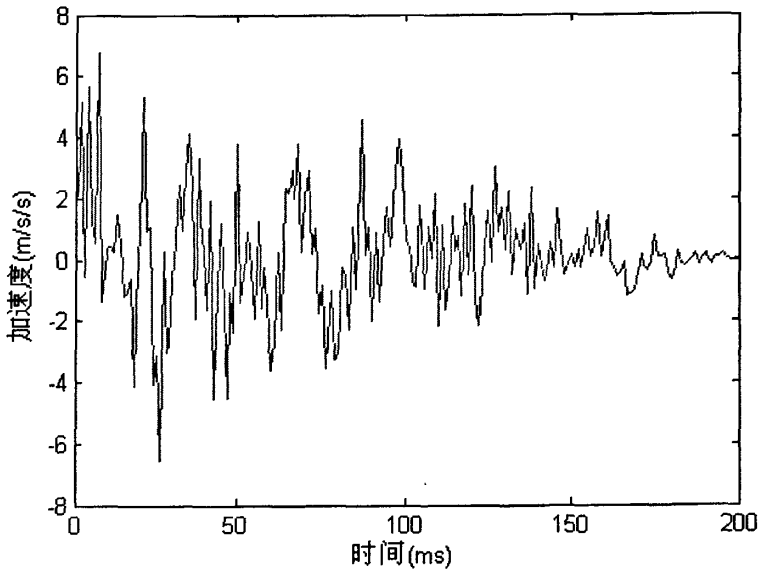


图 4-4 小锤头敲击得到的加速度信号

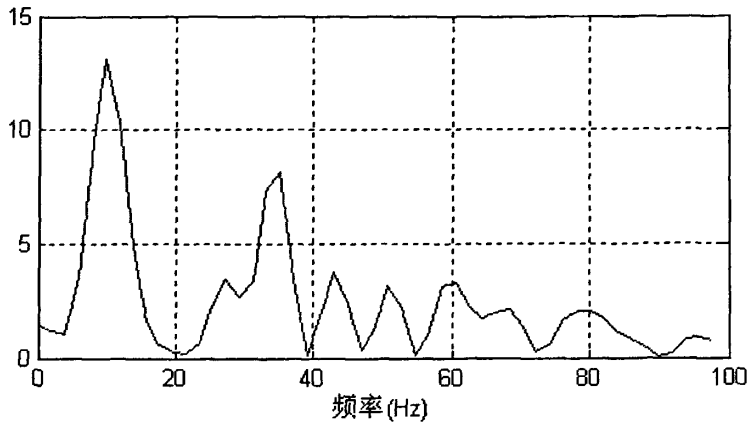


图 4-5 大锤头敲击得到的加速度频谱图

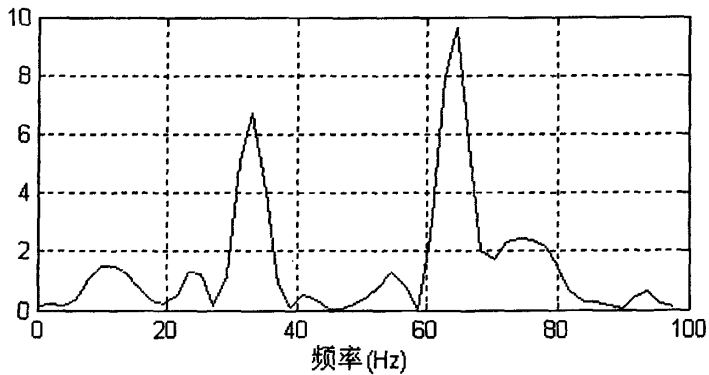


图 4-6 小锤头敲击得到的加速度频谱图

4.2.3 试验结果

分别对 FR-3 型防振锤左右两侧进行敲击试验, 从图 4-5 和图 4-6 可以看出试验的结果, 固有频率分别为: 8.9Hz, 15.3Hz, 33.1Hz, 59.1Hz。

4.2.4 试验结果分析

试验结果与理论计算的结果比较, 相对较小, 但基本能与理论结果对应。敲击得到的信号较短, 影响分析的精度; 本次试验选取的固定支座为木质桌子, 其稳定性不好, 对试验结果有不小的负面影响。

4.3 用共振法测 FR-3 型防振锤固有频率

4.3.1 试验介绍

利用激振器对被测系统施以简谐激励力, 使系统产生强迫振动, 改变激振频率, 进行频率扫描, 当激振频率与系统的固有频率接近时, 系统产生共振。因此, 只要逐渐调节激振频率, 同时测定系统的响应幅值, 绘出幅值和频率的关系曲线

(即幅频特性曲线), 曲线上各峰值点所对应的频率, 就是系统的各自由度的固有频率。

本次试验的激励设备采用的是苏州苏试试验仪器有限公司(STI)生产的电动振动试验台, 可以完成定加速度、定速度、定位移三种激励模式。图 4-7 为该设备图片。

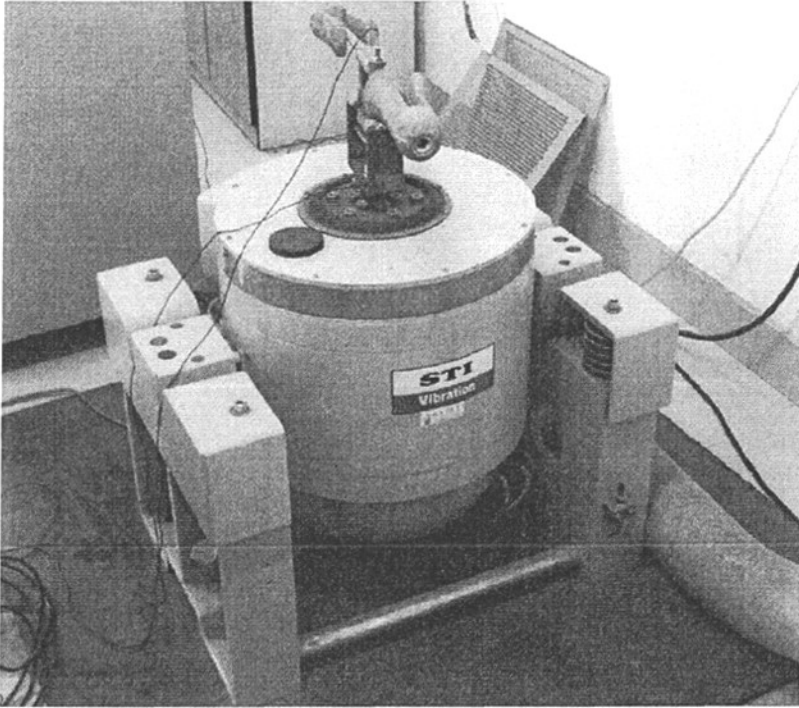


图 4-7 电动振动试验台

图 4-8 为共振法的试验装置及仪器框图; 图 4-9 为共振法的试验装置及仪器的现场照片。

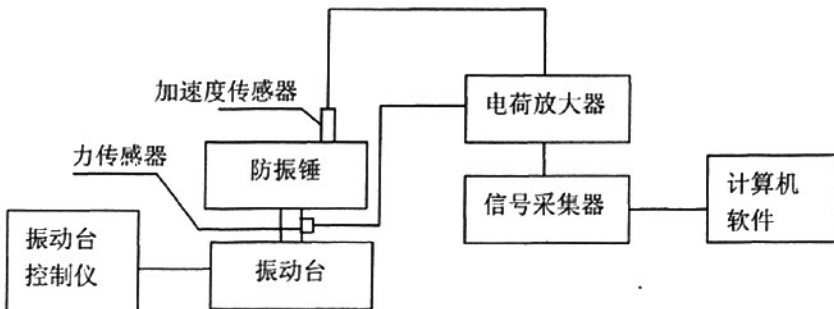


图 4-8 共振法的试验装置及仪器框图

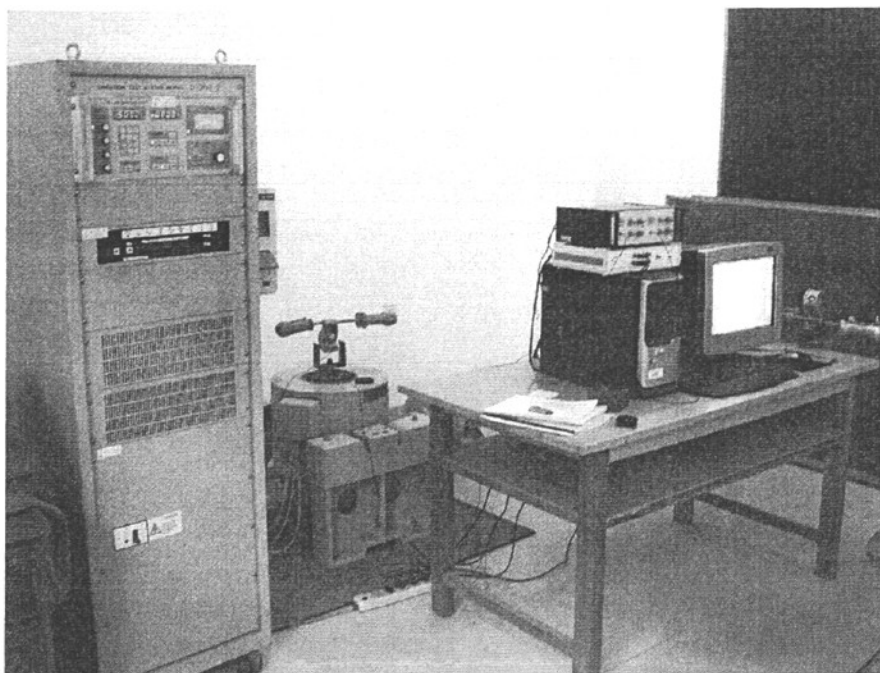


图 4-9 共振法的试验装置及仪器现场照片

防振锤功率特性测试根据其控制条件不同的两种方法：一种是保持夹头振幅恒定；一种是保持夹头振速恒定。本文分别就夹头振幅恒定为 0.8mm 和夹头振速恒定为 200mm/s 进行了试验。

4.3.2 试验原理介绍

功率计算公式：

$$P = Fv \cos\theta \quad (4-6)$$

式 4-6 中的 F 、 v 为某一频率下力和速度信号的有效值，可通过试验设备直接得出， θ 为力和速度信号相位差，可以通过软件分析互相关函数直接读出 $\cos\theta$ ；绘制功率-频率曲线图，功率达到峰值的频率为固有频率。

4.3.3 试验操作步骤

A) 分别设定振动台振幅恒定为 0.8mm 和振速恒定为 200mm/s，从 7-80Hz 扫频。

B) 每隔 0.5Hz 左右记录加速度传感器和力传感器的有效值，设置电荷放大器功能档一次积分使其输出速度信号，并用计算机软件直接分析两个信号的相位差，记录相位差的余弦值。

C) 根据记录的数据绘制功率-频率曲线图。

4.3.4 试验结果

振幅恒定为 0.8mm 的试验数据及计算结果见表 4-1；振速恒定为 200mm/s 的试验数据及计算结果见表 4-2。

表 4-1 FR-3 防振锤在振幅恒定为 0.8mm 激励振动下的试验数据及计算结果

频率 (Hz)	速度 (mm/s)	力(N)	相位余 弦	功率 (W)	频率 (Hz)	速度 (mm/s)	力(N)	相位余 弦	功率 (W)
7	25.049	38.99	0.921	0.9	43.52	161.175	17.33	0.907	2.533
7.78	29.194	36.295	0.928	0.983	43.92	160.474	17.613	0.92	2.6
8.15	30.589	35.977	0.954	1.05	44.54	162.74	17.607	0.931	2.667
8.66	31.503	37.952	0.962	1.15	45.06	164.91	17.694	0.942	2.75
9.17	35.518	33.158	0.976	1.15	45.5	163.131	18.172	0.967	2.867
9.82	36.632	34.16	0.986	1.233	46.02	176.477	17.592	0.966	3
10.42	37.016	33.133	0.978	1.2	46.55	168.3	18.983	0.97	3.1
10.92	39.423	29.659	0.998	1.167	47.02	173.493	18.699	0.986	3.2
11.21	41.171	28.228	0.99	1.15	47.69	181.937	18.337	0.989	3.3
11.88	43.426	26.478	0.986	1.133	48.16	177.976	19.146	0.988	3.367
12.36	47.111	24.162	0.981	1.117	48.76	176.252	19.987	0.979	3.45
12.83	48.904	22.468	0.986	1.083	49.43	186.55	19.507	0.989	3.6
13.42	52.372	20.655	0.971	1.05	49.99	188.926	19.868	0.99	3.717
14.11	52.565	20.885	0.956	1.05	50.6	187.92	21.388	0.97	3.9
14.72	54.734	20.216	0.949	1.05	51.1	189.72	21.644	0.97	3.983
15.19	55.89	19.912	0.944	1.05	51.73	191.045	22.769	0.954	4.15
15.65	57.688	20.84	0.929	1.117	52.12	189.053	23.672	0.95	4.25
16.33	60.33	22.807	0.921	1.267	52.58	189.77	24.629	0.931	4.35
17.1	62.395	24.471	0.895	1.367	53.23	196.623	24.928	0.915	4.483
17.53	65.253	24.351	0.892	1.417	53.89	208.634	24.617	0.896	4.6
18.24	64.89	26.541	0.861	1.483	54.27	211.676	24.624	0.889	4.633
18.58	68.651	25.153	0.859	1.483	54.52	202.902	26.18	0.882	4.683
18.93	73.513	23.371	0.844	1.45	55.29	209.929	26.62	0.853	4.767
19.59	73.723	22.012	0.842	1.367	55.7	200.502	28.388	0.843	4.8
19.82	72.03	22.582	0.83	1.35	56	201.982	28.351	0.85	4.867
20.25	78.075	20.149	0.826	1.3	56.64	201.633	28.938	0.845	4.933
20.62	74.649	20.102	0.833	1.25	57.06	204.57	29.492	0.84	5.067
21.06	80.012	17.354	0.828	1.15	57.51	204.943	30.386	0.83	5.167
21.52	81.812	16.445	0.842	1.133	57.89	218.823	28.726	0.833	5.233
21.96	83.153	16.156	0.831	1.117	58.53	228.212	28.357	0.829	5.367
22.36	82.862	15.969	0.844	1.117	59.04	214.587	29.875	0.842	5.4
22.69	82.497	15.898	0.851	1.117	59.51	224.999	28.893	0.841	5.467
23.23	84.392	15.08	0.877	1.117	60.01	218.1	29.749	0.848	5.5
23.74	89.245	14.296	0.875	1.117	60.44	230.21	28.31	0.857	5.583
24.43	89.177	14.438	0.893	1.15	60.95	223.637	28.613	0.883	5.65
24.9	93.478	13.832	0.902	1.167	61.36	220.941	29.11	0.886	5.7

25.42	98.176	13.254	0.922	1.2	61.84	233.633	27.214	0.904	5.75
26.1	93.431	14.366	0.944	1.267	62.48	226.426	27.593	0.928	5.8
26.51	102.216	14.196	0.942	1.367	62.91	224.6	27.907	0.933	5.85
26.95	96.657	15.118	0.969	1.417	63.55	236.291	26.38	0.955	5.95
27.57	106.549	14.344	0.971	1.483	63.95	237.323	26.476	0.955	6
28.11	100.254	17.634	0.971	1.717	64.47	246.105	25.353	0.972	6.067
28.43	110.646	16.723	0.991	1.833	65.09	237.79	26.601	0.97	6.133
29.06	103.395	19.354	0.991	1.983	65.63	236.438	26.618	0.988	6.217
29.59	109.883	19.745	0.983	2.133	66.13	239.233	26.705	0.989	6.317
30.11	108.941	21.976	0.996	2.383	66.69	256.522	25.459	0.98	6.4
30.62	119.118	21.37	0.995	2.533	67.29	244.05	26.684	0.988	6.433
31.3	115.443	23.701	0.981	2.683	67.55	242.468	27.01	0.982	6.433
31.72	115.762	24.677	0.963	2.75	68.04	252.948	26.145	0.973	6.433
32.12	114.268	25.6	0.963	2.817	68.4	249.342	26.735	0.965	6.433
32.59	120.123	24.626	0.958	2.833	68.9	246.922	27.437	0.957	6.483
32.95	121.432	25.24	0.941	2.883	69.27	259.756	26.481	0.947	6.517
33.54	126.385	24.477	0.932	2.883	69.86	269.088	25.667	0.948	6.55
33.93	121.359	25.896	0.912	2.867	70.18	252.874	28.147	0.925	6.583
34.44	125.629	25.626	0.89	2.867	70.78	276.296	25.778	0.92	6.55
34.89	129.996	24.817	0.883	2.85	71.47	261.172	27.551	0.901	6.483
35.42	135.449	23.684	0.873	2.8	72.12	279.843	25.53	0.896	6.4
35.99	137.564	23.163	0.853	2.717	72.78	281.485	25.647	0.882	6.367
36.53	140.923	22.142	0.849	2.65	73.21	284.355	25.633	0.867	6.317
37.14	135.486	22.713	0.839	2.583	73.75	267.044	27.294	0.862	6.283
37.7	142.783	20.859	0.834	2.483	74.17	275.154	26.728	0.848	6.233
38.12	145.733	19.803	0.837	2.417	74.76	279.073	26.45	0.833	6.15
38.84	139.447	20.524	0.821	2.35	75.14	275.79	26.846	0.824	6.1
39.44	147.305	18.937	0.83	2.317	75.9	286.858	25.619	0.821	6.033
40.02	143.533	19.097	0.839	2.3	76.48	289.699	24.465	0.835	5.917
40.62	151.176	18.029	0.844	2.3	77	278.097	25.444	0.824	5.833
41.23	156.77	17.333	0.846	2.3	77.58	300.155	23.018	0.83	5.733
41.68	154.233	17.759	0.852	2.333	77.92	287.193	23.313	0.844	5.65
42.05	153.077	17.483	0.872	2.333	78.44	286.218	22.832	0.844	5.517
42.47	160.255	17.206	0.87	2.4	80	308.702	19.3	0.864	5.15

表 4-2 FR-3 防振锤在振速恒定为 200mm/s 激励振动下的试验数据及计算结果

频率 (Hz)	速度 (mm/s)	力(N)	相位余 弦	功率 (W)	频率 (Hz)	速度 (mm/s)	力(N)	相位余 弦	功率 (W)
7	201.834	12.773	0.937	2.417	42.93	221.017	15.266	0.968	3.267
7.58	208.535	14.144	0.949	2.8	43.68	217.706	14.682	0.98	3.133
8	217.072	14.97	0.954	3.1	44.29	224.594	13.871	0.979	3.05
8.3	228.573	14.946	0.981	3.35	44.71	226.385	13.365	0.992	3
8.79	227.289	18.616	0.977	4.133	45.49	222.85	13.383	0.989	2.95

9.33	224.221	20.48	0.976	4.483	45.9	226.891	12.951	0.998	2.933
10.08	229.192	24.34	0.983	5.483	46.48	233.218	12.478	0.997	2.9
10.5	225.627	25.132	0.988	5.6	46.86	229.11	12.82	0.976	2.867
10.91	231.145	24.11	0.981	5.467	47.45	232.644	12.52	0.973	2.833
11.56	228.373	22.858	0.983	5.133	47.92	226.635	12.834	0.974	2.833
12.09	223.784	20.481	0.982	4.5	48.59	225.531	13.1	0.959	2.833
12.64	233.275	19.241	0.962	4.317	48.85	226.064	13.062	0.96	2.833
13.29	228.314	19.961	0.958	4.367	49.44	211.786	14.353	0.932	2.833
13.66	221.172	21.268	0.95	4.467	49.93	209.465	14.646	0.924	2.833
14.29	208.825	24.137	0.942	4.75	50.45	208.034	15.184	0.908	2.867
14.73	207.442	28.295	0.914	5.367	51.08	196.212	16.577	0.892	2.9
15.29	209.987	29.44	0.903	5.583	51.66	195.402	17.327	0.886	3
15.88	204.003	32.582	0.885	5.883	52.19	191.802	18.666	0.875	3.133
16.17	198.63	34.709	0.878	6.05	52.82	193.964	19.714	0.859	3.283
16.75	184.651	39.597	0.859	6.283	53.43	175.922	22.982	0.853	3.45
17.19	188.332	40.165	0.848	6.417	54.19	180.253	24.063	0.834	3.617
17.57	188.631	40.338	0.856	6.517	54.47	173.501	25.189	0.839	3.667
17.93	171.144	45.549	0.845	6.583	54.9	180.1	24.658	0.837	3.717
18.47	175.594	44.918	0.843	6.65	55.53	174.849	26.689	0.825	3.85
18.95	170.9	47.245	0.824	6.65	56.06	170.588	28.069	0.832	3.983
19.35	174.097	46.302	0.825	6.65	56.67	166.375	29.396	0.842	4.117
19.9	168.821	46.544	0.84	6.6	56.96	180.114	27.671	0.843	4.2
20.33	171.155	45.323	0.836	6.483	57.67	177.863	28.915	0.849	4.367
20.89	164.269	45.767	0.838	6.3	58.11	184.838	27.733	0.862	4.417
21.28	166.839	43.888	0.844	6.183	58.8	180.575	28.464	0.875	4.5
21.51	179.515	39.725	0.853	6.083	59.11	182.073	29.012	0.871	4.6
22.18	182.754	36.331	0.869	5.767	59.68	184.066	28.786	0.893	4.733
22.76	187.962	26.349	0.892	4.417	60.38	196.568	27.634	0.899	4.883
23.36	197.964	20.358	0.902	3.633	61.02	193.691	27.974	0.917	4.967
24.07	200.43	18.083	0.915	3.317	61.51	206.705	26.27	0.93	5.05
24.57	195.17	17.19	0.924	3.1	62.29	212.717	25.828	0.94	5.167
25.03	207.592	15.921	0.933	3.083	62.79	216.83	25.182	0.965	5.267
25.46	211.583	15.41	0.946	3.083	63.19	219.948	25.297	0.962	5.35
25.82	218.626	14.734	0.968	3.117	63.71	217.494	25.696	0.972	5.433
26.33	222.305	14.763	0.965	3.167	64.3	217.501	25.587	0.985	5.483
26.71	222.873	14.67	0.989	3.233	64.84	230.174	24.6	0.986	5.583
27.34	228.971	14.865	0.979	3.333	65.26	227.789	25.1	0.982	5.617
27.75	228.007	15.381	0.989	3.467	65.79	234.627	24.61	0.987	5.7
28.01	223.202	16.049	0.991	3.55	66.27	225.18	25.762	0.994	5.767
28.45	223.954	16.572	0.988	3.667	66.73	229.717	25.941	0.976	5.817
29.02	232.628	17.161	0.989	3.95	67.35	232.828	26.258	0.965	5.9
29.58	226.789	19.304	0.975	4.267	67.77	227.185	27.141	0.965	5.95
29.97	228.615	20.136	0.974	4.483	68.02	220.844	28.785	0.944	6
30.44	225.149	21.547	0.969	4.7	68.51	217.493	29.68	0.942	6.083

30.78	222.239	22.963	0.941	4.8	69.08	208.791	31.829	0.918	6.1
31.18	224.723	23.499	0.928	4.9	69.37	214.475	31.612	0.905	6.133
31.47	211.866	25.796	0.921	5.033	69.9	199.785	34.053	0.902	6.133
32.01	210.694	27.343	0.905	5.217	70.65	191.144	36.59	0.877	6.133
32.6	192.782	31.098	0.892	5.35	71.09	188.38	37.723	0.863	6.133
33.06	193.598	31.221	0.891	5.383	71.65	189.392	37.469	0.857	6.083
33.55	190.559	32.738	0.868	5.417	72.12	181.637	38.943	0.848	6
34.13	179.604	35.474	0.85	5.417	72.84	181.682	38.063	0.851	5.883
34.8	184.18	35.094	0.841	5.433	73.12	169.57	41.192	0.833	5.817
35.17	178.974	35.713	0.85	5.433	73.52	172.677	40.393	0.827	5.767
35.58	177.415	36.593	0.829	5.383	74.05	175.2	39.234	0.822	5.65
35.93	173.074	37.249	0.83	5.35	74.66	169.788	38.605	0.826	5.417
36.33	167.349	38.491	0.82	5.283	74.94	173.26	36.303	0.843	5.3
36.89	176.705	35.201	0.831	5.167	75.37	170.502	35.852	0.837	5.117
37.29	171.308	35.09	0.843	5.067	75.74	174.289	33.214	0.855	4.95
37.98	169.447	34.135	0.844	4.883	76.29	170.108	33.162	0.848	4.783
38.54	172.774	31.845	0.845	4.65	76.62	176.218	30.531	0.864	4.65
39.18	181.18	28.184	0.865	4.417	77.09	188.736	27.187	0.883	4.533
39.48	184.006	26.715	0.878	4.317	77.52	188.806	26.295	0.89	4.417
39.94	182.386	25.809	0.882	4.15	77.95	193.496	24.555	0.909	4.317
40.5	194.611	22.317	0.902	3.917	78.46	195.698	23.21	0.925	4.2
41	193.423	21.314	0.902	3.717	78.8	200.244	21.988	0.931	4.1
41.48	196.162	19.942	0.916	3.583	79.23	215.365	19.637	0.942	3.983
42.03	205.593	17.94	0.935	3.45	79.67	221.066	17.944	0.962	3.817
42.42	201.227	17.663	0.947	3.367	80	214.489	17.478	0.969	3.633

根据表 4-1, 4-2 的试验数据和计算结果, 绘制 FR-3 型防振锤在恒定振幅 0.8mm 和恒定振速为 200mm/s 的激励振动下的 7-80Hz 的频率-功率曲线图, 分别是图 4-10。

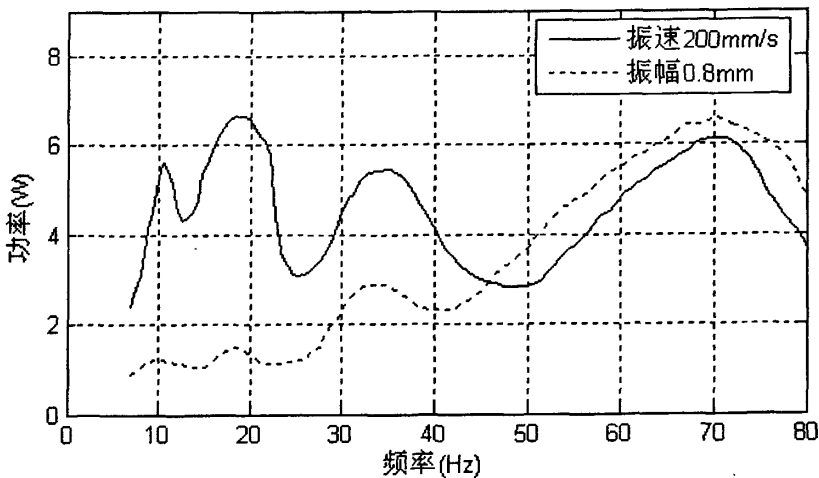


图 4-10 FR-3 型防振锤在恒定振幅和恒定振速的激励振动下的频率-功率曲线

实验是对真实情况的模拟,当然希望实验情况与真实情况越接近越好。从表 4-1、表 4-2 和图 4-9 中可以得出用共振法测得 FR-3 型防振锤的固有频率,见表 4-3。

表 4-3 用共振法测得 FR-3 型防振锤的固有频率

	一频(大锤头平 动)(Hz)	二频(小锤头平 动)(Hz)	三频(大锤头转 动)(Hz)	四频(小锤头转 动)(Hz)
恒定振幅 0.8mm	9.82	18.24	32.95	70.18
恒定振速 200mm/s	10.5	17.93	35.17	70.65

4.3.5 试验结果分析

恒定速度法测得是数据和理论计算最为接近,事实上这也是测定固有频率最有效的方法。

导线的振幅在低频率时较大,高频时较小。在实验时,保持夹头振幅恒定显然与真实情况不相符;若保持夹头振速恒定,这时夹头的振幅在低频时较高频时的大,所以保持夹头振速恒定的实验方法比保持夹头振幅恒定的实验方法更接近防振锤在实际线路上振动的真实情况。从这个角度来说,保持夹头振速恒定的实验方法较保持夹头振幅恒定的实验方法是一种改进。

4.4 本章小结

本章介绍了固有频率的试验测量方法——敲击法和共振法,并这两中方法测量了 FR-3 型防振锤的固有频率,从实验结果和理论计算值比较来看,共振法优于敲击法。

第五章 防振锤的安装设计

如上节所述,可供输电线路采用的消振装置类型是很多的,但防振设计中具体选用那种类型,这主要根据某个地区的运行经验和各个国家的具体情况来选定。在我国的输电线路,主要采用护线条、防振锤(司托克布里奇型)及阻尼线等三种类型,其中以防振锤使用得最多、最普遍。长期以来已积累了丰富的运行经验,这几种消振装置基本上解决了微风振动的各种问题。在多数情况下,护线条是作为一种辅助保护,仅在振动不严重的地区才单独使用,它的安装使用比较简单,这里就不赘述了。对于防振锤和阻尼线所需要考虑的问题比较多,尤其是阻尼线有很多是属于制造设计方面的问题。解决这些问题需要运用微风振动方面的有关知识,并结合线路实际运行经验,得出正确的判断。

5.1 防振锤的型号选择

根据线路的设计条件及导线的规格,选择防振锤的型号,使防振锤的频率特性及振幅特性等满足防振设计的要求。现在,导线规格已定为国家标准,线路的主要设计条件已在规程中规定,适应这些条件的防振锤型号已成为定型产品及标准产品,一般情况下,线路设计者只需按规定选择防振锤型即可,如表 5-1。

表 5-1 防振锤的主要尺寸及适用范围

防振锤 型号	适用绞线型号	尺寸 (mm)						钢绞线规 格	重量(kg)
		Φ	d	h	c	L	l		
FD-1	LGJ-35~50	7.8	40	40	40	300	95	7/2.6	1.5
FD-2	LGJ-70~95	9	46	55	45	370	130	7/3.0	2.4
FD-3	LGJ-120~150	11	56	65	60	450	150	19/2.2	4.5
FD-4	LGJ-185~240	11	62	70	60	500	175	19/2.2	5.6
FD-5	LGJ-300~400	13	67	70	70	550	200	19/2.6	7.2
FD-6	LGJ-500~630	13	70	75	70	550	200	19/2.6	8.6
FG-35	GJ-35	9	42	50	45	300	100	7/3.0	1.8
FG-50	GJ-50	9	46	50	45	350	130	7/3.0	2.4
FG-70	GJ-70	11	56	60	50	400	150	19/2.2	4.2
FG-100	GJ-100	11	62	65	60	500	175	19/2.2	5.9

注:FD、FG型防振锤是在过去F型基础上改进定型的。

5.2 防振锤的安装数量

当导线的振幅很小或振动延续时间很少,振动对导线没有危险性时,就不需要在导线上安装防振锤。我国线路防振设计所规定的防振锤安装数量,见表 5-2,最少应在档距的每一端各安装一个防振锤,即在每个档距内最少安装两个防振锤。但从最佳防振条件考虑,每个档距内从不安装防振锤到安装两个防振锤这两种情况之间,应发展一种在档距内总共只安装一个防振锤的半档防振方法。这时

在没有安装防振锤的档距端,导线振幅应在安全值以下,而在安装防振锤的档距端,导线悬挂点处将更为安全。参考表 5-2 的规定及其他国家的运行经验,档距长度满足下述要求时可考虑采用半档防振方法。这种半档防振方法虽有一些国家采用,但在我国尚无运行经验,还需通过试验及振动实测后,再推广使用^[31]。

(1)导线直径大于 22mm,档距长度在 300m 以下;

(2)导线直径小于 22mm,档距长度在 200m 以下。

在档距的两端各安装一个防振锤,这是线路上使用得最为普遍的一种情况,各国对此都有一些规定,运行经验非常丰富。表 5-2 是我国输电线路在防振设计中对抗振锤的安装数量规定。在表 5-2 的规定中,对线路的地区条件及导线张力值均未作说明,实际上可用于平坦开阔地带及导线的 EDS(Everyday Stress)值不超过 25%时。

表 5-2 我国对抗振锤安装数量的规定

导线直径 D(mm)	档 距 (m)		
	一 个	二 个	三 个
D<12	≤300	300~600	600~900
12≤D≤22	≤350	350~700	700~1000
22 < D ≤ 37.1	≤450	450~800	800~1200

5.3 防振锤的安装位置

5.3.1 基本要求

防振锤应安装在导线振动波的波腹处,才能最有效地消耗振动能量。但在实际线路上可能出现的振动频率是变化的,从最小频率到最大频率形成为一个振动频谱,防振锤的安装位置就需要兼顾各种频率,并达到最佳的综合保护效果。因此,必需掌握线路经过地区导线振动的频率范围,或者确定对导线产生危险作用的频率范围。根据线路运行资料,导线振动频率范围一般为 3~60Hz,更高的频率由于导线的阻尼作用显著增加,不会造成危险程度;而在低频情况下,导线的阻尼作用减弱,防振锤的频率特性也较差,这往往是防振设计的危险部位。如果没有取得导线振动的实际频率范围,那么防振设计只能根据线路经过地区的风速上限及下限值,按公式计算振动频率范围,一般情况下,风速的下限取为 0.5m/s,而上限取为 5~6m/s。

5.3.2 单只防振锤的安装位置

假定需要保护的频率范围为已知,且各种频率的出现机率相同或是按正态规律分布,则获得最佳保护效果的条件应该将防振锤安装在这样的位置处,它对最

小半波和最大半波具有相同的布置条件, 或对最大、最小波腹的接近程度相同, 即: [33]

$$b/\left(\frac{\lambda_m}{2}\right) + b/\left(\frac{\lambda_M}{2}\right) = 1 \quad (5-1)$$

则

$$b = \left(\frac{\lambda_m}{2} \times \frac{\lambda_M}{2}\right) / \left(\frac{\lambda_m}{2} + \frac{\lambda_M}{2}\right) \quad (5-2)$$

$$\frac{\lambda_m}{2} = \frac{D}{400v_M} \sqrt{\frac{T_m}{W}} \quad (5-3)$$

$$\frac{\lambda_M}{2} = \frac{D}{400v_m} \sqrt{\frac{T_M}{W}} \quad (5-4)$$

令

$$\mu = \frac{v_m}{v_M} \sqrt{\frac{T_m}{T_M}} \quad (5-5)$$

则

$$b = \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{\lambda_m}{2}\right) \quad (5-6)$$

式中

b ——防振锤的安装距离 (m);

D ——导线直径 (mm);

W ——导线单位长度的重量 (kg/m);

λ_m 、 λ_M ——最小、最大振动波长 (m);

v_m 、 v_M ——振动风速的下限、上限 (m/s);

T_m 、 T_M ——最高、最低气温条件下的导线张力 (N)。

5.3.3 多只防振锤的安装位置

在档距的一端安装两只及以上的防振锤时, 普遍采用等距离安装方法。先按公式(5-2)计算出第一只防振锤的安装距离“ b ”, 则相邻两只防振锤之间的距离也取此数值, 见图 5-1 所示。

对于不等距离安装方法尚不统一。美国是根据经验来确定的, 第二只防振锤应尽量安装得离开悬垂线夹远一些, 通常为 2.44m, 以针对振动频谱的低频端加以足够地控制; 对第一只防振锤的安装位置是按能产生有影响振动强度的最大风速(上限值)来确定, 导线张力一般取 15.6℃气温来计算; 在地形起伏或多树木的地区, 值得注意的最大风速为 5.37m/s, 而地形平坦开阔的地区, 最大风速可达

到 8.92m/s; 建议第一只防振锤的安装距离取为最小半波长的 75%。苏联对于 500~1500m 的大跨越档距, 采用两只不同频率特性的防振锤, 并按不等距离安装, 防振锤与悬垂线夹之间的距离分别按公式(5-7)计算。^[31]

$$b_1 = 0.415 \times 10^{-3} \times D \sqrt{\frac{T}{W}} \quad (5-7)$$

$$b_2 = 0.703 \times 10^{-3} \times D \sqrt{\frac{T}{W}}$$

式中 T ——年平均气温下的导线张力(N);
 W ——导线单位长度重量(kg/m);
 b_1 ——第一只防振锤的安装距离(m);
 b_2 ——第二只防振锤的安装距离(m)。

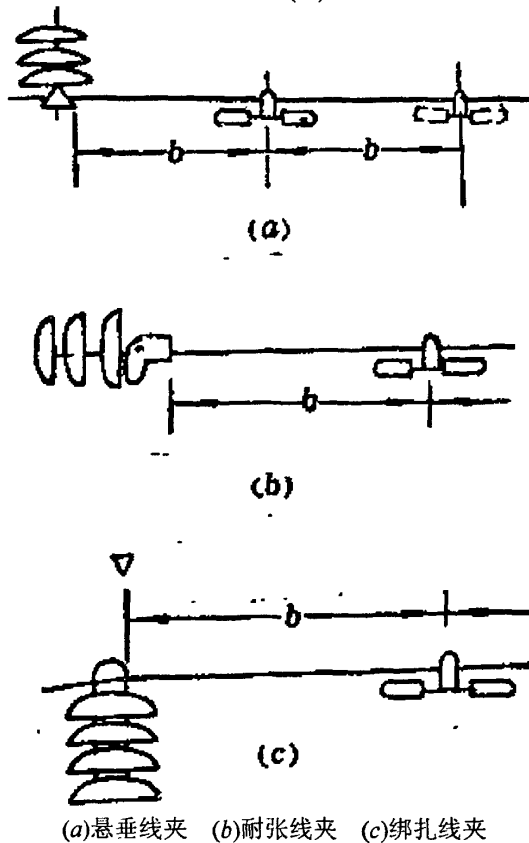


图 5-1 防振锤安装位置示意图

5.3.4 安装距离的计算起点

防振锤安装距离应以振动的波节点为计算起点。如认为线夹能跟随导线一起振动, 则对于悬垂线夹应以回转轴作为起点, 耐张线夹应以尾端的连接轴作为起

点。但实际上在大多数情况下线夹并不能跟随导线一起振动，波节点将在悬垂线夹或耐张线夹的出口处形成，故防振锤的安装距离 b 应以线夹出口处作为起点，见图 5-1。当导线装有护线条时，导线悬挂点处的刚度增大，振动波节点略向外移，此时安装距离可比按式(5-2)的计算值增大 10% 左右。

5.3.5 计算公式的简化

按公式(5-2)计算防振锤安装距离比较繁杂，选用的计算数据都有一定的变化范围，过于精确计算对于工程设计实无必要，当风速的上、下限及导线设计条件符合规定时，则计算公式可简化成如下的形式，式中 K_1 、 K_2 是计算常数。

$$\left. \begin{aligned} b &= K_1 \left(\frac{\lambda_m}{2} \right) \\ b &= K_2 D \sqrt{\frac{T}{W}} \end{aligned} \right\} \quad (5-8)$$

对于我国的地区特点，一般情况下风速上、下限为： $v_M = 5\text{m/s}$ ， $v_m = 0.5\text{m/s}$ 。导线接线路设计规程进行设计时，导线最小张力约等于平均运行张力的 70~90%，故按公式(5-5)可得 $\mu = 0.05 \sim 0.12$ ，将此值代入公式(5-6)即求得 $K_1 = 0.9 \sim 0.95$ ，再对照公式(5-3)即可求得 $K_2 = 0.000383 \sim 0.000447$ 。前面已经说明导线张力对振动的影响是以导线平均运行张力为代表，因此建议今后对防振锤的安装距离采用简化公式(5-9)计算。

$$b = 0.415 \times 10^{-3} \times D \sqrt{\frac{T}{W}} \quad (5-9)$$

5.3.6 计算实例

输电线路采用 LGJQ-300 型导线，其有关参数为：截面 335mm^2 ，外径 $D = 23.7\text{mm}$ ，单位重量 1.116kg/m 。取代表档距 400m ，各种情况下的导线张力分别为：

$$\text{最高气温时} \quad T_m = 17.73 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\text{最低气温时} \quad T_M = 21.45 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\text{平均运行张力} \quad T = 18.30 \times 10^3 \text{ N}$$

又已知线路经过地区的风速上限 $v_M = 4.5\text{m/s}$ ， $v_m = 0.5\text{m/s}$ ，则代入前述各公式可分别计算得：

最高振动频率

$$f_M = 200 \times \frac{v_M}{D} = 37.97 \text{ Hz}$$

最低振动频率

$$f_m = 200 \times \frac{v_m}{D} = 4.2 \text{ Hz}$$

最大振动半波长

$$\frac{\lambda_M}{2} = 16.4 \text{ m}$$

最小振动半波长

$$\frac{\lambda_m}{2} = 1.66 \text{ m}$$

比值

$$\mu = 0.101$$

按公式 (5-6) 计算的防振锤安装距离为

$$b = \frac{1}{1 + \mu} \left(\frac{\lambda_m}{2} \right) = 1.507 \text{ m}$$

按公式 (5-9) 计算的防振锤安装距离为

$$b = 0.415 \times 10^{-3} \times D \sqrt{\frac{T}{W}} = 1.259 \text{ m}$$

5.4 本章小结

本章介绍了防振锤的安装设计, 防振锤的安装设计需要从型号选择、安装数量、安装位置三个方面来考虑, 其中安装位置的设计较为复杂, 本章做了详细介绍, 并实际计算了一个算例。

第六章 总 结

防振锤是架空输电线路防振的一种重要的装置,对于抑制输电线路的微风振动、保护线路和杆塔金具作用重大。但就我国的防振工作现状而言,还有许多不尽如人意之处。一方面,防振锤自身的结构不合理,限制了其使用寿命;另一方面防振锤的各种性能与架空输电线路的防振需求并不匹配,限制了防振锤作用的充分发挥。本文分析了目前架空输电线路防振设计的现状,在已有防振理论的基础上,从防振锤的力学模型开始探求了导线、防振锤的动态特性,特别是防振锤的固有频率特性及功率消耗特性进行了理论探讨,对防振锤的固有频率还做了数值模拟计算,并从浙江天吉电力金具有限公司购买了FR-3型防振锤进行了实际的试验测试,从而对理论计算得到了很好的验证效果。

通过阅读和分析相关资料,从微风振动对架空输电导线的危害和导线防振最经济有效的方案(防振锤)出发,前两章阐述了微风振动的基本理论及防振锤的如何发挥防振作用及其发展历史。第三章从理论上建立了防振锤的力学模型,用理论计算和模拟计算的方法分析其固有频率,并实际计算了FR-3型防振锤的固有频率,理论计算与模拟计算的结果吻合;本章还对其另一性能——耗能功率,做了分析,并结合实际防振锤比较了其几个结构参数对耗能功率的影响。第四章介绍了固有频率的测量方法,并做了防振锤的固有频率测量试验,用了敲击法和共振法两种方法,试验的方法验证了理论的正确性。在最后一章里根据相关文献及国家标准,总结了防振锤在架空输电导线上的型号选择、安装数量、安装位置等安装细节问题。

防振锤是架空输电线路防振的一种重要的装置,对于抑制输电线路的微风振动、保护线路和杆塔金具作用重大,虽然理论的研究已经很成熟,但还是有很多细节值得我们去研究。本文由于时间的限制只在固有频率和耗能功率上做了一些具体研究,在试验上也只对FR-3型进行了试验,可以说架空输电线路防振设计还有很多工作需要我们去做的。

参 考 文 献

- [1] 郑玉骥. 架空输电线微风振动[M]. 北京:水利电力出版社, 1987, 1~74
- [2] 王藏柱,杨晓红. 输电线路导线的振动和防振[J]. 电力情报, 2002, (1):69~70
- [3] 齐义禄. 电力线路技术手册[M]. 北京:水利电力出版社, 1996, 45~78
- [4] IEEE Committee Report. Standardization of Conductor Vibration Measurements[R]. IEEE Trans., 1985(PAS-85), 10~22
- [5] 郭灏. 国际大电网会议第 22 专业小组讨论纪要[R]. 1970, N0₂₂₋₀₀
- [6] 水力电力部电力建设研究所,华东电力设计院.我国架空送电线路导线振动调查研究[M],1964, 1~57
- [7] 仁田旦三. 架空输电线路的微风振动. 日本电气学会技术报告[R]. 1982,(11)
- [8] S.P.A. Salvi. Dampers Efficiency Evaluation[J]. SALVI Research Department Paper, 1994,(4):40~43
- [9] 屈维德. 机械振动手册[M]. 北京:机械工业出版社, 1992, 79~138
- [10] W.G. Fricke and C.B.Rawlins. Importance of fretting in vibration failures of stranded conductors[J]. IEEE Trans.(Power App.Syst.), 1970, 10~22
- [11] M.Ervik. Vibration Damping on Long Fjord Crossing[J], IEEE Trans, 1981, 156~161
- [12] S.P.A. Salvi. Present Knowledge on Sfranded cables Aeolian Vibration[J]. SALVI Research Department Paper, 1996, (3): 48~51
- [13] S.P.A. Salvi. SALVI 4R Damper[J], SALVI Research Department Paper. 1990, (5): 169~172
- [14] 李效韩, 李邦宜, 徐乃管. 装防振锤的架空输电线系统的微风响应 [J]. 中国电机工程学报, 1997, 17(5):352~354
- [15] 李效韩, 李邦宜, 徐乃管. 防振锤的非线性参数识别闭[J]. 中国电机工程学报, 1996, 16(2): 142~144.
- [16] D.J. 特里顿. 物理流体力学[M]. 科学出版社, 1979, 73~168
- [17] R.D. 白莱文斯. 流体诱发振动[M]. 机械工业出版社, 1982, 23~49
- [18] 何晓雄. 架空输电线路微风振动分析[M]. 结构风工程研究的新进展及应用, 同济大学出版社, 1993, (2): 243~247

- [19] 周云龙. 工程流体力学(第三版)[M]. 高等教育出版社, 2006, 24~35
- [20] H.J.Pain, the Physics of vibrations and waves[M]. University of Minnesota Press, 1984, 23~57
- [21] G.Diana and M.Falco. On The forces Transmitted to a vibrating Cylinder by a Blowing Fluid[M], IEEE Trans. 1969(PS-88), 678~690
- [22] R.E.D. Bishop and D.C.Johnson, The Mechanics of Vibration[M]. Southern Methodist University Press, 1979, 329~419
- [23] 谷静修. 导线自阻尼的测量及实用归类方法[J]. 中国电力, 1995, 28(2): 439~444
- [24] 何晓雄. 阻尼线自振频率的推导[J]. 电力建设, 1988, 13(2): 72-73
- [25] S.P.A. Asalvi. Specific Tests and Computations Made for U.P. State Electricity Board[J]. 1994, 19(2): 331~336
- [26] 何晓雄. 新型 FR 型防振锤自振频率研究[J]. 合肥工业大学学报, 2000, 23(1): 141~145
- [27] 孙渭清. FR 型防振锤的结构参数和计算程序[J]. 电力建设, 2007, 28(3): 74~77
- [28] 苏荣华. 结构仿真分析 ANSYS 应用[M]. 机械工业出版社, 2005, 12(2): 141~145
- [29] 孙林, 何晓雄. 防振锤功率特性两种测试方法的比较[J]. 华东电力, 2003, 5: 37~40
- [30] 殷祥超. 振动理论与测试技术[M]. 中国矿业大学出版社, 2007, 78~125
- [31] 波达波夫. 苏联架空线路导线的振动及防振措施[R]. 国际大电网会议报告, 1968, NO₂₃₋₀₆
- [32] 阿格罗斯金. 输电导线的振动试验[C]. TAIEE, 1959, 78(4): 23~27
- [33] 东北电力设计院. 高压送电线路设计手册[M]. 吉林人民出版, 1976, 129~178
- [34] Lotar Mocks. Model to assess the reliability of electrical joints [J]. Aluminium, 1970, 46 (7), 509~510
- [35] 卢明良. 防振锤功率特性的计算机仿真[J]. 东北电力技术, 1994, 2: 1~4