

1000



A Dissertation in Mechanical Electronic Engineering

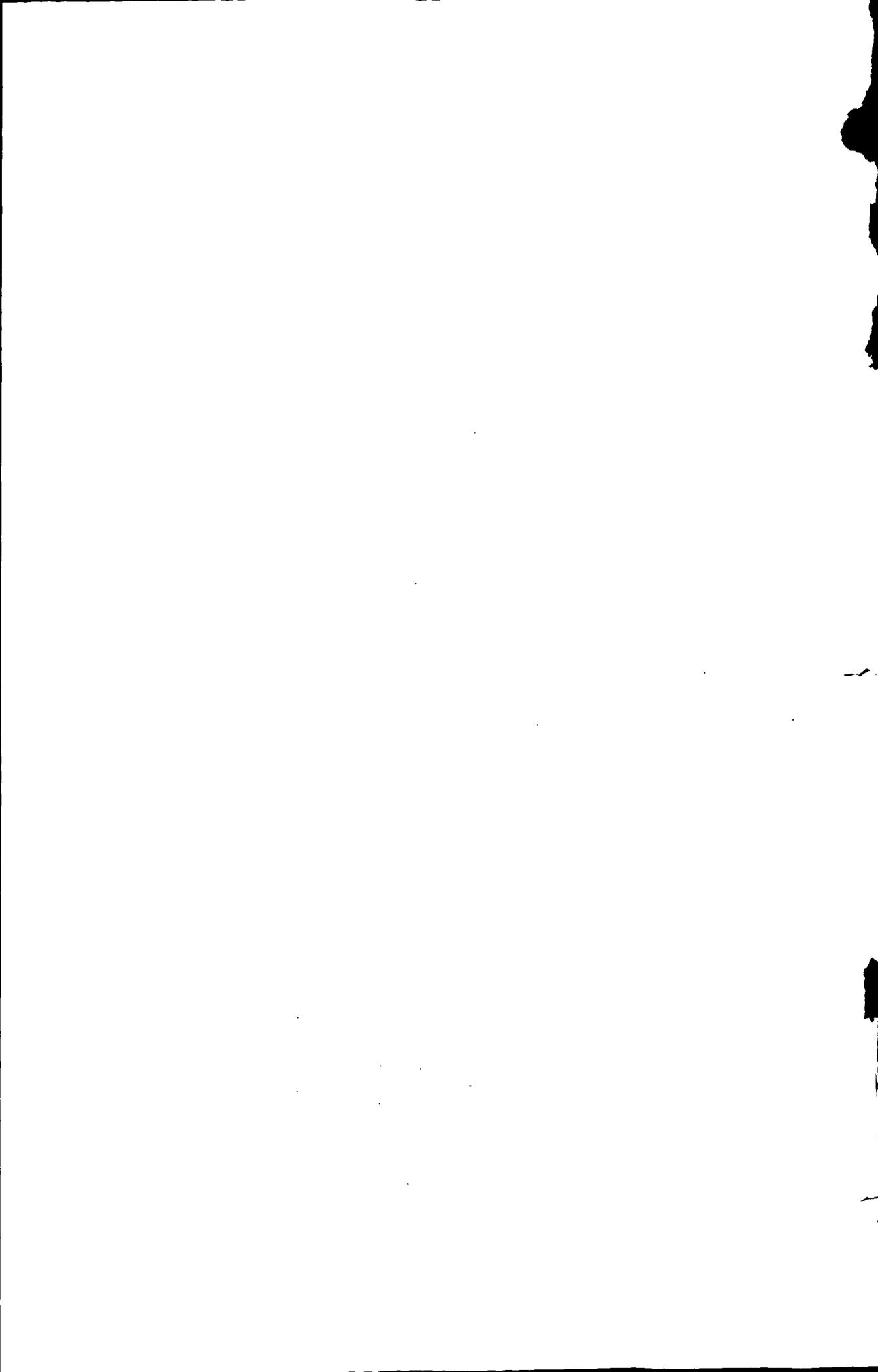
**The Analysis on Intensity and Earthquake
Resistance of Drumscreen in Nuclear
Power Station**

by Wang Jindong

Supervisor: Professor Liu Jie

Northeastern University

July 2008



独创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是在导师的指导下完成的。论文中取得的研究成果除加以标注和致谢的地方外，不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包括本人为获得其他学位而使用过的材料。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。

学位论文作者签名：王金栋

日期：2008.7.9

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者和指导教师完全了解东北大学有关保留、使用学位论文的规定：即学校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，允许论文被查阅和借阅。本人同意东北大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索、交流。

作者和导师同意网上交流的时间为作者获得学位后：

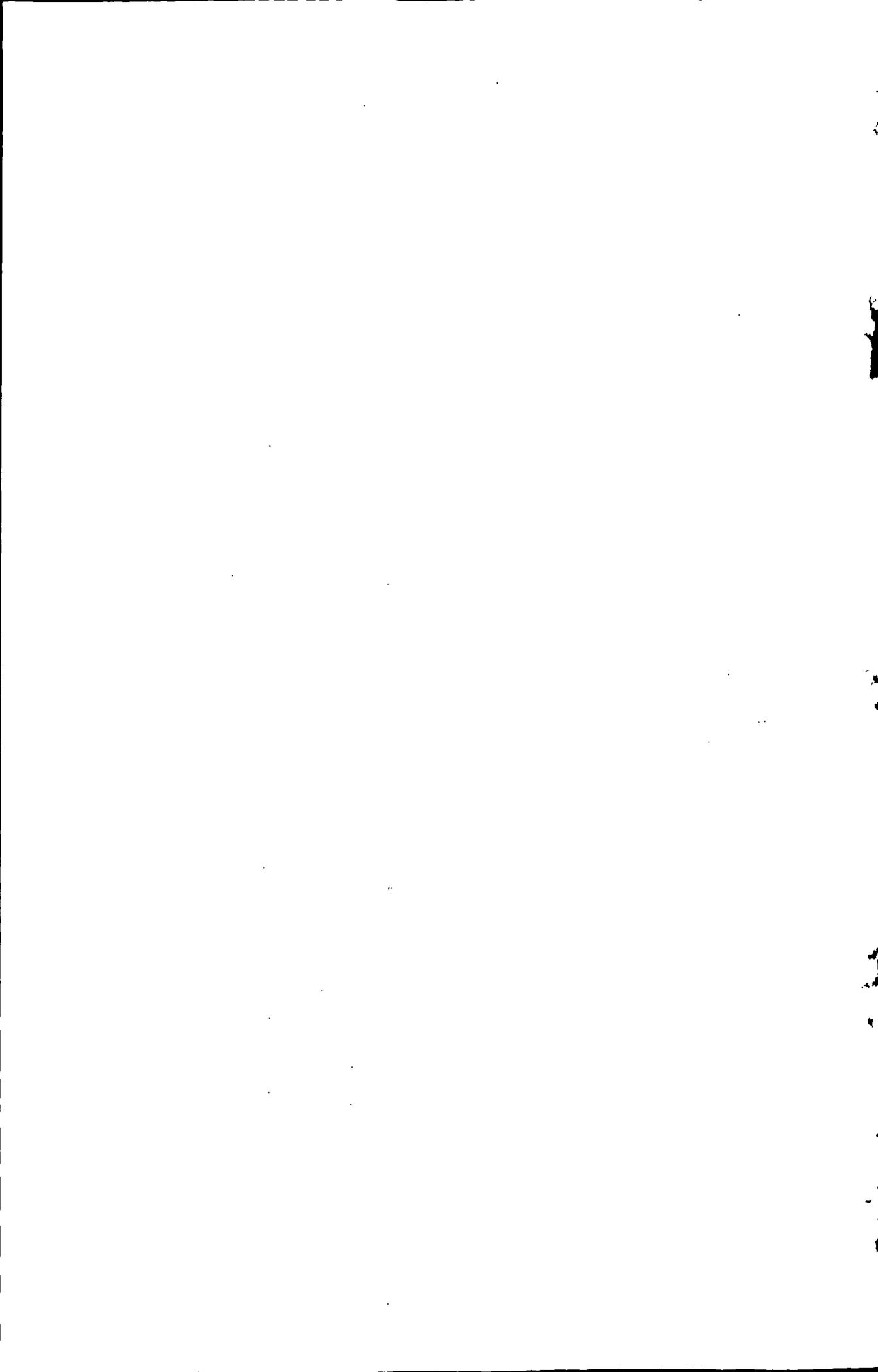
半年 一年 一年半 两年

学位论文作者签名：王金栋

导师签名：刘/奎

签字日期：2008.7.9

签字日期：2008.7.9



核电站鼓型滤网强度及抗震分析

摘 要

随着我国经济的快速发展,电能消耗日益增大,为了缓解用电需求增长的压力,核电站的建设数量日益增多,因此对核电设备的可靠性、安全性提出了更高的要求。

鼓型旋转滤网是大型火力发电厂和核电站供水系统的重要滤水设备,能有效地清除水上大于网孔的草木、鱼虾及其它杂物,也可用于城市环保、自来水、冶金、化工等行业的供排水系统。鼓型滤网运行平稳,密封可靠,过水量大,易损件少,已经在我国获得广泛应用。

作为核电站的重要滤水设备,应确保该设备在各种不同工况下都能够正常工作。本文基于大型有限元仿真分析软件 ANSYS,对鼓型滤网进行了有限元分析。为了便于划分网格提高求解精度,鼓型滤网的模型在 ANSYS 环境中直接建立。

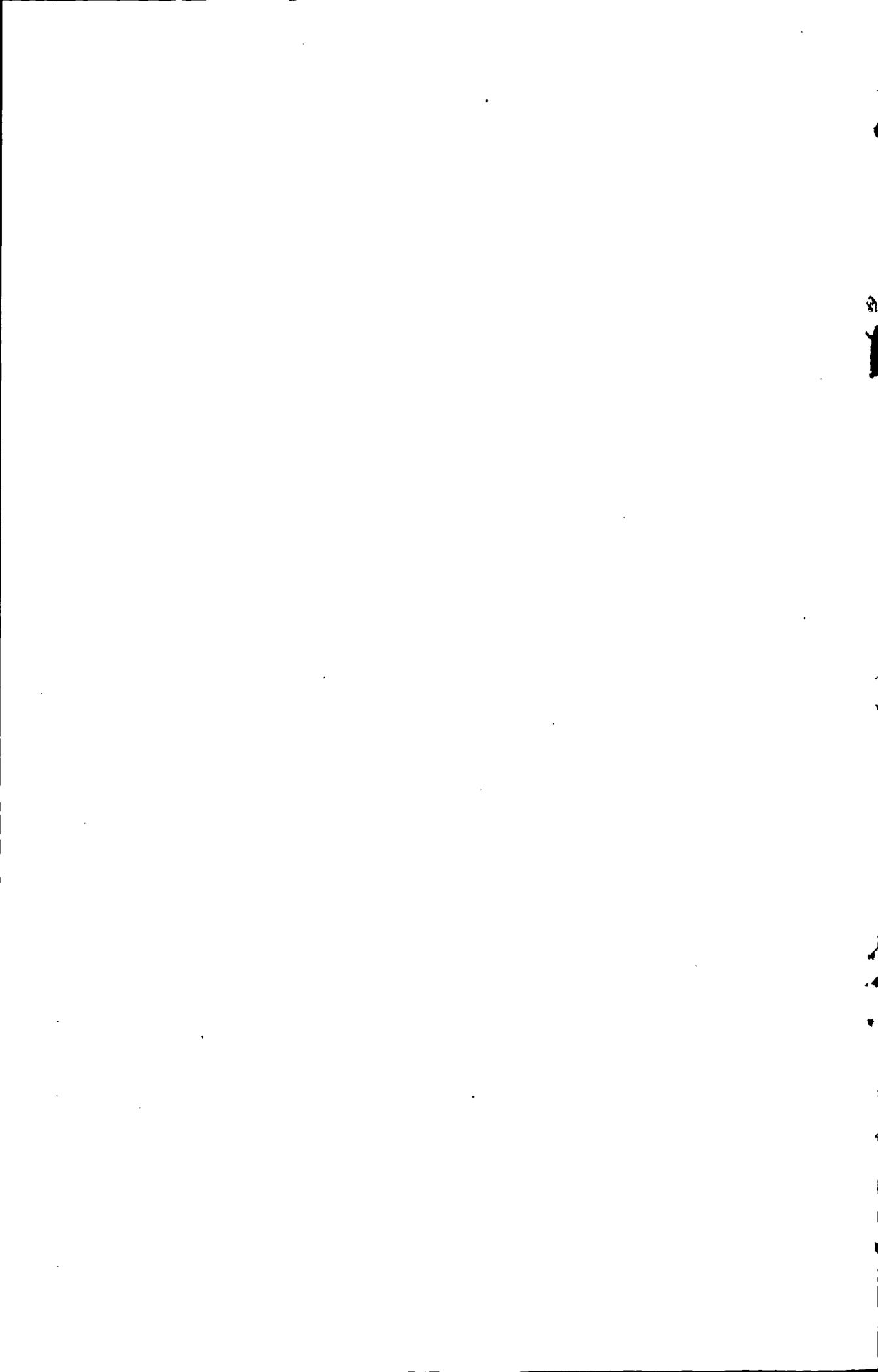
首先,根据不同的工况,对鼓型滤网进行了静力分析,获取各种不同工况下鼓型滤网总体结构和主轴结构所受的应力和变形值。通过对鼓型滤网的变形分析可知,鼓网总体结构和轴结构的最大变形不会影响鼓型滤网的正常工作。通过对鼓型滤网的应力分析可知,主辐条顶端处应力值较大,应该在此局部加固。

其次,鼓型滤网中多处存在螺栓联接,本文主要对主辐条与轮毂处的螺栓联接进行了分析,获取螺栓联接处的应力值,并判断螺栓联接的安全性。

然后,对鼓型滤网结构进行了模态分析,模态分析是有限元动态分析的起点。通过对滤网结构的模态分析,主要获取了固有频率和各阶振型,为后面的地震谱分析做好准备。

最后对鼓型滤网结构进行了抗震反应谱分析,主要分析了在静态和动态工况下,滤网结构对地震激励谱的响应。在分析过程中,通过输入三个不同方向的地震激励谱,来获取滤网结构在不同工况下的位移响应和应力响应。

关键词: 鼓型滤网; 有限元分析; ANSYS; 静力分析; 模态分析; 谱分析



The Analysis on Intensity and Earthquake Resistance of Drumscreen in Nuclear Power Station

Abstract

With the rapid development of our country's economy, the electrical energy consumption is increasing quickly. In order to ease the pressure on electricity demand, the number of nuclear power stations is increasing quickly, but the existence of nuclear radiation leads to the high reliability and security of the nuclear power equipment.

Drumscreen is an important filter equipment in thermal power plants and nuclear power stations. It can effectively remove vegetation, fish and other debris which is bigger than the mesh. It can also be used for urban environmental protection, water supply, metallurgy, chemical and other industries for the water drainage system. The drumscreen is working steadily, and the seal is reliable. The volume of water filtered by the drumscreen is large. The drumscreen has many advantages, so it has been widely used in our country.

Drumscreen Being the important filtered water equipment of nuclear power station, we should guarantee the equipment to work regularly under different working conditions. Based on the finite element analysis software ANSYS, the article mainly involves about the finite element analysis to the drumscreen. In order to improve the accuracy and mesh easily, the drumscreen model is constructed in the ANSYS environment.

Firstly, according to the different working conditions, it has carried on the static analysis to the drumscreen. It gains the stress and deformation of the overall structure and the main axis structure. According to the distortion analysis of drumscreen, the biggest distortion of the gross structure and the axis structure don't interfere with the drumscreen's normal working. According to the stress analysis of drumscreen, the stress value on the peak of spoke strip is large, it should strengthen the rigidity here.

Secondly, there are many bolt joints in the drumscreen. The article has mainly carried on the analysis to the joint of main spoke strip and wheel hub. It gains the stress value of the bolt joint place, and it also judges the security of the joint bolt.

Thirdly, it has carried on the modal analysis to the drumscreen. The modal analysis is the

beginning of the dynamical analysis. According to the modal analysis of the drumscreen, it mainly gains the drumscreen's natural frequency and various mode of vibration to prepare for the spectrum analysis.

In the end, it has carried on the spectrum analysis to the drumscreen. It mainly analyzes the response of the drumscreen to the earthquake under the static state and dynamic working conditions. Through inputting three different direction spectrum, it gains the displacement response and the stress response of the drumscreen structure under the different working conditions.

Key words: drumscreen; finite element analysis; ANSYS; statical analysis; modal analysis; spectrum analysis

目 录

独创性声明	I
摘 要	II
Abstract	III
第 1 章 绪论	1
1.1 鼓型滤网简介	1
1.1.1 鼓型滤网状况概述	1
1.1.2 鼓型滤网组成及工作原理	1
1.1.3 鼓型滤网的技术参数和特点	2
1.2 有限元分析方法概述	2
1.3 有限元法基本构成	3
1.3.1 有限元常用术语	3
1.3.2 有限元法分析过程	4
1.3.3 实体模型的建立	4
1.3.4 网格划分的过程	5
1.4 ANSYS 有限元分析软件简介	6
1.5 问题提出	8
1.6 本文的工作	9
第 2 章 鼓型滤网结构变形与应力分析	11
2.1 引言	11
2.2 有限元模型的建立	11
2.2.1 模型的简化	11
2.2.2 网格的划分	12
2.3 鼓型滤网的变形分析	16
2.3.1 静态工况鼓型滤网的变形分析	16
2.3.2 动态工况鼓型滤网的变形分析	19
2.4 鼓型滤网的应力分析	30
2.4.1 静态工况鼓型滤网的应力分析	30
2.4.2 动态工况鼓型滤网的应力分析	31

6

2.5 本章小结.....	35
第 3 章 鼓型滤网螺栓联接分析.....	36
3.1 螺栓联接概述.....	36
3.2 简化的螺栓联接分析.....	36
3.3 螺栓联接的接触有限元分析.....	39
3.3.1 接触问题概述.....	39
3.3.2 有限元接触分析的过程.....	40
3.3.3 螺栓联接实例分析.....	42
3.4 本章小结.....	44
第 4 章 鼓型滤网结构模态特性分析.....	45
4.1 引言.....	45
4.2 模态分析概述.....	45
4.3 模态分析术语和概念.....	46
4.4 模态分析步骤.....	47
4.5 鼓型滤网的模态分析.....	49
4.5.1 鼓型滤网的模态分析过程.....	49
4.5.2 鼓型滤网结构的模态分析结果.....	49
4.6 本章小结.....	53
第 5 章 鼓型滤网结构地震反应谱分析.....	54
5.1 抗震分析概述.....	54
5.2 地震分析术语.....	54
5.3 地震作用的确定.....	55
5.3.1 静力理论.....	55
5.3.2 动力理论.....	56
5.4 工程结构的抗震计算.....	57
5.5 反应谱概述.....	58
5.6 谱分析.....	59
5.6.1 谱分析概述.....	59
5.6.2 单点响应谱分析过程.....	60
5.7 滤网结构地震响应谱分析.....	61
5.7.1 滤网结构静态工况响应谱分析.....	62
5.7.2 滤网结构动态工况响应谱分析.....	65

5.8 本章小结	67
第 6 章 结论与展望	68
6.1 结论	68
6.2 展望	69
参考文献	71
致 谢	75

第1章 绪论

1.1 鼓型滤网简介

1.1.1 鼓型滤网状况概述

核电站的滤水设备主要是指鼓型滤网，因此本文主要是对鼓型滤网进行强度及抗震分析。鼓型旋转滤网是大型火力发电厂和核电站供水系统的重要滤水设备，能有效地清除水中大于网孔的草木、鱼虾及其它杂物。也可用于城建、冶金、化工等行业的供排水系统。鼓型滤网是在板框式旋转滤网基础上发展起来的特别适合大型火电、核电站循环冷却水的机械过滤装置。其运行平稳，密封可靠，过水量大，易损件少，已经在我国获得广泛应用。这种产品引进国外技术，已初步实现国产化，但对其设计理论还有待深入研究，为此国家计委已将其列为“八五”、“九五”重点科技攻关项目。国内生产企业在吸收国外先进技术基础上，结合国内实际情况对鼓型滤网结构在设计上进行了多项的改进和创新。例如：在鼓骨架结构上，采用了单辐条并辅加双侧斜拉杆，增加了鼓网稳定性；主轴采用组合密封和锥形套等机构，既保证密封，又便于安装、维护；采用了特殊耐海水腐蚀漆和特殊材料的牺牲阳极等防腐措施，有利于提高耐腐蚀性，延长使用寿命；鼓网端面与水室侧壁间的密封经试验研究采用弹性橡胶板密封，在很大程度上提高了鼓型滤网的使用寿命。

鼓型旋转滤网结构示意图

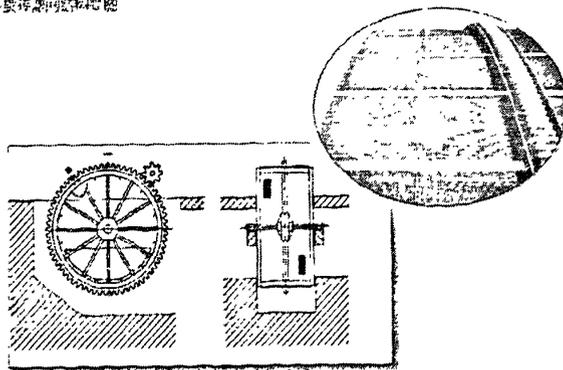


图 1.1 鼓型旋转滤网简图

Fig.1.1 The sketch of a drumscreen

1.1.2 鼓型滤网组成及工作原理

鼓型滤网如图 1.1 所示主要由鼓骨架、主轴装配、驱动装置、冲洗水系统、润滑系

统、密封系统、操作平台、电气控制装置、阴极保护防腐装置等组成。在旋转滤网的轮缘上装有侧密封橡胶与安装在对应位置墙上的侧密封板一起构成侧密封装置。

鼓型滤网由驱动装置带动传动轴上的小齿轮转动，小齿轮再驱动鼓网上的大齿圈旋转。滤网工作时，主要通过筛网孔对水进行过滤，随着滤网的转动，网板把滤网表面杂物捞出水面带到一定位置时通过高压冲洗水将杂物冲入集污槽中，保证其清洁畅通。鼓型滤网通过一套压差装置调整滤网的转速，以保障过滤效果。

1.1.3 鼓型滤网的技术参数和特点

1. 鼓型滤网型号表示为：GW N (W) D (S) XX×XX

其中：GW 代表鼓型旋转滤网；

N 代表内进水、W 代表外进水；

D 代表单侧进水、S 代表双侧进水；

XX×XX 代表滤网直径 (m) ×宽度 (m)。

鼓型滤网按进出水的方式分两个系列：GWN—网内进水，网外出水；GWW—网外进水，网内出水，均可设计成单侧或双侧进出水。GWN 系列鼓网的最大直径为 20m，最大宽度为 5m；GWW 系列鼓网的最大直径为 24m，最大宽度为 8m。

2. 鼓型滤网的技术参数

鼓型滤网的主要技术参数有：滤网直径、滤网宽度、网孔尺寸、低速运行水位差、高速运行水位差、最大过网流量、和最大设计水位差。

3. 鼓型滤网的特点：

(1) 过水量大

大型鼓网过水量可达 $35\text{m}^3/\text{s}$ 以上，运动部件无明显磨损。

(2) 密封性好

鼓型滤网网板没有相对运动，不留间隙，鼓网两端侧面和水室墙壁两道间隙用橡胶密封板弹性接触密封，没有间隙。

(3) 维修简单、寿命长

鼓型滤网相对运动部件只有小齿轮和大齿圈，易损件少。运行平稳，维修量少，寿命 40 年左右。

1.2 有限元分析方法概述

有限元法的基本思想最早出现于 20 世纪 40 年代初期。20 世纪 40~50 年代，美英等国的飞机制造业有了大幅度的发展。随着飞机结构的逐渐变化，准确地了解飞机的静

态特性和动态特性越来越显得迫切,但是传统的设计分析方法已经不能满足设计的需要,因此工程设计人员便开始寻找一种更适合分析的方法,于是出现了有限单元法的思想。该方法的基本思想就是把整体结构看作是由有限个单元相互连接而组成的集合体,每个单元赋予一定的物理特性,然后组合在一起就能近似等效整体结构的物理特性。近年来,随着现代科学技术的发展,特别是计算机技术的迅速发展和广泛应用,使得有限元方法首先在弹性力学应用领域发展起来。由于有限元单元可以被分割成各种形状和大小不同的尺寸,所以它能很好地适应复杂的几何形状、复杂的材料特性和复杂的边界条件,再加上有成熟的大型软件系统支持,有限元法已成为一种非常受欢迎的、应用极广的数值计算方法^[1]。

1.3 有限元法基本构成

1.3.1 有限元常用术语

1. 单元

结构单元的网格划分中的每一个小的块体成为一个单元。常见的单元类型有线段单元、三角形元、四边形单元、四面体单元和六面体单元几种。由于单元是组成有限元模型的基础,因此单元的类型对于有限元分析是至关重要的。一个有限元程序提供的单元种类越多,这个程序的功能则越强大。ANSYS 程序提供了一百多种单元种类,可以模拟和分析绝大多数的工程问题。在 ANSYS 程序分析过程中,常用的有限元有 Link 单元、Beam 单元、Block 单元、Plane 单元^[2]。

2. 节点

确定单元形状的点就叫节点。例如线段单元只有两个节点,三角形单元有三个或者六个节点,四边形单元至少有四个节点等。

3. 载荷

工程结构所受到的外在施加的力称为载荷。包括集中力和分布力等。在不同的学科中,载荷的含义也不尽相同。在电磁场分析中,载荷是指结构所受的电场和磁场作用。在温度场分析中,所受的载荷则是指温度本身。

4. 边界条件

边界条件就是指结构边界上所受到的外加约束。在有限元分析过程中,边界条件的确定是非常重要的因素。错误的边界条件的选择往往使有限元中的刚度矩阵发生奇异,使程序无法正常运行。施加正确的边界条件是获得正确的分析结果和较高的分析精度的重要条件。

1.3.2 有限元法分析过程

应用有限单元法分析的一般过程流程图如图 1.2 所示

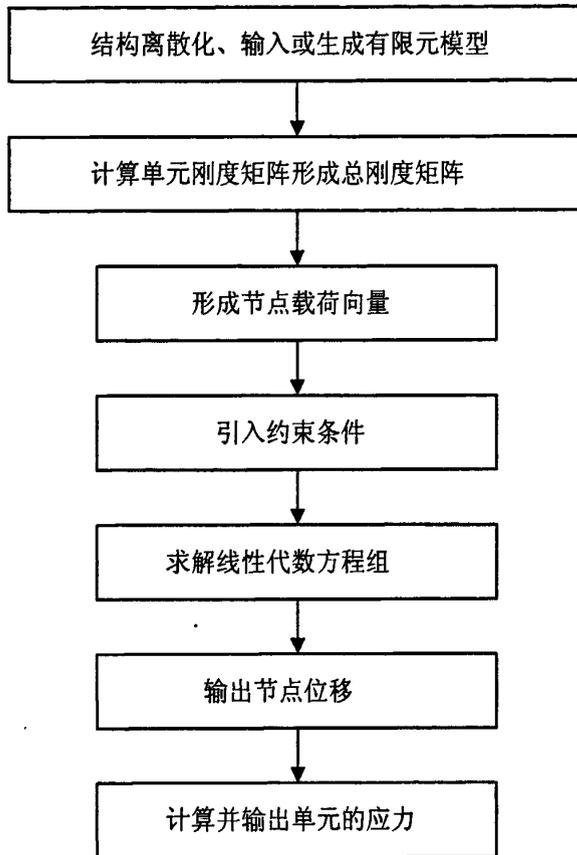


图 1.2 有限元分析流程图

Fig.1.2 The flow chart of finite element analysis

由于单元可以设计成不同的几何形状,因而可灵活地模拟和逼近复杂的求解域,显然,如果插值函数满足一定要求,随着单元数目的增加,解的精度会不断提高而最终收敛于问题的精确解。在实际工程应用中,只要得到的数据能满足工程需要就足够了,因此,有限元方法的基本策略就是在分析的精度和分析的时间上找到一个最佳平衡点^[3]。

1.3.3 实体模型的建立

实体模型的建立,是有限元分析过程中的重要组成部分,模型建立的好坏将直接影响到计算结果的精度^[4]。

实体模型是由点、线、面、和体组合而成的,这些基本的点、线、面和体在有限元中通常称为图元。采用实体模型建模有两种方法,即自底向上建模和自顶向下建模。

点、线、面和体之间的关系为:顶点为关键点、边为线、表面为面而整个物体内部

为体。这些图元的层次关系是：最高级的图元体以面为边界，面以线为边界，线则以关键点为端点。

用自底向上的方法构造模型，首先要定义最低级的图元即关键点，但用户不必总是按从低级到高级的办法来定义所有的图元再生成高级图元，可以直接在它们的顶点即关键点来直接生成面和体，中间的图元在需要时可自动生成。有限元软件允许通过汇集线、面、体等几何体素的方法来构造模型。当生成一种体素时，有限元软件会自动生成所有从属于该体素的较低级图元，这种一开始就从较高级的实体图元构造构造模型的方法就是所谓的自顶向下的建模方法。一般情况下，可以根据自己的需要和习惯结合自底向上和自顶向下两种建模方法，需要注意的是，自底向上建模是在活动坐标系上定义的，而自顶向下建模是在工作平面内定义的^[5]。

利用实体建模，相对处理的数据较少，支持使用面和体及布尔运算，能进行自适应网格划分，便于几何改进和单元类型的变化，对于庞大或者是复杂的模型，特别是对三维实体模型更合适，这些都是实体建模的优点。但是，实体建模有时需要大量的 CPU 时间，对于小型、简单的模型有时很繁琐，在特定的条件下还有可能因程序不能生成有限元网格而导致建模失败^[6]。

1.3.4 网格划分的过程

划分网格是有限元分析过程中的重要组成部分，网格划分的好坏将对计算精度和计算规模将产生直接影响。

在网格划分之前，需要进行单元属的设置。归纳起来，网格划分生成节点和单元的过程主要包括一下三个步骤：（1）定义单元属性（2）定义网格划分控制（3）生成网格其中定义网格控制不是必需的，因为默认的网络生成控制对多数模型生成都是合适的。

定义单元属性对于网格划分来说是必不可少的，它不仅影响网格划分，而且对求解精度也有很大影响。定义单元属性的操作主要包括定义单元类型、定义实常数和定义材料参数等，其中最重要的是定义单元类型。在有限元分析过程中，对于不同的问题，需要应用不同特性的单元。因此，在进行有限元分析之前，选择和定义适合自己问题的单元类型是非常必要的。单元选择不当，直接影响到计算能否进行和结果的精度^[7]。

网格划分控制能建立用于实体模型划分网格的因素，如单元形状、中间节点位置、单元尺寸控制等。这一步骤在整个分析过程中是非常重要的，对分析结果的精确性和正确性有决定性影响。在进行网格划分控制时，应考虑下面一些基本因素：网格密度、网格疏密和网格质量。

在有限元分析中，一般来说，增加划分网格的密度可以提高计算结果的精确性，但

网格密度的增加,意味着计算量的增大,计算成本会上升。同时网格的密度也不能无限制的上升,一般以保证计算结果的精度用户控制的范围即可。一般来讲,网格数量增加,计算精度会有所提高,但同时计算规模也会增加,所以在确定网格数量时应权衡这两个因素综合考虑。

在实际运行中可以通过以下几种方法来确定网格划分密度是否合适。

(1) 用户的经验

即用分析人员对结果判断的经验来估计网格的质量,以确定网格是否合理,如通过看云图是否与物理现象相一致,如果云图沿单元的边界与实际现象不一致,那么有可能结果是不正确的,这种方法存在主观性因素,但可以作为计算结果的初步判断。

(2) 比较节点和单元的结果

即通过显示节点的平均结果云图和单元结果云图来确定网格的密度是否合适。若用单元结果云图显示时,网格之间的过渡较小,相对平滑,则表示网格密度是合适的。

(3) 误差估计

命令“SDSG”提供了对单元的绝对误差估计,可以用“PLES”命令来显示。若把单元结果也存入到单元表中,再把每个单元的绝对误差值与单元结果相加,就可以得到考虑网格误差时的结果有多大。

(4) 采用显示的设备

该方法仅对四面体单元有效。用户可以用 Power Graphics 和 Full Graphics 来显示计算结果,然后比较用 Power Graphics 得到的结果和利用 Full Graphics 得到的结果去判别网格的密度是否合适,这种方法十分有效和精确。

在网格划分过程中,同时也要考虑网格疏密。在结构不同部位采用大小不同的网格,不仅可以保持相当的计算精度,又可使网格数量减小,从而提高计算速度。一般来说,在计算数据变化梯度较大的部位(如应力集中处),为了较好地反映数据变化规律,需要采用比较密集的网格。而在计算数据变化梯度较小的部位,为减小模型规模,则应划分相对稀疏的网格,整个结构划分后表现出疏密不同的网格划分形式。

在网格划分控制时,也应考虑网格质量。所谓网格质量是指网格几何形状的合理性。网格质量好坏将影响计算精度。当模型中存在质量很差的网格(称为畸形网格)时,将会导致计算过程无法进行。

1.4 ANSYS 有限元分析软件简介

ANSYS 程序是一个功能强大的灵活的设计分析及优化、融结构、热、流体、电磁、声学于一体的大型通用有限元商用分析软件,可广泛应用于核工业、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、日用家电等一般工业及科学研究。该软件提供了一个不断改进的功能清单, 具体包括: 结构高度非线性分析、电磁分析、计算流体动力分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分、大应变/有限转动功能以及利用 ANSYS 参数设计语言 (APDL) 的扩展宏命令功能。基于 Motif 的菜单系统使用户能够通过对话框、下拉式菜单和子菜单进行数据输入和功能选择, 方便用户操作。在产品设计中, 用户可以使用 ANSYS 有限元软件对产品性能进行仿真分析, 发现产品问题, 降低设计成本, 缩短设计周期, 提高设计的成功率。ANSYS 软件能与大多数 CAD 软件实现数据共享与交换, 如 Pro/Engineer、NASTRAN、I-DEAS 和 AutoCAD 等, 它是现代产品设计中高级的 CAD/CAE 软件之一^[8]。

ANSYS 程序是一个功能强大、灵活的设计分析及优化软件包。该软件可浮动运行于从 PC 机、NT 工作站、UNIX 工作站直至巨型机的各类计算机及操作系统中, 数据文件在其所有的产品系列和工作平台上均兼容。其多物理场耦合的功能, 允许在同一模型上进行各式各样的耦合计算, 如: 热—结构耦合、磁—结构耦合以及电—磁—流体—热耦合, 在 PC 机上生成的模型同样可运行于巨型机上, 这样就保证了所有的 ANSYS 用户的多领域多变工程问题的求解。

ANSYS 作为 CAE 软件的代表之一, 已被机械工业界所广泛接受, ANSYS 在机械领域主要用于确定结构在载荷作用下的静力、动力、热和流动等行为, 研究结构的强度、刚度以及稳定性问题。较常见的有以下几类。

1. 强度、刚度问题

分析结构在静态或动态外载作用下的应力和应变, 评估其安全性, 避免结构的断裂破坏。该类问题主要涉及 ANSYS 的结构分析模块, 可以考虑结构的线性及非线性特性。例如, 大变形、应力刚化、接触、塑性、超弹性及蠕变等。

2. 振动、噪声问题

研究结构的振动特性, 以及在随时间变化载荷作用下的动态响应, 以寻求隔振、降噪的解决方案。该类问题主要涉及 ANSYS 的动力学、声学分析模块。

3. 冲击、碰撞、金属成形问题

对冲击、碰撞、金属成形过程进行数值仿真分析, 校验其安全性能, 并提前预示结构的缺陷和不足, 以及时修改设计, 节约研发时间, 缩减研发费用。这类问题主要涉及 ANSYS 的显示动力学分析模块。

4. 热、热变形问题

分析物体在热源作用下的稳态或瞬态温度分布, 以及该温度分布下结构的热变形, 以获取该结构的热力学性能, 校验是否能达到涉及的需要。该类问题主要涉及 ANSYS 的热、热/结构耦合分析模块。

5. 流动问题

确定结构流体介质的流动及热行为, 分析流动行为对结构安全性能、密封性能等的影响, 以保证结构的性能满足设计的需要。该类问题主要涉及 ANSYS 的流体、结构动力学分析模块。

1.5 问题提出

从工程应用的目的出发, 材料力学、结构力学的基本任务相同, 都是解决现代生产实践中提出的各种结构或构件的强度、刚度和稳定问题。为了便于计算, 材料力学要对应力分布或变形的状态做一些假设, 得到结果是初等的、近似的, 限于在一定条件下使用, 因此材料力学无法解决工程中结构、受力复杂的问题。目前对结构进行应力及稳定性分析方法除了材料力学法、结构力学法还有有限元法。材料力学研究杆状构件, 结构力学研究杆状构件组合, 而有限元法除了研究杆状构件外, 还研究板、壳、水坝等实体结构。有限元法的基本思想是: 将求解区域划分为一系列的单元, 单元之间仅靠节点连接, 单元内部点的待求量可由单元节点通过选定的函数关系插值求得, 建立并组成单元方程组, 引入边界条件, 对方程组求解。由于有限元单元可以被分割成各种形状和大小不同的尺寸, 所以它能很好地适应复杂的几何形状、复杂的材料特性和复杂的边界条件, 再加上有成熟的大型软件系统支持, 有限元法已成为一种非常受欢迎的、应用极广的数值计算方法。

对于一个多层复杂的空间结构, 用常规的结构力学分析方法难以得出各组合部件的力, 合理的方法是用三维有限单元法求解。本文采用大型有限元分析软件 ANSYS 对鼓型滤网结构进行有限元分析。

本次所要分析的鼓型滤网结构尺寸比较大, 其中滤网直径 19m, 网宽 5m。滤网结构主要包括主轴, 轮毂、辐条, 横梁, 鼓网, 传动齿轮等结构。由于滤网结构比较复杂, 在建立模型时, 必须对模型进行简化, 但是对于比较复杂的结构过于简化计算模型将导致计算结果不能反映整体结构的实际应力状态, 尤其在某些应力状态比较复杂的部位由于过于简化而引起计算结果错误, 因此如何进行模型的简化才能使计算出来的结果更加接近结构的实际应力状态是比较困难的事情。本文在不改变其基本力学特性的前提下, 并参照以往建模的经验, 在对鼓型滤网建模时作了一些简化。对于复杂的空间结构而言, 载荷的分布往往也很复杂。从严格意义上讲, 鼓型滤网结构是一个空间结构, 只要某一

局部受到荷载的作用,整个体系都要受到影响而产生一定的内力,因此要分析鼓型滤网结构的受力情况是一个比较复杂的问题。对于这样的空间体系,如果简化为平面问题分析,误差将更显著。按照空间问题进行主轴、轮毂和鼓骨架结构件的联合受力分析,可以比较精确地求得其应力和变形情况。

选择合理的单元类型是保证有限元求解精度的重要步骤。骨架结构采用壳单元进行模拟,不仅考虑了板壳在平面内的作用力,而且考虑了板壳本身的抗弯能力,计算结果更接近实际情况。但对于主轴、轮毂、齿轮块等,为得到更精确的有限元解应采用三维体单元。

通过合理模拟鼓型滤网结构在不同工况下所受载荷的作用形式,并对载荷大小进行了详细的计算,从而保证了有限元计算结果的准确性。

地震活动给人类生命财产造成了灾难性的破坏,研究和预防地震的发生一直为地震科技人员所关注。作为核电站的重要滤水设备,确保这些设备在各种情况(包括地震)下的安全,具有重大的意义。因此除了对滤网结构进行静力分析外,对滤网结构进行抗地震设计分析是十分必要的。本文采用响应谱作为输入地震,对鼓型滤网结构进行抗震响应谱分析。

1.6 本文的工作

鼓型滤网作为核电站的重要滤水设备,确保这些设备在各种(包括地震)情况下的安全,有重大意义。本文结合东北大学机械电子工程研究所和沈阳凯特电站滤水系统工程有限责任公司合作项目——秦山核电站鼓型旋转滤网组件有限元分析,利用大型有限元分析软件对鼓型滤网结构进行有限元分析。首先对鼓型滤网进行了静力分析,其次对滤网中的联接螺栓进行了分析,然后对滤网结构进行了模态分析,最后对滤网结构进行了结构抗震反映谱分析。本文主要完成以下工作:

(1) 查阅大量资料,综述了国内外的有限元技术的发展概况,简单讲述了鼓型滤网在核电站的应用情况,介绍了鼓型滤网的主要结构形式和工作原理。

(2) 本次对滤网结构分析主要采用有限元法。介绍了用有限元法的基本构成以及有限元分析的一般流程,并对有限元分析过程中的重要步骤实体建模以及网格划分给出了简单的介绍。

(3) 对滤网结构进行简化,并在 ANSYS 中建立鼓型滤网三维有限元模型,合理模拟整体结构在各种水位工况下所受载荷组合,并进行了有限元计算分析,从而得出滤网总体结构和轴结构在各种工况下所受应力和变形,并分析该变形是否影响鼓型滤网的正常工作。

(4) 鼓型滤网结构中, 多处采用螺栓联接。本次主要对 A 型主辐条与轮毂以及 A 型主辐条与主横梁等连接处的螺栓进行了分析, 获取螺栓在联接处所受的应力。为了获取准确的螺栓联接处的应力值, 可以对螺栓联接采用有限元接触分析的方法进行求解, 并通过一个简单的接触分析实例, 验证了对螺栓联接采用有限元接触分析方法的准确性。

(5) 对鼓型滤网结构进行模态分析, 从而获得滤网结构的固有频率和相应振型图, 并为地震谱分析做好准备。

(6) 作为核电站的重要滤水设备, 对鼓型滤网结构进行地震响应谱分析是很有必要的。在模态分析基础上对鼓型滤网结构施加地震激励谱载荷, 进行地震响应分析, 主要分析了滤网结构在静态工况和动态工况下对地震激励载荷的响应。

第2章 鼓型滤网结构变形与应力分析

2.1 引言

对鼓型滤网结构进行应力与变形的分析,属于有限元分析中的静力分析。所谓静力分析计算是求解在固定不变的载荷作用下的位移、应力、应变和力,它不考虑惯性和阻尼的影响。但是,静力分析可以计算那些固定不变的惯性载荷对结构的影响(如重力和离心力),以及那些可以近似为等价静力作用的随时间变化载荷(通常在许多建筑规范中所定义的等价静力风载和地震载荷)。

固定不变的载荷和响应是一种假定,即假定载荷和结构随时间的变化非常缓慢。静力分析所施加的载荷包括:(1)外部施加的作用力和压力(2)稳态的惯性力(如重力和离心力)(3)位移载荷(4)温度载荷。

静力分析既可以是线性的也可以是非线性的。进行结构的线性静力分析时,应该注意以下几点:(1)单元类型必须指定为线性结构单元类型;(2)材料属性是线性的,可以是各向同性或正交各向异性、常量或与温度相关的量;(3)必须定义弹性模量和泊松比;(4)对于象重力一样的惯性载荷,必须要定义能计算出质量的参数,如密度等;(5)对热载荷,必须要定义热膨胀系数;(6)对应力、应变感兴趣的区域,网格划分比对位移感兴趣的区域要密;(7)必须合理的定义材料模型,不合理的参数可能会导致歧义的刚度矩阵。

2.2 有限元模型的建立

2.2.1 模型的简化

本次所要分析的鼓型滤网结构尺寸比较大,其中滤网直径19m,网宽5m。滤网结构主要包括主轴,轮毂、辐条,横梁,鼓网,传动齿轮等结构。由于鼓型滤网结构尺寸比较大以及滤网结构本身的复杂性,要建立精确的力学模型非常困难,因此在不改变其基本力学特性的前提下,建模时作了一些简化和处理。

1. 主轴与轮毂连接的处理

主轴与轮毂装配时主轴上部与轮毂接触,下部与轮毂有0.22~0.33mm的间隙。变形过程中这些间隙有可能趋减为零,严格来讲属于动力接触非线性问题,但是此处不是分析的重点,可将主轴上节点与轮毂上相应节点通过耦合自由度的方法做刚性联接,认为

这些地方始终是接触的。

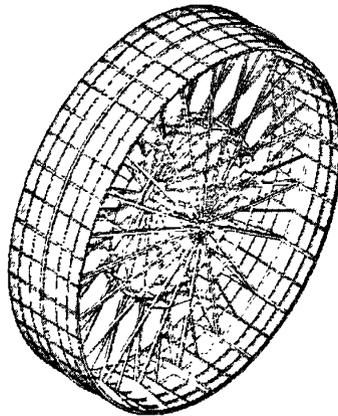
2. 螺栓联接处的处理

在鼓型滤网结构中，多处采用螺栓联接，例如 A 型主辐条与轮毂处的连接，A 型主辐条与主横梁处的连接，齿圈固定槽钢和主横梁处的连接等。鼓型滤网一侧有 20 根主辐条，每根主辐条与轮毂之间用 4 个 M20 的螺栓联接，如果在建模过程中出现螺栓联接，模型将是非常复杂的。为了简化模型，同时考虑到螺栓和鼓架结构材料一致，在分析时将它们看成一体，在计算模型中螺栓以及螺栓孔是不出现的。这样简化使得二者连接处刚度比实际刚度要大一些，根据静不定结构内力分配规则，此处获得的内力要比实际值大，所以根据体单元算出的拉力来配置、设计螺栓是偏安全的。

3. 边界条件的处理

主轴两端按简支处理，整个结构有绕主轴转动的刚体运动。实际上主轴是设置在轴承座上，轴承座与地基相连。这样简化将轴承座刚度视为无穷大，进而得到主轴的内力比实际值大，是偏安全的。根据主轴计算得到的内力配置轴承座与地脚螺栓。

GWNS-19×5 鼓型滤网结构是空间结构，经过简化，在 ANSYS 中建立鼓型滤网的三维实体模型，其模型如图 2.1 所示。



2.1 三维实体模型

Fig.2.1 3-D figure

2.2.2 网格的划分

在网格划分之前，需要进行单元属性的设置。定义单元属性的操作主要包括定义单元类型、定义实常数和定义材料参数等，其中最重要的是定义单元类型。正确单元类型的定义，将使有限元分析结果更加准确。本次所要分析的鼓型滤网是一个水平布置的可旋转的钢结构。鼓型滤网在水压以及其它一些外载作用下将发生弯曲、扭转等变形，在网格划分时，将结构处理成体单元、壳单元的组合体。壳单元和体单元的几何模型分别

如图 2.2、2.3 和 2.4 所示。

各单元特点及属性如下：

1. 壳单元 SHELL63

壳单元 SHELL63 的主要特点是：

- (1) 该单元为空间弹性壳体板单元，允许平面内和法向的荷载作用。
- (2) 该单元有四个节点，每个节点有 6 个自由度：x, y, z 方向的平动以及绕节点 x, y, z 节点的旋转。
- (3) 该单元可以划分成三角形及四边形两种不同的网格。
- (4) 该单元相关联的结果输出有：包含整体节点解的结点位移和单元输出定义显示的其他输出。

骨架结构采用壳单元 SHELL63 进行模拟，不仅考虑了板壳在平面内的作用力，而且考虑了板壳本身的抗弯能力，计算结果更接近实际情况。

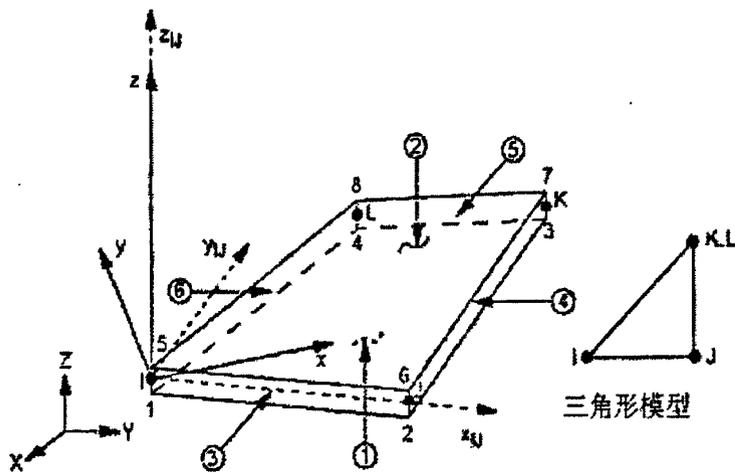


图 2.2 shell63 单元几何模型

Fig.2.2 The shell63 unit geometric model

2. 实体单元 SOLID45

SOLID45 单元的主要特点是：

- (1) 用于构造三维固体结构，单元由 8 个节点来定义，每个节点有三个沿 xyz 方向平移的自由度。
- (2) 单元具有塑性，蠕变，膨胀，应力强化，大变形和大应变能力。
- (3) 可以划分为六面体，三棱柱，四面体三种网格类型。

主轴及齿轮块结构采用 SOLID45 单元进行模拟，可以得到更精确的有限元解。

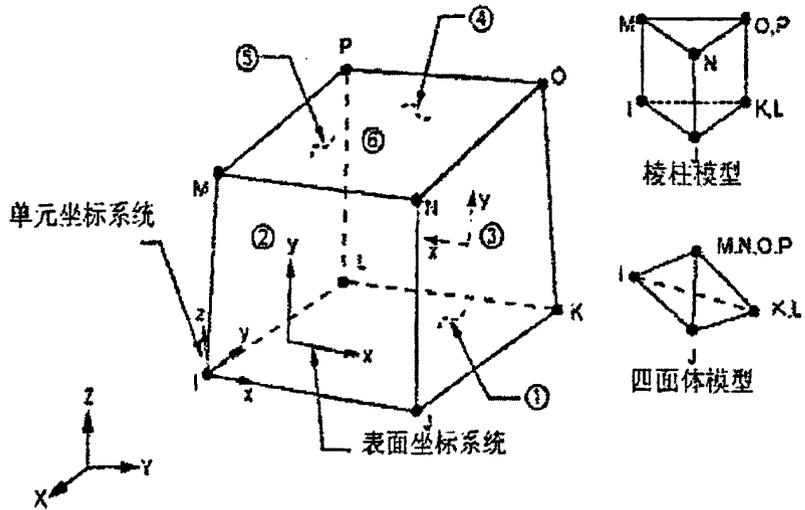


图 2.3 Solid45 单元几何模型

Fig.2.3 The solid45 unit geometric model

3. 实体单元 SOLID95

SOLID95 单元的主要特点是：

- (1) SOLID95 单元是三维 8 节点 SOLID45 单元更高的版本。
- (2) 它可以接受不规则的形状，并且不损失精度。
- (3) 单元由 20 个节点来定义，每个节点有三个沿 xyz 方向的平移自由度。
- (4) 具有协调的位移函数并且能很好的模拟边界曲线。
- (5) 具有塑性，蠕变，应力强化，大变形和大应变等能力。
- (6) 除了节点以外，单元的输入数据还应包括正交各向异性的材料特性。

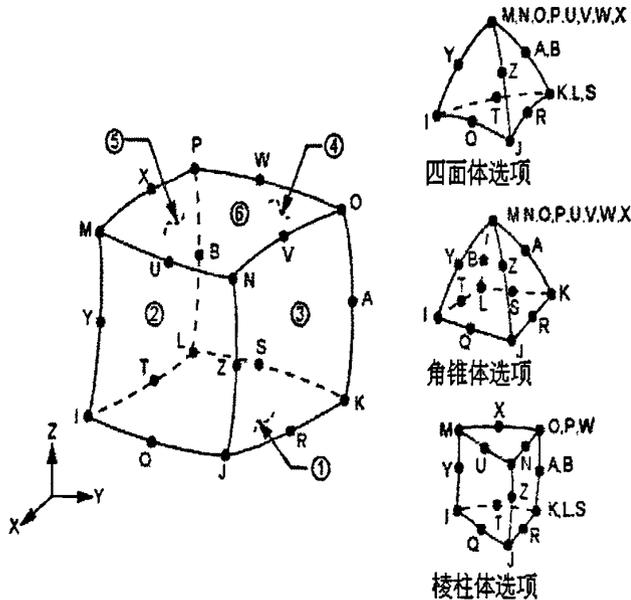


图 2.4 Solid95 单元几何模型

Fig.2.4 The solid95 unit geometric model

在进行网格划分时，为了得到正确、合理的有限元模型，在网格划分时应考虑下面一些基本因素：(1) 网格密度；(2) 网格疏密；(3) 网格质量。通过对鼓型滤网实体模型的网格划分，便得到了鼓型滤网的有限元模型。

图 2.5 是 GWNS-19×5 鼓型滤网结构的有限元网格图。鼓型滤网有限元模型的建立和全部计算工作都是在 ANSYS 10.0 中进行的。

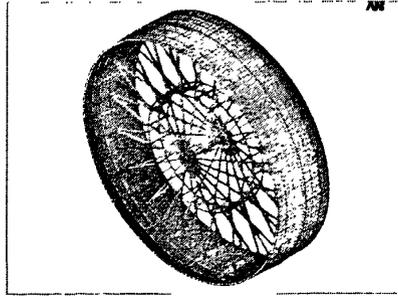


图 2.5 GWNS-19×5 鼓型滤网结构的有限元网格图

Fig.2.5 GWNS-19×5 drumscreen meshing figure

在鼓型滤网有限元模型中，主要采用了壳单元 shell63、三维实体单元 solid45 和三维实体单元 solid95，其中壳单元 shell63、三维实体单元 solid45 和三维实体单元 solid95 的分布分别如图 2.6、图 2.7 和图 2.8 所示。

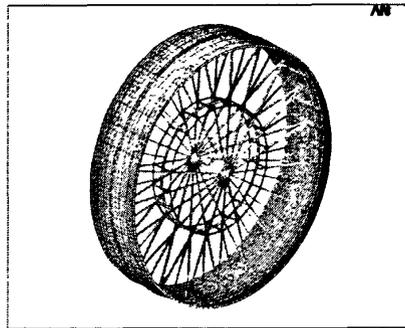


图 2.6 4 节点壳单元 shell63

Fig.2.6 Elastic shell 63 unit with 4 nodes

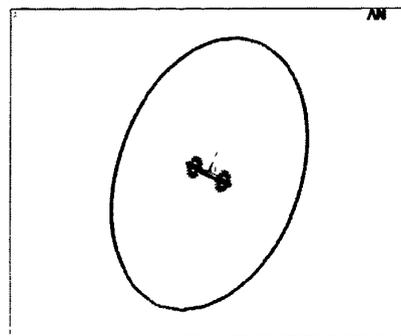


图 2.7 三维实体 8 节点单元 solid45

Fig.2.7 3-D structural solid 45 unit with 8 nodes

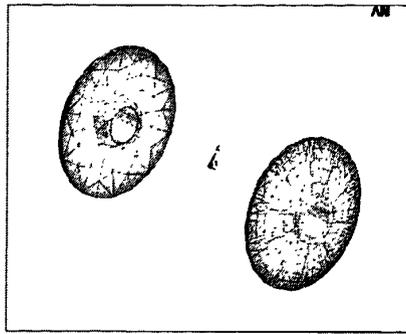


图 2.8 三维实体 20 节点单元 solid95

Fig.2.8 3-D structural solid 95 unit with 20 nodes

在 ANSYS 中，通过建立鼓型滤网的有限元模型，可获得滤网结构的主要模型数据，具体数据如表 2.1 所示。

表 2.1 主要模型数据

Table 2.1 Main model data

单元类型	网格单元总数	节点总数
壳单元 shell63	21689	20963
三维实体单元 solid95	4012	7138
三维实体单元 solid45	875	2256

2.3 鼓型滤网的变形分析

2.3.1 静态工况鼓型滤网的变形分析

1. 工况分析

在静态工况下，滤网不转动，滤网只承受水压力，此时网内外设计最大水位差为 1.5m，海水密度按 $\rho = 1030\text{kg/m}^3$ ，计算出鼓型滤网所受静水压强为 $P=7571\text{Pa}$ 。

2. 载荷与约束

在静态工况下，为了简化计算，此时仅考虑下半个滤网面受到静水压力作用。图 2.9 所示为滤网所受静水压力载荷图，图 2.10 为静水压力载荷局部放大图。

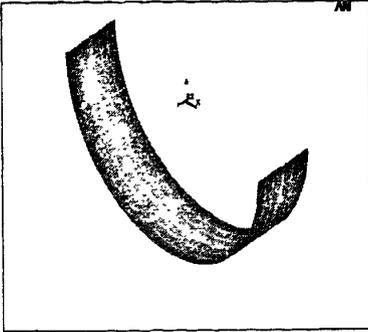


图 2.9 静水压力载荷

Fig.2.9 Hydrostatic pressure load

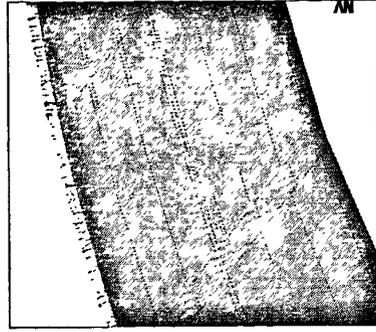


图 2.10 静水压力载荷局部放大

Fig.2.10 Amplify of partial hydrostatic pressure

在静态工况下，对滤网有限元模型的约束加在主轴两端的端面上，静态工况滤网所受约束如图 2.11 所示，图 2.12 为所受约束局部放大。

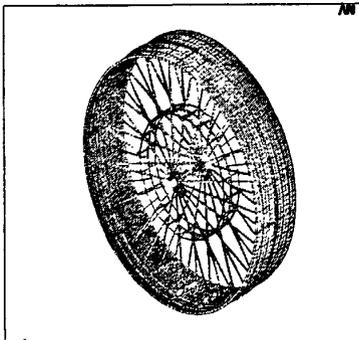


图 2.11 模型约束

Fig.2.11 Model constraints

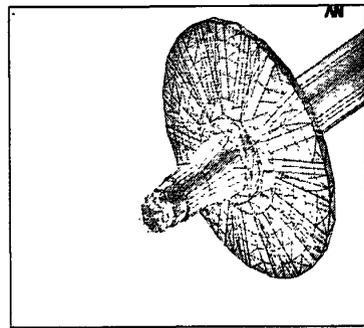
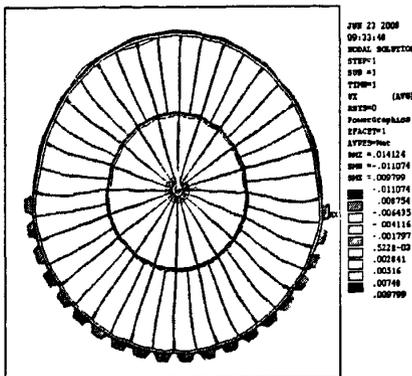


图 2.12 约束局部放大图

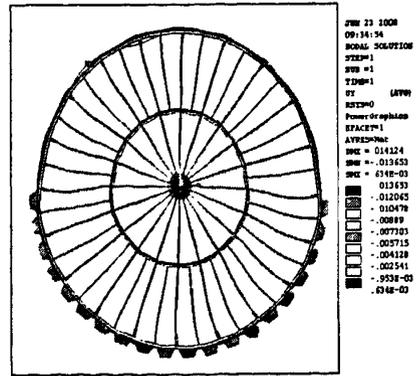
Fig.2.12 Amplify of partial Constraints

3. 静态工况分析结果

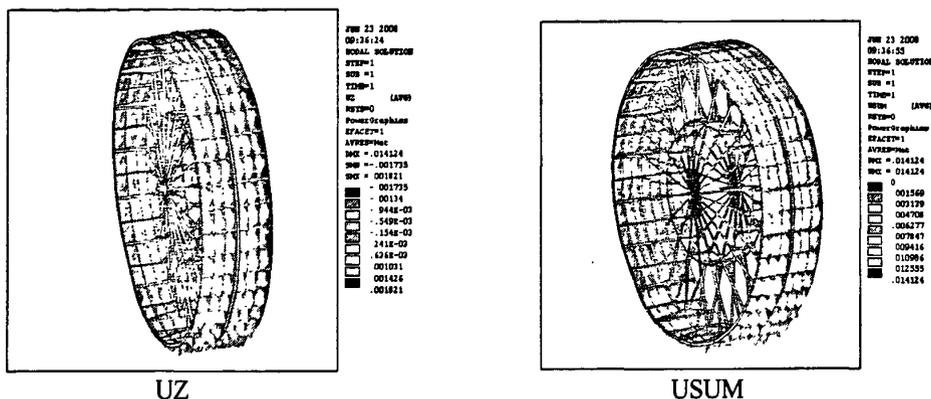
总体结构在 1.5 米水位差静水压力工况下所受的变形如图 2.13 所示。



UX



UY



2.13 总体结构在静水压力工况下的变形

Fig.2.13 The deformation of the overall structure in hydrostatic pressure load

轴作为鼓形滤网的重要结构，应该分析轴在 1.5 米水位差静水压力工况下的变形。轴结构在该工况下的变形如图 2.14 所示。

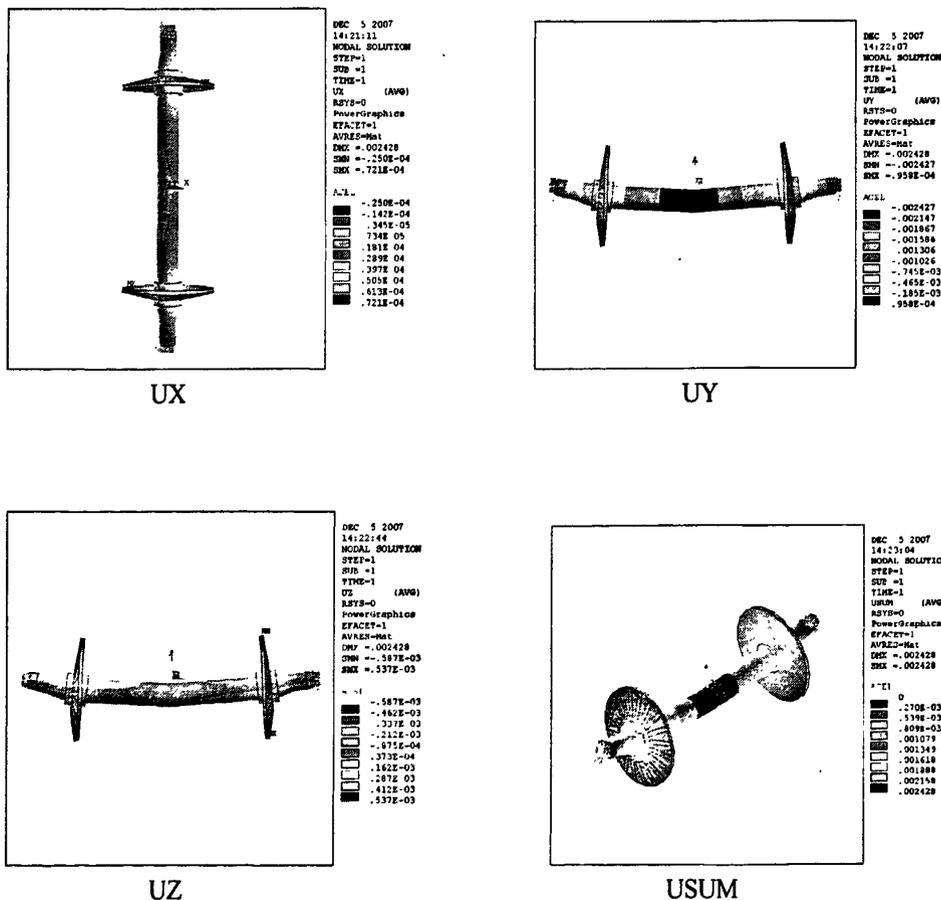


图 2.14 轴结构在静水压力工况下的变形

Fig.2.14 The deformation of the shaft structure in hydrostatic pressure load

2.3.2 动态工况鼓型滤网的变形分析

1. 工况分析

当鼓型滤网转动时,按照水位差的不同分为两种工况,在每种水位差下又根据水位高低的不同,分为三种不同的工况,具体工况划分如下所示:

动态工况 1: 鼓型滤网旋转,高速(鼓网线速度 15m/min),水位差为 1.0m,分 3 种工况:

- (1) 高水位
- (2) 中水位
- (3) 低水位

动态工况 2: 鼓型滤网旋转,高速(鼓网线速度 15m/min),水位差为 0.5m,也分 3 种工况:

- (4) 高水位
- (5) 中水位
- (6) 低水位

2. 载荷与约束

动态工况下所承载荷除与静态工况相同载荷以外,还有如下载荷:

- (1) 驱动力

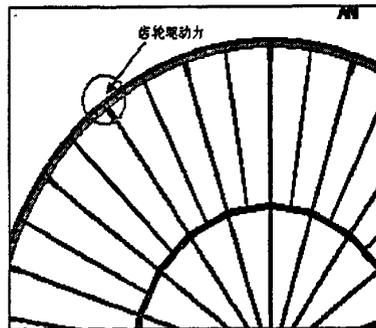


图 2.15 滤网驱动力

Fig.2.15 The driving force in drumscreen

鼓型滤网的驱动是通过驱动装置的小齿轮与旋转滤网齿条的外齿啮合来实现的。通过齿轮的啮合,来传递驱动力。图 2.15 为滤网驱动力示意图。

- (2) 密封橡胶正压力及密封橡胶摩擦力

在旋转滤网的轮缘上装有侧密封橡胶与安装在对应位置墙上的侧密封板一起构成侧密封装置,因此在滤网转动时会受到密封摩擦力的作用。在分析过程中,滤网所受的密封橡胶正压力及密封橡胶摩擦力如图 2.16 所示。

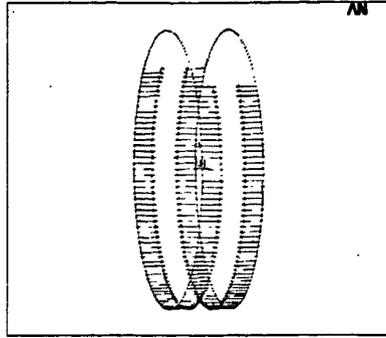


图 2.16 密封橡胶正压力及密封橡胶摩擦力
Fig.2.16 The pressure and friction of seal rubber

(3) 捞污斗及污物的重力

在旋转滤网的轮缘上装有捞污斗，在滤网转动时起到打捞污物的作用。在分析过程中，捞污斗及污物的重力如图 2.17 所示。

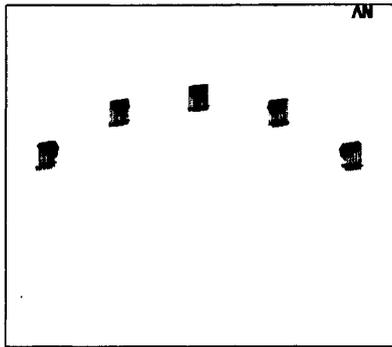


图 2.17 捞污斗及污物的重力
Fig.2.17 The gravity of the dirt bucket

(4) 孔板附着污物重力

当污物的尺寸形状大于筛网板的网孔直径时，孔板上就会附着一些污物。在分析过程中，孔板附着污物重力如图 2.18 所示。

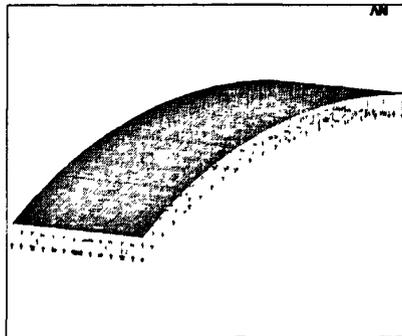


图 2.18 孔板附着污物重力
Fig.2.18 The gravity of the dirt

(5) 横梁上的水阻力

在滤网转动过程中，横梁上会受到水阻力作用。在分析过程中，横梁上所受的水阻力如图 2.19 所示。

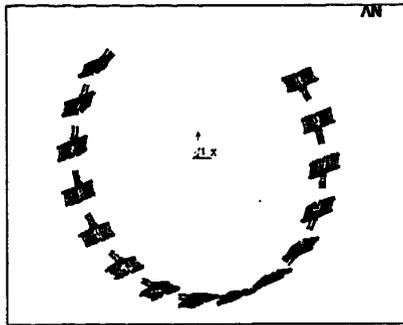


图 2.19 横梁上的水阻力

Fig.2.19 The water resistance on beams

动态工况采用与静态工况相同的约束，如图 2.20 所示。

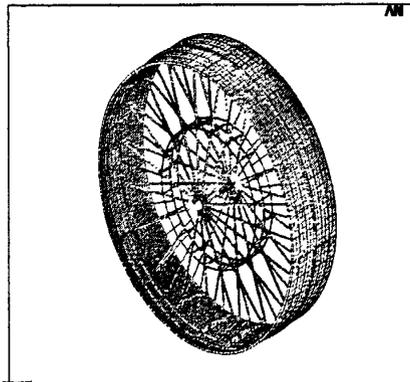


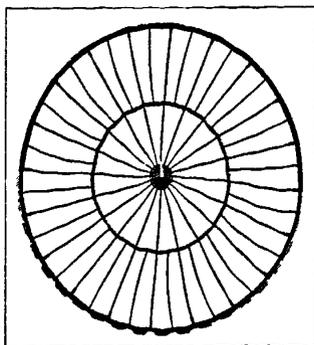
图 2.20 约束

Fig.2.20 Constraints

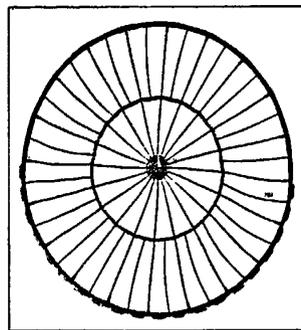
3. 动态工况分析结果

(1) 高速 1.0 米水位差高水位分析结果

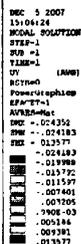
总体结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的变形如图 2.21 所示。

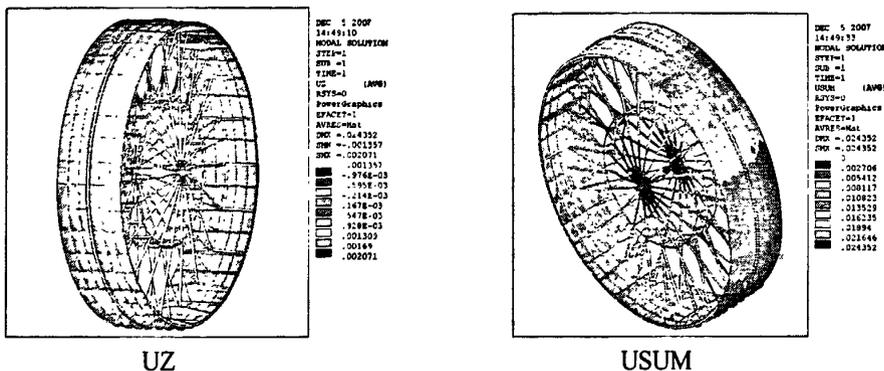


UX



UY

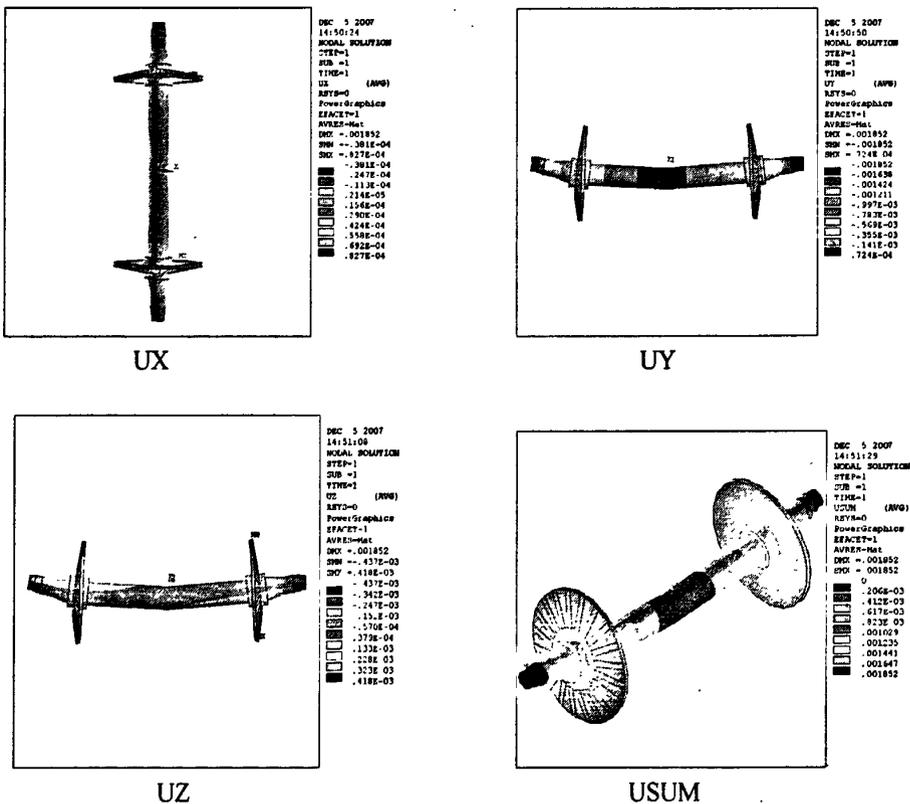




UZ USUM
图 2.21 总体结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的变形

Fig.2.21 The deformation of overall structure in high-speed and 1.0m high water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在该动态工况下的变形如图 2.22 所示。



UX UY UZ USUM
图 2.22 轴结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的变形

Fig.2.22 The deformation of shaft in high-speed and 1.0m high water level

(2) 高速 1.0 米水位差中水位工况

总体结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的变形如图 2.23 所示。

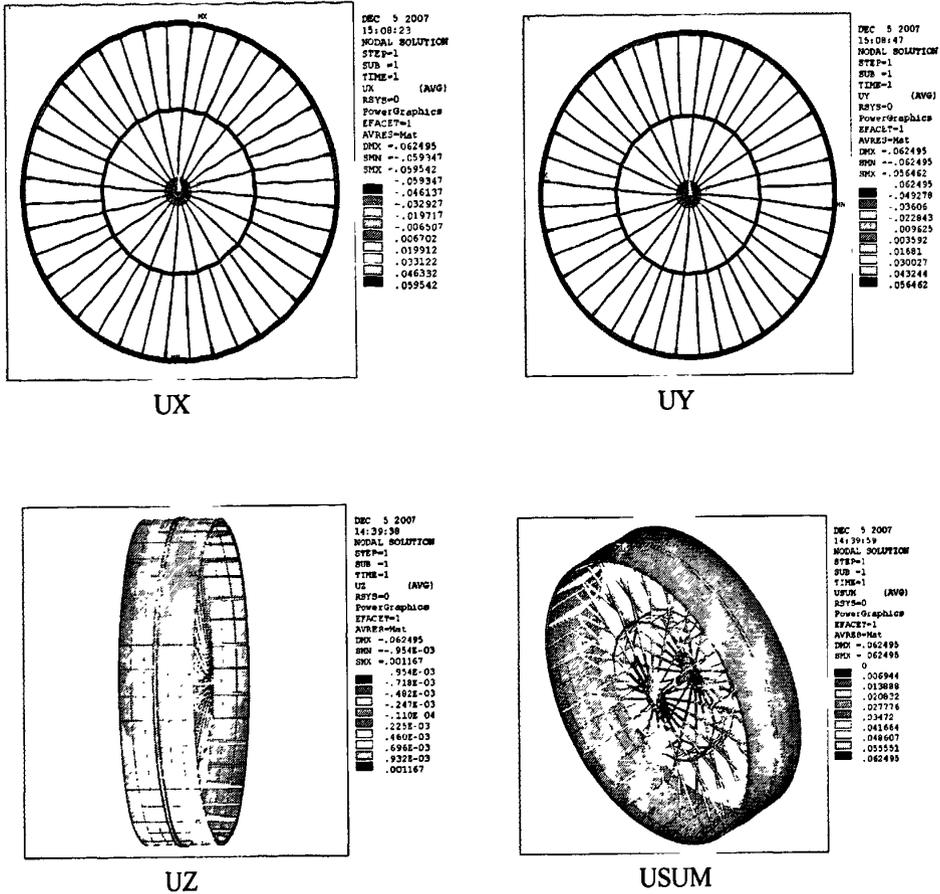
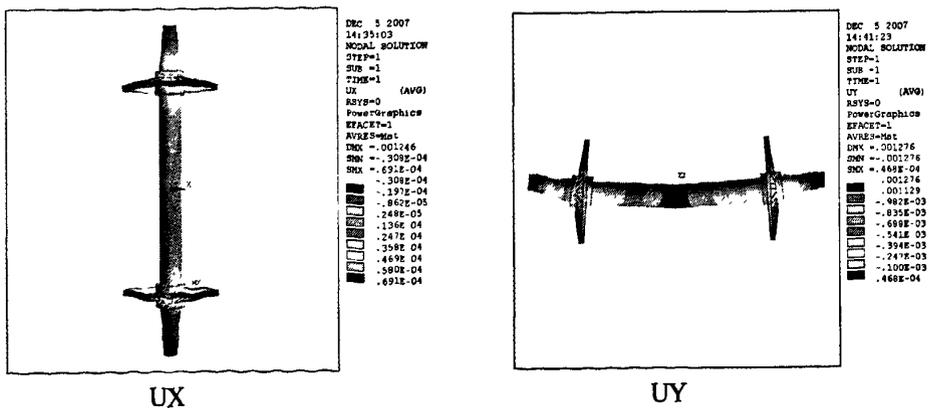


图 2.23 总体结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的变形

Fig.2.23 The deformation of overall structure in high-speed and 1.0m middle water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在该动态工况下的变形如图 2.24 所示。



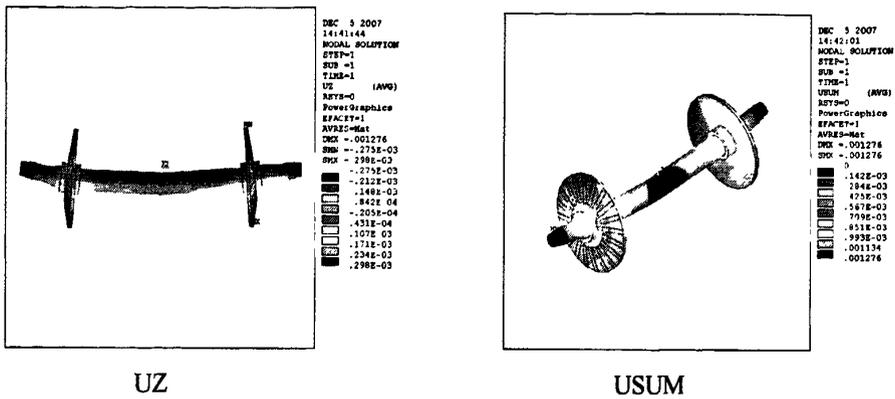


图 2.24 轴结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的变形

Fig.2.24 The deformation of shaft in high-speed and 1.0m middle water level

(3) 高速 1.0 米水位差低水位工况

总体结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的变形如图 2.25 所示。

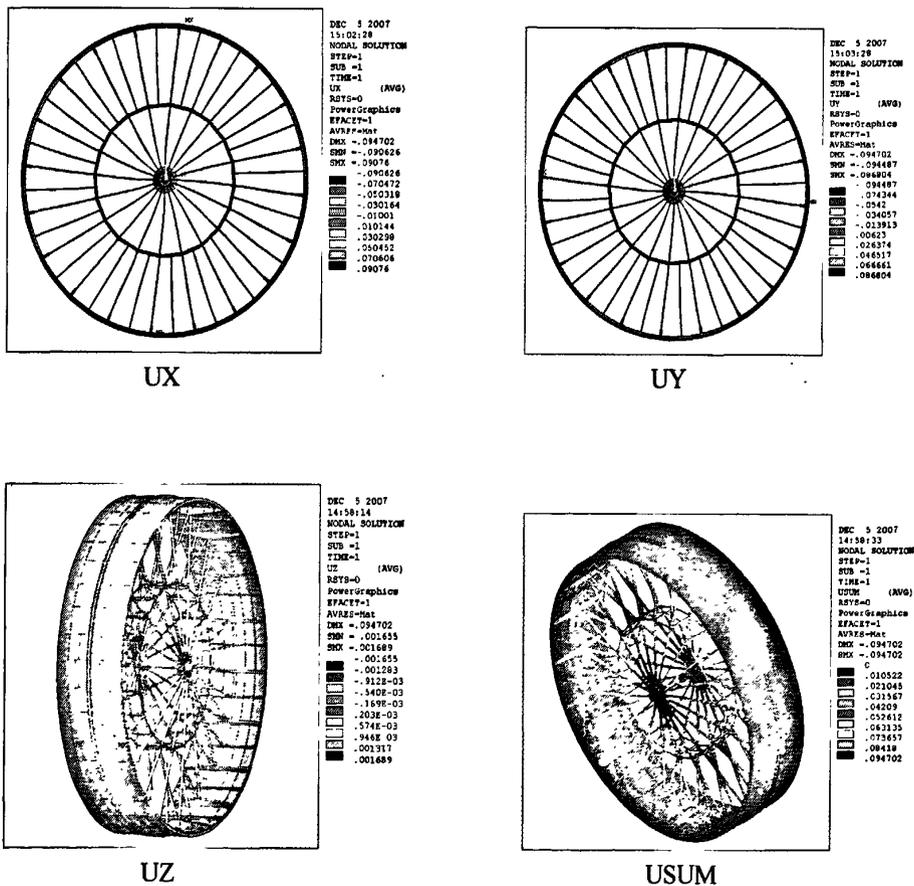


图 2.25 总体结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的变形

Fig.2.25 The deformation of overall structure in high-speed and 1.0m low water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在该动态

工况下的变形如图 2.26 所示。

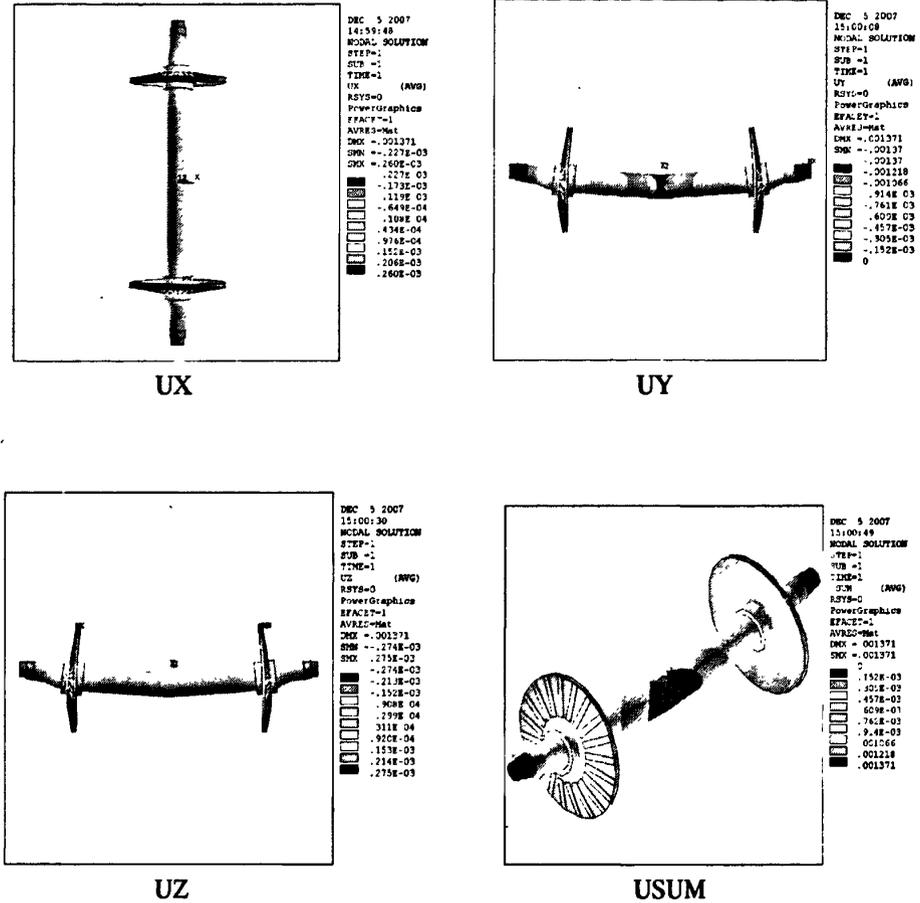
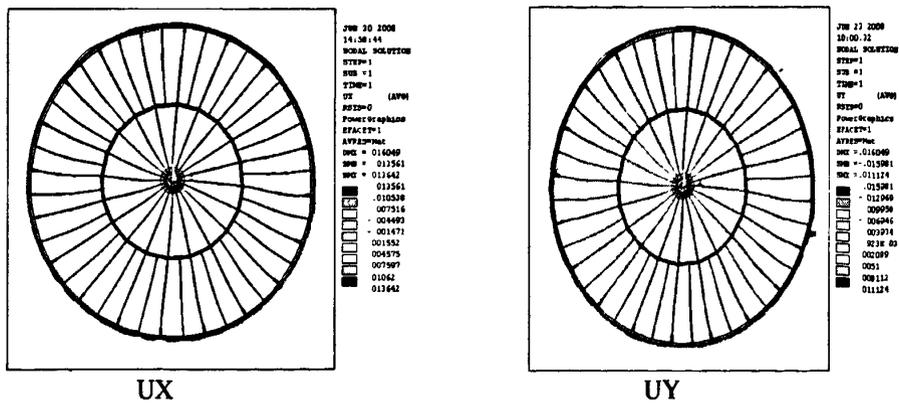


图 2.26 轴结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的变形

Fig.2.26 The deformation of shaft in high-speed and 1.0m low water level

(4) 高速 0.5 米水位差高水位工况

总体结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的变形如图 2.27 所示。



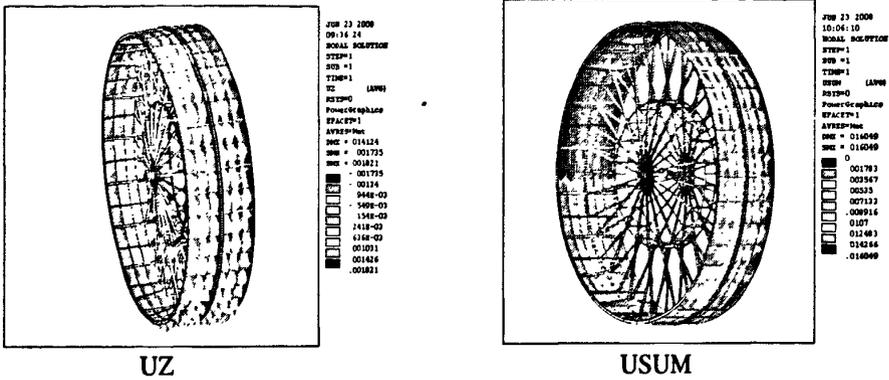


图 2.27 总体结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的变形

Fig.2.27 The deformation of overall structure in high-speed and 0.5m high water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在该动态工况下的变形如图 2.28 所示。

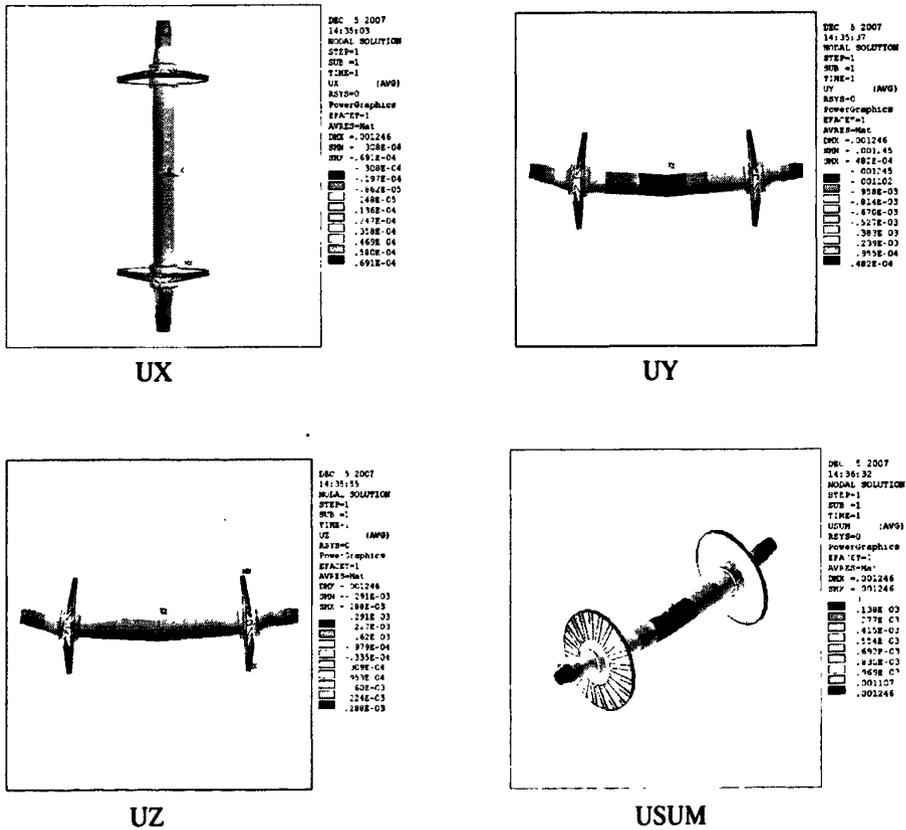


图 2.28 轴结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的变形

Fig.2.28 The deformation of shaft in high-speed and 0.5m high water level

(5) 高速 0.5 米水位差中水位工况

总体结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的变形如图 2.29 所示。

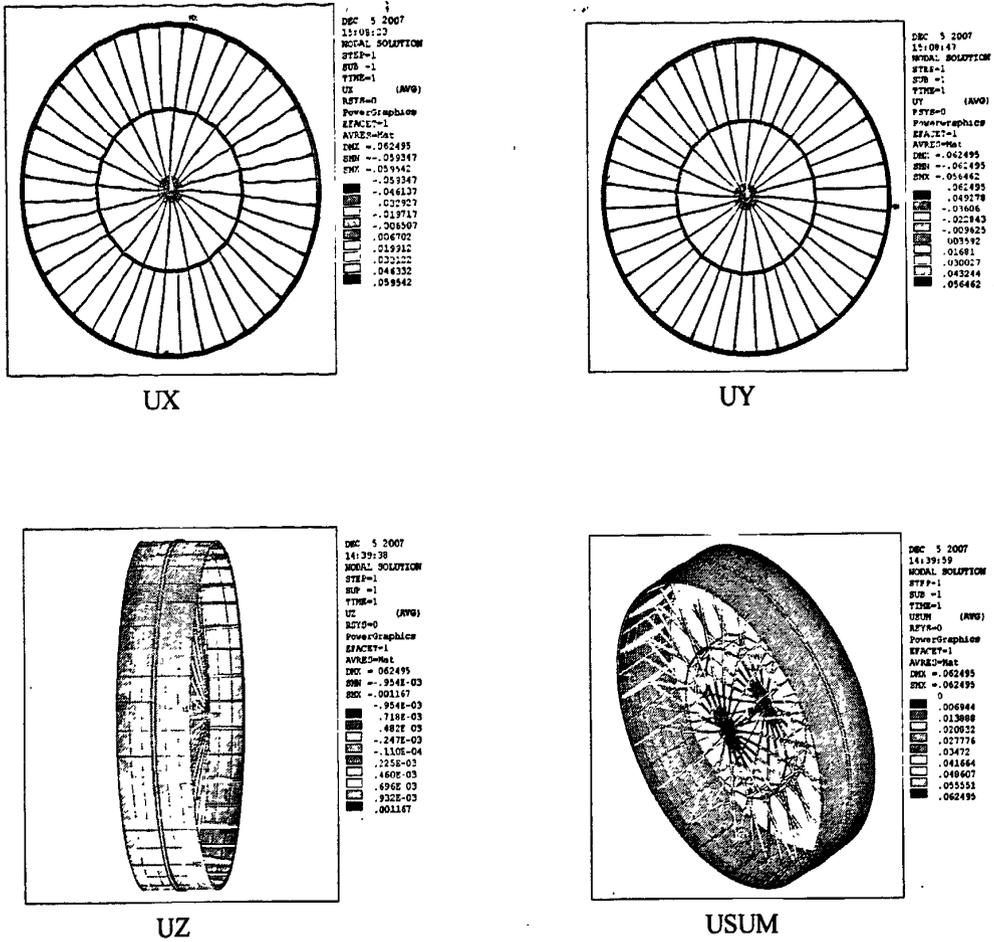
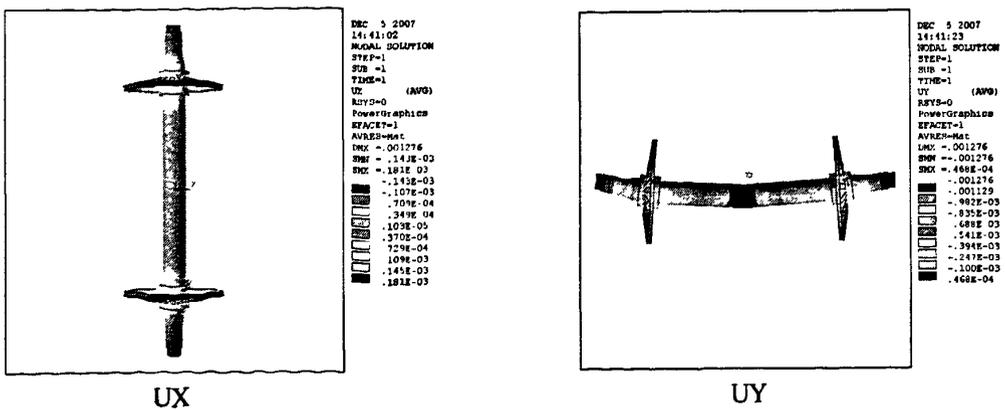
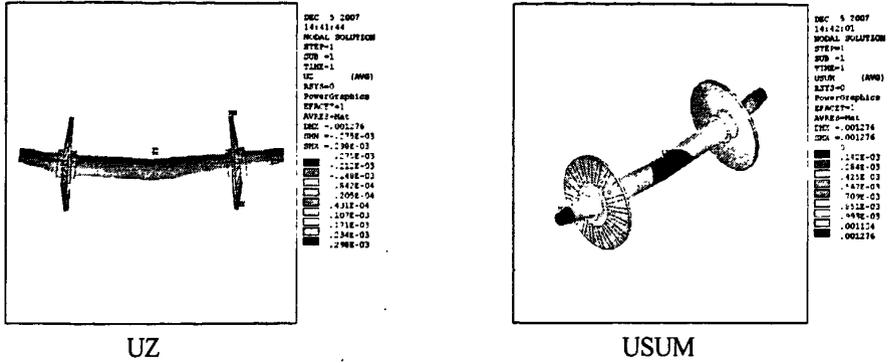


图 2.29 总体结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的变形

Fig.2.29 The deformation of overall structure in high-speed and 0.5m middle water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在动态工况下的变形如图 2.30 所示。





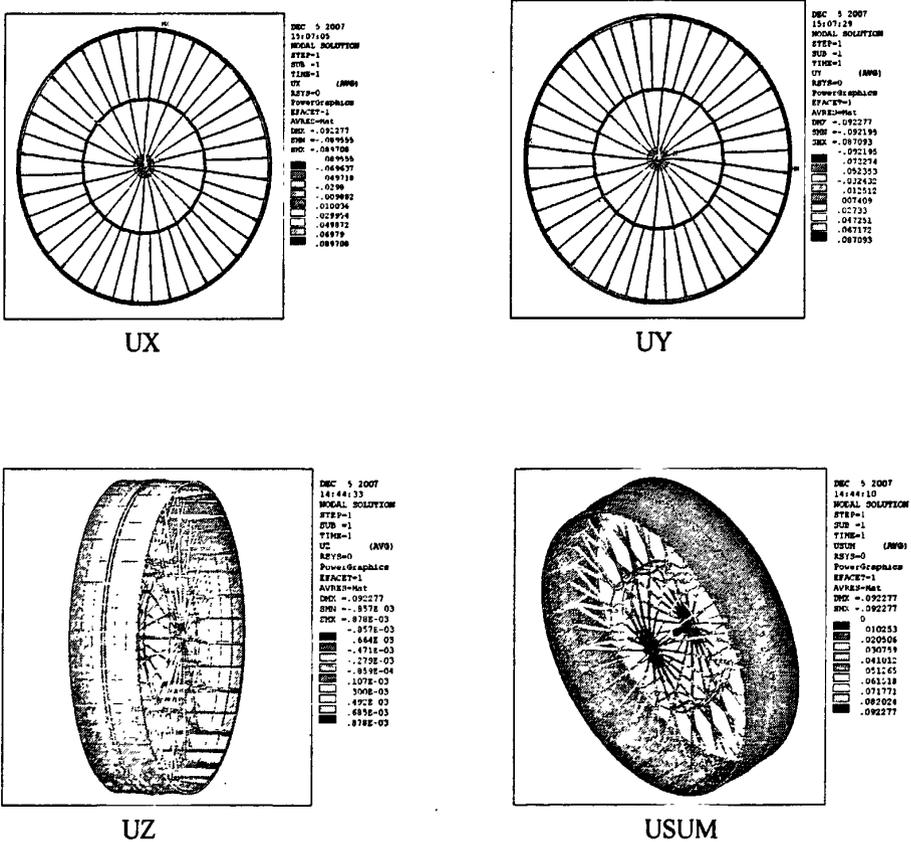
UZ USUM

图 2.30 轴结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的变形

Fig.2.30 The deformation of shaft in high-speed and 0.5m middle water level

(6) 高速 0.5 米水位差低水位工况

总体结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的变形如图 2.31 所示。



UZ USUM

图 2.31 总体结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的变形

Fig.2.31 The deformation of overall structure in high-speed and 0.5m low water level

轴作为鼓型滤网的重要结构，应该分析轴在该动态工况下的变形。轴结构在动态工况下的变形如图 2.32 所示。

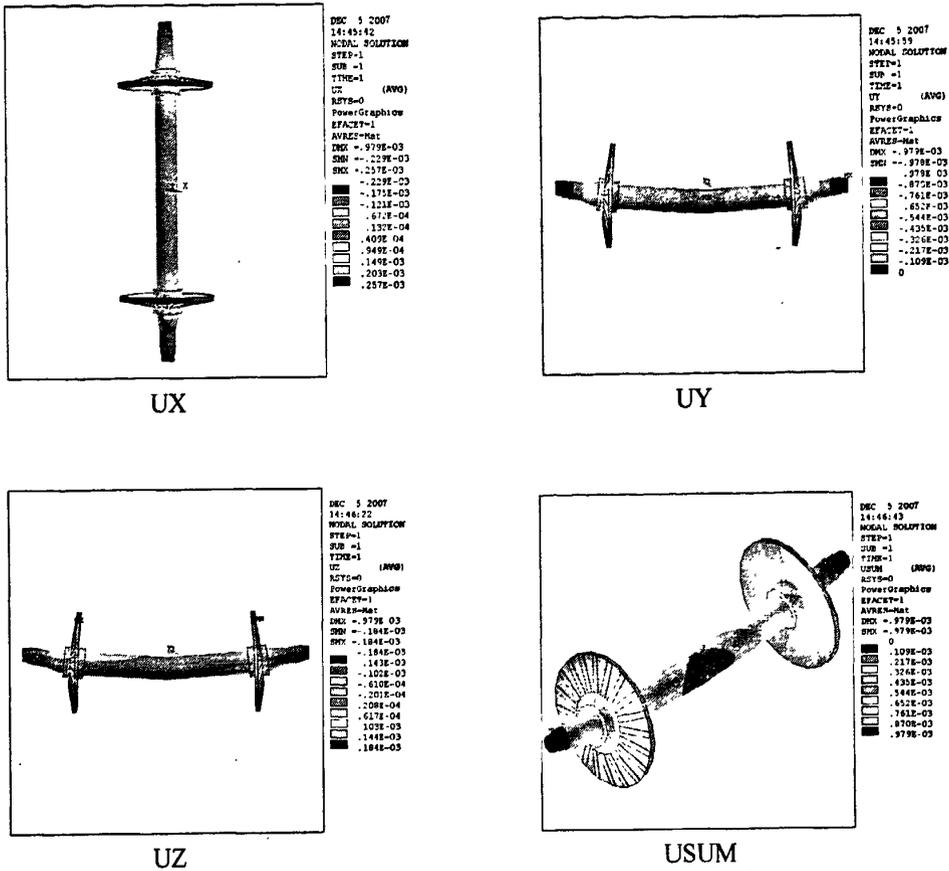


图 2.32 轴结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的变形

Fig.2.32 The deformation of shaft in high-speed and 0.5m low water level

经过对鼓型滤网结构进行有限元分析后，可以获取各种工况下总体结构和轴结构的最大变形，具体最大变形数据如下表 2.1 所示。

表 2.1 总体结构和轴结构不同工况下的最大变形

Table 2.1 The greatest deformation of axis and the overall structure under different conditions

工况	总体结构最大变形 (mm)	轴结构最大变形 (mm)
静态工况	13.195	2.648
高速 1.0 米水位差高水位	24.352	1.852
高速 1.0 米水位差中水位	66.153	1.909
高速 1.0 米水位差低水位	96.372	1.371
高速 0.5 米水位差高水位	20.247	1.246
高速 0.5 米水位差中水位	62.495	1.276
高速 0.5 米水位差低水位	92.277	0.979

2.4 鼓型滤网的应力分析

在 ANSYS 有限元分析过程中, 结果显示应力为等效的 Von Mises (SEQV) 应力, Von Mises 是一种屈服准则, 屈服准则的值我们通常叫等效应力。ANSYS 后处理中“Von Mises Stress”我们习惯称为 Mises 等效应力, 它遵循材料力学第四强度理论(形状改变比能理论)。等效的 Von Mises 应力的计算公式为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{2.1}$$

其中, σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别指第一、第二、第三主应力。应力的单位为 pa, 各种工况的应力分布分别如图 2.33 至图 2.46 所示。

2.4.1 静态工况鼓型滤网的应力分析

总体结构在水位差 1.5 米静水压力工况下的应力分布如图 2.33 所示。

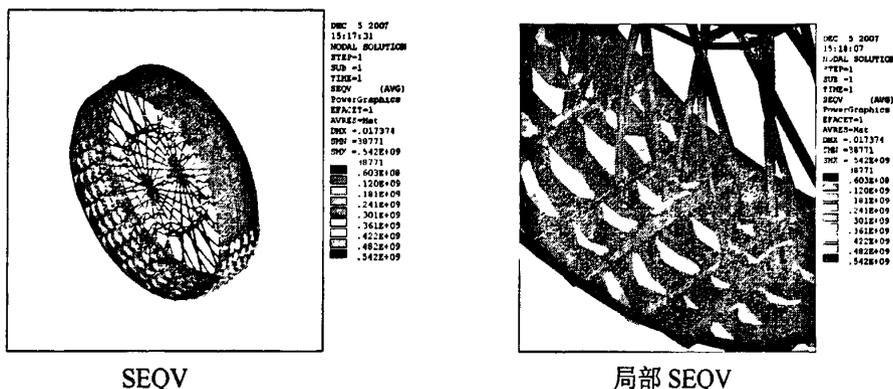


图 2.33 总体结构在水位差 1.5 米静水压力工况下的应力分布

Fig.2.33 The stress distribution of overall structure under 1.5m water level

轴结构在水位差 1.5 米静水压力工况下的应力分布如图 2.34 所示。

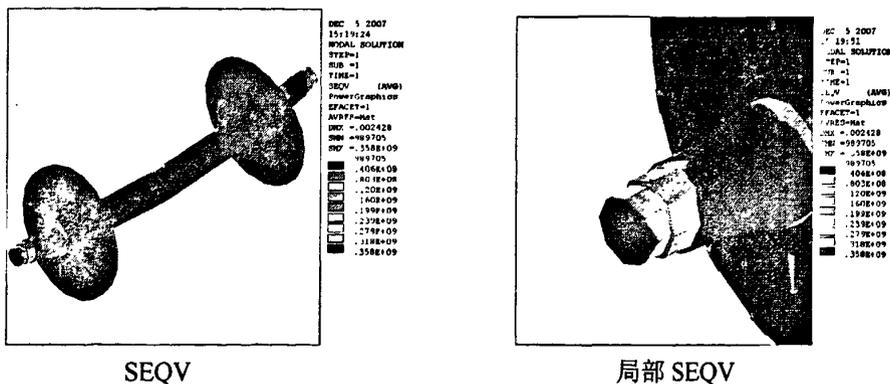


图 2.34 轴结构在水位差 1.5 米静水压力工况下的应力分布

Fig.2.34 The stress distribution of shaft under 1.5m water level

2.4.2 动态工况鼓型滤网的应力分析

(1) 高速 1.0 米水位差高水位工况

总体结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的应力分布如图 2.35 所示。

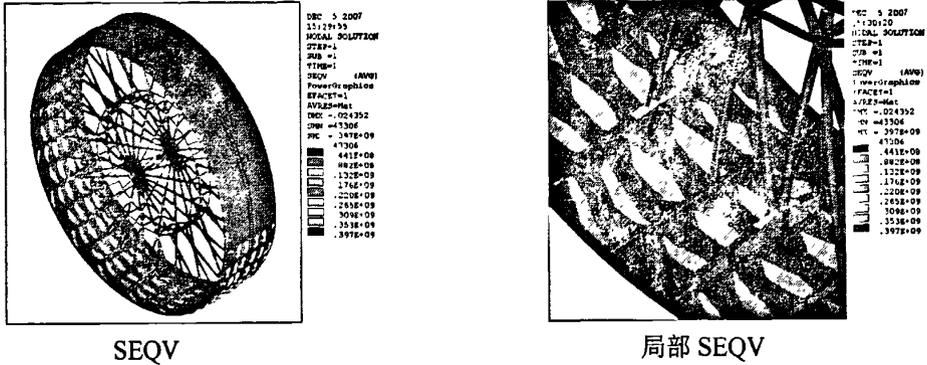


图 2.35 总体结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的应力分布

Fig.2.35 The stress distribution of overall structure in high-speed and 1.0m high water level

轴结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的应力分布如图 2.36 所示。

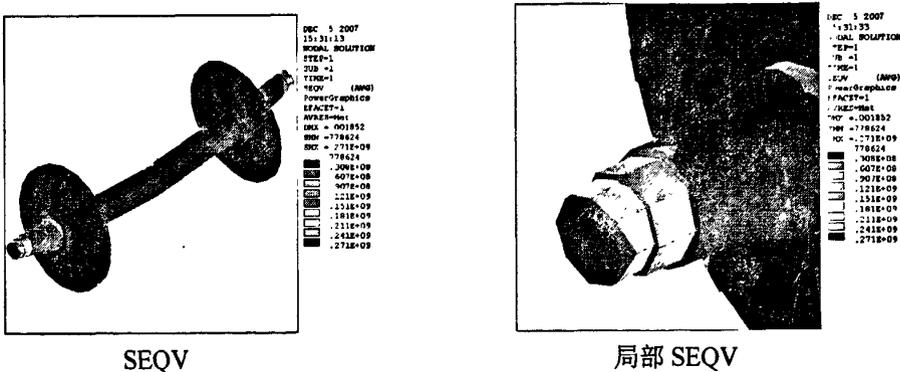


图 2.36 轴结构在高速 1.0 米水位差高水位工况下的应力分布

Fig.2.36 The stress distribution of shaft in high-speed and 1.0m high water level

(2) 高速 1.0 米水位差中水位工况

总体结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的应力分布如图 2.37 所示。

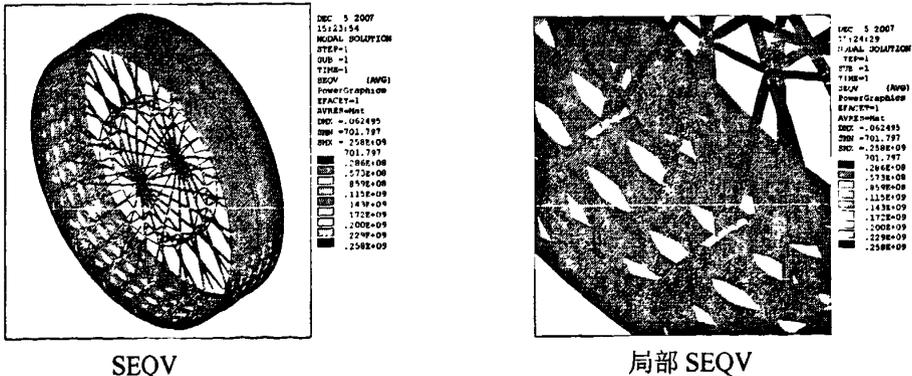
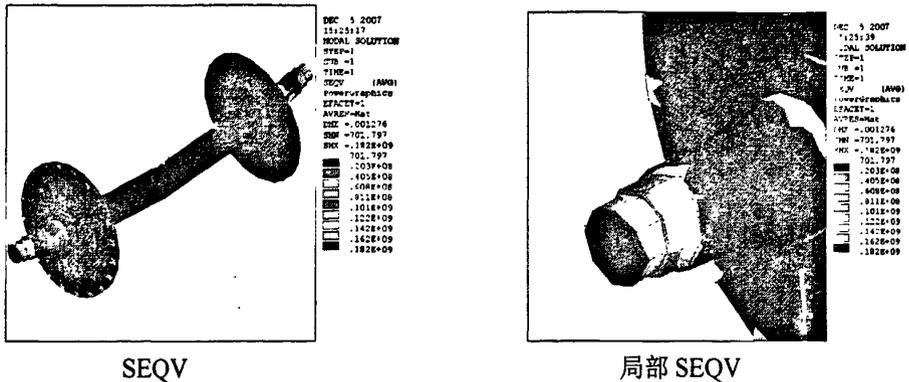


图 2.37 总体结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的应力分布

Fig.2.37 The stress distribution of overall structure in high-speed and 1.0m middle water level

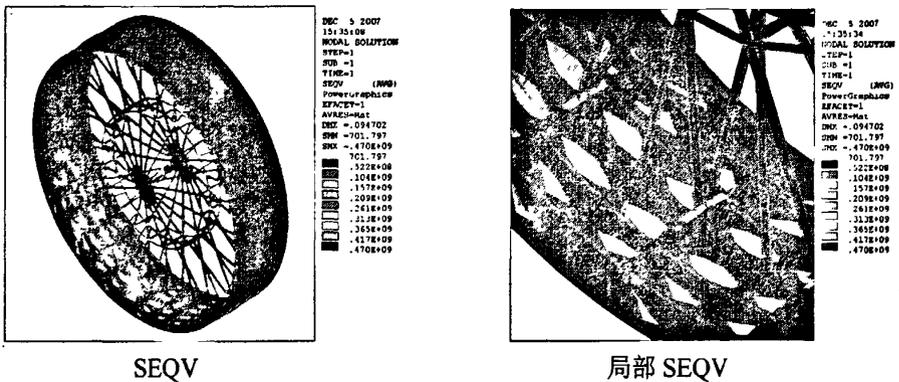
轴结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的应力分布如图 2.38 所示。



SEQV
局部 SEQV
图 2.38 轴结构在高速 1.0 米水位差中水位工况下的应力分布
Fig.2.38 The stress distribution of shaft in high-speed and 1.0m middle water level

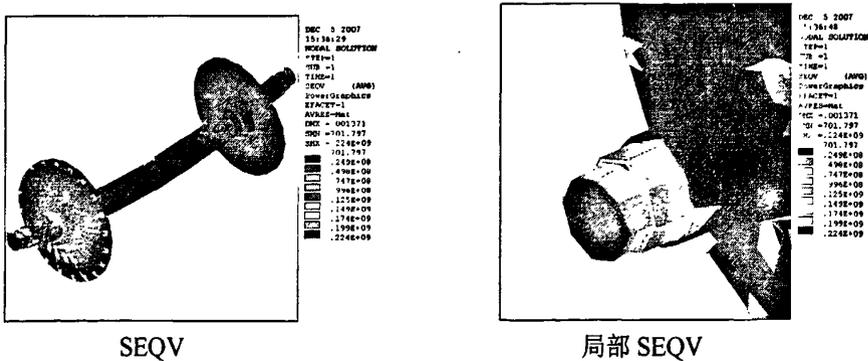
(3) 高速 1.0 米水位差低水位工况

总体结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的应力分布如图 2.39 所示。



SEQV
局部 SEQV
图 2.39 总体结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的应力分布
Fig.2.39 The stress distribution of overall structure in high-speed and 1.0m low water level

轴结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的应力分布如图 2.40 所示。



SEQV
局部 SEQV
图 2.40 轴结构在高速 1.0 米水位差低水位工况下的应力分布
Fig.2.40 The stress distribution of shaft in high-speed and 1.0m low water level

(4) 高速 0.5 米水位差高水位工况

总体结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的应力分布如图 2.41 所示。

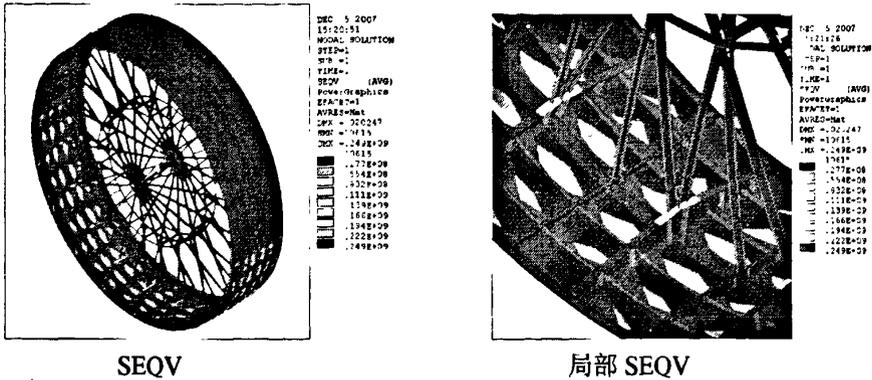


图 2.41 总体结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的应力分布
Fig.2.41 The stress distribution of overall structure in high-speed and 0.5m high water level

轴结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的应力分布如图 2.42 所示。

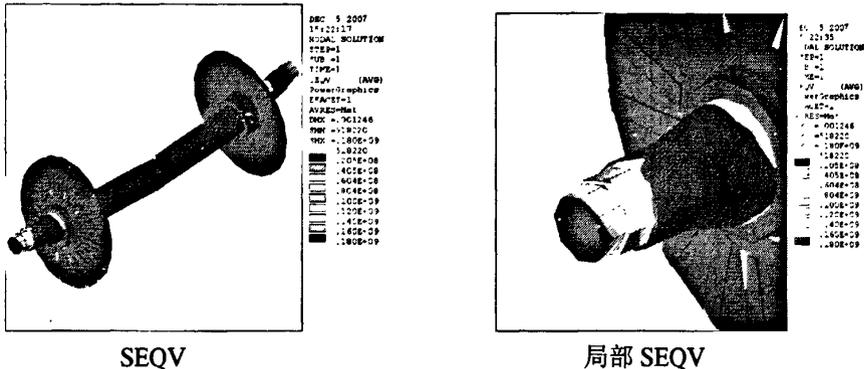


图 2.42 轴结构在高速 0.5 米水位差高水位工况下的应力分布
Fig.2.42 The stress distribution of shaft in high-speed and 0.5m high water level

(5) 高速 0.5 米水位差中水位工况

总体结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的应力分布如图 2.43 所示。

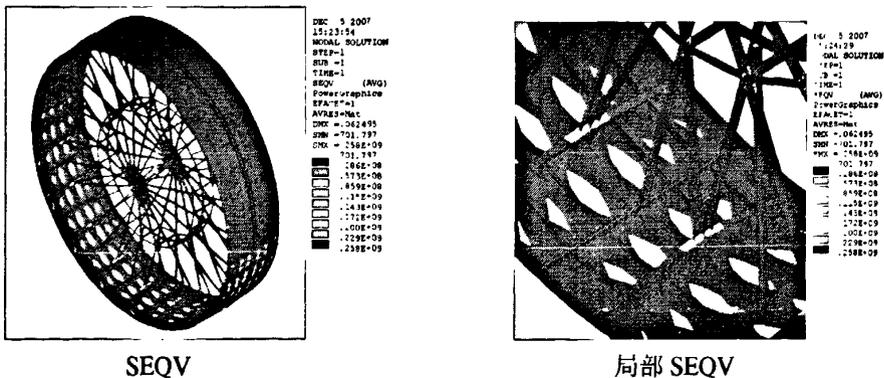
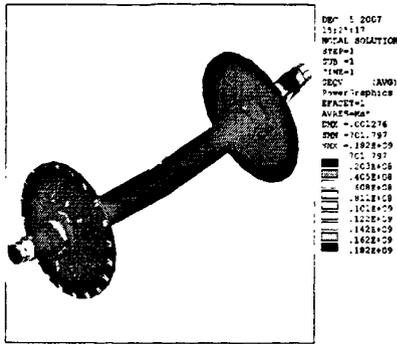
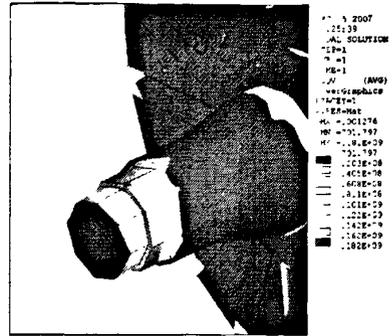


图 2.43 总体结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的应力分布
Fig.2.43 The stress distribution of overall structure in high-speed and 0.5m middle water level

轴结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的应力分布如图 2.44 所示。



SEQV

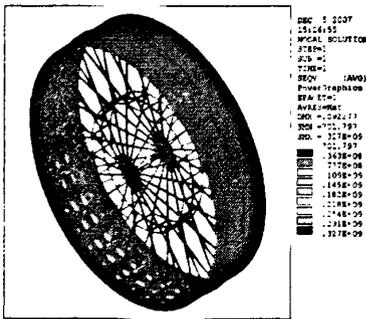


局部 SEQV

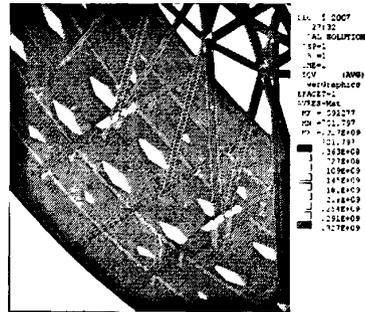
图 2.44 轴结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的应力分布
Fig.2.44 The stress distribution of shaft in high-speed and 0.5m middle water level

(6) 高速 0.5 米水位差低水位分析结果

总体结构在高速 0.5 米水位差中水位工况下的应力分布如图 2.45 所示。



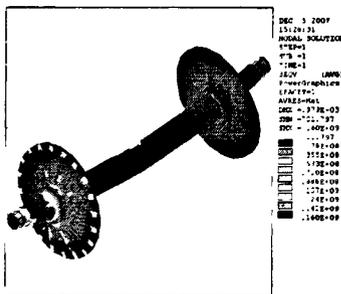
SEQV



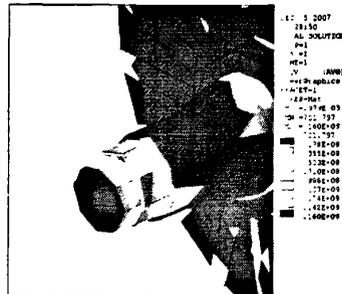
局部 SEQV

图 2.45 总体结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的应力分布
Fig.2.45 The stress distribution of overall structure in high-speed and 0.5m low water level

轴结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的应力分布如图 2.46 所示。



SEQV



局部 SEQV

图 2.46 轴结构在高速 0.5 米水位差低水位工况下的应力分布

Fig.2.46 The stress distribution of shaft in high-speed and 0.5m low water level

经过对鼓型滤网结构进行有限元分析后，可以获取各种工况下总体结构和轴结构所

受的最大应力，具体最大应力值如下表 2.2 所示。

表 2.2 总体结构和轴结构不同工况下的最大应力

Table 2.2 The maximum stress of the overall structure and axis under different conditions

工况	总体结构最大应力 (Mpa)	轴结构最大应力 (Mpa)
静态工况	514	336
高速 1.0 米水位差高水位	397	271
高速 1.0 米水位差中水位	411	275
高速 1.0 米水位差低水位	470	224
高速 0.5 米水位差高水位	249	180
高速 0.5 米水位差中水位	258	182
高速 0.5 米水位差低水位	327	160

2.5 本章小结

从图 2.13 至图 2.32 可以看出，在静态工况下，受到静水压力作用，滤网下表面处变形较大，整个滤网表面变形不均匀，且部分主辐条、副辐条发生弯曲。在动态工况下，随着滤网的转动，滤网表面处的变形较为均匀，且主辐条、副辐条弯曲程度较静态工况小。同时鼓网总体最大变形出现在高速 1.0 米水位差低水位工况下，此时鼓网外径周向最大变形为 96.372mm，较大，但相对于鼓网 9.5m 的半径来说，相对变形为 0.01，这部分变形对齿轮啮合不会产生不良影响。鼓网外径轴向变形较小，最大仅为 3.677mm，对橡胶密封装置不会产生明显影响。轴结构最大变形出现在静态工况下，此时轴结构的最大挠度为 2.648mm，相对 4.9m 的跨度，相对变形为 $5.01E-4$ ，当滤网转动时，由于滤网转速较慢，由轴结构变形而产生的离心力较小，可以忽略。通过分析可知，总体结构和轴结构在各种工况下的最大变形，均不会影响鼓型滤网的正常工作。

根据静力分析，从图 2.33 至图 2.46 可以看出，鼓网总体结构所受最大应力和轴结构所受最大应力均出现在静态工况下，此时总体结构所受最大应力为 514Mpa，出现在 A 型主辐条顶端，建议在局部加固，如增大接触面积。轴结构所受最大应力为 336Mpa，出现在轴与轴承的连接处。其它应力及变形可以满足刚度和强度的要求。

第3章 鼓型滤网螺栓联接分析

鼓型滤网结构中多处用到螺栓联接,例如 A 型主辐条与轮毂处的连接, A 型主辐条与主横梁处的连接以及齿圈固定槽钢和主横梁处的连接,对螺栓的强度进行校核,保证螺栓联接的可靠性,是对鼓型滤网结构进行有限元分析的重要组成部分。

3.1 螺栓联接概述

螺栓联接是工程上应用最广泛的联接方式。例如,减速器的端盖联接、气缸的缸盖联接、化工容器的法兰联接等。如何计算和测量螺栓受力情况及静动态性能参数,是工程技术人员所要面对的一个重要问题。

螺栓联接是用螺栓和螺母将被联接件联接起来。这种联接通常用于被联接件不太厚和两边有足够的装配空间的场合。常用的普通螺栓联接特点是被联接件上的通孔和螺栓杆件间有间隙,故通孔的加工精度要求较低,其结构简单,装拆方便,因此应用广泛;也可以采用铰制孔用螺栓联接,其特点是孔和螺栓之间采用基孔制过渡配合(H7/m6, H7/n6),这种联接一般用于利用螺栓杆承受横向载荷或精确固定被联接件相对位置的场合,但孔的加工精度要求较高^[18]。

对构成整个联接的螺栓组而言,所受的载荷可能包括轴向载荷、横向载荷、弯矩和转矩等。但对其中每一个具体的螺栓而言,其受载的形式不外乎是受轴向力或受横向力。在轴向力(包括预紧力)的作用下,螺栓杆和螺纹部分可能发生塑性变形或断裂;而在横向力的作用下,当采用铰制孔用螺栓时,螺栓杆和孔壁的贴合面上可能发生压溃或螺栓杆被剪断等。

综上所述,对于受拉螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆螺纹部分发生断裂,因而其设计准则是保证螺栓的静强度或疲劳拉伸强度;对于受剪螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆和孔壁的贴合面上出现压溃或螺栓杆被剪断,其设计准则是保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度,其中联接的挤压强度对联接的可靠性起决定性作用。

3.2 简化的螺栓联接分析

鼓型滤网结构中多处用到螺栓联接,例如 A 型主辐条与轮毂处的连接, A 型主辐条与主横梁处的连接以及齿圈固定槽钢和主横梁处的连接。下面主要以 A 型主辐条与轮毂处的连接和 A 型主辐条与主横梁处的连接为例,对螺栓联接进行分析。

1. A 型主辐条与轮毂处的螺栓联接分析

A 型主辐条与轮毂通过 4 个 M20 的螺栓联接。所谓简化的螺栓联接分析方法是指，主辐条与轮毂之间进行刚性连接，即在计算模型中不出现螺栓，这样简化使得主辐条与轮毂连接处刚度比实际刚度要大一些，根据静不定结构内力分配规则，此处获得的内力要比实际值大，根据计算出来的内力来配置设计螺栓是偏安全的。

各种工况下 A 型主辐条与轮毂连接处的应力分布如图 3.1 到图 3.7。

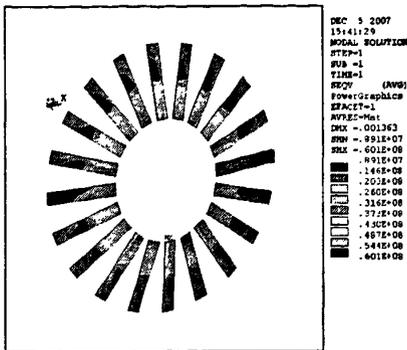


图 3.1 水位差 1.5 米静水压力工况
Fig. 3.1 1.5m level static condition

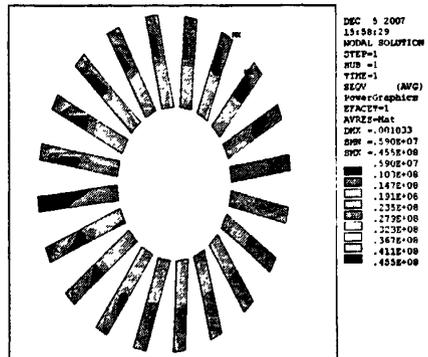


图 3.2 高速 1.0 米水位差高水位工况
Fig. 3.2 1.0m high-speed and high level

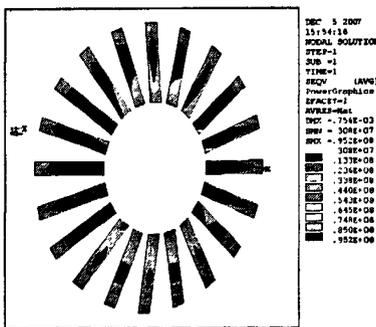


图 3.3 高速 1.0 米水位差中水位工况
Fig.3.3 1.0m high-speed and middle level

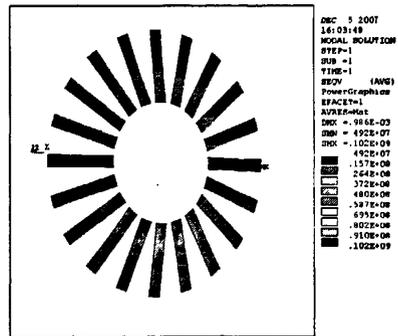


图 3.4 高速 1.0 米水位差低水位工况
Fig.3.4 1.0m high-speed and Low Level

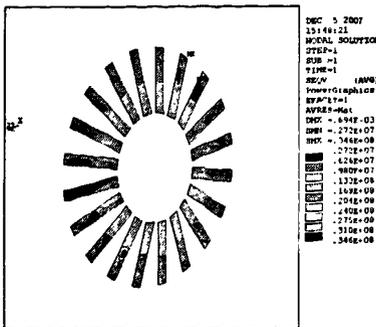


图 3.5 高速 0.5 米水位差高水位工况
Fig.3.5 0.5m high-speed and high level

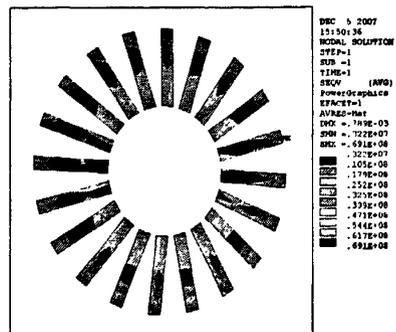


图 3.6 高速 0.5 米水位差中水位工况
Fig.3.6 0.5m high-speed and middle level

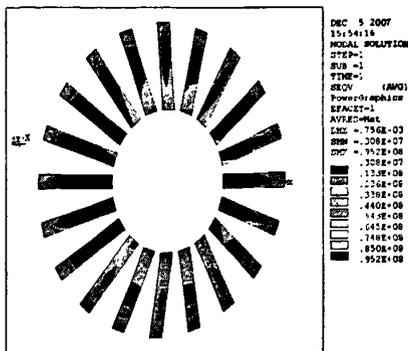


图 3.7 高速 0.5 米水位差低水位工况
Fig.3.7 0.5 m high-speed and low level

由图可知，螺栓联接处的最大应力出现在高速 1.0 米水位差低水位工况下，应力大小为 102Mpa，小于螺栓的许用应力，故此处螺栓联接是安全的。

2. A 型主辐条与主横梁处的螺栓联接分析

A 型主辐条与主横梁通过 8 个 M24 的螺栓联接。

各种工况下 A 型主辐条与轮毂连接处的应力分布如图 3.8 到图 3.14。

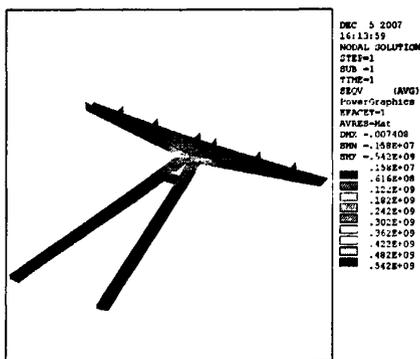


图 3.8 水位差 1.5 米静水压力工况
Fig.3.8 1.5m level static condition

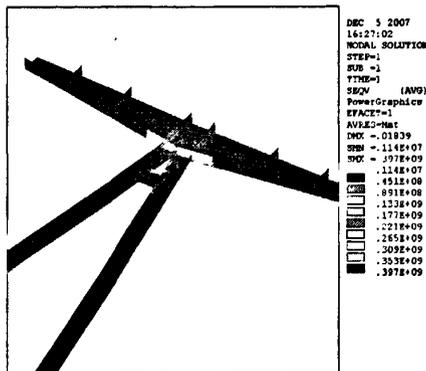


图 3.9 高速 1.0 米水位差高水位工况
Fig.3.9 1.0m high-speed and high level

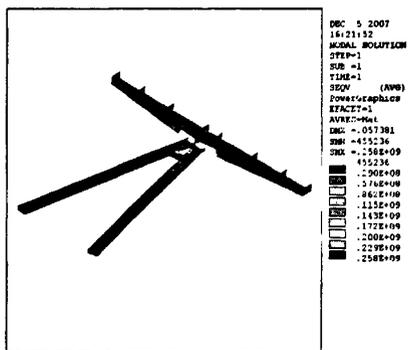


图 3.10 高速 1.0 米水位差中水位工况
Fig.3.10 1.0m high-speed and middle level

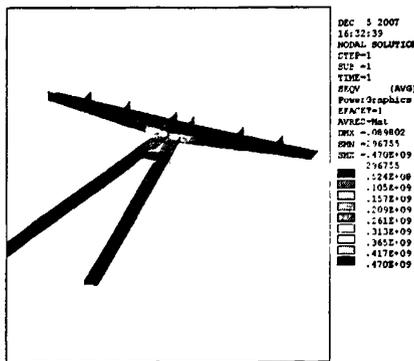


图 3.11 高速 1.0 米水位差低水位工况
Fig.3.11 1.0m high-speed and low level

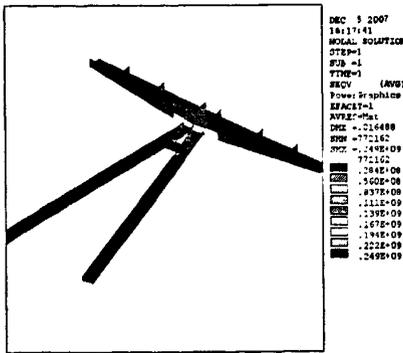


图 3.12 高速 0.5 米水位差高水位工况
Fig.3.12 0.5m high-speed and high level

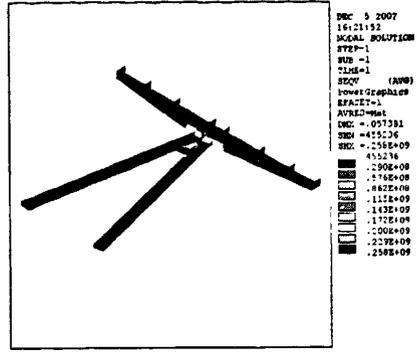


图 3.13 高速 0.5 米水位差中水位工况
Fig.3.13 0.5 m high-speed and middle level

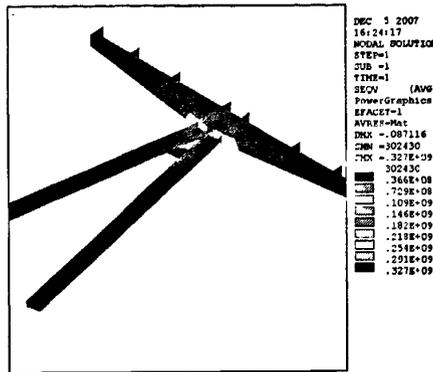


图 3.14 高速 0.5 米水位差低水位工况
Fig.3.14 0.5m high-speed and low level

由图可知，螺栓联接处的最大应力出现在水位差 1.5 米静水压力工况下，应力大小为 342Mpa，螺栓联接处的应力值较大。

事实上，要想获取准确的连接处的螺栓所受的应力值，更好地模拟出螺栓所受应力和应变状态，应该通过螺栓联接的接触有限元分析来获取螺栓联接处的应力值，然后以此应力值与螺栓的许用应力值进行比较，从而判断出螺栓联接的安全性。

3.3 螺栓联接的接触有限元分析

3.3.1 接触问题概述

在工程中会遇到大量的接触问题，如齿轮的啮合、法兰联接、机电轴承接触、卡头与卡座、密封、板成形、冲击等等。接触是典型的状态非线性问题，它是一种高度非线性行为。接触分析中常常需要确定两个或多个相互接触物体的位移、接触区域的大小和接触面上的应力分布。接触分析存在两大难点：(1) 在求解之前，接触区域、表面之间是接触或是分开是未知的，表面之间突然接触或突然不接触会导致系统刚度的突然变化。(2) 大多数接触问题需要计算摩擦，而摩擦是与路径有关的现象，摩擦响应还可能

是杂乱的，使问题求解难以收敛。

接触问题一般分为两种基本类型：刚体—柔体的接触，柔体—柔体的接触。在刚体—柔体的接触问题中，接触面的一个或多个被当作刚体。与它接触的变形体相比，有大得多的刚度。一般情况下，一种软材料和一种硬材料接触时，可以假定为刚体—柔体的接触，许多金属成形问题规为此类接触。柔体—柔体的接触是一种更为普遍的类型，在这种情况下，两个接触体有近似的刚度，都是变形体。接触问题是弹性力学问题分析中重要的一部分，由于接触问题的非线性，使得工程分析研究较为困难。

3.3.2 有限元接触分析的过程

本次以 ANSYS 作为有限元分析软件。ANSYS 支持三种接触方式：点—点，点—面，面—面，每种接触方式使用的接触单元适用于某类问题。为了给接触问题建模，首先必须认识到模型中的哪些部分可能会相互接触，如果相互作用的其中之一是一点，模型的对应组元是一个节点。如果相互作用的其中之一是一个面，模型的对应组元是单元，例如梁单元，壳单元或实体单元，有限元模型通过指定的接触单元来识别可能的接触对，接触单元是覆盖在分析模型接触面之上的一层单元。

下面主要介绍面—面接触有限元分析方法。

在涉及到两个边界的接触问题中，很自然把一个边界作为“接触”面，对刚体—柔体的接触，“目标”面总是刚性的，“接触”面总是柔性面，这两个面合起来叫做“接触对”。使用 Target169 和 Contal73 或 Contal74 来定义 3D 接触对，程序通过相同的实常数来识别“接触对”。

执行一个典型的面—面接触分析的基本步骤如下：

1. 建立模型，并划分网格
2. 识别接触对
3. 定义刚性目标面
4. 定义柔性接触面
5. 设置单元关键字和实常数
6. 定义/控制刚性目标面的运动
7. 给定必须的边界
8. 定义求解选项和载荷步
9. 求解接触问题并查看结果

步骤 1：建立模型，并划分网格

在这一步中，需要建立代表接触体几何形状的实体模型。与其它分析过程一样，设

第4章 鼓型滤网结构模态特性分析

4.1 引言

鼓型滤网结构模态特性分析是鼓型滤网有限元分析的重要组成部分,而模态分析属于有限元分析的动态分析部分。可以通过模态分析确定结构部件的频率响应和模态。一般对于动力加载条件下的结构设计而言,频率响应和模态是非常重要的参数,即使在谱分析或者谐响应分析以及瞬态分析中都是需要的。通过对鼓型滤网结构的模态分析,可以获得鼓型滤网结构的固有频率与振型,从而为后面的地震谱分析做好准备。

4.2 模态分析概述

在20世纪50年代,以机械阻抗理论为基础的现代模态分析雏形就已开始在工程中得到应用,但那时远没有现在模态分析应用所包含的范围那么广泛、内容那么深刻。随着计算机硬件技术、快速付里叶变换技术、激励与测试技术、各种理论分析及数值计算方法的出现与发展,模态分析的应用已达到了一个新的高度,在各个领域都能列举处大量的应用模态分析技术解决工程问题的例子。

模态分析技术发展至今本身并没有统一的明确的定义,一般认为试验模态分析是指:“在机械上各点人为地对机械施加激振力,同时测量其响应,由此求出机械上各点的传递函数,最终计算出固有频率和振动模态向量等数据(称为模态参数)的方法。”

根据所使用的参数不同,模态分析应用可以分为三类:

- (1) 振型参数的应用;
- (2) 阻尼与固有频率参数的应用;
- (3) 模态数据的综合应用。

其中第一类应用主要是通过对模态振型的分析,来确定结构的振动型态及薄弱环节,最终找出解决振动及噪声问题的方法;

第二类应用常用于分析与判定振源及固有模态,诊断结构的故障等方面;

第三类则是对以上各模态参数(模态质量、模态刚度)和频率响应函数等数据的综合利用。它既包括了对结构动态性能的分析,也包括预测改变后的结构动态性能等方面的应用。

综上所述,模态分析是用来确定结构的振动特性的一种技术,通过模态分析可以获得结构的自然频率、振型、振型参与系数(即在特定方向上某个振型在多大程度上参与

了振动)。模态分析的最终目标是识别出系统的模态参数。通过模态分析,可以使结构设计避免共振或以特定频率进行振动;也可以使工程师认识到结构对于不同类型的动力载荷是如何响应的;同时有助于在其它动力分析中估算求解控制参数(如时间步长)。

模态分析是其他更详细的动力学分析如谐响应分析、瞬态动力学分析以及谱分析的起点。

4.3 模态分析术语和概念

典型的有阻尼模态分析求解的基本方程为:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{P(t)\} \quad (3.1)$$

式中: $\{M\}$ ——质量矩阵;
 $\{C\}$ ——阻尼矩阵;
 $\{K\}$ ——刚度矩阵;
 $\{P(t)\}$ ——动力载荷;
 $\{\delta\}$ ——节点位移;

在实际工程中,阻尼对结构的固有频率和振型影响不大,可以忽略。令 $P(t) = 0$, 得到结构无阻尼自由振动的运动方程为:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \quad (3.2)$$

$$\text{其中, 单元刚度矩阵 } [K]^e = \int [B]^T [D] [B] dV; \quad (3.3)$$

$$\text{单元质量矩阵 } [M]^e = \int [N]^T [\rho] [N] dV. \quad (3.4)$$

质量矩阵 $[M]$ 的元素 M_{ij} 为节点的单位加速度在节点 i 引起的惯性力, 阻尼矩阵 $[C]$ 的元素 C_{ij} 为节点 j 的单位速度在节点 i 引起的阻尼力, 刚度矩阵 $[K]$ 的元素 K_{ij} 为节点的单位位移在节点 i 引起的弹性力。

对于弹性体而言,其自由振动可以分解为一系列简谐振动的叠加。不妨设自由振动方程 $\{\delta\} = \{A\} \cos(\omega t + \varphi)$, 将此代入式 (3.2) 得:

$$([K] - \omega^2 [M])\{A\} = \{0\} \quad (3.5)$$

在结构自由振动时,结构各点的振幅 $\{A\}$ 不全为零,所以 (3.5) 式中矩阵的行列式必然为零。由此得到结构的自由振动频率方程为:

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (3.6)$$

结构的刚度矩阵 $[K]$ 和质量矩阵 $[M]$ 都为 n 阶方阵。按照自由振动理论, n 阶自由度

置单元类型, 实常数, 材料特性。用恰当的单元类型给接触体划分网格。

步骤 2: 识别接触对

必须认识到, 模型在变形期间哪些地方可能发生接触, 一是已经识别出潜在的接触面, 通过目标单元和接触单元来定义它们, 或通过目标和接触单元来跟踪变形阶段的运动。构成一个接触对的目标单元和接触单元通过共享的实常数联系起来。

步骤 3: 定义刚性目标面

刚性目标面可能是 2D 的或 3D 的。在 2D 情况下, 刚性目标面的形状可以通过一系列直线、圆弧和抛物线来描述, 所有这些都可用 TARGE169 来表示。另外, 还可以使用它们的任意组合来描述复杂的目标面。在 3D 情况下, 目标面的形状可以通过三角面、圆柱面, 圆锥面和球面来描述, 所有这些都可用 TARGE170 来表示, 对于一个复杂的, 任意形状的目标面, 应该使用三角面来给它建模。

步骤 4: 定义柔性体的接触面

为了定义柔性体的接触面, 必须使用接触单元 CONTA171 或 CONTA172 (对 2D) 或 CONTA173 或 CONTA174 (对 3D) 来定义表面。程序通过组成变形体表面的接触单元来定义接触表面, 接触单元与下面覆盖的变形体单元有同样的几何特性, 接触单元与下面覆盖的变形体单元必须处于同一阶次 (低阶或高阶)。

步骤 5: 设置实常数和单元关键字

程序使用九个实常数和几个单元关键字来控制面一面接触单元的接触行为。9 个实常数中, 两个 (R1 和 R2) 用来定义目标面单元的几何形状, 剩下的 7 个用来控制接触行为。对大多数的接触问题默认的关键字是合适的, 而在某些情况下, 可能需要改变默认值来控制接触行为。

步骤 6: 控制刚性目标的运动

按照物体的原始外形来建立的整个刚性目标面的运动是通过 “pilot” 节点定来定义的, 为了控制整个目标面的运动, 在下面的任何情况下都必须使用 “pilot” 节点: (1) 目标面上作用着给定的外力 (2) 目标面发生旋转 (3) 目标面和其他单元相连 (例如结构质量单元)。

步骤 7: 给变形体单元加必要的边界条件

现在可以按需要加上必要的边界条件。加载过程与其他的分析类型相同。

步骤 8: 定义求解和载荷步选项

接触问题的收敛性随问题不同而不同, 下面列出了一些典型的在大多数面一面的接触分析中推荐使用的选项: (1) 时间步长必须足够以描述适当的接触。如果时间步太大,

则接触力的光滑传递会被破坏, 设置精确时间步长的可信赖的方法是打开自动时间步长。(2) 如果在迭代期间接触状态变化, 可能发生不连续, 为了避免收敛太慢, 使用修改的刚度阵, 将牛顿-拉普森选项设置成 FULL。

步骤 9: 求解

现在可以对接触问题进行求解, 求解过程与一般的非线性问题求解过程相同。

步骤 10: 检查结果

接触分析的结果主要包括位移、应力、应变、支反力和接触信息(接触压力、滑动等), 一般可以在通用后处理器 (POST1) 或时间历程后处理器 (POST26) 中查看结果。

3.3.3 螺栓联接实例分析

下面通过一个简单的螺栓联接实例, 来验证采用接触有限元法来分析螺栓联接的准确性。分别采用材料力学的方法和接触有限元方法来求解螺栓所受的应力, 并对两个结果进行比较, 从而验证采用接触有限元法分析螺栓联接是否准确。具体模型如图 3.15 所示, 在该模型中, 上下两板长均为 200mm, 宽度为 60mm, 厚度均为 30mm。为了简化模型, 上下两板中心处仅有一个 M20 的螺栓联接, 上板左侧面采用全部约束, 在下板右侧面中心处施加作用力 F , 在这种工况下, 分析螺栓所受的应力。

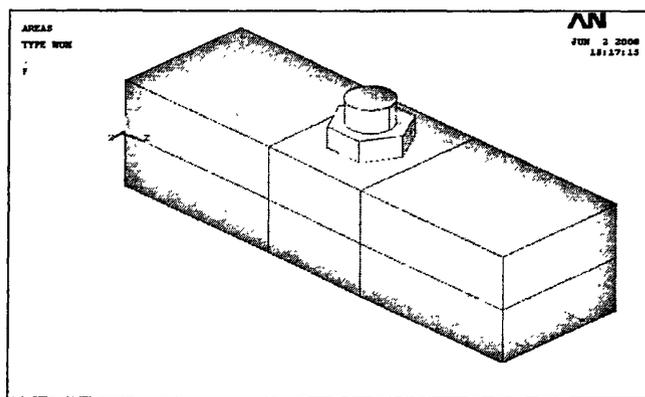


图 3.15 螺栓联接模型

Fig.3.15 The model of bolt connection

1. 材料力学的方法

在如图 3.15 的工况下, 螺栓在联接的结合面处受到剪切作用, 并且螺杆与被联接孔壁相互挤压, 因此, 联接的主要失效形式是螺杆被剪断或螺杆被压溃。由于这种作用形式的联接螺栓所承受的预紧力很小, 所以计算时忽略了预紧力和摩擦力矩的影响。这里取 $F = 40000\text{ N}$, $d_0 = 20\text{ mm}$, $L = 30\text{ mm}$ 。

螺栓杆所受的剪切应力为 $\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d_0^2}$ 代入具体数值可得 $\tau = 127.32$

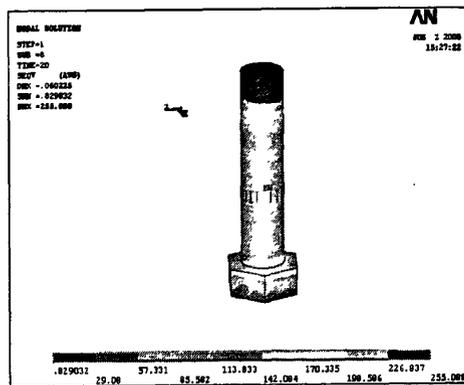
螺栓杆所受的挤压应力为 $\sigma_p = \frac{F}{Ld_0}$ 代入具体数值可得 $\sigma_p = 66.66$

由于螺栓材料是塑性材料，故可按第四强度理论来确定螺栓所受到的等效应力，螺栓所受的等效应力为 $\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}$ 代入上述计算结果可得 $\sigma = 244.38$

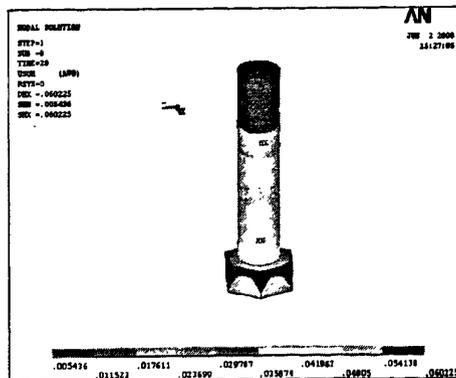
2. 接触有限元分析的方法

接触有限元分析是非线性分析。在分析过程中，采用接触向导创建接触对，为了更好地模拟螺栓受力，采用预紧单元 Pretention179 来产生预紧效果。由于是非线性分析，考虑在分析过程中设置载荷步。第一个载荷步施加预紧力，在第二个载荷步中锁住其位移最终产生预紧效果，在第三个载荷步对下底板右端面的中心处施加作用力 F。

经过有限元分析，螺栓所受的应力和应变分别如图 3.16 和 3.17 所示。



3.16 螺栓所受应力
Fig.3.16 The stress of bolt



3.17 螺栓的应变
Fig.3.17 The deformation of bolt

通过有限元分析，可知螺栓所受最大应力为 255.088Mpa，用材料力学求得的螺栓

所受应力为 244.38Mpa, 误差为 4.3%, 说明用接触有限元法分析螺栓联接是可行的, 数据结果是可信的, 采用接触有限元分析可以较好地模拟螺栓的实际受力和应变状态。

3.4 本章小结

通过简化的螺栓联接分析, 可知 A 型主辐条与轮毂连接处的最大应力出现在高速 1.0 米水位差低水位工况下, 连接处的最大应力大小为 102Mpa, 小于螺栓的许用应力, 故此处螺栓联接是安全的。通过对 A 型主辐条与主横梁连接处的螺栓进行分析, 可知连接处最大应力出现在高速静水压力工况下, 最大应力大小为 342Mpa, 连接处的应力值较大。为了获取准确的连接处的螺栓所受的应力值, 应该采用接触有限元分析法进行求解。通过实例验证, 接触有限元分析方法可以较好地模拟出螺栓所受应力和应变状态, 结果数据较为准确。

系统的自由振动方程应有 n 个固有频率 ω_i ($i=1,2,\dots,n$)，所以式 (3.6) 是关于 ω^2 的 n 次代数方程，由此可获得结构的 n 个自振圆频率为：

$$\omega_1 \leq \omega_2 \leq \dots \leq \omega_n \quad (3.7)$$

在这里应该注意以下两点：(1) 模态分析假定结构是线性的（如 $[K]$ ， $[M]$ 均为常数）；(2) 模态提取是用来描述特征值和特征向量计算的术语。

4.4 模态分析步骤

1. 建立模型

在模态分析中的建模过程与其他分析的建模过程相类似，但在模态分析建模中应该注意到以下两个问题：

(1) 模态分析属于线性分析，也就是说，在模态分析中只有线性行为是有效的。如果在分析中指定了非线性单元，在计算中将被忽略并被作为线性处理。例如，如果分析中包含接触单元，则刚度矩阵是基于初始状态并在分析中不再改变的。

(2) 在模态分析中，材料的性质可以是线性的、各项同性的或者正交各项异性的、恒定的或者与温度相关的。分析中必须指定弹性模量 EX 和密度 DENS，而非线性性质被忽略。在应用阻尼单元时，必须对指定单元（COMBIN7、COMBIN14、COMBIN37 等）。

2. 选择分析类型和分析选项

在这一步，需要指定分析类型和分析选项，模态提取选项以及模态扩展选项。下面主要介绍模态提取选项和模态扩展选项。

对于模态提取方法，在 ANSYS 中有以下几种提取模态的方法，使用何种模态提取方法主要取决于模型大小（相对于计算机的计算能力而言）和具体的应用场合，这些方法具体介绍如下：

(1) 块兰索斯方法 (Block Lanczos)

Block Lanczos 方法可以在大多数场合中使用，它是一种功能强大的方法，当提取中型到大型模型（50000~100000 个自由度）的大量振型时，这种方法很有效；经常应用在具有实体单元或壳单元的模型中；在具有或没有初始截断点时同样有效。（允许提取高于某个给定频率的振型）；可以很好地处理刚体振型；但需要较高的内存。

(2) 子空间法 (Subspace)

子空间法使用于求解大型对称特征值求解问题。可以用几种求解控制选项来控制子空间法迭代过程。子空间法比较适合于提取类似中型到大型模型的较少的振型 (<40)；需要相对较少的内存；实体单元和壳单元应当具有较好的单元形状，要对任何关于单元

形状的公告信息予以注意；在具有刚体振型时可能会出现收敛问题；建议在具有约束方程时不要用此方法。

(3) 快速动力法 (PowerDynamics)

PowerDynamics 法适用于非常大的模型 (100, 0000 个自由度以上)，此方法特别适用于只求解结构前几阶模态来了解结构将如何变化的情形，接着可以选择合适的模态提取方法来获取最终解。这中方法自动用了总体质量近似。

(4) 降阶法 (Reduced)

由于 reduced 法使用降阶系统矩阵来计算问题，因此它比子空间法更快，但是由于质量矩阵采用近似值，所以精度比较低。它是所有方法中最快的；需要较少的内存和硬盘空间；使用矩阵缩减法，即选择一组主自由度来减小刚度矩阵 $[K]$ 和质量矩阵 $[M]$ 的大小；缩减的刚度矩阵 $[K]$ 是精确的，但缩减的质量矩阵 $[M]$ 是近似的，近似程度取决于主自由度的数目和位置；在结构抵抗弯曲能力较弱时不推荐使用此方法，如细长的梁和薄壳。

(5) 非对称法 (Unsymmetric)

非对称法适用于声学问题（具有结构藕合作用）和其它类似的具有不对称质量矩阵 $[M]$ 和刚度矩阵 $[K]$ 的问题。

(6) 阻尼法 (Damped)

在模态分析中一般忽略阻尼，但如果阻尼的效果比较明显，就要使用阻尼法：它主要用于回转体动力学中，这时陀螺阻尼应是主要的；在 ANSYS 的 BEAM4 和 PIPE16 单元中，可以通过定义实常数中的 SPIN（旋转速度，弧度/秒）选项来说明陀螺效应；计算以复数表示的特征值和特征向量。

(7) QR Damped 法

QR Damped 法比 Damped 法运算速度快，效率更高。

下面详细介绍模态扩展选项。扩展的严格定义就是“将缩减的求解扩展到全约束设置”，“缩减”求解往往与主约束相关。在 POST1 中观察结果，必须先扩展振型，即将振型写入结果文件。对于缩减法而言，扩展意味着从缩减振型中计算出全部振型；对于其它方法而言，扩展意味着将振型写入结果文件中；如果想在在后处理中观察振型、计算单元应力或进行后继的频谱分析，则必须扩展模态。在扩展模态时，需要注意以下两点：

(1) 扩展时，振型文件 Jobname.MODE、文件 Jobname.EMAT、文件 Jobname.ESAV 及 Jobname.TRI（如果采用 Reduced 法）必须存在。

(2) 而且数据库中必须包含和解算模态时所用模型相同的分析模型。

3. 施加边界条件并求解

典型的模态分析中,唯一有效的载荷是零位移约束。其他类型的载荷,如力、压力、温度、加速度等,可以在模态分析中指定,但是在模态提取时将被忽略。如果在某个 DOF 处指定了一个非零位移约束,程序将以零位移约束代替在该 DOF 处的设置。载荷可以施加在实体模型上,也可以施加在有限元模型上。

4. 观察结果

模态分析的结果(即模态扩展处理的结果)被写入扩展处理在结果文件中,结果包括以下几部分:(1)固有频率(2)以扩展的振型(3)相对应力和力分布。可以在 POST1 即普通后处理器中观察模态分析的结果。如果要在 POST1 中观察结果,则数据库中必须包含和求解时相同的模型。而且结果文件 Jobname.RST 必须存在。

4.5 鼓型滤网的模态分析

4.5.1 鼓型滤网的模态分析过程

在对鼓型滤网进行模态分析时,采用与静力学分析相同的有限元模型,如图 2.5。在进行模态提取时,采用块兰索斯法。这种模态提取方法可以在大多数场合中使用,它是一种功能强大的方法,特别适合提取中型到大型模型(50000~100000 个自由度)的大量振型。种模态提取算法采用 Lanczos 算法,同子空间法相比,计算精度相当,但速度要快。Block Lanczos 法自动采用稀疏矩阵方程求解器。

在对鼓型滤网施加载荷时,只施加零位移约束,模态分析的约束和静力学分析时的约束相同,约束示意图参见图 2.11,对于载荷步选项这里不需要指定。

在进行模态扩展时,让扩展的模态数目与提取的模态数目相等,均设为 10,这样做的代价最小。为了查看计算结果,在分析设置中注意将“Calculate elem results”选项选上。在对鼓型滤网进行模态分析之后,便可以查看鼓型滤网的十阶固有频率及相应的各阶振型。

4.5.2 鼓型滤网结构的模态分析结果

模态分析是其他更详细的动力学分析如谐响应分析、瞬态动力学分析以及谱分析的起点。固有频率和振型对于动载荷下结构的设计来说都是很重要的,在进行谱分析或者瞬态分析时,固有频率与振型也是很重要的因素。

本文利用 ANSYS 有限元分析软件对鼓型滤网结构进行模态分析,ANSYS 的模态

分析可以用于对有预应力的结构以及循环对称结构的分析,属于线形分析,即使定义了非线形单元,都将被忽略。在模态提取时采用块兰索斯方法,计算过程中采用完整的质量矩阵和刚度矩阵,保证了较高的精确度和较快的计算速度。在对鼓型滤网进行谱分析之前进行模态分析,可以了解鼓型滤网结构各阶固有频率及相应的振型,可显示不同频率下鼓型滤网各部分振动幅值的相对分布情况。在对鼓型滤网结构进行模态分析的过程中,主要提取了前 10 阶固有频率和对应的 10 阶振型。

1. 前 10 阶固有频率

前 10 阶固有频率值以及各阶频率下最大位移量如表 4.1 所示。

表 4.1 固有频率与各向最大位移量

Table 3.1 The natural frequency and the maximum displacement in all direction

阶 数	频率/Hz	X 向最大位移	Y 向最大位移	Z 向最大位移
		/mm	/mm	/mm
1	0.52238	5.738	5.738	0.0383
2	3.9950	12.842	11.824	0.272
3	6.5869	0.971	2.082	12.212
4	6.6895	1.943	0.956	8.963
5	6.7824	2.075	2.463	12.04
6	7.2197	3.095	3.348	14.203
7	7.4399	5.626	5.999	6.98
8	7.5097	7.557	7.56	8.961
9	8.0638	12.835	11.907	9.174
10	8.1479	12.445	13.298	6.322

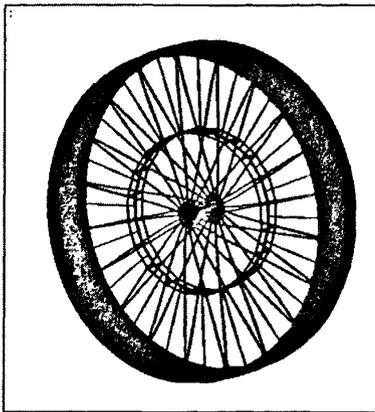
各阶主振型所对应的最大等效应力如表 4.2 所示。

表 4.2 各阶主振型对应最大等效应力

Table 4.2 The maximum stress of major vibration mode

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
最大应力 (Mpa)	370	653	295	297	312	349	508	563	613	628

2. 前 10 阶振型如图 4.1 所示

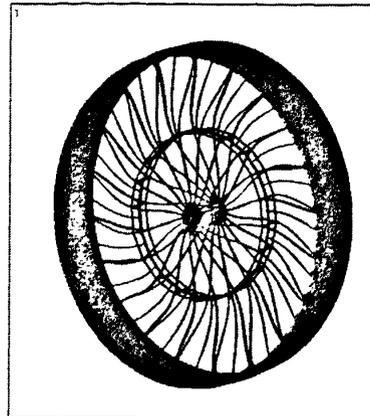


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
13:51:17
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 1
FREQ= 522.989
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.05745

DECA=66.697
ZY = 316896
YV = 376541
ZV = -.870518
*DIST=11.622
*ZF = 621661
**Y = 490408
**Z = 500548
A-Z=150.99
Z-BUFFER
  
```

一阶振型
The first mode

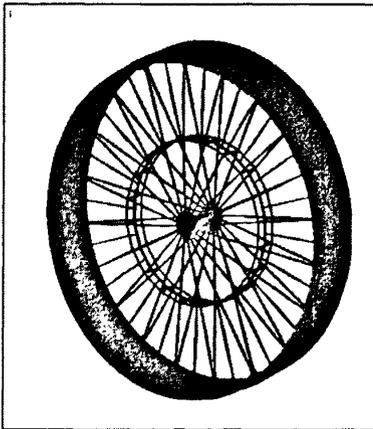


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:01:00
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 2
FREQ= 3.995
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.16985

DECA=71.78
ZY = 3169
YV = -.37654
ZV = -.870518
*DIST=11.622
*ZF = -.621661
**Y = 4.82041
**Z = 5.0055
A-Z=150.99
Z-BUFFER
  
```

二阶振型
The second mode

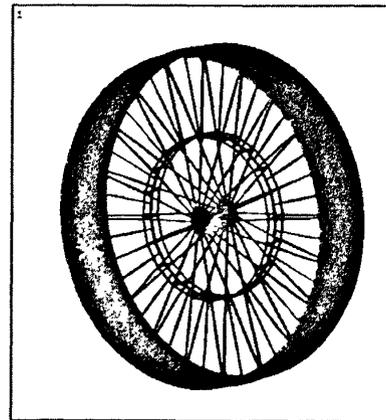


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:06:29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 3
FREQ= 6.587
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.12218

DECA=78.473
ZY = 3169
YV = 37654
ZV = -.870518
*DIST=11.622
*ZF = 621661
**Y = 4.82041
**Z = 5.0055
A-Z=150.99
Z-BUFFER
  
```

三阶振型
The third mode

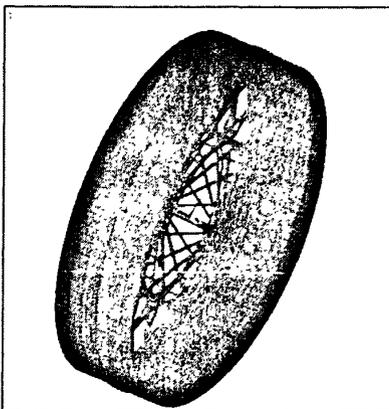


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:11:06
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 4
FREQ= 6.69
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.08949

DECA=105.906
ZY = 3169
YV = -.37654
ZV = -.870518
*DIST=11.622
*ZF = -.621661
**Y = 4.82041
**Z = 5.0055
A-Z=150.99
Z-BUFFER
  
```

四阶振型
The fourth mode

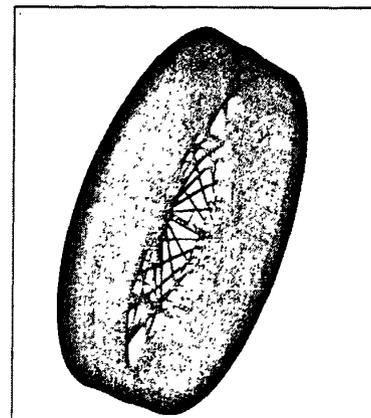


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:19:54
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 5
FREQ= 4.782
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.118899

DECA=7.798
ZY = -.043301
YV = 9.0432
ZV = -.397897
*DIST=10.432
*ZF = 712358
**Y = 1.24
**Z = 236576
A-Z=119.975
Z-BUFFER
  
```

五阶振型
The fifth mode

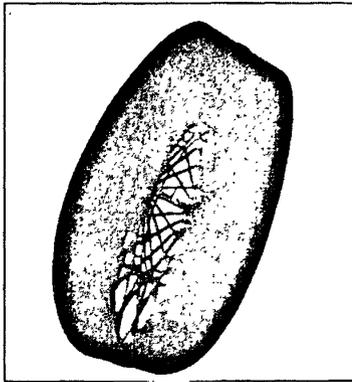


```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:21:57
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 6
FREQ= 7.22
PowerGraphs
EPA/EPI=1
AVRES=Max
DMX = 0.14212

DECA=67.461
ZY = -.043301
YV = 9.0432
ZV = -.397897
*DIST=10.432
*ZF = 712358
**Y = 1.24
**Z = 236576
A-Z=119.975
Z-BUFFER
  
```

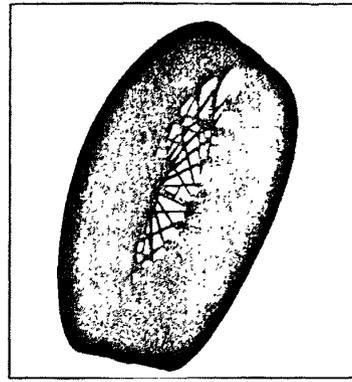
六阶振型
The sixth mode



```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:27:17
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 7
FREQ=7.44
Power Spectral
SPACED=1
AVPRES=MAC
SKE = .011170
DSCALE= .075
ZY = -.043301
ZY = .91641
ZY = -.39789
*DIST=10.438
*ZF = .71216
*ZF = 1.24
*ZF = .28638
A-CM=119.98
2-BUFFER
  
```

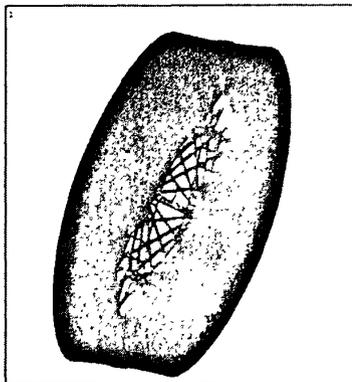
七阶振型
The seventh mode



```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:30:42
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 8
FREQ = .500
Power Spectral
SPACED=1
AVPRES=MAC
SKE = .01117
DSCALE=5.638
ZY = -.543301
ZY = .91641
ZY = -.39789
*DIST=10.438
*ZF = .71216
*ZF = 1.24
*ZF = .28638
A-CM=119.98
2-BUFFER
  
```

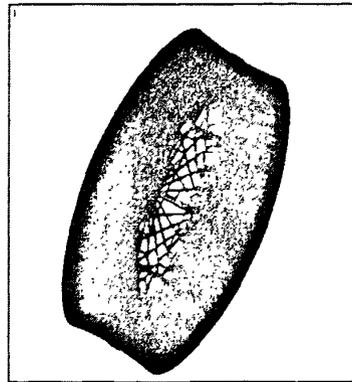
八阶振型
The eighth mode



```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:34:19
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 9
FREQ=0.064
Power Spectral
SPACED=1
AVPRES=MAC
SKE = .013906
DSCALE=8.598
ZY = -.249301
ZY = .91641
ZY = -.39789
*DIST=10.438
*ZF = .71216
*ZF = 1.24
*ZF = .28638
A-CM=119.98
2-BUFFER
  
```

九阶振型
The ninth mode



```

ANSYS 10.0
MAY 16 2008
14:38:16
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB = 10
FREQ= .148
Power Spectral
SPACED=1
AVPRES=MAC
SKE = .01468
DSCALE=4.17
ZY = -.013301
ZY = .91641
ZY = -.39789
*DIST=11.296
*ZF = .71216
*ZF = 1.24
*ZF = .28638
A-CM=119.98
2-BUFFER
  
```

十阶振型
The tenth mode

图 4.1 振型图

Fig.4.1 The mode figure

由前十阶振型图结合在 ANSYS 分析中获得的各阶振型动画,可以看出:1 阶振型(见第 1 阶振型图)主要表现为绕主轴进行转动;2 阶振型(见第 2 阶振型图)主要表现为绕主轴进行转动,同时主辐条和副辐条发生弯曲;3 阶振型(见第 3 阶振型图)主要表现为绕主轴方向进行摆动;4 阶振型(见第 4 阶振型图)主要表现为绕主轴方向进行摆动,但摆动幅度较 3 阶较小;5 阶振型(见第 5 阶振型图)主要表现为沿主轴方向移动;6 阶振型(见第 6 阶振型图)主要表现为沿主轴方向移动,并且鼓网网面生扭曲;7 阶振型(见第 7 阶振型图)主要表现为鼓网网面沿主轴方向发生扭曲;8 阶振型(见第 8 阶振型图)主要表现为鼓网网面沿主轴方向发生扭曲,同时主辐条和副辐条发生弯曲;9 阶振型(见第 9 阶振型图)主要表现为鼓网网面沿径向发生扭曲,同时主辐条和副辐条被拉伸或被压缩;10 阶振型(见第 10 阶振型图)主要表现为鼓网网面沿径向发生扭曲,但扭曲幅度较 9 阶较小。

4.6 本章小结

1. 模态分析是所有动力学分析类型的最基础的内容,通过模态分析可以获取结构的固有频率、振型以及振型参与系数(即在特定方向上某个振型在多大程度上参与了振动)。本论文采用有限元计算的方法获得鼓型滤网结构的固有频率与振型。

2. 鼓网结构总重约为 45t, 质量较大, 其固有频率较低。通过对鼓型滤网结构的模态分析, 可知鼓型滤网结构的基频是 0.52238Hz, 最高频率是 8.1479Hz。鼓网结构频率密集, 振型复杂, 前几阶振型主要表现为绕主轴方向的转动和摆动, 中间振型主要表现为沿主轴方向的移动, 后几阶振型主要表现为鼓网网面的扭曲, 同时当鼓网网面发生扭曲变形时, 主辐条的弯曲振动比较明显。

第 5 章 鼓型滤网结构地震反应谱分析

5.1 抗震分析概述

地震活动给人类生命财产造成了灾难性的破坏,研究和预防地震的发生一直为地震科技人员所关注。作为核电站的重要滤水设备,确保这些设备在各种情况(包括地震)下的安全,具有重大的意义。因此对滤网结构进行抗地震设计分析具有十分重要的作用。

工程地震的研究内容包括两个方面的问题:(1)发生地震时地面是如何运动的,地震力有多大;(2)在特定的地面运动情况下,工程建筑物的响应如何(运动方程、速度、位移及内力等)。前者属于地震特征研究问题,后者属于结构的抗震研究问题。两者之间存在着密切联系,是不可分割的,必须综合研究成果,设计出能承受所设计的地震作用的结构^[59]。

设备所处位置在未来几十年内将发生地震的大小、形式是很难准确预测的,这就给结构的抗震分析带来了一定的困难。工程上处理这个问题的方法是,根据该地区历史上发生过的地震来确定它的抗震级别,估计将来地震的“大小”及预测可能发生地震的形式。20世纪初,人们开始研究结构的抗震设计方法,随着理论研究和实际应用的不断发展,抗震设计方法精度越来越高,对地震作用下结构模拟能力越来越强,计算工作量越来越大。反应谱的概念是在 20 世纪 40 年代由 M·Biot 首次提出,反映了地震的频谱特性。作为抗震设计理论研究的标志性成就,反应谱理论已为当今世界绝大多数国家所接受,被各国抗震设计人员广泛采用,成为现代抗震设计理论的基石。

5.2 地震分析术语

在地震理论中,经常会涉及到地震波、震级和烈度,下面对它们进行简单的介绍。

1. 地震波

当岩层断裂错动或者其他原因引发地震时,地下积蓄的变形能量以波的形式释放,从震源向四周传播,这就是地震波。地震波是一种体波,它主要有两种成分:(1)压缩波(P波),又称纵波。它使得质点的振动方向与波的前进方向一致,可以在固体或液体中传播,其特点是周期短、振幅小。(2)剪切波(S波),又称横波。它使得介质的震动方向与波前进方向垂直,仅能在固体中传播,其特点是周期长、振幅大。

2. 地震震级

地震的震级一般采用里氏震级,它是由里克特在 1935 年首先提出的,即在离震中

100km 处由 Wood—Anderson 式标准地震仪所记录到的最大水平位移 A 的常用对数 M 。 M 每增加一级, 释放的能量将增加 32 倍。一次地震对地面的影响程度与许多因素有关, 除了震级以外, 还与震源深度、震中距等因素有关。

3. 地震烈度

一次地震只有一个震级, 但由于各地区距震中的远近不同, 地质情况和建筑物状况的不同, 故各地区所遭受的地震影响程度也不同。因此一次地震对于不同的地区有多个烈度, 即地震烈度。地震烈度是指某一个地区、地面及房屋建筑等工程结构遭受到一次地震影响的强烈程度。我国根据房屋建筑震害指数, 地表破坏程度及地面运动加速度指标将地震烈度分为 12 度, 一般来说, 地震烈度随着震中距的增加而递减。

5.3 地震作用的确 定

发生地震时, 地面上的建筑物由于基础运动而引起强迫振动。这种强迫振动, 一方面决定于地面运动规律, 另一方面也决定于建筑本身固有的动力学特征。地震引起建筑物强迫振动响应, 可以用载荷、内力、变形或者能量等力学量来度量, 而一般工程上较多地以地震作用来度量。

通常讲地震作用, 就是指地震时建筑物本身具有的惯性力。在设计中, 我们把它看成是能够反映地震影响的等效载荷, 要求根据它设计出来的建筑物能够抵抗相应的地震。

地震本身是一种没有规律的、不可预知的随即振动, 因此地震作用的确 定是一个非常复杂的问题。在确定地震作用时, 必须对有关问题作适当的简化与假设, 从而得到一些地震作用确定的理论。目前, 地震作用理论主要有静力理论和动力理论两大类。

5.3.1 静力理论

这一理论认为假定建筑物为一不变形的刚体, 发生地震时其上各部分的加速度与地面的加速度相同, 由这一加速度所产生的惯性力就可作为建筑物的地震作用。若以 W 表示结构某部分的重量, 则其所受的地震作用为

$$P = \frac{W}{g} a_0 = \frac{a_0}{g} W = KW \quad (5.1)$$

式中 a_0 为发生地震时地面最大水平加速度。经验表明, 在一般情况下地震的水平运动是导致结构破坏的主要因素, 因此, 以水平加速度作为设计的加速度; g 为重力加速

度; $K = \frac{a_0}{g}$ 为地震系数, 它取决于地震烈度。

这一理论忽略了结构本身的振动,所以称为静力理论。由于完全忽略了结构的变形性质,没有考虑结构的动力特性(自振频率、振型与结构阻尼等),所以与实际的情况不完全相符合。尽管如此,由于这一理论应用及其简便,并且对于刚度较大的水工建筑物(如重力坝、挡土墙等),在它们的初步设计中,根据静力理论所得到的地震作用仍然具有一定的参考价值,所以,目前在一些工程实际中还使用这一理论。

5.3.2 动力理论

动力理论是根据振动理论计算结构对于地震的响应。在计算过程中,除了考虑发生地震时地面的运动规律外,还要考虑结构本身的动力特性。因此,要求计算出结构自由振动的动力特性(固有频率、振型及结构阻尼等),并分析和计算结构在地震强迫振动下的响应。

(1) 定函数理论

这一理论实质上就是以数学函数来模拟地面运动的理论。因为实际的地面振动不仅非常复杂而且难以预测,为了简便可行而采用某种以这一理论实质上就是以数学函数来模拟地面运动的理论。因为实际的地面振动不仅非常复杂而且难以预测,为了简便可行而采用某种以定函数表达的周期运动,作为与地震等效的地面运动,然后根据这种等效的运动计算其地震作用。

(2) 反应谱理论

由于地震时地面的振动是随机的,无法用数学分析或用实际运动来计算建筑物的响应。为此,我国的抗震设计规范和很多国家一样,采用了一种所谓“反应谱”理论来计算地震作用。这一理论是根据地震时地面运动的实测记录,通过计算分析而绘制的加速度(常用加速度的相对值)反应谱曲线作为依据的。所谓加速度反应谱曲线,就是单自由度弹性体系在一定的地震作用下,最大反应加速度与体系自振周期的函数关系曲线。所以反应谱又被称为反应谱曲线或谱曲线。如果已知体系的自振周期,就可利用加速度反应谱曲线或相应公式,很容易地确定体系的反应加速度,进而求出地震作用。因为多自由度系统的振动可以分解为若干振型的叠加。而每个振型又可以转化成为一个等效单自由度系统来考虑,这样任何建筑物对于地震的响应均可作为若干个单自由度系统响应的叠加。显然,有了“反应谱”之后,不但可求得单自由度系统的地震作用,还可以算出弹性体系的地震作用,这种分析方法又称为拟静力法。

(3) 直接动力分析理论

由于电子计算机技术的飞速发展和广泛应用,致使能将实际地震的加速度时程记录(即地震记录)输入给建筑物结构体系,进行结构的地震响应分析。这种分析方法是将

实际建筑物理理想化, 利用计算机求解理想化的体系对某一指定地震记录的动力响应, 我们称之为地震响应的直接动力分析法。随着电子计算机及测试技术的发展与提高, 这一方法将得到广泛应用。

5.4 工程结构的抗震计算

目前, 对工程结构的抗震计算, 主要途径是确定结构的地震作用, 根据确定的地震作用进行结构的强度与刚度的验算。下面主要介绍单自由度体系的地震响应。

由于地震波在地面的传播过程是十分复杂的, 地基又是变形体, 结构本身也是复杂的, 为了简便起见, 须作如下于点假设:

1. 假定结构的地基为一刚性盘体, 各点运动完全一致, 没有相位差;
2. 假定结构是弹性体系, 这是实际结构的第一次近似模型, 若结构在地震时进入非弹性阶段工作, 反应谱理论便不适用;
3. 假定地震时地面运动过程可以用地震记录表示。

根据这三点假设, 讨论单自由度弹性体系在基础输入实际地震记录时, 体系的响应及其地震作用。

(1) 单自由度弹性体系的水平地震作用

对于单自由度弹性体系, 通常把惯性力看作是一种反映地震对结构体系影响的等效力, 即水平地震作用:

$$F(t) = -m[\ddot{x}(t) + \ddot{x}_g(t)] \quad (5.2)$$

式中: $F(t)$ ——水平地震作用;
 m ——体系的质量;
 $\ddot{x}(t)$ ——体系的相对运动加速度;
 $\ddot{x}_g(t)$ ——地震加速度。

由上式可见, 水平地震作用是时间 t 的函数, 它的大小和方向随时间 t 而变化。在结构抗震设计中, 对结构进行抗震验算, 并不要求出每一时刻的地震作用数值, 而只求出水平地震作用的最大绝对值。所以, 结构在地震持续过程中经受的最大地震作用为:

$$F = |F(t)|_{\max} = m|\ddot{x}(t) + \ddot{x}_g(t)|_{\max} = mS_a = mg \frac{S_a}{|\ddot{x}_g(t)|_{\max}} \times \frac{|\ddot{x}_g(t)|_{\max}}{g} = G\beta k = \alpha G \quad (5.3)$$

式中: F ——水平地震作用标准值;
 G ——集中质点处的重力荷载代表值;
 g ——重力加速度, $g = 9.8\text{m/s}^2$;

β ——动力系数，它是单自由度弹性体系的最大绝对加速度反应与地面运动最大加速度的比值，即：

$$\beta = \frac{S_a}{|\ddot{x}_g(t)|_{\max}} \quad (5.4)$$

k ——地震系数，它是地面运动最大加速度与重力加速度的比值，即

$$k = \frac{|\ddot{x}_g(t)|_{\max}}{g} \quad (5.5)$$

α ——水平地震影响系数，它是动力系数与地震系数的乘积，即：

$$\alpha = \beta k \quad (5.6)$$

(2) 水平地震影响系数 α_{\max} 最大值的确定

水平地震影响系数 α 是地震系数 k 与动力系数 β 的乘积。地震系数 k 是地面运动最大加速度 \ddot{x}_g 与重力加速度 g 的比值，它反映一个地区基本烈度的大小。基本烈度每增加 1 度， k 值增大 1 倍。地震系数 k 与基本烈度的关系见表 5.1。

表 5.1 地震系数 k 与基本烈度的关系

Table.51 The relationship between seismic coefficient k and the intensity

基本烈度	6	7	8	9
地震系数 k	0.05	0.10	0.20	0.40

当基本烈度确定后，地震系数 k 为常数， α 仅随动力系数 β 变化。通过大量的分析计算，可以得到一系列的 β 值。我国《抗震规范》中将最大动力系数 β_{\max} 取为 2.25，所以水平地震影响系数最大值 $\alpha_{\max} = k\beta_{\max} = 2.25k$ 。由此可以得到水平影响系数最大值 α_{\max} 与基本烈度的关系，如表 5.2 所述。

表 5.2 α_{\max} 与基本烈度的关系

Table 4.2 The relationship between α_{\max} and the intensity

基本烈度	6	7	8	9
α_{\max}	0.11	0.23	0.45	0.90

在我国《建筑抗震设计规范》（GB50011—2001）中，就是采用系数 α 反映地震的影响。

5.5 反应谱概述

反应谱概念和反应谱方法主要是美国的一些学者于 20 世纪 40 年代提出来的。反应

谱是指单质点体系地震最大反应与结构自振频率（或自振周期）之间的关系。反应谱又有地震反应谱与设计反应谱的概念区别。地震反应谱不仅是抗震结构工程学中最重要概念之一，而且也是整个地震工程学中最重要概念之一。作为抗震设计理论研究的标志性成就，反应谱理论已为当今世界绝大多数国家所接受，成为现代抗震设计理论的基石。

对结构设计比较重要的地震反应参数是相对位移、相对速度和绝对加速度。相应地这三种反应谱就受到特别的关注。尤其是绝对加速度反应谱(简称加速度谱)，与等效地震力计算直接相关，《抗震规范》中的设计反应谱，便是加速度反应谱。有了反应谱，任何单质点系（周期 T ，阻尼比 ζ ）的最大反应谱可以直接从谱图中直接查出，实际应用非常方便。

反应谱不是简单地表达地面运动的频谱组成状况，而是通过单质点体系的两个动力特性（周期 T 和阻尼比 ζ ）来描述体系在该地面运动下的动力反应情况。利用地震记录求反应谱并不是很简单。早期的方法有机械模拟法、电模拟法等，这些方法既费时，精度又差。近年来，随着计算机技术的发展，又提出了一系列方法，这些方法使反应谱计算工作变得容易多了。目前，计算反应谱的谱值一般有两种途径：一种途径是采用“褶积分”法或“Fourier 积分”法；另一种方法是采用“步步积分法”直接对运动微分方程进行求解。步步积分法包括“线性加速度法”、“威尔逊 B 法”、“纽马克刀法”、“龙格-库塔法”等。

应用反应谱理论采用了一系列的基本假定：结构的地震反应是在弹性范围内的；假定地基是不转动的；地震活动过程是平稳过程。由于反应谱理论采用了一系列的基本假定，故反应谱具有一定的局限性；反应谱理论是在材料弹性范围内应用，不适应于非弹性的情况；反应谱只考虑了地震的平动分量，而无法考虑扭转分量；反应谱只反应了地震作用最大的部分，不能反应地震持时的影响。

5.6 谱分析

5.6.1 谱分析概述

谱分析是一种将模态分析结果与一个已知的谱联系起来，然后计算模型的位移和应力的分析技术。谱分析主要用于确定结构在随机载荷或随时间变化载荷作用下的动力响应如地震、风载等。所谓谱，就是指谱值与频率之间的关系图，它反映了时间—历程载荷的强度和频率。谱分析主要有以下三种形式：单点响应谱分析（SPRS）；多点响应谱分析（MPRS）；动力设计分析（DDAM）；功率谱密度分析（PSD）。响应谱分析和 DDAM

分析都是确定性分析（定量分析），随机震动分析本质上则是一种不确定性或者说可能性分析（定性分析）。

反应谱分析法用动力方法计算质点体系地震反应，建立反应谱；再用加速度反应谱计算结构的最大惯性力作为结构的等效地震荷载；然后按静力方法进行结构计算设计的方法。因此，是一种拟静力方法。我国抗震规范及高层规范都要求在高层建筑中用反应谱方法计算等效地震力，一般有两种方法：（1）反应谱底部剪力法：当结构高度小于 40m，沿高度方向质量刚度分布比较均匀，以第一振型为主的高层建筑；（2）反应谱振型叠加法：当把结构简化为平面结构进行分析时，采用平方和的平方根法（SRSS 方法）；当采用空间协同分析或空间分析方法时，考虑空间各振型的相互影响，采用完全二次方程法（CQC 方法）。

$$\text{SRSS 方法: } S = \sqrt{\sum_{j=1}^m S_j^2} \quad (5.7)$$

$$\text{CQC 方法: } S = \sqrt{\sum_{j=1}^m \sum_{r=1}^m S_j P_{jr} S_r} \quad (5.8)$$

其中： m —需参加组合的振型数；

S_j —由 j 振型等效地震荷载求出的弯矩、剪力、轴力和位移；

P_{jr} — j 振型与 r 振型的相关系数；

S —振型组合的弯矩、剪力、轴力或位移。

根据我国标准《核电厂抗震设计规范》(GB50267—97)的规定，本文的反应谱分析采用反应谱振型叠加法。

5.6.2 单点响应谱分析过程

一个响应谱代表单自由度系统对一个时间—历程载荷函数的响应，它是一个响应与频率的关系图，其中响应可以是位移、速度、力等。单点响应谱（SPRS）在模型的一个点集上定义不同的响应谱曲线，而多点响应谱（MPRS）在模型不同的点集上定义不同的响应谱曲线。一般来说，在 ANSYS/linear plus 程序中只能进行单点响应谱分析。

单点响应谱分析主要有如下五个步骤：

建模

获得模态解

转换成谱分析类型

定义响应谱

求解和察看结果

结构的振型和固有频率是谱分析所必须的数据,因此要先进行模态分析。另外,当扩展模态时,只需扩展到对最后进行谱分析有影响的模态即可。下面将对单点响应谱的分析步骤进行详细的阐述。

1. 建立模型

与其他分析类型的建模过程相类似,该步主要是定义工作文件名、分析标题、单元类型、单元实常数、材料的性质以及模型的几何形状。但是在该步建模中需要注意的是,只有线性行为在谱分析中才是有效的。任何非线性单元均作为线性处理,如果含有接触单元,则它们的刚度始终为初始刚度,不能改变。在材料的性质定义中,必须定义弹性模量 (EX)和密度 (DENS)。

2. 获得摸态解

结构的模态解(自然频率和振型)是计算谱分析解所必须的。在这模态分析的具体步骤和以往模态分析的具体步骤相同,这里还须注意一些问题。

(1) 使用 SubSpace 法、Block Lanczos 法、Reduced 法提取模态。其他的方法如 Unsymmetric 法、Damped 法以及 Power Dynamics 法对后继谱分析是无效的。

(2) 必须在施加激励谱的位置添加自由度约束。

(3) 一旦有与材料相关阻尼则必须在模态分析中进行指定。

(4) 所提取的模态数应足以表征在感兴趣的频率范围内结构所具有的响应。

3. 转换成谱分析类型

在这一步需将分析类型转换成谱分析类型,然后定义阻尼比参数。

4. 定义响应谱

在本步需要设置频谱类型及激励方向,并定义频率表格,只允许达到 20 个点,然后定义相应的频谱值,最后选择模态组合方法,在 ANSYS 中有五种方法可以采用: CQC 法(完全平方组合法)、GRP 法(分组法)、DSUM 法(双和法)、SRSS(均方根法)、NRLSUM 法(美国海军实验室法),具体选择哪种组合主要取决于公司或政府所采用的标准。

5. 求解和察看结果

求解当前的载荷步,模态组合计算结果作为 Post1 的命令写入 .mcom 文件中,通过读取 jobname.mcom 文件可以察看变形后的形状以及应力和应变的图表显示。

5.7 滤网结构地震响应谱分析

由于核电站是以放射性物质为燃料的,因此它的安全性问题,历来都为社会公众所

瞩目。一旦失事,放射性物质外逸,其后果将十分严重。历史上就发生过这样的悲剧,如,苏联切尔诺贝利核电站的事故,曾给人类带来了深重的灾难,引起了世界各国极大关注。美国三里岛核电站的事故,影响也很大。为了确保核电站的安全,需要考虑在其运行期间可能遇到的各类意外情况和潜在灾害,如地震、海啸等。其中地震是一个十分重要的灾害因素。中国是一个多地震国家,地震区遍布很多地区,因此,核电站的抗震更是十分突出的问题。由于核电站的巨大危害性,在规划设计阶段就要求考虑各种可能发生的事故,并采取有效的保护措施。核电站一旦遭遇特大地震,发生放射性物质外散事故,则将造成不可估量的大灾难。虽然目前核电站因遭遇特大地震而使附近居民蒙受放射性伤害的情况,世界上还没有发生过一次,但是并不能说明其抗震设计是绝对安全的。因此核电站结构的抗震性能得到极大的关注,对核电厂结构以及相关子结构进行复杂的结构动力分析具有重要的意义。反应谱曲线是设备振动输入的重要依据,在核电厂结构动力分析中是很重要的部分,而且随着新规范的出台反应谱分析越来越受到重视。反应谱法将动力设计简化成静力设计,使计算简便,快捷。随着强震观测技术的发展,应用反应谱理论设计计算所得建筑物的地震反应与实际地震观测的地震反应相差较小。

本文采用谱分析方法,选用大型有限元分析软件 ANSYS 程序作为基本的分析工具,对鼓型滤网结构进行基于楼层反应谱的地震响应分析。因为鼓型滤网主轴安装在-11.3m 层,鼓型滤网驱动机构安装在-2.83m 层,本次分析将利用-11.85m 的楼层加速度反应谱,对于每个计算点给出两个水平方向和一个竖直方向的反应谱曲线,每套反应谱的阻尼均为 2%。本文采用的地震反应谱,水平最大地面加速度为 0.15g,竖向最大地面加速度为 0.1g。

在对滤网结构进行地震反应谱分析过程中,有限元模型仍然采用模态分析时所用模型,单元类型及材料属性皆相同。在进行模态扩展时,让扩展的模态数目与提取的模态数目相等,均设为 10,这样做的代价最小。在定义响应谱时,分别设置沿 X、Y、Z 三个方向的激励,此外根据模态分析结果,输入的激励谱频率范围为 2~9HZ,定义 20 个频率值和频谱值,在选择模态组合方法时采用 CQC 方法。通过输入不同方向的激励谱来分析滤网结构的反应应力和变形。

5.7.1 滤网结构静态工况响应谱分析

在静态工况下,滤网结构只承受静水压力,此时分别沿 X、Y、Z 方向输入地震激励谱来分析滤网结构的反应应力和变形。

(1) X 方向激励反应谱分析

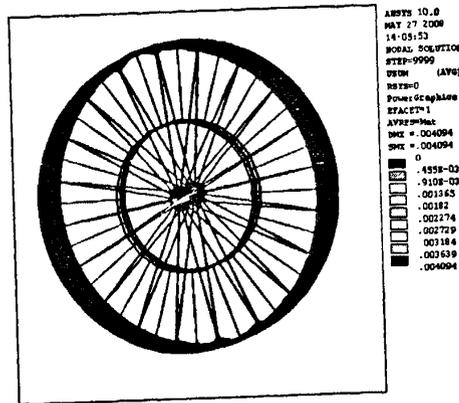


图 5.1 X 方向激励滤网结构位移变形

Fig.5.1 The displacement of drumscreen in X direction incentive

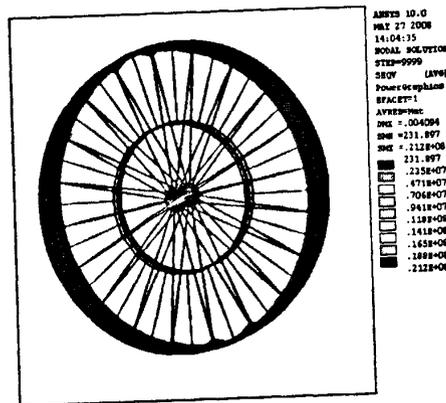


图 5.2 X 方向激励滤网结构 von Mises 应力

Fig.5.2 Von mises stress of drumscreen in X direction incentive

(2) Y 方向激励反应谱分析

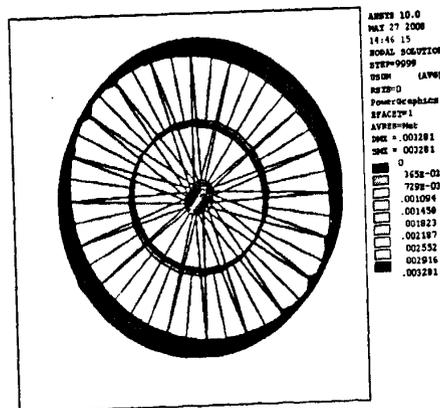


图 5.3 Y 方向激励滤网结构位移变形

Fig.5.3 The displacement of drumscreen in Y direction incentive

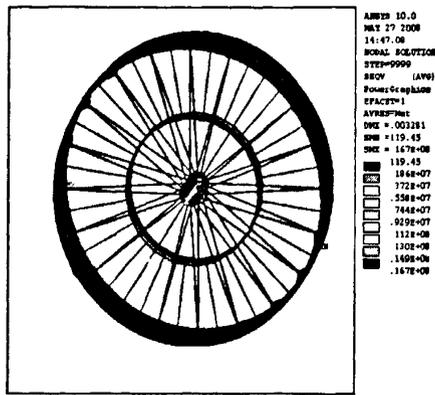


图 5.4 Y 方向激励滤网结构 von Mises 应力

Fig.5.4 Von mises stress of drumscreen in Y direction incentive

(3) Z 方向激励反应谱分析

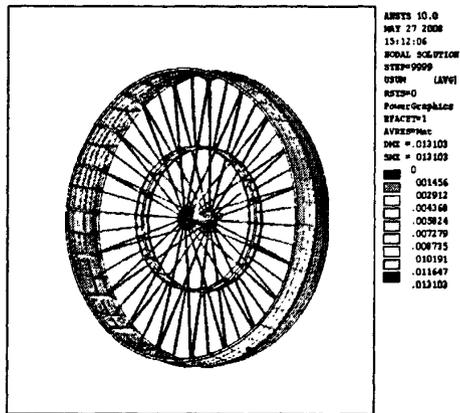


图 5.5 Z 方向激励滤网结构位移变形

Fig.5.5 The displacement of drumscreen in Z direction incentive

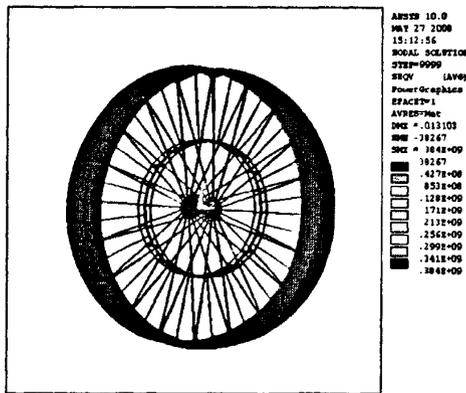


图 5.6 Z 方向激励滤网结构 von Mises 应力

Fig.5.6 Von mises stress of drumscreen in Z direction incentive

5.7.2 滤网结构动态工况响应谱分析

在动态工况下，滤网开始转动，在转动过程中，滤网除了承受静水压力，还承受驱动力、密封橡胶摩擦力、捞污斗及污物的重力作用，此时仅按高速 1.0 米水位差高水位工况对滤网结构进行地震响应谱分析。

(1) X 方向激励反应谱分析

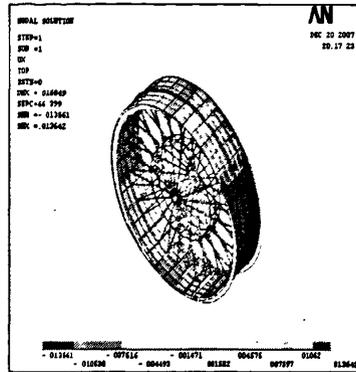


图 5.7 X 方向激励滤网结构位移变形

Fig.5.7 The displacement of drumscreen in X direction incentive

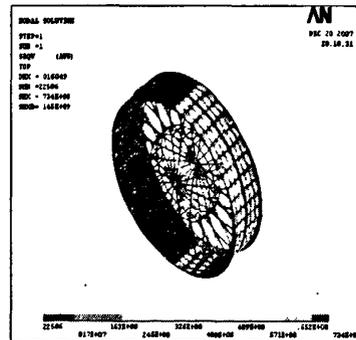


图 5.8 X 方向激励滤网结构 von Mises 应力

Fig.5.8 Von mises stress of drumscreen in X direction incentive

(2) Y 方向激励反应谱分析

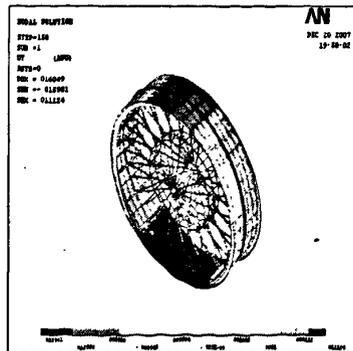


图 5.9 Y 方向激励滤网结构位移变形

Fig.5.9 The displacement of drumscreen in Y direction incentive

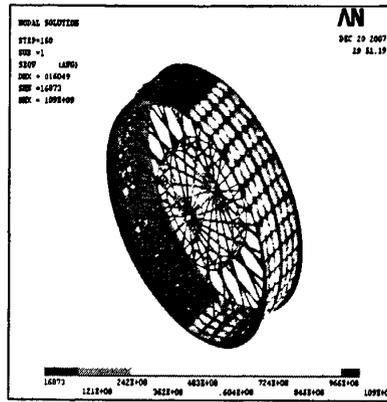


图 5.10 Y 方向激励滤网结构 von Mises 应力
Fig.5.10 Von mises stress of drumscreen in Y direction incentive

(3) Z 方向激励反应谱分析

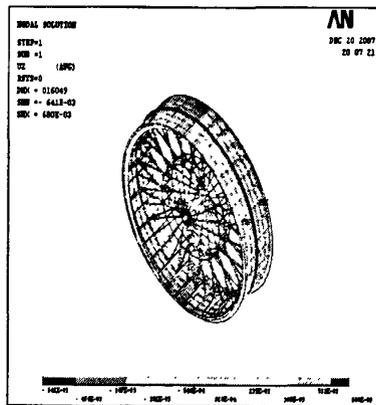


图 5.11 Z 方向激励滤网结构位移变形
Fig.5.11 The displacement of drumscreen in Z direction incentive

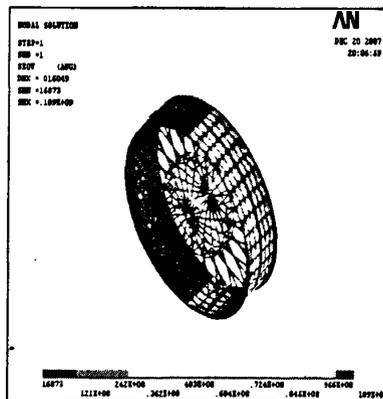


图 5.12 Z 方向激励滤网结构 von Mises 应力
Fig.5.12 Von mises stress of drumscreen in Z direction incentive

5.8 本章小结

从鼓型滤网对地震的响应谱来看,在动态工况下,鼓型滤网结构的位移变形响应较大。在静态工况下,鼓型滤网对 X 方向地震激励谱的最大响应变形为 4.094mm, Y 方向的最大响应变形为 3.218mm,较小。在动态工况下,鼓型滤网对 X 方向地震激励谱的最大响应变形为 13.642mm, Y 方向的最大响应变形为 11.124mm,较大。同时,在动态工况下,鼓型滤网对 X 方向地震激励谱的响应变形最大,这与输入 X 方向的激励谱值较大是一致的。通过对滤网结构进行地震反应谱分析,可以获得滤网结构在各种工况下的最大位移响应,该最大位移应控制在结构体系不发生损坏的范围内。同时,根据结构抗震理论可知,为了增强滤网结构的抗震性能,应使滤网结构的主要固有频率尽量远离地震谱能量集中区,建议采用减弱刚度的方法,因为加强刚度跳不出地震响应谱能量集中区。在使用响应谱进行抗震反应谱分析时,主要模态(即对地震波能量吸收最大、对结构响应贡献也是最大的模态)的固有频率应调整到响应谱曲线正斜率部分所对应的频率范围内,而不能调在零斜率和负斜率曲线处。

第6章 结论与展望

6.1 结论

鼓型旋转滤网是大型火力发电厂和核电站供水系统的重要滤水设备,能有效地清除水中大于网孔的草木、鱼虾及其它杂物,也可用于城建、冶金、化工等行业的供排水系统。鼓型滤网是在板框式旋转滤网基础上发展起来的,其运行平稳,密封可靠,过水量大,易损件少,已经在我国获得广泛应用。

作为核电站的重要滤水设备,确保这些设备在各种(包括地震)情况下的安全,具有重大意义。本文采用大型有限元分析软件 ANSYS 对鼓型滤网结构进行了有限元分析,首先对鼓型滤网进行了静力分析,主要分析了各种工况下,总体结构和轴结构所受应力和变形,并分析该变形是否对鼓网正常工作产生影响;其次对 A 型主辐条与轮毂等联接处的螺栓进行了分析,然后对鼓形滤网结构进行了模态分析,最后对鼓形滤网结构进行了地震反应谱分析。通过分析,得出以下结论:

(1) 根据静力分析结果可知,在静态工况下,受到静水压力作用,滤网下表面处变形较大,整个滤网表面变形不均匀,且部分主辐条、副辐条发生弯曲。在动态工况下,随着滤网的转动,滤网表面处的变形较为均匀,且主辐条、副辐条弯曲程度较静态工况小。同时鼓网总体最大变形出现在高速 1.0 米水位差低水位工况下,此时鼓网外径周向最大变形为 96.372mm,较大,但相对于鼓网 9.5m 的半径来说,相对变形为 0.01,这部分变形对齿轮啮合不会产生不良影响。鼓网外径轴向变形较小,最大仅为 3.677mm,对橡胶密封装置不会产生明显影响。轴结构最大变形出现在静态工况下,此时轴结构的最大挠度为 2.648mm,相对 4.9m 的跨度,相对变形为 $5.01E-4$,当滤网转动时,由于滤网转速较慢,由轴结构变形而产生的离心力较小,可以忽略。通过分析可知,总体结构和轴结构在各种工况下的最大变形,均不会影响鼓型滤网的正常工作。鼓网总体结构所受最大应力和轴结构所受最大应力均出现在静态工况下,此时总体结构所受最大应力为 514Mpa,出现在 A 型辐条的顶端,建议在局部加固,如增大接触面积。轴结构所受最大应力为 336Mpa,出现在轴与轴承的连接处。其它应力及变形可以满足刚度和强度的要求。

(2) 通过对 A 型主辐条与轮毂连接处的螺栓进行分析,可得出螺栓联接处的最大应力出现在高速 1.0 米水位差低水位工况下,应力大小为 102Mpa,小于螺栓的许用应力,故此处螺栓联接是安全的。当设备中有螺栓时,有限元分析不考虑螺栓,按刚性连

接处理,求出内力后反过来配置螺栓,这种作法是偏安全的。为了获取准确的螺栓联接处的应力值,可以对螺栓联接采用有限元接触分析的方法进行求解,并通过一个简单的接触分析实例,验证了对螺栓联接采用有限元接触分析方法的准确性。

(3) 鼓网结构总重约为 45t,质量较大,其固有频率较低。通过对鼓型滤网结构的模态分析,可知鼓型滤网结构的基频是 0.52238Hz,最高频率是 8.1479Hz。鼓网结构频率密集,振型复杂,前几阶振型主要表现为绕主轴方向的转动和摆动,中间振型主要表现为沿主轴方向的移动,后几阶振型主要表现为鼓网网面的扭曲,同时当鼓网网面发生扭曲变形时,主辐条的弯曲振动比较明显。

(4) 从鼓型滤网对地震的响应谱来看,在动态工况下,鼓型滤网结构的位移变形响应较大。在动态工况下,鼓型滤网对 X 方向地震激励谱的最大响应变形为 13.642mm, Y 方向的最大响应变形为 11.124mm,较大。同时,在动态工况下,鼓型滤网对 X 方向地震激励谱的响应变形最大,这与输入 X 方向的激励谱值较大是一致的。通过对滤网结构进行地震反应谱分析,可以获得滤网结构在各种工况下的最大位移响应,该最大位移控制在结构体系不发生损坏的范围内。根据结构抗震理论可知,为了增强滤网结构的抗震性能,应使滤网结构的主要固有频率尽量远离地震谱能量集中区,建议采用减弱刚度的方法,因为加强刚度跳不出地震响应谱能量集中区。所以对抗震设计来说,如果结构的刚性很大未必是合适的。

6.2 展望

(1) 由于时间和本人能力的限制,在模型建立的过程中做了一些简化,对结构的分析会造成一些影响。为了简化分析过程,将主轴上节点与轮毂上相应节点通过耦合自由度的方法做刚性联接,认为这些地方始终是接触的。而事实上,主轴与轮毂装配时主轴上部与轮毂接触,下部与轮毂有 0.22~0.33mm 的间隙,变形过程中这些间隙有可能趋为零,因此严格来说,主轴与轮毂处的连接问题属于非线性接触问题。对于主轴与轮毂的连接问题在将来的研究中可考虑一些其他的方法进行改进,比如采用接触分析的方法。

(2) 在对 A 型主辐条与轮毂连接处的螺栓进行分析时,采用了简化的分析方法,即将 A 型主辐条与轮毂作为刚性连接,通过内力分配原则,获取螺栓联接处的应力。事实上,螺栓联接分析也属于非线性接触分析,要获取准确的螺栓联接处的应力值,应该采用有限元接触分析方法。因此,在将来分析鼓型滤网螺栓联接处的应力时,可以采用有限元接触分析方法。

(3) 在对鼓型滤网进行抗震设计时,为了使结构的主要固有频率避开地震响应谱

能量集中区,可以采用减小刚度的方法。如何对鼓型滤网结构进行重新设计调整,使得滤网结构的整体刚度尽可能小,同时也能满足安全运行的要求,是一个值得研究的方向。

参考文献

1. 王勖成. 有限单元法[M], 北京: 清华大学出版社, 2004, 15-21.
2. 周宁. ANSYS 机械工程应用实例[M], 北京: 中国水利水电出版社, 2006, 21-23.
3. 任勇. 有限元分析软件—ANSYS 融会与贯通[M], 北京: 中国水利水电出版社, 2002, 45-47.
4. 成思源. 有限元方法的方法论[J], 重庆大学学报, 2001, 7(14):61-63.
5. 薛守义. 有限单元法[M], 北京: 中国建材工业出版社, 2005, 35-37.
6. 李人宪. 有限元法基础[M], 北京: 国防工业出版社, 2002, 45-49.
7. 阚前华. ANSYS 高级工程应用实例与二次开发[M], 北京: 电子工业出版社, 2006, 132-134.
8. 王富耻. ANSYS10.0 有限元分析理论与工程应用[M], 北京: 电子工业出版社, 2006, 157-160.
9. 范钦珊. 工程力学教程[M], 北京: 高等教育出版社, 1998, 213-218.
10. 张汝清, 詹先义. 非线性有限元分析[M], 重庆: 重庆大学出版社, 1990, 214-216.
11. 成大先. 机械设计手册[M], 北京: 化学工业出版社, 2001, 312-315.
12. Dheeravongkit, Shimada. Inverse pre-deformation of tetrahedral mesh for large deformation finite element analysis[J], Computer-Aided Design and Applications, 2005, 2(6): 35-43.
13. Joon Woo Bae, T Sheppard. Shape optimization using FEA software: a V-shaped anvil as an example[J], Journal of materials Processing Technology, 2002, 3(13): 426-431.
14. 王福军. 冲击接触问题有限元法并行计算及其工程应用[D], 北京: 清华大学工程力学系, 2000
15. 陈国胜. 油封[J], 故障诊断, 2003, 4(24): 24-28.
16. 顾元宪. 海洋平台结构动力响应优化设计与灵敏度分析[J], 海洋工程, 2001, 19(1): 7-13.
17. Vafai, Asadpoure. Crack analysis in orthotropic media using the extended finite element method[J], Thin-Walled Structures, 2006, 44(9): 1031-1038.
18. 戴宗信. 结构动力学的概率分析[M], 上海: 上海交通大学出版社, 1989, 259-263.
19. 任伟新, 曾庆元. 钢压杆稳定极限承载力分析[M], 北京: 中国铁道出版社, 1994, 213-217.

20. 郑哲敏, 周恒, 张涵信, 等. 21 世纪初的力学发展趋势[J], 学科与发展, 1999, 4(6): 3-7.
21. 孙志礼, 冷兴聚等. 机械设计[M], 沈阳: 东北大学出版社, 2004, 43-48.
22. 朱伯芳. 有限单元法原理与应用第二版[M], 北京: 中国水利水电出版社, 2000, 37-41.
23. 李红军. 郭氏法弹性地基梁结构计算[J], 人民珠江, 2000(5): 7-8.
24. 任伟新, 曾庆元. 钢压杆稳定极限承载力分析[M], 北京: 中国铁道出版社, 1994, 107-109.
25. Yew Ming-Chih, Chou Chan-Yen. Reliability assessment for solders with a stress buffer layer using ball shear strength test and board-level finite element analysis[J], Microelectronics Reliability, 2007, 47(9): 1658-1662.
26. Fu-Jun Wang, Li-Ping Wang. Contact force algorithm in explicit transient analysis using finite-element method[J], Finite Elements in Analysis and Design, 2007, 43(7): 580-587.
27. 徐芝纶. 弹性力学简明教程[M], 北京: 高等教育出版社, 2002, 135-138.
28. 王龙, 朱彦鹏, 李庆福. 弹性梁设计方法比较与分析[J], 建设科技, 2002, 1(2): 39-40.
29. 曾攀. 有限元分析及应用[M], 北京: 清华大学出版社, 2005, 127-131.
30. 丁长安. 弹性接触变形的解析算法[J], 摩擦学学报, 2001, 21(2): 135-138.
31. 王勖成, 邵敏编著. 有限单元法基本原理与数值方法[M], 北京: 清华大学出版社, 1988, 214-216.
32. 李庆华. 材料力学[M], 成都: 西南交通大学出版社, 2003, 35-37.
33. 白象忠. 材料力学[M], 北京: 科学出版社, 2007, 67-69.
34. 杜洪奎, 徐向红. 螺栓联接结构的有限元模拟计算[J], 压缩机技术, 2004, 13(6): 57-60.
35. 郝伟, 张洪. 有限元法在接触问题中的应用[J], 机械管理开发, 2005, 10(13): 91-94.
36. 谢慧敏, 马岳峰. 螺栓联接件的有限元仿真计算[J], 现代制造工程, 2002, 23(16): 67-70.
37. 尚守平. 结构抗震设计[M], 北京: 高等教育出版社. 2003, 171-173.
38. Young Suck Chai, Joon Woo Bae. Finite element analysis of fretting wear under various contact conditions[J], Key Engineering Materials, 2006, 312(45): 375-380.
39. 赵万友. 接触问题的分析方法研究与工程应用[D], 西安: 西安电子科技大学, 2006, 127-131.
40. 丘传忻. 泵站工程[M], 武汉大学出版社, 2001, 11-13.

41. 袁安富, 陈俊. ANSYS 在模态分析中的应用[J], 中国制造业信息化, 2007, 10(21):102-104.
42. 黄海生, 王柏生. 基础隔震建筑非线性动力响应的时程计算方法[J], 振动与冲击, 2005, 15(21): 114-117.
43. 钟万翎. 计算结构力学与最优控制[M], 大连: 大连理工大学出版社, 1993, 125-129.
44. Thite, Mace. Robust estimation of coupling loss factors from finite element analysis[J], Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(7): 814-831.
45. Ainsworth, Joon Woo Bae. Essential boundary conditions and multi-point constraints in finite element analysis[J], Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 19(7): 628-634.
46. Sim, JongSok, Wang, Xiaojun. Modal analysis of structures with uncertain-but-bounded parameters via interval analysis[J], Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(2): 29-45.
47. Miao Chang-qing, Li Xue-tao. Modal analysis of support structure of space inflatable antenna[J], Journal of the Harbin Institute of Technology, 2005, 37(12): 1589-1591.
48. 谭冬梅. 振动模态的参数识别综述[J], 华中科技大学学报, 2002, 19(3): 73-78.
49. 赵西安. 现代高层建筑结构设计[M], 北京: 科学出版社, 2000, 206-208.
50. 钱嫁茹, 李耕勤. 异性柱用于 8 度抗震设防建筑研究[J], 工业建筑, 2004, 34(2): 43-48.
51. 刘相新. ANSYS 基础与应用教程[M], 北京: 科学技术出版社, 2006, 137-141.
52. 李景涌. 有限元法[M], 北京: 北京邮电出版社, 1999, 197-202.
53. 祝效华. ANSYS 高级工程有限元分析范例精选[M], 北京: 电子工业出版社, 2005, 258-264.
54. 尚晓江. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M], 北京: 中国水利水电出版社, 2006, 179-183.
55. 钟万翎. 应用力学的数学方法[M], 北京: 高等教育出版社, 2006, 202-206.
56. 李忠献, 李忠诚, 沈望霞. 核反应堆厂房结构楼层反应谱的敏感性分析[J], 核动力工程, 2005, 26(1): 44-50.
57. 张铁. 水闸闸墩动力有限元分析[J], 水利水运科学研究, 1981, 27(13): 45-50.
58. 李杰, 李国强. 地震工程学导论[M], 北京: 地震出版社, 1992, 137-142.
59. 凌道盛, 徐兴. 非线性有限元及程序[M], 杭州: 浙江大学出版社, 2004, 157-164.
60. 李忠献, 陈岩. 核电厂结构的楼层反应谱分析[J], 福州大学学报, 2005, 32(13): 37-41.
61. 彭聪, 张鹏梁. 基于 ANSYS 的桥梁地震响应有限元分析[J], 山西建筑, 2007, 41(24):

64-68.

62. 刘玉民. 核电站鼓型滤网设备抗地震设计研究[J], 机械强度, 1998, 65(32): 56-59.
63. 朱珊, 尹新生. 反应谱理论及其应用[J], 山西建筑, 2007, 45(24): 73-76.
64. 刘勇. 结构地震反应分析中的反应谱理论[J], 山西建筑, 2007, 37(28): 68-72.
66. 李杰. 生命线工程抗震——基础理论与应用[M], 北京: 科学出版社, 2005, 274-280.
67. 胡少伟, 苗同臣. 结构振动理论及其应用[M], 北京: 中国建筑工业出版社, 2005, 214-221.

致 谢

光阴似箭，日月如梭，在将近两年的研究生生活中，得到了许多良师益友的帮助和支持，特在此表示感谢。本文是在导师刘杰教授的悉心指导下完成的。刘老师渊博的科学知识、严谨的治学态度和一丝不苟的工作态度一直是我工作、学习的榜样，他循循善诱的教导和不拘一格思路给予我无尽的启迪。刘老师无论是在学习还是生活上都给予了我无微不至的关怀，在此向刘老师表示衷心的感谢。

同时特别感谢师兄杨继敏和冯霏以及同实验室的焦春旺、刑玉龙、韩丽鹏、秦雷、李振河、袁少昆、王键，以及博士师兄郭大猛等。感谢他们在将近两年的时间里给予我的极大鼓励和支持。

同时我还要特别感谢我的父母，是他们在背后默默地支持和鼓励着我，没有他们的支持，我不会有今天的一切，在此向他们表示最崇高的敬意。

另外，在本文的撰写过程中，参阅了大量的文献，在此谨向这些文献资料的作者们表示衷心的感谢！

