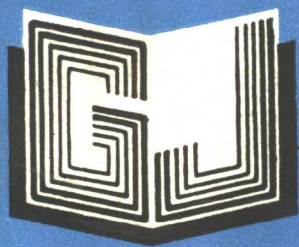
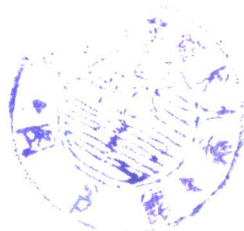


985322



高等学校教材



# 水轮机结构分析

河海大学 陈新方 主编

73  
00



高等学校教材

---

# 水轮机结构分析

河海大学 陈新方 主编

水利电力出版社

(京)新登字115号

### 内 容 提 要

本书共分五章, 主要内容包括: 水轮机引水部件的结构及受力分析; 导水机构的典型结构型式和主要零件的强度计算; 轴流式和混流式转轮的结构分析及主要零件受力的计算方法; 混流式水轮机的迷宫止漏计算; 水轮机主轴和轴承结构型式, 主轴强度和刚度计算, 橡胶轴承的水力计算。此外, 对其它型式水轮机的结构和受力分析, 也作了简要介绍。

本书内容比较紧凑, 简明扼要, 为高等院校水电站动力设备专业的选修教材, 也可供从事水力机械专业的工作人员参考。

高等学校教材

### 水轮机结构分析

河海大学 陈新方 主编

\*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

北京市朝阳区小红门印刷厂印刷

\*

787×1092毫米 16开本 7.25印张 163千字

1994年10月第一版 1994年10月北京第一次印刷

印数 0001—1180册

ISBN7-120-02044-7/TV·764

定价4.30元

## 前 言

本教材是根据水利部水科教〔1991〕3号文件关于水利水电类专业本科、研究生教材选题和编审出版规划的通知要求编写的。

本书主要分析轴流式水轮机和混流式水轮机典型的结构型式，每一章节选用比较典型的结构图例对照说明，对主要部件的作用原理和结构特点进行叙述，主要零件受力状态进行分析，并给出计算原理和计算方法。此外，对斜流式、贯流式、水斗式等型式水轮机的结构特点及受力分析，也作了简要介绍。

本书为水电站动力设备专业主要选修教材之一，讲课学时为36学时。在实际教学中，教材内容可以有所取舍，特别是第五章内容，各院校可以酌情安排。

本书由河海大学陈新方主编，书中计算程序框图由河海大学吴洁提供。

全书由河海大学农村电气化学院季盛林教授主审，在此表示感谢。

由于编者水平有限，缺点和错误之处难免，希望读者给予指正。

编 者

1993年10月

FA094/07

# 目 录

## 前 言

|                                 |     |
|---------------------------------|-----|
| 第一章 反击式水轮机的蜗壳及座环的结构和强度计算 .....  | 1   |
| 第一节 金属蜗壳的结构型式 .....             | 1   |
| 第二节 金属蜗壳的强度计算 .....             | 3   |
| 第三节 水轮机座环的结构型式 .....            | 8   |
| 第四节 混凝土蜗壳座环的强度计算 .....          | 9   |
| 第二章 反击式水轮机导水机构的结构及其强度计算 .....   | 14  |
| 第一节 导水机构的结构型式 .....             | 14  |
| 第二节 导叶转动机构的结构型式 .....           | 16  |
| 第三节 导水机构的止漏装置和导叶的间隙调整 .....     | 19  |
| 第四节 导水机构接力器 .....               | 21  |
| 第五节 导叶的受力分析及强度计算 .....          | 30  |
| 第六节 水轮机顶盖 .....                 | 36  |
| 第三章 反击式水轮机转轮的结构及强度计算 .....      | 42  |
| 第一节 轴流式水轮机转轮结构型式 .....          | 42  |
| 第二节 轴流式水轮机转轮结构部件 .....          | 43  |
| 第三节 轴流式转轮接力器容量计算 .....          | 46  |
| 第四节 转桨式水轮机转轮主要零件受力分析及强度计算 ..... | 52  |
| 第五节 混流式水轮机转轮结构型式及受力分析 .....     | 58  |
| 第六节 混流式水轮机转轮的止漏装置 .....         | 62  |
| 第四章 水轮机主轴与轴承 .....              | 68  |
| 第一节 大型水轮机主轴的结构 .....            | 68  |
| 第二节 主轴的强度和刚度计算 .....            | 72  |
| 第三节 水轮机轴承的结构 .....              | 82  |
| 第四节 水轮机橡胶轴承的水力计算 .....          | 84  |
| 第五章 其它型式水轮机 .....               | 88  |
| 第一节 斜流式水轮机 .....                | 88  |
| 第二节 贯流式水轮机 .....                | 97  |
| 第三节 水斗式水轮机 .....                | 103 |
| 参考文献 .....                      | 112 |

# 第一章 反击式水轮机的蜗壳及座环的结构和强度计算

## 第一节 金属蜗壳的结构型式

水轮机蜗壳可分为金属蜗壳和混凝土蜗壳两种，金属蜗壳主要应用于高水头，混凝土蜗壳主要应用于低水头。本节着重说明金属蜗壳的结构型式及其特点。

金属蜗壳的断面形状是采用圆形断面，但在接近鼻端的地方，由于结构上的要求，断面应做成椭圆形，金属蜗壳的包角 $\phi_{\max}$ 在 $300^{\circ}\sim 345^{\circ}$ 之间。蜗壳的轮廓形状及其尺寸的变化规律都必须由水力计算确定，一般采用蜗壳中的水流符合等速度矩定律来进行设计，即 $v_u r = \text{常数}$ 。

金属蜗壳按其制造型式可分为：钢板焊接蜗壳和铸造蜗壳，前者一般应用于中水头的大、中型水电站上，后者一般应用于高水头大、中型水电站或者是低水头小型机组上。究竟采用哪种型式合适，必须根据不同水电站的具体条件作具体分析。

图1-1所示为钢板焊接蜗壳的结构型式，它由28节焊成，每节又由几块钢板拼成，蜗壳与座环之间的连接有铆焊、搭接焊、对接焊等三种连接方式。焊接蜗壳的节数不应太少，否则将影响蜗壳的水力性能。但是，为了使蜗壳线型尽量光滑，改善其水力性能而采用过多的节数，其结果会给制造和安装带来困难，也是不合理的。

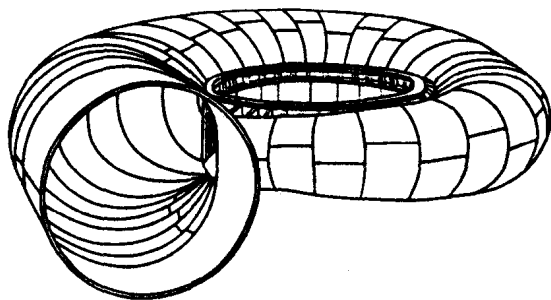


图 1-1 焊接蜗壳

根据蜗壳不同的断面受力情况不同，可以采用不同的钢板厚度，一般是进口断面的厚度较大，由此到鼻端的断面厚度逐渐减小。在同一断面中它的应力大小也是不一样的，则钢板的厚度也不一定相同。在接近座环的地方应力较大，采用较厚的钢板；在其他位置应力较小，采用较薄的钢板。这样采用不同厚度的钢板焊接，可以节省大量的钢材。上述钢板的厚度由强度计算决定，下一节予以讨论。

焊接蜗壳一般在制造厂都不焊成整体，而是在水轮机安装现场才进行焊接，因为这样便于运输。考虑到安装时可能出现的误差，在制造时焊接蜗壳中有一节做成比较长，以便在焊接时用它来凑合，该节称为凑合节，它一般是蜗壳中间的一节。蜗壳鼻端的结构形状比较复杂，它是制造厂焊接好以后才运至水电站安装场的。

随着水轮机单机容量的增加，蜗壳的尺寸也越来越大。相应地，焊接蜗壳的钢板也越来越厚。这样就给卷板工作带来困难。因此，对大型水轮机又采用了以下两种结构型式，

以减小钢板的厚度:

(1) 在普通焊接蜗壳的外面, 加上若干加强筋(图1-2), 这时钢板的厚度就可以适当减小。采用这种结构时, 金属和焊条的消耗量都有所增加, 但因钢板厚度的减小而减少了卷板工作量, 使焊接蜗壳能够应用到更大的机组上去。

(2) 采用双引水的蜗壳(图1-3), 这种蜗壳的每一个进水口包括了一半的座环, 双引水蜗壳的水力半径可以相应减小 $\sqrt{2}$ 的比例系数, 可见钢板的厚度必然相应减小。此外通过模型试验得知, 这种结构型式的蜗壳, 作用在水轮机转轮的辐向内力要比通常蜗壳小些, 但是在同等过水断面积的情况下, 这种蜗壳的水力损失要大些, 为了不减小它的水力损失, 必须要增加过水断面10%左右。

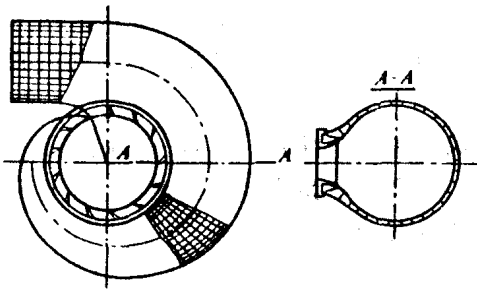


图 1-2 加强筋蜗壳

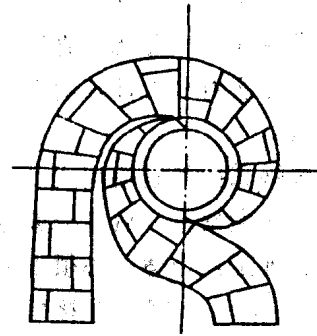


图 1-3 双引水口蜗壳

焊接蜗壳在设计时, 是按薄壳理论进行计算。这种结构仅能承受内压力而不能承受来自蜗壳外部的压力, 所以焊接蜗壳埋入混凝土时, 在蜗壳外面的钢板, 应做成一个拱形结构的配筋, 使蜗壳上部的混凝土重量及其他重量, 经过这个拱直接传至座环和基础上去。同时, 在蜗壳外表面与混凝土之间加一层弹性层, 弹性层的厚度一般是50mm左右, 弹性层是由油毛毡、沥青和石棉等物组成。

铸造蜗壳应用于高水头混流式水轮机, 因为高水头水轮机的流量一般比较小, 所以它所要求的蜗壳尺寸也比较小, 则在铸造上有可能生产。同时, 在高水头时, 蜗壳的厚度要求比较大, 如果采用焊接蜗壳, 卷板技术常常无法解决。这时必须采用铸造结构。

铸造蜗壳刚度比较大, 它能承受一定的外压力, 常作为水轮机的支承点, 并在它上面直接布置导水机构、接力器、导轴承和其他零件。铸造蜗壳一般都不全部埋入混凝土, 它或者支承在水轮机基础环上, 或者部分地埋入混凝土。

在设计水头很高的铸造蜗壳时, 应该特别注意各节之间法兰联接的刚度。刚度太小会使联接不紧密, 影响蜗壳的正常工作。同时, 为了防止水轮机突然停车时发生的水锤影响, 在高水头蜗壳上常装有空放阀。

铸造蜗壳除了应用于高水头的中、大型电站外, 它还常用于水头不高的小型机组上, 因为这从经济上和铸造上来看都是有利的。根据应用水头的不同, 铸造蜗壳可以采用不同的材料, 当水头小于120m时一般都采用铸铁材料, 当水头大于120m时则多用铸钢。当水头很高, 而水中含沙量较大时, 也可应用不锈钢的铸造蜗壳。

对于埋入混凝土的蜗壳，为了便于检修，在蜗壳上应留有检修用的进入孔和排水孔，其位置按电站的具体布置而定。

## 第二节 金属蜗壳的强度计算

### 一、对金属蜗壳的受力分析

由于金属蜗壳形状及所受荷载均较复杂，为了使蜗壳的强度计算更能符合实际情况，就需对其所受荷载进行分析，并根据其几何形状确定计算时所需要的简化受力图形。金属蜗壳在工作时主要产生以下几种应力。

#### 1. 蜗壳在承受内水压力时产生薄壁应力

水轮机蜗壳的壁厚和它本身的曲率半径相比要小得多，因此可以把金属蜗壳看作是一个薄壁容器。所以蜗壳不应承受压在上部的任何外部荷载，可以认为金属蜗壳在工作中只承受作用于蜗壳内表面的水压力，这就是金属蜗壳的主要荷载。蜗壳的内水压力和水轮机工况有关，当水轮机工况不同时，作用于蜗壳的水压力也随之改变。当机组紧急停机而使导叶突然关闭时，会产生最大水压力的工况，作为蜗壳强度计算的计算工况。也就是计算蜗壳强度时，应包括水锤升压在内的最大水压力，作为其计算荷载。

$$H = (1 + \xi) H_{\max}$$

式中， $\xi$ 为甩全负荷关闭导水机构的瞬间，蜗壳中最大的压力上升系数。一般取 $\xi = 0.3 \sim 0.5$ 。

#### 2. 与座环联接处由于座环限制蜗壳变形而产生附加应力

从结构相互关系来看，蜗壳和座环蝶形边相联接。对于经常采用的钢板焊接蜗壳，蜗壳则焊接于座环蝶形边上。把蜗壳看作一个薄壁容器进行计算，在和座环联接处，蜗壳断面是不连续的。则在上面所说的内水压力作用下，和座环联接的蜗壳边缘就要产生变形，但是座环的刚度比蜗壳大，起着限制蜗壳变形的作用。因而和座环联接处的蜗壳边缘，将产生附加应力。如当蜗壳和座环联接处有直线过渡段时，由于曲率半径的突然变化而产生附加应力，因此现已不采用这种联接方式，而采用曲线过渡。

#### 3. 不同厚度钢板接合处产生附加应力

对于一个薄壁容器来说，不论是它的曲率半径发生突然变化，或者是在径向断面上壁厚发生突然变化，都会产生局部的附加应力。所以从这一观点看，为了避免增加附加应力，最好使蜗壳断面采用相同厚度的钢材。但是，在金属蜗壳设计时，为了节省钢材，大型焊接蜗壳在同一节上，有时采用不同厚度的钢板，即在和座环联接处附近的蜗壳采用较厚，其他部分则采用较薄钢板。这样不同厚度钢板接合处，在上述内水压力作用下，由于壁厚发生突然变化，又产生了附加应力。这样做虽然会引起局部的附加应力，但是钢板厚度相差不太大而接合位置选择比较合理时，仍可使应力不超过许用应力值。

为了简化蜗壳的强度计算，作了以下几点假设：

(1) 蜗壳自重和水压力相比较小，计算时没有计入。

(2) 蜗壳内的流速不大，同时蜗壳的高度和工作水头相比很小，所以可以认为蜗壳

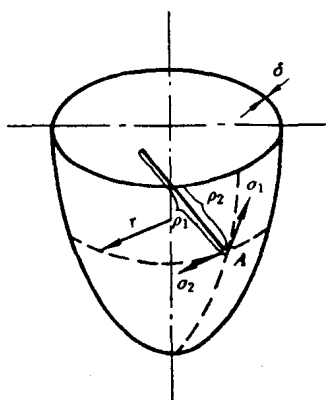


图 1-4 薄壁容器的  
应力计算

内各点水压力相等。

(3) 蜗壳实际上是一个沿圆周断面不等的薄壁容器，为了简化计算，在计算蜗壳任一径向断面应力时，是把蜗壳看作一个等断面的环形薄壁圆筒。

## 二、蜗壳的薄壁应力计算

### 1. 蜗壳在承受内水应力时产生的薄壁应力计算

根据上述分析，是假定蜗壳的任一径向断面，为由该断面绕水轮机轴线旋转而成的环形圆筒容器的一部分，因该环形容器的断面面积相等。所以，在计算蜗壳任一径向断面的薄壁应力时，就可以应用轴对称等厚度薄壁容器的薄膜应力公式。根据材料力学知道，对于图 1-4 所示的薄壁容器来说，任意一点 A 由均布内应力所引起的薄膜拉应力，有如下关系：

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{\delta} \quad (1-1)$$

式中  $p$ ——容器内的单位压力；

$\sigma_1$ ——作用在纬线截面的正应力；

$\sigma_2$ ——作用在经线截面的正应力；

$\rho_1$ ——经线的曲率半径；

$\rho_2$ ——纬线的曲率半径；

$\delta$ ——薄壁容器厚度。

从蜗壳的水力计算知道，沿圆周方向从进口开始流量逐渐减少，因之蜗壳圆断面面积也变小，当断面小到一定程度时就不能和座环相联接，为此，必须将圆断面改为椭圆形断面。所以，将公式 (1-1) 应用于蜗壳的薄壁应力计算时，也就有两种情况：

(1) 蜗壳的圆断面部分：由图 1-5 可以看出，任一点 A 的曲率半径为  $\rho_2$

$$\rho_2 = \frac{r}{\sin \alpha} = \frac{r \rho_1}{(r - r_0)} \quad (1-2)$$

用锥角  $\alpha$  的圆锥面和半径为  $r_0$  的圆柱面切割出环形阴影部分。图 1-5 中由沿  $oy$  轴合力平衡条件及式 (1-1) 可得：

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{r_0}{r} \right) \sigma_0 \quad (1-3)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_0}{2} \quad (1-4)$$

式中， $\sigma_0 = \frac{p \rho_1}{\delta}$ 。

由 (1-3) 式看出， $\sigma_1$  的数值是随  $r$  的减小而增大，因此在与座环联接处蜗壳的薄壁应力最大。设座环与蜗壳联接处的半径为  $r_c$ ，则与座环联接处的蜗壳薄壁应力为：

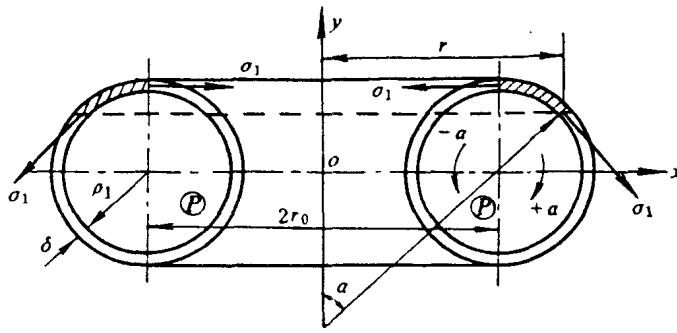


图 1-5 圆形断面蜗壳薄壁应力计算

$$\sigma_1(r_c) = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{r_0}{r_c} \right) \sigma_0 \quad (1-5)$$

又从 (1-3) 式可知, 当  $r=r_0$  时  $\sigma_1=\sigma_0$ 。就是说该处应力  $\sigma_1$  和受内压力  $p$  作用下半径为  $\rho_1$  的薄壁圆管的应力相等。

由式 (1-4) 可以看出, 径向截面的垂直应力  $\sigma_2$  的数值不随  $r$  变化, 即为一常数, 该值仅与蜗壳断面半径  $\rho_1$  有关

(2) 蜗壳的椭圆断面部分: 由图 1-6 是把计算断面看成等椭圆断面的环形容器的一个断面, 经过分析可以导出应力公式如下:

$$\sigma_1 = \frac{p(r+r_0)\sqrt{a^4+(r-r_0)^2(b^2-a^2)}}{2rb\delta} \quad (1-6)$$

$$\sigma_2 = \frac{p[a^4+2r(r-r_0)(b^2-a^2)]}{2b\delta\sqrt{a^4+(r-r_0)^2(b^2-a^2)}} \quad (1-7)$$

式中,  $a$  和  $b$  是椭圆断面的短半径和长半径。

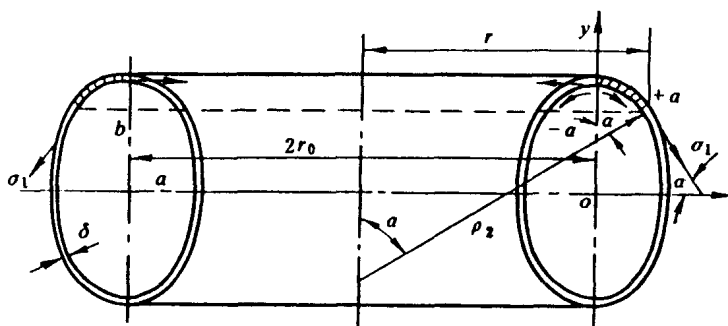


图 1-6 椭圆断面蜗壳薄壁应力计算

由 (1-6) 式看出,  $\sigma_1$  的最大值或者在蜗壳与座环的联接处, 此处  $r$  值最小,  $r=r_c$ ; 或者在  $r$  值最大处  $r=r_0+a$ , 在常用的结构中,  $\sigma_1$  最大值均在蜗壳与座环的联接处。

由 (1-7) 式可以看出, 当  $r=r_0+a$  时, 应力  $\sigma_2$  值为最大, 当  $a=b$  时可将 (1-6) 式和 (1-7) 式简化成

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{r_0}{r} \right) \sigma_0 \quad (\text{因 } a = b = r_1)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_0$$

由此可见, 计算蜗壳圆形断面薄壁应力的公式, 仅仅是计算椭圆断面薄壁应力公式的一种特殊情况。

## 2. 蜗壳与座环在联接处的附加应力

当蜗壳受内水压力作用时, 蜗壳产生薄壁应力而发生变形。在蜗壳与座环连接处, 由于座环刚度大, 限制了蜗壳的变形, 为此将产生一个附加局部应力。

### (1) 蜗壳的圆形断面:

$$\sigma_b = \pm \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} \left[ 1 - \mu \left( 1 + \frac{r_0}{r_c} \right) \right] \frac{\sigma_0}{2} \quad (1-8)$$

式中,  $\mu$ ——钢的泊松系数,  $\mu = 0.3$  代入后得到

$$\sigma_b = \pm \left( 0.635 - 0.272 \frac{r_0}{r_c} \right) \sigma_0 \quad (1-9)$$

蜗壳与座环联接处的总应力  $\sigma$  则是薄壁应力  $\sigma_1$  和附加弯曲应力  $\sigma_b$  之和。

即

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_b$$

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{r_c + r_0}{r_c} \cdot \frac{\sigma_0}{2} + \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} \left[ 1 - \mu \left( 1 + \frac{r_0}{r_c} \right) \right] \frac{\sigma_0}{2} \\ &= \left\{ \left( 1 + \frac{r_0}{r_c} \right) + \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} \left[ 1 - \mu \left( 1 + \frac{r_0}{r_c} \right) \right] \right\} \frac{\sigma_0}{2} \end{aligned} \quad (1-10)$$

若  $\mu = 0.3$ , 对于圆断面钢蜗壳, 在和座环联接处, 蜗壳应力计算值是

$$\sigma = \left( 1.135 + 0.228 \frac{r_0}{r_c} \right) \frac{p \rho_1}{\delta} \quad (1-11)$$

在蜗壳结构中  $r_0/r_c$  的最大值可达 1.8 左右, 故最大的计算应力为

$$\sigma_{\max} \approx 1.55 \frac{p \rho_1}{\delta} \quad (1-12)$$

### (2) 蜗壳的椭圆断面:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} \left[ \frac{a^4 + 2r_c(r_c - r_0)(b^2 - a^2)}{\sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)}} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\mu(r_c + r_0)}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right] \frac{p}{b\delta} \end{aligned} \quad (1-13)$$

蜗壳的椭圆断面部分与座环联接处的总应力 (取绝对值)

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_1$$

$$\begin{aligned} &= \left\{ \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\mu}} \left[ \frac{a^4 + 2r_c(r_c - r_0)(b^2 - a^2)}{\sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)}} - \frac{\mu(r_c + r_0)}{r_c} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right] + \frac{r_c + r_0}{2r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right\} \frac{p}{b\delta} \end{aligned} \quad (1-14)$$

对于钢蜗壳  $\mu = 0.3$ , 所以

$$\sigma = \left\{ 0.908 \left[ \frac{a^4 + 2r_c(r_c - r_0)(b^2 - a^2)}{\sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)}} - \frac{0.3(r_c + r_0)}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right] + 0.5 \frac{r_c - r_0}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c + r_0)^2(b^2 - a^2)} \right\} \frac{p}{b\delta} \quad (1-15)$$

应当指出, 在蜗壳圆形断面的总应力中, 薄壁应力占很大比重, 而附加应力的比重较小, 一般仅占许用应力的  $11\% \sim 18\%$ 。从整个蜗壳计算中, 可以得出一个规律: 薄壁应力随蜗壳的断面减小而减小, 而附加的弯曲应力随蜗壳断面减小而增加。因此, 一般地说, 在蜗壳圆形断面中薄壁应力起主要作用, 在椭圆形断面中, 附加弯曲应力起主要作用。

考虑到钢的磨损和锈蚀, 钢板的实际厚度应比用式(1-11)和式(1-15)计算所得到的厚度加大2mm以上, 并取国家标准厚度的钢板。

### 3. 不同厚度钢板连接处的附加应力

对于大型机组, 为了节省钢材, 按上面方法所得厚度的钢板用于蜗壳和座环相联接的部分, 其他部分可选用比上述厚度较小的钢板。此时, 在不同厚度钢板接合处, 由于壁厚的变化产生了附加弯曲应力, 则在较薄钢板上所产生的最大弯曲应力, 按下式计算

$$\sigma_c = \pm 1.40 \sqrt{\frac{3}{1 - \mu_2}} \frac{\delta_1^2(\delta_1 + \delta_2)}{(\delta_1^2 + \delta_2^2)(\delta_1 + \delta_2) + 2(\delta_1\delta_2)^{3/2}} \frac{E}{R_x} (\Delta r_{g2} - \Delta r_{g1}) \quad (1-16)$$

对于钢板  $\mu = 0.3$  代入得到

$$\sigma_c = \pm 2.55 \frac{\delta_1^2(\delta_1 + \delta_2)}{(\delta_1^2 + \delta_2^2)(\delta_1 + \delta_2) + 2(\delta_1\delta_2)^{3/2}} \frac{E}{R_x} (\Delta r_{g2} - \Delta r_{g1}) \quad (1-17)$$

式中  $\Delta r_{g1}$  ——较厚钢板半径  $r$  的变化量;

$\Delta r_{g2}$  ——较薄钢板半径  $r$  的变化量;

$\delta_1$  ——较厚钢板的厚度;

$\delta_2$  ——较薄钢板的厚度;

$R_x$  ——较薄断面到水轮机中心线的半径。

对于圆形断面

$$\Delta r_{g2} - \Delta r_{g1} = \frac{p\rho_1}{2E} [(1 - \mu)R_x - \mu r_0] \frac{\delta_1 - \delta_2}{\delta_1\delta_2} \quad (1-18)$$

对于椭圆断面

$$\Delta r_{g2} - \Delta r_{g1} = \frac{pR_x}{2bE} \left\{ \frac{a^4 - 2R_x(R_x - r_0)(b^2 - a^2)}{\sqrt{a^4 + (R_x - r_0)^2(b^2 - a^2)}} - \frac{\mu(R_x + r_0)}{R_x} \sqrt{a^4 + (R_x - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right\} \frac{\delta_1 - \delta_2}{\delta_1\delta_2} \quad (1-19)$$

式中  $r_0$  ——机组中心线至蜗壳径向断面中心线间的距离。

将以上计算得到的弯曲应力与前面计算的薄壁应力 $\sigma_1$ 相加而得总应力。但 $\sigma_c$ 的计算值较小，一般约占总应力的百分之几，所以在确定钢板厚度时，不考虑这部分应力的影响，

仅在最后加以校核。在校核时，把不同钢板厚度引起的附加应力考虑在内的总应力计算公式为（图1-7）

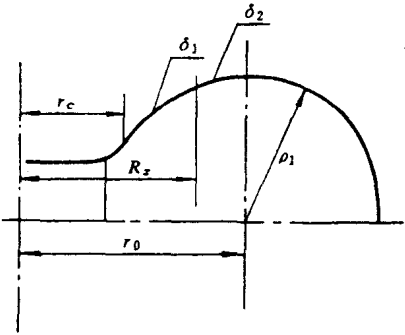


图 1-7 不同厚度钢板联接处  
应力计算

$$\sigma = [1 + \lambda + 1.816B(0.7 - 0.3\lambda)] \frac{\rho \rho_1}{2\delta_2} \quad (1-20)$$

式中  $\lambda = \frac{r_0}{R_s}$

$$B = \frac{K(K^2 - 1)}{2K\sqrt{K} + (K^2 + 1)(K + 1)}$$

其中  $K = \frac{\delta_1}{\delta_2}$

为了简化计算， $B$  值可从表1-1中查得。

表 1-1 计 算 系 数  $B$

|                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K$             | 1.01  | 1.02  | 1.03  | 1.04  | 1.05  | 1.06  | 1.07  | 1.08  | 1.09  | 1.10  | 1.11  |
| $B \times 10^6$ | 3317  | 6601  | 10013 | 13391 | 16577 | 20042 | 23318 | 26560 | 29920 | 33254 | 36535 |
| $K$             | 1.12  | 1.13  | 1.14  | 1.15  | 1.16  | 1.17  | 1.18  | 1.19  | 1.20  | 1.25  | 1.30  |
| $B \times 10^6$ | 39792 | 43160 | 46490 | 49465 | 53048 | 56274 | 59469 | 62763 | 66025 | 82135 | 98016 |

应当指出，在蜗壳的同一个节中应用不同厚度的钢板，将会增加切割量，增加焊缝，也使钢板滚压及拼接形成复杂化。因此，在一般中小型水轮机，由于蜗壳尺寸并不大，蜗壳设计时均在同一环节中采用相同厚度的钢板。对于大型水轮机蜗壳，为了节约钢材，可采用不同厚度钢板。一般在同一节中，可采用2~3种板厚，同时应当尽量使接缝在蜗壳径向断面中心线左右各30cm内，并应使两环节之间的接缝错开。

### 第三节 水轮机座环的结构型式

水轮机座环是用来承受水轮发电机组转动部分重量、蜗壳上部部分混凝土重和水轮机的轴向水推力，并将其传递到水电站基础上去的部件。

金属蜗壳的座环，一般都由上环、下环和支柱三部分组成（图1-8）。根据水轮机大小的不同，座环可以做成整体，如机组尺寸过大，则可以分成两半或四半制造，这主要是根据运输条件来决定。分块制造的座环，需要在工地进行组合，组合面依靠法兰

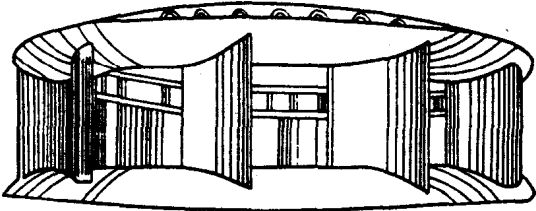


图 1-8 水轮机座环

和螺栓联接。

在铸造蜗壳中，座环与蜗壳铸成一体。座环的分块数目也与蜗壳的块数相同。在焊接结构的蜗壳中，座环单独制造，座环与蜗壳在安装现场焊接成一个整体。

金属蜗壳座环的下环上面留有几个贯穿的孔，在混凝土浇灌时需要利用它，在混凝土浇灌结束后，用焊接或其他办法填平。

混凝土蜗壳的座环结构型式比较多，图1-9(a)所示为目前混凝土蜗壳中最常见的座环结构形式，座环没有上下环，而仅有单独的支柱。支柱埋入混凝土中，靠混凝土联成一体，为了保证支柱在混凝土中的稳定和牢固，支柱两端有法兰，法兰面积根据混凝土的许用压应力决定，其中有一个支柱就作为蜗壳的鼻端。这种结构形式的座环，如果应用在水头较高或水中泥沙较多的条件时，需要在混凝土表面覆盖钢板衬砌。

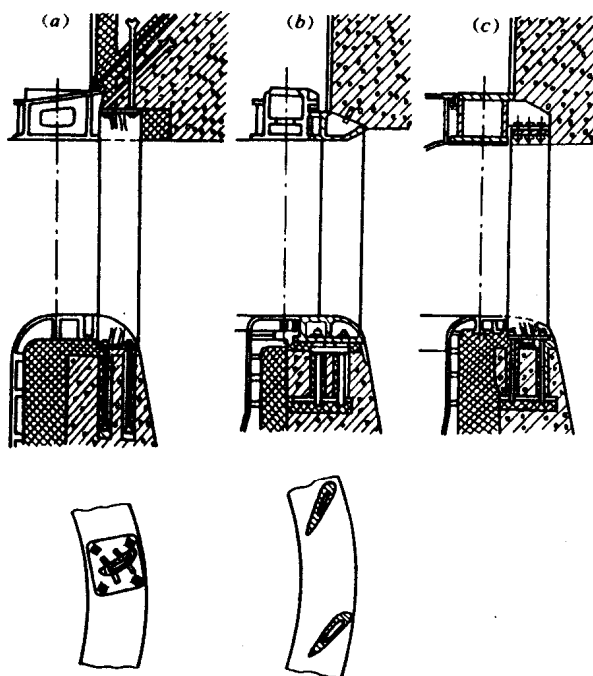


图 1-9 混凝土蜗壳座环几种型式

图1-9(b)所示为具有上下环的环

状座环，它的结构与金属蜗壳中的座环类似，这种结构在混凝土蜗壳中应用不多。

图1-9(c)所示为另一种用于大型转叶式水轮机上的座环结构。座环由上环和支柱组成，没有下环。座环的上环和导水机构的顶环合并成一个部件。支柱与上环之间用法兰联接。上环外缘和支柱联接的地方埋入混凝土中。支柱下端具有法兰，也埋入混凝土。这种结构制造比较容易，但是由于座环没有下环，当电站混凝土发生部分下沉时，可能引起导水机构的歪斜。

为了节省金属材料 and 减轻重量，座环支柱一般都做成空心的。而且对于某些混流式水轮机来讲，水轮机顶盖排水也从支柱空心中排出。

座环不仅是承受和传递重量的部件，而且也是过流部件，为了保证水轮机具有较高的效率，必须合理地选择座环的过流形状，其中主要是支柱的布置和断面形状。为了满足以上要求，设计时必须对座环进行水力计算和强度计算。水力计算由其他教科书叙述，以下着重介绍一种混凝土蜗壳座环支柱的强度计算。

#### 第四节 混凝土蜗壳座环的强度计算

强度计算的目的在于，根据作用于座环支柱上的载荷，确定支柱内的应力，并使其不超过允许值。作用于支柱上的载荷，在下述三种情况下将有所不同。

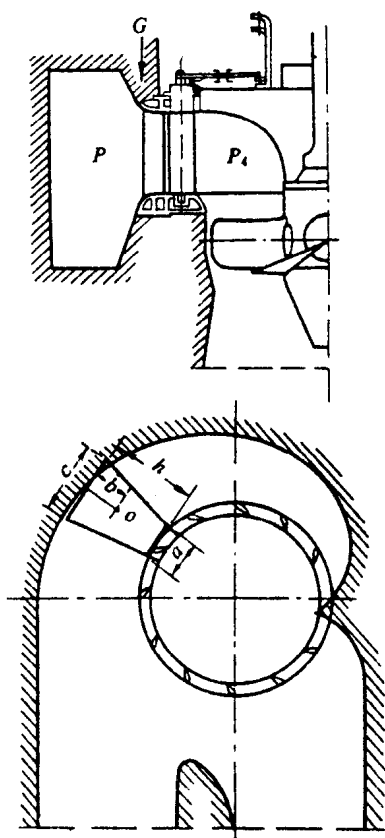


图 1-10 环座受力分析

(1) 水轮机停机, 蜗壳中没有水。

(2) 水轮机正常运转。

(3) 机组紧急停机。

强度计算必须考虑上述三种条件。为了简化计算, 需假定上下环刚度极小以致于支柱之间彼此互不发生干扰, 作用在支柱上的力与支柱所占据中心角成正比, 水流与支柱的相互作用而产生的横向力略去不计。

图 1-10 表示座环支柱的载荷分配图, 每一个支柱在三种情况下的载荷计算如下:

#### 1. 水轮机停机

水轮机停机, 蜗壳里没有水, 这时作用于支柱的载荷只有部分机组和混凝土的重量, 这些力使支柱受压, 其值为

$$G_I = G_1 + G_2 \quad (1-21)$$

式中  $G_I$ ——水轮机停机时每一支柱所受的力;

$G_1$ ——每一支柱所承受的混凝土的重量;

$G_2$ ——每一支柱所承受的部分机组的重量。

每一个支柱所承受的混凝土重量  $G_1$ , 可以根据水电站厂房结构和支柱的布置情况决定。

每一个支柱所承受的部分机组的重量  $G_2$ , 则可按下式决定:

$$G_2 = \frac{\Sigma G \phi}{360^\circ}$$

式中,  $\Sigma G$  为整个座环所承受的部分机组的重量, 包括: 发电机转子和定子, 水轮机顶盖, 控制环, 推力轴承, 导轴承, 水轮机转轮等重量。  $\phi$  为支柱所包含的中心角。

#### 2. 水轮机正常工作

这时在整个水轮机过流部件中都充满水, 座环支柱除了承受重量  $G_1$  和  $G_2$  的作用外, 还需承受水压力的作用, 其值为

$$G_{II} = G_1 + G_2 - P_1 - P_2 + P_3 \quad (1-22)$$

式中  $P_1$ ——由蜗壳上顶水压力所引起的作用于每一支柱上的力;

$P_2$ ——由蜗壳出口到水轮机轴表面的环状上盖上的水压力所引起的作用于每一支柱上的力;

$P_3$ ——每一支柱所承受的水轮机转轮的轴向水压力。

以上式中所标记的正值为作用载荷使支柱受压, 负值为使支柱受拉。现将  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$  分别进行以下计算。

(1)  $P_1$  的计算: 假定蜗壳上顶水压力是均匀的, 即每一支柱所分担的这部分载荷与

支柱所占中心角  $\phi$  内蜗壳上顶的面积成正比（见图1-10梯形面积），则

$$P_1 = \frac{b}{h} q_1 f$$

而

$$b = \frac{1}{3} h \cdot \frac{2a+c}{a+c} ; \quad f = \frac{(a+c)h}{2}$$

所以

$$P_1 = \frac{1}{6} (2a+c) h q_1$$

式中  $a$ ——梯形上底；

$c$ ——梯形下底；

$h$ ——梯形高度；

$q_1$ ——蜗壳上顶水压力，按下式求得

$$q_1 = \gamma \left( H_1 - \frac{v_0^2}{2g} \right)$$

式中  $H_1$ ——上游水位与蜗壳上顶标高差；

$v_0$ ——蜗壳进口水流速度；

$\gamma$ ——水的重度。

所以

$$P_1 = \frac{\gamma}{6} h (2a+c) \left( H_1 - \frac{v_0^2}{2g} \right)$$

(2)  $P_2$  的计算：

$$P_2 = q_2 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_b^2) \frac{\phi}{360^\circ}$$

式中  $D_a$ ——座环进口直径；

$D_b$ ——水轮机轴直径；

$q_2$ ——座环进口到水轮机轴之间的过流部分的平均压力按下式确定：

$$q_2 = \gamma \left( H_2 - \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

其中  $H_2$ ——上游水位与导水机构中线的标高差。

$$v_2 = a \cdot \frac{Q}{\pi D_0 b_0}$$

式中  $a$ ——速度不均匀系数，取  $a = 1.5$ ；

$Q$ ——水轮机流量；

$D_0$ ——导水机构中心圆直径；

$b_0$ ——导水机构高度。

所以

$$P_2 = \frac{\pi \gamma}{4} \left( H_2 - a^2 \cdot \frac{Q^2}{\pi^2 D_0^2 b_0^2 \times 2g} \right) (D_a^2 - D_b^2) \frac{\phi}{360^\circ}$$

(3)  $P_3$  的计算:

$$P_3 = \frac{P_2 \phi}{360^\circ}$$

式中  $P_2$ ——作用在转轮上的轴向水压力。

### 3. 水轮机紧急停机

由于导水机构的快速关闭,在蜗壳内要出现压力升高现象,而导水机构内的过流部分,因水流的惯性要出现真空度。所以作用于每一支柱上的载荷为

$$G_{\text{III}} = G_I + G_{\text{II}} - P_4 - P_5 + P_6$$

式中  $P_4$ ——因蜗壳上顶水压而引起的作用于支柱上的力;

$P_5$ ——座环进口 ( $D_a$ ) 到导水机构转动中心所在圆 ( $D_0$ ) 之间的水压力所引起的载荷;

$P_6$ ——导水机构转动中心以内的水轮机顶盖上的作用力所引起的支柱荷载。

因为  $P_4$ 、 $P_5$  的力作用下使支柱受拉,故为负值。 $P_6$  的作用是使支柱受压,故为正值。

以上三个力分别计算如下:

与  $P_1$  的求法类似,  $P_4$  可按下式求得

$$P_4 = \frac{\gamma}{6} (2a + c) \left( 1 + \frac{\Delta H}{H} \right) hH$$

式中  $\Delta H$ ——导水机构快速关闭时因水锤现象而引起的蜗壳水压升高。

从座环进口到导水机构转动中心之间的水压力作用中心,假设落在座环支柱中心圆上,则  $P_5$  为

$$P_5 = \frac{\pi \gamma \phi}{4 \times 360^\circ} (D_a^2 - D_0^2) \left( 1 + \frac{\Delta H}{H} \right) H$$

因导水机构以内的真空度所引起的作用力  $P_6$  按下式求得

$$P_6 = q_4 \frac{\pi}{4} D_0^2 \frac{\phi}{360^\circ}$$

式中  $q_4$ ——甩负荷时导水机构内的真空度,一般取  $q_4 = 0.1 \text{ MPa}$ 。

在上述三个工作情况中,每一支柱上所受的载荷  $G_I$ 、 $G_{\text{II}}$  和  $G_{\text{III}}$  决定以后,根据座环各支柱的断面积,就可以求出它的压应力和拉应力,并判断在所用材料下许用应力是否大于实际存在的应力,即强度是否满足要求。一般对钢座环而言,若压应力能满足要求,则拉应力亦能满足要求,但是,对铸铁座环,常常在满足压应力时,拉应力不一定能满足,所以如果遇到这种情况时,一般都采用钢来制造。

校验支柱压应力的依据为:判断支柱在沿着其轴线方向的载荷作用下纵向弯曲的稳定性。实际计算中,一般只对具有最大压应力和最小断面的支柱进行计算。

支柱纵向弯曲应力  $\sigma$  为

$$\sigma = \frac{\sigma_c}{\varphi}$$

$$\sigma_c = \frac{G_I}{F}$$