

第十六章 电 站 用 泵

编写单位	西安热工研究所
编 写 人	胡洪华 王锦荣
主 审	黄经国

常用符号表

g ——重力加速度(m/s^2)	Q_1^{ns} ——汽轮机最大进汽工况时的凝结水量(m^3/h)
H_g ——除氧器水箱内水位到给水泵中心线的高度,也称倒灌高度(m)	Q_2^{ns} ——进入凝汽器的常用疏水量(m^3/h)
H^{gs} ——给水泵扬程(m)	Q_3^{ns} ——低压加热器疏水泵无备用时,可能进入凝汽器的事故疏水量(m^3/h)
H^{ns} ——凝结水泵扬程(m)	Q^{ns} ——最大凝结水流量(m^3/h)
H^{qs} ——前置泵扬程(m)	Q^{qs} ——前置泵出口流量(m^3/h)
H^{xs} ——循环水泵扬程(m)	s ——液力偶合器滑差率
h_1 ——吸水管内的流动损失压头(m)	v ——前置泵出口速度(m/s)
i ——液力偶合器传动比	ρ ——介质密度(kg/m^3)
n_1 ——偶合器泵轮转速(r/min)	上角标: gs ——给水泵
n_2 ——偶合器涡轮转速(r/min)	ns ——凝结水泵
$NPSH_a$ ——水泵装置的有效汽蚀余量(m)	qz ——前置泵
$NPSH_r$ ——水泵的必需汽蚀余量(m)	xs ——循环水泵
p ——压力、阻力(Pa)	下角标: $1, 2, \dots, 5, i, j$ ——压力,阻力顺序号
p_a ——除氧器内压力(Pa)	a ——有效的
Δp_1 ——管道压力损失总和(Pa)	d ——除氧器
p_i ——排出口水位与吸入口水位水柱静压差(Pa)	g ——几何高度
p_v ——给水泵入口水温对应的饱和压力(Pa)	l ——损失
Q_1^{gs} ——给水泵流量(m^3/h)	r ——必需的
Q_2^{gs} ——给水泵中间抽头流量(m^3/h)	v ——饱和

在火力发电厂中,泵是极其重要的附属设备之一。由于在热力系统中所使用的水泵的工作条件有很大的差异,因此,不同的使用条件,对泵的性能和结构要求也就不一样,其中给水泵、循环水泵、凝结

水泵是发电厂完成热力循环最为重要的辅助设备。要求这些泵连续运转,否则会直接影响发电厂的安全和经济运行。

第一节 给 水 泵

发电厂中给水泵的任务是:将除氧器贮水箱内具有一定温度的给水,通过给水泵产生足够的压力,输送给锅炉,作为锅炉给水。根据电能的生产特点和锅炉运行的特殊要求,给水泵必须连续不断地运行。这不仅关系到正常发电,而且还直接关系到锅炉设备的安全。因此,锅炉给水泵在发电厂中是最为重要的水泵。

由于锅炉给水泵所担负的责任重大,因此,对它提出了如下特殊的要求:

(1) 为了适应锅炉负荷变化的需要,要求在调节改变给水量以后,给水泵的出口压力变化较小,即

给水泵的特性曲线是比较平坦的、稳定的、无驼峰。

(2) 由于锅炉给水泵输送的是一定压力下的饱和水,为了防止给水的汽化,泵的进口应有一定高度的倒灌水头,使给水泵进口的静压力高于进口水温相应的饱和压力,但泵进口的必需汽蚀余量要小。

(3) 给水泵是在进口水温高、出口压力高的条件下运行的(中压电厂给水泵进口水温为 104°C ,出口压力在 $5.0\sim 6.0\text{MPa}$ 之间,高压电厂给水泵进口温度为 $160\sim 170^{\circ}\text{C}$,出口压力在 $13.0\sim 14.0\text{MPa}$ 之间),它的结构为多级离心式水泵。典型的锅炉给水泵的扬程、流量特性曲线如图 4-16-1。

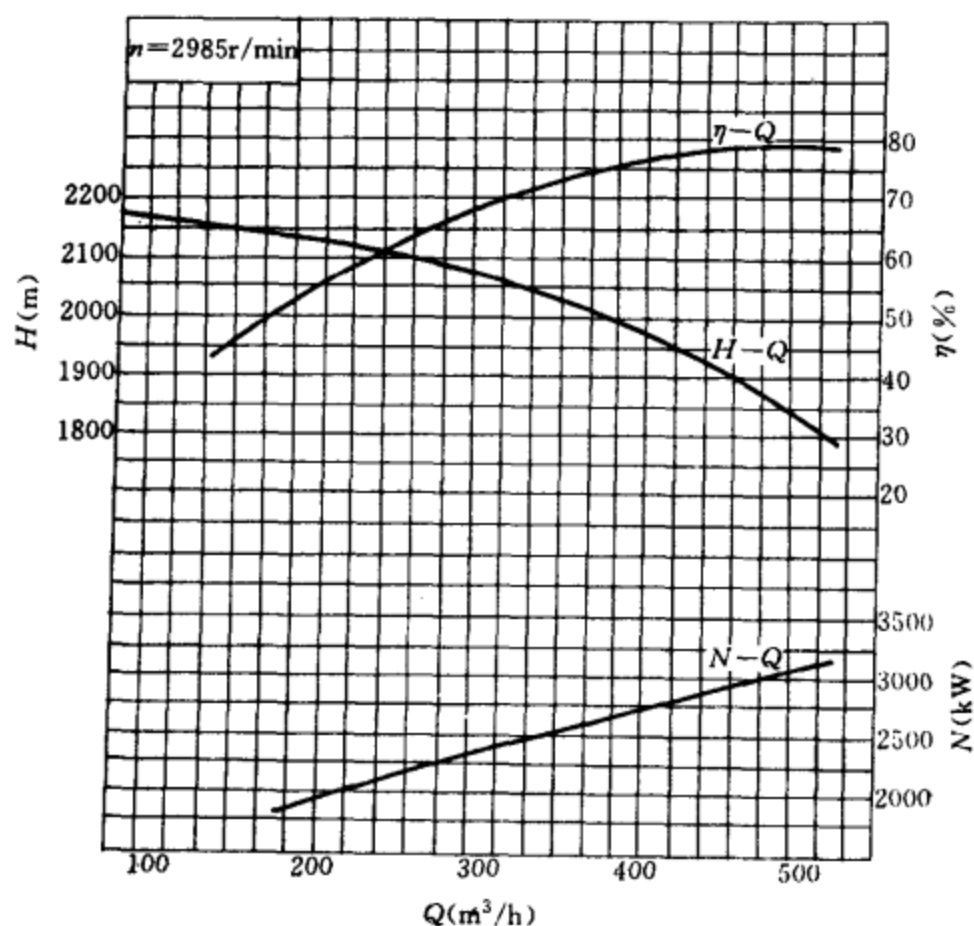


图 4-16-1 典型锅炉给水泵性能曲线

以前,传统的中、低压给水泵是单壳体节段式结构,采用由很多垂直分段的中段、加上前面吸水室和后面压水室,然后用 $8\sim 10$ 只粗长的大螺栓拧合而成,如沈阳水泵厂生产的 DG270-140C 型给水泵(图 4-16-2),这种结构拆装劳动量大,检修时间较长;由

于单壳体结构上的限制,在起动和瞬变工况中,常常受到热冲击,在热应力和热变形的影响下,使其泵体弯曲,动、静部件接触摩擦造成部件的损坏,发生事故。故此,现代的大型锅炉给水泵都采用双层壳体(图 4-16-3)。外壳体一般都采用整体锻制成筒型,并

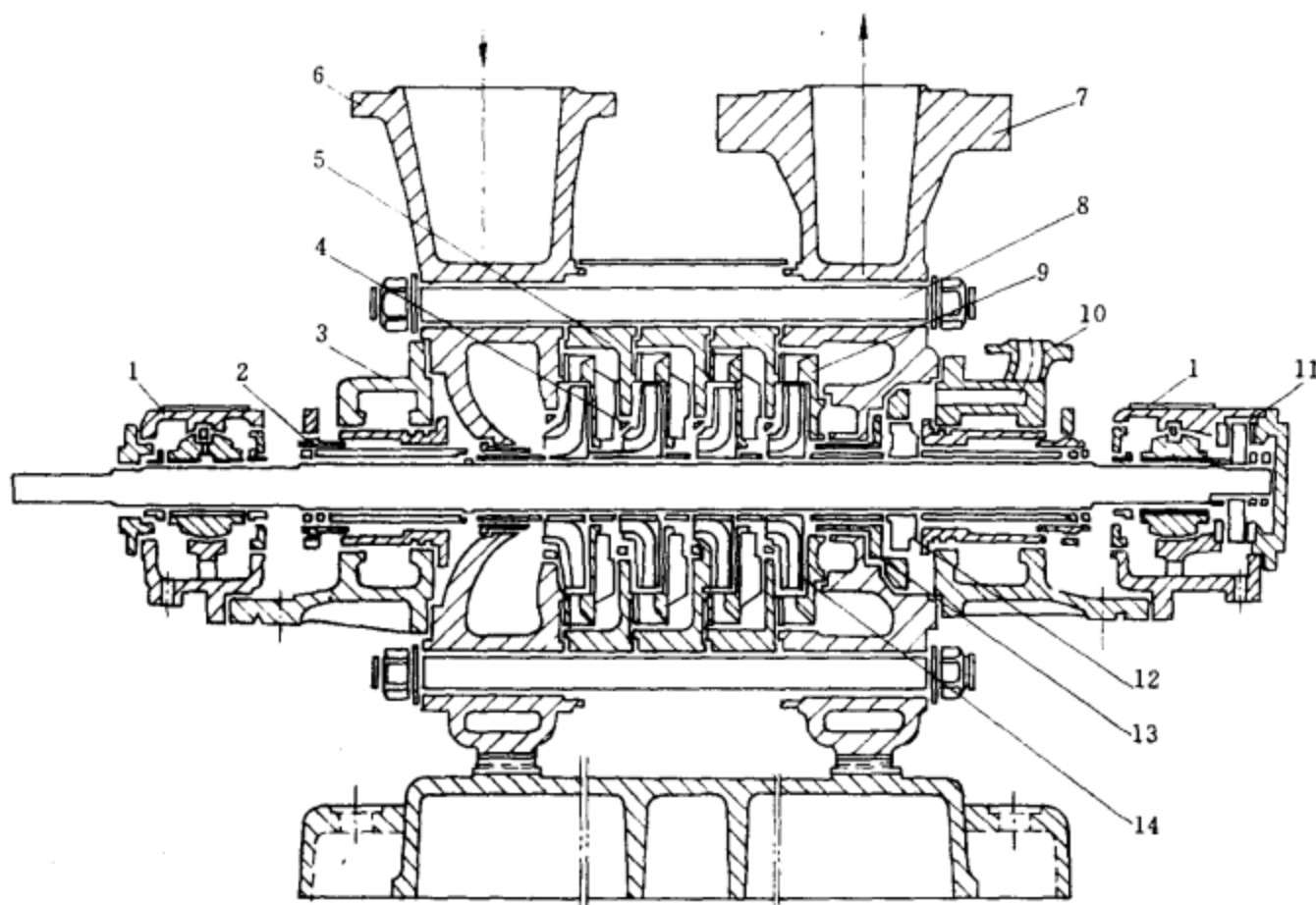


图 4-16-2 DG270-140C 型给水泵结构图

1—轴承 2—泵轴 3—首盖 4—泵体密封环 5—中段 6—吸入段 7—吐出段 8—拉紧螺栓
9—导叶 10—尾盖 11—推力轴承 12—平衡盘 13—平衡衬套 14—叶轮

中心支承在底座上。进、出水管嘴都直接焊接在筒形壳体上。检修时不需移动外壳体和进、出水管。端盖用大直径螺栓紧压在筒壳的顶端面上，密封接头采用不锈钢-石墨的缠绕垫片。这种壳体的组合，对称性好，热变形均匀，可靠性高。与 100~200MW 机组配套的给水泵，大多数采用双壳体结构，部分机组采用单层壳体结构；与 300MW 及以上亚临界参数机组配套的给水泵，一般采用的都是双层壳体。这是由于双壳体结构的给水泵，在检修、密封、各部件在组合时对轴心线的对称、抗热冲击和热变形方面，要优于单层壳体的缘故。

一、锅炉给水泵选择原则

(一) 容量和台数

给水泵的容量(给水量)是根据锅炉的最大连续蒸发量来决定的，而且给水泵的容量必须高于锅炉的最大连续蒸发量。其容量的选择原则一般为：对于每一个给水系统应有一台备用泵，给水泵出口的总容量(即最大给水消耗量，不包括备用给水泵)应为：

对于锅筒锅炉，锅炉最大连续蒸发量的 110%。

对于直流锅炉，锅炉最大连续蒸发量的 105%。
而给水泵入口的总流量，还应加上漏出和注入给水

泵轴封的流量差；对于中间再热式机组，还应加上供再热蒸汽调温用的从泵的中间级抽出的流量，以及漏出和注入给水泵轴封的流量差。

给水泵的台数选择一般遵循以下原则：

(1) 对于母管制给水系统，给水泵的台数，应保证总容量在其中一台容量最大的给水泵停用时，其余给水泵能供给该给水泵所连接的系统的全部锅炉在最大连续蒸发量时所需的给水量，且总台数应不少于 2 台。

(2) 对扩大单元制的给水系统，2 台机组可合用 1 台备用给水泵。

(3) 对单元制给水系统，给水泵台数应不少于 2 台，其中 1 台为备用。

给水泵有 3 种配置方案：

(1) 配置 3 台半容量给水泵，2 台运行，1 台备用。

(2) 配置 2 台全容量给水泵，1 台运行，1 台备用。

(3) 配置 1 台全容量给水泵，1 台半容量启动/备用给水泵。

我国火电厂 200MW 机组一般配备 3 台半容量

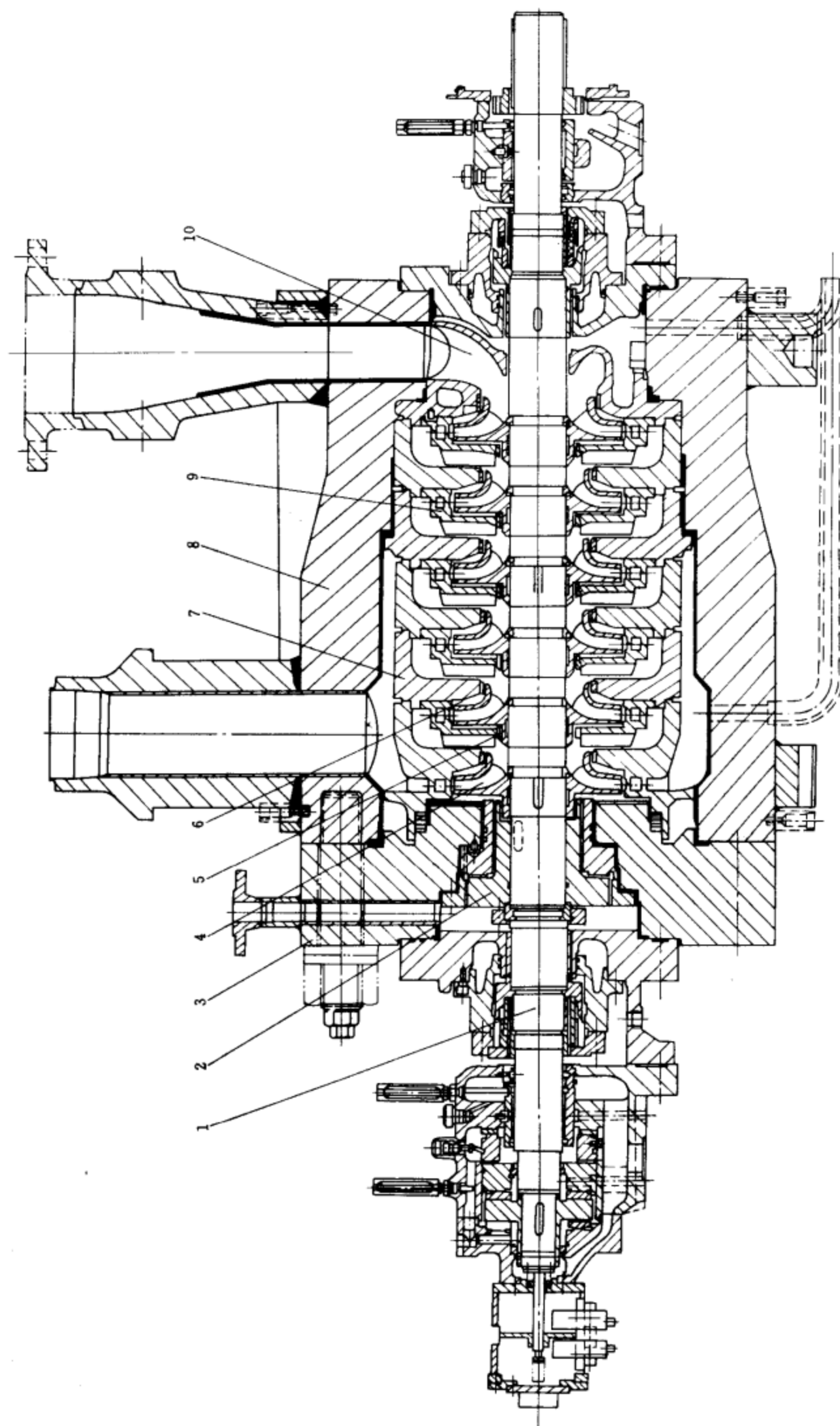


图 4-16-3 双层壳体给水泵

1—泵轴 2—平衡盘 3—泵盖 4—叶轮 5—导叶衬套 6—叶轮密封环
7—中段 8—泵筒体 9—导叶 10—吸入段

或2台全容量给水泵;300MW机组配备2台半容量和1台30%左右容量,或1台全容量和1台半容量给水泵,或3台半容量给水泵。

(二) 扬程、汽蚀性能

1. 给水泵扬程

给水泵的扬程是保证向锅炉连续供水、安全运行的重要参数之一。给水泵工作时,必须克服下面各项阻力:

- (1) 给水管路及其附件的阻力;
- (2) 高压加热器的阻力;
- (3) 给水自动调整门的阻力;
- (4) 省煤器的阻力;
- (5) 锅炉进水及水泵出口之间的管道距离和几何高度;
- (6) 锅炉锅筒内存压力;
- (7) 直流锅炉推动水循环所需的压力。

然而,由于给水泵发生故障,将引起严重后果,所以给水泵的扬程必须有一个富裕量。一般给水泵的扬程 H 为下列各项之和:

$$H^* = (p_1 + p_2 + p_3 - p_4) \times \frac{1}{\rho g} \quad (4-16-1)$$

式中 H^* ——给水泵扬程(m);

p_1 ——从除氧器出口到省煤器进口介质流动总阻力(按锅炉最大连续蒸发量计算)(Pa),对锅筒锅炉,另加20%裕量,对直流锅炉,另加10%的裕量;

p_2 ——对锅筒锅炉来说,为锅炉正常水位与除氧器正常水位间水柱静压差;对直流锅炉来说,为锅炉水冷壁炉水汽化始终点标高的平均值与除氧器正常水位间水柱静压差。假如,制造厂提供的锅炉本体总阻力中包括静压差,则应为省煤器进口与除氧器给水箱正常水位间的水柱静压差(Pa);

p_3 ——锅炉最大连续蒸发量时,省煤器入口的进水压力(Pa);

p_4 ——除氧器额定工作压力(Pa);

ρ ——给水密度(kg/m³);

g ——重力加速度(m/s²)。

2. 给水泵汽蚀性能

众所周知,汽蚀是水泵中工作的不正常现象,当

水泵叶轮吸入口处的水流速度过大,使水泵吸入口处的压力低于工作水温所对应的饱和压力时,一部分水便会蒸发形成汽泡。这些汽泡沿着叶轮被水流带入压力较高的区域后,又受到压缩,于是蒸汽泡突然凝结,汽泡破裂而产生水冲击。此外,在低压区水中所溶存的气体也从水中逸出形成气泡,到高压区时则气泡被压缩,压缩到一定程度(到不能再压缩)时就爆炸破裂,也产生水力冲击。这种水冲击力很大,不断地打击着金属表面,使得叶轮很快地受到破坏。

尤其是现代的给水泵是在吸取高温饱和水下运转的,为了更好地提高给水泵的运转可靠性和延长其使用寿命,彻底地避免汽蚀,尤为重要。

锅炉给水泵是设置在一定压力的除氧器水箱下面的,它吸取的是饱和水(图4-16-4),那么,用来防止汽化的有效汽蚀余量 $NPSH_e$ 为

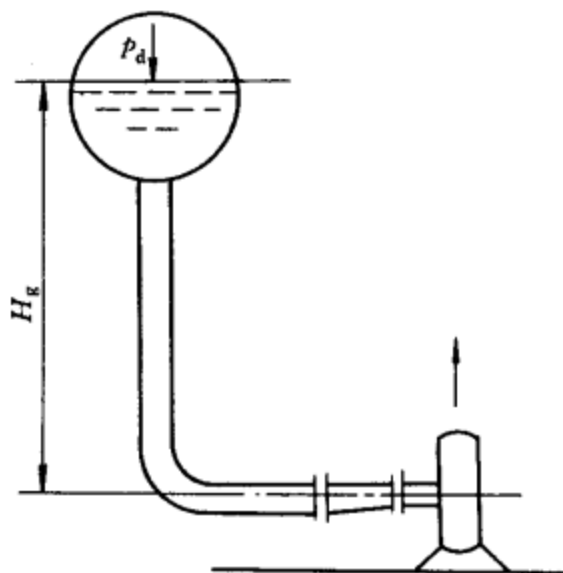


图4-16-4 给水泵吸取高温水下的有效汽蚀余量

$$NPSH_e = \frac{p_d - p_v}{\rho g} + H_g - h_l \quad (4-16-2)$$

式中 $NPSH_e$ ——有效汽蚀余量(m);

p_d ——除氧器水箱内压力(Pa);

p_v ——给水泵入口水温对应的饱和压力, (Pa);

ρ ——给水泵进口水的密度(kg/m³);

g ——重力加速度(m/s²);

H_g ——除氧器水箱内水位到给水泵中心线的高度,也称倒灌高度(m);

h_l ——吸水管内的流动损失压头(m)。

除氧器在稳态工况下,水箱内水面的压力和给水泵入口水温下的汽化压力相同,即 $p_d = p_v$,于是,有效汽蚀余量为

$$\text{NPSH}_a = H_g - h_l \quad (4-16-3)$$

可见,给水泵的有效汽蚀余量,只取决于装置的倒灌高度和吸水管的阻力,而与水泵本身无关。这也就是说,为了避免现代大型给水泵发生汽蚀,有效汽蚀余量必须大于必需汽蚀余量。然而,在除氧器的暂态过程中,当除氧器压力下降时,除氧器中水温即下降,而给水泵入口水温的下降则滞后于除氧器,为此,给水泵入口水温相应的饱和压力大于除氧器中压力 p_d ,即 $(p_d - p_v) < 0$,由式(4-16-2)可知,这时有效汽蚀余量降低。 $(p_d - p_v)$ 和除氧器内压力的下降速度有关。当锅炉给水泵运行时,在除氧器任何工况下,都必须保证给水系统的有效汽蚀余量大于给水泵的必需汽蚀余量。

(三) 定速和调速

1. 定速

由电动机直接驱动或通过齿轮增速箱增速在某一固定转速下运转的给水泵,称定速给水泵。按(SDJ1-84)《火力发电厂设计技术规程》有关规定,125MW以下机组配套的锅炉给水泵采用定速泵,一般给水泵的最佳工况设计在额定工况下。然而,在火电厂设计时,配置给水泵的容量,已考虑到了一定的裕量,而且,在给水泵后均设有给水调节阀,按设计规定,该调节阀有一定的压差。目前,我国火电厂所配置的定速给水泵均在偏离最佳效率点工况下运行,这就使给水泵运行效率低,经济性差。

当机组变工况时,所配用的定速给水泵也应变流量,这时,是靠设在定速给水泵后的调节阀的开度来实现流量调节的。由于阀门调节有节流损失,且随负荷的降低,节流损失愈大,这就更降低了定速给水泵的经济性。

2. 调速

由以上所述可知,采用定速给水泵在机组调峰时其经济性较差,且调节困难,我国大型火电厂所配置的给水泵,逐步向调速给水泵方向发展。

一般125~200MW机组宜装设电动调速给水泵;300~600MW机组宜装设汽动调速给水泵作为运行给水泵,并以电动调速给水泵作为启动/备用给水泵。而200~300MW容量之间的机组,应视具体条件而定,可装设电动调速给水泵,也可装设汽动调速给水泵。调速泵的经济性和主机的运行负荷、运行方式有很大关系。机组经常在低负荷、滑参数方式下运行,则调速泵较之定速泵有较多的经济性。

对于调速给水泵,其运行工况的改变是靠变动转速、平移泵的扬程-流量特性曲线来实现的,它不需要改变管道阻力特性,也就可不用给水调节阀节流来改变给水流量。这是节省能源的有效方法,尤其是在低负荷下,其节能效果更为显著。这种方法降低了给水管道的和高压加热器所承受的最高压力,从而提高了给水系统的可靠性。

目前,国内火电厂中配用调速泵的机组,一般采用了取消给水调节阀的给水系统,但也有仍设有给水调节阀的,以保证锅炉过热器有足够的减温水量,为此,在变速调节给水流量的单元制给水系统中,在不影响锅炉过热器的减温水的压力时,应取消给水调节阀,对于已装的给水调节阀,正常运行时可以使全开,充分发挥调速给水泵的调速节能效益。

二、给水泵的驱动方式

20多年以前,对于小功率的火力发电机组选择锅炉给水泵的驱动方式是很简单的。由于设计者没有遇到单泵布置和多泵布置的选择问题,也没有遇到两种驱动方式(电动机、小汽轮机)之间以及变速与定速之间的选择问题。

随着我国电力事业的发展,以及大容量单元机组的出现,几种因素一起促使锅炉给水泵驱动方式得到进一步的发展。锅炉给水泵的驱动方式可分为2种,即电动机驱动和小汽轮机驱动。

(一) 电动机驱动

给水泵一般用电动机带动的,称为电动给水泵,由电动机驱动的给水泵,又可分为2种。

1. 定速给水泵

定速给水泵驱动方式是最简单的一种,由交流电动机通过联轴器,有时加升速齿轮直接装于给水泵一端(图4-16-5a)。

2. 调速给水泵

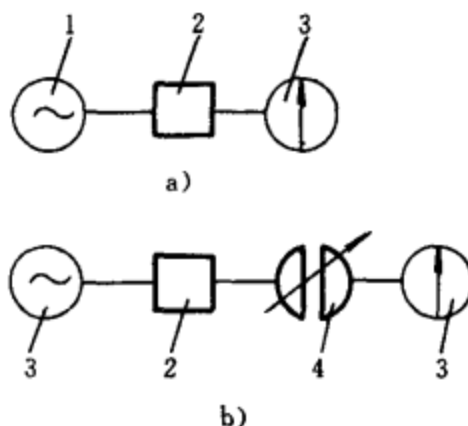


图 4-16-5 给水泵电动驱动方式

1—电动机 2—齿轮箱 3—给水泵 4—液力耦合器

由电动机驱动的调速给水泵通常用等速或升速型液力耦合器传动(见图 4-16-5b)。并且此种方式在我国电厂中用得最为广泛。下面简要介绍一下:

(1) 液力耦合器。它是以油作中间介质来传递动力的变速装置,可以无级变速,变速范围通常为 $(25\% \sim 97\%)n_1$, 主要由泵轮、涡轮和旋转外套组成。我国使用的多为勺管式液力耦合器,在涡轮与旋转外套的腔中和由泵轮和涡轮的间隙中,流入的工作油,随旋转外套和涡轮旋转,在离心力的作用下,形成腔内油循环,工作油在泵轮里获得能量,而在涡轮里释放能量。如果改变工作油的油量,就可以改变传递动力,从而改变涡轮的转速,以适应负荷的需要。工作油油量的调节,通过改变插入旋转外套腔中勺管的径向位置来实现。勺管位置的控制操作机构有远传操作和就地操作等 2 种;操作器有电动和油压传动等 2 种设计。对于增速型液力耦合器,是在耦合器的输入轴和输出轴之间布置一对增速齿轮,而耦合器的泵轮、涡轮则布置在高速的输出轴上,以减小耦合器体积。这对齿轮系高速重载齿轮,是设计制造耦合器的关键技术之一。

液力耦合器主要参数之一为滑差率,滑差率愈小,则耦合器传动效率愈高,因而它是评价耦合器性能的重要参数,即

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1} = 1 - i \quad (4-16-4)$$

式中 i ——传动比, $i = \frac{n_2}{n_1}$;

n_1 、 n_2 ——泵轮和涡轮的转速(r/min)。

通常 $s \leq 3\%$ 。

(2) 液力耦合器的运行。液力耦合器在泵轮转速固定的情况下,工作油量愈多,传递的动转矩也愈大。同样,如果动转矩不变,那么,工作油量愈多,涡轮的转速也愈大。为此,可以通过改变工作油量来调节涡轮的转速,去适应给水泵需要的转速,如图 4-16-6 所示,工作油量自最多 q_1 至最少 q_4 , 涡轮的转速自最大 n'_1 至最小 n'_4 。

工作油量的调节,基本上有两种方式:一种是调节工作油的进油量,另一种是调节工作油的出油量。前者由另设的工作油泵和调节阀来进行;而后者是由改变旋转外套里的勺管径向位移来进行的,与给水泵配套的液力耦合器都是这种调节方式。

理论上在转速比 $i = \frac{2}{3}$ 时,液力耦合器的功率损失达到最大值,约为额定功率的 15%。因此,当采用液力耦合器来驱动给水泵时,尽管在转速比很小

的情况下,耦合器的传动效率很低,但功率损失并不大。

由于这样的原因,现代的耦合器,一般可在转速比 $i = 25\% \sim 97\%$ 的范围内工作。但是,运行经验表明,一般 $i = 25\%$ 以下时,由于工作油温升温快,而工作不稳定,不宜长时间运行。

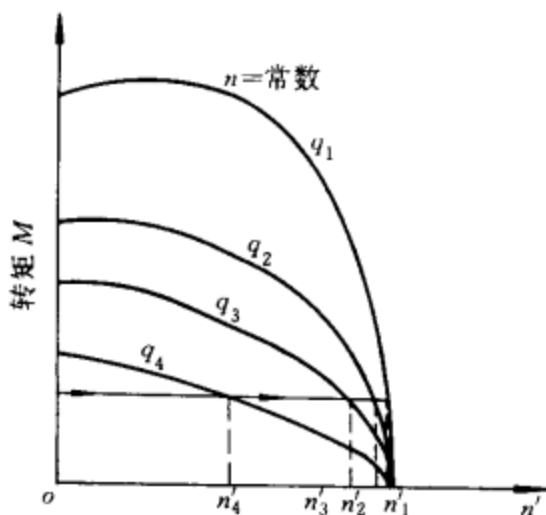


图 4-16-6 改变工作油量 q 与涡轮转速 n 的关系

(二) 汽轮机驱动

过去由于给水泵驱动功率较小,而且,电动机驱动已被证明具有好的可靠性。用汽轮机驱动方案往往因效率太低,以及管道系统较复杂,而被舍弃。然而,随着现代给水泵驱动功率的增大,已使汽轮机效率大幅度提高,而且大型电动机的起动条件和电源切换复杂,采用电动方式时,还必须配备高质量的齿轮增速器或增速型液力耦合器,使电厂的有效功率降低,所以,用汽轮机驱动至少有下列一些较明显的优点:

- (1) 减少厂用电消耗,增加电厂净功率。
- (2) 锅炉给水泵与电厂循环结合,明显可以降低电厂净热耗率。
- (3) 降低厂用电电压和降低变压器与开关费用。
- (4) 对大容量设备,消除起动电流高的问题。
- (5) 变速运行时不会引起明显的功率损失。
- (6) 如果设备包括一台电动机驱动的前置泵,这台前置泵在降低了的锅炉压力时可以作为低压起动汽轮机的锅炉给水泵。

随着单元机组容量的增大和参数的提高,给水泵耗功占主机功率的百分比也相应急剧增加。当采用小汽轮机直接变速驱动时,一般高于 250~300MW 的机组,小汽轮机在驱动锅炉给水泵方面,具有很大的竞争力,驱动给水泵总功率在 6000kW 以上时,采用小汽轮机直接变速驱动较为合理。

1. 小汽轮机型式选择

小汽轮机的型式有背压式、凝汽式、带有抽汽的凝汽式和带有抽汽的背压等4种。目前广泛采用的是凝汽式和背压式两种小汽机。

(1) 背压式汽轮机。当考虑用背压式机组作为驱动锅炉给水泵时,从热力学的角度显然并不引人注意。但是,由于比较低的造价,在燃料价格很低的地方,经济上还是合理的。然而,由于它与主汽轮机的连接(当小汽轮机的排汽以较高的压力回到主机时),同时又涉及到给水加热系统(当小汽轮机抽汽供给给水加热器时),这个复杂的问题对于一个连续满负荷运行的设备来说是完全允许的,但不能承受条件剧烈变化(如甩负荷)的所有工况。这也是我国乃至世界上所有大电厂已转用凝汽式汽轮机作为驱动给水泵的理由。

(2) 凝汽式汽轮机。凝汽式小汽轮机的蒸汽可从再热器前和再热器后得到。

第一种可能是在再热器以前。但是这种方法有

3个缺点:首先蒸汽在小汽轮机的膨胀形成过高的湿度,所产生的小水滴严重危及末级叶片的安全;其次由于进汽压力比较高,小汽轮机入口的蒸汽容积小,需要短叶片,与主汽轮机相比,效率明显下降;再次是抽向小汽轮机的蒸汽不能得到再热效果。

第二种方案是从再热器之后抽汽(可从汽轮机的中压缸或低压缸抽汽),一般说来最合适的供汽压力为0.4~1.0MPa,也可在汽轮机中压缸和低压缸之间的联通管上抽出。由于凝汽式汽轮机,在热力学上的效果是减少主汽轮机的排汽,并因此减少排汽损失。凝汽式小汽轮机自再热器后供汽,这样得到的好处与主汽轮机相比,足以补偿叶片的低效率和进汽阀的节流损失,而且也补偿了由于考虑造价而造成的水泵用汽轮机的较低真空。

2. 小汽轮机的连接方式

小汽轮机与主机热力系统的连接方式,与小汽轮机的型式、汽源紧密相关,其主要连接方式如图4-16-7所示。

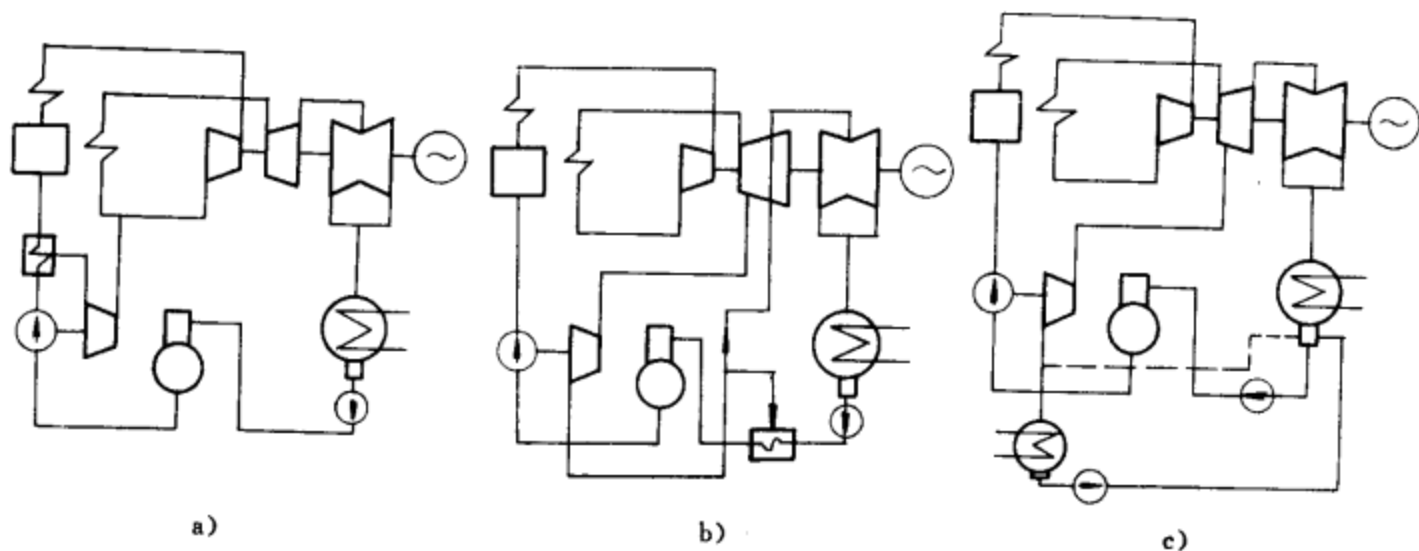


图 4-16-7 小汽轮机的连接方式

a)背压式,汽源为冷再热蒸汽 b)背压式,汽源为热再热蒸汽 c)凝汽式,汽源为热再热蒸汽

图4-16-7a所示系统的小汽轮机为背压式,其汽源为冷再热蒸汽,排汽引至某级回热加热器。图4-16-7b所示系统的小汽轮机仍为背压式,其汽源引自中压缸抽汽,它的排汽引回低压缸,同时引至某级回热加热器。应用最为广泛的是图4-16-7c所示的凝汽式小汽轮机,其排汽可直接引至主凝汽器(图中虚线),也可配单独的小凝汽器(图中实线所示),如国产300MW机组就采用这种连接方式。

三、前置泵

大型给水泵的运行转速较高,必需汽蚀余量较大,要求除氧器布置很高,为此,将低速(1450r/

min)、必需汽蚀余量小的前置升压泵,串联在主给水泵之前,为主给水泵进口增压,满足主给水泵的必需汽蚀余量,以保证安全运行。

(一) 容量和扬程

1. 前置泵容量

前置泵设在给水泵前,一般为卧式的单级泵。它的作用主要是用来提高给水泵入口的静压,以满足给水泵的必需汽蚀余量。由于前置泵是设在给水泵入口管前,其出口流量应为主给水泵出口流量和中间抽头流量之和,即

$$Q_1^* = Q_2^* + Q_3^* \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4-16-5)$$

式中 Q_1^p ——前置泵的出口流量(m^3/h);
 Q_2^p ——给水泵流量(m^3/h);
 Q_3^p ——给水泵中间抽头流量(m^3/h);
 下角标 1——前置泵出口;
 2——给水泵出口;
 3——给水泵中间。

2. 前置泵扬程

前置泵的扬程是根据主给水泵的必需汽蚀余量来确定的, 它至少必须满足以下关系式:

$$H_1^p \geq \text{NPSH}_r + \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (4-16-6)$$

式中 H_1^p ——前置泵扬程(m);
 NPSH_r ——主给水泵必需汽蚀余量(m);
 $\frac{v_1^2}{2g}$ ——前置泵出口流动速度头(m)。

在电厂设计中, 取前置泵在额定工况下的扬程为

$$H_1^p = (1.5 \sim 3.0) \text{NPSH}_r \quad (\text{m}) \quad (4-16-7)$$

式中参数意义同式(4-16-6)。

(二) 驱动

1. 前置泵的驱动方式

(1) 电动给水泵的前置泵一般与主泵由同一低速(1485r/min)电动机轴的两端出轴分别驱动, 保证

了主泵达到额定转速前, 前置泵也已经启动完毕。事实上, 为保证电动机能迅速启动, 往往通过调节液力偶合器使主给水泵在低速下短时间运行, 电动机启动完毕后, 再逐步升速至额定的运行工况。

(2) 汽动给水泵的前置泵, 有的由单独电动机直接驱动, 也有的由驱动给水泵的小汽轮机经齿轮降速后驱动的, 并在变速下运行。电动机驱动的应有保证前置泵先于主泵运转的联锁装置。

2. 前置泵的连接方式

前置泵与主给水泵的连接方式可划分为2类: 一是前置泵和主给水泵共用一台电动机, 经液力偶合器和变速装置带动; 另一是前置泵和主给水泵分别由电动机或小汽轮机来带动的。

图 4-16-8a 为波兰引进的 120MW 机组两次升压给水系统, 使位于前置泵和主给水泵之间的加热器水侧承受的压力大为降低, 不仅提高了工作的可靠性, 而且高压加热器的投资也降低了; 图 4-16-8b 为前置泵与主给水泵同轴串联连接方式, 液力偶合器的调节范围为 25%~97%, 引进的法国、意大利机组均采用这种系统; 图 4-16-8c 为前置泵与主给水泵不同轴的串联连接方式, 引进的日本机组采用这种系统。

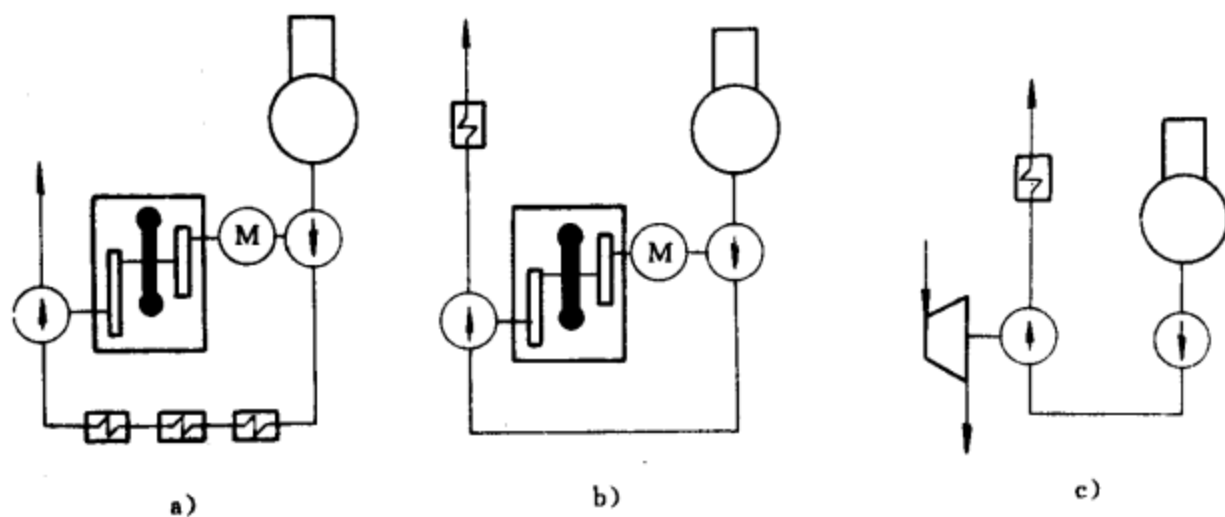


图 4-16-8 前置泵与主给水泵的连接方式

a) 前置泵与给水泵同轴的两次升压系统 b) 前置泵与主给水泵同轴串联连接方式
 c) 前置泵与主给水泵不同轴的串联连接方式

四、给水泵的辅助系统

给水泵的辅助系统附属于给水泵, 主要包括油系统和冷却水系统。

(一) 油系统

给水泵的轴颈轴承和推力轴承(PV)值较高, 因而为使轴承得到润滑和冷却, 给水泵均设有强制供油的润滑油系统, 简称油系统。给水泵的轴头主油泵

供油润滑系统如图 4-16-9 所示。油的循环是: 与给水泵同轴旋转的主油泵 3, 将油箱 2 中的润滑油打入压力油管, 压力油经过滤油器 7 后进入冷油器 6, 润滑油在冷油器中被冷却水冷却后, 进入水泵及电动机的轴承 4、5。

为了保证水泵、电动机轴承的正常润滑和冷却, 采用了强制循环。油箱底部的旋塞用来定期排出油

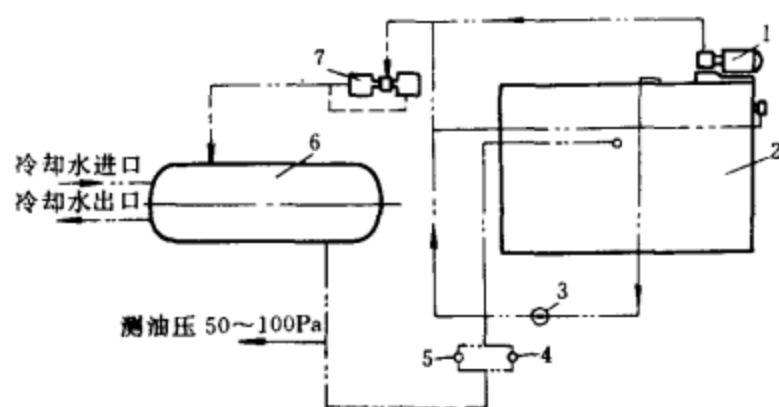


图 4-16-9 DG500-200 型给水泵润滑油系统

- 1—电动辅助油泵 2—油箱 3—主油泵
4—水泵轴承 5—电动机轴承
6—冷油器 7—滤油器

箱的油污沉淀物和含有的水分。安全阀在管路油压超过 0.245MPa 时排油，一般在轴承进口处保持 $0.049\sim 0.098\text{MPa}$ 的压力，就可以供轴承的润滑油。油压的大小，可用输油管上的调节阀来调节。

随着给水泵轴功率增加和转速的提高，为满足机组的可靠性要求，轴头油泵供油系统已被专用的强制供油系统所替代。现代给水泵的油系统，根据驱动方式的不同类型有以下 3 种供油方式：

(1) 小汽轮机供油。由小汽轮机的内置油站为给水泵、前置泵和齿轮联轴器供油。目前，汽动给水泵均采用这种供油方式。

(2) 耦合器供油。由耦合器的内置油泵为电动机、给水泵、前置泵和齿轮联轴器供油。目前采用液力耦合器的调速给水泵均采用这种供油方式。

(3) 单独布置的油站供油。单独布置的润滑油站为电动机、齿轮增速箱、给水泵、前置泵和齿轮联轴器供油。这种方式用于采用齿轮增速箱增速的给水泵机组。

上述各种供油系统均设有交流电机驱动的起动备用润滑油泵，有时还布置有直流电机驱动的备用油泵。以保证润滑系统的可靠性。

(二) 冷却水系统

给水泵的冷却水系统也是附属于给水泵的辅助系统，它一般与油系统连在一起，主要有：

1. 油系统冷却水系统

主要是用来把轴承运行中产生的热量先是由油润滑后带给冷油器，再通过进入冷油器的强制循环水带走(图 4-16-9)，起到冷却与保护作用。

2. 机械密封冷却水

现代给水泵大多设有机械密封，为了保证机械密封在给水泵运行过程中的良好性能，还设有循环冷却水系统，如图 4-16-10 所示。几乎在所有的情况下，返回水从吸入口进入通道，强制进入动环 1 和静环 2 的摩擦面部位，以带走摩擦所产生的热量和冲掉气泡杂质，然后冷却水通过冷却器和磁性过滤器又返回至吸入口。当给水泵低速运转时，吸入室内水压低，需打开磁性过滤器旁路阀，以减少水流阻力，形成热虹吸作用，这样，也能有效地进行循环。

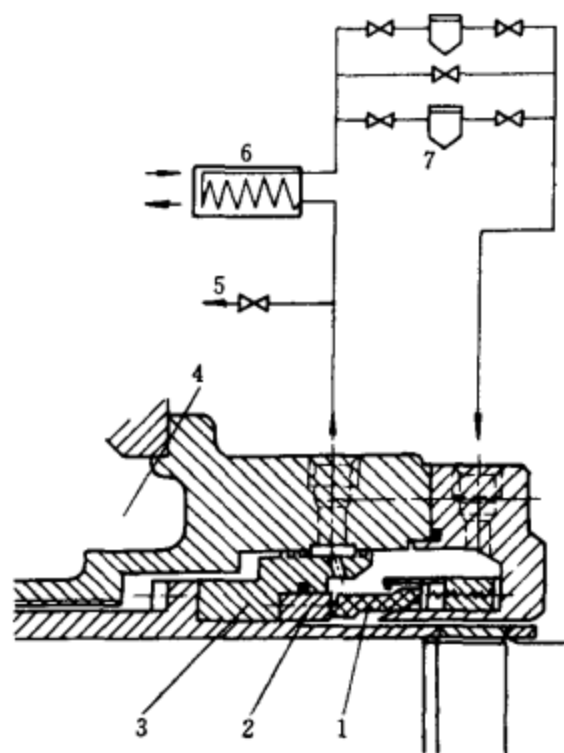


图 4-16-10 机械密封冷却系统图

- 1—动环 2—静环 3—摩擦件 4—冷却室
5—阀 6—冷却器 7—磁性过滤器

五、给水泵的运行

发电厂中的给水泵，根据不同的情况，往往采用 2 台或者 2 台以上的给水泵同时运行，这叫做泵的联合运行。同样，为了避免因给水泵事故，造成整个单元机组的停运，一般单元机组也都配置 2~3 台给水泵并联运行。为了不让给水泵在出水量较少情况下运行，也都以增减并联运行中水泵台数的方式，来适应给水流量的增减。

(一) 并联运行

并联运行就是指几台水泵都向一公共的压力管输送流量的运行方式。一般在下列情况下采用泵的并联运行：

(1) 所要求的给水流量很大，为满足给水系统的可靠性要求，可用 2~3 台泵并联供水。

(2) 当调峰机组需要滑压运行，所需要的流量变化很大，当流量减少时，可停止 1 台泵的运行，使

系统运行具有较高的经济性。

(3) 在电厂改造时,原来的水泵流量不够,需要增加流量时。

(4) 考虑到水泵运行的安全性,若只有1台给水泵工作,当水泵事故、检修时,就会影响整个电厂的供水,因此需要有备用给水泵,这就需要采用水泵的并联运行。

1. 同容量水泵的并联运行

如果2台给水泵的型式相同、特性曲线也一样,并联运行时,其总出水量并不简单地等于每台水泵单独运行时的出水量的相加,而由压力管路的阻力特性曲线决定。如果管路的直径大,阻力小,管路特性曲线上升得很平缓,则增加1台水泵作并联运行与1台水泵单独运行相比较可以增加较多的水量。反之,则相反。

2. 不同容量的水泵并联运行

如果2台给水泵的型式不同,特性曲线也不一样,并联运行后,各台泵出水量会不同,主要取决于给水系统的管路阻力特性曲线和各型泵的特性曲线。当容量相差大的水泵进行并联运行时,小容量水泵必须要有足够的富裕压头,才能实现并联运行。

(二) 运行和维修

给水泵在起动前,应开启暖泵阀,使其温度缓慢上升,直至运转温度。另外,高压给水泵不允许长时间在水不流动的情况下运行。因为无水流过水泵的运行方式,会引起水泵内水温的迅速升高,造成泵内发生汽化和水泵运行中水的中断。因此,泵组起动后,要迅速满载运行。泵在出口水阀关闭的情况下运行时,必须通过再循环管,输出泵的空负荷最小流量。

在给水泵的出口管路上都装有自动逆止阀。如果不设逆止阀,当水泵突然停止工作时,手动出口阀来不及关闭,将会引起高压给水返回低压水管路和除氧器,使水泵在返回水流的作用下倒转;同时低压母管的管道和阀门、法兰等因受高压水的作用会造

成损坏;此外高压给水倒入除氧器,不仅使除氧效果恶化,更有可能在压力作用下损坏除氧器。

给水泵可能发生的故障及消除方法列于表 4-16-1。

表 4-16-1 给水泵常见故障及消除方法

故障现象	原 因	消除方法
1. 泵运转后不出水,压力表不显示压力	进水压力低于饱和温度下的汽化压力;旋转方向相反	提高进水压力;校正水泵旋转方向
2. 运行中压力和流量不足	同前一项;过滤网或流道被阻;泵起动前没有将进水管路充满水;叶轮与密封环磨损;平衡盘的径向间隙超过规定值	同前;停泵清理滤网;向进水管路继续充水;拆泵检查,更换磨损零件;调整间隙
3. 电机过载	泵的流量大于规定值;平衡盘摩擦;密封部分卡死	用流量表检查;拆卸检查
4. 轴向力不平衡	密封环磨损;平衡盘摩擦;密封部分卡死	用流量表检查;拆卸检查
5. 节段处泄漏水、汽	穿杠螺栓没拧紧;结合面损坏,水温波动太大,冷热不均	停泵冷却并拧紧;重新研磨,控制水温变化
6. 轴承工作不正常,轴承发热	水泵和电机中心没对准;轴瓦间隙太小;油脏;油量不够	重新找中;加大间隙;换新油;加油至油位标高

六、几种给水泵的规格

我国生产给水泵的制造厂主要有沈阳水泵厂和上海水泵厂。此外,上海电力修造总厂和北京电力设备总厂也生产部分给水泵。这些厂家生产的几种给水泵规格列于表 4-16-2。

表 4-16-2 国产几种锅炉给水泵规格

机组容量(MW)	100	125		200		
给水泵型号	DG270-140C	FK7D32D	DGT480-180	DG400-180C	FK5F32	DGT750-180
流量(m³/h)	400	480	440	400	760	680
扬程(m)	1600	1800	1800	1950	1920	1787
效率(%)	79	80	78.5	77.5	81	80
转速(r/min)	2985	4390	4640	2985	5250	5000

(续)

机组容量(MW)	100	125		200		
生产厂家	沈阳水泵厂	上海水泵厂	上海电力修造总厂	沈阳水泵厂	上海水泵厂	上海电力修造总厂
台数×容量	2×100%	2×100%	2×100%	3×50%	2×100%	2×100%
原动机型式	电动定速	电动调速	电动调速	电动定速	电动调速	电动调速
原动机功率(kW) 或泵轴功率	2×2300	2×3200	2×3200	3×3200	2×4428	2×5100
机组容量(MW)	200			300		
给水泵型号	FK6D30	40CHTA/6	DGT385-185	DG750-180	50CHTA/6	80CHTA/4
流量(m ³ /h)	410	400	350	680	575	1198
扬程(m)	1946	1965	1912	1806	2560	2192
效率(%)	81	79	78	81	81.4	82.5
转速(r/min)	4950	5290	4640	6021	5925	5731
生产厂家	上海水泵厂	沈阳水泵厂	上海电力修造总厂	北京电力设备总厂	沈阳水泵厂	沈阳水泵厂
台数×容量	3×50%	3×50%	3×50%	2×100%	3×50%	2×100%
原动机型式	电动调速	电动调速	电动调速	电动调速	电动调速	小汽轮机
原动机功率(kW) 或泵轴功率	3×2421	3×3200	3×3200	2×4201	2×5500	2×9800
机组容量(MW)	300			600		
给水泵型号	FK5D32	FK4E39	DG560-240	FK4F4A		
流量(m ³ /h)	610	1150	510	2210		
扬程(m)	2412	2267	2560	2694		
效率(%)	82	83	81	84		
转速(r/min)	5845	5140	6000	5280		
生产厂家	上海水泵厂	上海水泵厂	北京电力设备总厂	上海水泵厂		
台数×容量	3×50%	2×100%	3×50%	2×100%		
原动机型式	小汽机	小汽机	电动调速或小汽机	小汽机		
原动机功率(kW) 或泵轴功率	3×4356	2×7626	3×4365	2×17208		

第二节 凝结水泵

一、凝结水泵的选择原则

凝结水泵是将凝汽器底部热井中的凝结水吸出,升压后流经低压加热器等设备输送到除氧器。我国的凝结水泵现均采用定速电动机拖动的离心式

泵,属于中、低压冷水泵范畴。凝结水泵抽吸的是,处于高度真空状态下的饱和凝结水,吸入侧是在真空状态下工作,很容易产生汽蚀和吸入空气。凝结水泵的运行条件要求泵的抗汽蚀性能和轴密封装置的

性能良好。

在中小型机组上, 往往采用凝汽器无水位运行方法, 即利用凝结水泵汽蚀来调节泵的出力。凝汽器热井水位低于泵的 NPSH_r 时, 泵产生汽蚀断流, 水泵空转。热井水位上升至大于泵的 NPSH_r 时, 凝结水泵的汽蚀消除, 流量恢复正常, 达到泵的排出流量与凝汽器凝结水量的平衡, 具有自动调节的功能。无水位运行方式, 使泵经常处于汽蚀状态下工作, 叶轮的工作寿命很短, 运行极不稳定。大机组的凝结水泵, 则采用有水位运行, 设置自动调节凝汽器热井水位的装置。

(一) 容量和台数

1. 凝汽式机组的凝结水泵台数和容量

按以下要求选用:

每台凝汽式机组宜装设 2 台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的 110%。1 台运行, 1 台备用。当运行中的凝结水泵发生故障时, 备用凝结水泵自动投入。大容量机组也可装设 3 台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的 55%。机组高负荷时, 2 台凝结水泵运行, 1 台为备用。

最大凝结水流量 Q^m 为

$$Q^m = Q_1^m + Q_2^m + Q_3^m \quad (4-16-8)$$

式中 Q_1^m —— 汽轮机最大进汽工况时的凝结水流量 (m^3/h);

Q_2^m —— 进入凝汽器的常用疏水流量 (m^3/h);

Q_3^m —— 低压加热器疏水泵无备用时, 可能进入凝汽器的事故疏水流量 (m^3/h)。

2. 供热机组的凝结水泵台数和容量

按下列要求选择:

(1) 工业抽汽汽轮机或工业、采暖双抽汽汽轮机, 每台宜装设 2 台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的 55% 或 110%。

(2) 采暖抽汽式汽轮机, 可装设 3 台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的 55%。

(3) 最大凝结水流量的计算方法如下:

1) 正常情况下补给水不补入凝汽器时, 按凝汽工况计算, 最大凝结水流量计算方法与前述凝汽式汽轮机的算法相同。

2) 正常情况下补给水补入凝汽器时, 按最大抽汽工况计算, 计入补给水流量后, 与按纯凝汽工况计算值比较, 取较大值。

(二) 扬程

在上述规定的最大流量下, 凝结水泵的扬程选择按下述 3 种情况考虑:

(1) 无凝结水除盐设备时, 凝结水泵的扬程 H^m 为

$$H^m = [1.15p_1 + p_2 + p_3 + (1.10 \sim 1.20)p_4] \times \frac{1}{\rho g} \quad (4-16-9)$$

式中 H^m —— 凝结水泵扬程 (m);

p_1 —— 除氧器最大工作表压力 (Pa);

p_2 —— 除氧器凝结水入口与凝汽器热井最低水位间的静压水位差 (Pa);

p_3 —— 大气压力减去凝汽器中最低绝对压力后的数值 (Pa);

p_4 —— 从凝汽器热井到除氧器凝结水入口 (包括喷雾头) 的最大凝结水流量时的流动阻力 (Pa);

ρ —— 凝结水的密度 (kg/m^3)。

(2) 有中压凝结水除盐设备时, 凝结水泵的扬程 H^m 除计及上述各因素外, 尚需考虑除盐设备的流动阻力, 即

$$H^m = [1.15p_1 + p_2 + p_3 + (1.10 \sim 1.20)p_4 + p_5] \times \frac{1}{\rho g} \quad (4-16-10)$$

式中 p_5 —— 凝结水流过除盐设备的流动阻力 (Pa)。

(3) 设置低压凝结水除盐设备时, 由于除盐设备的限制, 凝结水泵的扬程不能过高, 需要在除盐设备后串联凝结水升压泵。凝结水泵和凝结水升压泵的扬程之和 H^m 可参照式 (4-16-10) 计算。

凝结水升压泵的扬程往往比凝结水泵的扬程大得较多。例如国产 300MW 机组上, 采用上海水泵厂生产的 18NL-100 凝结水泵和 18NL-190 凝结水升压泵, 前者的扬程为 100m, 后者的扬程为 190m。

(三) 必需汽蚀余量

凝结水泵输送的是饱和水, 热井凝结水面上的压力就是相应凝结水温度的饱和压力。有效汽蚀余量即为热井水面与凝结水泵轴线的垂直高度差, 减去吸入管道的流动阻力。设计选用凝结水泵时, 必须使有效汽蚀余量大于必需汽蚀余量。实际电厂中, 凝汽器热井水面较之泵轴线高得不多, 一般也只有 1~2m。为此, 凝结水泵必需汽蚀余量显然要小些, 也就是要求其抗汽蚀性能要好。必需汽蚀余量是泵抗汽蚀性能的重要参数之一。

二、凝结水泵的结构

电厂使用的凝结水泵型式较多, 根据其结构特点可以有以下几种分类:

(1) 按叶轮数目分, 有单级泵和多级泵。单级泵轴上只装有 1 个叶轮(如图 4-16-11 所示 NB 型凝结水泵); 多级凝结水泵轴上有 2 个或 2 个以上的叶轮(如图 4-16-12 所示 NL 型凝结水泵)。

(2) 按泵轴位置分, 有卧式泵和立式泵。卧式泵的泵轴位于水平位置(如图 4-16-11 中所示 NB 型凝结水泵); 立式泵的泵轴位于垂直位置(如图 4-16-12

中所示 NL 型凝结水泵)。一般说来, 小容量机组均采用卧式离心泵, 大容量机组多采用立式离心泵。卧式泵占地面积较大, 立式泵检修困难一些。

为了保证水泵的抗汽蚀性能, 往往将泵的第一级叶轮做成双吸式, 或者在第一级叶轮入口前加装诱导轮, 泵的转速控制在 2950r/min 以下, 一般多采用 1450r/min 或 980r/min。设计中还应控制凝结水泵的吸入段内凝结水流速不超过 0.8~0.9m/s, 在叶轮入口的流速不超过 1.0m/s, 叶轮材质选用较好的优质钢或铜材制成。

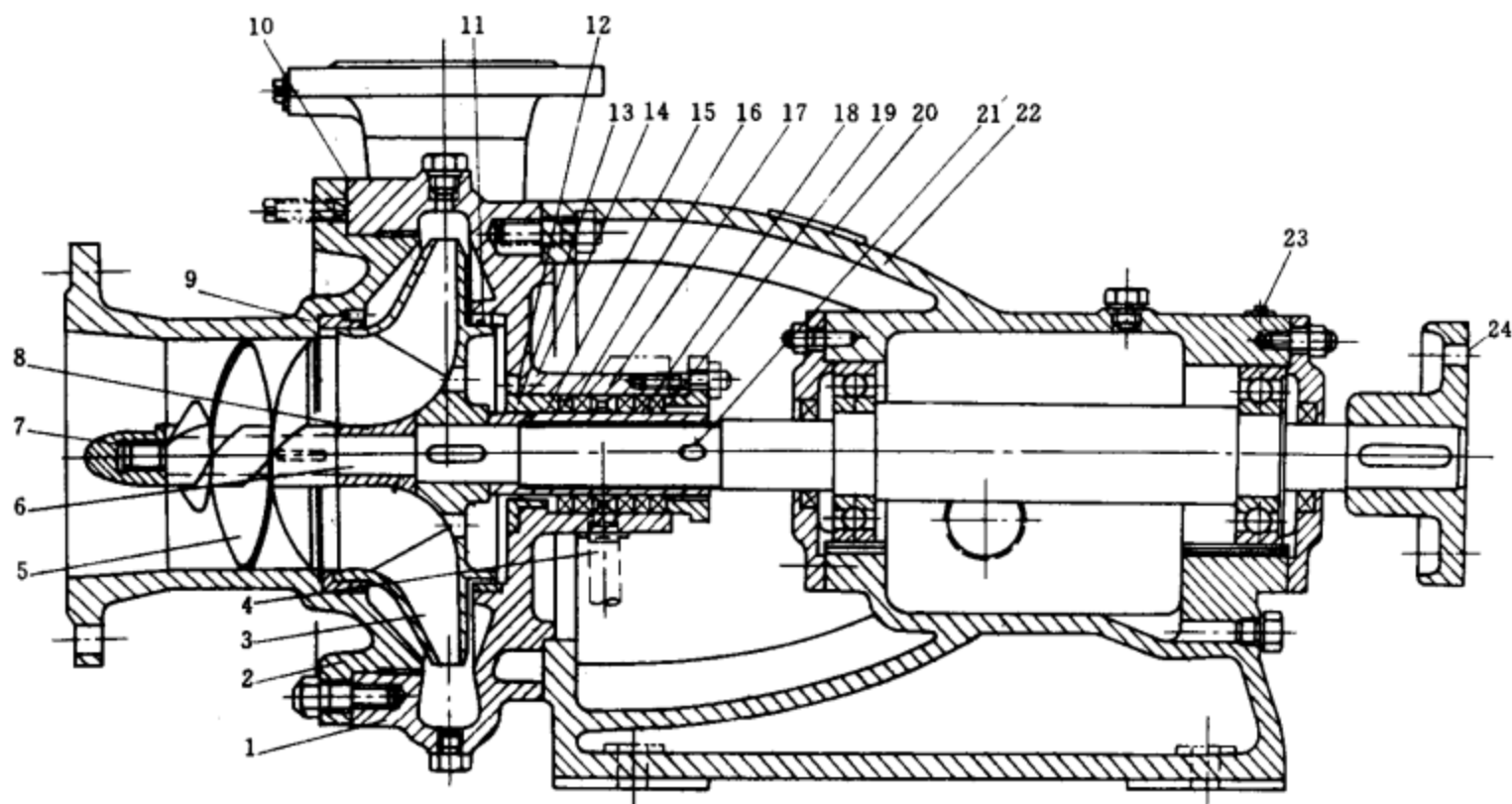


图 4-16-11 NB 型凝结水泵的结构图

- 1—泵壳 2—泵盖 3—叶轮 4—水封管 5—诱导轮 6—轴 7—叶轮螺母 8—叶轮挡套 9—泵盖密封环
10—油浸石棉垫 11—密封环 12—沉头螺钉 13—辅助轴承 14—垫 15—填料垫环
16—填料 17—水封环 18—轴套 19—填料压盖 20—铭牌 21—平键
22—托架部件 23—转向牌 24—弹性联轴器

凝结水泵轴的密封装置可采用普通的填料密封, 也可采用机械密封。无论采用哪一种密封, 在凝结水泵运转或停运在备用状态时, 都应保证密封水的供给, 以防止空气漏入凝结水系统, 影响凝汽器真空度。

(一) 立式凝结水泵

图 4-16-12 中所示为 12NL-125 型立式凝结水泵。泵壳采用中间分开, 有 2 级叶轮并带前置诱导轮的离心式水泵, 系 N125-135/535/535 型汽轮机组配套的 100% 容量的凝结水泵。该机组配置 2 台 12NL-125 型凝结水泵, 机组运行时, 1 台泵运行, 1 台备用。

12NL-125 凝结水泵的设计流量为 320m³/h, 扬程为 125m, 输送的凝结水最高温度不得超过 80℃。

凝结水泵上设有抽气平衡管与凝汽器相通, 以便凝结水泵起动及正常运行时, 泵与系统的压力平衡, 及泵内空气及时抽入凝汽器, 保证水泵入口始终能充满水。平衡管的连接口以及泵的吸入口和排出口均水平地布置在泵体的一侧, 第一级叶轮和第二级叶轮吸入口面对面布置, 可以平衡轴向推力。泵壳采用双蜗壳式结构, 以平衡径向力。泵体是轴向中间剖分式结构, 检修时只需揭开泵盖及轴承盖即可取出泵的转子, 无需拆卸电机和管路系统, 便于检修和更换易磨损部件。

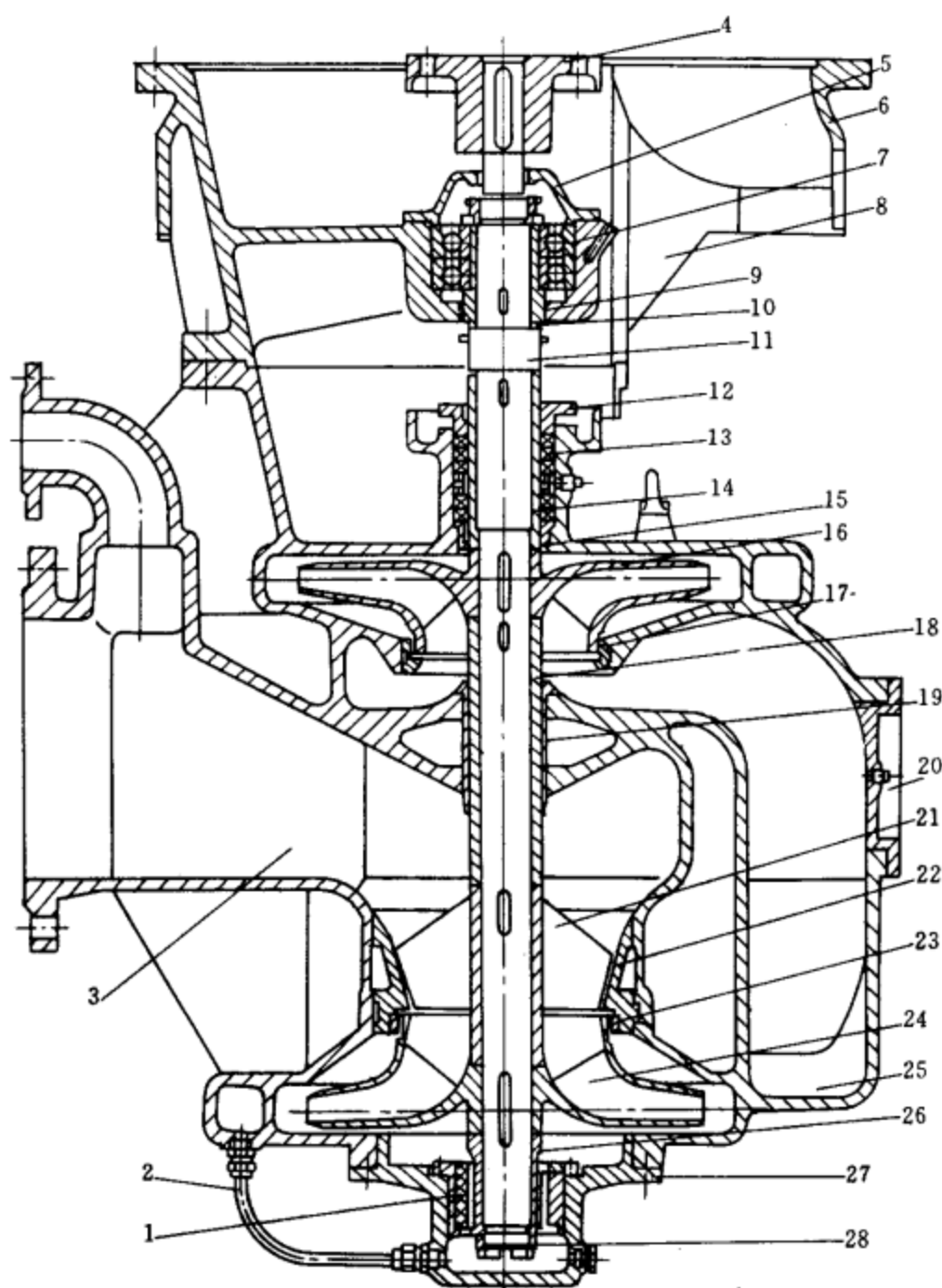


图 4-16-12 12NL-125 型凝结水泵结构图

- 1—水润滑轴承 2—下轴承润滑冷却水管 3—泵体 4—弹性联轴器 5—上轴承压盖 6—托架轴承体
 7—向心推力球轴承 8—上轴承盖 9—上轴承衬套 10—调整垫圈 11—泵轴 12—填料压盖
 13—填料 14—上轴承 15—填料垫套 16—次级叶轮 17—密封环 18—中间轴套
 19—级间密封套 20—清砂孔盖 21—诱导轮 22—诱导轮室衬圈 23—密封环
 24—首级叶轮 25—泵盖 26—下轴套 27—轴承体 28—轴套螺母

12NL-125 型凝结水泵的泵体 3、泵盖 25、托架轴承体 6 都用铸铁制成；泵的首级叶轮 24 和诱导轮 21 用硅黄铜制成；诱导轮室的衬圈 22 用磷青铜制成；泵轴 11、轴套 26 和上轴承衬套 9 等用优质碳钢制成，其他零部件如泵密封环 17 和 23、轴承体 27、上轴承盖 8、中间轴套 18、上轴承压盖 5 等均用铸铁 HT200 制成。

锥形外圆的前置诱导轮在锥形的衬圈内旋转，两者之间保持一定的间隙。改变轴承衬套 9 下面的调整垫圈 10 的厚度，即可改变间隙的大小，以保证

诱导轮安全运转。

泵的上轴承由两个背向布置的向心推力轴承 7 组成，用它来支承泵的转子，并承受泵的残余轴向力和径向力。上轴承用二硫化铜的干油润滑，轴承盖上设有供插温度表的小孔。泵的下轴承是镶有氟树脂轴承的水润滑轴承 1，其轴套经过高频淬火和镀铬处理，以提高轴套的耐磨性，增加使用寿命。泵的填料是用四氟乙烯编成的。

12NL-125 型凝结水泵的转子，通过键和弹性联轴器 4 与电动机连接。电动机功率为 180kW。

(二) 筒式凝结水泵

图 4-16-13 所示为 8LDTN-6 型凝结水泵, 系立式筒袋式结构, 沈阳水泵厂产品, 专为 200MW 机组在凝结水除氧系统采用滑压运行时配套用。为提高水泵的抗汽蚀性能, 在水泵的首级叶轮前装有诱导轮, 主要技术参数如下:

流量	560m ³ /h	扬程	170m
转速	1485r/min	效率	75%

配套电动机功率 360kW

水泵主要由四大部分组成, 即进水部分, 工作部分, 出水部分及推力轴承结合部分。

(1) 进水部分。由圆筒体组成, 在筒体内部保持真空, 被输送的介质通过筒体的 $\phi 450\text{mm}$ 法兰入口进入泵的下轴承支座, 进入工作部分, 筒体总高 4.175m。

(2) 工作部分。工作部分由轴承支座、首级导流壳、诱导轮、中壳、上壳、首级叶轮、泵轴等主要零件组成, 共有 6 级。诱导轮、叶轮均为 1Cr13 材料。叶轮以半分的卡环作轴向定位。下轴承和中间轴承均用 D-2 塑料制造, 用以承受径向力。

(3) 出水部分。出水部分由圆柱接管、泵座、冷却室盖、压盖套、压盖左和压盖右等零件所组成。凝结水从上壳引出后进入圆柱接管, 经泵座到输出管路。

(4) 推力轴承结合部分。这是由支承座、油箱、导油管、泄油管、冷却水管、推力瓦块、球形块、辅助推力轴承、推力盘、联轴器等主要零部件组成。推力轴承要承受泵的轴向推力, 不承受电动机的转子重量等的轴向载荷。

(三) 卧式凝结水泵

图 4-16-11 所示为 NB 型卧式凝结水泵, 系单级单吸悬臂式带前置诱导轮的离心式泵。加诱导轮是为了提高水泵的抗汽蚀性能。

NB 型凝结水泵的主要零件有泵壳 1、泵盖 2。由保护轴的叶轮挡套 8 和圆头螺母将诱导轮与叶轮固定在轴上。叶轮上开有平衡孔以消除轴向推力。为了密封和防止泵壳、泵盖与叶轮的磨损, 也防止叶轮和泵壳之间的泄漏, 在叶轮的进口处和背部的壳盖部分安装了密封环 9、11, 密封环磨损后可以调换, 其材料为铸铁 HT200。

水泵设有轴套 18, 用填料压盖 19 压入油浸石棉绳盘根和水封环 17。密封水由泵壳盖上的小孔,

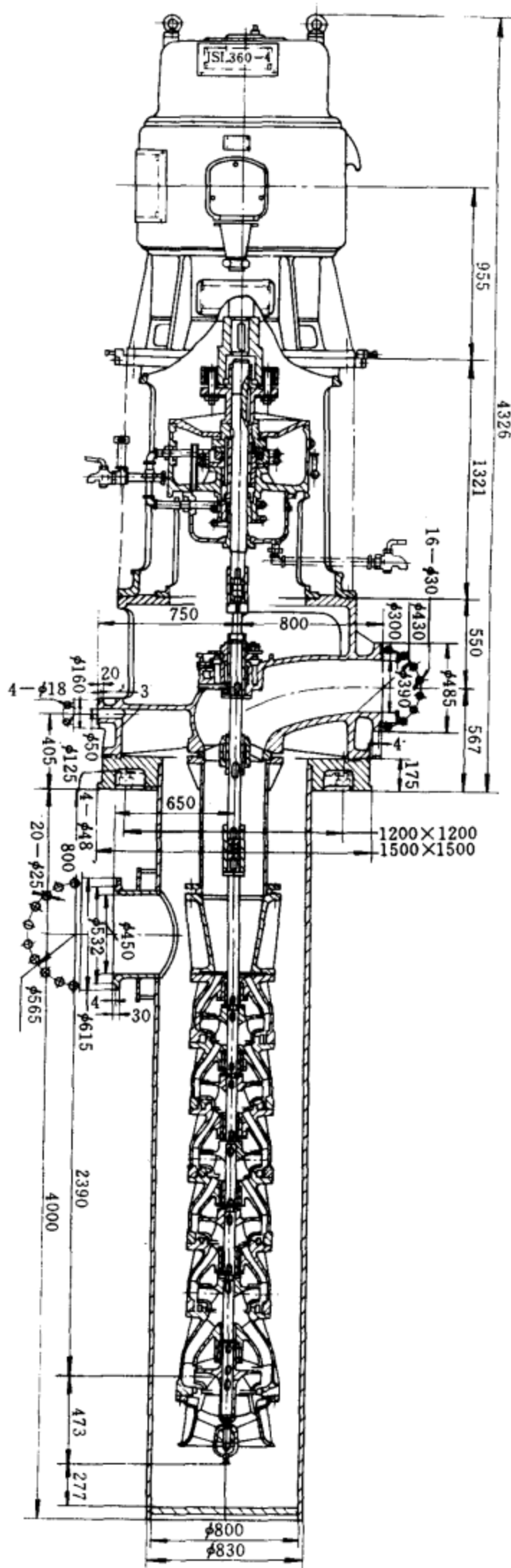


图 4-16-13 8LDTN-6 型凝结水泵