

内部资料

火电厂省煤节电经验

(一)

水利电力部科学技术情报室

一九七四年二月

毛主席語录

路綫是个綱，綱举目张。

要使我国富强起来，需要几十年艰苦奋斗的时间，其中包括执行厉行节约、反对浪费这样一个勤俭建国的方针。

什么工作都要搞群众运动，没有群众运动是不行的。

82117

目 录

中压50,000瓩汽轮机调节级双列改为单列.....	(1)
中压25,000瓩汽轮机提高效率的措施.....	(4)
提高燃油经济性的措施.....	(6)
制粉系统分离器的改进.....	(10)
中压锅炉给水泵改造.....	(12)
振动给煤机.....	(15)
风扇磨煤机轴封的改进.....	(19)
钢珠除尘装置运行经验.....	(20)
飞灰可燃物连续测定仪.....	(23)
烟色指示仪.....	(28)
凝汽器加装循环水进水滤网.....	(30)
凝汽器铜管机械清理装置.....	(31)

中压50,000瓩汽轮机调节级双列改为单列

一、设备概况

闸北电厂10号机为上海汽轮机厂生产的中压AK-119型机组，铭牌出力50,000瓩，目前出力稳定提高至70,000瓩。

主喷嘴原来用 T_0-1A 型线，共有37只汽道，出口总面积为23,680毫米²。1970年大修期间，为配合提高出力，改为 T_0-2A 型线，汽道改为56只，其中第一、二、三汽室控制28只，第四、五汽室控制28只。喷嘴高度为38毫米，喉宽15.5毫米，出口总面积33,000毫米²。

二、调节级双列改单列

汽轮机原设计调节级是复速级。

机组大幅度提高出力后，监视段压力增加很多，复速级焓降大大减小。经初步核算，当蒸汽流量为387吨/时（78,000瓩）时，监视段压力为29绝对大气压，复速级焓降为16大卡/公斤，速度比增大为0.495，因此复速级效率很低。

由于该机长期在满负荷下运行，考虑到提高出力后机组长期运行的经济性，决定将双列改为单列。

在复速级的设计中，喷嘴与第一列动叶的面积比一般取1.3~1.4左右。改为单列后，动叶如仍用原来第一列型线，反动度将太大，不仅叶顶漏汽量将增大，而且轴向推力与最大通流能力也会受影响，因此有必要改变动叶型线，放大动叶喉部面积，使面积比适合单列级的需要（一般取1.7~1.8左右）。选用的动叶型线为 T_p-3A 型。由于这种型线断面模数较小，弯应力较大，因此采取了相应措施，使弯应力不超过容许值。

三、动叶型线的选择

1. 动叶型线的选择条件是：

- （1）叶型效率较高，叶宽与原叶片相同；
- （2）面积比适当；
- （3）汽道根部及轮槽内叶根（凸肩处）弯应力及拉应力不超过以下容许值：
在部分进汽级中：160~190公斤/厘米²；
在全周进汽级中：320~380公斤/厘米²；
- （4）动叶型线进口角 β_1 应用范围应符合经常运行工况下的实际汽流角度；
- （5）自振频率合格。

2. 设计数据

基本数据:

出口角正弦 $\sin \beta_{2,\phi} = 0.415 \sim 0.425$

节距 $t = 27 \sim 28.2$ 毫米

弦长 $b = 45.71$ 毫米

相对节距 $\bar{t} = \frac{t}{b} = 0.59 \sim 0.615$

安装角 $\beta_b = 80^\circ$

进口角应用范围 $28^\circ \sim 45^\circ$

出口角应用范围 $23^\circ \sim 26^\circ$

断面模数 $W_{x-x_{min}} = 1.144$ 厘米³

设计选取:

喷嘴高度 $l_c = 38.0$ 毫米

节距 $t = 28.34$ 毫米

相对节距 $\bar{t} = \frac{28.34}{45.71} = 0.62$

动叶高度 $l = 42.5$ 毫米

出口角正弦 $\sin \beta_{2,\phi} = \sin 25.1^\circ = 0.425$

安装角 $\beta_b = 80^\circ$

动叶片数目 $z = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{t} = \frac{\pi \cdot 1150}{28.34} = 128$ 片

3. 面积比较核

喷嘴面积 $F_c = 33,000$ 毫米²

动叶全周面积 (未加厚)

$$F_A = 28.34 \times 128 \times 42.5 \times 0.425 = 65,250 \text{ 毫米}^2$$

部分进汽度 $\varepsilon = 0.94$

面积比 $\left(\frac{F_A}{F_c} \right) \varepsilon = 1.86$

由于动叶汽道根部加厚 2 毫米, 使动叶面积减少 3% 左右, 实际面积比应为 1.80, 基本符合选定要求。

4. 动叶弯曲应力

经计算, 如果不采取措施, 当第一汽室全开, $\varepsilon = 0.15$, 负荷为 15,000 瓩时, 动叶根部弯应力为 430 公斤/厘米² 左右, 大大超过了部分进汽时的容许应力 190 公斤/厘米²。为此采取了下述措施:

- (1) 调速汽门重叠度及开启次序重新排列;
- (2) 动叶汽道根部加厚 2 毫米;
- (3) 复环处焊接成六片一组, 叶根二片一组;
- (4) 第一、二、三汽室开通。

采取以上 (1)、(2)、(3) 项措施后, 动叶弯应力变化情况如表 1-1。

如果再考虑到第一、二、三汽室开通, 应力还可进一步降低。

5. 经常运行工况下的汽流角

表 1-1

措 施	未采取措施	更改调速汽門 开启次序	1.更改调速汽門开启次序 2.根部加厚 2 毫米	1.更改调速汽門开启次序 2.根部加厚 2 毫米 3.复环处焊接成六片一組，叶 根二片一組
最大弯曲应力 (公斤/厘米 ²)	~430	177	126	110

负荷为78,000瓩时,

$$c_1 = 0.97 \cdot 91.5 \sqrt{h} = 0.97 \cdot 91.5 \cdot \sqrt{14.4} = 338 \text{ 米/秒}$$

其中 h ——喷嘴的理想焓降 (级反动度按10%考虑);

0.97——速度系数。

选用 T_p-3A 动叶型线后的速度三角形如图1-1。

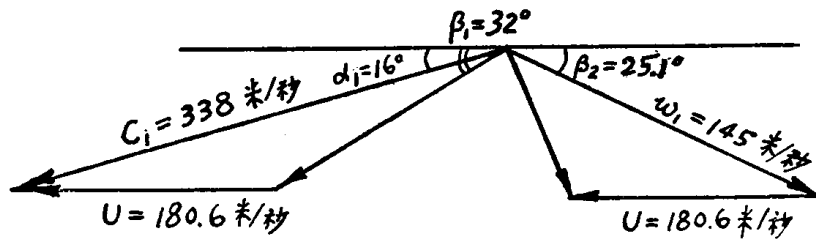


图 1-1 T_p-3A 动叶型线速度三角形

T_p-3A 型线 β_1 角应用范围为 $28^\circ \sim 45^\circ$, 目前实际 β_1 为 32° , 在应用范围内。

四、具体施工工艺要求

(1) 叶片组装时内背弧要接触良好, 用红粉检查, 应有3/4贴合, 装好后 0.04 毫米塞尺不能通过;

(2) 叶片轴、辐向的误差不超过 ± 0.2 毫米;

(3) 两只叶片焊接时, 焊前预热到 $250 \sim 300^\circ\text{C}$ 左右, 用上焊58T ($\phi 2.5$ 毫米) 电焊条焊好后, 用氧-乙炔焰加热到 700°C 左右, 再用热的石棉布包扎好, 让其自然冷却。

五、改进前后机组热效率试验结果

改进前汽耗、热耗及热效率如表1-2。

表 1-2

项 目	单 位	试 验 负 荷			
发电机功率	瓩	40,420	51,660	60,430	63,840
汽耗	公斤/度	4.75	4.68	4.70	4.73
热耗	大卡/度	2,926	2,875	2,885	2,900
热效率	%	29.36	29.88	29.80	29.65

改进后汽耗、热耗及热效率如表1-3。

表 1-3

项 目	单 位	试 验 负 荷			
发电机功率	瓩	39,400	49,800	59,100	68,800
汽耗	公斤/度	4.56	4.55	4.60	4.64
热耗	大卡/度	2,832	2,792	2,810	2,824
热效率	%	30.36	30.78	30.58	30.42

可以看出，改进后汽耗、热耗均有较明显的降低，机组热效率提高了3%左右（包括改进汽封齿及加装导流板等取得的效果）。

9号机（与10号机同型）作同样改进后，经试验测定，机组热效率也提高了2%以上。

如10号机热效率按提高2%计算，全年（300天）可以节约标准煤4,700吨。

（根据闸北电厂资料整理）

中压25,000瓩汽轮机提高效率的措施

一、提高出力后的情况

下关发电厂10号机为上海汽轮机厂制造的117型25,000瓩汽轮机，1971年初电厂进行了提高出力的改造。改造时，为了减少加工工作量，并尽量不损坏原设备，仅将原调节级的喷嘴、双列动叶片和转向导叶环拆下，换上出口高度较高（31毫米）的喷嘴和单列动叶片（因限于加工条件，喷嘴和动叶片仍采用原来的叶型）。此外，为了降低调节级后的压力，还拆除了第一压力级的隔板和叶轮。改造后的汽轮机最大出力曾达42,000瓩，但由于其他一些原因，汽机经常负荷为35,000瓩左右。改造后经济性较差，35,000瓩时汽耗率达5.03公斤/度，热耗率为3,076大卡/度，因此决定在1973年大修中加以改进。

二、提高效率的措施

这次大修改进，主要在通流部分采取以下措施：

1. 调节级的喷嘴型线由 T_c-2B 型改为 T_c-2A 型，喷嘴出口高度31毫米；动叶型线由 T_p-1A 型改为 T_p-3A 型，增加叶片出口角，使级效率提高。还将喷嘴至动叶之间的轴向间隙增加到5.5毫米。调节级仍保持单列级。

2. 恢复原拆除的第一压力级隔板和叶轮。为了避免第一级隔板处的压降过大，以及发生隔板变形问题，在第一级隔板上增加了11只喷嘴。

第二、三级隔板在蒸汽流量增加后，压降增加，但其焓降变化不大。据改进前运行数据来看，在35,000~38,000瓦时压降约为8~9公斤/厘米²，隔板应力仍在容许范围以内；在25,000~38,000瓦时，第二、三级隔板的焓降约为34~35.5大卡/公斤，内效率约为78~82%，与设计工况下的焓降36.5大卡/公斤和内效率79.2~80.5%比较接近。因而这次改进时，在第二、三级隔板上未增加喷嘴。

三、加 工 工 艺

1. 喷嘴加工，原准备采用精密浇铸，后因大修工期紧，时间不允许，故改用机床加工，由电厂修配车间自制。由于缺乏型线铣刀，便采取了以下办法：喷嘴的内弧型线用土靠模粗加工，然后再按照样板加以修锉，最后予以抛光，终于在四十天内完成了喷嘴加工任务，型线精度合乎要求。

喷嘴系用20CrM0钢（因当时缺乏1Cr13钢）制成。在安装前先经过探伤检查。安装按下列工序进行：先将固定喷嘴的内外环用螺钉固定在汽缸上，再装入喷嘴加以点焊，然后从缸内整体取出压于平板上，用气焊加热到280°C左右，再使用“电力132”焊条进行焊接。焊接过程中用风铲敲击法消除应力，焊接后加热回火，最后上车床车光。车光时注意控制喷嘴环的厚度，使其出汽侧平面与动叶进口侧轴向汽封齿之间至少有1.5毫米的轴向间隙。

2. 单列调节级叶片系由威墅堰电厂协助加工，共162片。安装时为了降低叶根部分的弯曲应力，要求每两片的复环及每两片的叶根分别焊在一起，成对安装，最后在复环上焊成4片一组（封口处最后一组为6片）。先将叶片装入轮槽，边装边检查根部接合情况，安完后打紧假封口，用2毫米的镍铬不锈钢焊条将每两片叶片的复环焊接在一起，然后将叶片成对取下，夹紧叶根，将叶根焊接在一起，再正式将一对对叶片装入轮槽，封口后再将每两对叶片的复环加以焊接，最后车光外圆和平面，并使进汽侧的汽封齿达到要求的尺寸。

3. 第一级隔板加装喷嘴共11只。为了防止喷嘴焊接引起隔板变形，先用钻床在加装喷嘴的位置钻去要切除的部分，然后用自制的专用工具加装立铣刀铣出隔板槽口。隔板导叶所用的内外环已在南京汽轮机厂按需要的节距冲好孔，电厂在专用夹具内镶入导叶，校正其位置，再将导叶上下两端与内外环焊接，构成喷嘴组。装入隔板时先将隔板置于大平板上，并予固定，然后将喷嘴组就位，加以校正并点焊固定。为防止焊接时内外环变形，在喷嘴出汽侧内外环中间焊上加强板。喷嘴组焊接前，将隔板置于垂直位置，用玻璃棉与石棉布保温，外面绕以50毫米²的橡皮绝缘线35圈，通以380伏140安的电进行感应加热。当加热到280°C左右时，开始在隔板两侧用“电力132”焊条同时焊接，每焊一层焊缝，用风铲敲击一次，以消除应力。全部焊好后，加热到700°C进行回火处理，冷却后再车光。

四、改进效果及存在问题

1971年10号汽轮机经提高出力改造后，机组热经济性下降较大。额定负荷时，汽耗率达5.08公斤/度，比制造厂保证值高了16.5%。这次大修改进后，在同样的条件和运行方

式下进行了热力试验，试验结果表明，机组热经济性比改进前有所提高，25,000瓩时汽轮机汽耗率降低4%，35,000瓩时降低4.8%。大修前后热力试验主要数据比较如表2-1。

表 2-1

项 目	单 位	25,000瓩		35,000瓩	
		大 修 前	大 修 后	大 修 前	大 修 后
汽机汽耗率	公斤/度	5.08	4.87	5.03	4.79
汽机热耗率	大卡/度	3,091	3,044	3,076	3,003
汽机热效率	%	27.83	28.20	27.95	28.60
锅炉热效率	%	93.43	93.52	—	93.68
机炉综合热效率	%	25.38	25.90	—	26.40

目前存在的问题是汽机平衡盘前压力比大修前高，负荷为35,000瓩、调节级压力为19公斤/厘米²时，平衡盘前压力达5公斤/厘米²。平衡盘前漏汽除部分供给高低压汽封外，其余都通过平衡管漏往三级抽汽口，漏汽损失较大，准备更换损坏的汽封齿，并试将平衡盘前漏汽通往二级抽汽口，以进一步提高热经济性。

(根据下关电厂资料整理)

提高燃油经济性的措施

望亭电厂近几年来，发动群众，通过科学实验，改进操作，改进设备，摸索出“小喷嘴、多油枪”，“调风器”和“重油掺水燃烧”等经验，在改进燃烧方面取得了一定效果。

一、小喷嘴，多油枪

该厂1970年初开始烧油，烟囱经常冒黑烟，锅炉排烟温度高达200°C左右。

锅炉原有12只煤粉喷燃器。改烧油后，开始只装了8根油枪，由于油嘴眼子大，实际只用6根，以致油枪处风量不足，燃烧不完全，易冒黑烟。因此提出了缩小喷嘴眼子，增加油枪根数的办法。将喷嘴眼子从3.5~4毫米改小为2.5~3.5毫米（1~7号炉），油枪增加到12根，经过试验，效果良好，冒黑烟的现象明显减少。

二、调 风 器

所谓调风就是在油枪热风出口处加装叶片，使空气产生旋转，进入炉膛，它的作用是：

1. 增强喷嘴处吸热作用，以利于油雾加热和汽化；
2. 由于进入炉膛的空气产生旋转，可使火炬伸长，油雾更好的扩散；

3.最主要的是调风器产生的旋风切入油喷嘴根部，使部分空气吸入油雾中起强烈搅拌作用。

观察火焰实况时，发现喷嘴出口处声响，着火点近，火焰白亮清晰，燃烧猛烈。

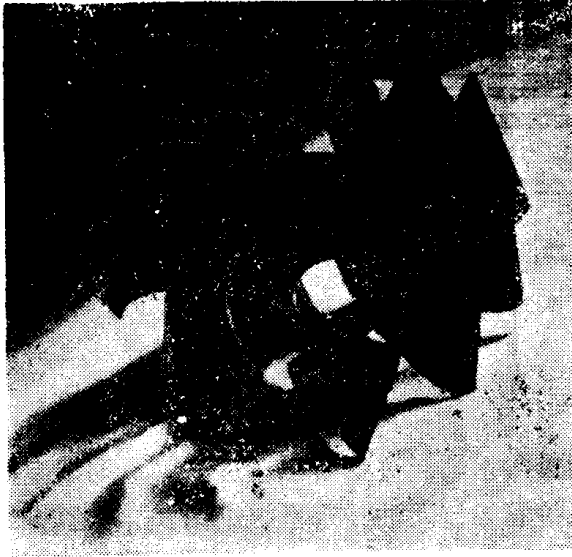
该厂先后试制了10种类型、100余只调风器，反复进行观察比较。在5号炉上加装8片叶片的逆向扩散型调风器进行了试验，试验结果表明，燃烧情况得到改善，炉膛温度平均提高100°C，最高炉温和最低炉温差值降低了40~60°C。该炉实际运行统计证明（表3-1），加装调风器后，油耗降低2%以上。

表 3-1 5 号 炉 调 风 器 运 行 实 绩

油 枪	蒸汽流量 (吨/时)	过热器出口 压 (公斤/厘米 ²)	汽 温 (°C)	耗 油 率 (公斤油/吨汽)	节 约 油 量 (公斤油/吨汽)	降低油耗 (%)
12根φ2毫米，无调风器	85.8	42.6	465	71.43	—	—
8根φ2毫米，8只调风器	86.9	42.0	465	69.76	1.67	2.33

扩散型调风器火炬直径大，安装不良易结焦。目前电厂统一采用逆向轴流型，共两种型式（表3-2）。

表 3-2 调 风 器 型 式

型 式	型 式
	
特 点 着火良好，焰色白亮，轴向旋动效果好，气流旋入火炬根部，火炬直径小，火炬长度增长。用于1~7号炉（设计出力75吨/时）。	特 点 着火好，旋转力大，空气逆向旋入火焰中心，起强烈搅拌作用。用于8~11号炉（设计出力120吨/时）。

开始试用调风器时，曾出现火焰中产生油花、燃烧不完全问题，以致烟温升高，炉膛和调风器结焦。经试验调整已基本解决。消除油花的主要措施如下：

- 1.炉墙上焦渣要及时消除，油枪位置要找准和固定，避免油雾喷到炉墙产生油花。
- 2.提高调风器制造质量，叶片要均匀，叶片扩散角和油雾喷射角要配合好，避免油雾

触及叶片端。

3. 油喷嘴油路要畅通，油头子要拧紧，防止渗油。

在降低炉烟温度方面，除避免产生油花外，还要注意调节风量，使和油枪的投入或关闭以及油压的变化相配合，这样可减少不完全燃烧现象，消除冒黑烟，减轻受热面积灰，使排烟温度不致升高。

为了调整和维修的方便，调风器和油枪的安装采用双套管式（图 3-1）。调风器固定在内套管上，油枪在内套管的中间，移动内套管及油枪软管即可调整油枪和调风器的相对位置。外套管用方形法兰固定在二次风室内，在更换油枪时不用拆卸调风器。

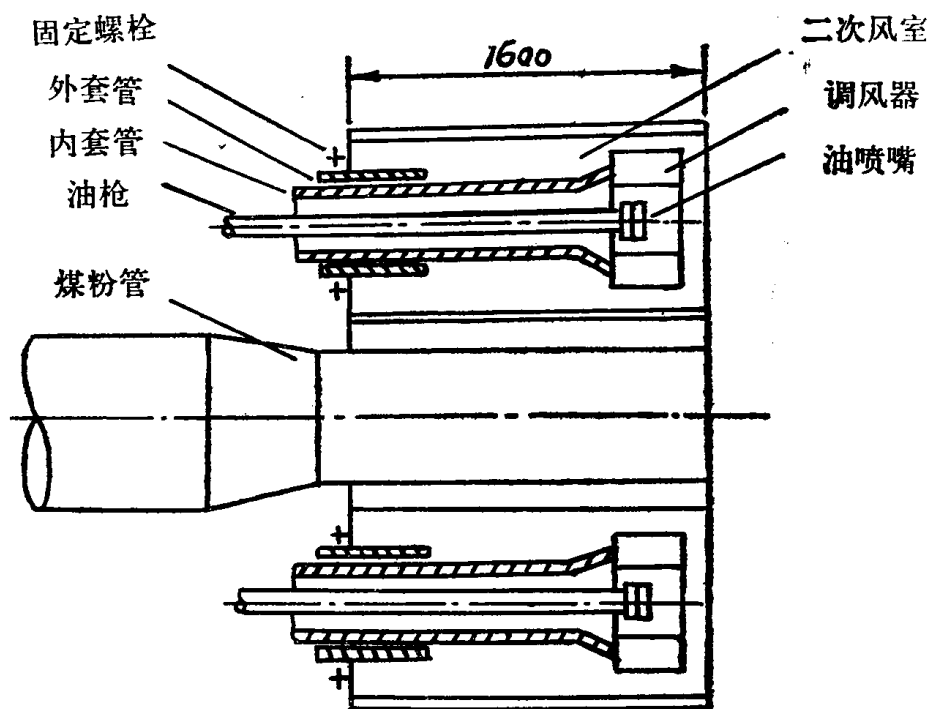


图 3-1 喷燃器断面示意

三、重油掺水燃烧

重油掺水燃烧，就是利用锅炉汽包中的连续排污水，经过安装在总进油管上的螺旋混合器，使油、水均匀混合，再从油嘴喷出，进入炉膛燃烧。油、水系统见图 3-2，螺旋混合器见图 3-3。

重油掺水燃烧能改善燃烧性能。因为油水均匀混合后，包含在油滴中的微小水滴在喷雾燃烧过程中，受热蒸发，体积膨胀，促使油滴再次微粒化，增大油滴与空气的接触表面，缩短油滴燃尽时间，从而减少燃烧所需的过剩空气量，降低飞灰可燃物和排烟中可燃气体含量。掺水后虽然增加了排烟中水蒸汽的热损失，但只要掺的水量适当，锅炉总的热效率仍可得到提高。

为了摸清重油掺水燃烧的经济性，1973年上半年华东电管局中试所曾在望亭电厂 11 号炉及杨树浦电厂 27 号炉（铭牌出力 87 吨/时）上进行了多次重复性试验，得出如下结论：

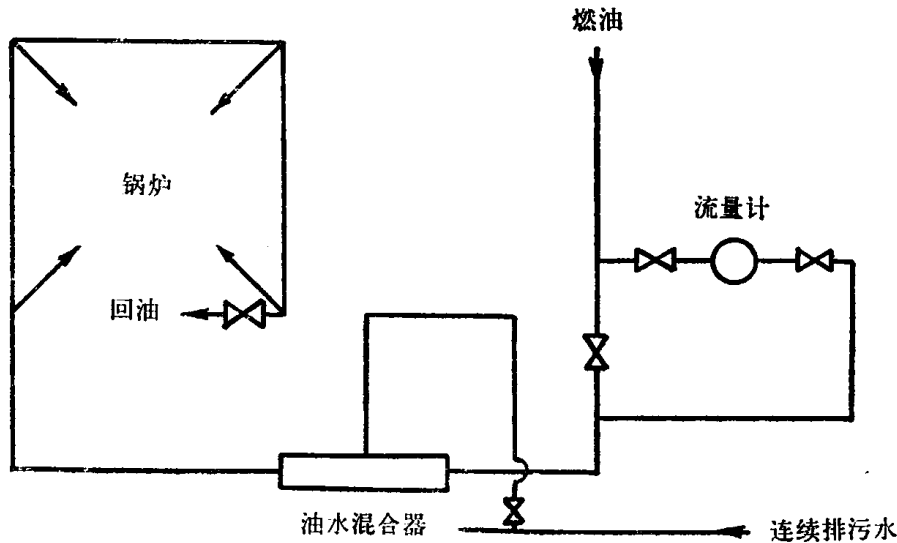


图 3-2 重油掺水燃烧油水系统

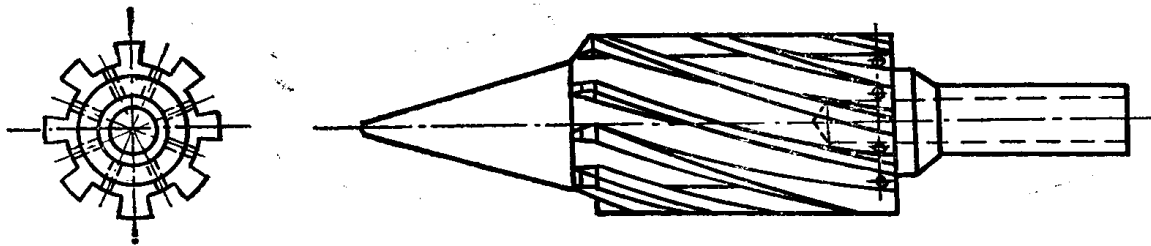


图 3-3 油水螺旋混合器

1. 重油掺水燃烧可以减少飞灰可燃物和排烟中可燃气体的含量，但由于未能减少过剩空气量，而排烟中的水汽量则增加，所以排烟热损失也有所增加。当油中水分 $4\sim 5\%$ （重油来厂时已含水份 2.8% ，掺水 2% 左右）时，相应的锅炉热效率可提高 $0.2\sim 0.3\%$ 。

2. 油水螺旋混合器应符合要求，以保证油、水混合均匀。运行中应调整水与油之间的压差，以保持所需要的喷水量。喷水量根据油中原有水分决定。

3. 采用重油掺水燃烧，首先应该合理调整或改进燃烧器的配风和炉膛空气动力场，以便进一步降低燃烧所需过剩空气量，减少排烟热损失。

4. 重油掺水燃烧，从减少飞灰浓度、排烟中可燃气含量及过剩空气量方面分析，对改善尾部受热面的积灰和腐蚀情况是有利的；但由于增加了排烟中水蒸汽含量，又可能使尾部受热面积灰和腐蚀情况变坏。这方面的结论尚需进一步通过运行实践和试验得出。

5. 重油掺水燃烧估计对于大容量锅炉的油压喷雾燃烧器，比较方便、经济，因为随着燃烧器喷雾容量的增加，喷雾粒径也随着增大，采用重油掺水燃烧进行二次雾化可以弥补一次雾化的不足。

（根据望亭电厂和华东电管局中试所资料整理）

制粉系统分离器的改进

甘谷电厂两台 65 吨/时 煤粉炉，安装过程中改成直吹式煤粉炉，每台炉配有 3 台锤击式磨煤机（转子直径 1,112 毫米，转速 1,470 转/分），出力各为 5 吨/时，燃用煤种可磨系数 $K_{40}=1.4$ 。1970 年三季度制粉系统投入运行后，曾出现不少问题，如煤粉粒度粗，灰中可燃物含量高，燃烧不稳定，经常灭火，击锤经常断裂，一次风管阻力大等问题。

针对存在的问题，电厂进行了一系列改进。改进了一次风管的布置，使阻力减小；将离心式煤粉分离器改为旋转式分离器，提高了煤粉细度；圆盘给煤机改为振动给煤机，解决了给煤机被木块卡住，引起断煤灭火问题；磨煤机从轴向进风改为切向进风，改善了磨煤机内煤、风充满情况和干燥条件；将击锤根部直径加大 20 毫米，并将击锤端部割去 30 毫米，增加击锤端部与外壳之间的间隙，解决了击锤断裂问题。现将煤粉分离器的改进情况及试验结果介绍如下。

一、分离器改进情况

将离心式分离器改为旋转式分离器的目的，主要是为了提高分离效果，解决煤粉粒度太粗的问题。旋转式分离器的结构如图 4-1 所示。其工作过程是：煤风混合气流进入分离器后先产生重力分离，因转子转动（反时针方向）造成气流强烈旋转而产生离心力，使大颗粒煤粉沿壳壁四周流至分离器下部，较细的煤粉同空气一起通过转子叶片空间进入转子内部，在转子内部再一次分离，又有一部分粉粒从转子下部落下，混同下落的大颗粒煤粉经煤粉锁气器回到磨煤机。

分离器转子系用 2.8 瓩电动机（实际耗用功率 1 瓩以下），经减速机带动塔型轮用三角皮带传动（如用无级调速设备更好）。

改进工作首先以 2 号炉的丙磨系统作为试点，取得经验后对其余 5 台磨的系统也相应作了改进。

二、试验结果

为了找出旋转式分离器的转速与煤粉细度的关系，在 2 号炉丙磨的分离器上以四种不同转速作了试验，其结果如表 4-1。

此外，还测量了分离器转子在停止状态的分离情况，与转子旋转时相比有明显差别。

分离器转速 40~64 转/分时，煤粉细度 $R_{70}=14\sim22\%$ ； $R_{90}=1\sim3\%$ 。

分离器转子停止转动时，煤粉细度 $R_{70}=17\sim26\%$ ； $R_{90}=2\sim6\%$ 。

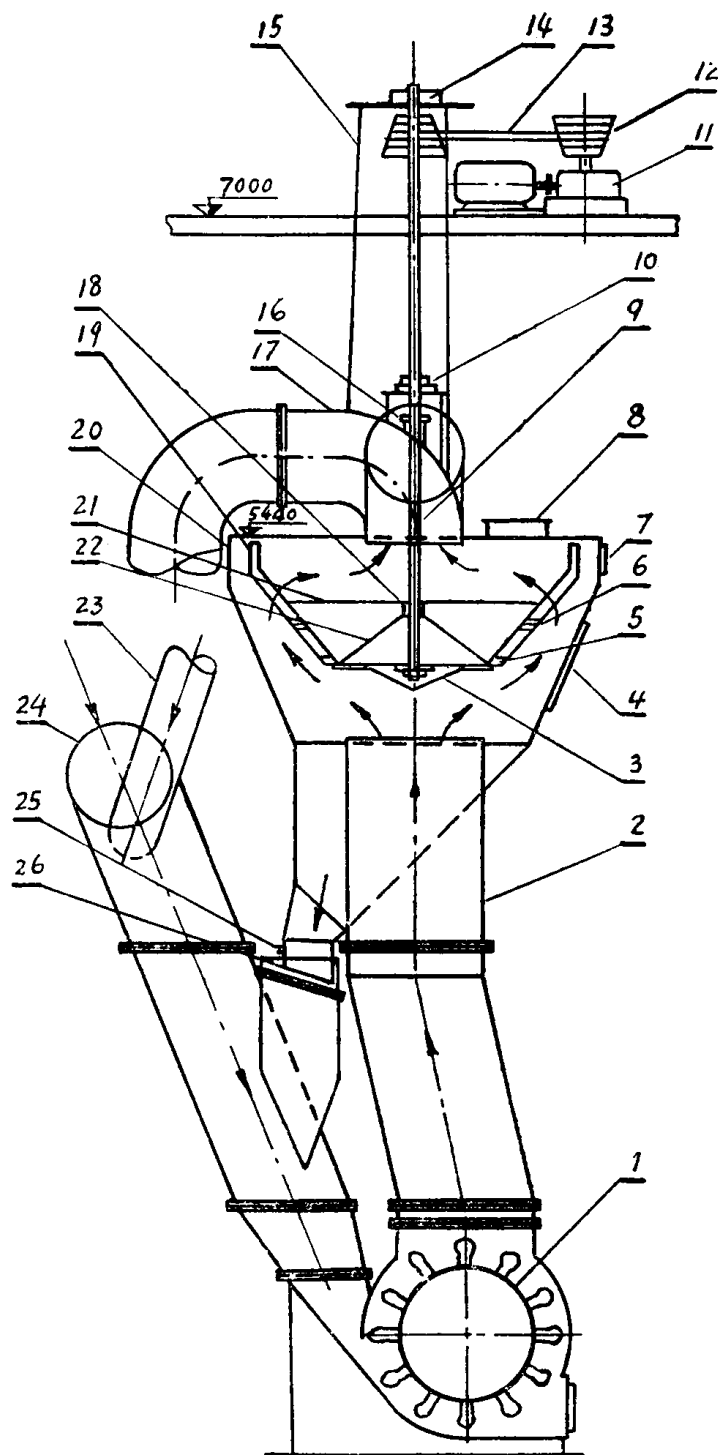


图 4-1 旋转式分离器

- 1—高速锤击磨, 设计出力5吨/时;
- 2—分离器入口管, $\phi 636 \times 8$ 毫米;
- 3—扩散锥, 厚12毫米;
- 4—人孔(大小能将内部零件取出);
- 5—支撑转动叶片角钢, 50×5 毫米, 共18片;
- 6—支撑转动叶片扁钢, 50×3 毫米, 共18片;
- 7—检查孔, 150×200 毫米;
- 8—防爆门 3 个, 互成 120° , $\phi 300$ 毫米;
- 9—分离器转动轴;
- 10—推力轴承;
- 11—减速机;
- 12—塔形减速轮, $40 \sim 64$ 转/分;
- 13—三角传动皮带;
- 14—轴承;
- 15—轴承三角支架;
- 16—轴封;
- 17—分离器出口至排粉机管道, $\phi 487 \times 6$ 毫米;
- 18—密封盒;
- 19—旋转叶片, 扁钢 75×4 毫米, 共18片, 水平夹角 50° ;
- 20—分离器外壳, $\phi 1800 \times 6$ 毫米;
- 21—内圆锥, 厚 3 毫米;
- 22—内倒置圆锥, 厚 6 毫米;
- 23—落煤管;
- 24—热风管、原煤回粉混合管, $\phi 529 \times 7$ 毫米;
- 25—锁气器检查孔;
- 26—板型锁气器

表 4-1

转 速 (转/分)	煤 粉 细 度 (%)		分 离 器 压 差 (毫米水柱)	排粉出口通风量 (米 ³ /时)
	R_{90}	R_{30}		
40	16.8	2.4	110	16,480
51	14.0	2.0	121	15,870
62	11.4	1.0	130	16,480
78	3.0	0.1	95	14,240

三、改进效果

分离器改进后,分离效果有显著改善。改进前煤粉细度 $R_{90}=40\%$ 左右, $R_{200}=10\sim 15\%$;改进后 R_{90} 可降到 20% 以下, R_{200} 降到 2% 。由于煤粉细度可以随分离器转子转速增加而提高,因而可以根据不同负荷调整转子的转速使煤粉细度改变,既满足稳定燃烧的要求,又达到经济运行的目的。

在改进分离器的同时,还对制粉系统的其他部分作了改进,取得了良好的综合效果。改进后燃烧稳定,炉膛温度普遍提高,在11米以下标高处提高 60°C 左右;飞灰可燃物由 20% 以上降到 4% 以下,煤耗约下降 50 克/度。制粉系统的出力也比改进前提高 20% 左右。

(根据甘谷电厂资料整理)

中压锅炉给水泵改造

闸北电厂为了配合主机提高出力,组成了有淮南、合肥和大屯电厂同志参加的以工人为主体的三结合小组,在上海电力修造总厂的协助下,先后改造了三台中压 DG150-59 型给水泵,出力和效率不断提高。水泵改造前,当泵的压力为 59 公斤/厘米² 和流量为 140 吨/时(铭牌 150 吨/时)时,效率为 59% 。改造后第一台泵的流量和效率分别提高到 186 吨/时和 74.4% ;第三台泵进一步提高到 209 吨/时和 79% ,一台泵每年节电 117 万度。

一、设计依据

三结合小组对水泵有关资料进行了分析研究和反复实践,初步找出了影响水泵效率的一些因素,并据此进行了设计:

1. 与液流相互作用,将能量传递给液流的叶片翼型是影响水泵效率的一个重要因素。高效率水泵的叶片,不能是凹翼型,必须全部是凸翼型,即进口安装角应大于或至少等于出口安装角 ($\beta_1 \geq \beta_2$),见图 5-1(1)。

2. 高效率水泵叶轮的进口液流应该基本上是无冲击(小冲角)和相对速度 W_1 最小,为此设计中打破惯例,在叶轮进口采用较大的预旋(图 5-1(2))。同时,考虑到预旋对叶轮前盖板形状和扬程的影响,采用了近似“双曲面”型的前盖板形状。

按这样的原则改进的叶轮,叶轮的流道扩散损失和进口的冲击损失、局部损失大大减少,效率得到提高。

在此基础上,考虑到全厂提高出力的实际情况,将水泵的原有设计参数作了如下改变(表5-1)

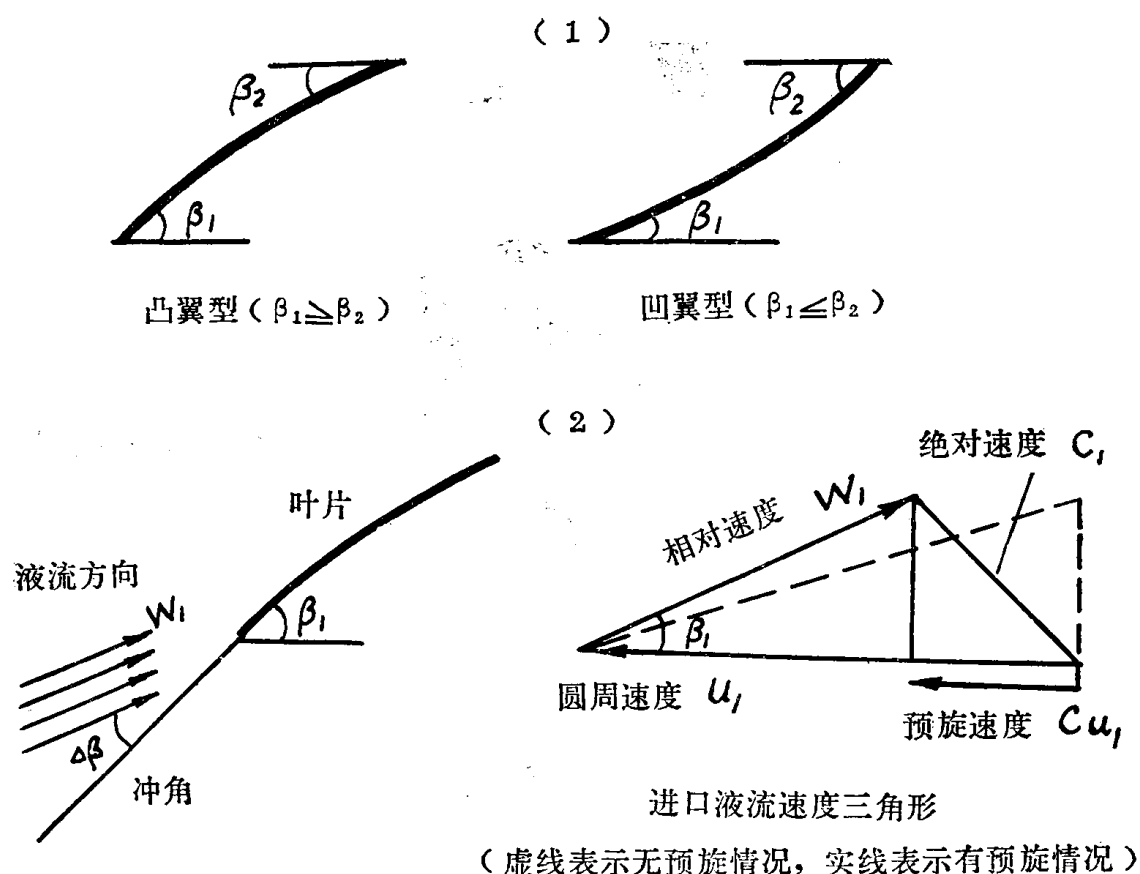


图 5-1 叶片翼型的改进

表 5-1

参 数	流 量 (米 ³ /时)	扬 程 (米水柱)	轴 功 率 (瓦)	效 率 (%)	叶 轮 级 数
改 进 前	140.4	605	395	58.5	7
	162	565	422	59	7
改 进 后	188.3	615	402	74.5	5

设计中尽可能不改动原有泵壳和轴的尺寸, 尽量利用原有零件。

二、制造安装工艺

1. 制造过程。叶轮材料为2Cr13不锈钢, 采用精密铸造。工序如下:

叶轮前后盖板: 木模 $\xrightarrow{\text{铸铝金加工}}$ 铝模 $\rightarrow$ 蜡模

叶轮叶片: 木模 $\xrightarrow{\text{喷漆}}$ 石膏模 $\rightarrow$ 蜡模

石英砂壳模 $\xrightarrow{\text{离心浇铸}}$ 金属毛坯

木模是首道工序, 叶轮叶片的制造精度是关键, 必须尽可能符合图纸所示尺寸。

这次木模和加工后的铝模放缩尺为1.02, 从实践来看, 由于采用离心浇铸和障碍收缩

的缘故，木模缩尺放得大了些，今后可取1.01或1.005（如用2Cr18Ni9Ti钢，则要大些，取1.02以上）。

导叶因时间关系，暂时采用普通铸铜，待模子完成后，仍浇铸不锈钢。

2. 金加工。叶轮、导叶、平衡盘、泵壳等部件加工质量的好坏直接影响安装质量，加工时应注意：

（1）叶轮加工找中心时，应主要以叶轮轮壳 $\phi 84$ 与进口颈部 $\phi 134$ 为基准，而垂直度则以叶轮出口宽度18为基准面，两端面的平行度容许误差，用假轴来保证。

（2）导叶加工以流道的前盖板侧为基准面，并要求加工后的前盖板厚度为 10 ± 0.1 ，由此基准面控制轴向尺寸，以保证安装时叶轮出口与导叶进口的对中性，否则也会影响效率。

（3）中间泵壳可以利用原来泵壳镶配，轴向尺寸不变。如新加工中间泵壳，则流道内部不要用方角，而改为大圆角（ $R18 \sim 20$ ）。金加工时，要特别注意各圆尺寸的同心度和两端止口面对中心的垂直度，而止口凸面应预留0.20~0.30余量作为研磨余量。

（4）分段式给水泵出口流道，历来都是对称环形。根据山东博山水泵厂试验资料，环形出水改成蜗式出水，水泵效率可提高1~2%。因此在第二、三台水泵改进时，出口端盖也改为蜗式出水，当端盖材料为生铁时，采用螺丝固定，再焊接挡板和过渡段，如图5-2所示。如端盖材料为铸钢，可以直接焊接，考虑到会引起变形，必须先焊后车（指精车）。

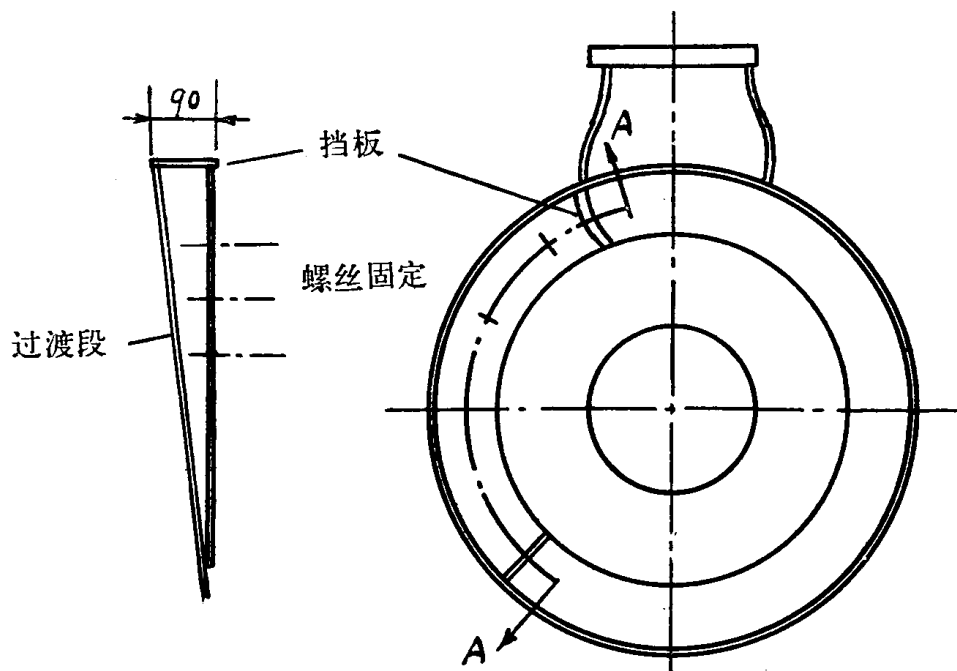


图 5-2 蜗式出口端盖示意图

3. 安装

（1）静平衡和转子幌动度要求分别控制在6克和0.1毫米以内，以防止转动时产生振动。

（2）安装时最好用立装，先用架子固定好进水端盖，校好水平，放入地轴，轴端用