

“I”式高低位蒸喷制冷设备及冷冻站

陆廷玮

(上海纺织工业设计院)

一、概 况

目前我国生产的定型蒸喷制冷设备,仅有“三效立式高位型”一种。我们感到该设备虽具有简单、管理方便安全、对冷却水水质要求低等优点,但也存在两个主要缺点,即:

1. 需要把近十吨重的设备(以制冷量100万大卡/小时为例,下同)置于12米左右标高、72平方米的平台之上,造价大,施工繁。在一般情况下,平台下面除了设有层高为5米的泵房外,其余的空间基本上都空着。

2. 蒸喷制冷设备的能耗,除工作蒸汽以外,最大的能耗用于冷却水系统。在使用冷却塔时,一般需用两台各配55千瓦电机的水泵,耗电多。

我们在常州三棉中试车间冷冻站设计中,经反复研究,得到武汉冷冻机厂配合,设计了“I”字型蒸喷制冷机及其相应的冷冻站。并于1980年8月一次试车成功,投入运行,获得各方面的好评。制造单位认为新机型增强了蒸喷制冷设备的竞争能力,决定立即投入系列化生产。使用单位认为新机型冷冻站系统合理,指标先进,极有推广价值(冷冻站示意图见文末图1)。

二、设计特点及主要技术经济指标

该设备的外形是“I”字式塔型结构,实际上分为:蒸发器(在塔体上部)、冷凝器(在塔体下筒的上部)和储水仓(在塔体的下部)三部分。蒸发器和冷凝器的三个仓分别由三组主喷射器联接。

(一) 该设备具有下列特点

1. 设备直接安装在地面上,毋需12米高的大平台,可大大减少土建设计和施工工作量。

2. 占地面积可大为减少,特别适合于老厂改造。

3. 与冷却塔相配合后,主冷凝器和第一副冷凝器可依靠本身真空度吸取冷却水,省去了电耗最大(配用55千瓦电机)的冷却水泵一台。

4. 冷冻工质向皆由上而下,较为合理,有利于设备的正常运行。

5. 设备可在地面上一次装配,整体吊装,提高了安装质量,减少安装施工周期。

(二) 与之相配合的冷冻站具下列特点

1. 水池、设备等都集中在一个建筑单元之中,紧凑合理。如冷却塔与冷却水池一起放在屋面上,接近冷凝器吸水管,满足了工艺流程的需要;将冷冻水池放在冷冻站内;将空调回水池放在冷冻站地下,空调水可靠重力回流入池。

2. 经常性操作点相对集中,并设在冷冻站内,操作管理方便。

3. 各管路布置简洁美观。

4. 冷冻站除设有冷凝器液位自动控制外,对于工作蒸汽压力、冷凝器进水温度、蒸发器进出水温度、冷冻水池液位、冷却水池液位、冷凝器液位、冷冻水温度等9个参数都可进行遥测和报警。

5. 在必要处采用了隔膜阀、真空蝶阀、反板式液位器等设施,密封性好,在2.9大

气压(表)下,进行耐压试验,经过24小时压力仅降低0.1个大气压。

(三) 主要技术经济指标见表1。

表1 主要技术经济指标对比
折算到100万大卡/小时制冷量

指标名称	单位	常州三棉冷冻站	本院某工程冷冻站
冷冻机	千元	45	45
水泵	千元	7	11
冷却塔	千元	20×3	74
管道及钢平台	千元	32	36.6
土建	千元	20	39
土建面积(建筑)	平方米	96	322
(场地)	平方米	125	500
耗电(泵,冷却塔,风机)	千瓦	74.6	128.7

说明:①蒸汽单耗两者相同。②本院某工程规模为三套各100万大卡/小时蒸喷设备的冷冻站,采用旧机型。③常州三棉蒸喷站采用的冷却塔每台水量为190吨/小时,($\Delta t=6^{\circ}\text{C}$)三台合计570吨/小时。某工程冷冻站采用 8×8 平方米, $\phi 4.7$ 米风机冷却塔,淋水量约为450吨/小时。④常州三棉在统计各指标时,空调检修室不计算在内。

三、实测情况

1980年8月~10月1日对该设备进行实测,结果见表2。

表2 设计工况与实测结果比较

工况名称	蒸汽压力(公斤/厘米 ² ,表)	冷冻出水温度(°C)	冷冻水量(吨/小时)	冷却水进水温度(°C)	冷却水量(吨/小时)	制冷量(万大卡/小时)	耗汽量(公斤/千大卡)
设计工况	7.0	15.0	125.0	33.0	440.0	100	2.90
实测	6.8	14.3	116.8	32.4	$\Delta t=5.7^{\circ}\text{C}$	105	≈ 2.90

注:1980年10月1日测。

(一) 不同冷却水温度下的经济运行

蒸喷制冷设备具有下述特性,即在较低背压时(例如:降低冷却水温度),如适当降低工作蒸汽压力(即减少蒸汽量),可以提高制冷效率。为此,我们进行了三种不同冷却水温度下的蒸汽单耗测定,绘制成图2的性能曲线。从图2中可以看出,每一冷却水温度都有其最佳蒸汽压力值,冷却水温度越低,制冷效率也越高。不同冷却水温下的最佳蒸汽压力及其相应的效率比值见表3。

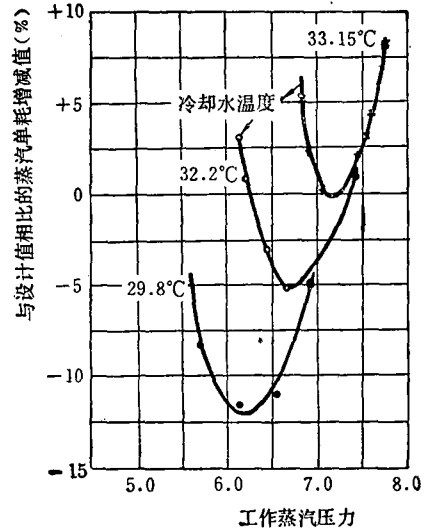


图2 不同冷却水温度蒸汽压力与单耗的关系
(冷冻水温度为 14.5°C)

表3 冷却水温度与蒸汽压力及单耗

冷却水温度(°C)	工作蒸汽压力(公斤/厘米 ²)	蒸汽单耗与设计值相比(%)
33.15	7.1	± 0
32.20	6.7	-5
29.80	6.2	-12

(二) 运行接近破坏时的工况

在冷却水量与冷冻水量不变,冷冻水温为 15°C 条件下,当蒸汽压力为7公斤/厘米²(表)时,冷却水温度逐步上升到 35.7°C ,还可正常运行,制冷量为20~30万大卡/小时,当冷却水温度上升到 $36.5\sim 37^{\circ}\text{C}$,运行即被破坏。当冷却水温度为 33°C 时,工作蒸汽压力逐步下降到4.9公斤/厘米²(表)还可正常运行,制冷量为22.7万大卡/小时,当蒸汽压力下降到4.6公斤/厘米²(表)左右,运行也破坏。

四、设计中主要技术问题及解决办法

(一) 关于冷凝器液位波动及其控制

原高位型蒸喷的冷却水是藉重力自冷凝器流出的,而新机型的冷却水是依靠水泵抽出的,因而其液位将受到冷凝压力和水泵吸水能力的影响而波动,而它们又与冷却水温

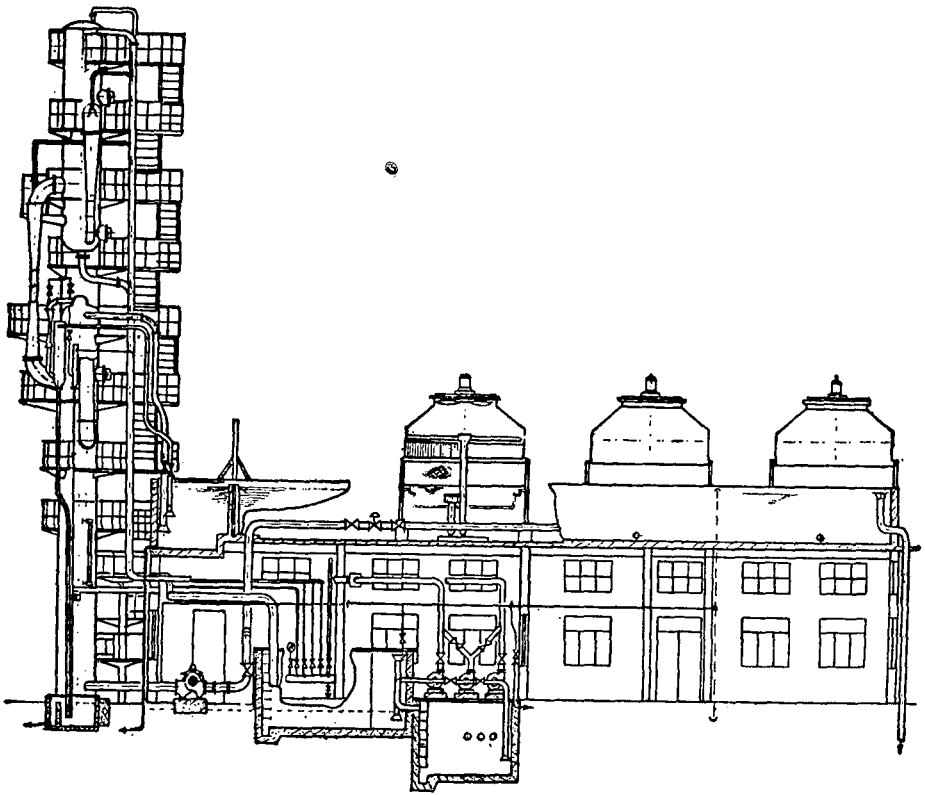


图1 “I”字式高低位蒸喷机冷冻站示意图

度和水量、冷冻水温度和水量、工作蒸汽压力等有关。

根据实际运行经验，高位型冷凝器在一般运行时的压力波动最大幅度为 $\pm 8 \sim \pm 12$ 毫米汞柱(即 $\pm 110 \sim \pm 160$ 毫米水柱)。在综合考虑以上各种情况后，我们把冷凝器的液位定为 ± 5200 毫米，比最低的扩压器入口约低 0.8 米左右。此外，还在冷冻站设计时采取了以下措施：

1. 增加冷凝器储水量，将原来 $\phi 250$ 毫米的排水管改为 $\phi 1200$ 毫米的储水仓，蓄水量达 5 立方米左右。

2. 增加冷却水池面积，利用空调检修室屋面的地位延长水池，使其面积达 30 平方米左右，以减少其液面波动幅度。

3. 在冷却水泵的压出端管道上设一自控阀，根据冷凝器液位与设定值的偏差大小来调节阀门，控制水泵抽水量。

实际运行情况如下：当冷冻水温度为

$14.5^{\circ} \sim 21^{\circ} \text{C}$ ，水量为 $114.4 \sim 132.4$ 米³/小时，蒸汽压力为 $5.0 \sim 7.8$ 公斤/厘米²(表)，冷却水进水温度为 $31^{\circ} \sim 37^{\circ} \text{C}$ ，冷却水进出水温差为 $4.8^{\circ} \sim 6.3^{\circ} \text{C}$ 。当时液面波动范围为：不用自控阀门时 ± 20.0 厘米左右，使用自控阀门时 $\pm 1.5 \sim 2.5$ 厘米。

(二) 主冷凝器冷却水自吸管的设计

主冷凝器吸水口与冷却水池液位标高差为 5.65 米，管线长度为 10 米，局部阻力折管线长度为 15 米，冷凝器上仓的真空度为 9.688 米水柱(大气压为 10.3 米水柱，冷凝器上仓压力为 0.612 米水柱)。

我们采用了 $\phi 250$ 毫米的管径(原设计采用 $\phi 200 \sim \phi 225$ 毫米的管径，因材料供应关系而改大)，其实际情况如下：流速为 2.70 米/秒，管线总阻力为 1.15 米水柱，阻力及标高差之和为 6.80 米水柱，冷凝器吸入口余压约为 2.89 米水柱，因此将设在吸入管上的蝶阀关去了一部分。