

毛主席语录

路线是个纲，纲举目张。

鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义。

对于外国文化，排外主义的方针是错误的，应当尽量吸收进步的外国文化，以为发展中国新文化的借镜；盲目搬用的方针也是错误的，应当以中国人民的实际需要为基础，批判地吸收外国文化。



吸 收 式 制 冷 机

日本东洋开利亚工业公司与荏原制作所

前 言

美国开利亚公司于1940年开始研究大容量的吸收式制冷机，于1945年制造和销售了第一台以水为制冷剂，LiBr 为吸收剂的吸收式制冷机。当时的吸收式制冷机，是在负荷侧直接用冷冻水作为冷剂水的开放型机器，因此在负荷侧之前均要求高真空度。不仅配管要求气密，而且从截止阀到泵都非使用特殊的密封函不可，这是一个缺点。经逐次改良，做成了换热器形的蒸发器装于机器内，因此将负荷侧的冷冻水和机器中的冷剂水分开而做成密闭型冷冻机。冷冻水侧可与其它制冷机(例如离心冷冻机)一样，不必作为特殊考虑。这已成为现在日本一般所销售的吸收式制冷机的基本型式。这种型式由16C，16E，到16H，16HA。16HA型由东洋开利亚公司制造。

16HA 在理论方面尚嫌重视不足，这是它费用高昂的原因，将这些缺点消除，并改到零部件符合互换与大量生产的要求，在美国于1968年度有16JA型出售，在日本荏原藤沢工场也作了这种机器的国产化计划，要求从1969年下半年至1970年进行大量生产，因此建设了新车间，安装了与美国同样的设备，生产出了产品。

本文将16JA型吸收式制冷机与16HA型相比较而作介绍。

16JA 型 的 构 造

图1是正面外观，图2是反面外观，并略加剖切，以示内部构造。从图可以看出：开利亚吸收式制冷机系将高温、高压（由于是吸收式的，实际上是没有高压部件的，只是与蒸发器内的真空度相比，有较高的绝对压力，压缩比在10以上）的发生器，冷凝器及其下面的低温高真空度的蒸发器和吸收器，做成双筒体重叠式的结构。特别在图中可以看出与16HA型的不同点是在壳体上各以U形钢板做成使二个部分之间带有隔热的空间，在图2上更能清楚地看出上部筒体的分隔形状，以这种间壁作为筒体的液囊不再需像原来16HA型在内部设置特别的液囊；同时由于构成两部分筒体，就避免了像整个筒体那样因内部热交换而产生的热损失，而且其构造能完全检查出向高真空侧的泄漏。

在图上所不能看出的是将发生器的热交换管做成U形管，这可完全消除由于热膨胀而产生的热应力。

表1为规格一览表，产品重量比原来的16HA型减轻10~20%，从而也降低了价格，而且长度尺寸大致简化为三种，以增加通用部件而适于大量生产。又冷剂溶液泵的设计力求简单小巧，例如在500冷冻吨时使用的动力为 $1.5\text{KW} + 3.7\text{KW} = 5.2\text{KW}$ ，可以看出这是很小的。

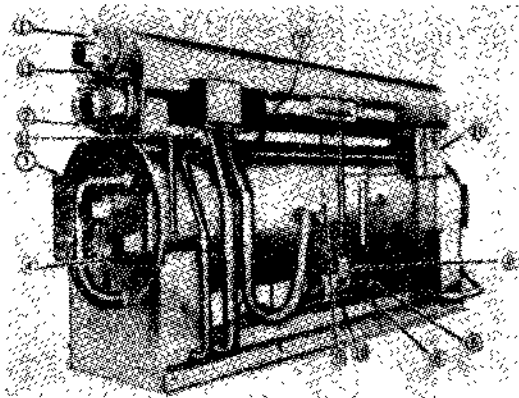


图1 16JA型吸收式制冷机的正面外观

①冷凝器；②发生器；③吸收器；④蒸发器；⑤冷剂旁通电磁阀；⑥冷剂液面计；⑦抽气装置储气室；⑧抽气装置集气室；⑨抽气装置排出阀；⑩抽气装置回液阀；⑪操作电源箱；⑫稀释用温度继电器；⑬发生器用真空泄阀。

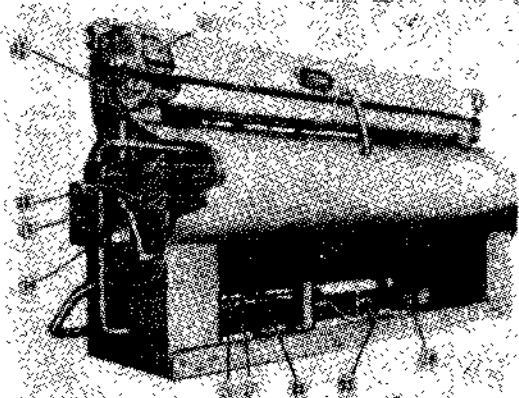


图2 16JA型吸收式制冷机的反面和剖面

⑭冷凝器换热管；⑮发生器换热管；⑯蒸发器换热管；⑰冷剂喷嘴；⑱溶液喷嘴；⑲换热器；⑳冷剂液面控制用浮子开关（高水位用）；㉑冷剂液面控制用浮子开关（低水位用）；㉒溶液泵；㉓制冷剂。

制 冷 循 环

在说明开利16JA型吸收式制冷机的特征和性能之前，先将制冷循环加以说明，以便于了解。图3所示，为一般空调使用时LiBr水溶液的平衡曲线示例，点1为吸收器管群上所喷淋的溶液，由于16JA型的吸收器经过特别改良，饱和蒸汽绝对压力约为6.4mm水银柱；由于管群内冷却水的冷却而使溶液吸收水分将浓液稀释至浓度为59.5%的点2。

从点2至点3，由换热器加热，在固定的浓度下使温度上升。进入发生器内的稀溶液，由点3加热到点4。

点4为加热了的稀溶液在冷凝压力（在冷凝器中冷却凝结的压力）约为80mm水银柱时沸腾，溶液内放出水而浓度提高。

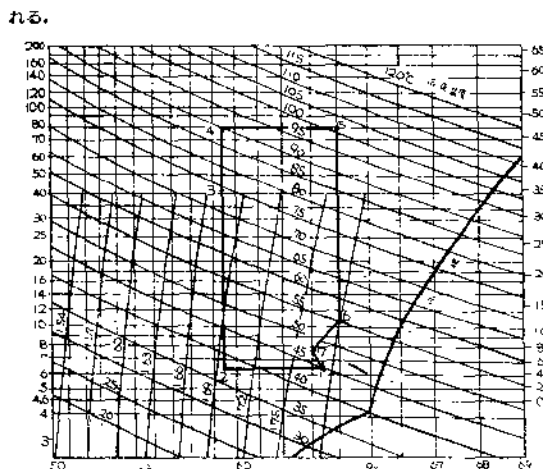


图3 溴化锂循环图

表1 开利16JA型规格一览表

型号	标准容量 美制 冷冻吨	运转重量		搬运重量 吨		尺寸 毫米			蒸发器通路			吸 收 器	冷 凝 器	蒸 汽 管		泵电动机 功率KW	标准冷 却水量 升/分	标准蒸汽 消耗量 公斤/时	启动时必 要蒸汽量 公斤/时		
		上部	下部	长	宽	高	基础尺寸		1	2	3			入 口	出 口					冷 剂 泵	溶 液 泵
							长	宽													
16JA																					
010	88	5.0	4.0	5.110	1.080	2.240	4.520	9.90		4 B	4 R	4 B	4 B	4 B	3 B	1 1/2 B		1.140	0.740	1.350	
012	102	5.2	4.1															1.320	0.940	1.600	
014	116	5.3	4.2															1.500	0.975	1.800	
018	153	7.8	6.3	5.070	1.335	2.400	4.520	1.200	6 B	6 B		6 B	6 B	6 B	4 B			2.000	1.285	2.350	
021	177	8.0	6.4															2.300	1.490	2.700	
024	205	8.7	6.8	5.100	1.540	2.700	4.520	1.390	8 B			8 B	8 B	8 B	6 B			2.650	1.725	3.200	
028	238	9.1	7.0															3.100	2.000	3.600	
032	275	11.4	8.9	5.125	1.940	3.100	4.520	1.660			6 B							3.550	2.310	4.200	
036	307	11.6	9.1															4.000	2.580	4.800	
041	349	14.4	8.7	5.150	2.240	3.520	4.520	1.930										4.500	2.830	5.500	
047	400	14.9	8.9															5.200	3.360	6.100	
054	431	17.3	10.2	6.600	1.970	3.620		1.680	10 B				8 B	8 B	8 B			5.600	3.710	6.900	
057	459	17.9	10.5				6.060											6.000	4.000	7.400	
061	495	21.0	12.0	6.600	2.260	4.030		1.960										6.400	4.300	8.000	
068	544	21.4	12.3															7.000	4.780	9.000	
077	617	26.2	15.1	9.660	1.940	3.450		1.680										8.000	5.430	8.000	
084	683	27.0	15.5															8.800	6.020	9.000	
097	777	33.0	18.2	9.660	2.230	3.930	9.100	1.960	8 B × 2				10 B	10 B	8 B × 2			10.000	6.850	10.000	
107	860	34.0	18.7															11.000	7.560	11.000	
115	919	39.0	21.0	9.660	2.400	4.200		2.130										12.000	8.100	12.000	
124	986	40.0	21.4															12.800	8.700	13.000	

注: ①标准容量是指蒸汽压力为0.84公斤/厘米²(表压), 冷冻水出口温度7℃, 冷却水入口温度32℃, 管子污染系数0.0001的场合

②所需电源为200/220, 400/440 V—3 φ—50/60周

③启动时必要蒸汽量是在约5分钟的必要量

点5为浓度已经提高的浓溶液进入换热器作为点2加热至点3的热源，同时它本身也冷却至点6而出换热器。点7为吸收器内的浓溶液借助特种喷嘴喷淋之后的状态由于在6.4mm水银柱的高真空中喷淋，浓溶液中水分子略有闪发，在浓度稍有提高的同时冷却至点1，从而完成了循环。在部分负荷时因蒸汽控制而使点4和点5的绝对压力下降，其循环为相应于负荷的浓度差，所以点5的浓溶液比较稀，离结晶线更远因而能安全地运行。点1至点7的数据见表2。

表2 循环数据

点	溶液温度 °C	饱和压力 mm 水银柱	溶液浓度 %	饱和蒸汽温度 °C
1	46	6.35	63.3	5.6
2	38	6.35	59.5	5.6
3	74	42	59.5	35
4	89	80	59.5	46
5	101	80	64	46
6	57	11.4	64	12.8
7	48	7.6	63	7.2

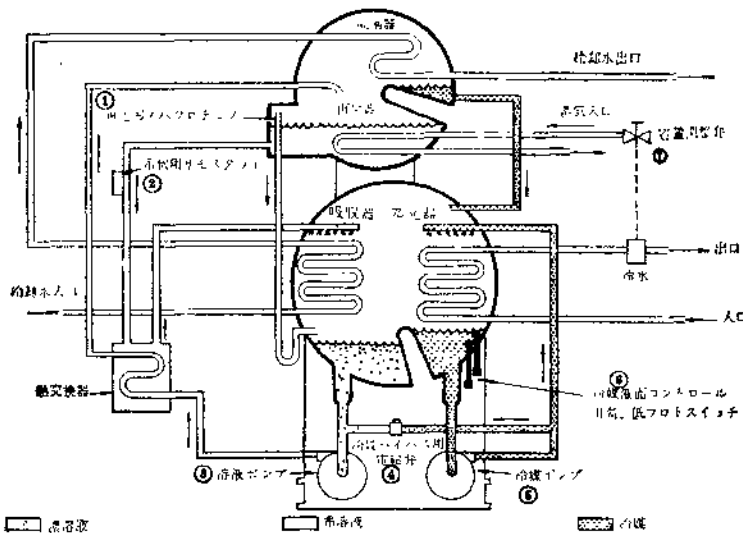


图4 16JA 吸收式制冷机流程图

①再生器溢流管；②稀释用温度继电器；③溶液泵；④冷媒回路用电磁阀；⑤冷媒泵；⑥冷媒液面控制用高低浮动开关；⑦容量调节阀。

上述循环的实际流程为图4所示。其循环从图上是容易了解的。兹对控制略加说明：蒸发器内的制冷剂液位控制是依靠二只高低水位浮子进行调整的。即在负荷高时，制冷剂的循环量大，其液位就高。而如果高水位浮子开关动作，制冷剂旁通电磁阀就动作，制冷剂从制冷剂泵出口放至溶液泵的入口，制冷剂液面就不能再升高。如果负荷减少，制冷剂的循环量减至极少时、水位下降，而当低水位浮子开关动作时，制冷剂泵就停止工作而水位上升。

其次是采用了控制蒸汽量作为冷冻机的能量调节装置。现在假定负荷降低，冷媒水出口温度下降，该温度经测出后，通过二通阀减少蒸汽量。因从稀溶液中放出的制冷剂减少，于是浓溶液的浓度降低。浓度差减小，因此能量就降低。以上控制是非常简单的，但是它依靠

吸收器、蒸发器的热交换的高性能才能开始采用，同时与原来的溶液控制相比，原来的固定蒸汽压的方式在低负荷时浓溶液的浓度过于上升，换热器内部有产生结晶的可能，（而开利亚16HA型，采用了三通阀，问题得以充分解决）而在这种蒸汽量控制方式中，低负荷时保持低浓度，所以可以毫不考虑这种结晶问题。

再就是关于停机问题，原来的16HA型，停车后3~5分钟间三通阀全开，换热器内部的浓溶液均以稀溶液换入，停车期间，即使温度低于常温，也能防止换热器内结晶，而在16JA型中，则不用开利亚公司专利的三通阀，代之而用的是装在浓溶液发生器出口管上的稀释用温度继电器，停机时首先将蒸汽调节阀全部关闭，而冷剂和溶液泵则继续照常运转，浓溶液的浓度与温度逐渐降低，当发生器出口温度低至60°C时，温度继电器动作冷冻机完全停车。这对浓溶液管内，特别是换热器内防止结晶是特别重要的。

16JA型的特征

1. 取消浓溶液喷淋泵，只用二台泵运转

如图4的流程图所示，稀溶液只用溶液泵压送到发生器，而取消了原来的浓溶液喷淋泵，仅靠在发生器中所发生的蒸汽压力，使浓溶液在吸收器管群上面喷淋。这是在这种大容量机器上的一种尝试。它是依靠了蒸发器、吸收器的热交换管群的特殊构造并具有高性能才能采用的（现在申请专利中）。

2. 小型标准化的全密闭型泵的制成

表1所示，冷剂溶液泵已做到小型标准化。例如以300吨型与原来的16HA型相比来看：

型号	冷媒泵 KW	溶液泵 KW
16HA032	2.2	3.7
16JA032	1.1	2.2

非常小型化。而且泵的形式统一成四种规格的外壳和电动机；在从16JA010起至16JA124为止的所有21种机型上，都能使用这四种规格作为通用配件，这就使设计简单化了。如图5的剖面所示，它是内藏电动机的全密闭型的屏蔽泵，其最大的特征是它的冷却方式和轴承部分。冷却系统藏在泵的內部，冷却和润滑用的是泵排出的冷剂（水）或溶液，从泵的压出侧通过小孔流入电动机侧，使泵的叶轮轴承受到润滑，同时通过不锈钢屏蔽套和电动机转子间的间隙，流至后轴承，再从叶轮轴的端部通过中心孔，回到回流腔，通过叶轮吸入侧的小孔吸入泵内，其结构非常紧凑。轴承的构造也有其特殊特征，如图5中粗黑部分所示，它是特种石墨制的锥形轴承，轴承由二个或一个弹簧压着，因接触面是锥形的，如轴承磨损，由于两侧锥面支撑，不全偏心，不像通常的平面型轴承那样产生沟槽，所以经久耐用。工场试验结果，在5万小时无保养的运行以后，拆开检查证明其构造十分耐用，可靠性极高。

3. 密闭自动抽气（purge）装置的改进

自从开利亚公司在一九四五年制造第一台机器以来，就不用机械真空泵。这是因为吸收式制冷机内部是在高真空度中。这种用润滑油的机械真空泵，在逆止阀等处难以绝对防止油进入机内，或者由于不注意油蒸发，也可能使油进入机内而不被察觉。不用这种有高度危险性的真空泵，是因为吸收式制冷机全部是换热器的集合体，热阻很高的油对机器的坏影响是不言而喻的。

16JA型抽气装置的构造如图6所示。在旧的16HA型中，它是垂直型的，其不凝性气

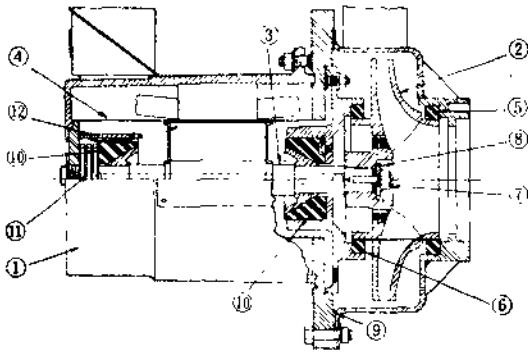


图5 制冷剂溶液用泵的剖面图

①电动机外壳；②叶轮；③轴；④不锈钢屏蔽套；⑤滑环(外壳侧)；⑥滑环(电动机侧)；⑦叶轮防护螺母；⑧叶轮防护垫圈；⑨垫料；⑩开利亚专利锥形轴承；⑪轴承压紧弹簧；⑫定心弹簧。

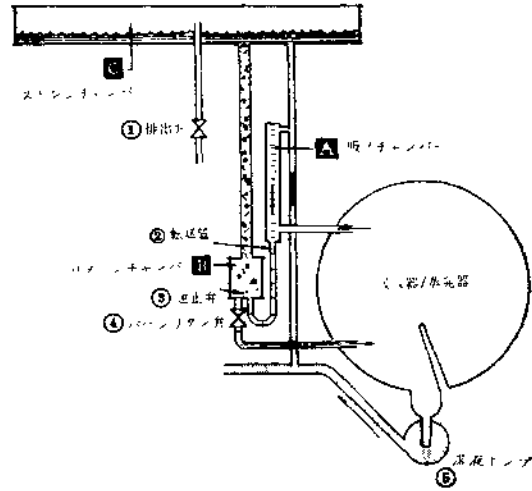


图6 抽气装置说明图

〔A〕抽气室；〔B〕回流室；〔C〕储气室；
①排出阀；②转送管；③逆止阀；④抽气回液阀；
⑤溶液泵。

的储气室容量较小，为此将它改成水平形的，气容量就大为增加。

抽吸室A的构造是简单的小孔抽吸形，稀溶液由泵加压后透过喷嘴（nozzle），将吸收器内所发生的不凝性气体抽吸出来而进入回流室B，因该室有逆止阀密闭，所以气泡就上升到储气室C而储存起来。

排气时，将B室出口的阀D关闭，B、C室的不凝性气体受到溶液泵出口的压力压至高于大气压，这一过程约在10分钟内完成。如将从C室上部接出的放气阀E打开，就能放出不凝性气体。排气结束后，再将阀D完全打开，C、B室就回到与吸收器压力相平衡的初始状态。

16JA 型吸收式制冷机的选择法

16JA 型从010起至124型止，共设计了21种规格。在标准水量下，16JA010型的制冷能力和蒸汽消耗量示于表3中。该表列出了在通常使用的冷却水三种进水温度：30°C，32°C，35°C，和使用蒸汽压力为0.56、0.70、0.84、1.00公斤/厘米²表压时的制冷能力。而蒸汽压力除了特别情况以外是以0.84公斤/厘米²表压作为标准的。也有设计能使用高温水的，经济温度为125°C以上直至150°C左右，但在日本一般没有这种情况。

下面举例说明之。

例题1

一般建筑空调用的吸收式制冷机：

冷冻容量	940吨
冷冻水出口温度	7°C
冷冻水入口温度	12°C
冷冻水量	9600升/分
使用蒸汽压	0.84公斤/厘米 ²
冷却水入口温度	32°C

表3 16JA型制冷能力表 (美制冷冻吨, 蒸汽耗量)

冷却水入口温度°C	冷冻水出口温度°C	使用蒸汽压 kg/cm ² g							
		0.56		0.70		0.84		1.00	
		CAP	SR	CAP	SR	CAP	SR	CAP	SR
30	5	79	8.4	86	8.4	91	8.4	—	—
	5.5	81	8.4	88	8.4	93	8.4	—	—
	6	84	8.3	90	8.4	95	8.4	99	8.4
	6.5	86	8.3	92	8.3	96	8.3	101	8.3
	7	88	8.2	94	8.3	98	8.3	103	8.3
	7.5	90	8.2	96	8.2	100	8.2	105	8.2
	8	92	8.2	98	8.2	103	8.2	107	8.2
	10	100	8.0	106	8.0	110	8.1	113	8.1
32	5	59	8.7	70	8.6	79	8.6	85	8.6
	5.5	67	8.6	76	8.6	81	8.6	87	8.5
	6	70	8.6	77	8.5	83	8.5	89	8.5
	6.5	72	8.5	81	8.4	86	8.4	91	8.4
	7	75	8.4	83	8.4	88	8.4	93	8.4
	7.5	77	8.4	85	8.4	90	8.4	95	8.4
	8	80	8.3	87	8.3	92	8.3	96	8.3
	10	90	8.1	96	8.2	99	8.2	104	8.2
35	5	—	—	—	—	—	—	64	8.9
	5.5	—	—	—	—	56	9.0	67	8.8
	6	—	—	—	—	61	8.8	70	8.8
	6.5	—	—	—	—	65	8.7	72	8.7
	7	—	—	—	—	68	8.6	74.5	8.6
	7.5	—	—	58	9.0	71	8.6	76.5	8.6
	8	—	—	64	8.6	73	8.5	78	8.5
	10	67	8.4	76	8.3	83	8.3	88	8.3

注: (1) CAP 为容量美制冷冻吨
 SR 为每冷冻吨的蒸汽耗量 公斤
 (2) 蒸汽耗量应按机种加以校正

表3附表 蒸汽消耗量校正表

型 号	校正值 公斤/吨
010~047	0
054	+0.2
057.061	+0.3
068~124	+0.4

污染系数 蒸发器冷凝器 约为0.0001

求使用机号, 冷却水量, 冷却水出口温度, 冷冻水和冷却水的压力损失, 蒸汽量 公斤/时, 和排热系数。

(1) 先在表3中, 从冷却水温度32°C, 冷冻水出口温度7°C (在日本为一般的标准温度) 蒸汽压0.84公斤/厘米²项内查得:

冷冻吨
蒸汽量

88 (美制吨)
8.4公斤/吨

又因冷冻容量为940吨, 机器型号在068~124的范围内, 应从附表查得蒸汽消耗量校正
0.4, 加于8.4上, 成为8.8公斤/吨。

(2) 上项中查得的冷冻吨值与需要的冷冻吨值相比得:

$$\frac{940}{88} = 10.7 \text{倍}$$

也就是要求有第3表中的冷冻容量的10.7倍。表4中列出了各型号的标准容量, 标准冷却水量和机号系数。

表4 型号和标准容量表

型 号	标 准 容 量 美 制 冷 吨	标 准 冷 却 水 量 升/分	机 号 系 数
16JA			
010	88	1.140	1.00
012	102	1.320	1.16
014	116	1.500	1.32
018	153	2.000	1.74
021	177	2.300	2.01
024	205	2.650	2.33
028	238	3.100	2.70
032	275	3.550	3.12
036	307	4.000	3.49
041	349	4.500	3.97
047	400	5.200	4.55
054	431	5.600	4.90
057	459	6.000	5.22
061	495	6.400	5.62
068	544	7.000	6.18
077	617	8.000	7.01
084	683	8.800	7.76
097	777	10.000	8.83
107	860	11.000	9.78
115	919	12.000	10.44
124	986	12.800	11.20

从上表中求与10.7相当的机号, 最接近的型号是115。

这就是说, 如使用 16JA115, 其标准水量是12米³/分, 机号系数是10.44, $\frac{10.7}{10.44} = 1.023$, 也就是能力必须提高1.023倍, 从图7中按照标准容量的1.023倍, 求出必要的冷却水量须增加的%。从图7得冷却水量应为标准水量的105%。

即 $12,000 \text{升/分} \times 1.05 = 12600 \text{升/分}$

(3) 下面求冷却水的温升

$$\text{温升 } \Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{\text{冷冻吨(美)} \times [50.4 + (8.8 \times \text{蒸汽量公斤/吨})]}{\text{冷却水量升/分}}$$

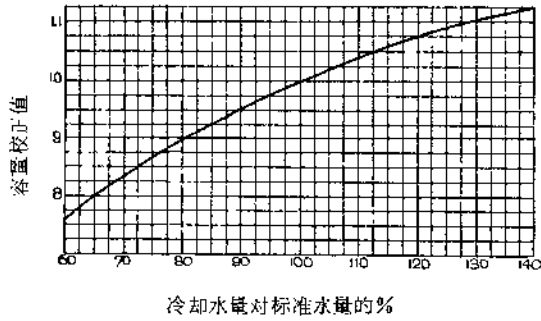


图7 冷却水量校正曲线

$$\therefore \Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{940 \times [50.4 + (8.8 \times 8.8)]}{12600} \approx 9.75^{\circ}\text{C}$$

冷却水出口温度 = $32 + 9.75 = 41.75^{\circ}\text{C}$

又冷却侧使用吨数为

$$\frac{12600 \times 9.75}{50.4} \approx 2,440 \text{吨}$$

$$\therefore \text{排热系数} \frac{2440}{940} \approx 2.6$$

(4) 蒸汽消耗量 $8.8 \text{公斤/吨} \times 940 \text{吨/时} = 8,260 \text{公斤/时}$

(5) 冷冻水的压力损失

第8图为010~047型标准2通路的压力损失；米水柱，第9图为054~068型标准2通路和077~124型标准1通路的压力损失。

从图9求得115型9600升/分的压力损失在1通路时为4.2米水柱。

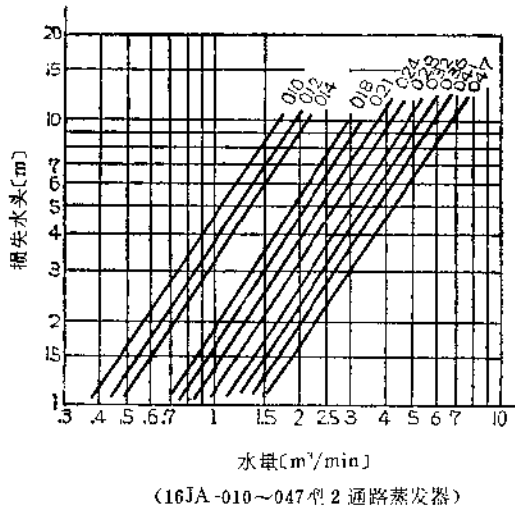


图8 冷冻水压力损失（之一）

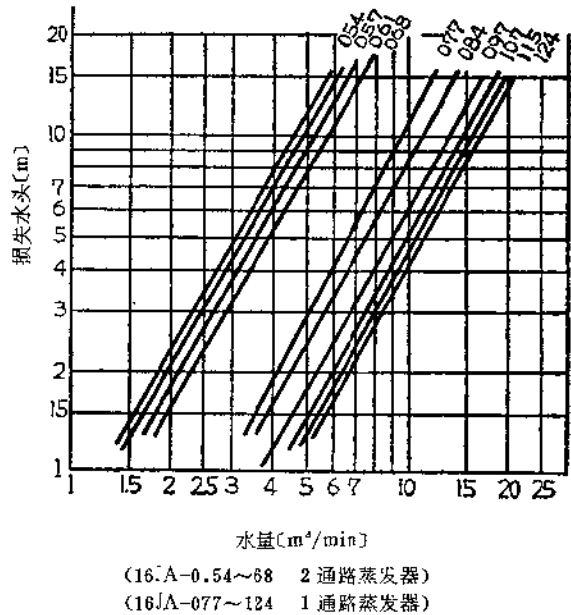
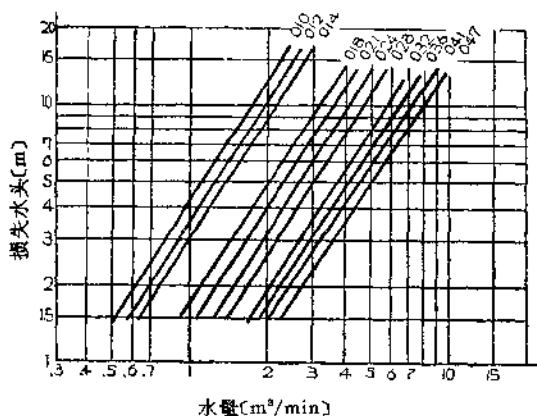
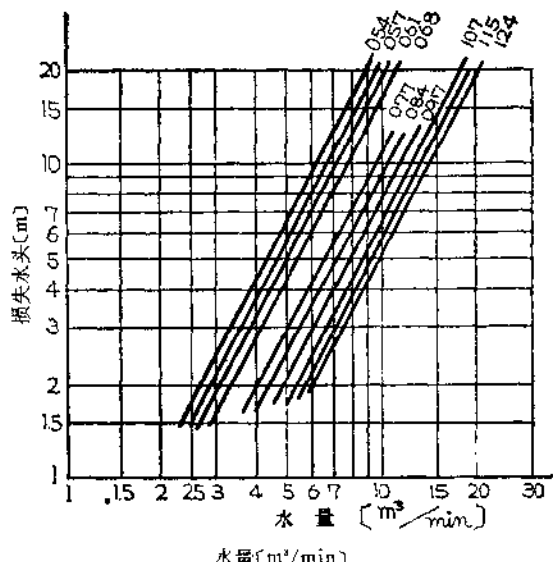


图9 冷冻水压力损失（之二）



(16JA-010~047 2通路吸收器, 1通路冷凝器)

图10 冷却水压力损失 (之一)



(16JA-054~068 2通路吸收器, 1通路冷凝器)
(16JA-077~124 1通路吸收器, 1通路冷凝器)

图11 冷却水压力损失 (之二)

(6) 冷却水的压力损失

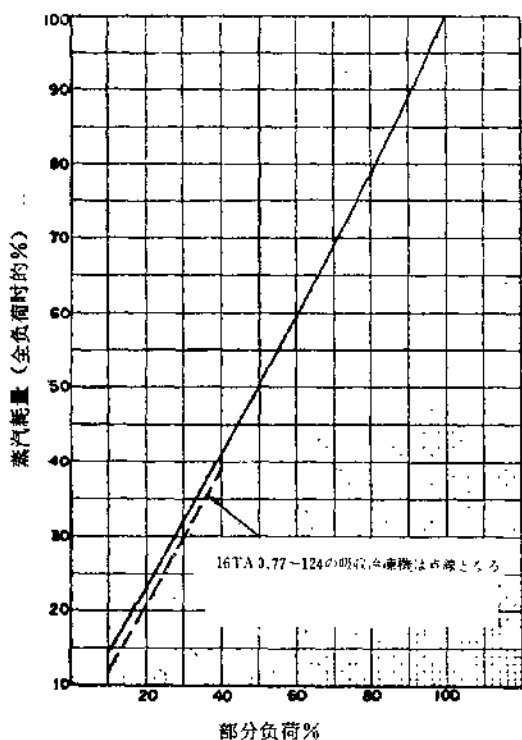
与第(5)项相同, 从第10、第11图按标准通路数求得压力损失: 米水柱。

从图11得12600升/分单通路时的压力损失为9米水柱。

(7) 最后必须对使用水量加以核对验算。冷冻水和冷却水在整年的使用期中, 其最大可能使用水量是有某种限度的。它的值示于表5中。一般空调用时每年使用时间在1500小时以内, 而旅馆, 工场用时, 其每年使用时间, 以考虑得充裕一些较为安全, 可认为在4000小时以内。又在一年内如24小时连续运转, 则为8000小时 (以每日平均实际运转22小时计算), 因此在旅馆等处, 如每年使用时间为2000小时或3000小时等, 即在4000小时以内时, 即便其最大流量可能略有增加, 也是无妨的。由于本例题为一般空调用, 因此

机器型号	最大使用可能
16JA115	冷却水12600升/分
	14,500升/分
	冷冻水9600升/分
	14,500升/分

他们都在最大使用量的范围以内, 所以是适当的。



虚线为16JA, 077-124型的吸收式冷冻机

图12 部分负荷时的蒸汽消耗量

表5 冷却水、冷冻水允许最大使用量表

型 号	冷却水最大使用量 升/分			冷冻水最大使用量 升/分		
	一般空调	旅馆、工场	全年运转	一般空调	旅馆、工场	全年运转
16JA						
010	2.100	1.750	1.350	2.500	2.250	2.000
012	2.300	1.950	1.550	2.800	2.550	2.300
014	2.700	2.300	1.850	3.200	2.900	2.500
018	3.200	2.600	2.100	4.300	4.000	3.400
021	3.900	3.200	2.600	4.750	4.500	3.900
024	4.600	3.800	3.100	5.500	5.000	4.500
028	5.300	4.400	3.500	6.500	5.800	5.000
032	6.000	5.200	4.100	7.500	6.500	6.000
036	7.000	5.700	4.600	8.000	7.500	6.500
041	7.800	6.500	5.200	9.500	8.500	7.500
047	9.000	7.500	6.000	11.000	10.000	8.500
054	8.000	6.700	5.400	9.000	8.000	7.000
057	9.000	7.500	6.000	10.000	9.000	8.000
061	9.500	8.000	6.500	11.000	10.000	8.500
068	11.000	9.000	7.200	12.000	11.000	9.500
077	9.500	8.500	6.750	9.500	8.500	7.500
084	10.500	9.500	7.500	10.500	9.500	8.500
0.97	12.000	11.000	8.500	12.000	11.000	9.500
1.07	13.000	12.000	9.500	13.500	12.000	10.500
1.15	14.500	12.500	10.000	14.500	13.000	11.500
1.24	15.500	13.500	11.000	15.000	14.000	12.000

注：一般空调指全年使用1500小时，旅馆、工场指全年使用4000小时，全年运转指全年使用8000小时。即使是全年运转的，如每日运转时间平均在11小时左右，也可用旅馆工场的一行，旅馆亦同此。

例题 2

在例题 1 的条件下，当负荷为80%，25%时的蒸汽消耗量是多少？

图12是部分负荷时的蒸汽消耗量（以全负荷时的蒸汽消耗量的%表示）

80%负荷时 蒸汽量为 78.5%

25%负荷时 蒸汽量为 25%

全负荷时的蒸汽量为 8260公斤/时

∴ 80%负荷时为 $8260 \times 0.785 = 6480$ 公斤/时

25%负荷时为 $8260 \times 0.25 = 2065$ 公斤/时

例题 3

同例题 1，但冷却水的污染系数为0.0002。

表 3 等的全部额定值都是以蒸发器，冷凝器的污染系数为0.0001作为基础的。污染系数如若不同，就必须进行校正，但一般蒸发器冷冻水是密闭循环的，可以认为在设计上很少变化，而冷却水则是各种水都使用的，因此不能认为其系数是固定的。冷却水侧的简单校正方法可按系数每增加0.0001时冷却水入口温度增加1.5°C来计算其容量（能力），蒸汽量亦可同样算出，但冷却水的出口温度当然应该用实际使用的冷却水入口温度加上从上述容量计算而

得的温差来求得的，对入口温度暂时加上 1.5°C 或其倍数只是为了选择容量而使用的温度，这点务请注意。根据以上情况，例题为

(1) $32^{\circ}\text{C} + 1.5^{\circ}\text{C} = 33.5^{\circ}\text{C}$ (假定温度)，从表 3 查得：

冷却水入口温度	冷冻水温度	容量	蒸汽量
35°C	7°C	68	8.6
32°C	7°C	88	8.4
差 3°C	—	-20	0.2
则差为 1.5°C		-10	0.1
故 33.5°C		78	8.5

(2) 将78吨与所需的940吨相比

$$\frac{940}{78} = 12.05$$

从表 4 查得机号为124

$$\frac{12.05}{11.20} = 1.075$$

从图 7 在容量为 1.075 倍时，冷却水量增加的百分数为：118%

从表 4 的标准水量得

$$12,800 \times \frac{118}{100} \approx 15,100 \text{ 升/分}$$

从表 5 16JA124 的最大容许水量在一般空调用时为：15,500 升/分，所以是适当的。

(3) 冷却水的出口温度：

$$\Delta t = \frac{940[50.4 + (8.8 \times 8.9)]}{15,100} \approx 8^{\circ}\text{C}$$

$$32^{\circ}\text{C} + 8^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$\text{冷却水侧用吨数} = \frac{15100 \times 8}{50.4} = 2400 \text{ 吨}$$

∴ 排热系数为

$$\frac{2400}{940} = 2.55$$

(4) 蒸汽量 $8.9 \text{ 公斤/吨} \times 940 \text{ 吨/时} = 8,380 \text{ 公斤/时}$ 。

(5) 冷冻水的压力损失

从图 9 得124型9600升/分在单通路时的压力损失为3.8米水柱。

(6) 冷却水的压力损失

从图11得124型15000升/分在单通路时的压力损失为11.5米水柱。

安 装 上 注 意 点

(1) 外形尺寸

各种机器的外形和基础尺寸图 (略)，这些图是标准情况和通路的例子，077~124型的

蒸发器和吸收器其标准为单通路，此时要求能做到相互对流 (counter flow)，两者的入口要求分别安在两端，即蒸发器的入口如在左首，则吸收器的入口应在右首。

(2) 电气配线和控制

16JA010~068 系列的电气配线示于图 13 中。在 16JA077 以上，冷剂溶液泵各装 2 台，发生器因需要的蒸汽量大而分为二部。这是因为对冷冻机起动时的暖机用 (Warm up) 蒸汽量有所限制。到目前为止像 16HA 型大容量的场合，特别在起动时，有蒸汽压力下降的问题，而这种型号的 600 吨以上的机器则能在 50% 的负荷下起动，在日本是蒸汽消耗量最小的了。起动时间大概 5~10 分钟左右，所以可以装 10 分钟的时间继电器。其他地方与 068 型以下的相同，这些系列不一一列举。

兹对图 13 加以说明。首先当一按“起动按钮”，时间继电器 6Z-1 动作，其触点接通。因为辅助继电器 1Y 在起动时不动作，故由时间继电器补偿。这个时间继电器的动作时间，根据各现场而不同，约可定在 5 分钟左右。

6Z-1 的触点闭合后，辅助继电器 1X 动作，同时运转指示灯 L_1 和时间积算计 ET 接入。1X 的辅助触点，上下都接通。

1X 的辅助触点一接通，冷冻水泵电磁开关就自动接通，泵就起动，同时 1 分钟的时间继电器 6Z-2 动作。

过了 1 分钟以后，6Z-2 的触点接通。如果防止冷剂冻结的温度继电器 26WL，冷剂泵的

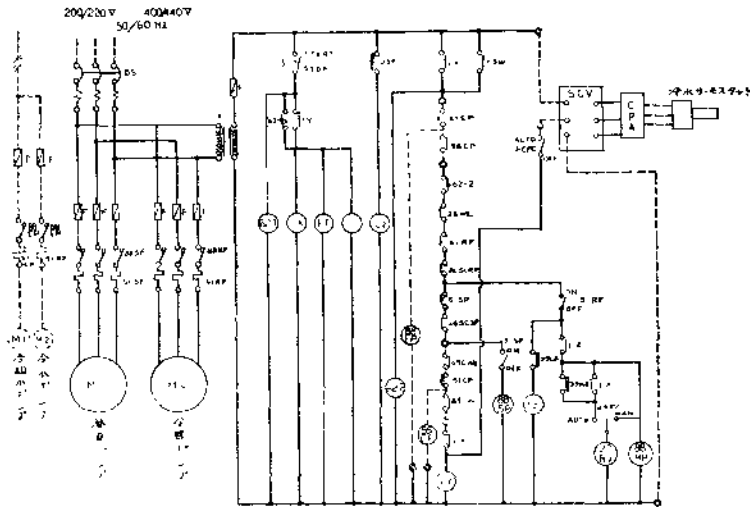


图 13 16JA010~068 的标准线路原理图

- | | | |
|------------------------|-----------------|-----------------------|
| 1X、1Y、1Z：辅助继电器； | 33LR：冷剂低位用浮子开关； | 88RP：冷剂水泵电磁开关； |
| 3-I：“起动”“停止”开关； | 33HR：冷剂高位用浮子开关； | 88SP：溶液泵电磁开关； |
| 3-SP：溶液泵开关； | 43RV：自动手动切换开关； | ET：时间积算计； |
| 3-RP：冷剂泵开关； | 51：过载继电器； | L_1 ：运转指示灯； |
| 3-CPC：容量控制开关； | 6Z-1：时间继电器； | L_2 ：抽气指示灯； |
| 20-RV：冷剂旁通阀； | 6Z-2：时间继电器； | M ₁ ：冷却水泵； |
| 20-SCSP：溶液泵电动机过热保护继电器； | 69CW1：冷却水流量开关； | M ₂ ：冷冻水泵； |
| 26-SCR：冷剂泵电动机过热保护继电器； | 69CW2：冷冻水流量开关； | M ₃ ：溶液泵； |
| 26-WL：防止冷剂冻结用的温度继电器； | SCV：蒸气控制阀； | M ₄ ：冷剂泵。 |
| 33P：抽气液位用浮子开关； | T：变压器； | |
| | TSW：稀释用温度继电器； | |
| | 88CP：冷却水泵电磁开关； | |
| | 88EP：冷冻水泵电磁开关； | |

过载继电器 51RP, 制冷剂泵的过热保护继电器 26SCRP 都正常的话, 通过辅助触点 1Z 使制冷剂泵电磁开关 88RP 动作而制冷剂泵起动。

又如溶液泵的过载继电器 51SP, 和过热保护继电器 26SCSP 正常的话, 溶液泵电磁开关 88SP 动作而溶液泵起动。

因冷冻水泵已经运转, 当冷冻水流量达规定值以上时, 流量开关 69CW2 闭合。

如冷却水泵的过载继电器 51CP 正常的话, 冷却水泵的电磁开关 88CP 闭合。

冷却水流量达到规定值以上时, 其流量开关 69CW1 闭合。

69CW1 一接通, 蒸汽控制阀 SCV 就开始动作, 供给蒸汽以使冷冻机投入运行。

又辅助继电器 1Y 动作, 触点 1Y 闭合以使运行继续。但如 1Y 不能在时间继电器 6Z-1 的设定时间内投入, 则制冷机的运转就停止了。

运行中, 如负荷减少蒸发器内的制冷剂液面降低的话, 制冷剂低液位用浮子开关动作, 33LR 切断, 继电器 12 断开, 辅助触点 12 断开而使制冷剂泵停止。待制冷剂液面回升, 浮子开关又动作而恢复正常。

又当负荷增大而制冷剂液面上升, 则制冷剂高液位浮子开关动作, 旁通用电磁阀 20RV 就动作, 使制冷剂水旁通到溶液泵的吸入侧, 待制冷剂水位下降, 又转入正常运行。

在停机时, 首先按“停止”按钮。

1X、ET 运转指示灯 L1 都断电, 1X 的辅助触点上下都断开。上部的 1X 触点虽然断开, 而稀释用温度继电器 TSW 仍使发生器的浓溶液出口温度控制在低于 60 度以下。

但下部 1X 触点断开后, 蒸汽控制阀停电而蒸汽的供给也就停止。又因辅助继电器 1Y 也断电, 旁通用的 20RV 电磁阀上的 1Y 的常闭触点 (B 触点) 接通而电磁阀动作, 制冷剂强加到溶液泵的吸入侧, 浓度被稀释, 同时温度也降低。

发生器出口温度如低到 60°C 以下, 稀释用温度继电器 TSW 的触点断开, 冷冻机就完全停止。

抽气用的浮子开关 33P 装在抽气装置内, 当不凝性气体积储时, 装置内的液面就降低, 因此浮子开关动作而指示灯 L₂ 亮。根据指示灯的信号, 就可进行手动抽气操作。

如有可能, 溶液泵和制冷剂泵电源, 希望采用不停电的电源。这样在停电时, 冷却水泵和冷冻水泵停止, 它们的管内的水已经停止, 而机器的泵仍旧继续运转, 即使蒸汽仍供给, 断水继电器 69CW1 或 69CW2 动作。触点断开, 辅助继电器 1Y 停止, 触点 1Y 断开同时蒸汽自动控制的动作也停止, 蒸汽就关闭。自动地进行稀释循环, 浓溶液配管连同热交换器内均得到稀释, 在和平常停车时同样的条件下停车。

如果还装有其他控制, 冷冻机可自动开停, 若冷冻水有必要循环, 则可增加 69CW2 的接线, 冷冻水泵如要手动停止, 可加开停用的按钮。

(3) 配管配线的现场施工

图 14 为在现场必须施工的一般的蒸汽配管、冷却水配管, 和电气配线。蒸汽配管因在下节说明, 此处从略。在冷却水配管中一般使用冷却塔, 由于冷却水入口温度的变化, 如表 3 所示, 冷冻机的容量将产生很大的变化, 所以希望它的变化幅度不要太大, 使用了冷却塔, 运转期间可考虑为中间时期。因为如图所示有三通阀的控制使冷却水入口温度保持稳定从而使冷冻机能经常稳定地运行, 这种控制方式是希望有的。

配线工程如图所示是非常简单的。冷却水泵和冷冻水泵装有联锁, 以免发生运转错误。又制冷剂泵和溶液泵容量非常小, 希望由不停电的电源供电, 这一点在前节中已经说到。

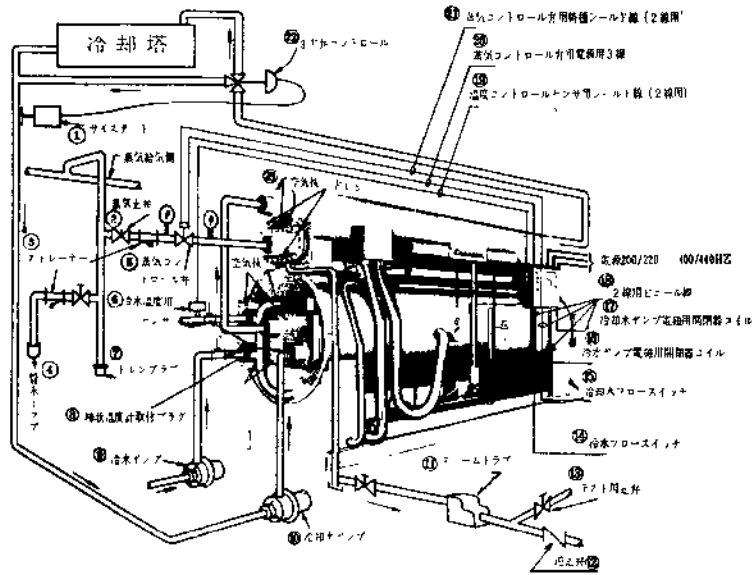


图14 配管、配线现场施工图

- ①温度继电器；②蒸汽截止阀；③过滤器；④管端疏水阀；⑤蒸汽调节阀；⑥冷水温度用传感器；⑦排水阀；⑧温度计插座；⑨冷水泵；⑩冷却水泵；⑪蒸汽疏水阀；⑫止回阀；⑬试验用止回阀；⑭冷水开关；⑮冷却水开关；⑯冷水泵电磁开关；⑰冷却水泵电磁开关；⑱2线用聚乙烯线；⑲温度控制传感器用电线(2线用)；⑳蒸汽调节阀用电源(3线)；㉑蒸汽调节阀用特种电线(2线用)；㉒三通调节阀；㉓排气孔。

(4) 关于蒸汽配管

4.1 蒸汽给汽侧

4.1.1 锅炉的形式

在负荷变动时，希望调节其输入使蒸汽压的变动保持在 ± 0.1 或 ± 0.2 的范围内。一般烧气或油的锅炉都能在这一要求的控制范围内运行。但烧煤的锅炉因在特性上没有起停的适应性，不能单独使用，除了在大工厂里其他工艺工程上使用大量蒸汽且吸收式制冷机的蒸汽用量不超过锅炉最大使用量的15%的场合以外是不能使用的。

4.1.2 锅炉容量

吸收式制冷机在起动时需要大量的蒸汽。其必要量示于表1中。如果锅炉容量超过这一需要量时，希望能将起动时间缩短到五分钟以内。但如起动时间可以允许有30分钟或以上时，则其起动蒸汽需要量可减少到全负荷时的110~120%。在这样的情况下，如有其他工艺过程使用蒸汽，则必须装置背压调整阀。若不装背压调整阀，吸收式制冷机内蒸汽流入而蒸汽压下降，则对其他工艺将有不良影响。

下面是锅炉容量的选定：

锅炉容量通常是指额定能力，但这一能力公斤/时对制冷机实际上不能使用。在决定吸收式制冷机用的锅炉容量时，应按锅炉制造厂产品目录中的常用能力千卡/小时决定，同时还决定于回水方式。在采用湿式回水方式时，锅炉的蒸汽容量公斤/时是其常用能力千卡/时和530千卡/公斤的比；而在使用装有透气管的水槽方式及真空回水方式时，是其能力和590千卡/公斤的比。这些除数是实用的平均值。

4.1.3 进汽侧所装的阀

(1) 减压阀

16JA型吸收式冷冻机的标准蒸汽压为0.84公斤/厘米²，(表压)但可使用到1公斤/厘米²。(表压)然而这压力与锅炉的压力相同，不希望由于负荷变动而使锅炉压力易于变动。最好的方法是锅炉压力为使用压力的2或3倍左右，用减压阀对冷冻机汽压进行控制。阀前后压力差为超过7公斤/厘米²时，应采用2段式减压阀。同时16JA型的控制是依靠蒸汽阀的关闭进行的，因此它必须能从使用状态的最大流量起至完全关闭的广大范围内有效地动作。在需避开阀的骚音时，

① 设在远离阀的场所。

② 尽可能减少减压的压力或采用2段式减压阀。

③ 蒸汽给汽中的水分，由管末的疏水器充分除去，如蒸汽中不含水分，则阀的性能也就良好了。

(2) 背压调整阀

背压调整阀不是吸收式制冷机的必要保护配件，而是对其他工艺过程的必要的装置，因此在与减压阀同用时，背压阀装在减压阀之前，也就是装在高压侧。这是因为当冷冻机起动，需要大量的蒸汽，特别在锅炉容量满负荷时，由于冷冻机侧急剧使用蒸汽，将造成锅炉压力下降、吊水(priming)、水的损失等不利后果。同时也为了防止其他使用着的机器性能不致显著降低。

(3) 蒸汽截止阀

蒸汽截止阀，在冷冻机运行中应全开，不应用来减少使用的蒸汽量。它只在制冷机长期停车中或进行修理等工作时，用来关断蒸汽管路。

4.1.4 蒸汽配管

因蒸汽流动而产生的噪音应限制在最小范围，低压管中的蒸汽速度，当管径在4B以下时，应限在20~30米/秒以下，即使管径在4B以上时，也应限在30~40米/秒以下。如果设计蒸汽流速超过此限，则噪音就大，在机器室内可能会有很大的声音，此点应注意。

通常在标准状态的使用条件下，各种机号的蒸汽量示于第6表中。应按这蒸汽量来决定蒸汽管，减压阀，背压阀等的尺寸。

表6 选定蒸汽管用的蒸汽量

型 号	蒸 汽 量 公斤/时	型 号	蒸 汽 量 公斤/时
16JA010	1.000	054	5.000
012	1.250	057	5.300
014	1.300		
018	1.700	061	5.700
021	2.000	068	6.300
024	2.300	077	7.200
028	2.600	084	8.000
032	3.000	097	9.000
036	3.400	107	10.000
041	3.700	115	11.000
047	4.500	124	11.500