

79.51
TJ7
78:33:2

化工与通用机械参考资料

全封闭活塞式 压缩机

(二)

第一机械工业部通用机械研究所

1978年9月

化工与通用机械参考资料

**全封闭活塞式制
冷压缩机(二)**

1978年9月

编 辑

出 版: 一机部通用机械研究所

发 行

印 刷: 北 京 印 刷 二 厂

定价: 2.50元

目 录

1. 空调器及全封闭制冷压缩机国内外样机
性能试验与结构分析全封闭制冷压缩机上海测试组 (1)
2. 全封闭制冷压缩机国内外样机测试报告
.....全封闭制冷压缩机南京测试组 (34)
3. 东芝全封闭制冷压缩机 (40)
4. 冷冻空调装置的自控元件 (195)
5. 窗式空调器制冷量的简易测定法 (273)
6. 制冷用压缩机的能力试验方法 (241)
7. 制冷压缩机的标准温度条件 (255)
8. 空调器用 **E** 系列全封闭压缩机 (257)
9. 三菱重工全封闭压缩冷凝机组使用与维修 (263)
10. 低温全封闭压缩机排气阀的改进 (289)
11. 活塞和气缸的间隙对全封闭压缩机性能的影响 (294)
12. 全封闭压缩机零件跑合过程
粗糙度参数的变化 (297)
13. 氟利昂对电绝缘材料的作用 (300)
14. 船舶单元式空调器用的高速全封闭压缩机 (303)
15. 气阀流速 (306)
16. 吸排气过程中活塞平均速度的计算上海冰箱厂 赵道一 (310)
17. 全封闭式制冷压缩机 (318)
18. 氟利昂 502 吸入蒸汽过热对全封闭活塞式
低温压缩机的影响 (334)

空调器及全封闭制冷压缩机国内外 样机性能试验与结构分析

前 言

近年来,国外对全封闭压缩机已经进入高速(二极化)和系列化,而且均趋向采用F22为工质,由于全封闭式压缩机具有许多显著的优点,目前正在向多缸和大功率发展中,一般在7.5KW以下的压缩机已经全封闭化了,有些厂商(例如日本三洋)20HP以下的压缩机已全部采用全封闭式,在美国,全封闭的发展速度更为显著。

对全封闭压缩机的性能也作了大量的研究和试验工作。

活塞式高速多缸压缩机向全封闭式发展,使活塞式压缩机达到了新的技术水平。

但全封闭压缩机在我国的发展历史还很短,文化大革命以来,我国制冷行业的广大工人和技术人员以阶级斗争为纲,遵照毛主席独立自主,自力更生的教导,试制出了不少具有先进水平的全封闭压缩机。

为了更好地集中全国的力量,迅速地将我国全封闭压缩机实现高速,系列和标准化。

一机部通用所于一九七五年组织了全国有关的冷冻机厂、所、院校共同起草了《全封闭活塞式制冷压缩机》标准(草案),在标准规定的型式参数上组织联合设计。在进行联合设计以前,遵照伟大领袖毛主席“洋为中用”的教导对国内现有代表性的进口样机-窗式空调器和全封闭压缩机进行测试对比,考核其性能,并进行解剖和结构分析,了解国外样机的优缺点,从而批判地加以吸收其中有益的东西,以便为联合设计提供某些参考。

样机的测试、解剖工作由通用所组织并在上海和南京二地同时进行。

上海地区测试和解剖工作由下列各单位组成:

北京医疗器械厂

天津医疗器械厂

北京商业部设计院

江淮仪表厂

北京水暖器材四厂

广州无线电专用设备厂

苏州轻工电机厂

上海冰箱厂

上海机械学院

北京商业机械厂

苏州东风电器厂

桂林无线电专用设备厂

泰州制冷机厂

为使测试工作顺利开展由通用所、北京医疗器械厂、北京商业部设计院、上海机械学院、上海冰箱厂组成核心小组、并由上海冰箱厂及上海机械学院负责主持此项工作。测试和解剖工作于一九七六年四月一日开始,五月十日结束历时四十天。空调器的试验工作在上海机械学院制冷实验室进行,压缩机的试验工作在上海冰箱厂试验室进行。

整个测试工作中，在上海冰箱厂党支部及上海机械学院动力系党总支的领导和关怀下，使测试和解剖工作得以顺利进行。通过一个月左右的试验和解剖工作，并召开了车间工人、兄弟单位的座谈会后广泛听取意见后将试验情况、试验和解剖结果及结构特点分析汇总于后。由于样机的数量较少，试验的时间又较为匆促，不可能做更多的试验和分析工作，加之我们的水平及认识的局限性，分析和试验均存在一些问题，不妥之处请予指正，以便作进一步的研究和改进。

空调器及全封闭制冷压缩机国内外样机性能试验

一、试验目的及试验内容

1. 试验目的

对国内现有近年来进口的样机——窗式空调器和全封闭制冷压缩机进行测试对比，考核其技术性能和经济性能对空调器的总体布置，以及冷凝器、蒸发器、通风机等的结构、性能等作比较分析。并对其中较先进的压缩机进行解剖对压缩机的结构进行分析，同时对各部件的主要技术参数、几何形状、材质等进行测量和分析，以便对窗式空调器和高转速压缩机在高低温使用时的性能、结构、布置、发展趋势、压缩机各零部件的材质、设计参数机械性能有进一步的认识，从而对我国全封闭制冷压缩机系列化联合设计提供一定的参考。同时也可对我国窗式空调器的设计改进，和进一步提高有所借鉴。

2. 试验内容

为了更好地把样机试验工作做好，同时在不同地区进行试验时有一个统一的标准，因此在一九七五年十月在苏州召开的《全封闭制冷压缩机》标准审定会后，由一机部通用所、上海冰箱厂、南京冷气机厂、上海机械学院共同起草了《样机集中试验大纲》，本试验即按照大纲的要求进行。

(一) 试验条件

(1) 窗式空调机组和立柜式空调机组的试验工况按表 1 规定：

表 1

项 目 工 况		窗式空调机组立柜式水冷空调机组			
		I	II	I	II
蒸 发 器 侧 进 风 参 数	干球温度℃	28.2	32	28.2	32
	湿球温度℃	22	22.5	22	22.5
冷 凝 器 侧	进风干球温度℃	35	43	—	—
	进水温度℃	—	—	28	27
	出水温度℃	—	—	—	38
	冷凝温度℃	—	—	40	—

注：如样机有试验资料，可对该产品名牌标定的制冷量进行检查性试验。

- (2) 在按表 1 规定的第 I 工况试验时,测定下述项目:制冷量、功率、噪声、振动。
- (3) 在按表 1 规定的第 II 工况试验时,待工况稳定后运转 2 小时停车 2 分钟,降电压 10%考核其起动性能。
- (4) 高温用压缩机和低温用压缩机的试验工况按表 2 规定。
- (5) 在按表 2 规定的名义制冷量工况试验时,测定下述项目:制冷量、输入功率、电压、电流。
- (6) 在按表 2 规定的最大压力差工况试验时,待工况稳定后运转 2 小时测定下述项目:排气温度、机壳温度、电机绕组温升、对地绝缘电阻值。

表 2

类 型	制 冷 剂	试 验 工 况	蒸 发 温 度 ℃	吸 气 温 度 ℃	冷 凝 温 度 ℃
高 温	F-22	名义制冷量	5	15	40
		最大压力差	-5	15(3)	50
		最大轴功率	10	15	55
低 温	F-22	名义制冷量	-15	15	30
		最大压力差	-30	15(-22)	45
		最大轴功率	-5	15	45
温	F-12	名义制冷量	-15	15	30
		最大压力差	-30	15(-22)	50
		最大轴功率	-5	15	50

注:当压缩机排温和电动机绕组温升超过规定值时可采用()内的吸汽温度。

- (7) 在按表 2 规定的最大使用轴功率工况试验时测定下述项目:输入功率、噪声、振动。
- (8) 上述测定完毕后分别记录成台空调机组重量、压缩机重量和制冷剂注入量。
- (9) 在上述第七条试验完毕后,可进行高低温压缩机通用可能性试验。
- (10) 噪声测定
- a 考虑到房间回声对测试的影响,须进行回声影响的测定,其方法是取一个已知声压级的声源(如在标准吸音室中测定过声压级的电动机)放在空调机组或压缩机试验室中(安放位置应和测试空调器的位置相同)按标准规定的测试方法测定其噪声,该读数和已知声压级的差值,即为房间回声的影响值。以后在每次测定时扣去该差值即为被测空调机组的噪声。
- b 窗式空调器噪声测点按图 1 规定。
- c 压缩机噪声测点按图 2 规定。
- (11) 振动测定

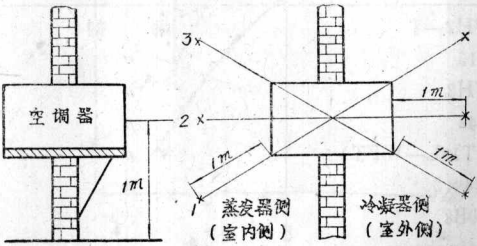


图 1

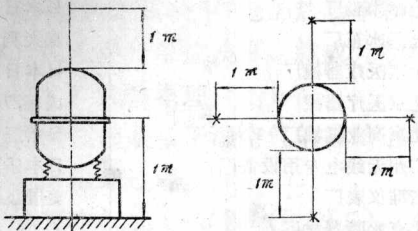
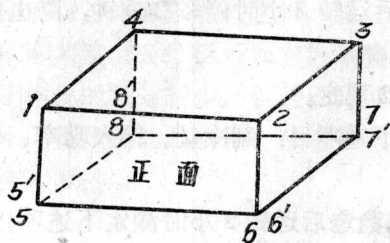


图 2

- a 空调机组振动测定, 共测12点, 即底部四角的水平方向共 8 点顶部四角的垂直方向共 4 点 (如图 3 所示), 取双向振幅的算术平均值作为该机组的振幅值。



“,”表示侧面

图 3

在振动测量时对基础的要求作如下规定: 在机组停车时测得的振幅值应不大于机组运转时测得振幅值的 $\frac{1}{3}$ 。

- b 压缩机振动的测点规定如下: 在顶部中心测垂直方向的振幅值, 在中部测水平方向的振幅值二个。取双向振幅的算术平均值作为该机的振幅值。

(12) 机壳温度的测量

目的是为了测量油温, 测点在压缩机油位线以下, 机壳的外壁面处, 用热电偶测量温度。

(二) 拆验要求

- (1) 国内样机不作拆验
- (2) 国外样机经性能测试选择经济指标较先进具有典型性的压缩机进行解剖和结构分析。
- (3) 对电气线路和保护装置进行分析。
- (4) 对成台空调器进行结构分析。
- (5) 油品分析。

(三) 上述项目结束后应分别整理成文, 其内容应包括下列各项:

- ① 产品概述; ② 测试结果; ③ 结构分析; ④ 结论。

提供样机的单位和样机国别名称

(一) 空调器

样 机 提 供 单 位	样 机 国 别 名 称	备 注
广州无线电专用设备厂	日本乐声 CW—120A205	
江淮仪表厂	美国飞歌 AS10B8	
北京水暖器材厂	美国威斯汀豪斯 AH164LSFI	
上海冰箱厂	意大利飞腾 PHANTOM	
上海冰箱厂	日本日立 RCR—309	

(二) 压缩机

样 机 提 供 单 位	样 机 国 别 名 称	备 注
上海冰箱厂	日本日立 301FH2—T	解 剖
上海冰箱厂	意大利泰康 AJT15	“
北京医疗器械厂	日本日立 301FH2	“
北京医疗器械厂	试制产品 2FQ42	“
北京商业机械厂	日本三菱 JAHT13L—WFT	“
广州无线电专用设备厂	日本乐声 2B114×2	“
江淮仪表厂	美国飞歌 AS10B8	
北京水暖器材厂	美 国 Westinghouse	
天津医疗器械厂	试制产品 1F4MG	

二、试验装置、方法、原理及试验仪表

1. 窗式空调器的试验装置及试验原理

窗式空调器的试验方法尚未建立统一的国家标准,目前各厂都普遍采用焓差法,本次测试采用风管热平衡法。

(1) 试验装置简述

空调器的试验装置实际上是一个简易的空调室,此空调室的目的是能够造成一个规定的气象条件,即保证蒸发器和冷凝器在一定的进风参数下工作,其试验装置如图4所示。

由中间隔墙把试验室分成两个房间,试验室由绝热材料构成,使之与外界的热交换尽量减少,把被测定的空调器按装在中间隔墙上,蒸发器对着一个房间(房间内侧),冷凝器对着另一个房间(房间外侧),在上述二个房间中分别设置有冷却器(冷风机)、加热器和加湿器。

空调器房间内侧的冷风排出口,用风管连接后伸入热平衡箱的中央,在风管中设有电加热器,为了补偿空调器在风管中的压力损失,在热平衡箱出口装有引风机,以保持空调器维持正常的风量。

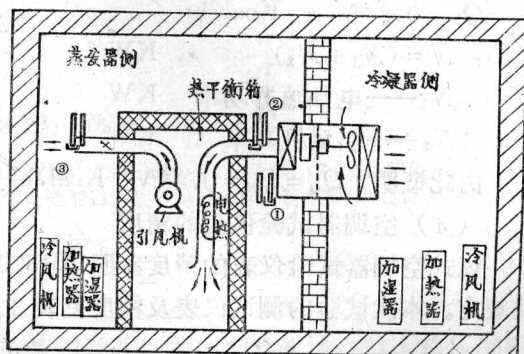


图4 窗式空调器风管热平衡法试验装置图

在空调器的进风口设有干球和湿球温度计,在热平衡箱引风机风管的出口也设置干球和湿球温度计,室内侧的空气被空调器中的离心风叶吸入,通过蒸发器被冷却成冷风,经过连接风管后,冷风被加热,而在热平衡箱中因流速降低,成为较均匀的温湿度状态,然后由引风机排出到房间内侧。

(2) 试验方法

被测试的空调器在额定的电压下运转后,为了保证房间内外侧的温湿度达到规定的条件,可以分别调整两个房间内的冷却器、加热器和加湿器,并可用风扇将温湿度搅拌均匀。另外,为了使热平衡箱出风口(即引风机出风管)湿球温度与房间内侧空调器进风口吸入空气湿球温度相等,可调整热平衡箱内风管中电加热器的功率,使上述两湿球温度一致,就说明此功率转化成的热量正好和空调器所制取的冷量相平衡,因此把该功率(电加热功率和引风机功率)读数进行单位换算,就成为制冷量。

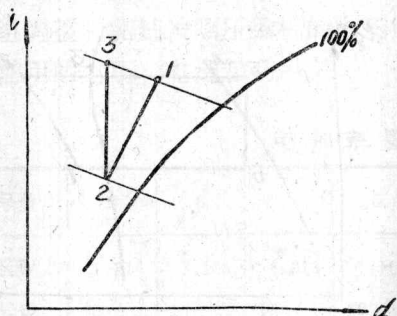


图5

(3) 试验原理

试验原理是基于湿空气的等焓过程就是近似的等湿球过程。

由湿空气的*i-d*图(见图5),点1为空调器进风状态,点1的状态可用调整房间内侧的加热、加湿和冷却装置来实现,此点1状

态的空气经过蒸发器后降温降湿，然后成为点 2 状态，点 2 即为空调器的出风状态。

所以 1—2 是制冷过程线，

其焓降 $\Delta i = i_1 - i_2$ Kcal/kg

去湿量 $\Delta d = d_1 - d_2$ g/kg

所以空调器的制冷量是 $Q_o = G \Delta i = G(i_1 - i_2)$ Kcal/hr

点 3 为热平衡箱的出风状态，即点 2 状态的冷风被电加热器加热后的状态。

所以 2—3 是等湿加热过程线，

其加热量 $Q_N = G \Delta i = G(i_3 - i_2)$

为了使加热量 Q_N 等于制冷量 Q_o ，即 $Q_N = Q_o$ ，则必须使下式成立： $G(i_1 - i_2) = G(i_3 - i_2)$

由于风量 G 不变， i_2 为公共点，而 $i_3 = i_2$ (在等焓线上)

所以 $Q_N = Q_o$

$Q_N = 0.86N$ Kcal/hr

式中： $N = (N_1 + N_2)$ KW

N_1 ——电加热器功率 KW

N_2 ——引风机功率 KW

由此证明 $Q_o = Q_N = 0.86N$ Kcal/hr

(4) 空调器试验仪表的精度

窗式空调器试验仪表的精度参照 JB1370—73 《立柜式空气调节机组试验方法》中的有关规定。本次试验的测试仪表及精度见表 3。

表 3

仪 表 名 称	型 号	精 度
温度表	玻 棒	1/10°C
电压表	44L1—V	0.5
电流表	44L1—A	0.5
功率表		0.5
频率表	44L1—Hz	
倾斜微压计	Y—61	2
半导体点温计	7151	
电子交流稳压器	614—C	

2. 全封闭压缩机的试验装置及试验原理

按照《全封闭活塞式制冷压缩机》标准 (草案) 规定，全封闭压缩机制冷量试验装置按 JB772—65 《中小型活塞式单级制冷压缩机试验方法》的有关规定。

(1) 试验装置

测试时各参数值在 $\lg P \sim i$ 图上的表示，如图 6 所示。

试验系统如图 7 所示。

试验系统实际上是一台单级压缩蒸汽制冷机循环的装置。它基本上由四个系统组合而成。

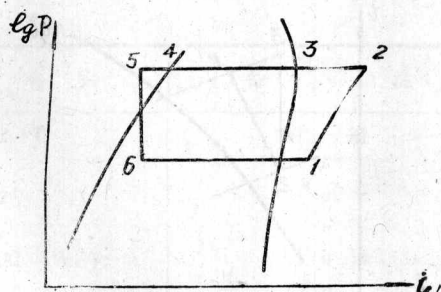


图 6 $\lg P \sim i$ 图

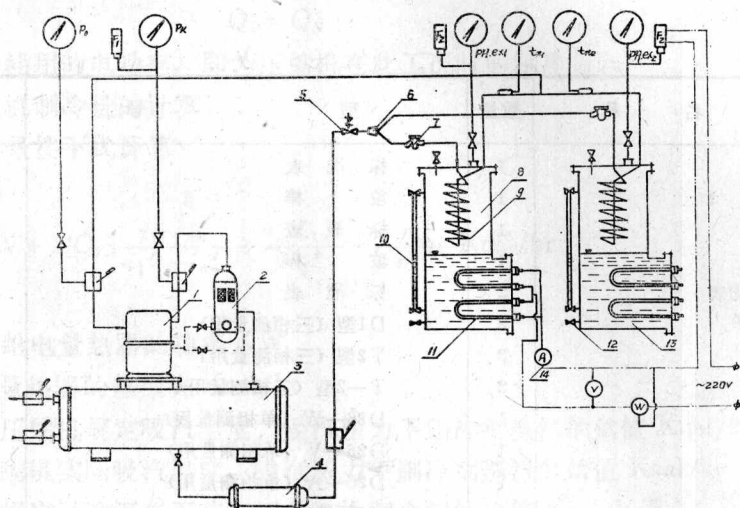


图7 具有第二制冷剂的电加热器法试验系统示意图

1.压缩机; 2.油分离器; 3.冷凝器; 4.干燥过滤器; 5.电磁阀; 6.分液器; 7.定压膨胀阀; 8.热平衡筒; 9.蒸发盘管; 10.量液管; 11.电热管; 12.放液阀; 13.第二制冷剂(F-11); 14.电气系统

① 制冷系统

由压缩机、油分离器、冷凝器、过滤器、节流阀及蒸发器等部件组成, 注入该压缩机所规定的制冷剂(即第一制冷剂或称主工质)用以进行压缩机的制冷运行。

② 热平衡系统

热平衡系统实际上是一只钢制容器, 其上部装有制冷系统中的一组蒸发盘管, 下部装有一种低沸点的工质(即第二制冷剂或称次工质), 第二制冷剂中装置一组由外界供给电能电热管。

③ 温度和压力控制系统

由温度表、压力表及压力继电器等组成, 用以测量制冷系统的温度和压力变化, 并对系统进行超压保护。

④ 电气控制系统

由电压表、电流表、功率表、电子交流稳压器、变压器等组成, 电气控制系统共有二组, 一组调整和测量被测压缩机的电压电流和功率, 另一组用以调整和测量热平衡器中电加热器所需用的电压、电流和功率。

表4 电加热器各电热丝功率值

电热丝号数	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
功率 KW	1.21	1.15	1.213	1.197	1.17	1.16	0.964	0.93	0.92	0.916	0.928
电热丝号数	13	14	15	16	17(微调)						
功率 KW	1.108	1.07	1.01	0.961	1.085						

注: 17号为微调电热丝, 当额定电压时, 其功率为1.085KW

⑤ 压缩机测量仪表及精度见表 5 所示。

表 5

仪 表 名 称	数 量	型 号	精 度
吸气压力表	1	标 准 表	0.35
吸气温度计	1	玻 棒	1/10°C
排汽压力表	1	标 准 表	0.5
排汽温度计	1	玻 棒	1/10°C
第二工质压力表	2	标 准 表	0.35, 0.5
功 率 表	2	D1型 (三相测量用)	0.5
电 压 表	3	T 2型 (三相测量用)	0.5
电 流 表	2	T—2型 (三相测量用)	0.5
功 率 表	1	D26—W (单相测量用)	0.5
电 压 表	1	D26—V (单相测量用)	0.5
电 流 表	1	D26—A (单相测量用)	0.5
惠斯登电桥	1	850便携式	
光线记录示波器	1	SC16型	
晶体管测振仪	1	GZ1型	
拾 振 器	1	ZA2型	
500 V 兆欧表	1		
频 率 计	1	59L2—H2	
低电阻直流电位差计	1	UJ1 型	
直流复射式检流计	1	AC9型	
电子交流稳压器	1	614—C 5KVA	
互 感 器	1		
声频频谱仪	1	丹麦2112型	

(2) 试验方法

1. 压缩机排汽压力 P_K 是通过改变冷凝器冷却水流量、冷却水温、以及控制排汽截止阀开度来调节。
2. 吸气压力 P_0 是通过供给蒸发盘管的制冷剂流量来调节 (即调节节流阀的通路)。
3. 压缩机的吸气温度 (即过热度 t_n) 是通过改变供给第二制冷剂的热量来调节。
4. 压缩机的过冷温度 t_u (即出液温度) 是通过改变冷凝器冷却水的流量、水温来调节。

(3) 试验原理

试验原理是基于热平衡原理: 即

$$Q_o = Q_N$$

Q_o ——压缩机在蒸发盘管内所吸收的热量, 即
压缩机所制取的冷量 Kcal/hr

Q_N ——电加热器所输入的电热量, 其数值是
 $Q_N = 860N_A$

N_A ——电加热器输入的功率 KW

试验时开动压缩机, 并接通电加热器电源, 第一制冷剂 (被测压缩机所使用的工质) 在热平衡器内的蒸发盘管中蒸发, 盘管外侧的第二制冷剂被电加热器加热, 其发出的热量正好被第一制冷剂所吸收, 其传热过程如图 8 所示。

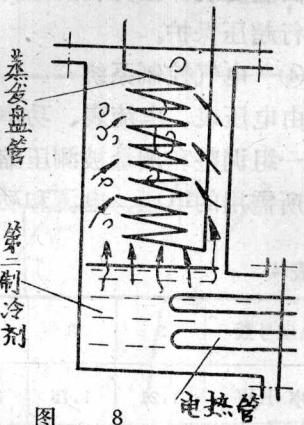


图 8

当制冷系统的工况稳定时 ($t_o, t_k, t_j, (t_n), t_i, (t_u)$ 恒定) 则二者的热量趋向平衡

$$Q_o = Q_N$$

电加热器所耗用的电功率, 即为压缩机在此工况时的制冷量。

(4) 压缩机制冷量的计算

压缩机制冷量按下式计算

$$Q_o = [860N + \Delta Q_2] \frac{i_1 - i_6}{i_1' - i_6'} \cdot \frac{V_1}{V_1'} \cdot \frac{n_1}{n_1'} \text{ Kcal/hr}$$

式中: N ——供给电加热器的功率 KW

ΔQ_2 ——电加热器的热损失 Kcal/hr

i_1 ——在压缩机规定吸汽温度、吸汽压力下制冷剂蒸汽的焓值 Kcal/kg

i_1' ——压缩机实际吸汽温度、吸汽压力下制冷剂蒸汽的焓值 Kcal/kg

i_6 ——在规定过冷温度下节流阀前液体制冷剂的焓值 Kcal/kg

i_6' ——压缩机实际过冷温度下节流阀前液体制冷剂的焓值 Kcal/hr

V_1 ——在压缩机规定吸汽温度、吸汽压力下制冷剂蒸汽的比容 m^3/kg

V_1' ——压缩机实际吸汽温度、吸汽压力下制冷剂蒸汽的比容 m^3/kg

n_1 ——压缩机的额定转速 r/min

n_1' ——压缩机的实测转速 r/min

说明:

1. 关于电加热器热损失 ΔQ_2 的修正

对本试验装置进行热损失测量时, 当第二制冷剂 (F-11) 压力为 0.65 kg/cm^2 (表压) 时, 其对应的饱和温度约 38°C , 测量时的环境温度为 25°C , 此时微调电压 20V , 电流约 1A , 即加热器输入功率约 20W , 所以每度的热损失

$$\Delta Q_2 = \frac{860 \times 0.02}{35 - 25} = 1.3 \text{ Kcal/hr}$$

热损失很小故略去不计。

2. 关于比容的修正

试验时, 吸汽温度一般控制在规定吸汽温度值的 $\pm 3^\circ\text{C}$ 以内, 此时比容的变化极小, 所以比容修正略去不计。

3. 关于转速的修正

因全封闭压缩机的实际转速无法测定, 用测振仪测量的振动频率在压缩机各方位的振动值也不一致, 所以转速的修正仍以规定的电网频率和实际测量的电网频率的比值来加以修正。

三、试 验 数 据 整 理

1. 空调器在名义工况下的性能试验汇总表见表 6。

2. 空调器在恶劣工况下的性能试验汇总表见表 7。

3. 全封闭压缩机样机性能试验汇总表见表 8。

4. 全封闭压缩机噪声频谱分析

表 6

乐声、飞歌、威斯汀豪斯、飞腾、日立性能比较表

序号	项 目	样 机 名 称	工 况	名 义 制 冷 量 工 况				
				乐 声	飞 歌	威斯汀豪斯	飞 腾	日 立
1	制冷量	Q_0	大卡/小时	3149	2925	4304	4060.7	6355
2	输入功率	N	KW	1.672	1.84	2.336	2.245	3.245
3	电 流	I	A	9.35	9	11.52	11.25	5.65
4	电 压	u	V	200	230	230	230	380
5	相 数		ϕ	1	1	1	1	3
6	极 数		P	2	2	4	2	2
7	频 率	f	Hz	49.5	47.9	48.7	48.7	48.3
8	转 速	n	转/分	2970	2874	1461	2922	2898
9	单位功率制冷量	K_0	大卡/千瓦	1883	1589.6	1847.2	1812.8	1961.4
10	单位制冷量重量	K_g	公斤/ 10^3 Kcal/hr	21	19.72	16.68	20.09	29.96
11	重 量		kg	66	57.6	71.8	81.6	135.5/54.8
12	工质 (注入量)		g	F-22 名牌710 实测470	F-22 名牌496 实测440	F-22 名牌820 实测— 实测740	F-22 名牌820 实测740	F-22 名牌2600 实测2600
13	振 动		μ	12	33	100	58	2.9
14	噪音室内/室外		db (A)	58.0/60.5	62.5/63	68/70.0	64.8/68.2	56
15	外形尺寸 (宽×高×深)		mm	660×400 ×609	660×410 ×480	610×370 ×560	670×460 ×790	800×353 ×1545
16	备 注			1. 频率为电网实测频率 f 实 2. 同步转速以 $n = \frac{60 \times f}{P}$ 实计算				

表 7

乐声、飞歌、威斯汀豪斯、飞腾、日立性能比较表

序号	项 目	样 机 名 称	工 况	恶 劣 工 况				
				乐 声	飞 歌	威斯汀豪斯	飞 腾	日 立
1	蒸发器进风干球温度	t_1	°C	32.4	32	32.1	32	32
2	蒸发器进风湿球温度	ts_1	°C	22.6	23	22.55	23	23
3	蒸发器出风干球温度	t_2	°C	18.7	19.4	15.79		
4	冷凝器进风干球温度	tc_1	°C	43.5	43	43	43	43
5	冷凝器出风干球温度	tc_2	°C	56	52	63.3	49	49
6	电 压	u	V	200	230	230		380
7	电 流	I	A	10.1	10			
8	功 率	N	KW	1.86	2.82	2.552		3.66
9	频 率	f	Hz	50	48			47.9
10	降电压10%起动性能			停车 2 分钟 能起动	停车 2 分钟 能起动	停车3.5分钟 才能起动	停车 2 分钟 能起动	恶劣工况运转时, 压缩机已超压, 故未做降电压起动试验

备注: 蒸发器出风干球温度 t_2 仅作参考

表 8

全封闭压缩机样机性能测试汇总表

测试项目 压缩机 型号		配极 用数 电功 机率	制 冷 剂	压 缩 机 重 量	名义工况 ($t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ $t_n = 15^{\circ}\text{C}$)							
					制 冷 量 Q	输 入 功 率 N	单 制 功 率 K_e	单 位 重 量 制 冷 量 K_G	排 气 温 度 t_2	壳 底 温 度 t	电 温 机 绕 组 度 t_M	振 幅 X
					Kcal/hr	KW	Kcal/ KW·h	kg/ 10 ³ Kcal/ hr	°C	°C	°C	μ
1	北京医疗厂 2FQ-4.2	2 2.2	F_{22}	44	8030	3.13	2565	5.48	95	34		12.2
2	天津医疗厂 1F4MG	2 1.5	F_{22}	23	3555	1.85	1920	6.48	110	58	主108 付111	6.35
3	日立 301FH2	2 2.2	F_{22}	40	7750	2.80	2770	5.15	94.3	30		5
4	日立 301FH2-T	2 2.2	F_{22}	40	7350	2.85	2580	5.45	96.4	37.5	63	7.2
5	飞歌 AJ600JT-124	2 1.65	F_{22}	21	3240	1.31	2475	6.49	92.8	81	主73 付75	35.8
6	乐声 2B114K2	2 1.6	F_{22}	21.5	3030	1.28	2360	7.08	96	65	主60 付61	46
7	意大利 64-111	2 1.96	F_{22}	22.4	3780	1.63	2320	5.93	95.3	78	主78 付81	59
8	三菱	2 1.1	F_{22}	30	1915	1.16	1650	15.7	105.8	74	61	213.3

备

注

测试项目 压缩机 型号		最大压力差工况 ($t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ $t_k = 50^{\circ}\text{C}$ $t_n = 15^{\circ}\text{C}/3^{\circ}\text{C}$)							
		制 冷 量 Q	输 入 功 率 N	单 制 功 率 K_e	单 位 重 量 制 冷 量 K_G	排 气 温 度 t_2	壳 底 温 度 t	电 温 机 绕 组 度 t_M	振 幅 X
		Kcal/hr	KW	Kcal/ KW·h	kg/ 10 ³ Kcal/hr	°C	°C	°C	μ
1	北京医疗厂 2FQ-4.2	3920*	3.15	1242	11.3	127	104	79	72
2	天津医疗厂 1F4MG	2260	1.76	1284	10.2	132.5			
3	日立 301FH2	4020	2.5	1610	9.95	134	55.3	90	3.36
4	日立 301FH2-T	3820	2.52	1515	10.42	132	53	102	10.6
5	飞歌 AJ600JT-124	3610	1.32	1220	13.2	125.7	114	主114 付118	58
6	乐声 2B114K2	1370	1.38	993	15.7	139	108.5	主108 付115	92.3
7	意大利 64-111	2115	1.62	1302	10.6	120.5	107.5	主101 付106	91.3
8	三菱	282	0.833	339	106.4	101.8	77	69	545

备

注

* 序号1本工况是同型号另一台机器测得;
序号3按 $t_n = 15^{\circ}\text{C}$, 其余皆按照 $t_n = 3^{\circ}\text{C}$ 测得。

续表

测试项目 压缩机 型号		最大轴功率工况 ($t_o = 10^{\circ}\text{C}$ $t_k = 55^{\circ}\text{C}$ $t_n = 15^{\circ}\text{C}$)								
		制冷量 Q	输入功率 N	单制 位冷 功率 K_e	单量 制重 冷量 K_G	排气 温度 t_2	壳底 温度 t	电温 机绕 组度 t_M	振 幅 X	噪 声
		Kcal/hr	KW	Kcal/ KW·hr	kg/ 10 ³ Kcal/hr	°C	°C	°C	μ	db
序 号	单 位									
1	北京医疗厂 2FQ-4.2	6540	4.52	1448	6.8	129	60		24.4	59.4
2	天津医疗厂 1F4MG	3380	2.2	1522	6.8	117	75	主111 付116	7.55	
3	日立 301FH2	6160	3.42	1800	6.5	109.3	33.3		17.3	53.6
4	日立 2301FH-T	7520	3.44	2190	5.32	106.6	37.5		10.7	56.5
5	飞歌 AJ600JT-124	3140	1.70	1845	6.7	103.5	85.5	主91 付96	40	57.4
6	乐声 2B114K2	2940	1.6	1840	7.32	105.4	68	主67 付68	61	53.6
7	意大利 64-111	3940	2.01	1960	5.68	102	68.5	主71 付75	39.7	53.4
8	三菱	2380	1.649	1450	12.61	114.1	77	76	80	53.4 (55.1)
备 注	括号内的噪声值为压缩机和降温风扇同时运转时的数值。									

说明:

1. 本试验表中所列各压力均为表压力, 其换算关系是:

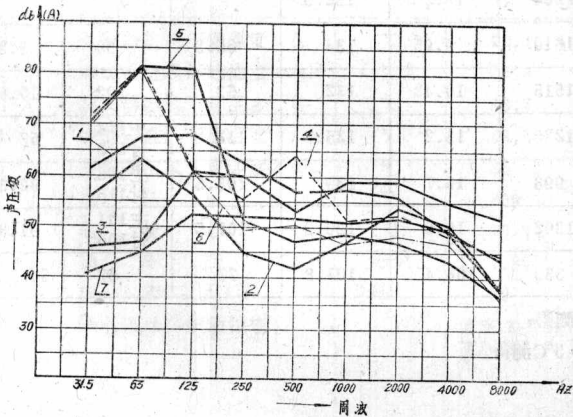
$$P_{\text{绝对压力}} = P_{\text{表压力}} + P_{\text{大气}}$$

2. 全封闭压缩机最大轴功率无法测定: 故该项工况实际是最大输入功率工况。

4. 全封闭压缩机噪声频谱分析

全封闭压缩机噪声频谱分析如图所示, 从图中所作各条曲线的分析可知:

① 总的趋势是在低频区(63~125Hz)压缩机的噪声最大, 随着频率的增加噪声逐渐衰减。



频谱分析图

- 1. 北医 2FQ-4.2;
- 2. 日立 301FH2;
- 3. 日立 301FH2-T;
- 4. 飞歌 AJ600JT-124
- 5. 乐声 2B114K2;
- 6. 泰康 (意大利) 64-111AJT15;
- 7. 三菱 JAHT13L-WFT

② 分析压缩机各运动部件的噪声频率时, 根据频谱分析图, 可以更详细地调查噪声发

生机构，并逐一加以调整，直至其峰值有较明显的降低，此时说明，此声源的频率正好和频谱分析图相附合。

空调器及全封闭制冷压缩机结构分析

一、空调器的结构分析

1. 乐声牌窗式空调器

乐声牌 (NATIONAL) 窗式空调器是日本松下电气工业有限公司 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUSTRIAL CO. LTD.) 1972 年的产品，它的名牌性能如表 9 所示。

表 9

型	号	CW-120A205
制冷量	Q_0	13000BTU/hr (3250Kcal/hr)
功 率	N	1600W
电 压	u	200V
电 流	I	8.8A
相 数	ϕ	1
频 率	f	50
制冷剂 (注入量)		F-22 (250 Z)
去湿量		1.3l/h
风 量	V	8.4m ³ /min
重 量	G	65kg
外形尺寸 (宽、高、深)		660 × 400 × 609mm

乐声牌空调器的主要结构和特点如下：

(1) 蒸发器和冷凝器

蒸发器和冷凝器的结构参数见表10所示。

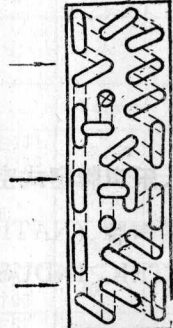
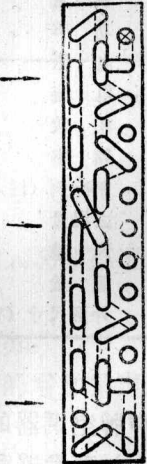
蒸发器和冷凝器都采用铜管套铝片形式，管排都以叉排排列，并且都是双通路形式以增加传热速度，对蒸发器而言，使得饱和的氟利昂蒸汽很快流出，对冷凝器而言，凝凝液不至过多地留在管内。

传热片采用了新型的波纹形肋片。见图 9 所示，波纹形肋片的优点是当空气流过肋片间隙时，在肋片的表面产生了一层层流边界层，边界层的厚度随着片长的增加而增厚，层流边界层的增厚削弱了传热，所以当气流遇到突起的波纹时，受到波峰的阻碍，产生了撞击、涡流，从而破坏了层流边界层，使其厚度减薄，强化了传热，如图10所示。

与相同外形尺寸的平肋片比较，波纹形肋片的传热面积增加了 9 % 左右。所以肋片冲成波纹后，既加强了空气的扰动，破坏了层流边界层，强化了传热，又增加了传热面积，同时也加强了肋片的刚性。

表10

乐声牌空调器换热器结构参数表

序号	名 称	单位	蒸 发 器	冷 凝 器	
1	管子材料		紫 铜	紫 铜	蒸发器管路示意图 
2	套片材料		铝	铝	
3	套片形状		波 纹 片	波 纹 片	
4	管子外径 d_o	mm	10	10	
5	管排方式		叉 排	叉 排	
6	管子中心距	mm	25	25	
7	管子排距 (法向距)	mm	21.6	21.6	
8	排 数		4	3	
9	片 距 S	mm	2.2	1.7	
10	片 厚 t	mm	0.20	0.20	
11	片 隙 e	mm	2	1.5	
12	片 高 h	mm	7.5	7.5	
13	总 片 数 n		183	304	冷凝器管路示意图 
14	管簇宽度 B	mm	400	550	
15	管簇高度 H	mm	258	350	
16	管簇深度 L	mm	78	58	
17	迎风面积 $B \times H$	m ²	0.103	0.193	
18	管簇容积 $B \times H \times L$	m ³	0.008	0.011	
19	外侧传热面积 F_o	m ²	7.23	11.84	
20	通 路 数 i		2	2	
21	U形管极数 Z		20	18	
22	每程通路管长 l	m	8	10	
23	空气与制冷剂流动方式		顺 流	逆 流	
24	毛细管外径 d_{OM}	mm		2.6	
25	毛细管长度 l_M	mm		660	

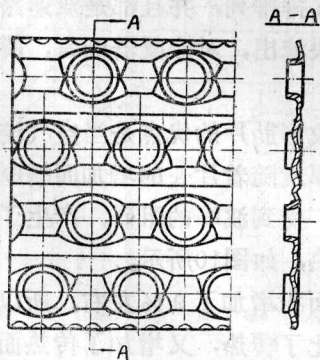


图9 波纹形肋片

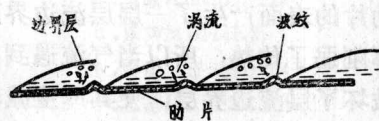


图10 热边界层示意图