

ANSI/AHRI标准 1230

2010年

可变制冷剂流量(VRF)  
多联式空调和热泵设备  
性能评价标准



2010年8月21日 ANSI批准



Air-Conditioning, Heating,  
and Refrigeration Institute

2111 Wilson Boulevard, Suite 500  
Arlington, VA 22201, USA  
[www.ahrinet.org](http://www.ahrinet.org)

PH 703.524.8800  
FX 703.562.1942

“制冷百家” 微信公众号

汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的  
平台，物性查询、论文分享，定时推送最新技术

## 重要通知

### 安全免责声明

对于根据本标准/指南进行设计、试验、评价、安装、运行的任何产品、组件或系统，AHRI不设定任何安全标准，也不对它们的安全性做任何认证或担保。我们强烈建议，对于本标准所覆盖的产品的设计、构建、装配、安装和运行，应统一按照国家公认的安全标准和法规要求执行。

本标准/指南是AHRI根据掌握的信息，采用先进的行业惯例制定的。但是，对于根据本标准/指南进行的所有试验的安全性，AHRI不做任何形式的担保和承诺。

### 重要提示：

在《AHRI标准1230》通过美国能源部的审批之前，65,000 Btu/h [19,000 W]以下的可变制冷剂流量（VRF）多联式空调和热泵系统都必须根据《ARI标准210/240-2008》进行性能评价。

### 适用性

从2010年1月1日起将开始实施综合能效比(IEER)。综合部分负荷性能系数(IPLV)这一参数从2010年1月1日起不再使用。从2010年1月1日起，IEER将正式取代IPLV。

### AHRI认证规程

#### 认证范围

本认证适用于所有根据AHRI标准评价工况（制冷）进行评价的可变制冷剂流量(VRF)多联式空调和热泵系统。

#### 认证额定值

通过试验，对以下额定值进行验证：

#### 可变制冷剂流量(VRF)多联式空调系统和热泵设备

- a. < 65,000 Btu/h [19,000 W]的VRF多联式空调
  1. 标准额定制冷能力， Btu/h [W]
  2. 季节性能效比， SEER, Btu/(W·h)
- b. ≥ 65,000 Btu/h [19,000 W]的VRF多联式空调
  1. 标准额定制冷能力， Btu/h [W]
  2. 能效比， EER, Btu/( W·h)
  3. 综合能效比， IEER (自2010年1月1日起，综合部分负荷性能系数(IPLV)将被IEER取代。)

c. < 65,000 Btu/h [19,000 W]的VRF多联式热泵

1. 标准额定制冷能力, Btu/h [W]
2. 季节性能效比, SEER, Btu/( W·h)
3. 高温标准额定制热能力, Btu/h [W]
4. IV气候区域的制热季节性能系数, HSPF, 最小设计制热要求, Btu/( W·h)

d. ≥ 65,000 Btu/h [19,000 W]的VRF多联式热泵

1. 标准额定制冷能力, Btu/h [W]
2. 能效比, EER, Btu/( W·h)
3. 综合能效比, IEER (自2010年1月1日起, 综合部分负荷性能系数, IPLV将被IEER取代。)
4. 高温标准额定制热能力, Btu/h [W]
5. 高温性能系数, COP
6. 低温标准额定制热能力, Btu/h [W]
7. 低温性能系数, COP

e. VRF热回收型 (回热型) 多联式热泵

1. 额定值与前面的 (c) 和 (d) 相对应
2. 同时制冷和制热效率 (SCHE) (50%制热/50% 制冷)。

f. VRF水源多联式热泵系统

1. 标准额定制冷能力, Btu/h [W]
2. 能效比, EER, Btu/( W·h)
3. 综合能效比, IEER (自2010年1月1日起, 综合部分负荷性能系数, IPLV将被IEER取代。)
4. 标准额定制热能力, Btu/h [W]
5. 制热性能系数, COP
6. 同时制冷和制热效率 (SCHE) (50%制热/50% 制冷) (仅限于热回收型)

通过试验, 除了对上述额定值进行验证以外, 还可以确认是否符合第8章规定的“满负荷运行工况”、“电压允差试验”、“低温运行试验 (制冷)”、“有效绝缘试验 (制冷)”和“冷凝水排除试验 (制冷)”提出的要求。

说明:  
本标准为新标准。



©版权所有 2010, 美国空调、制热和制冷设备工业协会  
于美国专利商标局注册



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最  
好的微信公众号, 关注送论文资料

## 目录表

章节	页码
第1章. 目的.....	1
第2章. 范围.....	1
第3章. 定义.....	1
第4章. 分类.....	5
第5章. 试验要求.....	6
第6章. 额定值要求.....	6
第7章. 公布额定值的最低数据要求.....	26
第8章. 运行要求.....	27
第9章. 标记和铭牌信息.....	37
第10章. 一致性要求.....	37

## 表格目录

表格	页码
表1 VRF多联式系统的分类.....	5
表2 标准额定制冷能力.....	7
表3 试验组合的配管要求.....	12
表4 65,000 Btu/h [19,000 W] 以下系统的制冷模式试验工况.....	14
表5 65,000 Btu/h [19,000 W] 以下系统的制热模式试验工况.....	15
表6 65,000 Btu/h [19,000 W] 以下风冷式空调的运行要求试验工况.....	16
表7 风管式系统试验的最小静压 (> 0 英寸水柱).....	16

表8	65,000 Btu/h [19,000W]及以上系统的标准额定值和性能试验运行工况.....	18
表9	水源式系统的制冷能力试验工况.....	20
表10	水源式系统的制热能力试验工况.....	21
表11	IEER部分负荷额定值评价工况.....	22
表12	水源式系统最大制冷运行试验工况.....	32
表13	水源式系统最大制热运行试验工况.....	32
表14	水源式系统最小制冷运行试验工况.....	33
表15	水源式系统最小制热运行试验工况.....	33
表16	水源式系统外壳凝水和冷凝水试验工况.....	33
表17	示值测量的不确定度.....	34
表18	制冷能力试验的运行工况允差.....	35
表19	性能试验的运行工况允差.....	35
表20	同时制热和制冷试验工况.....	36

### 图表目录

图表		页码
图1	试验间布局.....	13

## 附录

附录	页码
附录A	规范性引用文件.....38
附录B	参考性引用文件.....38
附录C	中央空调和热泵的能量消耗标准试验方法——规范性附录.....39
	第430部分B部分附录M——中央空调和热泵的能量消耗标准试验方法.....39
附录D	试验要求——规范性附录.....126
附录E	热回收试验方法——规范性附录.....148
附录F	单台室内机组制冷能力试验——规范性附录.....160
附录G	管道系统循环试验方法规定——规范性附录.....168
附录H	综合部分负荷性能系数(IPLV)——规范性附录.....173

## 附录表格目录

表格	页码
表D1	量热计的尺寸.....131
表D2	仅以室内空气焓差法进行稳态制冷量和制热能力试验时的适用允差 .....137
表D3	室内空气焓差法进行瞬态制热试验的允差 .....137
表E1	同时制热和制冷试验工况.....148
表E2	室内空气焓差法进行稳态制冷量和制热能力试验时的允差 .....150
表E3	室内空气焓差法进行瞬态制热试验的允差 .....150
表E4	室内空气焓差试验时需要记录的数据.....157
表E5	量热计法进行制冷能力试验时需要记录的数据.....157

表E6	量热计法进行制热能力试验时需要记录的数据.....	158
表E7	制冷能力试验工况.....	159
表F1	舒适型空调的压力要求.....	161
表F2	制冷能力试验工况.....	161
表F3	制冷能力和性能试验用电压.....	161
表F4	使用瞬时（“T”）试验法进行制热能力试验的允差 .....	167
表H1	IPLV的计算示例 (I-P).....	176

### 附录图表目录

图表		页码
图D1	外部静压试验方法.....	127
图D2	外部静压试验方法.....	128
图D3	无室内风机的盘管空气静压降试验方法.....	129
图D4	典型的标定型房间量热计试验装置图.....	132
图D5	典型的平衡环境型房间量热计试验装置图.....	132
图D6	制冷能力试验过程中的量热计能量流.....	134
图D7	制冷能力试验过程中的量热计能量流.....	136
图D8	使用室内空气焓差试验法对无风管机组进行试验时的进风室要求 .....	138
图D9	风洞型空气焓差法试验装置图.....	140
图D10	环路型空气焓差法试验装置图.....	141
图D11	量热计空气焓差法试验装置图.....	142
图D12	空气流量测量装置.....	143
图D13	气流测量喷嘴 .....	146
图D14	压力平衡装置.....	147

---

图E1	使用室内空气焓差试验法对无风管机组进行试验时的进风室要求.....	150
图E2	风洞型空气焓差试验法.....	152
图E3	环路型空气焓差试验法.....	153
图E4	量热计空气焓差试验法.....	154
图F1	对管式室内机组进行标准工况试验时的外部静压选择流程图.....	163
图G1	风洞型空气焓差试验法.....	169
图G2	环路型空气焓差试验法.....	170
图G3	量热计空气焓差试验法.....	171
图G4	室内空气焓差试验法.....	172
图H1	部分负荷系数的计算示例.....	175

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# 可变制冷剂流量(VRF)多联式空调和热泵系统 性能评价标准

## 第1章. 目的

**1.1 目的。** 本标准规定了可变制冷剂流量(VRF)多联式空调和热泵系统的相关定义、分类、试验要求、性能评价要求、额定值公布数据的最低要求、运行要求、标记和铭牌信息要求以及一致性条件。

**1.1.1 意图。** 本标准旨在为厂家、工程师、安装人员、承包商以及用户等行业相关人员提供指导信息。

**1.1.2 审阅和修正。** 本标准将随着技术的发展进步进行必要的审阅和修正。

## 第2章. 范围

**2.1** 本标准覆盖了使用分布式制冷剂技术的可变制冷剂流量多联式空调热泵，室外机的制冷和制热能力在12,000 Btu/h [3508 W]到300,000 Btu/h [90,000 W]之间，室内机的制冷和制热能力在5,000 Btu/h [1,000W]到60,000 Btu/h [20,000 W]之间。每台室内机组分别负责处理独立的区域。

**2.2** 本标准适用的可变制冷剂流量多联式系统应当由以下元件组成：a) 一台室外机，带（可变容量）压缩机（组）或可变速驱动装置；b) 室内机（组），带有盘管、用于调节区域空气分布的空气流通装置和一个温感控制装置；以及c) 一个区域温度控制装置。

**2.3** 本标准覆盖的多联式系统分为可变制冷剂流量(VRF)多联式系统和热回收型(VRF)多联式系统两种，包括由多个分体式系统组成的多联式空调和热泵，适用于各种供电电源类型、制冷循环方式和二次换热流体（如：空气-空气型或水-空气型）。

**2.4** 本标准不适用于独立组件（目的不同）组成的机组，也不适用于《AHRI标准210/240》覆盖的无风管小型分体式系统（一对一分体系统）。

**2.5 能源。** 本标准仅适用于电动操作的蒸汽压缩式制冷系统。

**附注：** 本标准中提到的“设备”和“系统”均表示第2.1条到第2.5条所描述的多联式空调和多联式热泵。

## 第3章. 定义

除非本章另有规定，否则，本标准中所有术语的定义都应当以《ASHRAE制热、通风、空调和冷冻专业词汇汇编》现行版本中的释义为准。

本标准所涉及到的术语定义如下：

**3.1 标准空气。** 比重为0.075 lb/ft<sup>3</sup> [1.2 kg/m<sup>3</sup>]的空气，近似于温度为70°F [21°C]、大气压力为29.92英寸高汞柱 [101.3 kPa]条件下的干空气。

**3.2 多联式空调。** 由厂家生产的一台或数台有外壳的组件装配而成的永久性（固定）安装设备，为封闭的空间提供处理过的空气。多联式空调包括一个用来制冷除湿的主要制冷源，也可以根据需要采用其他的空气处理技术，如制热、增湿、循环和清洁等。一台多联式空调机组通常配有多台蒸发器、压缩机和冷凝器。这种设备也可以是多个相互独立的分体组件组装而成的，各组件连接在一起运行。

**3.3 能力。**

**3.3.1 满负荷能力。** 所有的室内机和室外机在相同模式下以额定功率运行时系统的能力，用Btu/h [W]表示。

**3.3.2 制热能力。** 设备在单位时间内为封闭的空间增加的热量，用Btu/h [W]表示。

**3.3.3 潜热制冷能力。** 空气湿度发生一定的变化所需要的能量。

**3.3.4 显热制冷能力。** 设备在单位时间内从封闭的空间内排去的显热量，用Btu/h [W]表示。

**3.3.5 总制冷能力。** 设备在单位时间内从封闭的空间内排去的显热量和潜热量的总和，用Btu/h [W]表示。

**3.4 性能系数 (COP)。** 在给定的评价工况下，制热量 (瓦特) [W]与输入功率 (瓦特) [W]之比，用瓦特/瓦特 [W/W] 表示。注意，制热COP不应当包括辅助电热装置。

**3.5 衰减系数 ( $C_D$ )。** 用来衡量因整体系统的开关机循环而导致的效率损耗量的一个系数，计算方法见《附录C》、《附录D》和《附录G》。

**3.6 有效功率输入 ( $P_E$ )。** 对设备的平均输入用电量，用瓦特 [W]表示，包括：

- a) 用于压缩机运转的输入功率
- b) 用于除霜时电电热装置的输入功率
- c) 对设备的所有控制和安全装置的输入功率
- d) 对工厂安装的冷凝泵的输入功率
- e) 用于所有风机以及水冷式冷凝泵（如果使用）运行的输入功率。

**3.7 能效比 (EER)。** 在给定的评定工况下，总制冷量[Btu/h]与输入功率瓦特[W]之比，用Btu/W·h表示。

**3.8 地下水源式热泵。** 以从水井、湖泊或河流中抽取的水作为热源/冷源的水-空气式热泵。水温与大气条件有关，深井的水温可从41°F到77°F [5°C到25°C]不等。

**3.9 土壤源热泵。** 盐水-空气式热泵，以盐水作为热源/冷源在埋入地下的管道内循环。热交换环路可安装在水平地沟内或垂直的管道内，也可埋在地表水下面。(ANSI/ARI/ASHRAE ISO标准13256-1:1998) 盐水的温度与大气条件有关，可从23°F到104°F [-5°C到40°C]不等。

**3.10 多联式热泵。** 由厂家生产的一台或多台组件装配而成的永久性安装设备，从热源汲取热量后将热量传输到需要制热的空间。如果需要同一台设备既制冷又除湿，可以设计成让设备从需要制冷的空间取热，并排到一个散热器内。通常多联式热泵有多个室内盘管、压缩机、室外盘管组成；也可以是多个独立组件组装而成，各个组件连接在一起运行。它还可以提供空气洁净、循环和增湿功能。

**3.11 制热季节性能系数 (HSPF)。** 每年的正常供热季节，热泵需要提供一定的总制热量（包括辅助电热装置在内）才能达到建筑物的采暖需求，用热泵的总制热量除以同期消耗的总电能得到的比值，即为HSPF，以Btu/[W·h]表示，计算方法见《附录C》。

**3.12 制热单元。**多联式系统空调或热泵的一个组件，用于实现制冷剂和室内空气之间的热交换，由室内盘管、制冷模式膨胀阀、空气流通装置和温感装置组成。

**3.13 综合能效比 (IEER)。**表示制冷时的部分负荷性能系数，计算方法见第6.5条。

**3.14 综合部分负荷性能系数 (IPLV)。**表示制冷时的部分负荷性能系数，计算方法见《附录H》。

**3.15 小型分体式空调和热泵。**由一台室外机与一台（或多台）室内机组成的系统。所有室内机对应同一只室内温控器，并同时启动运行或关闭（见美国能源部的定义；见《附录C》第1.29条）。

**3.16 多联式空调和热泵 [a.k.a. 多联式空调和热泵]。**包含两台或两台以上室内机组的系统。各台室内机组独立运行，可分别对应不同的室内温控器，为多个区域提供处理后的空气。（见美国能源部的定义；见《附录C》第1.30条）。

**3.17 无风管系统。**一种永久性安装的空调或热泵系统，通过安装在墙壁和/或天花板内的一个或多个室内盘管，直接处理封闭空间的空气。可采用模块型设计，从而将多个室外盘管和压缩机组合成一个整体系统。本标准覆盖的无风管系统全部为分体式系统。

**3.18 回油模式。**当控制系统确认需要将油返回时，系统即自动启动回油模式，将油返回到压缩机的曲轴箱内。

**3.19 室外机。**分体式系统中央空调或热泵的一个组件，用于进行制冷剂和空气之间、制冷剂和水之间的热量交换，由室外盘管、压缩机（组）和空气流通装置组成；热泵的室外机还包括制热模式膨胀阀、换向阀和除霜控制装置。

**3.20 公布的额定值。**声明评价工况下的性能参数的值，用户可以根据公布的额定值确定产品的适用性。对于由同一厂家生产的名义尺寸和型号相同的所有系统，这些额定值应当全部适用。本标准中，“公布的额定值”包括标示设备、厂家说明书、广告等资料所公布的声明评价工况下的额定值。

**3.20.1 应用额定值。**设备在应用评价工况下进行试验得出的额定值（而非标准评价工况）。

**3.20.2 标准额定值。**设备在标准评价工况下进行试验得出的额定值。

**3.21 季节性能效比 (SEER)。**本标准中，能力  $< 65,000$  Btu/h [19,000 W] 的系统在正常制冷期间（不超过12个月）的总制冷量与同期的总电能输入之比，用Btu/[W·h]表示，计算方法见《附录C》。

**3.22 “应当”或“可以”。**“应当”或“可以”应作如下解释：

**3.22.1 “应当”。**在本标准强制执行的情况下，本标准中使用了“应当”或者“不应当”的条款就具有强制性。

**3.22.2 “可以”。**“可以”表示非强制性的、但作为好的实践建议执行的条款。

**3.23 同时冷却和加热效率 (SCHE)。**热回收模式下系统的总能力（制热量和制冷量）与有效功率之比。（注意，一般用Btu/[W·h]表示SCHE，除非另有明确说明。）

**3.24 系统控制装置。**系统控制装置具有以下特征：

- a. 集网络操作和通讯功能于一体，通过传感器对温度、压力、油位、制冷剂液位以及风机转速等参数状态进行监控和预测。
- b. 采用基于算法的微处理器控制方案，实现：(1) 与优化的可变容量压缩机、室内机的风机转速、室外机的风机转速、电磁阀以及各类附件之间的通讯；(2) 对计量装置的管理；(3) 系统多个零部件同时运行。
- c. 通过专门设计的制冷剂分布系统，可根据不同的区域负荷分配合理的容量，实现分区运行，从而达到优化系统效率和制冷剂流路的目的。

**3.25 试验组合。**由试验基本机型、或代表试验基本机型的组件装配而成的基本样机。试验组合应当符合以下特点：

- a. 可变制冷剂流量系统（“VRF系统”）试验组合应当包括一台室外机组（或多台同型号的室外机组构成的室外机组，通过歧管接到同一个制冷剂系统），2到5台室内机组（名义制冷能力大于150,000 Btu/h [43,846 W] 的系统最多可有8台室内机组，用于无风管室内机组的试验。）
- b. 室内机组应当：
  - b.1 代表同种机型的最高销售配置，包括吸顶厢式、壁挂式、吸顶式等。如果使用5台室内机组仍达不到所需能力，可换用其他的机型进行试验。
  - b.2 所有室内机组的总名义制冷量在室外机名义制冷量的95%~105%之间。
  - b.3 每台室内机组的名义制冷量都不大于室外机组名义制冷量的50%，室外机组的名义制冷量小于等于24,000 Btu/h [7016 W]时除外。
  - b.4 风机转速与厂家说明书一致。
  - b.5 所有室内机组的最低静压要求相同，且根据《美国联邦法规》第10章第430-B部分《附录M》2.4.1的说明连接后，能够通过调整设置，使各个送风静压箱的空气出口所产生的静压相同。

**3.26 可变制冷剂流量(VRF)系统。**一种直接热交换 (DX) 多联式系统，至少包含一台可变容量压缩机，将制冷剂通过管网分配到各个室内风机盘管，各个盘管通过专用的温度控制装置和公共循环管网，对相应的区域进行温度控制。可变制冷剂流量系统表示可以对公共管段实现至少三级的多级控制。

**3.27 VRF多联式系统。**一种分体式空调或热泵，由一个制冷剂回路、一台或多台室外机组（至少一台可变速压缩机或其他的等效压缩机组，用来对系统制冷能力进行三级或多级调节）、多个室内机组风机盘管（每个盘管通过专用的控制装置和公共循环管网实现独立计量和独立控制）组成。这种系统既可以作为空调也可以作为热泵使用。可变制冷剂流量系统表示可以对公共管段实现至少三级的多级控制。

**3.28 VRF热回收型多联式系统。**一种分体式系统的空调或热泵，由一个制冷剂回路、一个或多台室外机组（至少一台可变速压缩机或其他的等效压缩机组，用来对系统制冷能力进行三级或多级调节）、多个室内机组风机盘管（每个盘管通过专用的控制装置和公共循环管网进行独立计量和独立控制）组成，能同时运行制热和制冷模式。运行时，系统将正在运行的室内机组的热量回收过来，再传递给以其他模式运行的一台或多台室内机组。可变制冷剂流量系统表示可以对公共管段实现至少三级的多级控制。

**ANSI/AHRI标准1230-2010**

注意：可以通过气液分离器或在制冷剂回路中增加一条回路实现这一功能。

**3.29 水-空气式热泵和/或盐水-空气式热泵。**由厂家生产的一个或多个组件装配而成的热泵，通常包含一只带空气流通装置的室内盘管、压缩机（组）、制冷剂-水或制冷剂-盐水换热器（组），可兼具制冷制热功能，也可只提供制冷或制热功能。如果设备是由多个独立组件组装而成的，各个组件可以连接在一起运行。这种设备也可提供洁净水加热、空气净化、除湿和增湿等功能。

**3.30 水循环式热泵。**水-空气式热泵，以液体在公共管道内循环形成环路作为热源/散热器。液体环路的温度通常采用机械控制方式保持在59°F~104°F (15°C~40.0°C)的范围内。

**第4章. 分类**

本标准覆盖的设备分类如表1所示：

系统名称		VRF多联式 空调或热泵	VRF热回收型 多联式
属性			
制冷剂回路		所有室内机组共用一个制冷剂回路	所有室内机组共用一个制冷剂回路
压缩机		一个或多个可变速或其他等效方法，可对能力进行至少三级的多级控制。	一个或多个可变速或其他等效方法，可对能力进行至少三级的多级控制。
室内机组	数量	多于一台	
	操作	独立区域/温度	独立区域/温度
室外机组	数量	一台或多台同型号室外机组并联	一台或多台同型号室外机组并联
	控制级数	≥3	≥3
	运行模式	空调、热泵	空调、热泵、热回收
	热交换机	一条或多条共用制冷剂流的管路	一条或多条共用制冷剂流的管路
分类	空调(空气-空气)	MSV-A-CB	
	空调(水-空气)	MSV-W-CB	
	热泵(空气-空气)	HMSV-A-CB	HMSR-A-CB
	热泵(水-空气)	HMSV-W-CB	HMSR-W-CB
说明： <sup>1</sup> 上述分类带"-O"后缀表示该设备不可用于现场安装的风管式系统(6.1.5.1.2)。 <sup>2</sup> 上述分类带"-A"后缀表示风冷式冷凝器，带"-W"后缀表示水冷式冷凝器。 <sup>3</sup> 根据试验组合的定义，两台或多台相连的室外机组视为台个室外机组。			

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

## 第5章. 试验要求

- 5.1** 所有标准额定值都应通过试验进行验证。试验方法和试验程序见本标准及其附录规定。
- 5.1.1** 风冷式、水冷式和汽冷式设备应当根据《ANSI/ASHRAE标准37》、《附录C》、《附录D》进行试验。
- 5.1.2** 被试空调机如果包含变频压缩机的，需要由懂得控制软件的合格技术人员进行安装。
- 5.1.3** 如果设备通过正常控制无法运行至稳定工况，厂家应当对控制装置进行修正或进行超驰控制，使设备达到稳定工况。
- 5.1.4** 如果厂家标明系统的回油频率高于每连续运行2小时回收一次，试验时应当打开回油模式。其他情况下，试验中可以将回油模式关闭。
- 5.2** 试验数量。
- 5.2.1** 多联式系统厂家必须使用至少两种室内机组合，与各台室外机分别进行联机试验：
- 5.2.1.1** 第一种组合：使用符合“试验组合”所定义的风管式室内机组进行试验。其他多联式系统如果使用相同的室外机组和无风管室内机组，其额定值等于该组合的额定值。
- 5.2.1.2** 第二种组合：使用符合“试验组合”所定义的风管式室内机组进行试验。其他多联式系统如果使用相同的室外机组和风管式室内机组，其额定值等于该组合的额定值。所谓风管式机组，是指连接到风管、且额定静压能力大于零(0)的室内机组。
- 5.2.2** 对于室外机组相同、室内机组为风管式和无风管式混装的多联式系统，其额定值应当取上述两种试验组合的额定值的平均值。

## 第6章. 额定值要求

- 6.1** 标准额定值的确定。标准额定值应当按照第6.1.3条规定的标准评价工况确定。
- 65,000 Btu/h [19,000W] 以下的风冷式多联式空调和热泵应当按照第6.2条的表4、表5和表6规定的试验工况确定额定值。
- 65,000 Btu/h及以上的风冷式多联式空调和热泵、汽冷式和水冷式空调系统应当按照第6.3条和表8规定的试验工况确定额定值。
- 水源式多联式热泵（水源式热泵）应当按照第6.4条和表9、表10规定的试验工况确定额定值。
- 如果室内机组带内置的冷凝泵，则无论是风管式还是无风管式机组，都应当将驱动该冷凝泵运行所需的功率计算在系统的总功率内。
- 标准额定制冷能力或制热能力应当为净值（包括循环风机的发热效果，但不包括辅助制热量）。功率输入应当等于系统正常运行所需的所有零部件，包括压缩机、风机、控制装置以及其他相关部件在内的所有功率输入的总和。

## ANSI/AHRI标准1230-2010

对于能力在65,000到300,000 Btu/h [19,000 to 88,000 W]之间的水冷式系统，其标准额定制冷能力或制热能力应当包括冷却塔风机电机和循环水泵电机的功率输入，计算方式为，每1000 Btu/h [34.1 W / 1000 W]的制冷量增加10.0 W。

**6.1.1 标准额定能力。**以Btu/h [W]表示，如下表所示：

表2. 标准额定能力

额定能力 Btu/h [W]	精确位数, Btu/h [W]
<20,000 [5,900]	100 [30]
≥ 20,000且<38,000 [5,900~11,000]	200 [60]
≥ 38,000且<65,000 [11,000~19,000]	500 [150]
≥65,000且<135,000 [19,000~39,600]	1000 [300]
≥ 136,000且<300,000 [39,800~88,000]	2000 [600]

**6.1.2 性能系数**

**6.1.2.1 能力 <65,000 Btu/h [19,000W] 的系统的各种能效值。**任何情况下公布的标准能效值都应当精确到最接近的0.05 Btu/(W·h)，包括EER（制冷能效比），SEER（季节能效比）和HSPF（制热季节性系数）。

**6.1.2.2 能力 ≥ 65,000 Btu/h [19,000W] 的系统的各种能效值。**任何情况下公布的制冷能效比 (EER)和综合能效比 (IEER) [综合部分负荷性能系数 (IPLV)] 都应当精确到0.1 Btu/W·h [0.03 W/W]，性能系数 (COP) 应当精确到0.01。

**6.1.3 标准额定值评价试验。**表4-表10所示的是确定标准额定能力和能效系数的试验名称和试验工况。

**6.1.3.1 能力 <65,000 Btu/h [19,000W] 系统的衰减系数。**如果没有进行制热或制冷工况开关机循环试验，可指定制冷或制热衰减系数 $C_D$ 为默认值0.25。

**6.1.3.2 电气条件。**标准评价试验应当按照铭牌上标示的额定频率进行。如果设备铭牌上标示了208/230伏两个电压值，则应当在230伏下进行试验。对于本标准覆盖的其他两个额定电压的设备，应当使用两个电压值分别进行评价试验；如果只公布一个标准额定值，则应当使用较小的电压进行试验。

**6.1.4 系统控制和室内机组控制。**厂家必须提供操作原理图和操作步骤，以便在试验时对系统实施控制。

**6.1.5 能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的系统的风量要求。**风量与风速、风压等效，三者可互换使用。

**6.1.5.1 制冷满负荷风量**

**6.1.5.1.1 风管式机组的制冷满负荷风量。**厂家必须规定机组运行制冷时的风量。当满足符合以下两个要求时，就可以使用厂家的规定值作为制冷满负荷风量。第一，进行 $A_2$ 试验（单独试验）时，用实际测得的风量除以实际测得的室内空气侧的总制冷量，得到的比值不得超过37.5 scfm每1,000 Btu/h [0.06 m<sup>3</sup>/s 每1,000 W]。如果超过该值，将风量减小，直到前述的风量与总制冷量之比等于该值。使用这时的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。第二个要求分为以下情况：

- a. 第二个要求仅在对无室内风机风管式机组（不包括带恒定风量可变速室内风机的风管式机组）进行A<sub>2</sub>试验时适用。当满足下述条件时，视为符合第二个要求：
1. 达到根据上一小条确定的制冷满负荷风量；
  2. 测量外部静压；
  3. 如果测得的外部静压大于等于表7所示的相应的最小静压，说明符合第二个要求。使用这一风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。
  4. 如果测得的外部静压不小于等于表7所示的最小静压，
    - 4a. 减小风量，直到测得的外部静压等于表7所示的最小静压；或者
    - 4b. 调节风量，直到测得的风量等于上面第1步的95%；以先发生者为准。
  5. 如果4a所述的情况先发生，则视为符合第二个要求。使用4a的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。
  6. 如果4b所述的情况先发生，则需要对室内风机的设置进行递增变化（例如，将风机电机设置到高一级的转速等），并从上述第1步开始重复该评估程序。如果已经无法对室内风机的设置再做任何变更，则将风量减小，直到测得的外部静压等于表7所示的相应的最小静压。使用这时的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。
- b. 在对所有带恒定风量可变速室内风机的风管式机组进行试验（用到制冷满负荷风量）时，取外部静压最接近（但不小于）表7所示的最小静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭时对应的风量。

6.1.5.1.2 无风管式机组的制冷满负荷风量。对于无风管式机组而言，制冷满负荷风量等于，当试验样机在外部静压为零英寸水柱 [零帕]的工况下运行时，各项试验中产生的风量。

#### 6.1.5.2 制冷最小风量。

- a. 对于室内风机转速（立方英尺每分钟）可调的风管式机组，

制冷最小风量 =

$$\frac{\text{制冷满负荷风量} \times \text{制冷最小风机转速}}{\text{A}_2 \text{ 试验风机转速}} \quad (l)$$

其中，“制冷最小风机转速”对应压缩机以最低转速运行时所使用的风机转速。对于这种系统，取该值作为制冷最小风量，不需要考虑外部静压。

- b. 对于室内风机送风量可调的风管式机组而言，厂家必须规定制冷最小风量。对于这种系统，所有用来确定制冷最小风量的试验(即B<sub>1</sub>、F<sub>1</sub>和G<sub>1</sub>试验)都应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行。外部静压的计算公式如下：

$$B_1、F_1 \text{ 和 } G_1 \text{ 试验 } \Delta P_{st} = \Delta P_{st,A_2} \times \left[ \frac{\text{制冷最小风量}}{\text{制冷满负荷风量}} \right]^2 \quad (2)$$

其中， $\Delta P_{st,A_2}$  表示进行A<sub>2</sub>（和B<sub>2</sub>）试验时需要达到的表7所示的最小静压。

- c. 对于无风管式机组而言，制冷最小风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱[零帕]的条件下、以压缩机最低转速所对应的室内风机转速运行时，各项试验中产生的风量。

### 6.1.5.3 制冷中等风量

- a. 对于室内风机转速可调的风管式机组，

$$\text{制冷中等风量} = \text{制冷满负荷风量} \times \frac{E_V \text{ 试验风机转速}}{A_2 \text{ 试验风机转速}} \quad (3)$$

对于这种系统，取该值作为制冷中等风量，不需要考虑外部静压。

- b. 对于室内风机送风量可调的风管式机组，厂家必须规定制冷中等风量。在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压，且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行E<sub>V</sub>试验。外部静压的计算公式如下：

$$E_V \text{ 试验 } \Delta P_{st,A_2} \times \left[ \frac{\text{制冷中等风量}}{\text{制冷满负荷风量}} \right]^2 \quad (4)$$

其中， $\Delta P_{st,A_2}$  表示进行A<sub>2</sub>（和B<sub>2</sub>）试验时需要达到的表7所示的最小静压。

- c. 对于无风管式机组而言，制冷中等风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱[零帕]、以机组自动选择的风机转速进行E<sub>V</sub>试验时所产生的风量。

### 6.1.5.4 制热满负荷风量。

#### 6.1.5.4.1 制热与制冷满负荷风量相等的风管式热泵。

- a. 对于以下机组，制热满负荷风量等于制冷满负荷风量：

1. 进行A<sub>2</sub>和H<sub>1</sub>试验时室内风机以相同转速运行的风管式热泵；
2. A<sub>2</sub>和H<sub>1</sub>试验中通过调节风机转速保持恒定风量相同的风管式热泵；和
3. 各台风管式室内机组的风量必须加在一起才能达到满负荷风量的组件独立的系统。

- b. 对于符合上述第“1”点和第“3”点的热泵，对试验时测得的外部静压没有最小值要求。对于符合第“2”点的热泵，应当在外部静压接近但不小于表7所示的A<sub>2</sub>制冷试验最小静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行试验。

## 6.1.5.4.2 由于室内风机的运行导致制热和制冷满负荷时的风量不同的风管式热泵。

- a. 对于室内风机转速可调（立方英尺每分钟）的风管式热泵，

$$\frac{\text{制热满负荷风量}}{\text{制冷满负荷风量}} = \frac{\text{H1或H1}_2\text{试验风机转速}}{\text{A或A}_2\text{试验风机转速}} \quad (5)$$

对于这种热泵，取该值作为制热满负荷风量，不需要考虑外部静压。

- b. 对于室内风机送风量可调的风管式热泵，厂家必须规定制热满负荷风量。对于这种热泵，所有用来确定制热满负荷风量的试验都应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行。外部静压的计算公式如下：

$$\text{制热满负荷} \Delta P_{st} = \text{制冷满负荷} \Delta P_{st} \left[ \frac{\text{制热风量}}{\text{制冷风量}} \right]^2 \quad (6)$$

其中，制冷  $\Delta P_{st,H1_2}$  表示进行  $A_2$  试验时需要达到的表7所示的最小静压。

6.1.5.4.3 无风管式热泵，包括单制热型无风管式热泵。对于无风管式热泵而言，制热满负荷风量等于设备在外部静压为零[零帕]的条件下进行试验时所产生的风量。

## 6.1.5.4.4 最小制热风量。

- a. 对于室内风机转速（立方英尺每分钟）可调的风管式热泵，

$$\frac{\text{制热最小风量}}{\text{制热满负荷风量}} = \frac{\text{制热最小风机转速}}{\text{H1}_2\text{试验风机转速}} \quad (7)$$

其中，“制热最小风机转速”对应压缩机每次以最低转速运行时（可变速系统）所使用的最低风机转速。对于这种热泵，取该值作为制热最小风量，不需要考虑外部静压。

- b. 对于室内风机送风量可调的风管式热泵，厂家必须规定制热最小风量。对于这种热泵而言，所有用来确定制热最小风量的试验(即  $H0_1$ 、 $H0C_1$  和  $H1_1$  试验)，都应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行。外部静压的计算公式如下：

$$H0_1、H1_1、H2_1、H0C_1 \Delta P_{st,H1_2} \times \left[ \frac{\text{制热中等风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2 \quad (8)$$

其中， $\Delta P_{st,H1_2}$  表示进行H1<sub>2</sub>试验时需要达到的最小静压。

- c. 对于非管道热泵而言，制热最小风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱 [零帕]的条件下、以压缩机最低转速所对应的室内风机转速运行时，各项试验中产生的风量。

#### 6.1.5.4.5 制热中等风量。

- a. 对于室内风机转速（立方英尺每分钟）可调的风管式热泵，

$$\frac{\text{制热中等风量}}{\text{制热满负荷风量}} = \frac{\text{H2}_v \text{试验风机转速}}{\text{H1}_2 \text{试验风机转速}} \quad (9)$$

对于这种热泵，取该值作为制热中等风量，不需要考虑外部静压。

- b. 对于室内风机送风量可调的风管式热泵而言，厂家必须规定制热中等风量。对于这种热泵，在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行H2<sub>v</sub>试验。外部静压的计算公式如下：

$$\text{H2}_v \text{试验 } \Delta P_{st,H1_2} = \left[ \frac{\text{制热中等风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2 \quad (10)$$

其中，制热  $\Delta P_{st,H1_2}$  表示进行A<sub>2</sub>试验时需要达到的表7所示的最小静压。

- c. 对于无风管式热泵，制热中等风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱 [零帕]的条件下、以机组自动选择的风机转速进行H2<sub>v</sub>试验时产生的风量。

6.1.5.4.6 制热名义风量。将第6.1.5.4.5条所述的方法根据本条规定修改后，可用来确定制热名义风量。修改包括：将第6.1.5.4.5条第一个公式中的“H2<sub>v</sub>试验”改为“H1<sub>N</sub>试验”，“H2<sub>v</sub>试验  $\Delta P_{st}$ ”改为“H1<sub>N</sub>试验  $\Delta P_{st}$ ”，第6.1.5.4.5条第二个公式中的“H2<sub>v</sub>试验”改为“H1<sub>N</sub>试验”，“制热中等风量”替换成“制热名义风量”。

$$\frac{\text{制热中等风量}}{\text{制热满负荷风量}} = \frac{\text{H2}_v \text{试验风机转速}}{\text{H1}_2 \text{试验风机转速}} \quad (11)$$

$$\text{H1}_N \text{ 试验 } \Delta P_{st} = \Delta P_{st,H1_2} \times \left[ \frac{\text{制热名义风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2 \quad (12)$$

6.1.6 室外盘管风量（适用于所有空气-空气系统）。对于风机转速可调的系统，所有标准额定值都应当按厂

家规定的室外盘管风量来确定。如果风机转速是不可调的，所有试验应当在正常运行时设备的固有室外侧风量进行，即让设备的所有电阻元件，包括回风口、进风百叶窗以及厂家认为必要的管路和附件全部按照厂家的安装要求，打开运行。一经建立，设备的室外盘管空气环路在本文件所述的所有试验中都必须保持不变。

**6.1.7 分体组件要求 (适用于所有系统)**。如果设备的冷凝器和蒸发器是分开的，如MSV-A-CB、MSV-W-CB、HMSV-A-CB、HMSV-W-CB、HMSR-A-CB、(见表1的附注)和HMSR-W-CB机型，则确定标准额定值时，要求配管长度至少必须达到25英尺[7.6米]（这是针对一台室内机组而言的；每增加一台室内机组，需要另外增加管长）。关于制冷剂管路的最小配管总长度，参见下面的表3。试验时应当将室内机组自带的整根管段（不建议将管道截断）全部用上，或者使用25英尺[7.6米]长的制冷剂管路，以两者中较长者为准。系统的配管至少应当有10英尺[3.0米]长的管段暴露于周围环境。管线的直径、隔热、安装细条、排风和送风装置都必须遵守厂家的建议。厂家将提供一份试验组合安装示意图（见图1——试验间布局）。

**表3. 试验组合的配管要求**  
(从室外机组到各台室内机组的管线长度)

系统能力	无风管式室内机组系统	风管式室内机组系统
0 至65,000 Btu (0 至 10,950 W)	25' (7.6 m)	25' (7.6 m)
≥65,000 Btu 且 <105,000 Btu (≥10,950 W 至 <30,800 W)	50' (15.5 m)	25' (7.6 m)
≥106,000 Btu 且 <134,000 Btu (≥31,100 W 至 <39,300 W)	75' (23 m)	25' (7.6 m)
≥135,000 Btu 且 <350,000 Btu (≥40,000 W 至 <102,550 W)	100' (30.5 m)	50' (15.5 m)
>350,000 Btu (>102,550 W)	150' (75.2 m)	75' (23 m)

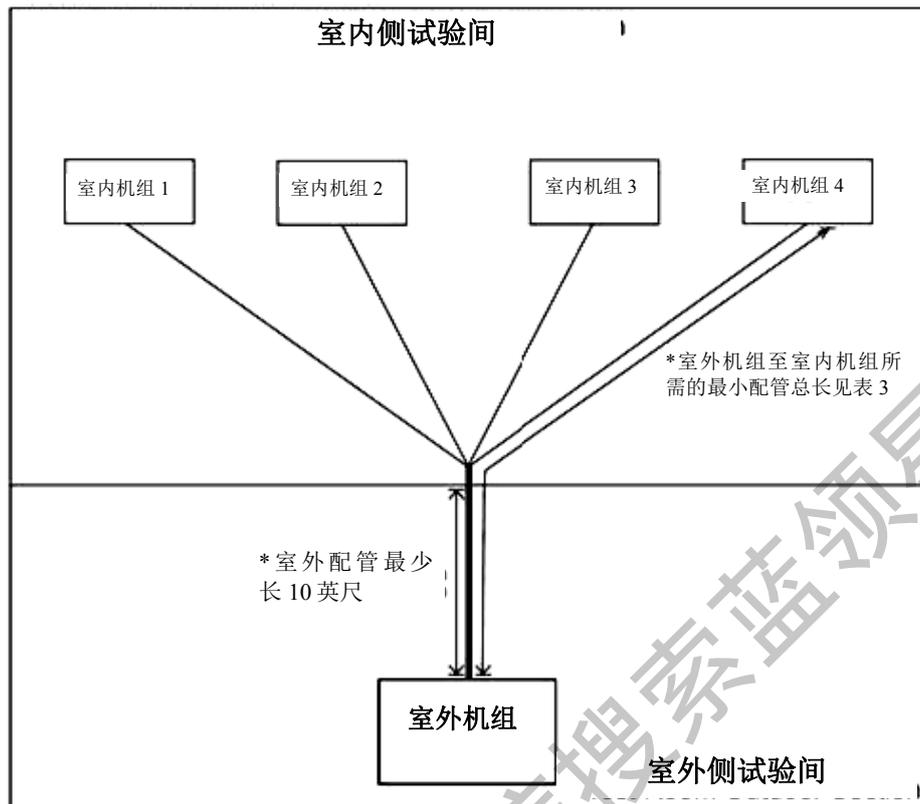


图1. 试验间布局

## 6.2 能力 < 65,000 Btu/h [19,000W] 的风冷式系统的标准额定值评价试验工况

### 6.2.1 并联室内机组的试验指导

- 以压缩机最低转速运行试验时，至少必须关闭一台室内机组。以中等压缩机转速进行试验时，厂家可以选择关闭一台或多台室内机组。无论是哪种情况，厂家都应当指明具体关闭哪台（些）室内机组。

### 6.2.2 压缩机转速。压缩机在试验组合达到不同制冷或制热能力时的运转速度。

**6.2.2.1 压缩机最高转速。**厂家应当规定压缩机的最高转速。运行制冷模式试验时的压缩机最高转速是一个固定值。运行制热模式试验时的压缩机最高转速也是一个固定值，与制冷模式下的压缩机最高转速可以相等，也可以不等。

**6.2.2.2 中等压缩机转速。**无论是制冷还是制热试验，厂家应当规定每项试验的中等压缩机转速，该转速介于压缩机最高转速和最低转速之差的 $\frac{1}{4}$ 和 $\frac{3}{4}$ 之间。

**6.2.2.3 压缩机最低转速。**厂家应当规定稳态运行时的压缩机最低转速，低于该转速系统将无法运行。运行制冷模式试验时的压缩机最低转速是一个固定值。制热模式试验时的压缩机最低转速也是一个固定值，与制冷模式下的压缩机最低转速可以相等，也可以不等。

### 6.2.3 带可变速压缩机的设备的制冷试验。

- 在稳定运行工况下进行五项湿盘管试验—— $A_2$ 、 $E_V$ 、 $B_2$ 、 $B_1$ 、和 $F_1$  试验。然后再进行两项选测的干盘管试验——稳态 $G_1$ 试验和循环 $I_1$ 试验，确定制冷模式的循环衰减系数 $C_D$ 。如果不进行这两项选测试验，指定 $C_D$ 为默认值0.25。

表4规定了上述七项试验的试验工况。

表4. 能力 &lt; 65,000 Btu/h [19,000瓦] 的系统的制冷模式试验工况

试验名称	室内机组 进风温度		室外机组 进风温度		压缩机 转速	制冷风量
	干球 F [ C]	湿球 F [ C]	干球 F [ C]	湿球 F [ C]		
A <sub>2</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘管)	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	95.0 [35.0]	75.0 <sup>(1)</sup> [23.9 <sup>(1)</sup> ]	最大 <sup>7</sup>	制冷满负荷风量 <sup>(2)</sup>
B <sub>2</sub> 试验-必测 (稳态、湿盘管)	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	82.0 [27.8]	65.0 <sup>(1)</sup> [18.3 <sup>(1)</sup> ]	最大 <sup>7</sup>	制冷满负荷风量 <sup>(2)</sup>
E <sub>v</sub> 试验-必测 (稳态、湿盘管)	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	87.0 [30.6]	69.0 <sup>(1)</sup> [20.6 <sup>(1)</sup> ]	中等 <sup>8</sup>	制冷中等 <sup>(3)</sup>
B <sub>1</sub> 试验-必测 (稳态、湿盘管)	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	82.0 [27.8]	65.0 <sup>(1)</sup> [18.3 <sup>(1)</sup> ]	最小 <sup>9</sup>	最小制冷 <sup>(4)</sup>
F <sub>1</sub> 试验-必测 (稳态、湿盘管)	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	67.0 [19.4]	53.5 <sup>(1)</sup> [11.9 <sup>(1)</sup> ]	最小 <sup>9</sup>	最小制冷 <sup>(4)</sup>
G <sub>1</sub> 试验 <sup>(5)</sup> -选测 (稳态、干盘管)	80.0 [26.7]	<sup>(6)</sup>	67.0 [19.4]	NA	最小 <sup>9</sup>	最小制冷 <sup>(4)</sup>
I <sub>1</sub> 试验 <sup>(5)</sup> -选测 (循环状态、干盘管)	80.0 [26.7]	<sup>(6)</sup>	67.0 [19.4]	NA	最小 <sup>9</sup>	<sup>(6)</sup>

附注:  
 (1) 该试验工况仅适用于室外风机盘管不产生冷凝水的机组。  
 (2) 见定义6.1.5.1。  
 (3) 见定义6.1.5.3。  
 (4) 见定义6.1.5.2。  
 (5) 进风中的含湿量应当足够低, 确保不会在室内盘管上形成冷凝水 (建议所采用的室内湿球温度不超过 57.0°F [13.9°C]。)  
 (6) 在开机期间, 将气流喷嘴的静压或动压保持在G<sub>1</sub>试验时测得的静压或动压。  
 (7) 压缩机最高转速见第6.2.2.1条的规定。  
 (8) 中等压缩机转速见第6.2.2.2条的规定。  
 (9) 压缩机最低转速见第6.2.2.3条的规定。

#### 6.2.4 带可变速压缩机的热泵的制热模式试验。

- a. 进行一项最高温试验(H0<sub>1</sub>), 两项高温试验(H1<sub>2</sub>和H1<sub>1</sub>), 一项结霜试验(H2<sub>v</sub>), 一项低温试验(H3<sub>2</sub>)。再进行选测试验——高温试验(H1)和结霜试验(H2<sub>2</sub>), 可选其中一项, 也可两项都执行。可通过选测试验——最高温循环试验(H0C<sub>1</sub>)来确定制热模式循环衰减系数,  $C_D^h$ 。如果不进行该选测试验, 则指定  $C_D^h$  为默认值0.25。表5规定了这八项试验的试验工况。

表5. 能力 &lt; 65,000 Btu/h [19,000 瓦] 的设备的制热模式试验工况

试验名称	室内机组 进风温度		室外机组 进风温度		压缩机转速	制热风量
	干球 F [ C]	湿球 (最大) F	干球 F [ C]	湿球 F [ C]		
H0 <sub>1</sub> 试验 (必测, 稳态)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	62.0 [16.7]	56.5 [13.6]	最小 <sup>6</sup>	制热最小风量 <sup>(1)</sup>
H0C <sub>1</sub> 试验 (可选, 循环)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	62.0 [16.7]	56.5 [13.6]	最小 <sup>6</sup>	<sup>(2)</sup>
H1 <sub>2</sub> 试验 (必测, 稳态)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	最大 <sup>8</sup>	制热满负荷风量 <sup>(3)</sup>
H1 <sub>1</sub> 试验 (必测, 稳态)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	最小 <sup>6</sup>	制热最小风量 <sup>(1)</sup>
H1 <sub>N</sub> 试验 (选测, 稳态)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	制冷模式 最大 <sup>7</sup>	名义制热风量 <sup>(4)</sup>
H2 <sub>2</sub> 试验 (选测)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	35.0 [1.7]	33.0 [0.6]	最大 <sup>8</sup>	制热满负荷风量 <sup>(3)</sup>
H2 <sub>v</sub> 试验 (必测)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	35.0 [1.7]	33.0 [0.6]	中等 <sup>7</sup>	制热中等风量 <sup>(5)</sup>
H3 <sub>2</sub> 试验 (必测, 稳态)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6]	17.0 [-8.3]	15.0 [-9.4]	最大 <sup>8</sup>	制热满负荷风量 <sup>(3)</sup>

附注:

(1) 见第6.1.5.4.4条的规定。  
(2) 在ON (打开) 期间, 将气流喷嘴的静压或动压保持在G<sub>1</sub>试验时测得的静压或动压。  
(3) 见第6.1.5.4条的规定。  
(4) 见第6.1.5.4.6条的规定。  
(5) 见第6.1.5.4.5条的规定。  
(6) 压缩机最低转速见第6.2.2.1条的规定。  
(7) 压缩机中等转速见第6.2.2.3条的规定。  
(8) 压缩机最高转速见第6.2.2.3条的规定。

表6. 能力 &lt; 65,000 Btu/h [19,000瓦] 的风冷式设备的运行要求试验工况

试验名称		室内机组		室外机组	
		进风温度		进风温度	
		干球 F	湿球 F	干球 F	湿球 F
制冷模式	电压允差	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	95.0 [35.0]	75.0 <sup>(1)</sup> [23.9]
	低温制冷运行	67.0 [19.4]	57.0 [13.9]	67.0 [19.4]	57.0 <sup>(1)</sup> [13.9]
	隔热效率	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 <sup>(1)</sup> [23.9]
	冷凝水排除	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 <sup>(1)</sup> [23.9]
	最大运行工况	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	115.0 [46.1]	75.0 <sup>(1)</sup> [23.9]
制热模式	电压允差 (限于单制热型设备)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6] (最大)	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]
	最大运行工况	80.0 [26.7]	NA NA	75.0 [23.9]	65.0 [18.3]

附注:  
(1) 对不蒸发冷凝的风冷式冷凝器, 湿球温度不作要求。

表7. 风管式系统试验的最小静压 (&gt;0 [英寸水柱])

额定制冷 <sup>(1)</sup> 或制热 <sup>(2)</sup> 能力		最小外部阻力 <sup>(3)</sup>	
Btu/h	千瓦	英寸水柱	帕
上至28,800 <sup>(4)</sup>	6.40至8.44	0.10	25
29,000至42,500	8.5至12.4	0.15	37
43,000至60,000	12.6至19.0	0.20	50

附注:  
(1) 对于空调和热泵而言, 指厂家产品说明书上公布的设备在A<sub>2</sub>试验工况下的能力。  
(2) 对于单制热型热泵而言, 指厂家产品说明书上公布的设备在H<sub>12</sub>试验工况下的能力。  
(3) 对于没有安装空气过滤器的风管式机组而言, 将表格中的静压增加0.08英寸水柱 [20帕]。  
(4) 如果厂家的额定外部静压小于0.10英寸水柱[25帕], 则室内机组最好在额定外部静压下进行试验。  
(见第5.2.1.2条)

**6.3 能力 $\geq 65,000$  Btu/h [19,000 瓦] 的风冷式空调热泵系统以及水冷式空调系统的标准额定值评价试验工况。**

**6.3.1 室内盘管风量。**所有设备都应当按照以下规定的室内风量确定标准额定值。风量应当统一用“标准空气”表示。

- a. 对于现场安装管路系统的带室内风机的设备，应当按照厂家规定的风量 (不得超过额定的37.5 SCFM每1000 Btu/h [0.06 米<sup>3</sup>/秒每1000瓦]) 确定标准额定值，同时不低于表5规定的最小静压要求。
- b. 对于无现场安装管路的带室内风机组的设备 (自由排风式)，应当使用外部静压为零英寸水柱[零帕]时对应的室内侧风量来确定标准额定值。
- c. 应当使用100%的循环空气。
- d. 无室内风机的设备不包括在本标准内。
- e. 这里的室内风机盘管的风量和压力是指当设备按照本条规定的工况进行制冷和除湿时的风量。除了6.3.1b和8.8所述的情况以外，本标准规定的其他所有试验都应当采用这一风量，不需要考虑试验时的外部静压。

**6.3.2 外部阻力。**商用和工业用单元式空调和热泵应当在能力和风量如6.3.1条规定的情况下，按照表7所示的最小外部阻力进行试验。

无现场安装管路 (自由排风式) 的室内通风设备应当在外部压力为零英寸水柱[零帕]时进行试验。

**6.3.3 带选装室外空气制冷盘管的空气处理设备的额定值评价工况。**配有室外空气制冷盘管的商用和工业用单元式空调应当使用标准评价工况 (表8) 来确定额定值，但需进行以下改动：

- a. 机组应当调到在表8规定的工况下可吸入20%的室外空气。
- b. 回风温度应当为干球80.0°F [27.0°C]、湿球67.0°F [19.0°C]。

**6.3.4 室外盘管风量 (适用于所有的空气-空气系统)。**对于风机转速可调的系统，所有标准额定值都应当按厂家规定的室外盘管风量来确定。如果风机转速是不可调的，所有试验应当在正常运行时设备的固有室外侧风量进行，即让设备的所有电阻元件，包括回风口、进风百叶窗以及厂家认为必要的管路和附件全部按照厂家的安装要求，打开运行。一经确立，设备的室外盘管空气环路在本文件所述的所有试验中都必须保持不变，除非系统功能对室外风量进行自动调整。

表 8. 65,000 Btu/h [19,000瓦]及以上系统的标准额定值和性能试验运行工况

试验名称		室内机组		室外机组					
		进风温度		进风温度				水温 <sup>5</sup>	
		干球 °F [°C]	湿球 °F [°C]	制冷后的空气		蒸发		入 °F [°C]	出 °F [°C]
				干球 °F [°C]	湿球 °F [°C]	干球 °F [°C]	湿球 °F [°C]		
制冷	标准评价工况 制冷 <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	95.0 [35.0]	75.0 <sup>1</sup> [23.9]	95.0 [35.0]	75.0 [23.9]	85.0 [29.4]	95.0 [35.0]
	低温运行 制冷 <sup>3</sup>	67.0 [19.4]	57.0 [13.9]	67.0 [19.4]	57.0 <sup>1</sup> [13.9]	67.0 [19.4]	57.0 [13.9]	NA	70.0 <sup>2</sup> [21.1]
	最大运行工况 <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	115 [46.1]	75.0 <sup>1</sup> [23.9]	100 [37.8]	80.0 <sup>4</sup> [26.7]	90.0 <sup>2</sup> [32.2]	NA
	部分负荷工况(IEER) <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	随负 荷变 化, 见表 11	随负 荷变 化, 见 表11	随负 荷变 化, 见表 11	随负 荷变 化, 见表 11	<sup>2</sup> 随负 荷变 化, 见 表11	随负 荷变 化, 见表 11
	部分负荷工况 (IPLV) <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	80.0 [26.7]	67.0 <sup>1</sup> [19.4]	80.0 [26.7]	67.0 [26.7]	75.0 <sup>2</sup> [23.9]	NA
	隔热效率 <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 <sup>1</sup> [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	NA	80.0 [26.7]
	冷凝水排除 <sup>3</sup>	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 <sup>1</sup> [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	NA	80.0 [26.7]
制热	标准评价工况 (高温稳态制热运行)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6] (最大)	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	NA	NA	NA	NA
	标准评价工况 (低温稳态制热运行)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6] (最大)	17.0 [-8.3]	15.0 [-9.4]	NA	NA	NA	NA
	最大运行工况	80.0 [26.7]	NA	75.0 [23.9]	65.0 [18.3]	NA	NA	NA	NA

附注:  
<sup>1</sup> 在对不蒸发冷凝的风冷式冷凝器进行试验时, 对湿球温度不作要求, 但带选装室外制冷盘管的设备除外。  
<sup>2</sup> 通过标准评价工况试验确定水流量。  
<sup>3</sup> 对于单制热型热泵, 不要求进行制冷能力评价和运行工况试验。  
<sup>4</sup> 补给水的温度应当为90.0°F [32.0°C]。  
<sup>5</sup> 本表格中的水冷式室外机组的额定值仅适用于空调系统。

6.4 水源式(利用水源排热)热泵系统的标准额定值评价试验工况

**6.4.1 标准额定值。**标准额定值应当按照第6.4.8条、表9和表10规定的标准评价工况来确定。制冷能力或制热能力的**标准额定值**应当为净值（包括循环风机的发热效果，但不包括辅助制热量）。额定标准能效应当根据第3.6条所述的有效输入功率进行评价。

**6.4.2 液体泵的输入功率。**

**6.4.2.1** 如果热泵不带液体泵，应当在热泵消耗的有效功率基础上加上一个泵功率调整值，计算公式为：

$$\varphi_{pa} = q \times \Delta p / \eta \quad (13)$$

其中，

$\varphi_{pa}$  = 泵功率调整值，瓦特；  
 $\eta$  = 1.59 (gpm)(英寸水柱)(1/瓦) [ $0.3 \times 10^3$  升/秒\*帕\*(1/瓦)]（按照常规）；  
 $\Delta p$  = 实际测得的内部静压差，(英尺水)[帕斯卡]；  
 $q$  = 名义流体流量，加仑/分 [升/秒]。

**6.4.2.2** 如果热泵自带液体泵，热泵的有效输入功率仅应当包括用来克服内部阻力的那部分泵功率。需要从泵消耗的总功率中减去的功率应通过以下公式得出：

$$\varphi_{pa} = q \times \Delta p / \eta \quad (14)$$

其中，

$\varphi_{pa}$  = 泵功率调整值，瓦特；  
 $\eta$  = 1.59 (gpm)(英寸水柱)(1/瓦) [ $0.3 \times 10^3$  升/秒\*帕\*(1/瓦)]（按照常规）；见下面的附注。  
 $\Delta p$  = 测得的外部静压差，(英尺水)[帕斯卡]；  
 $q$  = 名义流体流量，加仑/分 [升/秒]。

附注：  
 $0.3 \times 10^3$  (升/秒)(帕)(1/瓦)  
=  $0.3 \times 10^3$  (升/秒)(帕)(1/瓦) (15.850323 gpm/ (升/秒)) (.000334552 英寸水柱/ 帕)  
= 1.59 (gpm)(英寸水柱)(1/瓦)

**6.4.3 液体流量**

**6.4.3.1** 所有的标准额定值都应当按照下述液体流量确定，用“加仑/分”（升/秒）表示。

**6.4.4** 热泵自带液体泵的，应当按照厂家规定的液体流量或外部静压为零时的液体流量进行试验，取流量较低者进行。

**6.4.5** 热泵不自带液体泵的，应当按照厂家规定的液体流量进行试验。

**6.4.6** 对于第6.4条要求进行的所有试验，厂家应当规定一个统一的液体流量，除非设备对液体流量进行自动调整。当有调整液体流量的控制信号输出时，即视为自动调整。

## 6.4.7 试验液体

6.4.7.1 水环式热泵和地下水源式热泵应采用水作为试验液体。

6.4.7.2 土壤源热泵应采用15%的氯化钠水溶液（质量比）作为试验液体。

6.4.7.3 试验液体应不含气体，以确保试验结果不会因为气体的存在而受到影响。

## 6.4.8 标准评价试验工况和部分负荷评价试验工况

6.4.8.1 评价标准和部分负荷制冷运行额定值的试验工况见表9的规定。

6.4.8.2 评价标准和部分负荷制热运行额定值的试验工况见表10的规定。

6.4.8.3 不同应用类型的热泵（例如：水环式热泵、地下水源式热泵或土壤源热泵）应当在与类型相对应的应用工况下进行额定值评价试验，并说明是哪种热泵类型（是水环式热泵、地下水源式热泵还是土壤源热泵）。对于可以有两三种应用类型的热泵，应当在每种应用的规定工况下分别进行额定值评价试验，并说明哪种应用类型对应哪种试验工况（见《ANSI/ARI/ASHRAE ISO 标准13256-1:1998》的第7.3条）。

6.4.8.4 进行每项试验时，应当首先让设备持续运行至平衡工况，然后才开始采集试验数据。但在开始采集之前，设备持续运行的时间至少不得低于一小时。每隔5分钟采集一次数据，持续均匀地采集30分钟，直到采集到的连续七组数据都在第8.13.5条规定的允差范围内。用这些数据的平均值来确定试验结果。

表9. 水源式热泵的制冷能力试验工况

	水环式热泵	地下水源式热泵	土壤源热泵
室内侧进风温度			
— 干球, °F [°C]	80.6 [27.0]	80.6 [27.0]	80.6 [27.0]
— 湿球, °F [°C]	66.2 [19.0]	66.2 [19.0]	66.2 [19.0]
机组环境空气			
— 干球, °F [°C]	80.6 [27.0]	80.6 [27.0]	80.6 [27.0]
标准额定值评价试验			
进入换热器的液体, °F [°C]	86.0 [30.0]	59.0 [15.0]	77.0 [25.0]
部分负荷额定值评价试验			
进入换热器的液体, °F [°C]	86.0 [30.0]	59.0 [15.0]	68.0 [20.0]
频率*	额定	额定	额定
电压**	额定	额定	额定
*具有两个额定频率的设备应当在两种频率下分别进行试验。			
**具有两个额定电压的设备应当在两种电压下分别进行试验；如果只公布一个额定能力，则取较小的电压进行试验。			

表10. 水源式热泵的制热能力试验工况

	水环式热泵	地下水源式热泵	土壤源式热泵
室内侧进风温度*			
— 干球, °F [°C]	68.0 [20.0]	68.0 [20.0]	68.0 [20.0]
— 最大湿球, °F [°C]	59.0 [15.0]	59.0 [15.0]	59.0 [15.0]
机组环境空气			
— 干球, °F [°C]	68.0 [20.0]	68.0 [20.0]	68.0 [20.0]
标准额定值评价试验			
进入换热器的液体, °F [°C]	68.0 [20.0]	50.0 [10.0]	32.0 [0]
部分负荷额定值评价试验			
进入换热器的液体, °F [°C]	68.0 [20.0]	50.0 [10.0]	41.0 [5.0]
频率*	额定	额定	额定
电压**	额定	额定	额定

\*具有两个额定频率的设备应当在两种频率下分别进行试验。  
 \*\*具有两个额定电压的设备应当在两种电压下分别进行试验；如果只公布一个额定能力，则取较小的电压进行试验。

**6.5 部分负荷额定值。**综合部分负荷性能系数(IPLV)的有效期截止到2010年1月1日。IPLV的确定方法和计算见《附录H》。自2010年1月1日起，所有根据本标准进行评价的能力为65000 Btu/h [19,000 W]及以上的机组都应当包括综合能效比(IEER)。

**6.5.1 部分负荷额定值评价工况。**部分负荷评价试验的试验工况应当按照表8的规定。系统正常工作需要的要求的水流量都应当在（满负荷）标准评价工况下确定。可采用减容手段来获得规定的制冷量级（卸载等级）。对于在标准评价试验工况下确定的室内和室外风量，不应进行任何手动调节，但是，允许系统控制装置对风量做自动调节。

**6.5.2 概述。**IEER是用来度量机组的部分负荷性能因数的一个参数。每幢建筑物可能因当地的占地规划、建筑结构、建筑位置及通风要求而具有不同的部分负荷性能要求。具体建筑物的能耗分析应当采用小时制分析程序（以小时为分析单位）进行。

**6.5.3 综合能效比(IEER)。**对于本标准所覆盖的设备，应当使用试验得出的数据和以下公式计算IEER：

$$IEER = (0.020 \cdot A) + (0.617 \cdot B) + (0.238 \cdot C) + (0.125 \cdot D)$$

其中：

- A = 100%净制冷量、AHRI标准评定工况下的EER
- B = 75%净制冷量、卸载后的工况(见表11)下的EER
- C = 50%净制冷量、卸载后的工况(见表11)下的EER
- D = 25%净制冷量、卸载后的工况(见表11)下的EER

IEER的评价要求根据表11规定的工况进行，分别确定机组在100%、75%、50%和25%负荷点（净制冷量）时的能效。如果由于机组负荷控制条件的限制，使机组无法在75%、50%或25%负荷点运行的，则应当通过绘制EER和负荷百分比的对比曲线图，用线段将试验实际采用的负荷点连接起来，并使用线性内插法确定机组在75%、50%或25%净制冷量时的EER。采用内插法时，绘制EER曲线图所使用的实际负荷点必须小于等于规定的三个负荷点。不允许进行数据外推。

如果机组的室内风量可变，外部静压应当一直保持恒定在表11规定的满负荷点，但风量可以进行调整，使机组的送风干球温度保持在满负荷时测得的温度。

如果机组无法卸载到75%、50%或25% (部分) 负荷点, 则应当在各个(部分)负荷点要求的冷凝器工况下运行机组实际可达到的最小部分负荷, 然后使用以下公式对循环性能作相应的调整:

$$EER = \frac{LF \cdot \text{净制冷量}}{LF \cdot [C_D \cdot (P_C - P_{CF})] + P_{IF} + P_{CT}} \quad (15)$$

其中,

- 净制冷量 = 机组在期望的部分负荷评价工况下机组运行实际可达到的最小部分负荷时所测得的净制冷量, 室内测得的能力需减去风机热量, Btu/h
- $P_C$  = 机组在期望的部分负荷评价工况下运行机组实际可达到的最小部分负荷时所测得的压缩机功率, 瓦特
- $P_{CF}$  = 在期望的部分负荷评价工况下运行机组实际可达到的最小部分负荷时所测得的冷凝器风机功率 (如果使用), 瓦特
- $P_{CT}$  = 控制回路的功率和其他的辅助负荷, 瓦特
- $C_D$  = 在低于机组最小负荷的负荷下反复对压缩机进行开关机而造成的衰减的系数。 $C_D$  的计算公式如下:

$$C_D = (-0.13 \cdot LF) + 1.13 \quad (16)$$

其中,

LF = 在期望的末级部分负荷点开机运行的时间分数

$$LF = \frac{\left(\frac{\% \text{负荷}}{100}\right) \cdot (\text{满负荷下机组的净制冷量})}{\text{部分负荷下机组的净制冷量}} \quad (17)$$

%负荷 = 标准评价点, 即75%、50%、25%负荷点。

表11. IEER部分负荷评价工况

表11. IEER部分负荷评价工况		
<b>试验工况</b>		
<b>室内空气</b>		
回风干球温度	80.0	26.7
回风湿球温度	67.0	19.4
室内风量	附注1	附注1
<b>冷凝器 (风冷式)</b>		
新风进风干球温度(OAT)	当%负荷 > 44.4%时, OAT = 0.54 · % 负荷 + 41	当%负荷 > 44.4%时, OAT = 0.30 · % 负荷 + 5.0
冷凝器风量 (cfm)	当%负荷 ≤ 44.4%时, OAT = 65.0 附注2	当%负荷 ≤ 44.4%时, OAT = 18.3 附注2
<b>冷凝器 (水冷式)</b>		
冷凝器进水温度 (EWT)	当%负荷 > 34.8%时, EWT = 0.460 · % 负荷 + 39	当%负荷 > 34.8%时, EWT = 0.256 · % 负荷 + 3.8
冷凝器水流量(gpm)	当%负荷 ≤ 34.8%时, EWT = 55.0 最大负荷流 量	当%负荷 ≤ 34.8%时, EWT = 12.8 最大负荷流 量
<b>冷凝器 (汽冷式)</b>		
进风湿球温度 (EWB)	当%负荷 > 36.6%时, EWB = 0.35 · % 负荷 + 40	当%负荷 > 36.6%时, EWB = 0.19 · % 负荷 + 4.4
	当%负荷 ≤ 36.6%时, EWB = 52.8	当%负荷 ≤ 36.6%时, EWB = 11.6

表11. IEER部分负荷额定值评价工况

附注:

- 1 如果室内风机是定速的, 可以将风量保持稳定在最大负荷风量。对于采用了风机转速分级控制的设备, 应当由控制系统对风机转速进行调整。
- 2 冷凝器的气流应当按照机组控制系统对压头控制的要求进行调整。

6.5.4 计算示例。

例1: 机组配备了能力比例控制装置, 可以在75%、50%和25%标准负荷点运行, 且机组带一个定速室内风机。

假设测得该机组的能力如下:

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率 (P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率 (P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率 (P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率 (P <sub>CT</sub> )	EER
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W
4	95.0	100	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92
3	81.5	75	86,047	5,928	650	1,050	100	11.13
2	68.0	50	57,365	3,740	650	1,050	100	10.35
1	65.0	25	28,682	2,080	650	1,050	100	7.39

使用上表中测得的能力和以下公式计算出IEER:

$$IEER = (0.020 \cdot 10.92) + (0.617 \cdot 11.13) + (0.238 \cdot 10.35) + (0.125 \cdot 7.39) = 10.48$$

例2: 机组有一台压缩机和一台定速室内风机。

假设测量出该机组的能力如下:

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率 (P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率 (P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率 (P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率 (P <sub>CT</sub> )	EER
	(°F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W
1	95.0	100	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92
1	81.5	104.8	120,264	7,623	650	1,050	100	12.76
1	68.0	108.6	124,614	6,653	650	1,050	100	14.74
1	65.0	109.1	125,214	6,450	650	1,050	100	15.18

由于机组无法卸载到75%、50%或25%的标准负荷点, 因此, 在75%、50%或25%负荷点所对应的环境温度下对机组进行了试验。

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率 (P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率 (P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率 (P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率 (P <sub>CT</sub> )	EER	C <sub>D</sub>	LF	
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W			
1	95.0	100.0	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92			
1	81.5	104.8	120,264	7,623	650	1,050	100	12.76			
		75.0							11.81	1.037	0.715
1	68.0	108.6	124,614	6,653	650	1,050	100	14.74			
		50.0							12.08	1.070	0.460
1	65.0	109.1	125,214	6,450	650	1,050	100	15.18			
		25.0							9.76	1.100	0.229

计算出负荷系数(LF)和C<sub>D</sub>系数, 然后计算出75%、50%和25%负荷点的调整性能, 再计算出IEER。

下面以50%负荷点为例，计算C<sub>D</sub>：

$$LF = \frac{\left(\frac{50}{100}\right) \cdot 114,730}{124,614} = .460$$

$$C_D = (-0.13 \cdot .460) + 1.13 = 1.070$$

$$EER_{50\%} = \frac{.460 \times 124,614}{.460 \cdot (1.070 \cdot (6,653 + 650)) + 1,050 + 100} = 12.08$$

$$IEER = (0.020 \cdot 10.92) + (0.617 \cdot 11.81) + (0.238 \cdot 12.08) + (0.125 \cdot 9.76) = 11.60$$

例3 – 机组有两个制冷剂回路，每个回路各有一台压缩机，机组能力分为两个等级并带有一台定速室内风机。

假设测量出该机组的能力如下：

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率 (P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率 (P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率 (P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率 (P <sub>CT</sub> )	EER
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W
2	95.0	100	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92
1	71.0	55.5	63,700	3,450	325	1,050	100	12.93
1	68.0	55.9	64,100	3,425	325	1,050	100	13.08
1	65.0	56.1	64,400	3,250	325	1,050	100	13.63

机组可以卸载到75%负荷点，但无法卸载到50%和25%负荷点，因此用等级1的负荷在50%和25%的负荷点所对应的环境工况下，对机组进行额外试验。

计算出50%和25%负荷系数和C<sub>D</sub>系数，如下所示：

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率 (P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率 (P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率 (P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率 (P <sub>CT</sub> )	EER	C <sub>D</sub>	负荷系数 LF
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W		
2	95.0	100.0	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92		
1	71.0	55.5	63,700	3,450	325	1,050	100	12.93		
		75.0				内插计算		12.05		
1	68.0	55.9	64,100	3,425	325	1,050	100	13.08		
		50.0			因为压缩机开停对性能进行调整			12.60	1.014	0.895
1	65.0	56.1	64,400	3,250	325	1,050	100	13.63		
		25.0						10.04	1.072	0.445

计算出负荷系数(LF)和C<sub>D</sub>系数，然后计算出75%、50%和25%负荷点的调整性能，最后通过下式可以计算出IEER：

$$IEER = (0.020 \cdot 10.92) + (0.617 \cdot 12.05) + (0.238 \cdot 12.60) + (0.125 \cdot 10.04) = 11.91$$

例4 – 机组由三个制冷剂回路，每个回路各有一台压缩机，机组容量分三个等级，带一台定速室内风机。

假设测量出该机组的能力如下：

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率(P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率(P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率(P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率(P <sub>CT</sub> )	EER
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W
3	95.0	100.0	114,730	8,707	650	1,050	100	10.92
2	79.5	71.3	81,841	5,125	433	1,050	100	12.20
1	65.0	38.3	43,980	2,250	217	1,050	100	12.16

制冷量级1对应的负荷点是38.3%，这个负荷高于规定的最低25%的负荷点，但由于进行该试验时的环境温度是65°F，因此不需要另外在25%负荷的环境工况下进行试验，因为试验点都是一样的。

计算出IEER。其中，75%和50%负荷点的IEER计算要求使用内插法来计算，而25%负荷点则要求使用衰减系数进行计算。

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率(P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率(P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率(P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率(P <sub>CT</sub> )	EER	C <sub>D</sub>	LF
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W	NA	NA
3	95.0	100.0	114,730	17,414	1,300	1,050	100	10.92	NA	NA
2	79.5	71.3	81,841	4,950	433	1,050	100	12.53	NA	NA
		75.0				使用内插法计算		12.32	NA	NA
2	79.5	71.3	81,841	4,950	433	1,050	100	12.53	NA	NA
1	65.0	38.3	43,980	2,250	217	1,050	100	12.16	NA	NA
		50.0				使用内插法计算		12.57	NA	NA
1	65.0	38.3	43,980	2,250	217	1,050	100	12.16	NA	NA
		25.0			因为压缩机关停对性能进行调整			10.13	1.045	0.652

$$IEER = (0.02 \cdot 10.92) + (0.617 \cdot 12.32) + (0.238 \cdot 12.57) + (0.125 \cdot 10.13) = 12.08$$

例5-机组是VAV型的，共分为5个容量等级，带有一台可变速室内风机。

假设测量出该机组的能力如下：

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率(P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率(P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率(P <sub>IF</sub> )	控制装置消耗功率(P <sub>CT</sub> )	EER
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W
5	95.0	100.0	229,459	17,414	1,300	2,100	200	10.92
4	85.1	81.7	187,459	11,444	1,300	1,229	150	13.27
3	74.0	61.0	140,064	6,350	1,300	575	150	16.72
2	69.6	52.9	121,366	6,762	650	374	150	15.29
1	65.0	30.6	70,214	2,139	650	85	150	23.2

该机组可以卸载到30.6%的负荷点，因此要求进行衰减计算；但是，因为制冷量级1已经在最低的环境温度下运行，因此不需要在25%负荷点再进行其他试验。

使用这一数据就可以计算出机组在各个标准负荷评价点的性能。

制冷量级	环境温度	实际负荷 %	净制冷量	压缩机消耗功率(P <sub>C</sub> )	冷凝器风机消耗功率(P <sub>CF</sub> )	室内风机消耗功率(P <sub>IF</sub> )	控制器消耗功率(P <sub>CT</sub> )	EER	C <sub>D</sub>	L <sub>F</sub>
	(F)	(净制冷量)	Btu/h	W	W	W	W	Btu/W		
5	95.0	100.0	229,459	17,414	1,300	2,100	200	10.92		
4	85.1	81.7	187,459	11,444	1,300	1,229	150	13.27		
3	74.0	61.0	140,064	6,350	1,300	575	150	16.72		
		75.0				使用内插法计算		14.39		
2	69.6	52.9	121,366	6,762	650	374	150	15.29		
1	65.0	30.6	70,214	2,139	650	85	150	23.22		
		50.0				使用内插法计算		16.32		
		25.0			因为压缩机关停对性能进行调整			22.34	1.024	0.817

附注：空白即表示“无”。

从而可以计算出IEER:

$$\text{IEER} = (0.02 \cdot 10.92) + (0.617 \cdot 14.39) + (0.238 \cdot 16.32) + (0.125 \cdot 22.34) = 15.78$$

**6.6 试验允差** (适用于本标准覆盖的所有产品)。只有当试验测出的设备能力、SEER、HSPF、EER值和COP值均不低于公布额定值的95%，且IEER和SCHE值不低于公布额定值的90%的情况下，才可视为符合本标准。

## 第7章. 公布的额定值的最低数据要求

**7.1 公布的额定值的最低数据要求。** 公布的额定值至少应当包含以下信息:

- a. 对于能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的VRF多联式空调:
  1. 标准额定制冷能力, Btu/h [瓦]
  2. 季节性能效比, SEER Btu/(W·h)
- b. 对于能力 ≥ 65,000 Btu/h [19,000 W] 的VRF多联式空调:
  1. 标准额定制冷能力, Btu/h [瓦]
  2. 能效比, EER Btu/(W·h)
  3. 综合能效比, IEER (自2010年1月1日起, 综合部分负荷性能系数, IPLV被IEER取代)
- c. 对于所有能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的VRF多联式热泵:
  1. 标准额定制冷能力, Btu/h [瓦]
  2. 季节性能效比, SEER Btu/(W·h)
  3. 高温标准额定制热能力, Btu/(W·h) [瓦]
  4. IV气候区域的制热季节性能系数, HSPF, 最低制热设计要求 (W·h)
- d. 对于能力 ≥ 65,000 Btu/h [19,000 W] 的VRF多联式热泵:
  1. 标准额定制冷能力, Btu/h [瓦]
  2. 能效比, EER Btu/(W·h)
  3. 综合能效比, IEER (自2010年1月1日起, 综合部分负荷性能系数, IPLV被IEER取代)
  4. 高温标准工况额定制热量 Btu/(W·h) [瓦]
  5. 高温性能系数 (COP)
  6. 低温标准额定制热能力, Btu/(W·h) [瓦]
  7. 低温性能系数 (COP)
- e. 对于VRF多联式热回收热泵:
  1. 等级评定参照上述7(c)或(d)
  2. 同时制冷和制热能效 (SCHE) (50%制热/50%制冷)
- f. 对于水源式 (利用水源制冷) VRF多联式热泵系统:
  1. 标准额定制冷能力, Btu/h [瓦]
  2. 能效比, EER Btu/(W·h)
  3. 综合能效比, IEER (自2010年1月1日起, 综合部分负荷性能系数, IPLV被IEER取代)
  4. 标准额定制热能力, Btu/h [瓦]
  5. 制热性能系数 (COP)
  6. 同时制冷和制热能效 (SCHE) (50%制热/50%制冷) / (仅限于热回收型)

**7.2 潜热制冷量。** 厂家的规格说明书和产品资料上都应当标出产品的除湿能力。除湿能力应当采用下列任何一种形式, 统一以毛制冷量或净制冷量来表达。

- a. 显热制冷能力/总制冷能力之比（显热比率）和总能力，Btu/h [W]
- b. 潜热制冷能力和总制冷能力，Btu/h [W]
- c. 显热制冷能力和总制冷能力，Btu/h [W]

**7.3 额定值的公布。**本标准所覆盖的所有额定值的公布都应当明确声明，该额定值乃“根据AHRI标准1230评定。”不属于本标准范围的其他额定值的公布则应当明确声明，该额定值“不属于AHRI标准1230的范围。”任何地方只要公布或打印了“应用额定值”这几个字的，都必须阐明该额定值所适用的工况。

## 第8章. 运行要求

**8.1 运行要求。**单元式设备应当根据本章的各条规定运行，确保所有的产品都负荷本章的要求。

**8.2 能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的系统的运行要求**

**8.2.1 能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的系统的最大运行工况试验。**单元式设备在按照第6.1.5.1小条确定的室内盘管风量运行时，应当通过下述的最大运行工况试验。

**8.2.1.1 温度条件。**温度条件应维持在如表6所示的范围内。

**8.2.2 试验电压。**根据设备铭牌上的额定电压，对照《AHRI标准110》表1—范围A中对应的最小电压进行试验。电压应当是设备正常连接时的电压，以额定频率供给。

**8.2.3 试验程序。**设备应当在规定的温度条件和电压下持续工作1小时。

**8.2.4 试验要求。**设备应能够持续运行一个小时，中间不得因任何原因中断。

**8.2.4.1** 采用水冷式冷凝器的设备应当能够在上述最大工况下正常运行，同时，设备回风口和空气出口的水压降不得超过413.5英寸水柱[103 kPa]。

**8.3 能力 < 65,000 Btu/h [19,000 W] 的系统的电压允差试验。**单元式设备应当通过以下电压允差试验，试验时制冷盘管的风量根据第6.1.5.1条确定。

**8.3.1 温度条件。**温度应当保持在表6所示的标准制冷（或标准制热，视要求而定）稳态条件。

**8.3.2 试验电压。**

**8.3.2.1** 试验应当根据设备铭牌上标注的额定电压，分别在《ARI标准110》——表1的范围B所规定的最小和最大应用电压下进行。电压应当是设备正常连接时的电压，以额定频率供给。如果铭牌上规定的最小电压值小于表1的规定或最大电压值大于范围B的规值，则应当采用铭牌上规定的最小电压和最大电压分别进行试验。

**8.3.2.2** 如果是单相设备，则在关闭设备（见第8.3.3.2条）前，应当调整设备的供电电源，使得当压缩机电机转子锁定不转时，设备正常连接时的电压为铭牌标注额定电压的86%。（对于铭牌标注为200伏或208伏的额定电压的设备，当压缩机电机位于转子锁定状态时，重启电压应当设定在180伏）。三相设备的开路电压不得大于铭牌规定额定电压的90%。

**8.3.2.3** 设备恢复正常持续的运行（第8.3.4.3条）后一分钟内，电压应当恢复到第8.3.2.1条规定的值。

**8.3.3 试验程序。**

**8.3.3.1** 设备应当在规定的温度条件和电压下工作一个小时。

**8.3.3.2** 将连接到设备的所有电源全部切断，让压缩机有足够的时间停下来（但是不得超过5秒钟），然后恢复设备的电源连接。

**8.3.4** 试验要求。

**8.3.4.1** 在上述两项试验的运行过程中，设备的任何零部件均不得出现任何故障。

**8.3.4.2** 在切断电源之前，设备应当持续不断地运行一个小时，不得有任何原因造成的中断。

**8.3.4.3** 在电源重新接通后两个小时以内，设备应能够恢复正常持续的运行；并接着持续运行设备半个小时。在达到持续运行状态之前，允许运行和重新设定设备的安全装置。。

**8.4** 能力  $< 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统的低温运行试验（制冷）。当单元式设备按照第6.1.5.1条和第6.1.6条规定的制冷盘管初始风量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置和风门均设置成使蒸发器能够最大程度地结霜或结冰的状态时，应当通过以下低温运行试验。

**8.4.1** 温度条件。温度条件应当维持在表6规定的范围内。

**8.4.2** 试验程序。在达到规定的温度件后，设备应当在制冷循环下至少持续运行四个小时。如果设备带有自动限制装置，可以通过该装置自动控制设备的开关机动作。

**8.4.3** 试验要求。

**8.4.3.1** 在整个试验过程中，设备应当正常持续地运行，不得有任何零部件损坏或发生故障。

**8.4.3.2** 在整个试验过程中，空气流量的衰减不得超过标准工况额定值评价试验确定的空气流量的25%。

**8.4.3.3** 在试验时以及试验结束后的除霜过程中，设备的排放装置必须能将所有的冰块或冰水混合物收集起来并排掉。

**8.5** 能力  $< 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 效率的系统的隔热有效性试验（制冷）。当单元式设备按照第6.1.5.1条和第6.1.6条规定的制冷盘管的初始空气流量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置、风机、风门和百叶全部设置成使蒸发器能够最大程度地发生凝露的状态时，应当通过以下隔热效率试验（aka隔热效率试验）。

**8.5.1** 温度条件。温度条件应当维持在表6规定的范围内。

**8.5.2** 试验程序。在达到规定的温度件后，设备应至少持续运行四个小时。

**8.5.3** 要求。在整个试验过程中，不得有任何冷凝水从设备的外壳上滴落、滚动或吹落下来。

**8.6** 冷凝水排除试验（制冷）。能力  $< 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统。当单元式设备（冷凝器空气中无冷凝水）按照第6.1.5.1条和第6.1.6条规定的制冷盘管的初始空气流量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置和风门均设置成使冷凝器能够以最快的速度形成冷凝水的状态时，应当通过以下冷凝水排除试验。（该试验可以与第8.5条所述的隔热效率试验同时进行。）

**8.6.1** 温度条件。温度条件应当维持在表6规定的范围内。

**8.6.2** 试验程序。在达到规定的温度条件后，向接水盘里注入冷凝水，直到达到溢出点，然后启动设备运行；在冷凝水的水位达到平衡后，持续运行该设备四个小时。

**8.6.3 试验要求。**在试验过程中，不得有任何冷凝水从设备的外壳上滴落、滚动或吹落下来。

**8.7 能力  $< 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统的试验工况允差。**第8条所述的各项试验工况均为平均值，空气湿球和干球温度的允差为 $\pm 1.0^\circ\text{F}$  [ $\pm 0.6^\circ\text{C}$ ]，电压允差为读数的 $\pm 1.0\%$ 。

**8.8 能力  $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统的运行要求。**

**8.8.1 能力  $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统的最大运行工况试验（包括制冷和制热）。**当多联式空调和热泵按照第6.3.1条确定的室内盘管初始风量运行时，应当通过以下最大制冷和制热运行工况试验（参阅第6.3.3条所述的带选装制冷盘管的设备的试验）。

**8.8.2 温度条件。**温度条件应当维持在表8规定的范围内。

**8.8.3 试验电压。**试验应当按照《AHRI标准110》——表1的“电压范围B”所规定的最小和最大应用电压和频率分别进行，电压应当是设备正常连接时的电压。

**8.8.4 试验程序。**

**8.8.4.1** 多联式空调和热泵应当在规定的温度条件和电压下持续不断地运行一个小时。

**8.8.4.2** 将连接到设备的所有电源全部切断，让压缩机有足够的时间停下来（但不得超过5秒钟），然后恢复设备的电源连接。

**8.8.5 试验要求。**

**8.8.5.1** 在整个试验过程中，设备应当正常持续地运行，不得有任何零部件损坏或发生故障。

**8.8.5.2** 在电源重新接通后一个小时以内，设备应能够恢复正常持续的运行；然后，持续运行设备一个小时。在达到持续运行状态之前，允许运行和重新设定设备的安全装置。。

**8.8.5.3** 采用水冷式冷凝器的设备应当能够在上述最大工况下运行，设备入口和出口的水压降不得超过413.5英寸水柱[103千帕]。

**8.8.6 带选装的室外制冷盘管的设备的最大运行工况试验。**选配了室外制冷盘管的多联式空调和热泵应当使用第8.8.1到8.8.4条规定的工况、电压和试验程序进行试验，并满足第8.8.5条规定的要求，除了需要进行以下变更：

- a. 室外空气见第6.3.1条的规定；
- b. 回风温度条件应为干球 $80.0^\circ\text{F}$  [ $26.7^\circ\text{C}$ ]，湿球 $67.0^\circ\text{F}$  [ $19.4^\circ\text{C}$ ]；
- c. 室外制冷盘管的进风温度应为干球 $115^\circ\text{F}$  [ $46.1^\circ\text{C}$ ]，湿球 $75.0^\circ\text{F}$  [ $23.9^\circ\text{C}$ ]。

**8.9 能力  $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [ $19,000 \text{ W}$ ] 的系统的制冷低温运行试验。**当多联式空调和热泵按照第6.3.1和6.3.4条确定的室内盘管初始风量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置和风门均设置成使蒸发器能够最大程度地结霜或结冰的状态时，应当通过以下低温运行试验。

**8.9.1 温度条件。**温度条件应当维持在表8规定的范围内。

**8.9.2 电压和频率。**试验应当在铭牌上标注的额定电压和额定频率下进行。

对于铭牌上标有两种额定电压的空调和热泵，应当取较小的电压值进行试验。

**8.9.3 试验程序。**在达到规定的温度条件后，应当在制冷循环下持续运行设备至少四个小时。如果设备带有自动控制装置，可以通过该装置自动控制设备的开关机动作。

**8.9.4 试验要求。**

**8.9.4.1** 在整个试验过程中，设备应当正常持续地运行，不得有任何零部件损坏或发生故障。

**8.9.4.2** 在整个试验过程中，室内机风量的衰减不得超过标准额定值评价试验工况的25%。

**8.9.4.3** 在试验时以及试验结束后的除霜过程中，设备的排放装置必须能将所有的冰块或冰水混合物收集起来并排掉。

**8.10 能力 $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [19,000 W]的系统的隔热效率试验（制冷）。**当多联式空调和热泵按照第6.3.1条和第6.3.4条规定的空气流量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置、风机、风门和百叶均设置成使蒸发器能够最大程度地产生凝露的状态时，应当通过以下隔热效率试验。

**8.10.1 温度条件。**温度条件应当维持在表8规定的范围内。

**8.10.2 试验程序。**达到规定的温度条件后，设备应当正常持续运行至少四个小时。

**8.10.3 试验要求。**在试验过程中，不得有任何冷凝水从设备的外壳上滴落、滚动或吹落下来。

**8.11 能力 $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [19,000 W]的系统的冷凝水排除试验（制冷）。**当将冷凝水注入冷凝器中的空气的多联式空调和热泵按照第6.3.1条和第6.3.4条规定的风量运行，且在不违反厂家规定的前提下，将设备的控制装置和风门均设置成使冷凝器能够以最快的速度形成冷凝水的状态时，应能通过以下冷凝水排除试验。（该试验可以与第8.10条所述的隔热效率试验同时进行。）

**8.11.1 温度条件。**温度条件应当维持在表8规定的范围内。

**8.11.2 试验程序。**在达到规定的温度条件后，向接水盘里注入冷凝水，直到达到溢出点，然后启动设备运行；在冷凝水的水位达到平衡后，持续运行该设备四个小时。

**8.11.3 试验要求。**在试验过程中，不得有任何冷凝水从设备的外壳上滴落、滚动或吹落下来。

**8.12 能力 $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$  [19,000 W]的系统的运行工况允差。**第8.2和8.3条所述的各项试验工况均为平均值，空气湿球和干球温度的允差为 $\pm 1.0^\circ\text{F}$  [ $\pm 0.6^\circ\text{C}$ ]，电压允差为读数的 $\pm 1.0\%$ 。

**8.13 水源式热泵系统的性能要求。**

**8.13.1 能力要求**

**8.13.1.1** 为符合ISO 13256-1-2的要求，淡水-空气式热泵和盐水-空气式热泵的设计和制造应当确保所生产的所有设备都满足本标准中的相关要求。

**8.13.1.2** 对于带能力等级控制装置的热泵，性能要求试验应当按照最大能力进行。

**8.13.2 最大运行工况试验**

**8.13.2.1 试验条件。**最大运行工况试验应当按照表12和表13规定的试验工况，针对制冷模式和制热模式分别进行。对于具有两种甚至更多种应用类型的热泵，则应当使用表12和表13中最严酷的工况进行试验。

**8.13.2.2 试验程序。**

**8.13.2.2.1** 达到规定的温度条件后，设备应当按照各规定电压等级分别持续运行一个小时。

**8.13.2.2.2** 110%电压的试验应当放在90%电压的试验前面进行。

**8.13.2.2.3** 在90%电压试验（时长一个小时）结束后，应立即切断设备的所有电源关机三分钟，然后恢复电源连接，继续运行一小时。

**8.13.2.3** *试验要求*。当热泵按照表12和表13规定的工况运行时，应当满足以下要求：

**8.13.2.3.1** 整个试验过程中，设备不得出现任何损坏的迹象。

**8.13.2.3.2** 在第8.13.2.2.1条规定的试验期间内，设备应当能够持续不断地运行，不得引起任何电机过载跳闸或其他保护装置的跳闸。

**8.13.2.3.3** 在第8.13.2.2.3条规定的试验期间内，电机过载保护装置只允许在关机三分钟后又重新接通的前五分钟内发生跳闸。在试验的任何其他时间，均不得发生跳闸。对于首次跳闸后，五分钟内不允许恢复运行的设备型号，允许最多30分钟不恢复运行。但是30分钟后，设备应当马上能够恢复正常持续的运行。

**8.13.3** *最小运行工况试验*。最小运行工况试验应当按照表14和表15规定的应用类型和试验工况，针对制冷模式和制热模式，在最小运行试验工况下分别进行。对于具有两种甚至更多种应用类型的热泵，则应当使用表14和表15中最严酷的工况进行试验。

**8.13.3.1** *试验程序*。对于制冷最小运行工况试验，热泵在达到规定的温度条件后，应当持续运行至少30分钟以上。对于制热模式最小运行工况试验，热泵在规定的温度条件下，应当让液体在整个盘管内循环浸泡10分钟。然后启动设备持续运行至少30分钟。

**8.13.3.2** *试验要求*。在上述所有试验过程中，不得有任何保护装置跳闸或设备损坏的情况发生。

表12. 水源式热泵系统的最大制冷试验工况

	水环式热泵		地下水源式热泵		土壤源热泵	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
室内侧进风温度*						
— 干球	89.6	32.0	89.6	32.0	89.6	32.0
— 湿球	73.4	23.0	73.4	23.0	73.4	23.0
设备环境空气						
— 干球	89.6	32.0	89.6	32.0	89.6	32.0
进入换热器的液体*	104	40.0	77.0	25.0	104	40.0
频率**	额定		额定		额定	
电压	1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。		1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。		1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。	
* 空气和液体的流量应当按照第6.1.5和6.4.3条的规定。 ** 如果设备有两个额定频率, 应当在两个额定频率下分别进行试验。						

表13. 水源式热泵系统的最大制热试验工况

	水环式热泵		地下水源式热泵		土壤源热泵	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
室内侧进风温度*						
— 干球	80.6	27.0	80.6	27.0	80.6	27.0
设备环境空气						
— 干球	80.6	27.0	80.6	27.0	80.6	27.0
进入换热器的液体*	86.0	30.0	77.0	25.0	77.0	25.0
频率**	额定		额定		额定	
电压	1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。		1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。		1) 对于铭牌上只有一个额定电压的, 分别使用额定电压的90%和110%。 2) 对于铭牌上标有两个电压的, 分别使用最小电压的90%和最大电压的110%。	
* 空气和液体的流量应当按照第6.1.5和6.4.3条的规定。 ** 如果设备有两个额定频率, 应当在两个额定频率下分别进行试验。						

### 8.13.4 设备外壳凝露和冷凝水排除试验

**8.13.4.1 试验条件。** 设备外壳凝露和冷凝水排除试验应当在制冷模式下进行, 试验工况如表16的规定。

在不违反厂家规定的前提下, 将设备的控制装置、风机、风门和百叶均设置成使蒸发器能够最大程度地产生凝露的状态。对于具有两种甚至更多种应用类型的热泵, 应当使用最为严酷的工况进行试验。

表14. 水源式热泵系统的最小制冷试验工况

	水环式热泵		地下水源式热泵		土壤源热泵	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
室内侧进风温度*						
— 干球	69.8	21.0	69.8	21.0	69.8	21.0
— 最大湿球	59.0	15.0	59.0	15.0	59.0	15.0
设备环境空气						
— 干球	69.8	21.0	69.8	21.0	69.8	21.0
进入换热器的液体*	68.0	20.0	50.0	10.0	50.0	10.0
频率**	额定		额定		额定	
电压***	额定		额定		额定	

\* 空气和液体的流量应当按照6.1.5和6.4.3条的规定。  
\*\* 如果设备有两个额定频率，应当在两个额定频率下分别进行试验。  
\*\*\* 如果设备有两个额定电压，应当取较小的电压进行试验。

表15. 水源式热泵系统的最小制热试验工况

	水环式热泵		地下水源式热泵		土壤源热泵	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
室内侧进风温度*						
— 干球	59.0	15.0	59.0	15.0	59.0	15.0
设备环境空气						
— 干球	59.0	15.0	59.0	15.0	59.0	15.0
进入换热器的液体*	59.0	15.0	41.0	5.0	-23.0	5.0
频率**	额定		额定		额定	
电压***	额定		额定		额定	

\* 空气和液体的流量应当按照6.1.5和6.4.3条的规定。  
\*\* 如果设备有两个额定频率，应当在两个额定频率下分别进行试验。  
\*\*\* 如果设备有两个额定电压，应当取较小的电压进行试验。

表16. 水源式热泵系统的外壳凝露和冷凝水排除试验工况

	水环式热泵		地下水源式热泵		土壤源热泵	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
室内侧进风温度*						
— 干球	80.6	27.0	80.6	27.0	80.6	27.0
— 湿球	75.2	24.0	75.2	24.0	75.2	24.0
设备环境空气						
— 干球	80.6	27.0	80.6	27.0	80.6	27.0
进入换热器的液体*	68.0	20.0	50.0	10.0	50.0	10.0
频率**	额定		额定		额定	
电压***	额定		额定		额定	

\* 空气和液体的流量应当按照6.1.5和6.4.3条的规定。  
\*\* 如果设备有两个额定频率，应当在两个额定频率下分别进行试验。  
\*\*\* 如果设备有两个额定电压，应当取较小的电压进行试验。

**8.13.4.4.2 试验程序。**在达到规定的温度条件后，热泵应当持续运行至少四个小时。

**8.13.4.4.3 试验要求。**在整个试验过程中，不得有任何冷凝水从设备的外壳上滴落、滚动或吹落下来。

### 8.13.5 一般试验方法

**8.13.5.1 概述。**设备的标准额定能力应当根据本条和《附录D》规定的试验方法和试验程序确定。总制冷量和总制热量应当取液体焓差试验法(见《附录D》)和室内侧空气焓差试验法(见《附录E》)的试验

结果的平均值；如果是无风管式机组，则可以采用热量计试验法(见《附录F》)进行试验。通过上述两种方法所测得的结果误差不得超过5%，否则将视为无效试验。测量参数应当遵守《附录D》和《附录F》的相关规定。

**8.13.5.2 测量参数的不确定度。**测量参数的不确定度不得超过表10的规定范围。

### 8.13.5.3 试验允差

**8.13.5.3.1** 进行设备能力试验时，各个测量参数读数的最大允差如表17所示。设备性能试验的测量参数读数的最大允差如表18所示。

表17. 示值测量的不确定度

测量参数	测量值的不确定度 <sup>1</sup> °F [°C]
水	
— 温度	±0.18 [±0.1]
— 温差	±0.18 [±0.1]
— 体积流量	±1% l/s
— 静压差	±5 Pa /0.001英寸水柱 (p ≤ 100帕/ 0.03英寸水柱) ±5% (p > 100 帕/ 0.03英寸水柱)
空气	
— 干球温度	0.36 [±0.2]
— 湿球温度	0.36 [±0.2]
— 体积流量	±5% l/s
— 静压差	±5 Pa /0.001英寸水柱(p ≤ / 0.03英寸水柱/ 100 帕) ±5% (p > 0.03英寸水柱/ 100 帕)
用电量输入0.5%	
时间0.2%	
质量1.0%	
速度1.0%	
<sup>1</sup> 测量值的不确定度：是一个估算值，表示被测变量的真实值的所在范围（被测变量：需要进行测量的数量） 附注 — 一般来说，测量值的不确定度包含好几个因素。有些因素可以根据一系列测量结果的统计分布进行估计，通过实验标准偏差进行分类；而其他因素则可以凭经验或参考其他信息进行估计。	

**8.13.5.3.2** 试验时实际工况参数读数的平均值与标准或目标试验工况参数之间的允差范围如表19的第二栏所示。

**8.13.5.6 试验结果。**设备能力试验的试验结果应当量化，从而体现被试空调机对空气产生的效果。在给定的试验工况下，设备能力试验结果应当包括以下数据（适用的部分）：

- A. 总制冷能力, Btu/h [W]
- B. 制热能力, Btu/h [W]
- C. 实测设备输入功率, W[W]
- D. 风机功率调整, W[W]
- E. 液体泵的功率调整, W[W]
- F. 设备的有效功率输入或所有设备的总输入功率, 瓦特
- G. 总的制冷能力净值, Btu/h [W]
- H. 制热能力净值, Btu/h [瓦]
- I. 能效比, Btu/(W·h)[W/W]
- J. 性能系数
- K. 显热制冷能力和潜热制冷能力, Btu/h [瓦]

表18. 制冷能力试验的运行工况允差

测量参数	单项参数 与规定试验工况的最大允差		算术平均值 与规定试验工况的允差	
	°F	°C	°F	°C
室内空气进风温度				
— 干球	± 1.8	1.0	± 0.54	0.3
— 湿球	± 0.9	0.5	± 0.36	0.2
风量（空气体积流量）	± 10%		± 5%	
电压	± 2%		± 1%	
液体温度				
— 入口处	± 0.9	0.5	± 0.36	0.2
液体流量	± 2%		± 1%	
对气流的外部压力，英寸水柱 （帕）	± 10%		± 5%	

表19. 性能试验的运行工况允差

测量参数	单项参数与规定性能试验工况 之间的允差	
	°F	°C
对于最小运行工况试验：		
— 空气温度	+1.8	+1
— 液体温度	+1.1	+0.6
对于最大运行工况试验：		
— 空气温度	-1.8	-1
— 液体温度	-1.1	-0.6
对于其他试验：		
— 空气温度	± 1.8	± 1.0
— 液体温度	± 1.1	± 0.6

**8.13.6 液体焓差试验法。** 在液体焓差试验法中，根据液体的温度变化和流量变化来确定设备能力。

**8.13.6.1 应用。** 该方法应当用于所有设备的液体侧试验，具体见《附录D》的相关要求。

#### 8.13.6.1.1 计算

**8.13.6.1.1.1 制冷能力。** 使用液体侧试验获得的数据和以下公式计算制冷能力（公式中各个符号的意义见《附录I》）：

$$\Phi_{ico} = w_f c_{pf} (t_{f3} - t_{f4}) - \Phi_t \quad (18)$$

**8.13.6.1.1.2 制热能力。** 使用液体侧试验获得的数据和以下公式计算制热能力：

$$\Phi_{ico} = w_f c_{pf} (t_{f3} - t_{f4}) + \Phi_t \quad (19)$$

**8.13.6.1.1.3** 如要对管路损耗进行修正（调整），则计算能力时应包括管路损耗修正量（调整量）。

## 8.14 同时制冷和制热效率 (SCHE) 试验

### 8.14.1 同时制冷和制热效率试验

#### 8.14.1.1 概述

**8.14.1.1.1** 所有的模块型热回收系统都应具备本标准规定（根据本标准的相关条款确定）的同时制冷和制热效率。所有试验都应当按照《附录E》和《ANSI/ASHRAE标准37》的要求进行。

**8.14.1.1.2** 进行该试验时，所有的室内机组都应当正常运行。进行（制冷和制热）同时运行试验时，一半室内机组应当以制冷模式运行，而另一半室内机组应当以制热模式运行；根据室内机组的制冷能力，以制冷模式和制热模式运行的室内机组的数量之比不得超过45:55%。

**8.14.1.1.3** 厂家应当说明，要让50%或50%以上的处于联机状态的室内机组以名义制热能力运行，需要的压缩机逆变器频率是多少；而且在试验过程中，设备应当一直以该频率运行。

**8.14.1.2 温度条件。**温度条件如表20规定。

表20. 同时制热和制冷试验工况

	三室热量计或空气焓差法 SCHE3		两室空气焓差法 SCHE2	
	干球 °F [°C]	湿球 °F [°C]	干球 °F [°C]	湿球 °F [°C]
室外侧: - 空气 - 水	47.0 [8.3] 86.0 [30.0]	43.0 [6.1]	47.0 [8.3] 86.0 [30.0]	43.0 [6.1]
室内侧: - 制热 - 制冷	70.0 [21.1] 80.0 [26.7]	59.0 [15] (最大) 67.0 [19.4]	75.0 [23.2] 75.0 [23.2]	70.0 [21.1] 70.0 [21.1]

**8.14.1.3 气流条件。**进行该试验时，室内风机的转速应当和进行其他能力试验时的转速相同。

**8.14.1.4 试验工况。**

**8.14.1.4.1 前提条件。**试验间的空间再处理装置和被试空调机应当一直运行至平衡状态，但是在开始采集试验数据之前，运行时间至少不得低于一个小时。

**8.14.1.4.2 试验时长。**试验过程中，应当首先让设备持续运行至平衡状态，然后才开始采集试验数据。但在开始采集之前，设备持续运行的时间至少不得低于一小时。每隔5分钟采集一次数据，持续均匀地采集30分钟，直到采集到的连续七组读数都在《ASHRAE标准37》——表2A规定的允差范围内。

说明：在试验过程中，设备的自动回油操作不得对能力试验造成任何负面影响。

**8.14.1.5 SCHE的计算**

$$\text{SCHE} = (\text{制热量 (Btu/h)} + \text{制冷量 (Btu/h)}) / \text{系统的总输入功率(瓦特)}$$

## 第9章. 标记和铭牌数据

**9.1 标记和铭牌数据。**铭牌信息至少应当包括厂家名称、产品型号和电气特性。

对于60赫兹的系统，铭牌电压应当包含《AHRI标准110》——表1所示的一个或多个额定电压的等级。对于50赫兹的系统，铭牌电压则应当包含《IEC标准60038》——表1所示的一个或多个应用电压。

## 第10章. 一致性条件

**10.1 一致性。**虽然本标准并非强制实施的，但是，对于本标准的“目的”（第1章）或“范围”（第2章）所覆盖的任何产品或设备，只有在依本标准进行规定试验和评价后完全符合要求、并按照本标准的要求进行报告的情况下，才可以声称符合本标准，否则，不应声称或暗示符合本标准。任何产品如未达到本标准全部要求的，不得以书面、口头或电子形式引用本标准或作与本标准相关的任何陈述或承诺。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 附录A. 规范性引用文件

**A1** 本附录列出了对于本标准的形成和实施不可或缺的所有重要标准、手册和其他文献。本附录的所有引用文件均视为本标准的一部分。

- A1.1** 《AHRI标准110-2002（前身为<ARI标准110>）——*空调和制冷设备铭牌电压*》，美国制冷空调与供暖协会，2002年，美国阿林顿22201，威尔逊林荫大道2111号500号
- A1.2** 《AHRI标准 210/240-2008（前身为ARI标准210/240）——*单式空调和空气源热泵设备*》，2006年，美国制冷空调与供暖协会，美国阿林顿22201，威尔逊林荫大道2111号500号
- A1.3** 《AHRI标准340/360-2007（前身为ARI标准340/360）——*商业和工业单式空调和热泵设备*》，2004年，美国制冷空调与供暖协会，美国阿林顿22201，威尔逊林荫大道2111号500号
- A1.4** 《AHRI标准365 (I-P)-2009——*商业和工业单式空调冷凝设备*》，2002年，美国制冷空调与供暖协会，美国阿林顿22201，威尔逊林荫大道2111号500号
- A1.5** 《ANSI/ASHRAE标准 37-2005——*单元式空调（热泵）设备试验方法*》，2005年，美国制热制冷和空调工程师协会，美国乔治亚州亚特兰大30329土里环（东北）1791号
- A1.7** 《ASHRAE——*制热、通风，空调和制冷术语汇编*》，第二版，1991年，美国制热制冷和空调工程师协会，美国乔治亚州亚特兰大30329土里环（东北）1791号
- A1.8** 《IEC标准60038——*IEC标准电压*》，2002年，国际电工委员会，瑞士日内瓦1211号20, 3, rue de Varembe, 131号信箱。
- A1.9** 《ISO标准5151——*无风管式空调和热泵—性能试验和等级评定*》
- A1.10** 《ISO标准15042, 13256, 13253，*多联式空调系统和空气-空气式热泵—性能试验和等级评定*》
- A1.11** 《ISO标准3966——*闭合管路中的流体流速的测量—皮托管速度-面积法*》
- A1.12** 《ISO标准5167——*空气分布和空气传播—空气处理管道内的空气流量测量法规则*》
- A1.13** 《ISO标准5221——*使用压差装置测量流体流速—第1部分：嵌入圆形截面的满载管路中的孔板、喷嘴和文丘里管*》。
- A1.14** 《*美国联邦法规*》(CFR) 第10章第430部分的第430.2和430.32 (c)小点，美国国家档案馆，马里兰州20740-6001大学公园阿德尔菲路8601号。

## 附录B. 参考性引用文件

无。

## 附录C. 中央空调系统和热泵的能量消耗标准试验方法 ——规范性附录

前言：《ARI标准1230-2008》的《附录C》是2005年10月11日（星期二）版《美国联邦公报》第70卷第195号第430部分B小部分的附录M——《中央空调和热泵的能量消耗标准试验方法》（见《美国联邦公报》第59135页到第59180页）；后通过修正案，变更为2007年10月22日（星期一）版《美国联邦公报》第72卷第203号第59906页到第59934页。

### 中央空调和热泵的能量消耗标准试验方法 ——《美国联邦公报》第430部分B小部分附录M

电子版联邦法规 (e-CFR)

修正案 2005年10月11日

#### 联邦法规第10章—第430部分

查看PDF格式的打印版《联邦公报》[70 FR 59135](#)。

修正案于2005年10月11日公布于《联邦公报》第70卷第59135页。

生效日期：2006年4月10日

5. B小部分的附录M修改成如下所示：

第430部分B小部分附录M——《中央空调和热泵的能量消耗标准试验方法》

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

1. 定义

2. 试验工况

2.1 试验间要求。

2.2 被试机组的安装要求。

2.2.1 除霜控制装置的设置。

2.2.2 对带可变速室外风机的机组的特殊要求。

2.2.3 对于多联式空调和热泵以及由正常运行时使用两个或两个以上的室内恒温器的多联小型分体式机组（室外盘管并排放置）组成的系统的特殊要求。

2.2.4 对进入室内盘管和室外盘管的空气湿球温度要求。

2.2.4.1 制冷模式试验。

2.2.4.2 制热模式试验。

2.2.5 制冷剂充注要求。

2.3 室内风量。

2.3.1 制冷试验。

2.3.2 制热试验。

2.4 室内盘管的空气进口和空气出口的管道连接。

2.4.1 室内机的送风静压箱。

2.4.2 室内机的回风静压箱。

2.5 室内盘管的空气性能测量和风门箱的应用。

2.5.1 室内盘管进风侧的试验设置：针对安装了进风风门箱的情况。

2.5.1.1 如果安装了第2.4.2条规定的进风静压箱。

2.5.1.2 如果未安装第2.4.2条规定的进风静压箱。

2.5.2 室内机进风侧的试验设置：针对未安装进风风门箱的情况。

2.5.3 室内盘管静压差的测量。

2.5.4 室内盘管送风侧的试验设置。

2.5.4.1 送风风门箱的安装位置和要求。

2.5.4.2 减小温度分布不均的程序。

2.5.4.3 减小空气泄漏的程序。

- 2.5.5 干球温度测量。
- 2.5.6 含湿量测量。
- 2.5.7 风门箱的性能要求。
- 2.6 空气流量测量装置。
- 2.7 供电电压。
- 2.8 用电量和能量的测量。
- 2.9 时间的测量。
- 2.10 空调能力二次试验法所需的试验装置。
  - 2.10.1 室外空气焓差试验法。
  - 2.10.2 压缩机标定方法。
  - 2.10.3 制冷剂焓差试验法。
- 2.11 试验间环境条件的测量。
- 2.12 室内风机转速的测量。
- 2.13 大气压力的测量。

### 3. 试验程序

- 3.1 一般要求。
  - 3.1.1 一次和二次试验方法。
  - 3.1.2 厂家提供的设备超驰控制装置。
  - 3.1.3 通过室外盘管的风量。
  - 3.1.4 通过室内盘管的风量。
    - 3.1.4.1 满负荷制冷时的风量。
      - 3.1.4.1.1 风管式机组满负荷制冷时的风量。
      - 3.1.4.1.2 无风管式机组满负荷制冷时的风量。
    - 3.1.4.2 制冷最小风量。
    - 3.1.4.3 制冷中等风量。
    - 3.1.4.4 满负荷制热时风量。
      - 3.1.4.4.1 满负荷制冷和制热时风量相等的风管式热泵。

- 3.1.4.4.2 由于室内风机的运行导致制热和制冷满负荷时的风量不同的风管式热泵。
- 3.1.4.4.3 单制热型风管式热泵。
- 3.1.4.4.4 无风管式热泵，包括单制热型无风管式热泵。
- 3.1.4.5 制热最小风量。
- 3.1.4.6 制热中间风量。
- 3.1.4.7 制热名义风量。
- 3.1.5 有多个空气供应源的室内机试验间要求。
- 3.1.6 风量的计算。
- 3.1.7 试验顺序。
- 3.1.8 对离开室内盘管的空气的温度分布要求。
- 3.1.9 辅助电热装置的控制。
- 3.2 不同种类的空调和热泵的制冷模式试验。
  - 3.2.1 带定速压缩机的热泵试验（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机也可能未安装室内风机）。
  - 3.2.2 对带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的机组进行的试验。
    - 3.2.2.1 根据室外干球温度对室内风机的容量进行调节。
    - 3.2.2.2 室内风机容量的调节（基于显热制冷量与总制冷量之比(S/T)的调节）。
  - 3.2.3 带双容量压缩机的机组进行的试验。
  - 3.2.4 带可变速压缩机的机组进行的试验。
- 3.3 稳态湿盘管制冷模式试验的试验程序（A, A<sub>2</sub>, A<sub>1</sub>, B, B<sub>2</sub>, B<sub>1</sub>, E<sub>v</sub>和F<sub>1</sub>试验）。
- 3.4 作为选测项目的稳态干盘管制冷模式试验的试验程序（C, C<sub>1</sub>, 和 G<sub>1</sub>试验）。
- 3.5 作为选测项目的循环干盘管制冷模式试验的试验程序（D, D<sub>1</sub>,和 I<sub>1</sub>试验）。
  - 3.5.1 风管式系统的试验程序。
  - 3.5.2 无风管系统的试验程序。
  - 3.5.3 制冷模式循环衰减系数的计算。
- 3.6 不同类型的热泵的制热模式试验，包括单制热型热泵。
  - 3.6.1 带定速压缩机的热泵试验（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机也可能未安装室内风机）。

- 3.6.2 带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的热泵进行的试验：根据室外干球温度对室内风机的容量进行调整。
- 3.6.3 带双容量压缩机的热泵的试验（见定义1.45），包括双容量北方热泵（见定义1.46）。
- 3.6.4 带可变速压缩机的热泵的试验。
- 3.6.5 带热舒适性控制器的热泵的附加试验。
- 3.7 稳态最高温度和高温制热模式试验（ $H0_1$ ,  $H1$ ,  $H1_2$ ,  $H1_1$ , 和  $H1_N$ ）的试验程序。
- 3.8 作为选测项目的循环制热模式试验（ $H0C_1$ ,  $H1C$ , 和  $H1C_1$ ）的试验程序。
- 3.8.1 制热模式循环衰减系数的计算。
- 3.9 制热模式**结霜**试验（ $H_2$ ,  $H2_2$ ,  $H2_v$ , 和  $H2_1$ ）的试验程序。
- 3.9.1 空间平均制热量和用电量的计算。
- 3.9.2 **除霜系数**。
- 3.10 稳态低温制热模式试验（ $H_3$ ,  $H3_2$ , 和  $H3_1$ ）的试验程序。
- 3.11 对二次试验法的其他要求。
- 3.11.1 如果使用室外空气焓差试验法进行二次试验。
- 3.11.1.1 如果在正式试验前先进行预备试验。
- 3.11.1.2 如果在正式试验前没有进行预备试验。
- 3.11.1.3 正式试验。
- 3.11.2 如果使用压缩机标定法进行二次试验。
- 3.11.3 如果使用制冷剂焓差试验法进行二次试验。
- 3.12 将空调能力四舍五入后进行报告。
- 4. 季节性能系数的计算**
- 4.1 季节能效比（SEER）的计算。
- 4.1.1 带定速压缩机的空调或热泵的SEER的计算（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机也可能无室内风机）。
- 4.1.2 带定速压缩机和可变速可变风量室内风机的空调或热泵的SEER的计算。
- 4.1.2.1 第3.2.2.1条所述的室内风机容量根据室外干球温度进行调整的机组。

4.1.2.2 第3.2.2.2条所述的机组（其室内风机容量调节是用来调节显热制冷量和总制冷量之比的）。

4.1.3 带双容量压缩机的空调或热泵的SEER的计算。

4.1.3.1 机组按照压缩机低容量运行时的稳态空间制冷量大于等于建筑物在温度为 $T_j$ 时的制冷负荷，

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$$

4.1.3.2 机组按照压缩机高容量( $k=2$ )和低容量( $k=1$ )交替运行，以满足建筑物在温度为 $T_j$ 时的制冷负荷，

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$$

4.1.3.3 机组在温度 $T_j$ 时仅按照压缩机高容量( $k=2$ )运行，且其制冷量大于建筑物的制冷负荷， $BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.1.3.4 机组必须在温度 $T_j$ 下按照压缩机高容量( $k=2$ )持续运行， $BL(T_j) \geq \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.1.4 带可变速压缩机的空调或热泵的SEER的计算。

4.1.4.1 当机组按照压缩机的最低速度运行时的稳态空间制冷量大于等于温度为 $T_j$ 时建筑物的制冷负荷，

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$$

4.1.4.2 机组按照压缩机的中等速度 ( $k=i$ ) 运行，以满足温度为 $T_j$ 时建筑物的制冷负荷，

$$\dot{Q}_c^{k=i}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$$

4.1.4.3 机组在温度 $T_j$ 下必须按照压缩机的最高转速 ( $k=2$ ) 持续运行， $BL(T_j) \geq \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.2 制热季节性能系数 (HSPF) 的计算。

4.2.1 带定速压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机、也可能无室内风机）。

4.2.2 带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的热泵的HSPF的附加计算步骤。

4.2.3 带双容量压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤。

4.2.3.1 机组按照压缩机低容量运行时的稳态空间制热量大于等于建筑物在温度为 $T_j$ 时的制热负荷，

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$$

4.2.3.2 机组按照压缩机高容量( $k=2$ )和低容量( $k=1$ )交替运行，以满足建筑物在温度为 $T_j$ 时的制热负荷，

$$BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$$

4.2.3.3 热泵在温度 $T_j$ 时仅按照压缩机高容量( $k=2$ )运行，且其制热量大于建筑物的制热负荷， $BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。

4.2.3.4 热泵在温度 $T_j$ 时必须按照压缩机的最高转速 ( $k=2$ ) 持续运行， $BL(T_j) \geq \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。

4.2.4 带可变速压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤。

4.2.4.1 热泵在按照压缩机的最低速度运行时的稳态空间制热量大于等于建筑物在温度为 $T_j$ 时的制热负荷，

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)。$$

4.2.4.2 热泵按照压缩机的中等速度 ( $k=i$ ) 运行，以满足温度为 $T_j$ 时建筑物的制冷负荷，

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)。$$

4.2.4.3 热泵在温度为 $T_j$ 时必须按照压缩机的最高转速 ( $k=2$ ) 持续运行，  $BL(T_j) \geq \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)。$

4.2.5 带热舒适性控制器的热泵。

4.2.5.1 带热舒适性控制器的热泵：带定速压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机、也可能无室内风机）。

4.2.5.2 带热舒适性控制器的热泵：带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的热泵的HSPF的附加计算步骤。

4.2.5.3 带热舒适性控制器的热泵：带双容量压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤。

4.2.5.4 带热舒适性控制器的热泵：带可变速压缩机的热泵的HSPF的附加计算步骤【保留】。

4.3 热泵的实际和代表区域年度性能系数的计算。

4.3.1 特定地点以及各标准化设计制热要求的实际区域年度性能系数( $APF_A$ )的计算。

4.3.2 各一般气候区域和各标准化设计制热要求的代表区域年度性能系数( $APF_R$ )的计算。

4.4 将SEER、HSPF和APF的四舍五入后进行报告。

## 1. 定义

1.1 年度性能系数：一台热泵一年内在某个特定区域所产生的制热量和制冷量的总和除以一年内所消耗的总电能所得到的值。《美国联邦法规》的第430.23条第(m)(3)(iii)段规定了该评价指标的计算要求。

1.2 ARI表示美国空调冷冻协会。

1.3 《ARI标准210/240-2006》是指ARI于2006年公布的试验标准——针对“单元式空调和空气源热泵”。

1.4 ASHRAE表示美国制冷空调与供暖协会。

1.5 《ASHRAE标准23-2005》是指ASHRAE于2005年公布的试验标准——“容积式压缩冷凝机组的评价试验方法”。

1.6 《ASHRAE标准37-2005》是指ASHRAE于2005年公布的试验标准——“单元式空调和热泵的评价试验方法”。

1.7 《ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)》是指ASHRAE于1986年公布并于2001年重申的试验标准——“温度标准测量方法”。

1.8 《ASHRAE标准41.2-87 (RA 92)》是指ASHRAE于1987年公布并于1992年重申的试验标准——“实验室空气流量标准测量方法”。

1.9 《ASHRAE标准41.6-94 (RA 01)》是指ASHRAE于1994年公布并于2001年重申的试验标准——“潮湿空气性能的测量方法”。

1.10 《ASHRAE标准41.9-00》是指ASHRAE于2000年公布的试验标准——“挥发性制冷剂的质量流量的量热式试验法”。

1.11 《ASHRAE标准51-99/AMCA标准210-1999》是指ASHRAE和国际空气运动和控制协会于1999年发布的试验标准——“评定风机空气动力性能的实验室试验法”。

1.12 《ASHRAE标准116-95 RA(05)》是指ASHRAE于1995年发布并于2005年重申的试验标准——“单元式空调和热泵季节能效的评价试验法”。

1.13 CFR是指《美国联邦法规》。

1.14 恒定风量的室内风机是指风机通过改变自身的转速，使管道系统中产生的风量恒定不变的室内风机。

1.15 “持续记录”，在针对干球温度时，表示必须按均匀的时间间隔对规定的温度进行取样检测，每相邻两次取样的间隔时间不得超过《ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)》第4.3条的“a”所规定的最大间隔。如果该干球温度仅用于控制试验间的空气，则说明取样间隔小于等于《ASHRAE标准》第4.3条“b”点规定的最大间隔。而如果是针对湿球温度、露点温度或相对湿度，“持续记录”，说明每相邻两次记录之间的间隔（均匀）不得超过1分钟。

1.16 制冷负荷系数 (CLF) 是一个比值，以在一个循环（包含一个“开机”期间和一个“关机”期间）内所产生的总制冷量为分子，以在相同的总时间内（包括一个“开机”期间和一个“关机”期间）和相同的环境条件下，机组以其稳态空间制冷能力持续运行所产生的总制冷量为分母。

1.17 性能系数 (COP) 是指空间制热平均速率与热泵电能消耗平均速率之比。这些速率数据应当取自同一次试验；如果是通过内插法导出的，则必须基于相同的运行工况。COP是一个无量纲量。在确定无室内风机的风管式机组的COP时，必须将第3.7、3.8和3.9.1条中规定的风机电机热量输出和功率输入的默认值都计算进去。

1.18 循环试验是指机组的压缩机以规定的时间间隔循环开机和关机的试验。一次循环试验可为衰减系数的计算提供一半的必需信息。

1.19 风门箱是指安装了风门（符合第2.5.7条规定的性能要求）的一小截管道。

1.20 衰减系数 ( $C_D$ ) 是计算部分负荷系数时使用的一个参数。制冷衰减系数用  $C_{D^c}$  表示。制热衰减系数用  $C_{D^h}$  表示。

1.21 按需除霜控制系统是指，只有在检测到性能衰减量达到预先设定的值时，才对热泵的室外盘管进行除霜的系统。在对空间进行制热处理时，在压缩机开机运行期间内，热泵的控制装置对那些随着室外盘管结霜量的变化而变化的一个或多个参数（例如，盘管和空气温差、盘管空气压差、室外风机功率或电流、光学传感器等），每隔十分钟应当至少监控一次。另外，还可以通过一个反馈系统来测量除霜时间的长短，相应地调整除霜频率。<sup>1</sup> 无论是哪种情况，当结霜参数达到预设值时，系统启动除霜动作。在按需除霜控制系统中，当监控到参数显示盘管上的结霜已经被清除掉后，除霜动作终止。

<sup>1</sup> 随着室外干球温度的变化改变除霜时间间隔的系统不属于按需除霜系统。

如果系统只有在压缩机运行6小时之后才会自动启动除霜动作的，那么按需除霜控制也可以采用定时除霜。

1.22 设计制热要求(DHR)表示根据室外的设计工况对住房的空间制热负荷进行预测。第4.2条中给出了美国六大典型气候区域的最大和最小设计制热要求估算值。

1.23 干盘管试验是指室内盘管进风湿球温度维持在不会在制冷盘管上形成冷凝水的低温制冷模式试验。

1.24 风管式系统是指设计为永久性安装设备的、通过一根或多根管道向室内空间供应暖风或冷风的空调或热泵机组。空调或热泵可以是分体式系统，也可以是一体机。

1.25 能效比 (EER) 是指空间制冷平均速率与空调或热泵电能消耗平均速率之比。这些速率数据应当取自同一个试验；如果是通过内插法导出的，则必须基于同一组运行工况。EER的表达单位为：

$$\frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}$$

在确定无室内风机的风管式机组的EER时，必须将第3.3和3.5.1条中的风机电机默认热量输出和功率输入计算进去。

1.26 制热负荷系数 (HLF) 是一个比值，以在一个循环（包含一个“开机”期间和一个“关机”期间）内所产生的总制热量为分子，以在相同的总时间内（包括一个“开机”期间和一个“关机”期间）和相同的环境条件下，机组以其稳态空间制热能力持续运行所产生的总制热量为分母。

1.27 制热季节性能系数 (HSPF)是指，在制热季节中要求的空间总制热量（以Btu表示）与热泵系统同期消耗的总电能（以瓦时表示）之比。评估是否符合《节能标准》（见10 CFR 430.32(c) C部分）时使用的HSPF是根据气候区域IV、最小标准化设计制热要求和10 CFR 430.24(m) B小部分所述的取样计划计算得出的。

1.28 带热舒适性控制器的热泵是指，通过调整电热装置的运行来确保室内机组的送风温度不会降到规定温度以下的机组。这里所说的规定温度通常可以根据现场情况进行调整。但是，如果热泵在低于平衡点运行时，虽然能够主动调整电热装置的加热速度、却不能将送风温度维持在规定的最低温度的，本标准不认为这种是带舒适性控制器的热泵。

1.29 小型分体式空调和热泵是指，由一台室外机组和一台或多台室内机组结合而成的系统。所有的室内机组对应同一个室内温控器，并同时启动或关闭。{见美国能源部的定义}。

1.30 多联式空调和热泵是指，具有两个或两个以上室内机组的系统。各台室内机组的运行相互独立，且可以分别对应多个室内温控器，为多个区域提供处理后的空气。{见美国能源部的定义}。

1.31 无风管系统是指，一种永久性安装的空调或热泵系统，通过安装在墙壁和/或天花板内的一个或多个室内盘管，直接处理封闭空间的空气。可采用模块型设计，从而将多个室外盘管和压缩机组合成一个整体系统。本标准覆盖的无风管系统全部为分体式系统。

1.32 部分负荷系数 (PLF) 是指，循环能效比 (性能系数) 与稳态能效比 (性能系数) 之比。这两种能效比 (性能系数) 应当在相同的环境条件下通过试验来进行评估。

1.33 季节能效比(SEER)是指，在一年的正常制冷季节中，从封闭的空间内排去的总热量（用Btu表示）与空调或热泵同期消耗的电能（用瓦时表示）之比。

本附录的第4.1条所述的SEER的计算和10 CFR-B部分第430.24(m)点所述的取样计划用来评估是否符合节能标准。(见10 CFR第430.32(c)点C部分。)

1.34 一体机是指所有的主要组件都装配在一个机箱内的中央空调或热泵。

1.35 小管道高风速系统是指包含一台风机和室内盘管组合的系统，当机组以满负荷风量220-350 cfm /冷吨运行时，产生的外部静压至少为1.2英寸水柱。在现场应用中，小管道产品使用的是自由面积小于6.0平方英寸的高速隔室空气出口（即：速度一般大于1000 pfm）。

1.36 分体式系统是指一个或多个主要组件独立于其他组件的空调或热泵系统。

1.37 标准空气是指质量密度为0.075磅/英尺<sup>3</sup>的干空气。

1.38 稳态试验是指当机组在同一模式下持续运行时，尽可能将试验工况维持在稳定不变的试验。

1.39 温度格：一个温度格表示以5°F为单位的温度增量，用来划分制冷季节(≥ 65 °F)和制热季节(<65 °F)的室外干球温度范围。

1.40 试验工况允差是指试验工况参数示值的平均值和规定的试验工况之间所允许的最大偏差。

1.41 试验运行允差是指试验工况参数的示值在规定的试验期间内可能发生的最大允许变化范围。取样得到的最大值和最小值之差必须小于等于规定的试验运行允差。

1.42 适时除霜控制系统是指通过测量除霜启动前的时间长度，并根据这一信息自动确定何时启动下一个除霜循环的按需除霜控制系统(见定义1.21)。

1.43 时间-温度除霜控制系统是指，只有在达到预设的压缩机累积开机运行期间后才会启动或评估是否应当启动除霜循环的一种控制系统。尽管预设的累积开机运行期间可能会根据实际测得的室外干球温度而发生变化，但它基本上是一个固定值(例如：30、45、90分钟)。如果控制器的测量数据(例如：室外温度、蒸发器温度)显示已经具备结霜形成条件，则压缩机开机运行期间计数器开始对开机运行期间进行累积，而在其他时候，计数器重置/归零。该控制方案的一种应用方法是，只要计数器记录的时间一达到预设的累积开机运行期间，除霜循环就立即自行启动。当除霜循环完成时，计数器立即重置。

该控制方案还有另外一种应用：在达到压缩机的预设累积开机运行期间时，对一个或多个参数(包括空气和制冷剂的温度)进行测量。只有当测得的系数降到预设范围内时，才会启动除霜循环。而无论是否启动除霜，开机运行期间计数器都会重置。如果第二种应用的系统所使用的累积开机运行期间间隔为10分钟或更短，则可以认为该热泵属于按需除霜系统(见定义1.21)。

1.44 三联式系统是指由以下三个独立组件组成的空调或热泵，包括：一台室外风机盘管，一台室内风机盘管和一台室内压缩机。

1.45 双容量(或两级)压缩机是指具备以下任一特征的空调或热泵：

- (1) 一台双速压缩机；
- (2) 虽然有两台压缩机，但每次只有一台压缩机运行；
- (3) 有两台压缩机，其中一台(1号压缩机)以低负荷运行；或两台压缩机(1号压缩机和2号压缩机)均以高负荷运行，但无论是哪一种情况，2号压缩机都不会单独运行；
- (4) 一台能够通过气缸卸载或涡旋卸载的压缩机。

对于此类系统，低容量是指：

- (1) 以压缩机低转速运行；
- (2) 运行容量较低的压缩机；
- (3) 只运行1号压缩机；或者
- (4) 空载运行压缩机（例如，运行双活塞往复压缩机的一个活塞，使用全涡旋容量的固定的一部分等）。

对于此类系统，高容量是指：

- (1) 以压缩机高转速运行；
- (2) 运行容量较高的压缩机；
- (3) 同时运行1号和2号压缩机；或者
- (4) 在压缩机有负荷的情况下运行（例如，运行双活塞往复压缩机的两个活塞，使用全涡旋容量）。

1.46 双容量北方热泵是指，具有工厂或现场可选的闭锁功能的热泵，以防高容量运行时对空间制热不够。具有这一功能的双容量热泵一般具有两组额定值，一组是该功能关闭时的额定值，另一组是该功能激活时的额定值。室内盘管的型号还应当包含一个区分标记（例如“+LO”），用来反映额定值是闭锁功能关闭时的额定值还是激活时的额定值。在对双容量北方热泵进行试验时，闭锁功能在所有的试验中都必须处于激活状态。

1.47 湿盘管试验是指，在明显会导致水蒸气在被试机组蒸发器盘管上形成冷凝水的试验工况下进行的试验。

## 2. 试验工况

本试验程序覆盖了分体式和一体式的风管式机组以及分体式无风管式机组。本标准包括所有无室内风机的风管式机组，但是不包括带可变速压缩机的机组。

a. 在对某台特定的机组进行试验和评价额定值时，一般只适用本试验程序列出的一部分章节规定的试验工况。表1-A到表1-C显示了各种不同的设备类型分别应当适用本试验程序的哪些章节。查看各个表格中的四种机组类型（用罗马字和数字表示），找出哪些试验章节适用于哪种被试空调机。

1. 第一类，即表格的I-1到I-4行，是根据设备的压缩机和室内风机功能进行分类的。在找到相应的“T”行后，找出同一行中列出了被试空调机类型的那个单元格：空调（AC）、热泵（HP）还是单制热式热泵（HH）。使用相应的单元格上方所列出的试验章节对设备进行试验和评价额定值。

2. 第二类，即表格的II-1到II-2行，是根据设备是风管式还是无风管式进行分类的。II-1行显示的是适用于风管式系统的试验程序的章节，II-2行显示的是适用于无风管系统的试验程序的章节。

3. 第三类，是根据设备可能具有的特殊功能进行分类的。如果被试空调机具备种类III的表格图例所述的一种或多种（一共三种）机组特征时，使用第III行找出适用的章节。

4. 第四类，是根据所采用的二次试验法进行分类的。如果已知被试机组的制冷量和/或制热量是采用哪种方法确定的，就可以通过IV行找出适用的试验章节。否则，根据其他的相关章节，再加上IV行的单元格中的所有试验章节——即第2.10到2.10.3条条、第3.11到3.11.3条——作为进行试验和额定值评价的参考信息。

- b. 根据前面介绍的方法，对照四种分类，制作一份描述试验程序的章节汇总表，将各项试验的试验程序和适用章节一一对应。
- c. 用户应当注意，很多章节只有一部分内容适用于被试机组。某些情况下，也可能整个章节都不适用。例如，如果没有通过试验来确定制冷模式下的衰减系数，而是使用默认值的话，那么第3.4条到第3.5.3条（关于选测的干盘管试验）就全部不适用。

举例说明：表格I-A 到I-C的使用

设备描述：风管式空调，带有一台定速压缩机、一台定速室内风机和一台可变速室外风机。

二次试验方法：制冷剂焓差试验法

第1步：确定“T”行所列的四个选项中哪个适用==> 第I-2行

表1-A：第I-2行的“AC”适用第1.1到1.47条条、第2.1到2.2条条、第2.2.4到2.2.4.1条条、第2.2.5, 2.3到2.3.1条条、第2.4到2.4.1条条、第2.5条条、第2.5.2到2.10条和第2.11到2.13条。

表1-B：第I-2行的“AC”适用第3到3.1.4条、第3.1.5到3.1.8条、第3.2.1条、第3.3到3.5条、第3.5.3条、第3.11条和第3.12条。

表1-C：第I-2行的“AC”适用第4.1.1条and 第4.4条。

第2步：机组是风管式系统==> 第II-1行

表1-A：第II-1行的“AC”适用第2.4.2条和第2.5.1到2.5.1.2条。

表1-B：第II-1行的“AC”适用第3.1.4.1到3.1.4.1.1条和第3.5.1条。

表1-C：第II-1行中无“AC”。

第3步：机组的特别特征是带有可变速室外风机 ==> 第III行, M

表1-A：第III行的“M”适用第2.2.2条。

表1-B和表1-C：第III行无“M”。

第4步：二次试验方法采用的是制冷剂焓差试验法 ==> 第IV行, R

表1-A：第IV行的“R”适用第2.10.3条。

表1-B：第IV行的“R”适用第3.11.3条。

表1-C：第IV行中无“R”。

第5步：适用试验程序章节综合清单——第1.1到1.47条、第2.1到2.2条、第2.2.2条、第2.2.4到2.4.1条、第2.2.5条、第2.3到2.3.1条、第2.4到2.4.1条、第2.4.2条、第2.5条、第2.5.1到2.5.1.2条、第2.5.2到2.10条、第2.10.3条、第2.11到2.13条、第3.到3.1.4条、第3.1.4.1到3.1.4.1.1条、第3.1.5到3.1.8条、第3.2.1条、第3.3到3.5条、第3.5.1条、第3.5.3条、第3.11条、第3.11.3条、第3.12条、第4.1.1条和第4.4条。

表格 1A: 描述试验程序的章节汇总表: 第 1 条 (定义) 和第 2 条 (试验条件)

查阅或下载PDF

描述试验程序的章节 关键机组特性和二次试验方法	1.1~1.4.7	2.1~2.2	2.2.1	2.2.2	2.2.3	2.2.4~2.2.4.1	2.2.4.2	2.2.5	2.3~2.3.1	2.3.2	2.4~2.4.1	2.4.2	2.5	2.5.1~2.5.1.2	2.5.2~2.10	2.10.1	2.10.2	2.10.3	2.11~2.13
I-1: 定速压缩机、变速度变风量室内风机	AC HP HH	AC HP HP	HP HP HP	— — —	— — —	AC HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	— — —	— — —	AC HP HP
I-2: 除"I-1"以外的其他定速压缩机	AC HP HH	AC HP HP	HP HP HP	— — —	— — —	AC HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	— — —	— — —	AC HP HP
I-3: 双容量压缩机	AC HP HH	AC HP HP	HP HP HP	— — —	— — —	AC HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	— — —	— — —	AC HP HP
I-4: 变速压缩机	AC HP HH	AC HP HP	HP HP HP	— — —	— — —	AC HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	HP HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	AC HP HP	— — —	— — —	— — —	AC HP HP
II-1: 风管式	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	AC HP HH	— — —	AC HP HH	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
II-2: 无风管式	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
III: 特殊性能	— — —	— — —	— — —	M — —	G — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —									
IV: 二次试验方法	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —

表格中的符号所代表的涵义:

- I类和II类: AC = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的空调;  
HP = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的热泵;  
HH = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。
- III类: G = 串联的小型分体式或多联式;  
HP = 带热舒适性控制器的热泵;  
M = 可调速室外风机的机组。
- IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

表格 1B: 描述试验程序的章节汇总表: 第 3 条 (试验程序)

描述试验程序的章节	3~3.1.4	3.1.4.1~3.1.4.1.1	3.1.4.1.2	3.1.4.2	3.1.4.3	3.1.4.4~3.1.4.4.2	3.1.4.4.3	3.1.4.4.4	3.1.4.5	3.1.4.6~3.1.4.7	3.1.5~3.1.8	3.1.9	3.2.1	3.2.2~3.2.2.2	3.2.3	3.2.4	3.3~3.5	3.5.1	3.5.2	3.5.3
I-1: 定速压缩机、变速度变风量室内风机	AC HP HH			AC HP					HP HH		AC HP HH	HP HH		AC HP			AC HP			AC HP
I-2: 除"I-1"以外的其他定速压缩机	AC HP HH										AC HP HH	HP HH	AC HP				AC HP			AC HP
I-3: 双容量压缩机	AC HP HH			AC HP					HP HH		AC HP HH	HP HH			AC HP		AC HP			AC HP
I-4: 变速压缩机	AC HP HH			AC HP	AC HP				HP HH	HP HH	AC HP HH	HP HH				AC HP	AC HP			AC HP
II-1: 风管式		AC HP				HP												AC HP		
II-2: 无风管式			AC HP					HP HH											AC HP	
III: 特殊性能												H								
IV: 二次试验方法																				

表格中的符号所代表的涵义:

- I类和II类: AC = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的空调;  
 HP = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的热泵;  
 HH = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。
- III类: G = 串联的小型分体式或多联式;  
 HP = 带热舒适性控制器的热泵;  
 M = 可调速室外风机的机组。
- IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

表格 1B: 描述试验程序的章节汇总表: 第 3 条 (试验程序) (续)

描述试验程序的章节	3.6.1	3.6.2	3.6.3	3.6.4	3.6.5	3.7~3.8.1	3.9~3.10	3.11	3.11.1~3.11.3	3.11.2	3.11.3	3.12
关键机组特性和二次试验方法												
I-1: 定速压缩机、变风量室内风机		HP HH				HP HH	HP HH	HP HH	AC			AC HP HH
I-2: 除"I-1"以外的其他定速压缩机	HP HH					HP HH	HP HH	HP HH	AC			AC HP HH
I-3: 双容量压缩机			HP HH			HP HH	HP HH	HP HH	AC			AC HP HH
I-4: 变速压缩机				HP HH		HP HH	HP HH	HP HH	AC			AC HP HH
II-1: 风管式												
II-2: 无风管式												
III: 特殊性能					H							
IV: 二次试验方法									O	C	R	

表格中的符号所代表的涵义:

- I类和II类: AC = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的空调;  
 HP = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的热泵;  
 HH = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。
- III类: G = 串联的小型分体式或多联式;  
 HP = 带热舒适性控制器的热泵;  
 M = 可调速室外风机的机组。
- IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

查阅或下载PDF

表格 1C: 描述试验程序的章节汇总表: 第 4 条 (季节性能指数的计算)

描述试验程序的章节 关键机组特性和二次试验方法	4~4.1	4.1.1	4.1.2~4.1.2.2	4.1.3~4.1.3.4	4.1.4~4.1.4.3	4.2	4.2.1	4.2.2	4.2.3~4.2.3.4	4.2.4~4.2.4.3	4.2.5~4.2.5.4	4.3~4.3.2	4.4
I-1: 定速压缩机、变速度变风量室内风机	AC HP		AC HP			HP HH		HP HH				HP	AC HP HH
I-2: 除"I-1"以外的其他定速压缩机		AC HP				HP HH	HP HH					HP	AC HP HH
I-3: 双容量压缩机	AC HP			AC HP		HP HH		HP				HP	AC HP HH
I-4: 变速压缩机	AC HP				AC HP	HP HH				HP		HP	AC HP HH
II-1: 风管式													
II-2: 无风管式													
III: 特殊性能						H					H		
IV: 二次试验方法													

表格中的符号所代表的涵义:

- I类和II类: AC = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的空调;
- HP = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的热泵;
- HH = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。
- III类: G = 串联的小型分体式或多联式;
- HP = 带热舒适性控制器的热泵;
- M = 可调速室外风机的机组。
- IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

表格 1B: 描述试验程序的章节汇总表: 第 3 条 (试验程序)

描述试验程序的章节 关键机组特性和二次试验方法	3~3.1.4	3.1.4.1~3.1.4.1.1	3.1.4.1.2	3.1.4.2	3.1.4.3	3.1.4.4~3.1.4.4.2	3.1.4.4.3	3.1.4.4.4	3.1.4.5	3.1.4.6~3.1.4.7	3.1.5~3.1.8	3.1.9	3.2.1	3.2.2~3.2.2.2	3.2.3	3.2.4	3.3~3.5	3.5.1	3.5.2	3.5.3
I-1: 定速压缩机、 变速度变风量室内 风机	AC HP HH			AC HP					HP HH		AC HP HH	HP HH		AC HP			AC HP			AC HP
I-2: 除"I-1"以外的 其他定速压缩机	AC HP HH										AC HP HH	AC HP HH					AC HP			AC HP
I-3: 双容量压缩机	AC HP HH			AC HP					HP HH		AC HP HH	HP HH		AC HP			AC HP			AC HP
I-4: 变速压缩机	AC HP HH			AC HP	AC HP				HP HH	HP HH	AC HP HH	HP HH				AC HP	AC HP			AC HP
II-1: 风管式	AC HP					HP														AC HP
II-2: 无风管式			AC HP					HP HH												AC HP
III: 特殊性能												H								
IV: 二次试验方法																				

表格中的符号所代表的涵义:

- I类和 II类: AC = 适用于符合第 1 栏“关键机组.....”相应标准的空调;  
 HP = 适用于符合第 1 栏“关键机组.....”相应标准的热泵;  
 HH = 适用于符合第 1 栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。
- III类: G = 串联的小型分体式或多联式;  
 HP = 带热舒适性控制器的热泵;  
 M = 可调速室外风机的机组。
- IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

表格 1B: 描述试验程序的章节汇总表: 第 3 条 (试验程序) (续)

描述试验程序的章节 关键机组特性和二次试验方法	3.6.1	3.6.2	3.6.3	3.6.4	3.6.5	3.7~3.8.1	3.9~3.10	3.11	3.11.1~3.11.3	3.11.2	3.11.3	3.12
I-1: 定速压缩机、 变速度变风量室内 风机		HP HH				HP HH	HP HH	AC HP HH				AC HP HH
I-2: 除"I-1"以外的 其他定速压缩机	HP HH					HP HH	HP HH	AC HP HH				AC HP HH
I-3: 双容量压缩机			HP HH			HP HH	HP HH	AC HP HH				AC HP HH
I-4: 变速压缩机				HP HH		HP HH	HP HH	AC HP HH				AC HP HH
II-1: 风管式												
II-2: 无风管式												
III: 特殊性能					H							
IV: 二次试验方法									O	C	R	

表格中的符号所代表的涵义:

I类和II类:

AC = 适用于符合第1栏“关键机组……”相应标准的空调;

HP = 适用于符合第1栏“关键机组……”相应标准的热泵;

HH = 适用于符合第1栏“关键机组……”相应标准的单制热式热泵。

III类:

G = 串联的小型分体式或多联式;

HP = 带热舒适性控制器的热泵;

M = 可调速室外风机的机组。

IV类:

O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

表格 1C: 描述试验程序的章节汇总表: 第 4 条 (季节性能指数的计算)

描述试验步骤 的章节 关键机组特性 和二次试验方法	描述试验步骤												
	4-4.1	4.1.1	4.1.2-4.1.2.2	4.1.3-4.1.3.4	4.1.4-4.1.4.3	4.2	4.2.1	4.2.2	4.2.3-4.2.3.4	4.2.4-4.2.4.3	4.2.5-4.2.5.4	4.3-4.3.2	4.4
I-1: 定速压缩机、变速度变风量室内风机	AC HP		AC HP			HP HH		HP HH				HP	AC HP HH
I-2: 除"I-1"以外的其他定速压缩机		AC HP				HP HH	HP HH					HP	AC HP HH
I-3: 双容量压缩机	AC HP			AC HP		HP HH		HP				HP	AC HP HH
I-4: 变速压缩机	AC HP				AC HP	HP HH				HP		HP	AC HP HH
II-1: 风管式													
II-2: 无风管式													
III: 特殊性能						H					H		
IV: 二次试验方法													

表格中的符号所代表的涵义:

I类和II类: AC = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的空调;

HP = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的热泵;

HH = 适用于符合第1栏“关键机组.....”相应标准的单制热式热泵。

III类: G = 串联的小型分体式或多联式;

HP = 带热舒适性控制器的热泵;

M = 可调速室外风机的机组。

IV类: O = 室外空气焓试验法; C = 压缩机标定方法; R = 制冷剂焓试验法

2.1 试验间要求。 a. 试验时应当使用两个相邻的隔室——一个室内侧试验间，一个室外侧试验间。但是，如果是多联式空调和热泵（见定义1.30），所使用的室内侧试验间的数量应当和室内机组的总数量相等。所有试验间都必须符合《ASHRAE标准37-2005》第8.1.2条和第8.1.3条（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的要求。

b. 在上述试验间内进行循环试验和结霜试验时，使用人工负荷（如有必要）来在试验间内产生稳定的气温。在其中一个试验间内，选择一台制热能力与被试机组的冷凝器制热能力差不多的电热装置。而在另一个试验间内，选择一台制热能力与被试机组的蒸发器的显热制冷能力差不多的电热装置。安装好后，在被试机组的蒸发器运行一个开关机循环（被试机组同时运行开关机循环）的同时，将放在同一试验间内的电热装置也运行一个开关机循环。在被试机组的冷凝器运行一个开关机循环（被试机组同时运行开关机循环）的同时，将放在同一试验间内的电热装置也运行一个开关机循环。

2.2 被试机组的安装要求。 a. 根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第8.2条的规定安装被试机组。不过，对分体式系统进行试验时的配管要求应当按照《ARI 标准210/240-2006》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第6.1.3.5条的规定。在对三联式系统（见定义1.44）进行试验时，使用《ARI标准210/240-2006》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第6.1.3.5条规定的配管长度，连接室外盘管、室内压缩机和室内盘管，同时还应当满足“将10英尺长的管道曝露于外部环境”的要求。在对配有多台室内盘管的分体式系统进行试验时，应当使用：(a) 25英尺长的配管；或 (b) 厂家提供的管道，以两者中较长者为准，将所有的室内风机盘管连接到室外机组上。如果需要二次测量，应当安装《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第8.2.5条所述的制冷剂压力测量装置。参照本附录的第2.10条，了解哪些二次试验方法需要测量制冷剂压力。作为最低要求，应当使用内径与制冷剂管道匹配、名义厚度为0.5英寸的隔热材料对分体式机组的吸气管（低压管路）进行隔热。

b. 对于设计为可水平安装也可垂直安装的，或者既可以上送风也可以下送风的机组，厂家必须规定试验时应当使用的方向。试验时，机组应当安装以下元部件：

(1) 最严密的过滤器；

(2) 辅助制热盘管；和

(3) 设备的其它附件，包括热舒适性控制器所使用的全部硬件（如果安装了热舒适性控制器的话，见定义1.28）。对于小管道高风速系统，将机组上的以及机组内的所有平衡风门或限制装置设置到全开或最低限制状态。

c. 对于没有安装室内空气过滤器的风管式机组，只要将机外最小静压根据表2附注3（见第3.1.4条）进行调整，就可以进行试验。注意在所有试验中防止室内空气辅助制热盘管的运行，第3.1.9条特别说明的情况除外。对于室内机组只有盘管而没有外壳的，使用1英寸的玻纤管板（名义密度为6磅/立方英尺）来起到一个外壳的效果。也可以使用其他的热阻（“R”值）介于4和6 小时·英尺<sup>2</sup>·°F/Btu之间的隔热材料来进行隔热。如果机组盘管自带外壳或机箱的，则不允许再进行其他的隔热或密封处理。

2.2.1 除霜控制装置的设置。将热泵的除霜控制装置设置成气候区域IV最常见的典型设置。（有关气候区域IV的信息，请参考第4.2条的图2和表17）。对于采用了适时除霜控制系统的热泵（见定义1.42），厂家必须规定结霜试验中的结霜时间，并提供如何在规定的时间手动启动除霜循环的操作程序。为便于机组的试验，厂家应当提供必要的信息和硬件，便于正确地人工启动除霜循环。

2.2.2 对于带可变速室外风机的机组的特殊要求。根据厂家的规范对可变速室外风机进行配置，一旦配置好后，在所有试验中都应当保持相同配置。在所有实验室试验中，机组的控制装置都必须对室外风机的转速进行调节，而进行干盘管制冷模式试验时，室外风机的转速必须保持在和同室外试验工况下湿盘管试验的室外风机转速相同。

2.2.3 对于多联式空调和热泵以及由正常运行时使用两个或两个以上的室内恒温器的多联小型分体式机组（室外盘管并排放置）组成的系统的特殊要求。如果系统是在部分负荷下进行试验的（即，试验时一台或多台压缩机关机或以压缩机中等或最低转速运行，或以压缩机低容量运行），厂家应当指明在试验过程中具体关闭了哪台或哪些室内

盘管。对于可变速系统，厂家必须至少指定一台在以压缩机最低转速运行的所有试验中需要关闭的室内机组。对于其他的所有部分负荷试验，厂家应当选择不关闭或者关闭一台、两台或更多的室内机组。一旦确定了不关闭或关闭哪几台，则在后面的以相同压缩机转速/容量进行的所有试验中，都应当保持相同的配置，不关闭或者关闭相同的室内机组。对于试验时关闭的室内盘管，分步停止其中的强迫气流，并堵住其送风管道。由于实际系统中有多台室内风机，甚至多台室外风机和多个压缩系统，因此，当该试验程序提到某一台室内风机、室外风机和压缩机时，其实是指在该试验中运行的所有室内风机、所有室外风机和所有压缩机系统。

#### 2.2.4 对进入室内盘管和室外盘管的空气湿球温度要求。

2.2.4.1 制冷模式试验。进行湿盘管制冷模式试验时，将室内机组进风中的含湿量调节到表3到表6所列的对应的湿球温度。根据表格的附注，在进行干盘管制冷模式试验时，应当将湿球温度控制在不会在室内盘管上形成冷凝水的温度。进行制冷模式试验时不要求对室外侧的进风含湿量进行控制，但是在对以下机组进行试验时除外：

(1) 进行湿盘管试验时室外风机盘管不产生冷凝水的机组。表3-6列出了适用的湿球温度。

(2) 全部或部分室内机组放在室外侧试验间的一体式机组。进行湿盘管试验时，进入室外盘管的空气平均露点温度必须控制在（在第3.3条所述的30分钟数据采集期内）进入室内盘管的空气平均露点温度 $\pm 3.0$  °F的范围内。对这种机组进行干盘管试验时，可能需要对机组室外侧的进风含湿量进行控制，以达到第3.4条所述的要求。

2.2.4.2 制热模式试验。进行制热模式试验时，将室外机的进风含湿量调节到表9到表12中规定的湿球温度。热泵室内侧的进风湿球温度不得超过60°F。此外，如果使用室外空气焓差试验法对（全部或部分室外机组放在室内侧的）一体式热泵进行试验，则应当对室内侧的进风湿球温度进行调整，使室内侧空气的露点温度尽可能地接近室外侧的进风露点温度。

2.2.5 制冷剂充注量要求。充注制冷剂时，应当遵照《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22条）所述的公布的“厂家说明”，也就是说，应当根据厂家随机提供的安装说明书进行充注。

2.3 室内风量。如果机组的控制装置允许室内风机超速运行（通常是暂时超速），则应当采取必要的措施确保室内风机在所有试验中都不会超速。

2.3.1 制冷试验。a. 根据厂家随机提供的安装说明书，对室内风机的控制选项进行设置（例如：风机电机销轴的设置、风机电机转速的设置），同时气流方面应当满足第3.1.4.1到3.1.4.3条规定的要求。

b. 制冷满负荷风量、制冷最小风量和制冷中间风量都应当使用标准空气表示。

2.3.2 制热试验。a. 如有必要，根据厂家随机提供的安装说明书，对室内风机的控制选项进行设置（例如：风机电机销轴的设置、风机电机转速），同时气流方面应满足第3.1.4.4到3.1.4.7条规定的要求。

b. 制热满负荷风量、制热最小风量、制热中间风量和制热名义风量都应当使用标准空气表示。

2.4 室内盘管进出风管道的连接。使用名义总热阻（R值）至少为19小时·英尺<sup>2</sup>·°F/Btu的隔热材料对连接管道进行隔热，或安装送风静压箱（见第2.4.1条）、进风静压箱（见第2.4.2条，如果安装的话）。

2.4.1 室内机组的送风静压箱。a. 送风将静压箱连接到室内盘管出口。（注意：有些一体式机组的室内盘管可能放在室外侧试验间内。）

b. 对于配有多台室内盘管的系统，将送风静压箱连接到每台室内盘管的出口。将两个或两个以上的送风静压箱连接到同一根共用管道，通过这种方法，将所有的室内盘管最终都连接到同一个空气流量测量装置（见第2.6条）。如果使用了不止一个室内侧试验间，那么也采用同样的办法，在每个有多台室内盘管的试验间内构建一根或多根共用管

## ANSI/AHRI 标准1230-2010

道。在每个静压箱与共用管道连接的交叉面上安装一个可调节的风门（限流器），来平衡各个静压箱内的静压。所有的送风温控百叶（第2.5.4条）和空气流量测量装置都应当安装在共用管道进风口的下风侧。

c. 对于小管道高风速系统而言，送风静压箱的直径（截面）不得超过下表规定的值。送风静压箱的截面大小完全取决于制冷时的满负荷气流速度（见第3.1.4.1.1条），而不是考虑机组空气出口的法兰尺寸。

d. 如果送风静压箱是矩形的，那么静压取样孔应当安装在送风静压箱每个面的中心，如果送风静压箱是椭圆形或圆形的，则将四个静压取样孔沿着静压箱的周围均匀分布。用一根歧管将四个静压取样孔连通起来。图1显示了两种歧管连接方式；除了这两种方式以外，还可以使用断环式四合一的连接配置，如《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22条）的图7a所示。关于被试机组送风静压箱（包括安装室内风机和未安装室内风机的机组）的横截面尺寸和最小长度要求以及静压取样孔的安装位置，参阅《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22条）的图7a、7b、7c和图8。

制冷满负荷风量 (scfm)	送风静压箱的 最大直径* (英寸)
≤ 500	6
501~700	7
701~900	8
901~1100	9
1101~1400	10
1401~ 1750	11

\* 如果送风静压箱是矩形的，通过 $(4A)/P$ 计算出相应的直径，其中，A表示矩形静压箱的面积，P表示周长，与本表列出的最大直径进行比较。

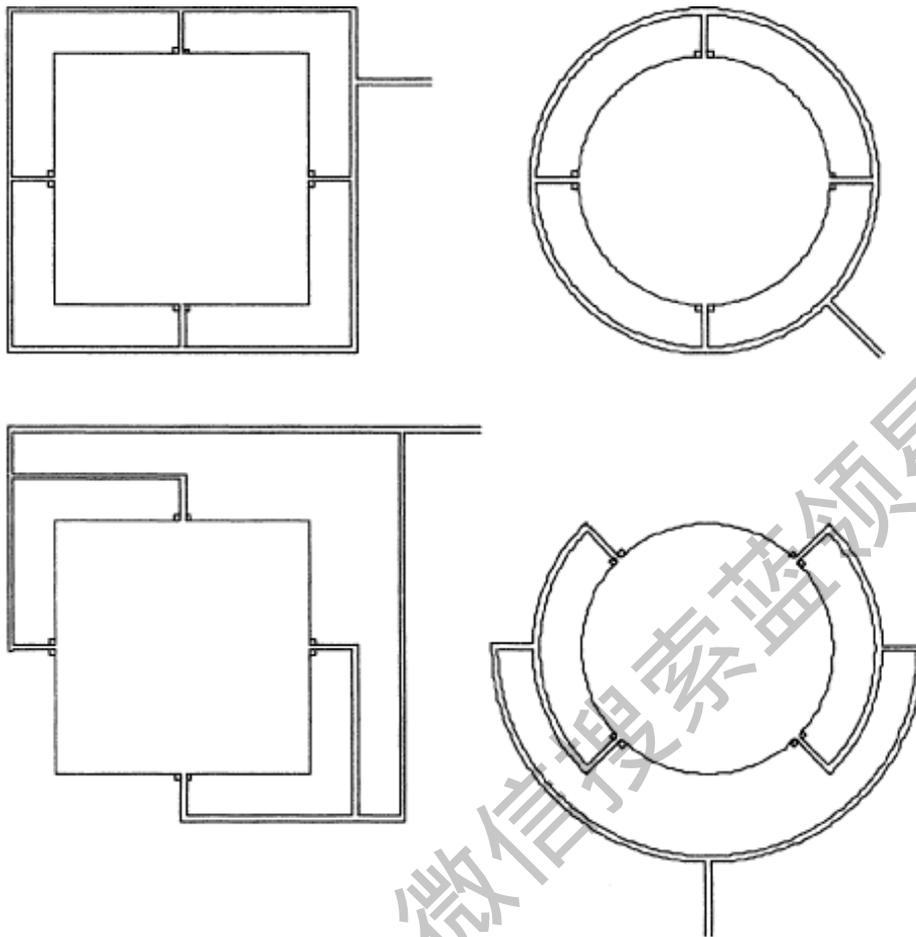


图1. 静压取样孔的歧管连接方式。上两幅图为全环式四合一的歧管连接，下两幅图为T形歧管连接。

2.4.2 室内机的进风静压箱。在对无外壳盘管的室内机组或室内盘管放置在室外试验间的一体式系统进行试验时，需要安装一个进风静压箱。如果进风静压箱是矩形的，则应当在静压箱各个面的中心开有一个静压取样孔；如果静压箱是椭圆形或圆形的，则沿着静压箱的周围均匀配置四个静压取样孔。使用第2.4.1条规定的任意一种连接方式，用一根歧管将四个静压取样孔连通起来。关于送风静压箱的截面大小、最小长度要求以及静压取样孔的开设位置，参见《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22条）的图7a、7b、7c和图8。在对安装了室内风机的风管式机组（且室内盘管位于室内侧试验间内）时，厂家可以选择进行试验时是否安装进风静压箱。但由于试验间的空间限制，可能厂家只能选择不安装。如果安装的话，应当按照《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22条）的图8所示进行，并按照要求开设四个静压取样孔。使用前述的任意一种歧管连接方式，将四个静压取样孔连接起来。在对无风管的系统进行试验时，切勿使用进风静压箱。

## 2.5 室内盘管空气的测量和风门箱的应用。

a. 分别测量进入和离开室内盘管的空气干球温度和含湿量。必要时，可通过空气取样装置将空气导入到一个空气含湿量测量传感器中。空气取样装置的安装方法见《ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）图2所示。也可将空气导到一个远离室内盘管出口的测温传感器中，测取空气干球温度。这里介绍的空气取样装置和测温传感器可以用于所有试验中，但不包括以下试验：

(1) 循环试验；以及

(2) 结霜试验。

b. 在所有试验中，包括上述两种特殊情况在内，还可以在进风管道和出风管道内安装干球温度传感器装置，通过该装置来获得同一位置点的进风和出风的平均干球温度；也可以同时使用两组传感器装置作为一个热电堆，直接测出进出风的温差。如果要测量出风气流的截面温度分布情况，需要安装一组温度传感器装置，该装置也可以用来确定前述的出风平均干球温度）。

c. 在对风管式系统进行第3.2和3.6条所述的两个或任一循环试验时，使用一个风门箱来调节进出风的状态。但是，如果热泵（无论是有风管还是无风管的）在运行除霜循环时会将室内风机关闭，而系统也没有采用任何方式来阻止室内机组中的自然或被迫的空气对流，在对这种热泵系统进行试验时，应当安装一个送风风门箱来调节。在试验无风管系统时，切勿使用进风风门箱。

2.5.1 室内盘管进风侧的试验安装：如果安装进风风门箱。a. 进风风门箱的安装应当按照第2.5.1.1或2.5.1.2条的规定（看哪一条适用）。使用总名义热阻（R值）不低于 $19 \text{ hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot \text{°F}/\text{Btu}$ 的隔热材料，对进风风门箱的安装位置进行隔热，或者制作一根连接管道，将风门的安装位置和进风静压箱（第2.5.1.1条）或室内机组（第2.5.1.2条）连接起来。

b. 如果使用进风干球温度传感器装置，将该装置安装在风门箱的进风口。将空气取样装置或进风含湿量传感器布置在风门箱进风口的上风侧。

2.5.1.1 如果安装第2.4.2条所述的进风静压箱，那么进风风门箱应当安装在进风静压箱的上风侧。风门的截面流量必须大于等于进风静压箱的截面流量。如果需要，用一块适配板或一根过渡短管将风门箱和进风静压箱连接起来。

2.5.1.2 如果不安装进风静压箱，那么，风门箱应当安装在室内机组进风口的上风侧。风门箱的截面流量必须大于等于室内机组进风口的截面大小。如果需要，用一块适配板或一根过渡短管将风门箱和室内机组的进风口连接起来。如果风门箱是矩形的，则应当在风门箱每个面的中心各开一个静压取样孔；如果风门箱是椭圆或圆形的，则沿着风门箱的周围均匀配置四个静压取样孔。静压取样孔应当位于进风风门和室内机组进风口之间。用歧管将四个静压取样孔连通起来。

2.5.2 室内机组进风侧的试验安装：如果不安装进风风门箱。如果使用第2.4.2条所述的进风静压箱和进风干球温度传感器装置，应当将该传感器装置安装在第2.4.2条所述静压取样孔的上风侧，最好安装在进风静压箱的进风面上。如果未使用进风静压箱，但使用进风干球温度传感器装置的，则将该装置安装在距离室内盘管进风口上风侧大约6英寸的位置。如果是配有多台室内盘管的无风管式机组，则应当在每台室内盘管进风口上风侧约6英寸处各安装一组传感器。在进风干球温度传感器的上风侧安装空气取样装置或进风含湿量测量传感器。如果没有使用进风干球温度传感器的，仍然应当安装进风空气取样装置（或者进风含湿量传感器），安装位置不变。

2.5.3 室内盘管静压差的测量。《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的第6.5.2条中描述了静压取样孔的安装方法。另外，参见《ASHRAE标准51-99》/《AMCA标准210-99》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的图2A。使用压差计（可以精确到 $\pm 0.01$ 英寸水柱，分辨率至少达到0.01英寸水柱）来测量室内盘管进出风口之间的静压差。将压差计的一端连接到送风静压箱的静压取样孔，另一端连接到位于进风静压箱或进风风门箱内的静压取样孔。如果未使用进风静压箱或进风风门箱的，应当将压差计的进风侧敞开，直接曝露于外部环境。对于使用多个送风静压箱进行试验的无风管系统，分别测量各个送风静压箱与外部环境之间的静压。

2.5.4 室内盘管出风侧的试验安装。a. 将第2.4.1条所述的送风静压箱和第2.6条所述的空气流量测量装置之间使用一根管道连接。连接管道的截面流量必须大于等于送风静压箱或公用管道（对于带多个室内盘管的无风管式机组的情

况)的截面流量。如果需要,可以用适配板或过渡短管进行所需的连接。为尽量减少漏气,将连接管道(和送风静压箱)的接头处用胶带包起来。使用名义总热阻(R值)至少为 $19 \text{ hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{Btu}$ 的隔热材料,对整个有气流流通的管段进行隔热处理。

b. 在接管内安装干球温度传感器装置。另外接管内也需要安装一个空气取样装置或一个用来测量室外空气含湿量的传感器装置。将干球温度传感器安装在空气取样装置(或室外空气含湿量传感器)的上风侧。流入空气取样装置和湿度传感器的空气必须返回到接管的下述位置:

- (1) 空气取样装置的下风侧;
- (2) 如果安装了送风风门箱,则返回到风门箱的上风侧;
- (3) 第2.6条所述的空气流量测量装置的上风侧。

2.5.4.1 送风风门箱的安装位置和要求。如果使用送风风门箱(见第2.5条),应当将送风风门箱安装在空气返回位置的下风侧,或送风含湿量传感器(安装在接管内)的下风侧。当静压箱进风口的压力保持在负的1英寸水柱时,由送风静压箱、闭合的风门以及这两个部分之间的连接管道所构成的整体的漏风量不得超过20立方英尺每分钟。

2.5.4.2 减小温度分布不均的程序。如出现温度分布不均需要修正时,应当采取以下程序进行修正。在送风干球温度传感器的下风侧安装一个空气混合装置(位于送风静压箱静压取样孔的下风侧)。在空气混合装置和干球温度测量传感器之间安装一个孔板,孔板的最大开敞面积不得超过40%。通过这两种装置或其中任意一种应当能够达到第3.1.8条对最大送风温度分布范围的要求。关于空气混合装置的描述,见《ASHRAE标准41.1-86(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)的第6.3~6.5条以及《ASHRAE标准41.2-87(RA 92)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)的第5.2.2条。

2.5.4.3 减少漏风的程序。对于小管道高风速系统,在连接管末端附近、紧靠第2.6条所述空气流量测量装置的位置安装一个风门。要减少漏风,应当对风门进行适当的调节,将空气流量测量装置进风室内的压力与试验间的环境压力之差控制在0.5英寸水柱以内。如果第2.5条和第2.5.4.1条所述的送风风门箱的位置可变,可以使用送风风门箱来达到这一压差要求,而不需要另外安装风门。对于那些空气流量测量装置进风室风门内的静压与试验间的外部压力之差超过0.5英寸水柱的传统室内风机,也可以采用这些程序来减少漏风。

2.5.5 干球温度的测量。a. 干球温度的测量按照《ASHRAE标准41.1-86(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)的第4条、第5条、第6.1~6.10条、第9条、第10条和第11条的规定执行。如果进行循环试验或结霜试验,则应当符合《ASHRAE标准41.1-86(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)所述的瞬时试验要求。

b. 将干球温度传感器装置排列在整个过流面积。每组传感器装置至少应当包括9个传感器。

2.5.6 含湿量的测量。通过测量干球温度、湿球温度、露点温度或相对湿度,确定空气的含湿量。如果使用湿球温度传感器,则安装要求和使用方法见《ASHRAE标准41.1-86(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)第4条、第5条、第6条、第9条、第10条和第11条的规定。根据《ASHRAE标准41.1-86(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)所述,温度传感器(吸液芯拿掉)的精确度必须达到 $\pm 0.2^\circ\text{F}$ 以内。如果使用露点湿度计,则应当符合《ASHRAE标准41.6-94(RA 01)》(通过引用成为本文件的一部分,见第430.22章节)第5条和第8条的描述。如果试验的运行工况会导致露点温度达到 $35^\circ\text{F}$ 以上的,则露点湿度计的精确度必须达到 $\pm 0.4^\circ\text{F}$ 。如果使用相对湿度(RH)计,则该相对湿度计的精确度必须在 $\pm 0.7\%$ 以内。也可以采用其他方法来确定空气的干湿球温度,只要能够保证测量结果的精确度能达到或者优于上述湿球温度传感器能达到的精确度。

2.5.7 风门箱的性能要求。如果使用风门箱(见第2.5条),那么风门箱的每次开闭动作都必须能够在10秒钟内实现全开或全闭。

2.6 空气流量测量装置。a. 根据《ASHRAE标准116-95 (RA05)》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)第6.6条的规定布置和使用空气流量测量装置。关于静压取样孔的安装方法和散流板相对于进风室进风口的位置要求, 参阅《ASHRAE标准51-99/AMCA标准210-99》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)的图2或《ASHRAE标准41.2-87 (RA 92)》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)的图14。

b. 将空气流量测量装置连接到第2.5.4条所述的连接管段。关于各个试验装置在完整的实验室安装中的作用, 请参阅《ASHRAE标准37-2005》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)的第6.1.1条、第6.1.2条、第6.1.4条以及图1、图2和图4、《ARI标准210/240-2006》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)的图D1、D2和D4中的图例说明。除了这些图例所示的方法以外, 还可以通过另外一种方法来调节离开空气流量测量装置的空气, 就是向试验空调机的进风口送入已经适当调节过的空气。但是, 这种方法不得对气流流速、进风口和出风口的空气温度、空气湿度以及外部静压产生干涉, 也不得对试验空调机的周围造成异常工况。(注意: 在对三联式系统进行试验时, 不得使用《ASHRAE标准37-2005》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)第6.1.3条所述的外壳。

2.7 供电电压。在《ARI标准210/240-2006》(通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节)的第6.1.3.2条规定的电压下进行所有的“标准额定值评价试验”。使用伏特计测量被试空调机的端子上的供电电压, 伏特计的读数必须精确到测量结果的 $\pm 1.0\%$ 以内。

2.8 用电量和电能的测量。a. 使用一个电参数综合(瓦时)测量系统来测定供应给空调或热泵所有元部件(包括控制装置、变压器、曲轴箱加热器、无风管式室内机组的内置式冷凝泵等辅助零部件或者组件)的电能或平均用电量。该瓦时测量系统所提供的读数必须能够精确到 $\pm 0.5\%$ 以内。进行循环试验时, 无论是开机还是关机循环都必须达到这一精度要求。可以使用同一个电能表的两种不同档位, 也可以使用两个不同的电能表进行测量。在关机循环开始后15秒钟内, 先启动电能表的低档位或两个表中额定功率较低的那个电能表。在开机循环开始前15秒内, 启动高档位或电能表中额定功率较高的那个。对于安装了风机的风管式被试机组, 开机循环是指从压缩机打开一直到室内风机关闭的这段时间。对于未安装室内风机的风管式被试机组, 开机循环是指从压缩机打开一直到压缩机关闭的这段时间。对于无风管式被试机组, 开机循环是指从室内风机打开一直到室内风机关闭。在对带有可变速压缩机的空调和热泵进行试验时, 应避免使用感应式电能表。

b. 在对无风管式设备进行第3.5条和/或第3.8条所述的循环试验时, 用来确定室内风机电机的平均电能消耗量的测量装置必须能够精确到测量结果的 $\pm 1.0\%$ 。根据第3.3条、第3.4条、第3.7条、第3.9.1条和/或第3.10条对带有可变速恒定风量的室内风机或可变速可变风量的室内风机的空调和热泵进行试验时, 测量装置也应当达到相同的精度要求。

2.9 时间的测量。测量经历时间时, 采用的测量装置的精度必须达到测量结果的 $\pm 0.2\%$ 。

2.10 空调能力二次试验法所需的试验装置。在所有试验中使用室内空气焓差试验法来测量机组的能力。该方法使用的试验装置见第2.4条到第2.6条。除此以外, 在进行所有稳态试验时, 根据第3.1.1条进行一个独立的二次能力试验。对于分体式系统, 使用下列任意一种方法进行二次测量: 室外空气焓差试验法、压缩机标定法或制冷剂焓差试验法。对于一体式机组, 使用室外空气焓差试验法或压缩机标定法来进行二次测量。

2.10.1 室外空气焓差试验法。a. 使用室外空气焓差试验法对室内侧空气处理能力进行二次测量时:

- (1) 测量试验机组的耗电量;
- (2) 测量室外盘管的空气侧制冷制热能力; 以及
- (3) 制冷剂循环必须达到热平衡。

b. 进行室外空气焓差试验法所需要的试验装置是进行室内空气焓差试验法所需装置中的一部分。所需装置如下:

- (1) 带静压取样孔（见第2.4条、第2.4.1条和第2.5.3条）的送风静压箱；
- (2) 一个空气流量测量装置（见第2.6条）；
- (3) 一根用于连接上述两个部件的管道，且管道自身带测量装置，可测量离开室外盘管（见第2.5.4条、第2.5.5条和第2.5.6条）的空气干球温度和含湿量；和
- (4) 位于进风侧的一个空气取样装置和可选用的温度控制传感器装置（见第2.5条和第2.5.2条）。

c. 在进行第3.11.1条和第3.11.1.1条所述的预备试验时，测量蒸发器和冷凝器的温度或压力。将一个热电偶焊接到位于室外盘管和室内盘管中点或中点附近、或者位于不会受到过热蒸汽或过冷液体影响的其他位置的弯头。如果试验机组对制冷剂的充注量不敏感，也可以将压力计接在检修阀上或接在吸气管和排气管上的开孔内。如果被试空调机是使用在规定试验工况下温度滑移超过1°F的非共沸制冷剂进行充注的，则应当采用这种方法进行测量。

2.10.2 压缩机标定法。通过测量制冷剂的压力和温度，确定蒸发器过热和进出室内盘管的制冷剂的焓。确定制冷剂的流量；如果离开蒸发器的制冷剂过热不到5°F，则在相同的运行工况下重新进行标定试验，确定被试空调机的总容量。使用这一方法时，应当按照《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.4.2条的规定，安装测量装置，测量制冷剂的性能和调整制冷剂的充注量。使用的制冷剂温度和压力测量装置应当符合《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第5.1.1条和第5.2条中给出的规格要求。

2.10.3 制冷剂焓差试验法。这一方法是通过确定室内盘管制冷剂的焓值变化和直接测量制冷剂的流量，来计算空气处理能力的。本方法适用《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.5.2条中规定的要求，包括对测量装置的额外要求；此外，该章节还提供了放置流量计和观察窗的方法。测量时，使用的制冷剂温度、压力和流量测量装置都必须符合《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第5.1.1条、第5.2条和第5.5.1条中给出的规格要求。

2.11 试验间环境温度的测量。a. 如果试验安装是将空气从空气处理装置通过管道直接输送到室内盘管的进风口的（见《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的图2——环路型空气焓差试验法），应当使用其他的测量装置，测量室内侧试验间的干球温度。

b. 如果不使用室外空气焓差试验法，那么使用其他的测量装置，测量进入室外盘管的空气干球温度和含湿量。如果使用空气取样装置，则按照《ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第6条所规定的规定来安装和使用。采取必要的程序（例如，在试验间内增加一个循环风机或改变风机的位置），来尽量减小温度分布不均。将风机放在室外侧试验间里，同时尽可能地将试验机附近的气流速度保持在500英尺/分钟以下。

c. 按照《ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第4条、第5条、第6.1-6.10条、第9—11条的规定测量干球温度。按照第2.5.6条所述测量上面所述的含湿量。

2.12 室内风机转速的测量。如有要求，使用转数计数器、转速表或频闪仪（精确度在±1.0%以内）来测量室内风机的转速。

2.13 大气压力的测量。测定每项试验进行时的平均大气压力。所使用的测量装置应当满足《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第5.2条所规定的要求。

### 3. 试验程序

3.1 一般要求。如果在试验过程中对被试设备的安装进行了调整，而该调整会影响已经完成的试验结果的，则需要重新进行受到该调整影响的所有试验。对于循环试验，并不是只要维持在某个固定风量就可以，而是要保持开机期间内各个气流喷嘴的静压或动压和相同试验工况下进行稳态试验时所测得的静压或动压相同。

3.1.1 一次和二次试验法。对于所有的试验，使用室内空气焓差试验法的规定试验装置，确定设备的空气处理能力。但是，根据进行的是稳态试验、循环试验还是结霜试验，试验流程和所采集的数据会稍有差别。具体差别见以下章节的描述。另外，在进行所有稳态试验（即：A、A<sub>2</sub>、A<sub>1</sub>、B、B<sub>2</sub>、B<sub>1</sub>、C、C<sub>1</sub>、E<sub>v</sub>、F<sub>1</sub>、G<sub>1</sub>、H0<sub>1</sub>、H<sub>1</sub>、H1<sub>2</sub>、H1<sub>1</sub>、H1<sub>N</sub>、H<sub>3</sub>、H3<sub>2</sub>和H3<sub>1</sub>试验）时，使用第2.10条规定的任何一种二次试验法来确定室内侧空气处理能力。根据第3.11条的规定，计算该二次验证试验的空气处理能力。两次测得的室内侧结果应当一致，其相差不得超过6%，否则试验无效。比较时，使用根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3条所述的室内空气焓差试验法计算出的能力（另外，如果被试空调机的盘管是不带外壳的，则不需要进行本附录第3.3条、第3.4条、第3.7条和第3.10条所述的对风机的热辐射进行补偿。）但是，需要将第3.3~3.5条和第3.7~3.10条相应的风机散热补偿量算到室内空气焓差试验法计算出的能力中，用来进行第4条规定的季节性计算。

3.1.2 厂家提供的设备超驰控制装置。必要时，厂家必须提供一种适当的方法对被试空调机进行超驰控制，保证压缩机按照规定的速度或容量运行，并且室内风机按照规定的转速运行或达到规定的风量。

3.1.3 通过室外盘管的风量。在所有试验中，通过室外盘管的风量应当符合《ARI标准/240-2006》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第6.1.3.4条的要求。

3.1.4 通过室内盘管的风量。

3.1.4.1 制冷满负荷风量。

3.1.4.1.1 风管式机组的制冷满负荷风量。厂家必须规定机组的制冷满负荷风量。当满足符合以下两个要求时，就可以使用厂家的规定值作为制冷满负荷风量。第一，进行A<sub>2</sub>试验（单独试验）时，用实际测得的风量除以实际测得的室内空气侧的总制冷量，得到的比值不得超过37.5 scfm每1,000 Btu/h [0.06 m<sup>3</sup>/s 每1,000 W]。如果超过该值，将风量减小，直到前述的风量与总制冷量之比等于该值。使用这时的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。第二个要求分为以下情况：

a. 第二个要求仅在对无室内风机的风管式机组（不包括带恒定风量可变速室内风机的风管式机组）进行A或者A<sub>2</sub>试验时适用。当满足下述条件时，视为符合第二个要求：

(1) 达到根据上一小条确定的制冷满负荷风量；

(2) 测量外部静压；

(3) 如果测得的外部静压大于等于表2中所示的相应的最小静压，说明符合第二个要求。使用这一风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。

(4) 如果测得的外部静压不小于等于表2所示的最小静压：

(4a) 减小风量，直到测得的外部静压等于表7所示的最小静压；或者

(4b) 调节风量，直到测得的风量等于上面第1步的95%；以先发生者为准。

(5) 如果4a所述的情况先发生，则视为符合第二个要求。使用4a的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。

(6) 如果4b所述的情况先发生，则需要对室内风机的设置进行递增变化（例如，将风机电机设置到高一级的转速等），并从上述第1步开始重复该评估程序。如果已经无法对室内风机的设置再做任何变更，则将风量减小，直到测得的外部静压等于表7所示的相应的最小静压。使用这时的风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。

表2. 带室内风机风管式系统的最小静压

额定制冷 <sup>(1)</sup> 或制热 <sup>(2)</sup> 能力 (Btu/h)	最小外部压力 <sup>(3)</sup> (英寸水柱)	
	所有其他系统	小管道高风速系统 <sup>(4,5)</sup>
28,800及以下	0.10	1.10
29,000到42,500	0.15	1.15
43,000及以上	0.20	1.20

(1) 对于空调和热泵，是指厂家在发布文献中引用的在A或A<sub>2</sub>试验工况下运行时的机组能力的值。

(2) 对于单制热型热泵，是指厂家在发布文献中引用的在H或H<sub>12</sub>试验工况下运行时的机组能力的值。

(3) 对于没有安装空气过滤器的风管式机组，在表格值上增加0.08英寸水柱。

(4) 见定义1.35，确定设备是否符合小管道高风速系统的要求。

(5) 如果对室内侧使用了环路型空气焓值试验装置，则将室内风机盘管进风侧的气流阻力限制在最大0.1英寸水柱。将相同的气流阻力施加在室内风机的送风侧。

b. 对于所有带恒定风量可变速室内风机的试验风管式机组。在进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验时，使用外部静压最接近（但不小于）表2所示的适用最小值、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭时对应的风量。

c. 对于无室内风机的风管式机组。在进行A或A<sub>2</sub>试验时，整个室内盘管组件的总压降不得超过0.30英寸水柱。如果降压幅度超过该值，则应当减小风量，直到测得的降压等于规定的最大降压值。使用这一风量进行所有用来确定制冷满负荷风量的试验。

3.1.4.1.2 无风管式机组的制冷满负荷风量。在对无风管式设备进行试验时，制冷满负荷风量等于当设备在外部静压为零英寸水柱的条件下运行时各项试验中所产生的风量。

3.1.4.2 制冷最小风量。a. 对于室内风机转速可调（立方英尺每分钟）的风管式机组：

$$\text{制冷最小风量} = \text{制冷满负荷风量} \times \frac{\text{制冷最小风机转速}}{\text{A}_2 \text{ 试验风机转速}}$$

其中，“制冷最小风机转速”对应于在压缩机低容量（双容量系统）下运行时所使用的风机转速，在压缩机最低转速（可变速系统）下运行时所使用的风机转速，或在制冷时所使用的最低风机转速（定速压缩机和可变速可变流量室内风机）。对于此类系统，取该值作为制热最小风量，不需要考虑外部静压。。

b. 对于室内风机送风量可调的风管式机组而言，厂家必须规定制冷最小风量。对于这种系统，所有用来确定制冷最小风量的试验（即A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub>、F<sub>1</sub>、C<sub>1</sub>和G<sub>1</sub>试验），都应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行。外部静压的计算公式如下：

$$\text{A}_1、\text{B}_1、\text{F}_1、\text{C}_1 \text{ 和 } \text{G}_1 \text{ 试验 } \Delta P_{st} = \Delta P_{stA_2} \times \left[ \frac{\text{制冷最小风量}}{\text{制冷满负荷风量}} \right]^2$$

其中,  $\Delta P_{st,A_2}$  表示进行A<sub>2</sub> (和B<sub>2</sub>) 试验时需要达到的表2所示的最小外部静压。

c. 对于无室内风机的双容量风管式机组, 制冷最小风量是指 (1) 厂家规定的流量或 (2) 制冷最大风量的75%, 以两者中较高者为准。在对只有盘管 (无风机) 的实验室试验中, 取该值作为制冷最小风量, 不需要考虑整个室内盘管组件内的降压情况如何。

d. 对于无风管式机组, 制冷最小风量是指当机组在外部静压为零英寸水柱、风机转速为低压缩机容量 (双容量系统) 或最低压缩机转速 (变速系统) 所对应的风机转速运行时, 各项试验中所产生的风量。对于带有一台定速压缩机和一台可变速可变风量的室内风机的机组, 使用机组制冷所允许的最低风机设置进行试验。

3.1.4.3 制冷中等风量。a. 对于室内风机转速可调的风管式机组,

$$\text{制冷中等风量} = \text{制冷满负荷风量} \times \frac{E_v \text{ 试验风机转速}}{A_2 \text{ 试验风机转速}}$$

对于这种机组系统, 取该值作为制冷中等风量, 不需要考虑外部静压。

b. 对于室内风机送风量可调的风管式机组, 厂家必须规定制冷中等风量。对于这种系统, 应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行E<sub>v</sub>试验。外部静压的计算公式如下:

$$E_v \text{ 试验 } \Delta P_{st,A_2} \times \left[ \frac{\text{制冷中等风量}}{\text{制冷满负荷风量}} \right]^2$$

其中,  $\Delta P_{st,A_2}$  表示进行A<sub>2</sub> (和B<sub>2</sub>) 试验时需要达到的表2中规定的最小静压。

c. 对于无风管式机组而言, 制冷中等风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱 [零帕]、以机组的控制装置自动选择的风机转速进行E<sub>v</sub>试验时所产生的风量。

3.1.4.4 制热满负荷风量。

3.1.4.4.1 制热满负荷风量与制冷满负荷风量相等的风管式热泵。a. 对于以下机组, 制热满负荷风量等于制冷满负荷风量:

1. 在进行A<sub>2</sub>和H<sub>1</sub><sub>2</sub>试验时室内风机以相同转速运行的风管式热泵;
2. 在A (或A<sub>2</sub>) 以及H<sub>1</sub> (或者H<sub>1</sub><sub>2</sub>) 试验中通过调节风机转速保持恒定风量相同的风管式热泵; 以及
3. 试验时无室内风机的风管式热泵 (仅在制冷模式下以低容量进行试验的双容量的北方热泵除外——见第3.1.4.4.2条)。

b. 对于符合上述第“1”点和第“3”点的热泵, 对试验时测得的外部静压没有最小值要求。对于符合第“2”点的热泵, 应当在外部静压接近但不小于表2所示的A (或A<sub>2</sub>) 制冷试验最小静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行试验。

3.1.4.4.2 由于室内风机的运行导致制热和制冷满负荷时的风量不同的风管式热泵。a. 对于室内风机转速 (立方英尺每分钟) 可调的风管式热泵:

$$\text{制热满负荷风量} = \text{制冷满负荷风量} \times \frac{H_1 \text{ 或 } H_{1_2} \text{ 试验风机转速}}{A \text{ 或 } A_2 \text{ 试验风机转速}}$$

对于这种热泵, 取该值作为制热满负荷风量, 不需要考虑外部静压。

b. 对于室内风机送风量可调的风管式热泵，厂家必须规定制热满负荷风量。对于这种热泵，所有用来确定制热满负荷风量的试验都应当在外部静压最接近但不小于下式计算出的静压、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的工况下运行。外部静压的计算公式如下：

$$\text{制热满负荷}\Delta P_{st} = \text{制冷满负荷}\Delta P_{st} \left[ \frac{\text{制热满负荷风量}}{\text{制冷满负荷风量}} \right]^2$$

其中，制冷满负荷 $\Delta P_{st}$ 。表示进行A或A<sub>2</sub>试验时规定的表7中的适用最小外部静压。

c. 在对双容量风管式北方热泵机组（见定义第1.46）进行试验时，如果被试机组装有室内风机，使用上述两种情况中比较合适的方法。对于只有盘管（无风机）的北方热泵，制热满负荷风量等于厂家规定的风量或制冷满负荷风量的133%，以较低者为准。对于第二种情况，使用该结果作为制热满负荷风量，不需要考虑室内盘管盘管组件的降压情况如何。

3.1.4.4.3 单制热型风管式热泵机组。厂家必须明确规定制热满负荷风量。

a. 对于所有安装室内风机的单制热型风管式热泵，不包括带可变速恒定风量室内风机的机组。仅在进行第一项试验（H<sub>1</sub>或者H<sub>12</sub>试验）时进行以下步骤：

(1) 达到制热满负荷风量。

(2) 测量外部静压。

(3) 如果测得的外部静压大于等于单制热型热泵按照额定制热能力运行时所对应的表2所示的最小外部静压，则使用这一风量进行所有用到制热满负荷风量的试验。

(4) 如果测得的外部静压不小于等于表2所示的最小外部静压，

(4a) 减小风量，直到测得的外部静压等于表2所示的最小静压；

(4b) 调节风量，直到测得的风量等于厂家规定的满负荷风量的95%；以先发生者为准。

(5) 如果4a所述的情况先发生，则使用4a的风量进行所有需要制冷满负荷风量的试验。

(6) 如果4b所述的情况先发生，则需要对室内风机的设置进行递增变化（例如，将风机电机设置到高一级的转速等），并从上述第1步开始重复该评估程序。如果已经无法对室内风机的设置再做任何变更，则将风量减小，直到测得的外部静压等于表2所示的相应的最小静压。使用这时的风量进行所有用来确定制热满负荷风量的试验。

b. 对于所有带恒定风量可变速室内风机的单制热型风管式热泵机组。在进行所有用到制冷满负荷风量的试验时，使用外部静压最接近（但不小于）表2所示的适用最小值、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭时对应的风量。

c. 对于未安装室内风机的单制热型风管式热泵机组。在进行H<sub>1</sub>或H<sub>12</sub>试验（单独进行）时，整个室内盘管组件的总降压不得超过0.30英寸水柱。如果降压幅度超过该值，则应当减小风量，直到测得的降压等于规定的最大降压值。使用这一风量进行所有用到制热满负荷风量的试验。

3.1.4.4.4 无风管式热泵，包括单制热型无风管式热泵。对于无风管式热泵机组而言，制热满负荷风量等于当试验样机在外部静压为零英寸水柱 [零帕]的条件下运行时，各项试验中产生的风量。

3.1.4.5 制热最小风量。a. 对于室内风机转速（立方英尺每分钟）可调的风管式机组，

$$\text{制热最小风量} = \text{制热满负荷风量} \times \frac{\text{制热最小风机转速}}{\text{制热满负荷风机转速}}$$

H1<sub>2</sub> 试验风机转速

其中，“制热最小风机转速”对应于在压缩机低容量（双容量系统）下运行时所使用的风机转速，在以最小压缩机转速（可变速系统）运行时所使用的风机转速，或在制热时所使用的最低风机转速（定速压缩机和可变速可变风量的室内风机）。对于此类系统，取该值作为制热最小风量，不需要考虑外部静压。

b. 对于室内风机送风量可调的风管式热泵机组而言，厂家必须明确规定制热最小风量。对于这种热泵机组，所有用到制热最小风量的试验(即H0<sub>1</sub>、H<sub>1</sub>、H2<sub>1</sub>和H3<sub>1</sub>试验)，都应在外部静压最接近但不小于下式的计算结果、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的条件下进行。外部静压的计算公式如下：

$$H0_1、H_1、H2_1和H3_1试验 \Delta P_{st} = \Delta P_{st,H1_2} \times \left[ \frac{\text{制热最小风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2$$

其中  $\Delta P_{st,H1_2}$  是指在H1<sub>2</sub>试验时所需的最小外部静压。

c. 对于安装室内风机的双容量风管式北方热泵，使用上述两种情况中合适的方法进行试验。

d. 对于未安装室内风机的双容量风管式北方热泵，取制热最小风量等于制冷最小风量。对于未安装室内风机的双容量风管式北方热泵，取制热最小风量等于制冷最大风量。对于未安装室内风机的单制热型双容量风管式热泵，制热最小风量则等于厂家规定的风量或者制热满负荷风量的75%，以较大者为准。在对只有盘管（无风机）进行试验间试验时，取该值作为制热最小风量，不需要考虑整个室内盘管组件内的降压情况如何。

e. 对于无风管式热泵机组，制热最小风量等于当机组在外部静压为零英寸水柱、风机转速为低压缩机容量（双容量系统）或最小压缩机转速（变速系统）所对应的风机转速运行时，各项试验中所测得的风量。对于带有一台定速压缩机和一台可变速可变风量的室内风机的机组，使用机组制热运行所允许的最低风机设置。

3.1.4.6 制热中等风量。a. 对于室内风机转速可调的风管式热泵机组，

$$\text{制热中等风量} = \text{制热满负荷风量} \times \frac{\text{H2}_v\text{试验风机转速}}{\text{H1}_2\text{试验风机转速}}$$

对于这种热泵机组，取该值作为制热中等风量，不需要考虑外部静压。

b. 对于室内风机的送风量可调节的风管式热泵机组而言，厂家必须明确规定制热中等风量。对于这种热泵，在外部静压最接近但不小于下式的计算结果、且不会导致室内风机运行不稳定或自动关闭的条件下进行H2<sub>v</sub>试验。外部静压的计算公式如下：

$$H2_v\text{试验} \Delta P_{st,H1_2} = \left[ \frac{\text{制热中等风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2$$

其中，制热  $\Delta P_{st,H1_2}$  表示进行H1<sub>2</sub>试验时规定采用的最小外部静压。

c. 对于无风管式热泵机组而言，制热中等风量等于被试机组在外部静压为零英寸水柱 [零帕]的条件下、以机组的控制装置为H2<sub>v</sub>试验工况选择的风机转速运行时产生的风量。

3.1.4.7 将第3.1.4.6条所述的方法根据本条规定修改后，可用来确定制热名义风量。修改包括：将第3.1.4.6条第一个公式中的“H2<sub>v</sub>试验”改为“H1<sub>N</sub>试验”，“H2<sub>v</sub>试验 $\Delta P_{st}$ ”改为“H1<sub>N</sub>试验 $\Delta P_{st}$ ”，第3.1.4.6条第二个公式中的“H2<sub>v</sub>试验”改为“H1<sub>N</sub>试验”，“制热中等风量”替换成“制热名义风量”。

$$\text{制热名义风量} = \text{制热满负荷风量} \times \frac{\text{H1}_N \text{试验风机转速}}{\text{H1}_2 \text{试验风机转速}}$$

$$\text{H1}_N \text{ 试验 } \Delta P_{st} = \Delta P_{st, \text{H1}_2} \times \left[ \frac{\text{制热名义风量}}{\text{制热满负荷风量}} \right]^2$$

3.1.5 有多个空气供应源的室内机试验间要求（室内机周围的空气和进入室内机的空气不是来自同一个空气源）。如果试验采用的装置是将空气从空气再处理装置通过管道直接输送到室内盘管的进风口（见《ASHRAE标准37-2005》的图2——环路型空气焓差试验法）（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节），则应当将试验间内的空气干球温度维持在第3.2和第3.6条规定的试验工况中进入室内机组的新风干球温度的 $\pm 5.0$  °F以内。

3.1.6 风量计算。对于所有的稳态试验和结霜 (H2, H2<sub>1</sub>, H2<sub>2</sub>, H2<sub>v</sub>) 试验，按照《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.7.2.1条和第7.7.2.2条的规定，计算通过室内盘管的风量。（注意：

《ASHRAE标准37-2005》的第一版中， $Q_{mi}$  的第二个IP公式应为： $1097CA_n \sqrt{P_r v'_n}$ ）。如果使用室外空气焓值法进行试验，则应当按照第7.7.2.1条和第7.7.2.2条的规定，计算出通过室外盘管的风量。风量的表达应当以标准空气为准，使用以下公式：

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{V}_{mx}}{0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot v'_n \cdot [1 + W_n]} = \frac{\dot{V}_{mx}}{0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot v_n} \quad (3-1)$$

其中，

$\dot{V}_s$  = 风量，以标准（干）空气计，(英尺<sup>3</sup>/分钟)<sub>da</sub>

$\dot{V}_{mx}$  = 风量，以湿空气计，(英尺<sup>3</sup>/分钟)<sub>mx</sub>

$v'_n$  = 喷嘴处空气-水混合物的比体积，英尺<sup>3</sup>/磅，以湿空气计

$W_n$  = 喷嘴处空气的含湿量，水蒸气（磅）/干空气（磅）

0.075 = 密度，以标准（干）空气计，(磅/英尺<sup>3</sup>)

$v_n$  = 在喷嘴处空气干球温度、含湿量和大气压条件下所测出的湿空气中干空气部分的比体积，英尺<sup>3</sup>/磅，以标准（干）空气计，。

3.1.7 试验顺序。在对风管式机组（单制热型热泵机组除外）进行试验时，首先进行A或A<sub>2</sub> 试验，确定制冷满负荷风量。在对制热满负荷风量和制冷满负荷风量不同的风管式热泵进行试验时，所进行的第一个制热模式试验应当是要求用到制热满负荷风量的试验。对于单制热型风管式热泵，首先进行H1或H1<sub>2</sub> 试验，确定制热满负荷风量。在进行循环试验（选测项）时，一般在完成试验工况相同的稳态试验后应立即进行。对于可变速

系统而言，如果您希望在准备第一个最小风量试验时，对室内风机的控制设置进行调整的话，则第一个用到制冷最小风量的试验应当在Ev试验前进行。在相同的情况下，第一个用到制热最小风量的试验应当在H2v试验前进行。其他的试验顺序则由实验室自行决定。

3.1.8 对离开室内盘管的空气的温度分布要求。至少在进行第一个制冷模式试验和第一个制热模式试验时，使用第2.5条和第2.5.4条所述的传感器装置（传感器组），对室内盘管送风的空气温度分布情况进行监控。对于前面所述的（用来确定制冷制热能力的）时长30分钟的数据采集期，提供任何取样数据得到的空气出口干球温度的最大温差不得超过 $1.5^{\circ}\text{F}$ 。安装第2.5.4.2条所述的空气混合装置，将温差控制在最小范围。

3.1.9 辅助电热装置的控制。除非另有特别说明，否则，如果热泵的辅助电热装置正常情况下是通过热舒适性控制器来调节的，那么，应当将热泵的用来加热室内空气的电热装置一直保持在失效状态，包括在除霜循环时。对于配有热舒适性控制器的热泵，只有在进行下述的短路试验时才将热泵的电热装置激活。对于第3.6.1条所述的定速热泵，短路试验应当在H1试验后进行，或者如果进行了H1C试验，则在H1C试验后进行。对于双容量热泵和第3.6.2条所述的热泵，短路试验应当在H1<sub>2</sub>试验后进行。将热舒适性控制器设定在提供最高空气温度的状态。在热泵以制热满负荷风量运行时，在激活热舒适性控制器运行5分钟后，测量室内侧的送风温度。按均匀的时间间隔（不超过5分钟）对空气取样一次，测量干球温度。取样10分钟，至少取样3次。计算出这10分钟的平均送风温度： $T_{CC}$ 。

3.2 不同种类的空调和热泵的制冷模式试验。

3.2.1 带定速压缩机的热泵机组试验（可能安装了定速室内风机或恒定风量的室内风机也可能未安装室内风机）。进行两项稳态湿盘管试验，即A和B试验。通过两项选测的干湿盘管试验——稳态C试验和循环D试验，确定制冷模式的循环衰减系数 $C_D$ 。如果进行了上述两项选测试验，但试验得到的 $C_D$ 超过默认的 $C_D$ ，或者，如果没有进行这两项选测试验，则指定 $C_D$ 为默认值0.25。表3规定了这四项试验的试验工况。

3.2.2 对带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的机组进行的试验。

3.2.2.1 根据室外干球温度对室内风机的容量进行调节。进行四项稳态湿盘管试验，即A<sub>2</sub>、A<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>和B<sub>1</sub>试验。通过两项选测的干盘管试验，即稳态C<sub>1</sub>试验和循环D<sub>1</sub>试验，确定制冷模式的循环衰减系数， $C_D$ 。如果进行了上述两项选测试验，但是试验得到的 $C_D$ 超过默认的 $C_D$ ，或者，如果没有进行上述的两项选测试验，则指定 $C_D$ 为默认值0.25。表4规定了这六项试验的试验工况。

3.2.2.2 室内风机容量的调节（基于显热制冷量与总制冷量之比(S/T)的调节）。试验要求和第3.2.1条以及表3的规定相同。使用代表正常住宅安装的制冷满负荷风量。如果进行稳态C试验和循环D循环，则试验时，机组应当按照与进行B试验时相同的S/T容量控制模式运行。

表3. 带定速压缩机和定速室内风机、恒定风量室内风机或不带室内风机的机组的制冷模式试验工况

试验描述	进入室内机组的 空气温度 (°F)		进入室外机组的 空气温度 (°F)		制冷风量
	干球	湿球	干球	湿球	
A 试验—必测 (稳态、湿盘管) ...	80	67	95	75 <sup>1</sup>	制冷满负荷 <sup>2</sup>
B 试验—必测 (稳态、湿盘管) ...	80	67	82	65 <sup>1</sup>	制冷满负荷 <sup>2</sup>
C 试验—选测 (稳态、干湿盘管)....	80	( <sup>3</sup> )	82	.....	制冷满负荷 <sup>2(4)</sup>
D 试验—选测 (循环、干湿盘管) ....	80	( <sup>3</sup> )	82	....	

附注:

(<sup>1</sup>) 仅在对室外盘管不产生冷凝水的机组进行试验时需要。  
(<sup>2</sup>) 见定义3.1.4.1条。  
(<sup>3</sup>) 进风的含湿量必须低到不会在室内盘管上形成冷凝水的程度。(建议使用的室内湿球温度为57°F或者低于57°F。)  
(<sup>4</sup>) 将开机运行期间内气流喷嘴的静压或动压维持在在进行C<sub>1</sub>试验时所测得的静压或动压。

表4. 带定速压缩机和随室外干球温度变化的可变风量室内风机的机组的制冷模式试验工况 (见第3.2.2.1条)

试验描述	进入室内机组的 空气温度 (°F)		进入室外机组的 空气温度 (°F)		制冷风量
	干球	湿球	干球	湿球	
A <sub>2</sub> 试验--必测(稳态、湿盘管) .....	80	67	95	75 <sup>(1)</sup>	制冷满负荷 <sup>(2)</sup>
A <sub>1</sub> 试验--必测(稳态、湿盘管) .....	80	67	95	75 <sup>(1)</sup>	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
B <sub>2</sub> 试验--必测(稳态、湿盘管) .....	80	67	82	65 <sup>(1)</sup>	制冷满负荷 <sup>(2)</sup>
B <sub>1</sub> 试验--必测(稳态、湿盘管) .....	80	67	82	65 <sup>(1)</sup>	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
C <sub>1</sub> 试验 <sup>(4)</sup> --选测(稳态、干盘管) .....	80	( <sup>(4)</sup> )	82	.....	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
D <sub>1</sub> 试验 <sup>(4)</sup> --选测(循环、干盘管).....	80	( <sup>(4)</sup> )	82	....	( <sup>(5)</sup> )

附注:

- (<sup>1</sup>) 仅在对室外盘管不产生冷凝水的机组进行试验时需要。  
(<sup>2</sup>) 见定义3.1.4.1。  
(<sup>3</sup>) 见定义3.1.4.2。  
(<sup>4</sup>) 进风的含湿量必须低到不会在室内盘管上形成冷凝水的程度。(建议使用的室内湿球温度为57°F或者低于57°F。)  
(<sup>5</sup>) 将开机运行期间内气流喷嘴的静压或动压维持在在进行C<sub>1</sub>试验时所测得的静压或动压。

3.2.3 带双容量压缩机的机组试验。(见定义1.45。) a. 进行四项稳态湿盘管试验: A<sub>2</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>1</sub>, 和F<sub>1</sub> 试验。通过两项选测的干盘管试验, 即稳态C<sub>1</sub>试验和循环D<sub>1</sub>试验, 确定制冷模式循环衰减系数, C<sub>D</sub><sup>°</sup>。如果进行了上述两项选测试验, 但是试验得到的C<sub>D</sub><sup>°</sup>超过C<sub>D</sub><sup>°</sup>的默认值, 或者, 如果没有进行上述的两项选测试验, 两种情况下均指定C<sub>D</sub><sup>°</sup>为默认值0.25。表5规定了这六项试验的试验工况。

- b. 对于显热制冷量与总制冷量之比可调的 (S/T) 的带可变速室内风机的机组, 使用代表正常住宅安装的的制冷满负荷风量和制冷最小风量进行试验。此外, 如果进行选测的干盘管试验, 则试验时, 应当在B<sub>1</sub>试验时所使用的S/T容量控制模式下运行机组。
- c. 对双容量北方热泵 (见定义1.46) 进行试验时, 使用的方法与仅以压缩机低容量运行 (见第3.2.1条和表3) 的定速热泵相同。
- d. 如果在较高的室外温度下, 双容量空调或热泵通过闭锁功能将低容量禁用, 那么, 应当进行两项选测的干湿盘管试验, 即稳态C<sub>2</sub>试验和循环D<sub>2</sub>试验, 来确定仅适用于高容量开关机循环的制冷模式循环衰减系数  $C_D^c (k=2)$ 。如果进行了上述两项选测试验, 但是试验结果超过默认的  $C_D^c (k=2)$  的值。或者如果没有进行上述的两项选测试验, 则指定  $C_D^c (k=2)$  为默认值。  $C_D^c (k=2)$  的默认值与低容量循环衰减系数  $C_D^c$  【或相应的  $C_D^c (k=1)$ 】 相同。

表5. 带双容量压缩机的设备的制冷模式  
试验工况

试验描述	进入室内机组的 空气温度 (°F)		进入室外机组的 空气温度 (°F)		压缩机 容量	制冷风量
	干球	湿球	干球	湿球		
A <sub>2</sub> 试验--必测 (稳态、湿盘管)	80	67	95	75 <sup>(1)</sup>	高	制冷满负荷 <sup>(2)</sup>
B <sub>2</sub> 试验--必测 (稳态、湿盘管)	80	67	82	65 <sup>(1)</sup>	高	制冷满负荷 <sup>(2)</sup>
B <sub>1</sub> 试验--必测 (稳态、湿盘管)	80	67	82	65 <sup>(1)</sup>	低	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
C <sub>2</sub> 试验--选测 (稳态干盘管)	80	<sup>(4)</sup>	82	—	高	制冷满负荷 <sup>(2)</sup>
D <sub>2</sub> 试验--选测 (循环湿盘管)	80	<sup>(4)</sup>	82	—	高	<sup>(5)</sup>
C <sub>1</sub> 试验--选测 (稳态干盘管)	80	<sup>(4)</sup>	82	—	低	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
D <sub>1</sub> 试验--选测 (循环湿盘管)	80	<sup>(4)</sup>	82	—	低	<sup>(6)</sup>
F <sub>1</sub> 试验--必测 (稳态、湿盘管)	80	67	67	53.5 <sup>(1)</sup>	低	制冷最小负荷 <sup>(3)</sup>
附注: (1) 仅在对室外盘管不产生冷凝水的机组进行试验时需要。 (2) 见定义3.1.4.1。 (3) 见定义3.1.4.2。 (4) 进风的含湿量必须低到不会在室内盘管上形成冷凝水的程度。(建议使用的室内湿球温度为57°F或者低于57°F。) (5) 将开机运行期间内气流喷嘴的静压或动压维持在进行C <sub>2</sub> 试验时所测得的静压或动压。 (6) 将开机运行期间内气流喷嘴的静压或动压维持在进行C <sub>1</sub> 试验时所测得的静压或动压。						

**3.2.4** 带可变速压缩机的机组进行的试验。 a. 进行五项稳态湿盘管试验： $A_2$ ,  $E_v$ ,  $B_2$ ,  $B_1$ , 和  $F_1$  试验。通过两项选测的干盘管试验，即稳态  $G_1$  试验和循环  $I_1$  试验，来确定制冷模式循环衰减系数： $C_D^c$ 。如果进行了上述两项选测试验，但是试验得出的结果  $C_D^c$  超过默认的  $C_D^c$  的值，或者，如果没有进行上述两项选测试验的话，指定  $C_D^c$  为默认值0.25。表6规定了进行上述7项试验的试验工况。通过以下公式，计算出应当使用表6中的哪个中等压缩机转速：

$$\text{中等转速} = \text{最低转速} + \frac{\text{最高转速} - \text{最低转速}}{3}$$

其中，允许正5%的允差或者使用比计算结果高一级的变频器频率。

b. 对于通过调整室内风机的转速来调节显热制冷量与总制冷量之比(S/T)的机组，使用代表正常住宅安装的制冷满负荷风量、制冷中等风量和制冷最小风量。除此以外，如果进行干盘管试验（选测项），则以进行  $F_1$  试验时所采用的 S/T 容量控制模式运行机组。

c. 对于多联式空调和热泵机组（除非另有特别说明的），以下程序取代上文的要求：在进行表6规定的按照压缩机最低转速的所有试验时，至少必须关闭一台室内机组。厂家应当指明具体应当关闭哪一台室内机组。除此以外，厂家还必须指明，进行表6中的  $E_v$  试验应当使用的压缩机转速，即制冷模式压缩机中等转速（介于制冷模式最大和最小转速之差的1/4和3/4之间）。厂家应当规定一个压缩机中等转速，以该转速运行的话，应当能够产生在给定的  $E_v$  试验工况下最高的EER值，并且在规定的压缩机转速范围内。进行  $E_v$  试验时，厂家可以指定关闭一台或多台室内机组。

表6. 带可变速压缩机的机组的制冷模式  
试验工况

试验描述	进入室内机组的 空气温度 (°F)		进入室外机组 的空气温度 (°F)		压缩机转速	制冷风量
	干球	湿球	干球	湿球		
A <sub>2</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘管)	8 0	6 7	9 5	75 <sup>(1)</sup>	最大	制冷满负荷风量 <sup>(2)</sup>
B <sub>2</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘管)	8 0	6 7	8 2	65 <sup>(1)</sup>	最大	制冷满负荷风量 <sup>(2)</sup>
E <sub>v</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘管)	8 0	6 7	8 7	69 <sup>(1)</sup>	中间	制冷中间风量 <sup>(3)</sup>
B <sub>1</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘管)	8 0	6 7	8 2	65 <sup>(1)</sup>	最小	制冷最小风量 <sup>(4)</sup>
F <sub>1</sub> 试验 – 必测 (稳态、湿盘 管)	8 0	6 7	6 7	53.5 <sup>(1)</sup> )	最小	制冷最小风量 <sup>(4)</sup>
G <sub>1</sub> 试验 <sup>(5)</sup> – 选测 (稳态干盘管)	8 0	( 6 )	6 7		最小	制冷最小风量 <sup>(4)</sup>
I <sub>1</sub> 试验 <sup>(5)</sup> – 选测 (循环湿盘管)	8 0	( 6 )	6 7		最小	<sup>(6)</sup>

<sup>(1)</sup> 仅在对室外盘管不产生冷凝水的机组进行试验时需要。

<sup>(2)</sup> 见定义3.1.4.1。

<sup>(3)</sup> 见定义3.1.4.3。

<sup>(4)</sup> 见定义3.1.4.2。

<sup>(5)</sup> 进风的含湿量必须低到不会在室内盘管上形成冷凝水的程度。(建议使用的室内湿球温度为57°F或者低于57°F。)

<sup>(6)</sup> 将开机运行期间内气流喷嘴的静压或动压维持在进行G<sub>1</sub>试验时所测得的静压或动压。

**3.3 稳态湿盘管制冷模式试验的试验程序 (A, A<sub>2</sub>, A<sub>1</sub>, B, B<sub>2</sub>, B<sub>1</sub>, E<sub>v</sub>和F<sub>1</sub>试验)。** a. 在预先设定的时间内, 运行试验间的空气再处理装置和被试机组, 直到能够在第3.2条规定的试验工况下维持至少30分钟的平衡运行工况。使用空气流量测量装置的排风机和被试机组的室内风机 (如果安装了室内风机的话) 来获得试验要求的室内风量和/或外部静压, 并维持在这一风量和/或外部静压。持续记录 (见定义第1.15) 以下数据:

(1) 进入室内盘管的空气干球温度;

(2) 进入室内盘管的空气含湿量;

(3) 进入室外盘管的空气干球温度, 以及

(4) 对于第2.2.4条所述的要求对室外盘管进风的含湿量加以控制的情况，进入室外盘管的空气含湿量。

关于各种二次试验法相应的其他要求，见第3.11条的规定。

b. 达到预先设定的平衡运行工况后，测量《ASHRAE 标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的表3规定的参数，用来进行室内空气焓差试验和用户自选的二次试验。每隔一段均匀的时间（不超过10分钟），测量表3规定的参数，外部静压除外。每隔不超过5分钟的时间均匀测取一次外部静压。持续进行数据取样，直到30分钟（例如，每10分钟取一次样，连续进行4次），且取样数据符合表7规定的试验允差。对30分钟内所采集到的全部数据进行评估，确定是否符合表7的要求。计算出空调或热泵在该30分钟内的平均耗电量。

c. 按照《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.3.1条和第7.3.3.3条的规定，计算出室内侧的总制冷量。不需要根据试验工况的变化（允许范围内），对计算能力用的参数进行调整。根据测出的大气压计算空气的焓。将30分钟数据采集期内的平均空间总制冷量和电能消耗量分别指定为变量 $\dot{Q}_c^k(T)$ 和 $\dot{E}_c^k(T)$ 。对于这两个变量，用试验时的名义室外气温替换“T”。只有在对多级容量机组进行试验时才使用上标k。上标k=2表示试验时设备以高容量或最高转速运行，k=1表示机组以低容量或最低转速运行，k=v则表示机组以中等转速运行。

d. 对于未安装室内风机的机组，将 $\dot{Q}_c^k(T)$ 减掉：

$$\frac{1250 \text{ Btu/h}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s,$$

将 $\dot{E}_c^k(T)$ 加上：

$$\frac{365 \text{ W}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s,$$

其中， $\bar{V}_s$ 是指测得的室内平均风量，以立方英尺/分钟（标准空气）表示。

表7. 第3.3条稳态湿盘管制冷模式试验和第3.4条干盘管制冷模式试验的试验运行和试验工况允差

	试验运行允差 <sup>(1)</sup>	试验工况允差 <sup>(2)</sup>
室内干球温度，°F		
进风温度.....	2.0	0.5
送风温度.....	2.0	
室内湿球温度，°F		
进风温度.....	1.0	0.3 <sup>(3)</sup>
送风温度.....	1.0 <sup>(3)</sup>	
室外干球温度，°F		
进风温度.....	2.0	0.5
送风温度.....	2.0 <sup>(4)</sup>	
室外湿球温度，°F		
进风温度.....	1.0	0.3 <sup>(5)</sup>
送风温度.....	1.0	
对气流的外部阻力，英寸水柱.....	0.05 <sup>(4)</sup>	0.02 <sup>(6)</sup>
电压，读数（%）.....	2.0	1.5
喷嘴处的压降，读数（%）.....	2.0	

表7. 第3.3条稳态湿盘管制冷模式试验和第3.4条干盘管制冷模式试验的试验运行和试验工况允差

附注:

- (1) 见定义1.41。
- (2) 见定义1.40。
- (3) 仅在进行湿盘管试验时需要；进行稳态干盘管试验时不需要。
- (4) 只有在使用室外空气焓法进行试验时需要。
- (5) 只有在对室外盘管不产生冷凝水的机组进行试验时需要。
- (6) 只有在对无风管式机组进行试验时需要。

d. 对于安装了恒定风量的室内风机的空调和热泵，如果测出的外部静压平均值超过第3.1.4条规定的最小（或目标）外部静压( $\Delta P_{\min}$ ) 0.03英寸水柱或更高，则应当实施下列五个额外步骤：

1. 测量室内风机电机的平均功耗 ( $\dot{E}_{\text{fan},1}$ )，记录30分钟的数据采集期内，或紧接着这30分钟后的外部静压( $\Delta P_1$ )。
2. 完成30分钟的记录后，保持试验工况不变，调节空气流量测量装置的排风机，直到外部静压增加到大约等于 $\Delta P_1 + (\Delta P_1 - \Delta P_{\min})$ 。
3. 当风机的电机功率和外部静压重新达到稳定读数后，再测量5分钟，确定平均室内风机功率( $\dot{E}_{\text{fan},2}$ )和平均外部静压( $\Delta P_2$ )。
4. 使用线性外推法，计算出室内风机电机在 $\Delta P_{\min}$ 时的平均耗电量：

$$\dot{E}_{\text{fan},\min} = \frac{\dot{E}_{\text{fan},2} - \dot{E}_{\text{fan},1}}{\Delta P_2 - \Delta P_1} (\Delta P_{\min} - \Delta P_1) + \dot{E}_{\text{fan},1}$$

5. 总空间制冷量用 $\dot{Q}_{\text{c}}^{\text{k(T)}}$ 加上 $(\dot{E}_{\text{fan},1} - \dot{E}_{\text{fan},\min})$ ，用Btu/h表示。总耗电量用 $\dot{E}_{\text{c}}^{\text{k(T)}}$ 减去相同的风机功率差，用瓦特表示。

3.4 选测项目——稳态干盘管制冷模式试验的试验程序 (C, C<sub>1</sub>, 和 G<sub>1</sub>试验)。a. 除非本条说明需要进行的调整以外，根据第3.3条有关湿盘管试验的规定，进行稳态干盘管制冷模式试验。在对稳态干盘管试验作数据记录之前，首先至少应当运行设备一个小时，以达到干盘管工况。将接水盘里的水排空，塞住排水口。然后，应当保持接水盘一直是完全干燥的。

b. 将得到的总空间制冷量和用电量分别用 $\dot{Q}_{\text{ss,dry}}$ 和 $\dot{E}_{\text{ss,dry}}$ 表示。关于第3.3条所述的偏差，不要对管道的热损耗调整 $\dot{Q}_{\text{ss,dry}}$ （即：不需要《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.3.3条）。在第3.5条所述的循环试验的准备阶段，记录室内侧的平均风量 $\dot{V}$ 、空气的比热 $C_{p,a}$ （以干空气表示）、喷嘴处空气的比体积 $v_n$ 、喷嘴处的湿度比 $W_n$ 、以及喷嘴处的压差或动压。对于带变速室内风机（可提供稳定风量或可变风量，且进行循环干盘管试验时将关闭或可能关闭该风机，见第3.5条）的机组，在30分钟的数据采集期内，也应当记录室内风扇风机的耗电量。

3.5 作为选测项目的循环干盘管制冷模式试验的试验程序 (D, D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub>, 和 I<sub>1</sub>试验)。a. 完成稳态干盘管试验后，如果连接了室外空气焓差试验法所使用的试验装置，首先将它们拆掉，然后开始手动执行压缩机的开关机循环。试验安装应当和稳态干盘管试验相同。对热泵进行试验时，压缩机无论是开机还是关机状态，换向阀的位置都应当相同，除非设备的控制装置自动调整。对于带可变变速室内风机的设备，厂家可以在试验开始时选择是否需要在循环试

验中打开该室内风机，但是，如果循环试验在打开风机的情况下不成功，则应当将该风机关闭再进行试验。

b. 对于带定速或双容量压缩机的设备，试验时让压缩机关机24分钟，然后开机6分钟（ $\Delta\tau_{\text{cyc, dry}} = 0.5$  小时）。对于带可变速压缩机的设备，试验时让压缩机关机48分钟，然后开机12分钟（ $\Delta\tau_{\text{cyc, dry}} = 1.0$ 小时）。重复这种开关循环模式，直到试验结束。允许设备的控制装置对室外风机的运行进行调节。

c. 第3.5.1条和第3.5.2条分别规定了风管式或无风管式系统的室内盘管的气流要求。在所有试验下，通过空气流量测量装置的排风机（见第2.6条的描述）和设备的室内风机（如果安装并运行的话），使得在室内盘管气流中达到**阶跃响应**。调节排风机，迅速让气流喷嘴处的静压或动压达到并保持在稳态干盘管试验时测出的值。气流启动后15秒内，气流喷嘴处的压差或动压和稳态干盘管试验测得值的偏差不得超过2%。如果设备的可变速室内风机在反复开关机时转速会发生缓变，应当用空气流量测量装置的排风机来施加一个阶跃响应（从增速开始到减速结束）。

d. 对于带可变速室内风机的设备，并且试验时风机打开的，如果发生以下任何情况，使用下述的拖出法进行循环干盘管试验：

(1) 被试空调机自动关闭；

(2) 试验风机的电机发生逆转；或者

(3) 试验时，被试设备在外部静压比前面稳态试验时测得的外部静压大0.1英寸水柱或以上时运行30秒以上。

使用拖出法时，将室内风机禁用，并用空气流量测量装置的排风机来使气流喷嘴处产生所需的静压或动压。如果由于风机关闭，导致该排风机不能达到要求的压差的，则暂时先将风机拆除。

e. 在压缩机完成至少两个完整的关/开循环后，接下来通过采集数据样本（试验允差见表8的规定），并确定这段时间内设备提供的总制冷量和消耗电能。如果条件允许的话，使用电阻加热器（见第2.1条的描述）将进风温度的温差控制在最小。

f. 关于表8的参数，当有气流通过各个盘管时，持续记录进入室内盘管和室外盘管的空气干球温度。当有流经室内盘管时，至少每2分钟对室内盘管进风口的空气取一次样，测量空气的含湿量。同样在这段时间内，至少每一分钟记录一次外部静压值和风量指标（喷嘴处的压差或动压）。（这些风量指标是除了气流启动15秒后需要测量的参数以外，额外要求的。）压缩机启动30秒钟后，至少每2分钟对电压取一次样。继续进行取样，直到压缩机、室外风机和室内风机（如果安装并运行的话）都关闭。

g. 对于风管式设备，持续记录进入（见上文）和离开室内盘管的空气干球温度。也可以使用一个热电堆来持续记录在有空气流经室内盘管时的进出空气的温差。对于无风管式设备，从压缩机打开到室内盘管内气流停止这段时间内，应当保持干球温度相同。

h. 累加将完整循环时间 $\Delta\tau_{\text{cyc, dry}}$ 内的总电量。对于安装并且试验时运行室内风机的风管式设备，累加从室内风机打开到关闭这段时间内的电量。对于其他的风管式设备和所有的无风管式设备，累加两次压缩机关闭期间的电量。（有些循环试验会使用相同的数据采集期来确定电量和总空间制冷量；而对于其他设备，则是在确定总空间制冷量的数据采集结束之前，先停止用来确定电量的数据采集。）

表8. 循环干盘管制冷模式试验的试验运行和试验工况允差

	试验运行允差 <sup>(1)</sup>	试验工况允差 <sup>(2)</sup>
进入室内盘管的空气干球温度 <sup>(3)</sup> , °F.....	2.0	0.5
进入室内盘管的空气湿球球温度, °F .....		<sup>(4)</sup>
进入室外盘管的空气干球温度 <sup>(3)</sup> , °F .....		0.5
对气流的外部压力 <sup>(3)</sup> , 英寸水柱.....	2.0	.....
气流喷嘴压差或动压 <sup>(3)</sup> , 读数的%.....	0.05	2.0 <sup>(5)</sup>
电压 <sup>(6)</sup> , 读数的% .....	2.0	1.5

附注:

(1) 见定义1.41。

(2) 见定义1.40。

(3) 当空气流经室内(室外)盘管时(气流启动后的前30秒钟除外)需要满足该工况。对于带可变速室内风机(循环时会发生缓变)的设备,从达到全速运行后30秒开始到出现**缓变降速**时结束,这段时间需要达到本表中规定的气流外部压力允差。

(4) 在任何情况下都不得超过会导致室内盘管上形成冷凝水的湿球温度。

(5) 试验时的压差或动压应当为稳态干盘管试验时的平均喷嘴压差或动压。

(6) 当至少以下其一——压缩机、室外风机或室内风机——运行时需要达到,压缩机开机后的前30秒除外。

i. 如果在一个完整的循环内一直满足表8规定的允差,则测出这段时间内的耗电量,用 $e_{cyc,dry}$ 表示,单位为瓦时。通过以下公式,计算出这段时间内的总制冷量,用Btu表示:

$$q_{cyc,dry} = \frac{60 \cdot \bar{V} \cdot C_{p,a} \cdot \Gamma}{\left[ v'_n \cdot (1 + W_n) \right]} = \frac{60 \cdot \bar{V} \cdot C_{p,a} \cdot \Gamma}{v_n} \quad (3.5-1)$$

其中,  $\bar{V}$ 、 $C_{p,a}$ 、 $v'_n$  ( $v_n$ )和  $W_n$  是进行第 3.4 条湿盘管稳定试验时记录的结果,且

$$\Gamma = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [T_{a1}(\tau) - T_{a2}(\tau)] d\tau, \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}.$$

$T_{a1}(\tau)$  = 在时间 $\tau$ 时进入室内盘管的空气干球温度, °F。

$T_{a2}(\tau)$  = 在时间 $\tau$ 时离开室内盘管的空气干球温度, °F。

$\tau_1$  = 到室内盘管内有气流流通所经历的时间(风管式机组)或到压缩机开机运行所经历的时间(无风管式机组),用小时表示。

$\tau_2$  = 到室内盘管内的气流停止所经历的时间,用小时表示。

3.5.1 风管式系统的试验程序。被试空调机正常安装的自动控制装置必须自动控制室内侧空气流通装置的开关循环(空气流量测量装置的排风机和被试空调机的室内风机,如果安装了的话)。例如,如果设备未安装室内风机但使用风机延时继电器进行评价试验的,则应当根据继电器提供的额定开关机延时来控制室内盘管的气流。对于带有可变速室内风机(但被禁用或拆掉)的风管式机组,其开关机循环的控制应当和风机未禁用或拆掉时相同。对于所有

的其他未安装室内风机的被试风管式机组，根据压缩机的循环控制室内盘管内的气流。压缩机关闭时，闭合进风侧（第2.5.1条）和出风侧（第2.5条和第2.5.4条）的空气风门。在被试空调机的自动控制装置将室内风机关闭后3秒钟内，可以停止室内盘管内的气流流通。对于未安装室内风机的被试风管式设备（不包括将可变速室内风机拆掉的特殊情况）， $e_{cyc,dry}$ 应当增加：

$$\frac{365 \text{ W}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s \cdot [\tau_2 - \tau_1], \quad (3.5-2)$$

$q_{cyc,dry}$ 应当减小：

$$\frac{1250 \text{ Btu/h}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s \cdot [\tau_2 - \tau_1], \quad (3.5-3)$$

其中， $\bar{V}_s$ 是从第3.4条干盘管稳态试验获得的平均室内风量，用立方英尺/分钟（标准空气）表示。对于带可变速室内风机、但在循环试验中禁用的设备，根据以下增加 $e_{cyc,dry}$ 和减小 $q_{cyc,dry}$ ：

- a.  $[\tau_2 - \tau_1]$ 和在干盘管稳态试验期间或其后测得的室内风机用电量；或者
- b. 如果室内风机在开关循环时速度发生缓变的，则根据以下算法：
  1. 至少在以下三种运行工况下测量可变速室内风机所消耗的电量，分别是：在稳态试验时测得的风机转速/风量/外部静压下、在风机增速缓变时间的中点所对应的运行条件下、以及在风机减速缓变时间的中点所对应的运行工况下。对于这些参数，对风量或外部静压的允差要求同第3.4条稳态试验。
  2. 通过至少5分钟的测量结果，确定每种情况下的风机用电量。
  3. 如果室内风机在循环试验（上述三种用电量测量方法全部使用）中开机的话，计算出室内风机的用电量。制作一个缓变曲线图。厂家必须分别规定增速和减速的时长。如果厂家提供的缓变时间超过45秒钟，则估算风机用电量时就用45秒作为缓变时间。

即使循环运行时室内风机的转速缓变的，厂家也可以选择a项，不需要再进行b项的额外试验。

3.5.2 无风管式系统的试验程序。在对无风管式设备进行循环试验时，不要使用风门。通过室内盘管的气流必须和压缩机的开关循环形成联动，一直到压缩机的最后一个开关循环。在压缩机的最后一个开关循环——用来确定 $e_{cyc,dry}$ 和 $q_{cyc,dry}$ 的那个循环——通过空气流量测量装置的排风机和被试空调机的室内风机的控制，在压缩机开机前3分钟时启动室内气流，在压缩机关机后3分钟时停止气流。从总电量 $e_{cyc,dry}$ 中减去室内风机在压缩机开机前3分钟内所消耗的电量。在总制冷量 $q_{cyc,dry}$ 上增加室内风机在压缩机关机后3分钟内所消耗的电量。对于无风管式设备使用变速室内风机、但循环试验时禁用的情况，的修正方法同第3.5.1条风管式设备的可变速室内风机禁用的情况。

3.5.3 制冷模式循环衰减系数的计算。使用两项选测的干盘管试验来确定制冷模式循环衰减系数， $C_D^c$ 。如果是以高容量运行双容量设备的，则在表示衰减系数时应当使用“(k=2)”。如果进行了这两项试验，但是试验得出的 $C_D^c$ 超过了 $C_D^c$ 的默认值，或者如果没有进行这两项选测试验，则指定 $C_D^c$ 为默认值0.25。但是，双容量设备以高容量运行时的循环衰减系数默认值等于低容量运行时的循环衰减系数，即： $C_D^c(k=2) = C_D^c$ 。使用以上结果和第3.4条干盘管稳态试验结果，评估 $C_D^c$ ：

$$C_D^c = \frac{1 - \frac{EER_{cyc,dry}}{EER_{ss,dry}}}{1 - CLF}$$

其中,

$$EER_{cyc,dry} = \frac{q_{cyc,dry}}{e_{cyc,dry}},$$

表示循环干盘管制冷模式试验时的平均能效比, Btu/W·h

$$EER_{ss,dry} = \frac{\dot{Q}_{ss,dry}}{\dot{E}_{ss,dry}},$$

表示稳态干盘管制冷模式试验时的平均能效比, Btu/W·h

$$CLF = \frac{q_{cyc,dry}}{Q_{ss,dry} \cdot \Delta\tau_{cyc,dry}},$$

表示制冷负荷系数, 无量纲。

将计算出的结果 $C_D^c$ 四舍五入到最近的0.01。如果 $C_D^c$ 为负数, 则设定为零。

### 3.6 不同类型的热泵的制热模式试验, 包括单制热型热泵。

3.6.1 带定速压缩机的热泵机组试验 (可能安装定速室内风机或恒定风量的室内风机, 也可能未安装室内风机)。通过高温循环(H1C)试验 (选测项), 确定制热模式循环衰减系数,  $C_D^h$ 。如果进行这一选测试验得到的 $C_D^h$ 结果大于 $C_D^h$ , 或者如果没有进行该试验, 那么指定 $C_D^h$ 为默认值0.25。这四项试验的试验工况如表9规定。

3.6.2 带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的热泵试验: 制热能力随着室外干球温度调节。进行五项试验: 两项高温试验 (H1<sub>2</sub>和H1<sub>1</sub>)、一项结霜试验 (H2<sub>2</sub>)和两项低温试验 (H3<sub>2</sub>和H3<sub>1</sub>)。另外还可以再进行一项结霜试验 (H2<sub>1</sub>) (选测)。通过高温循环 (H1C<sub>1</sub>) 试验 (选测), 确定制热模式循环衰减系数,  $C_D^h$ 。如果这一选测试验的试验结果 $C_D^h$ 大于 $C_D^h$ , 或者如果没有进行该选测试验, 则指定 $C_D^h$ 为默认值0.25。这四项试验的试验工况见表10的规定。如果没有进行选测试验H2<sub>1</sub>, 则通过以下公式, 计算出在H2<sub>1</sub>试验工况下热泵的能力和用电量:

$$\dot{Q}_h^{k=1}(35) = QR_h^{k=2}(35) \cdot \left\{ \dot{Q}_h^{k=1}(17) + 0.6 \cdot [\dot{Q}_h^{k=1}(47) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)] \right\}$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(35) = PR_h^{k=2}(35) \cdot \left\{ \dot{E}_h^{k=1}(17) + 0.6 \cdot [\dot{E}_h^{k=1}(47) - \dot{E}_h^{k=1}(17)] \right\}$$

表9. 带定速压缩机和定速室内风机、恒定风量室内风机

或未安装室内风机的设备的制热模式试验工况					
试验描述	进入室内机组的空气温度 (°F)		进入室外机组的空气温度 (°F)		制热时的风量
	干球	湿球	干球	湿球	
H1 试验(必测, 稳态) ..... H1C	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	制热满负荷 <sup>(1)(2)</sup>
试验(选测, 循环) ..... H2 试验	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
(必测) .....	70	60 <sup>(max)</sup>	35	33	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
H3 试验(必测, 稳态) .....	70	60 <sup>(max)</sup>	17	15	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
附注:					
(1) 见第3.1.4.4。					
(2) 开机运行期间将气流喷嘴处的静压或动压维持在同H1试验时测得的静压或动压。					

表10. 带定速压缩机和可变风量室内风机的设备的制热模式试验工况

试验描述	进入室内机组的空气温度 (°F)		进入室外机组的空气温度 (°F)		制热时的风量
	干球	湿球	干球	湿球	
H1 <sub>2</sub> 试验(必测, 稳态) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	47	43	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
H1 <sub>1</sub> 试验(必测, 稳态) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	47	43	制热最小负荷 <sup>(2)</sup>
H1C <sub>1</sub> 试验(选测, 循环) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	47	43	制热最小负荷 <sup>(3)</sup>
H2 <sub>2</sub> 试验(必测) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	35	33	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
H2 <sub>1</sub> 试验(选测) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	35	33	制热最小负荷 <sup>(2)</sup>
H3 <sub>2</sub> 试验(必测, 稳态) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	17	15	制热满负荷 <sup>(1)</sup>
H3 <sub>1</sub> 试验(必测, 稳态) .....	70	60 <sup>(max)</sup> .....	17	15	制热最小负荷 <sup>(2)</sup>
附注:					
(1) 见定义3.1.4.4。					
(2) 见定义3.1.4.5。					
(3) 开机运行期间将气流喷嘴处的静压或动压维持同H1试验时测得的静压或动压。					

其中,

$$\dot{Q}R_h^{k=2}(35) = \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(35)}{\dot{Q}^{k=2}(17) + 0.6 \cdot [\dot{Q}_h^{k=2}(47) - \dot{Q}_h^{k=2}(17)]}$$

$$PR_h^{k=2}(35) = \frac{\dot{E}_h^{k=2}(35)}{\dot{E}_h^{k=2}(17) + 0.6 \cdot [\dot{E}_h^{k=2}(47) - \dot{E}_h^{k=2}(17)]}$$

$\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ ,  $\dot{E}_h^{k=2}(47)$ ,  $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$  和  $\dot{E}_h^{k=1}(47)$  是根据H1<sub>2</sub>和H1<sub>1</sub>试验确定并根据第3.7条规定评估的;  $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$  和  $\dot{E}_h^{k=2}(35)$  是根

据H2<sub>2</sub>试验确定并根据第3.9条的规定评估的;  $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ ,  $\dot{E}_h^{k=2}(17)$ ,  $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$  和  $\dot{E}_h^{k=1}(17)$  是根据H3<sub>2</sub>和H3<sub>1</sub>试验确定和根据第3.10的规定评估的。

3.6.3 对带双容量压缩机（见第1.45条）的热泵试验，包括双容量北方热泵（见第1.46条）。

a. 进行一项最高温度试验 ( $H0_1$ )，两项高温试验 ( $H1_2$  和  $H1_1$ )，一项结霜试验 ( $H2_2$ ) 和一项低温试验 ( $H3_2$ )。如果同时存在以下两种情况，则再分别进行一项结霜试验 ( $H2_1$ ) 和一项低温试验 ( $H3_1$ )：

1. 要完成第4.2.3条所述的季节能效计算，需要知道室外温度为37°F或低于该温度时热泵的制热能力及用电量的；
2. 热泵的控制装置允许热泵在室外温度为37°F或低于该温度时以低容量运行的。

b. 通过最高温度循环试验 ( $H0C_1$ )（选测项），确定制热模式下的循环衰减系数， $C_D^h$ 。如果没有进行这项选测试验，则指定  $C_D^h$  为默认值0.25。表10规定了这八项试验的试验工况。

试验描述	进入室内机组的空气温度 (°F)		进入室外机组的空气温度 (°F)		压缩机容量	制热时的风量
	干球	湿球	干球	湿球		
$H0_1$ 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	62	56.5	低	制热最小 <sup>(1)</sup>
$H1_2$ 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	高	制热最大 <sup>(2)</sup>
$H1C_2$ 试验 (选测、循环)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	高	<sup>(3)</sup>
$H1_1$ 试验 (必测)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	低	制热最小 <sup>(1)</sup>
$H1C_1$ 试验 (选测、循环)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	低	<sup>(4)</sup>
$H2_2$ 试验 (必测)	70	60 <sup>(max)</sup>	35	33	高	制热满负荷 <sup>(2)</sup>
$H2_1$ 试验 <sup>(5,6)</sup> (必测)	70	60 <sup>(max)</sup>	35	33	低	制热最小 <sup>(1)</sup>
$H3_2$ 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	17	15	高	制热满负荷 <sup>(2)</sup>
$H3_1$ 试验 <sup>(6)</sup> (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	17	15	低	制热最小 <sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup> 见定义3.1.4.5。  
<sup>(2)</sup> 见定义3.1.4.4。  
<sup>(3)</sup> 开机运行期间将气流喷嘴处的静压或动压维持同H1试验时测得的静压或动压。  
<sup>(4)</sup> 开机运行期间将气流喷嘴处的静压或动压维持同H1试验时测得的静压或动压。  
<sup>(5)</sup> 只有当需要使用热泵性能来完成第4.2.3条规定的HSPF的计算时才需要。此时热泵以低容量运行，室外温度低于37°F。  
<sup>(6)</sup> 如果需要使用表格的附注5，则可以使用第3.6.3条中计算  $\dot{Q}_h^{k=1}$  (35) 和  $\dot{E}_h^{k=1}$  (17) 的公式来取代  $H2_1$  试验。

3.6.3 带双容量压缩机的热泵机组的试验（见定义1.45），包括双容量北方热泵（见定义1.46）。

a. 进行一项最高温度试验 ( $H0_1$ )，两项高温试验 ( $H1_2$  和  $H1_1$ )，一项结霜试验 ( $H2_2$ ) 以及一项低温试验 ( $H3_2$ )。如果同时存在以下情况，则再分别进行一项结霜试验 ( $H2_1$ ) 和一项低温试验 ( $H3_1$ )：

1. 要完成第4.2.3条所述的季节能效计算，需要知道室外温度为37°F或低于该温度时热泵的制热能力及用电量的；
2. 热泵的控制装置允许热泵在室外温度为37°F或低于该温度时以低容量运行的。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

如果同时存在以上两种情况的，除了可以通过H2<sub>1</sub>结霜试验确定以外，还可以通过以下公式来计算出热泵在所述情况下的制热能力和用电量：

$$\begin{aligned}\dot{Q}_h^{k=1}(35) &= 0.90 \cdot \{\dot{Q}_h^{k=1}(17) + 0.6 \cdot [\dot{Q}_h^{k=1}(47) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)]\} \\ \dot{E}_h^{k=1}(35) &= 0.985 \cdot \{\dot{E}_h^{k=1}(17) + 0.6 \cdot [\dot{E}_h^{k=1}(47) - \dot{E}_h^{k=1}(17)]\}\end{aligned}$$

根据H1<sub>2</sub>试验，计算出 $\dot{Q}_h^{k-1}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k-1}(47)$ ，并根据第3.7条对计算结果进行评估。根据H3<sub>1</sub>试验，计算出 $\dot{Q}_h^{k-1}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k-1}(17)$ ，并根据第3.10条对计算结果进行评估。

b. 通过高温循环试验(HIC<sub>1</sub>) (选测)，确定制热模式下的循环衰减系数， $C_D^h$ 。如果通过这项选测试验得到的 $C_D^h$ 大于 $C_D^h$ 的默认值，或者没有进行这项试验，则指定 $C_D^h$ 为默认值0.25。如果双容量热泵在较低的室外温度下通过闭锁功能将热泵的低容量禁用的，则通过高温循环试验(HIC<sub>2</sub>) (选测)来确定制热模式下的循环衰减系数， $C_D^h(k=2)$ 。如果热泵以高容量进行了这项选测试验，但得到的 $C_D^h(k=2)$ 大于 $C_D^h(k=2)$ 的默认值，或者没有进行这项试验，则指定 $C_D^h(k=2)$ 为默认值。 $C_D^h(k=2)$ 的默认值等于计算得出的或默认的低容量循环衰减系数 $C_D^h$  [或 $C_D^h(k=1)$ ]。表格11规定了上述九项试验的试验工况。

3.6.4 带可变速压缩机的热泵试验。a. 进行一项最高温度试验(H0<sub>1</sub>)，两项高温试验(H1<sub>2</sub>和H1<sub>1</sub>)，一项结霜试验(H2<sub>v</sub>)和一项低温试验(H3<sub>2</sub>)。还可以选择进行下一项或两项附加试验：高温试验(H1<sub>N</sub>)和结霜试验(H2<sub>2</sub>)。通过最高温度循环试验(H0C<sub>1</sub>) (选测项)来确定制热模式的循环衰减系数， $C_D^h$ 。如果通过这项选测试验得到的 $C_D^h$ 大于 $C_D^h$ 的默认值，或者没有进行这项试验的，则指定 $C_D^h$ 为默认值0.25。表格12规定了上述八项试验的试验工况。使用制热模式下的压缩机最高转速和最低转速来确定表格12中列出的“压缩机中等转速”：

$$\text{中等转速} = \text{最低转速} + \frac{\text{最高转速}^h - \text{最低转速}}{3}$$

其中，允许正5%的允差或者使用比计算结果高一级的变频器频率。如果没有进行H2<sub>2</sub>试验，则使用以下公式计算出热泵在H2<sub>2</sub>试验工况下炙热能力和用电量。

$$\begin{aligned}\dot{Q}_h^{k=2}(35) &= 0.90 \cdot \{\dot{Q}_h^{k=2}(17) + 0.6 \cdot [\dot{Q}_h^{k=2}(47) - \dot{Q}_h^{k=2}(17)]\} \\ \dot{E}_h^{k=2}(35) &= 0.985 \cdot \{\dot{E}_h^{k=2}(17) + 0.6 \cdot [\dot{E}_h^{k=2}(47) - \dot{E}_h^{k=2}(17)]\}.\end{aligned}$$

b. 通过H1<sub>2</sub>试验，计算出 $\dot{Q}_h^{k-2}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k-2}(47)$ ，并根据第3.7条对计算结果进行评估。通过H3<sub>1</sub>试验，计算出 $\dot{Q}_h^{k-2}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k-2}(17)$ ，并根据第3.10条对计算结果进行评估。对于热泵在运行制热模式时压缩机最高转速大于运行制冷模式时的最高转速的，如果厂家要求进行H1<sub>N</sub>试验的话，则应当进行试验。试验完成后，让热泵的压缩机按照A<sub>2</sub>试验(制冷模式)时所使用的转速运行。参阅第4.2条的最后一句话，了解怎样使用H1<sub>N</sub>的试验结果来计算制热季节能效系数。

c. 对于多联式热泵(且仅限于多联式热泵)，使用以下程序代替上述要求。在进行表12中规定的以压缩机最低速度运行的所有试验时，至少必须关闭一台室内机组。厂家应当指明具体应当关闭哪一台室内机组。除此以外，厂家还必须明确规定进行表12中的H2<sub>v</sub>试验应当使用的一个压缩机中等转速，该转速应当介于运行制热模式时的最高转速和最低转速之差的1/4和3/4之间。厂家还可以规定一个中等转速，在给定的H2<sub>v</sub>试验工况以该速度运行时会产生最高

的COP系数，且该中等转速不得超出规定的压缩机转速范围。厂家可以指明进行H2<sub>v</sub>试验时应当关闭哪台或哪些室内机组。

表12. 带变速压缩机的设备的制热模式  
试验工况

试验描述	进入室内机组的空气温度 (°F)		进入室外机组的空气温度 (°F)		压缩机速度	制热时的风量
	干球	湿球	干球	湿球		
H0 <sub>1</sub> 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	62	56.5	最小	制热最小 <sup>(1)</sup>
H0C <sub>1</sub> 试验 (选测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	62	56.5	最小	<sup>(2)</sup>
H1 <sub>2</sub> 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	最大	制热满负荷 <sup>(3)</sup>
H1 <sub>1</sub> 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	最小	制热最小 <sup>(1)</sup>
H1 <sub>N</sub> 试验 (选测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	47	43	制冷模式下的最低转速	制热名义 <sup>(4)</sup>
H2 <sub>2</sub> 试验 (选测)	70	60 <sup>(max)</sup>	35	33	最大	制热满负荷 <sup>(3)</sup>
H2 <sub>v</sub> 试验 (必测)	70	60 <sup>(max)</sup>	35	33	中间	制热中间 <sup>(5)</sup>
H3 <sub>2</sub> 试验 (必测、稳态)	70	60 <sup>(max)</sup>	17	15	最大	制热满负荷 <sup>(3)</sup>

(<sup>1</sup>) 见定义3.1.4.5。  
(<sup>2</sup>) 开机运行期间将气流喷嘴处的静压或动压维持在同进行H0<sub>1</sub>试验时测得的静压或动压。  
(<sup>3</sup>) 见定义3.1.4.4。  
(<sup>4</sup>) 见定义3.1.4.7。  
(<sup>5</sup>) 见定义3.1.4.6。

3.6.5 带热舒适性控制器的热泵的附加试验。根据第3.6.1, 3.6.2, 或3.6.3条（看哪一条适用），对带有热舒适性控制器（见第1.28）的热泵进行试验，试验时将热舒适性控制器禁用。除此以外，通过第3.1.9条所述的简化试验（试验时将热舒适性控制器打开），确定热泵能够提供的最高空气温度。（注意：同时带有变速压缩机和热舒适性控制器的热泵不包含在本次试验中。）

3.7 稳态最高温和高温制热模式试验（H0<sub>1</sub>, H1, H1<sub>2</sub>, H1<sub>1</sub>, 和H1<sub>N</sub>）的试验程序。a. 在预先设定的时间内，运行试验间的空气处理装置和热泵，直到热泵能够在第3.6条规定的试验工况下持续30分钟的平衡运行。使用空气流量测量装置的排风机和热泵的室内风机（如果安装并使用的话）来获得并保持在试验规定的室内侧风量和外部静压。持续记录进入室内盘管的空气干球温度以及进入室外盘管的空气干球温度和含湿量。关于各种二次试验法的要求，参阅第3.11条的规定。在达到预先设定的平衡工况后，对《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的表3中的试验工况参数进行测量，以便根据室内空气焓差法和客户自选的二次试验法进行试验。每10分钟（均匀时间间隔）至少测量一次表3列出的参数，外部静压除外。每5分钟至少测量一次外部静压。持续进行数据取样，直到30分钟（例如，每10分钟取样一次，连续取样四次）并且测得的数据符合表格13规定的试验允差要求。判断是否符合表12的规定允差要求时，应当使用这30分钟内采集到的所有数据来进行评估。然后，确定热泵在同期内的平均用电量。

b. 根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.4.1条和第7.3.4.3条的规定，计算出室内侧的总制热量。在试验工况的允差范围内，不要对计算制热量使用的参数进行调整。将30分钟数据采集期内的平均空间制热量和用电量分别用变量 $\dot{Q}_h^k$ 和 $\dot{E}_h^k(T)$ 表示。“T”和上标“k”的意义同第3.3条的规定。此外，在运行制热模式时，如果进行了选测的H1<sub>N</sub>试验，则使用上标“k”表示H1<sub>N</sub>的试验结果。

表13. 第3.7条和第3.10条规定的稳态制热模式试验运行和试验工况允差

	试验运行允差 <sup>(1)</sup>	试验工况允差 <sup>(2)</sup>
室内干球温度, °F		
进风温度.....	2.0	0.5
送风温度.....	2.0	
室内湿球温度, °F		
进风温度.....	1.0	
送风温度.....	1.0	
室外干球温度, °F		0.5
进风温度.....	2.0	
送风温度.....	2.0 <sup>(2)</sup>	
室外湿球温度, °F		0.3
进风温度.....	1.0	
送风温度.....	1.0 <sup>(3)</sup>	0.02 <sup>(4)</sup>
外部气流阻力, 英寸水柱 .....	0.05 <sup>(4)</sup>	1.5
电压, 读数的% .....	2.0	
喷嘴压降, 读数的% .....	2.0	
附注:		
(1) 见定义1.41。		
(2) 见定义1.40。		
(3) 只有在使用室外空气焓值法进行试验时才需要。		
(4) 只有在对无风管式设备进行试验时才需要。		

c. 对于未安装室内风机的热泵试验，将  $\dot{Q}_h^k(T)$  增加

$$\frac{1250 \text{ Btu/h}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s,$$

将  $\dot{E}_h^k(T)$  增加

$$\frac{365 \text{ W}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s,$$

其中， $\bar{V}_s$  表示测得的平均室内风量，用立方英尺/分钟（标准空气）表示。在进行高温试验的30分钟数据采集期内，注意防止启动除霜循环。在此之前，允许热泵执行一次除霜循环，如果除霜循环是热泵控制装置自动启动的话。在所有情况下，等热泵的除霜控制装置自动终止该除霜循环。如果运行除霜循环的，可以在除霜结束后、30分钟的数据采集期开始之前，让热泵在制热模式下运行至少10分钟。对于有些热泵，进行高温试验时可能会在室外盘管上结霜。如果在30分钟的数据采集期内，离开室内盘管的空气温度下降幅度或进出室内盘管的温差超过1.5°F，则这段时间内所采集到的数据应当作废，不可以用来计算热泵的制热量。相反，启动除霜循环。在该除霜循环结束至少10分钟后才可以重新开始采集数据。持续记录30分钟，同时被试设备的运行必须满足表13规定的试验允差。对于这种情况，只可以使用第二个30分钟数据采集期内采集到的数据来评估  $\dot{Q}_h^k(T)$  和  $\dot{E}_h^k(T)$ 。

d. 室内侧：如果进行第3.8条所述的制热模式循环试验（选测），记录室内侧的平均风量  $\bar{V}$ 、空气的比热  $C_{p,a}$ （以干空气表示）、喷嘴处空气的比体积  $V_n'$ （或  $V_n$ ）、喷嘴处的湿度比  $W_n$ ，以及喷嘴处的压差或动压。如果存在或同时存在以下情况，则确定室内风机电机的稳态平均用电量 ( $\dot{E}_{fan,1}$ ):

1. 如果进行第3.8条所述的循环试验，热泵带有变速室内风机，并且进行循环试验时会将该风机禁用；
2. 如果热泵带有（可变速）恒定风量的室内风机，并且在运行稳态试验时，平均外部静压 ( $\Delta P_1$ ) 和第3.1.4.4条规定的所需最小外部静压(或目标值)之差 ( $\Delta P_{\text{最小}}$ ) 大于等于0.03英寸水柱。

通过在符合规定的30分钟数据采集期内进行数据取样，或在试验结束后、试验工况发生变化前立即进行测量，确定  $\dot{E}_{fan,1}$ 。如果是上述第2种情况，在确定  $\dot{E}_{fan,2}$ （对应静压差  $\Delta P_1$ ）之后进行以下四个步骤：

- i. 在保持其他试验工况不变的情况下，调节空气流量测量装置的排风机，直到外部静压增加到  $\Delta P_1 + (\Delta P_1 - \Delta P_{\text{最小}})$ 。
- ii. 在风机电机的用电量和外部静压重新获得稳定读数后，通过进行5分钟的测量，确定室内风机的平均用电量  $\dot{E}_{fan,1}$  和平均外部静压 ( $\Delta P_2$ )。
- iii. 如果在  $\Delta P_{\text{最小}}$  下进行了30分钟的试验，则使用线性外推法，计算出室内风机电机的平均用电量，计算公式如下：

$$\dot{E}_{fan,\text{min}} = \frac{\dot{E}_{fan,2} - \dot{E}_{fan,1}}{\Delta P_2 - \Delta P_1} (\Delta P_{\text{min}} - \Delta P_1) + \dot{E}_{fan,1}.$$

iv. 将总制热量  $\dot{Q}_h^k(T)$  减去  $(\dot{E}_{fan,l} - \dot{E}_{fan,min})$  的计算结果，用 Btu/h 表示。将总用电量  $\dot{E}_h^k(T)$  减去相同的风机用电量之差，这里应当用  $W$  表示。

3.8 作为选测项目的循环制热模式试验 (H0C<sub>1</sub>, H1C, 和 H1C<sub>1</sub>) 的试验程序。a. 除非下文另作说明，否则，应当根据第3.5条的规定进行制热模式循环试验。运行制热模式时，将第3.5条的“稳态干盘管试验”换成“制热模式稳态试验，试验工况同制热模式循环试验”。相应地，这里不需要符合表8规定的试验允差，而应当符合表14的要求。记录进入室外盘管的空气湿球温度应当遵循的要求，与第3.5条中记录室外盘管的进风干球温度相同。在表示制热模式循环试验的结果时，应当将第3.5条的变量所使用的下标“dry”去掉。将第3.5条的规定根据以下说明进行修改后，用来确定热泵在制热循环试验时提供的总空间制热量  $q_{cyc}$ ：

(1) 使用第3.7条稳态试验（试验工况相同）中记录的  $\bar{V}$ 、 $C_{p,a}$ 、 $V_n'$ （或  $V_n$ ）和  $W_n$  来运算公式3.5-1。

(2) 通过以下公式计算  $\Gamma$ ：

$$\Gamma = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [T_{a2}(\tau) - T_{a1}(\tau)] \delta\tau, \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}.$$

b. 对于安装室内风机的风管式热泵（不包括变速风机临时拆除的特殊情况），将总空间制热量， $q_{cyc}$ ，增加通过公式3.5-3计算出的结果，将风机用电量， $e_{cyc}$ ，增加通过公式3.5-2计算出的结果，进行调整。进行这些计算时所使用的平均室内风量  $\bar{V}_s$ ，应当和稳态制热模式试验（在相同试验工况进行，如第3.7条所述）所确定的平均室内风量相同。

c. 对于无风管式热泵，将其总制热量  $q_{cyc}$  减去室内风机在压缩机关机后3分钟内所使用的电量。

d. 如果热泵的除霜循环在开关机循环启动之前或期间通过人工或自动启动，那么在除霜结束后继续运行热泵10分钟。然后，立即运行热泵或等到重建规定的试验工况后再运行热泵。在热泵启动运行之后，要注意防止除霜启动。对于在除霜循环期间将室内风机关闭的热泵，在风机关闭期间内，不需要采取任何措施来限制室内盘管内的空气流通。在确定  $q_{cyc}$  和  $e_{cyc}$  之前，恢复开关循环，并且至少运行两个完整的压缩机开关机循环。

3.8.1 制热模式循环衰减系数的计算。根据在相同试验工况下进行的循环试验（选测）和稳态试验（必测）的试验结果，确定制热模式下的循环衰减系数， $C_D^h$ 。如果表示的是以高容量运行的双容量设备，则衰减系数的表示应当加上“(k=2)”。在用以下公式计算制热模式循环衰减系数时， $\dot{Q}_h^k(T_{cyc})$ （或  $q_{cyc}$ ）的数值不包括根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.3.3条对管道散热损耗进行的修正。如果进行了循环试验（选测），但试验得到的  $C_D^h$  大于  $C_D^h$  的默认值，或者没有进行这项循环试验时，则两种情况下都指定  $C_D^h$  为默认值0.25。但是，双容量设备以高容量运行时的循环衰减系数默认值等于低容量运行时的循环衰减系数，即： $C_D^h(k=2) = C_D^h$ 。通过以下公式算出  $C_D^h$ ：

$$C_D^h = \frac{1 - \frac{COP_{cyc}}{COP_{st}(T_{cyc})}}{1 - HLF}$$

其中,

$$\text{COP}_{\text{cyc}} = \frac{q_{\text{cyc}}}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot e_{\text{cyc}}},$$

表示进行循环制热模式试验时的平均效能系数, 无量纲。

$$\text{COP}_{\text{ss}}(T_{\text{cyc}}) = \frac{\dot{Q}_h^k(T_{\text{cyc}})}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^k(T_{\text{cyc}})},$$

表示在相同试验工况下进行稳态制热试验时的平均性能系数——即, 和循环制热模式试验相同的室外干球温度 $T_{\text{cyc}}$ 和相同的转速/容量,  $k$  (如果适用的话), 无量纲。

$$\text{HLF} = \frac{q_{\text{cyc}}}{\dot{Q}_h^k(T_{\text{cyc}}) \cdot \Delta\tau_{\text{cyc}}},$$

表示制热负荷系数, 无量纲。

$T_{\text{cyc}}$  = 进行循环制热模式试验的名义室外温度, 62或47°F。

$\Delta\tau_{\text{cyc}}$  = 开关循环的时长; 试验定速或双容量压缩机的热泵时为0.5小时; 试验带可变速压缩机的热泵时为1.0小时。

将计算出的 $C_D^h$ 的结果四舍五入到最近的0.01。如果得到的 $C_D^h$ 为负数, 则将其设定为零。

表14. 循环制热模式试验时的试验运行和试验工况允差

	试验运行允差 <sup>(1)</sup>	试验工况允差 <sup>(2)</sup>
进入室内盘管的空气干球温度 <sup>(3)</sup> , °F .....	2.0	0.5
进入室内盘管的空气湿球温度 <sup>(3)</sup> , °F .....	1.0	
进入室外盘管的空气干球温度 <sup>(3)</sup> , °F .....	2.0	0.5
进入室外盘管的空气湿球温度 <sup>(3)</sup> , °F .....	2.0	1.0
外部气流阻力 <sup>(3)</sup> , 英寸水柱 .....	0.05	
气流喷嘴处的压差或动压 <sup>(3)</sup> , 读数的% .....		2.0 <sup>(4)</sup>
电压 <sup>(5)</sup> , 读数的% .....	2.0	1.5
电压 <sup>(5)</sup> , 读数的% .....	2.0	

附注:

(1) 见定义1.41。

(2) 见定义1.40。

(3) 在空气流经室内(室外)盘管的这段时间内(不包括气流开始后的前30秒)需要。对于带变速室内风机的机组, 如果室内风机的速度发生缓变的, 则在达到全速运行30秒后到开始减速的这段时间内, 需要达到表格中列出的外部气流阻力的允差。

(4) 这里的试验工况应当为在相同的试验工况下进行的稳态试验的喷嘴处的平均压差或动压。

(5) 当至少以下一个元部件运行时——压缩机、室外风机、室内风机(如果安装的话)需要满足, 但压缩机启动后的前30秒除外。

## ANSI/AHRI标准 1230-2010

3.9 制热模式结霜试验 ( $H_2$ 、 $H2_2$ 、 $H2_v$ 和 $H2_1$ ) 的试验程序。a. 确认热泵的除霜控制装置根据第2.2.1条的规定进行设置。在开始“预备”试验阶段之前, 先在第3.6条规定的试验工况下将试验间内的空气处理装置和热泵运行至少30分钟。预备试验结束后必须立即开始“正式”试验, 正式试验阶段即为进行数据采集、用于评估平均制热量和平均用电量的制热除霜期。

b. 对于带有除霜控制装置、且可能每不到一小时就启动除霜的热泵, 预备试验阶段应当从一次自动除霜循环结束时开始, 到下一次自动除霜循环结束时结束。对于带有除霜控制装置且可能在每隔一个小时以上的时间启动除霜的热泵, 预备试验阶段的制热期至少必须达到一个小时, 制热期过后马上是人工或自动启动的一次除霜循环。在任何情况下, 除霜循环的结束都必须是由热泵自带的控制装置管控的。

c. 在预备试验随着除霜终止而结束后, 正式试验阶段开始。在下次自动除霜循环结束时, 正式试验阶段结束。但是, 如果被试机是带有适时除霜控制系统 (见第1.42) 的热泵, 则应当在厂家说明书上规定的时间通过人工启动除霜循环, 来结束正式试验。如果热泵在6个小时后仍未发生一次除霜, 则立即结束试验, 并根据这6个小时的实验数据, 计算出热泵的平均制热量和平均耗电量。对于在运行除霜时将室内风机关闭的热泵, 采取适当的步骤将室内盘管内的强迫气流停止, 只要热泵的控制装置一关闭室内风机的运行, 就立即堵住风机的出风管道。如果安装了第2.5.4.1条所述的送风风门箱, 则使用其堵住送风管道。

d. 当热泵的控制装置第一次将热泵从除霜运行转到正常的制热运行时, 除霜终止。当热泵的控制装置为了清除掉可能在室外盘管上形成的结霜而第一次停止正常的制热运行时, 除霜启动。

e. 结霜试验有效的前提条件: 无论是在预备试验还是正式试验阶段, 都必须满足表格15所规定的试验允差。根据表15的附注, 将试验分成两个阶段分别规定运行允差: (1) 制热阶段, 除霜循环结束后的前10分钟除外 (即表15中的H阶段) 和 (2) 除霜阶段, 包括除霜结束后的前10分钟 (即表15中的D阶段)。仅使用在H阶段记录到的测量数据平均值来判断是否符合表15规定的试验工况允差和大部分试验运行允差。持续记录进入室内盘管的空气干球温度和以及入室外盘管的空气干球温度和含湿量。以均匀的时间间隔对表15所列的其他参数进行取样, 每10分钟至少取样一次。

f. 在正式试验时, 采集并根据以下数据来计算平均制热量和平均耗电量。在热泵的室内风机 (由热泵的控制装置自动控制) 打开的制热和除霜阶段, 持续记录进入 (如上文所述) 和离开室内盘管的空气干球温度。如果使用热电堆的, 则持续记录在室内盘管有空气流通的期间内, 进出盘管的空气干球温差。对于未安装室内风机的被试热泵, 确定室内盘管有气流循环的累计时间 (单位: 小时),  $\Delta\tau_a$ 。以均匀的时间间隔对计算风量 (见ASHRAE标准37-2005) (通过引用成为本文件的一部分, 见第430.22章节) 第7.7.2.1条和第7.7.2.2条) 用到的测量数据进行取样, 每10分钟至少取样一次。 (附注: 在《ASHRAE标准37-2005》首版中, 计算 $Q_{mi}$ 的第二个IP公式应当为:  $1097CA_n\sqrt{P_v V'_n}$ )。将第一次除霜终止到第二次除霜终止之间所消耗的电量 $e_{DEF}^k$  (35)记录下来, 用瓦时表示, 以及中间经历的时间 $\Delta\tau_{FR}$ , 用小时表示。

3.9.1 空间平均制热量和用电量的计算。a. 使用以下公式评估平均空间制热量,  $\dot{Q}_h^k$  (35), 用Btu/h表示:

$$\dot{Q}_h^k(35) = \frac{60 \cdot \bar{V} \cdot C_{p,a} \cdot \Gamma}{\Delta\tau_{FR} [v_n \cdot (1 + W_n)]} = \frac{60 \cdot \bar{V} \cdot C_{p,a} \cdot \Gamma}{\Delta\tau_{FR} \cdot v_n}$$

其中,

$\bar{V}$  = H阶段测得的平均室内风量, 立方英尺/分钟。

$C_{p,a} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$ ，计算流经室内盘管的湿空气的定压比热，以干空气计，单位：Btu/lbm<sub>da</sub>·°F。

$v_n'$  = 喷嘴处的湿空气的比体积，英尺<sup>3</sup>/磅<sub>mx</sub>。

表15. 制热模式下结霜试验的试验运行和试验工况允差

	试验运行允差 <sup>(1)</sup>		试验工况允差 <sup>(2)</sup>
	H阶段 <sup>(3)</sup>	D阶段 <sup>(4)</sup>	H阶段 <sup>(3)</sup>
进入室内盘管的空气干球温度, °F.....	2.0	4.0 <sup>(5)</sup>	0.5
进入室内盘管的空气湿球温度, °F.....	1.0	.....	.....
进入室外盘管的空气干球温度, °F.....	2.0	10.0	1.0
进入室外盘管的空气湿球温度, °F.....	1.5	.....	0.5
外部气流阻力, 英寸水柱.....	0.05	.....	0.02 <sup>(6)</sup>
电压, 读数的%.....	2.0	.....	1.5

附注：  
<sup>(1)</sup> 见定义1.41。  
<sup>(2)</sup> 见定义1.40。  
<sup>(3)</sup> 当热泵处于制热模式时需要，但是除霜循环结束后的10分钟除外。  
<sup>(4)</sup> 在除霜循环内、以及当热泵处于制热模式时除霜循环结束后的前10分钟内需要。  
<sup>(5)</sup> 对于除霜循环内将室内风机关闭的热泵，上述允差仅在除霜循环结束后的前10分钟内需要。  
<sup>(6)</sup> 只有在试验无风管式热泵时才需要。

$W_n$  = 喷嘴处的湿空气的湿度比，以（磅水蒸气）/（磅干空气）表示。

$\Delta\tau_{FR} = \tau_2 - \tau_1$ ，从第一次除霜结束到第二次除霜结束之间所经历的时间，小时。

$$\Gamma = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [T_{a2}(\tau) - T_{a1}(\tau)] d\tau, \text{ hr} \cdot \text{°F}.$$

$T_{a1}(\tau)$  = 在 $\tau$ 时间时进入室内盘管的空气干球温度，°F；仅在室内盘管气流发生时进行记录；在室内风机关闭期间（如果关闭），指定其值为零。

$T_{a2}(\tau)$  = 在 $\tau$ 时间时离开室内盘管的空气干球温度，°F；仅在室内盘管气流发生时进行记录；在室内风机关闭期间（如果关闭），指定其值为零。

$\tau_1$  = 到除霜终止发生、正式试验阶段开始所经历的时间，小时。

$\tau_2$  = 到下一次自动除霜终止发生、正式试验阶段终止所经历的时间，小时。

$v_n$  = 在喷嘴处的干球温度、含湿量和大气压条件下所测得的混合物中干空气的比体积，英尺<sup>3</sup>/磅（以干空气计）。

考虑到连接室内机组的空气出口和第2.5.4条所述的干球温度传感器装置的管道的散热损耗，根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.4.3条对 $\dot{Q}_h^k(35)$ 进行调节。

b. 使用以下公式对平均耗电量 $\dot{E}_h^k(35)$ 进行评估（单位：瓦特），

$$\dot{E}_h^k(35) = \frac{e_{\text{def}}(35)}{\Delta\tau_{\text{FR}}}$$

对于未安装室内风机的热泵，将 $\dot{Q}_h^k(35)$ 增加：

$$\frac{1250 \text{ Btu/h}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s \cdot \frac{\Delta\tau_a}{\Delta\tau_{\text{FR}}}$$

将 $\dot{E}_h^k(35)$ 增加：

$$\frac{365 \text{ W}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{V}_s \cdot \frac{\Delta\tau_a}{\Delta\tau_{\text{FR}}}$$

其中，

$\bar{V}_s$  表示在制热模式下进行结霜试验时所测得的平均室内风量，用“立方英尺/分钟（标准空气）”表示。

c. 对于带恒定风量的风机的热泵，如果H阶段测得的平均外部静压与第3.1.4.4条、第3.1.4.5条或第3.1.4.6条中规定的最小外部静压（或目标值）之差( $\Delta P_{\text{最小}}$ )大于等于0.03英寸水柱，则需要进行以下五项附加试验：

1. 在进行制热模式结霜试验或试验完成后，立即测量室内风机电机的平均耗电量（ $\dot{E}_{\text{fan},1}$ ），并记录相应的外部静压（ $\Delta P_1$ ）。在热泵正在制热时进行测量，但不要在除霜结束后的前10分钟内进行。
2. 制热模式结霜试验完成后，保持试验工况不变，调节空气流量测量装置的排风机，直到外部静压增加到大约等于 $\Delta P_1 + (\Delta P_1 - \Delta P_{\text{min}})$ 。
3. 在风机电机的用电量和外部静压再次获得稳定读数后，通过进行5分钟的测量，确定平均室内风机用电量 $\dot{E}_{\text{fan},2}$ 和平均外部静压（ $\Delta P_2$ ）。
4. 如果制热模式结霜试验是在外部静压为 $\Delta P_{\text{最小}}$ 时进行的，则使用线性外推法计算出室内风机的平均用电量：

$$\dot{E}_{\text{fan},\text{min}} = \frac{\dot{E}_{\text{fan},2} - \dot{E}_{\text{fan},1}}{\Delta P_2 - \Delta P_1} (\Delta P_{\text{min}} - \Delta P_1) + \dot{E}_{\text{fan},1}$$

5. 将总制热量， $\dot{Q}_h^k(35)$ 减去 $(\dot{E}_{\text{fan},1} - \dot{E}_{\text{fan},\text{min}}) \cdot (\Delta\tau_a / \Delta\tau_{\text{FR}})$ 的计算结果，用Btu/h表示。将总用电量， $\dot{E}_h^k(35)$ 减小相同的数值，用瓦特表示。

3.9.2 按需除霜系数。a. 在以下情况下，将按需除霜系数 $F_{\text{def}}$ 指定为1，用来进行第4.2条中的计算，但是不包括按需除霜控制系统（见定义1.21）的热泵。对于符合要求的热泵，使用以下公式计算 $F_{\text{def}}$ ：

$$F_{\text{def}} = 1 + 0.03 \cdot \left[ 1 - \frac{\Delta\tau_{\text{def}} - 1.5}{\Delta\tau_{\text{max}} - 1.5} \right],$$

其中,

$\Delta\tau_{\text{def}}$  = 两次除霜结束所间隔的时间 (小时) 或 1.5, 以较长的时间为准。

$\Delta\tau_{\text{max}}$  = 控制装置允许的两次除霜之间的最大时间间隔 (小时) 或 12, 以较短的时间为准。

b. 对于双容量热泵和第 3.6.2 条所述的机组, 使用以高容量或者制热满负荷风量进行结霜试验所适用的  $\Delta\tau_{\text{def}}$ , 来运算以上公式。对于可变速热泵, 根据以中等压缩机速度进行的结霜试验, 计算  $\Delta\tau_{\text{def}}$ 。

3.10 稳态低温制热模式 (H3、H3<sub>2</sub>和H3<sub>1</sub>试验) 的试验程序。进行低温制热模式试验, 试验方法与第 3.7 条最高温度和高温试验基本相同, 但是要根据本条的规定做适当修改。在达到第 3.7 条规定的预测试时间要求后, 首先运行一个除霜循环, 然后再开始采集数据, 确定  $\dot{Q}_h^k(17)$  和  $\dot{E}_h^k(17)$ 。这个除霜循环可以是人工也可以是自动启动的, 但必须是热泵的除霜控制系统自动终止的。在除霜结束至少 10 分钟后, 才开始进行第 3.7 条所述的 30 分钟的数据采集, 用来确定  $\dot{Q}_h^k(17)$  和  $\dot{E}_h^k(17)$ 。在这 30 分钟的数据采集期内, 应当防止再发生除霜动作。

3.11 对各种二次试验法的其他要求。

3.11.1 如果通过测算室外空气的焓差来进行二次试验。在“正式”试验时, 将第 2.10.1 条所述的室外空气侧试验装置连接到室外机组。由于该试验装置的安装, 可能会对设备的制热结果产生影响, 为了补偿这种影响, 应当在连接该试验装置前, 首先进行一次“预备”试验。在第一次进行第 3.2 条所述的稳态制冷模式试验和第 3.6 条所述的稳态制热模式试验之前, 先进行预备试验。只要室外风机是以相同的转速进行所有的稳态制冷模式试验、以相同的转速进行所有的稳态制热模式试验, 那么就不需要再进行其他的预备试验。但是, 如果稳态制冷模式试验时室外风机用了不止一种速度, 那么, 在每次使用一个新的速度之前, 都应当进行预备试验。这一要求也同样适用于制热模式下的试验。

3.11.1.1 如果在正式试验前进行预备试验。a. 预备试验的试验工况和正式试验的规定工况相同。将室内空气侧的试验装置连接到室内盘管; 断开室外空气侧的试验装置的连接。让试验间内的空气处理装置和被试设备至少运行一个小时。在达到平衡运行工况后, 以均匀的时间间隔对以下数据进行测量, 每 10 分钟至少必须测量一次:

1. 第 2.10.1 条所述的蒸发器和冷凝器的温度或压力;
2. 用室内空气焓差法进行试验时需要的数据。

对以上参数测量 30 分钟 (例如, 每隔 10 分钟取样一次, 总共连续取样四次), 并且测得的数据应当满足表 7 或表 13 (看哪一个适用) 规定的试验允差。

b. 采集完 30 分钟的稳态试验数据后, 将室外空气侧的试验装置重新连接到机组。调节室外空气流量测量装置的排风机, 直到蒸发器和冷凝器的平均空气温度 (或测得的压力所对应的饱和温度) 和室外空气侧试验装置未连接到室内盘管时的平均温度相一致, 偏差不得超过  $\pm 0.5$  °F。使用一分钟内采集到的五个或五个以上的连续温度数据, 计算平均值。数据的采集应当在室外侧试验装置连接后并且达到平衡运行工况后、正式试验开始前进行。

3.11.1.2 如果在正式试验前没有进行预备试验。将室外侧的试验装置连接到机组。调节室外空气流量测量装置的排风机, 达到与上述预备试验 (在相同的制冷或制热模式下以相同的室外风机转速进行) 相同的外部静压。

3.11.1.3 正式试验。a. 继续（如果之前进行了预备试验）或开始（如果没有进行预备试验）进行正式试验，均匀采集进行室内和室外空气焓差法所需要的数据，每10分钟至少应当测量一次。只有在规定的试验工况下规定的试验运行允差范围内持续测量30分钟后，才可以停止测量。只有必须满足以下条件，才算是有效试验：

(1) 达到第3.1.1条规定的能量平衡；

(2) 对于进行了预备试验的情况，用室内空气焓值法分别从正式试验和预备试验得出的空气处理能力应当相一致，其偏差不得超过2.0%。

b. 对于制冷试验，使用根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.3.2条和第7.3.3.3条规定的方法测出的室外空气焓值来计算制冷能力。使用根据同一部ASHRAE标准的第7.3.4.2条和第7.3.4.3条规定的方法测出的室外空气焓值来计算制热能力。根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.3.3.4条，对室外侧的制冷能力进行调节，对分体式系统试验时发生的管道热量损耗进行补偿。用正式试验时测得的室外机组风机的用电量来计算被试机组的能力，而不是用《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第8.6.2条所述的预备试验中测得的值。

3.11.2 如果使用压缩机标定法作为二次试验法。

a. 通过使用量热计进行压缩机标定试验，来确定制冷剂流量。如果离开蒸发器的制冷剂的过热不到5°F，则使用量热计来测量总制冷量，而不是制冷剂的流量。进行标定试验时的试验工况与进行本附录规定的各项试验的工况相同。在开始采集用来确定平均制冷剂流量或总制冷量的数据之前，首先应当让机组运行至少一个小时，或者运行至平衡工况。均匀采集数据，每10分钟至少采集一次。通过满足表7（制冷）或表13（制热）规定允差的30分钟内所采集到的数据，确定制冷剂的平均流量或平均制冷量。否则，根据《ASHRAE标准23-05》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）、《ASHRAE标准41.9-2000》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）和《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）的第7.4条的规定进行标定试验。

b. 使用《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.4.5条和第7.4.6条规定的压缩机标定法测得的数据，分别计算制冷量和制热量。

3.11.3 如果使用制冷剂焓差试验法作为二次试验法。根据《ASHRAE标准37-2005》（通过引用成为本文件的一部分，见第430.22章节）第7.5条的规定，进行制冷剂焓差二次试验法。使用根据同一部ASHRAE标准的第7.5.4条和第7.5.5条规定的制冷剂焓差试验法测得的数据，计算出制冷量和制热量。

3.12 将空调制冷量四舍五入后用于报告。

a. 报告额定空调制冷量时，按照下面的要求进行四舍五入：

1. 制冷量在20,000 Btu/h以下的，精确到100 Btu/h。
2. 制冷量在20,000 Btu/h和37,999 Btu/h之间的，精确到200 Btu/h。
3. 制冷量在38,000 Btu/h和64,999 Btu/h之间的，精确到500 Btu/h。

b. 但是，制冷量用于进行第4条规定的计算的，只需要精确到个位数。

#### 4. 季节性性能指数的计算

4.1 季节能效比(SEER)的计算。SEER的计算必须按如下说明进行：对于第4.1.2条、第4.1.3条和第4.1.4条所述的设备，通过以下公式计算季节能效比：

$$SEER = \frac{\sum_{j=1}^8 q_c(T_j)}{\sum_{j=1}^8 e_c(T_j)} = \frac{\sum_{j=1}^8 \frac{q_c(T_j)}{N}}{\sum_{j=1}^8 \frac{e_c(T_j)}{N}} \quad (4.1-1)$$

其中,

$$\frac{q_c(T_j)}{N} =$$

被试空调机在制冷季节内、室外温度在温度格  $T_j$  所表示的温度范围内时所提供的空间制冷量, 与被试空调机在制冷季节内的运行总小时数 (N) 之比, 用 Btu/h 表示。

$$\frac{e_c(T_j)}{N} =$$

被试空调机在制冷季节内、室外温度在温度格  $T_j$  所表示的温度范围内时所消耗的电量, 与被试空调机在制冷季节内的运行总小时数 (N) 之比, 用“瓦特”表示。

$T_j$  = 室外温度格温度, °F。将室外温度划分成几组或几“格”。每格为 5°F, 一共有 8 个制冷格温度, 它们分别是: 67°F、72°F、77°F、82°F、87°F、92°F、97°F 和 102°F。

$j$  = 格号。在进行制冷季节的计算时,  $j$  包括 1 到 8 的整数。

此外, 对于第 4.1.2、4.1.3 和 4.1.4 条, 使用一个建筑物制冷负荷,  $BL(T_j)$ 。使用以下公式来计算制冷  $BL(T_j)$ :

$$BL(T_j) = \frac{(T_j - 65)}{95 - 65} \cdot \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95)}{1.1} \quad (4.1-2)$$

其中,

$\dot{Q}_c^{k=2}(95)$  = 通过 A<sub>2</sub> 试验、按照第 3.3 条规定的计算方法计算得到的制冷量, Btu/h。

1.1 = 用来表示大小的系数, 无量纲。

上面计算建筑物负荷的公式中的温度 95°F 和 65°F 分别代表所选择的室外设计温度和零负荷基础温度。

4.1.1 带定速压缩机的空调机或热泵的 SEER 的计算 (安装了定速室内风机或恒定流量室内风机或未安装室内风机)。a. 使用以下公式计算季节能效比, 用 “Btu/W·h” 表示:

$$SEER = PLF(0.5) \cdot EER_B$$

其中,

$$EER_B = \frac{\dot{Q}_c(82)}{\dot{E}_c(82)},$$

表示根据第3.2.1条、第3.1.4.1条和第3.3条所述的B试验确定的能效比，用Btu/W·h表示。

PLF (0.5) = 1 - 0.5 · C<sub>D</sub><sup>c</sup>，当制冷负荷系数为0.5时计算得到的部分负荷性能系数，无量纲。

b. 关于 $\dot{Q}_c$  (82)和 $\dot{E}_c$  (82)的定义和计算，参阅第3.3条。如果没有进行第3.2.1条所述的选测试验，则将制冷模式循环衰减系数C<sub>D</sub><sup>c</sup>设定为第3.5.3条规定的默认值。如果进行了那些选测试验，则将C<sub>D</sub><sup>c</sup>设定为以下值，取其中的较小值：

1. 根据第3.5.3条计算得出的值；
2. 第3.5.3条规定的默认值：0.25。

4.1.2 带定速压缩机和可变速可变容量的室内风机的空调或热泵的SEER的计算。

4.1.2.1 第3.2.2.1条所述的机组，其室内风机的容量会根据室外干球温度进行变化。厂家必须提供以下信息：说明在从67°F到102°F的室外温度范围内，室内风量或室内风机转速将如何变化。使用公式4.1-1计算出SEER。通过以下公式计算公式4.1-1中的 $q_c(T_j)/N$ ：

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X(T_j) \cdot \dot{Q}_c(T_j) \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.1.2-1)$$

其中，

$$X(T_j) = \left\{ \begin{array}{l} \text{BL}(T_j)/\dot{Q}_c(T_j) \\ \text{or} \\ 1 \end{array} \right\} ;$$

其中较小的那个值；温度格j的制冷模式负荷系数，无量纲。

$\dot{Q}_c(T_j)$  = 在室外温度 $T_j$ 下，被试空调机的空间制冷量，Btu/h。

$n_j/N$  = 制冷季节的温度格小时比；制冷季节内室外温度在 $T_j$ 所代表的范围内的时间（小时）与制冷季节的总时间（小时）之比，无量纲。

a. 在制冷季节内，将 $n_j/N$ 指定为表16中规定的值。通过公式4.1-2计算出建筑物的制冷负荷，BL( $T_j$ )。然后，使用以下公式

计算出 $\dot{Q}_c(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_c(T_j) = \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_c^{k=1}(T_j)}{FP_c^{k=2} - FP_c^{k=1}} \cdot [FP_c(T_j) - FP_c^{k=1}] \quad (4.1.2-2)$$

其中，

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=1}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(95) - \dot{Q}_c^{k=1}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82),$$

表示被试空调机在室外温度为 $T_j$ 时以制冷最小风量运行时所提供的制冷量，Btu/h。

$$\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95) - \dot{Q}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82),$$

表示被试空调机在室外温度为 $T_j$ 时以制冷最大风量运行时所提供的制冷量, Btu/h。

b. 对于以室内风机转速为主要控制变量的系统,  $FP_c^{k=1}$  表示在必测的 $A_1$ 和 $B_1$ 试验中(见第3.2.2.1条)所使用的风机转速,  $FP_c^{k=2}$  表示在必测的 $A_2$ 和 $B_2$ 试验中所使用的风机转速, 而 $FP_c(T_j)$ 则表示当室外温度等于 $T_j$ 时, 系统所使用的风机转速。对于室内风量是主要变量的系统, 上面三个 $FP_c^{k=1}$ 的定义基本相似, 只要将风机转速全部换成风量即可。

关于 $\dot{Q}_c^{k=1}(82)$ 、 $\dot{Q}_c^{k=1}(95)$ 、 $\dot{Q}_c^{k=2}(82)$ 和 $\dot{Q}_c^{k=2}(95)$ 的定义和计算, 参阅第3.2.2.1条、第3.1.4~3.1.4.2条和第3.3条。

通过以下公式, 计算出公式4.1-1中的 $e_c(T_j)/N$ :

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X(T_j) \cdot \dot{E}_c(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.1.2-3)$$

其中,

$PLF_j = 1 - C_D^\circ \cdot [1 - X(T_j)]$ , 部分负荷系数, 无量纲。

$\dot{E}_c(T_j)$  = 当室外温度为 $T_j$ 时被试空调机所消耗的电量, 瓦特。

c.  $X(T_j)$ 和 $n_j/N$ 的值与公式4.1.2-1中使用的值相同。如果没有进行第3.2.2.1条和表4中所述的选测试验, 则将制冷模式循环衰减系数,  $C_D^\circ$  设定为第3.5.3条规定的默认值。如果进行了那些选测试验, 则将 $C_D^\circ$  设定为以下值, 取其中较小的结果:

1. 根据第3.5.3条的规定计算得出的结果;
2. 第3.5.3条规定的默认值0.25。

d. 通过以下公式, 计算出 $\dot{E}_c(T_j)$ :

$$\dot{E}_c(T_j) = \dot{E}_c^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{E}_c^{k=2}(T_j) - \dot{E}_c^{k=1}(T_j)}{FP_c^{k=2} - FP_c^{k=1}} \cdot [FP_c(T_j) - FP_c^{k=1}] \quad (4.1.2-4)$$

其中,

$$\dot{E}_c^{k=1}(T_j) = \dot{E}_c^{k=1}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=1}(95) - \dot{E}_c^{k=1}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82),$$

在室外温度 $T_j$ 下, 被试空调机以制冷最小风量运行时所消耗的电量, 瓦特。

$$\dot{E}_c^{k=2}(T_j) = \dot{E}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=2}(95) - \dot{E}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82),$$

被试空调机在室外温度 $T_j$ 下以最大制冷风量运行时所消耗的电量, 瓦特。

e. 参数 $FP_c^{k=1}$ 、 $FP_c^{k=2}$ 和 $FP_c(T_j)$ 的值与公式4.1.2-2中所使用的值相同。

关于 $\dot{E}_c^{k=1}(82)$ 、 $\dot{E}_c^{k=1}(95)$ 、 $\dot{E}_c^{k=2}(82)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(95)$ 的定义和计算，见第3.2.2.1条、第3.1.4条~第3.1.4.2条和第3.3条。

4.1.2.2 对于第3.2.2.2条所述的的设备，其室内风机的容量根据显热冷量与总制冷量之比变化的。按第4.1.1条的规定计算SEER。

4.1.3 带有双容量压缩机的空调或热泵的SEER的计算。使用公式4.1-1计算SEER。通过以下公式，计算测被试空调机在室外温度 $T_j$ 下以低压缩机容量运行时所提供的制冷量 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 和耗电量 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=1}(67) + \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(82) - \dot{Q}_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (T_j - 67) \quad (4.1.3-1)$$

$$\dot{E}_c^{k=1}(T_j) = \dot{E}_c^{k=1}(67) + \frac{\dot{E}_c^{k=1}(82) - \dot{E}_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (T_j - 67) \quad (4.1.3-2)$$

其中， $\dot{Q}_c^{k=1}(82)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(82)$ 是通过 $B_1$ 试验确定的， $\dot{Q}_c^{k=1}(67)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(67)$ 是通过 $F_1$ 试验确定的，这四个值都是根据第3.3条的规定计算得出的。使用以下公式，计算出设备在室外温度 $T_j$ 下以高容量运行时所提供的制冷量 $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 和耗电量 $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95) - \dot{Q}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82) \quad (4.1.3-3)$$

$$\dot{E}_c^{k=2}(T_j) = \dot{E}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=2}(95) - \dot{E}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82) \quad (4.1.3-4)$$

其中， $\dot{Q}_c^{k=2}(95)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(95)$ 是通过 $A_2$ 试验确定的， $\dot{Q}_c^{k=2}(82)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(82)$ 是通过 $B_2$ 试验确定的，这四个值都是根据第3.3条的规定计算得出的。

公式4.1-1中的 $q_c(T_j)/N$ 和 $e_c(T_j)/N$ 这两个量的计算结果将根据被试空调机在对应建筑物的制冷负荷时，是以低制冷量运行（见第4.1.3.1条）、以低高制冷量交替运行（见第4.1.3.2条）还是以高制冷量运行（第4.1.3.3条和第4.1.3.4条）而有所不同。对于在较高的室外温度下锁定在高容量运行（低容量运行锁闭）的设备，厂家必须提供这一温度信息，以便使用正确的公式进行计算。使用公式4.1-2来计算各个温度格所对应的建筑物制冷负荷， $BL(T_j)$ 。

4.1.3.1 以压缩机低容量运行时的稳态空间制冷量大于等于温度为 $T_j$ 时的建筑物制冷负荷， $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中,

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j) / \dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ , 表示温度格j的制冷模式低容量负荷系数, 无量纲。

$PLF_j = 1 - C_D \cdot [1 - X^{k=1}(T_j)]$ , 表示部分负荷系数, 无量纲。

$$\frac{n_j}{N} =$$

表示制冷季节的温度格小时比; 制冷季节内室外温度在 $T_j$ 所代表的范围内的时间(小时)与制冷季节的总时间(小时)之比, 无量纲。

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $n_j/N$ 。通过公式4.1.3-1和公式4.1.3-2, 分别计算出 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ 。如果没有进行第3.2.3条和表5所述的选测试验, 则将制冷模式下的循环衰减系数,  $C_D$ 设定为第3.5.3条规定的默认值。如果进行了这些选测试验, 则将 $C_D$ 设定为以下值, 取其中较小的结果:

- 根据第3.5.3条的规定计算得出的值; 或者
- 第3.5.3条规定的默认值0.25。

4.1.3.2 设备以压缩机高容量( $k=2$ )和低容量( $k=1$ )交替运行, 以满足温度为 $T_j$ 时建筑物的制冷负荷,

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)。$$

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)] \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=2}(T_j)] \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中,

$$X^{k=1}(T_j) = \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) - BL(T_j)}{\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_c^{k=1}(T_j)}$$

表示温度格j的制冷模式低容量负荷系数, 无量纲。

$X^{k=2}(T_j) = 1 - X^{k=1}(T_j)$ , 表示温度格j的制冷模式高容量负荷系数, 无量纲。

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $n_j/N$ 。通过公式4.1.3-1和公式4.1.3-2, 分别计算出 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ ; 并通过公式4.1.3-3和公式4.1.3-4, 分别计算出 $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ :

4.1.3.3 设备在室外温度为 $T_j$ 时仅以压缩机高容量( $k=2$ )运行, 并且其制冷能力大于建筑物的制冷负荷,  $BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。本条适用于在较高的室外温度下锁定在压缩机高容量运行的设备。

表16. 制冷季节的温度格小时比分布一览表

温度格序号, j	该温度格所代表的温度范围 °F	该温度格的典型温度 °F	总温度格小时比, $N_j/N$
1 .....	65-69	67	0.214
2 .....	70-74	72	0.231
3 .....	75-79	77	0.216
4 .....	80-84	82	0.161
5 .....	85-89	87	0.104
6 .....	90-94	92	0.052
7 .....	95-99	97	0.018
8 .....	100-104	102	0.004

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=2}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=2}(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中,

$X^{k=2}(T_j) = BL(T_j) / Q_c^{k=2}(T_j)$ , 表示温度格j的制冷模式高容量负荷系数, 无量纲。

$PLF_j = 1 - C_D^C(k) \cdot [1 - X^{k=2}(T_j)]$ , 表示部分负荷系数, 无量纲。

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $\frac{n_j}{N}$ 。通过公式4.1.3-3和公式4.1.3-4分别计算出  $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$  和  $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ 。如果没有进行第3.2.3条和表5所述的选测试验  $C_2$  和  $D_2$ , 则将  $C_D^C(k)$  设定为第3.5.3条规定的默认值。如果进行了这些选测试验, 则将  $C_D^C(k)$  设定为以下值, 取其中较小的结果:

- 根据第3.5.3条计算得出的  $C_D^C(k)$ ; 或者
- 第3.5.3条指定的  $C_D^C(k)$  的默认值。

4.1.3.4 在温度为  $T_j$  时, 设备必须以压缩机高容量 ( $k=2$ ) 持续运行,  $BL(T_j) \geq \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = \dot{Q}_c^{k=2}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \dot{E}_c^{k=2}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $n_j/N$ 。通过公式4.1.3-3和公式4.1.3-4分别计算出  $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$  和  $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.1.4 带变速压缩机的空调或热泵的SEER的计算。使用公式4.1-1, 计算SEER。对于在室外温度  $T_j$  下设备以压缩机最

低转速运行时所提供的空间制冷量 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 和耗电量 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ ，应当分别使用公式4.1.3-1和4.1.3-2进行计算。其中， $\dot{Q}_c^{k=1}(82)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(82)$ 根据B<sub>1</sub>试验确定， $\dot{Q}_c^{k=1}(67)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(67)$ 根据F1试验确定，这四个值都是根据第3.3条的规定计算得出的。对与设备在室外温度为 $T_j$ 时以下以压缩机最低转速运行所提供的空间制冷量 $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 和消耗的电量 $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ ，分别使用公式4.1.3-3和4.1.3-4进行计算。其中， $\dot{Q}_c^{k=2}(95)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(95)$ 根据A2试验确定， $\dot{Q}_c^{k=2}(82)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(82)$ 根据B2试验确定，这四个数值都是根据第3.3条的规定计算得出的。计算设备在室外温度 $T_j$ 下，以进行第3.2.4条（和表6）所规定的E<sub>v</sub>试验所使用的压缩机中等转速运行时所提供的空间制冷量 $\dot{Q}_c^{k=v}(T_j)$ 和消耗的电量 $\dot{E}_c^{k=v}(T_j)$ ，计算公式如下：

$$\dot{Q}_c^{k=v}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=v}(87) + M_Q \cdot (T_j - 87) \quad (4.1.4-1)$$

$$\dot{E}_c^{k=v}(T_j) = \dot{E}_c^{k=v}(87) + M_E \cdot (T_j - 87) \quad (4.1.4-2)$$

其中， $\dot{Q}_c^{k=v}(87)$ 和 $\dot{E}_c^{k=v}(87)$ 是通过E<sub>v</sub>试验并按照第3.3条的规定确定和计算得出的。计算出 $k=v$ 设备以中等转速运行所产生的制冷量曲线和用电量输入（用电量）曲线图的斜率， $M_Q$ 和 $M_E$ ，如下所示：

$$M_Q = \left[ \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(82) - \dot{Q}_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (1 - N_Q) \right] + \left[ N_Q \cdot \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95) - \dot{Q}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \right]$$

$$M_E = \left[ \frac{\dot{E}_c^{k=1}(82) - \dot{E}_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (1 - N_E) \right] + \left[ N_E \cdot \frac{\dot{E}_c^{k=2}(95) - \dot{E}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \right]$$

其中，

$$N_Q = \frac{\dot{Q}_c^{k=v}(87) - \dot{Q}_c^{k=1}(87)}{\dot{Q}_c^{k=2}(87) - \dot{Q}_c^{k=1}(87)}, \quad N_E = \frac{\dot{E}_c^{k=v}(87) - \dot{E}_c^{k=1}(87)}{\dot{E}_c^{k=2}(87) - \dot{E}_c^{k=1}(87)}$$

当温度 $T_j = 87^\circ\text{F}$ 时，分别使用公式4.1.3-1和4.1.3-2来

确定 $\dot{Q}_c^{k=1}(87)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(87)$ 。分别使用公式4.1.3-3和4.1.3-4来确定 $\dot{Q}_c^{k=2}(87)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(87)$ 。

公式4.1-1中的 $q_c(T_j)/N$ 和 $e_c(T_j)/N$ 这两个量的计算结果将根据被试空调机在对应建筑物的制冷负荷时，是以最低转速运行（见第4.1.4.1条）、以中等转速运行（见第4.1.4.2条）还是最低转速运行（第4.1.4.3条）而有所不同。使用公式4.1-2来计算在各个温度格所对应的建筑物制冷负荷， $BL(T_j)$ 。

4.1.4.1 被试空调机在以压缩机最低转速运行时所提供的稳态空间制冷量大于等于建筑物在温度 $T_j$ 时的制冷负荷，

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$$

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中，

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j) / \dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ , 表示温度 $j$ 时的制冷模式最低转速负荷系数, 无量纲。

$PLF_j = 1 - C_D^c \cdot [1 - X^{k=1}(T_j)]$ , 表示部分负荷系数, 无量纲。

$n_j/N$  = 制冷季节的温度格小时比; 制冷季节内室外温度在 $T_j$ 所代表的范围内的时间(小时)与制冷季节的总时间(小时)之比, 无量纲。

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $n_j/N$ 。通过公式4.1.3-1和公式分别计算出4.1.3-2对 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ 进。如果没有进行第3.2.4条和表6所述的选测试验, 则将制冷模式下的循环衰减系数,  $C_D^c$ 设定为第3.5.3条规定的默认值。如果进行了这些选测试验, 则将 $C_D^c$ 设定为以下值, 取其中较小的结果:

- a. 根据第3.5.3条计算得出的结果; 或者
- b. 第3.5.3条规定的默认值0.25。

4.1.4.2 设备以压缩机中等转速 ( $k=i$ ) 运行, 对应温度为 $T_j$ 时的建筑物制冷负荷,  $\dot{Q}_c^{k=i}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = \dot{Q}_c^{k=i}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \dot{E}_c^{k=i}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中,

$\dot{Q}_c^{k=i}(T_j) = BL(T_j)$ , 设备在对应温度为 $T_j$ 时的建筑物制冷负荷所提供的空间制冷量, Btu/h。  
当设备以压缩机速度  $k = i$  运行, 匹配发生。

$$\dot{E}_c^{k=i}(T_j) = \frac{\dot{Q}_c^{k=i}(T_j)}{EER^{k=i}(T_j)}$$

被试空调机在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机速度  $k = i$  运行所需要的电量,  $W$ 。

被试空调机在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机速度  $k = i$  运行时的稳态能效比, Btu/(h\*W)。

从表16中获得制冷季节的温度格小时比,  $n_j/N$ 。对于空调机以中等压缩机转速运行的各个温度格, 使用以下公式确定设备的能效比,  $EER^{k=i}(T_j)$ :

$$EER^{k=i}(T_j) = A + B \cdot T_j + C \cdot T_j^2。$$

通过进行以下计算, 确定各台空调机的系数A、B和C:

$$D = \frac{T_2^2 - T_1^2}{T_v^2 - T_1^2}$$

$$B = \frac{EER^{k=1}(T_1) - EER^{k=2}(T_2) - D \cdot [EER^{k=1}(T_1) - EER^{k=v}(T_v)]}{T_1 - T_2 - D \cdot (T_1 - T_v)}$$

$$C = \frac{EER^{k=1}(T_1) - EER^{k=2}(T_2) - B \cdot (T_1 - T_2)}{T_1^2 - T_2^2}$$

$$A = EER^{k=2}(T_2) - B \cdot T_j - C \cdot T_2^2$$

其中,

$T_1$  = 当空调机以压缩机最低转速运行时, 所提供的空间制冷量等于建筑物的制冷负荷 ( $\dot{Q}_c^{k=1}(T_1) = BL(T_1)$ ) 时所对应的室外温度, °F。通过令公式4.1.3-1和4.1.2相等, 求解室外温度 $T_1$ 。

$T_v$  = 当空调机在第3.2.4条规定的 $E_v$ 试验工况下以压缩机中等转速运行时, 所提供的空间制冷量等于建筑物的制冷负荷 ( $\dot{Q}_c^{k=v}(T_v) = BL(T_v)$ ) 时所对应的室外温度, °F。通过令公式4.1.4-1和4.1.2相等, 求解室外温度 $T_v$ 。

$$EER^{k=1}(T_1) = \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(T_1)}{\dot{E}_c^{k=1}(T_1)} \quad \begin{array}{l} \text{[公式4.1.3-1, 用 } T_1 \text{ 取代 } T_j] \\ \text{[公式4.1.3-2, 用 } T_1 \text{ 取代 } T_j] \end{array}, \text{ Btu/h}\cdot\text{W}.$$

$$EER^{k=v}(T_v) = \frac{\dot{Q}_c^{k=v}(T_v)}{\dot{E}_c^{k=v}(T_v)} \quad \begin{array}{l} \text{[公式4.1.4-1, 用 } T_v \text{ 取代 } T_j] \\ \text{[公式4.1.4-2, 用 } T_v \text{ 取代 } T_j] \end{array}, \text{ Btu/h}\cdot\text{W}.$$

对于 (且仅限于) 多联式空调和热泵, 用以下程序代替上述要求来计算 $EER^{k=1}(T_j)$ 。对于每个 $T_1 < T_j < T_v$ 的温度格,

$$EER^{k=i}(T_j) = EER^{k=1}(T_1) + \frac{EER^{k=v}(T_v) - EER^{k=1}(T_1)}{T_v - T_1} \cdot (T_j - T_1).$$

4.1.4.3 设备在温度 $T_j$ 下必须以压缩机的最低转速 ( $k=2$ ) 持续运行,  $BL(T_j) \geq \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 。根据第4.1.3.4条, 计算出公式4.1-1中的结果:

$$\frac{q_c(T_j)}{N} \text{ 和 } \frac{e_c(T_j)}{N}$$

同时应当认识到 $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ 对应的压缩机最高转速, 并且是根据第3.2.4条规定的试验数据计算得出的。

4.2 制热季节性能系数 (HSPF) 的计算。除非10 CFR 430.24(m)的B部分规定了其他认可的评价方法, 否则必须按以下方式计算HSPF: 图2描绘了六大主要气候区域, 其他的见表17的规定。根据各个气候区域和适用的标准化设计制热要求, 使用以下公式计算制热季节性能:

$$HSPF = \frac{\sum_j n_j \cdot BL(T_j)}{\sum_j e_h(T_j) + \sum_j RH(T_j)} \cdot F_{def} = \frac{\sum_j \left[ \frac{n_j}{N} \cdot BL(T_j) \right]}{\sum_j \frac{e_h(T_j)}{N} + \sum_j \frac{RH(T_j)}{N}} \cdot F_{def} \quad (4.2-1)$$

其中,

$$e_h(T_j)/N =$$

被试热泵在制冷季节内、当室外温度在温度格 $T_j$ 所代表的温度范围内时所消耗的电量, 与被试热泵在制热季节内的

运行总小时数 (N) 之比, 用“瓦特”表示。对于带热舒适性控制器的热泵, 该比值也可以包含电热装置为了维持最小的空气输送温度 (见第4.2.5条) 所消耗的电量。

$$RH(T_j)/N=$$

空间电热装置在制热季节、当室外温度在温度格 $T_j$ 所代表的温度范围内时所消耗的电量, 与被试热泵在制热季节内的运行总小时数 (N) 之比, 用“瓦特”表示。除非第4.2.5条另作说明, 一般情况下, 电阻制热量是指用来补偿由于热泵制热能力不足或在室外气温最低时热泵自动关闭而导致制热量不够的部分。对于带热舒适性控制器的热泵, 辅助电热装置在某个特定的温度格所消耗的全部或部分电量可以包含在 $e_h(T_j)/N$  (见第4.2.5条) 里面。

$T_j$  = 室外温度格温度, °F。将室外温度分成多个“温度格”, 这样, 仅需要根据根据温度格内的一个温度值来进行计算。以5°F为一个温度格。

$$n_j/N=$$

表示制热季节的温度格小时比; 制热季节内室外温度在温度格 $T_j$ 所代表的范围内的时间 (小时) 与制热季节的总时间 (小时) 之比, 无量纲。从表17中获得 $n_j/N$ 的值。

$j$  = 温度格序号, 无量纲。

$J$  = 各个气候区域的温度格的总个数, 无量纲。对照表17,  $J$ 表示相应气候区域的温度格小时比大于零的最高温度格的序号( $j$ )。

$F_{def}$  = 第3.9.2条所述的按需除霜系数, 无量纲。

$BL(T_j)$  = 室外温度为 $T_j$ 时的建筑物空气处理负荷; 制热季节的建筑物负荷也取决于各个气候区域的室外设计温度和设计制热要求, Btu/h。

表17. 各大气候区域温度格小时比对照表

区域编号.....		I	II	III	IV	V	VI
制热负荷小时数, HLH.....		750	1250	1750	2250	2750	*2750
室外设计温度, T <sub>OD</sub> .....		37	27	17	5	-10	30
j T <sub>j</sub> (°F) .....		温度格小时比n <sub>j</sub> /N					
1	62 .....	.291	.215	.153	.132	.106	.113
2	57 .....	.239	.189	.142	.111	.092	.206
3	52 .....	.194	.163	.138	.103	.086	.215
4	47 .....	.129	.143	.137	.093	.076	.204
5	42 .....	.081	.112	.135	.100	.078	.141
6	37 .....	.041	.088	.118	.109	.087	.076
7	32 .....	.019	.056	.092	.126	.102	.034
8	27 .....	.005	.024	.042	.087	.094	.008
9	22 .....	.001	.008	.021	.055	.074	.003
10	17 .....	0	.002	.009	.036	.055	0
11	12 .....	0	0	.005	.026	.047	0
12	7 .....	0	0	.002	.013	.038	0
13	2 .....	0	0	.001	.006	.029	0
14	-3 .....	0	0	0	.002	.018	0
15	-8 .....	0	0	0	.001	.010	0
16	-13 .....	0	0	0	0	.005	0
17	-18 .....	0	0	0	0	.002	0
18	-23 .....	0	0	0	0	.001	0

\* 太平洋海岸地区。

使用以下公式, 计算建筑物的制热负荷:

$$BL(T_j) = \frac{(65 - T_j)}{65 - T_{OD}} \cdot C \cdot DHR \quad (4.2-2)$$

其中,

T<sub>OD</sub> = 室外设计温度, °F。表17列出了各个气候区域的室外设计温度。

C = 0.77, 用来修正计算出的建筑物负荷和实际测得的建筑物负荷之间偏差的修正系数, 无量纲。

DHR = 设计制热要求(见定义1.22), Btu/h。

通过以下公式, 计算出各个气候区域的最小和最大设计制热要求:

$$DHR_{\min} = \left\{ \begin{array}{ll} \dot{Q}_h^k(47) \cdot \left[ \frac{65 - T_{OD}}{60} \right], & \text{for Regions I, II, III, IV, \& VI} \\ \dot{Q}_h^k(47), & \text{for Region V} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Rounded to the nearest} \\ \text{standardized DHR} \\ \text{given in Table 18.} \end{array}$$

和

$$\text{DHR}_{\max} = \left\{ \begin{array}{ll} 2 \cdot \dot{Q}_h^k(47) \cdot \left[ \frac{65 - T_{\text{OD}}}{60} \right], & \text{for Regions I, II, III, IV, \& VI} \\ 2.2 \cdot \dot{Q}_h^k(47), & \text{for Region V} \end{array} \right. \left. \begin{array}{l} \text{Rounded to the nearest} \\ \text{standardized DHR} \\ \text{given in Table 18.} \end{array} \right.$$

其中,  $\dot{Q}_c^k(47)$  用 Btu/h 表示, 其具体定义如下:

1. 对于根据第3.6.1条试验的定速热泵,  $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h(47)$ , 根据H1试验确定的空间制热量。
2. 对于可变速热泵、第3.6.2条所述的定速热泵或不包含在第3点内的双容量热泵,  $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=2}(47)$ , 根据H1<sub>2</sub>试验确定的空间制热量。
3. 对于双容量北方热泵 (见定义1.46),  $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=1}(47)$ , 根据H1<sub>1</sub>试验确定的空间制热量。

如果需要对可变速热泵进行H1<sub>N</sub>试验的, 厂家可以选择将  $\dot{Q}_h^k(47)$  设定为上述第2点规定的值或者为  $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=N}(47)$ , 根据H1<sub>N</sub>试验确定的空间制热量。

对于所有热泵, HSPF的计算应当考虑热泵在低于平衡点运行时, 辅助电热装置所提供的热量和消耗的电能。当建筑物的制热负荷超出热泵冷凝器的空间制热能力时, 会发生这一工况。对于所有热泵的HSPF的计算, 参阅第4.2.1、4.2.2、4.2.3或4.2.4条 (看哪一条适用)。

表18. 标准化设计制热要求 (Btu/h)

5,000 .....	25,000	50,000	90,000
10,000 .....	30,000	60,000	100,000
15,000 .....	35,000	70,000	110,000
20,000 .....	40,000	80,000	130,000

对于带热舒适性控制器 (见定义1.28) 的热泵, HSPF也应当考虑为了维持最低空气供给温度, 系统在热泵加舒适性控制器的平衡点以上运行时所产生的辅助电阻制热量。对于带热舒适性控制器的热泵, 参阅第4.2.5条了解计算HSPF需要的其他步骤。

4.2.1 带定速压缩机的热泵 (进行试验时可能安装了定速室内风机、恒定风量室内风机或未安装室内风机) 的HSPF计算需要采取的其他步骤。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X(T_j) \cdot \dot{E}_h(T_j) \cdot \delta(T_j)}{\text{PLF}_j} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.1-1)$$

$$\frac{\text{RH}(T_j)}{N} = \frac{\text{BL}(T_j) - [X(T_j) \cdot \dot{Q}_h(T_j) \cdot \delta(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.1-2)$$

其中,

$$X(T_j) = \begin{cases} \text{BL}(T_j) / \dot{Q}_h(T_j) \\ \text{or} \\ 1 \end{cases}$$

取其中的较小值；表示温度格j的制热模式负荷系数，无量纲。

$\dot{Q}_h(T_j)$  = 在室外温度 $T_j$ 下运行时热泵的空间制冷量，Btu/h。

$\dot{E}_h(T_j)$  = 在室外温度 $T_j$ 下运行时热泵的耗电量，瓦特。

$\delta(T_j)$  = 热泵的低温断开系数，无量纲。

$\text{PLF}_j = 1 - C_D^h \cdot [1 - X(T_j)]$ ，表示部分负荷系数，无量纲。

使用公式4.2-2计算 $\text{BL}(T_j)$ 。从表17中获得制热季节的温度格小时比， $n_j/N$ 。如果没有进行第3.6.1条所述的HIC试验（选测），则将制热模式下的循环衰减系数， $C_D^h$ 设定为第3.8.1条所规定的默认值。如果进行了该选测试验，则将 $C_D^h$ 设定为以下值，取其中的较小值：

- 根据第3.8.1条计算得到的结果；或者
- 第3.8.1条规定的默认值0.25。

使用以下公式确定低温断开系数：

$$\delta(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{if } T_j \leq T_{\text{off}} \text{ or } \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} < 1 \\ 1/2, & \text{if } T_{\text{off}} < T_j \leq T_{\text{on}} \text{ and } \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} \geq 1 \\ 1, & \text{if } T_j > T_{\text{on}} \text{ and } \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} \geq 1 \end{cases} \quad (4.2.1-3)$$

其中，

$T_{\text{off}}$  = 当压缩机自动关闭时的室外温度，°F。（如果不存在这样的温度，那么 $T_j$ 应当一直大于 $T_{\text{off}}$ 和 $T_{\text{on}}$ ）。

$T_{\text{on}}$  = 当压缩机在自动关闭后又自动重启时的室外温度，°F。

通过以下公式计算 $\dot{Q}_h(T_j)$ 和 $\dot{E}_h(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_h(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h(17) + \frac{[\dot{Q}_h(47) - \dot{Q}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h(17) + \frac{[\dot{Q}_h(35) - \dot{Q}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.1-4)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h(17) + \frac{[\dot{E}_h(47) - \dot{E}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h(17) + \frac{[\dot{E}_h(35) - \dot{E}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.1-5)$$

其中,  $\dot{Q}_h(47)$ 和 $\dot{E}_h(47)$ 是根据H1试验确定并根据第3.7条的规定计算得出的;  $\dot{Q}_h(35)$ 和 $\dot{E}_h(35)$ 是根据H2试验确定并根据第3.9.1条的规定计算得出的;  $\dot{Q}_h(17)$ 和 $\dot{E}_h(17)$ 是根据H3试验确定并根据第3.10条的规定计算得出的;

4.2.2 计算带定速压缩机和可变速可变风量的室内风机的热泵的HSPF需要的其他步骤。厂家必须说明在从65°F到23°F的室外温度范围内, 室内风量或室内风机转速将如何变化。根据第4.2.1条的规定, 计算出公式4.2-1中的

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \text{ and } \frac{RH(T_j)}{N}$$

注意, 要将第4.2.1条中的H1C试验和第3.6.1条分别换成H1C<sub>1</sub>试验和第3.6.2条。另外, 通过以下公式, 分别计算出热泵的空间制热量 $\dot{Q}_h(T_j)$ 和耗电量 $\dot{E}_h(T_j)$ :

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_h^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_h^{k=1}(T_j)}{FP_h^{k=2} - FP_h^{k=1}} \cdot [FP_h(T_j) - FP_h^{k=1}] \quad (4.2.2-1)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_h^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{E}_h^{k=2}(T_j) - \dot{E}_h^{k=1}(T_j)}{FP_h^{k=2} - FP_h^{k=1}} \cdot [FP_h(T_j) - FP_h^{k=1}] \quad (4.2.2-2)$$

其中, 在室外温度为 $T_j$ 下, 当热泵分别以压缩机低容量 ( $k=1$ ) 和高容量 ( $k=2$ ) 运行时所提供的空间制热量和耗电量应当通过以下公式确定:

$$\dot{Q}_h^k(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h^k(17) + \frac{[\dot{Q}_h^k(47) - \dot{Q}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^k(17) + \frac{[\dot{Q}_h^k(35) - \dot{Q}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.2-3)$$

$$\dot{E}_h^k(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h^k(17) + \frac{[\dot{E}_h^k(47) - \dot{E}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^k(17) + \frac{[\dot{E}_h^k(35) - \dot{E}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.2-4)$$

对于将室内风机的转速作为主要的控制变量的设备,  $FP_h^{k=1}$ 表示设备在进行必测的H1<sub>1</sub>和H3<sub>1</sub>试验(见表10)时所使用的风机转速,  $FP_h^{k=2}$ 表示设备在进行必测的H1<sub>2</sub>、H2<sub>2</sub>和H3<sub>2</sub>试验时所使用的风机转速, 而 $FP_h(T_j)$ 则表示当室外温度为 $T_j$ 时设备所使用的风机转速。对于以室内风量为主要控制变量的设备, 三个 $FP_h^{k=1}$ 的定义基本相似, 只要将风机转速换成

风量即可。通过H1<sub>1</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ ，通过H1<sub>2</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ 。按照第3.7条的规定计算出这四个量。按照第3.6.2条的规定确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(35)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=1}(35)$ ；通过H2<sub>2</sub>试验，并按照第3.9条规定的计算方法，确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$ 。通过H3<sub>1</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$ ，通过H3<sub>2</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ 。这四个量的计算按照第3.10的规定进行。

4.2.3 计算带双容量压缩机的热泵的HSPF的其他步骤。公式4.2-1中，

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \text{ and } \frac{RH(T_j)}{N}$$

的计算结果将根据被试热泵根据建筑物的制热负荷，是以低容量（见第4.2.3.1条）运行、以高低容量交替运行（见第4.2.3.2条）还是以高容量运行（第4.2.3.3条和第4.2.3.4条）而有所不同。对于在较低室外温度下锁定在高容量运行（使用闭锁功能将低容量禁用）的热泵，厂家必须提供断开温度信息，以便使用正确的公式进行计算。

a. 通过以下公式，计算出当热泵在室外温度 $T_j$ 下以压缩机低容量运行时所提供的空间制热量和所消耗的电能：

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h^{k=1}(47) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(62) - \dot{Q}_h^{k=1}(47)] \cdot (T_j - 47)}{62 - 47}, & \text{if } T_j \geq 40 \text{ }^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(35) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17 \text{ }^\circ\text{F} \leq T_j < 40 \text{ }^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(47) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j < 17 \text{ }^\circ\text{F} \end{cases}$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h^{k=1}(47) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(62) - \dot{E}_h^{k=1}(47)] \cdot (T_j - 47)}{62 - 47}, & \text{if } T_j \geq 40 \text{ }^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(35) - \dot{E}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17}, & \text{if } 17 \text{ }^\circ\text{F} \leq T_j < 40 \text{ }^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(47) - \dot{E}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17}, & \text{if } T_j < 17 \text{ }^\circ\text{F} \end{cases}$$

b. 令 $k=2$ ，分别通过公式4.2.2-3和4.2.2-4计算出热泵在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机高容量运行所提供的空间制热量和所消耗的电量（ $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j)$ ）。通过进行H0<sub>1</sub>试验，确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(62)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(62)$ ，通过进行H1<sub>1</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(47)$ ，通过进行H1<sub>2</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(47)$ 。按照第3.7条的规定计算这六个数量。根据H2<sub>2</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(35)$ ；如果第3.6.3条要求，则通过进行H2<sub>1</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(35)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(35)$ 。根据第3.9条的规定计算出室外温度为35°F时的值。通过进行H3<sub>2</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(17)$ ；如果第3.6.3条要求，则通过H2<sub>1</sub>试验确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(17)$ 。根据第3.10条的规定计算出室外温度为17°F时的值。

4.2.3.1 热泵在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机低容量运行所提供的稳态空间制热量大于等于建筑物的制热负荷,  $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$ 。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_j) \cdot \delta(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.3-1)$$

$$\frac{RH(T_j)}{N} = \frac{BL(T_j) \cdot [1 - \delta(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.3-2)$$

其中,

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j) / \dot{Q}_h^{k=1}(T_j)$ , 表示温度 $T_j$ 的制热模式低容量负荷系数, 无量纲。

$PLF_j = 1 - C_D^h \cdot [1 - X^{k=1}(T_j)]$ , 表示部分负荷系数, 无量纲。

$\delta(T_j)$  = 低温断开系数, 无量纲。

如果没有进行第3.6.3条所述的选测试验H0C<sub>1</sub>试验, 则将制热模式循环衰减系数,  $C_D^h$ 设定为第3.8.1条所规定的默认值; 如果进行了该选测试验, 则将 $C_D^h$ 设定为以下两个值中的较小值:

- 根据第3.8.1条计算得出的结果; 或者
- 第3.8.1条规定的默认值0.25。

通过以下公式确定低温断开系数:

$$\delta(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{if } T_j \leq T_{\text{off}} \\ 1/2, & \text{if } T_{\text{off}} < T_j \leq T_{\text{on}} \\ 1, & \text{if } T_j > T_{\text{on}} \end{cases} \quad (4.2.3-3)$$

其中,  $T_{\text{off}}$  和  $T_{\text{on}}$  见第4.2.1条。在以下情况下, 则使用第4.2.3.3条所给出的计算方法, 而不使用上述方法:

- 热泵在室外温度较低时锁定在以高容量运行 (使用闭锁功能禁用低容量); 和
- $T_j$  低于该闭锁阈值温度。

4.2.3.2 设备以压缩机高容量( $k=2$ )和低容量( $k=1$ )交替运行, 以满足建筑物在温度为 $T_j$ 时的制热负荷,  $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。

使用公式4.2.3-2, 计算出:

$$\frac{RH(T_j)}{N}$$

通过以下公式：

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)] \cdot \delta(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

计算出

$$\frac{e_h(T_j)}{N},$$

其中，

$$X^{k=1}(T_j) = \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - BL(T_j)}{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_h^{k=1}(T_j)}$$

$X^{k=2}(T_j) = 1 - X^{k=1}(T_j)$ ，表示温度格 $j$ 的制热模式高容量负荷系数，无量纲。

使用公式4.2.3-3确定低温断开系数， $\delta(T_j)$ 。

4.2.3.3 热泵在室外温度为 $T_j$ 时仅以压缩机高容量( $k=2$ )运行，并且其制热能力大于建筑物的制热负荷， $BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。本条规定仅适用于那些在室外温度较低时锁定在以压缩机高容量运行的热泵。

通过公式4.2.3-2，计算出：

$$\frac{RH(T_j)}{N}$$

使用公式

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}}{PLF_j}$$

计算出

$$\frac{e_h(T_j)}{N}$$

其中，

$$X^{k=2}(T_j) = BL(T_j) / \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$$

$$PLF_j = 1 - C_D^h(k=2) \cdot [1 - X^{k=2}(T_j)]$$

如果没有进行第3.6.3条和表11所述的H1C<sub>2</sub>试验（选测），则将 $C^h(k=2)$ 设定为第3.8.1条规定的默认值。如果进行了选测试验H1C<sub>2</sub>的，则将 $C_D^h(k=2)$ 设定为以下两个值中的较小值：

- 根据第3.8.1条计算得出的 $C_D^h(k=2)$ 的值；或者
- 第3.8.1条规定的 $C_D^h(k=2)$ 的默认值。

使用公式 4.2.3-3确定低温断开系数， $\delta'(T_j)$ 。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

4.2.3.4 在室外温度为 $T_j$ 时, 热泵必须以压缩机高容量( $k=2$ )持续运行,  $BL(T_j) \geq \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \dot{E}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta''(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{RH(T_j)}{N} = \frac{BL(T_j) - [\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta''(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中,

$$\delta''(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{if } T_j \leq T_{\text{off}} \text{ or } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} < 1 \\ 1/2, & \text{if } T_{\text{off}} < T_j \leq T_{\text{on}} \text{ and } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} \geq 1 \\ 1, & \text{if } T_j > T_{\text{on}} \text{ and } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} \geq 1 \end{cases}$$

4.2.4 计算带变速压缩机的热泵的HSPF的其他步骤。通过公式4.2-1计算HSPF。通过以下公式, 计算出被试热泵在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机最低转速运行所提供的空间制热量 $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j)$ 和所消耗的电量 $\dot{E}_h^{k=1}(T_j)$ :

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_h^{k=1}(47) + \frac{\dot{Q}_h^{k=1}(62) - \dot{Q}_h^{k=1}(47)}{62 - 47} \cdot (T_j - 47) \quad (4.2.4-1)$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \dot{E}_h^{k=1}(47) + \frac{\dot{E}_h^{k=1}(62) - \dot{E}_h^{k=1}(47)}{62 - 47} \cdot (T_j - 47) \quad (4.2.4-2)$$

上面两式中,  $\dot{Q}_h^{k=1}(62)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(62)$ 通过H0<sub>1</sub>试验确定,  $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(47)$ 通过H1<sub>1</sub>试验确定, 这四个量都是按照第3.7条的规定进行计算的。分别通过公式4.2.2-3和4.2.2-4, 计算出热泵在室外温度为 $T_j$ 时以压缩机最低转速运行所提供的空间制热量 $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 和所消耗的电量 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j)$ ,  $k=2$ 。通过进行H1<sub>2</sub>试验并采用第3.7条规定的计算方法, 确定公式4.2.2-3和4.2.2-4中的 $\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(47)$ 的值。通过进行H2<sub>2</sub>试验并采用第3.9条规定的计算方法, 确定公式4.2.2-3和4.2.2-4中 $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(35)$ 的值, 如果没有进行H2<sub>2</sub>试验, 则根据第3.6.4条规定的计算方法来确定这两个值。通过进行H3<sub>2</sub>试验并根据第3.10条规定的计算方法, 确定公式4.2.2-3和4.2.2-4中 $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(17)$ 的值, 如果没有进行H2<sub>2</sub>试验, 则根据第3.6.4条规定的计算方法来确定这两个值。通过以下公式, 计算热泵在室外温度为 $T_j$ 时按照第3.6.4条所述的H2<sub>v</sub>试验工况, 以压缩机中等转速运行所提供的空间制热量 $\dot{Q}_h^{k=v}(T_j)$ 和所消耗的电量 $\dot{E}_h^{k=v}(T_j)$ :

$$\dot{Q}_h^{k=v}(T_j) = \dot{Q}_h^{k=v}(35) + M_Q \cdot (T_j - 35) \quad (4.2.4-3)$$

$$\dot{E}_h^{k=v}(T_j) = \dot{E}_h^{k=v}(35) + M_E \cdot (T_j - 35) \quad (4.2.4-4)$$

其中,  $\dot{Q}_h^{k=v}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=v}(T_j)$ 是通过H2v试验并根据第3.9条规定的计算方法计算得出的。通过以下公式计算出k=v时热泵以中等转速运行所产生的空间制热量曲线和用电量输入(用电量)曲线的斜率 $M_Q$ 和 $M_E$ , 如下所示:

$$M_Q = \left[ \frac{\dot{Q}_h^{k=1}(62) - \dot{Q}_h^{k=1}(47)}{62 - 47} \cdot (1 - N_Q) \right] + \left[ N_Q \cdot \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(35) - \dot{Q}_h^{k=2}(17)}{35 - 17} \right]$$

$$M_E = \left[ \frac{\dot{E}_h^{k=1}(62) - \dot{E}_h^{k=1}(47)}{62 - 47} \cdot (1 - N_E) \right] + \left[ N_E \cdot \frac{\dot{E}_h^{k=2}(35) - \dot{E}_h^{k=2}(17)}{35 - 17} \right]$$

其中,

$$N_Q = \frac{\dot{Q}_h^{k=v}(35) - \dot{Q}_h^{k=1}(35)}{\dot{Q}_h^{k=2}(35) - \dot{Q}_h^{k=1}(35)}, \text{ and } N_E = \frac{\dot{E}_h^{k=v}(35) - \dot{E}_h^{k=1}(35)}{\dot{E}_h^{k=2}(35) - \dot{E}_h^{k=1}(35)}.$$

通过公式4.2.4-1和4.2.4-2分别计算出 $\dot{Q}_h^{k=1}(35)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(35)$ 。

公式4.2-1中

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \text{ and } \frac{RH(T_j)}{N}$$

的计算结果将根据热泵在应对建筑物的负荷时, 是以最低转速(见第4.2.4.1条)、中等转速(见第4.2.4.2条)、还是最低转速运行(第4.2.4.3条)而不同。

4.2.4.1 热泵在室外温度为 $T_j$ 时以最小压缩机速度运行所提供的稳态空间制热量大于等于建筑物的制热负荷,  $\dot{Q}_h^{k=v}(T_j) \geq BL(T_j)$ 。按照第4.2.3.1条的规定计算公式4.2-1中的:

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \text{ and } \frac{RH(T_j)}{N}$$

但是, 现在应当使用公式4.2.4-1和4.2.4-2分别计算出 $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(T_j)$ , 并将第4.2.3.1条中的“低容量”和第3.6.3条分别换成“最低转速”和第3.6.4条。且, 第4.2.3.1条的最后一句不需要。

4.2.4.2 热泵以压缩机中等转速(k=i)运行, 匹配室外温度为 $T_j$ 时的建筑物制热负荷,  $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < \dot{Q}_h^{k=v}(T_j)$ 。

使用公式4.2.3-2, 计算出

$$\frac{RH(T_j)}{N}$$

同时, 使用

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \dot{E}_h^{k=1}(T_j) \cdot \delta'(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

计算出

$$\frac{e_h(T_j)}{N}$$

其中,

$$\dot{E}_h^{k=i}(T_j) = \frac{\dot{Q}_h^{k=i}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \text{COP}^{k=i}(T_j)}$$

另外,  $\delta(T_j)$ 应当通过公式4.2.3-3计算得出, 此时,

$\dot{Q}_h^{k=i}(T_j) = \text{BL}(T_j)$ , 热泵为对应室外温度为  $(T_j)$  时的建筑物负荷而提供的空间制热量, Btu/h。当热泵以压缩机速度  $k=i$  运行时, 匹配发生。在室外温度为  $T_j$  时

$\text{COP}^{k=i}(T_j)$  = 热泵在室外温度为  $T_j$  时以压缩机速度  $k=i$  运行的稳态性能系数, 无量纲。

对于热泵以中等压缩机速度运行的所有温度格, 根据  $\text{COP}^{k=i}(T_j) = A + B \cdot T_j + C \cdot T_j^2$  来确定  $\text{COP}^{k=i}(T_j)$ 。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

对于各台热泵，通过进行以下计算，确定各台的系数A、B和C：

$$D = \frac{T_3^2 - T_4^2}{T_{vh}^2 - T_4^2}$$

$$B = \frac{COP^{k=2}(T_4) - COP^{k=1}(T_3) - D \cdot [COP^{k=2}(T_4) - COP^{k=v}(T_{vh})]}{T_4 - T_3 - D \cdot (T_4 - T_{vh})}$$

其中，

$T_3$  = 热泵在以压缩机最低转速运行时所提供的空间制热量等于建筑物负荷 ( $\dot{Q}_h^{k=1}(T_3) = BL(T_3)$ ) 时所对应的室外温度， $^{\circ}F$ 。令公式4.2.4-1和4.2-2相等，求解 $T_3$ ：

$$C = \frac{COP^{k=2}(T_4) - COP^{k=1}(T_3) - B \cdot (T_4 - T_3)}{T_4^2 - T_3^2}$$

$$A = COP^{k=2}(T_4) - B \cdot T_4 - C \cdot T_4^2.$$

室外温度。

$T_{vh}$  = 热泵以进行第3.6.4条规定的H2v试验所使用的压缩机中等转速运行时所提供的空间制热量等于建筑物制热负荷时 ( $\dot{Q}_h^{k=v}(T_{vh}) = BL(T_{vh})$ ) 所对应的室外温度， $^{\circ}F$ 。令公式4.2.4-3和4.2-2相等，求解 $T_{vh}$ ：

$T_4$  = 热泵在以压缩机最低转速运行时所提供的空间制热量等于建筑物制热负荷 ( $\dot{Q}_h^{k=2}(T_4) = BL(T_4)$ ) 时所对应的室外温度， $^{\circ}F$ 。通过令公式4.2.2-3和4.2-2相等，求解 $T_4$ ：

$$COP^{k=1}(T_3) = \frac{\dot{Q}_h^{k=1}(T_3) [\text{Eqn. 4.2.4 - 1, substituting } T_3 \text{ for } T_j]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_3) [\text{Eqn. 4.2.4 - 2, substituting } T_3 \text{ for } T_j]}$$

$$COP^{k=v}(T_{vh}) = \frac{\dot{Q}_h^{k=v}(T_{vh}) [\text{Eqn. 4.2.4 - 3, substituting } T_{vh} \text{ for } T_j]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=v}(T_{vh}) [\text{Eqn. 4.2.4 - 4, substituting } T_{vh} \text{ for } T_j]}$$

$$COP^{k=2}(T_4) = \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_4) [\text{Eqn. 4.2.2 - 3, substituting } T_4 \text{ for } T_j]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_4) [\text{Eqn. 4.2.2 - 4, substituting } T_4 \text{ for } T_j]}$$

对于（且仅对于）多联式热泵，采用以下程序代替上述要求，计算出 $COP_h(T_j)$ 。对于 $T_3 > T_j > T_{vh}$ 的各个温度格，

$$COP_h^{k=i}(T_j) = COP_h^{k=1}(T_3) + \frac{COP_h^{k=v}(T_{vh}) - COP_h^{k=1}(T_3)}{T_{vh} - T_3} \cdot (T_j - T_3)$$

对于 $T_{vh} \geq T_j > T_4$ 的各个温度格,

$$COP_h^{k=2}(T_j) = COP_h^{k=2}(T_{vh}) + \frac{COP_h^{k=2}(T_4) - COP_h^{k=2}(T_{vh})}{T_4 - T_{vh}} \cdot (T_j - T_{vh}).$$

4.2.4.3 热泵在室外温度为 $T_j$ 时必须以压缩机最低转速( $k=2$ )持续运行,  $BL(T_j) \geq \dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 。

根据第4.2.3.4条的规定, 计算出公式4.2-1中的

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \text{ and } \frac{RH(T_j)}{N},$$

同时, 应当注意, 这里的 $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j)$ 所对应的是压缩机最低转速, 且应当根据第3.6.4条规定的试验数据计算得出。

4.2.5 带热舒适性控制器的热泵。对于带热舒适性控制器的热泵, 如果设定为维持一个典型的最低新风温度, 那么由于此时辅助电热装置的作用较大, 将会导致热泵冷凝器的运行变少。而对于传统热泵, 辅助电热装置只有在热泵冷凝器不能满足建筑物的制热负荷(即: 延迟到室内恒温器发出第二次制热需求)时才会启动。使用了舒适性控制器时, 则即使热泵的冷凝器有足够的容量来满足建筑物的制热负荷, 也会发生辅助电阻制热(即: 在室内恒温器第一次发出制热需求时两者都打开)。因此, 带舒适性控制器的热泵停止压缩机循环运行(即: 开始持续运行时)时的室外温度应当低于不带热舒适性控制器的情况。

4.2.5.1 带热舒适性控制器的热泵: 计算带热舒适性控制器的热泵(安装了定速室内风机或恒定风量室内风机或未安装室内风机进行试验)的HSPF的其他步骤。按照第4.2.1条(公式4.2.1-4和4.2.1-5)的规定, 对于表17列出的各个室外温度格温度,  $T_j$ , 计算出热泵在热舒适性控制器未打开时所提供的空间制热量和所消耗的电量。将后缀“h”改成“hp”, 来表示空间制热量和用电量。根据H1试验的数据, 通过以下公式计算出室内空气的质量流量(用每小时多少磅质量的干空气来表示)和比热(用Btu/lbm<sub>da</sub>·°F表示):

$$\dot{m}_{da} = \bar{V}_s \cdot 0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v'_n \cdot [1 + W_n]} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}$$

$$C_{p,da} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$$

其中,  $\bar{V}_s$ 、 $\bar{V}_{mx}$ 、 $v'_n$ (或 $v_n$ )和 $W_n$ 根据以下公式3-1确定。使用以下公式计算出在表17所列的各个室外温度格内, 热泵冷凝换热器出口处空气的名义温度:

$$T_o(T_j) = 70 \text{ °F} + \frac{\dot{Q}_{hp}(T_j)}{\dot{m}_{da} \cdot C_{p,da}}$$

根据第4.2.1条的规定, 计算出 $e_h(T_j/N)$ ,  $RH(T_j/N)$ ,  $X(T_j)$ ,  $PLF_j$ 和 $\delta(T_j)$ 。在对各个温度格进行计算时, 使用下面情况1或情况2(看哪一个适用)的空间制热量和用电量。

情况1: 对于 $T_o(T_j)$ 大于等于 $T_{cc}$ (根据第3.1.9条确定的最高送风温度)的室外温度格, 根据第4.2.1条的规定(即:

$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j)$ )确定 $\dot{Q}_h(T_j)$ 和 $\dot{E}_h(T_j)$ 。注意: 即使 $T_o(T_j) \geq T_{cc}$ , 也可能需要启动辅助电热装置; 使用公式4.2.1-2对所有的温度格进行计算。

情况2: 对于 $T_o(T_j) > T_{cc}$ 的室外温度格, 通过以下公式确定 $\dot{Q}_h(T_j)$ 和 $\dot{E}_h(T_j)$ :

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j) + \dot{Q}_{CC}(T_j)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j) + \dot{E}_{CC}(T_j)$$

其中,

$$\dot{Q}_{CC}(T_j) = \dot{m}_{da} \cdot C_{p,da} \cdot [T_{CC} - T_o(T_j)]$$

$$\dot{E}_{CC}(T_j) = \frac{\dot{Q}_{CC}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu}}{\text{W} \cdot \text{h}}}$$

注意: 即使 $T_o(T_j) < T_{cc}$ , 也可能需要启动辅助电阻加热; 使用公式4.2.1-2对所有温度格进行计算。

4.2.5.2 带热舒适性控制器的热泵: 计算带热舒适性控制器的配有定速压缩机和可变速可变风量室内风机的热泵的HSPF的其他步骤。按照第4.2.2条(公式4.2.2-1和4.2.2-2)的规定, 计算出在表17所列出的各个室外温度格内, 热舒适性控制器未打开时热泵运行所提供的空间制热量和所消耗的电量。将后缀“h”改成“hp”, 来表示此类型热泵的空间制热量和用电量。根据H1<sub>2</sub>试验的结果, 通过以下公式, 计算出室内空气的质量流量(用每小时多少磅质量的干空气表示)和比热(用Btu/lb<sub>da</sub>·°F表示):

$$\dot{m}_{da} = \bar{V}_s \cdot 0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v'_n \cdot [1 + W_n]} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}$$

$$C_{p,da} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$$

其中,  $\bar{V}_s$ 、 $\bar{V}_{mx}$ 、 $v'_n$ (或 $v_n$ )和 $W_n$ 根据以下公式3-1确定。使用以下公式计算出在表17所列的各个室外温度格内, 热泵冷凝换热器出口处空气的名义温度:

$$T_o(T_j) = 70 \text{ °F} + \frac{\dot{Q}_{hp}(T_j)}{\dot{m}_{da} \cdot C_{p,da}}$$

根据第4.2.1条的规定评估 $e_h(T_j)/N$ ,  $RH(T_j)/N$ ,  $X(T_j)$ ,  $PLF_j$ 和 $\delta(T_j)$ , 但是注意将其中的H1C试验和第3.6.1条分别替换成H1C<sub>1</sub>试验和第3.6.2条。在对各个温度格进行计算时, 使用下面情况1或情况2(看哪一个适用)的空间制热量和用电量。

情况1: 对于 $T_o(T_j)$ 大于等于 $T_{cc}$  (根据第3.1.9条确定的最高送风温度)的室外温度格, 根据第4.2.2条的规定 (即:

$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j)$  和  $\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j)$ ) 确定  $\dot{Q}_h(T_j)$  和  $\dot{E}_h(T_j)$ 。注意: 即使 $T_o(T_j) \geq T_{cc}$ , 也可能需要启动辅助电热装置; 使用公式4.2.1-2对所有的温度格进行计算。

情况2: 对于 $T_o(T_j) < T_{cc}$  的室外温度格, 使用以下公式确定  $\dot{Q}_h(T_j)$  和  $\dot{E}_h(T_j)$ :

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j) + \dot{Q}_{cc}(T_j)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j) + \dot{E}_{cc}(T_j)$$

其中,

$$\dot{Q}_{cc}(T_j) = \dot{m}_{da} \cdot C_{p,da} \cdot [T_{cc} - T_o(T_j)]$$

$$\dot{E}_{cc}(T_j) = \frac{\dot{Q}_{cc}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu}}{\text{W} \cdot \text{h}}}$$

注意: 即使 $T_o(T_j) < T_{cc}$ , 也可能需要启动辅助电阻加热; 使用公式4.2.1-2对所有温度格进行计算。

4.2.5.3 带热舒适性控制器的热泵: 计算带双容量压缩机的热泵的HSPF的其他步骤。按照第4.2.3条的规定, 计算出在表17所列出的各个室外温度格内, 热舒适性控制器未打开的情况下, 热泵以低容量和高容量运行时所提供的空间制热量和所消耗的电量。将后缀“h”改成“hp”, 来表示此类型热泵的空间制热量和用电量。根据H1<sub>1</sub>试验的数据并通过以下公式, 计算出室内空气的质量流量 (用每小时多少磅质量的干空气表示) 和比热 (用Btu/lbm<sub>da</sub>·°F表示):

$$\dot{m}_{da}^{k=1} = \bar{V}_s \cdot 0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n' [1 + W_n]} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}$$

$$C_{p,da}^{k=1} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$$

其中,  $\bar{V}_s$ 、 $\bar{V}_{mx}$ 、 $v_n'$  (或 $v_n$ ) 和 $W_n$ 根据以下公式3-1确定。使用以下公式计算出在表17所列的各个室外温度格内, 热泵冷凝换热器出口处空气的名义温度:

$$T_o^{k=1}(T_j) = 70 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{\dot{Q}_{hp}^{k=1}(T_j)}{\dot{m}_{da}^{k=1} \cdot C_{p,da}^{k=1}}$$

用H1<sub>2</sub>试验的结果, 重复上述计算, 确定热泵在以压缩机高容量运行时所产生的室内空气质量流量( $\dot{m}_{da}^{k=2}$ )和比热( $C_{p,da}^{k=2}$ )。通过以下公式, 计算出在表17所列的各个室外温度格内, 热泵以低容量运行时所产生的热泵冷凝器换热器出口处空气的名义温度:

$$T_o^{k=2}(T_j) = 70 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{\dot{Q}_{hp}^{k=2}(T_j)}{\dot{m}_{da}^{k=2} \cdot C_{p,da}^{k=2}}$$

根据第4.2.3.1, 4.2.3.2, 4.2.3.3, 或4.2.3.4条 (看哪一条适用) 的规定, 分别计算出各个温度格的 $e_h(T_j)/N$ ,  $RH(T_j)/N$ ,  $X^{k=1}(T_j)$ , 和/或  $X^{k=2}(T_j)$ ,  $PLF_j$ , 和  $\delta'(T_j)$  or  $\delta''(T_j)$ 。计算时应当分别使用以下相应的低容量空间制热量或低容量用电

量（情况1或情况2）以及相应的高容量空间制热量或高容量用电量（情况3或情况4）。

例1：对于 $T_o^{k=1}(T_j)$ 大于等于 $T_{cc}$ （根据第3.1.9条确定的最大送风温度）的室外温度格，根据第4.2.3条的规定（即： $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=1}(T_j)$ ）确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(T_j)$ 。

注：即使 $T_o^{k=1}(T_j) \geq T_{cc}$ ，也可能需要启动电阻辅助加热；计算出所有温度格的RH(T<sub>j</sub>)/N。

例2：对于 $T_o^{k=1}(T_j) < T_{cc}$ 的室外温度格，使用以下公式确定 $\dot{Q}_h^{k=1}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=1}(T_j) + \dot{Q}_{cc}^{k=1}(T_j)$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=1}(T_j) + \dot{E}_{cc}^{k=1}(T_j)$$

其中，

$$\dot{Q}_{cc}^{k=1}(T_j) = \dot{m}_{da}^{k=1} \cdot C_{p,da}^{k=1} \cdot [T_{cc} - T_o^{k=1}(T_j)]$$

$$\dot{E}_{cc}^{k=1}(T_j) = \frac{\dot{Q}_{cc}^{k=1}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu}}{\text{W} \cdot \text{h}}}$$

注：即使 $T_o^{k=1}(T_j) \geq T_{cc}$ ，也可能需要启动电阻辅助加热；计算出所有温度格的RH(T<sub>j</sub>)/N。

例3：对于 $T_o^{k=2}(T_j)$ 大于等于 $T_{cc}$ 的室外温度格，根据第4.2.3条的规定（即： $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=2}(T_j)$ ）计算 $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j)$ 。

注：即使 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{cc}$ ，也可能需要启动电阻辅助加热；计算出所有温度格的RH(T<sub>j</sub>)/N。

例2：对于 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{cc}$ 的室外温度格，使用以下公式确定 $\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)$ 和 $\dot{E}_h^{k=2}(T_j)$ ：

$$\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=2}(T_j) + \dot{Q}_{cc}^{k=2}(T_j)$$

$$\dot{E}_h^{k=2}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=2}(T_j) + \dot{E}_{cc}^{k=2}(T_j)$$

其中，

$$\dot{Q}_{cc}^{k=2}(T_j) = \dot{m}_{da}^{k=2} \cdot C_{p,da}^{k=2} \cdot [T_{cc} - T_o^{k=2}(T_j)]$$

$$\dot{E}_{cc}^{k=2}(T_j) = \frac{\dot{Q}_{cc}^{k=2}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu}}{\text{W} \cdot \text{h}}}$$

注：即使 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{cc}$ ，也可能需要启动电阻辅助加热；计算出所有温度格的RH(T<sub>j</sub>)/N。

4.2.5.4 带热舒适性控制器的热泵：计算带变速压缩机的热泵的HSPF的其他步骤。[保留]

4.3 热泵的实际区域年度性能系数和典型区域年度性能系数的计算。

4.3.1 特定地点和特定标准化设计制热要求所对应的实际区域年度性能系数( $APF_A$ )的计算。

$$APF_A = \frac{CLH_A \cdot \dot{Q}_c^k(95) + HLH_A \cdot DHR \cdot C}{\frac{CLH_A \cdot \dot{Q}_c^k(95)}{SEER} + \frac{HLH_A \cdot DHR \cdot C}{HSPF}}$$

其中，

$CLH_A$  = 根据图3所示的地图确定的某个特定地点的实际制冷时间，小时。

$\dot{Q}_c^k(95)$  = 从A或者A<sub>2</sub>（看哪一个试验适用）试验确定的设备空间制冷量，Btu/h。

$HLH_A$  = 根据图2所示的地图确定的某个特定地点的实际制热时间，小时。

DHR = 确定HSPF时使用的的设计制热要求；参见第4.2条和定义1.22，Btu/h。

C = 见定义4.2；使用公式4.2-2计算，无量纲。

SEER = 根据第4.1条的规定计算出的季节能效比，Btu/W·h。

HSPF = 根据第4.2条的规定计算出的一般气候区域的制热季节性能指数，包括特定地点在内（见图2），Btu/W·h。这一HSPF结果应当对应某个已知的实际设计制热要求（DHR）。如果不对应，则可能对应第4.2条阐述的某个标准设计制热要求。

4.3.2 各气候区域和各标准化设计制热要求所对应的典型区域年度性能系数( $APF_R$ )的计算。

$$APF_R = \frac{CLH_R \cdot \dot{Q}_c^k(95) + HLH_R \cdot DHR \cdot C}{\frac{CLH_R \cdot \dot{Q}_c^k(95)}{SEER} + \frac{HLH_R \cdot DHR \cdot C}{HSPF}}$$

其中，

$CLH_R$  = 各气候区域的典型制冷时间，见表19，小时。

$HLH_R$  = 各气候区域的典型制热时间，见表19，小时。

HSPF = 根据第4.2条的规定计算出的各气候区域和各区域内标准设计制热要求所对应的制热季节性能系数，Btu/W·h。

SEER、 $\dot{Q}_c^k(95)$ 、DHR和C的数值见第4.3.1条的规定。图2显示了主要气候区域。表18列出了标准设计制热要求。

表19. 一般气候区域的典型制冷负荷和制热负荷时间

地区	CLH <sub>R</sub>	HLH <sub>R</sub>
I .....	2400	750
II .....	1800	1250
III .....	1200	1750
IV .....	800	2250
V .....	400	2750
VI .....	200	2750

4.4. 将SEER、HSPF和APF四舍五入后用于汇报。根据第4.1条计算出SEER，并将计算结果按照《联邦法规》第10标题B部分430.23(m)(3)(i)四舍五入。按照《联邦法规》第10标题的§430.23(m)(3)(ii)和(iii)，将第4.2条的HSPF值和第4.3条的APF值四舍五入。

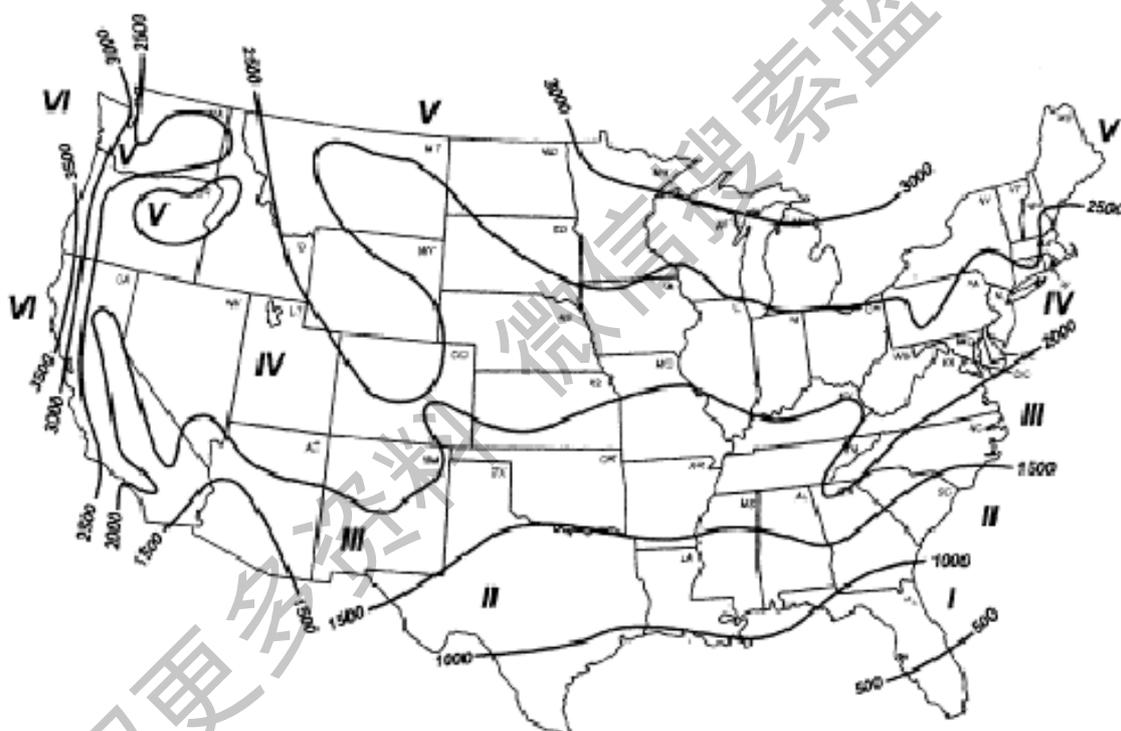


图2 美国制热负荷小时数 (HLH<sub>A</sub>)

[查看或下载PDF](#)

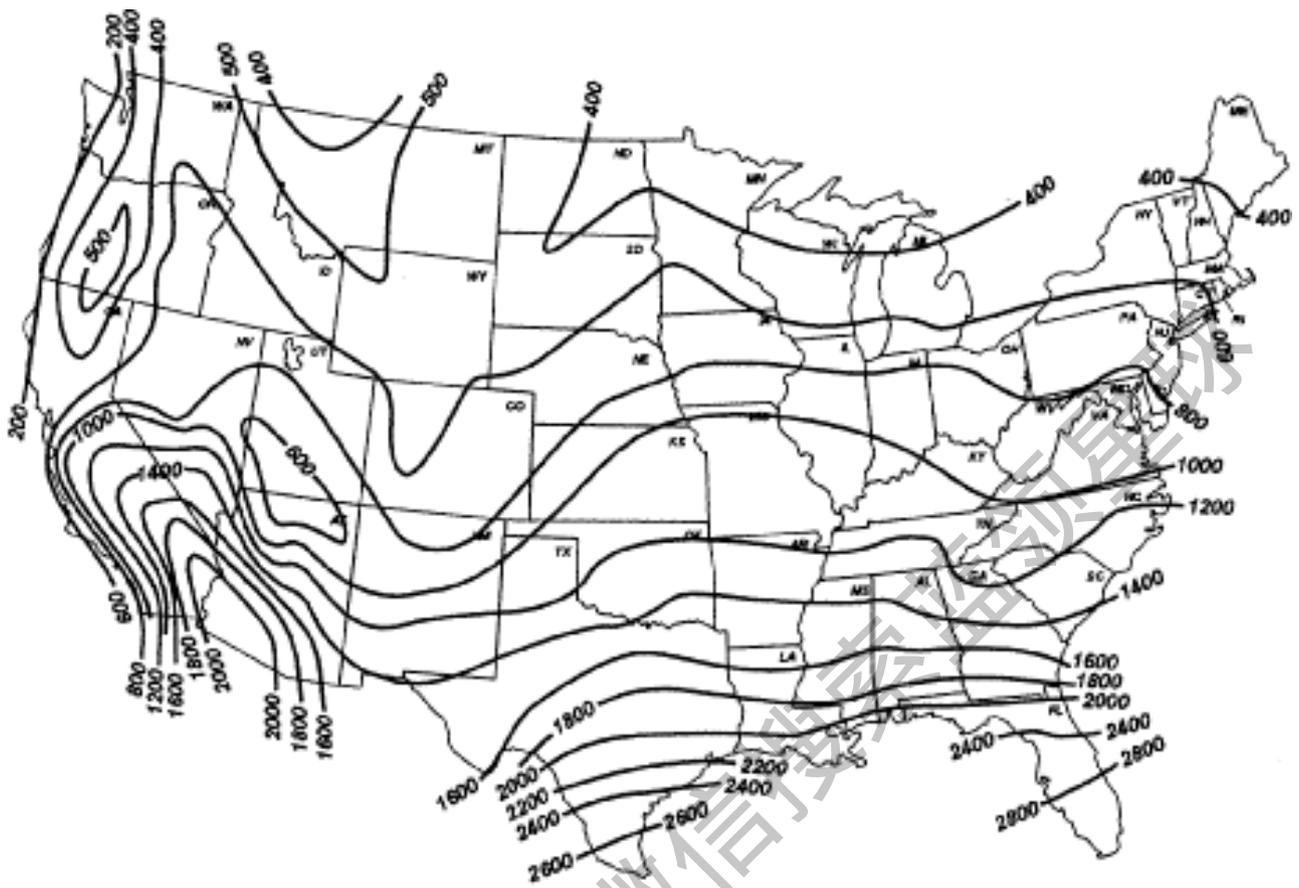


图3 美国制冷负荷小时数 (CLH<sub>A</sub>)

[查看或下载PDF](#)

如果您对e-CFR的编辑内容、说明或设计有任何疑问或意见，欢迎您随时来函垂询。邮件：[ecfr@nara.gov](mailto:ecfr@nara.gov)。如您对e-CFR的编程和发货问题有任何问题，请发送邮件至[webteam@gpo.gov](mailto:webteam@gpo.gov)寻求答案，我们将竭诚为您服务。

最后更新日期：2005年7月27日

## 附录 D. 标准试验要求

### D1. 试验工况的一般要求

- D1.1. 室内工况试验间能够将所需试验工况维持在规定允差范围内的房间或者空间。被试空调机周围的气流速度不得超过 8.2 英尺/秒 (2.5 米/秒)。
- D1.2. 室外工况试验间应当有足够的体积, 并且试验间的空气循环方式不得改变被试空调机的正常空气循环模式。室外工况试验间的尺寸要求: 试验间的任何表面到被试空调机任一送风面的距离不得小于 71 英寸 (1.8 米), 并且, 试验间的任何其他表面到被试空调机的任何其他表面的距离不得小于 39.4 英寸 (1.0 米), 但是被试空调机正常安装所需的地面或者墙面除外。空气调节设备能够提供不低于试验间外机组提供的循环风量, 回风口最好可以对着被试空调机的送风方向布置, 并保证被试空调机回风低速、均匀、工况稳定。
- D1.3. 对于采用量热计的试验系统, 如果有两个以上的试验间, 其余的试验间也应当符合 D4 所描述的量热计试验方法的要求。对于采用焓差法的试验系统, 如果有两个以上的试验间, 其余的试验间也应当符合 D5 所描述的室内空气焓差试验方法的要求。

### D2. 设备安装

- D2.1. 被试空调机应当遵循厂家的安装指导, 并采用推荐的安装程序和附录进行安装。如果设备允许多个安装位置的, 应当在最差安装结构条件下进行所有试验。在任何情况下, 靠墙距离、穿墙深度等方面都应当遵循厂家的推荐值。
- D2.2. 对于额定功率小于 8 千瓦、并且设计运行的外部静压力小于 0.1 英寸水柱[25 帕]的风道式设备, 应当在自由流动的空气中进行试验。
- D2.3. 除按照规定方式安装试验装置和装置外, 不得对被试空调机进行任何其他变更。
- D2.4. 必要时, 应当对制冷系统排空, 并充注厂家说明书中规定类型和数量的制冷剂。
- D2.5. 参见第 6.1.7 条确定制冷剂连接管的最基本要求。

### D3. 室内盘管的静压测量

#### D3.1. 单风机、单空气出口的设备

- D3.1.1. 应当在设备的空气出口连接一根短的静压箱。该静压箱的横截面尺寸应当与设备空气出口的尺寸相当。如果横截面是矩形, 则在静压箱的每个面的中心都应当加一个静压孔; 如果横截面为椭圆形或是圆形, 四个静压孔则应当在沿着静压箱的周围均匀分布。四个静压孔应当连接在一起。对于分体式系统, 空气出口静压箱的最小长度以及静压孔的位置见图 D1 所示; 对于一体机, 空气出口静压箱的最小长度和静压孔的位置见图 D2 所示。

### 至空气流量测量装置

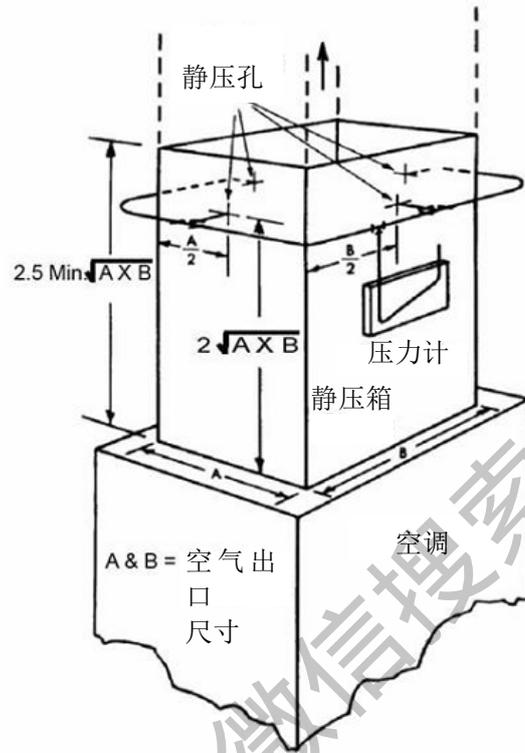


图 D1. 外部静压试验方法

D3.1.2. 应当在被试空调机的回风口连接一根短的静压箱。静压箱的横截面尺寸应当与设备回风口的尺寸相同。此外，应当增加四个静压孔，并连接在一起。对于一体机，回风口静压箱的结构见图 D2 所示；对于分体式，则见图 D3 所示（注意：尽管图 D3 明确规定适用于无室内风机的管道机，但是在此引用仅供参考）。



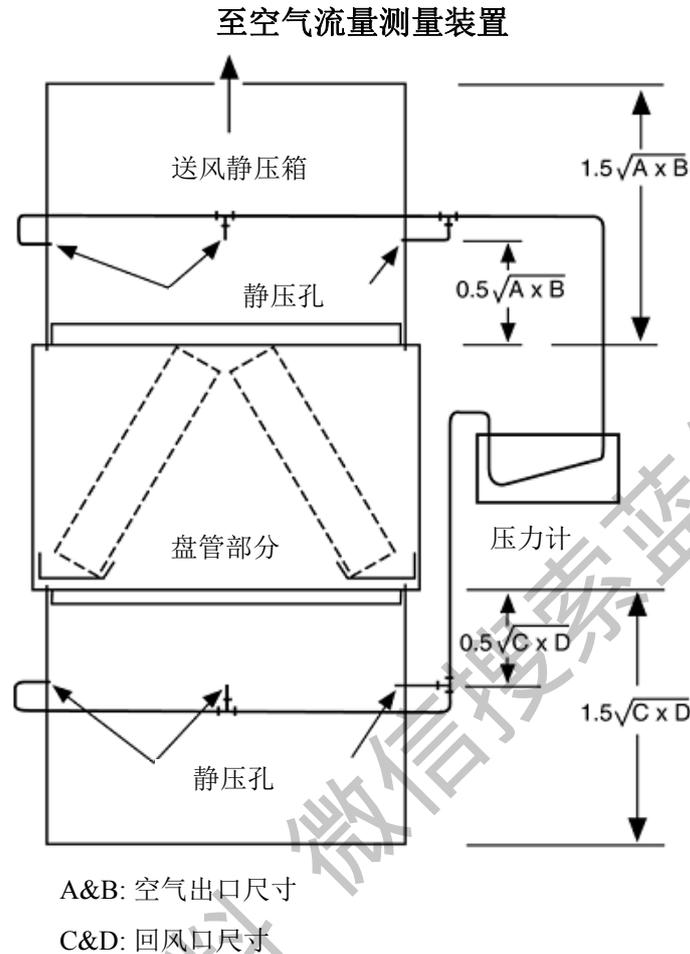


图 D3. 无室内风机的盘管空气静压降试验方法

注意：对于圆形管，以  $\pi D_1^2/4$  取代  $C \times D$ ，以  $\pi D_0^2/4$  取代  $A \times B$ 。

进口管的长度， $1.5\sqrt{C \times D}$  是最小尺寸。如果要更精确的结果，使用  $4\sqrt{C \times D}$ 。

#### D3.2 多风机、多空气出口设备或者并联室内机组。

D3.2.1 带多个空气出口的设备或者并联室内机组，应当在每个空气出口、或者每台室内机组的空气出口连接一根短的静压箱。上述所有的静压箱的构造（包括：静压孔）见 D3.1.1 的描述。所有的静压箱都应当连接到统一的风管截面。为了平衡每个静压箱内的静压，应当在每个静压箱连接到统一风管截面的每个平面上安装一个可调的限流器。对于多个风机共用单一送风管的系统，应当根据 D3.1 的规定，在单一空气出口安装静压箱进行试验。不得使用任何其他形式的静压箱，但是，设备厂家明确推荐的除外。

D3.2.2 应当对每个回风口或者每套室内机组的回风口连一根短的静压箱。所有的静压箱（包括：静压孔）都应当根据 D.3.1.2 的描述进行构造。

### D3.3 不带风机、单空气出口的设备

- D3.3.1 对于不带风机的室内盘管，应当同时在设备的回风口和空气出口连接一根短的静压箱。静压箱的横截面尺寸应当分别与设备的回风口和空气出口尺寸相当。如果横截面为矩形，则每个侧面中心都应当加一个静压孔；如果为椭圆形或圆形，则四个静压孔应当在沿着静压箱的周围均匀分布。四个静压孔应当连接在一起。静压箱的最小长度以及与设备回风口和空气出口相对应的静压孔的位置见图 D4 所示。

注意：D3.1、D3.2 和 D3.3 所描述的静压孔应当由直径为 0.25 英寸 $\pm$ 0.04 英寸（6.25 毫米 $\pm$ 0.25 毫米）的短管和 0.04 英寸（1 毫米）的小孔构成。短管焊接在静压箱的外表面，小孔居中并穿透静压箱。小孔的边缘不得有毛刺和其他不规则的表面。

应当使用压差计（或者类似的压差的测量装置）测量室内盘管回风口和空气出口之间的静压差。压差计的一侧应当与安装在空气出口静压箱的静压孔共用管道相连。压差计的另一侧应当与位于回风口静压箱的静压孔共用管道相连。如果没有使用回风静压箱的，压差计的进口一侧应当打开，与周围大气相通。对于 D3.2 所描述的系统，应当为每套送风和回风组进行静压差测量。

## D4. 量热计试验方法

### D4.1 概述

- D4.1.1 量热计可同时测定室内侧和室外侧的制冷量。在制冷模式下，室内侧的制冷量等于因平衡制冷与除湿效果而输入的热量和水量。室外侧测得的制冷量可以用于校验室内侧所测得的制冷量，方法是通过用于平衡被试空调机冷凝器排除的热量和凝结水量而从量热计室室外侧取出的冷量和水量。
- D4.1.2 量热计室内侧隔室和室外侧隔室量热计被隔热隔墙所隔开。隔墙上开有孔洞，用于安装无管道的一体式被试空调机。该设备应当正常安装。无需对设备的内部结构进行密封处理，来防止冷凝器和蒸发器之间相互的漏风。不得对设备做任何可能改变其正常运行的连接和改动。
- D4.1.3 室内侧和室外侧之间的隔墙上应当配备一个图 D4 所示的压力平衡装置，维持隔墙两侧的压力平衡，并用以测量漏风量、排风量和通风量。该装置由图 D4 所示类型的一个或者多个喷嘴、排风机、压差计组成。

由于从一个隔间到另一个隔间的气流流动方向是可能变化的，应当安装方向完全相反的两个压力平衡装置，或者使用一个可逆型的压力平衡装置。压差计的取样管所在的位置应当不被试空调机的送风和压力平衡装置排风的影响。压力平衡装置所使用的风机或者鼓风机，应当通过任何适当的方式（如：可变速马达，或者图 D3 所示的挡风板）调节风量。上述风机或者鼓风机抽气时，不得影响被试空调机的回风。

压力平衡装置应当在量热计试验、或者空气流量测量过程中进行调整，从而使室内侧和室外侧之间的静压差不超过 0.005 英寸水柱（1.25 帕）。

- D4.1.4 量热计的容量应当足够大，避免对被试空调机的回风和送风造成限制。应当在空气调节设备空气出口的位置安装孔板或者百叶，以避免迎面风速超过 1.6 英尺/秒（0.5 米/秒）。应当在送风百叶回风百叶前方留出足够的空间，以避免气流受到干扰。从被试空调机到隔室侧墙、或者天花板的最小距离为 39.4 英寸（1 米），但是被试空调机的背面除外，应当与墙体正常相连。吸顶式被试空调机安装时距离地面的最小距离为 71 英寸（1.8 米）。表 D1 给出了量热计隔室内部的推荐尺寸。为了适应被试空调机的特殊安装要求，可以变更推荐尺寸。

表 D1. 量热计隔室的推荐尺寸

额定制冷量 <sup>A</sup> Btu/hr[W]	量热计所在每个隔室内部的推荐最小尺寸		
	英寸[米]		
	宽	高	长
10,263 [3,000]	94.5 [2.40]	82.7 [2.1]	70.8 [1.8]
20,526 [6,000]	94.5 [2.40]	82.7 [2.1]	94.5 [2.4]
30,790 [9,000]	106.3 [2.70]	94.5 [2.4]	118.1 [3.0]
41,052 [12,000] <sup>b</sup>	118.1 [3.0]	94.5 [2.4]	145.7 [3.7]
备注: a. 所有数据都是整数。 b. 较大容量的被试空调机需要较大的量热计隔室空间尺寸			

- D4.1.5 每个隔室都应当提供空气调节设备，以维持规定的空气循环和指定的工况条件。室内侧空气调节设备包括加热器和加湿器，其中加热器提供显热，加湿器用于加湿。室外侧空气调节设备包括冷却、去湿和加湿装置。空气调节设备的输入功率应当加以控制和测量。
- D4.1.6 当将量热计用于热泵试验时，室内、室外隔室都应当具备加热、加湿和制冷的功能（见图 D4 和 D5），或者采用其他方式——如：被试空调机反向安装进行试验。
- D4.1.7 室内、室外隔室应当配备足够能力的风机，以确保风量不小于被试空调机循环风量的两倍。量热计应当能够测量室内、室外隔室的湿球和干球温度。
- D4.1.8 室内、室外两个隔室的温度场、气流场状态是由空气调节设备和被试空调机共同作用的结果。因此，具体的工况是与隔室的尺寸，空气调节设备的排列和容量，以及被试空调机的送风特性相关，并由这些因素而决定的。
- 温度的测量点（湿球和干球温度）应当符合以下条件：
- 测得的温度应当是设备周围的典型温度，并且，应当能够模拟室内和室外被试空调机在实际工作时的环境状态。
  - 测量点的温度不得受到任何设备的送风影响。因此必须在任何空气循环装置的下风侧来测量温度。
  - 空气取样管应当位于被试空调机的回风口一侧。
- D4.1.9 在制热试验过程中，有必要监测室内热泵的送风温度，以确定其制热性能是否受到室外热交换器上结冰的影响。使用单一的温度测量装置，并安装在室内机空气出口的中央即可。
- D4.1.10 量热计隔室的内表面应当是非多孔材料，所有结合点都密封，防止空气和水蒸汽的泄漏。应当使用垫圈、或者其他适当的措施严格密封通道门，防止空气和水蒸汽的泄漏。

图 D4. 典型的标定型房间量热计试验装置图

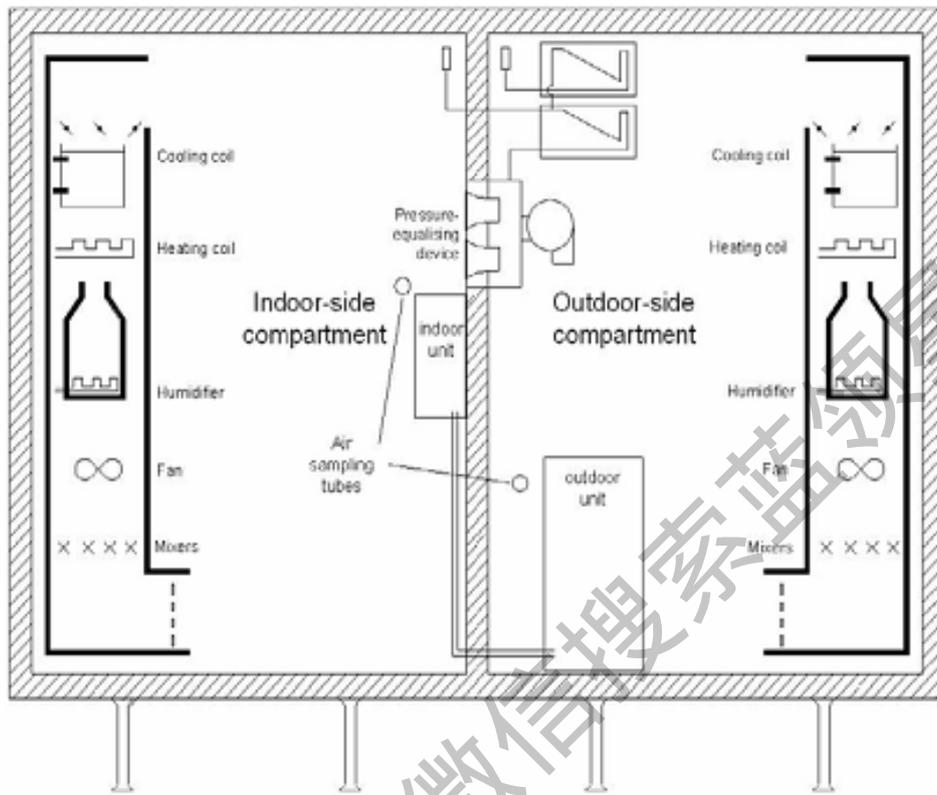
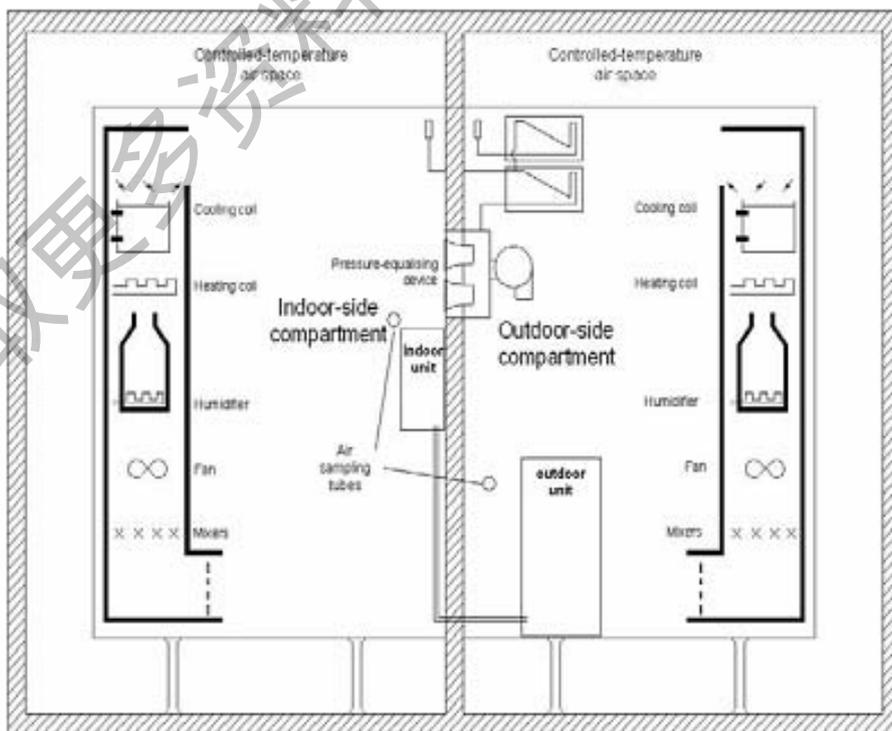


图 D5. 典型的平衡环境型房间量热计试验装置图



- D4.1.11 如果热泵上的除霜控制器能够停止室内空气循环，则在除霜过程中应当停止室内、室外侧试验装置与被试空调机之间的空气流通。如果在除霜过程中需要维持空气调节设备运行，则可以通过一根分流管将空气调节设备的送风导流到被试空调机，但是应当保证空气调节设备的送风不会帮助除霜。应当使用电度表来测量被试空调机的输入功率。

#### D4.2 标定型房间量热计

- D4.2.1 通过以下方法可以确定室内侧、室外侧隔室的漏热情况：关闭所有开口。可使用电热装置将任意一个隔室的温度至少加热至高于周围环境温度  $19.8^{\circ}\text{F}$  [ $11^{\circ}\text{C}$ ]。隔室外部所有六个面的环境温度应当维持恒定在  $\pm 1.8^{\circ}\text{F}$  [ $1^{\circ}\text{C}$ ]，包括：隔墙部分。如果隔墙的构造与其他墙体完全一致，则隔墙的漏热量可以根据面积比例来确定。
- D4.2.2 如果要校准通过隔墙产生的漏热量，可以使用以下程序：实施上述试验，隔墙另一侧加热至隔室相同的温度，从而消除通过隔墙发生的漏热，同时应当维持隔室和周围其他五个面之间  $19.8^{\circ}\text{F}$  [ $11^{\circ}\text{C}$ ] 的温差。
- 第一个试验和第二个试验之间的热输入差可用于确定通过隔墙产生的漏热量。
- D4.2.3 对于配备了冷却措施的室外隔室，可以选择采用将隔室内部温度至少冷却至低于环境（6 个面）温度  $19.8^{\circ}\text{F}$  [ $11^{\circ}\text{C}$ ] 的方法，并进行类似分析。
- D4.2.4 除了室内、室外隔室量热计相互校验外，室内一侧隔室的量热计也应当至少每隔 6 个月，通过使用工业标准制冷校准装置进行校验一次。校准装置也可以是国家公认实验室经过室内和室外同步测量方法测定的设备。

#### D4.3 平衡环境型房间量热计

- D4.3.1 平衡环境型房间量热计如图 D5 所示，其所依据的原理是：隔室内外维持相同的干球温度。如果湿球温度也维持一样，则不需要采取 D4.1.10 条规定的防水蒸汽泄漏措施。
- D4.3.2 量热计隔室外的地面、天花板和墙体，应当与隔室的地面、天花板和墙体保持足够的距离，以便在中间空间提供统一的空气温度。建议该距离至少为 11.8 英寸（0.3 米）。应当采取一定措施使隔室外的空气保持流动，以防止温度分布不均匀。
- D4.3.3 通过隔墙发生的漏热量应当引入热平衡计算，并根据 D4.3.3 的规定进行校准或者计算。
- D4.3.4 当采用 D4.3.2 规定的程序时，建议量热计隔室的地面、天花板和墙体采用隔热材料，从而将漏热量（包括：辐射）限制在被试空调机能力 10% 的范围内，温差  $19.8^{\circ}\text{F}/11^{\circ}\text{C}$ 、或者 1,026 英热量单位/小时（300 瓦），以两者中较大的为准。

#### D4.4 制冷量的计算

- D4.4.1 用于计算基于室内侧和室外测的总制冷量的能量流动分析，见图 D6 所示。

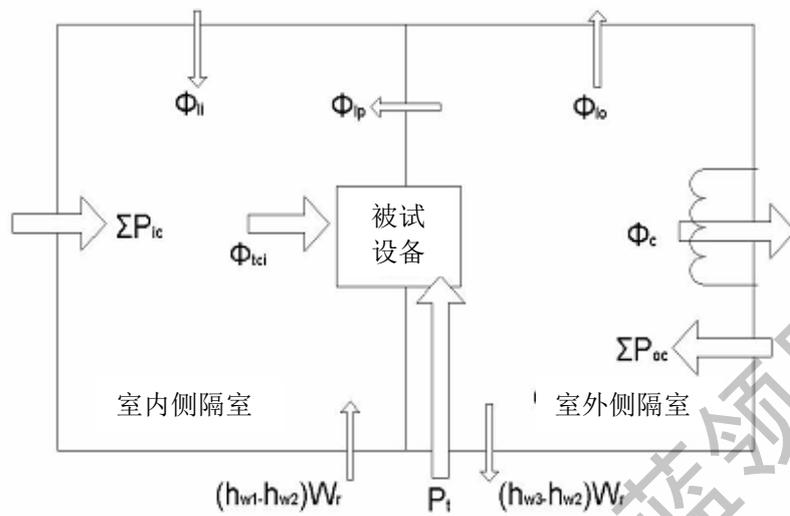


图 D6. 制冷能力试验过程中的量热计能量流

D4.4.2 室内一侧的总制冷量——无论是在哪种量热计中测得（见图 D4 和 D5 所示），根据以下公式计算：

$$\phi_{tci} = \Sigma P_{ic} + (h_{w1} - h_{w2}) W_r + \phi_{lp} + \phi_{lr} \quad (D1)$$

其中：

$\phi_{tci}$  = 室内一侧的总制冷量；

$\Sigma P_{ic}$  = 室内侧隔室的其他功率输入，单位：Btu/h (watt)；

$h_{w1}$  = 向室内侧隔室供给的水或者蒸汽的比焓，单位：Btu/lb (J/kg)；

$h_{w2}$  = 室内侧隔室排出的冷凝水的比焓，单位：Btu/lb (J/kg)；

$W_r$  = 被试空调机冷凝的水蒸汽量（速率），单位：ft<sup>3</sup>/hr (g/s)。

注意：如果试验过程中没有水导入的，应当取空调设备的加湿器槽内的水温作为  $h_{w1}$  的值。

D4.4.3 如果无法测量从室内侧隔室流向室外侧隔室的空气温度，冷凝水的温度可以用被试空调机送风的湿球温度（估算值或实测值）来代替。

D4.4.4 被试空调机冷凝的水蒸汽量 ( $W_r$ )，可以用室内侧的空气再处理设备向室内侧隔室蒸发的水量（用于维持规定的湿度）来确定。

D4.4.5 室外侧隔室通过隔墙向室内侧隔室的漏热量  $\phi_{lp}$  可以通过标定试验来确定；对于平衡环境型房间量热计，可通过计算来确定。

D4.4.6 室外侧的总制冷量——无论是在哪种类型的量热计（见图 D4 和 D5 所示），根据以下公式计算：

$$\phi_{tco} = \phi_{tc} - \sum P_{oc} - P_t + (h_{w3} - h_{w2})W_r + \phi_{lp} + \phi_{loo} \quad (D2)$$

其中：

$\phi_{tci}$  = 室外侧的总制冷量；

$\sum P_{oc}$  = 对室外侧隔室输入功率的总和，不包括对被试空调机输入的功率，单位：Btu/hr (W)；

$P_t$  = 对被试空调机输入的功率，单位：Btu/hr (W)；

$h_{w3}$  = 室外侧隔室空调设备的空气处理盘管冷凝除湿的比焓，单位：Btu/hr (J/kg)；

$h_{w2}$  = 向室外侧隔室供水的比焓，单位：Btu/hr (J/kg)；

$W_r$  = 被试空调机冷凝的水蒸汽量（速率），单位：ft<sup>3</sup>/hr (g/s)。

D4.4.7 室外侧隔室通过隔墙向室内侧隔室的漏热量  $\phi_{lp}$  可以通过标定试验来确定；对于平衡环境型房间量热计，可通过计算来确定。

注意：该数量在数值上应当等于公式 D1 中所使用的数值，但是，只有在隔墙暴露在室外侧隔室的面积等于暴露于室内侧隔室的面积时才适用。

D4.4.8 潜热制冷量（房间除湿能力）根据以下公式计算：

$$\phi_d = K_l W_r \quad (D3)$$

D4.4.9 显热制冷量：

$$\phi_{sci} = \phi_{tci} - \phi_d \quad (D4)$$

D4.4.10 显热制冷量比根据以下公式计算：

$$SHR = \phi_{sci} / \phi_{tci} \quad (D5)$$

#### D4.5 制热量的计算

D4.5.1 用于计算基于室内和室外测量方法的总制热量的能量流，见图 D7 所示。

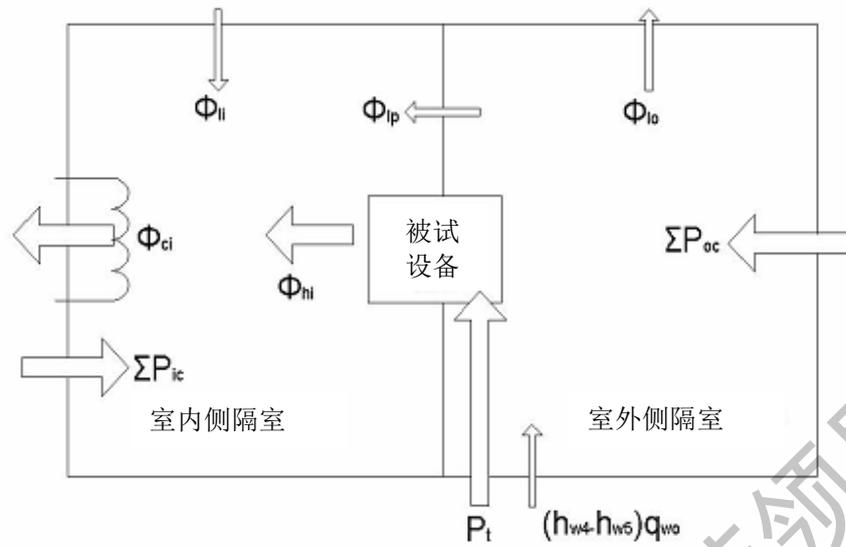


图 D7. 制热能力试验过程中的量热计能量流

D4.5.2 通过对量热计室内侧隔室的测量来确定制热量，根据以下公式计算：

$$\phi_{hi} = \phi_{lci} + \phi_t + \phi_{tr} - \Sigma P_{ic} \quad (D6)$$

其中：

$\Sigma P_{ic}$  是输入室内侧隔室的其他功率（如：照明，输入补偿装置的用电量和热功率，湿度装置的热平衡热量），单位：瓦。

D4.5.3 对于蒸发器从气流带走热量的设备，通过对吸热侧的测量来确定制热量，根据以下公式计算：

$$\phi_{ho} = \Sigma P_{oc} + P_t + q_{wo} (h_{w4} - h_{w5}) + \phi_t + \phi_{loo} \quad (D7)$$

其中：

$\Sigma P_{oc}$  = 对室外侧隔室输入的全部功率，不包括对设备输入的功率，单位：瓦；

$P_t$  = 对设备输入的全部功率，单位：瓦；

$q_{wo}$  = 为维持试验工况而对室外侧隔室供给的水流量，单位：千克/秒；

$h_{w4}$  = 向室外侧隔室供给的水的比焓，单位：焦/千克；

$h_{w5}$  = 分别为设备中冷凝水（试验工况下，高）和霜（H2 或 H3 试验工况下）的比焓，单位：焦/千克；

$\phi_{loo}$  = 通过其他面进入室外侧隔室的热流，单位：瓦。

## D5. 室内空气焓差试验法

### D5.1 概述

在空气焓差试验法中，制冷量是通过测量进入和离开试验间的空气的湿球和干球温度、以及伴随的气流量确定的。

## D5.2 应用

D5.2.1 被试空调机的送风应当直接导入进风室。如果设备和进风室之间不能直接连接的，应当在设备上安装一根短的静压箱。静压箱的尺寸应当与设备的空气出口相同；如果尺寸不同，那么静压箱的结构至少不得阻碍排出空气的膨胀。通过进风室的风管横截面积应当将被试空调机的平均气流速度 ( $V_2$ ) 控制在 4.1 英尺/秒 (1.25 米/秒) 以下。被试空调机的进风室和新风进风口之间的静压差应当为零。进风室的试验设置如图 D8 所示。

D5.2.2 气流的测量应当根据 D6 的规定进行。

注意：其他指导可参见 ISO 3966“封闭管道中液体流量的测量使用皮托管的速度面积方法”、ISO 5167“通过压差装置测量流体流量——第 1 部分：孔板、喷嘴和文丘里管插入圆形横截面管道满载运行”、和 ISO 5221“空气分布和空气扩散——风管内气流速度的测量方法的标准”（视具体适用情况而定），以及本附录的规定。

D5.2.3 当使用室内空气焓差试验方法进行制冷、或者稳态制热能力试验时，应当适用表 D2 给出的附加试验允差。

表 D2. 使用室内空气焓差进行稳态制冷和制热能力试验的允差

测量参数	算术平均值 与规定试验工况的允差	单项参数 与规定试验工况的最大允差
室内侧的送风温度：干球温度	不适用	2.0°C <sup>a</sup> [ ]
对室内气流的外部阻力	±5 帕 [ ]	±5 帕 [ ]
a. 允差表示试验过程中最大和最小测量值之间允许的最大差异。		

表 D3. 使用室内空气焓差进行瞬时制热试验的允差

测量参数	算术平均值 与规定试验工况的允差		单项参数 与规定试验工况的允差	
	间隔 H <sup>a</sup>	间隔 D <sup>b</sup>	间隔 H <sup>a</sup>	间隔 D <sup>b</sup>
对气流的外部阻力	±5 帕 [ ]	不适用	±5 帕 [ ]	不适用
注意：				
a. 当热泵在制热模式下运行时适用，但是除霜循环结束后的前 10 分钟除外。				
b. 当热泵在制热模式下运行时，除霜循环以及除霜循环结束后的前 10 分钟适用。				

D5.2.4 使用室内空气焓差法进行瞬时制热能力试验时，应当适用表 D3 给出的附加试验允差。

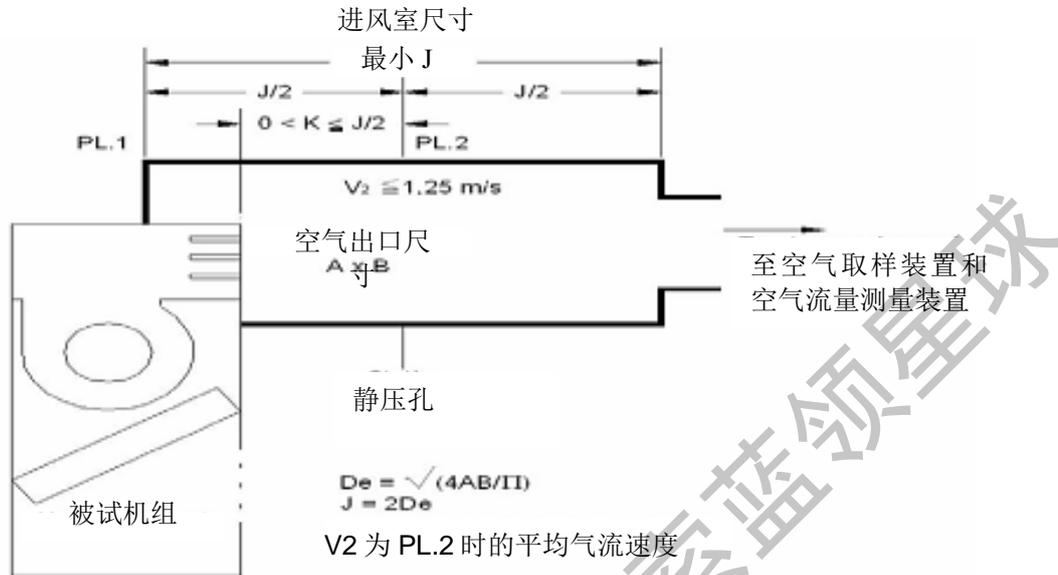


图 D8. 使用室内空气焓差试验法对无风管机组进行试验时的进风室要求

$$\phi_{tci} = \frac{q_{vi}(h_{a1} - h_{a2})}{v'_n(1+W_n)} \quad (D8)$$

$$\phi_{sci} = \frac{q_{vi}(c_{pa1}t_{a1} - c_{pa2}t_{a2})}{v_n} = \frac{q_{vi}(c_{pa1}t_{a1} - c_{pa2}t_{a2})}{v'_n(1+W_n)} \quad (D9)$$

$$\phi_d = \frac{K_1 q_{vi}(W_{i1} - W_{i2})}{v_n} = \frac{K_1 q_{vi}(W_{i1} - W_{i2})}{v'_n(1+W_n)} \quad (D10)$$

$$\phi_d = \phi_{tci} - \phi_{sci} \quad (D11)$$

(D8) 其中:

$h_{a1}$  = 室内侧的进风空气比焓，单位：焦/千克，干空气；

$h_{a2}$  = 室内侧的送风空气比焓，单位：焦/千克，干空气；

$v'_n$  = 喷嘴处空气的比体积，单位：立方米/千克，湿空气；

$W_n$  = 喷嘴进风口的比湿，单位：千克/千克，干空气。

## 增加 IP 单元

(D9) 其中:

$t_{a1}$	=室内侧的进风干球温度, 温度, 单位: °C;
$t_{a2}$	=室内侧的送风干球温度, 温度, 单位: °C;
$v_n$	=喷嘴处的气流速度, 单位: 米/秒;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿, 单位: 千克/千克, 干空气。

(D10) 其中:

$K_1$	=水的汽化潜热 (0°C时为 2500.4 焦/克);
$v_n$	=喷嘴处的气流速度, 单位: 米/秒;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿, 单位: 千克/千克, 干空气。

## D5.3 制热量的计算

基于室内侧数据的总制热量应当通过以下公式计算:

$$\phi_{thi} = \frac{q_{vi}(c_{pa}t_{a2} - c_{pa}t_{a1})}{v_n} = \frac{q_{vi}(c_{pa}t_{a2} - c_{pa}t_{a1})}{v'_n(1+W_n)} \quad (D12)$$

其中:

$t_a^2$	=空调器室内侧送风干球温度, 单位: °C;
$t_a^1$	=空调器室内侧回风干球温度, 单位: °C;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的湿度, 单位: 千克/千克, 干空气。

注意: 公式 D8、D9、D10 和 D12 中不包括试验管道和进风室的漏热补偿。

## D5.4 气流焓值的测量

推荐使用以下试验装置:

## D5.4.1 风洞型空气焓差法 (参见图 D9)。

被试空调机放在试验间内。试验间具有适当的措施, 可以将设备的进风维持在所需的干湿球温度。将空气测量装置连接到设备的室内侧或室外侧空气出口 (也可以内外侧都连接, 视情况而定), 将空气直接送入试验间或者试验空间。使用适当的方法 (装置) 测量进出设备的空气干湿球温度和外部阻力。

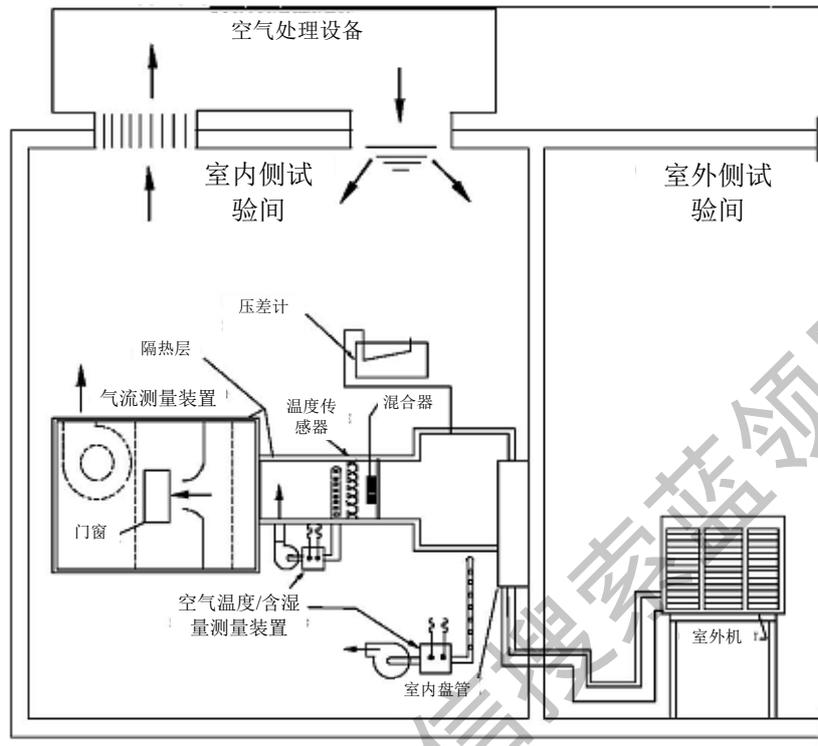


图 D9. 风洞型空气焓差法试验装置图

## D5.4.2 环路型空气焓差法（参见图 D10）

环路型的试验装置和风洞型不同：空气测量装置的出口连接到相应的空气再处理设备，而空气再处理设备又连接到被试空调机的进风口，因此形成“环路”。试验环路应当加以密封，确保对制冷量测量结果有影响的各处的漏风量不超过实际流量的1%。设备的环境空气干球温度应保持在试验要求的进风干球温度值的 $\pm 5.4^{\circ}\text{F}$  ( $\pm 3.0^{\circ}\text{C}$ ) 范围内。需要通过适当的方法，测量空气的干湿球温度和外部阻力。

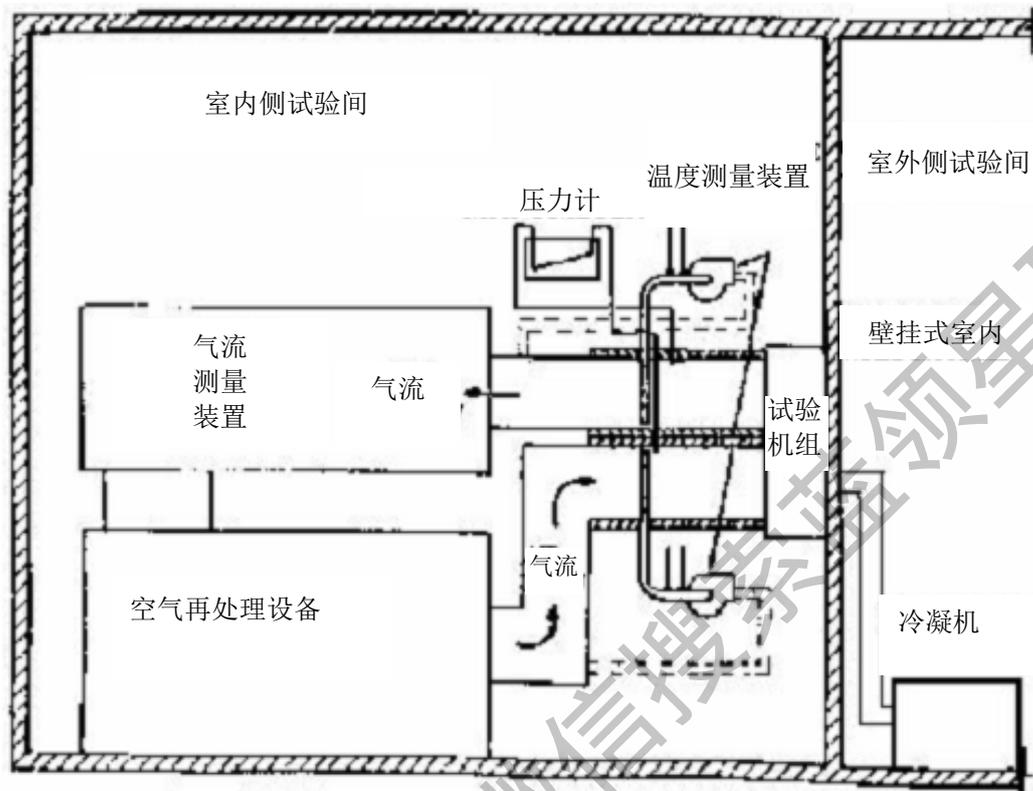


图 D10. 环路型空气焓差法试验装置图

#### D5.5 量热计空气焓差法 (参见图D11)

对于压缩机气流和室内气流独立循环的设备，量热计空气焓差法的试验安装应当包括压缩机的热辐射（参见图D9）。使用量热计空气焓差法进行试验时，应当在被试空调机或者被试空调机的有关部分上方安装一个机罩，机罩材料不限，但必须不吸湿，密封好，最好隔热性能也很好。机罩应当够大，能让设备和机罩之间的空气自由流通，而且，机罩与设备任何部分之间的距离至少不得低于5.9英寸（15厘米）。机罩的进风口应当离设备进风口比较远，这样才能让封闭空间里的空气充分循环。将空气测量装置连接到设备的空气出口，穿过机罩的部分应当做好隔热处理。设备的进风干湿球温度要在机罩的进风口测量。温度和外部阻力都要采用适当的方法测量。

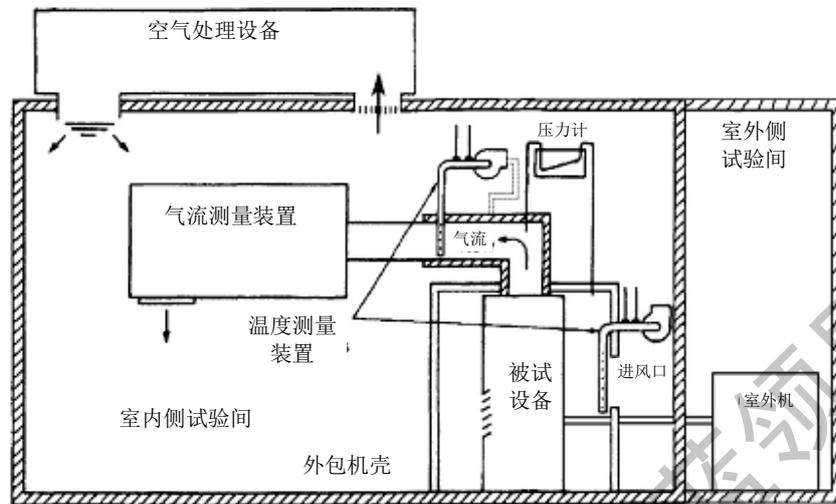


图 D11. 量热计空气焓差法试验装置图

## D6. 气流的测量

### D6.1 气流的表示方法

使用本附录规定的装置和试验程序测量风量。国际上用质量流量来表示空气流量。如果出于评价性能的目的需要使用体积流量来表示风量，则应当说明确定体积流量时所使用的试验工况（压力、温度和湿度）。

### D6.2 气流和静压

通过测量喷嘴直径（精度为 $\pm 0.2\%$ ）确定喷嘴的面积，测量位置：分别位于喷嘴周围大约 45 度的四个点，两个位于通过喷嘴口的地方，一个位于出口，另一个位于接近圆弧的直线部分。

### D6.3 喷嘴装置

D6.3.1 喷嘴装置由一个进风室和一个进风室组成，两个风门之间用隔墙隔开，隔墙里面设有一个或者多个喷嘴（参见图 D11）。被试空调机送出的风通过一根管道送到进风室，通过喷嘴，然后送到试验间或者返回设备的进风口。

D6.3.2 喷嘴装置以及与设备进风口的连接都应当密封好，从而将漏风量控制住不超过实际气流量的 1.0%。

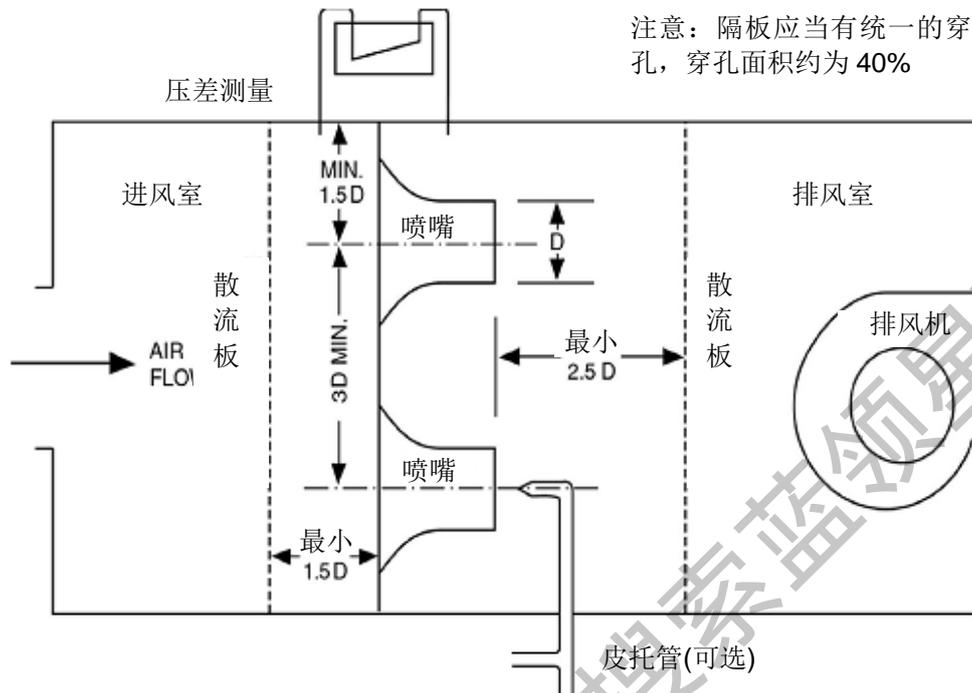


图 D12. 空气流量测量装置

- D6.3.3 两个喷嘴的中心距离不得小于较大喷嘴喉径的 3 倍，任何喷嘴的中心到最近的进风室或进风室墙面的距离不得小于其喉径的 1.5 倍。
- D6.3.4 在进风室（距离至少为最大喷嘴喉径的 1.5 倍）隔墙的下风侧和进风室（距离至少为最大喷嘴喉径的 2.5 倍）最大喷嘴出口平面的下风侧分别安装散流板。
- D6.3.5 在进风室的一面墙上安装一只排风机，排风机要能为设备的空气出口提供需要的静压，同时提供适当的措施使排风机的容量可调。
- D6.3.6 使用压差计测量喷嘴的静压降。压差计的一端连接到与进风室内墙齐平的静压孔，另一端连接到与进风室内墙齐平的静压孔，最好是将进风室和进风室的多个静压孔连接到并联的多只压差计，或者使用歧管连接到同一只压差计。连接的位置不应受到气流的影响。另外，也可以用图 D11 所示的皮托管测量喷嘴送风的动压头，但如果喷嘴数量不止一个，则应当分别测量每个喷嘴送风的动压头。
- D6.3.7 采用适当方法测量喷嘴喉部的空气密度。
- D6.3.8 任何喷嘴喉部的气流速度均不得小于 49 英尺/秒（15 米/秒），不得大于 115 英尺/秒（35 米/秒）。
- D6.3.9 喷嘴的构造如图 D12 所示，其使用根据 D6.3.10.和 D6.3.11.的规定。

D6.3.10 图 D12 所示结构的喷嘴排风系数（喉部长度与直径之比为 0.6）可以使用以下公式确定：

$$C_d = 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{\text{Re}}} + \frac{134.6}{\text{Re}} \quad (\text{D13})$$

对于雷诺兹数值（Re）大于等于 12,000 的，

雷诺兹数值的计算公式为：

$$\text{Re} = \frac{V_n D_n}{\nu} \quad (\text{D14})$$

其中：

$V_n$  = 喷嘴喉部的气流速度；

$D_n$  = 喷嘴的喉径；

$\nu$  = 空气的运动粘度。

D6.3.11 喷嘴也可以根据相关的国家标准构造，只要能够适合图 C.1 所述的装置，并且达到同等精确度。

#### D6.4 静压的测量

D6.4.1 静压孔应当由直径为 0.25 英寸±0.04 英寸（6.25 毫米±0.25 毫米）的短管构成。短管焊接在静压箱的外表面，小孔居中并穿透静压箱。小孔的边缘不得有毛刺和任何其他不规则表面。

D6.4.2 静压箱和管道都应当密封好，以防漏风，尤其是与设备和空气流量测量装置连接的地方。另外还需要进行隔热处理，防止设备空气出口和温度测量装置之间漏热。

#### D6.5 送风气流的测量

D6.5.1 被试空调机的空气出口应当使用空气阻力可以忽略不计的连接管连接到静压箱，如图 D11 所示。

D6.6 测量静压箱的静压时，应当将压差计的一端连接到与进风室内墙齐平的静压孔进行测量。

#### D6.7 室内侧气流的测量

D6.7.1 需要测出以下数据：

- a) 大气压力；
- b) 喷嘴的干球温度或者露点温度；
- c) 喷嘴的静压差，或喷嘴的风压。

D6.7.2 通过同一只喷嘴的空气质量流量根据以下公式确定：

$$q_m = Y C_d A \sqrt{\frac{2 p_v}{v'_n}} \quad (D1)$$

其中：

$C_d$  = 喷嘴排风系数；

$v'_n$  = 喷嘴处空气的比体积，单位：立方米/千克，湿空气；

膨胀系数： $Y$  的计算公式如下：

$$Y = 0.452 + 0.548\alpha \quad (C.4)$$

压力比： $\alpha$  的计算公式如下：

$$\alpha = 1 - \frac{p_v}{p_n} \quad (D16)$$

通过同一只喷嘴的风量根据以下公式确定：

$$q_v = C_d A \sqrt{2 p_v v'_n} \quad (D17)$$

$$v'_n = \frac{v_n}{(1 + W_n)} \quad (D18)$$

其中：

$C_d$  = 喷嘴排风系数；

$v'_n$  = 喷嘴处空气的比体积，单位：立方米/千克，湿空气；

$v_n$  = 喷嘴处的空气速度，单位：米/秒；

$W_n$  = 喷嘴进风口的比湿，单位：千克/千克，干空气。

需要 IP 单元。

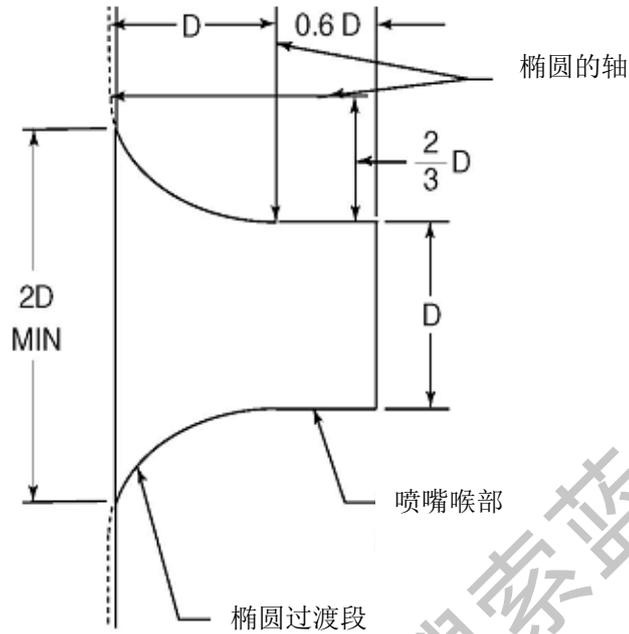


图 D13. 气流测量喷嘴

D6.7.3 通过多个喷嘴的气流应当根据 D6.6.2. 计算，总流速为使用的每个喷嘴的  $q$  值之和。

#### D6.8 通风量、排风量和漏风量的测量——（量热计试验法）

D6.8.1 通风量、排风量和漏风量应当在制冷系统运行、并且达到冷凝平衡之后，采用与图 D13 类似的装置进行测量。

D6.8.2 使用平衡装置调节室内侧和室外侧隔室之间的静压，当最大静压差不超过 0.004 英寸水柱（1 帕）时，测量以下数据：

- a) 大气压力；
- b) 喷嘴的干球和湿球温度；
- c) 喷嘴风压。

D6.8.3 气流应当根据 D6.7.2. 计算。

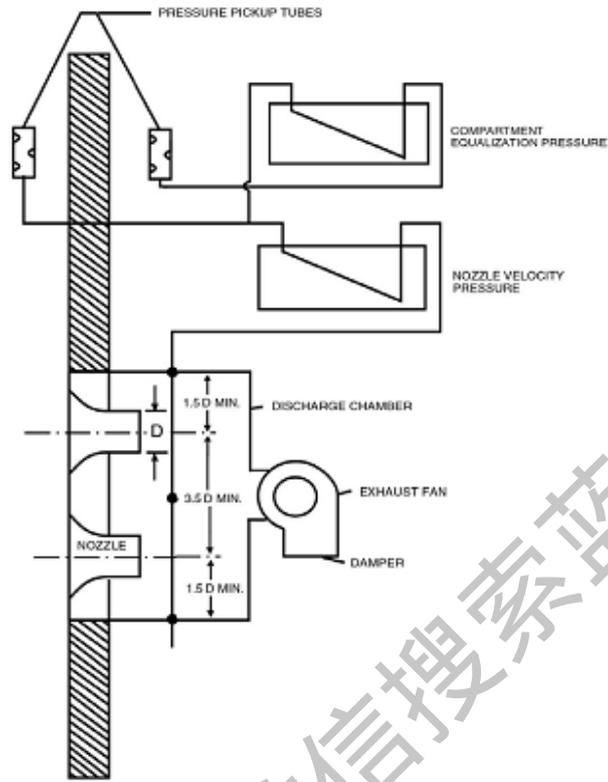


图 D14. 压力平衡装置

获取更多资料

微信搜索 索蓝领星球

## 附录 E. 热回收试验方法——规范性附录

## E1. 概述

通过 E3、E4 和 E5 所述的方法，可确定热回收系统的总能力。

## E2. 热回收试验

## E2.1. 热回收能力评价

## E2.1.1. 一般条件

E2.1.1.1. 所有模块型热回收系统的热回收能力和热回收效率 (HRE) 应当根据本附录确定。试验要求见《附录 D》，试验方法见 E3、E4 和 E5。

E2.1.1.2. 试验（见 E2.2）时，系统的所有室内机组全部启动，尽量以最大能力运行。

E2.1.1.3. 厂家应当指明达到满负荷工况所需的压缩机变频，试验时设备应当维持该频率。

注意 1：如果设备不能通过正常控制装置维持在稳态工况运行，则厂家应当修改或对其控制装置进行超驰控制，使设备达到稳态工况。

注意 2：被试空调机如果包含变频压缩机的，需要由懂控制软件的合格技术人员进行安装。设备安装或进行试验准备时，厂家或厂家的指定代理人应当在现场。

## E2.1.2. 温度条件

温度条件见表 E1 的规定。

表 E1. 同时制热和制冷试验工况

	三室量热计或者空气焓差 SCHE3		两室空气焓值 SCHE2	
	干球温度 °F [°C]	湿球温度 °F [°C]	干球温度 °F [°C]	湿球温度 °F [°C]
室外一侧				
- 空气	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]
- 水	86.0 [30.0]		86.0 [30.0]	
室内一侧				
- 制热	70.0 [21.1]	59.0 [15] (最大值)	75.0 [23.2]	70.0 [21.1]
- 制冷	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	75.0 [23.2]	70.0 [21.1]

## E3. 三室量热计试验法

E3.1 使用量热计对热回收系统进行试验时，需要使用三室量热计。制冷的室内机组应当安装在一个隔室，制热的室内机组安装在另一个隔室，室外机组安装在第三个隔室。

E3.2 量热计的每个隔室都应当满足《附录 D》规定的要求。

E3.3 只有当测得的室内机组总制冷能力（见《附录 D》4.4.）和压缩机以及风机的输入功率，与室内机组的总制热能力（见《附录 D》4.5.）和以及室外机组的散热量之差不得超过 4%时，试验结果才算有效。如果室外机吸热（见 D4.5.3.），则室外机的散热量为负数；如果室外机散热（见 D4.4.6.），则散热量为正数。

#### E4. 三室空气焓差试验法

E4.1. 制冷的室内机组应当安装在一个隔室内，制热的室内机组安装在另一个隔室内，室外机组安装在第三个隔室内。

E4.2. 试验装置应当满足 E6 的规定（室内空气焓差试验要求）。

#### E5. 两室空气焓差试验法

E5.1. 所有室内机组（无论是以制冷还是制热模式运行）都安装在同一个室内侧隔室内。室外机组安装在另一个隔室内。

E5.2. 以制热模式运行的所有机组都应当连接到一个共用静压箱，以制冷模式运行的所有机组都应当连接到另外一个共用静压箱，两者都应当符合 E6 规定的要求。

#### E6. 室内空气焓差试验法

E6.1. 概述。

进行空气焓差试验时，制冷量是通过测量设备进送风的干湿球温度和伴随的气流速度确定的。

E6.2. 应用

E6.2.1. 被试空调机的送风应当直接导入进风室。如果设备和进风室之间不能直接连接的，应当在设备上安装一根短的静压箱。静压箱的尺寸应当与设备的空气出口相同；如果尺寸不同，那么静压箱的结构至少不得阻碍排出空气的膨胀。通过进风室的风管横截面积应当将被试空调机的平均动压控制在 1.25 米/秒（英尺/秒）以下。被试空调机的进风室和新风进风口之间的静压差应当为零。进风室的试验安装如图 E1 所示。

E6.2.2. 气流的测量应当根据《附录 D6》的规定进行。

**注意：**其他指导可参见 ISO 3966“封闭管道中液体流量的测量使用皮托管的速度面积方法”、ISO 5167“通过压差装置测量流体流量——第 1 部分：孔板、喷嘴和文丘里管插入圆形横截面管道满载运行”、和 ISO 5221“空气分布和空气扩散——风管内气流速度的测量方法的标准”（视具体适用情况而定），以及本附录的规定。

E6.2.3. 使用室内空气焓差法进行制冷或稳态制热能力试验时，适用表 E2 给出的附加试验允差。

表 E2. 使用室内空气焓差法进行稳态制冷和制热能力试验时的允差

参数	算术平均值 与规定试验工况的允差	单项参数 与规定试验工况的最大允差
室内一侧的送风温度： 干球温度	不适用	2.0°C <sup>a</sup> [ ]
对室内气流的外部阻力	±5 帕 [ ]	±5 帕 [ ]

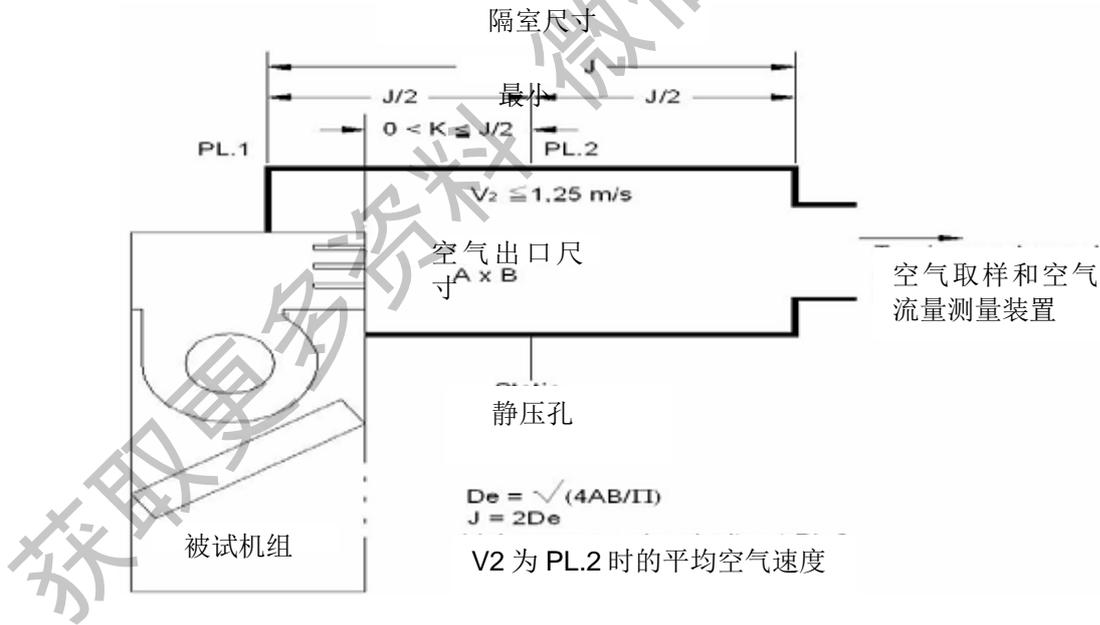
a. 允差表示试验过程中最大和最小测量值之间允许的最大差异。

表 E3. 使用室内空气焓差法进行瞬时制热试验时的允差

测量参数	算术平均值 与规定试验工况的允差		单项参数 与规定试验工况的最大允差	
	间隔 H <sup>a</sup>	间隔 D <sup>b</sup>	间隔 H <sup>a</sup>	间隔 D <sup>b</sup>
对气流的外部阻力	±5 帕 [ ]	不适用	±5 帕 [ ]	不适用

注意：  
a. 当热泵在制热模式下运行时适用，但是除霜循环结束后的前 10 分钟除外。  
b. 当热泵在制热模式下运行时，除霜循环以及除霜循环结束后的前 10 分钟适用。

E1.1.1. 使用室内空气焓差法进行瞬时制热能力试验时，适用表 E2 给出的附加试验允差。



图E1. 使用室内空气焓差法对无风管机组进行试验时的进风室要求

增加IP (E1)，其中：

$h_{a1}$	=室内一侧进风空气的比焓, 单位: 焦/千克, 干空气;
$h_{a2}$	=室内一侧送风空气的比焓, 单位: 焦/千克, 干空气;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿度, 单位: 千克/千克, 干空气。

(E2) 其中:

$t_{a1}$	=室内一侧进风空气的温度, 干球温度, 单位: °C;
$t_{a2}$	=室内一侧送风空气的温度, 干球温度, 单位: °C;
$v_n$	=喷嘴处的气流速度, 单位: 米/秒;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿度, 单位: 千克/千克, 干空气。

(E3) 其中:

$K_1$	=水的汽化潜热 (2500, 0°C时为 4 焦/克);
$v_n$	=喷嘴处的气流速度, 单位: 米/秒;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿度, 单位: 千克/千克, 干空气。

### E6.3. 制热量的计算

基于室内一侧数据的总制热量应当根据以下公式计算:

$$\phi_{thi} = \frac{q_{vi}(c_{pa}t_{a2} - c_{pa}t_{a1})}{v'_n} = \frac{q_{vi}(c_{pa}t_{a2} - c_{pa}t_{a1})}{v'_n(1+W_n)} \quad (E5)$$

其中:

$t_a^2$	=室内一侧的送风温度, 干球温度, 单位: °C;
$t_a^1$	=室内一侧的进风温度, 干球温度, 单位: °C;
$v'_n$	=喷嘴处空气的比体积, 单位: 立方米/千克, 湿空气;
$W_n$	=喷嘴进风口的比湿度, 单位: 千克/千克, 干空气。

#### 增加 IP 单元

注意: 公式 E1、E2、E3 和 E5 不包括试验管道和进风室的漏热补偿。

### E6.4. 气流焓值的测量

推荐使用以下试验装置:

#### E6.4.1. 风洞型空气焓差法 (参见图 E2)

被试空调机放在试验间内。试验间具有适当的措施, 可以将设备的进风维持在所需的干湿球温度。将空气测量装置连接到设备的室内侧或室外侧空气出口 (也可以内外侧都连接, 视情况而定), 将空气直接送入试验间或者试验空间。使用适当的方法 (装置) 测量进出设备的空气干湿球温度和外部阻力。

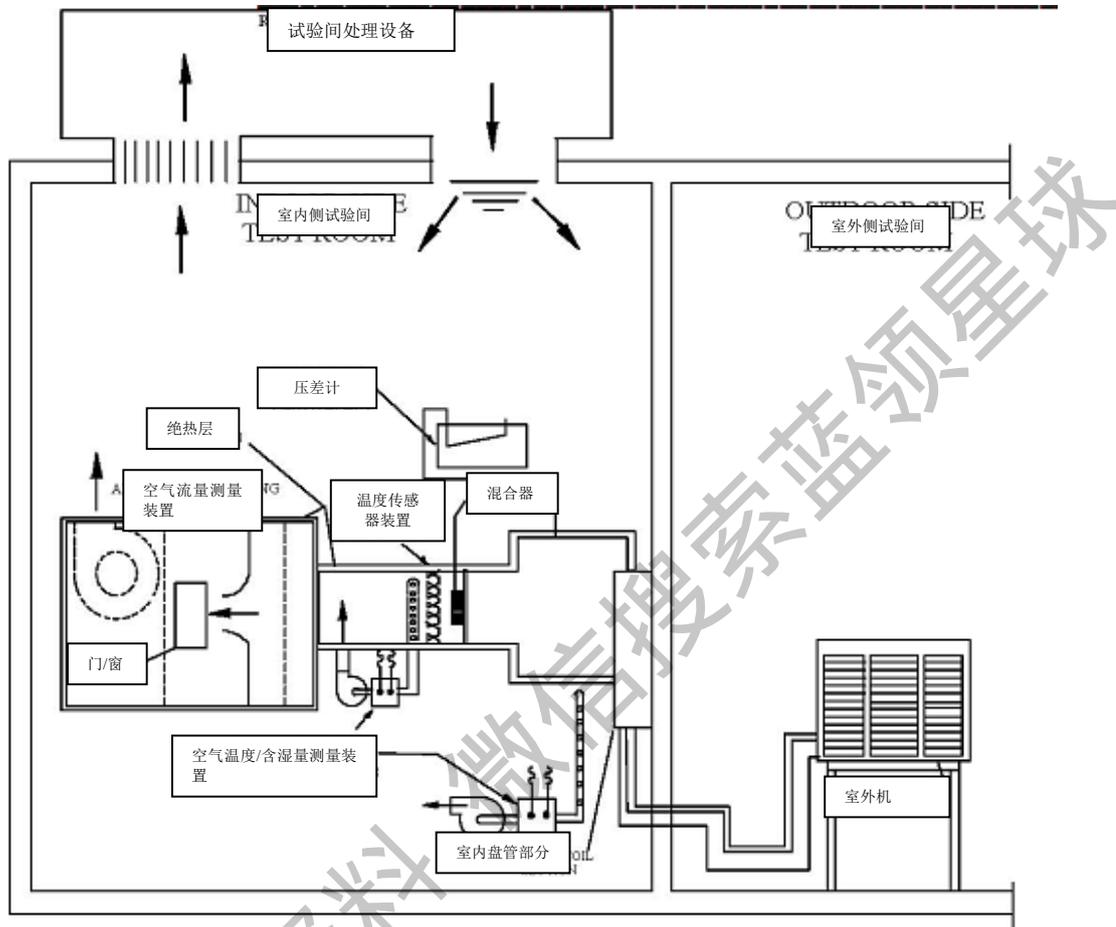


图 E2. 风洞型空气焓差试验法

## E6.4.2. 环路型空气焓差法（参见图 E3）

环路型的试验装置和风洞型不同：空气测量装置的出口连接到相应的空气再处理设备，而空气再处理设备又连接到被试空调机的进风口，因此形成“环路”。试验环路应当加以密封，确保对制冷量测量结果有影响的各处的漏风量不超过实际流量的1%。设备的环境空气干球温度应保持在试验要求的进风干球温度值的 $\pm 5.4^{\circ}\text{F}$  ( $\pm 3.0^{\circ}\text{C}$ ) 范围内。需要通过适当的方法，测量空气的干湿球温度和外部阻力。

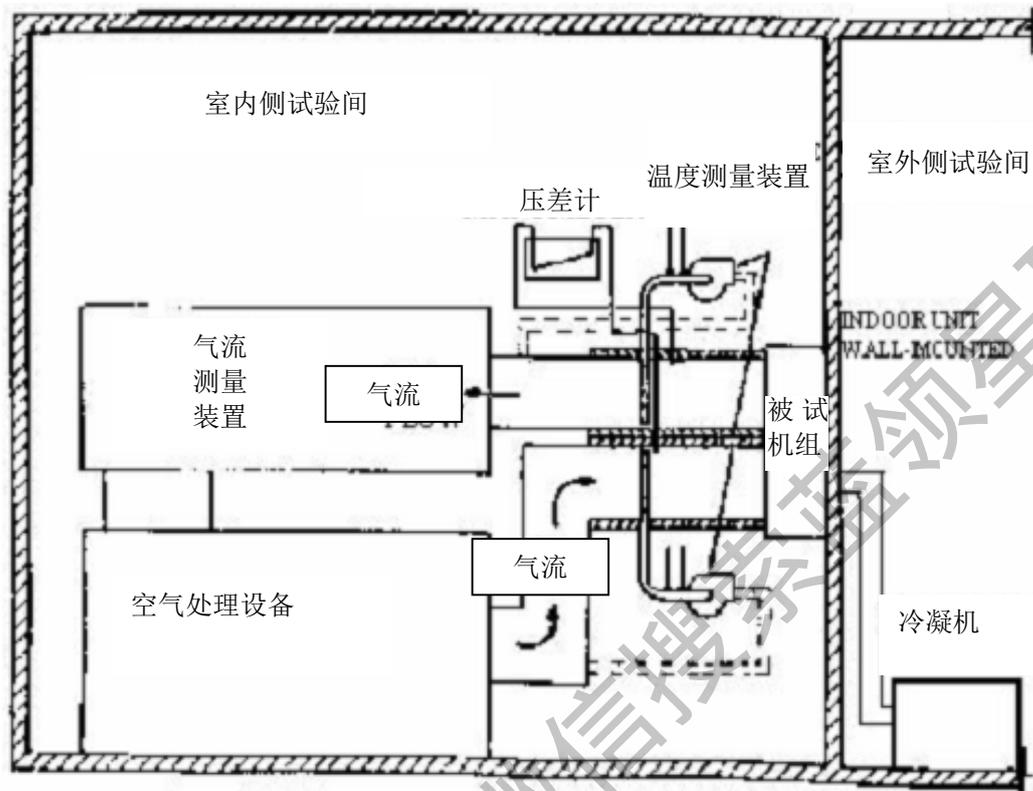


图 E3. 回路型空气焓差试验法

#### 6.5 量热计空气焓差法（参见图 E4）

对于压缩机气流和室内气流独立循环的设备，量热计空气焓差法的试验安装应当包括压缩机的热辐射（参见图E3）。使用量热计空气焓差法进行试验时，应当在被试空调机或者被试空调机的有关部分上方安装一个机罩，机罩材料不限，但必须不吸湿，密封好，最好隔热性能也很好。机罩应当够大，能让设备和机罩之间的空气自由流通，而且，机罩与设备任何部分之间的距离至少不得低于15厘米。机罩的进风口应当离设备进风口比较远，这样才能让封闭空间里的空气充分循环。将空气测量装置连接到设备的空气出口，穿过机罩的部分应当做好隔热处理。设备的进风干湿球温度要在机罩的进风口测量。温度和外部阻力都要采用适当的方法测量。

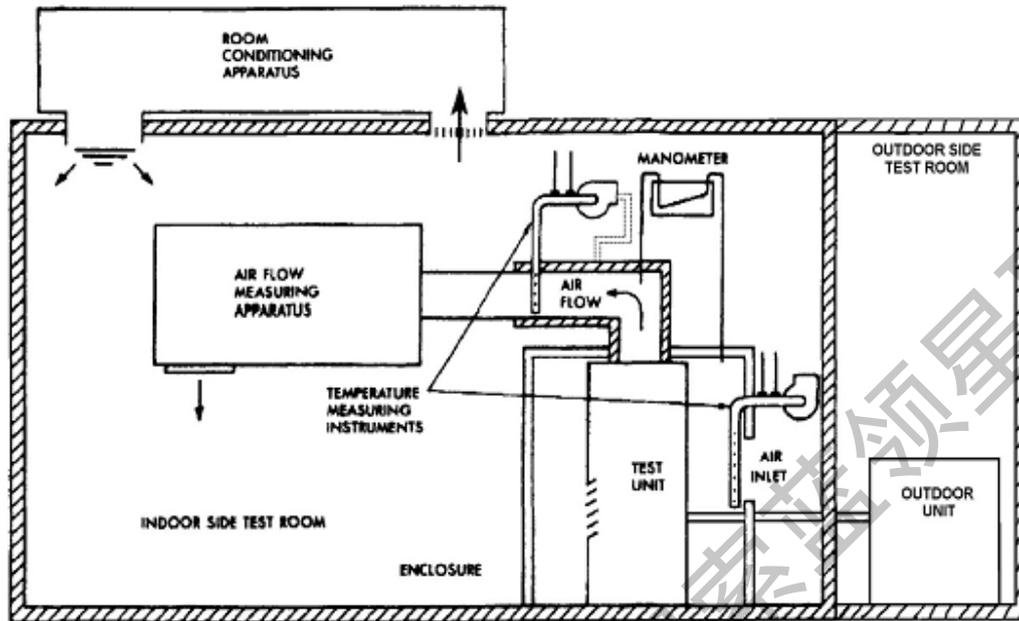


图 E4. 量热计空气焓差试验法

## E7. 试验结果

### E7.1. 制冷能力的计算

#### E7.1.1. 概述

试验结果应当能够量化反映被试空调机对空气产生的效果。在给定的试验工况下，设备能力试验结果应当包括以下数据（制冷或制热能力，视情况而定）：

- a) 总制冷能力， Btu/h [W]；
- b) 显热制冷能力， Btu/h [W]；
- c) 潜热制冷能力， Btu/h [W]；
- d) 制热能力， Btu/h [W]；
- e) 室内侧气流速度， 立方英尺/分（立方米/秒）， 标准空气；
- f) 对室内气流的外部阻力， 英寸水柱（帕）；
- g) 对设备的有效输入功率或对各电热装置的输入功率， 瓦

注意：潜热制冷能力的计算参见《附录D》。如使用量热计法或室内空气焓差法的，参见《附录E》。

## E7.1.2. 试验结果的调整

在试验工况的允差范围内，试验结果不需要调整，直接作为设备的制冷量或制热量。但空气焓值、比体积和定压比热容应当根据饱和温度和标准大气压的偏差进行调整。

## E7.1.3. 制冷能力的计算

E7.1.3.1. 平均制冷能力应当根据数据采集期内记录的制冷量数据确定。

E7.1.3.2. 平均用电量输入应当根据数据采集期内记录的用电量输入数据确定；如果使用了电能表，也可根据该段时间内的总耗电量确定。

E7.1.3.3. 额定制冷能力应当包括循环风机产生的热量，但不包括辅助制热。对于无风机机组，也需要考虑风机的效果。

## E7.1.4. 制热能力的计算

## E7.1.4.1. 稳态制热能力的计算

E7.1.4.1.1. 用量热计法或室内空气焓差法进行 E7.1.4.1.2 或 E7.1.4.1.2 规定的试验时，应当根据《附录 D》使用数据采集期内采集到的数据计算制热能力。

E7.1.4.1.2. 试验程序：当除霜循环启动(无论是自动还是手动)，终止预处理过程时。

E7.1.4.1.2.1. 数据采集期的前 35 分钟内 $\% \Delta T$  超过 2.5%的试验应当视为瞬时试验。同样，如果热泵在平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内启动除霜循环，则该试验也是瞬时试验。

E7.1.4.1.2.2. 如果没有出现第 6.1.9.1 条规定的条件，且平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内均符合试验允差要求的，则该试验为稳态试验。稳态试验应当在数据采集 35 分钟后终止。

E7.1.4.1.3 试验程序：当除霜循环不终止预处理时。

E7.1.4.1.3.1. 如果热泵在平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内启动除霜循环，应当根据 E7.1.4.1.3.3 重新进行试验。

E7.1.4.1.3.2. 如果数据采集期的前 35 分钟内 $\% \Delta T$  超过 2.5%，应当根据 E7.1.4.1.3.3 重新进行试验。试验开始前有一个除霜循环，可手动启动，也可等热泵自动启动。

E7.1.4.1.3.3. 符合 E7.1.4.1.3.1 或 E7.1.4.1.3.2 任意一种情况时，则应当在除霜循环终止后又达到平衡运行（该平衡运行时间维持 1 小时）10 分钟后重新开始试验。试验要求和第一次试验相同。

E7.1.4.1.3.4. 如果 E7.1.4.1.3.1 或者 E7.1.4.1.3.2 所述条件不出现，且在平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内符合试验允差要求，则该试验为稳态试验。稳态试验应当在 35 分钟数据采集期后终止。

E7.1.4.1.3. 平均制热能力应当根据数据采集期内记录的制热量数据确定。

E7.1.4.1.5 平均用电量输入应当根据数据采集期内记录的用电量输入数据确定；也可根据该段时间内的总耗电量确定。

#### E7.1.4.2. 瞬时制热能力试验

- E7.1.4.2.1. 瞬时值热能力应当取瞬时制热试验结果的平均值。使用量热计试验法时，应当根据《附录 C》的规定计算；使用室内空气焓差法的，则应当根据《附录 D》的规定计算。
- E7.1.4.2.2. 设备在数据采集器内完成一个或多个完整循环的，用数据采集期内的总制热量和所有的完整循环所对应的制热时间来计算平均制热能力。用同一个数据采集期内输入的总电量和所有的完整循环所对应的制热时间来计算平均用电量。[一个完整循环包括即从一次除霜结束到下一次除霜结束的一个制热阶段和一个制冷阶段]。
- E7.1.4.2.3. 设备在数据采集器内未完成一个完整循环的，用数据采集期内的总制热量和总制热时间来计算平均制热能力。（室内空气焓差试验法是 3 小时；量热计试验法是 6 小时）。用同一个数据采集期内输入的总电量和总制热时间来计算平均用电量。
- E7.1.4.2.4. 对于试验过程中仅发生一次除霜的设备，用整个试验的总制热量和制热时间计算平均制热能力。（使用室内空气焓差法是 3 小时；使用量热计法是 6 小时）。用整个试验所输入的总电量和制热时间计算平均用电量。

#### E7.1.5. 风机的输入功率

试验所测得的风机功率应当包含在名义功耗和能效的计算中。额定制热能力应当包括循环风机产生的热量，但不包括辅助电热装置。对于无风机机组，应当根据《附录 P》的规定，也需要考虑风机的效果。

#### E7.2. 需要记录的数据

制冷（热）能力试验需要记录的数据：如果采用室内空气焓差试验法的，见表15，如果采用室内量热计试验法的，见表16和17。表格所列的是要求的基本信息，可根据需要记录其他数据。用于性能评价的输入用电量应当采用制冷制热能力试验实际测得的数值。

表E4. 室内空气焓值能力试验过程中需要记录的数据

编号	数据
1	日期
2	观察人
3	大气压, 单位: 英寸汞柱 (千帕)
4	试验时间, 单位: 秒
5	对设备输入的功率 <sup>a</sup> , 单位: 瓦
6	对设备输入的电能 <sup>b</sup> , 单位: 瓦时
7	施加电压, 单位: 伏
8	电流, 单位: 安培
9	频率, 单位: 赫兹
10	每台室内机气流的外部阻力, 单位: 帕
11	风机速度设置
12	可变量压缩机满负荷设置
13	进入空调机的空气干球温度, 单位: °F (°C)
14	进入空调机的空气湿球温度, 单位: °F (°C)
15	空气测量装置的送风干球温度, 单位: °F (°C)
16	空气测量装置的送风湿球温度, 单位: °F (°C)
17	室外干球和湿球温度, 单位: °F (°C)
18	空气的体积流量速度及其计算所需的相关测量参数, 单位: 立方英尺/分 (立方米/秒)
19	制冷剂充注量, 单位: 磅 (千克)
a.	总输入功率和输入设备部件的功率 (如果要求的话)
b.	只在除霜运行过程中要求对设备的能量输入

表 E5. 量热计制冷能力试验中需要记录的数据

编号	数据
1	日期
2	观察人
3	大气压, 单位: 英寸汞柱 (千帕)
4	室内和室外风机速度设定
5	施加电压, 单位: 伏
6	频率, 单位: 赫兹
7	对设备输入的总电流, 单位: 安培
8	对设备输入的总功率 <sup>a</sup> , 单位: 瓦
9	可变量压缩机的满负荷设置。空气的干球和湿球温度 (量热计室内侧隔室) <sup>b</sup> , 单位: °C
10	空气的干球和湿球温度 (量热计室内侧隔室) <sup>b</sup> , 单位: °C
11	标定型量热计的外部平均空气温度, (见图 D.6), 单位: °C
12	对室内侧和室外侧隔室输入的总功率, 单位: 瓦
13	加湿器内蒸发的水量, 单位: 千克
14	室内侧和室外侧 (如果使用的话) 隔室或者加湿器水罐的加湿器水温, 单位: °C
15	通过室外侧隔室制冷盘管的冷却水流速, 单位: 立升/秒
16	进入室外侧隔室制冷盘管的冷却水温度, 单位: °C
17	离开室外侧隔室制冷盘管的冷却水温度, 单位: °C
18	离开室外侧隔室的冷凝水温度, 单位: °C
19	设备排出的冷凝水质量, 单位: 磅 (千克)
20	流经隔墙喷嘴的体积流量, 单位: 立方米/秒
21	量热计隔室隔墙两侧的静压差, 单位: 帕
22	制冷剂充注量, 单位: 磅 (千克)
a.	对设备的总输入功率, 设备的外接部件不止一个时除外; 分别记录各个外接部件的功率输入。
b.	见 E1.3.2

表E6. 量热计制热能力试验中需要记录的数据

编号	数据
1	日期
2	观察人
3	大气压, 单位: 千帕
4	室内室外风机的速度设置
5	施加电压, 单位: 伏
6	频率, 单位: 赫兹
7	对设备输入的总电流, 单位: 安培
8	对设备输入的总功率 <sup>a</sup> , 单位: 瓦
9	可变容量压缩机的满负荷设置
10	空气的干球和湿球温度(量热计室内侧隔室) <sup>b</sup> , 单位: °C
11	空气的干球和湿球温度(量热计室外侧隔室) <sup>b</sup> , 单位: °C
12	标定型量热计外的平均空气温度, (见图 D7.), 单位: °C
13	对室内和室外隔室输入的总功率, 单位: 瓦
14	加湿器内蒸发的水量, 单位: 千克
15	进入室内和室外(如果使用的话)隔室或者加湿器水罐的加湿器水温, 单位: °C
16	通过室外侧隔室制冷盘管的冷却水流速, 单位: gL <sup>3</sup> /秒或者立升/秒, 每分钟加仑数
17	进入室外侧隔室制冷盘管的冷却水温度, 单位: °C
18	离开室外侧隔室制冷盘管的冷却水温度, 单位: °C
19	室外侧隔室的冷凝水质量, 单位: 千克
20	室外侧隔室排出的冷凝水温度, 单位: °C
21	流经隔墙喷嘴的体积流量, 单位: 立方米/秒
22	量热计隔室隔墙两侧的静压差, 单位: 帕
23	制冷剂充注量, 单位: 磅(千克)
a.	对设备的总输入功率, 设备的外接部件不止一个时除外; 分别记录各个外接部件的功率输入。
b.	见 E1.3.4

## E7.3. 试验报告

## E7.3.1. 基本信息

试验报告至少应当包含以下基本信息:

- a) 日期
- b) 试验机构
- c) 试验地点
- d) 所使用的试验方法(量热计或者空气焓差法)
- e) 试验监督人
- f) 试验对象, 环境类型设定(即: T1、T2 和 T3)
- g) 《AHRI 标准 1230》的参考文件
- h) 试验装置的描述, 包括设备位置
- i) 铭牌信息(见 9.2)

## E7.3.2. 评价试验结果

报告值应当为试验结果的平均值。

## E7.3.3. 性能试验

应当报告与试验有关的所有信息。

## E8. 公布的额定值

## E8.1. 标准额定值

E8.1.1. 标准额定值应当包括制冷能力（显热、潜热和总制冷能力）、制热能力、能效比以及性能系数。所有的额定值都应当通过本国际标准规定的评价工况试验确定。

E8.1.2. 额定制冷能力应当以千瓦表示，四舍五入至3位有效数字。

E8.1.3. 能效比和性能系数应当以3位有效数字的倍数表示。

E8.1.4. 每个额定制冷能力试验应当使用相应的试验电压（见表 E7 第 2 列）和额定频率进行。

表 E7. 制冷能力试验工况

	T1	T2	T3
	°F (°C)	°F (°C)	°F (°C)
室内侧进风温度			
- 干球	80.6 [27.0]	69.8 [21.0]	84.2 [29.0]
- 湿球	66.2 [19.0]	59.0 [15.0]	66.2 [19.0]
系统环境温度			
- 干球	95.0 [35.0]	80.6 [27.0]	114.8 [46.0]
- 湿球	75.2 [24.0]	66.2 [19.0]	75.2 [24.0]
试验频率	额定频率		
试验电压	见表 F3		
T1- 温和气候条件下的标准制冷能力评价工况			
T2- 寒冷气候条件下的标准制冷能力评价工况			
T3- 炎热气候条件下的标准制冷能力评价工况			
a. 对不蒸发冷凝的风冷式冷凝器进行试验时，对湿球温度不作要求。			
b. 有两个额定频率的设备应当对每个频率进行试验。			

## E8.2. 其他额定值

可根据需要，公布其他的非标准评价工况额定值、国家法规规定的特别工况额定值、本标准规定的各种蒸发器和压缩机组合（按本标准规定的方法）的额定值以及通过本标准认可的分析法确定的额定值。

## 附录 F. 单台室内机组制冷能力试验——规范性附录

### F1. 概述

F1.1. 本附录确定了单台室内机组制冷能力的试验方法，试验时可关闭其他室内机组，只让一台室内机组独立运行，也可以所有室内机组一起运行。

所有试验都应当符合《附录 D》规定的试验要求。

### F2. 量热计试验法

F2.1. 使用量热计试验法进行测量时，如果其他的室内机组也同时启动运行，则至少需要一台三室量热计试验装置。如果只运行单机，则两室量热计即可。每台量热计都应当满足《附录 D》规定的量热计试验要求。

### F3. 空气焓差法

F3.1. 使用空气焓差法进行测量时，试验应当使用一个（或多个）室内侧隔室和一个（或多个）连接到室内机组的空气测量装置。室外机组至少应当位于环境试验间内。

F3.2. 试验装置应当符合《附录 E》所规定的室内空气焓差试验法的要求，但是，试验的那台室内机组的静压箱和空气流量测量装置应当独立于其他的室内机组。

### F4. 温度条件

F4.1. 表 F2T1、T2 和 T3 列规定了标准额定工况下确定制冷能力的温度条件

F4.2. 在类似于表 F2 第 T1 列规定的温和气候条件下使用的设备，应当按照表 1 规定的工况进行试验来确定设备的额定制冷能力，且该设备属于 T1 类设备。

F4.3. 在类似于表 F2 第 T2 列规定的寒冷气候条件下使用的设备，应当按照表 1 规定的工况进行试验来确定设备的额定制冷能力，且该设备属于 T2 类设备。

F4.4. 在类似于表 F2 第 T3 列规定的炎热气候条件下使用的设备，应当按照表 1 规定的工况进行试验来确定设备的额定制冷能力，且该设备属于 T3 类设备。

F4.5. 可在表 F2 T1、T2 和 T3 列规定的两种或两种以上气候条件下使用的设备，应当通过在表 1 中的对应工况进行试验来确定额定制冷能力。

表F1. 舒适型空调的压力要求

标准工况额定制冷能力（单位：千瓦）	最小静压 <sup>a</sup> （单位：帕）	最小静压 <sup>a</sup> （单位：水柱）
$0 < Q < 8$	25	0.10
$8 \leq Q < 12$	37	0.15
$12 \leq Q < 20$	50	0.20
$20 \leq Q < 30$	62	0.25
$30 \leq Q < 45$	75	0.30
$45 \leq Q < 82$	100	0.40
$82 \leq Q < 117$	125	0.50
$117 \leq Q < 147$	150	0.60
$Q > 147$	175	0.70

注意：a. 被试空调机没有安装空气过滤器的，最小静压应当增加 0.040"WC/10 帕。

表 F2. 制冷能力试验工况

	T1	T2	T3
	°F (°C)	°F (°C)	°F (°C)
室内侧进风温度			
- 干球	80.6 [27.0]	69.8 [21.0]	84.2 [29.0]
- 湿球	66.2 [19.0]	59.0 [15.0]	66.2 [19.2]
机组环境温度			
- 干球	95.0 [35.0]	80.6 [27.0]	114.8 [46.0]
- 湿球	75.2 [24.0]	66.2 [19.0]	75.2 [24.0]
试验频率	额定频率		
试验电压	见表 F3		
T1- 温和气候条件下的标准制冷能力评价工况 T2- 寒冷气候条件下的标准制冷能力评价工况 T3- 炎热气候条件下的标准制冷能力评价工况			
a. 对不蒸发冷凝物的风冷式冷凝器进行试验时，对湿球温度不作要求。 b. 有两个额定频率的设备应当对每个频率进行试验。			

表 F3. 制冷量和性能的试验电压（最大制冷和最大制热试验除外）

额定（铭牌）电压 <sup>a</sup>	试验电压
90~109	100
110~127	115
180~207	200
208~253	230
254~341	265
342~420	400
421~506	460
507~633	575

注意：a. 对于两个额定电压的设备（如：115/230 和 220/440），在第一个示例中试验电压应当为 115 和 230 伏，在第二个示例中试验电压应当为 230 和 460 伏。如果设备电压是一个范围，如：110~120 伏或 220~240 伏，试验电压应当分别为 115 伏或者 230 伏。如果设备电压跨越两个或多个额定电压时，应当取额定电压的平均值对应上表的试验电压。（例如：设备电压范围为 200~220 伏的，其平均电压为 210 伏，因此试验电压为 230 伏。）

## F5. 气流条件

### F5.1. 概述

本部分覆盖了风管式、无风管式、以及未配备风机的机组的气流设置。

额定功率小于 8 千瓦、运行时外部静压小于 25 帕的有风管的室内机组应当作为无风管机组进行试验。

### F5.2. 无风管室内机组的气流设置（空气焓差法）

F5.2.1. 试验时设备空气出口的静压应当维持在 0 帕。所有的空气都应当以立方米/秒标准空气表示（见《附录 E》的规定）。

F5.2.2. 气流的测量应当根据本附录和《ASHRAE 标准 37》规定的条件进行。

### F5.3. 风管式室内机组的气流设置

气流速度应当由厂家规定。该气流速度应当为满负荷制冷工况下的值，以标准空气表示，并与未运行的压缩机相符。

#### F5.3.1. 风管式室内机组的气流设置程序

在只有风机运行时进行气流设置，环境温度 20.0°C~30.0°C，相对湿度 30%~70%。被试机组的气流设置应当按照《附录 D》、《附录 F》的规定。

根据厂家规定的额定气流速度进行设置，同时测量此时产生的外部静压（ESP），该外部静压应当大于表 1 规定的用于评价性能的外部静压。如果风机速度可调，应当将风机速度调整最低速，使外部静压大于等于表 1 规定的值。

#### F5.3.2. 用于性能评价的外部静压

- 1) 如果厂家规定的额定外部静压大于等于表 1 的最小值，则使用厂家规定的额定外部静压进行评价；
- 2) 如果厂家规定的额定外部静压小于表 1 给出的最小值且大于等于最大外部静压的 80%，则使用厂家规定的额定外部静压进行评价。最大外部静压可由厂家规定，也可从厂家提供的风机曲线获得。
- 3) 如果厂家规定的额定外部静压小于表 1 给出的最小值且小于最大外部静压的 80%，则使用表 1 的规定值或最大外部静压的 80%进行评价，以两者中较小的为准。
- 4) 如果厂家没有规定额定外部静压，使用表 1 的规定值或最大外部静压的 80%进行评价，以两者中较小的为准。

外部静压的选择流程图如图 1 所示。

当用于评价性能的外部静压小于 0.10"WC/25 帕时，该机组可以视为无风管室内机组。

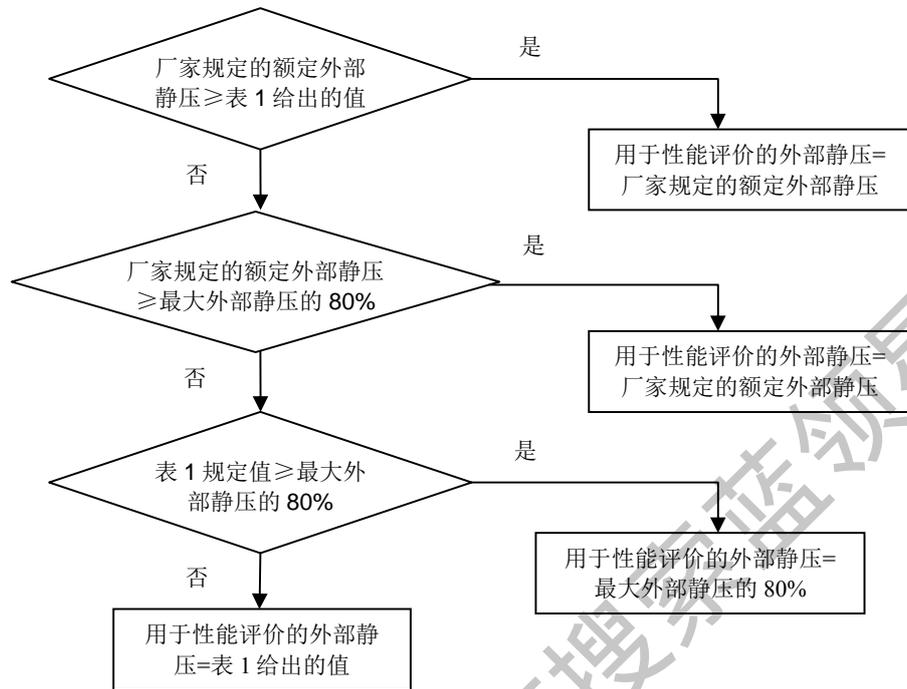


图 F1.风管式室内机组评价用外部静压的选择流程图

#### F5.4. 室外气流

##### F5.4.1. 概述

如果室外气流可调，所有试验都应当在厂家规定的室外风量或风机设置下进行。如果风机转速是不可调的，所有试验应当在正常运行时设备的固有室外侧风量进行，即让设备的所有电阻元件，包括回风口、进风百叶窗以及厂家认为必要的管路和附件全部按照厂家的安装要求，打开运行。一经确立，设备的室外侧空气环路在本附录描述的所有试验中都应当保持不变，除非使用室外空气焓差法时，空气流量测量装置对气流进行自动调节（参见《附录 D》）。

##### F5.4.2. 试验方法

机组的气流设置应当根据《附录 D》的规定。

F5.4.3. 无室内风机的机组

如果机组未配备风机（即只有盘管），适用《附录 D》规定的要求。

F5.5. 试验工况

F5.5.1. 预处理

试验间的空气再处理设备和被试空调机应当运行至 8.3 所述的平衡工况，且至少维持一小时后，才能开始采集数据。

F5.5.1.1. 试验要求

试验制冷能力应当包括室内侧的显热制冷能力、潜热制冷能力以及总制冷能力。

F5.5.1.2. 试验时间

以均匀的时间间隔（不超过 1 分钟）采集数据。数据采集期间设备运行应达到 8.3 规定的要求，且连续采集时间不得低于 30 分钟。

F5.6. 除霜运行

F5.6.1. 禁止超驰控制自动除霜控制装置。超驰控制只允许在预处理期间手动启动除霜循环时使用。

F5.6.2. 在制热能力试验的准备阶段或试验过程中发生的任何除霜循环（无论是自动还是手动启动），应当始终由热泵的除霜控制来自动终止。

F5.6.3. 如果热泵在除霜循环中关闭室内风机，应当停止室内盘管的空气流通。

F5.7. 试验程序——概述

F5.7.1. 试验分由 3 个阶段组成：预处理阶段、平衡运行阶段和数据采集阶段（期）。稳态试验和瞬时状态的数据采集期不一样长；此外，进行瞬时试验时，室内空气焓差法和量热计法的数据采集期也不一样长。

F5.8. 预处理阶段

F5.8.1. 运行试验间的空气再处理设备和试验热泵，直到能够在 8.3 所述的试验工况公差范围内持续运行至少 10 分钟。

F5.8.2. 除霜循环开始时可结束预处理阶段。如果结束预处理阶段的，则在除霜终止后、平衡阶段开始之前，热泵应当以制热模式运至少 10 分钟。

F5.8.3. 在 H2 和 H3 温度条件下进行试验时，建议自动或手动启动除霜循环来终止预处理阶段。

## F5.9. 平衡阶段

- F5.9.1. 预处理阶段后面是平衡阶段。
- F5.9.2. 完整的平衡阶段为 1 小时。
- F5.9.3. 除 F5.1.11.3.规定的情形之外，热泵的运行工况应当符合第 8.3 条的允差要求。

## F5.10. 数据采集期

- F5.10.1. 平衡阶段后面是数据采集期。
- F5.10.2. 选择第 8.1 条规定试验方法时，数据应当根据规定采集。如果使用量热计试验法的，制热能力应当根据《附录 D》的规定计算。如果使用室内空气焓差试验法的，制热能力应当根据《附录 E》的规定计算。如果进行第 8.1.3.1.条规定的验证试验，制热能力应当根据相应的附录进行计算。
- F5.10.3. 设备的供电电能应当使用综合电能表（瓦时）或者测量系统进行测量。在除霜循环内以及除霜终止后的前 10 分钟，应当至少每 10 秒钟（不得超过十秒）测量一次。
- F5.10.4. 除第 F5.10.3 和 F5.10.5 规定的情形外，取样间隔不得超过 30 秒钟（均匀取样）。
- F5.10.5. 在除霜循环内以及除霜终止后的前 10 分钟内，应当以不超过 10 秒的间隔均匀取样。当使用室内空气焓差法时，室内侧干球温度变化取样要求更加频繁。使用量热计法时，确定室内侧制热量所需的数据应当取样更加频繁。
- F5.10.6. 对于除霜时自动关闭室内风机的热泵，室内风机关闭时，如果使用室内空气焓差法，室内风机产生的净热量和室内侧干球温度变化应当计为零；使用量热计试验法时应当计总制热量。
- F5.10.7. 无论是室内空气焓差法还是量热计试验法，都应当测量室内盘管的进送风干球温度的温差。计算出数据采集期内每 5 分钟的平均温差， $T_i(\tau)$ 。将数据采集期内最初 5 分钟内的平均温差  $T_i(\tau=0)$  记录下来，用来计算温差的变化率：

$$\% \Delta T = \left[ \frac{\Delta T_i(\tau=0) - \Delta T_i(\tau)}{\Delta T_i(\tau=0)} \right] \cdot 100\%$$

## F5.11. 试验程序：预处理阶段被除霜循环（无论是自动还是手动启动）终止时

- F5.11.1. 数据采集期的前 35 分钟内  $\% \Delta T$  超过 2.5% 的试验应当视为瞬时试验。同样，如果热泵在平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内启动除霜循环，则该试验也是瞬时试验。
- F5.11.2. 如果没有出现第 6.1.9.1.条规定的条件，且平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内均符合试验允差要求的，则该试验为稳态试验。稳态试验应当在数据采集 35 分钟后终止。

*F5.12. 试验程序：当除霜循环不终止 5.8 的预处理时。*

- F5.12.1. 如果热泵在平衡阶段或数据采集期的前 35 分钟内启动除霜循环，则应当根据 5F.1.10.3 重新进行试验。
- F5.12.2. 如果数据采集期的前 35 分钟内 $\% \Delta T$  超过 2.5%，应当根据 F5.12.3.重新进行试验。试验开始前有一个除霜循环，可手动启动，也可等热泵自动启动。
- F5.12.3. 符合 F5.12.1 和 F5.12.2 任意一种情况时，应当在除霜循环终止后又达到平衡运行（该平衡运行时间维持 1 小时）10 分钟后重新开始试验。试验要求见 F5.1.7 和 F5.10，试验程序见 F5.21。
- F5.12.4. 如果 F5.12.1 或 F5.12.2 所述条件均不出现，且在平衡期或数据采集期的前 35 分钟内符合试验允差要求，则该试验为稳态试验。稳态试验应当在 35 分钟数据采集期后终止。

*F5.13. 瞬时试验的试验程序*

- F5.13.1. 当制热能力试验根据 F5.11.1.的规定被认定为瞬时试验时，应当根据 F5.13.2 至 F5.13.5 条的规定进行调整。
- F5.13.2. 不能用室外空气焓差法进行试验，且室外侧的相关测量装置应当与热泵断开。任何情况下均不得干扰热泵正常的室外侧气流。不需要进行验证试验。
- F5.13.3. 只有平衡阶段和数据采集期均达到表 4 规定的允差范围时，才算是有效的瞬时制热能力试验。表 4 将数据采集期分为两段时间分别规定了试验公差。间隔 H 表示在制热期间所采集的数据，不包括除霜终止后的前 10 分钟。间隔 D 表示在除霜循环期间和下一个制热期间的前 10 分钟内采集的数据。
- F5.13.4. 在整个平衡和数据采集阶段都应当对表 F4 中的允差参数进行取样。将各间隔 H 或 D 所采集到的全部数据评估试验是否符合表 4 规定的试验允差。不要将几个 H 或 D 的数据合起来进行评估。每个间隔的数据应当单独评估。
- F5.13.5. 如果使用室内空气焓差法的，数据采集期应当延长到 3 小时、或者等热泵在数据采集期内完成 3 个完整的循环（以两者中较早出现的为准）。如果 3 小时的时候热泵正在运行除霜循环，应当等这个循环结束后才停止采集数据。一个完整的循环包括即从一次除霜结束到下一次除霜结束的一个制热阶段和一个制冷阶段
- F5.13.6. 如果使用量热计试验法的，数据采集期应当延长到 6 小时、或者等热泵在数据采集期内完成 6 个完整的循环（以两者中较早出现的为准）。如果 6 小时的时候热泵正在运行除霜循环，应当等这个循环结束后才停止采集数据。一个完整的循环包括即从一次除霜结束到下一次除霜结束的一个制热阶段和一个制冷阶段

注意：进行数据取样前，各个连续循环的结霜和除霜时间应当相似，具可重复性。

- F5.13.7. 在制热能力试验期间，为了达到 8.1.3.1.规定的验证实验要求，可能要将室外空气焓值的试验装置与热泵断开连接（见 F5.13.2.规定）。如果需要断开的，转变时间不得计入平衡阶段或数据采集期。转变时间是指从瞬时试验一开始到室外空气焓值装置断开后首次重建表 4 规定的试验允差之间的这段时间。

表 F4. 使用瞬时 (“T”) 试验法进行制热能力试验的允差

测量参数	单项参数 与规定试验工况的最大允差		算术平均值 与规定试验工况的允差	
	间隔 H <sup>a</sup> °F [°C]	间隔 D <sup>b</sup> °F [°C]	间隔 H <sup>a</sup> °F [°C]	间隔 D <sup>b</sup> °F [°C]
室内侧进风温度				
- 干球	±1.8 [1.0]	±4.5 [2.5]	±1.1 [0.6]	±2.7 [1.5]
- 湿球	-----	-----	-----	-----
室外侧进风温度				
- 干球	±1.8 [1.0]	±9.0 [5.0]	±1.1 [0.6]	±2.7 [1.5]
- 湿球	±1.1 [0.6]	-----	±0.55 [0.3]	±1.8 [1.0]
电压	±2%	±2%	±1%	±1%
对气流的外部阻力 (帕)	±10%	±10%	±5%	±5%
注意:				
a. 当热泵在制热模式下运行时适用, 但是除霜循环结束后的前 10 分钟除外。				
b. 当热泵在制热模式下运行时, 除霜循环以及除霜循环结束后的前 10 分钟适用。				

**F6. 试验方法和测量结果的不确定度**

试验方法和测量结果的不确定度见第 8.13.5.2 条和表 15 的规定。

**F7. 试验结果**

试验结果的记录见《附录 E》的规定。

**F8. 公布的额定值**

单台室内机组额定制冷能力的公布应当见《附录 E》的规定, 公布时应当说明试验是所有室内机组同时运行还是仅一台室内机组运行。

## 附录 G. 风管式系统循环试验的规范方法——规范性附录

为确保《附录 G》循环试验要求的统一性，应当使用以下试验装置和工况：

- G1. 试验装置包括风门、风门箱、空气混合装置、热电堆、密封且隔热良好的管道。典型的试验装置见图 G1~G4 所示。试验装置的布置和尺寸可以根据被试机组的实际要求灵活变更。
- G2. 风门和风门箱应当位于回风管和送风管的测压位置外面，见《ANSI/ASHRAE 标准 37》的规定。
- G3. 当试验装置空气出口的压力维持在 1.0 英寸水柱[0.25 千帕]的负压时，整个试验装置的漏风量不得超过 20 立方英尺/分[0.01 立方米/秒]。
- G4. 对试验装置进行隔热处理，使总“U”值控制在 0.04 英热量单位/（小时·平方英尺·F）[0.23 瓦/平方米·℃]以内。
- G5. 将空气混合装置和最大 40%开敞面积的板筛按照在送风风门下风侧的装置回风管内，空气混合装置如《ANSI/ASHRAE 标准》41.1 所述，通过促进内部空气的流通将最大温差控制在 1.5°F[0.8℃]。无需进风混合器。
- G6. 使用热电堆测量回风和送风的温差。热电偶应当采用 24 号热电偶线，两端各有 16 个接线端子。每个接点应当剥掉 1.0 英寸[25 毫米]的绝缘层。热电偶线的接线拐弯不得超过 2 处。
- G7. 风门每次全开或全闭的时间不得超过 10 秒。在空气流量测量装置断开后 3 秒钟内，被试空调机内的气流应当停止流通。空气流量测量装置重新接通后 15 秒内喷嘴处的压差 ( $\Delta P$ ) 应当在稳态  $\Delta P$  的 2%之内。
- G8. 进行“C”和“U”试验时必须使用相同的试验安装、温度和电气参数条件，将  $C_D$  的误差控制在最小。电气参数条件应当用《符合 ANSI/ASHRAE 标准》37 规定的多用表测量，精度要求和循环试验相同。
- G9. 在采集试验数据之前，机组在达到干盘管工况后应当至少运行 1 小时。将接水盘排空，塞住排水口。为了让试验结果尽可能地具可重复性和可复制性，接水盘应当完全干燥。
- G10. 对于无外壳的盘管，试验时应当用 1.0 英寸[25 毫米]的玻纤管板（密度为 6 磅/立方英尺[100 千克/立方米]或“R”值相当的其他材料为盘管制作一个外壳。如果机组自带外壳或机柜的，无需另外进行隔热或密封处理。

图 G1. 风洞型空气焓差试验法

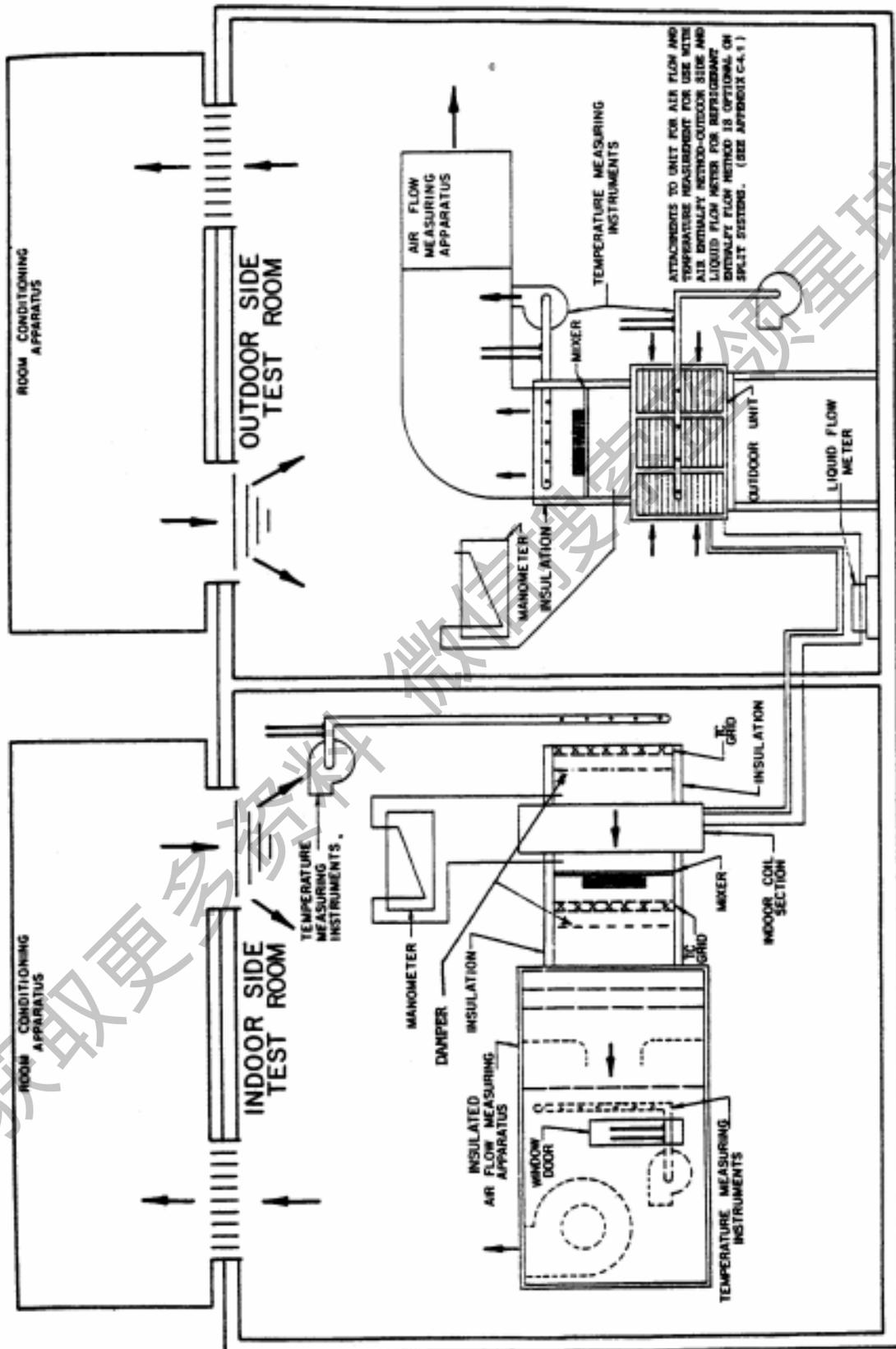


图 G2. 环路型空气焓差试验法

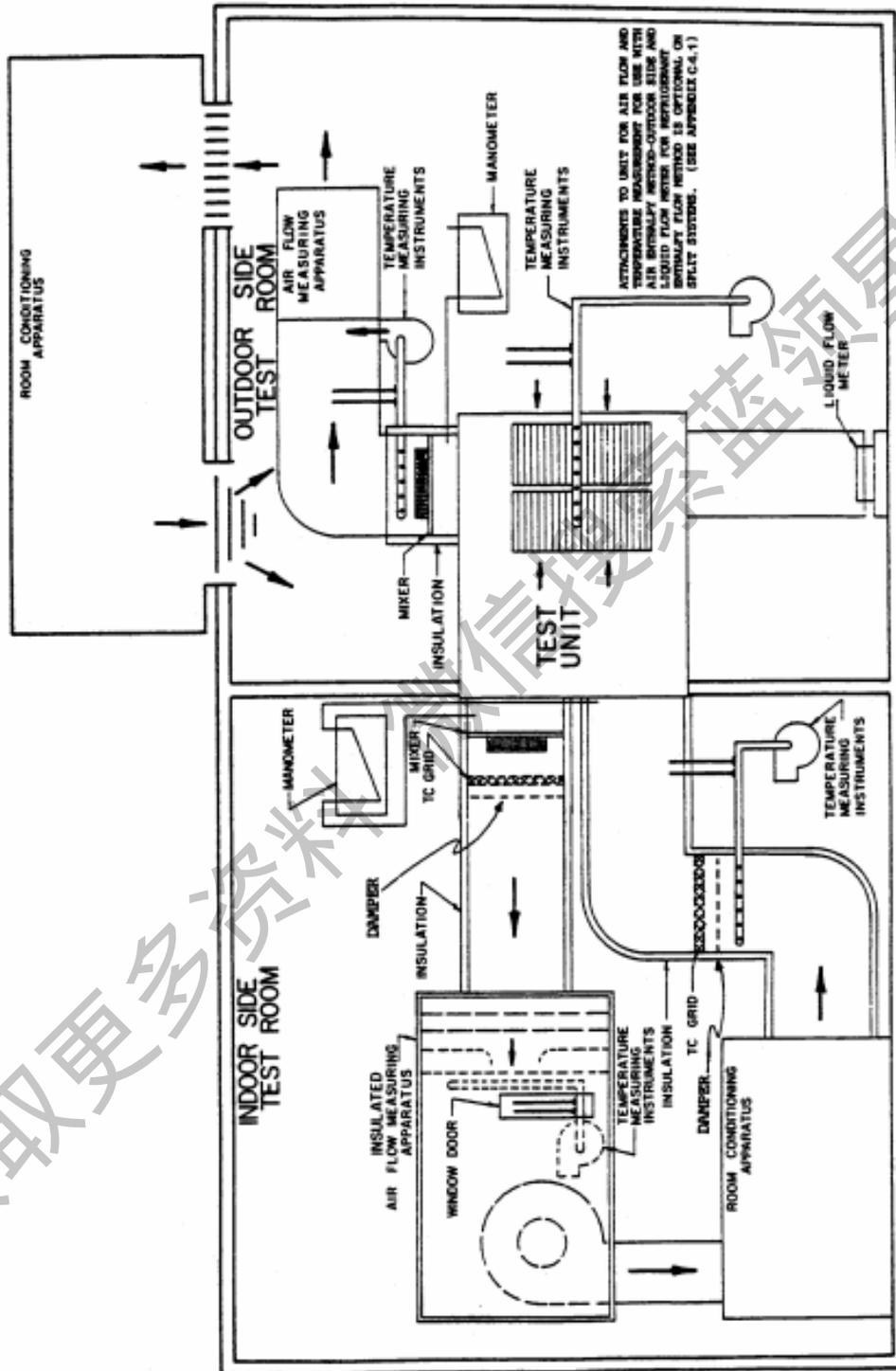


图 G3. 量热计空气焓差试验法

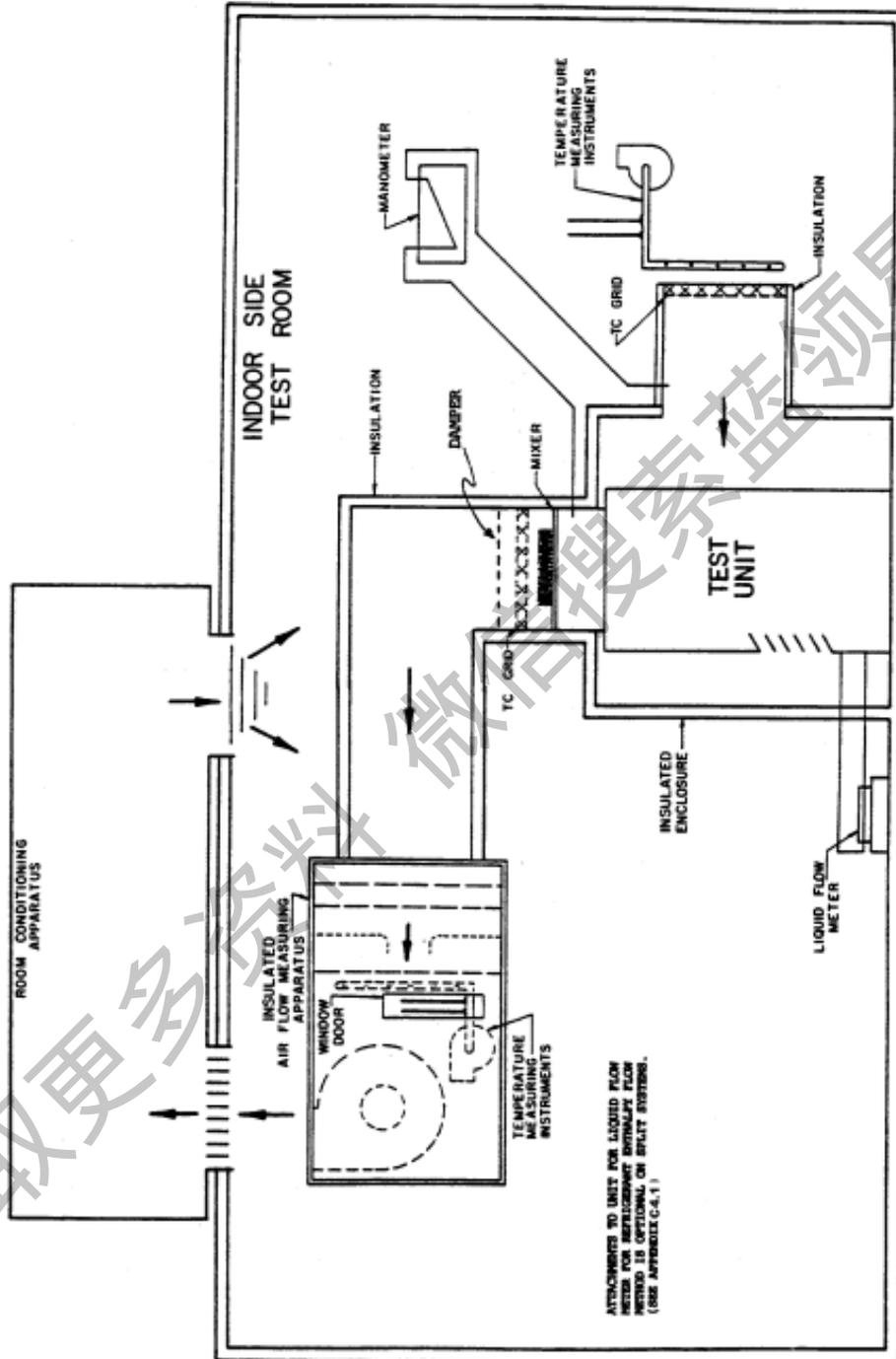
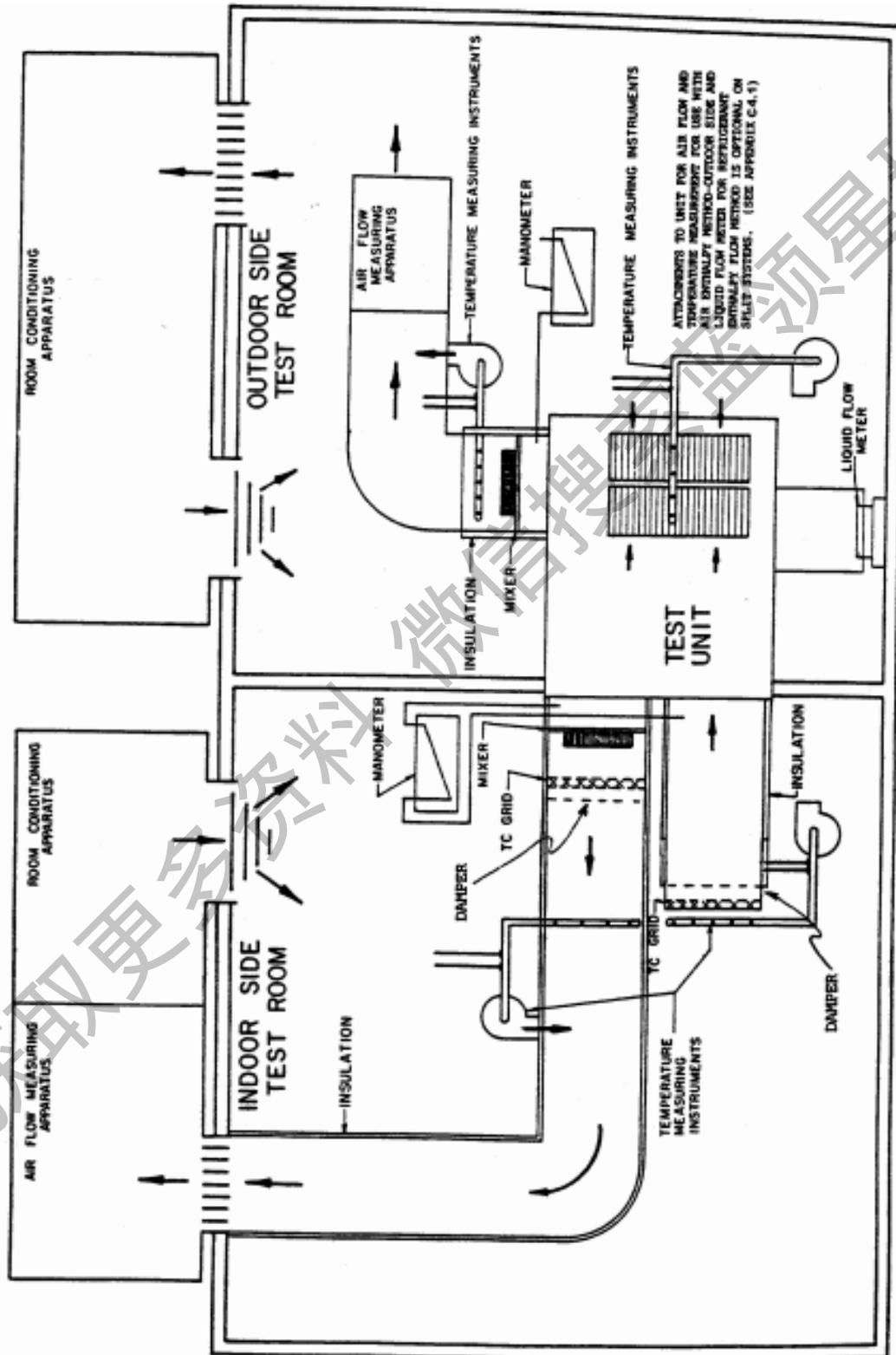


图 G4. 房间型空气焓差试验法



## 附录 H. 综合部分负荷性能系数 (IPLV) —— 规范性附录

## H1. 目的和范围

H1.1. 目的。本附录定义了综合部分负荷性能系数 (IPLV)，并举例说明综合部分负荷性能系数 (IPLV) 的计算方法。

H1.2. 范围。本附录适用于本标准覆盖的设备。

## H2. 部分负荷评价

综合部分负荷性能系数 (IPLV) 在 2010 年 1 月 1 日之前有效，计算方法和计算参见《附录 D》。自 2010 年 1 月 1 日起，所有根据本标准进行评价的机组都应当使用综合能效比 (IEER)，包括制冷能力不可调的机组。

所有能力可调的系统都应当以 100% 负荷进行试验，并在厂家规定的三个负荷点 75%、50%、25% 分别进行试验。通过这些负荷点计算 IPLV (6.2.2.)。对于可变风量的机组，可能需要进行分流来保证机组在各级负荷点都能正常运行。

H2.1. 综合部分负荷性能系数 (IPLV)。对于本标准覆盖的设备，IPLV 应当根据以下规定计算：

- a. 根据表 6 规定的工况来确定制冷量和 EER。
- b. 根据图 H1 确定每个负荷点的部分负荷系数 (PLF)。
- c. 使用以下公式计算 IPLV：

$$\begin{aligned} \text{IPLV} = & \left( \text{PLF}_1 - \text{PLF}_2 \right) \times \frac{\left( \text{EER}_1 - \text{EER}_2 \right)}{2} + \left( \text{PLF}_2 - \text{PLF}_3 \right) \times \frac{\left( \text{EER}_2 + \text{EER}_3 \right)}{2} + \dots \\ & + \left( \text{PLF}_{n-1} - \text{PLF}_n \right) \times \frac{\left( \text{EER}_{n-1} + \text{EER}_n \right)}{2} + \left( \text{PLF}_n \right) \times \left( \text{EER}_n \right) \end{aligned} \quad (\text{H1})$$

其中：

PLF = 根据图 1 确定的部分负荷系数；

n = 设备能力的总级数；

下标 1 = 100% 能力，部分负荷评价工况下的 EER；

下标 2, 3, ... = 根据 6.2 规定确定的制冷能力和部分负荷的 EER。

**H3. 通用公式和符号含义**

$$\begin{aligned}
 \text{IPLV} = & (\text{PLF}_1 \cdot \text{PLF}_2) \left( \frac{\text{EER}_1 + \text{EER}_2}{2} \right) + (\text{PLF}_2 \cdot \text{PLF}_3) \left( \frac{\text{EER}_2 + \text{EER}_3}{2} \right) + \dots \\
 & + (\text{PLF}_{n-1} \cdot \text{PLF}_n) \left( \frac{\text{EER}_{n-1} + \text{EER}_n}{2} \right) + (\text{PLF}_n)(\text{EER}_n)
 \end{aligned}
 \tag{H2}$$

其中：

PLF = 根据图 H1 确定的部分负荷系数；

n = 设备制冷量的总级数；

下标 1 = 100%能力，部分负荷评价工况下的 EER；

下标 2, 3,.. = 根据 6.3 规定确定的制冷能力和部分负荷的 EER。

**H4. 计算示例：四级能力系统**

H4.1. 假设备有以下 4 个制冷量级：

- 1 100%（满负荷）
- 2 满负荷的 75%
- 3 满负荷的 50%
- 4 满负荷的 25%

H4.2. 从图 H1 获得部分负荷系数。

H4.3. 根据《AHRI 标准 340/360-2007》（前身为《ARI 标准 340/360》）6.3 条获得各制冷量级的 EER。

H4.4. 使用上述通用公式计算 IPLV，其中：

- n = 4;
- PLF<sub>1</sub> = 1.0, EER<sub>1</sub> = 8.9;
- PLF<sub>2</sub> = 0.9, EER<sub>2</sub> = 7.7;
- PLF<sub>3</sub> = 0.4, EER<sub>3</sub> = 7.1;
- PLF<sub>4</sub> = 0.1, EER<sub>4</sub> = 5.0;

将上述值代入公式 H1:

$$IPLV = (1.0 - 0.9) \left( \frac{8.9 + 7.7}{2} \right) + (0.9 - 0.4) \left( \frac{7.7 + 7.1}{2} \right) + (0.4 - 0.1) \left( \frac{7.1 + 5.0}{2} \right) + 0.1 \times 5.0 = (0.1 \times 8.3) + (0.5 \times 7.4) + (0.3 \times 6.0) + 0.5 = 0.83 + 3.70 + 1.80 + 0.5$$

$$IPLV = 6.8 \text{ Btu/ (W}\cdot\text{h)}$$

计算过程详见表 H1 的示例。

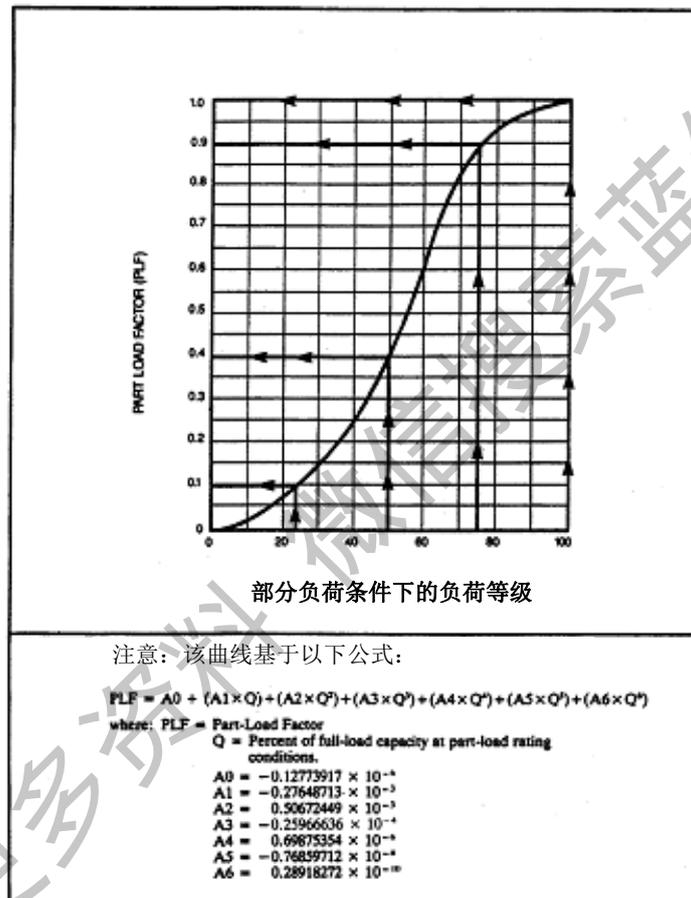


图 H1. 部分负荷系数示例

制冷量级	负荷百分比 <sup>2</sup>	PLF <sup>3</sup>	厂家规定部分负荷 EER	平均部分负荷 EER	PLF 差	平均部分 EER×PLF 差	加权平均值
1	100%	1.0	8.92	= 8.3	(1.0-0.9) = 0.1	8.3×0.1=	0.83
2	75%	0.9	7.7	= 7.4	(0.9-0.4) = 0.5	7.4×0.5=	3.70
3	50%	0.4	7.1	= 6.0	(0.4-0.1) = 0.3	6.0×0.3=	1.80
4	25%	0.1	5.0	= 5.0 <sup>1</sup>	(0.1-0.0) = 0.1	5.01×0.1=	<u>0.50</u>
						单数 IPLV	6.83*
* 四舍五入至 6.8							

注意:

<sup>1</sup> 负荷在 0%到 25%之间的, 使用 25%负荷的 EER 作为平均 EER。

<sup>2</sup> 100%能力和 EER 根据部分负荷评价工况确定。

<sup>3</sup> 图 H1 的部分负荷系数。

获取更多资料 微信搜索 蓝星