

美国空调与制冷协会标准210/240

2008标准

单元式空调和单元式空气源热泵空气调节器性能
等级评定



美国空调、供热及制冷工业协会

2111 Wilson Boulevard, Suite 500

Arlington, VA 22201. US

www.ahrinet.org

电话: 703.524.8800

传真: 703.528.3816



“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

安全提醒

美国空调、供热及制冷工业协会并不设定安全标准，也不证明或保证任何产品、部件或系统是根据该标准/准则进行设计、测试、评价、安装或操作。强烈建议该产品的设计、制造、组装和安装都应以适合本标准所涵盖产品的国际公认安全要求为依据。

美国空调、供热及制冷工业协会尽其最大努力采用国家最先进的和公认的行业惯例制定标准。美国空调、供热及制冷工业协会并不证明或保证何根据这些标准进行的测试为非危险或无风险。

美国空调与制冷协会认证计划规定

认证计划的范围

该认证计划涵盖美国空调与制冷协会标准额定条件（制冷）下额定低于65,000 Btu/h [19,000 W]的所有单元式空气调节和热泵设备。

认证等级

以下的认证计划登记要通过测试验证：

单元式空气调节设备


- A. 额定条件为65,000 Btu/h [19,000 W]的空气制冷单元式空气调节设备
 - 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷容量，Btu/h [W]
 - 2. 季节能效比（SEER），Btu/(W.h)
- B. 额定条件为65,000 Btu/h [19,000 W]的水制冷和蒸发制冷单元式空气调节设备
 - 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷容量，Btu/h [W]
 - 2. 能效比（SEER），Btu/(W.h)

单元式气热泵

额定条件为65,000 Btu/h [19,000 W]的空气制冷单元式气热泵

- 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷容量，Btu/h [W]
- 2. 季节能效比（SEER），Btu/(Wh)
- 3. 高温制热标准额定容量，Btu/h [W]
- 4. 区域IV制热季节能效比（HSPF）、最低设计制热要求，Btu/(W.h)

价格\$20.00 (M) \$40.00 (NM)
美国印制

 版权所有©2008，美国空调、供热及制冷工业协会，
已向美国专利与商标局注册



“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

本测试也验证了第8节概述的最高工作条件测试、耐电压测试、低温运行测试（制冷）、保温效果测试（制冷）和冷凝液处理测试（制冷）的要求符合性。

注：

本标准替代了美国空调与制冷协会标准210/240-2006。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

目录



“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

章节	页码
第一节 目的	1
第二节 范围	1
第三节 定义	1
第四节 分类	4
第五节 测试要求	4
第六节 等级要求	4
第七节 标称评级的最低数据要求	24
第八节 运行要求	24
第九节 标识和铭牌数据	27
第十节 执行条件要求	27

表格

表1 单元式空调的分类	6
表2 单元式空气源热泵的分类	7
表3. 安装有定速室内风扇、恒定空气体积率风扇或者未安装室内风扇的单速压缩机设备的 制冷模式测试条件	14
表4. 安装有定速室内风扇、恒定空气体积率风扇或者未安装室内风扇的单速压缩机设备的 制热模式测试条件	14
表5. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇设备的与室外干球温度相关的制冷模型测 试条件（第6.1.4.3.1节）	15
表6. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇设备的制冷模式测试条件	16

“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

表格（续）

表7. 配备双容压缩机的设备制冷模式测试条件	17
表8. 配备双容压缩机的设备制热模式测试条件	18
表9. 配备变频压缩机的设备制冷模式测试条件.....	19
表10. 配备变频压缩机的设备供热模式测试条件	20
表11. 安装有室内风扇进行测试的风管式系统的最小机外静压	20
表12. 使用美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37为水冷和蒸发制冷设备进行标准 评级测试和运行要求测试的条件	21
表13: 风冷设备的运行要求测试条件.....	25

图

图1. 部分负荷因素曲线	23
--------------------	----

附录

附录A 参考——规范	28
附录B 参考——信息	29
附录C 中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法—— 规范	30
附录D. 风管式程序的循环测试的规范性规定方法.....	117
附件E. 规范性计算组合式部分负荷值（IPLV）实例.....	122

“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

附录表

表E1. IPLV计算	125
-------------------	-----

FIGURES FOR APPENDICES附录图

图D1. 通道室外空气焓值法.....	118
图D2. 回路空气焓值法.....	119
图D3. 热量计空气焓值法.....	120
图D4. 室内空气焓测试法布置	121
图E1. 部分负荷因素示例.....	124

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

单元式空调和气热泵设备性能等级评定

第一节 目的

1.1 目的。本标准旨在设定单元式空调和单元式空气源热泵空气调节器的定义、分类、测试要求、等级评定要求、标称等级评定的最低数据要求、运行要求、标识和铭牌数据以及执行条件要求。

1.1.1 意图。本标准旨在作为行业指导，包括制造商、工程师、安装人员、承包商和用户。

1.1.2 审查和修正。随着技术的进步，本标准应接受审查和修正。

第二节 范围

2.1 范围。本标准适用于第3节中定义的工厂制造的单元式空调和单元式空气源热泵空气调节器。

2.1.1 能量来源。本标准仅适用于电动蒸气压缩制冷系统。

2.2 不保事项。

2.2.1 本标准不适用于单独使用的个别组件的等级评定和测试，如：冷凝装置或盘管冷凝器。

2.2.2 本标准不适用于热力空气调节/热泵设备、包装终端空气调节/热泵或室内空气调节/热泵。

2.2.3 本标准不适用于美国国家标准协会标准340/360中定义的热容量大于或等于65,000 Btu/h [19,000 W]的单元式空气调节设备。

2.2.4 本标准不适用于美国国家标准协会标准340/360中定义的制冷容量大于或等于65,000 Btu/h [19,000 W]的单元式空气源热泵空气调节器、水源热泵、地下水源热泵和闭环地源热泵。

2.2.5 本标准不涵盖水暖热泵。

2.2.6 本标准不适用于操作中配备减温器/水暖装置的等级评定组件。

第三节 定义

除非本节另有规定，该文件中的所有术语都应以现行版本《美国采暖、制冷和空调工程师协会关于制热、通风、空气调节和制冷的术语》中的标准行业定义为依据。

注：小管、高速系统、空间约束产品以及穿墙式空调和热泵的定义节选自《美国联邦法规》第10编，第430部分的第430.2和430.32(c)项。见附录C中适用于附录C所要求的测试和计算程序的定义。

ARI 标准 210/240-2008

3.1 **单元式空气源热泵空气调节器。**一个或多个工厂制造的部件，通常包括室内调节盘管，压缩机及室外盘管，包括提供制热功能的手段。当此类设备在一个以上组件中使用时，单独的组件应设计为同时使用，且本标准中所概述的评级要求应以匹配组件的使用为基础。

3.1.1 **功能。**单元式空气热泵机组应提供附带温度控制的空气制热功能，并且还可能包括空气制冷、空气循环、空气净化、除湿或加湿功能。

3.2 **降解系数 (C_D)。**由于机组循环而造成的效率损失的测量如附录C和D所示。

3.3 **设计制热要求 (DHR)。**这是保持室内温度恒定为特定室外设计温度所需的制热量。

3.4 **能效比 (EER)。**以Btu/(W.h)为单位的特定等级评定条件下，制冷容量（单位：Btu/h）与电力输入值（单位：瓦特）的比值。

3.4.1 **标准能效比。**标准等级评定条件下，热容量与电力输入值之间的比值。

3.5 **制热季节能效比 (HSPF)。**空间制热季节所需的总空间制热（单位：Btu）除以同一季节热泵系统所消耗的总电能，单位为瓦特/每小时。

3.6 **综合部分负荷值 (IPLV)。**根据本标准中所描述的方法计算的单一号码部分负荷效率数值。

3.7 **标称等级。**关于在规定的等级条件下这些性能特点指定数值的声明，可基于此选择适合其应用的单元。这些数值适用于同一制造商生产的所有类似公称尺寸和类型（鉴定）的单元。本文中所使用的术语“标称等级”包括单元显示的所有性能他点和规格广告或制造商所控制的其他文献中发布的规定等级条件下的等级。

3.7.1 **应用等级。**应用等级条件下（标准等级条件以外）基于所执行测试的等级。

3.7.2 **标准等级。**基于标准等级条件下所执行测试的等级。

3.8 **等级评定条件。**产生单一性能水平和造成该性能水平的任何操作条件。

3.8.1 **标准等级评定条件。**作为性能特点比较基础的等级评定条件。

3.9 **季节能效比 (SEER)。**年度制冷季节中，被调节空间中所排出的总热量（单位：Btu）除以同一季节中空调或热泵系统所消耗的总电能，单位为瓦特/每小时。

3.10 **“必须”或“应当”。**“必须”或“应当”的解释须为如下所述。

3.10.1 **必须。**当“必须”或“必须不”被用于指定的规定时，如果要求符合该标准，则规定是强制性的。

3.10.2 **应当。**“应当”是指非强制性的规定，但却是可取的良好做法。

3.11 小管、高速系统。包含鼓风机和室内盘管组合的制热和/或制冷产品，设计用于在额定制冷[12,000 Btu/h]以及指定的220-350 cfm [0.104 - 0.165 m³/s]风量率条件下运作，产生的外部静态压力至少为1.2H₂O[300 Pa]。当应用于野外时，小管产品使用高速室内出水口（即：一般大于1,000 fpm [5 m/s]），自由截面的面积至少为6.0 in² [3,900 mm²]。

3.12 空间约束产品。中央空调或热泵：

- a. 额定制冷量不超过30,000 Btu/h [8,800 W]；
- b. 室外或室内机组至少具备至少两个整体外部尺寸或整体位移：
 1. 实质上小于其他下列机组的整体外部尺寸或整体位移：
 - a. 目前通常安装在现场建造的单一家庭住房的机组；和
 - b. 具备类似制冷，以及具备类似制热量的热泵机组；和
 2. 如果制冷或制热量增加，机组必然将产生常规安装成本的大量增加，或必然造成客户产品实用性的大量损失；和
- c. 截止2000年12月1日购买的产品类型。

3.13 标准空气。空气重量为0.075 lb/ft³ [1.2 kg/m³]，当处于温度为70 °F [21 °C]和气压为29.92Hg [101.3 kPa]条件下，空气接近于干燥空气。

3.14 多联分体式空调机和热泵的测试组合。

3.14.1 测试组合指的是具备以下特点的多室内盘管多联分体式系统：

3.14.2 用作测试组合的系统基本模型应包括一个室外机组，以及与2至5个室内组件相匹配的一个或多个压缩机；对于多联分体式系统，每个室内机组应设计用于独立的运作。

3.14.3 室内机组应：

3.14.3.1 代表最高的销售模型家庭，或另一室外模型家庭，如果最高销售模型家庭未提供足够的能力（见3.14.3.2）；

3.14.3.2 具备额定制冷能力介于95%至105%之间的室外机组；

3.14.3.3 室外机组的独立额定能力不大于50%；

3.14.3.4 风机速度下的运行负荷制造商的规格；和

3.14.3.5 所有无风管式室外机组都受制于同样的最低外部静压要求（即：0 H₂O [0 Pa]），当配置为在每个出口风室产生相同静压，当根据附录M第2.4.1节第430部分第B项《中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法》进行修改时，见附录M表2，有关风管式室内机组部分的第B项。

3.15 穿墙式空调和热泵。设于用于整体或部分安装在外墙固定尺寸开口的中央空调或热泵，且：

- a. 于2010年1月23日之前制造；
- b. 非露天安装；
- c. 明显地且永久地标记用于仅穿过外墙的安装；
- d. 额定制冷能力不超过30,000 Btu/h [8,800 W]；
- e. 交换所有通过设备机柜单一表面的室外空气；和
- f. 根据3.14.e中所描述的测量表面，组合室外空气交换面积不足800 in² [0.516 m²]（分体式系统）或不足1,210 in² [0.7804 m²]（独立包装系统）

ARI 标准 210/240-2008

3.16 双容（两级）压缩机。具备以下其中之一空调或热泵：

- a. 一个双速压缩机；
- b. 两个压缩机，但是每次只能有一个压缩机运行；
- c. 两个压缩机，但是一个压缩机（1号压缩机）在低负荷条件下运行，且两个压缩机（1号和2号压缩机）都在高负荷条件下运行，但是2号压缩机从不单独运行；或
- d. 一个压缩机，可柱状或滚动卸荷。

对于此类系统，低容量是指：

- a. 低压缩机速度下运行；
- b. 低容量压缩机运行；
- c. 1号压缩机运行；或
- d. 压缩机卸荷运行（如：运行两活塞往复式压缩机的一个活塞，使用全涡旋固定体积分率等）

对于此类系统，高容量是指：

- a. 较高压缩机速度下运行；
- b. 较高容量压缩机运行；
- c. 1号和2号压缩机运行；或
- d. 压缩机负荷运行（如：运行两活塞往复式压缩机的两个活塞，使用涡旋的全容积）。

3.17 单元式空调。一个或多个工厂制造的部件，通常包括蒸发器或制冷盘管、压缩机和冷凝器。当此类设备在一个以上组件中使用，单独的组件应设计为同时使用，且本标准中所概述的评级要求应以运行组件的使用为基础。

3.17.1 功能。不论单独使用或结合制热设备使用，其功能是为空气流通、空气净化和制冷提供控制温度和除湿，并且可有选择性的包括制热和/或加湿功能。

第四节 分类

本标准范围中所涵盖的设备应按照表1和表2进行分类。

第五节 测试要求

所有标准等级评定都应通过根据本标准及其附录中所描述的测试方法和程序所执行的测试进行验证。

风冷机组应根据美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37以及附录C和D进行测试。水冷和蒸发制冷机组应根据美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37进行测试。

第六节 等级要求

6.1 标准等级。标准等级按照6.1.3中规定标准等级条件下进行制定，在章节中将有具体说明。

空气制冷装置的等级条件在表3-10中列明。

水制冷和蒸发制冷元件的等级条件在表12中列明。

与制冷或制热能力相关的标准等级值是净值，包括循环风扇发热效果但不包括补充热量。功率输入是压缩机和通风扇加上控制器和其他为保证系统正常运行所需元件的总功率输入。

在计算元件的标准等级值时，对于未装备室内空气循环扇做为模型的一部分的情况下，即将系统与室内单独线圈区分开，在制定标准等级值时自总制冷能力值减去了1,250 Btu/h每1,000 cfm [775 W/m³/s]，或是在制定等级制热能力时增加相同数值。制热和制冷的总功率输入均应增加365 W每1,000 cfm [226 W/m³/s]室内循环空气产生的效果。

水冷元件的标准等级值应当包括将制冷塔风扇电动机和循环水泵电动机功率输入的总公差加入到10.0 W每1,000 Btu/h [34.1 W per 1,000 W]的制冷能力这一数值当中。

6.1.1 标准等级功率值。此等级功率将使用Btu/h [W]表示，如下所示：

等级功率 Btu/h [W]	倍数 Btu/h [W]
< 20,000 [5,900]	100 [30]
$\geq 20,000$ 和 < 38,000 [5,900 至 11,000]	200 [60]
$\geq 38,000$ 和 < 65,000 [11,000 至 19,000]	500 [150]

6.1.2 能效测量值。无论何时公布的标准能效测量值均应以适合EER、SEER和HSPE最近0.05 Btu/(W-h)的倍数和适合IPLV0.1的倍数。

6.1.3 标准等级试验。表3-10和12指示了确定标准额定功率值和能效测量值所要求的试验和试验条件。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

表1 单元式空调分类

单元式空调类型					
牌号	ARI型 ^{1,2}	配置			
单独包装	SP-A AP-E SP-W	风扇 蒸发器	压缩机 冷凝器		
整年单独包装	SPY-A SPY-E SPY-W	风扇 制热器 蒸发器	压缩机 冷凝器		
遥控冷凝器	RC-A RC-E RC-W	风扇 蒸发器		冷凝器	
整年遥控冷凝器	RCY-A RCY-E RCY-W	风扇 蒸发器 制热器		冷凝器	
冷凝机组、单独线圈	RCU-A-C RCU-E-C RCU-W-C	冷凝器	冷凝器 压缩机		
冷凝机组、线圈和吹风机	RCU-A-CB RCU-E-CB RCU-W-CB	风扇 蒸发器		冷凝器 压缩机	
整年冷凝机组、线圈和吹风机	RCUY-A-CB RCUY-E-CB RCUY-W-CB	风扇 蒸发器 制热器		冷凝器 压缩机	
穿墙式空调	TTW-SP-A,E,W TTW-SPY-A,E,W TTW-RCU-A,E,W-C TTW-RCU-A,E,W-CB TTW-RCUY-A,E,W-CB	风扇 蒸发器	压缩机 冷凝器	或	风扇 蒸发器 冷凝器 压缩机
空间受限产品	SCP-SP-A,E,W SCP-SPY-A,E,W SCP-RCU-A,E,W-C SCP-RCU-A,E,W-CB SCP-RCUY-A,E,W-CB	风扇 蒸发器	压缩机 冷凝器	或	风扇 蒸发器 冷凝器 压缩机
小管高速系统	SDHV-SP-A,E,W SDHV-SPY-A,E,W SDHV-RCU-A,E,W-C SDHV-RCU-A,E,W-CB SDHV-RCUY-A,E,W-CB	风扇 蒸发器	压缩机 冷凝器		风扇 蒸发器 冷凝器 压缩机
注意： 1 上述类型后接“-O”后缀时表示此设备不可在现场组装的管道系统中使用。（6.1.3.3.1.2） 2 后缀接“-A”表示空气制冷式冷凝器、“-E”表示蒸发制冷式冷凝器、“-W”表示水制冷式冷凝器。					

表2 单元式空气源热泵分类

单元式空气源热泵类型

牌号	ARI类型 ¹		配置			
	制热和制冷	仅制热				
单独包装	HSP-A	HOSP-A	风扇 室内线圈	压缩机 室外线圈		
遥控室外线圈	HRC-A-CB	HORC-A-CB	风扇 室内线圈 压缩机	室外线圈		
未配有室内风扇的遥控室外线圈	HRC-A-C	HORC-A-C	室内线圈 压缩机	室外线圈		
分体系统	HRCU-A-CB	HORCU-A-CB	风扇 室内线圈	压缩机 室外线圈		
未配有室内风扇的分体系统	HRCU-A-C	HORCU-A-C	室内线圈	压缩机 室外线圈		
穿墙制热泵	TTW-HSP-A TTW-HRCU-A-C TTW-HRCU-A-CB	TTW-HOSP-A TTW-HORCU-A-C TTW-HORCU-A-CB	风扇 室内线圈	压缩机 室外线圈	或	风扇 室内线圈 压缩机 室外线圈
空间受限产品	SCP-HSP-A SCP-HRCU-A-C SCP-HRCU-A-CB	SCP-HOSP-A SCP-HORCU-A-C SCP-HORCU-A-CB	风扇 室内线圈	压缩机 室外线圈	或	风扇 室内线圈 压缩机 室外线圈
小管、高速系统	SDHV-HSP-A SDHV-HRCU-A-C SDHV-HRCU-A-CB	SDHV-HOSP-A SDHV-HORCU-A-C SDHV-HORCU-A-CB	风扇 室内线圈	压缩机 室外线圈		风扇 室内线圈 压缩机 室外线圈

注意：

1 上述类型后接“-O”后缀时表示此设备不可在现场组装的管道系统中使用。(6.1.3.3.1.2)

6.1.3.1 指定递减系数。给定值0.25可用作或者制冷或者制热降级系数 C_D 。或两者(制冷和制热)均可使用该系数，从而替代进行C、D或制热循环试验。对于配有双速压缩机的机组，双压缩机或汽缸卸载，若在一种制冷方式下使用指定的 C_D ，则它必须可在两种制冷方式下使用。或在一种制热方式下使用指定的 C_D ，则它必须可在两种制热方式下使用。

6.1.3.2 电力条件。标准额定试验应当在铭牌所标示的额定电压和频率下进行。

对于空冷设备，其额定电压在208-230 V双铭牌电压，标准等级试验应当在230V下进行。其他适用本标准的双铭牌电压设备，如果仅公布一种标准等级值，则标准等级试验应当在两种电压、或两种电压下较低的电压下进行。

6.1.3.3 穿过室内线圈的气流

6.1.3.3.1 制冷全负荷空气量等级

6.1.3.3.1.1 管道元件的制冷全负荷空气量等级。制造商必须规定制冷全负荷空气量等级。只要满足下列两项要求则可使用该数值。第一，在进行试验A或A₂时(排他地)，在按所测定的室内空气面总制冷能力对所测定的空气量等级进行划分时，所测定的空气量等级不可超过37.5 scfm每1,000 Btu/h [0.06 m³/s每1,000 W]。若超过此比率，降低空气量等级直至比率相等。使用这一降低的空气量等级进行所有试验时，要求使用制冷全负荷空气量等级。第二项要求如下：

- a. 除配有变速、恒定空气量等级的室内风扇以外，对所有配有室内风扇的管道元件进行试验。第二项要求专门适用于A或A₂实验，并需满足下列要求。
 1. 达到制冷全负荷空气量等级，根据前面章节确定；
 2. 测定外部静压力；
 3. 若此压力大于或与可适用的最小外部静压(如表11中所列举)相等，则满足第二项要求。所有需要使用制冷全负荷空气量等级的试验均需使用当前的空气量等级。
 4. 若此压力小于或与表11中最小外部静压不相等，
 - 4a. 则应当降低空气量等级直至与可适用的表11的最小外部静压相等或
 - 4b. 直至所测定的空气量等级等于自第1步骤所得的空气量等级的95%，上述两种情况无论哪种先出现均可。
 5. 若4a所述的情况先出现，则满足了第二项要求。采用4a所述的方式以进行所有要求制冷全负荷空气等级的试验。
 6. 若4b所述的情况先发生，应在进行室内风扇安装时采取递增变化(即次最高的风扇电动机销装置、次最高的室内风扇的风扇电机)并自上述第1步骤开始重新进行评定。若室内风扇装置不能继续变化，则应降低空气量等级直至达到可适用的表11中所示的最小值。使用此降低后的空气量等级以进行所有要求制冷全负荷空气量等级的试验。
- b. 对配有变速、恒定空气量等级室内安装风扇的管道元件进行试验。对于所有规定制冷全负荷空气量等级的试验，应获得与可适用表11接近(但不得少于)的外部静压，且不得引起室内吹风机的不稳定和自动停机。
- c. 未安装室内风扇的管道元件的试验。在进行A或A₂试验时，(排他地)，跨越室内线圈组的压差不可超过0.30-- H₂O [75 Pa]。若超过此压力差，则应降低空气量等级直至所测定的压力差等于所规定的最大值。使用此降低后的空气量等级以进行所有要求制冷全负荷空气量等级的试验。

6.1.3.3.1.2 非管道元件的制冷全负荷空气量等级。对于非管道元件，制冷全负荷空气量等级是指在每次试验当中所产生的空气量等级，此时元件在外部静压为零--H₂O [0 Pa]下运行。

6.1.3.3.2 最小制冷风量率。

- a. 对于调节室内风机速度（与cfm相对）的风管式系统，

制冷最小空气体积率=

制冷满负荷空气体积率X（制冷最小风机转速/测试A₂风机转速）

当“制冷最小风机速度”与低压缩机容量（双容系统）运行条件下的风机速度相适应时，当在最小压缩机（变速系统）速度条件下运行时，使用风机速度；当制冷时（单速压缩机和变速、变动空气体积率室内风扇），使用最低风机速度。这种设备应在不考虑机外静压的情况下得出制冷最小空气体积率。

- b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式设备，制造商必须指定制冷最小空气体积率。这种系统应按照机外静压进行指定制冷最小空气体积率的所有测试-（例如，A₁、B₁、Q、F₁和G₁测试）-当压力接近于但不低于以下值时，该机外静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭

$$A_1, B_1, C_1, F_1 \text{ 和 } G_1 \text{ 测试 } \Delta P_{st} = \Delta P_{stA2} X (\text{制冷最小空气体积率/制冷满负荷空气体积率})^2$$

其中， ΔP_{stA2} 为表11适用的最小机外静压，该值为A₂（和B₂）测试的目标值。

- c. 对于未安装室内风机进行测试的风管式双容设备，其制冷最小空气体积率为（1）制造商指定的空气体积率或者（2）制冷满负荷空气体积率的75%的两者中的较高值。在仅配备盘管（无风扇）设备的测试室测试期间，应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制冷最小空气体积率。
- d. 非风管式设备的制冷空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下以及室内风扇设置在低压缩机能力（双容系统）或者最小压缩机转速（调速系统）情况下运行期间每次测试的空气体积率。配备单速压缩机以及变速、变动空气体积率室内风机的设备应使用允许制冷的最低风扇设置。

6.1.3.3.3 制冷中间空气体积率

- a. 对于调节室内风机速度的风管式系统，

制冷中间空气体积率 = 制冷满负荷空气体积率 X（测试E_v风机转速/

测试A₂风机转速）

这种设备应在不考虑机外静压的情况下得出制冷中间空气体积率。

- b. 对于通过室内风机调节空气体积率的风管式设备，制造商必须指定制冷中间空气体积率。这种系统应按照机外静压进行E_v测试，当压力接近于但不低于以下值时，该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

$$E_v \text{ 测试 } \Delta P_{stA2} X (\text{制冷中间空气体积率/制冷满负荷空气体积率})^2$$

ARI 标准 210/240-2008

其中, $\Delta P_{st,A_2}$ 为表11适用的最小机外静压, 该值为该 (和B₂) 测试的目标值。

- c. 非风管式热泵的制冷中间空气体积率源于热泵在机外静压为零英寸水且风机转速由设备控制器选择以用于E_v测试条件的情况下运行期间的空气体积率。

6.1.3.3.4 制热满负荷空气体积率。

6.1.3.3.4.1 制热与制冷满负荷空气体积率相等时的风管式热泵。

- a. 使用制冷满负荷空气体积率作为以下的制热满负荷空气体积率:
1. 在A (或A₂) 与 H1 (或H1₂) 测试期间按照相同室内风机转速运行的风管式热泵;
 2. 在A (或A₂) 与 H1 (或H1₂) 测试期间调节风机转速以输送同样恒定空气体积率的风管式热泵;
 3. 未安装室内风机进行测试的风管式热泵 (仅仅按照低容量制冷进行测试的双容北置热泵除外-参见第 6.1.3.3.4.2节)。
- b. 对于符合上述标准“1”和“3”的热泵, 没有最低要求可分别适用于测量的机外静压或者机内静压。对于符合标注“2”的热泵, 按照不会引起室内鼓风机不稳定或者自动关闭的机外静压进行测试, 该静压接近于但不得低于表2中指定用于A (或A₂) 制冷模式测试的同样的最小机外静压。

6.1.3.3.4.2 由于室内风机运行, 制热和制冷满负荷空气体积率不同的风管式热泵。

- a. 对于调节室内风机速度 (与cfm相对) 的风管式热泵,

$$\text{制热满负荷空气体积率} = \text{制冷满负荷空气体积率} \times \left(\frac{\text{H1或测试H1}_2 \text{风机速度}}{\text{测试A风机速度}} \right)$$

在不考虑机外静压的情况下, 获得这种热泵的制热满负荷空气体积率。

- b. 对于通过室内风机调节空气体积率的风管式热泵, 制造商必须指定制热满负荷空气体积率。这种热泵应按照机外静压进行指定制热满负荷空气体积率的所有测试, 当压力接近于但不低于以下值时, 该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭,

$$\text{制热满负荷 } \Delta P_{st} = \text{制冷满负荷 } \Delta P_{st} \times \left(\frac{\text{制热空气体积率}}{\text{制冷空气体积率}} \right)^2$$

其中, 制冷满负荷 $\Delta P_{st,H1_2}$ 为指定用于A或A₂ 测试的表11适用的最小机外静压。

- c. 风管式、双容北置热泵 (参见附录C定义1.46) 的测试应使用上述两种情况中用于安装有室内风扇进行设备测试的合适的方法。

仅配备盘管（无风机）的北置热泵的制热满负荷空气体积率为制造商指定的体积率与制冷满负荷空气体积率的133%中的较低者。而后一种情况应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制热满负荷空气体积率。

6.1.3.3.4.3 风管式单制热泵。制造商必须指定制热满负荷空气体积率。

- a. 除配备变速、恒定空气体积率之外的安装有室内风机进行测试的所有风管式单制热泵。仅仅在首次测试以及H1或H1₂测试中遵循以下步骤。
1. 得出制热满负荷空气体积率。
 2. 测量机外静压。
 3. 如果静压等于或大于表11中的最小机外静压，且该最小机外静压使用指定的单制热泵的额定制热能力，则将当前空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。
 4. 如果压力小于或者大于表11引用的最小机外静压，
 - (4a) 降低空气体积率直至压力等于表11引用的最小机外静压，或者
 - (4b) 直至测量的空气体积率达到制造商指定的满负荷空气体积率的95%，以先发生者为准。
 5. 如果4a步情况先发生，则将4a步中降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。
 6. 如果4b步情况先发生，则增加室内风机的设置（例如，下一次最高风机电机销轴设置、下一次最高风机电机速度）并重复自上述第1步的估值程序。如果无法继续改变室内风机的设置，则降低空气体积率直至压力等于表11引用的最小机外静压。将降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。
- b. 对于安装有变速、恒定空气体积率室内风机进行测试的风管式单制热泵。指定制热满负荷空气体积率的所有测试均应达到接近于（但不得低于）表11适用的值，该值不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭。
- c. 对于未安装室内风机进行测试的风管式单制热泵。对于H1或者H1₂测试（仅适用于这两项测试），室内盘管装置内的压力下降不得超过0.30英寸水(75Pa)。如果压力下降超过该值，则应降低空气体积率直至测量的压力下降等于指定的最大值。将降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。

6.1.3.3.4.4 无风管式热泵，包括无风管式单制热泵。非风管式热泵的制热满负荷空气体积率源于装置在机外静压为零英寸水情况下运行期间的空气体积率。

6.1.3.3.4.5 制热最小空气体积率。

- a. 对于调节室内风机速度（与气流相对）的风管式热泵，

制热最小空气体积率=

制热满负荷空气体积率X (制热最小风机转速/测试H1₂风机转速)

当“制热最小风机速度”与低压缩机容量（双容系统）运行条件下的风机速度相适应时，当在最小压缩机（变速系统）速度条件下运行时，使用风机速度；当制热时（单速压缩机和变速、变动空气体积率室内风扇），使用最低风机速度。这种热泵应在不考虑机外静压的情况下得出制热最小空气体积率。

- b. 对于通过室内风机调节空气体积率的风管式热泵，制造商必须指定制热最小空气体积率。这种热泵应按照机外静压进行指定制热最小空气体积率的所有测试-（例如，H0₁、H1₁、H2₁和H3₁测试）-当压力接近于但不低于以下值时，该机外静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

H0₁、H1₁、H2₁和H3₁测试 $\Delta P_{st,H12}$ X (制热最小空气体积率/制热满负荷空气体积率)²

其中， $\Delta P_{st,H12}$ 为最小机外静压，该值为H1₂测试的目标值。

- c. 安装有室内风机进行测试的风管式双容北置热泵应使用上述两种情况中合适的方法。
- d. 未安装室内风机进行测试的风管式双容热泵应将制冷最小空气体积率作为制热最小空气体积率使用。未安装室内风机进行测试的风管式双容北置热泵应将制冷满负荷空气体积率作为制热最小空气体积率使用。对于未安装室内风机进行测试的风管式双容单制热热泵，其制热最小空气体积率为制造商指定的空气体积率或者制热满负荷空气体积率的75%的两者中的较高值。在仅配备盘管（无风机）设备的测试室测试期间，应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制热最小空气体积率。
- e. 非风管式设备的制热空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下以及室内风机设置在低压缩机能力（双容系统）或者最小压缩机转速（调速系统）情况下运行期间每次测试的空气体积率。配备单速压缩机以及变速、变动空气体积率室内风机的设备应使用允许制热的最低风扇设置。

6.1.3.3.4.6 制热中等空气体积率。

- a. 对于调节室内风机速度的风管式热泵，
制冷中等空气体积率=

制热满负荷空气体积率X (测试H2_v风机转速/测试H1₂风机转速)
这种热泵应在不考虑机外静压的情况下得出制热中间空气体积率。

- b. 对于通过室内风机调节空气体积率的风管式热泵，制造商必须指定制热中间空气体积率。

这种热泵应按照机外静压进行H2_v测试，当压力接近于但不低于以下值时，该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

$$H2_v \text{ Test } \Delta P_{s, H1_2} = \left[\frac{\text{制热中间空气体积率}}{\text{制热满负荷空气体积率}} \right]^2$$

其中， $\Delta P_{s, H1_2}$ 为指定用于H1₂测试中的最小机外静压

- c. 非风管式热泵的制热中间空气体积率源于热泵在机外静压为零英寸水且风扇转速由设备控制器选择以用于H2_v测试条件的情况下运行期间的空气体积率。

6.1.3.3.4.7 制热额定空气体积率。除注明的变化外，通过第6.1.3.3.4.6节描述的方法测定制热额定空气体积率。要求的变化包括用“H1_N测试”替换第一个6.1.3.3.4.6节方程中的“H2_v测试”，用“H1_N测试 ΔP_{st} ”替换第二个6.1.3.3.4.6节方程中的“H2_v测试 ΔP_{st} ”，用“H1_N测试”替换所有的“H2_v测试”，以及用“制热额定空气体积率”替换所有的“制热中间空气体积率”。

制热额定空气体积率=

制热空气体积率X (测试H1_N风机转速/测试H1₂风机转速)

$$H1_N \text{ Test } \Delta P_{st} = \Delta P_{s, H1_2} \times \left[\frac{\text{制热额定空气体积率}}{\text{制热满负荷空气体积率}} \right]^2$$

6.1.3.4 室外盘管空气体积率。当风机驱动器为可调时，所有标准评级应通过制造商指定的室外盘管气流率进行确定。当风机驱动器为不可调，且使用所有制造商视为正常安装操作的进气口、百叶和任何管道及附件的电阻元件运行时，它们应在设备固有的室外盘管气流率条件下进行确定。一旦安装完成后，设备的室外盘管电路应在此处规定的所有测试中保持不变。

6.1.3.5 单独组件的要求。类似RC、RCY、RCU、RCUY、HRC、HORC、HRCU和HORCU型（如第4节所示）室外部分与室内部分分离的设备的所有标准评级应使用制造商推荐尺寸的互连风管进行确定，至少为25ft[7.6m]。如果互连管道作为不建议进行长度切割的机器的完成组成部分，则该设备应使用完整长度的管道，或长度为25ft[7.6m]的管道进行测试，以尺寸较大者为准。至少长度为10ft[3.0m]的互连管道应暴露于室外环境中。管道长度、绝缘盒安装细节应符合制造商的出版建议。

6.1.4 标准等级测试条件。

6.1.4.1 安装有高速压缩机的制冷模式测试是使用所安装的固定室内风机、恒定空气体积率室内风机或无室内风机进行的。进行两项稳定性湿盘管测试，A和B测试。通过两项可选干盘管测试、稳定性C测试与循环D测试以测定制冷模型循环衰减系数C。如果未执行这两项测试，可为C分配默认值0.25。表3对这四项测试的条件进行了指定。

**表3. 安装有定速室内风扇、恒定空气体积率风扇或者未安装室内风扇的
速压缩机设备的制冷模式测试条件**

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				制冷空气体积率
	干球		湿球		干球		湿球		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
测试A – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 ⁽¹⁾	23.9 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试B – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 ⁽¹⁾	18.3 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试C – 必要 (稳定性、干盘管)	80.0	26.7	(3)		82.0	27.8	—		制冷满负荷 ⁽²⁾
测试D – 必要 (稳定性、干盘管)	80.0	26.7	(3)		82.0	27.8	—		(4)

注：
⁽¹⁾ 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。
⁽²⁾ 在第 6.1.3.3.1节中定义。
⁽³⁾ 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管上不会形成冷凝物。（建议使用的室内湿球温度为 57.0 F[13.9 °C]或更低。）
⁽⁴⁾ 保持测试C期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.2 安装有高速压缩机的制热模式测试是使用所安装的固定室内风机、恒定空气体积率室内风机或无室内风机进行的。有三项测试要进行：高温（H1）测试、结霜（H2）测试和低温（H3）测试。进行可选高温循环（H1C）测试，以确定制热模式循环衰减系统C。如果未进行可选测试，可为C分配默认值0.25。表4对这四项测试的条件进行了指定。

**表4. 安装有定速室内风扇、恒定空气体积率风扇或者未安装室内风扇的
速压缩机设备的制热模式测试条件**

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				制热空气体积率
	干球		湿球		干球		湿球		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
测试H1 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	制热满负荷 ⁽¹⁾
测试H1C (可选、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	(2)
测试H2 (必要)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	制热满负荷 ⁽¹⁾
测试H3 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	制热满负荷 ⁽¹⁾

注：
⁽¹⁾ 在第 6.1.3.3.4节中定义。
⁽²⁾ 保持测试H1期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.3 安装有变速、变动空气体积率室内风扇的单速压缩机的制冷模式测试。

6.1.4.3.1 与室外干球温度有关的室内风扇容量调节。进行四项稳态湿盘管测试：测试A₂、A₁、B₂和B₁。使用两项可选干盘管测试，稳态测试C₁和循环测试D₁，以确定制冷模式循环衰减系数C_d^c。如果未执行这两项测试，可为C_d^c分配默认值0.25。表5对这六项测试的条件进行了指定。

6.1.4.3.2 基于调节显热相对总热 (S/T) 制冷能力比率的室内风扇容量调节。第6.1.4.1节和表3所规定的测试要求是相同的。使用表示正常住宅安装的制冷空气体积率。如果使用了该数值，使用测试B中所使用的相同显热相对总热 (S/T) 容量控制模式中运行的装置进行稳态测试C和循环测试D。

表5. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇设备的与室外干球温度相关的制冷模型测试条件 (第6.1.4.3.1节)

测试描述	进入室内机空气的温度		进入室外机空气的温度		制冷空气体积率
	干球 °F °C	湿球 °F °C	干球 °F °C	湿球 °F °C	
测试A ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	95.0 35.0	75.0 ⁽¹⁾ 23.9 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试A ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	95.0 35.0	75.0 ⁽¹⁾ 23.9 ⁽¹⁾	制冷最小值 ⁽³⁾
测试B ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	82.0 27.8	65.0 ⁽¹⁾ 18.3 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试B ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	82.0 27.8	65.0 ⁽¹⁾ 18.3 ⁽¹⁾	制冷最小值 ⁽³⁾
测试C ₁ ⁽⁴⁾ -可选 (稳定性、干盘管)	80.0 26.7	(4)	82.0 27.8	—	制冷最小值 ⁽³⁾
测试D ₁ ⁽⁴⁾ -可选 (循环、干盘管)	80.0 26.7	(4)	82.0 27.8	—	(5)

注：

- (1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。
- (2) 在第 6.1.3.3.1节中定义。
- (3) 在第6.1.3.3.2节中定义。
- (4) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管上不会形成冷凝物。(建议使用的室内湿球温度为 57.0 °F [13.9 °C]或更低。)
- (5) 保持C₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.4 安装有单速、变速、变动空气体积率室内风机的热泵的制热模型测试：与室外干球温度有关的容量调节。进行五项测试：两项两个高温试验 (H1₂和H1₁)、一项结霜测试 (H2₂)和两项低温试验 (H3₂和H3₁)。进行附加结霜测试 (H2₁)是可选的。进行可选的高温循环 (H1C₁)测试，以确定制热模式循环衰减系数Chd。如果未进行可选测试，可为C_d^h分配默认值0.25。表6为这七项测试规定了测试条件。如果未完成可选的H21测试，使用附录C第3.6.2节中的方程评估测试H2₁条件下热泵的容量和电力：

表6. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇设备的制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				制热空气体积率
	干球 °F	°C	湿球 °F	°C	干球 °F	°C	湿球 °F	°C	
测试H1 ₂ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	制热满负荷 ⁽¹⁾
测试H1 ₁ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	制热最小值 ⁽¹⁾
测试H1C1 (可选、循环)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	⁽³⁾
测试H2 ₂ (必要)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	制热满负荷 ⁽¹⁾
H2 ₁ 测试 (可选)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	制热最小值 ⁽²⁾
H3 ₂ 测试 (必需、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	制热满负荷 ⁽¹⁾
测试H3 ₁ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	制热最小值 ⁽²⁾

注：
⁽¹⁾ 在第 6.1.3.3.4节中定义。
⁽²⁾ 在第 6.1.3.3.5节中定义。
⁽³⁾ 保持测试H1₁期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.5 附带双容压缩机的装置的制冷模式测试。（参见附录C定义1.45。）

- a 进行四项稳态湿盘管测试：测试A₂、F₁、B₂和B₁。使用两项可选干盘管测试，稳态测试C₁和循环测试D₁，以确定制冷模式循环衰减系数C_d。如果未执行这两项测试，可为C_d分配默认值0.25。表7对这六项测试的条件进行了指定。
- b 对于用于调节显热相对总热（S/T）制冷能力比率的配备变速室内风扇的设备，应使用代表标准住宅安装的制冷和制冷最小空气体积率。另外，如果进行可选干盘管测试，则使设备按照用于B₁测试中同样的S/T能力控制模式下运行。
- c 在低压缩机容量（参见第6.1.4.1节和表3）条件下，使用与单速热泵装置运行的相同方式测试双容北置热泵（参见附录C第1.46节）。
- d 如果双容空调或热泵在室温低于95.0°F[35.0°C]的条件下锁定低容量运行，使用表9中测试F1所列的室外温度条件而不是表7中所列用于测试F1的室外温度条件进行测试F1。

表7. 配备双容压缩机的设备制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				压缩机容量	制冷空气体积率
	干球 °F	°C	湿球 °F	°C	干球 °F	°C	湿球 °F	°C		
测试A ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 ⁽¹⁾	23.9 ⁽¹⁾	高	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试B ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	6.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 ⁽¹⁾	18.3 ⁽¹⁾	高	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试B ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 ⁽¹⁾	18.3 ⁽¹⁾	低	制冷最小值 ⁽³⁾
测试C ₂ – 必要 (稳定性、干盘管)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	-		高	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试D ₂ – 可选(循环、干盘管)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	-		高	(5)
测试C ₁ – 必要 (稳定性、干盘管)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	-		低	制冷最小值 ⁽³⁾
测试D ₁ – 可选 (循环、干盘管)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	-		低	(6)
测试F ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0	26.7	67.0	19.4	67.0	19.4	53.5 ⁽¹⁾	11.9 ⁽¹⁾	低	制冷最小值 ⁽³⁾

(1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。
(2) 在第 6.1.3.3.1 节中定义。
(3) 在第 6.1.3.3.2 节中定义。
(4) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管上不会形成冷凝物。DOE 建议使用的室内湿球温度为 57.0 °F [13.9 °C] 或更低。
(5) 保持测试 C₂ 期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
(6) 保持测试 C₁ 期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.6 附带双容压缩机的热泵的制热模式测试。 (参见附录C定义1.45。) 包括双容北置热泵 (参见附录C定义1.46)。

a. 进行一项最高温度试验 (H₀₁)、两项高温试验 (H₁₂和H₁₁)、一项结霜测试 (H₂₂) 和一项低温测试 (H₃₂)。如果以下两个条件同时具备，则进行一项附加结霜测试 (H₂₁) 和低温试验 (H₃₁)：

1. 需要了解室外温度条件为 0 °F [2.78 °C] 或更低条件下的低压缩机容量的热泵容量和电力，以完成附录C第4.2.3节的季节性能计算；和
2. 热泵控制器允许在温度为 37.0 °F [2.78 °C] 或更低条件下的低容量运行。

- b. 进行可选最高温度循环试验 (HOC₁)，以确定制热模式循环衰减系数 C_d^h 。如果未进行可选测试，可为 C_d^h 分配默认值0.25。表8对这八项测试的条件进行了指定。

表8. 配备双容压缩机的设备制热模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				压缩机容量	制热空气体积率
	干 °F	球 °C	湿 °F	球 °C	干 °F	球 °C	湿 °F	球 °C		
H0 ₁ 测试 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	62.0	16.7	56.5	13.6	低	制热最小值 ⁽¹⁾
H1 ₂ 测试 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	高	制热满负荷 ⁽²⁾
测试H1C ₂ (可选、循环)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	高	⁽³⁾
测试H11 (必要)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	低	制热最小值 ⁽¹⁾
测试H1C1 (可选、循环)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	低	⁽⁴⁾
测试H2 ₂ (必要)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	高	制热满负荷 ⁽²⁾
测试H21 ⁽⁵⁾ (必要)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	低	制热最小值 ⁽¹⁾
测试H3 ₁ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	高	制热满负荷 ⁽²⁾
测试H3 ₁ ⁽⁵⁾ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0(最大值)	15.6(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	低	制热最小值 ⁽¹⁾

⁽¹⁾ 在第 6.1.3.3.5节中定义。
⁽²⁾ 在第 6.1.3.3.4节中定义。
⁽³⁾ 保持测试H1₂期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
⁽⁴⁾ 保持测试H1₁期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
⁽⁵⁾ 当在低压缩机容量和室外温度低于37.0 F[2.78 °C]的条件下运行时，仅当需要热泵性能完成附录C第4.2.3节的制热季节能效比时有必要。
⁽⁶⁾ 如果该表的注释5不适用，可使用附录C第3.6.3节中的方程 $Q_{h\sim}$ (35)和 $E_{h\sim}$ (17)进行测试H21。

6.1.4.7 安装有变速压缩机的装置测试。

- a 进行五项稳态湿盘管测试：测试A₂、E_v、B₂、B₁和F₁。使用两项可选干盘管测试，稳态测试G₁和循环测试I₁，以确定制冷模式循环衰减系数C_d^c。如果未执行这两项测试，可为C_d^c分配默认值0.25。表9对这七项测试的条件进行了指定。

表9. 配备变频压缩机的设备制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度		进入室外机空气的温度		压缩机转速	制冷空气体积率
	干球 °F °C	湿球 °F °C	干球 °F °C	湿球 °F °C		
测试A ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	95.0 35.0	75.0 ⁽¹⁾ 23.9 ⁽¹⁾	最大值	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试B ₂ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	82.0 27.8	65.0 ⁽¹⁾ 18.3 ⁽¹⁾	最大值	制冷满负荷 ⁽²⁾
测试E _v – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	87.0 30.6	69.0 ⁽¹⁾ 20.6 ⁽¹⁾	中间值	制冷中间值 ⁽³⁾
测试B ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	82.0 27.8	65.0 ⁽¹⁾ 18.3 ⁽¹⁾	最小值	制冷最小值 ⁽⁴⁾
测试F ₁ – 必要 (稳定性、湿盘管)	80.0 26.7	67.0 19.4	67.0 19.4	53.5 ⁽¹⁾ 11.9 ⁽¹⁾	最小值	制冷最小值 ⁽⁴⁾
测试G ₁ ⁽⁵⁾ -可选 (稳定性、干盘管)	80.0 26.7	⁽⁶⁾	67.0 19.4	—	最小值	制冷最小值 ⁽⁴⁾
测试I ₁ ⁽⁶⁾ -可选 (循环、干盘管)	80.0 26.7	⁽⁶⁾	67.0 19.4	—	最小值	⁽⁶⁾

注：

- (1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。
 (2) 在第 6.1.3.3.1 节中定义。
 (3) 在第6.1.3.3.3节中定义。
 (4) 在第6.1.3.3.2节中定义。
 (5) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管上不会形成冷凝物。（建议使用的室内湿球温度为 57.0 °F[13.9 °C]或更低。）
 (6) 保持G₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

6.1.4.7 安装有变速压缩机的热泵的制热测试。

- a. 进行一项最高温度试验 (H₀₁)、两项高温试验 (H₁₂和H₁₁)、一项结霜测试 (H_{2v}) 和一项低温测试 (H₃₂)。进行下列可选测试中的一个或两个测试：一项附加高温试验 (H_{1N}) 和一项附加结霜测试 (H₂₂)。进行可选最高温度循环 (H_{0C1}) 测试，以确定制热模式循环衰减系数C_d^h。如果未进行可选测试，可为C_d^h分配默认值0.25。表10对这八项测试的条件进行了指定。

表10. 配备变频压缩机的设备供热模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度				进入室外机空气的温度				压缩机转速	制热空气体积率
	干球		湿球		干球		湿球			
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C		
H ₀₁ 测试 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	62.0	16.7	56.5	13.6	最小值	制热最小值 ⁽¹⁾
测试H _{0C1} (可选、循环)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	62.0	16.7	56.5	13.6	最小值	⁽²⁾
测试H ₁₂ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	最大值	制热满负荷 ⁽³⁾
测试H ₁₁ (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	最小值	制热最小值 ⁽¹⁾
H _{1N} 测试 (可选、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	47.0	8.33	43.0	6.11	制冷模式最大值	制热额定值 ⁽⁴⁾
H ₂₂ 测试 (可选)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	最大值	制热满负荷 ⁽³⁾
H _{2V} 测试 (必要)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	35.0	1.67	33.0	0.56	中间值	制热中间值 ⁽⁵⁾
H ₃₂ 测试 (必要、稳定性)	70.0	21.1	60.0 ^(最大值)	15.6 ^(最大值)	17.0	-8.33	15.0	-9.44	最大值	制热满负荷 ⁽³⁾

注:

- (1) 在第 6.1.3.3.5节中定义。
(2) 保持测试H₀₁期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
(3) 在第 6.1.3.3.4节中定义。
(4) 在第6.1.3.3.7节中定义。
(5) 在第6.1.3.3.6节中定义。

表11. 安装有室内风扇进行测试的风管式系统的最小机外静压

额定制冷 ⁽¹⁾ 或制热 ⁽²⁾ 量		最小机外阻力 ⁽³⁾			
		所有其他系统		小风管、高速率系统 ^(4,5)	
Btu/h	kW	H ₂ O	Pa	H ₂ O	Pa
直到28,800	直到8.44	0.10	25	1.10	275
29,000至42,500	8.5至12.4	0.15	37	1.15	288
43,000及以上	12.6至19.0	0.20	50	1.20	300

- (1) 对于空调机和热泵, 在A或者A₂测试条件下, 制造商在出版的文献中将该值引用为设备能力。
(2) 对于单制热热泵, 在H₁或者H₁₂测试条件下, 制造商在出版的文献中将该值引用为设备能力。
(3) 对于未安装空气过滤器进行测试的风管式设备, 适当地将表列值增加0.08英寸水。
(4) 参见附录C的定义1.35以确定设备是否为小风管、高速率系统。
(5) 如果室内侧使用闭环、空气焓值法测试装置, 则将室内鼓风机盘管入口侧的气流阻力的最大值限定到0.1英寸[25 Pa]水。将气流阻力的平衡用于室内鼓风机的出口侧。

表12. 使用美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37为水冷和蒸发制冷设备进行标准评级测试和运行要求测试的条件

测试		室内部分				室外部分									
		空气进入温度				蒸发制冷				水冷					
		空气进入温度				空气进入温度				空气进入温度					
		干球		湿球		干球		湿球		补充水		冷凝物进口		冷凝物出口	
		°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C
制 冷	标准制冷评级条件 ¹	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0	23.9	85.0	29.4	85.0	29.4	95.0	35.0
	低温运行制冷	67.0	19.4	57.0	13.9	67.0	19.4	57.0	13.9	67.0	19.4	-	-	70.0	21.1
	保温效率	80.0	26.7	75.0	23.9	80.0	26.7	75.0	23.9	85.0	29.4	-	-	80.0	26.7
	冷凝液处理	80.0	26.7	75.0	23.9	80.0	26.7	75.0	23.9	85.0	29.4	-	-	80.0	26.7
	最高运行条件	80.0	26.7	67.0	19.4	100.0	37.78	80.0	26.7	90.0	32.2	90.0	32.2	100.0	37.78
	部分负荷条件 (综合部分负荷值)	80.0	26.7	67.0	19.4	80.0	26.7	67.0	19.4	77.0	25.0	75.0 ²	23.9	-	-

注:
¹ 用于电压容限测试的相同条件。
² 水流速率根据标准评级条件确定。
³ 集水槽不得有溢流。

6.2 部分负荷评级只有容量降低的系统能额定为100%，并且制冷系统所提供的每一步容量降低都是以制造商所发布的文献为依据的。这些评级点应用于计算综合部分负荷值（参见6.2.2）。

6.2.1 部分负荷评级条件。部分负荷评级的测试条件应以表12为依据。

系统功能所需的任何水流量都应为（满负荷）标准评级条件下确定的水流速率。容量降低的方法可以进行调整，以获得具体的卸载步骤。不得手动对标准评级条件下的室内和室外气流率进行调节。但是，允许系统功能气流率的自动调整。

6.2.2 综合部分负荷值 (IPLV)。对于该标准所涵盖的设备，综合部分负荷值应按照以下方式进行计算：

- a. 确定表12所指定条件下的容量和能效比。
- b. 确定图1中每个评级点（参见附录E）的部分负荷因素。
- c. 使用下列公式计算综合部分负荷值：

$$\begin{aligned} \text{IPLV} = & \left(\text{PLF}_1 - \text{PLF}_2 \right) \times \frac{\left(\text{EER}_1 + \text{EER}_2 \right)}{2} + \left(\text{PLF}_2 - \text{PLF}_3 \right) \times \frac{\left(\text{EER}_2 + \text{EER}_3 \right)}{2} + \dots \\ & + \left(\text{PLF}_{n-1} - \text{PLF}_n \right) \times \frac{\left(\text{EER}_{n-1} + \text{EER}_n \right)}{2} + \left(\text{PLF}_n \right) \times \left(\text{EER}_n \right) \end{aligned}$$

其中：

- PLF = 图1确定的部分负荷因素
- n = 容量步骤总数
- 上标 1 = 部分负荷评级条件下的100%容量和能效比
- 上标 2、3等 = 根据第6.2节部分负荷步骤的特定容量和能效比

6.3 应用评级。非6.1.3和6.2.1指定的温度和气流率条件下的评级应作为应用评级发布，并且以6.1中所规定方法确定的数据为基础。一个除霜周期完成时，除霜区域的应用评级应包括净容量和性能系数。

6.4 标称等级。一旦出版或印制了应用评级，则其应包括，或附有此处指定的标准评级和综合部分负荷值（如适用），包括评级适用的财务状况计算书。

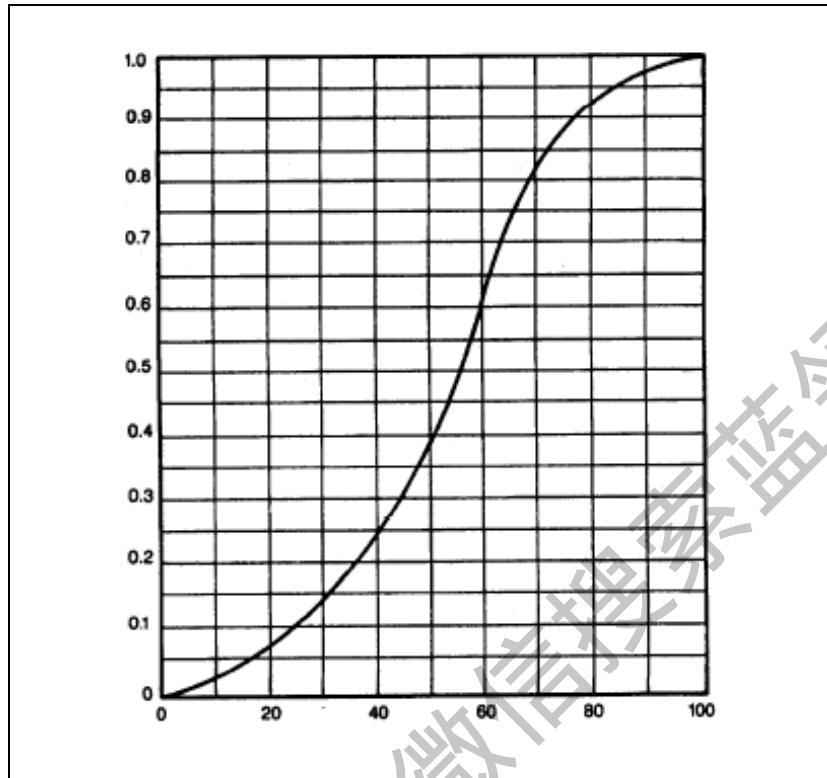
6.4.1 能力指定。制造商所控制的用于本标准下的评级设备的出版规格、文献或广告中所使用的能力指定应以Btu/h[W]为单位，6.1.3指定的标准评级条件、6.2.1指定的部分负荷评级条件和6.1.1和6.1.2中所述的条款。不得使用马力、吨或其他单位作为能力指定。

6.5 容限。为了遵守这一标准，测量的测试标准不得低于标称等级的性能比和能力的95%。

（注：《国家电器产品节能法》（NAECA）中所涵盖的产品应根据《美国联邦法规》第10编430部分第24m24 m（1）（i）和（ii）节进行评级。

部分负荷因素曲线

部分负荷因素



部分负荷条件下满负荷容量的百分比

注：曲线是根据以下公式绘制的：

$$PLF = A_0 + (A_1 \times Q) + (A_2 \times Q^2) + (A_3 \times Q^3) + (A_4 \times Q^4) + (A_5 \times Q^5) + (A_6 \times Q^6)$$

其中：

PLF = 部分负荷因素

Q = 部分负荷评级条件下满负荷容量的百分比

$$A_0 = -0.12773917 \times 10^{-6}$$

$$A_1 = -0.27648713 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = 0.50672449 \times 10^{-3}$$

$$A_3 = -0.25966636 \times 10^{-4}$$

$$A_4 = 0.69875354 \times 10^{-6}$$

$$A_5 = -0.76859712 \times 10^{-8}$$

$$A_6 = 0.28918272 \times 10^{-10}$$

图1. 部分负荷因素曲线

第七节 标称评级的最低数据要求

7.1 标称评级的最低数据要求。作为最低限度，标称评级应包括以下信息：

- a. 单元式空调（风冷）
 - 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷能力
 - 2. 季节能效比（SEER）
- b. 单元式空调（水冷和蒸发制冷）
 - 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷能力
 - 2. 能效比（EER）
- c. 单元式气热泵
 - 1. 美国空调与制冷协会标准额定制冷能力
 - 2. 季节能效比（SEER）
 - 3. 高温制热标准额定能力
 - 4. 区域IV制热季节能效比（HSPF）、最低设计制热要求

7.2 潜热指定。制造商的规格和文献中应公布水分去除设计。数值的表述应与以下一个或多个表格的毛额或净额保持一致：

- a. 显热相对总能比和总能
- b. 潜热与总能
- b. 显热与总能

7.3 等级声明。所有本标准范围内的等级应包括“根据美国空调与制冷协会标准210/240评定”的表述。所有本标准范围之外的等级应包括“美国空调与制冷协会标准210/24范围之外”的表述。一旦发布或印制了应用等级，它们都应包括一项关于所采用等级的条件声明。

第八节 运行要求

8.1 运行要求。单元式设备应符合本节的规定，这样任何生产装置都将符合此处的详细要求。

8.2 最高运行条件测试。单元式设备都应在6.1.3.3规定的室内盘管气流速度下通过下列最高运行条件测试。

8.2.1 温度条件。温度条件应保持如表12或13所示。

表13: 风冷设备的运行要求测试条件

测试		室内机				室外机			
		空气进入温度				空气进入温度			
		干球		湿球		干球		湿球	
		°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C
制冷	电压容限	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 ¹	23.9
	低温运行制冷	67.0	19.4	57.0	13.9	67.0	19.4	57.0 ¹	13.9
	保温效率	80.0	26.7	75.0	23.9	80.0	26.7	75.0 ¹	23.9
	冷凝液处理	80.0	26.7	75.0	23.9	80.0	26.7	75.0 ¹	23.9
	最高运行条件	80.0	26.7	67.0	19.4	115.0	46.11	75.0 ¹	23.9
制热	电压容限 (单制制热装置)	70.0	21.1	60.0 ^(最高)	15.6	47.0	8.3	43.0	6.1
	最高运行条件	80.0	26.7	-	-	75.0	23.9	65.0	18.3

注:

¹ 当测试不蒸发冷凝物的风冷冷凝器时, 不要求湿球温度条件。

8.2.2 电压。测试应基于该装置的铭牌额定电压, 在美国空调与制冷协会标准110表1中规定的最低用电电压范围A内运行。该电压应于装置连接服务时, 在额定频率下提供。

8.2.3 程序。该设备应在指定的温度条件和电压下运行一小时。

8.2.4 要求。设备应连续运行一小时, 不得以任何理由进行中断。

8.2.4.1 附带水冷冷凝器的装置应能在最高水压降不超过15.0psi [103 kPa] (横穿整个装置进行的测量) 的条件下运行。

8.3 电压容限测试。单元式设备都应在6.1.3.3规定的制冷盘管气流速度下通过下列电压容限测试。

8.3.1 温度条件。温度条件应该保持为表12或13所示的标准制冷 (和/或标准制热, 视需要而定) 的稳态条件。

8.3.2 电压。

8.3.2.1 测试应基于该装置的铭牌额定电压, 在美国空调与制冷协会标准110表1中规定的最低用电电压范围B内运行。该电压应于装置连接服务时, 在额定频率下提供。如果铭牌上有所标示, 则所使用的电压应低于最低电压或高于最高电压。

8.3.2.2 供应给单相设备的电力应于停止运行期间（8.3.3.2）之前进行调整，当压缩机电机是锁定转子时，这样所装置连接服务时产生的电压为牌额定电压的86%。（对于铭牌额定电压为200V或208V的设备，当压缩机电机是锁定转子时，重启电压应该设置为180V。）三相设备的开路电压不得高于铭牌额定电压的90%。

8.3.2.3 设备恢复连续运行后一分钟之内（8.3.4.3），电压应恢复到8.3.2.1指定的数值。

8.3.3 程序。

8.3.3.1 该设备应在指定的温度条件和电压下运行一小时。

8.3.3.2 设备的所有电源都应关闭一段足够长的时间，以使压缩机停止（不超过5秒钟）然后恢复。

8.3.4 要求。

8.3.4.1 在两项测试中，设备将在任何部件都无故障的情况下运行。

8.3.4.2 设备应连续运行一小时，不得以任何理由在电源中断前被中断。

8.3.4.3 装置将与电力恢复后两小时内恢复连续运行，且继续连续运行一小时。允许在连续运行确定之前对安全设备进行操作和重置。

8.4 低温运行测试（制冷）（单制制热装置不需要）。当按照6.1.3.3和6.1.3.4中确定的初始气流率运行以及使用指定最易产生蒸发器霜冻或结冰的控制器和阻尼器时，只要这些设置与制造商给用户的说明书不矛盾，单元式设备应通过以下低温运行测试。

8.4.1 温度条件。温度条件应保持如表12或13所示。

8.4.2 程序。确定指定的温度条件之后，应在制冷周期内使用装置进行不少于四小时的连续测试。在自动限制装置控制下（如提供），可允许装置进行启动和停止。

8.4.3 要求。

8.4.3.1 在整个测试中，设备将在任何部件都无损坏或故障的情况下运行。

8.4.3.2 在整个测试过程中，空气量不得下降超过标准评级测试所确定空气量的25%。

8.4.3.3 在测试过程中及完成测试后的除霜时期内，所有冰块或融化物都应按照排放规定收集并清除。

8.5 保温效果测试（制冷）单制制热装置不需要。当按照6.1.3.3和6.1.3.4中确定的初始气流率运行以及使用指定最易产生机身汗液的控制器的风机、阻尼器和格栅时，只要这些设置与制造商给用户的说明书不矛盾，单元式设备应通过以下保温效果测试。

8.5.1 温度条件。温度条件应保持如表12或13所示。

8.5.2 程序。确定指定温度条件之后，该装置应连续运行四个小时。

8.5.3 要求。在测试过程中，冷凝水不得从装置外壳上滴落、流动或倾泻。

8.6 冷凝液处理测试（制冷）*（单制制热装置不需要）。当按照6.1.3.3和6.1.3.4中确定的初始气流率运行以及使用指定最易产生冷凝液的控制器和阻尼器时，只要这些设置与制造商给用户的说明书不矛盾，阻止冷凝液成为冷凝空气的单元式设备应通过以下冷凝液处理测试。

* 该测试可与保温效果测试（8.5）同时运行。

8.6.1 温度条件。温度条件应保持如表12或13所示。

8.6.2 程序。确定指定温度条件之后，设备启动时，冷凝液收集盘中的水应填充至溢出口；且应该于冷凝液水平达到平衡后，连续运行4个小时。

8.6.3 要求。在测试过程中，冷凝水不得从装置外壳上滴落、流动或倾泻。

8.7 容限。第8节中所述的测试条件的容限应为湿球和干球温度的 $\pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{F}$ [$\pm 0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$]以及电压读值的 $\pm 1.0\%$ 。

第九节 标识和铭牌数据

9.1 标识和铭牌数据。铭牌至少应显示制造商的名称、型号设计和电气特性。

60赫兹系统的铭牌电压应包括一个或多个美国空调与制冷协会标准110-90的表一中所显示的利用电压。50赫兹系统的铭牌电压应包括一个或多个1983年国际电工委员会标准出版物60038的表一中所显示的利用电压。

第十节 执行条件要求

10.1 一致性。当自愿遵守本标准时，一致性不得声称或暗示产品或设备在其目的（第1节）和范围（第2节）的范围之内，除非这些声明符合标准要求，且所有测试和评级要求的测量和报告都完全符合标准。任何不符合标准要求的产品都不得在任何书面、口头或电子通讯中进行参考、陈述或确认。

附录A 参考——规范

A1 此处所列是所有标准、手册和其他出版物制定和执行的基础。本附录中的所有参考都被视为标准的一部分。

A1.1 美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37-2005, 2005年《单元式空调和热泵设备等级评定的测试方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.2 美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.1-1986 (RA 2006), 2006年《温度测量的标准方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.3 美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准51-1999/美国通风与空调协会标准210-1999, 1999年《空气动力学性能用风机测试的测试室方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.4 2002年美国国家标准协会标准110-2002, 2002年《空调和冷藏设备铭牌电压》, 美国空调与制冷协会(地址: 美国弗吉尼亚州阿灵顿第200街区北费尔法克斯街第4100号 22203)。

A1.5 美国空调与制冷协会标准210/240-2003, 2003年《单元式空气调节和气热泵设备》, 美国空调与制冷协会(地址: 美国弗吉尼亚州阿灵顿第200街区北费尔法克斯街第4301号 22203)。

A1.6 美国空调与制冷协会标准210/240-2006, 2006年《单元式空气调节和气热泵设备》, 美国空调与制冷协会(地址: 美国弗吉尼亚州阿灵顿第200街区北费尔法克斯街第4301号 22203)。

A1.7 美国空调与制冷协会标准340/360-2007, 2004年《商用和工业用统一空气调节和热泵设备》, 美国空调与制冷协会(地址: 美国弗吉尼亚州阿灵顿第200街区北费尔法克斯街第4301号 22203)。

A1.8 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准23-1993, 1993年《容积式冷冻剂压缩机和冷凝部件的额定值试验》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.9 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37-1988, 1988年《单元式空气调节和热泵设备等级评定的测试方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.10 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.2-1987 (RA 1992), 1992年《测试室气流测量的标准方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.11 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.6-1994 (RA 2001), 2001年《湿空气物理性质的测量方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.12 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.9-2000, 2000年《挥发性制冷剂流量计量的标准热量计试验方法》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.13 1991年第二版《美国采暖、制冷和空调工程师协会关于制热、通风、空气调节和制冷的术语》, 美国采暖、制冷与空调工程师协会(地址: 美国佐治亚州亚特兰大Tullie Circle N.E.1791号 30329)。

A1.14 1983年国际电工委员会标准出版物60038, 2002年《国际电工委员会标准-电压》, 国际电工委员会(地址: 瑞士日内瓦20ruedeVarembe3号第131、1211号邮政信箱)。

A1.15 《美国联邦法规》第10编，第430部分的第430.2和430.32 (c)项，美国国家文件与档案局（地址：学院公园亚特尔菲路8601号，MD 20740-6001）。

附录B 参考——信息

B1 此处所列的标准、手册和其他出版物作为提供有效信息和背景，但非必要考虑的因素。本附录中的参考非本标准的一部分。

B1.1 美国国家标准协会/美国采暖、制冷和空调工程师协会标准116-1995(RA 05)，2005年《单元式空气调节和热泵设备季节能效的测试方法》，美国采暖、制冷与空调工程师协会（地址：美国佐治亚州亚特兰大 Tullie Circle N.E.1791号 30329）。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附录C 中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法—— 规范

前言：本附录为美国空调与制冷协会标准210/240-2008《中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法》；附录M为于2005年10月11日星期二修订的No.195《联邦公报》第70卷59135至59180页的第430部分第B项以及2007年10月22日No. 203《联邦公报》第72卷59906至59934页。

附录 M 第430部分第B项《中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法》

电子版《美国联邦法规》（e-CFR）

Beta测试网站

电子版《美国联邦法规》为截至2006年2

月9日的最新版本

修订于2005年10月11日

《美国联邦法规》第10编430部分

2005年10月11日发布的修订版（70 FR 59135）

生效日期：2006年4月10日

5. 附录M第B项修订如下：

附录 M 第430部分第B项《中央空调和热泵能量消耗测量的统一测试方法》

1. 定义

2. 测试条件

2.1 试验室的要求。

2.2 试验装置的安装要求。

2.2.1 除霜控制设置。

2.2.2 配有多速室外风机的风机特殊要求。

2.2.3 多联分体式空调机和热泵，以及由多联小型分体式设备（并排放置的室外机）组成的可使用两个或更多室内恒温器操作的系统的特殊要求。

2.2.4 空气进入室内和室外盘管时的湿球温度要求。

2.2.4.1 制冷模式测试。

2.2.4.2 制热模式测试。

2.2.5 制冷剂充填要求。

2.3 室内空气体积率。

2.3.1 制冷测试。

2.3.2 制热测试。

2.4 室内盘管进气道与出气道的连接。

2.4.1 室内机的出气室。

2.4.2 室内机的进气室。

2.5 室内盘管空气性能测试与空气风挡箱的应用。

2.5.1 室内盘管进气口的测试设置：安装有入口风挡箱的情况下。

2.5.1.1 如有安装如第2.4.2节所示的进气室。

2.5.1.2 如未安装如第2.4.2节所示的进气室。

2.5.2 室内机进气口的测试设置：未安装入口风挡箱的情况下。

2.5.3 室内盘管静压差测量。

2.5.4 室内盘管出口端的测试设置：

2.5.4.1 出气风挡箱的放置与要求。

2.5.4.2 温度分布不均最小化的步骤。

2.5.4.2 将空气泄漏最小化。

ARI 标准 210/240-2008

- 2.5.5 干球温度测量。
- 2.5.6 水汽含量测量。
- 2.5.7 空气风挡箱性能要求。
- 2.6 气流测量装置。
- 2.7 电压供应。
- 2.8 电力和能源测量。
- 2.9 时间测量。
- 2.10 次级空间调节容量测量的测试仪器。

2.10.1 室外空气焓值法。

2.10.2 压缩机标定方法。

2.10.3 制冷剂焓值法。

2.11 测试室环境条件的测量。

2.12 室内风机转速的测量。

2.13 气压的测量。

3. 测试程序

3.1 一般要求。

3.1.1 初步与二次测试方法。

3.1.2 制造商提供的设备超驰。

3.1.3 通过室外盘管的气流。

3.1.4 通过室内盘管的气流。

3.1.4.1 制冷满负荷空气体积率。

3.1.4.1.1 风管式设备的制冷满负荷空气体积率。

3.1.4.1.2 无风管式设备的制冷满负荷空气体积率。

3.1.4.2 制冷最小空气体积率

3.1.4.3 制冷中间空气体积率

3.1.4.4 制热满负荷空气体积率

3.1.4.4.1. 制热与制冷满负荷空气体积率相等时的风管式热泵。

- 3.1.4.4.2 制热制冷满负荷空气体积率由于室内风机运行而不同的风管式热泵。
- 3.1.4.4.3 风管式单制热泵。
- 3.1.4.4.4 无风管式热泵，包括无风管式单制热泵。
- 3.1.4.5 制热最小空气体积率。
- 3.1.4.6 制热中等空气体积率。
- 3.1.4.7 制热额定空气体积率。
- 3.1.5 室内机周围的空气来源于进入室内机的空气来源不一致时的室内试验室的要求。
- 3.1.6 空气容积率计算。
- 3.1.7 测试顺序。
- 3.1.8 离开室内盘管的空气温度分布要求。
- 3.1.9 辅助电阻制热元件的控制。
- 3.2 不同类型空调和热泵的制冷模式测试。
 - 3.2.1 使用附带安装有变速、恒定空气体积率室内风机或无风机的定速室内风机对安装有单速压缩机的装置进行测试。
 - 3.2.2 对安装单速压缩机和变速空气体积率室内风机的装置进行的测试。
 - 3.2.2.1 与室外干球温度相关的室内风机容量调制。
 - 3.2.2.2 以调整合理制冷量与总制冷量之间的比率（S/T）为基础的室内风机容量调制。
 - 3.2.3 配备有双容压缩机的装置测试。
 - 3.2.4 配备有变速压缩机的装置测试。
- 3.3 稳态湿盘管制冷模式测试的测试程序（测试A、A₂、A₁、B、B₂、B₁、E_v和F₁）。
- 3.4 稳态干盘管制冷模式测试的测试程序（测试C、C₁和G₁）。
- 3.5 选定循环干盘管制冷模式测试的测试程序（测试D、D₁和 I₁）。
 - 3.5.1 测试风管式系统的程序。
 - 3.5.2 测试无风管式系统的程序。
 - 3.5.3 制冷模式周期衰化系数计算。
- 3.6 不同类型热泵的制热模式测试，包括单制热泵。

ARI 标准 210/240-2008

- 3.6.1 使用附带安装有变速、恒定空气体积率室内风机或无风机的定速室内风机对安装有单速压缩机的热泵进行测试。
- 3.6.2 对安装单速压缩机和变速空气体积率室内风机的热泵进行的测试：与室外干球温度相关的容量调制
- 3.6.3 配备有双容压缩机的热泵测试（参见定义1.45），包括双容北置热泵（参见定义1.46）。
- 3.6.4 配备有变速压缩机的热泵测试。
- 3.6.5 对配备热舒适控制器的热泵进行的附加测试。
- 3.7 稳态最高温度和高温制热模式测试的测试程序（测试H01、H1、H1₂、H11和H1_N测试）。
- 3.8 选定循环制热方法测试的测试程序（测试H0C1、H1C和H1C1）。
- 3.8.1 制热模式周期衰化系数计算。
- 3.9 结霜供热方式测试的测试程序（测试H₂、H2₂、H2_V和H21）。
- 3.9.1 平均采暖能耗及电功率计算。
- 3.9.2 需给式除霜规范。
- 3.10 稳态低温制热模式测试的测试程序（测试H₃、H3₂和H31）。
- 3.11 辅助测试方法的附加要求。
- 3.11.1 如果使用室外空气焓值法作为辅助测试方法。
- 3.11.1.1 如果初步测试在官方测试之前进行。
- 3.11.1.2 如果初步测试未在官方测试之前进行。
- 3.11.1.3 官方测试。
- 3.11.2 如果使用压缩机校准法作为辅助测试方法。
- 3.11.3 如果使用制冷剂焓值法作为辅助测试方法。
- 3.12 对用于报告目的的空间调节容量进行四舍五入。
- 4. 季节性能描述符的计算**
- 4.1 季节能效比 (SEER)的计算。
- 4.1.1 附带安装有变速、恒定空气体积率室内风机或无风机的定速室内风机对安装有单速压缩机空调或热泵的季节能效比计算。
- 4.1.2 附带安装有单速压缩机和变速空气体积率室内风机的空调或热泵的季节能效比计算。

- 4.1.2.1 第3.2.2.1节所涵盖的装置，其中室内风机容量调制与室外干球温度相关。
- 4.1.2.2 第3.2.2.2节所涵盖的装置，其中室内风机容量调制是用于调整合理制冷量与总制冷量之间的比率的。
- 4.1.3 配备双容压缩机的空调或热泵的季节能效比计算。
- 4.1.3.1 低压缩机容量条件下的稳态空间制冷容量大于或等于温度为 T_j , $Q_c^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 条件下的建筑制冷负荷。
- 4.1.3.2 装置在高压压缩机容量 ($k=2$) 和低压缩机容量 ($k=1$) 之间交替，以满足建筑在温度为 T_j , $Q_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_c^{k=2}(T_j)$ 条件下的制冷负荷。
- 4.1.3.3 装置只在温度为 T_j 条件下的高压缩机容量 ($k=2$) 时运行，且其容量大于建筑制冷负荷 $BL(T_j) < Q_c^{k=2}(T_j)$ 。
- 4.1.3.4 装置必须在温度为 T_j , $BL(T_j) > Q_c^{k=2}(T_j)$ 的条件下的高压缩机容量 ($k=2$) 时持续运行。
- 4.1.4 配备变速压缩机的空调或热泵的季节能效比计算。
- 4.1.4.1 最小压缩机速度条件下的稳态空间制冷容量大于或等于温度为 T_j , $Q_c^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 条件下的建筑制冷负荷。
- 4.1.4.2 装置在中等压缩机速度 ($K=1$) 的条件下运行，以与温度为 T_j , $Q_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_c^{k=2}(T_j)$ 条件下的建筑制冷负荷相匹配。
- 4.1.4.3 装置必须在温度为 T_j , $BL(T_j) > Q_c^{k=2}(T_j)$ 条件下的最大压缩机速度 ($k=2$) 时持续运行。
- 4.2 制热季节能效比 (HSPF)的计算。
- 4.2.1 使用附带安装有变速、恒定空气体积率室内风机或无风机的定速室内风机对安装有单速压缩机热泵的制热季节能效比进行计算的附加步骤。
- 4.2.2 附带安装有单速压缩机和变速空气体积率室内风机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。
- 4.2.3 附带安装有双容压缩机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。
- 4.2.3.1 低压缩机容量条件下的稳态空间制热容量大于或等于温度为 T_j , $Q_h^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 条件下的建筑制热负荷。
- 4.2.3.2 热泵在高压压缩机容量 ($k=2$) 和低压缩机容量 ($k=1$) 之间交替，以满足建筑在温度为 T_j , $Q_h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_h^{k=2}(T_j)$ 条件下的制热负荷。
- 4.2.3.3 热泵只在温度为 T_j 条件下的高压缩机容量 ($k=2$) 时运行，且其容量大于建筑制热负荷 $BL(T_j) < Q_h^{k=2}(T_j)$ 。
- 4.2.3.4 热泵必须在温度为 T_j , $BL(T_j) > Q_h^{k=2}(T_j)$ 条件下的高压缩机容量 ($k=2$) 时持续运行。

ARI 标准 210/240-2008

4.2.4 附带安装有变速压缩机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。

4.2.4.1 最小压缩机速度条件下的稳态空间制热容量大于或等于温度为 T_j , $Q \cdot h^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 条件下的建筑制热负荷。

4.2.4.2 热泵在中等压缩机速度 ($K=1$) 的条件下运行, 以与温度为 T_j , $Q \cdot h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q \cdot h^{k=2}(T_j)$ 条件下的建筑制热负荷相匹配。

4.2.4.3 热泵必须在温度为 T_j , $BL(T_j) > Q \cdot h^{k=2}(T_j)$ 条件下的最大压缩机速度 ($k=2$) 时持续运行。

4.2.5 热泵配备有热舒适控制器。

4.2.5.1 配备有热舒适控制器的热泵: 使用附带安装有变速、恒定空气体积率室内风机或无风机的定速室内风机对安装有单速压缩机热泵的制热季节能效比进行计算的附加步骤。

4.2.5.2 配备有热舒适控制器的热泵: 附带安装有单速压缩机和变速空气体积率室内风机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。

4.2.5.3 配备有热舒适控制器的热泵: 附带安装有双容压缩机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。

4.2.5.4 配备有热舒适控制器的热泵: 附带安装有变速压缩机的热泵的制热季节能效比计算的附加步骤。

4.3 热泵的实际和代表性区域年度性能因素的计算。

4.3.1 针对特定位置的每个标准设计制热设备要求, 计算实际的区域年度性能因素 (APF_A)。

4.3.2 针对每个广义气候区的每个标准设计制热设备要求, 计算代表性的区域年度性能因素 (APF_R)。

4.4 对用于报告目的的季节能效比、制热季节能效比和年度性能因素进行四舍五入。

1. 定义

1.1 年度性能因素指的是热泵一年中在某一特定区域所完成的制热和制冷量除以一年中所使用的总电能。《美国联邦法规》§430.23的第(m)(3)(iii)款指出了该等级评定描述符的计算要求。

1.2 ARI指的是美国空调与制冷协会。

1.3 美国空调与制冷协会标准210/240-2006指的是美国空调与制冷协会于2006年发布的《单元式空气调节和气热泵设备》测试标准。

1.4 ASHRAE指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会。

1.5 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准23-2005指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于2005年发布的《容积式冷冻剂压缩机和冷凝部件的额定值试验》测试标准。

1.6 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准37-2005指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于2005年发布的《单元式空气调节和热泵设备等级评定的测试方法》测试标准。

- 1.7 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.1-86 (RA 01) 指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于2001年发布的《温度测量的标准方法》测试标准。
- 1.8 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.2-87 (RA 92) 指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于1992年发布的《测试室气流测量的标准方法》测试标准。
- 1.9 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.6-94 (RA 01) 指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于1994年发布、于2001年的认证的《湿空气物理性质的测量方法》测试标准。
- 1.10 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.9-00指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于2000年发布的《挥发性制冷剂流量计量的标准热量计试验方法》测试标准。
- 1.11 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准51-99/美国通风与空调协会标准210-1999指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会和美国通风与空调协会于1999年发布的《空气动力学性能用风机测试的测试室方法》测试标准。
- 1.12 美国采暖、制冷和空调工程师协会标准116-95 (RA05) 指的是美国采暖、制冷和空调工程师协会于1995年发布、于2005年的认证的《单元式空气调节和热泵设备季节能效的测试方法》测试标准。
- 1.13 CFR指的是《美国联邦法规》。
- 1.14 恒定空气体积率室内风机指的是可改变其运行速度以提供来自风管式系统的固定空气体积率。
- 1.15 当提及不断记录的干球测量时，它指的是指定的温度必须按照间隔时间定期取样；所间隔的时间等于或者小于美国采暖、制冷和空调工程师协会标准41.1-86 (RA 01)“a”部分中第4.3节所指定的最大间隔。如果此干球温度仅用于试验室控制，则意味着取样是根据同样的美国采暖、制冷和空调工程师协会标准“b”部分中第4.3节所指定的最大间隔时间进行的。关于不断记录的湿球温度、露点温度或相对湿度的测量，它指的是进行测量的定期时间间隔为等于或者小于一分钟。
- 1.16 制冷负荷因素 (CLF) 指的是为一个比值，其分子为包含一个ON时期和一个OFF时期的循环运行间隔的总制冷量；其分母为相同环境条件下装置在相同总时间间隔 (ON+OFF) 稳态空间制冷容量下持续运行的总制冷量。
- 1.17 性能系数 (COP) 指的是热泵的空间平均采暖率与热泵的平均耗电率之间的比值。这些比率数量必须通过单一的测试进行确定；或者如果通过自插值衍生，则必须在单一的运行条件下进行。性能系数是一个无量纲量。当在未安装室内风机的情况下对风管式装置进行测量时，性能系数必须包括第3.7、3.8和3.9.1节中热输出的默认值和风机电机的输入功率。
- 1.18 循环测试指的是装置压缩机在特定的时间间隔内循环启动和关闭的测试。循环测试可提供计算衰减系数所需的一半信息。
- 1.19 风挡箱指的是配备有符合第2.5.7节性能要求的空气阻尼器的一短节风管。
- 1.20 衰减系数 (C_D)指的是用于计算部分负荷因素的一个参数。制冷衰减系数使用 C_D^c 表示。制热的衰减系数使用 C_D^h 表示。
- 1.21 强制除霜控制系统指的是测量预定的性能衰减时只对热泵室外盘管进行除霜的系统。热泵的控制对一个或多个参数进行监测，这些参数将随着室外盘管上所积累的霜量进行变化（例如：空气温度差盘管、盘管空气压力差、室外风机功率或电流和光学传感器等）；当进行空间制热时，在压缩机启动的情况下，这些参数应至少每十分钟变化一次。上句中所述标准的可接受替代为一个反馈系统，可测量除霜周期的长度并相应地调整除霜频率。¹

ARI 标准 210/240-2008

在所有情况下，当霜冻参数达到预定值时，该系统将启动除霜功能。在强制除霜控制系统中，除霜是根据检测参数确定的；这些参数表明盘管上的霜冻已消除。

¹ 除霜时间间隔根据室外干球温度变化的系统不是强制除霜系统。

如果在其他情况下符合上述要求，如果除霜功能与压缩机运行6小时后启动时，强制除霜控制系统可以进行定时启动除霜。

1.22 制热设计要求(DHR)是预测在室外设计条件下住宅的空间制热负荷。第4.2节中的美国六个广义气候区提供了最小和最大制热设计要求的预估。

1.23 干式盘管测试指的是制冷模式的测试，其中供给室内盘管的空气的湿球温度保持足够低，这样盘管上就不会形成冷凝水。

1.24 风管式系统指的是为永久安装的设备设计的空调或热泵，通过风管向室内空间传输调节空气。空调或热泵可以是分体系统或整体系统。

1.25 能效比(EER)指的是传输的空间制冷平均速率与空调或热泵所消耗能量的平均速率之间的比值。这些比率数量必须通过单一的测试进行确定；或者如果通过自插值衍生，则必须在单一的运行条件下进行。能效比使用Btu/h W为单位表示。

当在未安装室内风机的情况下对风管式装置进行测量时，能效比第3.3和3.5.1节中热输出的默认值和风机电机的输入功率。

1.26 制热负荷因素 (HLF) 指的是为一个比值，其分子为包含一个ON时期和一个OFF时期的循环运行间隔的总制热量；其分母为相同环境条件下装置在相同总时间间隔 (ON+OFF) 稳态空间制热容量下持续运行的总制冷量。

1.27 季节供热性能系数 (HSPF) 空间制热季节所需的总空间制热 (单位: Btu) 除以同一季节热泵系统所消耗的总电能，单位为瓦特/每小时。用于评估节能标准合规性的季节供热性能系数 (参见《美国联邦法规》第10编430.32(c)部分第C项) 是以区域四位基础的；《美国联邦法规》第10编430.24(m)部分第B项规定了最低标准设计暖气要求和取样计划。

1.28 配备有热舒适控制器的热泵指的是调节电阻元件运行，以确保离开室内部分的空气温度不低于指定温度的设备。该指定的温度通常是现场可调的。当低于平衡点运行时 (自动调温第二阶段调用的结果)，热泵将主动对电阻制热速率进行调节，但是未保持最低传输温度运行则不被视为配备热舒适控制器。

1.29 迷你型分体式空调和热泵指的是配备有单独室外部分以及一个或多个室内部分的系统。室内部分循环启动和关闭，以响应单独的室内恒温器。

1.30 多联小型分体式空调和热泵指的是配备有两个或两个以上室内部分的系统。室内部分独立运行，且可以用于调节多个区域，以响应多个室内恒温器。

1.31 无风管式系统指的是设计用于永久安装的设备和使用一个或多个安装在房间墙壁和/或天花板上的室内盘管在调解空间内对空气进行制热或制冷的空调或热泵。该装置可以使模块化设计，可以使用整合的多个室外盘管和压缩机创建一个整体系统。该测试程序所涵盖的无风管式系统都是分体式系统。

1.32 部分负载因素 (PLF) 指的是循环能效比 (性能系数) 与稳态能效比 (性能系数) 之间的比值。两种能效比 (性能系数) 都是以在相同环境条件下的运作为基础进行评估的。

1.33 季节能效比(SEER) 指的是年度制冷季节中, 被调节空间中所排出的总热量 (单位: Btu) 除以同一季节中空调或热泵系统所消耗的总电能, 单位为瓦特/每小时。本附录第4.1节中的季节能效比计算和《美国联邦法规》第10编430.24(m)部分第B项中的取样计划都是用于评估节能标准合规性的。(参见《美国联邦法规》第10编430.32(c)部分第C项)。

1.34 整体式装置指的是所有主要部件都封装在一个机身中的中央空调和热泵。

1.35 小风管高速率系统指的是包含鼓风机和室内盘管组合的制热和/或制冷产品, 设计用于在额定制冷以及满负荷的220-350 cfm风量率条件下运作, 产生的外部静态压力至少为1.2英寸(水)。当应用于野外时, 小风管产品使用高速室内出水口(即: 一般大于1,000 fpm), 自由截面的面积至少为6.0平方英寸。

1.36 分体式系统指的是配备一个或多个相互分离的部件的空调或热泵。

1.37 标准空气指的是质量密度为0.075 lb/ft³的干燥空气。

1.38 稳态测试指的是测试条件调节为尽量保持恒定的测试, 但是装置在统一模式下连续运行。

1.39 温度仓指的是用于将室外干球温度范围分割为制冷 (≥ 65 °F) 和制热 (< 65 °F) 季节的5 °F增量。

1.40 测试运行条件容差指的是测试参数的平均测量值和指定的测试条件之间的最大允许差异。

1.41 测试运行容差指的是测量与指定的测试间隔之间的最大允许范围。最大和最小取样值之间的差额必须小于或等于指定的测试运行容差。

1.42 时间自适应除霜控制系统是一种强制除霜控制系统(参见定义1.21), 可测量除霜周期之前的时间长度并利用这些信息自动确定何时开始下一除霜周期。

1.43 仅在达到预定累积压缩机接通时间时, 时间-温度除霜控制系统才可启动或开始计算启动除霜周期的时间。此预定接通时间通常为固定值(30, 45, 90分钟)尽管其可能基于所测定的室外干球温度而有所变化。若控制器测定(即室外温度、蒸发器温度)表明结霜状态出现, 则接通时间计数器的数字累加, 在所有其他场合, 此计数器得以重设/保持至零位。在控制线路的应用当中, 只要计数器时间与预定接通时间相等, 除霜便得以启动。当除霜周期完成, 计数器得以重设。

在控制进度表的第二次应用当中, 一个或多个参数被测定(即空气/制冷剂温度)为预定、累积、压缩机接通时间。仅在测定参数下跌至预定范围时除霜才得以启动。无论除霜是否开始, 接通时间计数器便得以重设。若第二类系统采用累积接通时间间隔达10分钟或少于10分钟, 则制热泵可能限定为需要配置除霜控制系统的制热泵。(见定义1.21)。1.44

1.44 三分体系统表示由三个分离组件组成的空调机或制热泵: 室外风扇线圈部分、室内风扇线圈部分和室内压缩机部分。

1.45 双功率(或双级)压缩机表示具有下列之一的空调机或制热泵:

- (1) 双速压缩机
- (2) 双压缩机, 但每次仅运行一台压缩机,
- (3) 双压缩机, 一台压缩机(压缩机#1)低负荷运行, 两台压缩机(压缩机#1和#2)高负荷运行但压缩机#2从不单独运行, 或
- (4) 对于汽缸或卷轴可不卸载的压缩机。

对于此类系统, 低功率表示:

- (1) 以压缩机低速运行,
- (2) 运行低功率压缩机
- (3) 运行压缩机#1,或
- (4) 压缩机空载运行(即运行两套活塞往复式空气压缩机当中的一套, 使用全部卷轴当中固定的一部分容积等)。

对于此类系统, 高功率表示:

- (1) 在压缩机高速下运行,
- (2) 运行高功率压缩机
- (3) 运行压缩机#1和#2, 或
- (4) 压缩机负载运行(即运行两套活塞往复式空气压缩机当中的一套, 使用全部卷轴当中固定的一部分容积等)。

1.46 双功率, 北边的制热泵是指具有制造处或可选区域的锁定特点、可防止空间以高功率制冷。双功率制热泵的典型特点是具有两套额定值, 一套具有锁定特点, 一套不具有锁定特点。室内线圈型号应当反映额定值是否与锁定装置相匹配, 并能够通过额外标识符所包含的内容进行选择, 如 "+LO." 在对双功率制热泵、北边的制热泵进行试验时, 锁定特点应当保持可进行所有试验。

1.47 湿圈试验是指在典型地引起水蒸汽在试验装置上凝结成水直至蒸发器线圈的实验条件下进行实验。

2. 试验条件

此试验过程包括拼合式和单独包装式管道装置和拼合式、非管道装置。除具有变速压缩机的装置以外, 包括经过试验、未安装室内风扇的管道装置。

a. 在对一只特殊元件进行试验和评定等级时, 仅适用此试验过程上所登记的各部分附属设备。表 1-A 从I至C表示了试验过程的哪些部分适用于此类设备。在每张表上, 有四个罗马数字种类, 从中可以查看什么试验部分适用于所要试验的设备。

1. 第一类, 从表I-1行的I-4, 关于压缩机和设备室内风扇特点。在识别出正确的"I"行之后, 找出同一行中、列有所要试验的设备类型的表格单元: 空调(AC)、制热泵(HP)、或仅制热的制热泵(HH)。采取上述所提表格单元的试验部分以试验和评定此装置的等级。

2. 第二类, II—1行和II—2行, 关于是否配置管道。II—1行表示试验过程部分适用于管道系统, II—2行表示那些适用于非管道系统的部分。

3. 第三类是指设备具有特殊零件。在对具有一个或多达三个(特殊)设备零件(于III类表格图例中所述), 使用III行寻找适用的试验部分。

4. 第四类是为二级试验方式而使用。若二级试验方式确定装置的制冷和/制热能力已知, 则根据IV行寻找适合的试验部分。否则, 包括IV行的表格单元条目中参考的所有试验部分—即, 2.10至2.10.3和3.11至3.11.3—在这些参考试验和评定等级信息部分当中。

b. 通过记录自上述四类确定的部分, 得到所有相关试验部分的完整列表。

c. 用户应当注意, 对于许多部分, 仅部分试验适用于被试验的组件。在一些情况下, 整个试验部分可能均不适用。例如, 若采用允许的系统设定值(制冷模式周期降级系数)而并非通过试验确定, 则与第3.4至3.5.3(描述为可选干线圈试验)无关。

举例说明表1-A至1-C的使用

设备说明书: 具有单速压缩机、固定速度室内风扇和多速室外风扇的管道空调

二级试验模式: 制冷剂焓值法

第1步. 确定"1"选项适用4个所列行当中的哪一行==>I-2行

表1-A: 1-2行中"AC"在下述各部分的各列中找到: 1.1至1.47、2.1至2.2、2.2.4至2.2.4.1、2.2.5、2.3至2.3.1、2.4至2.4.1、2.5、2.5.2至2.10,和2.11至2.13。

表1-B: "AC"在I-2行中列出, 3至3.1.4、3.1.5至3.1.8、3.2.1、3.3至3.5、3.5.3、3.11和3.12。

表1-C: "AC"在I-2行中列出, 4.1.1和4.4。

第2部分、安装管道的设备==> II—1行

表1-A: "AC"在II—1行中列出, 2.4.2和2.5.1至2.5.1.2部分。

表1-B: "AC"在II—1行中列出, 3.1.4.1至3.1.4.1.1和3.5.1部分。

表1-C: 无"AC"列于II—1行。

第3步、设备特殊零件, 包括多速室外风扇==>III行, M

表1-A: "M"在III行中列出, 2.2.2部分。

表1-B和1-C: 无"M"列于III行。

空气标准210/240-2008

第4步.二级试验方法是制冷剂焓值法==>IV行, R

表1-A: "R"在IV行中列出, 2.10.3部分

表1-B: "R"在IV行中列出, 3.11.3

表1-C: 无"R"列于IV行。

第5步。应用试验过程部分的累积列表1.1至1.47、2.1至2.2、2.2.2、2.2.4至2.4.1、2.2.5、2.3至2.3.1、2.4至2.4.1、2.4.2、2.5、2.5.1 至2.5.1.2、2.5.2至2.10、2.10.3、2.11至2.13、3.至3.1.4、3.1.4.1至3.1.4.1.1、3.1.5至3.1.8、3.2.1、3.3至3.5、3.5.1、3.5.3、3.11、3.11.3、3.12、4.1.1和4.4。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

表 1A. 试验过程部分的选择：第 1 部分(定义)和第 2 部分(试验条件)

自试验过程中选择 重要的设备零件 和二级试验方法	1.1 至 1.47	2.1 至 2.2	2.2.1	2.2.2	2.2.3	2.2.4 至 2.2.4.1	2.2.4.2	2.2.5	2.3 至 2.3.1	2.3.2	2.4 至 2.4.1	2.4.2	2.5	2.5.1 至 2.5.1.2	2.5.2 至 2.10	2.10.1	2.10.2	2.10.3	2.11 至 2.13
I-1. 单速压缩机: 变速变空气流量等 级室内风扇	AC HP HH	AC HP HH	HP HH			AC HP	HP HH	AC HP HH	AC HP	HP HH	AC HP HH		AC HP HH		AC HP HH				AC HP HH
I-2. 单速压缩机, 表"I-1"表中包括的 内容除外	AC HP HH	AC HP HH	HP HH			AC HP	HP HH	AC HP HH	AC HP	HP HH	AC HP HH		AC HP HH		AC HP HH				AC HP HH
I-3. 双功率压缩 机	AC HP HH	AC HP HH	HP HH			AC HP	HP HH	AC HP HH	AC HP	HP HH	AC HP HH		AC HP HH		AC HP HH				AC HP HH
I-4. 变速压缩机	AC HP HH	AC HP HH	HP HH			AC HP	HP HH	AC HP HH	AC HP	HP HH	AC HP HH		AC HP HH		AC HP HH				AC HP HH
II-1. 装有管道												AC HP HH		AC HP HH					
II-2. 未装有管道																			
III. 特殊零件				M	G														
IV. 二级试验方 法																O	C	R	

表格条目图例

- I 和 II 类: AC = 适用空调(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
 HP = 适用制热泵(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
 HH= 适用仅制热泵制热的装置(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
- III 类: G = 迷你分体或复合体的复合件;
 H = 具有制热设备控制器的制热泵;
 M = 具有多速室外风扇的装置
- IV 类: O = 室外空气焓值方式; C=压缩机标准化方式; R=制冷剂焓值方式。

表 1B. 试验过程部分的选择：第 3 部分(试验过程)

自试验过程中选择	3.1.4	3.1.4.1 至 3.1.4.1.1	3.1.4.1.2	3.1.4.2	3.1.4.3	3.1.4.4.1 至 3.1.4.4.2	3.1.4.4.3	3.1.4.4.4	3.1.4.5	3.1.4.6 至 3.1.4.7	3.1.5 至 3.1.8	3.1.9	3.2.1	3.2.2 至 3.2.2.2	3.2.3	3.2.4	3.3 至 3.5	3.5.1	3.5.2	3.5.3
重要的设备零件和二级试验方法																				
I-1. 单速压缩机: 变速变空气流量等级室内风扇	AC HP HH			AC HP					HP HH		AC HP HH	HP HH		AC HP			AC HP			AC HP
I-2. 单速压缩机, 表 "I-1" 表中包括的内容除外	AC HP HH										AC HP HH	HP HH	AC HP				AC HP			AC HP
I-3. 双功率压缩机	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. 装有管道		AC HP				HP HH												AC HP		
II-2. 未装有管道																			AC HP	
III. 特殊零件												H								
IV. 二级试验方法																				

表格条目图例

- I 和 II 类: AC = 适用空调(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
 HP = 适用制热泵(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
 HH = 适用仅制热泵制热的装置(满足相应栏 1“重要设备.....”标准的);
- III 类:
 G = 迷你分体或复合分体的复合件;
 H = 具有制热设备控制器的制热泵;
 M = 具有多速室外风扇的装置
- IV 类:
 O = 室外空气焓值方式; C=压缩机标准化方式; R=制冷剂焓值方式。

表 1B. 试验过程部分的选择：第 3 部分(试验过程) (接上表)

自试验过程中选择															
重要的设备零件 和二级试验方法	3.6.1	3.6.2	3.6.3	3.6.4	3.6.5	3.7 to 3.8.1	3.9 to 3.10	3.11	3.11.1 至 3.11.1.3	3.11.2	3.11.3	3.12			
I-1. 单速压缩机：变速变空气 流量等级室内风扇		HP HH				HP HH	HP HH	AC HP HH					AC HP HH		
I-2. 单速压缩机，表"I-1"表中包 括的内容除外	HP HH					HP HH	HP HH	AC HP HH					AC HP HH		
I-3. 双功率压缩机			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. 装有管道															
II-2. 未装有管道															
III. 特殊零件					H										
IV. 二级试验方法									O	C	R				

表格条目图例

- I 和 II 类：AC = 适用空调(满足相应栏 1“重要设备……”标准的)；
 HP = 适用制热泵(满足相应栏 1“重要设备……”标准的)；
 HH = 适用仅制热泵制热的装置(满足相应栏 1“重要设备……”标准的)；
- III 类：
 G = 迷你分体或复合分体的复合件；
 H = 具有制热设备控制器的制热泵；
 M = 具有多速室外风扇的装置
- IV 类：
 O = 室外空气焓值方式；C=压缩机标准化方式；R=制冷剂焓值方式。

表 1C. 试验过程部分的选择: 第 4 部分(周期性性能描述符的计算)

自试验过程中选择	4 至 4.1	4.1.1	4.1.2 至 4.1.2.2	4.1.3 至 4.1.3.4	4.1.4 至 4.1.4.3	4.2	4.2.1	4.2.2	4.2.3 至 4.2.3.4	4.2.4 至 4.2.4.3	4.2.5 至 4.2.5.4	4.3 至 4.3.2	4.4
重要的设备零件和二级试验方法													
I-1. 单速压缩机: 变速变空气流量等级室内风扇	AC HP		AC HP			HP HH		HP HH				HP	AC HP HH
I-2. 单速压缩机, 表"I-1"表中包括的内容除外		AC HP				HP HH	HP HH					HP	AC HP HH
I-3. 双功率压缩机	AC HP			AC HP		HP HH		HP HH				HP	AC HP HH
I-4. 变速压缩机	AC HP				AC HP	HP HH				HP HH		HP	AC HP HH
II-1. 装有管道													
II-2. 未装有管道													
III. 特殊零件						H					H		
IV. 二级试验方法													

表格条目图例

- I 和 II 类: AC = 适用空调(满足相应栏 1“重要设备……”标准的);
 HP = 适用制热泵(满足相应栏 1“重要设备……”标准的);
 HH = 适用仅制热泵制热的装置(满足相应栏 1“重要设备……”标准的);
- III 类: G = 迷你分体或复合分体的复合件;
 H = 具有制热设备控制器的制热泵;
 M = 具有多速室外风扇的装置
- IV 类: O = 室外空气焓值方式; C=压缩机标准化方式; R=制冷剂焓值方式。

2.1 测试室要求。a.用两间并排式测试室进行测试，一间为室内测试室，另一间为室外测试室。但是，对于多联分体式空调机和热泵（参见定义1.30），应根据需要使用尽可能多的室内测试室以容纳所有的室内机。这些测试室必须符合ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）第8.1.2节和第8.1.3节所规定的要求。

b. 在这些测试室内部，应在循环测试和结霜测试时使用仿真负载，如有需要，以提供稳定的房间空气温度。一间测试室选择的电阻制热器其制热能力应接近于测试设备冷凝器的制热能力。另一间测试室选择的制热器其制热能力应接近于测试设备蒸发器的显热制冷能力。使用这些设备时，随着测试设备循环到ON和OFF位置以及测试设备蒸发器盘管循环到ON和OFF位置，不断循环同一间测试室的制热器。使用这些设备时，随着测试设备循环到ON和OFF位置以及测试设备蒸发器盘管循环到ON和OFF位置，不断循环同一间测试室的制热器。

2.2 测试设备安装要求。a.根据ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）第8.2节所规定的要求安装设备。但是，有关测试分体式系统使用的管道的相互连接，应遵循ARI标准210/240-2006（引用为参考文献，参见§430.22）第6.1.3.5节所规定的要求。三联分体式系统（参见定义1.44）的测试应使用ARI标准210/240-2006（引用为参考文献，参见§430.22）第6.1.3.5节所规定的管道长度连接室外盘管、室内压缩机部分与室内盘管，同时还应符合将盘管10英尺长度暴露于室外条件的要求。测试具备多条室内盘管的分体式系统时，通过以下方式将每条风机盘管与室外设备相连接：（a）25英尺的管道，或者（b）制造商提供的管道，以较长者为准。如果需要对设备能力进行第二次测量，按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）第8.2.5节的描述安装制冷测压仪。参照该附录第2.10节，学习何种第二方法需要进行制冷测压。至少应将具有绝缘功能、内径符合制冷管道以及额定厚度为0.5英寸的分体式系统的低压管路进行绝缘处理。

b. 对于设计为水平与垂直安装或者设置为向上与向下垂直安装的设备，制造商必须指定用于测试的方位。安装好以下设备后方可进行测试：

(1) 过滤性最强的过滤器；

(2) 辅助制热盘管；以及

(3) 指定为设备组成部分的其他设备，包括装备的热舒适控制器使用的所有硬件设备（参见定义1.28）。而小导管、高速率系统应在设备上或设备内配置所有平衡减震器或者节流器以完全打开或者将限制功能降至最低。

c. 如果最低外静压要求按照表2注3（参见第3.1.4节）进行调整，则在未安装室内空气过滤器的情况下不允许进行风管式设备的测试。除第3.1.9节所示，应在所有测试过程中防止室内空气辅助制热盘管的运行。对于未提供外壳仅配备盘管的室内机，应使用额定密度为每立方英尺6磅，长度为1英寸的纤维玻璃管板制作一个外壳。或者，选择使用热阻（“R”值）为4到6 hr-ft² · °F/Btu的其他绝缘材料。对于盘管封装在外壳或机柜内部的设备，不允许进行额外的绝缘或者密封处理。

2.2.1 除霜控制设置。将热泵除霜控制器设置为可代表遇到的普遍气候区IV的正常设定。（如需气候区IV的相关信息，请参见第4.2节中的图2和表17。）对于使用时间自适应控制系统（参见定义1.42）的热泵，制造商必须规定结霜测试中将使用的结霜时间间隔并提供在规定时间内手动启动结霜的步骤。为方便任何设备的测试，制造商应提供手动启动结霜循环的相关信息和任何所需硬件设备。

2.2.2 配有多速室外风扇的风扇的特殊要求。根据制造商的说明配置多速室外风扇，然后在所有测试中保持该配置不变。除干盘管制冷模式测试之外的所有测试中，设备控制器必须控制室外风扇的运行。对于干式盘管制冷模式测试，室外风扇必须按照与在同样室外测试条件下所需湿盘管测试使用的相同的速度运行。

2.2.3 多联分体式空调机和热泵，以及由多联小型分体式设备（并排放置的室外机）组成的可使用两个或更多室内恒温器操作的系统的特殊要求。对于系统按照部分负荷运行的测试（即，一个或多个压缩机“关闭”，按照中等或最小压缩机转速运行，或者按照低压缩机容量运行），制造商应指明测试期间处于关闭状态的特定室内盘管。对于调速系统，制造商必须至少指明所有按照最小压缩机转速进行的测试期间处于关闭状态的一种室内机。对于所有其他部分负荷测试，制造商应选择不关闭、关闭一个、两个或者多个室内机。所选配置应在所有按照同样压缩机转速/容量进行的测试中保持不变。对于测试中处于关闭状态的室内盘管，应设法中止穿过该室内盘管并堵塞出气道的强迫气流。由于这些类型的系统具有多个室内风扇或者多个室外风扇和压缩机系统，因此测试步骤中单个室内风扇、室外风扇压缩机的参考意指测试中处于关闭状态的所有室内风扇、室外风扇和所有压缩机系统。

空气标准210/240-2008

2.2.4 空气进入室内和室外盘管时的湿球温度要求。

2.2.4.1 制冷模式测试。在湿盘管制冷模式测试中，应将进入室内机空气的水汽含量调节为表3至表6中列示的适当的湿球温度。正如表3至表6中所注，干盘管制冷模式测试应达到不会导致室内盘管形成冷凝物的湿球温度。除测试以下设备之外的制冷模式测试不要求控制空气进入设备室外侧的水汽含量：

(1) 湿盘管测试期间可防止冷凝物进入室外盘管的设备。表3-6列示了适当的湿球温度。

(2) 所有或者部分室内部分位于室外测试室的整体式设备。湿盘管测试期间进入室外盘管的空气的平均露点温度必须为第3.3节描述的30分钟采集数据的时间间隔期间进入室内盘管的空气的平均露点温度的 ± 3.0 °F范围内。对于该设备的干盘管测试，有必要限制进入设备室外侧的空气的水分含量，以满足第3.4节的要求。

2.2.4.2 制热模式测试。在制热模式测试中，应将进入室外机空气的水汽含量调节为表9至表12中列示的适当的湿球温度。进入热泵室内侧的湿球温度不得超过60 °F。另外，如果所有或者部分室外侧位于室内测试室的整体式热泵测试使用了室外空气焓值法，则应将进入室内侧空气的湿球温度调节为室内侧露点温度，该温度可能合理接近于室外进入空气的露点温度。

2.2.5 制冷剂充填要求。按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）第8.2节所述“制造商出版的说明书”进行制冷剂的充填，意指与设备一起封装的制造商的安装说明。

2.3 室内空气体积率。如果设备控制器允许室内风扇超速运行（通常为临时情况），则应采取必要措施防止所有测试中室内风扇的超速运行。

2.3.1 制冷测试。a. 在符合第3.1.4.1节至3.1.4.3节指定要求的同时，按照与设备一起供应的出版安装说明书设置室内风扇控制方案（例如，风扇电机销轴设置、风扇电机速度）。

b. 按照标准空气表述制冷满负荷空气体积率、制冷最小空气体积率和制冷中间空气体积率。

2.3.2 制热测试。a. 如有需要，按照与设备一起供应的出版安装说明书设置室内风扇控制方案（例如，风扇电机销轴设置、风扇电机速度）。在符合第3.1.4.4至3.1.4.7节指定的适用气流要求的同时进行此项设置。

b. 按照标准空气表述制热满负荷空气体积率、制热最小空气体积率、制热中间空气体积率与制热额定空气体积率。

2.4 室内盘管进气道与出气道的连接。隔离和/或制作第2.4.1节和第2.4.2节分别描述的热绝缘额定总电阻（R-值）至少为 $19 \text{ hr-ft}^2 \text{ °F/Btu}$ 的出气室和进气室（如已安装）。2.4.1 室内机的出气室。a. 将出气室与室内盘管的出口相连接。（注：某些整体式系统的室内盘管可能位于室外测试室。）

b. 对于具有多个室内盘管的系统，将出气室与每个室内盘管的出口相连接。将两个或更多的出气室与单个共用导管相连接，这样每个室内盘管最终与一个气流测量装置相连（第2.6节）。如果使用多个室内测试室，同样照做，并在同一间测试室内设置一个或多个包含多个室内盘管的共用导管。在每个出气室进入共用导管的平面上安装一个可调式气流阻尼器，用以平衡每个出气室内的静压。每个出口气温栅格（第2.5.4节）与气流测量装置位于共用导管入口的下游。

c. 而小导管、高速率系统应安装直径等于或小于以下列示值的出气室。限值仅仅取决于制冷满负荷空气体积率（参见第3.1.4.1.1节），且不论设备（或者气源室适配器附件，如按照制造商的安装说明进行安装）出口的法兰尺寸均有效。

d. 在（每个）出气室的每个面，如果出气室为矩形，或者在椭圆或圆形出气室的四个平均分布的位置上增设一个静压管。设置一个可连接四个静压管的歧管。图1展示了用于歧管配置的三个之中的其中两个方案；第三种方案为开口圈、四对一歧管结构，如ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中图7a 所示。如需了解（每个）出气室的横截面尺寸和最小长度以及安装或未安装室内风扇测试设备的静压管增设位置，请参见ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中的图7a、7b、7c和8。

制冷满负荷空气体积率 (标准立方英尺/分钟)	出气室最大直径 (英寸)
<500	6
501至700	7
701 至 900	8
901 至 1100	9
1101 至 1400	10
1401 至 1750	11
*如果出气室为矩形，则用 $(4A)/P$ 计算其当量直径，其中A为面积，P为矩形出气室的周长，将其与列示的最大直径进行比较。	

获取更多资料

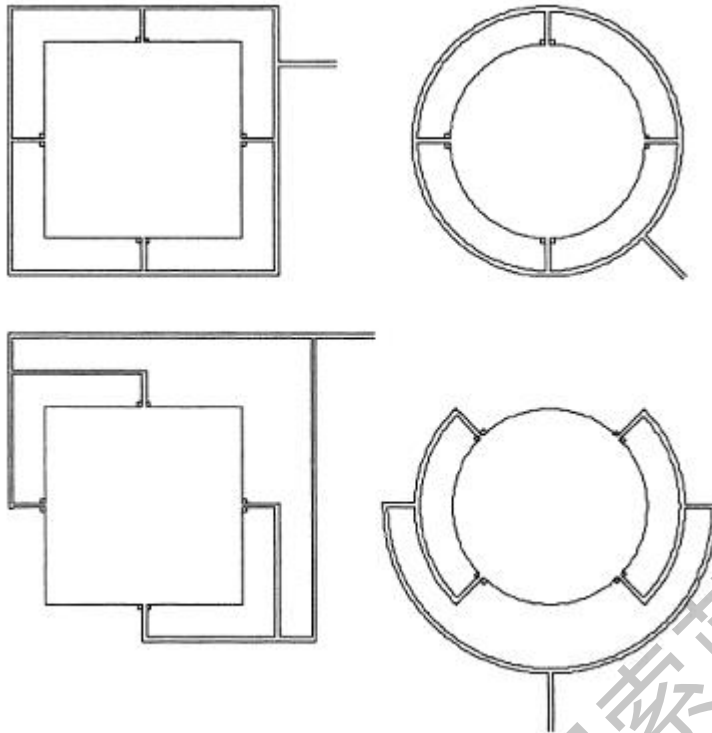


图 1. 增设静压管的结构。上面两张图展示了完全环、四对一式结构。下面两张图展示了T型结构。

2.4.2 室内机的进气室。测试仪配备盘管的室内机或者测试室内盘管位于室外测试室的整体式系统时，应安装进气室。在（每个）进气室每个面的中心位置，如果出气室为矩形，或者在椭圆或圆形进气室的四个平均分布的位置上增设一个静压管。运用第2.4.1节中规定的三种配置之一制作一个可连接四个静压管的歧管。如需了解（每个）进气室的横截面尺寸和最小长度以及静压管的增设位置，请参见ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中的图7b、7c和8。测试未配备室内风扇的风管式设备（且室内盘管位于室内测试室）时，制造商可选择安装或者不安装进气室。测试室的空间限制将限定制造商仅能选择后一种方案。如有使用，则按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中图8所示制作进气室并增设四个静压管。运用第2.4.1节规定的三种结构之一增设四个静压管。测试非风管式系统时禁止使用进气室。

2.5 室内盘管空气性能测试与空气风挡箱的应用。a. 测量进入和流出室内盘管的空气的干球温度和水汽含量。如有需要，使用空气采样装置将空气转入测量空气水汽含量的传感器。如需了解制作空气采样装置的指导信息，请参见ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中的图2。采样器也可将空气转入距离较远的测量干球温度的传感器。空气采样装置和距离较远的温度传感器可用于测定任何测试中进入空气的干球温度。空气采样装置和距离较远的进入空气的干球温度传感器可用于除以下测试之外的所有测试：

- (1) 循环测试；以及
- (2) 结霜测试。

b. 包括上述两个特殊情况在内的所有情况的可接受方案是在出气道和进气道内部安装一个干球温度传感器的栅格。使用温度栅格获得某个位置空气进入或流出的平均干球温度，或者将两个栅格作为热电堆使用的平均干球温度，以直接得到温差。需要使用温度传感器栅格（该栅格也可用于测定流出空气的平均干球温度）测量流出气流横截面的温度分布。

c. 如果运用第3.2节和3.6节中列示的一种或两种循环测试进行风管式系统的测试，则需使用进气和出气风挡箱。否则，在除霜循环期间测试可使室内风扇循环关闭的风管式与非风管式热泵时，如果没有其他方法可在室内风扇关闭时防止自然的或强加的对流穿过室内机，则需安装出气风挡箱。测试非风管式系统时，请勿使用入口风挡箱。

2.5.1 室内盘管入口端的测试设置：对于入口风挡箱已安装的情况。a. 按照第2.5.1.1或者2.5.1.2节的规定安装入口端风挡箱，视何者适用而定。隔离或制作空气阻尼器安装点与空气阻尼器和进气室（第2.5.1.1节中的设备）或者热绝缘额定总电阻（R-值）至少为 $19 \text{ hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot \text{F/Btu}$ 的室内机（第2.5.1.2节中的设备）连接点之间的管道系统。

b. 将进气干球温度传感器的栅格，如有使用，置于风挡箱的入口处。将空气采样装置或者用于测量进气水汽含量的传感器置于风挡箱入口的尾上游。

2.5.1.1 如有安装如第2.4.2节所示的进气室。则将入口风挡箱安装在进气室的上游。风挡箱流动截面必须等于或大于进气室的流动面积。如有需要，使用载模板或者过渡管道截面将风挡箱与进气室相连接。

2.5.1.2 如未安装如第2.4.2节所示的进气室。将风挡箱安装在室内机进气口的尾上游。风挡箱横截面尺寸必须等于或大于室内机入口的尺寸。如有需要，使用载模板或者较短过渡管道截面将风挡箱与设备进气口的相连接。如果风挡箱为矩形，在（每个）风挡箱每个面的中心位置，或者如果风挡箱为椭圆或圆形，则在圆周的四个平均分布位置上增设一个静压管。将静压管置于入口阻尼器与室内机入口之间。设置一个可连接四个静压管的歧管。

2.5.2 室内机入口端的测试设置：用于未安装入口风挡箱的情况。如果使用第2.4.2节所示进气室和干球温度传感器栅格，将栅格安装在如第2.4.2节中描述的静压管的上游，最好安装在进气室的入口面。对于未使用第2.4.2节所示进气室但使用干球温度传感器栅格的情况，则将栅格置于距离室内盘管入口处大约6英寸的上游位置。或者，对于非风管式系统配备多个室内盘管的情况，将栅格置于距离每个室内盘管入口处大约6英寸的上游位置。将空气采样装置或者用于测量进气水汽含量的传感器置于（每个）进气干球温度传感器栅格的尾上游。如未使用传感器栅格，则将进气采样装置（或者用于测量进气水汽含量的传感器）置于如同存在栅格的位置。

2.5.3 室内盘管静压差测量。ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）中第6.5.2节描述了制作静压管的方法。同时请参照ASHRAE标准51-99/AMCA标准210-99（引用为参考文献，参见§430.22）中图2A。使用精确度在 ± 0.01 英寸水范围内且分辨率至少为0.01英寸水的压差测量仪，测量室内盘管入口与出口之间的静压差。将压差测量仪的一端与安装在出气室内的歧管式测压孔相连接。将压差测量仪的另一端与安装在进气室内或并入空气风挡箱内的歧管式测压孔相连接。如未使用进气室或者入口风挡箱，则让压差仪的入口端暴露于周围空气。对于配备多个出气室的非风管式系统，测量每个出气室内相对于周围空气的静压。

空气标准210/240-2008

2.5.4 室内盘管出口端的设置。a. 在第2.4.1节中描述的出气室与以下第2.6节中描述的气流测量装置之间安装一个互联管。互联管的流动截面积必须等于或大于用于测试配备多个室内盘管的非风管式设备的出气室或共用导管的流动面积。如有需要，使用载模板或过渡管道截面进行连接。为使泄漏减到最小，将互联管（与出气室）内的接头扎紧。制作或隔离热绝缘额定总电阻（R-值）至少为 $19 \text{ hr-ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$ 的总流截面。

b. 在互联管内部安装干球温度传感器的栅格。同时，在互联管内部安装空气采样装置或者用于测量出气水汽含量的传感器。将干球温度栅格置于空气采样装置（或者用于测量出气水汽含量的管道内传感器）的上游。在空气采样装置中循环且穿过远距离水汽含量传感器的空气必须回到互联管的某个点上：

- (1) 空气采样装置的下游；
- (2) 出气风挡箱的上游，如有安装；以及
- (3) 第2.6节所示气流测量装置的上游。

2.5.4.1 出气风挡箱的放置与要求。如果使用出气风挡箱（参见第2.5节），则将其安装在空气由采样装置再引入互联管位置的下游位置或者安装在用于测量出气水汽含量的管道内传感器的下游位置。当出气室入口处保持1英寸水柱负压时，出气室、关闭阻尼器以及连接这两个部件的管道截面的组合泄漏率不得超过20立方英尺每分。

2.5.4.2 温度分布不均最小化的步骤。如有必要使用这些步骤改进温度分布不均。在出气干球温度栅格的上游安装一个混合装置（如为出气室静压管则安装在其下游）。使用位于混合装置与干球温度栅格之间的最大开口面积为40%的多孔板筛。一项或者这两项均有助于符合第3.1.8节中规定的最大出气温度分布。ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中6.3至6.5节与ASHRAE标准41.2-87 (RA 92)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第5.2.2节中对混合装置有详细描述。

2.5.4.3 将空气泄漏最小化。对于小导管、高速率系统，在空气转入第2.6节所示气流测量装置之前，将空气阻尼器安装在互联管附近。为使空气泄漏最小化，调节阻尼器使气流测量装置收集器内的气压比周围测试室环境不高于0.5英寸水。如果第2.5节和第2.5.4.1节所示出气风挡箱允许位置变动，则使用这些出气风挡箱以取代安装独立式阻尼器。也可将这些步骤用于任何传统室内鼓风机，这些鼓风机可在气流测量装置收集器内部产生超过测试室环境压力高达0.5英寸水柱的静压。

2.5.5 干球温度测量。a. 按照ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第4、5、6.1至6.10、9、10和11节的规定测量干球温度。循环测试或者结霜测试时，可应用ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第4.3节中引用的临时测试要求。

b. 在整个流动面积内分配干球温度栅格传感器。最低要求是每栅格9个传感器。

2.5.6 水汽含量测量。通过测量干球温度与空气湿球温度、露点温度或者相对湿度测定水汽含量。如果使用，按照ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第4、5、6、9、10和11节的规定制作并应用湿球温度传感器。如ASHRAE 41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）所规定，温度传感器（取下棉条）必须精确到 $\pm 0.2 \text{ °F}$ 范围以内。如果使用，按照ASHRAE标准41.6-94 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第5节和第8节的规定使用露点湿度表。当露点湿度表在可能导致露点估值高于 35 °F 的条件下工作时，其必须精确到 $\pm 0.4 \text{ °F}$ 范围以内。如果使用，则相对湿度（RH）必须精确到 $\pm 0.7\%$ RH范围以内。只要测量精度等于或高于使用湿球温度传感器测量的符合上述规格的精度时，则可使用其他方法测定空气温度计状态。

2.5.7 空气风挡箱性能要求。如果使用（参见第2.5节），空气风挡箱在每次运行的10秒钟之内，必须能够完全打开或者完全关闭。

2.6 气流测量装置。a. 按照ASHRAE标准116-95 (RA05)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6.6节的规定制作并操作气流测量装置。如需了解放置静压管与扩散挡板（放置位置）相对于收集器入口位置的指导信息，请参见ASHRAE标准51-99/AMCA 标准210-99（引用为参考文献，参见 §430.22）中图12或者ASHRAE 标准41.2-87 (RA 92)（引用为参考文献，参见 §430.22）中图14。

b. 将气流测量装置与第2.5.4节中所述的互联管截面相连接。如需了解在完整测试室装置内如何应用测试装置的实例，请参见ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6.1.1节、6.1.2节、6.1.4节和图1、图2和图4以及ARI标准210/240-2006（引用为参考文献，参见 §430.22）中图D1、D2和D4。无需遵循这些实例，可以使用一种替代装置来处理流出气流测量装置的空气并为测试设备入口供应合适的经调节温湿度度的空气。但是，该替代装置不得干扰用于测量气流速率、进气和出气温度、进口和出口水汽含量以及机外静压的规定的规定的方法，并且不得在测试设备周围产生异常情况。（注：测试三联分体式设备时，请勿使用ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6.1.3节所描述的外壳。）

2.7 电压供应。按照ARI标准210/240-2006（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6.1.3.2节所规定的有关“标准标定试验”的电压进行所有测试。使用提供精确到侧定量 $\pm 1.0\%$ 的读数的电压表测量测试设备终端的供应电压。

2.8 电功率与电能测量。a. 使用集成功率（瓦特时）测量系统测定供应到空调机或热泵所有部件上的电能或平均电功率（包括辅助部件，如控制器、变压器、曲轴箱加热器、非风管式室内机上的整体式冷凝水泵等。）。瓦特时测量系统必须提供精确到 $\pm 0.5\%$ 范围之内的读数。循环测试则在开机和停机循环期间均要求该精确度。在同一个瓦时计上使用两个不同的量表，或者使用两个独立的瓦时计。停机循环开始后15秒钟之内启动具有较低额定功率的量表或者瓦时计。开机循环开始前15秒钟之内启动具有较高额定功率的量表或者瓦时计。对于安装有风扇的风管式设备的测试，开机循环应自压缩机打开持续到室内风扇关闭。对于未安装室内风扇的风管式设备的测试，开机循环应自压缩机打开持续到压缩机关闭。而对于非风管式设备，开机循环应自室内风扇打开持续到室内风扇关闭。测试配备变速压缩机的空调机和热泵时，应避免使用感应式瓦特/瓦时计。

b. 对非风管式设备进行第3.5和/或3.8节中的循环测试时，提供仪表来测定室内风扇电机的平均电功率消耗是否在 $\pm 1.0\%$ 范围之内。按照第3.3节、3.4节、3.7节、3.9.1节和/或3.10节，如有需要，测试配备变速、恒定空气体积率的室内风扇或者变速、变动空气体积率的室内风扇的空调机或者热泵时，该仪表要求同样适用。

2.9 时间测量。使用可输出精确到 $\pm 0.2\%$ 范围之内的读数的仪器进行实耗时间的测量。

2.10 二次空间调节能力测量的测试装置。所有的测试均使用室内空气焓值法来测量设备的能力。该方法使用第2.4至2.6节中规定的测试装置。另外，所有稳定性测试均按照第3.1.1节的规定进行二次、独立的能力测试。而分体式系统则使用以下中的一种二次测量方法：室外空气焓值法、压缩机校准法或者制冷剂焓值法。而整体式设备则将室外空气焓值法或者压缩机校准法作为二次测量。

空气标准210/240-2008

2.10.1 室外空气焓值法。a. 通过室外空气焓值法对室内空间调节能力进行二次测量，具体做法如下：

- (1) 测量测试设备的电功率消耗；
- (2) 测量室外盘管处的空气侧能力；以及
- (3) 在冷凝剂循环中应用热平衡。

b. 室外空气焓值法所需的测试装置为用于室内空气焓值法装置的子设备。所需装置包括以下：

- (1) 配备静压管的出气室（第2.4、2.4.1和2.5.3节），
- (2) 气流测量装置（第2.6节），
- (3) 连接以上两个部件的管道截面，该管道截面包括用于测量流出室外盘管的空气的干球温度和水汽含量（第2.5.4、2.5.5和2.5.6节），以及
- (4) 在入口端有一个采样装置和备用温度栅格（第2.5和2.5.2节）。

c. 在第3.11.1节和3.11.1.1节所述的初步测试中，测量蒸发器和冷凝器的温度或压力。在室外盘管与室内盘管的回管处均焊接一个热电偶，焊接位置应为每个盘管的中点或接近中点处，或者为不会受水汽过热或液体过冷影响的位置。换句话说，如果测试设备不易受制冷剂充注量的影响，则将压力机与单向阀或者与接近吸入管路和排出管路的端口相连接。对使用温度滑移在规定测试条件下超过1 °F的非共沸制冷剂进行充注的设备进行测试时，可使用该备选方法。

2.10.2 压缩机校准法。测量制冷剂压力和温度以测定蒸发器过热以及进入和存在于室内盘管内的制冷剂的焓值。测定制冷剂流率，或者当制冷剂流出蒸发器时过热低于5 °F时，根据同样操作条件下的单个校准测试测定总能力。使用该方法时，按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第7.4.2节的规定安装仪表、测量制冷剂性能并调节制冷剂充注量。使用符合ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第5.1和5.2节所述规格的制冷剂温度和压力测量仪器。

2.10.3 制冷剂焓值法。这种方法通过测定室内盘管的制冷剂焓值变化以及直接测量制冷剂流率来计算空间调节能力。通过ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第7.5.2节了解该方法的要求，包括其他仪表要求，以及放置流量计与窥镜的相关信息。使用符合ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第5.1.1、5.2和5.5.1节所述规格的制冷剂温度、压力和流量测量仪器。

2.11 测试室环境条件的测量。a. 如果使用空气直接自调节装置导入室内盘管入口的测试装置（参见ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中图2：回路空气焓值法），则增设仪表以供室内测试室干球温度的测量之用。

b. 如果未使用室外空气焓值法，则增设仪表以测量进入室外盘管空气的干球温度和水汽含量。如有使用空气采样装置，则按照ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6节的规定制作并使用该装置。根据需要，采取措施（例如，增设或者调整测试室循环风扇的位置）将温度分布不均的程度降到最低。设法将测试设备附近的空气流速维持在500英尺每分钟以下时，应将风扇置于室外测试室内。

c. 按照ASHRAE标准41.1-86 (RA 01)（引用为参考文献，参见 §430.22）中第4、5、6.1至6.10、9、10和11节的规定测量干球温度。按照上述第2.5.6节的规定测量水汽含量。

2.12 室内风扇转速的测量。如有要求，使用读数精确到 ± 1.0 范围内的转速计、转速表或者频闪仪测量风扇转速。

2.13 气压的测量。每次测试期间测定平均气压。使用符合ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第5.2节规定要求的仪器。

3. 测试程序

3.1 一般要求。测试过程中，如果进行完全测试时设备设置调节可能会改变设备性能，则重复受设备设置调节影响的所有测试。对于循环测试，无需保持每个气流喷嘴的空气体积率，在开启期间仅需保持与相同测试条件下稳定性测试所测定的相同的压差或速压。

3.1.1 初步与二次测试方法。所有测试均使用室内空气焓值法测试装置来测量设备的空间调节能力。但是，测试程序与数据会由于测试种类为稳定性测试、循环测试或者结霜测试的不同而略加不同。以下几节描述了这些差别。另外，所有稳定性测试（例如，A、A₂、A₁、B、B₂、B₁、C、C₁、EV、F₁、G₁、HO₁、H₁、H₁₂、H₁₁、H_{1N}、H₃、H₃₂和H₃₁测试）使用第2.10节所规定的一种可接受的二次方法来测定室内空间调节能力。按照第3.11节计算二次能力检测。这两项能力测量必须在6%范围之内以构成有效测试。使用按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第7.3节计算的室内空气焓值法能力将这两项测定能力进行比较（并且，如果测试仪配备盘管的设备，请勿作出该附录中第3.3、3.4、3.7和3.10节描述的测试后风扇热调节）。但是，也包括用于第4节周期性计算的室内空气焓值法能力中的适当的第3.3至3.5节与3.7至3.10节中的风扇热调节。

3.1.2 制造商提供的设备超驰。如有需要，制造商必须提供超驰测试设备控制器的方法，以使压缩机按照规定的速度或能力运行以及室内风扇按照规定的转速运行或者输送规定的空气体积率。

3.1.3 通过室外盘管的气流。所有测试获得通过室外盘管的气流时均应符合ARI标准210/240-2006（引用为参考文献，参见 §430.22）中第6.1.3.4节规定的要求。

3.1.4 通过室内盘管的气流。制冷满负荷空气体积率。

3.1.4.1.1 风管式设备的制冷满负荷空气体积率。制造商必须指定制冷满负荷空气体积率。在满足以下两项要求的情况下使用该值。首先，当进行A 或者A₂测试（仅适用于这两项测试）时，测定的室内空气侧总制冷能力除以测定的空气体积率的值不得超过每1000 Btu/h37.5标准立方英尺/每种（scfm）。如果超过该比率，则降低空气体积率直至该值等于这一比率。将该降低的空气体积率用于需要使用制冷满负荷空气体积率的所有测试。第二项要求如下所述：

a. 除配备变速、恒定空气体积率之外的安装有室内风扇进行测试的所有风管式设备。第二项要求仅仅适用于A或者A₂测试，且需满足以下几点。

(1) 达到按照上一款要求测定的制冷满负荷空气体积率；

(2) 测量机外静压；

(3) 如果压力等于或者大于表2引用的适用的最小机外静压，则满足第二项要求。将当前空气体积率用于需要使用制冷满负荷空气体积率的所有测试。

(4) 如果压力小于或者大于表2引用的最小机外静压，

(4a) 降低空气体积率直至压力等于表2引用的最小机外静压，或者

(4b) 直至测量的空气体积率达到第一步空气体积率的95%，以先发生者为准。

(5) 如果4a步情况先发生，则满足第二项要求。将4a步降低的空气体积率用于需要使用制冷满负荷空气体积率的所有测试。

(6) 如果4b步情况先发生，则增加室内风扇的设置（例如，下一次最高风扇电机销轴设置、下一次最高风扇电机速度）并重复自上述第1步的估值程序。如果无法继续改变室内风扇的设置，则降低空气体积率直至压力等于表2引用的最小机外静压。将降低的空气体积率用于需要使用制冷满负荷空气体积率的所有测试。

表2.安装有室内风扇进行测试的风管式系统的最小机外静压		
额定制冷 ⁽¹⁾ 或制热 ⁽²⁾ 能力 (Btu/h)	最小机外阻力 ⁽³⁾ （英寸水）	
	所有其他系统	小导管、高速率系统 ⁽⁴⁵⁾
直到28,800	0.10	1.10
29,000 至 42,500	0.15	1.15
43,000及其以上	0.20	1.20

⁽¹⁾对于空调机和热泵，在A或者A₂测试条件下，制造商在出版的文献中将该值引用为设备能力。
⁽²⁾对于单制热热泵，在H1或者H₁₂测试条件下，制造商在出版的文献中将该值引用为设备能力。
⁽³⁾对于未安装空气过滤器进行测试的风管式设备，适当地将表列值增加0.08英寸水。
⁽⁴⁾参见定义1.35以确定设备是否为小导管、高速率系统。
⁽⁵⁾如果室内侧使用闭环、空气焓值法测试装置，则将室内鼓风机盘管入口侧的气流阻力的最大值限定到0.1英寸水。将气流阻力的平衡用于室内鼓风机的出口侧。

b. 对于安装有变速、恒定空气体积率室内风扇进行测试的风管式设备。指定制冷满负荷空气体积率的所有测试均应达到接近于（但不得低于）表2 适用的值，该值不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭。

c. 对于未安装室内风扇进行测试的风管式设备。对于A或者A₂测试（仅适用于这两项测试），室内盘管装置内的压力下降不得超过0.30英寸水。如果压力下降超过该值，则应降低空气体积率直至测量的压力下降等于指定的最大值。将降低的空气体积率用于需要使用制冷满负荷空气体积率的所有测试。

3.1.4.1.2 非风管式设备的制冷满负荷空气体积率。非风管式设备的制冷满负荷空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下运行期间每次测试的空气体积率。

3.1.4.2 制冷最小空气体积率。a. 对于调节室内风扇速度（与cfm相对比）的风管式系统，

制冷最小空气体积率=制冷满负荷空气体积率×制冷最小风扇转速/A₂测试风扇转速，

其中“制冷最小风扇转速”等于风扇在低压缩机能力（双容系统）下运行的风扇转速、风扇在最小压缩机转速（调速系统）下运行的风扇转速或者制冷时使用的最小风扇转速（单速压缩机和变速、变动空气体积率室内风扇）。这种系统应在不考虑机外静压的情况下得出制冷最小空气体积率。

b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式设备，制造商必须指定制冷最小空气体积率。这种系统应按照机外静压进行指定制冷最小空气体积率的所有测试-（例如，A₁、B₁、C₁、F₁和G₁测试）-当压力接近于但不低于以下值时，该机外静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

$$A_1、B_1、C_1、F_1和G_1测试 \Delta P_{st} = \Delta P_{st,A_2} \times [\text{制冷最小空气体积率} / \text{制冷满负荷空气体积率}]^2,$$

其中， $\Delta P_{st,A_2}$ 为表2适用的最小机外静压，该值为A₂（和B₂）测试的目标值。

c. 对于未安装室内风扇进行测试的风管式双容设备，其制冷最小空气体积率为（1）制造商指定的空气体积率或者（2）制冷满负荷空气体积率的75%的两者中的较高值。在仅配备盘管（无风扇）设备的测试室测试期间，应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制冷最小空气体积率。

d. 非风管式设备的制冷空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下以及室内风扇设置在低压缩机能力（双容系统）或者最小压缩机转速（调速系统）情况下运行期间每次测试的空气体积率。配备单速压缩机以及变速、变动空气体积率室内风扇的设备应使用允许制冷的最低风扇设置。

3.1.4.3 制冷中间空气体积率。a. 对于调节室内风扇速度的风管式设备，制冷中间空气体积率=制冷满负荷空气体积率×E_v测试风扇转速/A₂测试风扇转速，

这种设备应在不考虑机外静压的情况下得出制冷中间空气体积率。

b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式设备，制造商必须指定制冷中间空气体积率。这种系统应按照机外静压进行E_v测试，当压力接近于但不低于以下值时，该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

$$E_v \text{测试} \Delta P_{st} = \Delta P_{st,A_2} \times [\text{制冷中间空气体积率} / \text{制冷满负荷空气体积率}]^2,$$

其中， $\Delta P_{st,A_2}$ 为表2适用的最小机外静压，该值为A₂（和B₂）测试的目标值。

c. 非风管式设备的制冷中间空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水且风扇转速由设备控制器选择以用于E_v测试条件的情况下运行期间的空气体积率。

空气标准210/240-2008

3.1.4.4 制热满负荷空气体积率。

3.1.4.4.1 制热与制冷满负荷空气体积率相等时的风管式热泵。a. 将制冷满负荷空气体积率作为制热满负荷空气体积率用于以下情况：

1. 在A（或A₂）与 H1（或H1₂）测试期间按照相同室内风扇转速运行的风管式热泵；
2. 在A（或A₂）与 H1（或H1₂）测试期间调节风扇转速以输送同样恒定空气体积率的风管式热泵；以及
3. 未安装室内风扇进行测试的风管式热泵（仅仅按照低容量制冷进行测试的双容北置热泵除外-参见第3.1.4.4.2节）。

b. 对于符合上述标准“1”和“3”的热泵，没有最低要求可分别适用于测量的机外静压或者机内静压。对于符合标注“2”的热泵，按照不会引起室内鼓风机不稳定或者自动关闭的机外静压进行测试，该静压接近于但不得低于表2中指定用于A（或A₂）制冷模式测试的同样的最小机外静压。

3.1.4.4.2 制热制冷满负荷空气体积率由于室内风扇运行而不同的风管式热泵。a. 对于调节室内风扇转速（与cfm相对比）的风管式热泵，

制热满负荷空气体积率=制冷满负荷空气体积率×H1或H1₂测试风扇转速/A或A₂测试风扇转速，

这种热泵应在不考虑机外静压的情况下得出制热满负荷空气体积率。

b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式热泵，制造商必须指定制热满负荷空气体积率。这种热泵应按照机外静压进行指定制热满负荷空气体积率的所有测试，当压力接近于但不低于以下值时，该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

制热满负荷 ΔP_{st} =制冷满负荷 ΔP_{st} ×[制热满负荷空气体积率/制冷满负荷空气体积率]²，

其中，制冷满负荷 ΔP_{st} 为指定用于A或A₂测试的表2适用的最小机外静压。

c. 风管式、双容北置热泵（参见定义1.46）的测试应使用上述两种情况中用于安装有室内风扇进行设备测试的合适的方法。仅配备盘管（无风扇）的北置热泵的制热满负荷空气体积率为制造商指定的体积率与制冷满负荷空气体积率的133%中的较低者。而后一种情况应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制热满负荷空气体积率。

3.1.4.4.3 风管式单制热泵。制造商必须指定制热满负荷空气体积率。

a. 除配备变速、恒定空气体积率之外的安装有室内风扇进行测试的所有风管式单制热泵。仅仅在首次测试以及H1或H1₂测试中遵循以下步骤。

- (1) 得出制热满负荷空气体积率。
- (2) 测量机外静压。
- (3) 如果静压等于或大于表2中的最小机外静压，且该最小机外静压使用指定的单制热泵的额定制热能力，则将当前空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。

- (4) 如果压力小于或者大于表2引用的最小机外静压，
- (4a) 降低空气体积率直至压力等于表2引用的最小机外静压，或者
- (4b) 直至测量的空气体积率达到制造商指定的满负荷空气体积率的95%，以先发生者为准。
- (5) 如果4a步情况先发生，则将4a步中降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。
- (6) 如果4b步情况先发生，则增加室内风扇的设置（例如，下一次最高风扇电机销轴设置、下一次最高风扇电机速度）并重复自上述第1步的估值程序。如果无法继续改变室内风扇的设置，则降低空气体积率直至压力等于表2引用的最小机外静压。将降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。

b. 对于安装有变速、恒定空气体积率室内风扇进行测试的风管式单制热泵。指定制热满负荷空气体积率的所有测试均应达到接近于（但不得低于）表2适用的值，该值不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭。

c. 对于未安装室内风扇进行测试的风管式单制热泵。对于H1或者H1₂测试（仅适用于这两项测试），室内盘管装置内的压力下降不得超过0.30英寸水。如果压力下降超过该值，则应降低空气体积率直至测量的压力下降等于指定的最大值。将降低的空气体积率用于需要使用制热满负荷空气体积率的所有测试。

3.1.4.4.4 非风管式热泵包括非风管式单制热泵。非风管式热泵的制热满负荷空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下运行期间每次测试的空气体积率。

3.1.4.4.5 制热最小空气体积率。a. 对于调节室内风扇速度（与cfm相对比）的风管式热泵，

制热最小空气体积率=制热满负荷空气体积率×制热最小风扇转速/H1₂测试风扇转速

其中“制热最小风扇转速”等于风扇在低压缩机能力（双容系统）下运行的风扇转速、风扇在最小压缩机转速（调速系统）下运行的风扇转速或者制热时使用的最小风扇转速（单速压缩机和变速、变动空气体积率室内风扇）。这种热泵应在不考虑机外静压的情况下得出制热最小空气体积率。

b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式热泵，制造商必须指定制热最小空气体积率。这种热泵应按照机外静压进行指定制热最小空气体积率的所有测试-（例如，H0₁、H1₁、H2₁和H3₁测试）-当压力接近于但不低于以下值时，该机外静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

H0₁、H1₁、H2₁与H3₁ 测试 $\Delta P_{st} = \Delta P_{st, H12} \times [\text{制热最小空气体积率} / \text{制热满负荷空气体积率}]^2$
其中， $\Delta P_{st, H12}$ 为最小机外静压，该值为H1₂测试的目标值。

c. 安装有室内风扇进行测试的风管式双容北置热泵应使用上述两种情况中合适的方法。

空气标准210/240-2008

d. 未安装室内风扇进行测试的风管式双容热泵应将制冷最小空气体积率作为制热最小空气体积率使用。未安装室内风扇进行测试的风管式双容北置热泵应将制冷满负荷空气体积率作为制热最小空气体积率使用。对于未安装室内风扇进行测试的风管式双容单制热泵，其制热最小空气体积率为制造商指定的空气体积率或者制热满负荷空气体积率的75%的两者中的较高值。在仅配备盘管（无风扇）设备的测试室测试期间，应在不考虑室内盘管装置内压力下降的情况下得出制热最小空气体积率。

e. 非风管式热泵的制热空气体积率源于设备在机外静压为零英寸水情况下以及室内风扇设置在低压缩机能力（双容系统）或者最小压缩机转速（调速系统）情况下运行期间每次测试的空气体积率。配备单速压缩机以及变速、变动空气体积率室内风扇的设备应使用允许制热的最低风扇设置。

3.1.4.6 制热中间空气体积率。a. 对于调节室内风扇速度的风管式热泵，

制热中间空气体积率=制热满负荷空气体积率 \times H2_v测试风扇转速/H1₂测试风扇转速，

这种热泵应在不考虑机外静压的情况下得出制热中间空气体积率。

b. 对于通过室内风扇调节空气体积率的风管式热泵，制造商必须指定制热中间空气体积率。这种热泵应按照机外静压进行H2_v测试，当压力接近于但不低于以下值时，该静压不会引起室内鼓风机的不稳定或者自动关闭，

H2_v测试 $\Delta P_{st} = \Delta P_{st,H12} \times [\text{制热中间空气体积率} / \text{制热满负荷空气体积率}]^2$ ，

其中， $\Delta P_{st,H12}$ 为指定用于H1₂测试中的最小机外静压。

c. 非风管式热泵的制热中间空气体积率源于热泵在机外静压为零英寸水且风扇转速由设备控制器选择以用于H2_v测试条件的情况下运行期间的空气体积率。

3.1.4.7 制热额定空气体积率 除注明的变化外，通过第3.1.4.6节描述的方法测定制热额定空气体积率。要求的变化包括用“H1_N测试”替换第一个3.1.4.6节方程中的“H2_v测试”，用“H1_N测试 ΔP_{st} ”替换第二个3.1.4.6节方程中的“H2_v测试 ΔP_{st} ”，用“H1_N测试”替换所有的“H2_v测试”，以及用“制热额定空气体积率”替换所有的“制热中间空气体积率”。

制热额定空气体积率=制热满负荷空气体积率 \times H1_N测试风扇转速/H1₂测试风扇转速，

H1_N测试 $\Delta P_{st} = \Delta P_{st,H12} \times [\text{制热额定空气体积率} / \text{制热满负荷空气体积率}]^2$ ，

3.1.5 当室内机周围空气与进入室内机的空气不是同一空气源供应时的室内测试室要求。如果使用空气直接自再处理装置导入室内盘管入口的测试装置（参见ASHRAE 标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）中图2：回路空气焓值法），则将测试室内的干球温度保持在适用的第3.2节和3.6节中进入室内机空气干球温度测试条件的 ± 5.0 F范围之内。

3.1.6 空气体积率的计算。按照ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见§430.22）中第7.7.2.1节和7.7.2.2节的规定在所有稳定性测试和结霜（H2、H2₁、H2₂和H2_v）室内盘管的空气体积率。（注：在ASHRAE标准37-2005的初刊本中，第二个IP方程中的 Q_{mi} 应读取为 $1097CA_n\sqrt{P_vV_n}$ 。）使用室外空气焓值法时，按照第7.7.2.1节和7.7.2.2节的方法计算通过室外盘管的空气体积率。使用以下方程按照标准空气表述空气体积率：

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

其中：

\bar{V}_s = 标准（干燥）空气的空气体积率，(ft³/min)_{da}

\bar{V}_{mx} = 空气-水汽混合物的空气体积率，(ft³/min)_{mx}

v'_n = 喷嘴处空气-水汽混合物的比容，每磅质量空气-水汽混合物的立方英尺数

W_n = 喷嘴处的湿度比，每磅质量干燥空气的所含水汽的磅质量数

0.075 = 标准（干燥）空气的密度，(lbm/ft³)

v_n = 按照喷嘴处干球温度、水汽含量与气压估算出的混合物中干燥空气的比容，每磅质量干燥空气的立方英尺数。

3.1.7 测试顺序。测试风管式设备（单制热泵除外）时，首先进行A或A₂测试以确定制冷满负荷空气体积率。对于制热和制冷满负荷空气体积率不同的风管式热泵，首先进行需要使用制热满负荷空气体积率的制热模式测试。风管式单制热泵首先进行H1或H1₂测试以确定制热满负荷空气体积率。务必在需要同样测试条件的稳定性测试之后立即进行可选循环测试。如果计划在准备首次最小空气体积率时调整室内风扇控制器方案，则调速系统应在E_v测试之前先进行首次使用制冷空气体积率的测试。在同样的情况下，应在H2_v测试之前先进行首次使用制热最小空气体积率的测试。测试室根据测试顺序作出其他所有决定。

3.1.8 流出室内盘管的空气温度分布要求。应至少在首次制冷模式测试与首次制热模式测试中，通过第2.5节和2.5.4节所描述的独立式传感器栅格监测流出室内盘管的空气温度分布。对于用于测定能力的30分钟采集数据的时间间隔，源于任何数据采样的出口干球温度的最大温度差距不得超过1.5 °F。安装第2.5.4.2节所描述的混合装置以将温度差距最小化。

3.1.9 辅助抗热元件的控制。除非另有说明，停用所有情况下用于制热室内空气的热泵电阻元件，包括除霜循环期间以及这些元件通过热舒适控制器正常控制的情况。对于配备有热舒适控制器的热泵，仅在以下描述的短路测试中启动热泵电阻元件。对于第3.6.1节中提及的单速热泵，短路测试应在H1测试之后进行，如有进行H1C测试，则在H1C测试之后进行。对于双容热泵以及第3.6.2节中提及的热泵，短路测试应在H1₂测试之后进行。设置热舒适控制器以提供最高的送风温度。热泵运行以及保持制热满负荷空气体积率期间，在启动热舒适控制器之后5分钟测量流出室内侧空气的温度。每隔一定间隔采样出口处干球温度，时间间隔为5分钟或者更短。采集10分钟的数据，至少获取3个样品。计算10分钟时间间隔内的平均出口处温度，T_{cc}。

3.2 不同类型空调机与热泵的制冷模式测试。

3.2.1 安装有定速室内风扇、安装有恒定空气体积率室内风扇或者未安装室内风扇进行测试的配备单速压缩机的设备的测试。进行两项稳定性湿盘管测试，A和B测试。通过两项可选干盘管测试、稳定性C测试与循环D测试以测定制冷模式循环衰减系数， C_D° 。如果两项可选测试完成之后得出的 C_D° 超过默认值 C_D° 或者如果未进行这两项可选测试，则指定 C_D° 为默认值0.25。表3规定了这四项测试的测试条件。

3.2.2 安装有单速压缩机以及变速、变动空气体积率室内风扇的设备的测试。

3.2.2.1 与室外干球温度有关的室内风扇容量调节。进行四项稳定性湿盘管测试：即A₂、A₁、B₂与B₁测试。通过两项可选干盘管测试、稳定性C₁测试与循环D₁测试以测定制冷模式循环衰减系数， C_D° 。如果两项可选测试完成之后得出的 C_D° 超过默认值 C_D° 或者如果未进行这两项可选测试，则指定 C_D° 为默认值0.25。表4规定了这六项测试的测试条件。

3.2.2.2 基于调节显热相对总热（S/T）制冷能力比率的室内风扇容量调节。测试要求与第3.2.1节和表3中规定的要求相同。使用代表标准住宅安装的制冷满负荷空气体积率。如此，则当设备在与用于B测试中同样的S/T能力控制模式下运行时进行稳定性C测试与循环D测试。

获取更多资料 微信搜索蓝领工程

表3. 安装有定速室内风扇、恒定空气体积率风扇或者未安装室内风扇的配备单速压缩机的设备的制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (°F)		进入室外机空气的温度 (°F)		制冷空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球	
A测试-要求 (稳定性、湿盘管) ...	80	67	95	75 ¹	制冷满负荷 ²
B测试-要求 (稳定性、湿盘管) ...	80	67	82	65 ¹	制冷满负荷 ²
C测试-可选 (稳定性、干盘管) ...	80	(3)	82		制冷满负荷 ²
D测试-可选 (循环、干盘管) ...	80	(3)	82		(4)

注:

- (1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。
- (2) 在第3.1.4.1节中定义。
- (3) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管不会形成冷凝物。（建议使用57 °F或者更低的室内湿球温度。）
- (4) 保持C_i测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

获取更多资料 微信搜索 蓝球

表 4. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇设备的与室外干球温度相关的制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (°F)		进入室外机空气的温度 (°F)		制冷空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球	
A ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	95	75 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
A ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	95	75 ⁽¹⁾	制冷最小 ⁽³⁾
B ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	制冷满负荷 ⁽²⁾
B ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	制冷最小 ⁽³⁾
C ₁ 测试 ⁽⁴⁾ -可选 (稳定性、干盘管)	80	(4)	82	制冷最小 ⁽³⁾
D ₁ 测试 ⁽⁴⁾ -可选 (循环、干盘管)	80	(4)	82	(5)

注:

(1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。

(2) 在第3.1.4.1节中定义。

(3) 在第3.1.4.2节中定义。

(4) 进气必须具备足够低的水分含量, 因此室内盘管不会形成冷凝物。(建议使用57 °F或者更低的室内湿球温度。)

(5) 保持C₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

3.2.3 配备双容压缩机设备的测试。(参见定义1.45。) a. 进行四项稳定性湿盘管测试: 即A₂、B₂、B₁与F₁测试。通过两项可选干盘管测试、稳定性C₁测试与循环D₁测试以测定制冷模式循环衰减系数, C_D[°]。如果两项可选测试完成之后得出的C_D[°]超过默认值C_D[°]或者如果未进行这两项可选测试, 则指定C_D[°]为默认值0.25。表5规定了这六项测试的测试条件。

b. 对于用于调节显热相对总热 (S/T) 制冷能力比率的配备变速室内风扇的设备, 应使用代表标准住宅安装的制冷满负荷与制冷最小空气体积率。另外, 如果进行可选干盘管测试, 则使设备按照用于B₁测试中同样的S/T能力控制模式下运行。

c. 按照与单速热泵专门在低压缩机能力测试的同样的条件下 (参见第3.2.1节和表3) 对双容北置热泵 (参见定义1.46) 进行测试。

d. 如果双容空调机或热泵在较高的室外温度下锁定低能力运行, 则应通过两项可选干盘管测试, 即稳定性C₂测试与循环D₂测试, 以测定仅适用于高容量开/关循环的制冷模式循环衰减系数C_{Dc} (k = 2)。如果两项可选测试完成之后得出的C_D[°] (k = 2)超过默认值C_D[°] (k = 2)或者如果未进行这两项可选测试, 则指定C_D[°]为默认值。该默认值C_{Dc} (k = 2)与低能力循环衰减系数下测定或指定的值C_{Dc}相等, [或者等于, C_{Dc}(k = 1)]。

表5. 配备双容压缩机的设备制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (°F)		进入室外机空气的温度 (°F)		压缩机能力	制冷空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球		
A ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	95	75 ⁽¹⁾	高	制冷满负荷 ⁽²⁾
B ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	高	制冷满负荷 ⁽²⁾
B ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	低	制冷最小 ⁽³⁾
C ₂ 测试-可选 (稳定性、干盘管)	80	⁽⁴⁾	82	-	高	制冷满负荷 ⁽²⁾
D ₂ 测试-可选 (循环、干盘管)	80	⁽⁴⁾	82	-	高	⁽⁵⁾
C ₁ 测试-可选 (稳定性、干盘管)	80	⁽⁴⁾	82	-	低	制冷最小 ⁽³⁾
D ₁ 测试-可选 (循环、干盘管)	80	⁽⁴⁾	82	-	低	⁽⁶⁾
F ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	67	53.5 ⁽¹⁾	低	制冷最小 ⁽³⁾

(1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。

(2) 在第3.1.4.1节中定义。

(3) 在第3.1.4.2节中定义。

(4) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管不会形成冷凝物。能源部建议使用57°F或者更低的室内空气湿球温度。

(5) 保持C₂测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

(6) 保持C₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

3.2.4 配备变速压缩机设备的测试。a. 进行五项稳定性湿盘管测试。即A₂、E_V、B₂、B₁与F₁测试。通过两项可选干盘管测试、稳定性G₁测试与循环I₁测试以测定制冷模型循环衰减系数，C_D^o。如果两项可选测试完成之后得出的C_D^o超过默认值C_D^o或者如果未进行这两项可选测试，则指定C_D^o为默认值0.25。表6规定了这七项测试的测试条件。通过以下方程测定表6中引用的中间压缩机转速。

中间转速=最小转速+ (最大转速-最小转速) /3

其中，允许加上5%的容差或者允许出现比计算所得值更高的逆变器频率步进。

b. 对于调节室内风扇转速以调节显热相对总热（S/T）制冷能力比率的设备，应使用代表标准住宅安装的制冷满负荷、制冷中间与制冷最小空气体积率。另外，如果进行可选干盘管测试，则使设备按照用于F₁测试中同样的S/T能力控制模式下运行。

c. 对于多联分体式空调机和热泵（除非另有说明），以下程序应替换上述要求。对于表6中指定最小压缩机转速的所有测试，至少必须关闭一个室内机。制造商应指明应当关闭的特定室内机。制造商也必须指定用于表6中E_v测试的压缩机转速，该转速为制冷模式中间压缩机转速，其在最大和最小制冷模式转速之间的差值分别在1/4和3/4的范围之内。制造商应指定在特定E_v测试条件下以及相等压缩机转速范围内用于得出最高能效比的中间转速。制造商可指明E_v测试中应关闭的一个或多个室内机。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

表6. 配备变速压缩机的设备制冷模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (°F)		进入室外机空气的温度 (°F)		压缩机转速	制冷空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球		
A ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	95	75 ⁽¹⁾	最大值	制冷满负荷 ⁽²⁾
B ₂ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	最大值	制冷满负荷 ⁽²⁾
E _v 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	87	69 ⁽¹⁾	中间值	制冷中间 ⁽³⁾
B ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	82	65 ⁽¹⁾	最小值	制冷最小 ⁽⁴⁾
F ₁ 测试-要求 (稳定性、湿盘管)	80	67	67	53.5 ⁽¹⁾	最小值	制冷最小 ⁽⁴⁾
G ₁ 测试 ⁽⁵⁾ -可选 (稳定性、干盘管)	80	⁽⁶⁾	67	—	最小值	制冷最小 ⁽⁴⁾
I ₁ 测试 ⁽⁵⁾ -可选 (循环、干盘管)	80	⁽⁶⁾	67	—	最小值	⁽⁶⁾

(1) 规定的测试条件仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管时适用。

(2) 在第3.1.4.1节中定义。

(3) 在第3.1.4.3节中定义。

(4) 在第3.1.4.2节中定义。

(5) 进气必须具备足够低的水分含量，因此室内盘管不会形成冷凝物。能源部建议使用57°F或者更低的室内空气湿球温度。

(6) 保持G₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

3.3 稳定性湿盘管制冷模式测试（A、A₂、A₁、B、B₂、B₁、E_v与F₁测试）的测试程序。a. 预测试时间间隔内，操作将要测试的测试室再处理装置与设备，直至至少在30分钟内保持第3.2节规定的测试条件的平衡条件。使用气流测量装置的排气风扇，如果安装有室内风扇，则使用测试设备的室内风扇达到并维持指定用于特定测试的室内空气体积率和/或机外静压。连续记录（参见定义1.15）：

- (1) 进入室内盘管空气的干球温度，
- (2) 进入室内盘管空气的水汽含量，
- (3) 进入室外盘管空气的干球温度，以及
- (4) 在第2.2.4节情况下需要进行控制的进入室外盘管空气的水汽含量。如需了解取决于所选二次测试方法的附加要求，请参照第3.11节。

b. 满足预测试平衡要求之后，应进行ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中表3规定的测量以用于室内空气焓值法和用户选定的二次测试方法。每隔一段相等的时间进行表3中所示的除机外静压之外的测量，时间间隔为10分钟或者更短。每5分钟或者更短的时间间隔测量一次机外静压。继续进行数据采样，直至采样达30分钟（例如，四个连续10分钟采集的样品），此时满足表7中规定的测试容差。这些连续记录的参数应使用30分钟时间间隔内采集的整个数据集以估算表7的顺应性。测定空调机或者热泵在同样30分钟时间间隔内的平均电功率消耗。

c. 计算ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）中第7.3.3.1节和7.3.3.3节所规定的室内侧总制冷能力。请勿更改测试条件中用于计算能力的参数以达到允许的偏差。根据测量的气压估算空气焓值。分别将30分钟采集数据的时间间隔内的平均总空间制冷能力与电功率消耗指定为变量 $\dot{Q}_{s(T)}$ 和 $\dot{E}_{s(T)}$ 。测试时将这两个变量中的“T”替换为额定室外温度。仅在测试多容设备时使用上表k。使用上表k=2表示设备以高能力或最大速度运行时进行的测试，使用k=1表示设备以低能力或最小速度运行时进行的测试，而使用k=v表示设备以中间速度运行时进行的测试。

d. 对于未安装室内风扇进行测试的设备，将 $\dot{Q}_{s(T)}$ 减少 $\frac{1250 \text{ Btu/h}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{v}$ ，将 $\dot{E}_{s(T)}$ 增加 $\frac{365 \text{ W}}{1000 \text{ scfm}} \cdot \bar{v}$ ，

其中， \bar{v} 为平均测量的以标准立方英尺/分钟为单位表述的室内空气体积率。

获取更多资料

表7. 第3.3节稳定性湿盘管制冷模式测试与第3.4节干盘管制冷模式测试的测试运行容差和测试条件容差

	测试运行容差 ⁽¹⁾	测试条件容差 ⁽²⁾
室内干球, °F	2.0	
进入温度..... 离开温度.....	2.0	0.5
度..... 室内湿球, °F		
进入温度.....		
离开温度.....	1.0	
室外干球, °F	1.0 ⁽³⁾	0.3 ⁽³⁾
进入温度.....		
离开温度.....	2.0	
室外湿球, °F	2.0 ⁽⁴⁾	0.5
进入温度.....		
离开温度.....	1.0	
气流外部阻力, 水英寸.....	1.0	0.3 ⁽⁵⁾
电气电压, 读数%.....	0.05 ⁽⁴⁾	0.02 ⁽⁶⁾
喷嘴压降, 读数%.....	2.0	1.5
	2.0	

注:

⁽¹⁾ 见定义1.41。

⁽²⁾ 见定义1.40。

⁽³⁾ 仅在湿盘管测试时适用; 稳定性测试与干盘管制冷模式测试时不适用。

⁽⁴⁾ 仅在使用室外空气焓值法时适用。

⁽⁵⁾ 仅在设备可防止冷凝物进入室外盘管的湿盘管制冷模式测试中适用。

⁽⁶⁾ 仅在测试非风管式设备时适用。

d. 对于配备恒定空气体积率室内风扇的空调机与热泵, 如果测量的机外静压的平均值超过适用的第3.1.4节的最小(或者目标)机外静压 (ΔP_{\min}) 0.03英寸水或者更多, 则需要进行以下列示的其他5个步骤。

1. 在30分钟时间间隔内或者30分钟时间间隔结束后立即测量室内风扇电机的平均功率消耗 (\dot{E}_{fan}) 并记录相应的机外静压 (ΔP_1) 以用于测定能力。

2. 30分钟时间间隔结束后以及维持相同测试条件时, 调整气流测量装置的排气风扇直至机外静压增至大约为 $\Delta P_{1+} (\Delta P_1 - \Delta P_{\min})$ 时。

3. 为风机电机功率及机外静压重新建立稳定读数后，通过5分钟时间间隔的测量为室内风扇功率 ($\dot{E}_{fan,2}$)及机外静压 (ΔP_2)测定平均值。

4. 使用线性外推法估计出室内风扇电机在 (ΔP_{min}) 点的平均功率消耗:

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

5. 将总空间制冷能力 $\dot{Q}_{s,t}$ 增加 ($\dot{E}_{fan,1} - \dot{E}_{fan,min}$)，以Btu/h为单位。

将总电功率减少同样的功率差，现在以瓦特为单位。

3.4 可选稳定性干盘管制冷模式测试 (C、C₁、C₂与G₁测试) 的测试程序。a. 除非本节中注明更改，按照第3.3节中的规定用于湿盘管测试的程序进行稳定性干盘管制冷模式测试。在稳定性干盘管测试期间记录数据之前，达到干盘管条件之后至少让设备运行一小时。排干泄水盘并堵住泄水口。此后，泄水盘应完全保持干燥。

b. 根据测试表示由此得出的总空间制冷能力与电功率 $\dot{Q}_{s,dry}$ 和 $\dot{E}_{s,dry}$ 。鉴于第3.3节中的偏差，请勿调整 $\dot{Q}_{s,dry}$ 管道损失 (例如，请勿使用ASHRAE标准37-2005 (引用为参考文献，参见 §430.22) 中的第7.3.3.3节)。为第3.5节中的循环测试做准备时，需记录平均室内侧空气体积率 \bar{V} 、空气比热 $C_{p,a}$ (基于干燥空气的表述)、喷嘴处空气的比容 v'_n 、喷嘴处的湿度比 W_n 以及流量喷嘴处的压差或速压。室内风扇关闭时循环干盘管制冷模式测试 (参见第3.5节) 期间将要测试或者可能测试的配备变速室内风扇 (提供恒定或者变动空气体积率) 的设备，包括室内风扇电机使用的电功率，该电功率为30分钟测试期间记录的参数之一。

3.5 可选干盘管制冷模式测试 (D、D₁、D₂与I₁测试) 的测试程序。a. 完成稳定性干盘管测试之后，将室外空气焓值法测试装置取下，如在测试中有连接，并开始设备压缩机的手动关/开循环。测试装置应在其他方面与稳定性干盘管测试使用的装置相同。测试热泵期间，压缩机停机循环时将换向阀置于与压缩机开机循环时同样的位置，除非设备控制器自动调整换向阀的位置。对于配备变速室内风扇的设备，制造商最初就可以选择在启动室内风扇或者关闭室内风扇的情况下进行循环测试。如果启动设备风扇测试不成功则应改为关闭室内风扇进行测试。

b. 对于配备单速或者双容压缩机的设备，将压缩机循环关闭24分钟然后启动运行6分钟 ($\Delta t_{cyc,dry}=0.5$ 小时)。对于配备变速压缩机的设备，将压缩机循环关闭48分钟然后启动运行12分钟 ($\Delta t_{cyc,dry}=1.0$ 小时)。重复关/开压缩机循环模式直至测试结束。允许设备控制器调节室外风扇的循环。

c. 第3.5.1节和3.5.2节分规定了气流穿过风管式与非风管式系统室内盘管的要求。所有情况下，使用气流测量装置的排气风扇 (第2.6节中所述) 与设备室内风扇，如有安装并可运行，来估计室内盘管的阶跃响应。调整排气风扇使流量喷嘴处的静压差或速压迅速达到稳定性干盘管测试中测得的值，并维持该值。气流开始后15秒钟之内，压差或速压应维持在稳定性测试所测值的2%的范围之内。对于变速室内风扇在循环启动和/关闭时不稳定的设备，使用气流测量装置的排气风扇产生阶跃响应，该阶跃响应自斜升开始时开始至斜降终止时结束。

d. 对于配备变速室内风扇的设备，如果在风扇运行测试期间发生下列情况之一，应通过以下描述的推拉法进行循环干盘管测试:

- (1) 测试设备自动循环关闭;
- (2) 鼓风机电机逆转; 或者

(3) 设备按照0.1英寸水的机外静压或者按照高于先前稳定性测试所测机外静压运行30秒钟以上。

使用推拉法时，关闭室内风扇并使用气流测量装置的排气风扇产生规定的流量喷嘴的静压差或速压。如果由于无动力鼓风机产生的阻力致使排气风扇无法输送所需的压差，则应暂时取下鼓风机。

e. 至少完成两轮完整的压缩机关/开循环之后，测定任何采集数据的时间间隔内的输送总制冷与总电能消耗，此时满足表8中指定的测试容差。如果可行，使用电阻制热器（参见第2.1节）将进气温度降至最低。

f. 鉴于表8中的参数，继续分别记录气流通过室内盘管和室外盘管时进入室内盘管和室外盘管的空气的干球温度。气流通过盘管期间，至少每2分钟采样室内盘管进气的水汽含量。气流通过室内盘管的时间间隔内，至少每分钟记录机外静压与空气体积率指标（喷嘴静压或速压）。（这些气流速率指标的定期测量是气流开始后15秒钟所需测量的补充测量。）压缩机启动30秒钟之后，每2分钟采样电压。继续采样直至压缩机、室外风扇与室内风扇（如安装且正在运行）循环关闭。

g. 对于风管式设备，连续记录进入（如上所注）和流出室内盘管的空气的干球温度。或者，如果使用热电堆，则连续记录气流通过室内盘管时间间隔内这两种温度的差值。对于非风管式设备，同样进行干球温度的测量，该测量始于压缩机循环启动终于室内盘管气流的终止。

h. 综合整个循环期间的电功率 Δt_{cyc} 。对于安装有室内风扇且风扇运行进行测试的风管式设备，综合自室内风扇关闭至下一次关闭的电功率。对于其他风管式设备与非风管式设备，综合自压缩机关闭至下一次关闭的电功率。（某些循环测试将使用同样的采集数据的时间间隔测定电能与总空间制冷。而其他设备在终止用于测定总空间制冷的数据采集之前首先终止用于测定电能的数据采集。）

表8.循环干盘管制冷模式测试的测试运行与测试条件容差

	测试运行容差 ⁽¹⁾	测试条件容差 ⁽²⁾
室内进入干球温度 ⁽³⁾ , F.....	2.0	0.5
室内进入湿球温度 ⁽³⁾ , F.....	(4)
室外进入干球温度 ⁽³⁾ , F.....	2.0	0.5
气流外部阻力 ⁽³⁾ , 英寸水.....	0.05
气流喷嘴压差或速压 ⁽³⁾ , 读数%.....	2.0	2.0 ⁽⁵⁾
电气电压, 读数%.....	2.0	1.5

注:

(1) 见定义1.41。

(2) 见定义1.40。

(3) 仅在气流通过室内（室外）盘管的时间间隔内适用，气流开始后首次30秒钟除外。对于配备不稳定变速室内风扇的设备，气流外部阻力的容差在达到全速后的30秒钟开始适用，直至开始出现斜降。

(4) 绝对不得超过可导致冷凝物在室内盘管形成的湿球温度。

(5) 测试条件应为稳定性干盘管测试期间所测量的平均喷嘴压差或速压。

(6) 此类数字在以下至少一项如压缩机、室外风扇或室内风扇（适用时）正在运作时间间隔期间适用。压缩机开始首次运行30秒后除外。

i. 如果整个循环均可满足表8中的容差，则记录测量的电能消耗 $e_{cyc, dry}$ ，单位为瓦特时。使用以下公式计算输送的总空间制冷 $q_{cyc, dry}$ ，单位为Btu。

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

其中， \bar{V} 、 $C_{p,a}$ 、 v_n' （或 v_n ）以及 W_n 为第3.4节中干盘管稳定性测试所记录的值，且

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

$T_{a1}(\tau)$ = τ 时间点进入室内盘管的空气的干球温度 $^{\circ}\text{F}$ 。

$T_{a2}(\tau)$ = τ 时间点流出室内盘管的空气的干球温度 $^{\circ}\text{F}$ 。

τ_1 = 对于风管式盘管，表示气流开始通过室内盘管的实耗时间；而对于非风管式盘管，表示压缩机循环启动的时间hr。

τ_2 = 室内盘管气流停止时的实耗时间hr。

3.5.1 测试风管式系统的程序。通常安装到测试设备的自动控制器必须控制室内侧送排风设备的管/开循环（气流测量装置的排气风扇以及测试设备的室内风扇，如安装）。例如，对于未安装室内风扇但使用风扇延时继电器计算额定值而进行测试的风管式设备，按照继电器提供的额定启动和/或关闭延时控制室内盘管气流。对于已关闭的（以及可能取下的）安装有变速室内风扇的风管式设备，按照风扇启动的同样情况启动并关闭室内气流。对于其他未安装室内风扇的风管式设备，在循环压缩机的同时循环室内盘管气流。关闭循环期间将入口侧（第2.5.1节）与出口侧（第2.5节和2.5.4节）的空气阻尼器关闭。测试设备的自动控制器将室内风扇断电后（断电发生），通过室内盘管的气流应在3秒钟之内停止。对于未安装室内风扇进行测试的风管式设备（暂时取下变速风扇的特殊情况除外），将 $e_{cyc, dry}$ 增加：

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

将 $q_{cyc, dry}$ 减少：

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

其中， \bar{V}_s 为第3.4节干球稳定性测试测定的平均室内空气体积率，单位为立方英寸标准空气/分钟(scfm)。对于配备变速室内风扇的设备且该风扇在设备测试时处于关闭状态，按照以下情况增加 $e_{cyc, dry}$ 并减少 $q_{cyc, dry}$ ：

a. 干盘管稳定性测试期间或者测试之后测量的 $[\tau_2 - \tau_1]$ 值与室内风扇功率。

b. 如果室内风扇循环时转速不稳定，则采用以下运算法则。

1. 至少在三种运行条件下测量变速室内风扇消耗的电功率：稳定性测试测定的转速/空气体积率/机外静压，斜升时间间隔中点有关的运行条件，以及斜降时间间隔中点有关的运行条件。这些测量中气流体积或机外静压的容差与第3.4节稳定性测试所要求的容差相等。

2. 根据至少每5分钟的测量测定每种情况的风扇功率。

3. 如果室内风扇在循环测试期间通过三种功率测量，则估算出室内风扇的电能消耗。在不稳定时间间隔期间采取现行剖面。制造商必须提供斜升与斜降时间间隔的持续时间。如果制造商供应的不稳定时间间隔超过45秒，则在估计风扇能量时使用45秒的不稳定时间间隔。

即使设备在循环时使室内风扇转速不稳定，制造商仍然可以选择a方案，并放弃额外的测试负担b方案。

3.5.2 测试非风管式系统的程序。对非风管式设备进行循环测试时，请勿使用空气阻尼器。直至最后一次关/开循环，通过室内盘管的气流必须与压缩机同时进行循环关闭和循环启动。在最后一次关/开压缩机循环期间-该循环用于测定 $e_{cvc,dry}$ 与 $q_{cvc,dry}$ -使用气流测量装置的排气风扇与测试设备的室内风扇在压缩机启动前3分钟开始室内气流以及在压缩机关闭后3分钟停止室内气流。从整个电能 $e_{cvc,dry}$ 中减去压缩机启动前3分钟室内风扇耗费的电能。让整个制冷能力 $q_{cvc,dry}$ 加上压缩机关闭后3分钟室内风扇耗费的电能。对于使用变速室内风扇进行测试的非风管式设备且该风扇在循环测试中关闭的情况，使用第3.5.1节中规定的同样的方法对配备关闭变速室内风扇的风管式设备的 $e_{cvc,dry}$ 和 $q_{cvc,dry}$ 作出更改。

3.5.3 制冷模式循环衰减系数的计算。使用两项可选干盘管测试测定制冷模式循环衰减系数 C_{DC} 。如果该系数是双容设备在高容量条件下循环测得，则将“(k=2)”附于该系数之后。如果两项可选测试完成之后得出的 C_D^c 超过默认值 C_D^c 或者如果未进行这两项可选测试，则指定 C_D^c 为默认值0.25。但是，双容设备在高容量条件下循环的默认值为低容量系数，例如 $C_{DC}(k=2) = C_{DC}$ 。通过上述结果以及第3.4节干盘管稳定性测试的结果估算 C_{DC} 的值。

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

其中：

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

为循环干盘管制冷模式测试期间的平均能量效率比，Btu/W-h

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

为稳定性干盘管制冷模式测试期间的平均能量效率比，Btu/W-h

$$CLF = \frac{q_{cvc,dry}}{Q_{ss,dry} \cdot \Delta T_{cvc,dry}}$$

为无量纲制冷负荷系数。

将计算所得值 C_D° 进行四舍五入至0.01。如果为 C_D° 负数，则将该值计为0。

3.6 不同类型热泵的制热模式测试，包括单制热泵。

3.6.1 使用附带安装有变速、恒定空气体积率室内风扇或无风扇的定速室内风扇对安装有单速压缩机的热泵进行测试。通过可选高温循环（H1C）测试测定制热模式循环衰减系数 C_{Dh} 。如果该可选测试完成之后得出的 C_{Dh} 超过默认值 C_{Dh} 或者如果未进行该可选测试，则指定 C_{Dh} 为默认值0.25。表9规定了这四项测试的测试条件。

3.6.2 安装有变速压缩机与变速、变动空气体积率室内风扇的热泵的测试。容量调节与室外干球温度有关。进行五项测试：两项高温测试（H1₂和H1₁）、一项结霜测试（H2₂）以及两项低温测试（H3₂和H3₁）。辅助性结霜测试（H2₁）为可选测试。通过可选高温循环（H1C₁）测试测定制热模式循环衰减系数 C_{Dh} 。如果该可选测试完成之后得出的 C_{Dh} 超过默认值 C_{Dh} 或者如果未进行该可选测试，则指定 C_{Dh} 为默认值0.25。表10规定了这七项测试的测试条件。如果未进行H2₁可选测试，则使用以下方程估计出H2₁测试条件下热泵的能力和电功率：

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

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

表9. 安装有单速压缩机与定速室内风扇、恒定空气体积率室内风扇或者未安装室内风扇的设备的制热模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (F)		进入室外机空气的温度 (F)		制热空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球	
H1测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	47	43	制热满负荷 ⁽¹⁾
H1C测试 (可选、循环)	70	60 ^(max)	47	43	⁽²⁾ 制热满负荷 ⁽¹⁾
H2测试 (要求)	70	60 ^(max)	35	33	制热满负荷 ⁽¹⁾
H3测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	17	15	制热满负荷 ⁽¹⁾

注：

⁽¹⁾ 在第3.1.4.4节中定义。

⁽²⁾ 保持H1测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

表10. 配备单速压缩机与变动空气体积率室内风扇的制热模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的温度 (°F)		进入室外机空气的温度 (°F)		制热空气体积率
	干球	湿球	干球	湿球	
H1 ₂ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	47	43	制热满负荷 ⁽¹⁾
H1 ₁ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	47	43	制热最小值 ⁽²⁾
H1C测试 (可选、循环)	70	60 ^(max)	47	43	⁽³⁾
H2 ₂ 测试 (要求)	70	60 ^(max)	35	33	制热满负荷 ⁽¹⁾
H2 ₁ 测试 (可选)	70	60 ^(max)	35	33	制热最小值 ⁽²⁾
H3 ₂ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	17	15	制热满负荷 ⁽¹⁾
H3 ₁ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	17	15	制热最小值 ⁽²⁾

注：
⁽¹⁾ 在第3.1.4.4节中定义。
⁽²⁾ 在第3.1.4.5节中定义。
⁽³⁾ 保持H1₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。

其中：

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

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

数值 $\dot{Q}_h^{k=2}(47)$ 、 $\dot{E}_h^{k=2}(47)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ 及 $\dot{E}_h^{k=1}(47)$ 由H1₂和H1₁测试测定并依据第3.7节的规定进行估算；数值 $\dot{Q}_h^{k=2}(35)$ 及 $\dot{E}_h^{k=2}(35)$ 由H2₂测试测定并依据第3.9节的规定进行估算；数值 $\dot{Q}_h^{k=2}(17)$ 、 $\dot{E}_h^{k=2}(17)$ 、 $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$ 及 $\dot{E}_h^{k=1}(17)$ 由测试H3₂和H3₁测定并依据第3.10节的规定进行估算。3.6.3 配备双容压缩机（参见定义1.45）的热泵的测试包括双容、北置热泵（参见定义1.46）的测试。a. 进行一项最高温度测试（H0₁）、两项高温测试（H1₂和H1₁）、一项结霜测试（H2₂）与一项低温测试（H3₂）。如果以下两种条件均存在，则进行辅助性结霜测试（H2₁）与低温测试（H3₁）。

1. 意识到需要使用37°F以及更低温度时低压缩机能力条件下热泵能力与电功率来完成第4.2.3节中季节新能的计算，以及
 2. 热泵控制器可让低能力热泵在37°F以及更低的室外温度下运行。
- b. 进行可选最高温度循环测试（H0C₁）测定制热模式循环衰减系数C_D^h。如果未进行该项可选测试，则指定C_D^h为默认值0.25。表10规定了这八项测试的测试条件。

表11. 配备双容压缩机设备的制热模式测试条件

测试描述	进入室内机空气的		进入室外机空气的		压缩机能力	制热空气体积率
	温度 (°F)		温度 (°F)			
	干球	湿球	干球	湿球		
H0 ₁ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	62	56.5	低	制热最小值 ⁽¹⁾
H1 ₂ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	47	43	高	制热满负荷 ⁽²⁾
H1C ₂ 测试 (可选、循环)	70	60 ^(max)	47	43	高	⁽³⁾
H1 ₁ 测试 (要求)	70	60 ^(max)	47	43	低	制热最小值 ⁽¹⁾
H1C ₁ 测试 (可选、循环)	70	60 ^(max)	47	43	低	⁽⁴⁾
H2 ₂ 测试 (要求)	70	60 ^(max)	35	33	高	制热满负荷 ⁽²⁾
H2 ₁ 测试 ⁽⁵⁾ (要求)	70	60 ^(max)	35	33	低	制热最小值
H3 ₂ 测试 (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	17	15	高	制热满负荷 ⁽²⁾
H3 ₁ 测试 ⁽⁵⁾ (要求、稳定性)	70	60 ^(max)	17	15	低	制热最小值 ⁽¹⁾

(1) 在第3.1.4.5节中定义。
 (2) 在第3.1.4.4节中定义。
 (3) 保持H1₂测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
 (4) 保持H1₁测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
 (5) 仅在需要低压缩机能力与低于37°F室外温度条件下运行的热能的性能来完成第4.2.3节计算时要求进行该项测试。
 (6) 如果使用表注#5, 则需用第3.6.3节中用于计算 $\dot{Q}_s^{(35)}$ 与 $\dot{E}_s^{(17)}$ 的方程取代H2₁测试。

3.6.3 配备双容压缩机（参见定义1.45）的热泵的测试包括双容、北置热泵（参见定义1.46）的测试。a. 进行一项最高温度测试（ $H0_1$ ）、两项高温测试（ $H1_2$ 和 $H1_1$ ）、一项结霜测试（ $H2_2$ ）以及一项低温测试（ $H3_2$ ）。如果以下两种条件均存在，则进行辅助性结霜测试（ $H2_1$ ）与低温测试（ $H3_1$ ）。

1. 意识到需要使用2.78℃以及更低温度时低压缩机能力条件下热泵能力与电功率来完成第4.2.3节中季节新能的计算，以及
2. 热泵控制器可让低能力热泵在37℃以及更低的室外温度下运行。

如果以上两项条件均可满足，可以通过以下方程估算出热泵的能力与电功率，从而取代 $H2_1$ 结霜测试。

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

通过 $H1_1$ 测试测定数值 $\dot{Q}_h^{k=1}(47)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(47)$ ，并依据第3.7节进行估算。通过 $H3_1$ 测试测定数值 $\dot{Q}_h^{k=1}(17)$ 和 $\dot{E}_h^{k=1}(17)$ ，并依据第3.10节进行估算。

b. 通过可选高温循环（ HIC_1 ）测试测定制热模式循环衰减系数 C_{Dh} 。如果该可选测试完成之后得出的 C_{Dh} 超过默认值 C_{Dh} 或者如果未进行该可选测试，则指定 C_{Dh} 为默认值0.25。如果双容热泵在较低的室外温度下锁定低能力运行，则通过可选高温循环测试（ HIC_2 ）测定高能力制热模式循环衰减系数 $C_{Dh}(k=2)$ 。如果该项高能力可选测试完成之后得出的 $C_{Dh}(k=2)$ 超过默认值 $C_{Dh}(k=2)$ 或者如果未进行该项可选测试，则指定 $C_{Dh}(k=2)$ 为默认值。该默认值 $C_{Dh}(k=2)$ 与低能力循环衰减系数下测定或指定的值 C_{Dh} 相等，[或者等于， $C_{Dh}(k=1)$]。表11规定了这九项测试的测试条件。

3.6.4 配备变速压缩机的热泵的测试。a. 进行一项最高温度测试（ $H0_1$ ）、两项高温测试（ $H1_2$ 和 $H1_1$ ）、一项结霜测试（ $H2_v$ ）与一项低温测试（ $H3_2$ ）。以下一项或者两项测试为可选测试：辅助性高温测试（ $H1_N$ ）与辅助性结霜测试（ $H2_2$ ）。通过可选最高温度循环（ HOC_1 ）测试测定制热模式循环衰减系数 C_{Dh} 。如果该可选测试完成之后得出的 C_{Dh} 超过默认值 C_{Dh} 或者如果未进行该可选测试，则指定 C_{Dh} 为默认值0.25。表12规定了这八项测试的测试条件。通过制热模式最大和最小压缩机转速与以下方程测定表12中引用的中间压缩机转速。中间转速=最小转速+（最大转速-最小转速）/3

其中，允许加上5%的容差或者允许出现比计算所得值更高的逆变器频率步进。如果未进行 $H2_2$ 测试，则通过以下方程估算出 $H2_2$ 测试条件下的能力和电功率：

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

- b. 通过H1₂测试测定数值 $\dot{Q}_{h^{(2)}}(47)$ 和 $\dot{Q}_{h^{(2)}}(47)$ ，并依据第3.7节进行估算。
 通过测试H3₂测定数值 $\dot{Q}_{h^{(2)}}(17)$ 和 $E_{h^{(2)}}(17)$ ，并依据第3.10节进行估算。对于制热模式最大压缩机转速超过其制冷模式最大压缩机转速的热泵，如果制造商要求则进行H1_N测试。H1_N测试完成之后，按照用于制冷模式A₂测试中同样的压缩机转速运行热泵压缩机。参照第4.2节的最后一句了解如何通过H1_N测试结果计算制热季节性能系数。
- c. 对于多联分体式热泵（仅仅），用以下程序取代上述要求。对于表12中指定最小压缩机转速的所有测试，至少必须关闭一个室内机。制造商应指明应当关闭的特定室内机。制造商也必须指定用于表12中H2_v测试的压缩机转速，该转速为制热模式中间压缩机转速，其在最大和最小制热模式转速之间的差值分别在1/4和3/4的范围之内。制造商应指定在特定H2_v测试条件下以及相等压缩机转速范围内用于得出最高性能系数的中间转速。制造商可指明H2_v测试期间应当关闭的一个或多个特定室内设备。

表12. 配备变频压缩机的设备供热模式测试条件

测试描述	设备进入室内的气流温度(°F)		设备进入室外的气流温度(°F)		压缩机转速	热气流速率
H01测试（必需、稳定）	70	60 ^(最大值)	62	56.5	最小值	热量最小值 ⁽¹⁾
H0C1测试（必需、稳定）	70	60 ^(最大值)	62	56.5	最小值	(2)
H12测试（必需、稳定）	70	60 ^(最大值)	47	43	最大值	热量满负荷 ⁽³⁾
H11测试（必需、稳定）	70	60 ^(最大值)	47	43	最小值	热量最小值 ⁽¹⁾
H1N测试（可选、稳定）	70	60 ^(最大值)	47	43	制冷模式最大值	额定热 ⁽⁴⁾
H22测试（所选）	70	60 ^(最大值)	35	33	最大值	热量全负荷 ⁽³⁾
H2V测试（必需）	70	60 ^(最大值)	35	33	中间值	热量中间值 ⁽⁵⁾
H32测试（必需、稳定）	70	60 ^(最大值)	17	15	最大值	热量全负荷 ⁽³⁾

(1) 在3.1.4.5.中定义。
 (2) 保持H01测试期间测定的相同压力及速率情况下开启期间气流喷嘴静压差值或速度压力。
 (3) 在3.1.4.4.中定义。
 (4) 在3.1.4.7.中定义。
 (5) 在3.1.4.6.中定义。

3.6.5 对配备热舒适控制器的热泵进行附加测试。若热舒适控制器存在功能障碍，根据3.6.1、3.6.2或3.6.3节中任一可适用的章节对任何配备热舒适控制器（见定义1.28）的热泵进行测试。此外，根据3.1.9节对测定系统最大供应气温起积极作用的热泵控制器进行简易测试。（注：此情况下配备了变速压缩机及热舒适控制器的热泵无须经此测试程序）。

3.7 稳定状态下的最高温度及高温热模式测试（H0₁, H1, H1₂, H1₁, 及H1_N测试）在预测测试间隔期间操作实验室再处理设备；在达至平衡条件前根据3.6节规定的测试条件热泵平衡状态需保持至少30分钟。使用气流测量设备排气扇并使用安装好的热泵室内风机获得并保持室内气流量率及/或特定测试所需的特定室外静压。持续记录进入室内盘管气流的干球温度及进入室外盘管的干球温度及水蒸气含量。有关取决于二次测试方法的其他要求，请参见3.11节。满足测试前的平衡要求后，根据ASHRAE标准7-2005中表3（引用为参考文献，见§430.22）使用室内空气焓方法及用户选择二次方法进行测量。除室外静压外，对表3中的其他各项在相同时间间隔内进行测量。测试时间大约10分钟。每5分钟或更短时间内测量室外静压。继续数据取样过程，直至30分钟后达到表13中测试公差的要求（如连续进行4次为时10分钟的数据采样）为止。对连续记录过的参数，在测评表13中各项的符合性时为30分钟间隔使用整组数据。在30分钟间隔期间测定热泵的平均电功耗。

b. 计算ASHRAE标准37-2005中7.3.4.1及 7.3.4.3节中的室内侧总热容量（引用为参考文献，见§430.22）。测试状态下，不得调整用于计算允许偏差容量的参数。进行30分钟数据采集间隔期间将平均采暖能耗及电功率分别代入 $\bullet Q_h^k$ 及 $\bullet E_h^k(T)$ 中。根据3.3节，‘T’及上标‘K’相同。此外，对于制热模式，使用上标可以表示选定H1_N测试中的结果。

c. 对于测试时未安装室内风机的热泵，通过以下模式增加 $\bullet Q_h^k(T)$ 。

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

通过以下模式增加 $E_h^k(T)$ 。

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

此时 \bar{V}_s 为每分钟标准空气立方英尺(scfm)的平均测定室内空气体积率。高温测试30分钟数据收集期间，应注意防止除霜循环。此操作前，保证通过自行控制自动运行的热泵能进入除霜周期。无论何种情况下须待热泵除霜控制自动中止除霜周期。进入除霜的热泵须在除霜结束后及30分钟数据采集间隔前在制热模式至少须运行10分钟。一些热泵上的霜在高温测试期间在室外盘管外不断积累。如果流出室内盘管气温或流出及流入气温差在30分钟数据收集期间下降了1.5 ℉以上时，不得使用已收集的数据测定容量。相反，须开始除霜周期。除霜结束10分钟后开始收集数据。表13中测试公差的要求达到后，须收集新数据30分钟。此种情况下，仅可使用二次30分钟数据采集间隔中的结果来估算 $\bullet Q_h^k(47)$ 及 $\bullet E_h^k(47)$ 。

表13 3.7节及3.10节稳定性制热模式测试中的测试运行及测试条件公差

	测试运行容差 ⁽¹⁾	测试运行条件容差 ⁽²⁾
室内干球, F		
进入温度	2.0	
离开温度	2.0	0.5
室内湿球, F		
进入温度	1.0	
离开温度	1.0	
室外干球, F		
进入温度	2.0	
离开温度	2.0	
室外湿球, F	2.0 ⁽²⁾	0.5
进入温度		
离开温度	1.0	
气流外部阻力, 水英寸	1.0 ⁽³⁾	
电气电压, 读数%	0.05 ⁽⁴⁾	
喷嘴压降, 读数%	2.0	0.3
注:		
⁽¹⁾ 见定义1.41.		
⁽²⁾ 见定义1.40.		
⁽³⁾ 仅在使用室外空气焓方法时适用。 ⁽⁴⁾ 仅在测试非管道设备时使用。		
⁽⁴⁾ 仅在测试非导管时适用。		

d. 进行3.8节中任选循环制热模式测试时, 记录好平均室内侧空气体积率 \bar{v} ; 空气比热容 $C_{p,a}$ (以干空气表示); 喷嘴处特定空气体积 v_n' (或 v_n); 喷嘴处湿度比 W_n , 以及测流嘴的压力差及速压。如果以下两个标准同时适用或其中一个适用, 须测定室内风机电动机的平均、稳定性电功耗 (E 风机,1)。

1. 进行3.8中的循环测试; 热泵内有着一个可在循环测试期间功能发生紊乱的变速室内风机。

2. 热泵有着—(变速) 恒定空气体积率的室内风机并且在稳定性测试期间, 平均外部静压 (ΔP_1) 超过了适用章节3.1.4.4节中0.03 水英寸或更长时的最小(预定)外部静压 (ΔP_{min})。

在30分钟数据采集时间间隔期间或在测试后即改变测试条件前不久通过测量测定 $\dot{E}_{\text{风机},1}$ 。若以上两标准均适用，在测定完 $\dot{E}_{\text{风机},1}$ 后（与 ΔP_1 相应）按照以下四个步骤进行：

- i. 维持相同测试温度时，调整气流测量装置的排气风机直至室外静压增至大约为 $\Delta P_1 + (\Delta P_1 - \Delta P_{\text{min}})$ 时。
- ii. 为风机功率及外部静压重新建立稳定读数后，通过5分钟时间间隔的测量为室内风机功率（ $\dot{E}_{\text{风机},2}$ ）及外部静压（ ΔP_2 ）测定平均值。
- iii. 如果使用线性外推法在 ΔP_{min} 处已进行了30分钟测试，须使其接近室内风机电动机平均能量消耗。

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

- iv. 以Btu/h表示时，通过数量（ $\dot{E}_{\text{风机},1} - \dot{E}_{\text{风机},\text{min}}$ ）减少采暖能耗 $Q_{\text{h,k}}(T)$ 。通过相同风机功率差值减少总电功率 $E_{\text{h,k}}(T)$ 。在此用瓦特来表示。

3.8 选定制热模式测试的测试程序（*HOC1*, *HIC*, *HIC1* and *HIC2* 测试）。以下情况除外，按照3.5节的规定进行循环制热模式测试。为适应制热模式，以‘与循环制热模式测试在相同测试条件下进行的制热模式稳定性测试’代替3.5节中的参考规定。使用表14而非表8中的容差值。根据3.5节中对室外盘管进入干球温度的要求记录室外盘管进入湿球温度。参照循环制热模式测试时须除去3.5节变量所用的上标。除非进行以下修改，根据3.5节在循环制热试验时测定总采暖值 q_{cyc} 。

- (1) 测评方程 3.5-1中，使用3.7节中在相同测试条件下进行的稳定性测试时记录的数值 \dot{V} ， $C_{p,a}$ ， v_n' （或 v_n ）及 W_n 。

$$\Gamma = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [T_{i2}(\tau) - T_{i1}(\tau)] \delta\tau, \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}$$

- (2) 使用方程

- b. 对未装有室内风机的热泵进行测试时（变速风机临时去除的特殊情况除外），通过方程 3.5-3计算处的数量增加 q_{cyc} 。此外，通过方程3.5-2计算出的数量增加 e_{cyc} 。进行此类计算时，使用3.7节中相同测试条件下进行的稳定性制热模式测试中测定的平均室内空气体积率。

- c. 对于非导管热泵，减去压缩机从非导管热泵处截断的热容量 q_{cyc} 后三分钟期间室内风机消耗的电能。

- d. 如果热泵除霜周期在关/开循环之前及关/开循环期间由人工或自动开始，须在除霜结束后10分钟持续操作热泵。此后在重新建立了特定测试条件前立即开始热泵循环。循环开始后须注意防止除霜。对于除霜周期期间远离室内风机处于循环状态下的热泵在风机停机时，须尽力防止气流流入内部盘管。测定 q_{cyc} 及 e_{cyc} 前在进行至少两个完整压缩机关/开循环的同时，继续关/开循环。

3.8.1 制热模式周期衰化系数计算。使用在相同测试条件下进行的选定循环测试及所需稳定性测试来测定热模式循环衰化系数 C_L 。如果该值与高容量下循环的双容装置相当，将“(k=2)”代入到该系数中。对于以下制热模式循环衰化系数的计算，在测定 \dot{Q}_h （或 q_{cyc} ）时不得将ASHRAE标准37-2005中7.3.3.3节中的风管损失修正包括在内（引用为参考文献，参见§430.22）。如果选定循环测试已进行但所测试的 $C_D h$ 大于默认值 $C_D h$ 或选定测试不包括在内，将默认值0.25代入 $C_D h$ 。然而，在高容量下循环的双容装置默认值为低容量系数， $C_D(k=2) = C_D h$ 。经测试的 $C_D h$ 计算方法如下：

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

其中：

$$COP_{cyc} = \frac{q_{cyc}}{3.413 \frac{Btu/h}{W} \cdot e_{cyc}}$$

循环热模式测试期间性能平均系数，无因次的。

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

在相同测试条件下如相同室外干球温度 T_{cyc} 及速度/容量（若适用）进行的稳定性制热模式期间性能平均系数 - 按照循环制热模式测试，无因次的

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

制热负荷系数，无因次的。

T_{cyc} = 循环制热模式测试进行时的标称室外温度，62或47 F。

Δt_{cyc} = 关/开间隔持续时间；测试带有单速压缩机或双容压缩机的热泵时为0.5小时；测试带有变速压缩机的热泵时为1.0小时。

将 C_D^h 的计算值尽可能接近于0.01。若 C_D^h 为负值，将其设为0。

表14. 循环制热模式测试的测试运行及测试条件

	测试运行容差 ⁽¹⁾	测试条件容差 ⁽²⁾
室内进入干球温度 ⁽³⁾ , F.....	2.0	0.5
室内进入湿球温度 ⁽³⁾ , F.....	1.0	
室外进入干球温度 ⁽³⁾ , F.....	2.0	0.5
室外进入湿球温度 ⁽³⁾ , F.....	2.0	1.0
气流外部阻力 ⁽³⁾ , 水英寸.....	0.05	
气流喷嘴压力差或速压 ⁽³⁾ , 读数%.....	2.0	2.0 ⁽⁴⁾
电气电压 ⁽⁵⁾ , 读数%.....	2.0	

注:

(1) 见定义1.41.

(2) 见定义1.40.

(3) 在气流形成后开始30秒外, 此类数据适用于时间间隔期间。对于有着室内持续变速风机的装置, 列入气流外部阻力的容差须在达到全速后至斜将开始前30秒钟适用。

(4) 测试条件应在相同测试条件下稳定性测试期间所测量的平均喷嘴压力差或速压。

(5) 此类数字在以下至少一项如压缩机、室外风机或室内风机(适用时)正在运作间隔期间适用。压缩机开始运行30秒后除外。

3.9 结霜制热模式测试(H2, H2₂, H2_v及H21测试程序) a.明确热泵除霜控制根据 2.2.1节进行。开始‘初步’测试期间,按照3.6节测试条件操作试验室再处理装置及热泵至少30分钟。初步测试期必须就在‘正式’测试期之前。该期限为制热及除霜间隔期。在该期限内为估算平均采暖能耗及平均电功耗采集数据。

b. 对于含有可能导致间隔期间不短于1小时除霜的除霜控制的热泵, a. 初步测试周期的始于自动除霜周期结束, 止于下步形成的自动除霜周期结束时。对于含有可能导致间隔期间超过1小时除霜的除霜控制的热泵, 初步测试周期必须包含持续时间达至少一小时的制热周期。其后紧随除霜周期。周期可人工进行, 亦可自动进行。所有情况下热泵的自动控制除霜周期结束时有效。

c. 正式测试期在初步测试周期结束, 除霜完成后开始。正式测试期在下一个自动除霜周期中止时结束。然而, 对使用时间适应除霜控制系统的热泵进行测试时(见 1.42), 在生产商提供的说明书中规定的正式测试周期结束的除霜周期须手动进行。若热泵6小时后未进行除霜, 立即结束测试并利用整个6小时期间的热泵计算平均采暖能耗及平均电功耗。对于除霜周期期间关闭室内风机的热泵, 须采取措施使受压迫的气流通过室内盘管并在热泵控制远离室内风机进行循环时的任何时候阻止出气管。如果已安装, 使用2.5.4.1节中规定的室外风挡箱影响受阻的出气管。

d. 热泵控制将除霜操作首次转变成正常制热操作时，除霜中止即开始。热泵控制首次改变其正常制热操作以防止室外盘管结霜后除霜即开始。

e. 为进行有效结霜测试，在初步测试期与正式测试期间，满足表15规定的测试容差。正如表15所示，测试操作容差分两个分间隔时期：（1）制热期，除霜周期中止后的前10分钟除外（分间隔时期H，如表15所示）及（2）除霜期及除霜中止后相同的前三个10分钟（分间隔时期D，如表15所示）。使用仅在分间隔时期H记录的测试平均值估算表15中测试条件容差与主要测试容差是否符合要求。继续记录进入室内盘管气流的干球温度及进入室外盘管气流的干球温度及水蒸气含量。在同等间隔内对表15中所列的其他参数进行抽样。时间间隔大约为10分钟。

f. 正式测试期间，采集并利用以下数据计算平均采暖能耗及电功率。热泵控制启动室内风机的制热与除霜间隔期间，继续记录进入（如上所述）及离开室内盘管气流的干球温度。若使用热电堆，继续记录气流通过室内盘管的间隔期离开与进入干球的温度差异。对未安装室内风机的热泵进行测试时，测定室内盘管气流的相应累计时间（以小时计算）。 Δt_s 在大约10分的相同时间间隔用于计算气流体积率（参照ASHRAE标准37-2005中7.7.2.1及7.7.2.2节，引用为参考文献，见§430.22）。（注：ASHRAE标准37-2005第一版中，第二个 Q_{mi} 的IP方程式应为 $1097CA_n \sqrt{R_p v_n}$ ）。记录好以瓦特时表示的所耗电能、除霜中止整个过程 $e_{DEF}^k(35)$ 以及相应的以小时计算的所费时间 $\bar{A} \bar{Q}_{FR}$ 。

3.9.1 平均采暖能耗及电功率计算。a. 评定平均采暖能耗 * $Q h^k(35)$ 。用以下方程表示每小时单位 Btu 。

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

其中：

\bar{V} = 分间隔期间cfm期间测量的平均室内空气体积率。

$C_{p,a} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$ ，流入室内盘管并以干空气表示的空气-水蒸气混合物的等压比热 Btu / lbm_{da} · °F。

v_n' = 喷嘴处空气-水蒸气混合物的比容 ft³ / lbm_{mx}。

表15 结霜制热模式测试的测试运行及测试条件容差

	测试运行容差 ⁽¹⁾		测试条件容差 ⁽²⁾
	分间隔期H ⁽³⁾	分间隔期D ⁽⁴⁾	分间隔期H ⁽³⁾
进入室内干球温度, F.....	2.0	4.0 ⁽⁵⁾	0.5
进入室内湿球温度, F.....	1.0
进入室外干球温度, F.....	2.0	10.0	1.0
进入室外湿球温度, F.....	1.5	0.5
气流外部阻力, 水英寸	0.05	0.02 ⁽⁶⁾
电气电压, 读数%.....	2.0	1.5

注:

(1) 见定义1.41.

(2) 见定义1.40.

(3) 热泵处于制热模式时适用, 除霜周期中止后的前10分钟除外。

(4) 除霜周期期间以及除霜周期中止后热泵在热模式下工作时适用。

(5) 对于除霜周期期间关闭的风机的热泵, 注明的公差仅在除霜中止后10分钟间隔期内适用。

(6) 仅在测试非管道热泵时适用。

W_n = 喷嘴处空气-水蒸气混合物的湿度比, 每lbm水蒸气; 每lbm干空气。

$\Delta t_{FR} = t_2 - t_1$, 除霜中止至除霜中止的时间间隔 (小时)。

$$\Gamma = \int_{t_1}^{t_2} [T_{a2}(\tau) - T_{a1}(\tau)] d\tau, \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}.$$

$T_{a1}(t)$ = 运行时间t期间进入室内盘管空气的干球温度, F; 仅当室内盘管气流产生时对其进行记录; 室内风机循环期间将0代入数值中。

$T_{a2}(t)$ = 运行时间t期间离开室内盘管空气的干球温度, F; 仅当室内盘管气流产生时对其进行记录; 室内风机循环期间将0代入数值中。

t_1 = 停除霜进行并因而开始正式测试期时的运行时间 (小时)。

t_2 = 下步自动形成的除霜中止已出现并导致正式测试期结束的运行时间 (小时)。

v_n = 每喷嘴处干球温度、水蒸气含量、气压状态下估算混合物干空气部分比容 (每 lbm干空气的 ft^3)。

空气标准210/240-2008

为说明室内装置与 2.5.4 节中干球温度网之间的管道损失效应，根据ASHRAE标准 37-2005中7.3.4.3节调整 $Q \cdot h^k(35)$ （引用为参考文献，参见 §430.22）。

b. 使用以下方程估算以瓦特为单位的平均电功率 $E \cdot h^k(35)$ 。

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

对未安装室内风机的热泵，通过以下增加 $Q \cdot h^k(35)$ 。

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

并通过以下模式增加 $E \cdot h^k(35)$ 。

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

其中 \bar{V}_s 为结霜制热模式测试期间测量的平均空气体积率并以每分钟标准空气的立方英尺为单位（scfm：标准立方英尺/分钟）。

c. 对于有着恒定空气体积率室内风机的热泵，如果在分间隔期 H 期间测量的平均外部静压超过了适用章节 3.1.4.4、3.1.4.5或3.1.4.6中0.03水英寸或更长时的最小（预定）外部静压（ ΔP_{min} ）。

1. 在结霜制热模式测试期间或其后不久，测量室内风机电机（ $E_{\text{风机},1}$ ）的平均能量消耗并记录好相应外部静压（ ΔP_1 ）。热泵制热时进行测量。结霜周期中止后的前10分钟测量不得进行。
2. 完成结霜制热模式测试后，在维持相同测试条件期间调整气流测量设备的排气扇。该调整直至外部静压增至大约为 $\Delta P_1 + (\Delta P_1 - \Delta P_{\text{min}})$ 时为止。
3. 为风机电机功率及外部静压重新建立稳定读数后，通过5分钟时间间隔的测量为室内风机功率（ $E_{\text{风机},2}$ ）及外部静压（ ΔP_2 ）测定平均值。
4. 如果使用线性外推法在 ΔP_{min} 处已进行了结霜制热模式测试，须使其接近室内风机电机平均能量消耗。

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

5. 以Btu/h为单位表示时通过数量 $[(E_{\text{风机},1} - E_{\text{风机},分}) \cdot (\Delta t_a / \Delta t_{\text{FR}})]$ 减少总热容量。以瓦特为单位表示时通过相同数量减少总热容量 $E \cdot h^k(35)$ 。

3.9.2 所需除霜可靠度 a. 所有情况下均可将4.2节中所需除霜可靠度 F_{def} 代入数值1中，有着所需除霜控制系统的热泵（定义 1.21）除外。对于此类合格热泵，通过以下方程估算 F_{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:

Δt_{def} = 除霜周期之间的时间间隔（以小时计算）或1.5。取值较大者。

Δt_{max} = 控制期间允许的除霜最大时间（以小时计算）或12。取值较小者。

b. 对于双容热泵及3.6.2节中规定的设备，使用在高容量及/或制热满负荷空气体积率条件下进行的结霜测试为基础的适用 Δt_{def} 对以上方程进行估算。对于变速热泵，对以压缩机为中速时进行的所需结霜测试为基础的 Δt_{def} 进行估算。

3.10 稳定性低温制热模式测试（H3, H3₂及H31测试）的测试程序。除非为本节中注明的修改部分，使用与3.7节中规定的与最大及高温测试时所用方法相同的方法进行低温制热模式测试。除霜周期的进行须在满足测试前3.7节中的要求后及开始采集数据测定 $Q \cdot h^k$ (17) 及 $E \cdot h^k$ (17)前。该除霜周期可手动或自动开始。除霜程序的中止必须通过热泵除霜控制行为进行。然后自测定 $Q \cdot h^k$ (17) 及 $E \cdot h^k$ (17)并不早于除霜中止10分钟后开始3.7节中规定的数据采集间隔期。在30分钟数据采集间隔期间须防止除霜的进行。

3.11 二次试验方法的其他要求

3.11.1 将室外空气焓方法用作二次测试方法的情形。‘正式’测试期间，2.10.1节中涉及到的空侧试验设备连接至室外设备。为补偿加入此测试装置对设备性能的影响，室外或空侧测试装置已断开连接的须进行‘初步’测试。在3.2节中规定的首次稳定性制冷模式测试前几3.6节中规定的首次稳定性制热模式测试前进行初步测试。只要设备在相同速度下所有制冷模式稳定性测试及相同速度下所有制冷模式稳定性测试期间设备运作室外风机，无需进行其它初步测试。然而，如果制冷模式测试期间采用不只一种室外风机速度，对于首次采用不同风机速度的每一制冷测试前进行初步测试。相同要求同样适用于制热模式测试。

3.11.1.1 初步测试先于正式测试进行的情形。a. 初步测试的测试条件与正式测试规定的测试条件相同。将室内空侧测试设备连接至室内盘管；并断开与室外空侧测试设备的连接。让试验室修复设备即被测试设备运行至少一小时。达到平衡条件后，在相同时间间隔内测量以下各个量。时间间隔为10分钟或更短。

1. 2.10.1节中的蒸发器及冷凝器温度或压力。

2. 根据室内空气焓法所需的参数。

表7或表13中可适用的任一表格中满足测试容差时可获得30分钟（如：四次连续10分钟）前继续进行测量。

b. 进行30分钟稳定性数据采集后，将室外空侧测试装置重新连接至设备处。调整室外气流测量装置的排气风机直至蒸发器及冷凝器温度的平均值或与已测压力相应的饱和温度与室外空侧测试装置断开连接时达到的平均值的 ± 0.5 °F 范围内一致。利用五个或更多在每分钟间隔内的连续读数为重新连接好的箱体计算平均值。重建平衡条件后及开始正式测试前连续记录读数。

3.11.1.2 初步测试不先于正式测试进行的情形。将室外测试装置连接至设备处。调整室外气流测量装置的排气风机直至对在相同制冷或制热模式及相同室外风机转速的状态下的装置进行事先初步测试时其达到相同外部静压为止。

3.11.1.3 正式测试。a. 在相同时间间隔内通过测量为室内及室外空气焓方法继续（已进行初步测试时）或开始（未进行初步测试时）正式测试。时间间隔为10分钟或更短。仅在特定测试条件及测试运行公差均得到满足时并获得30分钟时间后停止测量。为进行有效的正式测试，须满足以下的条件：

(1) 实现3.1.1节中规定的能量平衡。及

(2) 进行初步测试时，通过室内空气焓方法在正式及初步测试期间测定的容量必须在2.0%之内。

b. 对于空间制冷测试，根据ASHRAE标准37-2005的7.3.3.2节及7.3.3.3节中规定的室外空气焓测量法计算容量（引用为参考文献，参见 §430.22）。根据同一ASHRAE标准7.3.4.2节及7.3.3.4.3节中规定的室外空气焓测量法计算热容量。根据ASHRAE标准37-2005调整室外容量（引用为参考文献，参见 §430.22）以补偿测试分离系统期间的线路损耗。计算容量时根据ASHRAE标准37-2005（引用为参考文献，参见 §430.22）8.6.2节中的规定使用正式测试期间已测的室外装置风机功率而非初步测试时的测量值。

3.11.2 将压缩机校准法用作二次测试方法的情形时：

a. 使用热量计进行单独校准试验以测定制冷剂流速。或者留有水蒸气的制冷剂的过热程度小于5°F时，使用热量计测量总容量而非制冷剂流速。根据附录中测试的规定在相同测试条件下进行此类校准测试。操作装置至少一小时，或者在采集到可用于测定平均制冷剂流速或的总容量的数据前实现平衡条件时为止。在同等时间间隔内对数据进行取样，间隔时间为10分钟或更短。测定平均流速或满足表7（制冷）或表13（制热）容差时30分钟期间取样出的数据中获得的平均容量。否则，须根据ASHRAE 标准23-05（引用为参考文献，参见 §430.22）、ASHRAE 标准41.9-2000（引用为参考文献，参见 §430.22）及ASHRAE 标准37-2005中7.4节的规定进行校准测试。

b. 分别使用根据ASHRAE标准 37-2005的7.4.5及7.4.6节（引用为参考文献，参见 §430.22）规定的压缩机校准方法测量计算空间制冷及空间制热量。

3.11.3 将制冷剂焓值方法用作二次测试方法的情形。根据ASHRAE标准37-2005中7.5节的规定执行二次方法（引用为参考文献，参见 §430.22）。使用根据同一ASHRAE标准中7.5.4及7.5.5节中各自规定的制冷剂焓值方法测量计算空间制冷及制热量。

3.12 为方便汇报，舍入空间调整容量的余值。

a. 汇报额定容量时，按以下方法进行四舍五入：

1. 容量小于20,000 Btu/h时，以100 Btu/h为单位进行四舍五入。
2. 容量位于20,000 Btu/h与37,999 Btu/h之间时，以200 Btu/h为单位进行四舍五入。
3. 容量位于38,000 Btu/h与64,999 Btu/h之间时，以500 Btu/h为单位进行四舍五入。

b. 用于计算第4节中容量时，须按整数进行四舍五入。

4. 季节性能描述计算

4.1 季节性能比 (SEER) 计算 必须通过以下模式计算SEER。估算4.1.2、4.1.3及4.1.4节中涉及到设备的季节性能比。

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

其中:

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

室外温度在制冷季节 (N) 总小时数量内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内时空间制冷季节期间的总空间制冷比率Btu/h

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

室外温度在制冷季节 (N) 总小时数量内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内时空间制冷季节期间前测试耗费的电能W。

T_j = 室外粮仓温度, °F。室外温度进行分组或分档。使用8个制冷季节粮仓温度的 5 °F的粮仓。这8个温度分别为67 °F、72 °F、77 °F、82 °F、87 °F、92 °F、97 °F及102 °F。

j = 仓数。制冷季节计算中, j 为1至8。

此外, 对于4.1.2、4.1.3及4.1.4节, 使用正在形成的冷负荷BL(T_j)。引用时, 估算制冷使用的BL(T_j)。

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

其中:

* $Q_c^{k=2}(95)$ = A_2 测试中测定及3.3节规定计算出的空间制冷容量, Btu/h。

1.1 =测定因素, 无因次的。

建立的符号方程中的温度95 °F及65 °F分别代表所选室外设计温度及零负荷底部温度。

4.1.1 有着用已安装的固定速度室内风机、已安装的恒定空气体积率室内风机或已安装的室内风机的空调或热泵的SEER计算。a. 通过以下方程估算以Btu/瓦特时这一单位表示的季节性能比。

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

其中:

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

按照3.2.1、3.1.4.1及3.3节规定进行的B测试中测定的性能比每瓦Btu/h。PLF(0.5) = 1 - 0.5 • C_D, 制冷负荷系数为0.5时估算的分负荷性能系数, 无因次的。

b. 有关•Q_c(82)及•E_c(82)的定义及计算, 请参照3.3节。如果未进行3.2.1节中规定的选定测试, 将制冷模式循环衰减系数C_D^c设置为3.5.3节中规定的默认值。如果进行此类选定测试, 将C_D^c设置为以下数值的较小者。

1. 根据3.5.3节计算出的数值, 或
2. 3.5.3节中规定的默认值0.25。

4.1.2 配备了单速压缩机及变速空气体积率室内风机的空调或热泵的SEER计算。

4.1.2.1 3.2.2.1节中室内风机容量调制与室外干球温度相关时的设备。生产商必须提供室外温度为67°F至102°F时室内空气体积率或室内风机转速如何变化方面的信息。使用方程4.1-1计算SEER。通过以下方程估算方程4.1-1中的数量 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:

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

取值较小者; 温仓 j时的制冷模式负荷因素, 无因次的

*Q_c(T_j) = 测试设备在室外温度状态下运行时的空间制冷量, T_j, Btu/h。

n_j/N = 制冷季节部分粮仓时间、制冷季节总的时间内室外温度降至粮仓温度T_j代表的范围内时制冷季节期间小时比率, 无因次的。

a. 对于空间制冷季节, 根据表16的规定输入n_j/N。运用方程4.1-2计算建筑荷载BL(T_j)。使用以下方程估算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:

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=1}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(95) - \dot{Q}_c^{k=1}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82).$$

如果在最小制冷空气体积率Btu/h的状态下操作，室外温度T_j下的测试装置的空间制冷量。

$$\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95) - \dot{Q}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82).$$

如果在制冷满负荷空气体积率Btu/h的状态下操作，室外温度T_j下的测试装置的空间制冷量。

b. 室内风机转速为主要控制变量时，FP_c^{k=1}表示所需A₁及B₁测试期间使用的风机转速（参见3.2.2.1节）；FP_c^{k=2}表示所需A₂及B₂测试期间使用的风机转速；FP_c(T_j)表示室外温度等于T_j时装置所需的风机转速。室内空气体积率为主要控制变量时，三个FP_c的值仅在以空气体积率而非风机转速表示时进行相同定义。参考3.2.2.1、3.1.4至3.1.4.2及3.3中关于Q_c^{k=1}(82)、Q_c^{k=1}(95)、Q_c^{k=2}(82)及Q_c^{k=2}(95)定义及计算的内容。

使用以下方程计算方程 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[°] · [1 - X(T_j)], 部分负载因素，无因次的

E_c(T_j) = 在室外温度T_j状态下运行时测试装置的电功耗W。

c. 作为方程4.1.2-1所用的数量，量X(T_j)及n_j/N为相同数量。如果未进行3.2.2.1及表4中规定的选定测试，将制冷模式周期衰化系数C_D[°]设置为3.5.3节中规定的默认值。如果进行此类选定测试，将C_D[°]设置为以下中数值较小者：

1. 根据3.5.3节计算出的数值；或
2. 3.5.3节中的默认值0.25。

d. 使用以下方程估算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：

$$\dot{E}_c^{k=1}(T_j) = \dot{E}_c^{k=1}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=1}(95) - \dot{E}_c^{k=1}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82).$$

如果在最小制冷空气体积率的状态下操作，室外温度T_j下的测试装置的电功耗W。

$$\dot{E}_c^{k=2}(T_j) = \dot{E}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=2}(95) - \dot{E}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82),$$

如果在制冷满负荷空气体积率的状态下操作，室外温度 T_j 下的测试装置的电功耗 W 。

e. 参数 $FP_c^{k=1}$ 、 $FP_c^{k=2}$ 及 $FP_c(T_j)$ 是估算方程4.1.2-2时所用的相同数量。参考3.2.2.1、3.1.4至3.1.4.2及3.3中关于 $E_c^{k=1}(82)$ 、 $E_c^{k=1}(95)$ 、 $E_c^{k=2}(82)$ 及 $E_c^{k=2}(95)$ 定义及计算的内容。

4.1.1.2 3.2.2.2节规定通过室内风机调制能力将合理值调至总制冷能力比率。根据4.1.1节规定计算SEER。

4.1.3 配备双容压缩机的空调或热泵的SEER计算 运用方程4.1-1计算SEER。通过以下方程估算在低压缩机容量及室外温度 T_j 的状态下操作时测试设备的空间制冷量 $\dot{Q}_c^{k=1}(T_j)$ 及电功耗 $\dot{E}_c^{k=1}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_c^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=1}(67) + \frac{\dot{Q}_c^{k=1}(82) - \dot{Q}_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (T_j - 67) \quad (4.1.3-1)$$

$$\dot{E}_c^{k=1}(T_j) = E_c^{k=1}(67) + \frac{E_c^{k=1}(82) - E_c^{k=1}(67)}{82 - 67} \cdot (T_j - 67) \quad (4.1.3-2)$$

其中 $\dot{Q}_c^{k=1}(82)$ 及 $\dot{E}_c^{k=1}(82)$ 是在 B_1 测试中测定； $\dot{Q}_c^{k=1}(67)$ 及 $\dot{E}_c^{k=1}(67)$ 是在 F_1 测试中测定；所有四个量根据3.3节进行计算。通过

以下方程估算在高压压缩机容量及室外温度 T_j 状态下操作时测试装置的空间制冷量 $\dot{Q}_c^{k=2}(T_j)$ 及电功耗 $\dot{E}_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_c^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{Q}_c^{k=2}(95) - \dot{Q}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82) \quad (4.1.3-3)$$

$$\dot{E}_c^{k=2}(T_j) = \dot{E}_c^{k=2}(82) + \frac{\dot{E}_c^{k=2}(95) - \dot{E}_c^{k=2}(82)}{95 - 82} \cdot (T_j - 82) \quad (4.1.3-4)$$

其中 $\dot{Q}_c^{k=2}(95)$ 及 $\dot{E}_c^{k=2}(95)$ 在 A_2 测试中测定； $\dot{Q}_c^{k=2}(82)$ 及 $\dot{E}_c^{k=2}(82)$ 在 B_2 测试中测定；所有的均根据3.3节的要求进行计算。

方程4.1-1数量的计算因具体情况有所不同。其计算取决于测试设备是否可在低容量下运行（4.1.3.1节）、低容量与高容量之间循环（4.1.3.2节）或根据建筑荷载在高容量状态下的运行状况（4.1.3.3及4.1.3.4节）。对于在较高室外温度下锁定低容量运行的装置，生产商必须提供温度方面的信息以便运用适当的方程。运用方程4.1-2计算每一温仓的建筑荷载 $BL(T_j)$ 。

4.1.3.1 低压缩机容量状态下的稳定性空间制冷量大于或等于温度为 T_j 情况时的建筑制冷荷载 $Q_c^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中:

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j) / Q_c^{k=1}(T_j)$, 温仓j的制冷模式低容量荷载因素, 无因次的 $PLF_j = 1 - C_D^c \cdot [1 - X(T_j)]$, 部分负载因素, 无因次的。

$$\frac{n_j}{N} =$$

室外温度在制冷季节总小时数量内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内时制冷季节的部分仓时及制冷季节期间的小时数量比; 无因次的。

为制冷季节从表16中获取部分粮仓时间 n_j/N 。分别使用方程4.1.3-1及4.1.3-2估算 $Q_c^{k=1}(T_j)$ 及 $E_c^{k=1}(T_j)$ 。若未进行3.2.3节及表5中规定的选定测试, 将制冷模式周期衰化系数 C_D^c 设定为3.5.3节中规定的默认值。如果进行此类选定测试, 将 C_D^c 设定为以下公式数值中较小者。

- a. 根据3.5.3节计算出的数值; 或
- b. 3.5.3节中的默认值0.25。

4.1.3.2 装置在高压压缩机容量 ($k=2$)及低压压缩机容量之间交替以满足温度为 T_j 时建筑制冷负荷, $Q_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=2}(T_j)] \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{e_c(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=2}(T_j)] \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中:

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

温仓为j时的制冷模式、低容量荷载, 无因次的。

$X^{k=2}(T_j) = 1 - X^{k=1}(T_j)$, 温仓为j时的制冷模式、高容量荷载, 无因次的。

为制冷季节从表16中获取部分粮仓时间 n_j/N 。分别使用方程4.1.3-1及4.1.3-2估算 $Q_c^{k=1}(T_j)$ 及 $E_c^{k=1}(T_j)$ 。分别使用方程4.1.3-3及4.1.3-4估算 $Q_c^{k=2}(T_j)$ 及 $E_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.1.3.3 装置只在高压压缩机容量及温度为 T_j 时运行。其容量大于建筑制冷荷载， $BL(T_j) < Q \cdot \epsilon_c^{k=2}(T_j)$ 。此节适用于在更高室外温度下锁定低压压缩机容量的装置。

表16. 制冷季节温仓内部分时间分布

仓数, j	粮仓温度范围 F	粮仓特性温度 F	总温度仓时部分 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:

$X^{k=2}(T_j) = BL(T_j)/Q \cdot \epsilon_c^{k=2}(T_j)$, 温度粮仓为 j 时的制冷模式、高容量荷载, 无因次的。

$PLF_j = 1 - C_D^c(k=2) \cdot [1 - X^{k=2}(T_j)]$, 部分负载系数, 无因次的。

为制冷季节从表16中获取部分粮仓时间 n_j/N 。分别使用方程4.1.3-3及4.1.3-4估算 $Q \cdot \epsilon_c^{k=2}(T_j)$ 及 $E \cdot \epsilon_c^{k=2}(T_j)$ 。若未进行3.2.3节及表5中选定的 C_2 及 D_2 测试, 将 $C_D^c(k=2)$ 设定为3.5.3节中规定的默认值。如果进行此类选定测试, 将 C_D^c 设定为以下公式数值中较小者。

- a. 根据3.5.3节计算出的数值 $C_{DC}(k=2)$; 或
- b. 3.5.3节中的默认值 $CD^c(k=2)$ 。

4.1.3.4 装置必须在高压压缩机容量(k=2) 及温度为 T_j 时运行。 $BL(T_j) > Q_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = \dot{Q}_c^{k=2}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{c_c(T_j)}{N} = \dot{E}_c^{k=2}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

为制冷季节从表16中获取部分仓时 n_j/N 。分别使用方程4.1.3-3及4.1.3-4估算 $Q_c^{k=2}(T_j)$ 及 $E_c^{k=2}(T_j)$ 。

4.1.4 配备变速压缩机的空调或热泵的SEER计算 通过方程4.1-1计算SEER。在最大压缩机速度及室外温度为 T_j 时，估算测试设备的空间制冷量 $Q_c^{k=2}(T_j)$ 及电功耗 $E_c^{k=2}(T_j)$ 。分别使用方程4.1.3-1 及4.1.3-2。此时， $Q_c^{k=1}(82)$ 及 $E_c^{k=1}(82)$ 在 B_1 测试中测定； $Q_c^{k=1}(67)$ 及 $E_c^{k=1}(67)$ 在 F_1 测试中测定；所有这四个量按照3.3节的规定计算出。在最大压缩机速度及室外温度为 T_j 时估算空间制冷量 $Q_c^{k=2}(T_j)$ 及电功耗 $E_c^{k=2}(T_j)$ 。分别使用方程4.1.3-3 及4.1.3-4。此时， $Q_c^{k=2}(95)$ 及 $E_c^{k=2}(95)$ 在 A_2 测试中测定； $Q_c^{k=2}(82)$ 及 $E_c^{k=2}(82)$ 在 B_2 测试中测定；所有这四个量按照3.3节的规定计算出。通过以下方程计算根据3.2.4节（及表6）中的 E_v 测试期间在室外温度为 T_j 及最大压缩机速度的条件下运作时测试装置的空间制冷量 $Q_c^{k=v}(T_j)$ 及电功耗 $E_c^{k=v}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_c^{k=v}(T_j) = \dot{Q}_c^{k=v}(87) + M_Q \cdot (T_j - 87) \quad (4.1.4-1)$$

$$\dot{E}_c^{k=v}(T_j) = \dot{E}_c^{k=v}(87) + M_E \cdot (T_j - 87) \quad (4.1.4-2)$$

此时 $Q_c^{k=1}(87)$ 及 $E_c^{k=1}(87)$ 在 E_v 测试中测定并根据3.3节的规定进行计算。尽量接近 $k = v$ 时中速制冷量的斜度以及电力输入曲线图 M_Q and 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：

$$N_Q = \frac{\dot{Q}_c^{k=v}(87) - \dot{Q}_c^{k=1}(87)}{\dot{Q}_c^{k=2}(87) - \dot{Q}_c^{k=1}(87)} \quad N_E = \frac{\dot{E}_c^{k=v}(87) - \dot{E}_c^{k=1}(87)}{\dot{E}_c^{k=2}(87) - \dot{E}_c^{k=1}(87)}$$

$T_j = 87 \text{ F}$ 时分别运用方程4.1.3-1 及4.1.3-2来测定 $Q_c^{k=1}(87)$ 及 $E_c^{k=1}(87)$ 。 $T_j = 87 \text{ F}$ 时分别运用方程4.1.3-3及4.1.3-4来测定 $Q_c^{k=2}(87)$ 及 $E_c^{k=2}(87)$ 。

空气标准210/240-2008

$$\frac{q_c(T_j)}{N} \quad \frac{e_c(T_j)}{N}$$

方程4.1-1量 $\frac{q_c(T_j)}{N}$ 及 $\frac{e_c(T_j)}{N}$ 的计算因具体情况有所不同。其计算取决于测试设备是否可在最小速度下运行（4.1.4.1节）、在中速下运行（4.1.4.2节）或根据建筑荷载在最大速度下运行（4.1.4.3节）。为每一温仓通过方程4.1-2计算建筑荷载BL(T_j)。

4.1.4.1 低压缩机转速状态下的稳定性空间制冷容量大于或等于温度为T_j情况时的建筑制冷荷载。 $Q_c^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{Q}_c^{k=1}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$
$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_c^{k=1}(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中：

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j) / Q_c^{k=1}(T_j)$ ，温仓为j时的制冷模式最小速度负载因素，无因次的。

$PLF_j = 1 - C_D^s \cdot [1 - X(T_j)]$ ，部分负载因素，无因次的。

n_j/N = 室外温度在制冷季节总小时数量内下降至粮仓温度T_j所代表的范围内时制冷季节的部分粮仓小时及制冷季节期间的小时数量比；无因次的。

为制冷季节从表16中获取部分粮仓时间 n_j/N 。分别使用方程4.1.3-1及4.1.3-2估算 $Q_c^{k=1}(T_j)$ 及 $E_c^{k=1}(T_j)$ 。如果未进行3.2.4节及表6中规定的选定测试，将制冷模式循环衰减系数 C_D^s 设置为3.5.3节中规定的默认值。如果进行此类选定测试，将 C_D^s 设置为以下数值中的较小者：

- 根据3.5.3节计算出的数值；或
- 3.5.3节中的默认值0.25。

*

4.1.4.2 装置在中高压压缩机速度 (k=i)下运作以满足温度为T_j时的建筑制冷荷载， $Q_c^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_c^{k=2}(T_j)$ 。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} = \dot{Q}_c^{k=i}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$
$$\frac{e_c(T_j)}{N} = \dot{E}_c^{k=i}(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中：

$Q_c^{k=1}(T_j) = BL(T_j)$ ，装置为适应温度为 T_j时的建筑荷载而排出的空间制冷容量，Btu/h。装置在压缩机转速k = i的状态下运行时匹配成功。

$$\dot{E}_c^{k=i}(T_j) = \frac{\dot{Q}_c^{k=i}(T_j)}{EER^{k=i}(T_j)}$$

测试设备在压缩机转速为 k = i及温度为T_j的条件下运行时所需的电力输入，W。

$EER^{k=i}(T_j)$ = 测试设备在压缩机转速为 k = i及温度为T_j的条件下运行时的稳定性能效比，Btu/h per/W。

为制冷季节从表16中获取部分仓时 n_j/N 。对于装置在压缩机中速状态下运行时的每一温仓，通过以下方程测定能效比 $EER^{k=i}(T_j)$ 。

$$EER^{k=i}(T_j) = A + B \cdot T_j + C \cdot T_j^2.$$

对每一装置通过进行一次如下计算，测定系数A、B及C。

$$D = \frac{T_2^2 - T_1^2}{T_2 - T_1}$$

$$B = \frac{EER^{k=i}(T_1) - EER^{k=i}(T_2) - D \cdot [EER^{k=i}(T_1) - EER^{k=v}(T_v)]}{T_1 - T_2 - D \cdot (T_1 - T_v)}$$

$$C = \frac{EER^{k=i}(T_1) - EER^{k=i}(T_2) - B \cdot (T_1 - T_2)}{T_1^2 - T_2^2}$$

$$A = EER^{k=i}(T_2) - B \cdot T_2 - C \cdot T_2^2$$

其中：

T_1 = 装置以最大压缩机转速运转时提供与建筑荷载等同的空间制冷量($Q \cdot c^{k=l}(T_1) = BL(T_1)$)时的温度， F 。通过将等式 4.1.3-1与等式 4.1-2等同起来为解决室外温度测定 TI 。

T_v = 装置以3.2.4节 E_v 测试中所用的压缩机中速运转时提供与建筑荷载等同的空间制冷量($Q \cdot k=v(T_v) = BL(T_v)$)时的温度， F 。通过将等式 4.1.3-1与等式 4.1-2等同起来为解决室外温度测定 TI 。

$$EER^{k=l}(T_1) = \frac{\dot{Q}_c^{k=l}(T_1)}{\dot{E}_c^{k=l}(T_1)} \left[\frac{\text{Eqn. 4.1.3-1, substituting } T_1 \text{ for } T_j}{\text{Eqn. 4.1.3-2, substituting } T_1 \text{ for } T_j} \right], \text{ Btu/h per W.}$$

$$EER^{k=v}(T_v) = \frac{\dot{Q}_c^{k=v}(T_v)}{\dot{E}_c^{k=v}(T_v)} \left[\frac{\text{Eqn. 4.1.4-1, substituting } T_v \text{ for } T_j}{\text{Eqn. 4.1.4-2, substituting } T_v \text{ for } T_j} \right], \text{ Btu/h per W.}$$

对于多重分体式空调及热泵（仅为此类装置时），以下程序代替以上关于计算 $EER^{k=i}(T)$ 方面的要求而被适用。 $TI < T_j < T_v$ 时每一温仓适用于以下方程。

$$EER^{k=i}(T_j) = EER^{k=l}(T_1) + \frac{EER^{k=v}(T_v) - EER^{k=l}(T_1)}{T_v - T_1} \cdot (T_j - T_1)$$

4.1.4.3 装置必须在最大压缩机容量($k=2$)及温度为 T_j 时运行。 $BL(T_j) \geq Q \cdot c^{k=2}(T_j)$ 。估算方程4.1-1中的量。

$$\frac{q_c(T_j)}{N} \quad \text{及} \quad \frac{\epsilon_c(T_j)}{N}$$

此类数量在4.1.3.4节中有规定。 $Q \cdot c^{k=2}(T_j)$ 及 $E \cdot c^{k=2}(T_j)$ 相当于最大压缩机速度运作并从3.2.4节中规定的测试结果中获得。

4.2 制热季节能效比(HSPF)计算。除非使用经批准的其他评定法如10 CFR 430.24(m)分篇B中的评定法，HSPF必须按照以下模式进行：图2中描绘的六大气候区及表17中另行定义的气候区。对于此类区域中的每一气候区及每一适用标准设备制热要求，通过以下方程估算HSPF。

$$HSPF = \frac{\sum_j n_j \cdot BL(T_j)}{\sum_j e_h(T_j) + \sum_j RH(T_j)} \cdot F_{def} = \frac{\sum_j \left[\frac{n_j}{N} \cdot BL(T_j) \right]}{\sum_j \frac{e_h(T_j)}{N} + \sum_j \frac{RH(T_j)}{N}} \cdot F_{def} \quad (4.2-1)$$

其中:

$e_h(T_j)/N =$

供暖季节(N)期间室外温度总时数内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内时采暖期热泵消耗的电能比, W 。对于有着热舒适控制器的热泵, 该比率亦可包括电阻元件为保持最低送风温度而使用的电能。(见4.2.5)

$RH(T_j)/N =$

供暖季节(N)期间室外温度在总时数内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内期间电阻采暖所用的电能比, W 。按照4.2.5节规定的除外, 将电阻采暖设计为可用于满足热泵因为容量不足或热泵在最低室外温度条件下自动关闭而无法满足要求的部分建筑荷载。对于有着舒适制热控制器的热泵, 电阻制热器在特定的粮仓温度下所用的全部或部分电能可在 $e_h(T_j)/N$ 中表示出(参见4.2.5)。

$T_j =$ 室外仓温, F 。室外温度按照仅基于仓内温度进行计算的原则来分档。使用5 F 的情形。

$n_j/N =$

室外温度在供暖季节总时数内下降至粮仓温度 T_j 所代表的范围内时供暖季节的部分粮仓小时及供暖季节期间的时数比; 无因次的。从表17中获取 n_j/N 数值。

$j =$ 仓数, 无因次的。

$J =$ 每一普遍气候区的温仓总数, 无因次的。参照表17可知 J 为有利普遍气候区部分仓时有着非零元的最高仓数 (j)。

$F_{def} =$ 3.9.2节中规定的所需的除霜可靠度, 无因次的。

$BL(T_j) =$ 与室外温度 T_j 对应的建筑空间空调负荷; 供暖季节建筑荷载同样取决于普遍气候区的室外设计温度及设计制热要求, Btu/h 。

表17. 普遍气候区信息

气候区号.....		I	II	III	IV	V	VI
制热负载小时, HLH.....		750	1250	1750	2250	2750	*2750
室外设计温度, T _{OD}		37	27	17	5	-10	30
j	T _j (F).....	部分仓时n _j /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

* 太平洋海岸区

通过以下方程估算建筑制热负载

$$BL(T_j) = \frac{(65 - T_j)}{65 - T_{OD}} \cdot C \cdot DHR \quad (4.2-2)$$

其中:

T_{OD}=室外设计温度, F。在表17中每一普遍气候区均有特定室外设计温度。

空气标准210/240-2008

C = 0.77, 可促进所计算的建筑荷载及所测量的建筑荷载间一致的校正因素, 无因次的。

DHR = 设计制热要求 (参见定义1.22), Btu/h。

按照以下方法计算每一普遍气候区的最小及最大设计制热要求:

$$DHR_{min} = \begin{cases} \dot{Q}_h^k(47) \cdot \left[\frac{65 - T_{OD}}{60} \right], & \text{气候区I、II、III、IV及VI} \\ \dot{Q}_h^k(47), & \text{气候区V} \end{cases}$$

按照表18所给的最近似标准DHR进行四舍五入

及

$$DHR_{max} = \begin{cases} 2 \cdot \dot{Q}_h^k(47) \cdot \left[\frac{65 - T_{OD}}{60} \right], & \text{气候区I、II、III、IV及VI} \\ 2.2 \cdot \dot{Q}_h^k(47), & \text{气候区V} \end{cases}$$

按照表18所给的最近似标准DHR进行四舍五入

其中 $\dot{Q}_h^k(47)$ 以单位Btu/h表示或按照以下进行另行定义:

1. 对于单速热泵按照3.6.1节测试规定, $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h(47)$, 从 H_1 测试中测定的空间热量。
2. 对于变速热泵, 根据3.6.2节该条中未涉及的单速热泵和双容热泵
3. $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=2}(47)$, 在 H_1 测试中测定的空间热量。

3. 对于双容及北部热泵 (参见定义1.46) , $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=1}(47)$, 从 H_1 测试中测定的空间热量。

如果选定的 H_1 测试是在变速热泵中进行, 生产商可根据在上面第2条规定及 $\dot{Q}_h^k(47) = \dot{Q}_h^{k=N_h}(47)$ 的要求定义 $\dot{Q}_h^k(47)$ 。在 H_1 测试中测定的空间热量。

对于所有热泵, HSPF描述了辅助电阻元件低于平衡点进行操作所传送的热能及耗损的能量。当建筑荷载超过热泵冷凝器的空间热量时, 即发生该情况。欲知所有热泵的HSPF计算, 请参照4.2.1、4.2.2、4.2.3或4.2.4节中的任一适用章节。

表18. 标准设计制热要求

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

对于配备了热舒适控制器（参见定义1.28），HSPF同样描述了在热泵及热舒适控制器平衡点之上进行操作时因保持最小供应温度而分配的电阻式热量。对于配备了热舒适控制器的热泵，欲了解计算HSPF所用的其他步骤，可参见4.2.5节。

4.2.1 计算对已安装的固定速度室内风机、已安装的恒定空气体积率室内风机或未安装室内风机进行测试并配备了单速压缩机的HSPF的其它步骤。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X(T_j) \cdot \dot{E}_h(T_j) \cdot \delta(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.1-1)$$

$$\frac{RH(T_j)}{N} = \frac{BL(T_j) - [X(T_j) \cdot \dot{Q}_h(T_j) \cdot \delta(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.1-2)$$

其中：

$$X(T_j) = \begin{cases} BL(T_j) / \dot{Q}_h(T_j) \\ \text{or} \\ 1 \end{cases}$$

取值较小者，温度粮仓为j时的制热模式，无因次的。

• $Q_h(T_j)$ = 热泵在室外温度 T_j 条件下运作时的空间热容量，Btu/h。

• $E_h(T_j)$ = 在室外温度 T_j 状态下运行时热泵的电功耗W。

$\alpha(T_j)$ = 热泵低温切出因素，无因次的。

$PLF_j = 1 - C_D^c \cdot [1 - X(T_j)]$ ，部分负载因素，无因次的。

运用方程4.2-2测定 $BL(T_j)$ 。从表17中为供暖季节获取部分仓时 n_j/N 。若未进行3.6.1节中规定的 H_1C 测试，将制热模式周期衰化系数 C_D^h 设定为3.8.1节中规定的默认值。如果进行了选定测试，将其设为以下中值较小者：

- a. 根据3.8.1节计算出的数值，或
- b. 3.8.1中的默认值0.25

通过以下公式测定低温切出因素。

$$\delta(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{if } T_j \leq T_{off} \quad \text{或} \quad \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} < 1 \\ 1/2, & \text{if } T_{off} < T_j \leq T_{on} \quad \text{及} \quad \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} \geq 1 \\ 1, & \text{if } T_j > T_{on} \quad \text{及} \quad \frac{\dot{Q}_h(T_j)}{413 \cdot \dot{E}_h(T_j)} \geq 1 \end{cases} \quad (4.2.1-3)$$

其中:

T_{off} =压缩机自动关闭时的室外温度 F (若存在此类温度, T_j 总大于 $T_{关闭时}$ 及 $T_{开启时}$)。

T_{on} = 在适用的情况下, 压缩机自动关闭后自动重启时的室外温度 F 。

通过以下方程计算 $Q_h(T_j)$ 及 $E_h(T_j)$

$$\dot{Q}_h(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h(17) + \frac{[\dot{Q}_h(47) - \dot{Q}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j \geq 45^\circ F \text{ or } T_j \leq 17^\circ F \\ \dot{Q}_h(17) + \frac{[\dot{Q}_h(35) - \dot{Q}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 17^\circ F < T_j < 45^\circ F \end{cases} \quad (4.2.1-4)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h(17) + \frac{[\dot{E}_h(47) - \dot{E}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j \geq 45^\circ F \text{ or } T_j \leq 17^\circ F \\ \dot{E}_h(17) + \frac{[\dot{E}_h(35) - \dot{E}_h(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 17^\circ F < T_j < 45^\circ F \end{cases} \quad (4.2.1-5)$$

其中 $Q_h(47)$ 及 $E_h(47)$ 在 H_1 测试中测定并根据3.7节进行计算; $Q_h(35)$ 及 $E_h(35)$ 在 H_2 测试中测定并根据3.9.1节进行计算; $Q_h(17)$ 及 $E_h(17)$ 在 H_3 测试中测定并根据3.10节进行计算。

4.2.2 计算有着单速压缩机、变速室内风机及可变空气体积率室内风机的热泵的HSPF值的其他步骤。生产商必须提供在室外温度范围为65 F 至-23 F 时室内空气体积率或室内风机转速如何变化方面的信息。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \quad \text{及} \quad \frac{RH(T_j)}{N}$$

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \quad \text{及} \quad \frac{RH(T_j)}{N}$$

计算4.2.1节中规定的方程4.2-1中的 $\frac{e_h(T_j)}{N}$ 及 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 。用 HIC_1 测试及3.6.2节代替 HIC 测试及3.6.1节。此外, 通过以下方程估算热泵的空间热量及电功耗 $Q_h(T_j)$ 及 $E_h(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_h^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_h^{k=1}(T_j)}{FP_h^{k=2} - FP_h^{k=1}} \cdot [FP_h(T_j) - FP_h^{k=1}] \quad (4.2.2-1)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_h^{k=1}(T_j) + \frac{\dot{E}_h^{k=2}(T_j) - \dot{E}_h^{k=1}(T_j)}{FP_h^{k=2} - FP_h^{k=1}} \cdot [FP_h(T_j) - FP_h^{k=1}] \quad (4.2.2-2)$$

此时, 室外温度为 T_j 时在低容量($k=1$) 及高容量($k=2$)的状态下的空间热容量及电功率通过以下方式测定:

$$\dot{Q}_h^k(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h^k(17) + \frac{[\dot{Q}_h^k(47) - \dot{Q}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^k(17) + \frac{[\dot{Q}_h^k(35) - \dot{Q}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.2-3)$$

$$\dot{E}_h^k(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h^k(17) + \frac{[\dot{E}_h^k(47) - \dot{E}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j \geq 45^\circ\text{F or } T_j \leq 17^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^k(17) + \frac{[\dot{E}_h^k(35) - \dot{E}_h^k(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 17^\circ\text{F} < T_j < 45^\circ\text{F} \end{cases} \quad (4.2.2-4)$$

对于室内风机转速为主要控制变量时， FP_h^{k-1} 代表在所需的H1₂及H3₁测试中运用的风机转速； FP_h^{k-2} 代表在所需的H1₂、H2₂及H3₂测试中运用的风机转速；而 $FP_h(T_j)$ 代表室外温度等于 T_j 时设备运用的风机转速。对于室内空气体积率为主要控制变量的设备，仅对三个 FP_h 值进行相同定义，并以空气体积率而非风机转速表示。在H1₁测试中测定 $Q \cdot h^{k-1}(47)$ 及 $E \cdot h^{k-1}(47)$ ；在H1₂测试中测定 $Q \cdot h^{k-2}(47)$ 及 $E \cdot h^{k-2}(47)$ 。根据3.6.2节测定 $Q \cdot h^{k-1}(35)$ 及 $E \cdot h^{k-1}(35)$ 。在H2₂测试中根据3.9节规定的计算测定 $Q \cdot h^{k-2}(35)$ 及 $E \cdot h^{k-2}(35)$ 。在H3₁测试中测定 $Q \cdot h^{k-1}(17)$ 及 $E \cdot h^{k-1}(17)$ 并在H3₂测试中测定 $Q \cdot h^{k-2}(17)$ 及 $E \cdot h^{k-2}(17)$ 。根据3.10节的规定计算所有四个量的值。

4.2.3 计算配备了双容压缩机的热泵HSPF的其他步骤。

$$e_h(T_j) \quad \frac{RH(T_j)}{N}$$

方程4.2-1数量 $\frac{N}{N}$ 及 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 的计算因具体情况有所不同。其计算取决于热泵是否可在低容量下运行（4.1.3.1节）、低容量与高容量之间循环（4.2.3.2节）或根据建筑荷载在高容量状态下的运行状况（4.2.3.3及4.2.3.4节）。对于在低室外温度下锁定低容量运行的热泵，生产商必须提供断电温度方面的信息以便运用适当的方程。

a. 通过以下方程的估算在低压缩机容量及室外温度为 T_j 时热泵的空间热量及电功耗。

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \begin{cases} \dot{Q}_h^{k=1}(47) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(62) - \dot{Q}_h^{k=1}(47)] \cdot (T_j - 47)}{62 - 47} & \text{若 } T_j \geq 40^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(35) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 40^\circ\text{F} \leq T_j < 40^\circ\text{F} \\ \dot{Q}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{Q}_h^{k=1}(47) - \dot{Q}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j < 17^\circ\text{F} \end{cases}$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \begin{cases} \dot{E}_h^{k=1}(47) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(62) - \dot{E}_h^{k=1}(47)] \cdot (T_j - 47)}{62 - 47} & \text{若 } T_j \geq 40 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(35) - \dot{E}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{35 - 17} & \text{若 } 40 \text{ } ^\circ\text{F} \leq T_j < 40 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \dot{E}_h^{k=1}(17) + \frac{[\dot{E}_h^{k=1}(47) - \dot{E}_h^{k=1}(17)] \cdot (T_j - 17)}{47 - 17} & \text{若 } T_j < 17 \text{ } ^\circ\text{F} \end{cases}$$

b. 通过在k=2时分别解算方程4.2.2-3及4.2.2-4估算在高压压缩机容量及室外温度为 T_j 时运行的热泵的空间热量及电功率($Q \cdot h^{k=2}(T_j)$ 及 $E \cdot h^{k=2}(T_j)$)。在H0₁测试中测定 $Q \cdot h^{k=1}(62)$ 及 $E \cdot h^{k=1}(62)$ ；在H1₁测试中测定 $Q \cdot h^{k=1}(47)$ 及 $E \cdot h^{k=1}(47)$ ；同时在H1₂测试中测定 $Q \cdot h^{k=2}(47)$ 及 $E \cdot h^{k=2}(47)$ 。根据3.7节的规定计算所有六个量的值。在H2₂测试中测定 $Q \cdot h^{k=1}(35)$ 及 $E \cdot h^{k=1}(35)$ ；并根据3.6.3节要求所需在 H2₁测试中测定 $Q \cdot h^{k=1}(35)$ 及 $E \cdot h^{k=1}(35)$ ；在H3₁测试中测定 $Q \cdot h^{k=1}(17)$ 及 $E \cdot h^{k=1}(17)$ 。计算根据3.10节规定所需的量17 °F。

4.2.3.1 低压缩机容量状态下的稳定性空间热量大于或等于温度为 T_j 情况时的建筑制冷荷载, $Q \cdot h^{k=1}(T_j) \geq BL(T_j)$ 。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_j) \cdot \delta(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.3-1)$$

$$\frac{RH(T_j)}{N} = \frac{BL(T_j) \cdot [1 - \delta(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N} \quad (4.2.3-2)$$

其中:

$X^{k=1}(T_j) = BL(T_j)/Q \cdot h^{k=1}(T_j)$, 温仓为 j 时的制热模式低容量负载系数, 无因次的。

$PLF_j = 1 - C_D^h \cdot [1 - X^{k=1}(T_j)]$, 部分负载因素, 无因次的。

$\delta(T_j)$ = 低温截止因素, 无因次的。

如果未进行3.6.3节中规定的选定测试, 将制热模式循环衰减系数 C_D^h 设置为3.8.1节中规定的默认值。如果进行此类选定测试, 将 C_D^h 设置为以下数值的较小者:

- a. 根据3.8.1节计算出的数值; 或
- b. 3.8.1节中的默认值0.25。

通过以下方程测定低温断电因素。

$$\delta(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{若 } T_j \leq T_{\text{关闭时}} \\ 1/2, & \text{若 } T_{\text{关闭时}} < T_j \leq T_{\text{开启时}} \\ 1, & \text{若 } T_j > T_{\text{开启时}} \end{cases} \quad (4.2.3-3)$$

其中 $T_{\text{关闭时}}$ 与 $T_{\text{开启时}}$ 在4.2.1节中定义。在以下情况下使用4.2.3.3节所给的计算方式。

- (a) 热泵在室外低温时锁定低容量运作；以及
- (b) T_j 低于此锁定阈值温度。

4.2.3.2 热泵在高压压缩机容量 ($k=2$) 和低压压缩机容量 ($k=1$) 之间交替，以满足在温度为 T_j 时的建筑的负荷, $Q_{\text{h}}^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_{\text{h}}^{k=2}(T_j)$ 。

通过方程4.2.3-2计算 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 。

$$\frac{c_h(T_j)}{N} = [X^{k=1}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_j) + X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)] \cdot \delta(T_j) \cdot \frac{n_j}{N} \quad \text{估算} \quad \frac{c_h(T_j)}{N}$$

其中：

$$X^{k=1}(T_j) = \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - BL(T_j)}{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) - \dot{Q}_h^{k=1}(T_j)}$$

$X^{k=2}(T_j) = 1 - X^{k=1}(T_j)$ ，温度粮仓为 j 时的制热模式、高容量载荷因素，无因次的。
通过方程4.2.3-3测定低温断电因素。

4.2.3.3 热泵只在温度为 T_j 条件下的高压缩机容量 ($k=2$) 时运行，且其容量大于建筑供暖负荷 $BL(T_j) < Q_{\text{h}}^{k=2}(T_j)$ 。该节适用于在室外低温状态下锁定低压缩机容量运行的设备。通过方程 4.2.3-2计算

空气标准210/240-2008

$$\frac{e_h(T_j)}{N}$$

通过 $\frac{e_h(T_j)}{N} = \frac{X^{k=2}(T_j) \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta'(T_j)}{PLF_j} \cdot \frac{n_j}{N}$ 估算 $\frac{e_h(T_j)}{N}$ 。

其中:

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

$$PLF_j = 1 - C_D^h(k=2) \cdot [1 - X^{k=2}(T_j)]$$

如果未进行3.6.3节中及表11中选定的H1C₂测试, 将C_Dh(k=2)设置为3.8.1节中规定的默认值。如果进行此类选定测试, 将C_Dh(k=2)设置为以下数值的较小者:

- a. 根据3.8.1节计算出的C_Dh(k=2)值; 或
- b. 3.8.1节中的C_D^h(k=2)默认值。

通过方程4.2.3-3测定低温断电因素。

4.2.3.4 热泵必须在温度为T_j, BL(T_j) ≥ Q · h^{k=2}(T_j)及高压压缩机容量(k=2)的条件下持续运行。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} = \dot{E}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta'(T_j) \cdot \frac{n_j}{N}$$

$$\frac{RH(T_j)}{N} = \frac{BL(T_j) - [\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) \cdot \delta'(T_j)]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}} \cdot \frac{n_j}{N}$$

其中

$$\delta'(T_j) = \begin{cases} 0, & \text{若 } T_j \leq T_{\text{off}} \text{ 或 } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} < 1 \\ 1/2, & \text{若 } T_{\text{off}} < T_j \leq T_{\text{on}} \text{ 与 } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} \geq 1 \\ 1, & \text{若 } T_j > T_{\text{on}} \text{ 与 } \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_j)}{3.413 \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_j)} \geq 1 \end{cases}$$

4.2.4 计算配备了变速压缩机的热泵HSPF的其他步骤。运用方程4.2-1计算HSPF。通过以下方程估算在最低压缩机转速及室外温度为 T_j 时运作的热泵的空间热量 $Q_{h^{k=1}}(T_j)$ 及电功耗 $E_{h^{k=1}}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_{h^{k=1}}(T_j) = \dot{Q}_{h^{k=1}}(47) + \frac{Q_{h^{k=1}}(62) - Q_{h^{k=1}}(47)}{62 - 47} \cdot (T_j - 47) \quad (4.2.4-1)$$

$$\dot{E}_{h^{k=1}}(T_j) = \dot{E}_{h^{k=1}}(47) + \frac{\dot{E}_{h^{k=1}}(62) - \dot{E}_{h^{k=1}}(47)}{62 - 47} \cdot (T_j - 47) \quad (4.2.4-2)$$

其中 $Q_{h^{k=2}}(62)$ 及 $E_{h^{k=2}}(62)$ 在H0₁测试中测定； $Q_{h^{k=2}}(47)$ 及 $E_{h^{k=2}}(47)$ 在H1₁测试中测定；所有四个量均根据3.7节的要求进行计算。通过在 $k=2$ 时分别解算方程4.2.2-3及4.2.2-4估算在最高压缩机转速及室外温度为 T_j 时运行的热泵的空间热容量 $Q_{h^{k=2}}(T_j)$ 及电功率 $E_{h^{k=2}}(T_j)$ 。在H1₂测试中及根据3.7节中规定的计算方式测定方程4.2.2-3及4.2.2-4中的数值 $Q_{h^{k=2}}(47)$ 与 $E_{h^{k=2}}(47)$ 。在H2₂测试中及根据3.9节中规定的计算方法或者在未进行H2₂测试时通过根据3.6.4节中规定的测定方法进行测试来测定方程 $Q_{h^{k=2}}(35)$ 与 $E_{h^{k=2}}(35)$ 。在H3₂测试中及根据3.10节中规定的计算方法测定 $Q_{h^{k=2}}(17)$ 与 $E_{h^{k=2}}(17)$ 。通过以下公式计算在3.6.4中的H2_v测试中运用的室外温度为 T_j 及压缩机中速的状态下运作的热泵的空间热容量 $Q_{h^{k=v}}(T_j)$ 及电功耗 $E_{h^{k=v}}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_{h^{k=v}}(T_j) = \dot{Q}_{h^{k=v}}(35) + M_Q \cdot (T_j - 35) \quad (4.2.4-3)$$

$$\dot{E}_{h^{k=v}}(T_j) = \dot{E}_{h^{k=v}}(35) + M_E \cdot (T_j - 35) \quad (4.2.4-4)$$

其中 $Q_{h^{k=v}}(35)$ 及 $E_{h^{k=v}}(35)$ 在H2_v测试中测定并根据3.9节的规定计算。尽量接近 $k=v$ 时中速热容量的斜度以及电力输入曲线图 M_Q and 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：

$$N_Q = \frac{\dot{Q}_{h^{k=v}}(35) - \dot{Q}_{h^{k=1}}(35)}{\dot{Q}_{h^{k=2}}(35) - \dot{Q}_{h^{k=1}}(35)} \quad \text{及} \quad N_E = \frac{\dot{E}_{h^{k=v}}(35) - \dot{E}_{h^{k=1}}(35)}{\dot{E}_{h^{k=2}}(35) - \dot{E}_{h^{k=1}}(35)}$$

分别运用方程4.2.4-1及4.2.4-2计算 $Q_{h^{k=1}}(35)$ 及 $E_{h^{k=1}}(35)$ 。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \quad \frac{RH(T_j)}{N}$$

方程4.2-1中的数值 $\frac{e_h(T_j)}{N}$ 及 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 的计算因具体情况有所不同。其计算取决于热泵是否可在最小速度下运行(4.2.4.1节)、在中速下运行(4.2.4.2节)或根据建筑荷载在最大速度下运行(4.2.4.3节)。

4.2.4.1 最小压缩机转速条件下的稳定性空间热量大于或等于温度为 T_j , $Q_h^{k=1}(T_j) > BL(T_j)$ 条件下的建筑供暖负荷。

$$\frac{e_h(T_j)}{N} \quad \frac{RH(T_j)}{N}$$

根据4.2.3.1节的规定计算方程4.2-1中的 $\frac{e_h(T_j)}{N}$ 及 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 。除非在当时须使用方程4.2.4-1及 4.2.4-2分别估算 $Q_h^{k=1}(T_j)$ 与 $E_h^{k=1}(T_j)$ 并用‘最小速度’及3.6.4节代替4.2.3.1节参照‘低容量’部分及3.6.3节。此外, 4.2.3.1节中的最后一句话不适用。

4.2.4.2 热泵在压缩机中速(K=1)的条件下运行, 以与温度为 T_j 时 $Q_h^{k=1}(T_j) < BL(T_j) < Q_h^{k=2}(T_j)$ 条件下的建筑供暖负荷相一致。通过公式

$$\frac{RH(T_j)}{N} \quad \frac{e_h(T_j)}{N} = \dot{E}_h^{k=1}(T_j) \cdot \delta'(T_j) \cdot \frac{n_j}{N} \quad \frac{e_h(T_j)}{N}$$

4.2.3-2计算 $\frac{RH(T_j)}{N}$ 并通过 估算 $\frac{e_h(T_j)}{N}$ 。

其中

$$\dot{E}_h^{k=i}(T_j) = \frac{\dot{Q}_h^{k=i}(T_j)}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \text{COP}^{k=i}(T_j)}$$

通过方程4.2.3-3估算 $\dot{Q}_h^{k=i}(T_j)$ 及 $\alpha(T_j)$ 。以及,

* $Q_c^{k=1}(T_j) = BL(T_j)$, 装置为适应温度为 T_j 时的建筑荷载而排出的空间制冷量, Btu/h。装置在压缩机转速 $k = i$ 的状态下运行时匹配成功。

$\text{COP}^{k=i}(T_j) =$ 在压缩机转速为 $k=i$ 及温度为 T_j 的状态下运作时热泵的性能稳定性系数, 无因次的。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

对于热泵在压缩机中速状态下运作的每一温仓，通过方程 $COP^{k=i}(T_j) = A + B \cdot T_j + C \cdot T_j^2$ 测定 $COP^{k=i}(T_j)$ 。

对每一热泵通过进行一次如下计算，测定系数A、B及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 = 热泵以最大压缩机转速运转时提供与建筑荷载等同的空间热量 ($Q \cdot h^{k=1}(T_3) = BL(T_3)$) 时的室外温度， $^{\circ}F$ 。通过将等式 4.2.4-1 与

$$C = \frac{COP^{k=2}(T_4) - COP^{k=1}(T_3) - B \cdot (T_4 - T_3)}{T_4^2 - T_3^2}$$

等式 4.2-2 等同起来为解决室外温度测定 T_3 。

$$A = COP^{k=2}(T_4) - B \cdot T_4 - C \cdot T_4^2.$$

T_{vh} = 热泵以 3.6.4 节 H_{2v} 测试中所用的压缩机中速运转时提供与建筑荷载等同的空间热量 ($Q \cdot h^{k=v}(T_{vh}) = BL(T_{vh})$) 时的温度， $^{\circ}F$ 。通过将等式 4.1.3-3 与等式 4.2-2 等同起来为解决室外温度测定 T_{vh} 。

T_4 = 热泵以最大压缩机转速运转时提供与建筑荷载等同的空间热量 ($Q \cdot h^{k=2}(T_4) = BL(T_4)$) 时的室外温度， $^{\circ}F$ 。通过将等式 4.2.2-3 与等式 4.2-2 等同起来及为解决室外温度测定 T_4 。

$$COP^{k=1}(T_3) = \frac{\dot{Q}_h^{k=1}(T_3) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.4-1 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_3 \text{ 代替 } T_j \\ T_3 \text{ for } T_j \end{array} \right]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=1}(T_3) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.4-2 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_3 \text{ 代替 } T_j \\ T_3 \text{ for } T_j \end{array} \right]}$$

$$COP^{k=v}(T_{vh}) = \frac{\dot{Q}_h^{k=v}(T_{vh}) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.4-3 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_{vh} \text{ 代替 } T_j \\ T_{vh} \text{ for } T_j \end{array} \right]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=v}(T_{vh}) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.4-4 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_{vh} \text{ 代替 } T_j \\ T_{vh} \text{ for } T_j \end{array} \right]}$$

$$COP^{k=2}(T_4) = \frac{\dot{Q}_h^{k=2}(T_4) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.2-3 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_4 \text{ 代替 } T_j \\ T_4 \text{ for } T_j \end{array} \right]}{3.413 \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \cdot \dot{E}_h^{k=2}(T_4) \left[\begin{array}{l} \text{方程} \\ 4.2.2-4 \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{用 } T_4 \text{ 代替 } T_j \\ T_4 \text{ for } T_j \end{array} \right]}$$

对于多联分体式热泵（仅对于此类热泵），以下程序代替以上关于计算 $COP_{h,k=1}(T_j)$ 的要求。 $T_3 > T_j > T_{vh}$ 时每一温仓适用于以下方程。

$$COP_h^{k=i}(T_j) = COP_h^{k=l}(T_3) + \frac{COP_h^{k=v}(T_{vh}) - COP_h^{k=l}(T_3)}{T_{vh} - T_3} \cdot (T_j - T_3).$$

$T_{vh} \geq T_j > T_4$ 时对于每一温仓，

$$COP_h^{k=i}(T_j) = COP_h^{k=v}(T_{vh}) + \frac{COP_h^{k=2}(T_4) - COP_h^{k=v}(T_{vh})}{T_4 - T_{vh}} \cdot (T_j - T_{vh}).$$

4.2.4.3 热泵必须在温度为 T_j , $BL(T_j) > Q \cdot h^{k=2}(T_j)$ 的条件下的最大压缩机转速 ($k=2$) 时持续运作。估算4.2.3.4节中规定的方程 4.2-1 里的数值。同时认为 $Q \cdot c^{k=2}(T_j)$ 及 $E \cdot c^{k=2}(T_j)$ 相当于最大压缩机速度运作并从3.6.4节中规定的测试结果中获得。

4.2.5 配备有热舒适控制器的热泵在设置成可以保持典型的最小送风温度时可促使热泵冷凝器因来自电阻元件的更多分配而更少运作。对于传统式热泵，电阻式制热仅在热泵冷凝器无法满足建筑荷载的要求时启动（如延迟到来自室内恒温器的第二阶段报警时）。对于热舒适控制器，即使热泵冷凝器有着满足建筑荷载要求的足够容量（如同时来自室内恒温器的第一阶段时的报警）电阻式制热可以进行。结果，热泵压缩机不再循环运转（如开始持续运作）时室外温度比热泵未配备热舒适控制器时更低。

4.2.5.1 配备一热舒适控制器的热泵：计算对配备了已安装的固定速度室内风机、已安装的恒定空气体积率室内风机或未安装的室内风机进行测试的单速压缩机的热泵的HSPF的其他步骤。根据4.2.1节（方程4.2.1-4及4.2.1-5）关于每一室外仓温 T_o 的规定即表17中所列的温度规定，热舒适控制器处于非激活状态时计算热泵的空间热容量及电功率。通过使用上标‘hp’代替‘h’，表明此容量及电功率。通过以下方程从H1测试结果中计算质量流量（用每小时干空气的磅质量表示）及室内空气比热（用Btu/lbm_{da}·°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 ）及 W_n 在方程3-1后定义。对于表17中所列的每一室外仓温，通过以下方程计算离开热泵冷凝器盘管的大气标称温度。

$$T_o(T_j) = 70 \text{ °F} + \frac{\dot{Q}_{hp}(T_j)}{\dot{m}_{da} \cdot C_{p,da}}.$$

根据4.2.1节估算 $e_h(T_i/N)$ 、 $RH(T_i)/N$ 、 $X(T_i)$ 、 PLF_i 及 $\ddot{a}(T_i)$ 。计算每一仓时，使用例1或例2中其中之一可适用的空间热量及电功率。

例1：对于 $T_o(T_j)$ 等于或大于 T_{cc} (根据3.1.9节测定的最大供应温度)时的室外仓温，根据 4.2.1节（如 $Q \cdot h(T_j) = Q \cdot hp(T_j)$ 及 $E \cdot hp(T_j) = E \cdot hp(T_j)$ ）中规定测定 $Q \cdot h(T_j)$ 及 $E \cdot hp(T_j)$ 。

例2 对于 $T_o(T_j) > T_{cc}$ 时的室外仓温，通过以下方程测定 $\dot{Q}_h(T_j)$ 及 $\dot{E}_{hp}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j) + \dot{Q}_{CC}(T_j)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j) + \dot{E}_{CC}(T_j)$$

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：即使 $T_o(T_j) < T_{cc}$ ，仍可能需要额外的电阻式制热；为所有粮仓估算方程4.2.1-2。

4.2.5.2 配备一热舒适控制器的热泵：对配备了单速压缩机、变速及可变空气体积率室内风机的HSPF进行计算的其他步骤。根据4.2.2节（方程4.2.2-1及4.2.2-2）关于每一室外仓温 T_i 的规定即表17中所列的温度规定，热舒适控制器处于非激活状态时对热泵的空间热容量及电功率进行计算。通过使用上标‘hp’代替‘h’，表明此类容量及电功率。通过以下方程从H1₂测试结果中计算质量流率（用每小时干空气的磅质量表示）及室内空气比热（用Btu/lbm_{da}·°F表示）。

$$\dot{m}_{da} = \frac{\bar{V}_s \cdot 0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}}{C_{p,da} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v'_n \cdot [1 + W_n]} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}$$

其中 \bar{V}_s 、 \bar{V}_{mx} 、 v'_n （或 v_n ）及 W_n 在方程3-1后定义。对于表17中所列的每一室外仓温，通过以下方程计算离开热泵冷凝器盘管的大气标称温度。

$$T_o(T_j) = 70 \text{ °F} + \frac{\dot{Q}_{hp}(T_j)}{\dot{m}_{da} \cdot C_{p,da}}$$

根据4.2.1节估算 $e_h(T_i/N)$ 、 $RH(T_i/N)$ 、 $X(T_i)$ 、 PLF_i 及 $\ddot{a}(T_i)$ 。用H1C₁测试及3.6.2节代替H1C测试中的参考部分及3.6.1节的情况除外。计算每一仓时，使用例1或例2中其中一项中可适用的空间热量及电功率。

例1: 对于 $T_o(T_j)$ 等于或大于 T_{cc} (根据3.1.9节测定的最大供应温度)时的室外仓温, 根据 4.2.2节 (如 $\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j)$ 及 $\dot{E}_{hp}(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j)$) 中规定测定 $\dot{Q}_h(T_j)$ 及 $\dot{E}_{hp}(T_j)$ 。注: 即使 $T_o(T_j) > T_{cc}$, 仍可能需要电阻式制热; 为所有粮仓估算方程4.2.1-2。

例2. 对于 $T_o(T_j) < T_{cc}$ 时的室外仓温, 通过以下方程测定 $\dot{Q}_h(T_j)$ 及 $\dot{E}_{hp}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_h(T_j) = \dot{Q}_{hp}(T_j) + \dot{Q}_{cc}(T_j)$$

$$\dot{E}_h(T_j) = \dot{E}_{hp}(T_j) + \dot{E}_{cc}(T_j)$$

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: 即使 $T_o(T_j) < T_{cc}$, 仍可能需要额外的电阻式制热; 为所有粮仓估算方程4.2.1-2。

4.2.5.3 配备一热舒适控制器的热泵: 对配备了双容压缩机的HSPF进行计算的其他步骤。根据4.2.3节中关于高低容量及每一室外仓温 T_j 的规定即表17中所列的温度规定, 热舒适控制器处于非激活状态时对热泵的空间热量及电功率进行计算。通过使用上标'hp'代替'h', 表明此类容量及电功率。对于低容量的情形, 通过以下方程从H1₁测试结果中计算质量流率(用每小时干空气的磅质量表示)及室内空气比热(用Btu/lbm_{da}·°F表示)。

$$\dot{m}_{da}^{k=1} = \bar{V}_s \cdot 0.075 \frac{\text{lbm}_{da}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v'_n \cdot [1 + W_n]} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} = \frac{\bar{V}_{mx}}{v_n} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}}$$

$$C_{p,da}^{k=1} = 0.24 + 0.444 \cdot W_n$$

其中 \bar{V}_s 、 \bar{V}_{mx} 、 v'_n (或 v_n) 及 W_n 在方程3-1后定义。对于表17中所列的每一室外仓温, 通过以下方程计算离开热泵冷凝器盘管的大气标称温度。

$$T_o^{k=1}(T_j) = 70 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{\dot{Q}_{hp}^{k=1}(T_j)}{\dot{m}_{da}^{k=1} \cdot C_{p,da}^{k=1}}$$

在高容量的状态下运作时通过运用H1₂测试的结果重复上述计算过程以测定室内空气的质量流率($\dot{m}_{da}^{k=2}$)及比热($C_{p,da}^{k=2}$)。对于表17中所列的每一室外仓温, 通过以下方程计算离开热泵冷凝器盘管的大气标称温度。

$$T_o^{k=2}(T_j) = 70 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{\dot{Q}_{hp}^{k=2}(T_j)}{\dot{m}_{da}^{k=2} \cdot C_{p,da}^{k=2}}$$

根据4.2.3.1、4.2.3.2或4.2.3.4中任一适用章节的规定为每一温仓估算 $e_h(T_j)/N$ 、 $RH(T_j)/N$ 及/或 $X^{k=2}(T_j)$ 、 PLF_j 及 $\dot{a}(T_j)$ 或 $\dot{a}'(T_j)$ 。为估算此类量值, 运用例1或例2中(以可适用的为准)的低容量空间热容量及低容量电功率; 运用例3或例4中(以可适用的为准)的高容量空间热容量及高容量电功率。

例1: 对于 $T_o^{k=1}(T_j)$ 等于或大于 T_{CC} (根据3.1.9节测定的最大供应温度) 时的室外仓温, 根据 4.2.3节 (如 $Q_h^{k=1}(T_j) = Q_{hp}^{k=1}(T_j)$ 及 $E_h^{k=1}(T_j) = E_{hp}^{k=1}(T_j)$) 中的规定测定 $Q_h^{k=1}$ 及 $E_h^{k=1}(T_j)$ 。

注: 即使 $T_o^{k=1}(T_j) \geq T_{CC}$, 仍可能需要电阻式制热; 为所有粮仓估算 $RH(T_j)/N$ 。

例2. 对于 $T_o^{k=1}(T_j) < T_{CC}$ 时的室外仓温, 通过以下方程测定 $Q_h^{k=1}(T_j)$ 及 $E_{hp}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_h^{k=1}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=1}(T_j) + \dot{Q}_{CC}^{k=1}(T_j)$$

$$\dot{E}_h^{k=1}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=1}(T_j) + \dot{E}_{CC}^{k=1}(T_j)$$

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 $T_o^{k=1}(T_j) \geq T_{CC}$, 仍可能需要额外电阻式制热; 为所有粮仓估算 $RH(T_j)/N$ 。

例3: 对于 $T_o^{k=2}(T_j)$ 等于或大于 T_{CC} , 根据 4.2.3节 (如 $Q_h^{k=2}(T_j) = Q_{hp}^{k=2}(T_j)$ 及 $E_h^{k=2}(T_j) = E_{hp}^{k=2}(T_j)$) 中的规定测定 $Q_h^{k=2}$ 及 $E_h^{k=2}(T_j)$ 。注: 即使 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{CC}$, 仍可能需要额外电阻式制热; 为所有粮仓估算 $RH(T_j)/N$ 。

例4. 对于 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{CC}$ 时的室外仓温, 通过以下方程测定 $Q_h^{k=2}(T_j)$ 及 $E_h^{k=2}(T_j)$ 。

$$\dot{Q}_h^{k=2}(T_j) = \dot{Q}_{hp}^{k=2}(T_j) + \dot{Q}_{CC}^{k=2}(T_j)$$

$$\dot{E}_h^{k=2}(T_j) = \dot{E}_{hp}^{k=2}(T_j) + \dot{E}_{CC}^{k=2}(T_j)$$

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 $T_o^{k=2}(T_j) < T_{CC}$, 仍可能需要额外电阻式制热; 为所有粮仓估算 $RH(T_j)/N$ 。

空气标准210/240-2008

4.2.5.4 配备一热舒适控制器的热泵：对配备了变速压缩机的热泵的HSPF进行计算的其他步骤。[保留]

4. 热泵的实际和代表性区域年度性能因素的计算。

4.3.1 针对特定位置的每个标准设计供暖设备要求，计算实际的区域年度性能因素 (APF_A)。

$$APF_A = \frac{CLH_A \cdot \dot{Q}_c^k(95) + HLH_A \cdot DHR \cdot C}{\frac{CLH_A \cdot \dot{Q}_c^k(95)}{SEER} + \frac{HLH_A \cdot DHR \cdot C}{HSPF}}$$

其中：

CLH_A = 使用图3中的绘图测定特定位置的实际制冷小时。

*

Q_h(T_j) = 在A或A₂测试（以可适用者为准）中测定的设备空间制冷容量。

HLH_A = 使用图2中的绘图测定特定位置的实际制热小时。

DHR = 用于设定HSPF的设计制热要求；参见定义4.2节及定义1.22，Btu/h。

C = 在方程4.2-2后的4.2节中定义，无因次的。

SEER = 根据4.1节规定计算出的季节能效比，Btu/Wh。

HSPF = 为包括特定关注区域的普遍气候区根据4.2节计算出的制热季节能效比（见图2），Btu/Wh。在已知实际设计制热要求(DHR)的情况下，HSPF须与其实际设计供暖要求一致。否则须与4.2节中引用的标准设计制热要求之一相符。

4.3.2 针对每个普遍气候区及每个标准设计供暖设备要求，计算代表性的区域年度性能因素 (APF_R)。

$$APF_R = \frac{CLH_R \cdot \dot{Q}_c^k(95) + HLH_R \cdot DHR \cdot C}{\frac{CLH_R \cdot \dot{Q}_c^k(95)}{SEER} + \frac{HLH_R \cdot DHR \cdot C}{HSPF}}$$

其中：

CLH_R = 每一普遍气候区的代表制冷小时，表19，小时

HLH_R = 每一普遍气候区的代表制热小时，表19，小时

HSPF = 为每一区域内每一普遍气候区及每一标准设计制热要求根据4.2节的规定计算出的制热季节能效比。

*

SEER、Q_c^k(95)、DHR及C是根据4.3.1节定义的相同量。表2列出了各普遍气候区。表18列出了标准设计制热要求。

表19 每一普遍气候区的代表制冷及制热负荷小时

区域	制冷小时	制热小时
I.....	2400	750
II.....	1800	1250
III.....	1200	1750
IV.....	800	2250
V.....	400	2750
VI.....	200	2750

4.4. 为方便汇报，对SEER、HSPF及APF结果进行四舍五入。根据4.1节计算出SEER后，按照联邦法规规范标题10中的分篇 B 430.23(m)(3)(i) 中的规定舍去其余值。

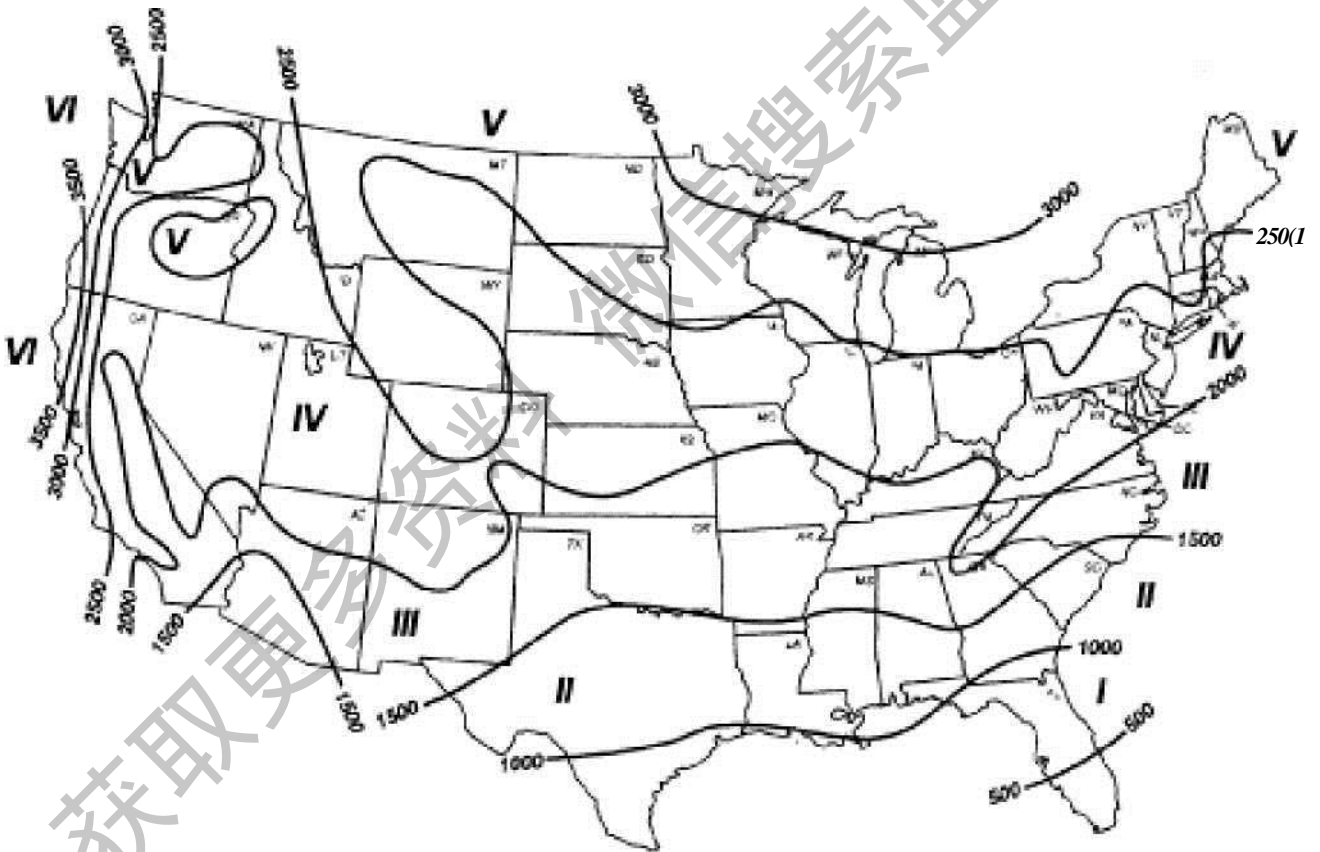


图2 美国的制热负荷小时 (HLH_A)

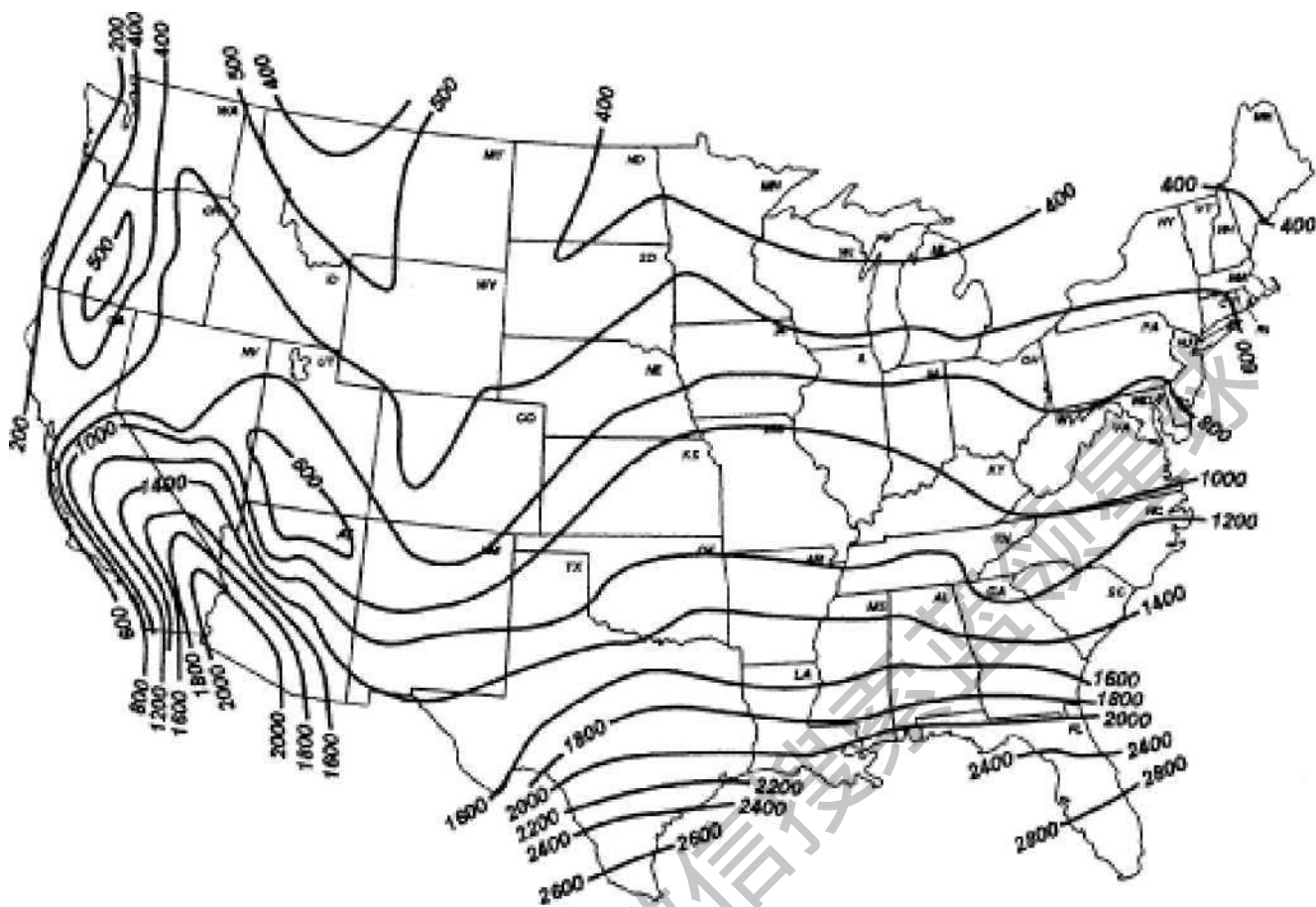


图3 美国的制冷负荷小时

若在e-CFR (联邦行政规则编汇电子版)编辑内容、特征或设计方面有任何疑问或评论，请电邮至 ecfr@nara.gov。

若在e-CFR编程及传递方面存在疑问，请电邮至 webteam@gpo.gov。

最近更新日期：2005年7月27日

附录D. 风管式程序的循环测试的规范性规定方法

为与附录C中的循环测试要求一致，须满足以下测试装置及条件：

D1 测试器具是用加湿器、加湿箱、混合器，温差电堆和管道所作的的排列布置,全部适当地封闭并且绝缘。有关典型的测试装置可参见图D1至D4。可以改变零部件的排列方式及大小尺寸以满足测试设备的物理要求。

D2 加湿器及加湿箱须放置在进气管及出气管内部的ANSI/ASHRAE标准37压力测量部位的外围。

D3 整个测试装置在H₂O [0.25 kPa]的负压在装置气体出口处位置得到维持时不得出现超过20 cfm [0.01 m³/s]的泄漏率。

D4 须对装置进行绝缘以保证 "U" 值不超过总值0.04 Btu/(hft²°F) [0.23 W/m²·°C]。

D5 空气混合气及最大为40%的空旷区域多孔板筛应放置在出口挡板设备上游的出口气流部分。混合器应符合ANSI/ASHRAE标准41.1的规定。混合装置须达到装置上最大温度分布1.5 F [0.8 °C]。不需要加装进口气体混合器。

D6 进口空气与出口空气之间的温度差须由温差热堆来测定。温差热堆应由每一末端有16个联结点的测量热偶线构成。在每一连接处，导线绝缘的每一连接处须剥去整个25 mm中长度为1.0mm的部分。金属线的联结点不得有多于两个连接弯道。

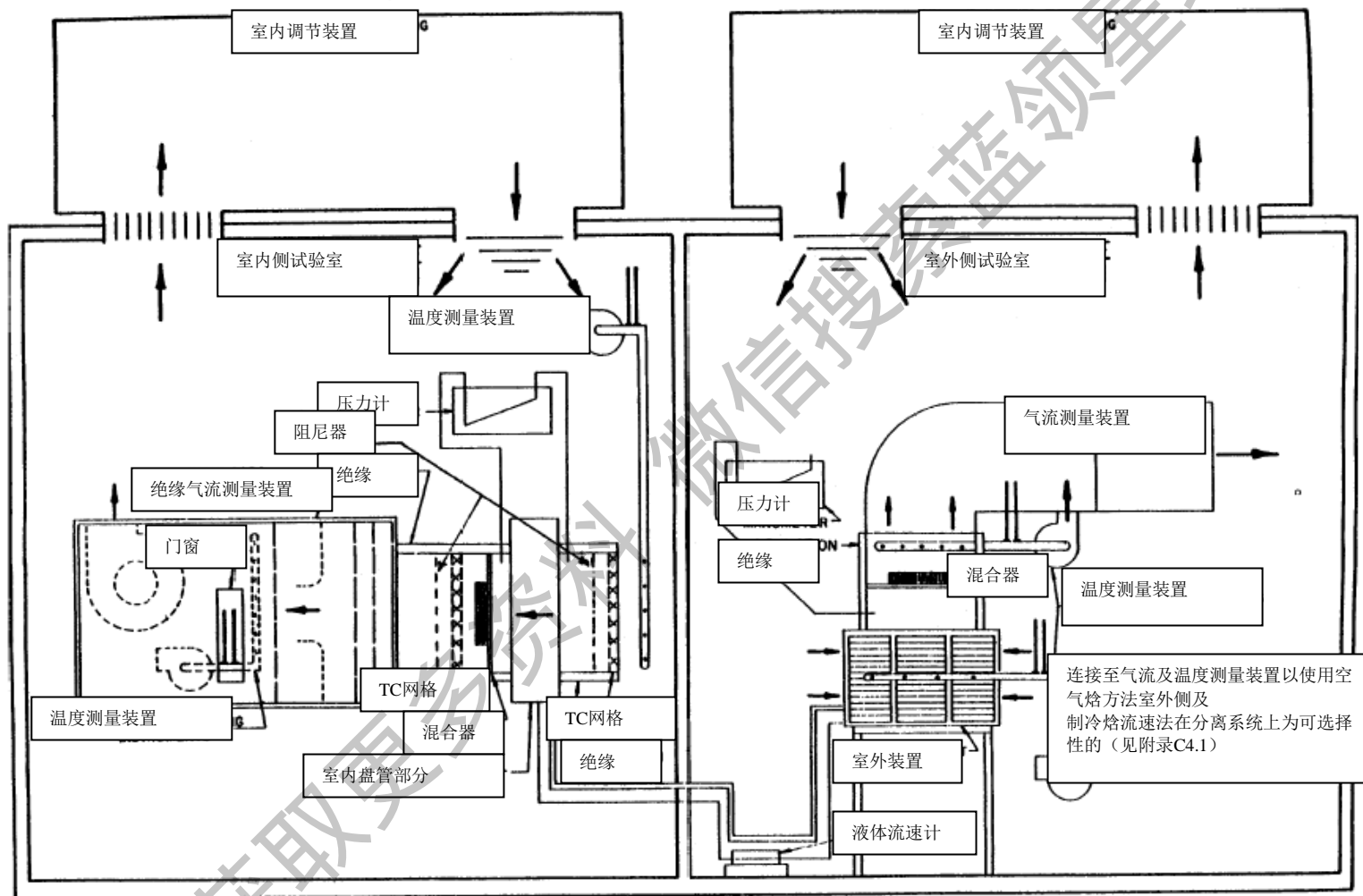
D7 加湿器每此运行时须能够在不超过10秒钟的时间内完全打开或完全关闭。在气流测量设备不带电后3秒内须阻止通过正在测试设备的气流。喷嘴处的气压差须从气流测量设备带电时起15秒内为稳定状态下的2%以内。

D8 为获取C_D内的最小误差，"C" 测试及"U"测试中的测试结构、温度及电气测量必须相同。须按照ANSI/ASHRAE标准37对在周期测试期间有着所有范围精确性的累计式仪表进行电气测量。

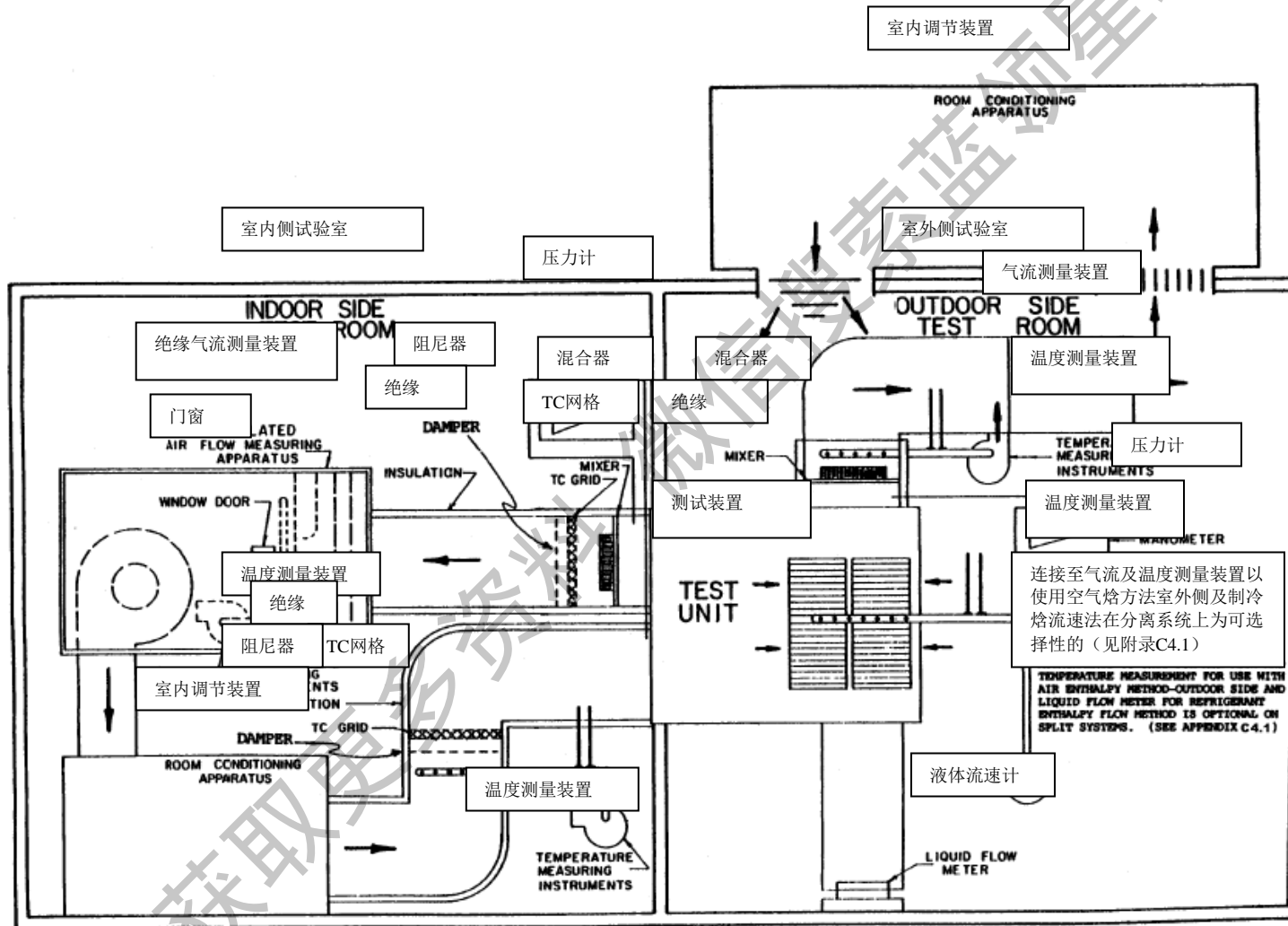
D9 测试数据前，装置须在达到干燥盘管条件后至少一小时运作。泄油槽中的水须排干，排水口须插上插座。为实现测试结果的最大重复性及再现性，泄油槽须完全干涸。

D10 对于未封闭的盘管装置，须对由密度为6 lb/ft³ [100 kg/m³]或相同"R"值的[25 mm]中的长度为1.0的玻璃纤维管道板构成的围栏进行测试。对于有着围栏或存储柜的装置，不得进行额外的绝缘或封闭。

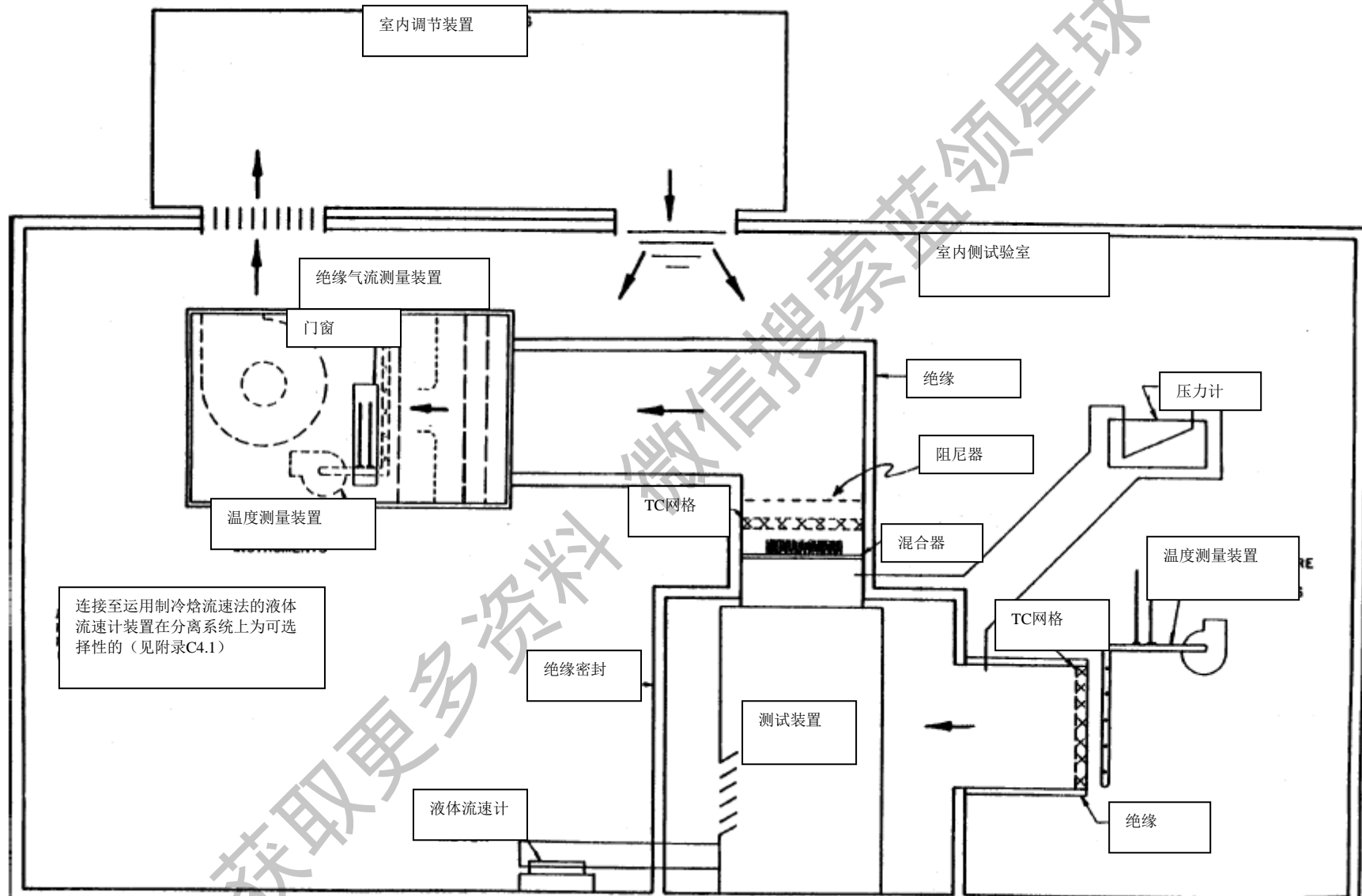
获取更多资料



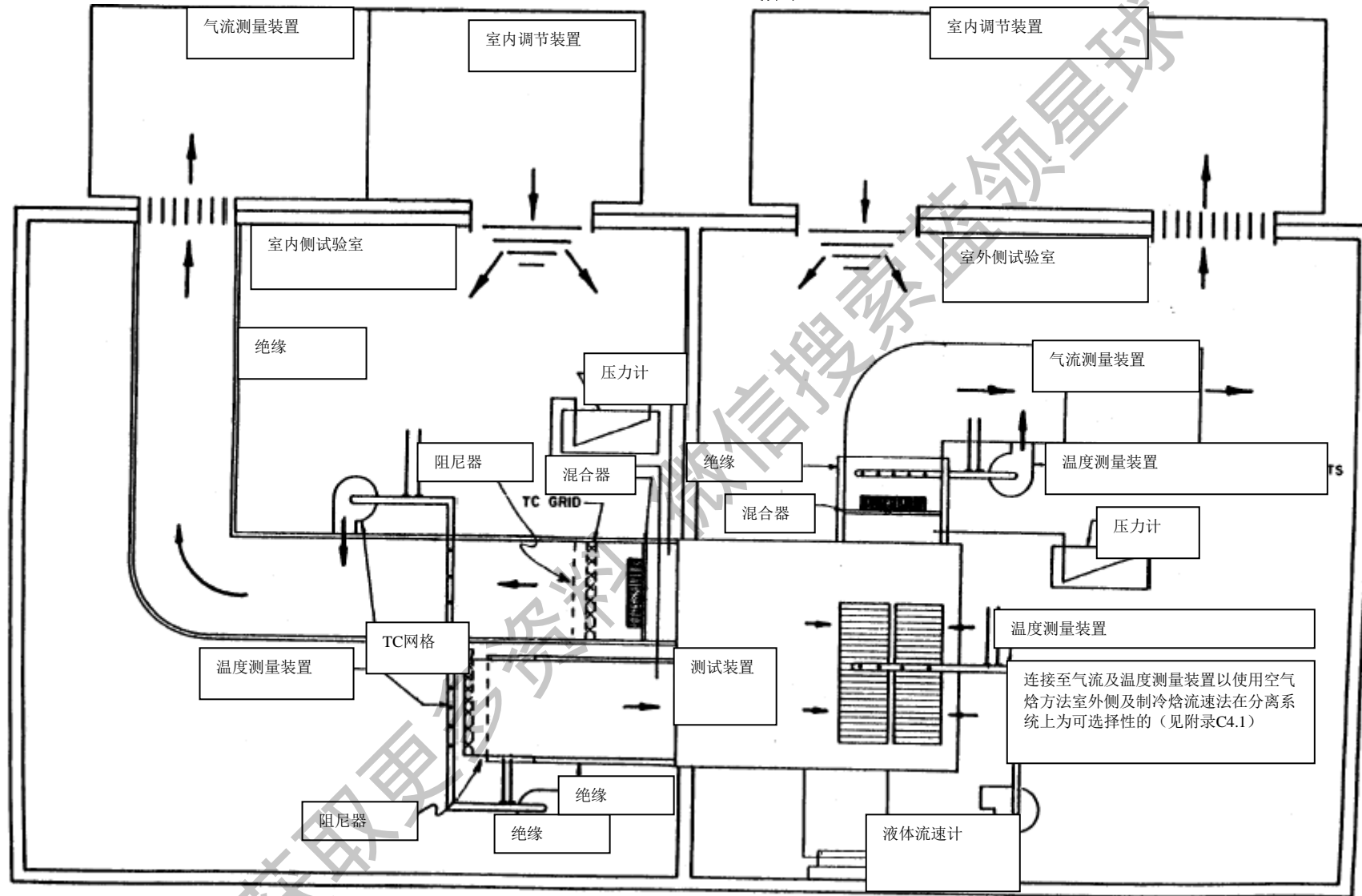
图D1. 通道室外空气焓值法



图D2. 回路空气焓值法



图D3. 热量计空气焓值法



图D4. 室内空气焓测试法布置

附件E. 规范性计算组合式部分负荷值 (IPLV) 实例

E1 宗旨及范围

E1.1 宗旨 该附录列出了测定组合式部分负荷值(IPLV)的示例计算方法。

E1.2 范围 该附录用于此标准涉及到的设备。

E2 总方程及术语定义。

$$IPLV = (PLF_1 - PLF_2) \left(\frac{EER_1 + EER_2}{2} \right) + (PLF_2 - PLF_3) \left(\frac{EER_2 + EER_3}{2} \right) + \dots$$

$$+ (PLF_{n-1} - PLF_n) \left(\frac{EER_{n-1} + EER_n}{2} \right) + (PLF_n)(EER_n)$$

其中：

PLF = 图E1中测定部分负荷因素

N = 总容量

上标1= 100%容量及部分负荷评定条件下的EER。

上标2、 3等 = 此标准6.2中的特定容量及部分负荷部位的EER。

E3 有着四个容量步骤系统的计算范例。

E3.1 假设备有着以下四个容量步骤：

1. 100% (满负荷)
2. 满负荷的75%
3. 满负荷的50%
4. 满负荷的25%

E3.2 从图E1中获取部分负荷因素。

E3.3 根据标准6.2在每一容量步骤中获取EER。

E3.4 用以下一般方程计算IPLV。

n=4

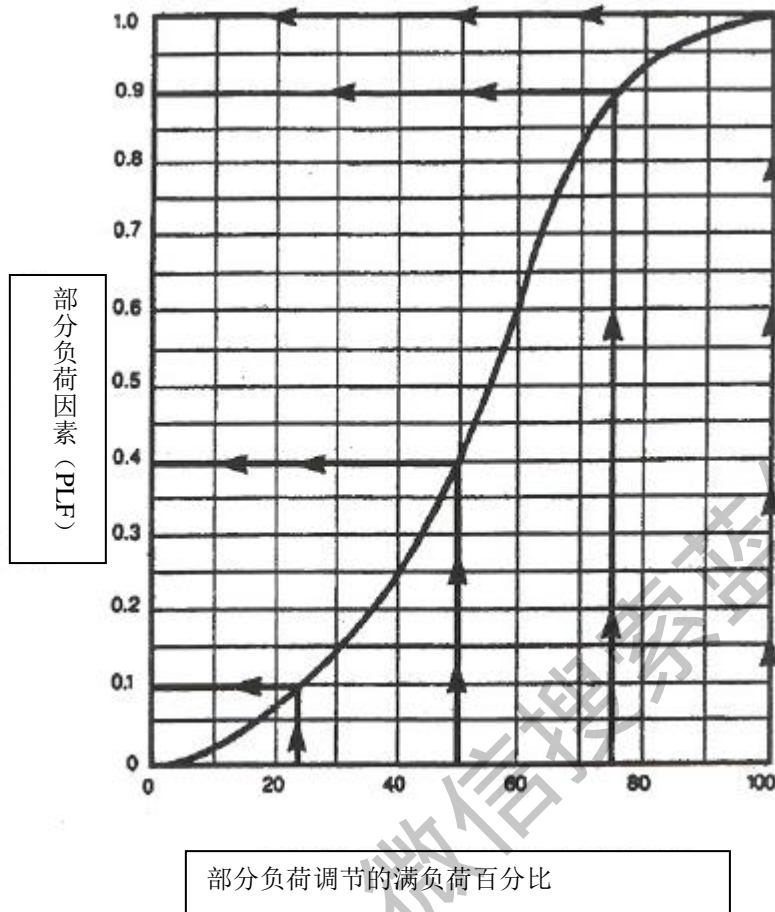
PLF₁ = 1.0 EER₁ = 8.9
 PLF₂ = 0.9 EER₂ = 7.7
 PLF₃ = 0.4 EER₃ = 7.1
 PLF₄ = 0.1 EER₄ = 5.0

代入方程E1中以上值：

$$\begin{aligned} \text{IPLV} &= (1.0 - 0.9) \left(\frac{8.9 + 7.7}{2} \right) + (0.9 - 0.4) \left(\frac{7.7 + 7.1}{2} \right) + (0.4 - 0.1) \left(\frac{7.1 + 5.0}{2} \right) \\ &+ 0.1 \times 5.0 = (0.1 \times 8.3) + (0.5 \times 7.4) + (0.3 \times 6.0) + 0.5 = 0.83 + 3.70 + 1.80 + 0.5 \\ \text{IPLV} &= 6.8 \text{ Btu/(W}\cdot\text{h)} \end{aligned}$$

为进一步描述计算过程，见表E1中的示例。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球



注：曲线基于以下方程：

$$PLF = A_0 + (A_1 \times Q) + (A_2 \times Q^2) + (A_3 \times Q^3) + (A_4 \times Q^4) + (A_5 \times Q^5) + (A_6 \times Q^6)$$

其中：PLF = 部分负荷因素

Q = 部分负荷评定调节的满负荷容量百分比

- A0 = $-0.12773917 \times 10^{-6}$
- A1 = $-0.27648713 \times 10^{-3}$
- A2 = $0.50672449 \times 10^{-3}$
- A3 = $-0.25966636 \times 10^{-6}$
- A4 = $0.69875354 \times 10^{-6}$
- A5 = $-0.76859712 \times 10^{-8}$
- A6 = $0.28918272 \times 10^{-10}$

图E1. 部分负荷因素示例

I-P 单元

使用E3中的信息:

表E1. IPLV计算							
容量步骤	100% 满负荷	PLF ³	制造商 部分负荷 EER	平均部 分负荷 EER	部分负荷因素差	平均EER×差值 PLF= 图E1中测定 部分负荷因素	平均重量
1	100%	1.0	8.9 ² =	8.3	(1.0-0.9) = 0.1	8.3x0.1 =	0.83
2	75%	0.9	7.7 =	7.4	(0.9 - 0.4) = 0.5	7.4x0.5 =	3.70
3	50%	0.4	7.1 =	6.0	(0.4-0.1) = 0.3	6.0x0.3 =	1.80
4	25%	0.1	5.0 =	5.0 ¹	(0.1- 0.0)=0.1	5.0 ¹ x0.1 =	<u>0.50</u>
	0%	0.0			单数IPLV	6.83 ⁴

注意:
¹ 对0%容量与最终容量步骤之间的范围, 为平均EER使用最终容量步骤的EER。
² 其中100% 容量及EER在部分负荷评定条件下测定。
³ 从图E1中获取部分负荷因素。
⁴ 将其四舍五入至6.8 Btu/(W h)。

获取更多资料 微信搜索 索蓝领星球