

《燃气发动机驱动空调（热泵）机组》编制说明

（征求意见稿）

一、工作简况

1 任务来源

国家标准化管理委员会关于下达 2021 年推荐性国家标准修订计划及相关标准外文版计划的通知（国标委发[2021]19 号），计划号为 20211787-T-604。计划下达时的起草单位：南京天加环境科技有限公司。

2 主要工作过程

起草阶段：2019 年 2 月，由南京天加环境科技有限公司牵头，邀请包括张明圣、石文星、陈焕新、朱丰雷、成建宏、刘金平、谢宝刚、贾磊等专家，在南京召开关于 GHP 国标修订的讨论会。会上由牵头单位做了 GHP 国标的介绍并提出初步修订意见，随后各专家进行讨论并最终形成初步的修订方向和建议。

2019 年 10 月，在南京召开了本标准修订的正式启动会。参加启动会的单位和人员包括项目牵头单位南京天加环境科技有限公司，专家组成员张明圣、石文星、朱建章、潘云钢、张朝晖等。启动会上，牵头单位根据 2 月份研讨会的结论初步制定了标准修订的内容，各位专家对修订内容进行了充分的讨论，并最终确立了包括测试方法和要求参照 GB/T 18837-2015、提高 APF 和 NO_x（12）标准值、增加一次/二次能源转化效率、增加燃气热泵水机相关标准等主要修改点。2021 年 7 月 21 日，标准修订立项获批。

2022 年 3 月和 2022 年 8 月由冷标委牵头，分别在线上和南京线下，召开了由国内相关企业和院校参与的标准讨论会，根据会议讨论结果，牵头单位对标准进行了完善，并形成正式的征求意见稿，于 2022 年 10 月提交冷标委秘书处。

二、标准编制原则和主要内容

1 标准编制原则

本标准编制过程中遵循以下原则：

（1）原则性本标准在结构编写和内容编排等方面严格依据 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》进行编制。

（2）适应性标准充分反映当前国内生产企业的技术水平，便于生产，宜于应用；标准规定的技术要求符合用户要求，保护消费者利益；标准规定的试验方法便于实际实施，具有较强的可操作性。

（3）先进性标准考虑最新科研成果，有利于促进相关产品的研发、生产和技术进步。

2 标准修订主要内容

本标准规定了一种以创造室内舒适性环境为目的、通过燃气发动机驱动制冷压缩机的空调（热泵）机组的术语和定义、型式与基本参数、技术要求、试验、检验规则、标志、包装、运输和贮存等。

本文件适用机组不含以下机组：

- a) 可同时制冷制热的机组；
- b) 燃气使用除天然气与液化石油气以外的机组；
- c) 其他特殊用途的机组。

2.1 增加一次/二次能源转化效率

式（1）是 2008 版标准中全年耗能（AEC）的计算方法：

$$AEC = CSGC + CSPC + HSGC + HSPC \dots \dots \dots (1)$$

式中：
CSGC——机组制冷季节总消耗燃气热量，单位为瓦（W）；
CSPC——机组制冷季节总消耗电功率，单位为瓦（W）。
HSGC——机组制热季节总消耗燃气热量，单位为瓦（W）；
HSPC——机组制热季节总消耗电功率，单位为瓦（W）。

燃气热泵虽然主要以天然气作为能源，但是机组的电机及控制部件仍然需要消耗极少的电力。由于天然气属于一次能源，电力属于二次能源，在计算能效时必须先将两者转化为同等水平的能源形式才能相加。但是在 2008 版标准中却将燃气热量和电功率直接相加，这显然是错误的。正确的计算方法应是将电功率转化为一次能源同等的热量，再与燃气热量相加。转化系数按照以下方法确定：

根据国家统计局发布的中华人民共和国 2021 年国民经济和社会发展统计公报显示，天然气、水电、核电、风电、太阳能发电等清洁能源消费量占能源消费总量的 25.5%，即火电消费量占能源消费总量的 70%以上，说明火电目前是我国主要的发电形式。因此我们将燃气热泵消耗的电功率转化为火力发电的一次能源消耗热量来计算总消耗量。具体的转化方法如下：

根据国家能源局发布 2021 年全国电力工业统计数据，6000 千瓦及以上电厂供电标准煤耗为 302.5 克/千瓦时，全国线路损失率为 5.26%（见表 2.1），

表 2.1 2021 年全国电力工业统计数据（部分）

指标名称		单位	全年累计
全国全社会用电量		亿千瓦时	83128
全国发电装机容量		万千瓦	237692
其中	水电	万千瓦	39092
	火电	万千瓦	129678
	核电	万千瓦	5326
	风电	万千瓦	32848
	太阳能发电	万千瓦	30656
6000 千瓦及以上电厂供电标准煤耗		克/千瓦时	302.5
全国线路损失率		%	5.26

用户每消耗 1 千瓦时的电力，需要消耗 M 热量的标准煤，M 按式（2）计算：

$$M = \frac{\alpha \times \frac{302.5}{1000}}{1 - 5.26\%} = 9356\text{kJ} \quad (2)$$

式中：
 α ——标准煤热值，单位为千卡路里每千克（Kcal/Kg）， $\alpha = 7000\text{Kcal/Kg}$ 。
将 M 记为一次/二次能源转化效率 Rge，那么机组在不同工况下的消耗总量应按式（3）计算：

$$E = G + P \times \frac{Rge}{3600} \quad (3)$$

式中：
E——机组运行总能源消耗量，单位为瓦（W）；
G——机组运行消耗燃气热量，单位为瓦（W）；
P——机组运行消耗电功率，单位为瓦（W）。

因此全年耗能（AEC）的正确计算方法应按式（4）：

$$AEC = CSGC + CSPC \times \frac{Rge}{3600} + HSGC + HSPC \times \frac{Rge}{3600} \quad (4)$$

标准中其他类似的地方均用上述方法进行处理。

2.2 全年性能系数（APF）的术语和定义

电空调的 APF 是制冷/热量与消耗电功率的比值，用在燃气热泵上容易造成误解，因此根据燃气热泵的特点增加“一次能源”的概念。术语修改为“全年一次能源性能系数（APF_p）”英文翻译为“annual primary energy performance factor”。定义修改为“机组在制冷及制热季节从室内空气中除去的总热量及加入空气中的总热量之和与全年一次能源耗能的比值，单位：Wh/Wh”

2.3 APF_p测试工况和计算方法

表 2.2 是日本燃气热泵、多联机和中国燃气热泵、多联机标准中 APF 测试工况的对比：

表 2.2 中国和日本燃气热泵和电空调标准对比

测试项目	JIS B 8627: 2006	JIS B 8627: 2015	JIS B 8616:2015	GB/T 18837-2015	GB/T 22069-2008
	日本燃气热泵		日本多联机	中国多联机	中国燃气热泵
名义额定制冷（35）	●	●	●	●	●
名义中间制冷（35）	●	●	●	●	●
名义最小制冷（35）	—	—	—	●	—
中温额定制冷（29）	—	—	—	○	—
中温中间制冷（29）	—	○	○	○	—
中温最小制冷（29）	—	○	○	○	—
名义额定制热（7）	●	●	●	●	●
名义中间制热（7）	●	●	●	●	●
名义最小制热（7）	—	○	○	●	—
低温最大制热（2）	●	●	●	●	●
低温名义制热（2）	—	—	—	○	—
低温中间制热（2）	—	—	—	○	—
低温最小制热（2）	—	—	—	○	—
超低温最大制热（-7）	—	○	○	○	—
超低温额定制热（-7）	—	—	—	○	—
超低温中间制热（-7）	—	—	—	○	—
超低温最小制热（-7）	—	—	—	○	—

注：“●”必测项，“○”选测项，“—”不测项；

从表 2.2 可以总结出以下几点结论：

①我国 2008 版燃气热泵标准参考日本 2006 版标准，测试工况完全一致。

②我国 2008 版燃气热泵标准与最新的不管是中国多联机标准还是日本燃气热泵和多联机标准均有较大的区别，2008 版标准已经不能适应最新的产品发展。

③日本 2015 版燃气热泵标准与日本 2015 版多联机标准一致。

燃气热泵在进行技术开发和商业化销售的过程中，不可避免会和电空调对比。为了使两者在更

加公平的环境下进行对比，并且让消费者更加直观地区分两者的优劣势，本次修订的思路是将燃气热泵关于能效的测试工况、方法、要求和 APF 计算方法修订为与电空调保持一致。制冷和制热建筑负荷与机组性能参数见图 1 和图 2：

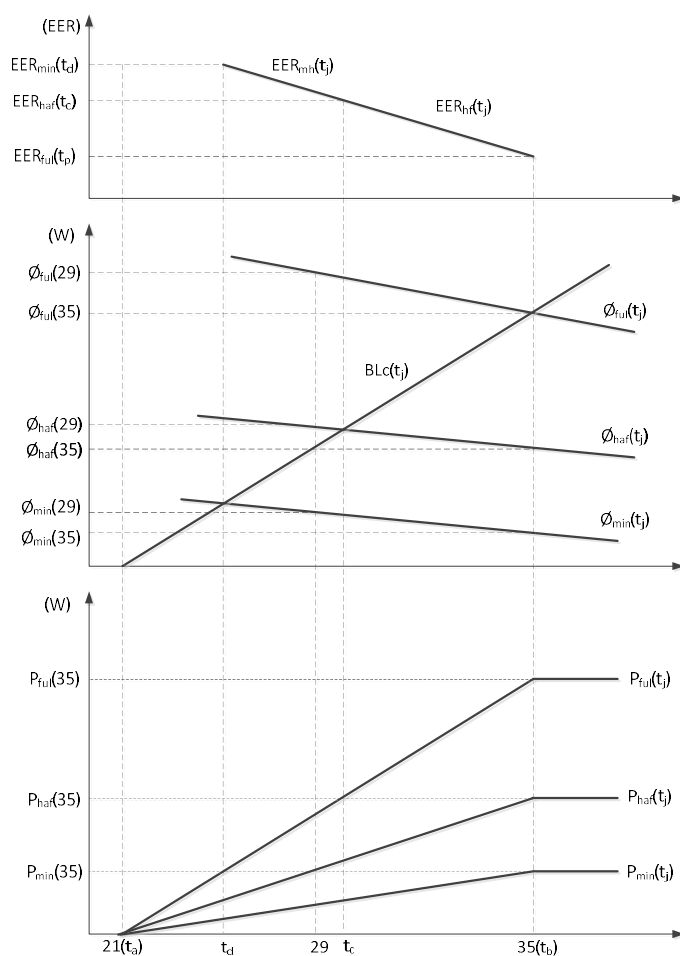


图 1 建筑的制冷负荷、机组的制冷量、制冷消耗电功率及制冷性能系数的关系

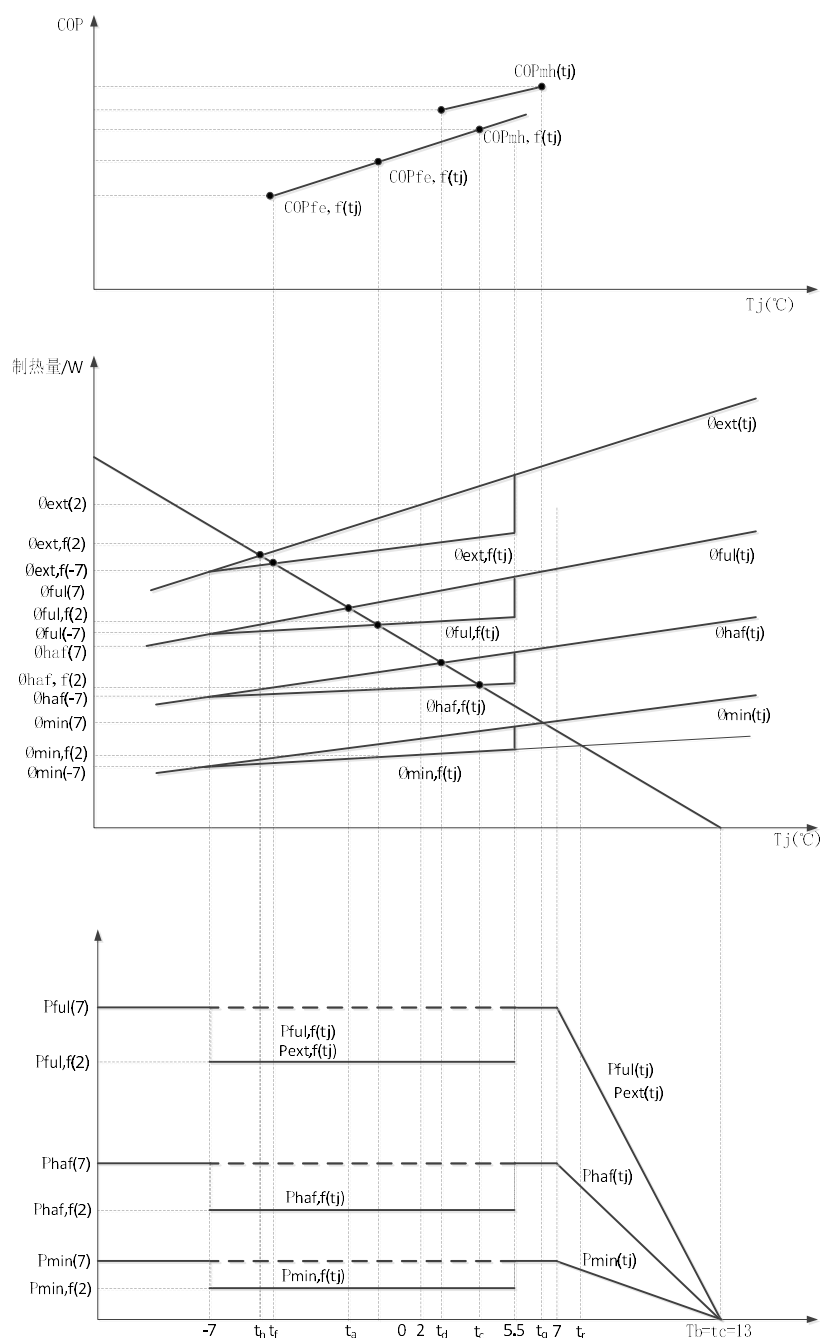


图 2 建筑热负荷、机组的制热量、制热消耗电功率及制热性能系数的关系

机组制冷、制热量的计算方法与 GB/T 18837-2015 保持一致，使用内插法计算，电功率的计算方法有所区别。燃气热泵的电功率主要用于电机运行，空气温度对电机功率的影响不到 10%，可以忽略不计，因此电机的功率几乎只受转速影响。

根据风冷热泵的运行特点和实际应用的经验，总结得出以下 3 点结论：

①制冷运行时，风机转速随着室外温度升高而升高，直到最大转速，通常将额定制冷工况下的转速设为最大转速。

②制热运行时，风机转速随室外温度降低而升高，直到最大转速，通常将额定制热工况下的转速设为最大转速。

③在结霜区，制热运行时风机始终保持最大转速运行，除霜时风机转速为 0。

根据以上三个特点制定的电功率计算方法按式（5）～（7）：

$$P_c(t) = \min \left[P_c(35) \times \frac{t - 21}{35 - 21}, P_c(35) \right] \quad (5)$$

$$P_h(t) = \min \left[P_h(7) \times \frac{13 - t}{13 - 7}, P_h(7) \right] \quad (6)$$

$$P_{hdef}(t) = P_h(2) \quad (7)$$

式中：

$P_c(t)$ ——机组制冷运行不同温度时的耗电功率，单位为瓦(W)；

$P_c(35)$ ——机组在室外温度为 35℃时制冷运行实测的耗电功率，单位为瓦(W)；

$P_h(t)$ ——机组制热运行不同温度时的耗电功率，单位为瓦(W)；

$P_h(7)$ ——机组在室外温度为 7℃时制冷运行实测的耗电功率，单位为瓦(W)；

$P_{hdef}(t)$ ——机组结霜区制热运行时不同温度时的耗电功率，单位为瓦(W)；

$P_h(2)$ ——机组在室外温度为 2℃时制热运行实测的耗电功率，单位为瓦(W)。

2.4 APF_p限定值

2008 版标准中对全年性能系数（APF）的限定值要求是小于等于 28kW 的机组不低于 1.10W·h/W·h；大于 28kW 的机组不低于 1.15W·h/W·h。

首先，目前中国市场现在没有未来很长一段时间也不太可能会出现 28kW 以下的燃气热泵机组，因此拟修订的新标准删除了机组容量的区分；其次，限定值是否合适，我们可以按式（8）转化为与电空调同等水平的二次能源效率 APF 来进行对比：

$$APF = 1.15 \times \frac{Rge}{3600} = 2.99 \quad (8)$$

GB 21454-2021 中规定了风冷式热泵型多联机能效等级指标值，见表 2.3。

表 2.3 风冷式热泵型多联机能效等级指标值

名义制冷量 (CC) W	能效等级 APF (W·h) / (W·h)		
	1 级	2 级	3 级
CC≤14000	5.2	4.4	3.6
14000<CC≤28000	4.8	4.3	3.5
28000<CC≤50000	4.5	4.2	3.4
50000<CC≤68000	4.2	4.0	3.3
CC>68000	4.0	3.8	3.2

对比结果是 2008 版标准的 APF_p 限定值比电多联机最大机型的 3 级能效指标还低，这显然不符合燃气热泵高能效的特点，过低的能效限定值也不利于产品的技术发展。

因此本次将 APF_p 限定值由 1.15W·h/W·h 修改为 1.40W·h/W·h，转换为二次能源值为 3.64W·h/W·h。虽然仍然达不到电空调的 2 级能效水平，但是鉴于国内燃气热泵技术发展程度远不及电空调，并且燃气热泵的能效限定值是通用值，相当于产品的基础门槛，在现有产品小众化的背景下，门槛设定过高不利于更多新品牌和新厂家的进入。

2.5 氮氧化物浓度 12 点状态值 (NO_{x12}) 限定值

2008 版标准中对氮氧化物浓度 12 点状态值(NO_{x12})的限定要求是不大于 150×10⁻⁶(150ppm)，由于国内暂时没有可以参照的同类产品，因此以应用最为接近的锅炉和日本燃气热泵排放标准作为对比，表 2.4 是 GB 13271-2022 锅炉大气污染排放标准的燃气锅炉氮氧化物排放限定值，表 2.5 是日

本东京燃气热泵的排放标准（www.kankyo.metro.tokyo）：

表 2.4 GB 13271-2022 锅炉大气污染排放标准（燃气锅炉、氮氧化物）

GB 13271-2022	在用锅炉		新建锅炉		重点地区新建锅炉	
单位	mg/m ³	ppm	mg/m ³	ppm	mg/m ³	ppm
限值（3.5%氧气浓度）	400	195	200	97	150	73
限值（0%氧气浓度）	480	234	240	117	180	88

表 2.5 日本东京燃气热泵氮氧化物排放标准

	超低排放机组	低排放机组
单位	ppm	ppm
45kW 以下机组	80	90
45kW 以下机组	80	100

综合以上两组数据,我们将氮氧化物浓度 12 点状态值(NO_x12)的限定要求由 150×10⁻⁶(150ppm)修改为 100×10⁻⁶（100ppm）。

2.6 其他修改点

①由于要全面对标 GB/T 18837-2015，因此除了 APF 的计算公式外，其他工况的测试方法、要求以及对机组的型式和基本参数均按照多联机修改，例如室内机风量要求、室内机联机数量要求等。

②修改了“低温制热”、“超低温制热”的术语，分别修改为“融霜性能”、“低温制热”，增加“超低温制热”工况，工况条件参考 GB/T 25857 中的“名义制热”工况，即室外干球/湿球温度分别为-12℃/-13.5℃，同时增加“超低温制热”相关的测试方法和要求。

燃气热泵与电空调相比，由于可以回收发动机余热，因此其制热效果，尤其在低环温时的制热表现更好。2008 版标准中“低温”和“超低温”都是用来定义普通型热泵的，用在燃气热泵上无法突出其特点。因此重新引入“超低温”的工况，并修改了原有的术语。

③试验工况“超低温制热”（新版标准为“低温制热”）室外侧入口空气状态由干球/湿球温度为-8.5℃/-9.5℃改为-7℃/-8℃。

不管是日本的燃气热泵标准、多联机标准还是中国的多联机标准，对超低温制热的定义都是一致的，即室外干球温度-7℃、湿球温度-8℃。推测当初在编写 2008 版标准时误把 NO_x（12）的“超低温制热”工况参数当成了制热试验的“超低温制热”工况。

④修改了机组按照气候环境分类方法，改为“普通型”和“低温型”；并且针对“低温型”机组增加“超低温测试”和“融霜”的要求。

⑤修正了 2008 版标准中的单位错误，例如全年性能系数的单位由“kW/kW”改为“W ·h/ W ·h”、制冷季节消耗功率（CSPC）的单位由“kW”改为“W ·h”等。

3 解决的主要问题

本标准于 2008 年首次发布，本次是第一次修订。

对比我国 2008 版标准和日本 2006 版标准的内容，我国几乎是完全借用日本标准，但因为 2006 版日本标准本身就存在不合理之处（2015 版日本标准中做了大量的修订），再加上借用过程中出现的错误，导致 2008 版标准存在诸多问题。本次修订一方面修正了旧版国标中的错误，另一方面对标 2015 版多联机国标对 GHP 国标进行修订。

三、主要试验（或验证）情况

本次修订内容中涉及到 APF 和 NO_x12 限定值，本标准在修订过程中，起草单位通过对产品进行

委托型式检验，对 CNCP450J、CNCP560J、CNCP710J 和 CNCP850J 燃气热泵空调机组的 APF 和 NO_x12 进行了验证。有关测试数据如表 1~8 所示。

3.1 CNCP450J (45kW) 测试数据

3.1.1 APF

表 3.1 CNCP450J APF 试验验证数据

项目	室外温度 ℃	室内温度 ℃	实测值 kW	项目	实测值 kW	项目	实测值 kW
名义制冷量	27/19	35/24	44.2	名义制冷消耗燃气热量	29.1	名义制冷消耗功率	2.08
中间制冷量	27/19	35/24	20.6	中间制冷消耗燃气热量	10.6	中间制冷消耗功率	1.93
最小制冷量	27/19	35/24	9.7	最小制冷消耗燃气热量	4.8	最小制冷消耗功率	0.45
名义制热量	20/15	7/6	48.7	名义制热消耗燃气热量	28.5	名义制热消耗功率	1.09
中间制热量	20/15	7/6	23.5	中间制热消耗燃气热量	10.2	中间制热消耗功率	0.879
最小制热量	20/15	7/6	10.5	最小制热消耗燃气热量	4.3	最小制热消耗功率	0.42
低温制热量	20/15	2/1	51.0	低温制热消耗燃气热量	43.4	低温制热消耗功率	0.980

计算 APF 值为 1.65W · h/W · h

3.1.2 NO_x12

表 3.2 CNCP450J NO_x12 试验能力验证数据

	室外温度	室内温度	条件		代号
名义制冷	35	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	44370	φc1
			消耗燃气热量 (kW)	29050	Gc1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	10800	φc2
			消耗燃气热量 (kW)	6140	Gc2
低温制冷	29	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	47600	φc3
			消耗燃气热量 (kW)	26710	Gc3
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	11100	φc4
			消耗燃气热量 (kW)	5870	Gc4
低湿制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc5
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc5
断续制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc6
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc6
名义制热	7/6	20	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	48400	φh1
			消耗燃气热量 (kW)	28510	Gh1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	5200	φh2

	室外温度	室内温度	条件		代号
			消耗燃气热量 (kW)	5230	Gh2
断续制热	7/6	20	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φh3
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gh3
低温制热	2/1	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	51000	φh4
			消耗燃气热量 (kW)	43400	Gh4
超低温制热	-8.5/-9.5	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	52600	φh5
			消耗燃气热量 (kW)	50080	Gh5
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	1300	φh6
			消耗燃气热量 (kW)	5410	Gh6

表 3.3 CNCP450J NO_x12 试验排放验证数据

制冷							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	27±1	19±0.5	35±1	24±0.5	最高转速 Rcmax	257	NOxc1
②			33±1	相对湿度(40±5)%	最高转速 Rcmax	125	NOxc2
③			tc3±1		中间转速 Rc3	46	NOxc3
④			tc4±1		中间转速 Rc4	213	NOxc4
⑤			tc5±1		最低转速 Rcmin	60	NOxc5
⑥			23±1		最低转速 Rcmin	60	NOxc6
制热							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	20±1		- 5±1	相对湿度85%	最高转速 Rhmax	41	NOxh1
②			th2±1		最高转速 Rhmax	38	NOxh2
③			th3±1		中间转速 Rh3	57	NOxh3
④			th4±1		中间转速 Rh4	86	NOxh4
⑤			th5±1		最低转速 Rhmin	43	NOxh5
⑥			14±1		最低转速 Rhmin	39	NOxh6

计算 NO_x12 值为 90.9×10⁻⁶ (90.9ppm)

3.2 CNCP560J (56kW) 测试数据

3.2.1 APF

表 3.4 CNCP560J APF 试验验证数据

项目	室外温度 ℃	室内温度 ℃	实测值 kW	项目	实测值 kW	项目	实测值 kW
名义制冷量	27/19	35/24	55000	名义制冷消耗燃气热量	37800	名义制冷消耗功率	1900
中间制冷量	27/19	35/24	25200	中间制冷消耗燃气热量	12500	中间制冷消耗功率	1690

项目	室外温度 ℃	室内温度 ℃	实测值 kW	项目	实测值 kW	项目	实测值 kW
最小制冷量	27/19	35/24	12100	最小制冷消耗燃气热量	5600	最小制冷消耗功率	750
名义制热量	20/15	7/6	61300	名义制热消耗燃气热量	35800	名义制热消耗功率	1170
中间制热量	20/15	7/6	30700	中间制热消耗燃气热量	13100	中间制热消耗功率	760
最小制热量	20/15	7/6	13000	最小制热消耗燃气热量	5450	最小制热消耗功率	480
低温制热量	20/15	2/1	64500	低温制热消耗燃气热量	54100	低温制热消耗功率	1720

计算 APF 值为 1.70kW/kW

3.2.2 NO_x12

表 3.5 CNCP560J NO_x12 试验能力验证数据

	室外温度	室内温度	条件		代号
名义制冷	35	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	55216	φc1
			消耗燃气热量 (kW)	37810	Gc1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	11500	φc2
			消耗燃气热量 (kW)	5680	Gc2
低温制冷	29	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	60900	φc3
			消耗燃气热量 (kW)	35820	Gc3
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	12100	φc4
			消耗燃气热量 (kW)	5410	Gc4
低湿制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc5
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc5
断续制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc6
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc6
名义制热	7/6	20	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	60984	φh1
			消耗燃气热量 (kW)	35820	Gh1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	6800	φh2
			消耗燃气热量 (kW)	5050	Gh2
断续制热	7/6	20	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φh3
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gh3
低温制热	2/1	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	64454	φh4
			消耗燃气热量 (kW)	54100	Gh4
超低温制热	-8.5/-9.5	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	64000	φh5
			消耗燃气热量 (kW)	58200	Gh5
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	2300	φh6
			消耗燃气热量 (kW)	5140	Gh6

表 3.6 CNCP560J NO_x12 试验排放验证数据

制冷							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	27±1	19±0.5	35±1	24±0.5	最高转速 Rcmax	551	N0xc1
②			33±1	相对湿度（40±5）%	最高转速 Rcmax	330	N0xc2
③			tc3±1		中间转速 Rc3	56	N0xc3
④			tc4±1		中间转速 Rc4	74	N0xc4
⑤			tc5±1		最低转速 Rcmin	49	N0xc5
⑥			23±1		最低转速 Rcmin	47	N0xc6
制热							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	20±1		- 5±1	相对湿度 85%	最高转速 Rhmax	58	N0xh1
②			th2±1		最高转速 Rhmax	49	N0xh2
③			th3±1		中间转速 Rh3	43	N0xh3
④			th4±1		中间转速 Rh4	29	N0xh4
⑤			th5±1		最低转速 Rhmin	34	N0xh5
⑥			14±1		最低转速 Rhmin	30	N0xh6

计算 NO_x12 值为 87.8×10^{-6} (87.8ppm)

3 CNCP710J (71kW) 测试数据

3.3.1 APF

表 3.7 CNCP710J APF 试验验证数据

项目	室外温度 ℃	室内温度 ℃	实测值 kW	项目	实测值 kW	项目	实测值 kW
名义制冷量	27/19	35/24	69722	名义制冷消耗燃气热量	49100	名义制冷消耗功率	2358
中间制冷量	27/19	35/24	32000	中间制冷消耗燃气热量	14200	中间制冷消耗功率	2101
最小制冷量	27/19	35/24	14500	最小制冷消耗燃气热量	6920	最小制冷消耗功率	1160
名义制热量	20/15	7/6	77840	名义制热消耗燃气热量	43400	名义制热消耗功率	2128
中间制热量	20/15	7/6	37000	中间制热消耗燃气热量	15600	中间制热消耗功率	1077
最小制热量	20/15	7/6	16200	最小制热消耗燃气热量	6960	最小制热消耗功率	650
低温制热量	20/15	2/1	80800	低温制热消耗燃气热量	65600	低温制热消耗功率	1910

计算 APF 值为 1.77kW/kW

3.2 NO_x12

表 3.8 CNCP710J NO_x12 试验能力验证数据

	室外温度	室内温度	条件		代号
名义制冷	35	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量（kW）	70006	Φc1
			消耗燃气热量（kW）	49450	Gc1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	9000	Φc2
			消耗燃气热量（kW）	6050	Gc2
低温制冷	29	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量（kW）	74500	Φc3
			消耗燃气热量（kW）	46200	Gc3
			发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	9400	Φc4
			消耗燃气热量（kW）	5960	Gc4
低湿制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	/	Φc5
			消耗燃气热量（kW）	/	Gc5
断续制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	/	Φc6
			消耗燃气热量（kW）	/	Gc6
名义制热	7/6	20	发动机在最高转速下运行时的制冷量（kW）	77440	Φh1
			消耗燃气热量（kW）	43760	Gh1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	6100	Φh2
			消耗燃气热量（kW）	5960	Gh2
断续制热	7/6	20	发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	/	Φh3
			消耗燃气热量（kW）	/	Gh3
低温制热	2/1	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量（kW）	80800	Φh4
			消耗燃气热量（kW）	65600	Gh4
超低温制热	-8.5/-9.5	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量（kW）	80300	Φh5
			消耗燃气热量（kW）	70650	Gh5
			发动机在最低转速下运行时的制冷量（kW）	3300	Φh6
			消耗燃气热量（kW）	6230	Gh6

表 3.9 CNCP710J NO_x12 试验排放验证数据

制冷							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	27±1	19±0.5	35±1	24±0.5	最高转速 Rcmax	460	NOxc1
②			33±1	相对湿度（40±5）%	最高转速 Rcmax	332	NOxc2
③			tc3±1		中间转速 Rc3	67	NOxc3
④			tc4±1		中间转速 Rc4	49	NOxc4
⑤			tc5±1		最低转速 Rcmin	19	NOxc5
⑥			23±1		最低转速 Rcmin	19	NOxc6
制热							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	20±1		- 5±1	相对湿度 85%	最高转速 Rhmax	95	NOxh1

②			th2±1		最高转速 Rhmax	73	N0xh2
③			th3±1		中间转速 Rh3	53	N0xh3
④			th4±1		中间转速 Rh4	40	N0xh4
⑤			th5±1		最低转速 Rhmin	16	N0xh5
⑥			14±1		最低转速 Rhmin	16	N0xh6

计算 NO_{x12} 值为 75.8×10^{-6} (75.8ppm)

3.4 CNCP850J (85kW) 测试数据:

3.4.1 APF

表 3.10 CNCP850J APF 试验验证数据

项目	室外温度 ℃	室内温度 ℃	实测值 kW	项目	实测值 kW	项目	实测值 kW
名义制冷量	27/19	35/24	83470	名义制冷消耗燃气热量	65500	名义制冷消耗功率	3170
中间制冷量	27/19	35/24	38400	中间制冷消耗燃气热量	19900	中间制冷消耗功率	2911
最小制冷量	27/19	35/24	17500	最小制冷消耗燃气热量	8650	最小制冷消耗功率	1860
名义制热量	20/15	7/6	92435	名义制热消耗燃气热量	54900	名义制热消耗功率	2620
中间制热量	20/15	7/6	44900	中间制热消耗燃气热量	18600	中间制热消耗功率	1617
最小制热量	20/15	7/6	19200	最小制热消耗燃气热量	8780	最小制热消耗功率	1260
低温制热量	20/15	2/1	91390	低温制热消耗燃气热量	72700	低温制热消耗功率	2320

计算 APF 值为 1.61kW/kW

3.4.2 NO_{x12}

表 3.11 CNCP850J NO_{x12} 试验能力验证数据

	室外温度	室内温度	条件		代号
名义制冷	35	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	84821	φc1
			消耗燃气热量 (kW)	66140	Gc1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	6300	φc2
			消耗燃气热量 (kW)	5870	Gc2
低温制冷	29	27/19	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	86200	φc3
			消耗燃气热量 (kW)	59820	Gc3
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	7400	φc4
			消耗燃气热量 (kW)	5680	Gc4
低湿制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc5

	室外温度	室内温度	条件		代号
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc5
断续制冷	29	27/16	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φc6
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gc6
名义制热	7/6	20	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	94563	φh1
			消耗燃气热量 (kW)	54860	Gh1
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	6900	φh2
			消耗燃气热量 (kW)	5680	Gh2
断续制热	7/6	20	发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	/	φh3
			消耗燃气热量 (kW)	/	Gh3
低温制热	2/1	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	94400	φh4
			消耗燃气热量 (kW)	72700	Gh4
超低温制热	-8.5/-9.5	20/15	发动机在最高转速下运行时的制冷量 (kW)	87900	φh5
			消耗燃气热量 (kW)	78320	Gh5
			发动机在最低转速下运行时的制冷量 (kW)	4600	φh6
			消耗燃气热量 (kW)	5960	Gh6

表 3.12 CNCP850J NO_x12 试验排放验证数据

制冷							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	27±1	19±0.5	35±1	24±0.5	最高转速 Rcmax	469	N0xc1
②			33±1	相对湿度（40±5）%	最高转速 Rcmax	310	N0xc2
③			tc3±1		中间转速 Rc3	58	N0xc3
④			tc4±1		中间转速 Rc4	41	N0xc4
⑤			tc5±1		最低转速 Rcmin	15	N0xc5
⑥			23±1		最低转速 Rcmin	15	N0xc6
制热							
测试点	室内温度		室外温度		发动机转速	测试值（ppm）	
①	20±1		- 5±1	相对湿度 85%	最高转速 Rhmax	111	N0xh1
②			th2±1		最高转速 Rhmax	105	N0xh2
③			th3±1		中间转速 Rh3	45	N0xh3
④			th4±1		中间转速 Rh4	35	N0xh4
⑤			th5±1		最低转速 Rhmin	12	N0xh5
⑥			14±1		最低转速 Rhmin	12	N0xh6

计算 NO_x12 值为 75.5×10^{-6} (75.5ppm)

经过对比分析,各主要性能指标均符合修订的内容。证明本修订规定的主要技术指标和技术要求既先进合理,又切实可行。

四、标准中涉及专利的情况

本标准不涉及专利问题。

五、预期达到的社会效益、对产业发展的作用等情况

通过修订，充分纳入和反映了当今新产品、新技术、新工艺的先进技术成果，对引导和规范燃气热泵技术的发展，提升标准的先进性、合理性和适用性，为提高其技术水平起到关键性的支撑作用。

本标准为燃气热泵的推广应用提供了有力的技术支撑，为指导和规范往燃气热泵产品的设计、制造、验收提供了依据，有利于提高产品的技术性能、安全可靠性及环保性能。

六、与国际、国外对比情况

本标准为国内先进水平。

与日本 JIS/B 8627-2015《燃气发动机驱动热泵空调》相比：

联机形式：本标准参考多联机国家标准 GB/T 18837-2015《多联式空调（热泵）机组》增加联机要求，日本国标没有。本标准的要求更加严格和合理。

内机组合要求参考多联机国标增加配置率台数限制，与日本国标接近。

内机风量参考多联机国标增加风能比要求，日本国标没有。风量对于能效测试结果的影响很大，风能比的要求更加贴近用户实际使用，使得测试结果更加合理。

提高 NO_x12 排放值和 APF 值要求，日本国标没有限定值，略低于日本地方（东京都）标准。

七、在标准体系中的位置，与现行相关法律、法规、规章及相关标准，特别是强制性标准的协调性

本标准在冷冻空调设备技术标准体系中属于“空气调节设备”小类。

本标准与现行法律、法规、强制性国家标准及相关标准协调一致。

八、重大分歧意见的处理经过和依据

无。

九、标准性质的建议说明

建议本标准的性质为推荐性行业标准。

十、贯彻标准的要求和措施建议

建议本标准批准发布 4 个月后实施。

十一、废止现行相关标准的建议

本标准实施时，代替 JB/T 22069-2008。

十二、其他应予说明的事项

无。