

Idraulica

专业技术信息期刊

CALEFFI
Hydronic Solutions

65

2024年1月

混合热力系统: 锅炉 - 气/水式热泵



THE CALEFFI GREEN



绿色卡莱菲
是一种思想、是我们的立身与行动方式。
是我们对生态和社会转型做出的具体贡献。

我们致力于打造一个更加负责的未来，满足今天和明天人们的需求，我们的产品更节约资源，而且以更可持续的舒适度为目标。为生命提供适宜的气候，对环境更加友好。



社论

能源的未来是可持续的

受邀为“富传奇色彩的”《水力杂志》撰写这一期社论，本人既感骄傲又深知责任重大。

本期将探讨热泵和混合热力系统这一极为热门的话题，因为在欧洲市场上热泵越来越普及，这主要源于我们正在经历着后疫情时代的能源和地缘政治危机，它既有结构性原因，也与需求和系统的实际效率有关。

虽然在葡萄牙一次能源组合中，新能源已经超过32% -- 如果只算电能这一数字高达65%（来源：欧盟统计局） -- 在地方上，我们看到去集中化的能源生产系统安装量有所增加，使得电力供应和效率有结构性提高，这也是得益于输送损耗的减少。

这种方案（自助消费模式）支撑起包括使用热泵在内的建筑领域的“电力份额”增长，也加快了热泵与我们的住宅和商用空气调节生态的融合。此外，住宅系统中的热泵（特别是“空气/空气式”和“气/水式”）在持续增加。正如最新的《葡萄牙关于可持续建筑的计划报告》中所述，近年来热泵占葡萄牙环境激励成分的四分之一以上。

不过，我们认为系统的效率并不仅仅取决于一级热源系统，可持续性也不仅仅涉及全球升温潜能值（GWP）较低或低排放的制冷剂。相反，正如这世上的万事万物一样，我们认为，正是整个系统促进和保证了能源效率，而且正是在这一领域，卡莱菲凭借其拥有的全部知识和能力提供技术先进的水力产品和解决方案，使得安装的总体效率最优化，为当前和未来市场带来了无可争议的附加值。

正是受此启发，我们对葡萄牙卡莱菲公司进行了升级改造，瞄准未来，有意识地树立市场领导者的标杆。在我们开始设计建筑的升级改造伊始，我们就很有使命感地决定，使用卡莱菲的水力控制元件实现一种舒适、愉悦、“水能”且无可争辩的效率，建成一座近零能耗建筑（NZEB）。这不仅是为了展示环保意识，也是一种营销手段，可以更好地与我们的客户和团队互动，同时提高品牌知名度。

我们建造的这座近零能耗建筑（NZEB），其能源等级为A+，几近70%的消耗是可再生能源，我们相信这将进一步助推卡莱菲与未来接轨，成为行业标杆并聚焦于专业人士、市场、家庭以及子孙后代持续负责，符合我们在意大利市场实施的战略。




Rui Pedro Torres

卡莱菲葡萄牙公司总经理

主编:
Mattia Tomasoni

责任编辑:
Fabrizio Guidetti

本期参与编辑者:
Alessia Soldarini
Domenico Mazzetti
Fabiola Platini
Marco Godi
Mattia Tomasoni
Renzo Planca

Idraulica
于1991年9月28日注册于
Novara法院
注册号: 26/91

出版社:
La Terra Promessa Onlus -
Novara

印刷:
La Terra Promessa Onlus -
Novara

Idraulica Caleffi 版权
未经许可不得复制或转载。
所有文章均为自由翻译。
中文翻译: 赵吉才

此刊物为公司内部技术交流资料;
卡莱菲公司保留对此资料进行解释
或更改的权利。

CALEFFI S.P.A.
S.R. 229, N. 25
28010
Fontaneto d'Agogna (NO)
TEL. 0322-8491
info@caleffi.com
www.caleffi.cn

卡莱菲北京办事处
地址: 北京市大兴区长子营镇长恒路
20号院联东U谷14号楼
邮编: 102615
Tel: (010) 5637 0265

目录

- 5 混合热力系统: 锅炉 - 气/水式热泵
- 6 混合热力系统
- 9 混合热力系统制冷
- 11 产生卫浴热水
- 14 混合热力系统的设计选型与验证
- 14 根据最佳运行点设计选型
- 15 深度分析: 最小性能的计算与历史趋势
- 22 基于热泵物理和技术条件限制下的优化
- 26 利用负荷系数验证热泵
- 30 深度分析: 构建简化气候曲线
- 31 混合系统的应用图示
 - 图示1 - 家用系统: 供暖与即热式卫浴热水
 - 图示2 - 家用系统: 供暖、制冷与即热式卫浴热水
 - 图示3 - 家用系统: 供暖与储热式卫浴热水
 - 图示4 - 家用系统: 供暖、制冷与储热式卫浴热水
 - 图示5 - 大中型系统: 双储水罐供暖和卫浴热水
 - 图示6 - 大中型系统: 双储水罐供暖和卫浴热水, 热泵制冷
- 44 混合热力系统水力分压式缓冲罐
- 45 热泵与R系列条款
- 50 A+ NZEB21级葡萄牙公司卡莱菲
可持续性、未来、技术: 举个例子

混合热力系统：锅炉 – 气/水式热泵

本期《水力杂志》专注深度分析锅炉和气/水式热泵相结合的混合热力系统。

此类系统是热力能源升级改造领域中非常有效的方案。其有效性不仅体现在节能上的巨大贡献，减少不可再生能源的使用和限制污染的排放，而且还体现在更有效的系统管理所带来的经济收益。

混合热力系统也不失为新建筑项目的上佳选择，尤其是针对受特定的技术所限无法只安装热泵的情况。时至今日，因其兼具灵活性和多样性，它们仍然是那些受限于特定技术条件下的首选方案。本期杂志前面部分概况性地介绍一下混

合热力系统，主要是市场上不同类型的系统。随后转而简短探讨了产生不同制冷水温的方法。之后，重点放在此类应用场合下卫浴热水的生产上，研究了其中涉及的种种不同方法。

第二部分重点探讨混合热力系统设计选型的关键方面。这一章节介绍了各种不同的设计选型方法，从最佳运行点的优化到混合热力系统设计选型的具体挑战，需要考虑到的热泵的各种技术限制。

第三部分给出实例来具体说明如何将前面的理论探讨转化为实操方案。

本期最后对于此类系统所需的特定

安全装置进行了规范化研究，重点是对相关规范进行详细分析，以确保混合热力系统的安全性和合规性。



混合热力系统

Mattia Tomasoni 工程师

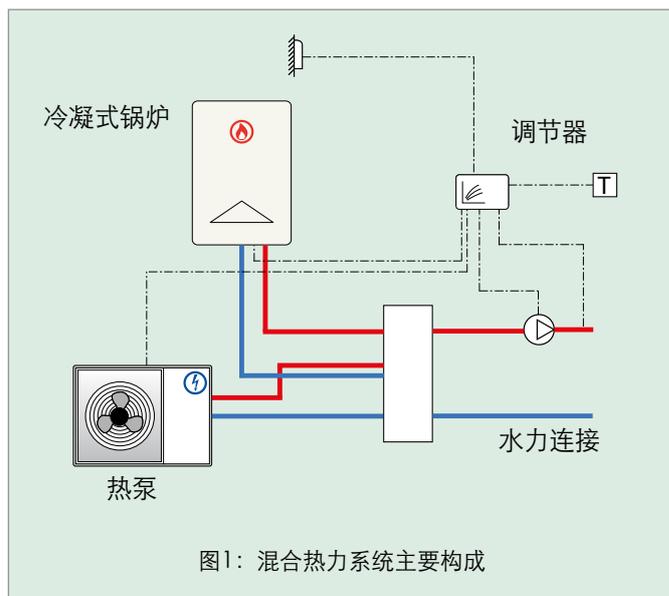
混合热力系统是一种将两种不同技术相结合的气候调节系统，其目的是提高能源效率并确保灵活的热舒适度。

到目前为止，使用最广泛的系统是将气/水式热泵和冷凝式燃气锅炉相结合，这样可以根据室外环境条件和供暖需求更好地利用两者的技术优势。

热泵利用室外空气中的热能来加热系统用水，被认为是系统的一级热源。

当外部环境不特别寒冷时，热泵可以有效地工作，当室外温度低于某一极限值时，系统第二热源-锅炉便开始运行。锅炉起着备用或辅助作用，它可以使热泵以最佳条件运行，控制峰值功率并良好地满负荷运行。

混合热力系统配有自动控制装置，可根据建筑物的外部条件和供暖需求决定何时启动哪种热源：热泵或锅炉。有时，可能需要两种热源同时工作。



混合热力系统的优点

能效

从一次能源消耗的角度来看，热泵系统非常有效，当然通常还要使用混合热力系统来节约成本。

灵活性

混合热力系统能更好地适应外部气候条件和应对单一热源系统面临的能源价格波动问题。

节约成本

双热源的控制系统可以根据管理成本最小化的原则来设置启动何种热源。

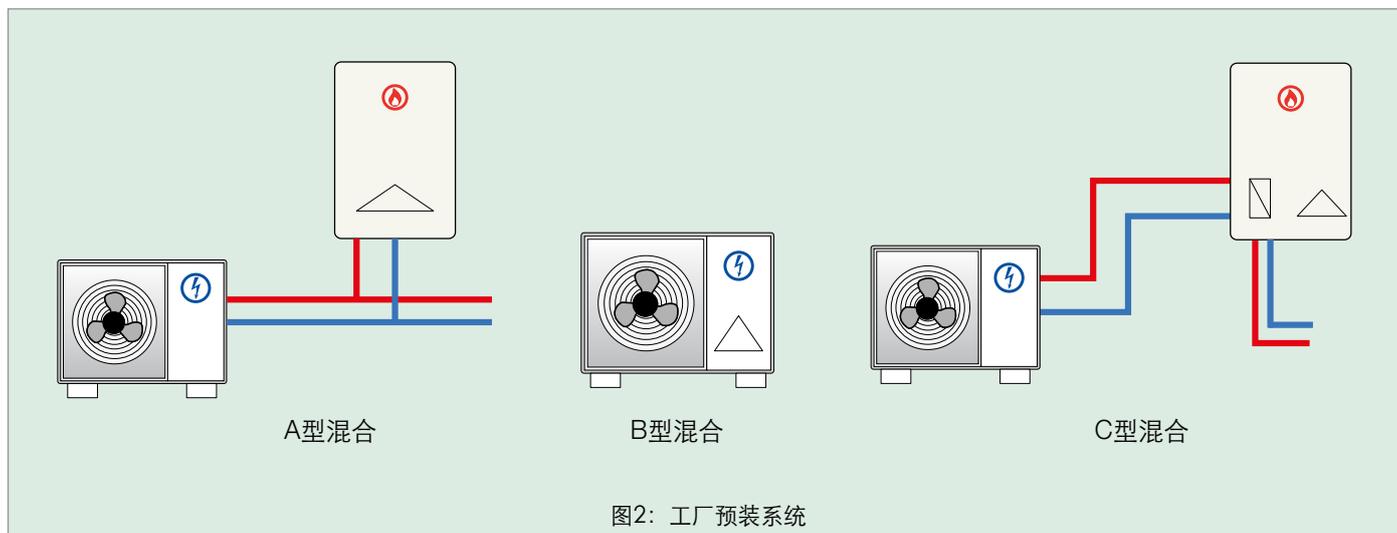
可靠性高

混合热力系统可以利用两种热源，从本质上讲比单一热源系统更可靠。

工厂预装系统

工厂制造组装的混合热力系统是由制造商设计、生产和提供质保的系统；它可以由两个独立的热源（如A型）组成，也就是常规的热泵和冷凝锅炉；也可以是一体集成（如B型），包含冷凝式燃烧功能组件和热泵功能组件；也可以是两个单元（如C型），一个由热泵功能组件的冷凝器/压缩机组成的外部单元以及一个包括冷凝燃烧功能单元和热泵功能组件的内部单元。调节系统同样由生产混合系统的制造商提供。

通常，工厂预装的系统广泛用于小型系统，以节省安装时间和空间。



现场组装系统

现场组装的混合热力系统是将不同制造商生产的组件和热源结合在一起，直接在安装现场创建量身定制的方案。这种作法好处多多。

高适应性定制。它可以高度贴合项目和客户的具体需求。可以设计和构建个性化解决方案，以最佳方式满足环境、系统应用或最终用户的需求。

系统建设过程中的灵活性。有时候，在施工期间现场条件或要求会发生变化，所以这种情况下，能够现场修改就会显得弥足珍贵。

如果结构和系统满足所有合适的条件，可以在既有的冷凝式锅炉系统上后续增加热泵。

因此，现场组装的混合系统集合了个性化、高适应性和控制的优势，形成量身定制的解决方案。不过，至关重要的是，要认真设计和协调现场组装以最大限度地利用这些优势。事实上，加码的设计任务和高度专业化安装要求对于大中型系统或者必须进行个性化定制的系统更有吸引力。

现场组装的系统有两种类型：单机系统或多机系统。

单机系统

单机系统由一台热泵和一台锅炉组成。优点很多，但也有缺点，在选择时要考虑到，主要缺点如下：

可靠性较低：如果热源本身有问题，那么单机系统很容易发生故障。如果出现故障或需要维护时，整个系统可能不得不低效运行，可能使用不畅，有时甚至中断服务。

利用率低：相对于建筑物或应用的实际需求，单机系统可能会选型过大；其结果是能效降低和运营成本增加，特别是热源的使用一直处于半负荷状态时。这种情况在使用频率不高的大型建筑中很常见。

扩展性差：如果建筑有扩建或者用户需求要因时而变时，这类系统就不太合适了。后续扩大功率可能需要大量投资，甚至不可行。

出于这些原因，在中小功率需求场景下，单机系统通常是首选，因为这类解决方案可以更简单、经济、高效地满足建筑物的供暖或制冷需求。

多机系统

多机系统由多台热泵和锅炉组成。此类配置的优点如下所示。

可靠性: 多机系统的主要优点之一是冗余。有多台热源运行,即使其中一个模块发生故障或进行维护,其他模块可以继续提供热能,最大限度地减少服务中断情况的出现。

效率和优化: 在设计良好的多机系统中,可以根据负荷要求、运行温度和外部气候条件,通过热源间最佳组合,实时优化热源的使用情况。由此可以提高系统的整体能效,减少运营成本。

可扩展性: 多机系统易于扩展。热源可以根据建筑或应用的需要进行添加或移除,更加适用于使用条件可能随时间变化的情况。

安装多机系统需要更多的投资、更多的调节时间、更高的维护成本和更大的安装空间。

正是由于这些原因,它们被用于有中高产热需求的建筑。

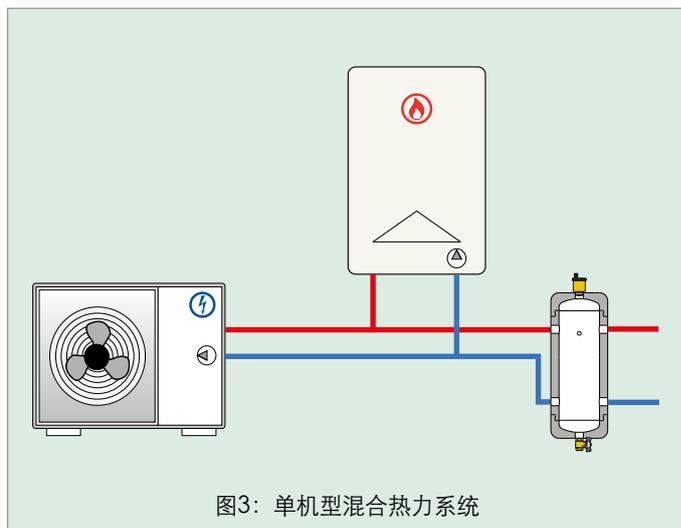


图3: 单机型混合热力系统

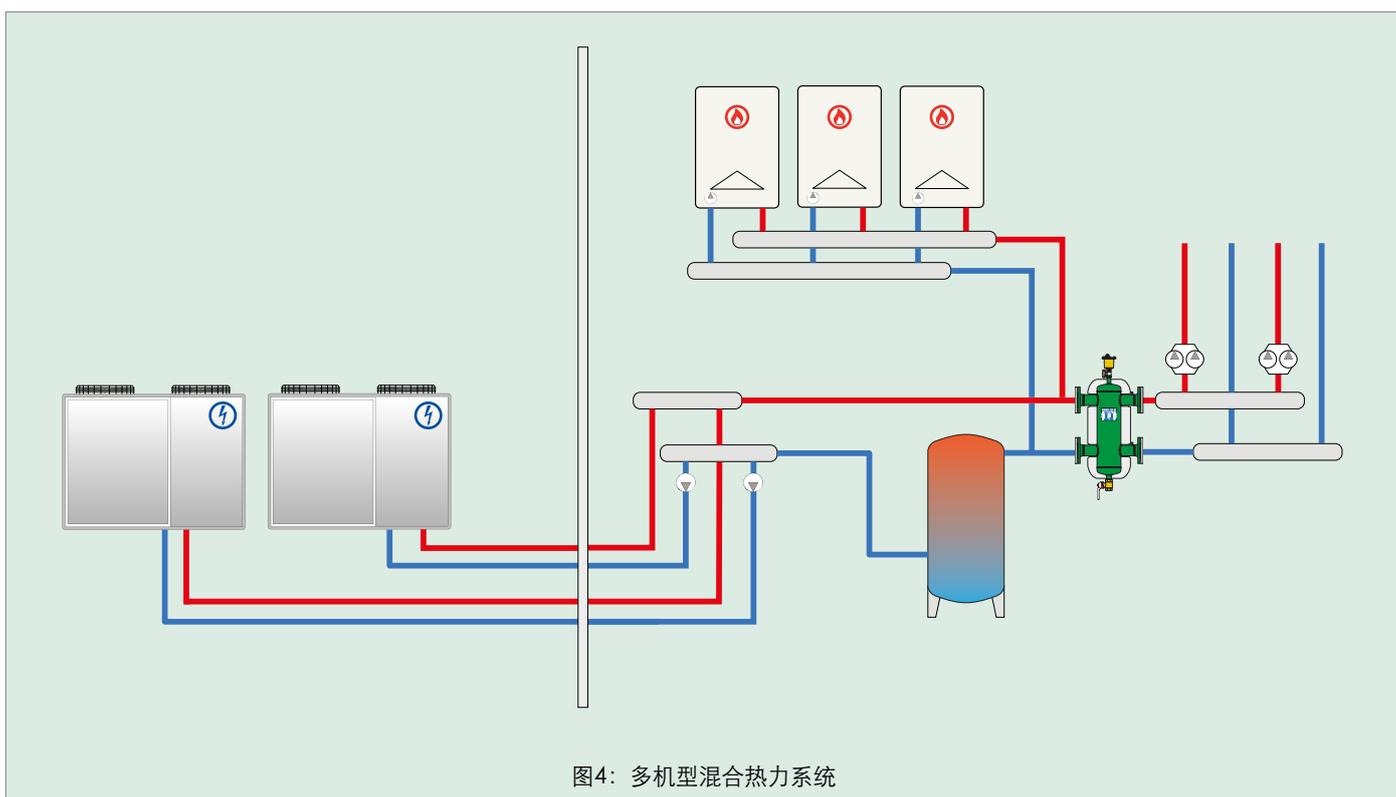


图4: 多机型混合热力系统

混合热力系统制冷

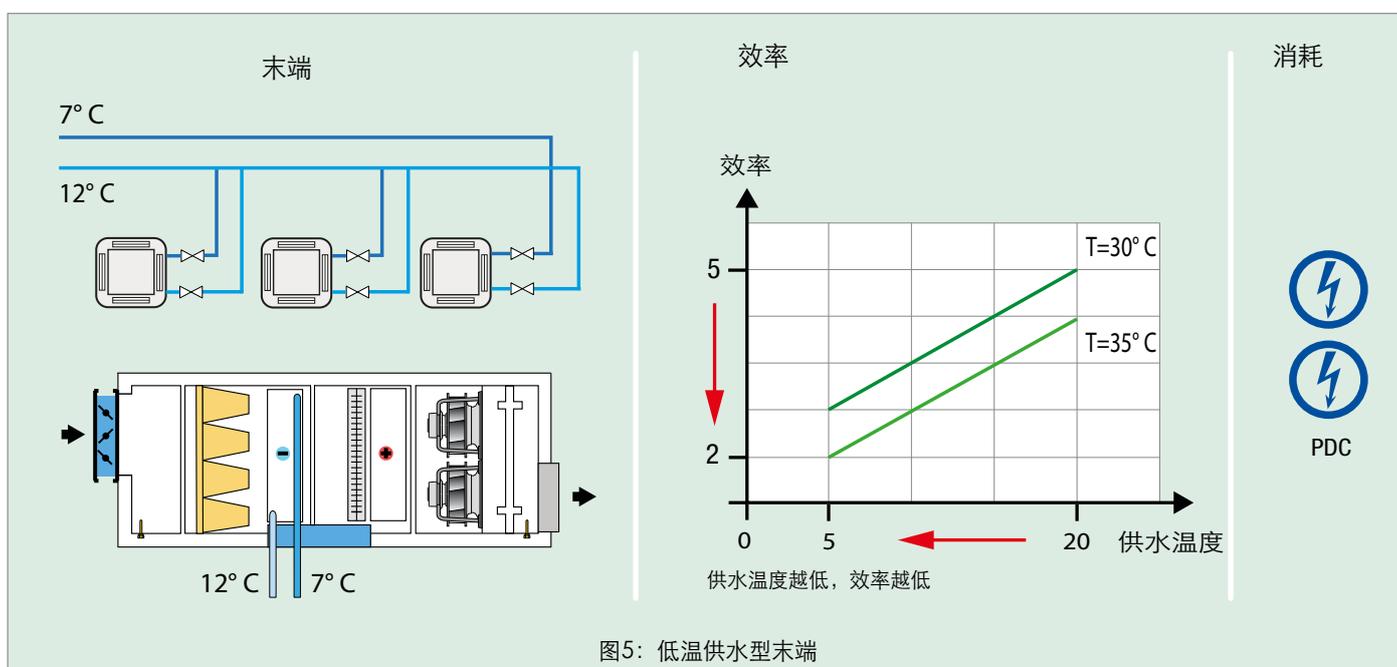
在当今的混合热力系统中，其中的热泵通过冷媒反向循环为产生制冷水提供了便利，实现室内环境的有效制冷。不过，在设计供暖和制冷系统时，在设计阶段和系统实施过程中，很有必要对一些关键方面给予重点关注。

系统的配置在这方面起着关键作用；以下是确保系统最佳运行的常用方案。

低温冷冻水生产

有些情况下，系统末端需要低温水，如空气系统中的风机盘管或制冷机组。

6~9°C低温供水能满足末端的制冷需求，同时还可能起到较好的除湿作用。



需要注意的是，这种低温供水模式相比更高水温的制冷供水模式的效率更低。

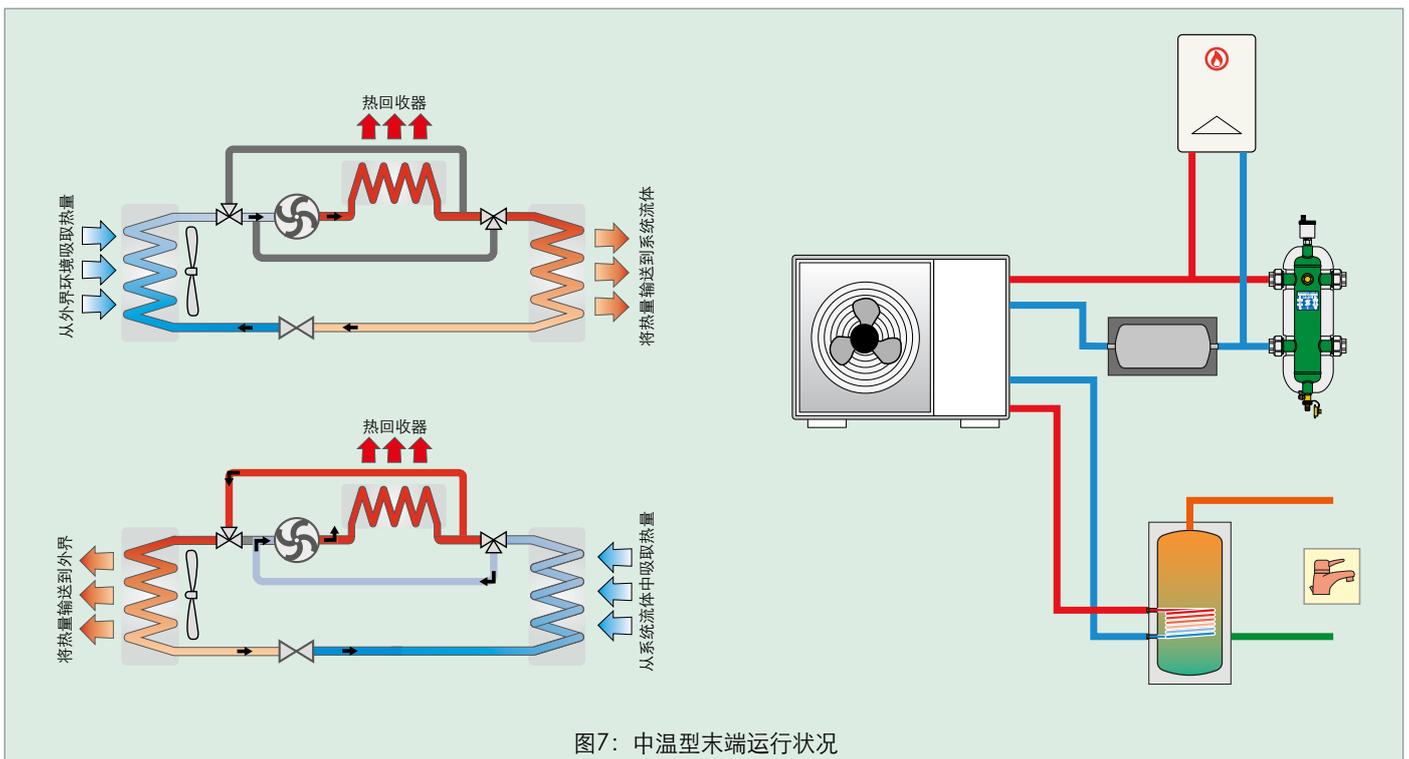
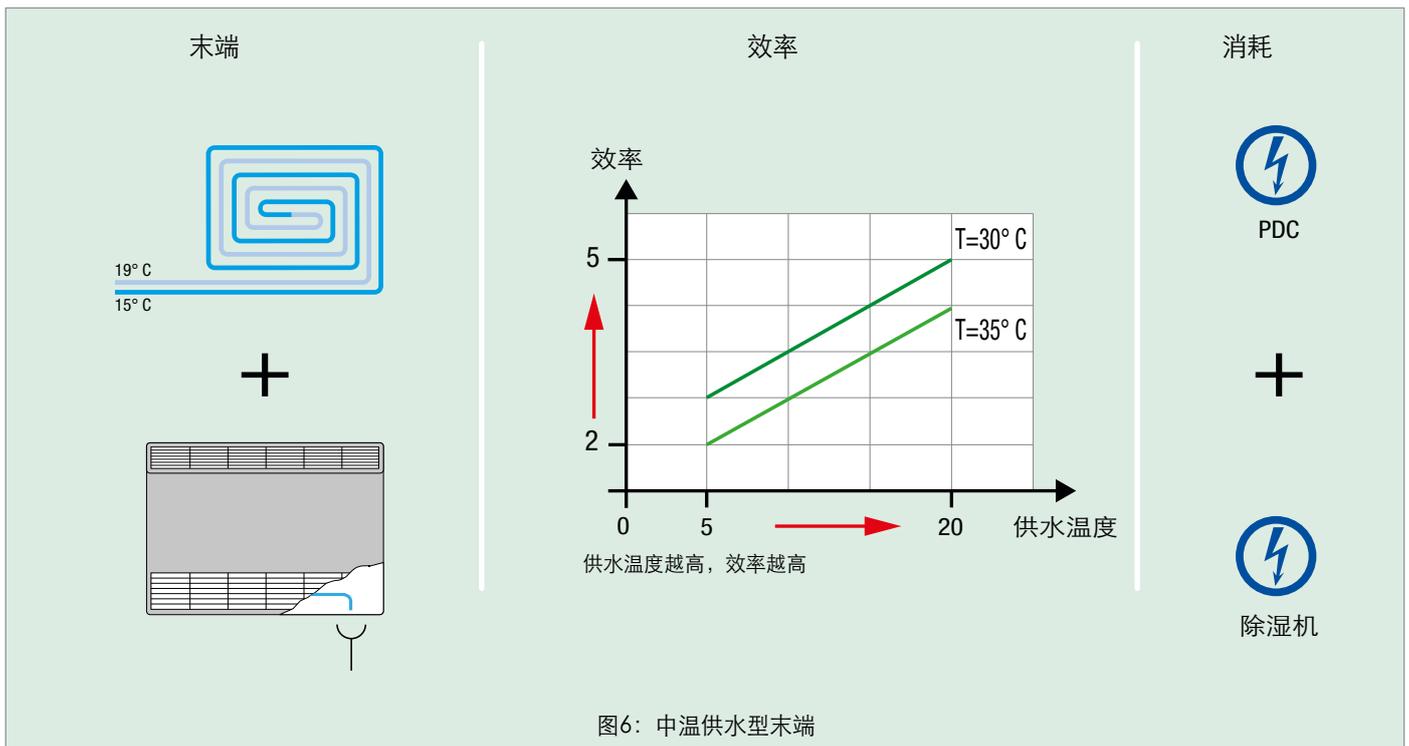
鉴于热泵产生卫浴热水也很方便，所以系统可以配置两种不同的模式：是否优先产生卫浴热水。

选择卫浴热水优先的管理策略很有针对性，主要是针对卫浴热水需求量大且可能暂时中断热泵制冷的情况。这种作法特别有效，非常适合住宅环境使用，具有卫浴热水生产效率高的优点。不过，一定要注意制冷环节中的临时停机，所以认真规划和适当管理储能流量的重要性不言而喻。

对于不选择卫浴热水优先的情况，这种方案非常适合于必须确保持续不间断的制冷而对卫浴热水需求有限的系统。这种情况在低温水运行末端的办公楼中很常见，如风机盘管系统。卫浴热水的生产通常由燃气热水器或专用锅炉负责。这种作法可以保证空调服务的连续性，代价是卫浴热水的生产效率较低。考虑到此类应用场合下卫浴热水使用有限，这还是可以接受的。

中温冷冻水生产

辐射制冷板或冷梁是要求平均工作温度为15~19°C的终端。制冷机在这一运行区间效率高。然而，在这样的供水温度下制冷的末端不能适当的除湿，因此需要额外添加设备，如除湿机。



卫浴热水生产

混合热力系统中卫浴热水可以使用专门的燃气锅炉或由两个热源组合生产。

利用热泵和锅炉组合的系统产生卫浴热水高效而灵活。热泵通过利用外部环境中的热能助力热水生产，利用可再生资源来实现能效最大化。当热泵在外界温度过低无法有效运行时，锅炉就会启动。

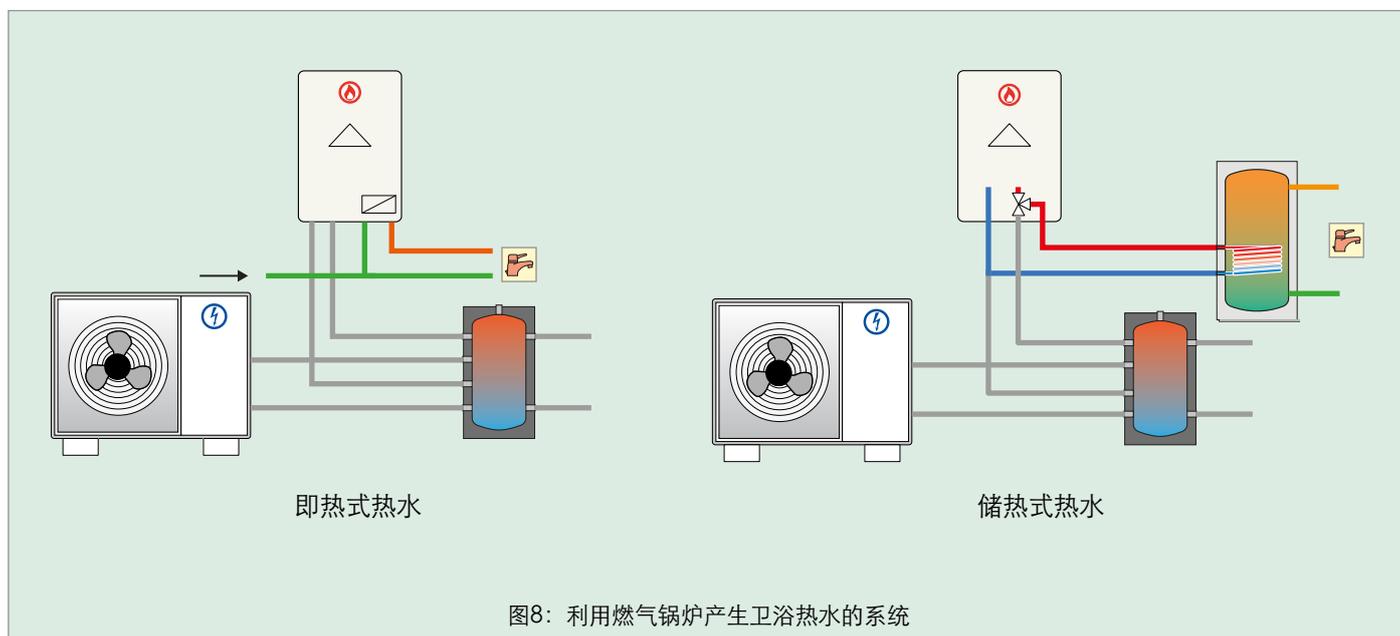
利用燃气锅炉产生热水

完全依靠锅炉产生卫浴热水的优点有：

- 设备简单：易于安装和管理。
- 可以生产高温水。
- 无需电热等辅助设备进行热力灭菌。

从能源角度来看，这种方案对混合热力系统的效率利用不充分，因为它主要靠高能耗和高排放热源产热。它适用于简单的系统或有限空间里，通常用于现有家用系统的升级改造。

这种方案的另一个好处是，它不需要利用热泵冷媒逆向循环，尤其是当热泵用于制冷的时候。



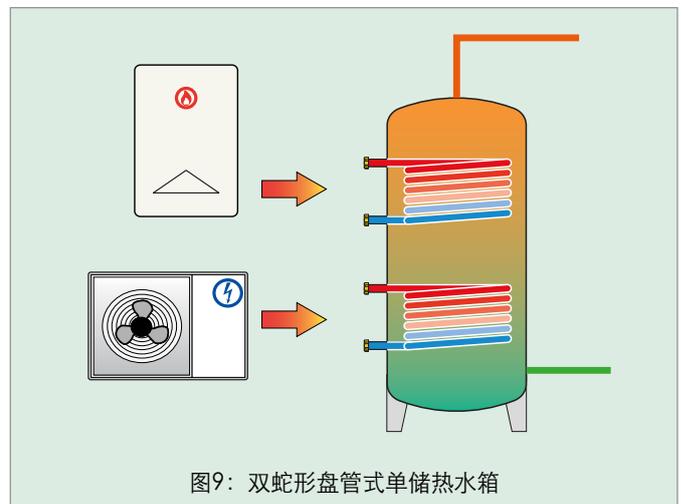
锅炉与热泵结合产生卫浴热水

锅炉与热泵结合产生卫浴热水的系统方案最为有效，因为它可以使两种热源得到充分利用。因此，它可以很好地平衡系统的持续性和可靠性，找到确保在不同环境条件下适合产生热水的完美方案。

热水通过一个或多个储热水箱提供。热泵将储热水箱里的水加热至40~45°C的温度；锅炉再进一步将水温提高到50°C~65°C之间。此种类型的系统配置可以多种多样，不过最常见的是下面这些。

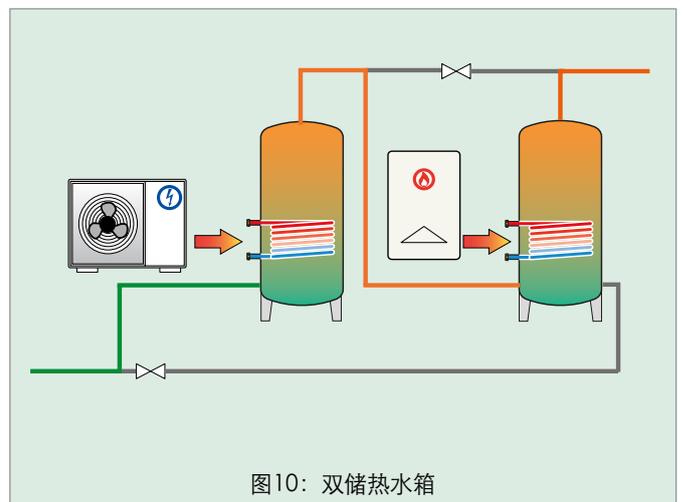
双蛇形盘管式单储热水箱

该系统的特点是将热泵连接到储水箱水温较低的下部换热器，而上部换热器则连接锅炉。这样配置除了经济和紧凑之外，还实现储水箱里的水适当的分层化。这特别适用于卫浴热水用量有限的情况，例如住宅或办公室。



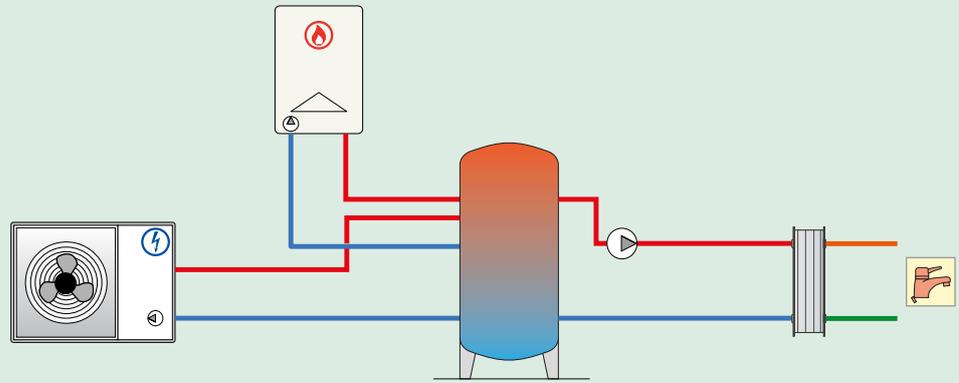
双储热水箱

该系统的第一个预加热储水箱由热泵管理，而第二个水箱由燃气锅炉供热。这种配置可以对两个水箱进行精确的温度控制。当然，必须注意的是它更占空间，成本更高。这种方法经常被用于卫浴热水消耗量大的场所，如酒店、医院和疗养院，这些地方要优先保证可靠而持续的热热水供应。



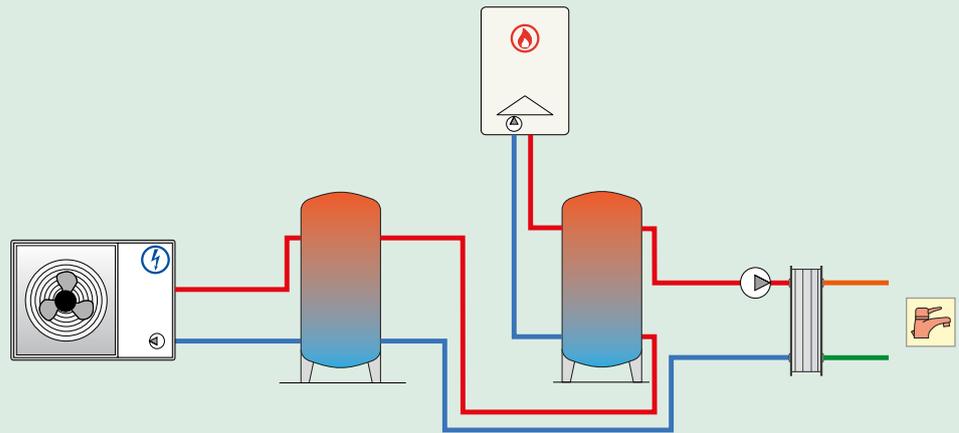
在混合热力系统中，可以选择卫浴热水服务或制冷水生产的优先。从能源角度来看，通常会倾向于优先生产卫浴热水。不过在特定的情况下，例如办公楼，空气调节服务的暂停可能会造成不便，因此可能首选制冷，而不是卫浴热水。这两种方案都可以通过使用外部换热器和技术用水的储热水箱来完成。

单储热水箱
产生卫浴热水



可分层水温储能的卫浴热水即热系统的功能图示。锅炉加热储能水箱上部，而热泵负责下部预热。

双储热水箱
产生卫浴热水



串联技术用水储热水箱的卫浴热水即热生产系统的功能图示。第一个预热储能水箱通过热泵加热，而第二个升温储热水箱由锅炉加热。

图11：带技术用水储热水箱的卫浴热水即时生产

混合热力系统的设计与验证

Mattia Tomasoni 工程师

锅炉与热泵组成的混合热力系统其设计选型可以通过不同的方法解决，可分为两大类，每一类都着重优化混合热力系统的某一方面。

第一类侧重于优化系统运行中的整体效率，通过热泵和锅炉间的协同将运行成本降至最低。该方法考虑到热泵的运行温度、不同室外温度下的效率和容量等变量，确保在不同气候条件下的最佳运行状态。

而第二种方法侧重于热泵的物理和技术局限，从而决定热泵能提供的最大功率和最高供水温度。主要目标是调节混合热力系统，让热泵安全高效地运行，防止出现超过其运行极限，无法达到设计条件或效率低下等问题出现。



图12：混合热力系统设计的可能方法

根据最佳运行点设计选型

按照混合热力系统最佳运行点设计选型，其目的是优化热源的整体经济效率，包括热泵和冷凝式锅炉。这种方法综合考虑每种热源的热能成本，力求最大限度地提高经济效率。

正如之前的《水力杂志》（参见第61和64期《水力杂志》）中所分析的那样，热泵和冷凝式锅炉的效率可能会出现巨大波动，热泵对环境因素特别敏感，如室外温度、出水温度和饱和度。最佳运行点法的重点在于确定最小性能系数（ COP_{MC} ），低于该系数，使用冷凝式锅炉比使用热泵更划算。

确定了最小性能系数之后，混合热力系统的设计要求锅炉的选型能满足最大的热输出需求，而热泵的选型要能保证

最小性能系数条件所要求的功率。这样才能保证整个系统的运行经济、高效。

锅炉的设计选型从技术上讲并不是特别复杂，而热泵的选型可能会因为考虑变量很多而造成一些困难。下面介绍两种热泵选型方法，依据是：

- 室外温度与定值供水温度。
- 室外温度与气候补偿式供水温度。

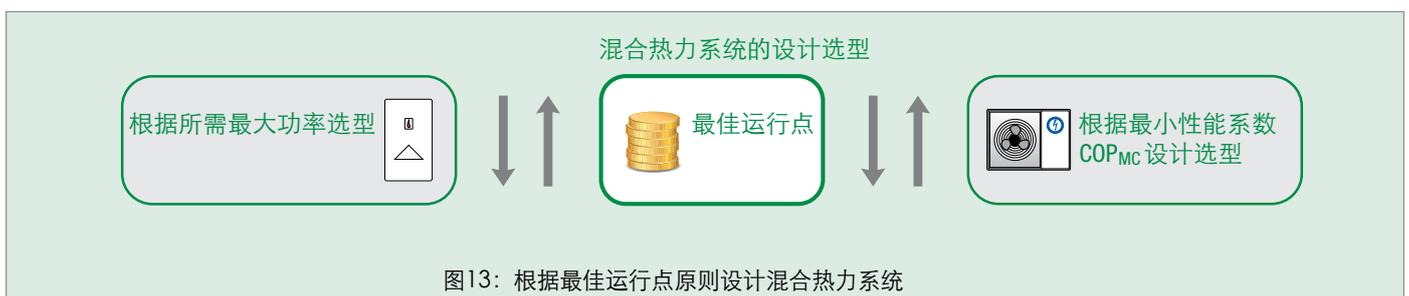


图13：根据最佳运行点原则设计混合热力系统

深度分析：最小性能系数的计算与历史趋势

最小性能系数 (COP_{MC}) 指的是热泵的产热成本与同等能量下燃气锅炉产热成本相同时的COP值。换句话说，最小性能系数 (COP_{MC}) 代表的是热泵和燃气锅炉之间的运行成本相等的点。该参数的计算是把对两种热源产生热能的相关成本的评估作为依据。公式1用来计算燃气锅炉产生1 KW时热能的成本，而公式2用于计算与热泵产生热能相关的成本。

为了找到表示成本等效性能系数的最小性能系数 (COP_{MC}) 值，可以让公式1中的方程等于公式2的方程，如公式3所示。

考虑到燃气的低位恒定热值9.7 kWh/smc和98%的平均锅炉效率，公式3可以简化为公式4。

经过简化，可以一眼看出最小性能系数与电力成本成正比，与燃气成本成反比。历史上，这两种能量介质的成本都经历过很大的波动，但它们的比率却相对稳定，除了最近一段时间以来，电价的上涨和天然气成本的下降导致了最小性能系数变大，才使得使用热泵没那么有优势了。

$$Costo \cdot kWh_{t} = \frac{Costo \cdot SMC_{GAS}}{PCI_{GAS} \cdot \eta_{CALDAIA}}$$

其中

Costo SMC_{GAS} = 燃气的标准立方米成本

PCI_{GAS} = 燃气低位热值

$\eta_{CALDAIA}$ = 锅炉效率

公式1

$$Costo \cdot kWh_{t} = \frac{Costo \cdot kWh_{电}}{COP}$$

公式2

$$\frac{Costo \cdot SMC_{燃气}}{PCI_{燃气} \cdot \eta_{锅炉}} = \frac{Costo \cdot kWh_{电}}{COP}$$

所以

$$COP_{MC} = \frac{Costo \cdot kWh_{电}}{Costo \cdot SMC_{燃气}} \cdot PCI_{燃气} \cdot \eta_{锅炉}$$

公式3

$$COP_{MC} = 9.5 \cdot \frac{Costo \cdot kWh_{电}}{Costo \cdot SMC_{燃气}}$$

公式4

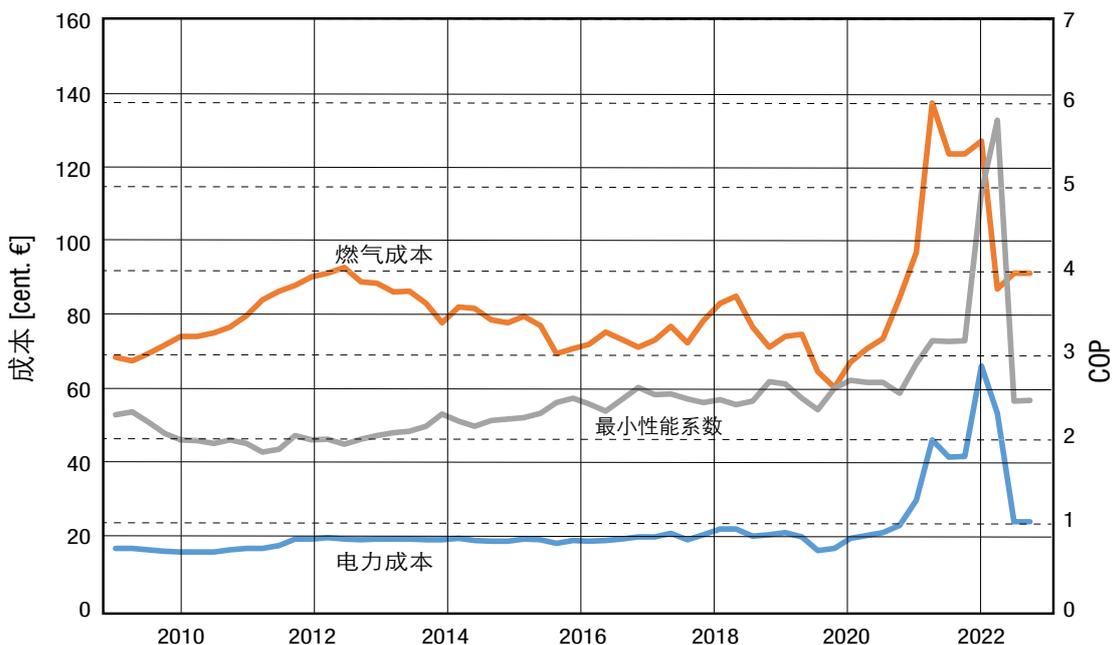


图14：能源价格的历史走势和热泵最小性能系数关系图（平均价格来源意大利能源管理局）

室外温度和定值供水温度

根据室外温度和恒定供水温度决定热泵的设计选型，这种方法被广泛使用而且相对简单。这一方法侧重于热泵的性能系数（COP）随室外温度的变化而变化，假定供水温度恒定，且不考虑热泵的热负荷因数（输出功率和额定功率之间的比率）。

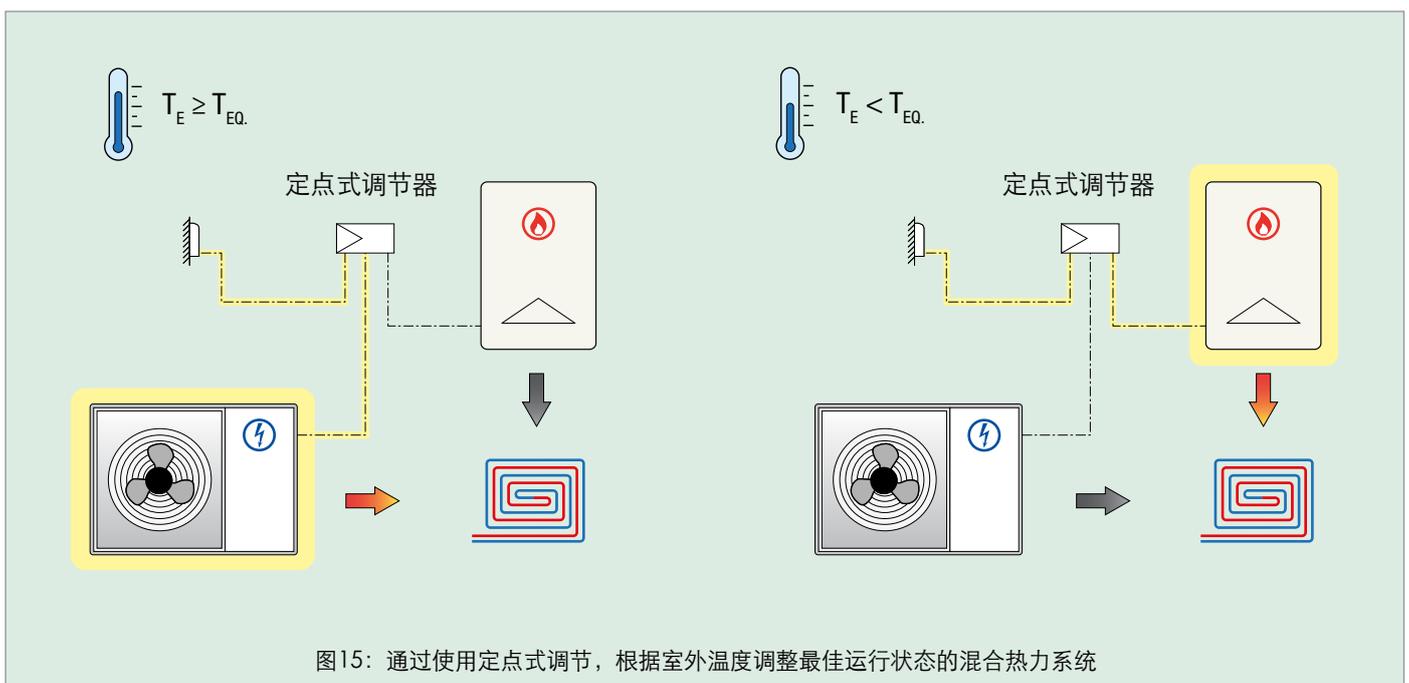
选型过程按以下步骤进行：

1. 根据确定的设计功率（ P_{PRG} ）进行锅炉的选型。
2. 计算最小性能系数（ COP_{MC} ）（参见第15页公式4）。
3. 确定等效温度（ T_{EQ} ），即基于制造商提供的性能系数（COP）参数曲线所得到最小性能系数（ COP_{MC} ）的室外温度。
4. 计算出为建筑物供热到等效温度（ T_{EQ} ）所需的功率。计算可以使用建筑物的参数曲线（或能量特征，通过专门软件获得）或从设计功率和零负荷温度（通常约16°C）出发使用更简单的线性插值。
5. 根据制造商提供的图表，计算在等效温度和设计供水温度下热泵的功率补偿系数。

6. 根据补偿系数按比例选择最接近等效温度（ P_{EQ} ）下功率的市场上可选热泵。

在混合热力系统中，建议选择比计算功率稍小的热泵，因为这种简化计算没有把建筑物的热惰性考虑在内。相较于选型过大的热泵，略低选型的热泵具有更高的饱和度和效率保证。

这种设计选型所用的管理系统是基于等效温度，最为简单且常用；在实践中，当室外温度低于等效温度时，混合热力系统会使用锅炉，而当室外温度高于等效温度时，混合热力系统会关闭锅炉而依靠热泵供暖。



选型范例:室外温度和定值供水温度

用最佳运行点为混合热力系统的设计选型时仅考虑室外温度和以下设计数据:

- 燃气成本: 0.65 €/smc
- 电费: 0.22 €/kWh
- 设计功率: $P_{PRG} = 10 \text{ kW}$ - 室外温度 $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- 热泵参数曲线: 见图16和17
- 可用规格: 6 kW - 8 kW - 10 kW - 12 kW
- 系统供水设计温度: 定值 $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

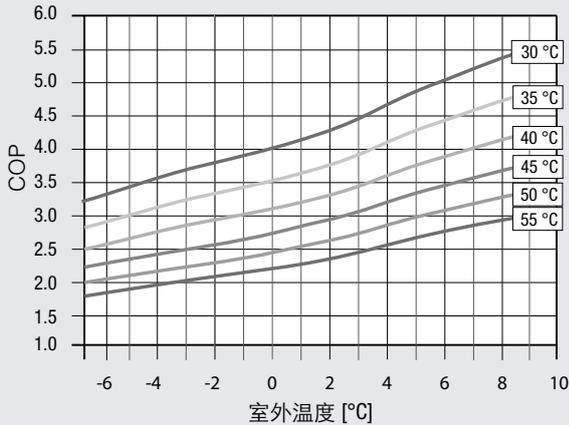


图16: COP曲线 (来自制造商的技术文件)

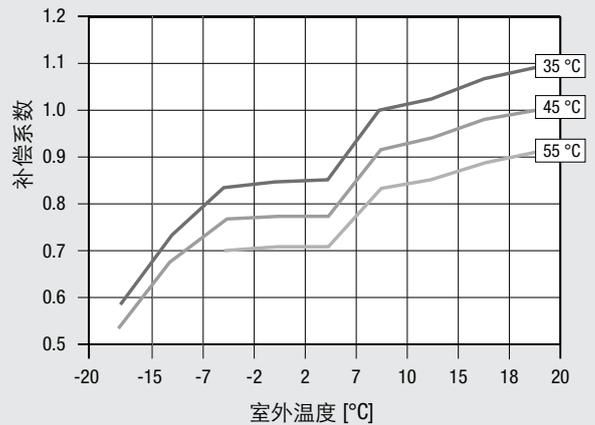


图17: 热功率补偿系数曲线 (来自使用R410的热泵制造商的技术文件)

1. 锅炉选型

锅炉功率须大于或等于设计功率 ($P_{PRG} = 10 \text{ kW}$)。它要在定值供水温度等于设计温度 (40°C) 条件下运行。

2. 最小性能系数的计算

运用第15页深度分析中的公式4计算最小性能系数。

$$COP_{MC} = 9.5 \cdot \frac{\text{Costo kWh}_{\text{电}}}{\text{Costo SMC}_{\text{燃气}}} = 9.5 \cdot \frac{0.22}{0.65} = 3.22$$

3. 确定等效温度

通过分析热泵的技术曲线 (图18)，假定供水温度为 40°C ，则可得到室外等效温度 $T_{EQ} = 2^{\circ}\text{C}$ 。

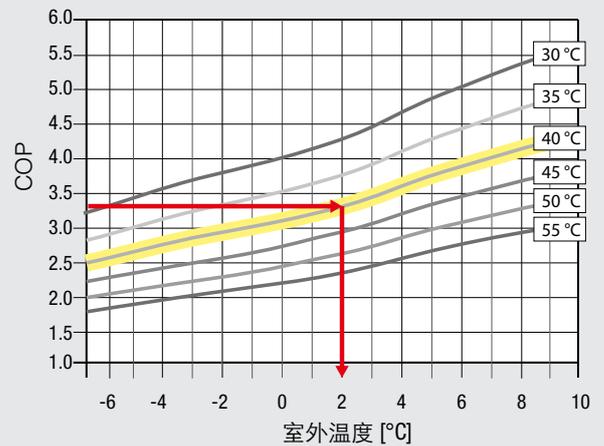


图18: 等效温度的选择



4. 为建筑物供热到等效温度所需功率计算

通过线性插值，以室外温度为16°C时负荷为零为起点，可以得出建筑物的特性曲线（图19）。等效温度（ $T_{EQ}=2^{\circ}\text{C}$ ）下与曲线相交时，得出为建筑物供热所需功率 $P_{EQ}=6.5\text{ kW}$ 。

5. 补偿系数的计算

根据热功率补偿系数曲线，在室外温度等于 $T_{EQ}=2^{\circ}\text{C}$ 和供水温度为 40°C 时，可得出补偿系数0.82（ $CC=0.82$ ）（图20）。

6. 选择热泵

然后，我们可以用 P_{EQ} 除以补偿系数推导出热泵的额定功率。

$$P_{NOM} = \frac{P_{EQ}}{CC} = \frac{6.5}{0.82} = 7.92\text{ Kw}$$

因此，选择额定功率为8 kW的热泵是正确的。

结论

根据设计数据，要保证最佳运行点，可以根据以下参数选择混合热力系统：

- 调节 $T_{EQ} = 2^{\circ}\text{C}$
- 额定功率热泵 = 8 kW ($T_M 35^{\circ}\text{C} / T_E 7^{\circ}\text{C}$) 定值供水= 40°C
- 锅炉功率 $P = 10\text{ kW}$ 定值供水= 40°C

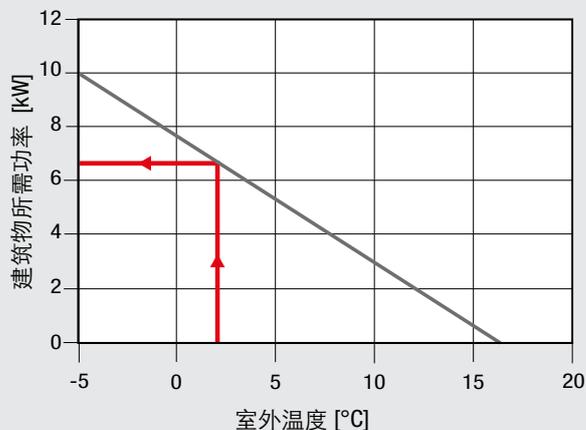


图19: 建筑物参数曲线

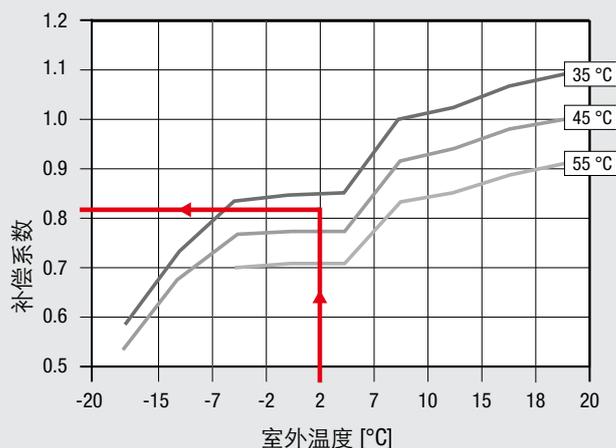


图20: 热功率的补偿系数

根据气候调节式供水温度与室外温度设计选型

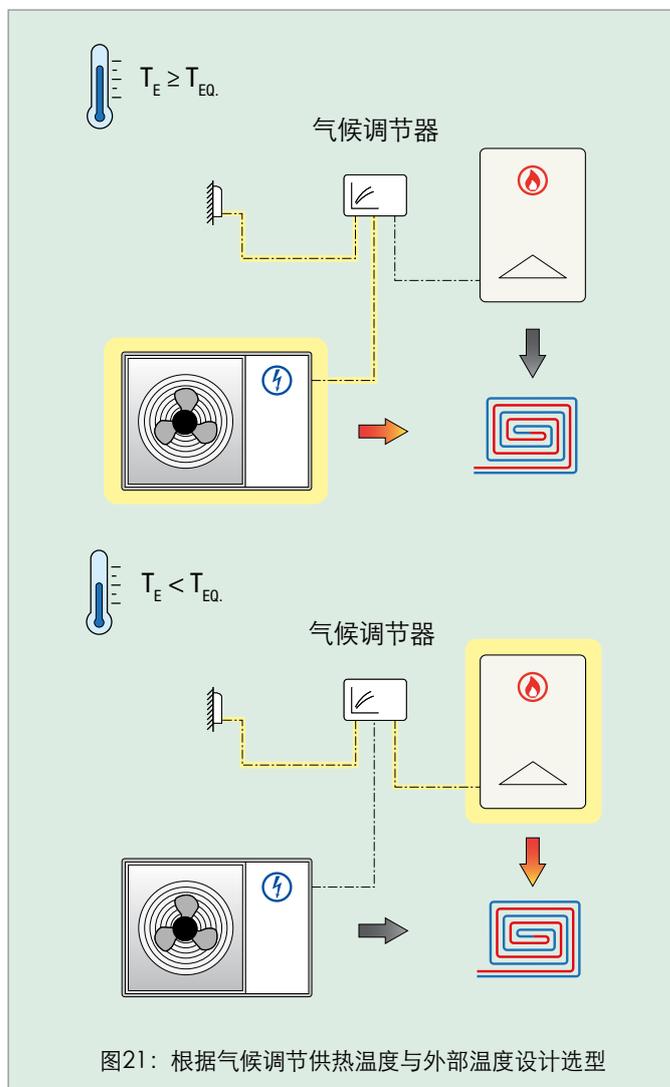
与完全根据室外温度选型方法相反，把气候调节式供水温度也考虑在内的混合系统更有效，当然它需要一些稍微复杂的计算。这种计算方法是基于热泵的性能系数（COP）和混合热力系统可以使供水温度适应气候条件的能力，而不考虑热泵的负荷因素。

选型过程展开如下：

1. 锅炉的选型按确定的设计功率（ P_{PRG} ）进行。
 2. 计算最小性能系数 COP_{MC} （见第15页公式4）。
 3. 确定混合热力系统的气候运行曲线。
 4. 根据第3点中确定的供水温度和室外温度，应逐点构建热泵的效率曲线。这一过程要用到制造商提供的曲线，并通过一个热泵功率初步估值，约为建筑物所需峰值功率的80%。从最小性能系数 COP_{MC} 开始，在构建的曲线上确定等效温度（ T_{EQ} ）。
 5. 计算为建筑物供热到等效温度（ P_{EQ} ）所需功率。计算可以使用建筑物的特性曲线（或能量特征，通过专门软件获得）或利用更简单的线性插值进行，从设计功率和零负荷温度（通常约 $16^{\circ}C$ ）开始。
 6. 根据生产商提供的图表，计算在等效温度和设计供水温度下热泵功率的补偿系数。
 7. 根据补偿系数，选择市面上最接近 P_{EQ} 功率比例的热泵。
- 按照这种选型方法选的混合热力系统可以有两种调节类型：
- 第一种是典型的集成式混合热力系统，既可以调节系统内的供水温度，也可以根据室外温度启动热泵或燃气锅炉。
 - 第二种根据热泵COP值的内部映射读取供水温度和室外温度，并控制启动混合热力系统的哪一个热源。

与定点式模拟调节选型法相比，气候调节式供水温度选型法的等效温度通常会略低。这往往会降低热泵的使用时间，降低整体运行成本。然而，通常热泵选型会更大，初次成本投入更高。

此外，正如“根据负荷系数验证热泵”一章中所详述说



的那样，热泵选型过大，会因负荷系数而耗能增加。因此，热源选型要谨慎，有些情况下，可能需要通过提高等效温度作轻微调整，以求在效率和成本之间的获得更好的平衡。

根据气候调节式供水温度与室外温度设计选型

用最佳运行点确定混合热力系统的选型，要考虑室外温度和气候调节式供水温度，以及以下设计数据：

- 燃气成本: 0.65 €/smc
- 电费: 0.22 €/kWh
- 设计功率: $P_{PR} = 10 \text{ kW}$ 设计室外温度为 $-5 \text{ }^\circ\text{C}$
- 热泵特性曲线 见图 22 - 23
- 可用规格: 6 kW - 8 kW - 10 kW - 12 kW
- 设计温度: $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (对应室外 $-5 \text{ }^\circ\text{C}$)
- 供水温度: 根据气候调节。

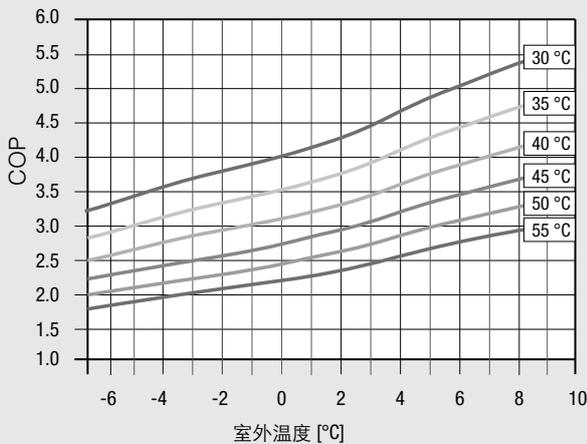


图22: COP曲线 (来自制造商的技术文件)

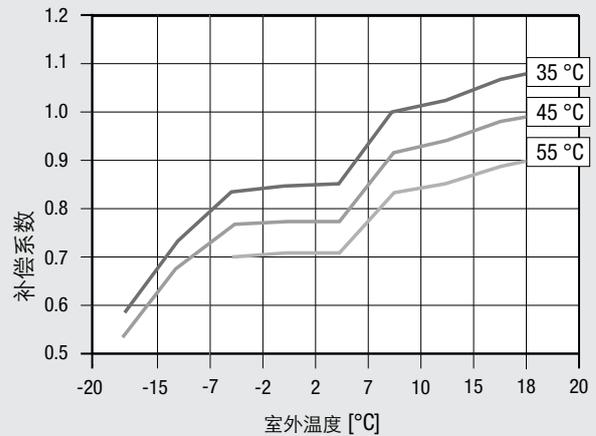


图23: 热功率补偿系数曲线 (来自使用R410的热泵制造商的技术文件)

1. 锅炉选型

锅炉的功率须大于或等于设计功率 ($P_{PR} = 10 \text{ kW}$)。它要在气候调节式供水最高温度等于设计温度 ($T_{PR} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$) 条件下运行。

2. 最小性能系数的计算

$$COP_{MC} = 9.5 \cdot \frac{Costo \text{ kWh}_{电}}{Costo \text{ SMC}_{燃气}} = 9.5 \cdot \frac{0.22}{0.65} = 3.22$$

运用第15页深度分析中的公式4计算最小性能系数。

3. 构建气候调节曲线

假定设计供水温度 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ，零负荷为 $16 \text{ }^\circ\text{C}$ ，可得如图24所示的线性气候调节温度曲线。

4. 构建正确的性能系数曲线

通过厂商提供的性能系数特性曲线与供水温度 (图24) 相交，可以推导出热泵的效率曲线 (见图25中黄色曲线)。假设最小性能系数 COP_{MC} 等于3.22，我们可以确定对应于 $-1 \text{ }^\circ\text{C}$ 的等效温度 (T_{EQ}) (图25)。

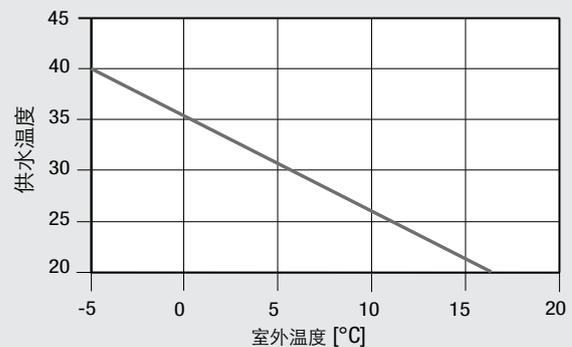


图24: 气候调节曲线



5. 为建筑物供暖到等效温度所需功率计算

通过线性插值,使外部空气温度为 16°C 时负载为零,可以得出建筑物的特性曲线(图26)。等效温度($T_{\text{EQ}}=-1^{\circ}\text{C}$)下与曲线相交时,得出为建筑物供热所需功率 $P_{\text{EQ}}=8\text{ kW}$ 。

6. 补偿系数的计算

根据热功率补偿系数曲线,在外部温度等于 $T_{\text{EQ}}=-1^{\circ}\text{C}$ 和供热温度为 36°C (从图24气候曲线获得)时,可得补偿系数0.85(图27)。

7. 选择热泵

为了确定热泵的额定功率,我们可以用 $P_{\text{EQ}}=8\text{ kW}$ 除以补偿系数,由此获得热泵额定功率 9.4 kW 。这样,就可以选择额定功率为 10 kW 的热泵。

结论

根据设计数据,为了确保最佳运行点,可以选择以下参数的混合热力系统:

- 锅炉最小功率 = 10 kW 。
- 热泵额定功率 = 10 kW ($T_{\text{M}} 35^{\circ}\text{C} / T_{\text{E}} 7^{\circ}\text{C}$)。
- 气候调节式温度系统,可以根据室外温度的变化优化效率。
- 等效温度 $T_{\text{EQ}} = -1^{\circ}\text{C}$ 即使在室外温度较低的情况下也能确保热泵有效运行。

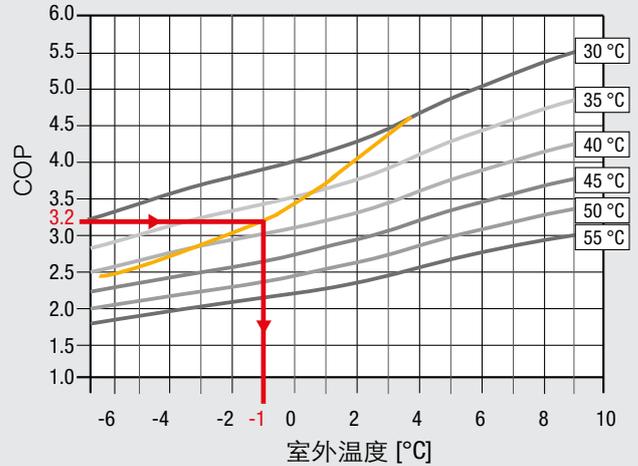


图25: 曲线与气候曲线对照

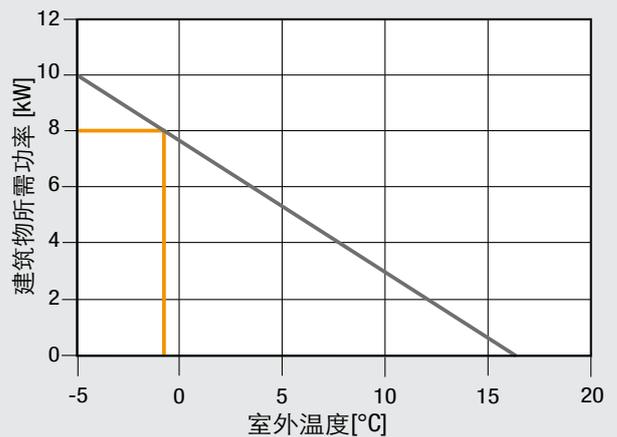


图26: 建筑物参数曲线

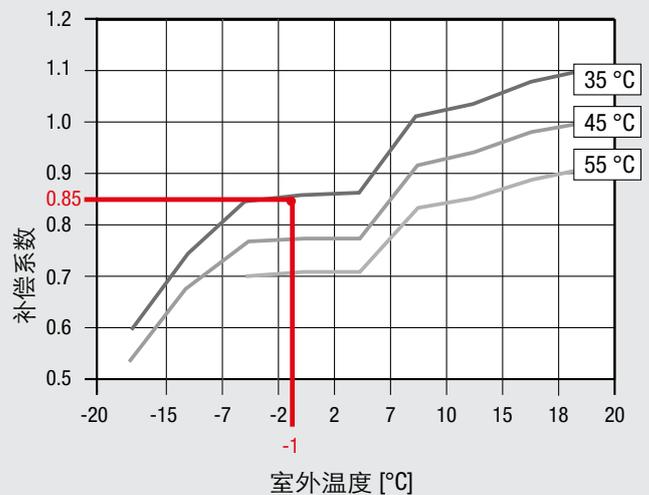


图27: 热功率补偿系数曲线

基于热泵物理和技术条件受限的优化

有些情况下，混合热力系统选型并不遵循最佳运行点原则，而是基于热泵的物理受限条件。其中之一就是由于设备所能达到的固有值决定了热泵的最高温度。因此，热泵并不能与所有散热系统，除非它们是专门为此而设计的。

很典型的就是设计供水温度通常高于60°C的散热器系统。而热泵通常无法在50°C以上经济高效地供热。

如果遇到这样的条件限制，采用气候调节式的混合热力系统会很有利。在寒冷时节，当室外温度导致热泵不能有效达到供热温度时，就可以使用锅炉，而在室外温度条件较温和时，供水温度要求不高时，可以启动热泵。

在特定情况下，混合热力系统的局限由热泵所能输出的最大功率来决定。这种局限主要受两大原因制约：第一个是投入，因为热泵是混合热力系统中最昂贵的部件；第二个是电网输送的电力限制，这一制约条件既可能出现在家用系统中，也可能出现在较大型的商用系统中。

根据最高可供水温度的选型

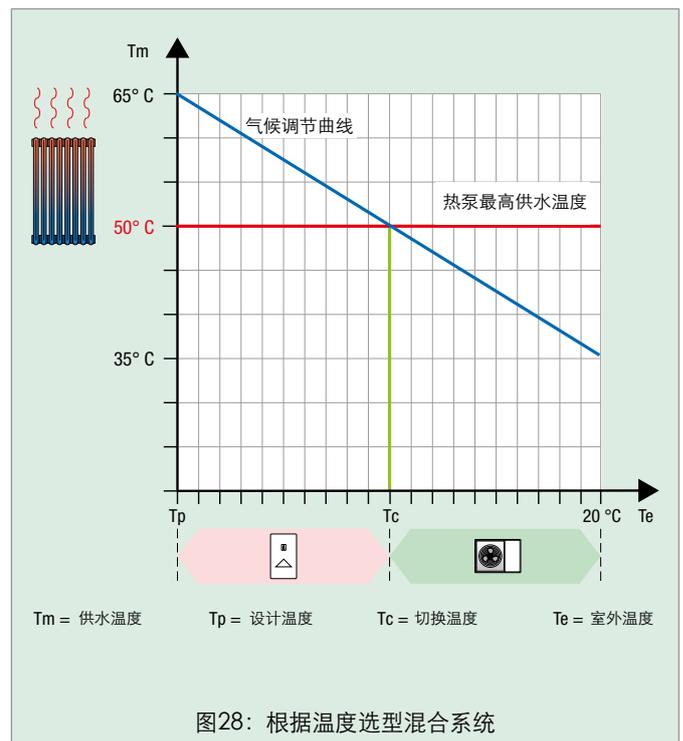
如上所述，这种方法涉及热泵和锅炉之间的外部切换温度，即所谓的等效温度。不过，与基于热源效率进行选型方法不同，在这种情况下，等效温度是按照系统的气候曲线和热泵的最高可供水温度计算的。

选型过程可概括为以下步骤：

1. 根据确定的设计功率为锅炉选型。
 2. 根据室外温度和设计的供水温度确定系统的气候曲线。
确定热泵的最高供水温度。
 3. 确定切换温度，通过两条曲线相交确定热泵和锅炉之间的切换。
 4. 计算为建筑物供热到第3点中切换温度所需的功率，并选择市面上最接近计算功率的热泵，混合热力系统可选型稍低。
- 这样选型出来的混合系统可以通过两种方法控制：

- 第一个方法是集成式混合热力系统的典型作法，根据室外温度变化既可以调节供水温度又可以启动合适的热源。
- 第二个方法通过参照气候调节曲线，根据设计温度和室外温度调节切换温度，并根据这些参数管理热源的启停。

该方法根据设计温度优化热泵规格：在温度高时降低热泵规格，温度低时增大热泵规格。在设计温度较高的情况下，要适当评估投入，因为热泵在供暖季节每天只运行几个小时。相反，设计温度低时，等效点出现时的温度可能低于往常所认为的最佳运行点位。这种情况下，根据上述标准重新调整系统的规格更为有利。



设计选型范例

考虑到热泵最高可供热温度，为具有以下参数性能的现有散热器系统设计选型混合系统：

- 设计温度 $T_{PR} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- 设计功率 $P_{PR} = 10\text{ kW}$ 设计外部温度为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- 特性曲线 29 - 30
- 商用规格: 6 kW - 8 kW - 10 kW - 12 kW

1. 锅炉选型

锅炉的功率必须大于或等于设计功率 $P_{PR} = 10\text{ kW}$ 。它须在定点式供热温度等于设计温度 ($T_{PR} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$) 时运行。

2. 气候曲线的构建

假定设计温度 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，并假设负载零度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，可得线性气候温度曲线，如图30所示。

3. 确定平衡温度

通过热泵可供热温度与系统的气候曲线相交，可以确定平衡温度 $T_{EQ} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

4. 热泵的选择

从建筑物的特性曲线中，可得到 $T_{EQ} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的功率，结果是 6 kW ，与市面上的热泵兼容。

结论

根据设计数据，如果一个系统的相关参数如下，那么就可以选择一个混合系统来保证满足按设计温度供热：

- 锅炉最小功率 = 10 kW
- 热泵额定功率 = 6 kW
- 供热温度调节系统的调节基于外部气候条件和供热温度，热泵和锅炉之间的转换供热温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。
- $T_{EQ} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 即使在室外温度较低时也能确保热泵的有效运行。

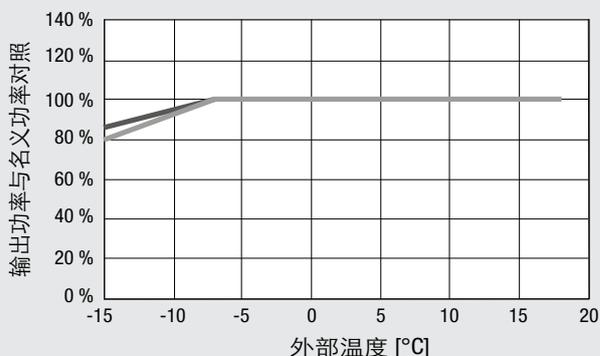


图29: 使用R32的性能系数特性曲线 (来自制造商的技术文件)

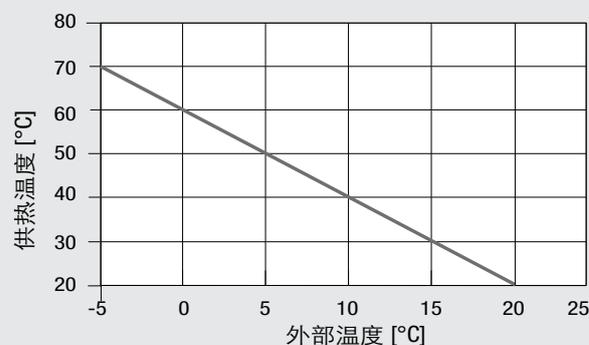


图30: 气候调节曲线

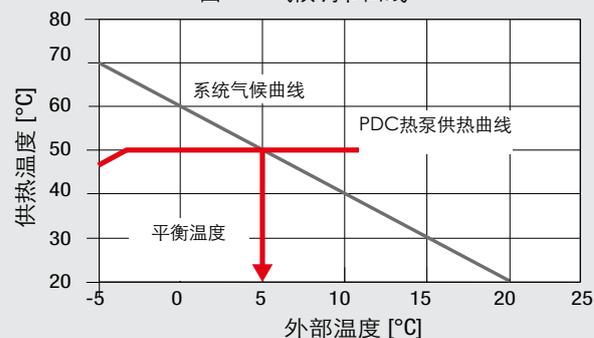


图31: 平衡温度的确定

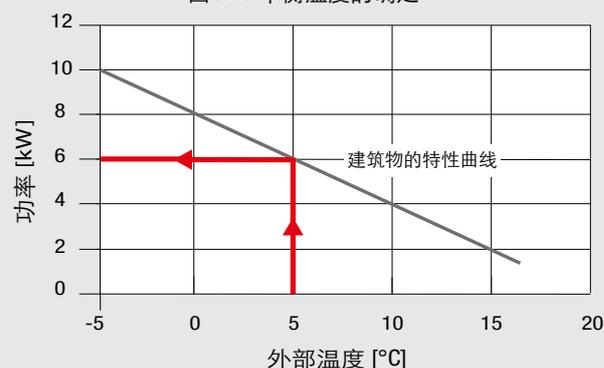


图32: 设计功率的确定

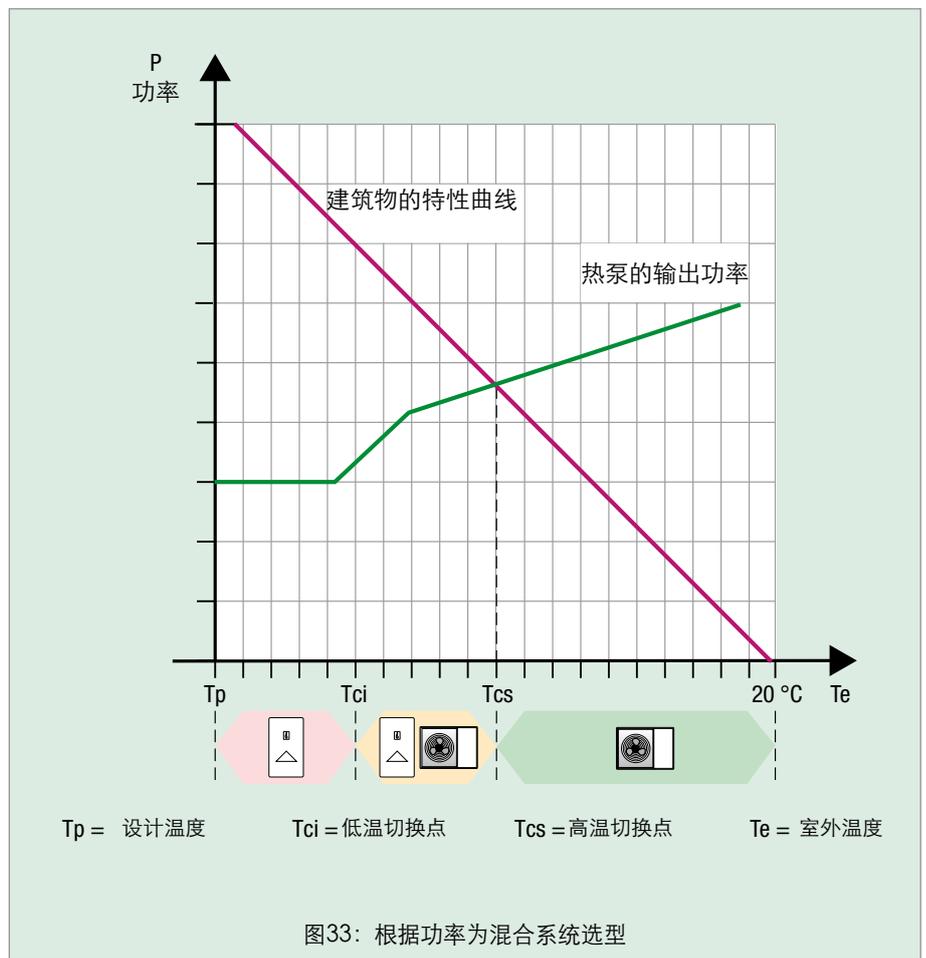


根据最大输出功率设计选型

将热泵在不同室外温度下可输出的最大功率与建筑物所需的功率的特性曲线作为依据来进行热泵选型。乍看起来，这种选型方法似乎是根据热泵和锅炉间的切换温度，其实这一温度只是热泵作为热源单独开始运行的点而已。低于这个点，两台热源会同时运行。两台热源同时产热会一直持续到这样一个点：那就是只用冷凝式锅炉产热更佳。这个点可以用之前讲过的三种方法之一来确定。所说的两个温度点分别被称为高温切换点和低温切换点。

混合热力系统中热泵根据其最大供热功率选型要遵循以下几点：

1. 按照设计限定确定可安装的热泵。
2. 确定热泵的可输出功率曲线。
3. 从建筑物特性曲线与热泵功率曲线的交点确定高温切换点。
4. 之前讲到的方法之一来确定低温切换点。



同样，调节可以通过集成控制器或外部控制器实现。如果使用外部控制器，控制器必须接收以下信号：室外温度、供水温度和回水温度，以便控制系统的输出功率，并确定用来关闭锅炉的高温切换点。如上所述，供水温度和室外温度可用于确定低温切换点以关闭热泵。

根据最大输出功率设计选型

按照范例2中的数据，确定混合热力系统的选型，不过热泵功率限定为6 kW。

6 kW热泵的功率曲线如图34所示。对这类范例，看看供热温度为6°C的特性曲线。

1. 高温切换点

建筑物特性曲线与热泵输出功率特性曲线相交，找到切换温度上限，本例中的温度为4°C。

2. 低温切换点

重复范例2的计算，根据最佳运行点原则，可把切换温度下限保持在-1°C。

结论

根据设计数据，在热泵规格限制在6 kW的情况下，可以选择如下参数的混合热力系统：

- 一台10 kW的锅炉。
- 一台额定功率为6 kW的热泵。
- 根据气候条件控制供水温度。

室外4°C以上热泵工作。

室外-1到4°C之间锅炉和热泵同时启动

室外-1°C以下仅锅炉运行。

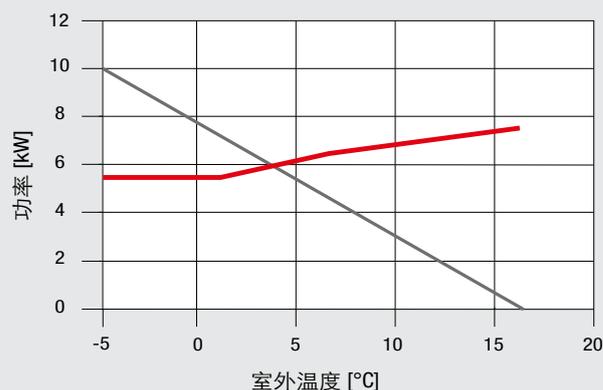


图34：建筑物的特性曲线及热泵功率曲线

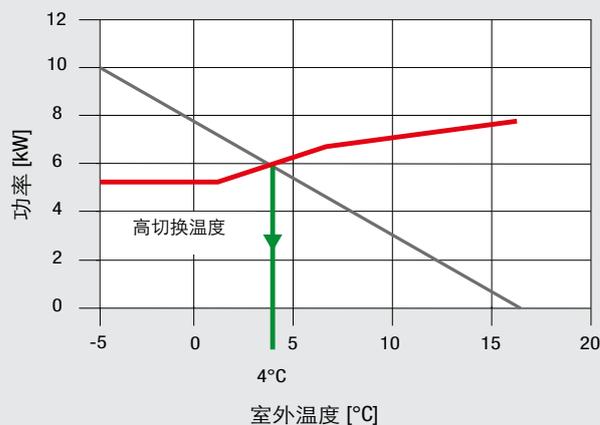


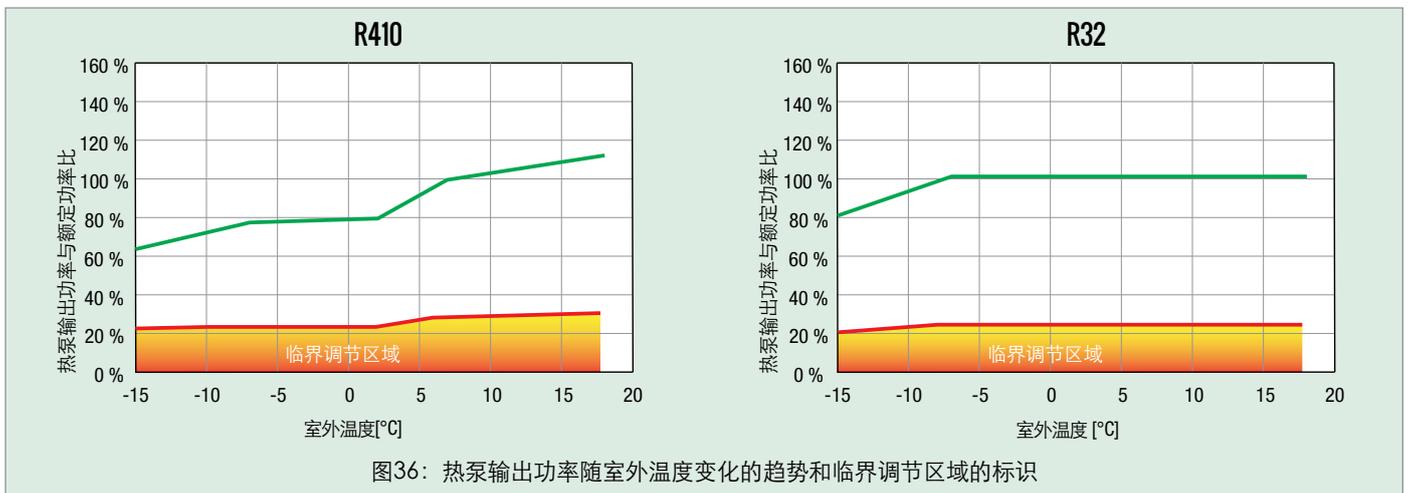
图35：切换温度上限的确定

利用热负荷系数验证热泵

基于室外温度和负热荷系数变化的热泵输出功率

气/水式热泵在室外温度波动的情况下其效率会改变，而且输出功率也会相应变化。这种变化的程度取决于热泵采用的冷媒具体技术。

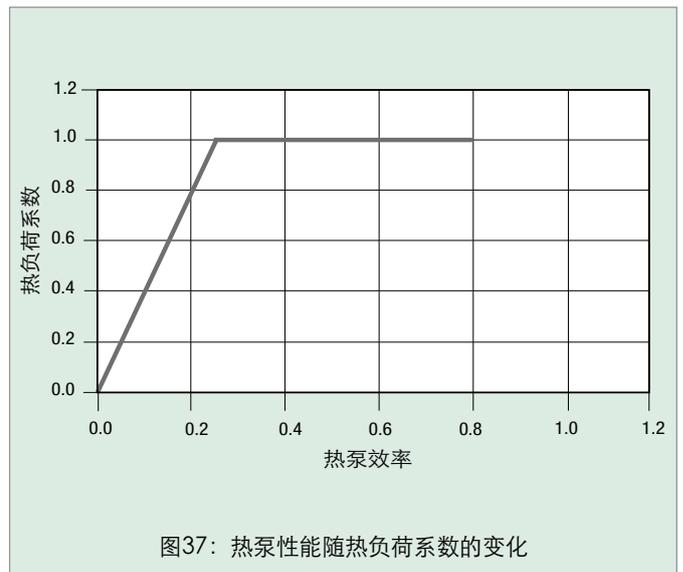
图36显示了室外温度对热泵输出功率的影响，两个图表对照了目前市场上广泛采用的两大技术路线：使用R410制冷剂和R32制冷剂。图表中还有一条表示25%的热泵输出功率线，这一要素至关重要，因为它界定了现代压缩机的调节区域。换言之，根据图36所示曲线，该极限表示的是，低于它热泵将进入频繁启停循环，进而降低系统的整体效率。该区域可以定义为临界调节区。



热泵运行区间和临界调节区间

从表示热泵输出功率的曲线和建筑物的特性曲线来看，主要有两种情况：

- 第一种情况出现在建筑物的特性曲线始终低于热泵功率曲线时。这种情况发生在热泵作为唯一供暖热源时，它必须满足建筑物的所有供暖需求。
- 而第二种情况是在建筑物特性曲线与热泵输出功率曲线相交时。交叉点被称为“等效温度点”。在混合热力系统中，等效温度总是高于设计温度。



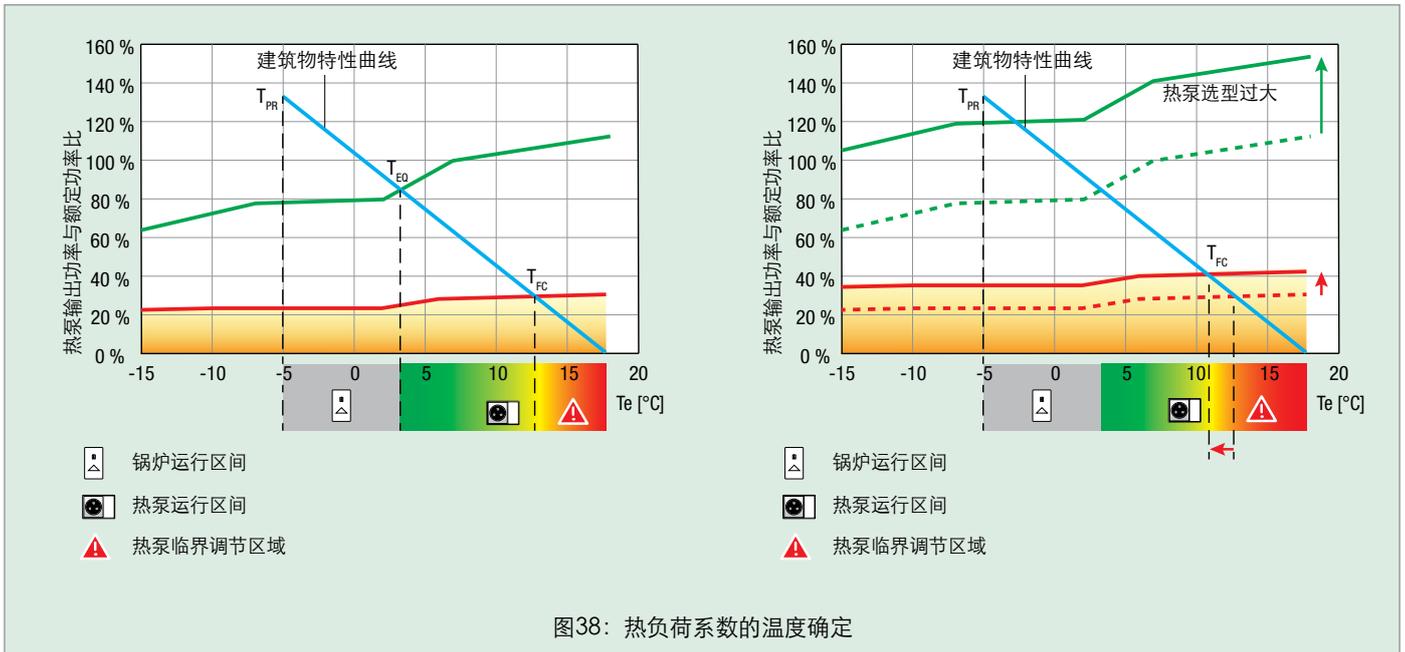


图38：热负荷系数的温度确定

在混合热力系统中，从等效温度点可以通过图形推导出（如图38）热泵开始启停循环的室外温度。

该温度反映的是建筑物所需功率低于热泵供热功率的25%，该温度被定义为热负荷系数温度（ T_{fc} ）。因此，在负荷系数温度（ T_{fc} ）和系统停机温度之间的这一区间是临界调节区域。需要特别注意的是，临界调节区间与等效温度和零负荷温度之间的区间成正比。后一个区间也对应着热泵的运行区间。实际操作中，临界调节区间通常是热泵工作区间温度的30-40%。需要注意的是，这个比例是理论上的，适用于热泵在等效温度点满负荷工作时。而在实践中，热泵的商业规格在设备输出功率上有显著差别。值得注意的是，临界区间占热泵工作区间的百分比越大，热泵功率相对于等效点100%理论功率越大。因此，专注于热泵负荷系数选型会倾向于选择功率略低于计算值的热泵，才不会设备选型过大。直观地理解，选型过大的热泵它进入热负荷系数区间的室外温度会比选型略低的热泵对应的室外温度更低。

定义了临界调节区间之后，就要评估整个热泵工作区间的能量影响。换言之就是有必要确定一下，在整个供暖季节，与热泵产的总能量相比有多少能量是由于热负荷降低时的低效而损失掉的。这种评估需要分析的是，我们的混合热力系统中室外温度对于热泵安装区域的实际影响。

能源考量和简化气候模型

有许多信息来源可以获取室外温度的小时走势信息。然而，尽管这些数据非常准确，但以图形表示可能会难以理解。如图39所示，这种走势无法立竿见影地得到一定温度下的季节小时数。

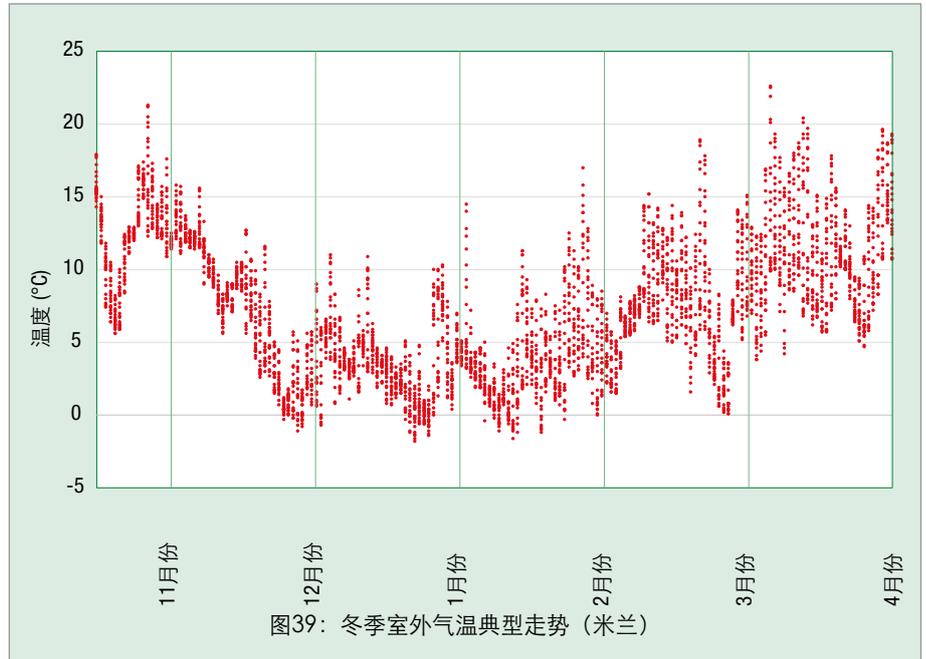


图39: 冬季室外气温典型走势 (米兰)

为了更好地分析数据，最好是把室外温度以1°C为刻度划分，计算室外温度在每个刻度上的小时数。图40展示了这种分组的典型趋势。需要注意的是，每个地方有自己的图形趋势。不过，把这些图形简化，我们可以得到这些趋势共同的特征数据。

通过这种简化方式，我们就能生成简化的气候曲线，这些曲线虽然不合作详细的设计分析，但可以为设计者提供些方向性的指导。图40中橙色曲线就是一个简化的气候曲线。

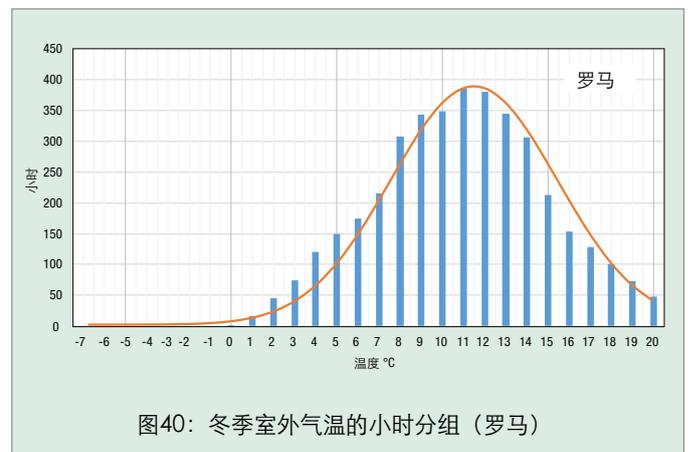


图40: 冬季室外气温的小时分组 (罗马)

从图41的图表中可以看出，这些曲线可以分为三类数据，很好识别：

1. 年平均温度通过日温度数和常规供暖时长计算得出的，是简化曲线的中心点。
2. 设计温度决定了曲线的起点及其在温标上的范围。
3. 曲线的高度与供暖季节的平均时长有关。

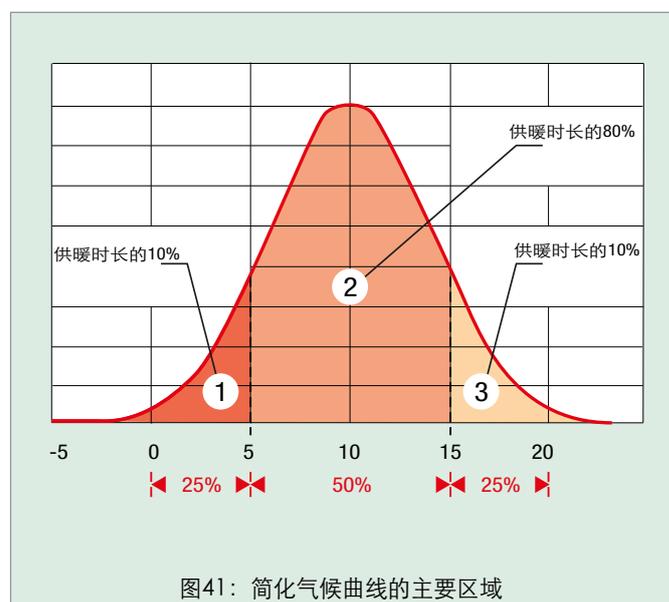
这些模型可用于能耗方面的考量，因为两个室外温度之间的曲线以下区域表示在这两个温度之间系统运行的小时数量。

通过对室外温度简化模型的分析，可以将供暖季节划分为与能源利用相关的三个区域：

- 第一个区域占供暖时间的10%，其特点是温度极低，因此对供暖系统的功率需求较大。不过，从能耗看，这一区域占比不大，因为其持续时间有限。
- 第二个区域占了供暖期的80%，是冬季供暖中能源需求最大的一块。
- 而第三个区域代表剩余10%的供暖时间，特点是温度并不太低，能耗几乎无关紧要。

在简化能源模型中，区域细分相对简单，主要取决于曲线的范围，即设计温度和系统平均温度。

再进一步简化，可以计算出这样一个温度，根据参照的冬季气候模型曲线幅度在这个温度之上能耗影响不大的区间。其实这个温度基本恒定，大约为曲线幅度的25%。



根据热负荷系数作简便验证

简单地讲，可以通过以下三个简单步骤来验证混合热力系统中热泵的选型：

1. 根据热泵的规格和等效温度点，确定临界调节区间，该区间通常为热泵运行温度区间的30%-40%。
2. 利用简化的气候模型，确定低能耗区，约相当于设计温度范围的25%。
3. 验证临界调节区间是否在低能耗区域内。

深度分析：如何构建简化气候曲线

要评估能量消耗，可以通过累积图有效地描述一个地方的室外气温走势。在这些图表中，横坐标是室外温度，而纵坐标表示冬季达到某个温度值的小时数之和。

为了简化这些累积图的计算，可以使用正常曲线或高斯曲线对真实走势加插值。这些曲线由公式A中所示方程定义，只需三个参数，这些参数很容易从相关地方的平均气候数据中获得。

$$t = \frac{H}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(T_e - T_m)^2}{2\sigma^2}}$$

公式A

$$\sigma = \frac{20 - T_p}{5}$$

公式B

$$T_m = \frac{GG}{\text{giorni}}$$

公式C

其中：

- t = 冬季的累计小时数 其中 $T = T_e$
- T_e = 计算累计小时数 t 的室外温度。
- H = 常数，表示冬季总供暖小时数。这个常数可以通过供暖天数乘以24小时计算得来：
 $H = \text{供暖天数} \times 24$
- σ = 标准偏差，表示温度分布的宽或窄。用公式B计算。
- T_m = 当地的平均温度，根据公式C，根据当地的日温度（GG）和供暖季持续时间计算。
- T_p = 设计温度

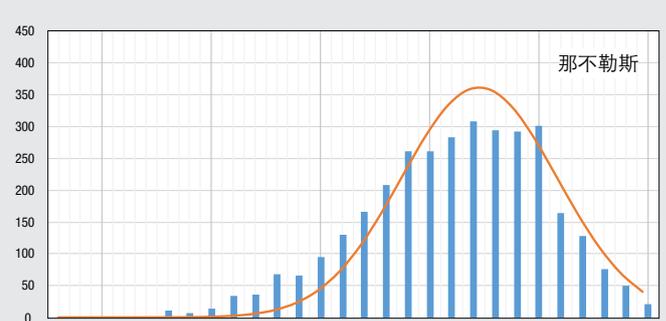
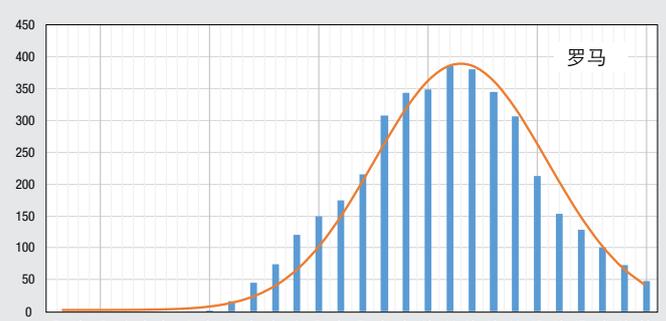
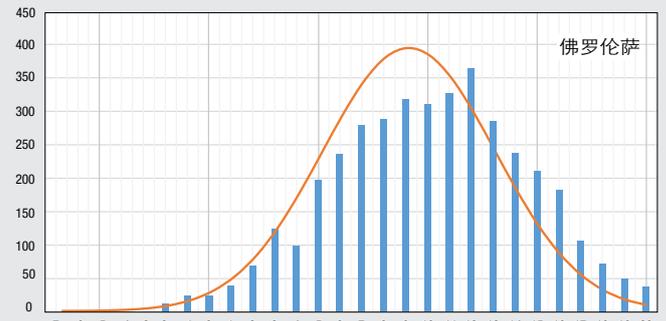
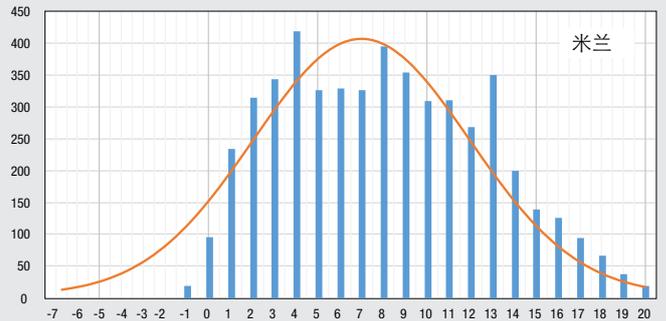
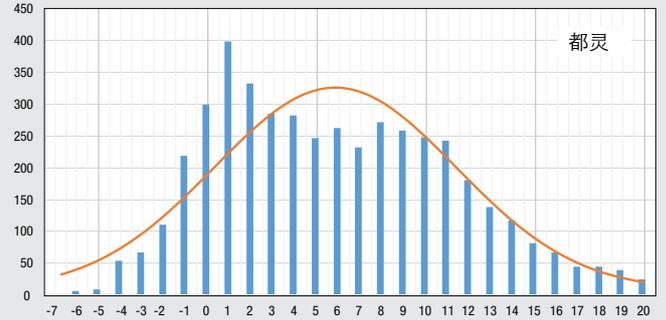


图42：气候曲线

混合热力系统的应用图示

Domenico Mazzetti 工程师

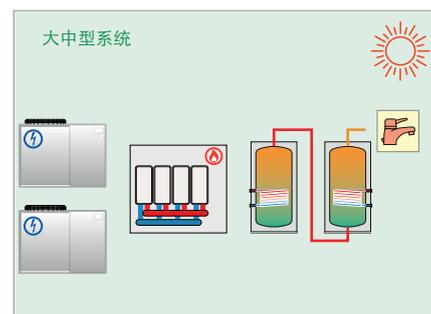
下面的篇幅我们将呈现混合热力系统的一些实用图示，目的是介绍复杂程度不一的混合热力系统其相关的主要元件和连接逻辑。



前四个图是典型的家用系统。图示1的混合热力系统专门用于供暖和卫浴热水。图示2增加了制冷功能。

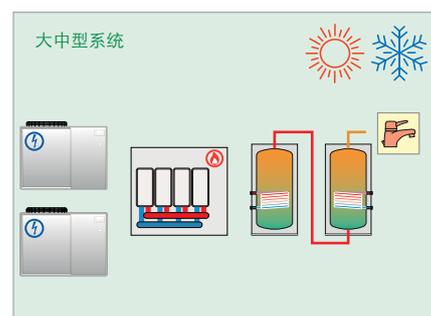
最后两个图示是更复杂的解决方案，专为大型系统设计，非常适合大型建筑的需求。图示5侧重于供暖的系统，同时提供供暖和生活热水。这些系统的规格大，可以使用更复杂的方案，以便于更精细、更高效的热量管理。

图示5



图示6包括了供暖和制冷；同样，在这种情况下，系统的规格大从而使得在冷冻水生产过程中通过热回收进行更有效的能量管理成为可能。

图示6



图示1



图示2

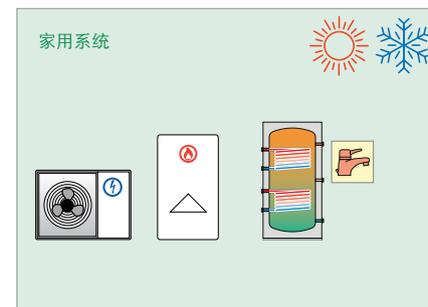


图示3和4与前面图示类似，不同之处在于热水不是即热式的而是储热式的。

图示3



图示4



图示1 - 家用系统: 供暖与即热式生活热水

这套混合热力系统适合于中小型住宅。

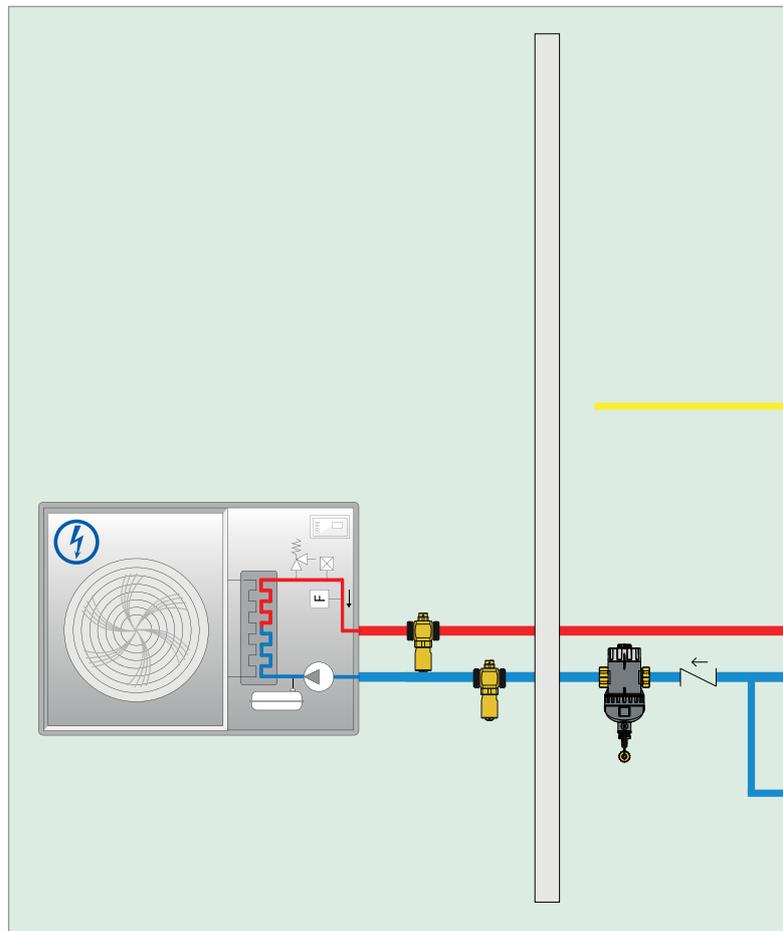
锅炉和热泵并联于一个储热罐上，储热罐在一次循环系统侧有4个接口。两台热源可以交替或同时工作，储热罐也可以作为水力分压器工作，使一/二次系统相对独立运行。

储热罐的大小必须符合热泵的运行要求。根据热泵规格大小，始终需要一个最低可用技术水量（请参阅第64期《水力杂志》）满足设备的辅助功能需求。

热能通过二次循环系统上的泵从储热罐中获得，二次循环为散热器或地板采暖系统。

热泵回水端安装了除污过滤器防止系统杂质进入热泵。同样，锅炉也需要配备除污器。

安装在室外的热泵机组需要有防冻保护，在停电和温度低于零度时，通过专门的防冻阀加以保护。否则，就需要往系统水里添加乙二醇。



锅炉+热泵供热

在一定气候和热负荷条件下，这两个设备可以并联运行。锅炉将水温加热到某一个值，而热泵在预热和保温时工作。

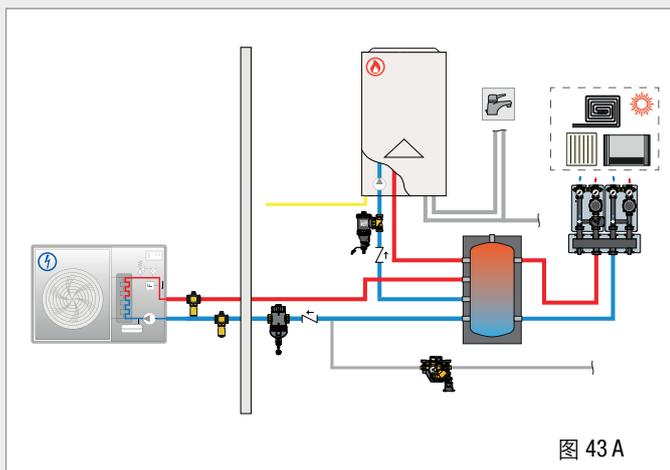


图 43 A

锅炉供热

当室外气候特别恶劣时，使用热泵的成本效益会降低。在这种情况下，全部热能都由锅炉供给。

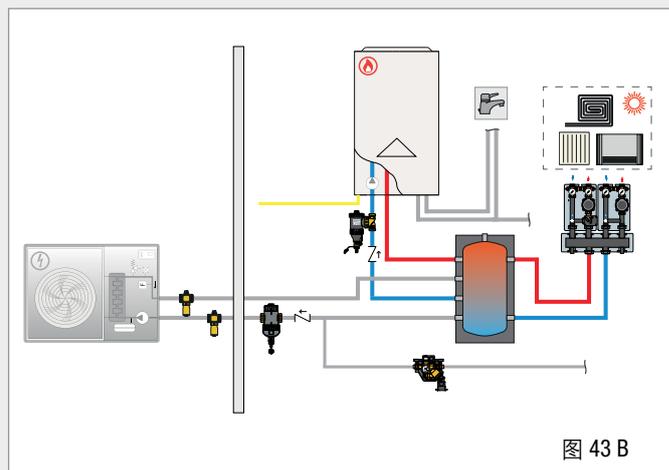


图 43 B

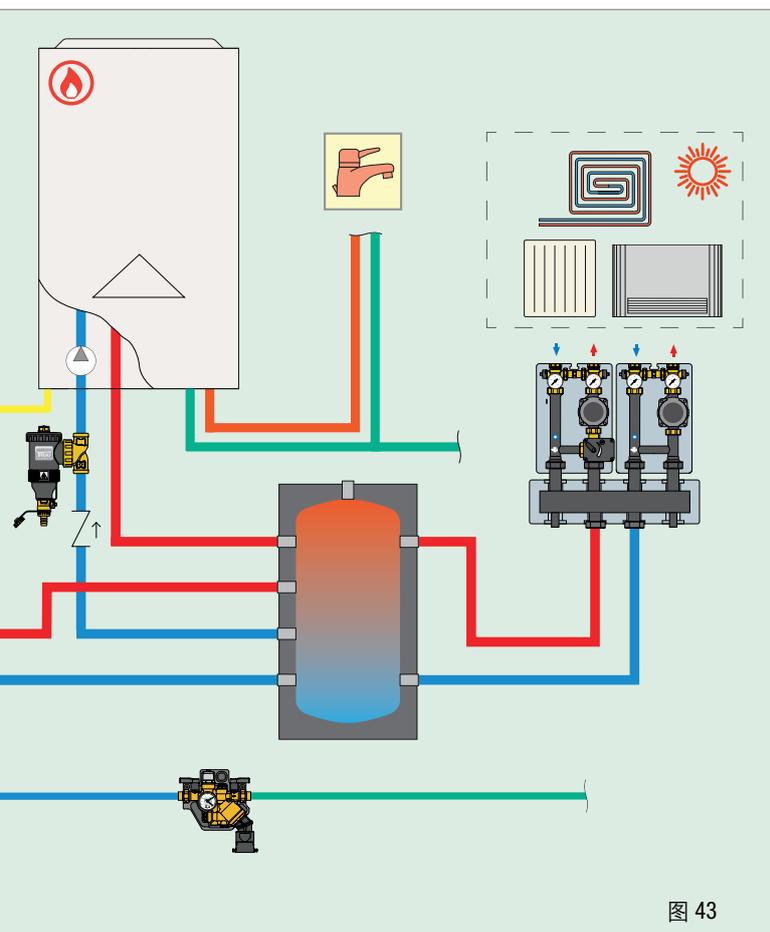


图 43

生活热水由锅炉即时产热供给。这样一来，就不必安装卫浴储热水箱，可以节省空间，但也存在无法同时为多个用水点的缺点。

燃气锅炉供应生活热水时不会中断供暖，由热泵维持储热罐加热功能。

即时生产卫浴热水使得军团菌没有衍生条件，热水只在使用时产生。因此，没有必要对供水管网进行热力杀菌。

本页下面的图表显示的是这种配置的各种工作方式。

图示方案广泛用于在现有系统的升级改造案例中，给既有锅炉增加一台热泵。升级改造后的系统主要用于供热，因为没有设计制冷末端。

如果系统有风机盘管或带有新风除湿的辐射系统，该方案也适用于制冷。

热泵供暖

当室外温度不太低时，热泵以一定的性能系数工作，这时比锅炉更节能。

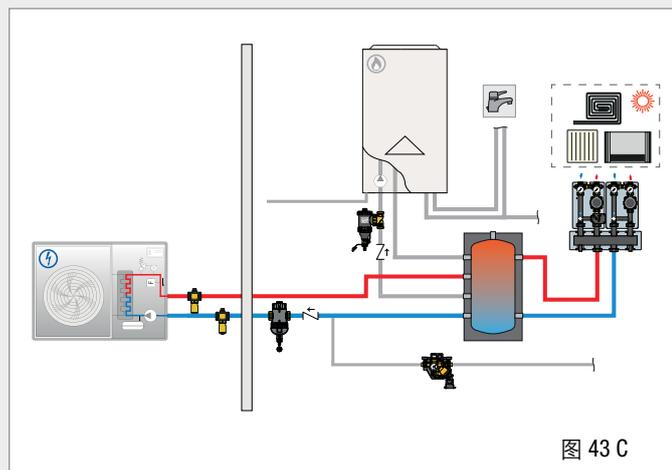


图 43 C

热泵供暖-锅炉卫浴热水

这种配置最明显的优点是，锅炉可以即时生产卫浴热水，而并联的热泵为暖气系统供热，供暖不会因为产生生活热水中断。

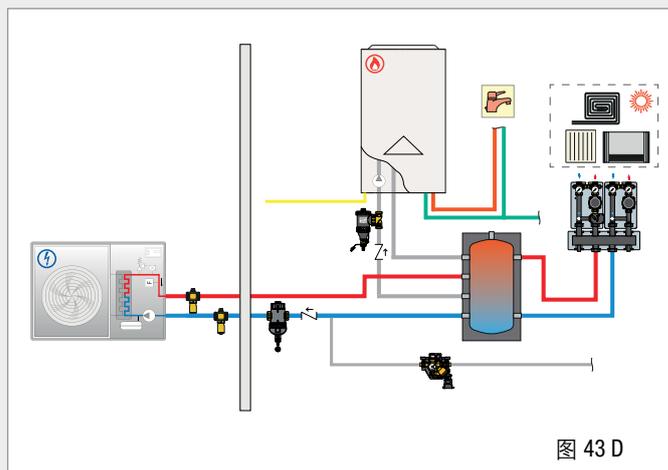


图 43 D

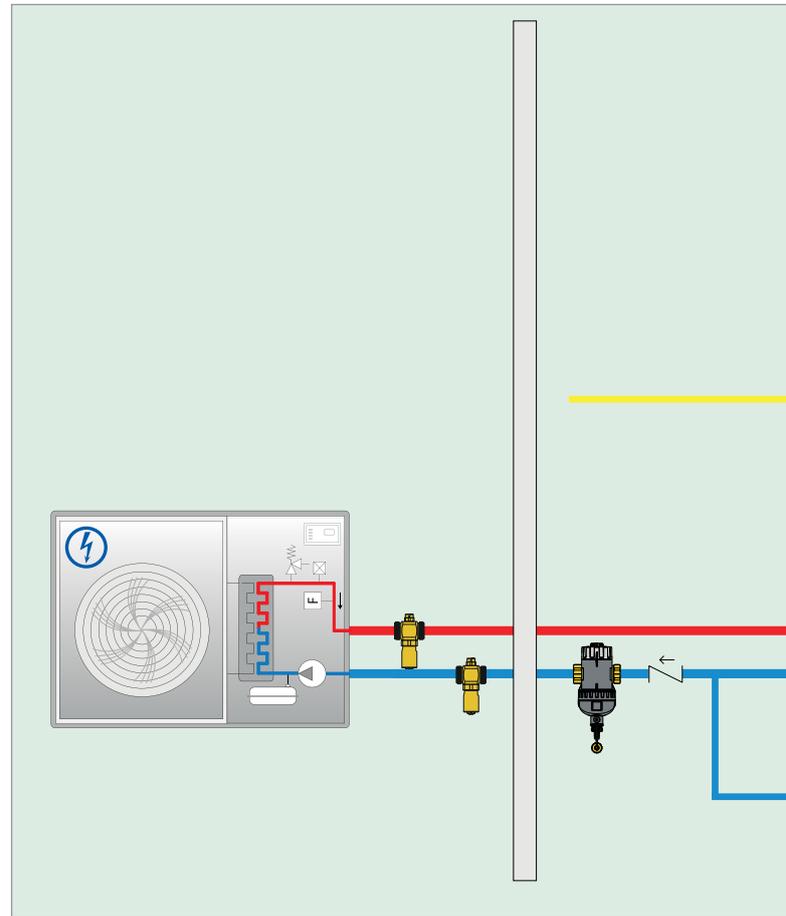
图示2 - 家用系统: 供暖、制冷与即热式卫浴热水

当在中小型住宅系统中，出于制冷目的需要通过热泵生产冷冻水时，当前方案比前面的案例更适用。

缓冲罐仅连接到热泵回水管路上，并根据工作模式用作热水罐或冷冻水罐。缓冲罐规格必须符合热泵的运行要求。根据热泵规格大小，始终需要一个最低可用技术水量（请参阅第64期《水力杂志》）满足设备的辅助功能所需。

锅炉和热泵通过一次系统接口之前的两个三通并联于一个水力分压器上。所需流量通过二次循环泵从水力分压器抽取，二次系统为散热器或地板采暖系统。

热泵回水端有专门的除污过滤器以防止系统杂质进入热泵。同样，锅炉也需要配备除污器。



锅炉+热泵供暖

在一定的气候和热负荷条件下，这两个设备可以并联运行。锅炉将水温加热到某一个值，而热泵的工作是预热和保温。

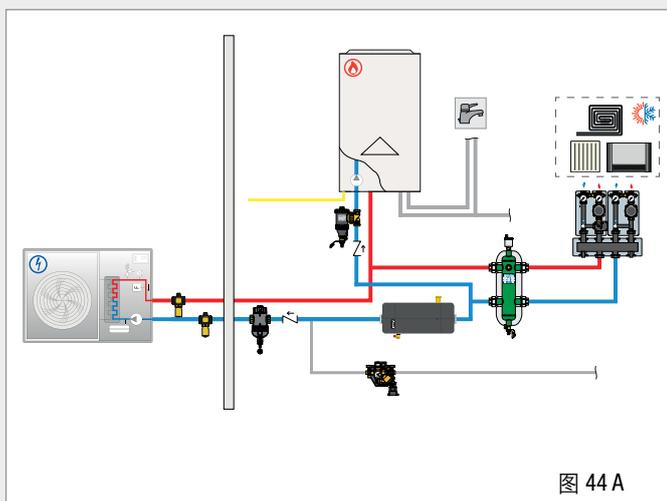


图 44 A

锅炉供暖

当室外气候条件特别恶劣时，使用热泵的成本效益会降低。在这种情况下，全部热能都由锅炉输出。

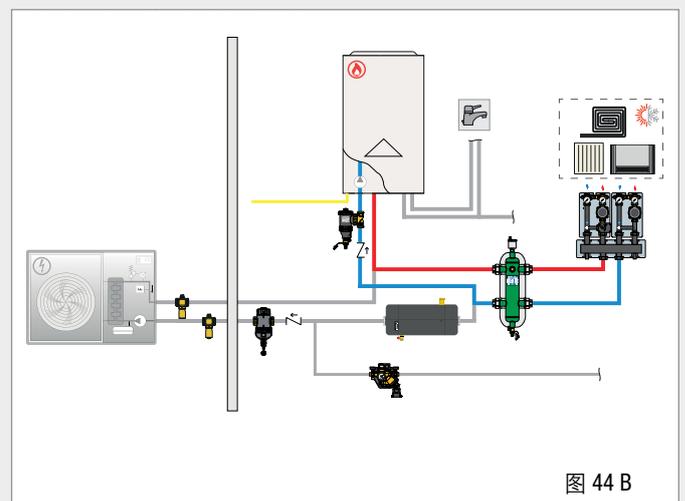


图 44 B

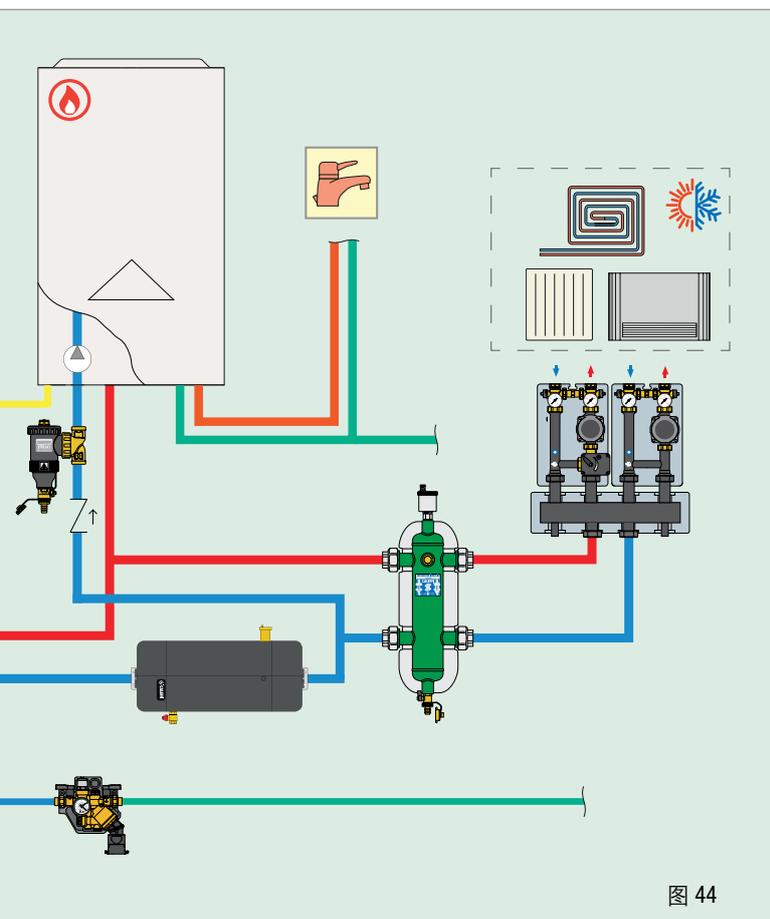


图 44

安装在室外的热泵机组需要有防冻保护，在停电和温度低于零度时，通过专门的防冻阀加以保护。否则，就需要往系统水里添加乙二醇。

卫浴热水由锅炉即热供给。这样做的好处有很多；

- 无需腾出空间用于卫浴储水，不过服务的用水点数量相对有限。
- 冬季，供暖可以由热泵完成，而锅炉可以同时生产卫浴热水；
- 夏季，热泵只生产冷冻水，而不必逆向冷却循环来生产卫浴热水。

即热生产卫浴热水使得军团菌没有衍生条件，生活热水只在使用时制备。因此，没有必要对供水管网进行热力杀菌。

以下图示为这种配置的各种工作方式。

热泵供暖-锅炉卫浴热水

这种配置最明显的优点是，锅炉可以即时生产卫浴热水，而此时并联的热泵则持续供暖。

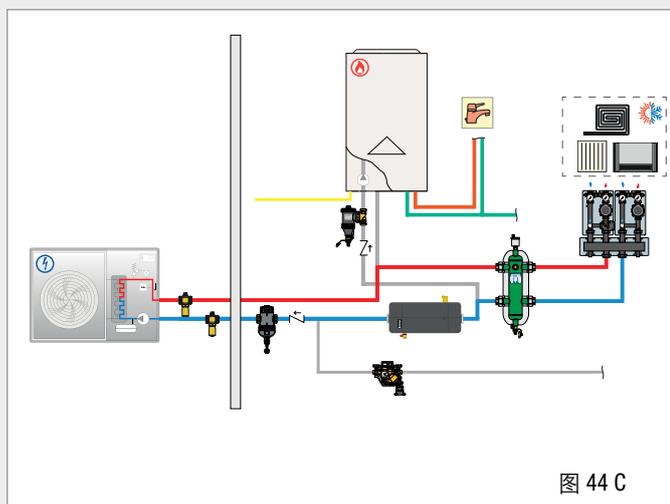


图 44 C

热泵制冷-锅炉卫浴热水

锅炉即时生产卫浴热水。制冷完全由热泵负责：由于它不必产生卫浴水，所以不必逆向冷却循环和加热储热罐。

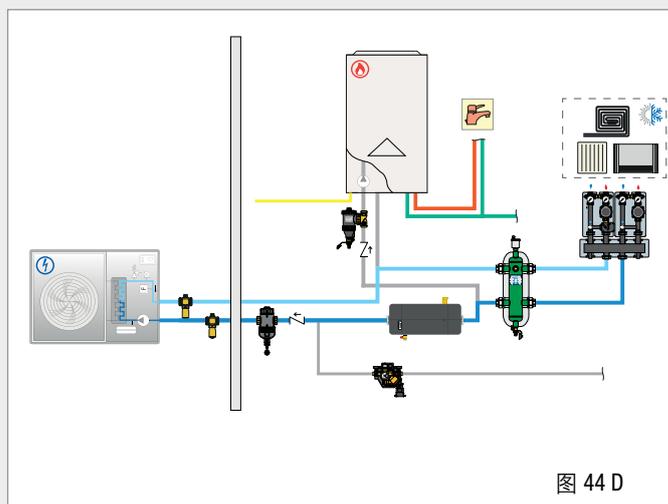


图 44 D

图示3 – 家用系统:供暖与储热式卫浴热水

与图示1（供暖和即热卫浴热水）不同的是，卫浴热水的生产是储热式。

这种配置的缺点是需要留有卫浴储水的技术空间，而且系统更加复杂。

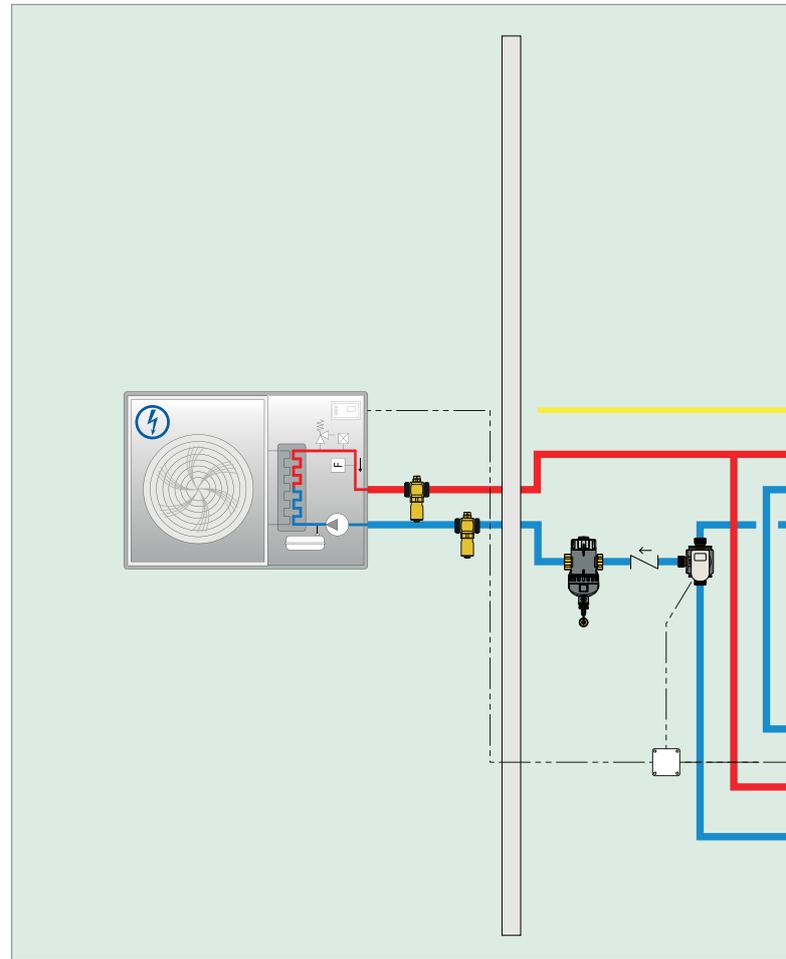
优点是与即时产热相比可以服务更多的用水点以及利用热泵的可再生能源优势生产卫浴热水。

储水罐配有一个双蛇形盘管，下部的一个与热泵相连。热泵的启动可以通过储水罐中间的温度传感器来调节。

上部蛇形盘管连接到锅炉，这同样也可以通过位于储水罐上部的温度传感器来控制。

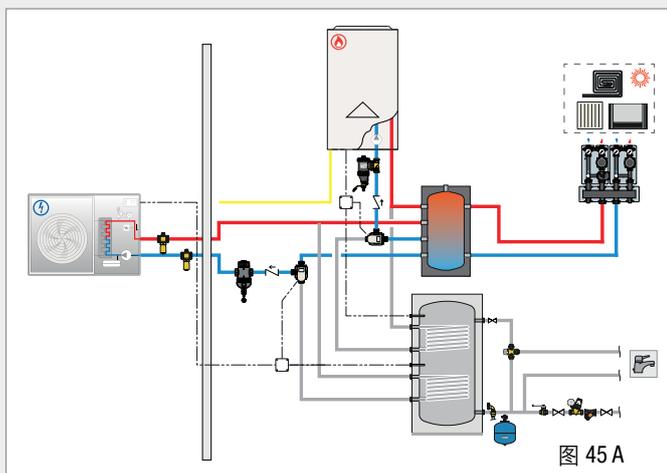
卫浴优先功能由锅炉回路和热泵回路上的两个分流阀控制，可以启动单个热源或同时启动两个热源实现卫浴功能。

在供暖侧，锅炉和热泵通过4个接口并联到储热罐上。同样在这种模式下，两个热源可以交替或同时工作，储热罐也可以作为水力分压器，使两个系统相对独立运行。



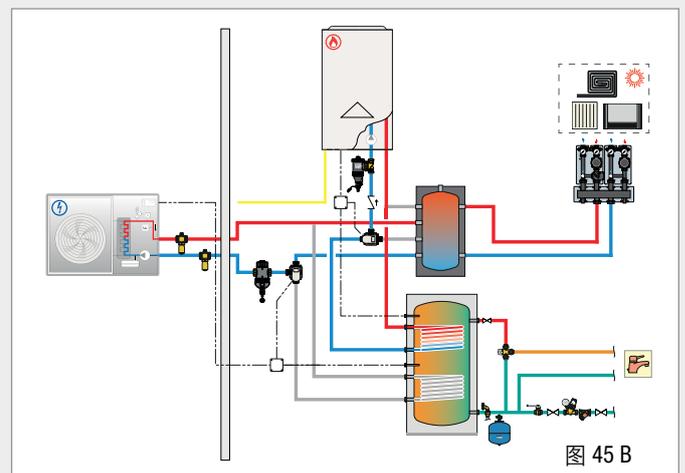
锅炉+热泵供暖

在一定气候和热负荷条件下，这两个设备可以并联运行。锅炉将水温加热到某一个值，而热泵的工作是保温。两个热源可以根据热负荷单独工作。



锅炉卫浴热水+热泵供暖

最常见的工作状态是卫浴热水的生产完全交给锅炉，而供暖由热泵提供。



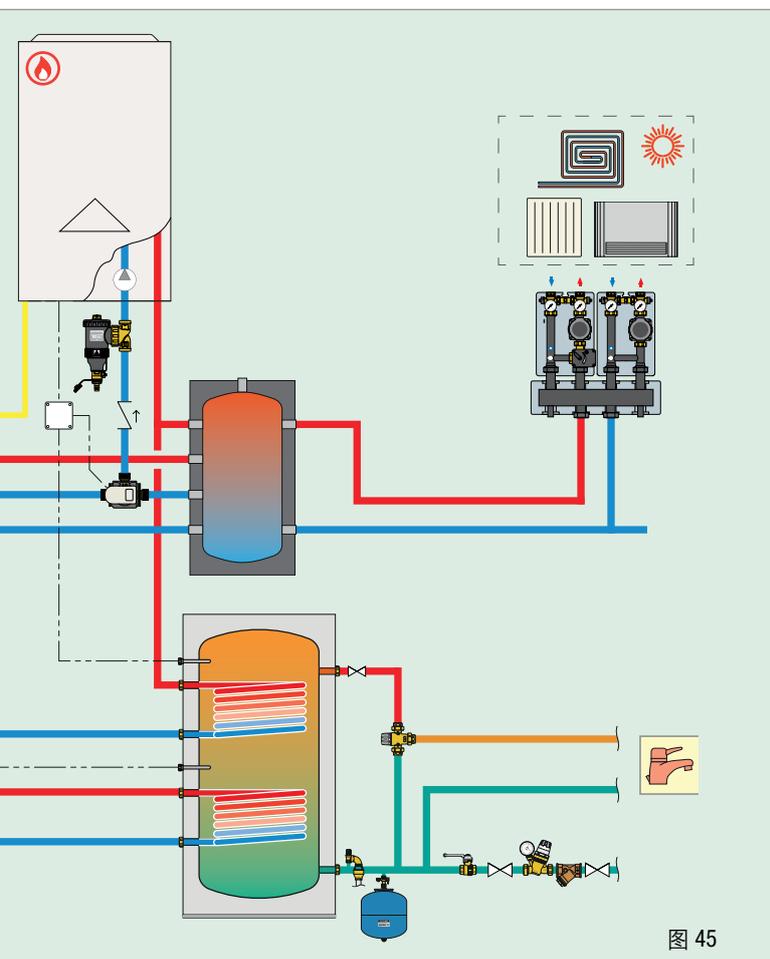


图 45

储热罐选型必须符合热泵的运行要求。根据热泵规格大小，始终需要一个最低可用技术水量（请参阅第64期《水力杂志》）满足设备的辅助功能所需。

热能通过二次循环系统上的泵从储热罐中获得，二次系统为散热器或地板采暖系统。

热泵回水端有专门的除污过滤器以防止系统杂质进入热泵。同样，锅炉也需要配备除污器。

安装在室外的热泵机组需要有防冻保护，在停电和温度低于零度时，通过专门的防冻阀加以保护。否则，就需要往系统水里添加乙二醇。

以下图示为这种配置的各种工作方式。

热泵卫浴热水+锅炉供暖

在热泵COP有利的条件下，卫浴储水罐由热泵加载更合适。在有供暖需求时，锅炉可以在不中断卫浴热水生产的情况下提供不时之需。

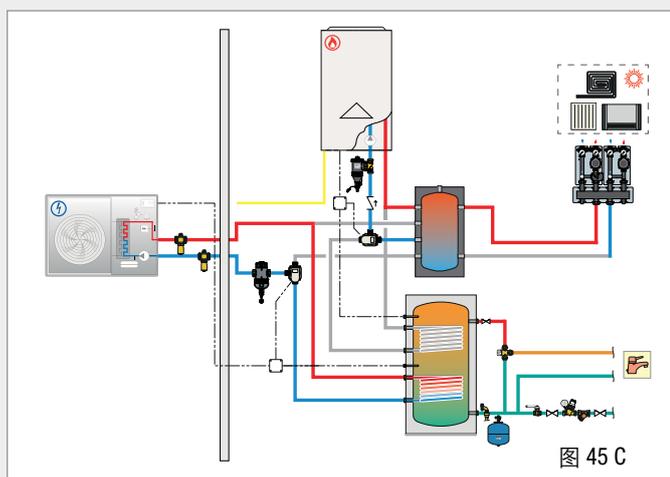


图 45 C

锅炉卫浴热水+热泵卫浴热水

在卫浴用水需求非常大的情况下，两台设备可以同时工作生产卫浴热水。

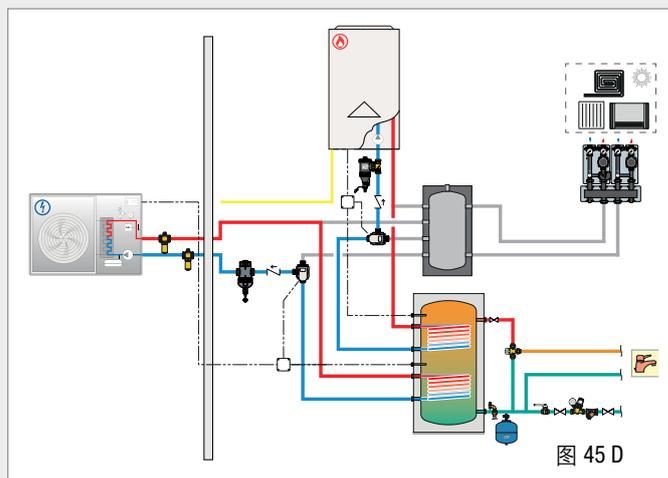


图 45 D

图示4 – 家用系统:供暖、制冷与储热式卫浴热水

与前面的配置相比，该方案中的热泵还运用于制冷。

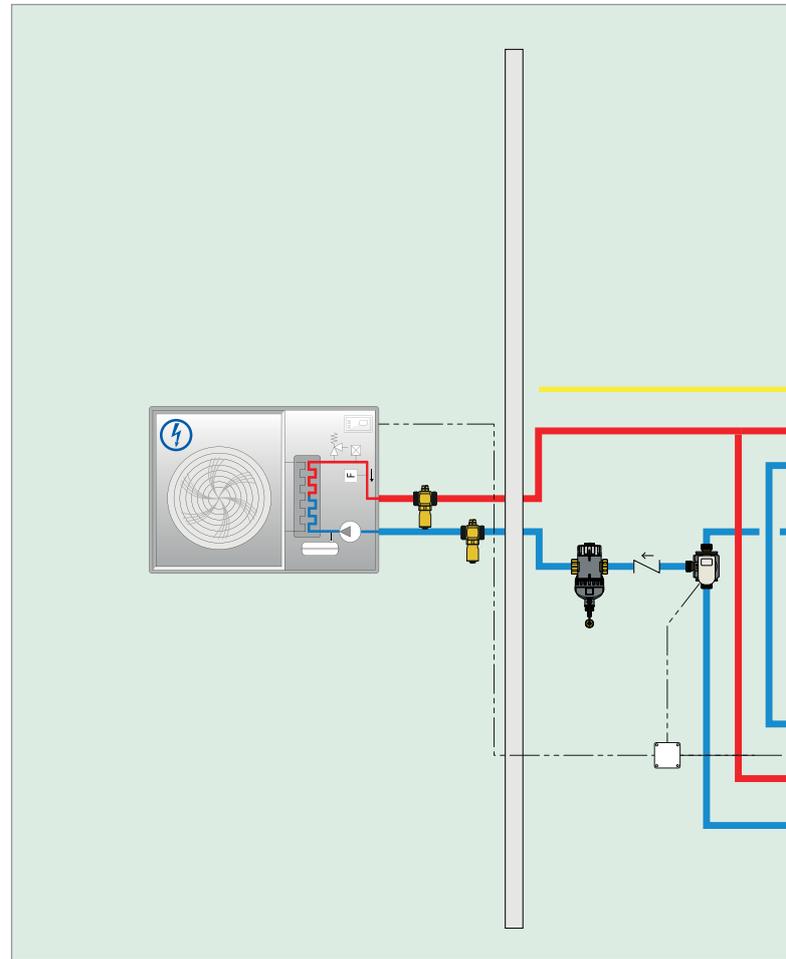
这种配置的缺点是需要留有卫浴储水的技术空间，而且系统更加复杂。

优点是与即时产热相比可以服务更多的用水点以及利用热泵的可再生能源优势生产卫浴热水。

储水罐配有一个双蛇形盘管。下部盘管与热泵相连。热泵的启动可以通过储水罐中间的温度传感器来调节。

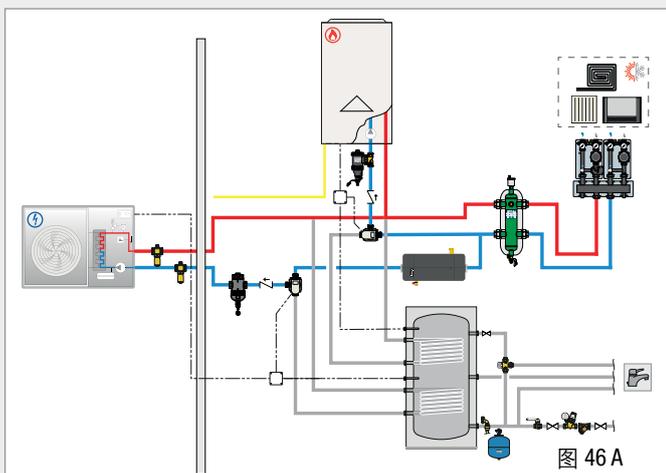
上部蛇形盘管连接到锅炉，它同样由位于储水罐上部的温度传感器来控制。

缓冲罐仅连接到热泵回水管路上，并根据工作模式用作热水罐或冷冻水罐。缓冲罐规格必须符合热泵的运行要求。根据热泵规格大小，始终需要一个最低可用技术水量（请参阅第64期《水力杂志》）满足设备的辅助功能所需。



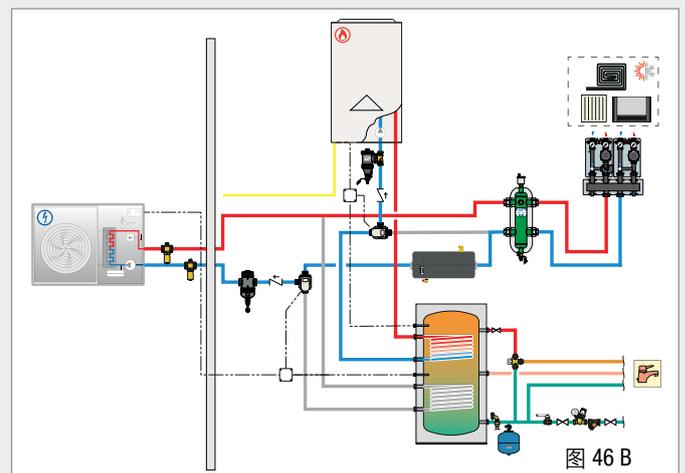
锅炉+热泵供暖

在一定气候和负荷条件下，这两个设备可以并联运行。锅炉将水温加热到某一个值，而热泵的工作是维持此温度。两个热源可以根据热负荷单独运行。



锅炉卫浴热水+热泵供暖

最常见的工作状态是卫浴热水的生产完全交给锅炉，而供暖由热泵提供。



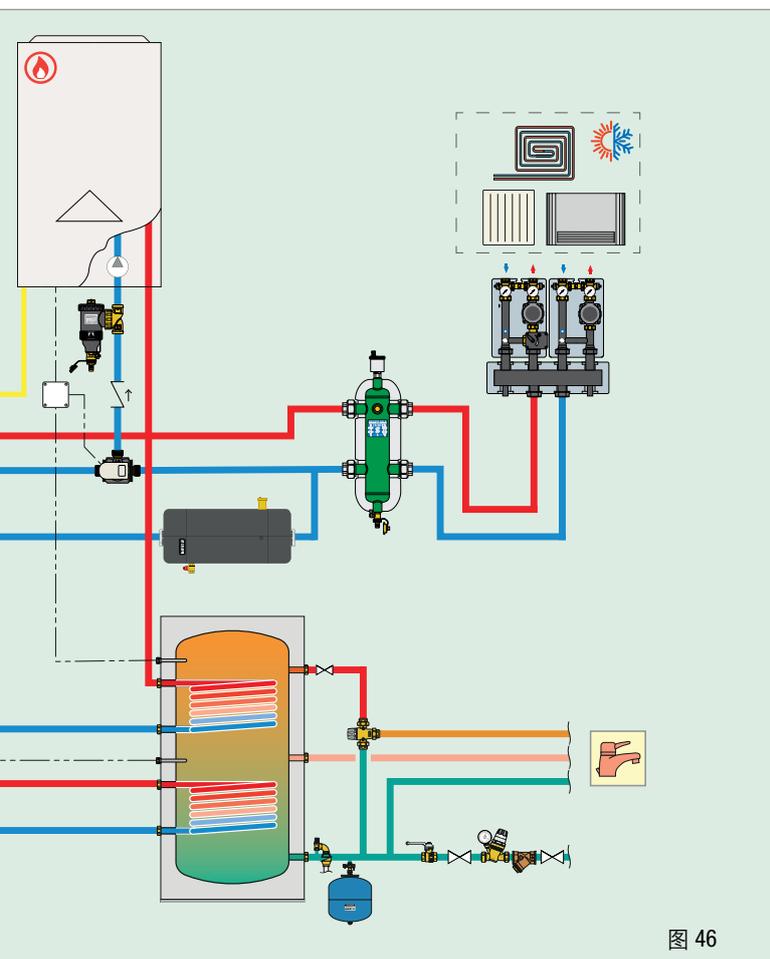


图 46

锅炉和热泵通过一次系统主接口之前的两个三通并联于一个水力分压器上。所需流量通过二次循环泵从水力分压器抽取，二次循环系统服务于住宅的地暖或散热器供暖。

热泵回水端有专门的除污过滤器以防止系统杂质进入热泵。同样，锅炉也需要配备除污器。

安装在室外的热泵机组需要有防冻保护，在停电和温度低于零度时，通过专门的防冻阀加以保护。否则，就需要往系统水里添加乙二醇。

以下图示为这种配置的各种工作方式。

锅炉卫浴热水+热泵卫浴热水

在卫浴用水需求非常大的情况下，两台设备可以同时工作产生卫浴热水。

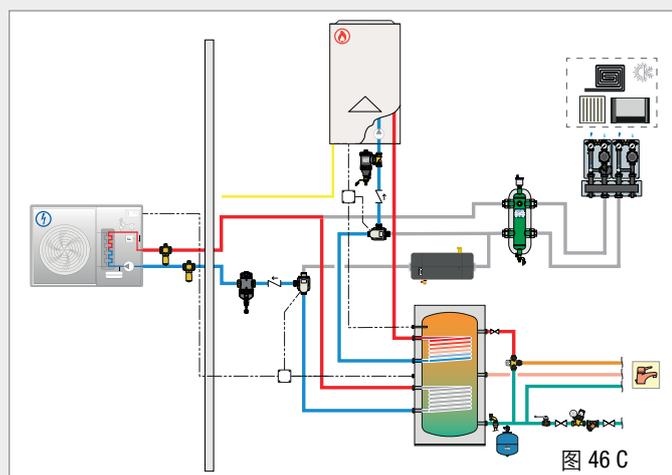


图 46 C

锅炉卫浴热水+热泵制冷

卫浴热水完全由卫浴储水的锅炉生产。这种方式下，热泵仅负责生产冷冻水用于制冷。因此，缓冲罐也仅用于冷冻水。

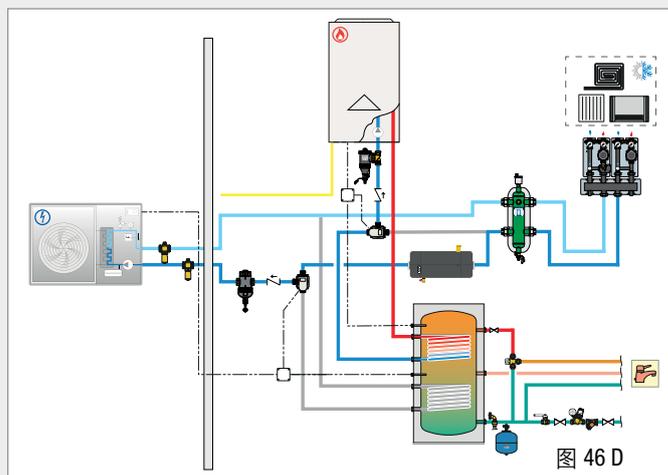


图 46 D

图示5 - 大中型系统:双储水罐供暖和卫浴热水

图示5适用于大中型系统。

该方案配备了两台热泵，一台专门用于供暖，另一台用于供暖和生产卫浴热水。在供暖侧，两台设备通过分水器并联，分水器又连接到水力分压器，水力分压器还起到缓冲罐的作用，为设备常运行存储必要的热能。

卫浴热水的生产由两个储水罐管理。一个预热罐通过三通优先阀连接到两台热泵中的一台。预热后的卫浴水进入第二个储水罐，里面有一个蛇形盘管连与锅炉连接，完成升温阶段的功能。

级联配置的锅炉可以调节输出功率。功率大于35 KW时，就必须安装国家工伤事故保险局（INAIL）规范要求的全系列

安全装置。水力分压器实现一/二次系统相对分离，而二次系统由两个循环回路组成。

这样的配置可以保证热泵和锅炉机组的供暖和卫浴热水生产同时运行。

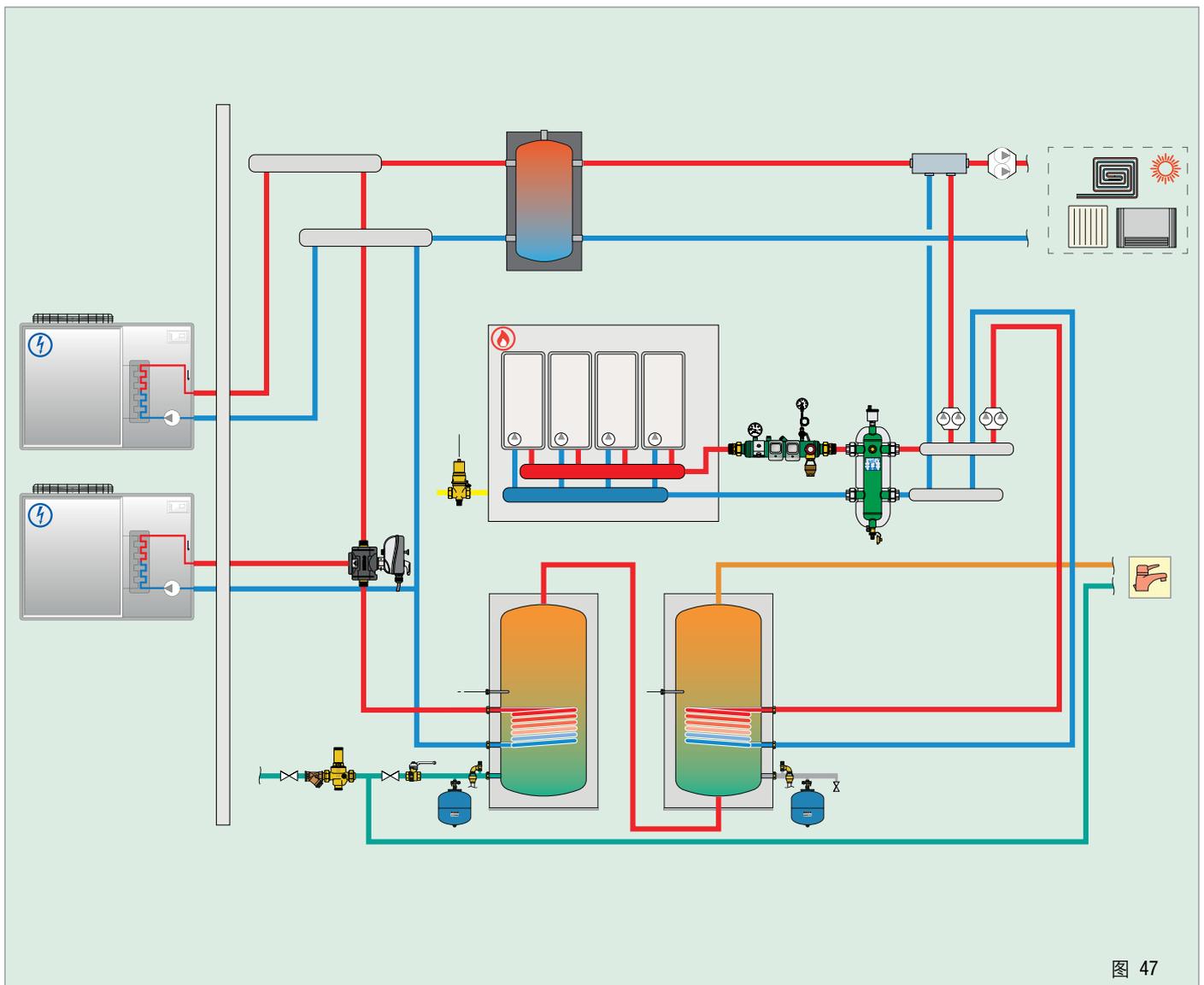
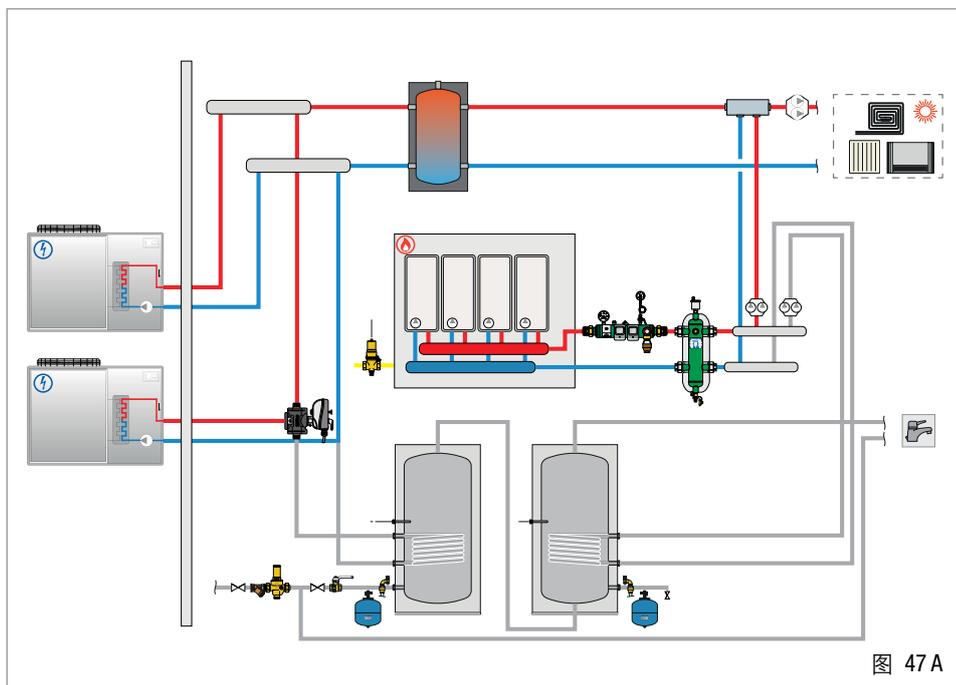


图 47

锅炉+热泵供热

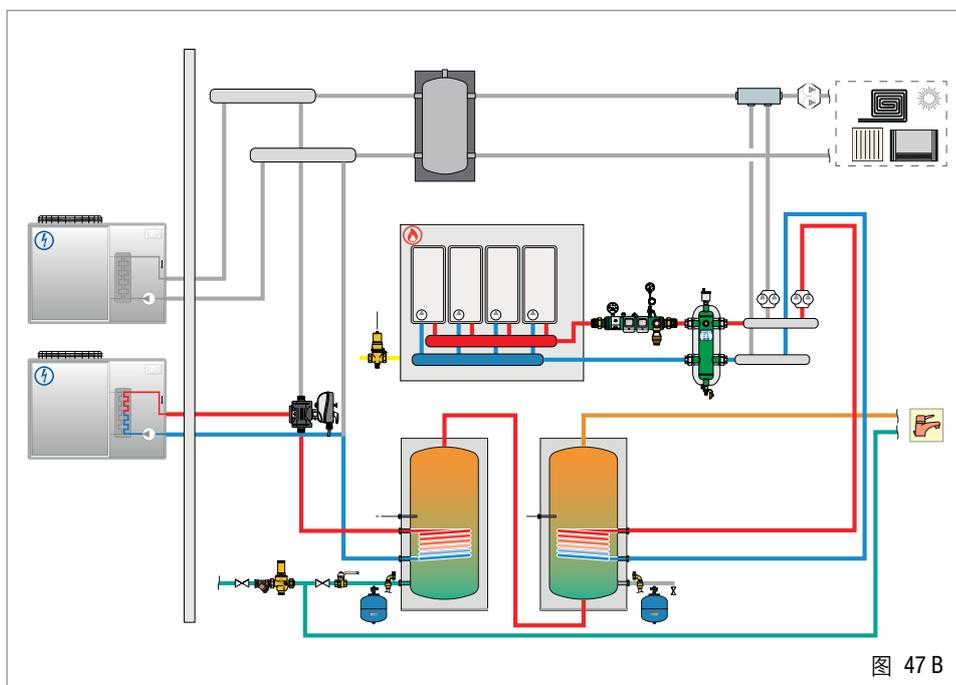
此方案图示里，所有热源都可以用于供暖。

必要时，在部分负荷条件下，供暖可以只由一台或两台热泵提供，锅炉作为辅助热源产热。



热泵卫浴热水+锅炉卫浴热水

卫浴热水在第1个储热水箱中由热泵预热，锅炉负责将第2个储热水箱的温度进一步提升。



图示6 - 大中型系统:双储水罐供暖和卫浴热水,热泵制冷

图示6对于大中型系统来说是迄今为止最灵活的。两个热泵类型不同,多用途热泵(带字母P标记的)能够同时生产热水和冷水,可逆式热泵(带字母R的)可以用于生产热水或者冷水。

供暖可以通过可逆式热泵提供,锅炉作为补充。

在供暖阶段,多用途热泵可生产卫浴热水加热第一个储热水箱,而锅炉则加热第二个储热水箱。

在制冷阶段,多用途热泵可以生产气候调节用的冷却水,同时利用第一个操作过程中产生的冷凝热回收生产卫浴热水。

可逆式热泵可用于同时生产冷冻水或作为多用途热泵的备用。

锅炉可以在冬季同时供暖和产生卫浴热水,而夏季仅用

于生产卫浴热水。

该方案的系统为4管制;供暖和制冷管道是分开的。

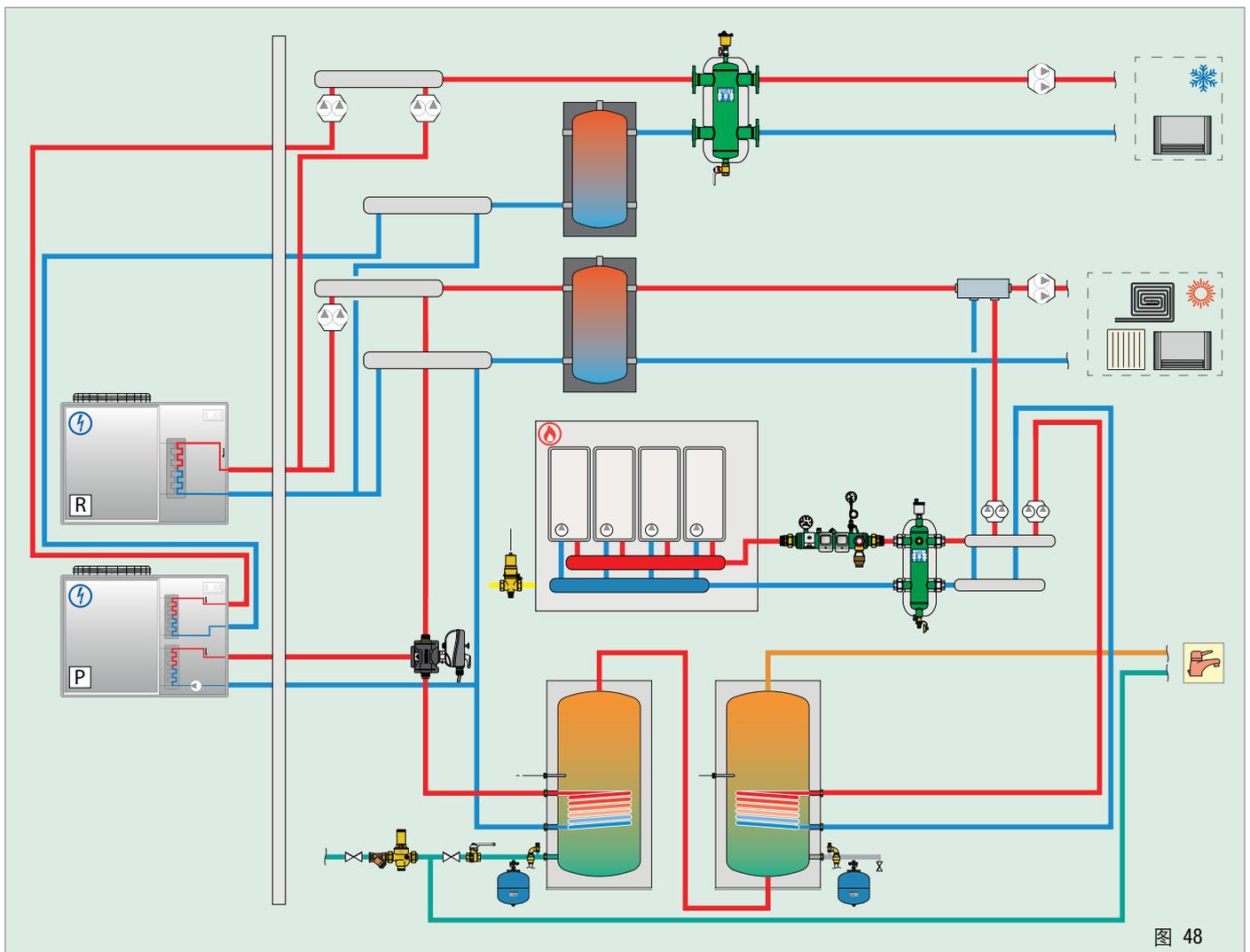


图 48

**锅炉+热泵供暖
锅炉+热泵卫浴热水**

可逆式热泵 (R) 生产供暖用热水。多用途热泵 (P) 用于预热卫浴热水。锅炉作为供暖和卫浴热水生产的补充。

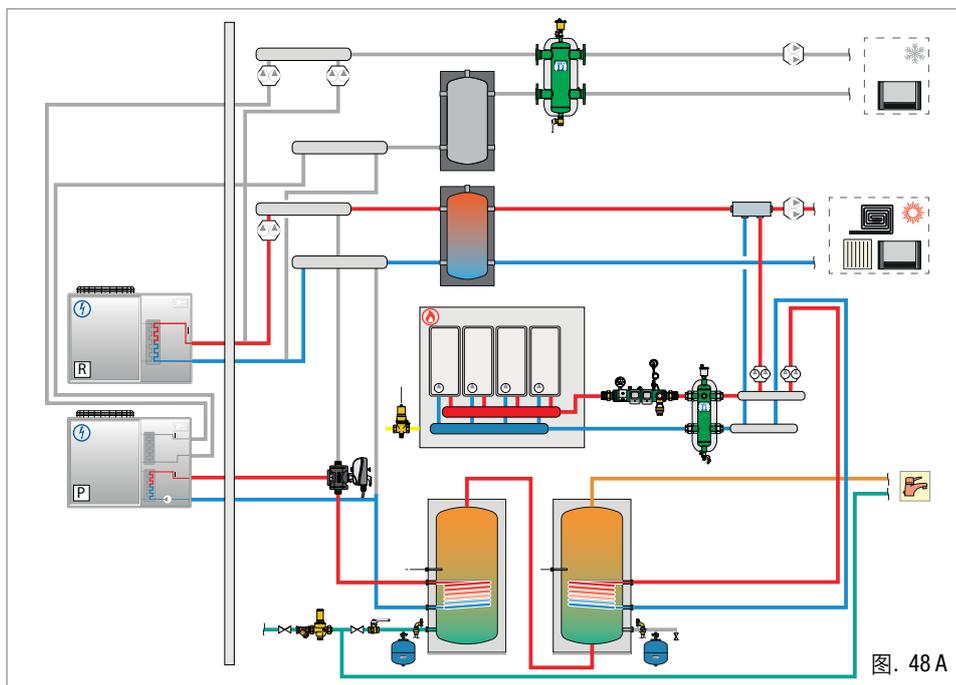


图. 48 A

热泵制冷+热泵卫浴热水+锅炉

多用途热泵 (P) 的优点是生产冷冻水的同时，还可以利用吸取的冷凝热用于预热水箱中卫浴热水。锅炉将第二个储热水箱的温度进一步提升。

可逆热泵 (R) 仅用于生产冷冻水。

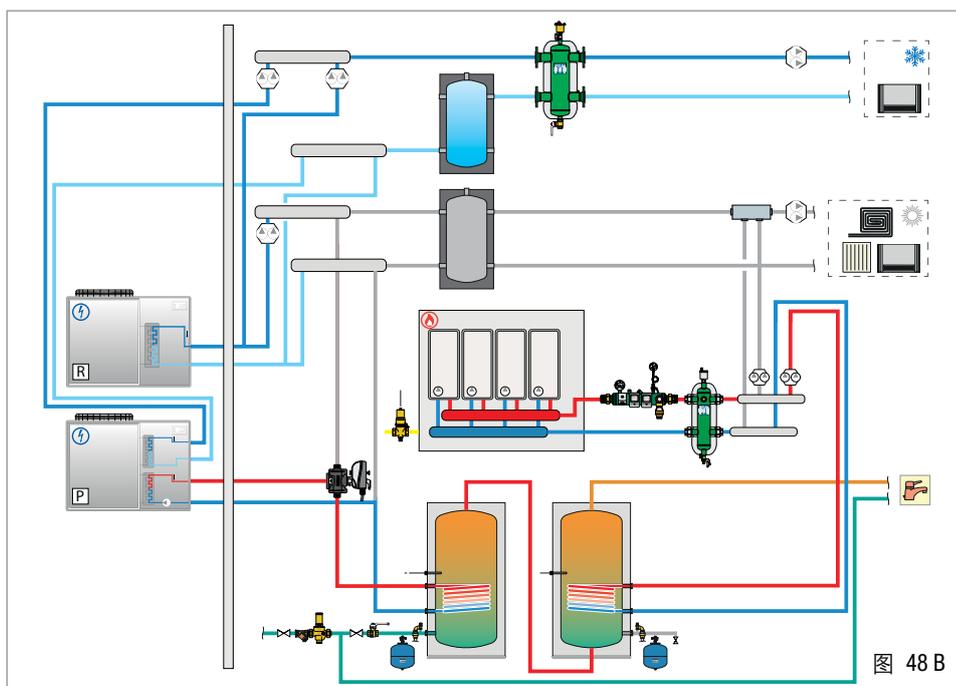


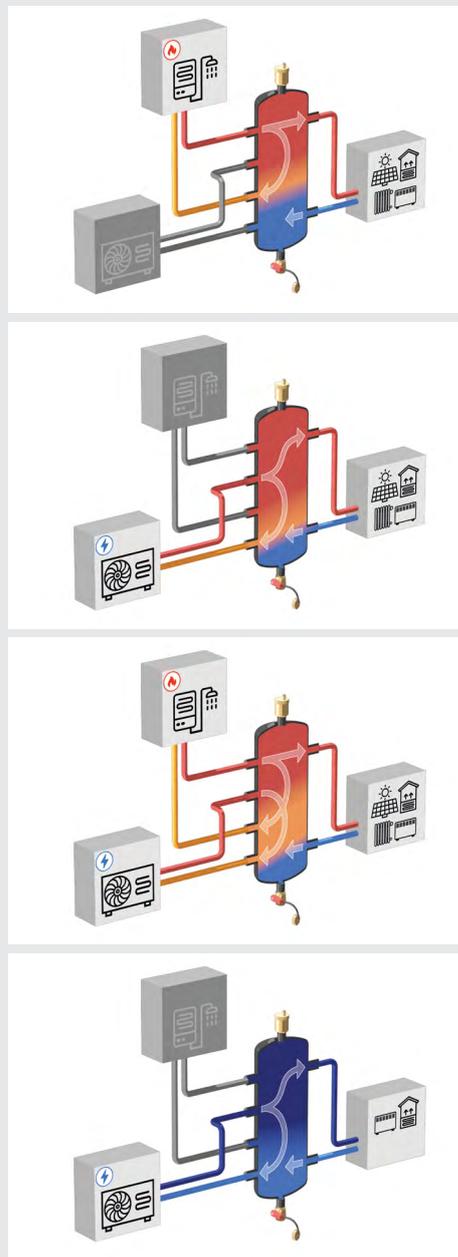
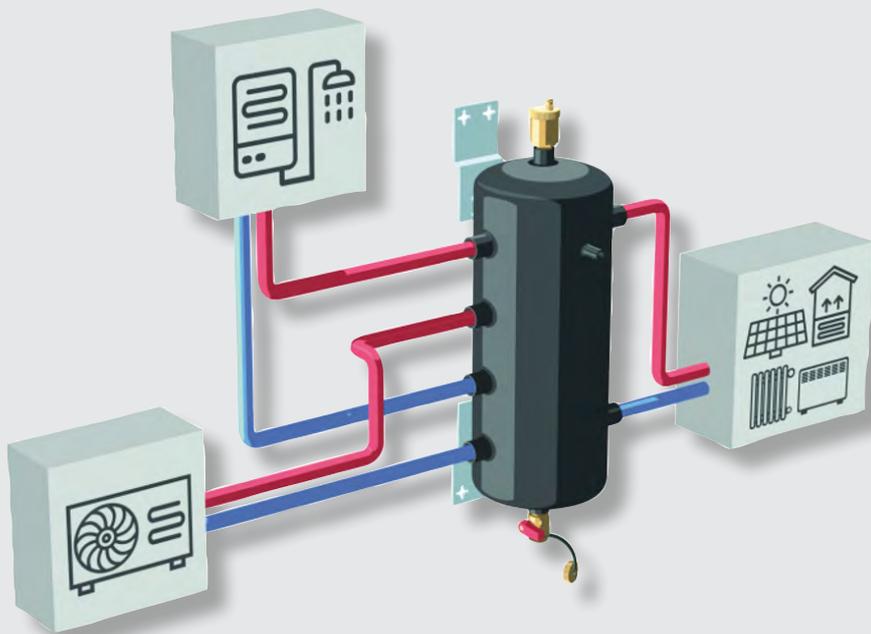
图 48 B



- 结合了去耦和缓冲罐功能于一体。
- 可以并联混合热力系统中的锅炉和热泵。
- 不锈钢主体。
- 适合于供暖和制冷系统的预制保温壳。

混合热力系统的不锈钢体水力分压式缓冲罐具有双重功能：可以并联锅炉和热泵，一/二次系统的去耦功能；保证热泵的正常运行的系统最小储水量。

该缓冲罐的设计适用于供暖/制冷系统中壁挂式安装。



AISI 304不锈钢材质

与传统的碳钢材质相比，不锈钢材质有助于保持加热系统的清洁。它减少了腐蚀造成的杂质问题，从而降低了整个系统的维护成本。

选型

水力分压式缓冲罐的容量大小取决于热泵制造商为确保设备正常运行所要求的最小水量，包括除霜阶段。一般来说，使用市场上新型的热泵，可以根据的设备功率在2.5至3.5升/kWt之间计算一个平均值。

该水力分压式缓冲罐的容量为50升，适用于额定功率25 kWt以下的热泵。

热泵与R系列条款

Marco Godi

在意大利的系统范畴下，要遵循1975年12月1日部长令的规定，该法令规定了“带压力热流体设备的安全标准”。该法令附件中首次出现了时至今日仍为人熟知的R系列条款，随后于1982年和2009年经修订和补充至现行版本。文件包含供暖系统施工的技术规范。

R系列条款的范围

1975年12月1日部长令规定了一些非常具体的气候系统类别，正如R系列条款的适用范围所定义的：

R.1.A.1.“对于使用压力热水的中央供暖系统，温度不超过110°C，燃烧室最大总额定功率（或燃烧室最大总热流量）大于35 kW”。

R.1.A.2.“集中供暖系统”是指一个或多个压力热水循环系统，带有开放式或封闭式膨胀罐，由单个或成套热源、模块化热源、热交换器提供服务，使用固体、液体或气体燃料或过热热源运行”。

R.1.A.3.“部长令1.12.75所涉及的热源指的是以固体、液体、气体为燃料的直火式或非直火式锅炉，以及一级系统温度110°C以上的流体供热交换器”。

简单起见，我们罗列了在R系列条款（表1）适用范围内的系统参数特征。

因此，对于R条款适用范围内的所有系统，必须按要求配备足够的安全、保护和控制装置，并在向最终用户提供服务之前对系统进行申报和查验。

重温这些规定，就很容易明白，当今市场上越来越多的热泵不在该法令的适用范围之内。

这些现代产热设备用的是电源，并且运行靠的是主循环系统中所含气体的压缩和蒸发循环，因此没有任何燃烧，而且介质流体的供热能力有限。

电源不在1975年12月1日部长令的适用范围内，因此，无论其大小，这种类型的热源电机都不受R条款规定的约束。

系统性能	工作压力	> 1 bar
	工作温度	< 110 °C
	采用的热源功率	> 35 kW
使用的热源类型	液体	
	固体	
	气体	
使用的设备类型	过热热源	
	单个	
	成套	
	模块式	
	热交换器（主要由温度110°C以上的流体供热的热交换器）	

表1: R系列条款适用范围

因此，这一方面不仅在简单的热泵安装时很重要，而且在现有系统的集成或混合热源的使用中也至关重要。

热源类型

为了更好地理解混合热力系统，最好深入了解一下2009版R系列条款涉及不同类别的热源。这种类型的系统包括使用两台或多台热源服务于同一系统，这些热源交替工作或相互补充。

热源可以是同类型的，或者可以利用不同的热源，只是用相同的流体介质将热能输送到气候调节终端。

因此，模块化热源和装配式热源之间区分的一个基本方面就是要搞明白安装上的具体来龙去脉。

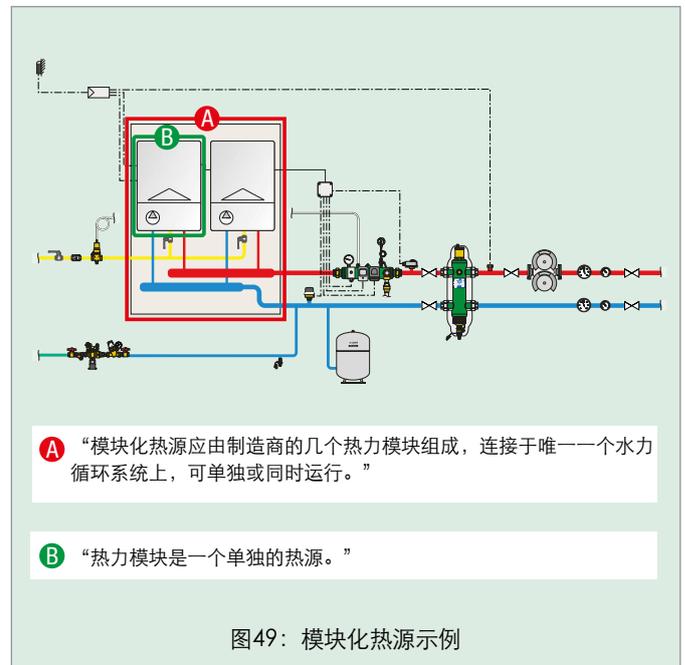
模块化热源

模块化热源由多个热源组成，它们可以同时或单独运行，为同一气候调节水力循环系统提供服务。（图49）。

热模块作为热量产生设备指的是包括可以单独地提供能量用于加热介质或卫浴热水。

为了符合模块化热源的定义，所有模块须由一家制造商制造，负责提供正确运行所需所有配件、技术方案和电子管理系统，以确保安全运行。

这一类别包括紧凑型热源，由用于与热泵集成的冷凝式锅炉组成，内部有一个电子控制系统，用于调节两个热源的运行。（图50）

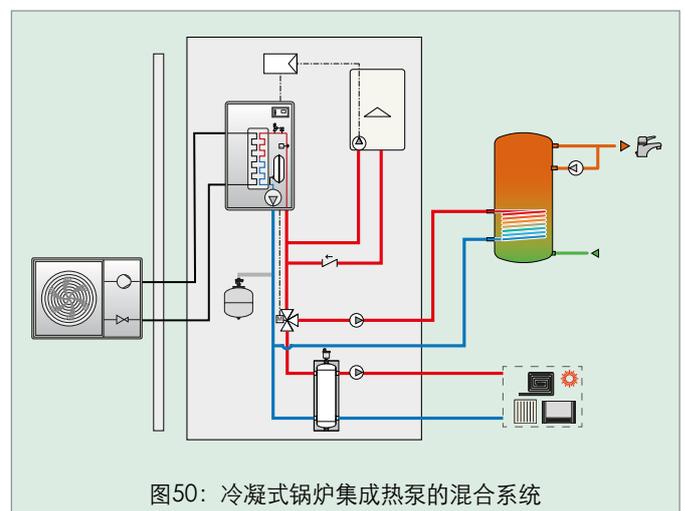


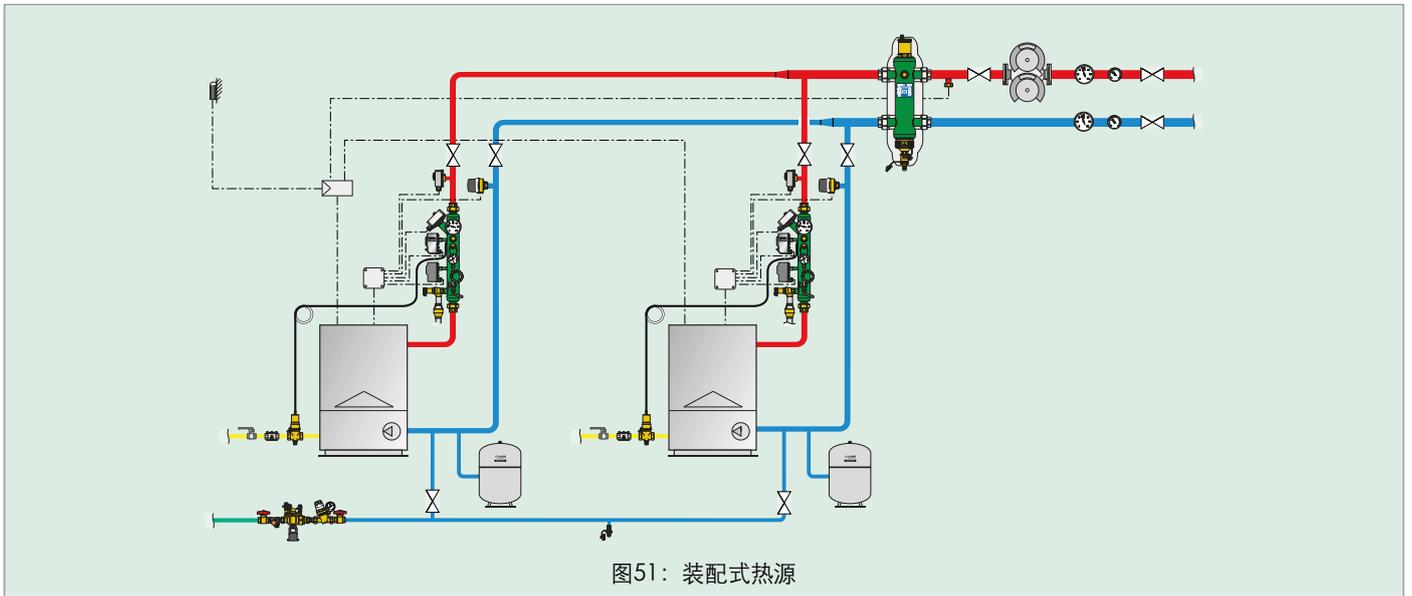
装配式热源

当安装由不同制造商制造的多个热源为同一气候调节系统服务时，这时就是所谓的装配式热源（图51）。

与前面的例子不同，管理系统是直接在现场构建的。这样的系统应考虑现有所有热源参数，并能够将其整合或让它们交替运行，而不会对其运行或效率产生不利影响。

因此，关于装配式热源，我们指的是有多个热源的所有系统，这些热源不是由同一制造商制造的，也不是专门为共同运行而设计的。

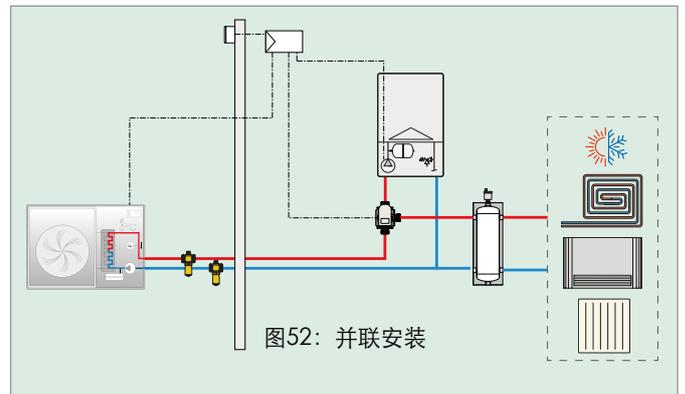




这包括了大多数传统气候调节系统，开始是与冷凝式锅炉相结合，随后又增加了一个可再生能源热力设备，通常是热泵。在这种情况下，两台热源的集成由热工设计师负责，安装交给安装人员。基于这些考虑，从必要的性能可将其视为工厂预制的热源。

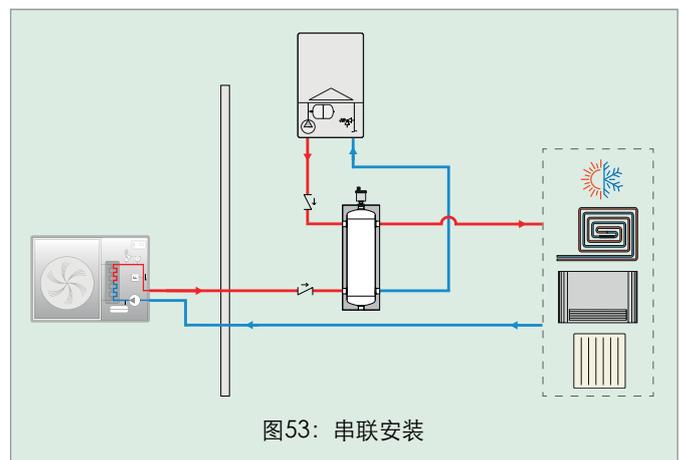
谈到装配式热源，我们可以看到两种不同类型的安装方案：

并联安装交替使用，分流阀的两个入口连接不同热源，共用出口通向系统。通常在这种配置中用带有室外温感的调节器管理热源，控制器根据检测温度决定是使用热泵还是锅炉更方便（图52）。



串联安装集成使用，将传统热源安装在热泵向散热器供热的管道上。

此种配置可以直接利用缓冲罐作为两个热源间的连接系统。在串联应用中，热泵作为主要热源，在整个冬季供暖期间工作。当室外温度变得非常寒冷时，热泵成为进入锅炉回水的预热系统，以减少补充热源的干预（图53）和充分利用可再生能源。



太阳能系统

为了更好地了解太阳能集热板系统，首先有必要准确地确定它究竟属于何种热源。根据R条款的定义，太阳能热源“由多个为系统供热的太阳能集热板以及一次循环系统的连接管道组成”；热源包括太阳能一次循环系统的所有组件，包括换热。

用户系统是指位于热交换下游的一组水力循环系统及所有部件，这些部件是室内供暖、生产卫浴热水或其他技术用途所必需的。（图54）

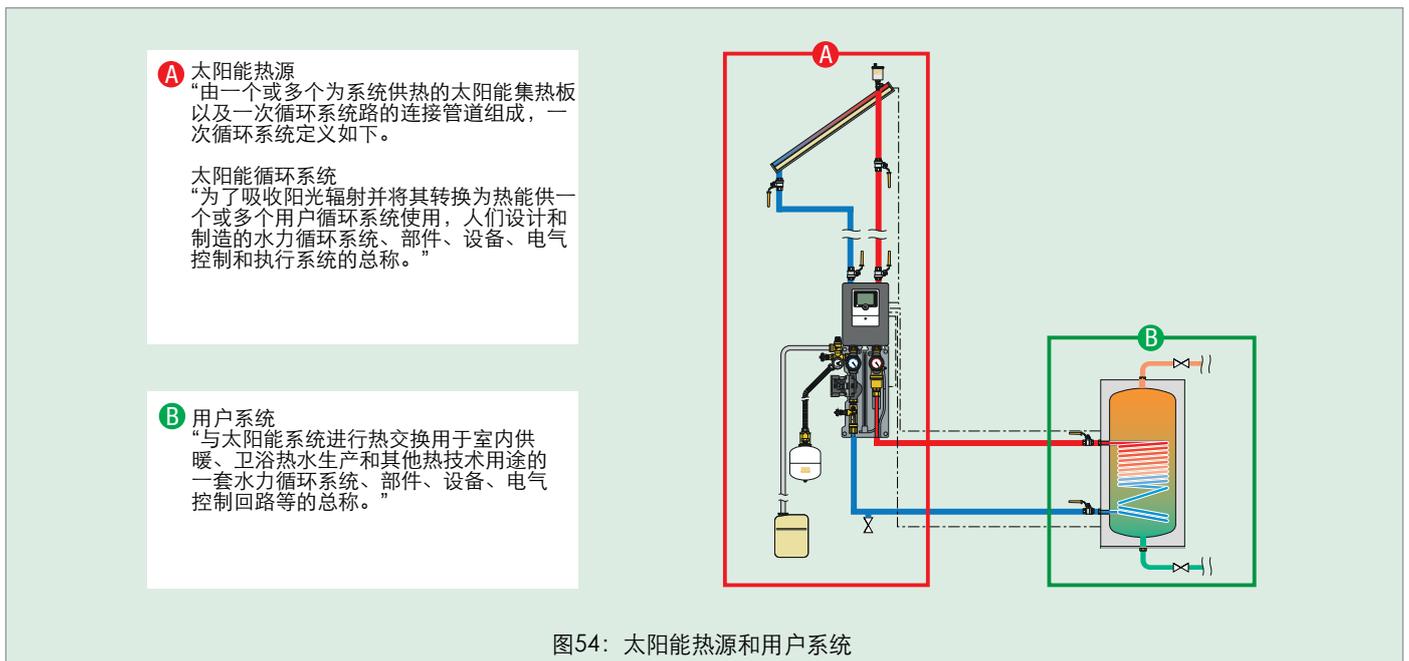


图54：太阳能热源和用户系统

要进入R系列条款的适用范围，太阳能热源必须配备“集热板面积不小于50 m²，而且无论如何要大于35 kW”。此项规定本身就有所偏倚，对热功率重视程度高于采光面积，因此根据下表概括一下适用性顺理成章：

面积	功率	适用与否
< 50 m ²	< 35 kW	否
< 50 m ²	> 35 kW	是
> 50 m ²	< 35 kW	否
> 50 m ²	> 35 kW	是

表2：太阳能集热板的R条款适用范围

安全、保护和控制装置的功率与应用概述

根据目前所了解的情况，可以得出结论：在混合热力系统中，热泵从未参与摊入功率总和。因此，为了确定系统是否适用R条款，仅需关注前面提到的传统热源。

通常，在只有两种单一能源的混合热力系统中，当其中一种是热泵时，偏重的则是锅炉的功率。如果锅炉功率超过35 kW，则要根据R系列条款的规定在其出口端安装正确的安全、保护和控制装置，反之则可以继续使用普通组件。当使用多种能源服务同一系统时，有需要注意它们之间的相互作用，以及它们是否会计入功率总和，从而超过35 kW。我们以配备冷凝式锅炉的系统为例，该系统先后集成了太阳能集热板和热泵，我们来了解一下它们之间的相互关联。

热泵功率	P_{PDC}	< 35 kW
太阳能集热板功率	P_s	< 35 kW
燃气锅炉功率	P_g	< 35 kW
太阳能热源温度	T_s	> 110° C

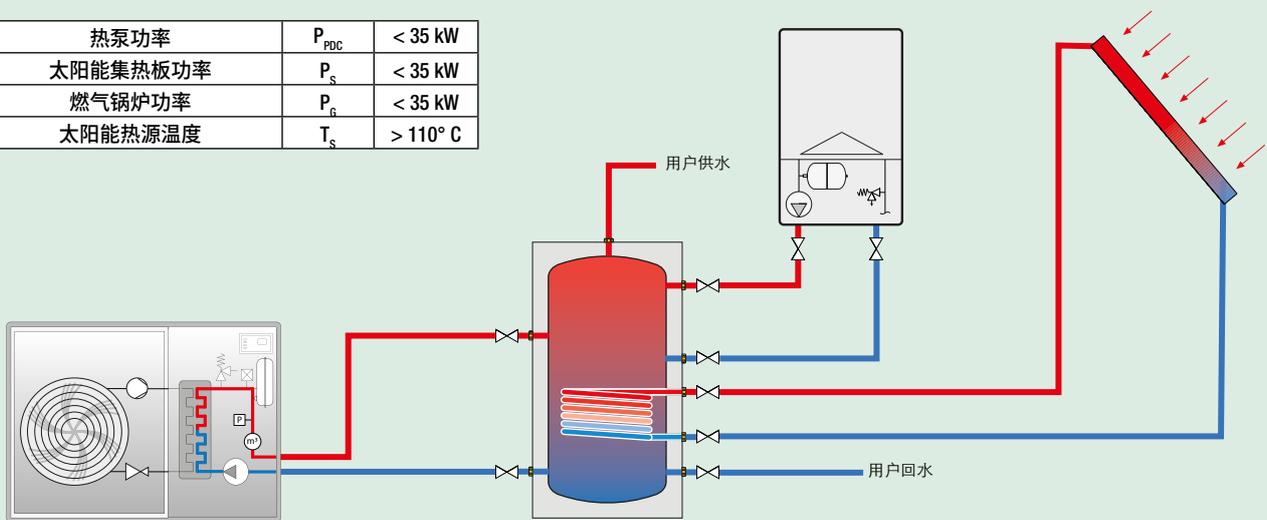


图55: 功率累加系统

如上所述，因为热泵不在我们的考虑之内，这时，我们应该重点关注太阳能集热板和燃气锅炉之间的关系。

在这种配置中（图55），两个热源之间没有水力分压器，因为太阳能换热器（记住它是太阳能热源的一部分）和冷凝锅炉共用一个储热罐。因此，如果两个能量源的功率之和超过35 kW，则必须在储热罐出口处安装相关的安全、保护和控制装置，并进行系统申报。

热泵功率	P_{PDC}	< 35 kW
太阳能集热板功率	P_s	< 35 kW
燃气锅炉功率	P_g	< 35 kW
太阳能热源温度	T_s	> 110° C

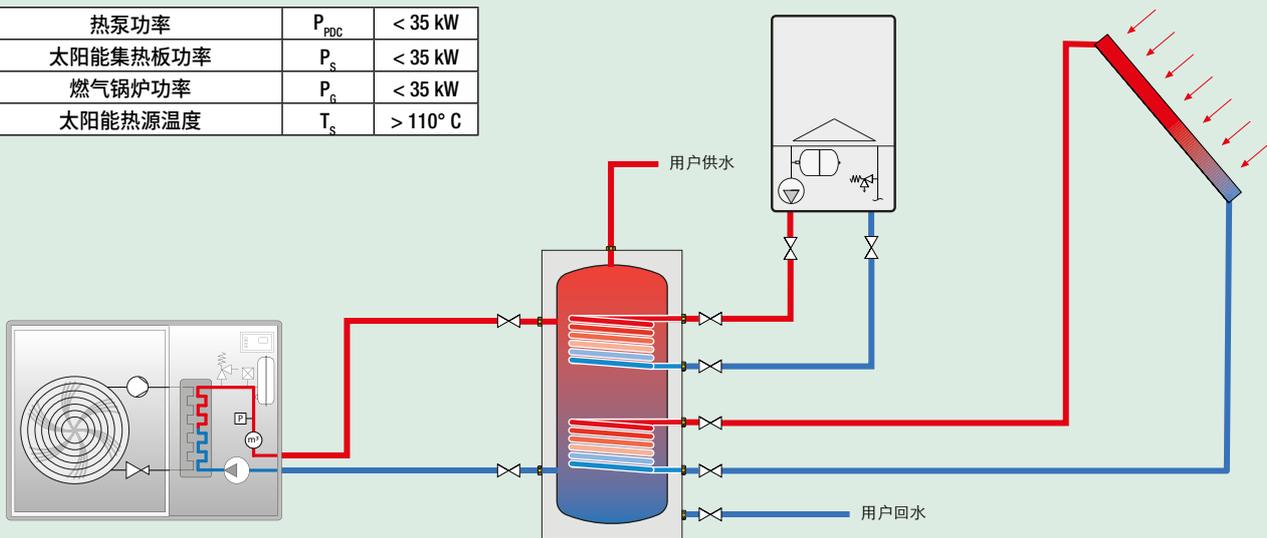


图56: 带水力分压的系统

把相同的系统配置再重新组合一下，冷凝式锅炉使用热交换器，我们将有足够的水力屏障保证介质的分离。所以在这种情况下它不在功率累加之列，因为太阳能和燃气锅炉不相互影响，并且热泵被排除在适用范围之外。

A+ NZEB21级葡萄牙公司卡莱菲

可持续性、未来、技术：举个例子

建筑施工：

卡莱菲葡萄牙公司大楼已升级改造为能源等级A+和NZEB21。升级改造包括建筑物内部的生态气候环境和被动房的再造，增加立面和屋顶的保温层，包括在物流空间的自然照明以及框架的a+级和热桥改造方案。为了减少一次能源消耗，该建筑配备了可再生技术（高效热泵和光伏板），从热力方面和技术照明（仅使用高效LED技术）方面，提高了能源的自给率和舒适度。利用机械通风来保证室内空气的质量，确保为每个空间输送经过适当过滤的新鲜空气；这也确保了整个建筑的正压送风。

无论从技术中心层级（完全由品牌设备组成），还是风箱和风机盘管控制方案上，这栋建筑都是卡莱菲全部技术的体现。



安装细节

热力中心安装了：

- T580型脱矿注水组件，保稳定水力循环系统中的注水压力，系统水脱矿处理。
- 165HE型高效泵站，与550型供暖和制冷集分水器配套使用，每个泵站配备欧洲高效指令Erp的高效泵，负责相关区域的循环。
- 546型微泡排气及除污器，用于分离水中的气泡和铁锈类杂质，使系统效率最大化。
- CONTECA EASY 7504型热计量表，通过MODBUS连接到建筑物的GTC，用于监测气候调节水力循环系统的能耗。

风机盘管和风箱配备了145型FLOWMATIC®压力无关型平衡阀，保证三重平衡效果：在每个区域用的EKINEX EASY ROOM temperature CONTROLLER ER2控制器的控制下，动态方式控制流量、压差和建筑物各个空间的温度。

RDZ热泵具有内置水力模块和三重变频器（压缩、通风、循环泵），集中产热，可以调节一次系统中的水温，并用108型防冻阀进一步保护。

这样的配置把可再生能源在建筑物一次能源总消耗量中的占比提升到三分之二以上，与建筑最初的能源和舒适/质量条件相比，每年可减少约6吨的碳足迹。



顾问：

可持续设计和能源效率NILUFT

设计者：

阿尔伯克基建筑师协会

地点：马亚，波尔图

绿色进化 之控制产品



专为热泵
量身打造

SUPPORTING ENERGY TRANSITION

热泵正在改变引领卫浴热水市场向绿色发展。我们为新气候调节系统的正确运行、效率和安全性开发了一整套产品：6445型区域阀、518型旁通阀、卡莱菲XF磁性除污过滤器、5485型水力分压式缓冲罐和iStop防冻阀®。卡莱菲品质保证。

