本刊特稿

暖通空调系统节能设计思考

天津市建筑设计院 伍小亭☆

摘要 暖通空调系统能耗是建筑能耗的主要组成部分，但以往的暖通空调设计多仅着眼于功能而忽略节能。通过多个案例分析指出了基于节能考虑的设计认识误区，提出了值得重视的若干节能设计理念，探讨了基于节能的暖通空调系统方案设计方法。

关键词 冷热源 系统能效 暖通空调 基于节能的设计方法 建筑能耗

Considerations in energy efficient design of HVAC systems

By Wu Xiaoting★

Abstract While HVAC systems take up a considerable portion of the total energy consumed by a building, the functional requirement seems to be only kept in the designers' mind and the energy efficiency be ignored in HVAC system designing until nowadays. By some case studies, points out some mistaken ideas on design of the HVAC system based on energy efficiency. Puts forward some thoughts of energy saving design needing more special attention. Discusses the design methods of HVAC systems based on energy efficiency.

Keywords cold and heat source, system energy efficiency, HVAC, design method based on energy efficiency, building energy consumption

★ Tianjin Architecture Design Institute, Tianjin, China

①

0 引言

经济的长期高速发展，一方面使我国成为世界第二大经济体，另一方面资源与环境压力日益严峻，目前我国已成为全球 CO_2 排放量最大的国家。为减小资源与环境压力，保证经济与社会的可持续发展，我国政府在全社会着力推进节能减排，发展低碳经济，倡导绿色建筑。

以 20 世纪 80 年代启动居住建筑“一步节能”为起点，到现在的居住建筑“三步节能”与公共建筑节能 50%标准的执行，以及低能耗、超低能耗示范建筑的建设，我国的建筑节能取得了很大成就。同等条件下新建居住建筑单位面积能耗与重视建筑节能的发达国家相比已比较接近，公共建筑单位面积能耗更是明显低于发达国家，特别是低于美国。尽管如此，由于建筑量巨大，建筑能耗总量呈快速上升的趋势。只有持续不断地降低单位建筑面积能耗水平，才能使这种趋势得到控制，理想的结果应该是，使建筑能耗总量的增长速度明显低于建筑总量的增加速度，甚至为零增长。

公共建筑中包括供暖能耗在内的暖通空调系统运行能耗，通常会占到建筑能耗的 60%以上，降低这部分能耗是建筑节能的关键所在，也是暖通空调工程师必须持续面对的挑战。称其为挑战是因为与建筑其他用能系统相比，暖通空调系统具有如下特点。

1) 构成复杂且相互耦合。由三大子系统，即冷热源、冷热量输配与房间冷热末端构成，同时三大子系统中的任何一个都可能包含若干子子系统。大系统涉及的所有子系统彼此关联，相互耦合，求解困难。

2) 形式多样且选择困难。所谓形式多样是指，为对同一对象实现相同的空气环境控制目标，往往会有多种可以选择的空调系统形式。以办公建筑为例，可选择的空调系统末端形式至少有 4 种：风机盘管加新风系统、变风量全空气(VAV)系统、变制冷剂流量(VRF)多联机加新风系统、温湿度独立调节系统等。选择困难体现在，必须进行诸

①☆ 伍小亭，男，1958 年 3 月生，大学，教授级高级工程师，总工程师
300074 天津市河西区气象台路 95 号
(022) 23543066
E-mail：surenwu@163.com
收稿日期：2012-05-04

如造价、运行能耗、适应性等多因素综合评价，才能对决定采用的空调系统形式的合理性进行判断。

3）设计影响因素多样多变。气象条件、围护结构热工特性、内部热扰、建筑外部与内部空间形状以及使用需求等都是影响设计的因素，其中多数具有动态特征，如气象参数、围护结构传热过程、使用规律等。

以上特点决定了暖通空调系统设计必然面对的复杂性，加上相关基础研究尚不完善，重功能、轻节能的设计传统，基于典型工况点的静态设计方法以及动态分析工具还远未普及等原因，造成了从节能角度看暖通空调设计普遍水平不高的现实。

作为暖通设计师有必要在倡导低碳节能的社会大背景下，转变重功能、轻节能的设计传统，树立基于节能的设计理念，掌握动态分析工具。如此才能设计出更多的高能效低能耗暖通空调系统。

1 普遍存在的节能设计认识误区

1.1 重功能轻节能

以往的暖通空调设计多重功能、轻节能，对节能的考虑仅限于满足设计规范、标准提出的限定性要求，即被动适应规范、标准，而非主动追求合理发挥系统的节能潜力。如果在设计过程中导入节能目标，将重功能、轻节能的设计传统，转变为保功能、重节能的设计理念，则会从根本上提高暖通空调系统的建筑节能水平。下面以天津某地区公共建筑项目的空调系统为例，说明设计过程导入节能目标后可达到的节能效果（对该项目来说可比原设计方案节能 39.4%）。

案例 天津市某公共建筑，建筑面积约 30 000 m^2，经计算其建筑耗热量与耗冷量分别为 $Q_{热}$ = 100 kW·h/(m^2·a)，$Q_{冷}$ = 80 kW·h/(m^2·a)。构造空调系统方案 1 与方案 2，前者仅满足使用功能要求，后者在满足使用功能要求的基础上充分考虑系统节能。计算并比较两方案的全年一次能源消耗 $E_{全年}$，水泵输送能效比由公式 $ER = 0.002\,342H/(\Delta t \cdot \eta)$ 计算（其中 ER 为输送能效比，H 为水泵扬程，Δt 为供回水温差，η 为水泵在设计工况点的效率），标准煤热值为 29 307.6 kJ/kg(7 000 kcal/kg)，电标准煤折算系数为 0.347 kg/(kW·h)。

方案 1：

1）系统形式

① 区域锅炉房供热＋电制冷＋两管制风机盘管 FCU（交流有刷电动机）＋新风系统；

② 空调水循环泵冷热共用。

2）系统设计参数

① 空调水系统，供热 60 ℃/50 ℃、供冷 7 ℃/12 ℃（Δt=5 ℃）；

② 循环泵扬程 H=32 m、效率 η=70%，冷却水泵扬程 H=26 m、效率 η=70%；

③ 区域锅炉房供热季平均热效率为 65%，冷水机组 $IPLV$=5.0；

④ 风侧综合能效（单位风机功率实现的供冷（热）量）取 30（单位供冷（热）量的风机功耗 W_s=1/30）。

3）系统调节方式

循环泵定速运行、台数调节，FCU 三挡风速调节，空调末端设水侧电动两通调节阀。

4）全年一次能源消耗 $E_{全年}$ 计算

① 根据 ER 计算公式，得出空调水系统循环泵的 $ER_{供热}$=0.010 7，$ER_{供冷}$=0.021 4，冷却水泵的 $ER_{冷却}$=0.017 3。

② 折算为标准煤的年供热一次能源消耗 $E_{供热} = Q_{热}[860 \div (0.65 \times 7\,000) + 0.347 \times (ER_{供热} + W_s)] = 20.43$ kg/(m^2·a)。

③ 折算为标准煤的年供冷一次能源消耗 $E_{供冷} = Q_{冷}[1/IPLV + ER_{供冷} + ER_{冷却}(1 + 1/IPLV) + W_s] \times 0.347 = 7.65$ kg/(m^2·a)。

④ 折算为标准煤的全年一次能源消耗 $E_{全年} = E_{供热} + E_{供冷}$ = 20.43 kg/(m^2·a)＋7.65 kg/(m^2·a)=28.08 kg/(m^2·a)。

方案 2：

1）系统形式

① 地埋管地源热泵供热、制冷＋两管制 FCU（直流无刷电动机）＋新风系统；

② 空调水循环泵冷热合用。

2）系统设计参数

① 空调水系统，供热 45 ℃/38 ℃，供冷 6 ℃/13 ℃；地源侧，取热 8 ℃/5 ℃，放热 30 ℃/35 ℃。

② 空调循环泵扬程 30 m、效率 75%，地源侧循环泵设计扬程 28 m、效率 75%。

③ 热泵机组制冷 $IPLV$=5.0，供热 COP=4.2。

④ 风侧综合能效取 37（W_s=1/37）。

3）系统调节方式

循环泵变频调速运行、台数调节,FCU 三挡风速调节,空调末端设水侧电动两通调节阀。

4) 全年一次能源消耗 $E_{全年}$ 计算

① 根据 ER 计算公式,得出空调水系统循环泵的 $ER_{供热}=ER_{供冷}=0.013\ 4$,地源侧循环泵的 $ER_{取热}=0.029$,$ER_{放热}=0.017\ 5$。

② 折算为标准煤的年供热一次能源消耗 $E_{供热}=Q_{热}\{1/COP+[ER_{取热}(1-1/COP)+ER_{供热}](1-\alpha)+W_s\}\times 0.347=10.06$ kg/(m^2·a)。(计算中取水泵变频调速相对于定速运行的平均节能系数 $\alpha=0.3$,下同。)

③ 折算为标准煤的年供冷一次能源消耗 $E_{供冷}=Q_{冷}\{1/IPLV+[ER_{供冷}+ER_{放热}(1+1/IPLV)](1-\alpha)+W_s\}\times 0.347=6.97$ kg/(m^2·a)。

④ 折算为标准煤的全年一次能源消耗 $E_{全年}=E_{供热}+E_{供冷}=10.06$ kg/(m^2·a)+6.97 kg/(m^2·a)=17.03 kg/(m^2·a)。

方案 2 比方案 1 节能 39.4%。显著节能效果的取得在于,设计中在保证功能的基础上重视节能,采用了适宜的节能系统与技术,体现为:

1) 地源热泵供热、制冷。以土壤为介质跨季节蓄能,实现空调废热利用,折合标准煤的一次能源消耗仅为集中燃煤锅炉房供热的 48.4%(集中燃煤锅炉房产热效率 78%,管网输送热效率 92%)。

2) 选择高效率水泵。效率由 70% 提高到 75%。

3) 水泵变频调速。在台数合理匹配的前提下,与台数调节定频运行相比节能 30%。

4) FCU 采用直流无刷电动机,风侧综合能效由 30 提高到 37。

1.2 "合规"节能设计标准=充分节能

通常设计师认为满足节能设计标准能效限定性要求的设计就是充分节能的,所以除非业主明确要求项目的节能水平高于现行节能设计标准要求,否则设计师不会主动在满足限定性要求的基础上进一步发掘系统的节能潜力。但笔者在设计实践中发现,一些节能"合规"的设计方案,稍加优化就能获得更显著的节能效果。所以从设计意识的角度而言,应该提倡节能"合规"基础上的系统再优化,实现充分节能。下面以某实际项目的空调设计来说明这一点。

案例　某温湿度独立调节空调系统的显热处理子系统,原设计方案如图 1 所示,完全满足 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》中相关能效限定值的规定。该方案经过优化改进,比原设计方案能效提高了 31%。简要分析过程如下。

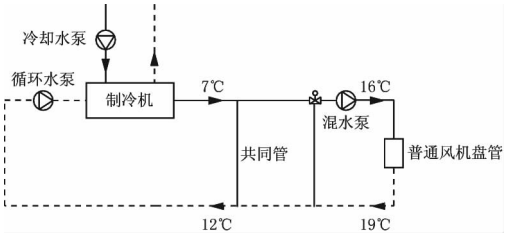

图 1　某温湿度独立调节空调系统的显热处理子系统原设计方案系统形式

原设计方案:

1) 系统形式与主要参数见图 1。

2) 系统主要耗能设备的能效满足或优于 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》相关能效限定值的要求。

① 水冷螺杆冷水机组,冷量 1 000 kW,$COP=4.88>4.3$;

② 水泵输送能效比,$ER_1=0.016<0.024\ 1$($H=24$ m,$\eta=70\%$),$ER_2=0.008\ 9<0.024\ 1$($H=8$ m,$\eta=70\%$);

③ 末端每送出 1 kW 冷量,风机消耗功率 50 W。

3) 系统 $COP_{s1}=1/(1/4.88+0.016+0.008\ 9+0.05)=3.57$。

改进方案:

1) 系统形式与主要参数见图 2。

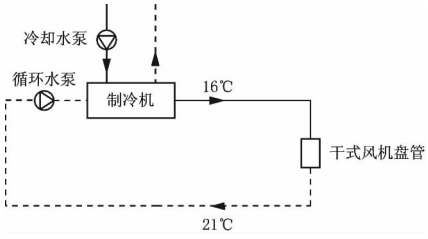

图 2　某温湿度独立调节空调系统的显热处理子系统改进方案系统形式

2) 系统主要耗能设备的能效优于原设计方案。

① 高效高温冷水机组,$COP=6.3>4.88>4.3$;

② 循环系统 $ER=0.02<0.024\ 1<0.024\ 9$($H=32$ m,$\eta=75\%$,0.024 9 为原设计方案水系统的单位冷量总能耗(ER_1+ER_2));

③ 末端每送出 1 kW 冷量，风机消耗功率 35 W。

3）系统 $COP_{s2}=1/(1/6.3+0.02+0.035)=4.68$。

以上系统图示与计算表明，与原设计方案相比，改进方案不仅能效提高了 31%，而且系统更简单。此案例源自实际项目的设计过程，这告诉我们：必须建立通过优化设计充分发掘系统节能潜力的节能设计意识。仅仅满足节能设计标准限定性要求的设计，虽然“合规”但不一定“合理”。节能“合规”的系统很可能仍然有较大的节能空间，而且它的实现，不一定依赖更复杂的系统、更高的初投资与管理要求，而仅仅是节能“合规”基础上的再优化。

简而言之，节能设计标准解决不了空调系统基于节能的整体优化问题，系统整体优化是设计智慧的体现。

1.3　节能概念＋节能技术与产品＝节能设计

实践中往往将空调系统节能简单归结为节能概念＋节能技术与产品，但是忽视了空调系统整体的合理性，不能实现理想的节能效果，使节能项目成为“技术堆砌与产品冷拼”。在一些节能示范建筑设计中，这种现象并不鲜见。节能概念、节能技术与产品不是节能设计的目标，而是实现理想节能效果的手段。

理想节能效果包含两层意义：一是在运行条件与效果均相同的情况下，能最大限度地发挥系统的节能潜力；二是获得的节能收益与付出的代价相匹配。分析与实践表明，只有在系统整体优化的前提下，整合适用的节能概念、技术与产品，才可能实现理想的节能效果。天津某以三星级绿色建筑为目标的博览建筑的空调系统设计论证过程是这一观点的佐证。

案例　天津某博览建筑，建筑面积 2 万 m^2，目标是三星级绿色建筑；原暖通空调设计方案由某知名顾问公司提供，当地施工图设计单位对其进行了优化，过程与结果如下。

原设计方案：

采用温湿度独立调节空调系统。地埋管地源热泵为冷热源；双转轮除湿新风处理；楼板供热供冷（TBS）为主，普通盘管干式运行供冷（热）为辅。系统形式及参数见图 3。设计工况系统制冷能效 COP_{s1} 计算如下。

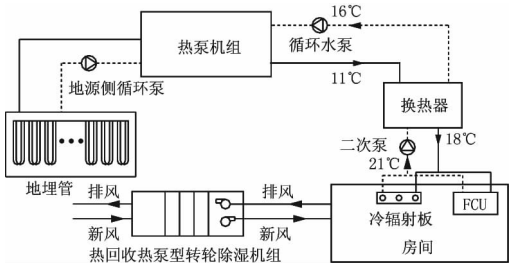

图 3　某博览建筑原设计方案系统形式

1）计算条件

① 潜热冷负荷/全热冷负荷＝0.45，室内显热冷负荷由 FCU 承担的比例为 40%；

② 热泵机组制冷 $COP_{HP}=5.416$；

③ 热回收热泵型转轮除湿新风机组制冷 $COP_{DH}=3.6$；

④ 地源侧循环泵 $H=28$ m，空调水一次泵 $H=27$ m、二次泵 $H=10$ m，水泵效率 η 均为 70%；

⑤ 新风 $W_s=0.035$（风机功耗/新风冷量），FCU 的 $W_s=0.04$（风机功耗/供冷量）。

2）计算过程

① 根据 ER 计算公式，得出 $ER_{地源}=0.0187$，$ER_{供冷1}=0.0181$，$ER_{供冷2}=0.0167$；

② $COP_{s1}=1/(0.55/5.416+0.45/3.6+0.0187+0.0181+0.0167+0.45\times0.035+0.55\times0.4\times0.04)=3.28$。

“常规”方案：

为与原设计方案对比，构造了温湿度耦合调节的“常规”空调设计方案，系统形式与参数见图 4，计算其系统能效 COP_{s2}。

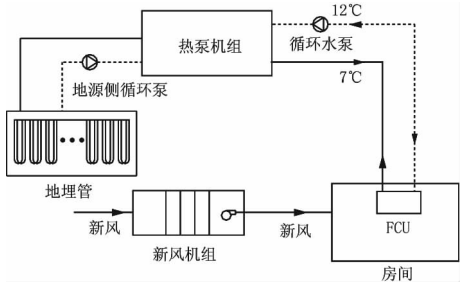

图 4　某博览建筑“常规”方案系统形式

1）计算条件

① 新风全热冷负荷由新风机组表冷盘管承担，室内全热冷负荷由风机盘管机组承担；

② 热泵机组制冷 $COP_{HP}=4.69$；

③ 冷水循环泵 $H=32$ m,水泵效率 $\eta=70\%$;

④ 新风与风机盘管送风综合 $W_s=0.028\ 6$。

2) 计算过程

① 地源侧循环泵的输送能效比与原设计方案相同,$ER_{地源}=0.018\ 7$,根据 ER 计算公式得出 $ER_{供冷}=0.021\ 4$;

② $COP_{s2}=1/(1/4.69+0.018\ 7+0.021\ 4+0.028\ 6)=3.547$。

优化方案:

系统形式与参数见图5。主要优化内容:1) 取消换热,主机直接提供16 ℃/21 ℃冷水,采用高效高温冷水机组;2) 热回收型热泵溶液除湿新风机组替代热回收型热泵转轮除湿新风机组;3) 增加新风预冷,即新风进入溶液除湿新风机组前由高温冷水盘管预冷;4) 干式FCU代替普通FCU干工况运行。设计工况系统制冷能效 COP_{s3} 计算如下。

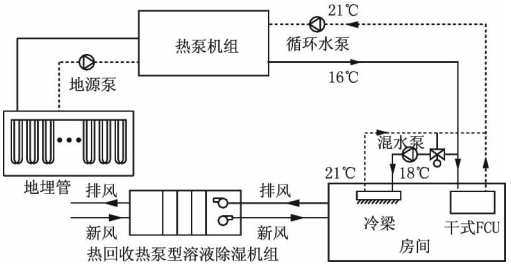

图5　某博览建筑优化方案系统形式

1) 计算条件

① 潜热冷负荷/全热冷负荷=0.45,预冷盘管承担约50%潜热冷负荷,40%室内显热冷负荷由干式FCU承担;

② 热泵机组制冷 $COP_{HP}=6.105$;

③ 热回收型热泵溶液除湿新风机组制冷 $COP_{DH}=4.6$;

④ 混水泵 $H=8$ m,$\eta=65\%$;

⑤ 综合 $W_s=0.027$(新风+FCU)。

2) 计算过程

① 采用前面计算结果有 $ER_{地源}=0.018\ 7$,$ER_{供冷}=0.021\ 4$,根据 ER 计算公式得出 $ER_{混水}=0.008\ 9$;

② $COP_{s3}=1/[(0.55+0.45\times0.5)/6.105+0.45\times0.5/4.6+0.018\ 7+0.021\ 4+0.008\ 9+(0.45+0.55\times0.4)\times0.027]=4.13$。

以上 $COP_{s1}(3.28)<COP_{s2}(3.547)<COP_{s3}(4.13)$ 的结果首先表明,体现先进节能理念(温湿度独立调节)及地源热泵、转轮热回收等多项节能技术的原方案,尽管其投资比"常规"系统高了约1.6倍,但由于没有进行系统配置与参数优化,其能效甚至低于"常规"系统,未能达到节能概念+节能技术与产品=节能设计的目的。其次表明了系统优化的重要性,只有基于系统优化,节能概念+节能技术与产品=节能设计的等式才可能成立,才能充分发挥系统的节能潜力。正如本案例,通过对原设计方案进行优化,额定制冷工况系统 COP 提高了25.9%,比"常规"方案提高了16.4%,而且优化方案的概算造价比原设计方案还略有降低。

2　若干基于节能的设计理念

2.1　合理选择能源类型与利用方式

研究表明,使用过程的能耗及 CO_2 排放占建筑全过程能耗及 CO_2 排放量的80%以上,在特定的建筑能源类型与利用方式下,建筑使用过程的一次能源中矿物能源的消耗与 CO_2 排放呈固定的正比例关系。尽管建筑全寿命周期耗热耗冷量与建筑能源类型及利用方式无关,但使用过程中的矿物能源消耗和 CO_2 排放却与之密切相关,合理选择建筑能源类型及利用方式会产生显著的节能减排效果。因此,暖通空调的节能设计应在降低冷热负荷的基础上努力追求能源类型与利用方式的合理性,实现建筑能源优化。

能源类型与利用方式的合理性体现为,在建筑具备的能源边界条件下,设计所选择的能源类型与利用方式在暖通空调系统使用过程中矿物能源消耗与 CO_2 排放相对最低。实现能源类型与利用方式的合理性主要途径可以归纳如下。

2.1.1　选择适宜的冷热源形式

因为供出等量冷热,不同冷热源形式的矿物能源消耗与 CO_2 排放是不同的,所以设计必须根据项目的能源边界条件,通过多方案比较,慎重选择冷热源形式。

案例　某项目年供热量8 000 GJ,依据能源边界条件,热源形式有4种选择,相应一次能源中的矿物能源消耗与 CO_2 排放分别为:

1) 热效率85%的燃气锅炉,消耗321.14 t标准煤,CO_2 排放519.42 t(燃气热值35 587.8 kJ/m^3(8 500 kcal/m^3),天然气 CO_2 排放因子1.964);

2) 热效率65%的区域锅炉房供热,消耗419.95 t标准煤,CO_2 排放1 117.07 t(标准煤

CO_2 排放因子 2.66)；

3) COP=4.2 的电热泵，消耗 183.56 t 标准煤，CO_2 排放 488.28 t(电标准煤折算系数 0.347 kg/(kW·h)，标准煤 CO_2 排放因子 2.66)；

4) COP=1.6 的燃气吸收式热泵，消耗 140.5 t 标准煤，CO_2 排放 227.24 t(燃气热值 35 587.8 kJ/m^3(8 500 kcal/m^3)，天然气 CO_2 排放因子 1.964)。

以上 4 种热源方式的矿物能源消耗，最小值仅为最大值的 33.5%。采用燃气吸收式热泵时折算为标准煤的矿物能源消耗量之所以最低，就在于采用了清洁能源和高效率的利用形式。

因此，暖通空调节能设计必须根据项目所具有的资源条件、节能减排目标以及经济因素进行综合分析，以确定合理的冷热源形式。

2.1.2 实现能源梯级利用

先利用能源高能级段的做功能力发电，所产生的余热由于其品位与建筑供热、制冷所需能源品位对应，可直接用于供热制冷，从而提高能源利用的㶲效率，使一份能源形成更多的供热制冷能力。

以低位热值 35 587.8 kJ(8 500 kcal)的 1 m^3 天然气利用为例，比较梯级利用与非梯级利用的供冷供热能力、能源消耗量与 CO_2 排放量。

1) 梯级利用

① 利用形式：燃气发电＋电热泵＋烟气余热吸收式冷温水机组；

② 供热能力：8 500 kcal×0.35×4.0÷860 kcal/kW＋8 500 kcal×0.5÷860 kcal/kW＝18.78 kW；(计算条件：发电热效率 35%，非发电部分热利用率 50%，系统热损失 15%，电热泵供热 COP=4.0)

③ 供冷能力：8 500 kcal×0.35×5.0÷860 kcal/kW＋8 500 kcal×0.5×1.5÷860 kcal/kW＝24.7 kW。(计算条件：发电热效率 35%，非发电部分热利用率 50%，系统热损失 15%，电热泵制冷 COP=5.0，吸收制冷 COP=1.5)

2) 非梯级利用

① 利用形式：直燃吸收式冷温水机组供热制冷；

② 供热能力：8 500 kcal×0.9÷860 kcal/kW=8.9 kW；(热效率为 90%)

③ 供冷能力：8 500 kcal/kW×1.5÷860 kcal/kW=14.83 kW。(COP=1.5)

显然，同一种能源，梯级利用与非梯级利用相比，单位供热、制冷量的一次能源消耗(及 CO_2 排放)分别降低了 52.6%(供热)和 40%(制冷)。此算例充分表明了能源梯级利用对建筑领域节能减排的重要性。

2.1.3 重视热泵对建筑节能的价值

从供热的角度，在目前的科学技术水平下，只有通过热泵才可能实现能源利用效率高于 100%，才能将虽不能直接利用、但赋存量巨大且广泛存在于自然界和人类生产生活过程中的低品位热转化为建筑热源。热泵对建筑节能的价值可以简单归纳如下。

1) 节能

① 一次能源高位热值热效率 η>1。相对于锅炉等一次能源直接燃烧型制热设备，只有热泵的一次能源高位热值效率可能做到 η>1。我国发电与输电的综合效率约为 33%，只要热泵供热的季节 COP>3.03，就能使 η>1。而燃油、燃气锅炉等直燃型就地供热设备的 η 通常低于 0.9，燃煤锅炉房集中供热的 η 通常低于 0.7。

② 提高电力设施的年负荷率。冬季需供热、夏季需供冷的地区存在明显的电力需求季节不均衡现象，电力设施的年负荷率较低。而较低的年负荷率意味着发电煤耗的增加。采用热泵供热，增加了冬季的电力需求，提高了电力设施的年负荷率，使发电平均煤耗降低。

2) 减排

① 广义的热电联产与集中供热；

② 现场零排放；

③ 改善供暖城市冬季大气环境。

热泵供热之所以具有以上三方面的减排效果，是因为：

① 由于增加了冬季的电力、电量需求，扩大了传统意义上热电联产的规模，增加了梯级利用一次能源的比例；

② 相当于变分散的低效率供热小锅炉为发电厂集中的大型高效率锅炉，变分散供热为输送效率更高的集散式供热；

③ 实现现场零排放；

④ 相对于分散燃煤锅炉，电厂可以实现烟气排放的集中高效治理与监管，改善供暖城市冬季大

气环境。

2.2 追求低温供热高温供冷

充分利用可再生能源及各种废热余热是建筑节能的重要途径,此类能源赋存量大、能量密度与品位低,且广泛存在于自然界和人类生产生活的过程中,其主要形式包括太阳能、浅层地热能、风能、地表水能以及各种余热废热等。对于暖通空调系统,低品位能源利用量的多少及代价与系统确定的供热、供冷温度密切相关。低品位能源与供热、供冷温度越接近,低品位能源利用量越大、利用代价越小,节能减排效果越明显。

所以,从暖通空调系统节能的角度,应该提倡低温供热高温供冷。这里所谓的低温与高温是相对于系统供热、供冷常规设计温度而言的,如散热器供暖 85 ℃、空调供热 60 ℃、地板辐射供暖 50～60 ℃、空调制冷 5～7 ℃等,这样的温度值对常规供暖空调冷热源形式而言有其合理性,但对冷热末端而言并不是必需的。因此,设计师应该根据具体的供暖空调冷热源形式,通过技术经济分析确定合理的系统供热、供冷设计温度。简单分析与举例如下。

2.2.1 低温供热高温供冷的理论依据

人感觉适宜的室内环境温度区间为 20～28 ℃,理论上供热介质温度高于此区间,可以实现对房间供热;供冷介质温度低于此区间,可以实现对房间供冷(采用冷凝方式消除潜热冷负荷,需要的供冷介质温度会更低)。由于室内供冷、供热末端装置的水-空气换热器或冷媒-空气换热器的经济换热温差 Δt_m 通常为 10 ℃左右,所以供热介质温度有可能降到 30 ℃以下,而供冷介质温度有可能提高到 18 ℃以上,实现相对于常规设计温度的低温供热高温供冷。

应该指出的是,设计以往习惯采用的供热、供冷温度,往往并非冷热末端所必需的,多为产品性能评价所基于的额定参数。此温度不应"以不变应万变",而应由项目具体情况通过技术经济分析确定,并以尽量降低供热温度、提高供冷温度为宗旨。

2.2.2 实现低温供热高温供冷的技术条件

建筑节能的发展、暖通空调系统形式的创新、新型空调产品的开发等为实现低温供热高温供冷创造了技术条件。

1) 建筑节能标准不断提高

建筑节能标准的不断提高,使建筑冷热负荷指标不断下降,暖通空调冷热末端负荷容量"压力"相应减小。所以,当采用相对较低的供热温度和较高的供冷温度时,无需担心因介质与空气之间温差的减小造成末端体积或面积过大。通常以辐射换热为主的冷热末端更容易实现低温供热高温供冷,但因其单位面积冷热负荷能力较低,因此必须以高标准建筑节能为前提。

以北方居住建筑地面辐射供暖为例,执行"一步节能"标准时,供暖热水温度设计为 60 ℃,仍会有顶层和角部房间,即便满布加热管也不能满足设计热负荷要求;但当执行"三步节能"标准后,供暖设计热水温度可以降到 50 ℃甚至更低,同时供回水温差基本不变。同样,采用散热器供暖时也可以将供暖设计热水温度由 85 ℃降为 70 ℃或更低,同时供回水温差基本不变。

2) 暖通空调形式创新

近年来暖通空调系统形式不断创新,其中有代表性的是温湿度独立调节空调系统。尽管在工艺空调领域早有类似系统,但从节能角度明确其价值并将其应用推广至舒适性空调领域,使得高能效的高温供冷成为可能。

温湿度独立调节空调系统由于将潜热冷负荷与显热冷负荷分别处理,使处理显热冷负荷的载冷剂温度由耦合处理所需的 5～10 ℃提高至 15～20 ℃。高温供冷的节能性主要体现在:① 对于人工制冷,意味着扣除冷水输配能耗增加(供冷温度提高,供回水温差减小,输配流量增大)因素后,系统 *COP*(不计风机能耗)仍会提高 10%～25%;② 使蒸发制冷或冷却塔制冷等非人工制冷的利用时间显著延长;③ 增大了自然冷源的利用范围与单位体积能源密度。

3) 新型空调产品开发

高效高温冷水机组、干式风机盘管及各种干式辐射供冷末端产品的研发与量产,为充分发挥低温供热高温供冷系统的节能效果提供了产品保证。因产品设计具有温度工况针对性,与适合常规温度工况的空调产品相比,这些新型空调产品在对应温度区间具有相对更理想的热力完善度或换热流程及更佳的性能系数。以冷水机组为例,同样冷却工况下,设计出水温度为 7 ℃的机组,按 16 ℃工况运

行时，其 *COP* 相对 7 ℃出水，最多可提高 25%；而按出水温度 16 ℃专门设计的机组，其 *COP* 相对 7 ℃出水，可提高约 60%。

案例 某项目两管制风机盘管＋新风空调系统，冷热负荷比为 1∶0.7，初定冷热源为地埋管地源热泵，冷水供回水温度确定为 7 ℃/12 ℃，室内供暖设计温度为 22 ℃。起初，设计方与顾问方对空调供热参数持不同意见，顾问方认为应该取设计惯用的 60 ℃/50 ℃，否则会造成 FCU 供热量不足，吹冷风；设计方通过参数分析，建议取 45 ℃/38 ℃，因为经计算，按 7 ℃/12 ℃工况、根据冷负荷选择的 FCU，在供热参数 45 ℃/38 ℃时的供热能力高于热负荷需求，出风温度高于 30 ℃，送风温差合理且不存在吹冷风问题。双方最终达成一致，取空调供热参数为 45 ℃/38 ℃。

而如果采用 60 ℃/50 ℃的热水参数，热泵成本至少增加 25%，*COP* 降低 26%（见图 6）。根据该项目的供热量指标 $Q_{热}$＝100 kW·h/(m²·a)计算，单位建筑面积一次能源消耗将增加 2.57 kg 标准煤，CO_2 排放增加 6.82 kg，浅层地热能（严格说为跨季节蓄存在土壤中的夏季空调系统排热）贡献率由 44.5%降低为 23.7%。

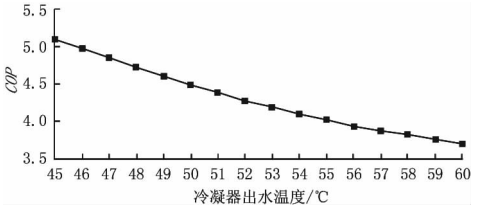

图 6 某型热泵机组性能曲线

本案例表明：对于热泵供热，供热温度对系统能耗和 CO_2 排放有显著影响，相对于 60 ℃/50 ℃的供热参数，45 ℃/38 ℃的低温供热，即便计入因供回水温差减小 3 ℃所增加的循环水泵能耗，系统仍节能约 22%。

2.3 重视室内设计参数的合理性

室内设计参数（温度、相对湿度、新风量等）对暖通空调系统能耗的影响往往被设计人员忽略。通常，设计人员不是通过分析，而是在规范规定的取值范围内，简单“拍定”室内设计参数。室内设计参数的合理性体现在两方面，一是必须保证人体舒适或工艺要求，二是避免保证率过高或标准过高。

以天津市冬季空调室内设计参数确定为例，Ⅰ级热舒适度等级规定的室内设计温度范围为 22～24 ℃、相对湿度≥30%。所以，室内设计参数取为 22 ℃/30%或 24 ℃/40%均在设计参数范围内，且看起来差别不大，但后者使空调热负荷增加约 16%，其中热负荷计算时容易被忽略的加湿热负荷增大了近 51%。

2.4 优化关键设计参数，提高系统能效

由多个子系统耦合而成的空调系统涉及多组设计参数，其中最具取值弹性且对系统能效影响最大的是空调水系统设计供回水参数。设计时应以系统能效最高为目标，通过优化分析确定该参数。本文 2.2 节的案例是对此观点的佐证，而表 1 提供的数据进一步证明了通过优化分析确定设计供回水温度对提高系统能效的重要性。表中数据源自系统模型计算，计算依据为：两管制风机盘管加新风系统，水系统管道与管件规格按 5 ℃温差对应的流量确定，相应 $ER_{供冷}$＝0.021 4，$ER_{冷却}$＝0.017 3。

表 1 不同供回水温度时的系统 *COP*

	供回水温度/℃				
	7/12	6/13	5/12	7/13	7/14
主机(1/*COP*)	0.213	0.218	0.223	0.213	0.213
$ER_{冷却}$			0.017 3		
$ER_{供冷}$	0.021 4	0.007 8	0.007 8	0.012 4	0.007 8
W_s(FCU)	0.025 4	0.026 1	0.024 8	0.026 8	0.027 7
合计	0.277 1	0.269 2	0.272 9	0.269 5	0.265 8
系统 *COP*	3.61	3.71	3.66	3.71	3.76

表中 5 组供冷设计参数在设计中均有采用，其中较常采用的是 7 ℃/12 ℃与 6 ℃/13 ℃，后者比前者的系统 *COP* 提高了 3%；*COP* 最大值比最小值高 4%。

2.5 其他

以上从四个方面简单分析了对暖通空调系统节能有重要意义的设计理念，但仅此是不够的，一些容易被忽视的细枝末节，同样源于设计理念的偏颇，罗列如下以引起重视。

1）尽量采用高效率设备并使他们能在多数时间内运行于高效率区。技术的发展与市场接受程度的提高，使高效率设备的性价比不断提高。表 2 给出了某进口品牌水泵采用高效电动机的年节电量与投资回收期分析。计算结果令人“吃惊”，一台电动机负载为 75 kW 的水泵，电动机效率仅仅提高 1.17%，年运行 3 000 h，就能节电近 2 800 kW·h。

表 2　水泵采用高效电动机的年节电量与投资回收期分析

负载/kW	电动机效率/%		每小时耗电量/kW	年运行时间/h	实际电价/(元/(kW·h))	年电费/元	年电费差/元	水泵采购成本/元	采购成本差/元	静态回收期/a(/h)
75	EFF2	93.6	80.128	3 000	0.95	228 364.8	2 654.3	18 000	3 600	1.36(4 069)
	EFF1	94.7	79.197	3 000	0.95	225 710.5		21 600		

与采用高效率设备相比,通过合理设计,使设备在多数时间内运行于高效率区,往往节能更显著且性价比更高。仍以水泵为例,武汉某高校对 10 个项目的 21 台空调循环水泵进行了实测研究,发现水泵的实测效率相对额定工况效率的平均降幅为 25.5%,仅为 52.15%,其主要原因是设计选型不当。如果通过合理设计使水泵的实际运行效率从 52.15%提高到 62%,则可节能约 16%,即年运行 3 000 h,实测功率为 50 kW 的水泵,年节电量可达 24 107 kW·h。

2) 变保障"全部空间、全部时间"的空调设计为保障"部分空间、部分时间"的空调设计。节能意义不言而喻。关键在于,设计时按实现"部分空间、部分时间"空调的要求进行系统划分、制定控制策略。

3) 充分利用冷热源品质,力求高质高用。冷热源品质体现为其温度。对冷源,温度越低,品质越高;对热源,温度越高,品质越高。冷源温度越低,处理潜热冷负荷的能力越强,实现水侧和空气侧大温差输配的程度越高,需要的换热面积越小;高温热源的优势主要表现在实现水侧和空气侧大温差输配和减小换热面积。

4) 重视小温差换热与输配系统的设计参数选择。小温差换热与输配是空调制冷系统与热泵供热系统的特点,因此其换热强度低,换热面积大,能量输配密度低,输配能耗高。由于换热温差范围通常只有 1～5 ℃,水侧输送温差范围通常只有 5～8 ℃,所以哪怕 1 ℃甚至 0.5 ℃的区别,对输配能耗和换热面积都会产生明显影响。

例如,板式换热器一次侧 5 ℃进水、10 ℃出水,二次侧出进水温度通常有三种组合,6 ℃/11 ℃或 7 ℃/12 ℃或 8 ℃/13 ℃。虽然参数相差不大,但换热面积的关系却为 1∶0.5∶0.33。同样,空调冷水系统供回水温度由 7 ℃/12 ℃变为 6 ℃/13 ℃,温差仅增加了 1 ℃,但循环流量减少 16.7%;如果管道系统保持按 7 ℃/12 ℃计算的规格不变,输配能耗约降低 42%。

5) 将系统运行策略作为条件导入设计过程。系统节能必须通过良好的运行才能实现,而良好运行的基础是设计,所以必须通过设计为良好的运行创造条件,如使用时间不一致或同一时间冷热需求不一致的空间,空调系统分设;设置必要的空调自控系统等。

暖通工程师不能认为空调自控仅是弱电工程师的责任,与己无关。恰恰相反,如果不能给弱电专业提出合理的工艺控制要求,不能使本专业工艺系统设计与节能运行策略相适应,再好的自控硬件配置和强大软件都可能仅仅成为摆设,实际工程中这种情况比比皆是。

3　基于节能的设计方法探讨

3.1　以节能为目标筛选设计方案

通常节能目标有两种表达形式——相对形式和绝对形式。前者不设节能目标值,仅要求在若干可行技术方案中寻找相对最节能方案,计算过程通常无需迭代;后者给出节能目标限定值,要求在若干可行技术方案中,筛选满足限定值要求且相对最节能或节能性价比最高的方案,计算过程往往需要迭代。

3.1.1　不设定节能目标值

1) 简单方法

由图 7 所示的 4 个阶段组成,此方法的实质是基于能耗的多方案比选,通常还应加入不同技术方案的投资比较。由于仅需比较额定工况能效或能耗,计算过程相对最简单。

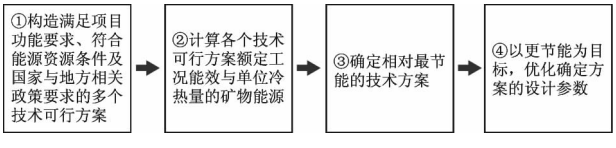

图 7　不设定节能目标值的简单方法示意图

2) 较简单方法

与简单方法步骤完全相同,只是将步骤②中额定工况改为季节平均工况,具体过程如图 8 所示。由于需要比较季节工况能效或能耗,与只需比较额定工况相比,计算过程相对复杂。

3) 复杂方法

步骤与简单方法仍然完全相同,但步骤②改为用能耗模拟软件计算各技术方案的全年能耗与矿

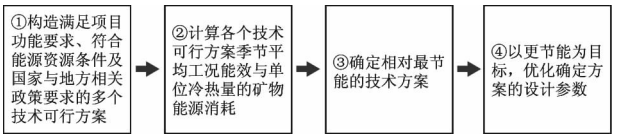

图 8 不设定节能目标值的较简单方法示意图

物能源消耗量，具体过程见图 9。由于需要进行 8 760 h 能耗计算，所以称其为复杂方法。

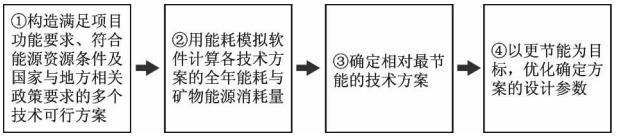

图 9 不设定节能目标值的复杂方法示意图

无论是简单方法还是复杂方法，其过程均相当于两次优化：第一次通过多方案比较，确定采用的技术方案；第二次对此方案进行基于节能的设计参数优化。

3.1.2 设定节能目标值

设定节能目标值可以有两类形式，一类以用能系统效率表达，一类直接用能源消耗数值表达，如建筑能耗或单位供冷供热量能耗等。

1）简单方法

由图 10 所示的 6 个阶段组成，与不设定节能目标值的简单方法的不同在于增加了是否满足节能目标值判断环节。此方法的实质也是基于能耗的多方案比选，只不过能耗体现为设定的节能目标值。当筛选出的满足要求的方案不唯一时，必须结合以投资为主的多因素评价来确定方案。

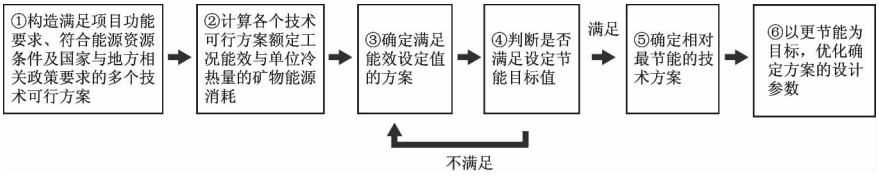

图 10 设定节能目标值的简单方法示意图

2）较简单方法

与简单方法步骤完全相同，只是将步骤②中额定工况改为季节平均工况，具体过程如图 11 所示。由于需要比较季节工况能效或能耗，与只需比较额定工况相比，计算过程相对复杂。

3）复杂方法

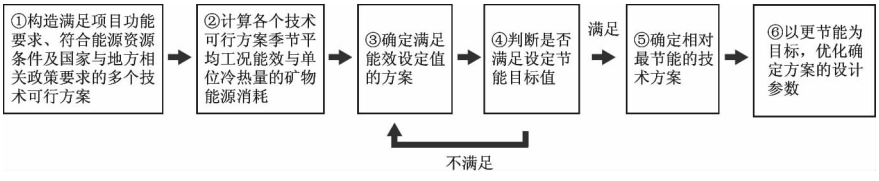

图 11 设定节能目标值的较简单方法示意图

步骤与简单方法仍然完全相同，但除步骤②改为用能耗模拟软件计算各技术方案的全年能耗与矿物能源消耗量外，增加了步骤“0”（见图 12），在此步骤中，通过冷热量模拟寻求改善围护结构、合理确定设计标准等降低建筑冷热量需求的被动措施，并以此作为步骤②的输入条件。

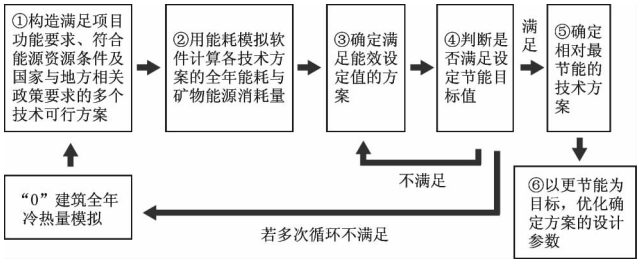

图 12 设定节能目标值的复杂方法示意图

3.2 以节能为目标优化系统设计参数

以节能为目标优化设计参数的意义在于，改变其取值完全根据规范或经验的定式思维，代之以多组取值比选，其方法有复杂与简单之分。

1）有限样本比对法

示意图见图 13。该方法的优点在于就工程设计要求而言简单易行；不足在于不如极值法可以得到理论上的设计参数最佳值。

2）极值法

示意图见图 14。该方法的优点在于可以得到理论上的设计参数最佳值，不足在于必须得到用能设备关于系统设计参数的能效函数，而这通常掌握

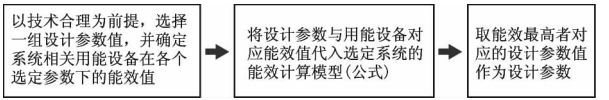

图 13　有限样本比对法示意图

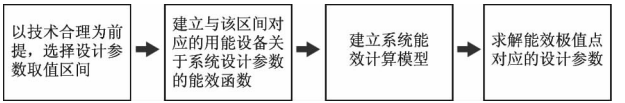

图 14　极值法示意图

在产品制造商手中。

3.3　基于数据库的全工况设计方法

建立常用空调系统形式的能效计算模型和常用冷热源设备的能效数据库，借此使设计不局限于额定工况，而是通过全工况分析以找出或是能使系统能效最高，或是能使系统矿物能源消耗量最低，或是碳排放最低的设计参数。正在设计行业推广的 BIM 系统将有助于这一设计方法的实现。

3.4　基于模拟与仿真的“预见性”设计

模拟使系统设计者能够预见系统未来的能耗，并基于此通过对整体系统各个子系统能效的事先约定与系统整体优化来保证实际能耗不高于预期能耗。而系统仿真则可以使设计者实现对系统的虚拟运行，以观察系统在不同设计参数、不同控制策略下的表现。

以空调水系统变频调节为例，系统压差控制点的选取往往不能简单归为一种方式。如设计经常要求压差控制点设于最不利环路，而对处于不断调节中的水系统，其最不利环路不唯一，究竟取在何处才能既保证每个空调末端都能正常工作又最大限度地降低水泵功耗，很难用常规的方法进行分析，系统仿真往往能提供直观的答案。

4　结语

在节能低碳的社会大背景下，建筑节能将是永恒的主题，其中暖通空调系统节能是建筑节能的主角。实现建筑节能固然离不开节能技术与产品，但更重要的在于树立基于节能目标的暖通专业设计理念，采用基于计算机技术的动态全过程分析方法，实现节能技术及产品的合理选用与系统整体优化，如此才能创造出更多使系统整体优化、技术适宜、投资合理、低能耗低排放的暖通空调系统。