

## 空气载能空调房间输入焓算法 及系统焓成本应用分析

龚光彩<sup>†</sup>, 尹丹

(湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082)

**摘要:**通过分析辐射孔板的传热特性,结合金属辐射板和对流型空气处理末端的焓分析方法,提出了空气载能辐射空调房间的输入焓计算方法,并且基于焓成本分析法,建立了空气载能辐射空调系统的焓成本分析模型.在满足人体热舒适要求的前提下,以单位焓成本为评价指标,对空气载能辐射空调系统、毛细管辐射空调系统和分体式空调加地暖系统进行焓成本分析.研究发现:运用于办公建筑时,毛细管辐射空调系统的各单位焓成本高出空气载能辐射空调系统1~3倍;运用于住宅建筑时,分体式空调加地暖系统全年的产品焓单位成本为空气载能辐射空调系统的1.2倍.研究表明空气载能辐射空调系统的总体焓经济性更好,该研究结果对空气载能辐射空调后期在工程上的实际推广应用具有一定的指导意义.

**关键词:**空气载能;焓;焓成本分析法;焓经济性

中图分类号:TU831

文献标志码:A

## Algorithm of Room Input Exergy and Application Analysis of Exergy Cost for Air Carrying Energy Radiant Air-conditioning System

GONG Guangcai<sup>†</sup>, YIN Dan

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract:** Based on the heat transfer process of orifice plate and the exergy analysis method of traditional metal radiant panel and convective air-conditioning terminal, the algorithm of room input exergy for air carrying energy radiant air-conditioning system (ACERS) was proposed. The exergy cost analysis model of ACERS was established by exergy cost analysis method. The unit exergy cost of three radiant air-conditioning systems including ACERS, capillary radiant air conditioning system and a combined system of split air conditioning with floor radiant air conditioning, was compared under the premise of thermal comfort. The results show that the unit exergy costs of capillary radiant air conditioning system are 1~3 times higher than that of ACERS in office buildings. The unit product exergy cost for the year of a combined system of split air conditioning with floor radiant air conditioning is 1.2 times higher than that of ACERS in residential building. It is found that the overall exergy economic performance of ACERS is superior to the other two radiant air-conditioning systems, which is of great significance for future engineering application of ACERS.

**Key words:** air carrying energy; exergy; exergy cost analysis; exergy economic

\* 收稿日期:2018-01-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51378186), National Natural Science Foundation of China(51378186); 国家科技支撑计划项目(2015BAJ03B00), National Key Technology Support Program(2015BAJ03B00)

作者简介:龚光彩(1965—),男,湖南澧县人,湖南大学教授,博士生导师

<sup>†</sup> 通讯联系人, E-mail: gcgong@hnu.edu.cn

随着经济的高速发展以及人民生活水平的逐步提高,人们对于建筑室内舒适度的要求也越来越高,空调的使用也越来越普遍,同时也造成了空调能耗的增加.据预测,至2020年,建筑能耗将占总能耗的35%,其中暖通空调占现代建筑能耗的30%~50%<sup>[1]</sup>,因此研究空调系统的节能降耗问题具有十分重要的现实意义.

近年来,辐射空调由于其较好的热舒适性和节能性,在实际工程中得到了广泛应用.根据能量载体的区别,辐射空调可分为三类:液体载能、空气载能和非流体载能型辐射空调<sup>[2]</sup>.其中空气载能辐射空调系统是近年出现的一种新型辐射空调系统,国内学者对该空调系统作了一定的研究.例如:龚光彩等<sup>[3]</sup>研究了空气载能辐射空调末端的辐射传热,并且最终得到了一个孔板辐射简化传热公式;徐春雯等<sup>[4]</sup>对空气载能辐射空调系统孔板结露特性进行了数值模拟,结果表明孔板防结露效果良好;Gong等<sup>[5]</sup>提出了实验结合CFD模拟的空气载能辐射空调系统负荷计算方法,同时也讨论了空气载能辐射空调对孔板结露的较好可控性及对室内环境的良好调节效果;吴凡昊<sup>[6]</sup>研究了空气载能辐射空调末端的应用效果,研究表明夏季室内温度27.5~28℃、冬季室内温度16℃时即能满足人体热舒适需求,该研究结果与设计规范<sup>[7]</sup>中关于辐射供暖和供冷的相应规定具有一致性;韩婕等<sup>[8]</sup>对空气载能辐射空调系统应用于高大空间时的辐射末端热环境与传能进行了研究.通过前期的研究可见空气载能辐射空调系统具有较好的舒适性以及防结露优势.

对于传统空调系统的节能问题,众多学者运用焓成本分析法对暖通空调系统展开了研究<sup>[9-13]</sup>.但是空气载能辐射空调系统作为一种新型的辐射空调系统,其焓成本方面还未展开深入研究,且市场用户非常关注该系统的技术经济性能.针对这个问题,本文在前期研究工作的基础上<sup>[3-6,8]</sup>,通过分析辐射孔板的传热特性,结合金属辐射板和对流型空气处理末端的焓分析方法,提出空气载能辐射空调房间的输入焓计算方法,并且基于焓成本分析法,建立空气载能辐射空调系统的焓成本分析模型.在满足人体热舒适要求的前提下,对空气载能辐射空调系统进行焓成本分析,并与传统空调系统进行对比.研究成果将为空气载能辐射空调后期在工程上的推广应用作指导.

## 1 空气载能辐射空调房间输入焓算法

### 1.1 系统介绍

空气载能辐射空调系统是近年出现的一种新型辐射空调系统,它以空气作为能量载体,通过厚度仅为1mm的辐射孔板将房间分为缓冲蓄能区和室内空调区两个部分.空调运行时,送风首先进入缓冲蓄能区,一部分与辐射孔板换热后通过回风口回到空调机,一部分则透过辐射孔板渗透入室内空调区与室内空气进行对流换热,然后通过空调区回风口回到空调机完成循环,其运行原理如图1所示<sup>[3]</sup>.

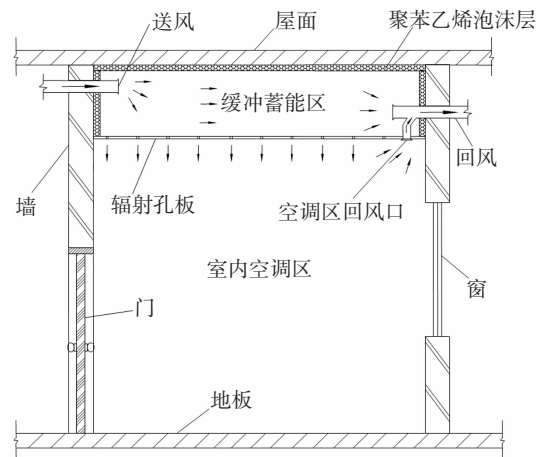


图1 空气载能辐射空调系统末端运行原理图

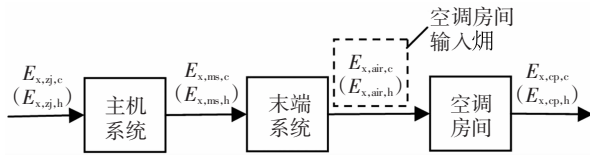
Fig.1 Operation schematic of ACERS

### 1.2 空调房间输入焓算法

本文运用灰箱模型理论将空气载能辐射空调系统划分为3个子系统:主机系统、末端系统(空气处理系统)和空调房间,如图2所示.空气载能辐射空调系统的焓计算主要分为4个部分:主机系统输入焓 $E_{x,zj}$ 、末端系统输入焓 $E_{x,ms}$ 、空调房间输入焓 $E_{x,air}$ 、空调系统产品焓 $E_{x,cp}$ (即围护结构焓).其中 $E_{x,zj}$ 、 $E_{x,ms}$ 、 $E_{x,cp}$ 的算法与传统空调的相应焓值计算方法一致<sup>[14]</sup>.由于空气载能辐射空调末端是一种新型的辐射空调末端,其空调房间输入焓 $E_{x,air}$ 算法与传统辐射空调的算法有所不同,因此本文在此提出该部分焓的计算方法,从而使 $E_{x,air}$ 与 $E_{x,zj}$ 、 $E_{x,ms}$ 、 $E_{x,cp}$ 一起形成一套完整的空气载能辐射空调系统焓流.

空气载能辐射空调系统末端与室内的换热主要包括辐射孔板辐射换热、辐射孔板对流换热和渗透入室内对流换热3个部分,其中以辐射换热为

主,3 个部分换热量分别如下<sup>[3]</sup>.



下标 c 表示供冷期参数;下标 h 表示供暖期参数

图 2 空气载能辐射空调系统焓流程图

Fig.2 Exergy flow process of ACERS

辐射孔板辐射换热量为:

$$Q_{k,f} = 5.447\Delta T(1-\mu)A_k \quad (1)$$

辐射孔板对流换热量为:

$$Q_{k,t} = h(1-\mu)(T_{air} - T_k)A_k \quad (2)$$

式中: $\Delta T$  为辐射孔板与空调区综合表面的温差,K; $\mu$  为开孔率; $A_k$  为辐射孔板表面面积, $m^2$ ; $h$  为对流换热系数<sup>[15]</sup>, $W/(m^2 \cdot K)$ ; $T_{air}$  为空调区空气温度,K; $T_k$  为辐射孔板温度,K.

渗透入室内对流换热量为:

$$Q_l = 1\ 010\rho G_k |T_{air} - T_k| \quad (3)$$

式中: $\rho$  为空气密度,取  $1.2\ kg/m^3$ ; $G_k$  为辐射孔板渗透入空调区的风量, $m^3$ .

根据式(1)~(3)得出稳定工况下渗透入室内对流换热热量占总换热量的比例为:

$$\zeta = Q_l / (Q_{k,f} + Q_{k,t} + Q_l) \quad (4)$$

利用能耗模拟软件计算房间全年逐时负荷,结合公式(4)得全年逐时渗透部分风量为:

$$m_{air,h} = \frac{\zeta Q_h}{c_{air}(T_{k,h} - T_{air})} \quad (5)$$

$$m_{air,c} = \frac{\zeta Q_c}{h_{air,c} - h_{k,c}} \quad (6)$$

式中: $m_{air,h}$ 、 $m_{air,c}$  分别为冬夏季的辐射孔板逐时渗透风量,取  $kg/h$ ; $Q_h$ 、 $Q_c$  分别为冬夏季空调房间逐时负荷,kW; $c_{air}$  为空气定压比热容, $kJ/(kg \cdot K)$ ; $T_{k,h}$  为供暖期辐射孔板温度,K; $h_{air,c}$  为空调区空气状态点的焓值, $kJ/kg$ ; $h_{k,c}$  为渗透入空调区的空气状态点焓值, $kJ/kg$ .

其中辐射孔板的温度受室内温度、室内壁面综合温度、送风口温度、回风口温度、蓄能区壁面综合温度等多个因素的影响,在设定工况下,假设室内热源一定,则可认为空调系统运行时辐射孔板的温度为定值.

结合式(1)~(6)以及现有的焓值计算方法<sup>[14]</sup>,可得空气载能辐射空调系统空调房间输入焓值  $E_{x,air}$

的计算方法为:

1)冬季供暖.空调房间的输入焓由两部分组成,即辐射板输入室内空气的焓值和渗透入室内对流部分的焓值,其中供暖工况下,室内空气不需除湿,故渗透入室内对流部分的焓值只考虑物理焓.

辐射板输入室内空气焓值为:

$$E_{x,air,f} = (1 - \zeta_h)Q_h \times \left(1 - \frac{T_{oi}}{T_{k,h}}\right) \quad (7)$$

渗透入室内对流部分空气焓值(送、回风状态点物理焓的变化量):

$$\Delta E_{x,air,t} = m_{air,h}c_{air} \left[ (T_{k,h} - T_{air,h}) - T_{oi} \ln \left( \frac{T_{k,h}}{T_{air,h}} \right) \right] \quad (8)$$

结合式(7)(8),供暖时空调房间的输入焓为:

$$E_{x,air} = E_{x,air,f} + \Delta E_{x,air,t} \quad (9)$$

式中: $\zeta_h$  为冬季稳定工况下渗透入室内对流换热热量占总换热量的比例; $T_{oi}$  为典型气象年室外逐时温度,K; $T_{air,h}$  为供暖期空调区空气逐时温度,K.

2)夏季供冷.空调房间的输入焓由辐射板输入室内空气的焓值和渗透入室内对流部分的焓值两部分组成,其中供冷工况下,室内空气需要除湿,故渗透入室内对流部分的焓值须同时考虑其物理焓和化学焓.

辐射板输入室内空气焓值为:

$$E_{x,air,f} = (1 - \zeta_c)Q_c \times \left( \frac{T_{oi}}{T_{k,c}} - 1 \right) \quad (10)$$

空调区渗透部分送风点空气的物理焓为:

$$E_{x,air,ph,s} = \left( \frac{0.622c_{p,dryair} + d_{k,c}c_{p,vapor}}{0.622 + d_{k,c}} \right) \times \left[ (T_{k,c} - T_{oi}) - T_{oi} \ln \left( \frac{T_{k,c}}{T_{oi}} \right) \right] \quad (11)$$

回风点空气的物理焓为:

$$E_{x,air,ph,r} = \left( \frac{0.622c_{p,dryair} + d_{air,c}c_{p,vapor}}{0.622 + d_{air,c}} \right) \times \left[ (T_{air,c} - T_{oi}) - T_{oi} \ln \left( \frac{T_{air,c}}{T_{oi}} \right) \right] \quad (12)$$

联立式(6)(11)(12),得渗透入室内对流部分空气物理焓为:

$$\Delta E_{x,air,ph} = m_{air,c} (E_{x,air,ph,r} - E_{x,air,ph,s}) \quad (13)$$

空调区渗透部分送风点空气的化学焓为:

$$E_{x,air,ch,s} = R \left( \frac{1 + d_{k,c}}{34.522 + 55.508d_{k,c}} \right)^{-1} T_{oi} \times \left[ \left( \frac{d_{k,c}}{0.622 + d_{k,c}} \right) \ln \left( \frac{d_{k,c}}{d_{oi}} \right) + \ln \left( \frac{0.622 + d_{oi}}{0.622 + d_{k,c}} \right) \right] \quad (14)$$

回风点空气的化学焓为:

$$E_{x,air,chr} = R \left( \frac{1 + d_{air,c}}{34.522 + 55.508d_{air,c}} \right)^{-1} T_{oi} \times \left[ \left( \frac{d_{air,c}}{0.622 + d_{air,c}} \right) \ln \left( \frac{d_{air,c}}{d_{oi}} \right) + \ln \left( \frac{0.622 + d_{oi}}{0.622 + d_{air,c}} \right) \right] \quad (15)$$

联立式(6)(14)(15),得渗透入室内对流部分空气化学焓为:

$$\Delta E_{x,air,ch} = m_{air,c} (E_{x,air,chr} - E_{x,air,chs}) \quad (16)$$

结合式(13)(16),可得供冷时渗透入室内对流部分空气焓值为:

$$\Delta E_{x,air,t} = \Delta E_{x,air,ph} + \Delta E_{x,air,ch} \quad (17)$$

联立式(10)(17),得供冷时空调房间的输入焓为:

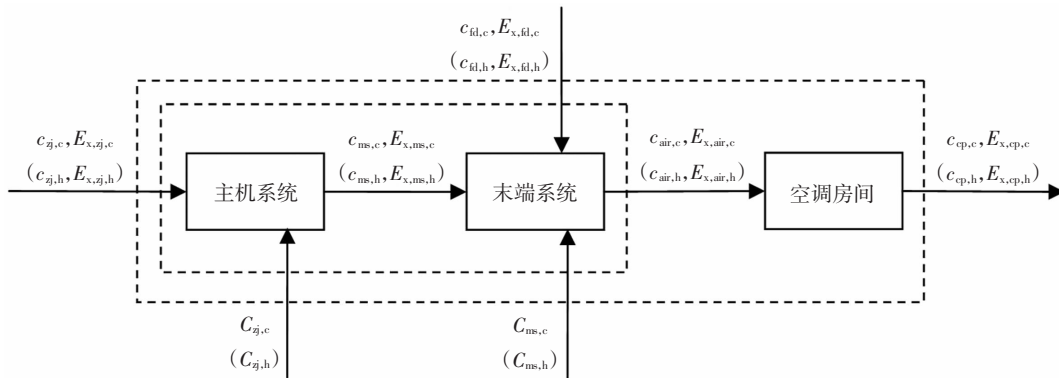
$$E_{x,air} = E_{x,air,f} + \Delta E_{x,air,t} \quad (18)$$

式中:  $\zeta_c$  为供冷期稳定工况下渗透入室内对流换热量占总换热量的比例;  $T_{k,c}$  为供冷期辐射孔板温度, K;  $T_{air,c}$  为供冷期空调区空气逐时温度, K;  $d_{air,c}$ 、 $d_{k,c}$  分别为供冷期室内空气和辐射孔板送风点的含湿量, kg/kg;  $d_{oi}$  为典型气象年室外空气含湿量, kg/kg;  $c_{p,dryair}$  为干空气的定压比热容, 取 1.006 kJ/(kg·K);  $c_{p,vapor}$  为水蒸气的定压比热容, 取 1.805 kJ/(kg·K).

在此,首先分析了辐射孔板的传热特性,得到了渗透入室内对流换热量占总换热量的比例以及冬夏季的逐时渗透风量,然后将空气载能辐射空调系统的空调房间输入焓分为辐射板输入室内空气焓和渗透入室内对流部分焓两个部分,根据得到的这一个比例以及逐时渗透风量,结合文献[14]中焓的计算方法,最终得到输入空调房间的焓 $E_{x,air}$ (式(1)~(18)为 $E_{x,air}$ 的算法).空调房间输入焓 $E_{x,air}$ 与主机系统输入焓 $E_{x,zj}$ 、末端系统输入焓 $E_{x,ms}$ 、空调系统产品焓 $E_{x,cp}$ 形成了空气载能辐射空调系统完整的焓流.

## 2 空气载能辐射空调系统焓成本分析模型

焓成本分析法是关于能量系统节能研究的主要方法,它把焓分析法与经济分析法有机地结合在一起. 本文结合空气载能辐射空调系统完整的焓流以及工程的经济费用,基于焓成本分析法,建立主机系统、末端系统和空调房间的焓成本分析模型,如图3所示.



下标 c 表示供冷期参数;下标 h 表示供暖期参数  
图3 空气载能辐射空调系统焓成本分析模型  
Fig.3 Exergy cost analysis model of ACERS

图中  $E_{x,zj}$  和  $c_{zj}$  分别为主机系统的输入焓和输入焓的单位成本,  $E_{x,ms}$  和  $c_{ms}$  分别为末端系统的输入焓和输入焓的单位成本,  $E_{x,air}$  和  $c_{air}$  分别为空调房间的输入焓和输入焓的单位成本,  $E_{x,cp}$  和  $c_{cp}$  分别为空调系统的产品焓和产品焓的单位成本,  $E_{x,fl}$  和  $c_{fl}$  分别为末端系统的辅助电焓和辅助电焓的单位成本.  $C_{zj}$  和  $C_{ms}$  分别为主机系统和末端系统的年度化费用(年维护管理费用和初投资的年度化费用). 考虑现

行价格体系,年度化费用  $C$  计算式为<sup>[16]</sup>:  

$$C = \{ [C_0 - F_r \cdot PWF(i, n)] + F_m \cdot PWF(i, n) \} \cdot CRF(i, n) \quad (19)$$

$$PWF(i, n) = (1 + i)^{-n} \quad (20)$$

$$CRF(i, n) = \frac{i(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (21)$$
 式中:  $C_0$  为系统初投资, 元;  $F_r$  为经济寿命期后的残值, 元;  $F_m$  为设备年维护管理费用, 元;  $PWF(i, n)$  为

现金系数;CRF( $i, n$ )为资金回收系数;  $i$  为年利率, 取 10%;  $n$  为设备使用周期, 年.

通过对系统作不同处理, 得到空调房间输入烟的单位成本 (即空调末端系统输出烟的单位成本) 和空调系统产品烟的单位成本.

1) 将主机系统和末端系统作黑箱处理, 同时与空调房间组成灰箱系统, 根据经济学平衡原理建立主机系统和末端系统的烟成本方程:

$$c_{zj}E_{x,zj} + C_{zj} + C_{ms} + c_{fd}E_{x,fd} = c_{air}E_{x,air} \quad (22)$$

空调房间输入烟的单位成本为:

$$c_{air} = \frac{c_{zj}E_{x,zj} + C_{zj} + C_{ms} + c_{fd}E_{x,fd}}{E_{x,air}} \quad (23)$$

2) 将主机系统、末端系统和空调房间作黑箱处理, 根据经济学平衡原理可建立整个空调系统的烟成本方程:

$$c_{zj}E_{x,zj} + C_{zj} + C_{ms} + c_{fd}E_{x,fd} = c_{cp}E_{x,cp} \quad (24)$$

则空调系统产品烟的单位成本为:

$$c_{cp} = \frac{c_{zj}E_{x,zj} + C_{zj} + C_{ms} + c_{fd}E_{x,fd}}{E_{x,cp}} \quad (25)$$

### 3 应用案例分析

根据文献及相应规范<sup>[5-7]</sup>, 可以认为空气载能辐射空调夏季室内设计温度为 27.5~28 °C 及冬季室内设计温度为 16 °C 时, 在一定程度上能够满足人体热舒适需求且符合节能要求. 本文以此为依据, 以湖南长沙的两个空气载能辐射空调示范工程为例, 在夏季 28 °C 室内设计温度及冬季 16 °C 室内设计温度这一典型工况下, 对空气载能辐射空调系统进行烟成本分析, 并将其与传统空调系统进行对比. 其中, 示范工程建筑的供冷期为 5 月 1 日至 9 月 30 日, 供

暖期为 11 月 20 日至次年 3 月 25 日.

#### 3.1 应用于办公建筑

以湖南长沙某面积为 240 m<sup>2</sup> 的办公建筑为例, 该办公建筑位于地上 5 层, 办公室空调运行时间为周一至周五 8:00-18:00, 冬夏季的空调方案分别为:

1) 空气源热泵+空气载能末端: 选用空气源热泵 2 台 (单台制冷量为 11.5 kW, 制热量为 12.5 kW), 冬季增加 2 台电辅热装置 (单台制热量为 5 kW), 12 台风机盘管与辐射孔板组成空气载能末端; 冬夏季的室内设计温度分别为 16 °C 和 28 °C<sup>[6]</sup>.

2) 空气源热泵+毛细管辐射末端: 选用空气源热泵 2 台 (单台制冷量为 11.5 kW, 制热量为 12.5 kW), 毛细管辐射板作为末端; 冬夏季的室内设计温度分别为 16 °C 和 28 °C<sup>[7]</sup>.

空气载能辐射空调和毛细管辐射空调的水系统参数如表 1 所示.

表 1 空调水系统参数

空调系统	冷冻水供水温度/°C	冷冻水回水温度/°C	热水供水温度/°C	热水回水温度/°C
空气载能辐射空调系统	9.2	13.9	41.6	37.5
毛细管辐射空调系统	16	18	32	28

办公建筑用电为商业用电, 电价为 1.03 元/(kW·h), 供冷期和供暖期的初投资按冷热负荷分配, 系统年维护管理费用定为初投资的 3%, 则空气载能辐射空调系统和毛细管辐射空调系统的初投资及年维护管理费用如表 2 所示.

表 2 空气载能辐射空调系统和毛细管辐射空调系统的初投资及年维护管理费用

Tab.2 Investment and annual maintenance and management cost of ACERS and capillary radiant air conditioning system

空调系统	子系统	初投资/元	供冷初投资/元	供暖初投资/元	供冷年维护费用/元	供暖年维护费用/元
空气载能辐射空调系统	主机系统	57 167.51	32 781.90	24 385.61	983.46	731.57
	末端系统	79 332.20	45 491.93	33 840.27	1 364.76	1 015.21
毛细管辐射空调系统	主机系统	57 480.78	32 719.98	24 760.80	981.60	742.82
	末端系统	242 799.20	138 209.40	104 589.80	4 146.28	3 137.69

基于本文第 1.2 节中所提出的空气载能辐射空调系统烟流计算方法及现有传统辐射空调系统烟流

计算方法, 计算得到空气载能辐射空调系统和毛细管辐射空调系统的烟流, 如表 3 所示.

表 3 空气载能辐射空调系统和毛细管辐射空调系统焓流  
Tab.3 Exergy flow of ACERS and capillary radiant air conditioning system

空调系统	供冷/暖季	主机系统	末端系统	空调房间	空调系统	辅助电焓 (kW·h)
		输入焓/(kW·h)	输入焓/(kW·h)	输入焓/(kW·h)	产品焓/(kW·h)	
空气载能辐射空调系统	夏季	3 415.70	606.90	315.97	112.91	81.89
	冬季	1 600.74	460.60	218.65	156.81	33.54
毛细管辐射空调系统	夏季	3 292.06	403.02	205.05	112.91	304.67
	冬季	1 364.28	436.93	251.46	156.81	60.86

该工程的主机系统为风冷热泵,考虑到其使用年限,故设定该工程空调系统的使用年限为15年.结合初投资、维护管理费用、电价以及空调系统的焓流,运用本文第2节所建立的空气载能辐射空调系统焓成本分析模型以及现有的传统空调系统焓成本分析模型,计算得到空气载能辐射空调系统和毛细管辐射空调系统空调房间输入焓的单位成本以及空调系统产品焓单位成本,分别如图4、图5所示.

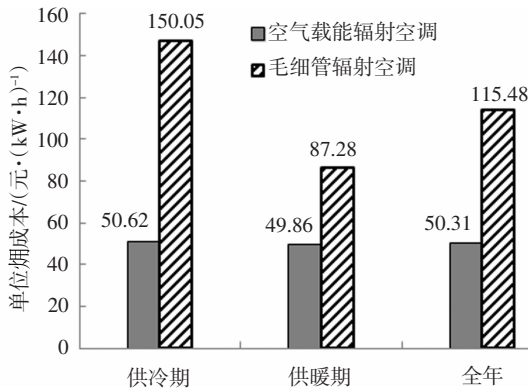


图4 办公建筑中空调房间输入焓单位成本

Fig.4 Unit room input exergy cost of air-conditioning system of office building

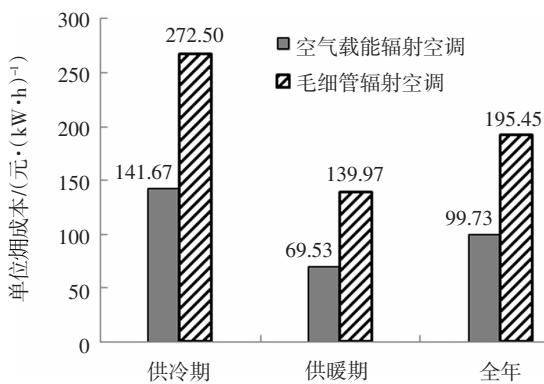


图5 办公建筑中空调系统产品焓单位成本

Fig.5 Unit product exergy cost of air-conditioning system of office building

由图4和图5可看出,毛细管辐射空调系统的空调房间输入焓的单位成本均高于空气载能辐射空调系统,供冷期的空调房间输入焓的单位成本高出空气载能辐射空调系统3倍.而毛细管辐射空调系统产品焓单位成本几乎均比空气载能辐射空调系统高1倍.由此可见,应用于办公建筑时,空气载能辐射空调系统的焓经济性更好.

### 3.2 应用于住宅建筑

以湖南长沙某建筑面积为70 m<sup>2</sup>的老式居民住宅为例,该住宅位于地上8层,居民住宅空调运行时间为18:00~次日8:00.该示范工程选用分体式热泵为主机、空气载能为末端;冬夏季的室内设计温度分别为16℃和28℃<sup>[6]</sup>.由于分体式空调在冬季无法满足人体热舒适要求,故本文在保证热舒适性的前提下,选用与其对比的方案为:夏季采用分体式空调,冬季采用地暖;冬夏季的室内设计温度分别为16℃和26℃<sup>[7]</sup>.

居民用电价格为0.588元/(kW·h),天然气价格为2.45元/m<sup>3</sup>,系统的年维护管理费用定为初投资的3%,则空气载能辐射空调系统和分体式空调加地暖系统的初投资及年维护管理费用如表4所示.

表4 空气载能辐射空调系统和分体式空调加地暖系统的初投资及年维护管理费用

Tab.4 Investment and annual maintenance and management costs of ACERS and a combined system of split air conditioning with floor radiant air conditioning

空调系统	初投资 /元	供冷初 投资/元	供暖初 投资/元	供冷年维 护费用/元	供暖年维 护费用/元
空气载能 辐射空调 系统	24 106.97	6 013.44	18 093.53	180.40	542.81
分体式 空调(夏)+ 地暖(冬)	29 610.70	18 776.00	10 834.70	563.28	325.04

基于本文第 1.2 节中所提出的空气载能辐射空调系统焓流计算方法及现有传统空调系统焓流计算方法,计算得到空调系统的焓流,如表 5 所示。

表 5 空气载能辐射空调系统和分体式空调加地暖系统焓流

Tab.5 Exergy flow of ACERS and a combined system of split air conditioning with floor radiant air conditioning

空调系统	供冷/暖季	主机系统输入焓/(kW·h)	空调房间输入焓/(kW·h)	空调系统产品焓/(kW·h)	辅助电焓/(kW·h)
空气载能辐射空调系统	夏季	493.10	54.99	19.77	—
	冬季	1 999.09	336.01	230.35	—
分体式空调(夏)+地暖(冬)	夏季	699.66	142.29	33.41	—
	冬季	7 046.46	377.88	230.35	84.74

考虑到分体式空调的使用年限,设定该工程的空调系统使用年限为 10 年。结合初投资、维护管理费用、电价、天然气成本以及空调系统的焓流,运用本文第 2 节所建立的空气载能辐射空调系统焓成本分析模型以及现有的传统空调系统焓成本分析模型,计算得到两种空调方案的空调房间输入焓的单位成本和空调系统产品焓的单位成本。

图 6 为住宅建筑的空气载能辐射空调系统和分体式空调加地暖系统的空调房间输入焓的单位成本对比,图 7 为相应的空调系统产品焓单位成本对比。由图可见,供冷期分体式空调系统的空调房间输入焓的单位成本高于空气载能辐射空调系统,供暖期则略低于空气载能辐射空调系统,然而两套系统的全年空调房间输入焓的单位成本相差不大。而比较空调系统产品焓单位成本可知,供冷期分体式空调系统要远高于空气载能辐射空调系统,供暖期地暖系统则略高于空气载能辐射空调系统,全年分体式空调加地暖系统的产品焓单位成本为空气载能辐射空调系统的 1.2 倍。由此可见,在满足人体热

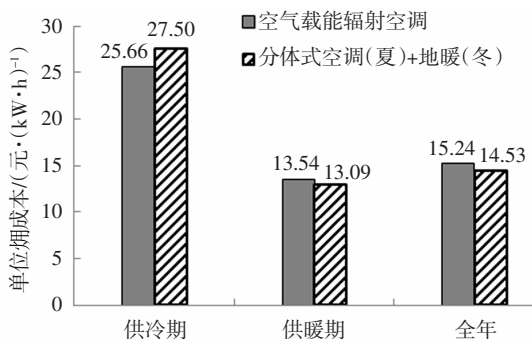


图 6 住宅建筑中空调房间输入焓单位成本

Fig.6 Unit room input exergy cost of air-conditioning system of residential building

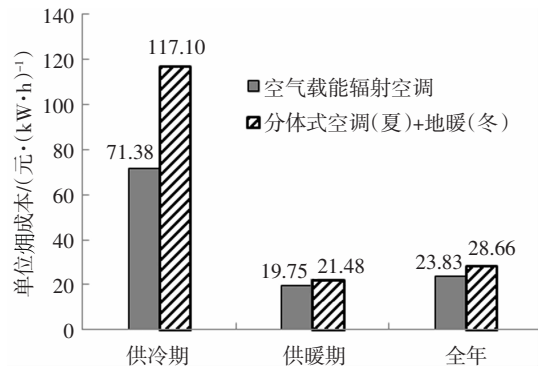


图 7 住宅建筑中空调系统产品焓单位成本

Fig.7 Unit product exergy cost of air-conditioning system of residential building

舒适要求的前提下,应用于住宅建筑时,与分体式空调加地暖系统相比,空气载能辐射空调系统的总体焓经济性较好。

## 4 结论

1) 本文通过分析辐射孔板的传热特性,结合金属辐射板和对流型空调的焓分析方法,提出了空气载能辐射空调房间输入焓的计算方法,并且基于焓成本分析法,建立了空气载能辐射空调系统的焓成本分析模型。

2) 运用空气载能辐射空调系统焓成本分析模型,计算了湖南长沙某办公建筑和某住宅建筑的空调房间输入焓单位成本和空调系统产品焓单位成本,并在满足人体热舒适要求的情况下,与毛细管辐射空调系统和分体式空调加地暖系统进行对比,结果表明,空气载能辐射空调系统的总体焓经济性更好。

空气载能辐射空调系统作为一种新型的辐射空调系统,由于其较好的热舒适性和节能性,可以成为夏热冬冷地区一体化空调末端的一种选择。本文对该新型辐射空调系统进行的焓成本分析,对其后期在工程上的实际推广应用起到一定的指导作用。

## 参考文献

[1] 刘艳华,刘星,王新轲,等.暖通空调节能技术[M].北京:机械工业出版社,2015:V.  
LIU Y H, LIU X, WANG X K, et al. Energy saving technology of the HVAC system [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2015: V. (In Chinese)

- [2] 王晨光,马小飞,言树清,等. 辐射空调系统的发展研究现状综述[J]. 建筑热能通风空调,2014,33(5):47—50.  
WANG C G,MA X F,YAN S Q,*et al.* Overview on development and research of radiant air conditioning system[J]. Building Energy & Environment,2014,33(5):47—50.(In Chinese)
- [3] 龚光彩,杨厚伟,苏欢,等. 空气载能辐射空调末端系统辐射传热简化算法研究 [J]. 湖南大学学报 (自然科学版),2013,40(12):31—38.  
GONG G C,YANG H W,SU H,*et al.* The research on simplified algorithm of radiative heat transfer for air carry energy radiant air conditioning terminal system [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2013,40(12):31—38.(In Chinese)
- [4] 徐春雯,龚光彩,杨厚伟,等. 空气载能辐射空调系统孔板结露特性数值研究[J]. 建筑科学,2014,30(8):79—84.  
XU C W,GONG G C,YANG H W,*et al.* Numerical study of moisture condensation on pore panels of air -carrying energy radiation air-conditioning system [J]. Building Science,2014,30(8):79—84.(In Chinese)
- [5] GONG G,LIU J,MEI X. Investigation of heat load calculation for air carrying energy radiant air-conditioning system[J]. Energy and Buildings,2017,138:193—205.
- [6] 吴凡昊. 空气载能辐射末端应用试验研究[D]. 长沙:湖南大学土木工程学院,2015:15—27.  
WU F H. Experimental research for application based on radiation terminal of air carrying and storing energy [D]. Changsha: College of Civil Engineering, Hunan University,2015:15—27.(In Chinese)
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2012:7.  
Ministry of Housing and Urban-rural Construction of the People's Republic of China. GB 50736—2012 Design specification for civil building heating ventilation and air conditioning[S]. Beijing:China Building Industry Press,2012:7.(In Chinese)
- [8] 韩婕,龚光彩,杨厚伟,等. 高大空间空气载能辐射末端热环境与传能研究[J]. 建筑科学,2017,33(10):113—119.  
HAN J,GONG G C,YANG H W,*et al.* Study on thermal environment and energy transfer on air -borne energy radiant terminal in large space[J]. Building Science,2017,33(10): 113—119.(In Chinese)
- [9] LOZANO M A,VALERO A. Theory of the exergetic cost [J]. Energy,1993,18(9):939—960.
- [10] 龚光彩,曾巍,常世钧. 基于焓方法的空调冷热源系统优化决策[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2005,32(5):16—19.  
GONG G C,ZENG W,CHANG S J. Scheme-selection optimization of air -conditioning heating and cooling system based on exergy method [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2005,32(5):16—19.(In Chinese)
- [11] 胡平放,李芬容,孙启明,等. 地源热泵系统经济性的热力学分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2009,37(4):97—100.  
HU P F,LI F R,SUN Q M,*et al.* Thermodynamic analysis of the economy of GSHP systems [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition),2009,37(4): 97—100.(In Chinese)
- [12] ALKANMA,KECEBASA,YAMANKARADENIZ.N. Exergoeconomic analysis of a district heating system for geothermal energy using specific exergy cost method[J]. Energy,2013,60:426—434.
- [13] WANG Z,HAN W,ZHANG N,*et al.* Exergy cost allocation method based on energy level (ECAEL) for a CCHP system [J]. Energy,2017,134:240—247.
- [14] 周燕. 建筑供暖与制冷能量系统焓分析及应用研究 [D]. 长沙:湖南大学土木工程学院,2013:40—48.  
ZHOU Y. Rsearch on the building heating and cooling system with exergy analysis[D]. Changsha:College of Civil Engineering, Hunan University,2013:40—48.(In Chinese)
- [15] MIN T C,SCHUTRUM L F,PARMELEE G V,*et al.* Natural convection and radiation in a panel heated room [J]. Ashrae Transactions,1956,62(1):337—358.
- [16] 傅秦生. 能量系统的热力学分析方法[M]. 西安:西安交通大学出版社,2005:217—218.  
FU Q S. Thermodynamic analytic method of energy system [M]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,2005:217—218.(In Chinese)