

能源总线系统的佣分析与碳分析

同济大学 中国建筑科学研究院上海分院 樊 瑛[☆] 同济大学 龙惟定

摘要 建立了天然水源能源总线系统、冷却塔能源总线系统以及单体建筑供冷系统的烟分 析与碳分析通用模型,并以上海某商业中心为例,基于 TRNSYS 软件,对系统进行了动态逐时 烟分析与碳分析。结果表明,按单位冷量的烟损失排序,由高到低依次为单体建筑供冷、冷却塔 能源总线系统、天然水源能源总线系统,其值依次为 0.304,0.266,0.185;按单位冷量的碳排放 量排序,单体建筑供冷系统碳排放量最大,其次为冷却塔能源总线系统,最小的是天然水源能 源总线系统形式,其值依次为 0.254,0.215,0.189 kg/(kW · h)。同单体建筑供冷相比,能源 总线系统在烟效率与碳排放量方面均具有明显的优势。

关键词 能源总线系统 烟分析 碳分析 冷却塔 水源热泵

Exergy and carbon dioxide emission analysis for energy bus systems

By Fan Ying★ and Long Weiding

Abstract Develops a general exergy and carbon dioxide emission analysis model for the natural water energy bus system (EBS), cooling tower EBS and single building cooling system. Taking a commercial building in Shanghai as an example, dynamically analyses hourly exergy and carbon dioxide emission of the three systems by means of TRNSYS software. The result shows that the descending order according to the exergy loss per unit refrigeration output is the single building cooling system, cooling tower EBS and natural water EBS with the respective value of 0. 304, 0. 266 and 0. 185. In accordance with carbon dioxide emission per unit refrigeration output, the single building cooling system is the largest, the cooling tower EBS the second and the natural water EBS the smallest, with the value being 0. 254, 0. 215 and 0. 189 kg/ (kW \cdot h) respectively. Compared with single building cooling system, the two EBSs have obvious superiority in exergy efficiency and carbon dioxide emission.

Keywords energy bus system, exergy analysis, carbon dioxide emission analysis, cooling tower, water-source heat pump

★ Tongji University, Shanghai, China

0 引言

 \bigcirc

伴随着我国快速的城市化进程,区域级开发项 目层出不穷。区域建筑能源规划对于建筑节能与 减碳的实现具有非常重要的意义。

能源总线系统是一种很有前景的区域能源系统。 该系统起初是为了利用天然水源而发展起来的。

能源总线系统是将来自于可再生能源或未利 用能源的热源或热汇水,通过作为基础设施的管网 输送到各用户。在用户端,能源总线系统来的水作 为水源热泵的热源或热汇或者水冷制冷机组的热 汇,经换热后回到源头、或排放(地表水)、或循环再 次换热(通过换热器与各种源和汇耦合)、或回灌 (地下水)^[1]。能源总线系统指的是将冷却水集中 供给各建筑物内的制冷机或热泵,简单地说,就是 集中供给冷却水系统。

能源总线系统具有以下优点:1)集成利用低 品位的未利用能源,发挥规模效应;2)克服了分散 的末端空气源热泵机组的许多缺陷,为末端机组提 供优质的热源与热汇,提高机组性能系数;3)集中 排热方式,可有效缓解城市局部热排放造成的热岛

①☆ 樊瑛,女,1977年1月生,博士,讲师 200032 上海市打浦路 88 号海丽大厦 19 楼 (021) 53964550 - 229 E-mail: mrsfanying@163.com 收稿日期;2012-05-18

效应;4) 克服了区域供冷供热系统温差与流量之间的矛盾,对管网保温隔热的要求也大大降低;5) 末端机组可以根据需要进行调节,实现分户计量。

佣分析是能量系统设计、优化和性能评估中的 一个工具。通过佣分析可明确不可逆性或佣损失 的主要来源,最小化给定过程的熵产,可确定系统 中能量损失的大小、位置以及产生的原因,有助于 改善与优化系统设计^[2]。

国外有许多学者将佣分析应用于各种能源利 用系统,如地热区域供热系统^[3-8]、地源热泵系 统^[9-13]、太阳能驱动的热泵系统^[14-17]以及热电联产 系统^[18]等的评价。到目前为止,未曾有能源总线 系统的佣分析方面的研究文献。本文将基于热力 学第一定律和热力学第二定律,对能源总线系统进 行佣分析,并基于 TRNSYS 软件对能源总线系统 进行动态逐时拥损失模拟。另外,也对能源总线系 统进行了动态逐时碳排量分析。

1 系统描述

本文将研究地表水能源总线系统与冷却塔能 源总线系统,系统示意图见图1,2。地表水能源总



图 1 地表水能源总线系统示意图

线系统是指集中供给地表水作为单体建筑内的冷水机组的热汇的冷却水集中供给系统。冷却塔能源总线系统是指冷却塔集中设置的冷却水集中供给系统。由于末端用户负荷错峰,所以区域内集中设置冷却塔时,冷却塔的容量要小于各单体建筑单独设置冷却塔的容量的总和。同时,在研究中,以单体建筑单独设置冷却塔的系统形式作为能源总线系统比较的基础。单体建筑单独供冷系统示意



图 2 冷却塔能源总线系统示意图

图如图 3 所示。图 1,2,3 中的数字表示各个设备 的进出口状态编号。



图 3 单体建筑供冷系统示意图

2 能源总线系统的烟分析通用模型

2.1 质量、能量及㶲平衡方程式

对于稳态稳流过程,质量平衡通用方程式为

$$\sum \dot{m}_{\rm i} = \sum \dot{m}_{\rm o} \tag{1}$$

式中 *m*_i 为入口质量流率,kg/s;*m*_o 为出口质量 流率,kg/s;下标 i 表示流入,o 表示流出。

能量平衡通用方程式为

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{\rm i} h_{\rm i} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{\rm o} h_{\rm o} \tag{2}$$

式中 \dot{Q} 为传入系统的净热量, kW; \dot{W} 为系统对外所作的功, kW; h为比焓, kJ/kg。

畑平衡方程式为

$$\dot{E}x_{\rm i} - \dot{E}x_{\rm o} = \dot{E}x_{\rm l} \tag{3}$$

式中 $\dot{E}x_i$ 为进入系统的 $\mu, kW; \dot{E}x_o$ 为离开系统的 $\mu, kW; \dot{E}x_i$ 为系统的 μ 损失, kW_o

当忽略系统的动能畑、位能畑、化学畑时,根据 物质流、功量与热量的相互作用,畑平衡方程式可 表达为

 $\dot{E}x_{\rm h} - \dot{E}x_{\rm w} + \dot{E}x_{\rm m,i} - \dot{E}x_{\rm m,o} = \dot{E}x_{\rm l}$ (4)

式中 下标 h,w,m 分别表示热量、功、质量,相应 项分别表示热量,加、功,加以及流,加。

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_o \psi_o = \dot{E} x_1$$
(5)

式中 第一项为热量,*T*。为基准温度,K,*T*;为 发生传热时的热力学温度,K;第三项和第四项为 流,,kW; ϕ 为比,kJ/kg。在此,比,期可表示为

$$\psi = (h - h_{\rm o}) - T_{\rm o}(s - s_{\rm o}) \tag{6}$$

式中 s 为工质的比熵, $kJ/(kg \cdot K)$; s_o 为基准比 $m,kJ/(kg \cdot K)$ 。

- 2.2 地表水能源总线系统的烟分析
- 2.2.1 假设条件

1) 所有过程为稳态稳流过程,忽略宏观动能 与位能的变化;

2) 系统向外传热、外界向系统做功为正;

3) 忽略管路的传热损失;

4) 认为水与空气的比热容保持恒定。

2.2.2 地表水能源总线系统的烟平衡方程式 地表水能源总线系统中各设备的烟损失如表

$$\dot{E}x_{t}=\dot{m}_{1}(\psi_{1}-\psi_{2})+\dot{m}_{5}\psi_{5}-m$$

$$\eta_{\rm II} = \frac{\dot{m}_1(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_9\psi_9 + \dot{W}_{\rm ep} + \dot{W}_{\rm ecl} + \dot{W}_{\rm ec2}} \qquad (11)$$

2.3 冷却塔能源总线系统的烟分析

冷却塔能源总线系统的佣分析基于的假设条件同地表水能源总线系统,不再赘述。冷却塔能源总线系统,不再赘述。冷却塔能源总线系统中各设备的㶲损失如表2所示。

表 2	冷却塔能源总线系统各设备的㶲损失

	畑损失
制冷机	$\dot{m}_1(\psi_1-\psi_2)+\dot{m}_3(\psi_3-\psi_4)+\dot{W}_{ m ep}$
冷却塔	$\dot{m}_{10}(\psi_{10}-\psi_{11})+\dot{m}_{9}(\psi_{9}-\psi_{5})+\dot{W}_{\rm ef}+\dot{m}_{12}\psi_{12}$
一次冷却水泵	$\dot{m}_7(\psi_7-\psi_3)+\dot{W}_{ m ecl}$
二次冷却水泵	$\dot{m}_5(arphi_5-arphi_6)+\dot{W}_{ m ec2}$
分水器	$\dot{m}_6\psi_6-\dot{m}_7\psi_7-\dot{m}_8\psi_8$
集水器	$\dot{m}_8\psi_8-\dot{m}_4\psi_4-\dot{m}_9\psi_9$
+: 0 +	

表2中

$$\dot{W}_{\rm ef} = \frac{\dot{W}_{\rm f}}{\eta_{\rm f}} \tag{12}$$

式中 η_f 为冷却塔风机效率,%。

冷却塔能源总线系统总的㶲损失为

$$\dot{E}x_{t} = \dot{m}_{1}(\psi_{1} - \psi_{2}) + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{ecl} + \dot{W}_{ec2} + \dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_{12}\psi_{12}$$
(13)

1 所示。

表 1 地表水能源总线系统各设备的㶲损失

	畑损失
制冷机	$\dot{m}_1(\psi_1-\psi_2)+\dot{m}_3(\psi_3-\psi_4)+\dot{W}_{ m ep}$
一次冷却水泵	$\dot{m}_7(\psi_7-\psi_3)+\dot{W}_{ m ecl}$
二次冷却水泵	$\dot{m}_5(\phi_5-\phi_6)+\dot{W}_{ m ec2}$
分水器	$\dot{m_6}\phi_6=\dot{m_7}\phi_7=\dot{m_8}\phi_8$
集水器	$\dot{m}_8 \phi_8 = \dot{m}_4 \phi_4 = \dot{m}_9 \phi_9$
1 1 1 1	

表1中

$$\dot{W}_{\rm ep} = \frac{W_{\rm p}}{\eta_{\rm m} \eta_{\rm i}} \tag{7}$$

$$\dot{W}_{\rm ecl} = \frac{\dot{W}_{\rm cl}}{\eta_{\rm cl}} \tag{8}$$

$$\dot{W}_{\rm ec2} = \frac{\dot{W}_{\rm c2}}{\eta_{\rm c2}} \tag{9}$$

式(7)~(9)中 η_m为压缩机的机械效率,%;η为 压缩机的指示效率,%;η_{cl}为一次冷却水泵效 率,%;η_{c2}为二次冷却水泵效率,%;Ŵ_{ep}为压缩机 的输入功率,kW;Ŵ_{ecl}为一次冷却水泵的输入功 率,kW;Ŵ_{ec2}为二次冷却水泵的输入功率,kW。

地表水能源总线系统总的㶲损失为

$$\dot{m}_9 \psi_9 + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ecl} + \dot{W}_{ec2}$$
 (10)
系统開效率为

$$\eta_{11} = \ \dot{m}_1 (\psi_2 - \psi_1) \ \dot{W}_{
m ep} + \dot{W}_{
m ef} + \dot{W}_{
m ec1} + \dot{W}_{
m ec2} + \dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_{12} \psi_{12} \ (14)$$

2.4 单体建筑供冷系统的烟分析

该单体建筑内供冷系统的冷却水与冷水系统 为定流量系统。该系统的热力分析边界仅至制冷 机冷水侧。建筑内部冷水泵以及建筑内部系统在 此不涉及。单体建筑供冷系统与所比较的能源总 线系统应具有相同的热力边界。单体建筑供冷系 统烟平衡方程式如表 3 所示。

表 3 单体建筑供冷系统各设备的㶲损失

	畑顶矢
制冷机	$\dot{m_1}(\phi_1-\phi_2)+\dot{m_3}(\phi_3-\phi_4)+\dot{W}_{ m ep}$
冷却塔	$\dot{m}_7(\psi_7-\psi_6)+\dot{m}_4(\psi_4-\psi_5)+\dot{m}_8\psi_8+\dot{W}_{ m ef}$
冷却水泵	$\dot{m}_5(\psi_5-\psi_3)+\dot{W}_{ m ec}$
主っ山	

$$\dot{W}_{\rm ec} = \frac{\dot{W}_{\rm c}}{\eta_{\rm c}} \tag{15}$$

式中 η。为冷却水泵效率,%。

单体建筑供冷系统总的㶲损失为

(16)



系统㶲效率为

$$\eta_{\mathrm{II}} = rac{\dot{m}_1(\phi_2 - \phi_1)}{\dot{W}_{\mathrm{ep}} + \dot{W}_{\mathrm{ef}} + \dot{W}_{\mathrm{ec}} + \dot{m}_7(\phi_7 - \phi_6) + \dot{m}_8\phi_8}$$

$$(17)$$

3 能源总线系统的碳分析通用模型

3.1 地表水能源总线系统的碳分析通用模型

地表水能源总线系统消耗电力的设备包括制 冷机、一次冷却水泵与二次冷却水泵。该系统的二 氧化碳排放量 CE_r 为

 $CE_{r} = C_{e}(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ecl} + \dot{W}_{ec2})t$ (18) 式中 C_e 为电力碳排放系数, kg/(kW・h), 取 0.8 kg/(kW・h); t 为运行时间, h。

3.2 冷却塔能源总线系统的碳分析通用模型

冷却塔能源总线系统消耗电力的设备包括制 冷机、一次冷却水泵、二次冷却水泵与冷却塔风机。 该系统的二氧化碳排放量 CE。为

 $CE_{c} = C_{e}(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ecl} + \dot{W}_{ec2} + \dot{W}_{ef})t$ (19) 3.3 单体建筑供冷系统的碳分析通用模型

单体建筑供冷系统消耗电力的设备由冷却塔、 冷却水泵与制冷机组成。该系统的二氧化碳排放 量 CE_s 为

 $CE_{s} = C_{e}(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec} + \dot{W}_{ef})t \qquad (20)$ 4 能源总线系统的案例分析

以上海某中央商业中心为例,进行能源总线系统的烟分析。选择不同的建筑类型来进行研究,分别为办公建筑 B-1、酒店 B-2以及商场 B-8。3 个单体建筑均分别选用2台电动压缩式冷水机组, B-1,B-2,B-8的制冷机容量依次为700,1205, 5410 kW;额定 COP 分别为4.7,5.0,5.8。

4.1 单体建筑供冷系统 TRNSYS 建模

模拟基于以下假设条件:冷却塔风机电动机效 率为80%,机械效率为50%;制冷机指示效率为 65%,机械效率为90%;B-1与B-2的冷却水泵 机械效率为80%,B-8的冷却水泵机械效率为 85%,电动机效率均为90%。制冷机冷水供水温 度设定为7℃,进出口温差为5℃;冷却水供回水 温差为5℃。冷却水、冷水系统均为定流量系统。 冷却水泵长锁运行,采用负荷控制。模型如图4所 示。



图 4 单体建筑供冷系统模型

4.2 天然水源能源总线供冷系统 TRNSYS 建模

二次冷却水泵流量基于区域逐时冷负荷峰值, 结合5℃的冷却水供回水温差来计算。一次冷却 水泵流量、台数与制冷机流量、台数相对应。二次 冷却水泵台数为8台。一次冷却水泵与制冷机联 锁运行,采用负荷控制;二次冷却水泵由冷却水流 量进行控制。一次冷却水环路长度取为100m,二 次冷却水泵环路长度取为60m。

模拟基于以下假设条件:制冷机指示效率为 65%,机械效率为90%;B-1与B-2的一次冷却 水泵机械效率为80%,B-8的一次冷却水泵机械 效率为85%,电动机效率均为90%。二次冷却水 泵机械效率为80%,电动机效率为90%。天然水 源温度为上海市江水源逐时温度值。模型如图5 所示。



图 5 天然水源能源总线系统模型

5.2 碳分析

从图 8 可看出,按照系统碳排放量排序,由高



图 8 能源总线系统与单体供冷系统碳排放量

到低依次为3个单体供冷系统(TSB)、冷却塔能源 总线系统(CTEBS)、天然水源能源总线系统 (NWEBS)。同单体建筑供冷系统相比,冷却塔能 源总线系统的碳排放量降低了15.35%,天然水源 能源总线系统碳排放量降低了25.59%;天然水源 能源总线系统碳排放量比冷却塔能源总线系统降 低了12.09%。

6 结论

按单位冷量的烟损失排序,由高到低依次为单体建筑供冷、冷却塔能源总线系统、天然水源能源总线系统,其值依次为 0.304,0.266,0.185 kW•h/(kW•h)。从烟损失角度来看,冷却塔能源总线系统及天然水源能源总线系统优于单体建筑单独供冷的系统形式,且天然水源能源总线系统优于冷却塔能源总线系统。

按碳排放量排序,单体建筑供冷系统碳排放量 最大,其次为冷却塔能源总线系统,最小的是天然 水源能源总线系统形式,其值依次为 0. 254, 0. 215,0. 189 kg/(kW•h)。采用碳排放量指标评 价,同单体建筑供冷系统相比,冷却水能源总线系 统具有明显的优势。

畑损失高,意味着畑效率低。综合碳排放量与 畑效率可见,3种系统形式中天然水源能源总线系 统最优,冷却塔能源总线系统居中,单体建筑供冷 最差。

参考文献:

- [1] 龙惟定,白玮,梁浩. 低碳城市的能源系统[J]. 暖通 空调,2009,39(8):79-84,127
- [2] Bejan A. Advanced engineering thermodynamics[M]. New York: John Wiley & Sons, 1997
- [3] Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Energy and exergy analysis of the Gonen geothermal district heating

4.3 冷却塔能源总线供冷系统 TRNSYS 建模 冷却塔基于区域逐时冷负荷峰值来选型;二次
冷却水泵流量基于区域逐时冷负荷峰值,结合5℃
的冷却水供回水温差来计算;二次冷却水泵台数为
8台。一次冷却水泵流量、台数与制冷机流量、台数相对应。

制冷机、冷却塔与一次冷却水泵联锁运行,采 用负荷控制;二次冷却水泵采用冷却水流量控制。 一次冷却水环路长度取为100m,二次冷却水泵环 路长度取为60m。模拟假设条件同天然水源能源 总线供冷系统。模型如图6所示。



图 6 冷却塔能源总线系统模型

5 模拟结果分析

从图 7 可看出,按照系统///损失排序,由高到低 依次为 3 个单体供冷系统(TSB)、冷却塔能源总线 系统(CTEBS)以及天然水源能源总线系统 (NWEBS)。同 3 个单体供冷系统相比,冷却塔能源 总线系统的///损失降低了 12.50%,天然水源能源总 线系统的///损失降低了 39.14%;天然水源能源总线 系统///损失比冷却塔能源总线系统降低了 30.45%。



图 7 能源总线系统与单体供冷系统///损失

system[J]. Geothermics, 2005, 34(5): 632-645

- Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Exergy analysis of two geothermal district heating systems for building applications [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(4): 1185-1192
- [5] Ozgenera L, Hepbasli A, Dincer I. Effect of reference state on the performance of energy and exergy evaluation of geothermal district heating systems: Balcova example [J]. Building and Environment, 2006, 41(6): 699-709
- [6] Oktay Z, Coskun C, Dincer I. Energetic and exergetic performance investigation of the Bigadic Geothermal District Heating System in Turkey[J]. Energy and Buildings, 2008, 40(5):702-709
- [7] Coskun C, Zuhal Oktay, Dincer I. New energy and exergy parameters for geothermal district heating systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29 (11/12): 2235-2242
- [8] Kecebas A, Kayfeci M, Gedik E. Performance investigation of the Afyon geothermal district heating system for building applications: exergy analysis[J].
 Applied Thermal Engineering, 2011, 31 (6/7): 1229-1237
- [9] Hepbasli A, Akdemir O. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system
 [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45 (5):737-753
- [10] Esen H, Inalli M, Esen M, et al. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers[J]. Building and Environment, 2007, 42(10): 3606-3615

- [11] Ozgener O, Hepbasli A. Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems[J]. Energy and Buildings, 2007, 39(1): 66-75
- [12] Bi Yuehong, Wang Xinhong, Liu Yun, et al. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes[J]. Applied Energy, 2009, 86(12): 2560-2565
- [13] Hepbasli A, Tolga Baltab M. A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings[J]. Building and Environment, 2007, 42 (10): 3747-3756
- [14] Torres-Reyes E, Picon-Nunez M, Cervantes De Gortari J. Exergy analysis and optimization of a solar assisted heat pump[J]. Energy, 1998, 23(4):337-344
- [15] Torres-Reyes E, Cervantes De Gortari J. Optimal performance of an irreversible solar assisted heat pump[J]. Exergy, 2001, 1(2):107-111
- [16] Cervantes J G, Torres-Reyes E. Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22 (12): 1289-1297
- [17] Dikici A, Akbulut A. Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system[J]. Building and Environment, 2008, 43(11): 1961-1972
- [18] Bilgen E. Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems [J]. Energy, 2000, 25(12):1215-1229