

空调间歇运行模式下外墙内外保温的能耗特性对比

程 飞, 张 旭, 苏 醒

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 采用数值计算的方法, 对比了不同使用时间段的建筑物在不同空调运行方式以及不同热源强度条件下分别采用外墙外保温和外墙内保温两种保温形式时的能耗特性. 结果表明, 对于白天使用的建筑物, 采用外墙外保温更有利于降低建筑物的空调能耗. 对于夜间使用的建筑物, 若空调器在使用时间段内持续运行, 采用外墙内保温更有利于降低建筑物的空调能耗; 而在在使用时间段内利用建筑物的蓄冷, 空调器间歇运行时, 则需评估建筑物热源的大小以确定外墙保温形式. 适宜的外墙保温形式的选取应当综合考虑建筑物的使用时间、空调器的运行方式以及建筑物热源强度三方面的因素.

关键词: 建筑使用时间段; 空调运行方式; 热源强度; 外保温; 内保温; 能耗

中图分类号: TU111

文献标志码: A

Comparative Assessment of External and Internal Insulation for Energy Conservation of Intermittent Air-Conditioned Buildings

CHENG Fei, ZHANG Xu, SU Xing

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A comparative assessment of the external and internal insulation for an intermittent air-conditioned building was numerically performed. The energy consumed for cooling was used to evaluate the insulation configurations of exterior walls. There was concern about the effect of the periods that the building was occupied, the air conditioner (AC) operation modes and the power of the heat source in this study. The results show that the external insulation configuration have a better thermal performance compared to the internal insulation configuration, when the building was occupied at daytime. When the building was occupied at night, the internal insulation configuration have a better thermal performance if the AC runs continuously. If the cold storage

of the building was applied for energy conservation, the power of the heat source should be considered to determine the insulation configuration. The determination of the insulation configuration of the exterior walls should take those three factors into consideration, including the occupancy time of the building, the AC operation modes, and the power of the heat source.

Key words: occupancy time of the building; air conditioner operation modes; power of the heat source; external insulation; internal insulation; energy consumption

外墙传热是住宅、小型办公建筑等建筑物的空调能耗的主要来源之一, 改善外墙的热工性能是降低建筑空调能耗的主要手段之一. 但对于我国夏热冬冷地区而言, 一方面其特殊的气候条件决定了该地区的空调用能以供冷能耗为主导; 另一方面, 分体式房间空调器是该地区住宅、小型办公建筑等建筑物的主要空调设备类型, 而间歇运行是分体式房间空调器运行的主要特征之一. 在空调器间歇运行的模式下, 建筑物使用时间段的差异、空调器运行方式的差异均会导致建筑物外墙保温节能效果的差异. 因此, 对于该地区住宅及小型办公建筑的外墙保温形式一直存在较大的争议. 外墙保温形式按其保温层所在位置, 可分为自保温外墙系统、外墙外保温系统、外墙内保温系统和外墙夹芯保温系统 4 种类型. 在这 4 种类型中, 外墙外保温系统和外墙内保温系统是目前应用最普遍也是相对比较成熟的外墙保温形式, 因此, 目前争议的焦点主要集中在外墙外保温系统和外墙内保温系统在我国夏热冬冷地区应用的适宜性.

对于两种保温形式在空调间歇运行模式下的节能效果, Bojic 等^[1]的计算得出, 当建筑物的空调能耗是以夜间卧室的能耗为主时, 在间歇运行模式下,

收稿日期: 2017-07-16

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0700100)

第一作者: 程 飞(1988—), 女, 博士生, 主要研究方向为建筑围护结构热湿传递. E-mail: chengfei0046@126.com

通信作者: 张 旭(1956—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为建筑节能. E-mail: zhangxu_hvac@tongji.edu.cn

采用外墙内保温形式的香港高层住宅制冷能耗更低. 阮方等^[2]采用二维模型比较了间歇运行模式下某住宅卧室分别采用外墙外保温、内墙不保温和所有墙体保温两种围护结构构型下夜间的空调能耗. 结果显示,采用所有墙体保温的方式更有利于降低卧室夜间空调能耗. 刘晓庆^[3]通过实测得出,综合考虑客厅以及卧室空调能耗,从住宅整体空调能耗而言,采用外墙外保温更有利于降低夏热冬冷地区的住宅空调能耗. 因此,对于使用时间段不同的建筑物,采用内外保温所带来的节能效果往往是不同的. 然而,现阶段对于建筑物使用时间段不同所造成的外墙保温形式节能效果的差异,相关研究比较少,大多数研究只是针对特定的建筑物,故而得出的结论往往差别很大.

Kolaitis 等^[4]基于 TRNSYS 软件计算得出,夜间无通风时,对于卧室空调能耗而言,采用外墙内保温的节能效果要优于外墙外保温. 而当利用夜间通风时,采用外墙外保温更有利于降低卧室空调能耗. 在不考虑潜热的情况下,夜间是否通风相当于附加给室内空气不同大小的冷热源,因此可以看出,不同的热源强度也会导致不同保温形式的选择. Barrios 等^[5]建立了墙体-室内空气的一维模型,将人员的适应性舒适温度与空调开关行为相结合,通过数值计算得出,采用外墙外保温方式,建筑物的空调能耗低于采用外墙内保温方式建筑物的空调能耗. 潘黎等^[6]以外墙-空气二元系统作为研究对象,通过实验得出,如果在建筑使用时间段内空调持续运行,采用外墙内保温的形式更有利于降低建筑物的空调能耗. 从以上的研究结论中可以看出,建筑物在使用时间段内空调器的具体运行方式也会造成所选择的适宜的保温形式的不同.

针对这种情况,本文采用数值计算的方法,分析了建筑物使用时间段、空调器运行方式以及建筑物热源的大小对外墙内外保温相对优劣特性的影响.

1 数值计算模型

1.1 建筑物模型

为排除其他因素的干扰,更加直接地反映外墙的热工性能对空调能耗的影响,假设所研究的建筑只有一面非绝热外墙,其余外表面均为绝热材质,外墙长为 4.5 m,高度为 3.0 m,房间体积为 54 m³. 房间内蓄热平板的厚度为 0.2 m,蓄热平板与室内空气相接触的总表面积为外墙表面积的 4 倍. 本文主

要考虑 2 种不同的外墙构造,分别为:①外墙外保温,即外墙基层靠近室外一侧加贴保温板;②外墙内保温,即外墙基层靠近室内一侧加贴保温板. 建筑物围护结构的热工参数如表 1 所示. 根据研究内容,保温层的厚度取 0、15、30、45、60、75、90 mm 七种工况.

表 1 围护结构的热工参数

Tab.1 Thermal parameters for building envelopes					
部位	材料	厚度/ mm	热导率/ (W·(m· °C) ⁻¹)	密度/ (kg·m ⁻³)	比热容/ (J·(kg·°C) ⁻¹)
外墙 基层	炉渣砖	200	0.810	1 700	1 086.3
保温层	挤塑聚 苯乙烯 保温板		0.035	30	2 376.2
蓄热 平板	粉煤灰 蒸养砖	200	0.580	1 400	1 062.3

注:保温层的厚度根据研究内容取值.

1.2 建筑热过程数学方程

本研究对墙体以及蓄热平板均采用一维瞬态模型进行计算,在本研究中假设室内空气温度场是均匀的,建筑物的热过程如图 1 所示. 对于外墙,其导热微分方程为

$$\rho_{e,j}c_{e,j} \frac{\partial T_{e,j}}{\partial \tau} = \lambda_{e,j} \frac{\partial^2 T_{e,j}}{\partial x^2} \quad (1)$$

式中:下标 e 代表外墙; x 为导热传递方向; $T_{e,j}$ 为外墙第 j 层墙体的温度,°C; τ 为时间,s; $\rho_{e,j}$ 为外墙第 j 层墙体的密度,kg·m⁻³; $c_{e,j}$ 为外墙第 j 层墙体的比热容,J·(kg·°C)⁻¹; $\lambda_{e,j}$ 为外墙第 j 层墙体的导热系数,W·(m·°C)⁻¹.

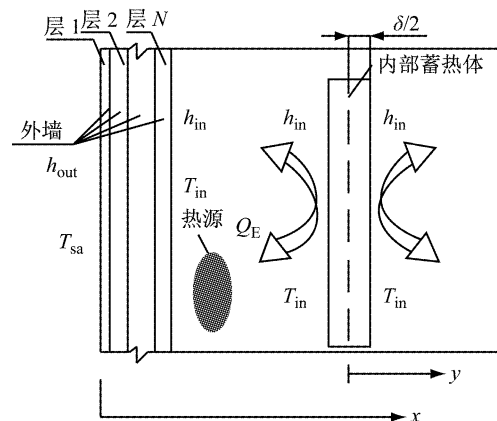


图 1 建筑物热过程示意图

Fig.1 Heat transfer process of building

墙体层与层之间采用温度及热流连续分布处理,即

$$T_{e,j} = T_{e,(j+1)} \quad (2)$$

$$\lambda_{e,j} \frac{\partial T_{e,j}}{\partial x} = \lambda_{e,(j+1)} \frac{\partial T_{e,(j+1)}}{\partial x} \quad (3)$$

外墙外表面与内表面均为第三类边界条件,即

$$-\lambda_{e,1} \frac{\partial T_{e,1}}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_{in} (T_{e,in} - T_{in}) \quad (4)$$

$$-\lambda_{e,N} \frac{\partial T_{e,N}}{\partial n} \Big|_{x=\sum \delta_{e,j}} = h_{out} (T_{sa} - T_{e,out}) \quad (5)$$

式(4)、(5)中: $\delta_{e,j}$ 为外墙第 j 层的厚度; $T_{e,in}$ 和 $T_{e,out}$ 分别为外墙内外表面的温度, $^{\circ}\text{C}$; h_{in} 和 h_{out} 分别为外墙内外表面的对流传热系数, $h_{in}=8.7 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$, $h_{out}=20 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$ [7]; T_{in} 为室内空气温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{sa} 为逐时室外综合温度, $^{\circ}\text{C}$.

对于内部蓄热体,其控制方程为

$$\rho_i c_i \frac{\partial T_i}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} \right) \quad (6)$$

式中:下标 i 代表内部蓄热体; y 为导热传递方向; T_i 为内部蓄热体的温度, $^{\circ}\text{C}$; ρ_i 为内部蓄热体材料的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; c_i 为内部蓄热体材料的比热容, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$; λ_i 为内部蓄热体材料的导热系数, $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$.

内部蓄热体表面与室内空气之间的换热方程为

$$-\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} \Big|_{y=\delta/2} = h_{in} (T_{i,\delta/2} - T_{in}) \quad (7)$$

$$-\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} \Big|_{y=-\delta/2} = h_{in} (T_{i,-\delta/2} - T_{in}) \quad (8)$$

式(7)、(8)中: $T_{i,\delta/2}$ 和 $T_{i,-\delta/2}$ 分别为内部蓄热体平板两侧的表面温度, $^{\circ}\text{C}$.

由于对称性,有

$$\frac{\partial T_i}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0 \quad (9)$$

则房间的热平衡方程为

$$\rho_m c_{in} V_{in} \frac{dT_{in}}{d\tau} = \sum h_{in} A_e (T_{e,in} - T_{in}) + \sum 2h_{in} A_i (T_{i,\delta/2} - T_{in}) + Q_{AC} + Q_E \quad (10)$$

式中: ρ_m 为空气的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; c_{in} 为空气的比热容, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$; V_{in} 为房间的体积, m^3 ; A_e 为外墙的内壁面面积, m^2 ; A_i 为内部蓄热体壁面的面积, m^2 ; Q_{AC} 为分体式空调提供的显热量, W ; Q_E 为一虚拟的集中热源,包括渗透引起的显热交换、玻璃窗的瞬变得热量、室内人员散热、设备散热以及进入室内的太阳辐射等, W .

式(1)~(10)共同构成了房间热过程的数学方程.本研究所有的数值计算均基于多物理场仿真软件 COMSOL Multiphysics 5.0.

1.3 建筑物使用时间段及空调器运行方式的设置

本文主要考虑两种不同使用时间段的建筑:一

种是小型办公建筑、人员长期在室的住宅,如书房、客厅等,主要使用时间段在白天,本文假设此类建筑物的使用时间为每天的8:00—18:00;另一种是以卧室等为代表的主要使用时间段为夜间的建筑,在本文中假设该类建筑物的使用时间为每天22:00—次日6:00.

人员使用空调器的方式多种多样,其中比较有代表性的有:在建筑物使用阶段内保持空调器持续运行;在建筑物使用阶段内人员感到不舒适时开启空调,运行一段时间后关闭空调器直至室内温度恢复到不舒适状态时再开启空调器.相关规范给出的舒适性空调室内温度的设计区间为24~28 $^{\circ}\text{C}$ [8].基于此,本文设计两种空调运行方式:①建筑物使用阶段内空调持续运行,空调设定温度为24 $^{\circ}\text{C}$;②空调设定温度为24 $^{\circ}\text{C}$,人员进入室内后空调器运行1h后停机,直至室内温度恢复至28 $^{\circ}\text{C}$ 再开机,空调器运行时间1h后关机,待温度恢复至28 $^{\circ}\text{C}$ 时再开机并重复上述过程直至建筑物使用阶段结束.

1.4 室外综合温度及内热源的设定

外墙的室外综合温度在1d内近似余弦分布,可以表示成

$$T_{sa} = \bar{T}_{sa} + A_{sa} \cos(\omega(t - \varphi_0)) \quad (11)$$

式中: $\omega=2\pi/(24 \text{ h})$; t 为时间, h ; φ_0 为室外温度波相位的延迟, h .选取上海地区典型气象年中7月3号的气象参数作参考,假设所研究的建筑外墙朝向为南向,外墙外表面的太阳辐射吸收率为0.5,可确定为 \bar{T}_{sa} 为32.5 $^{\circ}\text{C}$, A_{sa} 为6.0 $^{\circ}\text{C}$,南向室外综合温度在12:00时出现最大值,则计算中采用的外墙的室外综合温度为

$$T_{sa} = 32.5 + 6.0 \cos(\omega(t - 12)) \quad (12)$$

对于使用时间段为白天的建筑物,设备、人员等得热与进入室内的太阳辐射得热量相叠加,而夜间室内的得热量很小,相较于白天建筑物的得热量可以忽略.而对于卧室等主要在夜间使用的建筑物,白天进入室内的太阳辐射得热与使用阶段人员、设备的散热均不可忽略,一天中室内的得热量相对分布较为均匀.因此,热源 Q_E 的分布特征与建筑物的使用时间段是彼此互相关联的.在本文中采用平均热源强度描述给定时间段内的建筑物热源的分布情况.具体热源 Q_E 的大小及分布如表2所示.

在本研究中,采用变频空调器的原理对室内温度进行控制,空调器供给的显热量为

$$Q_{AC} = -0.7 \times (0.0015 f_{\tau}^3 - 0.4942 f_{\tau}^2 + 68.4770 f_{\tau} - 583.4900) \quad (13)$$

式中： f_τ 为空调器在 τ 时刻的量纲一频率； f_τ 可由下式进行计算：

$$f_\tau = f_0 + \int_{\tau_0}^{\tau} (3(T''_m - 24)/60) d\tau \quad (14)$$

式中： f_0 为空调器启动时刻的量纲一频率，取 45。

表 2 Q_E 的大小及分布

建筑物使用时间段	Q_E/W	热源分布时间段
8:00—18:00	270.0, 405.0, 540.0, 675.0, 810.0	8:00—18:00
22:00—次日 6:00	135.0, 202.5, 270.0, 337.5, 405.0	0:00—23:59

2 结果及分析

为了更直观地比较墙体保温的节能效果以及内外保温能耗特性的差异，定义

$$R_L = \left(1 - \frac{\text{保温层厚度为 } L \text{ 时建筑物的耗冷量}}{\text{保温层厚度为 } 0 \text{ mm 时建筑物的耗冷量}}\right) \times 100\% \quad (15)$$

式中： R_L 为保温层厚度为 L 时的节能率。

定义

$$\epsilon_d = \frac{Q_{w_1,d}}{Q_{w_2,d}} \quad (16)$$

式中： $Q_{w_1,d}$ 为当建筑物使用时段为 8:00—18:00 时，采用外墙外保温时对所研究建筑物的总供冷量， $MJ \cdot d^{-1}$ ； $Q_{w_2,d}$ 为当建筑物使用时段为 8:00—18:00 时，采用外墙内保温时对所研究建筑物的总供冷量， $MJ \cdot d^{-1}$ 。

$$\epsilon_n = \frac{Q_{w_1,n}}{Q_{w_2,n}} \quad (17)$$

式中： $Q_{w_1,n}$ 为当建筑物使用时段为 22:00—次日 6:00 时，采用外墙外保温时对所研究建筑物的总供冷量， $MJ \cdot d^{-1}$ ； $Q_{w_2,n}$ 为当建筑物使用时段为 22:00—次日 06:00 时，采用外墙内保温时对所研究建筑物的总供冷量， $MJ \cdot d^{-1}$ 。

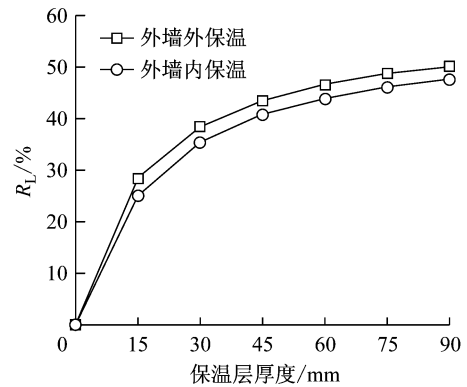
2.1 空调器使用方式对外墙内外保温节能效果的影响

图 2 为当 $Q_E = 405.0 W$ ，建筑物使用时间段为 8:00—18:00 时，在两种空调运行方式下外墙内外保温的节能效果对比。从图 2 中可以看出，对于使用时间段为白天的建筑物，在两种空调运行方式下，采用外墙外保温的节能效果均优于外墙内保温。

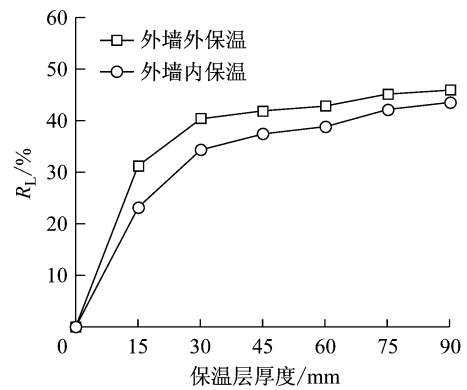
图 3 为当 $Q_E = 270.0 W$ ，建筑物使用时间段为 22:00—次日 6:00 时，在两种空调运行方式下外墙

内外保温的节能效果对比。从图 3a 可以看出，当空调器采用运行方式①运行时，采用外墙内保温的节能效果要优于外墙外保温。从图 3b 可以看出，当空调器采用运行方式②运行时，采用外墙外保温的节能效果要优于外墙内保温。因此，当利用墙体的蓄冷能力以降低空调运行时间从而达到节能的目的时，宜采用外墙外保温的保温形式。

此外，从图 2 和图 3 可以看出，建筑物使用时间段的差异以及空调器运行方式的不同均可能导致产生不同的相对优势保温形式，在考虑外墙保温形式时应当充分考虑建筑物的使用时间以及空调器的运行方式。



a 运行方式①下外墙内外保温节能率随保温层厚度的变化



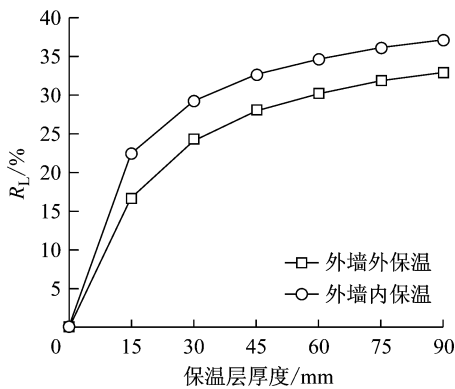
b 运行方式②下外墙内外保温节能率随保温层厚度的变化

图 2 白天使用的建筑物的供冷能耗随保温层厚度的变化特性

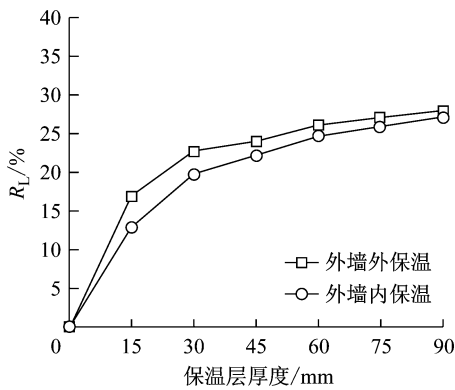
Fig. 2 Variation of energy conservation rate at different thicknesses of insulation layer of building at daytime

2.2 热源大小对外墙内外保温节能效果的影响

图 4 为当建筑物的使用时段为 8:00—18:00 时，基于能耗的两种保温形式的相对优劣特性随热源 Q_E 的变化。从图 4 中可以看出，当建筑物的使用时段为 8:00—18:00 时，在两种运行方式下，随着热源强度的增大，外保温的相对优势均逐渐减小，两种



a 运行方式①下外墙内外保温节能率随保温层厚度的变化



b 运行方式②下外墙内外保温节能率随保温层厚度的变化

图 3 夜间使用的建筑物的供冷能耗随保温层厚度的变化特性

Fig. 3 Variation of the energy conservation rate for different thicknesses of the insulation layer of the building which occupied during the night time

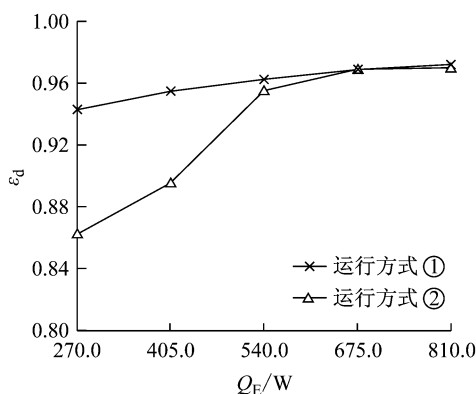


图 4 白天使用建筑物两种保温形式的能耗相对差异特性随热源的变化

Fig. 4 Variation of performance difference between external and internal insulation at different powers of the heat source of building at daytime

保温形式下的能耗差异逐渐减小. 产生这种现象的主要原因是: 一方面, 随着热源强度的增大, 内热源

成为影响空调能耗的主要来源, 而由墙体传热形成的负荷相对比例减小, 使得两种保温形式下的能耗差异逐渐减小; 而在空调采用运行方式②运行时, 随着热源强度增大, 利用建筑物的蓄冷量来维持室内温度在要求的范围内的时间越短, 最终趋向于连续运行, 两者之间的差异趋近于连续运行时的差异.

图 5 为当建筑物的使用时段为 22:00—次日 6:00 时, 基于能耗的两种保温形式的相对优劣特性随热源 Q_E 的变化. 从图 5 中可以看出, 当建筑物的使用时段为 22:00—次日 06:00 时, 空调器采用运行方式①运行时, 随着内热源强度的增大, 采用内保温的节能优势逐渐增大. 产生这种现象的主要原因是由于采用内保温的建筑外墙的蓄热能力小, 故而在非空调阶段室内温度较高, 从而导致室内外温差较小, 由外墙传热进入室内的热量较少, 因此相对于采用外保温的建筑物而言节能效果较好. 空调器采用运行方式②运行时, 随着热源强度增大, 利用建筑物的蓄冷量来维持室内温度在要求的范围内的时间越短, 外保温的相对优势逐渐减小, 当 $Q_E = 405.0 \text{ W}$ 时, 在两种空调运行方式下, 采用外墙内保温均要优于外墙外保温. 因此, 在选择外墙的保温形式时, 应当充分考虑室内热源的大小.

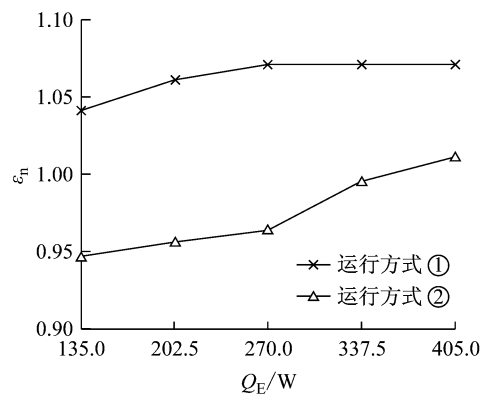


图 5 夜间用能建筑物两种保温形式的能耗相对差异特性随热源的变化

Fig. 5 Variation of performance difference between external and internal insulation at different powers of heat source of building at night

3 结论

(1) 建筑物外墙内外保温的相对优劣特性与建筑物的使用时段、空调的运行方式以及建筑物热源的大小有着密切的关联.

(2) 对于使用时段在白天的建筑物, 采用外墙外保温更有利于降低建筑物的空调能耗.

(3) 对于使用时段在夜间的建筑物,如果在使用时段内空调器持续运行,采用外墙内保温的形式更有利于降低建筑物的空调能耗;如果利用建筑物的蓄冷量,使空调器在使用时段内间歇运行则应当评估建筑物热源的大小以确定适宜的外墙保温形式。

参考文献:

- [1] BOJIC M, YIK F, SAT P. Influence of thermal insulation position in building envelope on the space cooling of high-rise residential buildings in Hong Kong [J]. *Energy & Buildings*, 2001, 33(6):569.
- [2] 阮方, 钱晓倩, 朱耀台, 等. 分室间歇用能对墙体内外保温节能效果的影响[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 50(1):1. RUAN Fang, QIAN Xiaoqian, ZHU Yaotai, *et al.* Wall insulation effect on building energy efficiency with the intermittent and compartmental energy consuming method[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2016, 50(1):1.
- [3] 刘晓庆. 间歇空调运行模式下住宅墙体热工性能研究[D]. 重庆:重庆大学, 2011. LIU Xiaoqing. Study on the thermal performance of residential walls in intermittent air conditioning run mode [D]. Chongqing: Chongqing University, 2011.
- [4] KOLAITIS D I, MALLIOTAKIS E, KONTOGEORGOS D A, *et al.* Comparative assessment of internal and external thermal insulation systems for energy efficient retrofitting of residential buildings[J]. *Energy & Buildings*, 2013, 64(5):123.
- [5] BARRIOS G, HUELSZ G, ROJAS J. Thermal performance of envelope wall/roofs of intermittent air-conditioned rooms[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 40(4):1.
- [6] 潘黎, 徐强. 上海地区外墙内保温技术的适宜性分析[J]. *建筑科学*, 2014, 30(12):71. PAN Li, XU Qiang. Suitability analysis on interior thermal insulation technology of building exterior walls in Shanghai[J]. *Building Science*, 2014, 30(12):71.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB 50736—2012[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012. Ministry of Housing and Urban-Rural Construction of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings: GB50736—2012 [S]. Beijing, China Architecture & Building Press, 2012.
- [8] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 采暖通风与空气调节设计规范:GB 50019—2003[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2003. Ministry of Housing and Urban-Rural Construction of the People's Republic of China. Code for design of heating, ventilation and air conditioning GB 50019—2003 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2003.
- [9] KIM N H, LEE E J, BYUM H W. Improvement of two-phase refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger using insertion devices [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 59(1): 116.
- [6] WANG C C, YANG K S, TSAI J S, *et al.* Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers. Part I: typical inlet header [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(16): 3226.
- [7] HUANG C H, WANG C H. The study on the improvement of system uniformity flow rate for U-type compact heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 63: 1.
- [8] RAMADEVI T, VIJAYANAND P. CFD analysis of dual phase refrigerant flow inside an evaporator tube of refrigerator[J]. *International Journal of Advance Industrial Engineering*, 2015, 3(3):111.
- [9] VERSTEEG H K, MALALASEKERA W. An introduction to computational fluid dynamics; the finite volume method[M]. London: Pearson Prentice Hall, 2007.
- [10] SCHEPPER S C K D, HEYNDERICKX G J, MARIN G B. CFD modeling of all gas-liquid and vapor-liquid flow regimes predicted by the Baker chart [J]. *Chemical Engineering Journal*, 2008, 138(1):349.
- [11] SCHWARZKOPF J D, SOMMERFELD M, CROWE C T, *et al.* Multiphase flows with droplets and particles[M]. Boca Raton: CRC Press, 2011.
- [12] FEI P, HRNJAK P. Adiabatic developing two-phase refrigerant flow in manifolds of heat exchangers[D]. Champaign-Urbana: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2004.
- [13] BACHALO W D, HOUSER M J. Phase/doppler spray analyzer for simultaneous measurements of drop size and velocity distributions[J]. *Optical Engineering*, 1984, 23(5): 583.
- [14] KULKARNI T, BULLARD C W, CHO K. Header design tradeoffs in microchannel evaporators [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(5/6): 759.

(上接第 268 页)