

外断熱・空調設備改修後の温熱環境とエネルギー消費量について

正会員 ○菊田 弘輝\*1 同 絵内 正道\*2  
同 羽山 広文\*3 同 森 太郎\*4

外断熱 外気負荷 全熱交換器

1. はじめに

現在、一部の官庁施設では築後30年以上を経過し、建物の老朽化が進んでいる。そのため大規模な修繕や設備の更新を必要とし、既存施設を良質なストックとして活用していくことが重要な課題となっている。

本研究では、外断熱改修と空調設備改修が行われた既存RC造建物を実測調査し、温熱環境とエネルギー消費量に関して検討する。

2. 実測対象建物の概要

2.1 実測対象建物と測定期間について

実測対象建物は、北海道釧路市に位置する釧路K庁舎で、RC造5階建て、延べ床面積4415[m<sup>2</sup>]、断熱厚さ80[mm]のRC造外断熱建物である。この建物では以前にも実測調査が行われ、今回は特に全熱交換器導入に伴う効果を検討するため、2003/12/22～2004/2/25の約2ヶ月間実測が行われた。

2.2 外断熱改修と空調設備改修について

改修後の壁・窓断面詳細を図1、空調システムと測定位置を図2に示す。ミキシングチャンパ-内のCO<sub>2</sub>濃度発信器により、デジタルCO<sub>2</sub>濃度指示調節計を介してVAVを比例制御し、外気量取り入れを調節している。つまりRA-AHUとEAの風量を制御することで調節している。空調機風量を表1に示す。灰色部分は風量の収支より推定した値である。今回は、実測値の風量を元にエネルギー消費量を算出した。

3. 実測結果

3.1 空調室と非空調室の温湿度

空調室と非空調室の温湿度を図4に示すが、1/8(木曜日)は欠測である。正月連休明けでは建物の躯体が冷えているため、1/5(月曜日)では空調開始時の空調室温度が14℃と最も低い。それを補うために大きめの出力運転をした結果、温度変動幅は15℃となった。通常連休明けでは朝方の室温が18℃と温度低下は抑えられ、これは建物の断熱効果によるものと考えられる。月曜日から金曜日にかけて徐々に朝方の室温は高くなり、日中は5日間全て25℃以上の温度管理になっており、ピーク時では28℃と過熱状態であった。従って、温度の設定を低くすることで、エネルギー消費量の削減に繋がる可能性がある。同時に、湿度を見ると、20～30%と低湿環境であるため、加湿も考えられるが、同じく室温を下げることで、相対湿度を上昇させる方がより効果的であると考えられる。

非空調室温度は正月連休明けで17℃、通常連休明けで20℃を少し超えたところで推移しており、温度変動幅は1～3℃の範囲に収まっていた。

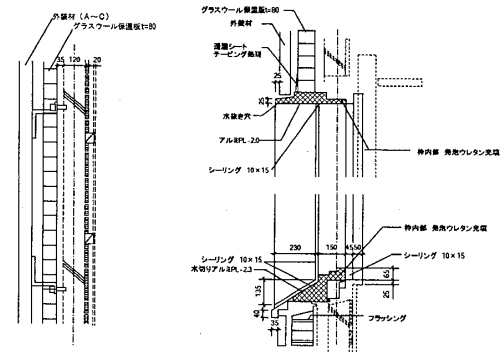


図1 改修後の壁・窓断面詳細

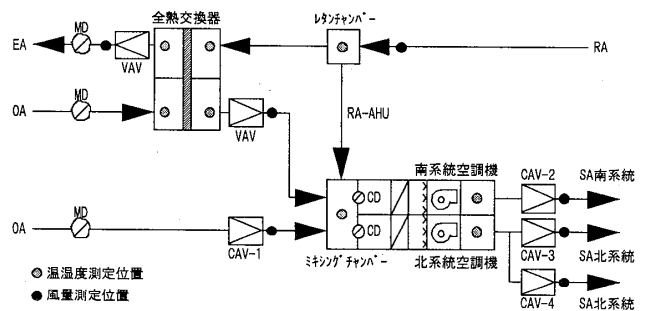


図2 空調システムと測定位置

表1 空調機風量

	設計値		実測値	
	風量[m <sup>3</sup> /h]	風速[m/s]	ダクト面積[m <sup>2</sup> ]	風量[m <sup>3</sup> /h]
EA (全熱交換器)	5490	3.285	0.22	2601.72
OA (全熱交換器)	5490	6.585	0.22	5215.32
OA (CAV-1)	7230	3.627	0.375	4896.45
SA (CAV-2)	21860	5.073	1.05	19175.94
SA (CAV-3)	14120	7.83	0.66	18604.08
SA (CAV-4)	5060	3.19	0.32	3674.88
RA	33810	5.667	0.6	33944.85
RA-AHU	28320		2	31343.13

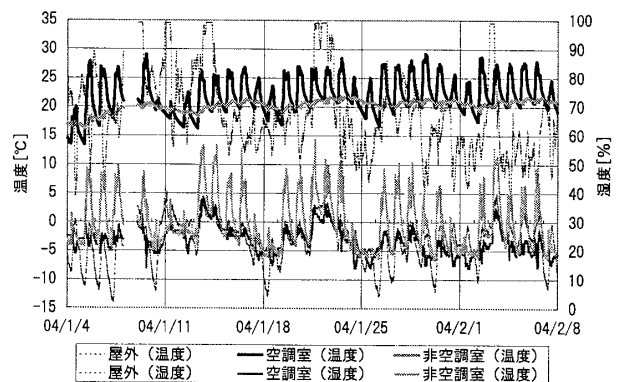


図3 空調室と非空調室の温湿度変動

Thermal Environment and Energy Consumption  
Renewed by Using External Insulation and Air Conditioning System

KIKUTA Koki, ENAI Masamichi, HAYAMA Hirofumi and MORI Taro

### 3.2 全熱交換器・空調機まわり空気温度と効率

熱交換器・空調機まわり空気温度変動を図4に示す。preは熱交換前、postは熱交換後を表す。SAの温度が高くなっている時間帯で、空調機が稼働している。運転開始時は約30℃、その後は20～25℃で空気を送風していた。特に北系統の方が南系統よりも約2℃高い状態で運用していた。

排熱回収効率の推移を図5に示す。全熱交換器はOA\_preが5℃以下になった時に稼働していたと判断し、その時のエンタルピを算出した。一般的に効率は(OA\_post-OA\_pre)/(EA\_pre-OA\_pre)で求めるが、測定位置に多少問題があり、OA\_postとEA\_preが非常に近い値になった。その結果、効率が0.9以上と高い値を示したため、今回は(EA\_pre-EA\_post)/(EA\_pre-OA\_pre)で求めた。全熱交換器の排熱回収効率(=熱交換効率)は0.83で、実測は0.75程度を示し、効率よく熱交換が行われ、外気負荷の低減に貢献していた。

### 3.3 外調機負荷・直暖負荷と排熱回収量

全熱交換器運転時の空調機まわり空気温度を元に、同じくエンタルピを算出し、さらに風量(実測値)を乗じて、外調機負荷を求めた。その値を重油換算し、実測したボイラーの重油消費量との差額を直暖負荷(重油換算)と推定した。図5より排熱回収効率を0.75と仮定し、その際における負荷の推移を図6に示す。外調機負荷と排熱回収量の比率は1:3となっていることが分かる。

2/2(月曜日)では躯体が冷えているため、直暖負荷が増えると予想されたが、その分を外調機が補う形となり、外調機負荷は全体の3割を占めた。この建物の場合、直暖は各室の手元コントロールが優先されるため、執務者がバルブを締めると、ボイラー室でいくら蒸気を送っても室温が上昇しない可能性がある。そのため、外調機が予熱機として使われている傾向がある。搬送動力を削減する意味でも、運転制御方法の改善が必要である。

1/4～2/7の約1ヶ月間における負荷の割合を図7に示す。ここでは外気負荷(0.333\*風量\*空調室と外気のエンタルピ差)を算出し、先に求めた外調機負荷との差額を排熱回収量とした。外気・外皮負荷は本来62%・38%となるが、排熱回収量が全体の55%を占めた。その結果、全熱交換器導入に伴い、外気負荷の割合が大幅に削減された。

### 4. まとめ

1) 日中の空調室温度は28℃と過熱状態で、湿度は20～30%と低湿環境であった。外断熱にしても適切な温度の設定を行わないと、エネルギー消費量の削減効果が抑制されることを確認した。

2) 全熱交換器の排熱回収効率は0.75程度を示し、外気負荷を元に算出した排熱回収量は全体の55%となった。外皮負荷の少ない外断熱建物において、外気負荷の割合を相対的に減らしていくことは重要な課題であり、全熱交換器導入の有用性を確認した。

### [謝辞]

測定に際し、公共建築協会及び北海道開発局営繕部には多大なご協力を頂いた。記して感謝する。

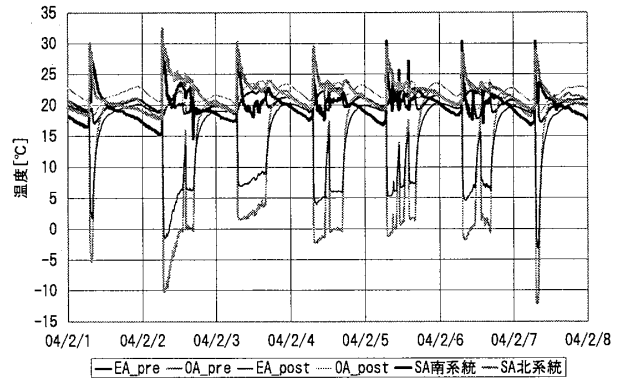


図4 全熱交換器・空調機まわり空気温度変動

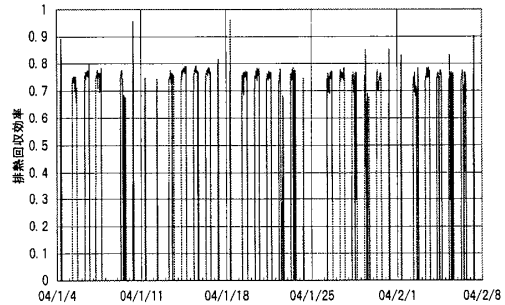


図5 排熱回収効率の推移

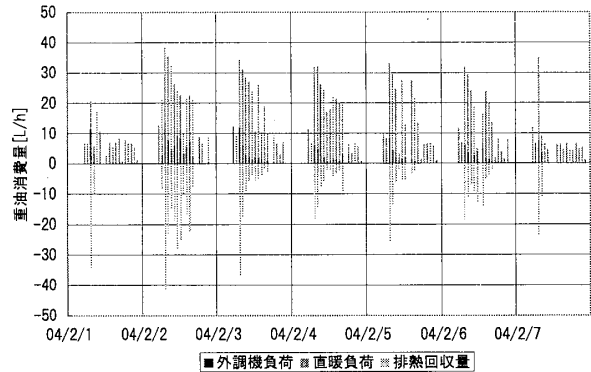


図6 外調機・直暖負荷と排熱回収量の推移

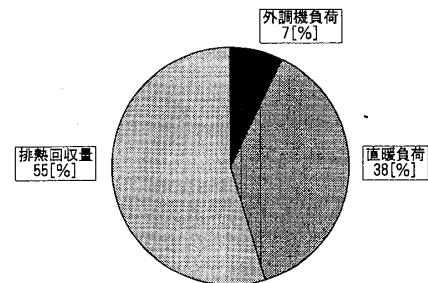


図7 外調機・直暖負荷と排熱回収量の割合

\*1 北海道大学大学院工学研究科 修士課程  
 \*2 同 教授・工博  
 \*3 同 助教授・博士(工学)  
 \*4 釧路工業高等専門学校 助教授・博士(工学)

Graduate Student, Graduate School of Eng., Hokkaido Univ.  
 Prof., Hokkaido Univ., Dr. Eng.  
 Assoc. Prof., Hokkaido Univ., Dr. Eng.  
 Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng.