

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究

第1報——冷房時における室内温度分布及び省エネ性・空調性能の検討

前田 龍紀^{*1}
小林 知広^{*3}
崔 ナレ^{*5}
上村 芙美子^{*7}

山中 俊夫^{*2}
袁 継輝^{*4}
蔵 永真^{*6}
新 宮 浩丈^{*8}

本研究では、不燃性の膜天井内に天井カセット型パッケージエアコン（以下 PAC）を配置し、膜面からの放射効果を期待した空調方式を提案し、その有用性を検証することを目的としている。本報では、冷房時の実大実験を行った結果、室内の垂直温度分布が良好であることが分かった。一方で、膜を介しても発熱負荷に見合った空調能力があること、実験時間平均（12 時間平均）での COP が 5 から 6 程度であることを示した。また、膜天井内と膜下室内の循環ファンを運転させることで、膜天井内の冷氣により空調能力が上がることを示した。

キーワード：膜天井・天井カセット型 PAC・放射空調・COP

はじめに

ウェルネスの観点から快適性を向上させる放射空調として水式¹⁾、空気式^{2) 3) 4)}、それらを組み合わせた方式^{5) 6)}⁷⁾が採用されており、これらの天井放射面は水コイル付きの金属パネルや、対流空調も両立できる金属製の多孔板が用いられている。一方、地震時の安全・安心という観点から軽量天井材の需要もある。また、社会的には ZEB を始めとした省エネルギーだけでなく、今後見込まれている建設業の労働人口減少に対応するための省力化・省人化工法も重要課題とされている。このような背景において、省エネ、省力化・省人化として、水配管が不要な PAC 方式、さらにダクトも不要となる上に搬送動力が非常に小さい天井カセ

式が採用されることも多い。そこで本研究では、意匠的なット方式が挙げられるが、意匠的な配慮で隠蔽ダクト方配慮と軽量天井の両立が可能となる不燃膜に着目し、天井カセット型 PAC を用いた膜天井放射空調について検討する。

木幡⁸⁾らは、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式についてのモックアップ検証や同空調方式を導入したオフィスでの実測結果を通して、その熱的快適性の検証や設計手法確立のための設計条件の変化が放射熱量に与える影響について検討を行っている。また、和田⁹⁾らは、オフィスを対象としたタスク・アンビエント対応の膜放射冷房の熱的快適性や知的生産性について、シミュレーションや実大実験によるアンケート調査及び物理環境測定、サ

^{*1} (株)竹中工務店 正会員

^{*2} 大阪大学 SHASE技術フェロー

^{*3} 大阪大学 正会員

^{*4} 豊橋科学技術大学 正会員

^{*5} 大阪大学 正会員

^{*6} 当時大阪大学 正会員

^{*7} 大阪大学 学生会員

^{*8} (株)竹中工務店 正会員

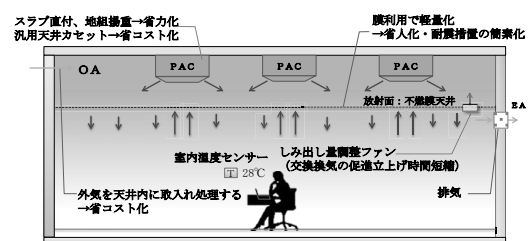


図-1 本システム概要図

ーマルマネキンによる定量的な検証を行っている。

本研究では天井カセットを上部スラブに取り付け、膜天井からの浸み出しによる対流空調に加え、天井内の熱（冷気または暖気）溜りからの放射空調を行う。また、天井内の熱溜りを利用し、天井内と室内の交換空気量をファンで制御することで立上り時間の短縮やパーソナル性にも対応できる方式とした。図-1に本研究における空調方式（以降本システム）の概要図を示す。膜の材料はガラス繊維不織布張/ガラス繊維織物で、通気流量は $29.6\text{cm}^3/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$ である。なお、通気流量 $[\text{cm}^3/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})]$ はJIS L 1096 A法のフラジール形法にて測定した。

既報¹⁰⁾にてPACを設置した室に膜を張り、実大実験による検証を行った。その結果、膜下室内の上下温度差が 3°C 以内と均一な温度分布が実現できた。一方、膜からの浸み出しによる交換空気量は少なく、膜上に冷気溜りができる結果となった。本報では次のステップとして、膜上と膜下の空気を強制的にファンで循環させた場合と、外気取入を想定した場合の実大実験により本システムの検証を行った。

1. 膜上下強制循環時の冷房性能

1.1 実験の目的

交換換気の促進と立ち上がり時の能力アップを目指した小型軸流ファンを用いた膜上下強制循環実験（以下、循環実験）を行い、得られた温熱環境特性の結果について報告する。

1.2 実験室概要

実験は2018年11月13日～2018年11月22日に行った。ただし、本実験は夏季を想定した冷房実験である。実験室は、内寸 $7.0\text{m} \times 6.13\text{m}$ の室を壁（グラスウール50mm、プラスチックボード12.5mm）で区切り、壁の内側空間（以下、対象空間）は室内、外側空間は屋外を想定している。対象空間は内寸 $4.41\text{m} \times 4.01\text{m}$ 、高さ 3.44m であり、床上 3.14m の高さにソックダクトに用いられる布と同様の不燃性の膜を張った。対象空間内には4方向天井カセット型（三菱電機株式会社、PLZ-ERP140EF）PACが2台設置されている。PACは吸込口の直上に設置された温度センサーにより運転制御されており、冷房時は設定温度 $+0.5^\circ\text{C}$ でON、 -1.5°C でOFFとなる。また、膜上下交換ファン（三洋電機、109P1348S101、以下循環ファン）4台を膜表面に設置した（図-2）。循環ファンの風向きは上向き運転で実験を行う。平面図を図-3、断面図を図-4に示す。発熱体は、人体発熱としてブラックランプ（53W/個）を床上 0.6m の高さに配置し、機器発熱として白熱電球（100W/個）、及び電気毛布（50W/個）を各々床上に配置した（図-3）。総発熱量は 812W とした。

温度測定点は図-3中のP1～P5で鉛直方向に7点（図-4）と膜上に3点設けた。また、PACの吸込口に1点、4箇所吹出口に1点ずつの4点でPACの吸込・吹出温度（4箇所平

均値）を計測している。グローブ温度測定点は、図-3中の

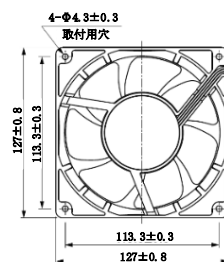


図-2 循環ファン

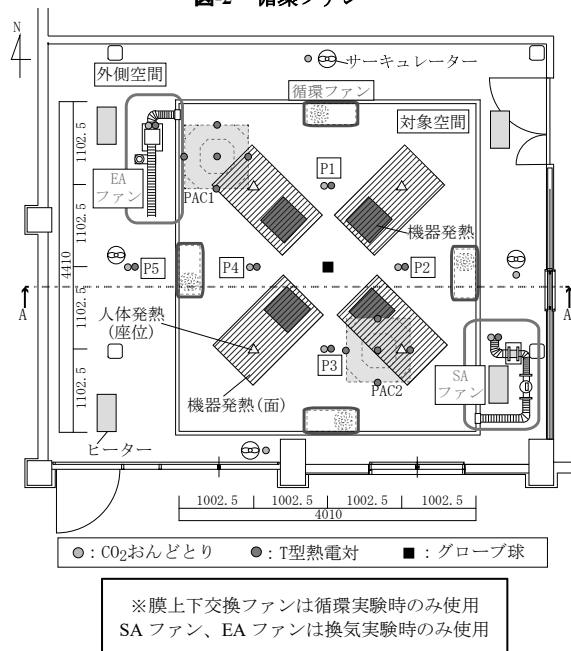


図-3 実験室平面図[mm]

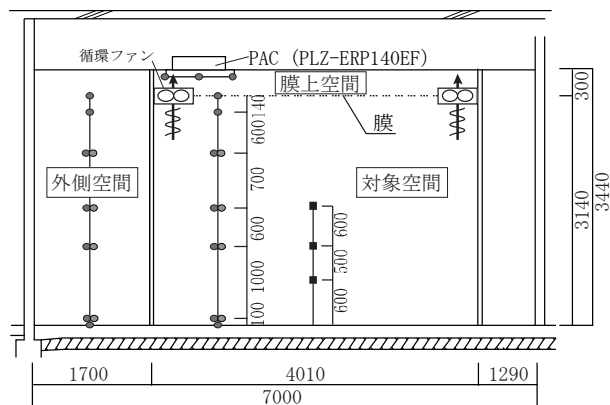


図-4 A-A'断面図

表-1 各ケースにおける交換空気量(循環実験)

条件	ファンによる 循環回数[回/h]	ファンの風量 [m ³ /h]	PACの 設定温度[℃]
CaseL-0	0	0	19
CaseL-230	4	230	
CaseL-460	8	460	
CaseH-0	0	0	22
CaseH-230	4	230	
CaseH-460	8	460	

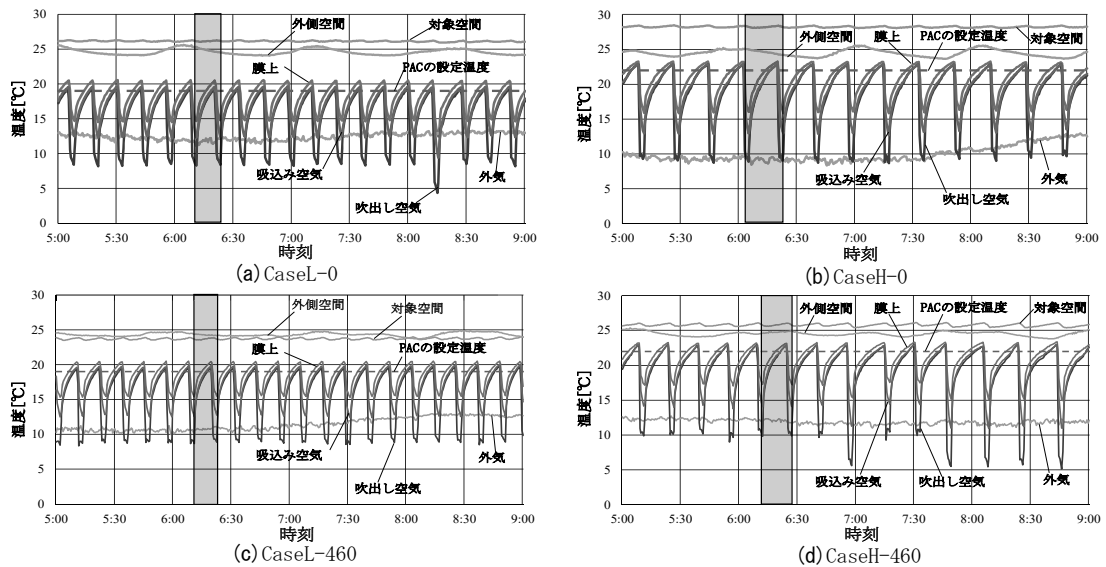


図-5 温度経時変化(循環実験)

対象空間中央の鉛直方向に 3 点設けた。

1.3 実験条件

循環ファンによる膜下空間の循環回数を 0 回/h、4 回/h、8 回/h の 3 条件、PAC の設定温度を 19℃、22℃ の 2 条件を設け、計 6 ケース(表-1)の実験を行った。ここで循環回数とは、循環ファンの風量を膜下空間の容積 55.5m³ で除して求められる、膜下空間の空気が循環ファンによって単位時間に入れ換わる回数のこととする。PAC の吹出し風量は 1 台当たり 1016m³/h、吹出し角度は天井面から 30° とした。

1.4 実験結果：PAC の運転状況

図-5 に循環ファンによる循環回数 0 及び 8 回/h 条件についての定常状態確認後の各部の温度経時変化を示す。温度は周期的に変動しているが、これは PAC が ON-OFF を繰り返して運転したためと考えられる。なお図中の点線は PAC の設定温度を表している。

PAC の設定温度条件間で比較すると、PAC の ON-OFF 運転による温度の周期的な変動について、周期の長さは、設定温度 19℃で短くなっており、PAC がより多くの熱を処理していることがわかる。また、どの条件においても膜下温度

が上昇していないことから、内部発熱に見合った空調能力があると考えられる。鉛直温度分布(図-6)では、外気変動が小さく天候の影響が小さい日の出前の 1 周期のデータを平均した値を使用した(図-5 中の網掛け部で示す)。

1.5 実験結果鉛直温度分布

図-6 に PAC の設定温度 19℃、22℃ 条件で比較した鉛直温度分布を、表-2 に膜下と膜表面及び膜上との温度差を示す。いずれの条件でも温度分布は均一であり、FL+100mm と FL+1700mm との上下温度差が 3℃以内¹¹⁾ という推奨値を下回っており、室内は快適な温度分布と言える。条件間で比較すると、循環回数が多いほど膜下空間の空気温度が低く、冷房効果があると考えられる。また、膜上・膜下空間の空気温度差が小さいことから膜上下の空気が混合していると考えられる。膜下と膜表面の温度差は循環ファンの運転の有無で温度差が変わっていることが分かる。

1.6 グローブ温度

図-7 に PAC の設定温度 19℃条件におけるグローブ温度と空気温度の鉛直分布の比較を示す。まず、ケース間でグローブ温度を比較すると、CaseL-0、CaseL-230、

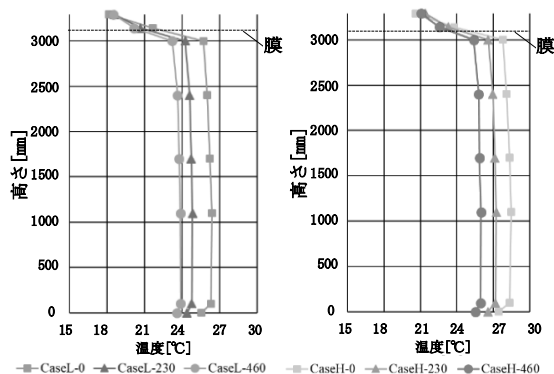


図-6 鉛直温度分布

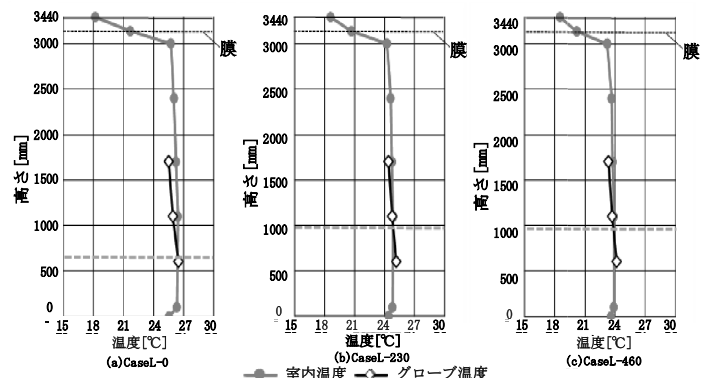


図-7 グローブ温度の鉛直温度分布 (PAC の設定温度 19℃)

表-2 膜下と膜表面及び
膜上の温度差(循環実験)

	平均値[℃]		
	膜下温度	膜表面・ 膜下温度差	膜上・ 膜下温度差
CaseL-0	26.2	4.7	8.0
CaseL-230	24.6	4.1	6.1
CaseL-460	23.7	3.9	5.2
CaseH-0	28.2	4.7	7.6
CaseH-230	27.0	4.1	5.6
CaseH-460	25.8	3.8	4.7

表-3 実験条件(換気実験)

条件	給気口 位置	排気口 位置	給排気量 [m³/h]
CaseAu-50	SA① (膜上)	EA① (膜下・上部)	50
CaseAu-100			100
CaseAu-150			150
CaseAl-50		EA② (膜下・上部)	50
CaseAl-100			100
CaseAl-150			150
CaseIu-100	SA② (膜上)	EA① (膜下・上部)	100
CaseIl-100		EA② (膜下・上部)	100

A: 膜上給気 I: 膜下給気
u: 膜下上部排気 l: 膜下下部排気

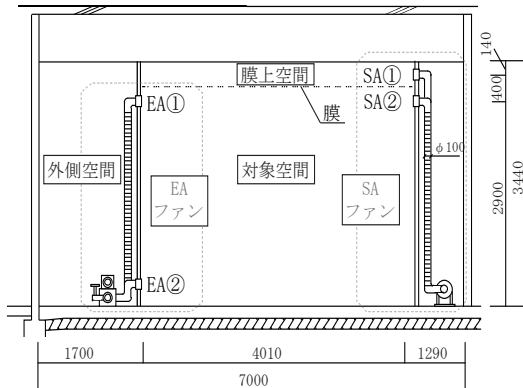


図-8 実験室断面図[mm]

CaseL-460 の順でグローブ温度が低くなっており、循環回数が多いほど、グローブ温度が低いことがわかる。また、全ケースを通して、高い位置ではグローブ温度が低く、低い位置ではグローブ温度が高くなっており、室上部では膜からの冷放射、室下部では発熱体からの放射熱による影響が大きいことが考えられる。

空気温度とグローブ温度の大小が入れ替わる高さを破線で図中に示した。循環ファンによる循環回数0回/h条件では、4回/h、8回/h条件と比較して、低い位置で大小の入れ替わりが起きていることが分かる。循環回数0回/h条件は対流による冷却効果が相対的に低いと考えられる。

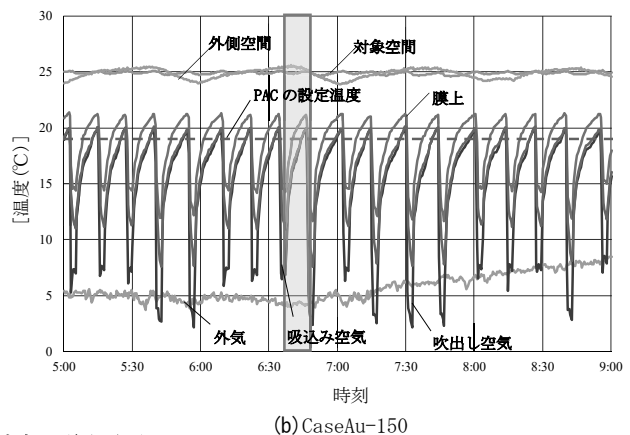
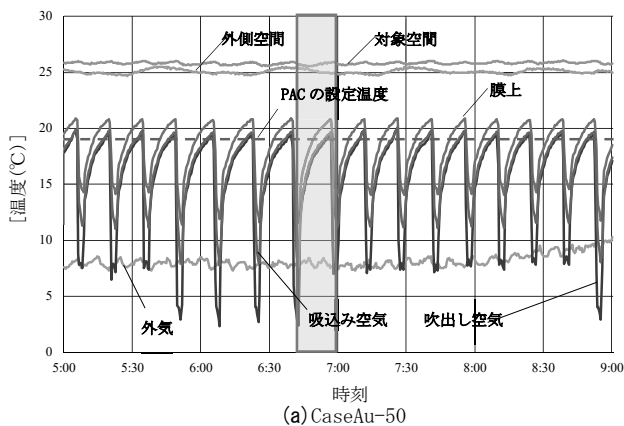


図-9 温度経時変化(換気実験)

2. 外気導入時の冷房性能

2.1 実験の目的

給排気はそれぞれ膜上と膜下の組合せが考えられる。そこで本報では給排気位置による換気の温熱環境を評価するため、給気を膜上と膜下で切換えて実験(以下、換気実験)を行った。なお給気温度については、外調機あるいは直膨式全熱交換器による熱処理後の給気を想定し、室温と同程度の温度で設定した。

2.2 換気実験の概要と条件

実験は2018年12月17日～2019年1月9日に行った。実験室は循環実験と同様であり、加えて給気口、給気ファン(富士電機、TURBO BLOW:VCP062P)及び排気口、排気ファン(三菱電機、BFS-15SUA)をそれぞれ2個ずつ新設した。平面図を図-3、断面図を図-8に示す。

温度測定点を図-3および図-4に示す。実験条件は給気口・排気口の位置及び給排気量をパラメータとし、計8条件の実験を行った(表-3)。いずれの条件でもPACの設定温度19℃、吹出し角度は天井面から30°の角度で、吹出し風量は1台当たり1016m³/hとした。給気温度を室温と同じ温度帯とするため、外側空間の空気を対象空間内に流入し、対象空間の空気を外側空間に排出し、新鮮外気を導入せずに換気性能の検討を行った。

2.3 実験結果：PACの運転状況

図-9に膜上給気、膜下上部排気についての定常状態確認後の各部の温度経時変化を示す。温度は周期的に変動しており、循環実験同様にPACがON-OFFを繰り返して運転していることが確認される。なお図中の点線はPACの設定温度を表している。

条件間で比較すると、換気風量が多いほどPACがON-OFFを繰り返す周期が短くなっており、膜上空間が外気温度による影響を受け、PACがより多くの外気負荷を処理していることがわかる。鉛直温度分布(図-10)では、外気変動が小さく天候の影響が小さい日の出前の1周期のデータを

平均した値を使用した(図-9中の網掛け部で示す)。

2.4 実験結果：鉛直温度分布

図-10に各ケースの鉛直温度分布と給気温度を示す。いずれの条件でも温度分布が均一であり、FL+100mmとFL+1700mmとの上下温度差が3℃以内¹¹⁾という推奨値を下回っており、室内は快適な温度分布と言える。

条件間で比較すると、膜上給気の場合は給排気量が多いほど膜下空間の空気温度が低く、冷房効果があると考えられる。また図-10(c)より膜下給気の場合は排気口の高さによる温度分布への影響は小さいと考えられる。

2.5 実験結果：膜表面温度

表-4に各条件下の膜下と膜表面温度を示す。外気量 50 m³/hでの実験時の膜下と膜表面温度の温度差が4.5℃に対し、各条件下での温度差が外気量 150m³/hで4.2℃となり外気導入量に伴う放射効果への影響は小さいと考えられる。

3. PACの空調性能の検証

3.1 空調負荷とPACの顕熱処理量の算出方法

図-11および図-12に本報での空調負荷算出における測定点と負荷の考え方を示す。図-12において、空調負荷を膜下室内の人体発熱と機器発熱の合計値、壁面からの貫流熱の合計値(式2)、外部空間からのみなし外気負荷(式3)の合計値(式1)として設定した。なお、壁面からの貫流熱は、壁面の表裏で各9点ずつ計測した表面温度と壁面の熱コンダクタンスλ/Lを0.655[W/(m²・K)]として求めた。大半が機器と人体による内部発熱となる。PACの顕熱処理量は、あらかじめ計測した吹出風量に固定し、計測した吸込温度と吹出し温度から求めた。(式4)なお、PACの吹出風量V_{pac}を1台当たり1016 m³/hとした。

$$Q_r = qH + \sum q + q_v \quad (1)$$

$$q = \frac{\lambda(\theta_i - \theta_o)}{L} S_w \quad (2)$$

$$q_v = c_{pp} V (T_o - T_e) \div 3600 \quad (3)$$

$$Q_{pac} = C_{pp} V_{pac} (\theta_r - \theta_s) \div 3600 \quad (4)$$

ここに、

Q_r :	空調負荷	[W]
qH :	内部発熱合計値	[W]
q :	壁の壁面からの貫流負荷	[W]
q_v :	外気負荷	[W]
Q_{pac} :	PACの顕熱処理量	[W]
V_{pac} :	PAC吹出し風量	[m ³ /h]
θ_i :	室内側の壁面温度	[℃]
θ_o :	室外側の壁面温度	[℃]
θ_r :	吸込み空気温度	[℃]
θ_s :	吹出し空気温度	[℃]
c_p :	空気の定圧比熱(=1,006)	[J/(kg・K)]

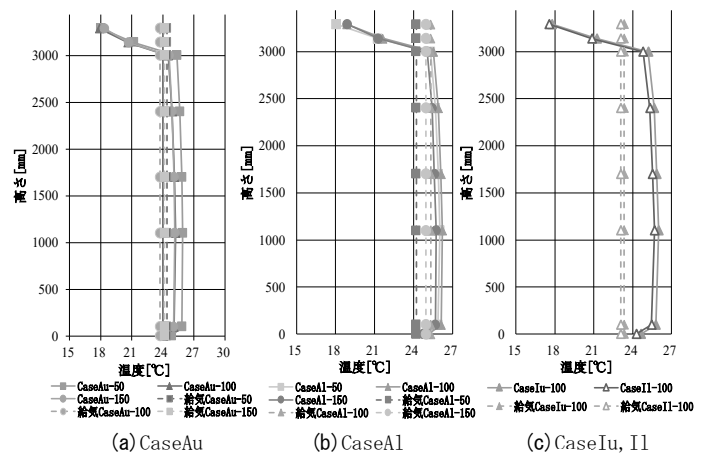


図-10 給気温度と鉛直温度分布(換気実験)

表-4 膜下と膜表面の温度差(換気実験)

	平均値[℃]		
	膜下温度	膜表面温度	温度差
CaseAu-50	25.7	21.2	4.5
CaseAu-100	25.0	20.6	4.3
CaseAu-150	24.9	20.7	4.2
CaseAl-50	25.8	21.2	4.5
CaseAl-100	26.0	21.6	4.3
CaseAl-150	25.5	21.3	4.2
CaseIu-100	25.7	21.2	4.5
CaseI1-100	25.4	20.9	4.5

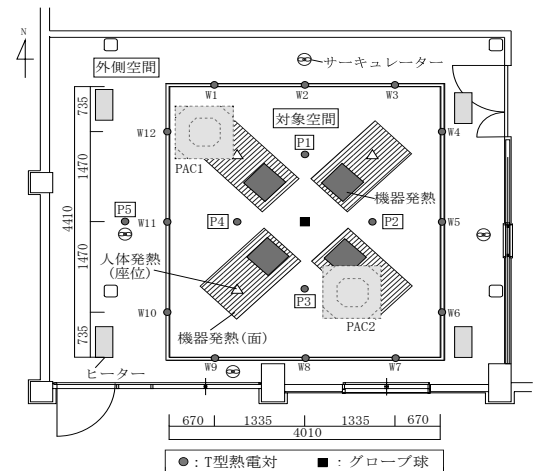


図-11 空調負荷算出における測定点(平面図)

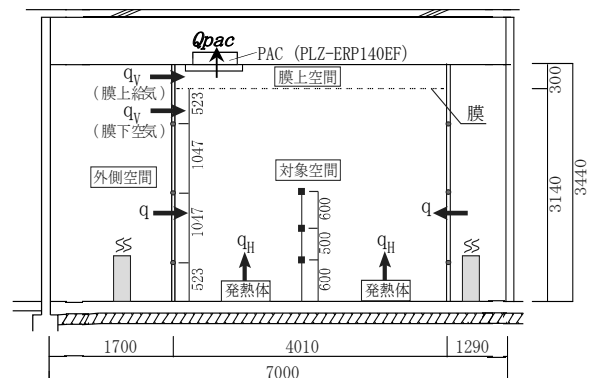


図-12 空調負荷算出における測定点と負荷の考え方(断面図)

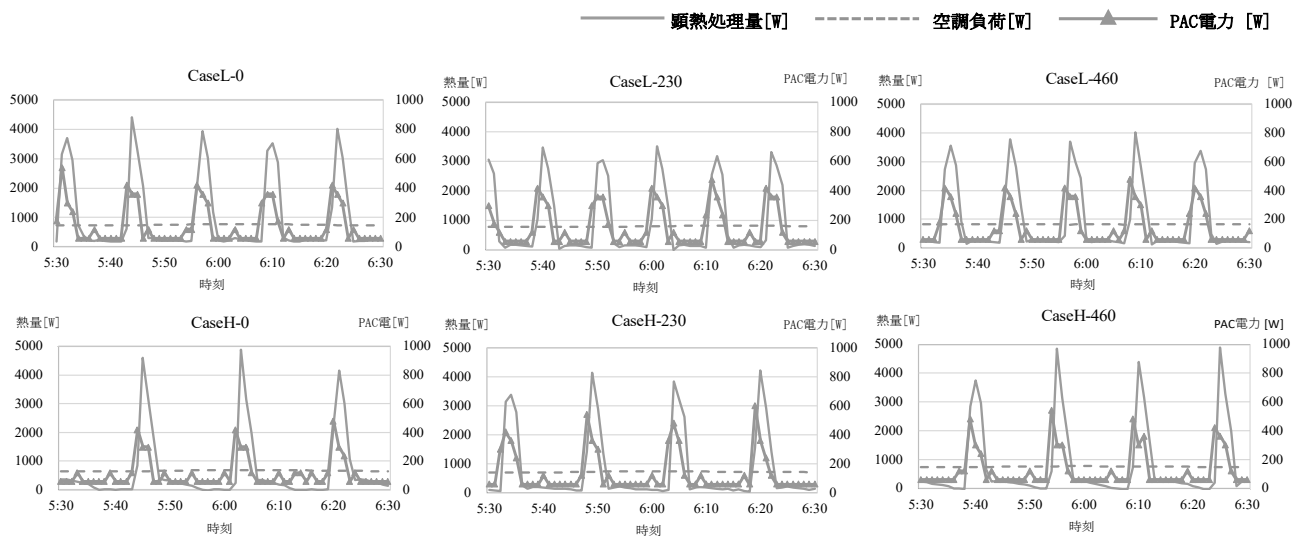


図-13 空調負荷と顕熱処理量と PAC 消費電力の 1 分毎の時系列変化 (循環実験)

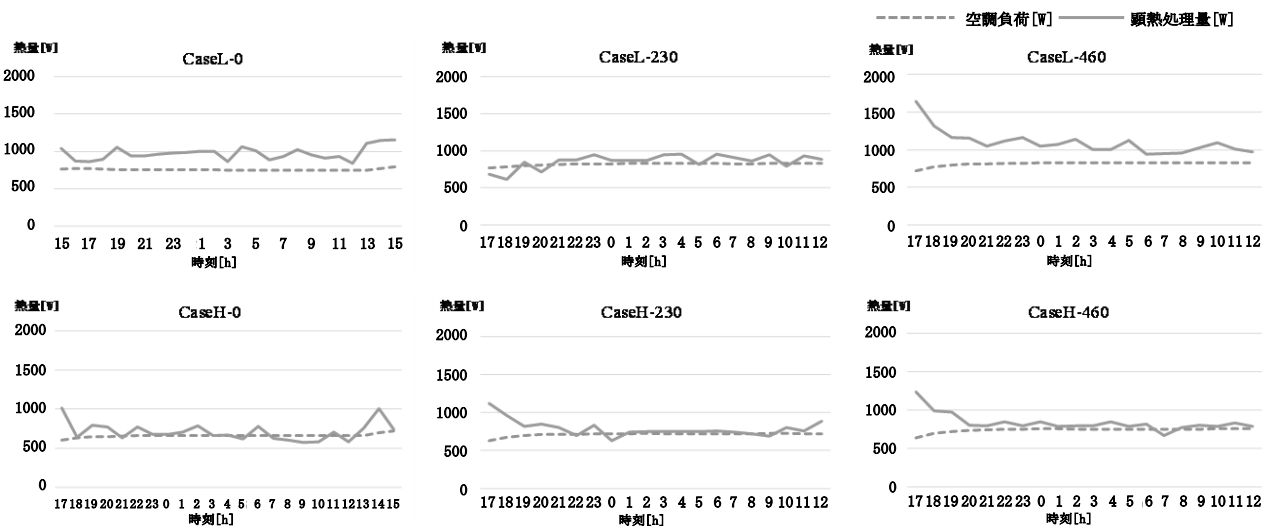


図-14 空調負荷と顕熱処理量 (循環実験)

ρ :	空気密度 (=1.2)	[kg/m ³]
L :	壁厚	[m]
λ :	壁の熱伝導率	[W/(m・K)]
S_w :	壁面面積	[m ²]
V :	外気量	[m ³ /h]
T_o :	外気給気温度	[°C]
T_e :	排気温度	[°C]

3.2 PAC の顕熱処理量と空調負荷の時系列比較

図-13 に循環実験における空調負荷と顕熱処理量と PAC 電力の 1 分毎の時系列データを示す。この結果より PAC ハンチング運転が発生していることが分かる。図-14 に循環実験における PAC 顕熱処理量と空調負荷の 1 時間積算値の時系列変化を示す。この結果より、1 時間積算値で見ると空調負荷に対して PAC 顕熱処理量の過大な過不足が見られない。また、PAC 顕熱処理量は膜上設定温度が低い場合と循環風量が大きき場合に増加することが分かる。

このことから、PAC の設定温度や循環ファンの制御を適切に行うことで立上りも含めて過不足のない空調能力が得られることが示唆された。なお、PAC が実際に処理している顕熱には、天井スラブからの貫流熱、側壁面からの貫流熱も含まれているが、実験の都合上詳細に計測できていない。なお、天井スラブからの貫流熱は冷熱となり冷房負荷としてはマイナスであり、側壁面からの貫流熱は小さいので、顕熱処理量への影響は少ないと考えている。

図-14 より、定格能力 12.5kW に対して負荷率が非常に小さい結果となり、空調負荷に対して過大な顕熱処理量となっていないことが分かる。以上より PAC 能力を適正に選定し負荷率を上げることで、ハンチング運転を低減できることが示唆された。

3.3 PAC の顕熱処理量と空調負荷の期間平均値比較

図-15 に循環実験及び換気実験における空調負荷と顕熱処理量の期間平均値を、表-5 に各条件における空調負荷

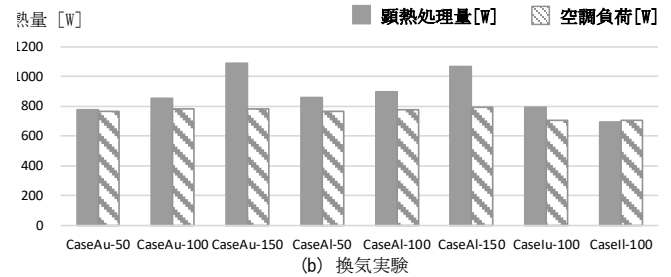
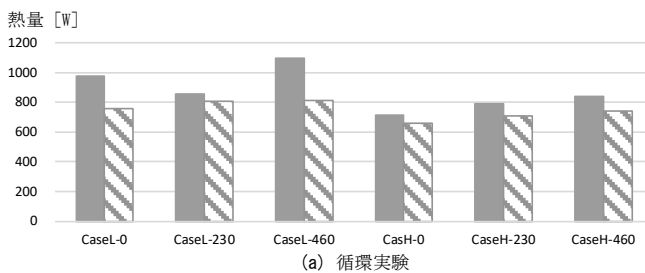


図-15 空調負荷と顕熱処理量の期間平均値

表-5 各条件における空調負荷の内訳

(a) 循環実験

	空調負荷平均値 (W)					
	CaseL-0	CaseL-230	CaseL-460	CaseH-0	CaseH-230	CaseH-460
内部発熱	812	812	812	812	812	812
壁面貫流熱	-55	-7	1	-150	-101	-73
合計	757	805	813	662	711	739

(b) 換気実験

	空調負荷平均値 (W)							
	CaseAu-50	CaseAu-100	CaseAu-150	CaseAl-50	CaseAl-100	CaseAl-150	CaseLu-100	CaseIl-100
内部発熱	812	812	812	812	812	812	812	812
壁面貫流熱	-24	4	-5	-21	-7	-2	-46	-43
外気負荷	-22	-33	-22	-24	-29	-16	-60	-65
合計	767	783	785	767	777	794	706	704

の内訳を示す。冬期実験のため外側にヒーターを設置しているが、壁面貫流熱は概ね冷熱となっている。つまり内部発熱が外部空間に逃げた残りの負荷が空調負荷となっている。循環実験においてはPACの設定温度が低い、循環風量が大きいため顕熱処理量が増加する。換気実験においては、膜上に外気を多く導入するほど顕熱処理量が増加している。一方、膜下より膜上に給気した方が顕熱処理量は増加している。これは循環実験と同様に膜上下の交換空気量が増えたためと考えられる。一方、膜上と膜下の温度差を5[K]、膜上と膜下の循環風量を230[m³/h]とすると、391[W]の冷熱が膜上から供給されるが、循環風量が増加に対して、PACの顕熱処理量はそこまで変化していないことが分かる。また、図-5から循環風量が増減しても、定常状態では膜下温度の下降・上昇が見られないことから、膜を介しても、負荷に見合った空調能力が得られていると考えられる。今後、内部発熱を変化させる実験や、通常の天井カセット方式との比較にてさらなる検証を行っていく。

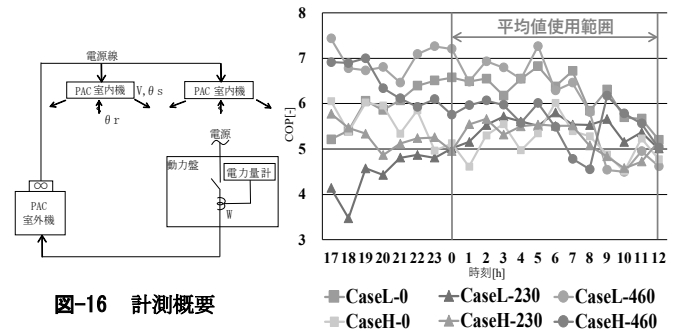


図-16 計測概要

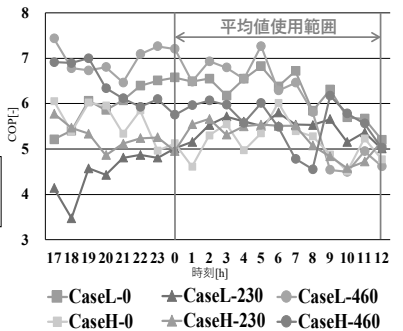


図-17 COPの時系列データ

4. COPによる省エネ性の検討

4.1 COPの算出方法

図-16にCOPを算出するための計測概要を示す。まず、PAC室内機の吸込温度と吹出温度と吹出風量を計測し、顕熱処理量を算出する（前述式4）。次に計測したPACの消費電力で除してCOPを算出した。（式5）なお消費電力量には室内機ファンも含まれている。

$$COP_{pac} = \frac{Q_{pac}}{W_{pac}} \quad (5)$$

ここに、

COP_{pac} : PACのCOP [-]

W_{pac} : PAC電力(室外機+室内機) [W]

4.2 COP算出結果

図-17に循環実験におけるPACのCOPの時系列変化を示す。実験開始直後は各Caseでばらつきがみられるため、安定した0時から12時で平均化した結果とPACの定格値と中間値の仕様書の値を表-6に示す。これらの結果から、今回の実験で得られたCOPは外気温と負荷率が低い環境であったが、5から6程度の値となった。また、実験条件に

表-6 COP算出結果(平均値)と機器仕様値

(a): 循環実験

	PACの設定温度[℃]	ファンによる循環風量[m³/h]	顕熱処理量[kW]	消費電力[kW]	負荷率[-]	COP[-]	外気温度[℃]
CaseL-0	19	0	1.0	0.2	0.1	6.2	13.1
CaseL-230		230	0.9	0.2	0.1	5.5	14.0
CaseL-460		460	1.0	0.2	0.1	6.3	13.0
CaseH-0	22	0	0.7	0.1	0.1	5.2	12.4
CaseH-230		230	0.8	0.2	0.1	5.2	15.4
CaseH-460		460	0.8	0.1	0.1	5.5	12.2
PAC(冷房)	仕様書定格値(全熱処理量)		12.5	4.0	1.0	3.1	35.0
	仕様書中間値(全熱処理量)		5.7	1.0	0.5	5.8	29.0

(b): 換気実験

(D)・換気実験								
	給気口 位置	排気口位置	給排気量	顕熱処理量	消費電力	負荷率	COP	外気温度
			[m3/h]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[℃]
CaseAu-50	SA① (膜上)	EA① (上部)	50	0.82	0.16	0.07	5.19	9.52
CaseAu-100		100	0.78	0.16	0.06	4.93	8.41	
CaseAu-150		150	0.99	0.18	0.08	5.58	8.09	
CaseAl-50		50	0.86	0.17	0.07	5.21	9.32	
CaseAl-100		100	0.98	0.18	0.08	5.57	11.41	
CaseAl-150		150	1.09	0.19	0.09	6.00	10.86	
CaseLu-100	SA② (膜下)	EA①(上部)	100	0.79	0.14	0.06	5.82	3.61
CaseIl-100		EA②(下部)	100	0.72	0.14	0.06	5.27	6.69

近い外気温及び負荷率でのメーカー計算値と比較し、遜色のない値であることを確認しているが、確実な検証として、通常の天井カセット方式（膜なし）との比較を今後実施する予定である。

ま と め

本研究では快適性、安心・安全、省エネ、省力化・省人化を目的とし、軽量膜天井と天井カセット型 PAC を組合せた空調方式について、膜上と膜下の空気を強制的にファンで循環させた場合と、外気取入を想定した場合の実大実験を行い、下記の知見を得た。

- 1) 循環実験の結果から、循環風量を大きくするほど膜下室温が低くなるが、どの条件においても FL+100mm と FL+1700mm との上下温度差が 3℃以内となった。
- 2) 循環実験の結果から循環回数が 0 回/h の場合に、室温と放射温度がより低い位置で大小の入れ替わりが起こっており、対流による冷却効果が相対的に小さいと考えられる。
- 3) 換気実験の結果から膜下室温程度まで処理した外気を膜上に導入しても、膜下室内温熱環境に影響がないことが分かった。
- 4) 空調負荷と PAC の顕熱処理量の結果から、膜を介していても発熱負荷に見合った空調能力が得られたと考えられる。また、膜上下循環風量が大きいほど PAC の顕熱処理量が大きくなった。
- 5) 膜天井内の小空間で運転する PAC の COP の期間平均値は外気温と負荷率が低い環境であったが 5 から 6 程度の値となった。

今後は、通常の天井カセット方式との比較、開口率の異なる膜天井での検証や暖房実験を行う予定である。

参 考 文 献

- 1) 伊藤清, 野部達夫ほか: 天井放射空調システムの熱的性能評価実験及び被験者による温熱環境評価実験, 日本建築学会技術報告集第 18 巻, 第 38 号, pp. 243-248, 2012. 2
- 2) 田村夏美, 田辺新一ほか: 天井チャンバー型空気式放射空調システムの制御方法とその評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 鹿児島, pp. 389-392, 2016. 9
- 3) 水出喜太郎, 平岡秀明ほか: 有孔天井を用いた対流-放射冷暖房に関する実験研究 その 1~3, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 札幌, pp. 1899-1910, 2012. 9
- 4) 多良俊宏, 山中俊夫, 水出喜太郎ほか: 全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究 その 2~4, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 鹿児島, pp. 397-408, 2016. 9

- 5) 伊藤清, 野部達夫ほか: ペリメータにチルドビームを配置した天井放射空調システムの冷却性能検証, 日本建築学会環境系論文集 Vol. 81, No. 723, pp. 447-455, 2016
- 6) 宮城令, 近本智行ほか: 熱源を選択可能な水式天井放射空調の性能検証及び在来空調との比較 (その 1) 夏期冷房時の結果, 日本建築学会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp. 1249-1250, 2015. 9
- 7) 雨宮沙耶ほか: パッシブチルドビームを用いた天井内冷却式放射空調の基礎検討 (第 2 報) 実大オフィスモデルにおける冷房実験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 大阪, pp. 33-36, 2015. 9
- 8) 木幡悠士, 羽山広文, 関口圭輔: タスク・アンビエント対応の全空気式放射空調方式に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 Vol. 80, No. 710, pp. 351-358, 2015
- 9) 和田一樹ほか: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムを導入したオフィスにおける実測調査 その 1~5, 日本建築学会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp. 1239-1246, 2011, pp. 923-924, 2012. 9
- 10) 蔵永真理, 山中俊夫, 前田龍紀, 北風晴都: PAC を用いた膜放射天井空調の冷房性能に関する実験的研究, 日本建築学会環境系論文集 Vol. 84, No. 757, pp. 255-262, 2019
- 11) ASHRAE STANDARD55-92: Environmental Condition for Human Occupancy

(令和 2.5.12 原稿受付)

Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC

Part1—Study of Temperature Profiles, Energy Efficiency, and Air Conditioning Performance for Cooling

by Tatsunori MAEDA ^{*1}, Toshio YAMANAKA ^{*2}, Tomohiro KOBAYASHI ^{*3}, Jihui YUAN ^{*4},
Narae CHOI ^{*5}, Mari KURANAGA ^{*6}, Fumiko KAMIMURA ^{*7}, and Hirotake SHINGU ^{*8}

Key Words: Membrane Ceiling, Ceiling Cassette Type Package Air Conditioner, Radiant Air Conditioning, Coefficient of Performance

Synopsis : In this study, a novel air conditioning system combining package air conditioner(Package Air Conditioner) and membrane ceiling is proposed. This report presents the results of a full-scale cooling experiment. The temperature profiles of this air conditioning system indicated comfortable a temperature

range, and the air conditioning performance was suitable for heat loads. The energy efficiency was as high as the rated performance of the package air conditioner. With the increase in the amount of air circulation between the attic and the lower side of the ceiling, the heat load removal performance was improved.

(Received May 12,2020)

^{*1} Takenaka Corporation, Member

^{*2} Osaka University, Fellow Engineer

^{*3} Osaka University, Member

^{*4} Toyohashi University of Technology, Member

^{*5} Osaka University, Member

^{*6} Former Osaka University, Member

^{*7} Osaka University, Student Member

^{*8} Takenaka Corporation, Member