省エネルギー型大温度差水蓄熱･FCU－水･空気式空調システムの性能
（第２報）LCEM ツールによるビル用マルチ方式とのエネルギー比較
Realizing Energy-efficient Water-Air HVAC System with Fan-coil-units and TES System
Part-2 Comparison of Energy Performance with VRF System Using LCEM Tool

正 会 員　○西 谷　義 彦（三晃空調）　　正 会 員　　中 塚　一 喜（三晃空調）
技術フェロー　　奥 宮　正 哉（名古屋大学）　名誉会員　　中 原　信 生（環境システック中原研究処）
Yoshihiko NISHITANI*1　Kazuki NAKATSUKA*1　Masaya OKUMIYA*2　Nobuo NAKAHARA*3
*1 Sanko Air Conditioning Co. Ltd.　*2 Nagoya University　*3 Nakahara Laboratory, Environmental Syst.-Tech.

Using energy simulation program, the LCEM tool, the energy saving effect of water-air HVAC system using individual controlled fan-coil-units and combined centralized heat pump and water thermal storage with extra-large temperature difference is proved, compared with typical VRF, decentralized multi packaged units system for building-use. Also shown are comparisons of heat exclusion rate and primary energy consumption between simulation results and actual data.

はじめに

本報では、前報[1)]で概要を述べた“省エネルギー型大温度差水蓄熱･FCU－水･空気式空調システム（以下、FCU 方式)”と“ビル用マルチ方式パッケージ空調システム(以下、PAC 方式)”の省エネ性の比較を行う。対象参照建物は、FCU 方式を採用し、十分な検証がなされている名大 CKK ビル[3)]とする。比較は、名大 CKK ビルにおいて、設計段階から検討ツールとして用いられている LCEM ツールによる消費エネルギーについて行う。

１．対象参照建物・システム[4)]

1.1　建物概要

建物名称：名古屋大学研究所共同館
延床面積：7,046 ㎡
階数　　：8 階
建物種別：研究実験棟
用途構成割合：50%［教官室・院生室］17%［実験室］
竣工　　：2013 年 2 月

1.2 設備概要（中央熱源の一般系統のみを対象とする）

一般系統熱源：温度成層蓄熱槽 250m^3
　　井水熱源高効率 HP100RT
一般系統空調：大温度差確保 FCU+エコ外気導入

設計図による主要機器を表-1 に示す。FCU は 148 台、設計能力の合計は冷房能力 504.6kW、暖房能力 205.0kW である。実モデルに合わせて加湿装置は設けられていない。システム概念図については前報[1)]を参照されたい。

1.3 比較システム

比較システムである PAC 方式の機器については、中央熱源方式の負荷側である FCU を同等の PAC 室内機と置き換えて選定し、階・方位により、系統分けした。屋外機は、２～８階東西にある屋外機置場に設置できるものとして選定した。屋外機は 16 台、定格能力の合計は、冷房能力 650.7kW、暖房能力 727.5kW、屋内機は 141 台、定格能力の合計は冷房能力 658.7kW、暖房能力 738.7kW となった。

２．計算モデル

2.1　LCEM ツールモデル

LCEM ツールに用いるモデルは、FCU 方式については既報[6)]で検討されたモデルを用いる。このモデルは、名大 CKK ビルで計測されているデータとの検証を行うことで、特性式などを決定しているモデルである。ここで、実建物における既報[7)]の検証より、水熱源ヒートポンプチラーは部分負荷効率や蓄熱運転時間の影響により蓄熱時熱源負荷率 75%が最も電力消費量が小さくなる為、その負荷率を採用している。

PAC 方式モデルについては、1.3 節で示した考え方で選定した機器について、LCEM ツールに標準で提供される機器データを用いて組み合わせたものとする。

2.2　熱負荷設定

名大 CKK ビルで取得できる負荷熱量は、２次側ヘッダー

表－1　大温度差 FCU 方式の主要機器表[5)]

機器	機器名称	定格能力仕様			台数
R-1	水熱源 HP チラー	冷却出力			1
		冷却能力	kW	348.5	
		消費電力	kW	56.4	
		冷水入口	℃	16	
		冷水出口	℃	6	
		冷水水量	L/min	500	
		温水出力			
		加熱能力	kW	403.1	
		消費電力	kW	65.4	
		温水入口	℃	31	
		温水出口	℃	41	
		温水流量	L/min	580	
PC-1 PH-1	冷温水一次ポンプ	流量	L/min	730	2
		動力	kW	3.1	
		変流量制御			
		利用温度差	℃	8	
PCH-1-1	放熱一次ポンプ	流量	L/min	640	2
		動力	kW	3.7	
		変流量制御			
PCH-2-1 ~6	放熱二次ポンプ	流量	L/min	140	6
		動力	kW	2.2	
		変流量制御			
	蓄熱槽	蓄熱槽容量	m^3	113.4	2

での往水・還水温度と流量による熱量となっている。本検討における比較では、FCU 方式における FCU、PAC 方式における屋内機での負荷が必要となる。本研究では第 3 報（BEST 論文シリーズに含まれるもの）[2] において BEST プログラムでの比較を行うので、BEST による熱負荷計算結果を用いた。計算対象期間については、計画段階での冷房期間である 6～9 月と、暖房期間である 12～3 月とした。気象データについては BEST にて提供される 2000 年の名古屋の標準気象データとした。

ここで負荷計算の入力条件に関しては、対象建物の設計時に用いられた HASP/TES での負荷計算の入力値を参照として行った。表 2, 表 3 に示すように、負荷レベルでは BEST 結果は HASP 結果に比して夏に小さく冬に大きい。また HASP 負荷計算結果は実測熱量に似ている（当初これらが近似するように稼働率を設定したから当然の結果である)。然し実測熱量はシミュレーション結果の処理熱量と対比すべきで有り、負荷計算値即ちシミュレーションへの入力値とは、未処理或いは過剰処理負荷が発生するために異なる値になる筈である。

そこでこれらの相互関連と負荷の実態を推量しつつ、シミュレーション結果が実測処理熱量に近い値を示し、それが実態として妥当であろうと思われる数字として入力負荷を決めたのが表 2、表 3 の太枠の BEST の値である。冬期の稼働率 50%より 80%にしたほうが良く合うのであるが、幾ら論文提出時期で有るからと言っても夏 30%との差が大きすぎて説明し難いとしてこの値を採用した。

また、外気負荷については、実建物においてアースチューブ・エコシャフトを採用していることから、必要外気量による外気負荷を交換効率 50%の全熱交換器で処理しているものとして負荷計算を行い、室内装置負荷に組み込んでいる。

表－2　夏期熱負荷計算結果[GJ]

稼働率	HASP 15%	BEST 15%	BEST 30%	実測 処理熱量
6 月	14.4	10.2	30.2	29.8
7 月	90.3	69.5	91.7	86.4
8 月	130.4	96.9	97.7	104.8
9 月	49.7	29.2	48.4	60.0
計	284.7	205.8	267.8	281.0

表－3　冬期熱負荷計算結果[GJ]

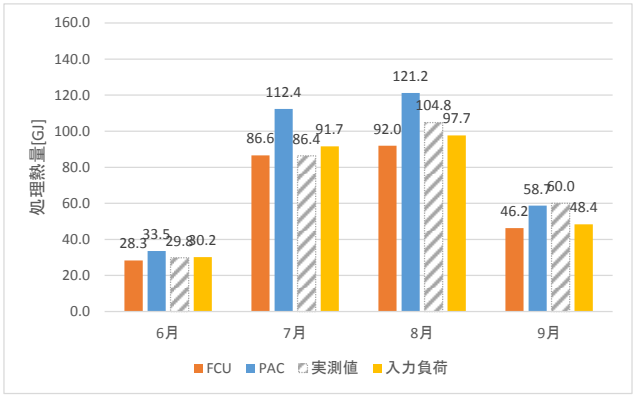
稼働率	HASP 80%	BEST 80%	BEST 50%	実測 処理熱量
12 月	38.1	48.0	55.6	31.7
1 月	57.4	53.9	69.1	56.1
2 月	43.2	81.3	100.3	56.9
3 月	35.4	53.5	54.4	28.0
計	174.1	236.7	279.5	172.7

3．シミュレーション結果

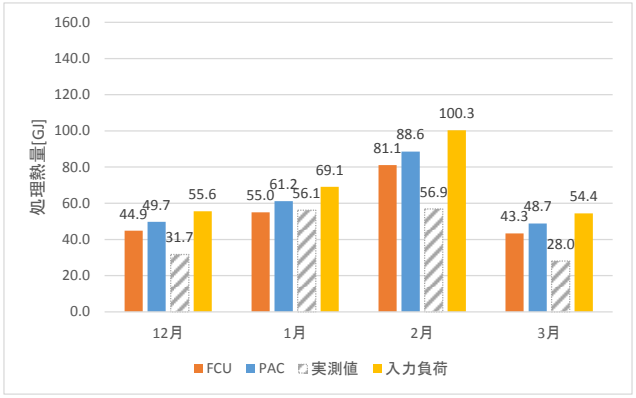
3.1　処理熱量

先ず、各方式での LCEM ツールの処理熱量を確認する。図－1 に夏期、図－2 に冬期の各方式での計算処理熱量と実測処理熱量および入力負荷を示す。夏期の場合、入力負荷 267.8[GJ]に対して、FCU 方式処理熱量 253.1[GJ]（94.5%）、PAC 方式処理熱量 325.8[GJ]（121.7%）となり、FCU 方式が入力よりも小さく、PAC 方式は入力より大きくなった。冬期の場合、入力負荷 279.5[GJ]に対して、FCU 方式処理熱量 224.3[GJ]（80.3%）、PAC 方式処理熱量 248.2[GJ]（88.8%）となり、FCU 方式、PAC 方式共に入力よりも小さい結果となった。

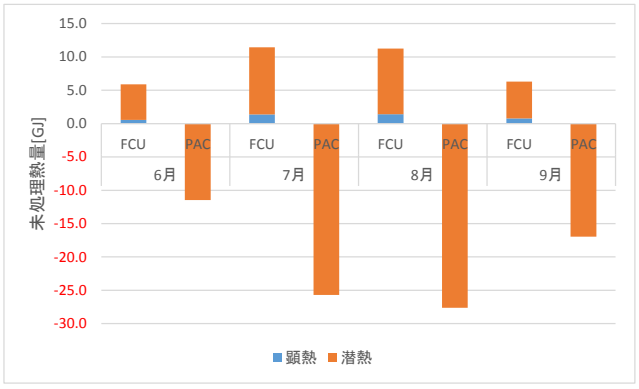
夏期について、図－3 に LCEM ツールで算出される未処理熱量を示す。顕熱に関しては、FCU 方式、PAC 方式共に処理できており、室温制御が正常に動作している事が確認



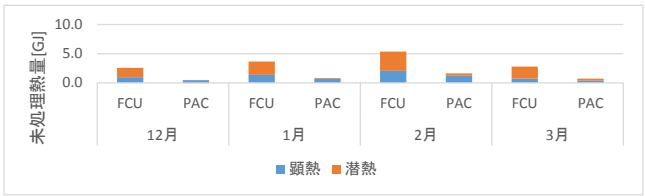
図－1　各方式処理熱量（夏期）



図－2　各方式処理熱量（冬期）



図－3　未処理熱量（夏期）



図－4　未処理熱量（冬期）

できる。潜熱に関しては、大温度差水コイルの FCU 方式においては湿度が取りきれず、DX コイルの PAC 方式では、取りすぎている結果となった。PAC 方式における過除湿は実際でも起こりうるものであり、その結果が処理熱量としては入力よりも大きくなった結果の要因と考えられる。

冬期について、図−4 に LCEM ツールで算出される未処理熱量を示す。顕熱に関しては、夏期と同様に FCU 方式、PAC 方式共に処理できており、室温制御が正常に動作していることが確認できる。潜熱に関しては、外気負荷を前述の通りに、必要外気量の 50%分の負荷を室内装置負荷として入力している。両方式の LCEM ツールデータにおいて、参照実システムと同様に加湿制御は設定していないが、潜熱負荷が大きくないこともあり、未処理熱量は小さくなっている。

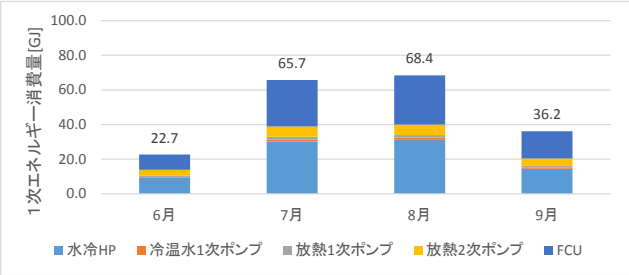
図−1、2 において、実測値と計算値の違いがある月は、計算用気象データと実測値の違いが大きかった。また、2、3 月については、対象建物が大学施設であって、学生は春期休暇であることも実測値との差異が生じた要因と言える。

以上のように、負荷計算結果と実測及びシミュレーション結果の処理熱量とを較べて入力負荷を設定したが、上述の潜熱負荷処理の差、負荷計算では一定とされる室温湿度が、エネルギーシミュレーションの処理熱量をシステム特性の入ったコイル計算に基づいて変動するなどの要因で、実測負荷と処理熱量の計算結果の値がかけ離れることがある。しかし、要因を推定できる差異を考慮すれば、表−2、3 で設定した稼働率は妥当であったと言える。

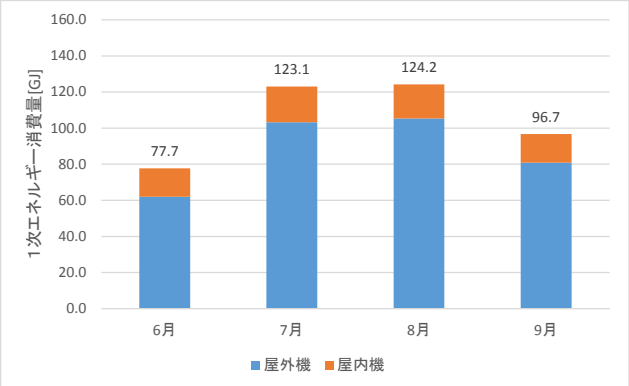
3.2　一次エネルギー消費量

各方式の夏期の一次エネルギー消費量について比較を行う。図−5 に FCU 方式、図−6 に PAC 方式の夏期のエネルギー消費量を示す。図の結果より、PAC 方式（421.7GJ）に比べ、FCU 方式（192.9GJ）のエネルギー消費量が小さくなっていることがわかる。各項目に注目すると、FCU 方式の FCU と PAC 方式の屋内機でのエネルギー消費量は、FCU 方式の消費エネルギーがわずかに大きいが、それは FCU 方式では H 速度の定格風量一定となっているに対して、PAC 屋内機では負荷に応じて要求風量を変更するアルゴリズムとなっている為、その差が表れたものと考えられるが、その差は小さい。一方、PAC 屋外機に比べて、FCU 方式の水冷 HP の消費エネルギーが小さくなっている事がわかる。これは PAC 方式では、1.3 節で示したように、建物全体に対して、屋外機が 16 台設置されており、各系統で少ない負荷要求であったとしても、接続されている系統での屋内機の運転がある場合には、屋外機は低負荷での非常に効率の悪い運転をしなければならないことに対して、FCU 方式では、建物全体で必要な要求熱量を生成するだけでよいためである。更に大温度差の蓄熱槽を有効に利用することで、建物全体の位置的な均一化に加えて、時間的な偏りを解消しつつ、熱源を負荷変動に影響されない高効率な状態での運転を行うことができていることがわかる。これらのことから、FCU 方式と PAC 方式のエネルギー消費量に大きな差が表れたものと考えられる。また、処理負荷が異なっていることから、システム COP を比べると、FCU 方式 1.31、PAC 方式 0.77 となり、FCU 方式の優位性が確認できる。

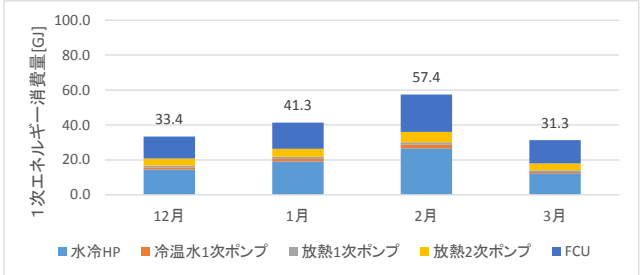
続いて、図−7 に FCU 方式、図−8 に PAC 方式の冬期の一次エネルギー消費量を示す。冬期においても全体では、PAC 方式（505.7GJ）に比べて、FCU 方式（163.3GJ）のエネルギー消費量が小さくなっている。また、FCU 方式の FCU と PAC 方式の屋内機のエネルギー消費量は FCU 方式がわずかに大きく、屋外機に比べ、FCU 方式の水冷 HP の消費エネルギーが小さくなっている事がわかる。冬期についても、夏期と同等な結果が得られており、FCU 方式が効率よい運転が可能であることがわかる。夏期と同様にシス



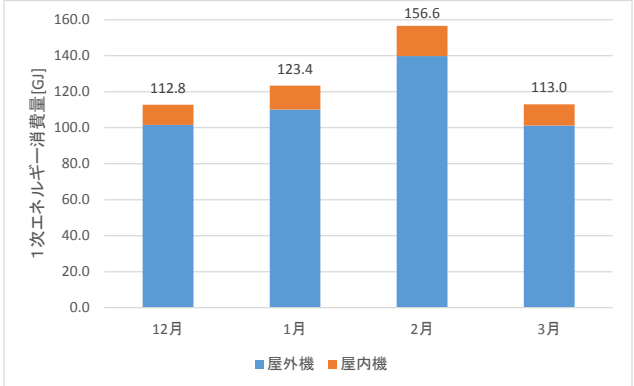
図−5　大温度差 FCU 方式エネルギー消費量（夏期）



図−6　ビル用マルチ方式エネルギー消費量（夏期）



図−7　大温度差 FCU 方式エネルギー消費量（冬期）



図−8　ビル用マルチ方式エネルギー消費量（冬期）

テム COP を比べると、FCU 方式 1.37、PAC 方式 0.49 となり、FCU 方式の優位性が確認できる。なお、FCU の計算結果は前報図 8 の実測値に近い傾向を示している。終盤での熱源の差異は、前報でも記載した実システムの井水系トラブルにより熱源 COP が低下している為であるが、放熱ポンプに関しては、実測値に近似していることがわかる。

また、図−9 に LCEM ツールの計算による夏期、冬期における機器負荷率と COP の関係を示す。図より、FCU 方式の水冷 HP では運転する場合に殆どが、設定した負荷率 0.75 での高効率運転を行っているのに対して、PAC 方式では、入力した機器の設定値の違いに加えて、負荷率が 0.5 以下での運転が多く、COP の小さい範囲での運転が行われていることが確認でき、その影響が両方式のシステム COP の差となった事がわかる。

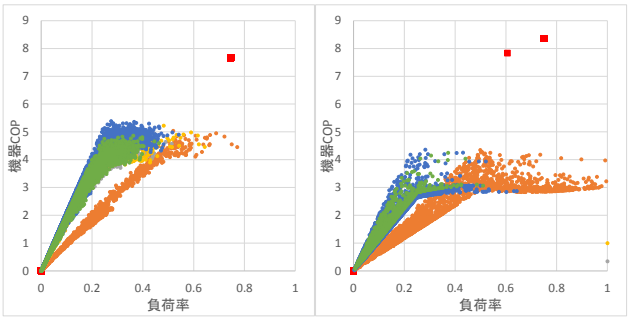


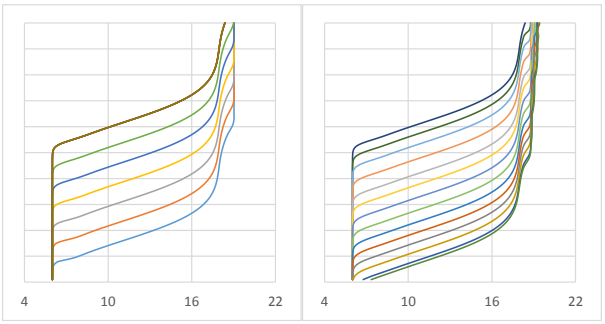
図 - 9　機器 COP

以上で判ったように本参照実システムでは内部負荷稼働率が低く、実負荷が当初想定よりかなり小さかったこと、大温度差コイルであるが為の潜熱除去不足が加わって、機器容量に大幅な余裕が生じている。蓄熱槽に関しても設計温度差の 1.5 倍以上の温度差が取れ、蓄熱槽効率が 160%近くになったこと [8]から大幅な容量超過となった。以下の記述はこの事実を参照する必要が有る。

4．大温度差 FCU 方式の検証

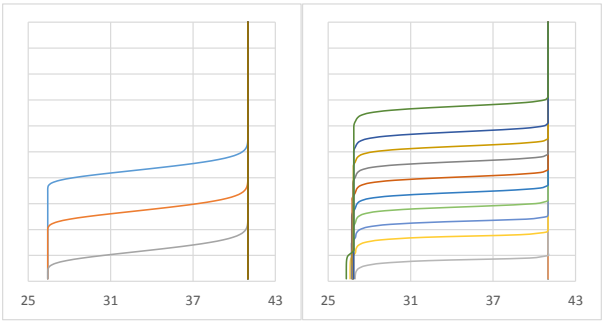
大温度差 FCU 方式の高効率運転について検証する。図−10 に夏期代表日、図−11 に冬期代表日の温度成層型蓄熱槽の温度プロフィルを示す。夏期においては 6~21℃、冬期においては 26~41℃のそれぞれ 15℃差を確保することができている。これは冷温水温度差が大きいことで、同じ熱量を処理する為の水量が小さくなっており、搬送動力が低減されていること、蓄熱槽の容積が同じ場合には、より多くの熱量を蓄えることができること、それに伴い、熱源の高効率での運転を行えることなどが可能となることを示す。

また、図−10 において、変曲点を持つ二段勾配プロフィルが確認できるが、これは計測結果からも確認できた状況であり、始端層側では熱源の比較的大きな流量による完全混合域による温度変化、終端層側では終端層温度と FCU 還水温度との僅かな食い違いで変曲プロフィルを生じ、蓄放熱と共に遷移していくために生じた。より低負荷時点では槽内温度遷移域の熱伝導や周囲壁との熱伝達による温度変化が影響して変曲プロフィルが発生することがある。今回は高蓄熱槽効率の為に蓄熱槽容量に余裕ができ過ぎたこと、温度成層が完璧に近く実現したことなどが影響している。



蓄熱（22~7）　　放熱（8~21）

図−10　夏期代表日（7 月 24 日）の温度プロフィル



蓄熱（22~7）　　放熱（8~21）

図 - 11　冬期代表日（2 月 28 日）の温度プロフィル

おわりに

本報では、“省エネルギー型大温度差水蓄熱･FCU−水･空気式空調システム”と“ビル用マルチ方式パッケージ空調システム”の比較を、LCEM ツールを用いた計算により、以下のことを確認した。

・PAC 方式では、機器を分散して設置することで、低負荷時でも全ての室外機を運転することに対して、FCU 方式では、必要負荷に合わせた熱源運転を行えることから、消費エネルギーを小さくできる。

・蓄熱槽を用いたシステムにおいて、大温度差での運用を行うことで、搬送動力の低減、熱源の高効率運転が行え、更なる消費エネルギーの低減を行える。

・実績とシミュレーションにより、大温度差を保証する水蓄熱式中央熱源＋FCU の水・空気方式が、ビルマルチと同等の個別運転制御性を保証しつつ、優れた省エネルギー特性を有することを立証した。

実測データ、負荷計算データ、LCEM データを提供頂いた名古屋大学および関係者の皆様に謝意を表します。

参 考 文 献

1) 中原・奥宮：省エネルギー型大温度差水蓄熱･FCU−水･空気式空調システムの性能、第 1 報：概要、空気調和・衛生工学会講演論文集、2016.9 予定
2) 中塚ほか：同上、第 3 報、2016.9 予定
3) 中原ほか：大学施設のトータルビルコミッショニングの実践研究、第 1 報～第 19 報、空気調和・衛生工学会講演論文集、2012～2015
4) 中原ほか：同上、第 1 報、2012
5) 鈴木ほか：同上、第 8 報、2013
6) 奥宮ほか：同上、第 17 報、2015
7) 奥宮ほか：同上、第 7 報、2013
8) 中原ほか：同上、第 15 報(蓄熱空調システムの最適制御の大学施設に於ける実践研究、第 1 報)、2014