躯体蓄熱冷房利用における室内湿度の上昇と改善手法の効果

ASCENT OF INDOOR HUMIDITY BY THERMAL STORAGE IN BUILDING MASS FOR COOLING AND THE EFFECT OF COUNTERMEASURES

三浦克弘*, 相楽典泰**
Katsuhiko MIURA and Noriyasu SAGARA

Thermal storage in building mass for cooling, which stores thermal energy in building thermal mass, has been reported to bring changes in indoor thermal environment such as the improvement of radiative environment and the ascent of humidity. The field measurement in a building in Tokyo showed that the tendency of the humidity ascent. Several cases of simulation are conducted to study the effect of the storage hours on the degree of the ascent. The study shows that the more the humidity ascent is, the longer the storage hours are. Countermeasures are necessary to keep good thermal environment and to meet the legal regulation in Japan. The effect of two measures is compared: 1. decrease of the minimum air flow rate of variable air volume system, 2. independent treatment of outdoor air. The former might bring the humidity ascent when the indoor thermal load is small. Control parameters of AHU for outdoor air should be set appropriately for the latter.

Keywords : thermal storage in building mass, indoor humidity, thermal comfort
躯体蓄熱, 室内湿度, 熱的快適性

1. はじめに

近年は地球温暖化問題が盛んに取り上げられている。空調設備の分野もその例外ではなく、消費エネルギーの中で大きな割合を占める電力では発電量の平準化が課題となっている。電力平準化の手法としては水や氷を利用した熱源における蓄熱が用いられる機会が増えてきているが、初期費用や設備スペースが増えるため適用件数が大幅に増えているとは言えない状況である。躯体蓄熱は建築躯体の熱容量を利用して空調負荷の夜間移行を実現するもので、空調立ち上がり時に生じる蓄熱負荷を空調開始前に処理すると共に建築部材に積極的に蓄熱することで昼間の空調負荷を削減する手法である。躯体蓄熱は設備コストを安価に押さえる蓄熱方式として適用件数も増えており、総合建設業や大学を中心として研究が盛んに行われてきた。

躯体蓄熱は建築躯体の熱容量を利用するため顕熱成分の蓄熱を行う。そのため、室空調時の空調機処理熱量顕熱成分を減少させ

ることになり、室内環境にも変化をもたらす。冷房利用時の室内環境の変化としては放射環境の向上¹⁾と共に、室内湿度の上昇²⁾が報告されている。但し、躯体蓄熱冷房利用を行う建物全てで湿度の上昇が報告されているわけではなく、躯体蓄熱による室内湿度の上昇に関する解析は十分に行われていない状態である。

本論文では躯体蓄熱を行う建物で実測を行い室内湿度の違いを把握する。ついで、湿度上昇をもたらす原因を空調システムの空気調和プロセスの観点からシミュレーションを用いて解析を行い、湿度上昇への対応策を検討する。

2. 実建物における室内湿度の比較

2.1 建物と空調方式

表1に実態調査を行った建物（以下ENビル）の概要を示す。建物の竣工は2001年4月である。建物は基準階面積約1,400m²の8階建てのオフィス（一部店舗）で、建築断面と窓の仕様を表2に

表1 ENビル建築概要

建築場所	東京都江東区	建築面積	1,377m ²
竣工	2001年3月	延床面積	10,561m ²
建物用途	事務所・店舗	構造	鉄骨鉄筋コンクリート造
階数	地上8階、塔屋1階	最高高さ	36.2m
敷地面積	2,622m ²	スラブ仕様	デッキプレート部平均スラブ厚120mm、フリーアクセスフロア空間高さ100mm、タイルカーペット厚7mm

表2 建築断面と窓の仕様

部位	材料	厚み(mm)
外壁	タイル	15
	ALC	150
床	デッキプレート(普通コンクリート)	120(平均厚み)
天井	石膏ボード+岩綿吸音板	12
梁	鋼	6~14
	表面吹付け岩綿(両面)	30
窓	エアフローウィンドウ	
	熱線反射ガラス	10
	普通ガラス	10

* 鹿島建設技術研究所 上席研究員・工修
(京都大学大学院工学研究科都市環境工学専攻 博士課程)

** 北九州市立大学国際環境工学部建築デザイン学科
教授・博士(工学)

Chief Research Engineer, Kajima Technical Research Institute, M. Eng.
(Graduate Student, Department of Urban and Environment Engineering, Graduate School of Engineering, Kyoto University)
Prof., Department of Architecture, Faculty of Environmental Engineering, The University of Kitakyushu, Dr. Eng.

表3 ENビル空調設備仕様概要

室外機		単位	空冷形	
馬力			14	8
親/子			親機	子機
冷房能力		kW	40	20
圧縮機電動機出力		kW	1.5+3+6=10.5(3台)	6
圧縮機容量制御			16段階制御	オンオフ制御
ファン定格風量		m ³ /h	18600	9300
ファン電動機出力		kW	0.2+0.2=0.4	0.2
ファン容量制御			16段階制御	オンオフ制御
冷媒			R22	
室内機		単位	ビルトインオールダクト形	
冷房能力		kW	5.6	7.1
定格風量		m ³ /h	急:720, 強:630, 弱:540	急:1140, 強:960, 弱:780
ファン電動機出力		kW	0.05	
台数		台	10	4
氷蓄熱ユニット		単位	直膨形アイスオンコイル形	
最大蓄熱量		MJ	780	
水張量		kg	2569	
IPF		%	68	

示す。基準階の床はデッキプレートを用いたコンクリートで平均スラブ厚120mmである。屋上階を除く基準階の空調設備は、インテリアゾーンには氷蓄熱ビル用マルチ（ピークシフト型）と躯体蓄熱の併用方式を、ペリメーターゾーンは非蓄熱ビル用マルチ方式であった。図1に基準階平面図と空調システムを示す。インテリアゾーンは平面的に2系統に分かれており、No.1系統では12台、No.2系統に8台の室内機が設置されていた。測定を行った7階インテリアシステム空調設備の仕様を表3に示す。空調設備の運転は平日の蓄熱時間帯（22時～翌朝8時）にまずビル用マルチの水蓄熱を行い、3時以降に躯体蓄熱を行っていた。躯体蓄熱方式は室内機の最大風量で天井裏空間内の上階スラブに垂直に空気を吹き付ける空気吹付方式を用いていた。蓄熱時に天井裏空間で空気を循環させるため室内機レタン口は天井裏に設置されており、室空調時には天井板のスリットを通して室内に吹き出した空調空気を天井裏に導いていた。外気は室空調時のみに還気と共に室内機のレタン口に送風機を用いて供給しており、外調機は設置していなかった。ビル用マルチ室内機の制御は躯体蓄熱時には吹出空気温度を12℃で制御し、室空調時には室温センサーを用いて設定値による室温制御を行った。ENビルでは室温設定値と風量の設定には制限は設けられておらず、居住者が任意に設定していた。

2.2 測定項目と測定点

室内温湿度測定用の温度センサーと湿度センサーはビル用マルチの温度センサー近傍の壁面（FL+1.5m）に設置し、空調設備の計装に用いる温度センサーのカバーを取り付けた。温度センサーは熱電対、湿度センサーは抵抗式の高分子型相対湿度計を用いた。図1に示す室内機では吹出空気温度を測定した。外界条件は屋上で直達日射が当たらない外階段の踊り場の下で気温を測定した。測定間隔は5分であった。外気湿度は東京管区気象台の観測値（1時間間隔）を用いた。東京管区気象台は測定を行った建物から約3.9km離れていた。

2.3 解析期間と解析結果

2001年7月から8月にかけて外気温度と室内温湿度の測定を行い、躯体蓄熱の有無により生じる平日の室内湿度環境の違いを比較した。解析対象としたのは期間S（躯体蓄熱平日2時間）は2001

図1 基準階平面図と空調システム

年8月27日（月）～8月31日（金）、期間N（躯体蓄熱なし）は2001年7月30日（月）～8月3日（金）である。図2にそれぞれの測定期間の外気温湿度を示す。東京管区気象台で測定した気温と平年値を比較すると2001年8月の平均気温は26.4℃で平年値27.1℃³⁾に比べて0.7℃低かった。また、測定期間中に屋上で測定した外気温度平均値と東京管区気象台で測定した外気絶対湿度平均値は期間Sは27.3℃と0.0157kg/kg [DA]、期間Nは29.7℃と0.0164kg/kg [DA]で、躯体蓄熱を行わなかった期間Nが期間Sよりも気温、絶対湿度共に高かった。

上述の期間から8月28日（期間S）と8月1日（期間N）を選び外気温湿度と室内温湿度の変動を図3に示す。屋上で測定した外気温度はいずれの日も35℃を超えていた。8月28日では躯体蓄熱を行う朝6時から8時にかけて躯体蓄熱を行ったため室温と室絶対湿度が低下し、躯体蓄熱終了時の室温は24℃であった。躯体蓄熱を行わなかった8月1日は予冷開始となる8時に吹出温度が低下をはじめて室温と室絶対湿度が徐々に低下し9時以降はほぼ一定となった。

図4に室内機No.1からNo.4の4台の室内機の吹出空気温度変化を示す。(a)に示す8月28日（期間S）の温度変化を見ると6時から8時の躯体蓄熱時間は各室内機の吹出温度に変動が見られるが15℃を下回っていた時間がほとんどであった。8時には4台の室内機は室温が低下したため送風状態で予冷運転を始めた。9時前に4台とも冷房を開始するが11時には再度送風状態となり、11時以降15時までは室内機No.2のみが吹出温度を上下させながら冷房を行っていた。一方、(b)の8月1日（期間N）では8時の予冷開始と共に全ての室内機の吹出温度が低下するが9時以降は室内機No.2は送風状態となり、他の3台で15時までは安定した吹出温度で冷房していた。

図5には各解析期間において室空調時間であった9時から22時に5分間隔で測定した温湿度測定値785点を室内温度と室内相対湿度の頻度分布にして示す。期間Sは室内温度が低下し、室内相対湿度が上昇する傾向が見られた。それぞれの期間における室内温湿度の平均値を表4に示す。期間Sの方が期間Nに比べて気温が0.7℃低く、相対湿度が5%高かった。また、絶対湿度は期間S

(a) 期間S (躯体蓄熱あり)

(b) 期間N (躯体蓄熱なし)

図2 外気温湿度の時間変動

(a) 期間S (躯体蓄熱あり)

(b) 期間N (躯体蓄熱なし)

図3 外気温湿度と室内温湿度変化

(a) 期間S (躯体蓄熱あり)

(b) 期間N (躯体蓄熱なし)

図4 室内機吹出空気温度の変動

(a) 期間S (躯体蓄熱あり)

(b) 期間N (躯体蓄熱なし)

図5 室内温湿度頻度分布の比較

表4 室内温湿度と比較

	温度[℃]	相対湿度[%]	絶対湿度 [kg/kg[DA]]
期間S (8/27~8/31)	24.8	60	0.0117
期間N (7/30~8/3)	25.5	55	0.0112

が0.0005kg/kg[DA]高かった。相対湿度は室温の影響を受けるため絶対湿度の違いを26℃に換算すると相対湿度で2.4%の違いとなる。測定結果から躯体蓄熱を行うと室内湿度は上昇する傾向にあると推定されるが、躯体蓄熱を行わない場合との違いはそれほど大きくなかった。

3. 躯体蓄熱がもたらす室内湿度環境の変化の解析

実測結果から躯体蓄熱を行う場合には室内湿度が上昇する傾向にあることが判った。しかし、それぞれの測定期間は外界条件が異なり、内部発熱も全く同じではないと思われる。また、実測した建物では躯体蓄熱時間は平日2時間であり、躯体蓄熱時間が室内湿度上昇に与える影響は評価できなかった。以下では建物熱収支と水分収支をモデル化したシミュレーションを用いて躯体蓄熱の有無による室内湿度の変化を解析する。

3.1 シミュレーション手法

躯体蓄熱のシミュレーションに求められる再現性として、以下のものが上げられる⁴⁾。

- (1) 梁を隔てた天井裏の温度分布を適切に再現できること
- (2) 天井裏の上下温度分布を再現できること。

本論文では空間内を「ブロック」と呼ばれる小空間に分割して、①ブロックと壁体間の対流熱伝達、②壁体表面における放射熱伝達、③ブロック間の熱、水分と空気移動、④壁体内の熱伝導を考慮した温度と湿度の非定常計算を行い、各ブロックで熱量収支、水分収支と風量収支を求める⁵⁾。壁体の蓄熱量と熱伝導による熱流は前進差分(時間刻み2分)を用いた1次元非定常熱伝導計算により評価し、接するブロックとの対流熱伝達を計算する。ブロック間の境界では熱移動係数⁵⁾による熱移動と空調気流による空気の移動が生じるものとする。水平方向のブロック境界における熱移動は境界を単純開口とみなして、温度差換気に対応する移動熱量を計算する。また、ブロック間の水分移動量は空気移動に伴う水分移動と共に、熱移動に相似な水分移動をルイスの関係に基づき考慮する。

空調時の室内湿度変動は建物の熱・湿気同時移動と家具・什器の潜熱容量の影響を受ける。室内における熱水分同時移動を考慮した熱負荷計算は吉田⁶⁾、谷本⁷⁾等が行っている。坂本⁸⁾は事務所において熱湿気同時移動と共に空調設備の冷却除湿コイルの特性も考慮した計算では、室内の吸放湿性の効果よりも外気と内部発湿の方が室内温湿度への影響が大きいため、室内の吸放湿性を考慮すると空調停止時の湿度には影響があるが熱負荷に与える影響は小さいと報告しており、空調時の室温に大きな違いが生じない結果を示している。本論文では室内における吸放湿に富んだ材料が少なく、湿度に及ぼす影響が小さい場合を想定して、室内の蓄湿要素は室容積に相当する空気のみを考慮する。但し、内装

図6 シミュレーション対象空間のモデル化

表5 対流熱伝達率[W/m²℃]

垂直面(室内壁面、梁、窓面など)	4.7	
水平面	4.7	上向き熱流
(室内床面や天井版上面・下面など)	2.3	下向き熱流
躯体蓄熱時に空気を吹き付ける天井裏スラブ下面		
躯体蓄熱時間帯	9.3	
その他の時間帯	4.7	上向き熱流
	2.3	下向き熱流

や家具等の吸放湿材が多い場合には蓄熱時の放湿と空調時の吸湿が室温に与える影響も大きくなると考えられるため、このような状態での躯体蓄熱により生じる室温変化は今後に取り扱うべき課題とする。

3.2 建物のモデル化

シミュレーションの対象空間はENビルの基準階の西面の大梁に囲まれる1スパン(床面積:92.2㎡、6.4m×14.4m)とする(図1)。図6にモデル化された対象空間の断面図を示す。天井裏では、躯体蓄熱時に空気を吹き付けるとスラブ近傍の空気温度が低下し、吸込口に向かって温度が上昇することになる。躯体蓄熱時には天井内に上下温度分布ができるため⁹⁾、この温度分布を再現するために天井裏は水平方向には4つの小梁で5分割、上下方向には3分割を行い計15個のブロックに分ける。シミュレーションではブロックの境界となる小梁、天井とOA床は蓄熱量を持つ壁体として扱い、天井裏の15個のブロックに室内として1ブロック、OAフロアとして1ブロックを加えて合計17個のブロックに分割している。ブロック内の温度、および各壁面毎の表面温度は一律とする。建築仕様は表2に従いモデル化を行う。スラブは実際の建物に用いている捨て型枠デッキプレートスラブと熱容量が等しい厚さ120mmのコンクリートスラブとする。天井裏外壁の断熱性能は大梁の吹付岩綿(厚み:45mm)とする。シミュレーションに用いた各種の対流熱伝達率を表5に示す。躯体蓄熱時には空気を吹き付ける天井裏(⑦及び⑬ブロック)スラブ下面全体の対流熱伝達率が9.3W/㎡とする¹⁰⁾。天井裏と室内との熱移動は①天井板による熱伝導、②空調時における室から天井裏へのレタン空気と③レタンスリットを介した空気の移動により行われるとする。天井板に

開いているレタン用のスリットを介した空気の移動は参考文献11より天井裏容積を基準とした換気回数1回(49.2m³/h)を与える。

計算対象空間の上階と下階の建築仕様と使用状態は対象空間と同じとする。室内の蓄熱要素である家具や書類なども壁体として、参考文献12に従い、家具は鋼、書類は紙として床面積当たりの重量を想定する。

3.3 空調機のモデル化

断面内には空調機が3台設置されており、空調機Aは、図6中②ブロックに設置され、室内とダクトで接続され空調時間帯のみ運転する。空調機BとCは⑤、⑪ブロックに設置され、躯体蓄熱時の冷風はそれぞれ隣の⑦、⑬ブロックへダクトで供給する。還気は天井裏で⑤、⑪ブロックへ戻る。昼間はダンパを切り替えてダクトで室内へ冷風を供給する。室内へ供給された冷風は天井板スリットをとおり空調機B及びCへ戻る。吹出空気状態は乾きコイルと湿りコイルを分離したコイルモデル¹³⁾を用いて計算を行う。吹出空気相対湿度は参考文献14を参考にして90%～95%の中間値である93%まで除湿されるとする。冷水温度は5℃として、コイル水量により必要に応じて吹出空気温度を制御する。

吹出風量は躯体蓄熱時は空調機B及び空調機Cの2台分の最大風量である2400m³/hの定風量制御、空調時は空調機A、B、Cの3台を用いた変風量制御とする。シミュレーションで用いる変風量制御は風量制御範囲では吹出温度一定制御であるが、最小風量時には室温を調整するために吹出温度設定値を上昇させる吹出温度リセット制御を行う。外気量に相当する排気は吸込口が設置されているブロックで行う。

本計算に用いる室空調時の空調機の制御は、室温と室温設定値との偏差に応じてPI制御で風量と吹出温度を変える方法を採用している。そのため、本ケースのように空調機的能力が熱負荷に対して十分に余裕がある場合に1台の空調機が多くの熱負荷を処理すると他の2台はほとんど熱負荷を処理しない傾向が生じ、制御パラメータの違いによって各空調機処理熱量にばらつきが生じることが予備計算で分かった。そこで現象を単純化するために、躯体蓄熱時には空調機BとCを1台の空調機、室空調時には空調機A、B、Cの3台の空調機を1台の空調機と取り扱い、運転される空調機で吹出温度が同じになるようにする。吹出温度の計算には空調機A、B、Cの合計と同等の性能を持つ一台の空調機を使用し、冷却コイルの伝熱面積とコイル前面積は躯体蓄熱時、室空調時にかかわらず表6に示す値を用いる。

3.4 計算条件

3.4.1 気象条件と計算期間

気象条件は空気調和・衛生工学会の東京における標準年気象データを使用する。計算は5月から行い外気温湿度が高い8月を解析対象とする。標準年気象データの8月における平均温度は26.5℃、絶対湿度0.0154kg/kg[DA]である。

3.4.2 室使用条件と空調機運転時間

室の使用状態を再現するため、週末と祝日は室を使用せず、平日のみに室が使用されるとする。内部発熱は照明発熱22W/m²(9時～22時:100%)、内部発熱22W/m²(9時～18時:100%、18時～22時:33%)、人体発熱:0.1人/m²を与える(表7)。これら内部発熱中で人体発熱のみが潜熱成分(64W/人)¹⁴⁾を含み、他は顕熱

表6 シミュレーションに用いたコイルの仕様

	コイル伝熱面積 [m ²]	コイル前面積 [m ²]	最大水量 [l/min]
ケース0～ケース3	57.9	0.4	82.3
ケース1C～ケース1L	同上	同上	同上
ケース1S12 室内空調機	同上	同上	同上
ケース1S26 外調機	11.0	0.06	24.4

表7 室使用状況

項目	最大値	時刻												
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	
人体発熱	0.1人/m ²	0%				100%				33%				0%
照明発熱	22W/m ²	0%				100%								0%
機器発熱	22W/m ²	0%				100%				33%				0%
隙間風	0.1回/h	100%												

表8 空調機運転スケジュール

空調機	時刻											
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
A	OFF				室温制御 最大風量 1200m ³ /h(200m ³ /h)							OFF
B,C	OFF	躯体蓄熱 (～8時まで)			室温制御 最大風量 1200m ³ /h(180m ³ /h)							OFF

※①内の風量は外気量を示す

表9 空調機運転スケジュール

	躯体蓄熱時間	室空調時間
ケース0	なし	平日8時～22時
ケース1	平日6時～8時	同上
ケース2	平日4時～8時	同上
ケース3	平日2時～8時	同上

成分のみである。

3.4.3 空調機の制御と運転時間

躯体蓄熱時と室空調時の吹出空気温度設定値は12℃とする。コイル能力を超える場合には吹出温度が上昇するものとする。室空調時には室(ブロック⑩)温度設定値を26℃とする。躯体蓄熱はインテリア空調機のみで平日6時～8時に行い、室空調はインテリア空調機とペリメータ空調機共に8時～22時に行う(表8)。

3.5 躯体蓄熱時間による室内環境の比較

3.5.1 シミュレーション条件

異なる躯体蓄熱時間により生じる室内温湿度の違いを比較するため表9に示す4ケースのシミュレーションを行う。室内機の吹出風量は躯体蓄熱時に空調機Bと空調機Cを用いて各々1200m³/h(計2400m³/h)室使用時には、空調機A、B、Cのすべてを用いて各々の最大風量1200m³/h(計3600m³/h)とする。なお、室使用時の変風量制御の最小風量は表3より最大風量の68%(計2448m³/h)とする。

3.5.2 外界温湿度と室内温湿度

各ケースで室使用時である平日9時～22時の毎正時における室内温湿度(ブロック⑩の温湿度)を用いて平均値を算出し、表10に示す。躯体蓄熱時間が長くなるにつれて室内湿度は上昇してケース0とケース3では4%の違いがあるが、室内温度はほとんど違いがない。以下ではシミュレーションの代表日として標準年の8月7日(月)を取り上げ解析を行う。図7には8月5日(土)から8月7日(月)にかけての外気温湿度の時間変化を示す。週末である8月5日(土)と8月6日(日)は気温が30℃を超える真夏日であるが8月7日は最高気温が28.9℃とそれほど高くはなく、室使用時の

表10 8月の空調時間室内温湿度の比較

	室内温度 [°C]			室内相対湿度 [%]		
	最大値	最小値	平均値	最大値	最小値	平均値
ケース0	26.0	25.8	26.0	79	54	69
ケース1	26.0	25.8	26.0	80	54	71
ケース2	26.1	25.8	26.0	81	54	72
ケース3	26.1	25.9	26.0	82	54	73

図7 標準年東京の8月5日～8月7日の外気温湿度

図8 室内温湿度の時間変動

図9 空気調和プロセスの状態変化 (8月7日 (月) 9時)

外気絶対湿度は0.0161kg/kg [DA]～0.0182kg/kg [DA]である。この外気湿度は室設定温度である26℃の相対湿度に換算すると76%～86%に相当する。図8には8月7日の室内温湿度の変化を示す。室使用時の空調機風量合計値は2448m³/hで変風量制御の最小値である。天井裏と室内の空気の移動を考慮しているため、躯体蓄熱時に室温を室内湿度が低下している。室の使用を開始する9時に室内温度は室温はほぼ設定温度である26℃になっているのに対して、相対湿度は躯体蓄熱時間により異なり、躯体蓄熱を行わないケース0では65%、6時間の蓄熱を行うケース3では78%と相対湿度で13%の違いがある。9時以降の室内湿度の変化を見ると17時迄ケース0は徐々に上昇しているが、ケース1はほとんど変わらずケース2とケース3は徐々に低下している。18時以降には室内湿度に大きな違いは生じていない。本論文では室の蓄湿要素を考慮しておらず実際の建物では建物や家具・什器が持つ吸放湿特性の影響により湿度変動は小さくなると考えられる¹⁵⁾が、代表日の解析により躯体蓄熱時間の長短により室内湿度に大きな違いが生じる時間があることが判る。

表11には、9時におけるケース0～ケース3の空調機における空気調和プロセス温湿度変化を示す。点Oは外気、点RMは室、点RTは天井裏の還気、点Mは空調機入口、点Sは空調機出口を示す。各ケースの点Sを比較すると躯体蓄熱時間が長い程、吹出空気温度が高く吹出空気湿度が上昇している。コイルモデルの特性上、吹出空気(点S)の相対湿度は93%迄しか低下しないので、吹出温度の上昇に伴ない吹出空気絶対湿度は上昇するためである。また、各ケースの点RTから点Mを経て点Sに至る変化を見ると点Mの絶対湿度は外気の影響を受けて点RTよりも上昇している。シミュレーションにおける空気調和プロセスで絶対湿度を上げる要因としては、①室内発湿(点Sから点RM)と②外気取り入れ(点RTから点M)の2つがあるが、②の方が①よりも大きくなっている。図9にはケース0とケース3の空気調和プロセスを湿り空気線図上に示す。室内発熱がいずれのケースも同じであるため、点Sから点RMに至る直線の勾配は同じである。躯体蓄熱を行わないケース0では吹出空気(点S)の温度が19.8℃であるため点Sの絶対湿度が0.0135kg/kg [DA]と低く、室内温度(点RM)が低くなっている。一方、躯体蓄熱を平日に6時間行うケース3では吹出空気(点S)の温度が22.9℃と高く絶対湿度が0.0163kg/kg [DA]と高い。そのために室内空気(点RM)の絶対湿度が高くなる。

3.5.3 空調機処理熱量の比較

図10には、躯体蓄熱時間の長短差がもたらす空調機処理熱量の8月における積算値の違いを比較して示す。ここに示す熱量は、空調機出口空気状態(点S)と入口空気状態(点M)から顕熱と潜熱に分けて算出したもので、冷却が負値である。躯体蓄熱時間が長くなれば、全日の処理熱量そのものは増加し、ケース1に比べてケース3では4.3%増加している。一方で、室空調時の潜熱処理

表11 空気調和プロセスの状態変化 (8月7日 (月) 9時)

	吹出空気(S)		入口空気(M)		還気(RT)		室(RM)		外気(O)	
	温度[°C]	絶対湿度[kg/kg[DA]]	温度[°C]	絶対湿度[kg/kg[DA]]	温度[°C]	絶対湿度[kg/kg[DA]]	温度[°C]	絶対湿度[kg/kg[DA]]	温度[°C]	絶対湿度[kg/kg[DA]]
ケース0	19.8	0.0135	26.4	0.0145	27.1	0.0137	25.9	0.0137	24.1	0.0174
ケース1	21.1	0.0146	25.9	0.0155	26.5	0.0149	26.0	0.0149	24.1	0.0174
ケース2	22.0	0.0155	25.6	0.0162	26.1	0.0158	26.0	0.0158	24.1	0.0174
ケース3	22.9	0.0163	25.4	0.0167	25.8	0.0166	26.0	0.0166	24.1	0.0174

図10 空調機処理熱量の比較

熱量は減少している。これは前項で述べた様に躯体蓄熱時間が長くなると吹出温度が上昇して除湿ができなくなるためである。

4. 室内湿度上昇の原因と対策

4.1 室内湿度上昇の原因についての考察

前節で行ったシミュレーションにより、躯体蓄熱時間が長くなると室使用時に吹出温度が上昇して空調機処理熱量潜熱成分が減少するため、結果として室内湿度が上昇すると考えられる。躯体蓄熱は熱源における蓄熱と異なり、室内温熱環境を制御する空調機を用いて建築躯体に蓄熱を行う点に特徴がある。空気吹付方式の躯体蓄熱は主として天井裏で上階床スラブと天井内の梁に蓄熱を行なうが、本論文のシミュレーション結果にも現れている様に躯体蓄熱時間に室温が低下するため、室内に空調機処理熱量の30%程度が移動すると言われている¹⁶⁾。シミュレーションでは建物や家具・什器の吸放湿量は小さいとして、その特性を考慮していない。そのため、室内へ移動した熱量は家具や間仕切壁等の温度変化として蓄熱され、室使用時に室顕熱負荷の削減にのみ寄与し室潜熱負荷の削減は行なわれない。一方、空調システムの吹出温度は設定室温との偏差に応じて制御される室顕熱負荷に応じて吹出温度が決まる。従って躯体蓄熱を行なうと吹出温度が上昇して除湿が十分にできなくなり、室内湿度が上昇することになる。また、シミュレーションで用いている変風量制御では風量が制御範囲にあれば吹出温度は一定だが、最小風量時の吹出温度リセット制御により吹出温度が上昇する場合に導入外気の除湿がしばらく、室湿度の上昇につながる。

4.2 対策と課題

前章の解析により、躯体蓄熱時の湿度上昇の原因は室使用時の顕熱負荷減少に伴う吹出温度の上昇であることが明らかになった。ASHRAE Standard 55-2004¹⁷⁾では室内絶対湿度条件の推奨値として0.012kg/kg [DA]としている。気温26℃では相対湿度57%に相当するため、室内の熱的快適性を維持するには湿度の調整が必要になると考えられる。また、躯体蓄熱時間を長くすると「建築物における衛生的環境の確保に関する法律」の相対湿度の上限である70%を超える可能性があるため対策が必要だと考えられる。

空調設備を用いた対策としては以下の3つが考えられる。

(1) 空気調和プロセスで除湿再熱処理を行なう

この方式はクリーンルーム等の恒温空間に用いられる。運転実績もあり確実に室内湿度の調整を行なうことができる。

(2) 変風量方式の最小風量設定を下げる

代表日のシミュレーション結果では一日を通して変風量方式の最小風量設定値となっており、吹出温度はリセット制御により設定値から上昇していた。最小風量設定値を小さくすれば、吹出温度が上昇する頻度は減少すると思われる。

(3) 外気を独立して処理する

代表日のシミュレーション結果では外気を混合するために上昇する空調機入口空気の水分を除去できなくなる場合が見られた。従って外調機を用いて外気の除湿処理を確実に行なえば、室内湿度はそれ程上昇しないと思われる。

上述の(1)は実績が多く、効果も確認されている。本論文では(2)と(3)の効果と課題を検討する。

4.2.1 変風量方式の最小風量設定を下げる場合の効果

吹出風量の違いによる室内湿度の変化を調べるため平日に2時間躯体蓄熱を行うケース1(最小風量:2448m³/h)と、風量一定(風量3600m³/h:ケース1C)とした場合、最小風量1440m³/h(最大風量の40%:ケース1L)とした場合の8月における室内湿度の平均値、最大値及び最小値を表12に示す。外気は定風量を空調機レタン口に供給している。室内温度は設定室温である26℃にほぼ制御されているが、室内湿度はケース1Cで平均74%、ケース1Lで平均62%と12%の違いがある。8月7日におけるケース1Cとケース1L及びケース1の室内温湿度を比較して図11に示す。室内温度は室空調を開始する8時以外はほとんど同じである。8時の温度が異なるのは空調開始時の風量と吹出温度が各ケースで異なるためである。一方、室内湿度は0時から6時迄の非空調時間と6時から8時の蓄熱時間はほとんど変わらないが、室使用時間は大きく異なる。最小風量設定値を下げたケース1Lでは17時迄は60%を下回っている一方で、ケース1Cでは80%近い。但し、ケース1Lでも内部発熱が減少する18時以降は湿度が徐々に上昇し19時以降は70%を越えている。従って内部発熱が小さくなると最小風量設定値を小さくしても、室内湿度は上昇する。

図12には、ケース1、ケース1L、ケース1Cの空調機処理熱量の8月積算値を示す。いずれのケースも躯体蓄熱は平日に2時間行なっているため、躯体蓄熱時の処理熱量はほとんど変わらない。一方で室使用時には最小風量設定値を下げる程、潜熱負荷が増えていることが判る。

4.2.2 外気を独立して処理する場合の効果

外調機を設けて外気を独立して処理し、直接に室に給気する場合の8月空調時間における平均値を表13に示す。外調機は定風量560m³/h、空調機の最大風量は3040m³/hとして室への空調機給気風量最大値は変えていない。外調機は吹出温度制御を行い、吹出温度を空調機と同じ12℃とした場合をケース1S12、吹出温度を室温設定値と同じ26℃とした場合をケース1S26と示している。表よりケース1S12は湿度が52%~57%の範囲となっており空調時間帯の湿度に大きな変化はないが、ケース1S26では54%~81%と変化に幅があることがわかる。図13には8月7日の室内温湿度時

表12 最小風量変更時の空調時室内温湿度(標準年東京8月)

	室内温度 [°C]			室内相対湿度 [%]		
	最大値	最小値	平均値	最大値	最小値	平均値
ケース1C	26.0	25.9	26.0	84	54	74
ケース1	26.0	25.8	26.0	80	54	71
ケース1L	26.1	25.7	26.0	73	54	62

表13 外気処理独立時の空調時室内温湿度(標準年東京8月)

	室内温度 [°C]			室内相対湿度 [%]		
	最大値	最小値	平均値	最大値	最小値	平均値
ケース1	26.0	25.8	26.0	80	54	71
ケース1S26	26.1	25.8	26.0	81	54	70
ケース1S12	26.0	25.8	26.0	57	52	56

図11 最小風量変更時の室内温湿度時間変動

図13 外気処理独立時の室内温湿度時間変動

※グラフ中の文字Lは潜熱成分、Sは顕熱成分を表す

図12 最小風量変更時の空調機処理熱量の比較

※グラフ中の文字Lは潜熱成分、Sは顕熱成分を表す

図14 外気処理独立時の空調機処理熱量の比較

間変化を示す。0時から6時にはいずれのケースでも温湿度の大きな違いはない。外気を取り入れて室空調を始める8時以降は室温に大きな違いはないが、ケース1S12の湿度はケース1とケース1S26に比べて低くなっており、外調機の吹出温度設定値により室内湿度差に大きな差も生じている。18時以降は内部発熱が減少するため、ケース1とケース1S26は室内湿度が上昇している。一方、ケース1S12では発湿源である在室者が減少した後も除湿された外気が室に供給され続けるため、室内湿度が低下している。

図14には8月の空調機処理熱量積算値を示す。躯体蓄熱時の処理熱量はいずれのケースも変わらない。外調機の処理熱量はケース1S26では潜熱成分はほとんどなく、ほぼ顕熱成分のみである。室内空調機は風量が減少したため吹出温度が低下し潜熱成分が増加している一方で、外調機に等しい量の顕熱成分が減少している。ケース1S12では外調機の処理熱量が顕熱潜熱ともに大幅に増加し、室内空調機の処理熱量がケース1の半分となっている。すべての空調機を合計した処理熱量はケース1よりも30%増加している。

図15には、標準年東京8月の外気絶対湿度の累積比率と外調機

図15 外気絶対湿度の累積比率(標準年東京8月)

吹出空気湿度の関係を示す。シミュレーションに用いたコイルモデルでは、コイル出口空気を93%迄除湿するため、外気がコイル出口空気湿度を上回ると除湿されることになる。図より、ケース1S12では8月は常に除湿されるのに対してケース1S26では時間割合にして0.3%しか除湿が行なわれない事が判る。従ってケース

1S12では室内湿度範囲が狭く、ケース1S26では外気湿度の影響を受けて室内湿度範囲が広いと考えられる。

以上の検討より外気を独立して適切な処理を行えば、躯体蓄熱による室使用時の湿度上昇を防ぐことができるが、空調機処理熱量は増加することがわかった。但し、外調機を設置しても制御が不適切な場合には図14のケース1S26に見られる様に外気が除湿されないままに室内に供給され、室内の湿度調整ができなくなる。そのため、吹出温度設定値などの外調機制御パラメータを決めるには外気の除湿を考慮することが重要だと考える。

5. まとめ

躯体蓄熱による室内湿度の上昇を把握するため建物で実測を行った。また、シミュレーションを用いて湿度上昇と原因を定量的に解析し、湿度上昇への対応策と効果を示した。以下に本論文で得た成果をまとめる。

(1) 平日に2時間躯体蓄熱を行う東京に立地する建物で実測を行い、躯体蓄熱を行うと室内湿度が上昇する傾向にあることを確認した。

(2) 建物や家具・什器が湿度に与える影響が小さい場合、躯体蓄熱を行うと室内湿度が上昇する傾向にあることをシミュレーションにより示した。湿度の上昇は蓄熱時間が長いほど大きくなり、標準年8月7日の比較では平日に6時間躯体蓄熱を行うと躯体蓄熱を行わない場合に比べて9時の相対湿度が13%高くなっていた。また、躯体蓄熱による室内湿度の上昇は午前中に大きかった。

(3) シミュレーションにおける室内湿度の上昇は空調機吹出空気温度が上昇するため、給気が十分に除湿されずに生じる事を示した。吹出温度の上昇は蓄熱時間に発生する室内の蓄熱により空調時間の顕熱負荷が減少するために生じると考えられる。

(4) 躯体蓄熱による室内湿度の上昇を防ぐために、①変風量制御方式の最小風量を小さくする方法と、②外気を独立で処理する方法の効果を示した。いずれの方法も効果はあるが、変風量制御の最小風量を小さくすると内部発熱が小さくなる時間帯には室内湿度が上昇した。また、外気を独立に処理すると吹出温度などの制御パラメータの設定値が不適切だと外気が除湿されずに室内湿度が上昇する点に注意が必要だと考えられる。

謝辞

本論文をまとめるに際しては、京都大学工学研究科都市環境工学専攻吉田治典教授並びに王福林助教より貴重なご助言を頂いた。また、博士後期課程の山口弘雅氏、潘嵩氏からは有益なご意見を頂いた。記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 石野久彌、郡公子、永田明寛、湯原慶子、島田宣広、山田祐三、金政秀、「躯体蓄熱空調を適用した建物の熱環境・熱負荷の性能評価 第2報 室内熱環境の特性」、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、2003.9
- 2) 香川治美、龍有二、相楽典泰、宋城基、村上洋、馬場敬之、香月憲昭「床吹出型躯体蓄熱空調システムを採用した事務所ビルの性能評価 その2 温熱環境評価」日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学Ⅱ、2004.8

- 3) 文部科学省 国立天文台編 理科年表 第77冊 丸善株式会社 平成16年
- 4) Miura, K., "The Analysis of a Thermal Storage System Utilizing Building Mass in a Cold Region", Building Simulation 2007, Beijing, 2007.9
- 5) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘「大空間における上下温度分布の予測モデル 大空間の空調・熱環境計画手法の研究 その1」、日本建築学会計画系論文報告集、第427号、1991.9
- 6) 吉田治典「室の吸放湿と室内温湿度変動」日本建築学会環境工学委員会熱環境運営委員会第21回熱シンポジウム「建物と湿気－現象の解析と設計」、1991.8
- 7) 谷本潤、木村建一「室内仕上げ材の調湿効果の定量化と実験に基づく室内熱負荷のシミュレーション」日本建築学会計画系論文報告集、第421号、1991.3
- 8) 坂本雄三、松尾陽、永田明寛、金桓龍「潜熱負荷と湿度変動に及ぼす室内備品類の吸放湿性の影響に関する研究 その2 シミュレーションによる吸放湿性の影響に関する検討」日本建築学会学術講演梗概集、環境工学Ⅰ、1996.9
- 9) 大和田淳、葛岡典雄、三浦克弘、「実物建物での性能実測とシミュレーションとの比較、躯体蓄熱空調システムの設計法に関する研究 その7」日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学Ⅱ、2004.8
- 10) 相楽典泰、三浦克弘「躯体蓄熱と水蓄熱ビル用マルチを組み合わせた4つの空調方式におけるエネルギー性能比較」、日本建築学会環境系論文集 第600号、2006.2
- 11) 石野久彌、郡公子、永田明寛、佐藤豊、向後亮、島田宣広、山田祐三、金政秀、「躯体蓄熱空調を適用した建物の熱環境・熱負荷の性能評価 第4報 天井板の漏気量特性と天井空間の熱収支」、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、2003.9
- 12) 石野久彌、郡公子、「事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究」、日本建築学会計画系論文集 第372号、1987.2
- 13) 社団法人建築設備技術者協会 空調システム標準シミュレーションプログラム HASP/ACSS/8502 プログラム解説書 昭和61年
- 14) 井上宇市編 空気調和ハンドブック 改訂4版 丸善株式会社
- 15) 三浦克弘、相楽典泰、鈴木孝佳、坪田祐二「水蓄熱用低温冷風空調システムの開発(その7) 低温冷風空調システムにおける空調立ち上がり時の温湿度変動特性」空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、1998.8
- 16) 松尾陽監修、(財)ヒートポンプ・蓄熱センター躯体蓄熱研究会出版WG「躯体蓄熱」、オーム社、平成19年3月
- 17) ANSI/ASHRAE Standard 55-2004 "Thermal Environmental Condition for Human Occupancy", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2004

(2008年4月9日原稿受理、2008年8月29日採用決定)