

ヒートアイランドに関する都市空調システムの検討 - 就寝時におけるルームエアコンの動的運転特性の予測 および空調顕熱排熱量の時空間解析 -

Air Conditioning System in Urban Areas Concerning Heat Island Problem
- Actual Performance Prediction of Room Air Conditioner and Prediction of
Space-Time Characteristics of Air Conditioning Exhaust Heat at Bedtime -

四宮 徳章*¹
Naruaki SHINOMIYA

西村 伸也*²
Nobuya NISHIMURA

伊與田 浩志*²
Hiroyuki IYOTA

*¹ 大阪市立大学大学院工学研究科機械物理系専攻後期博士課程

Department of Mechanical and Physical Engineering, Graduate School of Engineering, Osaka City University

*² 大阪市立大学大学院工学研究科機械物理系専攻 Graduate School of Engineering, Osaka City University

Corresponding author: Naruaki SHINOMIYA, d05ta501@ex.media.osaka-cu.ac.jp

ABSTRACT

Amount of exhaust heat from room air conditioners have increased in urban areas because of increasing in number of sultry nights. In this report, influences of high outdoor temperatures at night and operating mode of room air conditioners at bedtime on COP and exhaust heat were examined. Based both on the steady and the unsteady simulation results, COP is impacted by outdoor temperature and operating mode of room air conditioners, and exhaust heat is impacted by outdoor temperature. Next, space-time characteristics of exhaust heat in Osaka city were examined. Based both on the actual performance prediction of the room air conditioner and space-time analysis results, in two or three hours after sleeping, the generation of exhaust heat per unit area in a residential area (Hannan-cho, Abeno-ku) is at least 16W/m².

キーワード: ルームエアコン, COP, 実性能, ヒートアイランド, 熱帯夜, 就寝モード

Key Words : Room air conditioner, COP, Actual performance, Heat island, Sultry night, Bedtime mode

1. はじめに

近年、日最低気温が 25℃以上を記録した日（以下、熱帯夜と称す）が大きく増加している。大阪府ヒートアイランド対策推進計画⁽¹⁾によれば、大阪の熱帯夜数は、東京、名古屋、横浜と比較して多く、また、1971 年～2000 年の 30 年間で大阪の熱帯夜数は 1.9 倍に増加している。大阪府では、年々増加する熱帯夜を減らすため、同計画⁽¹⁾において、2025 年までに夏の熱帯夜数を現状より 3 割減らすことを目標に掲げている。

しかし、大阪市の熱帯夜日数は過去 20 年間で 10 日以上増加しており⁽²⁾、就寝時間帯（午前 0 時～午前 5 時）の気温が上昇するほど冷房の使用率が上昇すること⁽³⁾が報告されている。よって、就寝時における家庭用空調機（以下、ルームエアコンと称す）の運転時間は増加し、就寝時にお

けるルームエアコンの運転時間の増加に伴う都市空間への排熱量は増加すると考えられる。夜間における空調排熱が気温の上昇に及ぼす影響は昼間における影響と比較して大きい⁽⁴⁾と指摘されていることより、就寝時におけるルームエアコンの運転時間の増加は、さらなる熱帯夜の増加を引き起こす可能性がある。

著者らは、生活時間帯（午前 6 時～午後 11 時）を対象として、同時間帯では外気温や空調負荷の変動が大きいため動的運転特性予測モデルを用いることにより、ルームエアコンの成績係数（以下、COP と称す）が外気の高温化により低下することを指摘した⁽⁵⁾が、就寝時の実性能予測は行っていない。また、就寝時には、室内機運転音の低減を目的に、室内機風量を減少させる運転モード（以下、就寝モードと称す）でルームエアコンが運転される場合がある。室内機風量の減少は、室内蒸発器の熱交換器フィンー空気

間の熱伝達率を低下させるだけではなく、室内機風量の減少を補うために蒸発温度の低下を招き、圧縮機の仕事を増加させるため、COP がより一層低下する可能性がある。しかし、これまでに、就寝時の室内機風量の減少がルームエアコンの COP に及ぼす影響を詳細に調べた報告はない。

一方、空調排熱を考慮した数値シミュレーションによる都市高温化予測の研究が精力的に行われている。原田ら⁽⁶⁾は空調負荷と空調機の COP を用いて、足永ら⁽⁷⁾は冷房エネルギー需要と空調機の COP を用いて、それぞれ空調機からの排熱量を推定している。しかし、COP を一定値に設定したもの⁽⁶⁾や、運転特性を考慮した COP であるが就寝モードのような使い方を考慮していないもの⁽⁷⁾がほとんどであり、空調機の実際の使用方法に基づいた COP を考慮したものは、これまでに報告されていない。

そこで、本報では、就寝時を対象として、ルームエアコンの起動時や断続運転時には建物空調負荷がルームエアコンの運転空調負荷と必ずしも一致しないことより、これまでに開発を行ってきたルームエアコンの動的運転特性予測シミュレーションを行い、熱帯夜つまり夜間における外気の高温化や、就寝モードがルームエアコンの COP および空調機からの顕熱排熱量に及ぼす影響について調べた。加えて、大阪市を対象としたルームエアコンの運転特性の時空間解析により、ルームエアコンの就寝モードを考慮した空調機からの顕熱排熱量の予測を行った。

2. 外気の高温化および就寝モードがルームエアコンの性能に与える影響の予備検討

近年、トップランナー方式の導入によりルームエアコンの性能は大幅に向上し、冷房時の COP が 6.0 以上の機器も登場している⁽⁸⁾。しかし、外気温の変動や、それに伴う空調負荷や室内温度の変動、また、就寝モードによる室内機の風量減少などにより COP は大きく変化する。

ここで、ヒートアイランドによる外気温の上昇や就寝モードによる室内機風量減少を考慮した実性能予測を行なうにあたり、まず、それらが空調サイクルに与える影響について、図 1 を用いて簡単に述べる。

室外機周辺の外気が高温化すると、室外機の吸い込み空気温度が上昇するため、凝縮圧力が上昇し($P_3 \rightarrow P_3'$)、圧縮過程に投入される仕事量は増大する($(h_2 - h_1) \rightarrow (h_2' - h_1)$)。このことは消費電力の増加につながり、空調負荷はそのままであっても、COP の低下を招く。

また、一般的に、ヒートアイランド現象により外気が高温化すると、建物熱負荷が増加し空調負荷も増加するため、冷房能力を高めるために冷媒流量の増加を招く。その結果、圧縮過程に投入される仕事量は増大し($(h_2 - h_1) \rightarrow (h_2' - h_1)$)、 $P_3 \rightarrow P_3'$ 、 $P_7 \rightarrow P_7'$ 、消費電力が増加する。

一方、外気の高温化は室内設定温度の過度な低下を引き起こす可能性がある。室内設定温度が低下すると、蒸発圧力が低下し($P_7 \rightarrow P_7'$)、圧縮過程に投入される仕事量が増大し($(h_2 - h_1) \rightarrow (h_2 - h_1')$)、COP の低下を招く。また、就寝モ

ードによる室内機風量の減少は、蒸発圧力の低下($P_7 \rightarrow P_7'$)を引き起こし、そのため、圧縮過程に投入される仕事量が増大し($(h_2 - h_1) \rightarrow (h_2 - h_1')$)、COP の低下を招く。

いずれにしても、外気の高温化は COP の低下を招くことがわかる。

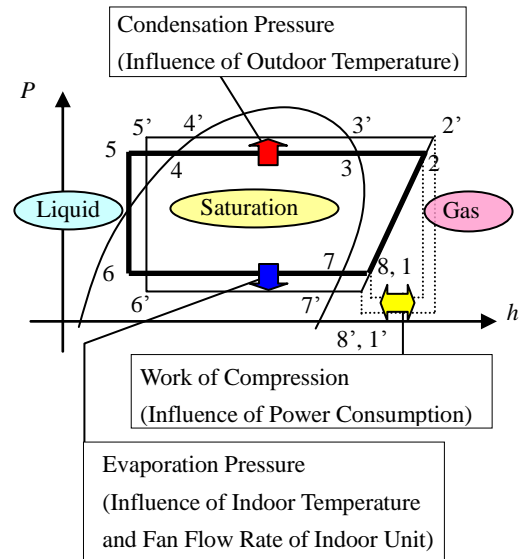


Figure 1 Influence of outdoor temperature rise on air conditioning cycle

3. ルームエアコンの実性能予測シミュレーションの概要

ルームエアコンは、圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器の四つの主要な構成要素とそれらを結ぶ配管から構成されている。各構成要素のモデル化については既報⁽³⁾に詳しいので、本報では概要のみ述べる。

圧縮機は圧縮機構部のみとし、冷媒流動の応答遅れを無視して静的モデルを適用した。熱交換器については、単相域部と二相域部とに明確な境界があると仮定して、それぞれを動的モデルとした。なお、熱輸送基礎式には、冷媒の質量保存の式、冷媒のエネルギー保存の式、管壁に関するエネルギー保存の式を用いた。また、冷媒の凝縮域での管内熱伝達率は、原口らの水平平滑管に関する整理式⁽⁹⁾、蒸発域での管内熱伝達率は、Kandlikar の相関式⁽¹⁰⁾、単相域での管内熱伝達率は、Dittus-Boelter の式⁽¹¹⁾により算出した。原口らの水平平滑管に関する整理式、および、Kandlikar の相関式は、ルームエアコンなどの蒸気圧縮式空調機における冷媒の凝縮および蒸発熱伝達を対象に開発された式であり、Dittus-Boelter の式は単相状態における強制対流乱流熱伝達の一般的な式であるため、本研究のモデル化および計算条件に対して適用範囲内である。一方、管外熱伝達率は、藤井、瀬下の無次元整理式⁽¹²⁾よりヌセルト数を求め、算出した。なお、藤井、瀬下の無次元整理式は、低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器を対象としている

ため、本研究で対象とするルームエアコンの室内機風量が減少する場合についても適用可能である。また、膨張弁は、圧縮機と同様に冷媒流動の応答遅れを考慮せず静的モデルとした。

さらに、本シミュレーションでは、計算時間の短縮を図るため、熱交換器内の冷媒に関するエネルギー保存を考える上で、熱交換器内の冷媒はその大部分が相変化状態にあり等圧等温変化であるので、比内部エネルギーの変化と比エンタルピーの変化は等しいと仮定した⁽¹³⁾。また、冷媒の運動エネルギーは十分小さいとした。さらに熱交換器管壁の長さ方向の熱伝導は無視し、冷凍機油の影響は小さいと仮定した。また、熱交換器および配管での圧力損失に関しては、考慮しない場合と比較して、考慮した場合の COP 低下が 2%程度に留まったことより、圧力損失の影響は無視した。また、蒸発器出口の冷媒の過熱度は膨張弁により 5°C で一定に制御される、動的運転特性モデルとし、ルームエアコンの運転は、ファジィ制御により室温が設定温度に制御される非定常熱環境条件下での計算が可能なモデルとした⁽¹⁴⁾。

4. 計算条件

解析対象の機器は、2005 年製の家庭用ルームエアコン（定格冷房能力が 2.8kW (0.9~3.3kW)）とした。室内機および室外機の仕様を表 1 に示す。

動作冷媒は R 410A とした。また、JIS C9612 試験条件（外気：35°C D.B., 24°C W.B., 室内：27°C D.B., 19°C W.B.）において、定格冷房能力と空調負荷の比（以下、空調負荷率と称す）を 100%、室内機ファン風量を「強」と設定した時、COP が、機器カタログに記載されている COP = 4.52（以下 COP_{JIS} と称す）と等しくなるように、圧縮機の断熱効率を試算により推定した。また、空調負荷率が 100% 以外の断熱効率は、圧縮機の回転数の関数として与えた⁽¹⁵⁾。このように推定した断熱効率を用いて圧縮機出口エンタルピーを算出した。また、室内機ファン動力は、風量に比例するものとし、室外機および室内機ファンのファン効率は 90% とした。

Table 1 Specifications of testing machine

Indoor Unit	Fan Flow Rate	High	11.5 m ³ /min
		Middle	9.2 m ³ /min
		Low	6.9 m ³ /min
	Fan Power	48 W	
Heating Surface Area		7.7 m ²	
Outdoor Unit	Fan Flow Rate	29.1 m ³ /min	
	Fan Power	28 W	
	Heating Surface Area	19.6 m ²	

5. 定常熱環境条件による定量評価

本章では、次章で非定常計算を行う準備として、夜間の外気温、室内機風量、室内設定温度を個々に設定した定常熱環境条件により、ルームエアコンの運転特性を定量的に評価する。また、本研究のルームエアコンの運転特性予測モデルの精度検証のため、人工気候室で行われた細川らの実験結果⁽¹⁶⁾により得られた運転性能予測式による計算結果も併せて示す。

5.1 外気の高温化が性能に及ぼす影響

熱帯夜とは、一般に日最低気温が 25°C 以上の日であることより、本報では、夜間の外気温が 25°C より高い場合について、ルームエアコンの運転特性を調べた。図 2 に、外気の高温化が性能に及ぼす影響を示す。なお、外気温以外の条件としては、JIS C9612 試験条件に準じて室内設定温度を 27°C、空調負荷率を 100%、室内機風量を「強」と設定した。また、夜間の外気温が 25~27°C の場合は、外気温が室内設定温度より低い運転状態であるが、外気の高温化が性能に及ぼす影響を定量的に評価するため計算結果を示す。なお、図中、縦軸は COP_{JIS} と計算結果の COP の比（以下、比 COP と称す）を示す。比 COP は、計算あるいは実験により求めた運転時の COP を、機種ごとの定格性能 (COP_{JIS}) で無次元化するため、異なる機種間の運転特性の比較を行うことが可能な指標である。

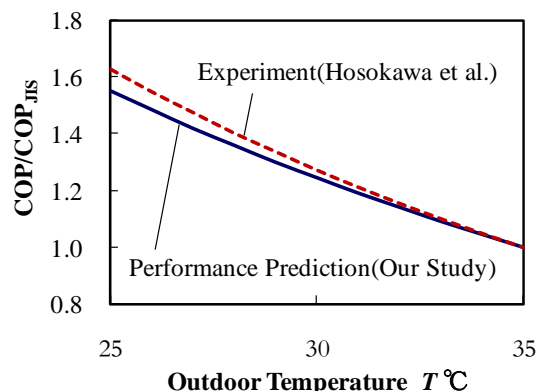


Figure 2 Relationship between COP and outdoor temperature

本報の予測結果は、細川らの実験結果とほぼ同様の傾向を示し、外気温が上昇するほど比 COP が低下した。本報の予測結果と細川らの実験結果を比較すると、外気温 25°C から 35°C においては、その差は最大でも 5%程度にとどまった。また図より、本報の予測結果では、外気温が 25°C の場合、比 COP は 1.55 となり、外気温が 30°C の場合、比 COP は 1.24 となることがわかる。つまり、外気温が熱帯夜を判断する基準温度の 25°C より 5°C 上昇した 30°C では、比 COP は約 20% 低下することがわかる。また、外気温が 25°C より 10°C 上昇した 35°C では、比 COP は約 1.55 から 1.0 となり約 35% 低下した。これらは、外気の高温化に伴い、室外機

に設置されている凝縮器における凝縮温度が上昇し、凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差が大きくなることによって、圧縮機の仕事量が増加することが原因と考えられる。

5.2 室内機風量が性能に及ぼす影響

次に、就寝モードのように室内機風量を減少させた場合について、ルームエアコンの運転特性を調べた。室内機風量が性能に及ぼす影響を図3に示す。なお、室内機風量以外の条件は、JIS C9612 試験条件に準じて外気温 35°C、室内設定温度を 27°C、空調負荷率を 100%と設定した。

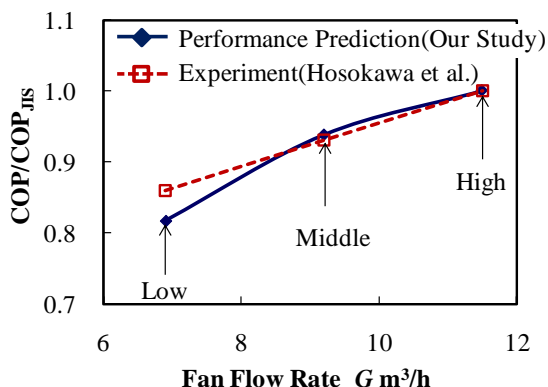


Figure 3 Relationship between COP and fan flow rate of indoor unit

本報の予測結果は、細川らの実験結果とほぼ同様の傾向を示し、室内機風量が低下するほど比 COP が低下した。本報の予測結果と細川らの実験結果を比較すると、室内機風量が「弱」の場合にその差が最大になったが、その差は 5%程度にとどまった。また図より、本報の予測結果では、室内機風量を「強」から「中」にした場合、比 COP は 1.0 から約 0.94 に低下することがわかる。また、室内機風量を「強」から「弱」にした場合、比 COP は 1.0 から約 0.82 に低下した。室内機風量が減少するほど比 COP が低下する原因としては、室内機風量の減少に伴う室内機通過風速の低下による室内蒸発器の熱交換器フィン-空気間の熱伝達率の低下や、室内機風量の減少に伴う蒸発温度の低下による凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差の増大が考えられる。なお、室内機風量を「強」から「弱」にした場合、室内蒸発器の熱交換器フィン-空気間の熱伝達率は約 25%低下し、凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差は約 10%増加した。

5.3 室内設定温度が性能に及ぼす影響

ダイキン工業㈱の調査結果⁽¹⁷⁾によると、就寝時のルームエアコンの設定温度は 27°C が最も多い。そこで室内設定温度を、27°C を基準に ±1°C とした場合の、ルームエアコンの運転特性を調べた。図4に室内設定温度が性能に及ぼす影響を示す。なお、室内設定温度以外の条件としては、外気温 35°C、空調負荷率を 100%、室内機風量を「強」と設定した。

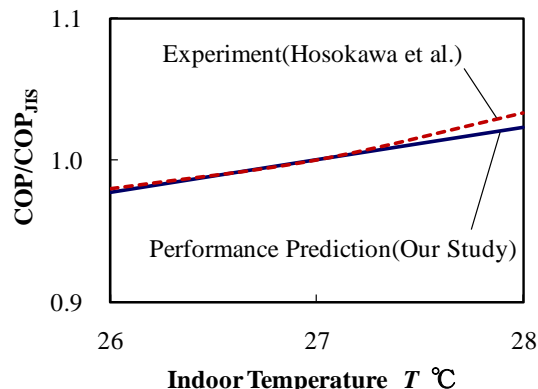


Figure 4 Relationship between COP and indoor set temperature

本報の予測結果は、細川らの実験結果とほぼ同様の傾向を示し、室内設定温度が低下するほど比 COP が低下した。本報の予測結果と細川らの実験結果を比較すると、室内設定温度 26°C から 28°C においては、室内設定温度が 28°C の場合にその差が最大になったが、その差は 1%未満であった。また図より、本報の予測結果では、室内設定温度が 27°C より 1°C 低下した 26°C の場合、比 COP は 1.0 から約 0.98 に低下することがわかる。また、室内設定温度が 27°C より 1°C 上昇した 28°C の場合、比 COP は 1.0 から約 1.02 に上昇することがわかる。室内設定温度が上昇するほど比 COP が向上する原因としては、室内設定温度の上昇による蒸発温度の上昇に伴う凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差の減少が考えられる。

5.4 空調負荷率が性能に及ぼす影響

次に、就寝モードのように室内機風量を減少させた場合について、ルームエアコンの運転特性を調べた。空調負荷率が性能に及ぼす影響を図5に示す。なお、空調負荷率以外の条件は、JIS C9612 試験条件に準じて外気温 35°C、室内設定温度を 27°C、室内機風量を「強」に設定した。

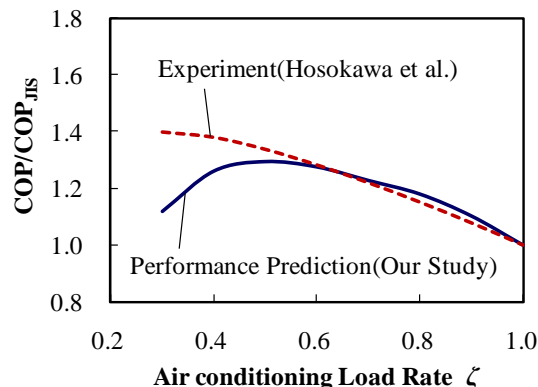


Figure 5 Relationship between COP and air conditioning load rate

空調負荷率 1.0 から 0.5 程度では、本報の予測結果は、細川らの実験結果とほぼ同様の傾向を示し、空調負荷率が低下するほど比 COP が上昇した。しかし、空調負荷率 0.5 をピークに本報による比 COP は低下に転じたが、細川らの実験結果の比 COP は低下に転じず、空調負荷率が低下するほど上昇した。これは、細川らの対象としたルームエアコンは、低空調負荷率時においても圧縮機が ON-OFF を繰り返す断続運転にならないことに対して、本報で対象としたルームエアコンは、低空調負荷率時に断続運転になるため、比 COP が低下したと考えられる。このように、ルームエアコンの機種の違いにより低空調負荷率時の制御方式が異なるが、低空調負荷率時では空調負荷が小さいため排熱量が少ない。このため、ルームエアコンの機種の違いによる制御方式の違いが排熱特性に及ぼす影響は小さいと考えることができる。

6. 非定常温熱環境条件による実運転時の性能評価

本章では、夜間の外気高温化や就寝モードによる室内機風量の減少がルームエアコンの COP や排熱量に及ぼす影響を明らかにするため、就寝時間（23 時～午前 6 時）を対象とした非定常温熱環境条件下での計算を行い、その影響を評価する。なお、ここでいう排熱量とは、ルームエアコンからの顕熱排熱量を意味する。

6.1 計算条件

時刻別の外気温としては、大阪の標準気象データによる気温（以下、標準日と称す）、また、猛暑日として 2007 年 8 月 16 日 23 時～2007 年 8 月 17 日午前 6 時（以下、猛暑日）を用いた。室内設定温度は 27℃とし、空調負荷率は JIS C9612 に基づき計算した。図 6 に、外気温および空調負荷率を示す。

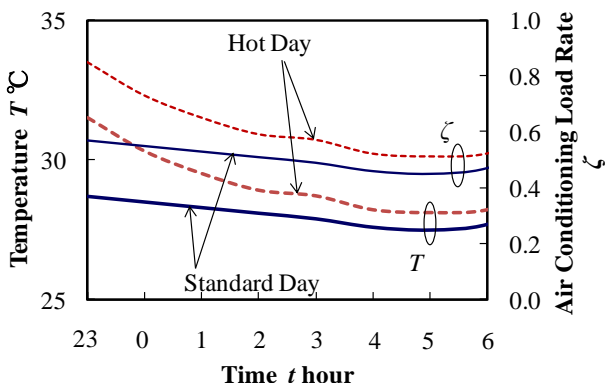


Figure 6 Hourly changes of outdoor temperature and air conditioning load

標準日および猛暑日とも日最低気温が 25℃を上回る熱帯夜であることがわかる。

一方、通常運転モードの室内機風量は「強」、就寝モードの室内機風量は「弱」とした。なお、基準計算条件は標準

日の通常運転モードとする。

また、初期室温はルームエアコンの起動時刻（23 時）における外気温、シミュレーションの単位時間ステップは 20 秒として計算を行った。

6.2 夜間の外気高温化が COP および排熱量に及ぼす影響

図 7 に夜間の外気高温化が COP および排熱量に及ぼす影響を示す。

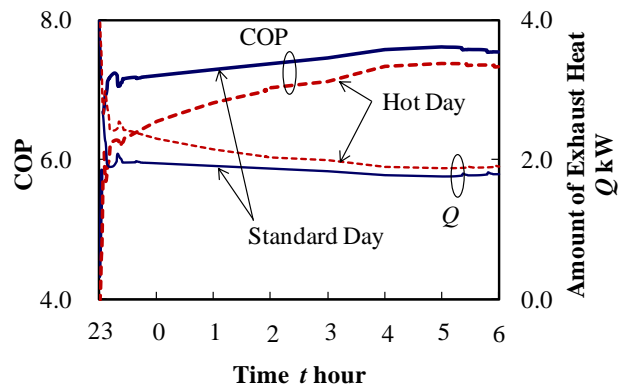


Figure 7 Influence of outdoor temperature on COP and amount of exhaust heat

図より、23 時におけるルームエアコンの起動直後に COP ならびに排熱量が大きく変動し、その後、COP および排熱量の変動は小さくなることわかる。これは、ルームエアコンの起動時刻における室温が外気温（標準日では 28.7℃）と等しいと設定したため、ルームエアコンの起動直後は室内設定温度の 27℃に急速に近づけようとするため圧縮機の回転数が大きい運転状態、つまり、空調負荷率の高い運転状態になるためである。その後、室温が 27℃に安定するまで圧縮機の回転数が増減を繰り返す。また、図より、外気温の差が大きい 23 時～午前 2 時頃には、猛暑日の COP は、標準日の COP と比較して大きく低下することがわかる。23 時～午前 0 時においては COP の差が最も大きく、その差は最大で 11%程度となった。また、就寝時における平均 COP は、標準日では 7.35、猛暑日では 6.89 となり、猛暑日には標準日と比較して平均 COP が約 6.3%低下した。また、どちらの場合においても平均 COP は $COP_{JIS}=4.52$ を上回った。一方、標準日と猛暑日で外気温の差が大きい 23 時～2 時頃においては、標準日と猛暑日の排熱量の差は大きく、猛暑日の排熱量は標準日の排熱量と比較して最大で 27%程度大きくなった。また、就寝時における積算排熱量は、猛暑日には 14.5kWh となり、標準日（13.0kWh）と比較して約 12%増加した。

6.3 就寝モードが COP および排熱量に及ぼす影響

図 8 に就寝モードが COP および排熱量に及ぼす影響を示す。

図より、就寝モードの COP は時刻によらず、基準計算条件の COP と比較して、ほぼ一律に約 2.5%低下することが

わかる。室内機風量が COP に及ぼす影響を図 3 に示した通り、室内機風量を「弱」とした場合、比 COP は 0.82 となるが、図 7 に示すように、室内機風量が就寝時における COP に及ぼす影響は、図 3 の計算結果と比較して小さいことがわかる。図 3 の計算条件では空調負荷率 100% と設定したが、図 7 の計算条件では、図 5 に示す通り、空調負荷率が 45~57% 程度と設定されており、空調負荷率の低下は圧縮機消費電力の減少を招く。このことによって、就寝モードではルームエアコンの消費電力に対する室内機ファン動力の低下が無視できなくなり、空調負荷率 100% の場合と比較して COP の低下が小さくなると考えられる。一方、就寝モードの排熱量は時刻によらず、基準計算条件の排熱量と比較して、一律に約 1.4% 増加することがわかる。COP の低下と比べて排熱量の増加が小さい原因は、就寝モードによる室内機風量の低下は蒸発器における冷媒の蒸発温度の低下を引き起こす、つまり、空調サイクルにおいて、凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差が大きくなるため COP は低下するが、冷媒流量の増加を伴わないため、排熱量の増加は圧縮機の消費電力の増加程度（約 0.03kW）に留まると考えられる。また、ルームエアコンの就寝モードでの平均 COP は 7.16 となり、基準計算条件と比較して約 2.7% 低下した。一方、就寝時の積算排熱量は 13.2kWh となり基準計算条件と比較して約 1.5% 増加した。

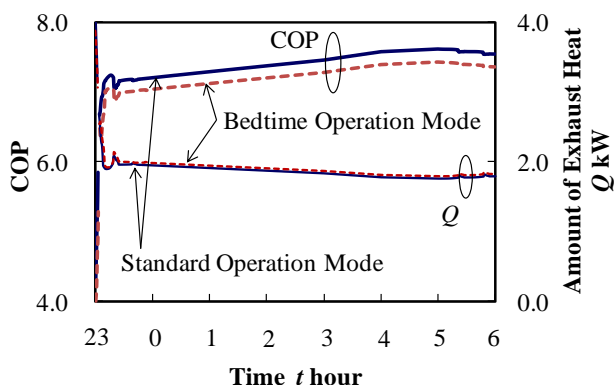


Figure 8 Influence of operation mode on COP and amount of exhaust heat

6.4 外気の高温化と就寝モードが COP および排熱量に及ぼす影響

図 9 に外気の高温化と就寝モードが COP および排熱量に及ぼす影響を示す。

図より、猛暑日の就寝モードでの COP は、基準計算条件の COP と比較して、運転時間中、大きく低下することがわかる。23~0 時においては COP の差が最も大きく、その差は 23 時 30 分頃に約 23% となった。また、猛暑日における就寝モードでのルームエアコン運転時間における平均 COP は 6.58 となり、基準計算条件と比較して約 11% 低下した。一方、就寝時における積算排熱量は 14.8kWh となり、基準計算条件と比較して約 13% 増加した。

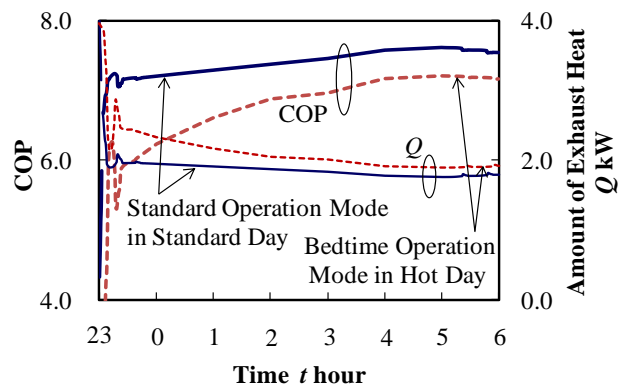
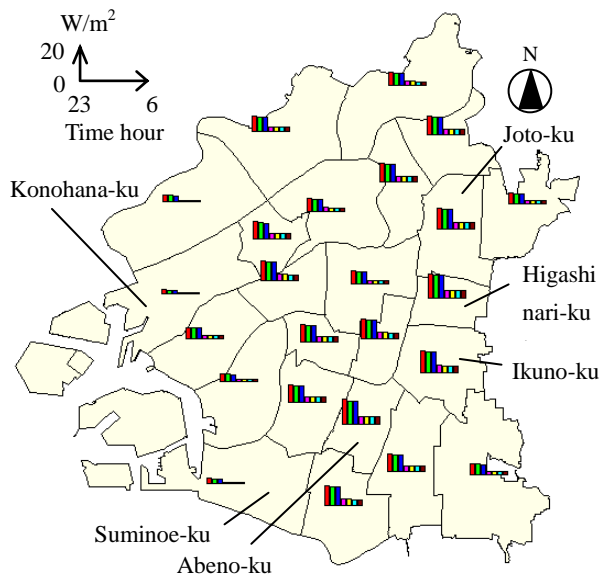


Figure 9 Influences of outdoor temperature and operation mode on COP and amount of exhaust heat

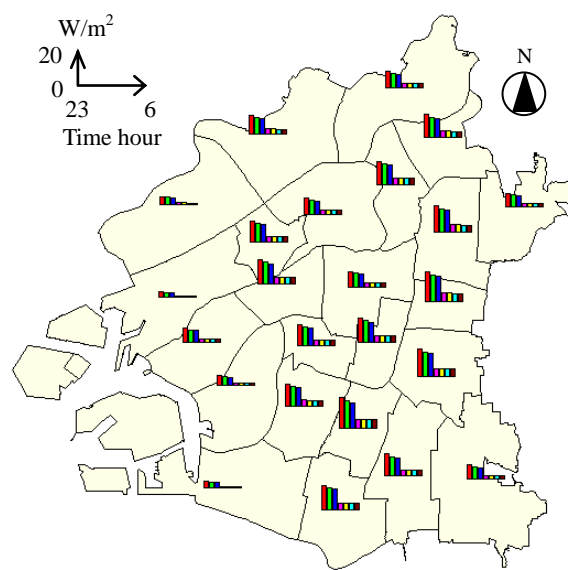
7. ルームエアコンを対象とした大阪市内における就寝時の顕熱排熱量の時空間解析

ダイキン工業㈱の調査結果⁽¹³⁾によると、夏期の就寝時におけるルームエアコンの使用実態は、「2~3 時間後に切れるようタイマーを設定して寝る」が 43.3%、「やや高め温度設定で朝までつけっぱなしにしている」が 16.3% である。さらに、その他の設定を含めて就寝時にルームエアコンを使用する割合は 77.3% にも上る。そこで、大阪市内の全住宅を対象として、特定機種 (COP_{JIS}=4.52) を用いた仮定ではあるが、就寝時におけるルームエアコンからの顕熱排熱量を求め、その時空間特性について調べた。この点に関して、より詳細な解析を行うためには、都市に設置されたルームエアコンの COP_{JIS} の実地調査など詳細な調査が望まれる。なお、住宅の地域別延床面積は、大阪市計画調整局作成の建物用途別延床面積⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾を用いた。また、日本建築学会の標準住宅モデル⁽²⁰⁾より、戸建住宅の寝室割合を延床面積の 30%、日本建材・住宅設備産業協会の集合住宅モデル⁽²¹⁾より、集合住宅の寝室割合を延床面積の 40% とし、そのうちの 47.2% が就寝後 3 時間 (23 時~午前 2 時) ルームエアコンを運転させる、また、30.1% が朝までエアコンを運転させるものとした。図 9 に大阪市内を対象とした就寝時における住宅のルームエアコンの顕熱排熱量の予測結果を行政区ごとに示す。なお、冷房能力 2.8kW に対して 30m² の空調面積とした。また、本報では、就寝後 2~3 時間でルームエアコンの運転が停止されるものとし、午前 2 時に一律に止まると仮定した。しかしながら、実際には住宅ごとにルームエアコンの停止時刻が異なるため、午前 2 時前後においては、顕熱排熱量はなだらかに低下するものと思われる。

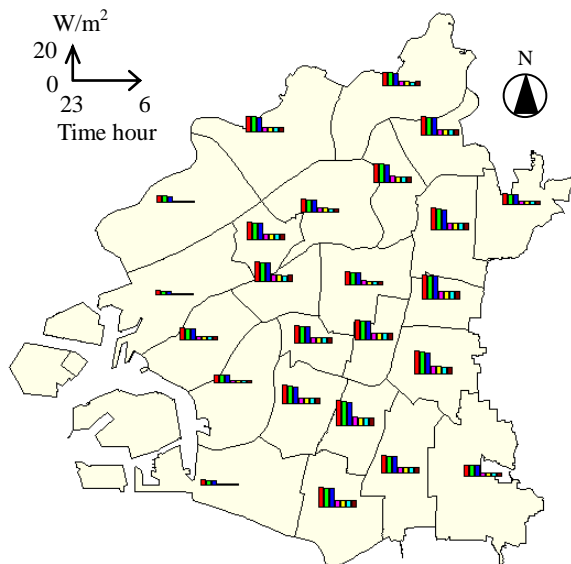
図 10(a)~(d)より、単位土地面積当たりの顕熱排熱量は、東成区、阿倍野区、生野区、城東区の四つの区においては、23 時~午前 2 時頃に特に大きくなることがわかる。また、此花区や住之江区などの臨海部の区では、顕熱排熱量は小さくなった。これらの原因は、東成区、阿倍野区、生野区、城東区では単位土地面積当たりの延床面積が多く、一方、



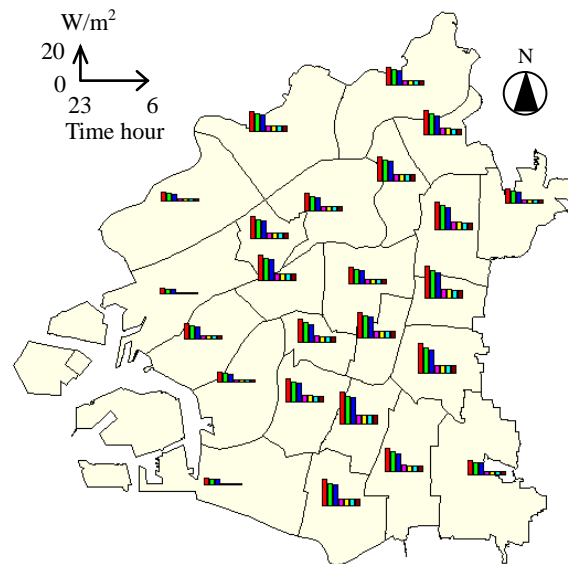
(a) Standard operation mode in standard day



(b) Standard operation mode in hot day



(c) Bedtime operation mode in standard day



(d) Bedtime operation mode in hot day

Figure 10 Space – time characteristics of hourly exhaust heat from room air conditioners in Osaka city

此花区や住之江区などの工場が多い臨海部の区では単位土地面積当たりの延床面積が少ないためと考えられる。図10(a)より、阿倍野区では基準計算条件において23時に約 12W/m^2 となり、排熱量が最も多くなった。また、5時には、約 4.2W/m^2 となり、時刻により顕熱排熱量が大きく変化することがわかる。一方、最も顕熱排熱量が少ない区は此花区であり、23時に約 2.4W/m^2 、5時に約 0.8W/m^2 となった。

次に、図10(a)と(b)を比較すると、東成区、阿倍野区、生野区、城東区のような住宅密集地では外気の高温化が顕熱排熱量に及ぼす影響が大きく、此花区や住之江区などの単位土地面積当たりの延床面積が小さい区では小さくなる。23時においては、平均 2.3°C の外気の高温化に伴い、阿倍野区では顕熱排熱量が約 2.8W/m^2 増加した

のに対し、此花区では約 0.5W/m^2 の増加に留まった。また、同図(a)と(c)を比較すると、就寝モードが顕熱排熱量に及ぼす影響は大きくなく、就寝モードによってルームエアコンを運転することに伴う顕熱排熱量の増加は、23時においては各区とも $0.04\sim 0.2\text{W/m}^2$ 程度であった。次に、同図(a)と(d)を比較すると、外気の高温化と就寝モードの両者が顕熱排熱量に及ぼす影響は、外気の高温化と就寝モードのそれぞれが顕熱排熱量に及ぼす影響の和より大きくなる。23時の阿倍野区では、前述した通り、外気の高温化による顕熱排熱量の増加は約 2.8W/m^2 であり、就寝モードによる顕熱排熱量の増加は約 0.2W/m^2 であるのに対して、外気の高温化と就寝モードの両方による顕熱排熱量の増加は約 3.6W/m^2 となった。つまり、阿倍野区においては、23

時に外気の高温化と就寝モードの相乗効果によって顕熱排熱量が約 0.6W/m^2 増加したと考えられる。

次に、顕熱排熱量が多い地区、つまり、住宅密集地に関して、単位土地面積当たりの顕熱排熱量を調べた。対象とした地区は、阿倍野区の阪南町3丁目、戸建住宅の延床面積が約 $66,300\text{m}^2$ 、集合住宅の延床面積が約 $95,500\text{m}^2$ 、地区の土地面積が約 $180,500\text{m}^2$ である。図 11 に計算結果を示す。

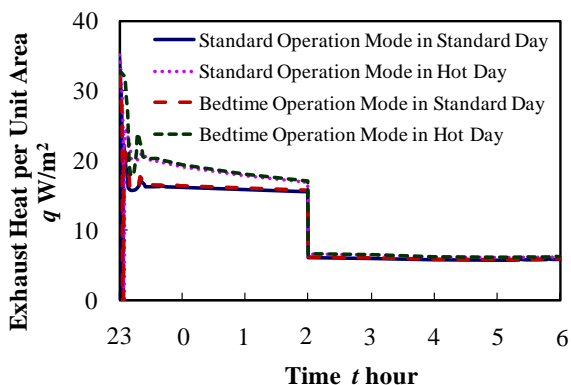


Figure 11 Hourly changes of exhaust heat per unit area at housing high density area (Hannan-cho)

図より、標準日においては、標準モードと就寝モードの二つの運転モードの違いによる単位面積当たりの顕熱排熱量の違いは小さく、平均して約 0.16W/m^2 の増加に留まることがわかる。一方、猛暑日においては、標準モードと就寝モードの二つの運転モードの違いによる単位面積当たりの顕熱排熱量の違いは、標準日と比較して大きくなり、平均して約 0.29W/m^2 程度の増加となった。このことは、前述した外気の高温化と就寝モードの相乗効果が原因と考えられる。また、午前2時以降における、朝までエアコンを運転する住宅からの単位土地面積当たりの顕熱排熱量に関しては、標準日と猛暑日の外気温の違い、および、標準モードと就寝モードの運転モードの違いによる顕熱排熱量の違いは小さく、 $0.1\text{W/m}^2 \sim 0.5\text{W/m}^2$ 程度の差であった。これは、午前2時以降には、標準日と猛暑日の外気温の差が小さいこと、ならびに、朝までエアコンを運転する住宅の割合が30.1%であり、それに寝室の面積割合を乗じた床面積が顕熱を排出する対象となるため、この床面積は全体の土地面積と比較して小さく、単位土地面積当たりの顕熱排熱量について比較した場合、外気温や運転モードの違いがほとんど顕熱排熱量に影響を及ぼさないことが原因と考えられる。

さらに図 11 より、就寝時にエアコンを運転させることにより、少なくとも、就寝後2～3時間は 16W/m^2 程度、その後、早朝にかけて 6W/m^2 程度、顕熱排熱が発生することがわかる。鳴海らは、23時～午前2時において、大阪市中心部では、 20W/m^2 の顕熱排熱量に対して、 $0.11 \sim 0.12^\circ\text{C}$ 程度、また、郊外の富田林市では、 20W/m^2 の顕熱排出量に対して、 $0.30 \sim 0.35^\circ\text{C}$ 程度の気温上昇が生じる⁽²⁾と予測している。

つまり、夜間においては、郊外ほど顕熱排熱量に対する気温感応度が高いことを示しており、大阪市内でも本報で対象とした住宅密集地のような中心部から外れた地区では、大阪市中心部より顕熱排熱量に対する気温感応度が高くなると考えられる。

以上のように、住宅密集地では、就寝後2～3時間における単位土地面積当たりの顕熱排熱量が大きく、このことはさらなる都市の高温化を引き起こす可能性につながることから、対策の検討が急務であると言える。

8. 結論

就寝時を対象として、外気温の時間変化を考慮したルームエアコンの実性能予測シミュレーションを行い、夜間の外気高温化やルームエアコン運転の就寝モードが COP およびルームエアコンからの顕熱排熱量に及ぼす影響を調べた。加えて、ルームエアコンからの顕熱排熱量の時空間特性について調べた結果、以下のことがわかった。

- (1) 室内設定温度を 27°C 、ならびに、空調負荷率を 100% で一定とした場合、外気温が 25°C から 5°C 上昇し 30°C になると、比 COP は約 1.55 から約 1.24 に大きく低下することがわかった。
- (2) 外気温を 35°C 、室内設定温度を 27°C 、空調負荷率を 100% で一定とした場合、就寝モードにより室内機風量を減少させると、標準運転モードと比較して、比 COP は 1.0 から 0.82 に大きく低下することがわかった。
- (3) 就寝時間を対象とした、外気温の時間変化を考慮した非定常計算により、COP は外気温変化に大きな影響を受け、標準日と比較すると猛暑日には最大で約 11% COP が低下することがわかった。また、運転モードの違いによる COP の違いを調べたところ、標準モードと比較して就寝モードでは、COP が約 2.5% 低下することがわかった。一方、顕熱排熱量は外気の影響を大きく受けるが、運転モードの影響は受けにくいこともわかった。
- (4) 東成区、阿倍野区、生野区、城東区などの住宅密集地域では、23時～午前2時頃に顕熱排熱量が特に多くなることがわかった。また、外気の高温化と就寝モードのそれぞれの影響により増加する顕熱排熱量の和と比較して、外気の高温化と就寝モード両者の影響により増加する顕熱排熱量の方が多いことがわかった。
- (5) 住宅密集地である阿倍野区阪南町3丁目について、特定機種 ($\text{COP}_{\text{JIS}}=4.52$) を用いた仮定ではあるが顕熱排熱量の時間変化を予測したところ、単位土地面積当たりの顕熱排熱量の時間変化を、就寝時にエアコンを運

転させることによって、少なくとも、就寝後 2~3 時間の間には 16W/m^2 程度、その後、早朝にかけては 6W/m^2 程度、顕熱排熱が発生することがわかった。

使用記号

COP	: coefficient of performance[-]
COP _{JIS}	: coefficient of performance under JIS operating condition [-]
G	: fan flow rate[m ³ /h]
h	: specific enthalpy[kJ/kg]
P	: pressure[Pa]
Q	: amount of exhaust heat[kW]
q	: amount of exhaust heat per unit area[W/m ²]
T	: temperature[°C]
t	: time[hour]
ζ	: air conditioning load rate[-]

参考文献

- (1) 大阪府, 大阪府ヒートアイランド対策推進計画~ヒートアイランドに配慮したまちづくり~, (2004).
- (2) 大阪市, 大阪市ヒートアイランド対策推進計画, (2005).
- (3) 環境省, 平成 19 年度ヒートアイランド対策の計画的実施に関する調査報告書, (2007).
- (4) 鳴海大典・下田吉之・羽原勝也・水野稔・近藤明, 都市熱環境緩和を目的とした大気熱負荷評価システムの開発(その 1) 大気熱負荷排出条件の違いが地表面付近の気温変化に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会論文集, 117(2006), pp.11-19.
- (5) 四宮徳章・西村伸也・伊與田浩志・野邑奉弘, ヒートアイランドに関するルームエアコンの動的運転特性を考慮した実性能予測-外気温が性能へ及ぼす影響の評価-, 日本冷凍空調学会論文集, 24-4(2007), pp.145-156.
- (6) 原田雄介・村上周三・大岡龍三・原山和也・佐藤大樹・川本陽一, 空調排熱計算を連成させた局地気候モデルによる都市気候解析(副題)空調排熱モデルの開発とヒートアイランド緩和方策の効果に対する検討, 日本建築学会環境系論文集, 597(2005), pp.65-71.
- (7) 足永靖信・李海峰・尹聖皖, 顕熱潜熱の違いを考慮した東京 23 区における人工排熱の排出特性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, 92(2004), pp.121-128.
- (8) ダイキン工業, 住宅設備用カタログ(2008).
- (9) 原口英剛・小山繁・藤井哲, 冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平平滑管内凝縮(第 2 報)局所熱伝達係数に関する実験式の提案, 日本機械学会論文集(B 編), 60-574(1994), pp.2117-2124.
- (10) S. G. Kandlikar, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes, Journal of Heat Transfer, 112(1990), pp.219-228.
- (11) G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, Process Heat Transfer(1994), CRC Press, Inc., Florida.
- (12) 藤井雅雄・瀬下裕, 低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能(第 3 報)性能の統一の整理, 日本機械学会論文集(B 編), 53-490(1987), pp.1767-1772.
- (13) 安田弘・柳沢徹邇・出石峰敏, 蒸気圧縮式冷凍サイクルの動特性モデル, 日本冷凍協会論文集, 11-3(1994), pp.263-275.
- (14) 四宮徳章・西村伸也・伊與田浩志・野邑奉弘・津山達雄, ヒートアイランド問題に関する都市空調システムの検討(第 4 報)室内熱負荷を考慮した家庭用空調機の動特性, 日本機械学会第 17 回環境工学総合シンポジウム 2007 講演論文集, 7-12(2007-7), pp.362-365, 大阪.
- (15) 日本冷凍空調学会, 冷凍空調便覧, 第 2 巻(2006), 日本冷凍空調学会.
- (16) 細川隆行・林徹夫・野村幸司, 家庭用ルームエアコンディショナの冷房能力特性に関する実験, 日本建築学会環境系論文集, 620(2007), pp.55-58.
- (17) ダイキン工業, ダイキン「第 3 回現代人の空気感調査」総合報告書 夏の睡眠と空気に関する調査結果(2003).
- (18) 大阪市計画調整局, 大阪市統計書-第 46 回(昭和 33 年版)~第 91 回(平成 15 年版)-, 大阪市計画調整局.
- (19) 大阪市計画調整局, 平成 13 年建物床面積調査(2001), 大阪市計画調整局.
- (20) 宇田川光弘, 伝熱解析の現状と課題 標準問題の提案, 日本建築学会工学委員会第 15 回シンポジウムテキスト, (1985), pp.23-33.
- (21) 武田仁・稲沼實・吉澤望・磯崎恭一郎, 標準気象データと熱負荷計算プログラム LESCO(2005), 井上書院.

(Received August 7, 2008, Accepted January 13, 2009)