

平成9年度卒業論文
環境調和型オフィスビル設計のための
熱負荷推定モデルの研究

指導教官
石谷 久 教授
松橋 隆治 助教授

東京大学工学部地球システム工学科 開発工学研究室所属
井原 智彦

平成10年2月16日提出

目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	CO ₂ 排出量の増大とその抑制	1
1.1.2	エネルギー消費の推移と省エネルギー	1
1.2	研究の目的	3
第2章	動的熱負荷計算モデル	4
2.1	概略	4
2.2	応答係数	4
2.3	応答係数の基礎理論	5
2.3.1	単層壁	5
2.3.2	多層壁	6
2.3.3	逆変換	7
2.3.4	多層壁ステップ応答の解の算法	8
2.3.5	応答係数	9
2.4	たたみ込み積分	10
2.5	応答係数の種類	11
2.5.1	貫流応答係数 $\phi_{T,j}$	11
2.5.2	吸熱応答係数 $\phi_{A,j}$	11
2.5.3	両側励振の吸熱応答係数 $\phi_{A',j}$	11
2.6	熱負荷	11
2.6.1	熱取得、冷房負荷および重み係数	11
2.6.2	日射受熱量 I_D, I_S	12
2.6.3	相当外気温度 $\theta_{e,n}$	14
2.6.4	貫流熱負荷 $L_{T,n}$	15
2.6.5	透過日射熱負荷 $L_{G,n}$	16
2.6.6	隙間風の熱負荷 $L_{I,n}$	18
2.6.7	照明による熱負荷 $L_{L,n}$	19
2.6.8	人体による熱負荷 $L_{H,n}$	19
2.6.9	器具発熱による熱負荷 $L_{A,n}$	20
2.6.10	換気による熱負荷 $L_{V,n}$	20

2.6.11	給湯による熱負荷 $L_{W,n}$	21
2.7	除去熱量	21
2.7.1	全熱交換機による除去熱量 $E_{E,n}$	21
2.7.2	加湿器による除去熱量 $E_{H,n}$	22
2.7.3	空調系統による除去熱量 $E_{A,n}$	22
2.8	蓄熱負荷	24
2.8.1	室の吸熱応答係数 $\phi_{R,j}$	24
2.8.2	蓄熱負荷	25
2.9	室温	26
2.9.1	室温の算出（除去熱量 E_A をデータで与えた場合）	26
2.9.2	室温と除去熱量 E_A の算出（シミュレーション時）	26
第 3 章	電力・エネルギー需要計算モデル	28
3.1	概略	28
3.2	発電	28
3.2.1	太陽電池	28
3.3	エネルギー供給	28
3.3.1	吸収式冷凍機・ヒートポンプ	28
3.3.2	蒸気供給量	29
3.3.3	温水蓄熱槽その他	29
第 4 章	計算結果	30
4.1	計算条件	30
4.1.1	空調設備	30
4.1.2	壁体	31
4.1.3	薄壁	37
4.1.4	消費電力	38
4.1.5	重み係数	38
4.1.6	人体	39
4.1.7	空調スケジュール	39
4.1.8	その他	39
4.2	応答係数の計算結果	39
4.3	動的熱負荷計算の検証	49
4.4	電力需要の計算結果	49
4.4.1	省エネルギー対策の効果	49
4.4.2	エコオフィスの電力・エネルギー自給率向上策	55

第 5 章	結論	67
5.1	本研究のまとめ	67
5.2	今後の課題	68

概要

近年、世界的に、CO₂排出量が増大しつつある。CO₂排出量の増大は、地球規模の気候変動に結びつくと言われており、昨年の国際会議で、日本は温室効果ガス排出量の6%削減（1990年比）を義務づけられた。CO₂排出を削減する方策はいろいろあるが、省エネルギーもその1つである。我が国では近年、産業部門の省エネルギーは進んでいるが、民生・運輸両部門の省エネルギーは進んでいない。

そこで、本論文では、民生部門、特に業務分野の省エネルギーに着目した。データを詳細に測定している国立環境研究所エコオフィス区域を取り上げ、応答係数法を用いた動的熱負荷計算および電力需要計算を行うことで、電力・エネルギー自給率の向上策について検討を行った。

まず、今回採用した動的熱負荷計算手法の検証を行った。除去熱量をデータとして与えて計算される室温と実測の室温を比較することで、検証した。その結果、2月においては相関係数が0.87となり、8月においても0.65と、まずまずの結果が出た。

以上によって、検証されたモデルを用い、現状のエコオフィスに導入されている省エネルギー対策の効果を計算した。その結果、断熱材の導入は省エネ策を全く導入しない場合に比べて、13.8%の電力需要・13.4%のエネルギー需要を削減していることが分かった。同様に、窓の断熱化はそれぞれ0.7%・0.7%、全熱交換機は16.5%・16.0%、ソーラーパネルは-3.3%・4.4%、太陽電池は20.0%・19.4%だけ削減しており、全て導入したエコオフィスは、48.9%の電力需要・54.5%のエネルギー需要を削減していることが分かった。

次に、エコオフィスの電力・エネルギー自給率を、いくつか省エネルギー対策が導入されている現状よりも、さらに向上させる対策について考えた。ここでは、比較的低効率である太陽電池の改善を取り上げた。シミュレーションの結果、現状では、電力自給率が29.3%（非売電時は26.7%）、エネルギー自給率が35.5%（32.9%）と算出された。それに対し、既設の太陽電池を、現在商用で最高の効率である発電効率15%のものに取り替えたときは、電力自給率が80.1%（非売電時は49.2%）、エネルギー自給率が86.0%（55.2%）に向上した。

エコオフィスは、建築物の総床面積の20%弱のスペースを占めるに過ぎず、建築物の屋根を全て使って上記の自給率しか向上できないとなると、現状では、エネルギー自律型オフィスビルの設計は難しいと言える。しかし、他にも、空調運転の最適化、各種空調機器の高効率化など、各所に改善の余地が残されているので、エネルギー自給率100%の環境調和型オフィスビルの設計も夢ではない、と言えよう。

Abstract

In recent years, CO₂ emission have acutely increased all over the world. This is also the case in Japan. A great increase in CO₂ emission is claimed to be responsible for the global climate change, which obligated Japan to reduce GHG emission by 6% relative to the figure for 1990. There are many ways of reducing CO₂ emission, one of which is energy saving. In Japan, the energy saving has been intensively promoted in the industrial sector, but not in the commercial and residential sectors, nor in the transportation sector.

Thus in this article we have focused on energy saving in the commercial sector. We have studied as an example environmentally-sound construction, so called “Eco-Office” (located in the National Institute for Environmental Studies) which provides detailed data on energy-consumption and climate condition. Based on the data, we have calculated the dynamic heat load and electric power demand using the response factor method. We have also investigated how we could increase the rates of self-sufficiency in electric power and energy.

First, we have developed the model of estimating dynamic heat load, utilizing the response factor analysis. This is to compare the room temperature calculated accounting for heat extraction from the data with the observed one. We have found that the coefficient of correlation were 0.87 in February and 0.65 in August, and thus that they are not so low.

Using this model, we have examined the effect of energy-saving measures installed in the Eco-Office. We have found that the use of insulation saved 13.8% in electric power and 13.4% in energy. In addition, double glazing was estimated to save 0.7% and 0.7%, all heat exchanger 16.5% and 16.0%, solar thermal panel -3.3% and 4.4%, photovoltaic 20.0% and 19.4%, and the Eco-Office in total (all measures installed) 48.9% and 54.4% in electric power and in energy, respectively.

Next, we have investigated how Eco-Office can fulfill the energy demand by its own PV and solar panel. Now the rate of self-sufficiency in electric power is 29.3% (if electric power is not permitted to be sold, it is 26.7%), the rate in energy is 35.5% (32.9%). In contrast, if the present PV is exchanged with better one with 15% conversion efficiency (it is the best commercially available), the rate of self-sufficiency in electric power would increase to 80.1% (if electric power is not permitted to be sold, it is 49.2%) and the rate in energy would increase to 86.0% (55.2%).

The Eco-Office occupies about only 20% of the total floor of the building. Using all areas of its roof can barely achieve the above figure in self-sufficiency. Thus, at present, to construct a building self-sufficient in energy remains to be difficult. However, there are many options besides the above that can improve energy efficiency: for example, air

conditioning optimization, various air conditioning equipment efficiency and so on. Thus, it would not be dreaming to construct a particular building self-sufficient in energy in future.

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 CO₂ 排出量の増大とその抑制

近年、我が国を始め、世界的に、CO₂ 排出量が増大しつつある。。CO₂ 排出の増大は、地球規模の気候変動に結びつくと言われており、昨年 12 月に京都で開かれた、気候変動に関する国際連合枠組条約の第 3 回締約国会議では、日本を始めとする先進諸国に温室効果ガスの排出削減を義務づけた（図 1.1.1）。

まず、地球温暖化を招く CO₂ 残留量¹は、以下のように、要素分析を用いて表せる（[4][18] などより作成）。

$$\text{CO}_2 = \text{GDP} \times \frac{E}{\text{GDP}} \times \frac{\text{CO}_{2e}}{E} \times \frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_{2e}} \quad (1.1.1)$$

E は一次エネルギーの総消費量、 E/GDP は単位 GDP 当たりの一次エネルギー総消費量、 CO_{2e}/E は一次エネルギーの単位消費量当たりでの平均 CO₂ 排出量を示す。 E/GDP はマクロな省エネルギーがどれだけ進んでいるかを表し、 CO_{2e}/E は、低 CO₂ 排出型の燃料にどれだけ転換されているか、を表す。また、 $\text{CO}_2/\text{CO}_{2e}$ は、排出された CO₂ が、どれだけ、大気圏外に固定（植林など）されずに残ったか、を表す。どの要素を削減しても、CO₂ 濃度の増加防止につながる。ここで、 CO_2/E の削減は一般に供給側の問題であるが、 E/GDP の削減は需要家も関係してくる。省エネルギー技術の導入やリサイクルの導入は、その一例である。

1.1.2 エネルギー消費の推移と省エネルギー

さて、我が国の近年の最終エネルギー消費の推移を見ると、図 1.1.2 のように、産業部門は、比較的伸びが鈍化しているが、民生・運輸両部門は、消費が急増している。これは、産業部門は、さまざまな施策によって省エネルギー技術が導入されてきているが、民生・運輸両部門では、それが十分でなく、また伸び要因も産業部門より大きいため、と考えることができる。

¹ここでは、CO₂ 排出量を文字通りの排出量とし、CO₂ 残留量を排出された CO₂ のうち、固定されなかった量と定義する。

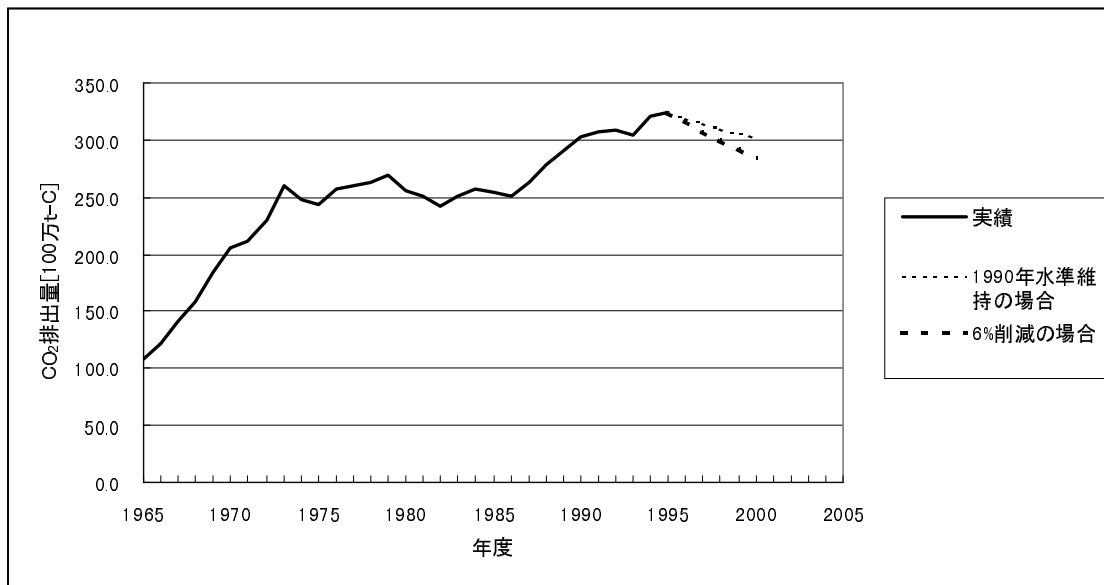


図 1.1.1 我が国の CO₂ 排出量の推移

([6, pp. 36-37] より作成)

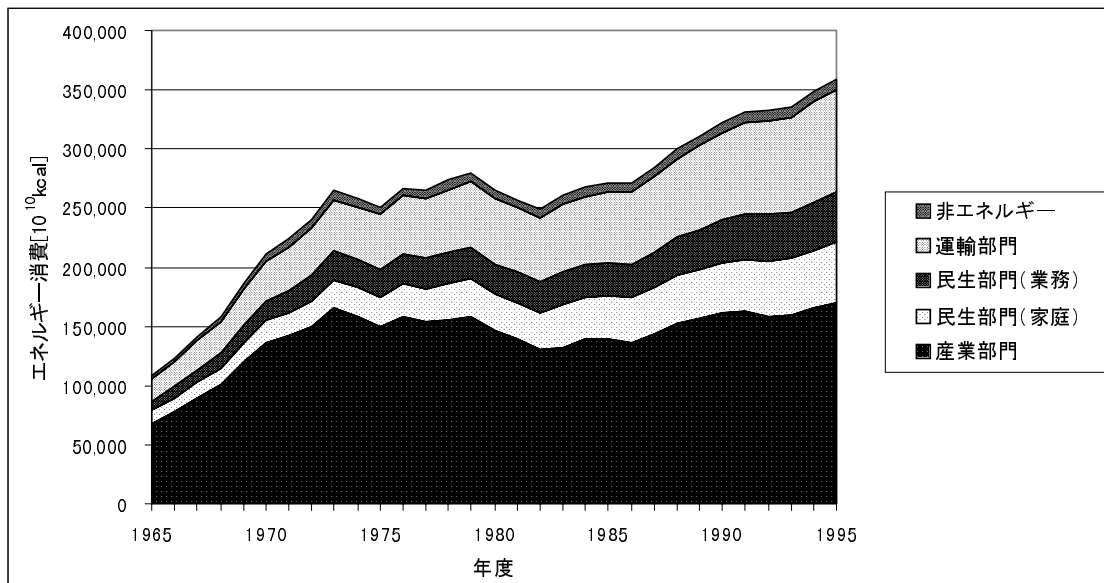


図 1.1.2 部門別最終エネルギー消費

([6, pp. 32-33] より作成)

1.2 研究の目的

以上の背景を踏まえ、民生部門、特に業務分野のエネルギー需要に着目し、省エネルギー策を実行することで、いかに電力およびエネルギー需要を削減できるか、考えてみたい。本論文では、業務用建築物の一例として、データを詳細に測定しているエコオフィス²（国立環境研究所 研究本館 III 3 階の一部分）を対象に、電力およびエネルギー需要の分析を行い、電力・エネルギー自給率の向上策について検討を行った。

²エコオフィス区域（地球環境研究センター等）においては、照明、冷暖房、OA 機器等で使用する電気を太陽電池により一部供給するとともに、室温やこれらのシステムの作動状況を計測、解析している。（国立環境研究所ホームページ、<http://www-cger.nies.go.jp/cger-j/c-news/vol6-7/vol6-7-4.html> より）

第2章 動的熱負荷計算モデル

2.1 概略

応答係数法とは、壁体への熱流を、単位時間ごとの三角波の合計として捉え、壁体に流し込んでいく、そして、壁体を熱のプールと捉え、時間遅れをもって、室内や外気に熱流を吐き出していく、といった考え方で、熱移動を計算する方法である。

本研究では、動的熱負荷計算のモデルとして、文献 [16] に記載されている空気調和・衛生工学会制定の HASP/ACLD プログラムの理論を、エコオフィスの測定データ用に改良し、プログラムを自作した。HASP/ACLD プログラムは、応答係数法を用いた非定常熱計算モデルである。今回、基本的な冷房負荷・空調系の除去熱量の算出式は、文献 [16] をそのまま参照し、その他の部分は、文献を元にしながら、それらを改良した算出式を立てた。

なお、後述の熱取得、冷房負荷、除去熱量、蓄熱負荷の単位は全て $[\text{kcal/h}]$ であり、温度の単位は全て $[\text{°C}]$ である。また、比熱は定圧比熱容量を、容積比熱は比熱と密度の積を意味し、熱量換算式として、

$$1[\text{cal}] = 4.184[\text{J}] \quad (2.1.1)$$

を用いた [3, p. 428]。

2.2 応答係数

単位時間ごとの外気温度のサンプル値を「三角温度波」の形にして補正する。外気側で三角波形の温度変動が起こったとき、壁体への熱流が発生する。壁体は通常大きな熱容量を持つので、熱は壁体内で一時的に蓄えられて対流し、時間遅れをもって屋内に流入する。要するに、壁体に、単位三角波温度（励振）が作用した結果、一連の三角波形で表される熱流（応答）が発生する。

各三角の頂点の高さを左から順番に、 $\phi_0, \phi_1, \phi_2, \dots$ とすると、一般に、 ϕ_j は励振の時点から $j\Delta t$ 時間後に起きている応答の大きさを表しており、これを応答係数と呼ぶ。すなわち、応答係数とは、単位三角波励振による熱流応答係数時系列なのである。

2.3 応答係数の基礎理論

2.3.1 単層壁

均質な材料からなる1層の平面壁を単層壁という。単層壁があるとき、次のような Fourier の熱伝導方程式が成立する。但し、単層壁の片側の表面の温度を $\theta_1(t)$ 、熱流を $\phi_1(t)$ 、もう一方の表面の温度を $\theta_2(t)$ 、熱流を $\phi_2(t)$ とする。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (2.3.1)$$

ここで、 a は熱拡散率である。

境界条件は、以下の式となる。

$$\theta(0, t) = \theta_1(t)$$

$$\theta(l, t) = \theta_2(t)$$

式 (2.3.1) を Laplace 変換すると、 $\mathcal{L}\{\theta(x, t)\} = \Theta(x, s)$ として、次の線形常微分方程式が得られる。

$$s\Theta = a \frac{d^2 \Theta}{dx^2} \quad (2.3.2)$$

また、境界条件の式も以下になる。

$$\Theta(0, s) = \mathcal{L}\{\theta_1(t)\} = \Theta_1(s) \quad (2.3.3a)$$

$$\Theta(l, s) = \mathcal{L}\{\theta_2(t)\} = \Theta_2(s) \quad (2.3.3b)$$

これを解くと、次式が得られる。

$$\Theta = \frac{1}{e^{\sqrt{\frac{s}{a}}l} - e^{-\sqrt{\frac{s}{a}}l}} \left\{ \left(-\Theta_1 e^{-\sqrt{\frac{s}{a}}l} + \Theta_2 \right) e^{\sqrt{\frac{s}{a}}x} + \left(\Theta_1 e^{\sqrt{\frac{s}{a}}l} - \Theta_2 \right) e^{-\sqrt{\frac{s}{a}}x} \right\} \quad (2.3.4)$$

$\phi(t) = -\lambda \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)$ より、熱流の Laplace 変換の式 $\Psi(s) = \mathcal{L}\{\phi(t)\}$ を求めると、

$$\Psi_1(s) = -\lambda \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_{x=0} = \frac{\sqrt{\frac{s}{a}} \lambda}{\sinh \sqrt{\frac{s}{a}}l} \left(\Theta_1 \cosh \sqrt{\frac{s}{a}}l - \Theta_2 \right) \quad (2.3.5a)$$

$$\Psi_2(s) = -\lambda \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_{x=l} = \frac{\sqrt{\frac{s}{a}} \lambda}{\sinh \sqrt{\frac{s}{a}}l} \left(\Theta_1 - \Theta_2 \cosh \sqrt{\frac{s}{a}}l \right) \quad (2.3.5b)$$

ここで、 λ は材料の熱伝導率である。

上式を移項して整理すると、1 側表面の温度 Θ_1 、熱流 Ψ_1 と 2 側表面の温度 Θ_2 、熱流 Ψ_2 との関係を表す式として、以下の式が得られる。

$$\begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Psi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \sqrt{\frac{s}{a}} l & \frac{1}{\sqrt{\frac{s}{a}} \lambda} \sinh \sqrt{\frac{s}{a}} l \\ \sqrt{\frac{s}{a}} \lambda \sinh \sqrt{\frac{s}{a}} l & \cosh \sqrt{\frac{s}{a}} l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_2 \\ \Psi_2 \end{bmatrix} \quad (2.3.6)$$

この式の右辺の行列は、四端子基本行列と呼ばれる。

2.3.2 多層壁

N 層の多層平面壁を考える。但し、ここでいう N 層壁とは、両側の表面境界層をそれぞれ 1 層として数え、それに、壁体実質部の $(N - 2)$ 層を加えたものとする。 N 層の各層に対して、式 (2.3.6) と同様な四端子行列を作ることができる。これらを、

$$[F_i] = \begin{bmatrix} \cosh \sqrt{\frac{s}{a_i}} l_i & \frac{1}{\sqrt{\frac{s}{a_i}} \lambda_i} \sinh \sqrt{\frac{s}{a_i}} l_i \\ \sqrt{\frac{s}{a_i}} \lambda_i \sinh \sqrt{\frac{s}{a_i}} l_i & \cosh \sqrt{\frac{s}{a_i}} l_i \end{bmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, N) \quad (2.3.7)$$

とする。ここで、 i 番目の層と $(i + 1)$ 番目の層について考えると、 i の両端の境界における温度 Θ_{i-1}, Θ_i 、熱流 Ψ_{i-1}, Ψ_i に関して、式 (2.3.6) と同様の下式が成立する。

$$\begin{bmatrix} \Theta_{i-1} \\ \Psi_{i-1} \end{bmatrix} = [F_i] \begin{bmatrix} \Theta_i \\ \Psi_i \end{bmatrix} \quad (2.3.8)$$

これが、全ての i に関して成り立つので、中間の Θ_i, Ψ_i を消去していくことができる（この手続きを、四端子網の縦続接続という）。 N 層壁に関して、中間境界を次々に消去していけば、最終的に壁全体の両端の温度、熱流だけの関係が導かれる。

$$\begin{bmatrix} \Theta_0 \\ \Psi_0 \end{bmatrix} = [F_1][F_2] \cdots [F_N] \begin{bmatrix} \Theta_N \\ \Psi_N \end{bmatrix} \quad (2.3.9)$$

次に、三角波応答の Laplace 変換の導出について考える。それには、励振温度をステップ関数で与えて、ステップ応答の Laplace 変換解を出し、ついで逆変換を施して時間領域に戻してから、所望の励振波形に変換するという手順を取ればよい。

なお、以下、式 (2.3.9) において、右辺の四端子行列の積はそれ自身が四端子行列になるので、 $A(s), B(s), C(s), D(s)$ を用いて、仮に次式のように置く。

$$[F_1][F_2] \cdots [F_N] = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} \quad (2.3.10)$$

式 (2.3.9) で、室内側温度 Θ_0 としてステップ関数の Laplace 変換 $1/s$ を与え、外気側温度 Θ_N を 0 にする。すると、室内側熱流 Ψ_0 は吸熱応答となり、外気側熱流 Ψ_N は励振・応答の位置関係が逆になるが、貫流応答となる。

$$\begin{bmatrix} 1/s \\ \Psi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \Psi_N \end{bmatrix} \quad (2.3.11)$$

よって、ステップ入力の時、貫流応答 Ψ_T および吸熱応答 Ψ_A は、下式となる。

$$\Psi_T = \Psi_N = \frac{1}{sB(s)} \quad (2.3.12a)$$

$$\Psi_A = \Psi_0 = \frac{D(s)}{sB(s)} \quad (2.3.12b)$$

2.3.3 逆変換

周波数領域の解である式 (2.3.12) を逆変換して、時間領域に戻す必要があるが、これは部分分数分解で行える。

求める時間領域の関数 ϕ は、指数関数項の無限級数

$$\phi(t) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} A_k e^{-\alpha_k t} \quad (2.3.13)$$

と表されるものとする。この式を Laplace 変換したものが、式 (2.3.11) であるから、

$$\frac{A_0}{s} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{s + \alpha_k} = \frac{D(s)}{sB(s)} \quad (2.3.14)$$

が成立しなければならない。上式の左辺において、 $s \rightarrow -\alpha_k$ とすると、無限大になることから、同じ条件で右辺も無限大、 $D(s)$ が実数であるので、 $\{B(s)\}_{s \rightarrow -\alpha_k} \rightarrow 0$ となる。そのため、方程式

$$B(s) = 0 \quad (2.3.15)$$

の根が、 $-\alpha_k$ であることが分かる。

次に、式 (2.3.14) の両辺を $(s + \alpha_k)$ 倍して、

$$\frac{s + \alpha_k}{s} A_0 + \frac{s + \alpha_k}{s + \alpha_1} A_1 + \cdots + A_k + \cdots = \frac{(s + \alpha_k) D(s)}{sB(s)}$$

$s \rightarrow -\alpha_k$ とすると、右辺は、 A_k 以外は全て 0 になるので、

$$A_k = \lim_{s \rightarrow -\alpha_k} \frac{(s + \alpha_k) D(s)}{sB(s)} = \left(\frac{D(s)}{s \frac{dB(s)}{ds}} \right)_{s = -\alpha_k} \quad (2.3.16)$$

が導出される。以上によって、式 (2.3.13) における指数 α_k と係数 A_k が定められた。これは、吸熱応答 (式 (2.3.12b)) の場合であるが、貫流応答 (式 (2.3.12a)) についても、式 (2.3.15) はそのままにして、式 (2.3.16) で $D(s) = 1$ とすれば、同様に求まる。

2.3.4 多層壁ステップ応答の解の算法

まず、式 (2.3.15) を解く。

以下、四端子行列 (式 (2.3.7)) を、式 (2.3.17) のように書き直して用いる。第 i 層の熱拡散率 a_i は、

$$a_i = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i}$$

である。ここで、

λ_i : 第 i 層の熱伝導率

c_i : 第 i 層の比熱

ρ_i : 第 i 層の密度

とする。これを用いると、四端子行列 (式 (2.3.7)) は、以下のように書き換えられる。

$$\begin{aligned}\sqrt{\frac{1}{a_i}} l_i &= \sqrt{\frac{l_i}{\lambda_i} c_i \rho_i l_i} = \sqrt{R_i C_i} \\ \sqrt{\frac{1}{a_i}} \lambda_i &= \sqrt{\frac{c_i \rho_i l_i}{l_i / \lambda_i}} = \sqrt{\frac{C_i}{R_i}}\end{aligned}$$

ここで、

R_i : 層の熱抵抗 ($R_i = l_i / \lambda_i$)

C_i : 層の熱容量 ($C_i = c_i \rho_i l_i$)

である。

また、 s の負領域を扱うので、 $\alpha = -s$ と書き直すと、行列の各項から虚数単位が落ちて、

$$[F_i] = \begin{bmatrix} A_i(-\alpha) & B_i(-\alpha) \\ C_i(-\alpha) & D_i(-\alpha) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \sqrt{R_i C_i} \alpha & \frac{R_i}{\sqrt{R_i C_i} \alpha} \sin \sqrt{R_i C_i} \alpha \\ -\frac{\sqrt{R_i C_i} \alpha}{R_i} \sin \sqrt{R_i C_i} \alpha & \cos \sqrt{R_i C_i} \alpha \end{bmatrix} \quad (2.3.17)$$

となる。

但し、表面境界層や中空層のように熱抵抗だけ持って熱容量を持たない層 ($C_i = 0$) に関しては、次式となる。

$$[F_i] = \begin{bmatrix} 1 & R_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3.18)$$

ついでに上の各項を $s(= -\alpha)$ について微分したものを求めておくと、

$$\begin{aligned}\frac{d}{ds} [F_i] &= \begin{bmatrix} A_i'(-\alpha) & B_i'(-\alpha) \\ C_i'(-\alpha) & D_i'(-\alpha) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{R_i C_i \sin \sqrt{R_i C_i} \alpha}{2 \sqrt{R_i C_i} \alpha} & \frac{R_i}{2\alpha} \left(\frac{\sin \sqrt{R_i C_i} \alpha}{\sqrt{R_i C_i} \alpha} - \cos \sqrt{R_i C_i} \alpha \right) \\ \frac{C_i}{2} \left(\frac{\sin \sqrt{R_i C_i} \alpha}{\sqrt{R_i C_i} \alpha} + \cos \sqrt{R_i C_i} \alpha \right) & \frac{R_i C_i \sin \sqrt{R_i C_i} \alpha}{2 \sqrt{R_i C_i} \alpha} \end{bmatrix} \quad (2.3.19)\end{aligned}$$

但し、 $C_i = 0$ の時、

$$\frac{d}{ds}[F_i] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.3.20)$$

さて、第1層と第2層の行列がそれぞれ、 $\begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix}$ および $\begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix}$ であるとする、これらの積の行列は、次式となる。

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 A_2 + B_1 C_2 & A_1 B_2 + B_1 D_2 \\ C_1 A_2 + D_1 C_2 & C_1 B_2 + D_1 D_2 \end{bmatrix}$$

また、この式を α で微分すると、

$$\begin{bmatrix} A_{12}' & B_{12}' \\ C_{12}' & D_{12}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1' A_2 + A_1 A_2' + B_1' C_2 + B_1 C_2' & A_1' B_2 + A_1 B_2' + B_1' D_2 + B_1 D_2' \\ C_1' A_2 + C_1 A_2' + D_1' C_2 + D_1 C_2' & C_1' B_2 + C_1 B_2' + D_1' D_2 + D_1 D_2' \end{bmatrix}$$

式 (2.3.17)、(2.3.19) を、実際に上式に代入する。そして、第1層から第 N 層まで逐次計算すれば、壁全体に関する行列 $\begin{bmatrix} A(-\alpha) & B(-\alpha) \\ C(-\alpha) & D(-\alpha) \end{bmatrix}$ およびその微分 $\begin{bmatrix} A'(-\alpha) & B'(-\alpha) \\ C'(-\alpha) & D'(-\alpha) \end{bmatrix}$ も数値的に求まる。

行列が求まれば、式 (2.3.15) で述べたように、

$$B(-\alpha) = 0 \quad (2.3.21)$$

を解く。この式は、第1根が $\alpha = 0$ であり、解が全て負の実軸上にあるので、 α を微小量ずつ動かすことによって、解 α_i を逐次探していく。この操作（逐次計算）は、コンピュータを用いる。

以上の手順を経て、必要な数の根が求まれば、それらより、貫流応答の係数 $A_{T,k}$ 、吸熱応答の係数 $A_{A,k}$ が求まる（式 (2.3.16) 参照）。

$$A_{T,k} = \frac{1}{-\alpha_k B'(-\alpha_k)} \quad (2.3.22a)$$

$$A_{A,k} = \frac{D(-\alpha_k)}{-\alpha_k B'(-\alpha_k)} \quad (2.3.22b)$$

2.3.5 応答係数

ステップ応答から三角波応答を導く。ステップ応答の励振関数は、ステップ関数であるが、これを1回積分すると、ランプ関数となり、これをさらに時間をずらせて3回重ね合わせると単位三角波が得られる。それゆえ、これと同じ手続きを応答関数式に対して施せば、三角波応答が得られる。

$$F(t) = \int_0^t \phi(t) dt = A_0 t + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k} (1 - e^{-\alpha_k t}) \quad (2.3.23)$$

として、

(1) $-\Delta t \leq t \leq 0$ の範囲

$$\frac{1}{\Delta t} F(t + \Delta t) = \frac{1}{\Delta t} \left\{ A_0(t + \Delta t) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k} (1 - e^{-\alpha_k(t+\Delta t)}) \right\}$$

これに $t = 0$ を代入すると応答係数の初項 ϕ_0 が得られる。

$$\phi_0 = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k \Delta t} (1 - e^{-\alpha_k \Delta t}) \quad (2.3.24)$$

(2) $0 \leq t \leq \Delta t$ の範囲

$$\frac{1}{\Delta t} \{F(t + \Delta t) - 2F(t)\} = \frac{-1}{\Delta t} \left\{ A_0(t - \Delta t) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k} (1 - 2e^{-\alpha_k t} + e^{-\alpha_k(t+\Delta t)}) \right\}$$

これに、 $t = \Delta t$ を代入すると、応答係数 ϕ_1 が得られる。

$$\phi_1 = - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k \Delta t} (1 - e^{-\alpha_k \Delta t})^2 \quad (2.3.25)$$

(3) $t \geq \Delta t$ の範囲

$$\frac{1}{\Delta t} \{F(t + \Delta t) - 2F(t) + F(t - \Delta t)\} = \frac{-1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k} (e^{-\alpha_k(t-\Delta t)} - 2e^{-\alpha_k t} + e^{-\alpha_k(t+\Delta t)})$$

これに、 $t = j\Delta t$ を代入すると応答係数 $\phi_j (j \geq 2)$ が得られる。

$$\phi_j = - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_k}{\alpha_k \Delta t} (1 - e^{-\alpha_k \Delta t})^2 e^{-\alpha_k(j-1)\Delta t} \quad (2.3.26)$$

2.4 たたみ込み積分

以上で述べた外界条件の三角波列と応答係数を組み合わせることによって、壁体貫流熱を計算できる。応答係数を定義したときの基本励振波は $1[^\circ\text{C}]$ であるので、励振温度が θ である時の応答時系列は、応答係数を θ 倍した $\theta\phi_j$ となる。また、ある時刻 $t = n\Delta t$ においては、その時点の励振 θ_n による応答 $\theta_n\phi_0$ 、1 時点前の励振 θ_{n-1} による応答 $\theta_{n-1}\phi_1$ 、……、という過去の励振によって生じている全ての応答を加え合わせたものが、貫流熱量となる。すなわち、時点 n における貫流熱 q_n は、次式となる。

$$q_n = \theta_n\phi_0 + \theta_{n-1}\phi_1 + \cdots = \sum_{j=1}^{\infty} \theta_{n-j}\phi_j \quad (2.4.1)$$

この式が、応答係数法で任意に変動する励振に対して応答熱量を計算する基本式であって、この計算方法は、たたみ込み積分と呼ばれている。この式の通り、正確には、無限時間前の励振まで考慮する必要があるが、例えば、500[mm] のコンクリート壁体の場合、50 時間前まで計算すれば十分であると考えられている。

2.5 応答係数の種類

壁体は両側で空気に接しているため、そのどちら側の空気温度が励振されるか、また応答として壁のどの場所での熱流を捉えるかによって、いろいろな種類の応答係数が考えられる。

2.5.1 貫流応答係数 $\phi_{T,j}$

外側の空気温度で励振され、内側の壁表面に生じる熱流を応答とするものをいう。第2.3節で、述べた。

2.5.2 吸熱応答係数 $\phi_{A,j}$

室内側空気温度が三角波で励振されたときに、壁の内側表面に生じる熱流の応答を吸熱応答と呼ぶ。熱流は、始めは内部に向かうが、壁体の温度が上昇し、一方で、室温は0に戻るため、熱の逆流が始まる。貫流応答係数 $\phi_{T,j}$ と吸熱応答係数 $\phi_{A,j}$ が壁体の応答の基本形であり、壁体の熱貫流率を K とすると、

$$\sum_{j=0}^{\infty} \phi_{T,j} = \sum_{j=0}^{\infty} \phi_{A,j} = K \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]} \quad (2.5.1)$$

が成り立つ。

2.5.3 両側励振の吸熱応答係数 $\phi_{A',j}$

内壁の場合は、反対側の室内であり、こちら側の室温が変化するときには向こう側も同様に変化すると考える。このように考え、両側励振の吸熱応答 $\phi_{A',j}$ を用いる。

$$\phi_{A',j} = \phi_{A,j} - \phi_{T,j} \quad (2.5.2)$$

この考え方は、両側の部屋が同じ空調条件で制御されている場合にのみ成り立つ。しかし、反対側の部屋を異なる空調条件で考えると、「多数室問題」を解く羽目になるので、内壁を全て両側励振として考え、本研究では、問題を「単室化」して解いている。

2.6 熱負荷

2.6.1 熱取得、冷房負荷および重み係数

室温を一定に保とうとするとき、流れ込んだ熱量と等量の冷熱を空気に与えて室温上昇効果をうち消す必要がある。これを冷房負荷が発生したという。しかし、前述した貫流

熱は、例えば放射熱の場合は、対向壁の温度を上げて、直接、室温を上昇させるわけではなく、時間遅れを持って室温を上昇させる。貫流熱（室内に流れ込んだ最初の段階で捉えた熱のこと）を、熱取得と呼ぶ。熱取得が最終的に冷房負荷に変わるまでを表現するたみ込み係数は重み係数と呼ばれ、次式により熱取得から冷房負荷を計算することができる。

$$L_n = \sum_{j=0}^{\infty} G_{n-j} \varphi_j \quad (2.6.1)$$

ここで、

L_n : 時点 n における冷房負荷 [kcal/h]

G_n : 時点 n における熱取得 [kcal/h]（貫流熱取得の場合、前述の貫流熱 q_n に相当）

φ_j : 重み係数

重み係数を理論的に計算するのは非常に面倒であるため、実験的・経験的に設定された、近似的な重み係数を使用することが多く、本研究でも文献 [16] の値をそのまま採用した。実際に用いた値は、表 4.1.16 に記載した。なお、重み係数は、熱取得の種類によって異なったものが使用される。その理由は、熱取得の発生する部位が異なることと、対流熱と放射熱に分かれる比率が異なることである。重み係数は、次式を満たすように設定している。

$$\sum_{j=0}^{\infty} \varphi_j = 1 \quad (2.6.2)$$

2.6.2 日射受熱量 I_D, I_S

太陽位置 太陽の位置を高度角 h [rad] と方位角 A [rad] で表す。 h と A は、地域の緯度 φ [度]、日赤緯 δ [rad]、時角 T [rad] の 3 つのパラメータから決まる。 δ は計算する日の日付から、 t は計算時刻から次のようにして求められる。

まず、問題の日付が 1 年のうちの何日目に相当するかを調べて、この数を N とし、1 年を周期とする角度 ω を作る [11, pp. 1-3]。

$$\omega = \frac{2\pi}{365}(N - 1) \text{ [rad]} \quad (2.6.3)$$

これより、日赤緯 δ は近似的に次式で求められる。

$$\begin{aligned} \delta = & 0.006918 - 0.399912 \cos \omega + 0.070257 \sin \omega \\ & - 0.006758 \cos 2\omega + 0.000908 \sin 2\omega \text{ [rad]} \end{aligned} \quad (2.6.4)$$

次に時角 T を求めるには、同じ ω を使って均時差 e_t を次式で近似する。

$$\begin{aligned} e_t = & \frac{1}{60}(0.0172 + 0.4281 \cos \omega - 7.3515 \sin \omega \\ & - 0.006758 \cos 2\omega + 0.000908 \sin 2\omega) \text{ [h]} \end{aligned} \quad (2.6.5)$$

問題の時刻を中央標準時で $t[\text{h}]$ とすると、真太陽時 t_{true} は、

$$t_{\text{true}} = t + \frac{\phi - 135}{15} + e_t [\text{h}] \quad (2.6.6)$$

となり、時角 T が次のように求まる。

$$T = \begin{cases} \frac{\pi}{12}(t_{\text{true}} - 12) & (\text{午前}) \\ \frac{\pi}{12}(t_{\text{true}} + 12) & (\text{午後}) \end{cases} \quad (2.6.7)$$

ここに、 ϕ は地域の経度 [度] である。

以上によって、 φ 、 δ 、 T が定まる。これらの角度と太陽位置を表す角度 (h, A) において、太陽 S 、天頂 Z 、北極 P を結んで得られる球面三角 $\triangle SZP$ における関係に、球面三角法を適用すると、太陽位置の公式が、

$$\sin h = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos T \quad (2.6.8a)$$

$$\cos h \sin A = \cos \delta \sin T \quad (2.6.8b)$$

$$\cos h \cos A = -\sin A \cos \varphi + \cos \delta \sin \varphi \cos T \quad (2.6.8c)$$

と得られる。

次に建築外表面と太陽との位置関係と調べる。建物外表面の傾斜角 β 、方位角 α が与えられているとする。面から見た太陽位置を高度角 h^* と、最大昇線下向き方向から時計回りに測った方位角 A^* で表すと、前と同様にして、

$$\sin h^* = \sin h \cos \beta + \cos h \sin \beta \cos(A - \alpha) \quad (2.6.9a)$$

$$\cos h^* \sin A^* = \cos h \sin(A - \alpha) \quad (2.6.9b)$$

$$\cos h^* \cos A^* = -\sin h \sin \beta + \cos h \cos \beta \cos(A - \alpha) \quad (2.6.9c)$$

が得られる。

全天日射量の直散分離 日射受熱量を算出するためには、法線面直達日射量 I_{ND} と水平面天空日射量 I_{HS} が必要となるが、実際には、水平面全天日射量 I_H しか観測されていないことが多い。ここでは、IEA の方法 [10, pp. 30–31] に基づき、水平面全天日射量を直散分離することで、両日射量を算出した。

まず、大気外の日射量 I_0 を求める [11, p. 7]。

$$I_0 = I_{SC}(1.000110 + 0.034221 \cos \omega + 0.001280 \sin \omega \\ + 0.000719 \cos 2\omega + 0.000077 \sin 2\omega [\text{kcal/m}^2\text{h}]) \quad (2.6.10)$$

ここで、 I_{SC} は太陽定数であり、 $I_{SC} = 1176.0 [\text{kcal/m}^2\text{h}]$ とする [3, p. 22]。 I_0 より、大気外の水平面日射量 I_{0H} を求め、観測された地上での水平面日射量 I_H との比から、地上で

の法線面直達日射量 I_{ND} を推定する。

$$I_{0H} = I_0 \sin h \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (2.6.11)$$

$$I_{ND} = 1540 \frac{I_H}{I_{0H}} - 470 \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (2.6.12)$$

但し、計算の結果、 $I_{ND} > 860$ となったときには $I_{ND} = 860$ 、 $I_{ND} < 0$ となったときには $I_{ND} = 0$ とする。

そして、 I_H と I_{ND} から水平面天空日射量 I_{HS} を求める。

$$I_{HS} = I_H - I_{ND} \sin h \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (2.6.13)$$

但し、計算の結果、 $I_{HS} < 0$ となったときには $I_{ND} = I_H / \sin h$, $I_{HS} = 0$ とする。

入射日射量 法線面直達日射量 I_{ND} と水平面天空日射量 I_{HS} が与えられると、面に入射する日射量の直達成分 I_D は、日照面積率を σ として、

$$I_D = \begin{cases} \sigma I_{ND} \sin h^* & (\sin h^* > 0) \\ 0 & (\sin h^* < 0) \end{cases} \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (2.6.14)$$

となる。一方、天空成分 I_S の方は、天空面の輝度が一樣と仮定し、また遮蔽される部分もその輝度は天空輝度と同じであると考えて、

$$I_S = \frac{1 + \cos \beta}{2} I_{HS} + \frac{1 - \cos \beta}{2} \rho_G (I_{ND} \sin h + I_{HS}) \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (2.6.15)$$

となる。ここで、 ρ_G は地面反射率である。

2.6.3 相当外気温度 $\theta_{e,n}$

相当外気温度 時点 n における相当外気温度 $\theta_{e,n}$ は、真の外気温度に、日射および長波放射の影響を外気温度に等価変換して加えたもので、次式で表される。

$$\theta_{e,n} = \theta_{0,n} + \frac{\varepsilon}{\alpha_0} (I_{D,n} + I_{S,n}) - \frac{\varepsilon'}{\alpha_0} I_{L,n} \quad (2.6.16)$$

ここで、

$\theta_{0,n}$: 時点 n における外気温度 [$^{\circ}\text{C}$]

$I_{D,n}, I_{S,n}$: 時点 n における、外壁への入射直達、天空日射量 [$\text{kcal/m}^2\text{h}$]

$I_{L,n}$: 時点 n における長波放射量 [$\text{kcal/m}^2\text{h}$]

α_0 : 外気側表面熱伝達率 [$\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$]

ε : 外気側表面の短波吸収率

ε' : 外気側表面の長波放射率

である。なお、長波放射量 $I_{L,n}$ は、次の Brunt の実験式により、計算できる [2, p. 17]。

$$I_{L,n} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \left\{ 4.88 \times 10^{-8} (273.15 + \theta_{0,n})^4 \left(0.474 - 0.076 \sqrt{\frac{760.0 x_{0,n}}{x_{0,n} + 622.0}} \right) \right\} \quad (2.6.17)$$

ここで、

$\theta_{0,n}, x_{0,n}$: 外気温度 [$^{\circ}\text{C}$] および外気絶対湿度 [g/kg]

β : 建物外表面の傾斜角 [rad]

である。

また、絶対湿度 x^1 は、乾球温度 θ [$^{\circ}\text{C}$] および相対湿度 φ [%] より求めた [16, p. 72]。

$$x = \frac{622 P_s(\theta)}{760 - \frac{\varphi}{100} P_s(\theta)} \text{ [g/kg]} \quad (2.6.18)$$

ここで、 $P_s(\theta)$ [mmHg] は、飽和水蒸気圧であり、次の Goff-Gratch の公式により求まる。

$$X = \begin{cases} -7.90298Y + 5.02808 \log_{10} Z - 1.3816 \times 10^{-7} \{10^{11.344(Y/Z)} - 1\} \\ \quad + 8.1328 \times 10^{-3} (10^{-3.49149Y} - 1) & (\theta \geq 0) \\ -9.09718Y - 3.56654 \log_{10} Z + 0.876793(Y/Z) - 2.21988 & (\theta < 0) \end{cases}$$

$$Y = Z - 1$$

$$Z = \begin{cases} \frac{373.16}{273.16 + \theta} & (\theta \geq 0) \\ \frac{273.16}{273.16 + \theta} & (\theta < 0) \end{cases}$$

$$P_s(\theta) = 760 \times 10^X \text{ [mmHg]} \quad (2.6.19)$$

日射の項を省いた相当外気温度 ちなみに、日射の項を省いた相当外気温度 $\theta_{eG,n}$ は、次式となる。

$$\theta_{eG,n} = \theta_{0,n} - \frac{\varepsilon'}{\alpha_0} I_{L,n} \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (2.6.20)$$

2.6.4 貫流熱負荷 $L_{T,n}$

普通の意味の外壁の他に、屋根や外床構造のように建物の内部と外界を境している部位を一般に外壁と呼ぶことにする。外界の気象条件の影響により外壁を貫流する熱取得を生じ、これが熱負荷に転化する過程は次のように計算される。

¹ここでいう絶対湿度 [g/kg] とは、1[m³] に含まれる水蒸気の質量を表した、いわゆる絶対湿度 [g/m³] ではなく、1[kg] の乾燥空気に含まれる水蒸気の質量を表した混合比 [g/kg] のことである [11, p. 66]。

一般の外壁からの貫流熱取得 $G_{TW,n}$ 一般の外壁からの貫流熱取得 $G_{TW,n}$ は、次のたたみ込み積分によって計算される。

$$G_{TW,n} = A_W \sum_{j=0}^{\infty} (\theta_{e,n-j} - \theta_{R,n-j}) \phi_{T,j} \quad (2.6.21)$$

ここで、

A_W : 外壁表面積 [m^2]

$\theta_{R,j}$: 室内温度 [$^{\circ}\text{C}$]

$\phi_{T,j}$: 外壁の貫流応答係数 [$\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$]

である。

ガラス窓からの貫流熱取得 $G_{TG,n}$ ガラス窓の場合、日射の影響は透過日射熱取得として別途に計算されるので、貫流熱の計算からは日射が除外される。そのため、日射の項を除外した相当外気温度を用いる。また熱容量もごく小さいと見て応答係数は使用せず、定常伝熱式による。

$$G_{TG,n} = A_G K_G (\theta_{eG,n} - \theta_{R,n}) \quad (2.6.22)$$

ここで、

A_G : ガラス表面積 [m^2]

K_G : ガラス窓熱貫流率 [$\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$]

$\theta_{eG,j}$: 日射の項を省略した相当外気温度 [$^{\circ}\text{C}$]

である。

上式中の K_G の値は窓の内側にカーテンやブラインドがある場合とない場合とで異なる。したがって K_G は内部遮蔽物の操作によって変わる時変量として扱われている。

貫流熱負荷 $L_{T,n}$ 熱取得を貫流熱の重み係数で再度たたみ込むと冷房負荷が得られる。

$$L_{TW,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{TW,n-j} \varphi_{T,j} \quad (2.6.23)$$

$$L_{TG,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{TG,n-j} \varphi_{T,j} \quad (2.6.24)$$

ここで、 $\varphi_{T,j}$ は貫流熱の重み係数である。

$$L_{T,n} = L_{TW,n} + L_{TG,n} \quad (2.6.25)$$

2.6.5 透過日射熱負荷 $L_{G,n}$

透過日射熱取得 $G_{GR,n}, G_{GC,n}$ 透過日射熱取得は、前述の熱取得計算と同じようにして、求める。標準ガラスに対する入射角別熱取得率と、窓形式別による遮蔽係数の組み合わせ

で計算する。まず、直達日射の熱取得率とは、ガラスに入射する日射のうちで、内側に透過するものの割合であって、入射角によって異なる。その値は、入射角が面から見た太陽高度 h^* の補角であることに注意して、次式で与えられる。

$$g_D = 2.3920 \sin h^* - 3.8636 \sin^3 h^* + 3.7568 \sin^5 h^* - 1.3952 \sin^7 h^* \quad (2.6.26)$$

ここで、

g_D : 標準ガラス (透明 3[mm]) に対する直達日射の熱取得率

h^* : 面から見た太陽高度 [rad]

天空日射に対する熱取得率 g_S は、上式を全天空面について積分平均したもので、定数とする [11, p. 296]。

$$g_S = 2 \int_0^{\pi/2} g_D \sin h^* \cos h^* dh^* = 0.808 \quad (2.6.27)$$

次に遮蔽係数であるが、これは標準ガラス以外のものも熱取得の大きさを、標準ガラスの場合を 1 として相対表示した数値で、放射遮蔽係数 η_R と対流遮蔽係数 η_C とがある。

以上の諸係数を用いて、透過日射熱取得の放射成分 $G_{GR,n}$ 、対流成分 $G_{GC,n}$ は、

$$G_{GR,n} = A_G(g_D I_{D,n} + g_S I_{S,n})\eta_R \quad (2.6.28a)$$

$$G_{GC,n} = A_G(g_D I_{D,n} + g_S I_{S,n})\eta_C \quad (2.6.28b)$$

となる。なお、 η_C, η_R も前項の熱貫流率 K_G と同様、内部遮蔽の操作で変わる時変量である。

透過日射熱負荷 $L_{G,n}$ このうちで対流成分はそのものが冷房負荷にある。放射成分は、貫流熱の場合と同様に、重み係数によってたたみ込んだものが冷房負荷である。

透過日射用重み係数 $\varphi_{G,j}$ は、6 種類が用意されている。ブラインドのあり、なしの区別は、ブラインドなしの方はより多くの放射が床に吸収され、ブラインドありの方はより多くが天井に吸収されると想定していることによる。また構造の重、中、軽の区別もなされており、理論的に厳密なものではないが、一応次のような方法で分けられている。すなわち室全体の平均貫流応答係数を作り、その最大値が何時間目に現れるかを調べる。最大値が $j = 0, 1, 2$ のうちであれば軽構造、 $j = 3$ の時にあれば中構造、 $j \geq 4$ に最大値があるものを重構造としている。

この重み係数を使用すると、透過日射熱負荷は次式で算定される。

$$L_{GR,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{GR,n-j} \varphi_{G,j} \quad (2.6.29a)$$

$$L_{GC,n} = G_{GC,n} \quad (2.6.29b)$$

ここで、 $\varphi_{G,j}$ は透過日射重み係数である。

$$L_{G,n} = L_{GR,n} + L_{GC,n} \quad (2.6.30)$$

2.6.6 隙間風の熱負荷 $L_{I,n}$

隙間風の熱負荷を算出するには、応答係数も重み係数も一切無関係である。隙間風による顕熱負荷 $L_{IS,n}$ 、潜熱負荷 $L_{IL,n}$ は、次式となる [11, pp. 335–341]。

$$L_{IS,n} = c_a \rho_a V_I (\theta_{0,n} - \theta_{R,n}) \quad (2.6.31a)$$

$$L_{IL,n} = r_w \rho_a V_I \frac{x_{0,n} - x_{R,n}}{1000} \quad (2.6.31b)$$

ここで、

- ρ_a : 空気の密度 [kg/m³] ($\rho_a = 1.293$) [3, p. 443]
- c_a : 空気の比熱 [kcal/kg °C] ($c_a = 0.240$) [3, p. 476]
- r_w : 水の蒸発潜熱 [kcal/kg] ($r_w = 581$) [3, pp. 434, 472]
- $\theta_{0,j}, x_{0,j}$: 外気温度 [°C] および外気絶対湿度 [g/kg]
- $\theta_{R,j}, x_{R,j}$: 室内温度 [°C] および室内絶対湿度 [g/kg]
- V_I : 隙間風量 [m³/h]

である。なお、隙間風量 V_I は、次式により算出される。

$$V_I = \begin{cases} al\Delta p^{2/3} & (\Delta p > 0) \\ 0 & (\Delta p \leq 0) \end{cases} \quad (2.6.32)$$

ここで、

- a : サッシ定数 (隙間の度合いを表す)
- r : サッシ召し合わせ長 [m]

であり、作用風圧 Δp は、次式で算出される。

$$\Delta p = \left(\frac{\rho_{aR}}{\rho_w} - \frac{\rho_{a0}}{\rho_w} \right) \left(h - \frac{h_B}{2} \right) \quad (2.6.33)$$

ここで、

- ρ_w : 水の密度 [kg/m³] ($\rho_w = 998$) [5, p. 68]
- ρ_{aR} : 室内空気密度 [kg/m³]
- ρ_{a0} : 外気空気密度 [kg/m³]
- h : 地面からの高さ [m]
- h_B : 建物軒高 [m]

である。また、空気密度 $\rho_a(\theta, x)$ は、次式で算出される [3, p. 443]。

$$\rho_a(\theta, x) = \frac{1.293}{1 + 0.00367\theta} (1 - 0.378P_w(x)) \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (2.6.34)$$

ここで、

- θ : 空気の温度 [°C]
- $P_w(x)$: 水蒸気圧 [mmHg]

である。水蒸気圧 $P_w(x)$ は、次式による [16, p. 72]。

$$P_w = \frac{760x}{622 + x} \quad (2.6.35)$$

よって、

$$L_{I,n} = L_{IS,n} + L_{IL,n} \quad (2.6.36)$$

2.6.7 照明による熱負荷 $L_{L,n}$

照明器具からの熱取得は、照明電力量 $W_{L,n}$ [kcal/h] を熱量換算して求める。

照明による熱取得 $G_{L,n}$ は次式で求められる。

$$G_{L,n} = k_L W_{L,n} \quad (2.6.37)$$

ここで、 k_L は電力から熱量への換算係数であり、白熱灯の場合 1.0、蛍光灯の場合は安定器による消費電力を見込んで 1.2 とする [12, p. 29]。

熱負荷は上の熱取得を照明用重み係数 $\varphi_{L,j}$ でたたみ込んで得られる。 $\varphi_{L,j}$ は 15 種類が用意されている。15 種類は光源、照明器具種別の 5 と、構造種別 3 を組み合わせたものである。照明方式によって出てくる熱の対流・放射比率や放射熱が吸収される部位別割合が異なることを考慮して想定したものである。

照明による冷房負荷 $L_{L,n}$ は、

$$L_{L,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{L,n} \varphi_{L,j} \quad (2.6.38)$$

となる。

2.6.8 人体による熱負荷 $L_{H,n}$

人体は、その作業強度によって異なった大きさの体熱を室内へ放散する。また同じ作業強度であっても室温が異なると、体熱を顕熱で放散するか潜熱で放散するかの割合が変わってくる。

人体に関する入力データとしては、在室人数 $N_{H,n}$ [人/h] と作業強度指数があり、これから人体による顕熱取得 $G_{HS,n}$ 、潜熱取得 $G_{HL,n}$ は次式で求められる。

$$G_{HS,n} = H_S N_{H,n} \quad (2.6.39a)$$

$$G_{HL,n} = H_L N_{H,n} \quad (2.6.39b)$$

ここで、

H_S : 人体の顕熱放散量 [kcal/h・人]

H_L : 人体の潜熱放散量 [kcal/h・人]

$N_{H,j}$: 在室人数 [人/h]

である。なお、 H_S および H_L は作業強度と室内温度とから HASP/ACLD 記載の図により定まる（式 (4.1.1)）。

上の熱取得中、顕熱に対しては人体用重み係数 $\varphi_{H,j}$ を適用する。人体用重み係数は表 4.1.16 に示す通りである。潜熱に関しては熱取得と熱負荷は同じものである。

$$L_{HS,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{HS,n-j} \varphi_{H,j} \quad (2.6.40a)$$

$$L_{HL,n} = G_{HL,n} \quad (2.6.40b)$$

$$L_{H,n} = L_{HS,n} + L_{HL,n} \quad (2.6.41)$$

2.6.9 器具発熱による熱負荷 $L_{A,n}$

使用器具は、そのほとんどが電気器具であるので、器具からの熱取得は、コンセント電力量 $W_{A,n}[\text{kcal/h}]$ を熱量換算して求める。

また、顕熱については、熱取得を熱負荷に変換する重み係数として、器具の表面温度と構造種別を組み合わせた 9 種類が用意されている。以上により、器具発熱による時点 n における顕熱取得 $G_{AS,n}$ 、潜熱取得 $G_{AL,n}$ は、

$$G_{AS,n} = k_A W_{A,n} \quad (2.6.42a)$$

$$G_{AL,n} = 0 \quad (2.6.42b)$$

ここで、 k_A は、電力から熱量への換算係数であり、 $k_A = 1.0$ とする。潜熱取得 $G_{AL,n}$ を 0 とし、全て顕熱取得 $G_{AS,n}$ で扱ったのは、オフィスで使われる電気器具は、全て覆いがあるためである。

熱負荷は、

$$L_{AS,n} = \sum_{j=0}^{\infty} G_{AS,n-j} \varphi_{A,j} \quad (2.6.43a)$$

$$L_{AL,n} = G_{AL,n} \quad (2.6.43b)$$

ここで、 $\varphi_{A,j}$ は、発熱器具用重み係数である。

$$L_{A,n} = L_{AS,n} + L_{AL,n} \quad (2.6.44)$$

2.6.10 換気による熱負荷 $L_{V,n}$

換気による熱負荷の計算式は、隙間風の熱負荷と同じである。換気による顕熱負荷 $L_{VS,n}$ 、潜熱負荷 $L_{VL,n}$ は、次式となる。

$$L_{VS,n} = c_a \rho_a V_V (\theta_{0,n} - \theta_{R,n}) \quad (2.6.45a)$$

$$L_{VL,n} = r_w \rho_a V_V \frac{x_{0,n} - x_{R,n}}{1000} \quad (2.6.45b)$$

ここで、

V_V : 換気量 [m^3/h]

$S_{V,j}$: 換気スケジュール (0–1.0)

である。なお、換気量 V_V は、外調機もしくは全熱交換機的能力によって決まる定常値である。

$$L_{V,n} = L_{VS,n} + L_{VL,n} \quad (2.6.46)$$

2.6.11 給湯による熱負荷 $L_{W,n}$

給湯も、エネルギー消費としては大きな割合を占める。しかし、すぐに消費もしくは廃棄されるため、熱取得 $G_{W,n}$ は0に近いと考えられる。そこで、本研究では、給湯量・給湯温度に関わらず、熱負荷を次のように定義した。

$$L_{W,n} = 0 \quad (2.6.47)$$

2.7 除去熱量

冷房負荷とは、室内を常時基準に維持した時に室内空気に流れ込んでくる熱量であるのに対し、除去熱量とは、空調装置が実際に室内空気から取り去る、あるいは、取り去らなければならない熱量のことである。文献 [16] では、単一の空調系除去熱量以外は、全て冷房負荷として扱っているが、ここでは、除去熱量の性格を踏まえて、全熱交換機・加湿器の性能も除去熱量として扱うことにした。

2.7.1 全熱交換機による除去熱量 $E_{E,n}$

換気扇に取り付けられた全熱交換機の除去熱量は、後述の空調系統の除去熱量とは異なり、換気による熱負荷（冷房負荷） $L_{V,n}$ のみに左右される。そこで、空調系統の除去熱量とは別個に計算する。熱交換機とは、ある流体から他の流体へ熱を伝える機械である。全熱交換機の場合、還気から吸気へ、全熱（顕熱および潜熱）を伝える。伝える割合は、全熱交換率による。よって、全熱交換機による除去熱量は、次式で算出できる。

$$E_{ES,n} = S_{EE,n} k_{E\theta} L_{VS,n} \quad (2.7.1a)$$

$$E_{EL,n} = S_{EE,n} \{k_{EH}(L_{VS,n} + L_{VL,n}) - E_{ES,n}\} \quad (2.7.1b)$$

ここで、

$L_{VS,j}$: 換気による顕熱負荷

$L_{VL,j}$: 換気による潜熱負荷

k_{EH} : エンタルピー交換率

$k_{E\theta}$: 温度交換率

$S_{EE,j}$: 全熱交換機スケジュール (0–1.0)

である。

$$E_{E,n} = E_{ES,n} + E_{EL,n} \quad (2.7.2)$$

2.7.2 加湿器による除去熱量 $E_{H,n}$

加湿器は、空気の絶対湿度を増加させる。ここでは、全熱交換機と同じく、加湿器は換気扇に取り付けられているので、熱交換後の吸気の潜熱負荷を取り去ることができると考えられる。よって、除去熱量は次式で算出できる。

$$E_{H,n} = L_{VL,n} - E_{EL,n} \quad (2.7.3)$$

但し、 $E_{H,n} \geq 0$ のとき、 $E_{H,n} = 0$ とし、 $0 < E_{H,n} < E_{H \text{ hmin},n}$ のとき、 $E_{H,n} = E_{H \text{ hmin},n}$ 、 $E_{H,n} < E_{H \text{ hmax},n}$ のとき、 $E_{H,n} = E_{H \text{ hmax},n}$ とする。ここで、 $E_{H \text{ hmin},n}$ は加湿器の最小加熱能力、 $E_{H \text{ hmax},n}$ は最大加熱能力 [kcal/h] であり、次式により、算出する。

$$E_{H \text{ hmax},n} = -S_{EH,n} r_w M_{w \text{ max}} E_{H \text{ hmin},n} = -S_{EH,n} r_w M_{w \text{ min}} \quad (2.7.4)$$

ここで、

$S_{EH,j}$: 加湿器スケジュール (0–1.0)

$M_{w \text{ max}}$: 加湿器の最大加湿量 [kg/h]

$M_{w \text{ min}}$: 加湿器の最小加湿量 [kg/h]

である。

2.7.3 空調系統による除去熱量 $E_{A,n}$

空調系統による除去熱量は、空調用の配管の出入口温度差から求めた。但し、設定室温を与えてシミュレーションする際は、この除去熱量を求めるので、以下の式は用いない。

$$E_{A,n} = c_w \rho_w V_{wA} (\theta_{w \text{ out}} - \theta_{w \text{ in}}) \quad (2.7.5)$$

ここで、

$\theta_{w \text{ out}}, \theta_{w \text{ in}}$: 冷温水配管の出口温度、入口温度 [°C]

V_{wA} : 冷温水量 [m³]

c_w : 水の比熱 [kcal/kg °C] ($c_w = 1.000$) [5, p. 68]

である。

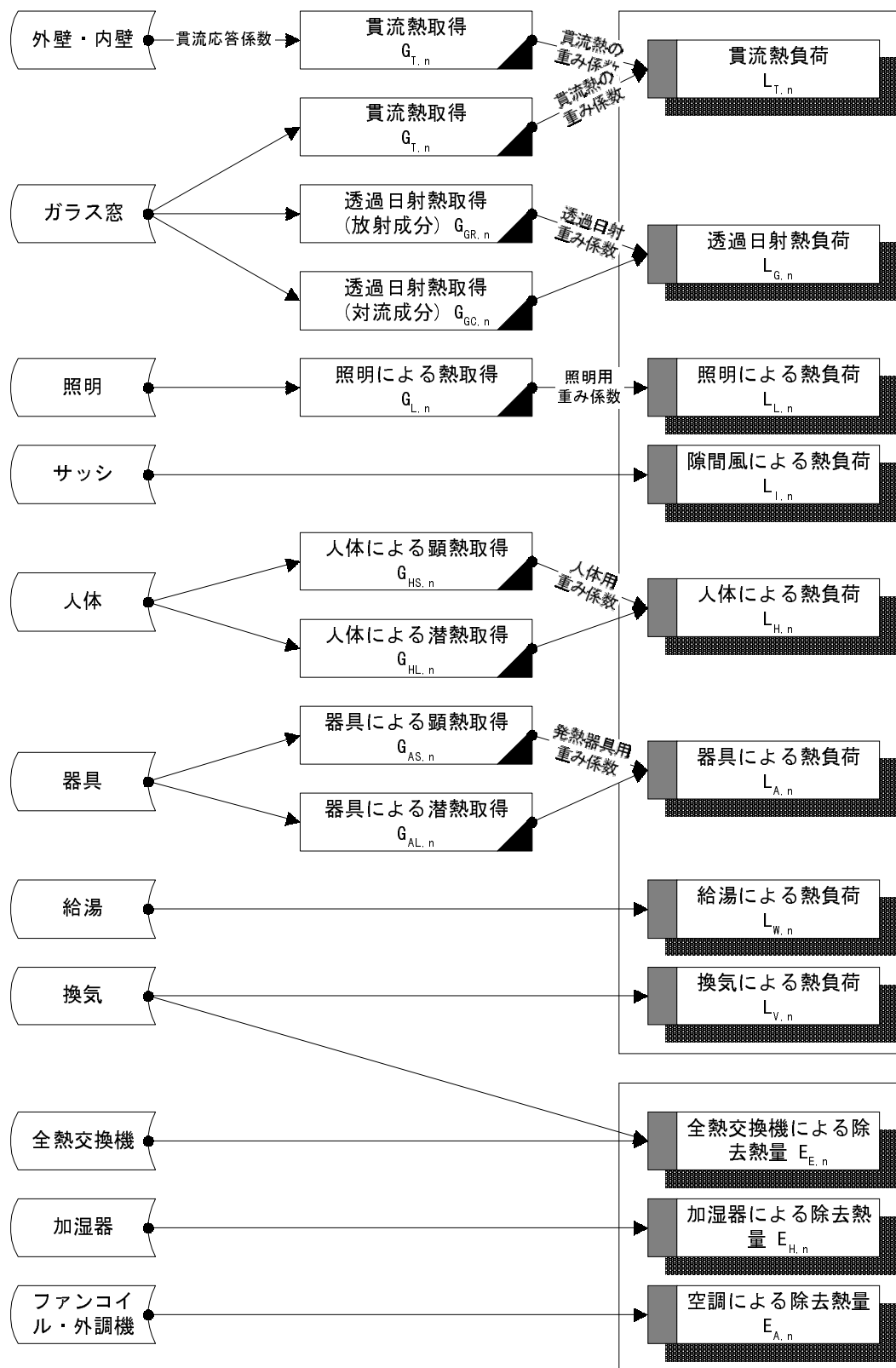


図 2.7.1 熱負荷・除去熱量のフロー

2.8 蓄熱負荷

2.8.1 室の吸熱応答係数 $\phi_{R,j}$

室の吸熱応答係数 ϕ_R [kcal/h °C] とは室を構成している全部位について、その吸熱応答係数に面積をかけて合計したものであり、前述した（外壁・内壁に関する）応答係数 [kcal/m²h °C] とは、別物である。この室の吸熱応答係数は、室温に単位三角波の変化を起こさせるために、室に加えまたは室から取り去らなければならない熱量を表している。これは、外壁・内壁だけでなく、ガラス窓などの薄壁、換気、室内熱容量なども関係してくる。次のように定義できる。

外壁・内壁の吸熱応答係数 $\phi_{RW,j}$ 外壁に関しては吸熱応答係数、内壁に関しては両側励振の吸熱応答係数を用い、全ての壁について、それぞれ面積と吸熱応答係数をかけて合計する。

$$\phi_{RW,j} = A_W \phi_{A,j} \quad (2.8.1)$$

熱貫流率 K_G の薄壁の吸熱応答係数 $\phi_{RG,j}$

$$\phi_{RG,0} = A_G K_G \quad (2.8.2a)$$

$$\phi_{RG,j} = 0 \quad (j \geq 1) \quad (2.8.2b)$$

ここで、 A_G は、薄壁の面積 [m²] である。

換気量 V_V の吸熱応答係数 $\phi_{RV,j}$

$$\phi_{RV,0} = c_a \rho_a V_V \quad (2.8.3a)$$

$$\phi_{RV,j} = 0 \quad (j \geq 1) \quad (2.8.3b)$$

ここで、 $c_a \rho_a$ は、空気の容積比熱 [kcal/m³ °C] である。隙間風も、この式を利用する。

全熱交換機（換気量 V_V ）の吸熱応答係数 $\phi_{REE,j}$

$$\phi_{REE,0} = -c_a \rho_a k_{E\theta} V_V \quad (2.8.4a)$$

$$\phi_{REE,j} = 0 \quad (j \geq 1) \quad (2.8.4b)$$

室内熱容量 C の吸熱応答係数 $\phi_{RC,j}$

$$\phi_{RC,0} = C / \Delta t \quad (2.8.5a)$$

$$\phi_{RC,1} = -C / \Delta t \quad (2.8.5b)$$

$$\phi_{RC,j} = 0 \quad (j \geq 2) \quad (2.8.5c)$$

室の吸熱応答係数 $\phi_{R,j}$ したがって、室の吸熱応答係数 $\phi_{R,j}$ は、

$$\phi_{R,j} = \sum_{W_i} \phi_{RW_i,j} + \sum_{G_k} \phi_{RG_k,j} + \sum_{V_h} \phi_{RV_h,j} + \sum_{REE_l} \phi_{REE_l,j} + \phi_{RC,j} \quad (2.8.6)$$

となる。この応答係数は、蓄熱負荷を計算するときに用いられる。

2.8.2 蓄熱負荷

ある時刻に、冷房負荷 L_n が発生したが、空調装置が停止していて、熱が全く除去されないとする、空気に流れ込んだ熱 L_n によって、室温の基準値から、 $\Delta\theta_{R,n}$ だけ変位が生じる。つまり、室温変位 $\Delta\theta_{R,n}$ によって、室を構成する全ての部位に吸熱応答が発生し、その吸熱量の合計が、ちょうど L_n と同じ大きさだけ、変位が生じると考えられる。したがって、次式となる。

$$\Delta\theta_{R,n}\phi_{R,0} = L_n \quad (2.8.7)$$

これを室温変位 $\Delta\theta_{R,n}$ について解くと、次式となる。

$$\Delta\theta_{R,n} = \frac{L_n}{\phi_{R,0}} \quad (2.8.8)$$

次の時点 ($n+1$) に進むと、今度は時点 n において室温変位 $\Delta\theta_{R,n}$ があつたために、それによる吸熱応答の1時間目の値 $-\Delta\theta_{R,n}\phi_{R,1}$ が構造体から室内空気へ逆流してくる。したがって、時点 ($n+1$) では、通常の冷房負荷 L_{n+1} に、逆流分が加わり、流入熱は、 $(L_{n+1} - \Delta\theta_{R,n}\phi_{R,1})$ となる。よって、この時点での室温変位は、 $\Delta\theta_{R,n+1}$ は、

$$\Delta\theta_{R,n+1} = \frac{L_{n+1} - \Delta\theta_{R,n}\phi_{R,1}}{\phi_{R,0}} \quad (2.8.9)$$

で計算される。この追加的な流入熱を蓄熱負荷と呼び、次式で表せる。

$$L_{S,n} = - \sum_{j=1}^{\infty} \Delta\theta_{R,n-j}\phi_{R,j} \quad (2.8.10)$$

なお、この励振は、過去の室温が現在の室温に対して働きかけているので、室温変位 $\Delta\theta_{R,j}$ は次式のように定義できる。

$$\Delta\theta_{R,j} = \theta_{R,j} - \theta_{R,n} \quad (2.8.11)$$

2.9 室温

2.9.1 室温の算出（除去熱量 E_A をデータで与えた場合）

室温は、以上で述べた冷房負荷 L_n ・除去熱量 E_n ・蓄熱負荷 $L_{S,n}$ による（図 2.7.1 参照）。

$$L_n = L_{T,n} + L_{G,n} + L_{I,n} + L_{L,n} + L_{H,n} + L_{A,n} + L_{V,n} \quad (2.9.1a)$$

$$E_n = E_{A,n} + E_{E,n} + E_{H,n} \quad (2.9.1b)$$

$$L_{S,n} = L_{S,n} \quad (2.9.1c)$$

そして、時点 n における室温変位 $\Delta\theta_{R,n}$ は、次式によって計算される。

$$\Delta\theta_{R,n} = \frac{L_n(\theta_{R,n}) + L_{S,n}(\theta_{R,n}) - E_n(\theta_{R,n})}{\phi_{R,0}} \quad (2.9.2)$$

しかし、上式は、両辺に $\theta_{R,n}$ を含んでいるので、すぐには解けない。そこで、次式を用いて収束計算を行い、 $\Delta\theta_{R,n} = 0$ となった時点で計算をやめ、その時点の温度を時点 n での室温とした。

$$\Delta\theta_{R,n}^{(k-1)} = \frac{L_n(\theta_{R,n}^{(k-1)}) + L_{S,n}(\theta_{R,n}^{(k-1)}) - E_n(\theta_{R,n}^{(k-1)})}{\phi_{R,0}} \quad (2.9.3)$$

$$\theta_{R,n}^{(k)} = \theta_{R,n}^{(k-1)} + \Delta\theta_{R,n}^{(k-1)} \quad (2.9.4)$$

2.9.2 室温と除去熱量 E_A の算出（シミュレーション時）

今度は、実際の空調プロセスに即して考えていく。まず、 $E_A = 0$ として、前小節と同様の計算で、自然室温 $\theta_{\text{nat},n}$ を求めてやる。なお、全体の除去熱量 E から E_A を引いた除去熱量を E' と表す。

$$\theta_{\text{nat},n} = \frac{L_n(\theta_{R,n}) + L_{S,n}(\theta_{R,n}) - E'_n(\theta_{R,n})}{\phi_{R,0}} + \theta_{R,n} \quad (2.9.5)$$

無負荷時 時点 n における自然室温が、設計室温の上限値 θ_{max} と下限値 θ_{min} の間に入るのであれば、そのときには空調の必要がないと判断される。それゆえ、このときも、 $E_n = 0$ となり、自然室温が実現室温（ $\theta_{R,n} = \theta_{\text{nat},n}$ ）となる。

軽負荷時 自然室温が設計室温の上限 θ_{max} より高くなるならば、熱を除去する必要がある。逆に下限 θ_{min} より低くなるのであれば、熱を供給する必要がある。冷房の場合、熱 $E_{A,n}$ を除去して、室温を上限値 θ_{max} に等しくするように式を立てる。

$$\theta_{R,n} = \theta_{\text{nat},n} + \frac{L_n + L_{S,n} - E'_n - E_{A\text{req},n}}{\phi_{R,0}} = \theta_{\text{max}} \quad (2.9.6)$$

上式の $E_{A\text{req}}$ を必要除去熱量という。必要除去熱量が、時点 n における空調装置の能力 $S_{EA,n}E_{A\text{max}}$ より小さいならば、上の状態は実現可能である。暖房の場合も同様である。ここで、

$S_{EA,j}$: 空調スケジュール (0–1.0)

$E_{A\text{max}}$: 空調装置の冷却能力 (設備容量) [kcal/h]

である。

過負荷時 必要除去熱量が時点 n における空調能力を超える場合には、実現する除去熱量は $S_{EA,n}E_{A\text{max}}$ であり、これと必要除去熱量との差の分は、除去されないで残るために室温変位を生じる。

$$E_{A,n} = S_{EA,n}E_{A\text{max}} \quad (2.9.7)$$

$$\theta_{R,n} = \theta_{R,n} + \frac{L_n + L_{S,n} - E'_n - E_{A\text{max}}}{\phi_{R,0}} \quad (2.9.8)$$

いずれの場合も、先ほどと同じく、収束計算を行って、妥当な θ_R を算出する。

第3章 電力・エネルギー需要計算モデル

3.1 概略

電力計算も、動的熱負荷計算と同じく、理論に基づいて厳密に計算すべきであるが、本論文では、ある程度は単純に扱えるものと判断して、単純な回帰式を利用して求めた。なお、前章との兼ね合い上、電力量の単位として [kWh] を用いずに [kcal] を用いている。

3.2 発電

3.2.1 太陽電池

太陽電池は、発電効率を k_{PV} とすると、発電量 [kcal/h] は、次式で求められる。

$$W_{PV,n} = k_{PV}(I_{D,n} + I_{S,n}) \quad (3.2.1)$$

ここで、 $I_{D,n} + I_{S,n}$ は、太陽電池が置かれている傾斜面への全天日射量である。また、太陽電池の発電効率は素子温度や電池表面の状態（積雪など）などに左右されるが、簡単のため、無視する。

なお、既設の太陽電池に関しては発電量のデータがあるため、上式は用いない。

3.3 エネルギー供給

3.3.1 吸収式冷凍機・ヒートポンプ

回帰式を用いて、COP を求め、それをそのまま、利用する。吸収式冷凍機の場合は、次式となる。

$$W_{AC,n} = k_{AC}W_{AC\text{in},n} \quad (3.3.1)$$

ここで、

$W_{AC,n}$: エネルギー供給量 [kcal/h]

$W_{AC\text{in},n}$: エネルギー投入量 [kcal/h]

k_{AC} : 吸収式冷凍機の COP

であり、ヒートポンプの場合も同様である。

なお、上式は、基本モデル¹の計算に対してエネルギー需要が変動した場合に、エネルギー投入量を求めるために利用する式であって、エネルギー供給量自体は、空調系統と同じく、冷温水の出入口温度差と流量より算出している。

3.3.2 蒸気供給量

エコオフィスでは、一部冷温水ではなく、蒸気でエネルギーを供給している箇所がある。この場合も、冷温水の場合に準じて、出入口エンタルピー差より供給熱量を計算した。

3.3.3 温水蓄熱槽その他

その他の空調系統も、基本的には、冷温水の出入口温度差と流量より、エネルギー供給量を算出した。

¹基本モデルあるいは通常ケースとは、現状のエコオフィスと全く同じ条件のモデルを指す。

第4章 計算結果

4.1 計算条件

4.1.1 空調設備

エコオフィスに装備されている機器表を表 4.1.1 に示す（[13][14][17][1][7] など）。

表 4.1.1 エコオフィス空調設備機器表

記号	機器名	仕様	台数
SP-1	ソーラーパネル	矢崎総業 SC-V1020-3MO	65（屋上）
RHP-1	ヒートポンプ	三菱電機 CAH-15FL	1（機械室）
RA-1	吸収式冷凍機	矢崎総業 WFC-5	1（機械室）
CT-1	冷却塔	江原シンワ SBW-15ES	1（屋上）
WD-1	薬液注入装置	東西化学産業 MP-112X	1（屋上）
TH-1	温水蓄熱槽	SUS304	1（機械室）
ST-1	給湯用貯湯槽	SUS304L	1（機械室）
PH-2	温水ポンプ	神野製作所 50×40IFWM	1（機械室）
PH-4	温水ポンプ	神野製作所 TA425J	1（機械室）
PH-5	温水ポンプ	神野製作所 TA425J	1（機械室）
PCD-1	冷却水ポンプ	神野製作所 MA435	1（機械室）
PCH-1-1	冷温水ポンプ	神野製作所 MA535C	1（機械室）
PCH-1-2			1（機械室）
PHW-1	給湯用ポンプ	荏原実業 25LPS5.08S 所要動力 0.08[kW]	1（機械室）
AC-10	外気調和機	新晃工業 DH-3 風量 900[m ³]	1（機械室）
HS-1	加湿器	LS-350 加湿量 1.5–7.5[kg/h]	1（機械室）
HEA-1	全熱交換機	日鉄鉱業 TAC-063TK エンタルピー変換効率 0.78 温度変換効率 0.78	1（機械室）

表 4.1.1 エコオフィス空調設備機器表

記号	機器名	仕様	台数
HEA-3	全熱交換機	三菱電機 LGH-25CST 処理風量 180[m ³] (ノッチ弱) エンタルピー変換効率 0.61 (冷房時) エンタルピー変換効率 0.67 (暖房時) 温度変換効率 0.75	1 (392 室)
HEA-2	全熱交換機	三菱電機 LGH-25RS 処理風量 120,100[m ³] (ノッチ強) エンタルピー変換効率 0.66 (冷房時) エンタルピー変換効率 0.75 (暖房時) 温度変換効率 0.81	2 (389 室)
FCU	ファンコイルユニット	新晃工業 CP-300B	2 (392 室)
FCU	ファンコイルユニット	新晃工業 CP-400B	4 (391 室) 4 (390 室)
FCU	ファンコイルユニット	新晃工業 CP-600B	4 (389 室)
FE-13	排気ファン	ミツヤ送風機製作所 NM#1 1/4-1	1 (機械室)
PV-1	太陽電池	京セラ LA721G102S 多結晶シリコン電池 面積 0.858[m ²]	54 (屋上)
PV-2	太陽電池	昭和シェル GL136 単結晶シリコン電池 面積 0.424[m ²]	108 (屋上)
PV-3	太陽電池	キャノン UPM-880 アモルファスシリコン電池 面積 0.410[m ²]	252 (屋上)
INV-1 INV-2 INV-3	インバータ	富士電機 系統連系用インバータ	1 (屋上) 1 (屋上) 1 (屋上)

4.1.2 壁体

エコオフィス区域の壁・上部スラブ・下部スラブのデータを以下に示す ([13][14][17] などの文献、樋口修二氏の調査結果および筆者の調査結果に基づく、但し材質データは [5,

表 4.1.2 外壁 1 の材質（外気-室内）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
外気側表面				0.05	0
コンクリート	0.02	1.2	462	0.0167	9.24
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
石こう板	0.012	0.15	246	0.08	2.95
室内側表面				0.125	0

表 4.1.3 外壁 2 の材質（その他）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
外気側表面				0.05	0
コンクリート	0.02	1.2	462	0.0167	9.24
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
室内側表面				0.125	0

pp. 68-69] による)。なお、計算条件である「断熱なし」は、断熱材（硬質ウレタン）を抜いた壁の場合である。外壁の日射吸収率は 0.91、長波放射率は 0.92 と設定した [16, p. 64]。但し、サッシに関しては、それぞれ 0.72、0.90 としている。

熱的性能 なお、下部スラブ（3 階-実験室）は、材質の熱的性能が分からなかったので、ほぼ同じ構造である下部スラブ（3 階-一般）を用いて計算した。

面積 壁・上部スラブ・下部スラブの面積および方角は、以下の通り。但し、エコオフィス自体は、方位角 348[度]（真南より 12[度] 東向き）の方向に向けて建てられている。なお、壁体がエコオフィス区域と他の室内区域とを仕切っている場合は、その壁体を 1/2 だけ計算する。以下の面積は、設計図面（図??）より長さを拾い、それに階高（3.8[m]）もしくは天井高（2.7[m]）をかけて算出している。

表 4.1.4 サッシの材質

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
外気側表面				0.05	0
アルミニウム	0.062	180.6	567	0.0003433	35.154
室内側表面				0.125	0

表 4.1.5 内壁 1 の材質（室内-廊下）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
室内側表面				0.125	0
石こう板	0.012	0.15	246	0.08	2.95
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
石こう板	0.012	0.15	246	0.08	2.95
室内側表面				0.125	0

表 4.1.6 内壁 2 の材質（その他）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
室内側表面				0.125	0
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
石こう板	0.012	0.15	246	0.08	2.95
室内側表面				0.125	0

表 4.1.7 上部スラブ（3 階-機械室）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
室内側表面				0.125	0
軽量コンクリート	0.15	0.67	384	0.223880597	57.6
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
ロックウール	0.009	0.036	20	0.25	0.18
室内側表面				0.125	0

表 4.1.8 上部スラブ（3 階-屋上）

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh}^{\circ}\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}]$
外気側表面				0.05	0
軽量コンクリート	0.075	0.67	384	0.111940299	28.8
防水層	0	—	—	0	0
コンクリート	0.15	1.2	462	0.125	69.3
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
ロックウール	0.009	0.036	20	0.25	0.18
室内側表面				0.125	0

表 4.1.9 下部スラブ (3 階一般)

材質	長さ $l[\text{m}]$	熱伝導率 $\lambda[\text{kcal}/\text{mh} \text{ } ^\circ\text{C}]$	容積比熱 $c\rho[\text{kcal}/\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}]$	熱抵抗 $R[\text{m}^2\text{h} \text{ } ^\circ\text{C}]$	熱容量 $C[\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}]$
室内側表面				0.125	0
硬質ウレタン	0.05	0.024	11.3	2.08	0.565
非密閉中空層	0.014			0.08	0
石こう板	0.009	0.15	246	0.06	2.21
室内側表面				0.125	0

表 4.1.10 外壁面積

位置	向き	壁面積 $[\text{m}^2]$	壁材種類	区域内	その他
389 研究室	東	19.95	外壁 1	1	窓 3.8 $[\text{m}^2]$ を含む
その他	東	6.27	外壁 2	1	
390 研究室	東	37.43	外壁 1	1	窓 7.6 $[\text{m}^2]$ を含む
390 研究室	南	30.02	外壁 1	1	
その他	南	2.66	外壁 2	1	ドア 2.2 $[\text{m}^2]$ を含む
廊下	南	4.995	外壁 1	1	
391 総括室	南	20.33	外壁 1	1	
391 総括室	西	37.43	外壁 1	1	窓 5.2 $[\text{m}^2]$ を含む
392 管理室	西	13.87	外壁 1	1	窓 1.3 $[\text{m}^2]$ を含む
392 管理室	北	9.12	外壁 1	1	

表 4.1.11 内壁面積

位置	向き	壁面積 [m ²]	壁材種類	区域内	その他
389 研究室	東	17.145	内壁 2	1/2	
389 研究室	南	21.33	内壁 2	1	
389 研究室	西	5.4	内壁 1	1	ドア 2.4[m ²] を含む
389 研究室	西	19.305	内壁 2	1/2	
389 研究室	西	6.615	内壁 1	1/2	ドア 2.4[m ²] を含む
389 研究室	北	21.33	内壁 1	1/2	
390 研究室	北	21.33	内壁 2	1	
390 研究室	西	9.45	内壁 2	1	
390 研究室	西	9.045	内壁 1	1	ドア 2.4[m ²] を含む
390 研究室	西	8.1	内壁 2	1	
391 総括室	東	4.86	内壁 2	1	
391 総括室	北	1.62	内壁 2	1	
391 総括室	東	21.735	内壁 1	1	ドア 2.4[m ²] を含む
392 管理室	東	9.855	内壁 1	1	
392 管理室	南	1.89	内壁 2	1	ドア 2.4[m ²] を含む
392 管理室	北	6.075	内壁 1	1	
廊下	南	1.89	内壁 2	1	
廊下	東	12.555	内壁 2	1	ドア 8.0[m ²] を含む
廊下	北	1.89	内壁 2	1	
廊下	南	1.89	内壁 2	1	
廊下	東	9.45	内壁 2	1	ドア 4.6[m ²] を含む
廊下	西	4.725	内壁 1	1/2	ドア 4.3[m ²] を含む
廊下	北	4.995	内壁 1	1/2	ドア 2.4[m ²] を含む
廊下	北	1.89	内壁 2	1/2	

表 4.1.12 上部スラブおよび下部スラブ面積

位置	向き	壁面積 [m ²]	壁材種類	区域内	その他
上部スラブ（機械室）	－	208.61	上部スラブ（機械室）	1/2	
上部スラブ（屋上）	－	80.58	上部スラブ（屋上）	1	
下部スラブ（一般）	－	289.19	下部スラブ（一般）	1/2	

表 4.1.13 上部スラブおよび下部スラブ面積

位置	向き	壁面積 [m ²]	壁材種類	区域内	その他
上部スラブ（機械室）	－	208.61	上部スラブ（機械室）	1/2	
上部スラブ（屋上）	－	80.58	上部スラブ（屋上）	1	
下部スラブ	－	289.19	下部スラブ	1/2	

表 4.1.14 外気側薄壁の面積

位置	向き	壁面積 [m ²]	壁材種類	区域内	その他
389 研究室	東	3.8	窓	1	サッシ 1.8[m ²] を含む
390 研究室	東	7.6	窓	1	サッシ 3.6[m ²] を含む
391 総括室	西	5.2	窓	1	サッシ 2.8[m ²] を含む
392 管理室	西	1.3	窓	1	サッシ 0.7[m ²] を含む
廊下	南	1.8	窓	1	サッシ 0.6[m ²] を含む
廊下	南	0.4	窓	1	サッシ 0.0[m ²] を含む

4.1.3 薄壁

窓およびドアのデータを以下に示す。材質データは [5, pp. 68–70]、[16, p. 66] などによる。

熱的性能 窓は、ガラスが 5[mm]、中空層が 6[mm] の断熱仕様である。この窓の熱貫流率 K_G は 2.95[kcal/m²h °C]、放射遮蔽係数 η_R は 0.84、対流遮蔽係数 η_C は 0.04 とした。但し、391 室のみ 1 日中断熱ブラインドで覆われているので、それぞれ 2.57、0.23、0.29 とした。なお、「断熱なし」の場合は、5[mm] 厚の単板ガラスと設定して、それぞれ 5.45、0.96、0.02 とした。長波放射率は、0.90 とした。

一方、パーティションおよびドアは、45[mm] 厚の鋼でできていると仮定し、熱貫流率を 3.98[kcal/m²h °C] とした。また、ドアにはめ込まれている窓ガラスは 14[mm] 厚の単板ガラスとし、熱貫流率を 3.69[kcal/m²h °C] とした。

面積 窓およびドアの面積は以下の通り。

表 4.1.15 室内側薄壁の面積

位置	向き	壁面積 [m ²]	壁材種類	区域内	その他
全て	－	16.6	ドア	1	窓 2.55[m ²] を含む
全て	－	29.425	ドア	1	

表 4.1.16 重み係数

対象	φ_0	$\varphi_j (j \geq 1)$
貫流熱	0.6319	$0.0580 \times 0.8177^{j-1}$
透過日射（ブラインドなし）	0.3774	$0.0551 \times 0.9085^{j-1}$
透過日射（ブラインドあり）	0.4828	$0.0473 \times 0.9085^{j-1}$
照明（埋め込み蛍光灯）	0.3993	$0.0398 \times 0.9337^{j-1}$
人体	0.6554	$0.0290 \times 0.9158^{j-1}$
発熱器具（低温）	0.8622	$0.0116 \times 0.9158^{j-1}$

4.1.4 消費電力

電力は大体測定されているが、コンセント電力と照明電力が合計して算出されている。そこで、在室人数から点灯スケジュールを割り出して、照明電力を設定し、残りをコンセント電力とした。

測定されていない電力は次のように扱った。392室のパソコンおよび給湯用ポンプ PHW-1 は、それぞれ 0.1[kW]、0.08[kW] として、24 時間加算した。また、廊下の照明（埋め込み蛍光灯 40[W]×6）も測定されていなかったもので、これも、在室人数に準じて点灯スケジュールを決め、加算した。

4.1.5 重み係数

エコオフィスの貫流応答係数を計算したところ、重構造であったので、文献 [16] より、重構造用の重み係数を利用した。なお、貫流熱用重み係数に関しては、多少修正を加えている。

なお、発熱器具で低温（室内温度 +10[°C]）を選んだのは、ほとんどの電気器具が OA 機器で、それほど高い温度にはならないからである。

表 4.1.17 エコオフィス標準在室スケジュール [人]

時刻	389 室	390 室	391 室	392 室
8:30 – 17:30	10	8	2	0
17:30 – 21:00	7	5	1	0
21:00 –	1	1	1	0

4.1.6 人体

エコオフィスでは、事務所業務・軽い歩行が主であるので、HASP/ACLD の表 [16, p. 68] より作業強度指数 3 を選択した。人体の発熱量 [kcal/人・h] は次式で表される。

$$G_{HS} = 135.6 - 3.4\theta_R \quad (4.1.1)$$

$$G_{HL} = 102 - G_{HS} \quad (4.1.2)$$

また、在室スケジュールは、表 4.1.17 のデータを使用した（樋口修二氏の調査結果による）。但し、表 4.1.17 は平日で、休日（土曜・日曜日、祝日および振替休日、1 月 1–3 日、12 月 28–31 日）は終日 0 人とした。

4.1.7 空調スケジュール

データより、ファンコイルユニットと外調機のスケジュールを読みとった。但し、データの存在しない 1–3 月に関しては、文献 [14] を参照した。表 4.1.18 の通りである。

4.1.8 その他

その他、以下のように設定した。

- サッシ定数は 0.2 とした。
- 日照面積率は常に 1.0、地面反射率は複雑な構造を考慮して 0.2 に設定した。
- ヒートポンプの COP は、暖房時が 2.28、冷房時が 1.94 とした。これは、2 月および 8 月の測定結果から回帰式により求めた数字である。

4.2 応答係数の計算結果

前節で述べた壁体の応答係数を求めたところ、以下に列挙する通り（図 4.2.1–4.2.16）となった。

表 4.1.18 ファンコイルユニットおよび外調機のスケジュール

月日	ファンコイルユニット	外調機
1月1日 - 1月3日	0:00 - 24:00	停止
1月4日 - 1月11日	0:00 - 24:00	平日 8:00 - 12:00 平日 13:00 - 17:00
1月12日 - 1月24日	0:00 - 24:00	0:00 - 24:00
1月25日	0:00 - 17:00	0:00 - 17:00
1月26日	8:00 - 24:00	8:00 - 17:00
1月27日 - 1月28日	0:00 - 24:00	0:00 - 24:00
1月29日	0:00 - 17:00	0:00 - 17:00
1月30日 - 2月25日	平日 8:00 - 17:00	平日 8:00 - 17:00
2月25日 - 3月31日	平日 8:00 - 17:00	平日 8:00 - 19:00
4月1日 - 4月30日	平日 8:00 - 19:00	平日 8:00 - 19:00
5月1日 - 5月29日	0:00 - 24:00	0:00 - 24:00
5月30日	0:00 - 19:00	0:00 - 19:00
5月31日 - 6月1日	8:00 - 19:00	8:00 - 19:00
6月2日	停止	停止
6月3日 - 6月7日	8:00 - 19:00	8:00 - 19:00
6月8日 - 11月29日	7:30 - 19:00	7:30 - 19:00
11月30日 - 12月1日	停止	停止
12月2日 - 12月22日	平日 7:30 - 19:00	平日 7:30 - 19:00
12月23日 - 12月25日	7:30 - 19:00	7:30 - 19:00
12月26日	7:30 - 11:00 15:00 - 17:00	7:30 - 10:00 15:00 - 17:00
12月27日	8:00 - 17:00	7:30 - 17:00
12月28日 - 12月31日	停止	停止

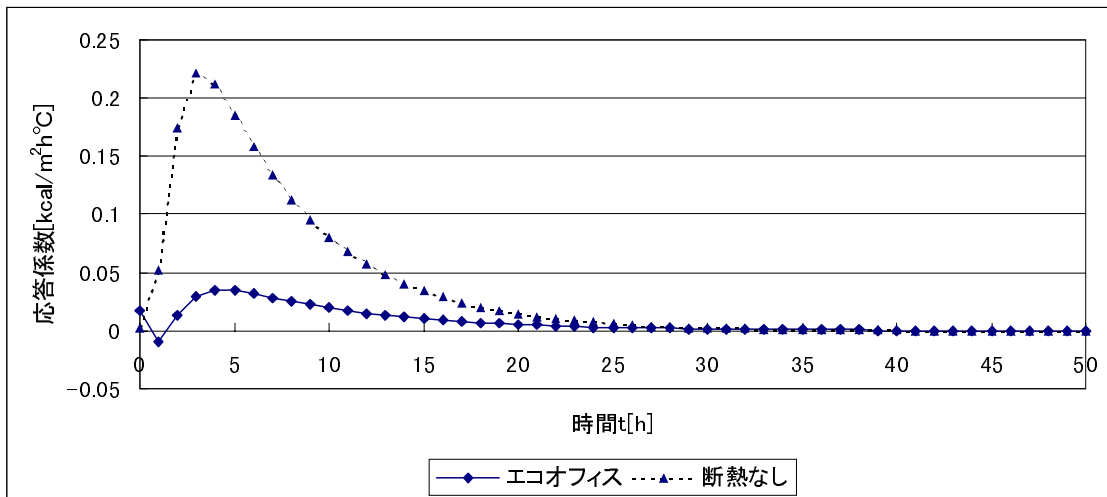


図 4.2.1 外壁 1 の貫流応答係数

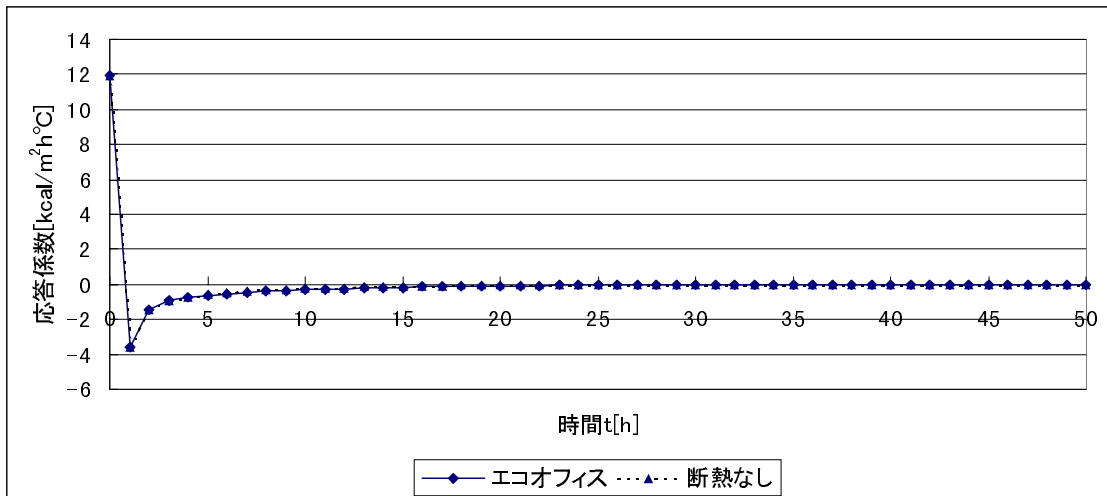


図 4.2.2 外壁 1 の吸熱応答係数

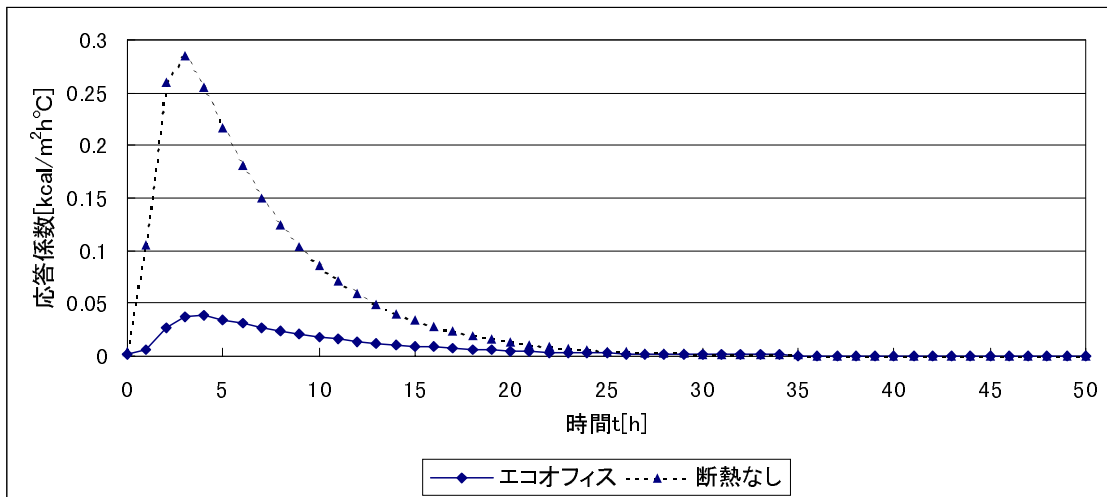


図 4.2.3 外壁 2 の貫流応答係数

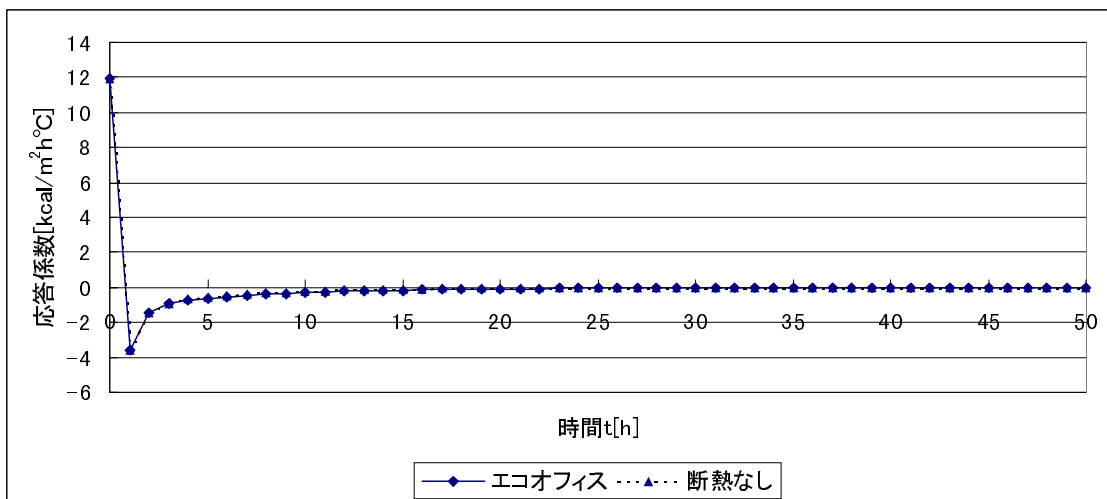


図 4.2.4 外壁 2 の吸熱応答係数

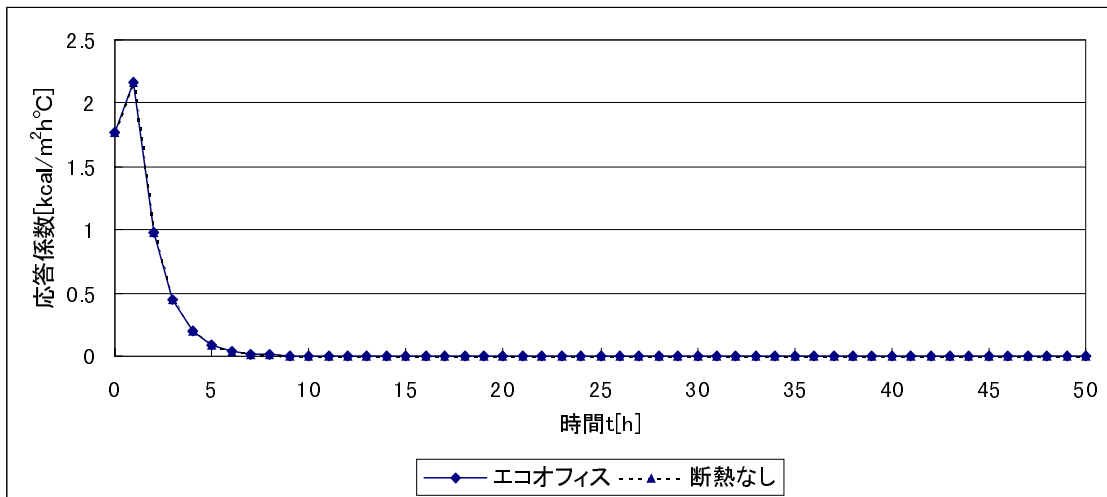


図 4.2.5 サッシの貫流応答係数

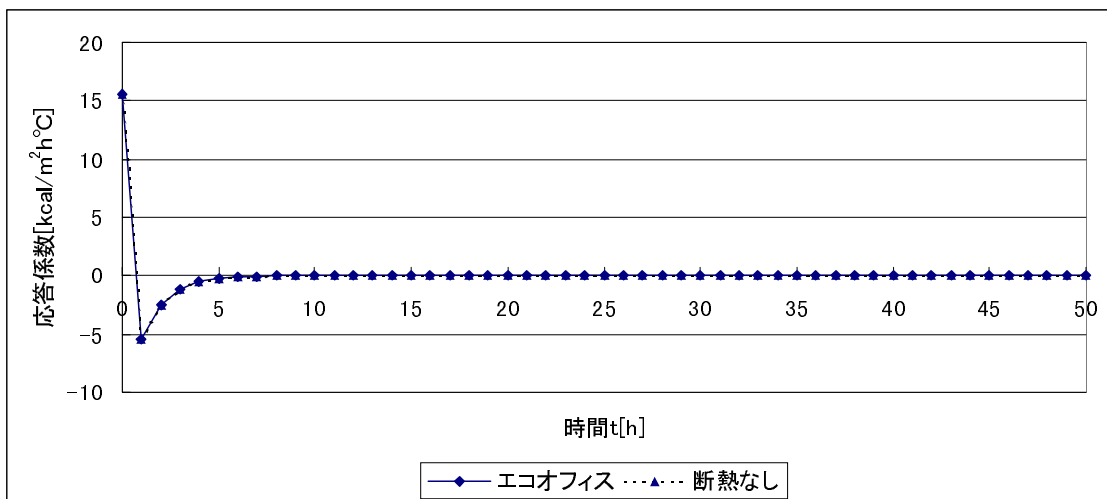


図 4.2.6 サッシの吸熱応答係数

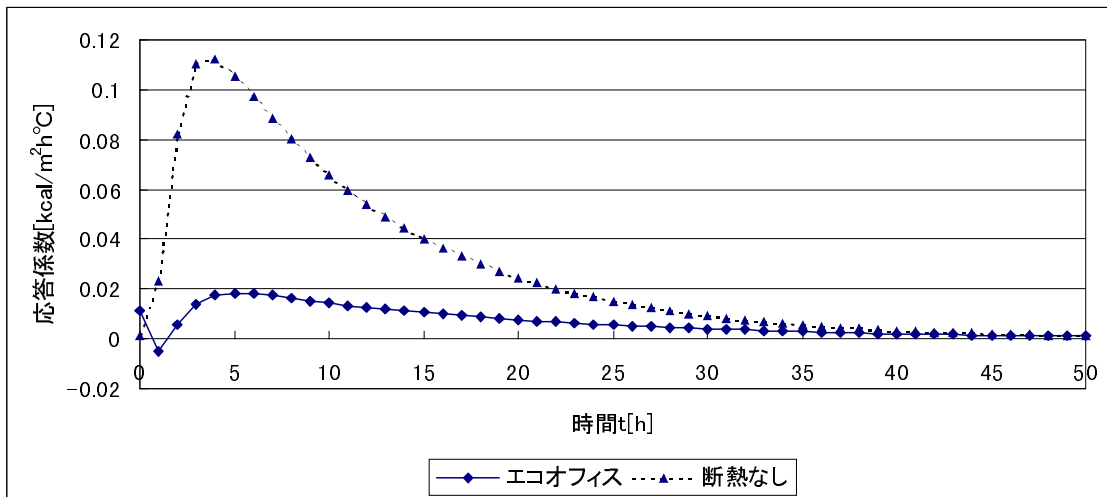


図 4.2.7 内壁 1 の貫流応答係数

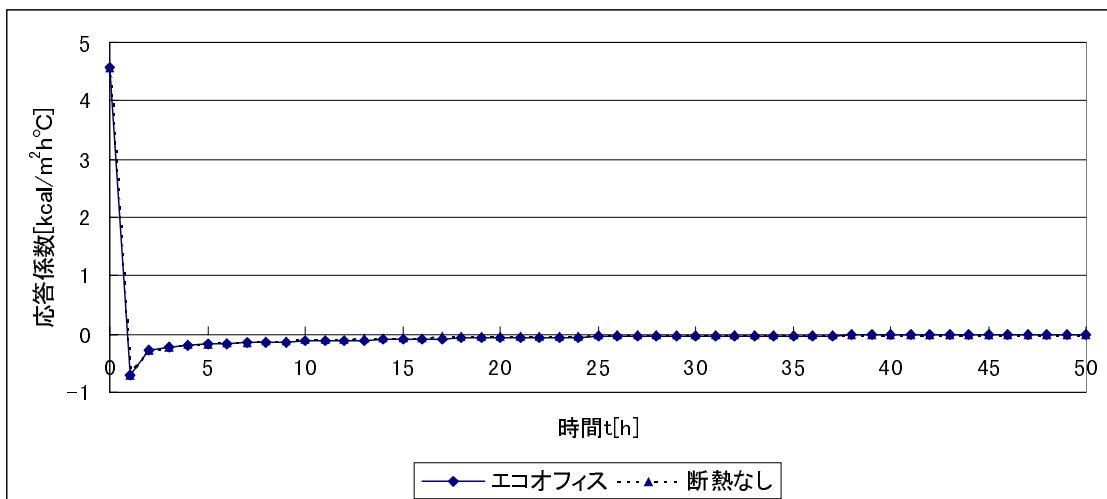


図 4.2.8 内壁 1 の吸熱応答係数

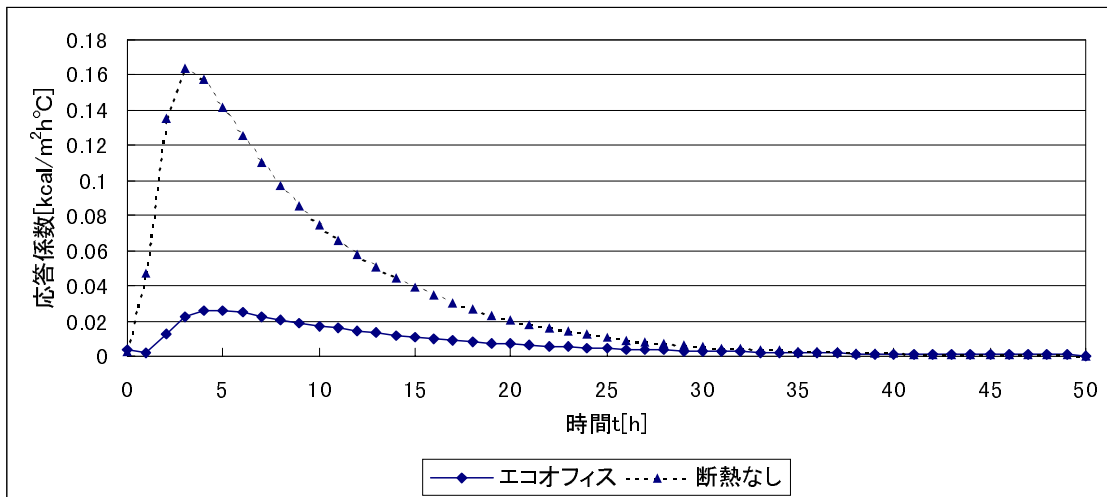


図 4.2.9 内壁 2 の貫流応答係数

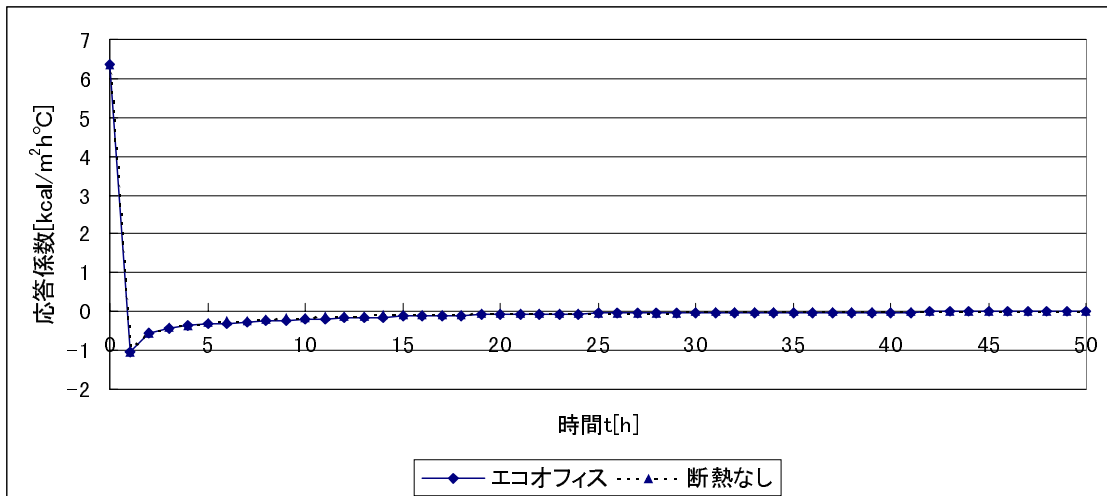


図 4.2.10 内壁 2 の吸熱応答係数

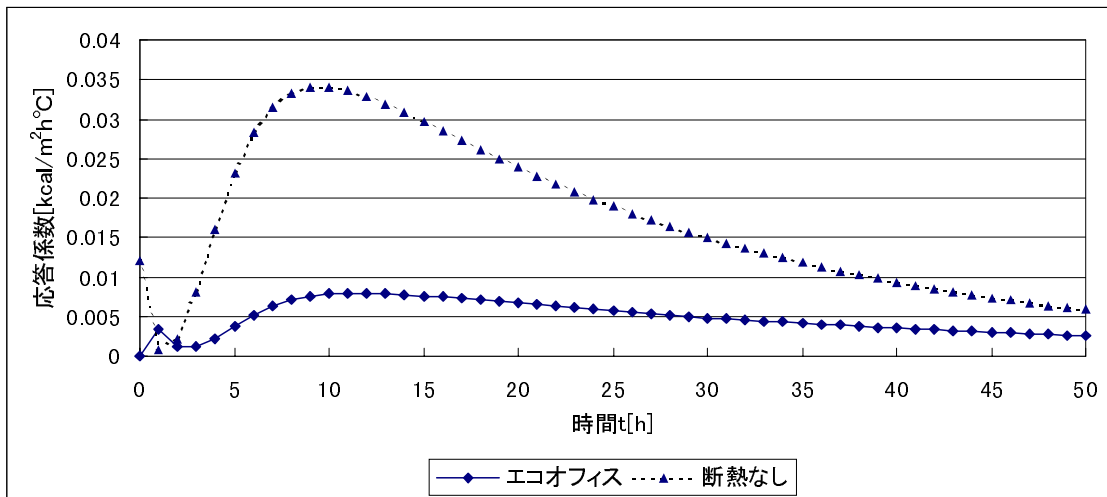


図 4.2.11 上部スラブ（機械室）の貫流応答係数

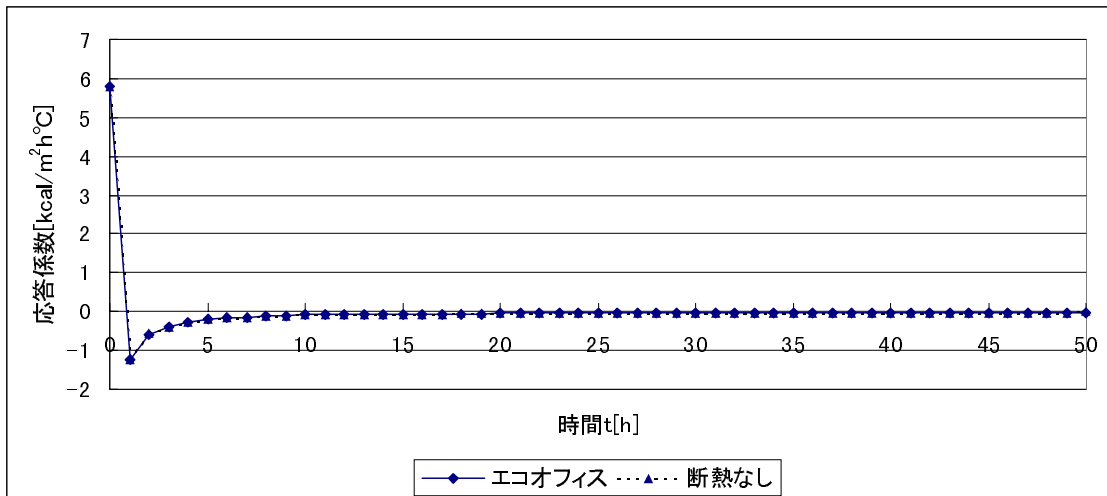


図 4.2.12 上部スラブ（機械室）の吸熱応答係数

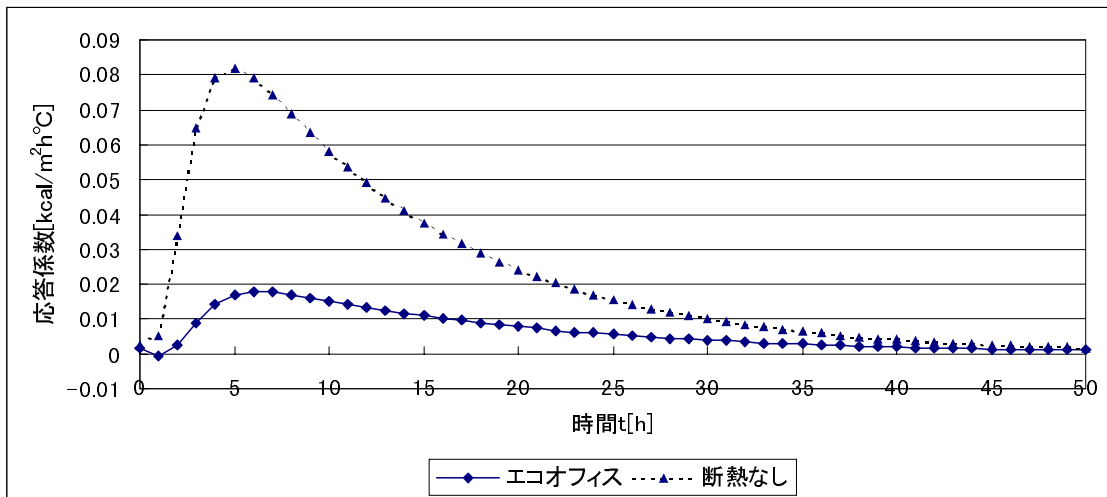


図 4.2.13 上部スラブ（屋上）の貫流応答係数

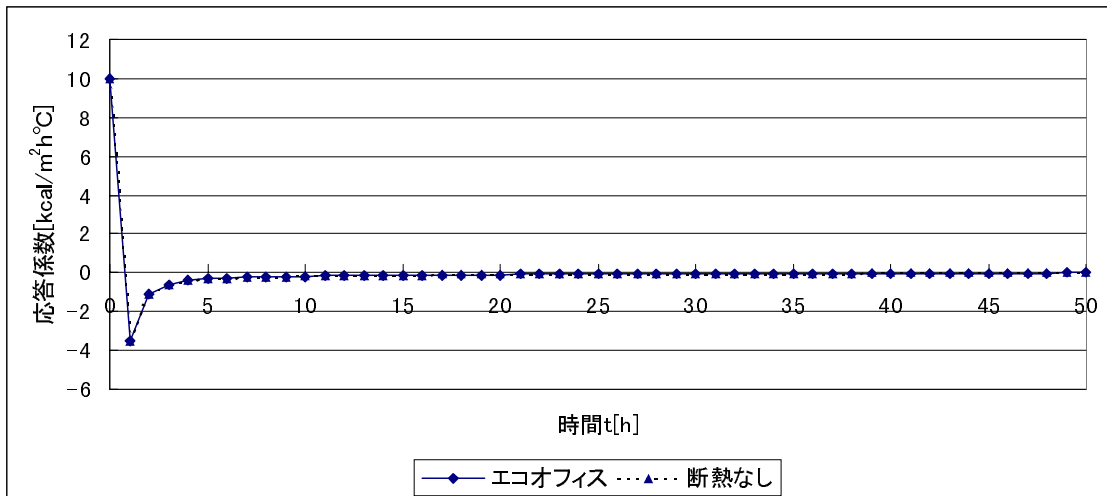


図 4.2.14 上部スラブ（屋上）の吸熱応答係数

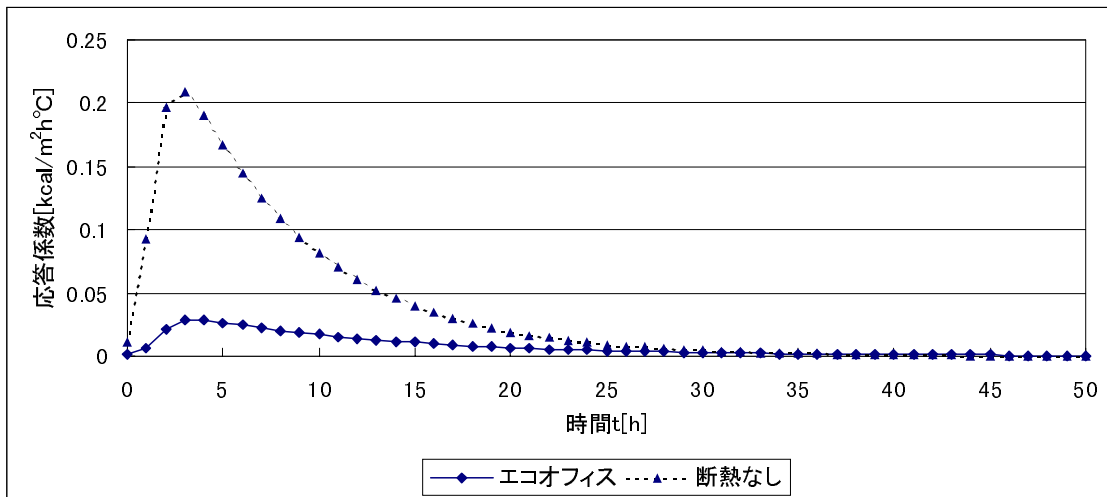


図 4.2.15 下部スラブ（一般）の貫流応答係数

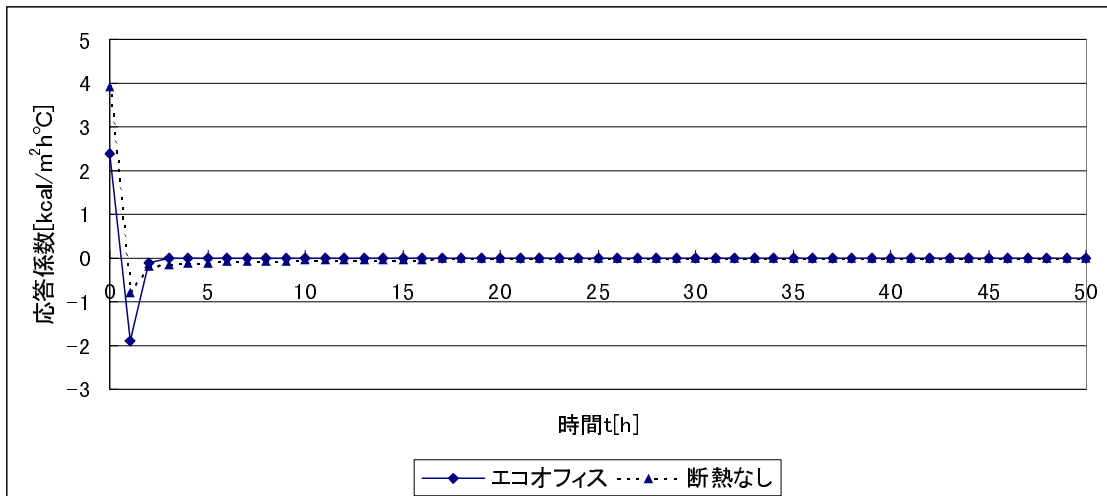


図 4.2.16 下部スラブ（一般）の吸熱応答係数

4.3 動的熱負荷計算の検証

前節で求めた応答係数と一連のデータを利用して、動的熱負荷計算の検証を行った。なお、エコオフィス区域は比較的広く、計算では、直接空調の利いていない廊下や EPS、DS まで含めて計算しているので、室の吸熱応答係数を過大に評価している可能性がある。そこで、前節の結果などから得られる壁材の吸熱応答係数に関しては、一律 0.5 をかけてから、室の吸熱応答係数を算出した。また、前節で求めた吸熱応答係数を見る限り、比較的重構造であったので、100 時間前までたたみ込み積分を行うことにした。

その結果、両者の誤差を比較すると、決定係数が 2 月では 0.745、8 月では 0.421 となった。8 月の方が低いのは、室温変動そのものが小さいので、結果として、1 対 1 対応の相関が小さくなってしまったためと考えられる。ちなみに、全体を通しての決定係数は 0.850 であり、両者の絶対的な差は、平均で $1[^\circ\text{C}]$ 程度である。

なお、計算で得られた θ_R に対して、換気扇送風口近くの室温 $\theta_R(\text{data})$ と比較している。利用しているモデルは、空気が必ず同じように混合されていることを前提にしているが、実際にはそうはならない。そこで、最も大きく空調の影響を受ける換気扇送風口近くの室温と比較することで、モデルと現実の違いを小さくしてみた。換気扇送風口近くの室温は、次式で求めた。

$$\theta_R(\text{data}) = \theta_{R1} + 1.3(\theta_{R2} - \theta_{R1}) \quad (4.3.1)$$

ここで、 θ_{R1} は部屋中心部中央の温度であり、 θ_{R2} は部屋中心部天井の温度である。換気扇送風口は、部屋天井の廊下側に位置している。また、 $\theta_0(\text{data})$ は、外気温度である。

2 月と 8 月に関して、測定値と計算値の比較を載せる（図 4.3.1, 4.3.2）。

4.4 電力需要の計算結果

検証されたモデルを利用して、シミュレーションを試みた。なお、室の設定温度は、 $22.5\text{--}24.5[^\circ\text{C}]$ とし、空調は全室とも同じように制御されるものとした。

また、以下に掲げる「エネルギー」とは、空調系統の熱量、給湯系統の熱量、電力の 3 つを総合した数である。換算については、温度に関わらず、冷熱・熱とも等価値と考え、また、電力からエネルギーへの換算は、発電効率（38.95%[8, p. 38]）で割ることで等価になると考えた。

4.4.1 省エネルギー対策の効果

次に、既にエコオフィスに導入されている省エネルギー対策の効果を計算した。現在、エコオフィスには、「断熱材」「窓の断熱化」「全熱交換機」「ソーラーパネル（および吸収式冷凍機・温水蓄熱槽）」「太陽電池」という 5 種類の省エネルギー対策が導入済みである。以上の 5 種類が全て導入されていない場合と、それぞれ 1 種類のみ導入した場合、

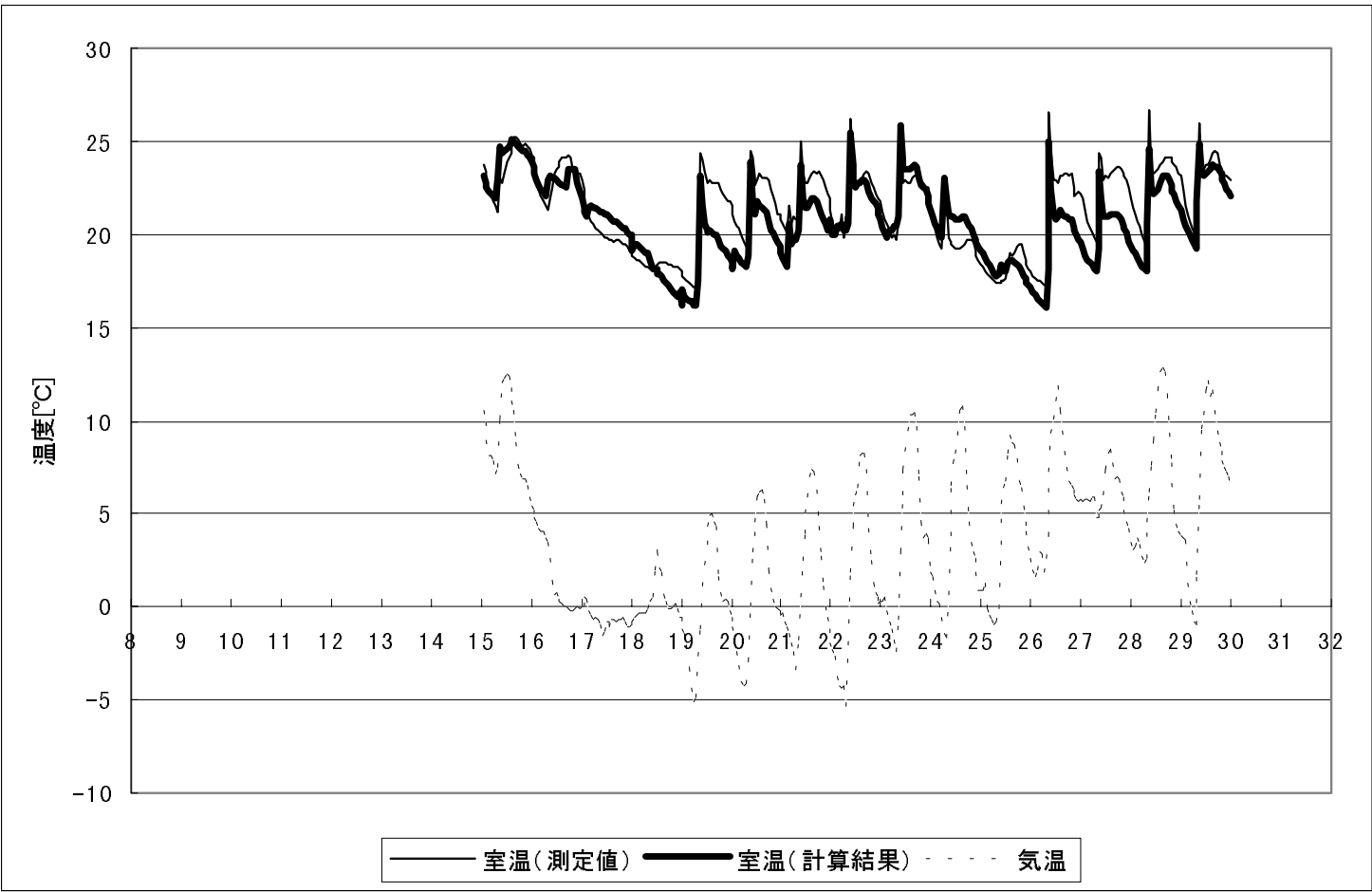


図 4.3.1 計算結果とデータとの比較 (2月)

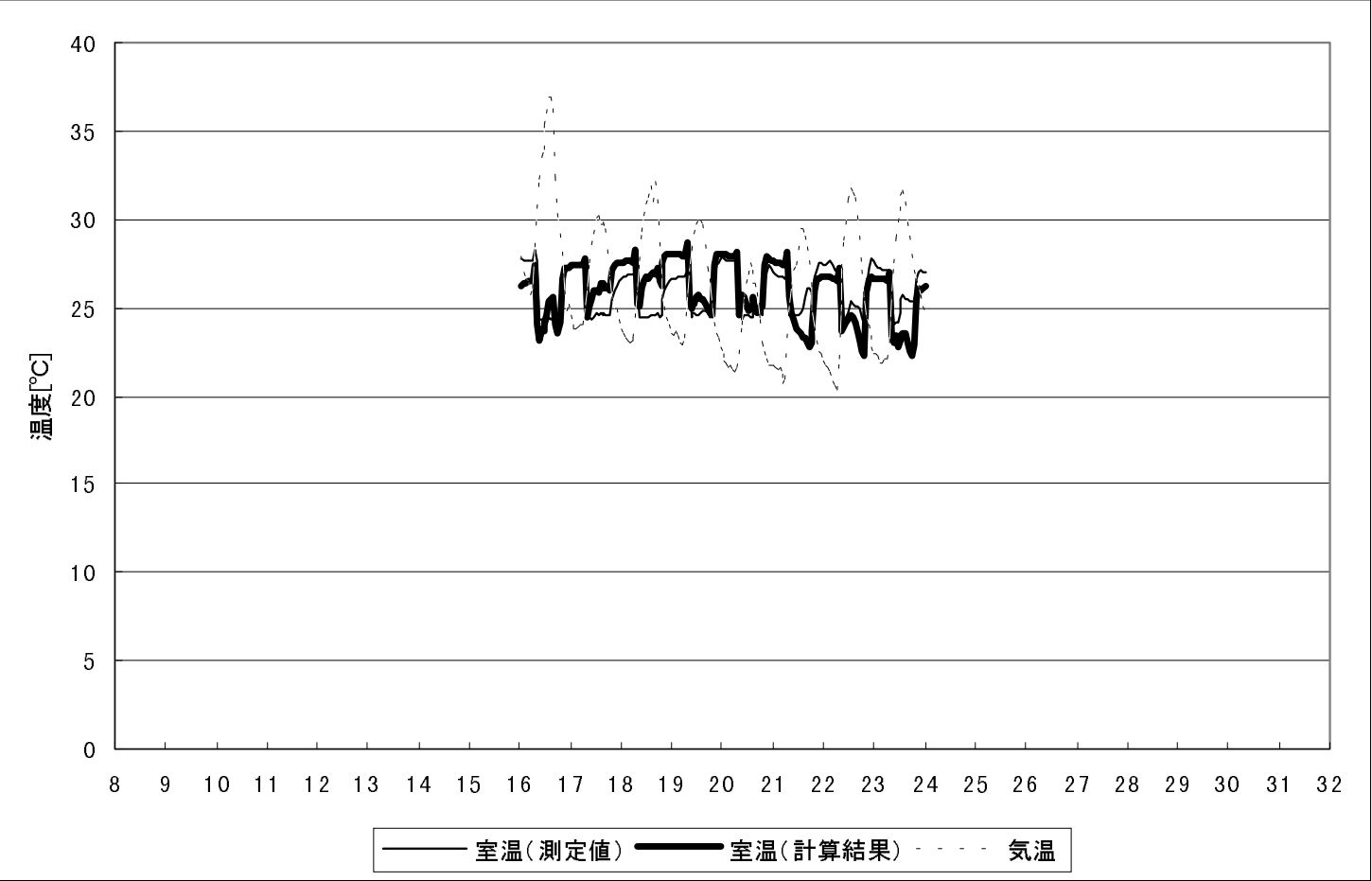


図 4.3.2 計算結果とデータとの比較 (8月)

そして全ての対策が導入された場合（つまり現状のエコオフィス）とで、電力需要量およびエネルギー需要量を比較した。但し、ここで言う電力需要とは、総電力需要ではなく、総電力需要から太陽電池による供給分を除いた電力需要、つまり外部電力（商用電力）需要である。エネルギー需要も外部エネルギー需要のことである。

なお、全熱交換機、ソーラーパネル、太陽電池が導入されていない場合は、それぞれ関連機器の電力消費を差し引いた。また、現状より不足する空調エネルギーに関しては、ヒートポンプで追い炊きするものとした。現状より不足する空調エネルギーは、（空調エネルギー需要－自然空調エネルギー供給量）が現状とどれだけ異なるかで、算出できる。給湯エネルギーについては、不足分は、蒸気でまかなっている。

売電時についてのみ、計算結果を次（図 4.4.1、4.4.2）に掲げる。月ごとの積算値である。なお、1月のエネルギー消費量が大きいのは、空調スケジュールのため、と推測される。

以上の結果から、エネルギー削減率を計算すると、以下の通りとなった。

- 断熱材の導入は、エコオフィスにおいて、電力需要を 13.8%削減し、エネルギー需要を 13.4%削減する効果が見られた。2月において 18.6%も削減しているのに対し、8月においては 6.5%の削減に過ぎない。エコオフィスは、通気を重視した建築構造ではなく、冷暖房によって空調をまかなっているが、暖房エネルギーの方が大きいため、以上のような結果になったと考えられる。
- 同じく、断熱窓の導入は、電力需要を 0.7%削減し、エネルギー需要を 0.7%削減した。窓自体が小さいため、季節変化を見ることはできなかった。
- 全熱交換機の導入は、電力需要を 16.5%削減し、エネルギー需要を 16.0%削減した。
- ソーラーパネルおよび吸収式冷凍機・温水蓄熱槽の導入は、電力需要を -3.3%削減し、エネルギー需要を 4.4%削減した。但し、ソーラーパネル系統の供給エネルギーは、現状で既に全てのエネルギーが有効に利用されていると仮定した場合である。なお、この項目の計算は、ファンコイル運転時のみ、ソーラーパネル系統からの供給エネルギーを利用エネルギーと認め、さらに、単に出入口温度差のみから熱量を割り出しているため、実際には、今回の計算結果と異なった値になると考えられる。
- 太陽電池の導入は、電力需要を 20.0%削減し、エネルギー需要を 19.4%削減した。なお、非売電時（余剰電力の売却が行えない場合）はそれぞれ 17.3%、16.8%の削減にとどまった。太陽電池に関しては、ソーラーパネルと同じく、常に一定量を供給するため、削減率は、電力需要の大きさのみに、影響される。
- 上記の対策を全て導入している現状のエコオフィスは、全く導入していない場合と比べて、電力需要を 48.9%削減、エネルギー需要を 54.5%削減していた。非売電時は、それぞれ 47.1%、52.7%となった。

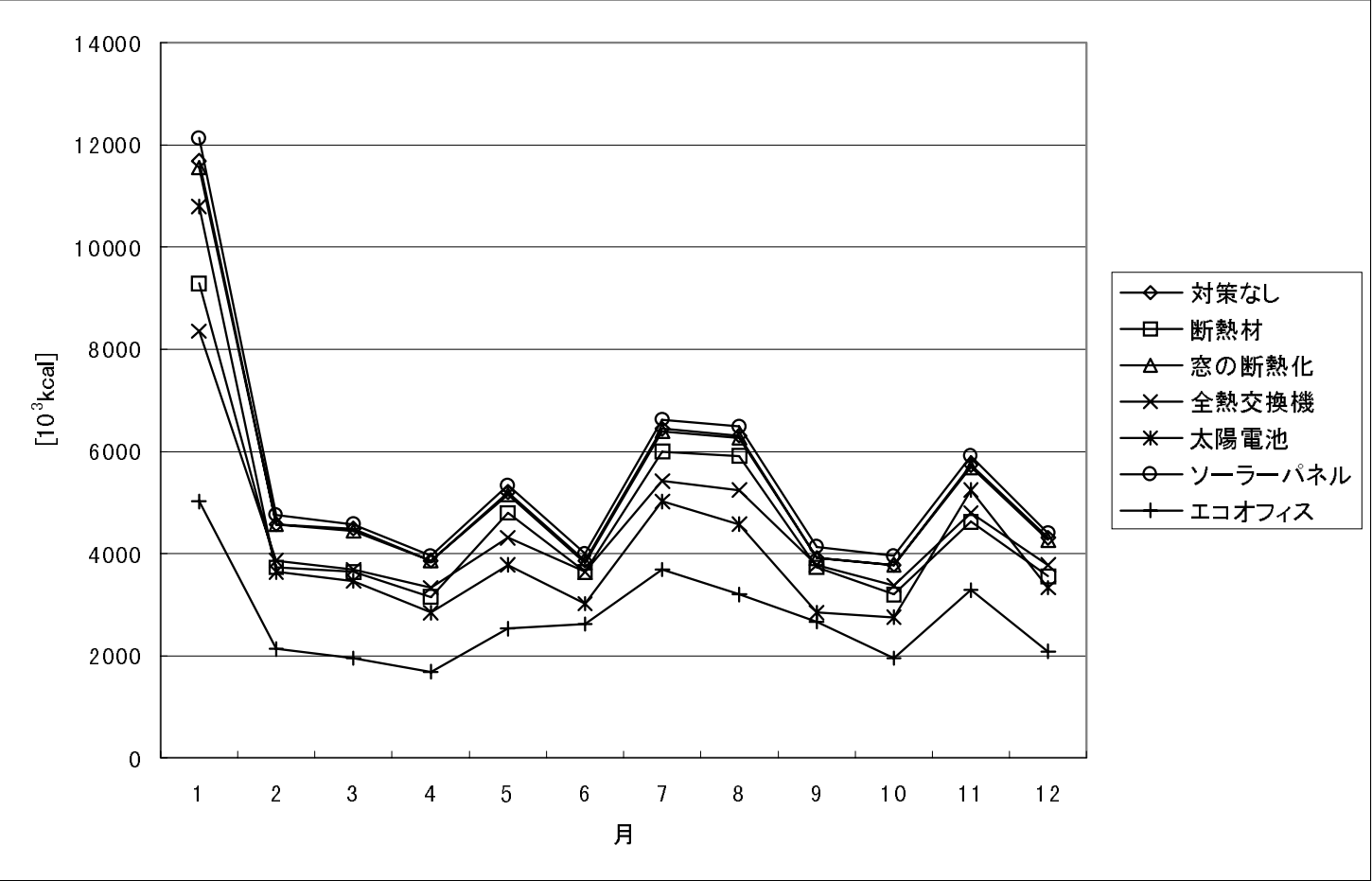


図 4.4.1 省エネルギー対策導入による電力需要の削減

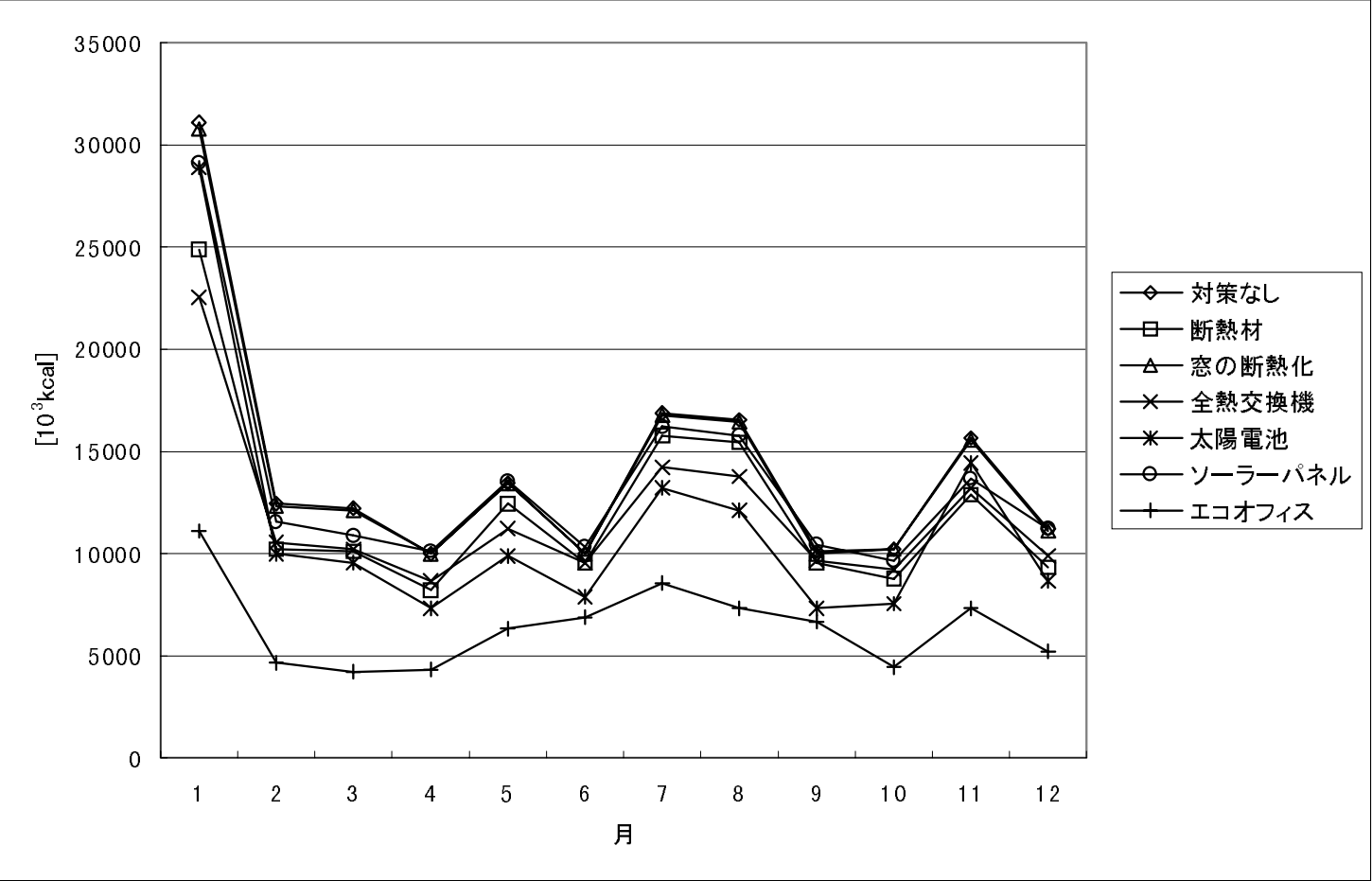


図 4.4.2 省エネルギー対策導入によるエネルギー需要の削減

4.4.2 エコオフィスの電力・エネルギー自給率向上策

エコオフィスの電力・エネルギー自給率を向上させる対策の1つとして、既存の太陽電池を、現在商用で最も高い15%の発電効率を持つ太陽電池に取り替えるという策が考えられる。ちなみに、現在、エコオフィスに備え付けられている太陽電池の発電効率は、約10.2%（多結晶シリコン）、約10.8%（単結晶シリコン）、約3.4%（アモルファスシリコン）である。新しく導入した電池は常に15%の発電効率を維持できるとして、試算した。但し、インバータの電力は現状と比べて変化しないものとする。

計算結果については、冬期・夏期・中間期による違いを見るために、2、5、8、11月の平均的1日の需要推移（図4.4.3-4.4.18）を掲げた。平均的1日とは、時刻ごとに計算値を積算して、計算日数で割った値を24時間組み合わせて作った数字である。

なお、「非売電時」というのは、自給率が100%を超えた際に、買電できない場合である。「非売電時」でない場合は、売った電力と買った電力がエネルギー的に等価と仮定した。「非売電時」のケースを考えたのは、太陽発電の発電量は変動が大きく、そのまま商用系統につなぐのには適さない場合もあるからである。

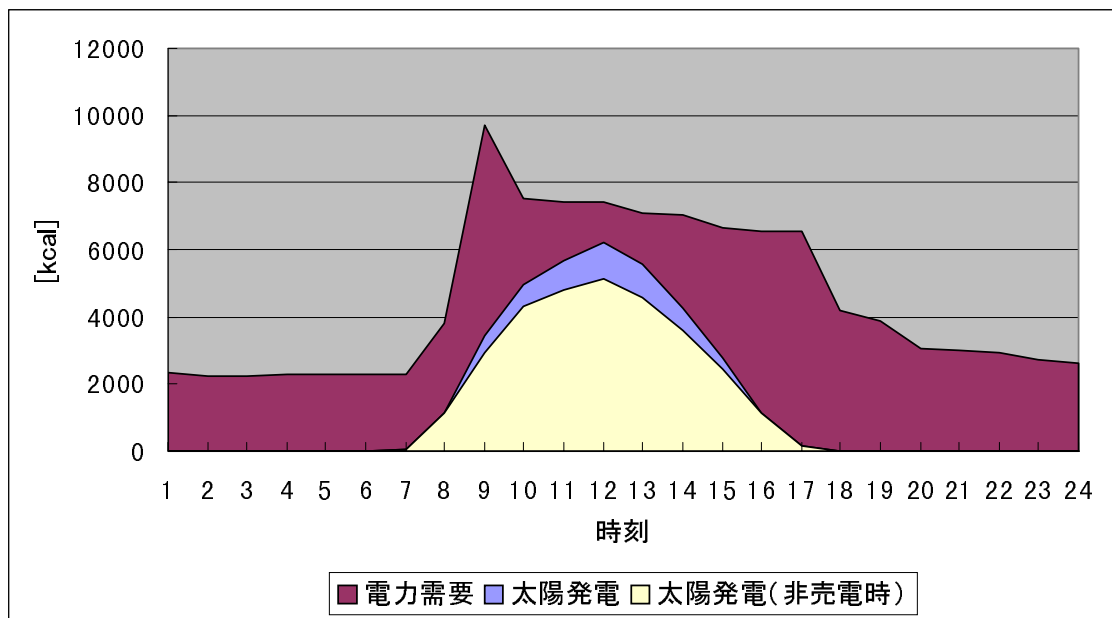


図 4.4.3 現状の電力需給の日変化（2月）

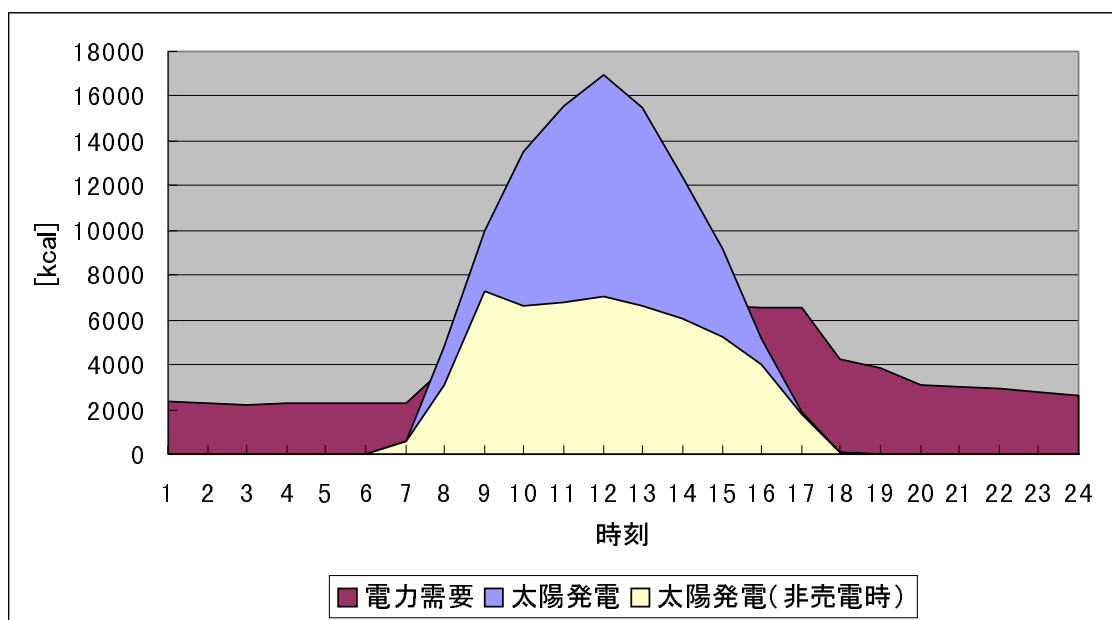


図 4.4.4 太陽電池を取り替えたときの電力需給の日変化（2月）

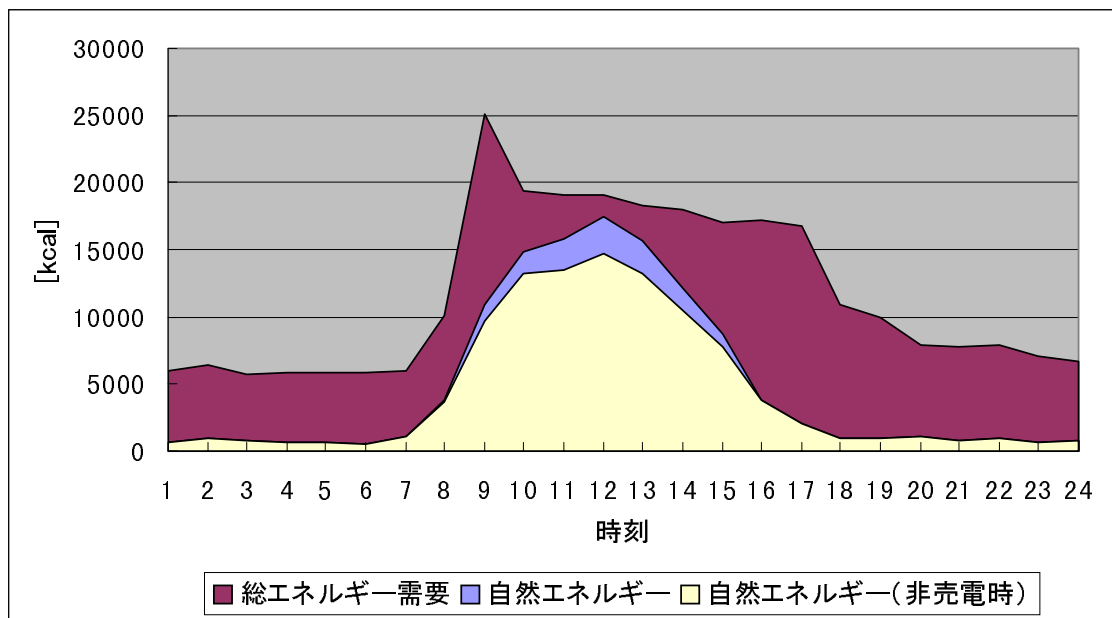


図 4.4.5 現状のエネルギー需給の日変化 (2月)

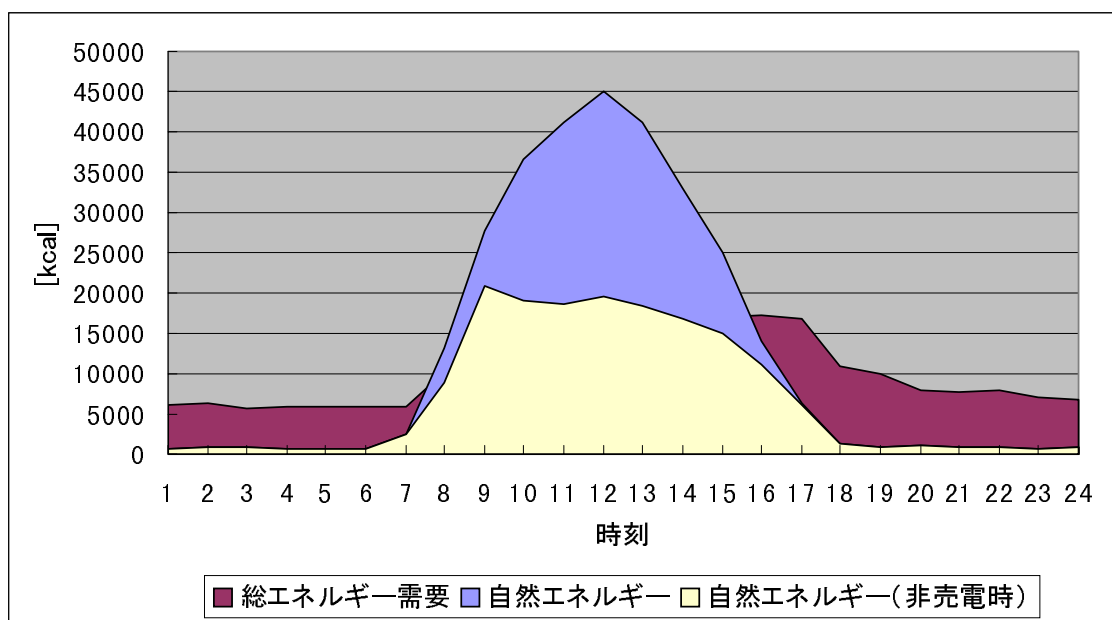


図 4.4.6 太陽電池を取り替えたときのエネルギー需給の日変化 (2月)

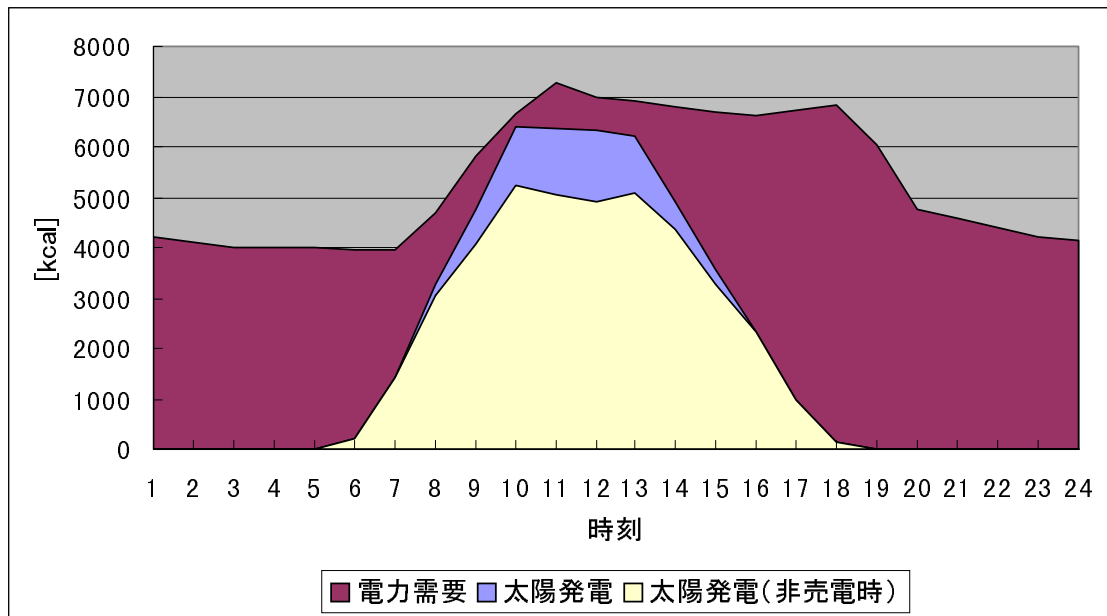


図 4.4.7 現状の電力需給の日変化 (5月)

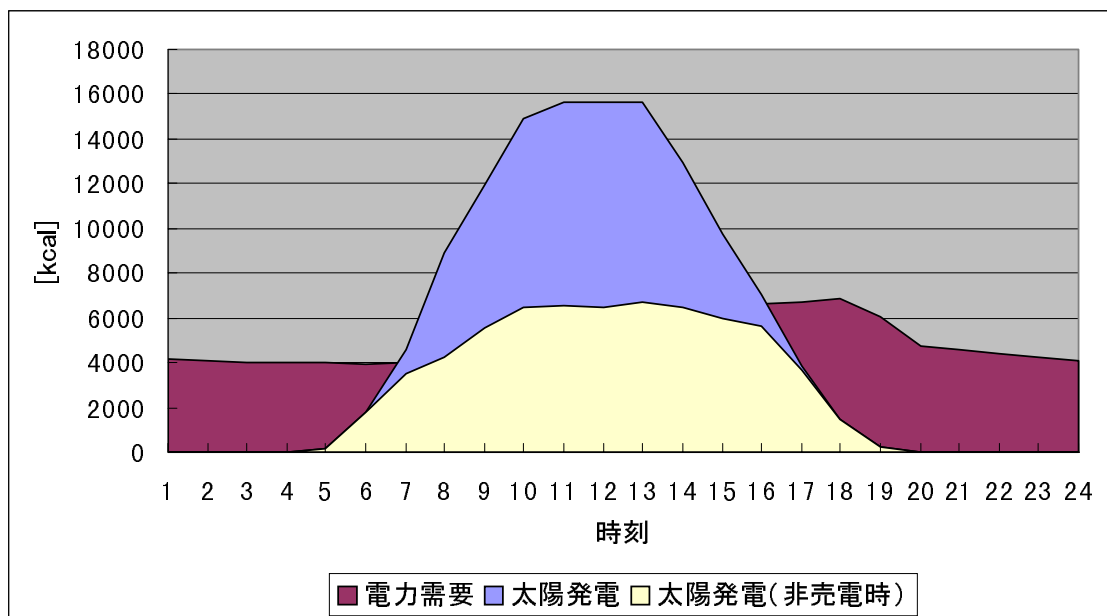


図 4.4.8 太陽電池を取り替えたときの電力需給の日変化 (5月)

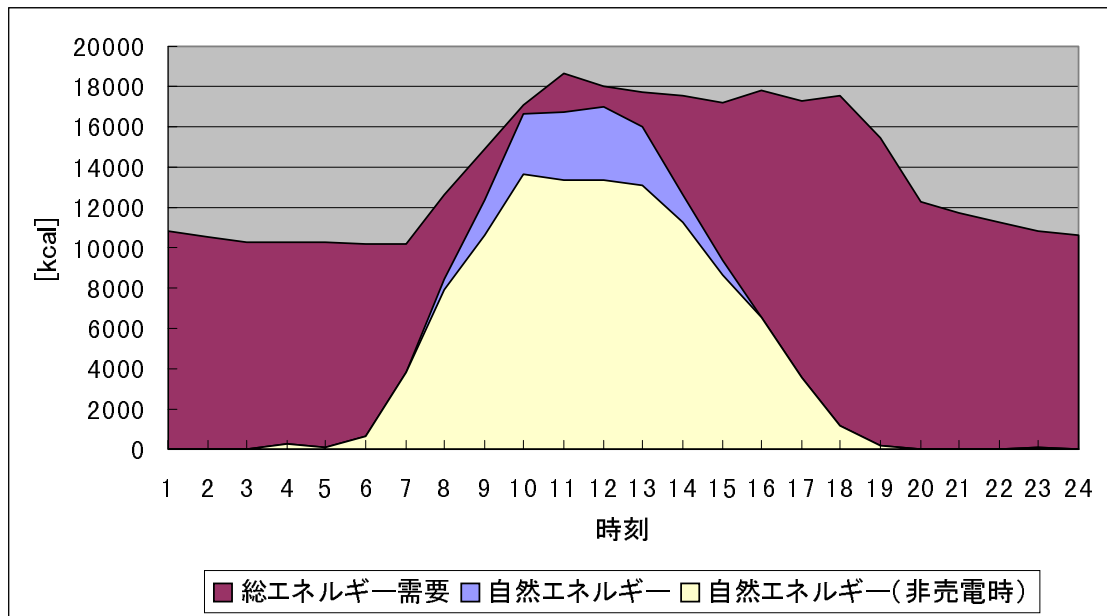


図 4.4.9 現状のエネルギー需給の日変化 (5月)

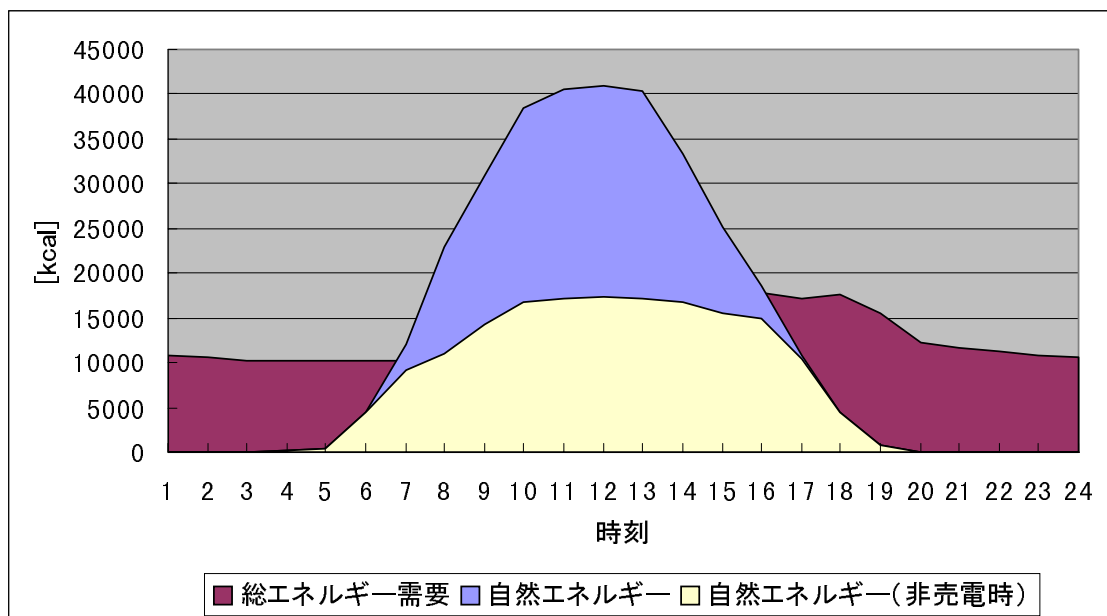


図 4.4.10 太陽電池を取り替えたときのエネルギー需給の日変化 (5月)

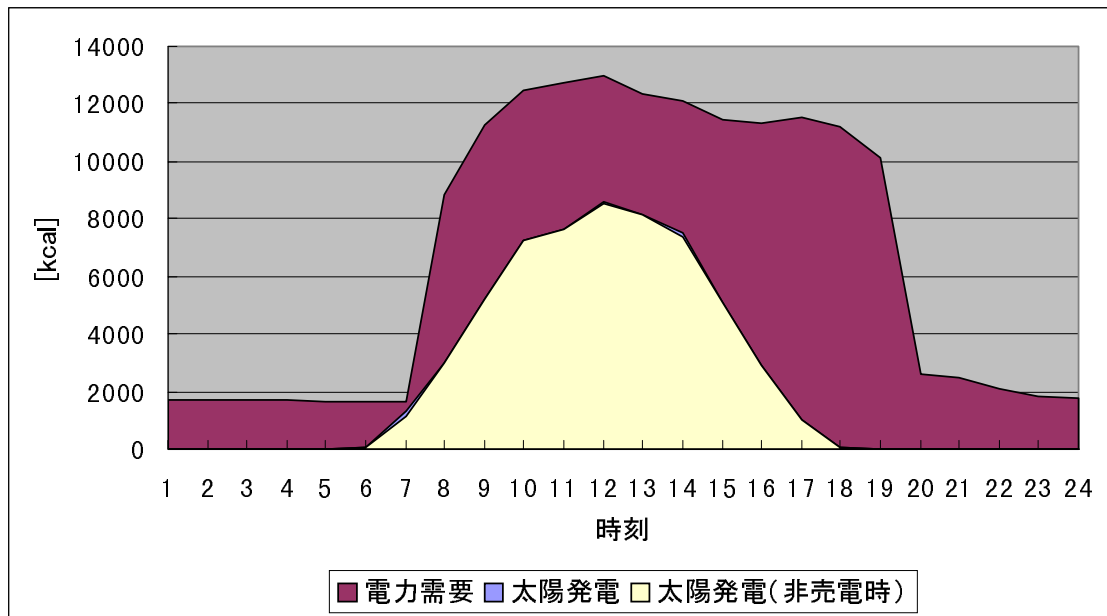


図 4.4.11 現状の電力需給の日変化 (8月)

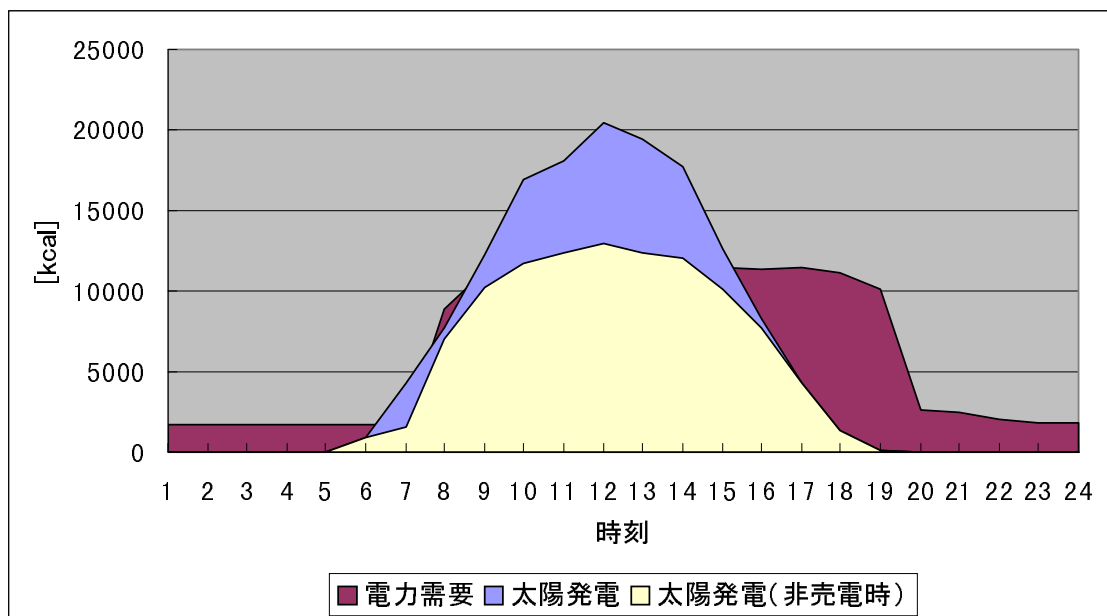


図 4.4.12 太陽電池を取り替えたときの電力需給の日変化 (8月)

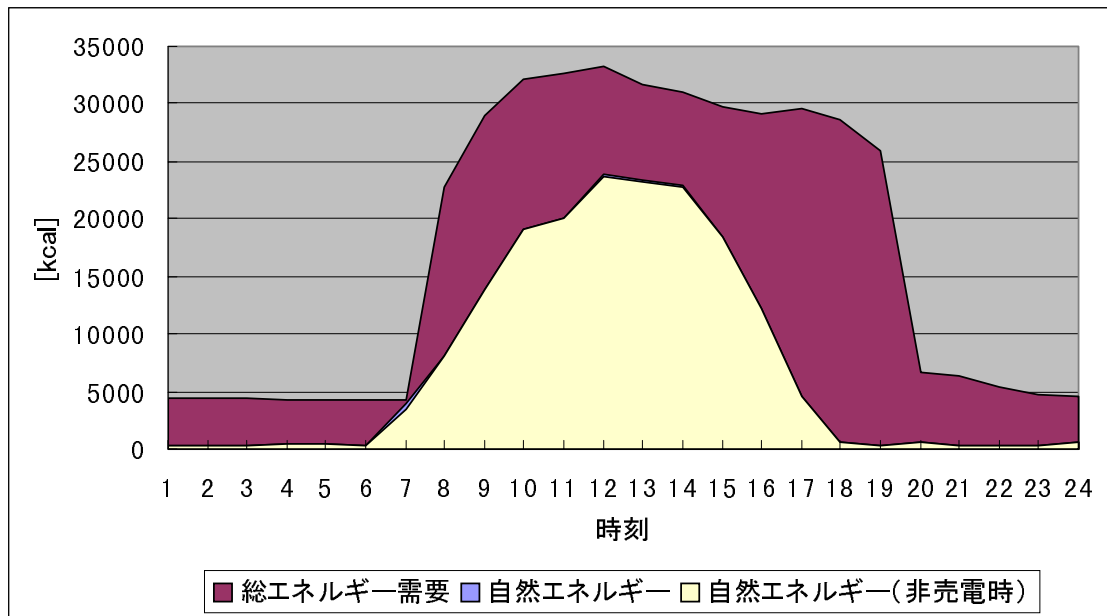


図 4.4.13 現状のエネルギー需給の日変化 (8月)

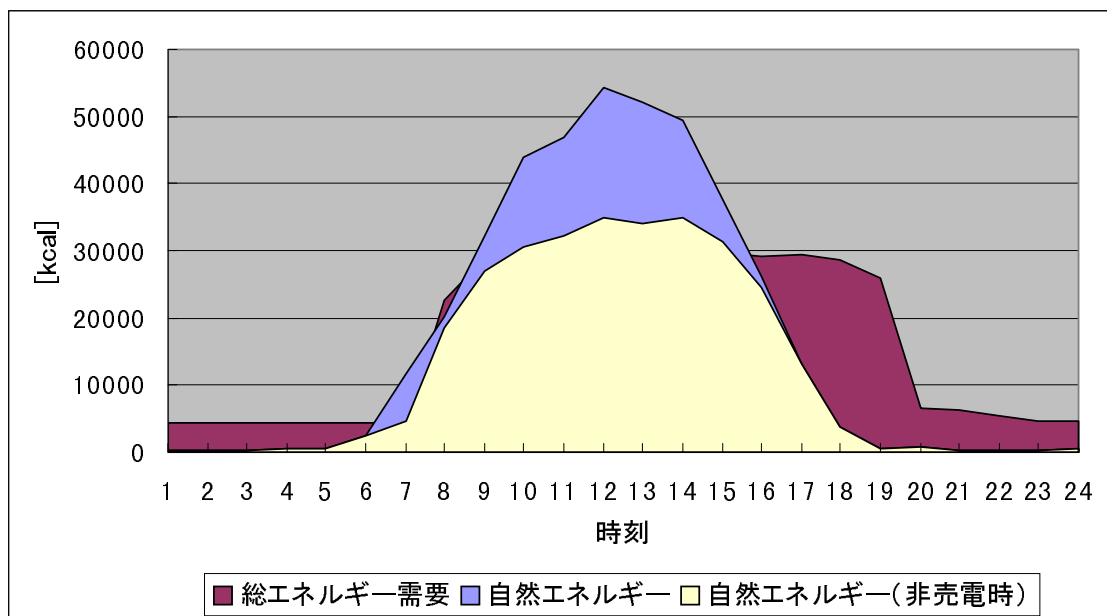


図 4.4.14 太陽電池を取り替えたときのエネルギー需給の日変化 (8月)

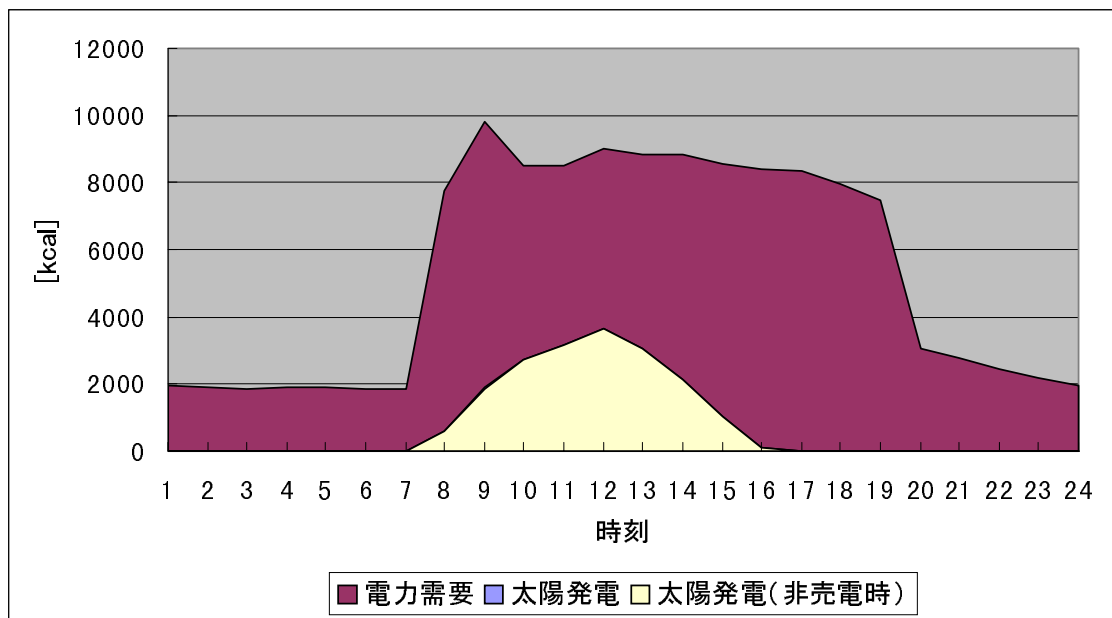


図 4.4.15 現状の電力需給の日変化 (11 月)

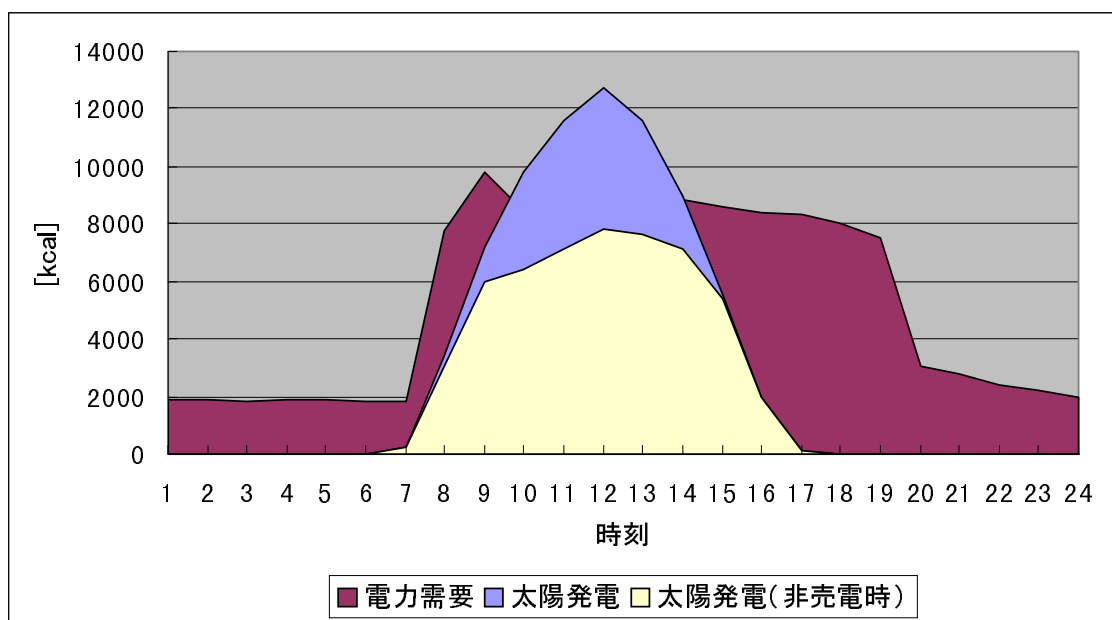


図 4.4.16 太陽電池を取り替えたときの電力需給の日変化 (11 月)

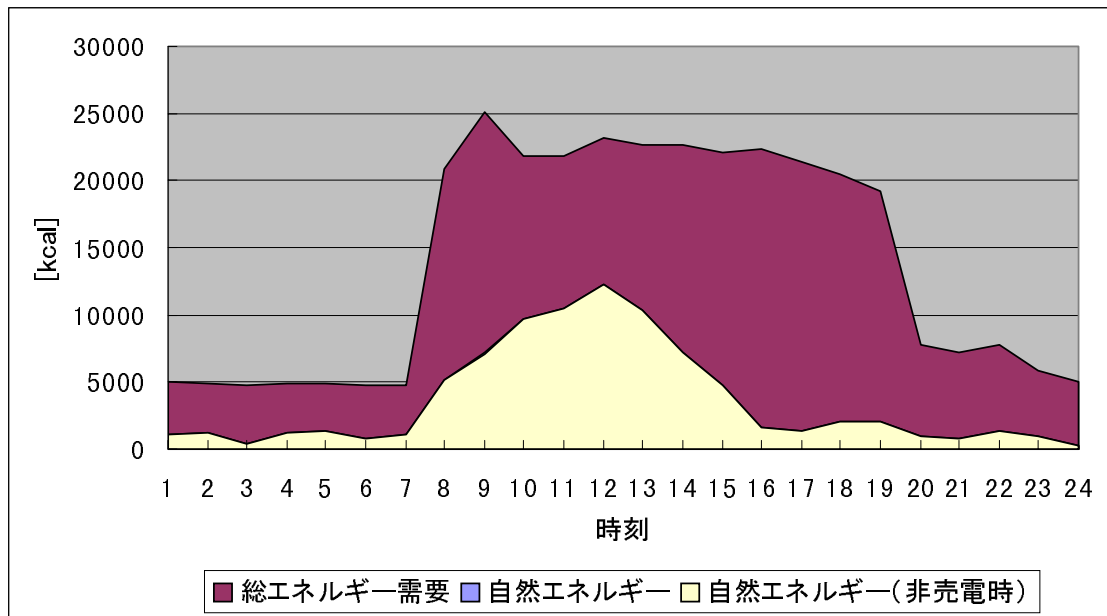


図 4.4.17 現状のエネルギー需給の日変化 (11月)

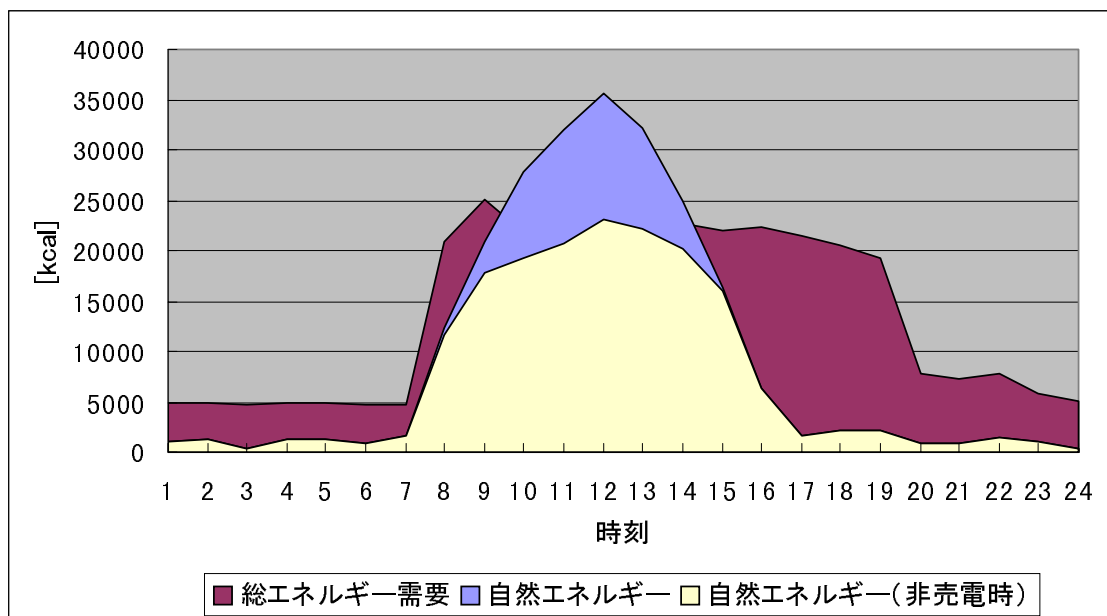


図 4.4.18 太陽電池を取り替えたときのエネルギー需給の日変化 (11月)

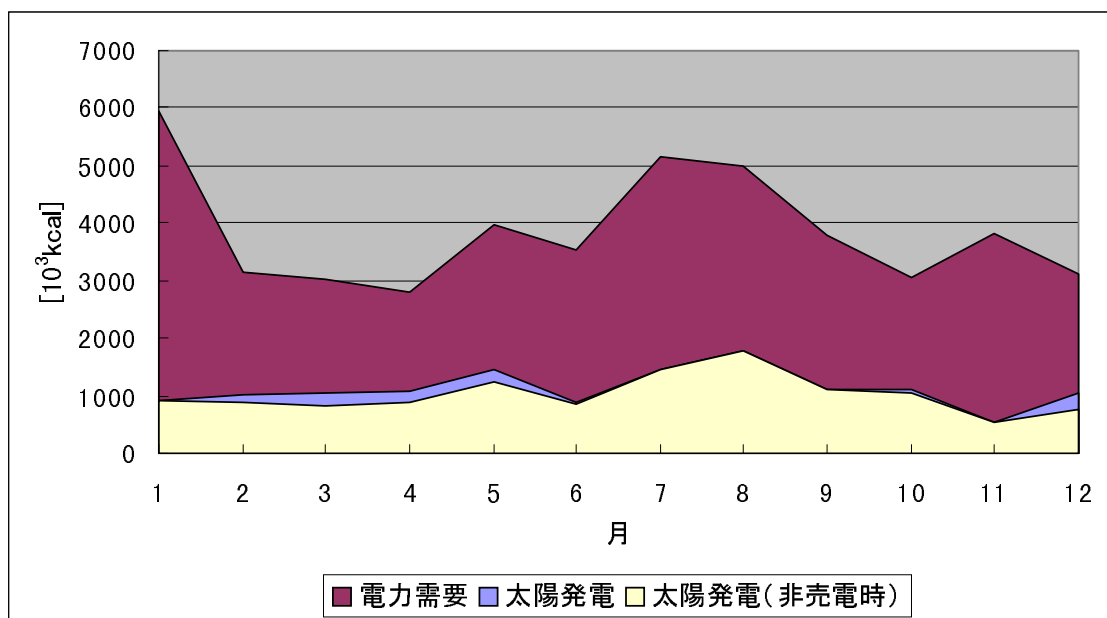


図 4.4.19 現状の電力自給の割合

表 4.4.1 電力・エネルギー自給率の向上 [%]

自給項目	既存の太陽電池 → 発電効率 15%の太陽電池		
電力自給率	29.3	→	80.1
電力自給率（非売電時）	26.7	→	49.2
エネルギー自給率	35.5	→	86.0
エネルギー自給率（非売電時）	32.9	→	55.2

次に、年間の結果（図 4.4.19–4.4.22）を示す。平均的 1 日とは、時刻ごとに計算値を積算して、計算日数で割った値を 24 時間組み合わせて作った数字である。年間通しての自給率は、表 4.4.1 の通りとなった。太陽電池の発電量は変動が激しいので、効率がよければ、それだけ余る電力も増えてしまう（非売電時の場合）。余剰電力を売電できるのならば、大幅な向上が望めるが、建築物の屋根面積全体を使って、建築物の総床面積の 20% 弱の区域に対する供給なので、低いとも言える。

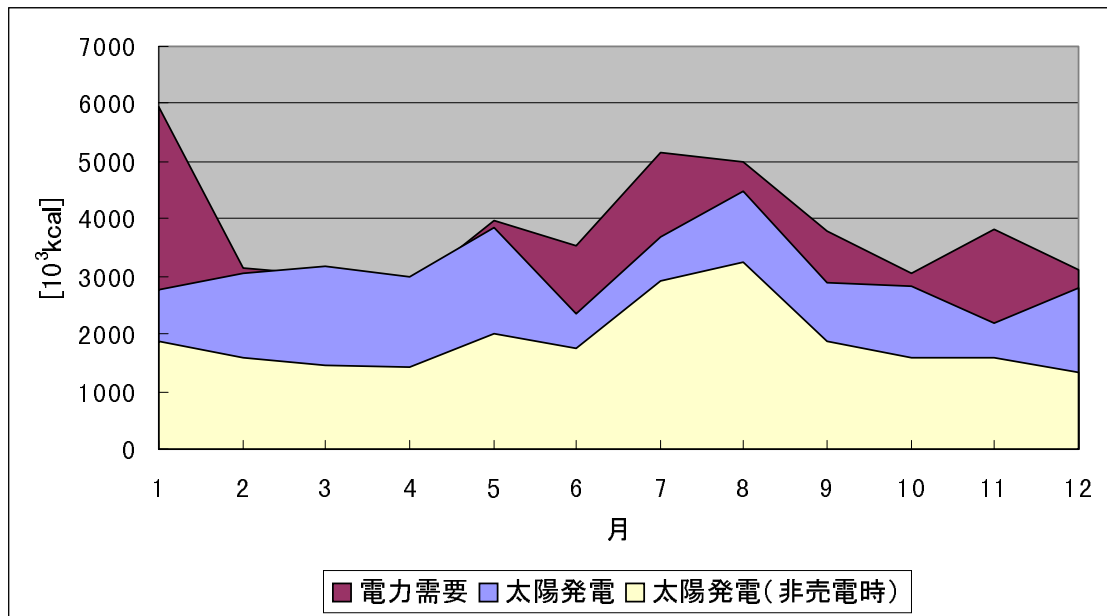


図 4.4.20 太陽電池を取り替えたときの電力自給の割合

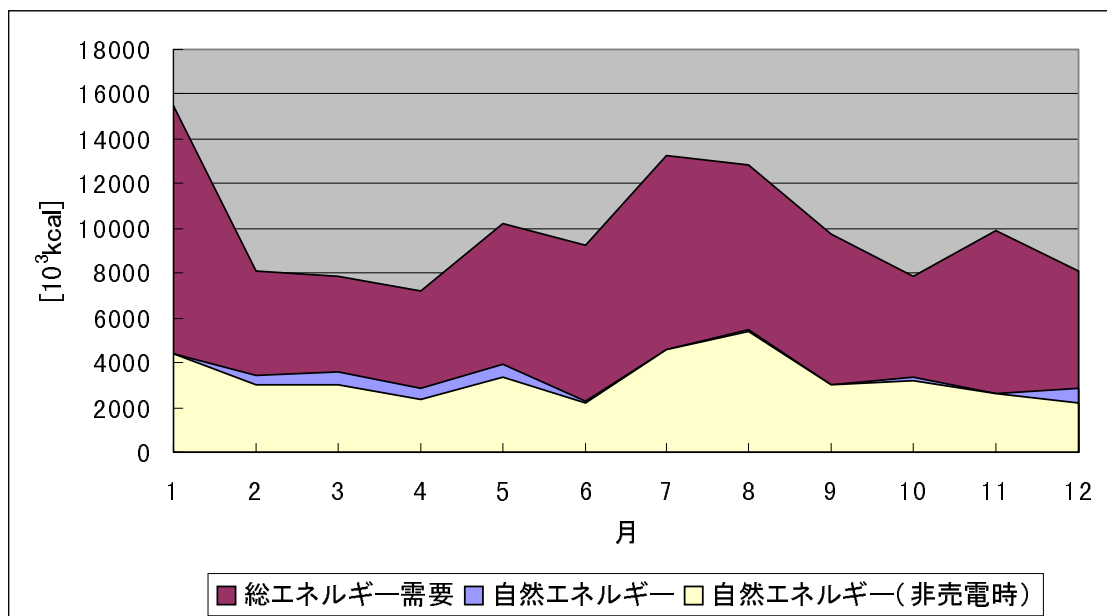


図 4.4.21 現状のエネルギー自給の割合

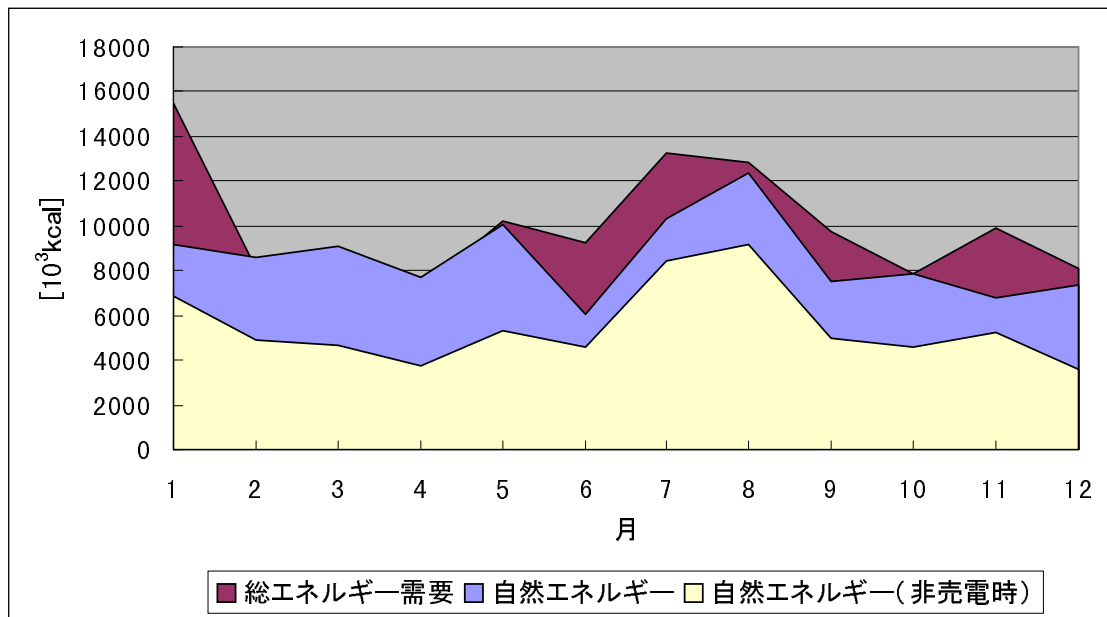


図 4.4.22 太陽電池を取り替えたときのエネルギー自給の割合

第5章 結論

5.1 本研究のまとめ

本研究では、さまざま省エネルギー対策を導入したオフィスビルに対して、省エネルギー対策の効果のほどを算出するために、応答係数法を用いた動的熱負荷計算を用いた。まず、冷房負荷・除去熱量をデータとして与えて計算される室温と実測の室温を比較することにより、計算手法の検証を行った。その結果、2月においては決定係数が0.75となり、8月においても0.42と、まずまずの結果が出た。なお、2月および8月を通じた決定係数は0.85となった。

以上によって検証されたモデルを利用して、省エネルギー対策の効果进行計算した。まず、始めに、エコオフィスに導入されている省エネルギー対策の効果进行計算した。その結果、以下の通りとなった。

- 断熱材の導入は、エコオフィスにおいて、電力需要を13.8%削減し、エネルギー需要を13.4%削減する効果が見られた。
- 同じく、断熱窓の導入は、電力需要を0.7%削減し、エネルギー需要を0.7%削減した。
- 全熱交換機の導入は、電力需要を16.5%削減し、エネルギー需要を16.0%削減した。
- ソーラーパネルおよび吸収式冷凍機・温水蓄熱槽の導入は、電力需要を-3.3%削減し、エネルギー需要を4.4%削減した。但し、ソーラーパネル系統の供給エネルギーは、現状で既に全てのエネルギーが有効に利用されていると仮定した場合である。なお、この項目の計算は、ファンコイル運転時のみ、ソーラーパネル系統からの供給エネルギーを利用エネルギーと認め、さらに、単に出入口温度差のみから熱量を割り出しているため、実際には、今回の計算結果と異なった値になると考えられる。
- 太陽電池の導入は、電力需要を20.0%削減し、エネルギー需要を19.4%削減した。なお、非売電時（余剰電力の売却が行えない場合）はそれぞれ17.3%、16.8%の削減にとどまった。

そして、上記の対策を全て導入している現状のエコオフィスは、全く導入していない場合と比べて、電力需要を48.9%削減、エネルギー需要を54.5%削減していた。非売電時は、それぞれ47.1%、52.7%となった。以上から、省エネルギー対策として、全熱交換機の効果非常に大きいことが分かる。

次に、エコオフィスの電力自給率・エネルギー自給率を現状よりさらに向上させる対策について考えた。現状では、電力自給率が29.3%（非売電時は26.7%）、エネルギー自給率が35.5%（同32.9%）である。それに対し、現在備え付けの太陽電池を、現在商用で最高の効率である発電効率15%のものに取り替えたときは、電力自給率が80.1%（非売電時は49.2%）、エネルギー自給率が86.0%（同55.2%）に向上した。エコオフィスは、建築物全体の20%弱のスペースを占めるに過ぎず、建築物の屋根を全て使って上記の自給率しか向上できないとなると、エネルギー自律型オフィスビルの設計は難しいと言える。しかし、他にも、各所に改善の余地が残されているので、悲観する必要はないのかもしれない。

本研究では、さまざまな省エネルギー対策を導入したオフィスビルに対して、省エネルギー対策の効果のほどを算出するために、応答係数法を用いた動的熱負荷計算を用いた。まず、冷房負荷・除去熱量をデータとして与えて計算される室温と実測の室温を比較することにより、計算手法の検証を行った。その結果、2月の相関係数が0.87となり、8月は0.65となった。相関係数から見る限り、本モデルは、2月は十分合っていると見えるが、8月は依然として向上させる必要がある。

以上によって検証されたモデルを利用して、省エネルギー対策の効果を計算した。その結果、省エネルギー対策として、太陽電池もさることながら、全熱交換機の効果が非常に大きいことが分かった。

次に、エコオフィスの電力自給率・エネルギー自給率を現状よりさらに向上させる対策として、高発電効率の太陽電池への転換を取り上げた。エコオフィスは、建築物の総床面積の20%弱のスペースを占めるに過ぎず、建築物の屋根を全て使って80%程度の自給率しか向上できないとなると、現状では、エネルギー自律型オフィスビルの設計は難しいと言える。

5.2 今後の課題

まとめて述べたように、確かに、現状の自給率は低い。しかし、空調運転の最適化、各種空調機器の高効率化なども、現在、実施可能な省エネルギー対策として残されている。これらを改善して、さらに高いエネルギー自給率を目指したい。

今回は、冷房負荷を算出するために、応答係数法という確立した理論を用いたが、一方で他の消費電力や除去熱量の算出は、簡単な理論あるいは単純な1対1の回帰式を用いている。省エネルギー対策による変化を正確に導出するためには、できるだけ、理論式を用いる必要がある。特に、冷温水の出入口温度差と流量のみから計算している、空調・給湯関係のエネルギー需要に関しては、実際に計算する限り、かなり誤差を含んでいると言える。

また、測定されているデータは精密であるが、その他のデータ（在室人数、各種機器の切り換え）に関しては、大胆な仮定を置くこととなってしまった。計測対象が増えれば、それだけ仮定を減らし、より正確な結果を算出できる。

今回の対象は、あるオフィスビルの一区画のみを対象としたが、これは、その地点でしか、データが得られなかったためである。オフィスビル全体、またさまざまな種類のオフィスビルを計算すれば、それだけマクロな部門に対する推論が可能になるだろう。

そして、省エネ策導入による電力削減が、外部の商用電力系統に関して、どのように影響しているのか、同じ削減量でもどのような形・時間帯での削減が、商用電力の負荷を減らす結果になるのか、考察するのも興味深い。

謝辞

本研究をまとめるに当たり、東京大学工学部地球システム工学科開発工学研究室の石谷久教授および松橋隆治助教授に御指導御鞭撻を賜りましたことを、ここに御礼申し上げます。また、研究を進めるに当たって、松橋助教授および吉田好邦助手にはいろいろと助言を頂き、野村明良技官や川崎智央、古川道信両氏をはじめとする開発工学研究室の方々には、いろいろと御助力頂きましたことを、ここに感謝致します。

そして、新菱冷熱工業(株)中央研究所熱・エネルギー研究室主任の樋口修二氏には、国立環境研究所エコオフィス区域のデータおよび資料を提供して頂き、それらに関する質問に何度となくお答え頂きました。また、地球システム工学科物理探査工学研究室の東麻衣子氏には、同じくデータ・資料の提供および日射量の質問に応じて頂き、同研究室の間宮敦氏および国立環境研究所の方々には、エコオフィスの各種データの調査に関して、御助力頂きました。研究を支えて下さった以上の方々に、特に、樋口、東両氏に、深く感謝致します。

参考文献

- [1] 荏原製作所. エバラ<ステンレス製>ラインポンプ LPS 型/LPSJ 型取扱説明書. 荏原製作所, 1995.
- [2] 川崎智央. 民生部門における電力消費の改善についての研究. 平成 7 年度卒業論文, 東京大学, 1996.
- [3] 国立天文台 (編). 理科年表 平成 6 年版 (机上版). 丸善, 1993.
- [4] 小宮山宏ほか. 地球環境のための地球工学入門. オーム社, 第 1 版, 1992.
- [5] (財)住宅・建築省エネルギー機構 (編). 建築物の省エネルギー基準と計算の手引. (財)住宅・建築省エネルギー機構, 改訂 1 版, 1993.
- [6] (財)日本エネルギー経済研究所 (編). EDMC/エネルギー・経済統計要覧 (1997 年版). (財)省エネルギーセンター, 第 1 版, 1997.
- [7] 新晃工業. 空冷式年間加熱冷却型ヒートポンプチリングユニット仕様書. 新晃工業, 1995.
- [8] 通商産業省 (編). エネルギー '97. 電力新報社, 初版, 1997.
- [9] 中谷直一. 統合資源計画のための民生部門省エネルギー技術の評価. 平成 7 年度修士論文, 東京大学, 1996.
- [10] 日本太陽エネルギー学会 (編). 太陽エネルギーの基礎と応用. オーム社, 第 1 版, 1978.
- [11] 太陽エネルギー利用ハンドブック編集委員会 (編). 太陽エネルギー利用ハンドブック. 日本太陽エネルギー学会, 初版, 1985.
- [12] 橋口敬. 事務所建築の空調設備計画. 鹿島研究所出版会, 1968.
- [13] 樋口修二. エコオフィスシステムのデータ収集解析. 平成 7 年度国立環境研究所委託業務結果報告書, 新菱冷熱工業 (株), 3 月 1996.
- [14] 樋口修二. エコオフィスシステムのデータ収集解析. 平成 8 年度国立環境研究所委託業務結果報告書, 新菱冷熱工業 (株), 3 月 1997.

- [15] 古川道信. 首都圏におけるヒートアイランド対策の研究. 平成 8 年度卒業論文, 東京大学, 1997.
- [16] 松尾陽, 横山浩一, 石野久禰, 川元昭吾. 空調設備の動的熱負荷計算入門. (社) 建築設備技術者協会, 第 1 版, 1970.
- [17] 三菱電機. 三菱全熱交換型換気機器 ロスナイ 総合カタログ. 三菱電機, 11 月 1993.
- [18] 山地憲治, 藤井康正. グローバルエネルギー戦略. 電力新報社, 初版, 1995.