



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ビル暖房の実態調査
Author(s)	沢登, 龍彦; 落藤, 澄; 浅野, 賢二
Citation	衛生工学, 13, 31-47
Issue Date	1966-11
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/36184
Type	departmental bulletin paper
File Information	13_31-48.pdf



ビル暖房の実態調査

沢 登 龍 彦*
 落 藤 澄**
 浅 野 賢 二***

An Investigation on the Heating of an Office Building

Tatsuhiko SAWANOBORI
 Kiyoshi OCHIFUJI
 Kenji ASANO

Abstract

It is very useful to know the practical situation of the heating for the theoretical analysis of its problems.

In this report, the authors describe the state of the operation and the thermal efficiency of an oil combustion boiler for heating, and they analyze the characteristics of the heating load and the room temperature-formation against an office building that is heavy construction.

1 ま え が き

ビル暖房設備の設計は経済的、質的立場から十分検討された方法が未だ確立されておらず、装置容量の決定法などはきわめて根拠のあいまいな経験によつていと云つてもよいであろう。しかし、ビル暖房の問題には関係する要素が多く、理論的解析を進めるには、先ず現実の暖房の実態を把握することがきわめて有効である。そこで、筆者らは札幌市内のIビルを対象としてその実態を調査測定しボイラの運転状況、室温の変動、暖房負荷の特性などを解析して設備設計や装置の運転方法を研究する基礎的資料にしようとした。

暖房用ボイラについては、定常運転における諸性能はカタログなどに記載されているが、実際の運転状態における効率はいかなるものであろうか。

現実の建物における室内各位置の温度分布や変動を理論的に解析することは不可能であるが、それらを実測することによつて室内環境の設計や暖房負荷解析の基礎知識が得られると共に、暖房や外気以

* 産業環境工学講座助教授

** 衛生設備工学講座助教授

*** 同 助手

外の熱源，たとえば日射・人体・照明などによる室温形成，いわゆる広義の自然温度の特性も明らかになる。

2 建物・設備概要および調査方法

2-1) 建物概要

当ビルは昭和38年11月に竣工した重構造の建物で，銀行，レストラン，宴会場，駐車場を含む事務所建築である。

所在地：札幌市北4条西4丁目

構造：鉄骨・鉄筋コンクリート

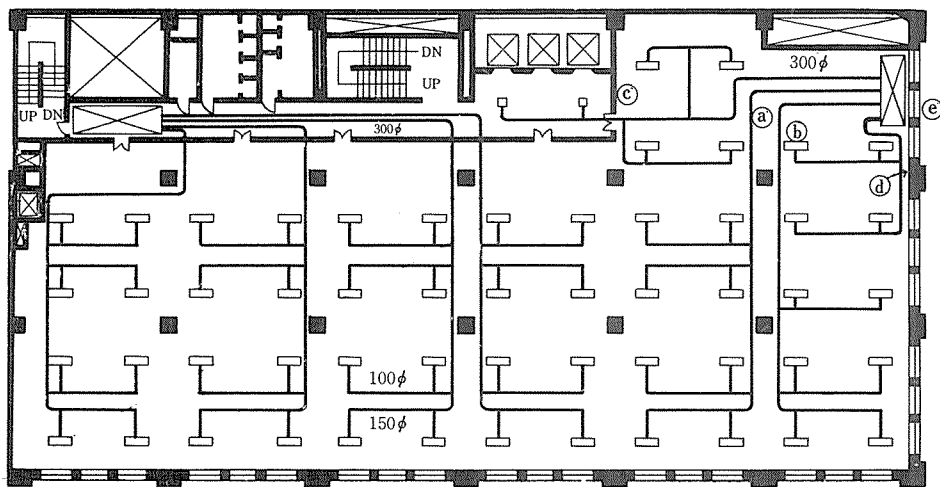
規模：地上9階，地下2階，塔屋3階，地上31m，延面積11,500m²，空調面積7,930m²

用途：地上1・2階－銀行，3階－会議室・食堂・事務所，4・5・6・8・9階－事務所，7階

－レストラン，宴会場，地下1階－駐車場，地下2階－電気室・機械室・倉庫，塔屋－機械室

図－1に基準階である6階の平面およびダクト配管を示す。なお図中のローマ字は温度測定位置である。

表－1に建物各部の材料を示す。



図－1 基準階平面・ダクト配管

2-2) 暖房設備の概要

空気調整方式は中央空気調整方式をとり円形高速ダクトにより送風し，次のようにゾーニングしている。

1・2階系統，3・4階系統，5・6・7階系統，8・9階系統。

新鮮空気は，塔屋2階に設置された外気調和器を経て各階からの還気と共に地下2階の各系統の調和器へ供給される。

表 - 1 建物各部の材料

材 料		厚 さ d (cm)	熱 伝 導 率 λ (kcal/m・h・℃)	温度伝播率 a (×10 ⁻⁴ m ² /hr)
屋 上 ス ラ ブ	クリンカータイル	6.0	0.72	13.4
	シンダーコンクリート			
	アスファルト	12.0	0.64	12.4
	コンクリート			
	木 毛 板	3.0	0.12	7.12
外 壁	タ イ ル	40.5	1.5	12.8
	コンクリート			25.3
	プ ラ ス タ ー			23.6
窓	アルミサツシュ, 2重ガラスK=3.0			
床-Pタイル, 天井-味の素テックス				

表 - 2 暖房関係主要機器の仕様

名 称		台数	仕 様		
ボ イ ラ 気 動 真 空 ポ ン プ		2	平川MP-504 常用出力 2.5 ^{ton} /hr 常用圧力 5.0 Kg/cm ²		
		1	B-8 3200 m ³ 吐出量 200 ℓ/min 排気量 0.538 m ³ /min		
空 気 調 和 器			フアン	モ ー タ	ヒータ蒸気量
	1・2 F 系統	1	535 m ³ /min $\times$ 175 mmAq	AS型 37 KW	820 Kg/hr
	3・4 F 系統	1	725 m ³ /min $\times$ 175 mmAq	AS型 37 KW	835 Kg/hr
	5・6・7 F 系統	1	"	"	"
	8・9 F 系統	1	"	"	"
	外 気 系 統	1	713 m ³ /min $\times$ 50 mmAq	15KW	500 Kg/hr

還気の1部は地下1階の駐車場へ供給される。

排気は各階便所, 湯沸室, 3・9階のちゆう房および駐車場より吸引される。機械室へは外気を直接供給し換気する。

空気調整は蒸気加熱コイルおよび温水ワッシャーによつて行なわれる。調整された空気は, エレベーターホールは角形アネモスタットにより, 室内はトロツファ型吹出口によつて下方へ吹出され, 室内から還気用コンクリート・ダクトに吸引される。

温湿度の自動制御は, 各系統ごとに代表室の柱側面の床上約 1.5mにサーモスタット・ヒューミデティスタットをおき, 空調器への蒸気流入量, 温水流入量を比例制御している。

設定条件は気温 21℃, 相対湿度 50% である。

2-3) 調査方法

調査項目と方法を表-3に記す。

表 - 3 調査項目と方法

項 目		測 定 計 器	備 考
ボ イ ラ 関 係	重油消費量	オーバル型流量計	ボイラ焚き始めから a. m. 9:00 まで は15分間隔, 以後30分間隔で測定 バーナ燃焼時間と多少の相違あり
	ボイラ圧力	ブルドン管型圧力計	
	ボイラ給水量	オーバル歯車型流量計	
	バーナ燃焼時間	押込通風機と連動する時間計	
	焚き出し前のボ イラ水温	棒状温度計	
室温, 外気温		電子管式自動平衡記録計	0.3mmφの銅・コンスタンタン熱電対によ り連続記録 外気調和器入口の9点で測定
室気温・湿度		気象用温湿度自記々録計	
新鮮空気量		ピラム型風速計	

なお, 外気の相対湿度は札幌管区気象台の資料によつた。

調査期間は昭和41年2月12日(土)から同3月15日(火)までの約1ヶ月間である。

3 ボイラの運転状況

普通, 暖房用ボイラの性態は定常運転状態における試験結果のみが記載されている。しかし実際の運転状態は, ボイラ容量が建物の必要熱量, 空調器の熱交換器の容量と釣り合いがとれているか, などの設備設計の適否によつて, またその設計容量が適切であつても設計条件からはずれる時期においては, ボイラ容量は必要熱量とアンバランスとなり, 非定常運転状態となる。

更に1日の運転状態についても, 建物本体・設備の予熱期における必要熱量と定常期における必要熱量は大いに異なり, その効率などのボイラ性能も時間的に変動するであろう。

今回の調査中, 2月12日から3月5日までの実操業状態における調査結果について述べる。

なお, 1日の運転状況については, 代表日1日の状況について解析した。

3-1) ボイラ設備概要

ボイラ設備の仕様概要は次の通り

ボイラ 平川~MP-504

常用出力 2.5 ton/hr , 常用圧力 5.0 Kg/cm^2

定格出力 2.9 ton/hr , 最高使用圧力 7.0 Kg/cm^2

バーナ ローターオイルバーナ, $230 \text{ l/hr} \times 2.2 \text{ kW}$

押込通風機 $50 \text{ m}^3/\text{min} \times 5.5 \text{ kW}$

給水装置 ポンプ口径 $40\text{mm} \times 130\text{l}/\text{min} \times 80\text{m} \times 2890\text{RPM} \times 5.5\text{KW}$

なお、ボイラの自動燃焼は蒸気圧力を検出し、バーナの油量調節弁の開きにより油量を制御している。また通風機のダンパーは油量調節弁に連動して風量の調節を行なう。

今回調査の場合、この比例制御作動範囲は蒸気圧 $2.0 \sim 3.0\text{Kg}/\text{cm}^2$ 、設定値は $2.5\text{Kg}/\text{cm}^2$ であった。従つて、 $3\text{Kg}/\text{cm}^2$ を越えるとバーナは燃焼を停止する。

給水はボイラ水位を検出してフロートスイッチによつて断続給水を行なう。

3-2) 1日の運転状況

1台のボイラについて、調査期間中の1日(2月22日、火)の運転状況を次に述べる。

図-2, 3はそれぞれボイラの運転時間および燃焼時間を基準とした毎時燃料発生熱量、毎時蒸気発生熱量、毎時ボイラ発生熱量、効率、負荷率の時間的变化を示す。

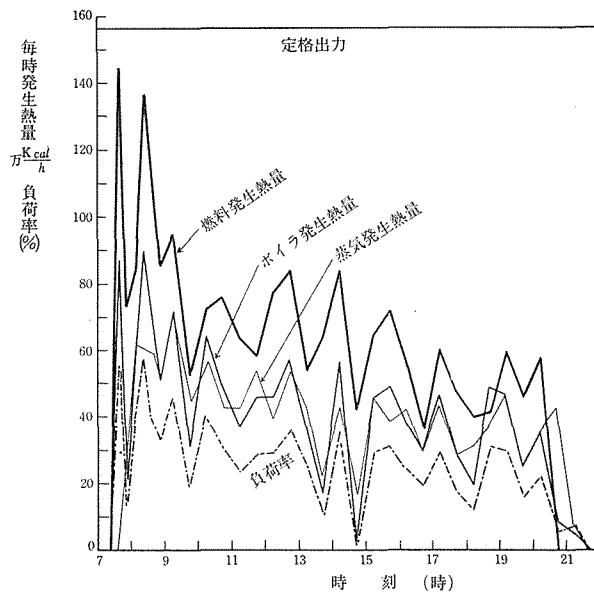


図 - 2 運転時間基準の性能

* バーナは朝ボイラ焚き始めから夕刻停止まで連続的に燃焼するのではなく、断続的燃焼である。そこで、ボイラから発生した蒸気を使用している時間をボイラ運転時間、実際にバーナが燃焼している時間を燃焼時間と名づけて区別する。(ただし、燃焼時間として、通風機の運転時間をとつたことによる誤差を含む)

燃料発生熱量 = 燃料消費量 $\times$ 燃料の低位発熱量

(低位発熱量: B重油 $10,000\text{Kcal}/\text{kg}$ とした)

蒸気発生熱量 = 給水量 $\times$ (発生蒸気のエンタルピー - 給水のエンタルピー)

ボイラ発生熱量 = 蒸気発生熱量 + ボイラ保有水量 $\times$ 保有水のエンタルピー変化

効 率 = $\frac{\text{ボイラ発生熱量}}{\text{燃料発生熱量}}$

負荷率 = $\frac{\text{毎時ボイラ発生熱量}}{\text{定格出力}}$, (定格出力 $156.4\text{万Kcal}/\text{h}$)

燃 焼 時 間 率 = $\frac{\text{燃 焼 時 間}}{\text{ボイラ運転時間}}$

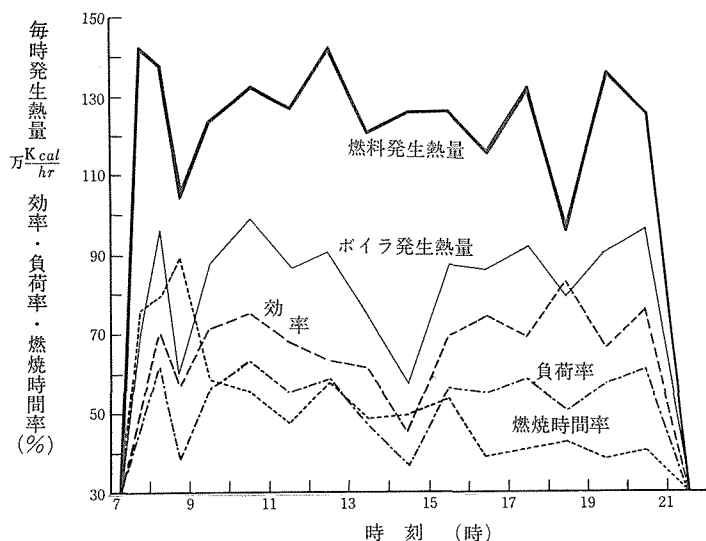


図 一 3 燃 焼 時 間 基 準 の 性 能

当日は7時30分にボイラを焚き始め、20時30分に燃焼終了、21時30分に蒸気バルブを閉じた。

蒸気発生熱量が各時刻において、ボイラ外で消費される熱量を表わす。毎時ボイラ発生熱量と毎時蒸気発生熱量の差がボイラ保有水への蓄熱を表わし、ボイラ圧力の変動を意味する。なお、毎時燃料発生熱量と毎時ボイラ発生熱量および蒸気発生熱量との間に時間的ずれや逆転があるのは、給水がフロートスイッチによるオンオフ制御であるために蒸気の発生量と給水量の間に時間的ずれを生ずることと、ボイラ圧力の変化すなわち保有水の熱吸収・放出があるためであろう。

ボイラ焚き始めから9時まではボイラ本体、建物および諸装置の予熱期を含み、1日のうちで最も大きな出力を要する。この間の平均燃焼時間率は82%で、ほぼ全時間燃焼していると云つてよいであろうが、この期においても平均負荷率は運転時間基準で約40%を示している。また1日の平均負荷率は運転時間基準で30%、燃焼時間基準で55%平均効率は67.2%となっている。

図一3に示すように、燃焼時間基準の負荷率と効率との間には、明らかに相関関係があり、負荷率の増加と共に効率もよくなる。一方効率と燃焼時間率との間にはほとんど関係がないようである。

蒸気の質（圧力・温度）を一定に保ち、熱効率を高めるといったボイラの自動制御の目的のうち、熱効率にのみ注目するならば、最高効率を得られる油量調節弁の開度を設定し、オンオフ制御によつて燃焼時間基準の負荷率を高める方がよいということになる。オンオフ制御によつた場合、当然圧力変動を伴う支障があり、運転・停止がひんぱんになるような使用状態では、機器の損耗、着火時の過渡現象に伴う障害なども予想される。今後、オンオフ制御を行なう実操業の暖房ボイラについて実測し比較すれば興味ある結果が得られよう。

3-3) 日平均効率について

調査期間中の各日の2缶のボイラについて、それぞれ日平均効率と燃焼時間基準の日平均負荷率お

よび燃焼時間率との関係を図-4, 5に示す。

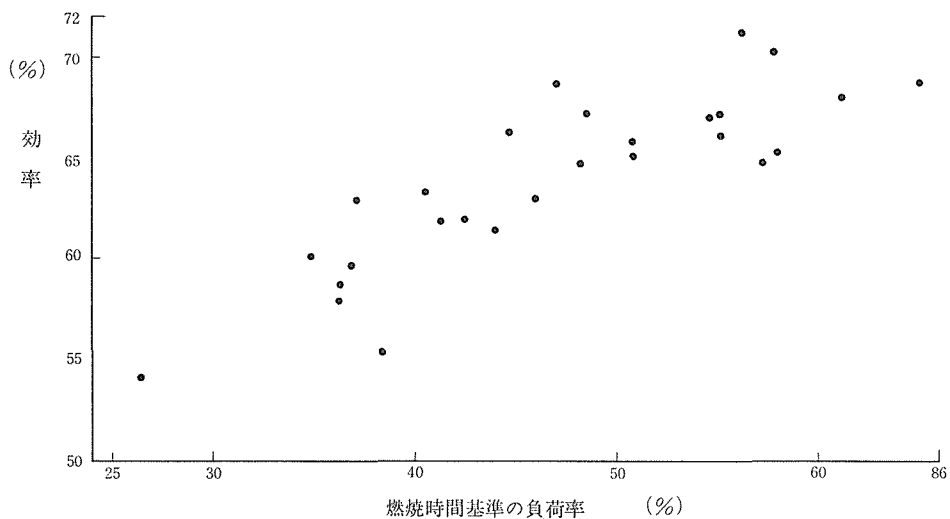


図-4 負荷率と効率の関係

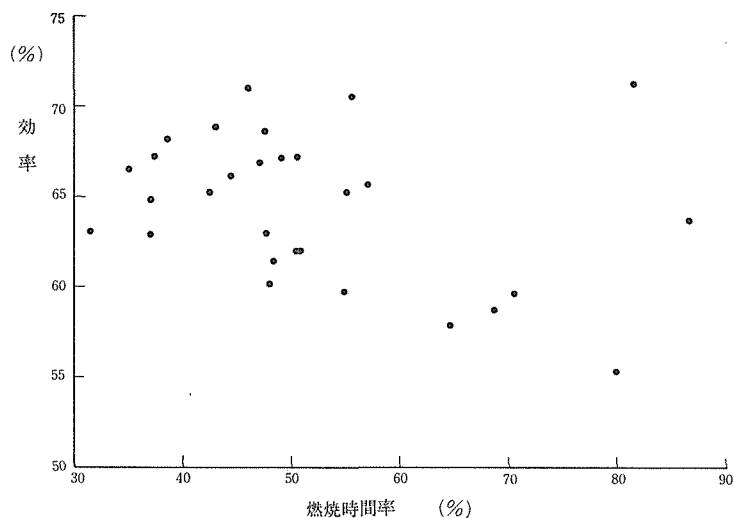


図-5 燃焼時間率と効率の関係

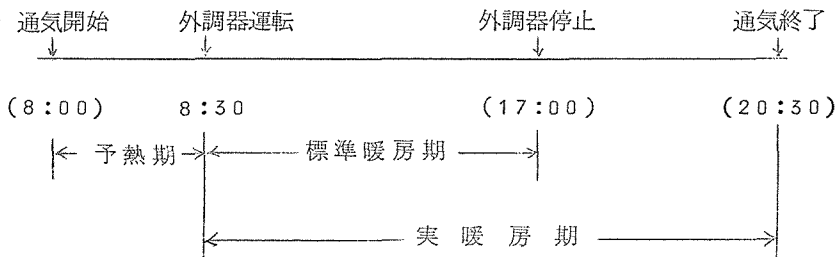
日平均効率についても負荷率と効率の関係はうかがえるが、燃焼時間率にはほとんど関係がないと云つてよいであろう。むしろ燃焼時間率が大きくなるにつれて効率が低下する傾向すらうかがえる。すなわち、低負荷で連続燃焼するよりも高負荷で断続燃焼する方が、より高効率が得られるという前節で述べた傾向が推察される。

当調査中1号ボイラは燃焼時間基準の日平均負荷率37~65%, 平均54.3%, 日平均効率は60~71%, 平均66.6%。2号ボイラは日平均負荷率27~55%, 平均41.6%, 効率は54

～6.7%, 平均6.1.6%を示した。

4 暖房負荷および室温について

当ビルはいわゆる事務所ビルで、その暖房はほぼ8時30分には室温を設定値に上昇させ、同時に外気調和器の運転を開始し換気を始める。その後は自動制御により気温・相対湿度を設定値に保ち、17時～17時30分に外気調和器を停止し、レストランの営業終了時刻の20時30分には総べての暖房を停止する。そこで1日を下図のように区分する。



建物および暖房装置の予熱負荷としては、8時30分までのボイラの蒸気発生熱量から給湯装置の予熱負荷8万kcal（貯湯槽の温度より推算）を差し引いたものとした。

1日の暖房負荷としては、1日の給湯装置予熱負荷、給湯負荷、オイルサービスタンク負荷、気動真空ポンプ負荷などを設計値と実際の使用状態を考慮して推算し100万Kcalとして、1日の蒸気発生熱量から差し引いたものとした。

1日の換気負荷は次式によつて求めた。

$$H_F = r \times V_F \times (\bar{i}_i - \bar{i}_o) t_F$$

ただし r : 比重量 (Kg/m^3) ($= 1.2$ とした)

V_F : 換気量 (m^3/h) ($= 4.62 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ で一定)

$\bar{i}_i$: 外気調和器運転期間の室内空気平均エンタルピー (kcal/Kg)

$\bar{i}_o$: 外気調和器運転期間の外気平均エンタルピー (kcal/Kg)

t_F : 外気調和器運転時間 (hw)

建物平均気温は、1階、最上階および基準階（2～8階）の平均値とした。ただし基準階の気温として、6階の実測値（床上125cm）を代表させている。以後の解析において、特にことわらないかぎり、室温とは、この建物平均気温を云う。

4-1) 日平均内外温度差と暖房負荷

当ビルの暖房が毎日、近似的に周期的暖房をしているものとし、また外気によつて形成される1日の平均室温が日平均外気温で近似できるものとするれば、1日の暖房負荷は、

$$H_d \doteq \frac{T_0}{R} \{ (\bar{\theta}_{id} - \bar{\theta}_{od}) - \bar{\theta}_{nd} \}$$

ただし

H_d : 換気負荷・装置予熱負荷を除いた1日暖房負荷 (Kcal)

R : 室の全熱抵抗 ($\text{hr} \cdot \text{deg} / \text{Kcal}$)

T_0 : 周期24 (hr)

$\bar{\theta}_{id}$: 1日の平均室温 ($^{\circ}\text{C}$)

$\bar{\theta}_{od}$: 1日の平均外気温 ($^{\circ}\text{C}$) すなわち、外気温によつて形成される平均室温

$\bar{\theta}_{nd}$: 暖房および外気以外の熱源 (日射, 人体, 照明など) からの熱供給によつて形成される室温 ($^{\circ}\text{C}$) (いわゆる広義の自然温度¹⁾)

でしめされる*。

今回の調査結果から平均内・外温度差と換気負荷を除いた暖房負荷との関係を示すと図-6のようになる。日射・人体・照明などによる室温形成が日に関係なく一定であるならばこの関係は直線となるであろう。

ただし、装置予熱負荷の分離が困難なので、その大きさは一定とみて暖房負荷に含ませておいた。また、外気によつて形成される室温は日ごとの外気温変化を考慮して、2周期すなわち前々日の暖房停止から当日の暖房停止までの平均値をとつた。

なお、換気負荷を除いた1日暖房負荷は単位延床面積当りの熱量で表わしている。

図-6によると、平均内外温度差と暖房負荷の間にはばつきは大きい、ほぼ比例関係がみられる。

それを1つの直線で近似させこの線を延長しよこ軸およびたて軸の

交点を求めると、夫々約12 (deg) 約300 ($\text{Kcal} / \text{m}^2, \text{day}$)となる。この負の暖房熱量は、人為的暖房以外の熱源すなわち日射、地熱、人体、照明などの総和とみなされ、温度12 degは、その不作為熱量によつて形成される日平均室温と云える。ちなみに不作為熱量を概略計算したものと大きな相違はみられなかつた。

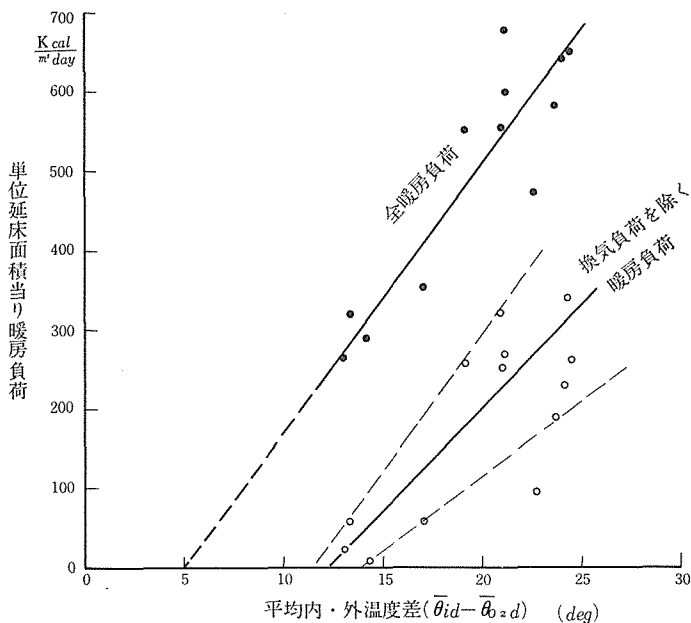


図-6 1日暖房負荷と平均室内・外温度差

* 附録I 参照

ただ、実測が短期間であること、平均室温の精度、暖房負荷と装置予熱負荷を分離できなかったこと、外気温の影響を過去2日にとつたことなどによつて生ずる誤差を、実測値および不作為熱量の数値を評価する場合考慮しなければならない。

同図に1日の全暖房負荷との関係をも記載した。ここで、図中の線を延長できるものとすれば約5(deg)でよこ軸に交わり、日平均室温と平均外気温との差が約5degとなる時期が当ビルの暖房限界期を示している。なお当ビルの新鮮空气の換気回数は、約2回/hである。

4-2) 暖房の予熱負荷と室温上昇

当ビルの場合、暖房の予熱負荷と予熱期の室温上昇との間には、次の関係が成立するであろう*。

$$H_W = k \cdot \{ \Delta \theta_i - (\Delta \theta_{ow} + \Delta \theta_{nw}) \}$$

ただし

H_W : 暖房の予熱負荷 (Kcal)

k : 予熱時間と建物の熱特性によつて決まる定数 (deg/kcal)

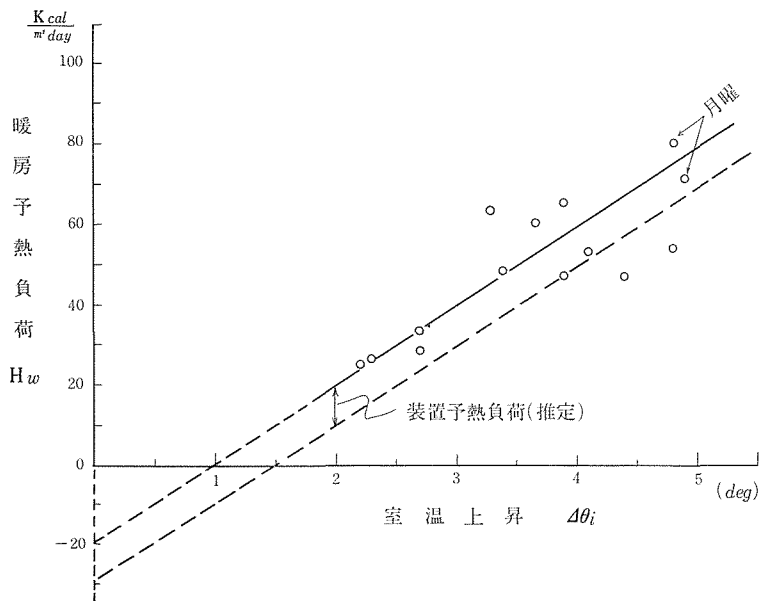
$\Delta \theta_i$: 予熱期の室温上昇 (deg)

$\Delta \theta_{ow}$: 予熱期の、外気による室温上昇 (deg)

$\Delta \theta_{nw}$: 予熱期の、暖房・外気以外の熱源による室温上昇 (deg)

暖房以外の原因による予熱期の室温上昇が日ごとに一定であるならば、暖房予熱負荷と室温上昇の間には直線関係があり、その勾配は予熱時間と建物の熱特性によつて決まることになる

図一7は調査期間中の日ごとの室温上昇と暖房予熱負荷の関係を示している。



図一7 暖房予熱負荷と室温上昇

* 附録-II 参照

ただし、予熱終了時の室温として、定常期の平均室温をとった。予熱負荷は単位延床面積当りで表わし、また換気負荷は含まない。

予熱期の負荷として一律に8時30分までの暖房負荷をとったこと、ボイラ給水が断続的であることなどによる誤差が影響していると思われるが、直線関係の存在はうかがえる。

これは暖房装置容量を決定するのに必要な予熱期の温度変動がステップ入力に対する応答によつて取り扱えることを示唆する*。

また、前日が暖房休止日である月曜日についても同様な方法で解析できることが推察される。

この直線を延長したとき、原点を通らないのは、予熱期において外気および日射・人体・照明などによる室温上昇のあることを示し、予熱負荷に装置予熱負荷を含むことを考慮すればそれが約 1.5 deg であり、この温度上昇にあつかつた熱量は 30 kcal/m^2 程度である。

なお、予熱時間は30～40分である。

4-3 室温変動について

6階の温度測定位置を図-1に示す。垂直方向の気温は図中④の位置において、床上5cm、60cm、125cm、188cm、天井面下5cmで、また外壁の内表面温⑤および隔壁表面温⑥は床上125cmで測定した。

2月21日(月)、22日(火)の主な測定点の時間的溫度変化を図-8に示す。なお、1、9階

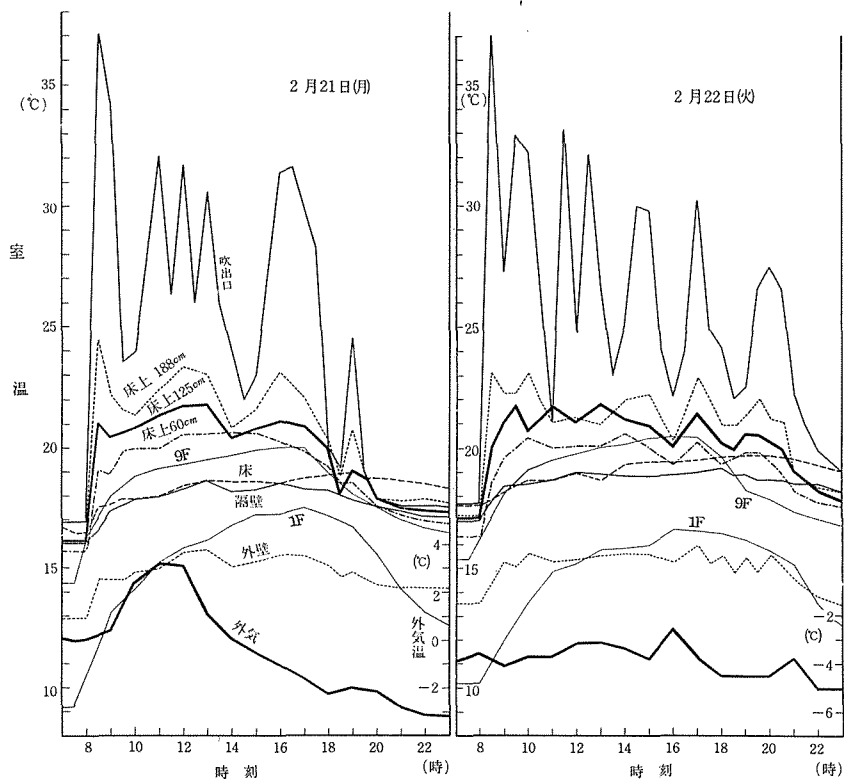


図-8 各位置の温度変動

の室温および外気温を併記する。

吹出空気温は 37°C ～ 21°C と大きく変動し、定常暖房期においても、コンデショナーへの蒸気流入量を比例制御しているにもかかわらずほとんど2位置制御に近い運転状態を示している。この時期においてはコンデショナーが暖房負荷に対して過大な容量を持つているためであろう。

吹出気温が上記のように変動するため、それにつれて、室内各位置の気温も変動する。床上 188cm においては、定常暖房期に 2.5deg 程度の変動範囲を示す。

自動制御の室温検出位置の高さに近い床上 125cm の定常期の温度変動範囲は 1.5deg 程度であり、21日は平均 21.0°C 、22日は 20.7°C を示し、設定温度に一致している。調査期間中毎日の定常期平均温度は $20.5\sim 21.2^{\circ}\text{C}$ で、平均温度についていうと、ほぼ満足な運転状態と云えよう。

定常期の気温に関しては、月曜と火曜についての相違は見られない。

エレベーターホールとの隔壁表面温度は月、火曜とも、ほぼ12時付近で $18.5\sim 19^{\circ}\text{C}$ の定常値に達している。

床面温は、1日の暖房期間中上昇を続け、月曜には 16.5°C から 19°C に、火曜には 17.5°C から 19.7°C へと約 $2\sim 2.5\text{deg}$ の上昇を示した。外壁内表面温は月曜は 2.5deg 、火曜日は 1.5deg 程度の温度上昇が見られる。

床面温と気温の関係をみると、暖房停止後まもなく温度が逆転し、床面温の方が高くなり、翌日暖房開始まで、この状態が続く。これは、床のもつ熱容量によるものであろう。

隔壁表面温についても気温との逆転を示し熱放出を示唆しているが、その温度差は小さい。暖房停止後の床上 60cm の気温が、エレベーターホールとの隔壁表面温よりも明らかに低下しているのは、外壁面、窓付近で冷却された空気が循環し、その輪道に入っているのではなからうか。

1、9階の気温は床に近い位置の値である。1階の気温が、 17°C 程度までしか上昇しないのは、この階は銀行が使用しており人の出入りがはげしく、外気の侵入量が多いこと、また地下1階の駐車場の気温が1日の暖房期でも $0\sim 10^{\circ}\text{C}$ 程度であることなどによる熱負荷が大きいためである。また暖房停止後の温度降下が大きいのも駐車場への失熱のためであろう。

9階についても、その温度降下が大きいのは屋上スラブから外気への失熱が大きいことによる。

図-9は6階の床上 125cm の気温を代表室温としたとき、室温上昇と日平均室内・外温度差の関係

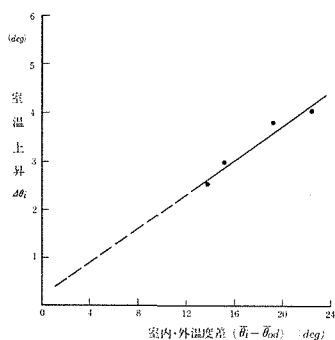


図-9 室温上昇と日平均室内・外温度差

を示す。ただし、室温上昇は暖房定常期の室温と暖房開始時の室温との差をとり、室温上昇、室内外温度差とも各週の火～金曜日の平均値によった。これによるとほぼ直線関係があることがうかがえる。

よこ軸の1日平均室内・外温度差は1日の暖房熱量に相当するものであり、この値が大きいことは外気温が低いこと、従つて室温降下も大きいことを示している。

ここで各週の日平均室温は $19\sim 20^{\circ}\text{C}$ であ

った。従つて、例えば日平均外気温が 0°C であれば 3.7°C の気温上昇が必要であることを示す。

5 あとがき

当ビルは札幌において最もよく計器類の装備された建物ではあるが、装置の構造上、実測不可能である部分も多く、特に暖房装置の予熱負荷の分離ができなかつたことは解析にも大きな障害となつた。

しかし、今回の短期間の調査にもかかわらず、いくつかの興味ある知識を得ることができた。

ボイラについては非定常運転状態においても効率は負荷率に関係すること、また自動燃焼制御方式についての疑問を生じた。

建物の負荷特性については、平均室内・外温度差と換気を除いた暖房負荷の関係および、予熱期における室温上昇と予熱負荷の関係が明らかとなり、今後ビル暖房の問題を理論的に取り扱う上で多くの示唆が得られた。

また、いわゆる広義の自然温度の特性もかなり明らかにすることができた。

なお、本報告はIビルの実態調査結果であるが、別種のビルについて、今後も引き続き調査を行なう予定である。

当調査はIビルの松野課長はじめ機械室の皆様のご協力によつてなされたものである。ここに深謝の意を表する。

【附 録】

〔I〕 周期的暖房における1周期の総熱量と暖房によつて形成される平均室温の関係

I-a) 最も単純な暖房である単位の瞬間周期暖房 $\delta(t)^2)$ を考える。

$$\text{ここに} \quad \begin{cases} \delta(t) = 0 & t \neq 0 \\ \int_0^{T_0} \delta(t) dt = 1 & 0 \leq t \leq T_0 \end{cases} \quad \text{)}_3$$

また建物の暖房に対する周期的重み関数を $\eta(t)$ とすると、重み関数 $\eta(t)$ は、定義から単位の瞬間暖房 $\delta(t)$ によつて形成される室温である。

ただし、 $\delta(t)$ 、 $\eta(t)$ の関数はいずれも $0 \leq t \leq T_0$ の範囲で定義され、周期 T_0 で同じ変動を繰返すものとする。

(1) $t = t_1$ の瞬間暖房 $\delta(t - t_1)$ によつて形成される室温、平均室温および総熱量

$$\begin{aligned} t_1 \leq t \leq T_0 & \quad \theta_h(t) = \eta(t - t_1) \\ 0 \leq t \leq t_1 & \quad \theta_h(t) = \eta(T_0 + t - t_1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{\theta}_{hd}(t) &= \frac{1}{T_0} \left\{ \int_0^{t_1} \eta(t_0 + t - t_1) dt + \int_{t_1}^{T_0} \eta(t - t_1) dt \right\} \\ &= \frac{1}{T_0} \{ A(T_0) - A(0) \} \quad \text{ただし} \quad \eta(t) = \frac{dA(t)}{dt} \end{aligned}$$

$$H = 1$$

ここに, T_0 : 周期 (h_r)

$\theta_h(t)$: 周期的定常状態の暖房 $\delta(t)$ によつて形成される室温 ($^{\circ}C$)

$\bar{\theta}_{hd}(t)$: 1 周期の平均室温 ($^{\circ}C$)

H : 1 周期の総熱量 ($Kcal$)

(2) $t = t_2$ の瞬間暖房 $\delta(t - t_2)$ によつて形成される室温, 平均室温および総熱量

$$t_2 \leq t \leq T_0 \quad \theta_h(t) = \eta(t - t_2)$$

$$0 \leq t \leq t_2 \quad \theta_h(t) = \eta(T_0 + t - t_2)$$

$$\begin{aligned} \bar{\theta}_{hd}(t) &= \frac{1}{T_0} \left\{ \int_0^{t_2} \eta(T_0 + t - t_2) dt + \int_{t_2}^{T_0} \eta(t - t_2) dt \right\} \\ &= \frac{1}{T_0} \{ A(T_0) - A(0) \} \end{aligned}$$

$$H = 1$$

$$\therefore \{ \bar{\theta}_{hd}(t) \}_1 = \{ \bar{\theta}_{hd}(t) \}$$

すなわち(1)と(2)の総熱量は等しく周期的暖房によつて形成される平均室温は等しい。図-I・aにおいて実線による面積と点線による面積は同じであることを示す。

I-b) 総熱量が等しく任意の送熱パターンを持つ周期的暖房の平均室温

任意の送熱パターンを持つ暖房は瞬間暖房の集合と考えてよい。したがつて, 総熱量が等しいならば, 送熱パターンに関係なく平均室温は定められる。そこで送熱パターンに定常暖房を想定し, 総熱量と平均室温の関係を求めることができる。すなわち

$$H = \frac{T_0}{R} \cdot \bar{\theta}_{hd} \dots\dots\dots (I-a)$$

$$R : \text{建物の全熱低抗} \left(\frac{\text{deg} \cdot h_r}{\text{kcal}} \right)$$

このことは, 総熱量と平均室温とが直線関係をなし, その勾配は建物の熱抵抗のみで表わされることを意味する。

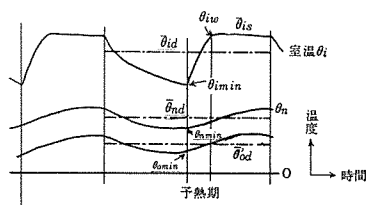


図 - I・a

なお, 任意の送熱パターンとして矩形波状周期暖房を与え, 総熱量と平均室温の関係を算出し, 上記の関係式を確認している。

I-c) 暖房, 外気および日射・人体・照明などによる室温形成

暖房, 外気および日射・人体・照明などからの熱供給と, それらによる室温形成との間に線型性があるものとするば

図 - I・b

$$\bar{\theta}_{id} = \bar{\theta}_{hd} + \bar{\theta}'_{od} + \bar{\theta}_{nd}$$

従つて

$$\bar{\theta}_{hd} = \bar{\theta}_{id} - \bar{\theta}'_{od} - \bar{\theta}_{nd} \quad \dots\dots\dots (I-b)$$

ここで $\bar{\theta}_{id}$: 1 周期の平均室温 (°C)

$\bar{\theta}_{hd}$: 暖房によつて形成される 1 周期の平均室温 (°C)

$\bar{\theta}'_{od}$: 外気によつて形成される 1 周期の平均室温 (°C)

$\bar{\theta}_{nd}$: 暖房, 外気以外の熱源 (日射・人体・照明など) からの熱供給によつて形成される室温 (°C)

の関係が成立する。

故に式 (I-a, b) から

$$H = \frac{T_0}{R} \{ (\bar{\theta}_{id} - \bar{\theta}'_{od}) - \bar{\theta}_{nd} \} \quad \dots\dots\dots (I-c)$$

となる。

〔II〕 予熱期の暖房負荷と室温上昇の関係

II-a) 矩形波状周期暖房の予熱負荷量と温度上昇を考える。

室の暖房に対する重み関数を

$$\varphi(t) = \sum B_n e^{-\beta_n t} \quad (n=1, 2, 3, \dots)$$

とすると周期的暖房の重み関数は

$$\eta(t) = \sum \frac{B_n e^{-\beta_n t}}{1 - e^{-\beta_n T_0}}$$

となる。ただし、関数 $\eta(t)$ は $0 \leq t \leq T_0$ で周期ごとに繰返されるものとする。

しかるとき、図に示す送熱パターンの暖房開始室温 $\theta(0)$ と予熱終了時室温 $\theta(t_w)$ は次式で表わされる⁴⁾

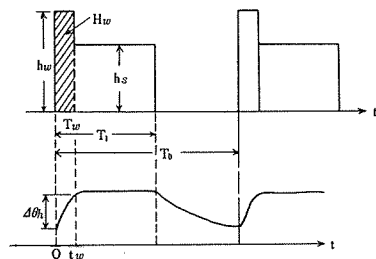


図 - II・a

$$\theta(0) = \theta_{hmin} = h_s \sum \frac{B_n}{\beta_n} \cdot \frac{e^{\beta_n (T_1 - T_w)} - 1}{1 - e^{-\beta_n T_0}} e^{-\beta_n (T_0 - T_w)}$$

$$+ h_w \sum \frac{B_n}{\beta_n} \cdot \frac{1 - e^{-\beta_n T_w}}{1 - e^{-\beta_n T_0}} e^{-\beta_n (T_0 - T_w)}$$

$$\theta(t_w) = \theta_{hw} = h_s \sum \frac{B_n}{\beta_n} \cdot \frac{e^{\beta_n (T_1 - T_w)} - 1}{1 - e^{-\beta_n T_0}} e^{-\beta_n T_0} + h_w \sum \frac{B_n}{\beta_n} \cdot \frac{1 - e^{-\beta_n T_w}}{1 - e^{-\beta_n T_0}}$$

よつて予熱による温度上昇 $\Delta\theta_h$ は

$$\Delta\theta_h = \theta_{hw} - \theta_{hmin} = hw \Sigma \frac{B_n}{\beta_n} \cdot \frac{1 - e^{-\beta_n T_w}}{1 - e^{-\beta_n T_0}} \{ 1 - e^{-\beta_n (T_0 - T_w)} \}$$

$$+ hs \Sigma \frac{B_n}{\beta_n} \frac{e^{-\beta_n (T_1 - T_w)} - 1}{1 - e^{-\beta_n T_0}} \{ e^{-\beta_n T_0} - e^{-\beta_n (T_0 - T_w)} \}$$

ここで、 $T_0 \gg T_w$ であり、 $e^{-\beta_n T_0} \doteq e^{-\beta_n (T_0 - T_w)}$ とみなせるので

$$\Delta\theta_h = hw \Sigma \frac{B_n}{\beta_n} (1 - e^{-\beta_n T_w})$$

$$= HW \cdot \frac{1}{T_w} \Sigma \frac{B_n}{\beta_n} (1 - e^{-\beta_n T_w}) \dots\dots\dots (II-a)$$

となる。

$\theta_h(t)$: 周期的定常における暖房による室温 (℃)

θ_{hmin} : 予熱開始前の暖房による室温 (℃)

θ_{hw} : 予熱終了時の暖房による室温 (℃)

$\Delta\theta_h$: 予熱による温度上昇 (deg)

T_0 : 周期 (hr)

T_w : 予熱時間 (hr)

T_1 : 暖房時間 (hr)

hw : 予熱量の強さ (Kcal/hr)

hs : 予熱を除く暖房区間の熱量の強さ (Kcal/hr)

HW : 予熱量 (kcal)

すなわち、予熱の温度上昇は予熱時間が短い場合、予熱量に比例する。上式は、また階段関数の応答を表すものであり、過去の暖房によつて生ずる温度変化が非常に小さいとみなせる時間はばについて云える。

なお、過去の暖房によるところの温度変化の度合を論ずるに、注目している時間はばの長短だけでは片手落で、室の熱的特性 (重み関数) を考えなければならない。実測によると夜間の1時間あたりの温度降下は約0.2 degで、非常に緩やかであり、予熱時間30分の温度変化を無視してもよいと云える。

また、任意の送熱パターンについても温度上昇と負荷の直線性は、上記の仮定のもとで保存される。

II-b) 予熱期の室温

附録-Iと同様、図-I・bにおいて

$$\theta_{imin} = \theta_{hmin} + \theta_{omin} + \theta_{nmin} \dots\dots\dots (II-b)$$

$$\theta_{iw} = \theta_{hw} + \theta_{ow} + \theta_{nw}$$

$$= \theta_{hw} + (\theta_{omin} + \Delta\theta_{ow}) + (\theta_{nmin} + \Delta\theta_{nw})$$

$$= \theta_{hw} + \theta_{omin} + \theta_{nmin} + (\Delta\theta_{ow} + \Delta\theta_{nw}) \dots\dots\dots (II-c)$$

ここで

$\theta_{imin}, \theta_{iw}$: 予熱開始時, 終了時の室温 (°C)

$\theta_{hmin}, \theta_{hw}$: " " 暖房による室温 (°C)

$\theta_{owmin}, \theta_{ow}$: " " 外気による室温 (°C)

$\theta_{nwmin}, \theta_{nw}$: " " 暖房・外気以外の熱源による室温 (°C)

式 (II-b, c) より室温上昇 $\Delta\theta_i$ は

$$\Delta\theta_i = \Delta\theta_h + \Delta\theta_{ow} + \Delta\theta_{nw} \dots\dots\dots (II-d)$$

$$\Delta\theta_i = \theta_{iw} - \theta_{imin} \text{ (予熱期の室温上昇) (deg)}$$

$$\Delta\theta_h = \theta_{hw} - \theta_{hmin} \text{ (予熱期の暖房による室温上昇) (deg)}$$

$$\Delta\theta_{ow} : \text{予熱期の外気による室温上昇 (deg)}$$

$$\Delta\theta_{nw} : \text{予熱期の暖房, 外気以外の熱源による室温上昇 (deg)}$$

式 (II-a) を書き直せば

$$Hw = k \cdot \Delta\theta_h \dots\dots\dots (II-e)$$

$$\text{ただし, } \frac{1}{k} = \frac{1}{T_w} \cdot \sum \frac{B_n}{\beta_n} (1 - e^{-\beta_n T_w}), \quad (n=1, 2, \dots\dots\dots)$$

(建物の熱的特性と予熱時間によつて決まる定数)

式 (II-d) を代入すれば

$$Hw = k \{ \Delta\theta_i - (\Delta\theta_{ow} + \Delta\theta_{nw}) \} \dots\dots\dots (II-f)$$

となる。

参 考 文 献

- 1) 田中貢, 建築物の自然温度について, 衛生工業協会誌, 第6巻第6号, P469
堀江悟郎他4名, アパートの暖房負荷について, 日本建築学会論文集, 第89号, P316
- 2) 高橋利衛, 自動制御の数学, オーム社
- 3) 前田敏男, 室温形成の理論, 日本建築学会研究報告, №54, 1956
- 4) 長谷川房雄, 暖房と室温の関係, 日本建築学会論文報告集, 第68号; 昭和36年6月
藤井正一, 住宅の室内気温に関する研究, 博士論文