

図 3-1-2 サイクル・ループの構成

#### 4. 実験によるモデルの構築

供試空調機の実験を行い、得られた実験データにより、前章において述べたシミュレーションモデルにおいて含まれる供試空調機固有のパラメータを求める。

##### 4.1 空調機の仕様

###### 4.1.1 空調機の基本機能と構成

図 4-1 に本空調機の外観を示す。室内機の外形寸法は、 $1200\text{W} \times 600\text{D} \times 1800\text{H}$ 、重量は  $280\text{ [kg]}$ 。室外機の外形寸法は、 $820\text{W} \times 295\text{D} \times 1425\text{H}$  で、重量は  $70\text{ [kg]}$  である。

表 4-1 に本空調機の仕様を示す。表に示すように本空調機の定格冷却能力は、標準環境条件（室内  $27\text{ [}^\circ\text{CDB]}$ 、 $19.5\text{ [}^\circ\text{CWB]}$ 、室外  $32.5\text{ [}^\circ\text{C]}$ ）において、 $15.7\text{ [kW]}$ （ $13,500\text{ [kcal/h]}$ ）である。また、圧縮機運転周波数を、 $30 \sim 115\text{ [Hz]}$ 、室内側送風機風量を  $36 \sim 90\text{ [m}^3/\text{min}]$  の間で変化させることにより、冷却能力を標準環境条件で  $8.0 \sim 15.7\text{ [kW]}$  に変化させることができる。圧縮機は、高効率で低振動のスクロール式を採用しインバータにより周波数制御している。室内側送風機は、シロッコファンで、ポールチェンジ、タップ切り換えにより送風量を 4 段階に変化させることができる。また、室外側送風機は、プロペラファンで、風量は、 $82/86\text{ (}50/60\text{ [Hz]) [m}^3/\text{min]}$  である。

###### 4.1.2 空調機の構造

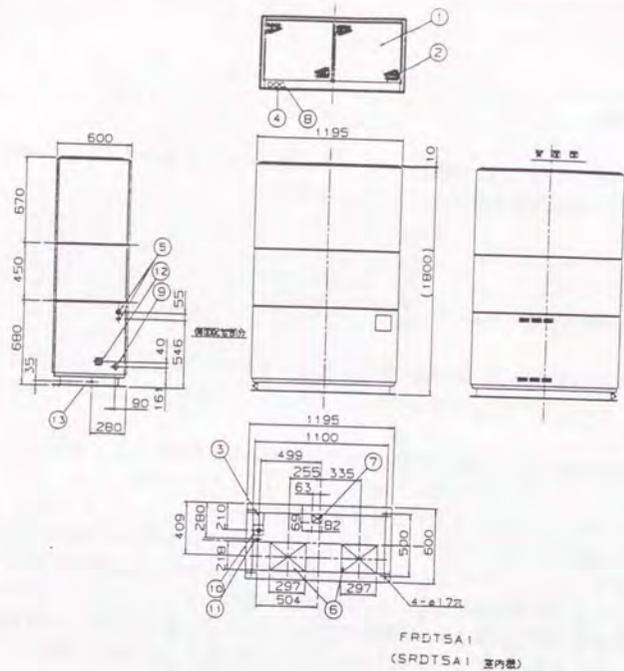
図 4-2、図 4-3 に本空調機と室内機と室外機の組立図を示す。本空調機は、標準の下吹き出し方式の他に上吹き出し方式として扱うこともできる。本空調機は、熱交換器、送風機、圧縮機の 3 ユニット構成となっており、熱交換器ユニットと送風機ユニットを並べ替えることにより下吹き出し方式を上吹き出し方式に変えて用いることができる。

図 4-4 に本空調機の冷媒配管系統図を示す。本空調機が一般の空調機と異なる点は、膨張弁と凝縮圧力調整弁である。

本空調機では、外気温が低いときにも冷媒循環を確保する目的から、定格の 2 倍（ $10\text{ [RT]}$  用）の容量の膨張弁を取り付けている（一部、 $5\text{ [RT]}$  膨張弁を 2 個並列に設置している）。この容量の大きい膨張弁により、外気温が低くて凝縮圧力が低いときでも、膨張弁開度を大きくして冷媒循環量を確保し、冷却能力の低下や蒸発圧力の低下を防ぐことができる。

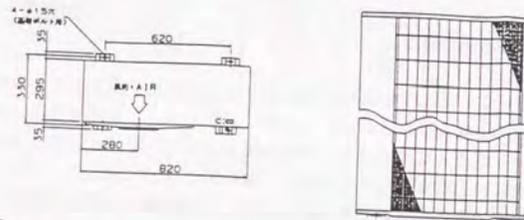
また、本空調機では、従来の凝縮圧力調整弁（設定圧力固定）とは異なり、設定圧力が変更される電動弁（凝縮圧力調整弁）を採用している。この電動弁により、凝縮圧力をできるだけ低くして、圧縮動力の少ない運転を行っている。

図 4-5 に本空調機の電気配線図を示す。



13	下部ドレン (左側部)	PS1M81A2
12	上部ドレン (左側部)	PS1B1A2
11	下部ドレン (右側部)	PS1M81A2
10	上部ドレン (右側部)	PS1B1A2
9	電源入力口 (左側部)	φ4.5穴
8	電源入力口 (右側部)	φ4.5穴
7	吐出口 (右側部)	
6	吐出口 (左側部)	
5	配管接続口 (左側部)	
4	配管接続口 (右側部)	ガス側φ15.9
3	配管接続口 (下部)	厚板φ9.5
2	エアフィルタ	
1	傾込口	

FRDTS1  
(SRDTS1 室内機)



4	電源・室内機吐出口	
3	7-7端子 (4ピンコネクタ用)	M5
2	配管接続口	φ9.5
1	ガス配管接続口	φ15.9

CRDSA1  
(SRDTS1-2 室外機)

図-4-1 空調機の外觀

表-4-1 空調機の仕様

機種	SRDTS1 (下吹出形)	SRDTS2 (上吹出形)
形式	空冷式	
★1 冷却能力	kcal/h	13500
機種	FRDTS1	FRDTS2
電源	3相 200V 50/60Hz	
外装	マンセル 0.5YB/0.7	
外形寸法	高さ×幅×奥行	mm 1800×1195×600
圧縮機	JT10A-V	
形式	全密閉式 (スクロール形)	
電動機出力×台数	kW	3.0×1
室内側熱交換器	クロスフィンコイル式	
機種	2D13/4G4	
形式	シロッコファン	
電動機出力×台数	kW	(1.3-0.45-0.18-0.05) × 1
風量 (50/60Hz)	m <sup>3</sup> /min	90/90-70/78-52/58-36/40
機外静圧	mmH <sub>2</sub> O	20
駆動方式	直結駆動	
吸音断熱材	グラスファイバ (ガラスクロス張り)	
エアフィルタ	樹脂ネット	
接続液管	φ9.5C1220T	
配管ガス管	φ15.9C1220T	
重量	kg	280
機種	CRDSA1	
外装	ライトキャメル (2.5Y6.5/1.5)	
外形寸法	高さ×幅×奥行	mm 1425×820×295
凝縮器	クロスフィンコイル式	
機種	P48G11F	
形式	プロペラファン	
電動機出力×台数	W	95+80
風量 (50/60Hz)	m <sup>3</sup> /min	82/86
駆動方式	直結駆動	
接続液管	φ9.5C1220T	
配管ガス管	φ15.9C1220T	
重量	kg	70
保護装置	高圧圧力開閉器、過電流継電器、室外ファンモータ保護サーモスタット 溶接、低圧圧力開閉器	
容量制御	圧縮機回転数制御	
冷蔵制御	電子膨張弁	
冷媒配管	標準長さ	m 5
	最大長さ	m 実配管長120
	最大高さ	m 40
冷媒	冷媒名	R22
	充填量	kg 10.4
冷凍機油	冷凍機油名	SUNISO 4GSD-K
	充填量	ℓ 2.4
	法定冷凍トン	1.86

★1. 室内: 27℃DB, 19.5℃WB, 外気温度: 32.5℃DB  
配管相当長5m, 高低差0m。

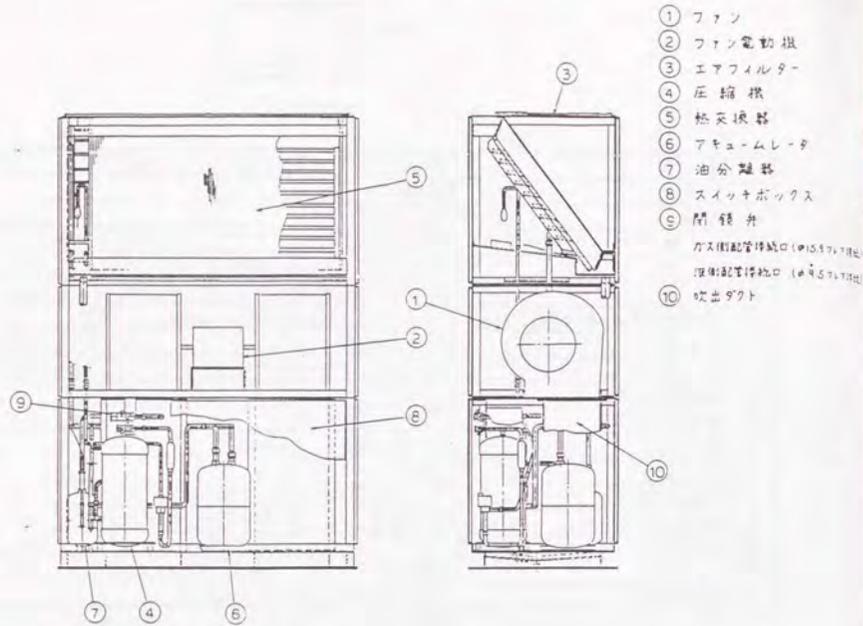


図-4-2 室内機

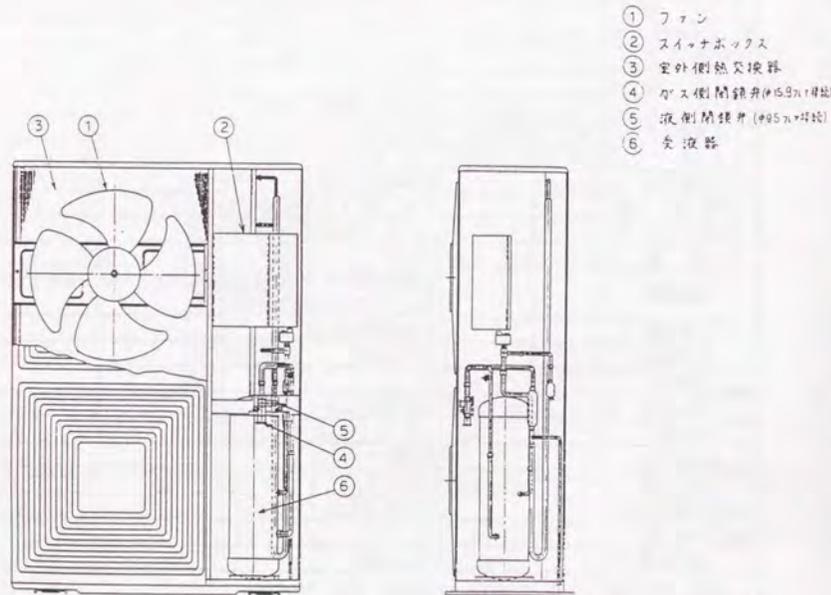


図-4-3 室外機

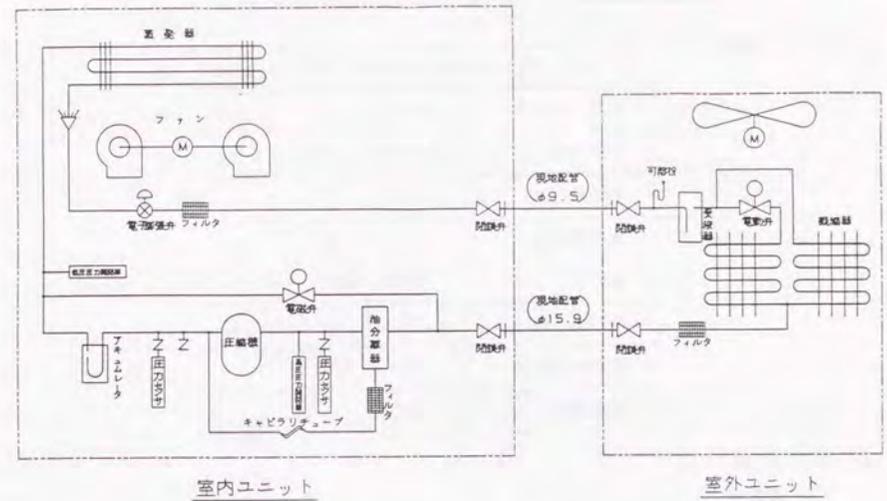


図-4-4 冷媒配管系統図

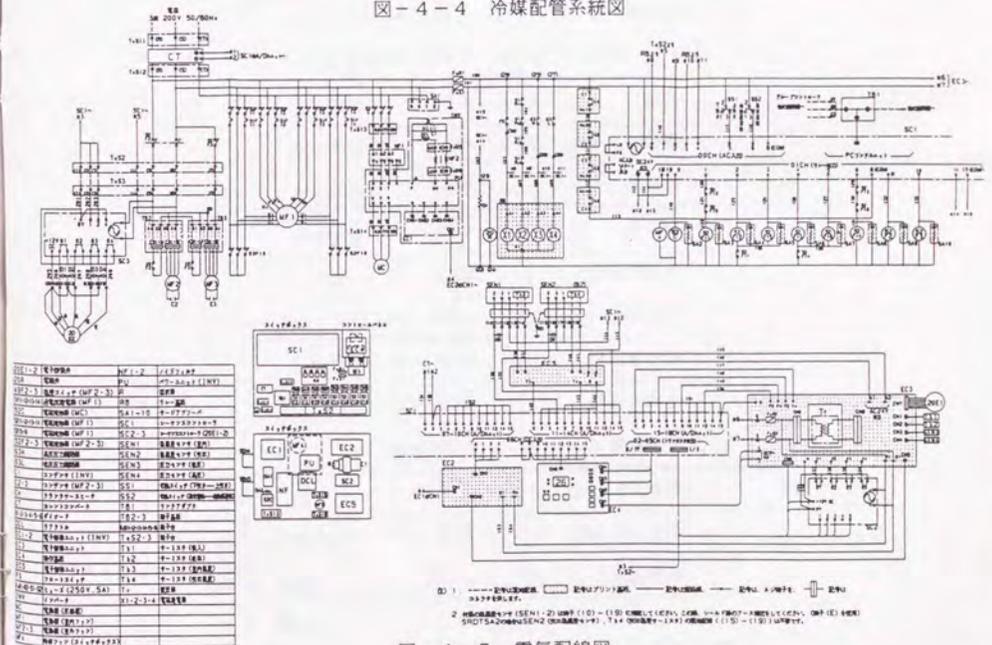


図-4-5 電気配線図

4. 1. 3 構成要素の仕様

(1) 圧縮機

表-4-2 圧縮機の仕様

形式	JT10A-V
外形寸法	φ199 × 441H
電動機出力	3.0 kW
電動機極数	2 極
回転数	3000/3600 rpm
押しのけ量	59.1 cm <sup>3</sup> /rev
使用冷凍機油	SUNISO 4GSD-K
使用冷媒	R-22

(2) 凝縮器

表-4-3 凝縮器の仕様

伝熱管内径	7.40 mm
外径	8.00 mm
列数	2
段数	64
流路数	9
有効長	0.63 m
全伝熱管長	86.8 m
伝熱管長	9.64 m
全内表面積	2.02 m <sup>2</sup>
全冷却面積	48.6 m <sup>2</sup>
前面面積	0.887 m <sup>2</sup>
フィン	ワッフル
フィンピッチ	2.00 mm
伝熱管	Hi-SA

表-4-4 凝縮器ユニットの仕様 (50/60 Hz)

外径寸法		820W × 295D × 1425H
送風機	電動機出力	175 W (3相 200 V)
	風量	82/86 m <sup>3</sup> /min
	駆動方式	直結
重量		70 kg

(3) 蒸発器

表-4-5 蒸発器の仕様

伝熱管内径	8.70 mm
外径	9.52 mm
列数	3
段数	26
流路数	9
有効長	1.01 m
全伝熱管長	80.2 m
伝熱管長	8.91 m
全内表面積	2.19 m <sup>2</sup>
全冷却面積	40.6 m <sup>2</sup>
前面面積	0.670 m <sup>2</sup>
フィン	ワッフル
フィンピッチ	2.00 mm
伝熱管	Hi-SA

表-4-6 蒸発器ユニットの仕様 (50/60 Hz)

外径寸法		820W × 295D × 1425H
送風機	電動機出力	175 W (3相 200 V)
	風量	82/86 m <sup>3</sup> /min
	駆動方式	直結
重量		70 kg

## (4) 膨張弁・凝縮圧力調整弁

表-4-7 電子膨張弁の仕様

型番	AS19A002
最高圧力	45 kgf/cm <sup>2</sup>
最高作動差圧	28 kgf/cm <sup>2</sup>
周囲温度	-30 +50
周囲湿度	95 RH
使用冷媒	R-22
流れ方向	双方向流通可
駆動部	永久磁石型ステッピングモータ
励磁方式	2相励磁
電圧	DC 12 V
電流	0.20 A
絶縁種	A種
絶縁抵抗	10.0 M
ストローク	0.70 mm

## (5) 冷媒配管

表-4-8 冷媒配管の仕様

冷媒配管 記号	銅管外径 mm	銅管肉厚 mm	断熱材 肉厚 mm	被覆材 肉厚 mm
SN4-HG1	9.52	0.89	3.0	0.7
SN2-HG1	15.88	1.25	4.7	0.8

## 4.2 空調機性能実験

本空調機を構成する要素の特性を把握するための実験を行った。実験は、室内側送風量試験および冷却能力試験について行った。風量試験方法を図-4-6に、冷却能力試験方法を図-4-7に示す。

室内側送風量試験は、「JIS B 8615」(パッケージエアコンディショナ試験方法)に準拠し、機外静圧はダクト接続法により測定し、最大風量「Hi」運転時の機外静圧が20[mmAq]を基準として、各段(Hi, Me, Lo, LL)の風量をノズルにより測定した(図-4-6)。

冷房能力試験も、「JIS B 8615」(パッケージエアコンディショナ試験方法)に準拠し、測定は空気エンタルピ法により行った。下吹き出し方式で、機外静圧20[mmAq]の条件で試験を行った(図-4-7)。

冷房能力試験を行った実験条件を表-4-9に示す。また、本実験の計測システムを図-4-8に、その計測ポイントを図-4-9に示す。また使用した計測機器の仕様を表-4-10、表-4-11に示す。

圧縮機吸込み圧力および吐出圧力については空調機に設けられた圧力センサを用い、その他の圧力は半導体ストレインゲージ圧力変換器により測定した。冷媒の温度および凝縮器空気入り口温度、出口温度はT形熱電対を用い、蒸発器空気入口温度、出口温度は空調機に取り付けられたサーミスタにより測定した。冷媒流量は、冷媒が過冷却液である受液器出口に取り付けた流量計により測定した。

表-4-9 空調機性能実験1\*

室内機吸込条件	27 [°CDB] 19.5 [°CWB]
外気温度 °C	0、5、10、20、30
圧縮機周波数 Hz	78、54、32
蒸発器風量 m <sup>3</sup> /min	90 (タップ:Hi)、52 (タップ:Lo)
凝縮器風量 m <sup>3</sup> /min	82
圧力調整弁操作パルス数	0~2000 (1600以上は全開)
膨張弁操作パルス数	0~2000
電源周波数 Hz	50

\* NTT武蔵野研究センター内の特殊実験棟人工気候室における実験で1989年実施

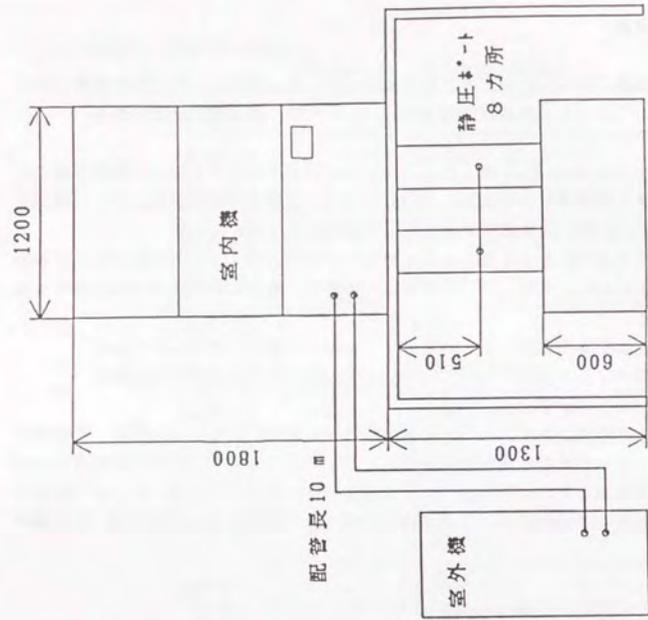


図-4-4-7 冷却能力試験方法

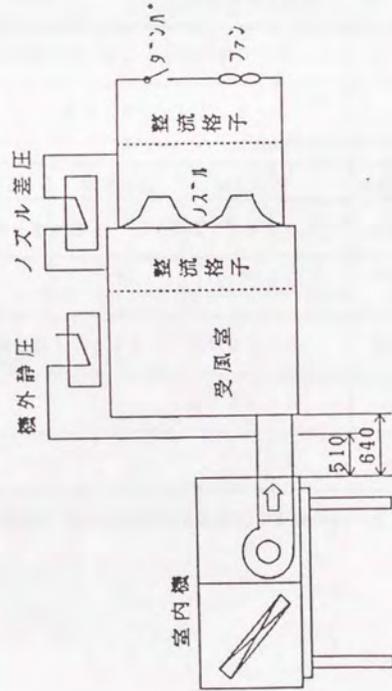


図-4-4-6 風量試験方法

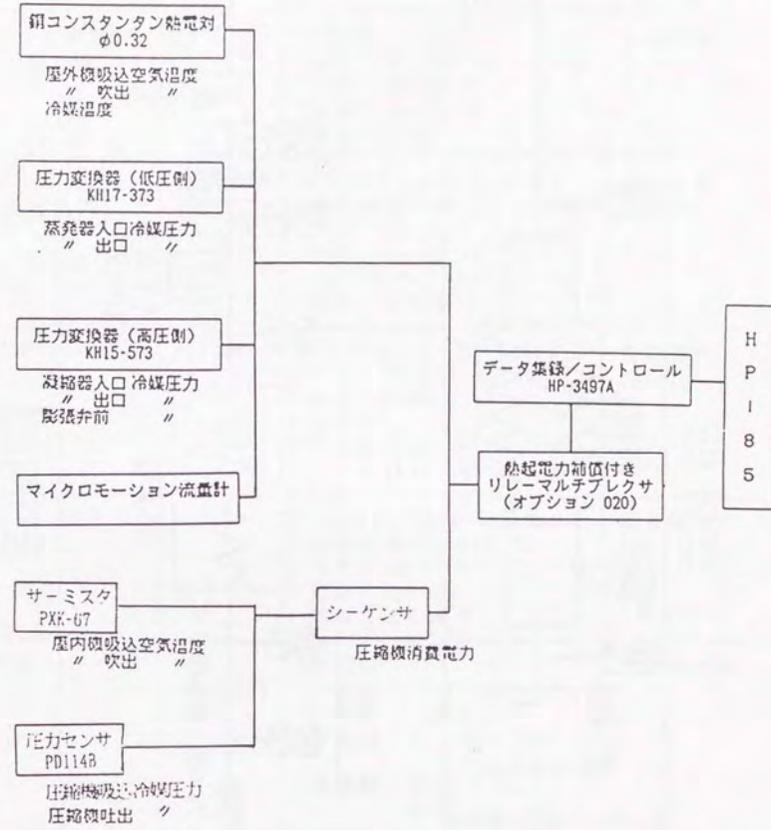
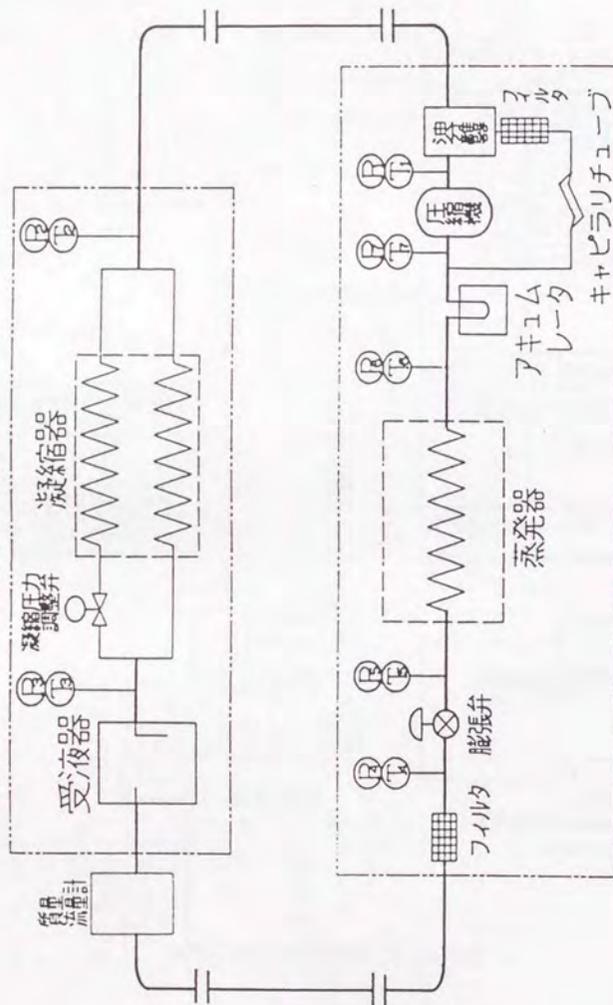


図-4-8 本実験の計測システム

室外機



室内機

図-4-9 計測ポイント

表-4-10 計測機器の仕様

測定機器	形式	諸元	製造所
圧力変換器 (低圧側)	KH17-373	半導体ストレインゲージ 測定範囲: 0~10 kgf/cm <sup>2</sup> 入力: DC 24 V 出力: 4~20 mA 精度: 0.5%	長野計器
圧力変換器 (高圧側)	KH15-573	半導体ストレインゲージ 測定範囲: 0~35 kgf/cm <sup>2</sup> 入力: DC 5 V 出力: 4~20 mA (KH17用アンプ) 精度: 0.25%	長野計器
圧力センサ	PD114B	測定範囲: 0~35Kgf/cm <sup>2</sup> 入力: DC 5 V 出力: 0.5~3.5V 精度: ±0.3Kgf/cm <sup>2</sup> (高圧側) ±0.1Kgf/cm <sup>2</sup> (低圧側)	豊田工機
サーミスタ	PXK-67	S B型ビートサーミスタ 測定範囲: 0~50 °C 入力: DC 24 V 出力: 0~5 V 精度: ±0.5 °C	鷺宮製作所
熱電対		熱電対 全長 100mm 外径 0.32mm 種類 T (銅-コン スタントタン) 保護管 管径 1.6mm 材質 SUS 316	千野製作所
流量計		表-4-11 参照	
スキャナ	HP-3497A	データ収録コントロール ユニット アナログ 1000チャンネル デジタル 1360チャンネル タイム分解能: 1 sec	横河ヒュー レット・バ ッカード
リレーマルチ プレクサ (熱起電力 補償付)	020	ソフトウェア形	

表-4-11 冷媒質量流量形の仕様

製造所・形名	M I C R O M O T I O N I N C. , U S A M O D E L " D "
精 度	±0.4% (読取りに対して) ±ゼロスタビリティ
測定流体温度	-200°C ~ +200°C
電子部品周囲温度	-40°C ~ +65°C
センサーチューブ 材 質	S U S 316 L
センサー ハウジング	ステンレスチロール (ハーメチックシール構造)
計器出力信号	アナログ, 0~20mA または 4~20mA (最大負荷 500Ω), 0~5V または 1~5V (最大入力抵抗 100kΩ) 周波数, 1.5~1000Hzの間で任意に設定可能な電 圧パルス, H i 側 15V L o 側 0V
応答時間	0.1 ~ 1.1秒で調整可能
電 源	100V A C, 115V A C, 220V A C ±10% (消費 電力約 8 W), D C 12V ~ 30V

#### 4. 3 各構成要素の測定値によるモデル作成およびモデル検証

ここでは、3章において述べた各構成機器の特性の計算結果と実験結果を比較検討する。

##### 4. 3. 1 圧縮機

実験結果から得られた供試圧縮機の特性値を以下に示す。

[ポリトロプ指数]

図-4-10の実験結果より、ポリトロプ指数  $n$  は、

$$n = 1.3 \quad (4.1)$$

となる。

[体積効率]

図-4-11の実験結果より、体積効率  $\eta_v$  は、

$$\eta_v = 0.85 \quad (4.2)$$

となる。

[電動機・機械効率]

図-4-12の実験結果より、電動機・機械効率は、次式で近似する。

$$\eta_m \eta_c = -0.83 + 0.69\kappa - 1.23\kappa^2 \quad (4.3)$$

ただし、 $\kappa$  は3章で定義した圧縮比 ( $=P_6/P_7$ ) である。

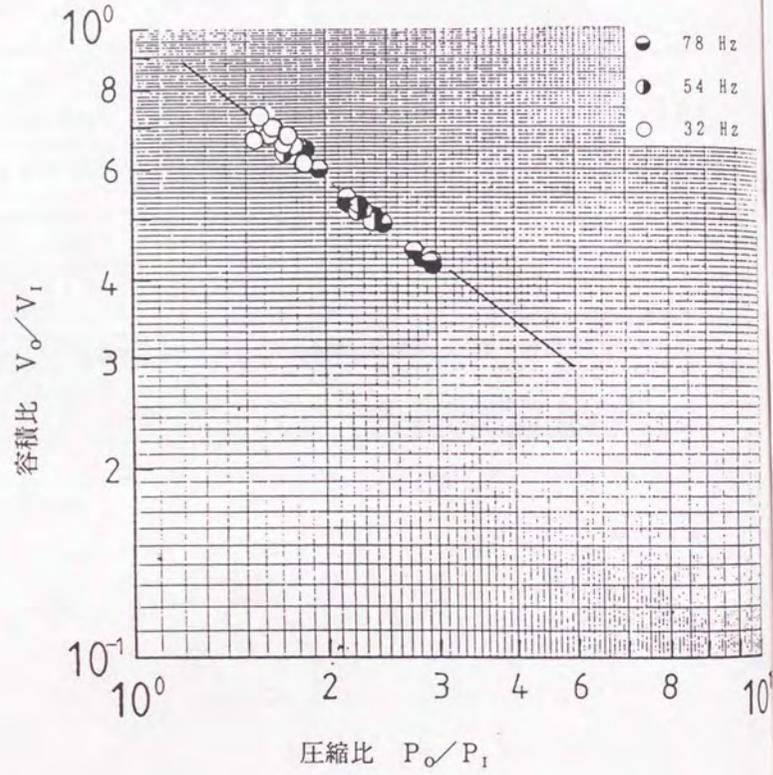


図-4-10 圧縮比と容積比との関係

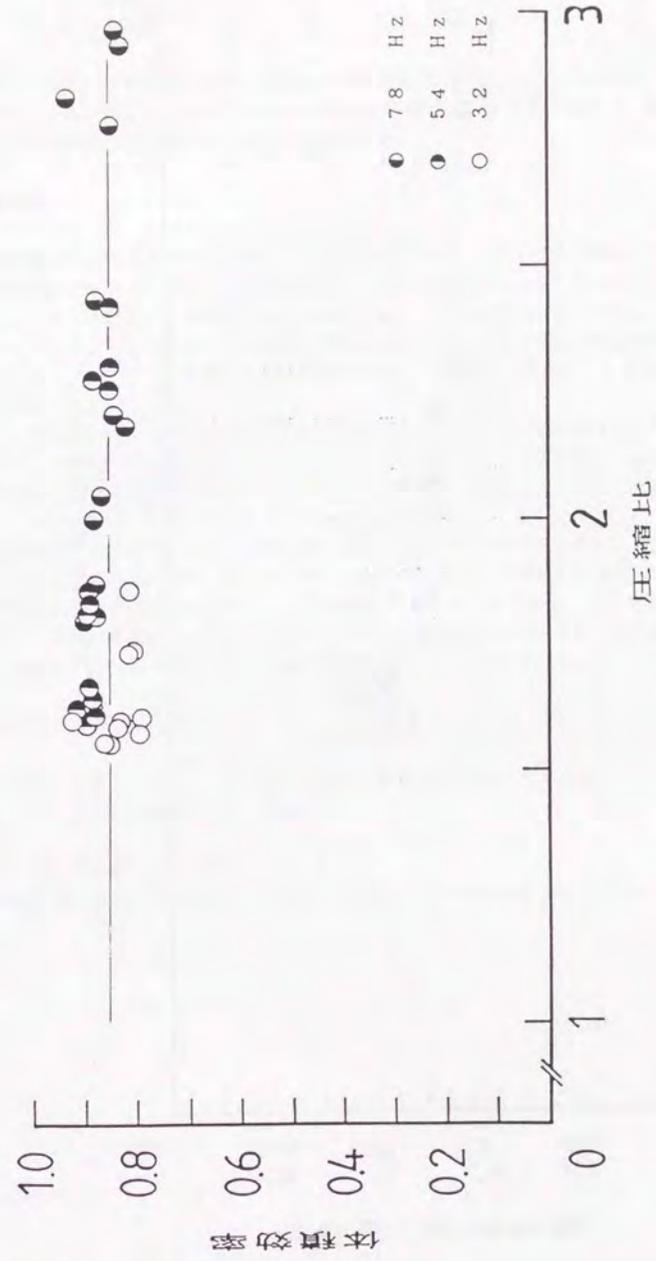


図-4-11 体積効率と圧縮比の関係

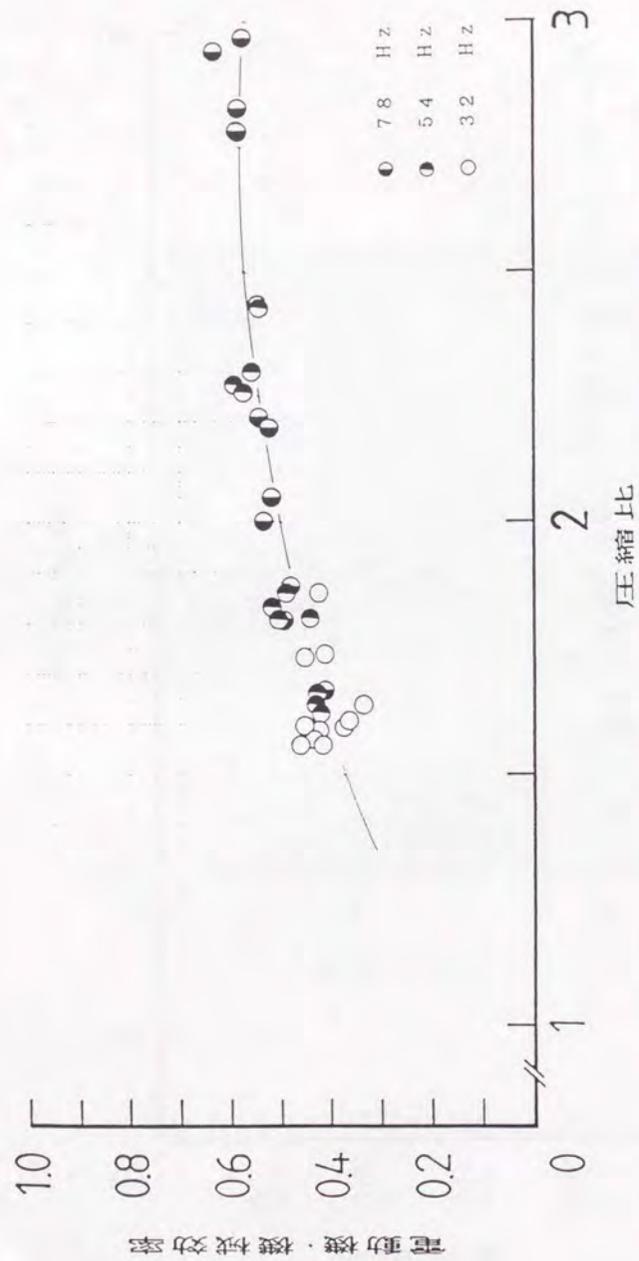


図-4-1-2 電動機・機械効率と圧縮比の関係

#### 4.3.2 凝縮器

凝縮器における管内面積基準の熱通過率と冷媒の圧力損失について、計算結果と実験結果との比較を行う。但しここでは凝縮圧力調整弁が働かない場合についてのみ検討し、調整弁が働く場合については凝縮圧力調整弁の項で扱うものとする。

##### [熱通過率]

管内面積基準の熱通過率は、3章の3.3節において述べた式を用いて算出する。ただし、管壁の熱抵抗は十分小さいものとして無視する。ただし、経験式によっても求められる熱通過率はベアチューブ・平板フィンの場合の値であるのに対し、実機に用いられているものはベアチューブ・ルーパフィンであるため、補正係数1.43を理論値に乗じた値を実機の熱通過率とみなしている(式(3.11))。この補正係数は大島らの論文(文献<sup>22)</sup>、付図1、2を参照)をもとに算出したものである。

また、凝縮熱伝達の算出に当たり、冷媒と管壁の温度差を2[K](温度差は0~6[K]程度と考えられるが、この値の変化による凝縮熱伝達率の値の偏差は10[%]程度であるため2[K]一定として計算を進めても支障がでないであろうという考えの下に、この値を決定した)として、冷媒のレイノルズ数は全流量が一流路を流れるものとして算出する。

供試凝縮器における熱通過率と冷媒流量の関係の実験値と計算値の比較を図-4-1-3に示す。

ここで、実験値は実験条件(表-4-9)において、凝縮圧力調整弁が全開のデータ、すなわち凝縮熱交換器単体の性能を示すデータを選択して示したものである。また蒸発器風量は78[m<sup>3</sup>/min]、凝縮器風量は82[m<sup>3</sup>/min]とした。計算値は飽和温度30[°C]を仮定し、実験と同一風量条件としたものである。計算値は実験値とよく一致している。

##### [調整弁全開時の圧力損失]

圧力損失の計算モデルは3.3で述べた損失係数の式を利用して求める。

式(3.12)を冷媒流量の形に変形した

$$\Delta P_0 = \zeta / (2 \rho S^2) \cdot (\rho u S)^2 = \zeta / (2 \rho S^2) \cdot G_R^2 \quad (4.4)$$

の $G_R^2$ の係数を実験により求めた。

供試凝縮器における圧力損失と冷媒流量の実験値と近似式の計算値を図-4-1-4に示す。

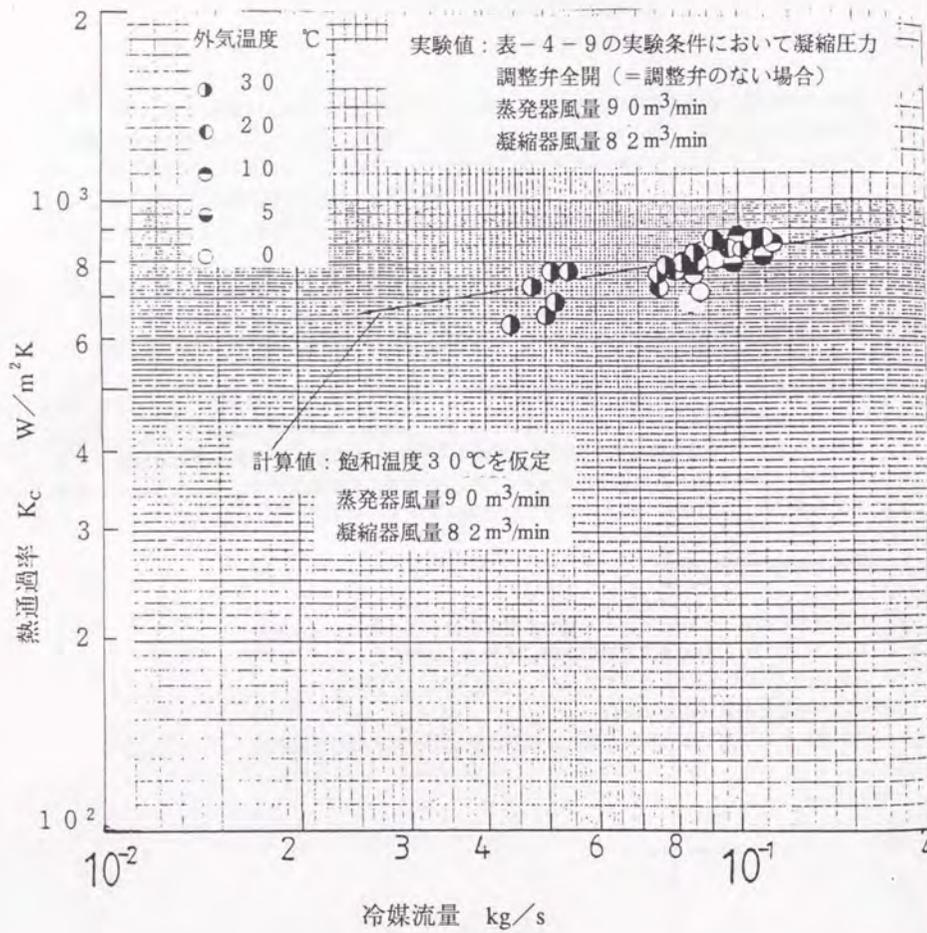


図-4-13 凝縮器における熱通過率と冷媒流量の関係

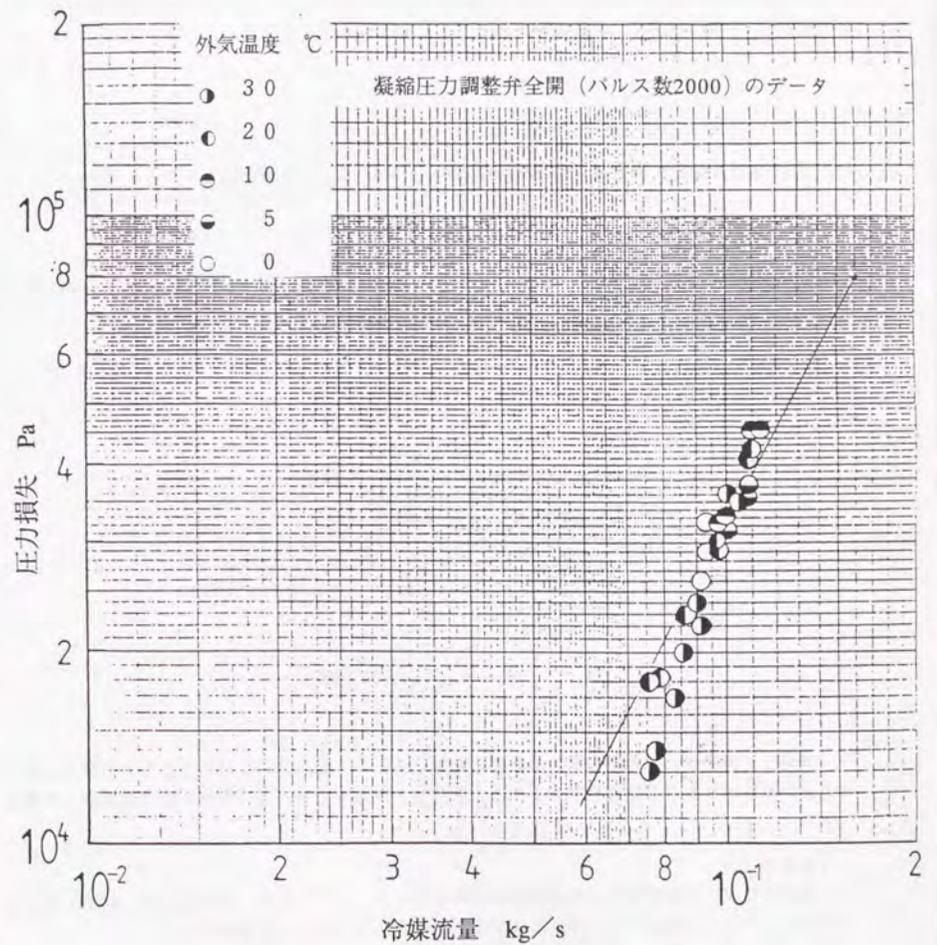


図-4-14 凝縮器における圧力損失と冷媒流量の関係

#### 4. 3. 3 凝縮圧力調整弁付きの凝縮器

凝縮圧力調整弁を含む凝縮器における冷媒は図-4-15のように流れる。冷媒は凝縮器入口において9つのパスに分かれ、そのうち8つのパス(PASS-A)は、凝縮圧力調整弁の前で一度合流して調整弁を通り、受液器の手前で残りの一つのパス(PASS-B)に合流する。調整弁が閉じると、調整弁を通るパスの冷媒流量が減少し、バイパス(PASS-B)を流れる流量が増加する。そして調整弁が全閉になると、全ての冷媒はバイパス(PASS-B)を流れることになる。

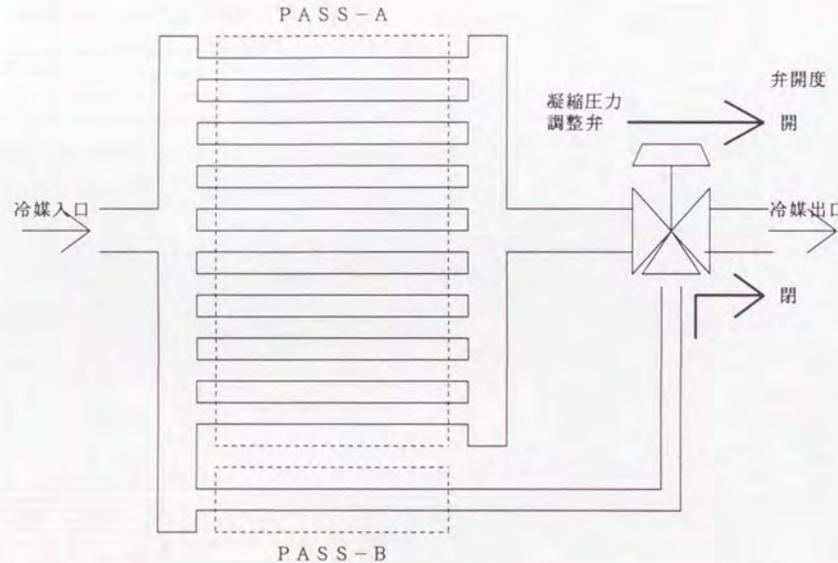


図-4-15 凝縮器のモデル

凝縮圧力調整弁による凝縮器の特性の変化は、4. 3. 2において述べたように調整弁が働くときの凝縮器における熱通過率および圧力損失を、調整弁が働かない場合の値を基準にして整理する。

##### [熱通過率]

凝縮器における熱通過率と冷媒流量の関係を図-4-16に示す。この図より、凝縮圧力調整弁が働く場合の熱通過率は、外気温度が低下すると小さくなるのがわかる。

式(3. 15)において、凝縮圧力調整弁が働くときの熱通過率は、調整弁が働かない場合の熱通過率との比 $C_K$ を定義し、この熱通過率比 $C_K$ は、調整弁開度 $u_2$ と外気温度 $\theta$ の関数と仮定した(式(3. 16)) 図-4-17より、熱通過率比 $C_K$ は凝縮圧力調整弁開度と比例関係にあることがわかった。

##### [圧力損失]

凝縮器における圧力損失と冷媒流量の関係を図-4-18に示す。この図より、凝縮圧力調整弁が働く場合の圧力損失は、外気温度が低下すると大きくなるのがわかる。

また圧力損失は凝縮圧力調整弁の開度に関しても外気温度の場合と同様の傾向がみられる。この原因としては、調整弁の開度が小さくなるに従い、調整弁での絞りの影響が大きくなるためと考えられる。以上より凝縮圧力調整弁が働くときの圧力損失は、調整弁が働かない場合の圧力損失との差をとり圧力損失の増加分という形で整理した(式(3. 17)、(3. 18))。これを図-4-19に示す。ここで凝縮圧力調整弁開度と圧力損失増加分は、外気温度ごとに比例関係にあることがわかる。

#### 4. 3. 4 膨張弁

図-4-20に示される流量係数と膨張弁パルス数の関係より、膨張弁の流量係数は次式にまとめられる。

$$C_v = 5.0 \times 10^{-9} \cdot p = u_1 \times 10^{-7} \quad (4. 5)$$

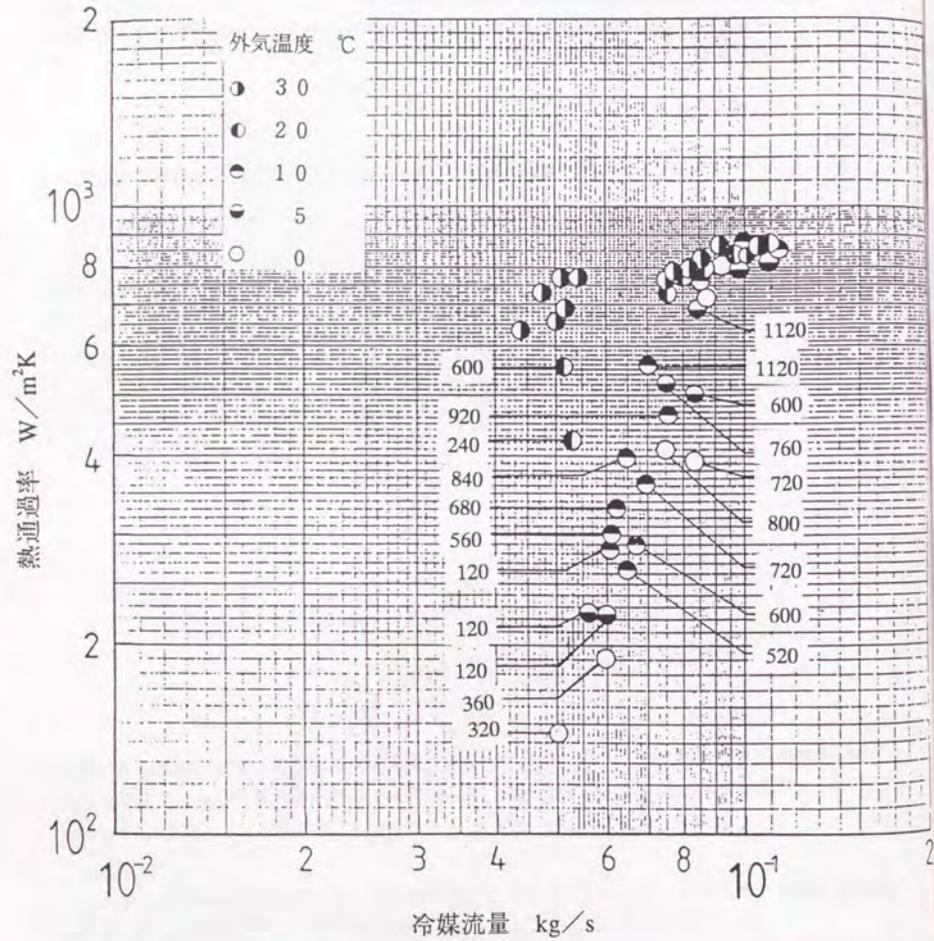


図-4-16 凝縮器における熱通過率と冷媒流量の関係

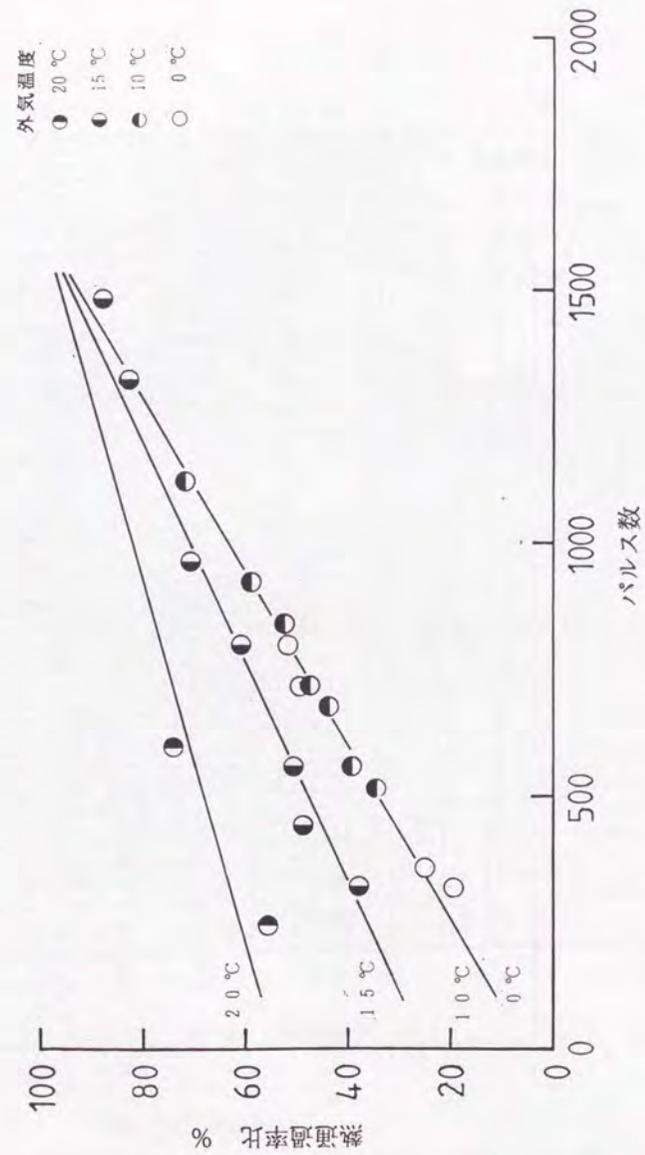


図-4-17 凝縮器における熱通過率と弁開度の関係

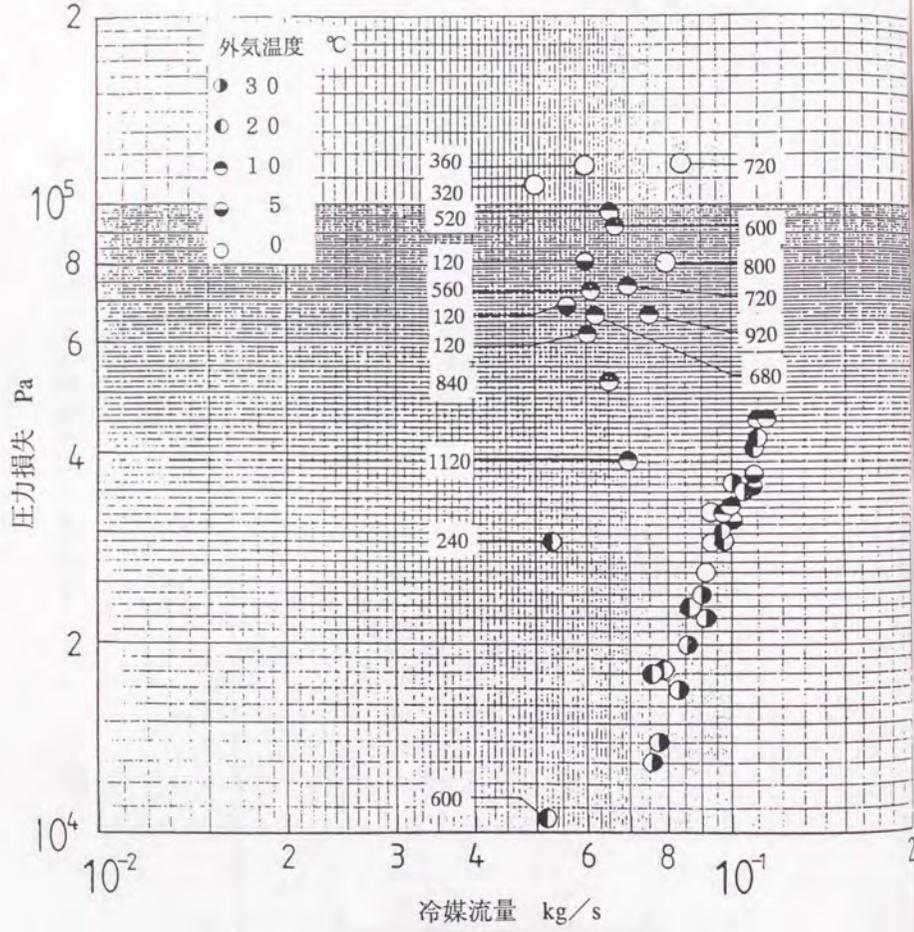


図-4-18 凝縮器における圧力損失と冷媒流量の関係

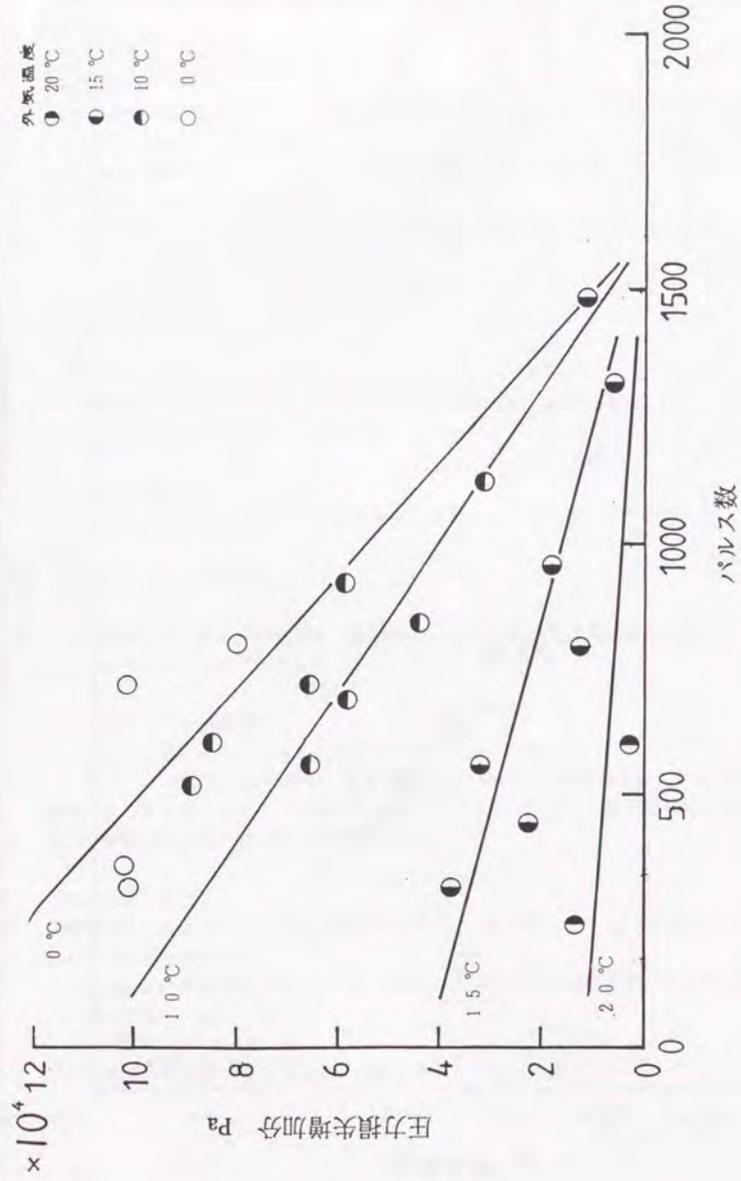


図-4-19 凝縮器における圧力損失増分と弁開度の関係

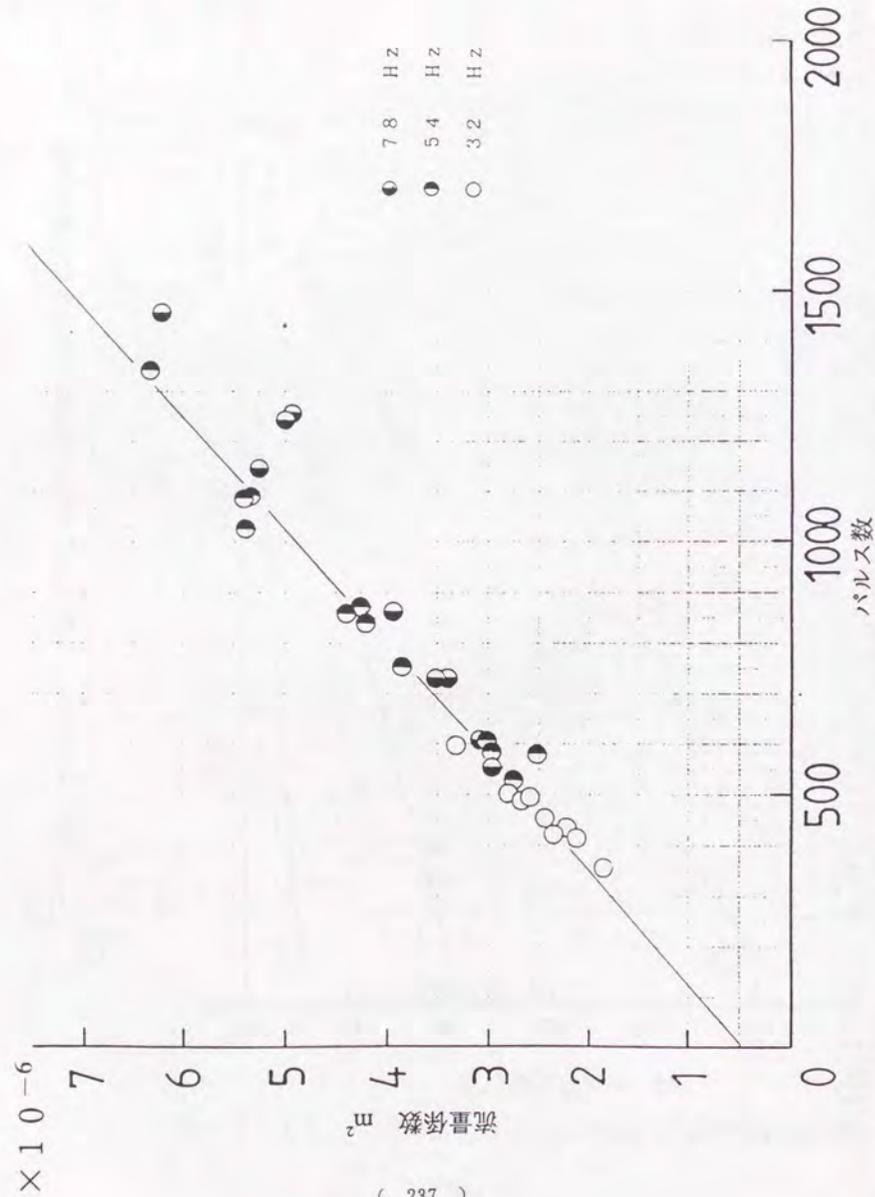


図-4-2 膨張弁流量係数とパルス数の関係

#### 4. 3. 5 蒸発器

蒸発器における管内面積基準の熱通過率と冷媒の圧力損失について、計算結果と実験結果を比較検討する。

##### [熱通過率]

管内面積基準の熱通過率は、3. 5節において述べた式を用いて算出する。実機に用いられているものは内面らせん溝付き管・ルーパフィンであるため、補正係数1.86を理論値 $K_{ET}$ に乗じた値を実機の熱通過率 $K_E$ とみなしている。この補正係数は大島らの論文(文献<sup>22)</sup>、付図1、2を参照)をもとに算出したものである。

供試蒸発器における熱通過率と冷媒流量の関係の実験値と計算値の比較を図-4-21に示す。ここで、実験値は表4-9-1の実験において蒸発器風量78 [m³/min]、凝縮器風量82 [m³/min]のデータを示した。計算値は飽和温度10℃を仮定し、同一風量条件としたものである。-250~150 [W/mK]程度の差があるが、良く一致していると言える。

##### [圧力損失]

圧力損失の計算モデルは3. 3で述べた損失係数の式を利用して求める。

式(3. 12)を冷媒流量の形に変形した

$$\Delta P_0 = \zeta / (2 \rho S^2) \cdot (\rho u S)^2 = \zeta / (2 \rho S^2) \cdot G_R^2 \quad (4. 4)$$

の $G_R^2$ の係数を実験により求めた。

供試蒸発器における圧力損失と冷媒流量の実験値と近似式の計算値を図-4-22に示す。

#### 4. 3. 6 接続配管

接続配管については、圧縮機から凝縮器にいたる蒸気配管と凝縮器から膨張弁にいたる液配管の2種類についてのみ考慮する。

##### [管内面積基準の熱通過率]

圧縮機から凝縮器にいたる蒸気配管の熱通過率は、実験結果(図-4-23)より一定値(5 [W/m²K])とした。凝縮器から膨張弁にいたる液配管の熱通過率は、膨張弁前ですでに冷媒が二相になってしまうためエンタルピをもとめることができず、正確な熱通過率が算出できない。そのため前述の蒸気配管と同じ値を用いた。

##### [冷媒の圧力損失]

配管の圧力損失は実験による損失係数を用いた。よってここでは一般的な圧力損失の式を用いる。以下に損失係数を示す。

圧力損失と冷媒流量の関係について、実験により得られた損失係数(配管長5[m]の場合)

$$\text{蒸気配管} \quad \zeta = 10.0 \quad (4. 6)$$

$$\text{液配管} \quad \zeta = 45.0 \quad (4. 7)$$

より計算した圧力損失値と実験値の比較を図-4-24、図-4-25に示す。

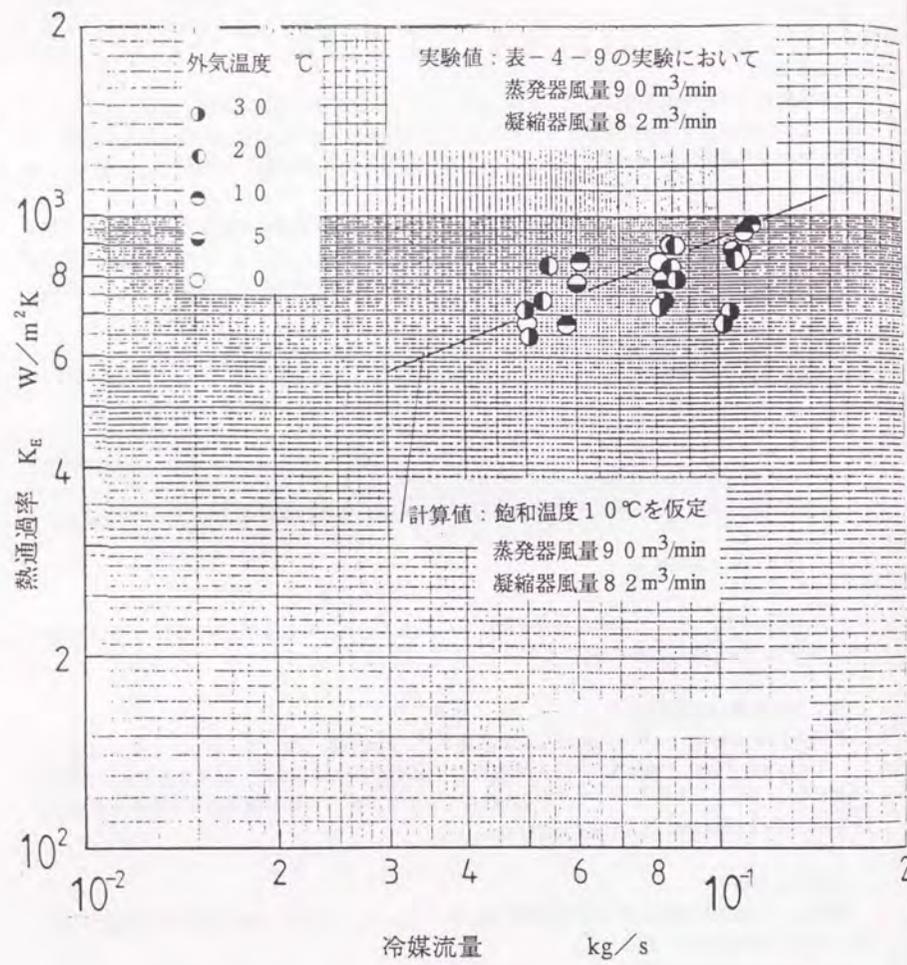


図-4-21 蒸発器における熱通過率と冷媒流量の関係

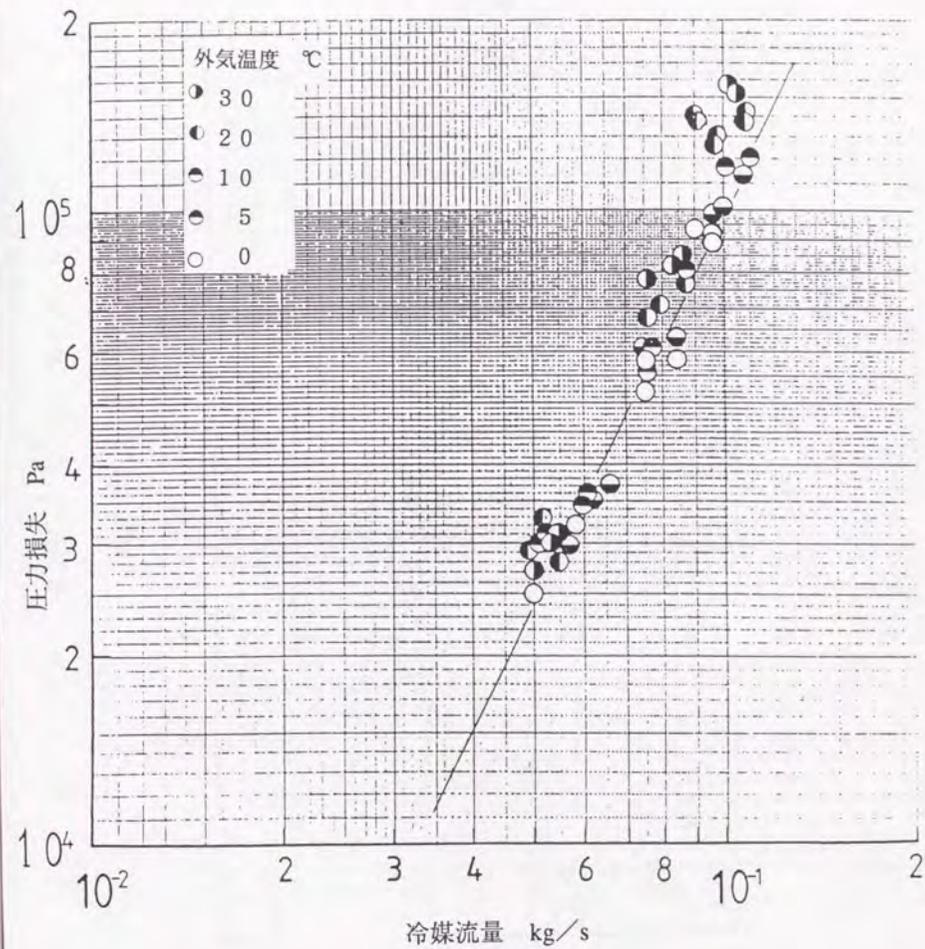


図-4-22 蒸発器における圧力損失と冷媒流量の関係

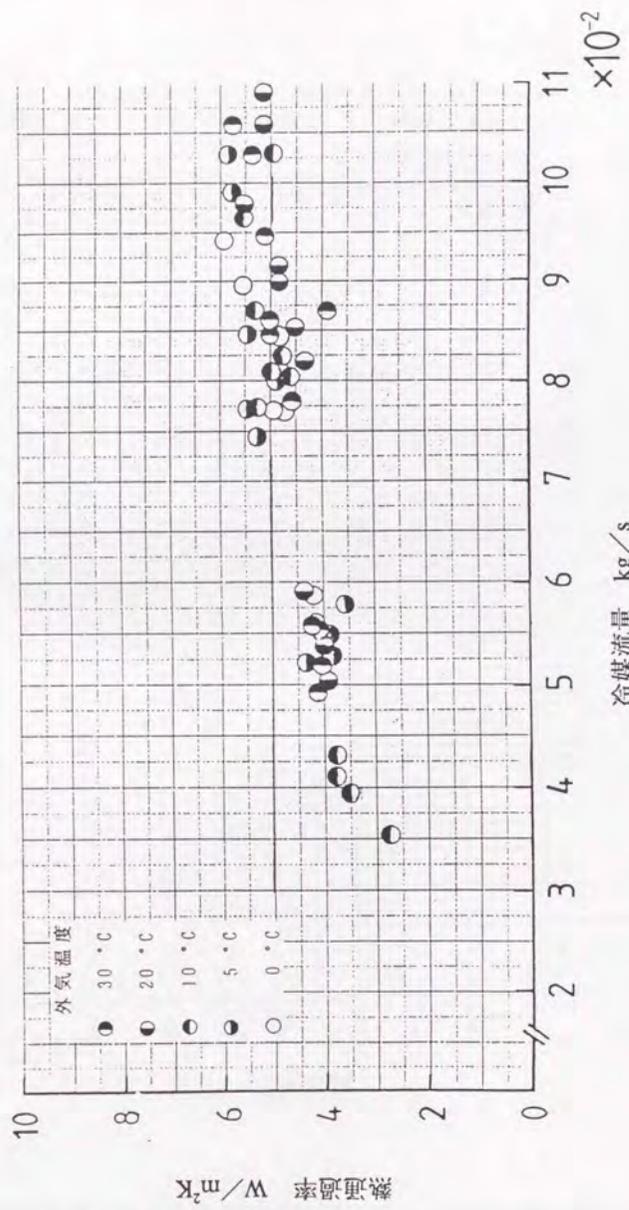


図-4-23 接続配管 (圧縮機~凝縮器) における熱通過率と冷媒流量の関係

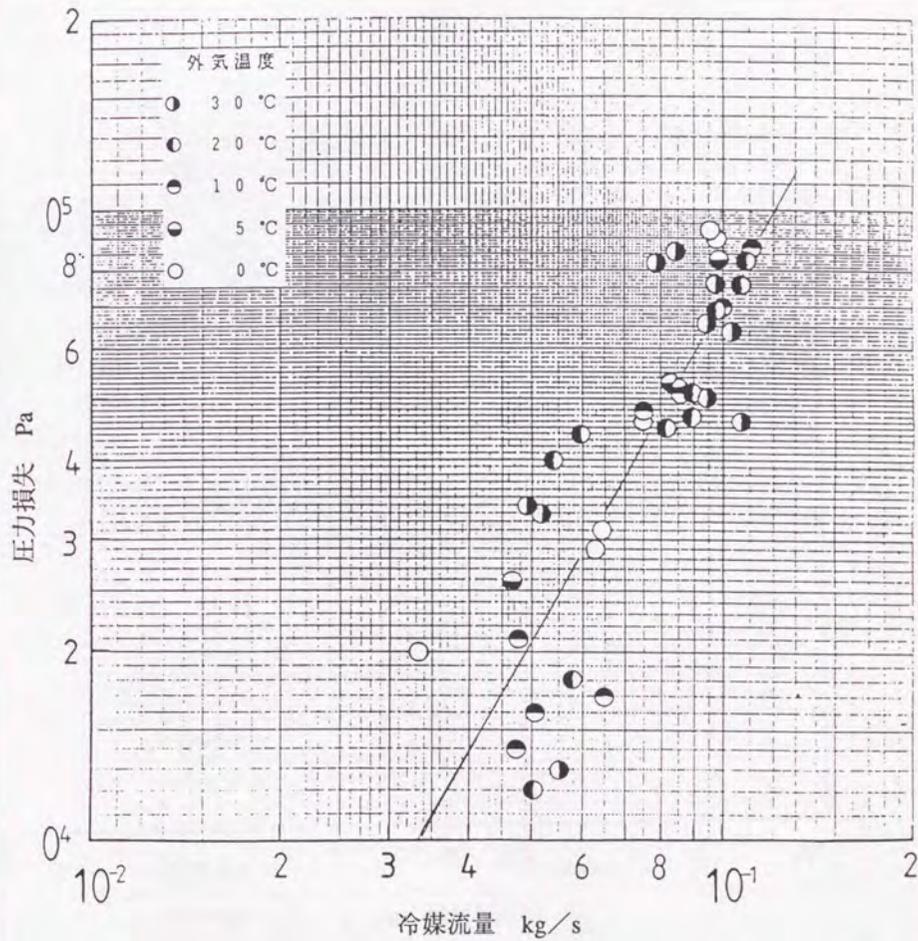


図-4-24 接続配管 (圧縮機~凝縮器) における圧力損失と冷媒流量の関係

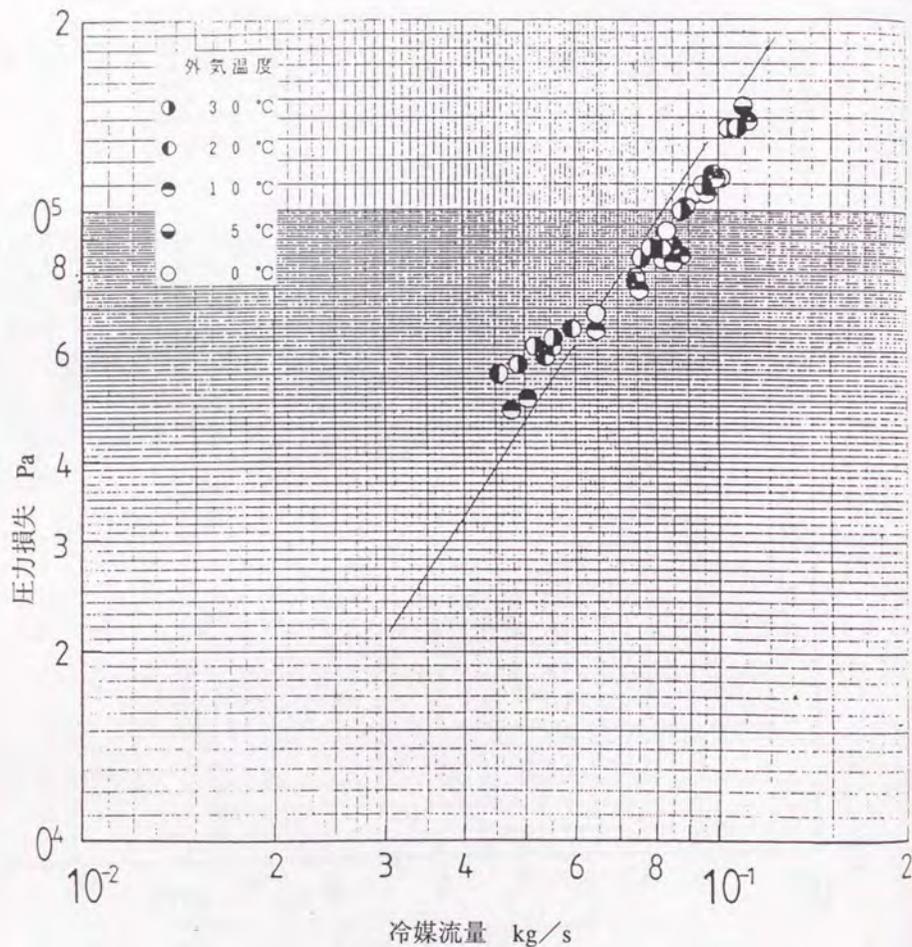


図-4-25 接続配管（凝縮器～膨脹弁）における熱通過率と冷媒流量の関係

## 5. シミュレーション結果と最適点

### 5.1 シミュレーション結果

本章では、年間冷房空調機のCOPが最大化する運転点（最適点）を確認する。手法としては4章で実験により検証されたシミュレーションモデルを用いて、制御変数である膨張弁開度  $u_1$ 、調整弁開度  $u_2$  に対するCOP  $E$ （1章の式（2.1））

$$E = g_1(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \quad (5.1)$$

= (冷房能力) / (圧縮機動力)

の値を求めている。

系は2変数であるため、2つの操作量によって張られた平面上に全ての動作点を表すことができる。その平面上で全ての制約を満たす領域が運転可能な動作点であるといえる。そして、その領域内で評価関数値が最大となる点が最適点である。本章では、年間冷房空調機の最適運転点を確認し、視覚的にそれを表現した。

シミュレーションモデルの入出力関係を図-5-1に示す。また条件設定を表-5-1に示す。

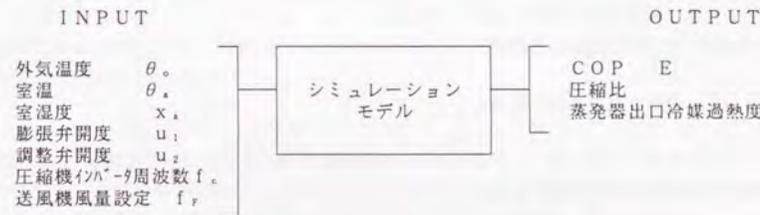


図-5-1 シミュレーション計算の入出力関係

表-5-1 シミュレーションの計算条件

	環境条件および運転条件		
室内機吸込条件	27 [°CDB] 19.5 [°CWB]		
外気温度 °C	30	10	0
圧縮機周波数 Hz	78	54	32
蒸発器風量 m³/min	78、送風機タップ：M		
凝縮器風量 m³/min	86		

図-5-2(a)～図-5-2(i)のグラフにCOPとともに、次の制約条件

$$\text{膨張弁開度範囲} : 0 \leq u_1 \leq L_1 \quad (5.2)$$

$$\text{調整弁開度範囲} : 0 \leq u_2 \leq L_2 \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} \text{圧縮比下限} & : r = g_2 (u_1, u_2, \theta_{s1}, x_{s1}, \theta_{o1}, f_{e1}, f_{r1}) \geq C_1 \quad (5.4) \\ \text{蒸発器過熱度下限} & : s = g_3 (u_1, u_2, \theta_{s1}, x_{s1}, \theta_{o1}, f_{e1}, f_{r1}) \geq C_2 \quad (5.5) \\ \text{蒸発器過熱度上限} & : s = g_4 (u_1, u_2, \theta_{s1}, x_{s1}, \theta_{o1}, f_{e1}, f_{r1}) \leq C_3 \quad (5.6) \end{aligned}$$

も示す。

ただし、

$$\begin{aligned} L_1 & : \text{膨張弁全開時の開度信号、2000}^\circ\text{R} \\ L_2 & : \text{調整弁全開時の開度信号、2000}^\circ\text{R} \\ C_1 & : \text{圧縮比下限値、1.5} \\ C_2 & : \text{過熱度下限値、5 K} \\ C_3 & : \text{過熱度上限値、20 K} \end{aligned}$$

計算結果は、膨張弁開度を x 軸、調整弁開度を y 軸にとった平面を想定し、その平面上に COP を等高線として表す。また、制約条件は (境界を) 平面上に曲線または直線として表示する。したがって運転可能な弁開度の組み合わせの範囲は、平面上の、制約条件によって囲まれた領域で表されることになる。(本章の図では、制約条件を示す境界線にはハッチングを付加しており、このハッチング側は制約条件を満足している。)

よって、この領域内での、COP が最も大きくなる点が与えられた条件下における最適点であるといえる。

等 COP 線は全て右下がりとなっており、右上方ほど COP が高くなっている。これは COP が膨張弁開度と調整弁開度の単調増加関数であることに対応している。

また、各グラフにおいて調整弁開度 13% (360[ $^\circ\text{R}$ ]) 以下の領域については、モデル化において未定義な領域であるため、空白としてある。

以下、各グラフの特徴と、最適点について述べる。

## 5.2 制御対象の特徴と最適点

シミュレーション結果 (図-5-2) より、評価関数とした COP は、操作量  $u_1$ 、 $u_2$  に関し単調増加性を持つことがわかる。

図-5-2(a)~図-5-2(i)のグラフに最適点をプロット (○) した。

[3.2 Hz, 0 $^\circ\text{C}$ ]

### (1) 特徴

過熱度条件を満たす領域は調整弁開度 50% 以下に限られる。圧縮機 1.5 以上の制約条件の境界は COP 7 の等 COP 線とほぼ平行である。

### (2) 最適点

COP の最適点は過熱度 20 $^\circ\text{C}$  の制約境界と圧縮比 1.5 の制約境界の交点にあり、約 6.9 である。

### (3) 最適点の改善

過熱度 20 $^\circ\text{C}$  の制約を緩和しても、圧縮比 1.5 の線が等 COP 線にほぼ重なっているので、COP 改善効果はない。

圧縮比制約条件を緩和するすなわち圧縮比の下限許容値を下げると、右上方に制約条件が移動すると思われるので、著しい COP 改善が期待できる。過熱度 20 $^\circ\text{C}$  でかつ膨張弁全開として、圧縮比下限許容値によるが、COP 11.7 まで上げる可能性がある。

[3.2 Hz, 10 $^\circ\text{C}$ ]

### (1) 特徴

グラフの右上方の領域は、過熱度制約条件を満足している。圧縮比制約条件は図-5-2(a)と同様、等 COP 線に沿っている。

### (2) 最適点

過熱度 20 $^\circ\text{C}$  と圧縮比 1.5 の交点であり、最適 COP は 6.6 である。

### (3) 最適点の改善

圧縮比の条件を緩和すれば、COP の高い領域にシフトできる。圧縮比の制約を取り去る事が出来れば、COP を 11 以上に高められる。

[3.2 Hz, 30 $^\circ\text{C}$ ]

### (1) 特徴

等 COP 線が調整弁開度に依存しない。過熱度制約条件と等 COP 線が平行である。圧縮比制約条件は膨張弁開度、調整弁開度の全領域で満たされている。

### (2) 最適点

過熱度 5 $^\circ\text{C}$  調整弁全開で最適 COP となり、この場合 COP は 5.0 である。

この例のように外気温が高い場合には、膨張弁による過熱度制御だけで十分最適化できること、言い替えば COP が膨張弁にのみ依存し、調整弁開度に依存しないことがわかる。これより、事務室用空調機のように外気温が高い時にのみ運転する空調機には、調整弁を設ける必要がないといえる。

### (3) 最適点の改善

過熱度 5 $^\circ\text{C}$  の制約を緩和できれば、改善可能であるが、湿り圧縮防止条件として緩和は困難であるためこれ以上の改善は難しい。

[5.4 Hz, 0 $^\circ\text{C}$ ]

### (1) 特徴

3.2 Hz, 0 $^\circ\text{C}$  の場合 (図-5-2(a)) と比較して、過熱度制約条件については同様であるのに対して、圧縮比 1.5 の制約境界は 2 つの弁開度の大きい領域にシフトしている。

### (2) 最適点

過熱度 20 $^\circ\text{C}$  一定の線と圧縮比 1.5 一定の線との交点が最適点となり、この場合の COP は 6.8 である。

### (3) 最適点の改善

圧縮比の制約条件を緩和すれば、最適点が過熱度 20 $^\circ\text{C}$  で膨張弁全開の状態に移動し、さらに COP 向上が図れるが、3.2 Hz の場合程効果は顕著でなく、6.8 を 7.2 にできる程度である。

[5.4 Hz, 10 $^\circ\text{C}$ ]

### (1) 特徴

圧縮比制約条件は膨張弁開度、調整弁開度の全領域で満足されている。

### (2) 最適点

最適点は過熱度 5 $^\circ\text{C}$  で調整弁全開の位置にあり、この場合 COP は 6.5 程度である。

### (3) 最適点の改善

調整弁全開で膨張弁もほぼ全開であるので、これ以上の改善はできない。

[5.4 Hz, 30 $^\circ\text{C}$ ]

(1) 特徴

3.2 Hz, 3.0°C (図-5-2(c)) と同じ傾向にある。

(2) 最適点

最適点は過熱度 5°C で調整弁全開時に最適 COP となり、この場合 COP は 4.0 である。

(3) 最適点の改善

過熱度 5°C の制約を緩和できれば、可能であるが、湿り圧縮防止条件として、緩和は困難であるため、これ以上の改善は難しい。

[7.8 Hz, 0°C]

(1) 特徴

3.2 Hz, 0°C の場合 (図-5-2(a)) と比較して、過熱度制約境界については同様であるのに対して、圧縮比の条件は膨張弁開度、調整弁開度の全領域で満足されている。

(2) 最適点

過熱度 2.0°C で膨張弁全開の時最適であり、この場合 COP は 5.3 である。

(3) 最適点の改善

過熱度 2.0°C の条件を緩和することにより改善できるが、改善後の COP は 5.6 ~ 6 に過ぎない。

膨張弁容量を大きくすることも改善に有効である。

[7.8 Hz, 1.0°C]

(1) 特徴

5.4 Hz, 1.0°C の場合 (図-5-2(e)) と同様の傾向にある。

(2) 最適点

過熱度 5°C で調整弁全開時に最適となり、その値は 5.1 である。

(3) 最適点の改善

過熱度 5°C の制約を緩和することにより、改善の可能性はある。

[7.8 Hz, 3.0°C]

(1) 特徴

3.0°C における、3.2 Hz, 5.4 Hz と同様の傾向にある。

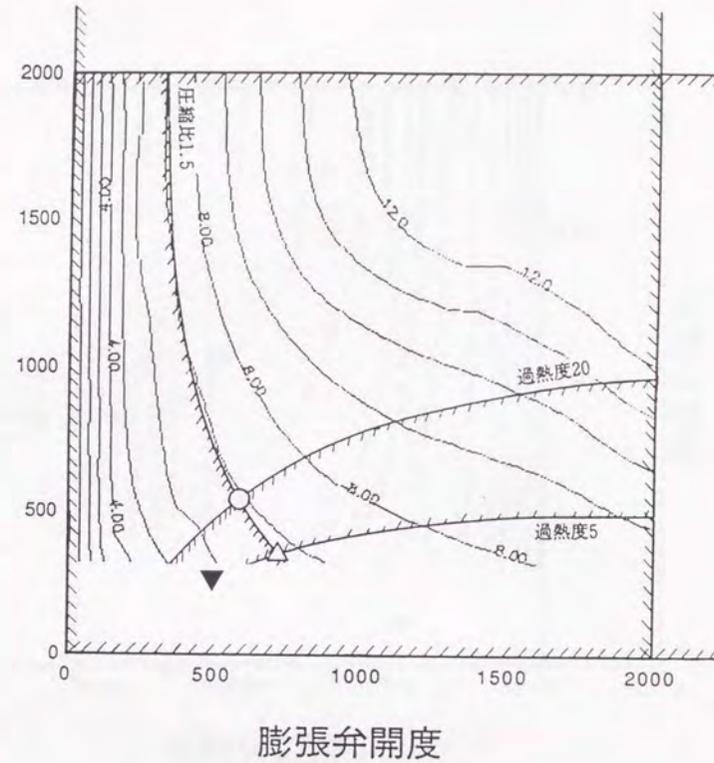
(2) 最適点

最適な領域は過熱度 5°C で調整弁全開の位置にある。この場合 COP は 3.2 である。

(3) 最適点の改善

過熱度 5°C の制約を緩和できれば、可能であるが、湿り圧縮防止条件として、緩和は困難と推定されるため、これ以上の改善は難しい。

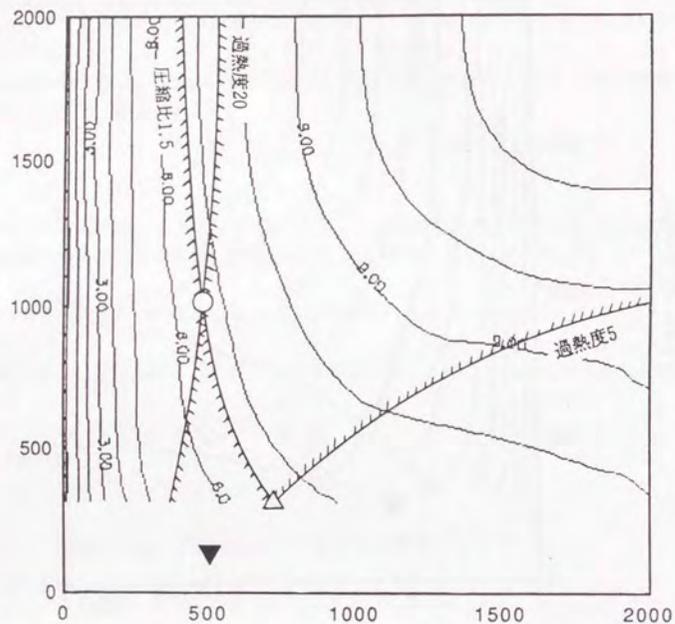
調整弁開度



○ 最適点  
 △ 準最適点  
 ▼ 従来の運転点

図-5-2 (a) シミュレーション結果 (3.2 Hz, 0°C)

調整弁開度

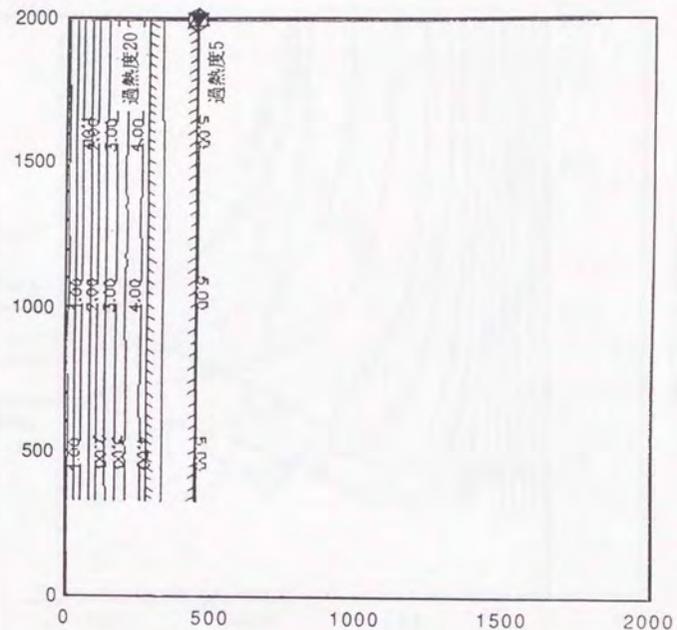


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (b) シミュレーション結果 (32Hz, 10°C)

調整弁開度

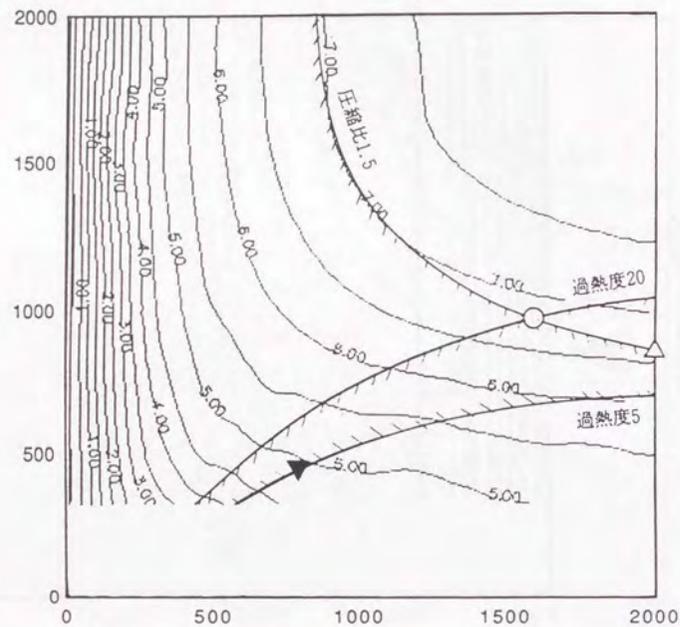


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (c) シミュレーション結果 (32Hz, 30°C)

調整弁開度

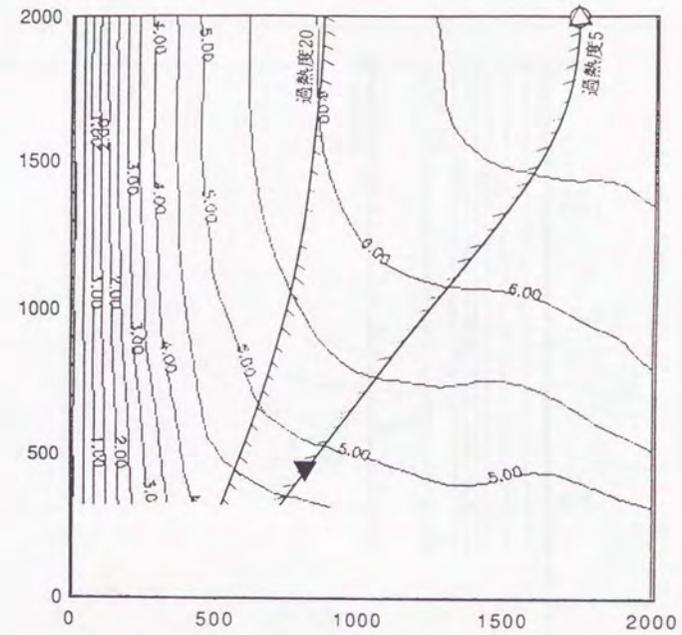


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (d) シミュレーション結果 (54Hz, 0°C)

調整弁開度

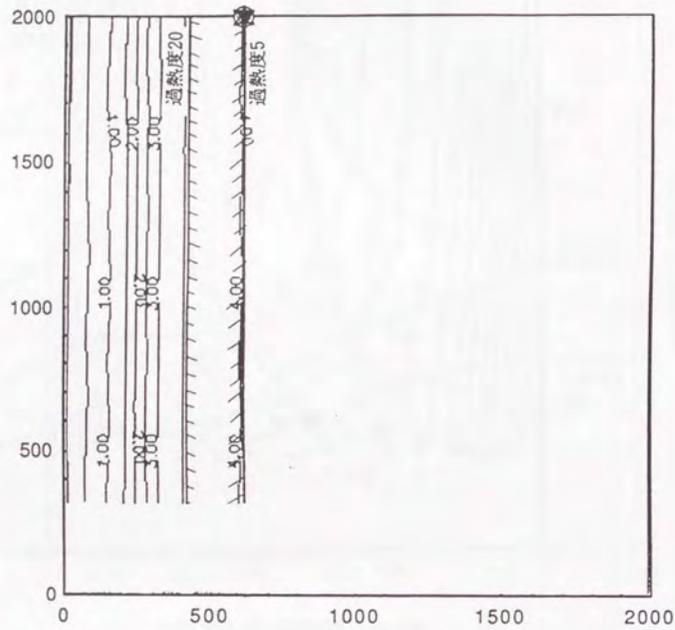


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (e) シミュレーション結果 (54Hz, 10°C)

調整弁開度

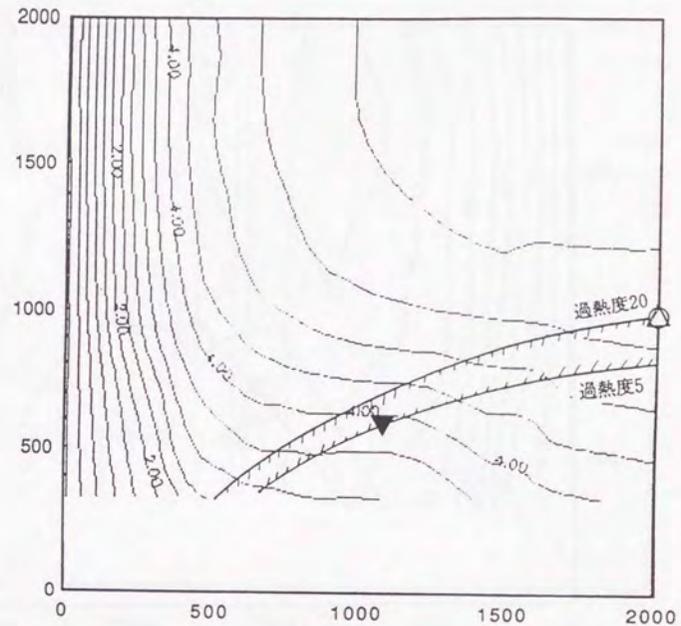


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (f) シミュレーション結果 (54Hz, 30°C)

調整弁開度

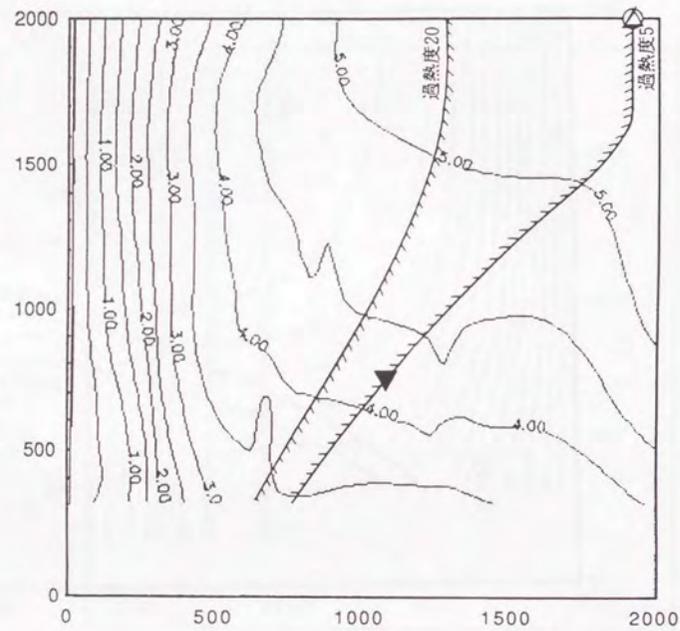


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (g) シミュレーション結果 (78Hz, 0°C)

調整弁開度

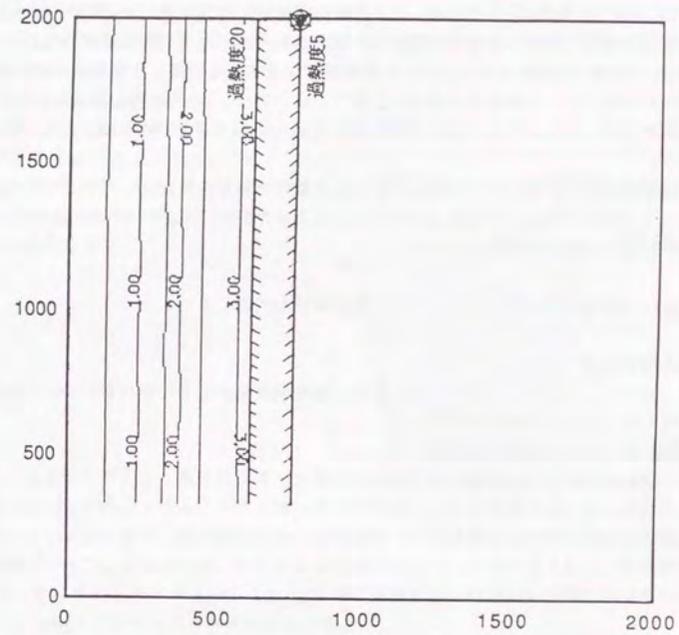


膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (h) シミュレーション結果 (78Hz, 10°C)

調整弁開度



膨張弁開度

- 最適点
- △ 準最適点
- ▼ 従来の運転点

図-5-2 (i) シミュレーション結果 (78Hz, 30°C)

## 6. 単調性を活かした最適点探索法

第5章において、シミュレーションにより最適運転点の存在を示した。シミュレーションによれば、膨張弁開度を大きくすると、圧縮機の負荷が減少するので、評価関数としたCOPは膨張弁開度  $u_1$  の単調増加関数である。また、調整弁開度を大きくすると、凝縮器の熱交換能力が増加し凝縮圧力が低下し、圧縮動力は減少するので、COPは  $u_2$  の単調増加関数ともなる。つまり、COPを最大とするためには、制約条件の範囲内で、 $u_1$ 、 $u_2$  をできるだけ大きくすればよいことになる。

まず、制御対象の特徴である単調性を活かした簡便な制御を提案し、「準最適化制御」と呼ぶ。その上で、最適化制御、準最適化制御、および従来の制御（凝縮圧力下限値制御）の効果を比較し、準最適化制御の有効性を確認する。

ここで、年間冷房空調機について系の特徴を列挙しておく。

### (1) 単調増加性

図-5-2(a)~図-5-2(i)より、評価関数値が2つの操作量について単調増加性を有していることがわかる。

### (2) 等COP線と制約条件の関係

制約条件のうち、圧縮比制約条件の境界が、等COP線とほぼ平行である。これは、モリエル線図を用いて説明される。図-6-1より、圧縮比が一定の際にはどの動作点においても、圧縮機動力、冷房能力ともに大幅な違いがないため、COP (= (冷房能力) / (圧縮機動力)) もほぼ同様の値を示すことがわかる。これが圧縮比制約条件が等COP線とほぼ平行となる理由である。

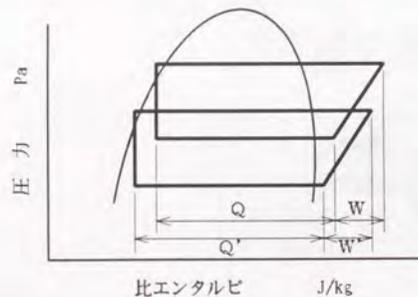


図-6-1 圧縮比一定の際の動作点比較

圧縮比を1.5に保った場合

$$Q \approx Q' \\ W \approx W' \\ \text{よって } Q/W \approx Q'/W'$$

したがって、COPはほとんど変化しない。

## 6. 1 最適化制御

評価関数が操作変数  $u_1$ 、 $u_2$  に関して単調増加性を有し、制約境界上に最適点が存在することを知識として活用し探索を行う。具体的には、常に制約条件のチェックを行いながら、操作変数  $u_1$ 、 $u_2$  を操作し、制約境界上に達したとき、評価関数値 (COP) を測定し、境界上を関数値が増大する方向に探索を進める。

基本的な考え方は次の通りである。運転状態が制約条件境界上にあるように2操作変数の内の一つ、例えば  $u_1$  を操作し、評価関数が増加するように、もう一つの変数  $u_2$  を操作する。

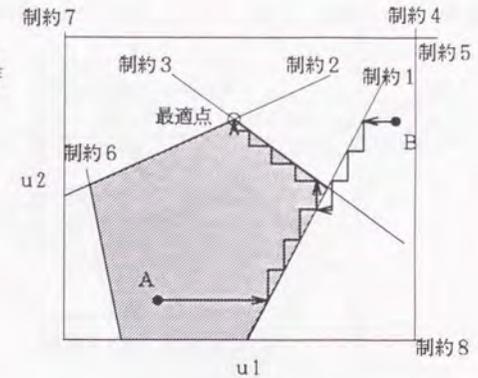


図-6-2 最適点の探索例

以上を図-6-3にフローチャートで示す。

図-6-2の例によりアルゴリズムを説明する。

### (1) A点を初期値とする場合

- ① 制約条件1の境界上にあるよう  $u_1$  を操作する。
- ② 制約条件が全て満たされているので③へ。
- ③ 制約条件1の境界上で、評価関数が増大する方向に  $u_2$  を操作する。
  - ③-1 新たな制約境界3に達した場合、これを新たに制約条件1とする。
- ④ 制約条件3の境界上にあるよう  $u_1$  を操作する。
- ⑤ 制約条件が全て満たされているので③へ。
- ⑥ 制約条件1の境界上で、評価関数が増大する方向に  $u_2$  を操作する。
  - ③-2 評価関数が増大する場合、③を繰り返す。
  - ③-3 評価関数が増大しない場合、最適値と判断。

### (2) B点を初期値とする場合

- ① 制約条件1の境界上にあるよう  $u_1$  を操作する。
- ② 制約条件が全て満たされていないので④へ。
- ④ 満たされていない制約条件3を新たな制約条件とする。
- ① 制約条件3の境界上にあるよう  $u_1$  を操作する。
- ② 制約条件が全て満たされているので③へ。
- ③ 制約条件3の境界上で、評価関数が増大する方向に  $u_2$  を操作する。
  - ③-2 評価関数が増大する場合、③を繰り返す。
  - ③-3 評価関数が増大しない場合、最適値と判断。

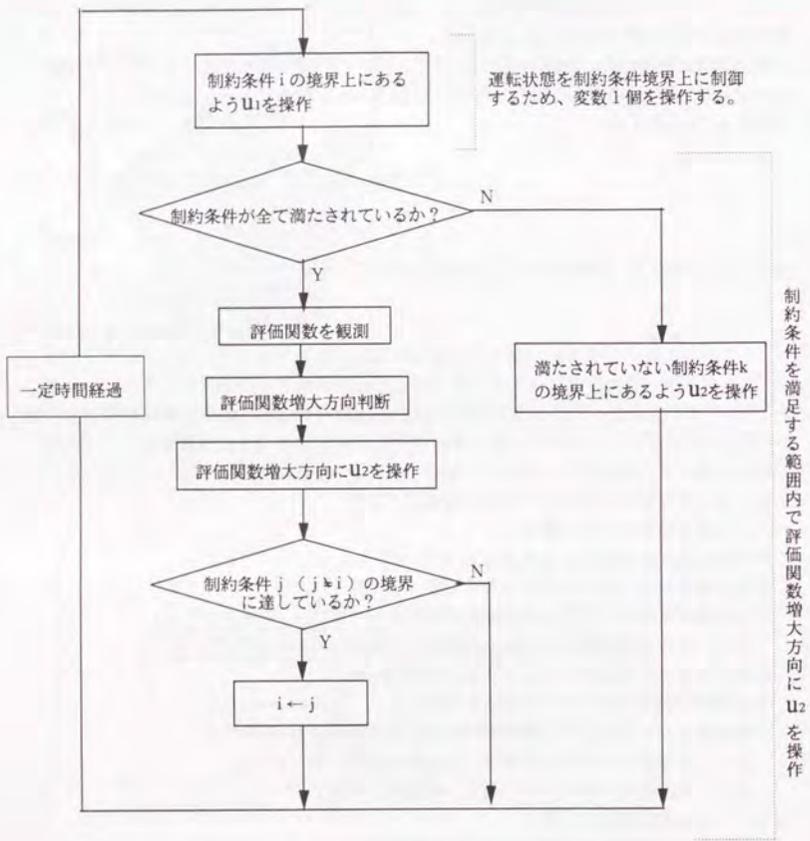


図-6-3 最適化制御アルゴリズム (最適値が制約境界上にあることを利用)

## 6.2 準最適化制御

前節で示した探索法は、探索の方向を決定するのに、操作量を変化させたとき評価関数(この場合COP)の増減方向を観測しなければならないが、影響が定常に達するまで30分程度必要である。しかし、空調機は外気温や室内負荷変動の影響も受けるので、弁の操作のみによるCOP変化分を把握することが難しく、探索方向を決定することに困難がある。そこで、シミュレーションの結果を知識として活用し、最適点を得ることは出来ないが、COPを観測しないで準最適状態を得るアルゴリズムを検討する。

運転状態が制約条件境界上にあるように2操作変数の内の一つ、例えば $u_1$ を操作し、全ての制約条件を満足しつつ、もう一つの変数 $u_2$ を大きくする。

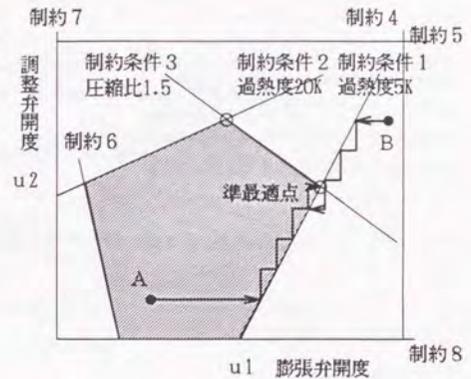


図-6-4 準最適点の探索例

アルゴリズムを図-6-5に示す。

図-6-4の例に、このアルゴリズムを適用し説明する。

(1) A点を初期値とする場合

- ①制約条件1の境界上にあるよう $u_1$ を操作する。
- ②制約条件が全て満たされているので③へ
- ③制約条件1の境界上で、他の制約条件を満足していることを確認の上、 $u_2$ を増加させる。他の制約条件(この場合制約条件3)の境界に達した時点で、最適値と判断。

(2) B点を初期値とする場合

- ①制約条件1の境界上にあるよう $u_1$ を操作する。
- ②制約条件3が満たされていない場合、④へ。  
満たされれば、③へ。
- ③制約条件1の境界上で、他の制約条件3を満足していることを確認の上、 $u_2$ を増加させる。他の制約条件境界に達した時点で、最適値と判断。
- ④満たされていない制約条件3を満足するよう $u_2$ を減少させ、①へ。

なお、このアルゴリズムは、変数を順次入れ換えて、制約条件に至るまで増やすので、変数の操作順序により、到達する準最適点が異なる。しかしながら、制御対象の第2の特徴である、圧縮比制約条件の境界が評価関数の等高線と一致するので、複数の準最適点に差がなく、最適点と準最適点がほぼ一致する。

6.3 制御プログラム

前節に示した簡便なアルゴリズムに従い、実際の空調機に適用した制御プログラムをフローチャートで表現すると、図-6-6(a)(b)となる。(制約条件1にあたるものは過熱度5[K]、その他の制約は過熱度20[K]、圧縮比1.5である。)

図-6-6(b)は図-6-6(a)の加熱度下限値一定制御を離散値系のPI制御により実現したものである。図-6-6(c)にアナログPI制御の最適調整値の例を示す。

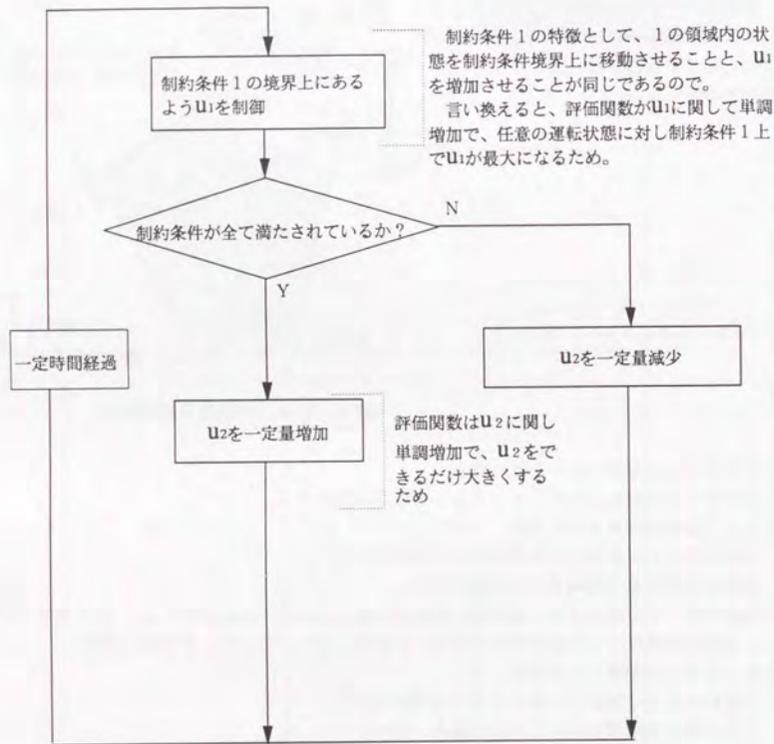


図-6-5 準最適化制御アルゴリズム

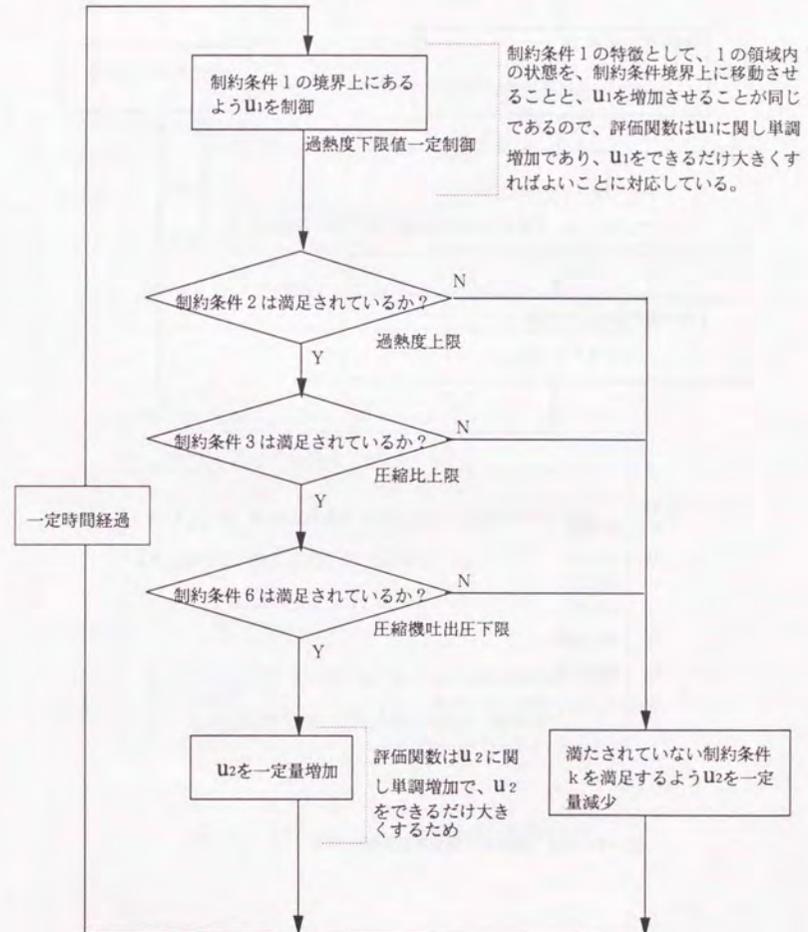
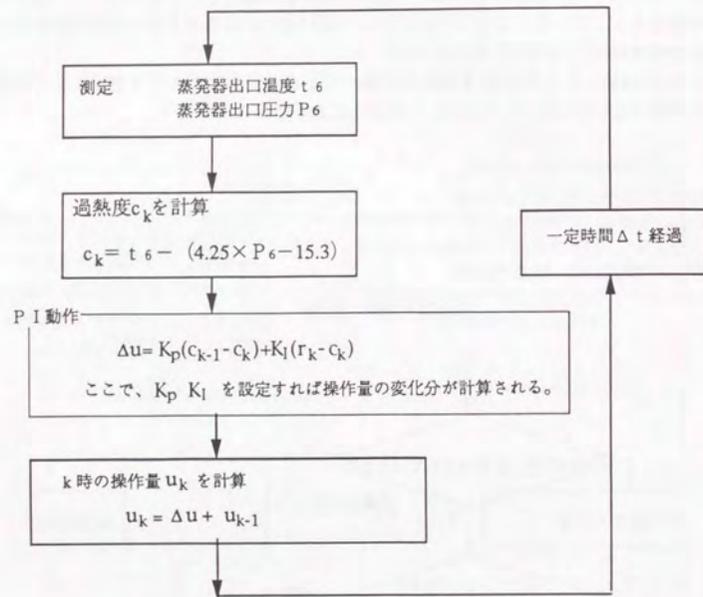


図-6-6(a) 準最適化制御



ここに、  
 u : 操作量  
 kc : ゲイン  
 r : 設定点  
 c : 制御量  
 Ti : 積分時間  
 Td : 微分時間  
 Kp Kj KD : 制御パラメータ

図-6-6(b) 過熱度下限値一定制御の内容

アナログPID制御

$$u = k_c \left\{ (r-c) + \frac{1}{T_i} \int_0^t (r-c) dt + T_d \frac{d}{dt} (r-c) \right\}$$

\*

$$k_c = K_p \quad k_c \frac{\Delta T}{T_i} = K_I \quad k_c \frac{T_d}{\Delta T} = K_D$$

デジタルPID制御

$$\Delta u = u_k - u_{k-1} = K_p(c_{k-1} - c_k) + K_I(r_k - c_k) + K_D(2c_{k-1} - c_k - c_{k-2})$$

デジタルPI制御

$$\Delta u = u_k - u_{k-1} = K_p(c_{k-1} - c_k) + K_I(r_k - c_k)$$

この  $K_p$ ,  $K_I$  は\*で表され、式中の  $k_c$ ,  $T_i$  はアナログ制御の最適調整値、例えば次式で表される。

$$k_c = 0.9 / (RL)$$

$$T_i = 3.3L$$

R : プロセスのステップ応答曲線に引かれる接線の最大勾配 (応答性)  
 L : その接線が時間軸に交わる時点の読み (時間遅れ)

図-6-6(c) アナログPI制御の最適調整値の例

6. 4 制御効果の比較

6. 4. 1 最適点と準最適点の比較

6. 2において述べた準最適化アルゴリズムを適用した準最適点を、5章で得たシミュレーション結果のグラフ図-5-2(a)~図-5-2(i)に△でプロットして示す。○の最適点と一致しないケースは、図-5-2(a)(b)(d)である。他は、最適点と一致しており(表-6-1参照)本研究で対象とする系においては、準最適化制御が有効であることが示された。

6. 4. 2 準最適化制御と従来の制御(凝縮圧力定値制御)との比較

6. 2において述べた準最適化アルゴリズムを適用した準最適点と、従来の凝縮圧力定値制御(凝縮器出口圧力13.5[kgf/cm<sup>2</sup>G]一定)による運転点を、5章で得たシミュレーション結果のグラフ上に表す。

図-5-2(a)~図-5-2(i)に準最適点を△で、従来の制御による運転点を▼で、プロットして示す。これらの図より、外気温が低い場合は、どの圧縮機回転数においても(本研究の制御による)準最適点が従来の運転点に比して、高COP運転を実現している。(表-6-1参照)特に、圧縮比制約条件が膨張弁開度、調整弁開度の全領域で満足されている(図-5-2(e)(g)(h))場合には、その違いが顕著である。

図-6-7(a)、(b)、(c)に圧縮機周波数毎のCOPをグラフで示す。

表-6-1 シミュレーションによるCOPの比較

	圧縮機回転数・外気温条件											
	32 Hz				54 Hz				78 Hz			
	0°C	10°C	20°C	30°C	0°C	10°C	20°C	30°C	0°C	10°C	20°C	30°C
従来の制御	5.23	5.31	5.63	5.08	4.65	4.72	4.87	4.05	4.10	4.17	4.11	3.20
準最適化	6.72	6.53	6.46	5.08	6.75	6.65	5.10	4.05	5.27	5.15	4.11	3.20
最適化	6.82	6.56	6.46	5.08	6.85	6.65	5.10	4.05	5.27	5.15	4.11	3.20

32Hz	系列名	従来の制御	準最適化制御	最適化制御	x軸 外気温度 °C	Y軸 圧縮機COP
従来の制御		0	5.23	0	6.72	0
		10	5.31	10	6.53	10
		20	5.63	20	6.46	20
		30	5.08	30	5.08	30

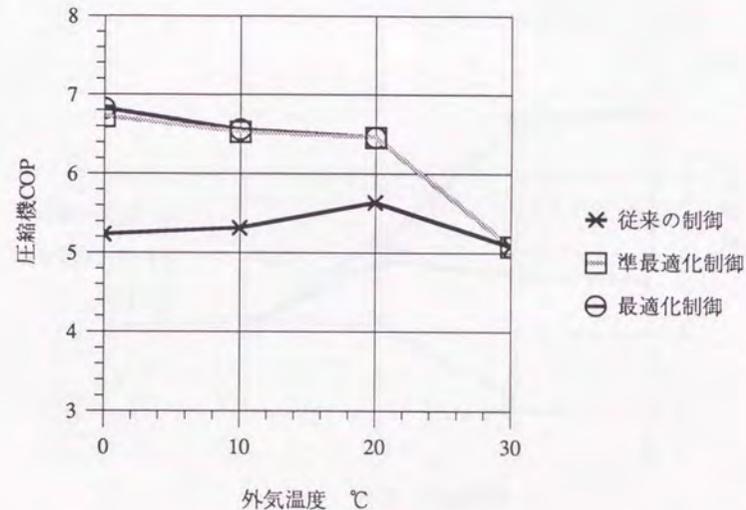


図-6-7(a) 制御方式の効果比較(32Hz)

54Hz	系列名	従来の制御	準最適化制御	最適化制御	x 軸 外気温度	Y 軸 ℃ 圧縮機COP
	従来の制御	0	4.65	6.75	0	6.85
	準最適化制御	10	4.72	6.65	10	6.65
	最適化制御	20	4.87	5.1	20	5.1
		30	4.05	4.05	30	4.05

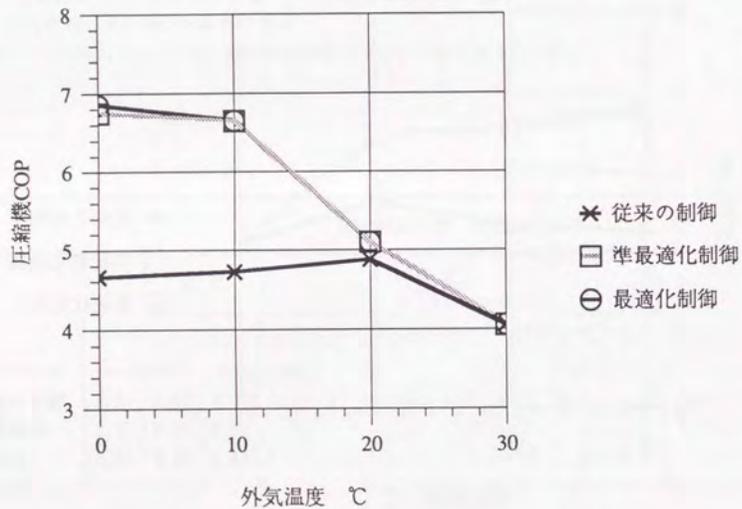


図-6-7(b) 制御方式の効果比較 (54Hz)

78Hz	系列名	従来の制御	準最適化制御	最適化制御	x 軸 外気温度	Y 軸 ℃ 圧縮機COP
	従来の制御	0	4.1	5.27	0	5.27
	準最適化制御	10	4.17	5.15	10	5.15
	最適化制御	20	4.11	4.11	20	4.11
		30	3.2	3.2	30	3.2

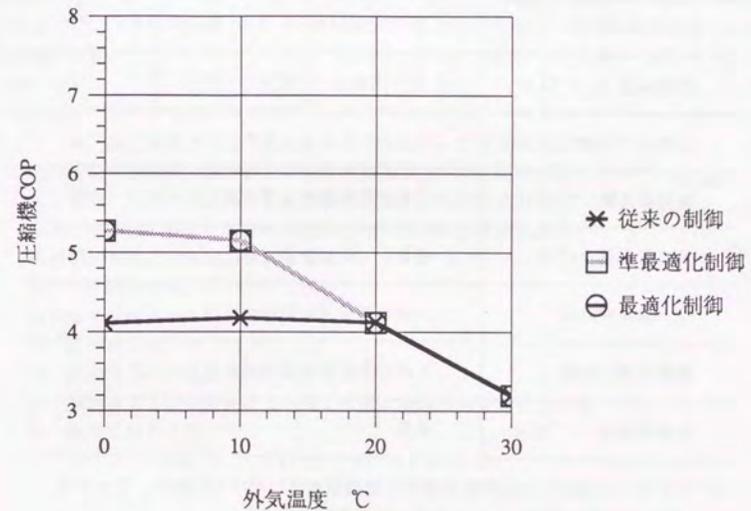


図-6-7(c) 制御方式の効果比較 (78Hz)

7. 制御実験

本章では、1章～6章において論じてきた、年間冷房空調機のモデル化および制御アルゴリズムについて、その検証を行う。

7.1 実験方法

外気温度変化に対する年間冷房空調機の運転状態を実験した。外気温度変化は年間を通じての温度変化を考慮し、0 [°C]～30 [°C]の範囲とした。空調機の運転条件は室内側送風機風量は1種類、圧縮機インバータ周波数は3レベルとし、それぞれについて外気温度変化に対する運転状態の変化を測定した。

なお実験に用いた空調機は、4章において構成機器の特性実験を行なったものと同じ仕様のものであり、前述の準最適化アルゴリズムにより制御を行っている。さらに定格冷房能力が13,500 [kcal/h]で、構成要素として、通常の2倍の容量を持つ電子式膨張弁と許容最低圧縮比1.5のスクロール式圧縮機を備えたものである。

実験条件を表-7-1に示す。

表-7-1 空調機性能実験2\*の条件

室内機吸込条件	27 [°CDB] 19.5 [°CWB]
外気温度 °C	0～30
圧縮機周波数 Hz	78、54、32
蒸発器風量 m³/min	78 (送風機タップ:M)
凝縮器風量 m³/min	86
圧力調整弁制御	6章の準最適化制御による
膨張弁操作制御	6章の準最適化制御による
電源周波数 Hz	60

\* ダイキン工業株式会社堺製作所内の空調試験室における実験で、データを表-7-2に示す。(1992年に実験を実施)

7.2 実機の実験結果

表-7-2に測定データを示す。上記の方法で行った実験結果のうち、シミュレーションと比較のため、圧縮機COP、蒸発器冷房能力、圧縮機消費電力、蒸発器過熱度、圧縮比、膨張弁開度、凝縮弁開度の8つのパラメータを図-7-1(a)～図-7-1(c)にプロットする。

表-7-2(a) 実験データ (32Hz)

	外 気 温 度 °C							
	0	5	10	15	20	23	25	30
室内機								
冷房能力 Q W	10967	10847	10766	10485	10318	10046	9904	9629
蒸発器								
冷房能力 Q' W	11504	11384	11303	11022	10855	10583	10441	10166
空調機								
消費電力 W W	2363	2333	2333	2423	2363	2403	2493	2673
圧縮機								
消費電力 W' W	1623	1593	1593	1683	1623	1663	1753	1933
吸入圧力 kg/cm²G	6.98	7.01	7.00	7.05	6.98	7.09	7.08	7.17
吐出圧力 kg/cm²G	11.74	11.53	11.43	12.09	11.70	12.21	12.88	14.66
圧縮比	1.59	1.56	1.55	1.62	1.59	1.63	1.72	1.91
膨張弁開度 ɸ°	912	798	668	617	560	528	479	424
調整弁開度 ɸ°	340	420	513	653	1093	2000	2000	2000
過熱度 °C	6.42	6.55	4.55	5.67	5.80	5.26	5.52	4.84
圧縮機 COP	7.09	7.14	7.10	6.55	6.69	6.36	5.96	5.26
総合 COP	4.64	4.65	4.61	4.33	4.37	4.18	3.97	3.60

(注) 1. 室内機冷房能力Qは(送風機入口空気温度、熱交換器出口温度から求めた)総合値を、空調機消費電力Wは圧縮機のみ値W'に室内送風機の消費電力を加えたものを示す。

蒸発器冷却能力Q' = 室内機冷却能力Q + 室内送風機発熱量Fi  
空調機消費電力W = 圧縮機消費電力W' + Fi + Fo

室内送風機消費電力Fi = 537 [W]

室外送風機消費電力Fo = 203 [W]

2. 圧縮機COP = Q' / W'

3. 過熱度は、蒸発器出口での値を示す。

4. 膨張弁および調整弁は 0ɸ°で全閉、2000ɸ°で全開となる。

5. 総合COP = Q / W  
= (Q' - Fi) / (W' + Fi + Fo)

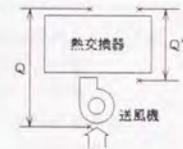


表-7-2(b) 実験データ (54 Hz)

	外 気 温 度 °C						
	0	5	10	12	15	25	
室内機							
冷房能力 Q [W]	16096	15958	15795	15616	15367	14162	
蒸発器							
冷房能力 Q' [W]	16633	16495	16332	16153	15904	14699	
空調機							
消費電力 W [W]	3143	3043	3243	3293	3453	3943	
圧縮機							
消費電力 W' [W]	2403	2303	2503	2553	2713	3203	
吸入圧力 kg/cm <sup>2</sup> G	5.39	5.40	5.92	5.92	5.95	6.09	
吐出圧力 kg/cm <sup>2</sup> G	9.44	8.85	10.27	10.54	11.36	14.61	
圧縮比	1.63	1.54	1.63	1.66	1.78	2.21	
膨張弁開度 1/16	2000	2000	1700	1323	1110	689	
調整弁開度 1/16	645	1000	1360	2000	2000	2000	
過熱度 °C	14.48	14.94	4.36	5.02	5.08	5.66	
圧縮機 COP	6.92	7.16	6.52	6.33	5.86	4.59	
総合 COP	5.12	5.24	4.87	4.74	4.45	3.59	

(注) 1. 室内機冷房能力Qは(送風機入口空気温度、熱交換器出口温度から求めた)総合値を、空調機消費電力Wは圧縮機のみ値W'に室内外送風機の消費電力を加えたものを示す。

蒸発器冷却能力Q' = 室内機冷却能力Q + 室内送風機発熱量Fi

空調機消費電力W = 圧縮機消費電力W' + Fi + Fo

室内送風機消費電力Fi = 537 [W]

室外送風機消費電力Fo = 203 [W]

2. 圧縮機 COP = Q' / W'

3. 過熱度は、蒸発器出口での値を示す。

4. 膨張弁および調整弁は 0 1/16 で全閉、2000 1/16 で全開となる。

5. 総合 COP = Q / W

$$= (Q' - Fi) / (W' + Fi + Fo)$$

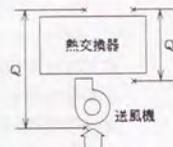


表-7-2(c) 実験データ (78 Hz)

	外 気 温 度 °C						
	0	5	7	10	15	20	30
室内機							
冷房能力 Q [W]	19783	19435	19379	19134	18466	17923	16651
蒸発器							
冷房能力 Q' [W]	20320	19972	19916	19671	19003	18460	17188
空調機							
消費電力 W [W]	4653	4533	4463	4563	4933	5273	6103
圧縮機							
消費電力 W' [W]	3913	3793	3723	3823	4193	4533	5363
吸入圧力 kg/cm <sup>2</sup> G	4.66	4.76	4.69	4.99	5.25	5.30	5.45
吐出圧力 kg/cm <sup>2</sup> G	11.97	11.22	10.86	11.14	12.91	14.48	18.25
圧縮比	2.28	2.12	2.08	2.02	2.22	2.45	2.98
膨張弁開度 1/16	2000	2000	2000	2000	1584	1203	809
調整弁開度 1/16	640	820	947	2000	2000	2000	2000
過熱度 °C	18.38	15.81	16.68	12.51	5.91	6.08	4.27
圧縮機 COP	5.19	5.27	5.35	5.15	4.53	4.07	3.20
総合 COP	4.25	4.29	4.34	4.19	3.74	3.40	2.72

(注) 1. 室内機冷房能力Qは(送風機入口空気温度、熱交換器出口温度から求めた)総合値を、空調機消費電力Wは圧縮機のみ値W'に室内外送風機の消費電力を加えたものを示す。

蒸発器冷却能力Q' = 室内機冷却能力Q + 室内送風機発熱量Fi

空調機消費電力W = 圧縮機消費電力W' + Fi + Fo

室内送風機消費電力Fi = 537 [W]

室外送風機消費電力Fo = 203 [W]

2. 圧縮機 COP = Q' / W'

3. 過熱度は、蒸発器出口での値を示す。

4. 膨張弁および調整弁は 0 1/16 で全閉、2000 1/16 で全開となる。

5. 総合 COP = Q / W

$$= (Q' - Fi) / (W' + Fi + Fo)$$

### 7. 3 シミュレーション結果と実験値の比較

実験条件(表-7-1)と同一条件下で準最適化制御のシミュレーションを行い、その結果を表-7-3(a)、(b)、(c)に示す。さらに、図-7-1(a)～図-7-1(c)に実験結果とともに、シミュレーション結果を実線で示す。

図-7-1より、蒸発器冷房能力、COPの実験値が計算値を少し上回っており、蒸発器熱通過率が計算に使用した値より実機の値が上回っていることが主な原因と推定される。全体に、実験結果とシミュレーション結果の外気温による変化パターンはよく一致しており、モデルの妥当性が確認された。

次に、圧縮機インバータの各周波数における、過熱度、圧縮比、および準最適化制御の評価関数であるCOPについて、外気温変化に着目し、特徴を述べる。

#### (1) 32Hz

**過熱度**  
シミュレーションにおいて、蒸発器出口過熱度は5℃一定である。実験結果もほぼ同様の結果にある。

**圧縮比**  
シミュレーションにおいて、圧縮比は外気温が30℃～21℃まで下がりつづけ、21℃で下限値1.5に達する。それ以下の外気温では、凝縮圧力調整弁が閉じることにより、1.5に保たれる。実験結果も同様の傾向にある。

**COP**  
シミュレーションにおいて、外気温が30℃から21℃まで下がるにつれてCOPは上昇し、さらに下がると約6.5で一定になる。実験結果も同じ傾向にある。  
なお、外気温21℃以下でCOPが上昇しないのは、圧縮比制約条件から凝縮圧力調整弁が閉じることで圧縮機消費電力が低下しないことによるものと考えられる。

#### (2) 54Hz

**過熱度**  
シミュレーションにおいて、外気温が30℃～7℃まで蒸発器出口過熱度は5℃一定であるが、7℃以下では膨張弁が全開となるため5℃～20℃の間の値をとっている。実験結果もほぼ同様の結果にある。

**圧縮比**  
シミュレーションにおいて、圧縮比は外気温が30℃～9℃まで下がりつづけ、9℃で下限値1.5に達する。それ以下の外気温では、凝縮圧力調整弁が閉じることにより、1.5に保たれる。実験結果も同様の傾向にある。

**COP**  
シミュレーションにおいて、外気温が30℃から9℃まで下がるにつれてCOPは上昇し、さらに下がると約6.7で一定になる。実験結果も同じ傾向にある。  
なお、外気温9℃以下でCOPが上昇しないのは、圧縮比制約条件から凝縮圧力調整弁が閉じることで圧縮機消費電力が低下しないことによるものと考えられる。

#### (3) 78Hz

**過熱度**  
シミュレーションにおいて、外気温が30℃～9℃まで蒸発器出口過熱度は5℃一定であるが、8℃以下では膨張弁が全開となるため5℃～20℃の間の値をとっている。また、外気温5℃以下では上限値20℃に達するため、凝縮圧力調整弁が閉じることにより20℃に保たれる。実験結果もほぼ同様の結果にある。

**圧縮比**  
シミュレーションにおいて、圧縮比は外気温が30℃～5℃まで下がりつづけ、5℃以下ではゆるやかに上昇する。これは外気温5℃以下で過熱度制約条件から凝縮圧力調整弁が閉じることによるものと考えられる。実験結果も同様の傾向にある。

### COP

シミュレーションにおいて、外気温が30℃から5℃まで下がるにつれてCOPは上昇し、さらに下がるとゆるやかに下降する。実験結果も同じ傾向にある。

なお、外気温5℃以下でCOPが下降するのは、過熱度制約条件から凝縮圧力調整弁が閉じることで圧縮機消費電力が増加することによるものと考えられる。

### 7. 4 準最適制御と従来の制御の比較

図-7-1(a)～図-7-1(c)に従来の(凝縮圧力13.5[kgf/cm<sup>2</sup>]固定制御)運転点を波線で示す。図より準最適点は従来の運転点に比して、凝縮圧力が低い状態で運転を行っていることがわかる。これにより圧縮比が小さくなり、圧縮機消費電力が低く抑えられることが高COP運転を実現したといえる。

以上より、本研究の目的である低外気温時における空調機の高COP運転実現の要因が実験的にも確認された。

### 7. 5 今後の高効率化への課題

外気温度が低下すると空調機負荷も小さくなるため、圧縮機の運転周波数の低い値で運転される。例えば、上記のシミュレーションでは、15℃以下では32Hzで運転されたい計算になる。

一方、第三部図-7-1(a)より、圧縮機周波数が32Hzの場合、外気温度が15℃程度でCOPは頭打ちとなり、外気温度が15℃以下になってもCOPは向上しない。これは現在の圧縮機の許容できる圧縮比下限が1.5であるため、圧縮機周波数32Hzの場合は外気温度15℃以下では凝縮圧力をさげられなくなっていることによる。

したがって、より高い省エネルギー効果を得るには、低圧縮機周波数時の高効率化を進める必要があり、そのためには、許容最低圧縮比をより一層低くすることが必要である。

表一7-3 (a) 最適化制御シミュレーション結果

圧縮機 周波数	外気 温度	冷媒質量 流量	膨張弁 バルス数	調節弁 バルス数	蒸発器 交換熱量	凝縮器 交換熱量	配管圧力 損失	配管圧力 損失	膨脹 損失	圧縮機 吸入圧力	圧縮機 吐出圧力	蒸発器 冷房能力	蒸発器 消費電力	圧縮機 消費電力	蒸発器 過熱度	凝縮器 過熱度	出口 温度	出口 温度	圧縮機 COP
Hz	℃	kg/s			W	W	Pa	Pa	Pa	Pa.abs	Pa.abs	Q	W	W	℃	℃	℃	℃	COP
32	0	0.0545	736	360	10050	10700	31680	50920	824200	1250000	10046	1545	1545	5.0	2.0	6.50	1.52		
32	1	0.0545	735	360	10040	10700	31660	50920	824200	1250000	10045	1546	1546	5.0	2.0	6.50	1.52		
32	2	0.0545	735	360	10050	10700	31680	50920	824200	1250000	10045	1545	1545	5.0	2.0	6.50	1.52		
32	3	0.0545	735	360	10050	10700	31710	50920	824200	1248000	10046	1542	1542	5.0	2.0	6.51	1.51		
32	4	0.0545	735	360	10050	10700	31760	50920	824200	1246000	10045	1539	1539	5.0	2.0	6.53	1.51		
32	5	0.0545	734	360	10040	10700	31810	50930	824300	1244000	10044	1535	1535	5.0	2.0	6.54	1.51		
32	6	0.0545	731	360	10040	10700	31860	50950	824300	1241000	10041	1532	1532	5.0	2.0	6.56	1.51		
32	7	0.0545	726	360	10040	10690	31910	50980	824400	1240000	10036	1529	1529	5.0	2.0	6.56	1.50		
32	8	0.0545	719	360	10030	10690	31940	51020	824600	1239000	10029	1527	1527	5.0	2.0	6.57	1.50		
32	9	0.0545	710	360	10020	10680	31960	51080	824800	1238000	10020	1527	1527	5.0	2.0	6.56	1.50		
32	10	0.0546	700	360	10010	10670	31960	51150	825000	1239000	10009	1528	1528	5.0	2.0	6.55	1.50		
32	11	0.0546	688	360	9995	10660	31940	51230	825300	1241000	9995	1531	1531	5.0	2.0	6.53	1.50		
32	12	0.0546	675	360	9979	10650	31910	51330	825700	1244000	9979	1535	1535	5.0	2.0	6.50	1.51		
32	13	0.0546	671	380	9974	10640	32010	51360	825800	1240000	9974	1528	1528	5.0	2.0	6.53	1.50		
32	14	0.0546	662	400	9962	10630	32040	51430	826100	1239000	9962	1527	1527	5.0	2.0	6.52	1.50		
32	15	0.0546	650	420	9945	10620	32010	51540	826600	1242000	9945	1531	1531	5.0	2.0	6.49	1.50		
32	16	0.0547	641	460	9931	10610	32020	51620	826800	1243000	9931	1532	1532	5.0	2.0	6.48	1.50		
32	17	0.0547	632	520	9916	10600	32020	51710	827100	1243000	9916	1533	1533	5.0	2.0	6.47	1.50		
32	18	0.0547	625	620	9903	10580	32050	51780	827400	1243000	9903	1533	1533	5.0	2.0	6.46	1.50		
32	19	0.0547	617	760	9890	10570	32050	51860	827700	1244000	9890	1535	1535	5.0	2.0	6.44	1.50		
32	20	0.0547	611	1000	9881	10560	32060	51920	827900	1244000	9881	1534	1534	5.0	2.0	6.44	1.50		
32	21	0.0547	608	1400	9874	10560	32080	51960	828000	1243000	9874	1533	1533	5.0	2.0	6.44	1.50		
32	22	0.0548	587	2000	9834	10550	31800	52220	829000	1260000	9834	1559	1559	5.0	2.0	6.31	1.52		
32	23	0.0549	562	2000	9781	10530	31250	52540	830200	1291000	9781	1603	1603	5.0	2.0	6.10	1.55		
32	24	0.0550	539	2000	9726	10510	30710	52870	831400	1321000	9726	1646	1646	5.0	2.0	5.91	1.59		
32	25	0.0551	519	2000	9673	10500	30190	53200	832600	1353000	9673	1688	1688	5.0	2.0	5.73	1.63		
32	26	0.0551	501	2000	9619	10500	29670	53540	833800	1385000	9619	1728	1728	5.0	2.0	5.57	1.66		
32	27	0.0552	485	2000	9565	10490	29170	53890	835000	1418000	9565	1767	1767	5.0	2.0	5.41	1.70		
32	28	0.0553	470	2000	9511	10480	28690	54240	836200	1451000	9511	1806	1806	5.0	2.0	5.27	1.74		
32	29	0.0554	456	2000	9457	10470	28210	54600	837400	1485000	9457	1843	1843	5.0	2.0	5.13	1.77		
32	30	0.0554	444	2000	9403	10450	27740	54950	838600	1520000	9403	1880	1880	5.0	2.0	5.00	1.81		

表一7-3 (b) 最適化制御シミュレーション結果

圧縮機 周波数	外気 温度	冷媒質量 流量	膨張弁 バルス数	調節弁 バルス数	蒸発器 交換熱量	凝縮器 交換熱量	配管圧力 損失	配管圧力 損失	膨脹 損失	圧縮機 吸入圧力	圧縮機 吐出圧力	蒸発器 冷房能力	蒸発器 消費電力	圧縮機 消費電力	蒸発器 過熱度	凝縮器 過熱度	出口 温度	出口 温度	圧縮機 COP
Hz	℃	kg/s			W	W	Pa	Pa	Pa	Pa.abs	Pa.abs	Q	W	W	℃	℃	℃	℃	COP
54	0	0.0698	2000	880	14180	15120	70110	81130	666400	1004000	14181	2090	2090	17.7	2.0	6.79	1.51		
54	1	0.0705	2000	920	14280	15230	70910	82850	672300	1011000	14282	2104	2104	17.4	2.0	6.79	1.50		
54	2	0.0715	2000	960	14410	15370	71920	85120	680000	1021000	14413	2123	2123	17.1	2.0	6.79	1.50		
54	3	0.0739	2000	960	14730	15750	74000	91500	697900	1054000	14726	2197	2197	15.2	2.0	6.70	1.51		
54	4	0.0740	2000	1040	14740	15740	74600	91750	698400	1048000	14736	2179	2179	15.1	2.0	6.76	1.50		
54	5	0.0760	2000	1080	14910	15970	76350	96820	707300	1065000	14907	2218	2218	12.5	2.0	6.72	1.51		
54	6	0.0771	2000	1160	14990	16070	77620	99730	711600	1070000	14993	2226	2226	10.9	2.0	6.74	1.50		
54	7	0.0786	2000	1240	15110	16220	79220	104500	716700	1079000	15111	2247	2247	8.4	2.0	6.73	1.51		
54	8	0.0798	2000	1360	15180	16300	80550	108200	719900	1082000	15181	2251	2251	6.5	2.0	6.75	1.50		
54	9	0.0807	2000	1480	15200	16350	81280	111000	722300	1087000	15204	2263	2263	5.0	2.0	6.72	1.51		
54	10	0.0809	1718	2000	15160	16330	81050	111300	723000	1093000	15164	2279	2279	5.0	2.0	6.65	1.51		
54	11	0.0809	1490	2000	15090	16320	79740	111700	724300	1119000	15094	2343	2343	5.0	2.0	6.44	1.54		
54	12	0.0811	1333	2000	15020	16320	78460	112200	725600	1144000	15024	2404	2404	5.0	2.0	6.25	1.58		
54	13	0.0812	1216	2000	14950	16320	77230	112600	726800	1171000	14954	2464	2464	5.0	2.0	6.07	1.61		
54	14	0.0814	1125	2000	14880	16320	75990	113300	728300	1198000	14884	2522	2522	5.0	2.0	5.90	1.65		
54	15	0.0815	1052	2000	14810	16320	74770	114000	729400	1226000	14815	2579	2579	5.0	2.0	5.74	1.68		
54	16	0.0816	991	2000	14740	16320	73590	114800	730700	1254000	14745	2635	2635	5.0	2.0	5.60	1.72		
54	17	0.0818	940	2000	14670	16310	72450	115600	732200	1282000	14668	2690	2690	5.0	2.0	5.45	1.75		
54	18	0.0820	896	2000	14590	16300	71320	116500	733500	1312000	14594	2744	2744	5.0	2.0	5.32	1.79		
54	19	0.0821	857	2000	14520	16290	70220	117300	734900	1342000	14520	2797	2797	5.0	2.0	5.19	1.83		
54	20	0.0823	823	2000	14450	16290	69140	118100	736300	1372000	14446	2851	2851	5.0	2.0	4.95	1.86		
54	21	0.0824	792	2000	14370	16290	68080	119000	737600	1403000	14372	2904	2904	5.0	2.0	4.84	1.94		
54	22	0.0826	764	2000	14300	16290	67050	119800	739000	1435000	14298	2956	2956	5.0	2.0	4.74	1.98		
54	23	0.0827	739	2000	14220	16290	66040	120700	740400	1467000	14223	3009	3009	5.0	2.0	4.62	2.02		
54	24	0.0829	716	2000	14150	16280	65050	121600	741800	1500000	14148	3063	3063	5.0	2.0	4.52	2.06		
54	25	0.0830	696	2000	14070	16280	64080	122500	743200	1533000	14073	3117	3117	5.0	2.0	4.42	2.10		
54	26	0.0832	676	2000	14000	16280	63130	123400	744600	1567000	13997	3171	3171	5.0	2.0	4.31	2.15		
54	27	0.0833	659	2000	13920	16270	62180	124300	746000	1602000	13920	3226	3226	5.0	2.0	4.22	2.19		
54	28	0.0835	642	2000	13840	16270	61290	125200	747500	1637000	13841	3283	3283	5.0	2.0	4.12	2.23		
54	29	0.0837	627	2000	13760	16270	60410	126200	749000	1673000	13763	3341	3341	5.0	2.0	4.03	2.28		
54	30	0.0838	613	2000	13690	16270	59540	127200	750400	1709000	13686	3400	3400	5.0	2.0	4.03	2.28		

表-7-3 (c) 最適化制御シミュレーション結果

圧縮機周波数	外気温度	冷媒質量流量	膨張弁パルス数	調節弁パルス数	凝縮器交換熱量	配管圧力損失	配管圧力損失	吸入圧力	吐出圧力	蒸発器冷房能力	蒸発器消費電力	圧縮機出口過熱度	凝縮器出口過熱度	COP	圧縮機正縮比
Hz	°C	kg/s			W	Pa	Pa	Pa.abs	Pa.abs	W	W	°C	°C		
78	0	0.0929	2000	960	18390	114100	157500	615400	1155000	18389	3462	18.9	2.0	5.31	1.88
78	1	0.0936	2000	1000	18540	115000	160500	618000	1161000	18448	3479	18.2	2.0	5.30	1.88
78	2	0.0928	2000	1080	18380	114900	157200	615100	1144000	18381	3435	19.0	2.0	5.35	1.86
78	3	0.0928	2000	1160	18380	115500	157000	614900	1137000	18379	3417	19.1	2.0	5.38	1.85
78	4	0.0922	2000	1280	18330	115900	154700	612800	1120000	18331	3372	19.6	2.0	5.44	1.83
78	5	0.0925	2000	1400	18360	117000	158800	613900	1114000	18356	3358	19.3	2.0	5.47	1.81
78	6	0.0921	2000	2000	18320	118100	154500	612600	1094000	18325	3306	19.7	2.0	5.54	1.79
78	7	0.0952	2000	2000	18570	120400	167400	623600	1133000	18573	3415	16.4	2.0	5.44	1.82
78	8	0.0985	2000	2000	18790	122600	181600	633200	1172000	18786	3522	12.6	2.0	5.33	1.85
78	9	0.1019	2000	2000	18950	124600	197100	640900	1212000	18950	3628	8.3	2.0	5.22	1.89
78	10	0.1043	1913	2000	19010	125300	208400	645100	1248000	19007	3717	5.0	2.0	5.11	1.93
78	11	0.1046	1699	2000	18920	123500	208000	646400	1275000	18923	3782	5.0	2.0	5.00	1.97
78	12	0.1048	1543	2000	18840	121700	207800	647800	1302000	18840	3846	5.0	2.0	4.90	2.01
78	13	0.1050	1429	2000	18750	120000	208700	649200	1330000	18751	3912	5.0	2.0	4.79	2.05
78	14	0.1052	1340	2000	18660	118300	210500	650600	1359000	18659	3978	5.0	2.0	4.69	2.09
78	15	0.1054	1264	2000	18570	116600	212100	652100	1388000	18569	4046	5.0	2.0	4.59	2.13
78	16	0.1057	1198	2000	18480	115000	212800	653500	1417000	18480	4115	5.0	2.0	4.49	2.17
78	17	0.1059	1139	2000	18390	113400	212600	654900	1448000	18390	4185	5.0	2.0	4.39	2.21
78	18	0.1061	1089	2000	18300	111800	213100	656300	1478000	18300	4257	5.0	2.0	4.30	2.25
78	19	0.1063	1045	2000	18210	110300	213700	657800	1510000	18210	4331	5.0	2.0	4.20	2.30
78	20	0.1066	1006	2000	18120	108800	214400	659200	1542000	18120	4408	5.0	2.0	4.11	2.34
78	21	0.1068	971	2000	18030	107300	215300	660700	1575000	18028	4486	5.0	2.0	4.02	2.38
78	22	0.1070	940	2000	17940	105900	216300	662100	1608000	17937	4567	5.0	2.0	3.93	2.43
78	23	0.1073	911	2000	17840	104400	217500	663600	1642000	17844	4652	5.0	2.0	3.84	2.47
78	24	0.1075	885	2000	17750	103000	218700	665200	1676000	17748	4740	5.0	2.0	3.74	2.52
78	25	0.1077	862	2000	17650	101700	220000	666700	1712000	17653	4831	5.0	2.0	3.65	2.57
78	26	0.1080	840	2000	17560	100400	221400	668200	1747000	17558	4927	5.0	2.0	3.56	2.61
78	27	0.1082	819	2000	17460	99060	222800	669800	1784000	17461	5026	5.0	2.0	3.47	2.66
78	28	0.1085	800	2000	17370	21720	224200	671300	1821000	17365	5130	5.0	2.0	3.39	2.71
78	29	0.1087	783	2000	17270	21730	225600	672900	1858000	17268	5240	5.0	2.0	3.30	2.76
78	30	0.1089	766	2000	17170	21730	227000	674400	1896000	17171	5355	5.0	2.0	3.21	2.81

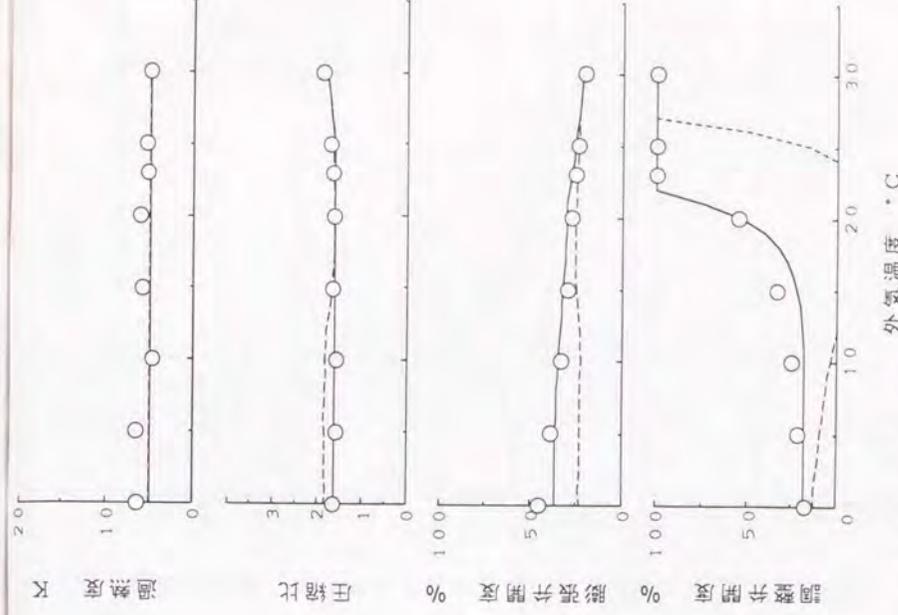
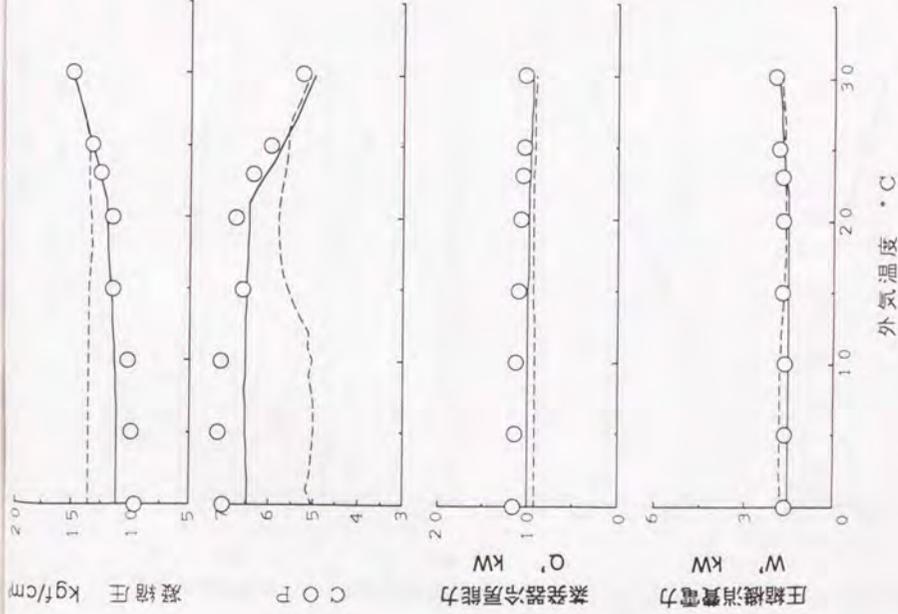


図-7-1 (a) 実験結果とシミュレーションの比較 (圧縮機周波数 32Hz)

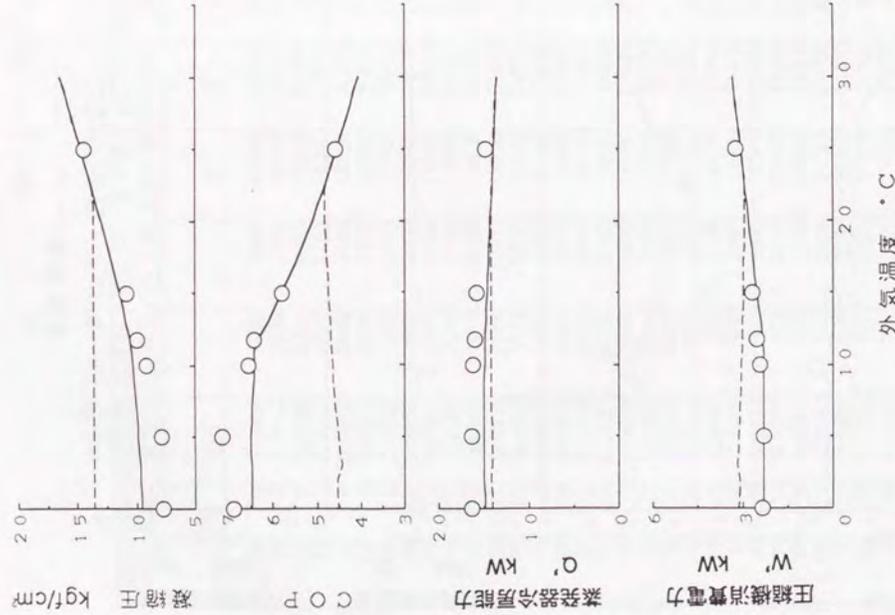


図-7-1(b) 実験結果とシミュレーションの比較 (圧縮機周波数 54Hz)

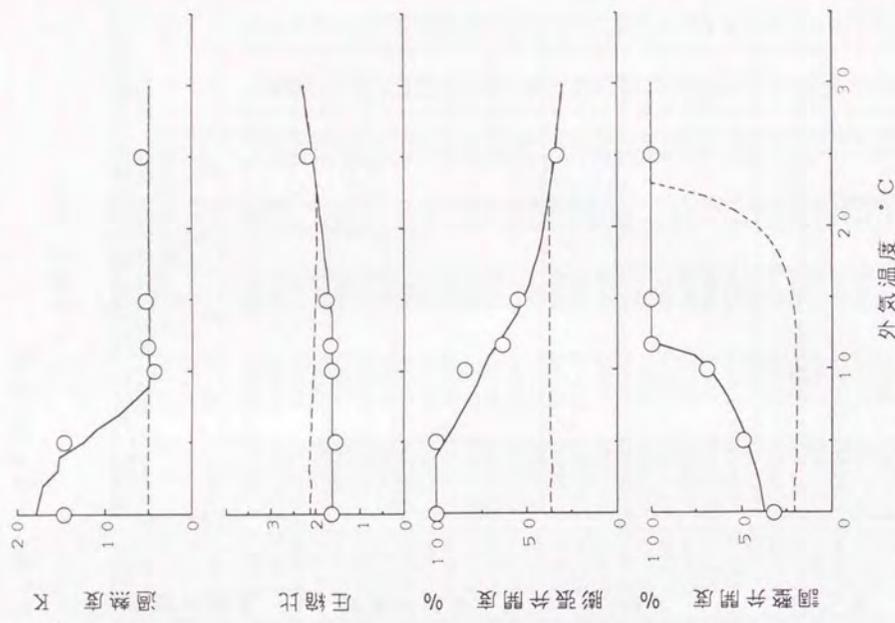


図-7-1(c) 実験結果とシミュレーションの比較 (圧縮機周波数 78Hz)

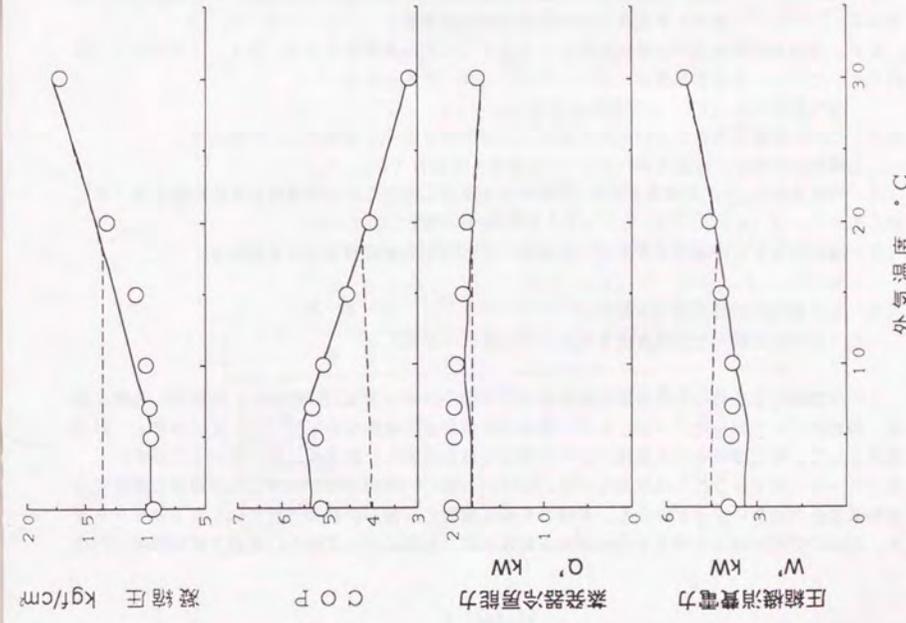


図-7-1(b) 実験結果とシミュレーションの比較 (圧縮機周波数 54Hz)

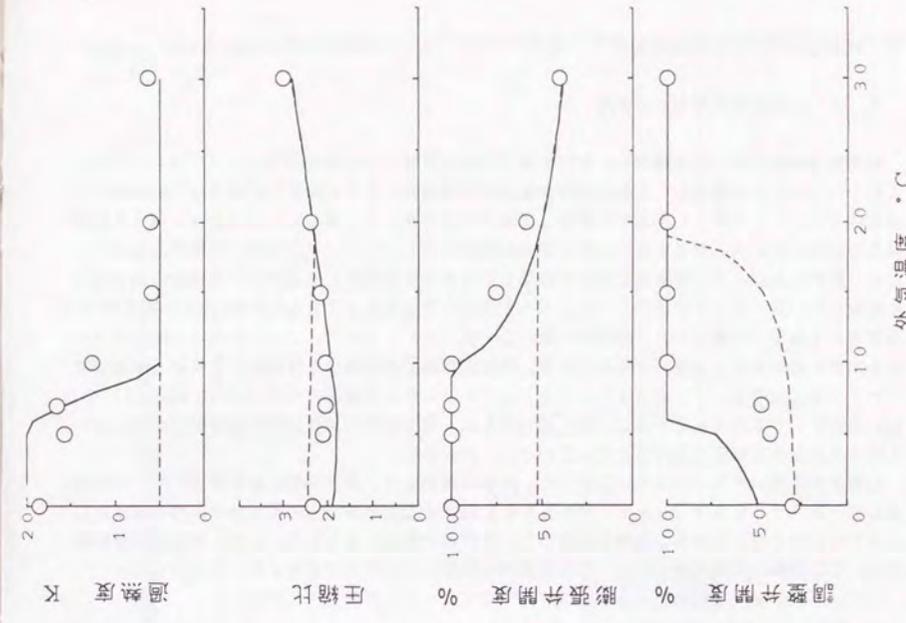


図-7-1(c) 実験結果とシミュレーションの比較 (圧縮機周波数 78Hz)

8. 年間省エネルギー効果の推定

8.1 年間累積消費電力の算出

冷房能力試験に用いた空調機を、年間を通して冷房運転させた場合のランニングコストをシュミレーションにより算出し、この空調機が凝縮圧力調節弁により凝縮圧力が14.5kg/cm<sup>2</sup>abs以下には下げられないようにして運転した場合（従来の制御方式）と比較した。なお、インバータ圧縮機を用いたことによる効果を除くため、従来の制御方式もインバータ圧縮機を使用するものとした。計算にあたって、準最適化制御を適用した空調機と凝縮圧力一定制御の空調機の総合効率を比較して、図-8-1に示す。図-8-1は室内側送風量が78m<sup>3</sup>/minの場合の冷房能力と消費電力であり、実験データ（第三部の表-7-2(a)、(b)、(c))から一部欠落データを内挿または外挿して補ったものである。凝縮圧力調節弁を用いた空調機の特長は、制御実験データ（第三部の表-7-2(a)、(b)、(c))から凝縮圧力が14.5kg/cm<sup>2</sup>abs以下にならないものとして求めたものである。冷房能力の上昇、消費電力の減少は外気温度が下がるに依り上昇するが20℃程度で頭打ちとなっていることがわかる。

建物条件は表-8-1のように仮定した。内部の発熱量は、高発熱機器室を想定して、年間を通して一定(50000[kcal/h])とした。また、外部からの貫流熱は室内外温度差によるものだけとし、日射等の負荷は無視した。空調機台数は4台とした。なお、空調機の運転条件は、①空調機は定常運転される、②各空調機は均等な冷房能力で運転する、とみなした。

シュミレーションは概略図-8-2に示す手順で行った。詳細を次に示す。

- (1) 建物条件から外気温度5℃ごとに0℃~35℃の各温度の室冷房負荷CL<sub>r</sub>を求める。
- (2) この室冷房負荷よりN台ある空調機1台あたりの冷房負荷を求める。  
CL = CL<sub>r</sub> / N

(3) に対して、空調機の実験結果から適切な圧縮機周波数に対する冷房能力と空調機稼働率を求める。ただし、一部データ欠落分は内挿または外挿する。

まず、空調機冷房能力が冷房負荷以上となるような圧縮機周波数を32、54、78Hzより選択する。ただし、空調機風量は一定(78m<sup>3</sup>/min)と仮定する。

冷房負荷CL(θ<sub>o</sub>) ≤ 空調機冷房能力Q(θ<sub>o</sub>、f<sub>c</sub>)

次に、この圧縮機周波数における冷房能力から空調機稼働率pを次式により求める。

空調機稼働率p = 冷房負荷(θ<sub>o</sub>) / 空調機冷房能力(θ<sub>o</sub>、f<sub>c</sub>)

(4) 外気温度θ<sub>o</sub>と圧縮機周波数f<sub>c</sub>に対する空調機1台あたりの消費電力Wを実験結果(第三部の表-7-2(a)、(b)、(c))から読みとる。

(5) 消費電力Wに稼働率pを乗じて空調機1台あたりの実消費電力wを求める。

w(θ<sub>o</sub>、f<sub>c</sub>) = p × W(θ<sub>o</sub>、f<sub>c</sub>)

(6) 全空調機の年間消費電力量算出

Σ(空調機台数 × 空調機実消費電力 × 外気温度の度数)

この消費電力と各地の外気温度度数分布より年間の累積消費電力を求めた。計算は、札幌・東京・那覇について行った。一例として、東京の外気温度の度数分布を図-8-3に示す。計算結果として、東京での各外気温度ごとの消費電力量を比較した結果を、図-8-4に示す。

図-8-4に示すように、外気温度が低い時ほど、新しい制御方式を採用した空調機の消費電力の削減割合が大きいことがわかる。年間の累積消費電力は新しい制御方式では101460kWh、従来の方式では118607kWhと計算され、東京において新しい制御方式を採用した空

調機は、従来の制御方式の空調機と比較して年間の累積消費電力を約14%削減できることがわかった。

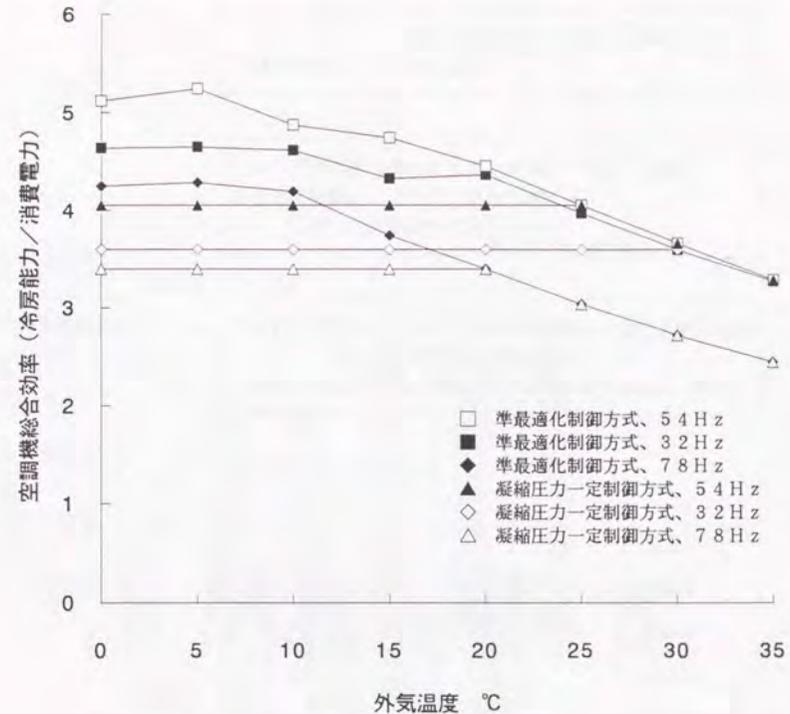


図-8-1 シミュレーションに用いた空調機総合効率  
(条件; 室内機吸込み条件27℃、19.5℃WBV、  
室内機風量78m<sup>3</sup>/h、室外機風量86m<sup>3</sup>/h)

表-8-1 シミュレーションに用いた建物条件

項目	値
内部発熱量	kcal/h 50000
床面積	m <sup>2</sup> 288
建物階高	m 5
空調機台数	台 4
建物熱貫流率	kcal/h°C 4.00
室内温度	°C 27
地域	東京

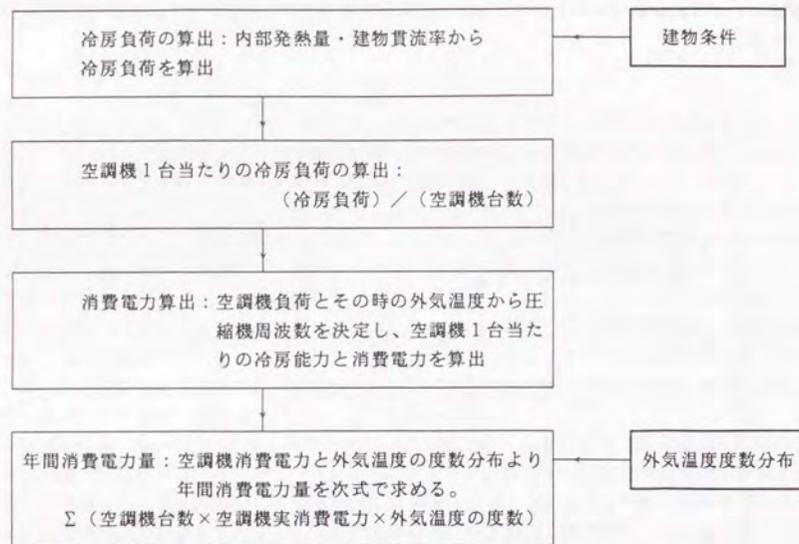


図-8-2 年間消費電力量計算手順

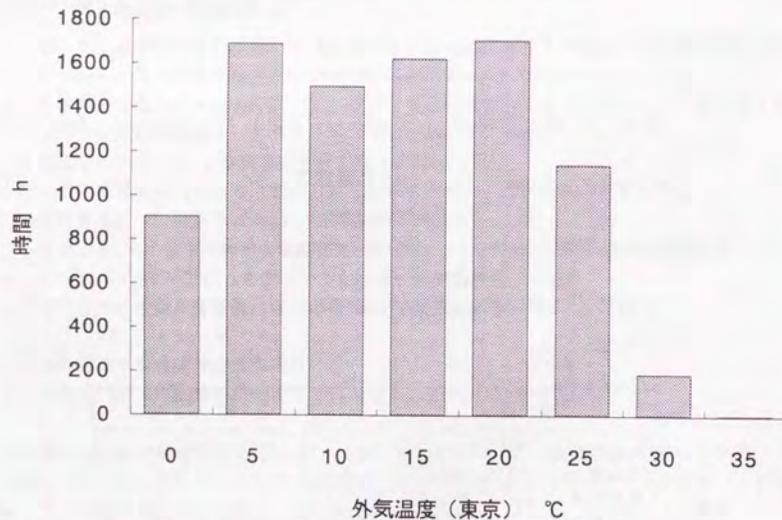


図-8-3 シミュレーションに用いた外気温度データ (東京)

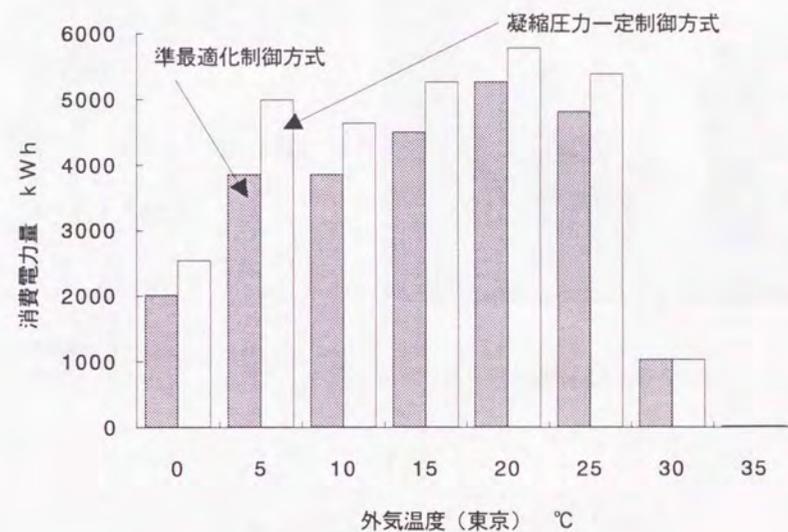


図-8-4 省エネルギー効果

## 8.2 フィールドテストによる効果の検討

### 8.2.1 フィールドテスト概要

NTT練馬支店に導入した空調機を対象として、フィールドテストを実施し、空調機の運転状態を測定した。測定は、昭和63年9月から平成元年8月までの1年間行った。

今回実測の対象とした空調システムの概要を表-8-2に示す。また、通信機室内に設置された空調システムの写真を図-8-5に、実測対象通信機室の平面図を図-8-6に示す。

表-8-2 システム概要

実測建物名	NTT練馬支店	
実測場所	東京都練馬区	
実測対象フロア	4階	
床面積 (m <sup>2</sup> )	288	
空調方式	二重床→天井	
通信装置	D70低架	
空調機台数	4台	
冷媒配管長(m)	60	
空調機メーカー	ダイキン工業	
空調工事工期	62.10~63.03	
サービス開始時期	S63.7	
計画	S+0	119
発熱量	S+3	273
(W/m <sup>2</sup> )	S+10	-



室内機

図-8-5 空調システム導入状況

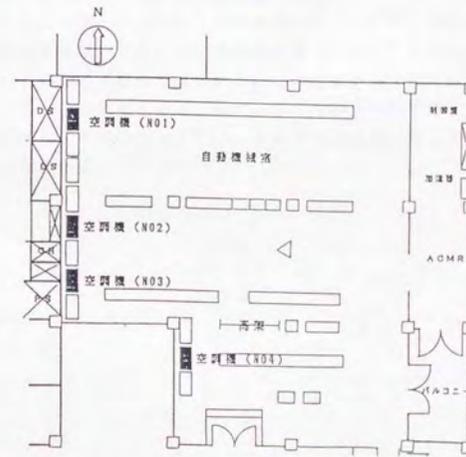


図-8-6 NTT練馬支店平面図

## 8. 2. 2 空調機特性の測定結果

### (1) 空調機の総合効率 (COP)

図-8-7に、外気温に対する総合COPの実測結果を示す。図中で、実線で示しているのは、空調機性能試験結果である。図に示すように、実測結果は、第三部の試験結果より多少性能が落ちるもののほぼ一致していることがわかる。図-8-8に月別の空調機平均総合COPを示した。8月の空調機平均総合COPは3.11であるが、冬期には4.78にも達していることがわかる。これより、開発目標であった低外気温時の高効率化が運転実績として確認できた。

なお実測結果の効率が6章での性能試験結果より効率が少し落ちているのは、6章での試験では冷媒配管長10[m]で試験を行っているのに対し、練馬支店では配管長が60[m]あり性能が低下することと、室外機のショートカットによる室外機吸込み温度と外気温の差が原因と推定される。

### (2) 室内温湿度と空調機運転状態

実測対象の空調機の内、No.4の空調機の運転状態を示す。

図-8-9に、12月16日～12月31日の室内温湿度の実測結果および圧縮機運転周波数、送風機タップの変化の様子を示す。図に示すように、日変化によるものと思われる圧縮機周波数、送風機タップの変化が見られるが、室内温湿度は良好に制御されている。

また、図-8-10に、5月16日～5月31日の同様の実測結果を示す。図に示すように、この時期は圧縮機周波数、送風機タップとも大きな変化は見られず、温湿度は良好に維持されている。特に湿度に関しては、オフィス用に使用されているSHFの低い空調機を使用すると、除湿されて湿度が下がり過ぎるが、本空調機の場合、12月でも30～40%、5月では40%以上を維持している。温湿度と空調機運転状態との関係に関して、温湿度が複数の空調機により影響を受けるので、因果関係を見いだすことは困難である。

図-8-11に、12月16日～12月31日の総合効率(COP)の変化の様子を示す。また、図-8-12に、5月16日～5月31日の総合効率(COP)の変化の様子を示す。両図とも、日変化によるものと思われる振動が見られる。この結果から夜間の外気温が低い時に効率の良い運転がなされているものと推測できる。また、12月のデータでは、COPは、5～4の間の値を示しているのに対し、5月のデータでは、4～2の間の値を示しており、冬季に効率の良い運転をしていることがわかる。

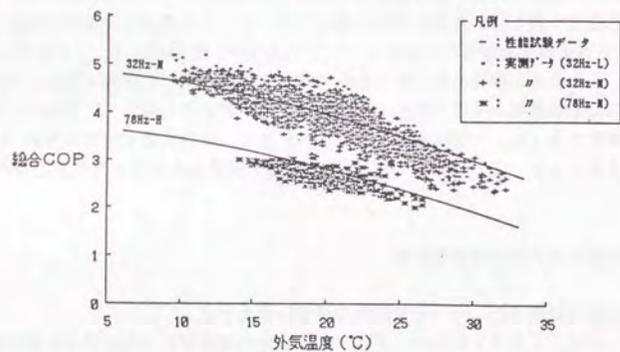


図-8-7 外気温に対する総合効率 (COP)

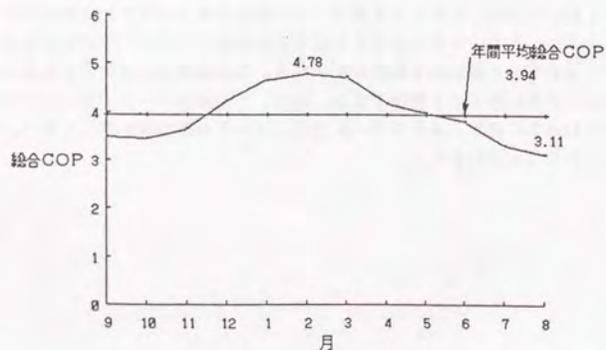


図-8-8 月別の空調機平均総合効率 (COP)

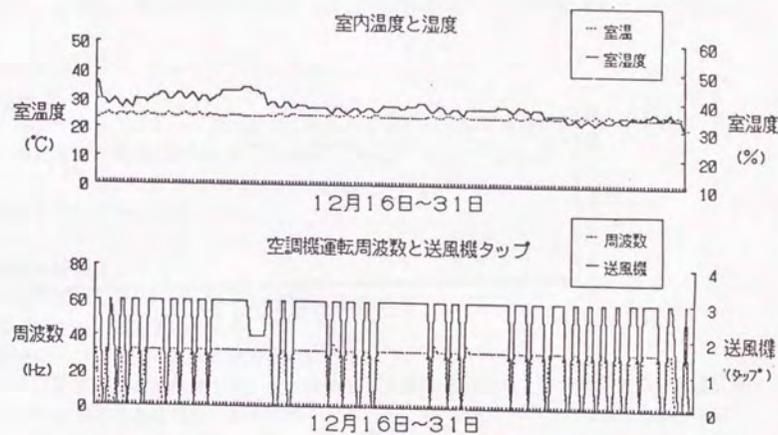


図-8-9 室内温湿度と空調機運転状態 (1)

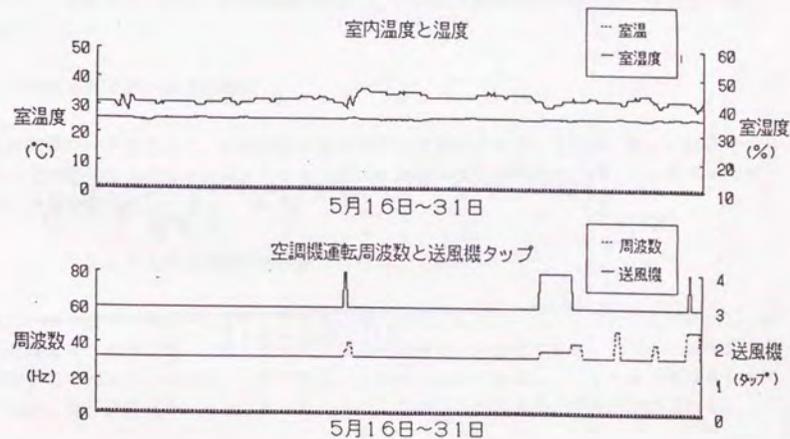


図-8-10 室内温湿度と空調機運転状態 (2)

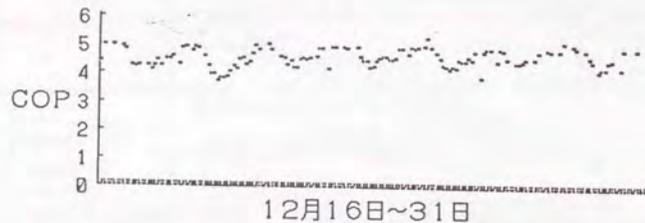


図-8-11 12月16日~12月31日の総合効率

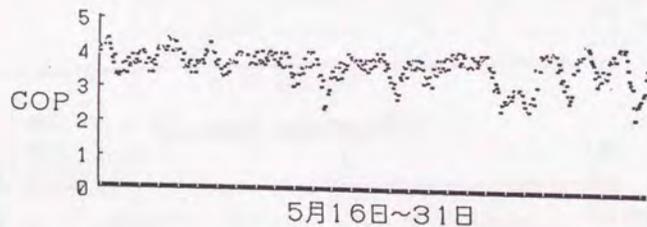


図-8-12 5月16日~5月31日の総合効率

## 9. 第三部のまとめと今後の課題

### 9.1 まとめ

- (1) 膨張弁、凝縮圧力調整弁を操作量とする最適化制御の考え方とその数式モデルを提示した。
- (2) 静特性のシミュレーションモデルを作成した。
- (3) シミュレーションにより、二つの操作量に対するCOPの等高線と制約条件を示し、圧縮機周波数、外気温毎の最適点を示した。
- (4) 準最適化制御方法の考案

本制御対象の特徴は

- ・二つの操作変数に対し評価関数が単調増加である
- ・装置保護のための制約条件がある
- ・制約条件の一つが等COP線とほぼ平行である

ことであり、これらの特徴を活かして、評価関数値を観測すること無く評価関数値を最大値に近づけることができる準最適化制御方法を考案した。

- (5) 準最適化制御方法の有効性の性能試験による確認

本研究で考案した準最適化制御方法を、空調機に適用し性能試験を行ない、従来の凝縮圧力固定制御と比較したところ、準最適化制御による運転点は、従来の制御に比して高COP運転を実現していることが確認できた。特に外気温が低い場合にはその違いが顕著であったことから、冬季においても運転を行う年間冷房空調機の制御に、本研究の準最適化制御方法が有効であることが確認できた。

- (6) 年間省エネルギー効果の推定

東京の気象データのもとで、年間冷房の機器室に本空調機を適用した場合、新しい制御方式の省エネルギー効果をシミュレーションにより求め、適用しない場合と比べ約14%省エネルギーとなることが示された。

- (7) フィールドテストによる高効率制御効果確認

フィールドテスト(東京)により、月平均の総合効率が8月に3.11であったのに対し、冬期には最高で4.78に達しており、低外気温時の高効率化が確認できた。ただし、実験室での性能より少し下回っているのは、冷媒配管長が実験室の10mに対し、フィールドでは60mであることと、室外機排気のショートサーキットによる吸込み温度上昇が原因と推定される。

### 9.2 今後の課題

- (1) 制御方法の一般化

図-5-2(a)(b)(d)のようなグラフの場合、どちらの制約条件の境界を選択するかによって探索経路が異なり、それに伴い収束する準最適点が違って来る。図-9-1に概念図を示す。

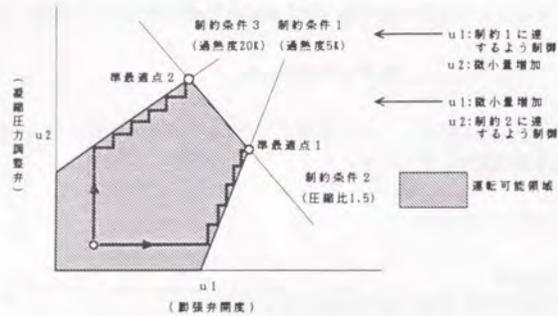


図-9-1 探索経路により異なる準最適点

本研究の準最適化制御では、操作量 $u_1$ にあたる膨張弁開度を制約1上に達するよう(制約1を優先)制御しているため、常に図-9-1中の準最適点1に到達する。この系で操作量 $u_2$ あたる凝縮圧力調整弁開度操作を制約2上に達するよう(制約2を優先)制御すれば準最適点2に到達する。この系の場合は、準最適点1と準最適点2において評価関数の値にはほとんど違いがないため、操作量の優先順位が評価関数値に及ぼす影響は小さい。

しかし、図-9-1中の準最適点1と準最適点2における評価関数値が著しく異なる系においては操作量の役割の決定が非常に重要となってくるものと考えられる。

また、準最適化制御による準最適点とは、運転可能領域内の制御目標となる制約上でその制御のための操作量が最大となる点であるため、図-9-2のような場所に最適点がある場合は、最適点と準最適点が一致することが無い。準最適点を最適点に近づけるためには、データベースを持たせたり学習機能を備える等さらなる工夫が必要となってくる。

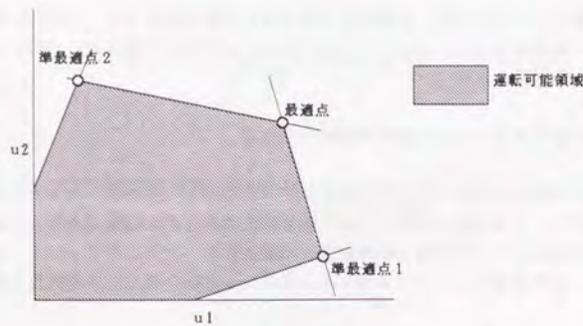


図-9-2 最適点と準最適点の違い

本論文では従来の技術を継承し、過熱度下限値の制約条件(過熱度制御)を優先する方式としたが、より一般的には操作変数により張られる空間において、制約条件により分割された部分空間のどこに運転状態が属するかにより、制御操作の方向を決定する方法が考えられ、今後の課題としたい。

## (2) 圧縮機の性能向上

より高い省エネルギー効果を得るには、低圧縮機周波数時の高効率化を進める必要があり、そのためには、許容最低圧縮比をより一層低くすることが必要である。

## (3) 室外機のショートサーキット防止

室外機のショートサーキットを防止するため、ショートサーキットし難い室外機構造、室外機設置条件の研究が必要である。

## (4) 気流方式と空調機性能を総合した高効率化

第二部において研究した二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比モデルより、空調機吸込み温度を高くできることが示される。この吸込み温度と空調機特性を関連づけると、高温で吸い込むことにより空調機を小形化するか、蒸発温度を上げて圧縮機COPを向上させることができると予想される。このように第二部と第三部を関連させた研究が今後必要となる。

### 第三部参考文献

- 1)中尾、羽山：高発熱通信機室用空調システム、空気調和・衛生工学、第64巻、第12号、平成2年12月
- 2)中尾：高発熱機器室用空調方式、建築設備と配管工事、第27巻、第7号、1989.7
- 3)末永、池本：蒸気圧縮式冷凍サイクルの見直し 4. 6運転の面よりの見直し、冷凍、第56巻、第649号、昭和56年11月号
- 4)吉野：省エネルギー型膨張弁仕様による冷凍・冷蔵設備における省エネルギー、冷凍、第59巻、第685号、昭和59年11月号
- 5)梅原：電子膨張弁と新冷媒制御、冷凍、第59巻、第682号、昭和59年8月号
- 6)藤牧、田中：電子制御膨張弁とその応用、冷凍、第59巻、第682号、昭和59年8月号
- 7)植草、中尾、大島、前田：年間冷房型空調機の制御方法、空気調和・衛生工学会論文集、第49号、1992年6月
- 8)遠藤：数値シミュレーションによる冷凍サイクル特性の研究、機械技術研究所所報、Vol. 43、No. 1、1989
- 9)中沢、伊東、今須：冷凍サイクル要素の合理的組み合わせ、特集 蒸気圧縮式冷凍サイクルの見直し、冷凍、第65巻、第649号、昭和56年11月号
- 10)福島、ほか：空調用冷凍装置のサイクルシミュレーション、冷凍第52巻、第593号、昭和52年3月号
- 11)植田：気液二相流、養賢堂(1981)、67
- 12)Zivi: Estimation of steady state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production. Trans. ASME, Ser. C, 86(1964), 247-252
- 13)藤井・長田、九州大学生産科学研究所報告 57、(昭48)、47
- 14)杉本・他4名、昭和57年度早稲田大学卒業論文、(昭58)、2-60
- 15)Schmidt, T. E. kaitetechnik Vol. 15 No. 12. (1963), 370
- 16)Briggs, D. E. E. H. Young, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. Vol. 59 No. 41 (1963), 1
- 17)早稲田大学理工学部編、機械工学実験、(昭40)、技術書院、205
- 18)赤川、気液二相流、(昭49)、コロナ社、80
- 19)日本機械学会編、管路・ダクトの液体抵抗、(昭54)、日本機械学会、8-14
- 20)J. G. Collier, AERE-R, (1962), 3809
- 21)小泉、移動・速度論、(昭46)、昭見堂、120
- 22)大島ら3名、IIR CONFERENCE E2-169-1983-9、ダイキン工業、(1983)
- 23)高橋、日本機械学会第216回講習会教材、(昭39)、81

24)河合・町山、早稲田大学理工学研究所報告 第65号、(昭49)、8

25)日本機械学会編、沸騰熱伝達、(昭43)、日本機械学会、214

26)河合素直、制御工学、(昭58)、昭見堂

### 第三部 付録 熱通過率補正係数の計算

#### [熱通過率補正係数の計算]

フィン形状、伝熱管形状により熱通過率に補正係数を乗じているが、その計算手法を以下に示す。

補正係数の必要性は、理論値がベアチューブ・平板フィンの熱通過率であるのに対し、実験に用いた空調機においては高性能管・高性能フィンを用いていることから生じたものである。

補正係数値は大島らの論文（文献(10)）より得られる。

STEP 1) 熱交換器の前面風速を計算し、付図1より空気側熱伝達率を求める。

蒸発器（前面風速 1.940[m/s]）

平板フィン :  $\alpha_{op} = 50.35$  [W/m<sup>2</sup>K]

波形ルーバフィン :  $\alpha_{or} = 92.39$  [W/m<sup>2</sup>K]

凝縮器（前面風速 1.616[m/s]）

平板フィン :  $\alpha_{op} = 46.30$  [W/m<sup>2</sup>K]

波形ルーバフィン :  $\alpha_{or} = 83.14$  [W/m<sup>2</sup>K]

STEP 2) STEP 1 で求めた空気側熱伝達率と仕様から求められる内外面積比より付図2を用いて熱通過率を求める。

蒸発器熱通過率

ベアチューブ ・ 平板フィン :  $K_{E1} = 850$  [W/m<sup>2</sup>K]

内面らせん溝付管 ・ 波形ルーバフィン（4次） :  $K_{E2} = 1610$  [W/m<sup>2</sup>K]

$$K_{E2}/K_{E1} = 1.89$$

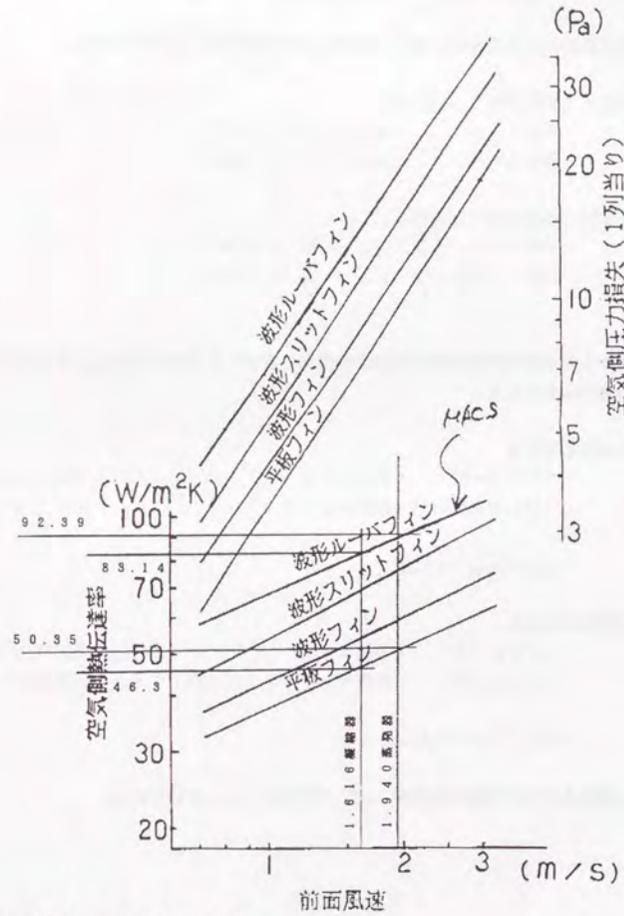
凝縮器熱通過率

ベアチューブ ・ 平板フィン :  $K_{C1} = 850$  [W/m<sup>2</sup>K]

ベアチューブ ・ 波形ルーバフィン（4次） :  $K_{C2} = 1225$  [W/m<sup>2</sup>K]

$$K_{C2}/K_{C1} = 1.44$$

以上より、熱通過率補正係数は蒸発器 1.89、凝縮器 1.44と求められる。



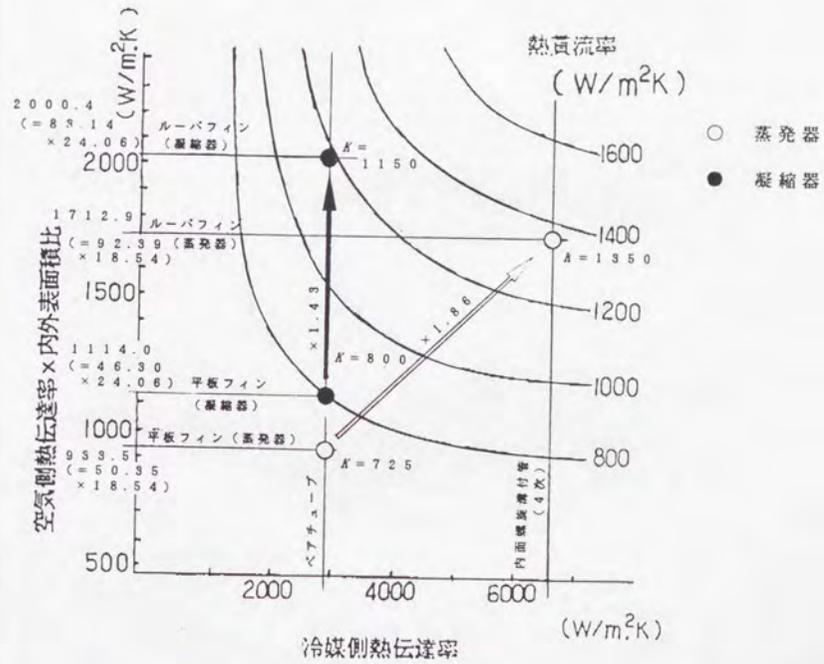
空気側熱伝達率補正係数

凝縮器  $\times 1.796$  ( $83.14 / 46.3$ )  
 蒸発器  $\times 1.835$  ( $92.39 / 50.35$ )

付図 1 空気側熱伝達率特性

蒸発器) 内外表面積比 18.54 仕様より  
 空気側熱伝達率  $\alpha_i = 50.35$  W/m<sup>2</sup>K (平板フィン) } 付図 1 より  
 $\alpha_i = 92.39$  W/m<sup>2</sup>K (ルーバフィン)

凝縮器) 内外表面積比 24.06 仕様より  
 空気側熱伝達率  $\alpha_i = 46.30$  W/m<sup>2</sup>K (平板フィン) } 付図 1 より  
 $\alpha_i = 83.14$  W/m<sup>2</sup>K (ルーバフィン)



付図 2 熱通過率特性



中國科學院植物研究所  
1957年



## 第四部

### まとめと今後の課題

## 1. 気流方式のまとめと今後の課題

### 1.1 まとめ

#### (1) 同一発熱・空調換気条件下の温度差比を指標とした気流方式の比較評価

複数の気流方式を温度差比を指標として実験により比較評価した。対象とした気流方式は(1)二重床吹きだし天井吸込み方式、(2)二重床吹きだし横吸込み方式、(3)天井吹き出し二重床吸込み方式、(4)天井吹き出し横吸込み方式、である。本研究は高発熱機器の効果的な冷却を目的とするので、室温を床面から機器上端まで(機器設置域)の機器の吸込み温度で定義し、さらに無次元化して温度差比により表現した。次に、実大規模の室において複数の空調気流方式を対象に、単位床面積あたりの機器発熱量(機器発熱密度)を $650\text{W/m}^2$ 、空調換気回数を $60\text{回/h}$ として、室内の温度分布を測定し、各気流方式の性能を機器設置域室温の垂直方向の平均温度差比とその標準偏差を評価指標として比較した。その結果、次項が明らかとなった。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式と天井吹き出し二重床吸込み方式は室温の一様性が他の方式より優れていた。
- ・横吸込み方式は水平方向の気流の下流側で温度が高くなった。
- ・各気流方式の温度差比 $m$ とその標準偏差 $k$ を比較すると、

$$\begin{aligned} m &= 0.2, k = 0.09 \text{ (二重床吹き出し天井吸込み方式)} \\ m &= 0.65, k = 0.46 \text{ (二重床吹きだし横吸込み方式)} \\ m &= 1.05, k = 0.12 \text{ (天井吹き出し二重床吸込み方式)} \\ m &= 1.15, k = 0.12 \text{ (天井吹き出し横吸込み方式)} \end{aligned}$$

となった。これより、二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比を他の気流方式と比べると、平均温度差比が最も小さく、機器設置域の平均温度が空調吹き出し温度に最も近いこと、および垂直方向の分布の指標とした無次元化標準偏差も小さいことが明らかとなった。

#### (2) 各気流方式の平均温度差比の比較結果

前項の記述は、特定の発熱密度と空調換気風量下での結果に過ぎないので、他の発熱・空調換気風量条件下の実験結果を次のように整理した。

西岡による高温工場の換気に関する研究において、温度差比 $m$ の決定要因が(発熱量 $H$ )/(換気量 $V$ )であることが報告されている。これに従って各気流実験結果を整理すると、

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式  
 $H/V = 3.2 \sim 8.3 [\text{Wh/m}^3]$ において、温度差比 $m = 0.15 \sim 0.3$
- ・二重床吹きだし横吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh/m}^3]$ において、温度差比 $m = 0.4 \sim 0.65$
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh/m}^3]$ において、温度差比 $m = 1.05$
- ・天井吹き出し横吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh/m}^3]$ において、温度差比 $m = 1.1 \sim 1.2$

となり、実験したH/Vの範囲において方式による差が顕著であることが明らかとなった。

### (3) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比解析モデルの実験検証

二重床吹き出し天井吸込み方式を対象として、温度差比の解析モデルを作成し実験により検証した。

#### 1) 気層モデル

本論文で対象とする、通信機室などの高発熱機器室の空調問題では機器発熱負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であることなどの特徴があり、室内を上下方向の気層に分割してモデル化することとした。

#### 2) 機器の放熱モデル

機器の放熱方式が室温形成の主要因ととらえ、まず放熱モデルを作成した。機器の発熱は機器の内部換気と機器の外側表面对流により放散されると考え、機器の内部換気量 $U_i$ を機器の高さ、機器の抵抗係数、空気の体積膨張率の関数で表現できることを示し、また、外表面对流量 $U_e$ を垂直平板の自然対流量の経験式より求める手法を示した。内部換気量 $U_i$ に表面对流量 $U_e$ を加えた機器換気量を機器実効換気量 $U$ と定義すると、実験に使用した発熱機器では、 $1 [kW/機器]$ の発熱条件で、外表面对流量 $U_e$ は機器実効換気量 $U$ の47%に達することが推定された。

#### 3) モデルの解析結果

次に、集中定数モデルの解析により、換気流量比 $\kappa$ （空調給気量 $V$ と機器実効換気量 $U$ の比、 $\kappa = V/U$ ）と再循環比 $\eta$ （機器からの放熱の内、機器設置領域に留まるものの割合を表すもの）が温度差比決定のパラメータであることを示した。吹き出しパネルを連続的に配置した方式について、実験的に求めた再循環比 $\eta$ を与えることにより、換気流量比 $\kappa$ が0.75以上の領域において、数式モデルにより実験値の特徴

- ・換気流量比 $\kappa$ の大きな領域で温度差比は一定である。
- ・平均温度差比 $m$ が急激に大きくなる換気流量比 $\kappa$ が計算値で0.86に対し、実験では0.95~1.0である。

をよく説明できることを示した。

仮に、機器の放熱モデルにおいて、外表面对流を考慮しなければ、平均温度差比 $m$ が急激に大きくなる換気流量比 $\kappa$ は約2.0となり、平均温度差比の計算値と実験値は大きく異なることがわかった。

#### 4) 再循環比 $\eta$ の特徴

モデルで使用した再循環比 $\eta$ は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想されるが、本研究においては、機器室や発熱機器の形状を固定し、吹き出し口の配

置形式のみを変化させ、その影響を調べた。具体的には、床の吹き出しパネルを連続的に配置したもの、一枚毎に配置したもの、床パネル3枚に一枚、床パネルを配置したものを比較した。その結果吹き出し口の局所性が高いほど、再循環比 $\eta$ が高い値を示すこと、および換気流量比の増加に従い温度差比が上昇する傾向にあることが明らかとなった。

### (4) 平均温度差比を説明するパラメータに関する既往の研究との比較結果

西岡の高温工場に関する実験的研究の実験データを、換気流量比 $\kappa$ を要因として整理すると、西岡の方法すなわち発熱量/換気量を要因とするより、実験データをよく説明できることがわかった。

### (5) 発熱の偏りの影響

発熱が偏在した場合に対する平均温度差比モデルの有効性を調べるため、室内に $1305 [W/m^2]$ の領域と発熱のない領域を設定し、発熱領域を間仕切られた室として計算した平均温度差比と実験値を比較した。1実験例に過ぎないが、一様な発熱条件の実験で得られた再循環比 $\eta$ を用いると、平均温度差比の計算値は実験値と良い一致性を示した。

### (6) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした温度差比の解析モデル

将来、機器冷却において垂直温度分布が課題になることを想定し、換気流量比平均温度差比の数式モデルを拡張し、温度差比の垂直分布を予測するモデルを求めた。実験検討により、

- ・換気流量 $V$ が低い領域において計算値と実験値の一致性がよい。
- ・吹き出し吸込み風量分布の偏りにより水平気流が発生しやすい領域において、実験値と計算値の差が大きい。

ことが明らかとなった。

### (7) 部品周囲温度を指標とする気流方式評価手法

電子機器に使用されている部品（主としてIC）は動作保証温度を超えないことが必要であることから、自然空冷機器の内部に装着された電子回路パッケージ上の部品周囲温度最高値に着目し、部品周囲温度最高値とその構成要素の関係を検討した。室温、空調気流の無い場合の室温から部品周囲温度までの温度上昇分、気流の影響を受ける場合の部品周囲温度上昇分、とそれぞれの標準偏差を構成要素と仮定し、これらの構成要素を空調吹き出し温度、機器発熱量、空調換気量、気流方式、電子回路の発熱量から実験により求める手法を示した。

### (8) 部品周囲温度を指標とする気流方式評価の事例

前項で得られた手法により気流方式を評価した。各気流方式と機器の部品周囲温度最高値の関係を調べ、この実験データより気流方式の適用限界を明らかにした。

部品周囲温度の許容値を、一般的なICの動作保証温度（70℃）として、各気流方式の適用限界を求めた結果、二重床吹き出し天井吸込み方式の部品周囲温度は、室奥行きによらず、最も高

い発熱密度に適用でき、横吸込み方式は室奥行きが長くなるとともに気流の影響を強く受け適用限界が下がることが示された。

### (9) 二重床吹き出し天井吸込み方式の気流分配設計手法の研究

二重床吹き出し天井吸込み方式について、その気流分配設計手法を得るため、一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現する手法を求めた。一様な吹き出し・吸い込み分布が可能ならば、必要に応じ開口を集中でき、機器の逐次増設等の不確かな発熱分布に対応できる。一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現するためには、チャンパーの高さを高く、開口率を小さくすればよいが、チャンパーのスペースが必要であり階高に影響する。そこで、送風機動力と吹き出し・吸込み風量分布の総合評価により、最適なチャンパー形状、開口率を決定するため、一様な吹き出し開口を有するチャンパーにおいて、その風量分布の最大値と最小値の差を平均風量で除した値を不均一率と定義し、開口率、必要静圧、不均一率の関係を明らかにした。なお、本内容は羽山による研究成果を引用したものである。

#### 1. 2 今後の課題

##### (1) 標準偏差の形成要因分析

本研究では標準偏差を室内全体で定義したが、温度分布を垂直方向と水平方向に分けて分析し、例えば垂直方向の標準偏差と水平方向の標準偏差の形成要因を考察することが課題となる。機器列の発熱の偏り、吹き出し空気分布の偏り等、現実には避けられない不確かな条件が室温に与える影響を調べ、影響の少なさを気流方式を評価することが必要である。

##### (2) 気流方式比較結果の適用限界の明確化

気流方式の実験による比較結果(まとめの(2)項)は次の実験条件下での結果であり、それ以外の条件については、今後研究する必要がある。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式  
 $H/V = 3.2 \sim 8.3$  [ $Wh/m^3$ ]
- ・二重床吹きだし横吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$  [ $Wh/m^3$ ]
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$  [ $Wh/m^3$ ]
- ・天井吹き出し横吸込み方式  
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$  [ $Wh/m^3$ ]

##### (3) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比および温度差比解析モデルの実験検証

#### 1) 機器の放熱モデルのOA機器への適用可能性

オフィスにおける室温の形成要因としても、機器放熱モデルは重要であろう。したがって、本

研究で得られた機器の放熱モデルの構成手法はオフィスで使用される発熱機器に適用の可能性があると考えられ、今後の課題としたい。

#### 2) 再循環比 $\eta$ の分析

前節の(3)項で述べたように、モデルで使用した再循環比 $\eta$ は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想される。機器列の間隔、天井と機器上端の間隔等と再循環比の関係を実験または気流解析により明らかにする必要がある。一方で、再循環比 $\eta$ を0に近づけるための工夫(例えば機器に排気筒を設ける等)も必要となろう。しかしながら、機器と空調をより一体化する試みは信頼性が低下するデメリットを十分考慮しなければならない。

#### 3) オフィス空調に関する既往の研究との比較

オフィスにおける二重床吹き出し方式の室温形成を対象に、本研究で得られた換気流量比 $\kappa$ と再循環比 $\eta$ を要因とし、機器の放熱モデルをサブシステムとした、室温形成モデルを適用し、その適用可否を明らかにする必要がある。

#### (4) 発熱の偏りの影響

マルチメディアサービス実現のための通信機は、将来(2000年)100m<sup>2</sup>程度の設置領域に100kWの発熱機器が集中設置される可能性があり、室内全体で低発熱の機器を収容した領域が400m<sup>2</sup>の床面積がある場合、空調機が正常時と故障停止時において、それぞれ高発熱領域と低発熱領域の空気の混合の程度を明らかにする必要がある。

本研究では、室内を発熱領域と非発熱領域に分けた実験を実施した結果を示しただけであり、この発熱の偏りの影響に関しては未解決な課題が多い。発熱の集中度の空間的なスケールと室温の水平方向の分布の関係を解析的または実験的に検討する必要がある。

#### 2. 空調機の高効率化制御のまとめと今後の課題

##### 2.1 まとめ

(1) 年間冷房空調機の高効率化制御を、膨張弁、凝縮圧力調整弁を操作量とする制約条件付き最適化制御の問題として捉え定式化した。

(2) 静特性のシミュレーションモデルを作成した。モデルの作成に関しては、凝縮圧力調整弁を設けた凝縮器のモデルを得たことに新規性がある。

(3) シミュレーションにより、二つの操作量に対するCOPの等高線と制約条件を示し、圧縮機周波数、外気温毎の最適点を示した。

##### (4) 最適化制御方法の提案

最適化すべき制御対象の特徴に着目し、簡易な最適化制御の方法を示した。

本制御対象の特徴は

- ・操作変数に対する評価関数の単調性、

・装置保護のための制約条件、  
である。

この2つの特徴を活かした最適化制御方法を提案した。単調性や制約条件は多くの制御対象が持っている性質であり、本研究の手法は本研究の対象とした空調機以外にも適用可能である。ここでは、制御対象に関する数式モデルの知識は必要とならない。

#### (5) 準最適化制御方法の考案

本研究で対象とする空調機は、2変数の単調関数であるだけでなく、制約条件の一つが等COP線とがほぼ平行であるため、さらにその特徴を活かして、評価関数値を観測すること無く評価関数値を最大値に近づけることができる準最適化制御方法を考案した。

#### (6) 準最適化制御方法の有効性の性能試験による確認

本研究で考案した準最適化制御方法を、空調機に適用し性能試験を行ない、従来の凝縮圧力固定制御と比較したところ、準最適化制御による運転点は、従来の制御に比して高COP運転を実現していることが確認できた。特に外気温が低い場合にはその違いが顕著であったことから、冬季においても運転を行う年間冷房空調機の制御に、本研究の準最適化制御方法が有効であることが確認できた。

#### (7) 年間省エネルギー効果の推定

東京の気象データのもとで、年間冷房の機器室に本空調機を適用した場合、新しい制御方式の省エネルギー効果をシミュレーションにより求め、適用しない場合と比べ約14%省エネルギーとなることが示された。

#### (8) フィールドテストによる高効率制御効果確認

フィールドテスト(東京)により、月平均の総合効率が8月に3.11であったのに対し、冬期には最高で4.78に達しており、低外気温時の高効率化が確認できた。ただし、実験室での性能より少し下回っているのは、冷媒配管長が実験室の10mに対し、フィールドでは60mであることと、室外機排気のショートサーキットによる吸込み温度上昇が原因と推定される。

## 2. 2 今後の課題

### (1) 制御方法の一般化

本論文では従来の技術を継承し、過熱度下限値の制約条件(過熱度制御)を優先する方式としたが、より一般的には操作変数により張られる空間において、制約条件により分割された部分空間のどこに運転状態が属するかにより、制御操作の方向を決定する方法が考えられ、今後の課題としたい。

### (2) 圧縮機の性能向上

より高い省エネルギー効果を得るには、低圧縮機周波数時の高効率化を進める必要があり、そのためには、許容最低圧縮比をより一層低くすることが必要である。

### (3) 室外機のショートサーキット防止

室外機のショートサーキットを防止するため、ショートサーキットし難い室外機構造、室外機設置条件の研究が必要である。

(4) 第二部において研究した二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比モデルより、空調機吸込み温度を高くできることが示される。この吸込み温度と空調機特性を関連づけると、高温で吸い込むことにより空調機を小形化するか、蒸発温度を上げて圧縮機COPを向上させることができると予想される。このように第二部と第三部を関連させた研究が今後必要となる。

Faint, illegible text on the left page, possibly bleed-through from the reverse side. The text is arranged in several paragraphs and is too light to transcribe accurately.



## 第五部

本論文に関連する既発表論文  
その他の著者発表論文  
工業所有権

## 本論文に関連する既発表論文

### □空気調和・衛生工学会

- (1) 中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その1 研究の前提条件および検討方法）、空調学会講演論文集、昭63.9、865
- (2) 中北、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その2 気流方式と室温分布の関係）、空調学会講演論文集、昭63.9、869
- (3) 羽山、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その3 空調気流と自然空冷装置の冷却特性）空調学会講演論文集、昭63.9、873
- (4) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その4 低外気温時の空調機高効率制御方法）空調学会講演論文集、昭63.9、877
- (5) 前田、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その5 年間省エネルギー効果のシミュレーション）、空調学会講演論文集、昭63.9、881
- (6) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究（その6 室内温度・吹出温度・室内湿度制御方法）、空調学会講演論文集、平1.10
- (7) 中尾、羽山：高発熱通信機器室用空調システム、第28回学会賞技術賞受賞物件、技術開発部門、空気調和・衛生工学、第64巻、第12号、平成2年12月

### □建築学会

- (8) 羽山 他：チャンバーを用いた空調気流の検討（その1 クリーンルームの吹き出し・吸い込み気流について）、建築学会大会、昭61.8、449
- (9) 羽山 他：チャンバーを用いた空調気流の検討（その2 吹き出し・吸い込みチャンバーの特性）、建築学会大会、昭62.10、1111
- (10) 羽山 他：チャンバーを用いた空調気流の検討（その3 吹き出し・吸い込みチャンバーの風量分布特性）、建築学会大会、昭63.10、885
- (11) 羽山 他：チャンバーを用いた空調気流の検討（その4 チャンバーの設計パラメータについて）、建築学会大会、平1.10
- (12) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調機の制御方法（その1 低外気温時の運転方法）建築学会大会、昭62.10、677
- (13) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調機の制御方法（その2 室温・吹き出し温度同時制御方法）建築学会大会、昭63.10、173
- (14) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調機の制御方法（その3 湿度制御方法）、建築学会大会、平1.10

□ Intelec (国際電気通信エネルギー会議)

- (15) NAKAO et al: AN EFFICIENT COOLING SYSTEM FOR TELECOMMUNICATION EQUIPMENT ROOMS, Intelec, 1988-10, 344  
(16) HAYAMA et al: AIR FLOW SYSTEMS FOR TELECOMMUNICATIONS EQUIPMENT ROOMS, Intelec, 1989-10

□ C I B (国際建築研究者会議)

- (17) NAKAO et al: AN EFFICIENT COOLING SYSTEM FOR TELECOMMUNICATION EQUIPMENT ROOMS, C I B, 1989-6 THEME 1 - VOLUME 2

□ 雑誌等への投稿

- (18) 中尾 他: 空調方式の開発、NTT施設、昭63.5、48  
(19) 植草 : 高発熱機器室用冷却装置、'89日本冷凍空調年鑑(日本冷凍冷房新聞社)、平1.1、24  
(20) 中尾 他: 通信機室用高効率空調機の開発、NTT施設、平1.3、24  
(21) 中尾 : 高発熱機器室用空調方式、建築設備と配管工事(日本工業出版)、平1.7、63  
(22) NAKAO et al: High Efficiency Cooling Unit for Telecommunications Equipment Rooms, NTT REVIEW, Vol.1 No.1 MAY 1989

その他の著者発表論文

- (23) 中尾、中村: 空気の流れを考慮した室温の動特性、SICE学術講演会、昭和48年8月20日・21日・22日  
(24) 中尾: 室温分布の表現法と制御、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、('73-10-1、2、札幌)  
(25) 中尾: 空気調和のプロセスダイナミクス、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集('73-10-1、2、札幌)  
(26) 末永、中尾、鈴木: 空調システムシミュレーションプログラム(AIRSIM) [1]、第9回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、('75-4-22、23、東京)  
(27) 末永、中尾: 空調システムシミュレーションプログラム(AIRSIM) [2]、第9回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、('75-4-22、23、東京)  
(28) 中尾、末永、松浦: A Method for Simulating Air-Conditioning Systems. Review of the Electrical Communication Laboratories, Vol.26, Nos.1-2, January-February, 1978  
(29) 松浦、中尾、宮脇: 壁体の非定常吸放湿を考慮した室内湿度計算法に関する検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和51年10月)  
(30) 古田、中尾、宮脇: 線形熱湿気同時移動方程式のパラメータ推定法について、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和51年10月)  
(31) 中尾、松浦、高草木: 外気冷房の省エネルギー運転制御方式の検討(その2)空調運転シミュレーションの方法、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和52年10月)  
(32) 中尾、末永、松浦: 空調装置運転シミュレーションプログラム(AIRSIM)、研究実用化報告第26巻第2号、(1977)  
(33) 大島、中尾: 室温の動的モデルについて、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、('78-10-20、21 福岡)

- (34) 中尾、末永、松浦: A Method of Air Conditioning System Simulation With Standardizing Equations of Component Characteristics  
(35) 中尾、大島: 空調機器特性データの多項式近似、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集(1979-10-18、20、東京)  
(36) 中尾、宮脇: 壁体の応答係数推定法、空気調和・衛生工学会論文集No.9、(1979-2)  
(37) 中尾、大島: 室温制御系の簡便な検討法、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集('79-10-18、20 東京)  
(38) 中尾、大島: 熱特性測定における電算機利用、第2回電子計算機利用シンポジウム日本建築学会、(1980.3)  
(39) 中尾、大島、古田: 最適予冷熱運転制御について、空気調和・衛生工学会学術論文集、('80-10-20、25 大阪)  
(40) 大島、中尾: オンオフ室温制御系のオンオフ周期と室温変動巾について、空気調和・衛生工学会学術論文集('80-10-23、25 大阪)  
(41) 中尾、大島: 吸放湿を考慮した室内温湿度計算プログラムの実験検討、空気調和・衛生工学会学術論文集('80-10-23、25 大阪)  
(42) 中尾: 建築材料の吸放湿特性測定法、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和55年9月)  
(43) 中尾、大島: 材料の吸放湿特性の動的測定法(その1 測定誤差の検討)、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和56年9月)  
(44) 大島、中尾: 室温制御系の簡便な検討法 その2 実験検討、空気調和・衛生工学会学術論文集、('81-10-22、24 東京)  
(45) 中尾、大島: 空間フィルタ効果を利用した空気温度測定法、日本建築学会論文報告集、(昭和57年1月)  
(46) 中尾、大島: 建築材料の吸放湿特性の動的測定法、日本建築学会論文報告集、(昭和57年5月)  
(47) 中尾: 熱・湿気同時移動方程式の差分分解について(1. 解の収束性)、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和57年10月)  
(48) 中尾: 熱・湿気同時移動方程式の差分分解について(2. 最適差分)、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和57年10月)  
(49) 中尾、大島: 熱制御壁体の検討(その1)、空気調和・衛生工学会学術論文集('82-10-21、23 仙台)  
(50) 中尾、大島: 熱制御壁体の検討(その2)、空気調和・衛生工学会学術論文集('82-10-21、23 仙台)  
(51) 市村、林、中尾: 熱回収機能を組み込んだパッケージ型空調機の検討、空気調和・衛生工学会学術論文集('82-10-21、23 仙台)  
(52) 松浦、中尾、吉村、大島: 高発熱通信機室空調装置の空気分配方式、研究実用化報告第32巻第6号(1983)  
(53) 松浦、中尾、林、吉村: 高発熱通信機室用空調方式、研究実用化報告第32巻第6号(1983)  
(54) 松浦、光町、中尾、市村: 冷媒自然循環冷却装置の特性と応用、研究実用化報告第32巻第6号(1983)  
(55) 中尾: 熱・湿気同時移動方程式の差分分解について(その3 差分分解の誤差および簡易計算法)、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和58年9月)  
(56) 中尾: HEATING AND COOLING LOAD CALCULATION PROCEDURE CONSIDERING ABSORPTION AND DESORPTION, The Fourth International Symposium on the Use of Computers for Environmental

Engineering Related to Buildings, (1983 TOKYO)

- (57)長谷部、大島、中尾：熱制御壁体の検討（その1 構成と動作）、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和58年9月)
- (58)中尾、宮脇：吸放湿を考慮した動的空調負荷計算法（第1報—応答係数法による計算法）、空気調和・衛生工学会論文集、(No. 23, 1983年10月)
- (59)中尾：建築材料の吸放湿特性の動的測定法（その2 シミュレーションによる測定精度の検討）、日本建築学会論文報告集、(第341号・昭和59年7月)
- (60)松浦、中尾、市村：A New Airconditioning System Using a Thermosiphon. A REVIEW of the Electrical Communication Laboratories, Vol 32 No.5, 1984
- (61)中尾：エクセルギによる熱交換器の評価、空気調和・衛生工学会論文集（'84.10.25～27 広島）
- (62)中尾：建築材料の吸放湿特性の動的測定法（その2 測定実験）、日本建築学会計画系論文報告集、(第348号・昭和60年2月)
- (63)羽山、中尾：チャンパー吹出し方式における空調気流の検討（その1 チャンパーの静圧損失と一様吹出しについて）、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和60年10月)
- (64)実川、大島、中尾：外気冷房装置の経済的適正規模の検討手法、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和60年10月)
- (65)大島、中尾、松島：通信施設収容建物の中央管制システム、日本建築学会・電子計算機利用委員会第7回電子計算機利用シンポジウム、1985
- (66)中尾：熱交換器のエクセルギによる評価法、空気調和・衛生工学会論文集（No. 31, 1986年6月）
- (67)中尾：熱交換器のエクセルギによる評価法、日本建築学会大会学術講演梗概集、(昭和61年8月)
- (68)大島、中尾、実川：HUMIDITY CONTROL IN A CONTAINERIZED STATION, THE NINETH INTERNATIONAL TELECOMMUNICATION ENERGY CONFERENCE, (1987)
- (69)中尾、羽山、植草：AN EFFICIENT COOLING SYSTEM FOR TELECOMMUNICATION EQUIPMENT ROOMS, TENTH INTERNATIONAL TELECOMMUNICATION ENERGY CONFERENCE, (1988)
- (70)中尾、大島、実川：THERMAL CONTROL WALL FOR TELECOMMUNICATION EQUIPMENT ROOMS, TENTH INTERNATIONAL TELECOMMUNICATION ENERGY CONFERENCE, (1988)
- (71)中尾、羽山、実川：高発熱機器室用空調方式の研究（その1）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、('88-9-28.30 那覇)
- (72)中尾、羽山、西岡：高発熱機器室用空調方式の室温分布（二重床吹出し天井吸込み方式）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、('91-10-31.11-2 金沢)

## 工業所有権

- (1)中尾 他：空気調和機の制御方法および装置（特願昭59-225909）
- (2)中尾 他：空気調和機とその制御方法（特願昭62-180276）
- (3)中尾 他：空気調和機の制御方法（特願昭62-287560）
- (4)中尾 他：冷凍装置（特願昭63-49113）
- (5)山田 他：年間冷房冷凍サイクルの運転制御方法（特願昭63-102585）
- (6)中尾 他：ヒートモータ式凝縮圧力調節弁（特願昭63-102691）
- (7)中尾 他：空調方式（特願昭63-105606）
- (8)中尾 他：冷凍装置とその制御方法（特願昭63-204450）

- (9)中尾 他：空気調和機におけるドレン配管の接続構造（実願昭63-97090）
- (10)中尾 他：国際特許 Cooling Apparatus and Control Method Therefor  
アメリカ：第233,562号、カナダ：第574,988号、  
E P C：第88113446.4号

Faint, illegible text on the left page, possibly bleed-through from the reverse side. The text is arranged in several paragraphs and is too light to transcribe accurately.



