

ターボ冷凍機を使用した暖冷房装置

關 川 務*

The Heating and Cooling Equipment Using Turbo-Refrigeration System

By Tsutomu Sekikawa
Tochigi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Air cooling installations employing turbo-refrigeration system are extensively in use in theaters, office buildings, etc., but very few cases have been reported of them in this country about their utilization for room heating in the winter season. The writer describes and analyses the advantages of the use of turbo-refrigeration system for double purpose of cooling and heating mentioning Uji-den Building's installation of Hitachi make by way of example.

[I] 緒 言

ターボ冷凍機を使用した冷房装置は既にビルディング劇場等に広く採用されているが、冬期にその装置を暖房に切換えて使用する方式は我国に於ては未だ実施の例が少い。

この方式は暖房と冷房とを同一装置で行う事が出来るので、施設費が少くなる事は当然であり、更にボイラー暖房に比較して維持費も少くする事が可能であるから、この方式を採用する傾向が漸時増加しつつある。適々大阪市所在の宇治電ビルディング（総延坪 3641 坪、地下 1 階、地上 9 階）の暖冷房装置はこの方式に依りて計画され昨年 1 月に完成を見たので、主として本暖冷房方式の概要並びにその熱効率等に就て述べる。

第 1 図に宇治電ビルディング納 165 t ターボ冷凍機の据付状態を示す。

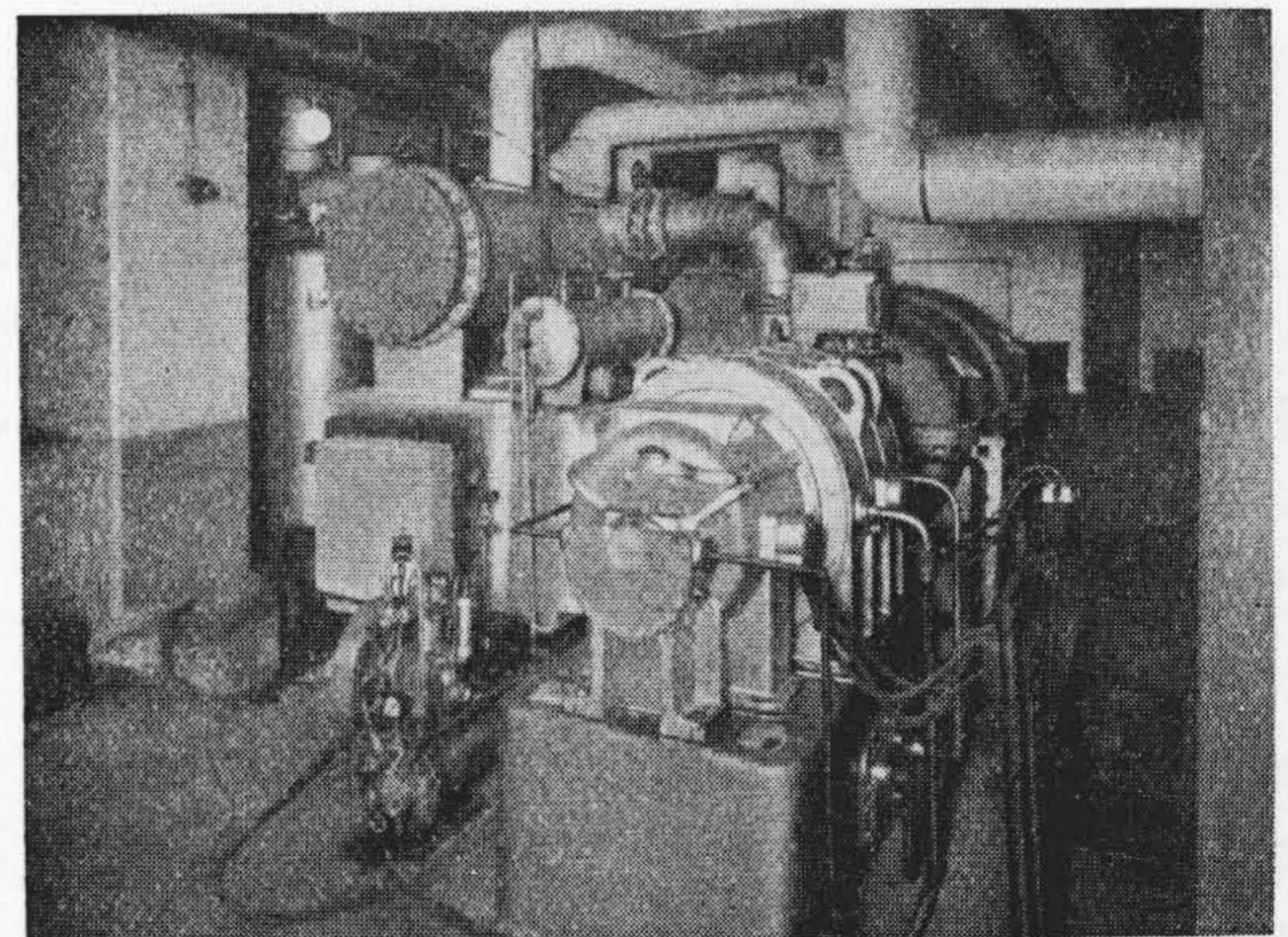
[II] 装置の概要

本装置は暖房と冷房とを同一の装置で行うものでありその配管系統には多種多様の型式があるが、第 2 図（次頁参照）に依りその概要を説明する。

1. 暖 房

先ず空気循環系統に就て述べると、外気の取入口から導入せる新鮮空気は空気濾過器 (A. F.) に依りて塵埃を除去せられ、予熱器 (P. H.) を通る間に地下水に依りて予

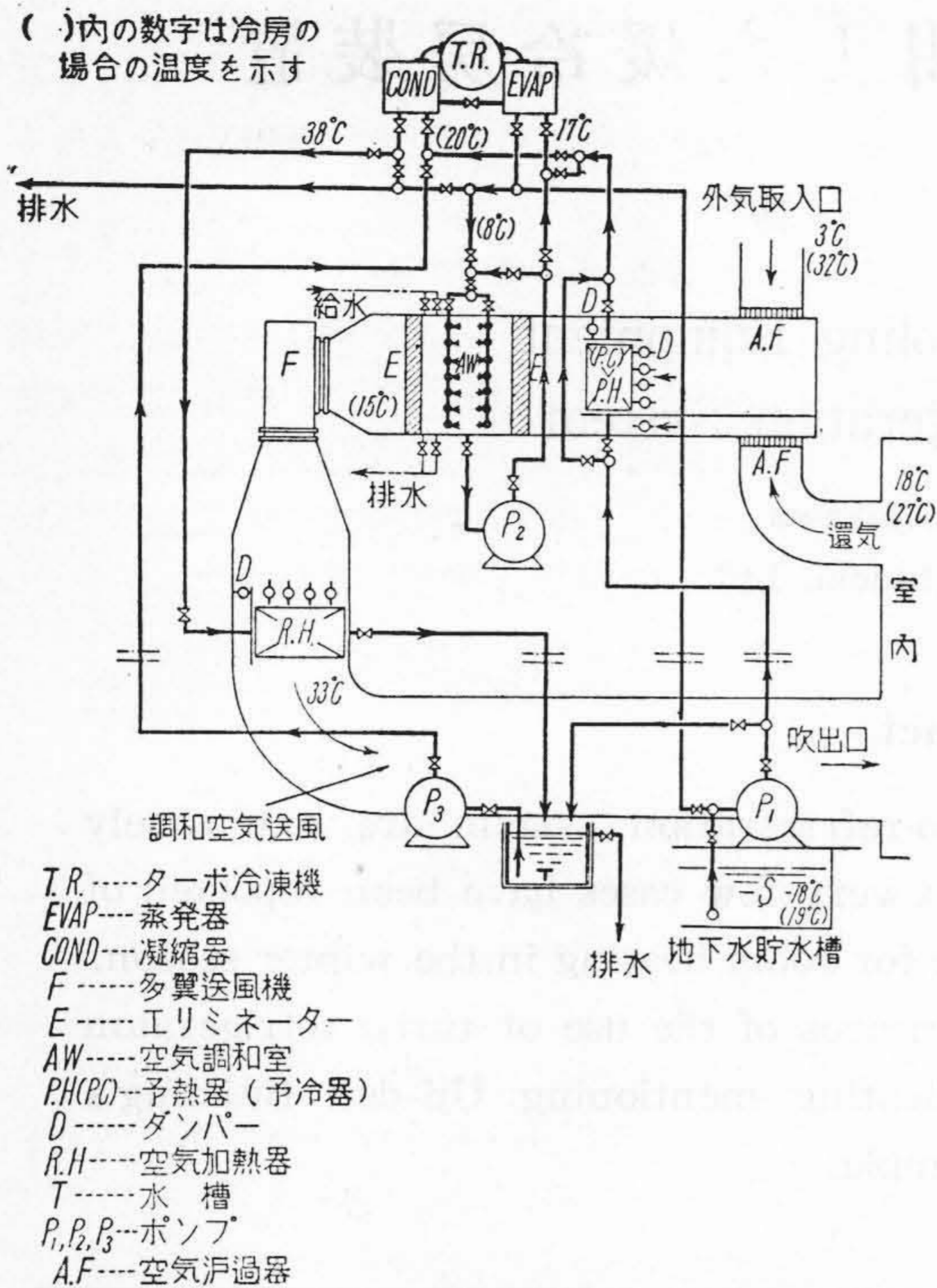
* 日立製作所栃木工場



第 1 図 宇治電ビルディング納 165 t ターボ冷凍機。
Fig. 1. 165 t Turbo Refrigeration System,
Supplied to Uji-den Building

熱された後、各室よりの還気と混合し、空気調和室 (A. W.) を通つて湿度を調整され、多翼送風機 (F) に吸込まれる。送風機 (F) によりて吸込まれた空気は空気加熱器 (R. H.) で加熱せられ、ダクトに依りて各室へ送風される。

次に深井戸ポンプに依りて貯水槽 (S) へ汲み上げられた地下水はポンプ (P₁) に依りて予熱器 (P. H.) に送入せられ、新鮮空気を予熱し、更にターボ冷凍機の蒸発器 (EVAP) を通つて排水溝に放流される。蒸発器で地下水より冷媒が受け取つた熱で凝縮器 (COND) の水管を通過する冷却水を温め、凝縮器で加熱せられた冷却水



第2図 冷凍機を使用した暖冷房装置説明図
Fig. 2. Arrangement Diagram of Heating and Air Conditioning System, with Turbo Refrigeration System

(温水)は空気加熱器(R.H.)に至つて調和空気へ伝熱する。

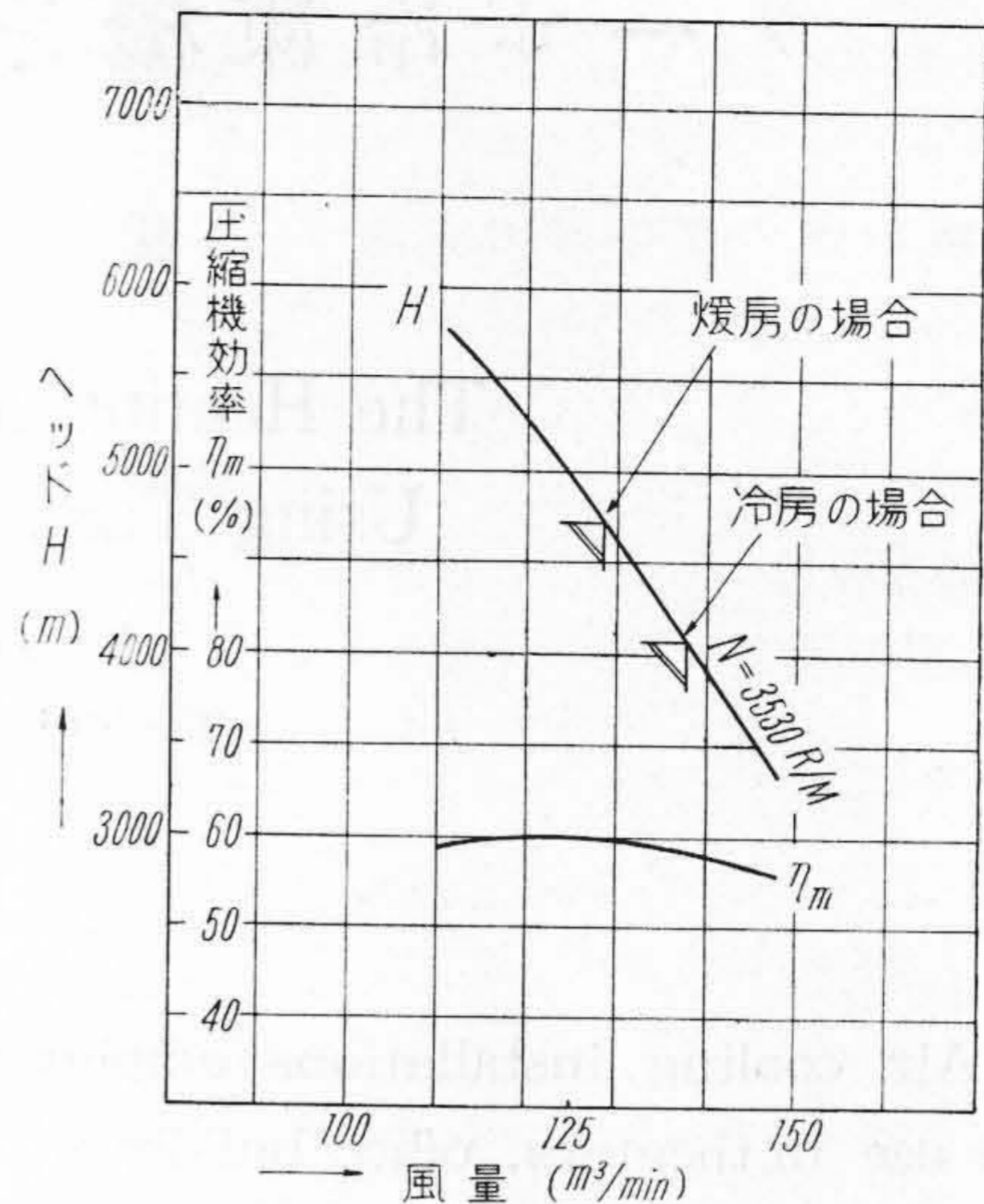
温水は下方の水槽(T)に戻り、ポンプ(P₃)で凝縮器に送られ、再びここで熱せられる。而して蒸発器入口の地下水及び凝縮器入口の温水の温度はそれぞれ随意に調整し得るようになっており、予熱器(P.H.)及び空気加熱器(R.H.)の入口には通過する空気量を加減するダンパー(D)を取付けてある。

又ターボ冷凍機の圧縮機吸込口にはダンパーが設けられており、暖房負荷に応じてその容量を調整出来る。

2. 冷房

空気濾過器(A.F.)に依つて塵埃を除去せられた新鮮空気は予冷器(P.C.)を通る間に地下水に依つて予冷せられた後各室よりの還気と混合し、空気調和室(A.W.)を通つて温湿度を調整せられ、送風機(F)によりて各室に送風せられる。地下水はポンプ(P₁)に依りて予冷器(P.C.)に送入せられ、新鮮空気を予冷してから、ターボ冷凍機の凝縮器(COND)を通つて排水溝に放流される。

空気調和室(A.W.)の底部に貯へられた冷却水はポンプ(P₂)に依りて蒸発器(EVAP)に送られ、そこで冷



第3図 165 t ターボ冷凍機の性能曲線
Fig. 3. Characteristic Curve of 165 t Turbo Refrigeration System

却されて空気調和室内に噴霧せられる。空気を冷却して暖まつた冷却水は空気調和室の底部に溜り、ポンプ(P₂)により再び循環する。冷却水が空気より受け取つた熱は蒸発器で冷媒に伝えられ、更に凝縮器で地下水に伝熱される。

【III】 暖房に使用されるターボ冷凍機の特長

本装置に使用されるターボ冷凍機は冷房のみに使用されるものと較べて、下記の如き相違した点がある。

1. 暖房に使用する場合は冬期に於て凝縮温度を高くする必要があるから、ターボ圧縮機をヘッドの高い処でも使用する事になる。即ち第3図に示す如く暖房と冷房との二つの異つた仕様で運転し得るように設計されており両者の効率が余り変らない事が望ましい。

2. 凝縮温度が高いと、ターボ圧縮機の吐出ガス温度が高くなるから、冷媒による金属の腐蝕性が増大するので、ターボ圧縮機の羽根車は不銹鋼製であり、凝縮器及び蒸発器内部の防蝕は特に入念に施行せねばならない。

3. 暖房負荷の変動に対して圧縮機の性能をダンパーで制御する場合、サージングを起し易いので、冷房のみに使用するものよりもダンパーの調整範囲を広くし、従つて、使用する電動機の出力も多少大きくする必要がある。

【IV】 暖房の熱効率

本装置を暖房に使用する場合に、冷凍機の熱ポンプとしての熱効率及び本暖房装置(熱ポンプ式暖房装置)全

体の熱効率を良くするならば、消費電力量が減少して、経費を節約出来る事になる。次にこれ等の熱効率に就て述べる。

1. 各種冷媒の熱効率の比較

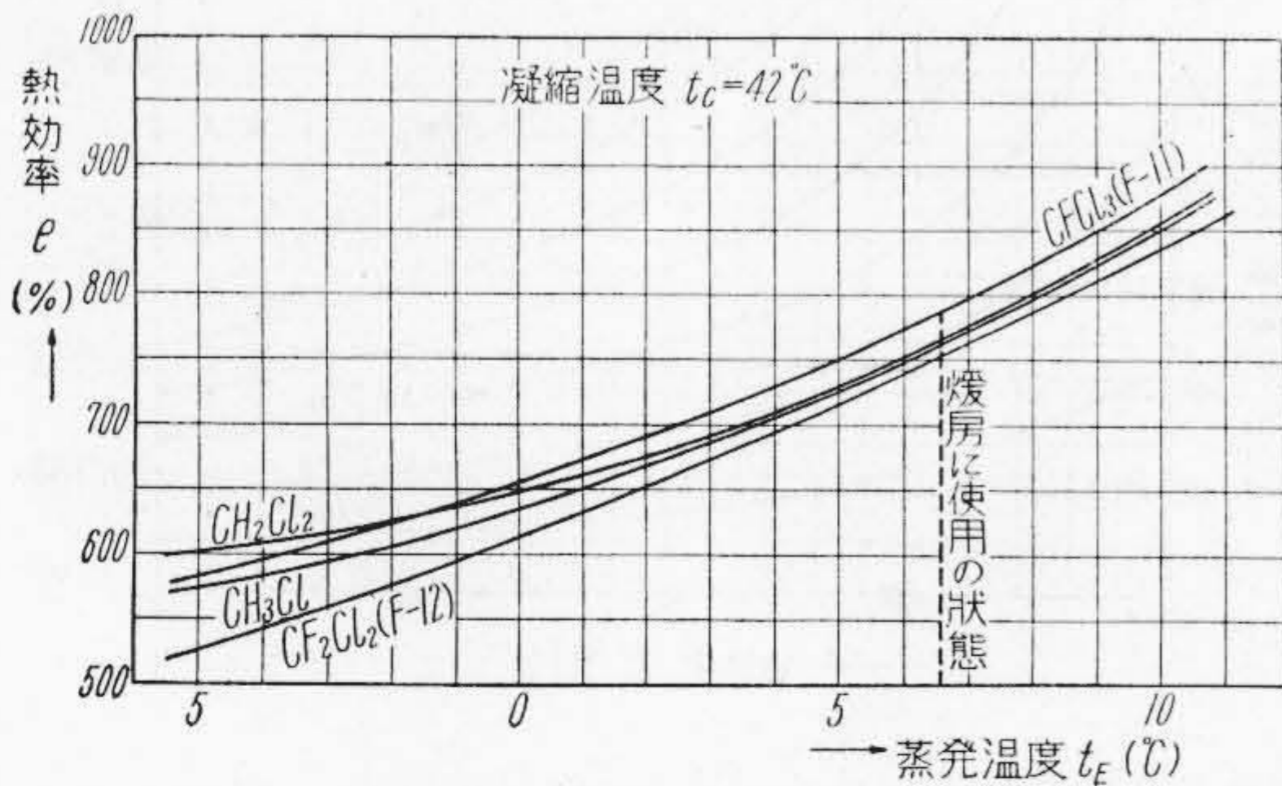
冷凍サイクルに於て熱ポンプとしての理想的熱効率 e (%)は一般に(1)式で与えられる。ここで圧縮機の吸入側の冷媒ガスは飽和ガスであると仮定し、膨脹弁直前の冷媒液は過冷却されておらぬと仮定する。(1)式はこれ等の仮定の許に成立する算式である。

$$e(\%) = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1} \times 100 \dots\dots\dots(1)$$

(1) 式の i_1, i_2, i_3 は次の値を表わす。

- i_1 : 圧縮機の吸入側の冷媒ガス(飽和ガス)のエンタルピー (kcal/kg)
- i_2 : 圧縮機の吐出側の冷媒ガス(断熱圧縮)のエンタルピー (kcal/kg)
- i_3 : 膨脹弁直前の冷媒液のエンタルピー (kcal/kg)

メチレンクロライド (CH_2Cl_2), メチルクロライド (CH_3Cl), F-11 フレオン(CFCl_3) 及び F-12 フレオン(CF_2Cl_2) の各冷媒に就て凝縮温度 42°C の場合の熱効率 $e(\%)$ を(1)式により計算すれば第4図に示す如くなる。本図の示す如く前記の各冷媒に依ては e の値は余り変化はないが、F-11 が最も良く、蒸発温度が高くなるに従つて e が 600% から 800% 程度に良くなつてゐる。凝縮温度の異なる種々の場合に対して計算を行つて見れば、凝縮温度を高くする程効率 e が低下する事が判る。凝縮器の温水の出口温度を高くすれば空気との温度差が増加するので、空気加熱器(R.H.)の伝熱面積を少なくする事が出来るが、かくすれば凝縮温度が高くなり、圧縮機吐出側に於ける過熱ガスの温度が高くなる。この温度が余り高くなると熱効率が低下するばかりでな



第4図 各種冷媒の冷凍サイクルに於ける理想的熱効率
Fig. 4. Ideal Coefficient of Performance for Each Refrigerants

く、冷媒ガス中の遊離塩素の為羽根車等が腐蝕せられる事になる。F-11 フレオンの場合はメチレンクロライドに比較して過熱ガスの温度が低いので凝縮温度を高める事が出来る。

2. ターボ冷凍機の熱効率

ターボ冷凍機の熱ポンプとしての熱効率は前述の理想的熱効率に比較して、冷凍機各部よりの熱損失及び電動機に於ける電力の損失が伴うから熱効率は可成り低下する事は当然である。冷凍機の熱効率 $e''(\%)$ は次の(2)式で表わされる。

$$e''(\%) = \frac{(t_2 - t_1)W}{860 \times \lambda} \times 100 \dots\dots\dots(2)$$

(2) 式の t_1, t_2, W, λ は次の値を表わす。

- t_1 : 凝縮器の冷却水(温水)入口温度 ($^\circ\text{C}$)
- t_2 : 凝縮器の冷却水(温水)出口温度 ($^\circ\text{C}$)
- W : 凝縮器の冷却水(温水)水量 (kg/hr)
- λ : 電動機の入力 (kW)

第5図は宇治電ビルディングに納入したターボ冷凍機の e'' の値を示してあり、凝縮温度が 40°C , 蒸発温度が 6.6°C の時に e'' は 446% である事が判る。

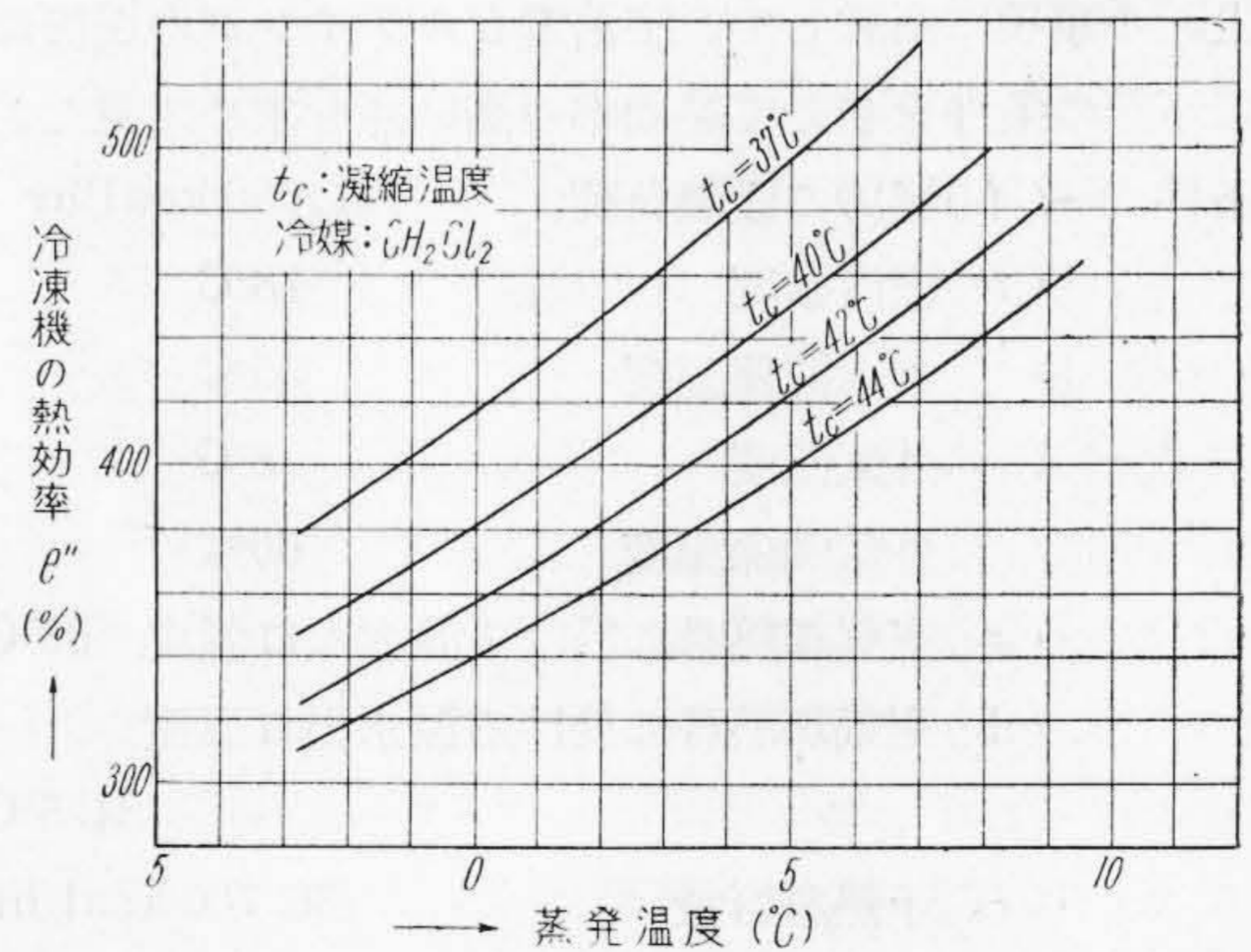
3. 暖房装置全体の熱効率

熱ポンプ式暖房装置全体の熱効率 $e'''(\%)$ は、本装置に使用している冷凍機、ポンプ及び送風機の運転に要する電力の仕事熱量と空気加熱器及び予熱器に於て空気を与えた熱量との比の百分率で、次の(3)式で表わされる

$$e'''(\%) = \frac{Q_R.H + Q_P.H}{(\lambda + \lambda_F + \sum \lambda_p) \times 860} \times 100 \dots\dots(3)$$

(3) 式の $Q_R.H, Q_P.H, \lambda, \lambda_F, \sum \lambda_p$ は次の値を表わす。

$Q_R.H$: 空気加熱器に於て空気を与える熱量 (kcal/hr)



第5図 165 t ターボ冷凍機の熱効率
Fig. 5. Coefficient of Performance for 165 t Turbo Refrigeration System

$Q_{P.H.}$: 予熱器に於て空氣に与える熱量 (kcal/hr)

λ : 冷凍機用電動機の入力 (kW)

λ_F : 送風機用電動機の入力 (kW)

$\sum \lambda_p$: ポンプ用電動機の入力の和 (kW)

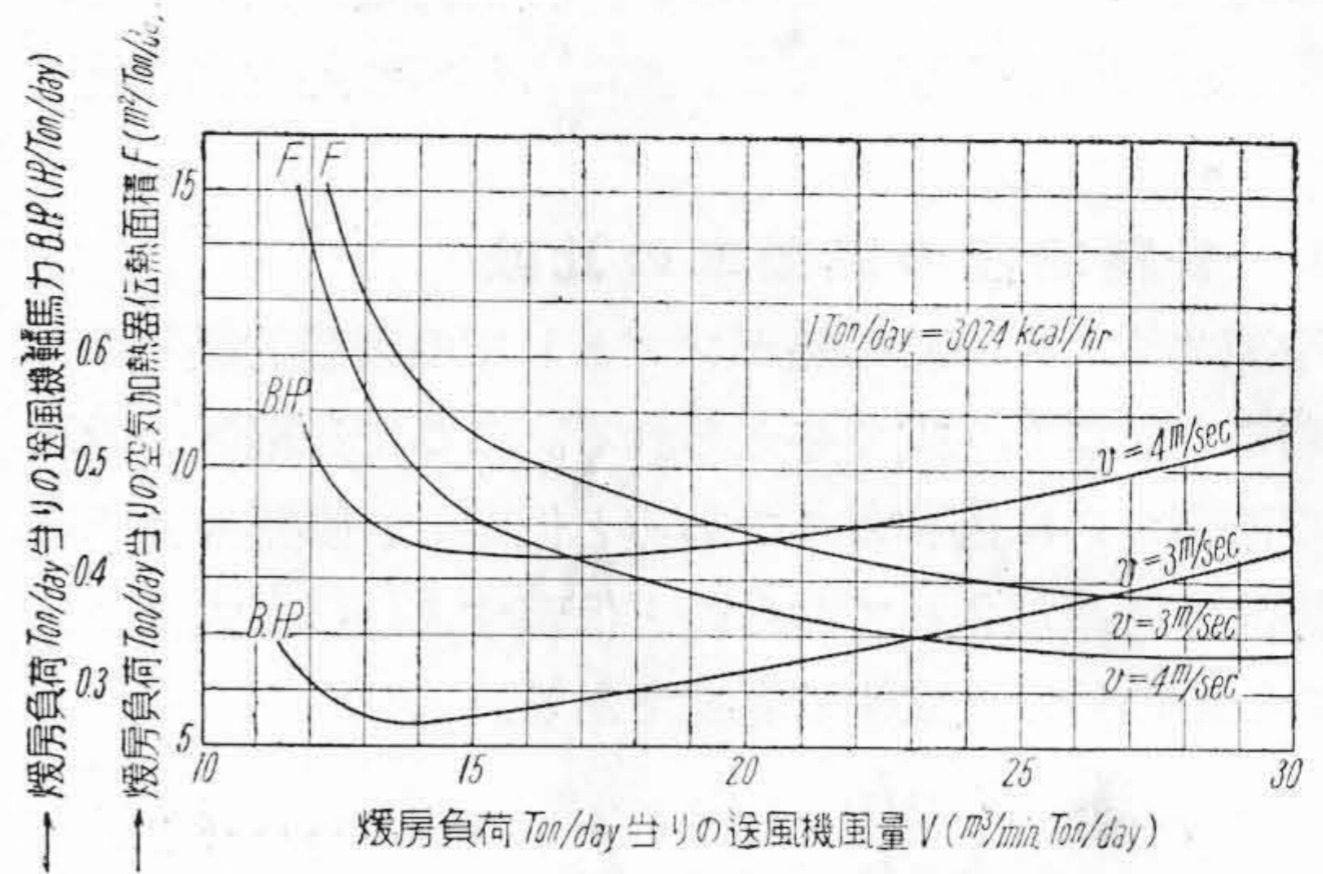
煖房装置全体の熱効率 e''' を良くするには、(3)式より明かな通り、 $Q_{R.H.}$ 及び $Q_{P.H.}$ の値に対して λ , λ_F , $\sum \lambda_p$ を最小限にとどめる事が必要であるが、これ等の値の間には互いに相反する関係があるので、総合的に考慮を払わねばならない。考慮すべき主なる事項を列記すると次の如くなる。

- (イ) 熱効率 e''' を高めるには予熱器の容量を大きくする事が必要な条件となるけれども、余り大きくすればそれだけ蒸発器に入る地下水の温度が降り、冷凍機の蒸発温度が低くなる。従つて冷凍機の熱効率 e'' が悪くなるから冷凍機の電動機入力 λ が大きくなり、かえつて e''' を低下させる事になる。
- (ロ) 送風機の入力 λ_F を小さくする為には送風機の風量及びその静圧を小さくせねばならないが、風量が少な過ぎると室内への吹出温度を上げねばならないから、温水との温度差が少くなり空気加熱器の伝熱面積を増さねばならなくなる。従て空気加熱コイルの段数が増加するから、送風機の静圧を大きくせねばならず、かえつて λ_F が大きくなる。又これと反対に風量が多過ぎても λ_F が増加する。更に空気加熱器入口の風速に対しても λ_F を小さくする値を採らなければならない。
- (ハ) 空気加熱器に於ける温水の入口温度を高くすると、加熱器の伝熱面積が少くなるから送風機の入力 λ_F が減少するけれども、冷凍機の凝縮温度を高くする事になるので、冷凍機用電動機の入力 λ が増して来る。

上記の事項に留意して、宇治電ビルディングの煖房に就て下記の条件を与えて熱効率の高い点を求めて見た。

- 条件：—(イ)煖房の顕熱負荷 441,000 kcal/hr
- (ロ)室内温度 18°C
 - 室内関係湿度 55%
 - (ハ)外気温度 3°C
 - 外気関係湿度 60%
- (ニ)空気加熱器に於ける温水入口温度 38°C
- (ホ)空気加熱器に於ける温水出口温度 34.5°C
- (ヘ)予熱器容量 36,700 kcal/hr
 - (ト)ターボ冷凍機の熱効率 e'' 446%

その結果、送風機の風量と送風機の軸馬力並びに空気加熱器の伝熱面積との関係は第6図に示す如くになつた。同図に於て空気加熱器内の風速が 3 m/sec の場合



第6図 送風機風量と送風機軸馬力及び空気加熱器の伝熱面積との関係

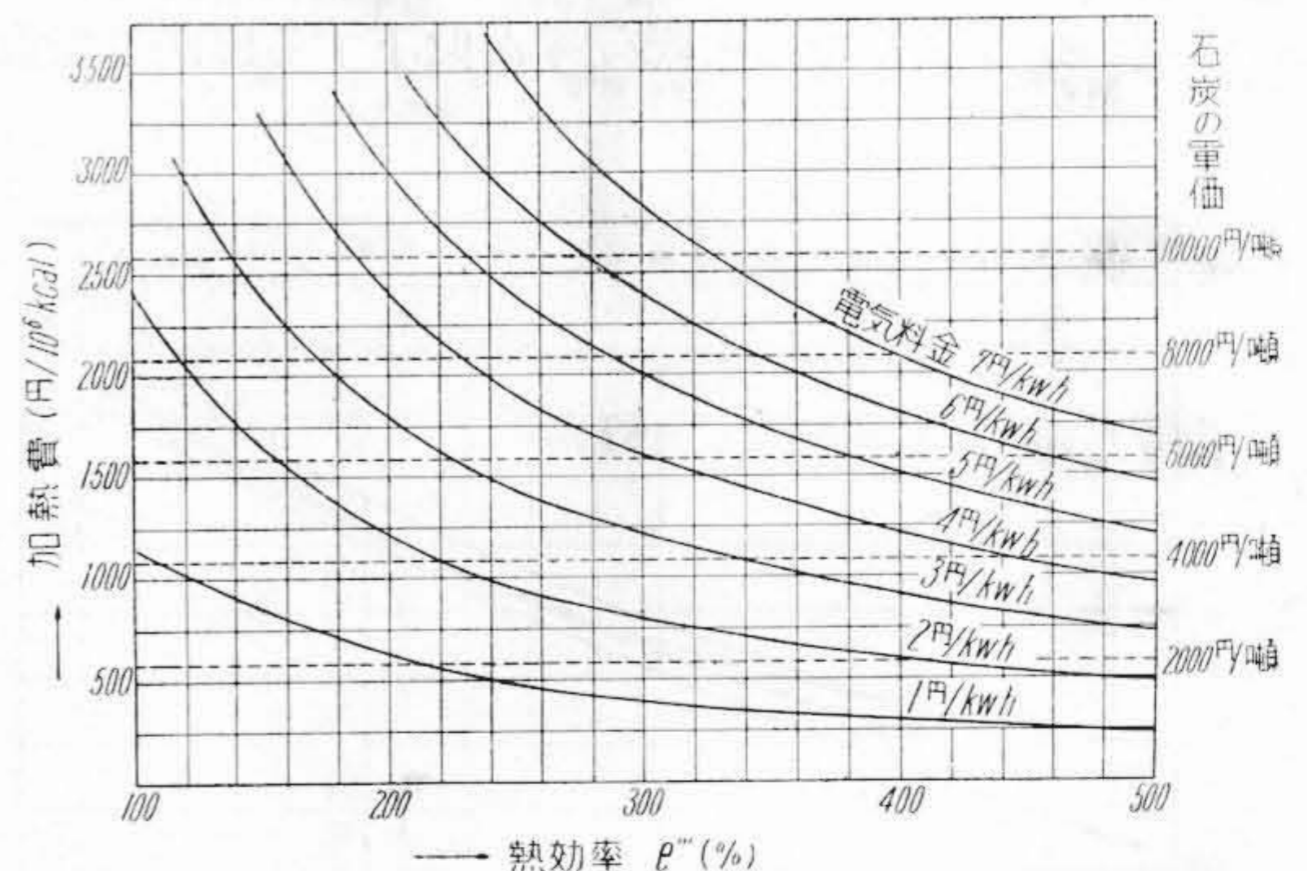
Fig. 6. Relation between Air Volume of Fan and Brake Horse Power of Fan or Surface Area of Heating Coil

に送風機の軸馬力 B. HP. が最小の値は煖房負荷 3024 kcal/hr 当り 0.27 HP であり、その時の送風機の風量 V は煖房負荷 3,024 kcal/hr 当り 13.8 m³/min である事を示している。

而してこれ等の条件を基として煖房装置全体の熱効率 e''' を計算すると 323% になる。

[V] ボイラー煖房との加熱費の比較

ボイラーを使用した煖房とターボ冷凍機を使用した煖房との経費の比較は装置の大きさ、電気料金の高低等に依り異なるので詳細な比較は箇々に計算せねばならぬが使用する石炭の発熱量 H' を 6,600 kcal/kg, 罐の蒸発効率 η' を 60% と仮定して 1,000,000 kcal の加熱費が等しくなるような石炭の単価及び電気料金を下記の(4)式に依つて比較計算した結果を第7図に示す。



第7図 冷凍機を使用した煖房とボイラー煖房との加熱費の比較

Fig. 7. Comparison of Heating Cost between Heat Pump System and Boiler Heating System

第 1 表 ボイラー暖房と冷凍機を使用した暖房との
1 箇月平均平均経費の比較表

Tabal 1. Comparison of Average Heating Costs
per Month between Boiler System and
Pump System

	ボイラー暖房の場合の 毎月の平均 経費 (円/月)	冷凍機を使 用した暖房 の場合の毎 月の平均経 費 (円/月)	備 考
償 却 費	151,000	137,000	20 ヶ年償却
電 力 費	27,000	107,000	2円 25 銭/kWhr
石 炭 費	165,000	—	6,000 円/t
冷媒補給費	—	22,000	
冷凍機油補給費	—	2,000	
補 修 費	16,600	15,600	
人 件 費	25,000	25,000	
雑 費	10,000	10,000	
合 計	394,800	318,600	

$$1,000,000 \text{ kcal の加熱費} = \frac{1,000,000}{H' \times \eta' / 100} \times \frac{X}{1,000}$$

$$= \frac{1,000,000}{860 \times e''' / 100} \times x \dots\dots\dots(4)$$

ここで H' , η' , X , e''' は次の値を表わす。

- H' : 石炭の発熱量 (kcal/kg)
- η' : 罐の蒸発効率 (%)
- X : 石炭の単価 (円/t)
- x : 電気料金 (円/kWhr)
- e''' : 冷凍機を使用した暖房装置全体の熱効率 (%)

第 7 図に依ると、電気料金を 3円/kWhr とし、石炭の単価が 6,000 円/t である場合には熱効率が 225% 以上なれば冷凍機を使用した暖房の加熱費の方が安い事を示している。

第 1 表は総延坪 1200 坪で、暖房の顕熱負荷が 248,000 kcal/hr の某ビルディングの暖房装置に就てボイラー暖房と冷凍機を使用した暖房との 1 箇月平均の経費を比較したものである。ここに使用されるターボ冷凍機は冷凍容量 120 ton/day で、冬期に於ける熱ポンプ容量

は 363,000 kcal/hr である。

[VI] 結 言

前述の各項目を要約すれば下記の如くなる。

(1) 暖房に使用するターボ冷凍機には冷媒として F-11 フレオンを使用する方がメチレンクロライドを使用するよりも熱効率が高く、且つ過熱ガスの温度が低い為に腐蝕の心配がなく、凝縮温度をメチレンクロライドよりも高くする事が出来る。

(2) 蒸発温度は出来るだけ高い事が望ましいが、地下水を熱源とする場合には少くとも 6°C 以上にすべきである。

この場合にターボ冷凍機の熱効率 e'' を 446% にする事は可能である。

(3) 宇治電ビルディングと略々同一条件の暖房装置に於て空気加熱器内の風速 v が 3 m/sec の場合に送風機の風量が暖房負荷 3,024 kcal/hr 当り 13.8 m³/min の時に送風機用電動機の軸馬力が最も少い。而してこの場合には、ターボ冷凍機を用いた暖房装置全体の熱効率 e''' を 323% にする事が出来る。

(4) 蒸熱量 6,600 kcal/kg の石炭の単価を 6,000 円/t とし、罐の蒸発効率を 60% と仮定した場合に熱効率 e''' が 323% の時は電気料金が 4 円 20 銭/kWhr 以下ならばボイラー式暖房より加熱費が安い。

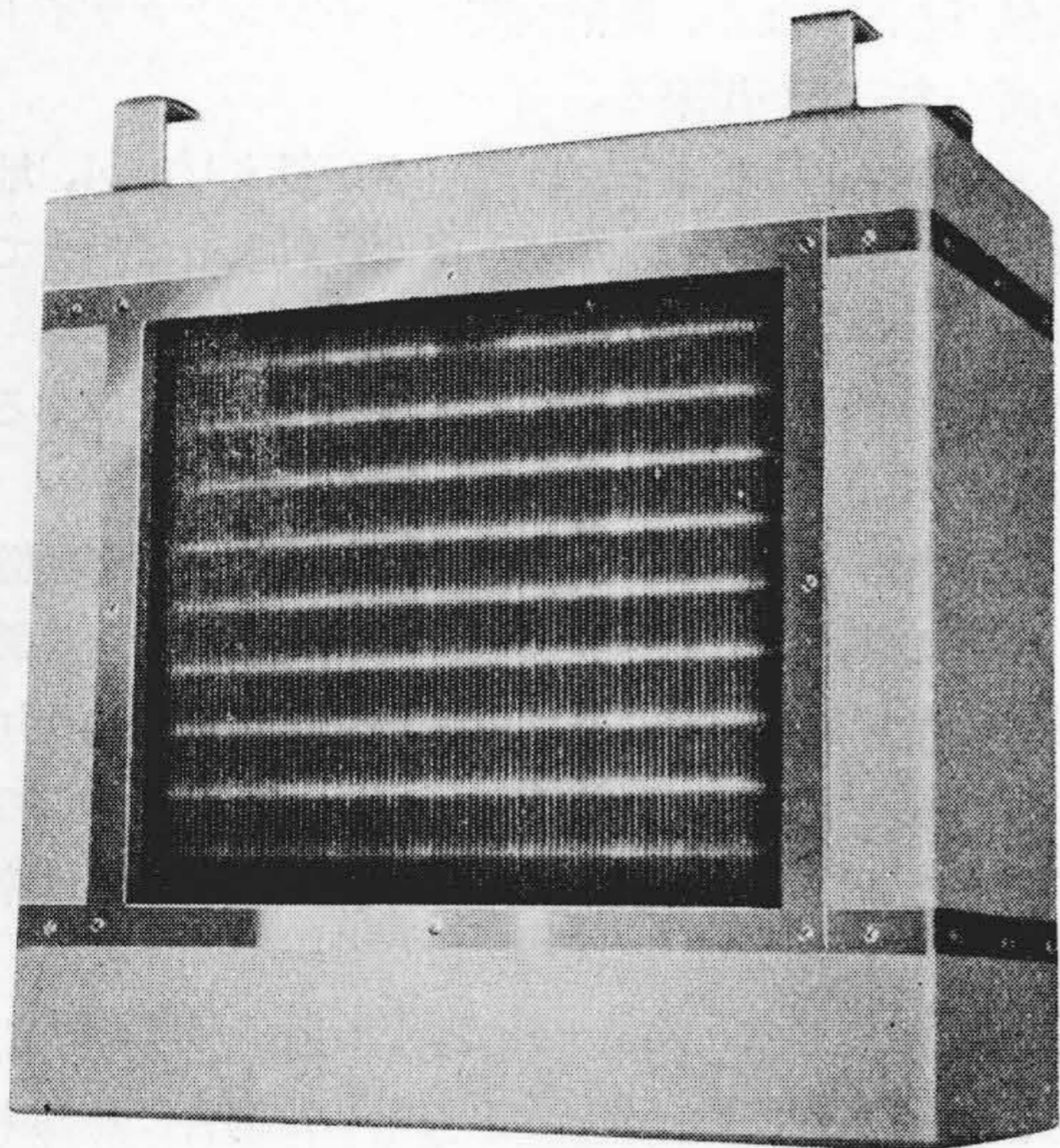
以上述べた如くターボ冷凍機を使用した暖房装置は秀れた点が多いから、この方式を採用する価値は十分にある。ここに本装置の概要を記し、御参考に供する次第である。

参 考 文 献

- (1) 柳町 : 機械学会誌 53, 376~175 (昭和 25)
- (2) 柳町 : 衛生工業協会誌 14, 7~461 (昭和15)
- (3) F.R. Ellenberger : Year-Round air conditioning with the Heat Pump. p-10G. E. Review, Dec., 1950.
- (4) F.R. Ellenberger : Evalusting Heat pump performance. p. 165 Heating Piping and Air Conditining, June, 1950.



日立の気体機



天井懸垂型ルームクーラー
Ceiling Type Room Cooler



HD-100 型 除 湿 機
Type HD-100 Electric Dehumidifiers



AW-50 型 ウィンドタイプルームエアーコンデショナー
Type AW-50 Window Type Room Air Conditioner



EB-45 型 電気冷蔵庫
Type EB-45 Electric Refrigerators