

TO-プラント (低圧空気分離装置) の理論と運転成績

松本政吉* 松本嘉雄** 前田 繁*** 杉山 千****

TO-Plant (Low Pressure Air Separating Plant) — Its Theoretical Background and Actual Operation

By Masakichi Matsumoto, Yoshio Matsumoto, Sen Sugiyama

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Shigeru Maeda

Hitachi Research Laboratory, Hitachi, Ltd.

Abstract

After the War, the growing industrial requirement has given a strong impetus to the production of large quantity of oxygen. In an effort of the industry to meet such demand of the time the gaseous-oxygen production by means of an expansion turbine and low working pressure has come to be studied with renewed and increasing concern. Hitachi, Ltd. following this trend has designed and built a pilot plant in this category last year, and through several test runnings has obtained satisfactory results as a whole.

In this report, the theoretical background of this new type plant and several characteristics of its performance are described as partly listed below:

- (1) The low temperature for air liquefaction is obtained solely by the expansion turbine, of the so-called Kapitza type. Therefore, no refrigerating equipment and high pressure cycle are needed.
- (2) Regenerators are used as the main heat exchangers. The high adaptability of them to the air extraction method and automatic control has resulted in high efficiency of heat exchange.
- (3) Through simplification of the flow sheet, the construction expense could have been considerably reduced.
- (4) No chemical preliminary purification of intake air is required.
- (5) The continuous running for a long period can be effected with ease and safety.
- (6) The running cost is low.
- (7) The operation and the maintenance are easy.

〔I〕 緒 言

昭和 27 年来研究試作を行つて来た TO プラントの試運転に成功し、その性能および信頼性などについて優秀なる結果を確認したので、こゝにその性格および試験

結果を発表する。

本プラントの効用はすでに述べられているが、⁽¹⁾ 目的とするところは大量の酸素あるいは窒素を、旧来の諸方式に較べきわめて廉価に発生しうる装置のパイロットプラントとして計画したものである。原料を空気とし、これを熱力学的手段により冷却液化し、空気の成分である O₂ と N₂ あるいは Ar などにそれぞれの沸点の差を利用

* ** **** 日立製作所日立工場

*** 日立製作所日立研究所

して精溜分離する装置である。その内容において空気を冷却液化する部分、寒冷を発生する部分、精溜分離する部分および精溜塔下塔圧力まで空気を圧縮する部分とに大別することができる。一般の空気分離装置では空気を冷却する手段として Isoenthalpy Expansion すなわち空気を高圧に圧縮し、膨脹弁により低圧に膨脹せしめた際に生ずるジュール・トムソン効果による温度降下を利用する方法と圧縮された空気を Adiabatic Expansion すなわち膨脹機関により低圧に膨脹せしめ温度降下させる方法とが行われている。

前者は

- (1) 空気圧縮機+膨脹弁+寒冷回収器(熱交換器)+精溜塔
- (2) 空気圧縮機+膨脹弁+寒冷回収器(熱交換器)+冷凍機+精溜塔

後者は

- (3) 空気圧縮機+膨脹タービンあるいは膨脹エンジン+寒冷回収器(熱交換器)+精溜塔
- (4) 空気圧縮機+膨脹タービンあるいは膨脹エンジン+寒冷回収器(熱交換器)+冷凍機+精溜塔

の組合せより成る。冷却手段としては冷凍機による方法があり、これは熱ポンプであるため効率としては最も良く、多元冷媒法として (Cascade Method など) 考えられておるが、実用化されておらず単にアンモニア冷凍機を補助冷却手段に用いられるに過ぎない。

空気を分離する部分は普通精溜塔(複式)が用いられており、局部的には差異はあるが皆大同小異のものである。したがってこの種装置の性格は上記冷却手段により大きく支配せられ、古くよりリンデ方式、アンモニアリンデ方式、クロード方式、あるいはハイランド方式等々代表的な空気分離装置が製作せられておるが、これらはみな前記冷却方式の差異により区別されている。

しかしながらこれらの方法は処理空気量 10,000 m³/h 以上の大容量のものには適合したもので無くいわゆる「リンデフレンケル方式」が我国において戦時中よりようやく実施せられている唯一の大型装置である。この方式は一部高圧によるアンモニアリンデ方式を併用した大型装置であり、過渡的な方式の感がある。

我々はこれを脱却し全く新しいフローシートとして補助冷凍サイクルの無い高効率で操作容易な純低圧装置を計画実行した。その理論および運転結果の概要をここに発表する次第である。

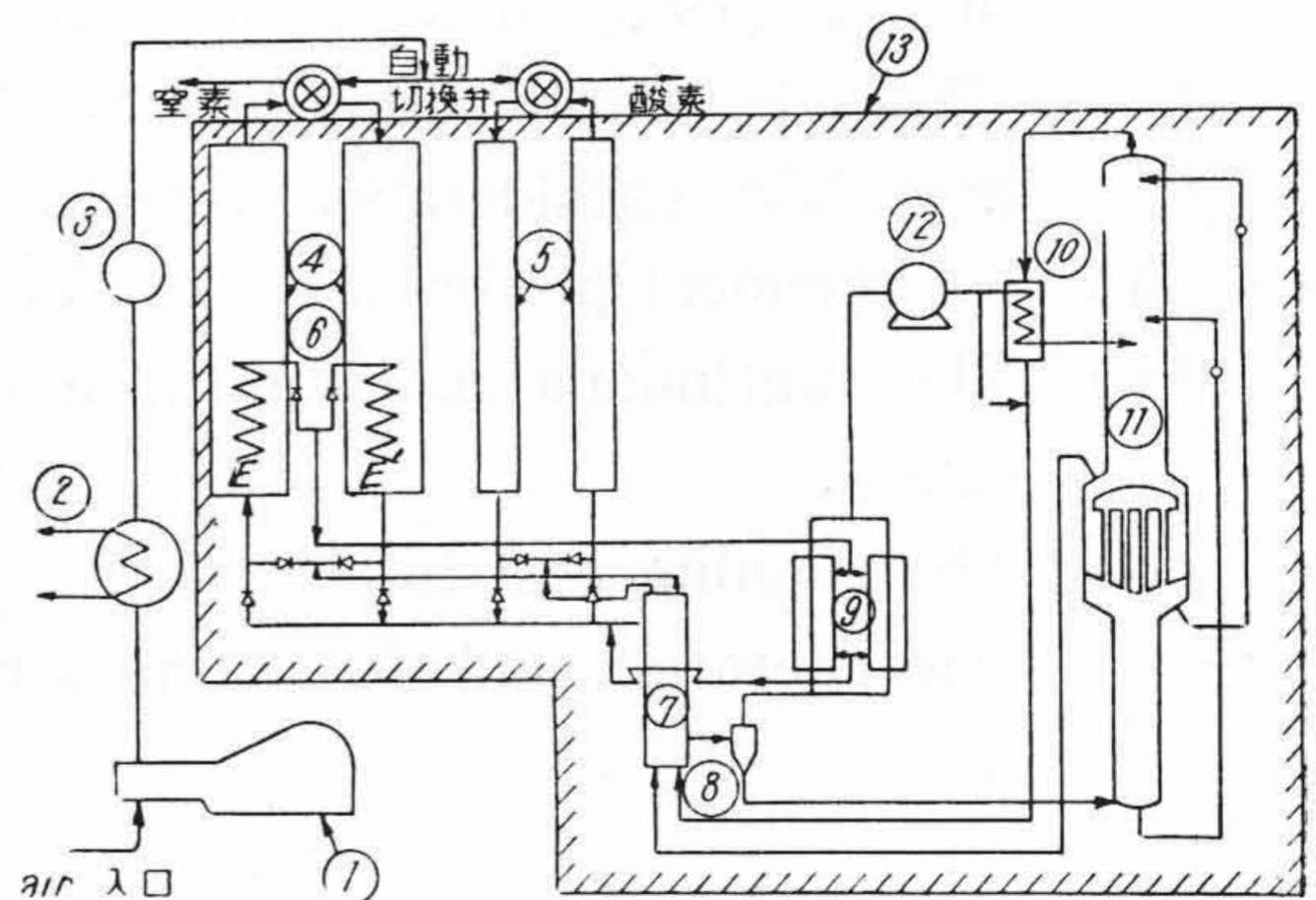
[II] フローシートについて

第1図は試作プラントのフローシートを示す。①の圧縮機により所定の圧力まで加圧せられた原料空気は②の

アフタークーラにより冷却せられ、③の特殊水分離器に入る。冷却の際凝縮せる空気中の水分および圧縮機(往復動)内で混入せる油分さらに空気中の塵埃を除去せる後分離装置に送入せられる。

分離装置は N₂ 蓄冷器2基1組、O₂ 蓄冷器2基1組、液化器、液空分離器、タービン熱交換器2基1組、膨脹タービン(始動用1基、整定用2基)および精溜塔より構成せられ、これら機器は1箇の大きな保冷箱内に収められ外界と熱的に嚴重に遮断せられている。

空気は再生式熱交換器である N₂ 蓄冷器④および O₂ 蓄冷器⑤にそれぞれの発生ガス量に応じた量に分割せられて流入する。各蓄冷器はそれぞれ2基の蓄冷器より成り、一定周期で温端部にある自動切替弁により流路を切替え、空気と発生ガスを交互に逆流せしめ、蓄冷器に内蔵せられたアルミの蓄冷体を媒体として高効率の熱交換を行わせる。空気はこの蓄冷体の細隙を流れて冷却せられ冷端においては、その飽和温度である約 -170°C まで冷却せられる。この間に空気中に含まれている凝結性不純物たる水分および炭酸ガスは蓄冷体表面に付着除去せられ、寒冷空気は清浄な空気となる。蓄冷体に附着した不純物はつぎの周期に精溜塔より発生した N₂、O₂ 寒冷乾燥ガスの流過の際にガス中に再蒸発して装置外に持ち去られるため、不純物の蓄積は適正運転においては起らない。両蓄冷器とも冷端温度差を小さくするため、O₂ 蓄冷器では空気の流入前に 4~5% の空気量を O₂ 流量よりも少くして流入せしめる。したがって N₂ 蓄冷器ではその抽気点までは N₂ ガスよりも空気量の方が多く過負荷状態にある。EE' で空気量は一部抽気せられ、こゝより冷端までは空気量は逆に小さくなり、冷端温度差は



- ① 空気圧縮機
- ② アフタークーラ
- ③ 水滴分離器
- ④ N₂ 蓄冷器
- ⑤ O₂ 蓄冷器
- ⑥ 抽気逆止弁
- ⑦ 液化器
- ⑧ 液空分離器
- ⑨ タービン熱交換器
- ⑩ 過冷却器
- ⑪ 精溜塔
- ⑫ 膨脹タービン
- ⑬ 保冷槽

第1図 試作プラントフローシート
Fig.1. Flow Sheet of Pilot Plant

小さくなる。この中間抽気空気は蓄冷器を温端方向に逆流再加熱せられ、混入氷分を再蒸発せしめた後抽気逆止弁⑥を経てタービン熱交換器⑨に導かれる⁽²⁾。

両蓄冷器冷端を出た空気は液化器⑦で N₂ ガス(-192°C) O₂ ガス(-180°C) により冷却せられ部分液化が行われ、湿り状態となつて液空分離器⑧に入る。こゝで空気は二分せられ、一つは湿り状態の儘精溜塔⑪の下塔底部に送入せられる。他方は液分を除去せられてタービン熱交換器⑨の管内を流れ、前記蓄冷器抽気空気と熱交換して過熱せられ(-151°C) 膨脹タービン⑫に入り、こゝで断熱的に温度降下する(-189°C)。この際抽気空気は⑨の管外を流れて約 -170°C まで冷却せられ、伝熱管に炭酸ガスを付着除去せられ清浄な空気となつて液化器の手前で蓄冷器よる来る空気と再合流する。したがつて⑨は炭酸ガスを除去するために2基1組で切替により再生使用する。

⑪の底部に送入せられた空気は 4.5 kg/cm² の圧の下で下塔において液 N₂ と液空に予備分離せられ上塔に膨脹弁を経て供給せられる。上塔においてこれらの液は精溜蒸発せしめられ塔頂より飽和 N₂ ガス、上塔下部より飽和 O₂ ガスとして抜き出される。

膨脹タービン⑫を出た空気は適当量分岐して過冷却器⑩により N₂ ガスにより過冷却せられる、上塔中間に被分離空気として送入せられる。残余の空気は⑩を出た N₂ ガスと合流し⑦④を経て常温まで加温せられ装置外に放出せられる。精溜塔より発生した O₂ ガスも⑦⑤を経て同様に常温となり装置外に送出せられる。

以上が本試作装置のフローシートの大略であるが、この説明で理解せられるように他の方式に比較し構成機器の数も少く思いきつた装置の単純化がなされている。TO プラントとして欠くことのできない必要条件「装置の単純化」という目的をほぼ達成しえたといふことができる。

[III] 理 論

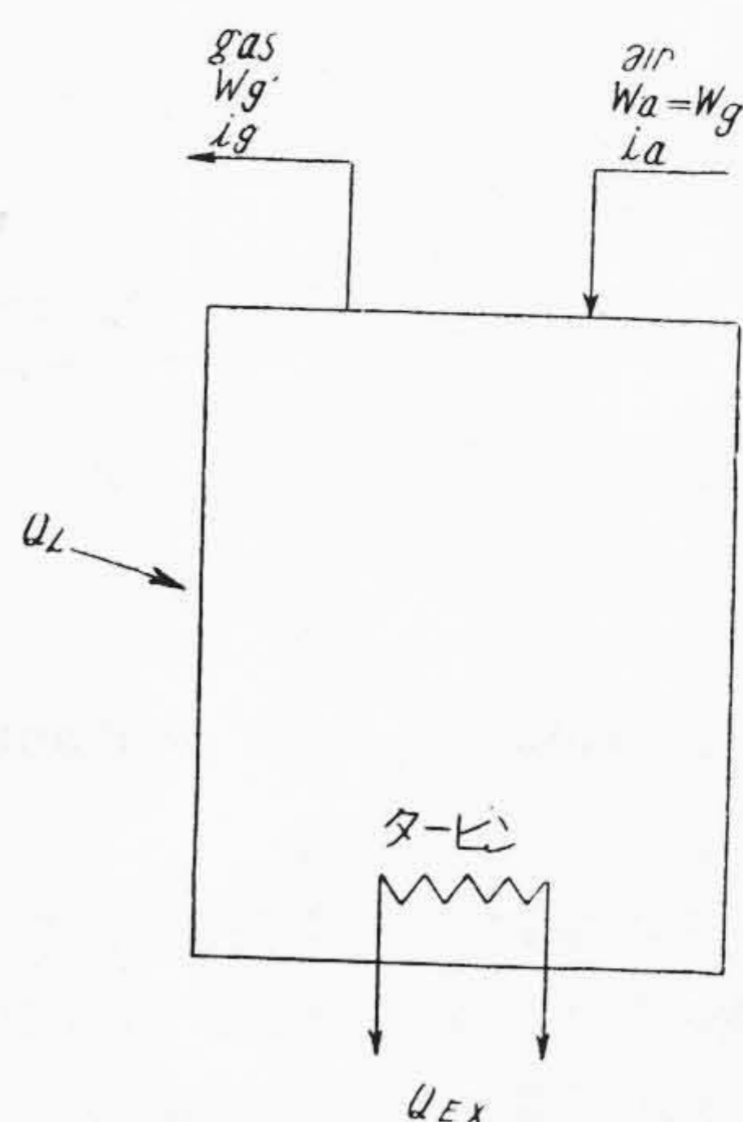
この種装置は純然たる熱力学的装置で、化学変化は関係せずしかも外界とは熱的に嚴重に遮断せられているためきわめてよく理論と一致することが他の一般化学装置と特に異つている点と考えられる。本項においては装置の性格をあきらかにするために熱力学的に解析し試作装置の特長を述べる。

(1) 熱 平 衡

第2図は本装置の熱平衡図である。これにより熱平衡式を立てると

$$W_a i_a + Q_L = W_g i_g + Q_{EX} \dots\dots\dots (1)$$

$$W_a = W_g \dots\dots\dots (2)$$



第2図 装置の熱収支
Fig. 2. Heat Balance of Plant

故に

$$W_a (i_a - i_g) + Q_L = Q_{EX} \dots\dots\dots (3)$$

こゝに

W_a = 原料空気が N₂ および O₂ 蓄冷器に流入する量すなわち装置の有効空気量 Nm³/h

W_g = N₂ および O₂ ガスの発生総量 Nm³/h

i_a = N₂, O₂ 蓄冷器に流入する W_a のエンタルピ kcal/Nm³

i_g = N₂, O₂ 蓄冷器より流出するガスのエンタルピ kcal/Nm³

Q_L = 保冷箱を通して装置寒冷部に侵入する熱量 kcal/h

Q_{EX} = 膨脹タービンの断熱膨脹により機械的エネルギーとして装置外に放出される熱量 kcal/h

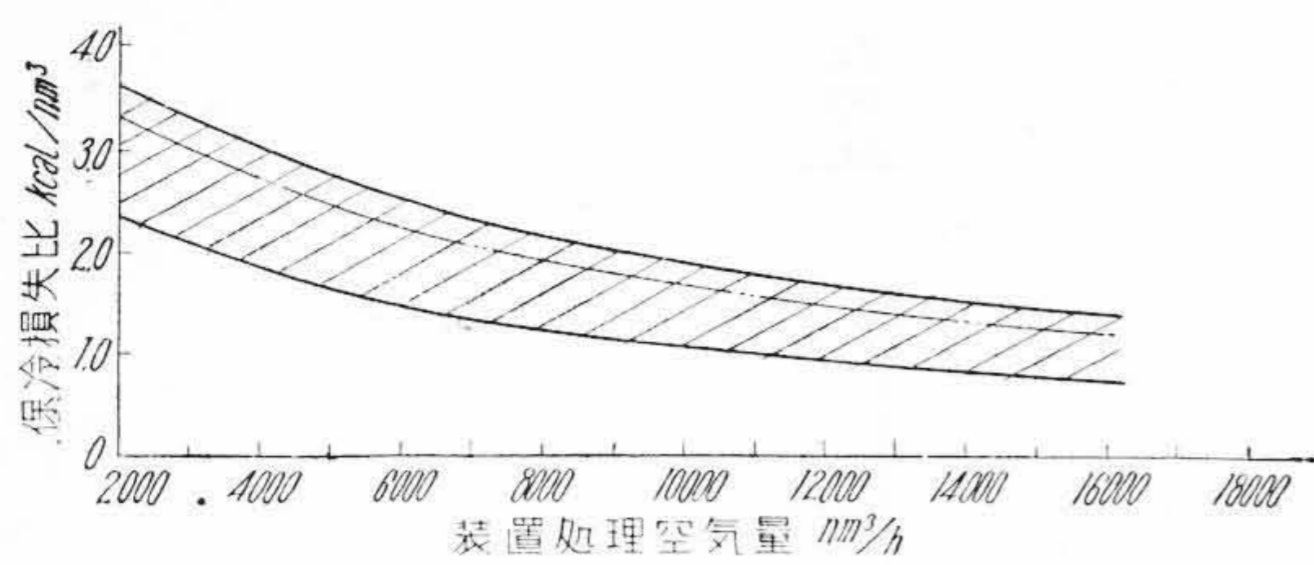
(i_a - i_g) は低圧法においては常に i_a > i_g であるため我々は W_a (i_a - i_g) を蓄冷器温端熱損失と呼んでいる。これに対し Q_L を保冷損失、Q_{EX} は膨脹タービン寒冷発生量と呼んでいる。結局蓄冷器温端熱損失と保冷損失の和がタービン寒冷発生量に等しい場合に装置は熱平衡を保ち、流入空気を冷却液化しさらにこれを精溜して N₂ と O₂ に分離し、これらを常温に再加熱して製品として装置外に発生せしめうることになる。

(2) 保冷損失と蓄冷器温端熱損失

(3)式における Q_L と W_a (i_a - i_g) が実際問題として何のような数値のものであり、また性格のものであるかについて述べる。

(i) Q_L について

第3図 (次頁参照) は装置の容量を示すための原料空気量 W_a に対し q_L = Q_L / W_a すなわち保冷損失比 (kcal / Nm³air) の値を示したものである。この Q_L は全く経



第3図 装置の保冷損失
Fig.3. Insulation Loss of Plant

験値であり、従来の諸実績より発表せられた数値⁽¹⁾である。我々の経験からはこの上限値はきわめて保冷効果の悪い場合の値であり、普通の分離装置にあつては鎖線以下の数値であるとみてよい。大容量の装置はきわめて q_L が小さくなり大型装置が効率がよく運転しうる理由の一つはこゝにある。さらに Q_L は寒冷ガスあるいは液の漏洩によつても増加し、その影響は小型装置になればなる程大きい。

(ii) $W_a(i_a - i_g)$ について

第4図は蓄冷器温端損失比 $(i_a - i_g)$ と蓄冷器温端における流入空気と発生ガスとの温度差の関係を示したものであり、パラメーターとして空気の圧を取つた。ガス圧は常圧として計算した。蓄冷器温端温度差により著しく影響せられ、空気の圧により若干の増減がある。これは空気のジュールトムソン効果によるものである。

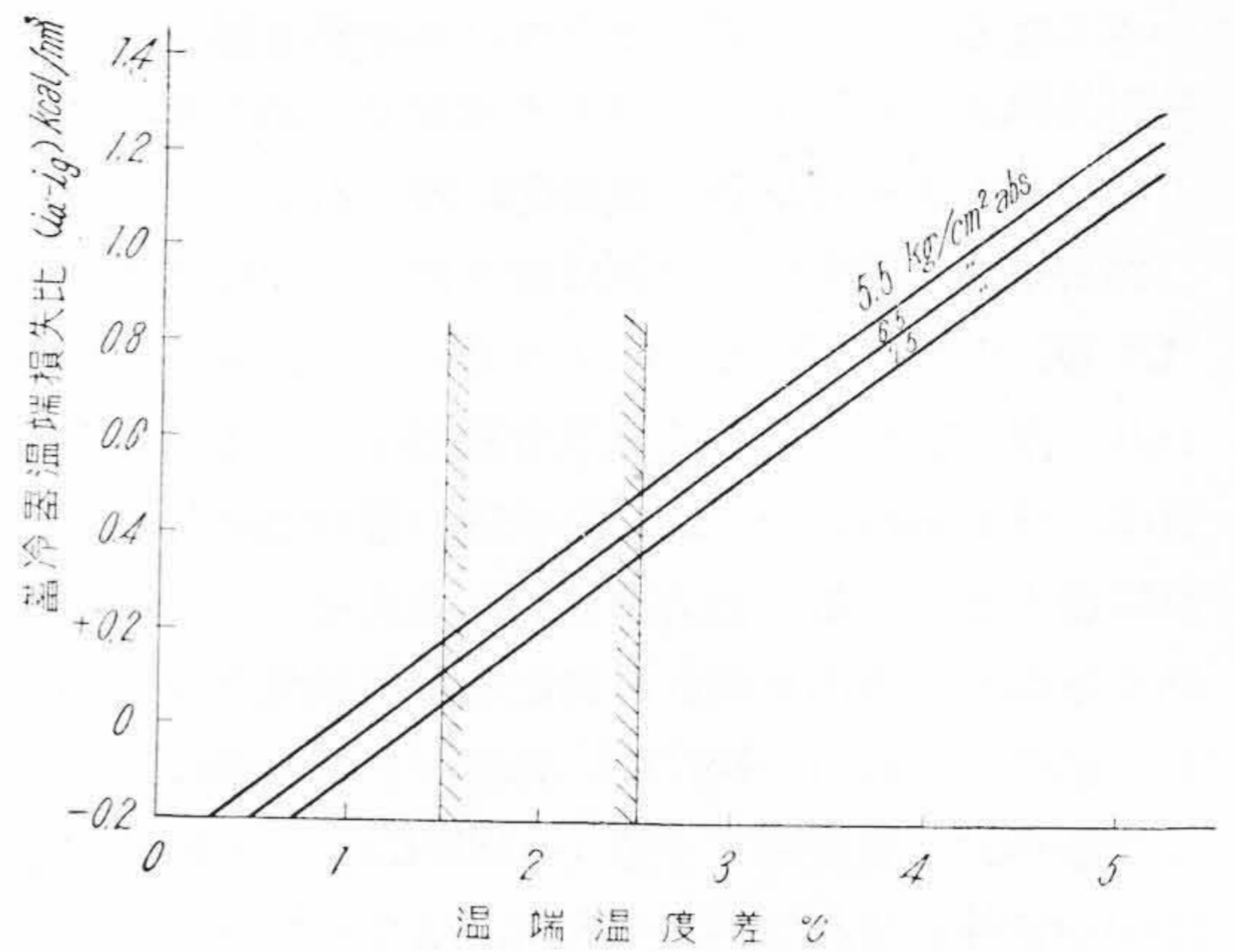
(iii) 装置の全寒冷損失

第5図は装置の必要な寒冷補償量すなわちタービンの必要寒冷発生比と装置の処理空気量との関係を示したものである。必要寒冷発生比の内訳をハッチングにより区別した。下部ハッチング部は蓄冷器温端損失比 $(i_a - i_g)$ 、上部ハッチング部は保冷損失比 q_L を示す。温端温度差 2°C の場合と 5°C の場合(点線)とを比較示してある。空気量 $2,000 \sim 4,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ の小型装置においては温端損失比 $(i_a - i_g)$ のしめる割合は全損失量に比し小さいが、 $10,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ 以上の大型装置にあつてはこの割合はきわめて大きく温端温度差 1°C の変化も装置の熱平衡に大きく左右する。したがつて大形装置にあつては蓄冷器温端温度差を可能の範囲で極力微小とし、しかも安定な性格のものとするのが装置の効率や運転操作などの面からみて絶対必要となつてくる。このことは空気分離装置の最も著しい特長といわねばならない。

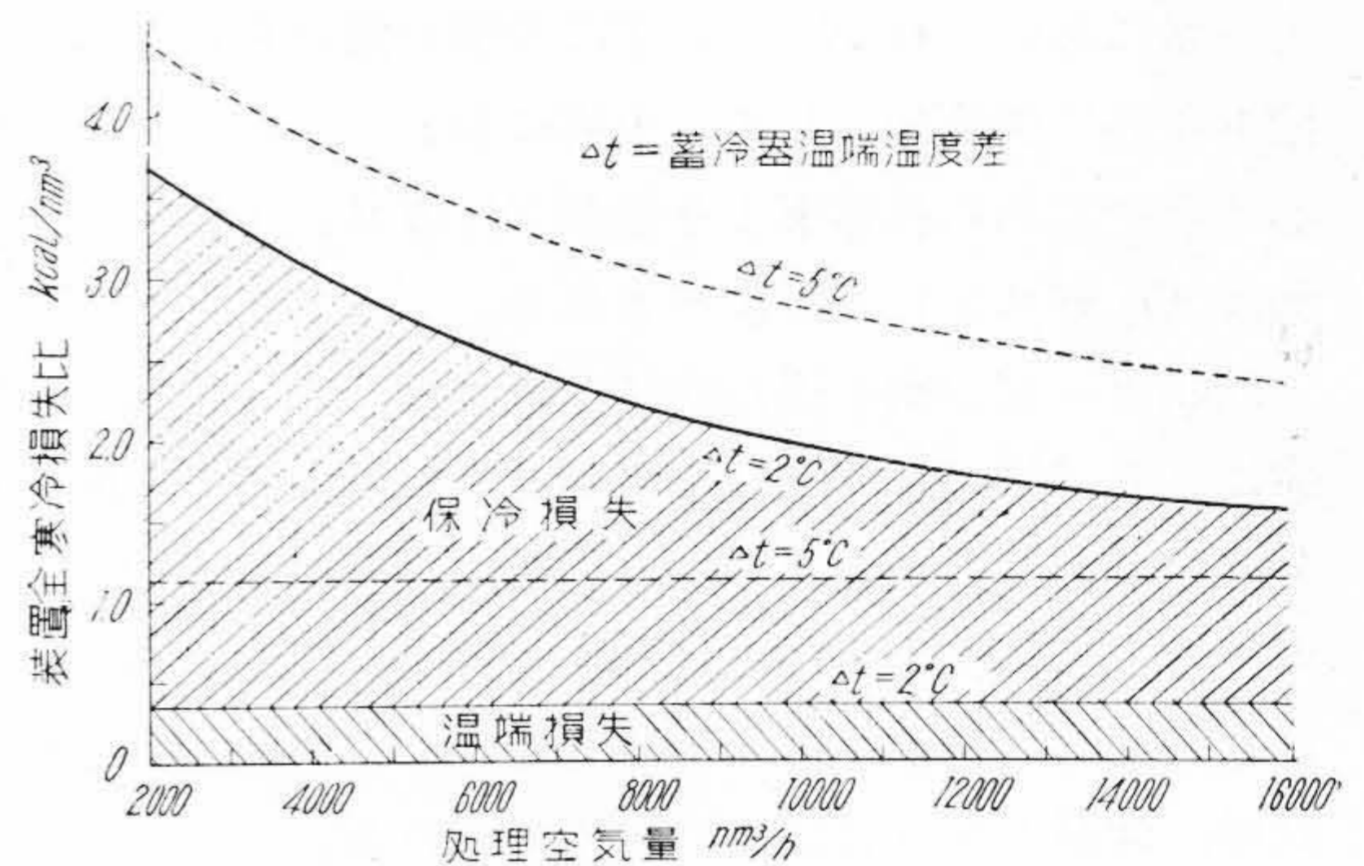
(3) 蓄冷器中間空気抽気の意義

本装置における著しい特長の一つは N_2 蓄冷器の中間位置より一部空気を抽気していることである。その理由と効果とについて述べる。

蓄冷器は前記のごとく空気とガスとの熱交換を行うと

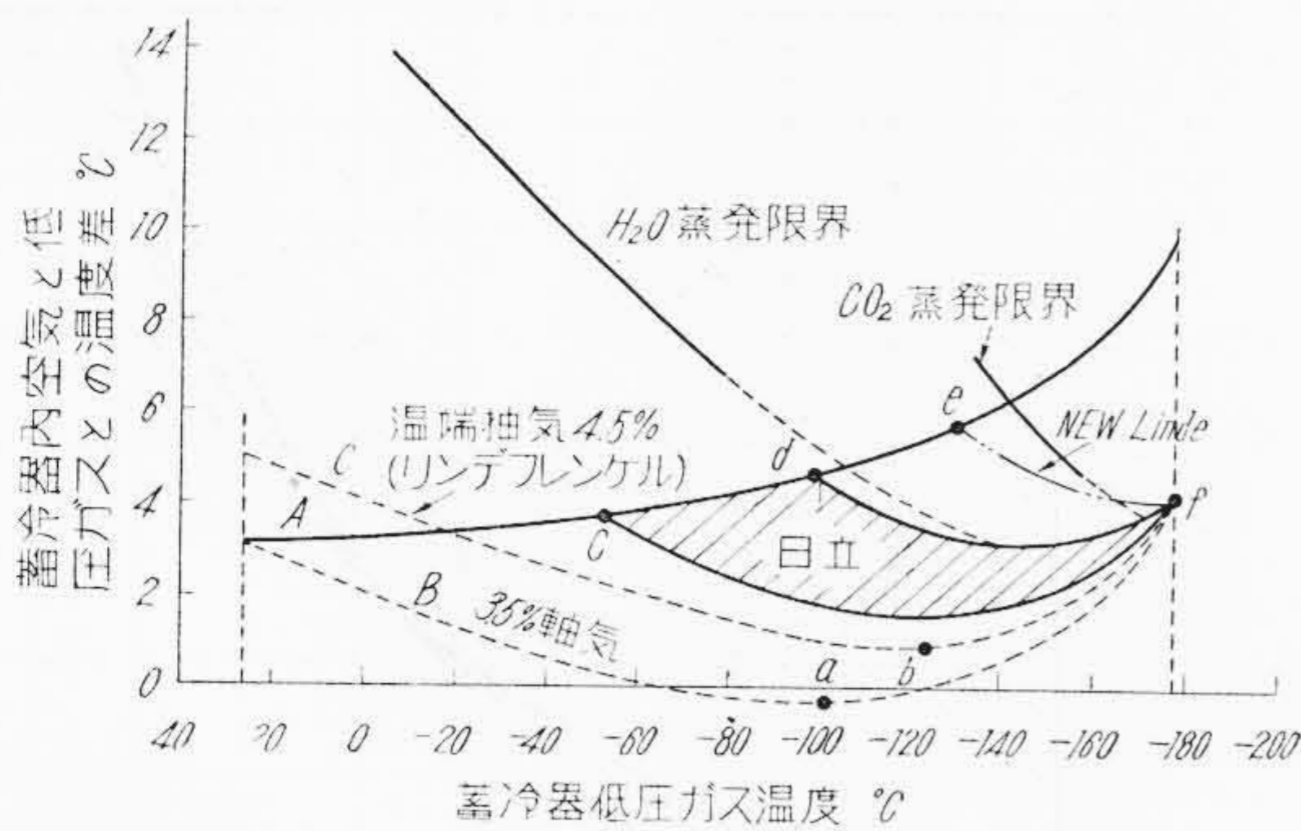


第4図 蓄冷器温端温度差と温端損失
Fig.4. Relation between Warm End Temperature Difference and Warm End Heat Loss of Regenerator



第5図 装置の熱損失
Fig.5. Heat Loss of Plant

同時に空気中の水分および炭酸ガスの除去作用を行う。すなわち空気中のこれら不純物は蓄冷器に充填せられたきわめて表面積の大きな蓄冷体表面に凍結付着して蓄冷器冷端の約 -170°C 程度においてはほぼ完全に空気より除去せられ、つぎに乾燥寒冷ガスの蓄冷体内流過に当り再びガス中に昇華し装置外に排出される。この昇華が完全に行われるためには、それぞれの蓄冷器の中間位置において空気とガスとの温度差が限界値以内に小さくならなければならない⁽³⁾。第6図の H_2O および CO_2 曲線はこの限界温度差(空気ガス等量に流れた際のもの)を蓄冷器中の寒冷ガス温度に対して示した値である⁽⁴⁾。ただし H_2O は -80°C 以下は含有絶対量はきわめて微量となり、実際上の氷分蓄積は起らないため点線にて示した。また CO_2 は空気中に $0.03 \sim 0.06\%$ の含有量であるためその析出はきわめて深冷において始めて起り、 -135°C がその析出開始温度である。さらにA曲線は 5.5



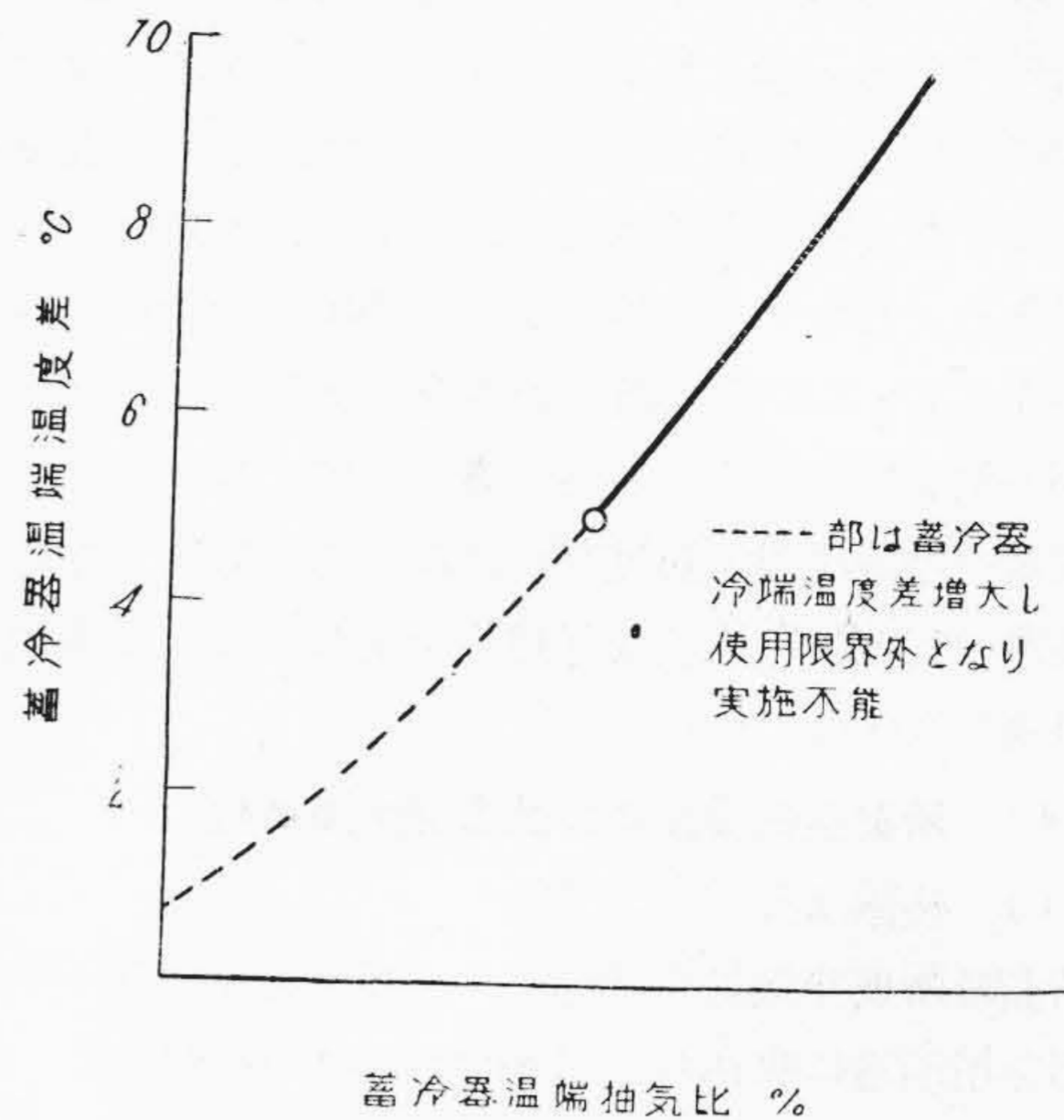
第6図 蓄冷器内の熱交換温度差
Fig. 6. Heat Transfer Temperature Difference in Regenerator

kg/cm²abs の空気と 1.0kg/cm²abs のガスが等量に流れた場合、蓄冷器温端温度差を 3°C とし計算した空気とガスとの温度差を示し、ガス -178°C においては空気との温度差は 9.6°C に増大する。これは空気が非理想気体であることに起因するものである。したがって A 曲線と H₂O, CO₂ 曲線と交叉した点より低温部においてはそれぞれの不純物は完全に昇華し切れず蓄積が起り、蓄冷器の閉塞現象のため運転不能になる。これを防止するためには蓄冷器深冷部における温度差を小さくし、許容範囲内にあるようにせねばならない。このためにはつぎの三方法が考えられる。

- (a) 蓄冷器に入る前に空気を一部抽気してガスに比し熱当量を少くする。すなわち温端抽気法 (実例 Classical Linde Fränkl Type および科研方式等)
- (b) 蓄冷器の中間より空気を一部抽気する方法、すなわち中間抽気法 (実例日立プラントおよび New Linde Type)⁽⁵⁾
- (c) 蓄冷器冷端から寒冷空気の一部を逆流せしめ中間より出す方法 (実施例無し、類似的には Kellogg Type)⁽⁶⁾

(c) は熱的には (b) と同一となるためここで (a) と (b) を比較し中間抽気の特長を述べる。

(a) の方法: 第6図に示すごとく蓄冷器の冷端は CO₂ の蓄積および寒冷部への侵入を防ぐために少くとも温度差は 4°C に抑えなければならない。この条件を満たすために温端温度差を 3°C とし空気量を 3.5% だけ温端抽気を行うと B 曲線のごとき温度差曲線となる。しかして a 点において計算上は (-) の温度差となる。このことは熱力学の第二法則に矛盾し実現しえない。温端温度差を 5°C に取り抽気量を 4.5% とすると C 曲線となり、b 点においてかろうじて実現可能な 0.8°C の最小温



第7図 蓄冷器温端温度差と温端抽気比の関係
Fig. 7. Relation between Warm End Temperature Difference and Warm End Air Extraction Ratio of Regenerator

度差を示す。すなわち温端抽気法は蓄冷器温端温度差を 5°C 以下になしえないことが理解せられる。さらに本抽気法にはつぎのような重大な欠点をさらに有していることも見逃すことはできない。すなわち温端温度差が僅かな抽気空気量の増減によりはなはだしく変動することであり、第7図の温端抽気量と温端温度差の関係を示せる線図からその模様を伺うことができる。この場合条件として蓄冷器内許容最小温度差を約 1°C とした。大型装置においては微小な温端抽気の増量によりはなはだしく蓄冷器温端熱損失の増加をまねき、装置の安定性をはなはだしく害し寒冷発生量を不必要に大とせる膨脹タービンを設備せねばならず、さらに装置の効率および発生ガスの純度維持に大きな悪影響をもたらすことはいうをまたない。

(b) の方法: この方法は前に述べたように日立プラントおよびドイツの New Linde Type において採用せられているもので、両者の差異は第1図⑥の抽気空気逆止弁の水分による凍結を防ぐ方法として

- (i) 日立プラントでは抽気空気を蓄冷器より取出す前に蓄冷器高温部に逆流せしめて再熱処理を行っている。
- (ii) New Linde Type は水分析出位置よりはるかに深冷部で水分の十分除去された CO₂ の析出し始める約 -135°C の位置より抽気している。をそれぞれ採用している点にあり、日立抽気は熱的には再加熱処理後の温度位置ということが出来る。第7図 cf および df 曲線にかこまれたハッチング内が日立プラン

トの取りうる範囲であり *ef* 曲線は New Linde Type の曲線である。(b) および (c) の方法に依るときは蓄冷器中において (a) の方法のごとく極端に微小な温度差を示すことなく蓄冷器温端温度差を最小温度差にすることができる。日立プラントにおいて N₂ 蓄冷器の温端温度差が 1.5°C~2.5°C の好成績を挙げたことは如実にこの間の消息を物語っている。さらにこの抽気法において抽気量の増減は温端温度差にはほとんど影響しないことも装置の安定性に大きな好結果をもたらさう事項として見逃してはならない。

(4) 所要空気量および酸素発生原単位

(i) 装置所要空気量 W_a

精溜塔所要空気量を W_R , タービンを出た低圧空気の一部を精溜塔に吹込む (Lachmann Method) 量を $m_0 W_R$, タービン風量比を α , 酸素発生量を $W_0 = \frac{W_R}{\sigma}$ とすると

$$(1-\alpha) W_a + m_0 W_R = W_R \dots \dots \dots (15)$$

したがって

$$W_a = \frac{1-m_0}{1-\alpha} W_R = \frac{\sigma(1-m_0)}{1-\alpha} W_0 \dots \dots \dots (16)$$

ただし $\alpha \leq m_0$ の場合は $W_a = W_R = \sigma W_0$ となる。

精溜塔にて発生する O₂ ガスの酸素純度を ϕ , N₂ ガスの酸素純度を ω とすれば

$$\sigma = \frac{\phi - \omega}{0.21 - \omega} \dots \dots \dots (17)$$

酸素純度の高からんことを望むと著しく σ の値は増大し, 全処理空気量が大となり, プラント全体の性能を甚しく低下せしめるので不必要に酸素純度を高くするのはさけるべきである。

(ii) 動力消費率の計算

酸素 1 Nm³ を得るに消費される仕事量, すなわち動力消費率 *E.C.* を計算すべき式を求めると

$$E.C. = \frac{\Delta h}{\eta_c} \frac{1}{\zeta} \frac{W_a}{W_0} = 0.001163 \frac{1}{\zeta \eta_c} \frac{\sigma(1-m_0)}{1-\alpha} \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} RT_0 \text{ kWh/Nm}^3 \dots \dots (18)$$

$m_0 \geq \alpha$ の場合には

$$E.C. = 0.001163 \frac{\sigma}{\zeta \eta_c} \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} RT_0 \text{ kWh/Nm}^3 \dots \dots (18')$$

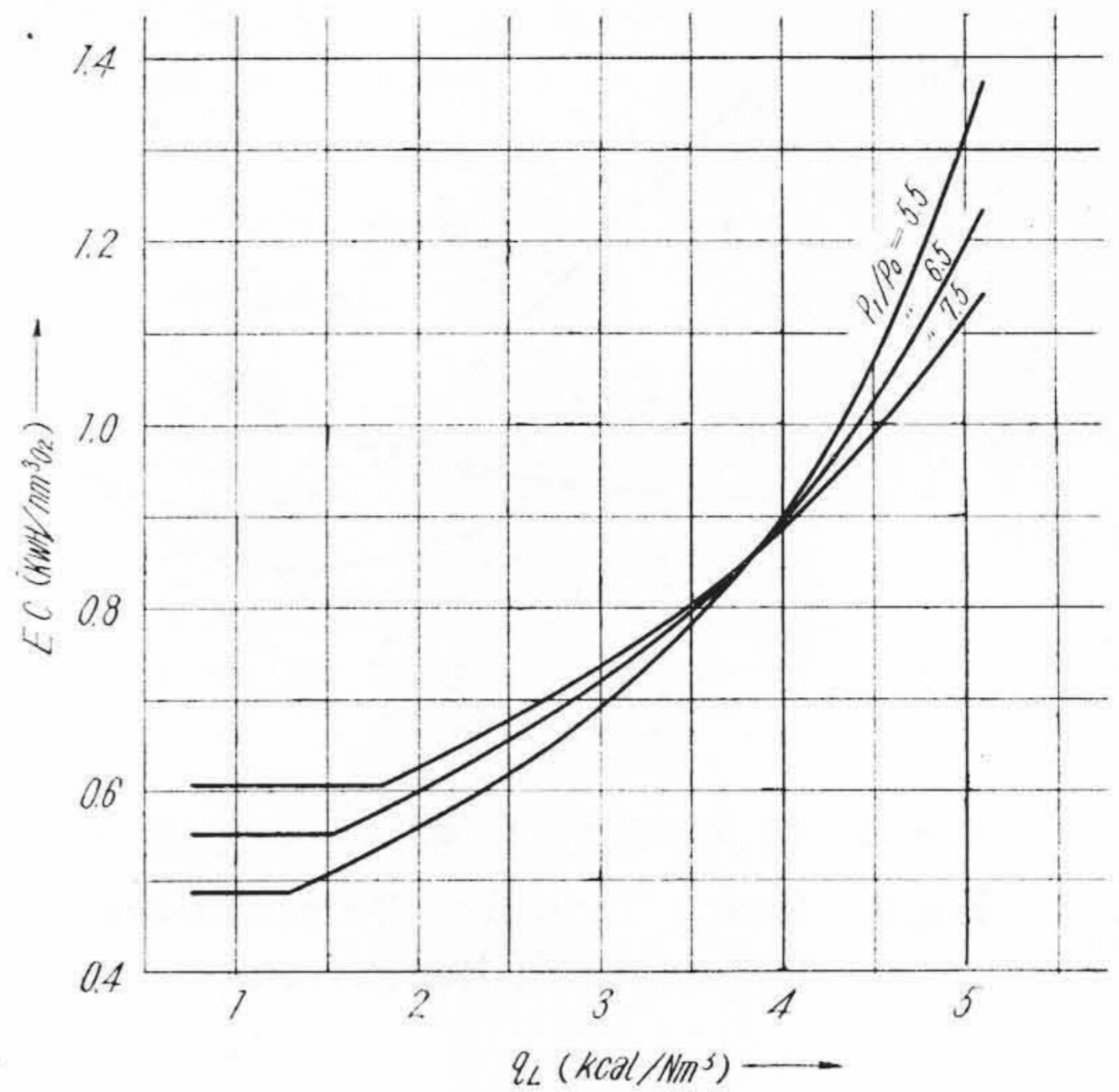
ここに ζ = 蓄冷器切換時に起る空気量損失を補正する係数で大約 0.97~0.95 程度である。

η_c = 空気圧縮機の効率で機械効率と断熱効率との積になる

k = 空気圧縮機における空気の断熱指数で 1.405

R = 空気のガス常数で 0.0887 kcal/Nm³°K

T_0 = 空気圧縮機の吸入空気温度 (°K)



第 8 図 動力消費率の計算値

$m_0=0.15, \sigma=5.0, \zeta=0.96, \xi=0.25$
 $\eta_c=0.70, T_0=290^\circ\text{K}, \eta_{ex}=0.80,$
 $\Delta t=2^\circ\text{C}$

Fig. 8. Calculated Value of Power Consumption

P_0, P_1 = 空気圧縮機吸入および吐出圧

今 $m_0=0.15, \sigma=5.0, \zeta=0.96, \eta_c=0.70, T_0=290^\circ\text{K}$
 $P_1/P_0=5.5, 6.5, 7.5$ の場合につき q_L の種々なる値に対し (13) 式より α を計算し (18) および (18') 式を計算してみると第 8 図のごとくなる。(α を求むる際 $\eta_{ex}=0.80, \xi=0.25, \Delta t=2^\circ\text{C}$ と仮定した) 曲線に折点の表われているのは $m_0=\alpha$ なる限界値があるからである。装置容量が大となり q_L が小さくなると空気圧縮機の吐出圧は可能なる限り小さくした方が有利になる。 q_L が 3.7 kcal/Nm³ 程度より大になると圧関係は上記と逆になる。この点は従来見落されていたようであるが注意せねばならない。TO プラントとしては酸素発生量にして 2,000~3,000 Nm³/h 程度の規模の設備になれば 0.50~0.55 kWh/Nm³O₂ 程度の動力消費率で稼働できる筈だと考えておる。諸外国の実績もすでにこの程度の水準に達しておるのでこの値を上回まわるよううちはまだまだというべきであろう。

本装置のごとくタービンのみを寒冷発生手段とする方式は

- (1) 特に大型装置においてきわめて有利な性質を有し, その安定性, 動力消費率の僅少なことは他方式の追随を許さない。また 300 m³/h の酸素発生容量のものでも他方式に比し遜色がない。
- (2) 高い効率を特に必要とする大型装置では蓄冷器の温端損失は重要な意義を持ち, この損失を小さ

くするための実際手段として蓄冷器中間抽気方式を絶対必要とする。これに対し、たとえばリンデフレンケルにおけるごとき蓄冷器の温端抽気法は蓄冷器の利点を生かした使用法ではなく、熱損失に影響力の小さい小容量のガスを取扱う酸素蓄冷器のみに採用せらるべき方式である。

- (3) 膨脹タービンの効率の高いことも絶対必要なる条件である。低効率のタービンでは低圧方式は成り立たない。

結局日立 TO プラント、あるいは New Linde Type などのごとく単純高効率の低圧方式は膨脹タービンの高効率と蓄冷器の特長を十二分に生かした蓄冷器中間抽気法により始めて成立の可能性があるといえる。

〔IV〕 試作プラントについて

試作プラントの計画仕様および構造概要特にその特長とする点について述べる。

第9図は本プラント全景を示す。

(1) 仕様

- (i) 発生酸素量..... 300 Nm³/h (10 t/day)
- (ii) 酸素純度..... 98%
- (iii) 圧縮圧力..... 6.5 kg/cm²G
- (iv) 空気量..... 2,700 Nm³/h
- (v) 圧縮機 150 kW 横型往復動二段汎用圧縮機2台併用

(2) 設備大要

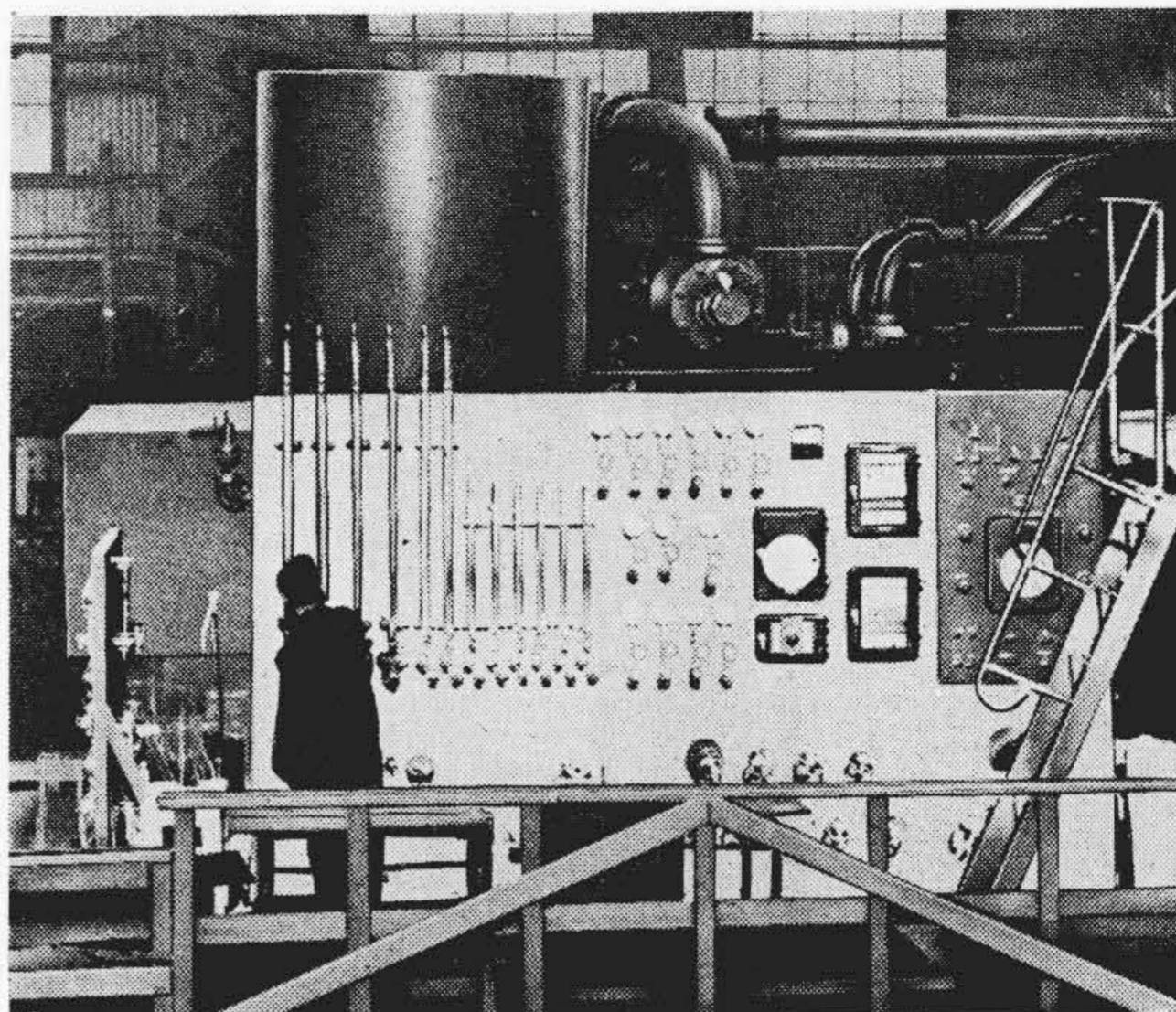
(i) 蓄冷器

N₂ 蓄冷器、O₂ 蓄冷器とも第10図に示すごときアルミニウムの蓄冷体を内蔵し、蓄冷体は3種類の void のものを使用し抵抗減少および蓄熱性能の向上を計った。各蓄冷器底部には逆止弁を有している。

抽気方法は N₂ 蓄冷器は中間抽気方式を採用し、抽気逆止弁1組を有し、さらに前述のごとく抽気逆止弁凍結防止対策として抽気空気再加熱部を内蔵する。O₂ 蓄冷器は従来の方式と同様温端抽気方式とし抽気逆止弁はない。いずれも約3分周期で自動的に切替使用せられる。

(ii) 蓄冷器自動切替弁

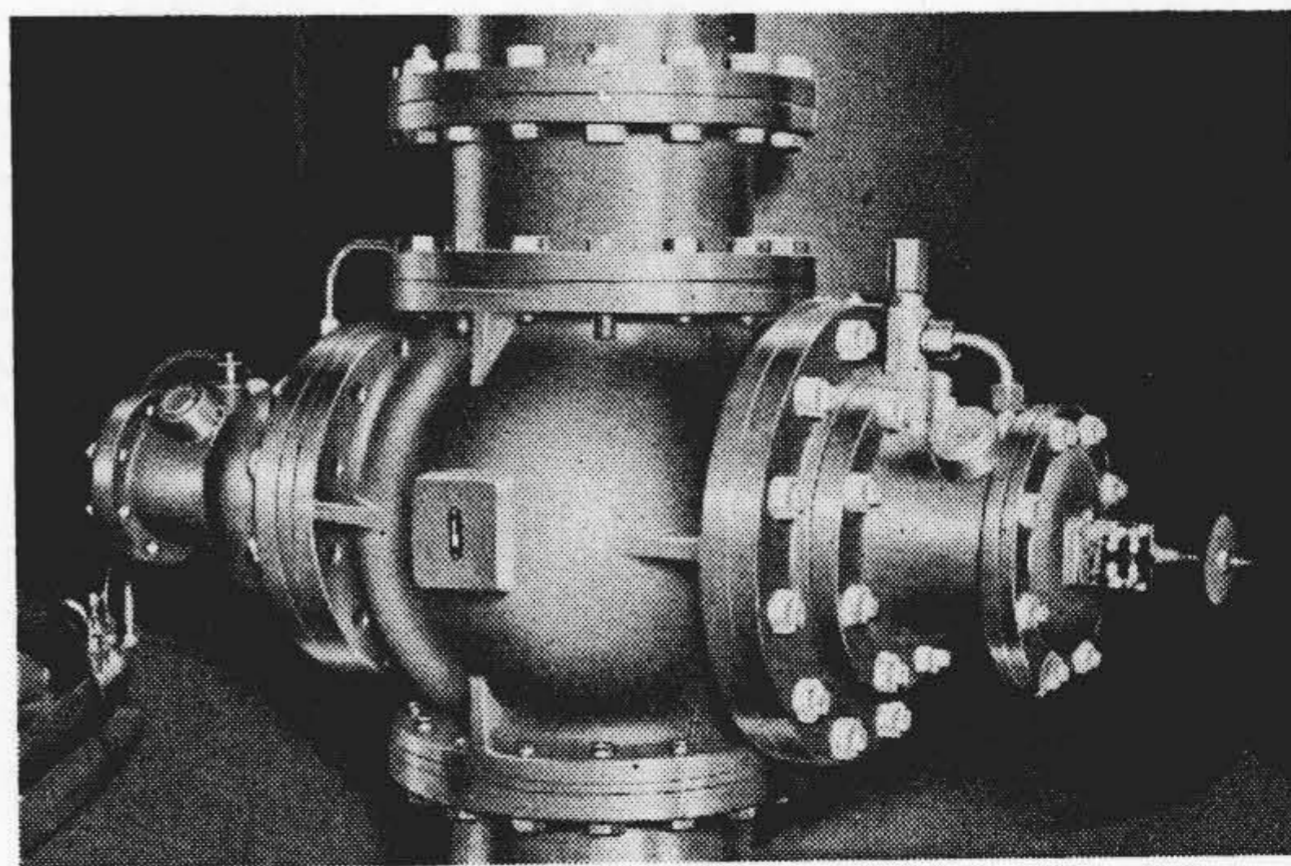
N₂ 蓄冷器に5箇、O₂ 蓄冷器に6箇を、それぞれの温端部に取付けられている。各弁は1箇の電磁弁を有し、切替弁自動制御装置の電氣的制御により電磁弁を開閉し、この電磁弁はサーボ空気を供給あるいは排出させて切替弁サーボピストンを駆動し、弁の開閉を行う。サーボ空気は原料空気より抽気せるものを使用した。サーボピストンは常時給油する必要なく長期運転可能のよう特別な構造をもっている。第11図は N₂ 蓄冷器用の 12" 切替弁である。



第9図 試作プラント全景
Fig.9. General View of TO-Plant



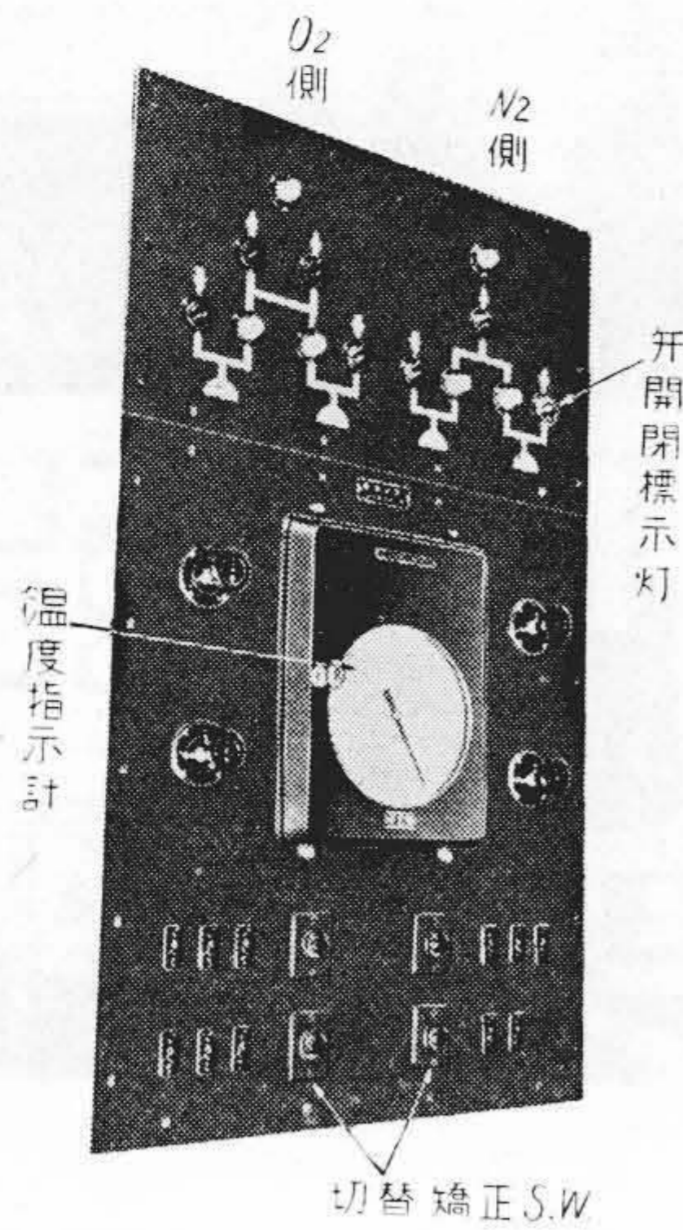
第10図 蓄冷器の蓄冷体
Fig.10. Packings of Regenerators



第11図 窒素蓄冷器切替弁
Fig.11. Changing Valve for N₂ Regenerator

(iii) 蓄冷器自動切替弁制御装置

電氣式制御方式を採用し第12図(次頁参照)はその操作盤である。タイムリレーにより蓄冷器の切替周期を規正



第 12 図 蓄冷器自動制御盤
Fig.12. Controlling Board for Regenerator

する。さらにこのタイムリレー規正とは別に押ボタンスイッチにより切替時間を任意に変更し蓄冷器の温度不平衡を簡易に矯正しうるようにした。この矯正操作は N_2 , O_2 蓄冷器それぞれ単独に行い得るため、一方の矯正操作のために他方の蓄冷器の温度平衡が乱されることがない。第 12 図の上部のランプはそれぞれの蓄冷器自動切替弁の開閉標示ランプである。中央部の計器は蓄冷器冷端空気温度指示計であり、これにより温度不平衡を検出する。その下にある押ボタンは切替時間を任意に変更するためのスイッチである。この操作盤により「蓄冷器運転は困難なものである」との定説を十分切抜け得ている。なお本試作プラント以後に製作された制御装置は手動押ボタンを排し、全部自動操作におきかえられているが別の機会にその詳細を報告する。

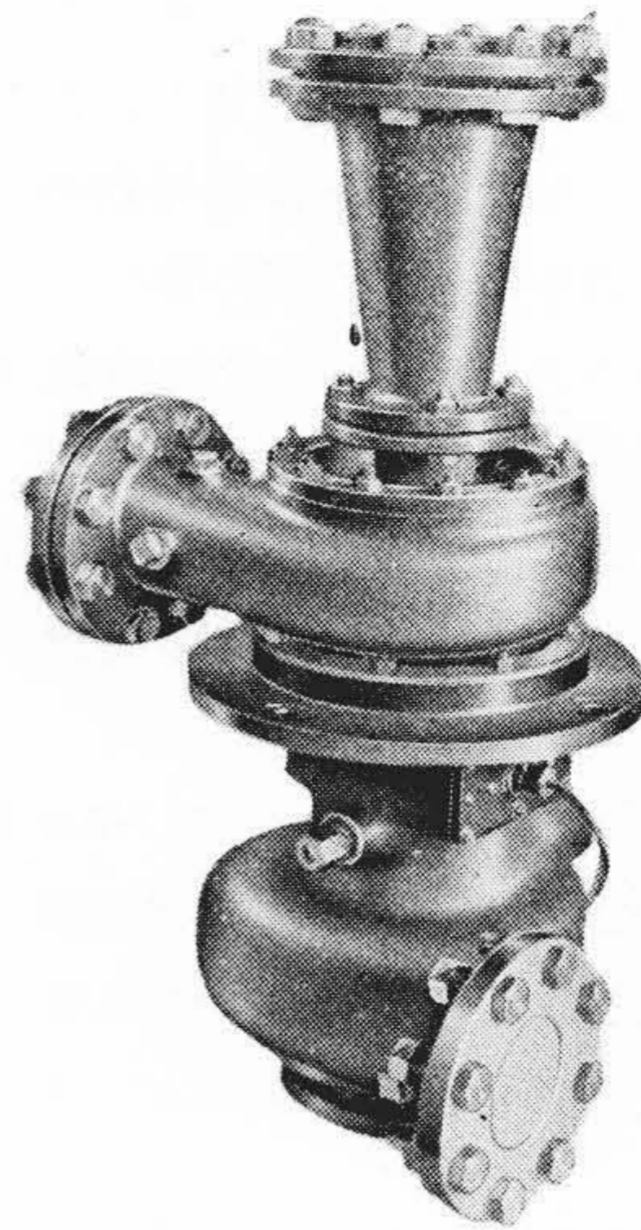
(iv) 膨脹タービン

本装置の唯一の寒冷発生機関である。始動用 1 基、常用 2 基、計 3 基を有する。

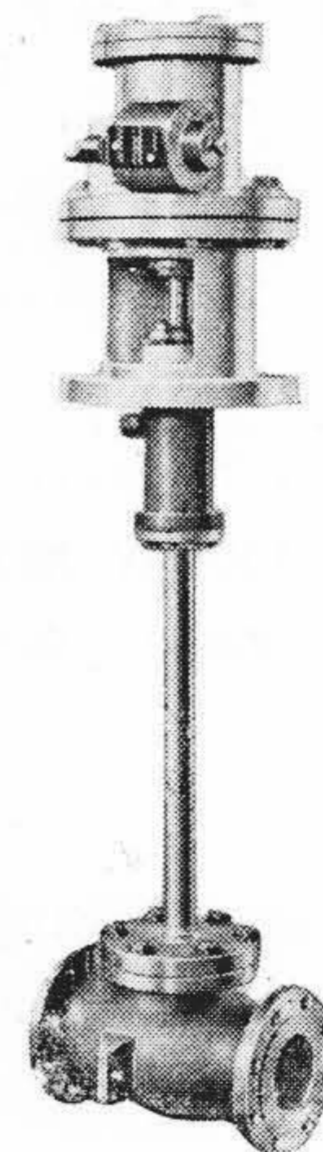
型 式…………… 壺型輻流式反動タービン
(Kapitza Turbine)

入口 圧…………… 6.0 kg/cm²
入口 温度…………… -151°C
出口 温度…………… -189°C
回 転 数…………… 35,000 rpm

回転数の測定は特殊磁石発電機を発信器として用い自記記録される。第 13 図は最新形式の膨脹タービンを示す。第 14 図は膨脹タービン用危急遮断弁であつてその作動は全部電気式によつて行われる。特に寒冷ガスの漏洩により凍結し、万一にも作動せざるおそれのないよう弁



第 13 図 膨脹タービン
Fig.13. Expansion Turbine



第 14 図 膨脹タービン危急遮断弁
Fig.14. Emergency Valve for Expansion Turbine

棒には特殊なグランド構造を持たせてある。

(v) 精溜塔

普通の複式精溜塔であり上部塔の中間に原料空気吹込を行つている。上下塔とも網目皿による精溜皿を用いた。段間隔を極度に圧縮し精溜塔の全長は約 30% 程低く作られている。

(vi) 熱交換器

分離装置の新しい試みとして材質に Al を全面的に採用し製作されている。従来この種極低温装置はすべて Cu 製品であつたが、低圧のみの装置としては Al にても十分使用せられ得る材料であることを試験する目的で採用した。

(vii) 熔接方法

これら Cu, Al の熔接加工はすべて heliarc welder を採用し, 従来の空気分離装置の加工法, 銅をハンダ付といった観念を完全に脱却した構造と加工方法とを実施した。

[V] 試 運 転 経 過

昭和 28 年 4 月より試運転を開始した。

第 1 回試運転において液体空気の発生に成功, 第 2 回において液体酸素の発生を見た。第 3 回において一応酸素ガス発生に成功したが, N₂ 蓄冷器抽気逆止弁の凍結により 7 日以上連続運転は不可能であった。第 4 回, 第 5 回もほぼ第 3 回と同様の結果に終つたが, この抽気弁の問題を除いては一応設計通りの成績を挙げ得た。第 6 回において前記抽気空気再加熱処理の対策を取り入れたため抽気逆止弁凍結の問題は一挙に解決し, 始めて連続運転に成功し, 今年 12 月第 7 回の運転以後長期連続運転を繰り返し現在に到っている。酸素発生量 310~320 Nm³/h, 純度 98% の好成績を維持し得ている。

[VI] 運 転 結 果

(1) 始 動

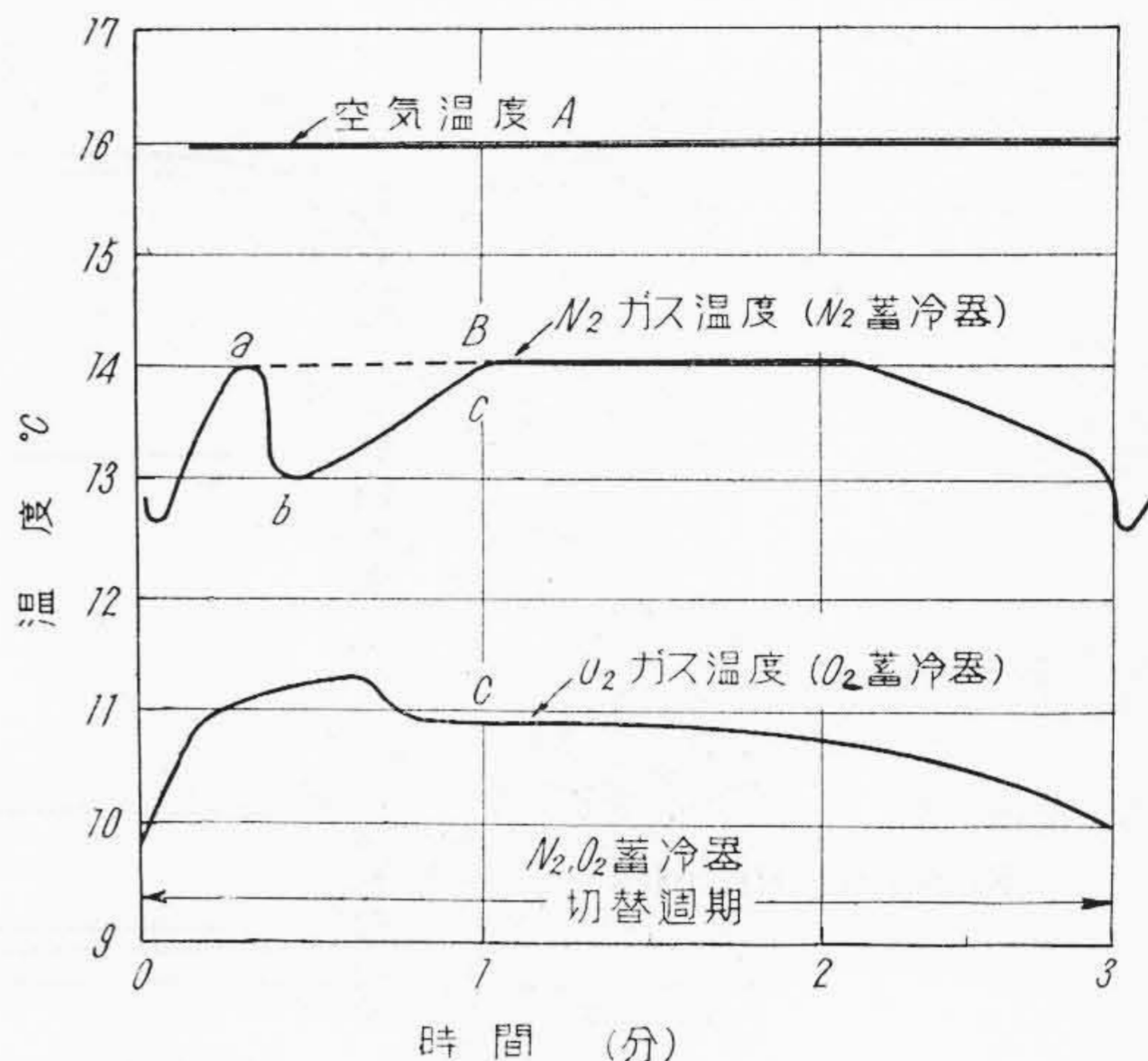
始動は第 1 段階として N₂ 蓄冷器および始動用タービン回路のみに空気を通し, N₂ 蓄冷器の冷却を行う。N₂ 蓄冷器冷端が十分深冷となり液空分離器に液体空気の発生を見, 固型炭酸ガスのないことを確認せる後第 2 段階に入る。第 2 段階は精溜塔に寒冷空気を送り冷却を行いその凝縮部に液酸の蓄積をもつて終了する。第 3 段階として O₂ 蓄冷器に精溜塔酸素ガスのみを送り, 冷却を行うと同時に酸素純度の上昇をはかり, 整定タービンに切替えを行い, 装置を整定状態におくことにより始動期終了となる。

所要時間は 36 時間であつて, 若干他の方式に比し長くかかるが, 長期連続運転 6 箇月以上可能であることより考えれば, この短所をおぎなつてあまりあるものである。

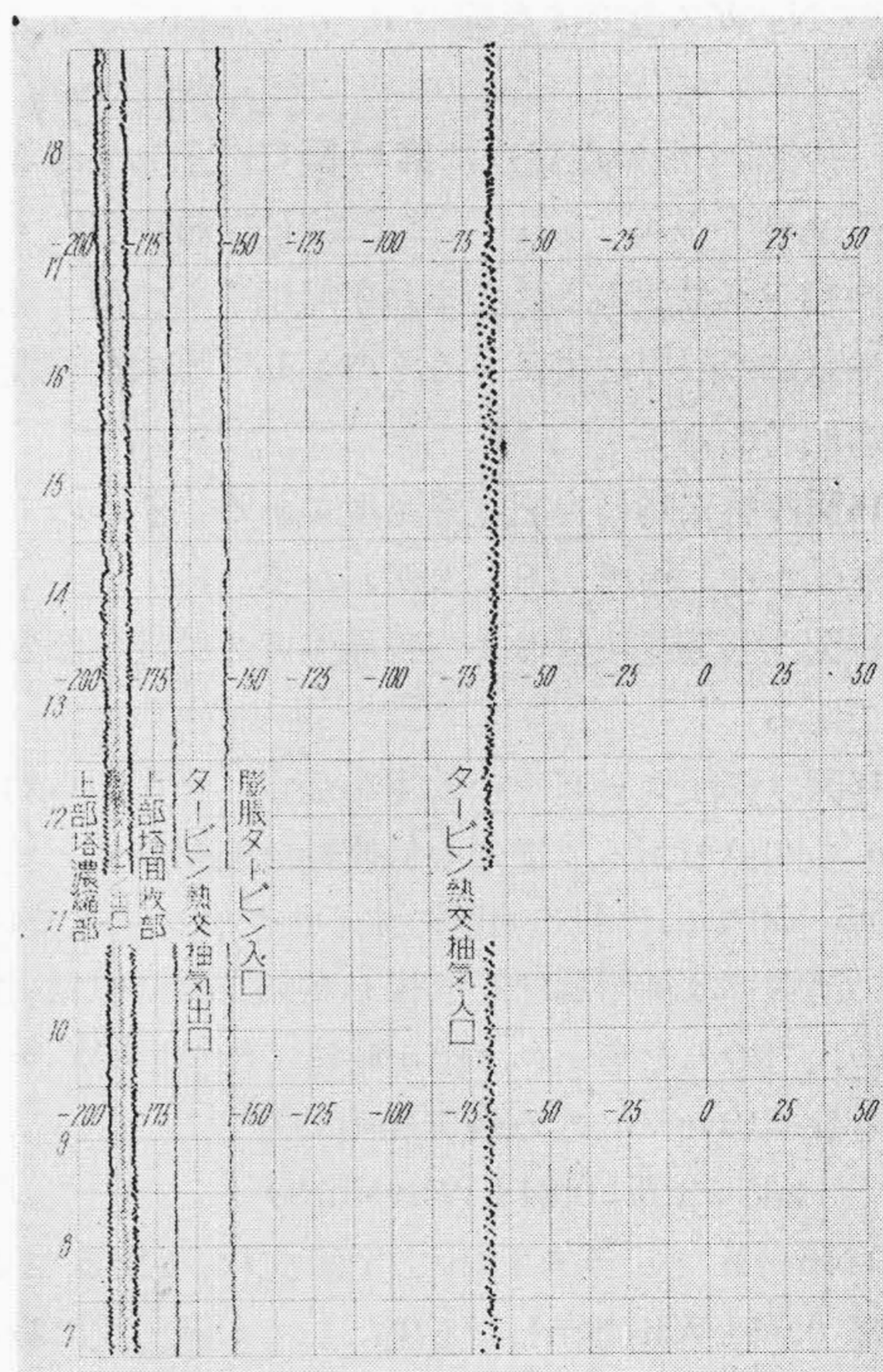
(2) 整 定 運 転

整定運転は各蓄冷器の冷端温度差を過大にならぬよう注意して固形炭酸ガスの侵入を防止し, さらに蓄冷器の温度平衡を切替弁制御装置により適正に保つことにより定常運転を維持する。蓄冷器の温度不平衡は時として起るが, 切替弁自動制御装置による切替時間矯正を行い簡単に復元せしめうる。

N₂ 蓄冷器の温端温度差は理論の項で述べたごとく, きわめて小さく第 15 図に示すごとき温度を示す。第 15 図 A は流入空気の温度, B は流出 N₂ の温度を示し, 蓄冷



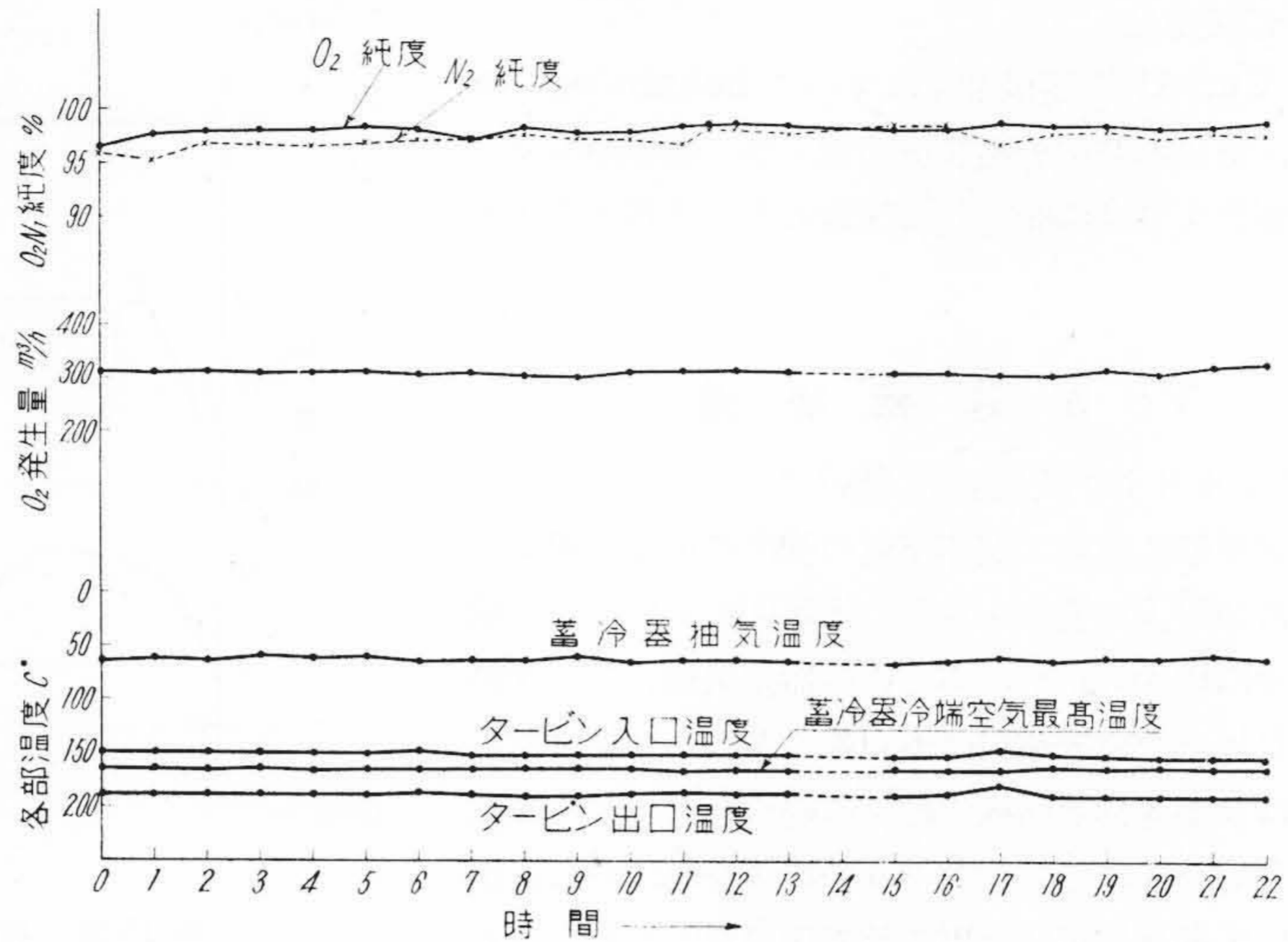
第 15 図 蓄 冷 器 温 端 温 度
Fig. 15. Warm End Temperature of Regenerators



第 16 図 各 部 記 録 温 度
Fig. 16. Temperature Records

器の切替期間の記録である。平均温度差は 2°C でありすぐれた熱交換を行い得ていることがわかる。同図において a, b, c と二次的な温度降下現象が現われているが, これは蓄冷器切替時の放出空気に水滴が多く含まれており, 温度計がぬれるため放出窒素が乾燥するとともに湿球温度を示し, 急激な温度降下を示すのである。蒸発に

第 17 図
運 転 成 績
Fig. 17.
Running Results



よりぬれが少くなると再び元の温度に帰るのであつて、実際の N₂ ガス温度は点線の a, c となつている筈である。

O₂ 蓄冷器の温端温度差は第 15 図 C に示してあるが、温度差は最小 5°C であり、これ以下の温度差にすることは冷端空気温度の上昇をまねき無理であつた。これは温端抽気法の限界を実証するものとして重大な意義を有する事柄である。

第 16 図は整定時の自記記録温度である。きわめて安定した運転をなし得ていることがわかる。

第 17 図は酸素発生量および各発生ガス純度各部温度の記録である。

第 18 図は膨脹タービンの効率を示す。すなわち効率と U/C_0 の関係である。従来の低速軸流型衝撃タービンの効率 45~50% に比較し格段のすぐれた値を示している。

動力消費率は補器関係を見れば整定時に約 260 kW を示している故 310 m³/h なる酸素発生に対し

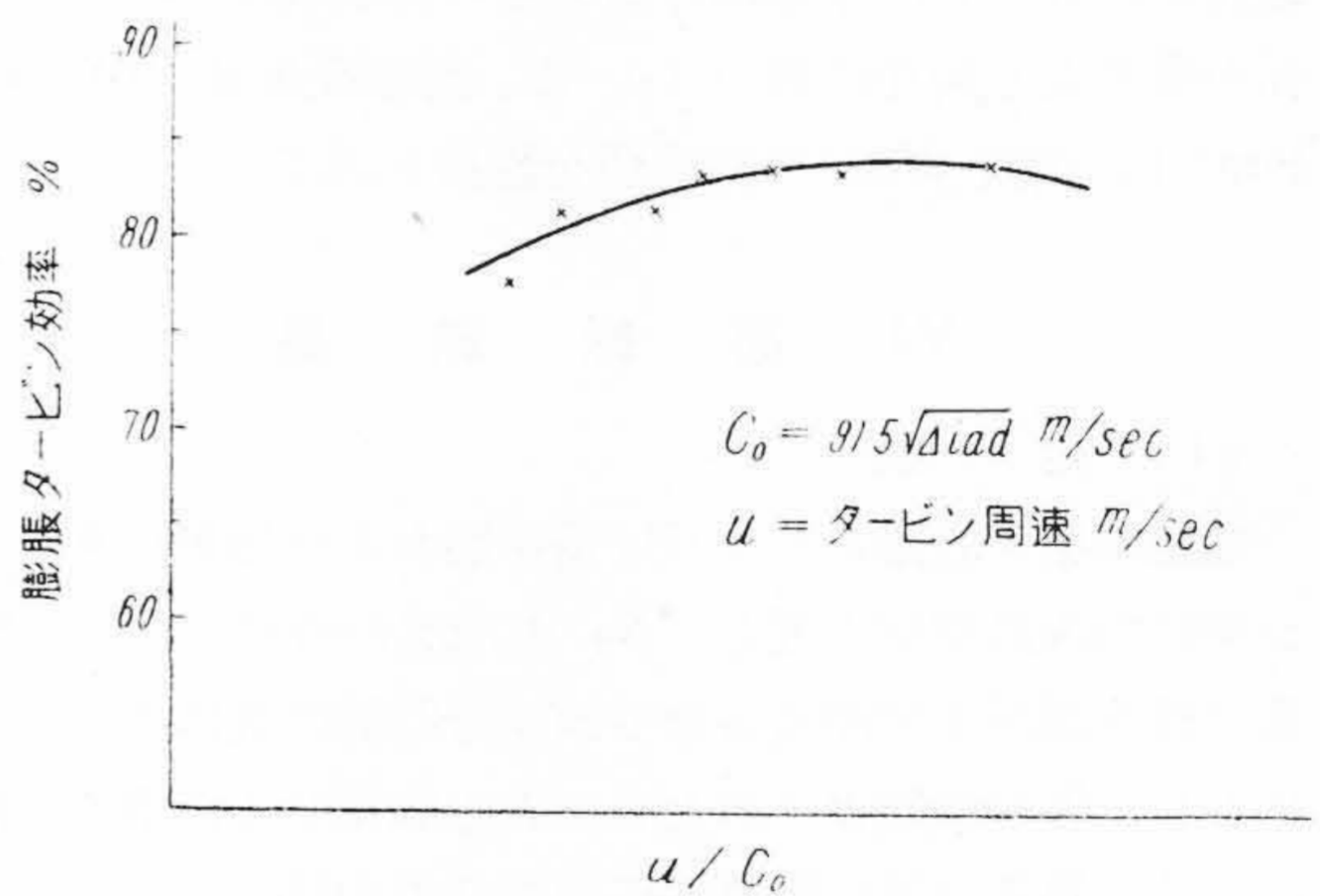
$$260 \div 310 = 0.84 \text{ kWh/Nm}^3\text{O}_2$$

300 Nm³/h というきわめて小型プラントなることを思えば 0.84 kWh/Nm³ なる価にしても旧方式に較べ格段の進歩であるといふことができる。

なおタービン熱交換器の再生加熱空気は膨脹タービン前より完全に水分および炭酸ガスの除去せられた空気を抽出し、これを加熱器で加熱したものを使用しているため加熱温度は低温で十分な再生効果を挙げ得た。

〔VII〕 日立 TO プラントの基本フローシート

試作 TO プラントは独特な空気分離装置方式の実用



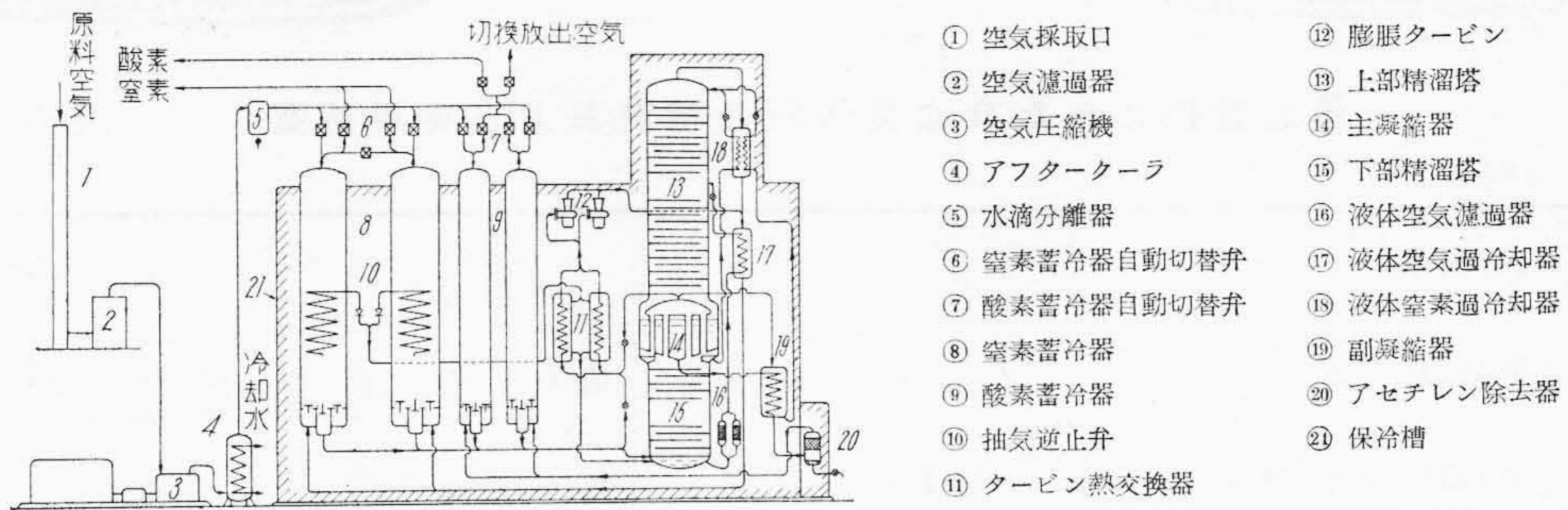
第 18 図 膨 脹 タ ー ビ ン 効 率
Fig. 18. Efficiency of Expansion Turbine

性を証明する目的で試作せられた。試作フローシートに若干の手を加え第 19 図のごときフローシートをわれわれは実施している。精溜効率の向上と防爆の目的により若干の機器を追加したことがフローシートに手を加えたゆえんである。試作装置とかなりの相違があるようであるが、その大筋にはなんら差異がない。高純度の酸素と同時に純窒素ガスを一部発生せしめ得ることもこの応用型として容易にできる。

〔VIII〕 結 言

以上 TO プラントにつき理論および実際的な面においてその特長とするところを述べてきたが、これを要約すると

- i) 高効率の膨脹タービンと蓄冷器中間抽気による寒冷損失の減少によりその処要動力費が少い。また必要寒冷補償量の変動少く安定運転ができる。



第19図 日立 TO-プラントの基本的フローシート
Fig. 19. Typical Flow Sheet of TO-Plant

- ii) 機器の数が少なくてすむ。空気はすべて蓄冷器を通すため空気中の水分、炭酸ガスを特に除去する設備は不必要である。
- iii) 補助冷凍機および高圧空気圧縮機は不必要となり、かつ床面積は他方式に比べ小さくてすむ。
- iv) 寒冷部機器も補助系統がないため複雑化しない。
- v) 構造が単純化せられているために運転操作が容易である。
- vi) 低圧のみを取扱うこと、大型装置ではターボ圧縮機または軸流圧縮機のみを使用するために装置内に爆発性物質の混入が少なくて安全である。
- vii) 保守が容易である。
- viii) 蓄冷器関係は自動制御装置により自動的に温度の不均衡を矯正し、蓄冷器の長所を生かし高度の熱交換を行わせていると同時に操作容易であり、長期運転を可能ならしめている。

終りにあたり本試作研究に御支援を頂いた科学研究所 大山博士、その他の方々に厚く御礼申上げる。

参 考 文 献

- (1) 松本：日立評論 35 813 (昭 28-5)
- (2) 特許出願中：特願 28—22414
- (3) Ruhemann：The Separation of Gases, 2nd Edition (1949) P. 86
- (4) W.E. Lobo & G.T. Skaperdas：Chem. Eng. Prog. Vol. 143 No. 2 (1947) P. 71
- (5) E. Karwat：Stahl u. Eisen Nr. 145 Juli (1951) または J. Wucherer (磯村訳)：日化協月報 6 卷 11 号別刷
- (6) P. W. Sherwood：Petroleum Refiner Vol. 33 No. 2 (1954) P. 117
- (7) 藤井修：極低温低圧における空気表 (未発表)

Vol. 16

日 立

No. 6

「家庭用電気機器」特集 (6月25日発行)

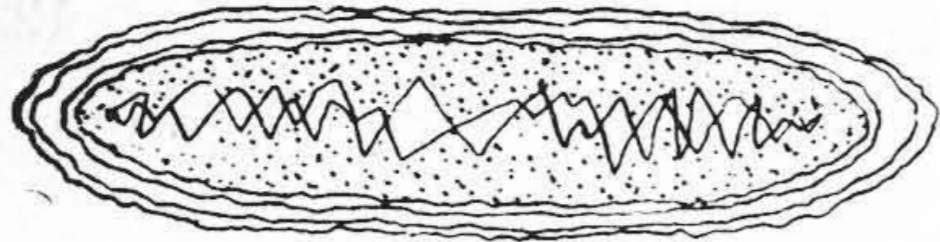
この一冊あれば家庭用電気機器のことはなんでも解ります。家庭の主婦は勿論中学、高校生にも解り易い記事を満載しています。

- | | |
|---------------------|------------------------------------------|
| ◎ ウインドタイプエアーコンデショナー | ◎ 八 木 ア ン テ ナ |
| ◎ 扇 風 機 と 換 気 扇 | ◎ 電 話 器 |
| ◎ 電 気 冷 蔵 庫 | ◎ 螢 光 ラ ン プ 及 び 照 明 器 具 |
| ◎ 電 気 洗 濯 機 | ◎ 電 球 |
| ◎ 電 気 井 戸 ポ ン プ | ◎ 電 線 |
| ◎ テ レ ビ 用 受 像 管 | ◎ 電 気 機 器 の 使 用 に 際 して 知 っ て お き た い こ と |
| ◎ ラ ジ オ 用 真 空 管 | |

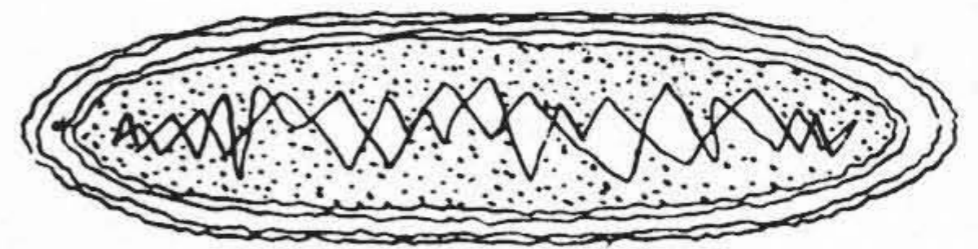
東京都千代田区丸の内1ノ4
(新丸の内ビルディング7階)

日 立 評 論 社

誌代 { 1冊分 ¥ 60 千6
6冊分 ¥ 245(送料共)
12冊分 ¥ 490(送料共)



特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その 3)

(第12頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工場別	氏 名	登録年月日
実用新案	414449	テ ー ル ス ト ッ ク	亀有工場	君 島 文 雄 田 辺 孝 夫	29. 6. 18
"	414450	レフラックス弁の弁座パッキン	亀有工場	寺 田 進 及 川 金四郎	"
"	414472	斜坑複線スキップ用二又計量ホッパー自動 切換装置	亀有工場	田 中 春 雄	"
"	414428	軸 流 送 風 機	川崎工場	六 角 康 久	"
"	414446	印刷機における乾燥箱自動用開閉装置	川崎工場	猪 島 正 雄	"
"	414447	印刷機の乾燥装置における紙支え	川崎工場	猪 島 正 雄	"
"	444382	機関起動装置の小歯車阻止装置	多賀工場	飯 島 登	"
"	444429	遠心分離機試料取出装置	多賀工場	河 村 三 郎	"
"	414434	油 清 浄 装 置	多賀工場	川 崎 光 彦	"
"	414437	計 器 取 付 装 置	多賀工場	橋 本 正 勝	"
"	414442	シ ャ ッ タ ー 装 置	多賀工場	橋 本 正 勝	"
"	414443	電 子 線 装 置	多賀工場	大 沼 嘉 郎	"
"	414451	縦型高速電動機の給油装置	多賀工場	大 岡 宏	"
"	414454	紡糸電動機軸受固定装置	多賀工場	萩野谷 忠 昭 石 垣 忠 保	"
"	414462	ホ ー ス 締 付 装 置	多賀工場	益 子 三 郎	"
"	414465	カーボンパイル電圧調整器	多賀工場	小 室 甲 二 郎	"
"	414467	カーボンパイル抵抗器	多賀工場	大 屋 三 郎	"
"	414435	X 線 管 球 遮 蔽 装 置	亀戸工場	和 田 正 脩 小 馬 林 勝 平 田 場 正 彦	"
"	414436	X 線 管 球 支 柱 の 案 内 軌 道	亀戸工場	和 田 正 脩 小 松 林 本 長 一 井 上 実 雄	"
"	414455	二次電子増倍光電管電源装置	亀戸工場	井 上 実	"
"	414460	切 換 開 閉 装 置	亀戸工場	大 西 真 史	"
"	414469	電 線 接 続 端 子	亀戸工場	寺 下 信	"
"	414383	自 動 レ ベ ル 調 整 装 置	戸塚工場	内 藤 大 三	"
"	414452	折 り 畳 み 型 蓄 電 器	戸塚工場	桜 井 清	"
"	414453	多数共同加入電話回線におけるインパルス 歪防止電話装置	戸塚工場	江 森 五 郎	"
"	414458	陰 極 ス リ ー ブ	茂原工場	佐々木 達 郎	"
"	414381	封 入 型 サ ー ミ ス タ ー	中央研究所	川 口 千 夫 野 尻 正 喜	"
実用新案	414457	円筒型マグネトロン陽極	中央研究所	関 口 存 哉	29. 6. 18