

水力発電所用圧油槽の容量決定に就いて

田 中 暢 雄*

Determination of Capacity of Pressure Oil Tank for Hydraulic Power Station

By Nobuo Tanaka
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In hydraulic power plants, the pressure oil tank, which stores pressure oil supplied from an oil compressing device, assumes an important role of delivering it to the speed governor, static governor, inlet valve, and other protective devices for their unremitting operation.

Hence, the capacity of the tank must be determined in thorough consideration of their operating conditions. And the first problem in such determination should be the operating condition for the auxiliaries viewed in terms of controlling purpose, and the second is what value should be chosen for the index n in the calculation of the capacity applying the equation $PV^n=C$.

For the first problem Hitachi has worked out its standards to apply, and for the second actual measurement is performed to get the practical value of n to confirm the calculated value.

The article expounds the above giving besides some reports on the actual measurements which attested the appropriateness of Hitachi's designing method.

〔I〕 緒 言

水力発電所に於て圧油装置の容量不足や動作不良等により、操作油圧が異常低下した場合に调速機と制圧機及び入口弁その他の保護装置等が動作不能となつて、思いがけない事故に発展する危険性があるので、その重要さは今更喋々するまでもなく極めて慎重な計画を必要とする。

圧油装置のうち操作圧油を蓄える圧油槽は、発電所に於ける最も重要なもの一つであり、最近は事故を未然に防ぐ意味から容量を大きく採る傾向が見られる。本稿は主としてこの容量決定にあたり近年来実施されている新しい考え方を織込んだ計算法に就いて述べる。

〔II〕 圧 油 装 置

水力発電所に於ける圧油装置は操作圧油を作り油圧に

* 日立製作所日立工場

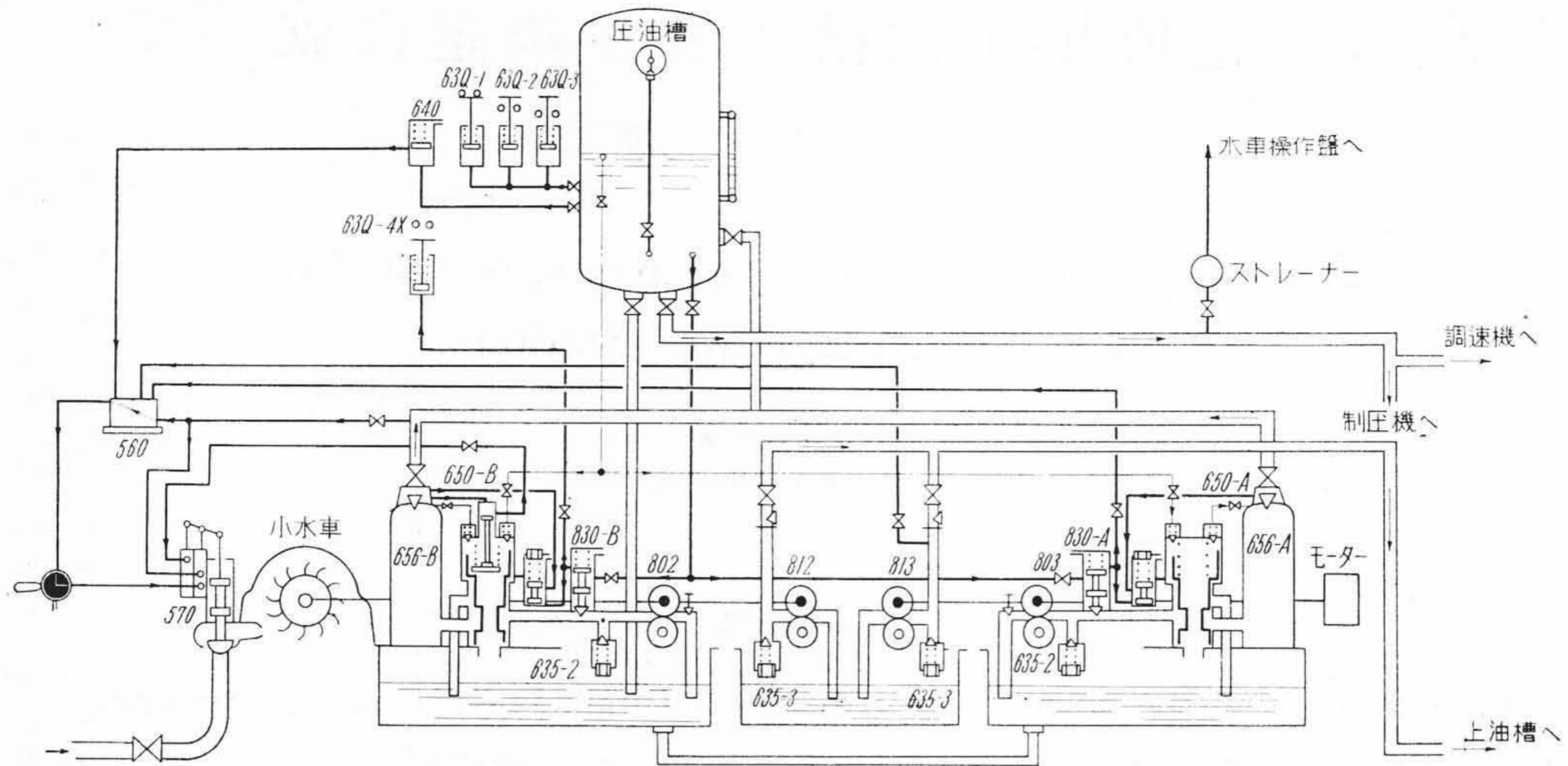
より操作するすべての補助機器を安全に動作させて、運転及び保守を行う装置で、集油槽、圧油ポンプ、アンロード、圧油槽、油圧切換弁、油圧継電器、油ポンプ用安全弁等から成立つておる。

第1図（次頁参照）は圧油装置系統図の一例を示す。この例は圧油ポンプと潤滑油ポンプを串型に直結し電動機駆動の常用ポンプと小水車駆動の補助用ポンプとを備えている。

〔III〕 圧油ポンプ及びアンロードと 圧油槽との関係

圧油ポンプは集油槽から油を汲上げて圧油を作り、アンロード（空気補給槽付）を経て圧油槽に送り、油圧を規定の範囲に確保する。

油圧が範囲以上になると、アンロードの動作によつて、補給されていた油は集油槽に吐出（アンロード）され空気補給槽内の油も排油されて空気と入れ替わる。



記 号 表

63Q-1 起動用油圧継電器	635-2 圧油ポンプ用安全弁	802 補助圧油ポンプ
63Q-2 警報用油圧継電器	635-3 潤滑油ポンプ用安全弁	803 常用圧油ポンプ
63Q-3 停止用油圧開閉器	640 油圧補償弁	812 補助潤滑油ポンプ
63Q-4X 補助ポンプ運転表示用 油圧開閉器	650-A 常用アンローダ	813 常用潤滑油ポンプ
560 小水車運転弁	650-B 補助用アンローダ	830-A 常用油圧切換弁
570 小水車入口弁兼制速機	656-A 常用空気補給槽	830-B 補助油圧切換弁
	656-B 補助空気補給槽	

第 1 図 圧 油 装 置 系 統 図

Fig. 1. Skeleton Diagram of Oil Pressure System

圧油槽は圧油の補給が断れた状態(常用の油圧と油面)で或る量の油を消費すれば、圧力が低下し 16.5 kg/cm²以下になると、アンローダは再び油圧が 18 kg/cm²になる迄補給(オンロード)される。

この時空気補給槽内の空気は補給油と共に圧油槽に入り油から分離して上部の空気に加わるが、アンローディング時に油面平均装置により余分の空気は吐出されて油面は一定範囲内に納められる。

このような動作が繰返されて、アンローダによつて油圧の保持と、油面保持が完全に行われるのである。

[IV] 圧 油 槽

圧油槽は圧油装置に於て、操作油を蓄わえて各種の補助機器に補給する容器で、空気の圧縮膨脹の性質を利用し油圧を確保するものである。

操作油を制御補機に補給すれば、圧油槽内の油面と圧力は低下し圧油ポンプより補給を受ければ油面は上昇し油圧も高くなる。

これらの関係を計算するに当つて、空気は常温常圧の場合にボイル及びジュールの法則に従うことが実証されており、完全ガスとして取扱つて差支えない。

一般に工業上で扱かうガスに圧縮又は膨脹変化が起き

た場合、厳密に言つて変化の過程に多少の熱の出入が伴なうので断熱変化はあり得ない。また動作過程によつては等温変化に非常に近づいた動作をする場合もあり得る。

従つてこの場合を包括した状態変化の一般式が必要とされ、この状態過程をポリトロープ変化と称し次式で表わされる。

$$PV^n = C \text{ (定数)} \dots\dots\dots (1)$$

但し P = 圧力 (kg/cm²) V = ガス体の容積 (l)

この式は等圧、等温、等積、ポリトロープ及び断熱等の一般の変化を表わすもので $n=0, 1, k, n<1$ 等の場合を吟味すれば次の如きものである。

(1) $n=0$ の場合

$$P = C$$

圧力が一定である等圧変化を示す。

(2) $n=1$ の場合

$$PV = C$$

これは等温変化の場合である。

(3) $n<1$

この場合は等圧変化と、等温変化の中間の変化を示す。

(4) $n=k$ の場合

$$PV^k = C$$

断熱変化の場合である。

但し $k = \text{比熱比} = \text{定圧比熱} / \text{定積比熱}$

$$= C_p / C_v = \text{ボルツマン プランク 恒数}$$

空気の 0°C 760 mm Hg に於ける値は次の如くなる。

$$C_p = 0.241 \text{ kcal}/^\circ\text{C kg}$$

$$C_v = 0.172 \text{ kcal}/^\circ\text{C kg}$$

$$k = \frac{0.241}{0.172} = 1.40$$

物理学の教える所によればこの値はガス体の原子数によつてことなるものでつぎの如くなる。

1 原子ガスに対しては $k = 1.66$

2 原子ガスに対しては $k = 1.40$

3 原子ガスに対しては $k = 1.33$

(5) $1 < n < k$ の場合

即ち等温変化と断熱変化の間の変化過程を示し、ポリトロープ変化の場合である。

(6) $n = \pm\infty$ とすれば

$$PV^{\pm\infty} = C \quad P^{\frac{1}{\pm\infty}} V = C$$

よつて $V = C$ となり、等積変化の場合である。

以上の変化を図示すれば、第2図の如くなる。

変化前の 圧力 P_1 , 空気量 V_1 , 温度 T_1 の状態を O 点とし、変化後の状態を P_2, V_2, T_2 で表示すると $PV^n = C$ 曲線の傾斜は dP/dV で表わされるから

$$\frac{dP}{dV} = -\frac{nC}{V^{n+1}} = -\frac{nP}{V}$$

となり指数 n の値が増加するに従い傾斜は急となる。

等温線 OA $n = +\infty$ $V = C$ $T_2 < T_1$

OA' $n = -\infty$ $V = C$ $T_2 > T_1$

等圧線 OB $n = 0$ $P = C$ $T_2 < T_1$

等温線 OC $n = 1$ $PV = C$ $T_2 = T_1$

断熱線 OD $n = k$ $PV^k = C$ $T_2 < T_1$

ポリトロープ線 OE $n \geq 1$ $PV^n = C$ $T_2 > T_1$

OF $n < k$ $PV^n = C$ $T_2 < T_1$

OG $n > 0$ $PV^n = C$ $T_2 > T_1$

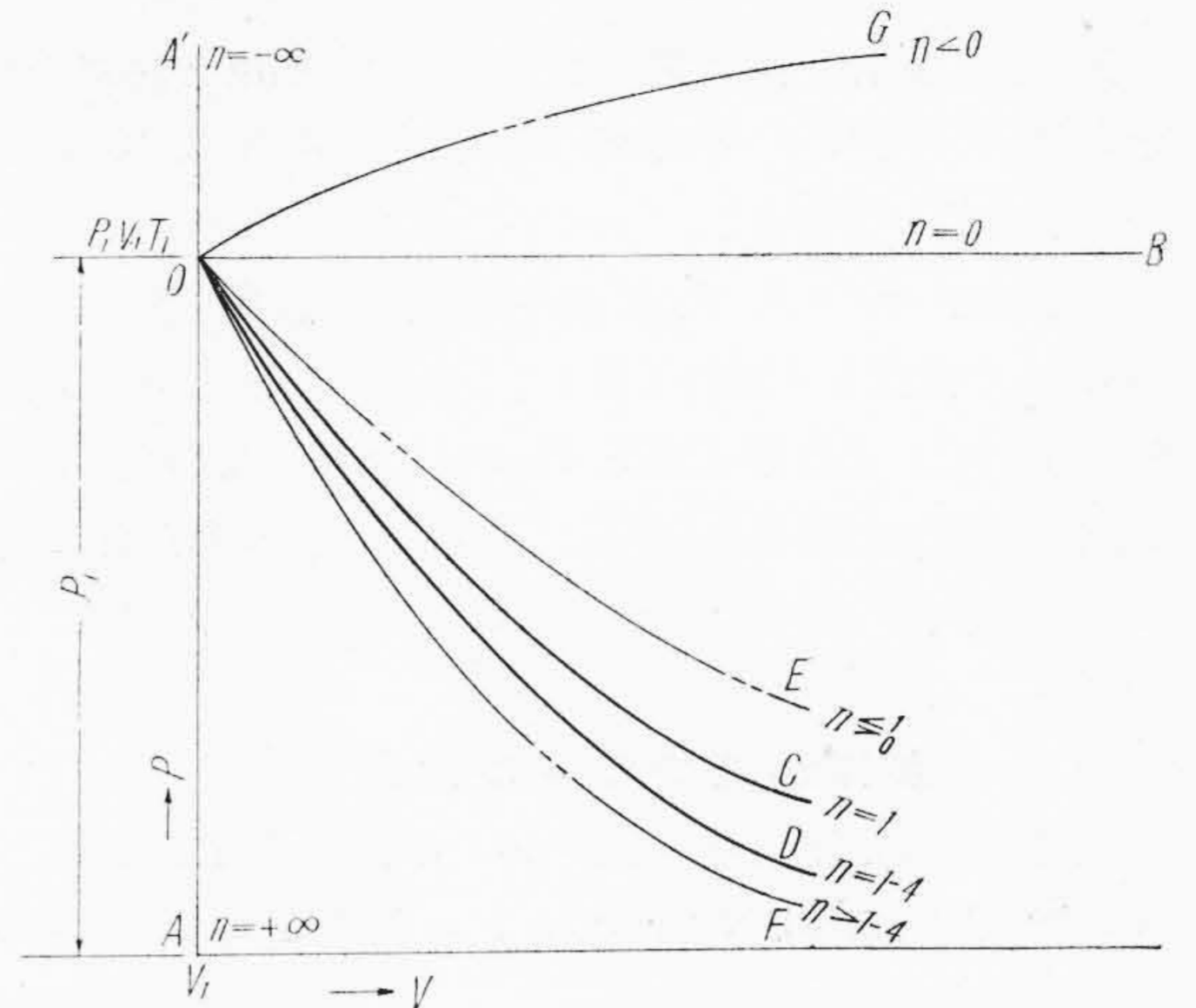
また限界線は次のものとなる。

OB 線は $n \geq 0$ と $P_2 \geq P_1$ の限界線

OC 線は $n \geq 1$ と $T_2 \geq T_1$ の限界線

OD 線は $n \geq k$ と $Q \geq 0$ の限界線

例えば若し OC 曲線の上側であれば、膨脹後の温度 T_2 は T_1 より上昇し、下側では膨脹後の温度 T_2 は T_1 より低下する。 OD 線より上側であれば、膨脹にあたり外部より熱をとり入れ、下側であれば熱を失うことを意味する。



第2図 空気の状態変化説明図

Fig. 2. Diagram to Show Variations in Status of Air

以上は空気の状態変化の一般的な検討であるが、圧油槽内の空気の状態変化は OC, OD 両曲線の間の状態となる。

[V] 圧油槽に於ける空気の容量と圧力との関係

空気量と圧力との関係を実際に計算するには(1)式より導いた次の式が使用される。

$$(P_1+1)V_1^n = (P_N+1)V_N^n \dots\dots\dots(2)$$

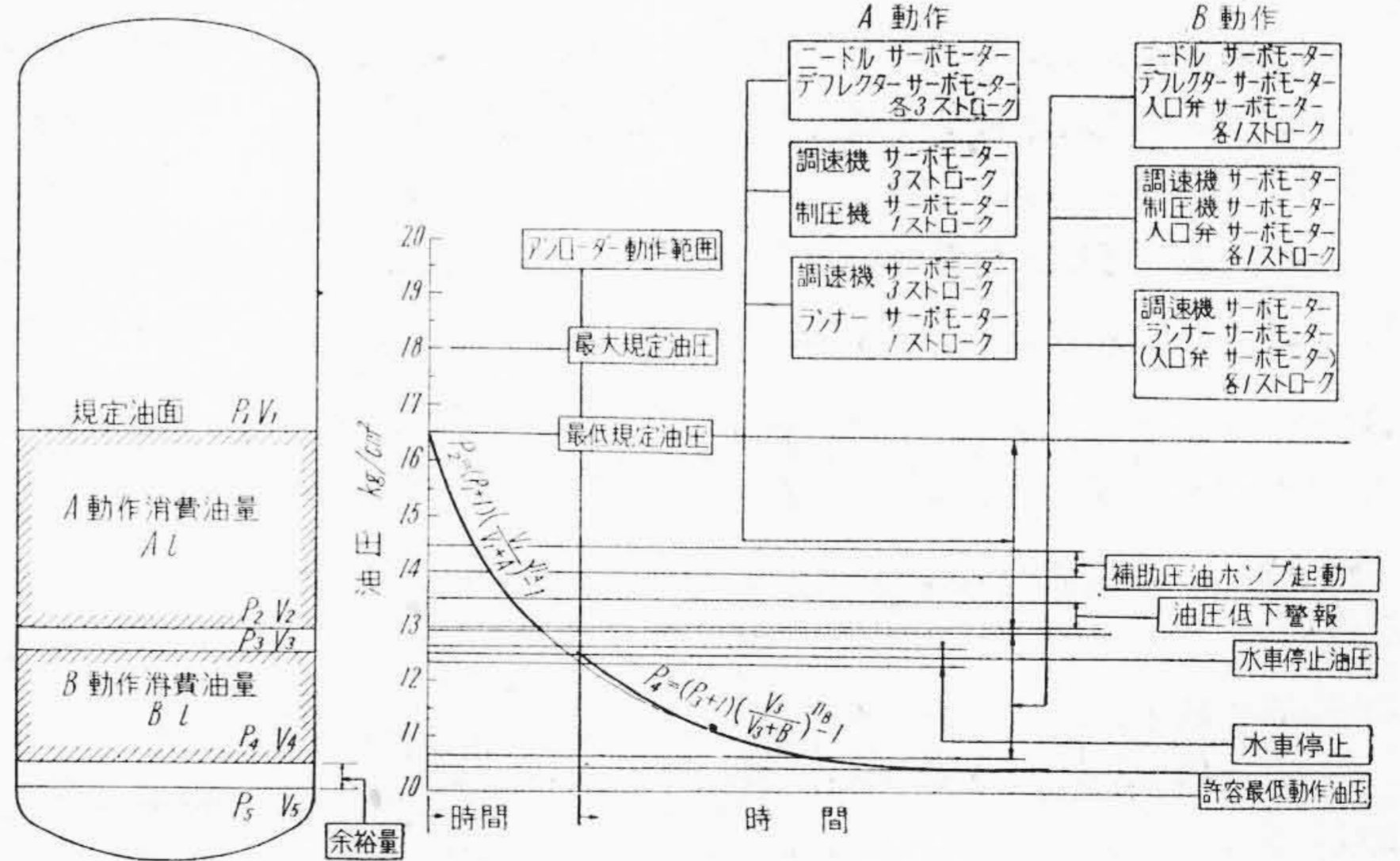
但し $P_1 = \text{変化前の圧力計の読み}$ kg/cm^2

$P_N = \text{変化後の圧力計の読み}$ kg/cm^2

$V_1 = \text{圧力 } P_1 \text{ の時の空気量}$ l

$V_N = \text{圧力 } P_N \text{ の時の空気量}$ l

$n = \text{ポリトロープ指数} = 1.00 \sim 1.40$



第3図 圧油槽動作説明図

Fig. 3. Diagram Showing the Function of Pressure Tank

圧油槽の動作を第3図に示す。図中の油圧と油面の表示には P_N と V_N のサブスクリプトにそれぞれ 2, 3, 4 等の記号をとつておる。

規定油圧 P_1 から P_2 に低下する間に消費した油量を A l 、この変化をA動作と称し、この間のポリトロープ指数を n_A で、また停止油圧 P_3 から P_4 に油圧が低下する間に消費した油量を B l 、この状態変化をB動作と名付け、この間のポリトロープ指数を n_B で以下示すことにする。

(1) A動作が終つた時の油圧

A動作は規定空気量 V_1 が A l の油を消費して $V_1 + A$ になつた時の油圧であつて、 $V_2 = V_1 + A$ とおいて(2)式より導けば

$$P_2 = (P_1 + 1) \left(\frac{V_1}{V_1 + A} \right)^{n_A} - 1 \dots\dots\dots(3)$$

となるが、もし $n_A = 1.4$ の断熱変化を行なつた時にも $P_2 \geq P_3$ になるような V_1 としなければならない。

(2) 停止油圧に於ける空気量

規定空気量 V_1 が規定油圧 P_1 から停止油圧 P_3 に低下した時に膨脹して空気量 V_3 になる。(2)式から

$$V_3 = \left(\frac{P_1 + 1}{P_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} V_1 \dots\dots\dots(4)$$

となるが、この式で V_3 の最大値を aV_3 とすれば $n_A = 1.00$ の等温変化の場合であるから、安全な計算を行い次式とする。停止油圧 P_3 が与えられれば V_3 は計算できる。

$$aV_3 = \left(\frac{P_1 + 1}{P_3 + 1} \right) V_1 \dots\dots\dots(5)$$

(3) A動作終了時に於ける停止油圧と停止油面に対する余裕

油圧に就いては次の関係であればよい。

$$P_2 > P_3 \dots\dots\dots(6)$$

空気量に余裕をとるには、A動作終了時の空気量は停止油圧の時の空気量より小さくしなければならないので

$$V_3 > V_2 \dots\dots\dots(7)$$

の関係が成立たねばならない。今余裕としてとる油量を $V_3 - V_2$ とすれば次式となる。

$$V_3 - V_2 = \left(\frac{P_1 + 1}{P_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} V_1 - \left(\frac{P_1 + 1}{P_2 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} V_1 \dots\dots(8)$$

$\frac{V_3 - V_2}{V_1} = \alpha$ と表わせれば次式となる。

$$\alpha = \left(\frac{P_1 + 1}{P_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} - \left(\frac{P_1 + 1}{P_2 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} \dots\dots\dots(9)$$

即ち

$$P_2 = \frac{P_1 + 1}{\left\{ \left(\frac{P_1 + 1}{P_3 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} - \alpha \right\}^{n_A}} - 1 \dots\dots\dots(10)$$

この式により V_1 に対して α の余裕率をとつた場合の P_2 が計算できる。

(4) A動作の必要とする規定空気量 V_1

(3)式から次の式が導かれる。

$$V_1 = \frac{A}{\left(\frac{P_1 + 1}{P_2 + 1} \right)^{\frac{1}{n_A}} - 1} \dots\dots\dots(11)$$

この式で規定油圧 P_1 と(10)式で求めた P_2 からA動作に十分な規定空気量 V_1 が求められる。

(5) B動作が終つた時の油圧

停止油圧 P_3 の時の空気量 V_3 がB動作で油を B l 消費して $V_3 + B$ となつた時の油圧は

$$P_4 = (P_3 + 1) \left(\frac{aV_3}{aV_3 + B} \right)^{n_B} - 1 \dots\dots\dots(12)$$

の如く求められる。

(6) B動作終了時に於ける最低油圧及び最低油面に対する余裕

A動作と同様に考えて、B動作で終つた時の油圧と油面に就いて考えてみると、停止油面から B だけの油を消費して油面は低下したのであるから、 $V_3 + B$ だけの空気量に相当して油面は低下している。

(4)式と同様に

$$V_4 = \left(\frac{P_3 + 1}{P_4 + 1} \right)^{\frac{1}{n_B}} aV_3 \dots\dots\dots(13)$$

と表わせる。またB動作が等温変化を行つたとし、この時の圧力を aP_4 で表わせればこの場合も(5)式と同じ関係であるから

$$V_4 = \left(\frac{P_3 + 1}{aP_4 + 1} \right) aV_3 \dots\dots\dots(14)$$

となる。 V_4 は $aV_3 + B$ と等しいが P_4 と aP_4 は少しの差がある。これは等温変化の場合の aP_4 に対し、 P_4 は1より大きい n_B の値の変化の中でB動作を行ない空気の温度が低下しておる時の圧力で、熱を受入れて aP_4 の圧力迄恢復する前の状態であるからである。

油圧 aP_4 及び空気量 V_4 と許容最低油圧 P_5 及びこの時の油量 V_5 との間に余裕をとる必要がある。規定空気量 V_1 に対する油量の余裕率を β とすれば

$$\frac{V_5 - V_4}{V_1} = \beta \dots\dots\dots(15)$$

となる。また V_5 は以上述べたことから次の関係がある。

$$V_5 = A + B + V_1(1 + \alpha + \beta) \dots\dots\dots(16)$$

V_5 の最低油面はこの式で示される如く、A動作の消費量 A と余裕量 $V_1\alpha$ 及びB動作の消費量 B と余裕量 $V_1\beta$ に規定空気量 V_1 を加え合せたもので、これは一次の関係式であるから等温変化の $n = 100$ として V_5 を求めると、(5)式に於て P_3, aV_3 の代りに P_5, V_5 と書換えて

$$V_5 = \left(\frac{P_1+1}{P_3+1} \right) V_1 \dots\dots\dots(17)$$

となる。(17), (15), (13), (5) 式から

$$\beta = \left(\frac{P_1+1}{P_3+1} \right) - \left(\frac{P_3+1}{P_1+1} \right)^{\frac{1}{n_B}} \left(\frac{P_1+1}{P_3+1} \right) \dots\dots\dots(18)$$

の式が得られる。即ち

$$P_4 = \frac{P_3+1}{\left\{ \frac{(P_1+1/P_3+1)-\beta}{P_1+1/P_3+1} \right\}^{n_B} - 1} \dots\dots\dots(19)$$

となる。余裕率 β を V_1 に対し決定すれば P_4 が計算できる。

(7) B 動作から必要とする空気量

(11)式でA動作に関して V_1 の値を計算出来るが、B動作の場合も同様に

(11)式をB動作の場合に書換えて

$$V_3 = \frac{B}{\left(\frac{P_3+1}{P_1+1} \right)^{\frac{1}{n_B}} - 1} \dots\dots\dots(20)$$

となる。これがB動作に十分な空気量である。

(8) A 動作と B 動作から必要とする規定空気量

(20)式の V_3 に (5) 式の関係を入れて

$$V_1 = \frac{B}{\left(\frac{P_3+1}{P_1+1} \right)^{\frac{1}{n_B}} - 1} \cdot \frac{1}{\frac{P_1+1}{P_3+1}} \dots\dots\dots(21)$$

となる。この式は(20)式のB動作に必要とされる停止油圧とその時の空気量にA動作から要求される規定空気量 V_1 と、規定油圧 P_1 との関係を加えた式である。

以上で圧油槽内の空気と油圧との関係を明かにしたが、ポリトロップ指数 n_A 及び n_B の値をいかにとるかという問題が残される。

[VI] 圧油槽の容量決定

圧油槽の容量は、制御操作補機を如何に動作させるかという動作条件によつて必然的に決定されるものである。これに関しては新規計画にあたり各電力会社はそれぞれの見解をとられておるが、参考までに日立として各水車に対する標準を示すと次のものである。

以下常用油圧、常用油面とはアンロードが復帰(オンロード)して圧油ポンプが圧油を圧油槽に補給しはじめる油圧と油面の意味である。

(1) ペルトン水車

常用油圧、油面に於て、ニードル、デフレクタ、サーボモータの各々が3行程(1往復半)動作しても、停止油圧継電器の動作油圧に対して十分余裕があること。

停止油圧に於てニードル、デフレクタ入口弁の各サーボモータがそれぞれ1行程しても、許容最低動作油圧に対して十分余裕があること。

(2) フランシス水車

常用油圧、油面に於て、調速機サーボモータ3行程(1往復半)及び制圧機サーボモータ1行程を動作しても停止油圧継電器の動作油圧に対して十分余裕があること。

停止油圧に於て、調速機、制圧機及び入口弁の各サーボモータがそれぞれ1行程しても、許容最低動作油圧に対して十分余裕があること。

(3) カプラン水車

常用油圧、油面に於て、調速機サーボモータ3行程(1往復半)ランナサーボモータ1行程しても、停止油圧継電器の動作油圧に対して十分余裕があること。

停止油圧に於て、調速機、ランナ(入口弁)の各サーボモータがそれぞれ1行程しても、許容最低動作油圧に対して十分余裕のあること。

以上が標準としているものであるが、圧油槽の容量決定に当つては主要補機の配圧弁とサーボモータ等に就いて漏油を過去の経験から推定し、長年月にわたる運転によつて漏油量が増加した場合にそなえて十分な容量としている。

いま

- 調速機サーボモータの容量 $= V_G \text{ l}$
- ニードルサーボモータの容量 $= V_N \text{ l}$
- デフレクタサーボモータの容量 $= V_D \text{ l}$
- 制圧機サーボモータの容量 $= V_{Rg} \text{ l}$
- ランナサーボモータの容量 $= V_R \text{ l}$
- 入口弁サーボモータの容量 $= V_V \text{ l}$
- 規定油圧と停止油圧間の動作中の漏油量 $= L_A \text{ l/min}$
- 停止油圧以下の動作に於ける漏油量 $= L_B \text{ l/min}$

規定油圧と停止油圧の間に動作中に消費する油量は

ペルトン水車のA動作油量 $A = 3(V_N + V_D) + L_A$

フランシス水車のA動作油量 $A = 3V_G + V_{Rg} + L_A$

カプラン水車のA動作油量 $A = 3V_G + V_R + L_A$

停止油圧以下の動作中に消費する油量は

ペルトン水車のB動作油量 $B = V_N + V_D + V_V + L_B$

フランシス水車のB動作油量 $B = V_G + V_{Rg} + V_V + L_B$

カプラン水車のB動作油量 $B = V_G + V_R + (V_V) + L_B$

とすると、これらを前述の式に代入して、

例えば、フランシス水車では次式を得る。

$$P_2 = (P_1+1) \left(\frac{V_3}{V_1 + (3V_G + V_{Rg} + L_A)} \right)^{n_A} - 1$$

$$P_4 = (P_3+1) \left(\frac{V_3}{V_3 + (V_G + V_{Rg} + V_V + L_B)} \right)^{n_B} - 1$$

この標準によれば、フランシス水車は常用油圧からA動作にB動作を合計して調速機は4行程、制圧機は2行程、入口弁は1行程、ペルトン水車ではニードル、デフレクタ各4行程、入口弁1行程、カプラン水車では調速機4行程、ランナサーボモータ2行程(入口弁1行程)

等の動作しても許容最低動作油圧以上になるように圧油槽の容量を決定しているから、常に常用油圧、常用油面で運転中であれば事故の起きた時に以上の操作回数を動作するのに十分のものであると考えられる。

〔VII〕 実 測 例

圧油槽に於て実際の状態変化過程に就いてポリトロップ指数 n_A と n_B の値がどのような値になるか検討をせねばならぬが、これに関する試験結果はあまり見受けられないので、工場と発電所現場で実際に試験を行いこの結果から決定することにした。

(1) 工場内圧油槽動作試験

日立製作所日立工場に於て、大小2箇の圧油槽を使用して試験を行った。

(A) 試験方法

試験に当つては圧油槽の漏油のない事をたしかめ、或る圧力に於て排油弁を短時間に開閉して油を排出し、安定後の油面を油面計にするし、同時に刻々に変化する圧力計の読みを記録にとり、この結果から指数 n を計算したものである。

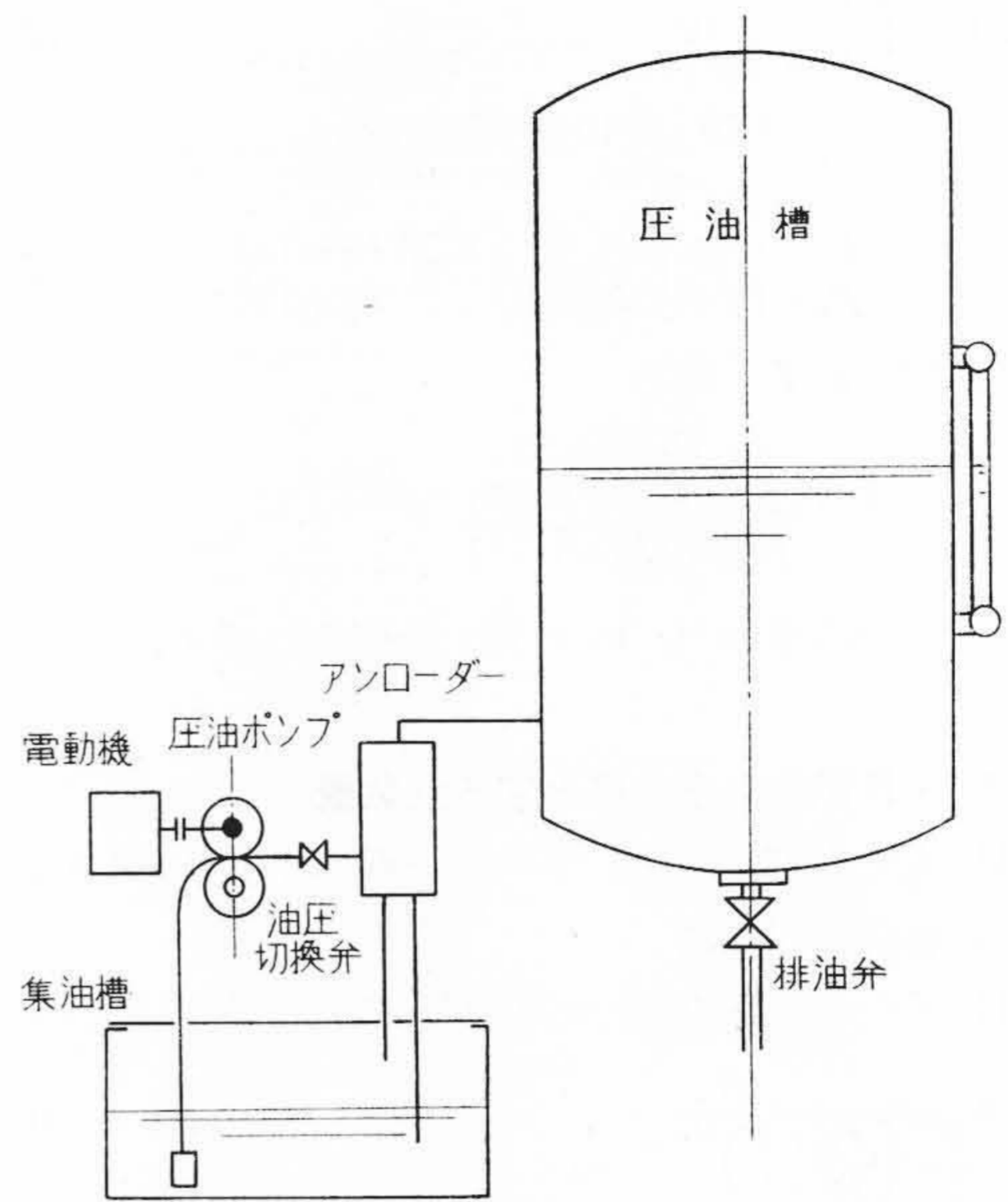
(B) 試験結果

試験の結果は第1表～第3表に示す如くで、これを図示したものが第5図、第6図又指数 n の値と時間との関係を示したものが第7図である。

第1表 圧油槽工場試験結果 (No. 1)
Table 1. Shop Test Results on Pressure Oil Tank (No. 1)

試験番号	経過時間 (min-sec)	圧力 (kg/cm ²)	気温 (°C)	油温 (°C)	備考
1	0	19.00	21.5	22	排油弁開 排油弁閉
2	5	13.00	21.5	22	
3	15	13.17	21.5	22	圧油槽容量
4	25	13.25	21.5	22	
5	35	13.40	21.5	22	
6	45	13.51	21.5	22	
7	55	13.65	21.5	22	
8	1 5	13.70	21.5	22	
9	1 35	13.80	21.5	22	
10	2 5	13.95	21.5	22	
11	2 35	14.02	21.5	22	油面低下量は 測定せず
12	3 5	14.10	21.5	22	
13	4 5	14.19	21.5	22	
14	5 5	14.23	21.5	22	
15	10 5	14.30	21.5	22	
16	20 5	14.33	21.5	22	
17	30 5	14.33	21.5	22	
18	40	14.33	21.5	22	
19	50	14.33	21.5	22	
20	60	14.33	21.5	22	

(註) 試験番号 No. II の傾向予備調査



第4図 試験装置略図
Fig. 4. Skelton Diagram of Experiment Apparatus

(C) 試験結果に就いての検討

圧油槽の大小によつてポリトロップ指数 n の値が左右されることが明らかである。

これは圧油槽の表面積、内径、空気量との関係から起るもので、熱の収支は単位表面積当りの空気量に大きく

第2表 圧油槽工場試験結果 (No. 2)
Table 2. Shop Test Results on Pressure Oil Tank (No. 2)

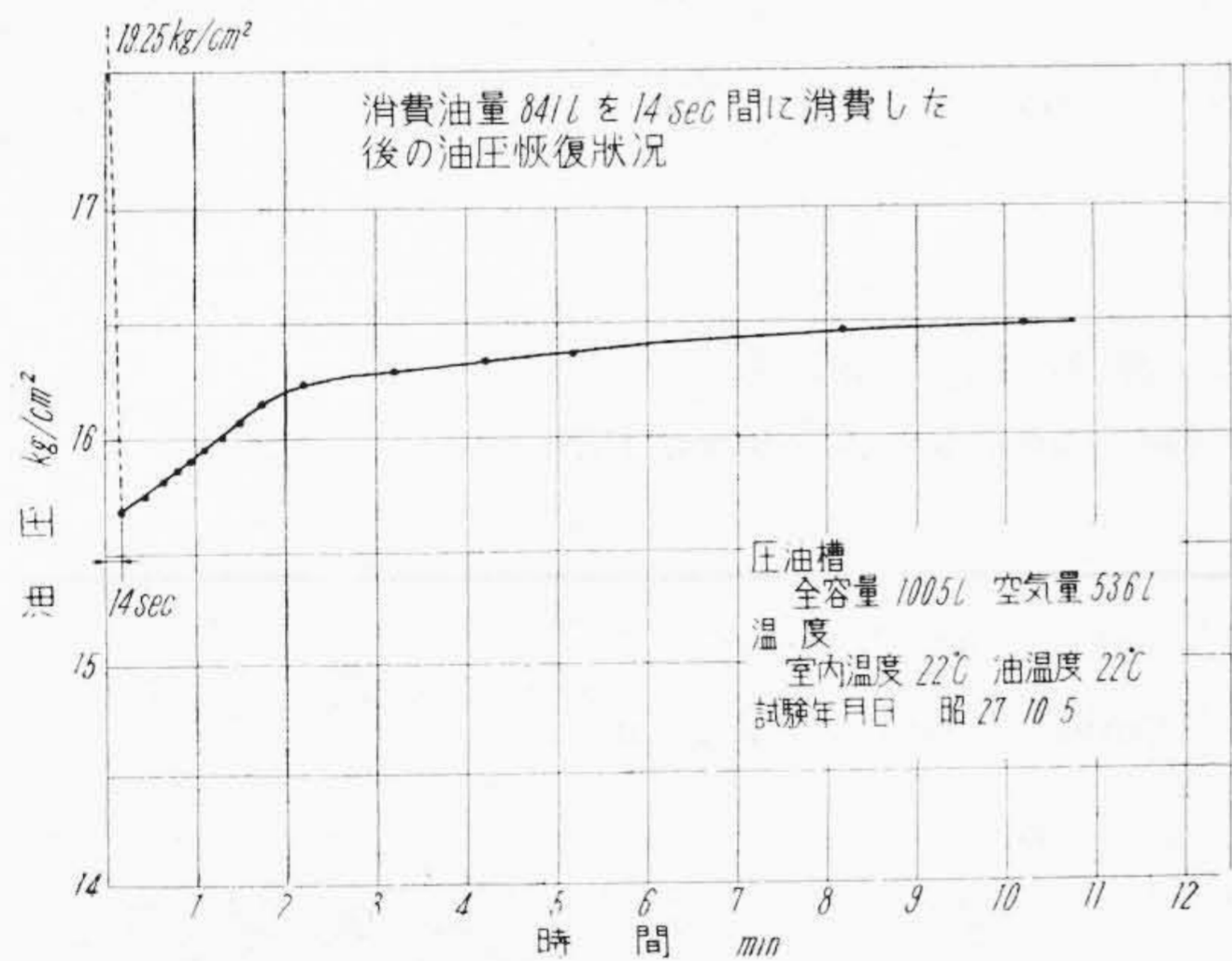
試験番号	経過時間 (min-sec)	圧力 (kg/cm ²)	気温 (°C)	油温 (°C)	n の値	備考
1	0	19.25	22	22	1,310	排油弁開 排油弁閉
2	14	15.68	22	22		
3	29	15.75	22	22	1,285	油面低下 209 mm
4	39	15.82	22	22	1,250	
5	49	15.85	22	22	1,240	
6	59	15.90	22	22	1,230	
7	1 9	15.95	22	22	1,200	
8	1 19	16.00	22	22	1,170	
9	1 14	16.17	22	22	1,135	
10	2 14	16.25	22	22	1,080	
11	3 14	16.30	22	22	1,060	
12	4 14	16.35	22	22	1,037	
13	5 14	16.37	22	22	1,035	
14	6 14	16.40	22	22	1,022	
15	8 14	16.47	22	22	1,000	
16	10 14	16.48	22	22	1,000	
17	30 14	16.48	22	22	1,000	
18	60	16.48	22	22	1,000	

(註) 圧油槽容量 全容量 1,005 l 空気量 536 l

第3表 圧油槽工場試験結果 (No. 3)
Table 3. Shop Test Results on Pressure Oil Tank (No. 3)

試験番号	経過時間 (min-sec)	圧力 (kg/cm ²)	気温 (°C)	油温 (°C)	nの値	摘要
1	0	11.80	22	22		排油弁開
2	15	9.70	22	22	1.340	排油弁閉
3	25	9.70	22	22	1.340	
4	45	9.70	22	22	1.340	
5	1 15	9.75	22	22	1.310	
6	1 45	9.80	22	22	1.280	
7	2 15	9.90	22	22	1.215	
8	3 15	9.95	22	22	1.182	
9	4 15	10.00	22	22	1.130	
10	5 15	10.05	22	22	1.105	
11	6 15	10.15	22	22	1.040	
12	7 15	—	22	22	—	
13	8 15	10.15	22	22	1.040	
14	9 15	10.15	22	22	1.020	
15	10 15	10.20	22	22	1.000	油面低下 325 mm
16	12 15	10.20	22	22	1.000	
17	15 15	10.20	22	22	1.000	
18	30 —	10.20	22	22	1.000	
19	60 —	10.20	22	22	1.000	
20	—	—	—	—	—	

(註) 圧油槽容量 全容量 5,600 l 空気量 3,112 l

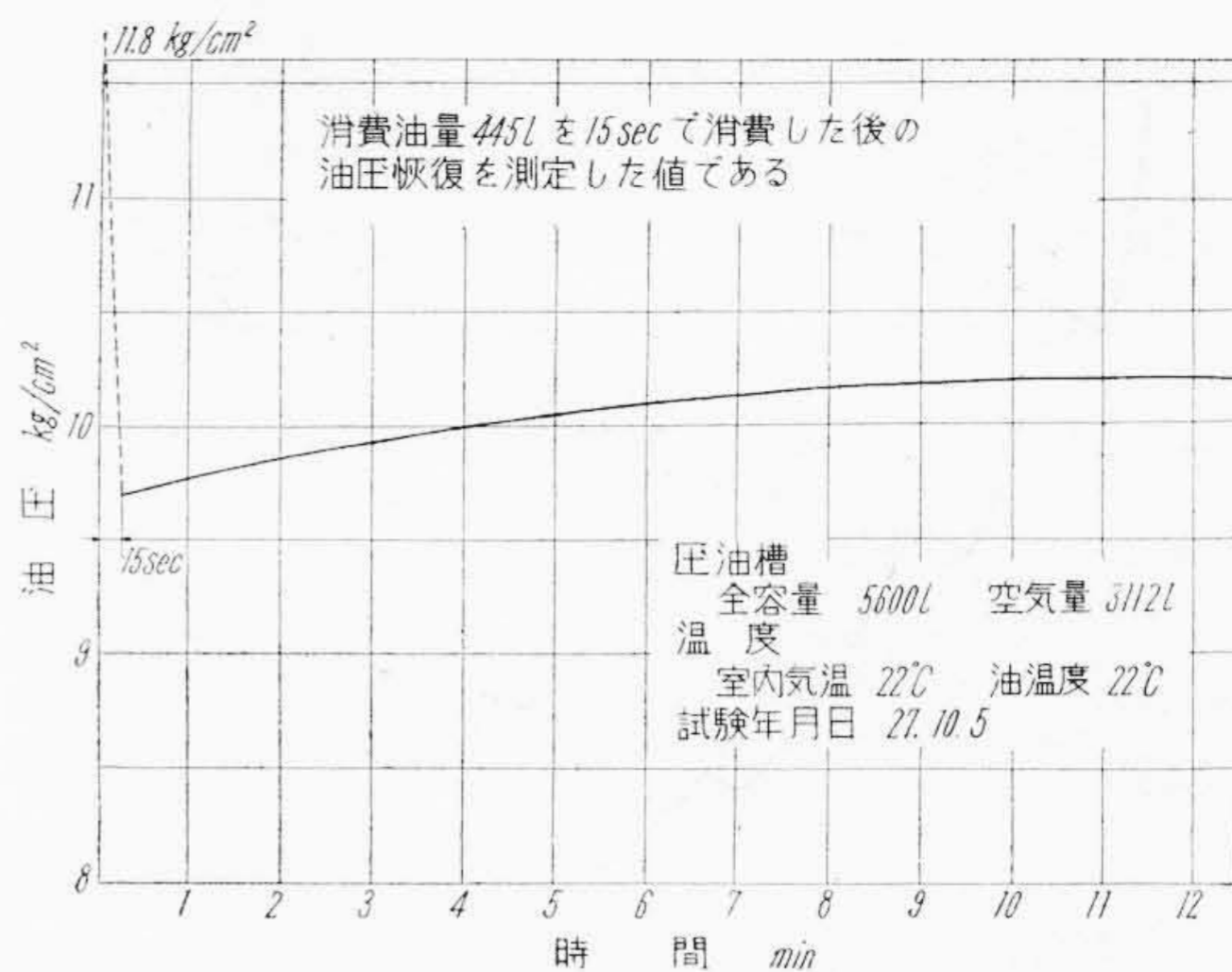


第5図 圧油槽工場試験結果油圧回復と時間との関係
Fig. 5. Relation between Rebuilding-Up of Oil Pressure and Required Time Obtained in Shop Tests on Pressure Oil Tank (No. 1)

影響されて、圧油槽内の空気の温度が変化すると考えられる。

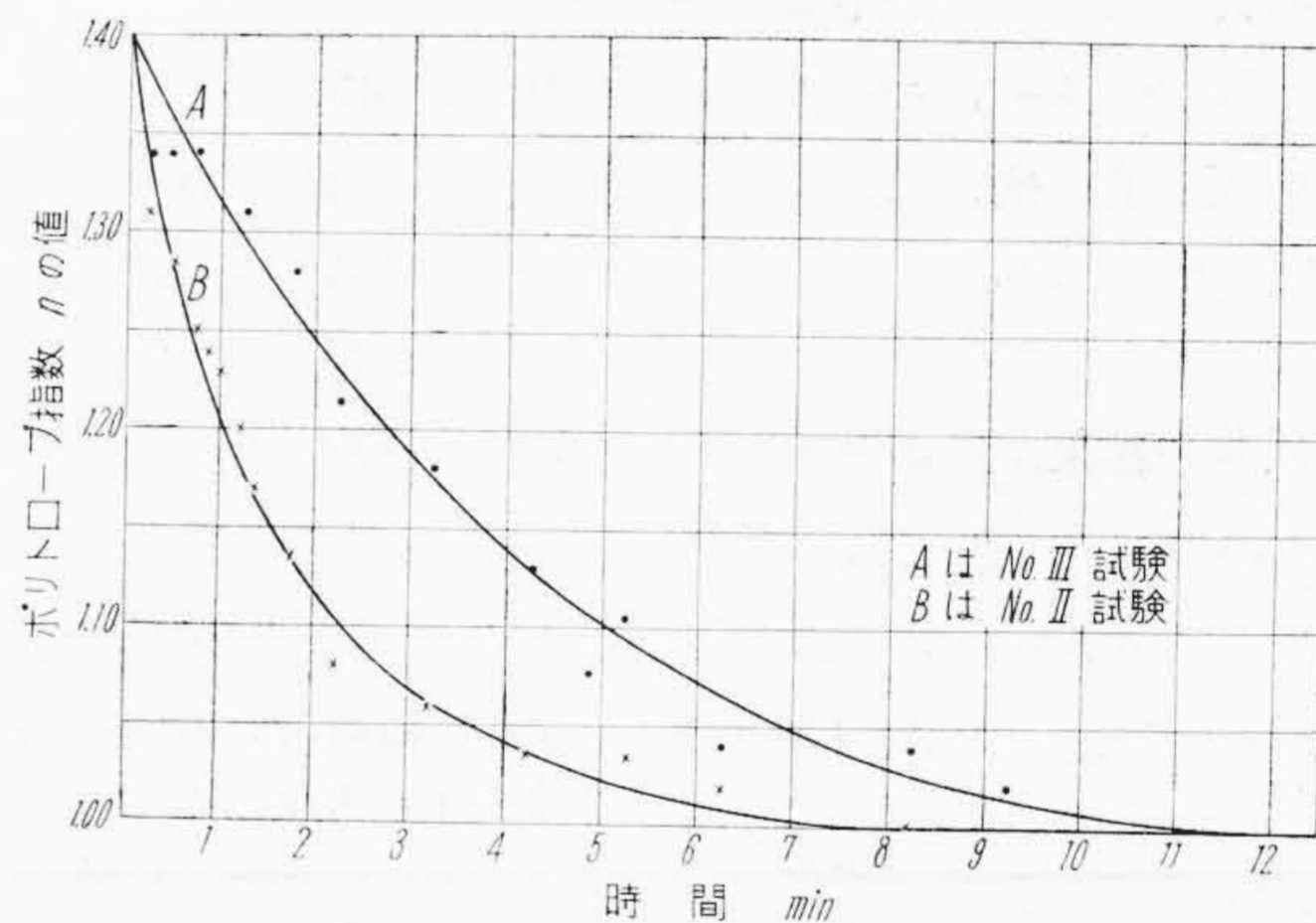
いま第8図(次頁参照)のように規定油圧Oより、或る動作をして油圧が低下してAになると、周囲から熱をとって空気の温度は上昇して行きABIの如き曲線に沿って油圧は回復する。

Bの油圧に回復のとき、また動作が起ればCに低下しD迄回復し又Eに低下と、動作後は温度の低下を生じた空気は外部より熱を取入れて空気温が上昇して油圧も



第6図 圧油槽工場試験結果油圧回復と時間との関係

Fig. 6. Relation between Rebuilding-Up of Oil Pressure and Required Time Obtained in Shop Tests on Pressure Oil Tank (No. 2.)



第7図 圧油槽工場試験結果より求めたポリトロップ指数と時間との関係

Fig. 7. Relation between Polytropic Index and Time obtained in Shop Tests on Pressure Oil Tanks

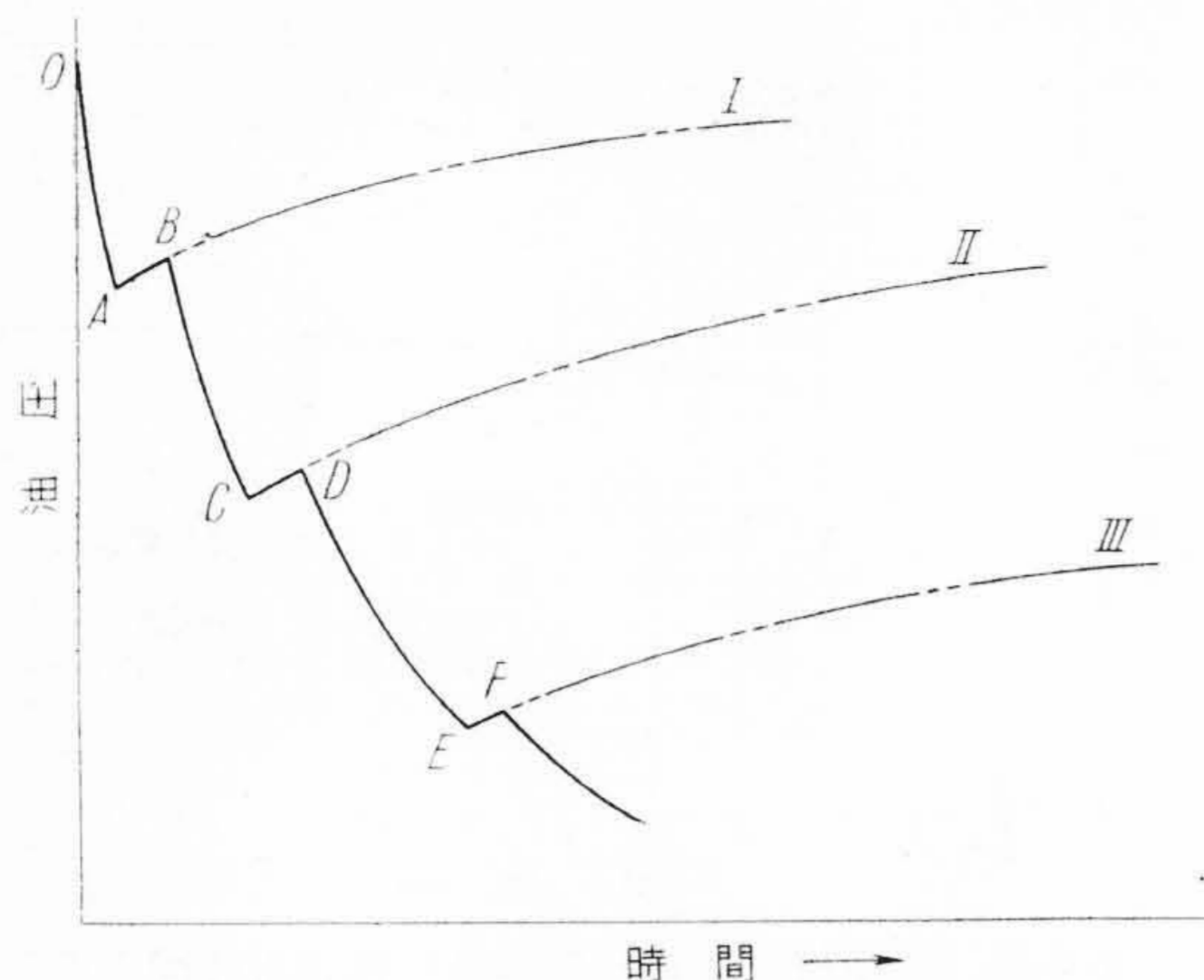
ABI, CDII, EFIII等の曲線に沿って回復する。

この過程は圧油ポンプよりの補給と、各補機の消費によつて操作油の出入がない状態の時に考えられることであるが、実際運転中でもこの傾向で動作するものである。

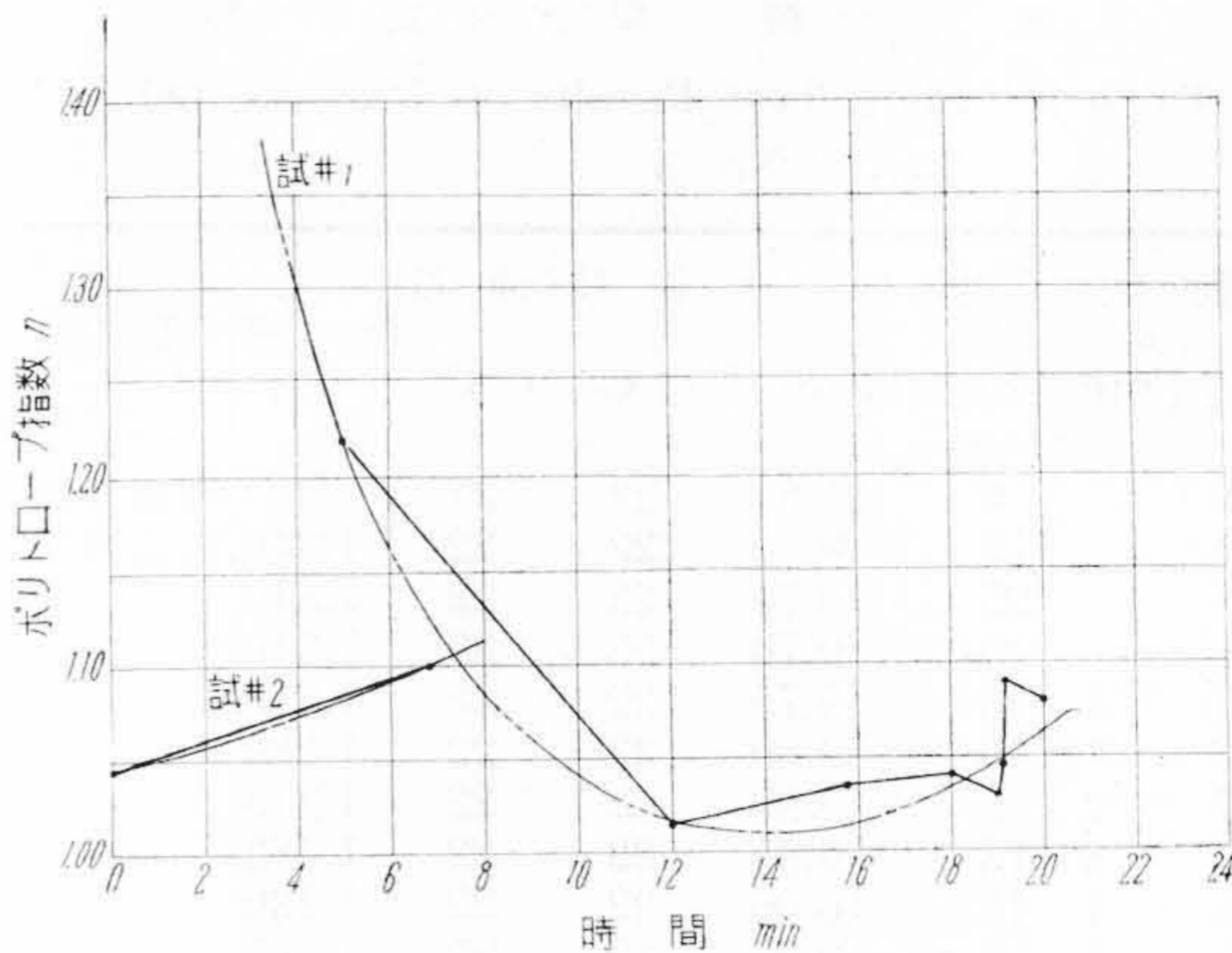
(2) 新潟県三面発電所圧油槽試験結果

水車仕様

型式	堅型単輪単流渦巻水車	2台
出力		16,500 kW
落差		69.49 m
回転数		300 r.p.m. (50~)
调速機型式		VM-70
		サーボモータ	400 φmm×400 mm



第8図 圧油槽内の空気状態変化過程説明図
Fig. 8. Diagram Showing Process of Change in Air Condition Inside Pressure Oil Tank



第9図 新潟県三面発電所圧油槽試験結果
Fig. 9. Test Results on the Pressure Oil Tank for Miomote P.S., Niigata Pref. Govn't

入口弁 2,500φ 油圧操作蝶型弁
サーボモータ 450φmm×435mm×2 箇
圧油槽.....直径 900mm
全高 3,700mm
全容量 1,900l

試験の結果からポリトロープ指数を計算しこれを試験

成績と共に表示したものが第4表、これを図示したものが第9図である。

尚この試験は規定油圧 17.2 kg/cm² から動作試験を実施したものであり、n 指数の値は多少ことなるところがあるかも知れないが、大体の傾向は示していると考え

第4表 新潟県三面発電所圧油槽仮試験結果
Table 4. Test Results on the Pressure Oil Tank for Miomote P.S., Niigata Pref. Govn't.

試番	動作内容	油圧 (kg/cm ²)	油面 (mm)	時間 (min) (sec)	ポリトロープ指数 n	摘要
1	動作前油圧油面	17.2	—	0		
	入口弁、主弁、側弁 1行程	14.3	—	3 30	1.35	最低圧力
		14.7	—	5 0	1.22	安定圧力
	停止油圧	12.5	— 578	12 0	1.02	
	入口弁、主弁 1行程	11.3	—	15 47	1.04	安定圧力
	入口弁、側弁 1行程	11.25	—	18 0	1.04	最低圧力
		11.3	—		1.04	安定圧力
	調速機 1行程	10.8	—	19 0	1.05	安定圧力
	調速機 1行程	10.5	—	19 4	1.09	最低圧力
		10.6	—	20 0	1.08	安定圧力
2	動作前	12.4	— 590	0	1.05	
	調速機 1行程	—	—	35	—	
	入口弁、主弁 1行程	—	—	4 10	—	
	入口弁、側弁 1行程	—	—	6 54	1.10	
	11.2	—	—	—		

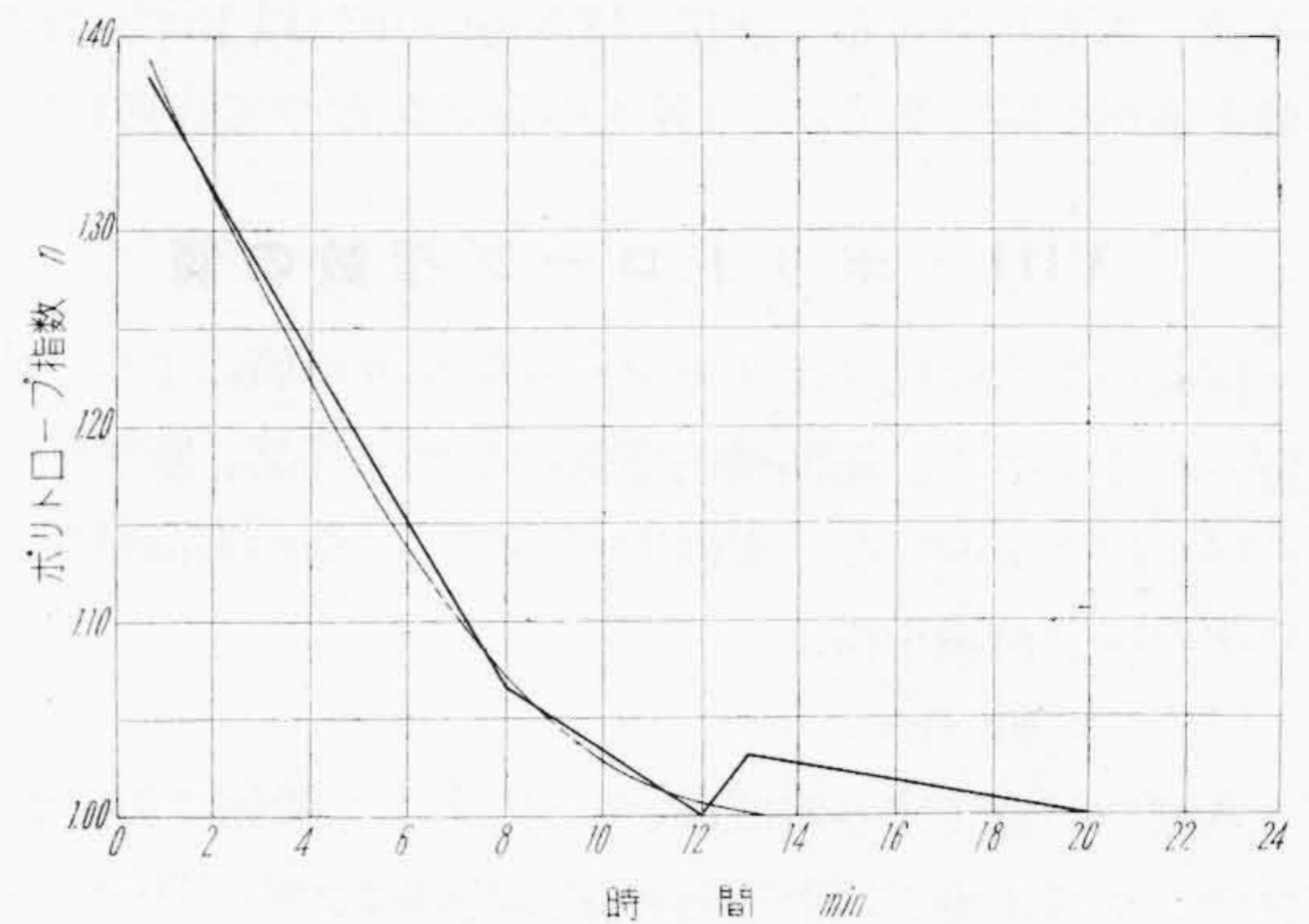
(註) 測定時日 27. 11. 25~27.
温度 室温 12°C 油温 21°C

(3) 北海道電力班溪発電所圧油槽試験結果

水車仕様

- 型式..... 縦軸渦巻可動翼プロペラ水車 1台
- 出力..... 10,600 kW
- 落差..... 14.1 m
- 回転数..... 150 r.p.m.
- 调速機 型式..... VKM-85
- サーボモータ..... 500 mm×350 mm×2 箇
- 圧油槽 直径..... 1,400 mm
- 全高..... 5,150 mm
- 全容量..... 6,760 l

試験の結果は、先ず予備試験として試 #1 を行い第 5 表の結果を、試験経過時間をとつて試 #2 の試験を行い第 6 表、第 10 図の結果を得た。この結果は大體満足すべ



第 10 図 北海道電力班溪発電所圧油槽試験結果

Fig. 10. Test Results on the Pressure Oil Tank for Pankei P. S., Hokkaido Electric Power Co.

第 5 表 北海道電力班溪発電所圧油槽仮試験結果

Table 5. Shop Test Results on the Pressure Oil Tank for Pankei P.S., Hokkaido Electric Power Co.

試 # 1

動作内容	油圧 (kg/cm ²)	油面 (mm)	時間	ポリトロープ指数 <i>n</i>	摘要
動作前油圧油面 调速機 4~5行程	13.4	—		1.38	最低圧力
	13.8	— 476		1.20	
ランナサーボモータ 2行程	13.2	— 665		1.15	安定圧力
	12.5	—		1.00	
排油	—	—		—	安定圧力
调速機 1行程	—	—		—	
ランナサーボモータ 1行程	—	—		—	
ブレーキ停止	11.8	—		1.03	最低圧力
	11.9	—		1.00	

(註) 測定時日 28. 1. 19. 温度 室温 -1°C 油温 21°C

第 6 表 北海道電力班溪発電所圧油槽仮試験結果

Table 6. Test Results on the Pressure Oil Tank for Pankei P.S., Hokkaido Electric Power Co.

試 # 2

動作内容	油圧 (kg/cm ²)	油面 (mm)	時間 (min) (sec)	ポリトロープ指数 <i>n</i>	摘要
動作前油圧油面 调速機 4~5行程	13.4	—	47	1.38	最低油圧
	13.8	— 475	5 0	1.20	
ランナサーボモータ 2行程	13.1	—	—	—	安定油圧
	13.2	— 695	8 0	1.07	
排油	12.5	—	12 0	1.00	
调速機 1行程	—	—	13 0	—	
ランナサーボモータ 1行程	—	—	14 0	—	
ブレーキ停止	11.8	—	13 0	1.03	最低油圧
	12.2	—	20 0	1.00	

(註) 測定時日 28. 1. 19. 温度 室温 -1°C 油温 21°C

き値であると考え。油圧 12.5 kg/cm^2 以下は油面の低下値が不明であるから、各々の容量をとつて計算した。

〔VIII〕 ポリトロープ指数の値

空気の状態変化はポリトロープ指数 n の値によつて決定されるもので、圧油槽内空気の変化は等温、断熱変化の域を出るものでない事は明らかで、今迄の実測結果から次の如き結論を得た。

(1) A 動作

A動作が終了する時間は、水車出力にも関係はあるが、フランシス水車では制圧機の閉鎖時間は大約 120 sec 前後、ペルトン水車ではニードルの閉鎖時間は大約 20~30 sec 位、カプラン水車のランナサーボモータは大約 30~40 sec 前後である。また $n = 1.25 \sim 1.35$ の範囲の値である。

(2) B 動作

B動作に要する時間は入口弁があるときと、ないときとで大いにことなつてくる。

入口弁がある時は1行程の時間は大約 60~300 sec の範囲であり、ない時は、制圧機、ニードル、ランナサーボモータの各々1行程動作時間の範囲で、 n の値は 1.10~1.20 の範囲内である。

圧油ポンプからの補給をたち、油面を下げた試験をした場合には、圧油槽の空気量を空気を取りかこむ表面積で除した単位面積当りの空気量と、圧油槽内の空気温度と室温との差等に、この n の値は左右される。

圧油ポンプから圧油の補給をうけ、各補機消費油を補給しながら行う試験は、上の場合とは変り圧油槽内の空気温度も高くなつて室温との差が大となるので、この場合の動作過程は同じでも、ちがつたポリトロープ指数 n の値となると考えられる。

n の値を各動作過程に就いて近似値をつかみ、上記の各補機の動作時間をとつて、圧油槽の容量に就いて妥当の設計が出来る段階に踏入つた。

前記発電所現場試験の結果から現在採用している値が、実際動作の値と大きな差のない事も確かめ得た。その値は前記三面発電所のフランシス水車の場合は $n_A = 1.30$, $n_B = 1.15$, 斑溪発電所のカプラン水車では $n_A = 1.30$, $n_B = 1.15$ の値で大体よいと考える。

〔IX〕 結 言

圧油槽に関して動作上の性質と空気状態変化等を吟味し、動作過程を工場と発電所現地に於て試験を行ないその結果の一部を紹介した。

空気の状態変化を表わすポリトロープ指数 n の値に就いて実際の動作から求めることは、測定上より支障もかなりあり短時に結論を導くことは困難で、不断の努力が必要である。また指数の経年変化の傾向を測定するには長年月の調査をつゞけなければならないので、機会ある毎に資料を集めあらゆる角度から究明しなければならない問題と考える。

現状に於て結論的に言えば A 動作では $n_A = 1.25 \sim 1.35$, B動作では $n_B = 1.10 \sim 1.20$ の程度の範囲で、この値は水車型と動作条件及び動作時間等によつて適当な値を選ぶべきである。

動作条件に関しての日立標準と n の値の範囲が決定されれば、圧油槽の適当な容量が計算出来る段階に達した。

終りに実測にあつて御協力を得た電検課志村主任とその他の方々に厚く感謝するものである。

参 考 文 献

- (1) 氷 室： 機械学会第25回講習会テキスト (昭 25. 10. 13)
- (2) 大賀恵二： 熱機関原論 (熱力学) I 53~63 (昭 16)
- (3) 菅原菅雄： 工業熱力学 69~76 (昭 27)

