

脱気器とボイラ給水ポンプ吸込配管の過渡現象

Transient Phenomena of Deaerator and Boiler Feed Pump Suction Pipe

堀 内 俊 明* 二 宮 敏*

Toshiaki Horiuchi Satoshi Ninomiya

内 容 梗 概

火力発電所の全体配置計画にあたっては、脱気器据付高さの決定および脱気器とボイラ給水ポンプをつなぐ吸込配管の設計は給水ポンプ内の自己蒸発にも関連する重要な問題の一つである。本文は従来よく然たる経験的推測に頼っていたこの問題に数値的裏付けを与えようとするものである。

1. 緒 言

一般にポンプ吸込配管の設置にあたってはその押込圧力として、取扱う水の飽和圧力よりある限度以上高い圧力が要求される。この最小限必要な押込圧力を所要押込圧力と呼ぶ。また、押込圧力のうち飽和圧力を越える部分を NPSH (Net Positive Suction Head) という。したがって所要 NPSH とは、ポンプの中で流速が大きくなって静圧が減ることなどのためにポンプ内で水が自己蒸発を起すおそれのない必要最小限の押込み水頭であって、これはポンプ設計の時に決定される。

ボイラ給水ポンプのように脱気器内で飽和温度まで加熱された水を吸い込み、しかも高速回転するポンプにあってはこの所要 NPSH を確保するよう十分な考慮を払わねばならない。しかし脱気器の据付高さは所要 NPSH を確保するだけでは十分ではない。なぜなら、なんらかの原因により脱気器器内圧が減少を始めた場合、減少開始時に吸込配管中に存在した水がポンプにより全量吐出され終るまでの間ポンプ吸込口の水温は圧力降下開始前の水温のままであり、したがって所要押込圧力は圧力降下開始前の値と同一であるため、その間の器内圧の減少分だけ押込圧力に不足をきたすからである。圧力降下開始時吸込配管中にあった水を吐出し終るに要する時間を「滞留時間」と呼ぶことにすれば、脱気器の必要据付高さは次式により表わされる。

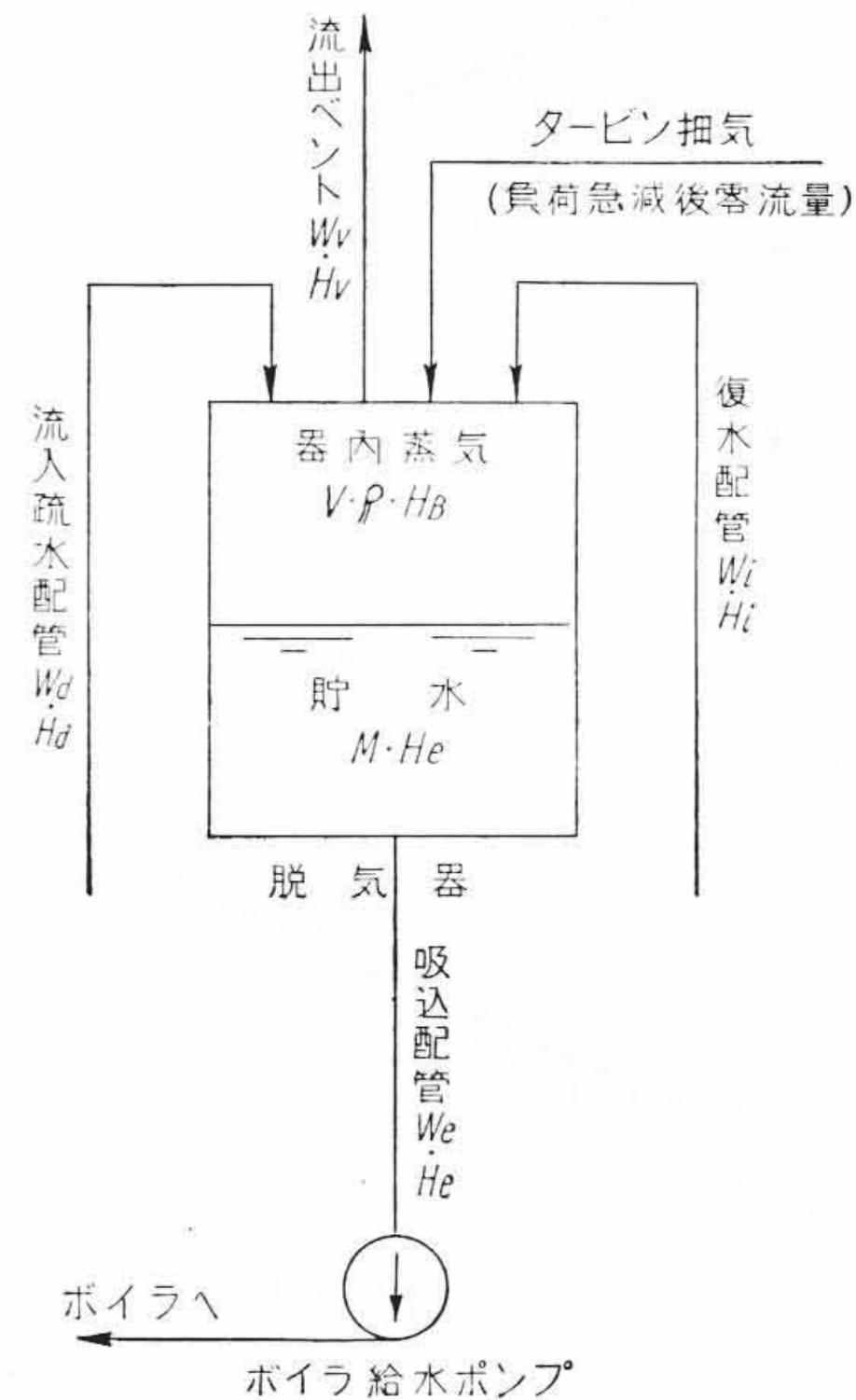
$$\text{脱気器必要据付高さ} = \text{ポンプ所要 NPSH} + \text{摩擦水頭損失} + \text{滞留時間中の圧力降下} \dots\dots\dots (1)$$

本文は(1)式中の第2項、第3項、すなわち脱気器および吸込配管の配置計画にあたって考慮すべき問題を検討解析したものである。これらの問題について、負荷急減時の脱気器器内圧降下については先に取扱ったことがあるが⁽¹⁾、ほかにも Thurston の論文⁽²⁾がある。また実際に発生した事故については Karassik などの文献^{(3)~(5)}があるが、今回は、この問題の調査を目的として実際のプラントで測定した結果などにより、さらに実情に合った解析を行い、かなりの近似をもって扱えることがわかったので、さきに発表せる文献⁽¹⁾の第2報として、ここに結果を発表する。多少とも大方の参考となれば幸である。

2. 脱気器器内圧降下の原因および圧力降下特性式

2.1 圧力降下の原因

再生サイクルのプラントにあって脱気器器内圧力が急激に降下を始めるような事態はタービンの負荷が急減して加熱蒸気を供給する抽気段落の圧力が脱気器の残圧に打ちかてなくなり、抽気逆止弁が閉じて加熱蒸気の供給が停止した時に起る。これは、給水のもち出す熱量と復水のもち込む熱量の差額分だけ脱気器の保有熱量が減少するためであり、したがってこの圧力降下は本質的には熱平衡と質



第1図 脱気器回り系統図

量平衡の問題である。

2.2 圧力降下特性式

第1図は脱気器回りの流体の出入を線図的に表わしたものである。この特性方程式を作れば次のようになる。

$$W_i + W_d - W_e - W_v = \frac{d(M)}{d\tau} + \frac{d(V \cdot \rho)}{d\tau} \dots\dots \text{質量平衡} \dots (2)$$

$$W_i H_i + W_d H_d - W_e H_e - W_v H_v = \frac{d(M \cdot H_e)}{d\tau} + \frac{d(V \rho H_B)}{d\tau} \dots\dots \text{熱平衡} \dots (3)$$

ここに

W_i :	流入復水量	(kg/s)
W_d :	流入疏水量	(kg/s)
W_e :	流出給水量	(kg/s)
W_v :	流出ベント量	(kg/s)
M :	貯水量	(kg)
V :	器内蒸気部体積	(m ³)
H_i :	復水エンタルピー	(kcal/kg)
H_d :	疏水エンタルピー	(kcal/kg)
H_e :	給水エンタルピー	(kcal/kg)
H_v :	ベントエンタルピー	(kcal/kg)
H_B :	器内蒸気エンタルピー	(kcal/kg)
ρ :	器内蒸気比重	(kg/m ³)
τ :	圧力降下開始後の時間	(s)

ここで各変数を次のように置換する。

* 日立製作所日立工場

$$\left. \begin{aligned} W_i &= W_{i0} + w_i & H_i &= H_{i0} + h_i & M &= M_0 + m \\ W_d &= W_{d0} + w_d & H_d &= H_{d0} + h_d & V &= V_0 + v \\ W_e &= W_{e0} + w_e & H_e &= H_{e0} + h_e & \rho &= \rho_0 + \rho \\ W_V &= W_V + w_V & H_V &= H_{V0} + h_V & H_B &= H_{B0} + h_B \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ここに、サフィックス“0”は初期値を表わす。

また、 M と V の間には次の関係がある。

$$M \times 10^{-3} + V = \text{一定 (脱気器内容積)} \dots\dots (5)$$

したがって、次式が成立する。

$$m \times 10^{-3} + v = 0 \dots\dots\dots (6)$$

(5)、(6)式を(2)、(3)式に代入し、2次以上の微小量を無視して線形化しラプラス変換すれば

$$\frac{(W_{i0} - W_{e0})}{S} + \bar{w}_i - \bar{w}_e = S\bar{m} - V_0 S\bar{p} - S\rho_0 m \times 10^{-3} \dots\dots\dots (7)$$

$$\begin{aligned} &\frac{(W_{i0}H_{i0} - W_{e0}H_{e0})}{S} + (W_{i0}\bar{h}_i + \bar{w}_iH_{i0}) \\ &- (W_{e0}\bar{h}_e + \bar{w}_eH_{e0}) \\ &= SM_0\bar{h}_d + SH_{e0}\bar{m} + SV_0\rho_0\bar{h}_B - S\rho_0H_{B0}\bar{m} \times 10^{-3} \\ &+ SV_0H_0\bar{p} \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

ただし、 S : ラプラス変換の“ s ”の裏変数

—: 元の変数のラプラス変換形

(7)、(8)式が圧力降下の特性式であって、外的条件より決定される変数に対してはその条件を入れることにより変数の数を減ずれば脱気器器内圧は h_B あるいは h_e を媒介にして状態式より求めることができる。ここでは制御系統などプラント個々の特殊性を無視して一般的に解を求めるために次のような仮定を入れる。

仮定(1) ベントおよび疏水は量的に小さいので無視する。

(2) 関係する流体は流入する復水を除きすべて飽和状態にあるものとする。

(3) 復水配管の容量および素材の保有熱を考慮すれば「滞留時間」を問題とするような短時間中は H_i の変化はないものとする。

(4) 脱気器内の水位は常に一定に制御されているものとする。

(5) 給水は負荷急減後次のような変化をするものとする。

$$W_e = W_{e0} - B\tau \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 B は給水の減少率である。

また、仮定(2)より今問題にしているような小さい圧力範囲では次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} H_e &= k_1 P + h_{10} \\ \rho &= k_2 P + k_{20} \\ H_B &= k_3 P + h_{30} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

ここに、 P : 脱気器器内圧力 kg/cm^2

k : 飽和蒸気の蒸気表より定められる定数

(9)、(10)式および仮定(1)～(5)を(7)、(8)式に代入すれば w_i 、 p_i に関する連立方程式となるのでそれを解いてラプラス逆変換すると次の解をうる。

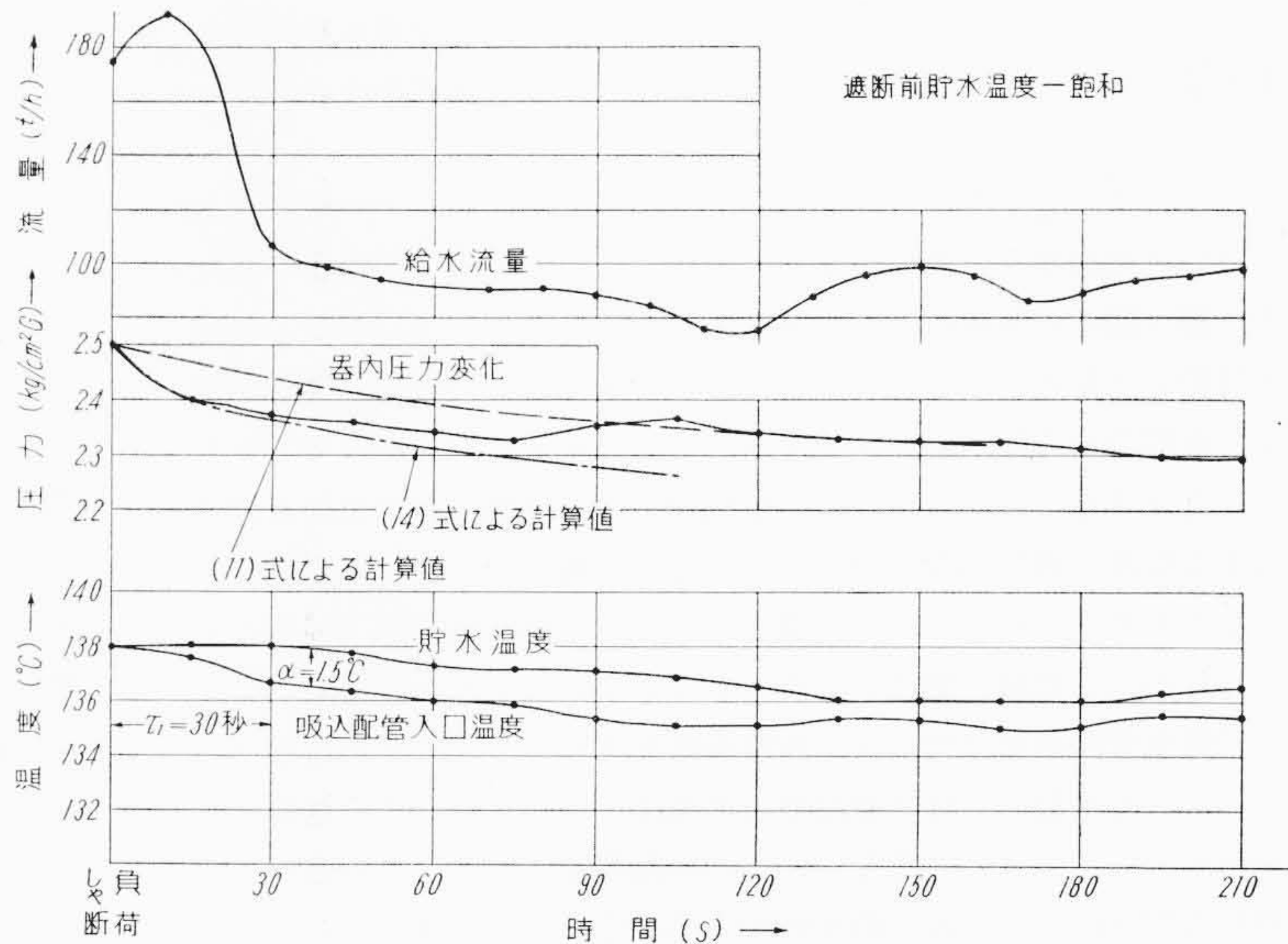
$$P = P_0 - D_1(1 - e^{-D_3\tau}) + D_2\tau \dots\dots\dots (11)$$

ここに、

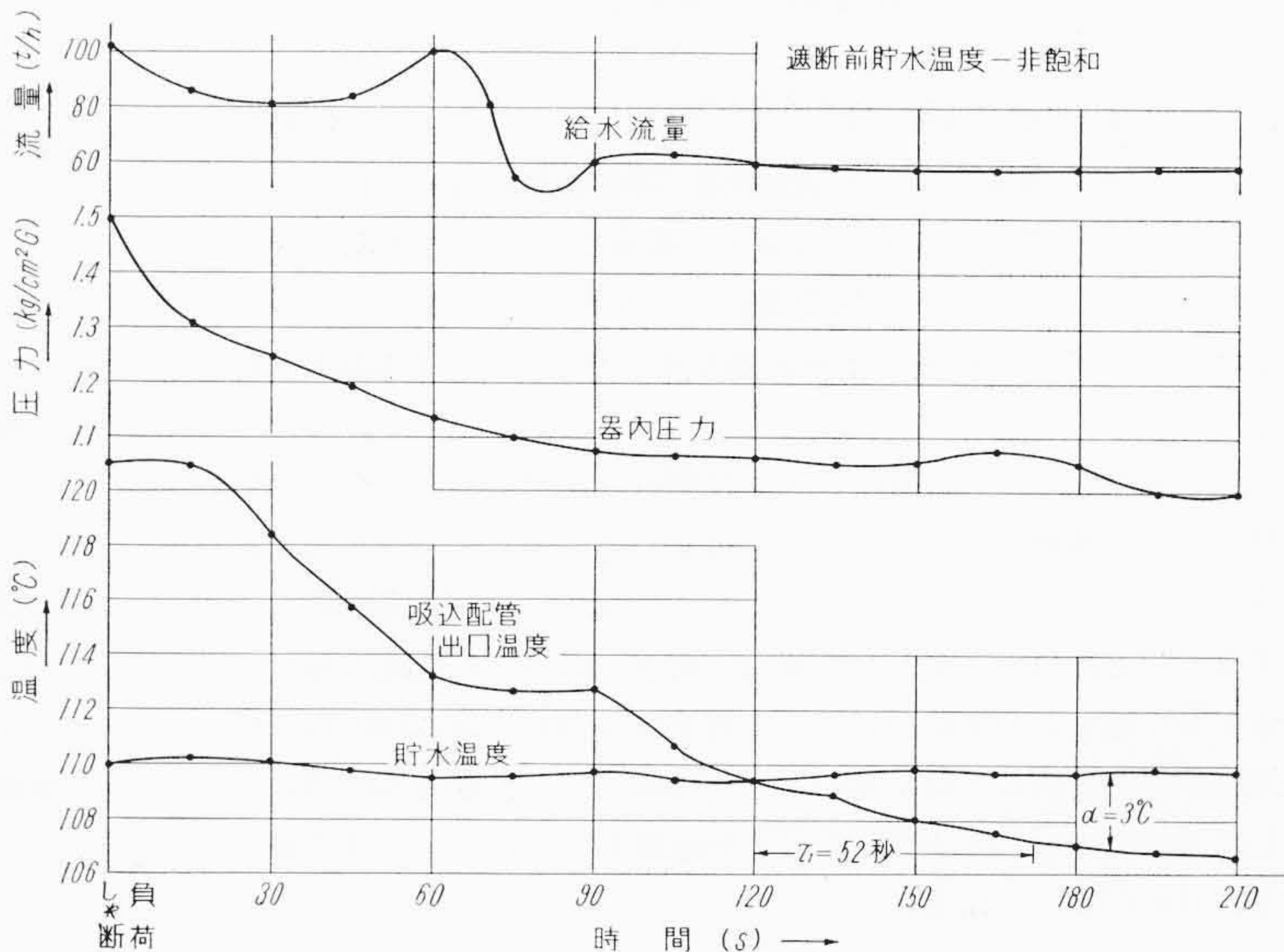
$$D_1 = \frac{H_{e0} - H_{i0}}{k_1} + \frac{(H_{e0} - H_{i0})B(k_1 M_0 + k_3 V_0 \rho_0 + k_2 H_{B0} V_0 - k_2 H_{i0} V_0)}{k_1^2 V_{e0}^2}$$

$$D_2 = \frac{B(H_{e0} - H_{i0})}{k_1 W_{e0}}$$

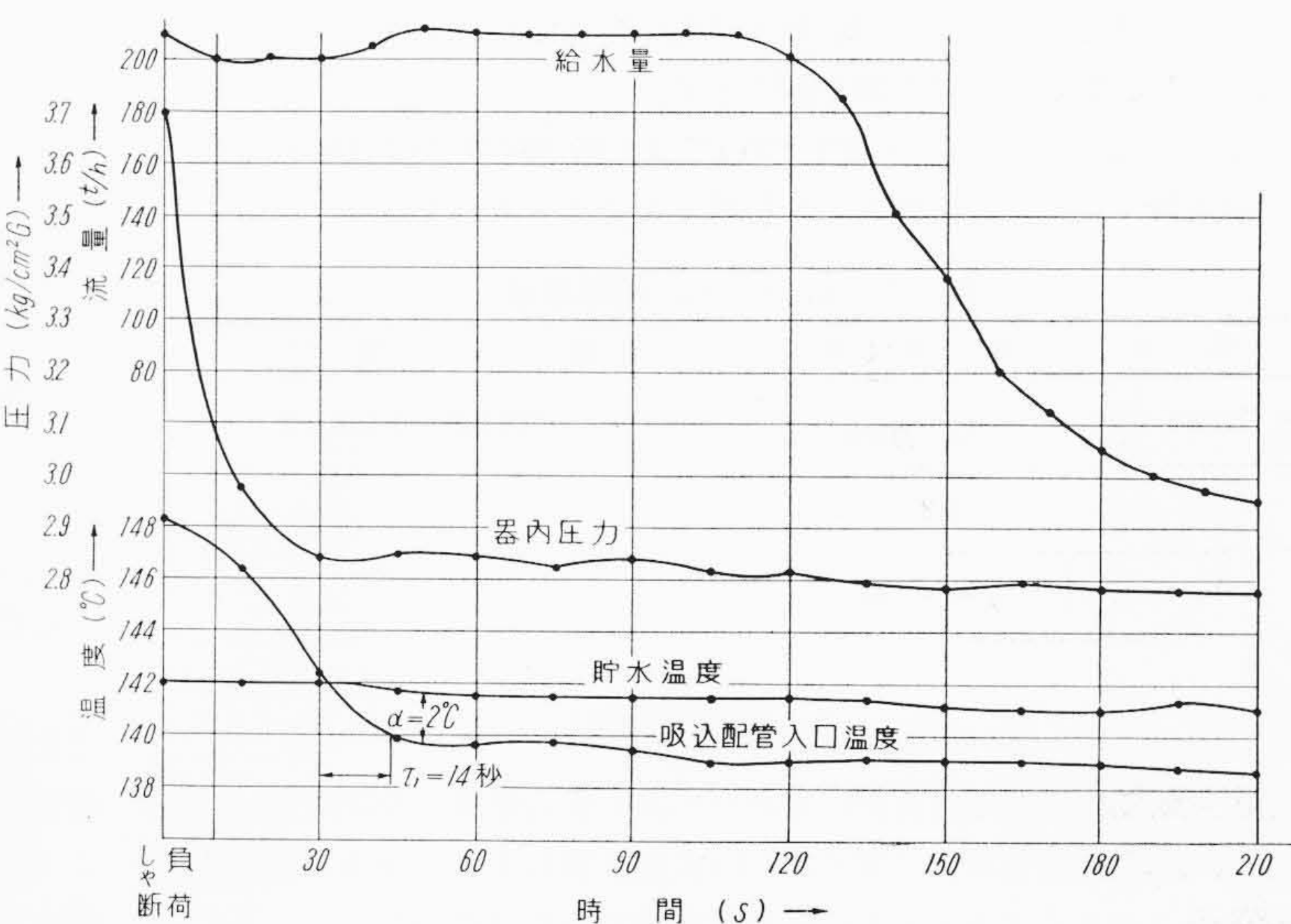
$$D_3 = \frac{k_1 W_{e0}}{k_1 M_0 + k_3 V_0 \rho_0 + k_2 H_{B0} V_0 - k_2 H_{i0} V_0}$$



第2図 56.25 MW よりの負荷遮断時の実測値および計算値



第3図 37.5MW よりの負荷遮断時の実測値



第4図 75 MW よりの負荷遮断時の実測値

なお、仮定をさらに大きくして器内蒸気保有熱を無視し給水量と復水量が等しく、時間的变化がないものとする次式をうる。

$$P = \frac{1}{k} \left\{ (H_{e0} - H_{i0}) e^{-\frac{W_{e0}}{M_0} \tau} + H_{i0} - k_{10} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

(11) 式の結果を実際の発電所に適用してみると第 2 図のようになる。第 2 図には同時にその発電所のガバナーテスト時に測定した値も付記してあるが、これより考えると負荷急減後の短時間は計算値より実際の圧力降下が大きく出る。これは仮定 (2) が誤りであったことを示すものであって実際の脱気器では蒸気側の圧力に対し貯水はある程度の過飽和度を得たのち初めて平衡的な自己蒸発に到達するものと考えられる。同じ発電所についての測定値は第 3, 4 図にも示したが、この脱気器はアンチフラッシュバップルを装備しているので降水管の温度は器内圧の飽和湿度を表わしているとみなしうるからこの貯水温度と降水管温度との差は上に述べた貯水の過飽和度を示しているとみて支障ない。この過飽和度は器内圧と貯水温度が飽和の関係になった後、約 30 秒で大体一定の過飽和度 1 ~ 3 °C に平衡的に落ち着くから、前述の仮定 (2) の代りに上述の条件を入れるためには (2), (3) 式の H_e の代りに次のような H_e' を代入して解けばよい。

$$H_e' = H_e + \alpha \left(1 - e^{-2.3 \tau / \tau_1} \right) \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 α : 平衡に達した過飽和度 (平衡過飽和度) (°C)

τ_1 : 器内圧と貯水温度が平衡過飽和度に達するに要する時間 (自己蒸発遅れ) (s)

なお、ここでは τ_1 秒後に平衡過飽和度の 90 % が達成されるものとした。

(13) 式を (2), (3) 式に代入して解けば解は求められるが、解の形がかなり複雑になるのでここでは別の考え方により (11) 式に補正項を付け加えることとする。すなわち、現象は α °C の過飽和度を有するまで全然自己蒸発しない場合と貯水と器内圧が完全に飽和の関係を保つ場合との中間であって、貯水は $d(H_e' - H_e)/d\tau$ の早さで過飽和度を達成して行くものと考えられる。したがって圧力に換算した補正項 $-\frac{\alpha}{k_1} \left(1 - e^{-2.3 \tau / \tau_1} \right)$ を追加する。よって、圧力降下特性式は次のようになる。

$$P = P_0 - D_1 \left(1 - e^{-D_3 \tau} \right) + D_2 \tau - \alpha \left(1 - e^{-2.3 \tau / \tau_1} \right) / k_1 \dots\dots (14)$$

ここに、 $D_1, D_2, D_3, \alpha, \tau_1, k_1$ などは先に定義したとおりであり、これにより計算した結果を第 2 図に示す。

なお、 τ_1, α および B の値については大略 第 1 表 のように選ぶのが測定値やボイラの特性などから考えて妥当であろう。

第 1 表 B, α, τ_1 の標準値

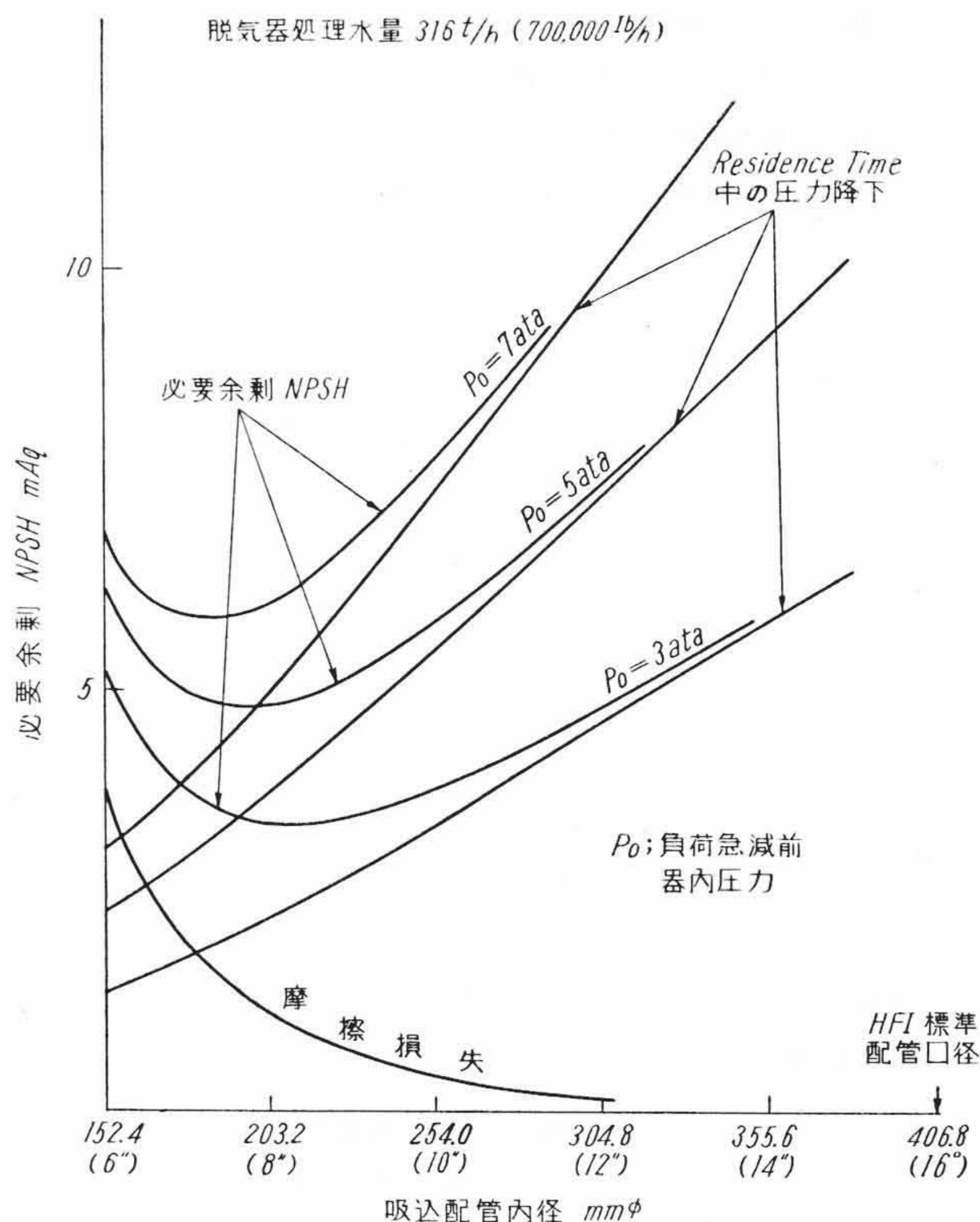
項 目	標 準 値	備 考
$B/W_0 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$	$\frac{1}{60} \sim \frac{1}{300}$	プラントの制御機構により異なる
$\alpha \text{ } ^\circ\text{C}$	1 ~ 3	
$\tau_1 \text{ s}$	15 ~ 45	

3. 吸込配管の設計

脱気器器内圧降下は前節に求めたが次に吸込配管の設計について述べる。吸込配管設計の要点は (1) 式第 2 項および第 3 項の和をできる限り小さくするとともに吸込配管中での自己蒸発を防ぐことにある。

3.1 吸込配管の管径

吸込配管管径に関しては HEI (Heat Exchange Institute) ⁽⁷⁾ の定めた標準が一般的に使われている。しかし本標準は吸込配管中の摩擦水頭損失を小さくすることにのみ着目したものであって非常に



第 5 図 配管径と必要余剰 NPSH の関係 (計算例)

遅い流速を採用している。したがってこれによれば定常運転中は確かに十分な押込圧力を得られるが滞留時間が長くなるため負荷変動時には (1) 式第 3 項が大きな要素となって脱気器据付高さを大きくしなければならなくなる。

(1) 式第 2 項、第 3 項の和を必要余剰 NPSH と呼べばこれを最小にするような降水管の設計が最も望ましい。

摩擦損失は次式で表わされる。

$$\Delta H_f = f \cdot L \cdot \frac{v^2}{d} \dots\dots\dots (15)$$

ここに、

- f : 摩擦係数
- L : 吸込配管全長 (m)
- v : 流速 (m/s)
- d : 吸込配管口径 (m)
- ΔH_f : 摩擦損失水頭 (mAg)

また、滞留時間中の圧力降下は

$$\Delta H_P = \{ P(0) - P(\tau_R) \} \times 10 \dots\dots\dots (16)$$

ここに、

- $P(\tau)$: 負荷急減後 τ 秒のときの器内圧 (kg/cm²)
- τ_R : 滞留時間 (s)
- ΔH_P : 滞留時間中の圧力降下 (mAg)

したがって、

$$\text{必要余剰 NPSH} \geq \Delta H_f + \Delta H_P \dots\dots\dots (17)$$

でなければならない。一例として処理水量 316 t/h (700,000 lb/h) の脱気器についてこれを計算すると第 5 図のようになる。なお、ここでは簡単のために圧力降下は第 (12) 式を用い、復水と給水の温度差は 28 °C、吸込配管長は 45.6 m、脱気器低水位貯水量は給水量の 6 分間分であるものとした。同様の計算を 226 t/h (500,000 lb/h) ~ 635 t/h (1,400,000 lb/h) について行い第 2 表に示すような結果を得た。ここには比較のために HEI 標準をも示してある。

ただしこの計算では上述のように配管長、貯水量などを仮定しているので実際の配管に対して最適の管径をうるためには第 5 図のよ

第2表 降水管口径決定基準概略値

処 理 水 量 10 ³ lb/h	新 提 案 基 準		H. E. I. 標 準	
	吸込配管口径 mm (in)	流 速 m/s	吸込配管口径 in	流 速 m/s
500	241.8 (9.0)	2.07	14.0	0.63
600	267.4 (10.0)	2.04	16.0	0.53
700	267.4 (10.0)	2.25	16.0	0.69
800	318.5 (12.0)	1.95	18.0	0.63
900	318.5 (12.0)	2.24	18.0	0.70
1,000	318.5 (12.0)	2.47	18.0	0.76
1,200	355.6 (14.0)	2.18	20.0	0.72
1,400	355.6 (14.0)	2.62	24.0	0.60
1,600	406.4 (16.0)	2.71	24.0	0.68

うな計算を個々の発電所の値に応じて計算する必要がある。その際は圧力降下も(14)式を用いるべきであることはいうまでもない。

いずれにしても吸込配管は普通の水配管と同等またはそれ以上の流速にしたほうがよいことがわかる。

このように配管を細くした場合負荷急減時のほかに給水ポンプ起動時に配管の弾性および水の圧縮性のために圧力降下が起って所要NPSHの不足する危険が残る。このような圧力降下は弁を開くときの上流側の圧力降下と現象的に同一と考えられるので、日本機械学会編機械工学便覧 8-59 頁の計算式を適用すればよい。一例として第2表の処理水量 451 t/h の場合をとり、最も危険な場合として100% 容量予備ポンプをすでにポンプの最小冷却水量の負荷を受けて運転している100% 容量ポンプと並列運転に入れた場合を考える。ここでポンプの最小冷却水量を30% とすれば

$$L = \text{吸込配管長} \quad 45.6\text{m}$$

$$V_0 = \text{流速} \quad 1.06\text{m/s}$$

$$H_0 = \text{押込水頭} \quad 22\text{m}$$

$$T_0 = \text{ポンプを起動後、定格回転数に達する時間} \quad 4\text{秒(仮定)}$$

のとき

$$K = LV_0/gH_0T_0 = 0.0561 \dots \dots \dots (17)$$

したがって

$$\eta_{\max} = \frac{1}{2} K (\sqrt{K^2 + 4} - K) = 0.055 \dots \dots \dots (18)$$

よって、最大圧力降下は次のようになる。

$$h = \eta_{\max} H_0 = 1.21 \text{ mAg} \dots \dots \dots (19)$$

この程度の値ならば給水ポンプの起動とタービンの負荷急減は同時に起らぬと考えられるから、さきに述べた必要余剰 NPSH がこの場合には起動のための圧力降下を補う役割を果たすので、配管を細くしたことによる起動時の圧力降下については考慮する必要はないと考えられる。

3.2 吸込配管の傾斜角

吸込配管の一部に傾斜がある程度以上小さくなる部分があると吸込配管全体としては十分な据付高さを有していても配管の一部で自己蒸発する部分が生じる。このような事態は発生した気泡のために押込水頭が減じることや、気泡が再度凝縮すべき圧力に達しても急にはつぶれない危険性があることのために避けなければならない。

このような現象は第6図A₁, A₂のような小傾斜部の末端において最も起りやすい。この場合気泡の発生しない条件は

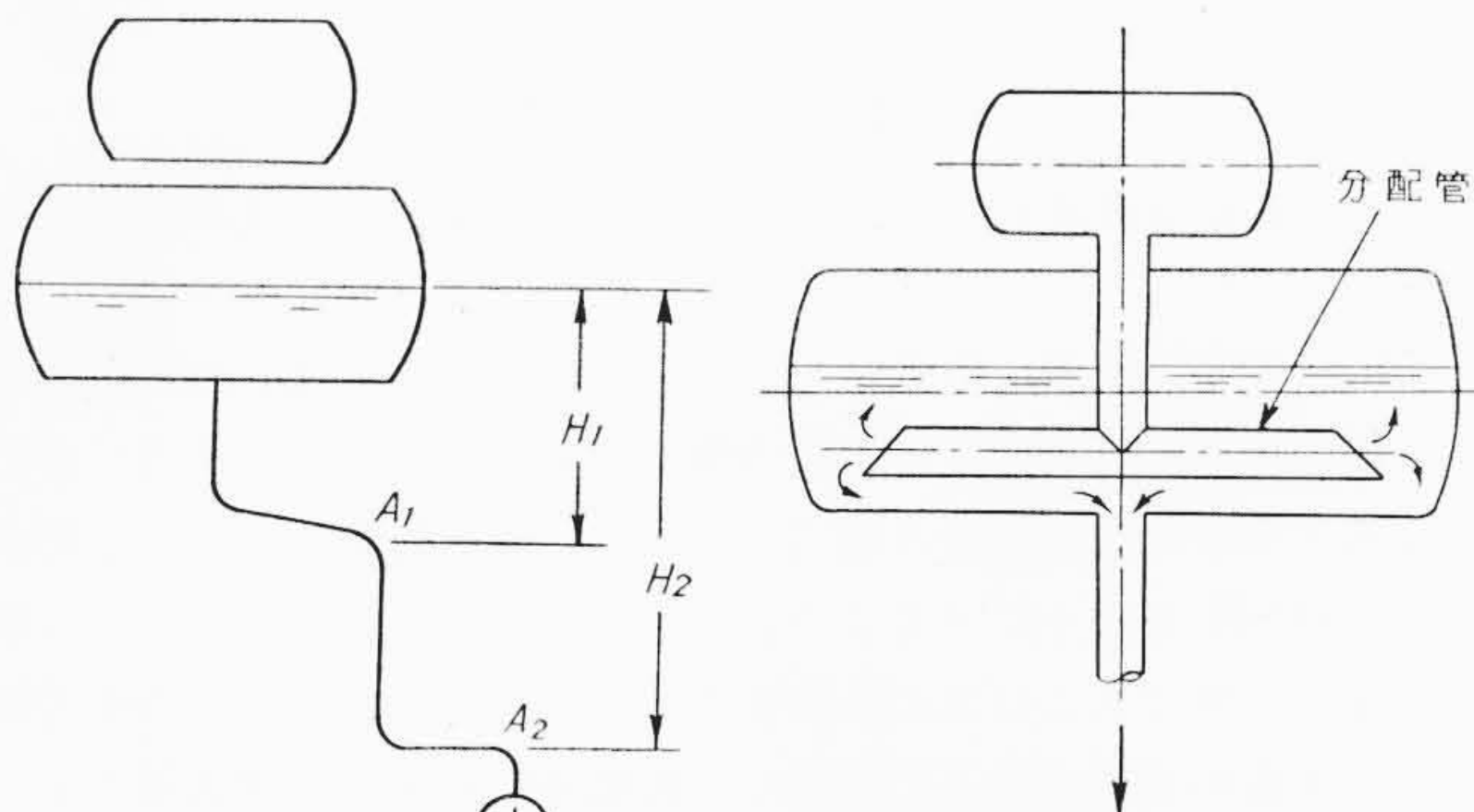
$$10 \{P(0) - P(\tau_n)\} < H_n \dots \dots \dots (20)$$

である。ここに、

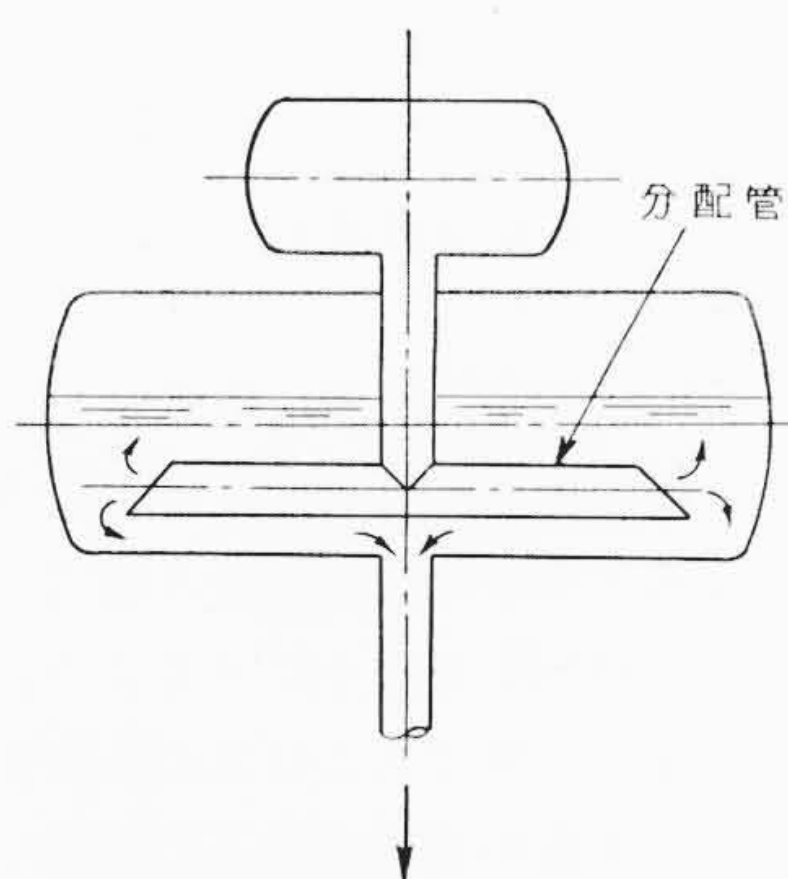
τ_n : 負荷急減の瞬間0点に存在した水がA_n点まで到達するに要する時間 (s)

$P(\tau)$: 負荷急減より τ 秒後の器内圧((14)式参照)(kg/cm²)

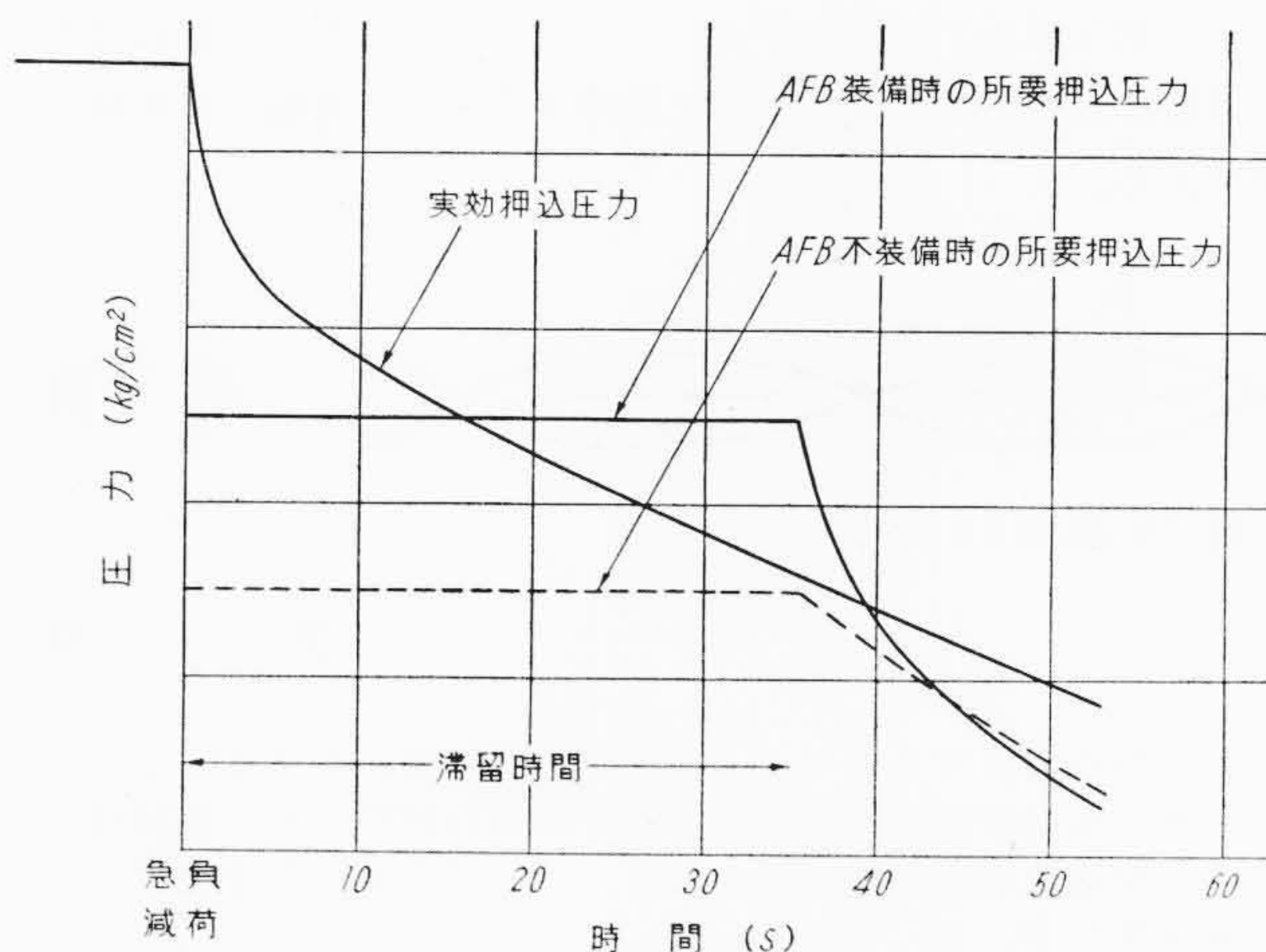
したがって、(20)式を満足するよう吸込配管の傾斜および傾斜部の長さを決定する必要がある。



第6図 吸込管概念図



第7図 脱気器分配管構造図



第8図 貯水非飽和の場合の AFB 装備、不装備による過渡変化の差

4. アンチフラッシュバップルの作用

プラントが急速負荷上昇した場合、アンチフラッシュバップルの有無にかかわらず貯水温度が多少とも非飽和度を示すことはまぬがれない。したがってかかる状態で負荷急減があれば脱気器器内圧力はきわめて短時間の間に貯水温度の飽和圧力まで下ることもアンチフラッシュバップルの有無には関係しない。しかしアンチフラッシュバップルを装備した場合、貯水温度が負荷急減時に非飽和であるときでも吸込配管中の水は器内圧の飽和温度になっているから、給水ポンプの所要押込圧力は器内圧の飽和温度の水に対する値を要する。しかるに負荷急減後器内圧は滞留時間の初めの数秒で貯水温度の飽和圧力までさがらため押込圧力に不足をきたす危険性がある。この圧力降下は第2, 3, 4図に示すように実測のデータにも表われている。また、アンチフラッシュバップルを装備する場合、貯水は、あまりかくはん作用を受けないので非飽和度はいっそう大きく出やすい。

これに対しアンチフラッシュバップルを装備しない場合、第7図のような分配管をつけると貯水は比較的均一の温度に保たれる。したがって、貯水温度が非飽和であっても吸込配管中の水も同様非飽和の水であるから所要押込圧力は低くてよい。これを概念的に図示すると第8図のようになる。

上記のような理由からアンチフラッシュバップルを装備した脱気器の貯水が非飽和にあることは危険であるので、そのような場合には適宜脱気器の貯水量を増減したり、脱気器貯水の再循環を行ったりして非飽和度を極力減少する必要がある。しかし滞留時間経過後は圧力降下に応じて吸込配管中の水温が下るのでその点ではアンチフラッシュバップルの効果が認められる。

5. 結 言

- (1) 負荷急減時の脱気器内の圧力降下は(14)式から計算される。
- (2) 従来、一般に標準として用いられていた HEI の吸込配管口径の標準は負荷急減時の圧力降下を考慮すると滞留時間が長くなる欠点のためにあまり適当ではない。吸込配管の口径は必要余剰 NPSH を最小にするよう設計すべきである。ただし、この場合配管の弾性および水の圧縮性を考慮してポンプ起動時の圧力降下を実際の運転条件下に計算し、起動時にも十分な押込圧力を与えるような配置、配管であることを確認しておく必要がある。
- (3) 吸込配管中の小傾斜部については(20)式の制限を守らねばならない。
- (4) 脱気器がアンチフラッシュバップルを装備する場合は貯水の温度を器内圧力の飽和温度に保持するように運転上の注意が必要である。

以上、脱気器の据付配置および吸込配管の設計についての理論的な解析を試みたが、平衡過飽和度およびそれを達成する時間、給水の減少率、ポンプ起動時の吐出量増加率など、種々の仮定や特定の脱気器についての実験結果からの推定を含んでいるので、これらの問題については今後の研究課題として残されるものである。

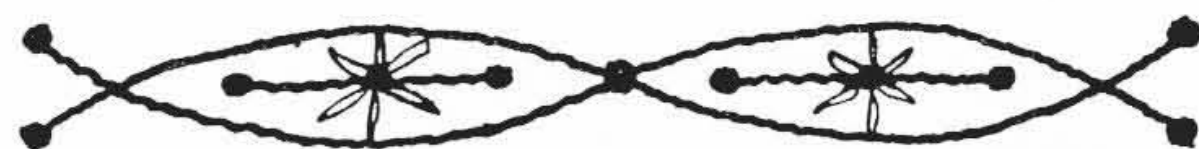
参 考 文 献

- (1) 堀内：日評，Vol. 41, No. 7 887 (昭34年 7 月)
- (2) R. S. Thurston：A. S. M. E. Paper No. 59-A-20
- (3) R. J. Karassik ほか：Combustion Vol. 30, No. 11 53 (May 1959)
- (4) R. J. Karassik ほか：Combustion Vol. 31, No. 2 43 (Aug. 1959)
- (5) R. J. Karassik ほか：Combustion Vol. 31, No. 11 39 (May 1960)
- (6) 日本機械学会：機械工学便覧 8-59 頁 (昭26. 日本機械学会)
- (7) Heat Exchange Institute：Standards and Typical [Specifications for Deaerators and Deaerating Heaters. page 5 (3rd Edition 1953)]



特 許 第 260557 号

特 許 の 紹 介



石 原 智 男

流 体 継 手

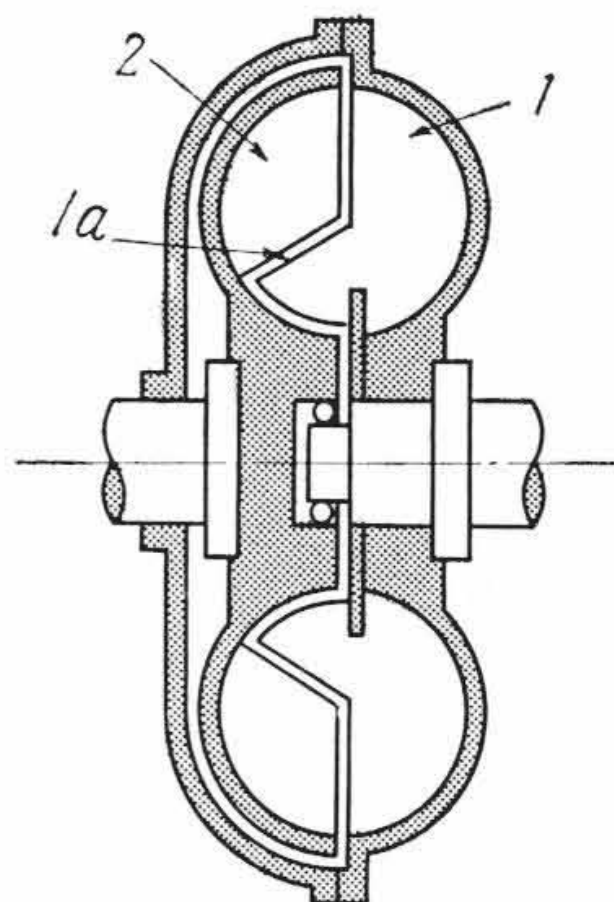
なんらかの方法でドラッグトルクを小さな値におさえるようにした一定充てん油量形流体継手を、部分油量の状態でもご形誘導電動機のような定速電動機で駆動すると、「谷」部をもったすべり・トルク曲線を生じる。

この発明は、前記の「谷」部を除くため、流体継手の運転中、そのすべりがある値より増大するにともなって、ポンプ車1およびタービン車2内の循環流体層の循環流速が減少することのないように、タービン車2側にポンプ車の羽根の内径側の一部1aを突出させたものである。

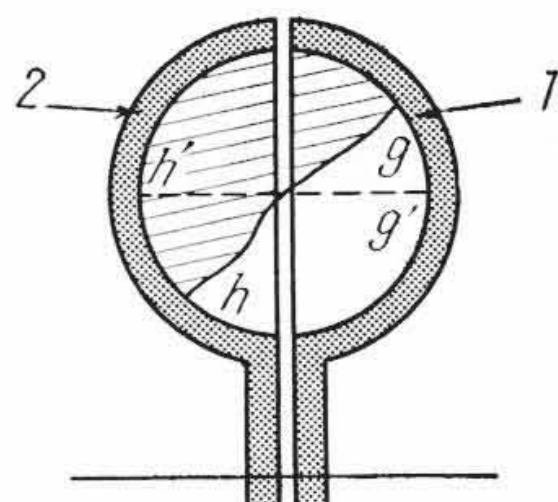
タービン車2側に突出させたポンプ車の羽根の部分は次のような作用をする。

いまかりに、全然すべりがなく、ポンプ車、タービン車、両者の回転速度がまったく等しいとすれば、流体表面は説明図のg'h'のようになる。そして油と空気とが分離した状態ですべりが増加するにつれてタービン車側により多くの油が移るようになり、流体表面は説明図にghで示すような形になる。そして、あるすべりの大きさに、すなわちghがある限界に達すると、すべりの増加にともない循環流速すなわち伝達トルクはかえって減少する。しかしさらにすべりがふえると油と空気がかきまぜられて見掛け上の作動流体量がふえ、循環流速も著しく増加し、トルクはふたたび上昇する。そこで、すべりの増加にともない循環流速がかえって減少する状態に達する以前に、タービン車2より回転速度の大きいポンプ車の羽根の突出部

断面図



説明図



1 a により、タービン車2側に移ってきた油の一部と空気とをかきまぜてやれば、「谷」部のない良好な特性曲線を得られる。

上記のように、この発明によれば、「谷」部のない理想的な特性曲線の流体継手を容易にうることができる。(富 田)

Vol. 43

日 立 評 論

No. 7

(次 号 予 告)

- ◎ ス ト リ ッ プ 電 気 清 浄 装 置
◎ マイクロ波による回転体表面の測定
◎ 突合せ熔接継手の欠陥と疲れ強さ
◎ トランジスタ論理要素の研究
◎ 全トランジスタ式精密周波数検出装置
◎ 水銀陰極電解法による放射性アイソトープの分離
◎ 中央研究所納 240m/min エレベータについて
◎ 日 立 オ ー ト ラ イ ン

- ◎ 電動機用グリースの検討 (第 3 報)
◎ 新標準 150 kW バランス形圧縮機
◎ サーボ計算機用小形歯車について
◎ 新しいポリエステルワニスを採用した汎用電動機
◎ ビル用エアークリーナ
◎ 陰極線管多段後段加速電極系について
◎ 懸垂がい子連の同時せん絡
◎ 空気作動式調節計の取扱い (その 3)

発行所 日 立 評 論 社 東京都千代田区丸ノ内 1 丁目 4 番地 振替口座 東京 71824 番
取次店 株式会社オーム社書店 東京都千代田区神田錦町 3 丁目 1 番地 振替口座 東京 20018 番