

負荷急減時の脱気器器内圧力と汽罐給水ポンプの NPSH について

The NPSH of the Boiler Feed Pump and the Deaerator Pressure at Time of the Precipitant Decrease in Load

堀 内 俊 明*
Toshiaki Horiuchi

内 容 梗 概

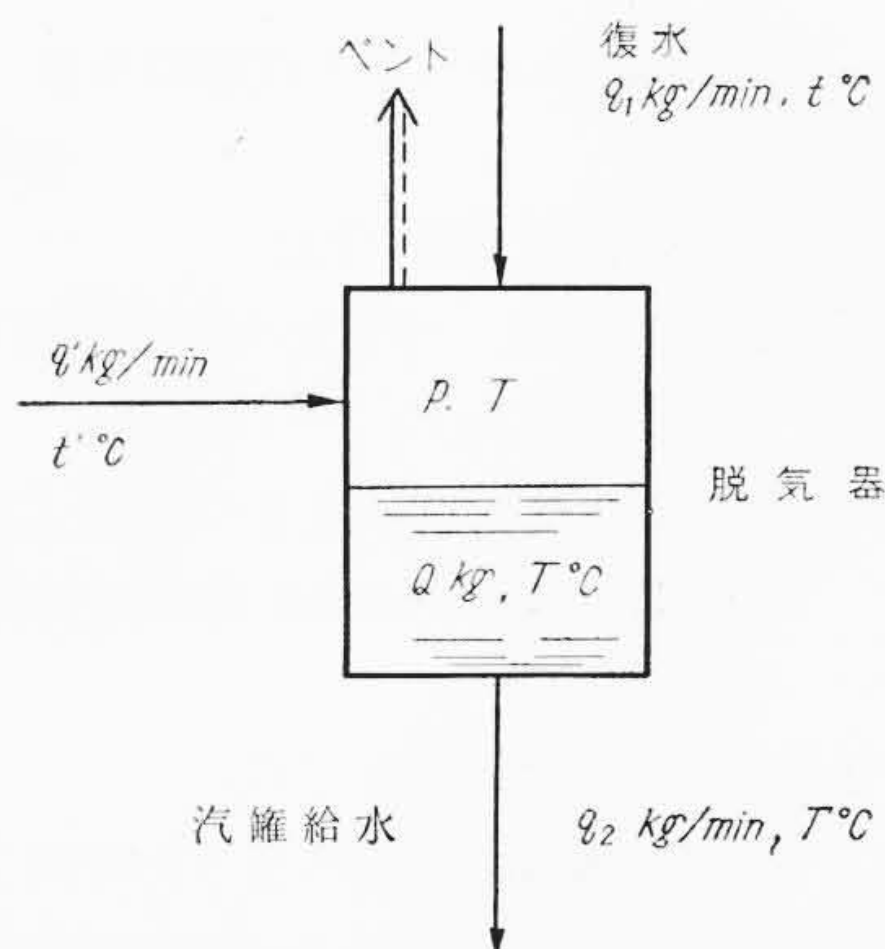
火力発電所においてタービンの抽気によって加熱される脱気器器内圧力は、タービンの負荷に応じて変化するが、脱気器を高所に据付け、その静水頭によって汽罐給水ポンプの押込圧力を得るように計画された場合、負荷変動の条件によっては、脱気器から汽罐給水ポンプに至る降水管内にフラッシングを起して汽罐給水ポンプの NPSH が不足し、このためプラントの運転を不能に陥らせるような事態を生じる危険性がある。

本文は、タービンの負荷急減時の汽罐給水ポンプの所要 NPSH と実効 NPSH の時間的経過を解析し、脱気器の据付高さそのほかを決定する場合に考慮すべき事項をまとめて発電所計画の資料とした。

1. 緒 言

脱気器が抽気加熱器の一つとして構成されるタービンプラントの例は多いが、特に高能率の火力発電プラントの場合は、脱気器を発電所の高所に据付け、静水頭によって汽罐給水ポンプに押込圧力を与えるのが普通である。元来ポンプには吸入する給水の温度の飽和圧力に加うるに若干の過剰圧力が必要であって、この過剰圧力によってポンプ吸込口の入口損失を補い、給水が連続的に流れ込むことが可能になり、かつ羽根車においてキャビテーションが発生することも防止されるのである。この過剰圧力を一般に NPSH(Net Positive Suction Head) と称しているが、ポンプの安全運転に必要な NPSH は給水の温度、ポンプの回転数、給水量によって決まるポンプ固有の特性値である。したがっていかなる場合においても、実際にポンプにかかる実効 NPSH がポンプの所要 NPSH よりも大きければ問題ないが、給水が脱気器降水管を流動降下するのに若干の時間を要するから、脱気器器内圧力が低下すれば、ポンプの実効 NPSH も低下することになる。

ところが、脱気器の加熱蒸気としてタービン抽気が導かれている場合には、タービンの負荷低下にともなって抽気圧力が低下し、したがって脱気器器内圧力も低下する。このような場合にポンプの実効 NPSH を所要 NPSH 以下にしないため、あらかじめ大きい押込圧力を与えようとすれば、脱気器の据付高さが高くなり、さらに脱気器から汽罐給水ポンプに至る降水管内の圧力損失の軽減を計れば、降水管の内径が大きくなり、時にはそのために代って脱気器器内圧力低下時に、降水管内においてフラッシングを誘起させる原因ともなる。脱気器器内圧力の急低下は、タービン負荷の急低下によって生起するが、ボイラ給水量の急増によっても汽罐給水ポ



第1図 負荷急減直後の脱気器の熱平衡図

ンプの所要 NPSH が大きくなり、有効 NPSH との相関関係は、脱気器器内圧力低下の場合と同様の影響をポンプに及ぼすことも考えられるが、負荷急減の場合に比べ、一般に問題とならない。

敘上の問題点につき 102 kg/cm²/538°C/538°C 再熱式 75 MW 火力発電プラントを例にとって実効 NPSH 変化の様相を簡単な方法で解析し、所要 NPSH を確保するための脱気器据付高さおよび降水管設計上の要点を述べることにする。

2. 負荷急減時の脱気器器内圧力

脱気器の出入熱量を列挙すれば次のとおりである。

(1) 脱気器に流入する熱量

- (i) 復水ポンプによって汲み上げられた復水の保有する熱量
- (ii) 給水の加熱に使用されるタービン抽気の保有する熱量
- (iii) 高圧給水加熱器から流入する疏水の保有する熱量

(2) 脱気器から流出する熱量

* 日立製作所日立工場

- (i) 汽缶給水の保有する熱量
- (ii) ベントの放出熱量
- (iii) 輻射ならびに伝熱による放熱損失

今、輻射ならびに伝熱による放熱損失を無視し、ベントおよび器内の蒸気の影響は別に考慮することにすれば、通常の脱気器の運転範囲においては、給水の温度はエンタルピーとほぼ同一の数値を示すから、流出入熱量の差と器内貯水の保有熱量の増減の間に次の関係が成立する。

$$(q_1 t + q' t' - q_2 T) d\tau = Q dT \\ = \{Q_0 + (q_1 + q' - q_2) \tau\} dT \quad \dots (1)$$

ただし、 q_1 ：脱気器に流入する復水量 (kg/min)

q' ：脱気器に流入する高圧給水加熱器疏水量 (kg/min)

q_2 ：脱気器から流出する汽缶給水量 (kg/min)

Q ：脱気器内貯水量 (kg)

Q_0 ： Q の初期値、すなわち負荷急減の瞬間の貯水量 (kg)

t ：脱気器に流入する復水の温度 (°C)

t' ：脱気器に流入する高圧給水加熱器疏水の温度 (°C)

T ：脱気器貯水の温度 (°C)

τ ：負荷急減の瞬間から測った時間 (min)

ここに、 q_1, q_2 は負荷急減の際、その瞬間から突然低減後の負荷に相当する流量に変化せず、若干時間の間に漸減して移行するから

$$q_1 = a_0 - b_0 \tau$$

$$q_2 = c - g \tau$$

とおき、(1) に代入すれば

$$\{(a - b\tau) - (c - g\tau) T\} d\tau = (Q_0 + m\tau - \frac{1}{2} n\tau^2) dT \quad \dots (2)$$

ただし、 $a = a_0 t + q' t'$, $b = b_0 t$

$$m = a_0 + q' - c, \quad n = b_0 - g$$

よって

$$\frac{dT}{d\tau} + \frac{(c - g\tau) T}{Q_0 + m\tau - \frac{1}{2} n\tau^2} = \frac{a - b\tau}{Q_0 + m\tau - \frac{1}{2} n\tau^2} \quad \dots (3)$$

これより

$$T = T_0 - R(\tau) \quad \dots (4)$$

ただし、 T_0 ： T の初期値 ($\tau = 0$)

$R(\tau)$ ：(3) を解いて得られる τ の函数

次に、 q_1, q_2 が τ の同一時間に対して低減後の負荷に相当する値に落ち着いたものとする、それから後の

q_1, q_2 は一定であるから、(1) より次の積分

$$\int_{T_1}^T \frac{dT}{q_1 t + q' t' - q_2 T} = \int_0^{\tau'} \frac{d\tau}{Q_1 (q_1 + q' - q_2) \tau'} \quad \dots (5)$$

により、次の結果を得る。

ただし、 $\tau' = \tau - \tau_1$

T_1, Q_1 は τ_1 に対応するものとする。

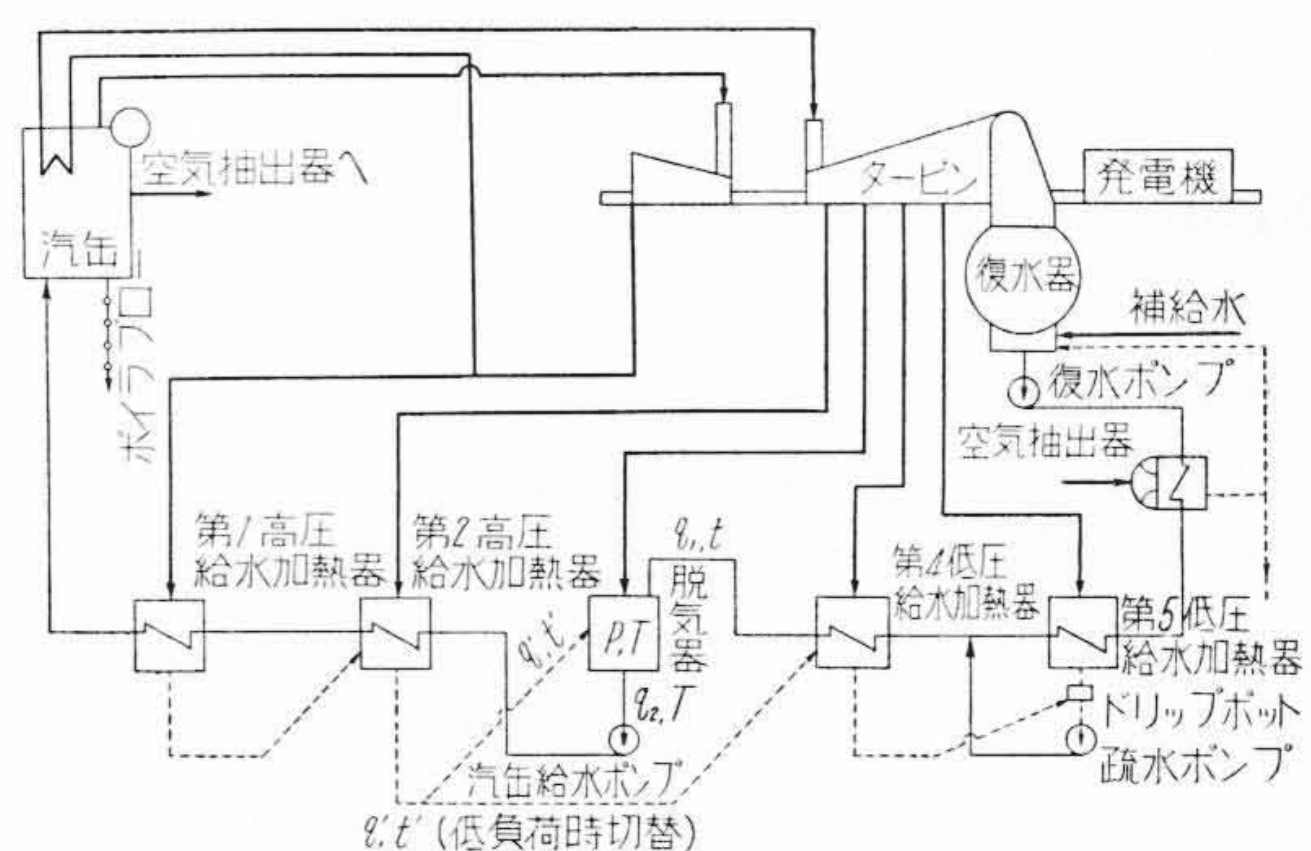
$$T = \frac{1}{q_2} (q_1 t + q' t') \\ + \left\{ T_1 - \frac{1}{q_2} (q_1 t + q' t') \right\} \left(1 + \frac{q_1 + q' - q_2}{Q_1} \tau' \right) \\ - \frac{q_2}{q_1 + q' - q_2} \quad \dots (6)$$

しかるに脱気器内には、その時の器内圧力の飽和蒸気が存在しているが、今考えている現象の起る時間内においては、その容積はほぼ一定であるから、器内の飽和蒸気の総重量は圧力の低下とともに減少しなければならない。すなわち前述の貯水の保有熱量の増減のみを考えるだけでは、この分の蒸気は平衡を保つ上から余る勘定になる。また、ベントからはその時の器内圧力に応じた量を連続的に吹き出しているから、両者の差額は給水の加熱に費され、器内圧力の低下率はそれだけ小さくなるわけである。したがって、前記(4)式ならびに(6)式によって計算した温度に、器内の蒸気による加熱に基づく温度上昇を補正しなければならないわけであるが、実際には、その影響は温度変化量の0.2%程度であるから無視してさしつかえない。

今、第1表の仕様ならびに第2図の系統による再熱式

第1表 モデル火力発電プラントおよび脱気器仕様

項 目	仕 様
タービン発電機定格出力	75 MW
タービン発電機回転数	3,000 rpm
蒸 気 条 件	103 ata/533°C/538°C—722mmHg
脱 気 器 型 式	トレー式
脱 気 器 処 理 水 量	260 t/h
脱気器貯水量(常用平均)	70 t

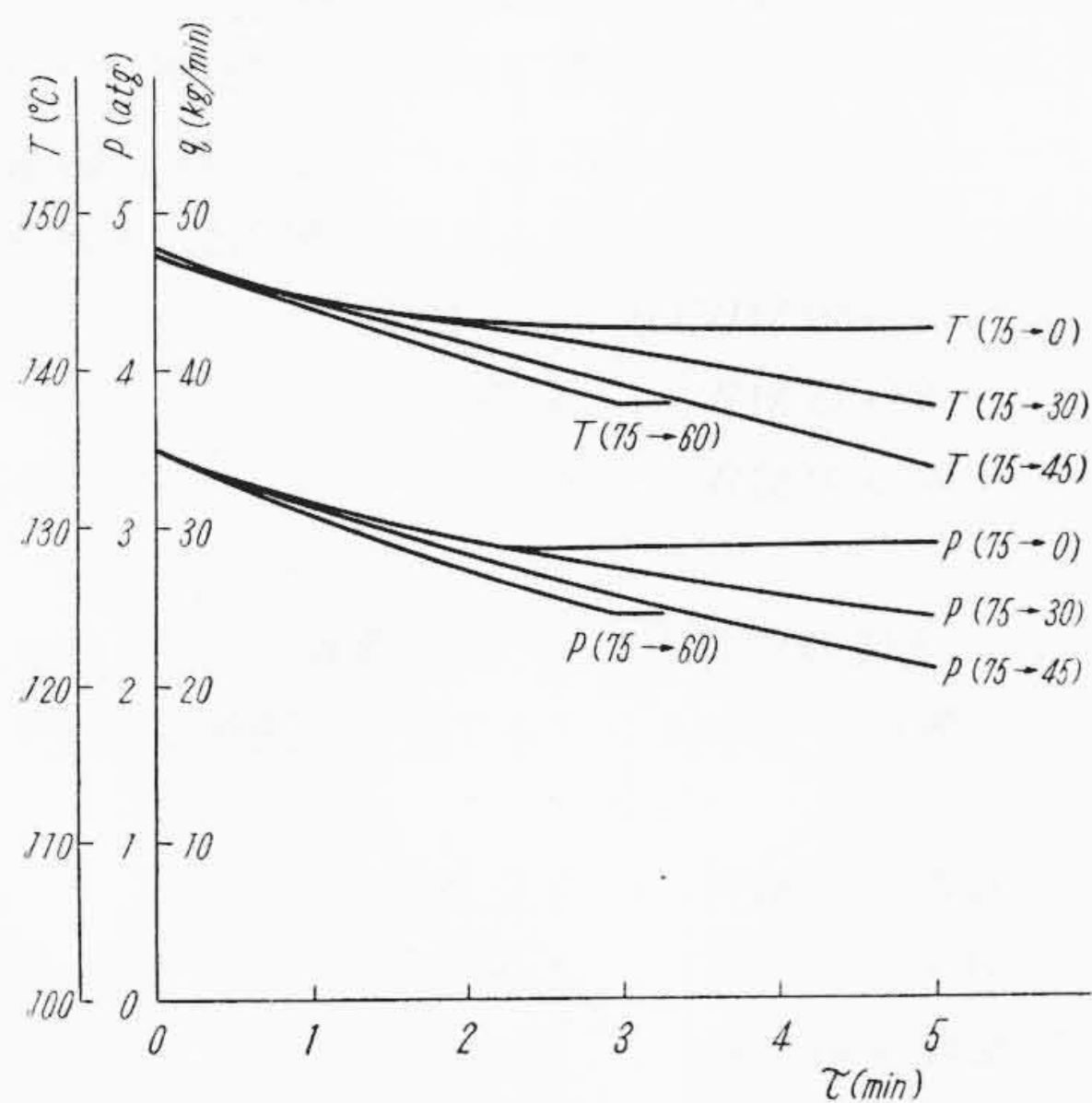


第2図 75MW再熱式火力発電プラント系統図

第2表 脱気器圧力降下計算諸元

	75MW	60MW	45MW	30MW
Q_0 (kg)	70,000	—	—	—
q_1 (kg/min)	3,130	2,280	1,865	1,470
t (°C)	107	99.2	90	79.6
q' (kg/min)	555	400	275	0
t' (°C)	160.2	151.2	141	—
q_2 (kg/min)	3,900	3,020	2,250	1,550
器内圧力 (at a)	4.51	3.45	2.51	1.69
同飽和温度 (°C)	147.3	137.7	126.9	114.3

注：30MWにおいて第2 高圧給水加熱器の疏水の排出先は脱気器から第4 低圧給水加熱器に切換えられる。



第3図 負荷急減後の脱気器器内圧力およびその飽和温度の推移

火力発電プラントにおいて、タービン発電機の負荷が

- (1) 75 MW から瞬間的に 60 MW に低下した場合
- (2) 75 MW から瞬間的に 45 MW に低下した場合
- (3) 75 MW から瞬間的に 30 MW に低下した場合
- (4) 75 MW で瞬間的に負荷遮断した場合

について、前記、(4)式ならびに(6)式による計算に必要な諸元を第2表のごとく想定し、脱気器器内温度ならびに圧力を、各時間ごとに計算すると、第3図のごとき結果を得る。

第2表において、 q_1 、 q_2 はそれぞれ 75 MW 相当から 30 MW 相当まで、1.5 分を要して直線的に低減するものとする。また負荷遮断の際は、負荷遮断後 2.2 分にして q_2 は汽罐給水ポンプの過熱防止装置の作用し始める吐出量 (1 台当り 30 t/h) に達し、 q_1 は 2.5 分後に流量が 0 になるものと仮定した。なおこの仮定は某所納 75 MW 再熱式プラントの負荷遮断試験の測定結果を参考にしたものである。

第3図において、 T は器内温度、 p は器内圧力を表わす。また、(75→60)、(75→45)、(75→30) はそれぞれ 75 MW から 60 MW、45 MW、30 MW まで負荷が瞬間的に低下した場合、(75→0) は 75 MW において負荷

を遮断した場合を示す。

第3図から次の事柄がわかる。すなわち

- (1) 負荷低下量が小さいほど器内圧力、温度の低下率は大きい。これは q_1 の大きいことの影響が強く表われているものである。
- (2) ただし、負荷低下量が小さい場合は (75 MW→60 MW) の例にみられるとおり、低下後の負荷 60 MW 時に平衡を保つ脱気器器内圧力が比較的高いため、平衡に達してタービン抽気が導入されるまでの時間が比較的短く、約 3 分後には器内圧力は一定に保たれる。
- (3) 負荷低下量が大きい場合には、器内圧力の低下率は小さいが、低下後の負荷の平衡状態に達するまでに長い時間を要して、低い器内圧力で平衡状態に落ち着く。
- (4) 負荷遮断の場合は汽罐給水量が汽罐給水ポンプの過熱防止装置の働く流量に減少すると、汽罐給水量がさらに減少しても汽罐給水ポンプが吸込む給水量すなわち、脱気器から降水管を通して流出する給水量 q_2 は一定となる。

この場合汽罐給水ポンプの過熱防止装置が作動し始めるポンプ吐水量は前述のごとく 1 台当り 30 t/h (500 kg/min) である。すなわち q_2 は 60 t/h (1,000 kg/min) 以下には低下せず、 q_2 のうち汽罐給水量を超過する給水は過熱防止装置を通して脱気器にもどされることになる。このためやがて復水の流入が止ると ($q_1=0$) 器内圧力・温度の低下が止められ、実質的には過熱防止装置が働き出す時間、すなわち負荷遮断後約 2.2 分にして器内圧力は一定となる。

なお、過熱防止装置を通して脱気器にもどされる給水はポンプ内で加熱されるが、影響僅少のためこの計算には無視した。

3. 汽罐給水ポンプの所要 NPSH と実効 NPSH

汽罐給水ポンプ吸込フランジにおける給水の総揚程から、吸込フランジにおける給水温度の飽和蒸気圧力を差引いたものを実効 NPSH と呼び、これを H で表わせば、

$$H = 10 p + \rho h + \frac{\rho}{2g} w^2 - h' - 10 p_0$$

ここに p : 脱気器器内圧力 (ata)

ρ : 脱気器がアンチ・フラッシング・バップルを装備しない場合は、貯水タンクおよび降水管内給水の平均比重
脱気器がアンチ・フラッシング・バップルを装備する場合は、アンチ・フラッシング・バップルおよび降水管内給水の平均比重

h : 前項 ρ に対応する貯水タンクまたはアンチフラッシング・バッフル内の給水の水位と汽罐給水ポンプ吸込フランジとの高さの差 (m)

w : 給水ポンプ吸込フランジにおける給水の流速 (m/s)

h' : 降水管内の給水の流動圧力損失 (m)

p_0 : 給水ポンプ吸込フランジにおける給水の温度に相当する飽和蒸気圧力 (ata)

また、汽罐給水ポンプのその時の所要 NPSH を H_0 で表わし、

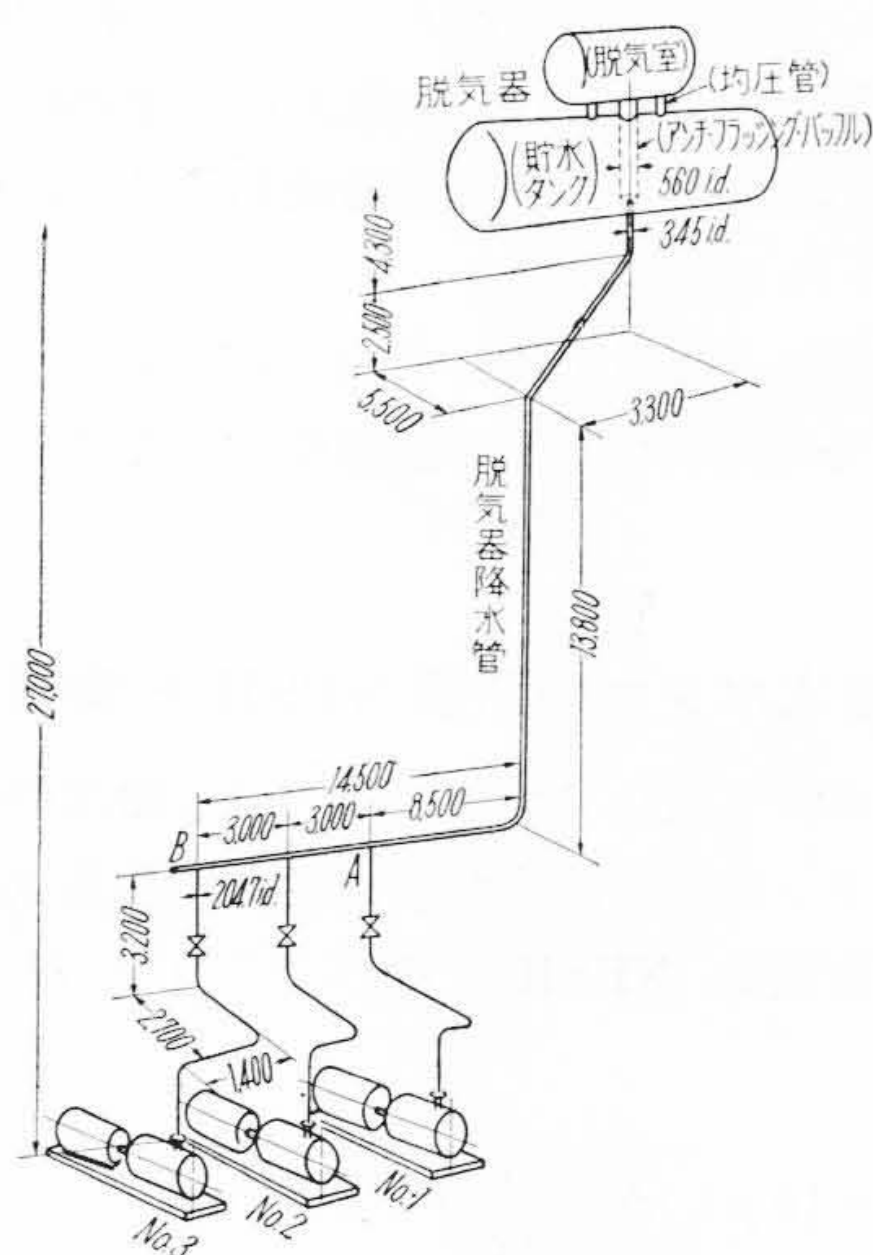
$$\Delta H = H - H_0$$

を余剰 NPSH と呼ぶことにする。

前記プラントにおいて、脱気器—汽罐給水ポンプまわりの配置を第4図汽罐給水ポンプ仕様を第3表に、また所要 NPSH を第5図に示し、前記負荷急減時の実効 NPSH ならびに所要 NPSH の関係を検討してみる。

3.1 過剰 NPSH が最も小さくなる条件

前記プラントにおいて、脱気器はアンチ・フラッシング・バッフルを装備し、第4図の No. 1 および No. 3 の汽罐給水ポンプを運転するものとする。ここに、No. 1 と No. 3 の汽罐給水ポンプを選定したのは、この場合が汽罐給水ポンプ (No. 3) に最も苛酷な条件を課する



第4図 脱気器—汽罐給水ポンプ回り配置

第3表 モデルプラント用汽罐給水ポンプ仕様

項 目	仕 様
型 式	横軸パレー型多段タービン・ポンプ
段 数	11 段
回 転 数	3,000rpm (同期速度)
給 水 量	150 t/h (最大)
過熱止最小給水量	30 t/h

ことができるからである。すなわち、No. 1 の分岐点から No. 3 に至る間 (第4図 A・B間) の水速が低下するため負荷低下の瞬間に脱気器出口にあった給水が No. 3 のポンプに吸込まれるまでの時間が No. 1, No. 2 または No. 2, No. 3 のポンプの並列運転の場合に比して最も長くかかるため実効 NPSH の低下量が大きくなる。また、No. 1, No. 2 および No. 3 の各給水ポンプ共同一の特性をもつものとすれば、吐出量低下の際はなおの同一の吐出圧力で平行して吐出量を減少するから、給水ポンプの吸込給水量はおのの $\frac{q_2}{2}$ である。

この条件において、負荷低下の瞬間にアンチ・フラッシング・バッフルの最上部にあった温度の高い給水が No. 3 給水ポンプに吸込まれるまでの時間は、それぞれ

(75 MW→60 MW) : 1分10秒

(75 MW→45 MW) : 1分40秒

(75 MW→30 MW) : 2分35秒

となる。

また、低下後の負荷相当の q_2 に落着いた後、降水管入口から No. 3 給水ポンプまで給水が流れるに要する時間は、それぞれ

(75 MW→60 MW) : 1分30秒

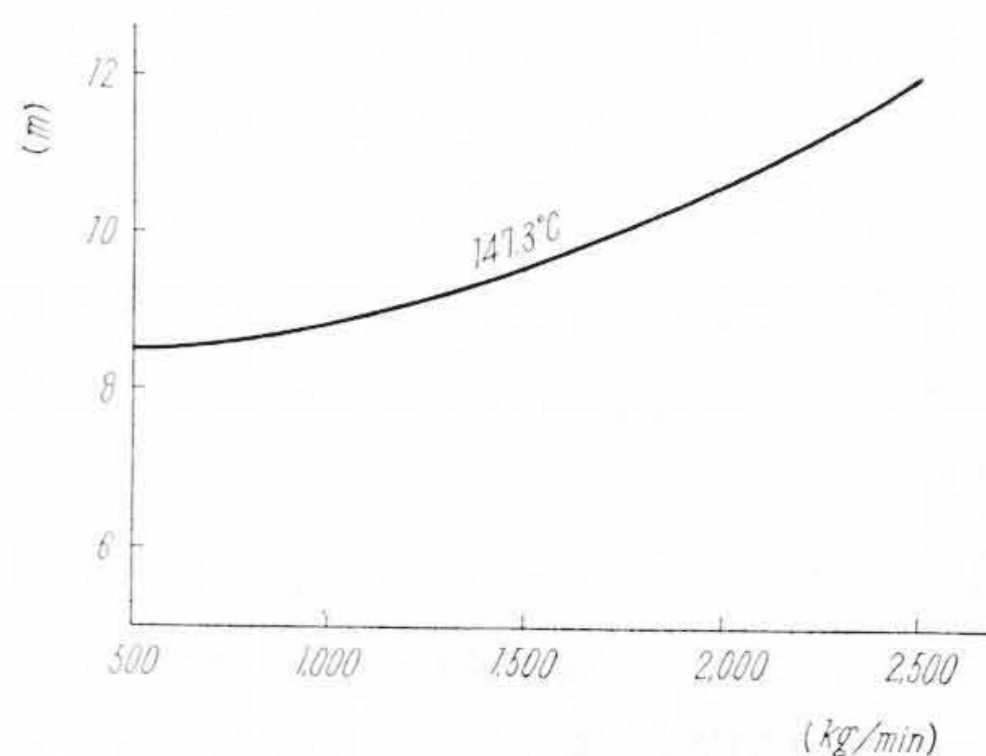
(75 MW→45 MW) : 2分

(75 MW→30 MW) : 3分

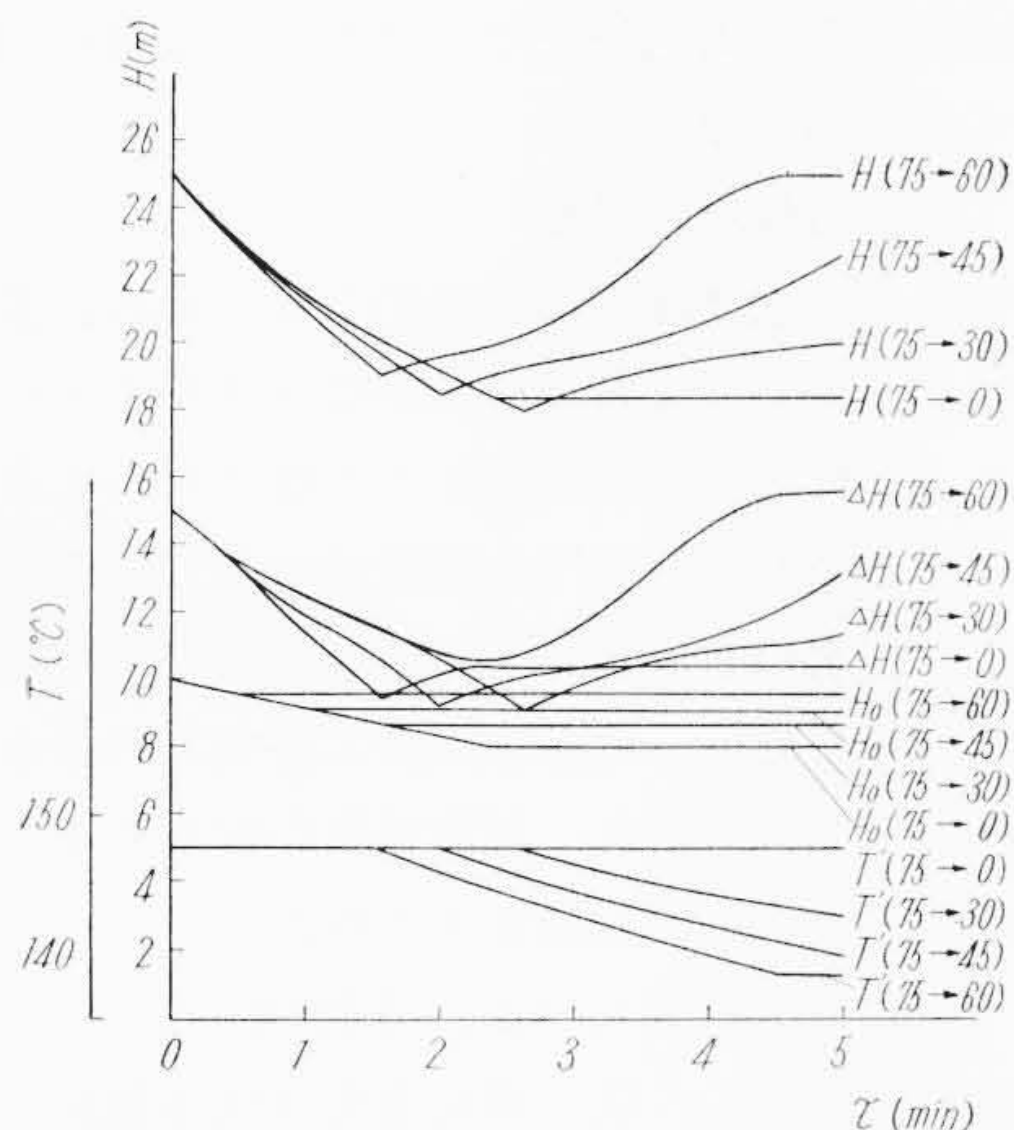
である。

よって No. 3 給水ポンプに吸込まれる給水の温度は、第6図の T' 曲線のごとくなり、給水ポンプの所要 NPSH は H_0 のごとく示される。そこで第3図の器内圧力 p と第6図の給水ポンプ吸込給水温度 T' とから、各負荷低下時の実効 NPSH を計算して、第6図の H 曲線を得る。余剰 NPSH の ΔH 曲線は、 H と H_0 の差を図示したものである。

汽罐給水ポンプに対して問題とすべきものは結局のところ余剰 NPSH である。このプラントの場合は第6図からわかるごとく、 ΔH の極小値は負荷低下量が大きくなるに従ってごくわずかながら小さくなるが、負荷遮断



第5図 汽罐給水ポンプの所要 NPSH



第6図 NPSH の時間的経過

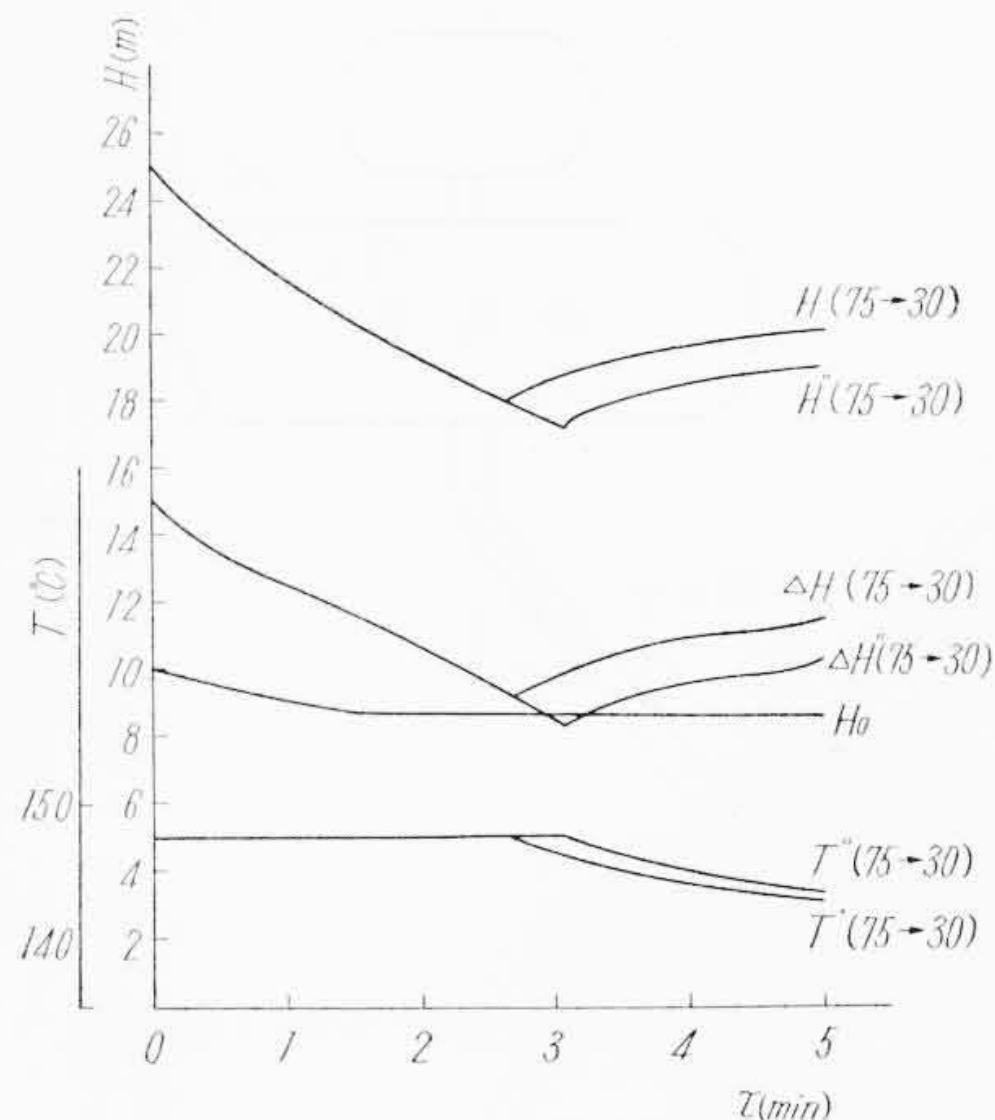
の場合はかえって大きくなっている。よって最も苛酷な条件によっても ΔH の極小値はほぼ 9 m になるものと考えられる。したがってこの場合は、(75 MW→30 MW) の負荷低下時について考慮すれば事実上安全な脱気器据付高さを決定できる。また、この場合余剰 NPSH の最小値は約 9 m であるが、この余剰 NPSH の最小値が 0 になる場合の脱気器据付高さが、最低の安全な高さであるから、第4図に示した据付高さ 27 m は十分の余裕があるといえることができる。逆に余剰 NPSH のみの点からいえば、脱気器据付高さはもっと低くすることができるということである。

3.2 アンチ・フラッシング・バップルの効果

(75 MW→30 MW) の負荷低下について、脱気器が、アンチ・フラッシング・バップルを装備する場合と、装備しない場合を比較してみる。

まずアンチ・フラッシング・バップルを装備する場合は、負荷低減の瞬間にタービン抽気の脱気器への流入は止るから、脱気室からアンチ・フラッシング・バップルに流れ込む給水の温度は、刻々低下する器内圧力とともに低下するから、負荷低減の瞬間にアンチ・フラッシング・バップルの最上部にあった給水は約 10 秒後にして降水管入口に達する。この温度の高い給水が汽罐給水ポンプに吸込まれた時余剰 NPSH が極小となるわけで、これは、第6図 ΔH (75→30) 曲線によって示すとおりである。

次にアンチ・フラッシング・バップルを装備しない場合、貯水の保有熱量は負荷低下直後(4)式にしたがって低下する筈であるが、貯水は器内圧力の低下に伴い過飽和の状態となって自己蒸発を起す結果、その温度を低下するものであるから、貯水の温度降下は水面から漸次底部に及ぶものと考えられる。また、これに伴い貯水は、その比重の相異から対流を起し、かなり複雑な様相を呈



第7図 アンチ・フラッシング・バップルを装備する場合としない場合の比較

するものと思われるが、低部まで貯水温度が低下するまで、すなわち、はじめの負荷時の飽和温度の貯水が降水管に流れ込んでしまうまでには、器内圧力の降下量が、貯水水面から降水管入口までの貯水の静水頭に相当する程度低下するに要する時間にほぼ等しいと考えられる。これは第3図によってみるとおり約30秒である。したがって余剰 NPSH が極小となるのはアンチ・フラッシング・バップルを装備する場合よりも約20秒遅れることにより ΔH の極小値もアンチ・フラッシング・バップルを装備する場合よりも小さくなる。これを第6図と同様の要領によって図示すると第7図のごとくなる。

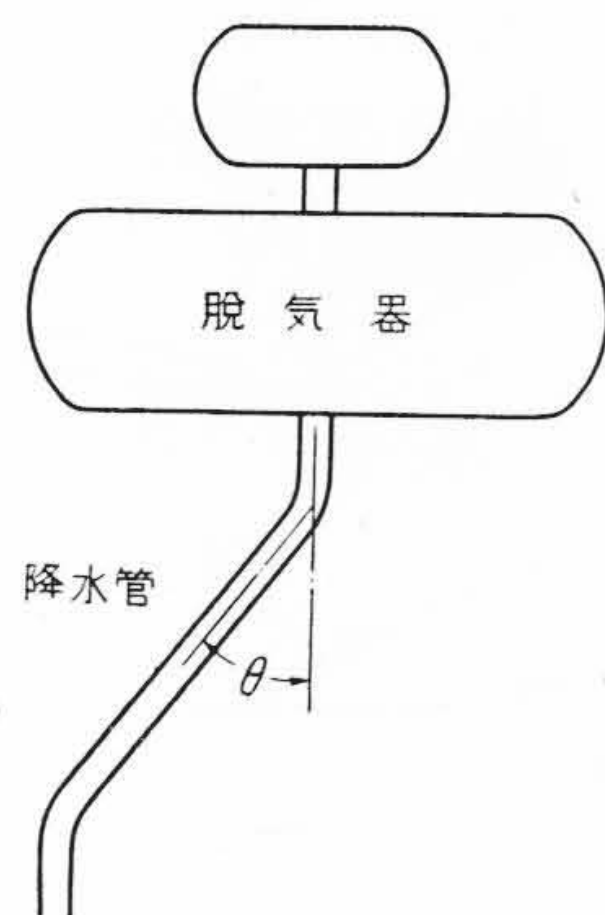
第7図において、 T' , H' , ΔH はそれぞれアンチ・フラッシング・バップルを装備する場合の給水ポンプ吸込給水温度、実効 NPSH および余剰 NPSH を示す。また、 T'' , H'' , $\Delta H''$ はアンチ・フラッシング・バップルを装備しない場合のものを示す。両者の余剰 NPSH, ΔH および $\Delta H''$ の最極小値を比較すると、その間約 1 m の差があるが、これはアンチ・フラッシング・バップルを装備することによって、このプラントの例では、脱気器据付高さを約 1 m 低くできることを意味するものである。

4. 余剰 NPSH を確保するための手段

汽罐給水ポンプの安全運転の条件は、結局余剰 NPSH を確保することである。ここでは以上の検討からその要点をまとめてみることにする。

(1) 降水管の長さおよび流速

余剰 NPSH の低下は、給水が降水管を流れるに時間を要し、脱気器内温度と給水ポンプ吸込給水の温度とに差のあることに基くものであるから、まず降水管内流動所要時間の短縮を計るべきである。このため降水管の全長はなるべく短く、また降水管内の流速は大



第8図 脱気器降水管の配管

きい方がよい。ただし流速に関しては摩擦損失の面から極端に大きくすることは得策ではない。

(2) 降水管配管上の注意

これまで述べたことはいずれも降水管内においてフラッシングの発生しないことを前提としているものであるが、万一降水管内にフラッシングを起すと漸次下部までフラッシングを誘発し、給水ポンプの運転は不能に陥る。このため、降水管内にフラッシングを起さない条件として次の関係式をうる。

$$\frac{dp}{d\tau} \times 10 < \rho w \cos \theta$$

ただし $\frac{dp}{d\tau}$: 器内圧力低下率 (kg/cm²/s)

ρ : 給水の比重 (4°Cの水を1とする)

w : 降水管内流速 (m/s)

θ : 降水管の傾斜角度 (第8図参照)

脱気器出口に近く斜降下配管をする必要のある場合は特に注意しなければならない。

(3) 脱気器貯水量

脱気器器内圧力の低下率は貯水量を増すことによっ

て低減できる。圧力低下は近似的には2節の(6)式によって差つかえない。

(4) 脱気器貯水の温度

脱気器の貯水はほとんど流動しないから、長時間の間には放熱によって若干温度が低下することが考えられるが、これも脱気器器内圧力の低下率を大きくするから、その保温の重要性を認識すべきである。

また、貯水の温度をあまり下げぬため、貯水の温度がある程度まで下ったらいったん脱気器の貯水水位を最低位まで下げふたたび温度の高い貯水によって水位を復させるような運転法も考えられる。

(5) 補助蒸気の導入および冷水の注入

脱気器器内圧力の低下率をまたは低下量をどうしても小さくすることができない場合は、タービン抽気とは別系統から補助蒸気を脱気器に導入して器内圧力の低下をある限度でとめるか、給水ポンプの吸込口に別系統の配管によって冷水を注入することを考慮しなければならない。

5. 結 言

本文は標題の問題についてその大要を明かにしたものと考えるが、器内貯水は一様に器内圧力の飽和温度であるものと仮定して論議を進めた。しかし実際には、貯水タンクが非常に大きいものであったため、貯水の温度分布は、運転状況によっても変化し、それほど簡単なものではなく一考に値する問題と思われる。

参 考 文 献

- (1) Igor karassik ほか: Power, Vol. 99, No. 10 p. 96 (Oct. 1955)
- (2) Igor karassik ほか: Power, Vol. 99, No. 11 p. 87 (Nov. 1955)
- (3) Standards of the Hydraulic Institute

Vol. 21

日 立

No. 7

目 次

- ◎妻はラクチンである……………中村八朗
- ◎明日への道標(日立ブラウン管)
- ◎リモコンの話
- ◎極微の世界への招待
- ◎ショックのない乗心地
- ◎商品オリンピックの日立

- ◎日本の夏にはとても便利
- ◎冷凍機の活躍
- ◎シャフト・マシン
- ◎日立だより
- ◎日立ハイライト(日立パッケージ型エアコンディショナー)
- ◎新しい照明施設

誌代1冊 ¥60 (〒16)

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸の内1丁目4番地 振替口座東京 61824 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