

自然循環ボイラと貫流ボイラの動特性の比較

Comparison of Dynamic Characteristics of Natural Circulation Boiler and of Once-through Boiler

三 浦 一 夫*
Kazuo Miura

要 旨

自然循環ボイラおよび貫流ボイラの動的な特性に影響を及ぼす主要な因子を抽出し、多数計算に便利な簡易動特性計算式を作成し、その妥当性を実缶のデータによって明らかにした。つぎに、両形式のボイラの動特性を、通常の事業用火力を対象にして、蒸気条件をそろえたうえで比較し、その相違を明らかにした。

1. 緒 言

自然循環ボイラと貫流ボイラでは動作原理のうえで根本的な相違があり、たとえ同一容量で、蒸気条件が同一でも、動的な特性には種々の異なる点がある。ボイラ本体、補機類、制御系統などの計画のためにも、ボイラ形式の選定のためにも、両形式のボイラを静的な面からだけでなく、動的な面からも明らかにしておくことが望ましい。

従来から、両形式のボイラの動特性の根本的な相違は

- (1) 保有水量、鋼材熱容量の相違から、貫流ボイラのほうが圧力応答が早いこと。
- (2) 貫流ボイラでは運転条件によって蒸発部の移動が起こるが、自然循環ボイラではドラムによってこれが固定されるため、給水系を分離して考えることができること。

にあるとされていたが、条件をそろえて比較したものではなく、一応の傾向を述べたものに過ぎない。

本報は次の段階を経て、自然循環ボイラと亜臨界圧貫流ボイラの動特性を比較、検討したものである。

- (1) 単純化したモデルにより、タービン、再熱系も一応は考慮して、簡易動特性計算式を作成した。
- (2) 簡易式の妥当性を実缶で得られたデータによって明らかにした。
- (3) 簡易式を利用し、120～180 ata., 541～571℃級のボイラについて、動特性の比較を行なった。

2. 動特性の近似解析

2.1 仮 定

計算を簡単にするために次のような仮定を設ける。

- (1) 各入力の変動を無視する。
- (2) 管の表面から流入する熱量は管外の条件から一方的に定まり、管内の条件にはよらない。
- (3) 予熱部出口の流体条件を固定して考える。
- (4) 各部分を集中モデルとして取り扱う。
- (5) 各部のメタル温度と流体温度は相等しいとする。
- (6) 圧力損失の過渡応答を無視する。

また、自然循環ボイラではさらに次の仮定を加える。

- (1) 循環部分は飽和の条件を満足している。
- (2) 循環速度は変化しない。

以上の各仮定の中には相当大胆なものもあるが、ボイラ動特性の本質から離れるものではないと考える。

2.2 自然循環ボイラと貫流ボイラで共通な性質

2.2.1 ガ ス 側

全体を蒸発部、過熱部、再熱部に分け、ガス側操作量の変化割合 r に対する、各部分の管外から管壁への伝熱量の変化割合 r_f, r_s, r_r は各部分の時定数を T_f, T_s, T_r とすると、蒸発部では

$$r_f = \frac{\rho_f}{1 + T_f S} r \quad (1)$$

過熱部では

$$r_s = \frac{\rho_s}{1 + T_s S} r \quad (2)$$

再熱部では

$$r_r = \frac{\rho_r}{1 + T_r S} r \quad (3)$$

となる。 ρ_f, ρ_s, ρ_r は各部伝熱量の定常値で操作量の種類によって異なる。たとえば、燃料供給量増加の場合はすべて正、ガス再循環ファンダンプを開く場合は ρ_f のみが負、煙道部を仕切って過熱部、再熱部のガス通過量を配分するときは ρ_s と ρ_r を逆符号にすればよい。

2.2.2 給 水 ポ ン プ

給水流量はポンプの回転数、弁開度および遠心式のときは圧力によって変化する。すなわち

$$q_w = n + c_1 k_p - c_2 p_s \quad (4)$$

ここに、 q_w : 給水流量変化率

n : ポンプ回転数変化率

c_1 : 弁開度変化による給水量変化を定める定数

k_p : 給水加減弁流量係数変化率

c_2 : ボイラ圧力変化による給水量変化を定める定数

p_s : ボイラ圧力変化率

2.2.3 タービン 関 係

高圧タービンに流入する蒸気の流量はタービン加減弁開度、圧力、温度によって次のように変化する。

$$q_s + 0.5 \theta_s = k_s + p_s \quad (5)$$

ここに、 q_s : 主蒸気流量変化率

θ_s : 主蒸気温度変化率

k_s : タービン加減弁係数変化率

高圧タービン流入蒸気の状態または終圧が変化すると、これに伴って低温再熱蒸気の温度が変化し、再熱蒸気温度も変化する。したがって、再熱部まで含めた動特性を論ずるにはタービンについても同時に考慮しなければならない。図1の蒸気のT-S線図上で、高圧タービンでは基準状態でA₁点からB₁点まで等エントロピで膨張しているものとする。実際にはエントロピは増大するが、微小変化を考えると、このエントロピの変化分は主蒸気温度変化の前後で一定であり、高圧タービン出口圧力に対する

* バブコック日立株式会社呉研究所

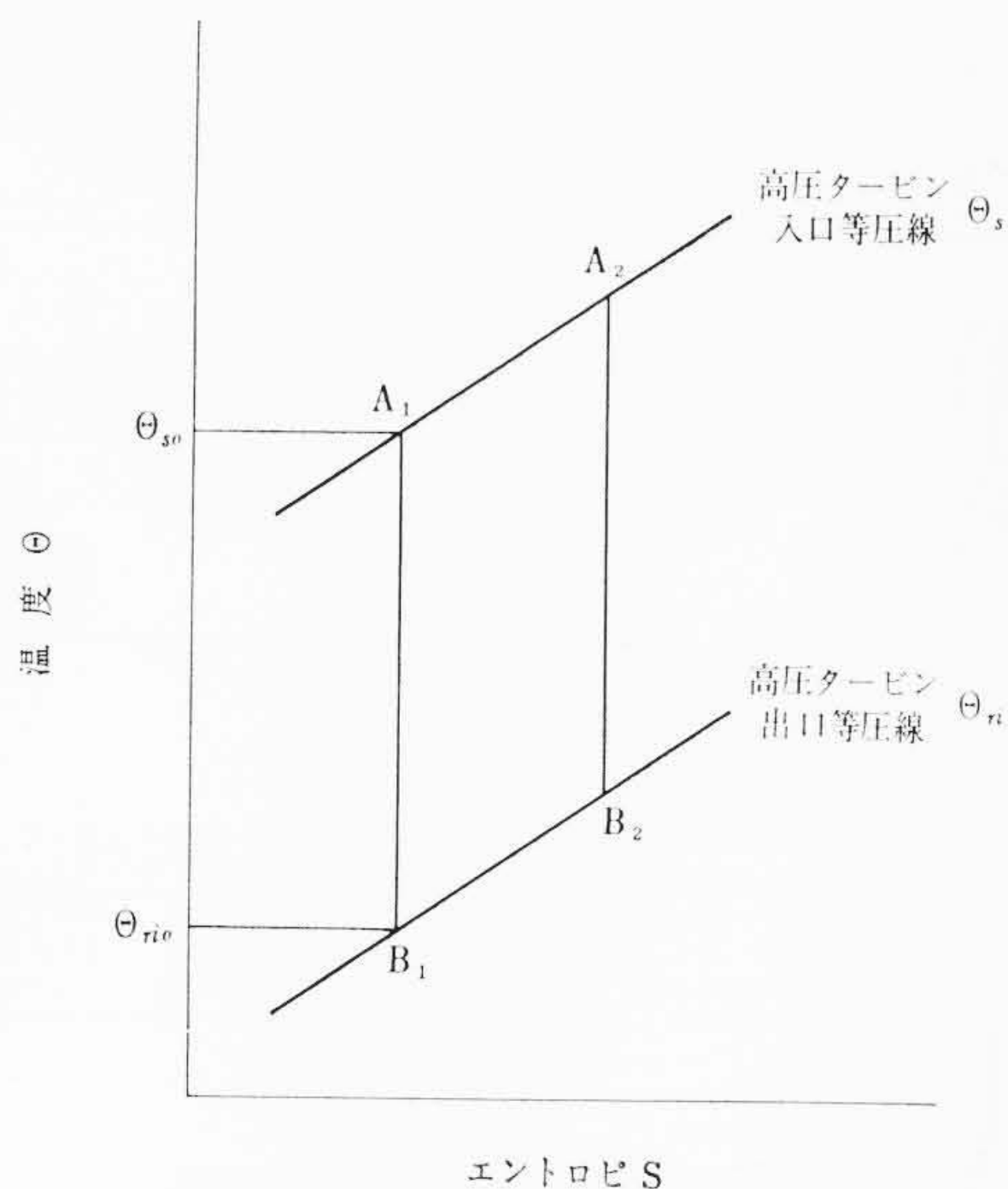


図1 低温再熱蒸気温度変化に及ぼす主蒸気温度変化の影響

等圧線を直線とみなせば、低温再熱蒸気温度の変化は等エントロピ膨張とした場合と等しくなる。流入蒸気の温度が等圧線上をA₁点からA₂点に移動すると、これに伴って低温再熱蒸気温度はB₁点に移動する。この関係は次のように表現できる。

$$\theta_{ri} = \left(\frac{\partial \Theta_{ri}}{\partial S} \right) \left(\frac{\partial S}{\partial \Theta_s} \right) \frac{\Theta_{s0}}{\Theta_{ri0}} \theta_s \quad (6)$$

ここに、 θ_{ri} ：低温再熱蒸気温度変化率(他の記号は図1参照)蒸気圧力の変動に対しても同じようなことが考えられるが、主蒸気温度変化の影響が最も大きいと考え、(6)式によって再熱器入口条件を定める。また、タービンの羽根、車室などの熱容量、蒸気通過時間があって θ_{ri} は θ_s に対して遅れを持つが、これはボイラ側に比べて小さいと考えられるので、今回は無視した。

2.2.4 再熱部

再熱蒸気温度は再熱部の熱吸収量、蒸気流量、低温再熱蒸気温度によって変化する。再熱蒸気流量変化率は主蒸気流量変化率と等しいものとする。再熱蒸気温度の変化率 θ_r は

$$\theta_r = \frac{A_{\theta r}}{1 + T_{\theta r} S} (r_r - q_s + c_3 \theta_{ri}) \quad (7)$$

ここに、 $A_{\theta r}$ ：再熱部温度上昇のゲイン

$T_{\theta r}$ ：再熱部時定数 (min)

c_3 ：再熱部温度上昇に関する定数

2.3 自然循環ボイラの動特性

ボイラ循環部分において給水系を切って考え $q_w = q_s$ とすれば、物質バランスとエネルギーバランスから

$$(A + T_s) p_s = r_f - q_s \quad (8)$$

ここに、 A ：圧力変化率を定める定数

T ：圧力変化に関する時定数 (min)

過熱部においては(7)式と同様に考えて

$$\theta_s = \frac{A_{\theta s}}{1 + T_{\theta s} S} (r_s - q_s) \quad (9)$$

ここに、 $A_{\theta s}$ ：過熱部温度上昇のゲイン

$T_{\theta s}$ ：過熱部時定数 (min)

(8)、(9)式と2.2節の各関係式を組み合わせることによって自然循環ボイラの動特性を求めることができる。

2.4 貫流ボイラの動特性

貫流ボイラでは自然循環ボイラと異なり、蒸発完了点が移動することを考えなければならない。この問題に対しては、蒸発部出口の

乾き度が最初は1であったものが、変化するものとする。このために、変数としてさらに蒸発部出口流体エンタルピを取りあげる。蒸発部においては

$$T_1 S p_s - T_2 S i_e = q_w - q_s \quad (10)$$

$$T_3 S p_s - T_4 S i_e = r_f + A_w q_w - A_s q_s - A_s i_e \quad (11)$$

ここに、 $T_1 \sim T_4$ ：貫流ボイラ時定数 (min)

i_e ：蒸発部出口エンタルピ変化率

A_w ：蒸発部エンタルピ上昇に関する定数

A_s ：蒸発部エンタルピ上昇に関する定数

過熱部においては

$$\theta_s = \frac{A_{\theta s}}{1 + T_{\theta s} S} (r_s - q_s + A_i i_e) \quad (12)$$

ここに、 A_i ：過熱部温度上昇に関する定数

(10)、(11)、(12)式と2.2節の各関係式を組み合わせることによって、貫流ボイラの動特性を求めることができる。

3. 実データと計算結果の比較

われわれは事業用ボイラおよび所内のテストボイラによって多数の動特性試験を重ねてきたが、今回は自然循環式、貫流式各一例を取りあげて実測値と計算値の比較を行なう。自然循環式の例として156 MW B & W 単胴ふく射形ボイラ、貫流式の例として75 MW B & W ペンソンボイラを取り比較の対象とする。

実際の試験は過渡応答法によって行なった。操作量を増加する方向と減少する方向の両方の試験を行なったが、減少の場合は符号を反転し、増加の場合に統一して整理した。動特性は負荷によって変わるが、いずれも定格に近い負荷(自然循環式150 MW、貫流式72 MW)を基準にして比較した。応答曲線は横軸に時間を取り、縦軸にゲイン(%/%)を取り、実測値を点線、計算値を実線で表現してある。

3.1 タービン加減弁開度変化に対する応答(図2)

自然循環式の場合、ドラムレベルに対する安全上の制限から、試験時間が20分程度に制約されるので、その後の変化までは比較できない。実測値と計算値を比較すると、実測値のほうが主蒸気流量、圧力の変化がやや大きくなる傾向がある。これは給水流量調整弁開度を一定に保持している関係で、圧力の給水流量に対するフィードバックがあるためと考えられる。しかし、この影響はわずかである。

貫流式の場合、実測値のほうが少し遅れているが、これは自然循環式に比べて応答が非常に早いために、操作端の遅れが現われてきたものと考えられる。貫流ボイラの場合、蒸気温度の変化はわずかである。

3.2 燃料供給量変化に対する応答(図3)

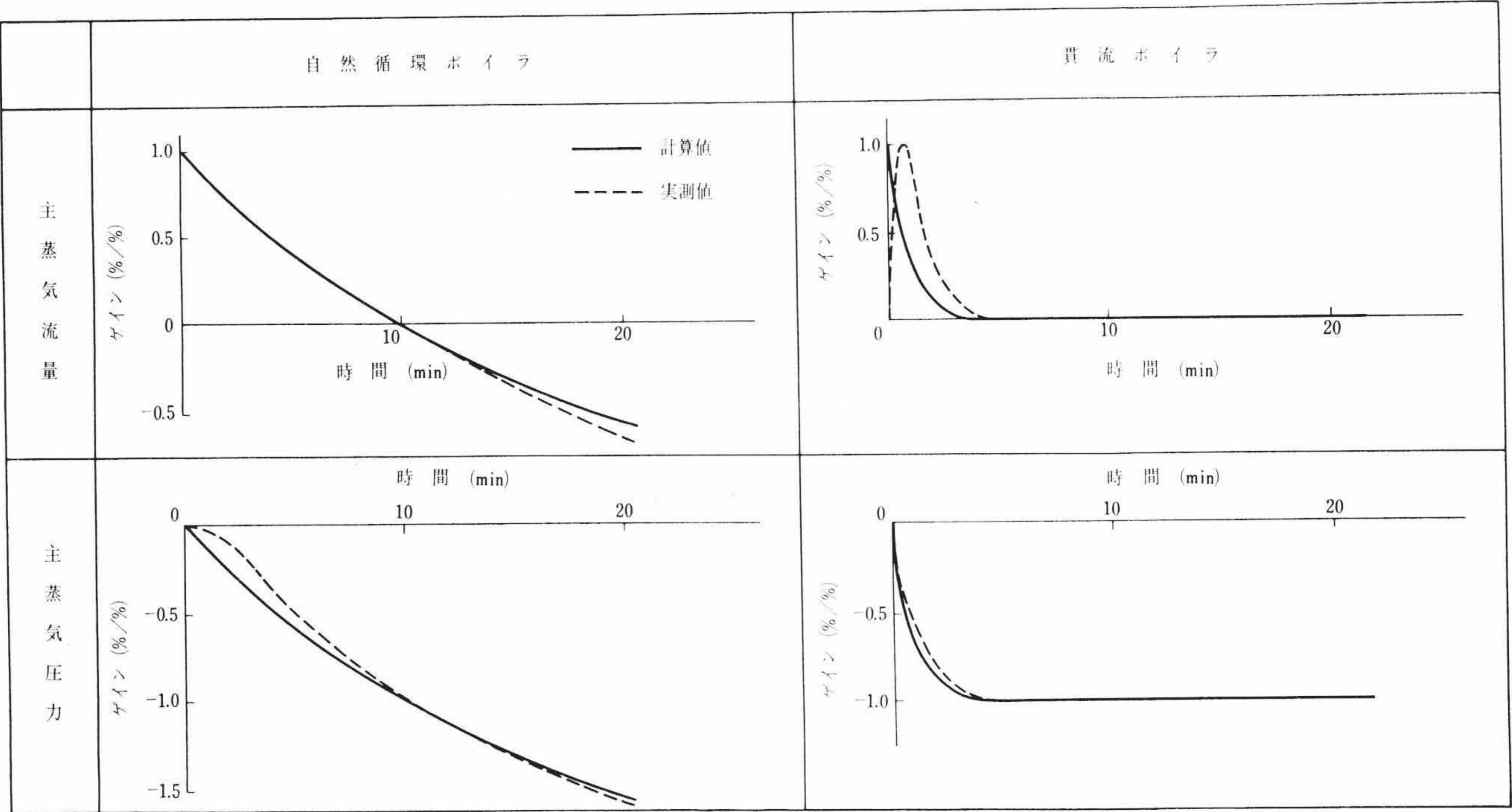
自然循環式の場合、温度応答も調べるために、ドラムレベルを自動で一定にしている。そのために燃料変化に応じて給水流量も変化している。しかし、給水の圧力、蒸気温度に及ぼす影響は無視している。蒸気温度は熱吸収量と蒸気流量の効果の時間的なずれから、とくに再熱部ではピークに達する時間が少し遅れている。

貫流式の場合、主蒸気流量、圧力に一時的なピークが現われる。このピークは計算と合にくいものであるが、簡易計算では割合によく一致している。実測値のほうが計算値よりやや遅れる傾向にあるが、これは操作側の遅れ、単容量近似などのためと考えられる。

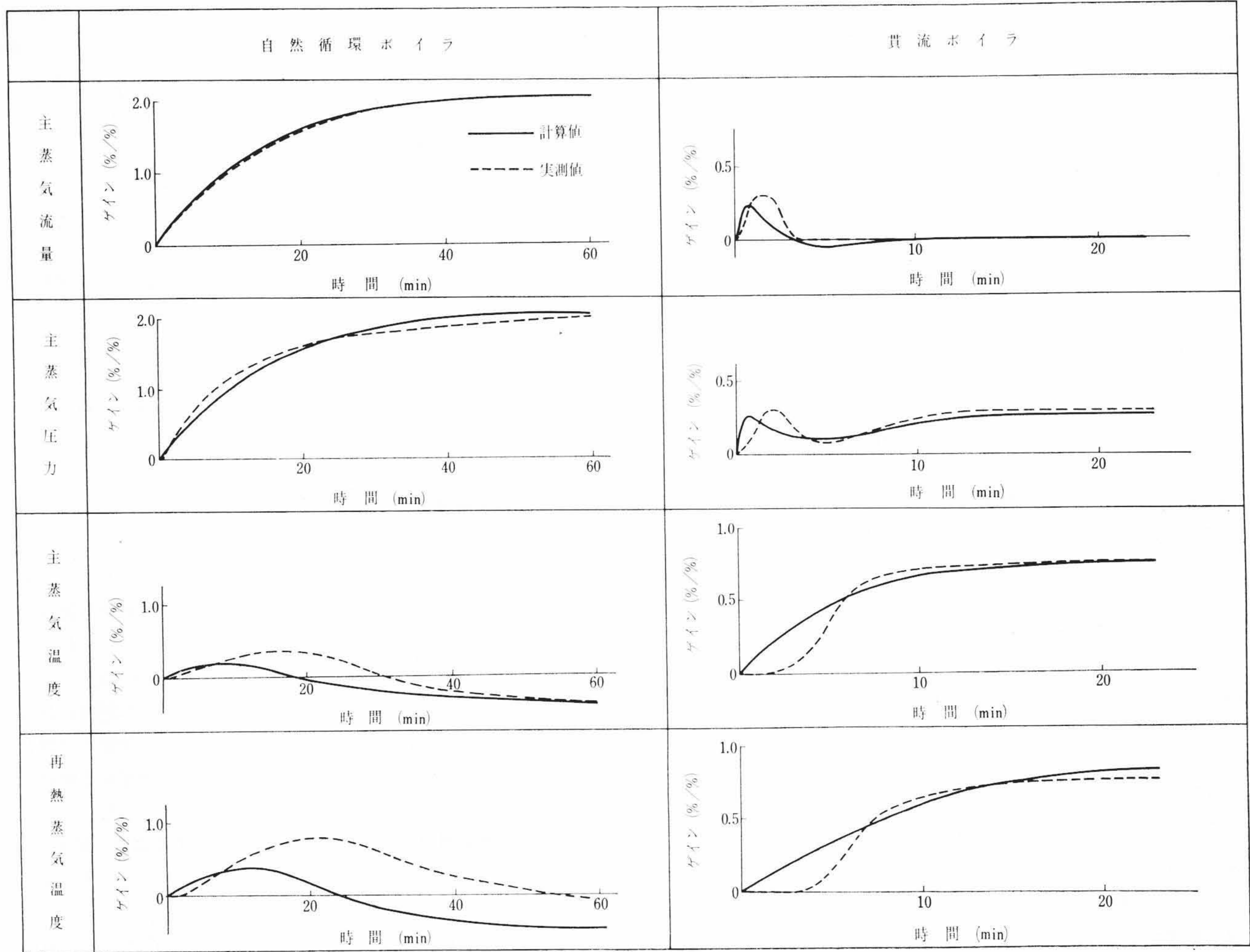
3.3 ガス再循環ファンパ開度変化に対する応答(図4)

この場合も実測値が計算値に比べて多少遅れる。この遅れは応答の早い貫流ボイラで目立つ。

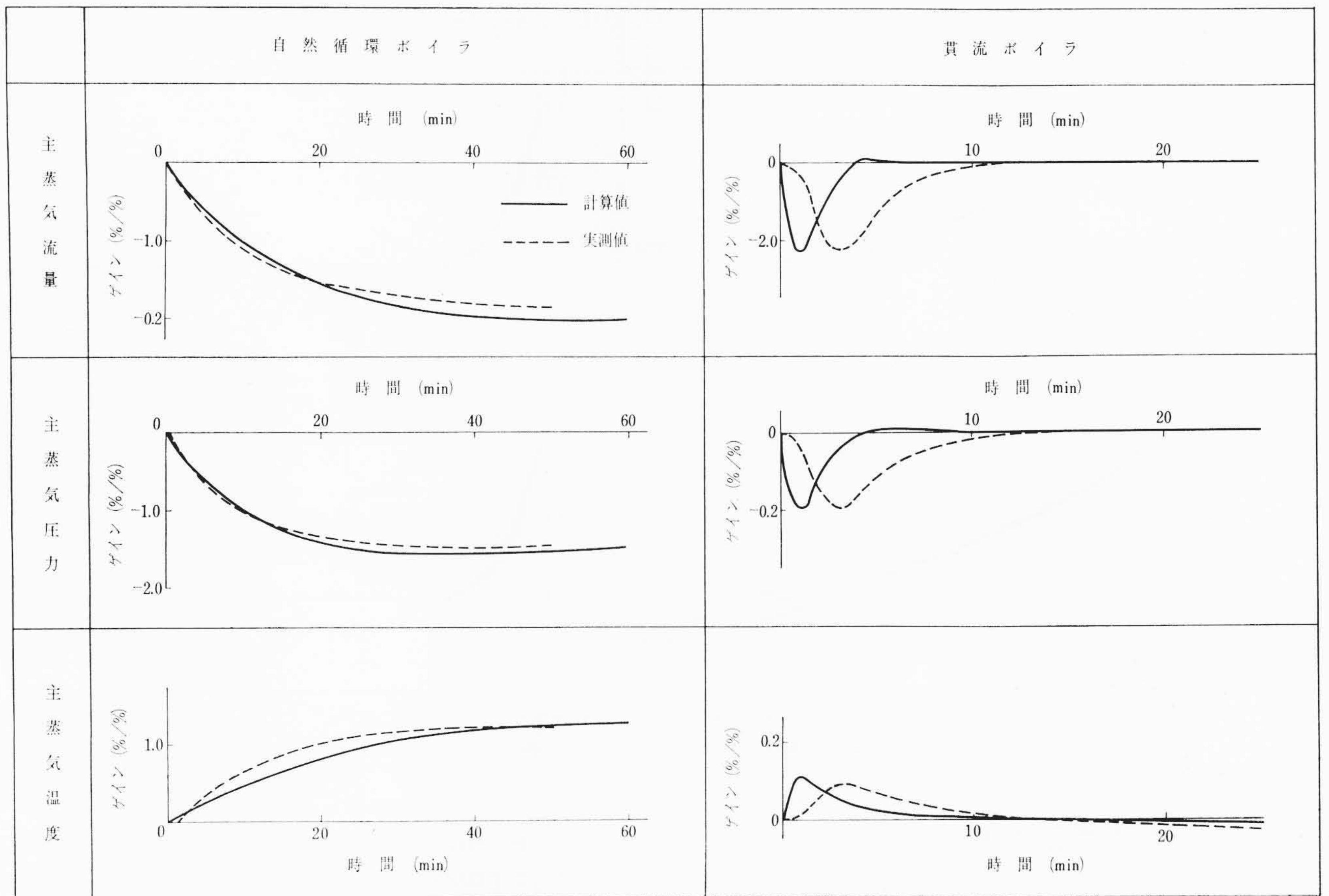
3.1～3.3節全体をみると、比較的簡単な計算を行なっているにもかかわらず、実測値と計算値はよく一致しており、実用に耐えられるものであると考えられる。



(タービン加減弁開度変化に対する応答)
図2 実測値と計算値の比較 (その1)



(燃料供給量変化に対する応答)
図3 実測値と計算値の比較 (その2)



(ガス再循環ファンダンパ開度変化に対する応答)

図4 実測値と計算値の比較 (その3)

表1 計算条件

番号 No.	種別	主蒸気圧力 (ata.)	主蒸気温度 (°C)
1	自然循環式	120	541
2	自然循環式	120	571
3	自然循環式	150	541
4	自然循環式	150	571
5	自然循環式	180	541
6	自然循環式	180	571
7	貫流式	120	541
8	貫流式	120	571
9	貫流式	150	541
10	貫流式	150	571
11	貫流式	180	541
12	貫流式	180	571

4. 自然循環ボイラと貫流ボイラの動特性の比較

4.1 比較の基準

動特性に影響を及ぼす主要な構造的因子は、各部の単位熱吸収量あたりの内容積、単位熱吸収量あたりの鋼材重量であり、運転条件による因子は負荷、蒸気圧力、給水温度、主蒸気温度、再熱器熱吸収量である。今回は、これらのうち主蒸気圧力、主蒸気温度を変化して、それらが動特性に及ぼす影響を検討した。各部内容積と熱吸収量の比は一定とし、各部鋼材重量と熱吸収量の比は蒸気圧力によってのみ変化するものとして、圧力の影響に組み入れた。負荷、給水温度、再熱条件は固定しておいて計算した。

表1に計算条件を示す。自然循環ボイラと貫流ボイラで圧力、温度を変化してそれぞれ6ケース、合計12ケースの計算を実施した。以下に両形式のボイラの動特性をタービン加減弁開度変化、燃料供給量変化、ガス再循環ファンダンパ開度変化の順で比較する。給水

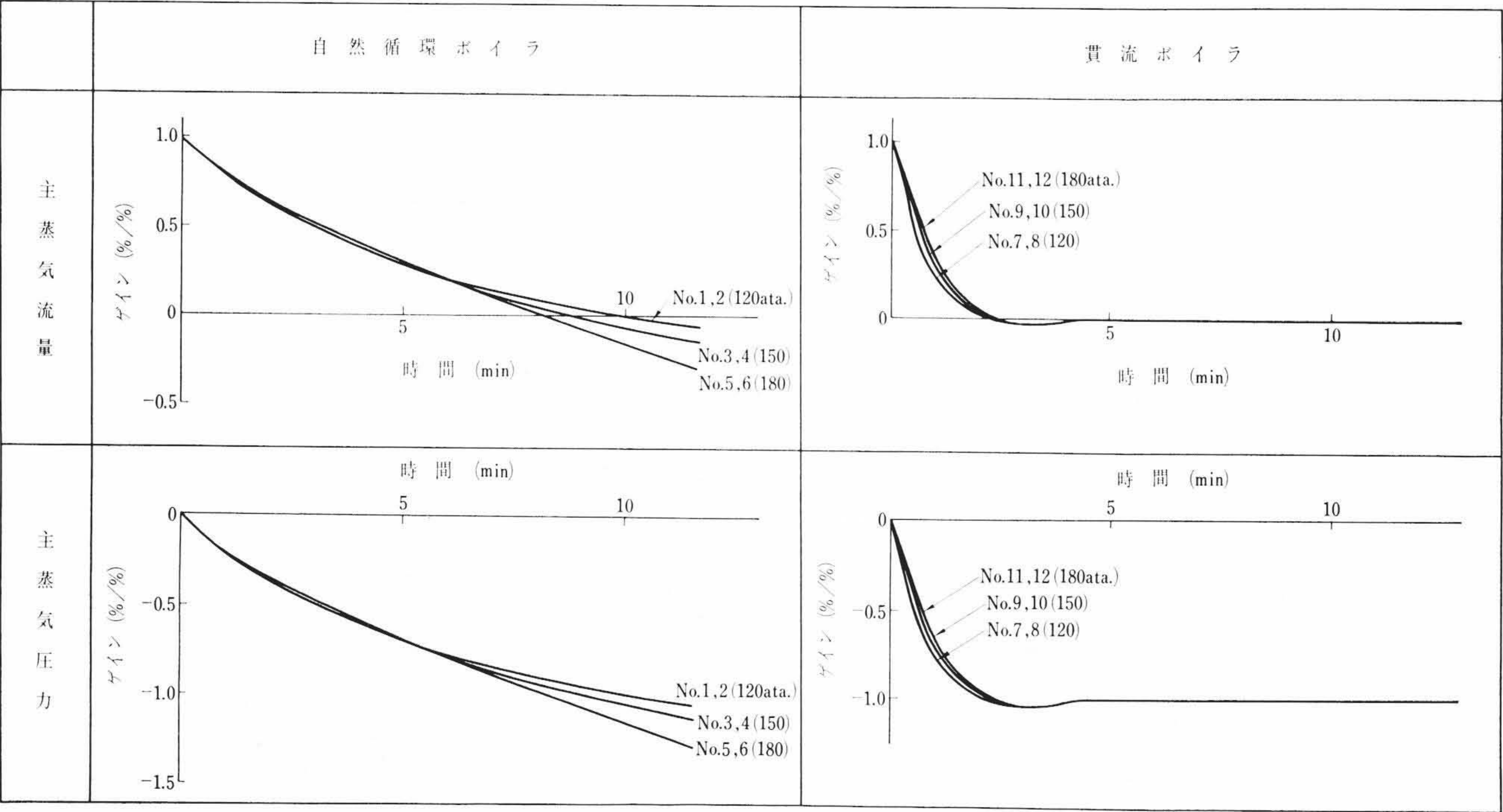
流量変化の場合、自然循環ボイラでは温度、圧力に対する影響が非常に小さいので、比較の対象とはしなかった。

4.2 タービン加減弁開度変化に対する応答の比較

図5はタービン加減弁開度変化に対する応答を比較したものである。

自然循環式の場合、主蒸気流量は、タービン加減弁を開いたとき一たん上昇してから徐々に減少し、8~10分で最初の値を割り、さらに減少する。定常状態での変化量は、高圧ボイラのほうが大きく、ゲインが零となる8~10分あたりから、圧力による相違が目立ってくる。自然循環ボイラで主蒸気流量変化が大きくなるのは、加減弁を開いたときに圧力が低下し、その圧力での飽和蒸気のエンタルピーが増加して、同一熱吸収量に対する蒸発量を減少させるためである。圧力に対する飽和蒸気エンタルピーの変化割合は高圧になるほど大きく、したがって高圧のほうが主蒸気流量変化が大きい。この考えを拡張すれば、飽和蒸気エンタルピーの変化率が零になる圧力(約30 ata.)ではもとの値に戻り、それ以下の圧力では最初より大きな値に落ちつくということになる。主蒸気圧力の応答は単純な一次遅れとみなすことができ、その時定数は6~17分の範囲にある。変化量は定常的には高圧ボイラのほうが大きい。低圧のものが最初はやや急激に変化するが、8~10分を越すと高圧ボイラのほうが大きく変化する。

貫流式の場合、主蒸気流量は最初+1になるが、その後自然循環式より非常に急激に減少し、約2分後にはほぼもとの値に戻ってしまう。流量は給水ポンプによっておさえられ、定常ゲインは零になる。主蒸気流量の減少速度は低圧のもののほうが急ではあるが、この圧力による相違は非常に少ない。主蒸気圧力は主蒸気流量から1だけ平行移動した形になるとみなすことができる。



(タービン加減弁開度変化に対する応答)
図 5 動 特 性 の 比 較 (その 1)

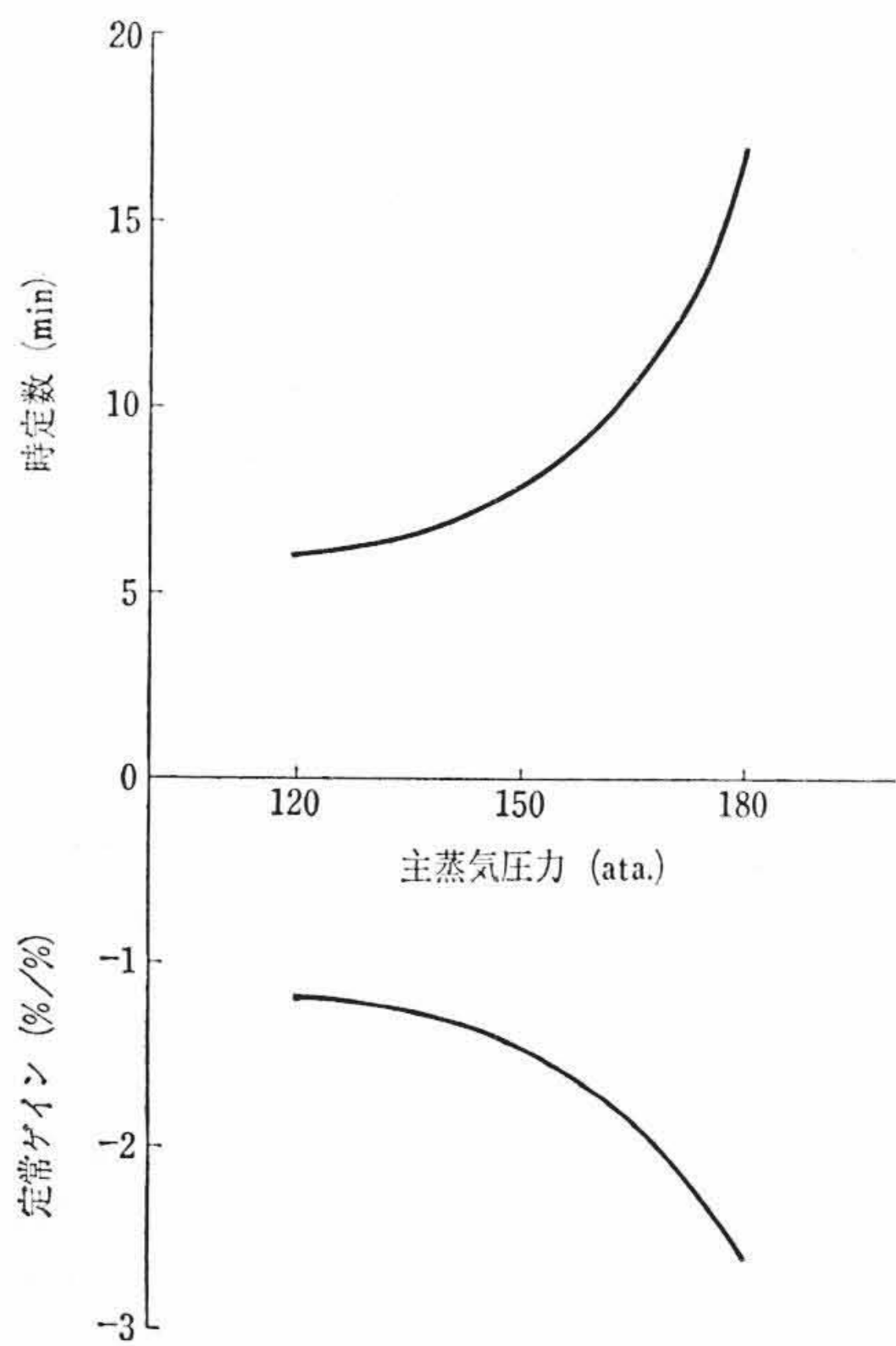


図 6 自然循環ボイラ，タービン加減弁開度変化の場合の主蒸気圧力の応答

自然循環式でも貫流式でも，蒸気温度の変化は小さい。また，541℃級でも 571℃ 級でもほとんど変わらない。

図 6 は自然循環ボイラの圧力変化の時定数と定常ゲインを圧力に対してプロットしたものである。これによると定常ゲインは 180 ata. では 120 ata. のときの約 2.2 倍に達している。貫流ボイラでは定常ゲインは -1.0 であるから，自然循環ボイラでは貫流ボイラに対して 120 ata. で 1.2 倍，180 ata. で 2.6 倍に達している。

4.3 燃料供給量変化に対する応答の比較

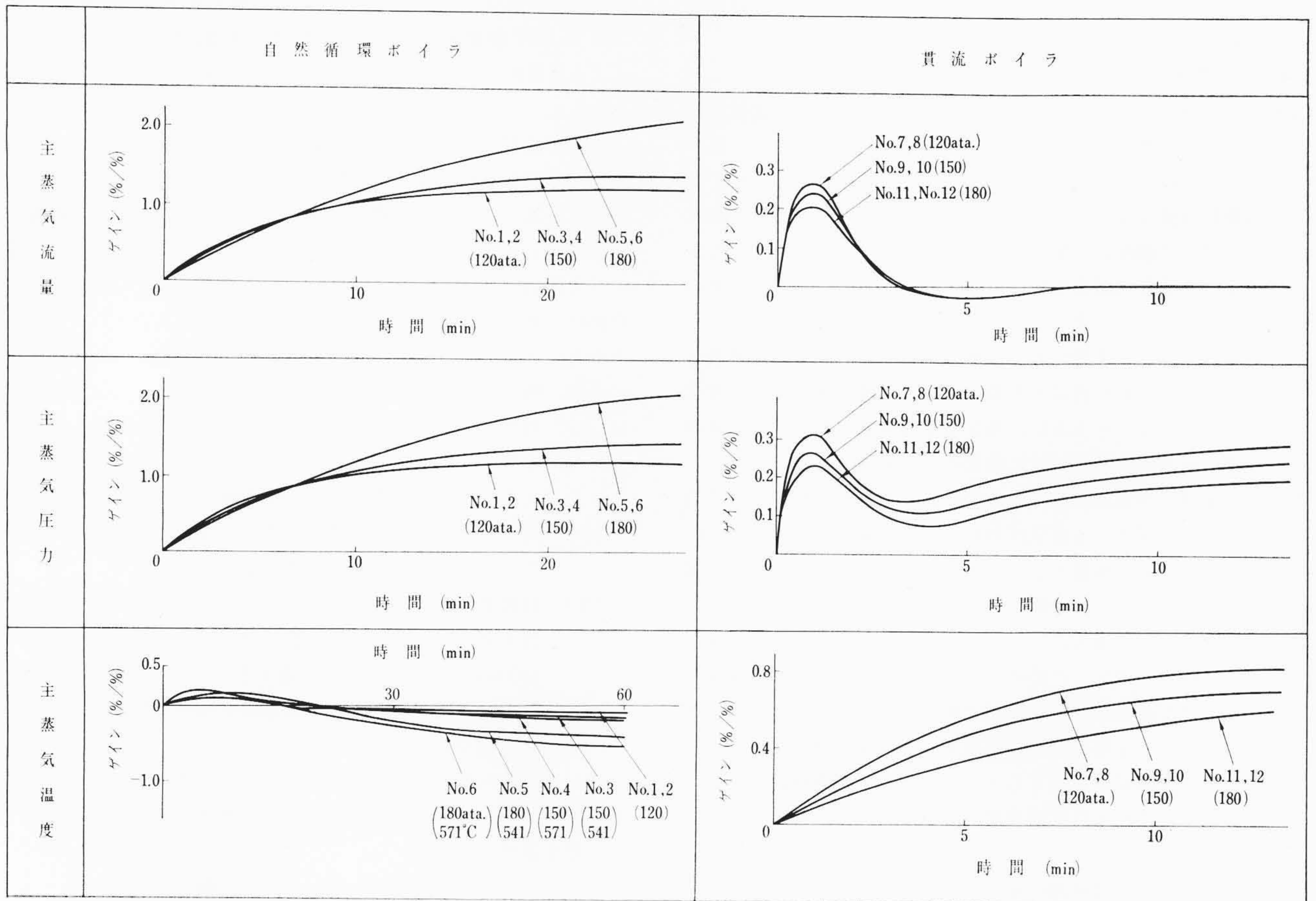
図 7 は燃料供給量変化に対する応答を比較したものである。
自然循環式の場合，熱吸収の増加によって主蒸気流量が増加する。これは給水流量を一定にしても，もとに戻らず，増分はドラム水位

低下という形で吸収される。前掲(5)式の関係から，主蒸気流量の増加に伴って主蒸気圧力も増加する。主蒸気圧力が増加すると飽和蒸気エンタルピは低下し，これが主蒸気流量の増加を助長する。したがって主蒸気流量および圧力の増加は，とくに高圧ボイラで著しい。定常値は 120 ata. では約 1.2 であるが，180 ata. では 3.4 程度になる。主蒸気温度は煙道部熱吸収の増加のために，一たん上昇するが，その後蒸気流量が増加するためにもとに戻ってくる。150 ata. 以下では温度の変化は小さい。高圧のボイラでは主蒸気流量の増加が著しいため，最終的には低い温度に落ちつく。

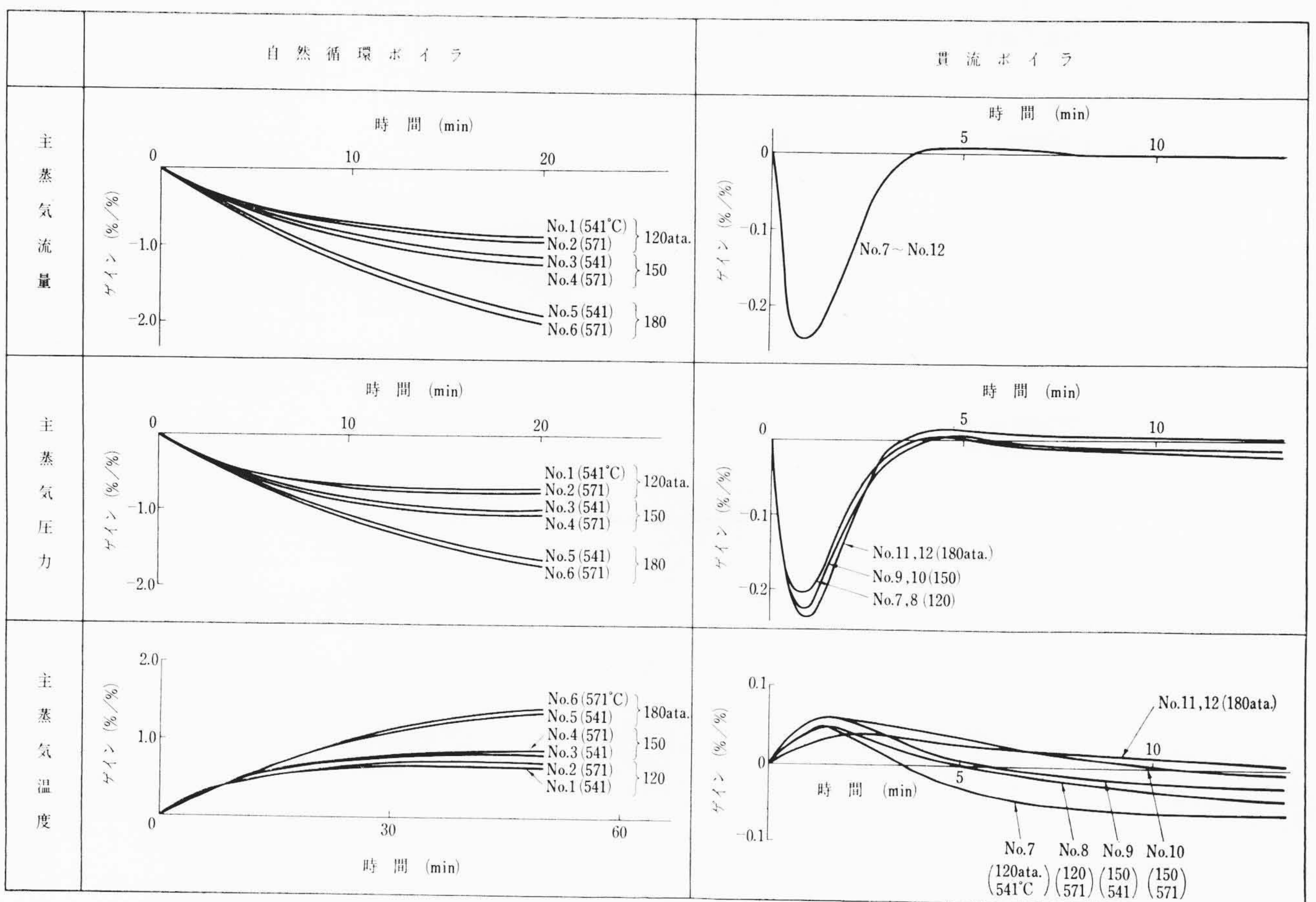
貫流式の場合，熱吸収の増加によって主蒸気流量は一時的に増加するが，給水を一定とするため，もとに戻る。図の主蒸気流量変化曲線と横軸に囲まれた面積は燃料供給量変化前後のボイラ内汽水保有量の差に対応する。すなわち，比体積の増大によって，汽水保有量が少なくなっている。主蒸気圧力は主蒸気流量に対応して最初一時的ピークを作るが，その後再び上昇する。この主蒸気圧力の 2 度目の上昇は主蒸気温度の上昇によるものである。このような貫流ボイラにおける主蒸気流量，主蒸気圧力の一時的な増加は，いわゆる膨出現象と同様の機構で生ずるものである。蒸気流量がおさえられているため，燃料供給量の増加は直接温度上昇という形で現われる。

自然循環式と貫流式とを比較すると，そのおもな相違点は

- (1) 主蒸気流量変化は自然循環式で大きく貫流式で小さい。自然循環式では高圧のほうが大きく変化するが，貫流式では低圧のほうがややピークが大きい。自然循環式では単調に増加するが貫流式ではもとに戻る。
- (2) 主蒸気圧力変化は自然循環式で大きく，貫流式で小さい。自然循環式では高圧のほうが大きく変化するが，貫流式では低圧のほうがややピークが大きい。自然循環式では単調に増加するが，貫流式ではいったんピークが出てから徐々に増加する。自然循環式では時定数は 120 ata. で，6 分程度であり貫流ボイラと大差ないが，高圧になると増加し，180 ata. では 17 分程度になる。
- (3) 主蒸気温度は自然循環式では最終的に低下し，その変動幅



(燃料供給量変化に対する応答)
図7 動特性の比較 (その2)



(ガス再循環ファンダンパ開度変化に対する応答)
図8 動特性の比較 (その3)

は高圧のほど著しい。貫流式では単調に増加し、その変動幅は低圧のほど著しい。

4.4 ガス再循環ファンダンパ開度変化に対する応答

図 8 はガス再循環ファンダンパ開度変化に対する応答を比較したものである。ガス再循環ファンダンパを開くと、煙道ガスの一部が再び火炉に送り返される。そのため炉内ガス温度は低下し、火炉における熱吸収は減少する。一方、煙道部においてはガス流速が増大し、これに伴って熱吸収も増加する。結局、ガス再循環によって火炉と煙道部の熱吸収の配分を変えることになり、これを蒸気温度の制御に利用することができる。

自然循環式の場合、火炉における蒸発が抑制され、主蒸気流量は単調に減少する。これに伴って主蒸気圧力も単調に減少する。変化幅は高温、高圧のほうが大きい。蒸気温度は流量の減少と煙道部熱吸収の増加の両方の影響を受けて顕著に上昇する。

貫流式の場合、主蒸気流量は一時的に減少するが、給水が一定のため、再びもとに戻る。主蒸気圧力も主蒸気流量と同様に一時的に減少するが、静定値は流量のように零ではなく、主蒸気温度との関係で、最初よりわずかに低い所にくる。主蒸気温度は主蒸気流量の減少と煙道部熱吸収の増加によって一時的に増加するが、その後、流量がもとに戻り、火炉での熱吸収が減少することによって減少してくる。蒸発部と過熱部の総熱吸収は減少し、再熱部熱吸収は増加する。このために、主蒸気温度は最初より低い値に静定する。

自然循環式と貫流式を比較すると、そのおもな相違点は

- (1) 変化はいずれも自然循環式のほうが大きく、貫流式のほうが小さい。
- (2) 自然循環式では単調に変化するが、貫流式では一時的なピークが現われる。
- (3) 自然循環式では主蒸気温度が上昇し、その上昇幅は高圧、高温のほうが著しい。これに対して貫流式では一時的なピークの後低下し、その低下速度は低圧、低温のほうが著しい。

5. 結 言

簡単な仮定のもとに、自然循環ボイラと貫流ボイラの動特性を求

める簡易計算式を作成した。つぎに、156 MW 級自然循環ボイラおよび 75 MW 級貫流ボイラをとりあげ、現地試験のデータと簡易法による計算結果を比較することによって、本計算法が十分実用に耐えるものであることを明らかにした。

最後に通常の事業用火力を対象にして、主蒸気圧力 120~180 ata., 主蒸気温度 541~571°C の範囲のモデルボイラを設定し、これに数値計算を施して、自然循環ボイラと貫流ボイラの動特性の相違を、基準を合わせたうえで明らかにした。計算の結果、たとえば貫流ボイラで圧力応答が早いというような従来の定説はそのまま認められたわけであるが、それが高圧ボイラと低圧ボイラでどのように異なるかというような点にまで立ち入ることができた。

今回、明らかになったおもな点を列記すると

- (1) 自然循環ボイラの動特性は高圧のものと低圧のものと大きく異なる。低圧ボイラに比べて高圧ボイラのほうが変化が大きい。貫流ボイラでは低圧のほうに変化量が大きい。
- (2) 両形式とも通常の事業用ボイラでは、主蒸気温度の高いものと低いものであまり相違がない。
- (3) 自然循環ボイラでは、たとえばタービン加減弁を開いた場合主蒸気圧力変化の時定数は高圧ボイラのほうが大きく、180 ata. では 17 分程度に達する。これに対して貫流ボイラでは高圧でも低圧でもほとんど相違がなく、いずれも 1 分程度である。

終わりに臨み懇切なご指導を賜ったバブコック日立株式会社技術部利部課長、ならびに呉研究所高橋主管研究員に対し、謹んで感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) 寺野：運輸技研報告 7, 207 (昭 32-11)
- (2) 三浦：機械学会 714 回講演前刷, 197 (昭 38-11)
- (3) Y. Nakano, K. Kawatake: Hitachi Review 13, 13 (1964)