蒸発エコノマイザ形船用ボイラの動特性*

後藤 寿穂** 古川 哲郎** 門田 強**
 古寺 雅晴** 佐々木正美** 寺島 正春***
 高橋 武敏***

概 要

現在多くの船用ボイラに採用されている、いわゆる、二胴水管ボイラにおいては、主蒸発管束と称する対流伝熱面を有している。この蒸発管の振動問題は主ボイラにおいても、今後ボイラが大形化するにしたがい、重要な問題となってくる可能性がある。そこで、この対流蒸発管を廃止し、そこでの熱吸収をエコノマイザ部に負担させ、その結果エコノマイザ部で蒸発を許す蒸発エコノマイザ形ボイラが考えられる。ここでは、船用主ボイラの標準的な設計条件を基準として、蒸発エコノマイザの容量の範囲を求めた。そして、ドラム圧力および水位の過渡応答が蒸発エコノマイザ形としたため、どのようになるかを、従来形ボイラと比較しつつ解析するとともに、タービンテスト用として陸上に設置した蒸発エコノマイザ形テストボイラにより実験的には握し、上記解析と比較した。

その結果、蒸発エコノマイザ形ボイラの過渡特性は制御上特に問題はなく、具体的には以下のことがわかった。

1. 船用ボイラの標準的設計条件の範囲では蒸発エコノマイザの出口乾き度は25%以下となる。したがって、蒸発エコノマイザの影響は余り強くなく、ドラム圧力および水位の過渡応答のメカニズムとしては従来の船用ボイラと大差ない。したがって理論式は従来の方法を一部改良して導出でき、実験結果を比較的良く説明できる。
2. 二相流部の蒸発管容積が小さくなった、ボイド率の高いところで設計できる、などの理由により、水位の変動は従来形ボイラに比べかなり小さいボイラとなる。
3. 自然循環部の熱容量が大幅に小さくなったため、圧力応答は早いボイラとなる。
4. 圧力応答を与える式は、蒸発エコノマイザの吸収熱量を考慮した蒸発量基準の整理方式がよい。

Dynamic Behavior of Marine Boiler with Steaming Economizer

By Toshiho Goto
 Teturo Furukawa
 Tuyoshi Kadota
 Masaharu Furudera
 Masami Sasaki
 Masaharu Terasima
 Taketoshi Takahashi

Abstract

Conventional two-drum marine boilers much used today have many generating tubes, so called main tube bank, where the heat is absorbed by convectional heat transfer. The vibration problems of these tubes, however, should become much more serious matters as the marine boiler become larger. Therefore if we could cut off all these convectional generating tubes and the energy should be absorbed at the economizer parts, it is possible to design such a boiler as permits evaporation at its economizer.

*原稿受付 昭和49年5月22日

船用機関国際シンポジウム一般講演(昭和48年11月13日)

**正会員 日立造船(株)(大阪市此花区桜島北之町60)

***日立造船(株)(大阪市此花区桜島北之町60)

In this paper, steaming economizer feasibility has been studied within the limits of the standard design conditions of conventional marine boilers and an investigation has been made about the effects of a steaming economizer upon the responses of pressure and water level in the steam drum, comparing with the conventional type boilers. An experiment was carried out with the steaming economizer type boiler installed for turbine test in workshop, and the results of the experiment have been studied for comparison with theoretical analysis.

As a result the steaming economizer will present no operating problem and the following have been found.

1. The outlet steam quality of a steaming economizer is less than 25 percent, within the limits of the standard design condition of conventional type marine boilers. The response of steam drum pressure and water level, therefore, are not very different from those of the conventional type boilers, and the partial modification of the analysis for the conventional type boiler makes it possible to analyze and explain relatively well about the dynamic response obtained from the experiments.
2. The fluctuations of water level, however, are smaller in the case of steaming economizer for reasons such as its smaller volume of a boiler with two-phase flow region and possibility of its design at a high void fraction.
3. The pressure response in the steaming economizer type boiler is faster than the conventional one, because the heat quantity in the evaporating tubes is much reduced.
4. The equation to give pressure response can be most suitably arranged on the basis of evaporation in which the heat quantity absorbed at the steaming economizer is as well taken into consideration.

1. はじめに

ULCCおよび高速船の出現に伴い、それらに適合した推進プラントとしては、蒸気タービン、ガスタービン、原子力タービン、低中速ディーゼルエンジンおよびガスタービンと蒸気タービンの複合プラントなどが考えられている。一方、電子計算機の発達、労働力の不足、人件費の上昇¹⁾などから、超自動化、省力化の方向にある。船用ボイラタービンプラントは従来の技術の延長線上にあり、なお、今後の大型船用推進プラントとして最も有望と思われるが、さらに事故が少ない、保守点検が容易、制御性が良い、などの条件が満たされねばならない。これらの諸条件に適合する改良形ボイラの一つとしてエコノマイザで蒸発を許す自然循環ボイラが考えられる。

このような状況から、本研究は蒸発エコノマイザ形ボイラを対象とし、その動特性を従来形ボイラと比較しつつ検討する。

2. 蒸発エコノマイザの容量

蒸発エコノマイザ出口（気水ドラム入口）の流量および乾き度の過渡応答は貫流ボイラ蒸発部の特性によく似て複雑な応答を示すと考えられる。本文の主テーマとしている、気水ドラムの蒸気圧力および水位の過渡特性に、これら蒸発エコノマイザ出口の変動が影響すると思われるが、実際問題としては蒸発エコノマイザ出口での定常状態での乾き度、あるいは蒸発エコノマイザ内二相流部の容積の大小により、影響する度合いは違うと思われる。蒸発エコノマイザ出口乾き度が小さければ、自然循環ボイラに近い特性となると考えられる。しかし、蒸発エコノマイザ出口の過渡特性が強く影響するようであれば、従来の圧力および水位の制御方式についても検討する必要がある。そこでまず、蒸発エコノマイザの容量を検討する。

船用主ボイラの設計条件は推進プラント全体の熱計算により決定される。それらの条件はエコノマイザ形あるいはガスエアヒータ形ボイラにより異なるが、最近の大型船用主ボイラについてはほぼ一定の値が採用されており、さらにガスエアヒータ形ボイラの採用がより多いようである。表1はこれらの条件の標準的な例をガスエアヒータ形について示した。以後の蒸発エコノマイザ形ボ

表1 最近の船用主ボイラの設計条件の例

蒸 発 量 (MAX)	72 TON/H
蒸 気 条 件	60 atg-515°C
給 水 温 度	210°C
ファン入口空気温度	38°C
空 気 過 剰 率	1.10
ボ イ ラ 効 率	90%
補助 暖 熱 器	
蒸気条件	60 atg-350°C
蒸 気 量	18 TON/H

イラの検討については表1に示した値を標準条件として用いた。また、同表には船用ボイラの特長である、補助暖熱器についても主要目を示した。補助蒸気量はボイラの基本計画の段階でヒートバランス上かなり重要な部分を占めるが、各とう載船により変動が大きく、本文の検討においては、議論を簡明にするため、同表に示した主蒸気量に対する割合と同じにし、蒸気条件も同一とした。

対流伝熱-蒸発部の吸収熱量は燃焼室の熱計算により決まる燃焼室出口ガス温度、蒸気圧力および温度などの蒸気条件、給水温度などの設計条件、などあらゆる条件により変る。図1は設計条件としては表1の値を基準とし、特に大きく影響する因子である燃焼室出口ガス温度、蒸気圧力、蒸気温度を変えて蒸発エコノマイザ出口乾き度を求めたものである。同図より、蒸発エコノマイザ出口乾き度は、燃焼室出口ガス温度を上げると直線的に増加するが、圧力を高くすると大幅に減少し、蒸気圧力が

図1 蒸発エコノマイザ出口乾き度の範囲

100atg 以上では燃焼室出口ガス温度をかなり高くとらなければ、ほとんど蒸発しないことがわかる。燃焼室出口ガス温度は実際の設計においては、1,400°C 以上とすることはほとんどないから、現在の標準的蒸気条件では、蒸発エコノマイザ出口乾き度は高々25%であることがわかる。

図2は蒸発エコノマイザの圧力損失の傾向を把握するため、出口乾き度として図1の値を用い、均一加熱とし、

図2 蒸発エコノマイザでの圧力損失の特性

二相流の圧力損失をLockhart-Martinelli¹⁰⁾の方法を用いて計算し、蒸気条件が60atg-515°C、燃焼室出口ガス温度が1,300°Cの場合を基準にして示したものである。圧力が低くなると蒸発エコノマイザにおける蒸発量の増加と蒸気の比容積の増加による相乗効果により、圧力損失は急激に増大することがわかる。したがって、給水ポンプ動力はかなり増大しよう。以上の検討から蒸発エコノマイザ形ボイラは蒸気圧力が60atg~80atgクラスのボイラにおいて最もその特長が生かせるといえよう。

3. 動特性の解析と検討

3.1 蒸発エコノマイザの応答 蒸発エコノマイ

ザの応答としてはドラム圧力および水位に影響する出口流量および出口乾き度の過渡応答が重要である。

蒸発エコノマイザはその形状として管内側流路が長いものであるから、従来のドラム付ボイラの場合と同様な集中定数系による扱いでは精度が十分でなく、分布系として取扱う必要がある。ボイラ蒸発部の過渡応答を分布系として解析したものはこれまで貫流ボイラについて理論解析を行なった寺野⁶⁾、竹内⁷⁾などの研究がある。しかし、理論解析を求めるためには、系が非常に複雑なため大胆な仮定を設けねばならず、ここではより原則的な仮定のみで電子計算機を用い数値計算により近似解を求め、実際の現象の検討に用いる。

解析モデル 管内流体については流れ方向と時間のみにより変化する一次元圧縮性非定常流れとし、管壁での熱移動は軸に直角な方向のみとする。管外ガス側の流れはガスの保有熱量と保有質量の変化を無視した一次元非圧縮性準定常流れとする。

基礎式の導出 管内流体に対する質量の保存から

$$\frac{\partial W_f}{\partial x} + \frac{\pi}{4} D^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

同じくエネルギーの保存から

$$\frac{\partial (W_f \cdot h)}{\partial x} + \frac{\pi}{4} D^2 \frac{\partial (\rho \cdot u)}{\partial t} = \pi D Q_i \quad (2)$$

管壁に対するエネルギーの保存から

$$C_M \frac{\partial \theta_m}{\partial t} = \pi D (Q_g - Q_i) \quad (3)$$

管外ガスに対するエネルギーの保存から

$$W_g \frac{dh_g}{dx} = -\pi D Q_g \quad (4)$$

また、式(1)~式(4)の伝熱量を決めるものとして、定常状態に対して実験的に求められた管内沸騰領域についてはJens-Lottesの式および管外については円管群に対するFishinden-Saundersの式が成立するものとする。

$$\theta_m - \theta_f = 0.82 Q_i^{\frac{1}{4}} \cdot e^{-\frac{P}{63}} \quad (5)$$

$$Q_g = C \cdot W_g^{0.6} \cdot (\theta_g - \theta_m) \quad (6)$$

式(1)~式(6)が基礎式である。

さらに、管内流体の物性値の圧力の変化による変動量を無視すると比重量 γ はエンタルピ h のみの関数となる。したがって、

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} = \frac{d\gamma}{dh} \cdot \frac{\partial h}{\partial t} = C_0 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

また熱力学第1法則の式

$$u = h - A \frac{P}{\gamma} \quad (8)$$

を時間 t で微分し、式(7)を用いると

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} (1 + A C_0 \frac{P}{\gamma^2}) \quad (9)$$

これらを式(1)、式(2)に代入し u 、 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 、 $\frac{\partial \gamma}{\partial t}$ を消去

すると

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{4W_f}{\pi D^2 r} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{4}{D} \frac{Q_i}{r} \quad (10)$$

$$\frac{\partial W_f}{\partial x} - \frac{W_f}{C_1} \frac{\partial h}{\partial x} = -\frac{\pi D}{C_1} Q_i \quad (11)$$

ただし

$$C_0 = \frac{\partial r}{\partial h} = \frac{r_s - r_l}{h_s - h_l} \frac{r^2}{r_s r_l} \quad (12)$$

$$C_1 = \frac{r}{C_0} = \frac{h_s - h_l}{r_s - r_l} \frac{r_s r_l}{r} \quad (13)$$

式(3)～式(6)および式(10)、式(11)が蒸発エコノマイザの過渡応答を与える式である。特に外部から加熱量が決められている場合、式(10)および式(11)は管内流体の出口流量および出口乾き度を与える。

計算方法 これらの連立偏微分方程式の数値解の求め方はいろいろ考えられるが、ここでは式(10)の輸送方程式はBox Methodを用い、その他の常微分方程式は中心差分法を用いて差分方程式に近似し、さらに、くり返し計算により係数の修正を行ない計算した。

計算結果 図3は以上の方法により、後の4章において述べるテストボイラについて、燃料流量を増加した場合を想定して、加熱ガス量および温度を初期ランプ状のステップ変化させた場合の計算結果を示したものである。

図3 蒸発エコノマイザの過渡応答
(入口ガス流量、ガス温度増加時)

る。横軸は時間を蒸発エコノマイザ管内流体の通過時間で無次元化した時間であり、たて軸は出口流量、出口乾き度および保有水量の変動量をそれぞれの定常値で無次元化したものである。

出口流量は変動初期の通過時間に相当する間には大きく変動するが、その後は初期値にもどり、出口乾き度は、むだ時間があつた後、一次遅れに近い形で次の静定値に移る。したがって、保有水量は変動初期に急速に減少するが、その後、徐々に静定値に達する、などのことがわかる。

3.2 ドラム圧力の応答

ドラム付ボイラの圧力応答はこれまで給水が直接ドラムに入るものとして、自然循環部についてエネルギー方程式をたてて解析している^{5,6)}。しかし、本研究の対象ボイラはエコノマイザ部での吸収熱量が多く、給水が蒸発して二相流となってドラムに流入しており、そのような場合に対して自然循環部および蒸気ドラムについてエネルギー方程式をたてて求める。この系の内部保有エネルギーは

$$E = G_s u_s + G_l u_l + G_m C_m \theta_m \quad (14)$$

この系にエネルギー保存則を適用すると、

$$\frac{dE}{dt} = Q_B + W_f (1 - X) h_l + W_f X h_s - w_s h_s \quad (15)$$

また、この系に保有される蒸気および飽和水の質量保存から、

$$\frac{d}{dt} (G_s + G_l) = W_f - W_s \quad (16)$$

さらに考えている部分の全容積と保有量の関係およびエンタルピと内部エネルギーの関係

$$v_l G_l + u_s G_s = V_B \quad (17)$$

$$u_l = h_l - A P v_l \quad (18)$$

$$u_s = h_s - A P v_s \quad (19)$$

を用い、さらに、式(17)の V_B を定数とし、式(14)～式(19)から E 、 u_s 、 u_l を消去し整理すると、

$$\begin{aligned} Q_B + \left\{ (h_s - h_l) X + \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} v_l \right\} W_f - \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} v_s W_s \\ = \left\{ G_m C_m \frac{\partial \theta_m}{\partial P} + G_l \left(\frac{\partial h_l}{\partial P} - \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} \frac{\partial v_l}{\partial P} \right) \right. \\ \left. + G_s \left(\frac{\partial h_s}{\partial P} - \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} \frac{\partial v_s}{\partial P} \right) - A V_B \right\} \frac{dP}{dt} \quad (20) \end{aligned}$$

式(20)が蒸発エコノマイザ形ボイラの圧力の応答を与える基礎式である。

式(20)は非線形微分方程式である。微小変動理論の手法を用い各変数を定常値とそれからの無次元偏差量で表わし、高次の微小項を無視して方程式を線形化し、さらにラプラス変換し、 w_s の係数で除して整理すると、

$$P = \frac{1}{T_B \cdot S} (C_b q_B + C_x x + C_f w_f - w_s) \quad (21)$$

ただし、鋼材の温度は常に水の飽和温度に等しいとした。ここで

$$T_B = \left[\frac{P}{W_s(h_s - h_l)} \frac{v_s - v_l}{v_s} \{ G_m C_m \frac{\partial \theta_{sat}}{\partial P} + G_l \left(\frac{\partial h_l}{\partial P} - \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} \frac{\partial v_l}{\partial P} \right) + G_s \left(\frac{\partial h_s}{\partial P} - \frac{h_s - h_l}{v_s - v_l} \frac{\partial v_s}{\partial P} \right) - AV_B \} \right]_0 \quad (22)$$

$$C_b = \left[(1-X) \frac{v_s - v_l}{v_s} \right]_0 \quad (23)$$

$$C_x = \left[X \frac{v_s - v_l}{v_s} \right]_0 \quad (24)$$

$$C_f = \left[\frac{X v_s + (1-X) v_l}{v_s} \right]_0 \quad (25)$$

式(21)が蒸発エコノマイザ形ボイラのドラム圧力の応答を与える式である。これまでの自然循環ボイラの圧力応答を与える式と比較すると、(イ)式(21)の右辺には必ずしも他の変数と互いに独立でない蒸発エコノマイザ出口乾き度および出口流量の変動の項を含んでいるが、蒸発エコノマイザの変動のドラム圧力に対する影響を明確にするため、給水温度あるいは給水流量の変化のような外部から与えられる変数と同様な表示にしている。(ロ)従来の式は自然循環部の加熱量を基準にして整理されているが、蒸発エコノマイザ形ボイラでは従来の予熱部に蒸発エコノマイザの吸収熱量が加わりエコノマイザ部の吸熱割合が大きい、また、ボイラの時定数の定義を“負荷の変化割合とそれによって引き起こされる圧力の変化速度とを関係づける係数”と考え、エコノマイザ部での吸収熱量を考慮した整理方法がより合理的と考えられる。式(21)ではそのような理由から取出し蒸気量を基準に整理されている。

式(21)より蒸発エコノマイザの圧力応答への影響は出口流量と出口乾き度の変動を通して起こり、その影響の強さは係数 C_x , C_f の値によることがわかる。図4は C_x , C_f の値を圧力に対して示したもので、燃焼室出口ガス温

図4 C_x , C_f 値の特性

度数ケースについて示した。最近の大形船用主ボイラの標準的設計条件では C_x は 0.25 以下、 C_f は 0.3 以下となることがわかる。したがって、蒸発エコノマイザの圧力への影響は余り強くないことが予想される。また、同じく式(21)はボイラの時定数が小さいと圧力の応答は早いボイラとなることを示している。図5はボイラの時定数を決める要素の内、蒸発部による項とさらにその内の対流蒸発部による項について、ふく射伝熱面での熱負荷を

図5 蒸発部のボイラ時定数への影響の傾向

$2 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2\text{h}$, 対流伝熱面での熱通過率を $60 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ として計算し、蒸気圧力 60 atg , 燃焼室出口ガス温度 $1,300^\circ\text{C}$ の場合を基準に示したものである。実際のボイラでは熱負荷のとり方でこの図に示された値は多少変わるが、ほぼ傾向はつかむことができよう。同図よりボイラを蒸発エコノマイザ形で設計した場合対流蒸発管群がなくなるため、ボイラの時定数は大幅に小さくなり、したがって、圧力応答の早いボイラとなることがわかる。

3.3 ドラム水位の応答 自然循環ボイラのドラム水位の応答についてはこれまでいくつかの研究があるが、いずれも質量保存の考え方を用いたものである^{8),9)}。ここでは蒸発エコノマイザ形ボイラであるから、給水を二相流であるとし、ドラム水面より上の蒸気部とドラム水面より下の蒸気および水部の三つの領域について質量保存則を適用して求める。

$$\frac{dG_l}{dt} = W_f(1-X) - W_{ss} \quad (26)$$

$$\frac{dG_{ss}}{dt} = W_{ss} - W_B + \frac{1}{v_s} \frac{dV_{ss}}{dt} \quad (27)$$

$$\frac{dG_s}{dt} = W_f X + W_B - W_s - \frac{1}{v_s} \frac{dV_{ss}}{dt} \quad (28)$$

ただし、水面より上の領域は蒸気のみとし、給水はエコノマイザ出口の形状により多少異なるが、気水は直ちに分離され、蒸気は水面より上、水は水面下にはいるものとした。ここで、 W_{ss} は水面下での蒸発量、 G_{ss} は同じく保有蒸気量、 W_B は水面を通して流れる蒸気量を示す。

容積と保有量の関係から

$$v_l G_l = (1 - F_s) V_{ss} \quad (29)$$

$$v_s G_{ss} = F_s V_{ss} \quad (30)$$

$$v_l G_l + v_s G_s + v_s G_{ss} = V_B \quad (31)$$

式(29), (30), (31)において物性値 v_l , v_s と全体の容積 V_B は変化しないとし, 時間で微分し, 式(26)~式(31)より G_l , G_{ss} , G_s , W_{ss} , W_B を消去すると

$$(1 - F_s) \frac{dV_{ss}}{dt} = \frac{v_s v_l}{v_s - v_l} (W_f - W_s) + V_{ss} \frac{dF_s}{dt} \quad (32)$$

式(32)の水面下の容積の変化は水面上の面積と水位の変化により表わせる。

$$\frac{dV_{ss}}{dt} = S_L \frac{dL_D}{dt} \quad (33)$$

また, 式(33)の水位はドラム内の実水位であるが, 一般にわれわれが動特性の面から水位変動について述べる場合, 水面計水位について述べる事が多い。したがって, ここでは水位として水面計水位を用いる。水面計においては水面下に蒸気が存在していないから

$$(1 - F_s) \frac{dL_D}{dt} = \frac{dL}{dt} \quad (34)$$

式(33), (34)を式(32)に代入すると

$$S_L \frac{dL}{dt} = \frac{v_s v_l}{v_s - v_l} (W_f - W_s) + V_{ss} \frac{dF_s}{dt} \quad (35)$$

式(35)はボイド率の時間的変化の項を含んでいるが, このボイド率は自然循環ボイラでは形状が決った後は負荷と圧力によって決る³⁾。この負荷としては取出し蒸気量ならびに加熱量が考えられるから, それらを考慮すると

$$F_s = F_s(Q_B, W_s, P) \quad (36)$$

式(36)を負荷変動時にも成立するものとし, 時間で微分すると

$$\frac{dF_s}{dt} = \frac{\partial F_s}{\partial Q_B} \frac{dQ_B}{dt} + \frac{\partial F_s}{\partial W_s} \frac{dW_s}{dt} + \frac{\partial F_s}{\partial P} \frac{dP}{dt} \quad (37)$$

ここで定常状態においては次式が成立する。

$$\frac{\partial F_s}{\partial Q_B} Q_B = \frac{\partial F_s}{\partial W_s} W_s \quad (38)$$

式(37), (38)を式(32)に代入し, 3.2項の場合と同様に変数を無次元の微小変動量で表わし方程式を線形化すると,

$$\begin{aligned} S_L L_M \frac{dl}{dt} = & \left[\frac{v_s v_l}{v_s - v_l} W_s \right]_0 (w_f - w_s) \\ & + \left[V_{ss} \frac{\partial F_s}{\partial Q_B} Q_B \right]_0 \left(\frac{dq_B}{dt} + \frac{dw_s}{dt} \right) \\ & + \left[V_{ss} \frac{\partial F_s}{\partial P} P \right]_0 \frac{dp}{dt} \end{aligned} \quad (39)$$

ただし水位は水位の許容変化幅 L_M により無次元化した。さらに, 式(39)をプラス変換し整理すると

$$l = \frac{1}{T_l S} (w_f - w_s) + \frac{C_L}{T_V S + 1} (q_B + w_s) + C_p p \quad (40)$$

ここで

$$T_L = S_L L_M \left[\frac{1}{W_s} \frac{v_s - v_l}{v_s} \right]_0 \quad (41)$$

$$C_L = \frac{1}{S_L L_M} \left[V_{ss} Q_B \frac{\partial F_s}{\partial Q_B} \right]_0 \quad (42)$$

$$C_p = \frac{1}{S_L L_M} \left[V_{ss} P \frac{\partial F_s}{\partial P} \right]_0 \quad (43)$$

ただし, 式(40)の右辺の第2項において, 水循環などによる遅れを一次遅れで近似し, その時定数を T_V とした。

式(40)が蒸発エコノマイザ形ボイラのドラム水位の応答を与える式である。第1項は質量のアンバランスによる積分遅れの項であり, 第2項は負荷変化によるボイド率の変化による効果で, いわゆる水位の逆応答の項であり, 第3項は圧力の変化によりボイド率が変化することによる項である。

式(40)より蒸発エコノマイザの出口乾き度は水位の変化に直接には影響せず, 第3項の圧力の変化を通して二次的にのみ影響することがわかる。しかし, 3.2項で述べたように, 蒸発エコノマイザの圧力への影響は係数 C_x , C_f が小さい値のため余り大きくない, したがって, 蒸発エコノマイザの水位への影響は式(40)の第1項の出口流量の変化による影響が最も大きいことがわかる。

式(40)の第2項は逆応答の項であり水位制御の面からは非常に重要な項である。逆応答の係数は式(42)に示されているように, ドラム水面下の自然循環部の容積とボイド率の負荷に対する変化割合に比例する。表2は最近の大形船用主ボイラにおける標準水位面より下の自然循環部容積の割合を示した。個々のボイラによりここに示された値は多少変動すると思われるが大略の値をつかむことはできよう。したがって, 同表より蒸発管の管内容積は全体の50%程度であることがわかる。

図6はこの蒸発管の容積について, ふく射蒸発管(燃焼室水冷壁)と対流蒸発管(いわゆる主管束)の割合を

表2 最近の大形船用主ボイラにおける標準水位下の自然循環部の容積割合

蒸気ドラム	29.2%
水ドラム	15.5%
ふく射伝熱蒸発管	21.4%
対流伝熱蒸発管	27.3%
ヘッド連絡管	6.6%

図6 自然循環ボイラ蒸発管容積の割合

示したものである。計算条件は表1に示した諸条件とふく射伝熱面熱負荷を図5の場合と同様に $2.0 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{h}$, 対流伝熱面での熱通過率を $60 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ とし, 燃焼室出口ガス温度をパラメトリックに変えて求めたものである。伝熱面の熱負荷条件を変えることにより, 図6に示された値には多少の相違はあるが, 対流蒸発管の全蒸発管に対する容積割合は燃焼室出口ガス温度の上昇とともに大きくなり大略 $0.4 \sim 0.6$ となることがわかる。したがって, 自然循環ボイラを他の条件を全く同一として, 蒸発エコノマイザ形ボイラで設計した場合, ドラム標準水位下の容積はほぼ $\frac{3}{4}$ になることがわかる。さらに, ふく射伝熱面は対流伝熱面より熱負荷が高いので, 一般にボイド率の負荷変化に対する変動割合も小さいと考えられ, したがって, 蒸発エコノマイザ形ボイラでは水位の逆応答はかなり小さくなることがわかる。

4. 実験結果と検討

蒸発エコノマイザ形ボイラの動特性を実験的には握し, さらに前章の解析と比較検討するためタービンテスト用の蒸発エコノマイザ形ボイラにより実験を行なった。図7にテストボイラの組立断面図を示す。このボイラの主

図7 テストボイラ組立図

な特長としては, (1) 水平蒸発管で構成された蒸発エコノマイザを有し (2) したがって, 二胴水管形自然循環ボイラではあるが, いわゆる, 主蒸発管束がなく, (3) 対流伝熱部ガスパスは自然循環水冷壁によりエコノマイザパスおよび過熱器パスの二通路に分割され, エコノマイザ出口に設けたダンパにより各パスのガス量を調節し過熱蒸気温度を制御する, などがあげられる。実験は燃料流量, 給水流量, 取出し蒸気量, ガス流量などに外乱を与えるため, それらの制御弁の開度をステップ状に変化させ, 過渡応答を計測した。

4.1 主な定数の検討 式(21)よりわかるように圧力応答に関する最も重要なパラメータはボイラ時定数 (T_B) の値である。図8は燃料流量および蒸気流量変化の実験結果から, ボイラの時定数を求めたもので, 実線は式(22)より算出した計算値である。実験値は低負荷においては, ばらつきが大きくなっているが, 全体的傾

図8 ボイラの時定数

向はよく一致している。また, 静的性能から求めた蒸発エコノマイザ出口乾き度を用い, 従来の自然循環ボイラの時定数の算式と同じ考え方による自然循環部吸収熱量基準による計算値を一点鎖線で示した。ボイラ負荷が高いところ, すらわち, 蒸発エコノマイザ出口乾き度が大きくなると式(22)の方が一致がよく, 3.2項で述べた考え方でよいことがわかる。

図9 ドラム水位の時定数

図9は給水流量変化の実験結果から求めた水位の時定数と式(41)より算出した計算値を示したものである。水位は波立ちなどの現象により常に変動しているため、データのまとまりは悪いが一応傾向は一致しているといえよう。

図10は水位の逆応答の大きさを外乱の大きさに対してプロットしたものである。この図より両者の相関はか

図10 外乱の強さと逆応答の最大値との関係

なり強く、比例関係に近いことがわかる。このことから式(40)右辺の第2項について考えて見ると、このテストボイラでは負荷が実験範囲の25%~100%では逆応答の係数は余り大きく変っていないことが予想される。

図11はこの水位の逆応答の係数をボイラ負荷に対してプロットしたものである。実験値は逆応答量が最大となるまでの時間を比較的短いとして、式(40)の右辺の第1項および第3項を無視し、逆応答の最大値と外乱の大きさから算出したものである。また、計算値は各負荷に対して静的な水循環の計算を行ない、その結果を用い

図11 水位の逆応答係数

て求めたものである。同図より蒸気流量外乱の実験データは計算値とかなりよく一致するといえよう。しかしながら、燃料流量外乱のデータはばらつきが大きい。この原因としては、図13からもわかるように燃料流量変化の場合、逆応答の量が最大となるまでの時間が長く、したがって、式(40)の第1項および第3項の影響が無視出来なくなること、および燃料流量変化の場合蒸発エコノマイザにおける加熱量も変化し式(40)の第1項および第3項に含まれる α および w_f が水位に影響するためと考えられる。これらの影響は実験的に分離して検討することは難しく、次節において総合的に検討する。

4.2 総合特性 前節においては実験が理想的に行なわれたものとして、主な定数について検討したが、実際には実用レベルの実験ではそのような状態を実現することは難しく、1つの変数に外乱を与えた場合その影響がフィードバックされて他の変数に二次的变化をもたらす。また蒸発エコノマイザの影響を実験的に分離して検討することも難しい、など不正確な要素が多い、そこでここではボイラ全体のシミュレーションモデルを作成しアナログ-ハイブリットによる計算と実験結果を比較することにより、全体的に考え方の妥当性を検討した。ただし、蒸発エコノマイザの応答は簡単化のためここでは寺野の式⁶⁾を用いた。

図12は圧力応答の例として蒸気流量および燃料流量をステップ変化させた場合の実験データとボイラ全体のシミュレーション計算値を示した。横軸はボイラの時定

(a) 取出し蒸気量外乱

(b) 燃料流量外乱

図12 ドラム圧力応答の実験データと総合シミュレーション計算値との比較

数で無次元化した時間であり、たて軸は圧力の無次元変動値を外乱の大きさに除したものである。実験値と計算値はかなりよく一致しており、ボイラ全体のモデルはほぼ正しいことを示している。また、図中に示した一点鎖線は実験が理想的に行なわれ、外乱として与えた変数以外の変数は変化しないとした場合の計算値であり、式(21)よりわかるようにそれらは時間のみ関係する1次式となる、したがって、横軸が $1(\frac{t}{T_B}=1)$ のときたて軸はその係数値となるから図12(a)では1であり、(b)では C_b となっている。さらに、図12では蒸発エコノマイザでの吸収熱量を2倍とした場合の計算結果を2例について2点鎖線で示したが、この程度では大差ないことがわかった。

図13は同じく蒸気流量、燃料流量、給水流量をステップ変化させた場合の水位の応答の例である。実験値と

図13 水位の応答の実験値とシミュレーション計算値の比較

計算値は比較よく一致しており、水位のモデルはほぼ正しいといえよう。水位の変化は蒸気流量変化の場合と燃料流量変化の場合では、逆応答量が最大となるまでの時間が大きく相違しており注目されるが、傾向としては計算値とよく一致している。そこで式(40)について考える。逆応答の項で燃料流量外乱では吸収熱量が変化するまでに燃焼遅れと燃焼室の側熱容量効果のため少し遅れることが考えられるが、本テストボイラでは燃料は重油であり、燃焼室は全水冷壁構造で、この遅れ時間は非常に小さいと予想される。事実、われわれの実験データの解析では、この値はすべて1秒以下のオーダーであった。したがって、逆応答の項では蒸気流量外乱と燃料流量外

乱ではほぼ同じ応答を示すと考えられる。これに対し式(40)の第1項では蒸気流量外乱の場合逆応答の項と逆符号であり、逆応答を打消すように作用するためすぐ最大値に達する。一方、燃料流量外乱の場合直接には第1項は関係なく、第3項の圧力が変化し、その二次的効果により始めて第1項の給水流量が逆応答を打消すように作用する。したがって、燃焼流量外乱の場合の逆応答が最大値に達するまでの時間は長いかかと説明できよう。

5. む す び

今後のULCCあるいは高速コンテナ船の推進プラントとしてはこれまでの技術の延長線上にあるボイラ、蒸気タービンプラントが最も有望と思われる。そこで、大形船用ボイラの改良形として考えられる蒸発エコノマイザ形ボイラについて、その容量の範囲を求め、蒸発エコノマイザ形ボイラの圧力および水位の過渡応答がどのようなものになるか、現在の船用主ボイラの標準的なものと比較しつつ検討し、さらに、テストボイラにより確認した。その結果以下のことがわかった。

1. 船用ボイラの標準的設計条件の範囲では蒸発エコノマイザの出口乾き度は25%以下となる。したがって、蒸発エコノマイザの影響は余り強くなく、ドラム圧力および水位の過渡応答のメカニズムとしては従来の船用ボイラと大差ない。したがって解析モデルは従来の方法を一部改良して導出でき、実験結果を良く説明できる。
2. 管内が二相流である対流蒸発管容積が小さくなること、ボイド率の高いところで設計できること、などの理由により、水位の変動は従来形ボイラと比べかなり小さいボイラとなる。
3. 自然循環部の熱容量が大幅に小さくなったため、圧力応答は早いボイラとなる。
4. 圧力応答を与える式は、蒸発エコノマイザの吸収熱量を考慮した蒸発量基準の整理方式がよい。

最後に本研究は川崎重工業との共同研究により行なわれたものであり、同社の多くの方々、ならびに阪大石谷教授から多くの助言をいただいたことを記して、つつしんで感謝の意を表します。

記 号

A : 仕事の熱当量	C : 比熱, 各種係数
C_M : 単位長さ当りの熱容量	D : 蒸発管内径
F_g : 平均ボイド率	E : 保有エネルギー
h : 比エンタルピー	G : 保有量
L_M : 許容水位高さ	L : 水面計水位
P : 圧力	L_D : ドラム内水位
S_L : ドラム水面面積	Q : 吸収または放出熱量
u : 内部比エネルギー	T : 時定数
V_{ss} : 水面下蒸発部容積	V : 各部容積
W : 流量	v : 比容積
γ : 比重量	X : エコ出口乾き度
θ : 温度	

脚 字

B: 蒸発部,	f: 給水
燃料	l: 飽和水
s: 蒸気	g: ガス側
m: 鋼材	i: 管内側
その他の規則	
小文字変数	無次元変動量
[] ₀	定常状態値

文 献

- 1) A. J. Young, An introduction to process control system design. Longmans p.12
- 2) 門田 強ほか 日本船用機関学会誌, Vol.7, No.3, p.55 (1972)
- 3) 古川哲郎ほか 日立造船技報, Vol.31, No.2, p.41(1970)
- 4) G. Brikhoff and T.F. Kimes "CHIC Programs for Thermal Transients" WAPD-TM-245 Feb. 1962
- 5) 吉江 充 ボイラの動特性とその自動制御に関する研究 別刷学位論文
- 6) 寺野寿郎 運輸技研報告, Vol.17, No.10(1961)
- 7) 竹内 元 電力中央技研報告, Vol.13, No.2(1963)
- 8) 世古口言彦ほか 火力発電, Vol.14, No.1(1963)
- 9) K.L. Chien etc. Transactions of the ASME p.1809 Nov.(1958)
- 10) Lockhart - Martinelli Chem. Eng. Prog, Vol.45, No.1, p.39(1948)
- 11) Georg L. Ellison. Hydrocarbon Processing. May (1971)

〔質 疑 応 答〕

質問者 赤川浩爾(神戸大工学部)

〔質問〕

(1) 図3に示された蒸発エコノマイザ出口流量の計算結果には振動特性が現われているが、式(10)、式(11)を給水流量一定として解くならば振動は現われなと思うがどう考えるか。

(2) ドラム内水滴の分離現象に関しては水面計水位よりもドラム内実水位の方が重要に思う。実水位の動特性は i) 蒸発エコノマイザ出口が水面より上に開口している。ii) 水面より下にある、などボイラの構造に関係する。一般に水位変動は前者の方が小さいが、この研究はどちらの場合で解析し、あるいは実際の水位をどのように近似して解析したか。

〔回答〕

(1) 確かに式(10)、式(11)により管内流体を独立に解く場合は御指摘の通りと思いますが本文のように管外側と連立して解く場合は少し変わります。

図Aに蒸発エコノマイザ入口温度二ケースについての出口流量応答の計算結果を示します。本文の図3に示した曲線はCASE 1に相当します。この図より給水温度が低い場合に脈動が現われることがわかります。したがっ

図A 加熱量をステップ変化させた場合のエコノマイザ出口流量の応答

て、脈動現象は次のように説明できると考えます。

管外ガス温度またはガス流量が増加すると、式(10)および式(11)に含まれる吸収熱量 Q_i が増加するがサブクール領域では管内流体温度が上昇する。しかし、その結果管内外の温度差が小さくなり、吸収熱量は少なくなる方向に働く。その上、われわれの解析モデルでは管壁の熱容量を考慮し、また、系を分布定数系として扱っているから、この吸収熱量の変化は管外の変動に対してある時間遅れを持って変動し、さらに場所により異なっている。このことが出口流量の過渡応答に脈動特性が現われる原因と考えられます。したがって、 Q_i の変化量に関係するサブクール温度および遅れ時間に関係する管壁の熱容量がある程度大きいと出口流量の脈動特性は強く現われると考えます。

(2) われわれの解析では給水は瞬時に気水に分離され

図B 大負荷変化後の水位の過渡応答

蒸気は蒸気スペースに水は水部に入るとして扱いました。また、ご指摘の通り気水分離の立場からは、水面計水位よりドラム内実水位の方が重要と思われますが、水位制御をする場合は、他に良い検出方法がないこともあって水面計水位あるいはそれに相当すると思われる差圧変換器出力が水位信号としてよく用いられています。

図Bは大きな負荷変動があった場合の水位変動を次の二つの方式により計測した結果を示したものです。i) 差圧変換器による計測 ii) ドラム内にラジオアイソトープを取付けその γ 線の強度から求める。

差圧変換器による計測値は水面計水位の指示値に近く γ 線の計測による値はドラム内水位に近い値を示していると考えられますが、この図から両者の計測結果はその絶対値は別として余り相違しないことがわかります。したがって、水位制御に水面計水位の信号を用いても気水分離を良い状態に保つよう制御できると考えます。

席上質問 DICKINSON, R, W (B&W社)

要旨; 蒸発エコノマイザの蒸発管内では流量が時間的に変動し、脈動すると思われるが、この問題に対してどう考えているか。

〔回答〕

ご指摘のとおり特に入口サブクールの大い蒸発管では一定加熱状態としても圧力損失は入口流量に対して、三次関数的特性をもっており、1本の蒸発管でも流量が振動することは十分あると考えられます。したがって、われわれは当初からこの問題について検討しました。こ

図C エコノマイザ入口絞り形状

の問題に対する最も確実な方法としては、各蒸発管の入口に絞りを設け、圧力損失の負性特性を全体として修正して解決する方法が考えられますが、われわれもこの方法で検討しました。しかし、実際の問題としては入口に絞りを取付けることにより、給水ポンプの仕様(動力の up も含め)を向上させる必要があり、ランニングコストの up にも関連してきますので、どの程度まで圧力損失特性を修正すれば、蒸発管相互の振動まである程度抑制でき、安全にボイラを運転できるかの判定限界は難しいところと思います。そこで、われわれは当初図Cに示するような3種類の絞りを用意しましたが、最終的には絞り口径10mm ϕ のものを取付け安全に運転ができることを確認しております。