をとり、

4. 分離流における空気と水の相対速度は一定水量に対して空気量の多いほど大で、水量の増加と共にわずかに増加し以後は減少する。

5. 相対速度は混合流の場合に最小となり、流速にかかわらず一定である。その値は静止水中を同一大きさの空気ほうが単独で上昇するときの上昇速度とほぼ等しい。

6. 混合流においては空気量が少く水量が多くなると生成気ほうは小さくなる。

7. 気ほうが合体して大きな空どうをつくることの最も有力な因子は水のかく乱にあるようである。最初の気ほうの分布がいかに密であってもかく乱が無ければ合体しない。

本研究において東大西脇研究室の実験装置を見学させていただいたことは参考になる所大であった。ここに厚く感謝する次第である。なお装置の製作に尽力された古泉忠義氏に感謝する。

本研究は昭和 25 年度文部省科学研究費によって実施せられたものである。

注：一

- (1) 昭和 26 年 3 月 20 日 関西支部講演会において講演、原稿受付昭和 27 年 1 月 18 日。
- (2) 正員、大阪大学工学部。
- (3) 正員、神戸大学工学部。
- (4) (5) 准員、当時大阪大学工学部。
- (6) たとえば Herman L. Shulman, Ind & Engg. Chem., Vol. 42, 6, June 1950.
- (7) D. W. von Krevelen, P. J. Haftigzer, Chem. Engg. Progress., Vol. 46, No. 1, 1950-1, 29 ページ。
- (8) 西脇、鈴木、細川、昭 25 年 9 月、機械学会講演会。
- (9) 矢木、白井、佐々木、化学機械、15 巻 7 号(昭 26)317 ページ。
- (10) R. W. Lockhart, R.C. Martinelli, Chem. Engg. Progress, Vol. 45, No. 1 (1949-1) 39 ページ。
- (11) 矢木、加藤、化学機械、12 巻 1 号(昭 23)。
- (12) W. Yorath Lewis, Struan A. Robertson, Engg. March 16-1940. (造船協会雑誌, 222 号 昭 15, 9)。
- (13) E. Schmidt Forsch-heft., Bd. 5 (1934). Hofer, VDI (1913) 等。
- (14) (7)に同じ。
- (15) Behringer, Forsch-heft, 365 (1934) 4 ページ。(菅原、蒸汽工学理論応用篇, 533 ページ)。
- (16) (15)に同じ。
- (17) (7)に同じ。

621.183. 372

ボイラ水循環における一設計法⁽¹⁾

吉川潤一郎⁽²⁾

Simple Method of Design for the Natural Circulation System in the Boiler

by Junichirō YOSHIKAWA

Recent years, pressure and capacity of steam generating units have been rapidly increased with the improvement of efficiency of the power plant. In such a high pressure, it will become difficult to obtain adequate circulation of water without the suitable method of design.

On the several assumption, the author applied "Bernoullis' theorem" to the simple evaporating circuit and introduced a practical formula obtaining the number "n" of uprisers to downcommer, giving the boiler pressure, heat absorption rate, top dryness of the upriser, friction coefficient, diameter of the tube and height of the boiler, and also, to obtain rapidly "n", introduced a graphic chart from this formula.

Using these theories, we discussed about many factors affecting circulating velocity, number "n" and economics of the circulation system, and especially recognized that it is economically advantageous to use few downcommers having large diameter, as the boiler becomes larger.

1. 緒言

ボイラにおけるボイラ水循環の問題については、これがボイラ内部の現象であって、ボイラの性能に対しては直接の影響がなく、かつ水管の破裂事故などであっても、その原因がボイラ水循環の不良によるものかどうかの具体的な資料が得られないために、従来はほとんど経験にたよるのほかなく、設計に対する信頼性というものが少いように感ぜられた。

顧みるに近時原動所の熱効率の向上という点からボイラは次第に高圧高温となり、また発電所の容量の増大に伴って、ボイラーかまの蒸発量も急激に増大し、圧力 100 気圧前後、蒸気量 200~300 ton/h 級のボイラも続々と出現するようになった。かくのごとくボイラが高圧になると蒸気の密度が大きくなり、漸次水のそれに近づくために、ボイラ水の比重差に基づく循環が不良となる。また蒸発量が大になると炉の容積はだいたい比例的に増大するが、これに対応して ぶく射熱

吸収炉壁面積を大きくとる必要から、炉すなわちボイラの高さが非常に高くなり、全高 30 m 程度のボイラもまれではなく、このようなボイラの設計に際しては、なにかずくボイラ水循環の理解とその適当な設計法が当然必要となってくる。もちろんボイラ水循環現象はまことに複雑で、正確な理論ならびに実験はきわめて困難であるが、ある程度の仮定を設けて近似計算をすれば比較的簡単に実用に供し得られる。以下筆者の行った計算とその結果を掲げる。

2. 前 提 事 項

計算に先立ち取り扱いを簡単にするため次の仮定を設ける。

- 1) 上昇管と下降管は垂直とする。
- 2) 上昇管のみ加熱され、下降管は加熱されず、飽和温度の水のみが通る。
- 3) 伝熱面熱負荷すなわち単位伝熱面積当りの吸収熱量は上昇管全長にわたって一定とする。
- 4) 吸収された熱量は全部水の蒸発に使用されるものとする。
- 5) 気ほうの水に対する相対速度は無視する。
- 6) 自然蒸発は起らないものとする。
- 7) 循環は第1図の A, B, C, D に沿うて起るものとする。

実際のボイラで特にボイラ水循環が問題になるのは炉内のふく射熱を受ける炉管であり、これはおおむね垂直と考えてよい。蒸発管の大部分が裸管水冷壁で構成される最新ふく射型ボイラでは、下降管は炉外に出るのが普通で直接加熱されない。また高度に予熱された給水は更に節炭器により飽和温度あるいはその近くまで予熱されるので、下降管内部の水は飽和温度と考えてよい。

伝熱面熱負荷は火炎温度分布、スラグ附着状況の相違により一定ではなく、これを種々のボイラの実際の状況に一致せしめることはきわめて困難であり計算が複雑になるをまぬがれない。そこで普通熱計算で行うように炉出口の燃焼ガス温度を基準にして、全吸収熱量を出し平均熱負荷をとれば、比較的無理のない、かつ大差のない値が得られるように思われる。

仮定のうち 5) 6) 項の気ほうの相対(あるいは先行)速度ならびに自然蒸発現象はボイラ水循環上不可欠の要素であるので、出来得れば考慮に入れたい。ところで、従来発表せられた循環計算は、

イ) Münzinger は気ほうの相対速度および自然蒸発を無視して簡単な回路の計算を行っている⁽³⁾。

ロ) Schultes は自然蒸発は無視したが、管の傾斜および気ほうの相対速度を考慮せる式を導いた⁽⁴⁾が、式

はきわめて複雑で、このため実用上は相対速度を 0 としてもさしつかえないことを提案している。

ハ) Seidel は気ほうの相対速度ならびに自然蒸発の両方を考慮した計算を行っている⁽⁵⁾。

ニ) 久武氏は自然蒸発を考慮した式を導いている⁽⁶⁾がきわめて複雑である。

ホ) Davis は気ほう数から相対速度を考え、実用に適した算式を導いている⁽⁷⁾。

ヘ) その他 Combustion Engineering Co. の方法⁽⁸⁾などがある。

上記の研究ではいずれも気ほうの相対速度を一定としてあるが、Schmidt⁽⁹⁾などの研究によれば、これは気水混合体の比重、圧力、循環状態などにより相当変化するようであり、かつまた、この実験的研究も十分行われていないので、今これを考慮することは早計であると思われる。また自然蒸発現象は循環を助長し、気ほうの相対速度は循環を悪化し、両者が相殺し合う傾向があるので、いずれか一方のみ考慮する方法もかえって誤差を大きくするのではないかと思う。更に後述するごとく計算上の重要な要素たる気水混合体の管摩擦係数の実験値がいまだ確立されていない以上、あえて無理をすることは混乱を招き、無意味でもある。

3. 自然 循 環 の 計 算

記号を次のように定める。

p = 公称蒸気圧力 kg/cm^2

p_U, p_L = 上部および下部ドラムの圧力 kg/cm^2

p_A, p_B, p_C, p_D = A, B, C, D における各圧力 kg/cm^2

w_A, w_B, w_C, w_D = A, B, C, D における流速 m/s

ζ_A, ζ_C = A, C における抵抗係数

λ_1, λ_2 = 下降管および上昇管の管摩擦係数

γ, γ_v = 水および蒸気の比重 kg/m^3

v_1, v_v = 水および蒸気の比体積 m^3/kg

L = 蒸発熱 kcal/kg

Q = 吸収熱量 kcal/s

q = 伝熱面熱負荷 $\text{kcal/m}^2\text{h}$

$x = D$ における乾き度 (蒸気の重量比)

G = 循環量 kg/s

R = 循環比 = 循環量/蒸発量

d_1, d_2 = 下降管の内径および外径 m

D_1, D_2 = 上昇管の内径および外径 m

H = 水管の高さ m

n_1, n_2 = 下降管および上昇管の本数

n = 本数比 = n_2/n_1

a_1 = 下降管断面積 = $\pi d_1^2/4$ m^2

a_2 = 上昇管断面積 = $n\pi D_1^2/4$ m^2

a = 面積比 = a_2/a_1

第1図に示す循環回路の上部ドラム - A, A-B, B-下部ドラム, 下部ドラム - C, C-D, D-上部ドラムの各部に対してベルヌーイの定理を適用すれば次のようになる。

第1図 ボイラ水循環回路

$$\begin{aligned} p_D - p_A \\ \gamma_l \\ = (1 + \xi_A) \frac{w_A^2}{2g} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{p_B - p_A}{\gamma_l} = H - \lambda_1 \frac{H}{d_1} \frac{w_A^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$p_L - p_B = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{p_L - p_C}{\gamma_l} = (1 + \xi_C) \frac{w_C^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$p_D - p_C = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

C-D の気水混合部に対しては、任意点の気水混合体の比重を γ とすれば

$$\begin{aligned} d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + dz + \frac{dp}{\gamma} + \frac{\lambda_2}{D_1} \frac{w^2}{2g} dz = 0 \\ \therefore \frac{w\gamma dw}{g} + \gamma dz + dp + \frac{\lambda_2}{D_1} \frac{w\gamma}{2g} wdz = 0 \\ \frac{w\gamma}{g} \int_0^H dw + \int_0^H \gamma dz + \int_0^H dp \\ + \frac{\lambda_2}{D_1} \frac{w\gamma}{2g} \int_0^H wdz = 0^* \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H\left(1 - \frac{\log_e \varepsilon}{\varepsilon - 1}\right) = \frac{G^2 v_l^2}{2g} \left\{ 1.5 \frac{1}{a_1^2} - 0.5 \frac{1}{a_2^2} + \frac{2\varepsilon}{a_2^2} + \lambda_2 \frac{H}{d_1} \frac{1}{a_1^2} + 0.5 \lambda_2 \frac{H}{D_1} \frac{\varepsilon + 1}{a_2^2} \right\} \\ = \frac{G^2 v_l^2}{2ga_2^2} \left\{ 1.5a^2 - 0.5 + 2\varepsilon + \lambda_1 \frac{H}{d_1} a^2 + 0.5 \lambda_2 \frac{H}{D_1} (\varepsilon + 1) \right\} \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

$$\text{あるいは } G = \frac{Q}{Lx} = \frac{\pi D_2 H n q}{3600 L x} = \frac{\pi D_2 H n q (v_v - v_l)}{3600 L v_l (\varepsilon - 1)}, \quad a^2 = n \pi D_1^2 / 4, \quad a = n D_1^2 / d_1^2$$

を(8)式に代入すると

$$\begin{aligned} H\left(1 - \frac{\log_e \varepsilon}{\varepsilon - 1}\right) = \frac{1}{2g} \left\{ \frac{1 D_2^2 H^2 q^2 (v_v - v_l)^2}{900 D_1^2 L^2 (\varepsilon - 1)} \right\}^2 \left\{ 1.5 n^2 \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^4 + \lambda_1 \frac{H}{D_1} n^2 \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^5 + 0.5 \lambda_2 \frac{H}{D_1} (\varepsilon + 1) + 2\varepsilon - 0.5 \right\} \\ \therefore \frac{2g \left(1 - \frac{\log_e \varepsilon}{\varepsilon - 1}\right)}{n^2} = \frac{1}{H} \left\{ \frac{D_2^2 q^2 (v_v - v_l)^2}{900 D_1^2 L^2 (\varepsilon - 1)} \right\}^2 - 0.5 \lambda_2 \frac{H}{D_1} (\varepsilon + 1) - 2\varepsilon + 0.5 \\ n^2 = \frac{\lambda_1 \frac{H}{D_1} \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^5 + 1.5 \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^4}{\dots\dots\dots} \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

上式において本数比 n すなわち下降管1本当たり配すべき上昇管の本数は $\varepsilon, q, \lambda_1, \lambda_2$ および管の寸法に対し適当な値を与えれば求めることができる。

4. 計算図表

上述の計算式を用いて次に計算図表を作製する。ボイラ管の故障の原因としては、ボイラ水の循環不良、ボイラ石あるいはスラク附着による伝熱不良、腐食、

* ここで $\gamma = 1 / \left\{ v_l + \frac{z}{H} x (v_v - v_l) \right\}$ とおきうるゆえに

$$\begin{aligned} \int_0^H \gamma dz &= \int_0^H \frac{dz}{v_l + \frac{z}{H} x (v_v - v_l)} \\ &= \frac{H}{x (v_v - v_l)} \log_e \frac{v_l + x (v_v - v_l)}{v_l} \end{aligned}$$

今 $\varepsilon = \{v_l + x (v_v - v_l)\} / v_l$ とおけば ε は D および C における比体積の比となり

$$x = v_l (\varepsilon - 1) / (v_v - v_l)$$

$$\therefore \int_0^H \gamma dz = \frac{H \gamma_l}{\varepsilon - 1} \log_e \varepsilon$$

また簡単のため C-D 間の平均速度を考えることにし、これを w_m とせば

$$w_m = (w_C + w_D) / 2 \quad \text{また } u \gamma = w_C \gamma_l \quad \text{ゆえ}$$

$$\frac{\lambda_2}{D_1} \frac{u \gamma}{2g} \int_0^H w dz = \lambda_2 \frac{H}{D_1} \frac{w_C \gamma_l}{4g} (w_C + w_D)$$

これらを使用して前式を積分すれば

$$\begin{aligned} \frac{w_C \gamma_l}{g} (w_D - w_C) + \frac{H \gamma_l}{\varepsilon - 1} \log_e \varepsilon + p_D - p_C \\ + \lambda_2 \frac{H}{D_1} \frac{w_C \gamma_l}{4g} (w_C + w_D) = 0 \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

$\xi_A = \xi_C = 0.5$ とおき、(1)~(6)式から p を消去し整理すると

$$\begin{aligned} H\left(1 - \frac{\log_e \varepsilon}{\varepsilon - 1}\right) = 1.5 \frac{w_A^2}{2g} - 0.5 \frac{w_C^2}{2g} + \frac{w_C w_D}{g} \\ + \lambda_1 \frac{H}{d_1} \frac{w_A^2}{2g} + \lambda_2 \frac{H}{D_1} \frac{w_C^2 + w_C w_D}{4g} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

ここで $w_A = G v_l / a_1, w_C = G v_l / a_2, w_D = G \varepsilon v_l / a_2$ なるゆえ、これを(7)式に代入して

酸化など数多いが、わん曲、膨出、破裂などはほとんど過熱に帰せられる。ボイラ水循環の点から考えると、循環不良の場合、管中の蒸気の占める部分がある程度以上大きくなると、管壁温度が相当上昇することが考えられる。このことはすなわち乾き度に最大許容限度が存在することになるが、この限度を判断すべき経験あるいは実験が従来ほとんど行われていない。

今上昇管上端における蒸気の体積比を r とし、循環比を R とすれば

$$r = \frac{Qv_g}{LG\varepsilon v_l} = \frac{v_g}{v_g - v_l} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

$$\therefore \varepsilon = \frac{v_g}{v_g - r(v_g - v_l)}$$

$$\therefore R = \frac{1}{x} = \frac{v_g - v_l}{v_l(\varepsilon - 1)} = \frac{v_g - r(v_g - v_l)}{v_l r}$$

これを種々の体積比に対して図示すると第2図のようになる。本図によると循環比は圧力が高くなると急激に減少し、高圧の場合は特に注意を要することがわかる。許容乾き度については更に研究を要する点が多

第 2 図 蒸気圧力と循環比

いが、本文では従来推奨されている値を参照し、管上端における最大許容体積比 50 % を妥当と考えて進めることにする。

次に熱負荷 q は火炉出口燃焼ガス温度を T_g °K, ボイラ水温度を T_w °K, C を有効ふく射係数 kcal/m²h (°K/100)⁴,

S および D_2 をそれぞれ上昇管のピッチ mm および外径 mm, ψ を冷却管の配列に関する有効面積率とすれば

$$q = \frac{1}{\pi} \frac{S}{D_2} \psi C \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right\} \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

となる。これを種々の S/D_2 の値に対して図示すると第3図のようになる。 q は 20 000~100 000 kcal/m²h

第 3 図 火炉出口燃焼ガス温度と伝熱面熱負荷

第 4 図 自然循環系統の計算図表

の範囲にあるが完全水冷壁でガス温度 1100°C 内外の場合が多いから $q=50\,000\text{ kcal/m}^2\text{h}$ を標準値と置く。

次に管摩擦係数であるが、これは水と気水混合体とでは当然異なることが予想されるが、気水混合体の管摩擦係数が正確に得られていないので、ここでは次の Hopf と Fromm の式を採用する。

$$\lambda = 0.01 (k/d)^{0.314}$$

d は管内径 m , k は管壁の粗滑に関する係数で、2.5 を採用する。

上昇管径は使用率の多い外径 $3\frac{1}{4}"$ (83 mm) のものを標準とし、内径は 73 mm とする。この場合 $\lambda_2 = 0.0292$ となる。

以上のごとく、 $\epsilon, q, \lambda_1, \lambda_2, D_1, D_2$ のそれぞれの値が定まると (9) 式は分子 $= X$, 分母 $= 1/Y$ とおけば $n^2 = XY$ となり、 X は圧力および水管の高さのみのかん数、 Y は下降管内径および水管の高さのみのかん数となって、 X および Y さえ求めておけば本数比 n を求めることができる。本式は簡単な形であるから計算図表 (第 4 図) にすることができる。点線に示すごとく、相当する圧力、下降管内径、高さに応じて X, Y 軸上に点を求め、両者を結んだ直線が n 軸と交わる点の読みをとれば本数比 n を得る。また変数 4 個のうち任意の 3 個を与えれば他の 1 個を定めることもできる。ただし下降管内径 (50~150) mm 間は I 曲線群および n 軸の I 尺度を、(150~400) mm 間は II 曲線群および n 軸の II 尺度を使用する。

5. 諸特性ならびに経済性

$p=40\text{ kg/cm}^2\text{ ab}$, $d_1=0.1\text{ m}$, $D_1=0.073\text{ m}$, $D_2=0.083\text{ m}$, $H=12\text{ m}$, $q=50\,000\text{ kcal/m}^2\text{h}$, $r=0.5$ を標準状態とした時、 p, d_1, D_1, q, r がそれぞれ本数比 n ならびに下降管、上昇管入口の速度 w_A, w_C に及ぼす影響を調べると 第 5, 6, 7 図のようになる。ただし標準状態では $n=4.69$, $w_A=3.29\text{ m/s}$, $w_C=1.32\text{ m/s}$ である。 n は p, d_1, r とともに増し、 q, H とともに減少し、 D_1 のある値にて最大値をとり、いずれも及ぼす影響は相当大きいことがわかる。

以上に示したごとく、ボイラ水循環系統は圧力、ボイラの高さ、熱負荷などの基礎事項が定まれば、本数比と下降管径を自由に選択設計ができ、本数比を小さく、下降管径を大きくすればますます安全な方に近づくわけであるが、工業的見地からすればこれに対してある経済的限度が考慮されねばならない。今これを上昇管で吸収する単位熱量当りの所要価格で表わすと

$$d \left\{ \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) n H + \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) H \right\} / \pi D_2 n H q$$

第 5 図 本数比 n に及ぼす d_1, p, H, q, D_1, r の影響

第 6 図 下降管入口速度 w_A に及ぼす d_1, p, H, q, D_1, r の影響

第 7 図 上昇管入口速度 w_C に及ぼす d_1, p, H, q, D_1, r の影響

あるいは

$$\frac{\alpha}{4qD_2} \left\{ D_2^2 - D_1^2 + \frac{1}{n} (d_2^2 - d_1^2) \right\} \text{ yen/kcal}$$

となる。

ここで α は価格を表わす係数で一定と見なし、また伝熱面熱負荷 q および上昇管外径 D_2 を一定とすれば、カッコ内が経済性の比較対象となる。これを K とおき、またボイラ JES の水管厚みの計算式* を用いて D_1, d_2 を消去すれば次式(10)をうる。

$$* \text{ 水管厚み } t = \frac{pd}{200fx+p} + 1.5(\text{mm})$$

$$p = \text{ボイラ圧力 kg/cm}^2\text{g,}$$

$$d = \text{管内径 mm,}$$

$$f = \text{管材の引張強さ} = 41 \text{ kg/mm}^2$$

$$x = \text{安全係数} = 0.2$$

$$K = D_2^2 - \left\{ D_2 \left(1 - \frac{2p}{1640+p} \right) - 3 \right\}^2 + \frac{1}{n} \left\{ \left(\frac{1640(d_1+3) + 4920}{1640-p} \right)^2 - d_1^2 \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

今 4 項にて述べた假定ならびに (9) 式を用いて本数比 n を求め、更に (10) 式から種々の圧力、下降管内径および水管高さに対して K の値を求め、これを図示すると第 8 図のように一種の曲面で表示され、 d_1-p 平面からの曲面上の各点の高さによって全循環系統の経済性を判断することができる。 K は圧力と共に増

第 8 図 全循環系統の経済性に及ぼす d_1, p, H の影響

加することは当然であるが、下降管内径によっても相当影響をうける。たとえば水管高さ = 32 m ならびに下降管内径 100 mm および 400 mm の場合をとり、

各圧力に対して K を求めると第 1 表のようになり、400 mm の場合は 100 mm の場合に比し、20~30 % の節約高となる。しかもこれは低圧の場合において一層顕著である。

第 1 表 K の 値

ボイラ圧力 kg/cm ² ab	60	80	100	120	140
下降管 100	2 878	2 713	2 914	3 181	3 510
内径 mm 400	1 991	2 105	2 357	2 628	2 908

第 9 図 下降管の経済性に及ぼす d_1, p, H の影響

第 10 図 下降管の経済性

次に下降管の経済性を比較するため、前式中の $(d_2^2 - d_1^2)/n$ をとり上げ、これを K' とおく。 $p=80 \text{ kg/cm}^2$ ab, $H=20 \text{ m}$, $d_1=0.1 \text{ m}$ の標準状態に対して K' を求め図示すると第 9 図のように K' は d_1 の増加と共に減少し、 H の増加と共に増大し、またある圧力にて最小となる。この K' が最小となる圧力は種々の d_1 並びに H に対して得られるが、この時の K' の最小値を d_1 , H に対して求めると第 10 図のようになる。

これによれば下降管の径はボイラの高さが低い場合は小さい径でもさしつかえないが、ボイラが高くなるほど、すなわち大容量ボイラほど、径の大きな管を使用する方が有利であることがわかる。従来下降管は主として 4" 管が使用せられるのが普通であったが、最近、特に米国においては、大口径の下降管を使用する傾向があり (たとえば Foster Wheeler Corp. では 100 気圧のボイラに対し外径 16" の下降管を使用している)、150 気圧級のボイラでも自然循環式で満足すべき運転を行っているとのことであるが、このことは前述のボイラ水循環の特性ならびに経済性にかんがみ、当然の帰結ではないかと考える。

6. 結 言

従来主として経験により勝ちであったボイラ水循環系統の設計を合理的に行うため、実用に適した理論計算式ならびに計算図表を導いた。なおボイラ圧力、下降管径、永管高さなどが、本数比、循環速度、循環比ならびにボイラの経済性に及ぼす影響についても言及した。

注:—

- (1) 昭和 27 年 4 月 2 日 第 29 期定時総会講演会において講演。
原稿受付 昭和 27 年 3 月 4 日。
- (2) 正員、石川島重工業会社ボイラ設計部。
- (3) Münzinger, Die Leistungssteigerung von Gro Bampfke-sseln, (1922)。
- (4) W. Schultes, Wärme, Bd. 53, S. 535 (1931)。
- (5) H. Seidel, Die Berechnung des Wassenumlaufes in Kesselrohrbündeln und ihre Bedeutung für die Konstruktion von Wasserrohrkesseln, Dissertation, München, (1931)。
- (6) 久武, 機械及電気, 5 巻 3 号, 1331 ページ (昭 14)。
- (7) R. F. Davis, Engg., Vol. 163, No. 4231, p. 145 (1947)。
- (8) Otto de Lorenzi, Combustion Engineering, p. 25, 61, (1949)。
- (9) E. Schmidt, Forschungsheft, Nr. 365, (1934)。

621. 181. 025:539.384.6

ボイラ平鏡板の強さ (その 3)⁽¹⁾

平鏡板のフランジわん曲部における応力

山 中 秀 男⁽²⁾

The Stress of Boiler Flat Endplate (Part 3)

(The stresses of the curved part of the flat flanged end)

by Hideo YAMANAKA

The actual amount of the stress at the margin of flat part of the flanged end can be calculated from the data obtained by strain-meters, but to estimate that in this way at the curved part is difficult; the writer, therefore, calculated the latter from the results of the former as follows.

The writer treated the curved part as a shell having a form of a surface of revolution. The equations of the stresses for a part which normal makes comparatively large an angle of θ to that of the margine were deduced from the equilibrium of forces acting on an element, but for the other part, K. Stange's solution of ring-shell was applied. The integration constants for these equations were determined from the condition of continuity having a common angle θ mentioned above at a part.

I. 緒 言

ボイラのさら形鏡板についてその外周辺わん曲部における応力分布を実験によって求めたものはこれまでに二、三発表されているが⁽³⁾, 平鏡板のフランジわん曲部分における応力を計算しその状態を明らかにしたものは見当たらないようである。平鏡板のフランジのわ

ん曲起点における実際の応力値は精密ひずみ計などを用いて容易に測定することができるが、わん曲部分の応力は表面がわん曲しているためと場所が狭いため、一般に測定が困難である。よって筆者はわん曲起点の応力を既知のものとしてわん曲部の応力分布を計算により求め、その最大応力を実験結果によるわん曲部の