

エネルギー機器学

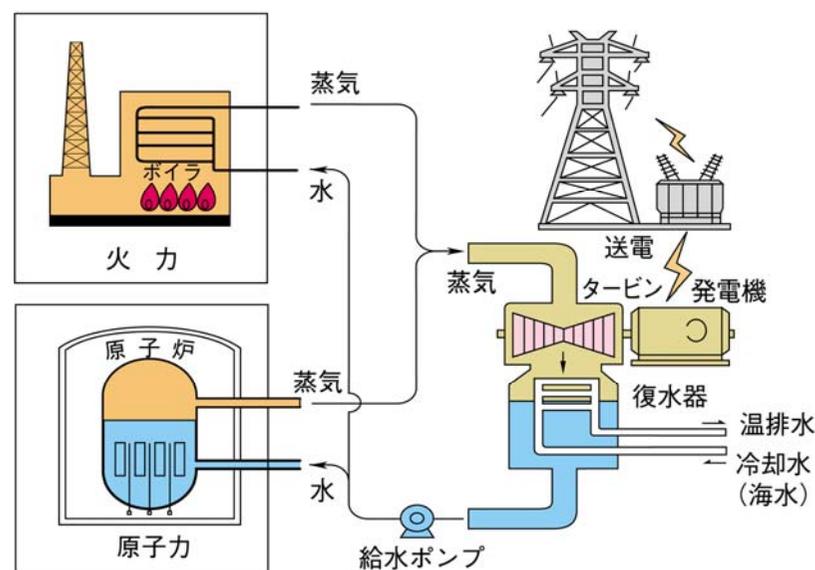
流動沸騰

平成29年度講義予定

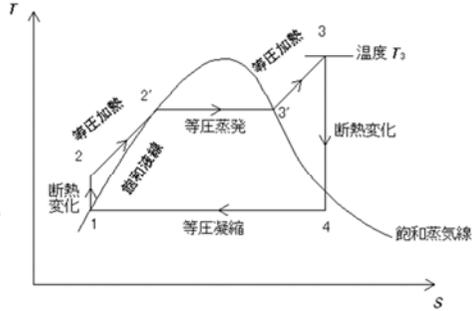
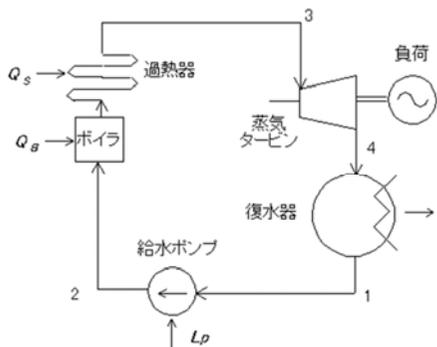
1. (10/ 4) 伝熱の応用と伝熱機器
2. (10/11) 輻射伝熱
3. (10/18) 相変化を伴う伝熱
4. (10/25) 沸騰伝熱
5. (11/ 8) **流動沸騰**
6. (11/15) 凝縮を伴う伝熱
7. (11/22) 熱交換器の基礎
8. (11/27(月)) [水曜日課] 物質伝達
9. (12/ 6) 蒸気タービン・ガスタービン複合発電
10. (12/13) 冷凍・空調・コジェネレーション
11. (12/20) 定期試験

蒸発管系内の流動と伝熱

Rankineサイクル(蒸気サイクル)



Rankineサイクル(蒸気サイクル)

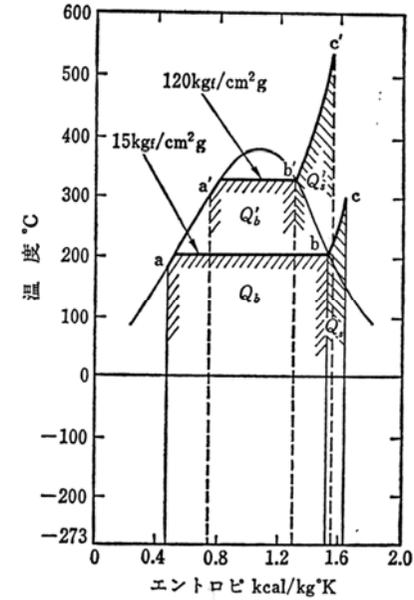


各要素内を作動流体が定期的に流れているとする。

各要素の入り口、出口などの位置で流体の運動エネルギー、位置エネルギーは無視する。

- 1→2 ポンプ吸収仕事: $L_P = W(h_2 - h_1)$
- 2→3' ボイラ加熱: $Q_B = W(h_{3'} - h_2)$
- 3'→3 過熱器加熱: $Q_S = W(h_3 - h_{3'})$
- 3→4 タービン発生仕事: $L_T = W(h_3 - h_4)$
- 4→1 復水器放熱: $Q_C = W(h_4 - h_1)$

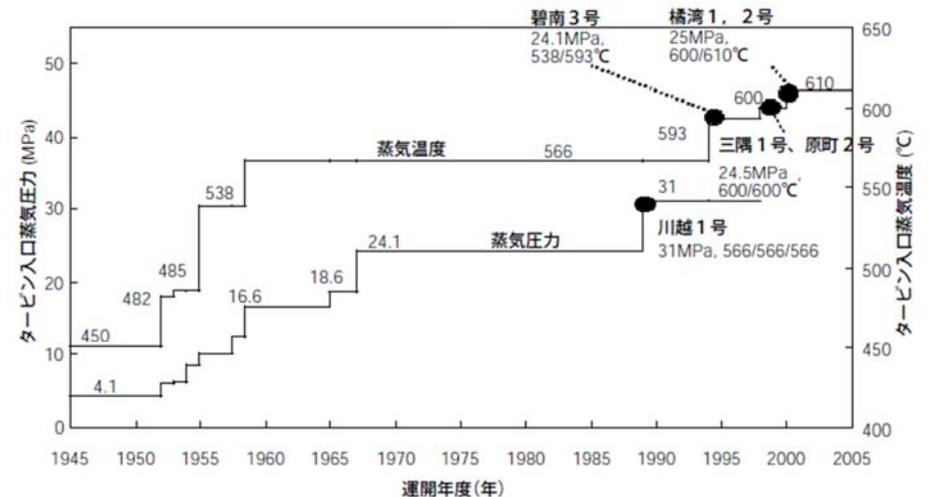
ボイラ本体、加熱器への伝熱量



日本における発電事業用ボイラの主な変遷

年度	主な変遷
1953	中国電力(株)小野田5号機において1缶1機ユニットシステムを採用
1956	九州電力(株)苅田1号機において、再熱システムを採用
1967	東京電力(株)姉崎1号機において、蒸気条件: 24.1MPa×538℃/566℃の超臨界圧、ユニット出力: 600MWを採用
1968	関西電力(株)姫路第二4号機において、蒸気条件: 24.1MPa×538℃/552℃/566℃の2段再熱ユニットを採用
1974	東京電力(株)鹿島5号機において、ユニット出力: 1000MWを採用
1989	中部電力(株)川越1号機において、蒸気条件: 31.0MPa×566℃/566℃/566℃を採用 中部電力(株)碧南3号機において、再熱蒸気温度: 593℃を採用
1993	電源開発(株)松浦2号機において、主蒸気温度: 593℃を採用
1997	中国電力(株)三隅1号機、東北電力(株)原町2号機において、蒸気条件: 600℃/600℃を採用
2000	電源開発(株)橋湾1, 2号機において、再熱蒸気温度: 610℃, ユニット出力: 1050MWを採用

蒸気条件の向上

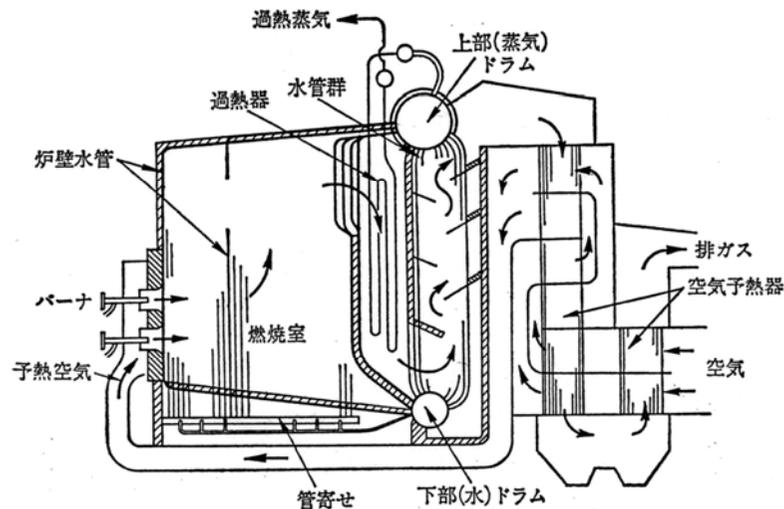


ボイラの概要

ボイラの構成

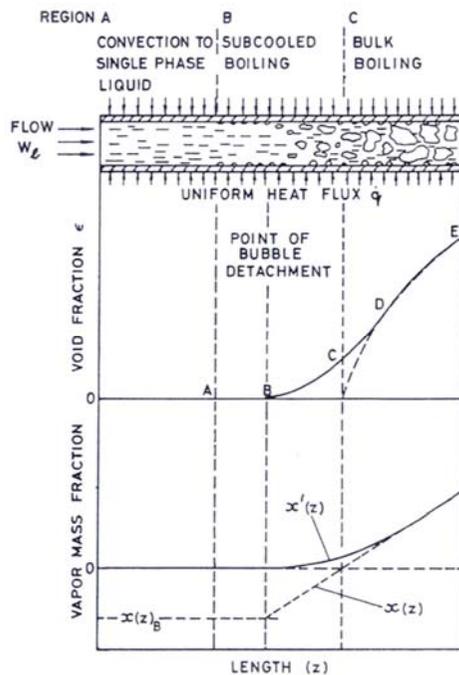
- ボイラとは燃料を燃焼させて所要の蒸気を作り出す装置
- 燃焼、伝熱、流動過程を含む
- 構成要素: 燃焼装置、ボイラ本体、加熱器、節炭器、空気予熱器、通風・給水・制御機器等からなる

ボイラの概要図 (油だき水管ボイラ)



伝熱面構成

- 炉壁に水管を配置
- 火炎からの放射伝熱を吸収
- 蒸発を行う放射伝熱面となる
- 低圧ボイラ(60気圧以下):
炉壁水管 + 対流伝熱面
- 高圧ボイラ(60気圧以上):
炉壁水管のみ



水平管内サブクール沸騰における流動遷移とボイド率変化

ABではボイド率は低く無視できる
Bで気泡が剥離する

↓
低い質量流量では温度の影響でボイド率増加が起こる

BCDではボイド率によって圧力低下が計算できる

ボイラの歴史

- 第二次世界大戦以降—1950年代まで
- 1951年—1960年代
- 1960年—1970年代
- 1970年代オイルショック後
- 2000年代以降
- 今後の展開

第二次世界大戦以降—1950年まで

- 第二次世界大戦以降, 1950年までに建設された日本の火力発電設備は, いずれも戦前・戦中の既存技術に基づいて設計・製造されていた。
- このため, この時期の蒸気条件は, 最高でも主蒸気圧力 $45\text{kg}/\text{cm}^2\text{g}$ (4.4MPa) × 主蒸気温度 450°C (蒸気条件はタービン入口の値を示す。)と低い。また, ボイラの容量の制約や信頼性の点から, タービン1機に対して, ボイラを複数缶組合せる(蒸発量を確保する)方式が採用されていた。

1951年—1960年

- この後, 1951年に電力再編成が行なわれ, 新たな電力計画が発表された。
- このため, 国内の各ボイラメーカーは欧米メーカーとの技術提携を行い, 蒸気条件の向上等に対応する体制を整えた。
- その結果, 日本の火力発電設備の蒸気条件は高温度化・高圧力化が進み, 1960年までには主蒸気圧力 $169\text{kg}/\text{cm}^2\text{g}$ (16.6MPa) × 主蒸気温度 566°C が採用されるに至った。

1951年-1960年

- ・ 特に、1956年に九州電力(株)苅田1号機(主蒸気量254t/h)にて主蒸気圧力102kg/cm²g(10.0MPa) × 主蒸気温度538°C/再熱蒸気温度538°Cが採用された後は、この**再熱システム**が標準的に採用されるようになった。
- ・ また、同様に1953年に中国電力(株)小野田5号機: 主蒸気量160t/h, 主蒸気圧力68kg/cm²g(6.7MPa) × 主蒸気温度490°Cにおいて、初の**1缶1機ユニットシステム**が採用された後は、1缶1機ユニットシステムが標準的に採用されるようになった。

1960年-1970年

- ・ この後、1970年頃までには、ユニットの蒸気条件において、高温度化は停滞するものの、更なる高圧化と大容量化が進んだ。
- ・ この結果、1967年には東京電力(株)姉崎1号にて、主蒸気圧力246kg/cm²g(24.1MPa) × 主蒸気温度538°C/再熱蒸気温度566°Cの600MW機が日本で初の**超臨界圧**ユニットとして建設された。
- ・ これらの変遷に伴って、ボイラの技術としては再熱システムを採用するための再熱蒸気温度制御技術や、**循環型ボイラ**に加えて**貫流型ボイラ**が採用された。

1960年-1970年

- ・ また、この時期にはユニットの大容量化・高蒸気条件化と関連し、1967年に中国電力(株)下関1号機 {175MW: 主蒸気圧力169kg/cm²g(16.7MPa) × 主蒸気温度566°C/再熱蒸気温度538°C} では**強制循環型ボイラ**が、同年の九州電力(株)唐津1号機 {156MW: 主蒸気圧力169kg/cm²g(16.7MPa) × 主蒸気温度566°C/再熱蒸気温度538°C} では**貫流型ボイラ**が採用された。
- ・ すなわち、これらの**亜臨界圧ボイラ**においても、従来の自然循環型ボイラだけでなく、強制循環型ボイラや貫流型ボイラを採用する技術的変化があった。

1970年代 石油ショック後

- ・ 1973年の石油ショックや、その後に生じた石油価格の高騰、さらには第2次石油ショック後には石油火力新設禁止等の取り決めがなされた結果、日本の火力発電設備は燃料多様化の方針が採られ、現在に続く石炭火力の計画が開始された。
- ・ また、超臨界圧ボイラも新設ユニットの主流となってきた。さらに、超臨界圧ユニットにおいては2段再熱システムの採用によって高効率化が図られたユニットも採用されている。
- ・ この時期においては、使用燃料に拘わらず火力発電設備の蒸気条件向上は一旦停滞している。これは、蒸気条件の改善による熱効率の向上よりもプラントの大容量化によるプラント効率向上および建設費低減の方が経済性に優れているとの考えが支配的であったことによる。

1970年代 石油ショック後

- 原子力発電設備(ベース運用機)の増加や冷房電力による夏季ピークが際立ってきた等の理由から、火力ユニットに対して、大容量のユニットであってもこれらの負荷変動を吸収する、いわゆる中間負荷運用の要求が増大した。
- このため、ボイラ形式は超臨界圧貫流型ボイラとしても、定圧型から中間負荷運用に対応した変圧型へと移行した。

1980年代

- 近年では、省資源の観点から火力発電設備の蒸気条件を向上させ、熱効率を改善するという要求がさらに強まっている。
- このため、1980年代半ばから、従来の蒸気条件をさらに高温化・高圧力化することで効率の改善を目指した超々臨界圧(USC)蒸気条件による発電プラントの技術開発が行なわれてきた。
- 具体的には、通産省(現経済産業省)資源エネルギー庁の支援を受けて、1982年から電源開発(株)を中心としたUSC共同研究として、材料研究を中心とした技術開発が始まった。
- 蒸気温度が600°C~630°Cのボイラについては既に技術的に解決され、実機としては最高610°C(再熱蒸気温度)のボイラが営業運転を開始している。

1980年-2000年

- 1989年に中部電力(株)川越1号機(700MW)にて主蒸気圧力316kg/cm²g(31.0MPa) × 主蒸気温度566°C / 1段再熱蒸気温度566°C / 2段再熱蒸気温度566°Cが採用。
- 1993年の中部電力(株)碧南3号機{700MW: 主蒸気圧力246kg/cm²g(24.1MPa) × 主蒸気温度538°C / 再熱蒸気温度593°C}では、国内で初めて593°Cが再熱蒸気温度に採用された。
- 1998年には中国電力(株)三隅1号1000MW機、および東北電力(株)原町2号1000MW機において、主蒸気圧力24.5MPa × 主蒸気温度600°C / 再熱蒸気温度600°Cが採用された。
- 2000年には、電源開発(株)橋湾1, 2号1050 MW 機において、主蒸気圧力25.0MPa × 主蒸気温度600°C / 再熱蒸気温度610°Cが採用された。

2000年代以降

- 現在では更なる高効率を実現するため、技術的飛躍となる次の目標として、蒸気温度700°C級について検討が行われている。
- 特に、欧州では1998年から17年計画の次世代USC開発が進行中で、米国でも2001年からDOEを中心に同様な開発が始まっている。これらのプロジェクトは何れも目標STEPとして700°Cを越える蒸気温度条件を掲げている。
- 700°C級USCボイラは、従来の蒸気条件と比較して、蒸気温度上昇に伴い伝熱部におけるガス温度と蒸気温度の差が小さくなる。このため、必要な伝熱面積が増加することとなる。また、変圧貫流型ボイラにおいては、部分負荷運転条件において、給水温度の上昇による節炭器のスチーミング防止に対する配慮も必要となる。ただし、全般的な構造面では、基本的に従来技術の延長で実現可能と判断される。

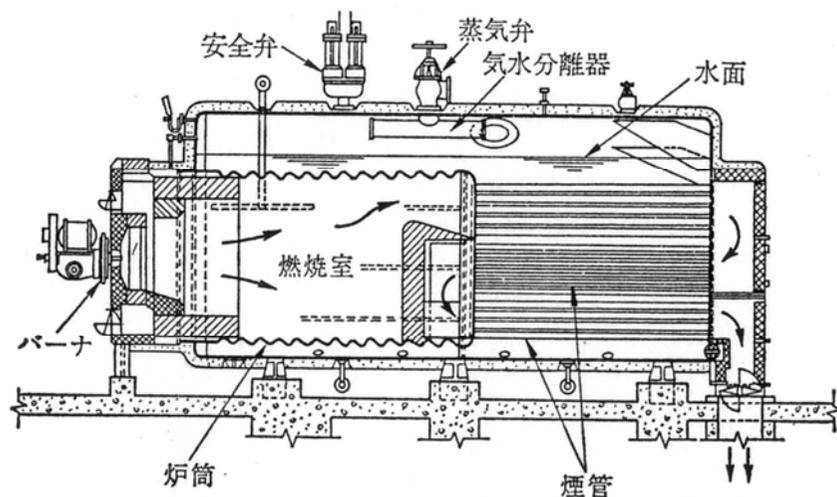
今後の展開

- ・ 次世代超々臨界圧発電の実現に向けては、更なる耐高温材の開発、材料の加工技術の確立、材料の特性確認、およびプラントコスト増加抑制のための取り組み等が必要となる。
- ・ 一方で、**微粉炭燃焼**による次世代超々臨界圧発電は、高効率を追及する面では、開発要素が比較的少ないことから、**石炭ガス化複合発電技術(IGCC)**や**石炭ガス化燃料電池複合発電(IGFC)**など新方式の石炭高効率発電技術と共に、高効率発電技術の多様化の上での有力な候補の一つとなっている。

ボイラの種類

- ・ 丸ボイラ
- ・ 水管ボイラ
 - ・ 自然循環ボイラ
 - ・ 強制循環ボイラ
 - ・ 貫流ボイラ

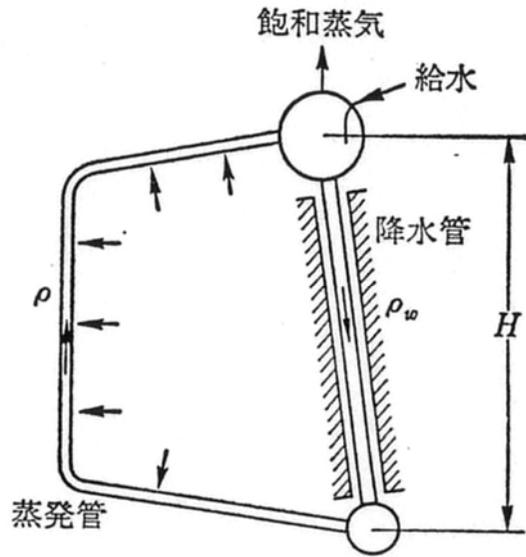
ボイラの概要図 (丸ボイラ)



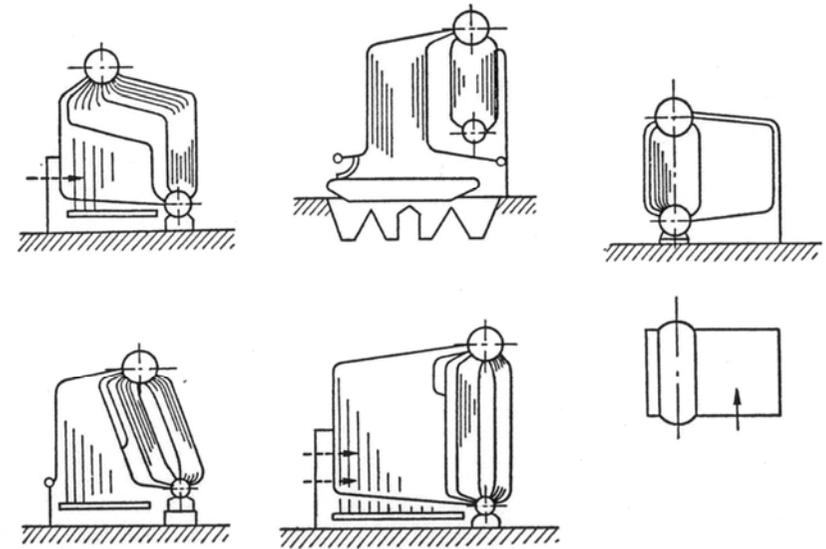
自然循環型ボイラ

- ・ 自然循環ボイラは、循環ポンプを設備せず、プラント効率が良く、補修費が少ないという特長を有している。
- ・ 自然循環型ボイラでは、循環力をボイラ水と汽水混合物の比重差によって発生させている。
- ・ 高圧化によって比重差が小さくなる場合においては、降水管、蒸発管(水冷壁)のサイズを適切に計画することによって、十分な循環力を得ることが必要である。
- ・ 亜臨界圧ボイラでは、水冷壁管内面に収熱によって気泡が発生するが、この気泡が管内面から剥離されずに管内面を覆う**膜沸騰現象**が生じると、管内面熱伝達率が著しく低下(伝熱面が過熱)し、破裂等の事故につながる。
- ・ この現象を抑制する為には、収熱部の熱負荷に見合ったボイラ水量を循環によって確保する必要がある。

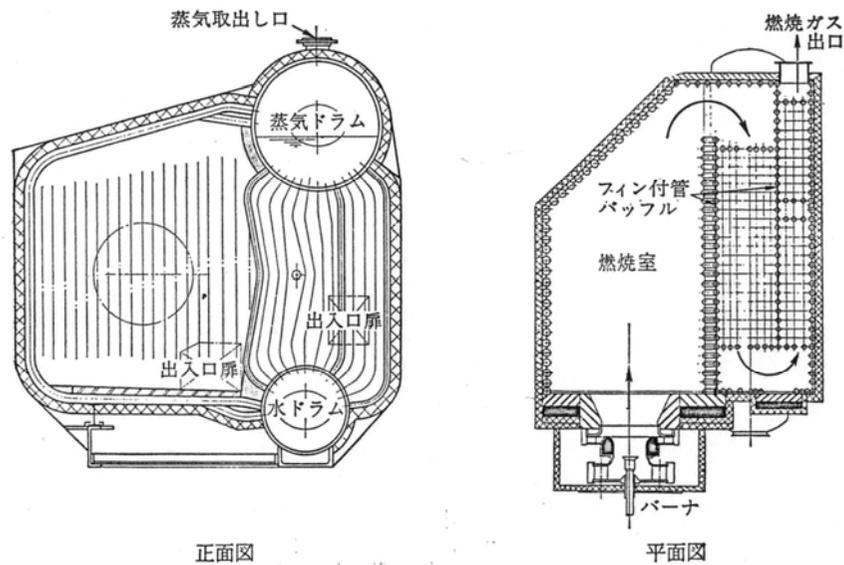
自然循環ボイラ



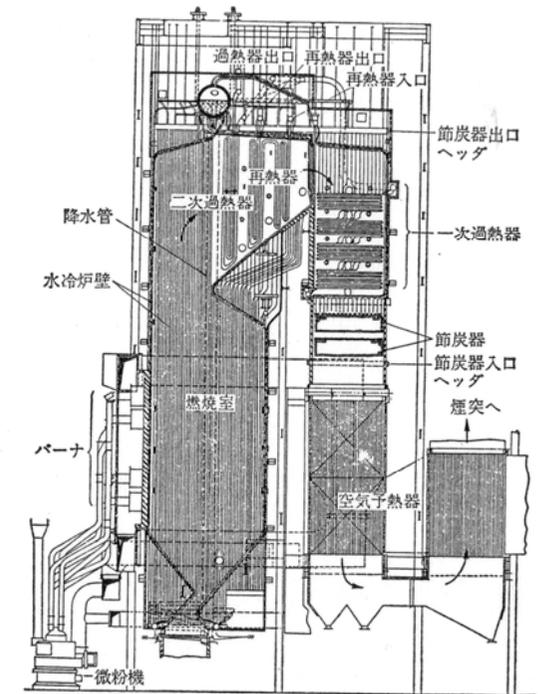
二胴曲管形ボイラの形式



二胴曲管形ボイラ



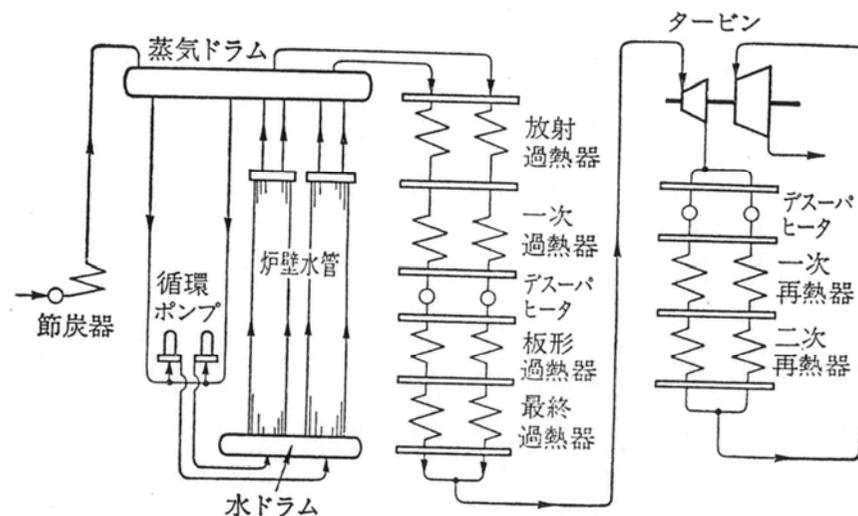
自然循環放射ボイラ



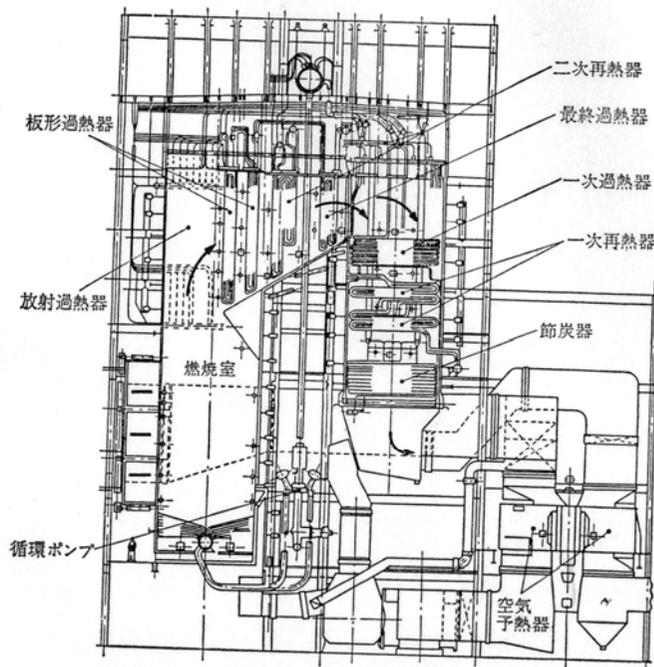
強制循環型ボイラ

- 強制循環型ボイラは、循環ポンプを設置することで強制的に循環力を得る型式のボイラである。
- 運転圧力が臨界圧力に近づき、ボイラ水と汽水混合物の比重差が小さく自然循環力が小さくなる場合でも、ポンプにより火炉壁管内の缶水循環を確保し、火炉壁管の冷却を確実に維持することができる。
- また、水冷壁循環システムの入口部に流量調整オリフィスを設置し、夫々の循環システムの熱負荷に見合う最適な缶水量を配分することで、火炉壁管温度の均一化を図ることができる。このため、高圧域まで安定・安全な運転が維持可能な特長を有している。
- 更に、循環ポンプを使用し、循環システムの圧力損失を補えるため、降水管、蒸発管(水冷壁)のサイズは小さくなり、厚肉部での熱応力発生を抑えることができる。

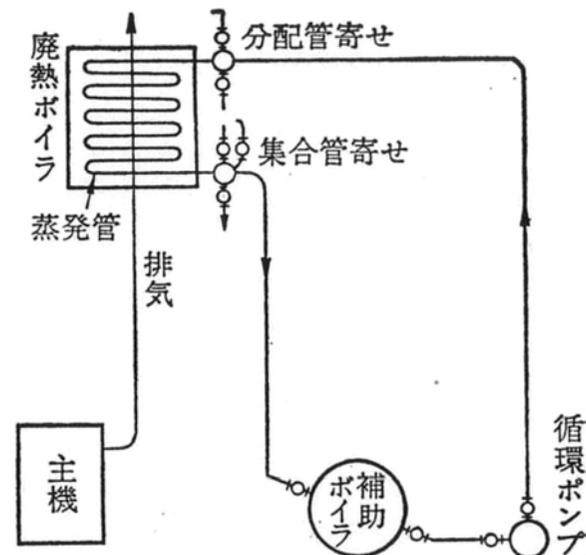
強制循環放射ボイラの水・蒸気系統図



強制循環ボイラ

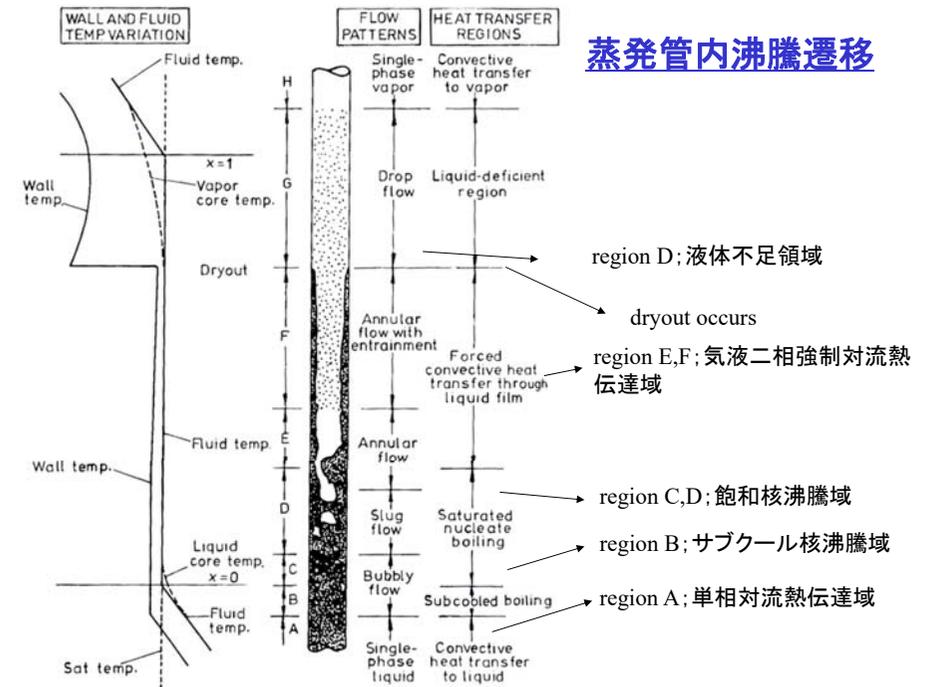


船用廃熱ボイラ(強制循環式)の系統図



貫流ボイラ

- 貫流型ボイラは、給水ポンプでボイラ内の蒸発管へボイラ水を押込み、ボイラ出口から蒸気を取り出す型式で、**長い管群系だけで構成されている**。一端から給水ポンプによって押し込まれた水が予熱・蒸発・過熱され、他端から過熱蒸気となって取り出される。
- 蒸気ドラムなどの缶水循環を必要としないため、**高圧のボイラに適している**と共に、伝熱面積当たりの保有水量が少なく、起動時間が短い特長がある。
- 超臨界圧条件では、ドラムを使用する方式は成り立たないため、必然的に貫流方式となる**。現在、日本で貫流型ボイラが主流となっている背景には、高効率化を目的とした高蒸気条件化の必要性に加え、制御技術の発達によりボイラの安定運転が可能となってきたことが挙げられる。

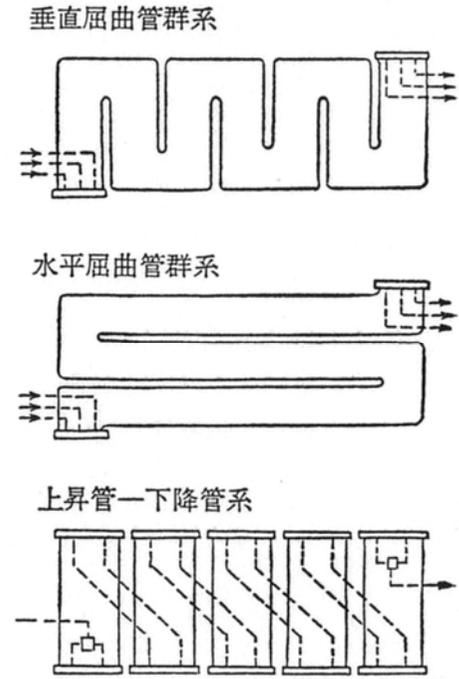


蒸発管内沸騰遷移

還流ボイラ

- 貫流型ボイラでは、負荷変動等の外乱によって圧力変動が生じやすい。
- また、循環型ボイラは給水中に含まれる不純物が汽水分離を行う際に水中に濃縮される。このため、少量のボイラ水をドラムからブローすることでボイラ水中の不純物濃度を基準値以下に保ち、タービンに送気される蒸気の純度を確保している。
- これに対し、**貫流ボイラは汽水分離機能を有していないことから、タービンに送気される蒸気の純度を確保するためには、高純度の給水を使用することが必要となる**

貫流ボイラの炉壁水管配置



貫流ボイラの伝熱面配置

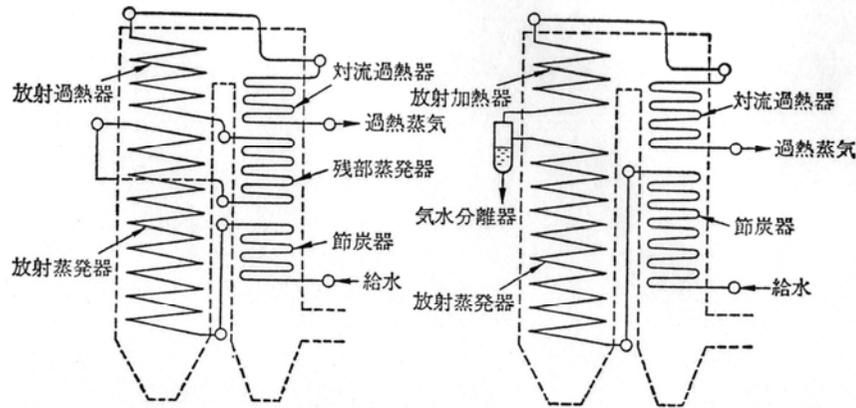
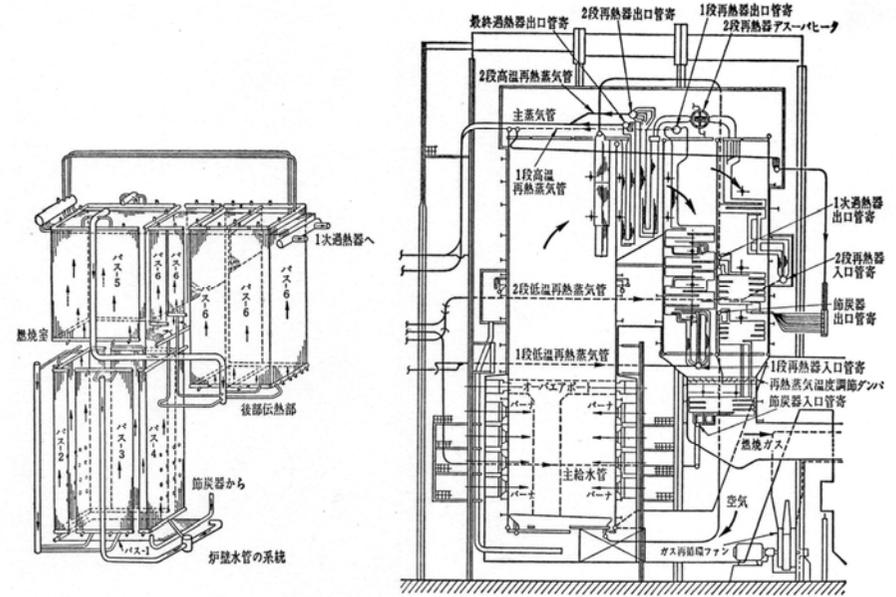


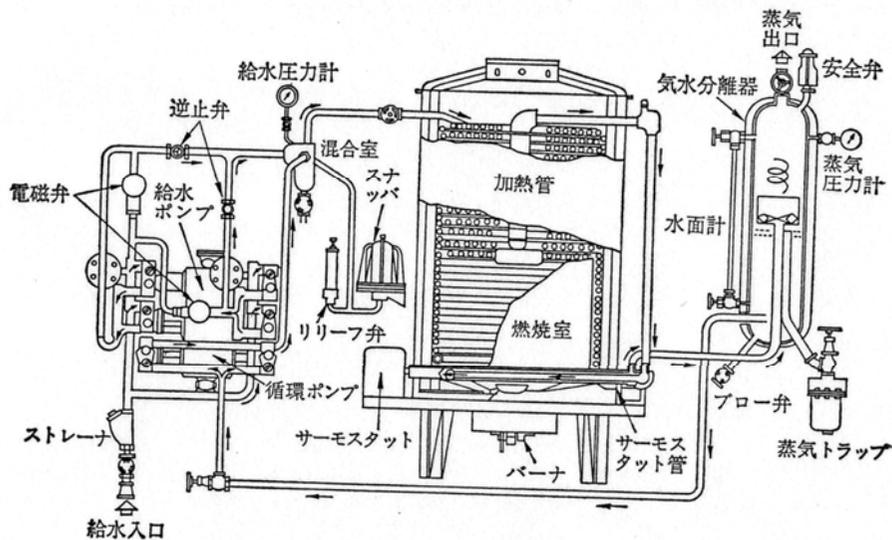
図 2.12 ベンソンボイラの伝熱面配置

図 2.13 ズルツァボイラの伝熱面配置

超臨界圧ボイラ



小型貫流ボイラ



ボイラ効率

ボイラ効率 (η_B) = $\frac{\text{(所要蒸気を発生するのに使われた熱量)}}{\text{(燃料の燃焼によって発生する熱量)}}$

$$\eta_B = \frac{Q}{Q_0} = \frac{m_l(h' - h'')}{m_f H_l}$$

m_l : 相当蒸発量[kg/h]

$h' - h'' = 2257$ [kJ/kg]: 1気圧での蒸発潜熱

m_f : 燃料の燃焼量[kg/h]

H_l : 燃料の低発熱量[kJ/kg]

ポンプ特性

ポンプ比速度

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

ここで、 H : 揚程[m]

Q : 吐出流量[m³/min]

n : 回転数[rpm]

ポンプ効率

$$(\text{ポンプ効率}) = \frac{(\text{水動力})}{(\text{駆動力})}$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} = \frac{[\text{kg/m}^3][\text{m/s}^2][\text{m}^3/\text{s}] \times \text{m}}{[\text{W}]}$$

$\rho = 1000[\text{kg/m}^3]$ (水の場合)

$g = 9.8[\text{m/s}^2]$

問題5-1

- ボイラー効率0.6の重油燃焼の小型ボイラーが、相当蒸発量100kg/hで運転されている。この時、燃料の燃焼量は何kg/hか。ただし、重油の低発熱量を42MJ/kgとする。

問題5-2

- インターナルポンプと再循環ポンプの比速度を求め、ポンプ形式を決めよ。ただし、インターナルポンプの吐出量を、100m³/min、揚程を40m、回転数を1500rpmとする。また、再循環ポンプの吐出量を、160m³/min、揚程を243m、回転数を1395rpmとする。

問題5-3

- インターナルポンプの水動力(吐出量=100m³/min、揚程=40m)を求め、ポンプ効率を計算せよ。ただし、ポンプ軸動力を800kWとする。

問題5-4

- 直径: $d=20(\text{mm})$ 、長さ: $l=10(\text{m})$ の滑らかな円管内を 20°C の水が流速: $u=1.0(\text{m/s})$ で流れている。このときの(1)圧力損失、(2)熱伝達率を求めなさい。ただし、乱流に対して、

摩擦係数は、
$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}}$$

熱伝達率は、
$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

で与えられるものとする。また、 20°C の水の物性値は、 $\nu = 1.00 \times 10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$ $\lambda = 0.602(\text{W}/\text{mK})$ $\text{Pr} = 7.09$
 $\rho = 998(\text{kg}/\text{m}^3)$ とする。