

エネルギー機器学 II

国立大学法人筑波大学
大学院システム情報工学研究科
構造エネルギー工学専攻

阿部豊

講義概要

- 科目番号: FG55791
- 科目名: エネルギー機器学 II
- 開講学期: 秋学期AB
- 曜日: 水曜日
- 時限: 5時限(15:15-16:30)
- 教室: 3B406
- 担当教官: 阿部豊
- E-mail: abe@kz.tsukuba.ac.jp
- <http://www.kz.tsukuba.ac.jp/~abe/>

講義概要(続き)

- 授業概要:
火力発電所や原子力発電所などの大規模集中型エネルギー施設における蒸気タービンやボイラなどのエネルギー機器, ならびに冷凍・空調・コジェネレーションなどの小型分散型エネルギー設備における熱交換機器などの熱機器の原理や構成, 流体・熱・力学エネルギー相互間の関わり, さらに新エネルギーや地球環境問題とエネルギー機器の関わりなどについて学ぶ。
- 使用教科書:
[「伝熱工学」日本機械学会発行、丸善㈱発売](#)
- 参考書:
[「機械工学便覧」5:エネルギー供給システム」日本機械学会発行、丸善㈱発売](#)
- 講義資料は、以下のHPから、印刷することが出来る。
<http://www.kz.tsukuba.ac.jp/~abe/>
- 単位取得要件 & 成績評価基準:
期末試験の点数を60%、毎回の講義で行う演習の結果を40%考慮し、60%以上の正答を要する。

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

伝熱の応用と伝熱機器

1. 実存気体の性質（熱力学の復習）
2. ランキンサイクルと蒸気プラント
3. ガスタービン発電とブレイトンサイクル
4. 蒸気タービン・ガスタービン複合発電
5. 冷凍・空調・コジェネレーション

伝熱の応用と伝熱機器

1. 実存気体の性質（熱力学の復習）
2. ランキンサイクルと蒸気プラント
3. ガスタービン発電とブレイトンサイクル
4. 蒸気タービン・ガスタービン複合発電
5. 冷凍・空調・コジェネレーション

圧力とは.....

- ・ 単位面積 S 当たりに加わる力 F :

$$P = F / S$$

- ・ パスカルの原理

「非圧縮性流体中に加えられた力は、流体の他の部分の圧力を同じだけ増加させる。」

- ・ 高さ h で密度 ρ の流体の下にある物体に加わる圧力 P :

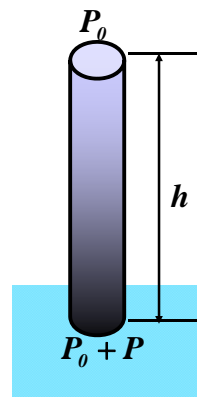
$$P = \rho gh$$

- ・ 圧力の単位 :

$$P = \frac{F(N)}{S(m^2)} = (N/m^2) = (Pa)$$

$$10^5(Pa) = 1(bar) = 1000(mbar)$$

$$10^{-3}(bar) = 1(mbar) = 1(hPa) = 100(Pa)$$



大気圧

- ・ 大気圧とは、「地球上の平均海水面高さにおいて受ける圧力」
- ・ その値は、「水銀の高さ760mm」に等しい。

$$P = \rho \cdot g \cdot h = (13.5951 \times 10^3 (kg/m^3)) \cdot (9.80665 (m/s^2)) \cdot (0.76 (m))$$

$$= 1.01325 \times 10^5 (kg \cdot m / s^2 / m^2)$$

$$= 1.01325 \times 10^5 (N / m^2)$$

$$= 1.01325 \times 10^5 (Pa)$$

$$\approx 10^5 (Pa)$$

$$= 1(bar)$$

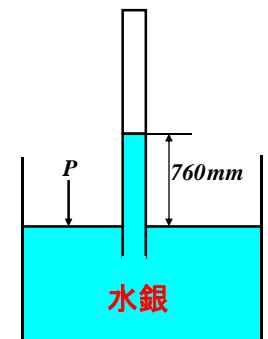
- ・ また、重力単位系において大気圧は、

$$P = \frac{1.01325 \times 10^5 (kg \cdot m / s^2 / m^2)}{9.80665 (m / s^2)}$$

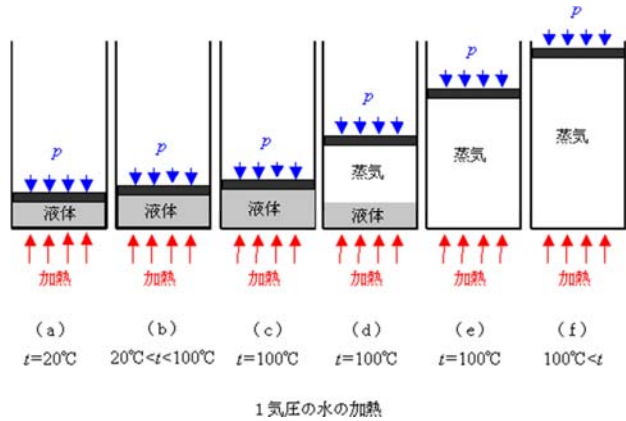
$$= 1.0332 \times 10^4 \frac{(N / m^2)}{(m / s^2)}$$

$$= 1.0332 (kg_f / cm^2)$$

- ・ 地球上の海水面高さにおいて、我々は、 $1(cm^2)$ 当たり $1(kg_f)$ の力を受けている。



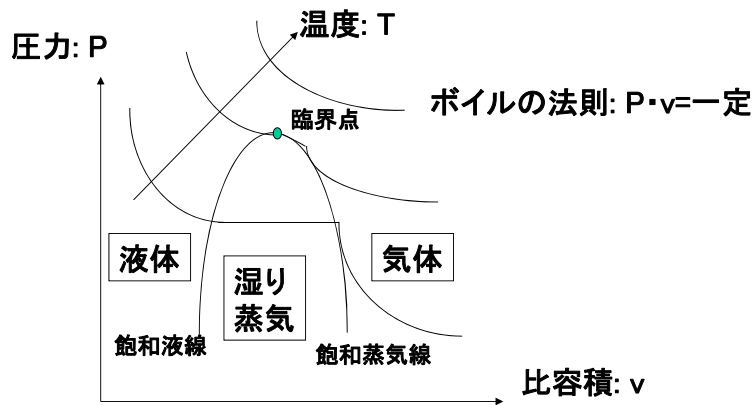
状態変化



状態変化の説明

- 液体をシリンダ内に入れ、摩擦のない気密性のあるピストンで蓋をする。
- いま、ピストンに一定の圧力 p を加えて加熱する場合を考える。
- 理解を容易にするために、最初、 20°C であった水を 1 気圧 (= 0.1013 MPa) の下で加熱するものとする。
- 液体は加熱されると、温度がしだいに上昇し、一般にその体積は少し大きくなる。
- 液体の加熱による温度上昇はどこまでも続くのではなく、液体の種類と圧力で決まる極限值がある。
- 例えば水は 1 気圧では 100°C 、10 MPa では 311.06°C までは液体であるが、それ以上加熱しても液体の状態ではこれ以上の温度にはならない。
- この温度をその液体の、その温度における飽和温度という。
- また、この温度の液体を飽和液という。
- この状態では温度と圧力の間に一定の関係があり、互いに独立な状態量にはならない。つまり、温度が与えられると圧力は決まってしまうので、この圧力を与えられた温度に対する飽和圧力という。

蒸気線図



状態量と状態線図

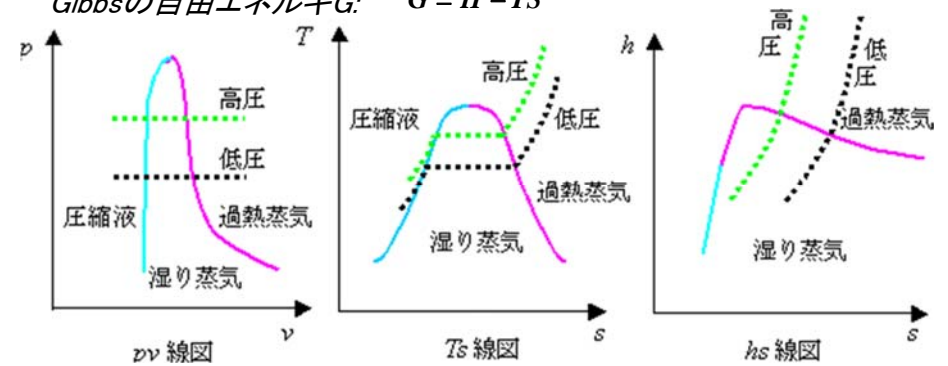
比容積: v
$$v = \frac{V}{m} = \frac{\text{体積}}{\text{質量}}$$

比エンタルピー: h
$$h = u + pv = (\text{内部エネルギー}) + (\text{仕事})$$

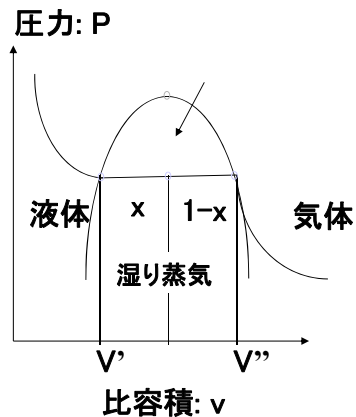
比エントロピー: ds
$$ds = \frac{dQ}{T} = \frac{\text{加熱量}}{\text{温度}}$$

Helmholtzの自由エネルギー F :
$$F = U - TS$$

Gibbsの自由エネルギー G :
$$G = H - TS$$



湿り飽和蒸気の状態量



v, h, S : 湿り蒸気

v', h', S' : 飽和水

v'', h'', S'' : 飽和蒸気

x : 乾き度 (dryness) $0 \leq x \leq 1$

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'}$$

$$v = (1 - x)v' + xv'' = v' + x(v'' - v')$$

$$h = (1 - x)h' + xh'' = h' + x(h'' - h')$$

$$S = (1 - x)S' + xS'' = S' + x(S'' - S')$$

蒸気表の使用法[例1](湿り蒸気の場合)

($T = 150^\circ\text{C}$, $s = 5.0000 \text{ kJ/kgK}$) の場合の状態量

$T = 150^\circ\text{C}$ の場合

飽和圧力は、 $P_s = 4.760 \text{ bar} = 476 \text{ kPa}$,

$v' = 0.0010908 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v'' = 0.3924 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h' = 632.15 \text{ kJ/kg}$, $h'' = 2745.4 \text{ kJ/kg}$, $r = 2113.2 \text{ kJ/kg}$

$s' = 1.8416 \text{ kJ/kgK}$, $s'' = 6.8358 \text{ kJ/kgK}$

$\therefore s' < s < s''$ であるから、この状態は、**湿り蒸気**である。

この時の湿き度は

$$x = (5.0000 - 1.8416) / (6.8358 - 1.8416) = 0.6324$$

よって

$$v = 0.0011 + (0.3924 - 0.0011) \times 0.6324 = 0.2486 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h = 632.15 + 2113.2 \times 0.6324 = 1968.5 \text{ kJ/kg}$$

$$u = h - Pv = 1968.5 - 476 \times 0.2486 = 1850.2 \text{ kJ/kg}$$

蒸気表の使用法[例2](過熱蒸気の場合)

($P = 10 \text{ MPa}$, $T = 394^\circ\text{C}$) の場合の状態量

$P = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$ の場合、

$T_s = 310.96^\circ\text{C}$ より、 $T_s < T = 394^\circ\text{C}$ であるから、この状態は、**過熱蒸気**である。

従って、蒸気表より、 $P = 10 \text{ MPa}$ の過熱蒸気に対して

$T = 390^\circ\text{C}$: $v = 0.02568 \text{ m}^3/\text{kg}$, $h = 3068.5 \text{ kJ/kg}$, $s = 6.1711 \text{ kJ/kgK}$

$T = 400^\circ\text{C}$: $v = 0.02641 \text{ m}^3/\text{kg}$, $h = 3099.9 \text{ kJ/kg}$, $s = 6.2182 \text{ kJ/kgK}$

であるから、 394°C の時の値は、

内挿値: $(394 - 390) / (400 - 390) = 0.4$ より

$v = 0.02568 + (0.02641 - 0.02568) \times 0.4 = 0.02597 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h = 3068.5 + (3099.9 - 3068.5) \times 0.4 = 3081.1 \text{ kJ/kg}$

$s = 6.1711 + (6.2182 - 6.1711) \times 0.4 = 6.1899 \text{ kJ/kgK}$

$u = h - Pv = 3081.1 - 10000 \times 0.02597 = 2821.4 \text{ kJ/kg}$

蒸気表の使用法 [例3]

($P = 10 \text{ MPa}$, $s = 6.1899 \text{ kJ/kgK}$) の場合の温度

$P = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$ の過熱蒸気の場合、蒸気表より

400°C の過熱蒸気のエントロピーは、 $s'' = 6.2182 \text{ kJ/kgK}$

390°C の過熱蒸気のエントロピーは、 $s' = 6.1711 \text{ kJ/kgK}$

であるから、

内挿値: $x = (6.1899 - 6.1711) / (6.2182 - 6.1711) = 0.0188 / 0.0471 = 0.4$

より、温度は

$$T = T_s + (T - T_s) \cdot x = 390 + (400 - 390) \times 0.4 = 394^\circ\text{C}$$

と求めることができる。

演習問題1-1

- 容器 $V(\text{m}^3)$ の容器の中に、1気圧(0.1MPa)の飽和水(')と飽和蒸気('')がそれぞれ、 m' (kg)、 m'' (kg)づつ入っている。 $m'=1000$ (kg)、 $m''=0.1$ (kg)として、容積 V とこの容器内の流体の内部エネルギー U (J)を求めよ。

演習問題1-1回答の方針

- $P=0.1$ [MPa]において、 $v' = 0.0010434 [\text{m}^3 / \text{kg}]$
 $v'' = 1.694 [\text{m}^3 / \text{kg}]$
 $V = m'v' + m''v'' = \quad [\text{m}^3]$
- であるから、非容積は、 $m = m' + m'' =$
 $v = \frac{V}{m} = \quad [\text{m}^3 / \text{kg}]$
- よって、乾き度 x は、 $x = \frac{v - v'}{v'' - v'} =$
- 従って、 $h = (1 - x)h' + xh'' = \quad [\text{kJ} / \text{kg}]$
 $u = h - pv = \quad [\text{J} / \text{kg}]$
 $\therefore U = u \times (m' + m'') = \quad [\text{J}]$

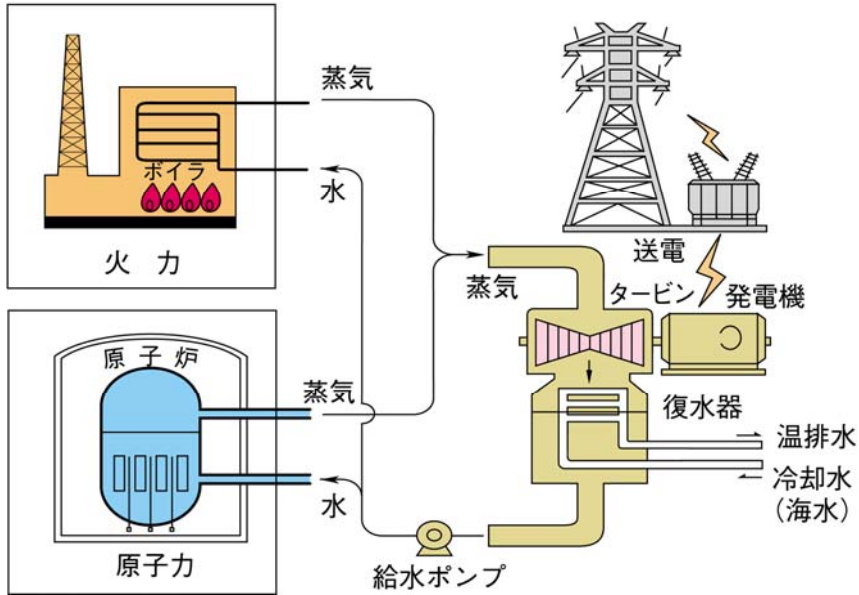
演習問題1-2

- 圧力0.05(MPa)、比エンタルピ 2000 (kJ/kg)の湿り蒸気の乾き度 x とその湿り蒸気の比エントロピ(kJ/kg·K)をもとめよ。

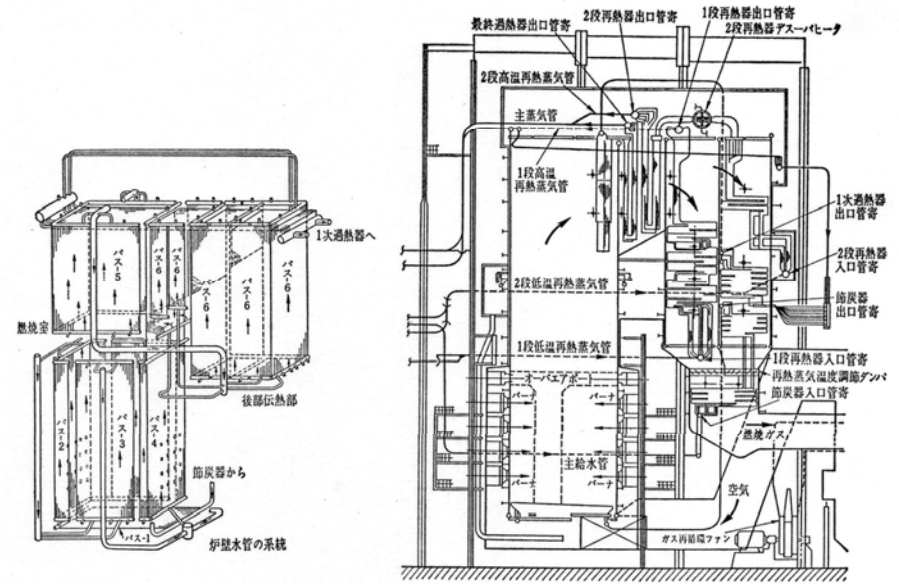
伝熱の応用と伝熱機器

1. 実存気体の性質 (熱力学の復習)
2. ランキンサイクルと蒸気プラント
3. ガスタービン発電とブレイトンサイクル
4. 蒸気タービン・ガスタービン複合発電
5. 冷凍・空調・コジェネレーション

Rankineサイクル(蒸気サイクル)

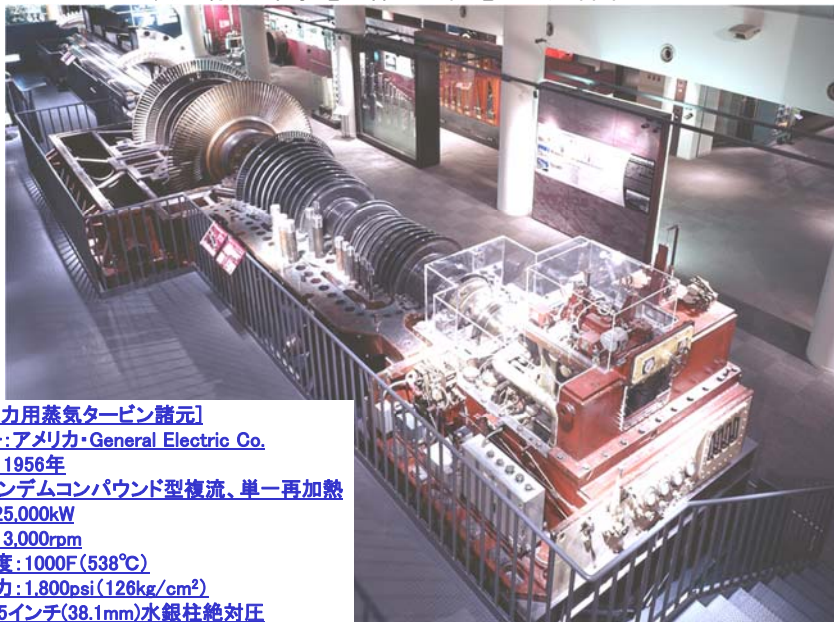


超臨界圧ボイラ



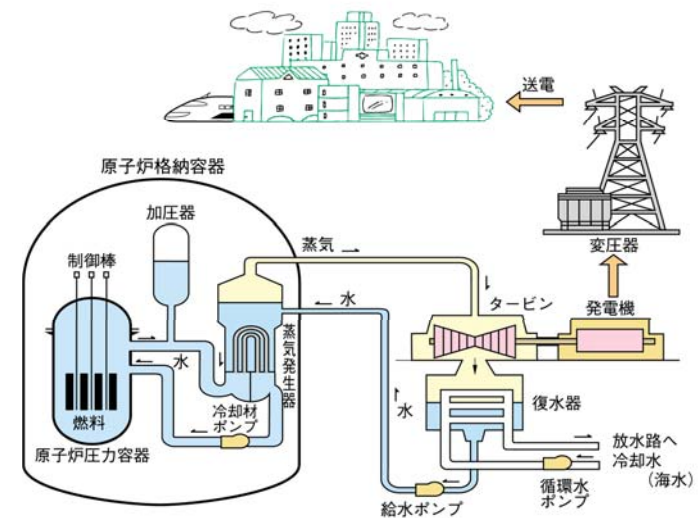
東京電力(株)千葉火力発電所1号タービン発電機

(展示場所) 東京電力株式会社電気の史料館

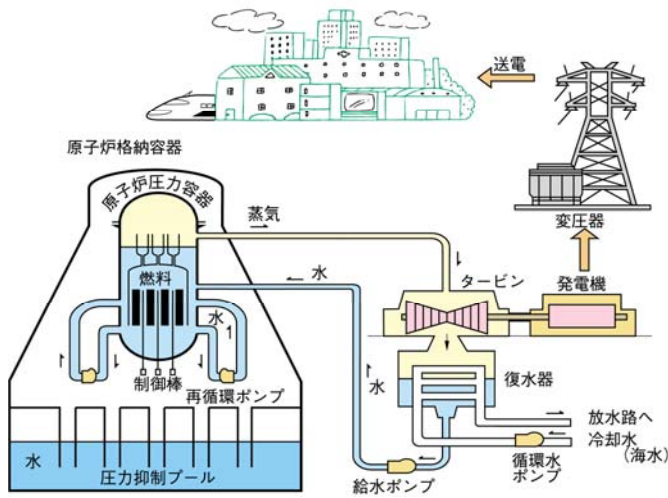


[大型火力用蒸気タービン諸元]
 メーカー: アメリカ・General Electric Co.
 製造年: 1956年
 形式: タンデムコンパウンド型複流、単一再加熱
 出力: 125,000kW
 回転数: 3,000rpm
 蒸気温度: 1000F (538°C)
 蒸気圧力: 1,800psi (126kg/cm²)
 排気: 1.5インチ(38.1mm)水銀柱絶対圧

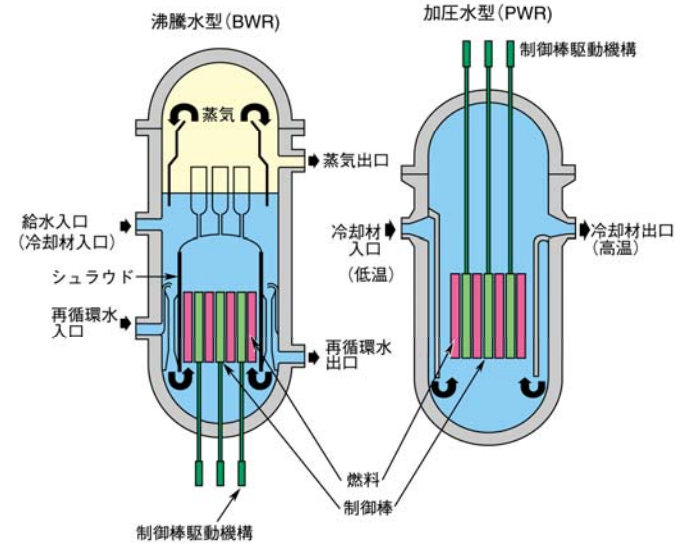
加圧水型(PWR)原子力発電のしくみ



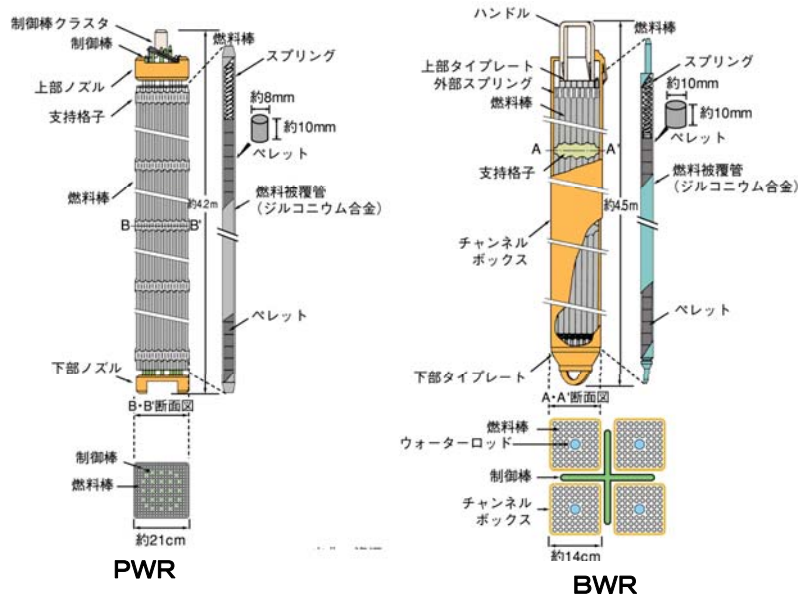
沸騰水型(BWR)原子力発電のしくみ



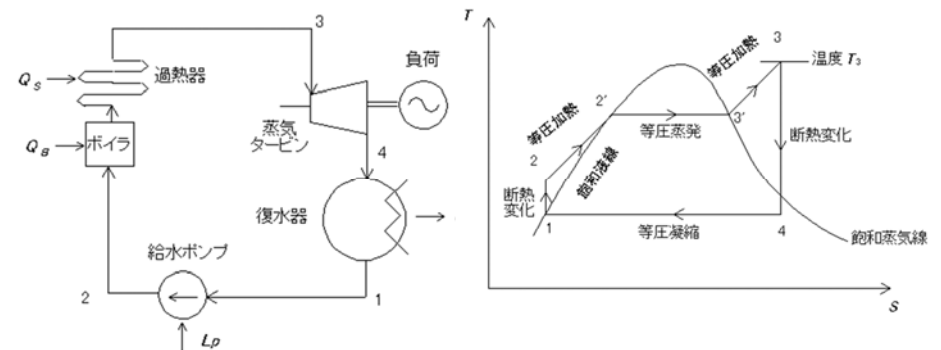
原子炉压力容器断面図



燃料集合体構造



Rankineサイクル(蒸気サイクル)



各要素内を作動流体が定常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: $Q_C = W(h_4 - h_1)$

Rankineサイクルの理論熱効率

- 理論熱効率 η_{th} は次のように算出される。

$$\eta_{th} = \frac{L_T - L_P}{Q_B + Q_S} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

- 給水ポンプの仕事 L_P は圧縮性の小さな水の仕事であるから、普通その値は非常に小さく、タービン仕事 L_T に比べて無視できることが多い。この時には近似的に $h_2 = h_1$ と考えてよく、次のように書ける

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_1} = 1 - \frac{Q_C}{Q_B + Q_S}$$

ランキンサイクルの効率向上

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_C}{Q_B + Q_S} \Rightarrow \begin{matrix} Q_C \rightarrow \text{小} \\ Q_B + Q_S \rightarrow \text{大} \end{matrix} \Rightarrow \eta_{th} \rightarrow \text{大}$$

① h_3 を大きくする: $Q_B \rightarrow \text{大} \Rightarrow dh = c_p dT$

T_3 を大きくする

圧力を上昇させる

炉の出口温度を上げる

タービン翼の材料の耐熱性

② 廃熱を減らす: $Q_C \rightarrow \text{小} \Rightarrow$ 再生サイクル

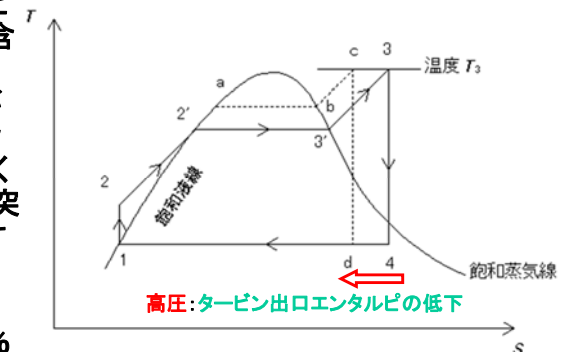
タービンから蒸気を取り出し、給水を加熱。タービンの効率がわずかに下がるが、全体の効率は上がる。

Rankineサイクルの熱効率向上の方法

- h_1 (復水器出口の飽和水のエンタルピー) は冷却水温度 (ほぼ大気温度) に近い状況下のエンタルピーであるから、ほぼ一定の値をとる。
- また h_4 (タービン出口の湿り蒸気のエンタルピー) は、湿り蒸気の状態が飽和蒸気に近づくほど値が上昇するが、簡単のために一定とする。
- η_{th} の値は h_3 (過熱器出口の蒸気のエンタルピー) が大きいほど1に近づく。
- 蒸気のエンタルピーは蒸気温度にほぼ比例して増加する傾向を持つ。したがって、 h_3 の値を上げるには、過熱器出口の蒸気温度 T_3 を上げる必要があるが、過熱器材料やタービン翼材料の耐熱性に関連し、ある限度以上には T_3 を上げることができない。

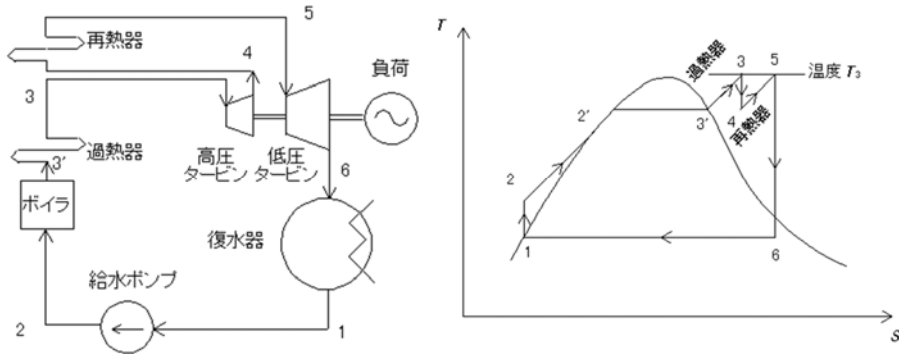
Rankineサイクルの熱効率向上の方法

- 温度 T_3 がある上限値で押さえられる条件の下で、熱効率 η_{th} をさらに高める手段として、ボイラ圧力を上げる方法がある。これは h_4 (タービン出口の湿り蒸気のエンタルピー) の値が減少することを意味する。
- ただし、その際、タービン出口の湿り蒸気に含まれる液体の質量割合、すなわち湿り度が増加し、湿り蒸気に含まれる液滴の量が多くなり、タービン翼に衝突して浸食作用を起こすようになる。
- 通常、蒸気タービン出口の湿り度は、約12%以下にするのが普通。



再熱サイクル

- 蒸気タービンを高圧、低圧の2段に分ける。
- 高圧タービン内で膨張する蒸気が、湿り蒸気の状態に入る前に高圧タービンから出て再熱器に至り、ここで加熱された後、低圧タービンに流入するようにした方式。
- 湿度の大きな湿り蒸気の発生が巧みに避けられている。

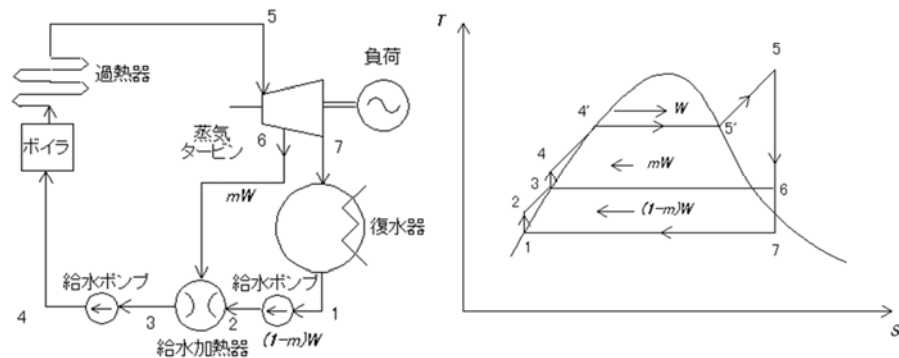


再熱サイクルの理論熱効率

- 理論熱効率は給水ポンプ仕事を無視 ($h_2=h_1$)した形で、

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)}{(h_3 - h_1) + (h_5 - h_4)} \\ &= \frac{(h_3 - h_1) + (h_5 - h_4) + (h_1 - h_6)}{(h_3 - h_1) + (h_5 - h_4)} \\ &= 1 - \frac{h_6 - h_1}{(h_3 - h_1) + (h_5 - h_4)}\end{aligned}$$

再生サイクル



再生サイクル

- Rankineサイクルの理論熱効率:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_1}$$

- 上式の右辺第2項分子の $h_4 - h_1$ は復水器における放熱量であって、この量は一般に非常に大きいものである。
- いま、単位時間に質量 W の蒸気が流入している蒸気タービンの途中の位置6から、蒸気の一部(質量 mW)を外部へ抽出する。残りの蒸気 $(1-m)W$ は、さらに蒸気タービン後段で仕事をした後、復水器で冷却されて復水する。
- 抽気した分だけタービンの出力は減るが、復水器からの放熱が減少するためボイラの熱負荷も減る。したがって、後者の減少のほうが大であれば、プラントの熱効率が上昇する。

加熱方法:

混合式抽気給水加熱器: 図のように復水と抽気蒸気を給水加熱器で混合し給水を作る方式

表面抽気給水加熱器: 抽出蒸気によって金属壁をはさんで給水を間接的接触で加熱する方式である。

再生サイクルの理論熱効率

- 簡単のためポンプ仕事は無視すると、ボイラと加熱器での合計熱量は $W(h_5-h_3)$ 、復水器での放熱量は $(1-m)W(h_7-h_1)$ であるので、理論効率 η_{th} は

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(1-m)(h_7-h_1)}{h_5-h_3}$$

- 抽出蒸気と復水の混合時のエネルギー保存を考えると、

$$mW(h_6-h_3) = (1-m)W(h_3-h_2) \quad \therefore m = \frac{h_3-h_2}{h_6-h_2}$$

- この関係より、 $(h_2=h_1)$ として、

$$\eta_{th} = \frac{(h_5-h_7)-m(h_6-h_7)}{(h_5-h_1)-m(h_6-h_1)}$$

再生サイクルの運転条件

- 抽出蒸気が無い場合($m=0$)の再熱サイクルの理論熱効率 $\eta_{th,0}$ は、

$$\eta_{th,0} = \frac{h_5-h_7}{h_5-h_1} = 1 - \frac{h_7-h_1}{h_5-h_1}$$

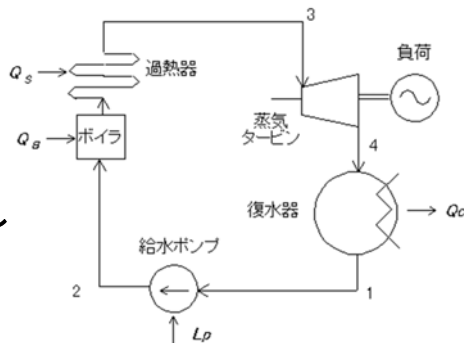
- 再生サイクルによる熱効率の向上、すなわち $\eta_{th} > \eta_{th,0}$ が成立するためには、 $h_2=h_1$ として

$$\frac{h_6-h_3}{h_5-h_3} < \frac{h_6-h_1}{h_5-h_1}$$

- 抽出蒸気の単位質量あたり、タービン出力の減少割合(左辺)より、ボイラと過熱器の合計熱負荷の軽減割合(右辺)が大であれば $\eta_{th} > \eta_{th,0}$ である。

演習問題1-3

- 図に示す蒸気原動所の理論サイクルを考える。圧縮水はボイラで過熱され圧力5MPa、温度400°Cの加熱蒸気となり、蒸気タービンを通して、圧力0.00424MPaの湿り蒸気まで可逆断熱膨張し、復水器で腹水した後、ポンプで加圧されてボイラ入口に供給される。ポンプ前後での温度上昇は無視できるとする。
- ただし、0.00424MPaでの飽和温度を30°Cとする。



演習問題1-3(続き)

1. このサイクルのTs線図とhs線図を作成しなさい。線図中には、各状態の位置を明示し、両軸の数値と単位とを記入すること。
2. 水1kg当たりのボイラでの加熱量を求めなさい。
3. 水1kg当たりの蒸気タービンでの発生仕事量を求めなさい。
4. このサイクルの熱効率を求めなさい。

ただし、以下の数値を使用してよい。

表1 飽和蒸気表(抜粋)

圧力 Ps (MPa)	比エンタルピー		比エントロピー	
	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)	s' (kJ/kg/K)	s'' (kJ/kg/K)
0.00424	125.66	2556.4	0.4365	8.4546

表2 圧縮水および過熱蒸気表(抜粋)

圧力 Ps (MPa)	温度 t(°C)	比エンタルピー	比エントロピー
		h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)
5	30	130.2	0.435
	400	3198.3	6.6508

演習問題1-4

- 蒸気原動所の2つの理論サイクルを考える。図1では40°Cの水(状態①)を15MPaの圧力のもとでボイラにより360°C(状態②)へ加熱する。この蒸気を5MPaまで絞り弁により膨張させ(状態③),再熱器で再び360°C(状態④)へ加熱する。そして蒸気タービンAにより湿り蒸気の状態まで膨張させ(状態⑤),復水器で復水し,ポンプで加圧して状態①へ戻す。一方,図2では図1における絞り弁を蒸気タービンBに置き換えており,状態②の蒸気を蒸気タービンBに導いて仕事を発生させ,圧力5MPaまで膨張させたいもので(状態③'),③'を除く①から⑤までの状態は図1と同じである。
- 次の(1)-(5)の各問に答えよ。
- なお,蒸気の熱物性表は表1,表2の値を用いよ

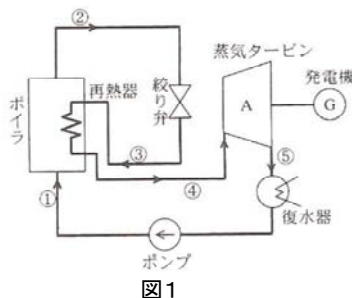


図1

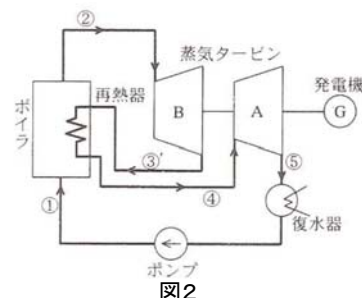


図2

表1

圧力 [Mpa]	飽和温度 [°C]	比エンタルピー [kJ/kg]		比エントロピー [kJ/(kg·K)]	
		h'	h''	s'	s''
5.0	263.9	1155	2794	2.921	5.974

表2

圧力 [Mpa]	飽和温度 [°C]	比エンタルピー [kJ/kg]	比エントロピー [kJ/(kg·K)]
5.0	360	3098	6.497
	40	180.7	0.5663
15.0	360	2771	5.568

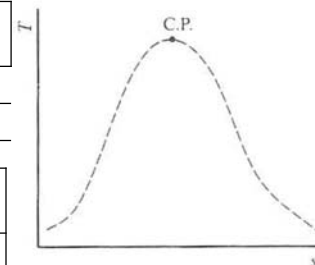


図3

- この2つのサイクルの概略を同一のT-s線図上に記せ。ただし,図3の線図を答案用紙に書き写し,サイクルを実線で記すと共に,状態①②③③'④⑤の位置を図中に明示せよ。
- 状態③の蒸気の比エンタルピーと乾き度を求めよ。
- 図1のサイクルにおいて,状態①~④の間で蒸気1kg当りに加えられる熱量を求めよ。
- 蒸気タービンBでの蒸気1kg当りの発生仕事量を求めよ。
- 図2のサイクルにおいて,状態①~④の間で蒸気1kg当りに加えられる熱量を求めよ。

演習問題1-5

図1は蒸気原動所の主要な機器構成を示し,図2はこの蒸気原動所の理論サイクルを水の気液共存曲線とともにp-v線図上に描いたものである。また図中の1-4は作動流体である水の熱力学的状態を示す状態番号である。

次の(1)-(3)の各問に答えよ。

- 理論サイクルの名称を答えよ(またはp-v線図を描け)
- 図2中の各状態番号1,2,3,4,4',4''にそれぞれ対応する水の熱力学的状態を表す名称を記せ。
- 図2の理論サイクルをTs線図で描け。少なくとも図には「縦・横軸の記号」,「気液共存曲線」,「サイクル曲線」,「1-4''」の各状態点,「サイクルの方向矢印」を記入すること。

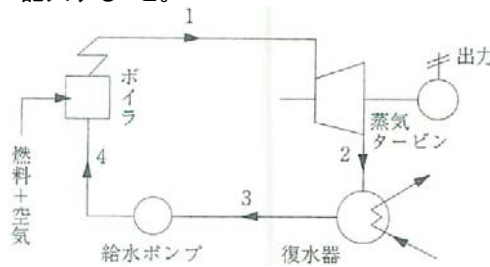


図1

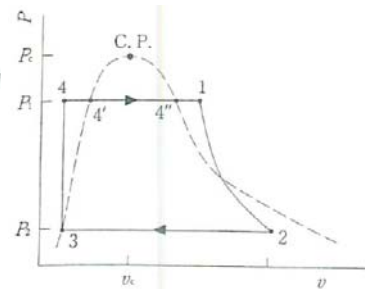


図2

演習問題1-6

代表的な熱機関の理論サイクルについて以下の問いに答えよ

- 図Aはオットーサイクル,図Bはサバテサイクル,図Cはディーゼルサイクルのp-v線図を示している。それぞれのサイクルに対応するT-s線図を図D, E, Fから選択せよ。
- 図Aのオットーサイクルにおいて熱効率の計算を行う。外部から供給される熱量 Q_1 および放出される熱量 Q_2 をそれぞれ求めよ。ただし,定圧比熱を C_p ,定積比熱を C_v とする。また各状態の温度は例に従って使用せよ。(例:状態1の温度 T_1)
- 2の結果を利用してオットーサイクルの熱効率を求めよ
- サバテサイクル,ディーゼルサイクルの熱効率をそれぞれ求めよ。

