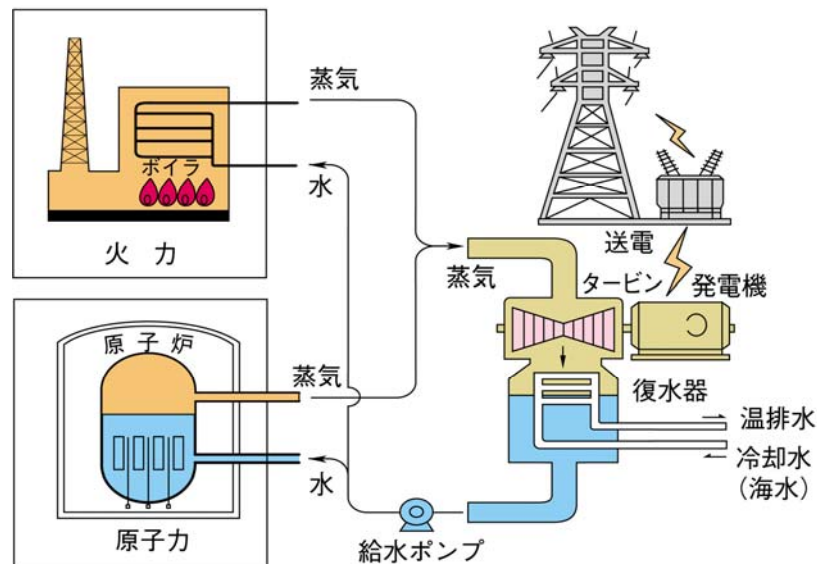


## 平成29年度講義予定

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

## 蒸気タービン・ガスタービン 複合発電

### Rankineサイクル(蒸気サイクル)



### 火力発電の種類

- 汽力・・・燃料をボイラーで燃やして作った高温高压の蒸気を回して発電する。現在、火力発電の中では発電能力・発電量ともに圧倒的に高い比率を占めてる。
- 内燃力・・・ディーゼルエンジンなどの内燃機関を回して発電する。島などの小規模発電用として利用。
- ガスタービン・・・灯油・軽油などの燃料ガスでタービンを回して発電する。ピーク時の需要に対応する役割を担っている。
- コンバインドサイクル・・・ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた新しい発電方式で熱効率に優れており、運転・停止が短時間で容易にでき、需要の変化に即応した運転が可能。

## 蒸気タービンの歴史



ヘロン(10年頃 - 70年頃)の蒸気機関

- 古代アレクサンドリアの工学者・数学者であったヘロン(10年頃 - 70年頃)が考案したさまざまな仕掛けの中に、「ヘロンの蒸気機関」と呼ばれるものが存在する。これは、蒸気を円周上のノズルから噴出させることで回転力を得るものである。これが人類史上に蒸気機関が登場した最初のものであるとされる(これは現在のものとは原理が異なる)。
- 蒸気タービンに関して、1629年にイタリアのジョバンニ・ブランカ(Giovanni Branca)が蒸気タービン(衝動タービン)の概念を図示したものを残している。その後、1882年にスウェーデンのド・ラバル(Carl G. P. de Laval, 1845年 - 1913年)が衝動式タービンを開発(試作)。1884年にイギリスのチャールズ・アルジャーノン・パーソンズ(Charles Algernon Parsons, 1854年 - 1931年)が多段階反動式タービンを開発(試作)、1889年に発電用に実用化。1895年にアメリカのチャールズ・ゴードン・カーティス(Charles Gordon Curtis)が二段階多速衝動タービンを開発、1898年にはフランスのラトーが現在のものの直系の原型にあたるタイプのタービンを実用化した。

## 動作原理

- 高圧の水蒸気を減圧するとベルヌーイの定理により圧力エネルギーが速度エネルギーに変換される。この速度エネルギーを動力に変換する機械が蒸気タービンである。
- 熱力学第二法則により熱サイクルの最高温度と最低温度との差が大きいほど熱効率が高い。現在、事業用火力発電タービンの蒸気温度は約600°Cであるが、今以上の蒸気高温化による熱効率の上昇は、タービンに高価な耐熱材料を使用しなければならないので難しい。

## 蒸気タービンの構造

現在の蒸気タービンは、軸方向に蒸気が流れる軸流タービンがほとんどであり、半径方向に蒸気が流れるタービンは、ユングストロームタービンがほとんど唯一のものである。

### タービン翼

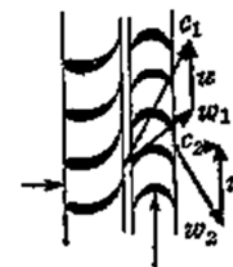
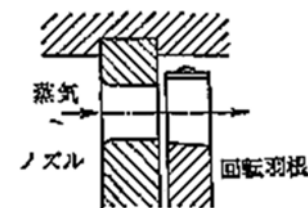
- 静翼：動翼へと向かう蒸気の流れを変え、効率よく動翼に蒸気があたるようにする。
- 動翼：動力軸と結合されている翼。

蒸気タービンは蒸気のエネルギーの利用のしかたにより衝動式と反動式に分類される。

- 衝動式：静翼部分で蒸気の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換し、静翼から噴出する高速の蒸気に当たる衝動力によって動力が発生する。一段落当たりの熱落差を大きく取れるので段落数は少ないが、翼は大型で幅広となる。
- 反動式：動翼内でも蒸気の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換し、動翼から噴出する蒸気の反動力も利用して回転力が発生する。一段落当たりの熱落差が小さく段落数は多くなるが、翼は小型となる。

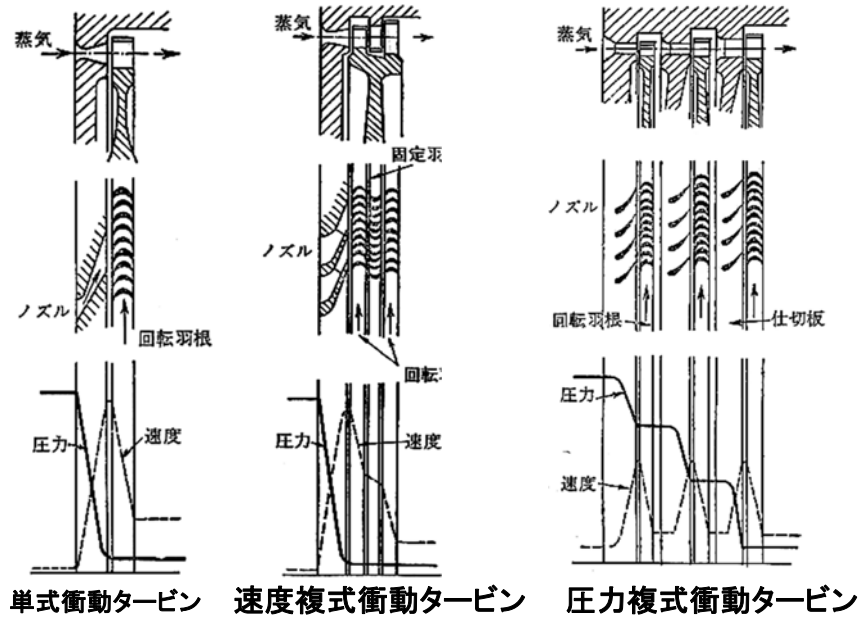
## 作動原理

- 衝動タービン(impulse turbine)
- 反動タービン(reaction turbine)
- 混式タービン(combined turbine)
- 軸流タービン
- 半径流タービン
- 腹水タービン
- 背圧タービン
- 抽気タービン

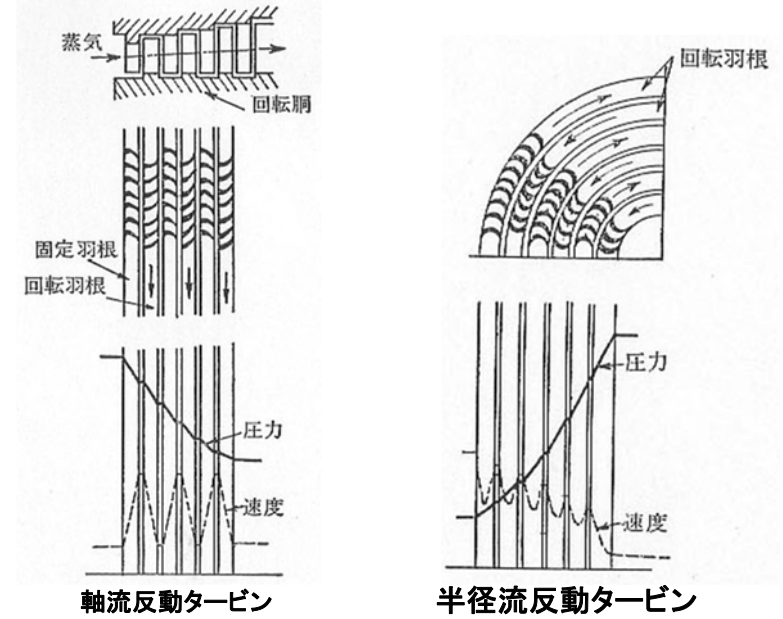


$C$  : 絶対速度  
 $w$  : 相対速度  
 $\omega$  : 羽根周速

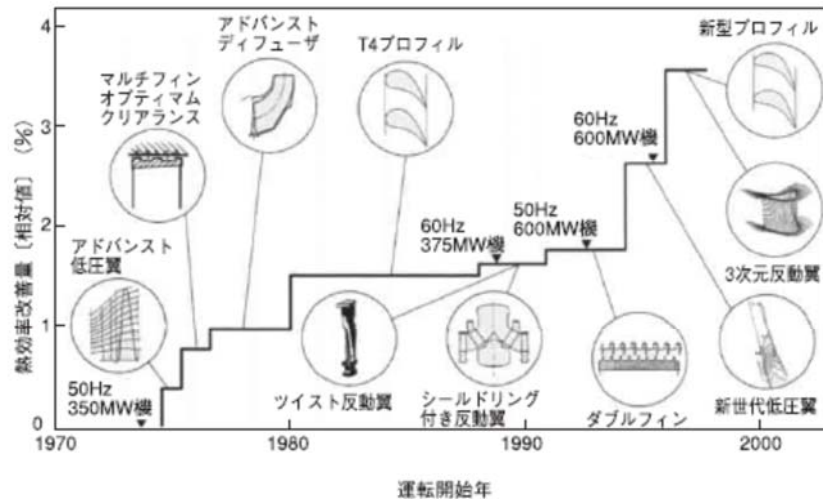
## 衝動タービン



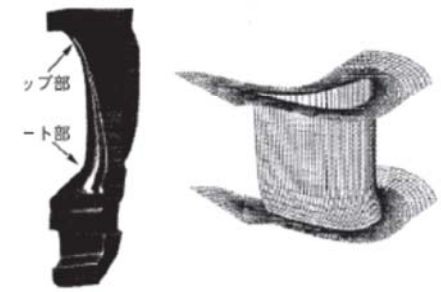
## 反動タービン



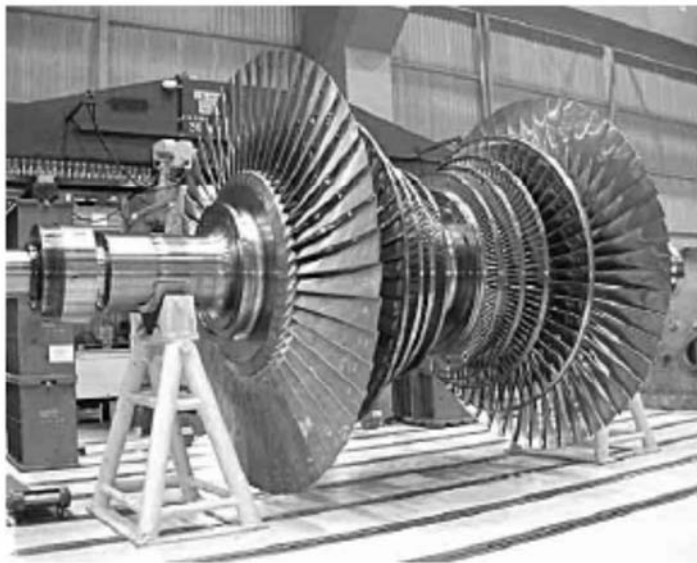
## タービン翼の性能改善技術と改善量の推移



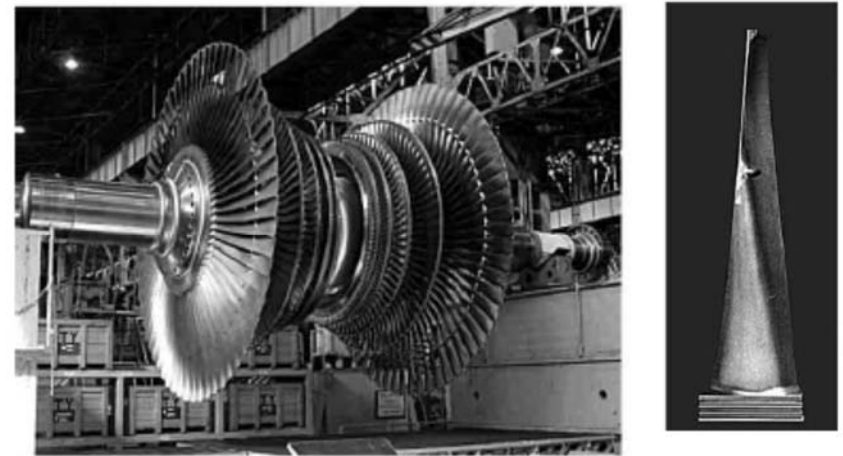
スチール40(左), 48(右)インチ最終段動翼



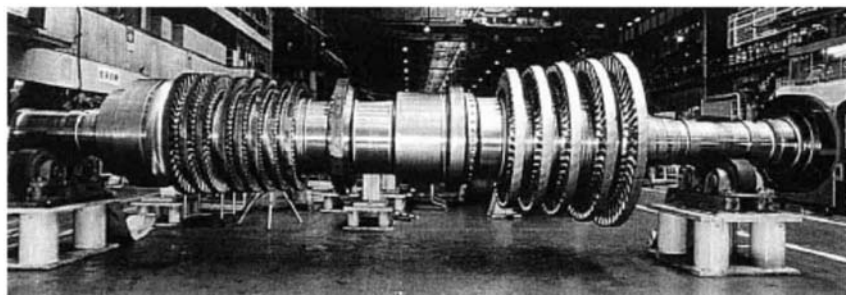
1,150mm(45.3インチ)翼低圧ロータ



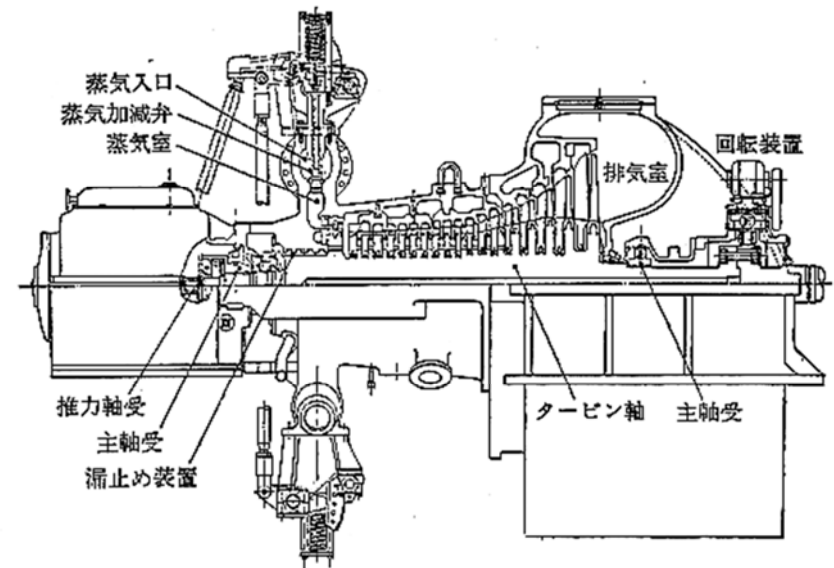
完全3次元流動設計低圧最終翼群  
(3000rpm-48インチ スチール翼)



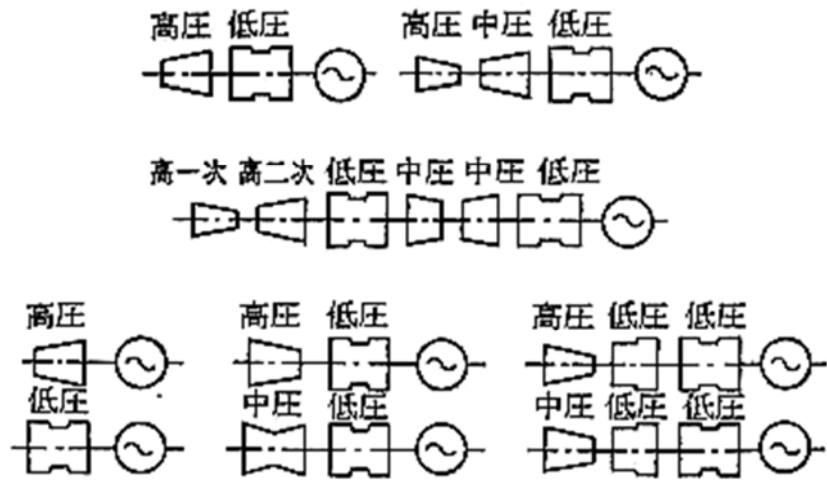
先進12Cr 74トンロータ  
(700MW機高中圧ロータ)



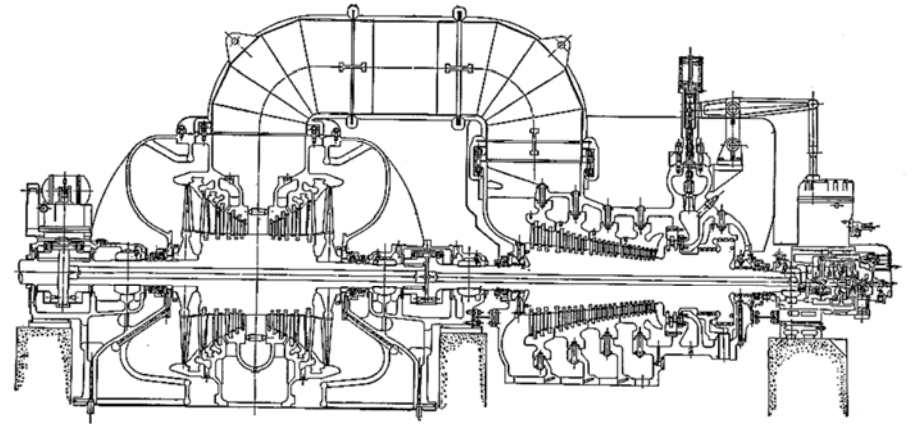
蒸気タービンの構造



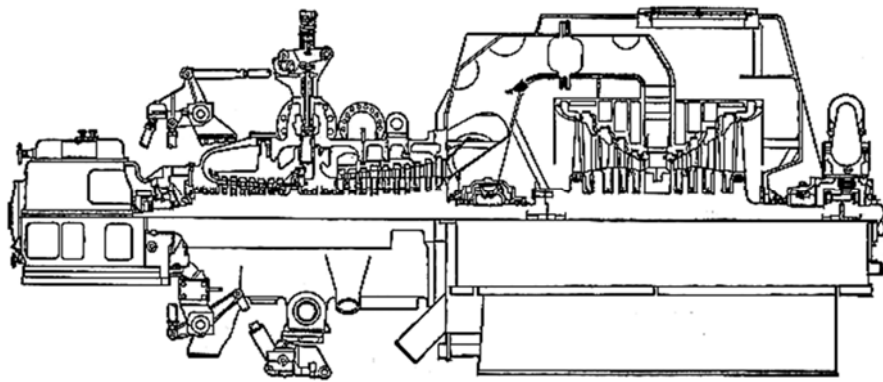
## タービン車室の配置



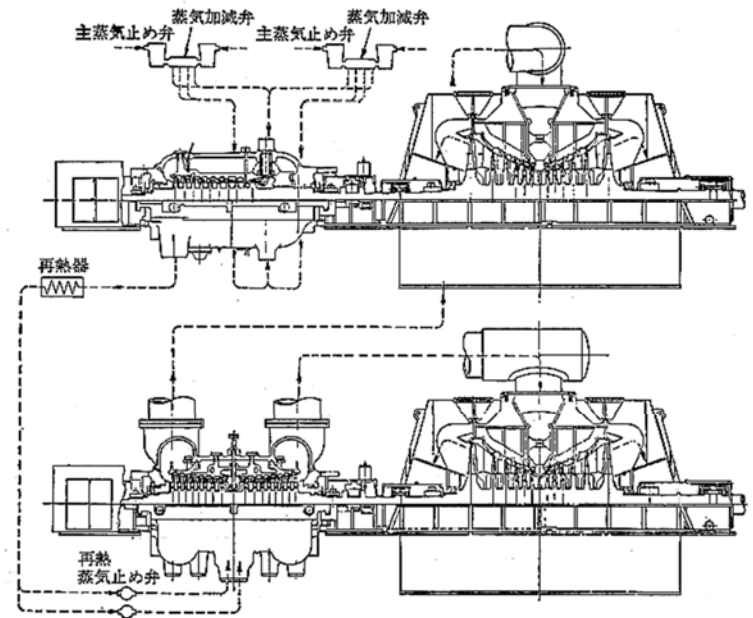
## 再生タービン(66MW,69atm,482°C,3600rpm)



## 再熱タービン(75MW,102atm,538°C)

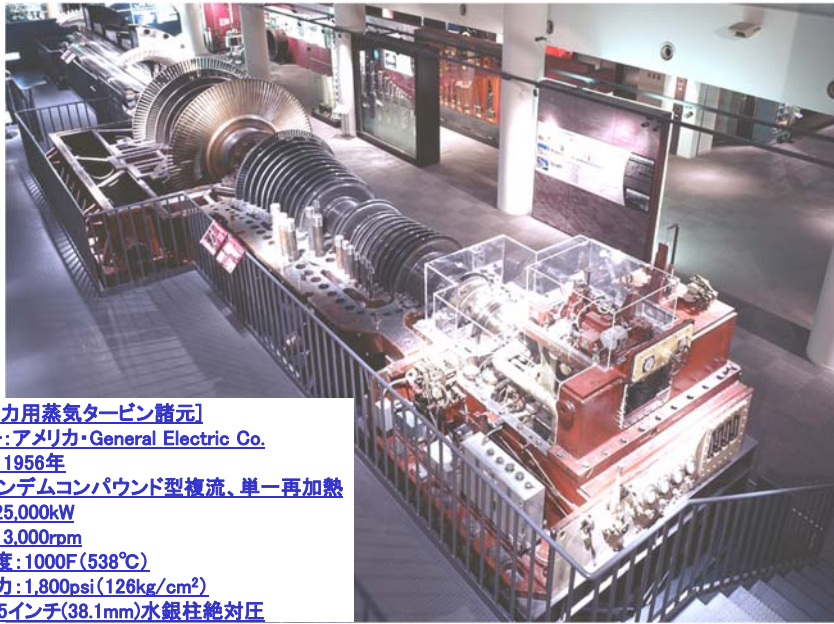


## 超臨界圧タービン(600MW,246atm,538/556°C,3000rpm)



# 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)

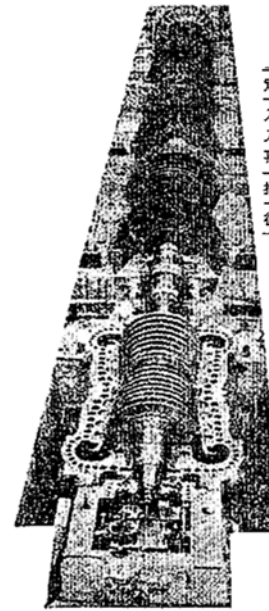
蒸気圧力:1,800psi(126kg/cm<sup>2</sup>)

排気:1.5インチ(38.1mm)水銀柱絶対圧

## 大型火力発電用タービンの蒸気条件

定格出力 MW	22~33	44~66	75~125	156~250	265~375	450~
入口圧力 kgf/cm <sup>2</sup> g*	60	60 88	88 102 127	169	169	246
入口温度 °C*	482	482 510	510 538 538	566(538)	566(538)	538
再熱温度 °C	—	—	— (538) 538	538	538(566)	538, 566, 538/538, 552/566
抽気段数	4, 5	5 5	5 5 6	7	7, 8	8, 9
復水器真空	722 mmHg					

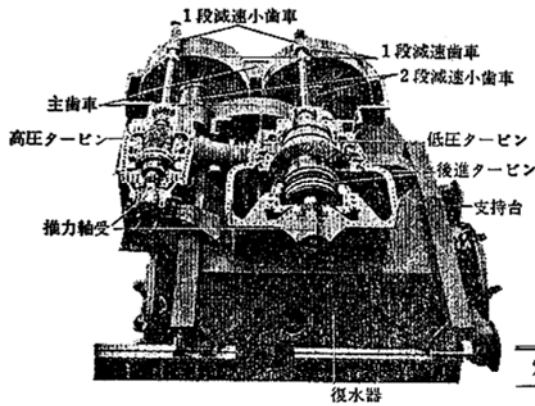
\* 止め弁直前の蒸気状態を示す。



原子力発電用タービン  
(784MW,67atm,280°C,1500rpm)

## 大型火力用蒸気タービン

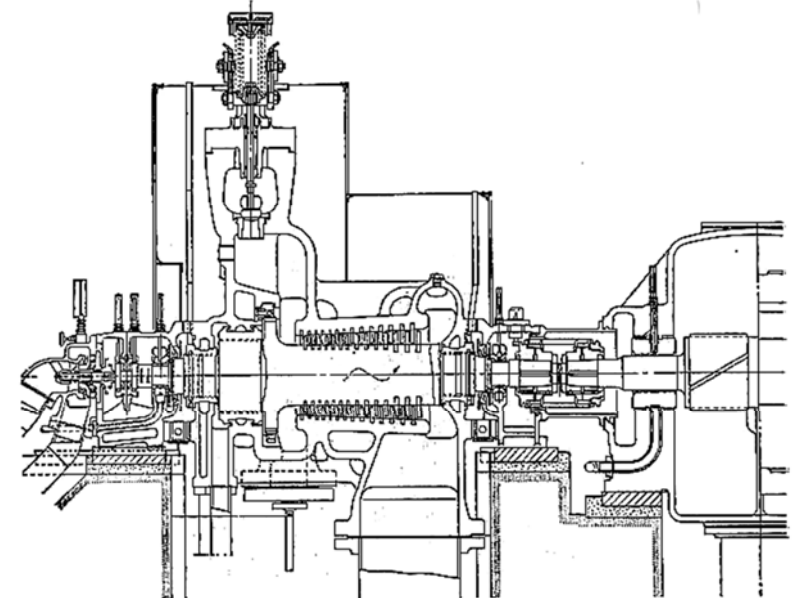
## 船用蒸気タービン



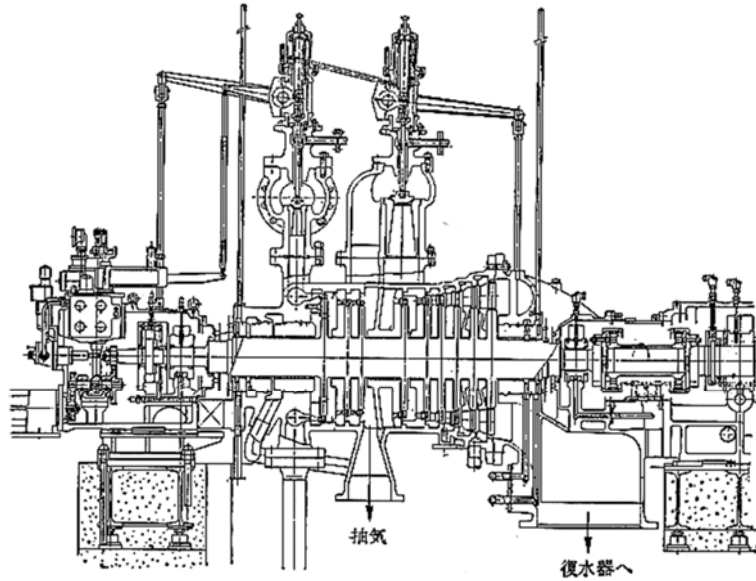
### 大型船用タービンの蒸気条件

定格出力 PS	20000~25000 以上	
入口圧力 kgf/cm <sup>2</sup> g	60	80~102
入口温度 °C	482~510	510~538
再熱温度 °C	—	510~538
抽気段数	4	4, 5
復水器真空	722 mmHg	

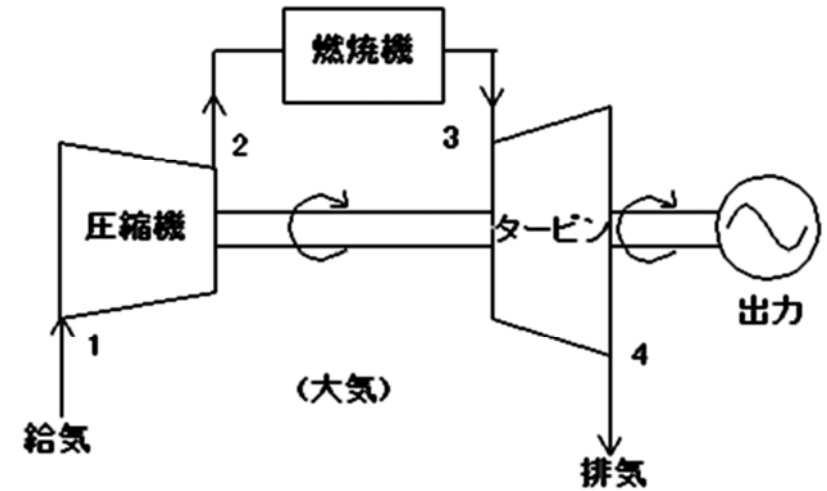
## 背圧タービン(7.9MW,64atm,445°C,8000rpm,7atm)



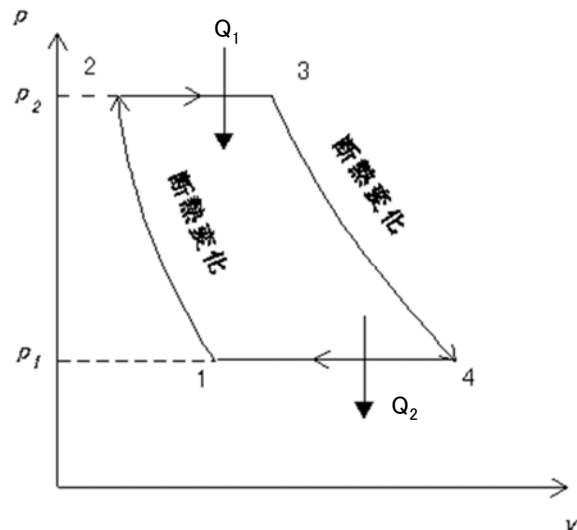
## 抽気タービン



## 単純ガスタービンサイクル



## Braytonサイクル



## Braytonサイクルの熱効率

- 1→2 断熱変化:  $T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}$
- 2→3 等圧変化:  $Q_1/W = c_p(T_3 - T_2)$
- 3→4 断熱変化:  $T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(\kappa-1)/\kappa} = (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}$
- 4→1 等圧変化:  $Q_2/W = c_p(T_4 - T_1)$
- 理論効率 $\eta_{th}$ は:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_3(p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa} - T_1}{T_3 - T_1/(p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}}$$

$$= 1 - (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa} = 1 - \frac{1}{r^{(\kappa-1)/\kappa}}$$

- ここで、 $r = p_2/p_1$  は圧力比 (pressure ratio) である。

## 圧縮比とタービンの仕事

- 圧縮機の入り口1、出口2に対して、圧縮機が外部から吸収する仕事 $L_c$ は、

$$Wh_2 = Wh_1 + L_c \quad \therefore L_c/W = h_2 - h_1$$

- 1→2の断熱変化に関して、

$$L_c/W = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \\ = c_p T_1 (r^{(\kappa-1)/\kappa} - 1)$$

- タービンが外部にする仕事 $L_T$ に対して、

$$L_T/W = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \\ = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{r^{(\kappa-1)/\kappa}} \right)$$

## 単純ガスタービンの効率

- 圧縮機の所要仕事 $L_c$ は、圧力比 $r$ の上昇と共に増大する。
- タービンの出力 $L_T$ は、圧力比 $r$ の上昇と共に飽和する。
- 圧力比 $r$ を上げると、ガスタービン装置の内部をいわば空回りする循環仕事量が増大し、それだけ圧縮機やタービンも大型にせざるをえなくなる
- 一方、圧縮比の値が  $r^{(\kappa-1)/\kappa} = T_3/T_1$  に達すると、 $L_C=L_T$ 、すなわちガスタービンの正味出力がゼロになってしまう。
- このような事情があるため圧力比 $r$ をあまり大にとれず単純ガスタービンではその効率が低いのが普通である。
- 正味出力 $L_T - L_C$ とタービンの発生仕事量 $L_T$ の比( $L_T - L_C$ ) /  $L_T$ のことを仕事率(work ratio)と言う。

## 先細ノズルの流動

- 等エントロピー変化と仮定したときのエネルギー保存式は、

$$h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2$$

- このときエンタルピー変化は、

$$\Delta h = h_0 - h_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2)$$

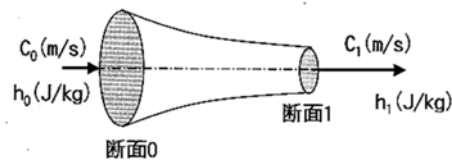
- 入口速度が、出口速度に比較して無視できるとすると、 $c_0 \ll c_1$  となる。

$$c_1 = \sqrt{2\Delta h}$$

- 実際のノズルでは、ノズル内の摩擦損失等により、エントロピーは増大傾向があり、その降下をノズル効率  $\phi$  を考慮すると、と表される。  $c_1 = \phi \cdot \sqrt{2\Delta h}$

- もし、ノズル速度係数が与えられているとすると、同じ入り口条件と出口条件に対して、ノズル出口速度は、次式となる。

$$c_1 = \phi \sqrt{2\Delta h + c_0^2}$$



## 問題9-1

- 入り口速度が120(m/s)、出口速度が280(m/s)で動作しているノズルがある。可逆断熱変化(等エントロピー変化)を仮定したときのエンタルピー変化  $\Delta h$  を求めなさい。
- また、同じ入り口条件と出口条件に対して、ノズル効率を  $\phi = 0.95$  とするとき、ノズル出口速度を求めなさい。



## 問題9-1 解答の方針

$$\Delta h = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2) =$$

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2\Delta h + c_0^2} =$$

## Rankineサイクルの理論熱効率

- 理論熱効率  $\eta_{th}$  は次のように算出される。

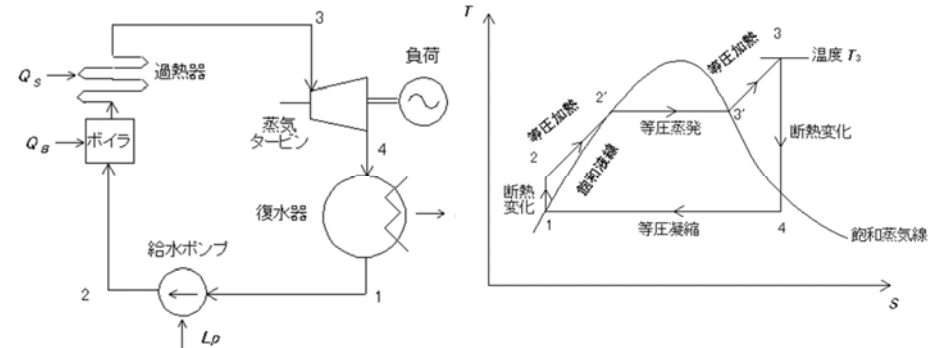
$$\eta_{th} = \frac{L_T - L_P}{Q_B + Q_S} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

$$= 1 - \frac{Q_C}{Q_B + Q_S}$$

- 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

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

## Rankineサイクル(蒸気サイクル)

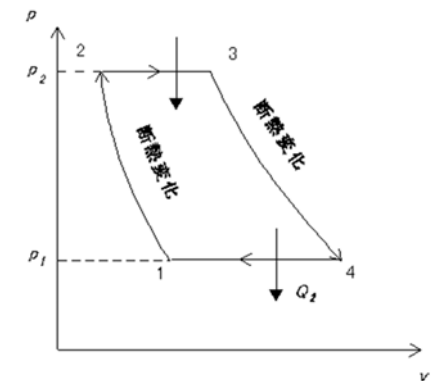
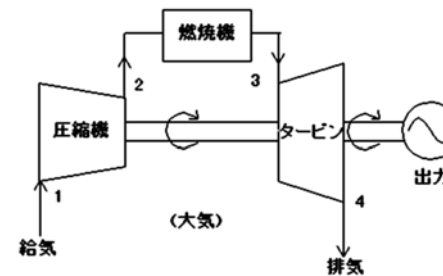


各要素内を作動流体が定期的に流れているとする。

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:  $Q_C = W(h_4 - h_1)$

## 単純ガスタービンサイクル (Braytonサイクル)



## Braytonサイクルの熱効率

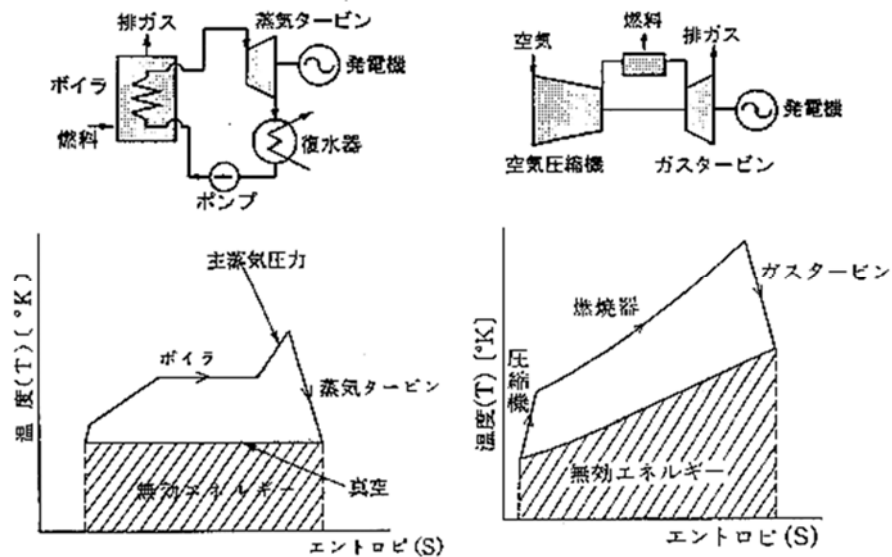
- 1→2 断熱変化:  $T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}$
- 2→3 等圧変化:  $Q_1/W = c_p(T_3 - T_2)$
- 3→4 断熱変化:  $T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(\kappa-1)/\kappa} = (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}$
- 4→1 等圧変化:  $Q_2/W = c_p(T_4 - T_1)$
- 理論効率 $\eta_{th}$ は:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_3(p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa} - T_1}{T_3 - T_1(p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa}}$$

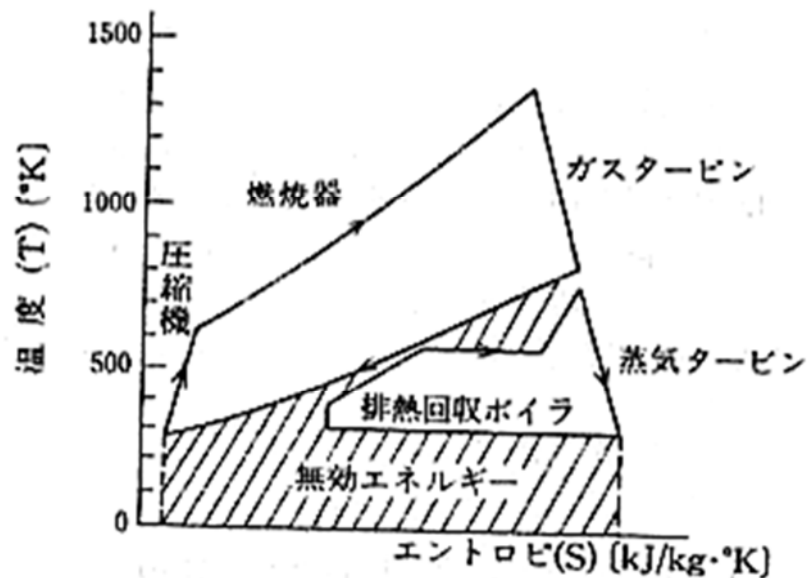
$$= 1 - (p_1/p_2)^{(\kappa-1)/\kappa} = 1 - \frac{1}{r^{(\kappa-1)/\kappa}}$$

- ここで、 $r = p_2/p_1$  は圧力比 (pressure ratio) である。

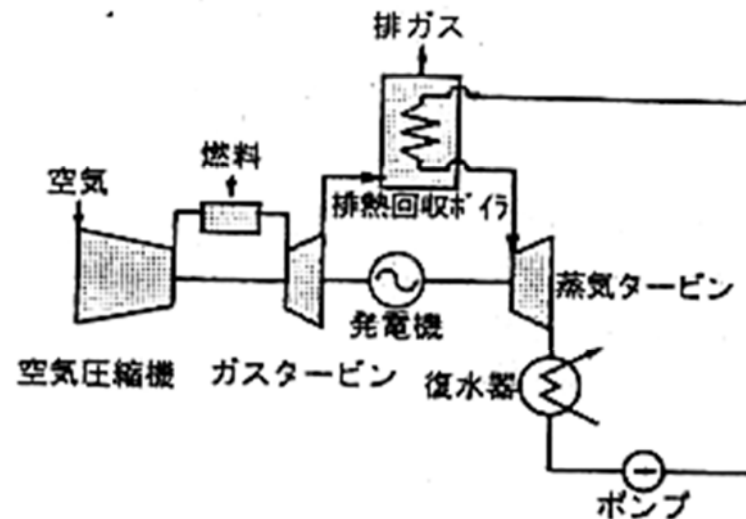
## 蒸気サイクルとガスタービンサイクル



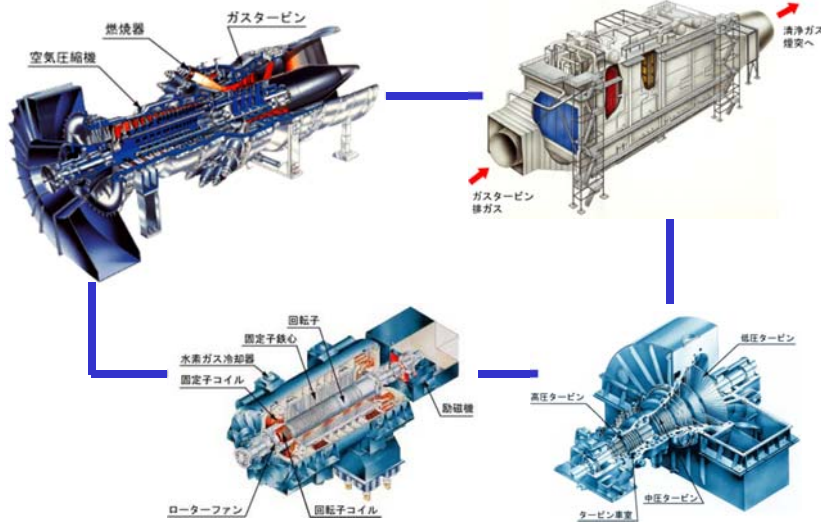
## コンバインドサイクル



## コンバインドサイクル



## コンバインドサイクル



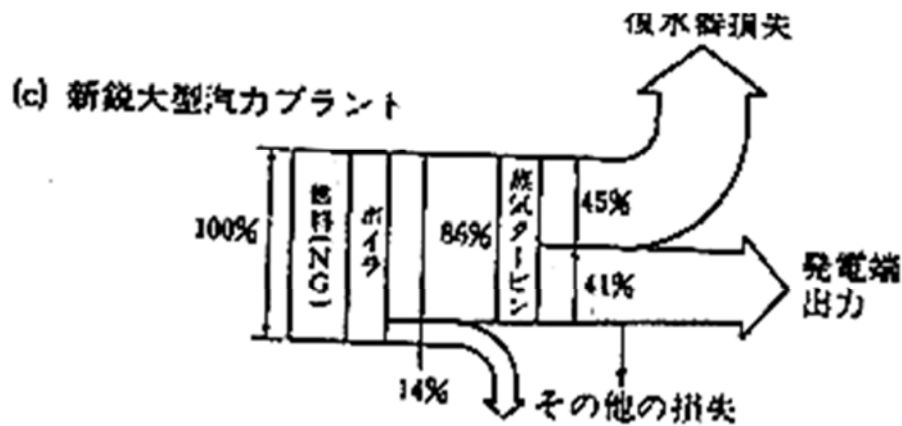
## コンバインドサイクルの総合効率

- ガスタービンへの供給熱量:  $Q_{G1}$
- ガスタービンからの排出熱量:  $Q_{G2}$
- 蒸気タービンへの供給熱量:  $Q_{S1}$
- 蒸気タービンからの排出熱量:  $Q_{S2}$
- ガスタービンの熱効率 $\eta_G$ は:  $\eta_G = \frac{Q_{G1} - Q_{G2}}{Q_{G1}}$
- 蒸気タービンの熱効率 $\eta_S$ は:  $\eta_S = \frac{Q_{S1} - Q_{S2}}{Q_{S1}}$
- よって、総合効率 $\eta_T$ は、  

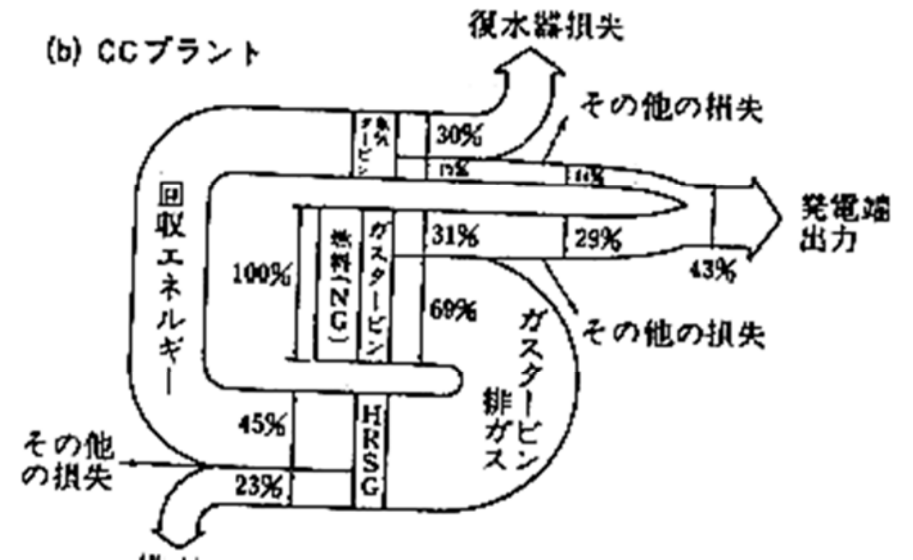
$$\eta_T = \frac{Q_{G1} - Q_{G2} + Q_{S1} - Q_{S2}}{Q_{G1}} = \frac{Q_{G1} - Q_{G2}}{Q_{G1}} + \frac{Q_{S1} - Q_{S2}}{Q_{G1}}$$

$$= \frac{Q_{G1} - Q_{G2}}{Q_{G1}} + \frac{Q_{S1} - Q_{S2}}{Q_{S1}} \cdot \frac{Q_{S1}}{Q_{G2}} = \eta_G + \eta_S \cdot \eta_B \cdot (1 - \eta_G)$$

## 新鋭大型汽力サイクル発電の熱収支

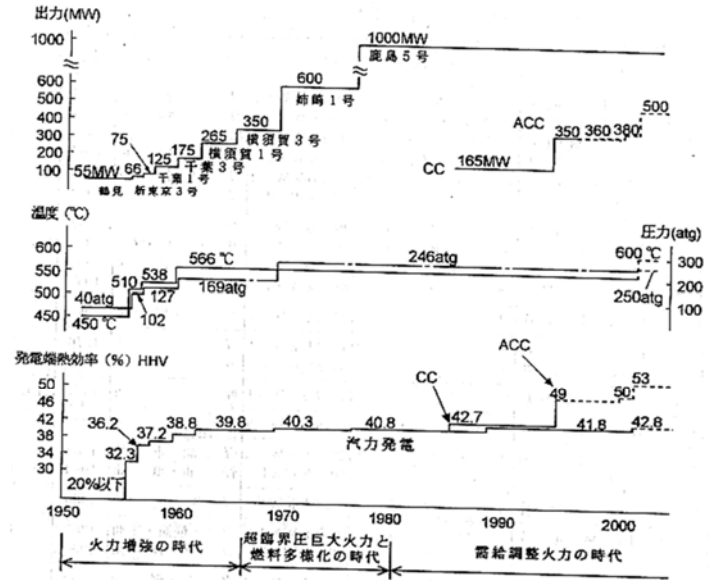
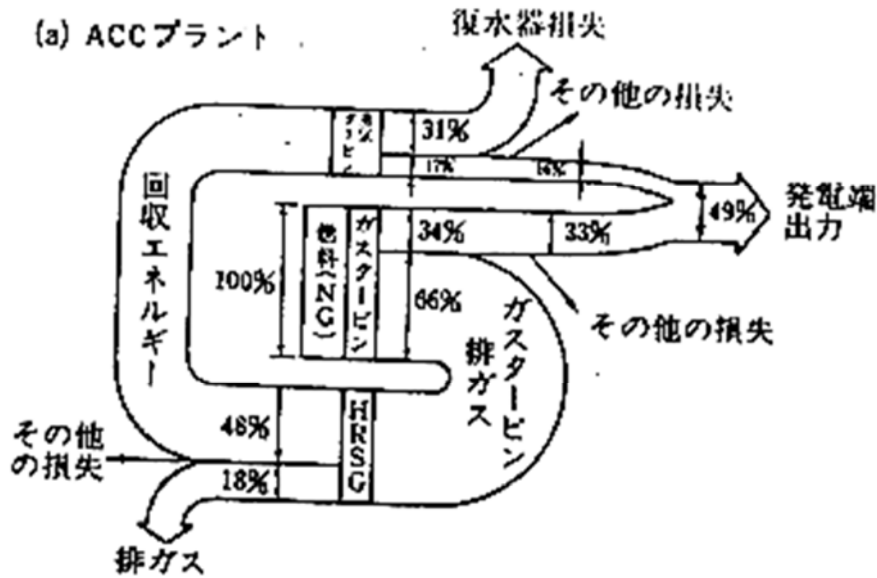


## 1100°C級CCプラントの熱収支

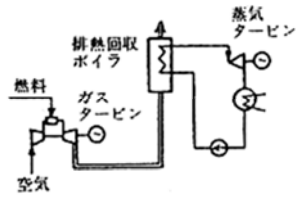


## 1300°C級ACCプラントの熱収支

## 火力発電プラントの推移

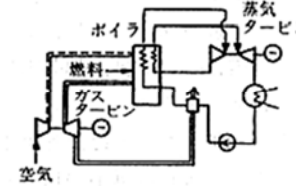


## 廃熱回収式コンバインドサイクル



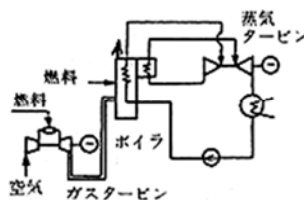
- ①最も熱効率の良い方式である。
- ②起動時間が短い。
- ③比較的小容量機で構成されるため、起動停止や出力調整が容易である。
- ④全出力に対するガスタービンの出力割合が約2/3と大きい。
- ⑤出力あたりの温排水量が少ない。
- ⑥最大出力が外気温度により変化する。
- ⑦蒸気タービンの単独運転は不可能である。

## 加圧流動床燃焼式コンバインドサイクル



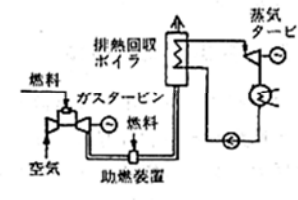
- ①ガスタービンでは直接燃料として使用できない。石炭を燃料として使用できる。
- ②燃料に石炭を利用しても、炉内脱硫が行えるため、脱硫装置が不要となる。
- ③ボイラが加圧容器となるため、単機35万kW程度の出力が限界と考えられる。

## 排気再燃式コンバインドサイクル



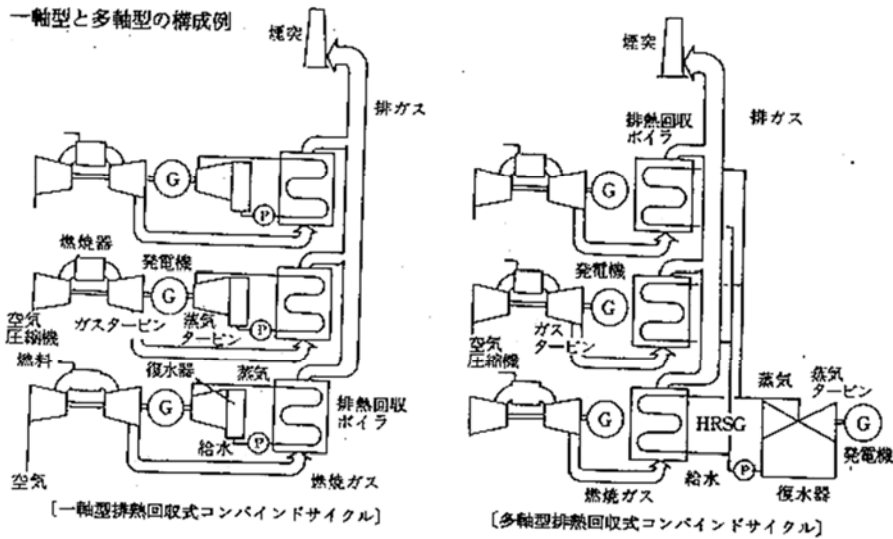
- ①既設発電設備の熱効率・出力向上が可能となるため、リパワリングに最適な方式である。
- ②既設発電設備の改造の場合は、ガスタービン設備の設置スペースが必要となるため、改造対象ユニットが限定される。
- ③押込送風機を設置すれば蒸気タービンの単独運転が可能となる。
- ④運転制御が複雑になる。

## 排気助燃式コンバインドサイクル

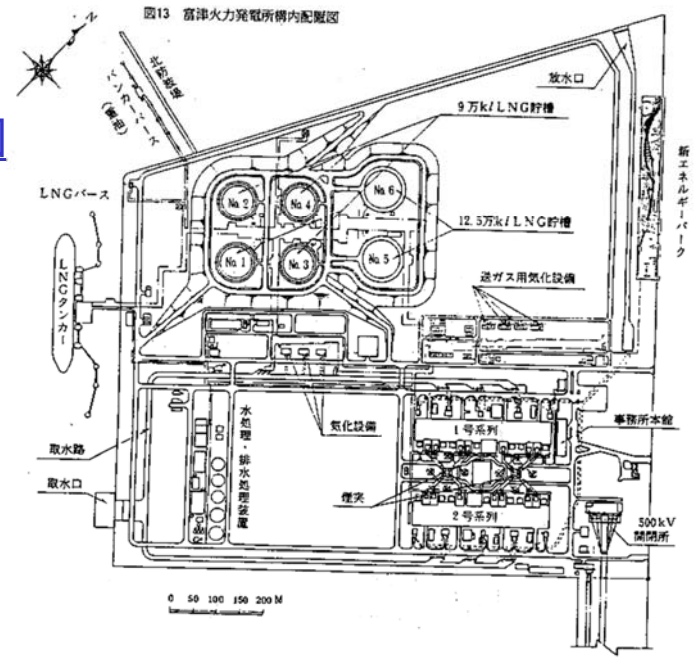


- ①助燃料が多くなると、蒸気タービンの出力比が大きくなる。
- ②ガスタービンの排気ガス温度が高くなる(ガスタービン入口ガス温度が高くなる)と最適助燃料は減少する。
- ③蒸気タービンの単独運転は不可能である。

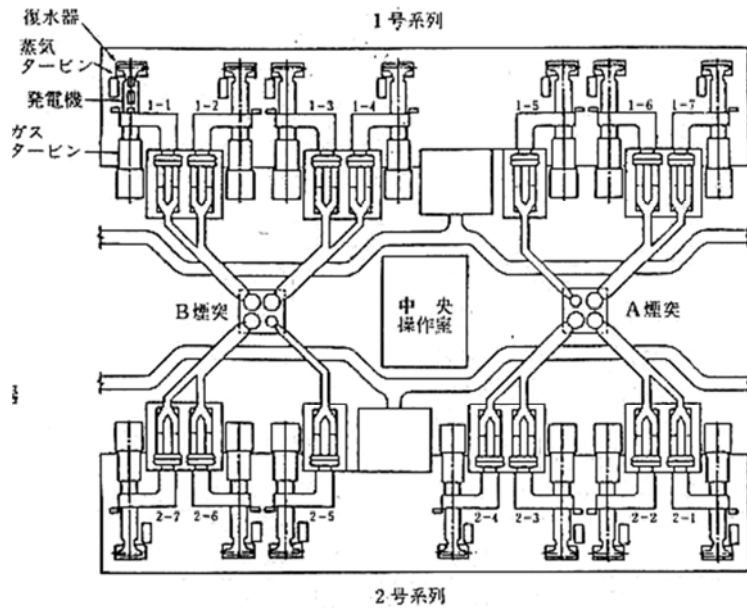
# 一軸型と多軸型の構成例



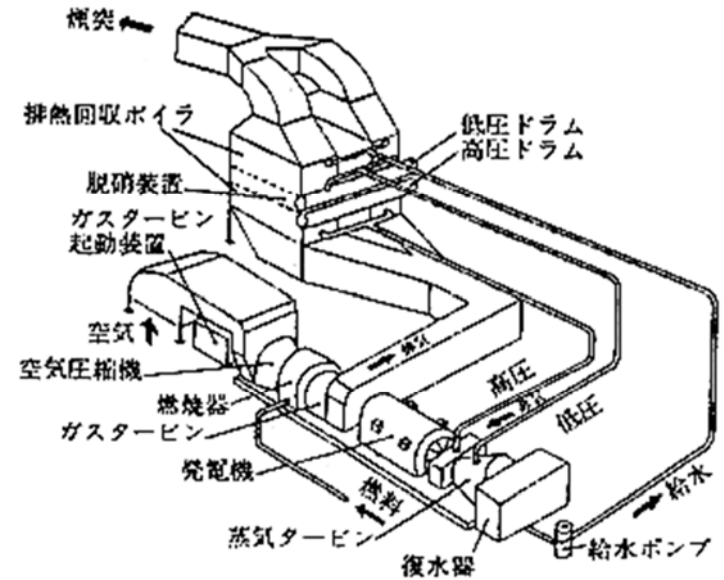
# 富津火力発電所構内配置図



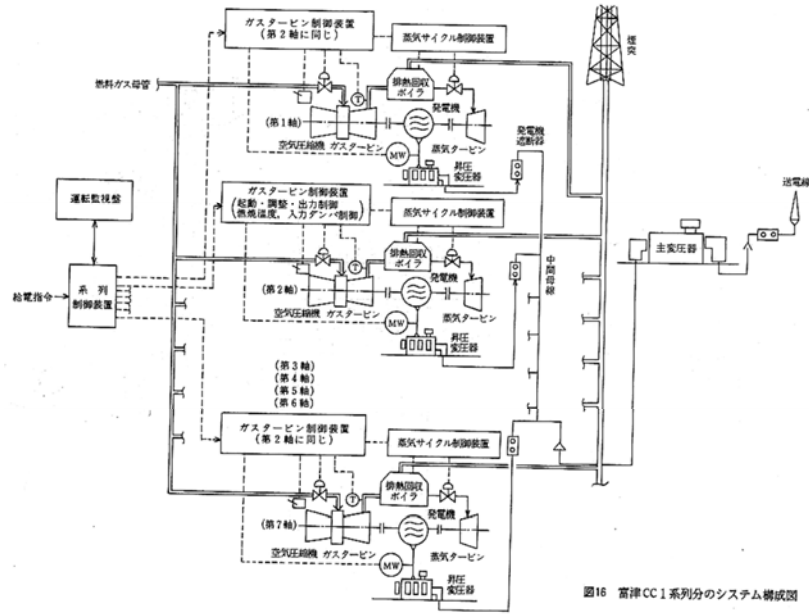
# 富津CC機器配置断面図



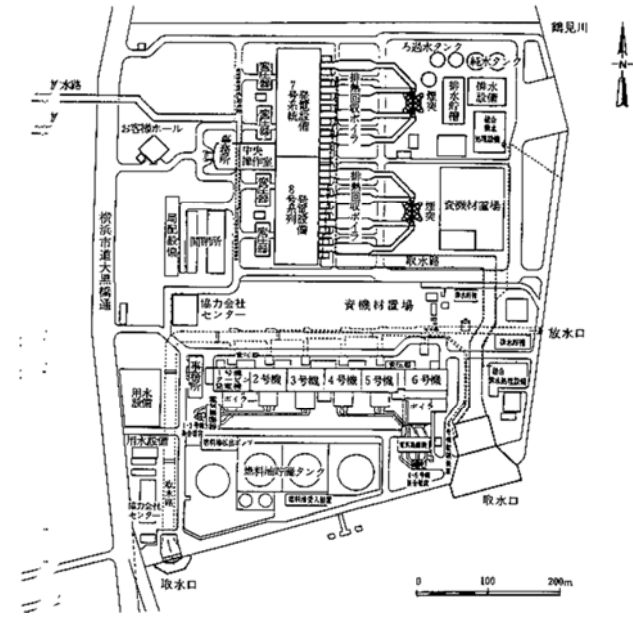
# 富津CC一軸分のシステム構成図



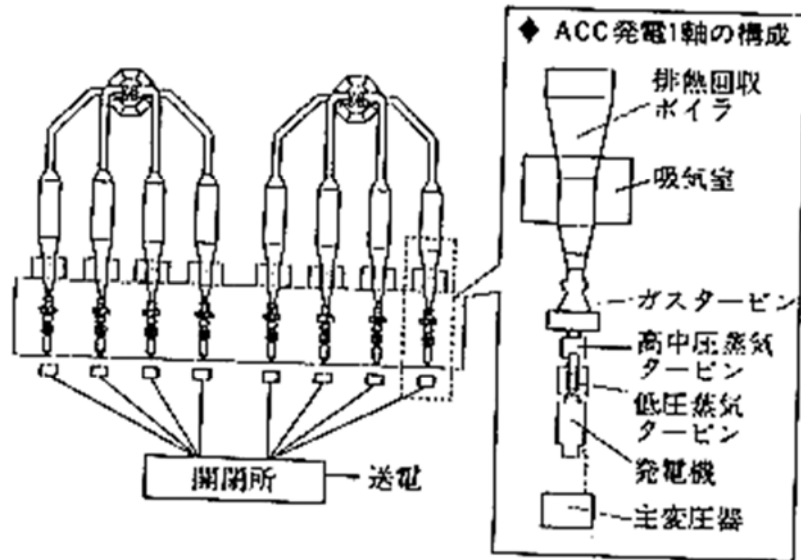
## 富津CC一列分のシステム構成図



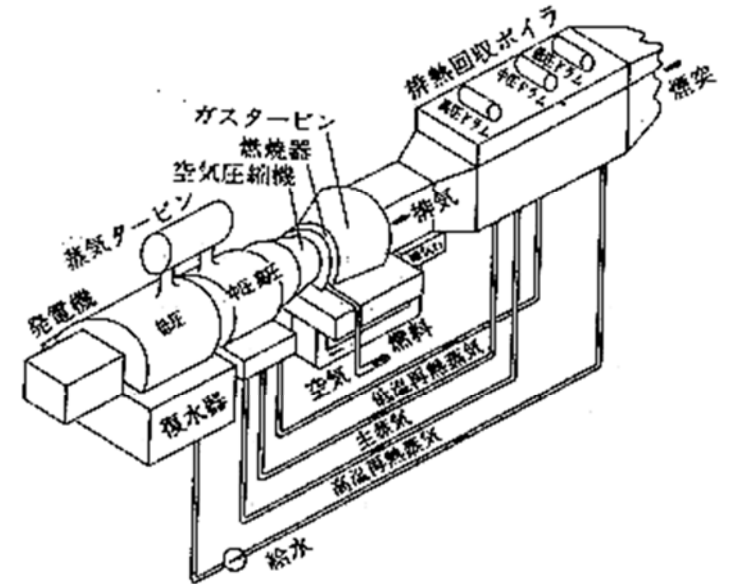
## 横浜火力(ACC)構内配置図



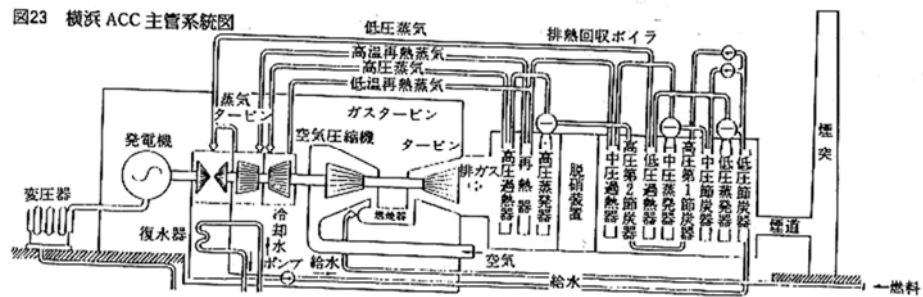
## 横浜ACC機器配置平面図



## 横浜ACC一軸分のシステム構成図



## 横浜ACC主管系統図



## 問題9-2

- CCにおける、ガスタービン・蒸気タービン複合発電において、ガスタービンの効率20%、蒸気タービンの効率35%、廃熱回収ボイラーの効率80%とすると、総合効率はいくらになるか。
- ACCにおける、ガスタービンの効率33%、蒸気タービンの効率41%、廃熱回収ボイラーの効率80%とすると、総合効率はいくらになるか。