

先進的超臨界圧蒸気発電システム実現のための
タービン翼冷却技術を用いたシステムデザインに関する研究

2006年度

福田雅文

目次

記号表	
1 序論	1
2 背景	4
3 基礎理論と計算モデル	13
3.1 蒸気発電システム	13
3.1.1 基本システム構成	13
3.1.2 設計フロー	14
3.2 タービン	15
3.2.1 タービン構造	15
3.2.2 タービン全体性能	16
3.2.3 翼列性能等	18
3.2.4 翼強度	27
3.2.5 ロータ強度	27
3.2.6 ケーシング強度	28
3.2.7 ロータ冷却	28
3.2.8 ケーシング冷却	32
3.3 ボイラ	32
3.3.1 燃焼計算と熱損失	33
3.3.2 熱伝達	36
3.4 その他の機器	37
3.4.1 一般のポンプ	38
3.4.2 給水ポンプ	38
3.4.3 給水加熱器	39
3.4.4 復水器	39
3.4.5 脱気器	40
3.4.6 デスーパーヒータ	41
3.4.7 ラビリンスシール	41
3.5 材料	42
3.5.1 フェライト系材料	42
3.5.2 Ni 系超耐熱合金	42
3.6 経済性	44
3.6.1 燃料費	44
3.7 二酸化炭素排出量	44
4 計算ソフト	45
4.1 計算システムの概要	45

4.2	計算プログラムの機能	45
4.3	計算プログラム構成	45
4.4	計算入出力	54
4.5	グラフィカルユーザインターフェース	55
4.6	計算結果例と検証	56
5	700°C級蒸気発電システム	58
5.1	Case1 無冷却式システム	61
5.1.1	最適圧力比	61
5.1.2	最適段落数	63
5.1.3	ロータと翼の強度	72
5.1.4	マス・ヒートバランス	73
5.2	Case2 再熱タービン冷却式システム	74
5.2.1	冷却・シール蒸気量	74
5.2.2	最適圧力比、最適段落数	76
5.2.3	マス・ヒートバランス	76
5.2.4	動翼、ロータ冷却	77
5.3	Case3 超高压・再熱タービン冷却式システム	79
5.3.1	冷却・シール蒸気量	79
5.3.2	最適圧力比、最適段落数	79
5.3.3	マス・ヒートバランス	80
5.3.4	動翼、ロータ冷却	81
5.4	Case4 超高压タービン分割システム	83
5.4.1	マス・ヒートバランス	83
5.5	Case5 主蒸気 630°Cシステム	84
5.5.1	最適圧力比	84
5.5.2	マス・ヒートバランス	86
5.6	Case6 主蒸気 630°C、再熱タービン冷却式システム	86
5.6.1	マス・ヒートバランス	86
5.7	Case7 630°Cシステム	87
5.7.1	最適圧力比	87
5.7.2	最適段落数	87
5.7.3	マス・ヒートバランス	89
5.8	システム評価	90
5.8.1	システム熱効率	90
5.8.2	二酸化炭素削減効果および経済性	92
5.8.3	総括評価	94

6	800°C級蒸気発電システム	95
6.1	Case1 無冷却式システム	97
6.1.1	最適圧力比	97
6.1.2	最適段落数	100
6.1.3	ロータと翼の強度	107
6.1.4	マス・ヒートバランス	108
6.2	Case2 700°C級材料適用冷却式システム	109
6.2.1	冷却・シール蒸気量	109
6.2.2	最適圧力比、最適段落数	110
6.2.3	マス・ヒートバランス	110
6.2.4	動翼、ロータ冷却	111
6.3	Case3 630°C級材料適用冷却式システム	114
6.3.1	冷却・シール蒸気量	114
6.3.2	最適圧力比、最適段落数	115
6.3.3	マス・ヒートバランス	115
6.3.4	動翼、ロータ冷却	116
6.4	Case4 主蒸気700°C、再熱タービン冷却式システム	117
6.4.1	最適圧力比	117
6.4.2	マス・ヒートバランス	118
6.5	システム評価	119
6.5.1	システム熱効率	119
6.5.2	二酸化炭素排出量削減効果および経済性	120
6.5.3	総括評価	122
7	結論	124
	謝辞	127
	引用文献	128
	著者の発表論文	130
	付録1 シミュレータの入力に関する説明	132
	付録2 シミュレータの出力に関する説明	147

記号表

A	面積(m ²) または翼のアスペクト比= H/l
A_1	火炉有効放射伝熱面積(m ²)
B	定数
C	定数または主流蒸気の速度(m/s)
Ca	主流蒸気の軸流速度(m/s)
C_{cont}	石炭中の炭素分の割合(kg/kg)
Cu	主流蒸気の周方向速度(m/s)
C_D	翼の抗力係数
C_{D_s}	二次流れによる翼の抗力係数
C_F	プラント利用率
C_L	翼の揚力係数
C_p	定圧比熱(kJ/(kg·K))
C_{p_a}	ボイラ空気の定圧体積熱容量(kJ/(Nm ³ ·K))
C_{p_f}	ボイラ燃料の定圧比熱(kJ/(kg·K))
C_{p_g}	ボイラ排ガスの定圧体積熱容量(kJ/(Nm ³ ·K))
$C_{p,max}$	$2\angle P_{max}/\rho Ca^2$, $\angle P_{max}$ は周方向圧力分布
C_r	ボイラ火炉の有効放射係数
C_{sp}	静圧回復率
C_w	シール媒体の無次元流量, $m/(\mu r_0)$
$C_{w,min}$	主流からの巻き込みの無い C_w の最小の値
G	ギャップ比, s/r_0
Gc	クリアランス比, s_c/r_0
G_f	ボイラ燃料投入量(kg/h)
H	全エンタルピー(kJ/kg) または翼高さ(m)
$\angle H$	段落毎の単位流量当たりの仕事量(kW/kg)
HHV	ボイラ燃料の高位発熱量(kJ/kg)
ID	翼の内径(m)
$L1$	ボイラの乾きガス損失(kJ/kg-fuel)
$L2$	ボイラ燃料の水素分の燃焼により生じる水分による熱損失(kJ/kg-fuel)
$L3$	ボイラ燃料中の水分による熱損失(kJ/kg-fuel)
$L4$	ボイラに入る空気中の湿分による熱損失(kJ/kg-fuel)
$L5$	ボイラ燃料の不完全燃焼による熱損失(kJ/kg-fuel)

$L6$	ボイラ周壁の放射熱損失(kJ/kg-fuel)
$L7$	ボイラのその他損失(クリンカ、飛灰等) (kJ/kg-fuel)
LHV	ボイラ燃料の低位発熱量(kJ/kg)
Nu	ヌセルト数
O	プラント運用年数(年)
OD	翼の外径(m)
O_{min}	燃料 1kgが完全燃焼するのに必要な酸素量である理論酸素量(kg/kg-fuel)
P	圧力(MPa)
P_F	燃料費(円)
P_{Coal}	石炭単価(円/Mcal)
Q_{r1}	火炉内放射伝熱面で吸収される熱量(kJ/h)
R	反動度, $\angle h_{b1d} / \angle H$
Re	レイノルズ数
Re_ϕ	回転レイノルズ数, $(\rho \omega r_0^2) / \mu$
Re_w	軸流速度レイノルズ数, $(\rho Ca \cdot r_0) / \mu$
Re_h	水力平均直径を基準とするレイノルズ数= $2Re(s/l) \cos \alpha_2$
T	全温度(K) または温度(K)
U	周速(m/s)
V	実際に発生するボイラ燃焼ガス量(Nm ³ /kg-fuel)
V_a	ボイラ空気量(Nm ³ /kg-fuel)
V_d	実際に発生するボイラ乾きガス量(Nm ³ /kg-fuel)
V_{dmin}	理論ボイラ乾きガス量(Nm ³ /kg-fuel)
W	プラント出力(kW)
$\angle W$	段落毎の仕事量(kW)
Y	Ainley の方法による損失係数
d	ロータの直径(m) または管の外径(m)
f_a	配管係数
f_n	管列係数
h	エンタルピー(kJ/kg)
h_{HHV}	石炭高位発熱量(kJ/kg)
$\angle h$	翼列の静エンタルピー降下(kJ/kg)
i	翼のインシデンス = $\alpha - \alpha'$
l	翼コード長(m) または代表長さ(m)

le	翼後縁厚さ (m)
m	流量 (kg/s)
m_{CO_2}	二酸化炭素排出量 (ton)
n	段落数
r	主流蒸気の回転系から見た相対速度 (m/s)
r_0	シール部の半径 (m)
s	シール媒体の流れる隙間の幅 (m) または翼ピッチ (m)
t	翼の最大厚さ (m)
t_0	大気温度 (K)
t_a	ボイラ火炉入口空気温度 (K)
t_f	ボイラ燃料の温度 (K)
t_g	ボイラ燃焼ガス温度 (K)
$t_{g, exit}$	ボイラ火炉出口燃焼ガス温度 (K)
t_s	蒸気管内蒸気の平均温度 (K)
t_w	ボイラ火炉給水温度 (K)
$u_{max, 0}$	ガス通路最小面積を通過するガス流速を標準状態に換算した速度 (m/s)
Φ	シール効率 (=1-(侵入流体質量流量/シール流体質量流量))
α	軸流方向から見た流れの角度 (度) または各部の熱伝達率 ($w/(m^2 \cdot K)$) またはラビリンスシールの流量係数
α'	軸流方向から翼形状入口の角度 (度)
λ	$(C_{D_s} / C_L^2) \cdot (s/l)$ または熱伝導率 ($w/(m \cdot K)$)
η	効率または熱効率
η_{comb}	ボイラでの燃焼効率
η_{Net}	プラント送電端熱効率
ϕ	翼列の流量係数, Ca / U
μ	流体の粘性係数 (Pa·s)
ϕ	段落の負荷係数, $\Delta H / U^2$
ξ	Soderberg の方法による損失係数 またはボイラ火炉放射熱損失率
ρ	流体の密度 (kg/m ³)
ω	ロータの回転角速度 (rad/s)
τ	翼の先端クリアランス

添字

1	入口または冷却蒸気混合前
2	出口または冷却蒸気混合後
c	冷却蒸気
in	構成要素の入口
ex	構成要素の出口
bld	動翼
nzl	ノズル
s	静（静圧、静温等）
t	全（全圧、全温等）
VHPT	超高压タービン
HPT	高压タービン
IPT	中压タービン
LPT	低压タービン

略字

IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle	ガス化複合発電サイクル
USC	Ultra-Supercritical Pressure Steam Power Generation System	超々臨界圧蒸気発電システム
VHPT	Very High Pressure turbine	超高压タービン
HPT	High Pressure turbine	高压タービン
IPT	Intermediate Pressure turbine	中压タービン
LPT	Low Pressure turbine	低压タービン
BFPT	Boiler Feed Water Pump Turbine	ボイラ給水ポンプ駆動タービン

1. 序論

近年、中国を中心とした世界の経済発展により、天然ガスや石炭といった発電用化石燃料への需要が高まっている。その中でも石炭は資源の量、普遍性が他の燃料に勝っており、今後さらに需要が増すものと考えられている。しかしながら、石炭は主成分が炭素であることから、発電に使用すると地球温暖化ガスである二酸化炭素の排出が天然ガスや石油等に比べて多い。IEA（International Energy Agency）発行のWorld Energy Outlook⁽¹⁾によると図1-1に示すように発電による二酸化炭素の排出は今後も増えつづける。その中でも石炭による分は2030年には115億トン/年に達し、全世界の排出量の約1/3に相当する。そのため、石炭を利用しつつ、二酸化炭素の排出を極力抑制するための発電技術開発が喫緊の課題として浮上している。

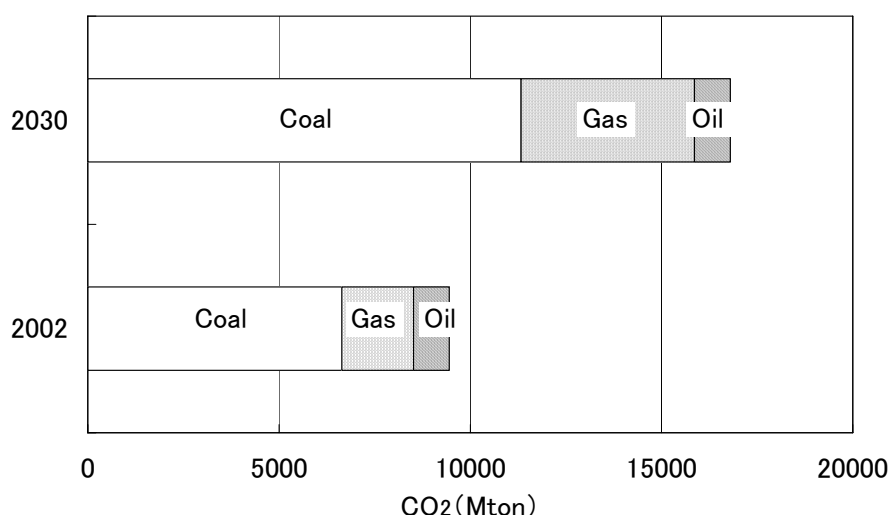


Fig. 1-1 World CO₂ Emissions from Power Stations ⁽¹⁾

二酸化炭素の排出を極力抑制するための発電技術の一つとして二酸化炭素の回収、貯留技術の開発が各国で進められており、将来的には二酸化炭素を排出しない石炭火力発電所が実現する可能性がある。しかしながら、二酸化炭素の回収、貯留技術は経済性等未解決な課題が多く、本格的な利用にはまだ時間がかかるものと考えられる。石炭を利用しつつ、現状でもっとも確実かつ現実的な二酸化炭素削減策はシステム熱効率向上による燃料消費量の削減であると言えよう。

石炭を燃料とする代表的な発電技術としてはランキンサイクルを採用しボイラとタービン等から構成される蒸気発電システムと、ブレイトンサイクルを採用し石炭ガス化設備とガスタービン等から構成される石炭ガス化複合サイクルシステム（IGCC: Integrated Gasification Combined Cycle）がある。本論文では現在主流である蒸気発電システムについて高温化による高効率化の検討をする。

蒸気発電システムの熱効率を決める最大要因であるタービン入口温度はボイラやタービン材料の制限により現状で600℃級である。将来的には700℃級以上が達成される

と考えられているが、このような高温システムを実現するには従来の設計思想によればこれまで使われてきた鉄鋼材料ではその限界温度を超えており、Ni系の超耐熱合金の適用が必要と考えられている^{(5)、(6)、(7)}。Ni系の超耐熱合金は高温でのクリープ強度が高いが、①大きな部品を作れない、②高価、③材料特性上熱応力が出やすく疲労に弱い等の問題がある。そのため、従来の設計を単純に適用すると、システム熱効率は向上するが経済性、運用性を損ない、総合的に見て高温化による利得を失う可能性がある。故に、Ni系の超耐熱合金を使いこなすには新しい設計思想が必要であると考えられる。これまでいくつかのアイデア^{(6)、(7)、(8)、(9)}が散発的に公開されているが、それらを統一的、総合的に評価した研究は未だに見受けることができない。

一方、ブレイトンサイクルのガスタービンでは冷却技術を駆使しタービン入口温度として 1500°C級が実現されている。そこで、本研究では蒸気発電システムで従来高温化の補助的な手段として利用されてきた冷却技術を積極的に取り上げ、材料に代わる高温化の手段として新たに位置付けた。そして、冷却技術、蒸気温度、タービンの分割構成、材料といった項目をパラメータとして、可能性があると思われるさまざまな構成の超臨界圧蒸気発電システムを検討し、それらの技術的可能性、経済性、環境性、運用性等を統一的、総合的に評価する。これにより、有望なシステム構成を提案するとともに、将来の 700°C 超級蒸気発電システム開発の方向性を定めるための基本的な知見を社会に提供することを目的とする。

図 1-2 は筆者が考える将来の石炭火力発電システムの基本的な構図であり、現在の 1300°C 級 IGCC と 600°C 級 USC(Ultra-Supercritical Pressure Steam Power Generation System:超々臨界圧蒸気発電システム)の技術をベースとして冷却や材料の開発による高温

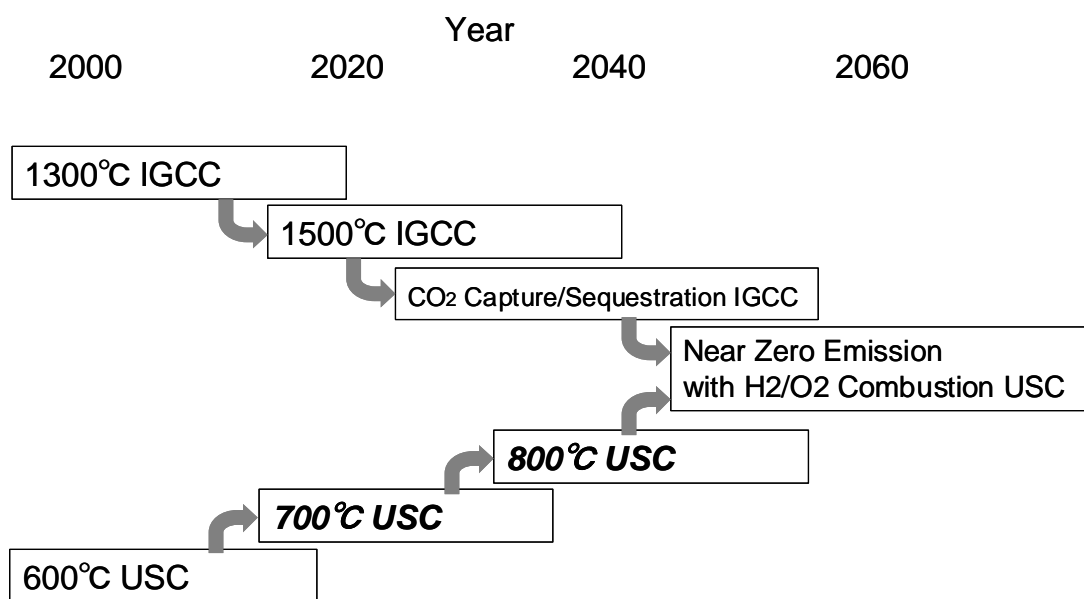


Fig. 1-2 A Vision for the Future Power Generation System

化、二酸化炭素回収、システムの融合等を経て、ゼロエミッション発電を目指すものである。

本論文の最も重要なテーマはこのビジョンの中で700℃級 USC、800℃級 USC について早期実現に向けた方策を評価検討することにある。

2. 背景

産業革命以降人類は化石燃料の大量消費により繁栄を謳歌してきた。しかしながら、その結果として二酸化炭素の大気中濃度が増加し、地球温暖化現象が出現するに至った。一方、化石燃料そのものも資源的な限界が見えてきており、天然ガス、石油の使用はしだいに制限されてくると予想される。石炭はまだ200年程度の可採量を残しており今後重要性が増してくると考えられているものの、炭素含有量が他の化石燃料よりも多く硫黄や水銀等の環境汚染物質も含むのでその使用には様々な配慮が必要である。

図2-1はEC (European Commission) がまとめたWorld energy, technology and climate policy outlook⁽²⁵⁾に記載されている2030年までの全世界の一次エネルギー使用量の内訳である。主として中国やインド等の急速に発展している地域での人口の増加、生活水準の向上によりエネルギー使用量は増加の一途をたどり、2030年には2000年の1.8倍になる。そして資源的限界や二酸化炭素問題にも係わらず依然として一次エネルギーのほとんど全てを化石燃料に依存し続けなければならない危機的状況が示されている。

一方、目を発電に向けると図2-2に示すように伸びはさらに大きく、2030年の発電電力量は2000年の2.3倍になると予想されている。その中を見ると、風力、太陽光等の再生可能エネルギーは期待が大きいにもかかわらずその量はわずかである。水力は資源的制限から今後の伸びには限界があるとされている。また、原子力は二酸化炭素対策として期待できるが、社会的許容性等の課題によりこちらも伸びは制限されている。その結果化石燃料への依存が不可欠であり、特に石炭は顕著である。この図で“Adv. Coal”とはUSC(超々臨界圧蒸気発電システム)およびIGCC(石炭ガス化複合発

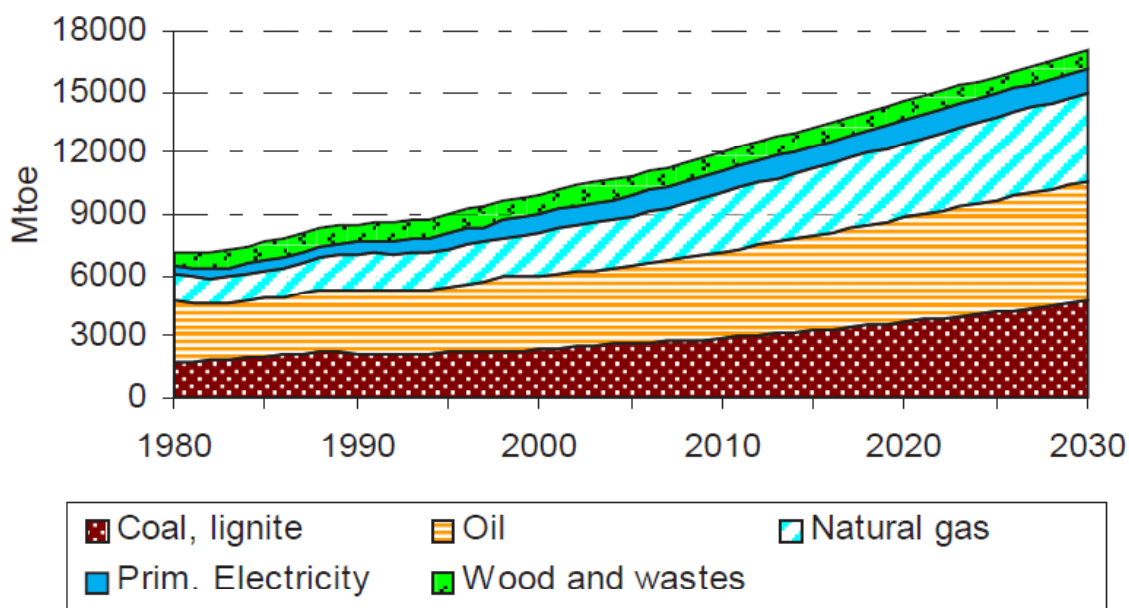


Fig. 2-1 World Primary Energy Consumption⁽²⁵⁾

Table 2-1 Fuel Price

¥/Mcal	Coal for Power Generation		Natural Gas for Power Generation		Crude Oil 50\$/Barrel	Gasoline at Gas Station 2\$/Gallon 120¥/L	
	USA	Japan	USA	Japan		USA	Japan
	0.5	0.8	1.8	2		6.8	14.2

Hydrogen	
WE-NET Production Cost	FutureGen
¥/Mcal	14.2
	1.7 0.48\$/ガロン

Electricity for Household	Natural Gas for Household
Japan	Japan
¥/Mcal	>20
	>10

電システム)であり高効率で先進的な石炭火力発電技術を示し、“Conv. Coal”とは旧来の亜臨界圧蒸気条件を採用した蒸気発電システムを示している。

また、資源の量に目を向けると化石燃料でも石油や天然ガスは可採年数が50年程度といわれており、枯渇の問題が顕在化しつつある。近年石油価格が高騰し、連動して天然ガス価格も上昇している。それに対し、石炭の状況はまだ良い。因みに表2-1には2005年にまとめた各種エネルギー価格を示すが、単位エネルギー当りの価格が原油、天然ガスは石炭に較べて2.5～7倍の高さである。

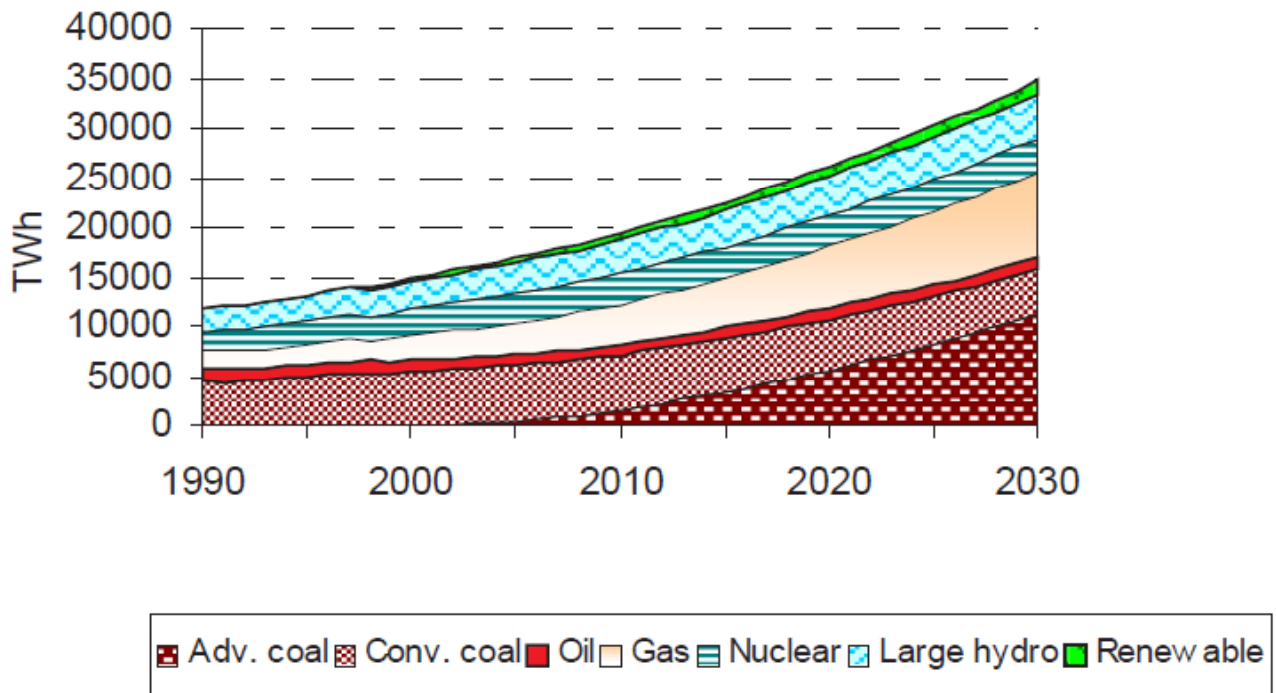


Fig. 2-2 World Power Generation ⁽²⁵⁾

日本国内では石炭火力発電所は1973年のオイルショック以来着実に建設が進み、図2-3に示すように総出力は現在35GWまで拡大している。その結果、図2-4に示すように2003年には日本国内の発電に利用された一次エネルギーのうち1/4弱を石炭が占めるようになった。

そのような背景から、石炭をクリーンで高効率に利用し、大気汚染を防止するとともに二酸化炭素の排出を抑制する技術開発が近年活発化している。IGCCが国家プロジ

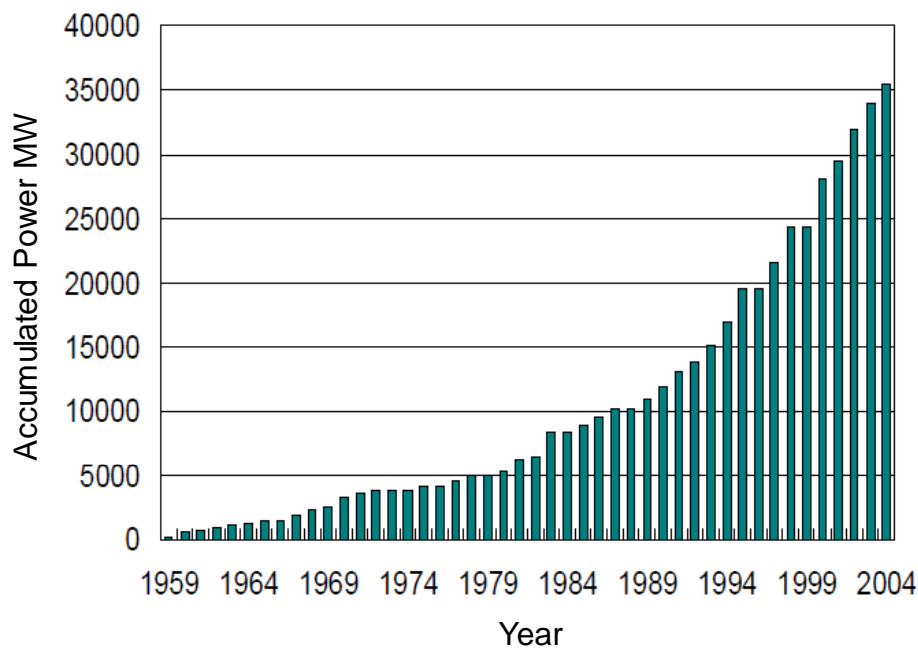


Fig. 2-3 The Capacity of Coal Power Plants in Japan⁽²⁶⁾

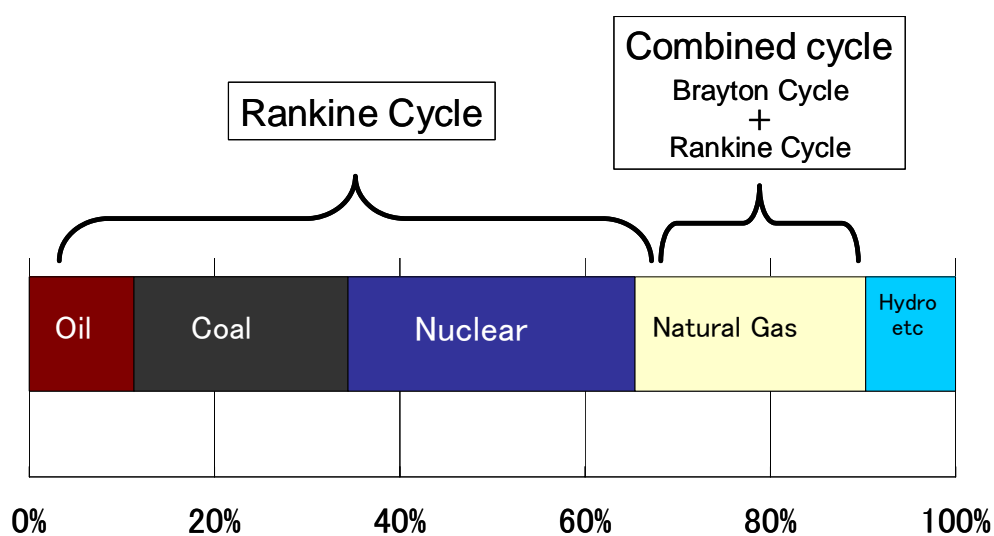


Fig. 2-4 Energy Source for Power Generation in Japan

エクトとして長期的視野のもとで開発されているのはその一例である。これに加え、石炭焼き蒸気発電システムをさらに高性能化する動きも活発化している。

図2-5に石炭焼き蒸気発電システムの中核をなすランキンサイクルの最も単純な例を示す。サイクルの最高温度であるタービン入口温度はボイラやタービン材料の制限により現状で873 K程度である。将来的には973 K以上が達成されると考えられており、このような高温化による高効率化とそれを実現する方策が本論文の最大の着目点である。

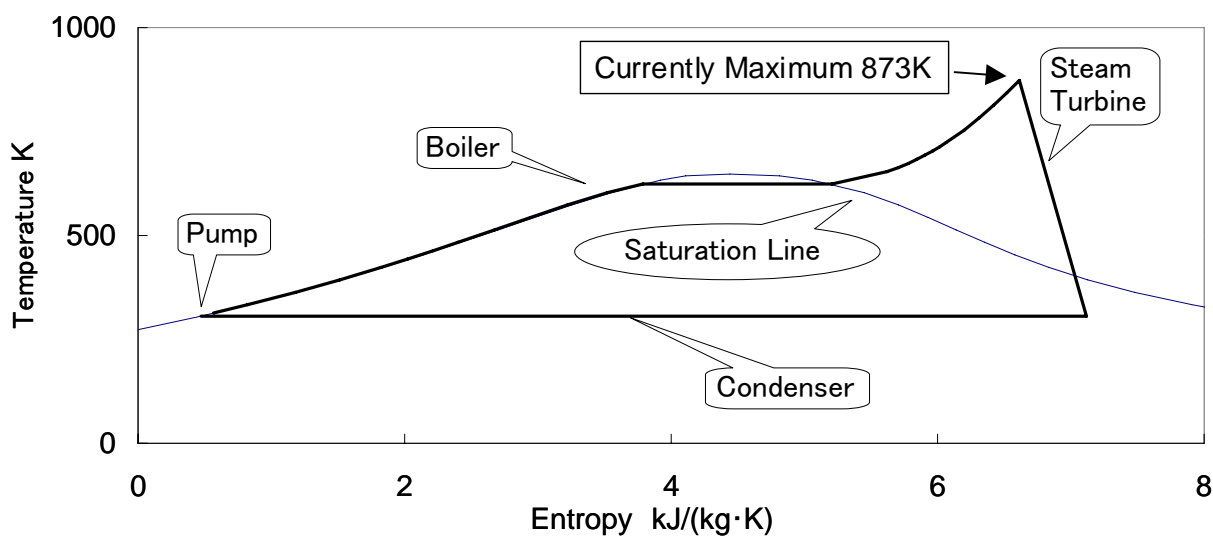


Fig. 2-5 Rankine Cycle T-S Diagram

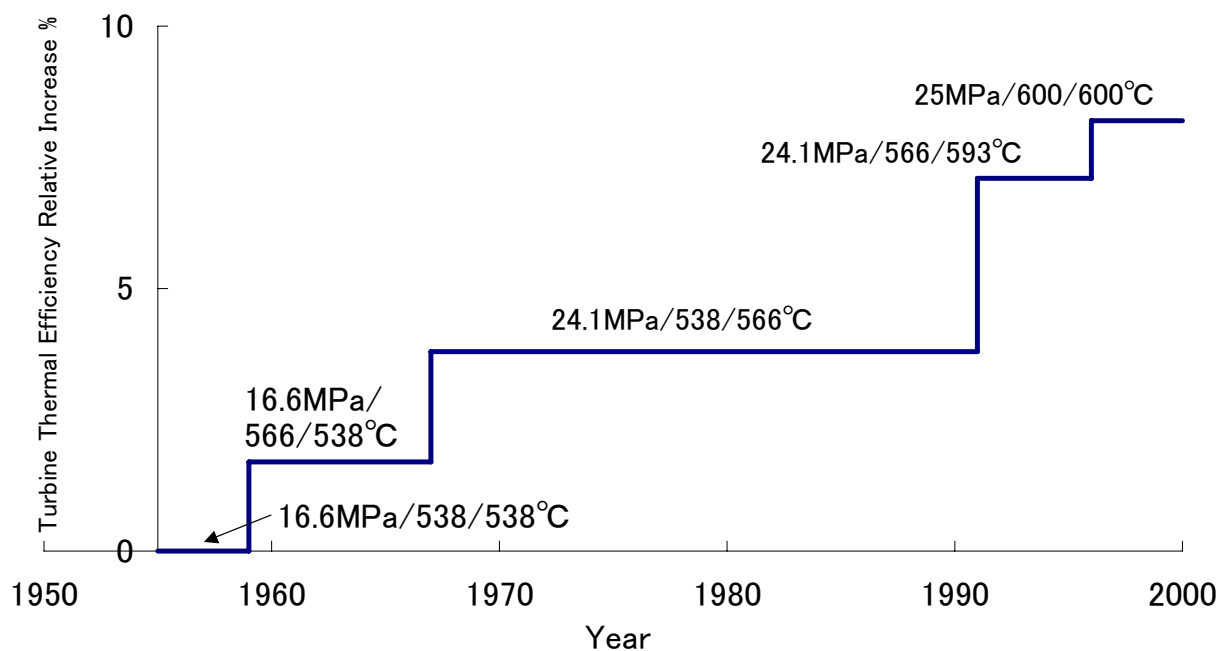


Fig. 2-6 Trend of Steam Condition and Thermal Efficiency of Steam Power Plant

石炭焼き蒸気発電システムはボイラと蒸気タービンの組み合わせであるが、システム熱効率を向上するにはシステムで使われる機器の流体性能の改善や、タービン入口の蒸気温度の上昇が効果的である。これまでも高温材料の開発によりタービン入口蒸気温度は年とともに上昇してきた。図2-6に国内火力発電所の蒸気条件とシステム熱効率の変遷を示す。ランキンサイクルのタービン入口温度である主蒸気温度は1950年代に811 K(538°C)から839 K(566°C)に向上したが、その後長期間同じ温度が維持された。1993年に中部電力の碧南3号機で再熱温度 866 K (593°C)が達成され、さらに1998年には中国電力の三陽1号機で873 K(600°C)に上昇した。主蒸気圧力は1967年に東京電力の姉ヶ崎1号機で初めて超臨界圧の24.1 MPaが達成された。そして、1989年には中部電力の川越1号機で二段再熱方式が採用され、主蒸気圧力も31 MPaまで上げられた。近年は一段再熱方式が主流のため、主蒸気圧力は24.1~25 MPaとなっている。このように蒸気条件は着実に向上し、近年運開したプラントは超臨界圧で600°C級(図2-7)が主流であり、538°C級と較べると相対的に8%程度のシステム熱効率向上が達成されている。このような蒸気条件は超々臨界圧蒸気条件(Ultra-Supercritical Pressure Steam Power Generation System)USCとも呼ばれている。蒸気条件の向上はボイラや蒸気タービンに使われる材料の改善によって達成された面が大きい。特にフェライト系耐熱材料の9~12%Cr鋼の適用と改良が大きく貢献し、これらの材料の開発により現在の600°C級のUSCが実現できたといっても過言ではない。しかしながら、第一章でも述べたように現状使われている鉄鋼材料ではタービン入口温度の上昇は903 K(630°C)程度が限界で、それを乗り越えるにはNi系の超耐熱合金を適用する必要があると言われている。Ni系の超耐熱合金はジェットエンジンやガスタービンの翼等の比較的小型な部



Fig. 2-7 1000MW Steam Turbine with Current Steam Condition

品に適用されて実績を積んできたが、蒸気タービンの場合ケーシング、ロータ、弁箱等の数十トクラスの大型部品への展開が必要で、これまでそのような大型部品での実績は無い。また、Ni系超耐熱合金は鉄鋼材料にくらべ高価でその使用には経済的な配慮が必要になる。

ジェットエンジンやガスタービンでは1500°C級のタービン入口温度が実用化されている。これにはNi系超耐熱合金の進歩が貢献しているが、冷却技術も大きく寄与している。従来蒸気タービンの高温化は主に材料の改善により達成されてきたが、冷却技術を積極的に取り入れた検討はあまり多くない。図2-8にはその数少ない例の一つを示す。この例では973 K (700°C) の蒸気を導入する入口蒸気管を二重にし、内側の管を高温に耐えうるSUS310で構成している。また、第一段のノズルもSUS310製のノズルケーシングで覆い高温の蒸気を周囲の部材から隔離している。動翼にはNi系超耐熱合金 (IN713C) を適用し、植込み部と翼有効部の間には蒸気主流からの熱がロータに入らないようにシャンク部を設けた構造としている。これにより、動翼の内側にあるロータを973K (700°C) の蒸気から隔離し比較的低温に保つことができ、ロータ材料としてNi系超耐熱合金を必要とせず、従来の鉄鋼材料を使うことができるようになる。しかしながら、冷却にはタービン作動流体の温度低下や流体性能の低下といった負の側面があり、システム熱効率への影響を同時に検討する必要がある。

一方、アメリカでは図2-9に示すように水素燃料を製造、利用する“Hydrogen Fuel Initiative”政策が進められている。この政策は再生可能エネルギー、原子力エネルギー、石炭エネルギーから水素を製造し、自動車や発電の燃料にしようというもので

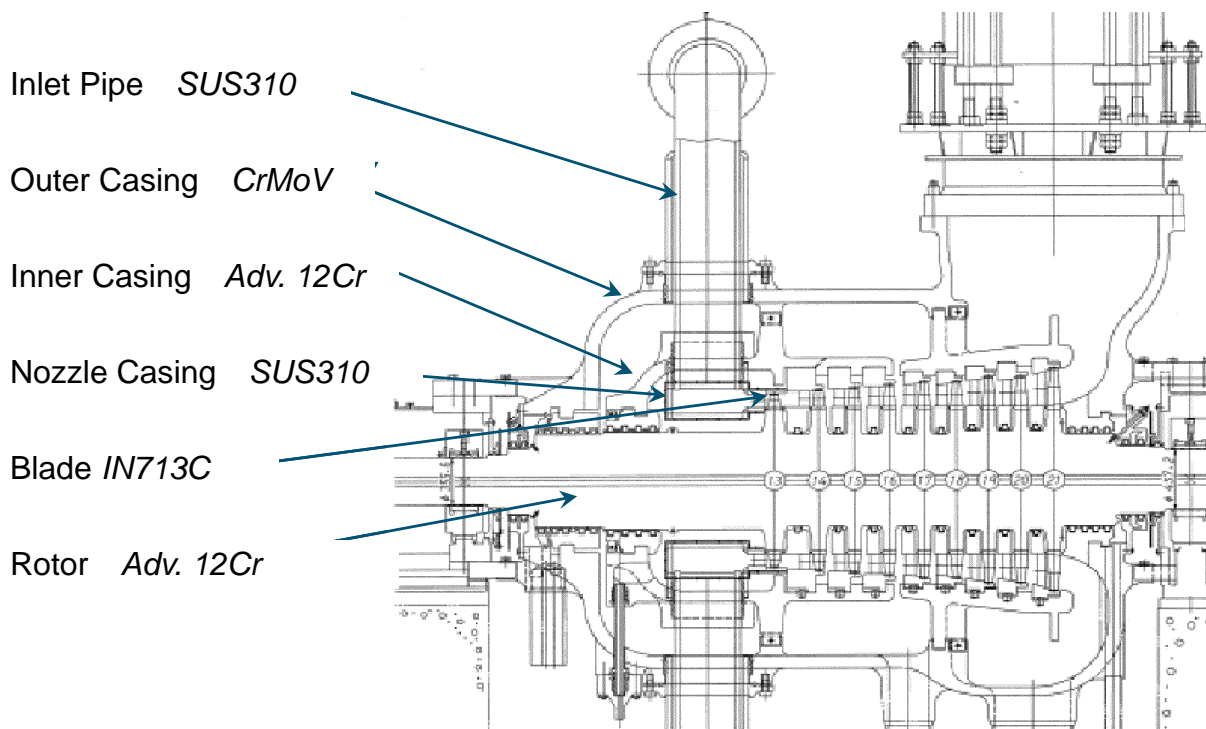


Fig. 2-8 Cooled Steam Turbine⁽⁹⁾

ある。特に発電利用では“FutureGen Initiative”という政策が推進されており、この政策は図2-10に示すようにIGCCをベースとして二酸化炭素を回収、隔離し、水素を製造して発電使用するというもので、二酸化炭素回収/水素燃焼IGCCシステムの開発とも言える。取り出された水素はガスタービンに供給し発電する計画となっている。しかしながら従来のガスタービンで単純に水素を空气中で燃焼させると水素の火炎温度の高さから窒素酸化物の生成量が多く環境性能的には芳しくない。水素を使う場合純粋な酸素と燃焼させれば生成物は純粋な水/蒸気しかないので、タービンシステムの中でこの原理を適用できれば環境性能がたいへん良いシステムが構築できる。

日本ではWE-NET計画で水素/酸素燃焼器を利用したタービンシステムの検討が進められた。WE-NET計画では図2-11に示すように海外の再生可能エネルギーが豊富な地域で水の電気分解等により水素を製造、液化し日本に運び燃料として利用しようというものである。WE-NET計画の大型発電システムの候補として、水素/酸素燃焼ガスタービン（ブレイトンサイクル）をベースとし一部にランキンサイクルを組合せたグラーツサイクルと、ランキンサイクルをベースとし蒸気発生部に水素/酸素燃焼器を装着した先進ランキンサイクル（図2-12）がある。

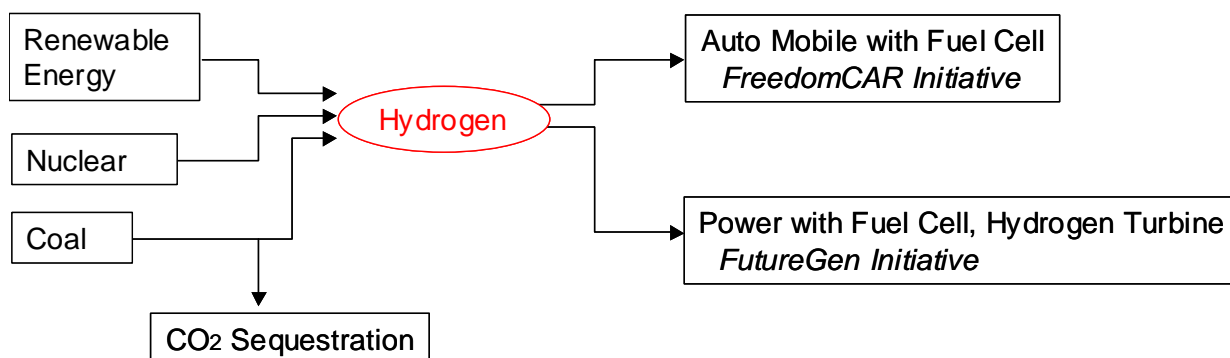


Fig. 2-9 Hydrogen Fuel Initiative

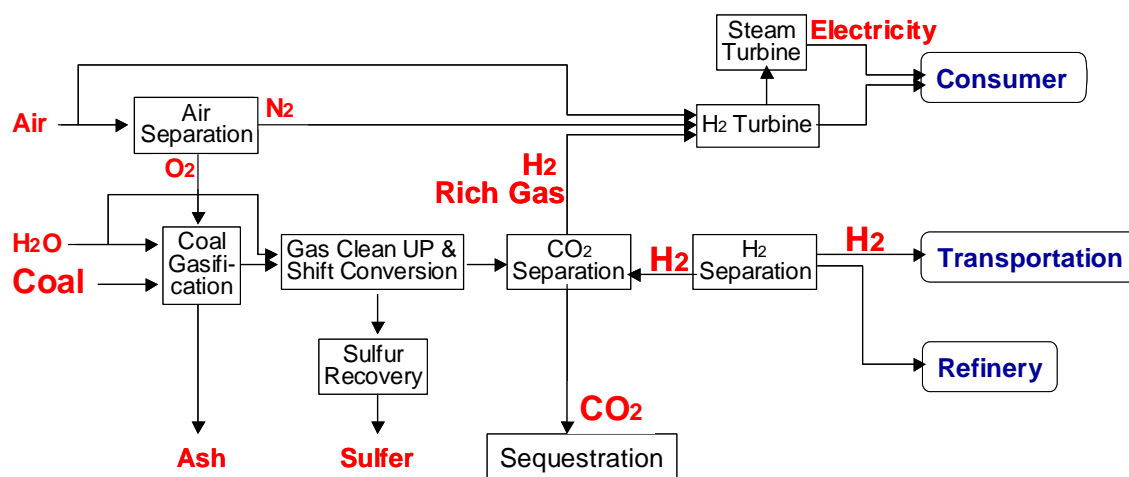


Fig. 2-10 FutureGen System Concept⁽²⁾

後者は水素/酸素燃焼USCともいえる。グラーツサイクル、水素/酸素燃焼USCはともに発電端システム熱効率率は60%を越える高性能システムである。しかしながら、グラーツサイクルはブレイトンサイクルとランキンサイクルを複雑に組合せたシステムであり、システム上の開発課題が多いと考えられる。一方、水素/酸素燃焼USCは基本的には超高温USCであり973~1073 K(700~800℃)の蒸気タービンと1973 K(1700℃)の高温冷却蒸気タービンを組合せた比較的シンプルなシステムである。そこで筆者は図 1-2

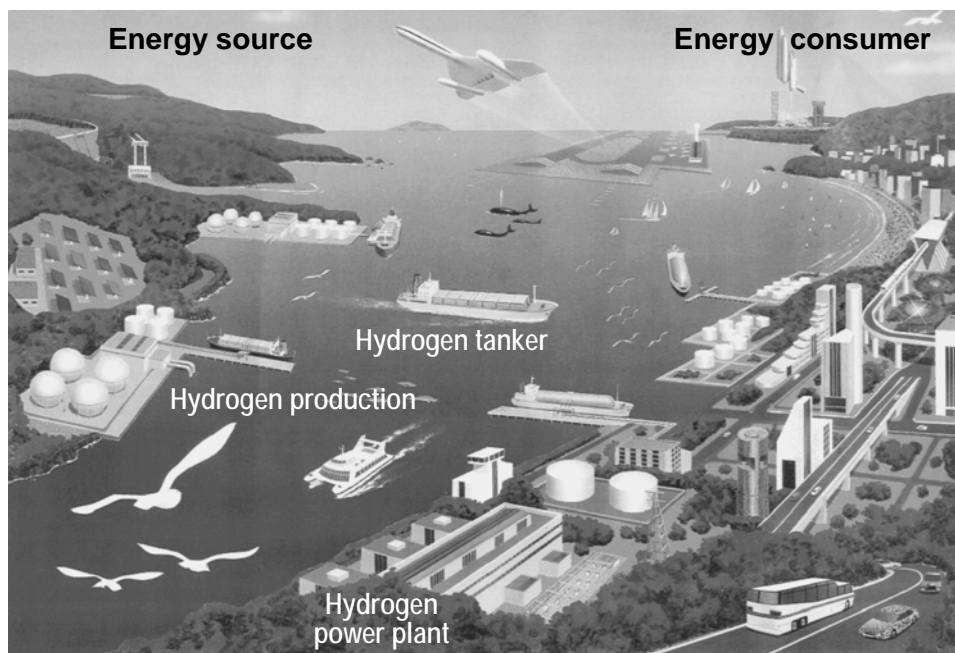


Fig.2-11 Schematic of the Concept of a Hydrogen Energy System⁽²⁸⁾

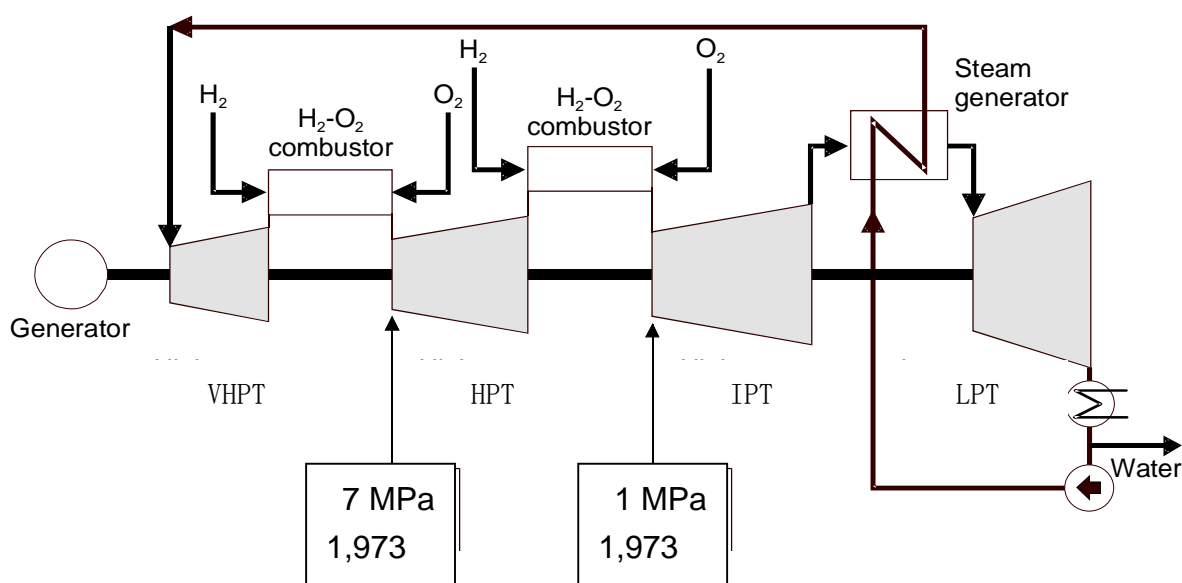


Fig. 2-12 Schematic of a Hydrogen Combustion Turbine⁽²⁷⁾

に示すように 630℃超級の蒸気タービン技術を発展することにより700℃級から800℃級さらには1700℃級水素/酸素燃焼USC実現への道筋が明らかになり、そしてFutureGenやWE-NETが目指すゼロエミッション発電システムの実現可能性が見えてくるものと考えた。この道筋の中で、本論文では700℃級と800℃級蒸気タービン技術について検討するものである。

3. 基礎理論と計算モデル

3.1 蒸気発電システム

3.1.1 基本システム構成

基本的に蒸気発電システムはボイラ、タービン、復水器、ポンプ、給水加熱器等から構成され、蒸気の最大圧力により亜臨界圧、超臨界圧、蒸気の再熱回数により非再熱、一段再熱、二段再熱というように分類されている。最近の国内の 600℃級石炭焼き蒸気発電システムでは経済性の観点からすべて超臨界圧／一段再熱形式が採用されている。本研究では環境性特に二酸化炭素排出削減の見地から、システム熱効率の向上が図り易い超臨界圧／二段再熱形式を検討することとした。

図 3.1.1-1 に基本となるシステムの構成を示す。ボイラで発生した超臨界圧の蒸気はまず超高压タービン(VHPT, Very High Pressure Turbine)に導かれ仕事をする。なお、タービン／発電機システムにおいて仕事はタービン動翼、ロータを介して回転動力として発電機に伝えられ、電気に変換される。VHPT の排蒸気はボイラに戻され再熱される。そして高压タービン(HPT, High Pressure Turbine)で仕事をした後、再びボイラで再熱され、中圧タービン(IPT, Intermediate Pressure Turbine)で仕事をし、さらに低压タービン(LPT, Low Pressure Turbine)でも仕事をした後復水器に入り、ここで冷却され凝縮する。凝縮した水は復水ポンプで昇圧され、低压加熱器で暖められた後脱気器に導かれ溶け込んでいる微量酸素を放出する。脱気された水は給水ポンプで超臨界圧まで昇圧され、高压加熱器で加熱された後ボイラに供給される。そしてボイラで蒸発、過熱された後 VHPT に導かれ循環する。このように超臨界圧状態の蒸気を発生し、循環する過程で 2 回再熱するので、この形式を

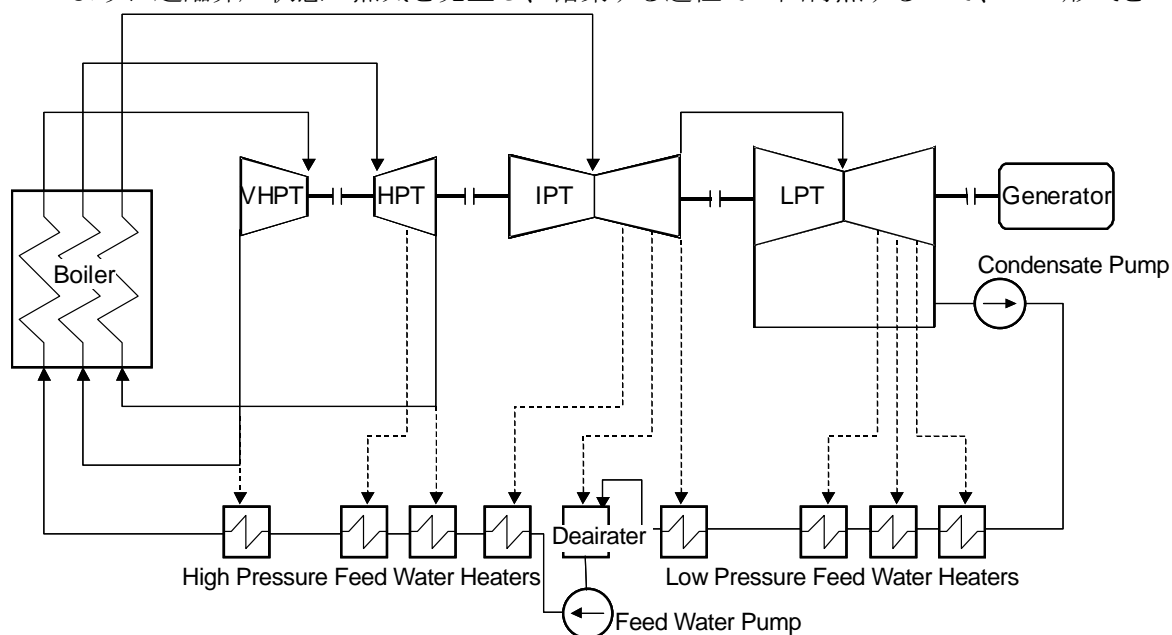


Fig. 3.1.1-1 System Configuration

超臨界圧／二段再熱形式と称している。

3.1.2 設計フロー

蒸気発電システムの基本計画は図 3.1.2-1 に示すような流れでなされる。出力等のプラントへの要求仕様が与えられると、それを満たすようなプラント全体マス・ヒートバランスを求める。そして、マス・ヒートバランスを満たすような構成機器の設計が行われる。その流れは単なる一方通行ではなく、要求仕様、信頼性、性能を満たすため、プラント全体マス・ヒートバランスや構成機器設計をまたがる繰り返し作業を強いる。従来は各要素、各項目ごとに個別の計算ソフトを用いることが多く、多大な労力を要していた。

本研究では多ケースの設計、解析をする必要があるとともに、タービン毎の圧力比最適化や段落数最適化等の大量なシステム計算を行う必要があった。

一方、新たに 700℃ 超級のタービンを解析する必要があるので、翼・ロータ冷却が性能に及ぼす影響や多種類の材料による部材強度を評価する必要があった。このような高温での冷却、強度計算を含み、かつ図 3.1.2-1 の計算フローを全て統合した蒸気発電システム計算ソフトはこれまで見ることはできなかった。そこで、このフローを全て包含し、全て

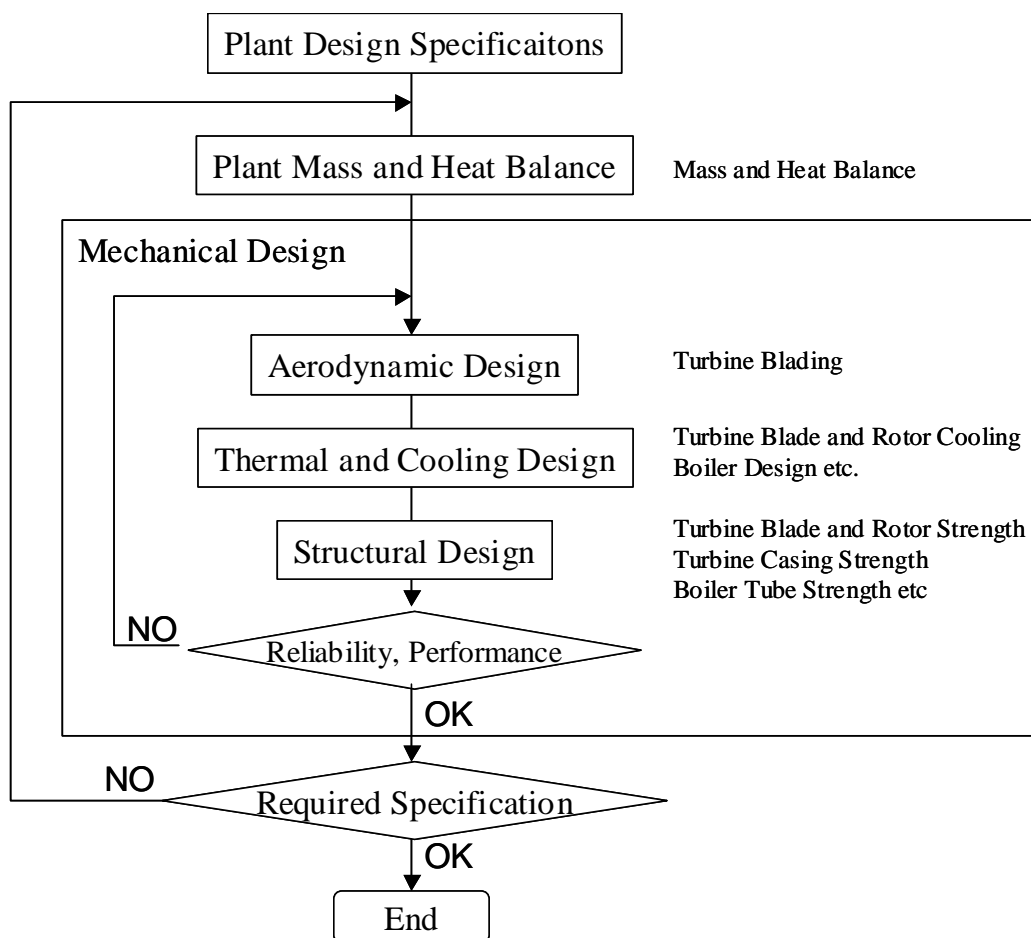


Fig. 3.1.2-1 Design Flow

のケースで共通の計算モデルを適用し、効率的に計算をするためのシミュレータを新たに作成した。

3.2 タービン

3.2.1 タービン構造

タービンは従来の無冷却のものに加え冷却をする形式が提案されている⁽⁹⁾。従来の蒸気タービンではボイラからの蒸気はケーシング内部に入りその後第一段ノズルから翼列部分に導入され、膨張仕事をする。しかしながら、冷却方式を使う蒸気タービンではタービンに繋がる配管部分から第一段ノズル部分に 700°C以上の蒸気を囲い、周囲から隔離するような構造を有している。冷却中圧タービンの構造例を図 3.2.1-1 に示す。700°Cの再熱蒸気はタービン上部から流入する。蒸気入口部分は二重構造となっており、オーステナイト鋼またはNi基合金の内管により 700°Cの蒸気を隔離している。内管はやはりオーステナイト鋼またはNi基合金の第1段ノズルケーシングに接続しており、700°Cの再熱蒸気はこの中を通りタービン通路部に導かれる。この例では1~3段の動翼は従来よりも高温でありNi系超合金が適用される。また、ロータの1~3段には冷却蒸気を通し、蒸気通路部とは翼シャンク等により隔離、冷却する。これによりロータ材にもNi系の超合金は必要とせず、従来の12Cr鋼を用いることができる。内部ケーシングは高温蒸気通路部側を冷却されたカバープレ

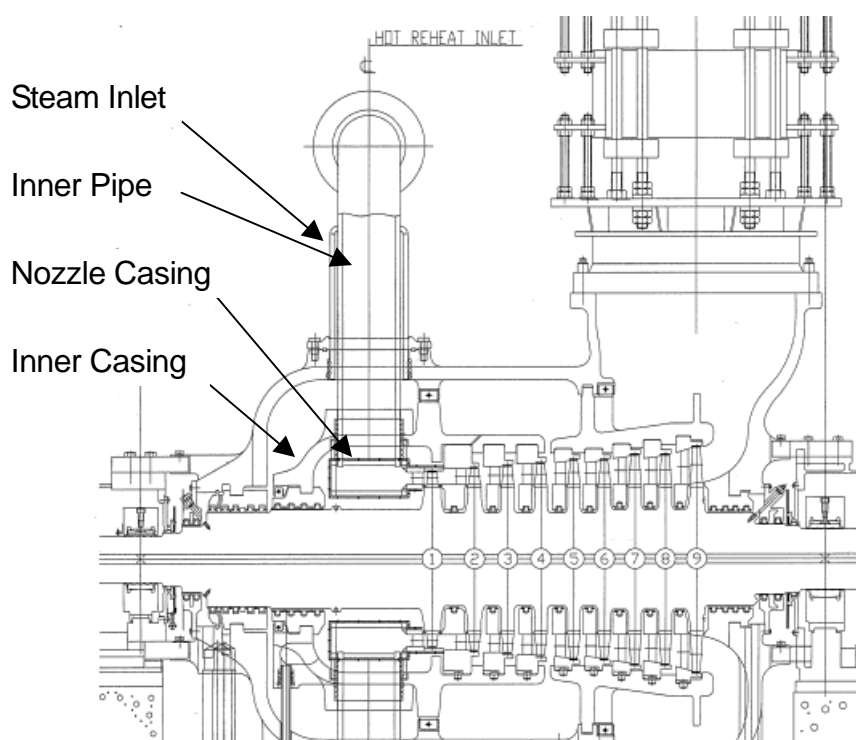


Fig. 3.2.1-1 Cooled IPT⁽⁹⁾

ートで覆い、高温蒸気通路部とは隔離されている。内部ケーシングの材質も 12Cr鋼としてある。この結果、700°Cの蒸気は全て高温部材で隔離されるので、外部ケーシングは従来の低合金鋼で対応可能となっている。図 3. 2. 1-2 には冷却構造を採用した段落の冷却・シール方法のコンセプトを示した。動翼の前側と後側には前の段落やノズルを通して冷却・シール蒸気を流し、動翼植込み部、シャंक部の前面と後面を冷却した後、ノズルと動翼のシールフィンの間を抜け主流に混合するような構造となっている。また、ケーシング側もカバープレートの内側を冷却・シール蒸気が流れ、その部分を冷却・シールした後主流に流れ、混合するような構造としてある。

3. 2. 2 タービン全体性能

タービン段落計算では段落負荷係数 ϕ 、翼列流量係数 ϕ 、段落数 n を与え翼列毎に圧力損失係数と冷却シール蒸気混入による圧力低下を算定し、各段ごとの速度三角形、圧力、温度、翼長等の計算、いわゆる一次元のタービン設計計算を行い、タービン全体性能を評価した。ここで、段落負荷係数 ϕ は $\Delta H / U^2$ として定義され、あるロータ周速 U に対する段落の仕事の割合を表し、一般には翼列での流体の転向の大きさに関連する量である。また、翼列流量係数 ϕ は Ca / U として定義され、あるロータ周速 U に対する流体の軸流速度の割合を表し、この量が大きいと翼が短く、小さいと翼が長くなる。段落負荷係数 ϕ 、翼列流量係数 ϕ 、反動度 R と周速 U から速度三角形を定めることができる。

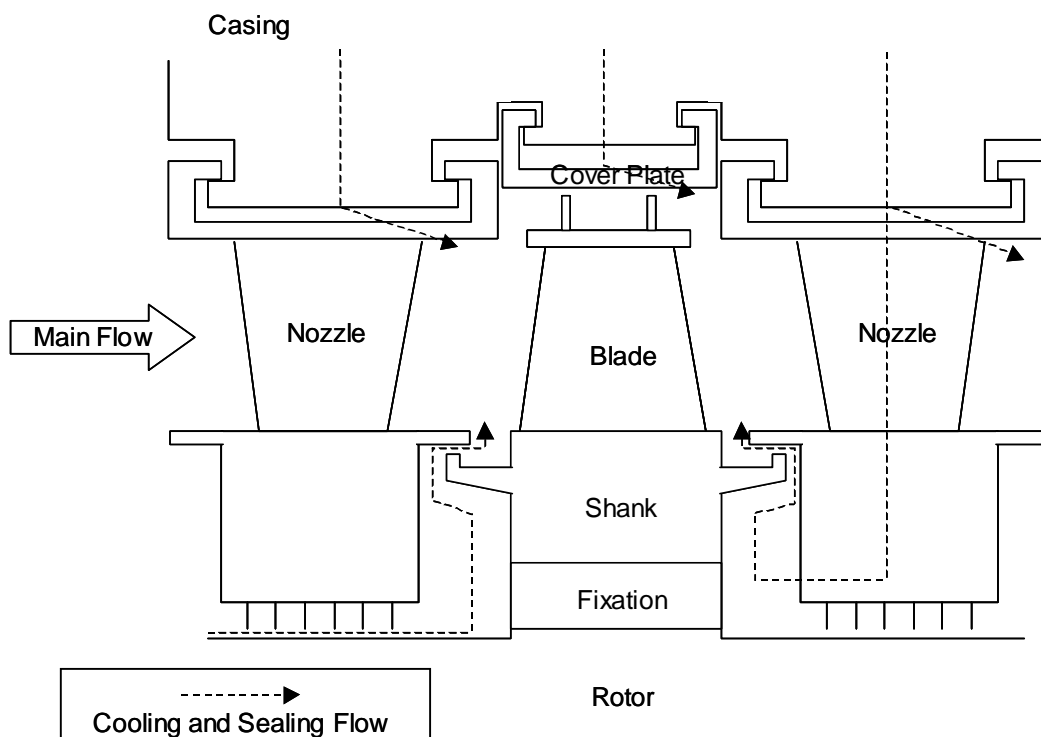


Fig. 3. 2. 1-2 Cooling and Sealing Scheme

一次元のタービン設計計算のフローチャートを図 3.2.2-1 に示す。まず、タービン入口流量、温度、圧力、ターゲット出口圧力、冷却蒸気の圧力、温度等が基本的な入力条件になる。次に入口部の圧力損失等の計算をする。タービン内部計算は第一段から最終段に向け順番に速度三角形、翼長や状態量等の翼列計算を行い、その後出口のディフューザ等の計算をする。この計算にはロータ径、翼長が必要なので、実際のタービン内部の計算に入る前にロータ径と翼長を仮定する。その仮定をベースに内部計算をした結果得られた出口圧力とターゲット出口圧力を較べて、十分近い値ならば、タービン内部形状計算、応力計算、タービン全体性能計算を行いタービンの計算は完了する。しかし、出口圧力とターゲット出口圧力を較べて、十分近い値でなければ、ロータ径、翼長を変更して再度タービン内部計算を実施する。

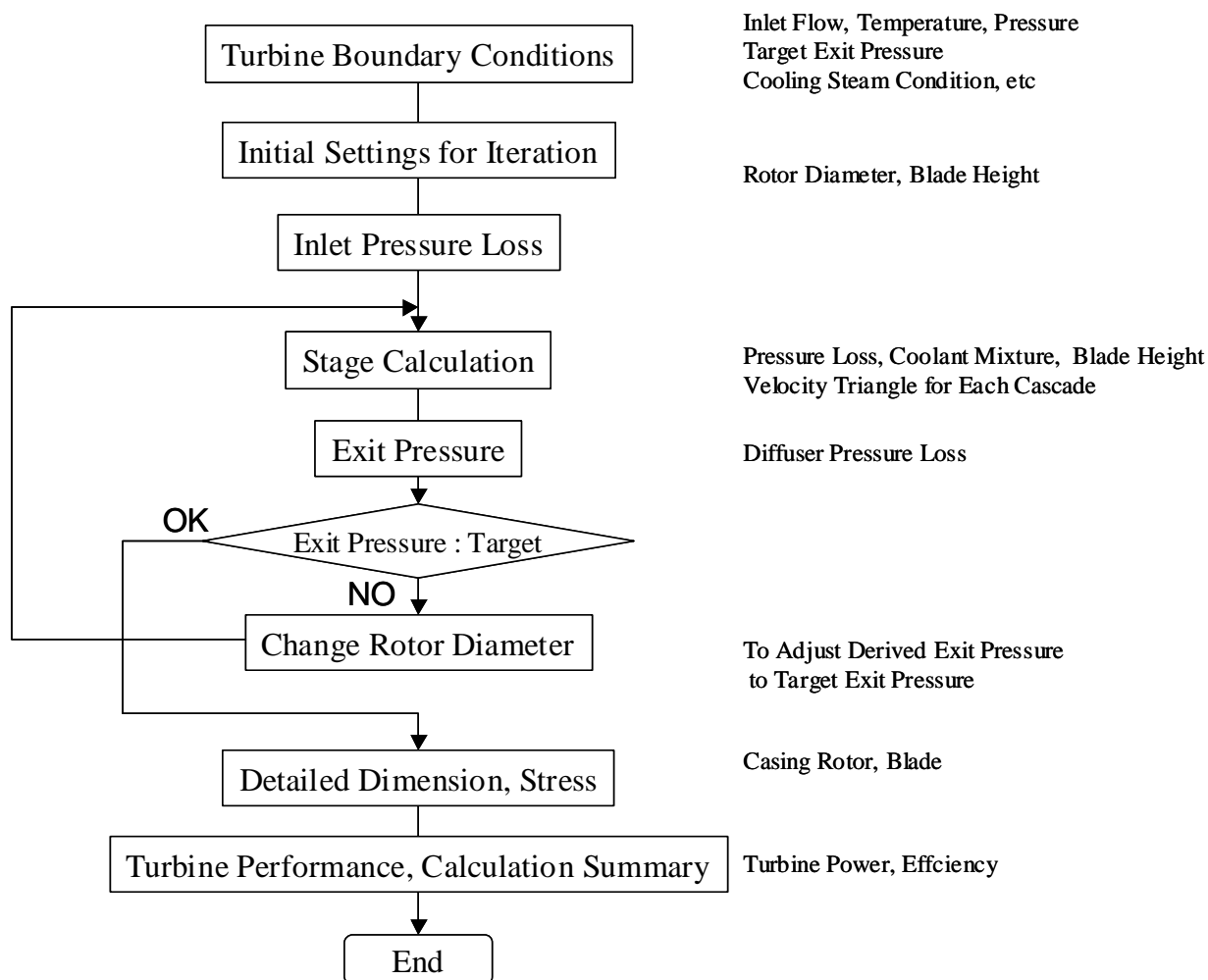


Fig. 3.2.2-1 Flow Chart for Turbine Calculation

3.2.3 翼列性能等

翼列圧力損失係数はAinley-Mathieson⁽¹⁴⁾の方法により算出した。

Ainleyは図3.2.3-1に示すような翼列形状での性能計算法を以下のように考えた。

まず、翼の二次元形状に起因する損失 $Y_{p(i=0)}$ （インシデンスが0の時のプロファイルロス）を式3.2.3-1に示すような形で表現した。

$$Y_{p(i=0)} = \left[Y_{p(\alpha_1=0)} + \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right)^2 \left(Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)} - Y_{p(\alpha_1=0)} \right) \right] \left(\frac{t}{0.2l} \right)^{\alpha_1/\alpha_2} \quad (3.2.3-1)$$

この式の $\left[Y_{p(\alpha_1=0)} + \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right)^2 \left(Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)} - Y_{p(\alpha_1=0)} \right) \right]$ は翼の流入角度が0度の形状の損失

$Y_{p(\alpha_1=0)}$ と翼の流入角度が翼の流出角度と同じになるような形状での損失 $Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)}$ を補間するようになっている。それらは実験より得られ、図3.2.3-2、図3.2.3-3のように表現

されている。式(3.2.3-1)において $\left(\frac{t}{0.2l} \right)^{\alpha_1/\alpha_2}$ は翼の最大厚さ t による補正をする項である。

ここで l は翼のコード長を示している。

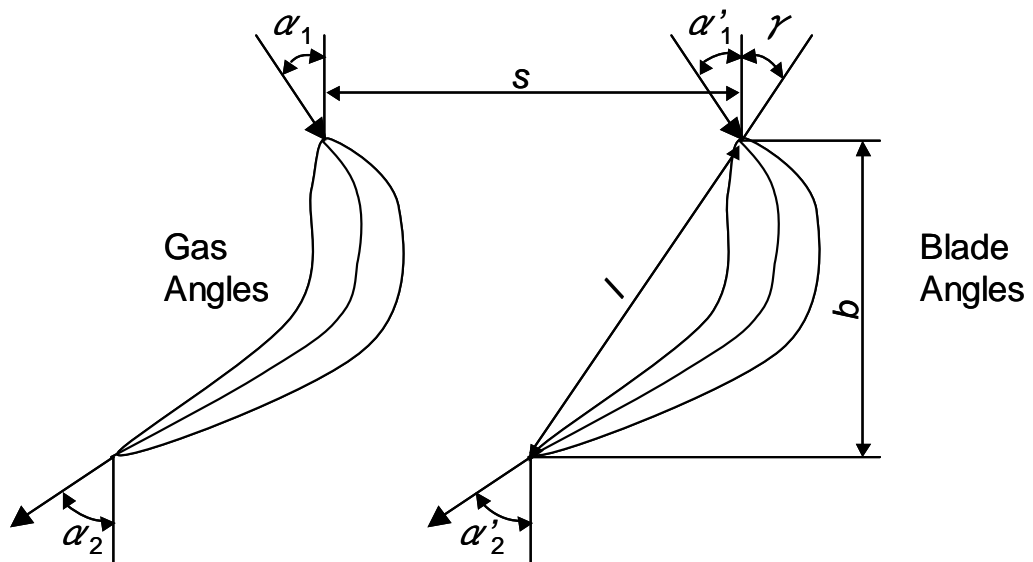


Fig. 3.2.3-1 Cascade Geometry⁽¹⁴⁾

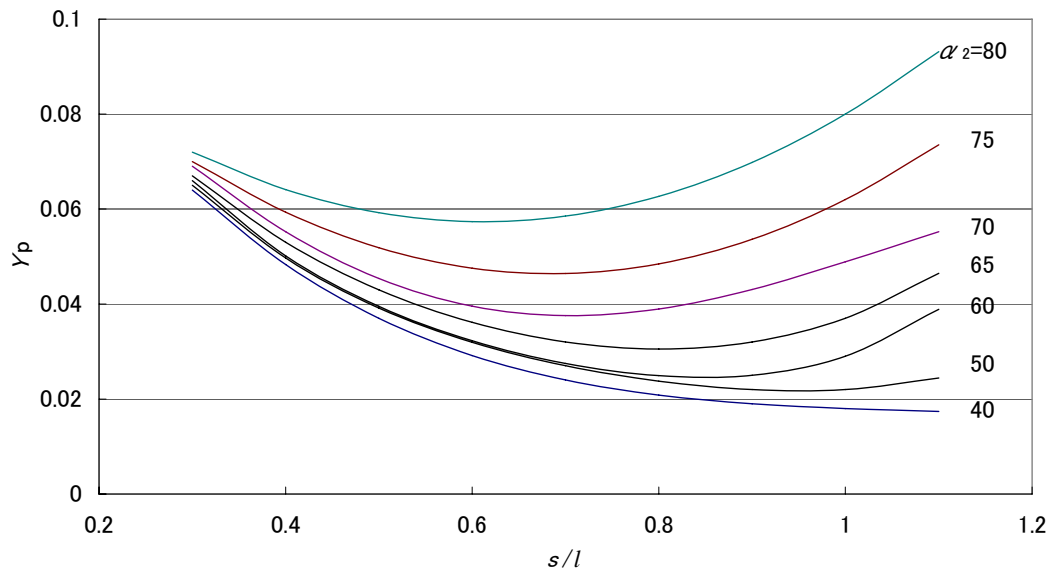


Fig. 3.2.3-2 Profile Loss Coefficient for $Y_{P(\alpha_1=0)}$ ⁽¹⁴⁾

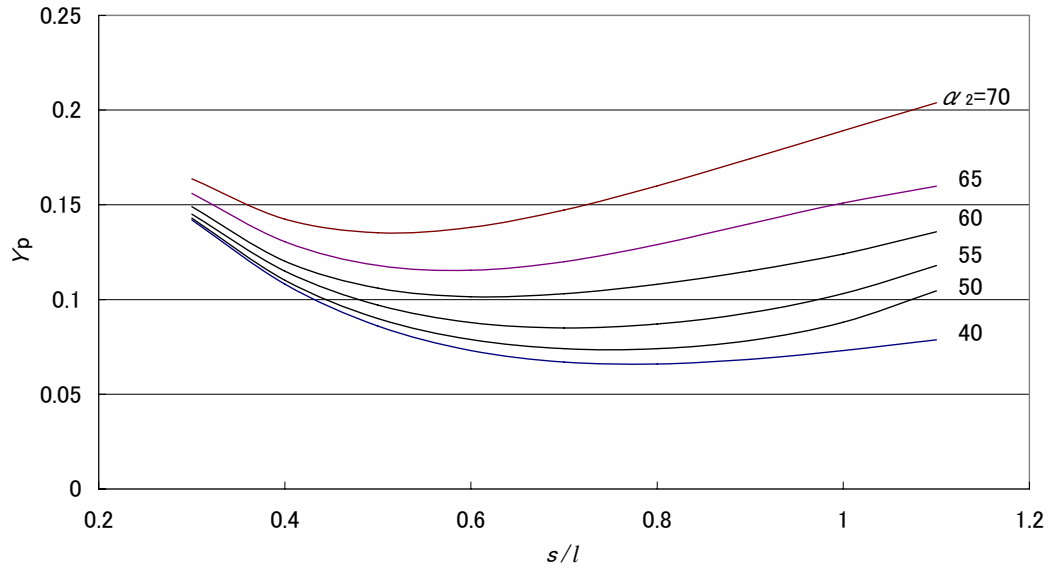


Fig. 3.2.3-3 Profile Loss Coefficient for $Y_{P(\alpha_1=\alpha_2)}$ ⁽¹⁴⁾

次に式 3.2.3-2 により二次流れと翼先端クリアランスリークによる損失 Y_s 、 Y_c を評価する。ここで λ の値はやはり実験結果を整理して得られた図 3.2.3-4 より得る。 A_1 と A_2 は翼列入口、出口の環状面積、 ID 、 OD は翼の内径、外径である。揚力係数 C_L は入口から出口へ向かって流れが偏向することによって生じる揚力を想定し、翼列への蒸気の流入角度と流出角度から計算する。 B は定数で翼先端部を覆うシュラウド付きの場合 0.25、無しの場合 0.5 を使う。また、 τ は翼先端クリアランス、 H は翼長、 s は翼列のピッチである。

$$Y_s + Y_c = \left(\lambda + B \frac{\tau}{H} \right) \left(\frac{C_L}{s/l} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \quad (3.2.3-2)$$

$$\text{ここで、} \alpha_m = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}$$

レイノルズ数による補正は式(3.2.3-3)による。この式はもともと Soderberg が示したもののだが、Ainley も同じ関係を推奨している。 ξ'' は補正前、 ξ''' 補正後の損失係数である。また、 R_h は水力平均直径を基準とするレイノルズ数で $2Re(s/l) \cos \alpha_2$ で定義される。 Re はコード長を基準としたレイノルズ数である。

$$\xi''' = \xi'' \left(\frac{10^5}{R_h} \right)^{1/4} \quad (3.2.3-3)$$

後縁厚さによる補正はプロファイルロスに対して図 3.2.3-5 の補正をかける。補正前のプロファイルロスは t_e/s が 0.02 の値なので、この係数を元のプロファイルロスに対して掛け算する。ここで、 t_e は後縁厚さである。

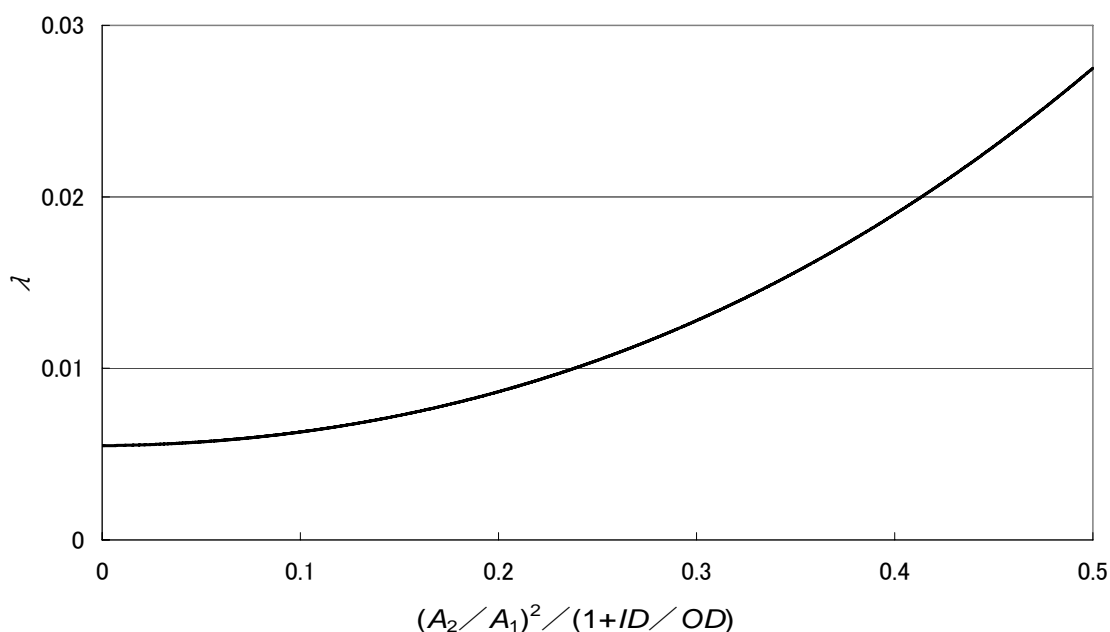


Fig. 3.2.3-4 Secondary Losses in Turbine Blade Rows ⁽¹⁴⁾

このように Ainley-Mathieson の方法によれば翼プロファイル、二次流れ、先端リークといった主要パラメータの翼列損失への影響を評価することができる。

本研究では従来の翼列損失だけではなく冷却蒸気混入のタービン性能への影響を評価する必要がある。そこで以下のような考え方で主流蒸気への冷却蒸気の混入を扱った。

冷却、シール蒸気は運動量が0で主流蒸気へ混入すると仮定し、混入による主流の圧力低下を算出した。

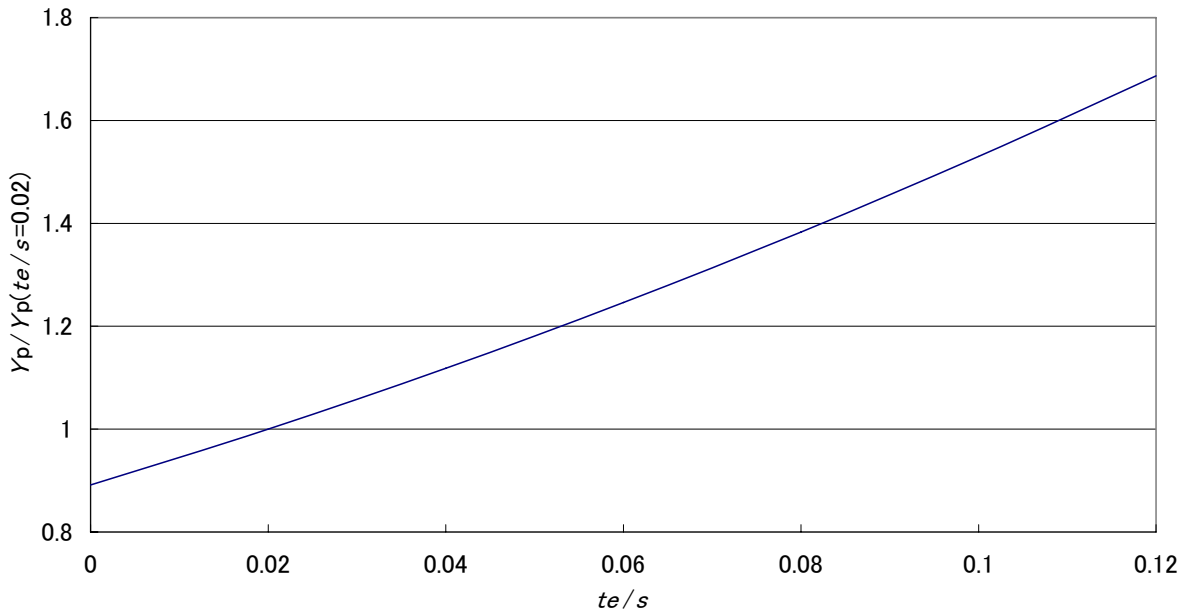


Fig. 3.2.3-5 Effect of Trailing Edge Thickness of Blade Loss Coefficient ⁽¹⁴⁾

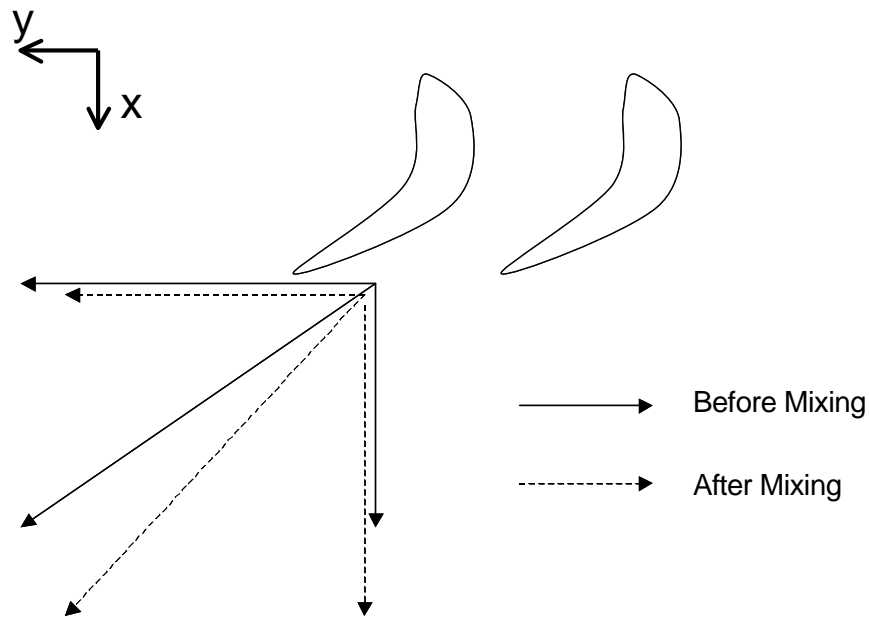


Fig. 3.2.3-6 Schematic of Cooling Steam Mixing

図 3. 2. 3-6 に示すような冷却蒸気の混合モデルを考える。そして x 軸に垂直な面積 A は混合の前後で不変とする。このようなモデルでの運動量の式は以下のようなになる。

x 軸方向

$$G_c C_{cx} + G_1 C_{1x} - G_2 C_{2x} = A(P_2 - P_1) \quad (3. 2. 3-4)$$

ここで、

G : 流量

C : 流速

P : 静圧

添字

c : 冷却蒸気

1: 混合前

2: 混合後

y 軸方向

$$G_c C_{cy} + G_1 C_{1y} - G_2 C_{2y} = 0 \quad (3. 2. 3-5)$$

冷却・シール蒸気は運動量を持たずに混合すると仮定したので、

$$G_1 C_{1x} - G_2 C_{2x} = A(P_2 - P_1) \quad (3. 2. 3-6)$$

$$G_1 C_{1y} - G_2 C_{2y} = 0 \quad (3. 2. 3-7)$$

流量の連続性より、

$$G_1 = \rho_1 C_{1x} A \quad (3. 2. 3-8)$$

$$G_2 = \rho_2 C_{2x} A \quad (3. 2. 3-9)$$

$$G_2 = G_1 + G_c \quad (3. 2. 3-10)$$

(3. 2. 3-8) と (3. 2. 3-9) を (3. 2. 3-6) と (3. 2. 3-7) に代入すると、

$$\rho_1 C_{1x}^2 - \rho_2 C_{2x}^2 = P_2 - P_1 \quad (3. 2. 3-11)$$

$$\rho_1 C_{1x} C_{1y} - \rho_2 C_{2x} C_{2y} = 0 \quad (3. 2. 3-12)$$

エネルギー保存則より、

$$G_2 h_{t2} = G_1 h_{t1} + G_c h_c \quad (3. 2. 3-13)$$

$$h_{s2} = h_{t2} - \frac{1}{2}(C_{2x}^2 + C_{2y}^2) \quad (3. 2. 3-14)$$

蒸気表より、

$$\rho_2 = f(h_{s2}, P_2) \quad (3. 2. 3-15)$$

(3. 2. 3-9) ~ (3. 2. 3-15) で混合前の状態量と冷却・シール蒸気の状態量が分かっているとすれば、未知数は P_2 , ρ_2 , h_{t2} , h_{s2} , C_{2x} , C_{2y} , G_2 の 7 個あり、独立な式としては 7 個ある

ので、解くことができる。実際の計算では蒸気表が複雑な関数となっているので、 ρ_2 を初期値として与え、反復計算によりこれらの式を解いている。

冷却・シール蒸気が流速を持たずに主流に混合するモデルとしたので、損失が多めになる可能性があり、全体の計算をした後妥当性について考察すべきであろうと考えた。結果的には、このモデルで計算した混合による空力損失はさほど大きくないことがわかった。しかしながらこの分野はガスタービンでもまだ分かっていない面が多く、今後さらに検討すべき課題であると考ええる。

翼の段落毎の計算は上述の Ainley-Mathieson の方法による空力損失と冷却・シール蒸気の混合損失を使い、設定された段落負荷係数 ψ 、翼列流量係数 ϕ 、反動度 R により以下のように行なわれる。

ノズル出口と動翼出口の周速が異なる場合、段落負荷係数は式(3.2.3-16)のように定義される。

$$\psi = \frac{\Delta H}{\left(\frac{U_{nzt} + U_{bld}}{2}\right)^2} \quad (3.2.3-16)$$

動翼前後の周方向運動量の違いから、段落での仕事は以下のように表現できる。

$$\Delta H = \left(\frac{U_{nzt} + U_{bld}}{2}\right)(Cu_{nzt} - Cu_{bld}) \quad (3.2.3-17)$$

翼列流量係数の定義より、

$$\phi_{nzt} = \frac{Ca_{nzt}}{U_{nzt}} \quad (3.2.3-18)$$

$$\phi_{bld} = \frac{Ca_{bld}}{U_{bld}} \quad (3.2.3-19)$$

反動度の定義より、

$$R = \frac{r_{bld}^2 - C_{nzt}^2}{2\Delta H} \quad (3.2.3-20)$$

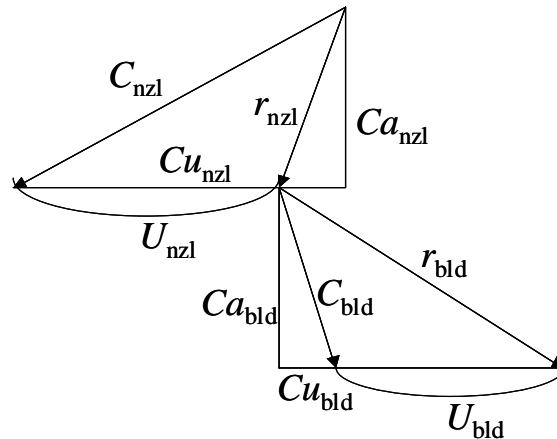


Fig. 3.2.3-7 Velocity Triangle

U_{n2l} 、 U_{b1d} はロータ径、翼高さ、回転数から求められるので、(3.2.3-16)～(3.2.3-20)に3角形の三平方の定理を適用すると、速度三角形の全ての要素が求められる。タービンの出力を計算する際には、動翼とノズルの間で冷却蒸気が混入する段があるので、段落がする仕事は動翼直前、直後の蒸気の周方向速度成分差に蒸気流量をかけることにより求め直している。

各段ごとに上記の式を解くことにより、タービン全段の速度三角形の計算を行なう。速度三角形がわかれば、タービン入口から順番に段落毎の状態量を計算し、タービン出口状態量を求めることができる。速度三角形を計算する時にロータ径と翼高さを仮定していたので、タービン出口圧力は最初からターゲット圧力になることはまず無い。そこでターゲット圧力になるようにロータ径を修正し、繰り返し計算をする。ターゲット圧力と計算されたタービン出口圧力がある精度内で一致した時にタービンの計算が完了する。

VHPT、HPT、IPT について上述の方法で計算した膨張線の例を T - S 線図に描いたものが図 3.2.3-8 である。VHPT で膨張した蒸気がボイラで加熱された後再度 HPT で膨張し、再びボイラで加熱され IPT そして LPT で膨張する様子を示している。LPT の最終段近くでは飽和線以下に割り込み湿り蒸気になっていることがわかる。

図 3.2.3-9 には IPT の部分だけを取り出したものを示す。この例では最初の 5 段落のノズル前に冷却蒸気を挿入しており、全体の傾き加減が第 5 段までとその後では異なる。静止系での全温度(TotalT)と静温度(StaticT)、回転系での全温度(Relative TotalT)をプロットしてある。

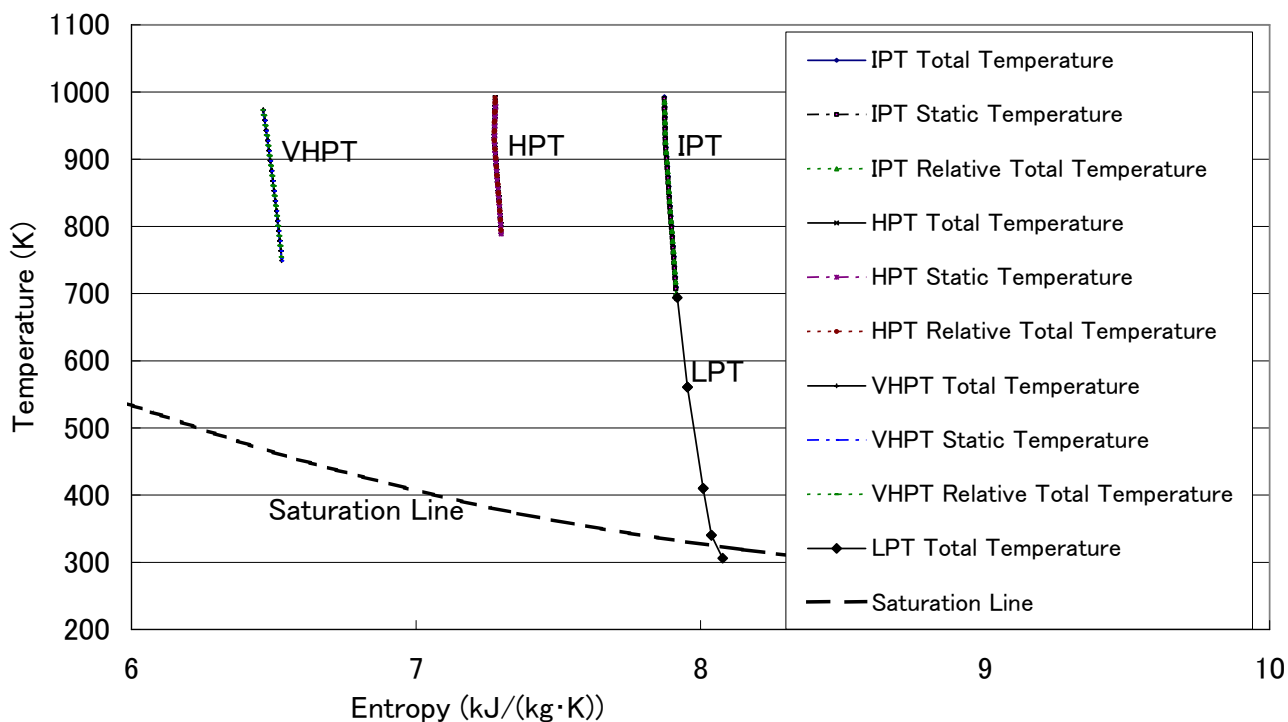


Fig. 3.2.3-8 Expansion Lines of Turbines

この図では詳細が見えないのでさらに拡大した様子を図 3. 2. 3. -10 に示す。この図には無冷却の段について速度による温度降下 (=全温度と静温度の差) を示した。図中①はノズル入口 (=前の段の動翼出口)、②はノズル出口 (=動翼入口)、③は動翼出口 (=次の

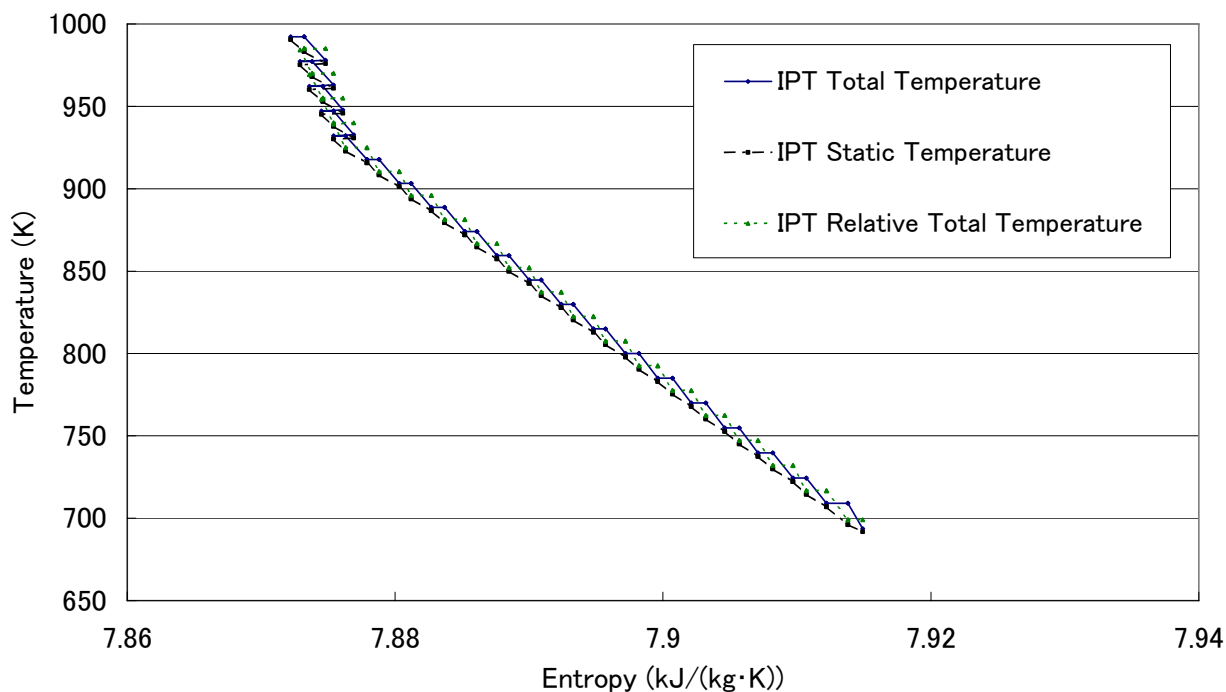


Fig. 3. 2. 3-9 Expansion Line of IPT

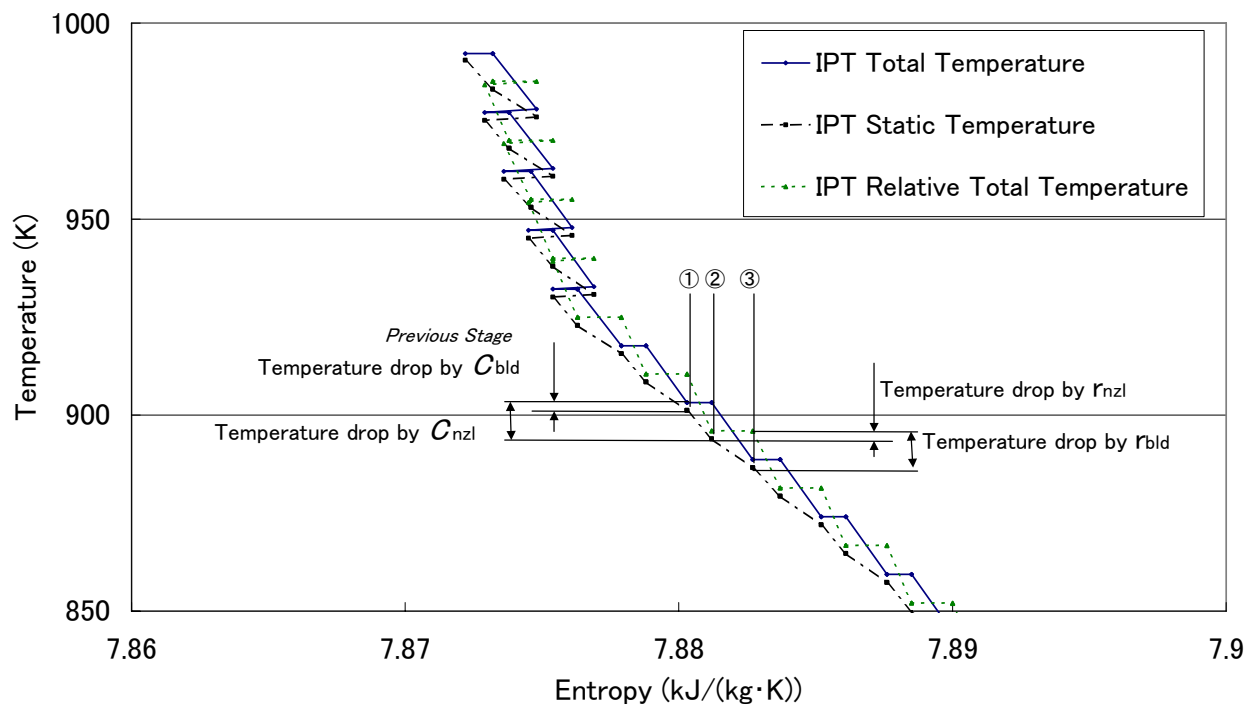


Fig. 3. 2. 3-10 Detailed Expansion Line of IPT

段のノズル入口)を示す。また、図 3.2.3-7 の速度三角形の速度によって生じる温度降下を示している。例えば C_{nzt} による温度降下を考えると定圧比熱 c_p を一定と仮定するならば

$$(\text{温度降下 } C_{nzt}) = \frac{1}{2C_p} C_{nzt}^2 \quad (3.2.3-21)$$

である。今回作成したシミュレータはより正確な計算をするため蒸気表を用いて速度エネルギーの差から温度降下を求めているので計算上は c_p を用いていないが、原理的には式 3.2.3-21 と同じ事をしている。

図 3.2.3.-11 には冷却段の膨張線を示している。速度による温度降下は無冷却と同じであるが、この図の場合ノズルの入口部で冷却・シール蒸気を主流に混入しているため、混入による温度降下と圧力低下が A 点から B 点の間で生じている。全温、静温、相対全温が低下している。この図には等圧線が記入していないので圧力が低下している様子は見にくいですが、混合による圧力低下も加味されている。

図 3.2.3.-12 にはこれらの膨張線に対応した IPT の速度三角形を示す。負荷係数 ϕ は 1.5、流量係数 ϕ はノズル、動翼共に 0.6 である。また、反動度は最終段以外は 0.5 であり、最終段については排気スワールをなくすため 0.35 としてある。

そして図 3.2.3-13 には IPT の膨張線、速度三角形を満たすための翼配備を示す。蒸気は左側から入り、右側へ排出され、膨張にしたがって翼高さが大きくなっていることがわかる。

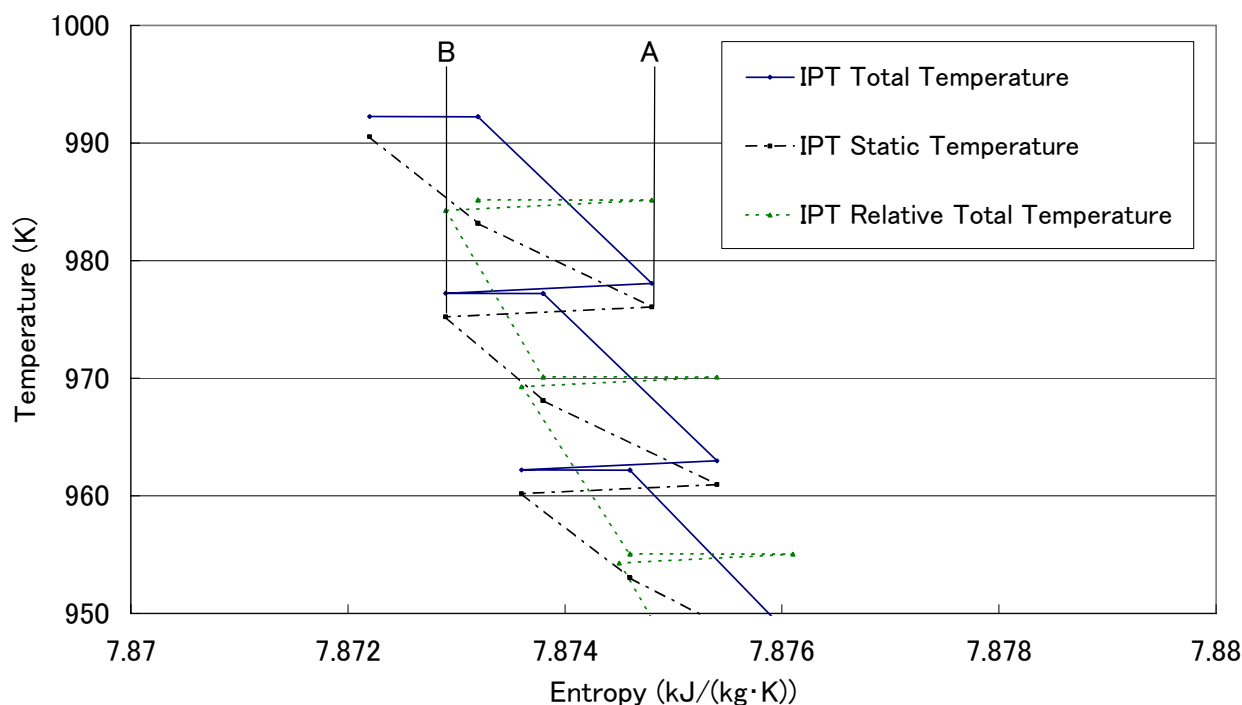


Fig. 3.2.3-11 Detailed Expansion Line of IPT Stages with Cooling

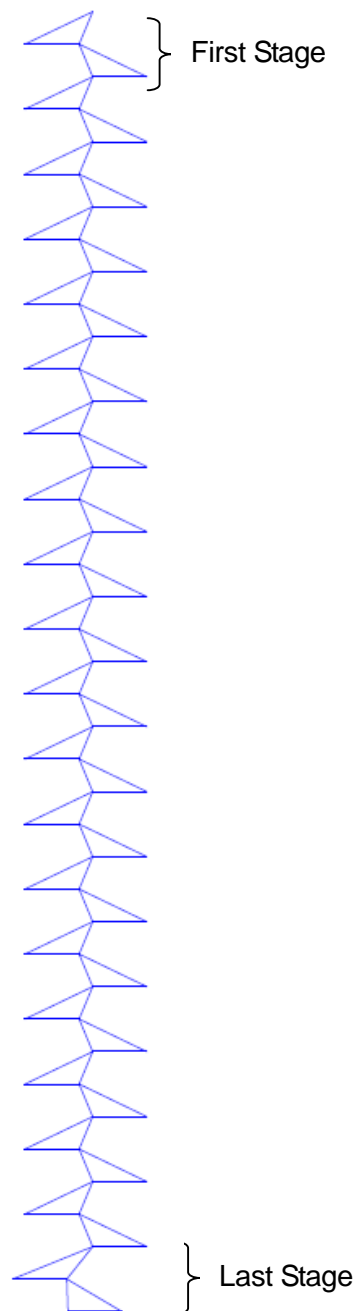


Fig. 3.2.3-12 Velocity Triangle of IPT

タービン出口ディフューザについては以下のように静圧回復率 C_{sp} を定義し、ディフューザの面積比等の形状パラメータを振った実験によって得られた C_{sp} の値と入口静圧、入口流速、密度から出口静圧を求める。ここで、 ρ は流体の密度、 C_{inlet} ディフューザ入口の流体流速である。

$$C_{sp} = \frac{P_{exit} - P_{inlet}}{\frac{1}{2} \rho C_{inlet}^2} \quad (3.2.3-22)$$

3.2.4 翼強度

図3.2.4-1に翼とロータ植込み部の形状を示す。

翼有効部の強度は翼(Blade)根元に発生する平均遠心応力で評価した。

植込み部はアキシアルエントリー、いわゆるクリスマスツリー型を想定し、強度を評価する応力としては第一段ネックの平均遠心応力を用いた。

3.2.5 ロータ強度

ロータは中心孔の無い一様厚さの円板としてモデル化し、中心部に発生する応力により強度を評価した。植込み部は図3.2.4-1に示すようにアキシアルエントリー、いわゆるクリスマスツリー型を想定し、強度を評価する応力としては第一段ネックの平均遠心応力を用いた。



Fig. 3.2.3-13 Blading of IPT

3.2.6 ケーシング強度

ケーシング材料の持つ耐力、クリープラプチャ強度とケーシングに作用する蒸気内圧、および安全率からケーシングに要求される肉厚を計算した。故に、ケーシングについては必ず定常的な強度は満たされるように計算しており、逆にケーシングの肉厚が計算のアウトプットになる。実際の設計では起動停止による熱疲労の問題としても肉厚を評価する必要がある。今回私が検討した蒸気圧力は従来の実績ベースの範囲であり、ケーシングの温度も従来実績範囲内に入れることを前提としているので、原則的には熱疲労の問題は回避していると考えられる。

3.2.7 ロータ冷却

ロータのシールに必要なシール蒸気量は従来からガスタービンで一般に使われているOwenの方法⁽¹⁰⁾により設定することとした⁽¹¹⁾。シール構造として1枚フィンを想定している。Owenの方法は以下から得られる無次元流量 $C_{w, \min}$ により主流からの侵入の無い最小のシール媒体流量を求めるものである。

$$C_{w, \min} = 0.61 Gc \cdot Re_{\phi} \quad (3.2.7-1)$$

Owenはシュラウドのついたステータとロータを組合せた図3.2.7-1に示すような単純なモデルを想定し、理論的な考察と実験により式(1)を導いた。このモデルは静止雰囲気中におかれ、半径 r_0 のロータが速度 ω で回転する。そして、クリアランス s_c から浸入する外気の流れを阻止するために、シール媒体 m がステータの中央部から供給される。 $m = 0$ の場合、ロータの表面付近の流体はその回転に引きずられ半径方向外向きに流れようとする。そし

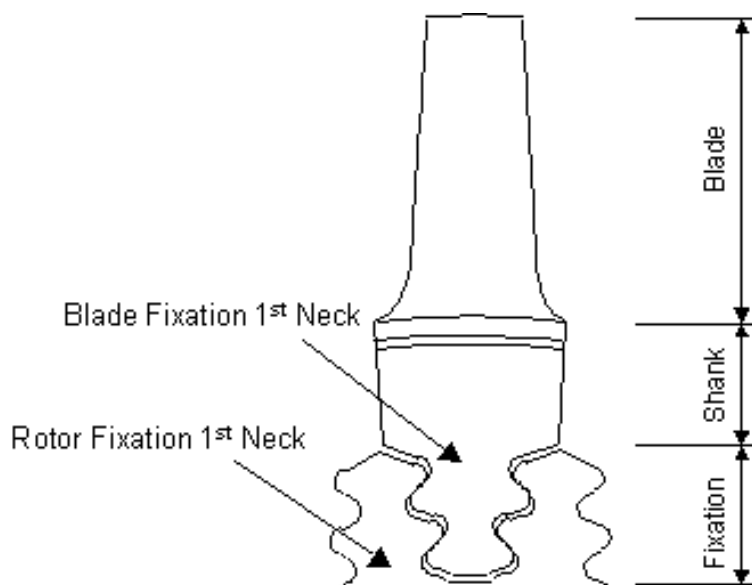


Fig. 3.2.4-1 Blade and Rotor Fixation

て、ステータ側の流体は半径方向内向きに流れ、中心部からロータ側へ移動する。このようなモデルでは流れ場の主要パラメータとしては回転レイノルズ数 Re_ϕ とクリアランス比 $G_c = s_c/r_0$ が考えられる。Owenは $r_0 = 381 \text{ mm}$ 、 $0.0025 < G_c < 0.04$ ($1 < s_c < 15 \text{ mm}$)、 $3.6 \times 10^6 < Re_\phi$ の範囲で実験を行い、外気が侵入しない条件として式(3.2.6-1)の定数0.61を求めた。

その後、Abe等⁽¹⁹⁾はシュラウドの外周にタービン主流を模擬する流れを設けた実験を行い、外気の浸入を阻止するためのシール媒体流量は、主流の速度（軸流速度レイノルズ数 Re_w ）に強く依存することを示した。

そこでOwenはさらに検討を進め、 $Re_w > 4 \times 10^5$ の領域では Re_w が支配的で、それ以下の領域では Re_ϕ が支配的であることを見出した。そして、 Re_ϕ が支配的な領域では流れが軸対称になっているのに対し、 Re_w が支配的な領域では周方向に圧力分布があり、流れも偏っていることを見出した。後者の場合、外気の流入を阻止するために必要なシール媒体流量は圧力のばらつき $Cp_{\max} = 2 \Delta P_{\max} / \rho C a^2$ の関数として式(3.2.7-2)のように与えられ、その見積には実機での周方向圧力分布が必要だった。ここで、 ΔP_{\max} は周方向圧力分布。

$$C_{w, \min} = C \cdot G_c \cdot Re_w \cdot Cp_{\max} \quad (3.2.7-2)$$

現実の問題として実機の周方向圧力分布を得ることは難しく、特に新しい設計ではなおさらである。そのため、この見積方法を直接我々のシステム設計に適用することはできなかった。

一方、Green等⁽¹²⁾はAbe等の装置よりもさらに実機に近い条件で実験を行った。試験条件は静翼前方の軸流速度を基準とした Re_w が 4.5×10^5 であり、ほぼ Re_w が支配的な領域に入っている。そして、試験装置には主流だけではなくタービン静翼と動翼が設置されていた。

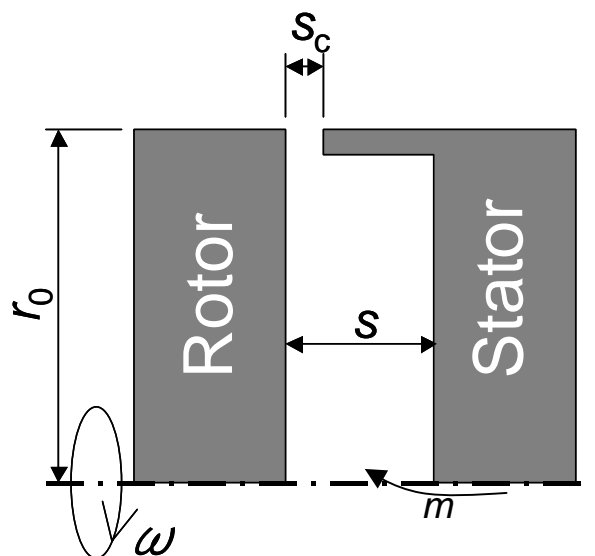


Fig. 3.2.7-1 Rotor Sealing Configuration of Owen⁽¹⁰⁾

Table 3.2.7-1 Rotor Sealing Conditions

		Owen	Green	IPT	HPT	VHPT
Working Medium	---	Air	Air	Steam	Steam	Steam
Pressure	MPa	0.1	0.1	3	9	35
Temperature	K	RT	RT	993	993	973
Axial Velocity	m/s	0	48	70	70	70
G_c	---	0.0025~0.04	0.01	0.0025	0.0025	0.0025
Re_ϕ	---	$< 3.6 \times 10^6$	1.5×10^6	7×10^6	25×10^6	110×10^6
Re_w (at seal)	---	$< 12 \times 10^5$	6.4×10^5	40×10^5	140×10^5	600×10^5
$C_{w,min}$	Eq. (1)	---	9×10^3	11×10^3	39×10^3	168×10^3
	Eq. (4)	---	5×10^3	8×10^3	28×10^3	117×10^3

この装置により無次元シール媒体流量 C_w を増加するとシール効率 ϕ は向上し、 C_w が 5×10^3 の付近で ϕ は0.94となりほぼ飽和し、さらに C_w を増加してもこれ以上高いシール効率は得られないという結果を得た。

この結果とOwenの考察から現実の設計に適用可能な $C_{w,min}$ の算出式導入を試みた。まず、Greenの試験条件での $C_{w,min}$ を取って 5×10^3 と設定することとした。この条件では ϕ は1まで至っていないので厳密には $C_{w,min}$ としての条件を満たしていないが、現実的には主流からの侵入が無いこととほぼ同じであると考えた。また、シール位置（静翼出口）での軸流速度を用いるとGreenの試験条件では Re_w は 6.4×10^5 となる。そして、 G_c は0.01なので、これらの値を式(2)に代入すると、以下の関係が得られる。

$$C \cdot C_{p,max} = 0.785 \quad (3.2.7-3)$$

結局、式(3.2.6-2)は以下のようになり、 G_c と Re_w という2つの設計パラメータから $C_{w,min}$ が求められる形になった。

$$C_{w,min} = 0.785 G_c \cdot Re_w \quad (3.2.7-4)$$

圧力の周方向のばらつきを意味する $C_{p,max}$ はタービン個々の形状や作動条件により微妙に変化し、厳密には式(3)の右辺は定数にはならないと推測されるが、一つの目安としてこの式が使えるものと考えた。そして、我々は式3.2.7-4と従来のOwenの式3.2.6-1の双方をシミュレータに取り入れそれぞれの効果を比較評価した。

OwenやGreen他のシールに関する研究はガスタービンへの適用を目的としてなされており、実験の作動流体は空気が用いられている。その結果を蒸気タービンに適用できるかをチェックする必要がある。チェックした項目は実験の主要パラメータである G_c 、 Re_ϕ 、 Re_w である。表3.2.7-1に彼等の実験条件と蒸気タービンのシール条件の代表例を示す。IPTは圧力レベルがガスタービンに近いので、主要パラメータは実験の条件にほぼ近いところにある。 Re_w は若干差があるが、一桁以内の違いに収まっている。しかしながら、HPT、VHPTと

なると Re_ϕ 、 Re_w 共に乖離が大きく、得られた $C_{w,\min}$ の値も乖離している。Owen の試験結果を見ると $Re_w > 4 \times 10^5$ の領域では Re_w の増加に対して $C_{w,\min}$ は直線的に増加しており式 (3.2.7-4) による外挿は妥当そうにも見えるが、実機に使うには事前に検証が必要であると考えられる。特に、VHPT は圧力が高いためシール蒸気量が多く、性能低下に及ぼす影響が大きいので信頼性を確保しつつシール蒸気量を極力絞ることが求められる。そのため、HPT や VHPT といった蒸気タービン固有の作動条件でも使える信頼性の高い予測方法を構築することは今後の重要な課題であると考えられる。

また今回は図 3.2.7-1 に示すようないわゆる軸方向シールに関する実験結果を用いてシール蒸気量を推定したが、実際のタービンではシールフィンが半径方向に重なるいわゆる半径方向シールが主体である。クリアランス量 s_c が同じならば軸方向よりも半径方向シールの方が必要なシール蒸気量は少ないことが Owen の実験によって示されている。故に、実際のタービンに今回の見積方法を適用すると若干多目の必要シール蒸気量を指示することになる。このような面からもさらに実際の蒸気タービンに近い条件、形状での実験、検討が必要であると言えよう。

翼とロータの冷却については図 3.2.7-2 のような一次元的モデルを考え、植込み部の温度を評価した。このモデルでは翼有効部 (Blade) をフィンと考え、フィンからの入熱 (Heat Flow) がシャンク部 (Shank) に入り、その熱が植込み部 (Fixation) およびシャンクのまわりに流れる冷却蒸気 (Cooling Steam) により吸収される。冷却蒸気はシャンクからの熱により加熱されて温度上昇していく。翼面熱伝達係数は乱流と考え Johnson-Rubesin⁽¹³⁾ の式を使い、シャンク端面、植込み端面の熱伝達率は Owen⁽¹⁰⁾ によった。冷却にはロータシールに用いるシール蒸気を共用するものとした。

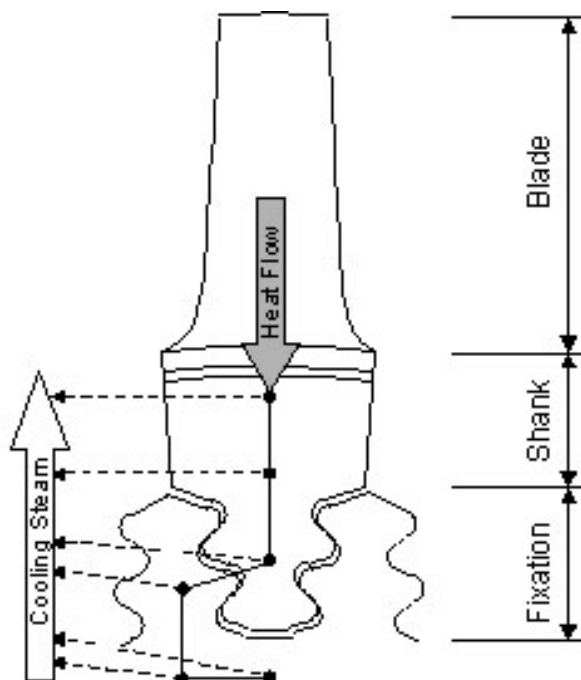


Fig. 3.2.7-2 Blade and Rotor Cooling Model

3.2.8 ケーシング冷却

ケーシングに必要な冷却・シール蒸気流量は主としてカバープレートの冷却・シール量で決まる。カバープレートには遠心応力がかからないので、応力としては動翼やロータよりも低いレベルである。また、蒸気が漏れる隙間も小さく、シール蒸気量はロータよりも少なくできることは明らかである。そこで、今回の検討ではケーシング側の冷却・シール蒸気量としてはロータ側の1/2に設定することとした。ケーシング側の冷却・シール蒸気量はゼロになることもなければ、ロータ側より多くなることも無いのでその間を取ったわけであるが、実機では詳細な設計を行った結果として決まるものとする。

3.3 ボイラ

ボイラの燃焼計算は文献⁽²⁰⁾によった。詳細を以下に述べる。

図 3.3-1 にボイラの計算フローを示す。ボイラ的设计ではまず蒸気量と給水温度、出口蒸気量を設定する。これにより、蒸気系が受け取る全熱量が定まる。そして、ボイラ排ガス温度と空気過剰率、各部での熱損失、空気予熱器出口空気温度、火炉出口温度を設定するとボイラに必要な入力熱量と燃料流量が定まり、燃焼ガス組成等の燃焼計算が可能となる。本研究では一般的な条件としてボイラ排ガス温度は 408 K、空気過剰率は 1.15、空気予熱器出口空気温度は 573 K とした。燃料流量が定まれば、空気過剰率から必要な空気量が計算できる。さらに、火炉の有効放射伝熱面積の計算ができる。次に、過熱器、再熱器の出口温度を設定すればそれらの交換熱量、伝熱面積等の設計が可能となる。次に節炭器出入口での水温を設定すると節炭器での交換熱量より節炭器伝熱面積と節炭器入口出口ガス温度が定まる。節炭器出口ガス温度が定まれば、ボイラ排ガス温度から空気予熱器での交換熱量が定まる。このような計算過程で、ボイラ各部の設計を行なった。例として最も

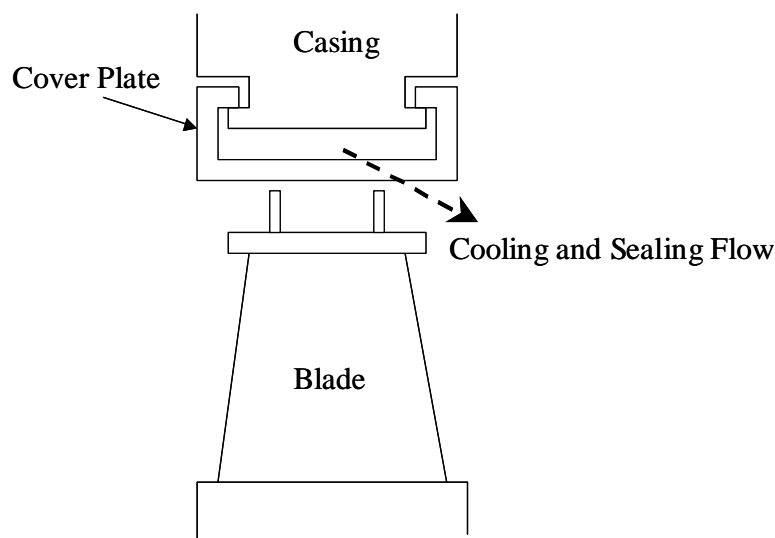


Fig. 3.2.8-2 Casing Cooling with Cover Plates

単純な構成でのボイラ吸熱線図を図 3.3-2 に示す。一段再熱器 RH1 と二段再熱器 DRH1 は燃焼ガスダクトを二分割した構成としている。過熱器 SH1 入口温度は 1800 K を超えておりかなり高い。故に過熱器 SH1 の一部は放射型とし火炉からの輻射熱を直接受けるような形式にする必要があると考えられる。

3.3.1 燃焼計算と熱損失

燃料は瀝青炭とし、燃焼計算を行なった。

燃料の仕様

質量組成

C (炭素)	62.3 %
H (水素)	4.7 %

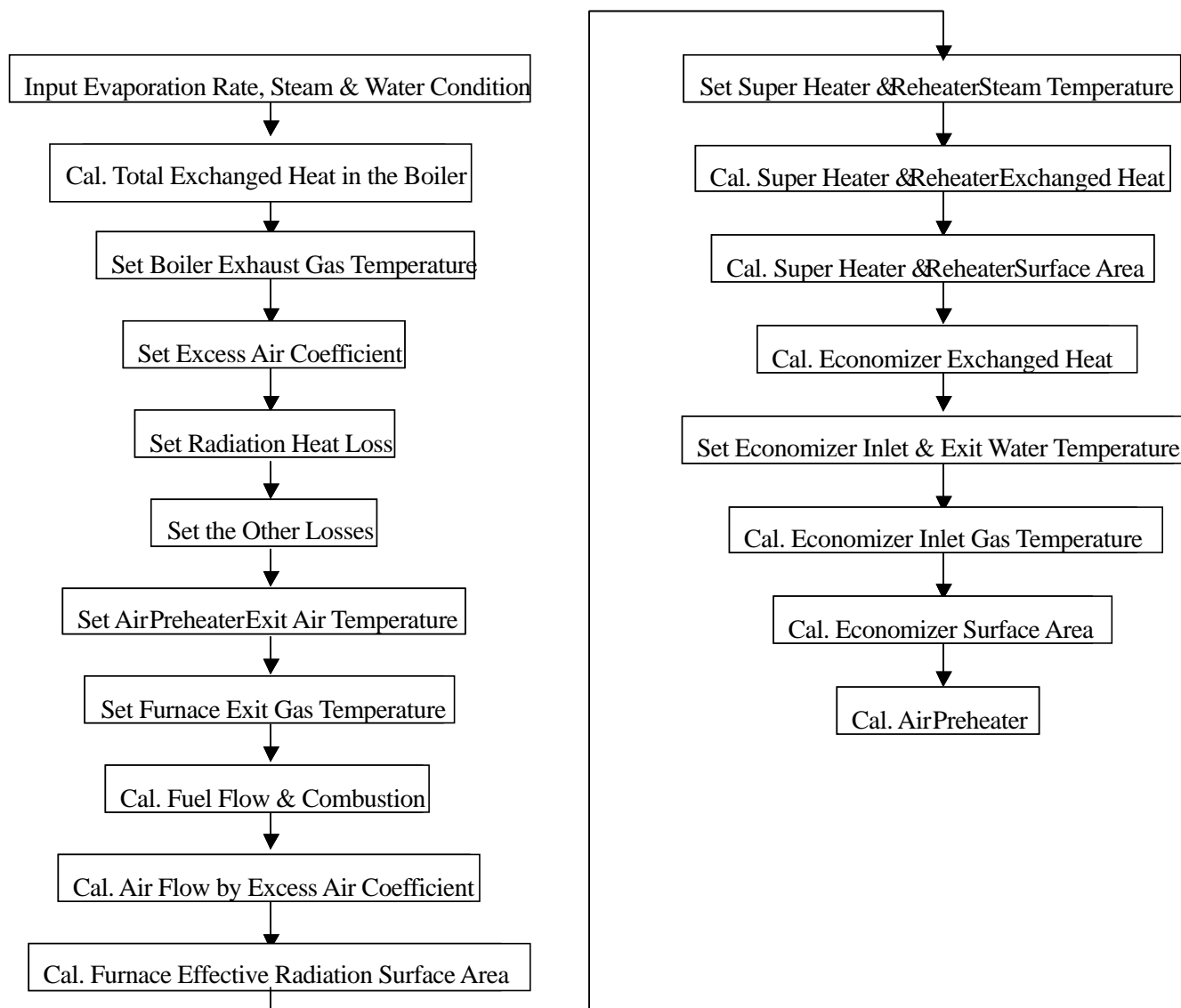


Fig. 3.3-1 Boiler Design Flow Chart

O (酸素)	11.8 %
S (硫黄)	2.2 %
N (窒素)	1.3 %
灰分	16.8 %
W (水分)	0.9 %

理論空気量 6.50 Nm³/kg-fuel

理論燃焼ガス量 6.9 Nm³/kg-fuel

高位発熱量 HHV 25910 kJ/kg-fuel

低位発熱量 LHV 24830 kJ/kg-fuel

燃料 1kg が完全燃焼するのに必要な酸素量である理論酸素量 O_{\min} を以下のように求めた。

$$O_{\min} = \frac{32}{12}C + \frac{32}{4}H + S - O = 1.941 \text{ kg/kg-fuel} \quad (3.3.1-1)$$

ここで：C、H、S、Oは燃料中の炭素、水素、硫黄、酸素の質量組成である。

燃料 1kg が完全燃焼するのに必要な空気量である理論空気量 A_{\min} を以下のように求めた。

$$A_{\min} = \frac{O_{\min}}{0.232} = 8.366 \text{ kg/kg-fuel} \quad (3.3.1-2)$$

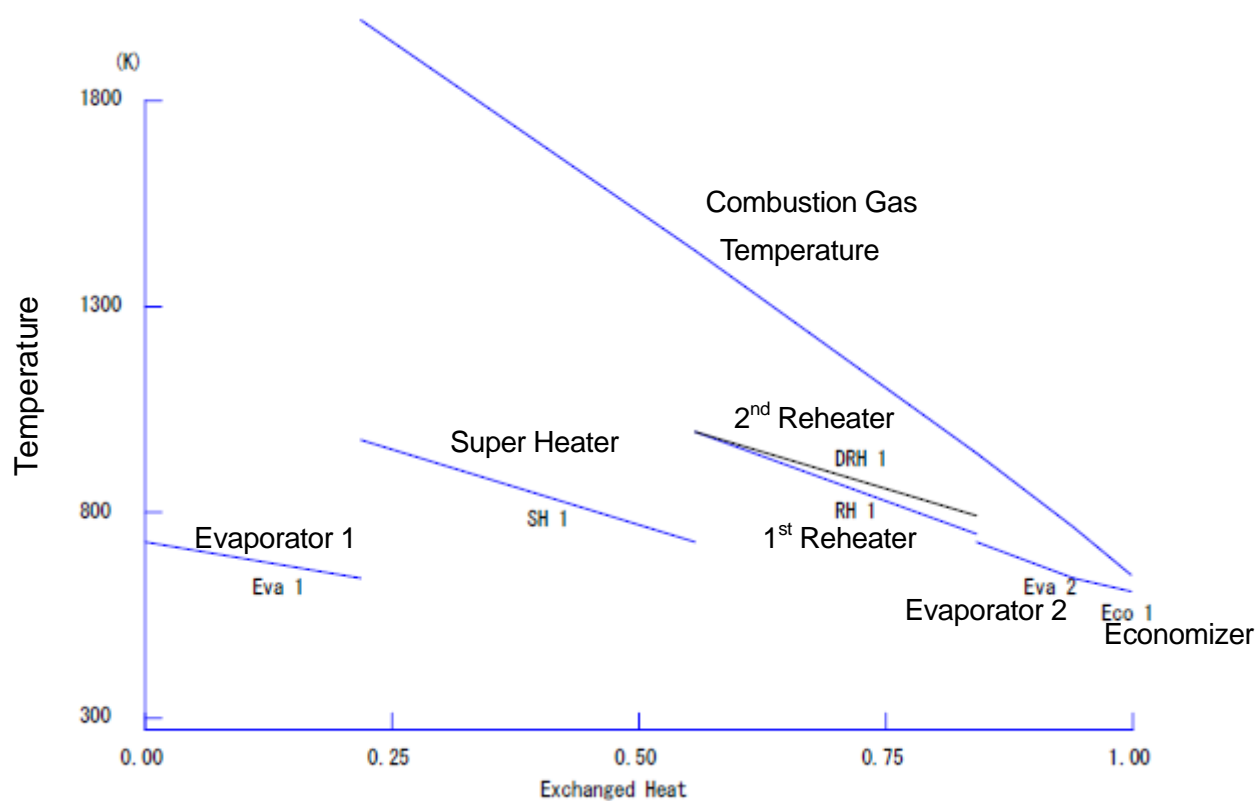


Fig. 3.3-2 An Example of a Boiler Temperature-Heat Diagram

ここで：0.232 は空気中の酸素の質量割合である。

単位質量あたりの理論乾きガス量 $V_{d,\min}$ は以下のように求めた。

$$V_{d,\min} = 8.89C + 0.79 \times 26.7 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 3.33S + 0.8N = 6.301 \text{ Nm}^3/\text{kg-fuel} \quad (3.3.1-3)$$

ここで： N は燃料中の窒素の質量組成である。

実際に発生する乾きガス量 V_d は空気過剰率 μ により以下のように求められる。

$$V_d = V_{d,\min} + (\mu - 1)A_{\min} \quad (3.3.1-4)$$

実際に発生する燃焼ガス量 V は乾きガス量 V_d に水分を加えることにより、以下のように求めた。

$$V = V_d + \frac{22.41}{2}H + \frac{22.41}{18}W \quad (3.3.1-5)$$

ここで： W は燃料中の水の質量組成である。

ボイラは熱損失法(13)によりボイラ効率を評価した。熱損失としては次の項目を考慮した。排ガス損失(乾ガスと水分)、燃料の不完全燃焼による損失、ボイラ周壁の放射による熱損失、クリンカや飛灰等によるその他の熱損失。

乾き排ガス損失 $L1$ は以下のように求めた。

$$L1 = V_d \cdot Cp_g (t_g - t_0) \quad (3.3.1-6)$$

ここで： Cp_g は燃焼ガスの定圧体積熱容量(kJ/(Nm³・K))、 t_g は燃焼ガス温度(K)、 t_0 は大気温度(K)である。

ボイラ燃料の水素分の燃焼により生じる水分による熱損失 $L2$ は以下のように求めた。

$$L2 = 9H \{2500 + 1.884(t_g - t_0)\} \quad (3.3.1-7)$$

ボイラ燃料中の水分による熱損失 $L3$ は以下のように求めた。

$$L3 = W \{2500 + 1.884(t_g - t_0)\} \quad (3.3.1-8)$$

ボイラに入る空気中の湿分による熱損失 $L4$ は以下のように求めた。

$$L4 = W_{ma} \times 1.884(t_g - t_0) \quad (3.3.1-9)$$

ここで、 W_{ma} = 空気中の水蒸気量(kg/kg 乾空気量) × 乾空気量(kg/kg 燃料)
燃料の不完全燃焼による熱損失 $L5$ は以下のように求めた。

$$L5 = \eta_{comb} \times 25910 \quad (3.3.1-10)$$

ここで、25910 は高位発熱量 (kJ/kg)、 η_{comb} は燃焼効率。

ボイラ周壁の放射熱損失はボイラ投入熱量の 0.2 %とした。
 その他の熱損失はボイラ投入熱量の 0.5%とした。

3.3.2 熱伝達

火炉有効放射伝熱面積の計算は以下のように行なった。
 まず、火炉内放射伝熱面で吸収される熱量 Q_{r1} を求める

$$Q_{r1} = G_f (LHV + V_a \cdot Cp_a \cdot t_a + Cp_f \cdot t_f + V \cdot Cp_g \cdot t_{g,exit} - \xi \cdot LHV) \quad (3.3.1-11)$$

ここで、 G_f はボイラ燃料投入量(kg/h)、 LHV はボイラ燃料の低位発熱量(kJ/kg)、 V_a ボイラ空気量(Nm³/kg-fuel)、 Cp_a はボイラ空気の定圧体積熱容量(kJ/(Nm³・K))、 t_a はボイラ火炉入口空気温度(K)、 Cp_f はボイラ燃料の定圧比熱(kJ/(kg・K))、 t_f はボイラ燃料の温度(K)、 Cp_g はボイラ排ガスの定圧体積熱容量(kJ/(Nm³・K))、 $t_{g,exit}$ はボイラ火炉出口燃焼ガス温度(K)、 ξ はボイラ火炉放射熱損失率である。

ボイラ火炉放射熱損失率 ξ はボイラ投入熱量の 0.2%とした。
 火炉有効放射伝熱面積 A_1 は以下のように求めた。

$$A_1 = \frac{Q_{r1}}{C_r \left\{ \left(\frac{t_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_w}{100} \right)^4 \right\}} \quad (3.3.1-12)$$

ここで、 t_w はボイラ火炉給水温度(K)である。
 C_r としては 100%負荷の場合として 5.45 を採用した。

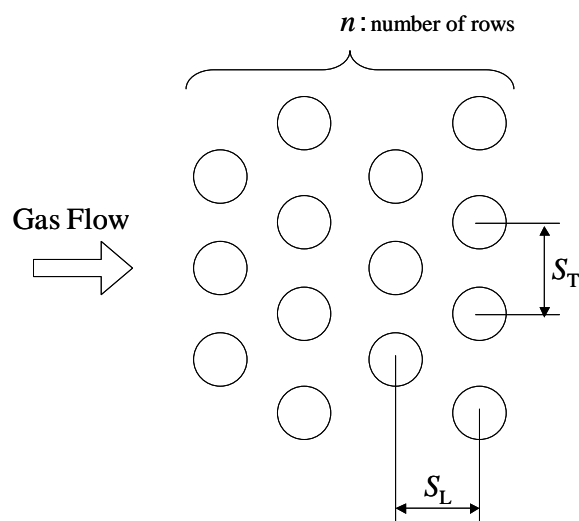


Fig. 3.3.2-1 Schematic of a Heat Exchanger

過熱器、再熱器の熱伝達率は以下のように計算した。

まず、管内の熱伝達については以下の式を用いた。

$$Nu = 0.023 Re^{0.2} Pr^{0.4} \quad (3.3.1-13)$$

管外（ガス側）の熱伝達率としては流れに直角に置かれた円柱群の式を用いた。

$$\alpha = 1.163 \times 1.05 \times 1.384 \sqrt{t_g} \cdot f_a \cdot f_n \frac{(u_{\max,0})^{0.61}}{d^{0.39}} \quad (3.3.1-14)$$

千鳥配列の場合、 f_a 、 f_n は以下の経験式で与えられる。

$$f_a = 0.874 + \frac{0.286}{\left(\frac{S_L}{d}\right)^2} + 0.084 \left(\frac{S_T}{d}\right)^2 \quad (3.3.1-15)$$

$$f_n = 0.0003866n^3 - 0.01134n^2 + 0.1178n + 0.5677 \quad (3.3.1-16)$$

3.4 その他の機器

タービン、ボイラについては詳説したが、その他の機器についても以下に計算手法の内容を述べる。

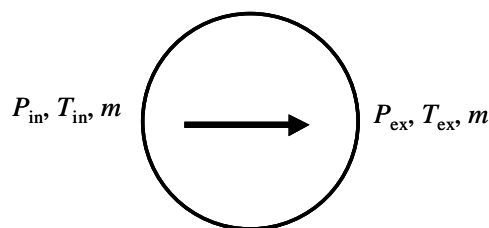


Fig. 3.4.1-1 Model of Pump

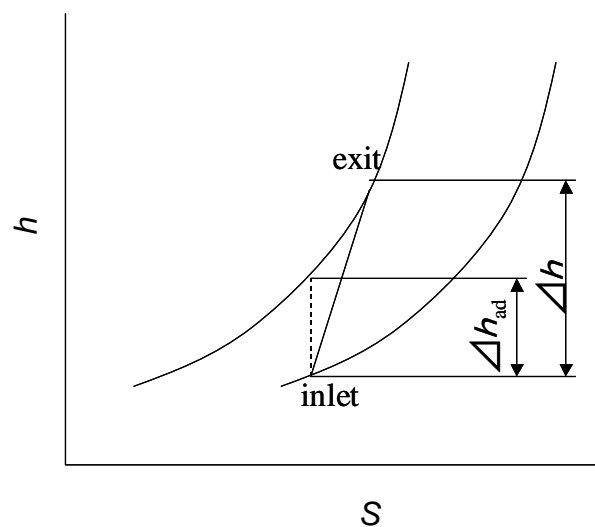


Fig. 3.4.1-2 Enthalpy-Entropy Diagram of a Pump

3.4.1 一般のポンプ

一般のポンプは図 3.4.1-1 に示すようなモデルとした。同じ流量の流体が P_{in} 、 T_{in} の状態から P_{ex} まで昇圧され、温度は T_{ex} まで上昇する。図 3.4.1-2 には h - s 線図を示す。ポンプ効率 $\eta = \frac{\Delta h_{ad}}{\Delta h}$ である。

3.4.2 給水ポンプ

給水ポンプは図 3.4.2-1 に示すようなモデルとした。形としては一般ポンプにそれを駆動するための給水ポンプ駆動用蒸気タービンが連結されている。ポンプは前項で述べたものと同じである。給水ポンプ駆動用蒸気タービン(BFPT, Boiler Feed Water Pump Turbine)を駆動するための蒸気は一般には中圧タービン抽気か出口から供給され、排気は復水器で引かれる。

BFPTでは同じ流量の蒸気が P_{in} 、 T_{in} の状態から P_{ex} まで膨張し、温度は T_{ex} まで下がる。図 3.4.2-2 には h - s 線図を示す。BFPTの効率 $\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{ad}}$ である。

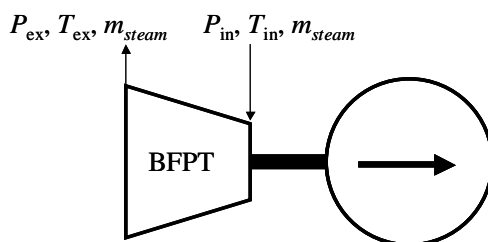


Fig. 3.4.2-1 Feed Water Pump

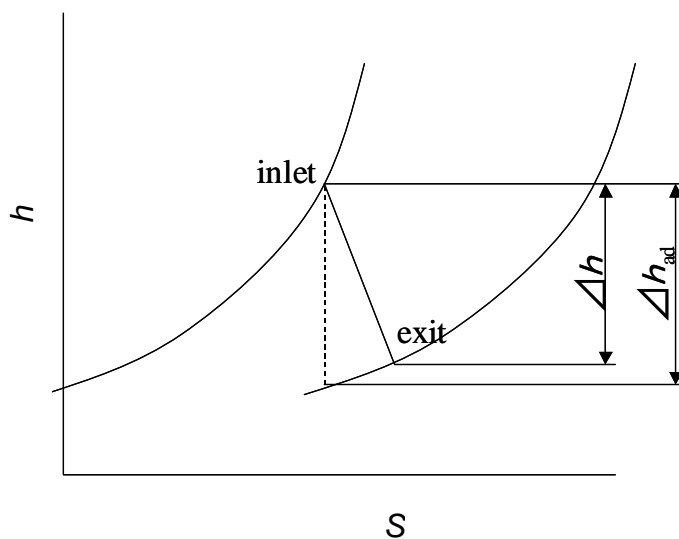


Fig. 3.4.2-2 Enthalpy-Entropy Diagram of a BFPT

3.4.3 給水加熱器

給水加熱器は図 3.4.3-1 に示すようなモデルとした。低圧側の給水加熱器等から来る給水は蒸気タービンからの抽気蒸気により加熱され、さらに高圧の給水加熱器等へ導かれる。凝縮した蒸気ドレンは低圧側の給水加熱器等へ導かれる。図 3.4.3-1 の吸熱線図に示すように蒸気タービンからの抽気蒸気は主に蒸発潜熱を利用して給水を加熱する。給水加熱器の基本的な設計パラメータは終端温度差 TD (Terminal Temperature Difference)、とドレン冷却温度差 DC (Drain Cooling Temperature) である。

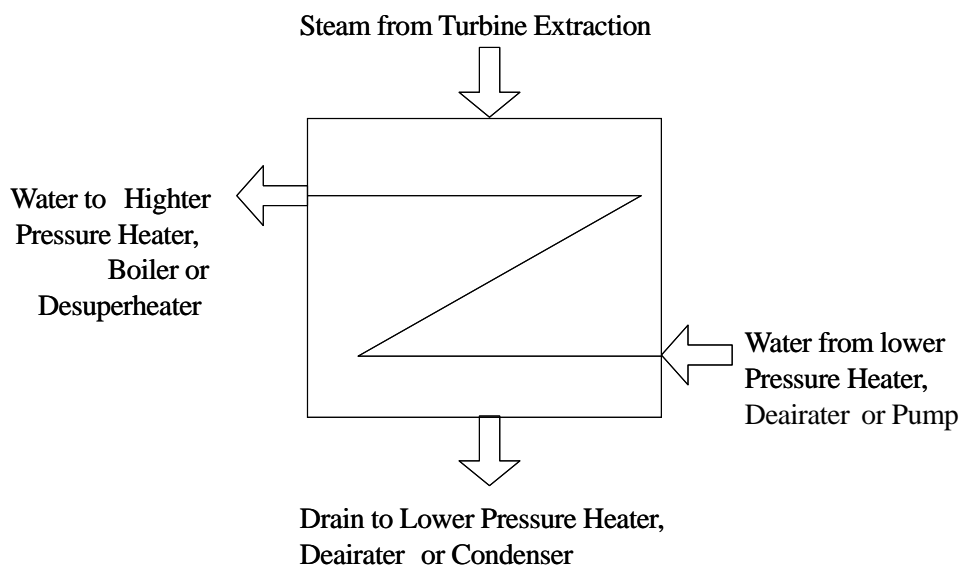


Fig. 3.4.3-1 Feed Water Heater

3.4.4 復水器

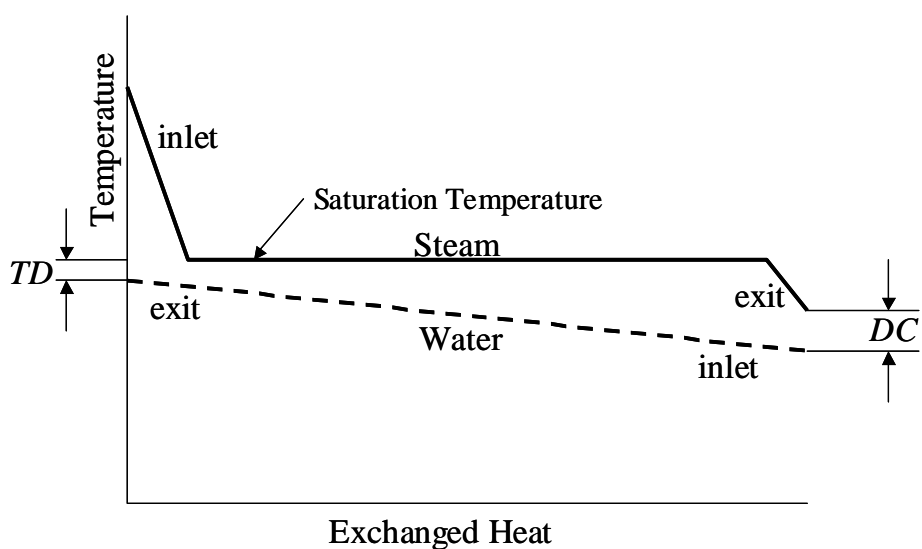


Fig. 3.4.3-2 Heat Exchange in a Feed Water Heater

復水器は図 3. 4. 4-1 に示すようなモデルとした。上部からは LPT(低圧タービン)からの排気蒸気が入り、蒸気は冷却水により間接冷却された結果液化し、下部から復水として取り出される。

3. 4. 5 脱気器

脱気器はボイラやタービン等の酸化、腐食を防止するために給水中に含まれる微量な酸素や二酸化炭素を取り除くための装置である。図 3. 4. 5-1 に示すようなモデルとした。低圧給水加熱器からの給水を中圧の蒸気で加熱し、脱気をする。脱気された給水は下部のタンクから高圧給水過熱器に導かれる。また、高圧給水加熱器からのドレンは下部のタンクに戻される。

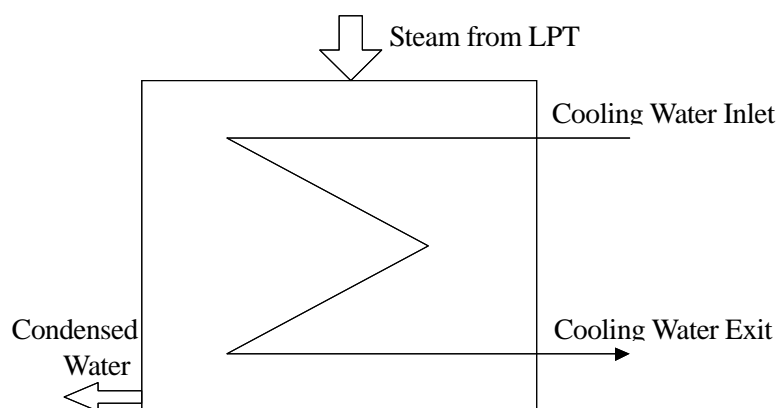


Fig. 3. 4. 4-1 Condenser

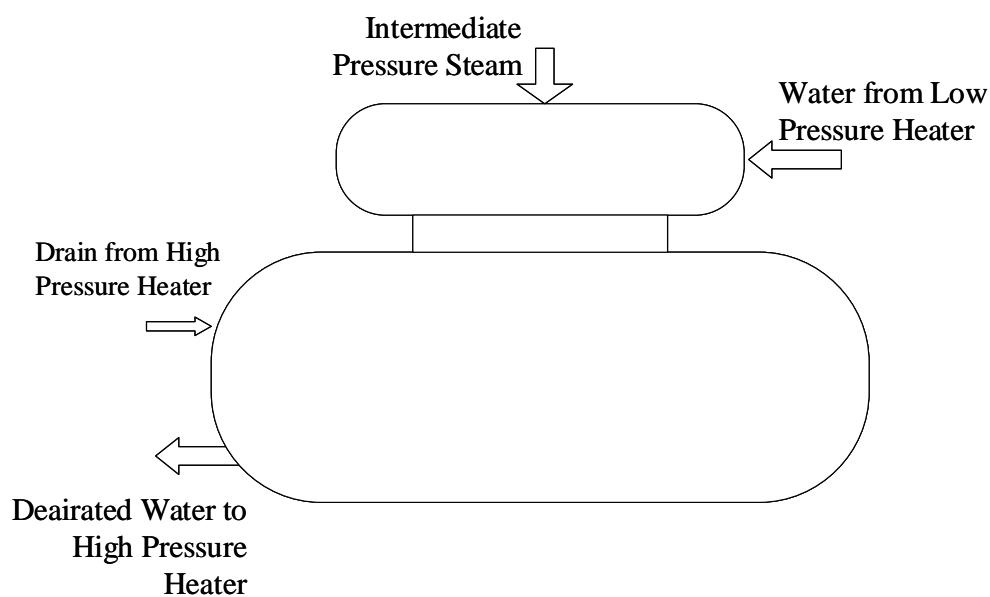


Fig. 3. 4. 5-1 Deairator

3.4.6 デスーパーヒータ

デスーパーヒータは図 3.4.6-1 に示すようなモデルとした。蒸気タービンからの抽気を高圧の給水加熱器に入れる前に冷却するとともに、ボイラへ送る前の給水を加熱する役割を持ち、補助的な機器ではあるが効率向上に寄与する。

3.4.7 ラビリンスシール

ラビリンスシールは図 3.4.7-1 に示すようなモデルとした。流量の計算には式(3.4.7-1)に示す Martin の式を採用した。

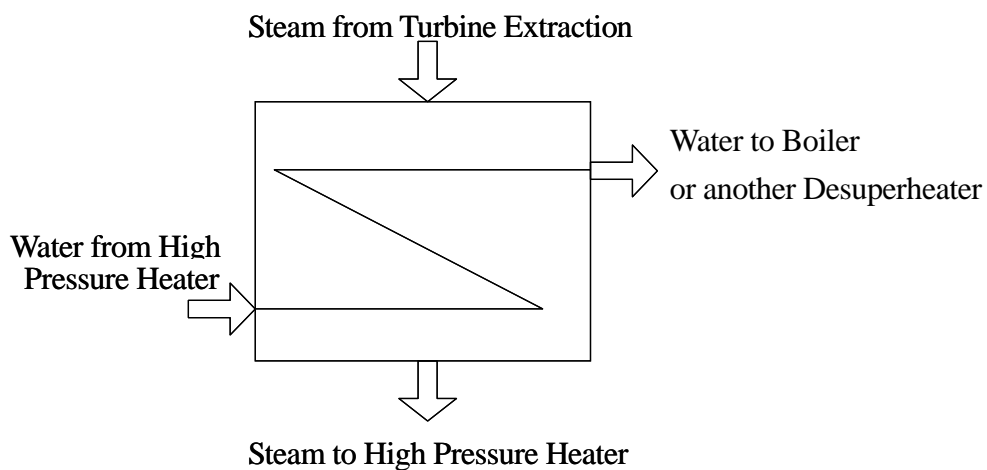


Fig. 3.4.6-1 Desuperheater

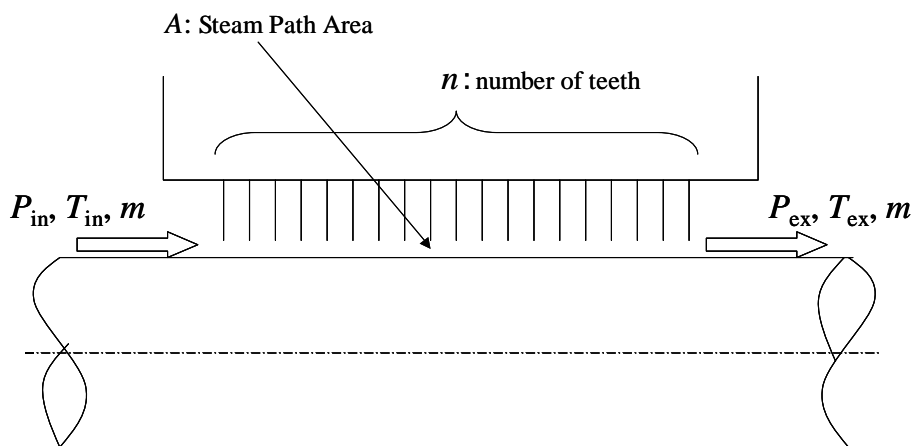


Fig. 3.4.7-1 Labyrinth Seal

Table 3.5.1-1 12Cr Steels ⁽⁹⁾

UNIT : mass%

	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V	Nb	N	W	Co	B	Fe
12% Cr (TOS101)	0.18	0.20	0.7	0.4	11.0	1.00	0.2	0.07*	0.05	-	-	-	Bal.
Mod. 12% Cr (TOS107)	0.14	0.05	0.6	0.7	10.0	1.00	0.2	0.05	0.05	1.0	-	-	Bal.
New 12% Cr (TOS110)	0.11	0.08	0.1	0.2	9.7	0.65	0.2	0.05	0.02	1.8	3.0	0.01	Bal.

*: Ta or Nb

$$m = \alpha \cdot A \sqrt[2\rho \frac{(P_{in} - P_{ex})}{n + \ln\left(\frac{P_{ex}}{P_{in}}\right)}]{\quad} \quad (3.4.7-1)$$

ここで、 α はラビリンスシールの流量係数である。

3.5 材料

タービン材料としては主としてフェライト系鉄鋼材料、Ni 基合金、オーステナイト系鉄鋼材料があるが、前の2種を優先的に適用する方針とした。オーステナイト系鉄鋼（代表例は 18.8 ステンレス鋼）は耐熱温度がフェライト系鉄鋼よりも高いが線膨張係数が高いので、熱応力が出やすく寿命に関して慎重な対応が必要なためである。

3.5.1 フェライト系材料

フェライト系鉄鋼で耐熱性の高い材料の代表は 12Cr 鋼である。表 3.5.1-1 と図 3.5.1-1 に(株)東芝が開発した 12Cr 鋼⁽⁹⁾の組成とクリープラプチャ強度を示す。これらには適用温度範囲があり、初期のもの 12%Cr は 566℃級に、中期のもの Mod. 12%Cr は 566～593℃級に、最新の New 12%Cr は 593～610℃級へ適用されている。図 3.5.1-2 に最近の適用例を示す。

3.5.2 Ni 系超耐熱合金 (Ni 基合金)

Ni 基合金は従来ガスタービン材料として開発が進められてきた。特に、金属温度が 800℃を越えるようなガスタービン翼への適用が一般的である。ガスタービン以外の領域では化学工業分野での適用が多い。前者では数 kg 程度の部材が多く、後者では数百 kg 程度の部材が多い。これまで Ni 基合金が実機に使われた最大のもはガスタービンディスクであり、5 ton といわれている。大型蒸気タービンのロータ材料は一般的には 20～50 ton の重量があり、Ni 基合金の従来実績を遥かに越えた大きさとなる。そのような Ni 基合金の中で比

Table 3.5.1-2 Experience of 12Cr Steels ⁽⁹⁾

Steel	Steam temperature (°C)	Main steam pressure (MPa)	Output of turbine (MW)	Applied parts	Year in service	Achieved highest temperature (°C)
Mod. 12% Cr rotor (TOS107)	566/566	24.1	500	HP-IP rotor	1991	610
New 12% Cr rotor (TOS110)	593/593	24.1	700	HP-IP rotor	2000	593
Mod. 12% Cr bucket (TOS202)	566/566	24.1	500	Buckets, Bolt	1991	593
New 12% Cr bucket (TOS203)	593/593	24.1	700	Buckets	1998	610
Mod. 12% Cr casting (TOS302)	566/593	24.1	1000	IP inner casing	1997	593
New 12% Cr casting (TOS303)	600/610	25.0	1100	CRV body	2000	610

較的大型部品が作れ、溶接による大型化も可能なものとして IN617 という材料がある。本論文ではこれを代表的な Ni 基合金と位置付け、将来的にはこれらで大型蒸気タービンのロータやその他の部材が製作可能になることを想定している。

図 3.5.2-1 に IN617 の強度評価のベースとなるクリープ破断強度を示す⁽²¹⁾。

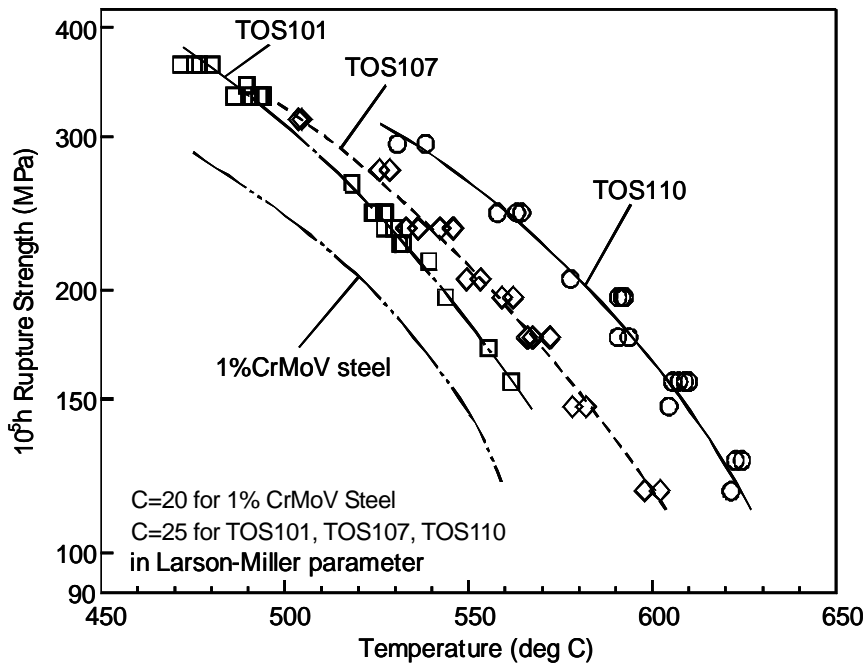


Fig. 3.5.1-1 Creep Rupture Strength of 12Cr Steels ⁽⁹⁾

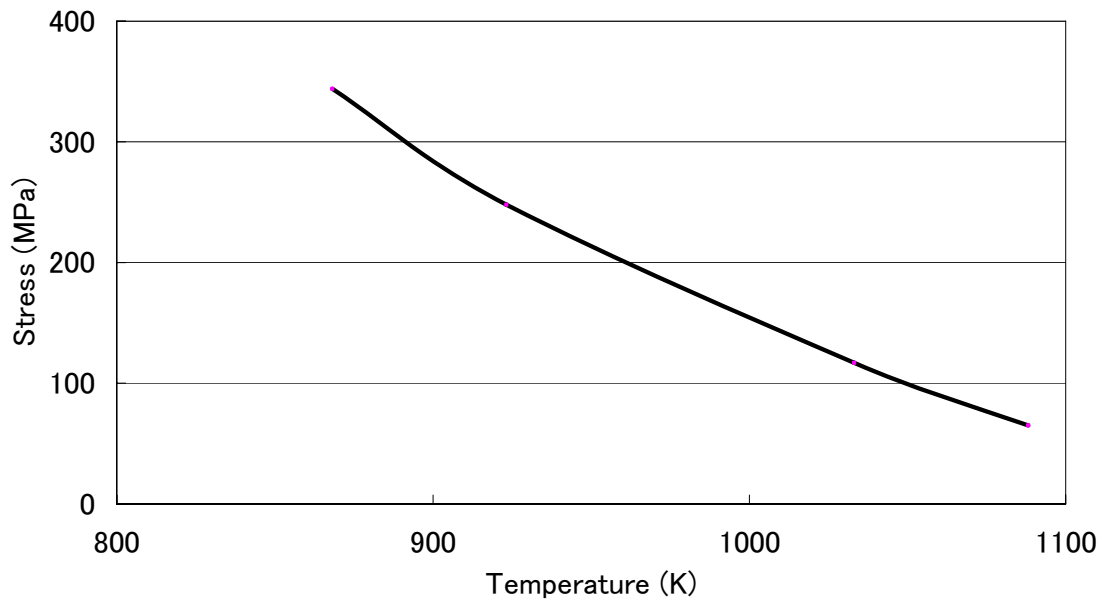


Fig. 3.5.2-1 IN617 10^5 hr Rupture Strength ⁽²¹⁾

3.6 経済性

3.6.1 燃料費

年間の燃料費 P_F は以下の式により算出した。

$$P_F = \frac{O \times 365 \times 24 \times 60 \times 60 \times C_F \cdot W}{\eta_{Net} \times 4.186} \times P_{Coal} \quad (3.6.1-1)$$

ここで、 O はプラント運用年数(年)、 η_{Net} はプラント送電端熱効率、 W はプラント出力(kW)、 P_{Coal} は石炭単価(円/Mcal)である。

なお、本研究では最近の状況を反映し石炭単価 $P_{Coal} = 0.8$ 円/Mcal、利用率 $C_F = 0.8$ と設定した。

3.7 二酸化炭素排出量

年間の二酸化炭素排出量 m_{CO_2} は以下の式により算出した。

$$m_{CO_2} = \frac{O \times 365 \times 24 \times 60 \times 60 \times C_F \cdot W}{\eta_{Net}} \times C_{Cont} \times h_{hhv} \times \frac{44}{12} \quad (3.6.2-1)$$

なお、本研究では使用炭を瀝青炭と仮定し、石炭中の炭素分の割合 $C_{Cont} = 0.623$ 、石炭の高位発熱量 $h_{hhv} = 25910$ kJ/kg とした。

4. 計算ソフト

4.1 計算システムの概要

蒸気発電システムの基本計画は3.1.2項で示したような流れでなされる。出力等のプラントへの要求仕様が与えられると、それを満たすようなプラント全体マス・ヒートバランスを求める。そして、マス・ヒートバランスを満たすような構成機器の設計が行われる。そこでは従来用いられなかったNi 基合金を使いこなすために、冷却技術の積極的採用や、タービン構成の工夫等が加味される。同時に冷却や強度に関する計算を行い機器としての成立性をチェックしなければならない。従来これらの機能を統合した計算システムは見受けられず、ケーススタディーを行う上で一貫性を保ちにくい上、多大な作業時間を食うという問題があった。そこで、これらの課題に対応するために、必要な機能を網羅した計算システムを新たに構築した。

4.2 計算プログラムの機能

図4.2-1に今回の計算システム（シミュレータ）が主として取り扱う蒸気発電システムの構成を示す。ここには図3.1.1-1に示した従来システムに対しボイラや蒸気タービン排気等から抽気されたタービン冷却蒸気の系統が加わり、シミュレータは必要な冷却蒸気量の算定や冷却の性能、強度等への影響評価をできなければならない。

4.3 計算プログラムの構成

この計算ソフトではシステムに含まれる様々な機器をいくつかの基本構成要素によ

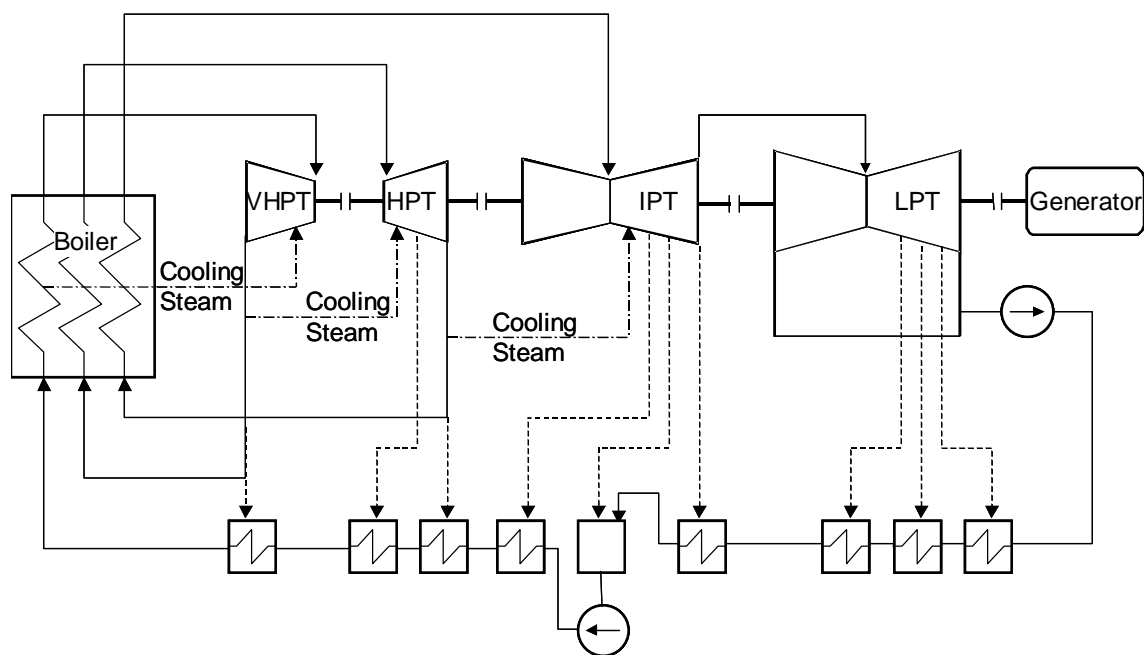


Fig. 4.2-1 Typical Example of Analyzed System

りモデル化している。主な基本構成要素を以下に示す。

- ①冷却タービン
- ②ボイラ（一段再熱、二段再熱、タービン冷却用蒸気抽気に対応）
- ③復水器
- ④給水加熱器
- ⑤一般ポンプ
- ⑥給水ポンプ（駆動用タービンを含む）
- ⑦脱気器
- ⑧デスーパーヒータ
- ⑨合流
- ⑩分岐
- ⑪ヘッダー
- ⑫ラビリンスシール 等

これらの基本構成要素を組み合わせることにより大きなシステムを構成できるようにした。

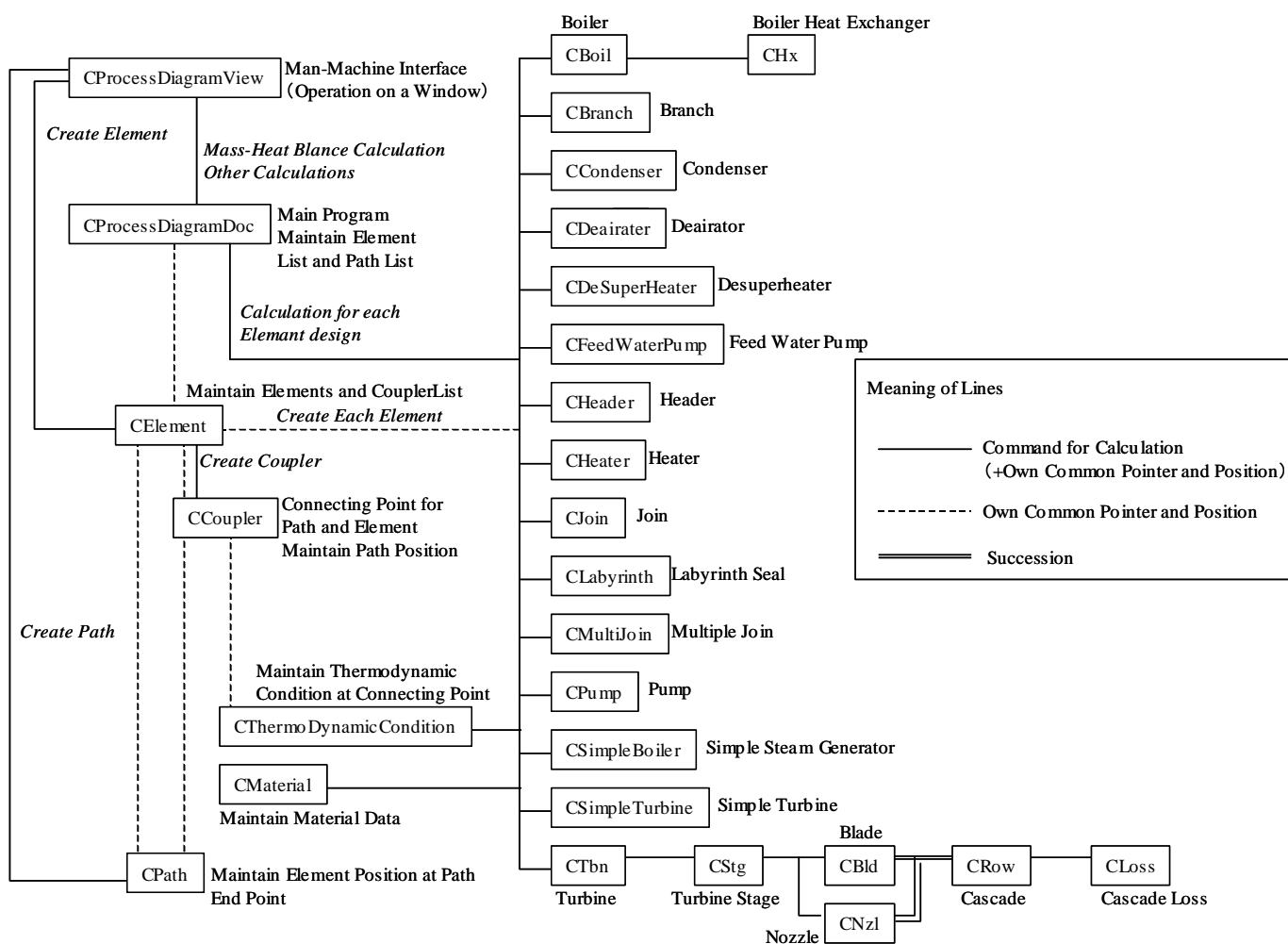


Fig. 4.3-1 Class Structure of the Simulator within System Design

なお、蒸気の物性値は日本機械学会の蒸気表 1999 年版⁽²³⁾に基づいた。実際には日本機械学会の蒸気表 1999 年版に添付されているFORTRANコードをダイナミックリンクライブラリー形式に変換し、計算ソフトに組み込んだ。

大部分のプログラム言語としては C++(Microsoft Visual C++、 Visual Studio 2003.NET)を採用し、オブジェクト指向プログラミングを行った。そのために上記の基本要素毎に図 4.3-1、および 4.3-2 に示すようなクラスを作成した。

CProcessDiagramView と CProcessDiagramDoc は計算ソフト構築プロジェクトを立ち上げる際に Visual C++が自動的に創生するクラスであり、前者は Microsoft Windows のウィンドウの生成、利用を統括する。後者は計算ソフトの実際の計算部分（今回はシステム設計計算部分）を統括し、ここに最も基本的なメンバー変数を格納する。

図 4.3-1 は主としてシステム設計計算部分を取りだしたクラス構成図である。このようなクラス構成を使うと CProcessDiagramView クラスに繋がる CElement クラスにより様々な構成要素を構築することができる。CElement クラスには例えば CBoil クラス

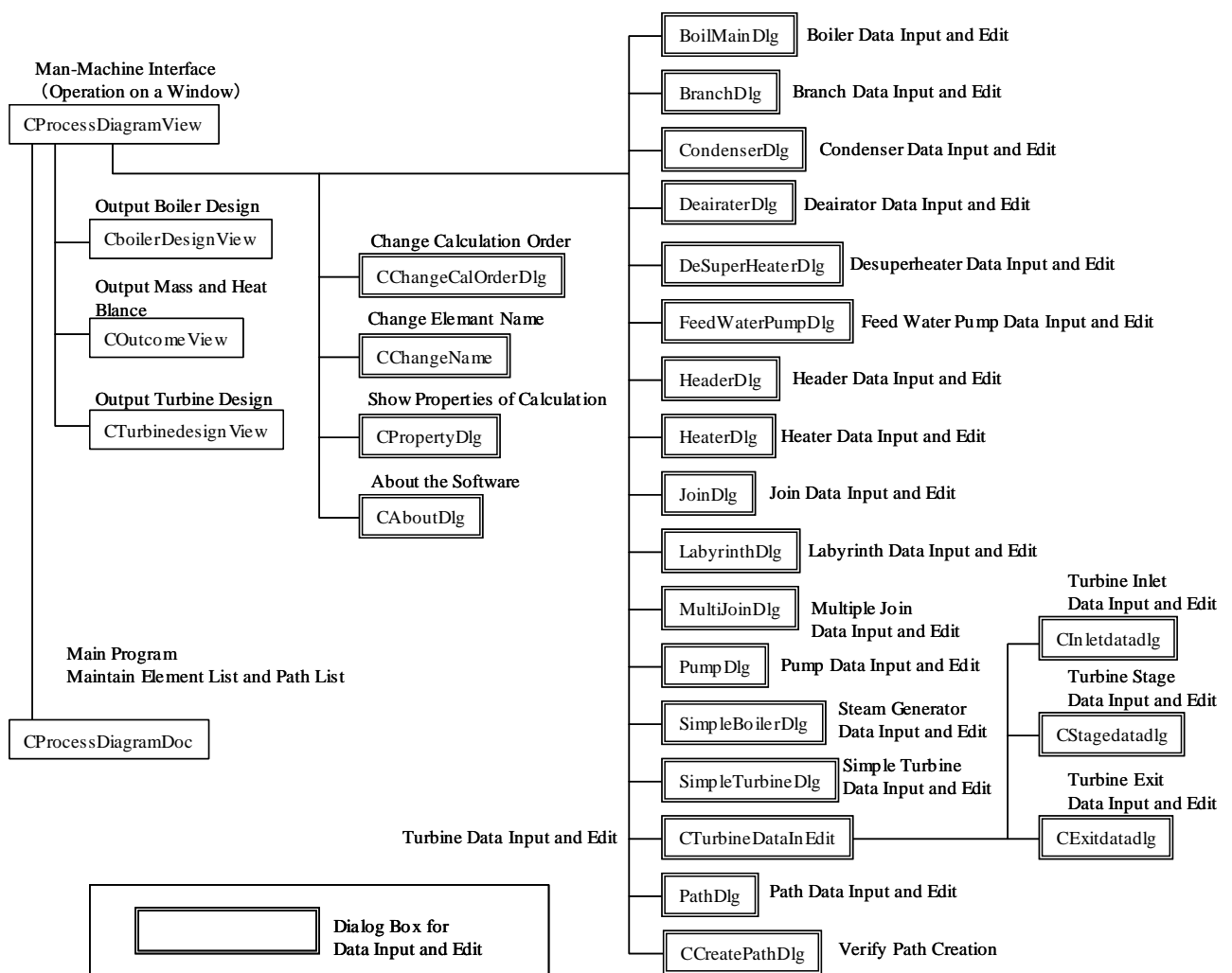


Fig. 4.3-2 Class Structure of the Simulator within Man Machine Interface

等の構成機器毎のクラスから生成されるオブジェクトのポインタが格納されており、実際の計算では CProcessDiagramView クラスの関数で CElement クラスのオブジェクトと構成機器に対応するオブジェクトを生成する。また、CProcessDiagramView クラスには CPath クラスが繋がっており、この繋がりから各機器を接続する管路に対応するオブジェクトを生成する。管路に対応するオブジェクトは生成された時に CCoupler クラスのオブジェクトにより接続部における温度、圧力、流量等の状態量を機器と共有するようになっている。

実際に計算を行う時には CProcessDiagramDoc クラス中の OnDesignCalculation 関数から必要に応じて上記のオブジェクトを呼び出し、全体システム設計計算を行う。OnDesignCalculation 関数は全体システム設計計算の最も大きな計算ループを構成しており、全ての機器と管路の境界での状態量が一致するように繰り返し計算を行い、収束の判定をする。こうすることにより、従来型のシステムの構築と計算を容易におこなうことができることは勿論であるが、冷却・シール蒸気の系統構成を比較的容易に組み込むことができるようになった。その結果、本シミュレータを使うことにより、冷却・シール蒸気量の算定やそれがシステムの全体性能に与える影響を迅速に評価できるようになった。

図 4.3-2 は主としてマン・マシンインターフェース部分を取りだしたクラス構成図である。CboilerDesignView クラス、COutcomeView クラス、CTurbinedesignView クラスはそれぞれ、ボイラ、全体マス・ヒートバランス、タービンの計算結果を表示するためのウィンドウを構築する。また CProcessDiagramView クラスには各構成機器の特性を入力するためのダイアログボックスを構成するためのクラス群が繋がっており、構成機器の特性入力、編集を Microsoft Windows のダイアログボックスで行なうことができる。

以下にシミュレータの計算ソフトを構成する C++ のクラスのそれぞれの機能について説明する。

(1) BoilMainDlg

このクラスはボイラの計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。このダイアログボックスは第 4.4 節で例としてあげるものでタブ形式の入力画面を有している。入力の内容は付録 1 で述べる。

(2) BranchDlg

このクラスは分岐の計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(3) CAboutDlg

このクラスは Microsoft VC++ に標準でついてくるもので、作成されたソフトのバージョン情報をダイアログボックスに表示する。

(4) CboilerDesignView

このクラスはボイラの計算結果を表示するためのウィンドウを作成する。表示結果の

例は付録 2 に示す。

(5) CBlid

このクラスは CRow クラスから派生させたもので、流量係数、負荷係数、反動度等から動翼の速度三角形を計算する。また、動翼を表現する基本パラメータの初期設定をする。

(6) CBoil

このクラスはボイラ的设计計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(7) CBranch

このクラスは分岐の計算を行なう。具体的には分岐に入ってきた状態量を出口につなげ、流量の設定をする。流量は出口側の流量の和を入口側にセットするケースと入口側の流量と 2 番目の出口の流量から 1 番目の出口の流量をセットするケースを選択できる。

(8) CChangeCalOrderDlg

このクラスはシステム全体計算を行なう際、計算を行なう機器の順番を定めるために、機器の計算順位を入力するダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(9) CChangeName

このクラスは機器の名称を入力するダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(10) CChildFrame

このクラスは Microsoft VC++ に標準でついてくるもので、子ウィンドウを表示するためのクラスである。

(11) CCondenser

このクラスは復水器的设计計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(12) CCoupler

このクラスは機器に管路をつなぐためのカプラを生成するためのものである。その実体は管路と機器の接続点での流量と状態量であり、これらの量の値を機器側の計算結果からセットするか、管路のほうから持ってくるかを選択できる。

この機能により機器間の状態量のやり取りが可能となっている。

(13) CCreatePathDlg

このクラスは新しく管路を作成するかを確認するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(14) CDeairater

このクラスは復水器的设计計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(15) CDeSuperHeater

このクラスはデスーパーヒータ的设计計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(16) CElement

このクラスは全ての機器の基本データを格納するためのメンバー変数を有している。様々な機器ごとに別途オブジェクトが生成され、そのポインタが CElement クラスのメンバー変数である ptrObject にキャストされ、格納されている。

(17) CExitdatadlg

このクラスはタービンの出口条件を入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(18) CFeedWaterPump

このクラスは給水ポンプの設計計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(19) CHeader

このクラスはヘッダによる分岐の計算を行なう。最大分岐数は 5 であり、CBranch と同様に分岐に入ってきた状態量を出口につなげ、流量の設定をする。流量は出口側の流量の和を入口側にセットするケースと入口側の流量から 2 番目以降の出口の流量の和を引き算し 1 番目の出口の流量をセットするケースを選択できる。

(20) CHeater

このクラスは給水加熱器の設計計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(21) CHx

このクラスはボイラに適用する熱交換器の設計計算を行なう。伝熱管の熱伝達率等と共に、伝熱管本数、配列、応力、重量、価格等を計算する。熱伝達率の計算内容は第 3 章に述べた。

(22) CInletdatadlg

このクラスはタービンの入口条件を入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(23) CJoin

このクラスは合流の計算を行なう。具体的には合流に入ってきた流体を混合し、状態量を出口につなげ、流量の設定をする。流量は入口側の流量の和を出口側にセットするケースと出口側の流量から 2 番目の入口の流量を引き算し 1 番目の入口の流量をセットするケースを選択できる。

(24) CLabyrinth

このクラスはラビリンスシールの設計計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(25) CLoss

このクラスは Ainley-Mathieson 法による翼列損失係数の計算を行なう。計算の内容は第 3 章に述べた。

(26) CMainFrame

このクラスは Microsoft VC++ に標準でついてくるもので、親ウィンドウを表示するためのクラスである。

(27) CMaterial

このクラスは第3章に述べた材料の基本データを保持するとともに、指定された温度に対応する材料の引張り応力や指定された温度、寿命に対応するクリーププラチャ応力を計算する。

(28) CMultiJoin

このクラスは多数の合流の計算を行なう。具体的には合流に入ってきた流体を混合し。状態量を出口につなげ、流量の設定をする。流量は入口側の流量の和を出口側にセットするケースと出口側の流量から2番目以降の入口流量の和を引き算し1番目の入口の流量をセットするケースを選択できる。

(29) CNz1

このクラスは CRow クラスから派生させたもので、流量係数、負荷係数、反動度等からノズルの速度三角形を計算する。また、ノズルを表現する基本パラメータの初期設定をする。

(30) CondenserDlg

このクラスは復水器の設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録1で述べる。

(31) COutcomeView

このクラスは全体システム計算の計算結果を表示するためのウィンドウを作成する。表示結果の例は付録2に示す。

(32) CPath

このクラスは機器と機器をつなぐための管路を生成するためのものである。その実体は管路での熱損失、エンタルピ降下、温度降下、圧力損失の変数と管路両端のカプラの番号、繋がる機器(Element)のポジション(具体的には CProcessDiagramDoc が有する ElementList におけるポジション)である。

この機能により機器と機器の繋がりを表現することが可能となっている。

(33) CProcessDiagramApp

このクラスはソフトの名称を決めると Microsoft VC++がその名前を冠して最初に自動的に必要最小限の部分を作成するもので、次に述べるドキュメントクラスやビュークラスを組み合わせて、Windows アプリケーションとしての基本構成を定義する。今回のシミュレータでは基本部分に加えて COutcomeView クラス、CboilerDesignView クラス、CTurbinedesignView クラスといった結果出力用ウィンドウを表示するためのクラスを組み込むための修正を加えた。

(34) CProcessDiagramDoc

このクラスはソフトの名称を決めると Microsoft VC++がその名前を冠して最初に自動的に必要最小限の基本部分を作成するもので、ドキュメントクラスと称されている。基本的な変数を格納するとともに、アプリケーションが目指す計算を行なう。今回のシミュレータでは基本部分に加えて機器リスト(CElement クラスオブジェクトのポインタ

のリストで ElementList という変数名)、管路リスト (CPath クラスのオブジェクトのポインタのリストで PathList という変数名) を格納するとともに、図 3.1.2-1 に示した全体システム計算の流れをコントロールするメイン部分を書いた。

(35) CProcessDiagramView

このクラスはソフトの名称を決めると Microsoft VC++がその名前を冠して最初に自動的に必要最小限の基本部分を作成するもので、ビュークラスと称されており、最も簡単なウィンドウやメニューを表示できるようになる。今回のシミュレータでは基本部分に加えてここにウィンドウに機器や管路を描いたり、メニューを選択したり、ダイアログボックスを立ち上げる等の機能を加えた。

(36) CPropertyDlg

このクラスは機器の数、管路の数を表示するためのダイアログボックスを表示する。

(37) CPump

このクラスは一般ポンプの設計計算を行なう。計算の内容は第3章に述べた。

(38) CRow

このクラスは速度三角形と状態量から翼高さの計算を行なうとともに Ainley-Mathieson 法による翼列損失係数の計算を呼び出す。翼列損失係数の計算の内容は第3章に述べた。

(39) CSimpleBoiler

このクラスはボイラを想定した単純な蒸気発生器の計算を行なう。

(40) CSimpleTurbine

このクラスは入口流量、状態量、出口圧力、効率から単純なタービンの計算を行なう。

(41) CStagedatadlg

このクラスはタービン段落の設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録1で述べる。

(42) CStg

このクラスはタービン段落の設計計算を行なう。計算の内容は第3章に述べた。

(43) CTbn

このクラスは図 3.2.1-1 の計算の流れをコントロールしタービンの設計計算を行なう。

(44) CThermoDynamicCondition

このクラスは各部の状態量を保存するオブジェクトを構築するためのものである。

(45) CTurbinedesignView

このクラスはタービン設計計算の計算結果を表示するためのウィンドウを作成する。表示結果の例は付録2に示す。

(46) CTurbineDataInEdit

このクラスはタービン全体の設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログ

ボックスを表示する。ここから CStagedatadlg 等のダイアログボックスが起動される。入力の内容は付録 1 で述べる。

(47) DeairaterDlg

このクラスは脱気器の設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(48) DeSuperHeaterDlg

このクラスはデスーパーヒータの設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(49) FeedWaterPumpDlg

このクラスは給水ポンプの設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(50) HeaderDlg

このクラスはヘッダの計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(51) HeaterDlg

このクラスは給水加熱器の設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(52) JoinDlg

このクラスは合流の計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(53) LabyrinthDlg

このクラスはラビリンスシールの設計計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(54) MultiJoinDlg

このクラスは合流の計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(55) PathDlg

このクラスは管路の計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(56) PumpDlg

このクラスは一般ポンプの計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(57) SimpleBoilerDlg

このクラスは単純ボイラの計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録 1 で述べる。

(58) SimpleTurbineDlg

このクラスは単純タービンの計算に必要なデータを入力するためのダイアログボックスを表示する。入力の内容は付録1で述べる。

4.4 計算入出力

計算の入力は前節で述べたようにすべてWindowsのウィンドウ上(次節で述べるグラフィカルインターフェース)またはダイアログボックスから行う。この節ではダイアログボックスからの入力について述べる。

ダイアログボックスは図4.3-2で二重線の四角で囲まれたクラス毎にあり、それぞれ

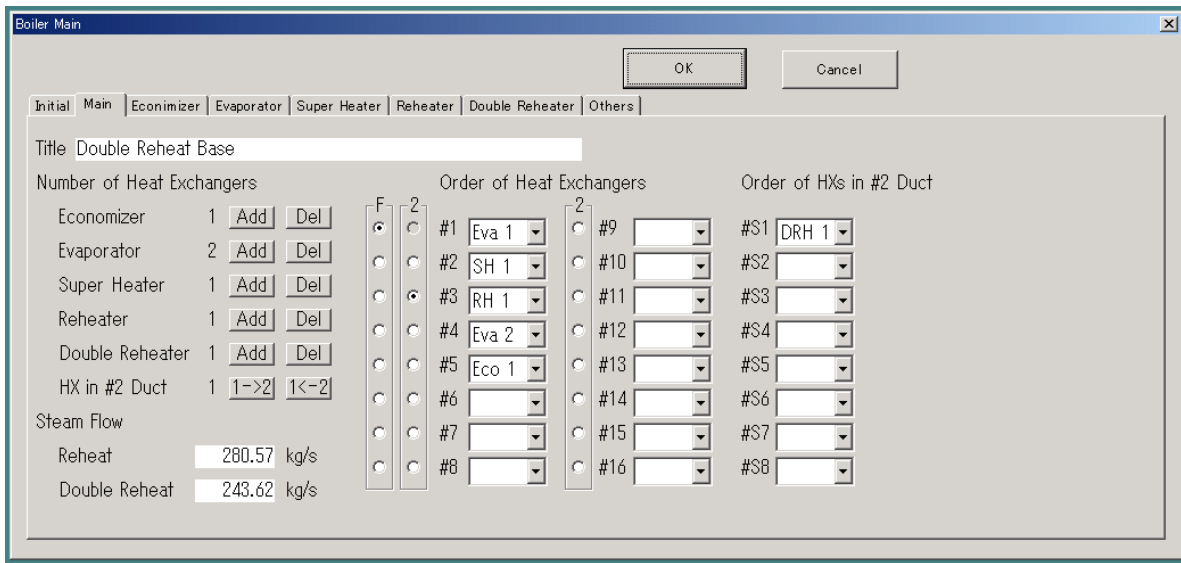


Fig. 4.4-1 Typical Example of Data Handling Dialog Box for Boilers(1)

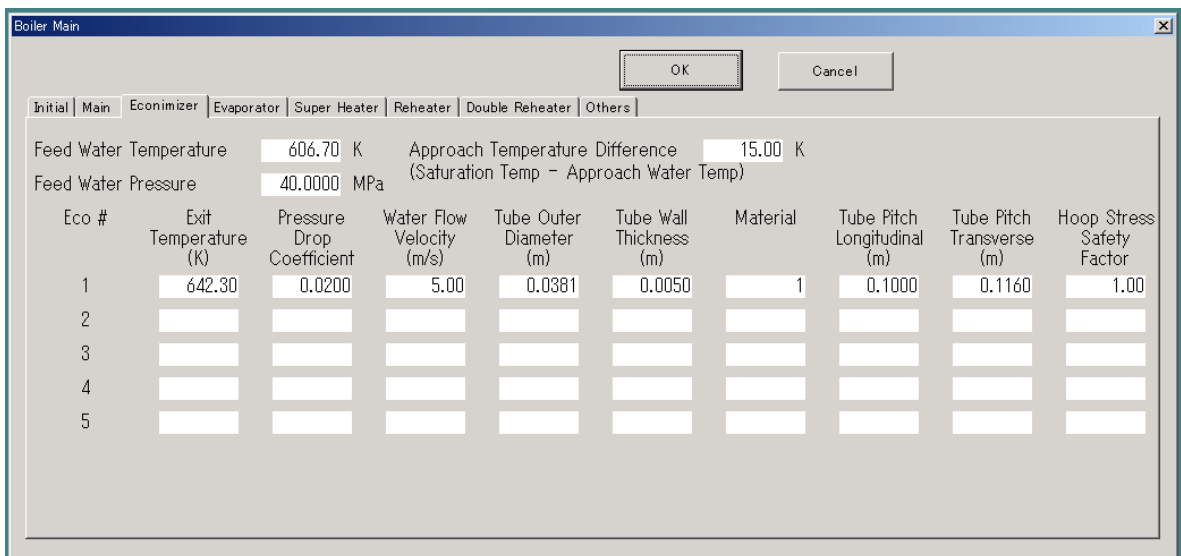


Fig. 4.4-2 Typical Example of Data Handling Dialog Box for Boilers(2)

の入力用の機能を有している。例えば、BoilMainDlg クラスによって生成されるダイアログボックスの例を図 4.4-1 に示す。このダイアログボックスはタブ形式を採用しており、入力したい項目のタブをクリックすることにより、ダイアログボックスの入力項目が変化する。図 4.4-1 では Main タブをクリックした状態を示しているが、図 4.4-2 では Economizer タブをクリックした状態を示している。Main タブの画面ではボイラ熱交換器の数や配置等の基本構成を入力できるようになっている。Economizer タブの画面では温度、圧損、材料、形状等節炭器の設計に必要なデータを入力できる。他のタブもそのタイトルに相当するデータを入力できるようになっており、このダイアログボックス一つでボイラ関連の全てのデータを入力できる。

タービン等他のダイアログボックスも含め内容は付録 1 に示す。

4.5 グラフィカルユーザインターフェース

本研究では様々なシステムを効率的に計算する必要があるので、システム構築の作業を容易にするために、専用のグラフィカルユーザインターフェース (GUI) を作成した。GUI 上では構成要素を表すシンボルをメニューから選択し画面に表示すると、同時にその構成要素の計算モデルが作成される。そして、シンボルをクリックまたはダブルクリックすることにより構成要素の基本特性を入力することができる。このようにして全ての構成要素の作成、特性入力をした後、構成要素間の配管経路を作成する。配管経路作

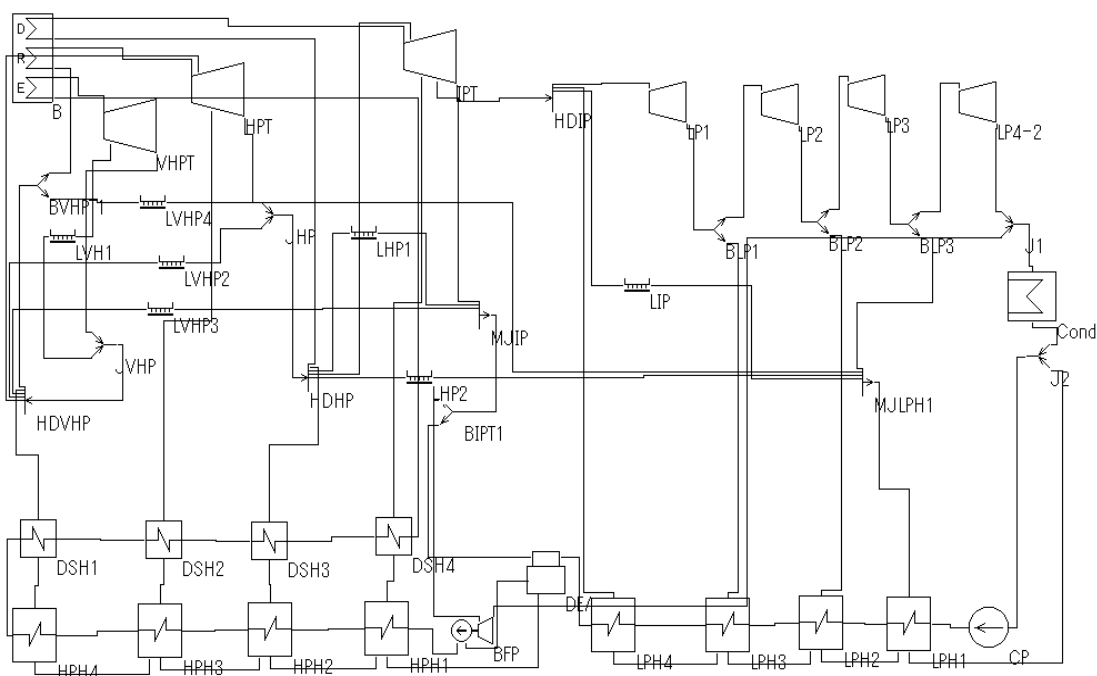


Fig. 4.5-1 Graphical User Interface

Table 2 Comparison between DOE Report and the Simulator

		Unit	DOE Report ⁽¹⁶⁾	Simulator
HPT	Flow	kg/s	340.1	340.1
	Power	MW	138.9	137.9
	Efficiency	%	88.6	88.5
IPT	Flow	kg/s	274.9	273.4
	Power	MW	138.4	138.9
	Efficiency	%	93	93.8

成メニューにより、個々の配管経路を画面上で作成すると、自動的に構成要素の計算モデル間で入出力データを受け渡す計算ルーティンが作成されるようにした。全ての配管経路を作成すると、全体システムの計算モデルが自動的に完成することになる。図4.2-1に示したような二段再熱の微粉炭焼き蒸気発電システムはGUIで図4.5-1のように表現される。

全体システムの計算モデルが完成するとタービン、ボイラ等の構成機器の設計および性能計算を行いつつ、システム全体の流量、熱量のバランスが合うように反復計算を行う。この結果、システム全体のマス・ヒートバランス、システム熱効率と個々の機器の基本仕様、性能が得られる。

これらの機能はすべて4.3節で述べたプログラム構成により実現できたものである。

4.6 計算結果例と検証

基本的な計算精度を検証するためにアメリカエネルギー省の報告書⁽¹⁶⁾に掲載されている超臨界圧微粉炭火力発電システムの詳細なマス・ヒートバランスとの照合計算を行った。照合に使ったシステムは超臨界一段再熱であり、温度条件は839 K (566 °C)である。これと同じ主蒸気流量、タービン入口圧力、温度、タービン圧力比を与え全体のマス・ヒートバランスをシミュレータで計算した。タービンの主要翼列パラメータとしては翼コード長50 mm (HPT一段は80 mm)、ピッチコード比0.8、翼後縁厚さ1 mm、動翼先端クリアランス1 mmを与えた。反動度 R は0.5とし、段落負荷係数 ϕ 、翼列流量係数 ϕ 、段落数 n はロータ径 d が0.9 m以上になる条件でタービン効率が最大になるように最適化した。表2に最重要なHPT、IPTについて文献⁽¹⁶⁾のマス・ヒートバランスから得られた出力、効率の値とシミュレータによる計算結果の比較を示す。給水過熱器へのタービンからの抽気位置は、機械設計上タービン段落間にする必要があるため抽気可能な圧力は飛び飛びの値になる。そのため抽気蒸気の圧力を文献のマス・ヒートバランスに完全に合わせることはできない。その結果、シミュレータではHPT抽気蒸気量が若干多くなり、IPT入口流量が少し減った。しかしながら、出力、効率ともにほぼ一致する結果を得ることができた。

また、5章で述べるが700℃級の検討をする段階でヨーロッパのシステムとの比較も行い、ほぼ満足できる一致を得た。これらのことから今回作成したシミュレータは十分使用に耐えうるものと考えた。

5. 700°C級蒸気発電システム

700°C級蒸気発電システムについて本研究では現在各国で検討が進められている代表的な条件をベースケースとして、これから派生する5ケースおよび現状技術レベル1ケースの計7ケースについて比較検討した。

ベースケース (Case 1) としてはヨーロッパの700°C級システム開発プロジェクトである Thermie AD700 Project⁽⁴⁾ と同レベルの VHPT 入口圧力 $P_{in, VHPT} = 35$ MPa、温度 $T_{in, VHPT} = 973$ K (700°C)、HPT 入口温度 $T_{in, HPT} = 993$ K (720°C)、IPT 入口温度 $T_{in, IPT} = 993$ K (720°C) を採用した。この条件は圧力レベルとしてはこれまでの最高値である中部電力川越火力の 31 MPa より若干高く、温度レベルは大型化可能と考えられている Ni 基合金 (IN617、IN625 等) の使用限界に近いと考えられる。そして、従来の設計思想を踏襲し高温化を全て Ni 基合金の適用に依存しロータ、ケーシングの冷却は行わないものとした。故に、タービンで 10 トン以上の重量があるロータやケーシングに Ni 基合金を使用する必要があり、さらに数トンの主蒸気弁、再熱蒸気弁にも Ni 基合金を適用する。システム構成は図 5-1 に示す。表 5-1 に概要をまとめる。

Case 2 ではタービンに冷却を取り入れ、効果を探ることとした。このケースではガスタービンからの冷却技術の転用を考え、ガスタービンと圧力レベルが同等な HPT、IPT を冷却するものとした。Case 1 と温度、圧力条件は同じだが、図 5-2 に示すように HPT および IPT ロータ、ケーシングの一部を上流にあるタービン排気からの抽気により冷却、シールする。本研究においては積極的に冷却技術を評価し、材料に代わる高温化の手段として位置付けた。このケースはその一例であり、これにより HPT、IPT は Ni 基合金を必要としない設計が可能となり、材料面での開発課題、製造コストが大幅に抑えられる。しかしながら、冷却によるシステム熱効率低下を評価する必要が生じる。

Case 3 ではさらに圧力レベルの高い VHPT までの冷却を考慮した。VHPT はガスタービンよりも一桁高い圧力レベルにあり単純にガスタービン技術の転用はできないと考えられるが、技術開発の方向性を見極めるために検討することとした。基本システムを図 5-3 に示す。このケースでは HPT、IPT に加え VHPT も冷却、シールするのでタービン本体では Ni 基合金を使用する必要がなくなり、さらに材料面での開発課題、製造コストが抑えられる。しかし、冷却によるシステム熱効率低下も増すと予想され、その評価が重要である。

Case 4 は冷却に頼らずかつ材料面での開発課題を軽減する策として考えられたもので、図 5-4 に示すように VHPT を上流、下流に 2 分割する。上流側の VHPT1 は温度が高く Ni 基合金を主体として構成されるが、下流側の VHPT2 は従来温度に抑えられ、Ni 基合金を必要としない。VHPT1 の排気は配管により VHPT2 に直接導かれる。この構成により、Ni 基合金の適用を比較的小型の VHPT1 に集中できるので、その大きさも抑制でき材料開発課題を軽減できると考えられる。しかし、タービンを分割したことによるシステム熱効率低下を評価する必要がある。

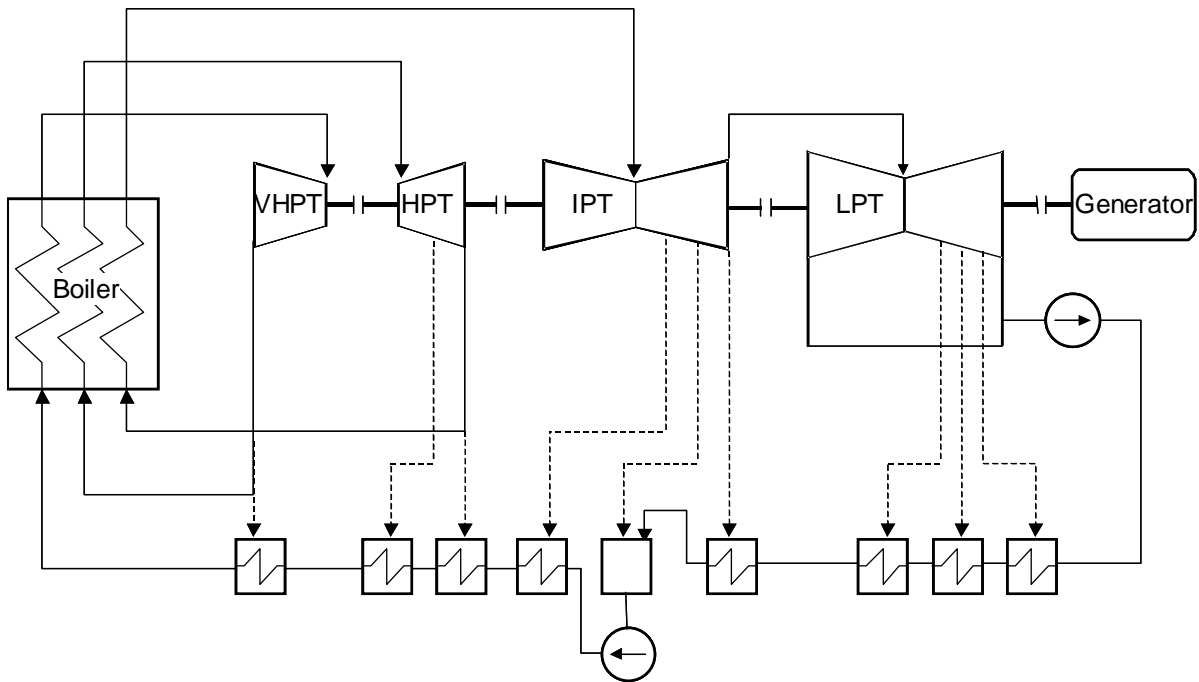


Fig. 5-1 System Configuration (Case 1, No Cooling)

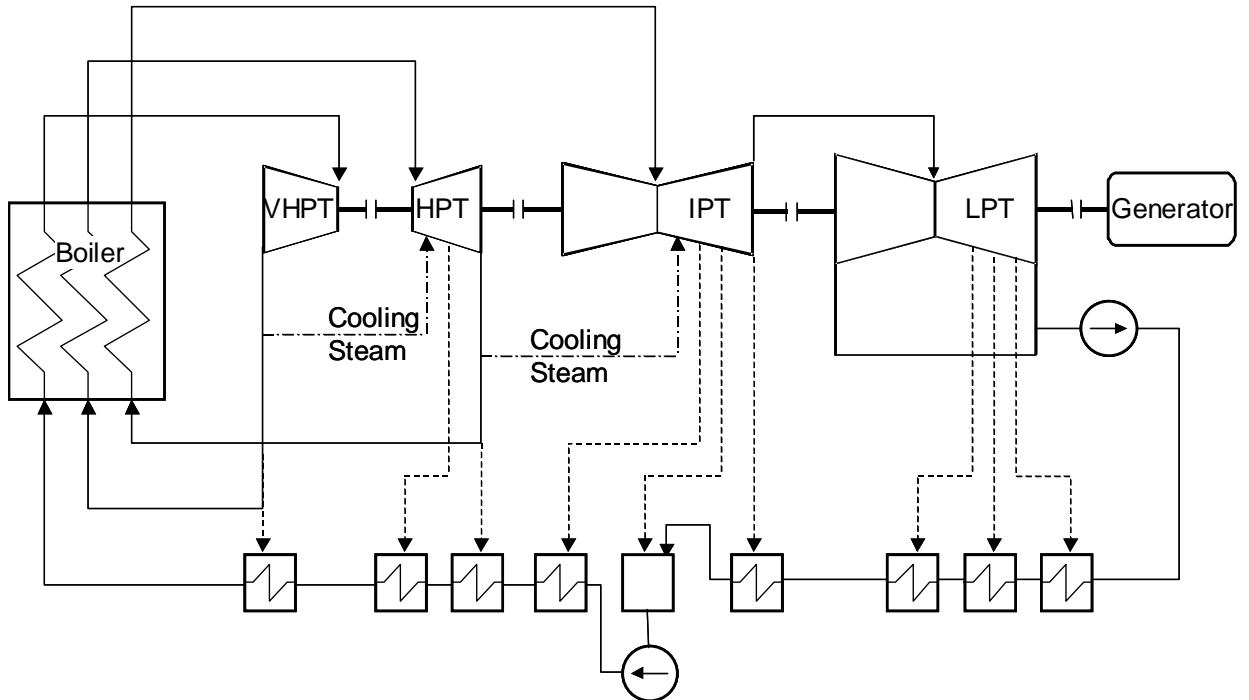


Fig. 5-2 System Configuration (Case 2, Reheat Turbine Cooling)

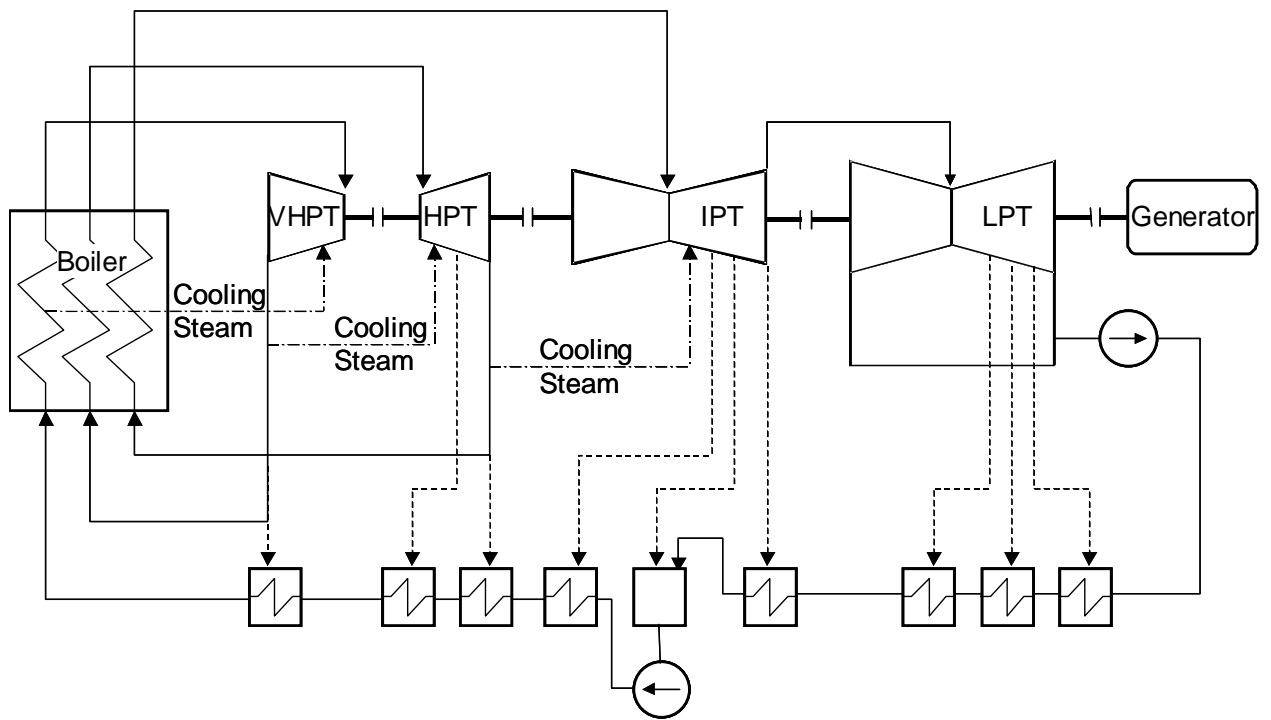


Fig. 5-3 System Configuration (Case 3, VHPT and Reheat Turbine Cooling)

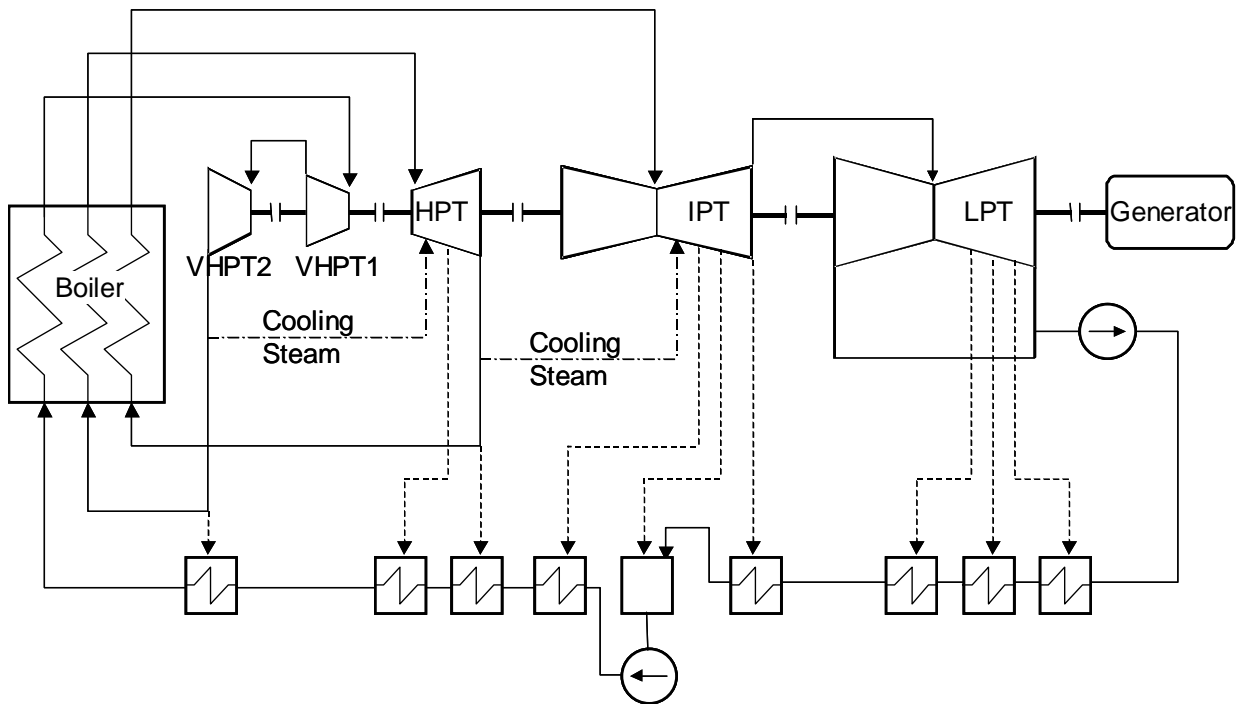


Fig. 5-4 System Configuration (Case 4, VHPT Divide)

Table 5-1 Reviewed Systems of 700°C class System

Case		1	2	3	4	5	6	7
Temperature K(°C)	VHP	973(700)	973(700)	973(700)	973(700)	903(630)	903(630)	903(630)
	HP	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	903(630)
	IP	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	993(720)	903(630)
Cooling	VHP	---	---	○	---	---	---	---
	HP	---	○	○	○	---	○	---
	IP	---	○	○	○	---	○	---
Turbine Devide	VHP	---	---	---	○	---	---	---
	HP	---	---	---	---	---	---	---
	IP	---	---	---	---	---	---	---
Material	VHP	Ni+Fe	Ni+Fe	Fe	Ni/Fe	Fe	Fe	Fe
	HP	Ni+Fe	Fe	Fe	Fe	Ni+Fe	Fe	Fe
	IP	Ni+Fe	Fe	Fe	Fe	Ni+Fe	Fe	Fe
Main Steam Valve	Ni	Ni	Ni	Ni	Fe	Fe	Fe	
Reheat Steam Valve	Ni	Ni	Ni	Ni	Ni	Ni	Ni	

緊急の課題である二酸化炭素問題に対してはもっと思い切った発想も必要と考えた。Case 5 は Case 1 に対して VHPT の温度を逆に 903 K(630°C) に抑え、これを従来材料で構成できるようにするものである。HPT、IPT の再熱系は 993K(720°C) とし Case 1 と同じレベルとする。当然 VHPT の温度低下によるシステム熱効率低下が生じるが、VHPT が従来材料で構成できるという利点があるとともに、超高压のボイラ過熱器とボイラタービン間の超高压蒸気管も従来材料で構成でき、コスト面での利点大きい。

さらに開発課題を軽減するために Case 6 では Case 5 に対して HPT、IPT にも冷却を適用することとし全てのタービン本体を従来材料で構成するものとした。ただし、再熱弁だけは冷却等の工夫が難しいので Ni 基合金を必要とする。

高温化技術と従来技術の比較のために Case 7 を設定した。全てのタービン入口温度を 903 K(630°C) とし、全て従来材料で構成することができる。

上述の Case は表 5.1 のように纏めることができる。

次項以下に各 Case の詳細を述べる。

5.1 Case 1 無冷却式システム

5.1.1 最適圧力比

本検討では VHPT 入口温度 $T_{in, VHPT}$ 、HPT 入口温度 $T_{in, HPT}$ 、IPT 入口温度 $T_{in, IPT}$ を各 Case 毎に定めているが、これらの温度に対応してシステム全体のシステム熱効率が最大となるよ

うなHPT、IPT入口圧力の組み合わせが存在する。Case 1 についてタービン効率を固定し、HPT入口圧力 $P_{in, HPT}$ 、IPT入口圧力 $P_{in, IPT}$ を動かした場合の相対的なシステム熱効率を図 5.1.1-1 に示す。本図では $P_{in, HPT}=8.83$ MPa、 $P_{in, IPT}=2.60$ MPaのシステム熱効率を基準1として他の場合と比較してある。Case 1 の場合、 $P_{in, HPT}=8.83$ MPa、 $P_{in, IPT}=2.60$ MPaの圧力の組み合わせでほぼ最高のシステム熱効率になる。

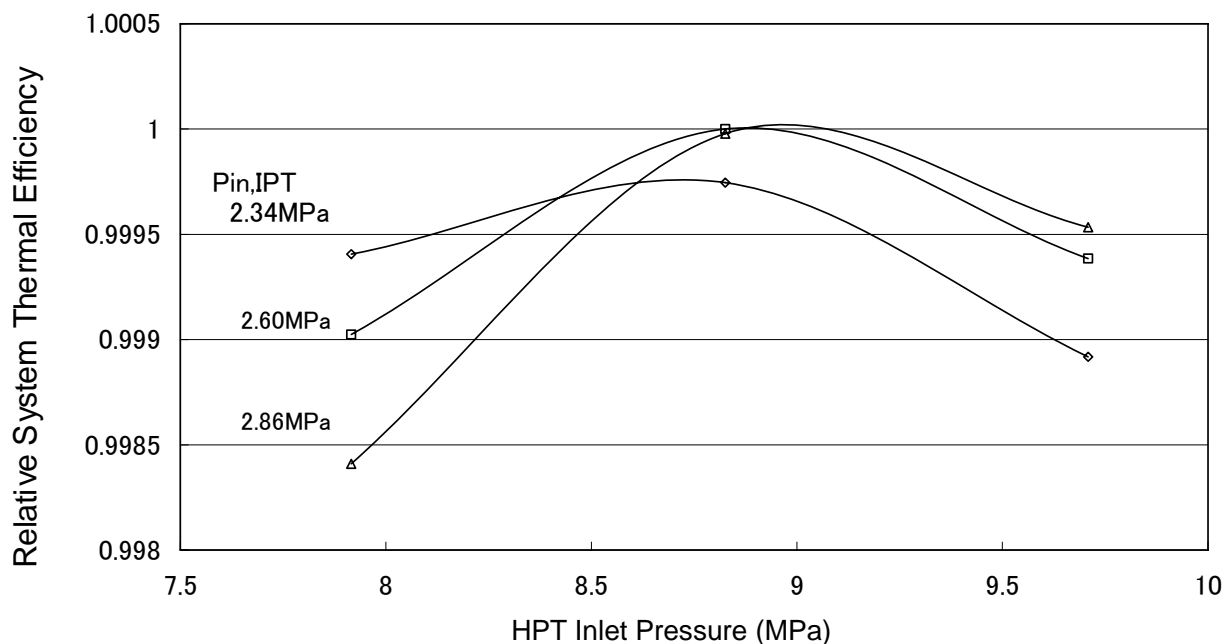


Fig. 5.1.1-1 System Thermal Efficiency (Case 1)

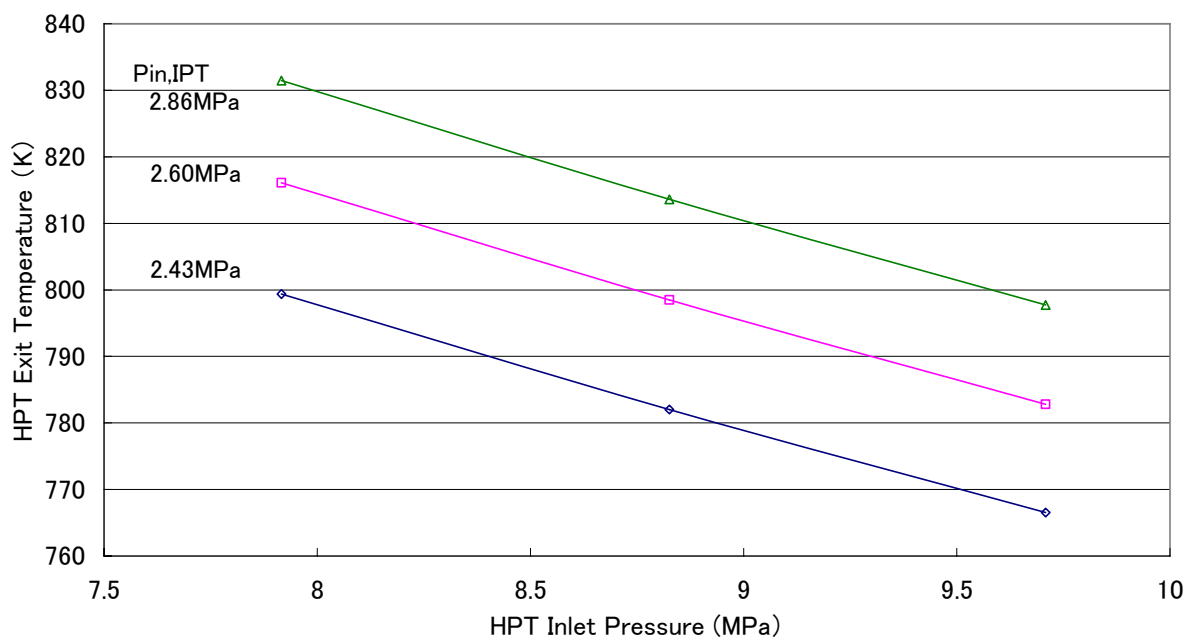


Fig. 5.1.1-2 HPT Exit Temperature (Case 1)

図 5. 1. 1-2 は IPT 入口圧力をパラメータとし、HPT 入口圧力に対する HPT 出口温度の変化を示している。IPT の入口圧力が同じ線上では HPT の入口圧力が上がるほど HPT 圧力比が増し、HPT 入口温度 993 K (720°C) からの膨張量が増えることになり、HPT 出口温度が低下する。一方、HPT 入口圧力が同じならば、IPT 入口圧力が高いほど HPT 圧力比は小さいので HPT 出口温度は上昇する。HPT 出口温度レベルは 873 K (600°C) 以下であり、タービン排気からボイラ配管系は従来材料が使える範囲に入っている。

図 5. 1. 1-3 は HPT 入口圧力をパラメータとし、IPT 入口圧力に対する IPT 出口圧力の変化を示している。HPT の入口圧力が同じ線上では IPT の入口圧力が上がるほど IPT 圧力比が増し、IPT 入口温度 993 K (720°C) からの膨張量が増えることになり、結果として IPT 入口圧力が増すと IPT 出口温度が低下することは HPT 出口圧力の場合と同じである。しかしながら、HPT 入口圧力が変化しても、IPT 入口圧力、温度への影響が無いので HPT の入口温度を振った 3 本の線はほぼ同じ値を示す。VHPT、HPT タービンから抽気される給水加熱用蒸気量の違い等により IPT 入口蒸気量が異なり、一定量の軸端シール蒸気と混合した結果僅かながら IPT 出口温度に違いが生じる。なお、IPT 出口温度レベルは 713 K (440°C) 以下であり、従来材料で LPT を構成することができる。

5. 1. 2 最適段落数

本検討では基本的な設定として、反動度 R を 0.5 とした。この条件でタービン毎に最も効率が高くなるような段落数 n 、段落の負荷係数 ϕ 、翼列の流量係数 ϕ の組み合わせを探した。その際、翼列の設計条件として表 5. 1. 2-1 のような設定をした。また、制約

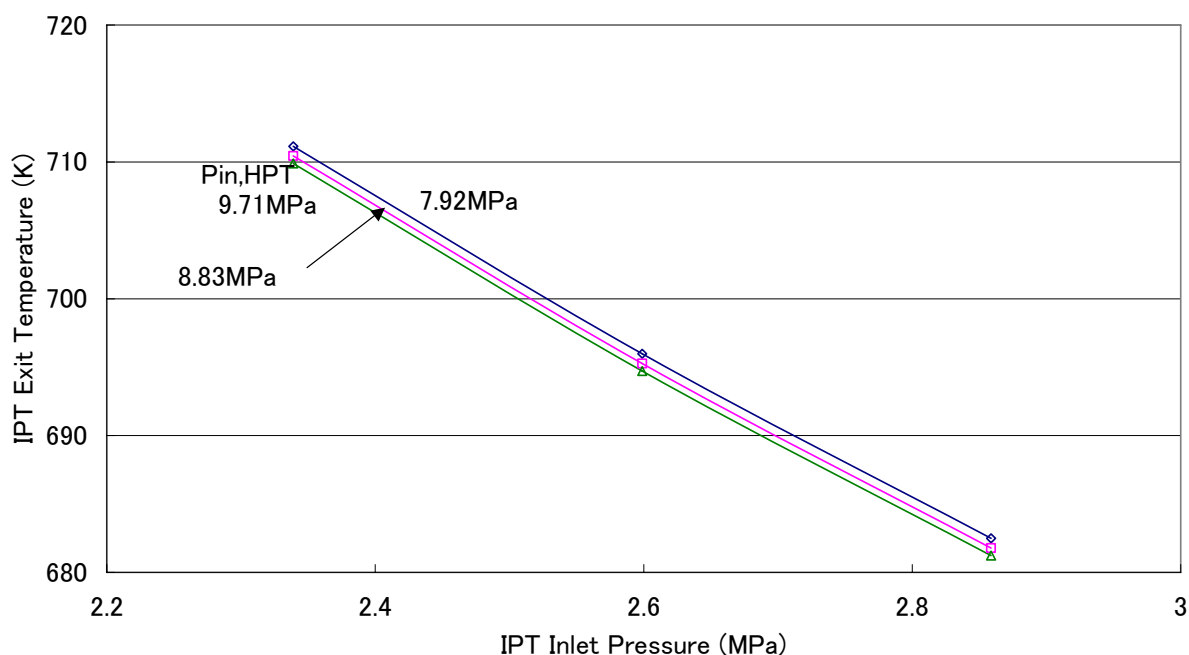


Fig. 5. 1. 1-3 IPT Exit Temperature (Case 1)

Table 5.1.2.1 Blade Design Parameters

	Unit	VHPT	HPT	IPT
Chord Length	m	0.05	0.08	0.08
Pitch/Chord	---	0.8	0.8	0.8
Blade Tip Clearance	m	0.001	0.001	0.001
Number of Blade Tip Fins	---	2	2	2
Trailing Edge Thickness	m	0.001	0.001	0.001

条件として、ロータ径 d に配慮した。翼列設計上主流蒸気の通過する環状面積を一定と仮定すれば、ロータ径 d を下げるほど翼の高さは大きくなり、一般的には翼の二次流れによる損失が低下し、タービン効率は向上する。しかしながら、ロータ径 d は回転系の安定性や軸ねじり強度等の信頼性確保の面からは大きいほうが良い。そこで、本検討では従来実績を考慮し、ロータ径 $d=0.8$ m 以上を確保することとした。

図 5.1.2-1 に Case 1、VHPT、段落数 $n = 15$ の例を示す。段落数 n が一定ならば負荷係数 ϕ や流量係数 ϕ を変えても段落毎の仕事量 ΔW は変わらないので、負荷係数 ϕ を小さくするほど周速 U とロータ径 d が大きくなる。そして、流量係数 ϕ が一定ならば周速 U の増加にともない軸流速度 C_a が増すので、ロータ径 d の増大と相まって翼高さが小さくなる。ゆえに、負荷係数 ϕ が小さい領域では翼高さが小さくなり、二次流れ損失が増大し、タービン効率が低下する。逆に負荷係数 ϕ が大きい領域では二次流れ損失よりも翼列の空力負荷の増大、言い換えると翼列による流れの轉向角度の増加による損失

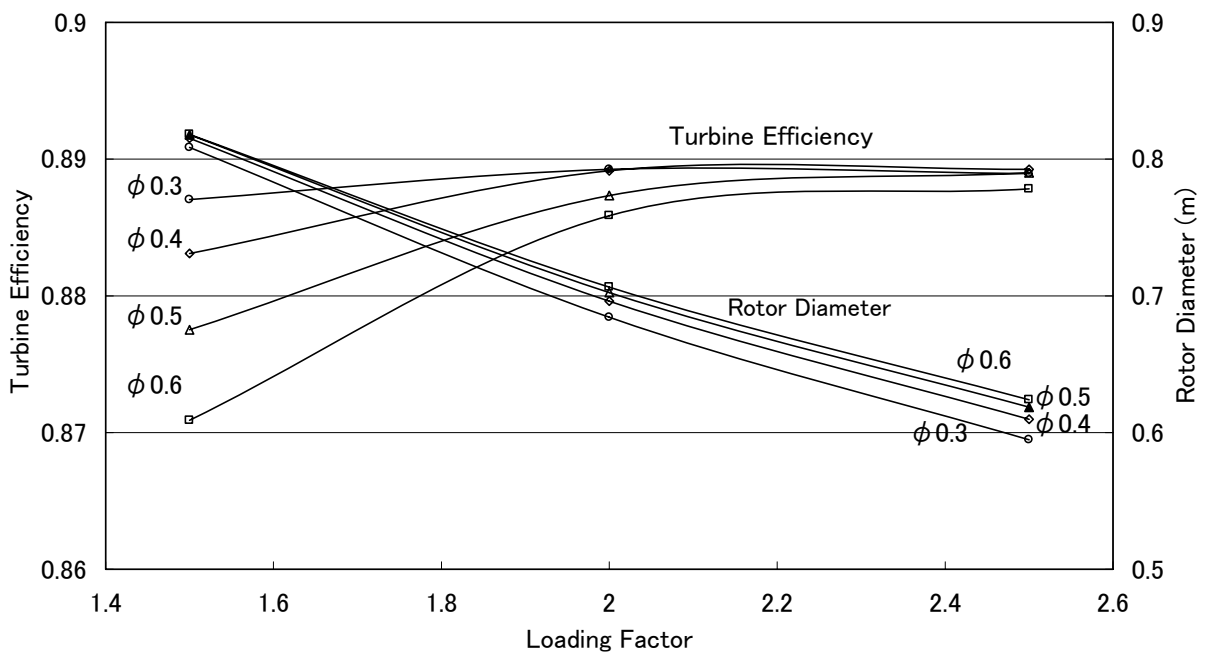


Fig. 5.1.2-1 VHPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

増大がタービン効率の低下をもたらす。そのため、流量係数を一定とすると、負荷係数 ϕ に対するタービン効率は極大値をもつ上に凸の曲線になる。

図 5.1.2-1 では極大の効率は負荷係数 $\phi=2$ 、流量係数 $\phi=0.3$ で得られるが、この点でのロータ径 d は 0.68 m 程度であり細すぎる。そこでロータ径 d が 0.8 m を超える条件、

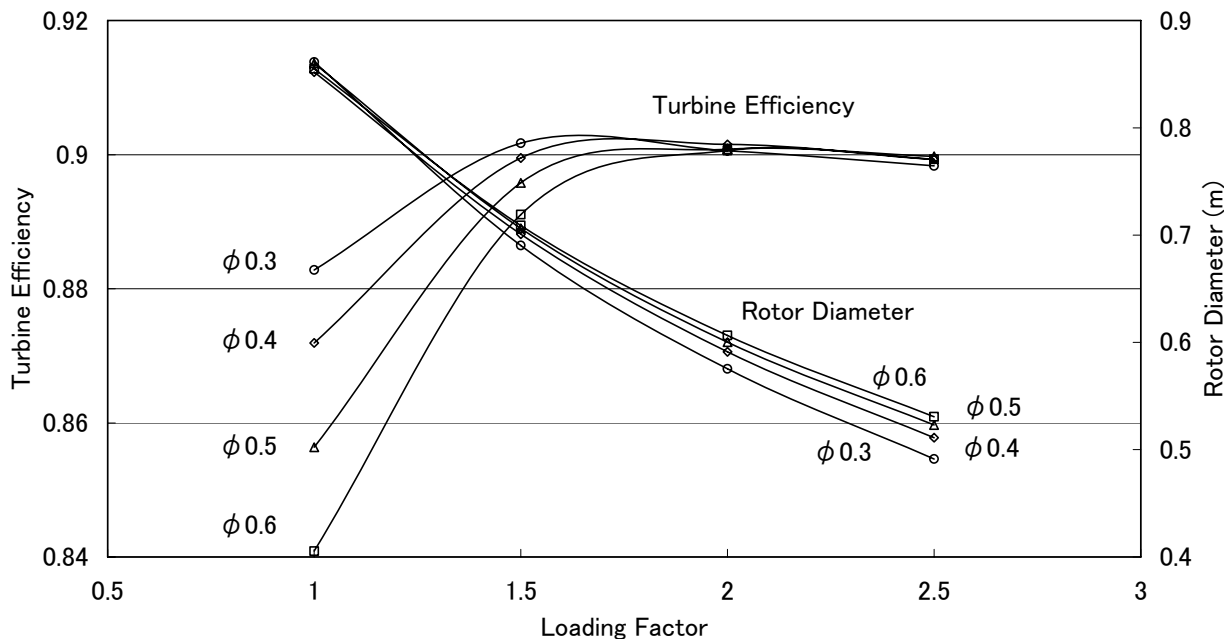


Fig. 5.1.2-2 VHPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

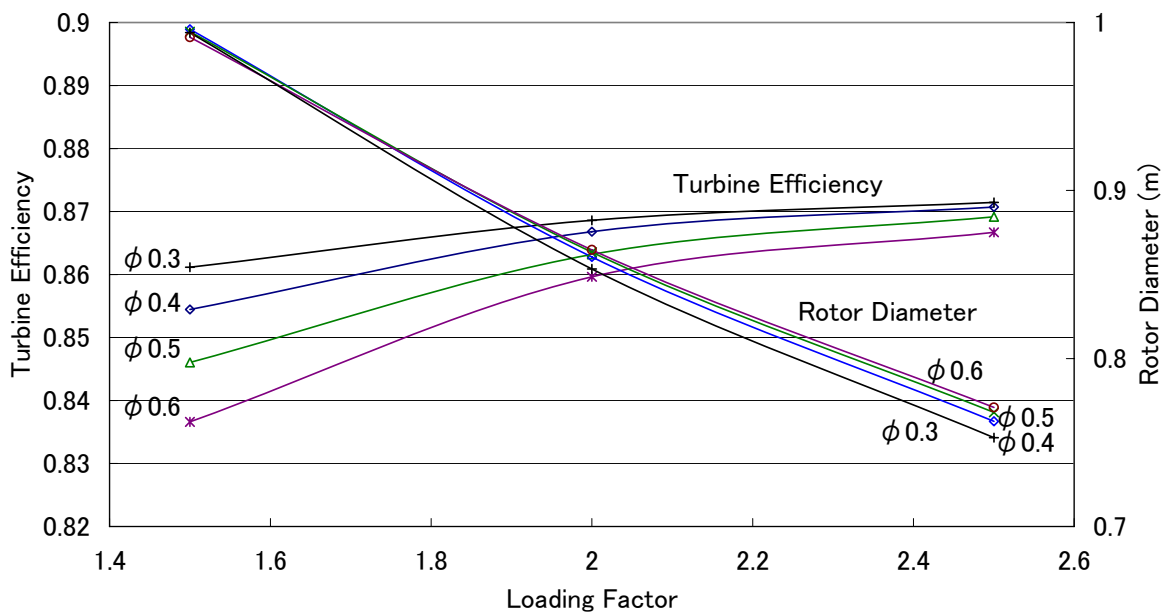


Fig. 5.1.2-3 VHPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 10 Stages)

すなわち負荷係数 ϕ を下げる方向で最高の効率を得られる点を探すと、負荷係数 $\phi=1.5$ 、流量係数 $\phi=0.3$ になり、タービン効率 $\eta_{\text{VHPT}}=0.888$ が得られる。流量係数 ϕ をさらに下げていくと若干効率が上がるが、流量係数 $\phi=0.3$ がほぼ最高効率であり、現実的な設計条件であると考えた。

図 5.1.2-2 は段落数 $n=20$ の例である。この場合も極大効率の条件ではロータ径 d が 0.8 m 以下になり、負荷係数を下げる方向で最高効率を得られる点を探す。流量係数 $\phi=0.3$ 、負荷係数 $\phi=1.2$ でロータ径 d が 0.8 m を超え、最高のタービン効率 $\eta_{\text{VHPT}}=0.885$ が得られる。段落数 n が増すと段落毎の仕事量 ΔW が減るので同じロータ径 d になる負荷係数は段落数 $n=15$ の場合よりも小さくなる。段落数 $n=15$ では $\eta_{\text{VHPT}}=0.888$ が得られ 0.885 よりも高い効率となっているので、Case 1 の VHPT の設計段落数 n としては 15 を選択した。その結果、段落の負荷係数としては 1.5、流量係数としては 0.3 が VHPT の最適な条件となった。流量係数 0.3 は経験的には低目と考えたが、今回はこの条件を採用した。

なお、図 5.1.2-3 は段落数 $n=10$ の例である。この場合も全体的な効率とロータ径の傾向は他と変わらない。しかしながら、一段当りの負荷が高くなったので、損失が大きくなり、効率が最大で 0.87 程度にとどまった。その結果、15 段、20 段に較べると明らかに低い効率値となる。

図 5.1.2-4~5.1.2-6 には HPT の 20 段、15 段、10 段の結果を示す。HPT の場合は圧

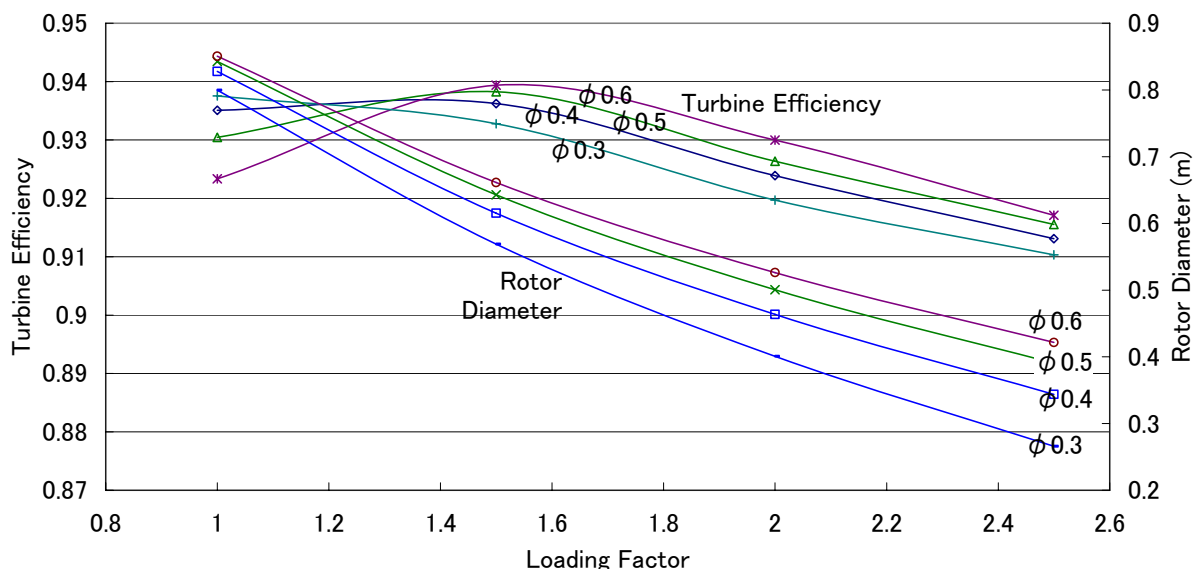


Fig. 5.1.2-4 HPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

力が VHPT よりも低いので、体積流量が増し翼の高さが高くなる。その結果、翼の根元部や先端部に生じる 2 次流れの影響が小さくなり、流量係数を低くして翼高さを上げる

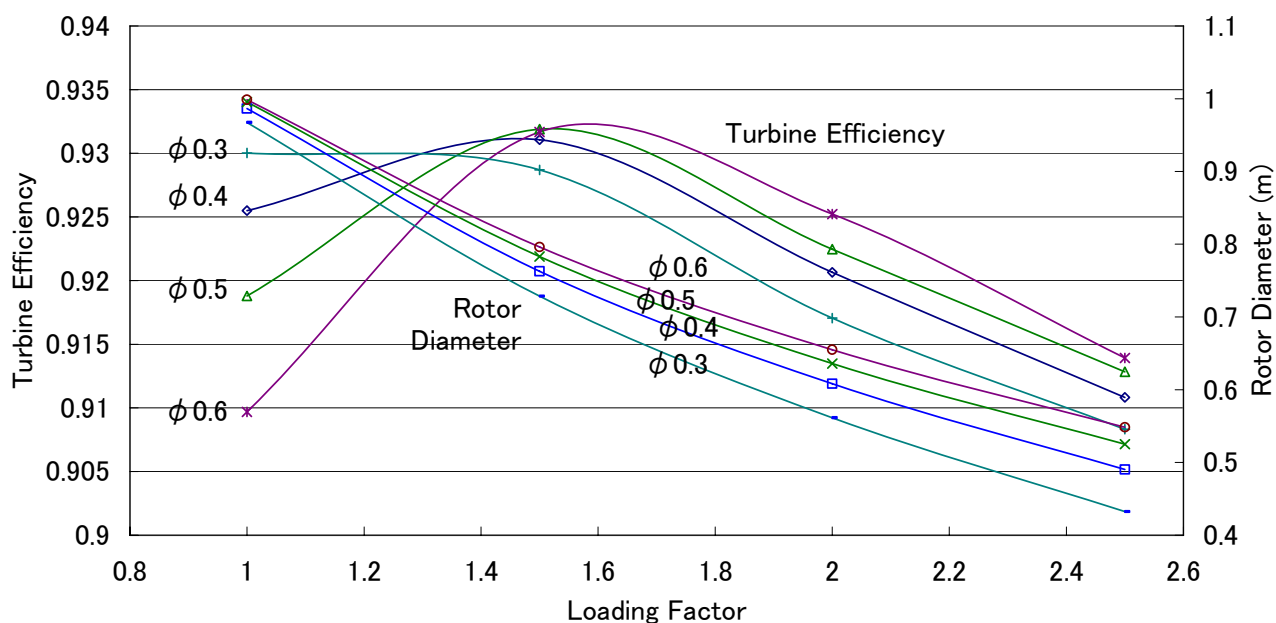


Fig. 5.1.2-5 HPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

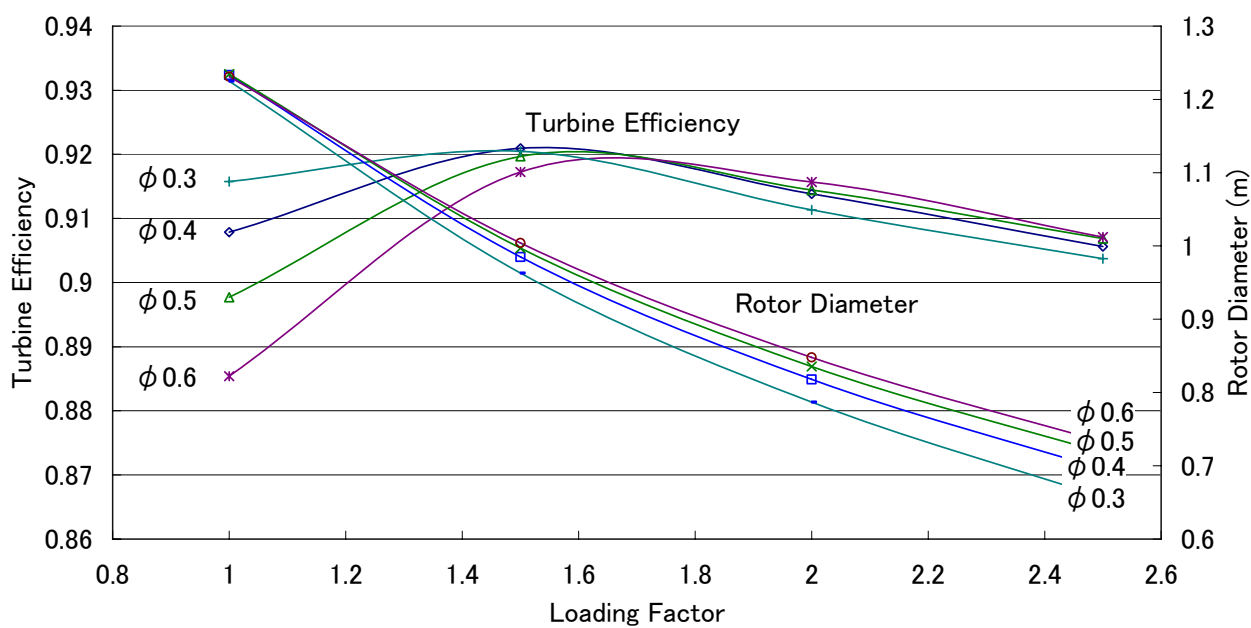


Fig. 5.1.2-6 HPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 10 Stages)

よりは、むしろ流量係数を高めにし流れの転向を抑えるほうが有利になる傾向が見られる。そのため、効率の最大値は流量係数が高い方にシフトする。VHPTと同様に10段では低い効率しか得られない。20段でロータ径0.8 m以上の条件で最高の効率を狙うと

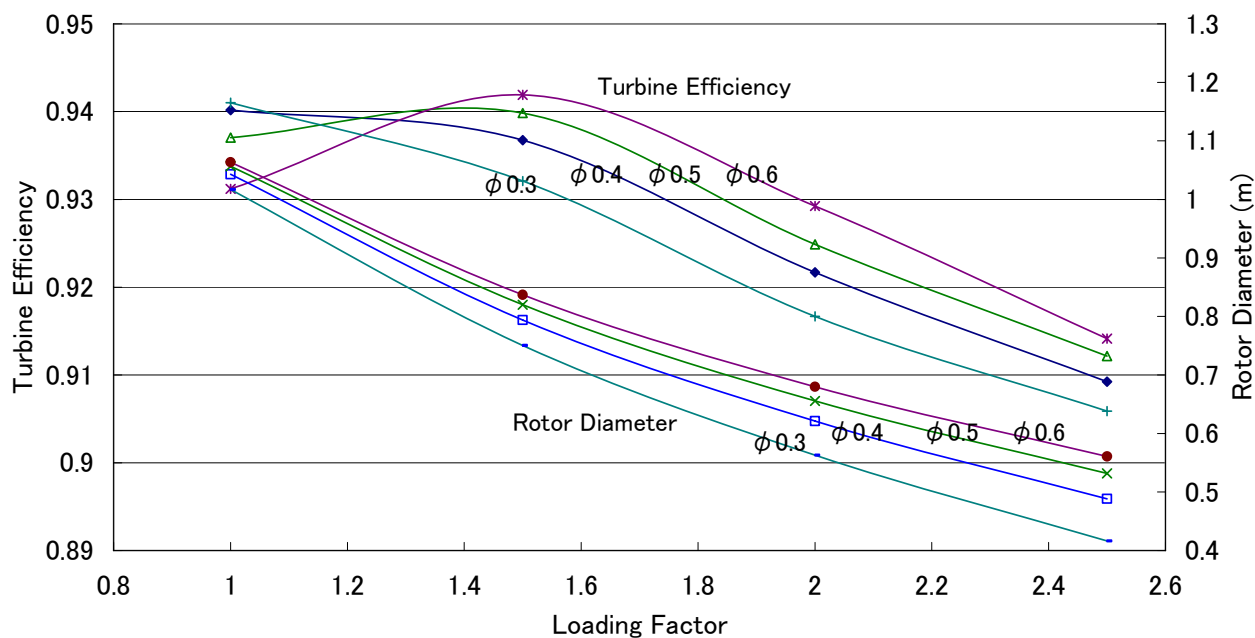


Fig. 5.1.2-7 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

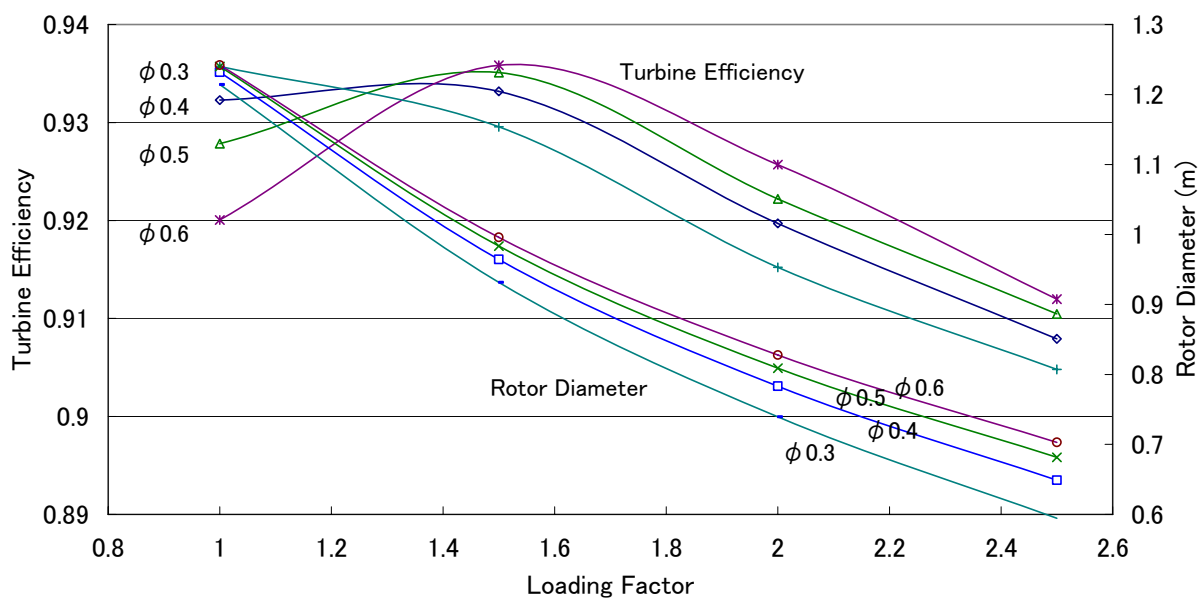


Fig. 5.1.2-8 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

Table 5.1.2-2 Turbine Pressure and Temperature (700°C、 Case 1)

		Pressure	Temperature
		MPa	K
VHPT	Inlet	35	973
	Exit	9.81	750
HPT	Inlet	8.83	993
	Exit	2.89	796
IPT	Inlet	2.6	993
	Exit	0.44	697

負荷係数 1、流量係数 0.3 で 0.938 という値が得られる。一方、15 段では負荷係数 1.5、流量係数 0.5 で 0.932 が得られる。効率だけを単純に比較すると明らかに 20 段の方が高いが、20 段での低い流量係数、段数の多さによる経済的な面を考え、段数が少ない 15 段を今回は採用した。

図 5.1.2-7～5.1.2-9 には IPT の 20 段、15 段、10 段の結果を示す。IPT の場合は圧力が HPT よりもさらに低いので、高めの流量係数が有利になる傾向がさらにはっきりする。VHPT、HPT と同様に 10 段では低い効率しか得られない。20 段でロータ径 0.8 m 以上の条件で最高の効率を狙うと負荷係数 1.5、流量係数 0.6 で 0.942 という値が得られ、

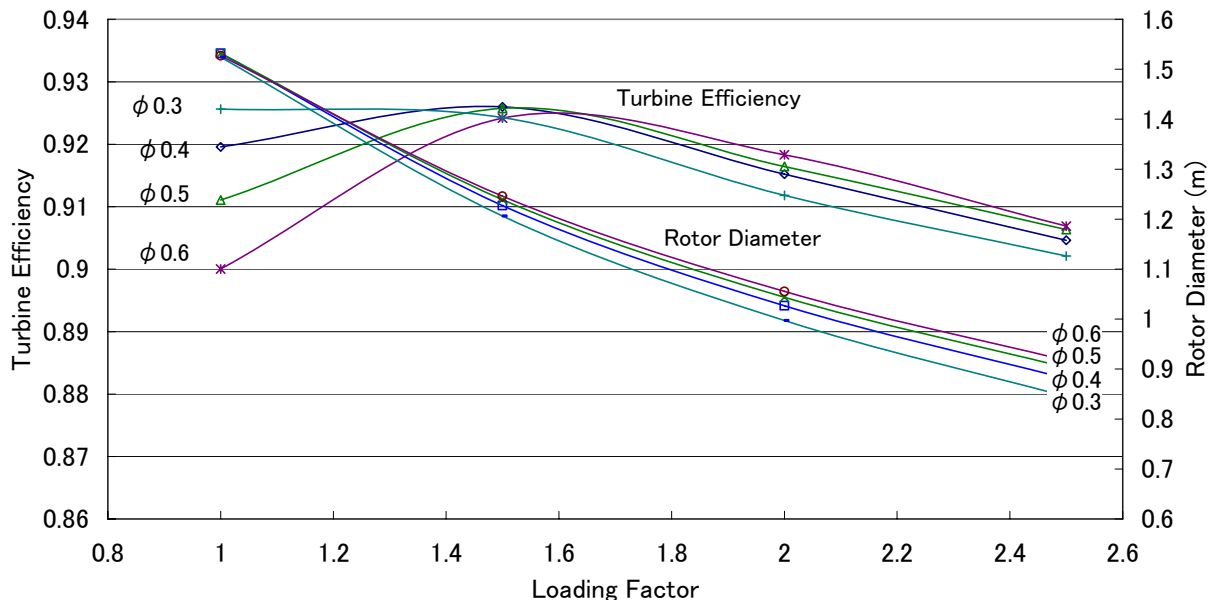


Fig. 5.1.2-9 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 10 Stages)

Table 5.1.2-3 Turbine Pressure Ratio and Design Parameters (700°C, Case 1)

	Pressure Ratio	Flow Coefficient	Loading Factor	Number of Stages
VHPT	3.57	0.3	1.5	15
HPT	3.05	0.5	1.5	15
IPT	5.89	0.6	1.5	20

Table 5.1.2-4 Turbine Efficiency and Dimensions (700°C, Case 1)

	Turbine Efficiency	1st Stage Rotor Diameter	1st Stage Nozzle Height	Lase Stage Blade Height
	---	m	m	m
VHPT	0.889	0.810	0.036	0.097
HPT	0.933	0.787	0.079	0.173
IPT	0.943	0.842	0.086	0.298

この点を設計点として採用した。IPTはHPTよりも出力が大きいため段数は多目だが効率を最優先とした。

表 5.1.2-2 には最適化された各タービンの入口と出口の圧力、温度を示す。VHPT 入口温度は 973 K (700°C)、圧力は 35 MPa である。出口温度は 750 K (477°C) であり、温度は 773 K (500°C) 以下でありボイラへの配管等は CrMoV 鋼等の鉄鋼材料で十分対応できる。HPT 入口圧力は 8.83 MPa であり VHPT 出口圧力よりも 10%低い値としてある。ボイラ再熱器の圧力損失は経済性等から 7%程度が一般的な設定であり、これに配管での圧損 3%を加味し、HPT 入口圧力を設定した。IPT 入口圧力は 2.34 MPa であり HPT 出口圧力よりも 10%程度低い値としてある。第一段再熱器と同様にボイラ再熱器の圧力損失は 7%程度が一般的であり、これに配管での圧損 3%を加味し、IPT 入口圧力を設定した。HPT、IPT 共に出口の温度は CrMoV 鋼等の鉄鋼材料で十分対応できる温度レベルとなっている。

表 5.1.2-3 には前述の検討から設定された各タービンの圧力比、流量係数、負荷係数、段落数をまとめた。流量係数は圧力が高いほど低めの値となっている。これは前述のように高圧のタービンほど密度が高く体積流量が減るので、低い流量係数を採用することにより軸流速度を低下させ翼高さを高めにし、二次流れ損失を低下させ効率を向上することを狙っているからである。

表 5.1.2-4 には各タービンの効率とロータ径、翼高さをまとめた。翼高さを高くと

れない VHPT は低めの効率になっていることがわかる。また、IPT の最終段翼高さは 298 mm となったが、従来のものとはほぼ同程度の高さになっている。

図 5.1.2-10～図 5.1.2.12 には VHPT、HPT、IPT の速度三角形を示す。一見して明らかなように流量係数の設定の結果 VHPT は軸流速度が低く、HPT、IPT と増加している。また、静翼と動翼は交互に対称形になっており、反動度が 0.5 になっていることがわかる。そして、最終段での排気スワールによる損失を防ぐために、最終段のみ反動度を 0.35 とし、排気がほぼ軸方向を向き、排気スワールがほとんどなくなっていることもわかる。

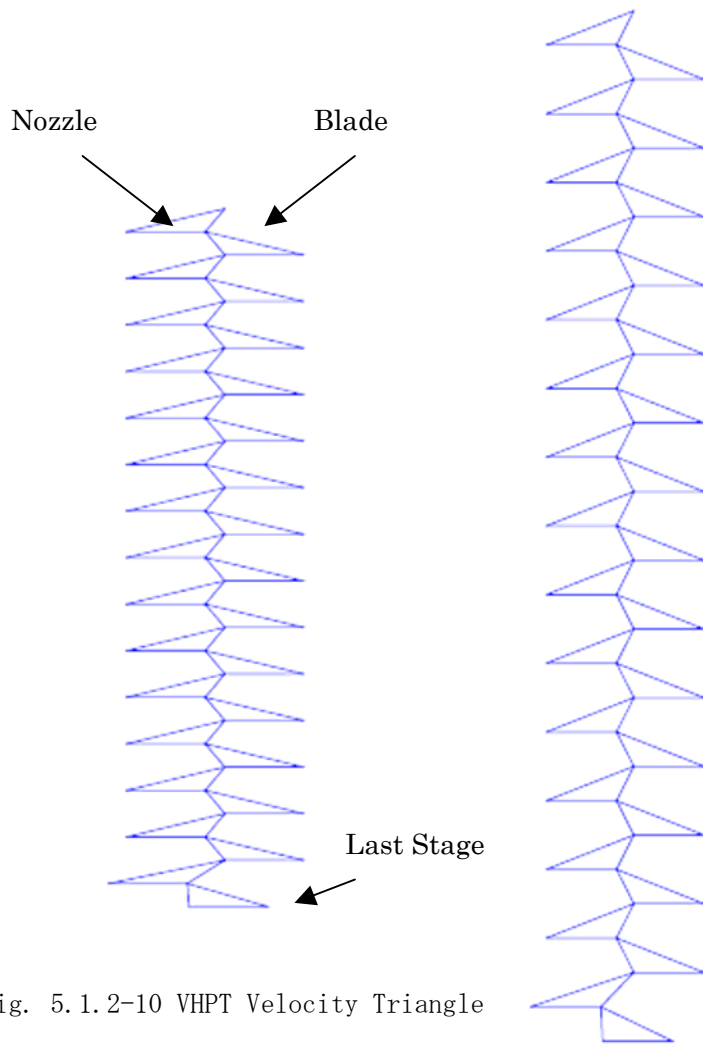


Fig. 5.1.2-10 VHPT Velocity Triangle

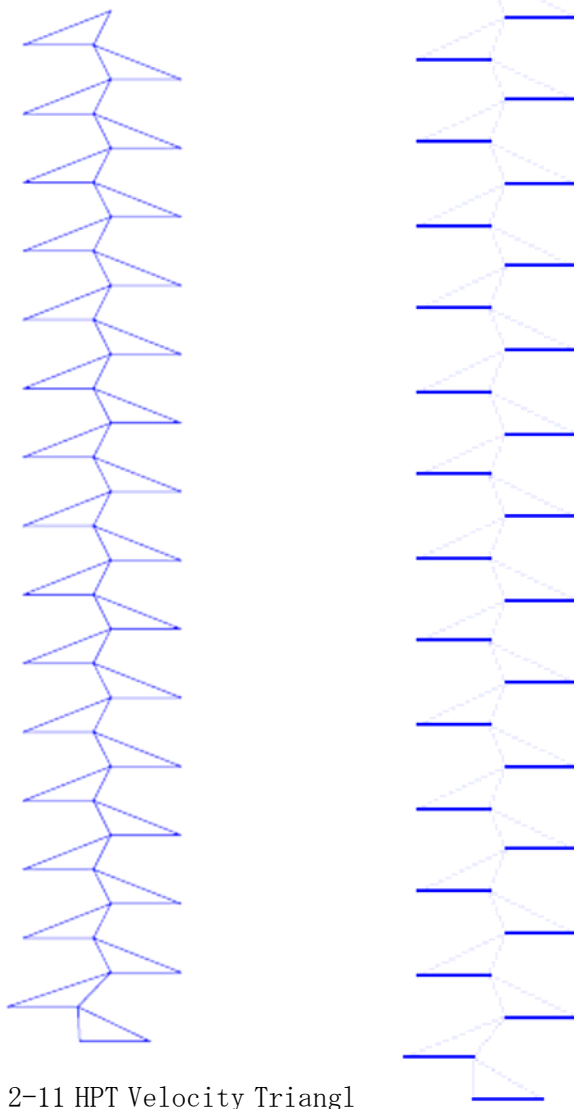


Fig. 5.1.2-11 HPT Velocity Triangl



Fig. 5.1.2-12 IPT Velocity Triangle

図 5.1.2-13～図 5.1.2-15 には VHPT、HPT、IPT の翼配備を示す。これも一見して明らかなように VHPT の翼高さが低く、HPT、IPT と高くなっている。単純に圧力レベルから見るとこれらの差はもっと大きくなるのであるが、前述のように流量係数を VHPT で低くし、HPT、IPT と高くなっている影響でそれほど極端に違いはない。例えば VHPT と HPT の入口圧力の比は 4.4 であるが、翼高さの比は 2.25 に過ぎない。さらに IPT は流れを 2 つに分け 2 つのタービンで構成するダブルフロー形式を取っているので、VHPT との入口圧力の比は 15 にもかかわらず、初段翼高さの比は 2.3 に過ぎない。

5.1.3 ロータと翼の強度

図 5.1.3-1 には各タービンの初段のロータ植込み部、ロータ中央部、翼根元部および最終段のロータ植込み部、翼根元部における部材の温度と引張り応力を示す。また、引張り応力のレベルを評価するために代表的な Ni 基ロータ材料である IN617 と代表的な耐熱鋼である 12Cr 鋼の 10 万時間クリープラプチャ応力をプロットしてある。Case 1 は無冷却で高温部（VHPT の場合初段～第 6 段）のロータ、翼に Ni 基合金を採用している。高温部、特に初段は温度が高いので 12Cr 鋼では 10 万時間クリープラプチャ強度を満たさない。しかしながら、IN617 では十分満たしていることがわかる。従来から 700℃ 級蒸気発電システムに Ni 基合金が欠かせないと言われているのは、これが主要な根拠となっている。

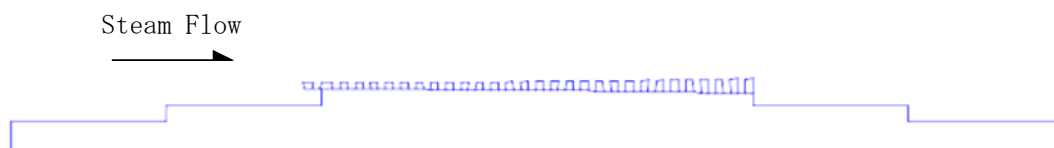


Fig. 5.1.2-13 VHPT Blading



Fig. 5.1.2-14 HPT Blading



Fig. 5.1.2-15 IPT Blading

一方、応力レベルが比較的高いが温度は低い最終段を見ると、十分 12Cr 鋼で対応できる応力、温度レベルとなっていることが見て取れる。最も応力が高い IPT 根元部の応力でも 100 MPa 以下であり、温度的にも 12Cr 鋼さえも必要ないような領域にいる。

5.1.4 マス・ヒートバランス

上述の検討の結果得られたシステム全体のマス・ヒートバランスを図 5.1.4-1 に示す。主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 973 K(700°C)、流量 324 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力 8.8 MPa、温度 993 K(720°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.6 MPa、温度 993 K(720°C) である。送電端出力がほぼ 500 MW になるように基準の主蒸気流量を決め、3 章、4 章で述べた方法によりタービン、ボイラ等の構成機器の設計計算を逐次行いつつ、各機器の取り合い点での流量、熱量のバランスが合うように反復計算を行っている。収束判定条件として、全ての構成機器の接続点でのエンタルピーと流量がそれぞれ 1 千万分の一の相対収束誤差範囲に入るように設定している。それらの誤差の影響によるシステム熱効率の相対誤差は百万分の一程度と考えられる。各タービンの内部効率には VHPT88.9 %、HPT93.3 %、IPT94.3 % が得られた。高圧で翼高さが低い VHPT は低い値を示し、逆に翼高さが高い IPT は高めになり予想通りの結果となった。絶対的なレベルとしては 90 % 前後であり、経験的なレベルと一致する。ボイラへの石炭投入熱量 (HHV) は 1105 MW となり、発電端の電気出力 533 MW から石炭の粉碎やファンの駆動等に要する所内動力 26 MW を差し引いた送電端出力は 507 MW となった。所内動力を発電端出力で割った所内率は 4.8 % である。一般に所内率は 5 % 程度と言われており妥当な値と考えた。そして、送電端出

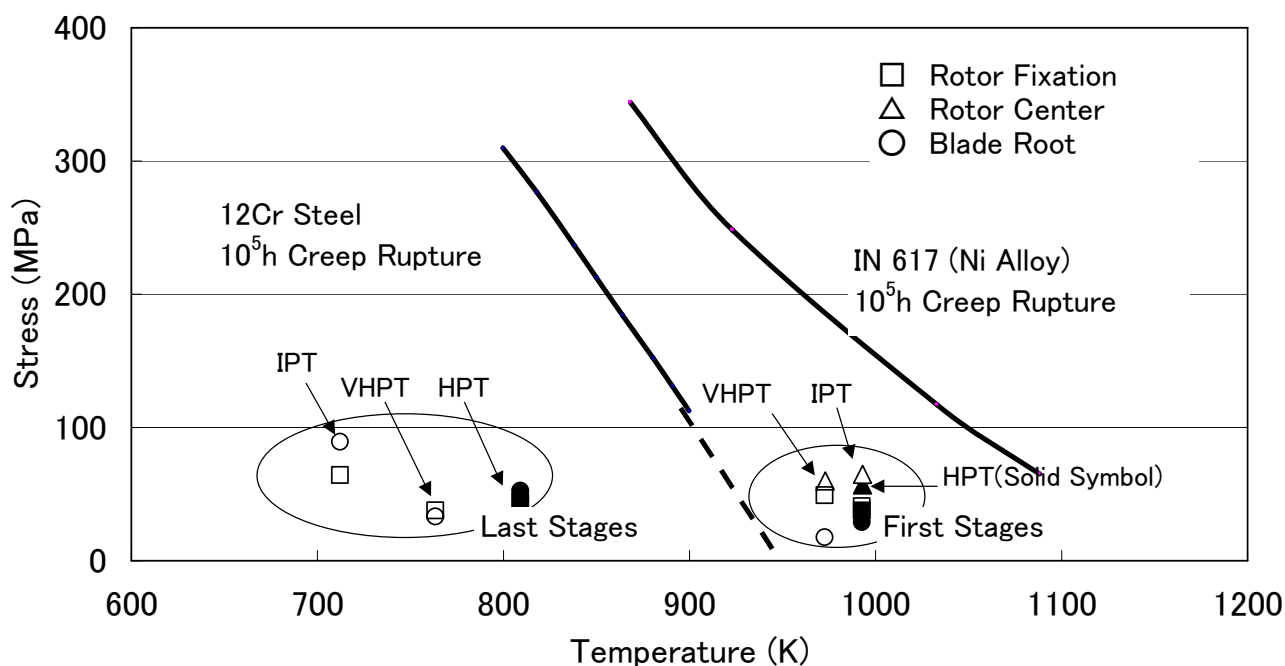


Fig. 5.1.3-1 Temperature and Stress (Case 1)

力を石炭投入熱量で割り送電端システム熱効率 45.9 %が得られた。同じ条件のヨーロッパThermieプロジェクトの値はViswanathan等⁽³⁾によると 46 %となっており、ほぼ一致する。本研究ではケース毎の相対的な比較が重要なので、この違いについては許容できるものと考えた。

5.2 Case 2 再熱タービン冷却式システム

5.2.1 冷却・シール蒸気量

700°C級システムに冷却のコンセプトを積極的に取り入れ Ni 基合金の適用を避けるには、12Cr 鋼が適用できない 903 K (630°C) 以上の蒸気温度になる段落のロータを冷却蒸気により冷却・シールする必要がある。図 5.2.1-1 に IPT の各段毎に動翼の上流側のシールに必要なシール蒸気流量を示す。シール蒸気流量は Case 1 で得られた翼列蒸気条件、翼列形状、ロータ径を元に計算した。下流に行くに従い主流圧力が低下するので、それに伴いシール流量が減る。Owen の方法では第一段動翼上流のシール蒸気流量は主流の高々0.1 %以下である。また、Green の方法によれば Owen の方法よりも 3 割程度減らすことができる。図 5.2.1-2 には HPT のシール蒸気量を示す。当然のことではあるが、IPT より圧力の高い HPT ではシール蒸気量が増す。しかしながら、第一段動翼上流のシ

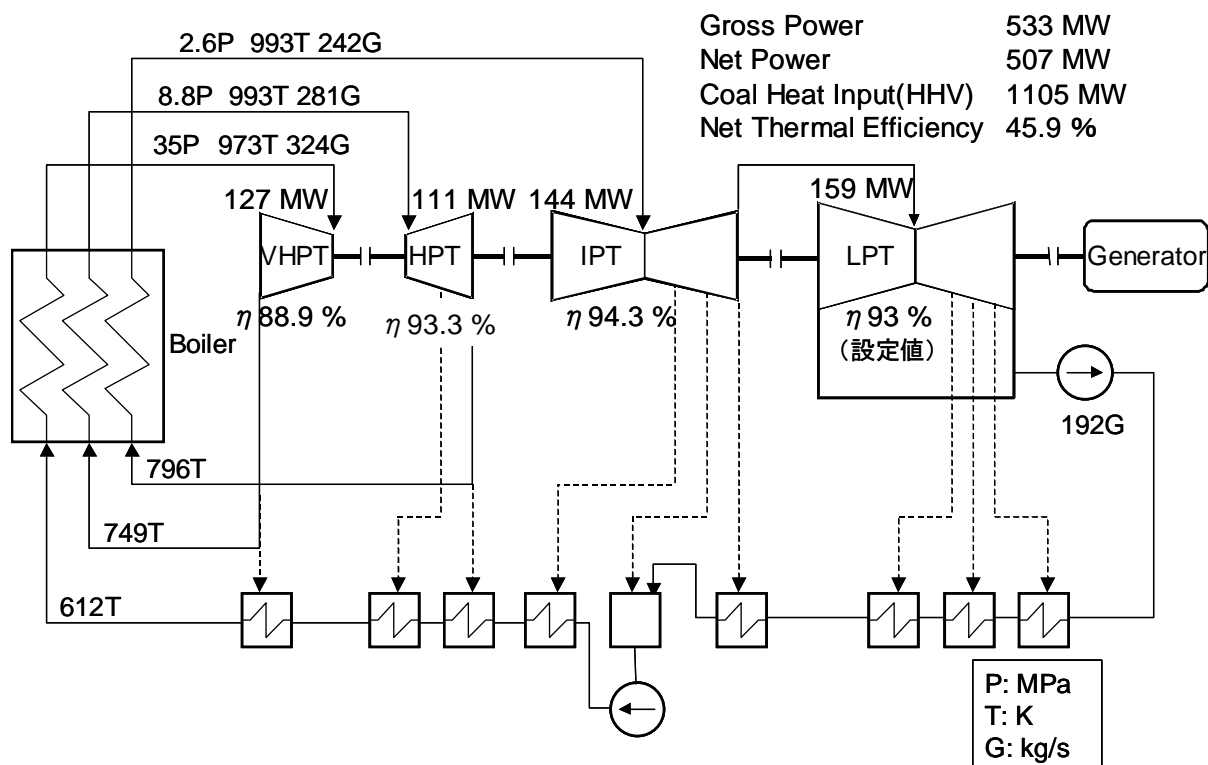


Fig. 5.1.4-1 Mass and Heat Balance (Case 1)

ール蒸気流量は主流の高々0.2 %程度の割合であり、性能への影響は限定的であることがわかる。HPT でも同様に Green の方法によれば Owen の方法よりも 3 割程度減らすことができる。

なお、ケーシング側でも冷却を採用する段ではシール蒸気が必要である。本検討では内部ケーシングのさらにガス通路部側に防熱用のカバープレート装着する方法を想定した図 3. 2. 7-2。防熱用のカバープレートは内部ケーシングに加工された溝にはめ込まれる構造であり、内部ケーシングと防熱用カバープレートの間は冷却を兼ねたシール

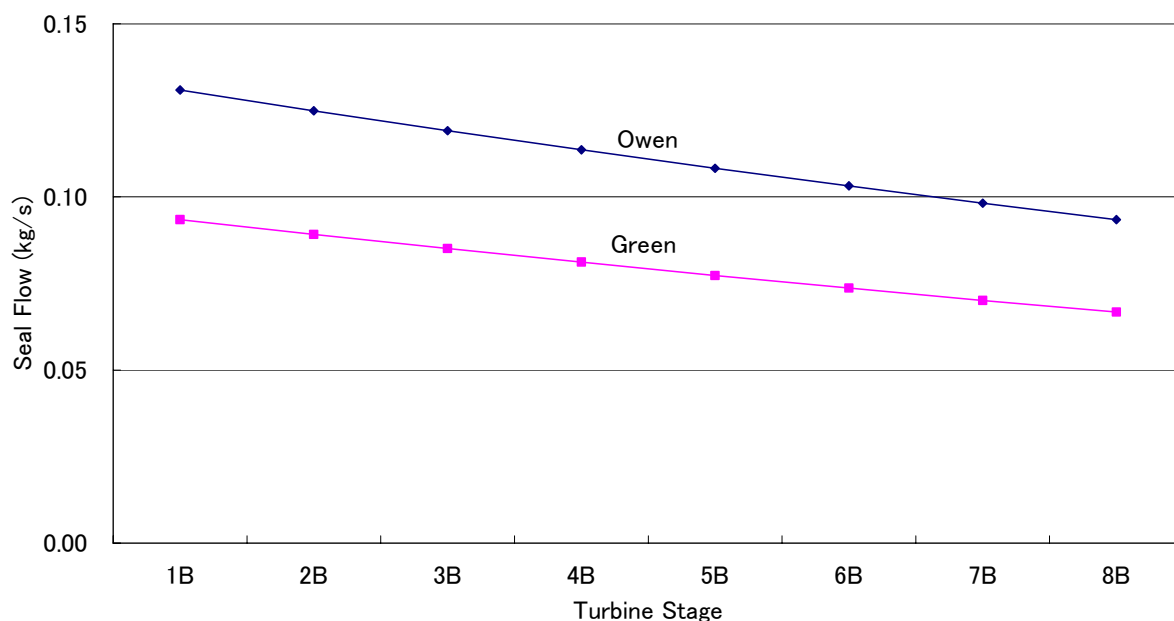


Fig. 5.2.1-1 Rotor Seal Flow (Case 2、 IPT)

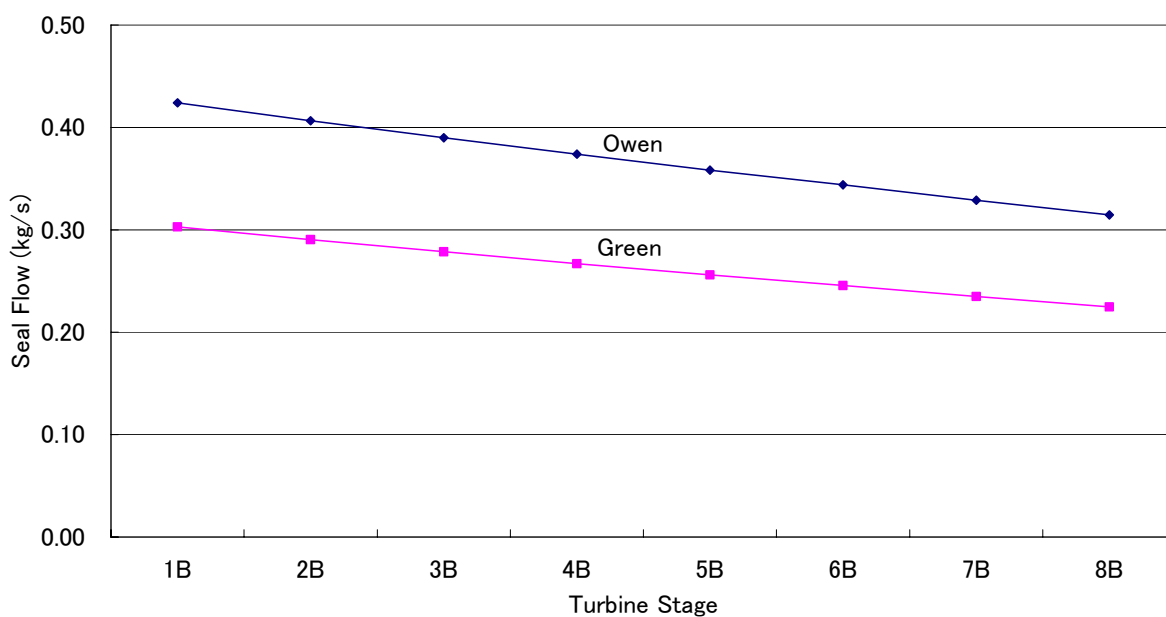


Fig. 5.2.1-2 Rotor Seal Flow (Case 2、 HPT)

蒸気で満たされる。シールのために主流に漏れる冷却・シール蒸気量はロータ側の冷却・シール蒸気量の 50 %と設定した。カバープレートのような静止部同士のクリアランスはロータのような回転部と静止部とのクリアランスよりも小さく設計できると考えられるがゼロにはできないので、中間を取った次第である。実機タービン設計では詳細な構造設計を行いこの値を精査する必要がある。

5.2.2 最適圧力比、最適段落数

前項でわかったように高温部各段ごとの冷却・シール蒸気量は 1 %にも満たない、これらが混入しても、最適圧力比、最適段落数への影響は少ないと考え、Case 2 では Case 1 と同じタービン圧力比、段落数を適用した。同様に、各段の負荷係数、流量係数も同じ値を適用した。

5.2.3 マス・ヒートバランス

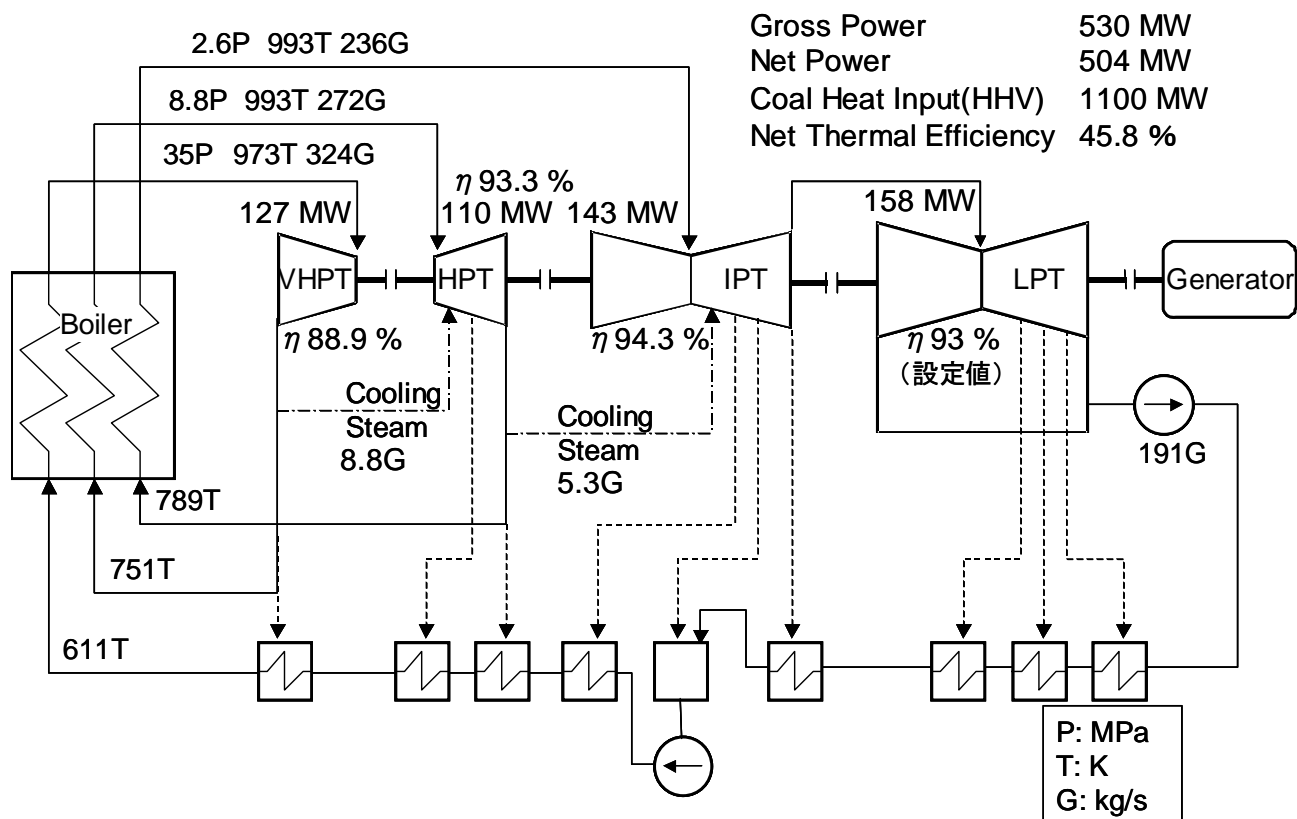


Fig. 5.2.3-1 Mass and Heat Balance (Case 2)

Table 5.2.4-1 Rotor and Blade Fixation Metal Temperature

		HPT 1B	IPT 1B
Main Steam Temperature	K	993	993
Main Steam Pressure	MPa	8.5	2.5
Cooling Steam Temperature	K	751	795
Metal Temperature at Blade Fixation	K	811	847
Metal Temperature at Rotor Fixation	K	790	829

上述の Owen の方法による冷却・シール量を各タービンに分配して計算したシステム全体のマス・ヒートバランスを図 5.2.3-1 に示す。主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 973 K(700°C)、流量 324 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力 8.8 MPa、温度 993 K(720°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.6 MPa、温度 993 K(720°C)であり、Case 1 と同じである。ボイラ蒸気流量は 324 kg/s を Case 1 で定め、他のケースでも全て同じ値を用いた。冷却・シール蒸気量は HPT 全体で 8.8 g/s、IPT 全体では 5.3 kg/s となった。IPT の圧力は HPT の三分の一程度だが、ダブルフローになっているために、HPT に対して 60%程度の冷却・シール量となった。各タービンの内部効率は Case 1 と同じ VHPT88.9%、HPT93.3%、IPT94.3% が得られた。送電端システム熱効率は 45.8% となり無冷却である Case 1 の 45.9% よりも低い値となったが、大きな違いはないということがわかった。

5.2.4 動翼、ロータ冷却

無冷却の場合は翼、ロータの温度はほぼ主流蒸気の温度と同じになるが、シャンク構造を採用した段落は植え込み部、シャンク部で冷却され、ロータは低い温度に保つこと

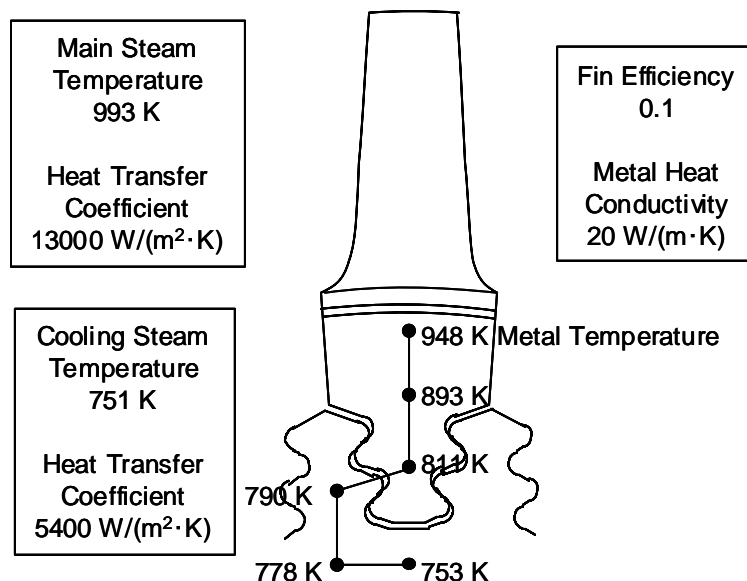


Fig. 5.2.4-1 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2, HPT1B)

ができる。前述の計算モデルにより得られた Case 2 の冷却第一段動翼植込み部の温度を表 5.2.4-1 に示す。冷却・シール蒸気流量としては Owen の方法による値を用いた。動翼の最高温度は IPT の第 1 段動翼 (1B) で生じ、847 K(574°C)になるが、Ni 基合金を適用すればまったく問題無い温度レベルである。Case 2 の HPT、IPT は冷却を施すことによりロータに従来の 12Cr 系耐熱鋼を使えることを特徴としている。そのため、ロータ植込み部の温度は従来の温度レベルである 873 K(600°C)程度以下に抑える必要があるが、最大でも IPT1B の 829 K(556°C)であり十分低い温度に保たれていることがわかる。

図 5.2.4-1 に HPT 第一段動翼の冷却計算例を示す。蒸気は空気に較べて熱伝導率が高く、さらに HPT は圧力が高いので、高温蒸気が当る翼面や、冷却蒸気が当るシャンクと植込みの側面では熱伝達率がたいへん高い。そのため金属部には温度分布がつき易く、翼有効部のフィン効率は低くなると共に、翼有効部の根元と翼植込みの中間にあるシャンクでは比較的大きな温度分布ができる。その結果、シャンク上面で 948 K(675°C)の金属温度にもかかわらず、翼植込み部の温度は 811 K(538°C)程度まで低下しており、シャンクでの冷却効果を確認することができる。IPT 第一段動翼でも同様の冷却効果を見出すことができた。応力の厳しい動翼植込み部の温度は 847 K(574°C) になるが、Ni 基合金を適用すればまったく問題無い温度レベルである。

図 5.2.4-2 にはロータ各部に発生する応力、温度をプロットした。また、設計強度の目安として IN617、12Cr 鋼の 10 万時間クリープ破断強度を記入した。冷却無しの場合には発生応力が IN617 の 10 万時間クリープ破断強度以下の応力レベルとなっているが、

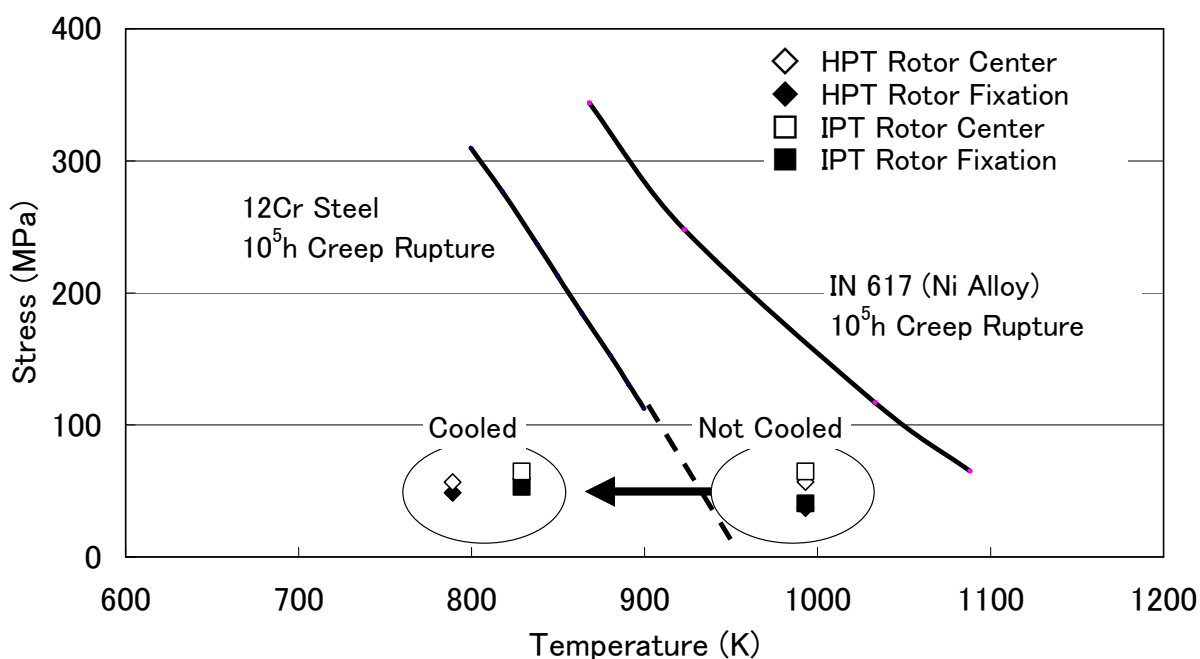


Fig. 5.2.4-2 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2)

従来材である 12Cr 鋼の使用限界を越えていることがわかる。しかしながら、冷却を施すと各部の温度レベルが 150 K から 200 K 程度低下し、12Cr 鋼が使用可能な領域に入ることがわかり、冷却の効果を確認できる。

5.3 Case 3 超高圧・再熱タービン冷却式システム

5.3.1 冷却・シール蒸気量

Case 3 は Case 2 よりもさらに積極的に冷却のコンセプトを取り入れ、VHPT まで冷却を行う。図 5.3.1-1 に VPT の各段毎に動翼の上流側のシールに必要なシール蒸気流量を示す。冷却・シール蒸気流量は Case 1 で得られた翼列蒸気条件、翼列形状、ロータ径を元に計算した。下流に行くに従い主流圧力が低下するので、それに伴いシール流量が減る。Owen の方法では第一段動翼上流のシール蒸気流量は主流の 0.7 % 程度に達する。IPT ではせいぜい 0.1 % 以下に過ぎなかったが、圧力上昇の影響が現れていることがわかる。Green の方法によれば Owen の方法よりも 3 割程度減らすことができるのは IPT、HPT と同様である。

なお、ケーシング側の冷却は IPT、HPT と同様にシールのために主流に漏れる冷却・シール蒸気量はロータ側のシール蒸気量の 50 % と設定した。

5.3.2 最適圧力比、最適段落数

前項でわかったように高温部各段ごとの冷却・シール蒸気量は最大で 1 % 程度であり、

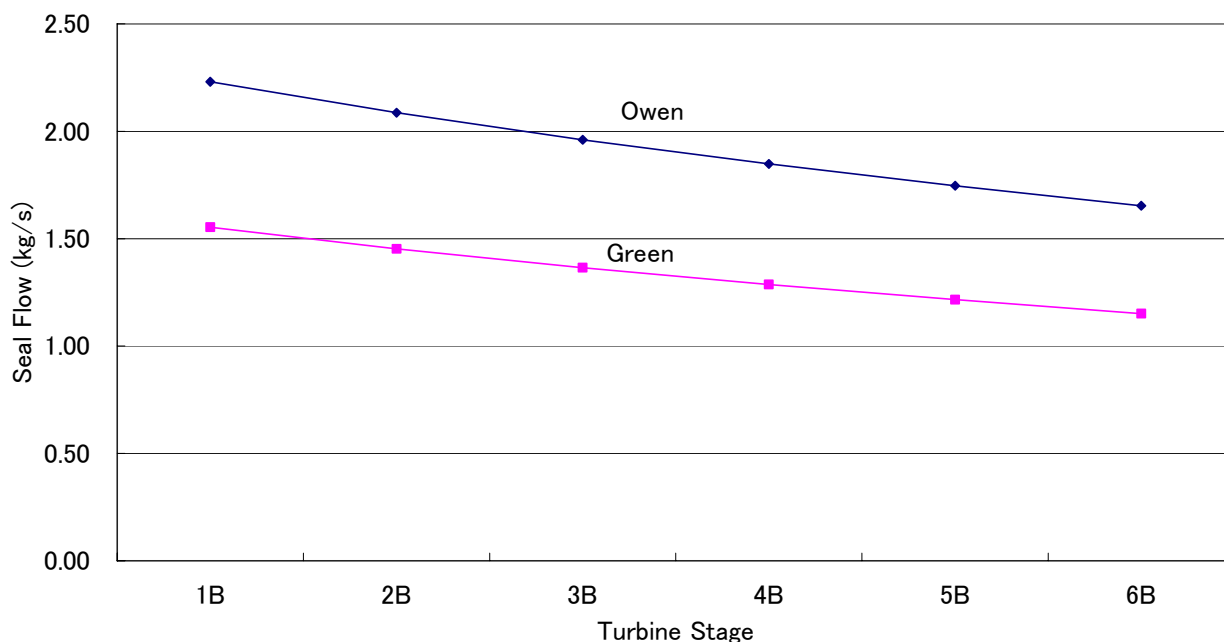


Fig. 5.3.1-1 Rotor Seal Flow (Case 3, VHPT)

これらが混入しても、最適圧力比、最適段落数への影響は少ないと考え、Case 3 でも Case 2 と同様に Case 1 と同じタービン圧力比、段落数を適用した。同様に、各段の負荷係数、流量係数も同じ値を適用した。

5.3.3 マス・ヒートバランス

上述の Owen の方法による冷却・シール量を各タービンに分配して計算したシステム全体のマス・ヒートバランスを図 5.3.3-1 に示す。主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 973 K(700°C)、流量 289 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力 8.8 MPa、温度 993 K(720°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.6 MPa、温度 993 K(720°C)である。ボイラ蒸気流量は 324 kg/s を Case 1 で定め、他のケースでも全て同じ値を用いているが、Case 3 の場合ボイラ過熱器の途上で VHPT 用の冷却・シール蒸気を 35 kg/s 抽気しているため、VHPT 入口の主蒸気流量は Case 1,2 の 324 kg/s から 289 kg/s まで減少する。なお、冷却・シール蒸気流量 35 kg/s と主蒸気流量の和はボイラ蒸発量の 324 kg/s に一致する。冷却・シール蒸気量 35 kg/s は HPT の 8.8 kg/s、IPT の 5.3 kg/s にくらべ多目の値となった。各タービンの内部効率は VHPT88.8%、HPT93.3%、IPT94.3% が得られた。HPT、IPT は Case 1、Case 2 と同じ値だが、VHPT は 0.1% 低めになっている。これは VHPT 高温部での蒸気流量低下による翼高さ低下と冷却蒸気の混合による圧力損失の影響と考えられ

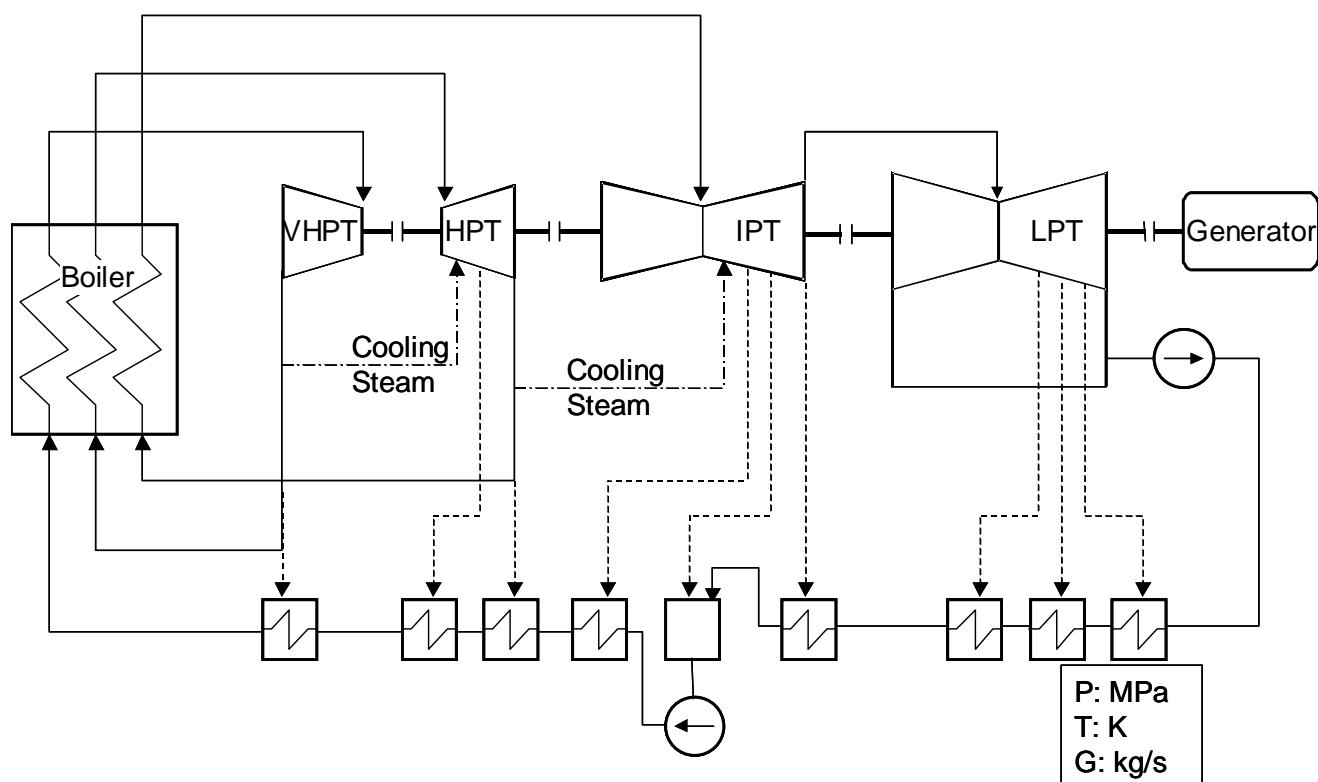


Fig. 5.3.3-1 Mass and Heat Balance (Case 3)

る。送電端システム熱効率は 45.6 % となり無冷却である Case 1 の 45.9 %、HPT と IPT のみを冷却している Case 2 の 45.8 % よりも低い値となった。VHPT の冷却・シール蒸気流量の多さが効いているといえる。

図 5.3.3-2 には Green の方法によって得られた冷却・シール蒸気流量を各タービンに分配して計算したシステム全体のマス・ヒートバランスを示す。このケースを Case 3' と称する。温度、圧力条件は Case 3 と同じだが冷却・シール蒸気流量が異なるので、タービン入口流量も異なる。冷却・シール蒸気流量は Case 3 よりも少ないので、結果的に送電端システム熱効率は 45.7 % まで向上している。

5.3.4 動翼、ロータ冷却

前述の計算モデルにより得られた Case 3 の VHPT 冷却第一段動翼植込み部の温度を表 5.3.4-1 に示す。HPT、IPT は Case 2 と同じである。動翼の温度は 820 K (547°C) になるが、Ni 基合金を適用すればまったく問題無い温度レベルである。Case 3 の VHPT も冷却を施すことによりロータに従来の 12Cr 系耐熱鋼を使えることを特徴としている。

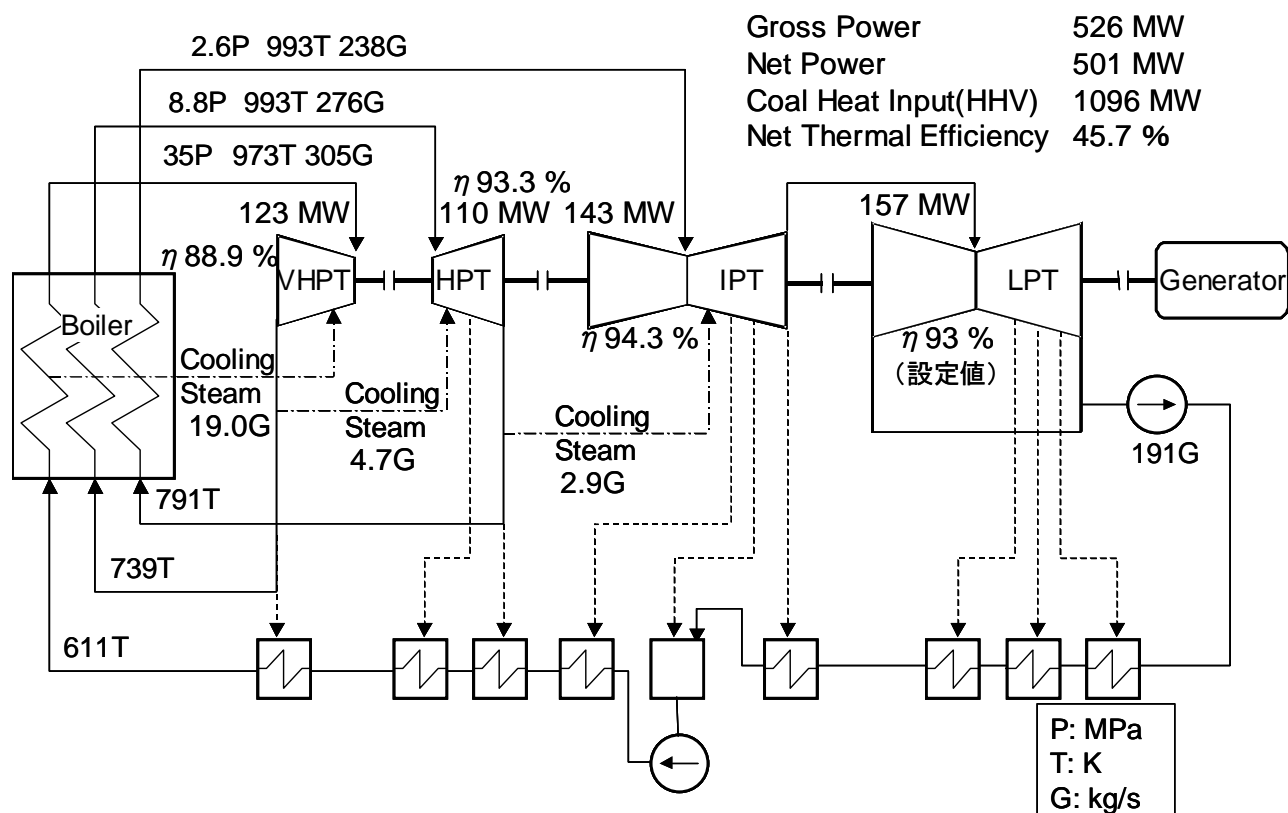


Fig. 5.3.3-2 Mass and Heat Balance (Case 3')

Table 5.3.4-1 Rotor and Blade Fixation Metal Temperature

		VHPT 1B
Main Steam Temperature	K	973
Main Steam Pressure	MPa	33.8
Cooling Steam Temperature	K	773
Metal Temperature at Blade Fixation	K	820
Metal Temperature at Rotor Fixation	K	802

そのため、ロータ植込み部の温度は従来の温度レベルである 873 K(600°C)程度以下に抑える必要があるが、802 K(529°C)であり十分低い温度に保たれていることがわかる。Case 3' の冷却・シール蒸気流量でもほぼ同じ結果が得られた。

図 5.3.4-1 に VHPT 第一段動翼の冷却計算例を示す。HPT と同様に蒸気は空気に較べて熱伝導率が高く、さらに VHPT は圧力が非常に高いので、高温蒸気が当る翼面や、冷却蒸気が当るシャンクと植込みの側面では熱伝達率が極度に高い。そのため金属部には温度分布がつき易く、翼有効部のフィン効率とは低くなると共に、翼有効部の根元と翼植込みの中間にあるシャンクでは比較的大きな温度分布ができる。その結果、シャンク上面で 936 K(663°C)の金属温度にもかかわらず、翼植込み部の温度は 820 K(547°C)程度まで低下しており、シャンクでの冷却効果を確認することができる。応力の厳しい動翼植込み部の温度は 820 K (547°C) になるが、Ni 基合金を適用すればまったく問題無い温度レベルである。

しかしながら、温度的には問題無いとしても、これだけ高い熱伝達率になると発生する熱応力が高くなることは明らかである。この問題に対しては単に熱応力のレベルだけ

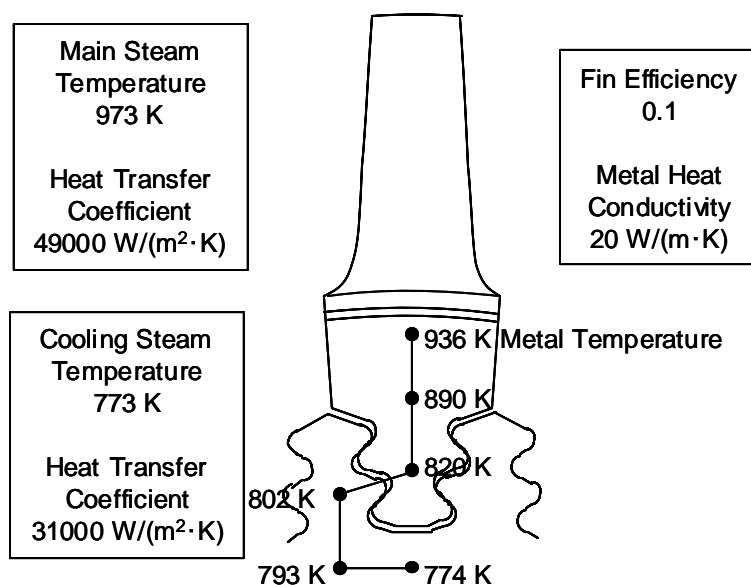


Fig. 5.3.4-1 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 3, VHPT1B)

ではなく、熱疲労、クリープ、クリープや降伏による応力緩和等の複雑な現象が絡まっており、機械の寿命を予測するために緻密な解析と議論が必要であり、今後のさらなる検討課題と言える。

図 5.3.4-2 には VHPT、HPT、IPT のロータ各部に発生する応力、温度をプロットした。また、設計強度の目安として IN617、12Cr 鋼の 10 万時間クリープ破断強度を記入した。Case 2 と同様に冷却無しの場合は発生応力が IN617 の 10 万時間クリープ破断強度以下の応力レベルとなっているが、従来材である 12Cr 鋼の使用限界を越えていることがわかる。しかしながら、冷却を施すと各部の温度レベルが 150 K から 200 K 程度低下し、12Cr 鋼が使用可能な領域に入ることがわかり、Case 3 でも冷却の効果を確認できる。

5.4 Case 4 超高圧タービン分割式システム

5.4.1 マス・ヒートバランス

この Case は Case 2 から派生したもので、HPT、IPT の冷却以外に VHPT を高温部の VHPT1 と低温部の VHPT2 に分割したことを特徴としている。低温部の VHPT2 は 12Cr 鋼等の従来材料により構成できるように分割部の温度 883 K (610°C) を設定している。こうすることにより Ni 基合金を用いて製作する VHPT1 を小型化し、製造可能性を高めることができると考えられる。しかしながら、もともと一つだったタービンを二つにすることはシステムが複雑になり当然製造コストの増加が考えられ、その上次に述べるような圧力損失や軸端からのリーク蒸気の問題がある。本計算では VHPT1 と VHPT2 間の蒸気圧力損

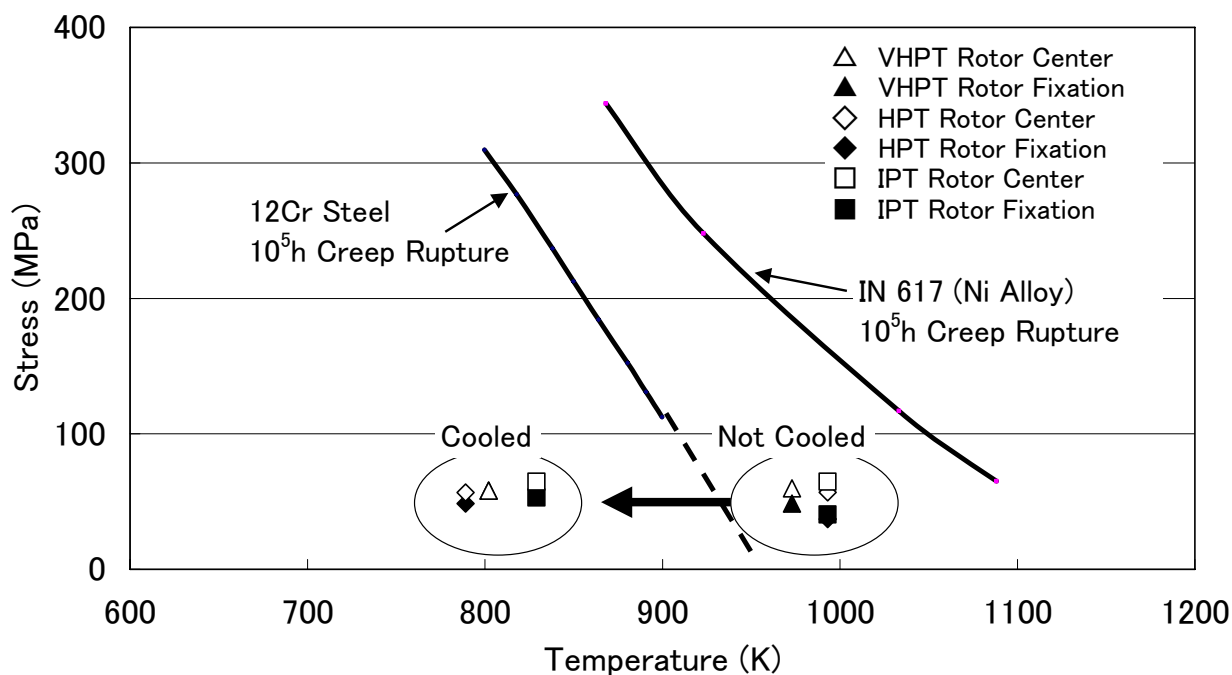


Fig. 5.3.4-2 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 3)

失として1%を設定した。配管からの熱損失は無視した。また、タービンを分割したことにより軸端からの蒸気漏れを防ぐためのリーク蒸気量を考慮した。リーク蒸気はそのまま捨てられるわけではないが全体で8.6 kg/sの量がある。この結果得られたマス・ヒートバランスを図5.4.1-1に示す。

VHPT1は高温部であると共に最高圧部なので、翼の高さは低めになり効率は86.3%と低めの値になった。しかし、後流部のVHPT2はVHPTとしては高い翼高さを持っているので91.5%と高い効率になっている。平均すると88.9%になりCase2と同じ値になった。

結果的には送電端システム熱効率は45.5%となり、Case3よりも低い値となった。原因としては、軸端からのリーク蒸気とVHPT1とVHPT2間の圧力損失が考えられる。

5.5 Case 5 主蒸気 630°Cシステム

5.5.1 最適圧力比

Case1の段階でタービン入口温度VHPT 973 K(700°C)、HPT 993 K(720°C)、IPT 993 K(720°C)の組み合わせに対応した最適圧力比を求め、Case1からCase4まで同じ値を用いてきた。しかしながら、Case5ではVHPT入口温度を思い切って903 K(630°C)まで

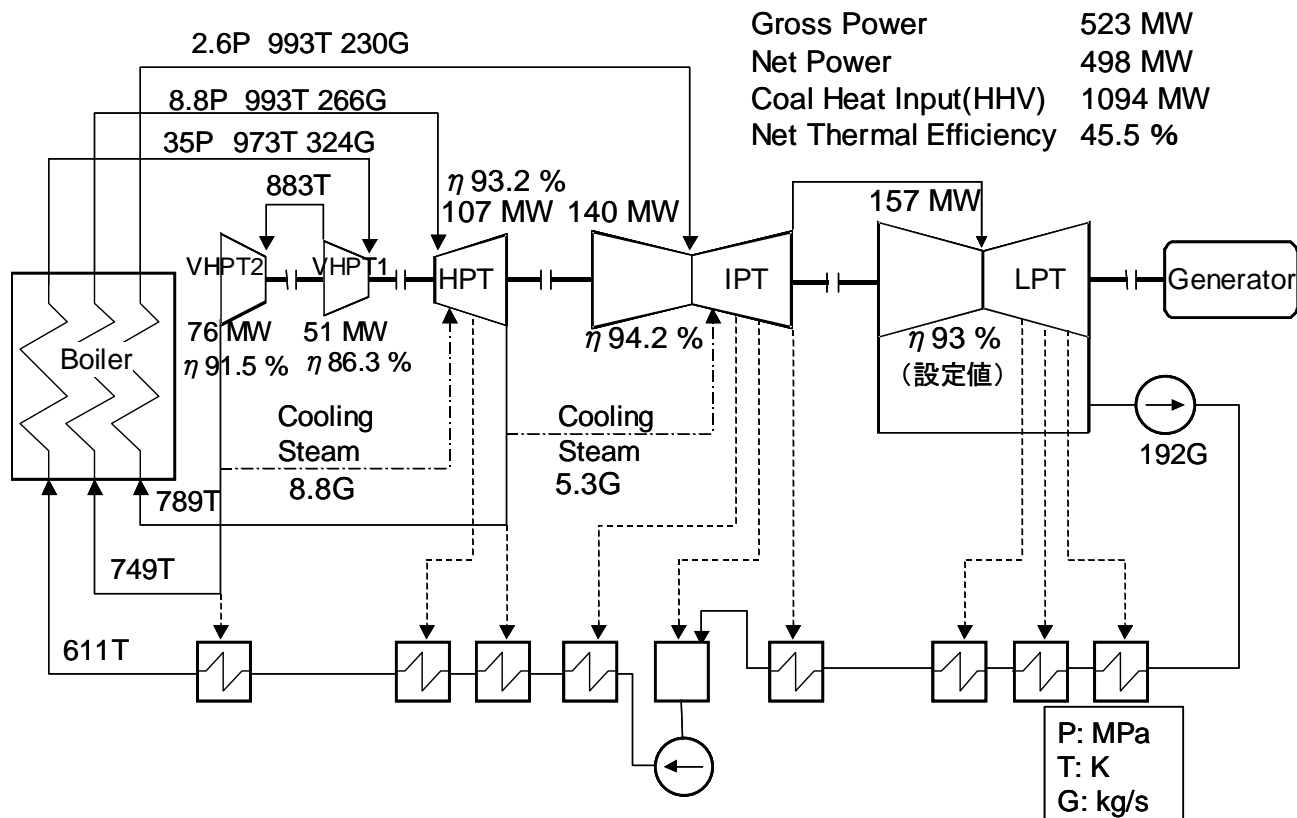


Fig. 5.4.1-1 Mass and Heat Balance (Case 4)

下げた。そのためその温度に対応した最適圧力比を再度もとめる必要が生じた。タービン効率を固定し、HPT 入口圧力 P_{in} 、HPT、IPT 入口圧力 P_{in} 、IPT を動かした場合の相対的なシステム熱効率を図 5.5.1-1 に示す。本図では P_{in} 、HPT=8.83 MPa、 P_{in} 、IPT=2.60

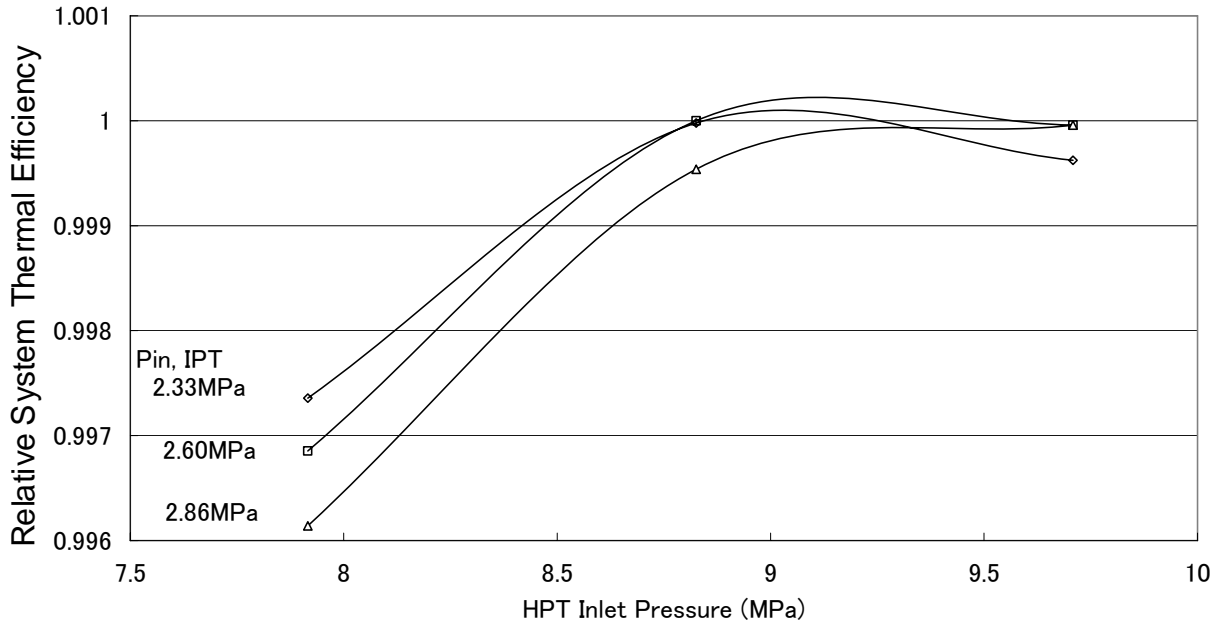


Fig. 5.5.1-1 System Thermal Efficiency (Case 5)

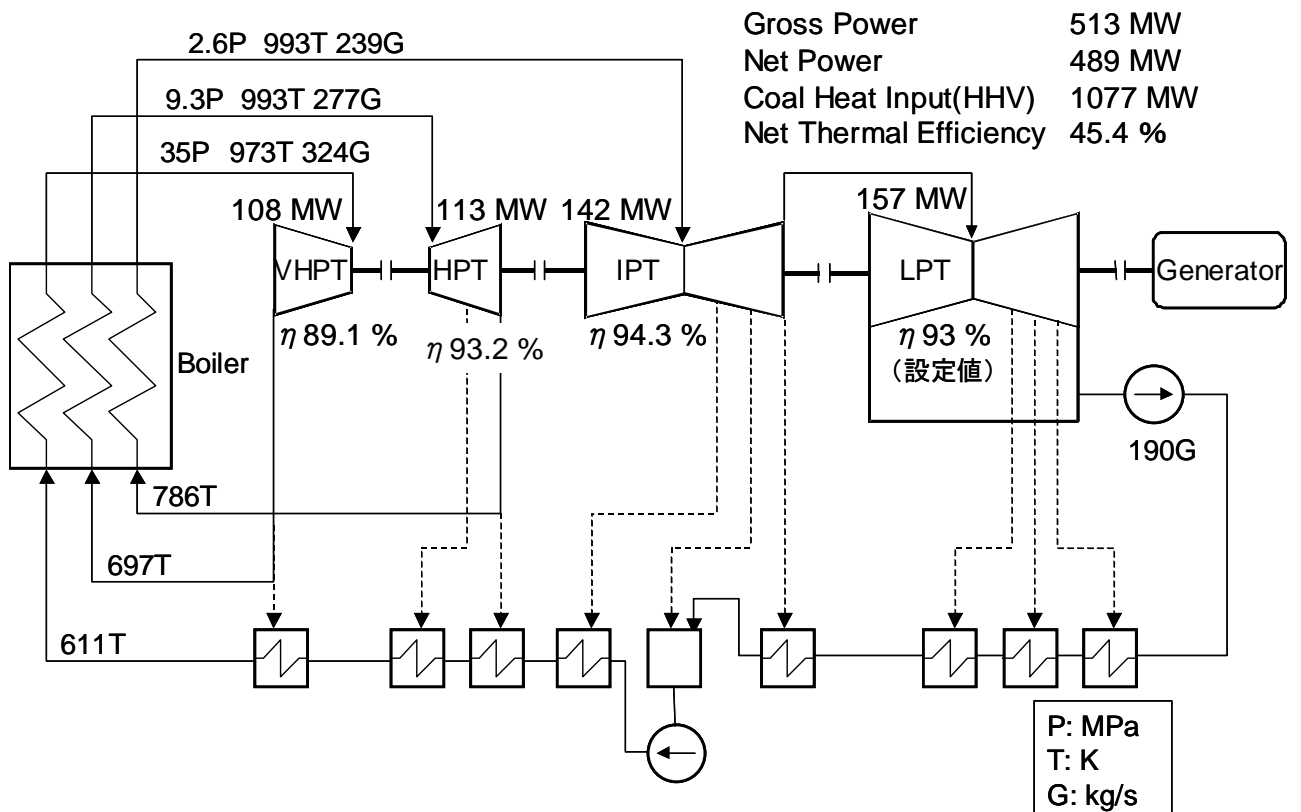


Fig. 5.5.2-1 Mass and Heat Balance (Case 5)

MPa のシステム熱効率を基準 1 として他の場合と比較してある。Case 5 の場合、Pin、HPT=9.28 MPa、Pin、IPT=2.60 MPa の圧力の組み合わせを最適点とした。

5.5.2 マス・ヒートバランス

最適圧力比の検討から得られた HPT、IPT 入口圧力を設定して得られたマス・ヒートバランスを図 5.5.2-1 に示す。送電端システム熱効率としては 45.4% が得られており、同じ無冷却の Case 1 とくらべると VHPT 入口温度が 70 K 下がることにより、システム熱効率は 0.5 ポイント下がっていることになる。Case 1 の VHPT の効率は 88.9% であるが、Case 5 では 89.1% と効率が低い。Case 5 では流量係数、負荷係数を Case 1 と同じにしたため入口温度が下がり仕事が減った分ロータ径が Case 1 の 0.8 m から 0.75 m まで下がり、翼高さが少し高くなったことによる。結果的にロータ径が設計基準の 0.8 m を切ってしまったが、最終的な送電端システム熱効率への影響は軽微と考えられるのでこのままの条件とした。

5.6 Case 6 主蒸気 630°C、再熱部冷却システムシステム

5.6.1 マス・ヒートバランス

この Case は Case 5 から派生したもので、HPT、IPT に冷却を加えたことを特徴とし

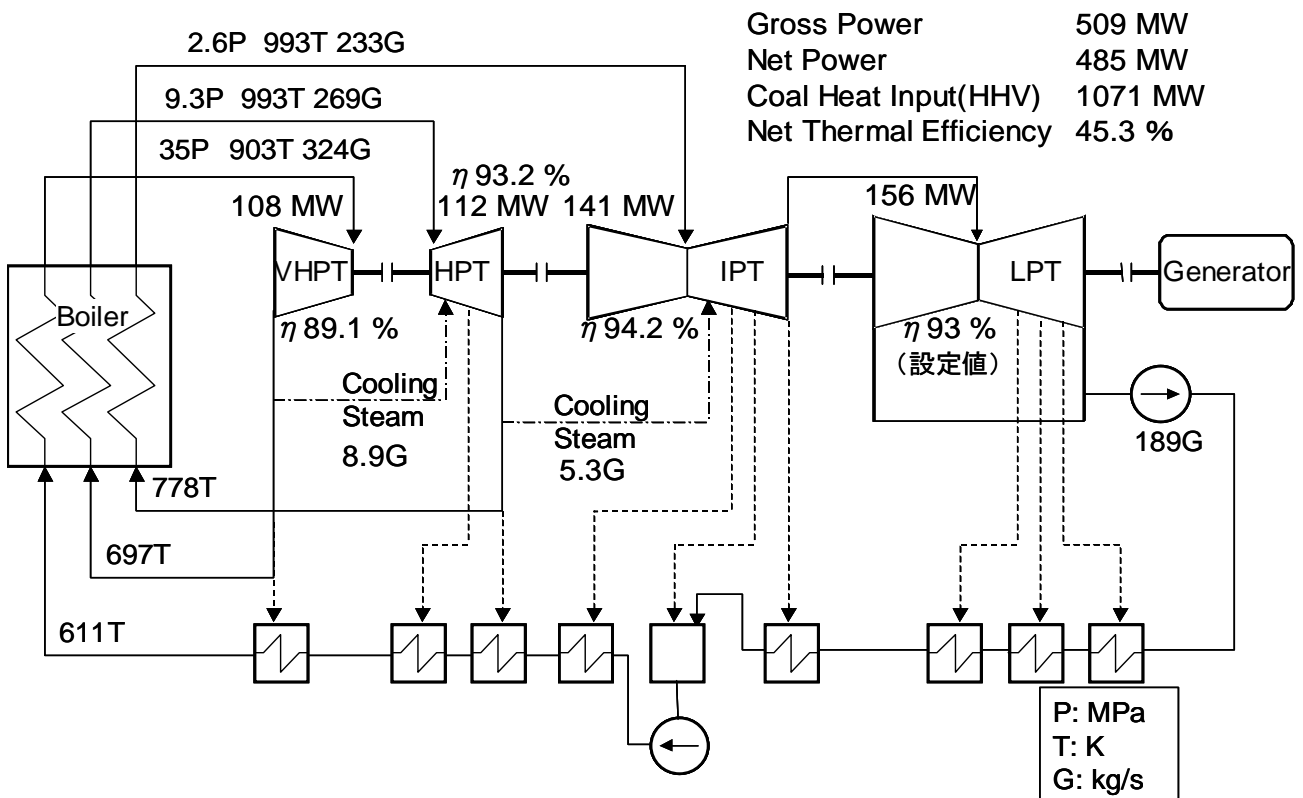


Fig. 5.6.1-1 Mass and Heat Balance (Case 6)

ている。マス・ヒートバランスを図 5.6.1-1 に示す。ちょうど Case 1 と Case 2 の関係にあたり、システム熱効率の差も 0.1 %ポイントであり同じである。HPT の冷却・シール蒸気流量が Case 2 の 8.8 kg/s から 8.9 kg/s に増えているのは HPT 入口圧力が高くなり、シールに必要な蒸気量が増したためである。

5.7 Case 7 630°Cシステム

5.7.1 最適圧力比

Case 5 では VHPT 入口温度を思い切って 903 K (630°C) まで下げたので最適圧力比を再度もとめた。同様に Case 7 でもタービン入口温度 VHPT 903 K (630°C)、HPT 903 K (630°C)、IPT 903 K (630°C) の組み合わせに対応した最適圧力比を求めるためにタービン効率を固定し、HPT 入口圧力 $P_{in, HPT}$ 、IPT 入口圧力 $P_{in, IPT}$ を動かした場合の相対的なシステム熱効率を求めた。その様子を図 5.5.1-1 に示す。本図では $P_{in, HPT}=8.83$ MPa、 $P_{in, IPT}=2.60$ MPa のシステム熱効率を基準 1 として他の場合と比較してある。Case 7 の場合、 $P_{in, HPT}=8.83$ MPa、 $P_{in, IPT}=1.82$ MPa の圧力の組み合わせを最適点とした。

5.7.2 最適段落数

Case 1 では VHPT、HPT は 15 段を最適段落数とした。Case 7 の場合入口温度が低下するのでタービンの熱落差は小さくなるので、最適段落数は Case 1 よりも大きくなることは考えにくい。また、Case 1 で見られたように、10 段まで段落数を下げると効率の

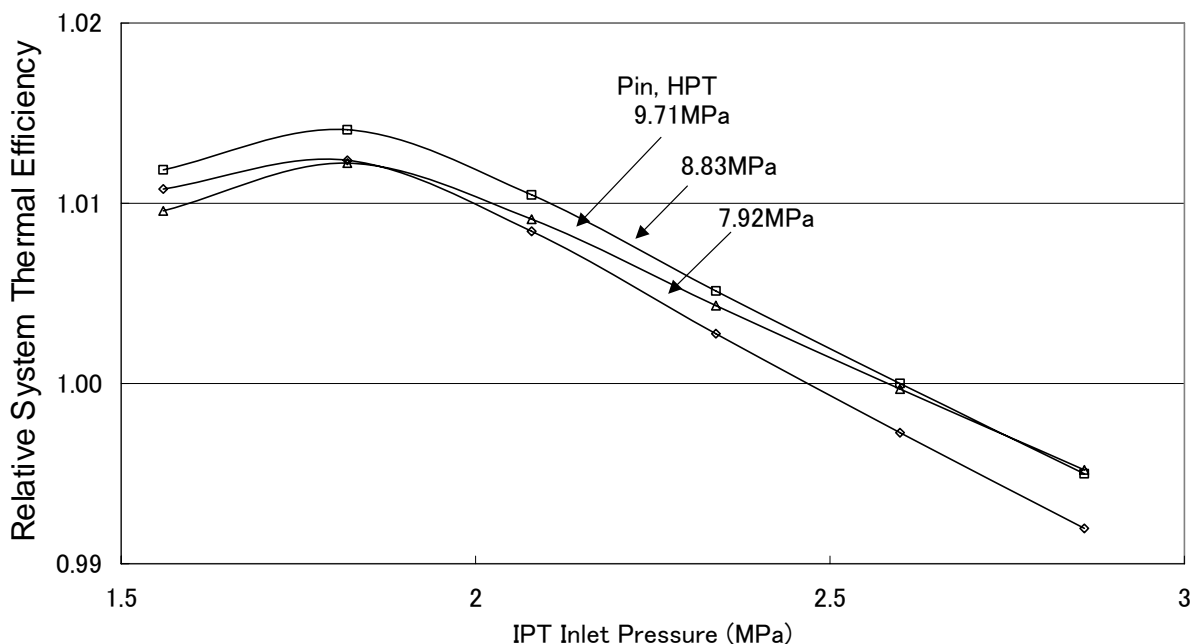


Fig. 5.7.1-1 System Thermal Efficiency (Case 7)

低下が大きく、その傾向は入口温度が 903 K (630°C) まで下がったとしても変わらないと推測できる。故に、VHPT、HPT は温度が 903 K (630°C) になっても最適段落数は変わらないと判断し、設計段落数として 15 段を採用した。

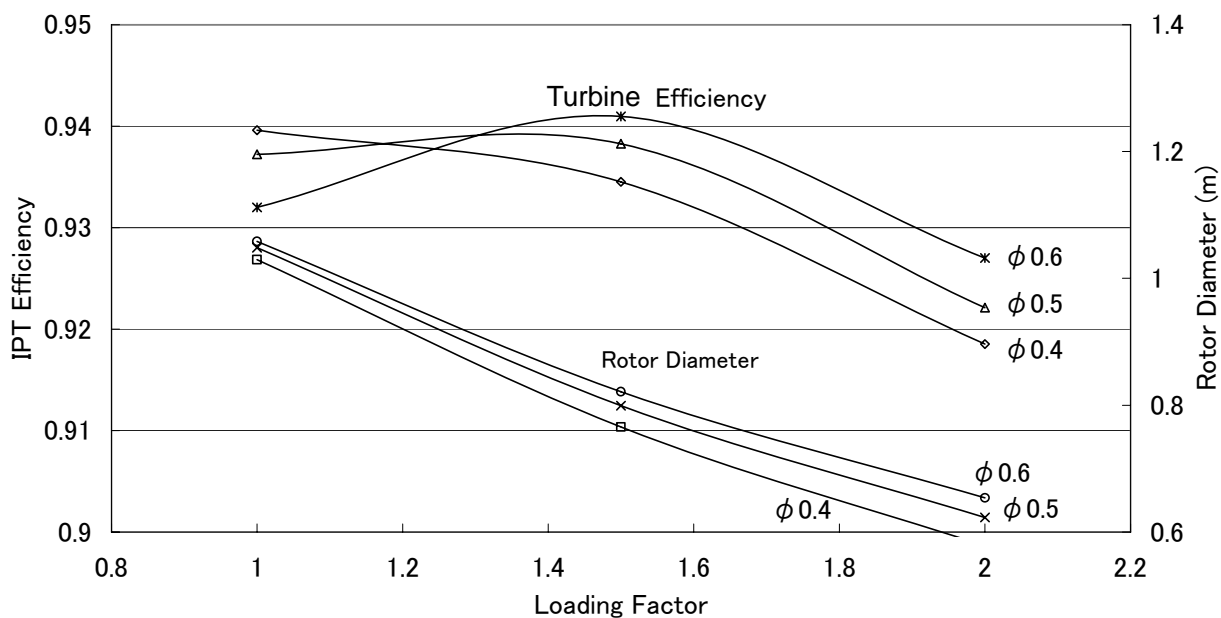


Fig. 5.7.2-1 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 7, 15 Stages)

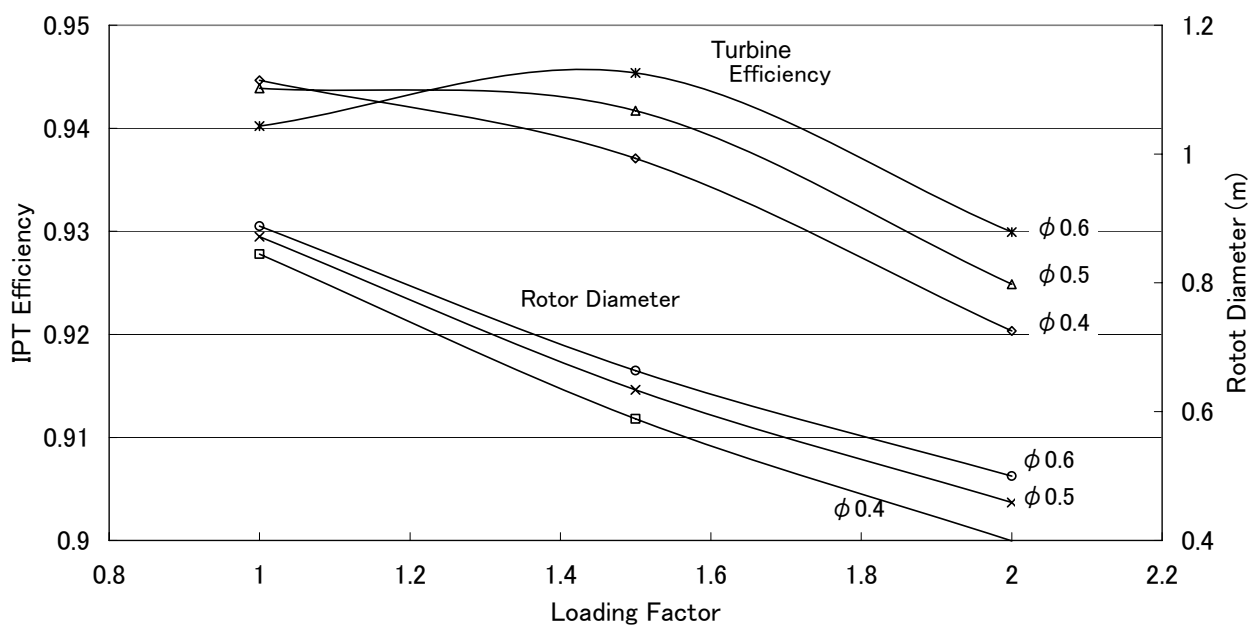


Fig. 5.7.2-2 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 7, 20 Stages)

しかしながら、IPTはCase 1では20段あり、温度が下がるCase 7で15段まで下げる余地がないかを検討した。図 5.7.2-1、5.7.2-2にはIPTの15段、20段の結果を示す。ロータ径の最小値0.8 mに配慮すると15段で流量係数 $\phi=0.6$ 、20段で流量係数 $\phi=0.5$ で最高効率となり、それぞれ0.941、0.943になる。効率で見ると15段では0.2%低い、それほど大きな差では無いので、段数が少なくて済む15段を設計段落数とした。

5.7.3 マス・ヒートバランス

図 5.7.3-1にCase 7のマス・ヒートバランスを示す。温度条件が大幅に下がったため送電端システム熱効率率は44.3%まで下がっている。一方、HPTの効率は93.3%で同じ無冷却のCase 5の93.2%よりも若干良い。段数が同じにもかかわらずCase 5のHPTはCase 1よりも圧力比が高いので単純に見るとCase 5の効率が低くなるように思える。しかしながらCase 5では出口側の圧力が下がっているために後段側の翼高さが高めになっていることと、入口温度が下がることによる段落熱落差の低下による効果が効いている。そのためにCase 1よりもCase 5の効率の方が高めにしている。IPTは94.1%でありCase 5の94.3%より若干低いこれは段数を減らしたことが一因となっている。

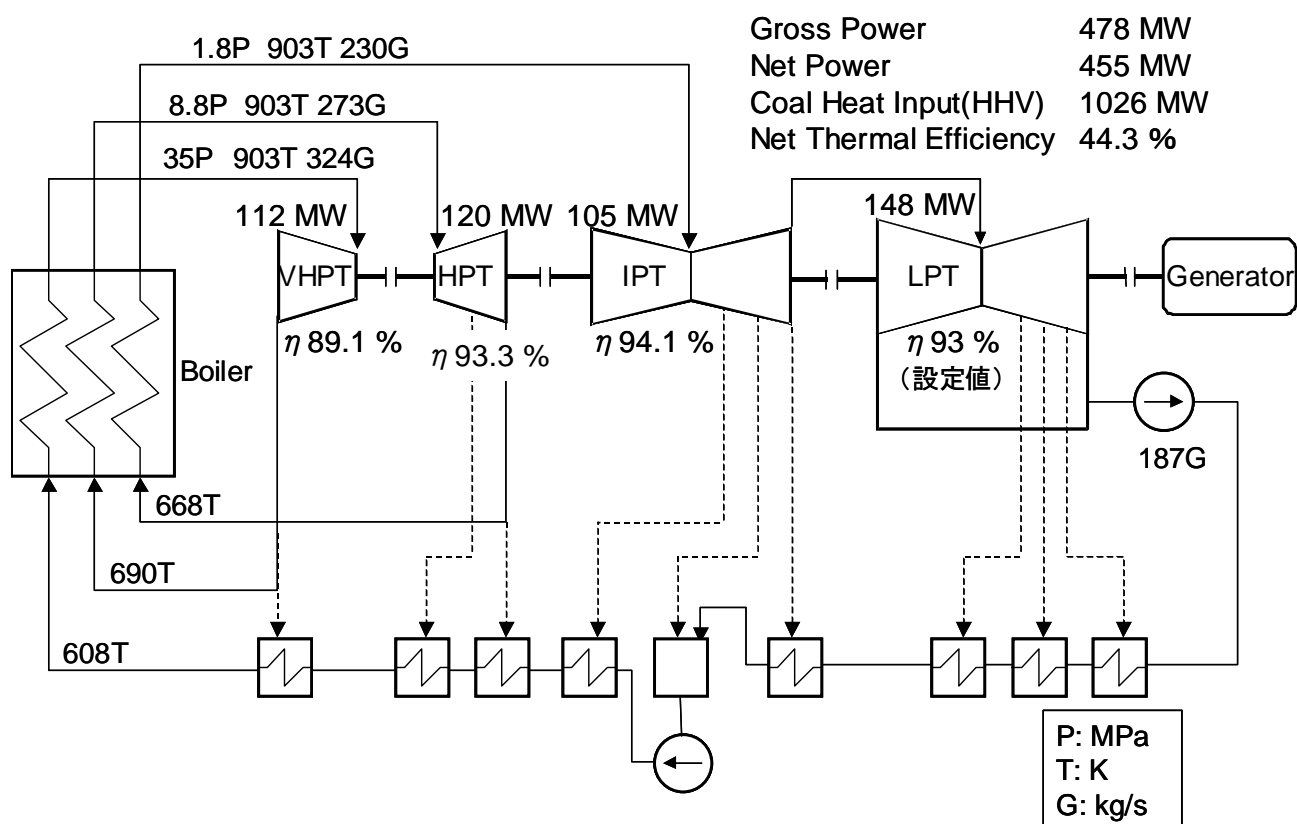


Fig. 5.7.3-1 Mass and Heat Balance (Case 7)

5.8 システム評価

5.8.1 システム熱効率

表 5.1 に示した冷却条件、タービン分割、材料を想定し、Case 2 から Case 7 のマス・ヒートバランスを前項で計算し、送電端でのシステム熱効率を求めた。その結果を図 5.8.1-1 にまとめた。この図は Case 1 をベースとして基準化し、相対システム熱効率として表示してある。この中で特に Case 3' は冷却・シール蒸気流量を Owen ではなく Green の方法によってもとめたもので、Case 7 は蒸気温度を従来の鉄鋼材料で対応できる 903 K (630°C) に抑えたケースである。

Case 2 は冷却のおかげで HPT、IPT には Ni 基合金が不要となるが、冷却蒸気が HPT、IPT に混入することにより相対システム熱効率が Case 1 よりも低下する。しかしながら、その差はわずか 0.2 % 程度である。表 5.8.1-1 に各タービンの出力と冷却蒸気量を示す。Case 2 では冷却蒸気の混入の影響でわずかではあるが HPT、IPT、LPT の出力が低下しており、その結果としてシステム熱効率も低下したことがわかる。

Case 3 ではさらに VHPT まで冷却しており、VHPT も Ni 基合金が不要となる。その結果、材料開発の範囲がさらに限定される。しかしながら、相対システム熱効率の低下量が 0.7 % まで増加する。VHPT は圧力レベルが高く、蒸気の密度も大きいので各部クリアランスのシール蒸気量が増し、VHPT の出力が大きく低下する。その結果システム熱効率が

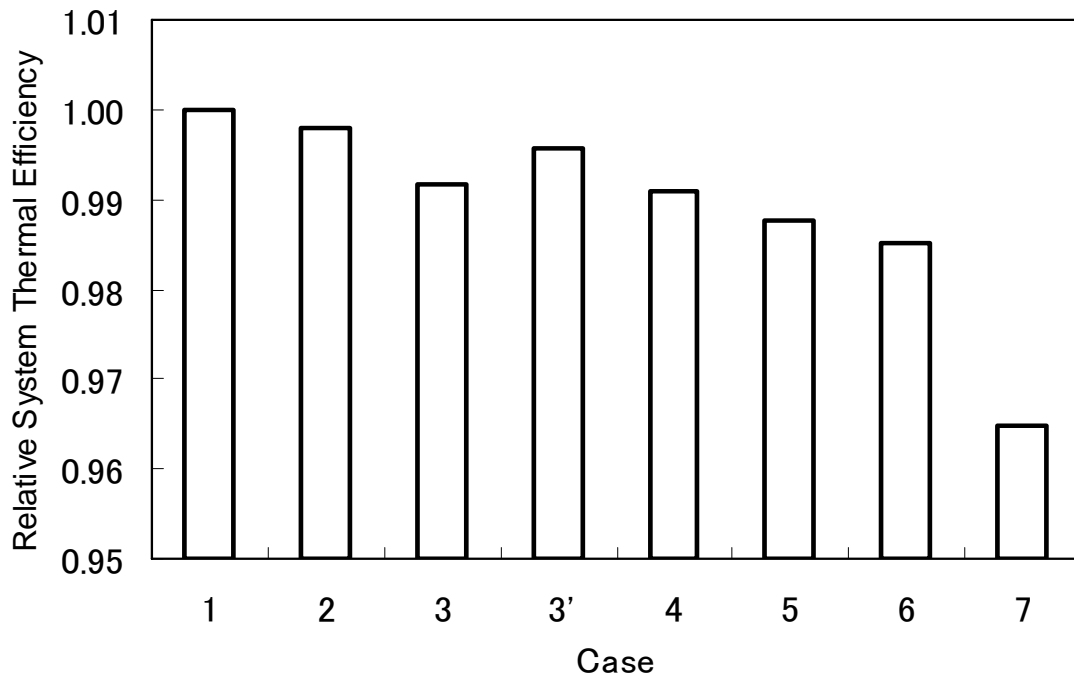


Fig. 5.8.1-1 Relative System Thermal Efficiency

Table 5.8.1-1 Turbine Power and Cooling Flow Rate

Case		1	2	3	4	5	6	7
Net Power (kW)		533	529	521	523	513	509	478
Turbine Power (kW)	VHPT 1	127	127	120	51	108	108	112
	VHPT 2	---	---	---	76	---	---	---
	HPT	111	110	109	107	114	112	120
	IPT	144	143	142	140	142	141	105
	LPT	159	158	157	157	157	156	148
Cooling Flow Rate (kg/s)	VHPT	0.0	0.0	35.3	0.0	0.0	0.0	0.0
	HPT	0.0	8.8	8.8	8.8	0.0	8.9	0.0
	IPT	0.0	5.3	5.3	5.3	0.0	5.3	0.0

低下している。今回の検討ではシール蒸気量の設定にガスタービンの設計⁽¹¹⁾で旧来から実績があるOwen⁽¹⁰⁾の方法を用いた。しかしながら、その後Green等⁽¹²⁾により別の方法が提案されている。Greenの方法は動翼による流れの攪拌を考慮したもので、周方向の圧力の分布が攪拌により均一化するとしている。その結果、シールに必要な媒体流量はOwenの方法よりも少なく見積られる傾向があり、今回のケースにGreenの方法を適用するとOwenに比べ約3割程度シール流量が減少する。Case 3のシール蒸気量をGreenの方法で再評価したケースをCase 3'とし図5.8.1-1に示してある。Case 1に対する相対システム熱効率の低下量は0.4%まで回復する。これから明らかのようにシステム性能の優劣を論じる場合、シール蒸気量の設定方法は大きな影響をおよぼす。従来シール媒体量の研究はガスタービンへの適用を目的としてなされており、実績もガスタービンで積み重ねられている。しかしながら、VHPTは35 MPaの圧力であり、ガスタービンの1~3 MPaに比べるとはるかに圧力レベルが高く、今後この領域での検証がたいへん重要と考えられる。

Case 4はCase 2に対してVHPTをVHPT1とVHPT2に分割にしたものである。VHPT1からVHPT2へ蒸気を導くためVHPT1の排気部、配管部、VHPT2の入口部で圧力損失が生じる。また、VHPT1とVHPT2が別ケーシングとなるため軸端部から大気への蒸気漏れを防ぐためのグランドリーク蒸気が増す。そのため、システム熱効率はCase 2よりも下がり、Case 3と同程度となった。

Case 5はCase 1に対し、思い切ってVHPT入口蒸気温度 $T_{in, VHPT}$ を従来材料で設計可能とされる903 K (630°C)まで下げ、HPT、IPTの再熱タービンだけを高温の993 K (720°C)にとどめたものである。 $T_{in, VHPT}$ の70 K低下は相対システム熱効率で1%程度の低下を招く。

Case 6はCase 5に対し、HPTとIPTに冷却を加えたものでありCase 1よりも相対シス

テム熱効率が 1.3 %程度低下する。しかしながら、全て従来技術の Case 7 と比較すると、Case 6 は相対システム熱効率が 2 %以上高く、材料開発課題が小さいわりに得られるシステム熱効率が高いと言えよう。

Case 7 は VHPT、HPT、IPT 入口温度を全て 903 K (630°C) とし、従来技術で構築可能なシステムであるが、相対システム熱効率が 3.5 %程度低下する。他のケースと比べ低下が大きく、高温化の効果を再確認することができる。

5.8.2 二酸化炭素排出量削減効果および経済性

プラントの利用率を 0.8、燃料である石炭を標準的な瀝青炭と仮定すると Case 1 のプラントは 1 基で年間 240 万トンの二酸化炭素を排出する。他のケースは低下したシステム熱効率に相当する分だけ二酸化炭素の排出量が増す。その様子を図 5.8.2-1 に示す。従来技術の最高レベルである Case 7 では二酸化炭素排出量は Case 1 に比べて年間 9 万トンほど増える。同様に燃料コストも図 5.8.2-2 に示すように増え、Case 7 では約 2 億円/年になる。ここで、燃料価格は 0.19 円/MJ (0.8 円/Mcal) とした。また、将来の導入が検討されている炭素税を仮に 2400 円/ton 二酸化炭素とし、それを加えると Case 7 は年間で 2.5 億円発電コストが増加することになる。プラントの寿命を 30 年と仮定すると 75 億円の差が出ることになり、トータルの発電コストを考えると、金利、税金やその他のユーティリティコストの差を無視すれば、Case 1 の建設コストは Case 7 よりも 75 億円程度高めでバランスすることになる。Case 7 のプラント建設費を仮に 600 億円とすると 75 億円はその 13 %に相当する。

Case 2 を見ると、Case 1 に対し燃料コスト、炭素税は上昇するがその差はわずか 0.15 億円/年程度、30 年でも 4.5 億円である。それにもかかわらず大物の HPT、IPT が従来材料で構成できる。逆に言うと、Case 1 の場合わずかな燃料コスト、炭素税を節約するために、大物の HPT、IPT に Ni 基合金を適用する必要があるということになる。

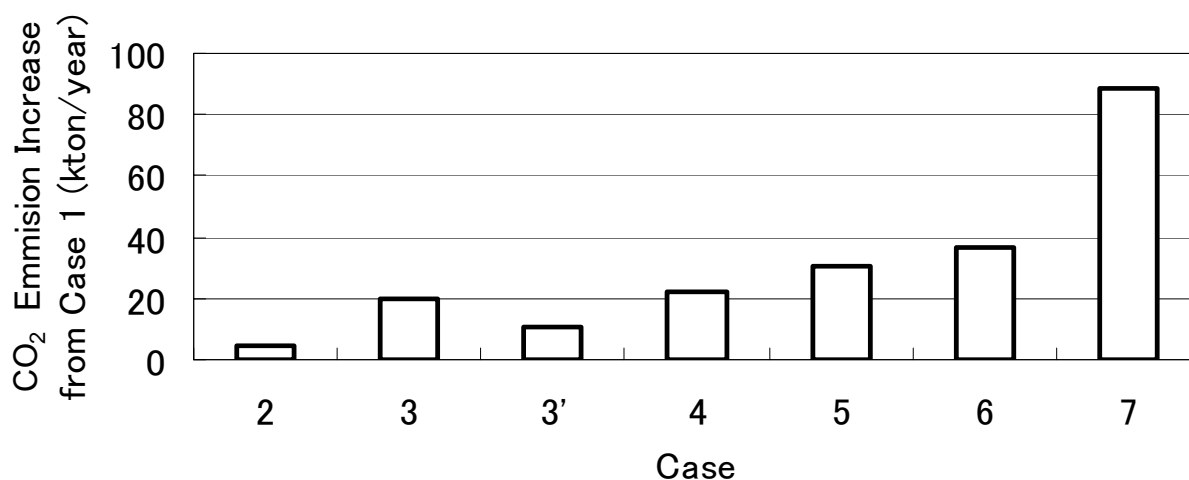


Fig. 5.8.2-1 Annual CO₂ Emission Increase from Case 1

Case 3はCase 1に対して燃料コスト、炭素税が年間で0.6億円、30年間で18億円程度多い。この場合もVHPTが従来材料で構成できるという利点があるが、燃料コスト、炭素税とのバランスがCase 2よりも微妙になる。しかしながら、シール蒸気量をGreenの方法で見積ったCase 3'では燃料コスト、炭素税が半減し、VHPTが従来材料で構成できるという利点が際立ってくる。

Case 4のCase 1に対する燃料コスト、炭素税の増加はほぼCase 3と同じである。Case 4はVHPT1にNi基合金を適用する必要があるため建設コストはCase 1と同程度になると推測されるので、経済性は犠牲になるがNi基合金部材を若干小型化できるだけ材料の開発課題が軽減されるということになる。

Case 5はCase 1に対して燃料コスト、炭素税が年間で0.8億円、30年間で24億円程度多い。このケースではHPT、IPTにNi基合金を適用する必要があるものの、VHPTを冷却無しの従来材料で構成できる上、ボイラ過熱器、過熱蒸気配管、主蒸気弁も従来材料で構成できるためボイラを含めたプラント全体建設費を低減することが可能となる。それ故、経済性では高く位置付けられる。

Case 6はCase 1に対して燃料コスト、炭素税が年間で1億円、30年間で30億円程度多い。しかし、HPT、IPTを含めた全てのタービン本体を従来材料で構成することができ、Case 5よりもさらに建設コストが減る。また、材料開発課題が再熱弁に限定されるので開発コスト、期間も短縮できる。一方、Case 7に比べると二酸化炭素の排出量を大幅に低減できる。このケースで明らかのように高温化を再熱部分に絞り、冷却を

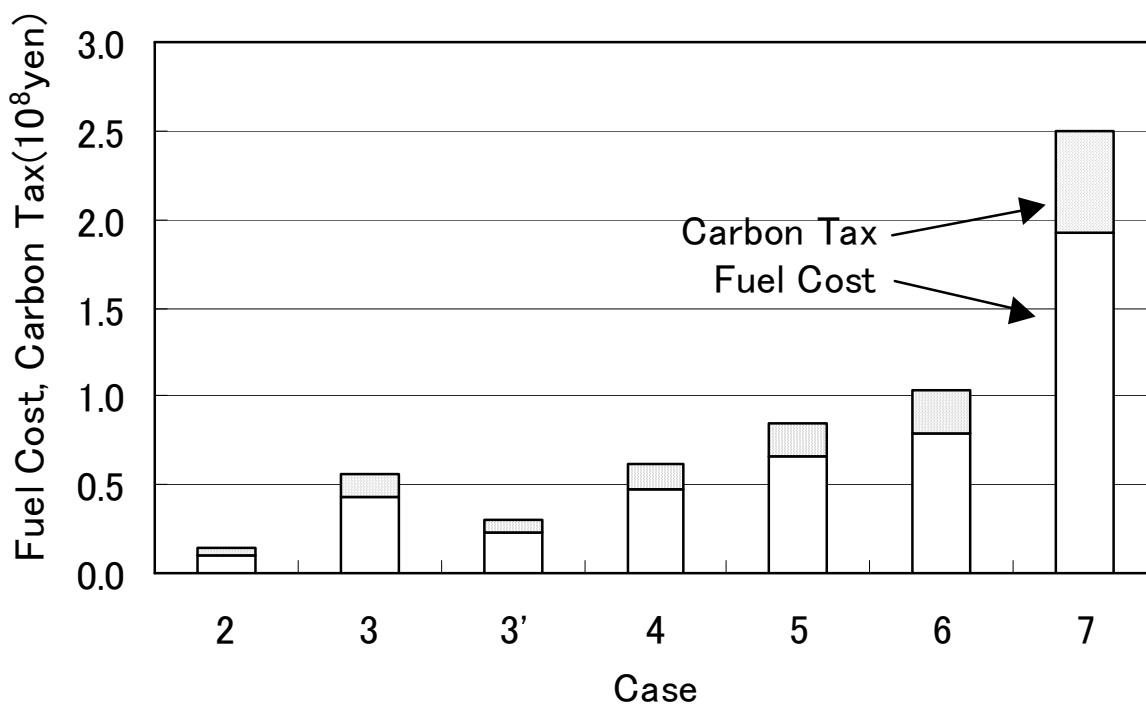


Fig. 5.8.2-2 Annual Fuel Cost and Carbon Tax Increase from Case 1

活用することにより、総合的に見て大きな利得を稼げる可能性が高い。

以上ケースごとに考察したが、建設コストと燃料や炭素税等のコストの微妙なバランス、言い換えると材料、冷却、タービン構成の選択とシステム熱効率の違いがシステムを選択する上でたいへん重要であることがわかる。実際の判断は現実のプラントをベースとした詳細な評価が必要であり本研究の範囲を超えるが、今回の検討結果から経済的に二酸化炭素を低減する方法として高温化による高効率化が有効であり、冷却等の技術はそれを経済的かつ早期に実現するために有用な手段であることが明らかになったと考える。また、再熱蒸気のみを高温化することにより、開発課題を抑制し開発期間を短縮できる可能性があり、二酸化炭素排出抑制への早期対応に有効と考えられる。

5.8.3 総括評価

超臨界圧蒸気発電システムの高温化は従来耐熱材料の進歩に大きく依存してきた⁽³⁾、⁽⁴⁾、⁽⁵⁾。それに対し、本研究ではこれまで補助的な手段として利用されてきたタービン冷却技術を積極的に取り上げ、材料に代わる高温化の手段として新たに位置付けた。そして、700°C級二段再熱システムを対象とし、冷却技術、材料、タービン構成等をパラメータとしてケーススタディーを行った。その結果、冷却技術が有効であり、特に新しい材料との適切な組合せにより、開発課題を軽減し、経済的なシステムを構築できることがわかった。そして、喫緊の課題である二酸化炭素問題に対しては技術開発の状況と実用化の時期に配慮した適切な蒸気条件の選定が効果的であることを示した。具体的には、検討した7ケースの中で以下のような3ケースが特筆に値する。

まず、再熱タービンのHPT、IPTを冷却したケース(Case 2)では、VHPTにNi基合金を使用するもののHPT、IPTでは不要とし、Ni基合金の適用部位を大幅に削減できる。その代わりに、システム熱効率が若干低下するが、相対値で0.2%程度に留まる。また、VHPTまで冷却したケース(Case 3')では、高温蒸気のシールシステムに検証課題があるものの、VHPTも従来材料で構成でき相対システム熱効率低下量を0.4%程度に抑えられる可能性があることを示した。ガスタービンをはるかに超える圧力で作動するVHPTのシール蒸気量を低減させることと、その見積もりは重要であり、今後の技術開発が期待される。

さらに、VHPT蒸気温度を従来レベルの903 K (630°C)に抑え、HPTおよびIPT再熱蒸気の温度のみを973 K (700°C)に上げるようなケース(Case 6)では再熱弁を除いて全てのタービンを従来材料で、また、ボイラも超高压、高温部が従来材料で構成できる。それにもかかわらず、相対システム熱効率は従来最高レベルよりも2%程度高く、喫緊の課題である二酸化炭素排出削減要求に対し、高いポテンシャルを持ったコンセプトであるといえる。

6. 800°C級蒸気発電システム

本研究では 700°C級の次に出現するであろう 800°C級について検討した。無冷却の条件をベースケースとして、これから派生する 3 ケースについて比較検討した。

ベースケース (Case 1) としては図 6-2 に示す二段再熱形式で VHPT 入口温度 1070 K(797°C)、HPT 入口温度 1070 K(797°C)、IPT 入口温度 1070 K(797°C)にした。本来はタービン入口温度としては 1073 K(800°C)としたかったのだが、このようにすると蒸気配管での熱損失を考慮するとボイラ出口温度が 1076 K(803°C)になってしまう。VHPT と HPT の圧力レベルで現状の日本機械学会蒸気表が使える最高温度は 1073 K(800°C)であり、1076 K(803°C)はそれを超えてしまう。それゆえ、タービン入口温度としては 1073 K(800°C)ではなく 1070 K(797°C)とした次第である。

1070 K(797°C)という温度レベルは大型化可能と考えられている Ni 基合金 (IN617、IN625 等) の使用限界を越えているが Case 1 では従来の設計思想を踏襲し高温化を全て Ni 基または将来実現が期待される 800°C級合金 (将来材料) の適用に依存しロータ、ケーシングの冷却は行わないものとした。故に、800°Cの Case 1 ではタービンで 10 トン以上の重量があるロータやケーシングに Ni 基合金と将来材料を使用する必要があり、さらに数トンの主蒸気弁、再熱蒸気弁にも将来材料を適用する。システム構成は図 6-1 に示す。表 6-1 に概要をまとめる。表 6-1 中で将来材料は A-Ni という記号で表現した。

Case 2 ではタービンに冷却を取り入れ、効果を探ることとした。この Case では 700°C級と同様にガスタービンからの冷却技術の転用を考えた。冷却するタービンは VHPT、

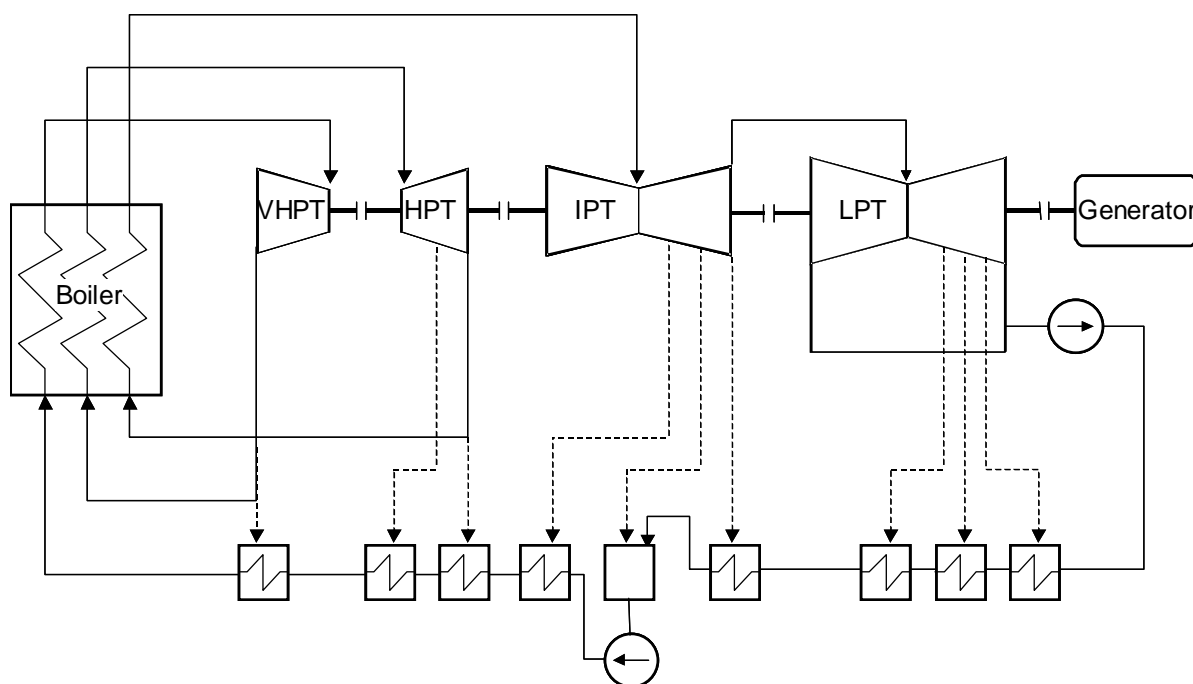


Fig. 6-1 System Configuration (Case 1, No Cooling)

HPT、IPT とした。700℃級の検討ではガスタービンからの技術の直接的な転用を考え圧力レベルの高い VHPT の冷却を除いたケースを敢えて想定した。しかし、800℃級が実現する将来時期では VHPT レベルの冷却・シール技術の開発、検証が進んでいるものと考え、800℃級では HPT、IPT だけを冷却する Case は省略した。そこで 800℃級の Case 2 では Case 1 と温度、圧力条件を同じとし、図 6-2 に示すように VHPT、HPT および IPT のロータ、ケーシングの一部を上流にあるボイラやタービン排気からの抽気により冷却、シールする。本研究においては積極的に冷却技術进行评估し、材料に代わる高温化の手段として位置付けているが、このケースはその 800℃級での代表例である。

また、800℃級の場合実現時期は当然 700℃級の後になるので、その時期には 700℃級の大型 Ni 基合金がすでに存在することを前提とした。これにより VHPT、HPT、IPT は Ni 基合金を使用するが、将来材料を必要としない設計が可能となり、材料面での開発課題がタービンについては無くなる考えた。しかしながら、弁の冷却が困難なことに変わりは無く、ここに将来材料を必要とし開発課題が残る。また、冷却によるシステム熱効率低下を評価する必要が生じるのは 700℃級での冷却ケースと同様である。

Case 3 ではさらに冷却のレベルを高め全てのタービンを従来の 12Cr 鋼等の耐熱鋼で構成しようとするものである。このような構成によりタービンに Ni 基合金を使用する必要がなくなり、製造コストの低減が可能となる。ただし、冷却・シールの範囲が後段まで拡大するので、性能低下の評価がさらに重要になる。しかしながら、Case 2 と同様に弁の冷却が困難なことに変わりは無く、将来材料を必要とし開発課題が残る。

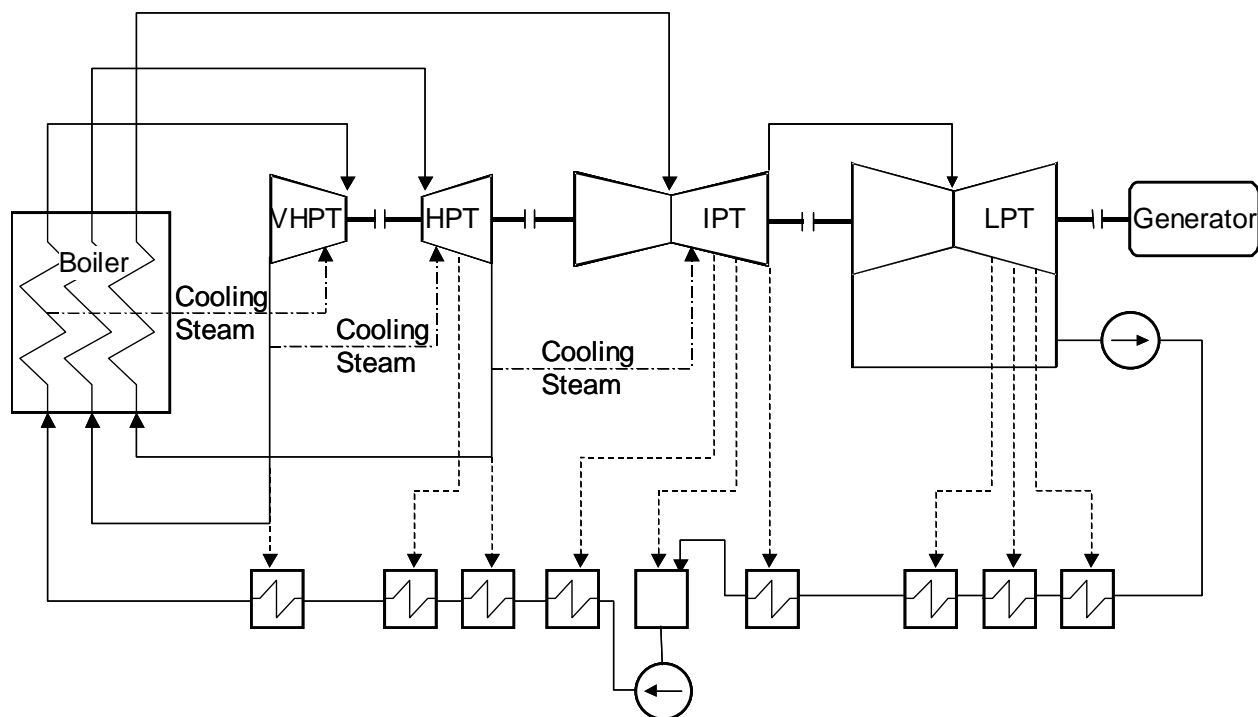


Fig. 6-2 System Configuration (Case 2, 3, VHPT and Reheat Turbine Cooling)

Table 6.1 Reviewed Systems of 800°C Class System

Case		1	2	3	4
Temperature K(°C)	VHP	1070(797)	1070(797)	1070(797)	973(700)
	HP	1070(797)	1070(797)	1070(797)	1070(797)
	IP	1070(797)	1070(797)	1070(797)	1070(797)
Cooling	VHP	---	○	○	---
	HP	---	○	○	○
	IP	---	○	○	○
Material	VHP	A-Ni+Ni+Fe	Ni+Fe	Fe	Ni+Fe
	HP	A-Ni+Ni+Fe	Ni+Fe	Fe	Ni+Fe
	IP	A-Ni+Ni+Fe	Ni+Fe	Fe	Ni+Fe
Main Steam Valve		A-Ni	A-Ni	A-Ni	Ni
Reheat Steam Valve		A-Ni	A-Ni	A-Ni	A-Ni

これまで述べてきたように、800°C級の場合どのケースでも弁またはタービンの一部に実現への道筋が見えていない将来材料を適用する必要がある。そこで将来材料の適用を極力避け、800°C級の良さを体現できるシステムとしてCase 4を考案した。この案ではVHPT入口温度は973 K(700°C)とし、主蒸気系統はその時点で開発済みと想定されるNi基合金で構成する。そして、HPT、IPTには冷却・シールとNi基合金を組み合わせることにより、将来材料を利用しないで最も高効率なシステムを構築する。このようにしても再熱弁とその周囲の配管には将来材料が必要であり、開発課題が残る。しかしながら、再熱系統は主蒸気系統に比べ圧力が低く、将来材料に要求される開発課題のレベルは相応に下がる。その結果、800°C級システム実現が早まり、ひいては二酸化炭素排出低減も加速できるものと考えた。

上述のケースは表6.1のように纏めることができる。表中でA-Niという記号は800°C級の将来材料を意味する。

次項以下に各ケースの詳細を述べる。

6.1 Case 1 無冷却式システム

6.1.1 最適圧力比

Case 1 についてタービン効率を固定し、HPT入口圧力、IPT入口圧力を動かした場合の相対的なシステム熱効率を図6.1.1-1に示す。本図ではHPT入口圧力=8.83 MPa、IPT入口圧力=2.60 MPaのシステム熱効率を基準1として他の場合と比較してある。VHPT入

口圧力は 35 MPa である。これらの計算をする上で、全てのケースで LPT 排気の湿り度を十分あげることができなかつた。最も高い湿り度でも 2%程度であり、通常の 8~12%と比較するとかなり低い。湿り度が低いと応力レベルが高い LPT 最終段付近で運転状態により乾きと湿りが繰り返され応力腐食割れの問題を生じる可能性がある。800°C級の再熱温度を採用する場合このような点にも開発課題があることがわかる。一方、ボイラ節炭器でのスティーミングの問題を回避するためにボイラ給水温度にも制限があると言われている。本検討ではボイラ給水温度を 623 K(350°C)以下になるように給水加熱器熱交換量を制限した。その結果図 6. 1. 1-1 は図 5. 1. 1-1 に示す 700°C級の図とは異なつた様相となつた。800°C級の場合 HPT 出口圧力が 9.5 を越えると急激にシステム熱効率が下がるのはボイラ給水温度 623 K(350°C)の制限にかかるためである。700°C級の場合まだ 350°Cの制限まで到達しないので、効率の下がり方は緩やかである。結局、800°C級主蒸気圧力 35 MPa の場合、HPT 入口圧力=9.74 MPa、IPT 入口圧力=2.33 MPa の圧力の組み合わせでほぼ最高の送電端システム熱効率 47.3 %になり、これを最適設計条件とした。

次に、主蒸気圧力の影響を調べた、図 6. 1. 1-2 と図 6. 1. 1-3 に主蒸気圧力 45 MPa と 55 MPa について HPT、IPT 入口圧力とシステム熱効率の関係について計算した結果を示す。

45 MPa の場合、HPT 入口圧力=10.2 MPa、IPT 入口圧力=2.67 MPa の圧力の組み合わせでほぼ最高の送電端システム熱効率 47.8 %になり、これを最適設計条件とした。55 MPa の場合、HPT 入口圧力=9.71 MPa、IPT 入口圧力=2.45 MPa の圧力の組み合わせでほぼ最高の送電端システム熱効率 48.0 %になり、これを最適設計条件とした。

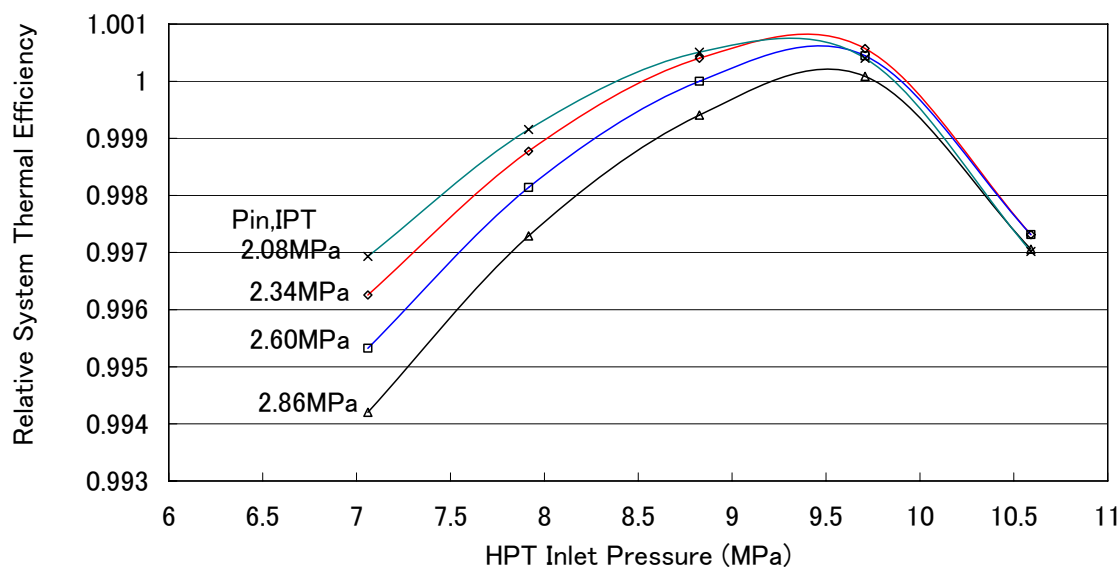


Fig. 6. 1. 1-1 Thermal Efficiency (Case 1, VHPT Inlet Pressure = 35 MPa)

上述のようにして得られた最適設計条件における送電端システム熱効率を図6.1.1-4に示す。主蒸気圧力を上げれば送電端システム熱効率も上がる。主蒸気圧力は蒸気発電システムの構造設計に大きな影響を与える因子である。主蒸気圧力が上がると全ての配

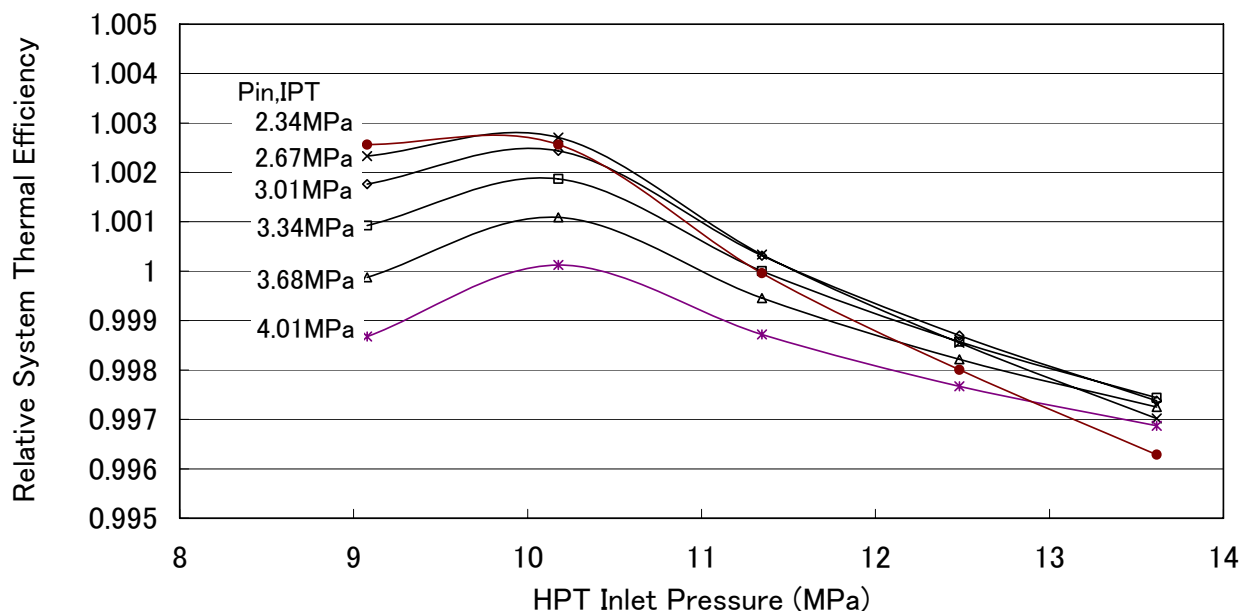


Fig. 6.1.1-2 Thermal Efficiency (Case 1, VHPT Inlet Pressure = 45 MPa)

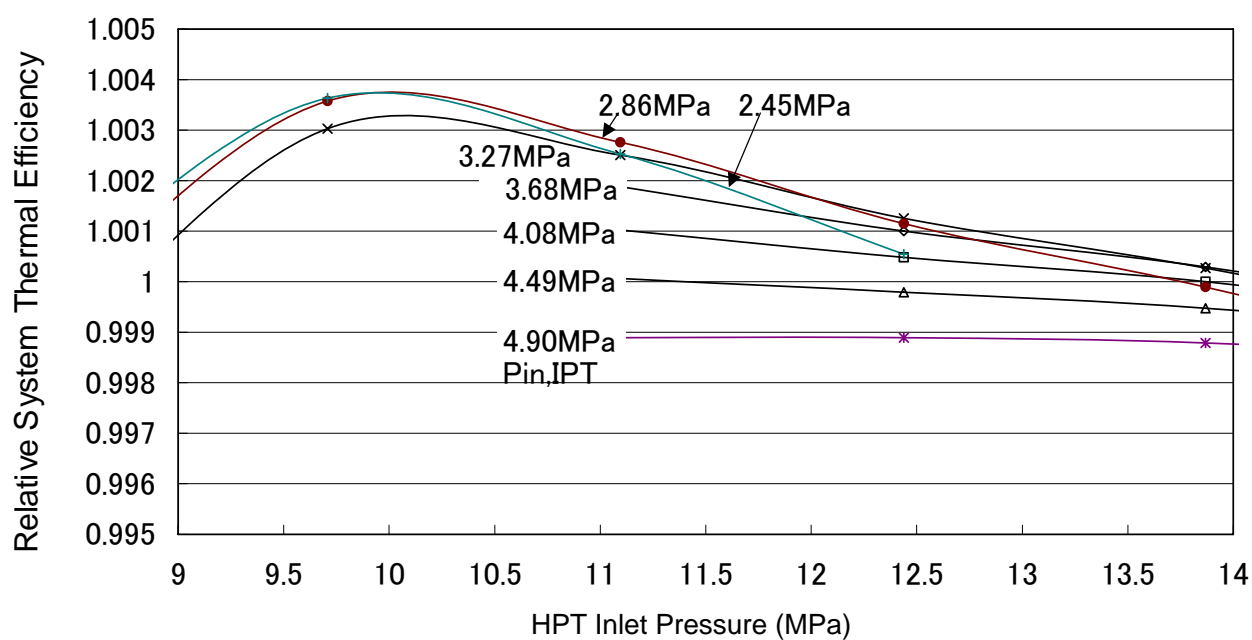


Fig. 6.1.1-3 Thermal Efficiency (Case 1, VHPT Inlet Pressure = 55 MPa)

管、伝熱管、耐圧ケーシングの肉厚が増し、建設コストが上昇する。また、肉厚の上昇は起動、停止や負荷変動にともなう高温部材の熱応力を増大し、熱疲労による機器寿命低下をもたらす。そのため、最適な主蒸気温度は図 6. 1. 1-4 からは単純に求めることはできない。本検討ではこれまでの実績に配慮し二段再熱方式の従来の圧力レベルである 35 MPa を採用することとした。

6. 1. 2 最適段落数

本検討では基本的な設定として、反動度 R を 0.5 とした。この条件でタービン毎に最も効率が高くなるような段落数 n 、段落の負荷係数 ϕ 、翼列の流量係数 ϕ の組み合わせを 700°C 級の Case 1 と同様に探した。

図 6. 1. 2-1、図 6. 1. 2-2 に Case 1、VHPT、段落数 $n=15$ と $n=20$ の例を示す。基本的な特性は 700°C 級と同じなので詳細な説明はそちらに譲る。15 段の図 6. 1. 2-1 でロータ径が 0.8 m を超える条件で最高の効率を得られる点を探すと、負荷係数 $\phi=1.5$ 、流量係数 $\phi=0.3$ になり、タービン効率 $VHPT=0.876$ が得られる。20 段の図 6. 1. 2-2 でもロータ径が 0.8 m を超える条件、すなわち負荷係数 ϕ を下げる方向で最高の効率を得られる点を探すと、負荷係数 $\phi=1.0$ 、流量係数 $\phi=0.3$ になり、タービン効率 $VHPT=0.869$ が得られる。故に、800°C 級の Case 1 では VHPT 段数として 15 段を選定し、その場合の負荷係数は 1.5、流量係数は 0.3 である。

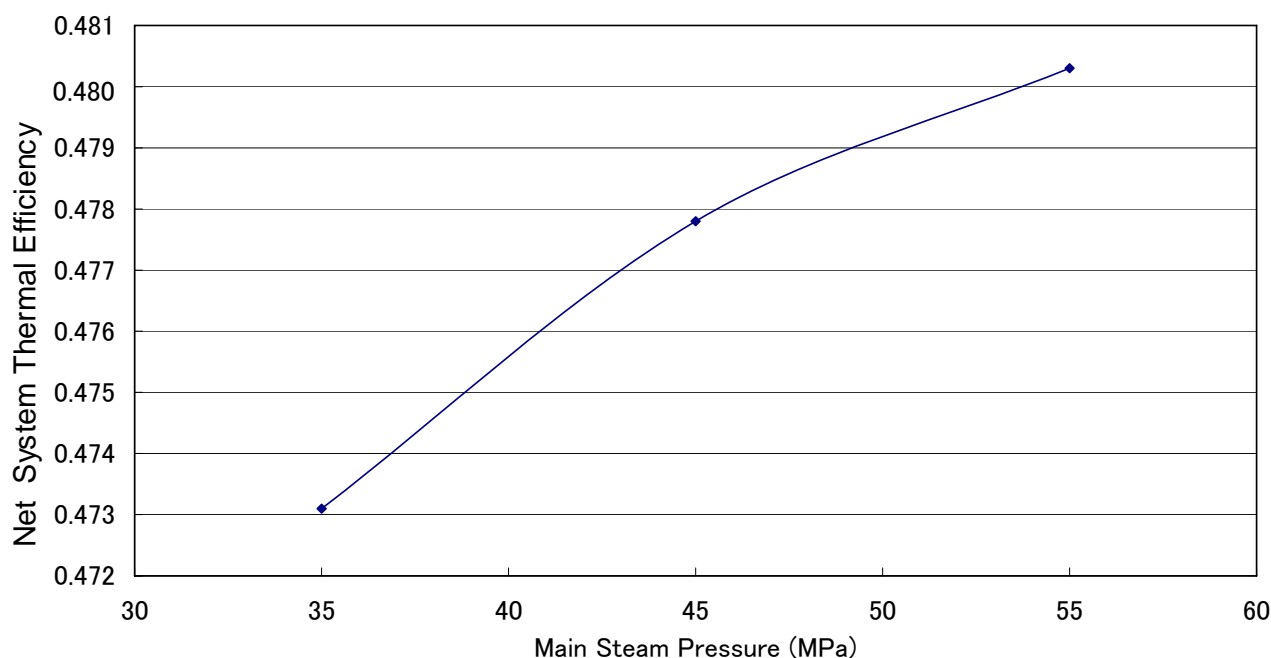


Fig. 6. 1. 1-4 Net System Thermal Efficiency (Case 1)

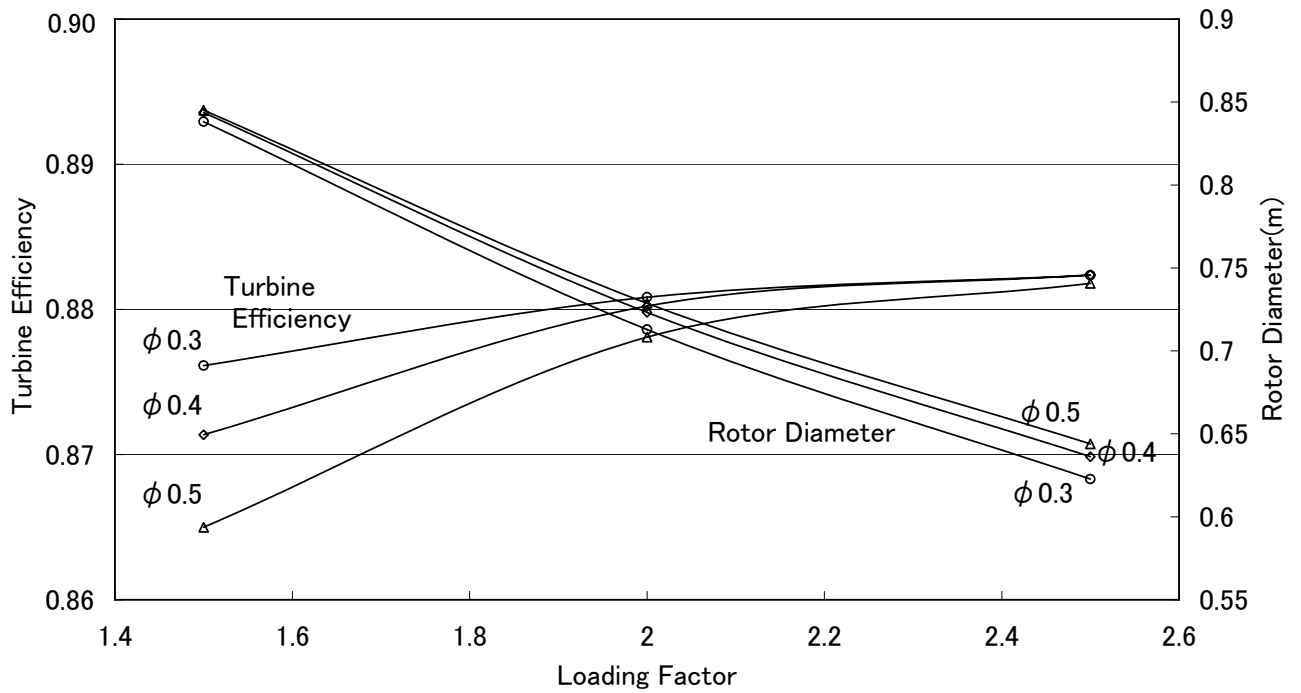


Fig. 6.1.2-1 VHPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

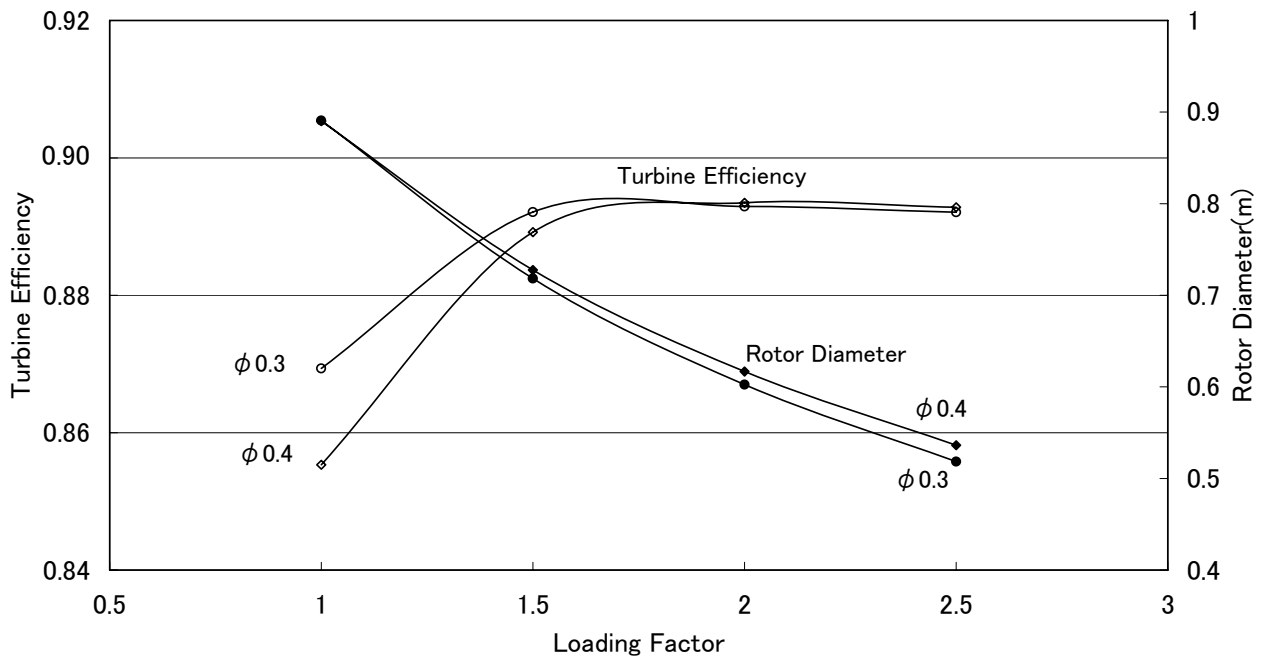


Fig. 6.1.2-2 VHPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

図 6.1.2-3、6.1.2-4 には HPT の 15 段、20 段の結果を示す。HPT の場合は圧力が VHPT よりも低いので、体積流量が増し翼の高さが高くなる。その結果、翼の根元部や先端部

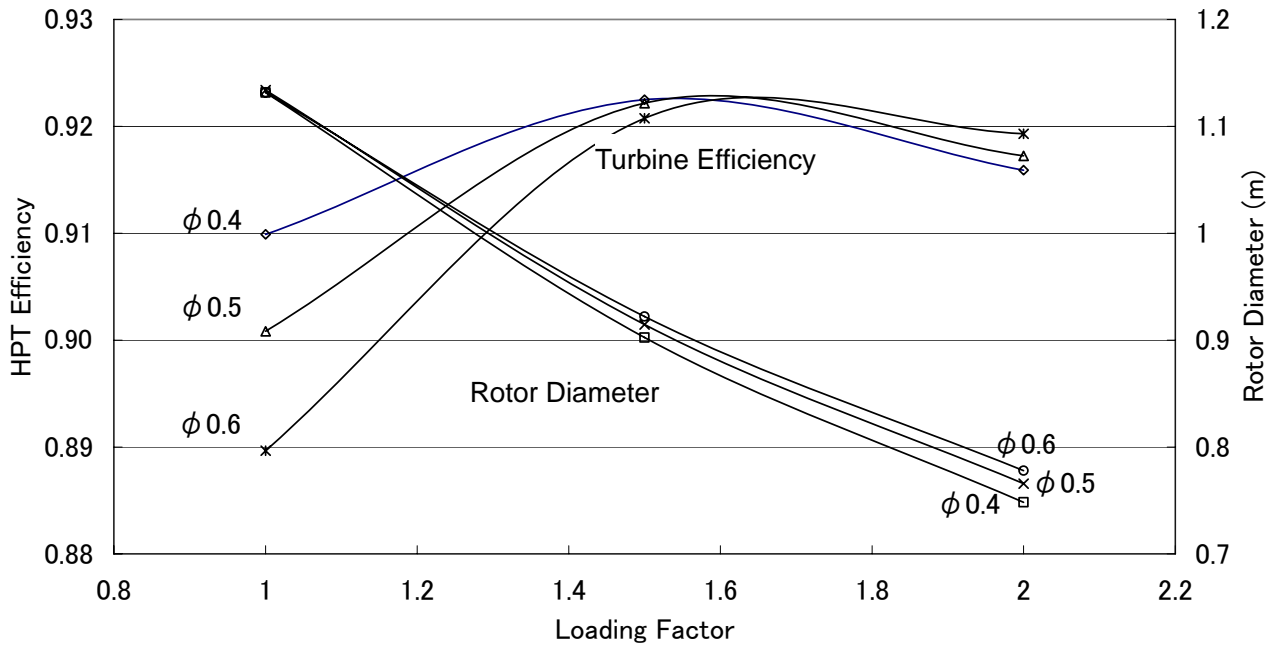


Fig. 6.1.2-3 HPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

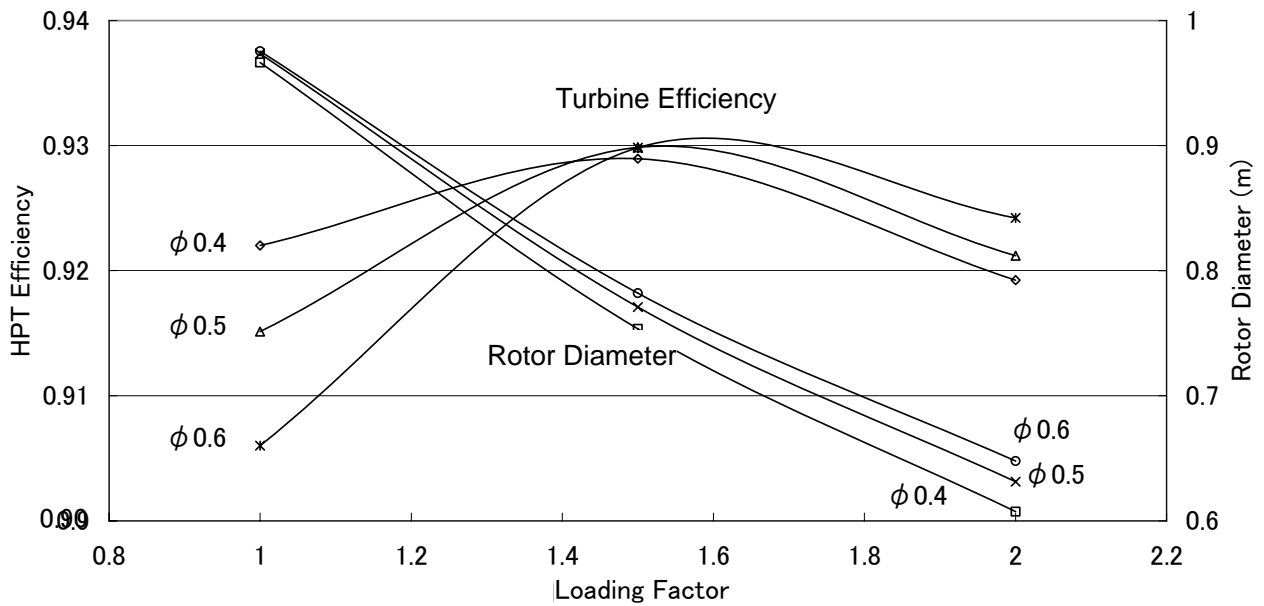


Fig. 6.1.2-4 HPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

に生じる2次流れの影響が小さくなり、流量係数を低くして翼高さを上げるよりは、むしろ流量係数を高めにし流れの転向を抑えるほうが有利になる傾向が見られるのは700℃級と同様である。そのため、効率の最大値は流量係数が高い方にシフトする。

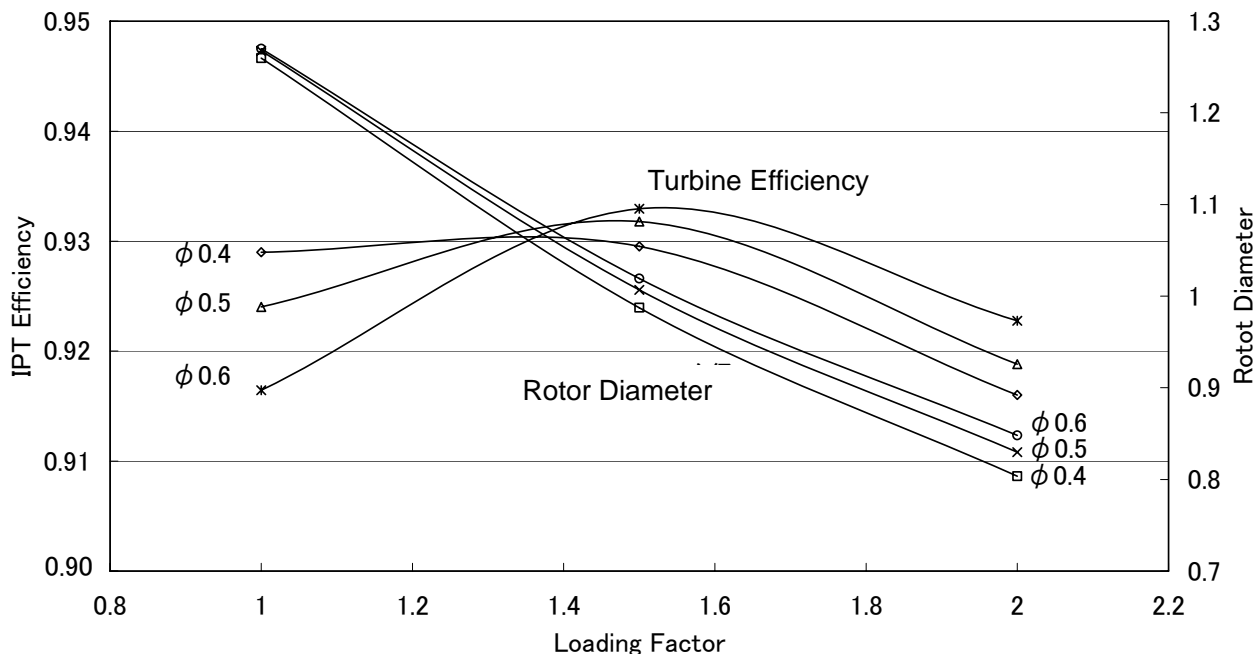


Fig. 6.1.2-5 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 15 Stages)

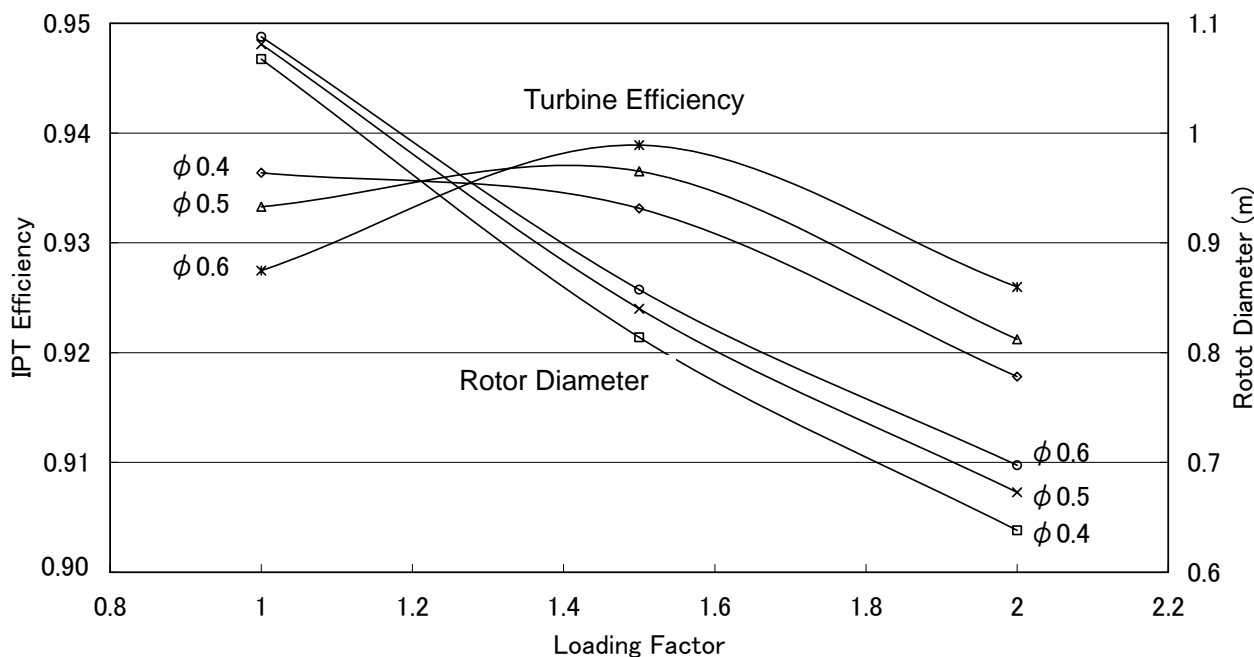


Fig. 6.1.2-6 IPT Efficiency and Rotor Diameter (Case 1, 20 Stages)

Table 6.1.2-2 Turbine Pressure and Temperature (800°C、 Case 1)

		Pressure	Temperature
		MPa	K
VHPT	Inlet	35	1070
	Exit	10.8	851
HPT	Inlet	9.74	1070
	Exit	2.6	828
IPT	Inlet	2.33	1070
	Exit	0.44	775

Table 6.1.2-3 Turbine Pressure Ratio and Design Parameters (800°C、 Case 1)

	Pressure Ratio	Flow Coefficient	Loading Factor	Number of Stages
VHPT	3.24	0.3	1.5	15
HPT	3.74	0.4	1.3	20
IPT	5.28	0.6	1.5	20

15 段の図 6.1.2-3 でロータ径が 0.8 m を超える条件で最高の効率を得られる点を探すと、負荷係数 $\phi=1.5$ 、流量係数 $\phi=0.4$ になり、タービン効率 VHPT=0.923 が得られる。20 段の図 6.1.2-4 でもロータ径が 0.8 m を超える条件、すなわち負荷係数 ϕ を下げる方向で最高の効率を得られる点を探すと、負荷係数 $\phi=1.3$ 、流量係数 $\phi=0.4$ になり、タービン効率 VHPT=0.931 が得られる。故に、800°C 級の Case 1 では HPT 段数として 20 段を選定し、その場合の負荷係数は 1.3、流量係数は 0.4 である。

図 6.1.2-5、6.1.2-6 には IPT の 15 段、20 段の結果を示す。IPT の場合は圧力が HPT よりもさらに低いので、高めの流量係数が有利になる傾向がさらにはっきりするのは 700°C 級と同様である。20 段でロータ径 0.8 m 以上の条件で最高の効率を狙うと負荷係数 1.5、流量係数 0.6 で 0.939 という値が得られ、この点を設計点として採用した。

表 6.1.2-2 には各タービンの入口と出口の圧力、温度を示す。VHPT 入口温度は 1070°C、圧力は 35 MPa である。出口温度は 851 K (578°C) であり、873 K (600°C) 以下なのでボイラへの配管等は 9Cr 鋼等の鉄鋼材料で十分対応できる。VHPT 出口から HPT 入口にかけての圧力損失と HPT 出口から IPT 入口にかけての圧力損失は 973 K (700°C) と同じ値に設定した。HPT、IPT 共に出口の温度は 9Cr 鋼または CrMoV 鋼等の鉄鋼材料で十分対応できる温度レベルとなっている。

表 6.1.2-3 には前述の検討から設定された各タービンの圧力比、流量係数、負荷係数、

Table 6.1.2-4 Turbine Efficiency and Dimensions (800°C、 Case 1)

	Turbine Efficiency	1st Stage Rotor Diameter	1st Stage Nozzle Hight	Lase Stage Blade Hight
	---	m	m	m
VHPT	0.881	0.838	0.035	0.087
HPT	0.933	0.824	0.08	0.197
IPT	0.94	0.853	0.088	0.291

段落数をまとめた。流量係数は圧力が高いほど低めの値となっている。これは前述のように高圧のタービンほど密度が高く体積流量が減るので、低い流量係数を採用することにより軸流速度を低下させ翼高さを高めにし、二次流れ損失を低下させ効率を向上することを狙っているからである。

表 6.1.2-4 には各タービンの効率とロータ径、翼高さをまとめた。700°C級と同様に翼高さを高くとれない VHPT は低めに効率になっていることがわかる。また、IPT の最終段翼高さは 291 mm となったが、700°C級と同様に従来使用されているものとほぼ同程度の高さになっている。700°C級と効率を比較して見ると、圧力比、段数、温度等が異なるにも関わらず各タービンの効率はほぼ近い値となっており、最適化がうまく行われた結果であると考えている。

図 6.1.2-7～図 6.1.2.9 には VHPT、HPT、IPT の速度三角形を示す。これらも 700°C級と同様に流量係数の設定の結果 VHPT は軸流速度が低く、HPT、IPT と増加している。また、静翼と動翼は交互に対称形になっており、反動度が 0.5 になっていることがわかる。そして、最終段での排気スワールによる損失を防ぐために、最終段のみ反動度を 0.35 とし、排気がほぼ軸方向を向き、排気スワールがほとんどなくなっていることもわかる。

図 6.1.2-10～図 6.1.2.12 には VHPT、HPT、IPT の翼配備を示す。これらも 700°C級と同様に VHPT の翼高さが低く、HPT、IPT と高くなっている。単純に圧力レベルから見るとこれらの差はもっと大きくなるのであるが、700°C級でも述べたように流量係数を VHPT で低くし、HPT、IPT と高くなっている影響と IPT をダブルフローにしたことによりそれほど極端に違いはない。

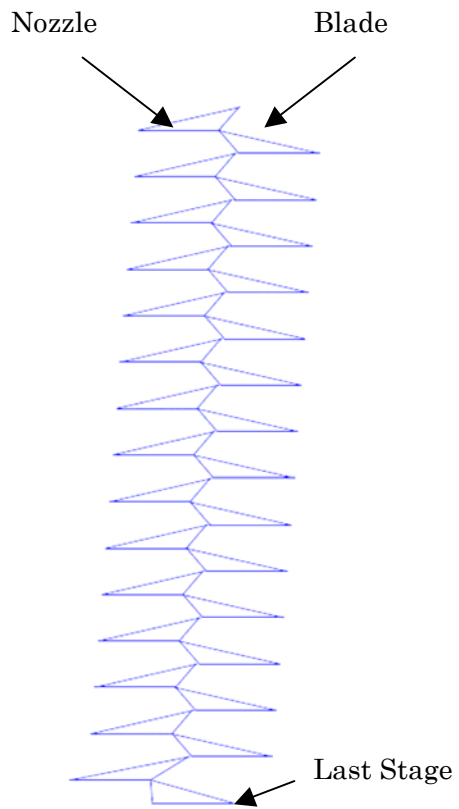


Fig. 6.1.2-7 VHPT Velocity Triangle

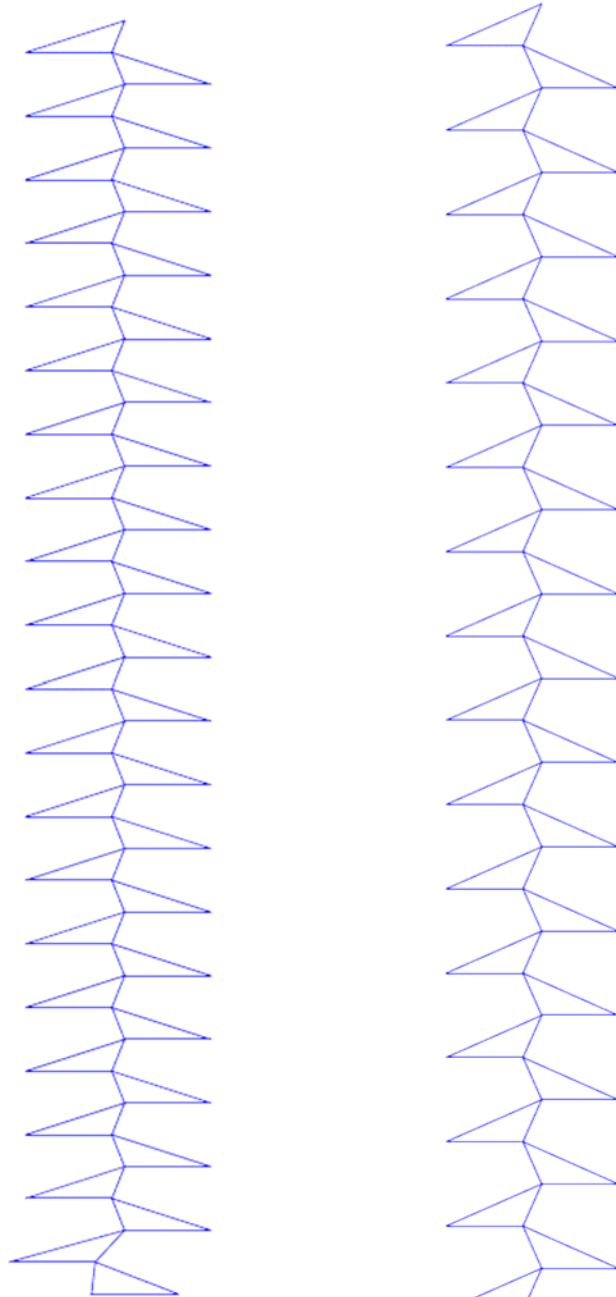


Fig. 6.1.2-8 HPT Velocity Triangle

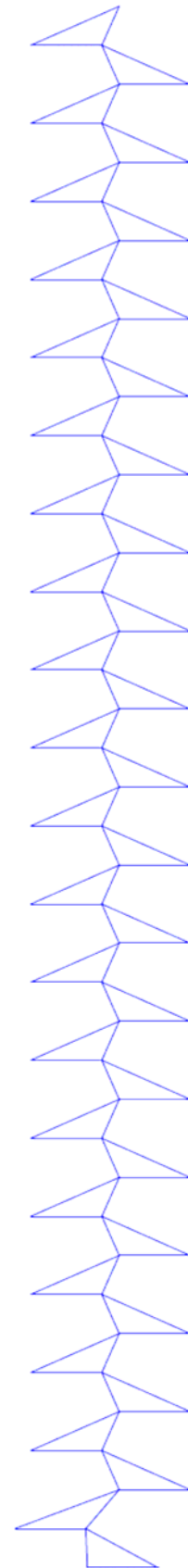


Fig. 6.1.2-9 IPT Velocity Triangle



Fig. 6.1.2-10 VHPT Blading



Fig. 6.1.2-11 HPT Blading



Fig. 6.1.2-12 IPT Blading

6.1.3 ロータと翼の強度

図 6.1.3-1 には各タービンの初段のロータ植込み部、ロータ中央部、翼根元部および最終段のロータ植込み部、翼根元部における部材の温度と引張り応力を示す。また、引張り応力のレベルを評価するために代表的なNi基ロータ材料であるIN617と代表的な耐熱鋼である12Cr鋼の10万時間クリープラプチャ応力をプロットしてある。Case 1は無冷却で高温部（VHPTの場合初段～第7段）のロータ、翼に将来材料を採用するとしている。高温部、特に初段は温度が高いため12Cr鋼では10万時間クリープラプチャ強度を満たさない。また、IN617でさえほとんど余裕の無いことがわかる。この図に示したクリープラプチャ強度は出典⁽²¹⁾⁽²²⁾からもわかるように、材料メーカーによる小型試験片の結果であり、実際の大型部材になるとさらに強度が低下するとともに、材料のばらつきも大きくなる。故に、IN617では必要な強度を満たしているとは言い難い。将来材料に要求される強度は、やはりIN617クラス材料よりも100 K高い温度で同じレベルのクリープラプチャ強度を有することである。現在では数kg程度の大きさではそのような強度を有するNi基合金が存在し、ガスタービンの翼材料として使用されているが、その温度レベルで大型のロータとして10万時間以上安定した特性を持つ材料はまだ世の中に存在しない。

一方、温度は低いが応力レベルが比較的高い最終段を見ると、一応 12Cr 鋼で対応できる温度、応力レベルとなっていることがわかる。最も応力が高い IPT 根元部の応力でも 100 MPa 以下であり、温度も十分低い。また、最も温度が高い VHPT でも 870 K 程度であり、12Cr 鋼が耐えうる範囲に十分入っている。

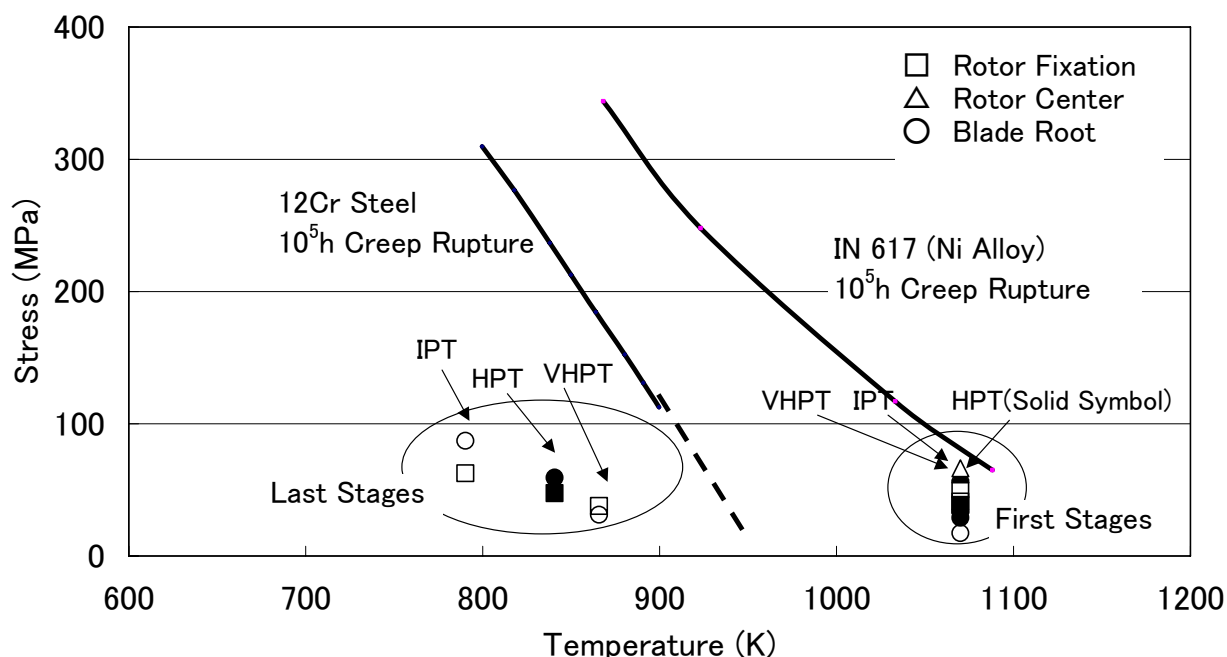


Fig. 6.1.3-1 Temperature and Stress (800°C、 Case 1)

6.1.4 マス・ヒートバランス

上述の検討の結果得られたシステム全体のマス・ヒートバランスを図 6.1.4-1 に示す。主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 1070 K(797°C)、流量 290 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力 9.7 MPa、温度 1070 K(797°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.3 MPa、温度 1070 K(797°C)である。送電端出力がほぼ 500 MW になるように基準の主蒸気流量を決め、700°C 級と同様に 3 章、4 章で述べた方法によりタービン、ボイラ等の構成機器の設計計算を逐次行いつつ、各機器の取り合い点での流量、熱量のバランスが合うように反復計算を行っている。700°C 級の場合主蒸気流量は 324 kg/s であったので 800°C 級では約 1 割減っていることになる。絶対温度で見ると 700°C 級が 973 K(700°C)、800°C 級が 1070 K(797°C)であり温度上昇にほぼ反比例して、蒸気流量が減っていることがわかる。送電端システム熱効率は 700°C 級の Case 1 で 45.9 %、800°C 級の Case 1 で 47.2 % となり無冷却同士では 1.3 ポイントの差があることがわかった。今回の計算では空力性能については 700°C 級、800°C 級で同じロスモデルを採用している。しかしながら、800°C 級の実現時期が 2030 年代前後であることを考えると空力性能面でも着実な進歩がなされて

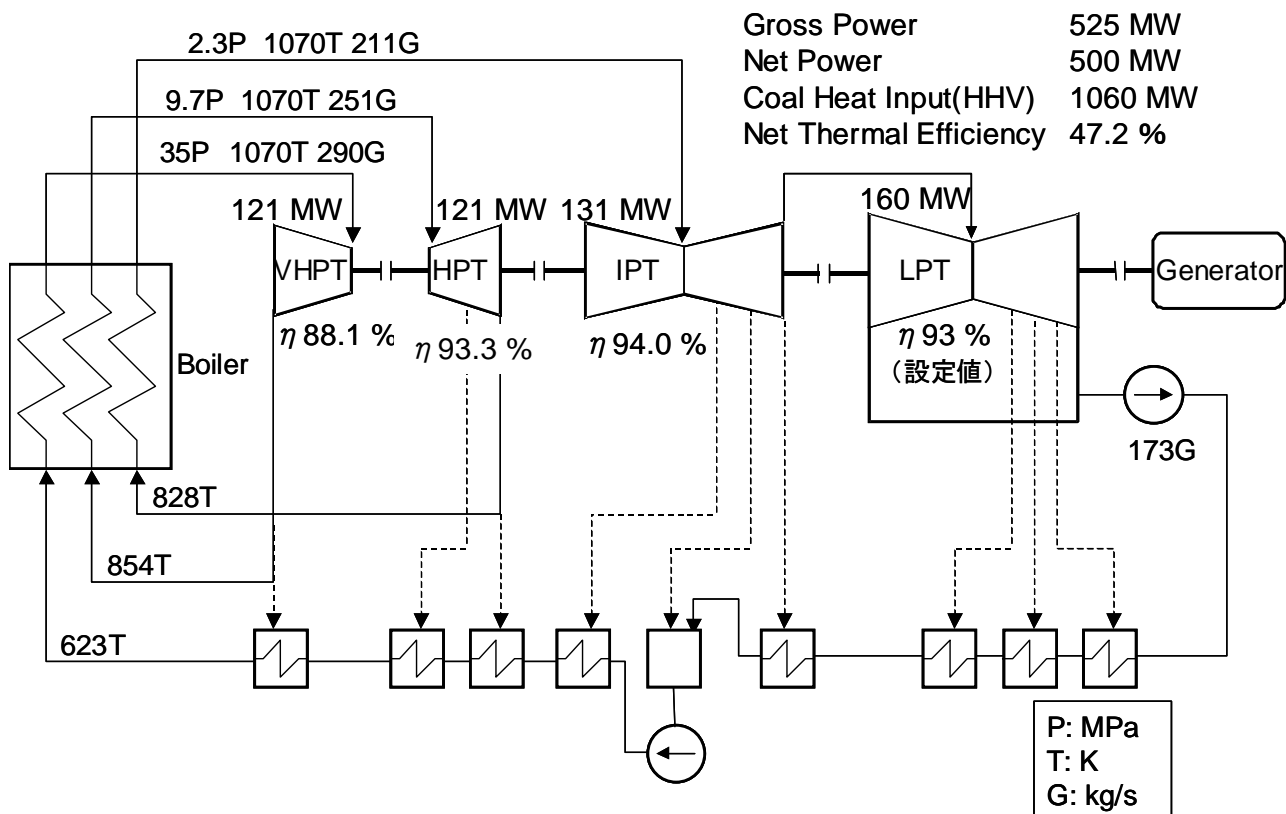


Fig. 6.1.4-1 Mass and Heat Balance (Case 1)

いるものと考えても不自然ではない。そのように考えると、今回の計算で得られた 47.2 %は控えめの値であるとしても過言ではないであろう。

6.2 Case 2 700°C級材料適用冷却式システム

6.2.1 冷却・シール蒸気量

700°C級システムと同様に 800°C級でも冷却のコンセプトを積極的に取り入れ材料への要求を緩和することができる。800°C級は 700°C級よりも将来に実現することを考えると、その時点で大型 Ni 基合金が実現している可能性が高い。Case 2 では全てのタービンに 700°C級の Ni 基合金を適用し、上流部を冷却・シールすることにより入口温度 800°Cを実現することを考えた。それには 700°C級の Ni 基合金が適用できない 973 K(700°C)以上の蒸気温度になる段落のロータを冷却、シールする必要がある。図 6.2.1-1 に Owen の方法によって得られた各段毎の動翼の上流側に必要なシール蒸気流量を示す。シール蒸気流量は Case 1 で得られた翼列蒸気条件、翼列形状、ロータ径を元に計算した。下流に行くに従い主流圧力が低下するので、それに伴いシール流量が減る。また、VHPT、HPT、IPT と圧力が低くなるに従い、冷却・シール蒸気流量が減少する。

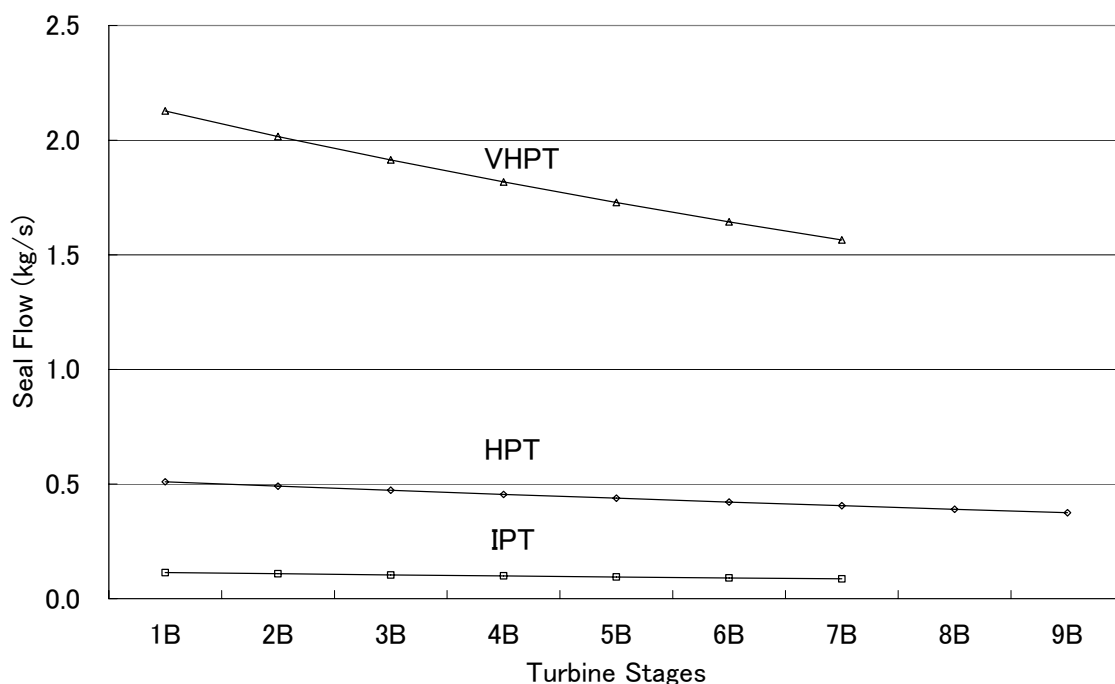


Fig. 6.2.1-1 Rotor Seal Flow (Case 2, Owen)

なお、ケーシング側シール蒸気については700℃級と同様に考え、ロータ側のシール蒸気量の50%に設定した。

6.2.2 最適圧力比、最適段落数

前項でわかったように高温部各段の冷却・シール蒸気量は1%以下であり、これらが混入しても、最適圧力比、最適段落数への影響は少ないと考え、Case 2ではCase 1と同じタービン圧力比、段落数を適用した。同様に、各段の負荷係数、流量係数も同じ値を適用した。

6.2.3 マス・ヒートバランス

上述のOwenの方法による冷却・シール蒸気量を各タービンに分配して計算したシステム全体のマス・ヒートバランスを図6.2.3-1に示す。主蒸気条件は圧力35 MPa、温度1070 K(797℃)、流量251 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力9.7 MPa、温度1070 K(797℃)、第二段再熱蒸気条件は圧力2.3 MPa、温度1070 K(797℃)である。ボイラ蒸気流量は290 kg/sをCase 1で定め、他のケースでも全て同じ値を用いているが、Case 2の場合ボイラ過熱器の途上でVHPT用の冷却・シール蒸気を39.3 kg/s抽気しているため、VHPT入口の主蒸気流量はCase 1の290 kg/sから251 kg/sまで減少する。なお、冷却・シール蒸気流量39.3 kg/sと主蒸気流量の和はボイラ蒸気量の290 kg/sに一致する。冷却・シール蒸気量はHPT全体で11.9 kg/s、IPT全体では4.2 kg/sとなった。各タービンの内部効率もCase 1と同じVHPT88.9%、HPT93.3%、IPT94.3%が得られた。送電端システム熱効率は46.8%となり無冷却であるCase 1の47.2%よりも0.4ポイント低い値と

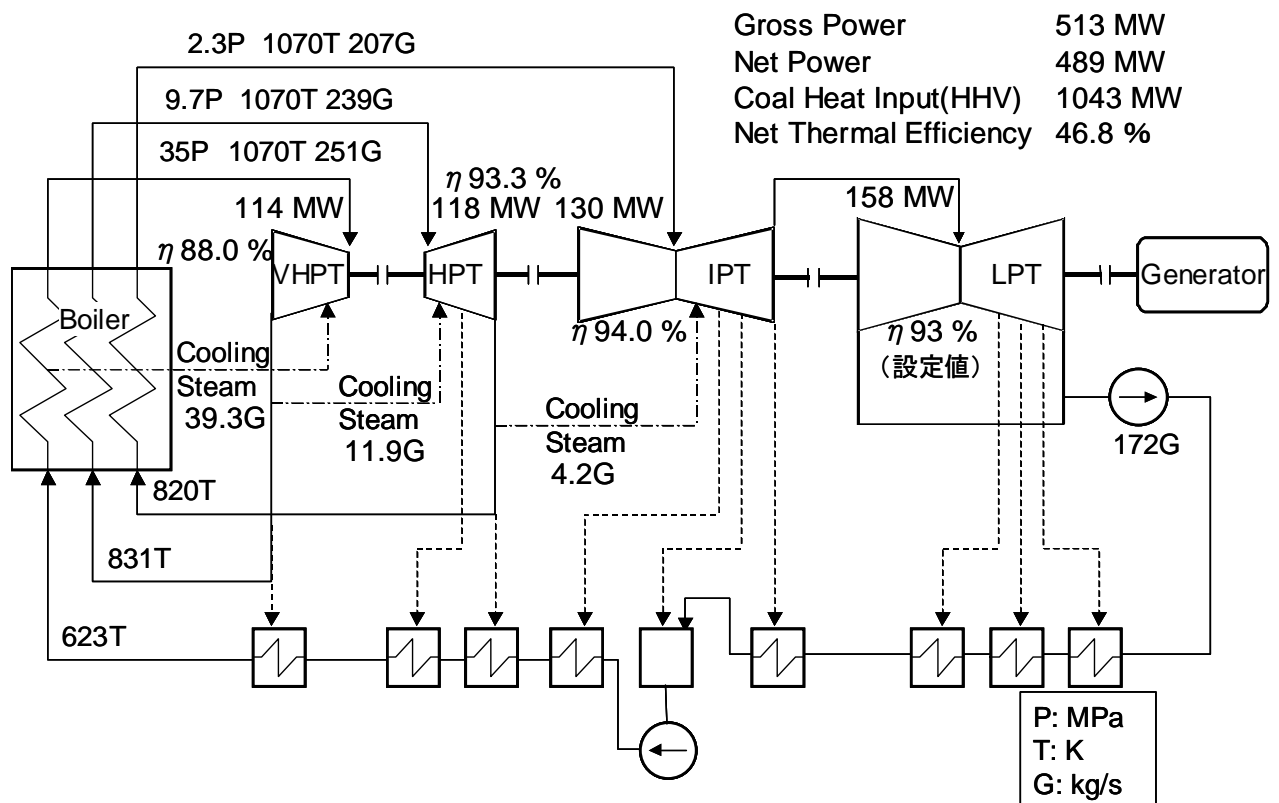


Fig. 6.2.3-1 Mass and Heat Balance (Case 2)

なった。この傾向は700℃級のCase 1とCase 3の関係と同じである。

6.2.4 動翼、ロータ冷却

無冷却の場合は翼、ロータの温度はほぼ主流蒸気の温度と同じになるが、シャンク構造を採用した段落は植え込み部、シャンク部で冷却され、ロータは低い温度に保つことができる。3.2.6項の計算モデルにより得られた各タービンの冷却第一段動翼とロータ植込み部の温度を図6.2.4-1から図6.2.4-3に示す。冷却・シール蒸気流量としてはOwenの方法による値を用いた。動翼植込み部の最高温度はIPTの第1段動翼(1B)で生じ、917 K (644℃)になるが、Ni基合金を適用すればまったく問題無い温度レベルである。Case 2のタービンは冷却を施すことによりロータに700℃級のNi基合金を使えることを特徴としている。そのため、ロータ植込み部の温度は973 K (700℃)程度以下に抑える必要があるが、最大でもVHPT1Bの899 K (626℃)であり十分低い温度に保たれていることがわかる。蒸気は空気に較べて熱伝導率が高く、高温蒸気が当たる翼面や、冷却蒸気が当たるシャンクと植込みの側面では熱伝達率がたいへん高い。そのため金属部には温度分布がつき易く、翼有効部のフィン効率は低くなると共に、翼有効部の根元と翼植込みの中間にあるシャンクでは比較的大きな温度分布ができる。これらの傾向は700℃と同様でシャンクでの冷却効果を確認することができる。

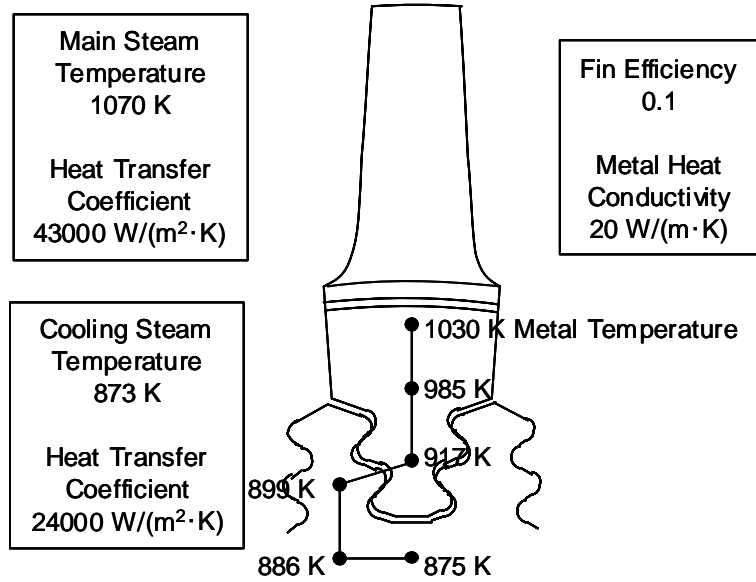


Fig. 6.2.4-1 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2, VHPT1B)

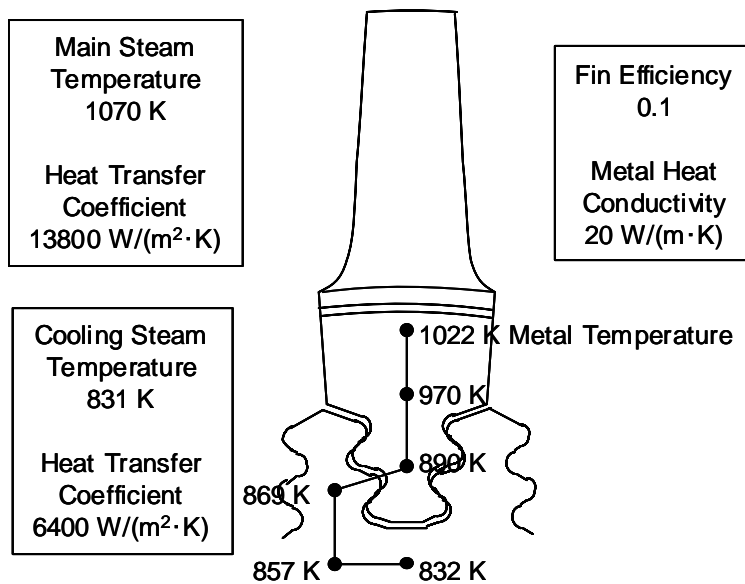


Fig. 6.2.4-2 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2, HPT1B)

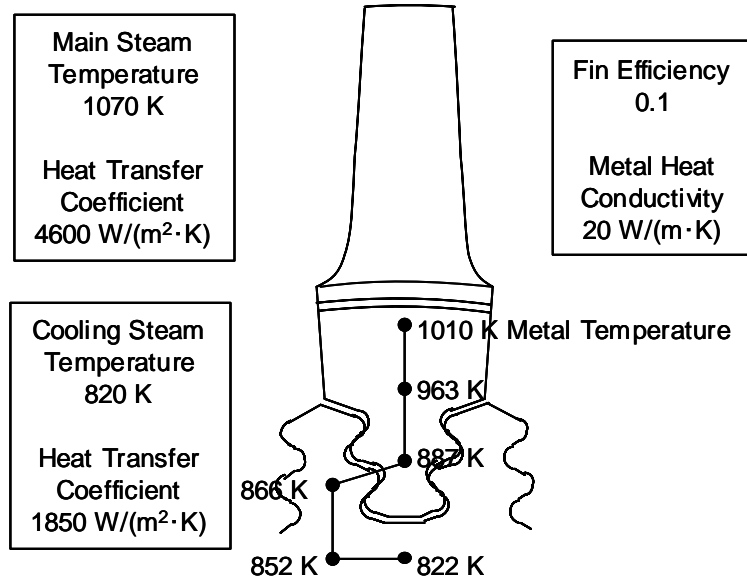


Fig. 6.2.4-3 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2、 IPT1B)

図 6.2.4-4 にはロータ各部に発生する応力、温度をプロットした。また、設計強度の目安として IN617、12Cr 鋼の 10 万時間クリープ破断強度を記入した。冷却無しの場合には発生応力が IN617 の 10 万時間クリープ破断強度に近い応力レベルとなっており、Case

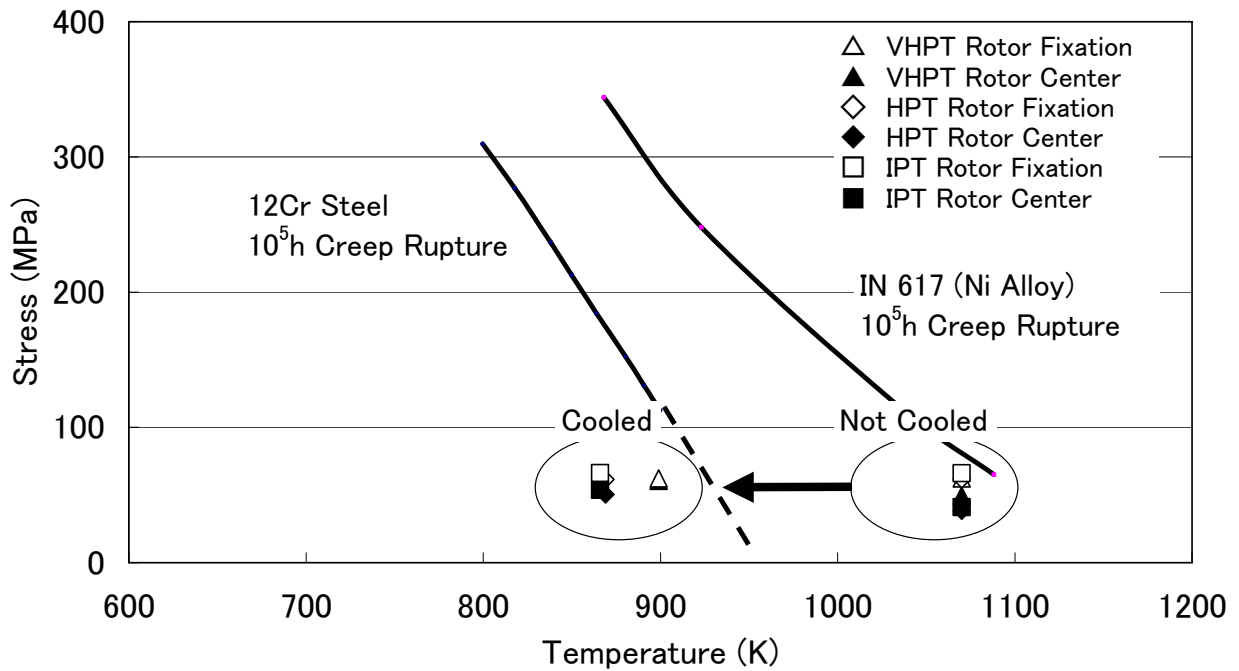


Fig. 6.2.4-4 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 2)

1でも指摘したように700℃級のNi合金は使用不可能と考えられる。一方、冷却してやるとHPT、IPTは12Cr鋼でも可能な領域に入る。VHPTの場合冷却・シール蒸気をボイラから抽気するので冷却・シール蒸気の温度には選択の幅がある。そこで、少しでも高いシステム熱効率を得るために873 K(600℃)という比較的高い温度の蒸気を利用した。それ故、VHPTの場合12Cr鋼を使える領域に入るが、余裕が少なく実際に適用する場合は精査が必要である。これらのことからわかるように冷却・シールをしてしまうと800℃級でも12Cr鋼を使えるようになることがわかる。ただし、Case 2では973 K(700℃)以下では冷却・シールを行わない設計としたので、やはりロータの一部には700℃級のNi合金が必要である。

6.3 Case 3 630℃級材料適用冷却式システム

6.3.1 冷却・シール蒸気量

Case 3はCase 2よりもさらに積極的に冷却のコンセプトを取り入れ、ロータにNi合金を使わずに、12Cr鋼でまかなおうというものである。それゆえ、冷却・シールの範囲はCase 2よりも下流側に拡大し、図6.3.1-1に示すようになる。また、Case 2でも指摘したようにVHPTの冷却・シール蒸気流量の温度を873 Kとすると第一段でロータの温度が十分下がりきらず、12Cr鋼の使用がきつくなる。それ故、VHPTの冷却・シール蒸気にはボイラから773 K(500℃)の蒸気を持ってくる設計とした。図6.3.1-1

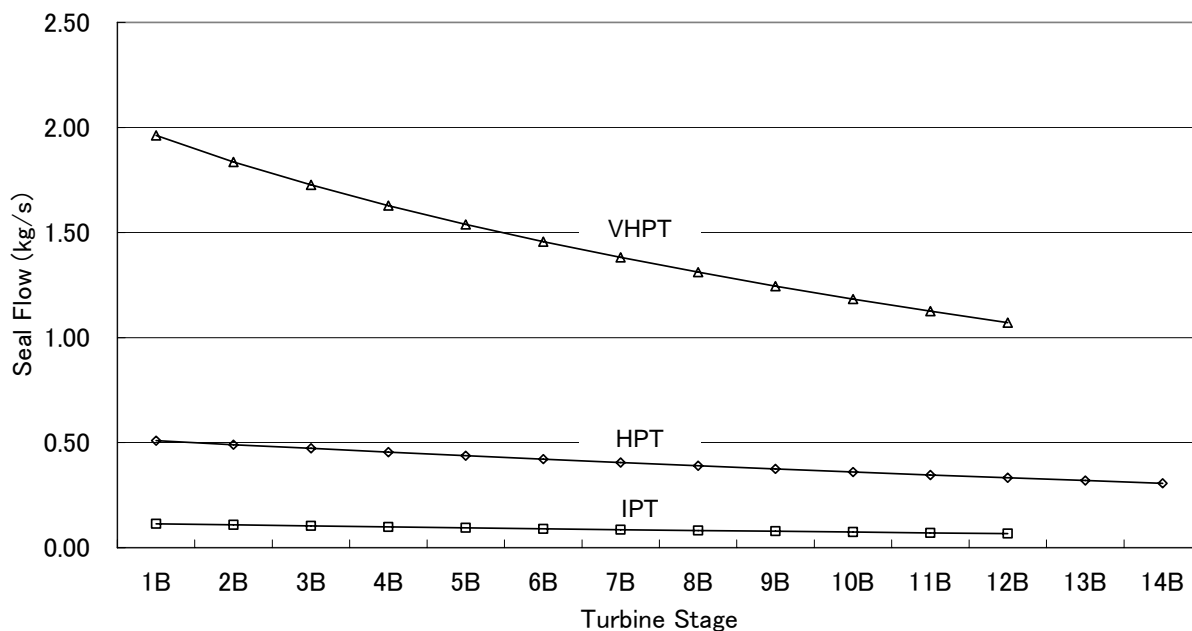


Fig. 6.3.1-1 Rotor Seal Flow (Case 3, Owen)

にタービンの各段毎に動翼の上流側のシール蒸気流量を示す。シール蒸気流量は Case 1 で得られた翼列蒸気条件、翼列形状、ロータ径を元に計算した。VHPT の場合 Case 2 よりも流量が少ないのはシール蒸気温度を下げたからである。

なお、ケーシング側の冷却は IPT、HPT と同様にシールのために主流に漏れるシール蒸気量はロータ側のシール蒸気量の 50 % に設定した。

6.3.2 最適圧力比、最適段落数

前項でわかったように高温部各段の冷却・シール蒸気量は最大で 1 % 程度であり、これらが混入しても、最適圧力比、最適段落数への影響は少ないと考え、Case 3 でも Case 2 と同様に Case 1 と同じタービン圧力比、段落数を適用した。同様に、各段の負荷係数、流量係数も同じ値を適用した。

6.3.3 マス・ヒートバランス

前述の冷却・シール量を各タービンに分配して計算したシステム全体のマス・ヒートバランスを図 6.3.3-1 に示す。主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 1070 K(797°C)、流量 236 kg/s、第一段再熱蒸気条件は圧力 9.7 MPa、温度 1070 K(797°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.3 MPa、温度 1070 K(797°C) である。ボイラ蒸気流量は 290 kg/s を Case 1

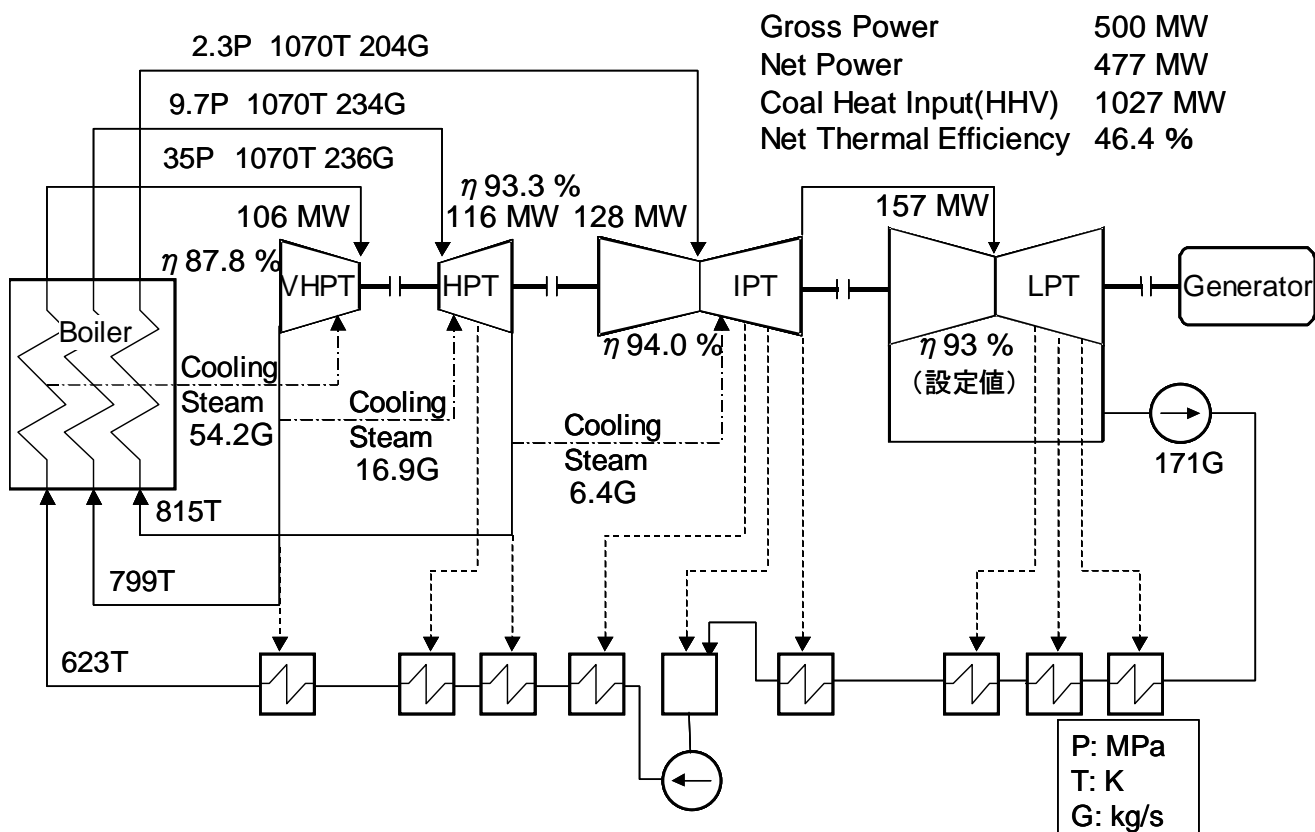


Fig. 6.3.3-1 Mass and Heat Balance (Case 3)

で定め、他のケースでも全て同じ値を用いているが、Case 3 の場合ボイラ過熱器の途上で VHPT 用の冷却・シール蒸気を 54.2 kg/s 抽気しているため、VHPT 入口の主蒸気流量は Case 1 の 290 kg/s から 236 kg/s まで減少する。なお、冷却・シール蒸気流量 54.2 kg/s と主蒸気流量の和はボイラ蒸発量の 290 kg/s に一致する。各タービンの内部効率 は VHPT87.8 %、HPT93.3 %、IPT94.0 %が得られた。HPT、IPT は Case 1、Case 2 と同じ値だが、VHPT は 0.3 %低めになっている。これは VHPT 高温部での蒸気流量低下による翼高さ低下と冷却蒸気の混合による圧力損失の影響と考えられる。送電端システム熱効率は 46.4 %となり無冷却である Case 1 の 47.2 %、Ni 基合金をロータに使用している Case 2 の 46.8 %よりもかなり低い値となった。VHPT、HPT の冷却・シール蒸気流量の多さが効いているといえる。また、VHPT 冷却・シール蒸気温度を 100℃下げたことも一因と考えられる。

6.3.4 動翼、ロータ冷却

図 6.3.4-1 に 3.2.6 項の計算モデルにより得られた Case 3 の VHPT 第一段動翼の冷却計算結果を示す。図 6.3.4-2 には VHPT、HPT、IPT のロータ各部に発生する応力、温度をプロットした。また、設計強度の目安として IN617、12Cr 鋼の 10 万時間クリープ破断強度を記入した。Case 2 では冷却・シールを行っても 12Cr 鋼の使用範囲に十分入りきれてるとは言い難い面もあったが、冷却・シール蒸気温度を 100℃下げることにより 12Cr 鋼が使用可能な領域に入ることがわかり、冷却の効果を確認できる。

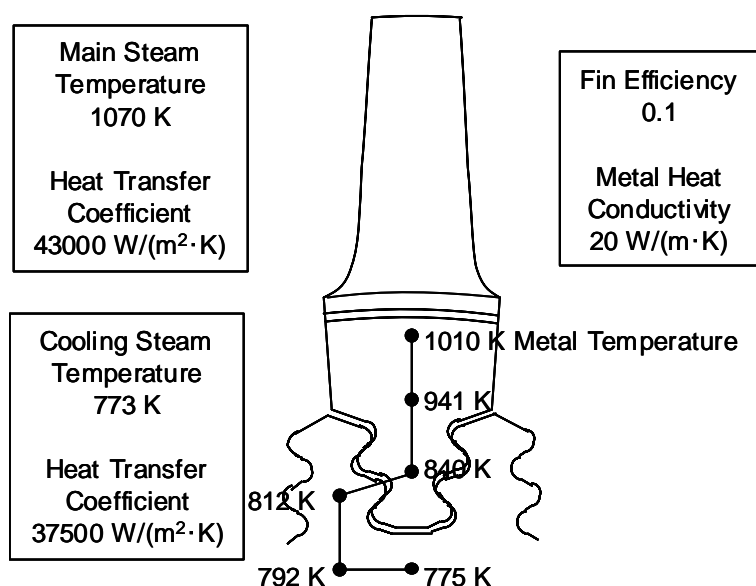


Fig. 6.3.4-1 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 3, VHPT1B)

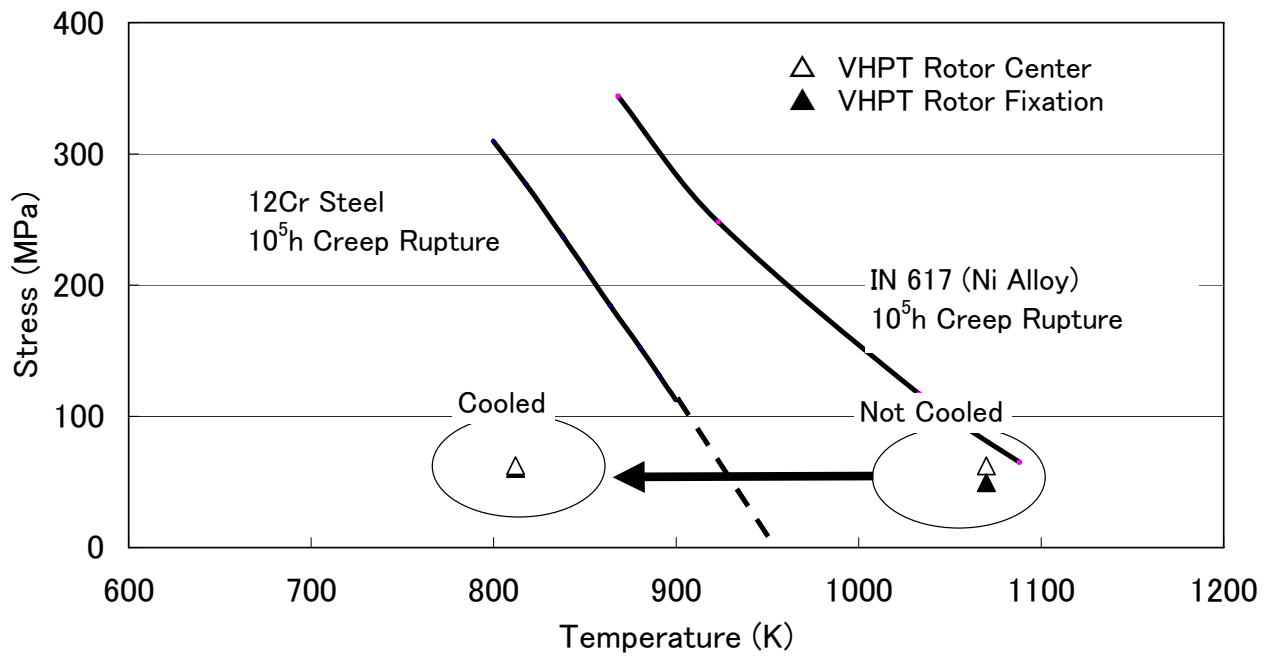


Fig. 6.3.4-2 Blade and Rotor Metal Temperature (Case 3)

6.4 Case 4 主蒸気 700°C・再熱タービン冷却式システム

6.4.1 最適圧力比

Case 4 ではVHPT入口温度を将来材料を必要としない温度である 973 K(700°C)まで下げた。そのためその温度に対応した最適圧力比を再度もとめる必要が生じた。タービン

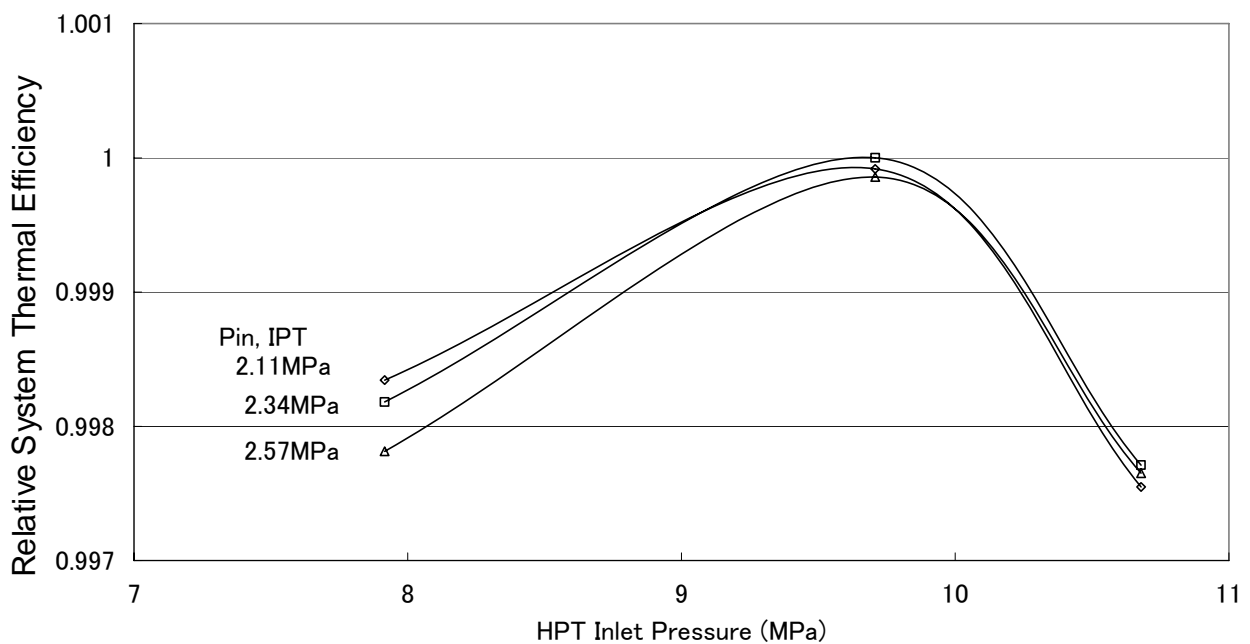


Fig.6.4.1-1 Thermal Efficiency (Case 4)

効率を固定し、HPT入口圧力、IPT入口圧力を動かした場合の相対的なシステム熱効率を図 6.4.1-1 に示す。本図では $P_{in, HPT}=9.71$ MPa、 $P_{in, IPT}=2.34$ MPaのシステム熱効率を基準 1 として他の場合と比較してある。Case 4 の場合、 $P_{in, HPT}=9.71$ MPa、 $P_{in, IPT}=2.34$ MPa の圧力の組み合わせを最適点とした。

6.4.2 マス・ヒートバランス

この Case は Case 2 から派生したもので、HPT、IPT の冷却・シール蒸気流量は Case 2 と同じ条件としてある。ただし、VHPT の入口温度は 1070 K(797°C) から 973 K(700°C) に下げ、700°C級の Ni 基合金で無冷却でいけるようにした。このようにすることにより再熱弁には将来材料が必要となるが、それ以外は従来材料と 700°C級 Ni 基合金でまかなえるようになる。送電端システム熱効率は 46.5 % となり、Case 1 より 0.7 ポイント劣るが、Case 3 よりは僅かに勝る。なお、主蒸気条件は圧力 35 MPa、温度 973 K(700°C) に下げたが、第一段再熱蒸気条件は圧力 9.7 MPa、温度 1070 K(797°C)、第二段再熱蒸気条件は圧力 2.3 MPa、温度 1070 K(797°C) である。

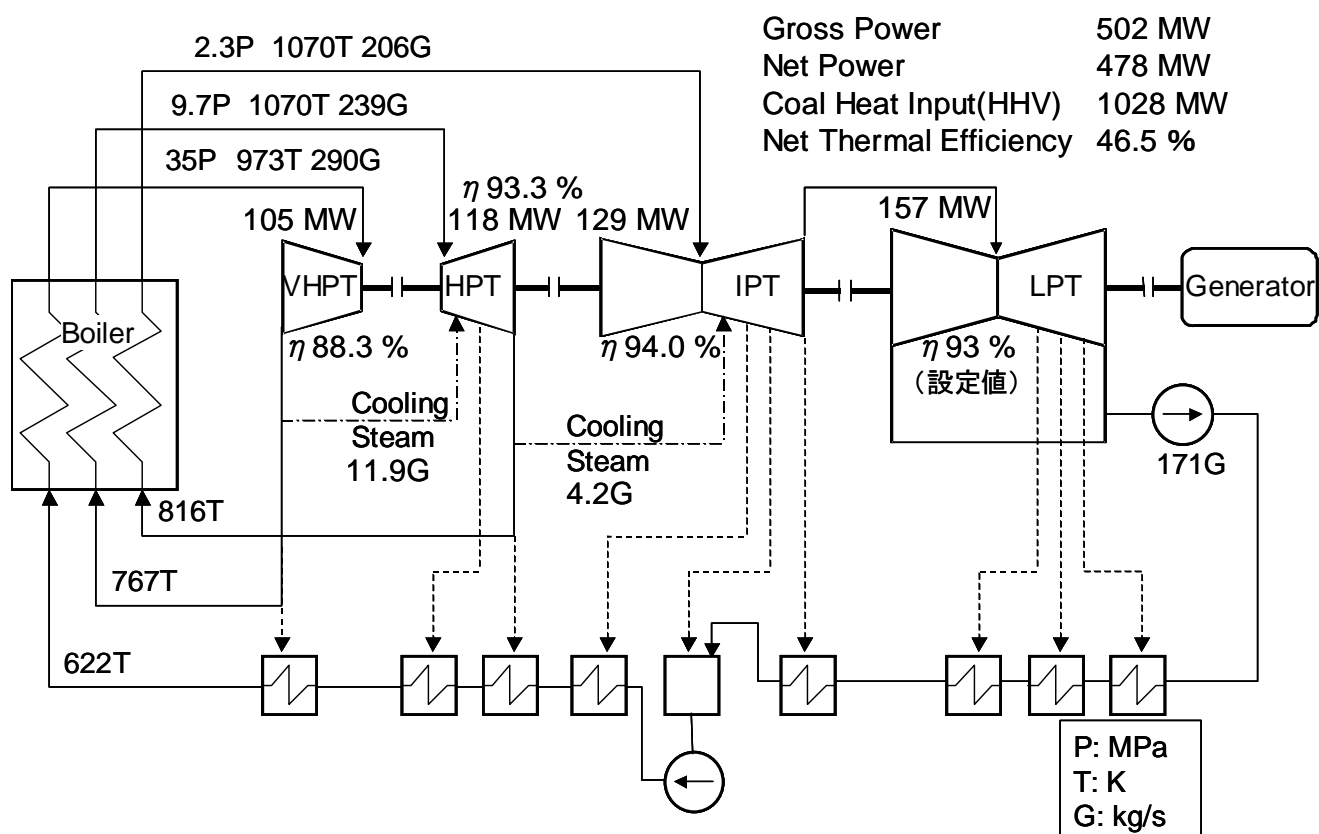


Fig. 6.4.2-1 Mass and Heat Balance (Case 4)

6.5 システム評価

6.5.1 システム熱効率

5章で検討した700℃級システムと基準とした630℃級システムを併記し、6章で検討してきた800℃級システムの送電端システム熱効率を図6.5.1-1に示す。700℃級と800℃級のCase 1はどちらも無冷却の条件である。同じ無冷却ならば800℃級では700℃級よりも1.3ポイント高い送電端システム熱効率を実現できることがわかる。700℃級の無冷却の場合は現在世界中で開発を進めているNi基合金等が目論見どおりに完成すれば実現可能なシステムであるが、開発期間、建設コスト等の問題があり、700℃級のCase 2以降の検討をしたことは第5章に述べた通りである。それでは800℃級の無冷却はどうなのかというと、この温度条件に耐えられる工業的な合金は世の中に存在する。例えばガスタービン翼に用いられているNi基合金である。しかしながら、ガスタービン翼の大きさは10kgのオーダーであり、数十トンクラスの蒸気タービンのロータを実現できるような合金ではない。故に、800℃級システムを実現するには、700℃級で論じたと同様に、合金の開発を時間をかけて進めるか、冷却等の要素、システム技術開発を推進する等の方策が必要である。しかしながら、合金開発の難しさは700℃級の比ではないと言われている。さらに、ボイラ伝熱管材料、ボイラとタービンを繋げる蒸気管材料等も開発する必要がある。一方、800℃級が実現する時期を考えると、それは700℃

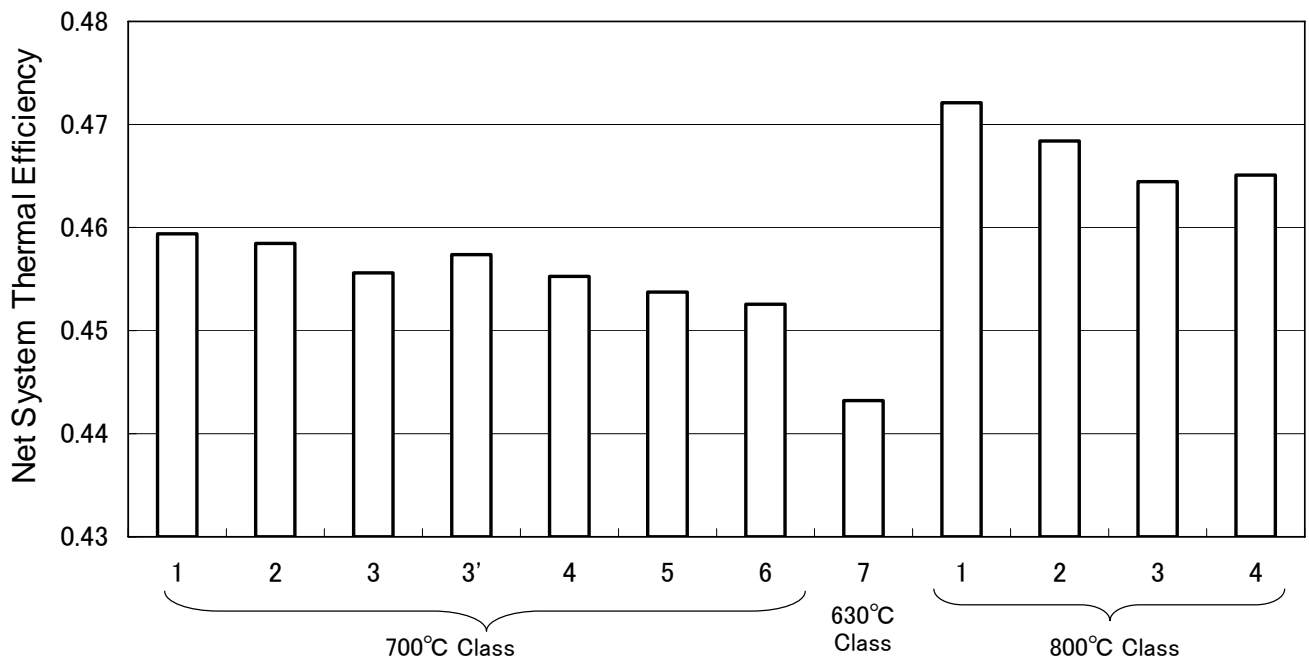


Fig. 6.5.1-1 Thermal Efficiency

級が実現する後になるはずである。その時点では700℃級の材料や冷却・シール技術開発が完了しており、その技術を800℃級に有効に活用するべきであろう。つまり、800℃級のCase 2で述べたような700℃級材料と冷却・シール技術の融合が800℃級システム実現のキーになると考える。図6.5.1-1からも明らかなように800℃級のCase 1とCase 2の送電端システム熱効率の差は0.4ポイントでしかなく、さらに冷却・シール蒸気流量を絞りうる可能性がGreen等の研究から見て取ることができる。

Case 3ではさらにロータ材料を現状の鉄鋼材料までもどした場合の検討をしている。このようにすると冷却・シール段数が増えさらにシステム熱効率が低下し、Case 1に対して0.8ポイント下がる。しかしながら、勿論材料としての開発課題は無くなる上、製造コストを下げる事が可能となる。

主蒸気弁、再熱蒸気弁はCase 2、Case 3であっても将来の材料開発に期待せざるを得ない状況にある。Case 4はその解になりうるシステムとして考えたものである。このシステムでは主蒸気温度を973 K(700℃)まで下げることにより主蒸気弁材料を現在開発が進められているNi基合金で構成することが可能である。再熱弁は将来材料が必要であるが、圧力のレベルが一桁下がるので、その開発の難しさは大幅に低減できると期待される。システム熱効率はCase 1、Case 2よりも下がるがCase 3より僅かながら上まわる。

6.5.2 二酸化炭素排出量削減効果および経済性

プラントの利用率を0.8、燃料である石炭を標準的な瀝青炭と仮定すると700℃級Case 1のプラントは1基で年間240万トン、従来技術の最高レベルである630℃級

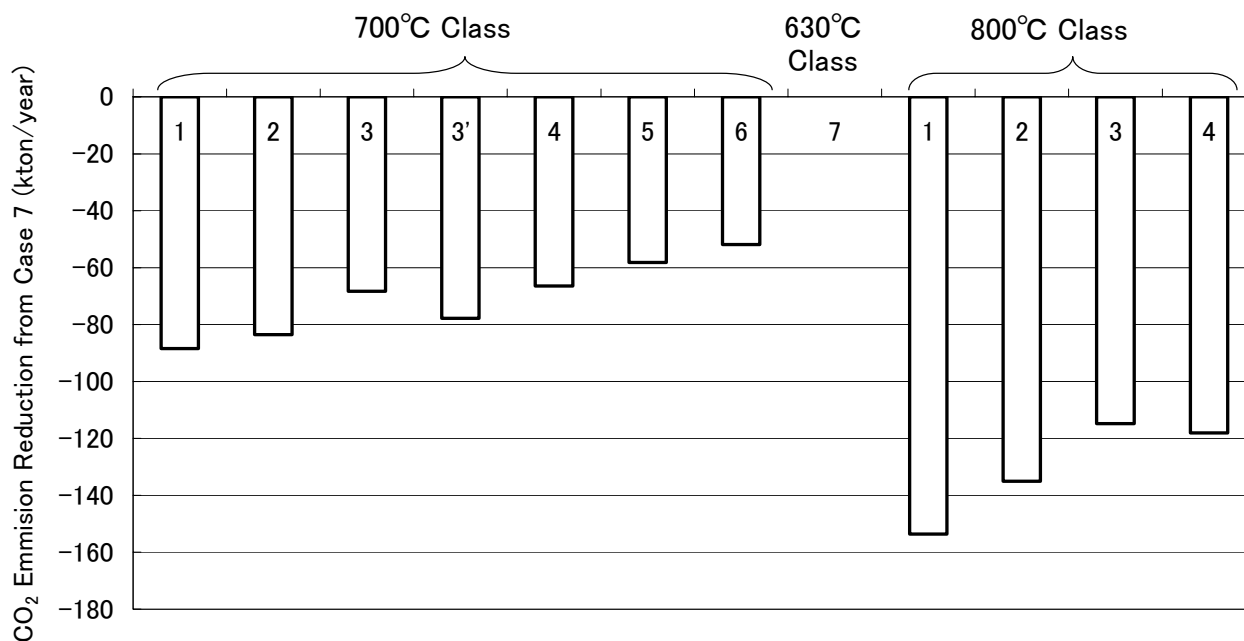


Fig. 6.5.2-1 Annual CO₂ Emission Reduction from 630°C System

(Case7)は249万トンの二酸化炭素を排出する。630℃級に対して他のケースは二酸化炭素排出量が減るがその様子を図 6.5.2-1 に示す。

700℃級と 800℃級の Case 1 はどちらも無冷却の条件であるが、同じ無冷却ならば 800℃級では 700℃級よりも年間 6.5 万トン二酸化炭素排出量を削減できることがわかる。同様に燃料コストも図 6.5.2-2 に示すように減り、800℃級では約 1.4 億円/年になる。ここで、燃料価格は 0.19 円/MJ (0.8 円/Mcal) とした。また、将来の導入が検討されている炭素税を仮に 2400 円/ton 二酸化炭素とし、それを加えると 800℃級では年間で 1.8 億円発電コストが減少することになる。プラントの寿命を 30 年と仮定すると 54 億円の差が出ることになり、トータルの発電コストを考えると、金利、税金やその他のユーティリティーコストの差を無視すれば、800℃級の Case 1 の建設コストは 700℃級の Case 1 よりも 54 億円程度高めでバランスすることになる。Case7 のプラント建設費を仮に 600 億円とすると 54 億円はその 9 %に相当する。全体のプラント機器コストの中で、ボイラ、タービン等の高温部に費やされる割合は約 4 割であり、先ほどの 9 %が全て高温部品に追加できるとすると、ボイラ、タービン等の高温部分は 23 % 建設費が高くてでもペイすると言えよう。

800 級の Case 2 でさらに突っ込んだ議論をすると、700℃級の Case 1 に対し燃料コスト、炭素税が減少しその差は年間 1.3 億、30 年で 39 億円である。タービンは冷却技術を使い材料としては 800℃の Case 2 と 700℃の Case 1 は同じ構成である。主蒸気弁、

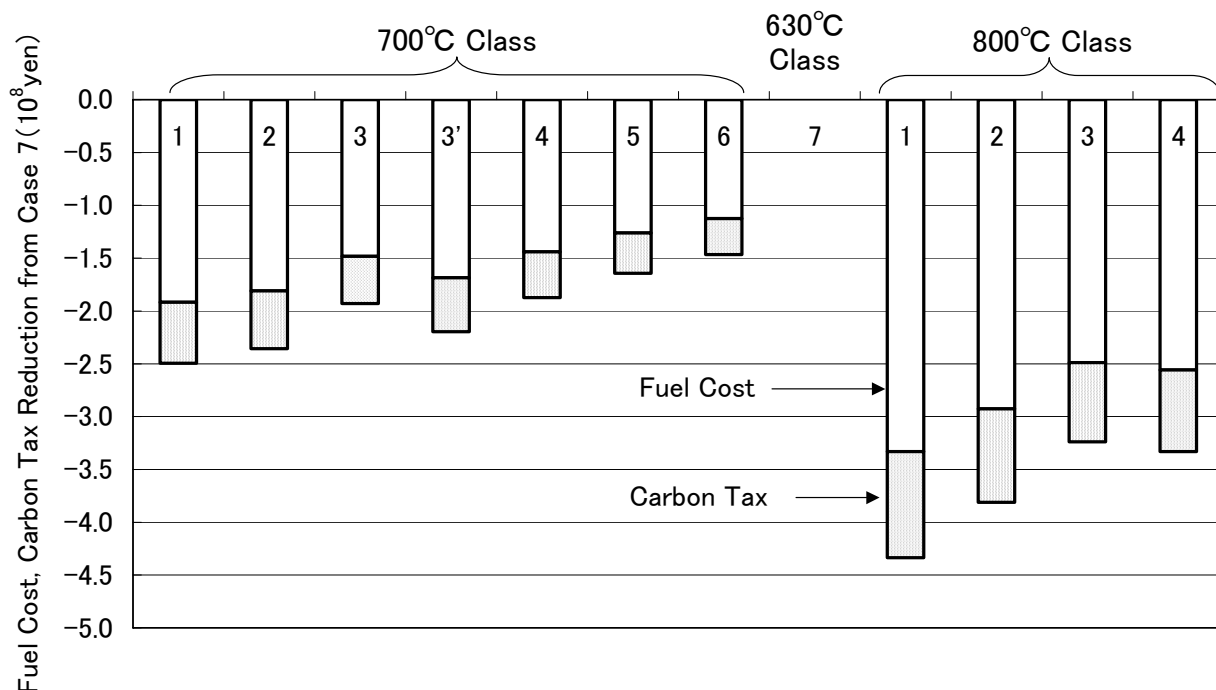


Fig. 6.5.2-2 Annual Fuel Cost and Carbon Tax Reduction from 630°C System

(Refer to Fig. 5.8.2-2)

再熱弁とそれに接続される配管が将来材料となる。また、ボイラの過熱器の一部、再熱器の一部も将来材料になる。これらの建設費用上昇分が燃料コストと炭素税の削減分に見合うような将来材料を開発する必要があるという言うことである。

800°C級の Case 3 ではタービンは従来の鉄鋼材料を使うので 700°C級の Case 3 と比較すると年間 1.3 億円、30 年で 39 億円の削減となる。

800°C級の Case 4 は主蒸気温度を下げ、HPT、IPT を冷却するのであるから、700°Cの Case では Case6 が同じ考え方である。もともと 700°C級の Case6 は「現状からの開発課題が少なく、建設費用も抑えられる割に、システム熱効率が高く二酸化炭素削減効果も狙える。」ので喫緊の課題である二酸化炭素問題に有効であると考えていた。800°C級の Case 4 は 700°C級が実現した時点において同様に「開発課題が少なく、建設費用も抑えられる割に、システム熱効率が高く二酸化炭素削減効果も狙える。」と言えよう。燃料コスト、炭素税の減少分は年間 0.8 億、30 年で 24 億円程度であるが、700°C級が実現した時点から見ると再熱弁と再熱系の比較的圧力が低い高温配管、ボイラ高温伝熱管等の材料開発で実現できることになる。

6.5.3 総括評価

700°C級の評価では、冷却技術、新しい材料との適切な組み合わせ、そして技術開発の状況と実用化の時期に配慮した適切な蒸気条件の選定が効果的であると述べた。800°C級でも同じことが言えるが、800°C級が開発される時点で既開発となっている技術を省き、さらに新たに加わる課題を明確にして議論すべきである。

その時点で既開発の技術として冷却・シール技術であり、新たに加わる課題は 800°Cで使える将来材料である。また、流体力学性能の改善は常に追及されるべき技術である。冷却・シール技術は 800°Cの高性能化に向けさらなる開発が進められるべきであろう。

上述のような見方から前項で検討した 800°C級の 4 つのケース中で以下のような 2 つのケースが特筆に値する。

まず、VHPT、HPT、IPT 全てに 700°C級の材料を適用し、上流部を冷却した Case 2 では、その時点で既存の Ni 基合金と冷却・シール技術を最大限に活用し、将来材料の適用部位を大幅に削減できる。その代わり、システム熱効率が若干低下するが、相対値で 0.4 %程度に留まる。800°C級では検討しなかったが、Green の方法により冷却・シール蒸気流量を設定できればその差は 0.3 %程度まで縮まるはずである。

さらに、VHPT 蒸気温度を 973 K (700°C) に抑え、HPT および IPT 再熱蒸気の温度のみを 1070 K (797°C) に上げるような Case 4 では再熱弁を除いて全てのタービンを従来材料または 700°C級の Ni 基合金で、また、ボイラも超高压、高温部が従来材料または 700°C級の Ni 基合金で構成できる。それにもかかわらず、相対システム熱効率は 700°C級の無冷却よりも 0.7 ポイント高く、将来も続くであろう二酸化炭素排出削減要求に対し、高いポテンシャルを持ったコンセプトであるといえる。

このように見てくると800℃級での最大の問題点はタービンよりもむしろボイラ伝熱管とボイラからタービンへの配管、弁等の高温材料であることが見えてくる。700℃級の場合はこれらについてはすでに材料としてのコンセプトもあり、時間はかかるものの現実的な開発段階に入ってきた。しかしながら、800℃級ではまだコンセプトも無く、基礎的な検討を早急に立ち上げるべきであると危惧する次第である。今後700℃級の開発と並行して、800℃級将来材料の開発が進められることを期待するものである。

7. 結論

現状使われている鉄鋼材料ではタービン入口温度の上昇は 630°C程度が限界で、それを乗り越えるには Ni 基合金を適用する必要があると言われている。Ni 基合金はジェットエンジンやガスタービンの翼等の比較的小型な部品に適用されて実績を積んできたが、蒸気タービンの場合ケーシング、ロータ、弁箱等の数十トンクラスの大型部品への展開が必要で、これまでそのような大型部品での実績は無い。また、Ni 基合金は鉄鋼材料に比べ高価でその使用には経済的な配慮が必要になる。そこで、Ni 基合金を採用するにしてもいかにその適用範囲を狭めるか、狭めるために冷却等の設計技術をいかに適用するか、そしてそのような施策により熱効率、経済性へどのような影響が生じるか等々を評価した。

上述のような研究課題に対応するために、まずシステム解析を行なう手段である計算ソフト(シミュレータ)を新たに開発した。シミュレータは蒸気発電システム全体の設計作業を全てカバーするように構成した。その上、本研究では新たに 973 K (700°C) 超級のタービンを解析する必要があるため、翼・ロータ冷却が性能に及ぼす影響や多種類の材料による部材強度を評価するための機能を与えた。そのため、タービンの性能計算はタービン効率を一括して与えるような簡易な方法ではなく、各段ごとの速度三角形、圧力、温度等の計算、いわゆる一次元のタービン設計計算を行なった上、冷却・シール蒸気混入による圧力低下を算定し、タービン全体性能を評価した。

このようなシミュレータを用いてまず 700°C級について検討を行った。基本システム構成は二段再熱形式とし、現在各国で検討が進められている代表的な条件をベースケース(Case 1)として、これから派生する 5 ケースおよび現状技術レベル 1 ケース(Case 7)の計 7 ケースについて比較検討した。その結果以下のような結論が得られた。

冷却技術が有効であり、特に新しい材料との適切な組合せにより、開発課題を軽減し、経済的なシステムを構築できる。そして、喫緊の課題である二酸化炭素問題に対しては技術開発の状況と実用化の時期に配慮した適切な蒸気条件の選定が効果的であることを示した。具体的には、検討した 7 ケースの中で以下のような 3 ケースが特筆に値する。

まず、再熱タービンの HPT、IPT を冷却したケース(Case 2)では、VHPT に Ni 基合金を使用するものの HPT、IPT では不要とし、Ni 基合金の適用部位を大幅に削減できる。その代わりに、熱効率が若干低下するが、相対値で 0.2 %程度に留まる。

また、VHPT まで冷却したケース(Case 3')では、高温蒸気のシールシステムに検証課題があるものの、VHPT も従来材料で構成でき相対熱効率低下量を 0.4 %程度に抑えられる可能性があることを示した。ガスタービンをはるかに超える圧力で作動する VHPT のシール蒸気量を低減させることと、その見積もりは重要であり、今後の技術開発が期待される。

さらに、VHPT 蒸気温度を従来レベルの 903 K(630°C)に抑え、HPT および IPT 再熱蒸

気の温度のみを 993 K (720°C) に上げるようなケース (Case 6) では再熱弁を除いて全てのタービンを従来材料で、また、ボイラも超高压、高温部が従来材料で構成できる。それにもかかわらず、相対熱効率は従来の最高レベルよりも 2 %程度高く、喫緊の課題である二酸化炭素排出削減要求に対し、高いポテンシャルを持ったコンセプトであるといえる。

次に、さらに高温化した 800°C 級について検討した。700°C 級と同様にケーススタディーを行なった。検討の結果、以下のような結論を得た。

検討した 4 ケースの中で以下のような 2 ケースが特筆に値する。まず、VHPT、HPT、IPT 全てに 700°C 級の材料を適用し、上流部を冷却した Case 2 では、その時点で既存の Ni 基合金と冷却・シール技術を最大限に活用し、800°C に耐えうるような将来材料の適用部位を大幅に削減できる。その代わり、熱効率が若干低下するが、0.4 ポイント程度に留まる。

さらに、VHPT 蒸気温度を 973 K (700°C) に抑え、HPT および IPT 再熱蒸気の温度のみを 1070 K (797°C) に上げるような Case 4 では再熱弁を除いて全てのタービンを従来材料または 700°C 級の Ni 基合金で、また、ボイラも超高压、高温部が従来材料または 700°C 級の Ni 基合金で構成できる。それにもかかわらず、相対熱効率は 700°C 級の無冷却よりも 0.7 ポイント高く、将来も続くであろう二酸化炭素排出削減要求に対し、高いポテンシャルを持ったコンセプトであるといえる。

このように見てくると 800°C 級での最大の問題点はタービンよりもむしろボイラ伝熱管とボイラからタービンへの配管、弁等の高温材料である。700°C 級の場合はこれらについてはすでに材料としてのコンセプトもあり、時間はかかるものの現実的な開発段階に入ってきた。しかしながら、800°C 級ではまだコンセプトも無く、基礎的な検討を早急に立ち上げるべきであると危惧する次第である。今後 700°C 級の開発と並行して、800°C 級将来材料の開発が進められることを期待する。

以上個別システムについて論じてきた内容を総括すると以下のように結論できる。なる。

1. 冷却技術開発やシステムの温度設定等の工夫により、高い熱効率、高い経済性を持ったシステムを構築することが可能である。全タービンに冷却技術を適用すると、700°C 級の場合無冷却に対し 0.4% 程度の相対システム熱効率低下が生じるが、ロータ、ケーシング等の大型部品に高価な Ni 基合金を使う必要がなくなる。再熱タービンのみ冷却する場合は 0.2% 程度の相対システム熱効率低下に留まる。
2. 800°C 級の場合開発時期は 700°C 級の後になると考えられ、700°C 級用に開発された耐熱合金を適用し全タービンを冷却した場合、無冷却に比べ 0.4 ポイントの相対システム熱効率低下が生じる。しかしながら、困難な 800°C 級材料の開発をタービンについては必要としない。800°C 級の最大の開発課題はむ

しろボイラ伝熱管、大型配管、弁の材料であると考えられる。

3. ある世代の開発結果を次の世代の開発に適用することにより、段階的な効率の良い開発が可能となる。このようなアプローチにより再熱蒸気温度を高く取り、主蒸気温度を抑え、再熱蒸気タービンに冷却を適用する組合せは700℃級、800℃級共に応力の厳しい主蒸気系で材料的な開発課題が無くなるので、システム全体に開発期間の短縮を可能とする。また、新材料の適用範囲が限られるので建設コストを大幅に低減できる。

謝辞

本論文を取りまとめるにあたり、慶應義塾大学理工学研究科開放環境科学専攻佐藤春樹先生の丁寧で親身なご指導をいただき、深く謝意を表します。

さらに、多忙な中、本論文の査読をしてもらった上、丁寧なご指摘をしていただいた上松公彦先生、川口修先生、小尾晋之介先生、松尾亜紀子先生、誠にありがとうございました。

また、有賀先生からは私の修士論文、そしてその後のさまざまな局面でご指導を賜り、今回の博士課程入学の際もたいへん心強い助言をいただきました。心より感謝いたします。

佐藤研究室の学生各位からは様々な支援をしていただき、特に博士課程三瀬農士氏からは親切な助言をいただき感謝いたします。また、秘書の小野理恵氏には様々な依頼事を快く引き受けていただき心よりお礼を申し上げます。

最後に我が妻啓子からは土曜日、日曜日を費やした論文作成作業に小言一つなく、私としても心置きなく邁進できました。深い感謝の意を表するものです。

引用文献

- (1) International Energy Agency, *World Energy Outlook 2004*, (2004).
- (2) United States Department of Energy Office of Fossil Energy, *FutureGen Integrated Hydrogen, Electric Power Production and Carbon Sequestration Research Initiative*, (2004).
- (3) R. Viswanathan, et al., U. S. Program on Materials Technology for USC Power Plants, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 3-19.
- (4) R. Blum, et al., Materials Development for Boilers and Steam Turbines Operation at 700°C, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 116-136.
- (5) F. Masuyama, Alloy Development and Material Issues with Increasing Steam Temperature, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 35-50.
- (6) T. -U. Kern, et al., Material and Design Solutions for Advanced Steam Power Plants, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 20-34.
- (7) B. Scarlin, et al., Material Development for Ultrasupercritical Steam Turbines, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 51-67.
- (8) A. F. Armor, et al., Supercritical Fossil Steam Plants: Operational Issues and Design Needs for Advanced Plants, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 138-151.
- (9) M. Fukuda, et al., Materials and Design for Advanced High Temperature Steam Turbines, *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, (2005), pp. 491-505.
- (10) J. M. Owen, et al., *Flow and Heat Transfer in Rotational-Disc Systems*, Research Studies Press LTD, (1989).
- (11) D. A. Campbell, Gas Turbine Disc Sealing System Design, Agard-CP-237, Paper 18.
- (12) T. Green, et al., Ingestion into the Upstream Wheel-space of an Axial Turbine Stage, ASME Paper 92-GT-303, (1992).
- (13) 「伝熱工学便覧」, 日本機械学会, (1986), pp. 46.
- (14) J. H. Horlock, *Axial Flow Turbines*, Krieger Publishing Company, (1966).
- (15) 「機械工学便覧」, 日本機械学会, (1987), B6-44-B6-45.
- (16) United States Department of Energy, Office of Fossil. Energy, *Market Based Advanced Coal Power Systems*, (1999).
- (17) M. Fukuda, et al., Recent Development of Steam Turbines with High Steam Temperatures, International Conference on Power Engineering-05 (ICOPE-05) April 5-7, (2005).
- (18) 福田雅文, 他, 「高温蒸気タービンシステムへのガスタービン技術の応用」, 第33回ガスタービン定期講演会論文集, 日本ガスタービン学会, (2005).
- (19) T. Abe, et al., An Investigation of Turbine Disk Cooling: Experimental Investigation and Observation of Hot Gas Flow into a Wheel Space, 13th CIMAC Congress, Vienna, Paper No. GT30, (1979).
- (20) 西川兼康, 他, 「わかる蒸気工学(7版)」, 日新出版, (2003).
- (21) Special Metals, *Inconel alloy 617*, Publication Number SMC-029, (2005), www.specialmetals.com.

- (22) Special Metals, *Inconel alloy 625*, Publication Number SMC-063, (2004), www.specialmetals.com.
- (23) 「1999 日本機械学会蒸気表」, 日本機械学会, (1999).
- (24) 岸田泰治, 「JFE 酸素センター京浜工場 4 号空気分離装置」, 太陽日酸技報 No.24, (2005).
- (25) European Commission, *World energy, technology, and climate policy outlook*, (2003).
- (26) 「次世代超々臨界圧プラント (A-USC) 技術開発」, エネルギー総合工学研究所, (2006).
- (27) M. Fukuda, et al., *Double Reheat Rankine Cycle for Hydrogen-Combustion, Turbine Power Plants*, *Journal of Propulsion and Power* Vol.16 No4, AIAA, July-August 2000.
- (28) 福田雅文, 他, 「次世代発電システムの開発と実用化」, 東芝レビュー, Vol.53 No.2, (1998).

著者の発表論文

1. 定期刊行誌掲載論文

- [1-1] 福田雅文, 佐藤春樹, 冷却技術を活用した 700°C級高温超臨界圧汽力発電に関するシステムシミュレーション, 日本機械学会論文集(B編), 073 巻 726 号, 2007 年 2 月.
- [1-2] 福田雅文, 佐藤春樹, 超臨界圧汽力発電の高温化に関するシステム評価, 日本機械学会論文集(B編), 72 巻 722 号, 2006 年 10 月.
- [1-3] Masafumi Fukuda, Yoshikazu Dozono, Double Reheat Rankine Cycle for Hydrogen-Combustion, Turbine Power Plants (タービン発電所における水素燃焼を実現するための 2 段再熱ランキンサイクル), *Journal of Propulsion and Power* Vol.16 No4, AIAA, July-August 2000.
- [1-4] 佐々木雅国, 福田雅文, 他, 次世代発電システムの開発と実用化, 東芝レビュー, Vol.53 No.2, 1998 年.
- [1-5] 船津徹也, 中本政志, 福田雅文, 尾形朋子, 蒸気冷却コンバインドサイクルの最適システム設計法, 日本機械学会論文集(B編), 063 巻 637 号, 1999 年 9 月.
- [1-6] 船津徹也, 中本政志, 福田雅文, 冷却技術を活用した 700°C級高温超臨界圧汽力発電に関するシステムシミュレーション, コンバインドサイクル排熱回収系の最適設計法, 日本機械学会論文集(B編), 064 巻 627 号, 1998 年 11 月.

2. 国際会議論文 (査読付きの full-length papers)

- [2-1] Shoichi Hisa, Masafumi Fukuda*, Michio Hori, Masakuni Sasaki, A Vision for Thermal Power-Plant Technology Development in Japan (日本における火力発電技術開発のビジョン), 17th Congress of the World Energy Council, September, 1998.
- [2-2] Hideo Nomoto*, Yoshikazu Kuroki, Masafumi Fukuda, Shinya Fujitsuka, Recent Development of Steam Turbines with High Steam Temperatures (高温蒸気タービンの最近の開発状況), International Conference on Power Engineering 2005, April, 2005.

3. その他の国際会議発表

- [3-1] Masafumi Fukuda*, Yoichi Tsuda, Katsuya Yamashita, Yukio Shinozaki, Materials and Design for Advanced High Temperature Steam Turbines (先進高温蒸気タービンの材料と設計), Fourth International Conference of Advances in Materials Technology, October, 2004.
- [3-2] Masafumi Fukuda*, Yoshikazu Dozono, Advanced Rankine Cycle for Hydrogen Combustion Turbine Power Plants (水素燃焼タービン発電所を実現

するための先進ランキンサイクル) , 2nd International Symposium on Advanced Energy Conversion Systems and Related Technologies, December, 1998.

- [3-3] Takashi Ogawa*, Michio Hori, Yukio Oohashi, Kenji Murata, Masafumi Fukuda, Yutaka Tamaura, Environmental-Friendly Energy System (環境にやさしいエネルギーシステム) , 33rd Intersociety Engineering Conference on Energy Conversion, August, 1998.
- [3-4] Tetsuya Funatsu*, Masafumi Fukuda, Yoshikazu Dozono, Start Up Analysis of a H₂-O₂ Fired Gas Turbine Cycle (水素酸素燃焼ガスタービンの起動解析), International Gas Turbine and Aero Engine Congress and Exhibition 1997, 97-GT-491, 1997.
- [3-5] Kazuo Saito*, Masafumi Fukuda, Suguru Amaike, TEPCO Cool Water Type IGCC Trial Design and Development of Performance Evaluation System (東京電力によるクールウォーター型IGCCの試設計と性能解析システムの開発), 11th EPRI Conference on Gasification Power Plants, October, 1992.

4. 国内学会発表

- [4-1] 福田雅文*, CO₂ 回収式メタノール発電システム, 化学工学会第 32 回秋季大会, 1999 年 9 月.
- [4-2] 福田雅文*, 岡村隆成, 次世代ガスタービンと発電システム, 第 5 回動力エネルギーシンポジウム, 日本機械学会, 1996 年 11 月.
- [4-3] 岩井保憲*, 前田福夫, 小野田昭博, 福田雅文, 不活性ガス中における水素の燃焼特性, 第 13 回ガスタービン秋季講演会, 1998 年 10 月.

*印は発表者

付録1 シミュレータの入力に関する説明

(1) メイン画面での機器、管路システムの構築

図 A1-1 にシミュレータのメイン画面を示す。メイン画面ではまず要素機器の構築を行なう。

メニューの「DESIGN」「CREATE ELEMENT」を選び、そこで現れるリストから必要な機器の名前をクリックするとその機器が構築され、メイン画面の上はその機器のアイコンが現れる。アイコンはドラッグすることによりメイン画面上のどこへでも移動することができる。このようにして必要な機器のアイコンを全て並べ終わったら次に機器の間の管路を設定する。図 A1-3 に示すように機器のアイコンを右クリックすると「Connect Element」というメニューが現れるのでさらにこれをクリックするとその機器上の繋げられるカプラのリストが表示される。カプラとは機器に管路を取り付けるための接点であり、例えば「Inlet」、「Exit」、「Cooling 1N」等がある。そこで繋ぎ込みたいカプラをクリックする。次に繋げる相手側の機器をクリックすると、そちら

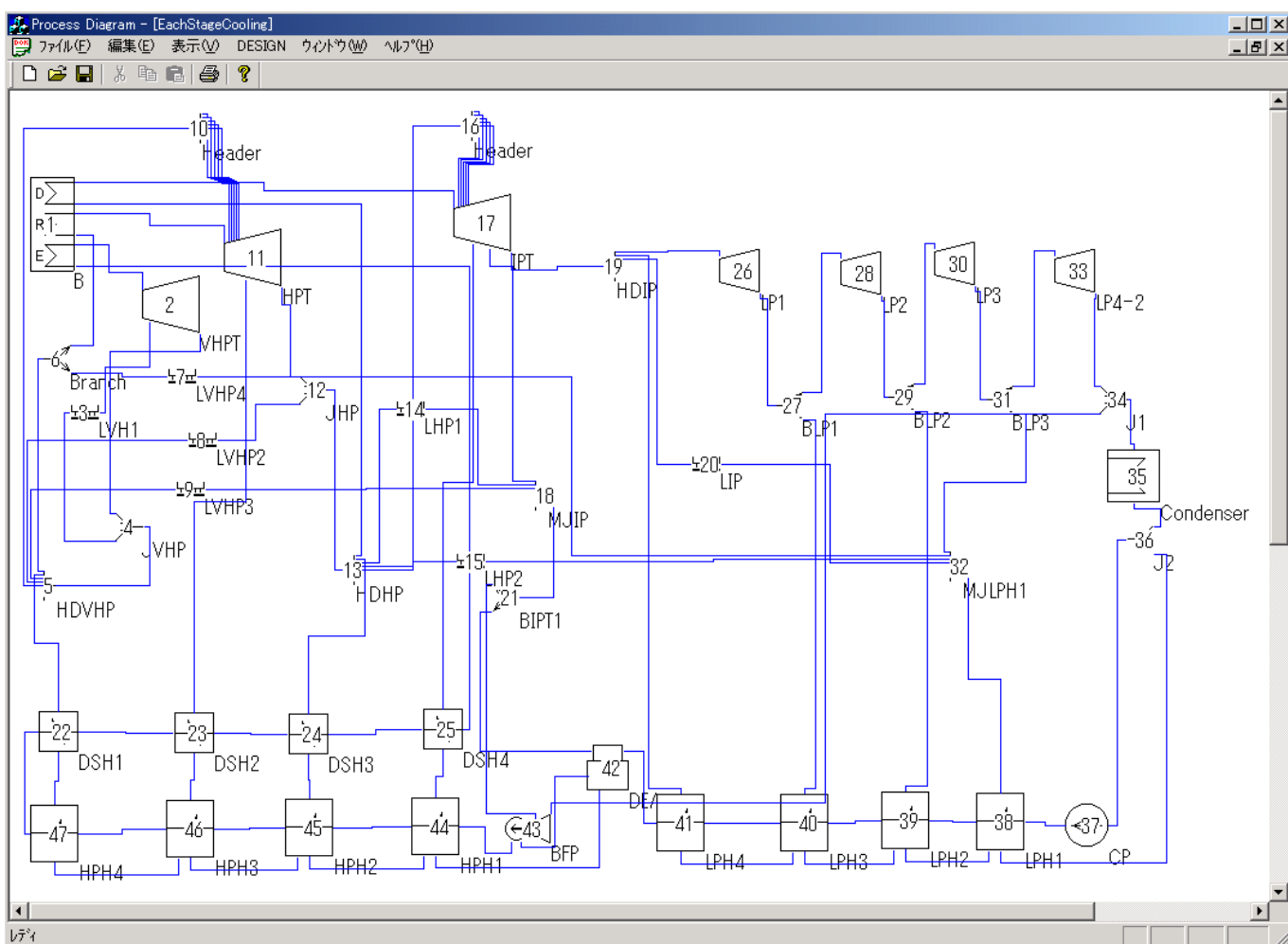


Fig. A1-1 Main Interface

の機器上の繋げられるカップラのリストが表示されるので、管路を繋げたいカップラをクリックする。こうして、二つの機器が管路により結ばれ、自動的に結線が作図される。

図 A1-3 のメニューで「Change Element Direction」を選ぶと、機器のアイコンの向きが左右逆転し、結線図の見栄えを調整することができる。

図 A1-3 のメニューで「Change Calculation Order」を選ぶと、図 A1-4 のようなダイアログボックスが現れ全体システム計算をする時の機器の計算順序を変更することができる。全体システム計算をするにはイタレーションが必要だが、計算の順番は非常に重要である。基本的には最も上流のボイラから主流蒸気の流れに沿って計算を進め、計算をするための境界条件が整った機器を優先的に計算するような順番にする。しかし、後で合流の項目で説明するように、主流蒸気の流れから見ると上流でも、流れを計算する立場から見ると下流側の機器から情報をもらう必要が生じる場合がある。

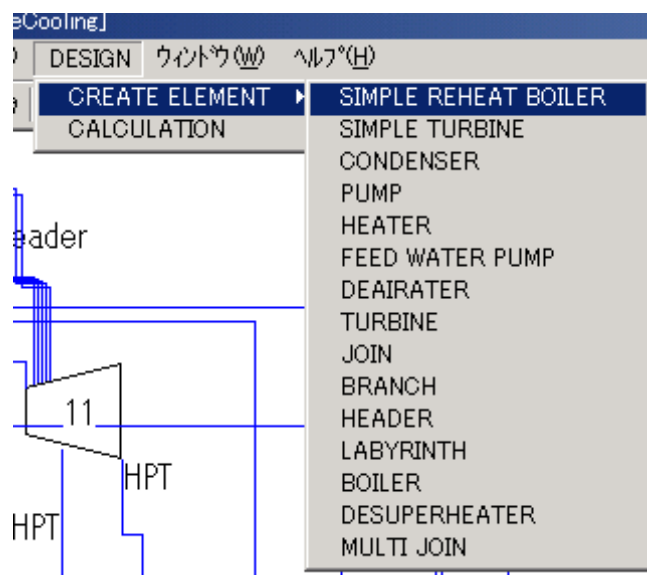


Fig. A1-2 Create Element

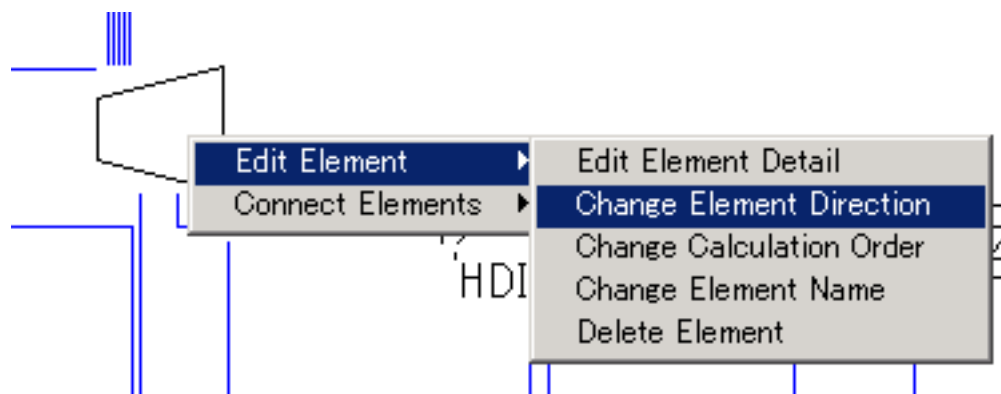


Fig. A1-3 Change Element Direction

そのために、イタレーションが必要になるのだが、このような場合の計算順序の設定には最大限の注意が必要である。

図 A1-3 のメニューで「Change Element Name」を選ぶと、図 A1-5 のようなダイアログボックスが現れ機器の名称を変更することができる。

図 A1-3 のメニューで「Delete Element」を選ぶと、その機器とこれに繋がる管路が削除される。

(2) 機器のデータ入力

各機器のアイコンをダブルクリックすると機器データ入力用のダイアログボックスが現れる。

A) ボイラ

ボイラで初めて入力をする時には図 A1-6 のような「Initial」タブがまず現れる。ここではボイラを構築するための最も基本的なデータを入力する。入力が終わったら、下部にある「Done Initial Setting」をクリックすると、他のタブを開けるようになり、詳細データの入力が可能となる。

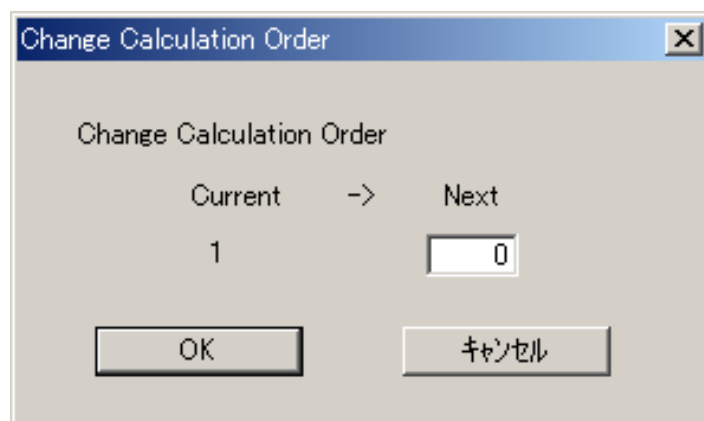


Fig. A 1-4

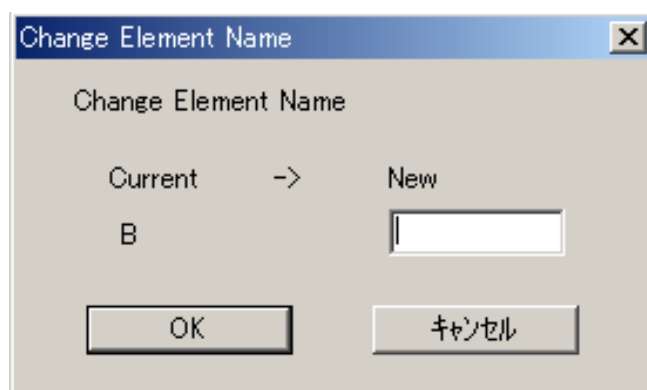


Fig. A1-5 Change Element Name

そして「Initial」タブでの操作はできなくなるが、他のタブで「Initial」タブで入力したデータの変更が可能である。

「Main」タブでは熱交換器の配置等について入力する。ここで入力する蒸気流量の内再熱蒸気流量は初期設定値であり、全体システム計算のイタレーション中にタービン排気から正しい流量を得て、自動的に修正される。「F」と書いてあるラジオボックスは火炉の位置を示す。この例では火炉は「Eva 1」にしか割り当てていないので一番上をチェックしてあるが、もしも「SH 1」も火炉に入れるならば、2番目をチェックする。「2」と書いてあるラジオボックスはダクトを縦に二分割するケースを考えている。この例では「RH 1」の入る部分を二分割している。

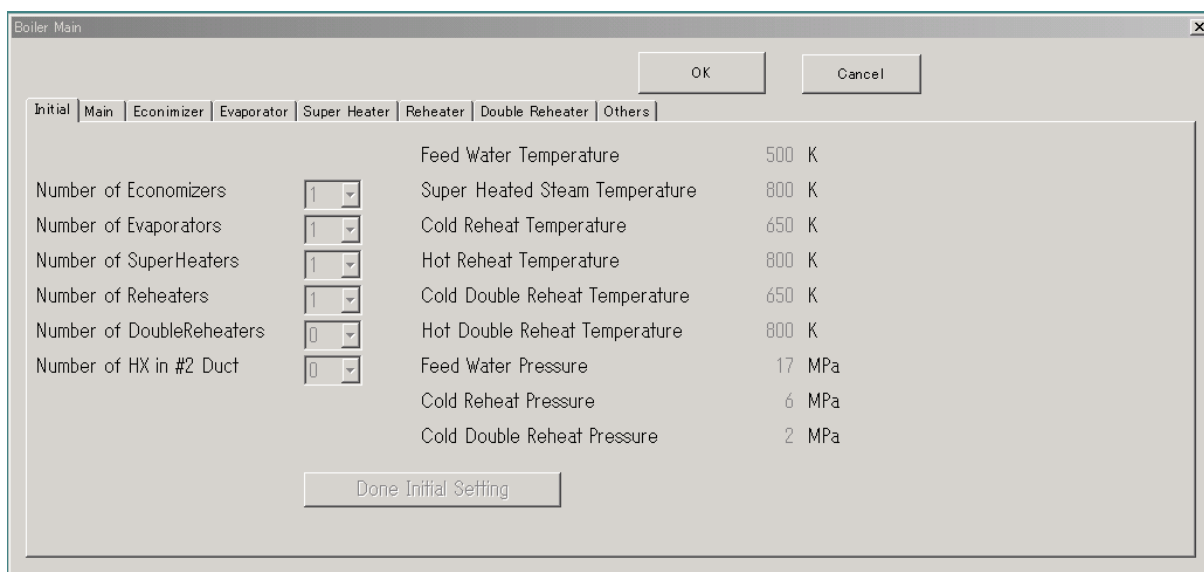


Fig. A1-6 Boiler Initial Setting

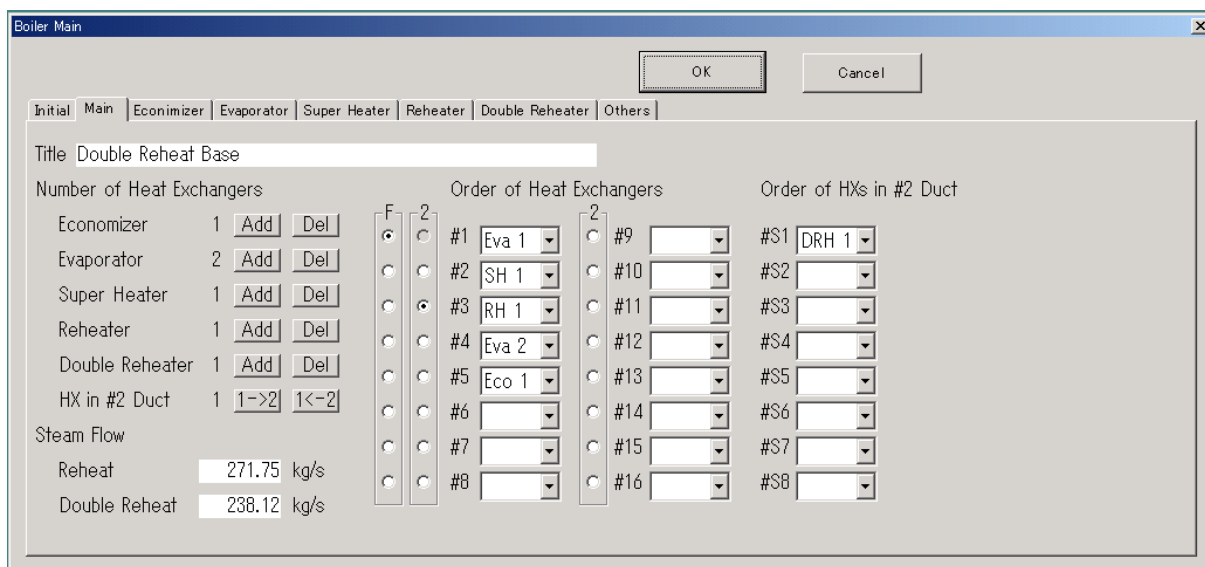


Fig. A1-7 Boiler Main Interface

そして相手側にはいる熱交換器は「DRH 1」である。もしも「RH 1」から「Eco 1」まで二分割したければ5番目のラジオボックスもチェックする。

「Economizer」タブでは図 A1-8 のように節炭器に関するデータを入力する。

「Evaporator」タブでは図 A1-9 のように蒸発器に関するデータを入力する。ここで入力する流量は全体システム計算の流量の源となるので、イターレーションにより変更されることはない。

「Super Heater」タブでは図 A1-10 のように過熱器に関するデータを入力する。

「Reheater」タブでは図 A1-11 のように再熱器に関するデータを入力する。再熱器の場合、全体システム計算のイタレーションの過程で入口の温度、圧力は上

Eco #	Exit Temperature (K)	Pressure Drop Coefficient	Water Flow Velocity (m/s)	Tube Outer Diameter (m)	Tube Wall Thickness (m)	Material	Tube Pitch Longitudinal (m)	Tube Pitch Transverse (m)	Hoop Stress Safety Factor
1	642.30	0.0200	5.00	0.0381	0.0050	1	0.1000	0.1160	1.00
2									
3									
4									
5									

Fig. A1-8 Boiler Economizer Interface

Eva #	Tube Outer Diameter (m)	Tube Wall Thickness (m)	Material	Steam Flow (kg/s)	Hoop Stress Safety Factor
1	0.0800	0.0100	1	224.17	1.00
2	0.0800	0.0100	1	100.00	1.00
3					
4					
5					

Fig. A1-9 Boiler Evaporator Interface

流にある機器、管路から決まってくるので、ここでの入力の内入口温度、入口圧力の入力は初期値である。

「Double Reheater」タブでは図 A1-12 のように第二段再熱器に関するデータを入力する。第二段再熱器の場合も、全体システム計算のイタレーションの過程で入口の温度、圧力は上流にある機器、管路から決まってくるので、ここでの入口温度、入口圧力の入力は初期値である。

「Others」タブではその他ボイラの計算に必要なデータを入力する。タービン冷却蒸気のうちボイラから抽気する蒸気の温度、流量はここで入力する。抽気点は第一過熱器である。

SH #	Exit Temperature (K)	Pressure Drop Coefficient	Steam Flow Velocity (m/s)	Tube Outer Diameter (m)	Tube Wall Thickness (m)	Material	Tube Pitch Longitudinal (m)	Tube Pitch Transverse (m)	Hoop Stress Safety Factor
1	976.15	0.0200	30.00	0.0381	0.0050	1	0.1000	0.1160	1.00
2									
3									
4									
5									

Fig. A1-10 Boiler Super Heater Interface

RH #	Exit Temperature (K)	Pressure Drop Coefficient	Steam Flow Velocity (m/s)	Tube Outer Diameter (m)	Tube Wall Thickness (m)	Material	Tube Pitch Longitudinal (m)	Tube Pitch Transverse (m)	Hoop Stress Safety Factor
1	996.15	0.0722	30.00	0.0381	0.0050	1	0.1000	0.1160	1.00
2									
3									
4									
5									

Fig. A1-11 Boiler Reheater Interface

Boiler Main

OK Cancel

Initial Main Economizer Evaporator Super Heater Reheater Double Reheater Others

Inlet Temperature 788.46 K
 Inlet Pressure 2.8930 MPa

DRH #	Exit Temperature (K)	Pressure Drop Coefficient	Steam Flow Velocity (m/s)	Tube Outer Diameter (m)	Tube Wall Thickness (m)	Material	Tube Pitch Longitudinal (m)	Tube Pitch Transverse (m)	Hoop Stress Safety Factor
1	996.15	0.0739	30.00	0.0381	0.0050	1	0.1000	0.1160	1.00
2									
3									
4									
5									

Fig. A1-12 Boiler Double Reheater Interface

Boiler Main

OK Cancel

Initial Main Economizer Evaporator Super Heater Reheater Double Reheater Others

Air Preheater Exit Air Temperature 573.15 K
 Furnace Exit Gas Temperature 1998.45 K
 Boiler Exhaust Gas Temperature 408.15 K
 Excess Air Coefficient 1.150
 Radiation Heat Loss Coefficient 0.00200
 Other Heat Loss Coefficient 0.00500
 MCR/100% Flow Ratio 1.000
 Combustion Efficiency 0.9980
 Furnace Exit Gas Velocity 20.00 m/s
 Turbine Cooling Steam Flow 0.000 kg/s
 Turbine Cooling Steam Temperature 0.00 K

Fig. A1-13 Boiler 'Others' Interface

B) タービン

タービンの最も上位の入力ダイアログボックスを図 A1-14 に示す。最初にこのダイアログボックスを開くと段落数のみが入力可能となっており、段落数をセットすると他のデータの入力が可能になる。「Add Stage」ボタンをクリックすると、現在の最終段の後にもう一段加えられる。「Remove Stage」ボタンをクリックすると最終段が削除される。「Turbine Inlet」、「Turbine Exit」、「Stage 1」等のボタ

Fig. A1-14 Turbine Main Interface

Fig. A1-15-1 Turbine Inlet Interface

をクリックすると、さらに下位のダイアログボックスが現れさらに詳細なデータを入力できるようにしてある。最下段にはパラメータスタディー用に全段の負荷係数、流量係数、反動度を一挙に変更するためのエディットボックスと入力確定用のボタンを配した。

「Turbine Inlet」のボタンをクリックすると図 A1-15-1 のダイアログボックスが現れタービン入口データの入力ができる。

「Turbine Exit」のボタンをクリックすると図 A1-15-2 のダイアログボックスが現れタービン出口データの入力ができる。

「Stage 1 等」のボタンをクリックすると図 A1-16 のダイアログボックスが現れタービン段ごとの詳細なデータの入力ができる。PCD（段落平均径）はタービン全

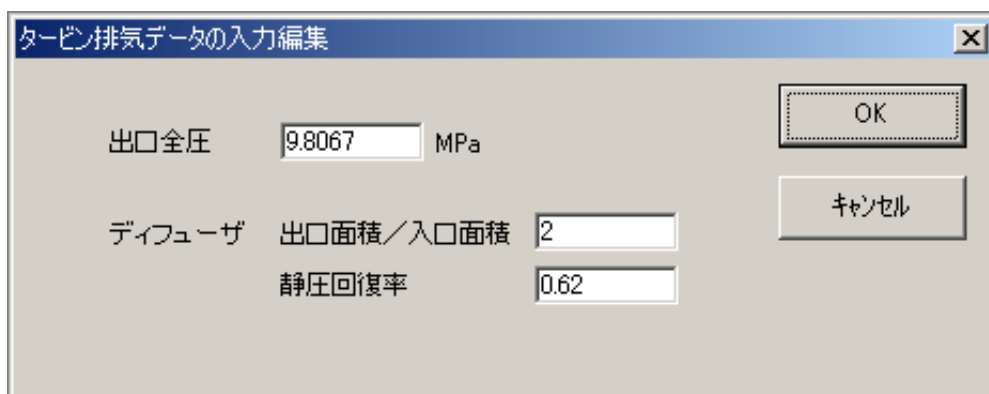


Fig. A1-15-2 Turbine Exit Interface

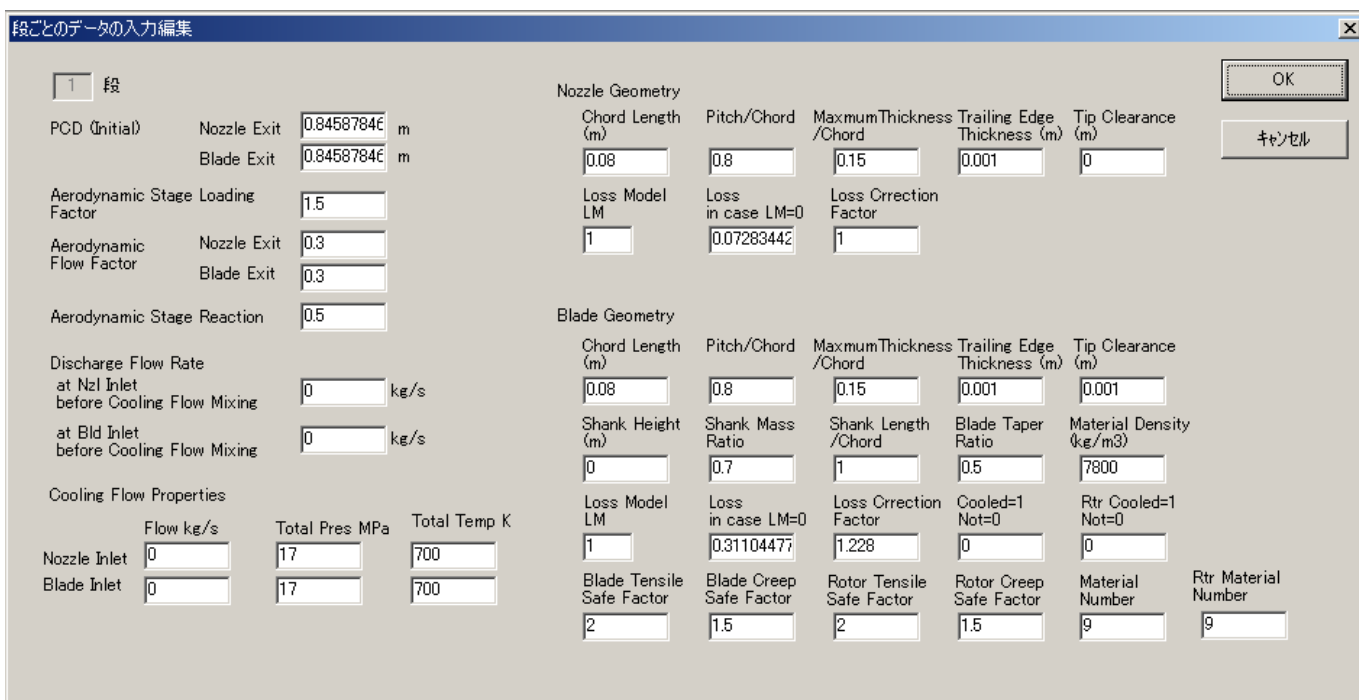


Fig. A1-16 Turbine Stage Interface

体の圧力比を合わせるためのイタレーションの段階で変更される。PCD をイタレーション中に変更するときはここで入力した値の各段の比が一定になるようにする。ノズルまたは動翼直前での抽気についてはこの抽気点（カプラ）に管路が接続されていない場合はこのダイアログボックスでの入力が最後まで有効になり、給水加熱器等に接続されている場合には設計された給水加熱器等が要求する流量に変更される。冷却流量は常にここで指定された流量がタービンに流れる。圧力、温度は冷却蒸気供給点（カプラ）に管路が接続されている場合は管路を通して供給される冷却蒸気の圧力、温度に変更される。故に、抽気点にしても冷却蒸気供給点にしても、流量がゼロ以外の場合、普通はタービン以外の機器と管路を通じて接続されていないなければならない。

ロスモデルは 1 を入力すると Ainley-Mathieson の方法で計算する。0 の場合はその右側のエディットボックスに入力した損失係数を用いる。ロス修正係数は Ainley-Mathieson の方法に対して、強制的に損失係数を修正する割合である。

材料番号を指定することによりシミュレータ内に保存されている、材料データを自動的に呼び出すことができる。使われている材料データは公開されている文献、カタログ等から得られたものである。

- 材料番号 1 12Cr 鋼(TOS101)
- 材料番号 2 改良 12Cr 鋼(TOS107)
- 材料番号 3 新 12Cr 鋼(TOS110)
- 材料番号 4 1%CrMoV 鋼

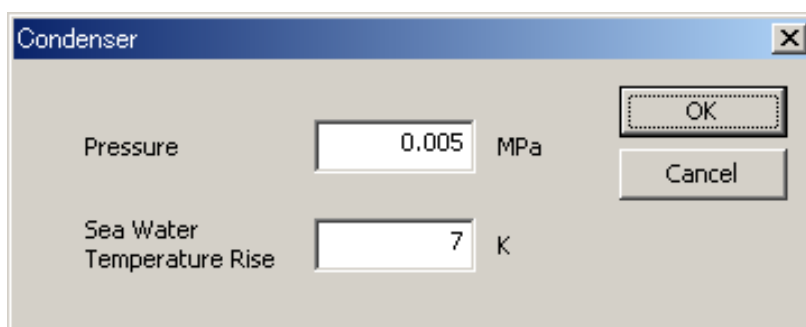


Fig. A1-17 Condenser Interface

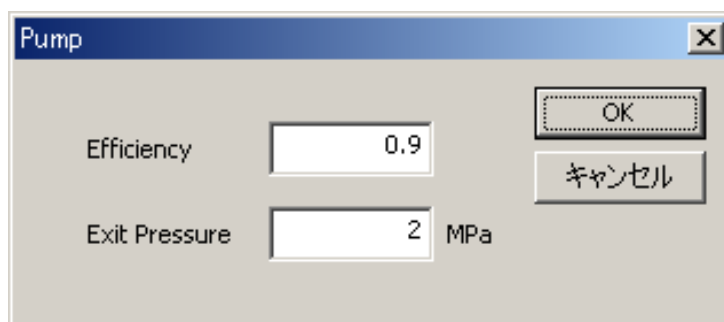


Fig. A1-18 Pump Interface

材料番号 9 IN617

材料番号 10 IN625

C) 復水器

復水器の入力ダイアログボックスを図 A1-18 に示す。Pressure は復水器機内圧である。海水上昇温度より必要な冷却海水量を算出する。

D) 一般ポンプ

一般ポンプの入力ダイアログボックスを図 A1-18 に示す。効率と出口の圧力を与えるようになっている。

E) 給水ポンプ

給水ポンプの入力ダイアログボックスを図 A1-19 に示す。駆動タービンとポンプの効率、機械損失率（タービン出力に対する割合）とポンプ出口の圧力、ター

Parameter	Value	Unit
Pump Efficiency	0.85	
Turbine Efficiency	0.85	
Mechanical Loss Coefficient	0.005	
Pump Exit Pressure	40	MPa
Turbine Exit Pressure Initial Value	0.005	MPa

Fig. A1-19 Feed Water Pump Interface

Parameter	Value	Unit
TD	1.7	K
DC	5.6	K
Water Pressure Drop	0	MPa
Steam Pressure Initial Value	0.0155	MPa
Steam Temperature Initial Value	445.0551175	K

Fig. A1-20 Heater Interface

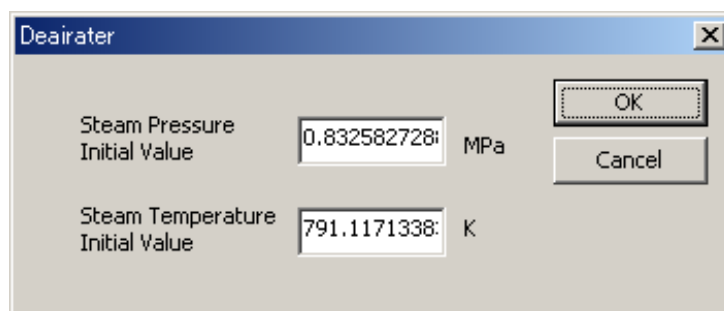
ビン出口圧力の初期値を与えるようになっている。タービン出口圧力はタービン排気の接続先の圧力が全体システムのイタレーション計算の過程で変化すること
がある可能性があるため、ここでは初期値入力となっている。

F) 給水加熱器

給水加熱器の入力ダイアログボックスを図 A1-20 に示す。TD、DC は第 3 章で説明した終端温度差とドレン冷却温度差である。全体システム計算イタレーションの過程で給水加熱器を初めて設計する時は供給される蒸気の圧力と温度が不明な場合が多いので、その初期値も入力する。

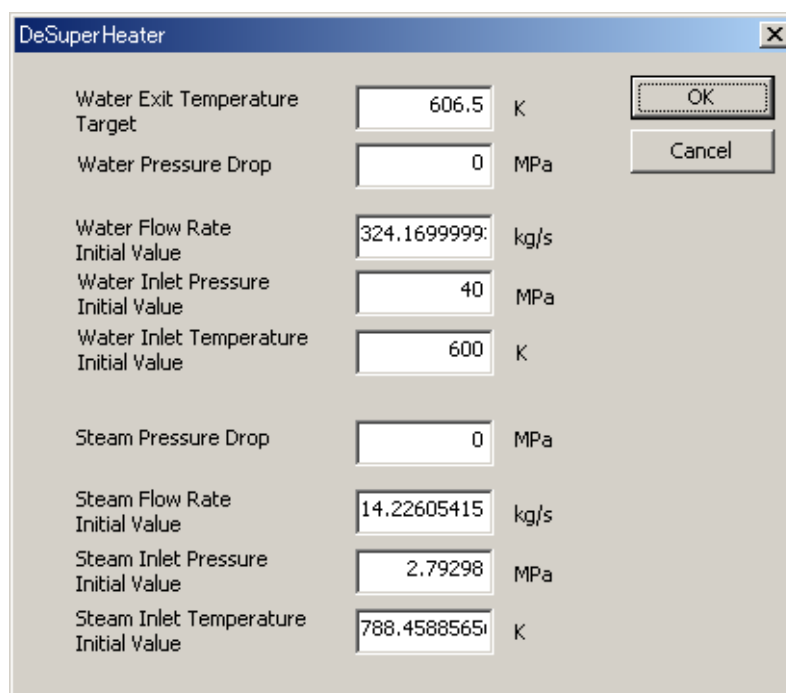
G) 脱気器

脱気器の入力ダイアログボックスを図 A1-21 に示す。給水加熱器と同様に全体システム計算イタレーションの過程で脱気器を初めて設計する時は供給される蒸気の圧力と温度が不明な場合が多いので、その初期値を入力する。



Parameter	Value	Unit
Steam Pressure Initial Value	0.832582728	MPa
Steam Temperature Initial Value	791.1171338	K

Fig. A1-21 Deairater Interface



Parameter	Value	Unit
Water Exit Temperature Target	606.5	K
Water Pressure Drop	0	MPa
Water Flow Rate Initial Value	324.1699999	kg/s
Water Inlet Pressure Initial Value	40	MPa
Water Inlet Temperature Initial Value	600	K
Steam Pressure Drop	0	MPa
Steam Flow Rate Initial Value	14.22605415	kg/s
Steam Inlet Pressure Initial Value	2.79298	MPa
Steam Inlet Temperature Initial Value	788.4588565	K

Fig. A1-22 Desuper Heater Interface

H) デスーパーヒーター

デスーパーヒーターの入力ダイアログボックスを図 A1-22 に示す。デスーパーヒーターは蒸気タービン抽気点と給水加熱器の間に挟まれるので、全体システム計算イタレーションの過程でデスーパーヒーターを初めて設計する時は供給される蒸気の圧力と温度だけでなくその流量や給水流量、状態量が不明な場合が多いので、初期値を入力する。また、設計熱交換量を決めるために給水を何度まで加熱するか目標値を入力する。目標値が高すぎ、過剰な熱交換によりデスーパーヒーターから出る蒸気が湿ってしまいそうな場合は、蒸気出口温度が飽和温度よりも 10℃ 高く設定される。また、そうでない場合には蒸気出口温度は給水入口温度よりも 10℃ 高く設定される。そして、給水を目標温度まで上げられるだけの熱量が蒸気から取れば目標温度は達成され、蒸気出口温度も給水目標温度が達成できるに必要かつ十分な温度に設定しなおされる。しかし、蒸気の湿り等の理由により給水を目標温度まで上げられるだけの熱量が蒸気から取れなければ、目標温度以下の給水出口温度が設定される。

I) 合流

合流の入力ダイアログボックスを図 A1-23 に示す。全体システム計算をする場合、上流の機器から下流の機器に向けて順番に計算ができれば楽だが、一般にはそうはいかない。例えば、蒸気タービンの抽気蒸気は給水加熱器に供給され、流量は給水加熱器の設計により定まるが、給水加熱器の設計計算をするには蒸気タービンの抽気状態量が必要となり、お互い相手側の計算結果を必要としている。

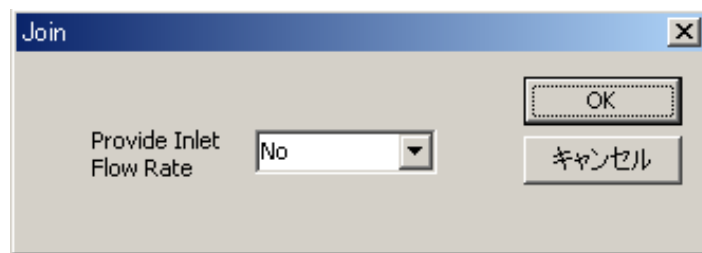


Fig. A1-23 Join Interface

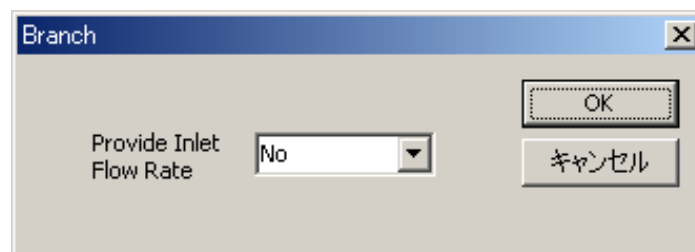


Fig. A1-24 Branch Interface

普通は、計算の順序としては蒸気タービンを先に行い後で給水加熱器となる。このようなケースでは全体システム計算のイタレーションのステップで給水加熱器が抽気流量を決めたらその値は管路を通して蒸気タービンのカプラまで伝えられる。そして、次のイタレーションでは蒸気タービンはカプラからその抽気流量の値を取り出し計算を行なう。このような場合、蒸気タービン抽気点と給水加熱器を結ぶ管路の途中に合流があった場合、下流の機器（給水加熱器）で決められて来た流量の値を上流へ戻さなければならない。このようなケースで「Provide Inlet Flow Rate」を「Yes」にする。「Yes」とした場合、下流の機器の流量から上流の二番目の機器の流量を引いた値が上流の一番目の機器へ渡される。

J) 分岐

分岐の入力ダイアログボックスを図 A1-24 に示す。「Provide Inlet Flow Rate」の説明は合流とほぼ同じだが、「Yes」とした場合、下流の二機器の流量和が上流へ渡される。

K) 複数合流

複数合流の入力ダイアログボックスを図 A1-25 に示す。「Provide Inlet Flow Rate」の説明は合流とほぼ同じだが、「Yes」とした場合、下流の機器の流量から上流の二番目以降の機器流量和を引いた値が上流の一番目の機器へ渡される。

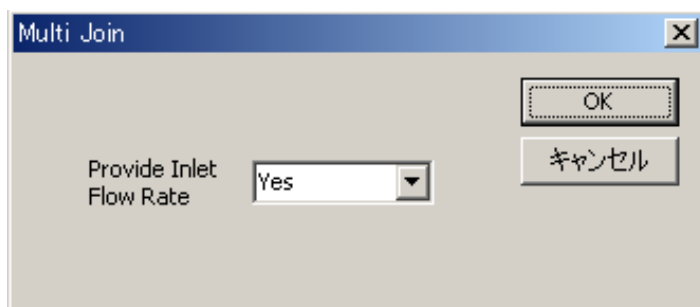


Fig. A1-25 Multi Join Interface

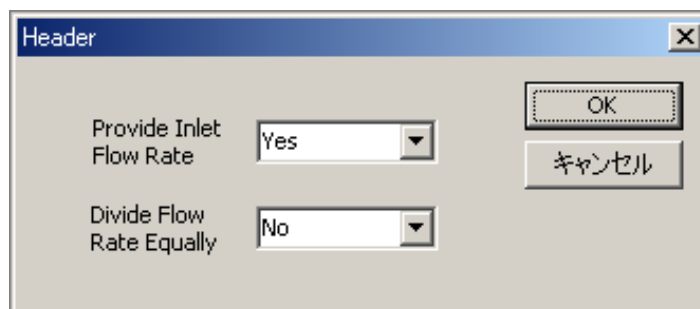


Fig. A1-26 Header Interface

L) ヘッダ

ヘッダの入力ダイアログボックスを図 A1-26 に示す。「Provide Inlet Flow Rate」の説明は合流とほぼ同じだが、「Yes」とした場合、下流の全機器の流量和が上流へ渡される。また、上流からの流量を下流の全ての管路に等分するオプションも設けた。

付録2 シミュレータの出力に関する説明

(1) 全体システム計算出力

メイン画面のメニュー「ウィンドウ」「Open Outcome Window」(図 A2-1) をクリックすると、全体システムに関する計算結果を示すウィンドウが表示される。

(2) タービン計算出力

メイン画面のメニュー「ウィンドウ」「Turbine Design Outcome」(図 A2-1) をクリックすると、タービンに関する計算結果を示すウィンドウが表示される。つぎに

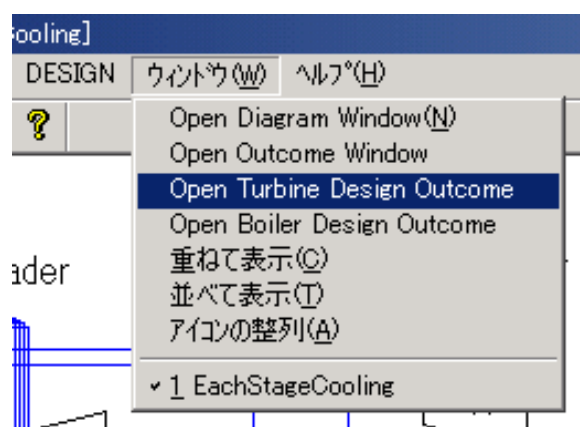


Fig. A2-1 Window Menu

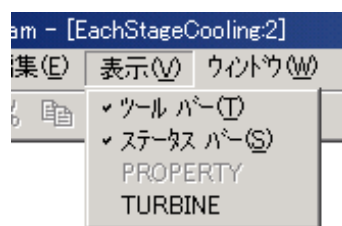


Fig. A2-2 Menu Choice to Display Turbine Result on a Window

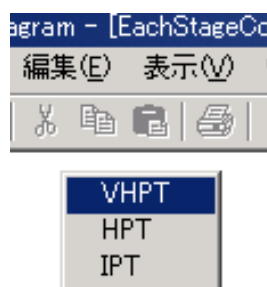


Fig. A2-3 Turbine Choice to Display on a Window

そのウィンドウのメニューで「表示」「TURBINE」(図 A2-2) をクリックすると、図 A2-3 のような表示が現れ、結果を出力したいタービンを選択することができる。

(3) ボイラ計算出力

メイン画面のメニュー「ウィンドウ」「Boiler Design Outcome」(図 A2-1) をクリックすると、ボイラに関する計算結果を示すウィンドウが表示される。つぎにそのウィンドウのメニューで「表示」「BOILER」(図 A2-4) をクリックすると、図 A2-5 のような表示が現れ、結果を出力したいボイラを選択することができる。

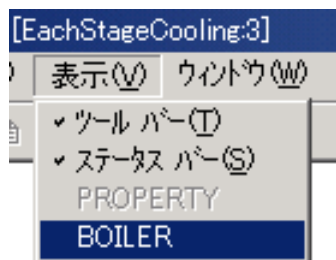


Fig. A2-4 Menu Choice to Display Boiler Result on a Window



Fig. A2-5 Boiler Choice to Display on a Window