

博士論文

高湿分空気利用ガスタービンシステムの加湿装置および
水回収装置とシステム熱物質収支に関する研究

荒木 秀文

目次

記号表	iv
1. 緒論	1
1.1 従来のガスタービン発電システムの特徴と課題	1
1.1.1 コンバインドサイクル	2
1.1.2 蒸気噴射型ガスタービンシステム	3
1.1.3 HAT サイクルシステム	4
1.2 AHAT システム	5
1.2.1 AHAT システムの概要と特徴	5
1.2.2 AHAT システムの開発課題	7
1.3 研究の目的	9
1.4 本論文の構成	9
2. 増湿塔の基本仕様検討	11
2.1 従来研究	11
2.2 増湿塔内の熱と物質移動の計算方法	15
2.2.1 従来研究の熱・物質移動のモデル	15
2.2.2 本研究の熱・物質移動のモデル	17
2.2.3 支配方程式と離散化	19
2.3 要素試験結果との比較	24
2.3.1 試験装置、方法	24
2.3.2 熱・物質移動係数	25
2.3.3 基準条件の計算結果	25
2.3.4 試験結果との比較	26
2.4 システム検証機向け増湿塔の基本仕様検討	31
2.4.1 システム検証機の想定仕様	31
2.4.2 充填物の形式と塔径の検討	31
2.4.3 散布水温の検討	36
2.4.4 供給空気温度の検討	39
2.4.5 充填物の高さの検討	41
2.5 まとめ	44
3. 水回収装置のモデル化および基本仕様検討	46
3.1 従来研究	46
3.2 水回収装置内の熱と物質移動の計算方法	48
3.2.1 熱・物質移動のモデル化	48
3.2.2 支配方程式と離散化	48
3.3 システム検証機向け水回収装置の基本仕様検討	54
3.3.1 スプレー液滴の逆流条件の事前抽出	55
3.3.2 排ガスダクトサイズの検討	57

3.3.3	スプレイの運転条件の検討.....	61
3.3.4	システム検証機向けの機器仕様と性能予測.....	61
3.3.5	水回収ダクト形状.....	62
3.4	まとめ.....	63
4.	システム熱物質収支評価手法の開発.....	64
4.1	従来研究.....	64
4.2	逐次法による、非線形システムの定常解計算.....	68
4.3	機器のモデリング.....	69
4.3.1	圧縮機.....	69
4.3.2	吸気噴霧冷却.....	70
4.3.3	タービン.....	71
4.3.4	燃焼器.....	73
4.3.5	熱交換器.....	73
4.4	計算の安定化と高速化の検討.....	74
4.4.1	安定化.....	74
4.4.2	高速化.....	75
4.5	システム検証機の構成と熱物質収支の検討（無負荷～定格負荷）.....	77
4.5.1	検証機の構成.....	77
4.5.2	検証機の定格運転条件と部分負荷運用の検討.....	77
4.5.3	大気温度が変化した場合のシステム特性と白煙予測.....	84
4.5.4	白煙防止優先モードの評価結果.....	96
4.6	まとめ.....	97
5.	要素およびシステム実験による検証.....	99
5.1	増湿塔および水回収装置の試験条件.....	99
5.2	増湿塔の検証結果.....	100
5.2.1	測定方法.....	100
5.2.2	検証結果の検討.....	100
5.3	水回収装置の検証結果.....	104
5.3.1	測定方法.....	104
5.3.2	検証結果の検討.....	105
5.4	開発モデルによる部分負荷運転状態の予測.....	109
5.4.1	試験条件の選定.....	109
5.4.2	ガスタービン仕上がり値、特殊計測の補正.....	110
5.4.3	各点の状態量、全体性能の比較.....	110
5.5	大気温度特性の予測.....	113
5.5.1	システム熱物質収支計算による予測結果.....	113
5.5.2	試験結果の補正と予測結果との比較.....	114
5.6	中容量システムの増湿塔と水回収装置の検討.....	119
5.6.1	中容量システムの想定機器仕様.....	119

5.6.2 増湿塔の検討結果.....	121
5.6.3 水回収装置の検討結果	125
5.7 まとめ	126
6. 結論	128
参考文献	131
謝辞.....	137

記号表

a : 充填物の気液有効界面積 [m^2/m^3]

A : 伝熱面積 [m^2]

C_D : 抗力係数 [-]

C_E : 発電端出力の増減 [-]

C_H : 湿り空気の定圧比熱 [kJ/kgK]

C_p : 定圧比熱 [kJ/kgK]

C_η : 発電端効率の増減 [-]

D : 拡散係数 [m^2/s]

D_d : 液滴の直径 [m]

D_g : 湿り空気中の水蒸気の拡散係数 [m^2/s]

D_P : ランヒリングの代表寸法 [m]

D_T : 塔内径 [m]

E : 発電端出力 [kW]

F_P : 充填物因子 [$1/\text{m}$]

g : 重力加速度 [m/s^2]

G : 湿り空気の質量速度(時単位) [$\text{kg/m}^2\text{h}$]

G_g : 乾燥空気流量 [kg/s]

G_s : 湿り空気の質量速度(秒単位) [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

G_D : 乾燥空気の質量流量 [kg/s]

h, i : 比エンタルピ [kJ/kg]

H : 高さ [m]

h_G : 気相熱伝達率 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

H_G : 気相移動単位高さ [m]

h_{Ga} : 気相熱伝達容量係数 [$\text{kW/m}^3\text{K}$]

h_L : 液相熱伝達率 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

h_{La} : 液相熱伝達容量係数 [$\text{kW/m}^3\text{K}$]

H_{LHV} : 低位発熱量 [kJ/kg]

H_{OG} : 気相総括移動単位高さ [m]

Δh_v : 水の蒸発潜熱 [kJ/kg]

K : 熱貫流率 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

KA : 熱貫流率と伝熱面積の積 [kW/K]

k_Y : 気相物質移動係数 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

k_{Ya} : 気相物質移動容量係数 [$\text{kg/m}^3\text{s}$]

L : 液膜の空塔流速(時単位) [$\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$] または 液滴の体積流量 [L/min] または 質量流量 [kg/s]

L_D : 液膜の質量流量 [kg/s]

L_H : 水の蒸発潜熱 [kJ/kg]

L_s : 液膜の質量速度(秒単位) [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

m : 体積あたり物質移動量 [$\text{kg/m}^3\text{s}$]

m_d : 単一液滴の質量増加率 [kg/s]
 M : 単位体積内で凝縮する質量 [kg/m³s]
 N_d : 単位断面面積あたり液滴の生成率 [1/m²s]
 N_{OG} : 移動単位数 [-]
 Nu : ヌセルト数 [-]
 P : 圧力 [Pa]
 ΔP : 圧力損失(従来単位) [mmH₂O]
 Pr : プラントル数 [-]
 ΔP_s : 圧力損失(SI 単位) [kPa]
 P_{sat} : 飽和圧力 [Pa]
 Q : 熱量 [kW] または 交換熱量 [kW]
 q_d : 単一液滴の強制対流による伝熱量 [kW]
 q_s : 強制対流による熱移動量 [kW/m³]
 q_L : 物質移動による熱移動量 [kW/m³]
 r : 水回収率 [-]
 R : 回収湿分量 [kg/s]
 R_c : 修正回転数 [r/min]
 Re : レイノルズ数 [-] S : 断面面積 [m²]
 Sh : シャーウッド数 [-]
 t : 時間 [s] または 被加熱側流体の温度 [K]
 T : 温度 [K]
 ΔT_H : 高温端温度差 [K]
 ΔT_L : 低温端温度差 [K]
 ΔT_{lm} : 対数平均温度差 [K]
 ΔT_{PP} : ピンチポイント温度差 [K]
 u : 速度 [m/s]
 v : 速度 [m/s]
 V_{cell} : 計算セル体積 [m³]
 w : 単位質量あたりの仕事 [kJ/kg]
 W : 計算セル内の流体質量 [kg]
 x : 高さ方向位置[m]
 X : 湿分質量割合 [-]
 Δx : 計算セル高さ [m]
 Y : 絶対湿度 [kg/kg]
 z : 高さ方向位置[m] または 充填物高さ [m]
 α : Ackermann 因子 [-]
 ϕ : 相対湿度 [-] または 密度修正係数 [-]
 γ : 比熱比 [-]
 η : 効率 [-]

λ : 熱伝導率 [kW/mK]

μ : 粘性係数 [Pa・s]

π : 圧力比 [-]

ρ : 密度 [kg/m³]

—添字—

0 : 基準条件 または 標準状態

a : 空気

b : 燃焼

c : 圧縮機

d : 液滴

g : 排ガス(または排ガスを模擬した空気)

f : 燃料

G : 気相

H : 加熱側流体

i : 境界層 または 入口

i : セルの番号、液滴径グループの番号

in : 入口

L : 液相、潜熱 または 被加熱側流体

NH3 : アンモニア-空気-水系

o, out : 出口

r : 相対

S : 顕熱

sat : 飽和

t : タービン

tot : 全体

v : 蒸気

w : 水

wat : 空気-水系

—略号—

AHAT : 高湿分空気利用ガスタービン (Advanced Humid Air Turbine)

WAC : 吸気噴霧冷却 (Water Atomization Cooling)

1. 緒論

1.1 従来のガスタービン発電システムの特徴と課題

2005 年 2 月に京都議定書 [1]が発効し、地球温暖化防止のためメタンや二酸化炭素等の温室効果ガスの排出量削減が各国に義務付けられ、わが国の産業界においても二酸化炭素排出量の削減が急務となった。2010 年 5 月に、地球温暖化対策基本法案が可決され、温室効果ガス排出量を 2020 年までに 1990 年比 25 %削減を目指すことが明示された [2]。その後、2011 年 3 月に発生した東日本大震災により、エネルギー政策の在り方について見直しがなされたが、2011 年 8 月に制定された「第 4 期科学技術基本計画」[3]により、火力発電の高効率化に資する技術開発は、安定的なエネルギー供給と低炭素化の実現のために重要と位置づけられている。低炭素化の実現には、従来の発電システムの高効率化に加え、太陽光や風力などをはじめとする再生可能エネルギーの導入が検討されている。しかしながら、これら再生可能エネルギーは、経済性のほかに、季節変化や一日の昼夜での負荷変動の影響が課題となっており、火力発電システムには、高効率化だけでなく、負荷変動への追従性が強く求められている。

本研究では、火力発電システムの中でも特に効率がよく、負荷変動への追従性がよいとされている、ガスタービン発電システムを研究対象とする。図 1-1 に、公開文献 [4]をもとに作成したガスタービン発電システムの発電端出力と発電端効率の関係を示す。同図によると、ガスタービン単体であるシンプルサイクルガスタービンよりも、蒸気噴射型ガスタービン(Cheng Cycle)、コンバインドサイクルの方が高効率となっており、同じシステムでは出力が増大するにつれて効率も増大する傾向がある。理由は、ガスタービンが大型化するにつれて、圧縮機やタービンの断熱効率を高めることと、燃焼ガス温度や圧力比を増大させることが可能になるためである。さらに同図には、本研究の研究対象である高湿分空気利用ガスタービン(Advanced Humid Air Turbine、以下 AHAT)システムの効率試算結果を追記した。以下、現在主流となっている高効率ガスタービン発電システムであるコンバインドサイクルと、蒸気噴射型ガスタービンシステム、HAT サイクルシステム、そして AHAT システムについて、これらシステムの特徴と課題を検討する。

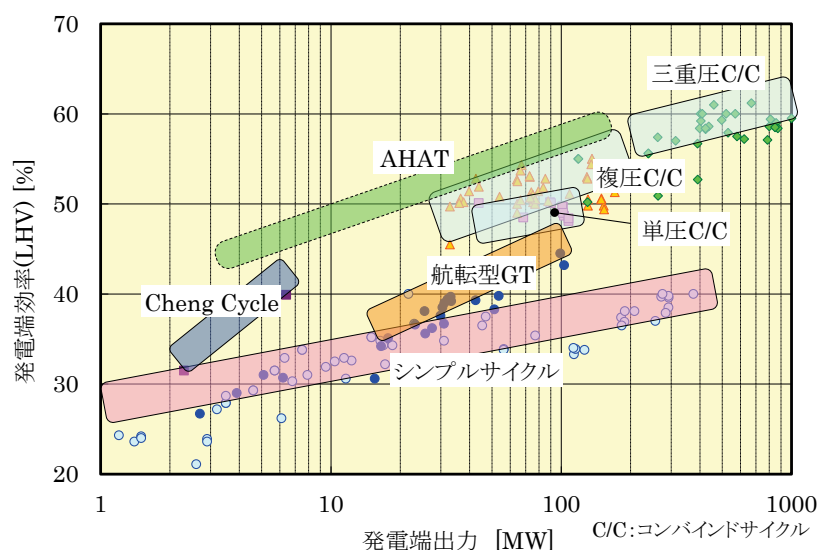


図 1-1 従来のガスタービン発電システム [4]および AHAT の発電端出力と発電端効率

1.1.1 コンバインドサイクル

コンバインドサイクルとは、図 1-2 のように、ガスタービンをトッピングサイクルとし、ガスタービンの排ガスで水蒸気を生成し蒸気タービンを駆動するボトムングサイクルを組み合わせたものである。システム熱物質収支の観点からは、ガスタービンのタービン入口ガス温度、圧力比を上げる事により高効率化が可能であるが、これらの条件は現状技術レベルでの限界に近づいている。

タービン入口ガス温度は、図 1-3 のように、1970 年代までは 1000 °C 以下であった。しかし、タービン翼などに用いる高温材料の開発と、タービン翼などの高温部材を冷却する技術の進歩により、入口ガス温度が年々上昇し、最近では 1500 °C 以上のものまで実用化されている。翼冷却の伝熱様式としては、対流冷却、インピンジメント冷却、フィルム冷却およびこれらの複合冷却などが順次開発されてきた。また、翼を冷却する媒体として、ガスタービン自身の圧縮機から抽気した圧縮空気を用いる方法、ボトムングの排熱回収ボイラで発生させた水蒸気を用いる方法がある。前者は、冷却に用いた空気を最終的にはタービン内の主流ガス中に放出するため、圧縮機動力の損失になる。後者は冷却に用いて高温となった水蒸気で蒸気タービンを駆動するため、高いシステム熱効率を得ることができる。

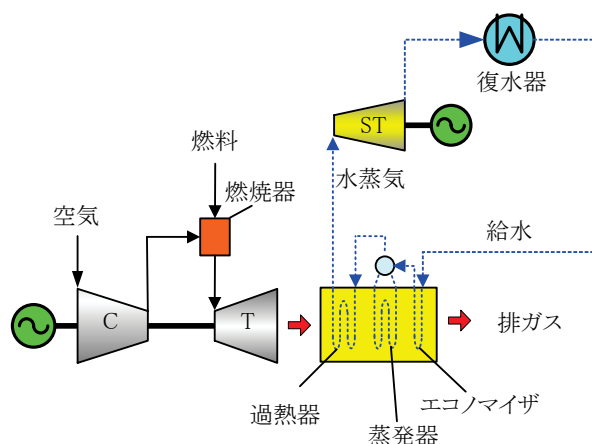


図 1-2 コンバインドサイクルの概略構成

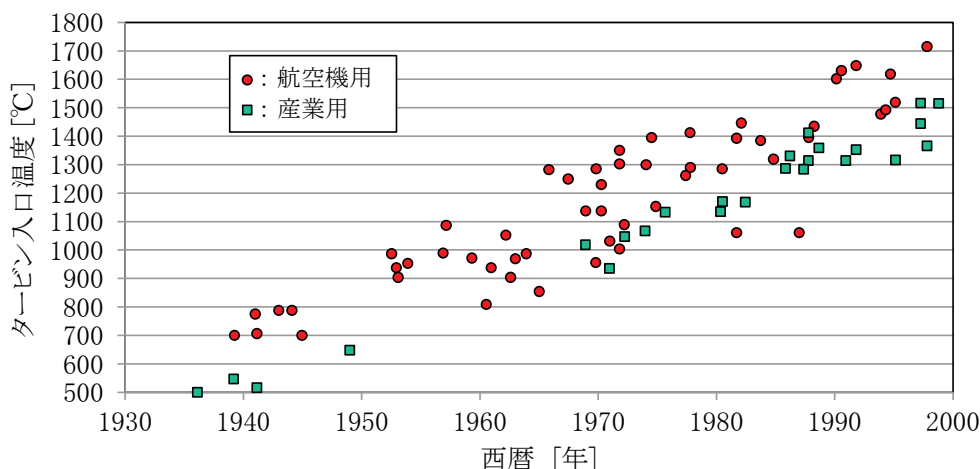


図 1-3 ガスタービンのタービン入口ガス温度の変遷 (文献 [5] を基に作成)

ガスタービンの圧力比を増加させるには、圧縮機およびタービンの段数を増加させるか、それぞれの段あたりの仕事を増加させる必要がある。圧縮機の段数を増加させる場合、圧縮機の軸長が長くなることから、軸振動を回避するための設計が難しくなる。タービンの段数を増加させる場合、タービン翼などの高温部材の冷却に必要なガス流量と、タービン作動流体のシール、部材の間隙のリークなどに消費されるガス流量が増加し、損失が大きくなる。そのため、圧縮機翼やタービン翼の段あたりの仕事を増加させる高負荷化による圧力比の増加が指向されている。圧縮機翼やタービン翼の高負荷化においては、翼の肉厚を増加させて機械的強度を確保する必要から、翼の形状やサイズに制約が発生し、圧縮機およびタービン翼の空力性能を維持しつつ高負荷化することが開発課題となっている。

一方、コンバインドサイクルでは、ガスタービンと蒸気タービンという二種類の主要回転機器を有しており、建設費用や、運転の容易さの観点から、より簡素なシステム構成のガスタービンシステムに対するユーザーの要求も高まっている。

1.1.2 蒸気噴射型ガスタービンシステム

前記のコンバインドサイクルとは異なり、蒸気タービン系を持たずに効率を向上させるシステムの一つが、蒸気噴射型ガスタービンシステムである。蒸気噴射型ガスタービンシステムは、1980 年代中ごろからコージェネ分野で多く利用されるようになった。代表的システムは、図 1-4 (a)に示す IPT 社の Cheng Cycle [6]および、GE 社の STIG (STeam Injected Gas Turbine) がある。これらのシステムでは、ガスタービンの排熱により生成された蒸気がプロセス蒸気として必要量送気されると同時に、余剰蒸気がガスタービンに投入され、電気出力の増加と発電効率の向上が図られている。プロセス蒸気の使用量が変化した場合には、それに応じてガスタービンに投入される蒸気量が変化する熱電比可変型の運転が可能となっている。1990 年代中旬に、IHI 社は、図 1-4 (b)に示す FLECS [7]を開発・実用化している。FLECS は、Cheng Cycle で蒸気噴射時の蒸気を過熱蒸気にするために設置されていた過熱器に代えて、圧縮機から抽気される高温の圧縮空気と飽和蒸気を混合器で混合する方式である。商用化されている蒸気噴射型ガスタービンシステムには、排ガスから水回収し再利用する Mashproekt 社の Aquarius [8]もある。さらに、前記の STIG は、中間冷却を組み合わせたものが商用ラインナップとなっている。

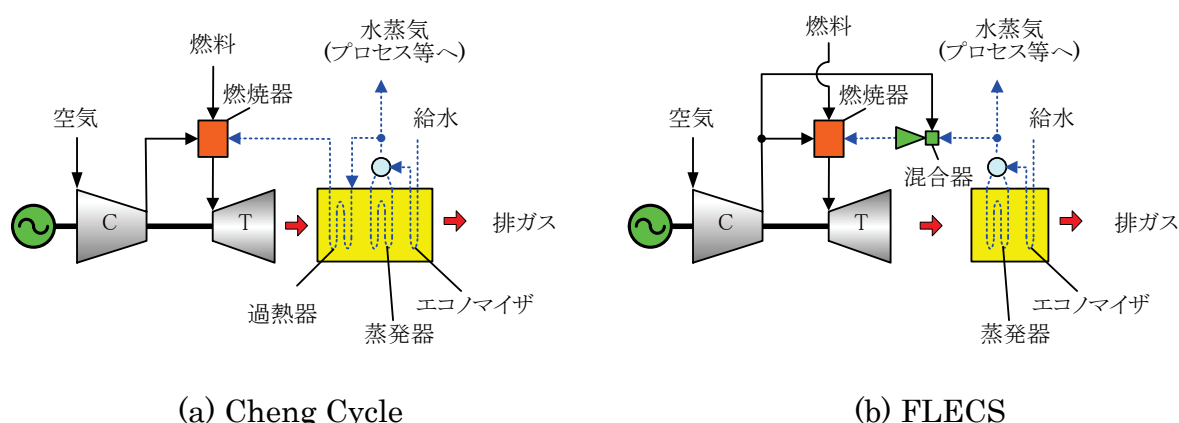


図 1-4 蒸気噴射型ガスタービンシステム [6] [7]

これら蒸気噴射型ガスタービンシステムは、蒸気噴射量を増加していくと、タービン作動流体の増加によりタービン出力は増加する一方で、燃焼器に供給する燃料も増加するため、出力に比例して効率が増

加するわけではない。また、蒸気噴射型ガスタービンシステムは、同一のガスタービンで蒸気噴射の有無を切り替えるため、圧縮機とタービンの流量バランスの関係から、噴射可能な蒸気流量範囲が決められており、出力と効率の増加が制限される原因となる。

1.1.3 HAT サイクルシステム

HAT サイクルは、再生サイクルに圧縮機の間中冷却を組み合わせ、さらにガスタービンの排ガスから回収したエネルギーにより圧縮空気を加湿する構成である。1983 年の国際ガスタービン会議でこのシステムが報告され [9]、その論文に米国の研究機関が注目して、EPRI、DOE など GE 社、ABB 社、Texaco 社などの協力を得て詳細評価がなされた。その結果、このシステムは、同じ燃焼ガス温度のコンバインドサイクルと比較して、3～4 pt%程度の熱効率の向上が期待できることが示されている [10]。

HAT サイクルが高効率である理由は、圧縮機の間中冷却器、後置冷却器、エコノマイザで比較的低温な排熱を回収し、増湿塔で圧縮空気を加湿する蒸発潜熱として利用していることと、再生熱交換器で燃焼用空気を加熱し、燃料流量を低減していることによる。

図 1-5 に、HAT サイクルの系統図を示す。通常の再生サイクルでは、ガスタービンの排ガスにより圧縮機吐出空気を加熱するため、圧縮機吐出空気温度以下の排熱を回収することができない。しかし、HAT サイクルでは、同図に示すように、圧縮空気と排ガスから熱を回収して循環水を蒸発させる潜熱とし、圧縮空気を加湿することにより、低温高湿度の圧縮空気が得られ、再生熱交換器で多くの排熱を回収することが可能になる。

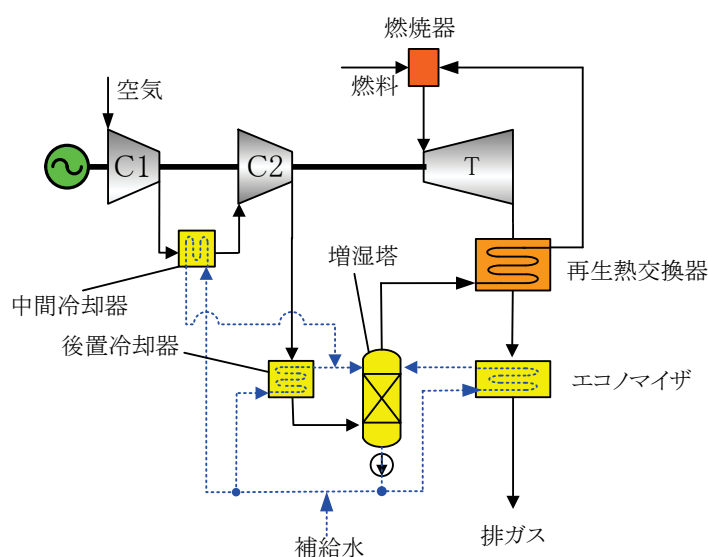


図 1-5 HAT サイクルの系統図 [10]

HAT サイクルの派生サイクルとして、REVAP [11]、TOPHAT [12]など何種類が存在する。これらに共通する構成は、再生サイクルの圧縮空気に加湿する構成であり、発電効率に関しては顕著な相違はないことが示されている [13]。これら派生システムも含めた HAT サイクルに共通する課題を以下に纏める。

- (1) 圧縮機に中間冷却機構が必要であり、圧縮機の途中の部分から空気を抜き出し、圧縮機外部の熱交換機構で空気を冷却した後、圧縮機の内部に空気を戻す構造が必要となる。
- (2) 圧縮空気への加湿に多量の水が必要であり、水の入手可能性の観点から立地の制約を受けるとともに、運転時の経済性にも影響を及ぼす。

1.2 AHAT システム

1.2.1 AHAT システムの概要と特徴

高温分空利用ガスタービン(AHAT)システム(図 1-6)は、前述の HAT サイクルを改良するために考案された [14] [15]。基本的な構成は、ガスタービンの排ガスを再生熱交換器に供給し、燃焼用空気を予熱する再生サイクルである。さらに、圧縮機吐出空気を冷却する空気冷却器と再生熱交換器下流のエコノマイザにより熱水を生成し、増湿塔で熱水と圧縮空気とを気液接触させ、圧縮空気を加湿する構成となっている。圧縮空気に加湿することにより、タービン作動流体の比エンタルピと質量流量を増加させ、タービン出力とシステム熱効率を向上させることが特徴である。従来提案された HAT サイクルは、圧縮機に中間冷却機構を有しているが、AHAT は吸気噴霧冷却(Water Atomization Cooling、以下 WAC)により吸気冷却と中間冷却の効果を得ることを特徴とし、産業用ガスタービンの転用が容易になっている [15]。さらに AHAT では、HAT サイクルの欠点であった補給水の消費量を大幅に低減する目的の水回収装置を備えており、立地の制約を緩和できる可能性がある。また、運用性の特徴として、蒸気タービンが無いことから起動時間が短く、ガスタービン単独運転並みの負荷即応性が期待でき、大気温度が高い時にも出力低下が少なくなる特徴がある [16]。

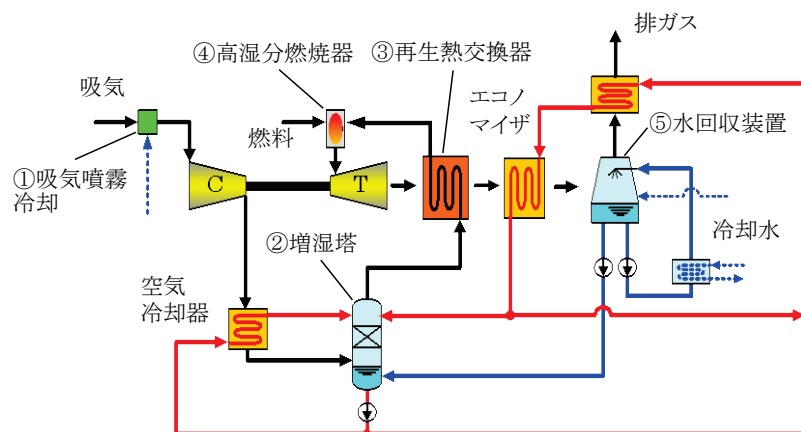


図 1-6 AHAT システムの系統構成 [17]と開発課題を有する機器(①～⑤)

図 1-7 に、AHAT システムの燃焼器への燃料投入から、排熱回収の状態を模式的に示したエネルギーフロー [18]を示す。通常のシンプルサイクルガスタービンシステムでは、熱量 A の投入燃料に対して、ある割合のガスタービン出力が得られるが、AHAT システムでは、再生熱交換器により GT 排ガスから熱量 B の熱を回収し、燃焼用空気を予熱することで効率を高めている。また、再生熱交換器の下流側の排

ガスからエコノマイザにより熱量 C の熱を回収し、湿分を燃焼用空気に加湿することにより、タービンの出力を高めている。本研究でテーマとした AHAT システムの 3 MW 級検証機の場合の燃料の入熱量 A、再生熱交換器での回収熱量 B、エコノマイザでの回収熱量 C の実績値 [18]を表 1-1 に示す。同表によると、AHAT システムの回収熱量は、シンプルサイクル加熱量の 78 %となり、大幅な効率向上のポテンシャルを有するサイクルである。

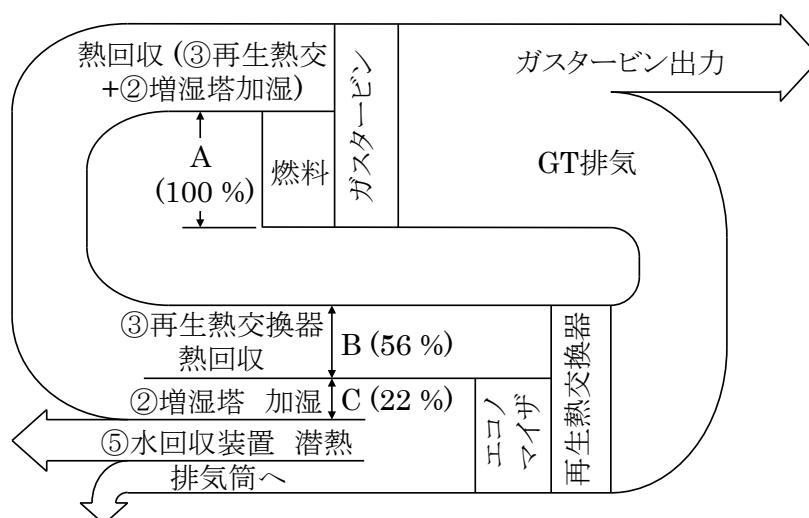


図 1-7 AHAT システムのエネルギーフロー図 [18]

表 1-1 ガスタービンへの入熱と排熱の比較 [18]

熱	熱量(相対値)	対応するガスタービンサイクル
A	1.00	シンプルサイクル
A+B	1.56	再生サイクル
A+B+C	1.78	AHAT

また、表 1-2 に、効率向上に寄与する機器である①吸気噴霧冷却、②増湿塔、③再生熱交換器の役割と、本研究でテーマとした 3 MW 級検証機の場合の想定仕様と、発電効率に対する感度(寄与度)を示す。同表には、ガスタービンを構成する要素である圧縮機とタービンの単体の効率値と、発電効率に対する感度を併記してある。この感度は、第 4 章で述べるシステム熱物質収支評価手法により、3 MW 級検証機の計画仕様に対して、それぞれの機器の効率等を変化させて求めた値である。同表によると、WAC では吸気質量流量の 1 %の噴霧水の蒸発により、発電効率は 0.8 pt%上昇することから、3 MW 級検証機の想定仕様である 1.5 %の蒸発では発電効率が 1.2 pt%上昇する。同様に、増湿塔による加湿は、吸気質量流量あたり 1 %の加湿で発電効率は 0.5 pt%上昇し、3 MW 級検証機では増湿塔の加湿による発電効率向上は約 6.1 pt%である。一方、圧縮機やタービンの感度はそれぞれ 0.37 pt%/(断熱効率 pt%)、0.46 pt%/(断熱効率 pt%)であるが、これらのターボ機械の効率を 1 pt%向上させるのに相当な技術開発が必要であることを考慮すると、システムの工夫による効率向上は、非常に効果的であることが判る。また、再生熱交換器の温度効率の感度は 0.24 pt%/(温度効率 pt%)であり、圧縮機やタービンの感度と同等の水準であり、AHAT システムの効率に対して再生熱交換器の影響も大きいことが判る。

表 1-2 効率向上に寄与する機器と効率に対する機器仕様の感度

効率寄与機器	機能／役割	想定仕様(3 MW 機)	発電効率に対する感度
圧縮機	燃焼用空気を圧縮する	断熱効率: 83 %	0.37 pt%/(断熱効率 pt%)
タービン	燃焼ガスを膨張させ動力に変換	断熱効率: 87 %	0.46 pt%/(断熱効率 pt%)
①吸気噴霧冷却(WAC)	液滴の蒸発潜熱を奪い空気を冷却減容し、圧縮仕事を低減	蒸発量: 1.5 % (対吸気質量割合)	0.8 pt%/ (蒸発量 pt%(対吸気質量割合))
②増湿塔	システムから熱回収した熱水により、燃焼用空気に加湿、ガスタービン出力、システム効率向上	加湿量: 12.1 % (対吸気質量割合)	0.5 pt%/ (加湿量 pt%(対吸気質量割合))
③再生熱交換器	ガスタービン排ガスから熱回収し空気を予熱	温度効率: 93 % (空気側)	0.24 pt%/(温度効率 pt%)

1.2.2 AHAT システムの開発課題

前記図 1-6 に示した開発課題を有する機器①～⑤の課題と、AHAT システムの原理的な成立性を確認する上での研究課題を、以下に記す。

(1) 吸気噴霧冷却(WAC)

吸気噴霧冷却は、ガスタービン向けに、従来から実施されている [19] [20]。噴霧量の程度により、未飽和噴霧(Inlet fogging 等)と過飽和噴霧(Over fogging 等)に分類され、前者は、夏場の出力低下防止の目的で、後者は圧縮機の中間冷却効果による圧縮動力低減を目的としている。これらは、表 1-3 に示す開発課題を有しており、研究開発が進められている。性能に関しては、蒸発率向上とドレン低減が課題であり、従来から液滴径の微細化や、ノズル配置の最適化がなされている。信頼性に関して、不純物による圧縮機翼の汚れ防止、液滴の衝突による翼のエロージョン防止が課題となっている。AHAT システムでは、従来にない蒸発量 3 % (対吸気質量割合)以上の過飽和噴霧を想定しており、同表の最後に記載した、圧縮機内の負荷分布変化に対する対応が特に重要である。具体的には、圧縮機の前段側に蒸発分布が偏りやすく、多段軸流圧縮機前段側の翼の負荷が小さく、後段側の翼が高負荷となる傾向がある。翼の負荷が許容値を超えると構造強度上の健全性に影響することから、圧縮機後段側の翼の取り付け角を減少させて信頼性を確保するなどの工夫がなされている [21]。

表 1-3 吸気噴霧冷却(WAC)の開発課題と対応状況

分類	課題	対応
性能	未蒸発液滴、ドレンの発生	・噴霧液滴の微粒化
	蒸発量の増大	・適正なノズル配置、ダクト形状の選定 [22]
信頼性	圧縮機翼の汚れ [23]	吸気フィルタの高性能化、噴霧水の清浄化 [22]
	液滴の衝突によるエロージョン発生	耐エロージョン材料、噴霧液滴の微粒化 [24]
	圧縮機内部の負荷分布変化	翼負荷分布の変化を考慮した翼設計 [21]

(2) 増湿塔

排熱回収で得られた熱水を利用してガスタービンの圧縮空気へ加湿する増湿塔に関しては、充填物 [25] [26] [27] [28] やスプレイ [29] による気液接触方式が従来提案されているが、実用化されている例は無い。加湿性能や運用性、経済性などを考慮して、本システムに適した方式と、空気や熱水の供給条件を検討し、実証する必要がある。また、システム全体の熱物質収支を評価するためには、増湿塔に供給される熱水と、増湿塔から排出される熱水の温度および流量の非線形な応答を模擬する計算モデルを構築する必要がある。

(3) 再生熱交換器

再生熱交換器は、高温のガスタービン排ガスにより、燃焼用空気を予熱して、燃焼器に必要な燃料を削減して効率向上するための熱交換器である。ガスタービンの起動停止に伴い、排ガスの温度が急激に変化するため、熱交換器の熱膨張差に起因する熱応力を考慮した設計が必要である。出力 100 kW クラスのマイクロガスタービンでは実用化 [30] されているが、システムの大型化、高温化に伴い、さらなる信頼性確保が必要となっている。高湿分環境である AHAT の場合、材料の耐腐食性も考慮する必要があり、熱交換器メーカーによって開発が進められている [31]。

(4) 高湿分燃焼器

高湿分燃焼器の課題は、高湿分条件での燃焼安定性の確保と、低 NO_x(窒素酸化物)排出の両立である。AHAT では、吸気噴霧冷却、増湿塔での加湿により、燃焼器へ供給される空気は質量割合で 15 ～ 20 % 程度の湿り空気となり、燃焼器内の局所の火炎温度が低下して NO_x 低減効果が期待できるものの、燃焼安定性の確保が課題となる。一方、燃焼用空気が再生熱交換器で 500 °C ～ 600 °C に加熱されているため、火炎温度が全体的に高くなって NO_x が発生しやすくなる側面もある。そこで、低 NO_x と燃焼安定性を両立させる燃焼器が必要であり、多孔同軸噴流クラスターバーナを採用した高湿分燃焼器が開発されている [32]。

(5) 水回収装置

ガスタービンの排ガスから湿分を回収する水回収装置に関しても、熱交換器による冷却方式 [33]、充填物 [8] やスプレイ [34] による気液接触方式などが提案されているが、過去に実用化された例は少ない。必要な冷却水の温度条件や、排ガス側の圧力損失条件を考慮して、本システムに適した方式を検討、実証する必要がある。さらに、システム全体の熱物質収支を評価するためには、水回収装置へ供給する冷却水と水回収装置で回収される回収水の温度および流量の非線形な応答を解明し、計算モデルを構築する必要がある。

(6) システム全体の最適運転条件

本システムは、増湿塔、ガスタービン、水回収装置など、複雑な応答を示す機器が組み合わされたシステムである。図 1-8 (a) に示すように、コンバインドサイクルでは、ガスタービンの運転条件の変化は、下流側の機器である排熱回収ボイラ、蒸気タービンに波及し、下流側機器から上流側機器への連成作用は無い。一方、同図(b)に示す AHAT では、運転条件の変化により、ガスタービンの排ガス条件が変化すると、エコノマイザや空気冷却器など排熱回収系熱交換器の入口条件が変化し、システムの排熱回収

量が変化する。排熱回収量が変化すると、それを熱源とした増湿塔による加湿量が変化し、ガスタービンの作動流体である空気の流量や温度が変化するので、ガスタービン固有の特性として、圧力比が変化する。圧力比の変化は、再びタービン排気温度の変化に連動するので、これらの機器の応答がシステム状態の決定機構に密接に影響しているといえる。従って、本システムのように、複雑な応答を示す機器が組み合わされたシステムでは、定格運転条件や機器仕様の決定、起動停止も含めた運用計画の立案にあたり、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支を評価する手法の構築が必要となる。

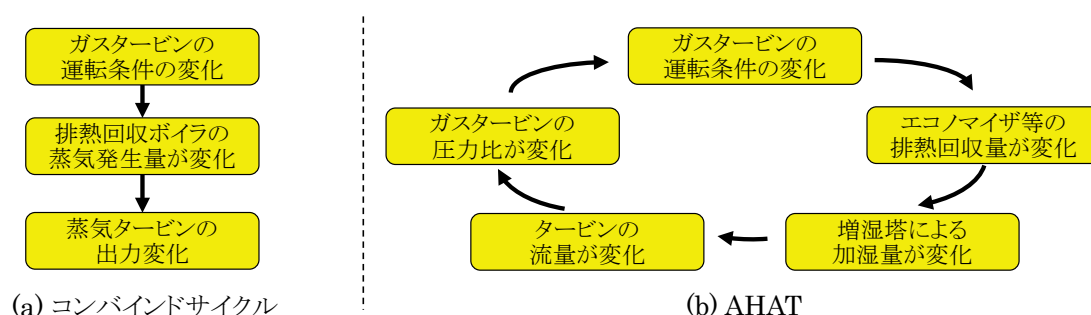


図 1-8 ガスタービンの運転条件の変化の波及

1.3 研究の目的

これらの課題を踏まえ、本研究では本システム固有の機器である増湿塔と水回収装置、そしてシステム全体を研究対象とし、研究目的は、以下とした。

- (1) 本システム固有の機器である増湿塔に関し、本システムに適した方式を検討する。システム全体と増湿塔の動作特性を連成させた熱物質収支計算を行うことで、システム検証機の増湿塔の機器仕様と運用条件を決定する。
- (2) 本システム固有の機器である水回収装置に関し、本システムに適した方式を検討する。水回収装置内部の熱および物質移動現象をモデル化して、システム全体と連成させた熱物質収支計算を行うことで、システム検証機の水回収装置の機器仕様と運用条件を決定する。
- (3) 増湿塔、ガスタービン、水回収装置など複雑な応答を示す機器が組み合わされたシステムにおいて、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支計算を行い、定格運転条件や機器仕様を決定し、起動停止も含めた運用計画を策定する。
- (4) システム検証機により、前記(1)(2)の固有機器の動作の実証と、構築したこれら機器単体モデルの妥当性、前記(3)のシステム全体の評価手法の妥当性を検証するとともに、本システムの原理的な成立性を確認する。

1.4 本論文の構成

本章では、火力発電システムの中でも特に効率がよく、負荷変動への追従性がよいとされている、ガスタービン発電システムの概要と、本研究で対象とする高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)システムの検証機の設計・製作のための課題を検討し、研究の目的を述べた。

第2章では、ガスタービンシステムの加湿装置として増湿塔を検討し、増湿塔の充填物内部の熱・物質移動現象をモデル化する。増湿塔の出口流体条件を計算可能なモデルを構築し、AHAT システム全体の熱物質収支を評価する。過去に実施された増湿塔の要素試験データと本モデルによる計算結果を比

較し、さらにそのモデルを用いて AHAT システム検証機の増湿塔の塔径、充填物の種類、充填物高さを検討する。さらに、システム全体の計算と連動させて、効率や周辺熱交換器の伝熱面積の観点から、検証機の増湿塔へ供給する熱水、空気など流体供給条件を決定する。

第 3 章では、ガスタービンシステムの水回収装置として、排ガス側の圧力損失の面で有利なスプレイ式水回収装置を検討し、スプレイ液滴の落下運動と、液滴と排ガスの熱・物質移動現象をモデル化する。水回収装置の出口条件を計算可能なモデルを構築し、AHAT システム全体の熱物質収支を評価する。そのモデルを用い、システム検証機の水回収装置のダクトサイズ、気液接触長さ、スプレイ液滴径、スプレイ流量など基本仕様を決定する。

第 4 章では、高湿分空気利用ガスタービンシステム全体に関して、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支計算を行うために、第 2 章の増湿塔、第 3 章の水回収装置以外の、ガスタービン本体、熱交換器などの機器に関してモデル化を行う。逐次法によりシステム全体の熱物質収支計算を行うにあたり、一次遅れ要素を利用して、計算の発散を防ぐ工夫をする。本手法を用いて、AHAT システム検証機の定格運転条件や機器仕様を決定し、システム検証機の起動停止も含めた運用計画を策定する。さらに、大気温度の変化によるシステム全体の応答を計算し、季節による発電端出力、発電端効率、水回収装置による回収水量を予測する。これにより、年間の発電設備の運用計画、燃料や水などの運転に必要なユーティリティの調達計画を立案する。

第 5 章では、前章で検討した AHAT システム検証機を運転することにより、AHAT システムの固有機器である、第 2 章の増湿塔、第 3 章の水回収装置の動作を実証する。出口流体の温度条件や加湿量、水回収量の計算結果と実測値の比較により、これらの章で構築した機器の熱・物質移動モデルの妥当性を検討する。さらに、大気条件や給水流量、発電端出力などの境界条件を入力とし、システム構成各点の温度、圧力などの計算結果と実測値を比較し、第 4 章で構築したシステム評価手法の妥当性と、AHAT システムの原理的な成立性を確認する。さらに、圧力比 24 で出力 100 MW のシステム等を仮定し、増湿塔の流体条件、サイズ、水回収装置の流体条件、サイズなど、商用機の AHAT システム固有の機器の仕様を検討する。

第 6 章では、本研究の結論を述べる。

2. 増湿塔の基本仕様検討

2.1 従来研究

空気あるいはガスと、液体の水を直接接触させるガスの加湿操作は、従来から空気調和工学や化学工学で行われてきた。身近なものとしては冷却塔での気液接触操作があり、冷却塔の設計や流体出口条件の計算は、図的解法 [35] [36]や、数値解法 [37] [38]により、実用的な精度で予測可能となっている。

しかしながら、高温高压の空気に対して飽和まで加湿する用途は、従来は見られず、HAT サイクルの研究が開始されてから、比較的高温高压な空気への加湿機器の研究が見られるようになった。表 2-1 に、ガスタービンの圧縮空気への加湿方法としてこれまで検討された方式と、研究状況、課題をまとめる。

世界で初めて HAT サイクルのパイロットプラントを建設した Lund 大学の Rosén は、1993 年に、EvGT と呼ばれる HAT サイクルのシステム構成とガスタービンの圧力比を変化させたシステムサーベイ [39]を実施した。そこでは排熱回収機器として、後置冷却器のみの場合、中間冷却器と後置冷却器を備えた場合、中間冷却器と後置冷却器とエコノマイザを備えた場合のシステム性能の比較が行われた。増湿塔のモデルは、図 2-1 のように操作線と飽和線の温度差であるピンチポイント温度差(ΔT_{PP})を熱・物質移動の代表値として計算する簡易モデルであった。運転条件が変化した場合の応答を求めることは目的としておらず、システム性能の相互比較のためには必要十分であった。1999年、2000年には、同大学の Lindquist らが、EvGT パイロットプラントの運転結果を公開 [25] [26]している。これらの論文では、装置の詳細説明と、増湿塔の加湿量、散布水の出入口温度を始めプラント各部の温度・流量・圧力データが示されており、後日ジェノア大の Parente [40]をはじめ、他の研究者が増湿塔評価コードを作成した際の検証データとして参照されている。

2002 年になると、Lindquist により、EvGT パイロットプラントの運転結果と増湿塔の詳細モデルの計算結果との比較 [27] [28]がなされた。このモデルは、充填物内部を高さ方向に分割した一次元モデルであり、ガス相と液膜相の間に存在する境界層温度も考慮している。同研究では、水の蒸発量を決定する物質伝達率を評価する際の拡散係数を 3 種類比較しており、特定の拡散係数を用いた場合に、空気出口温度が実験結果と最も一致するとしている。しかし、同研究での計算方法は、現実には起こりえない空気の過飽和状態を許容しており、後日、ジェノア大の Parente らは、飽和以上には空気が加湿されないような条件式を追加して解析し、Lund 大の試験結果と一致することを示した [41] [42]。Parente らは、圧力比を変えた場合の塔径、充填物高さのサーベイや、増湿塔のコスト評価を実施している。

一方、2003 年には、増湿塔の動作条件について、厳密な解析解の検討 [43] [44]がなされている。この研究では、増湿塔へ供給する流体の条件を無次元化し、流体の出口条件の変化を解析的に求めている。また、ガス相と液膜相の間に存在する境界層温度について、厳密解と近似解を比較し、大差ないことを示すとともに、空気が過飽和で存在することを許容する場合と許容しない場合の比較をするなど、解析方法について深い検討がなされている。この研究では、試験結果との比較はなされていない。

増湿塔の静特性が明らかになるにつれ、増湿塔のオフデザイン点や動特性の研究もなされている。ジェノア大の Cevasco [45]は、マイクロガスタービンに増湿塔を組み合わせた場合の増湿塔のオフデザイン点計算と動特性解析が可能なコード(TRANSAT)を開発した。このコードは、静特性に関しては、Lund 大の実験データを用いて検証し加湿量などが 2 %以内の差で一致することを確認している。中国科学院の Wang ら [46]は、HAT サイクルの部分負荷特性、大気温度特性を検討しているが、その中で、増湿塔は Parente [41] [42]のモデルを基礎とした一次元モデルを構築しており、Lund 大の測定データ

[25] [26] [27] [28]を用いて検証している。

さらに、増湿塔として、充填物を用いずに、スプレイ式やチューブ式の場合の検討もなされている。スウェーデンの Royal Institute of Technology の Dalili [47] [48]は、充填物を用いた増湿塔と、スプレイ式、チューブ式の比較を行った。同研究では、単管を用いたチューブ式加湿装置の要素試験を実施し、良好な結果を得ており、特に小型のガスタービンや、圧力比が高いガスタービンを用いる場合には、チューブ式の利用を提案している。しかし、装置を大型化する場合、複数のチューブに均等な液膜を形成する構造、圧縮空気の分配構造に関しては、提示されていない。

一方、スプレイ式の加湿装置は、中国の上海交通大学、中国科学院で研究されている。Liu [49]らは、スプレイ式加湿装置の場合の動特性を計算により検討している。Xu [29]らは、スプレイ式加湿装置の実験を行い、計算モデルとの比較を行なったところ、水や空気の出口温度が計算モデルと 7.3 %の差で一致した。スプレイ式は、十分な気液接触時間を取るために、空気の流速を小さくし、容器の長さを長くすることが必要となる。そのため、高圧の条件、大流量の条件では圧力容器の大きさと肉厚が大きくなり、経済性を損なう可能性がある。

このように、従来研究を見ると、充填物式の研究事例が最も多く、他の方式よりも機器の大型化の観点で有利であると考えられる。また、充填物式では、補給水中の不純物は流下水側に残って濃縮されるため、高純度な補給水は不要であり、排ガスから回収した水の再利用も可能と考えられる。そこで、本研究において AHAT システム検証機に採用する加湿装置は、充填物式の増湿塔を選定した。

ここで、図 2-2 に、充填物式(Lindquist [27] [28])、スプレイ式(Xu [29])、チューブ式(Dalili [47] [48])における従来研究での、加湿装置出入口の空気及び水の温度の実験による測定結果を示す。同図には、本論文の AHAT システム検証機の増湿塔として、充填物式を仮定して計画した運転条件も記載してある。これらの条件では、低温の空気に、高温の水を散布し、気液接触により水を蒸発させ、蒸発潜熱を奪われた水は冷却されて排出され、空気は、高温水と熱交換して、温度が上昇した状態で排出される。同図には、それぞれの条件での空気入口の露点温度も記載してあるが、排出される水の温度は、物質移動の原理から、必ず露点温度よりも高温となる。気液接触の条件が理想的な場合は、入口空気露点温度と出口水温の温度差はゼロに近づくが、同図に引用した実際の例では、この温度差は 20 °C ～ 40 °C の程度である。

AHAT システムでは、圧縮機入り口で吸気に噴霧する WAC(吸気噴霧冷却)を装備しているため、同図に示すように、増湿塔入口空気の露点温度が 60 °C 以上の高温となり、増湿塔出口水温度が従来例よりも高温な、80 °C 以上となっている。また、従来例と異なり、約 150 °C の高温の水が、約 100 °C の空気と気液接触し、空気入口温度よりも低温な約 80 °C の水として排出されるという、温度の逆転現象が起きている。この加湿装置の出口水は、エコノマイザや空気冷却器への給水となり、排熱を回収することに用いられるため、システム熱効率の予測上、あるいはシステム運用計画の立案上、加湿装置の出口水温度を予測することが大変重要である。しかしながら、従来研究では、システム全体の運転条件の変化に起因する増湿塔のオフデザイン点での応答や、運転条件に関し検討されていない。そこで、本研究では、システム全体と連成してオフデザイン点も含めた増湿塔の応答を予測可能なモデルを構築し、ガスタービンの圧力比や排熱が変化する部分負荷運転でのシステム全体の状態や、増湿塔に供給する空気や熱水の運用条件を検討可能とする。

表 2-1 圧縮空気への加湿装置の方式と研究状況、課題

方式	充填物式	スプレイ式	チューブ式
原理	充填物の上方から熱水を散布し、流下しながら充填物表面に形成される液膜と、上向きの空気流との気液接触で熱水の一部を蒸発させる。	空気流に対向して液滴を噴霧し、空気と液滴表面の気液接触により液滴の一部を蒸発させる。	<ul style="list-style-type: none"> ・垂直なチューブの下方から空気を供給、上方からチューブ内壁面に沿って熱水を供給し、壁面に沿って流下する液膜表面から液膜の一部を蒸発させる。 ・チューブの外側に排ガスを接触させることにより、エコノマイザの機能をもたせることができる。
模式図			
研究状況	<ul style="list-style-type: none"> ・静特性の解析(Lindquist [27] [28], Parente [40] [41] [42], Aramayo [43] [44], Wang [46]) ・動特性の解析(Cevasco [45]) ・600kW規模のHATサイクルパイロットプラントでの運転試験(Lindquist [25] [26] [27] [28]) 	<ul style="list-style-type: none"> ・静特性の解析(Xu [29]) ・動特性の解析(Liu [49]) ・要素試験(Xu [29]) 	<ul style="list-style-type: none"> ・静特性の解析(Dalili [47] [48]) ・要素試験(Dalili [47] [48])
特徴	<ul style="list-style-type: none"> ・充填物により空気や液膜が空間的に分配されるため、空間的に均等な気液接触が得られる。 ・充填物を高くすることにより気液接触時間を容易に増加させることができる。 ・水中の不純物は流下水に残って濃縮されるため、高純度な補給水は不要。 	<ul style="list-style-type: none"> ・構造が比較的単純。 ・加湿量は噴霧量に略比例し、制御が比較的容易。 ・圧力損失は、最も少ない。 	<ul style="list-style-type: none"> ・容器の胴側にガスタービン排ガスを供給することにより、エコノマイザと加湿装置を兼用することができる。 ・チューブの直径は50mm程度であり、高圧力条件の場合でも構成が容易。
課題	<ul style="list-style-type: none"> ・加湿量は、充填物固有の特性によって決まるため、加湿量の予測、制御は複雑となる。 ・圧力損失は、スプレイ式よりも大きい。 	<ul style="list-style-type: none"> ・空間的に均等な気液混合、気液接触を得ることが難しく、実績少ない。 ・不純物が析出して下流側機器に移行するのを防ぐため、高純度な補給水が必要。 	<ul style="list-style-type: none"> ・概念検討の段階であり、特に大型化する場合に、チューブ内に均等に液膜や空気流を形成するヘッダ構造が示されていない。 ・加湿量は、形成される液膜の蒸発特性によって決まるため、加湿量の操作は複雑となる。

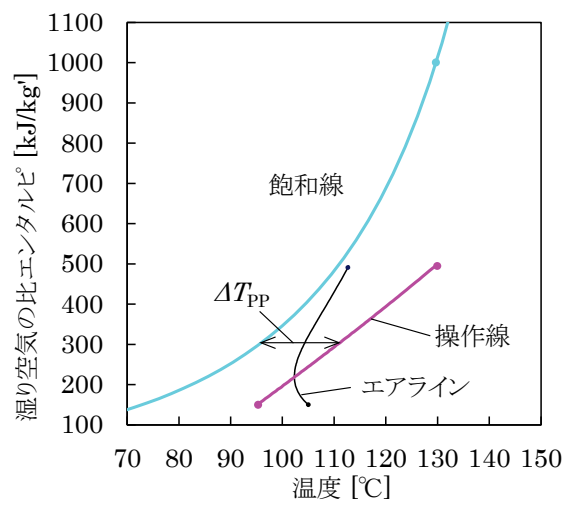


図 2-1 AHAT システム検証機の増湿塔の温度－比エンタルピー線図

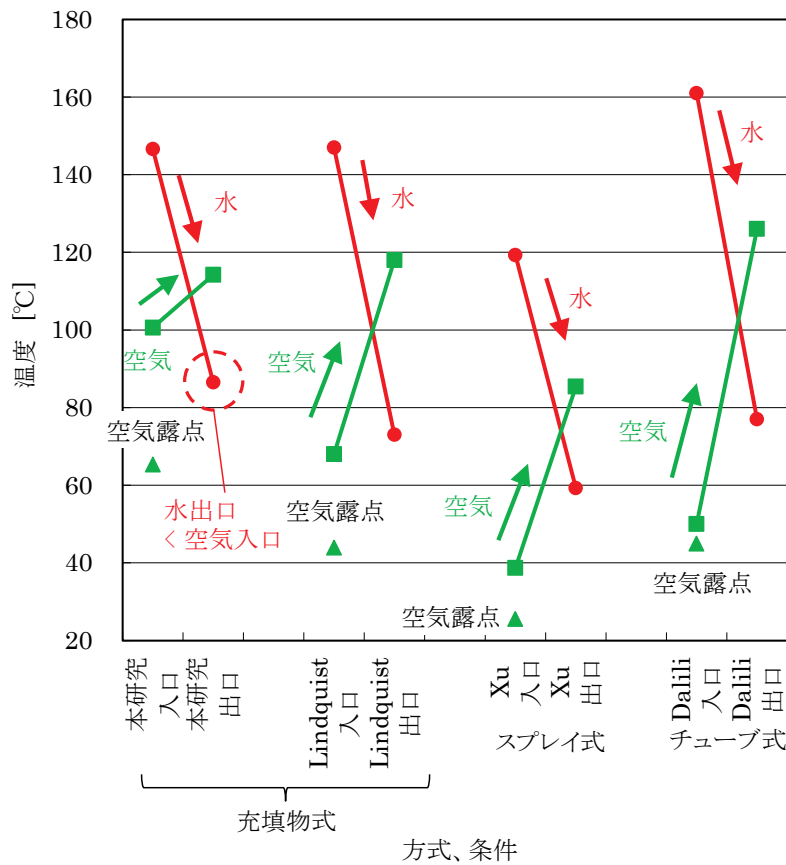


図 2-2 加湿装置出入り口における空気温度および水温の、従来研究(Lindquist [27] [28], Xu [29], Dalili [47] [48])の測定結果と、本研究の増湿塔の計画条件

2.2 増湿塔内の熱と物質移動の計算方法

2.2.1 従来研究の熱・物質移動のモデル

従来研究として、Lindquist ら [27] [28]、Parente ら [41] [42]による増湿塔の計算モデルがある。これらは、図 2-3 に示すように、増湿塔の充填物表面を流下する液膜と、充填物の空間を上昇する湿り空気との熱・物質移動を評価するモデルである。液膜内部の温度勾配を考慮し、湿り空気と液膜の間に境界層を仮定している。流下液膜の蒸発は、この境界層の温度に対応した飽和水蒸気圧と湿り空気の水蒸気圧の差を駆動力として生じるというモデルになっている。

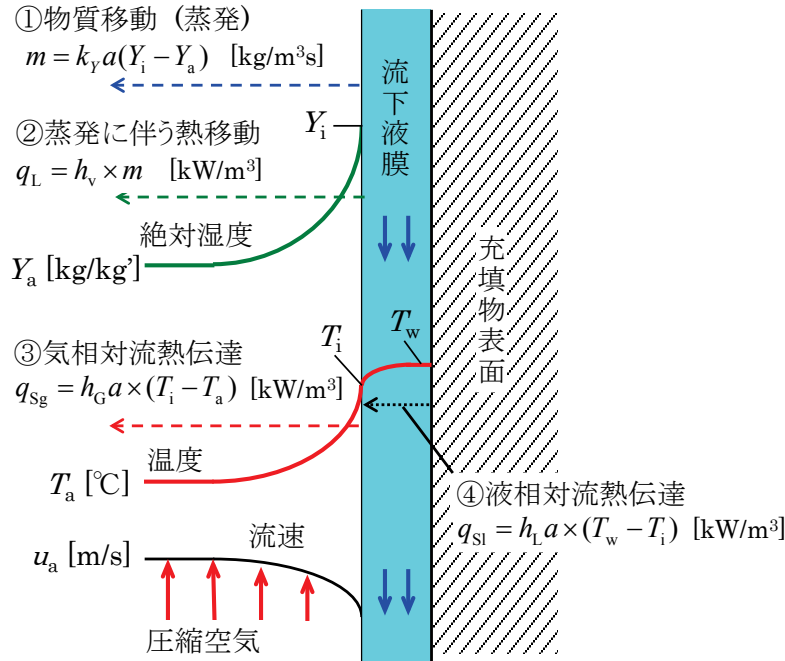


図 2-3 Lindquist ら [27] [28]による増湿塔モデル

Lindquist らによると、境界層の温度 T_i [°C]は、式(1)に示すように、液相の熱伝達容量係数 $h_L a$ [kW/m³K]と気相側の熱伝達容量係数 $h_G a$ [kW/m³K]、物質移動容量係数 $k_y a$ [kg/m³s]、境界層および湿り空気の湿分質量割合 X_i [-]、 X_a [-]、蒸発潜熱 Δh_v [kJ/kg]等を用い関係づけられる。湿分質量割合 X [-]は、図 2-3 に示した絶対湿度 Y [kg/kg]とは、 $Y = X / (1 - X)$ の関係がある。式(1)は、液膜と境界層の間の熱移動、境界層との湿り空気との熱移動のつり合いを示す式であり、同式の左辺は、液膜主流から境界層への強制対流熱伝達、右辺第一項は、境界層との湿り空気との間の強制対流熱伝達、右辺第二項は、境界層から湿り空気主流への水の蒸発に伴う熱移動を示す。この時の蒸発量は、境界層での水蒸気分圧と、湿り空気主流の水蒸気分圧の差を駆動力として生じる一方拡散の式で表現される。

$$h_L a (T_w - T_i) = h_G a (T_i - T_a) + k_y a \frac{X_i - X_a}{1 - X_i} \Delta h_v \quad (1)$$

この式を変形することにより、境界層の温度 T_i [°C]は、次式で求められる。

$$T_i = \frac{1}{h_L a + h_G a} \left(h_L a T_w + h_G a T_a - k_Y a \frac{X_i - X_a}{1 - X_i} \Delta h_v \right) \quad (2)$$

この式に用いられる水・空気系の熱伝達、物質移動容量係数 $h_L a$, $h_G a$, $k_Y a$ は、例えば、充填物がラシヒリングの場合は、稲積ら [35]により次の実験式が提案されている。

$$h_L a = 0.0625 Re_a^{0.62} Re_w^{0.50} \left(\frac{D_T}{D_P} \right)^{0.20} \lambda_L D_P^{-2} \quad (3)$$

$$h_G a = 0.785 Re_a^{0.90} Re_w^{0.15} \left(\frac{D_P}{D_T} \right)^{0.80} \lambda_a D_P^{-2} \quad (4)$$

$$k_Y a = 0.628 Re_a^{0.90} Re_w^{0.15} \left(\frac{D_P}{D_T} \right)^{0.80} \rho_a D_G D_P^{-2} \quad (5)$$

但し、 $80 \leq Re_a \leq 4,500$ 、 $4 \leq Re_w \leq 500$ 、

$4 \leq D_T/D_P \leq 20$ 、 $10 \text{ mm} \leq D_P \leq 50 \text{ mm}$ 。

ところで、式(2)では、境界層の温度 T_i を導出するために、境界層での湿分質量割合 X_i が必要となり、湿分質量割合 X_i は、境界層温度 T_i に対応した飽和水蒸気圧力から決まるため、全体の熱収支が合う境界層の温度 T_i を繰り返し法により求める必要が生じる。

また、Parente ら [41] [42] は、空気と液膜との熱伝達に対して、式(6)(7)で示される Ackermann 効果 [50]の補正を行なっている。Ackermann 効果とは、蒸発などの物質移動現象があるときに、蒸気の温度を蒸発面温度から気相主流温度まで変化させる顕熱移動が生じるため、物質移動が存在しない場合と比較して見掛けの熱伝達率が変化する現象である。式(6)の h_{G0} [W/m²]および h_G [W/m²]は、それぞれ物質移動無しおよび物質移動有りの場合の気相熱伝達係数、 α [-]は Ackermann 因子と呼ばれる式(7)で定義される係数である。この式で、 m [kg/m³s]は体積当たりの物質移動量、 C_{pv} [kJ/kg/K]は気相の定圧比熱であり、 α とは、液膜表面から蒸発した水蒸気を気相の主流温度まで温度変化させる熱量と、空気と蒸発面との対流熱伝達による熱移動量の比である。増湿塔の条件では、充填物の上部では蒸発面温度の方が気相主流温度よりも高温であるため、式(7)の物質移動量 m [kg/m³s]が正の値の場合、式(6)で示される h_G/h_{G0} は、1 よりも大きい値となる。

$$\frac{h_G}{h_{G0}} = \frac{\alpha}{1 - e^{-\alpha}} \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{m C_{pv}}{a h_{G0}} \quad (7)$$

2.2.2 本研究の熱・物質移動のモデル

前記の従来研究は、増湿塔の挙動評価を主要テーマとした研究であるが、本研究では、増湿塔の他にも多数の機器の特性を同時に評価し、システム全体の熱物質収支計算を収束させる必要がある。そこで本研究では、従来のモデルに対してシステム全体の計算に必要な精度と、物質伝達率などのデータの入手性、計算速度のバランスを考慮して簡略化する方針とし、図 2-4 に示す充填物表面の熱および物質移動モデルを検討した。Lindquist ら [27] [28]、Parente ら [41] [42]による増湿塔の従来研究から簡略化した内容とその根拠を以下に示す。

(1) 液側熱抵抗および境界層の無視

前記式(2)で、境界層温度 T_i を決めるためには、境界層での湿分質量割合 X_i を知る必要がある。 X_i は境界層温度 T_i の飽和水蒸気圧に依存し非線形な関係にあるため、温度 T_i を仮定して繰り返し計算などにより求める必要があり、計算の負荷が増大する。

ガスタービンの圧力比 π が 10 の AHAT システムの作動条件と、後述する 2.3 節の要素試験の増湿塔の作動条件を想定し、式(2)で境界層温度 T_i を実際に求めた場合の各変数の値を表 2-2 に示す。境界層温度 T_i を求めるためには h_{La} , h_{Ga} , k_{ya} の評価が必要であり、充填物の種類としてはこれらの評価式が存在するラシヒリングを想定した。また、増湿塔の内部で最も物質移動量が大いのは充填物の最上部であり、最上部の流体条件を想定している。この結果によると、式(2)の右辺の括弧内の第二項である気相側の熱伝達容量係数と温度の積 $h_{Ga}T_a$ は、括弧内の第一項である液側の熱伝達容量係数と温度の積 $h_{La}T_w$ と比較して、約 1/30～1/100 である。また、括弧内の第三項は液膜の蒸発潜熱による熱移動に関連する項であるが、やはり第一項と比較して約 1/20～1/80 の大きさである。これにより、AHAT システム検証機の増湿塔の作動条件、即ち第 2.3 節の要素試験の増湿塔の作動条件では、式(2)の右辺で主要な項は括弧内の第一項であることが判り、残りの第二項と第三項を無視すると、同式は $T_i = T_w$ と近似することができる。その結果、境界層の温度 T_i を繰り返し法などで求めることが不要となり、液相の熱伝達容量係数 h_{La} の計算も不要となる。

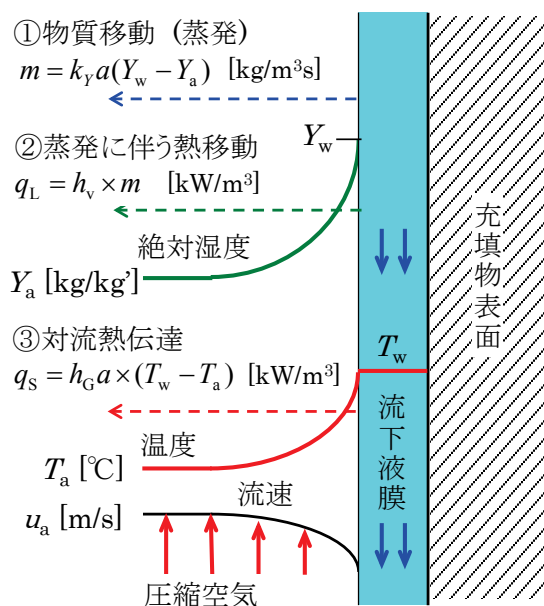


図 2-4 本研究の増湿塔充填物表面の熱・物質移動モデル

表 2-2 増湿塔の作動条件での境界層温度などの試算結果

分類	変数名	記号	単位	AHAT ($\pi=10$ 仮定)	2.3節の 要素試験	備考
空気側 条件	温度	T_a	°C	107	67	
	圧力	P	MPa	1	0.5	
	密度	ρ_a	kg/m ³	7.89	5.12	
	絶対湿度(最大部)	Y_a	kg/kg'	0.186	0.027	
	湿分質量割合	X_a	kg/kg	0.156	0.026	
	レイノルズ数	Re_a	-	5.57E+03	2.33E+03	$Re_a = D_p G / \mu_a$
	乾燥空気質量流量	G	kg/m ² s	5.0	3.2	
	粘性係数	μ_a	Pa・s	2.25E-05	2.07E-05	
	熱伝導率	λ_a	W/mK	3.60E-02	2.92E-02	
	定圧比熱	C_{pv}	kJ/kgK	1.02	1.01	
	空気・水相互拡散係数	D_a	m ² /s	3.97E-06	7.94E-06	
流下水側 条件	温度	T_w	°C	167	88	
	レイノルズ数	Re_w	-	7.71E+02	1.73E+02	$Re_w = D_p L / \mu_w$
	質量流量	L	kg/m ² s	5.0	3.8	
	粘性係数	μ_w	Pa・s	1.62E-04	3.27E-04	
	熱伝導率	λ_w	W/mK	6.80E-01	6.71E-01	
	蒸発潜熱	Δh_v	kJ/kg	2200	2200	
充填塔 仕様	塔径	D_T	m	1.4	0.26	
	充填物種類	-	-	ラシヒリング	ラシヒリング	金属製
	充填物代表長さ	D_P	m	0.025	0.015	
	充填物の気液有効面積	a	m ² /m ³	206	420	
熱・物質 移動係数の 計算結果	液相熱伝達容量係数	h_{La}	W/m ³ K	8.87E+05	5.30E+05	
	気相熱伝達容量係数	h_{Ga}	W/m ³ K	1.15E+04	2.41E+04	
	気相物質移動容量係数	k_{Ya}	kg/m ³ s	5.36E+00	2.02E+01	
境界層 条件の 導出	液膜表面(境界層)温度	T_i	°C	158.2	86.1	熱収支が合う温度を 繰り返し法で求める
	液膜表面温度の 飽和水蒸気圧	P_i	MPa	0.591	0.060	
	液膜表面の湿分質量割合	X_i	-	0.473	0.038	
式(2)右边	括弧内第一項	$h_{La} T_w$	W/m ³	1.48E+08	4.67E+07	
	括弧内第二項	$h_{Ga} T_a$	W/m ³	1.23E+06	1.62E+06	
	括弧内第三項	$k_{Ya} (X_i - X_a) / (1 - X_i) \cdot \Delta h_v$	W/m ³	7.07E+06	5.73E+05	
式(7)	蒸発量	m	kg/m ³ s	3.2	0.26	$m = k_{Ya} (X_i - X_a) / (1 - X_i)$
	気相熱伝達係数	h_{G0}	W/m ² K	55.9	57.4	$h_{G0} = h_{Ga} / a$
	Ackermann因子	α	-	0.285	0.011	$\alpha = m C_{pv} / (a h_{G0})$
式(6)	Ackermann因子補正結果	h_G / h_{G0}	-	1.149	1.005	$h_G / h_{G0} = \alpha / (1 - e^{-\alpha})$

(2) マクロな熱伝達および物質伝達相関式の利用

前記の従来研究 [27] [28] [41] [42]では、物質移動および熱移動熱伝達容量係数 h_{La} , h_{Ga} , k_{Ya} を求めるために、充填物の等価直径、ガス流速、液膜流速、液膜の厚さ、レイノルズ数などを計算して、それらを入力とする半経験式から求めている。充填物の領域を高さ方向に複数のセルに分割して繰り返し

計算するため、これらの入力値を計算するための負荷が大きい。

一方、現在市販されている充填物には、塔の単位断面積あたりのガス流量と液流量を入力すれば、液膜の速度や液膜の厚さなど、内部の詳細な状態を考慮しなくとも、熱伝達、物質伝達係数を評価可能な相関式あるいは特性曲線が提示されているものがある。そのような特性曲線を利用することにより、液膜の厚さやレイノルズ数などのマイクロな情報を意識することなく、物質移動量、交換熱量を、より簡便に計算可能である。

本研究で選定した充填物は、充填物メーカーからガス側と液側の総括物質移動係数が開示されている。本研究の増湿塔の用途では、前記したように、気相側の熱伝達容量係数 h_{Ga} は、液側の熱伝達容量係数 h_{La} と比較して約 $1/30 \sim 1/100$ と小さい。即ち、ガス側支配の系であるため、総括物質移動係数から物質伝達と熱伝達のアナロジーにより総括熱伝達容量係数を導出し、気相側の熱伝達容量係数は総括熱伝達容量係数と等しいと近似することにより、物質移動量、交換熱量を、簡便に計算可能となる。

(3) Ackermann 効果の補正の非適用

AHAT システム検証機の増湿塔の作動条件、第 2.3 節の要素試験の増湿塔の作動条件で、Parente ら [41] [42] が実施した Ackermann 効果の補正係数を計算した結果を、前記表 2-2 に併記する。同表によると、式(7)の Ackermann 因子 α は、0.285 および 0.011、補正係数にあたる式(6)の $h_G/h_{G0} = \alpha / (1 - e^{-\alpha})$ の値は 1.149 および 1.005 となり、液膜表面からの蒸発が無い場合と比較して、熱伝達係数が若干向上する結果となった。これらの効果は、充填物の高さを計画する観点からは、若干の余裕を持つ側であり、本研究では Ackermann 効果の補正は実施しないこととした。

2.2.3 支配方程式と離散化

前項の(1)～(3)を適用した増湿塔のモデルにより計算するため、図 2-5 に示す一次元の離散化を行った。増湿塔の充填物内を上昇する湿り空気と、流下する液膜の流路を仮定し、これら流路は高さ方向に複数のセルに分割し、同じ高さの空気と液膜のセル間の、熱移動と物質移動を評価する一次元モデルである。同図に示すように、湿り空気および液膜の温度、湿度、比エンタルピー、流量など全ての変数は、上下のセル端面で定義した。セル中心で温度などを定義した方が、物質伝達などを計算する式が簡単になるが、下流側のセルに伝達する保存量は流量と比エンタルピーの積であり、同一の点でこれらを定義した方が、厳密な計算が可能となるためである。また、一次元体系での定常計算であり、乾燥空気の質量流量は全セルで一定であることから、流れ方向の圧力変化は無視し、全セルで同一の圧力とした。後節で評価するが、AHAT システム検証機の場合、充填物の圧力損失は 0.26 kPa/m 程度と小さく、密度や蒸気飽和温度などを計算するためには全セルで一定と近似しても結果に影響は少ない。このモデル化した増湿塔充填物内部での物質移動、熱移動の定常解を求める方法として、各変数に初期値を与えて非定常の微分方程式を差分式にして解き、各変数の解が一定値に収束するまで計算する逐次法を用いた。

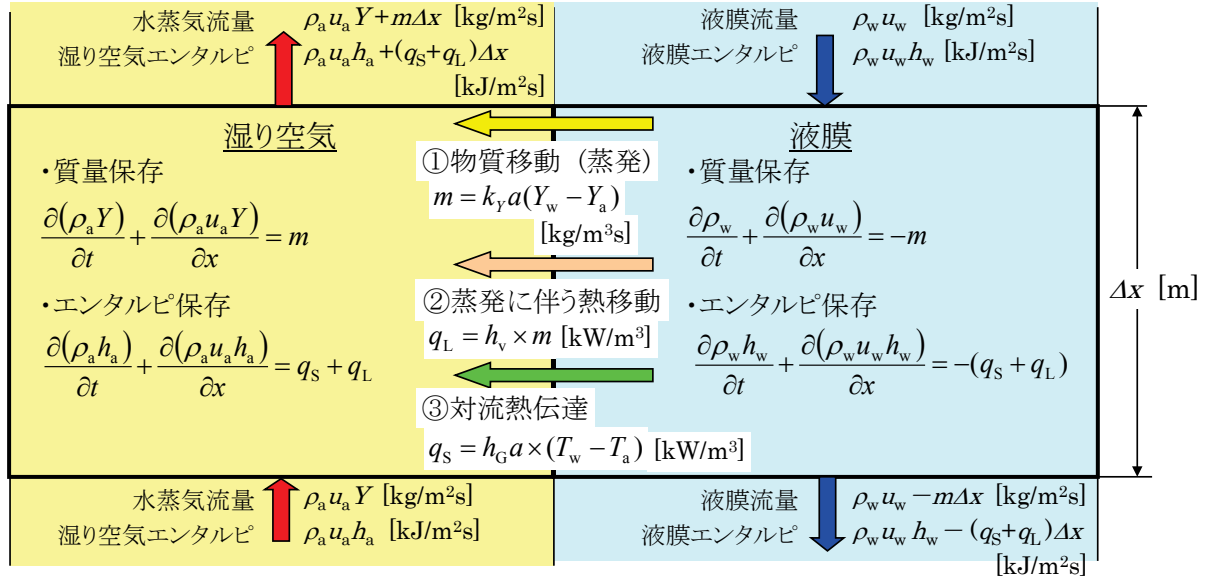


図 2-5 本研究の増湿塔の離散化モデルと支配方程式

以下(a)～(f)に、本研究でモデル化した非定常微分方程式と、対応する差分式を示す。

(a) 湿り空気中の湿分の質量保存

増湿塔充填物の着目セルの単位体積あたりの湿分の収支は、液膜表面からの蒸発量を m [kg/m³s]とすると、次式で示される。この式で、 ρ_a [kg/m³]とは、乾燥空気の密度であり、 Y [kg/kg]とは、絶対湿度、 u_a [m/s]は乾燥空気の速度であり、 x 座標の向きは空気流れに合わせ上向きを正とした。

$$\frac{\partial(\rho_a Y)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_a u_a Y)}{\partial x} = m \quad (8)$$

これを变形すると、

$$\frac{\rho_a \partial Y}{\partial t} + \frac{Y \partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\rho_a u_a \partial Y}{\partial x} + \frac{Y \partial(\rho_a u_a)}{\partial x} = m \quad (9)$$

ここで、連続の式より、

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_a u_a)}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

これを代入すると

$$\frac{\rho_a \partial Y}{\partial t} + \frac{\rho_a u_a \partial Y}{\partial x} = m \quad (11)$$

さらに、増湿塔内の乾燥空気流量を G_D [kg/s]、増湿塔の空塔断面積を S [m²]とすると、塔に垂直な全ての断面で $\rho_a u_a = G_D/S$ となるので、

$$\frac{\rho_a \partial Y}{\partial t} + \frac{G_D \partial Y}{S \partial x} = m \quad (12)$$

これを差分式とすると、空気流れの x 座標の向きは上向きが正なので

$$\frac{\rho_a^N (Y_i^{N+1} - Y_i^N)}{\Delta t} + \frac{G_D (Y_{i-1} - Y_i)}{S \Delta x} = m \quad (13)$$

ある時刻の絶対湿度から、次のタイムステップの絶対湿度を求める差分式は、以下となる。

$$Y_i^{N+1} = Y_i^N + \Delta t \times \frac{1}{\rho_a} \left(\frac{G_D (Y_i - Y_{i-1})}{V_{\text{cell}}} + m \right) \quad (14)$$

(b) 湿り空気のエンタルピ保存

湿り空気のエンタルピ保存は、強制対流による熱移動量 q_s [kW/m³]と物質移動による熱移動量 q_L [kW/m³]を用い、次式で表わせる。なお、 h_a [kJ/kg]は、乾燥空気質量基準の湿り空気の比エンタルピである。

$$\frac{\partial(\rho_a h_a)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_a u_a h_a)}{\partial x} = q_s + q_L \quad (15)$$

これも同様に、連続の式を代入して、次式に変形できる。

$$\frac{\rho_a \partial h_a}{\partial t} + \frac{\rho_a u_a \partial h_a}{\partial x} = q_s + q_L \quad (16)$$

さらに、 $\rho_a u_a$ は一定値($\rho_a u_a = G_D/S$)となるので、

$$\frac{\rho_a^N (h_{a,i}^{N+1} - h_{a,i}^N)}{\Delta t} + \frac{G_D (h_{a,i-1} - h_{a,i})}{S \Delta x} = q_s + q_L \quad (17)$$

ある時刻の湿り空気の比エンタルピから、次のタイムステップの比エンタルピを求める差分式は、以下となる。

$$h_{a,i}^{N+1} = h_{a,i}^N + \Delta t \times \frac{1}{\rho_a} \left(\frac{G_D (h_{a,i} - h_{a,i-1})}{V_{\text{cell}}} + q_s + q_L \right) \quad (18)$$

(c) 液膜の質量保存

増湿塔の内部では、不規則な形状の充填物の表面を、液膜が不規則な方向に蛇行しながら流下するため、局所的には、液膜の厚さや流速、流れの向きが絶えず変化している。それを詳細に追跡することは難しいので、増湿塔の全ての水平断面において、液膜全体が鉛直下向きに定数 u_w [m/s]の平均速度で流下していると考える。液膜表面からの蒸発などによる高さ方向の液膜流量の変化は、仮想的な液膜密度を示す変数 ρ_w [kg/m³]で表現することとし、 $\rho_w u_w = L_D/S$ [kg/m²s]と定義する。ここで L_D [kg/s]は、増湿塔内の着目する水平断面の液膜質量流量を示す変数であり、 S [m²]は増湿塔の空塔断面積である。

液膜の質量保存式は、単位空塔体積あたりの液膜表面からの蒸発量を m [kg/m³s]とすると、次式で表現できる。

$$\frac{\partial \rho_w}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_w u_w)}{\partial x} = -m \quad (19)$$

前記の $\rho_w u_w = L_D / S$ [kg/m²s] の関係を用い、 u_w [m/s] は定数であるので、次式に変形できる。

$$\frac{\partial L_D}{S u_w \partial t} + \frac{\partial L_D}{S \partial x} = -m \quad (20)$$

これを差分式とし、次式を得る。

$$\frac{L_{D,i}^{N+1} - L_{D,i}^N}{S u_w \Delta t} + \frac{L_{D,i} - L_{D,i-1}}{S \Delta x} = -m \quad (21)$$

ある時刻の液膜質量流量から、次のタイムステップの液膜質量流量を求める差分式は、以下となる。

$$\frac{L_{D,i}^{N+1} - L_{D,i}^N}{S u_w \Delta t} = -m - \frac{L_{D,i} - L_{D,i-1}}{V_{\text{cell}}} \quad (22)$$

$$L_{D,i}^{N+1} = L_{D,i}^N + \Delta t \times S u_w \left(\frac{L_{D,i-1} - L_{D,i}}{V_{\text{cell}}} - m \right) \quad (23)$$

ここで、定数 u_w [m/s] は正確な値は判らないので、計算の過程では暫定値を入力して計算することとする。求めるのは定常解であるので、計算結果に影響は無い。

(d) 液膜側エンタルピー保存

液膜側エンタルピー保存式は、液膜の質量保存式と同様に、以下で表わせる。

$$\frac{\partial \rho_w h_w}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_w u_w h_w)}{\partial x} = -(q_s + q_L) \quad (24)$$

液膜の質量保存式を代入して、次式に変形できる。

$$\frac{\rho_w \partial h_w}{\partial t} + \frac{h_w \partial \rho_w}{\partial t} + \frac{h_w \partial(\rho_w u_w)}{\partial x} + \frac{\rho_w u_w \partial(h_w)}{\partial x} = -(q_s + q_L) \quad (25)$$

$$\frac{\rho_w \partial h_w}{\partial t} - h_w m + \frac{\rho_w u_w \partial(h_w)}{\partial x} = -(q_s + q_L) \quad (26)$$

$\rho_w u_w = L_D / S$ であるので、

$$\frac{L_D \partial h_w}{u_w S \partial t} - h_w m + \frac{L_D \partial h_w}{S \partial x} = -(q_s + q_L) \quad (27)$$

差分化して、

$$\frac{L_D(h_{w,i}^{N+1} - h_{w,i}^N)}{u_w S \Delta t} - h_w m + \frac{L_D(h_{w,i} - h_{w,i-1})}{V_{\text{cell}}} = -(q_S + q_L) \quad (28)$$

ある時刻の液膜の比エンタルピから、次のタイムステップの比エンタルピを求める差分式は、以下となる。

$$h_{w,i}^{N+1} = h_{w,i}^N + \Delta t \times \frac{u_w S}{L_D} \left[h_w m + \frac{L_D(h_{w,i-1} - h_{w,i})}{V_{\text{cell}}} - (q_S + q_L) \right] \quad (29)$$

(e) 物質移動の関係式

液膜表面からの蒸発量 m [kg/m³s]は、気相物質移動係数 k_Y [kg/m²s]と、単位容積あたりの気液有効界面積 a [m²/m³]を用いて、次式で示される。これらの積である気相物質移動容量係数 $k_Y a$ [kg/m³s]は、充填物固有の特性であり、充填物メーカーの資料をもとに、後述する推算方法により推定した。

$$m_i = k_Y a (Y_{w,i} - Y_{a,i}) \quad (30)$$

(f) 熱移動の関係式

液膜表面からの強制対流熱伝達による熱移動量 q_S [kW/m³]および物質移動による熱移動量 q_L [kW/m³]は、それぞれ以下で表される。

$$q_S = h_G a \times (T_{w,i} - T_{a,i}) \quad (31)$$

$$q_L = h_v \times m_i \quad (32)$$

ここで、気相熱伝達容量係数 $h_G a$ [kW/m³K]は、Chilton・Colburn のアナロジーにより、次式の Lewis の関係を用いて $k_Y a$ から求めた。

$$h_G / k_Y \approx C_H \quad (33)$$

これらの差分式は、FORTRAN 言語にてコーディングし、増湿塔単体の条件で計算可能とするとともに、後述の AHAT システムのヒートマスバランス計算ツールからもサブルーチンとして利用可能とした。なお、計算セルの分割数は、いくつかの分割数による計算結果の比較から、分割数の大きさの影響が十分に小さくなる条件として、40 分割を選定した。

2.3 要素試験結果との比較

前節でモデル化した方法で AHAT システム検証機の増湿塔を設計する前に、過去に日立製作所で実施された増湿塔の要素試験 [51]のデータと比較し、検証した。

2.3.1 試験装置、方法

増湿塔の要素試験装置の概略系統図を図 2-6 に、要素試験装置の増湿塔の仕様を表 2-3 に示す。空気圧縮機より送出される圧縮空気は、電気ヒーターで温度を調整して増湿塔の充填物の下部空間へ供給される。充填物への散布水は、増湿塔下部空間に貯蔵された水をポンプで加圧し、電気ヒーターで温度を調整し、充填物へ散布してから、再び増湿塔下部空間で捕集して貯蔵する構成となっている。

増湿塔の充填物は、一般的なラシヒリングが用いられている。充填物の高さが高い場合、途中の段で空気および水の温度や空気湿度などの状態量に変化してしまい、入口境界条件を変化させた影響が測定できないことが想定される。そこで、大部分の試験では、充填物の充填高さを 200 mm として測定され、一部の試験のみ充填物高さを 1000 mm として測定されている。

次に、この試験装置における試験条件を表 2-4 に示す。空気流量および散布水の流量は、次節でシステム検証機の増湿塔の塔径を検討する際に説明するフラッディング流速から決定し、効率よく空気と散布水が気液接触する範囲で選定した。基準ケースにおける空気側の Re 数は約 2,700、水側の Re 数は約 190、充填物の代表長さに対する塔径の比 D_T/D_P は約 16 であり、稲積ら [35]により提案された実験式の適用条件範囲である。空気および散布水の温度、増湿塔圧力は、試験設備の制約から、AHAT システムの動作条件よりも低温、低圧となっているが、圧縮空気へ熱水を散布した場合の物質伝達および熱伝達の傾向の把握、前節で検討した増湿塔の特性モデルと計算手法の妥当性を検証する目的には適用できると考える。

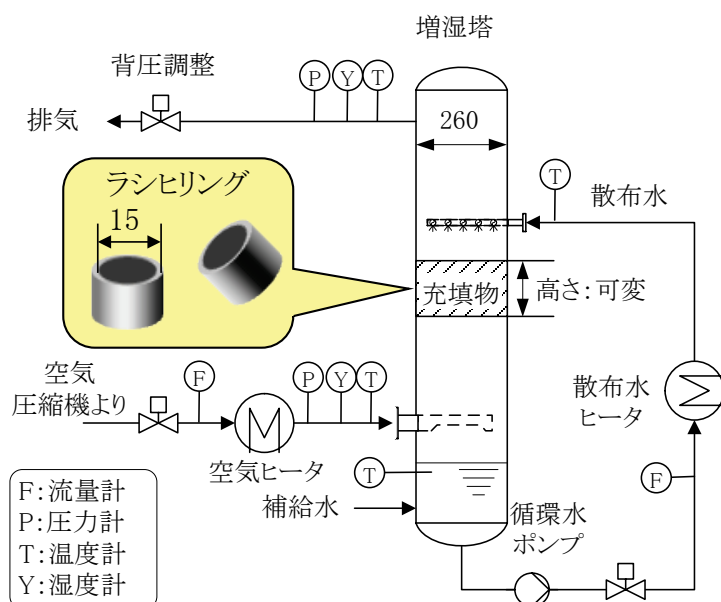


図 2-6 増湿塔の要素試験装置の概要 (単位: mm)

表 2-3 要素試験装置の増湿塔の仕様

項目	条件	備考
増湿塔容器	内径 260 mm×高さ 3300 mm	ステンレス製円筒容器
充填物	ラシヒリング(RR) 呼び径 15 mm	材質:SUS304
充填物高さ	200 mm(全ケース)、 1000 mm(水温変化試験のみ)	空気および散布水の入口境界条件の影響を明確にするため、充填高さを低くして計測
液分散器	樋(とい)型	
ガス分散器	多孔管型	

表 2-4 増湿塔の要素試験の基準条件と変化範囲

項目	基準条件	変化範囲	備考
散布水流量(入口) [kg/s]	0.2	0.08～0.29	$Re_w = 190$
散布水温度(入口) [°C]	88	65～96	
空気流量(入口) [kg/s]	0.17	0.07～0.18	$Re_a = 2,700$
空気温度(入口) [°C]	55	-	
増湿塔圧力 [MPa]	0.50	0.32～0.70	

2.3.2 熱・物質移動係数

前節で示した、稲積ら [35]による以下の、水-空気系の気相物質移動容量係数の実験式を用いる。

$$k_y a = 0.628 Re_a^{0.9} Re_w^{0.15} \left(\frac{D_p}{D_T} \right)^{0.8} \rho_a D_G D_P^{-2} \quad (34)$$

但し、 $80 \leq Re_a \leq 4,500$ 、 $4 \leq Re_w \leq 500$ 、
 $4 \leq D_T / D_P \leq 20$ 、 $10 \text{ mm} \leq D_P \leq 50 \text{ mm}$ 。

この式は、空気が蒸発潜熱を奪って水を冷却する試験で導出されたものであり、AHAT システムおよび要素試験の増湿塔の動作条件とは圧力や温度条件が異なると考えられるが、要素試験の条件のレイノルズ数や塔径などの範囲が、上式の適用範囲に入っているため、上式により前節でモデル化した増湿塔計算手法が検証可能であると考え。

2.3.3 基準条件の計算結果

前項に記載した空気および散布水の基準条件で計算した場合の、増湿塔の充填物の高さ方向の温度、絶対湿度、物質移動、相対湿度、対流による熱移動、蒸発による熱移動の分布を図 2-7 に示す。同図によると、空気の絶対湿度と、液膜表面の絶対湿度の差が物質移動(蒸発)の駆動力となっており、蒸発量と、蒸発による熱移動量は、充填物の上部で多くなっている。一方、対流による熱移動は空気の温度と液膜の温度差を駆動力として生じており、これも充填物の上部で多くなっている。ただし、対流による

熱移動量は、蒸発による熱移動量の約 1/10 であり、全体の熱交換は温度差よりも湿度差が支配している。

次に、基準条件に対する、空気および水の出口の温度、増湿塔全体での加湿量、交換熱量の計算結果を表 2-5 に示す。次項で、流体入口条件を変化させた試験結果に対して、これらの計算値がどうか比較する。

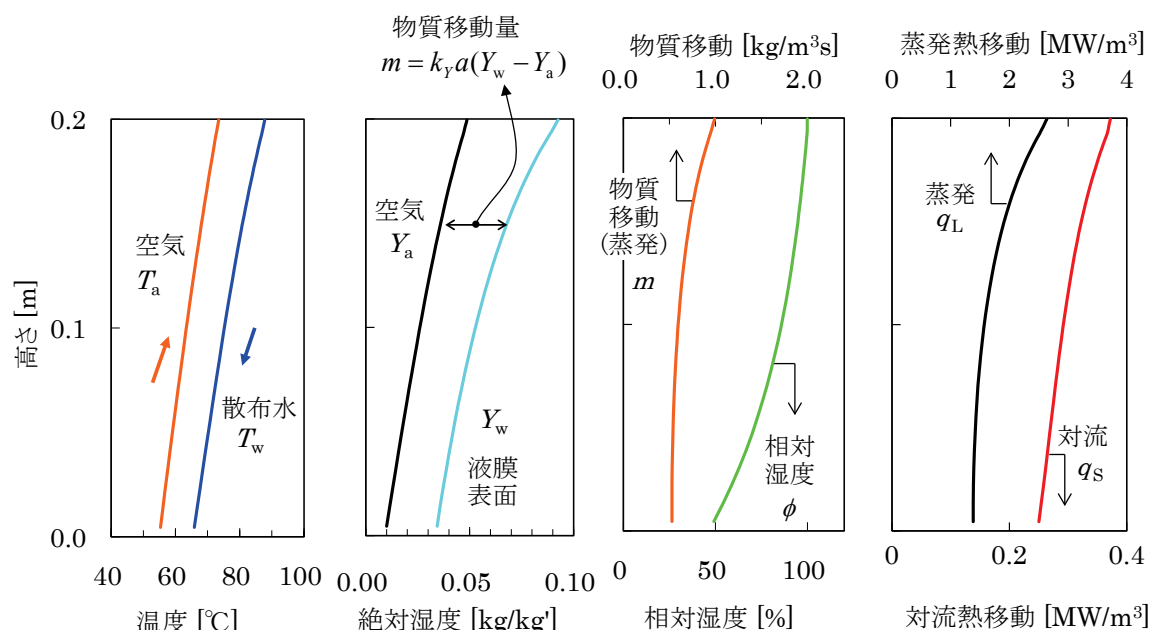


図 2-7 基準条件で計算した場合の、温度、湿度、物質移動、熱移動の充填物高さ方向分布

表 2-5 増湿塔の要素試験の基準条件における計算結果まとめ

項目	計算結果	備考
空気温度(出口) [°C]	73.5	温度上昇: 18.5 °C
散布水温度(出口) [°C]	65.9	温度低下: 22.1 °C
加湿量 [g/s]	6.8	体積あたり: 0.643 kg/m³s
交換熱量 [kW]	21.1	体積あたり: 1.99 MW/m³

2.3.4 試験結果との比較

図 2-8 に、充填物高さ 200 mm の試験ケースに関して、基準条件に対して散布水流量を変化させた場合(ケース 1)の出口空気温度、出口水温度、加湿量、交換熱量の計算結果を、実験結果と比較して示す。

同様に、基準条件に対して、散布水温度(ケース 2)、空気流量(ケース 3)、塔内圧力(ケース 4)を変化させた場合の計算結果を、実験結果と比較して図 2-9～図 2-11 に示す。

まず、散布水流量に関しては、図 2-8 に示すように、散布水量が多いほど系内へ入熱量が増加するため、出口空気温度、出口水温度、加湿量、交換熱量の全てが増加している。実験と計算は、実験の方がやや大きな値を示すものもあるが、部分的には小さな値を示すものもあり、全体としてはほぼ一致する傾向を示した。また、散水量の増加に対して、加湿量、交換熱量などの増加は、直線ではなく、増加の割合

が緩やかになっている。この特性が評価できれば、実際のプラントを運転して、ガスタービンの圧力比や排熱が変化する部分負荷状態での応答が評価でき、プラントの運用方法が検討可能となる。

次に、散布水温度に関しては、図 2-9 に示すように、散布水温度が高いほど系内へ入熱量が増加するため、出口空気温度、出口水温度、加湿量、交換熱量の全てが増加している。実験と計算は、実験の方がやや大きな値を示すものもあるが、部分的には小さな値を示すものもあり、全体としてはほぼ一致する傾向を示した。

次に、空気流量に関しては、増湿塔を熱交換器とみなすと、空気流量を増加させることは、加熱される側の流体を増加させることに対応する。従って、図 2-10 に見られるように、空気流量を増加させると、出口空気温度および出口水温度は低下し、加湿量、交換熱量は増加する。これらのケースも、実験と計算は、全体としてはほぼ一致する傾向を示した。

最後に、塔内圧力に関しては、塔内圧力を増加させた場合、主流空気の絶対湿度 Y_a は水蒸気と空気の混合比率で決まるため変化せず、液膜表面の水蒸気分圧も液膜の飽和温度で決まるため変化しないが、液膜表面の乾燥空気の分圧は高くなる。その結果、液膜表面の絶対湿度 Y_w は低下することから、物質移動の駆動力となる絶対湿度の差 ($Y_w - Y_a$) が低下し、加湿量と交換熱量が低下する。さらに、加湿量の低下により液膜から奪われる蒸発潜熱が小さくなるため、充填物表面の液膜温度および図 2-11 に示す出口水温度は高くなる。一方、充填物表面の液膜温度が上昇するため、液膜から空気への顕熱移動量が増加し、出口空気温度も高くなる。これらのケースも、実験と計算は、全体としてはほぼ一致する傾向を示した。

さらに、表 2-6 に、これらのケースでの加湿量および交換熱量の、計算値の実験値に対する割合 (C/E) を示す。この表によると、全ての比較において、計算値が実験値を過小評価する結果となり、計算値の実験値に対する割合 (C/E) は、加湿量、交換熱量とも、 $C/E = 0.95 \pm 0.03$ であった。

一方、充填物高さ 1000 mm のケース(ケース 5)について、散布水温度を変化させた場合の実験と計算の比較を図 2-12 および前記表 2-6 に示す。本ケースでは、加湿量と交換熱量の計算値が実験値をそれぞれ 18 % および 19 % 過大評価する結果となった。加湿量などの実験結果が計算よりも小さくなった原因としては、本ケースでは充填物高さ 1000 mm が塔の内径(260 mm)と比較して高いため、散布水が充填物と接触しながら流下する過程で、容器の内壁面に到達し、充填物をバイパスする偏流現象が考えられる。

本研究では、計算の簡略化のため、液側熱抵抗および境界層を無視している。これらの側面からは、加湿量、交換熱量とも、計算値が実験値を過大評価すると考えられる。充填物高さ 1000 mm のケースでは計算値が実験値を過大評価しているが、稲積ら [35] による気相物質移動容量係数の実験式は、充填物高さは 200 mm よりも 1000 mm に近い条件で整理された可能性がある。

これらの比較から、本研究で検討した増湿塔の特性モデルおよび計算手法は、入口境界条件の変化に対して出口温度条件や加湿量、交換熱量を 5~20 % 程度の精度で予測でき、プラントの部分負荷運転時も含めた増湿塔の応答を予測するに十分な精度を有していると考ええる。また、前記表 2-2 の試算では、AHAT システムの運転条件の方が、本節の要素試験と比較して、液膜熱抵抗の影響が小さいことを示しており、物質伝達係数の評価に関して AHAT システムの条件の方が精度よく予測できると考える。本研究の第 5 章で、実際のガスタービンに増湿塔を組み合わせた、より規模の大きい試験により、これらのモデルの有効性を検証することとする。

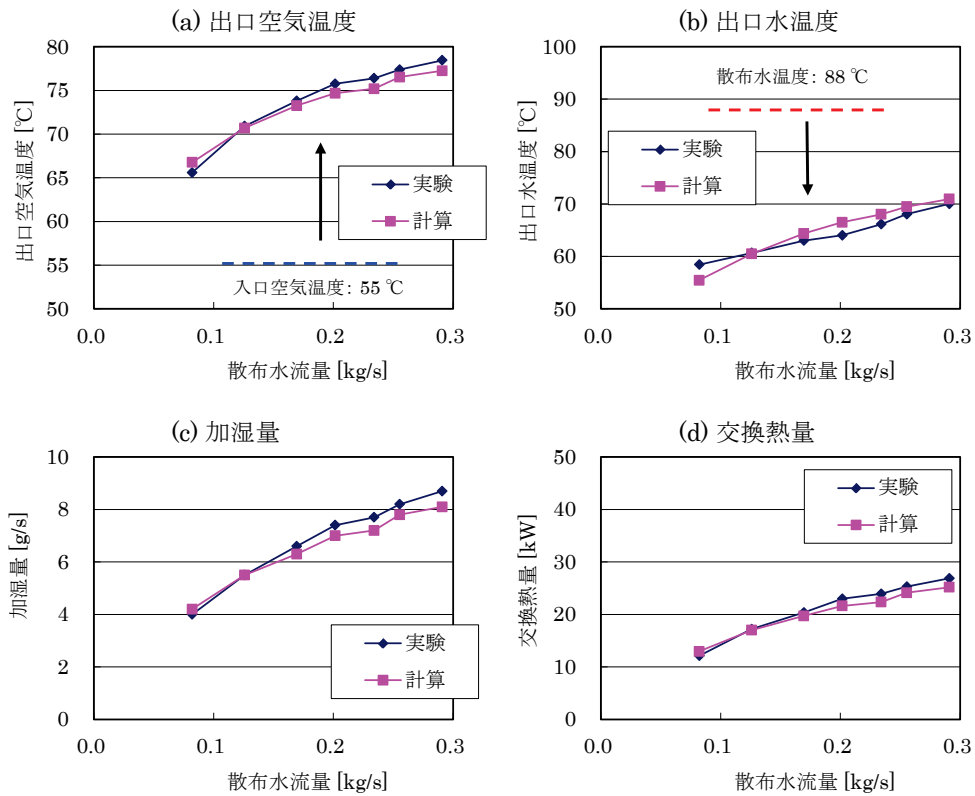


図 2-8 散布水流量を変化させた場合(ケース 1)の実験と計算の比較(充填物高さ 200 mm)

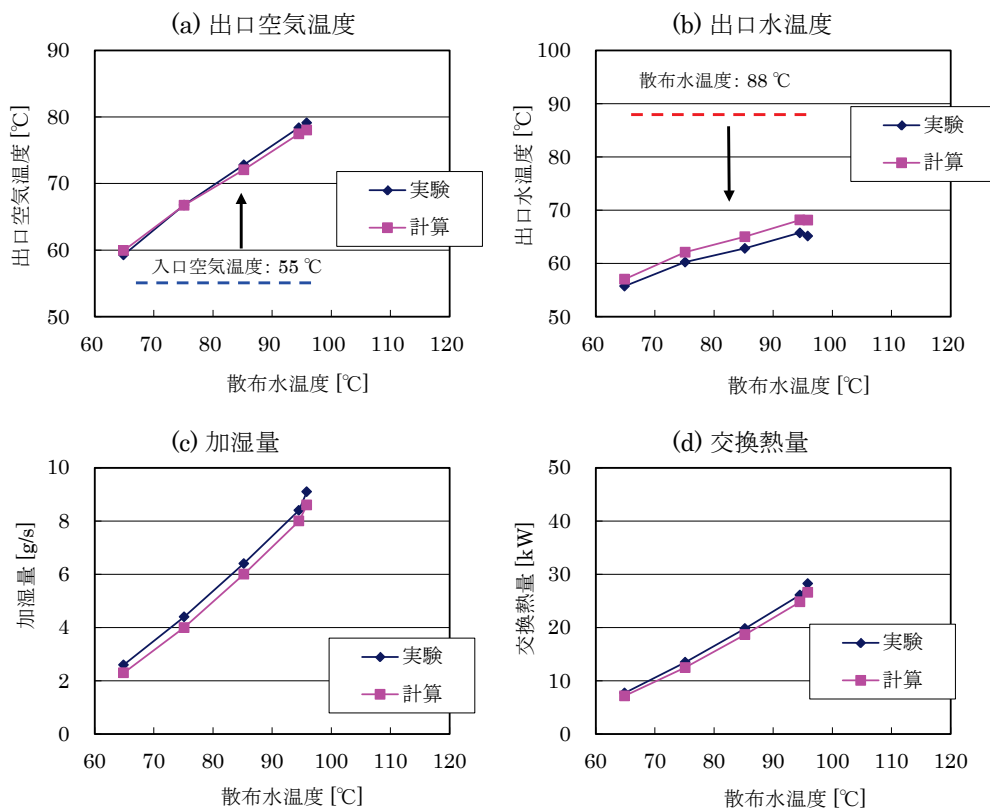


図 2-9 散布水温度を変化させた場合(ケース 2)の実験と計算の比較(充填物高さ 200 mm)

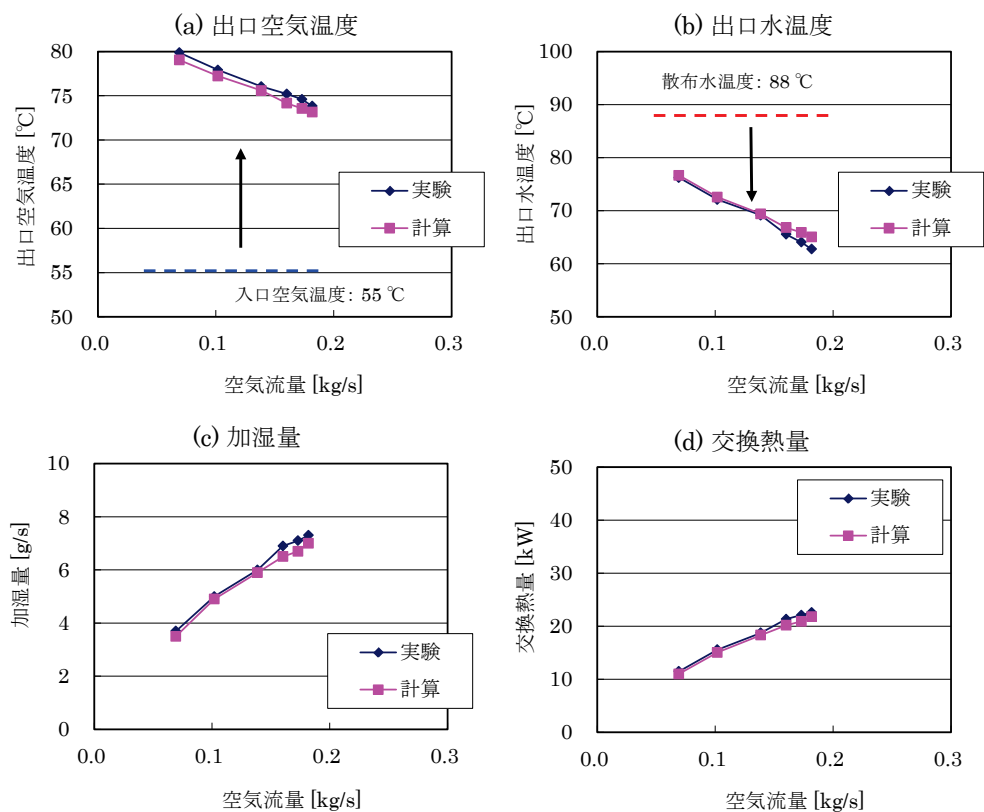


図 2-10 空気流量を変化させた場合(ケース 3)の実験と計算の比較(充填物高さ 200 mm)

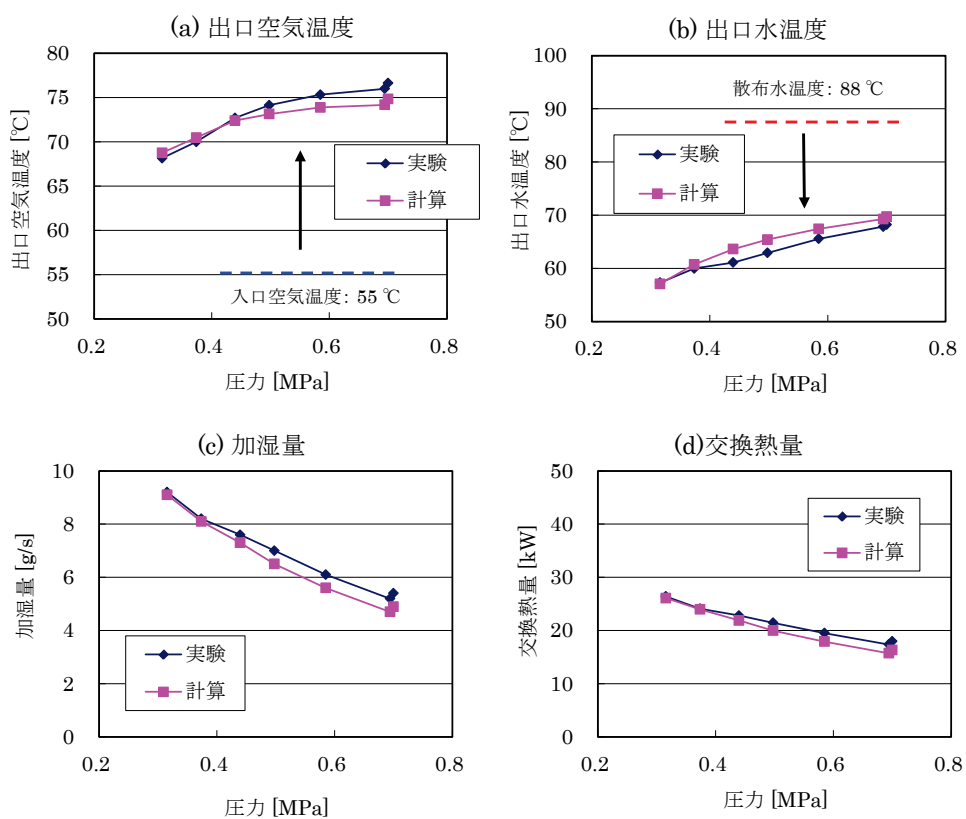


図 2-11 塔内圧力を変化させた場合(ケース 4)の実験と計算の比較(充填物高さ 200 mm)

表 2-6 加湿量と交換熱量の計算結果の、実験結果に対する比(C/E)

試験 ケース	試験および計算条件			計算結果/実験結果 の比(C/E)			
				加湿量		交換熱量	
	充填 高さ	変化項目	変化範囲	計算/ 実験	標準 偏差	計算/ 実験	標準 偏差
ケース 1	0.2 m	散布水流量 (入口) [kg/s]	0.08～ 0.29	0.97	0.04	0.97	0.05
ケース 2		散布水温度 (入口) [°C]	65～ 96	0.93	0.02	0.94	0.01
ケース 3		空気流量 (入口) [kg/s]	0.07～ 0.18	0.96	0.02	0.96	0.01
ケース 4		増湿塔圧力 [MPa]	0.32～ 0.70	0.95	0.04	0.94	0.04
ケース 1-4 平均		-	-	0.95	0.03	0.95	0.03
ケース 5	1 m	散布水温度 (入口) [°C]	63～ 83	1.18	0.06	1.19	0.05

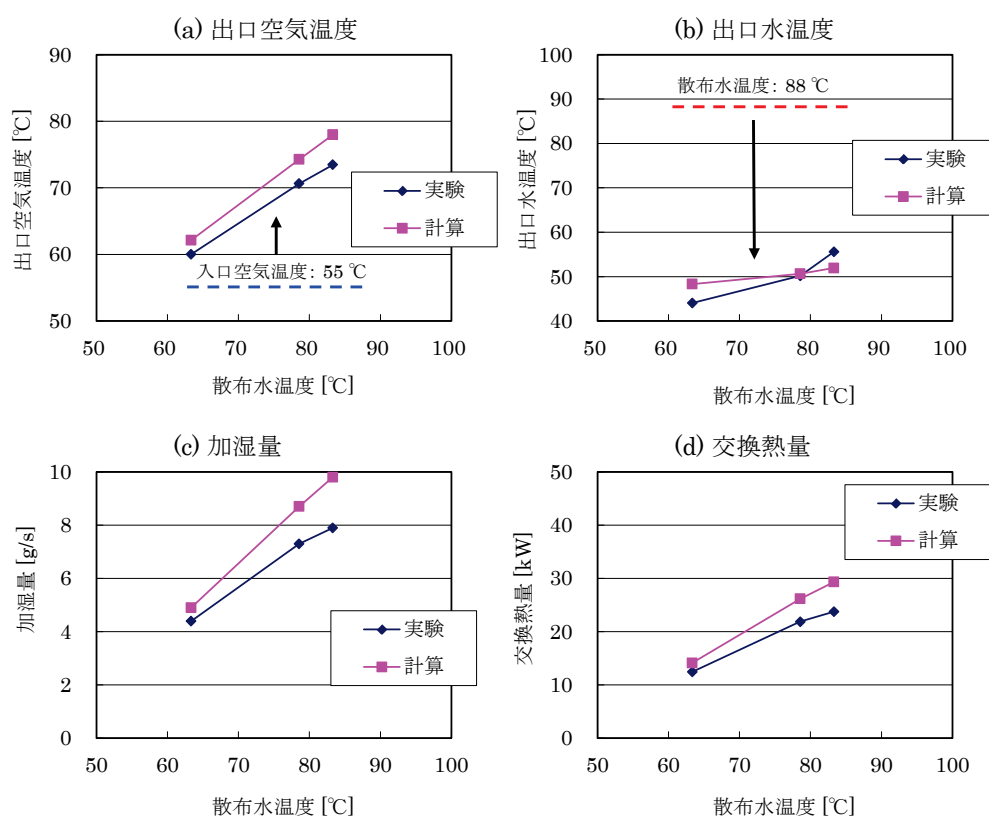


図 2-12 充填物高さ 1000 mm で、散布水温度を変化させた場合(ケース 5)の実験と計算の比較

2.4 システム検証機向け増湿塔の基本仕様検討

2.4.1 システム検証機の想定仕様

システム検証機向けの増湿塔の仕様を検討するにあたり、表 2-7 に示した仕様のシステム条件を想定した。この検討では、増湿塔の周りの流体条件を検討することを目的としており、水回収装置や排ガス再加熱器を省略した簡易なシステム構成となっている。また、各機器を詳細検討する前段階の値であり、各機器の仕様は、システム検証機の最終仕様とは異なっている。

表 2-7 増湿塔の仕様検討に用いた AHAT システムの機器仕様

項目				仕様/基準条件	変化範囲
ガスタービン本体	圧縮機	吸気噴霧冷却(WAC)蒸発量 (対吸気質量流量)	%	1.0	
		形式、断熱効率		遠心 2 段、83 %	
		圧力比	-	8	
		吸気流量	kg/s	10	
	タービン	形式、断熱効率	-	軸流 2 段、87 %	
		冷却・シール・リーク空気量 (対吸気質量流量)	%	7.5	
	燃焼器	方式、燃焼効率	-	単缶式、99.99 %	
		燃焼ガス温度	℃	1160	
		圧力損失	%	4.0	
	プラント機器	空気冷却器	空気出口温度	℃	105
水出口温度			℃	160	130～160
増湿塔		充填物形式	-	RSR#2	
		塔径	m	1.4	
		充填物高さ	m	1.0	0.6～2.0
再生熱交換器		温度効率(空気側)	%	92	
		圧力損失(空気/排ガス)	%	3.0 / 3.0	
エコノマイザ		排ガス出口温度	℃	110	
		水出口温度	℃	160	130～160
水回収装置			-	なし	
排ガス再加熱器			-	なし	

2.4.2 充填物の形式と塔径の検討

化学プラントで用いられる充填塔の設計では、まず水力学的計算から必要な塔径を決定し、次に物質移動の観点から必要な充填物高さを求める手順がとられる。塔径の決定には、充填物の種類毎に求められた、フラiddiing特性カーブを用いる。フラiddiingとは、塔の下方から上向きに供給するガスの流

速を増加した場合に、塔の上方から滴下した液膜が上向きに逆流する現象であり、通常はガス流速がフラッディング流速の 50～60 % 程度となるように塔径を設計する。図 2-13 に、西独のラシヒ社で開発された高性能充填物であるラシヒスーパーリング#2 の外観とフラッディング特性カーブを示す。同図によると、対数グラフ上でフラッディング特性がほぼ直線となっており、対数関数でフィッティングすると、式(35)が得られる。ただし、図中の G [kg/m²h] や L [m³/m²h] の単位は、原著の単位をそのまま用いてある。また、ガス側の密度を、標準状態の空気を基準とするため、式(36)で定義される修正係数 ϕ を用いた。同様に、別のサイズのラシヒスーパーリングについてもフィッティングし、表 2-8 のような係数を得た。

$0.0007 < L\phi/G < 0.09$ に対して

$$\frac{G}{\phi} = -3.52 \times 10^3 \ln \left(\frac{L\phi}{G} \right) - 5.47 \times 10^3 \quad (35)$$

$$\phi = \sqrt{\frac{\rho_G}{1.2}} \quad (36)$$

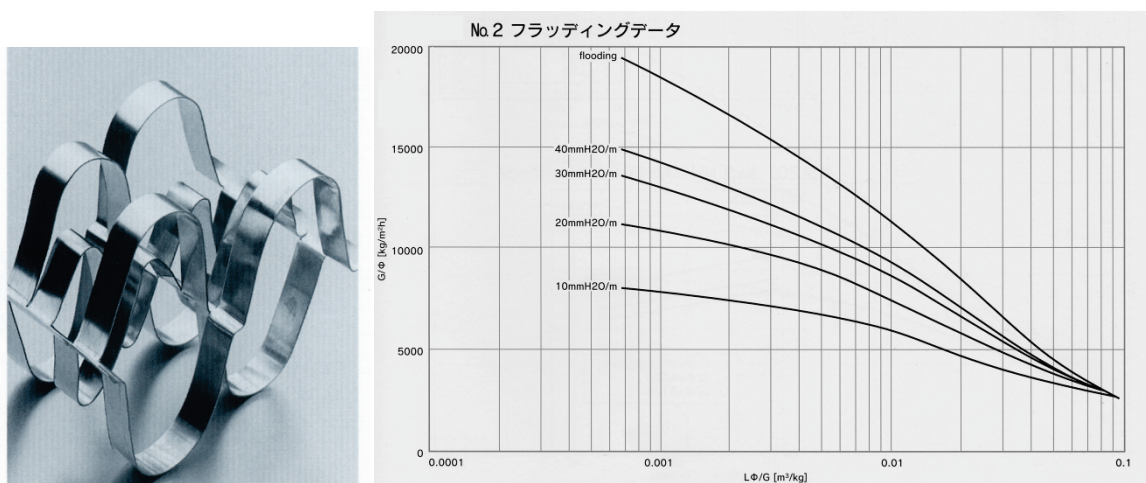


図 2-13 ラシヒスーパーリング#2(RSR#2)の外観(左)とフラッディング特性カーブ(右) 出典 [52]

表 2-8 ラシヒスーパーリングのフラッディング流量を与える式の係数

型番	右辺第一項の係数	右辺第二項の係数
RSR#0.5	-2.40×10^3	-4.39×10^3
RSR#1	-3.01×10^3	-4.98×10^3
RSR#2	-3.52×10^3	-5.47×10^3
RSR#3	-4.22×10^3	-7.27×10^3

一方、古典的なラシヒリングのフラッディング特性については、式(37)で示される Sawistowski [53]の式がある。この式で、充填物因子 F_P は、表 2-9 に示される値である。この式でも、 G_s [kg/m²s] および L_s [kg/m²s] の単位は、原著の単位を用いており、式(35)の G および L とは単位が異なる。

$$\ln \left\{ \frac{G_s^2 F_p}{\rho_G \rho_L g} \left(\frac{\mu_L}{\mu_w} \right)^{0.2} \right\} = -4 \left\{ \frac{L_s}{G_s} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \right\}^{1/4} \quad (37)$$

これらの式により、各種充填物のフラッディング流量と、3 MW 級 AHAT システムの増湿塔に必要な塔径を計算した結果を図 2-14 に示す。横軸は塔径であり、縦軸は、空塔質量流量と、各充填物の場合のフラッディング流量を示す。空塔質量流量が、各充填物のフラッディング流量の 60 % となる塔径の位置に下向きの矢印を示した。

表 2-9 金属製ラシヒリングの充填物因子

呼び径	充填物因子 F_P [1/m]
16 mm	558
25 mm	377

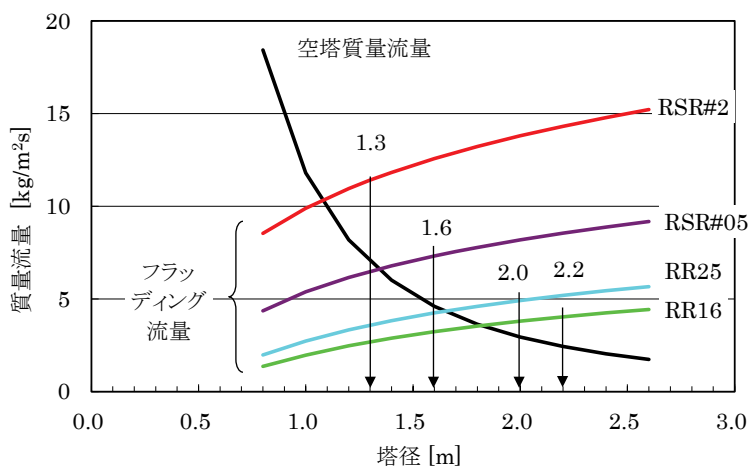


図 2-14 各種充填物のフラッディング流量と、3 MW 級 AHAT システムの増湿塔に必要な塔径

この図によると、従来の呼び径 25 mm のラシヒリング(RR25)だと 2 m の塔径が必要であるが、最近の充填物であるラシヒスーパーリング(RSR#2)の場合、1.3 m の塔径で良いことが判る。塔径が小さいことは、容積が小さくなるだけでなく、圧力容器の肉厚も小さくでき、省スペース、低コスト化が期待できる。

一方、充填物を選定するためには、塔径だけではなく、必要な充填高さも考慮する必要がある。それを評価するためには、充填物の物質伝達率と熱伝達率を評価する必要があり、これらは充填物の種類、操作系、ガスや液の流量、温度、圧力などの条件によって変化する。これらの特性データは、個々のプラントの操作系と同じ流体の条件では提供されていない。そこで、通常は標準状態におけるアンモニア・空気・水系の吸収特性データを参照して、個々の条件に換算する。本研究では、充填物メーカーから提供された充填物性能計算ソフト WINSORP ver.4.02 [54]により、アンモニア・空気・水系での物質移動係数を求め、空気・水系の値に換算することとした。WINSORP は、ラシヒ社によって開発された計算プログラムで、この分野で最先端の Billet-Schultes 式 [55]を搭載しており、吸収塔、放散塔、蒸留塔の設計が可能である。この式の妥当性は、同社の実験データと、世界中の大学、企業による約 3500 の実験データによ

て検証されている。WINSORP による、充填物として RSR#2 を用いた場合の、アンモニア-空気-水系の H_G (気相移動単位高さ)の計算値を図 2-15 に示す。ここで示されている H_G (気相移動単位高さ)は、式 (38)により、気相物質移動容量係数 $k_y a$ [kg/m³s]と関連付けられ、前節で説明した物質移動の数値計算に用いることが出来る。

$$H_G = \frac{G_s}{k_y a} \quad (38)$$

図 2-15 のアンモニア-空気-水系の H_G データは、両対数グラフ上で直線関係が見られるため、ガス流量と液膜流量に関して累乗となる関数でフィッティングした。係数は、RSR#2 の場合、次式で示される。同様に、別のサイズのラシヒスーパージングについてもフィッティングし、表 2-10 のような係数を得た。

3,000 < G/ϕ < 10,000、10 < L < 40 に対し、

$$H_G = 1.07 \times 10^{-1} \left(\frac{G}{\phi} \right)^{0.24} L^{-0.44} \quad (39)$$

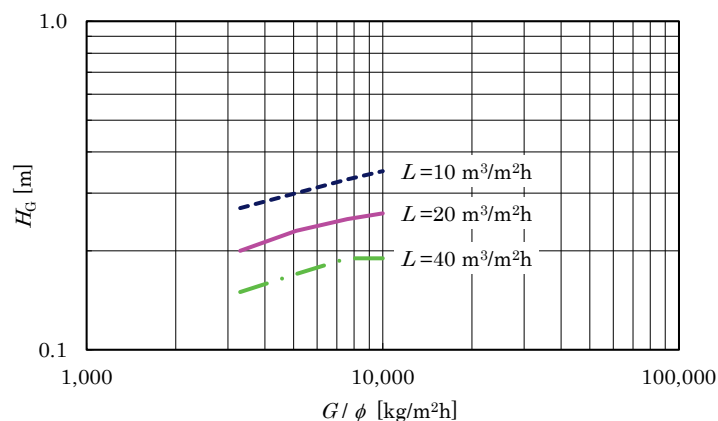


図 2-15 WINSORP [54]による充填物 RSR#2 の H_G (気相移動単位高さ)の計算結果

表 2-10 ラシヒスーパージングの H_G を与える式の係数

型番	右辺第一項の係数	G/ϕ のべき係数	L のべき係数
RSR#0.5	5.94×10^{-2}	0.23	-0.40
RSR#1	1.19×10^{-1}	0.21	-0.47
RSR#2	1.07×10^{-1}	0.24	-0.44
RSR#3	1.30×10^{-1}	0.25	-0.42

空気-水系では、アンモニアの吸収系と異なり、液相側の移動抵抗が存在しないため、次式の拡散係数の補正により、高温高压の空気-水系の H_{OG} (気相総括移動単位高さ)に変換できる。

$$H_{OG, \text{wat}} = \left(\frac{D_{\text{NH}_3}}{D_{\text{wat}}} \right)^{0.5} H_{G, \text{NH}_3} \quad (40)$$

これらの拡散係数は、標準状態の値から次式により換算して求めた。

$$D_G = D_G^0 \left(\frac{T}{T^0} \right)^{1.75} \frac{P^0}{P} \quad (41)$$

この換算によると、標準状態のアンモニア－空気－水系の H_{OG} は、最大でも 0.4 m 程度であるが、増湿塔の高温高压体系では、前式右辺の圧力の項が効き、拡散係数が小さくなり、式(40)の分数の分母が小さくなることから、0.5～1.0 m の範囲の値となった。

これと、前節で示した従来のラシヒリングの k_{ya} (気相物質移動容量係数)式を用い、各種充填物について、図 2-14 で求めた塔径を選択した場合の、塔径と k_{ya} (気相物質移動容量係数)、および塔径と H_{OG} (気相総括移動単位高さ)の相関を図 2-16 および図 2-17 に示す。図 2-16 によると、従来のラシヒリング(RR25、RR16)では、より新しい世代の充填物と比較して k_{ya} が小さいことが判る。原因は、充填物の形状に起因する物質移動性能が新開発のものよりも劣ることと、フラッディング流量が小さいため、塔径が大きく、単位断面積あたりのガス流量が小さいためである。システムに必要な物質移動量を得るための充填塔の必要充填物高さは、 H_{OG} とともに増減する。図 2-17 によると、各種充填物の H_{OG} は 0.5～1.0 m の範囲にあり、約 2 倍の差があることが判る。 H_{OG} が最も小さく、塔高を最も低くできるのは、RSR#05 を用いた場合であるが、塔径は 1.6 m 必要になる。また、従来のラシヒリングより H_{OG} が 20 %以上小さく、かつ塔径を 1.3 m まで小さくできるのは、RSR#2 である。

この塔径と気相総括移動単位高さの比較より、システム検証機の増湿塔については、従来のラシヒリングと比較して、機器コストに影響する塔径を大幅に小さくでき、さらに充填物高さも 20 %程度低くできる充填物 RSR#2 を選定することとした。以下、システム検証機の充填物の高さや増湿塔への流体の供給条件を検討するが、表 2-11 に示すように、塔径は、前記の 1.3 m に対し、マージンを追加して 1.4 m として検討を進めることとした。

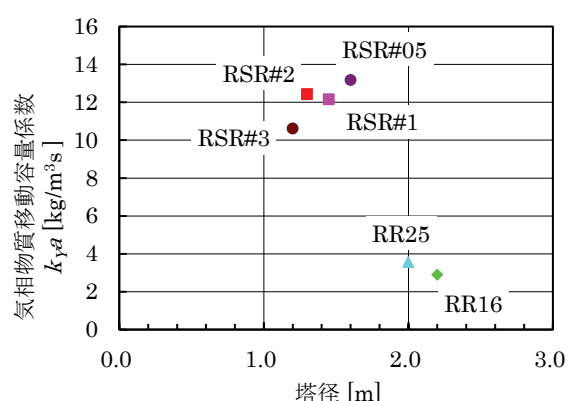


図 2-16 各充填物の塔径と k_{ya}
(気相物質移動容量係数)の相関

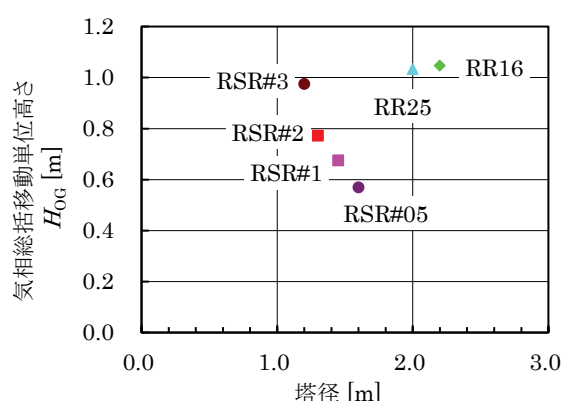


図 2-17 各充填物の塔径と H_{OG}
(気相総括移動単位高さ)の相関

表 2-11 システム検証機の増湿塔の充填物と塔径の検討結果

項目	基本仕様
塔径	1.4 m
充填物形式	RSR#2

2.4.3 散布水温の検討

増湿塔の挙動を特徴付ける物質移動現象は、液膜表面の絶対湿度に大きく影響されるため、供給する水温は重要な因子である。また、エコノマイザや空気冷却器で得た熱量によって散布水を加熱しているため、散布水の温度と増湿塔への供給水流量は、システム計算によって相互に連動させて考慮する必要がある。

散布水温を検討する際の上限值として、塔内での熱水の突沸を避けるため、塔内圧に対する水蒸気の飽和温度よりいくらか低温な $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ (\simeq 飽和温度 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) を想定した。散布水温の下限值としては、影響を調べる目的で、 $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ (\simeq 飽和温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$) を想定し、増湿塔出入口流体の状態量、周辺機器の仕様に与える影響を検討した。

図 2-18 に、散布水温度が $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合と $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合の増湿塔の操作線を比較して示す。なお、空気入口温度、充填物高さは、表 2-7 に示したベースケースの値(空気入口温度= $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、充填高さ= 1 m)を想定した。

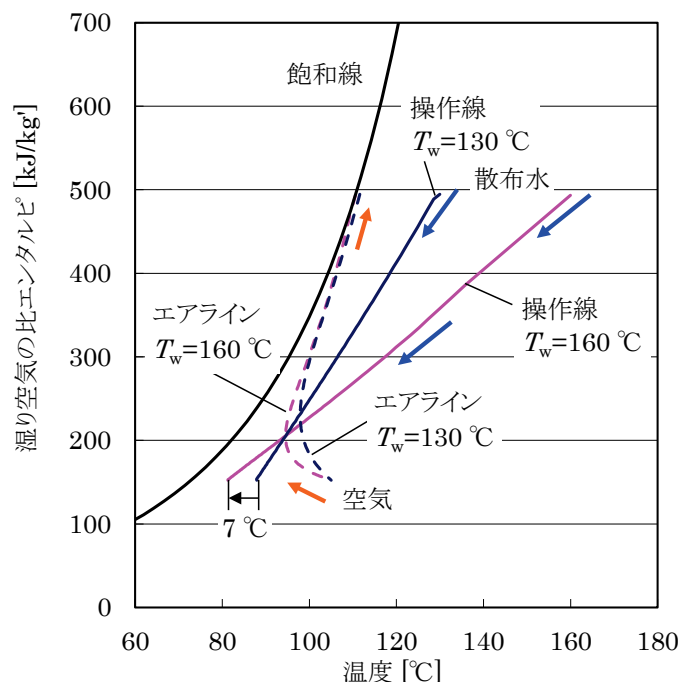


図 2-18 増湿塔への散布水温 T_w の違いによる操作線の変化

同図によると、空気出口の温度、比エンタルピがほぼ同等となっており、湿度が同等となることから、空気への加湿機能は、ほぼ同等である。次に図 2-19 に、水温を変化させた場合の増湿塔での加湿量と、相対湿度、図 2-20 に発電端効率と発電端出力の関係を示す。図によると、水温を変化させても加湿量

はほぼ一定であり、高温水では増湿塔出口空気温度が低下するため、塔出口での相対湿度は上昇しており、水温が 160 °C の場合には飽和に達している。加湿量が同一であるため、システムからの排熱回収量が同一となり、発電端効率は約 43.1 %、発電端出力は 3570 kW と、水温によらずほぼ一定である。

一方、充填物からの流下水温は、高温水を散布した場合のほうが 7 °C 低温となっている。この理由は、空気側と流下水側の熱量変化の釣り合いは式(42)で表され、操作線の傾きは式(43)の $L_s C_{pw} / G_s$ に対応するので、高温で低流量の温水を供給した方が、操作線が緩やかな傾斜となるためである。

$$G_s \Delta h_a = L_s C_{pw} \Delta T_w \quad (42)$$

$$\text{傾き} = \frac{\Delta h_a}{\Delta T_w} = \frac{L_s C_{pw}}{G_s} \quad (43)$$

次に、周辺機器の仕様差を検討するため、水温を変化させた場合のエコノマイザと空気冷却器の端末温度差と、必要な KA 値の計算結果を図 2-21 および図 2-22 に示す。 KA 値は、式(44)で定義され、必要な交換熱量を、式(45)で示される対数平均端末温度差で除したものであり、熱交換器の大きさの目安となる。

$$KA = \frac{Q}{\Delta T_{lm}} \quad (44)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_H - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_H / \Delta T_L)} \quad (45)$$

これらの図によると、高温水を供給する場合、熱交換器の高温端温度差 ΔT_H (空気入口と温水出口の温度差)は小さくなるが、増湿塔出口水温が低下するため、熱交換器の低温端温度差 ΔT_L (温水入口と空気出口の温度差)は大きくなる。その結果、エコノマイザの KA 値は、高温水を供給する場合に若干小さくなったが、空気冷却器の KA 値は、ほぼ不変であった。これらの効果を総合的に考慮するため、充填物の体積と、排熱回収する熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)の体積の合計を、表 2-12 に示す KA 値と熱交換器の体積との関係を用いて比較した。同表には、増湿塔の充填物の体積の計算式も併記してある。同表に示した係数により、これらの体積の合計を計算し、散布水温と、熱交換器類の合計体積を相対比較したものを図 2-23 に示す。同図によると、散布水温が高温であるほど、エコノマイザの体積が若干増加するものの、熱交換器類の合計体積としては、大差ないといえる。

一方、システムから回収できる排熱量が決まっている状態で、散布水温を高温とした場合には、散布水の流量が減少することから、循環水ポンプの必要動力が低下することが期待できる。図 2-24 に、水温を変化させた場合の、空気冷却器(AC)およびエコノマイザ(EC)の循環水量を示す。これによると、高温な 160 °C の温水を供給する場合は、130 °C の温水の場合と比較して、約半分の循環水量となり、循環水動力が大幅に低減できることが判る。前記図 2-20 の発電端効率は、ポンプなどの所内動力を考慮しておらず、散布水温を高温として、供給水量を少なくすることにより、ポンプ動力を削減でき、送電端効率を向上できると考えられる。

これら比較結果を総合すると、エコノマイザが僅かに大型化する可能性があるものの、送電端効率が高く、飽和状態の湿り空気を得ることができることから、増湿塔への散布水温は、塔内圧力に対する飽和水

温度からマージンを確保した、160 °C (≒ 飽和温度－10 °C)程度が最適と考える。

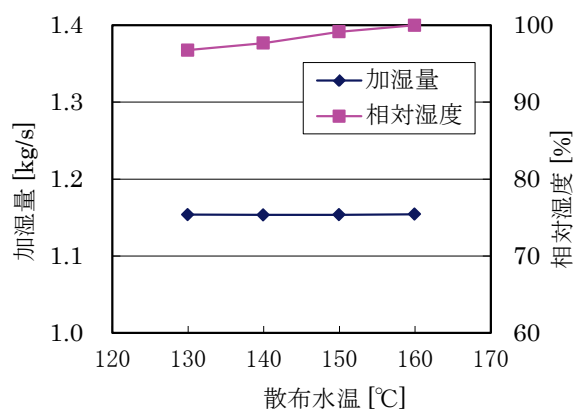


図 2-19 散布水温 T_w を変化させた場合の加湿量と相対湿度

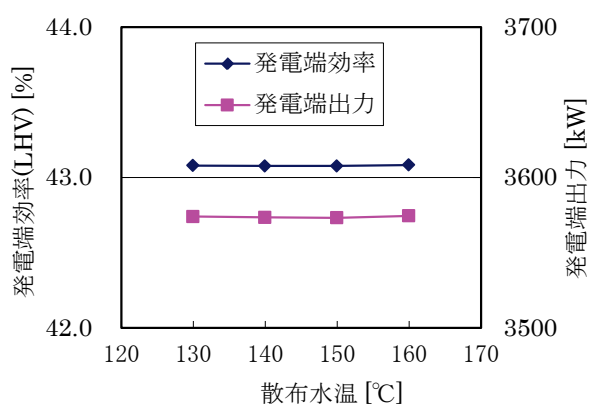


図 2-20 散布水温 T_w を変化させた場合の発電端効率と出力

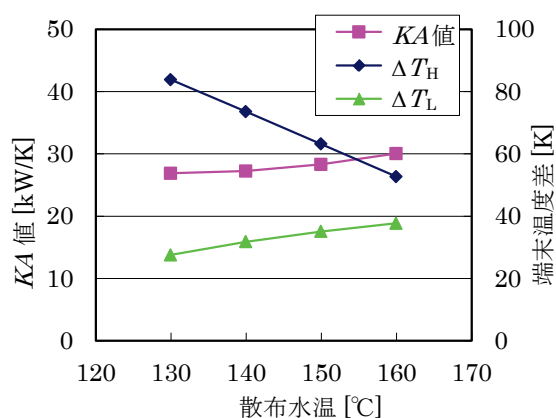


図 2-21 散布水温 T_w を変化させた場合のエコノマイザの KA 値と端末温度差

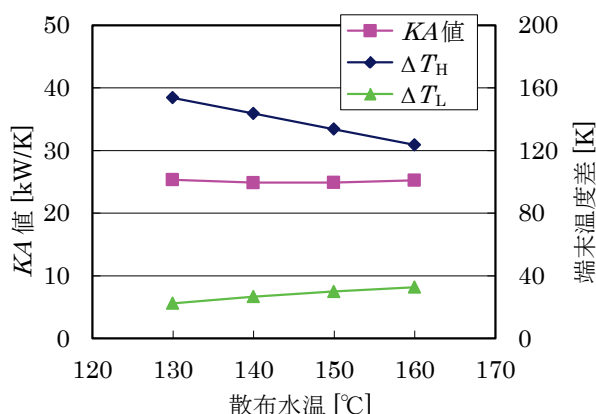


図 2-22 散布水温 T_w を変化させた場合の空気冷却器の KA 値と端末温度差

表 2-12 熱交換器の種類ごとの KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)と体積の仮定条件

機器名	形式	体積の評価式
再生熱交換器	プレートフィン	体積 [m ³]= KA 値 [kW/K] ×0.03
エコノマイザ	フィンチューブ	体積 [m ³]= KA 値 [kW/K] ×0.2
空気冷却器	フィンチューブ	体積 [m ³]= KA 値 [kW/K] ×0.1
増湿塔充填物	不規則充填物	体積 [m ³] = 充填物高さ [m]× π × (0.5×塔径 [m]) ²

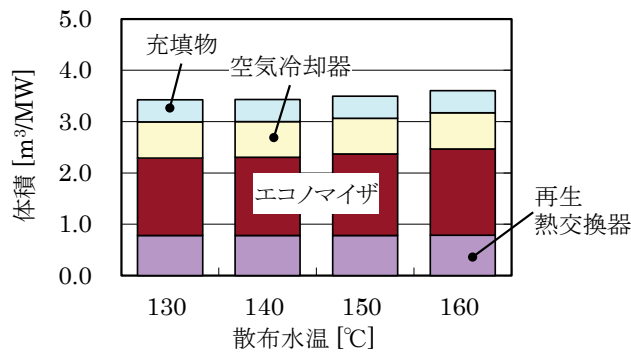


図 2-23 散布水温 T_w を変化させた場合の熱交換器、充填物の体積

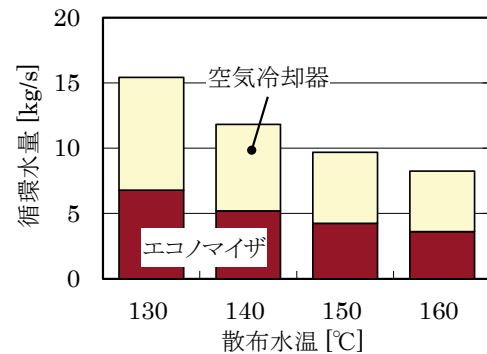


図 2-24 散布水温 T_w を変化させた場合の空気冷却器およびエコノマイザの循環水量

2.4.4 供給空気温度の検討

次に、増湿塔へ供給する空気の温度(空気冷却器で空気を冷却する温度)について検討する。

空気冷却器を設置する主な理由は、増湿塔からの流下水温度を低下させ、エコノマイザなどの排熱回収機器への給水温度を低下させてなるべく低温まで排熱を回収するためと、圧力容器である増湿塔の設計温度を低く抑えるためと、増湿塔の加湿開始前後で増湿塔の流体温度を急変させないためである。

空気冷却器において、空気を冷却するための低温熱源は、増湿塔流下水であるが、増湿塔流下水は、増湿塔内の湿り空気との気液接触で生成されるため、空気の露点温度よりも高温となる。そのため、供給空気温度の下限値は、空気の露点温度(約 60 °C)に、熱交換器の端末温度差を加算し、85 °Cとした。空気温度が高温となり、水の飽和温度(約 170 °C)を超過すると、散布水が部分的に沸騰する可能性があり、計算上の空気供給温度の上限は 185 °Cとした。

図 2-25 に、供給空気温度が 105 °Cの場合と 185 °Cの場合の増湿塔の操作線を比較して示す。その他の条件は、表 2-7 に示したベースケースの条件である。同図によると、空気出口の比エンタルピはほぼ同等であるが、供給空気温度が 185 °Cの場合は、空気出口温度が高温となっており、過熱空気となっている。また、充填物からの流下水温は供給空気温度が高温な 185 °Cの場合のほうが 10 °C高温となっている。次に、図 2-26 に、供給空気温度を変化させた場合の増湿塔での加湿量と、相対湿度、図 2-27 に、発電端効率と出力を示す。図によると、供給空気温度を変化させても加湿量はほぼ一定であり、供給空気温度が高い場合には増湿塔出口空気温度が上昇するとともに、相対湿度は低下しており、過熱度が上昇していく。加湿量が同一であるため、システムからの排熱回収量が同一となり、発電端効率、出力は水温によらずほぼ一定である。

周辺機器の仕様については、供給空気温度を高温化した場合、図 2-28 に示すように、エコノマイザの KA 値はやや増加するものの、図 2-29 に示すように空気冷却器の KA 値が小さくなる。その結果、排熱回収する熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)と増湿塔の充填物の体積の合計は図 2-30 に示したものとなる。同図によると、供給空気温度が高温となるほど、空気冷却器の体積が減少するものの、熱交換器類の合計体積としては、大きな差はない。

一方、供給空気温度を高温とした場合には、空気冷却器の交換熱量が減少するため、空気冷却器側の循環水量は減少するものの、増湿塔流下水温が上昇するため、エコノマイザ入出水の温度差が小さくなり、エコノマイザ側の循環水量は増加する。図 2-31 に、供給空気温度を変化させた場合の、空気冷却器(AC)およびエコノマイザ(EC)の循環水量を示す。これによると、供給空気温度を 185 °Cとした場合、

85 °Cの場合と比較して、約 20 %少ない循環水量となることが判る。

しかし、空気温度の高温化は、空気冷却器の設置目的である増湿塔の設計温度を低く抑える効果と、増湿塔の加湿開始前後で増湿塔の流体温度を急変させない効果をともに減少させる。

これらの検討結果から、検証機向けの供給空気温度は、増湿塔の加湿開始前後で、増湿塔の流体温度を急変させない観点から、増湿塔出口空気温度とほぼ同等の温度である 105 °Cとした。

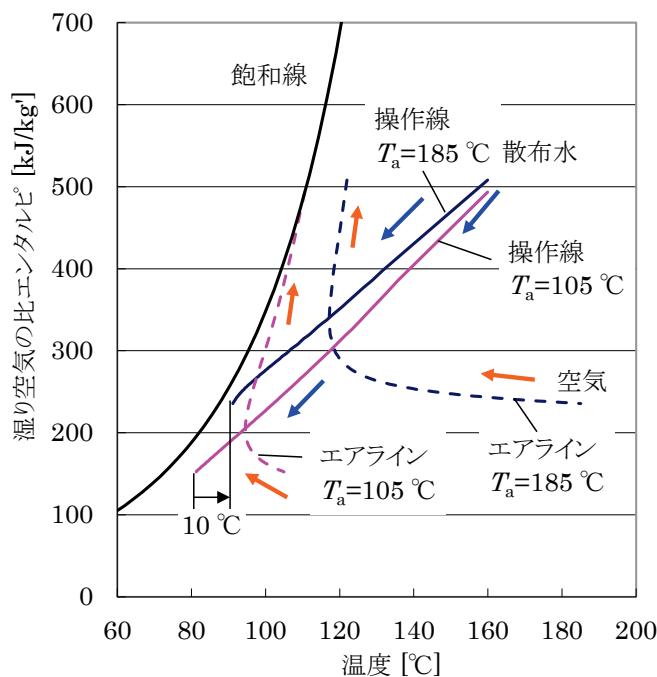


図 2-25 増湿塔への供給空気温度 T_a の違いによる操作線の変化

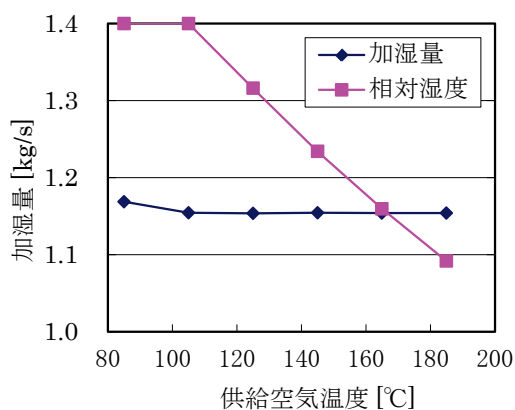


図 2-26 供給空気温度 T_a を変化した場合の加湿量と相対湿度

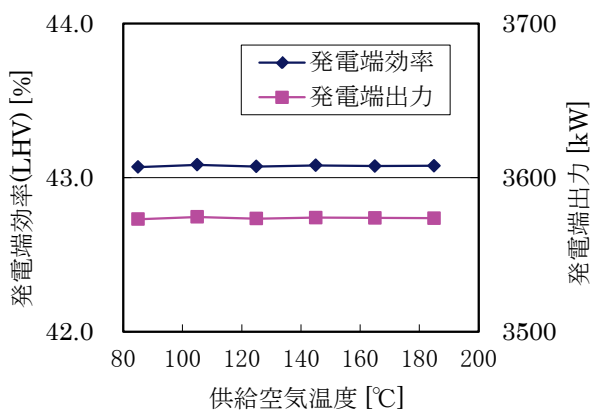


図 2-27 供給空気温度 T_a を変化した場合の発電端効率と出力

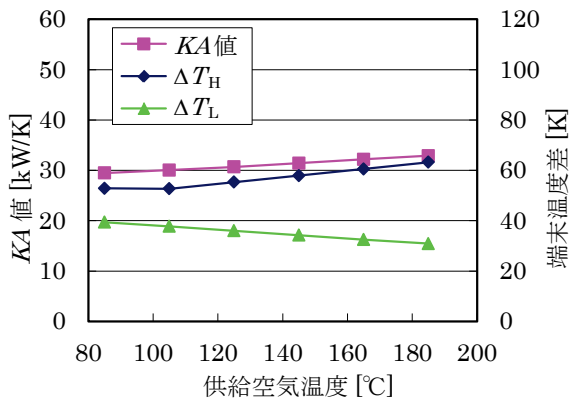


図 2-28 供給空気温度 T_a を変化させた場合のエコノマイザの KA 値と端末温度差

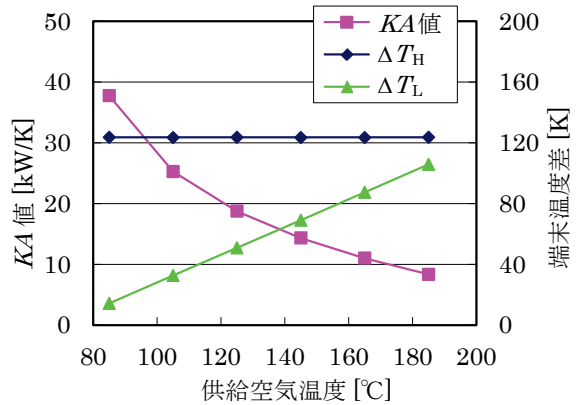


図 2-29 供給空気温度 T_a を変化させた場合の空気冷却器の KA 値と端末温度差

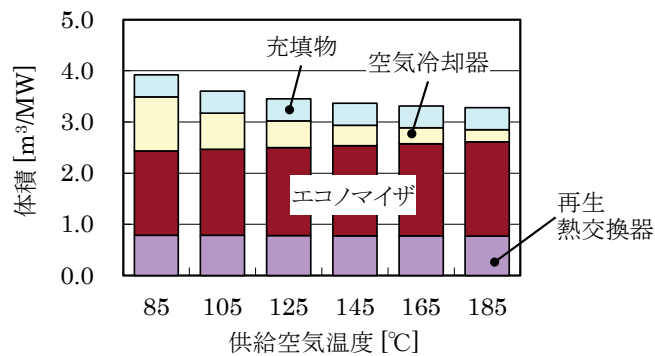


図 2-30 供給空気温度 T_a を変化させた場合の熱交換器、充填物の体積

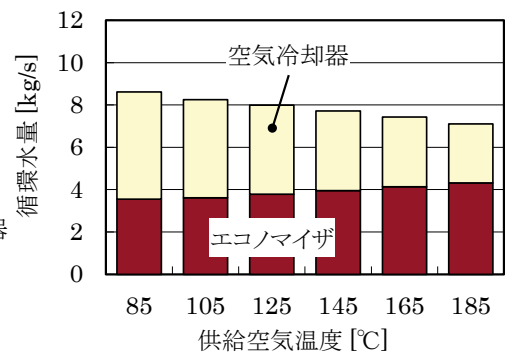


図 2-31 供給空気温度 T_a を変化させた場合の空気冷却器およびエコノマイザの循環水量

2.4.5 充填物の高さの検討

前項までで、増湿塔へ供給する空気と熱水の条件の設定指針が得られた。これらの指針は、ガスタービンの圧力比などシステムの条件が変化しても同じ考え方が適用できる。一方、残された条件である充填物の高さは、充填物内部での物質移動量に依存するため、システム条件ごとに定量的に評価が必要である。

図 2-32 に、充填物高さが 1 m の場合と 2 m の場合の増湿塔の操作線を比較して示す。その他の条件は、表 2-7 に示したベースケースの条件である。同図によると、空気出口の空気温度、比エンタルピはほぼ同等であり、出口ではどちらも飽和湿度となっている。しかし、途中の過程に着目すると、充填高さ 1 m の場合は、出口付近で飽和に接近しているが、充填高さ 2 m の場合は、空気が充填物中を移動する途中で飽和となっている点が異なる。また、充填物からの流下水温は充填高さ 2 m とした方が 5 °C 低温となっている。

次に、図 2-33 に、充填物高さを変化させた場合の増湿塔での加湿量と、相対湿度、図 2-34 に、発電端効率と出力を示す。図によると、充填物高さを変化させても加湿量はほぼ一定であり、発電端効率、出力もほぼ同等である。

周辺機器の仕様については、充填物高さを高めた場合、充填物からの流下水温度が低下するため、

図 2-35、図 2-36 に示すように、エコノマイザおよび空気冷却器の低温端温度差が大きくなり、高温端温度差の変化は少ないためこれらの KA 値は減少する。その結果、排熱回収する熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)と増湿塔の充填物の体積の合計は図 2-37 に示したものとなる。同図によると、3 つの熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)の合計体積は、充填物高さとともに単調減少するが、充填物の体積は充填物高さとともに単調増加するため、これらの合計値が最小となる条件が存在し、本検討の条件では、充填物高さ 1 m が体積最小となる。

次に、循環水動力に関しては、図 2-38 に、充填高さを変化させた場合の、空気冷却器(AC)およびエコノマイザ(EC)の循環水量を示す。充填高さを高くした場合には、充填物からの流下水温度が低くなり、循環水の熱交換器出入り口温度差が大きくなることにより、必要な循環水量が減少するため、動力が小さくなる。

一方、充填塔の運用上は、充填層が保有する水(ホールドアップ)に起因する運転前後の塔内水位の変化を小さくするため、充填高さが高いほうが良い。また、塔径に対して充填高さが高い場合には、壁効果と呼ばれる液膜の偏流が発生する可能性があり、充填高さは低い方がよい。これらの総合的な比較から、システム検証機の増湿塔は、熱交換器類の体積が最小となる条件である充填高さ 1 m を選定することとした。

表 2-13 と図 2-39 に、本節で検討したシステム検証機の増湿塔の仕様と運転条件検討結果を示す。

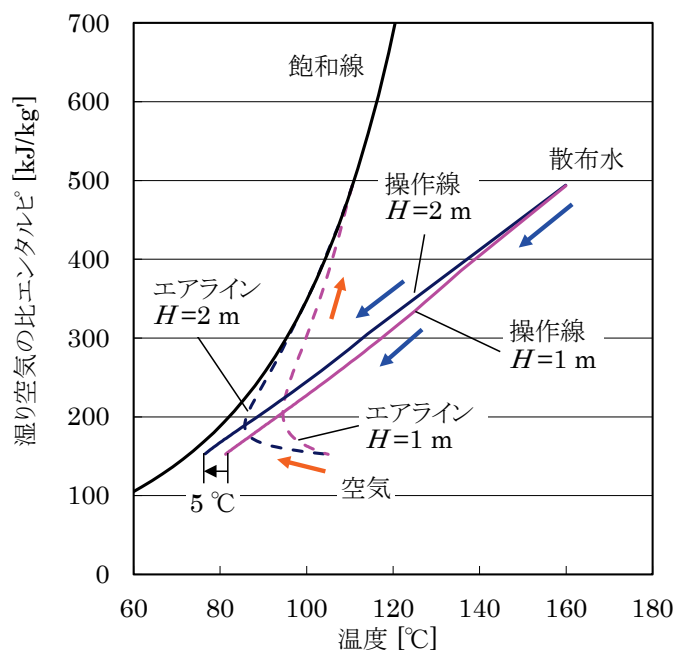


図 2-32 増湿塔の充填物高さ H の違いによる操作線の変化

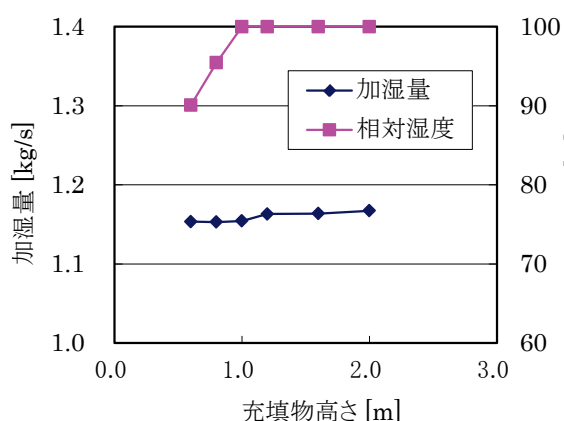


図 2-33 充填物高さ H を変化させた場合の加湿量と相対湿度

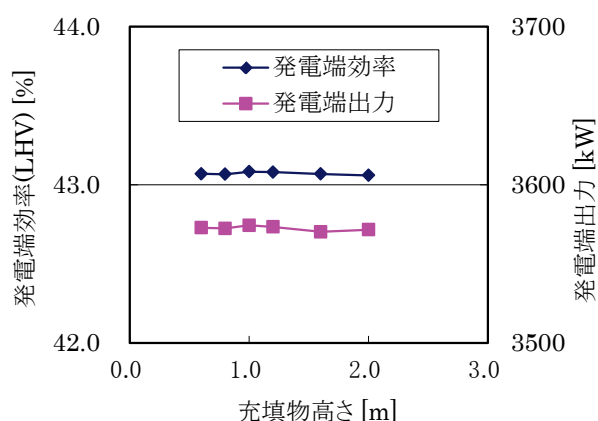


図 2-34 充填物高さ H を変化させた場合の発電端効率と出力

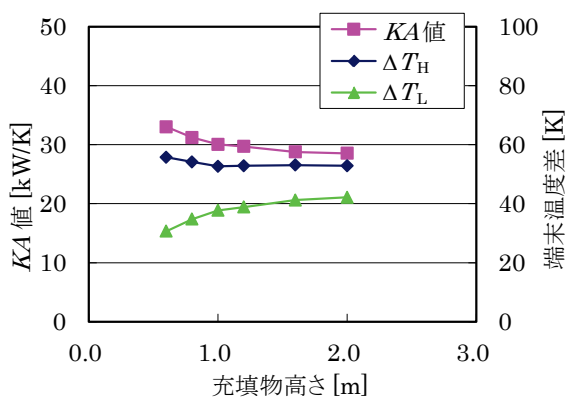


図 2-35 充填物高さ H を変化させた場合のエコノマイザの KA 値と端末温度差

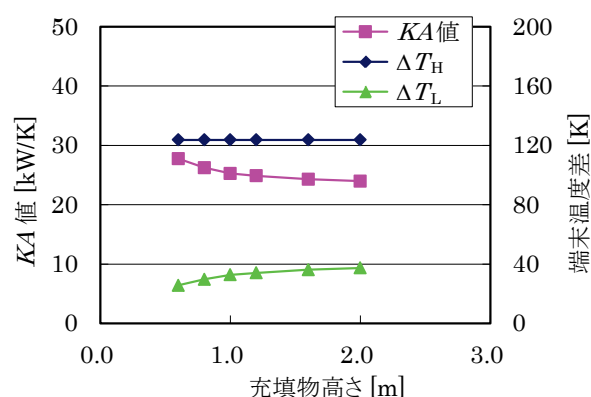


図 2-36 充填物高さ H を変化させた場合の空気冷却器の KA 値と端末温度差

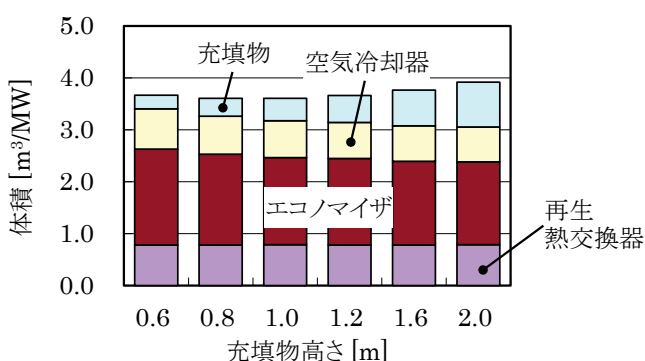


図 2-37 充填物高さ H を変化させた場合の熱交換器、充填物の体積

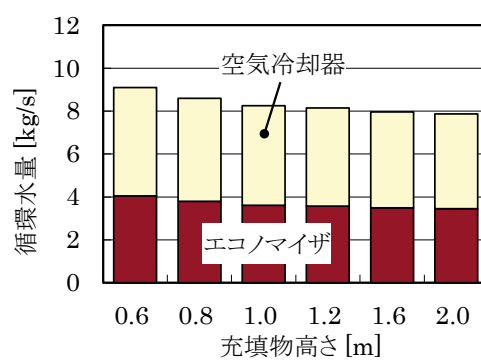


図 2-38 充填物高さ H を変化させた場合の空気冷却器およびエコノマイザの循環水量

表 2-13 システム検証機の増湿塔の運転条件検討結果

変化条件	効率		体積	運用性	検討結果
	・加湿量 ・発電端効率	循環水動力	・熱交換器 ・充填物	・起動時温度変化 ・散布水の突沸	
散布水温 T_w	T_w によらず空気出口は飽和湿度であり、影響なし	T_w が高温で循環水動力が大幅低減	T_w が高温でエコマイザがやや大型化	T_w は沸点以下である必要あり(突沸回避)	<ul style="list-style-type: none"> ・T_wは沸点-10°C(マージン)がよい ・システム検証機では$T_w = 160^{\circ}\text{C}$($=170^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}$)
供給空気温度 T_a	T_a が高温で過熱空気となるが、加湿量、効率とも変化なし	T_a が高温で循環水量、動力が減少	T_a が高温で熱交換器類はやや小型化	T_a を増湿塔出口空気温度と同等とすれば起動時の温度急変無し	<ul style="list-style-type: none"> ・T_aは増湿塔出口空気温度と同等が良い ・システム検証機では$T_a = 105^{\circ}\text{C}$
充填物高さ H	H を高くすると、途中で飽和になるが、加湿量、効率に変化なし	H を高くすると循環水量と動力が減少	<ul style="list-style-type: none"> ・Hを高くすると熱交換器は小型化 ・合計体積が最小となるのは、$H = 1\text{ m}$ 	H を高くすると、起動時の塔内水位変動と、壁効果(流下水の偏流)の懸念	<ul style="list-style-type: none"> ・熱交換器類の合計体積の最小化を考慮する ・システム検証機には$H = 1\text{ m}$を選定

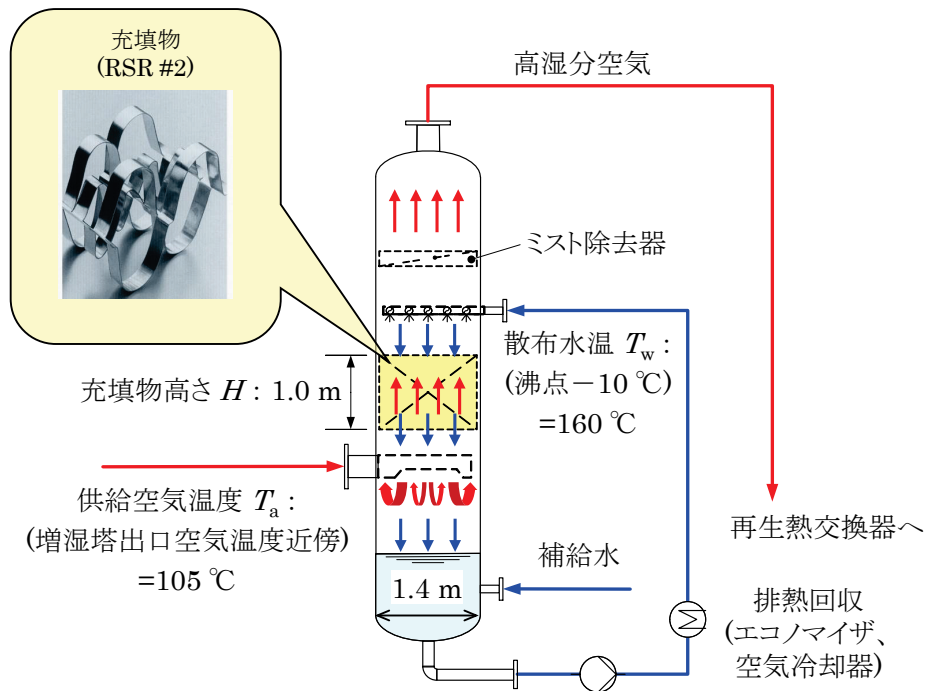


図 2-39 システム検証機の増湿塔の基本仕様検討結果の概念図

2.5 まとめ

本章では、ガスタービンシステムに適した加湿方式を検討した結果、システム検証機には充填物を用いた増湿塔を採用することとし、増湿塔内部での物理応答のモデル化を検討した。従来の提案モデルからシステム全体の計算に必要な精度と、物質伝達率などのデータの入手性、計算速度のバランスを考慮して簡略化する方針とし、液側抵抗を無視し、物質伝達の式としてプロセス流体条件などのマクロな条件

を入力して評価可能な相関式を用いたモデルを構築した。過去に実施された増湿塔の要素試験データと本モデルによる計算結果を比較し、散布水量や散布水温、空気流量、圧力など入口境界条件の変化に対して、出口温度条件や加湿量、交換熱量を 5～20 % 程度の精度で予測でき、プラントの部分負荷運転時も含めた増湿塔の応答を予測するに十分な精度を有していることを確認した。

この要素試験の結果で明らかになったように、例えば散布水量を変化させた場合、加湿量や交換熱量の変化は直線的にはならないが、本研究のモデルにより、ガスタービンの圧力比や排熱が変化する部分負荷運転でのシステム全体の状態や、増湿塔の運用方法が検討可能となった。そこで、本研究のモデルを用いて、従来の増湿塔の研究では十分に検討されていなかった、増湿塔に供給する空気や熱水の運用条件を検討した。電気出力 3 MW 級のシステム検証機を対象として、増湿塔循環水のポンプ動力、増湿塔に関連する熱交換器類の体積、増湿塔への散布水の突沸有無などを考慮し、散布水温度は沸点から下方にマージンを取った 160 °C、空気供給温度は増湿塔出口空気温度と同等な 105 °C、充填物高さは熱交換器類の体積を最小とする観点から 1 m を選定することができた。

以下、第 3 章で水回収装置に関して検討したのち、第 4 章では、定格出力状態だけでなく、ガスタービンプラントが部分負荷状態になった場合の応答について予測し、運用条件を検討する。さらに、第 5 章では、実プラントの運転結果と比較し、本手法の有効性の検証を行う。

3. 水回収装置のモデル化および基本仕様検討

3.1 従来研究

ガス焼きボイラの燃焼排ガスは、燃焼の化学反応で生成する湿分を含んでいるが、余剰酸素割合が小さいため、湿分割合は比較的大きい。文献 [56]の条件では、排ガス中の余剰酸素割合が 4 % (体積割合)の場合、湿分割合は 11 % (質量割合)に達する。一方、ガスタービンの場合、余剰酸素割合が比較的大きく、排ガス中の湿分割合は比較的小さい。しかし、燃焼用空気に水蒸気を噴射するガスタービンでは排ガス中の湿分割合は 12 % (質量割合)以上 [57]となり、本研究の研究対象である高温分空気利用ガスタービンでは、15 %～20 % (質量割合)程度 [58]となることが報告されている。

これらの場合のように、比較的多くの湿分を含んだ排ガスを、湿分が気体の状態で系外に排出することは、水の蒸発潜熱を外部に廃棄する事になり、システム熱効率を低下させる要因となる。また、燃焼用空気に湿分を注入するガスタービンでは、補給水の消費量を増加させることになる。そこで、排ガスから湿分を回収する試みは、従来から行なわれている。前記のガス焼きボイラ [56]では、排ガスダクト内に設置した伝熱管内に冷却水を供給し、伝熱管の表面で排ガス中の湿分を凝縮させて回収する試験がなされた。蒸気噴射ガスタービンの排ガスから、耐熱ガラス製伝熱管による水回収の試験は、Zheng ら [59]により実施された。本研究の研究対象と類似した、高温分空気利用ガスタービンの一つである、EvGT のパイロットプラントでも、チューブ式の凝縮装置が設置されて運転された [33]。この試験では、銅製の伝熱管が用いられ、回収水の水質分析の際、銅成分の溶出により高い銅濃度が観測されている。Aquarius power plant [8]では、充填物による水回収装置が設置され、実際に商用プラントで運転が行われている。冷却水温が 30 °C 以下の場合には、蒸気噴射に用いられた水量よりも、回収水量が上回る結果が得られている。沼田ら [34]は、ガス側の圧力損失が少ないメリットを持った、対向流式のスプレイ式水回収装置の試験を実施した。

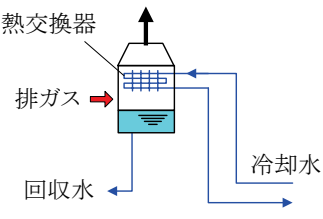
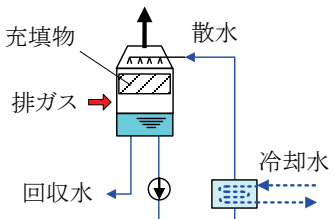
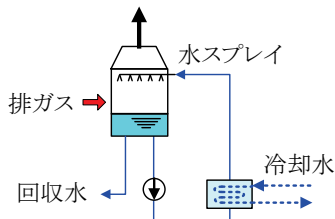
これらの各方式の研究状況、課題などを表 3-1 にまとめて示す。チューブ式は、最も研究実績が多いが、排ガスとの接触に対応した耐腐食性の材料が必要であり、比較的大きな伝熱面積が求められる。また、伝熱面積の拡大のために、フィンつき管を用いる場合が想定され、排ガス側の圧力損失も比較的大きくなることが予想される。充填物式も商用機で採用された実績があり、伝熱管を準備する必要はないが、充填物の中を排ガスが通過するため、圧力損失が比較的大きくなることが予想される。

スプレイ式は、研究された例が少ないが、伝熱管や充填物を準備する必要がなく、スプレインノズルを準備すれば良いので、建設費が低減できる可能性がある。また、排ガスの流路内に伝熱管や充填物が存在しないため、圧力損失の観点からは最も有利であると考えられる。必要な気液接触時間を稼ぐために、充填物式よりもダクト部分の容積が大きくなると考えられるが、圧縮空気への加湿の場合と異なり、建設費への影響は少ないと考える。さらに、前章の圧縮空気への加湿の場合、スプレイ式は、補給水中の不純物が空気側に飛散して析出する懸念があったが、水回収ではその懸念は生じない。

これらの比較より、AHAT のシステム検証機では、未だ実用化されていないものの、経済性に優れ排ガス側の圧力損失が少ない特徴をもつスプレイ式水回収装置を検討することとした。De Paepe [57]が検討したスプレイ式水回収装置は、排ガスが水平方向に流れるダクト内にスプレイ水を垂直方向に噴射する直交流式である。しかし直交流式はスプレイ水により排ガスを冷却する温度効率が低く回収水量が少なくなる制約があるため、本研究では対向流式を検討する。一方、対向流式では排ガスに向かって噴射された液滴のうち微小成分が排ガスと同じ向きに逆流する現象が発生するため、逆流を抑制しつつ気液接触距離を確保する条件の選定が研究課題である。また、水回収装置も、前章の増湿塔同様に、非線形な熱

と物質移動を伴うが、特にスプレイ式は排ガス流量や排ガス温度が変化すると、排ガスと相互作用するスプレイ液滴の速度に影響するため、気液接触後の回収水量や回収水温の応答が予測できない。本研究では、AHAT のシステム検証機の水回収装置の設計及び運転計画の立案のため、さまざまな条件で運転した場合の水回収装置の応答を評価可能とするモデルを構築することを目的とする。水回収装置で回収した水は増湿塔への補給水となるため、このモデルにより、システム全体の評価が可能になる。さらに、構築したモデルを用いて、システム検証機の水回収装置の基本仕様を決定することを目的とする。

表 3-1 排ガスからの湿分回収方式の方式と研究状況、課題

方式	チューブ式	充填物式	スプレイ式
原理	伝熱管の内部に冷水等を供給し、伝熱管外を流れる排ガス中の湿分を、伝熱管外表面で凝縮させ回収する。	充填物の上方から冷水を散布し、充填物表面を流下しながら形成される液膜と、上向きの排ガス流れとの気液直接接触により湿分を液膜表面に凝縮させ回収する。	排ガスに対向あるいは直交して水滴をスプレイし、気液直接接触により湿分を液滴の表面に凝縮させ回収する。
模式図			
研究状況	<ul style="list-style-type: none"> ・ガス焼きボイラの排ガスからの回収(船橋 [56])。 ・蒸気噴射ガスタービンの排気ダクト中にガラス伝熱管を設置した実験(Zheng [59])。 ・600kW規模のHATサイクルパイロットプラントでの運転試験(Ågren [33])。 ・仕様、経済性検討(De Paepe [57])。 	<ul style="list-style-type: none"> ・蒸気噴射ガスタービン Aquarius power plantで商用運転(Lupandin [8])。 	<ul style="list-style-type: none"> ・仕様、経済性検討(直交流式)(De Paepe [57])。 ・湿り空気による要素試験(対向流式)(沼田 [34])。 ・高湿分空気利用ガスタービンシステムの3 MW級検証機(本研究 [60])。
特徴	伝熱管の周りだけが冷却されるため、水回収後の排ガスは飽和ではなく過熱となり、下流側ダクトでのドレン発生が少ない。	充填物の適切な選定により、均等な気液接触が可能。	<ul style="list-style-type: none"> ・排ガス側圧力損失小さい。 ・排ガスと接触する熱交換器不要。 ・伝熱管や充填物が不要のため、建設費低減可能性あり。
課題	<ul style="list-style-type: none"> ・回収水の酸性度が高く、耐腐食性の伝熱管材料が必要。 ・排ガス側の圧力損失が比較的大きい。 	排ガス側の圧力損失が比較的大きい。	<ul style="list-style-type: none"> ・空間的に均等な気液接触を得ることが必要。 ・スプレイ水の加圧に必要な動力が大きい。 ・直交流式は温度効率低い。 ・対向流式は液滴の逆流と気液接触距離の確保が課題。

3.2 水回収装置内の熱と物質移動の計算方法

3.2.1 熱・物質移動のモデル化

対向流式の水回収装置の排ガスダクトサイズやスプレインゾルの仕様検討のため、湿分を含んだ排ガスとスプレイ液滴との熱・物質移動現象を、図 3-1 の体系でモデル化した。同図のように、上方から落下するスプレイ液滴は水回収装置の垂直な排ガスダクト内を上向きに対向して流動する湿りガスから抗力を受け、液滴の流速が変化しながら落下する。その時、液滴表面と湿りガス主流の温度差と湿度差を駆動力として、熱移動と物質移動が生じる。

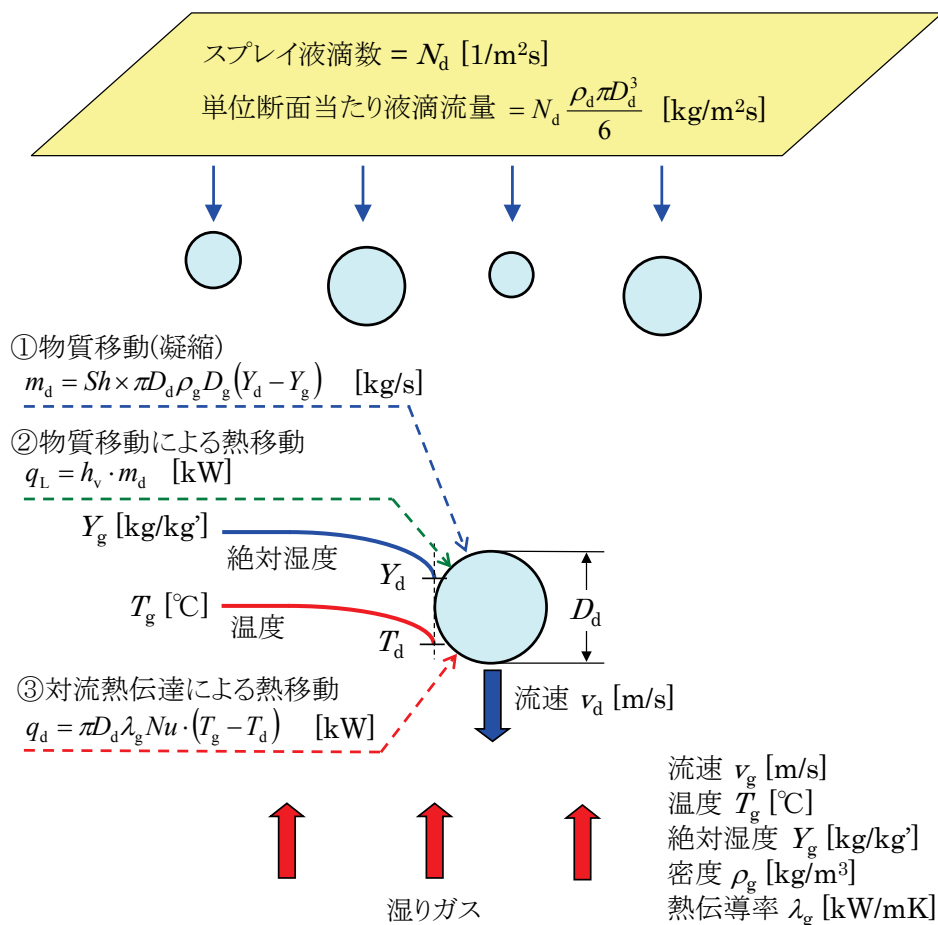


図 3-1 単一の液滴周りの排ガスとの熱・物質移動のモデル

3.2.2 支配方程式と離散化

前項の単一の液滴周りの熱・物質移動のモデルから、水回収装置全体の熱・物質移動を定量化するために、図 3-2 に示す離散化を行った。垂直な排ガスダクト内を上向きに流動する湿りガスと、上方から落下するスプレイ液滴の流れを仮定し、これら流れを高さ方向に複数のセルに分割し、同じ高さの湿りガスと液滴のセル間の、熱移動と物質移動を評価する一次元モデルである。同図に示すように、前章の増湿塔の場合と同様に、湿りガスおよび液滴の温度、湿度、比エンタルピ、流量など全ての変数は、上下のセル端面で定義した。セル中心で温度などを定義した方が、物質伝達などを計算する式が簡単になるが、下流側のセルに伝達する保存量は流量と比エンタルピの積であり、同一の点でこれらを定義した方が、計算誤差が小さいためである。また、一次元体系での定常計算であり、湿りガスに含まれる乾燥ガスの質

量流量は全セルで一定であることから、流れ方向の圧力変化は無視し、全セルで同一の圧力とした。実際、水回収装置部分の排ガス流速は 2.5 m/s 程度であり、圧力損失は非常に小さく、湿りガスの密度や蒸気飽和温度などを計算するためには全セルで圧力一定と近似しても有意な差は生じない。この離散化した水回収装置内部での熱および物質移動の定常解を求める方法として、増湿塔の場合と同様に、各変数に初期値を与えて非定常の微分方程式を差分式にして解き、各変数の解が一定値に収束するまで計算する逐次法を用いた。このように、基本的なモデル化の考え方は、前章の増湿塔の場合と類似しているが、増湿塔の場合は充填物の周りを流下する液膜と空気の水蒸気直接接触であるに対し、水回収装置の場合は排ガスに対向して落下する液滴と排ガスとの気液接触である点異なる。以下(a)～(f)に、本研究でモデル化した非定常微分方程式と、対応する差分式を示す。増湿塔の場合は、液膜と空気の流れ等の関数として物質伝達率や熱伝達率を与える特性式が利用でき、液膜の流下速度などを計算する必要はなかった。しかしながら、水回収装置の場合は、液滴径や液滴の落下速度を考慮し、その状態での熱伝達率、物質伝達率を推定する必要がある。そこで、液滴の運動を評価する方程式と、着目セル内で液滴の速度を計算する方法について検討した結果を以下(g)に示す。

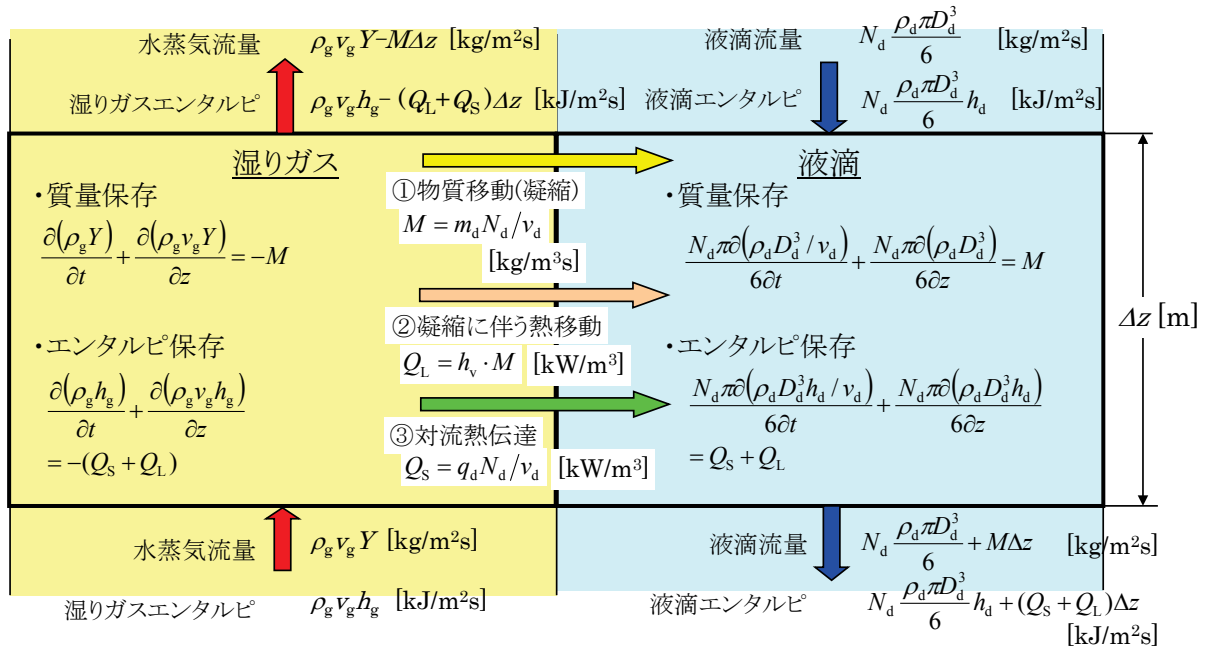


図 3-2 水回収装置の離散化モデルと支配方程式

(a) 湿り排ガス中の湿分の質量保存

水回収装置内の排ガス流路内の着目セルの水収支は、単位体積内で凝縮する質量 M [kg/m³s]を用いると、次式で示される。

$$\frac{\partial(\rho_g Y)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g v_g Y)}{\partial z} = M \quad (46)$$

ここで、 ρ_g [kg/m³]とは、乾燥ガスの密度であり、 Y [kg/kg]とは、絶対湿度、 v_g [m/s]は乾燥ガスの速度である。上式を変形すると、

$$\frac{\rho_g \partial Y}{\partial t} + \frac{Y \partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\rho_g v_g \partial Y}{\partial z} + \frac{Y \partial (\rho_g v_g)}{\partial z} = M \quad (47)$$

を得る。ここで、連続の式

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_g v_g)}{\partial z} = 0 \quad (48)$$

を代入すると

$$\frac{\rho_g \partial Y}{\partial t} + \frac{\rho_g v_g \partial Y}{\partial z} = M \quad (49)$$

となる。さらに、水回収装置へ流入する乾燥ガス流量を G_g [kg/s]、排ガス流路の断面積を S [m²]とすると、 $\rho_g v_g = G_g / S$ なので、

$$\frac{\rho_g \partial Y}{\partial t} + \frac{G_g \partial Y}{S \partial z} = M \quad (50)$$

が得られる。これを離散化とすると、排ガス流れの z 座標の向きは上向きが正なので

$$\frac{\rho_g^N (Y_i^{N+1} - Y_i^N)}{\Delta t} + \frac{G_g (Y_{i-1} - Y_i)}{S \Delta z} = M \quad (51)$$

となる。

セル体積 $V_{\text{cell}} = S \Delta z$ [m³] を用いると、ある時刻の排ガス中の絶対湿度から次のタイムステップの絶対湿度を求める差分式は、以下となる。

$$Y_i^{N+1} = Y_i^N + \Delta t \times \frac{1}{\rho_g} \left(\frac{G_g (Y_i - Y_{i-1})}{V_{\text{cell}}} + M \right) \quad (52)$$

(b) 湿りガスのエンタルピー保存

湿りガスのエンタルピー保存は、前記の湿分の質量保存と同様に、次式で表わせる。なお、 h_g [kJ/kg]は、乾燥ガス質量基準の湿りガスの比エンタルピーである。

$$\frac{\partial (\rho_g h_g)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_g v_g h_g)}{\partial z} = Q_s + Q_L \quad (53)$$

これも同様に、連続の式を代入して、次式に変形できる。

$$\frac{\rho_g \partial h_g}{\partial t} + \frac{\rho_g v_g \partial h_g}{\partial z} = Q_s + Q_L \quad (54)$$

さらに、 $\rho_g v_g = G_g / S$ となるので、差分式は以下となる。

$$\frac{\rho_g^N (h_{g,i}^{N+1} - h_{g,i}^N)}{\Delta t} + \frac{G_g (h_{g,i-1} - h_{g,i})}{S \Delta z} = Q_s + Q_L \quad (55)$$

ある時刻の湿りガスの比エンタルピから、次のタイムステップの比エンタルピを求める差分式は、以下となる。

$$h_{g,i}^{N+1} = h_{g,i}^N + \Delta t \times \frac{1}{\rho_g} \left(\frac{G_g(h_{g,i} - h_{g,i-1})}{V_{\text{cell}}} + Q_s + Q_L \right) \quad (56)$$

(c) 液滴の質量保存

直径 D_d [m]の球の体積は、 $\pi D_d^3/6$ [m³]であり、着目セル体積あたりの液滴個数は、 N_d/v_d [1/m³]であるので、液滴の密度を ρ_d [kg/m³]とすると、着目セル体積平均の液滴の見かけの密度は、 $N_d \pi \rho_d D_d^3/6 v_d$ [kg/m³]となる。この密度と、液滴の速度 v_d [m/s]から、連続の式は次式で表わせる。

$$\frac{N_d \pi \rho_d (\rho_d D_d^3 / v_d)}{6 \partial t} + \frac{N_d \pi \rho_d (\rho_d D_d^3)}{6 \partial z} = -M \quad (57)$$

液滴速度 v_d [m/s]は、別途、運動方程式から求める。さらに、水回収装置のダクト内を落下する液滴の質量流量 L [kg/s]は、排ガス流路断面積 S [m²]とすると、 $L = N_d \pi \rho_d D_d^3 S/6$ の関係から、次式となる。

$$\frac{\partial L}{S v_d \partial t} + \frac{\partial L}{S \partial z} = -M \quad (58)$$

これを差分化すると次式となる。

$$\frac{L_i^{N+1} - L_i^N}{S v_d \Delta t} + \frac{L_i - L_{i-1}}{S \Delta z} = -M \quad (59)$$

ある時刻の液滴質量流量から、次のタイムステップの液滴質量流量を求める差分式は、以下となる。

$$\frac{L_i^{N+1} - L_i^N}{S v_d \Delta t} = -M - \frac{L_i - L_{i-1}}{V_{\text{cell}}} \quad (60)$$

$$L_i^{N+1} = L_i^N + \Delta t \times S v_d \left(\frac{L_{i-1} - L_i}{V_{\text{cell}}} - M \right) \quad (61)$$

この L [kg/s]と $L = N_d \pi \rho_d D_d^3 S/6$ の関係から、次のタイムステップの液滴径 D_d を更新し、物質移動の計算や液滴運動方程式の計算で参照する。

(d) 液滴のエンタルピ保存

液滴の質量保存と同様に、液滴の保有するエンタルピの保存式は、次式となる。ここで、 h_d [kJ/kg]は、液滴の比エンタルピである。

$$\frac{N_d \pi \partial (\rho_d D_d^3 h_d / v_d)}{6 \partial t} + \frac{N_d \pi \partial (\rho_d D_d^3 h_d)}{6 \partial z} = -(Q_s + Q_L) \quad (62)$$

同様に、 $L = N_d \pi \rho_d D_d^3 S / 6$ の関係から、以下で表わせる。

$$\frac{\partial L h_d}{S v_d \partial t} + \frac{\partial L h_d}{S \partial z} = -(Q_s + Q_L) \quad (63)$$

これを差分化すると次式となる。

$$\frac{L h_{d,i}^{N+1} - L h_{d,i}^N}{S v_d \Delta t} + \frac{L h_{d,i} - L h_{d,i-1}}{S \Delta z} = -(Q_s + Q_L) \quad (64)$$

ある時刻の L [kg/s]と h_d [kJ/kg]の積から、次のタイムステップの L [kg/s]と h_d [kJ/kg]の積を求める差分式は、以下となる。

$$\frac{L h_{d,i}^{N+1} - L h_{d,i}^N}{S v_d \Delta t} = -Q_s - Q_L - \frac{L h_{d,i} - L h_{d,i-1}}{V_{\text{cell}}} \quad (65)$$

$$L h_{d,i}^{N+1} = L h_{d,i}^N + \Delta t \times S v_d \left(\frac{L h_{d,i-1} - L h_{d,i}}{V_{\text{cell}}} - Q_s - Q_L \right) \quad (66)$$

数値解法上は、次のタイムステップの L [kg/s]と h_d [kJ/kg]の積を求めた後、同一計算ステップで得た次のタイムステップの L [kg/s]で除算して、次のタイムステップの h_d [kJ/kg]を求めている。

(e) 熱移動の関係式

粒子がガス中を運動する場合の熱および物質移動に関しては、Ranz-Marshall の相関式 [61]がよく知られている。熱伝達率と物質伝達率を評価するための Nu 数および Sh 数は、次式で示される。

$$Nu = 2.0 + 0.6 \times Re_d^{1/2} Pr_g^{1/3} \quad (67)$$

$$Sh = 2.0 + 0.6 \times Re_d^{1/2} Sc_g^{1/3} \quad (68)$$

ただし、液滴のレイノルズ数 Re_d は液滴と排ガスの相対速度を考慮した次式で示される。

$$Re_d = (v_g + v_d) \times \frac{D_d \rho_g}{\mu_g} \quad (69)$$

同文献[61]によると本相関式の適用可能範囲は $1 < Re_d < 10^5$ とされている。液滴径が $600 \mu\text{m}$ 、液滴と排ガスの相対速度が 24 m/s の場合、 Re_d は約 700 となるため、適用可能な範囲である。

まず、単一の液滴と周囲との強制対流熱伝達による伝熱量 $q_d [\text{kW}]$ は、液滴の温度 $T_d [^\circ\text{C}]$ と、排ガス主流の温度 $T_g [^\circ\text{C}]$ を用いると、次式で表現される。

$$q_d = \pi D_d \lambda_g Nu \cdot (T_d - T_g) \quad (70)$$

着目点での液滴の下向き絶対速度を $v_d [\text{m/s}]$ 、スプレイノズルからの単位断面積あたり液滴の生成率を $N_d [1/\text{m}^2\text{s}]$ とすると、体積あたりの液滴個数は、 $N_d / v_d [1/\text{m}^3]$ となるので、単位体積内での対流熱伝達による熱移動量 $Q_s [\text{kW}/\text{m}^3]$ は、次式で表せる。

$$Q_s = q_d N_d / v_d \quad (71)$$

(f) 物質移動の関係式

次に、物質移動であるが、凝縮は排ガスと液滴表面の水蒸気濃度差を駆動力として起こり、単一液滴の質量増加率 $m_d [\text{kg/s}]$ は、以下となる。

$$m_d = \pi D_d \rho_g Sh \cdot D_g (w_d - w_g) \quad (72)$$

Sh 数の式の、気液界面での水蒸気質量割合を、空間平均の水蒸気質量割合と近似すると、液滴表面の絶対湿度 $Y_d [\text{kg}/\text{kg}']$ 、排ガス主流の絶対湿度 $Y_g [\text{kg}/\text{kg}']$ により、次式となる。

$$m_d = (2.0 + 0.6 \times Re_d^{1/2} Sc_g^{1/3}) \pi D_d \rho_g D_g (Y_d - Y_g) \quad (73)$$

なお、この液滴表面での絶対湿度 $Y_d [\text{kg}/\text{kg}']$ は、液滴温度 $T_d [^\circ\text{C}]$ に対する飽和水蒸気圧から求めた。顕熱移動量の計算と同様に、単位体積内で凝縮する質量 $M [\text{kg}/\text{m}^3\text{s}]$ は、次式で表せる。

$$M = m_d N_d / v_d \quad (74)$$

この物質移動により、ガス中のエンタルピが液滴に移動する。物質移動による熱移動量 $Q_L [\text{kW}/\text{m}^3]$ は、凝縮直前の水蒸気の比エンタルピ $h_v [\text{kJ}/\text{kg}]$ を用い、次式で示される。

$$Q_L = h_v \cdot M \quad (75)$$

(g) 液滴運動方程式

前項の計算において、スプレイノズルから噴射された液滴と排ガスとの相対速度が必要となる。これを求めるため、以下の液滴運動方程式により、各セルでの液滴速度を求めた。このモデルは、前章で示した、スプレイ式の増湿塔 [29] でも検討されており、一般的なものである。

$$\rho_d \cdot \pi \frac{D_d^3}{6} \cdot \frac{dv_r}{dt} = (\rho_d - \rho_g) \cdot \pi \frac{D_d^3}{6} \cdot g - C_D \cdot \rho_g \cdot \pi \frac{D_d^2}{8} \cdot v_r^2 \quad (76)$$

ここで、相対速度 v_r [m/s] は、液滴下向き絶対速度 v_d [m/s]、排ガス上向き速度 v_g [m/s] の場合、 $v_r = v_d + v_g$ である。この方程式から、実際の着目セルでの液滴速度を求めるために、以下の方法を用いた。

式(76)を変形し、液滴の密度 $\rho_d \gg$ 湿りガスの密度 ρ_g から、次式となる。

$$\frac{dv_r}{dt} = g - C_D \cdot \frac{3}{4D_d} \cdot v_r^2 \quad (77)$$

次に、この式を差分化し、着目セルの上端位置から出発した液滴を時間積分して、セルの下端位置に到達したときの液滴速度が、着目セル i の下流側セル($i+1$)の上端位置での液滴の速度となる。

$$\Delta v_r = \Delta t' \cdot \left(g - C_D \cdot \frac{3}{4D_d} \cdot v_r^2 \right) \quad (78)$$

なお、この式(78)の $\Delta t'$ とは、式(66)等の逐次法でのタイムステップ Δt とは異なり、着目セルの上端から下端への液滴の移動時間を積分するのに十分な細かさであり、本研究の例では $\Delta t' = 0.0002$ s とした。

このとき、抗力係数 C_D は、以下の剛体球の抗力係数の式を用いた。

$$C_D = \begin{cases} 24/Re_d, & Re_d < 1 \\ 24(1 + 0.125Re_d^{0.72})/Re_d, & 1 < Re_d \end{cases} \quad (79)$$

以上に述べた支配方程式および離散化により、逐次法を用いて排ガス出口およびスプレイ水出口の定常解を求めた。なお、液滴の支配方程式を計算するにあたり、実際のスプレイ液滴は、様々の大きさの液滴が混在しているが、水回収性能を求める際にはザウタ平均径で液滴径分布を代表するモデルを採用した。ザウタ平均径は、液滴の表面積で加重平均した液滴径であり、本用途のように、液滴表面を介した熱移動、物質移動を評価する場合には、最も適切な代表値と考えられる。また、水回収装置に関しては、前章の増湿塔の場合と異なり、モデルを検証するための適切な要素試験データが入手できなかったため、第5章にて3 MW 級検証機の試験データを用いて、モデルの妥当性を検証する。本モデルに必要な計算時間に関しては、流れ方向のセル分割数を、前章の増湿塔の場合と同様に40分割とした場合には、AHATシステムの熱物質収支計算全体で、1ケース約20分で計算が可能であった。

3.3 システム検証機向け水回収装置の基本仕様検討

前章でシステム検証機の増湿塔仕様を検討した際には、まず、液膜が空気流により上方に逆流するフラディングの評価から増湿塔の充填物の種類と塔径を決定し、次に熱・物質移動を評価して充填物への散布水温度や、供給空気温度、必要な充填物の充填高さを決定した。

水回収装置でも、図 3-3 に示すように、上向きの排ガスにより下向きのスプレイ液滴が抗力を受け、微小な液滴成分が逆流することが想定される。そこで、本章では、表 3-2 に示すように、ステップ1で、スプレイ液滴の逆流が少ない条件を事前抽出してから、ステップ2で排ガスダクトの概略サイズを決定し、ステ

ステップ 3 でスプレイの運転条件を決める手順とした。具体的には、ステップ 1 では液滴運動方程式により液滴の逆流が少ない①排ガス流速と②気液接触距離、③液滴径の組み合わせを事前抽出する。ステップ 2 では、ステップ 1 の条件を満たしつつ水回収量も満足する①排ガス流速と②気液接触距離を決定し、ステップ 3 で③スプレイ液滴径、④スプレイ水量を決める。その後、ステップ 4 として詳細な排ガスダクトの寸法、スプレイノズルの個数などを検討する。さらに、第 5 章では、商用機の試算として、排ガス条件が変化した場合のスプレイ運転条件を検討する。

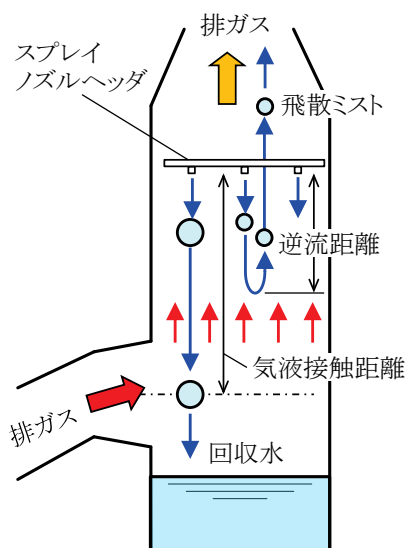


図 3-3 水回収装置での上向き排ガスによる微小液滴成分の逆流と飛散

表 3-2 スプレイ仕様検討の前提条件、要求仕様

ステップ	手順名	役割	方程式	変数
1	スプレイ液滴の逆流条件の事前抽出	液滴の逆流が少ない(①排ガス流速、②気液接触距離、③スプレイ液滴径)の組合せの抽出	液滴運動方程式	①排ガス流速、 ②気液接触距離、 ③スプレイ液滴径
2	排ガスダクトサイズ(断面積、長さ)の決定	①排ガス流速、 ②気液接触距離の決定	・液滴運動方程式 ・熱・物質移動の方程式	
3	スプレイの運転条件の決定	③スプレイ液滴径、 ④スプレイ水量の決定		③スプレイ液滴径、 ④スプレイ水量
4	システム検証機の仕様と性能予測	詳細な排ガスダクト寸法やスプレイノズル個数などの検討	—	—
5	商用機の試算(第 5 章)	条件が変化した場合の④スプレイ水量の検討	・液滴運動方程式 ・熱・物質移動の方程式	④スプレイ水量

3.3.1 スプレイ液滴の逆流条件の事前抽出

スプレイ式水回収装置では、排ガスおよびスプレイ液滴が互いに対向して接触するため、ガス流速が大きすぎる場合、スプレイ液滴が逆流(キャリーオーバー)する。図 3-4 に、排ガスの上向き流速が 2.5 m/s

の場合の液滴径 $400\ \mu\text{m}$ から $1000\ \mu\text{m}$ の液滴のそれぞれの落下軌跡を示す。この計算では、上向きの排ガスと下向きのスプレイ液滴が対向した場合の液滴の運動を、前項で示した液滴運動方程式を用いて計算した。この計算に使用した排ガスの密度や液滴初速の境界条件を表 3-3 に示す。同図によると、液滴径 $800\ \mu\text{m}$ 、 $1000\ \mu\text{m}$ の場合、少なくとも落下距離 $3\ \text{m}$ の範囲では液滴は逆流せずに下方に落下する。一方、液滴径 $400\ \mu\text{m}$ の場合には、液滴の噴射後約 $0.2\ \text{s}$ で $0.8\ \text{m}$ 程度落下した後、液滴は上方に逆流し、液滴径 $600\ \mu\text{m}$ の場合は、噴射後 $1\ \text{s}$ で約 $1.7\ \text{m}$ 落下した後、下向きの流速が非常に小さくなっている。同図に示したのは仮想的な単一の液滴のモデルであるが、現実のスプレイノズルから噴射される液滴は、図 3-5 に示すように液滴径の分布を持った多数の液滴群であり、スプレイ水量のうち特定の割合の小さい液滴径成分が逆流することになる。同図には、ザウタ平均径が $600\ \mu\text{m}$ の場合の液滴径質量割合の分布と、ガス流速が $2.5\ \text{m/s}$ の場合の液滴径成分ごとの最大落下距離を併記した。この質量割合の分布と最大落下距離から、着目する気液接触距離に対する液滴の逆流割合が推定できる。図 3-6 に、排ガスの流速と、気液接触距離およびザウタ平均液滴径を変化させた場合の、逆流する液滴の質量割合を示す。同図には、排ガス流速ごとにミストエリミネータ(ミスト除去装置)が許容する逆流液滴割合を併記した。この許容割合は、システム検証機で実際に採用したミストエリミネータの仕様によるものである。ガス流速が小さい場合、ダクト断面あたりのスプレイ水量が小さくなることから、許容する逆流液滴割合が増加する。同図によると、排ガス流速が $2.0\ \text{m/s}$ の場合には、ザウタ平均液滴径 $600\ \mu\text{m}$ 以上であれば、 $4\ \text{m}$ 以上の気液接触距離に対しても、液滴の逆流量は許容されることが判る。一方、ガス流速 $3\ \text{m/s}$ では、ザウタ平均径 $800\ \mu\text{m}$ でも約 $1.6\ \text{m}$ の気液接触距離しか許容されない。同図の結果は、表 3-2 に示したステップ 1 に相当し、液滴の逆流が少ない①排ガス流速と②気液接触距離、③スプレイ液滴径の組み合わせの事前抽出に相当する。

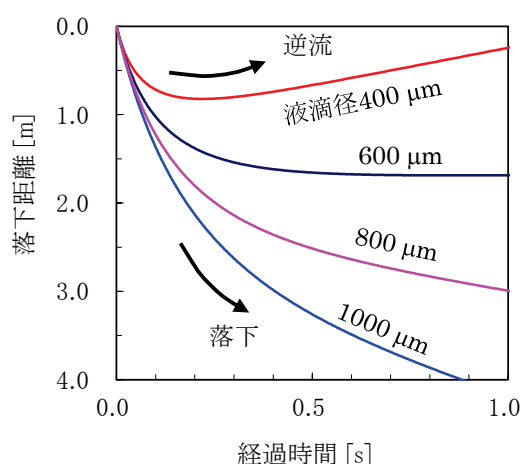


図 3-4 排ガスの上向き流速が $2.5\ \text{m/s}$ の場合の液滴径と液滴の落下軌跡

表 3-3 液滴の流速計算に使用した条件

項目	値	備考
排ガス流速	$2.0 \sim 3.5\ \text{m/s}$	サーベイ内容
排ガス密度	$1.08\ \text{kg/m}^3$	水回収装置出入り口排ガス温度の平均を想定
スプレイ液滴径	$400 \sim 1000\ \mu\text{m}$	サーベイ内容
液滴初速	$19.6\ \text{m/s}$	水圧 $0.3\ \text{MPa}$ 、流量計数 0.85 、代表広がり角度 40° 仮定

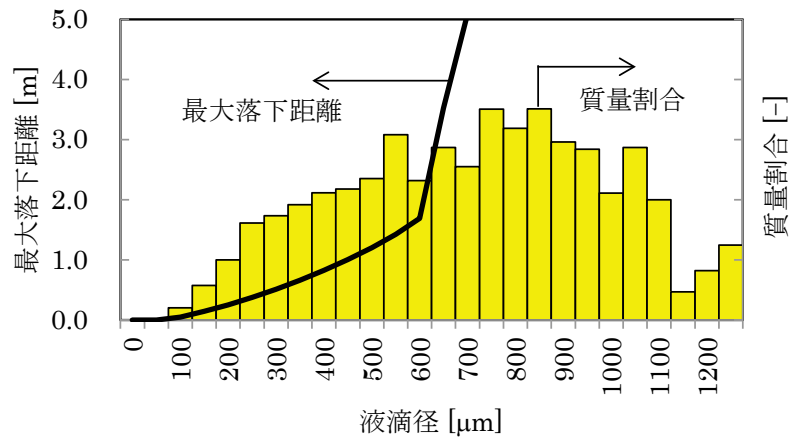


図 3-5 ザウタ平均径 600 μm の液滴群の質量割合分布と最大落下距離(ガス流速 2.5 m/s)

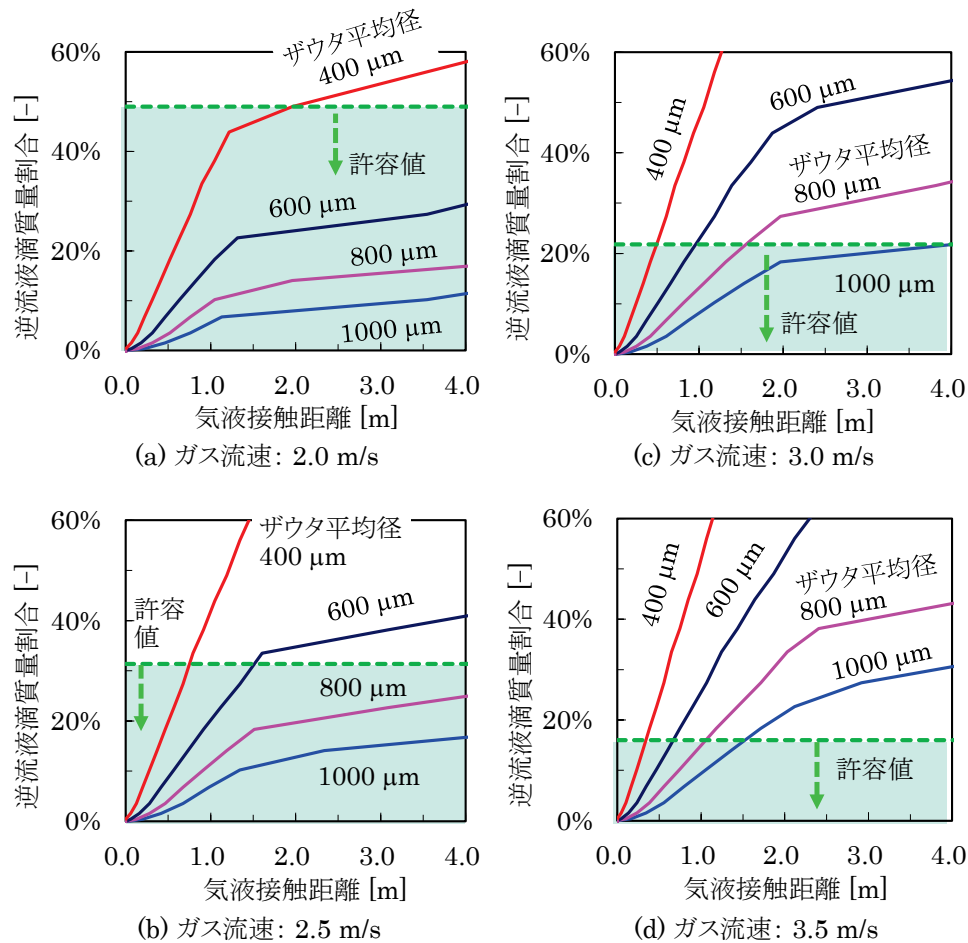


図 3-6 排ガス流速、気液接触距離、ザウタ平均径と液滴の逆流割合

3.3.2 排ガスダクトサイズの検討

次に、排ガスダクトサイズを決める目的で、①排ガス流速、②気液接触距離を決定するため、排ガスと液滴の熱・物質移動の計算により、水回収割合を評価する。検討に用いた前提条件、必要な回収割合(要求仕様)を表 3-4 に示す。この表の条件は、第 2 章で 3 MW 級システム検証機の増湿塔の仕様を決

定する際に実施したシステム熱物質収支計算から導出したものであり、気温 15 °C の条件と、気温 30 °C の条件が併記してある。後者の条件は、冷却塔から供給される冷却水の温度が高く、水回収割合が低下する可能性があるため、性能面で過酷側の条件として選定した。3 MW 級システム検証機では、増湿塔への補給水として水回収装置による回収水を利用する構成を計画しており、同表の、必要回収量、水回収割合の要求値は、増湿塔の加湿で消費する量とした。

図 3-7 に、このシステム条件の気温 15 °C のケースに対して、排ガス流速 2.5 m/s、スプレイ水量 45 kg/s、スプレイ液滴径 600 μm 、気液接触(熱交換)距離 1.5 m を想定した場合の、水回収装置の高さ方向の温度分布等の計算結果を示す。同図によると、排ガス中の絶対湿度と、スプレイ液滴表面の絶対湿度の差が物質移動(凝縮)の駆動力となっており、凝縮量と、潜熱移動量は、水回収ダクト内の下部領域で多くなっている。一方、顕熱移動は排ガスの温度とスプレイ液滴の温度差を駆動力として起こっており、これも水回収ダクトの下部領域で多くなっている。水回収ダクトの上方約 1/3 程度は、排ガスの絶対湿度と温度がともに低下し、飽和に近付き、相対湿度はほぼ 100 % となっている。また、液滴の落下速度は、初速 20 m/s 近かったものが、対向して上向きに流れる排ガスにより減速され、最下部では約 3 m/s まで減速している。この計算では、水回収割合は、75.5 % (排ガス中湿分量基準) であり、気温 15 °C の場合の要求値 67.9 % を上回っている。

同様の計算を行い、回収割合がより低下すると考えられる気温 30 °C のケースに対して水回収割合を計算した結果を図 3-8 から図 3-11 に示す。これらの計算では、①排ガス流速、②気液接触距離、③液滴径を変化させており、前項で事前抽出した、ミストエリミネータの許容する逆流液滴割合を超過する条件は、白抜き点および破線で示してある。これらの図によると、液滴径が小さい場合または気液接触距離が長い場合に水回収割合が大きくなるが、排ガス流速が増加すると、液滴の逆流の制約から実際には採用できない条件となることが判る。なお、熱物質移動を考慮した計算では、気液接触により排ガスが冷却されてガス流速が低下するため液滴に作用する抗力が低下し、前項で図 3-6 の熱・物質移動を考慮しない計算の時と比較して、許容される気液接触距離が長くなっている。但し、例えば排ガス流速 2.5 m/s、液滴径 400 μm 、気液接触距離 1 m の点は、逆流する微小な液滴群の割合がミストエリミネータの許容値を超過しているため、採用不可な領域となっている。これらの図の比較より、液滴の逆流の制約が少なく、回収割合も期待できる、ガス流速 2.5 m/s を選定することとした。その場合、システム検証機の排ガス流量から計算すると、排ガスダクトの断面は 2.3 m \times 2.3 m となる。

次に、気液接触距離であるが、ガス流速 2.5 m/s の場合は、1.5 m 以上のいくつかの気液接触距離と液滴径の組み合わせで、水回収割合の要求値を満たすことが判る。一方、3 MW 級システム検証機の排ガス量の場合、流速 2.5 m/s に対応する排ガスダクト断面の一辺の長さは 2.3 m である。スプレイ液滴が落下する距離が長いほど、スプレインズルからななめ下向きに噴射された液滴が排ガスダクトの壁面へ衝突する確率が増加していく。そこで、検証機の水回収装置の気液接触距離は、液滴が排ガスダクトの壁面へ衝突する懸念を考慮して、排ガスダクト断面の一辺の長さよりも短い、1.5 m を選定することとした。

表 3-4 水回収割合の計算に用いた前提条件、要求仕様

分類	項目	単位	気温15℃	気温30℃	条件根拠/選定理由
回収水 要求仕様	水回収量	kg/s	1.25	1.25	増湿塔加湿量
	水回収割合	-	67.9%	66.5%	水回収量/排ガス中湿分量
排ガス 入口条件	温度	℃	97.7	98.0	システム熱物質収支計算より
	流量	kg/s	11.89	11.08	
	うち湿分	kg/s	1.84	1.88	
	排ガス流速	m/s	2.0 ～ 3.5		サーベイ内容
スプレー水	流量	kg/s	35～55		サーベイ内容
	水温	℃	33.9	36.6	システム熱物質収支計算より
	液滴径	μm	400～1000		サーベイ内容
	気液接触距離	m/s	0.5～5.0		サーベイ内容

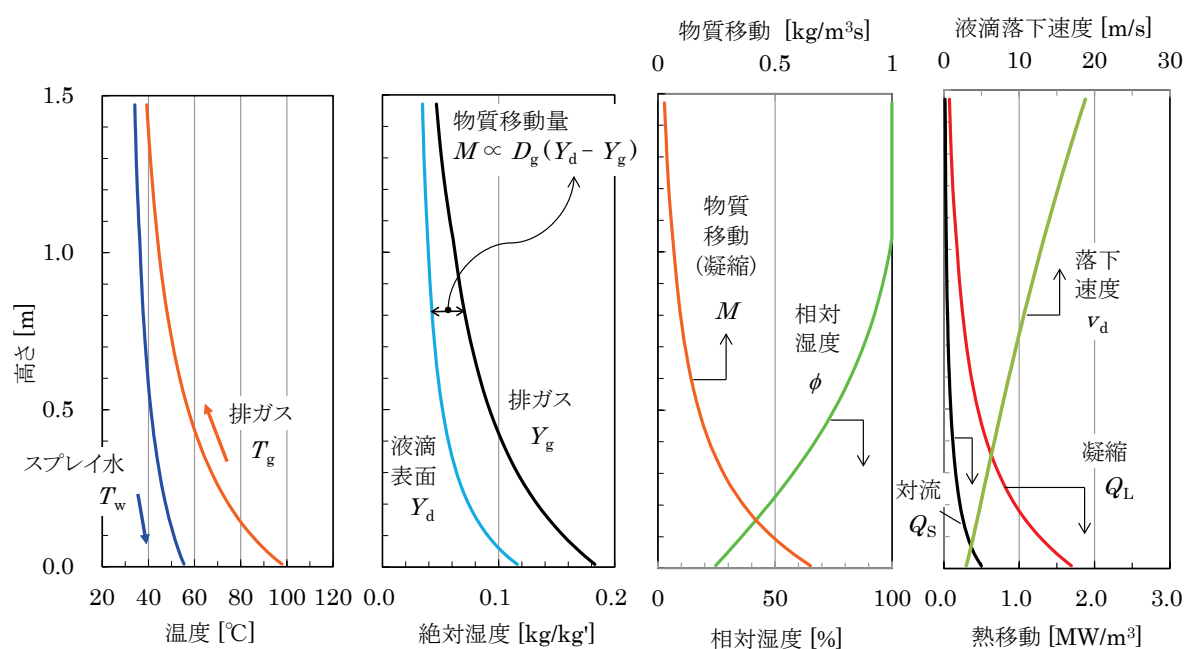


図 3-7 排ガス流速 2.5 m/s、スプレー流量 45 kg/s、液滴径 600 μm、気液接触距離 1.5 m の場合の水回収装置内部の高さ方向温度分布等の計算結果(気温 15 °C)

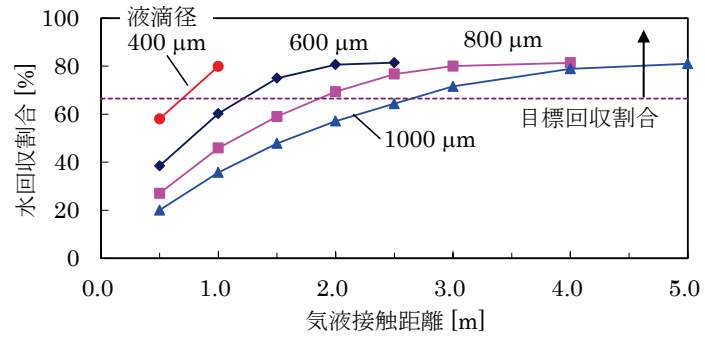


図 3-8 排ガス流速 2.0 m/s の場合の水回収割合

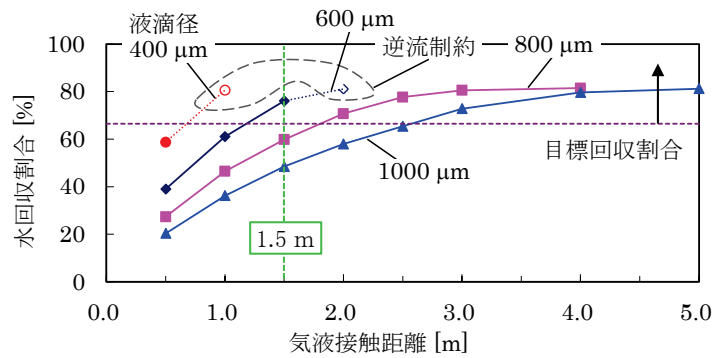


図 3-9 排ガス流速 2.5 m/s の場合の水回収割合

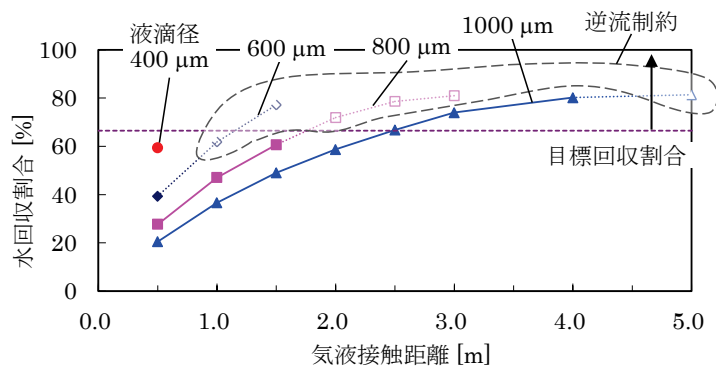


図 3-10 排ガス流速 3.0 m/s の場合の水回収割合

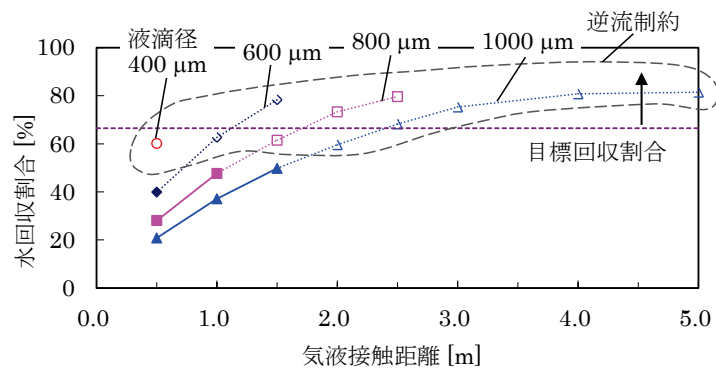


図 3-11 排ガス流速 3.5 m/s の場合の水回収割合

3.3.3 スプレイの運転条件の検討

前項で決めた排ガスダクトのサイズ、すなわち①排ガス流速(2.5 m/s)、②気液接触距離(1.5 m)の条件で、スプレイの運転条件である、③スプレイ液滴径、④スプレイ水量の組み合わせを検討する。図 3-12 に、③スプレイ液滴径と④スプレイ水量を変化させた場合の水回収割合の計算結果を示す。同図によると、市販の 1 インチノズルのザウタ平均径である 650 μm の場合、スプレイ水量 45 kg/s 以上で、目標以上の水回収が可能であり、これをシステム検証機の仕様候補とすることとした。

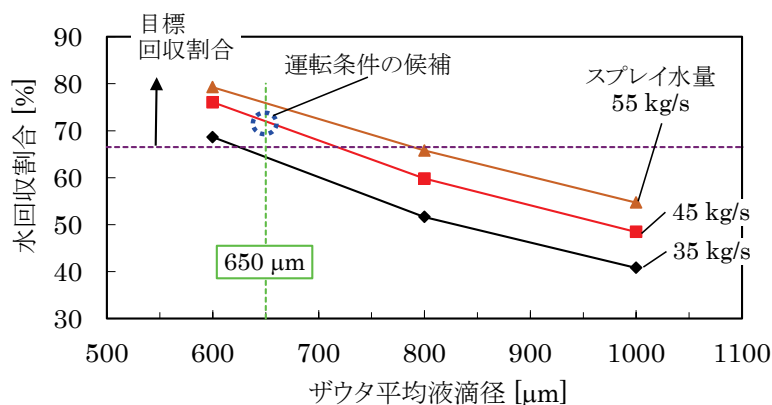


図 3-12 排ガス流速 2.5 m/s、気液接触距離 1.5 m の場合の水回収割合の計算結果
(排ガス中湿分量基準、気温 30 $^{\circ}\text{C}$)

3.3.4 システム検証機向けの機器仕様と性能予測

前項の評価結果である、スプレイ液滴径 650 μm 、スプレイ水量 45 kg/s を実装するため、スプレイノズルの個数は、市販の 70 l/min (@0.3 MPa) のノズルを想定し、50 個とした。この構成では、スプレイ水圧を 0.3 MPa にした場合に総スプレイ流量を約 60 kg/s まで増加できる能力を持っており、水圧の調整により計画値の 45 kg/s を中心としてスプレイ流量を変化させた運転が可能となる。これら検討したスプレイノズルの仕様を表 3-5 にまとめて示す。

さらに、この機器仕様の場合の、水回収装置の出入り口流体条件の予測結果を同表に示す。気温 15 $^{\circ}\text{C}$ の場合、排ガス中の湿分の回収率は 74.6 % であり、増湿塔の加湿量に対しては 109.6 % の回収になる。回収水温は 55.3 $^{\circ}\text{C}$ であり、これが増湿塔への補給水となりエコノマイザ等へ供給されるため、エコノマイザでの排熱回収量、増湿塔の加湿量などが計算でき、システム全体の熱物質収支が計算可能となった。また、水回収装置出口の排ガス温度は 39.7 $^{\circ}\text{C}$ 、相対湿度は 99.3 %、絶対湿度は 0.047 kg/kg であり、ほぼ飽和であるため、白煙発生を防止するためには、排ガス再加熱器による加熱が必要であることが分かった。次章で、本計算結果をもとに、排ガス再加熱温度について検討する。

表 3-5 気温 15 °C/30 °C条件における水回収装置の動作予測結果

区分	中分類	項目	条件/結果	
システム条件	大気条件	気温 [°C]	15	30
	排ガス 入口条件	温度 [°C]	97.7	98.0
		流量 [kg/s]	11.89	11.08
		露点温度 [°C]	63.4	65.3
	スプレー	水量 [kg/s]	45	
		水温 [°C]	33.9	36.6
本章の結果	水回収ダクト	ガス流速 [m/s]	2.5	
		ダクトサイズ	2.3 m×2.3 m	
		気液接触距離 [m]	1.5	
	スプレー ノズル	型式、個数	ザウタ平均径 650 μm、 1 インチフルコーン×50 個	
性能予測	回収水	回収量 [kg/s]	1.38	1.39
		回収割合 (入口湿度基準) [%]	74.6	74.0
		回収割合 (加湿量基準) [%]	109.6	111.7
		回収水温 [°C]	55.3	57.9
	出口ガス	温度 [°C]	39.7	41.9
		絶対湿度 [kg/kg']	0.047	0.053

3.3.5 水回収ダクト形状

以上の検討では、排ガス流れは空間的に均等に流れるものとして評価してきたが、流速分布に偏りが生じた場合、排ガス流速が小さい領域は水回収量が小さくなり、排ガス流速が大きい領域はスプレー液滴が上方にキャリーオーバーするなどの問題が生じる。排ガス流速分布が均等になるように、ダクト形状を模擬した流れ解析(CFD)により、図 3-13 に示すように偏流が少ない形状を選定した。水回収ダクト形状の諸元について、表 3-6 にまとめる。

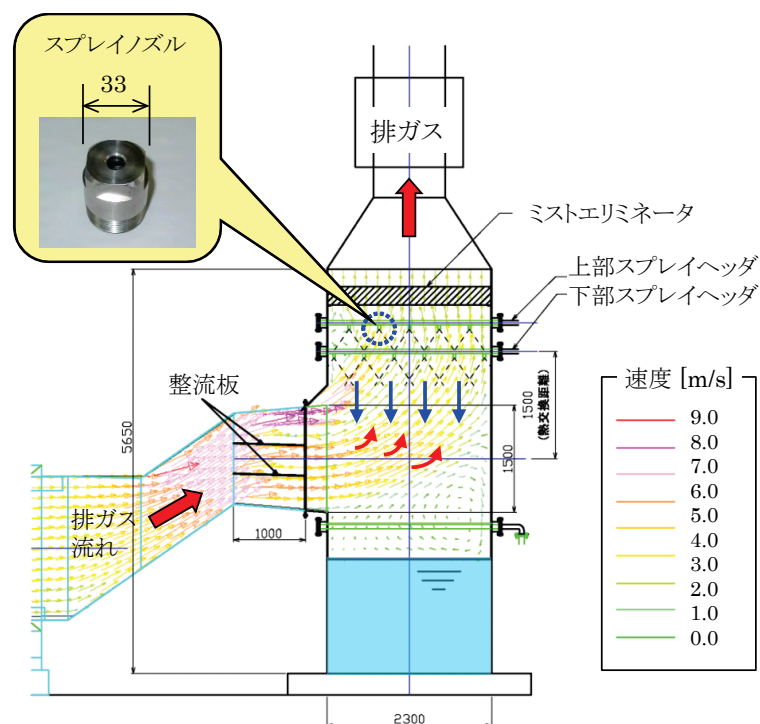


図 3-13 水回収ダクト形状と流れ解析結果

表 3-6 水回収ダクト形状の検討結果

項目	内容
垂直ダクト内寸	幅 2300 mm × 奥行き 2300 mm × 高さ 5650 mm
排ガス導入部	高さ 1500 mm × 幅 2100 mm

3.4 まとめ

ガスタービンシステムの水回収装置として、経済性、排ガス側の圧力損失の面で有利な従来にないスプレイ式水回収装置を検討した。対向流スプレイ式は温度効率が高いものの液滴の逆流と気液接触距離の確保が課題であり、スプレイ液滴の落下運動と、液滴と排ガスの熱物質移動現象をモデル化し、3 MW 級システム検証機の水回収装置の仕様を検討した。その結果、排ガス流速は 2.5 m/s、ザウタ平均スプレイ液滴径は 650 μm 、気液接触距離は 1.5 m、スプレイ水流量は 45 kg/s 以上とすることで、液滴の逆流を許容値以下に抑えつつ、増湿塔の加湿量に対して 109.6 %を回収可能となる見通しを得た。一方、水回収装置出口排ガスの温度は 39.7 $^{\circ}\text{C}$ 、相対湿度 99.3 %、絶対湿度は 0.047 kg/kg $^{\circ}$ であり、ほぼ飽和であるため、白煙発生を防止するためには、排ガス再加熱器による加熱が必要であることが明らかになった。次章で、本計算結果をもとに、排ガス再加熱温度について検討する。

4. システム熱物質収支評価手法の開発

4.1 従来研究

システム熱物質収支計算は、表 4-1 に示すように、目的と用途、機器の出入口境界条件の決定方法により、(a)デザイン点計算と(b)オフデザイン点計算に大別される。異なるシステム間の性能比較や、特定のシステムの動作点の最適化には、各機器の出入口流体条件を入力値としたデザイン点計算がなされる。デザイン点計算では、機器の出口条件まで予め決めて検討を実施するため、各機器の応答を模擬した詳細な計算モデルは必要とならない。

一方、着目するシステムの部分負荷特性、大気温度特性の評価や、着目するシステムの運転条件、運用方法を検討するには、各機器の入口条件が変化した場合の応答を考慮した、オフデザイン点計算が必要となる。実際のプラントの設計では、各機器に流入する流体の温度や圧力などが最過酷となる運転条件を把握することが必要であり、オフデザイン点の計算は、工学的に重要である。

表 4-1 システム熱物質収支計算のデザイン点計算とオフデザイン点計算

項目	(a) デザイン点計算	(b) オフデザイン点計算
目的	性能計画点(通常、ガスタービンの場合、気温 15℃、定格燃焼ガス温度条件)での各機器の性能、システム全体性能の評価	性能計画点以外での各機器の応答、システム全体の動作条件の評価
用途	・異なるシステム間の性能比較 ・特定のシステムの動作点(例:ガスタービンの圧力比、燃焼ガス温度)の最適化	・着目するシステムの部分負荷特性、大気温度特性の評価 ・着目するシステムを実現する場合の、各系統の最苛酷運転条件(最高使用温度、圧力)の把握 ・着目するシステムを実現する場合の、運用方法の決定
各機器の出入口境界条件の決め方	設計者が検討する	・入口条件は、上流側機器の特性によって決まる ・出口条件は、着目機器の特性によって決まる

HAT サイクルなど、新規システムのプラント熱物質収支の計算を目的とした従来研究を表 4-2 に比較して示す。電力中央研究所の幸田ら [62]、高橋ら [63]は、各種火力発電システムの性能比較を目的とし、プラント熱物質収支が計算可能なツール、EnergyWin を開発し、HAT サイクル、AHAT サイクル等の性能を計算した。このツールは、圧縮機、タービン、熱交換器、増湿塔などのモデルを標準装備しており、これらの接続により、比較的容易にシステムの熱物質収支を計算することができる。このツールは、各種発電システムの性能比較を目的としており、計算にあたっては、構成機器の出入り口条件あるいは入口条件と性能(断熱効率、温度効率、交換熱量など)を数値として入力する構成となっている。増湿塔やガスタービンなどの機器のオフデザイン点の応答はモデル化していないため、プラントの起動停止も含めた運用計画を策定する用途には適していない。

同表の残りの研究は、HAT サイクルのシステム評価を目的として、増湿塔など、複雑な応答を表現するモデルをシステム熱物質収支評価のツールに組み込んだものである。これらの研究では、プラントのオフデザイン状態においても、システム熱物質収支を評価可能であると考えられる。

Lund 大の Lindquist [28]は、EvGT と呼ばれる HAT サイクルのパイロットプラントを建設、運転し、他のシステムと性能比較する目的で、EvGT システムの熱物質収支計算モデルを開発した。その中で検討された増湿塔のモデルは、第 2.2.1 項に示したように、増湿塔を高さ方向 1 次元に分割し、湿り空気のセルと流下水のセルを仮定して、これらのセル間の 熱移動、物質移動を計算し、質量保存、エンタルピ保存の方程式から、各セルの温度や湿度などの状態量を導出するものである。熱物質移動を計算する際に、湿り空気のセルと流下水のセルの間の境界層温度を評価する。Lindquist によると、ピンチポイント温度差が 5 °C となるように、充填物高さとして 900 mm を選定した。拡散係数の評価方法によって湿り空気出口温度が異なり、Fuller-Schettler-Giddings の式 [64]が試験結果と最も一致すると述べられている。増湿塔モデルの検証は、定格負荷付近の一点でのみ行なわれており、オフデザイン点での検証はなされていない。当時の Lindquist らの研究では、充填物の中で湿り空気の相対湿度が 100 %を超えて蒸発することを許容するモデルであり、この点は以下に述べる Parente らの研究 [40] [41] [42]で改善されている。同じく Lund 大の Lorenz [65]は、EvGT を商用化した場合を想定し、実在する 20 MW クラスの航空転用型ガスタービン(LM2500)を使用した場合のオフデザイン計算を可能とするツールを開発した。同研究では、シンプルサイクルと EvGT サイクルの場合の 0~100 %の部分負荷運転状態を評価している。検証に関しては、EvGT のパイロットプラントで使用された 600 kW クラスのガスタービン(VT600)のシンプルサイクルの部分負荷運転データと、計算結果との比較が行なわれている。しかしながら、EvGT プラントの運転結果と、計算結果の比較はなされておらず、システム全体の評価手法に関しては検証されていない。

Genova 大の Parente は、文献 [42]に示された増湿塔のモデルにより、マイクロガスタービンに HAT サイクルを組み合わせた場合の性能を予測した [40] [41]。このモデルは、前記の Lindquist らのモデルとほぼ同一であるが、Lindquist らのモデルと異なり、充填物の中で湿り空気の相対湿度が 100 %を超えて蒸発することを許容しない制約が設けられている。また、物質流束が大きい場合に移動係数に及ぼす影響を補正する Ackerman's Correction [50]を施している。さらに、この研究のツール(TRANSAT)では、増湿塔のサイジングとコスト評価が可能である。この研究でも、Lindquist らの運転データで増湿塔部分の計算結果の検証がなされているが、定格負荷付近の一点でのみ行なわれており、オフデザイン点での検証はなされていない。また、システム全体の運転結果と計算結果の比較は、デザイン点、オフデザイン点とも、なされていない。

中国科学院の Wang らの研究 [66]の目的は、HAT サイクルと競合システムの大気温度特性および部分負荷特性の比較である。増湿塔は前記 Parente [42]のモデルを基礎とし、高さ方向一次元にセル分割し、境界層温度も考慮したモデルで HAT サイクル全体を計算している。増湿塔モデルの検証は、Lindquist らの運転データでなされている点が前記 Parente と同様である。この研究の特徴は、大気温度特性および部分負荷特性を評価していることである。しかし、主要機器である圧縮機やタービンに関してのモデル化は効率や圧力比を 1 次関数で表現した簡易モデルであり、オフデザイン点での計算結果は検証されていない。

これらの例が示すように、HAT サイクルなど、新規システムのプラント熱物質収支を計算した従来研究は、デザイン点性能をシステム間で相互比較する目的のものが多く、オフデザイン点の計算に重点が置かれたものは少ない。また、システム全体のオフデザイン点の応答を計算するためには、全ての機器のオフデザイン点の応答を詳細に模擬したモデルを構築する必要があるが、これらの研究では、増湿塔のみを詳細モデルとした例が多く、圧縮機やタービン、水回収装置を同時に詳細化して計算した例は見られ

ない。その理由として、多くの機器を詳細モデル化した場合、計算の負荷が大きくなり、システム全体の収束計算に膨大な時間を要するためであると推測される。また、HAT サイクルの検証機が製作された事例が少ないこともあり、システム全体としてオフデザイン点の計算結果の妥当性が検証された例も無い。

本章では、複雑な応答を示す機器(増湿塔、ガスタービン、水回収装置など)が組み合わせられた AHAT システムに関し、各機器のオフデザインでの動作特性を連成させた熱物質収支を、現実的な時間で計算可能とし、システムの定格運転条件や機器仕様を決定し、起動停止も含めた運用計画を策定する。さらに、大気温度が変化した場合のシステム全体の応答を計算可能とし、季節による発電端出力、発電端効率、水回収装置による回収水量が予測できるようにする。これにより、年間の発電設備の運用計画、燃料や水などの運転に必要なユティリティーの調達計画を立案可能とする。

表 4-2 HAT サイクルのシステム熱物質収支の従来研究と、機器のモデル化内容

研究機関		電力中央研究所	Lund大学	ジェノア大	中国科学院	本研究
研究者[文献]		幸田ほか [62]、Takahashiほか [63]	Lindquist [28], Lorenz [65]	Parenteほか [41]	Bo Wangほか [66]	Arakiほか [17] [67] [60] [68]
目的		各種火力発電システムの性能比較	・HATサイクルと競合システムの性能比較(Lindquist [28]) ・部分負荷を含めたHATサイクルとシンプルサイクルの性能比較 (Lorenz [65])	マイクロHATのシステム構成と性能検討	HATサイクルと競合システムの、大気温度特性、部分負荷特性の比較	AHATシステム検証機の定格運転条件と機器仕様の決定、起動停止も含めた運用計画の策定
計算ツール	名称	EgWin	-	TEMP, SAT, TRANSEO	記載無し	-
	プラットフォーム	c++言語コンパイラ	IPSEpro [69]	MATLAB [70]/Simulink		連続系システムモデリングツールACSL (Advanced Continuous Simulation Language) [71]
	言語	c++言語	ツール固有言語 (MDL:Model Description Language)	ツール固有言語 (MATLAB 言語)		ツール固有言語 (ACSL)、FORTRAN言語
オフデザイン計算		-	可能	可能	可能	可能
圧縮機	特性	圧力比、断熱効率などを入力	特性マップ(流量・圧力比、流量・効率)	特性マップ(流量・圧力比、流量・効率)	流量:体積流量一定+温度のずれに比例した補正係数 効率:修正回転数のずれに比例した補正係数	特性マップ(流量・圧力比、流量・効率)
タービン	特性	圧力比、断熱効率などを入力	特性マップ(効率・圧力比、流量・圧力比)	ドライと加湿の組成の違いによるマップ上の動作点(効率、膨張比)の違いを考慮	・圧力比:第1段静翼でのチョーク流れを仮定して部分負荷での流量と圧力比を計算 ・効率:ポルトロープ効率一定	AMDC+KO [72]の損失モデルにより、ガスパス及び翼形等の幾何形状と、流体状態量や速度三角形等の各種物理量とから翼列損失を計算
	翼冷却	考慮せず	・表面メタル温度一定モデル(Jordal [73])(Lindquist [28]) ・圧縮機段からの抽気量を経験によって決めた係数(吸気流量基準)(Lorenz [65])	冷却無しのマイクロタービンを想定	・表面メタル温度一定モデル(Jordal [73])、冷媒混合によるポルトロープ効率の低下を考慮 ・部分負荷の冷媒流量変化は質量流量パラメータ($mT^{0.5}/P$)に比例	要素試験により求められた冷却効率曲線で冷却空気量を評価
増湿塔	特性	流下水温度を入力	・境界層温度を考慮した1次元モデル(Lindquist [28]) ・ピンチポイント温度差を入力 (Lorenz [65])	物質流束が大きい場合に移動係数に及ぼす影響を補正(Ackerman's Correction) [50]	・Parenteのモデルを基礎、セル分割、境界層温度を考慮 ・物質流束が大きい場合に移動係数に及ぼす影響を補正(Ackerman's Correction) [50]	・1次元モデル ・境界層は考慮せず
熱交換器	特性	出口温度や温度効率を入力	・デザイン点:出口温度や温度効率を入力 ・オフデザイン点:熱伝達率がRe数の関数で表されるモデル(再生熱交換器)	出口温度や温度効率を入力	・デザイン点:出口温度や温度効率を入力 ・オフデザイン点:熱貫流率が質量流量の0.8乗に比例	・デザイン点:出口温度や温度効率を入力 ・オフデザイン点:熱貫流率が質量流量の0.8乗などに比例
水回収装置	特性	水回収量、回収水温度、出口ガス温度を入力	・充填物タイプを想定、出口ガス温度を入力 ・ $h-T$ 線図上で出口水温を導出	-	-	1次元モデル
評価結果の検証		-	システム全体:シンプルサイクルのみ	・システム全体:なし ・増湿塔:Lundの試験データで検証	・システム全体:なし ・増湿塔:Lindquist [27]やCevasco [45]に記載された測定データで検証	・システム全体:定格～部分負荷で実施 ・増湿塔:同上 ・水回収装置:同上
備考		複数のシステムの性能を相互比較する用途に向いている	実験との比較はシンプルサイクルのみ	システムの静特性計算のほかに、動特性計算、コスト評価が可能である	大気温度特性、部分負荷特性が計算されているが、実機の運転結果と比較は無し	AHATシステム検証機の運転条件と機器仕様の決定、運用計画の策定に適用

4.2 逐次法による、非線形システムの定常解計算

幸田ら [62]に記載されているように、線形な応答を示す機器で構成されたシステムの定常解を求める場合には、行列計算による陰解法で解を導くことができる。しかしながら、同文献にも記載されているように、非線形な応答を示す機器の場合には、行列計算では評価できず、逐次法によらざるを得ない。

本研究で対象とする高温分空気利用ガスタービンシステムは、ガスタービン本体、増湿塔、水回収装置など、非線形な応答を示す要素機器が多いので、全体を逐次法で計算することとした。即ち、図 4-1 に示すように、各要素機器の出入口に接続点を設け、接続点には表 4-3 に示す変数を保持させる。

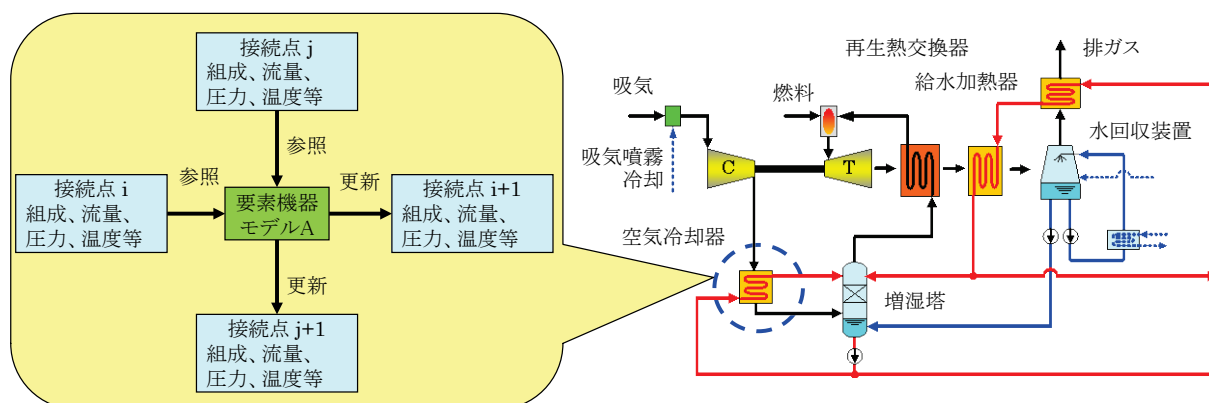


図 4-1 機器モデルと接続点の関係

表 4-3 接続点が保持する変数

No.	要 素	単 位	備 考
1	H ₂	-	モル比率
2	CO	-	モル比率
3	CO ₂	-	モル比率
4	H ₂ O	-	モル比率
5	O ₂	-	モル比率
6	N ₂	-	モル比率
7	CH ₄	-	モル比率
8	C ₂ H ₆	-	モル比率
9	C ₃ H ₈	-	モル比率
10	i-C ₄ H ₁₀	-	モル比率
11	n-C ₄ H ₁₀	-	モル比率
12	i-C ₅ H ₁₂	-	モル比率
13	Ar	-	モル比率
14	質量流量	kg/s	
15	モル流量	kmol/s	
16	流体温度	℃	
17	流体圧力	ata	
18	比エンタルピ	kcal/kg	
19	熱量	kcal/s	
20	平均分子量	kg/kmol	

そして、計算ステップ毎に各要素機器の上流側の接続点の状態を参照し、着目要素機器の応答を計

算し、下流側の接続点の変数を更新していく。なお、表 4-3 の中で、例えば、比エンタルピや熱量は、組成と温度と圧力と流量が判っていれば一意に求められるため、必ずしも保持する必要が無いが、システムヒートマスバランス計算の過程で、前回のタイムステップの比エンタルピや熱量が必要になる場合に、変数として保持されている方が迅速に計算できるため、これらの数値も保持する工夫をした。

要素機器モデルや、機器間の接続点が多数ある複雑なシステムに対して、このような逐次計算を容易に実行させるためのツールとして、市販の動特性シミュレータである ACSL [71]を用いた。各点の温度、圧力、流量や組成などの変数は、任意に与えた初期条件から、以下に述べる各要素機器モデルの計算結果により逐次更新され、全ての機器の出入り口条件に変化が無くなるまで繰り返し計算される。

4.3 機器のモデリング

AHAT システム固有の機器である、増湿塔のモデルおよび水回収装置のモデルに関しては、第 2 章および第 3 章で詳細に述べた。その他の機器のモデルについて以下に概略を示す。

4.3.1 圧縮機

圧縮機は、図 4-2 に示すモデルで計算し、式(80)(81)で示すように、入口流体条件と断熱効率、圧力比を入力として出口流体条件、圧縮仕事を求める。式(81)の w_c は、単位質量あたりの圧縮仕事である。入力値として必要な断熱効率 η_c と圧力比 π_c は、圧縮機的设计ツール(インハウス プログラム)により予め作成した特性マップを参照する。図 4-3、図 4-4 に、遠心圧縮機の圧力比および断熱効率の特性マップの例を示す。この図で、修正回転数 R_c 、修正流量 G_c はそれぞれ式(82)(83)で定義される。この式で添え字の無い T と P は各段の圧縮機入口温度と圧力の現在値を示し、 T_d と P_d は各段の圧縮機入口温度と圧力の設計値を示す。本研究のシステム検証機の場合は、遠心 2 段圧縮機であるので、第 1 段圧縮機と第 2 段圧縮機の特性マップが存在し、それぞれ修正回転数 R_c と修正流量 G_c を入力とし、圧力比 π_c と断熱効率 η_c を出力する形式となっている。圧縮機的设计ツールを直接搭載せず、マップ参照方式とした理由は、圧縮機の応答が回転数と流量のみの関数で表現できるためである。増湿塔や水回収装置、タービンの場合は、流体の入口が複数あり、可能性のある温度、流量、圧力、組成などのすべての組合せを網羅した多次元マップの作成が事実上困難であるが、圧縮機の場合は吸気の組成が一定であるため、吸気の温度、流量、回転数などを変数とした計算を予め実施することにより、同図のような特性マップが作成可能となる。

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (80)$$

$$w_c = c_p (T_2 - T_1) = h_2 - h_1 \quad (81)$$

$$R_c = R \sqrt{\frac{T_d}{T}} \quad (82)$$

$$G_c = G \frac{P_d}{P} \sqrt{\frac{T}{T_d}} \quad (83)$$

プログラムでは、修正回転数と修正流量は離散的な値のテーブルを準備し、計算が必要な条件の流量と回転数に対し、二次元の内挿により圧力比と効率を求める。

なお、本研究のシステム検証機では遠心 2 段圧縮機であるが、電気事業用に用いられる多段式軸流圧縮機の場合には、同様に多段の圧縮機特性マップを準備するか、圧縮機特性を計算するプログラムを準備し、システム全体の計算と連動して計算すれば良い。

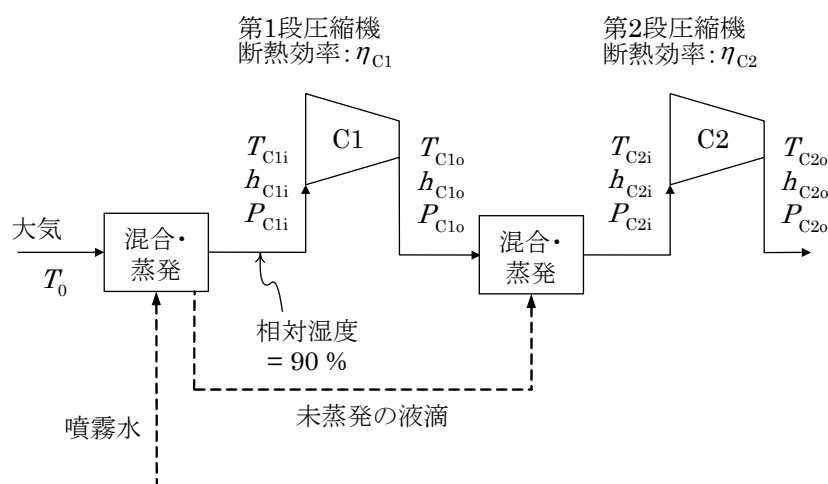


図 4-2 圧縮機と WAC のヒートマスバランスモデル

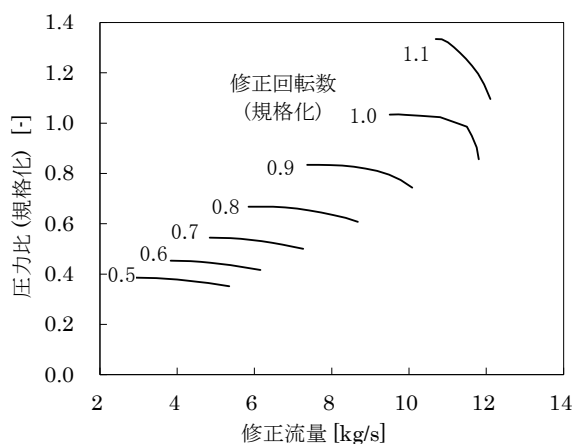


図 4-3 遠心圧縮機の圧力比特性マップの例

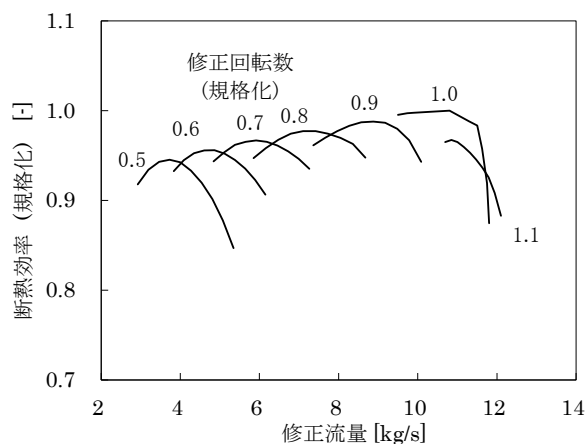


図 4-4 遠心圧縮機の断熱効率特性マップの例

4.3.2 吸気噴霧冷却

吸気噴霧冷却は、微細な液滴(例: ザウタ平均径 20 μm 等)を圧縮機の吸気ダクト内部に噴霧し、吸気ダクトや圧縮器内部で液滴を蒸発させることにより、圧縮機の作動流体を冷却するとともに、作動流体を増加させるものである。前記式(80)(81)から、式(84)が導かれ、この式より、圧縮機の作動流体を冷却すれば、同一圧力比の圧縮に必要な仕事が減少することが判る。また、圧縮機の内部で液滴が蒸発して湿り空気流量が増加することにより、単位流量あたりの圧縮動力が低減する効果がある。また、作動流体の冷却により修正回転数が上昇し、圧縮機の流量特性から、圧力比が上昇する効果がある。

$$w_c = c_p T_1 \left(\frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (84)$$

実現象では、圧縮機の内部で液滴が連続的に蒸発するため、圧縮機の段落の途中で物性値や空気の流量が連続的に変化する。これを厳密に模擬することは難しいため、本研究では、前記図 4-2 に示すように、圧縮機の各段落の入口でその部分の温度や圧力条件に応じて、蒸発可能な量だけ蒸発するモデルを仮定した。

吸気ダクト内部に相当する第一の混合・蒸発セクションでは、吸気と液滴表面の蒸気圧差を駆動力とした蒸発現象により、吸気が特定の相対湿度となるまで噴霧液滴が蒸発する。この相対湿度は、吸気流量に対する液滴の噴霧率、液滴径、スプレイノズル配置やダクト形状に依存する。本研究で運転した 3 MW 級検証機では、吸気ダクト内部での相対湿度は未計測であるが、計算モデルでは、相対湿度 90 %まで蒸発すると仮定した。この蒸発により、吸気ダクト内部では空気が液滴に蒸発潜熱を奪われて、温度 T_{C1i} まで冷却され、第 1 段圧縮機での圧縮動力が低減される。この温度 T_{C1i} は、蒸発した液滴が空気から奪った蒸発潜熱と、蒸発しなかった残りの液滴の温度が温度 T_{C1i} まで温度低下することを配慮した、空気と液滴の熱的釣り合いから求められる。

第一の混合・蒸発セクションで蒸発しなかった残りの液滴は、温度 T_{C1i} の液相状態のまま第 2 段圧縮機上流の混合・蒸発セクションに到達する。第二の混合・蒸発セクションでは、第 1 段圧縮機から吐出される温度 T_{C1o} の高温の圧縮空気と混合し、残りの液滴は完全蒸発する。この完全蒸発により、蒸発潜熱を奪われた圧縮空気の温度が T_{C2i} まで低下し、圧縮動力が低減される。

このモデルでは、混合・蒸発セクションでのみ蒸発する仮定であり、液滴の蒸発位置が実際よりも下流側となるものの、(a) 蒸発位置が下流側になるので圧縮空気の冷却効果は過小評価になる。(b) 蒸発位置が下流側になるので圧縮空気の流量の増加は過小評価になる。(a)は圧縮動力を過大評価する方向、(b)は圧縮動力を過小評価する方向であり、発電効率評価の観点からは評価誤差が相殺される方向となる。また、本研究のシステム検証機は遠心式 2 段圧縮機であり、前記図 4-2 の 2 段圧縮機モデルで近似したが、電気事業用に用いられる多段式軸流圧縮機の場合には、例えば Utamura ら [74]の研究に見られるように、CFD により圧縮機の段ごとの蒸発量分布を評価することにより、同様に多段圧縮機内部での温度変化と圧縮動力について評価できる。

4.3.3 タービン

タービンのヒートマスバランスモデルの概略を、図 4-5 に示す。この例は 2 段タービンの場合であるが、それぞれのタービンの出口流体条件と出力は、次式で示される。

$$T_{to} = T_{ti} \left(1 - \eta_t \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \right) \quad (85)$$

$$w_t = c_p (T_{ti} - T_{to}) \quad (86)$$

$$= c_p T_{ti} \eta_t \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (87)$$

この計算に必要なタービン効率 η_t は、損失モデル(AMDC+KO) [72]を使用して、ガスパス及び翼形等の幾何形状と、流体状態量や速度三角形等の各種物理量から計算する。また、タービン翼の冷却に必要な冷却空気流量は、社内試験により求められた冷却効率曲線を用いて評価する。図には示していないが、翼冷却空気のほかにタービンの軸受けのシール空気や静翼/動翼間のリーク空気があり、これらの流量は別の詳細設計ツールで計算し、翼冷却空気と同様に主流ガスに混合させている。

タービンの計算は、表 4-4 に示す二つの計算モードを備えている。デザインモードでは、タービン入口における作動ガスすなわち燃焼ガスの状態量(温度、圧力、流量、組成)と翼形状データを入力して、作動ガスの状態量、翼冷却空気流量等を出力する。

一方、オフデザインモードでは、タービン入口における作動ガスすなわち燃焼ガスの状態量(温度、圧力、流量、組成)、翼形状データ、翼冷却空気流量等を入力し、作動ガスの状態量を出力する。

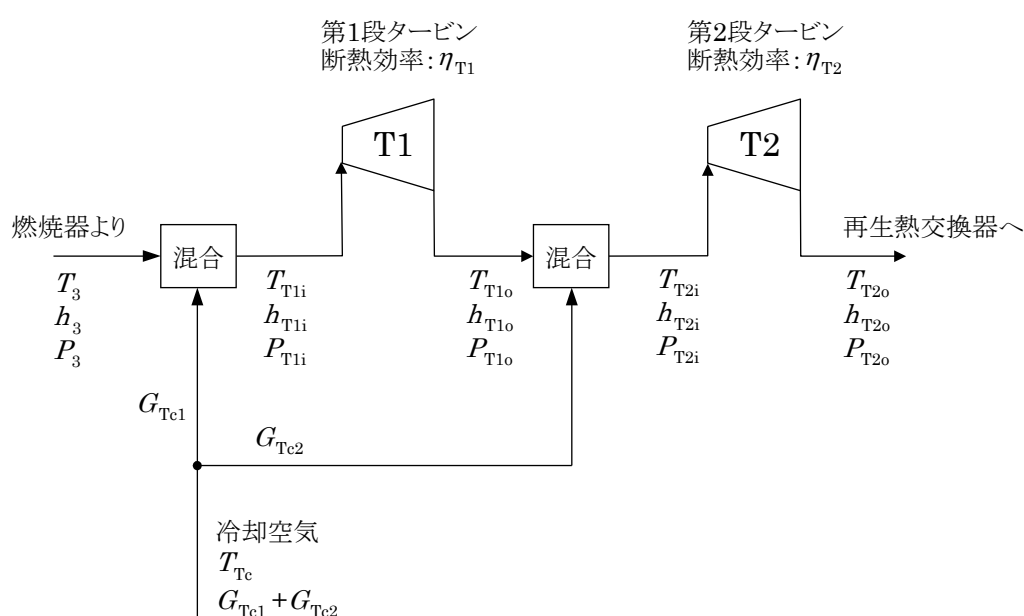


図 4-5 タービンのヒートマスバランスモデルの概略(2 段タービンの場合)

表 4-4 タービンの詳細モデルにおける計算モードと入力/出力値の区別

条件		入力値 or 出力値	
分類	変数	デザインモード	オフデザインモード
流体条件	燃焼ガス温度	一方が入力、他方が出力	
	排ガス温度		
	燃焼ガス流量	入力	
	圧力比	入力	出力
	断熱効率	出力	
翼形状データ	翼の枚数、高さ、先端間隙など	入力	
シール、リーク、冷却データ	翼冷却効率、翼表面メタル温度制限値、シール、リーク流量	入力	
	翼の冷却空気流量(対吸気質量割合)	出力	入力

4.3.4 燃焼器

燃焼器のモデルは、燃焼の化学反応を計算し、燃焼ガスの組成や温度の変化を導出する。厳密には、運転条件によって燃焼器の燃焼効率が変化するが、本研究では燃焼効率として定数を入力することとした。

図 4-6 に、燃焼器のヒートマスバランスモデルを示す。デザインモードでは、燃焼器のモデルは、指定された燃焼ガス温度になるのに要する燃料流量を計算し、オフデザインモードでは、指定された発電端電気出力や、指定されたタービン排ガス温度になる燃料流量を計算する。式(88)(89)に、燃焼空気の流量と燃焼ガス温度と燃焼効率、燃料流量の関係を示す。この式で燃焼空気の流量は、図 4-6 に示すように、増湿塔から再生熱交換器を経由して燃焼器へ流入する空気と、圧縮機出口から燃焼器部材の冷却空気として燃焼器へ流入する空気の合計である。

$$c_p (G_a + G_f) (T_3 - T_2) = \eta_b G_f H_{LHV} \quad (88)$$

$$(G_a + G_f) (h_3 - h_2) = \eta_b G_f H_{LHV} \quad (89)$$

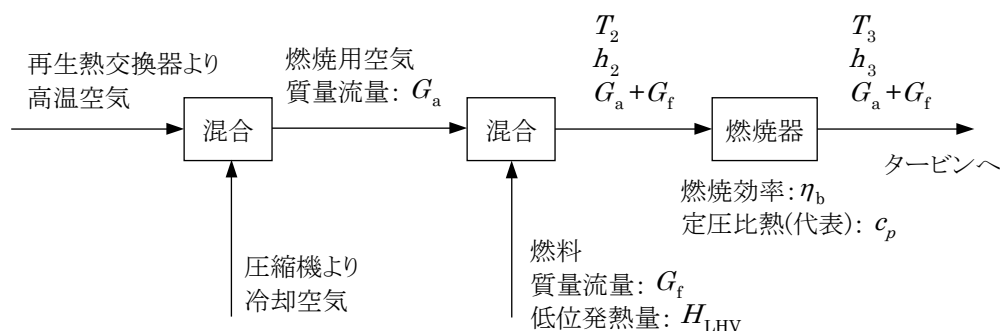


図 4-6 燃焼器のヒートマスバランスモデル

4.3.5 熱交換器

空気冷却器、再生熱交換器、エコノマイザ、排ガス再加熱器など、熱交換器の出入り口流体温度の関係を図 4-7 に示す。熱交換器も、表 4-5 に示す二つの計算モードを備えている。デザインモードでは、出入り口流体条件を入力条件とし、式(90)(91)の関係をを用いて、熱交換器の熱貫流率 K [kW/m²K]と伝熱面積 A [m²]の積(KA 値)を導出する。この KA 値は、熱交換流体の対数平均温度差あたりの交換熱量を示す値である。

オフデザインモードでは、システムの運転モード、大気条件や電気出力要求値が変化した場合の、熱交換器の出口流体条件を計算する。部分負荷時の熱貫流率 K は、式(92)により、加熱側流路の熱抵抗と被加熱側流路の熱抵抗の和で表現する。伝熱面の熱伝達率は Re 数のべき乗に比例するが、粘性係数が一定の場合、 Re 数は質量流量に比例するので、式(93)のように質量流量のべき乗で熱貫流率を補正した。この方法は、市販のプロセスシミュレータ、HYSYS [75] でも用いられている方法である。これらの係数と、流体入口温度 T_1 、 t_1 に対して、式(90)と式(94)を同時に満たす出口温度 T_2 と t_2 の組み合わせがオフデザイン時の応答である。本プログラムでは、繰り返し法により T_2 と t_2 を求めている。

$$Q = KA\Delta T_{\text{lm}} \quad (90)$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_{\text{H}} - \Delta T_{\text{L}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{H}}}{\Delta T_{\text{L}}}\right)} \quad (91)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{\text{H}}} + \frac{1}{K_{\text{L}}} \quad (92)$$

$$K_{\text{H}} \propto \begin{cases} G_{\text{H}}^{0.8} & (\text{チューブ式}) \\ G_{\text{H}}^{0.46} & (\text{プレートフィン}) \end{cases} \quad (93)$$

$$Q = G_{\text{H}}(h(T_1) - h(T_2)) = G_{\text{L}}(h(t_2) - h(t_1)) \quad (94)$$

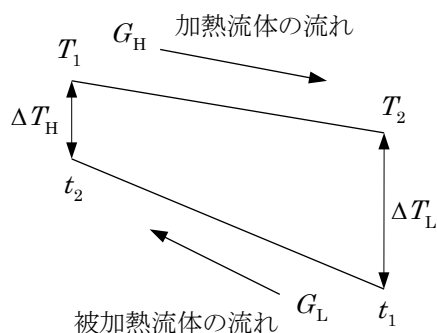


図 4-7 熱交換器の流体出入口温度

表 4-5 熱交換器の計算モードと入力/出力値の区別

条件		入力値 or 出力値	
分類	変数	デザインモード	オフデザインモード
流体条件	入口流体温度	入力	
	出口流体温度 または 温度効率	入力	出力
伝熱面積	熱貫流率 K [kW/m ² K]と 伝熱面積 A [m ²]の積(KA 値)	出力	入力
圧力損失	圧力損失係数	入力	

4.4 計算の安定化と高速化の検討

4.4.1 安定化

各点の温度、圧力、流量や組成などの変数は、以下に述べる各機器モデルの計算結果により逐次更新されるが、変数の時間変化率が大きい場合、変数が振動したり、発散したりする問題が発生する。そこで本研究では、表 4-6 に示す変数に関して、一次遅れ要素により変化量を緩和させ、目標値に漸近させていく方法を採用した。この一次遅れ要素モデルは、計算のプラットフォームとして利用した動特性シミュレータ ACSL に備えられた標準の関数を利用した。この緩和措置により、機器モデルの応答が過敏であ

った場合でも滑らかに平衡状態に収束することが可能である。なお、一次遅れ要素の時定数が小さすぎる場合、緩和の効果が少なくなるが、大きすぎる場合には収束に時間がかかることになる。当初、本研究のシステムでは、計算ケースによっては、一部の計算点で流量や温度の発散が見られたが、最終的に表 4-6 に示す時定数に調整した。

表 4-6 一時遅れ要素を適用した変数

No.	接続点	変数	時定数	備考
1	全ての接続点	質量流量	1 s	計算時間刻み(0.05 s) の 20 倍
2	増湿塔空気出口	ガス組成、 温度、流量	20 s	加湿量の変化により、組成や温度変化量が大きい
3	増湿塔水出口	温度、流量	20 s	
4	水回収装置 ガス出口	ガス組成、 温度	20 s	水回収量の変化により、組成や温度変化量が大きい
5	水回収装置 水出口	流量	20 s	
6	空気冷却器 空気、水出口	温度	10 s	
7	全ての熱交換器 出口	温度	1 s	流体温度や流量の変化によっては出口温度の変化率が大きい場合がある
8	圧縮機出口	圧力	1 s	圧縮機特性マップの読み込み状況によっては、圧力変化が大きい場合がある

4.4.2 高速化

計算のプラットフォームとして利用した ACSL は、各機器の応答を FORTRAN 言語で記述でき、過去に作成した個別の機器の評価コードを移植して利用するのに好適である。しかしながら、タービン、増湿塔、水回収装置など、内部の機構が複雑な機器(以下、特殊機器)に関しては、他の一般機器と比較して、応答の計算に時間がかかる。本研究では、各機器のオフデザインでの動作特性を互いに連成させた熱物質収支を、現実的な時間で計算可能とすることを目的としている。そのため、タービン、増湿塔、水回収装置など、応答の計算に時間がかかる特殊機器に関しては、他の一般機器の計算が収束する毎に間欠的に計算を実行し、システム全体の計算時間が最短となるよう工夫した。即ち、図 4-8 に示すように、熱交換器や配管など一般機器の計算は毎回実施し、特殊機器の計算は、他の一般機器の計算が収束して入口流体条件が安定したところで間欠的に再計算を実施する。この方法により、典型的なケースとして、熱交換器や配管など一般機器の計算は延べ約 30,000 回の繰返しが必要であるが、タービン、増湿塔、水回収装置などの特殊機器の計算は延べ 10~20 回程度でシステム全体が収束することを確認した。

表 4-7 に、次節で示す本研究のシステム検証機の定格出力時の熱物質収支を計算した場合の計算時間、繰返し数の実例を示す。同表によると、一般機器の計算回数に対して、計算時間がかかる圧縮機、タービン、増湿塔、水回収装置など、特殊機器の計算回数を約 1600 分の 1 に低減することにより、全体の計算速度の高速化がなされ、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支を現実的な時間(デュアルコア CPU、クロック周波数 3 GHz のパソコンで 30 分以内)で計算可能となった。

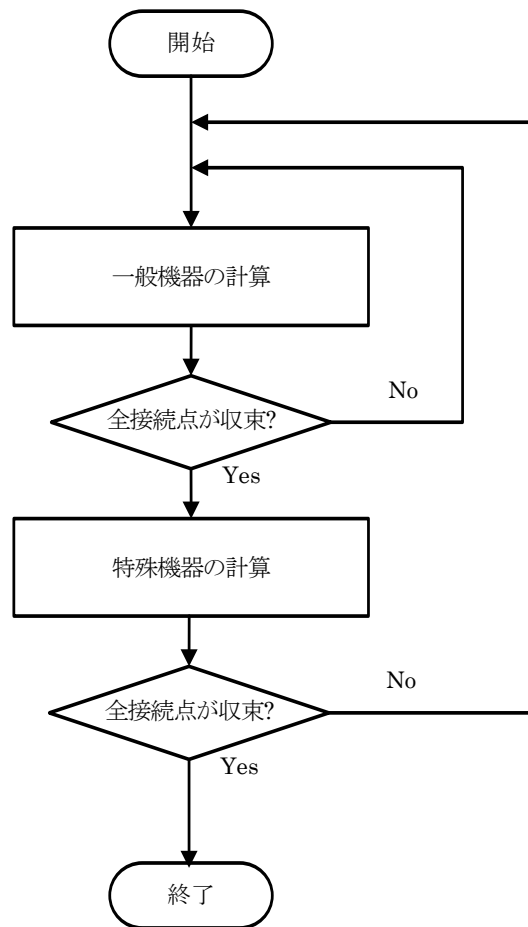


図 4-8 システム熱物質収支計算の全体フローチャート

(注:収束とは、接続点の温度、圧力、流量、組成の変化率が、規定値以下となった状態を示す)

表 4-7 計算時間の実績(定格出力点、オフデザイン計算)

運転状態	計算モード	燃料制御条件	実計算時間 [min]	一般機器	特殊機器		
				計算回数	タービン 計算回数	増湿塔 計算回数	水回収装置 計算回数
①定格出力	オフ デザイン	燃焼ガス 温度= 1180℃	27.9	31,729	20	21	21

4.5 システム検証機の構成と熱物質収支の検討（無負荷～定格負荷）

4.5.1 検証機の構成

検証機の構成は、AHAT システムの全体を含むものとし、次項の図 4-9 に示すものとした。ただし、出力が小さいため、以下のように、各機器の仕様は小規模なものに適した方式とした。

- (1) 電気事業用のガスタービンの圧縮機は、大容量化が容易で効率も高い軸流式が用いられるが、システム検証機では小型ガスタービンで用いられる、遠心圧縮機とした。
- (2) 電気事業用のガスタービンでは、タービンの環帯面積が比較的大きいため、複数の燃焼器を周方向に複数配置した多缶式燃焼器や、タービンの周方向に環状に配置される環状式燃焼器が用いられるが、小型ガスタービンで用いられる、単缶式燃焼器とした。
- (3) タービンの翼冷却空気として、増湿塔を経由した湿り空気を用いると効率が上昇することが示されている [76]が、ガスタービンの構造を簡略化するため、従来のガスタービン同様、圧縮機吐出空気を冷却空気として使用した。

4.5.2 検証機の定格運転条件と部分負荷運用の検討

検証機に使用するガスタービンとして、圧力比 8、吸気流量 10 kg/s の遠心 2 段式圧縮機と、燃焼ガス温度 1180 °C の燃焼器、軸流 2 段式のタービンを用いることを前提とし、プラント機器の性能計画仕様と運転条件は表 4-8 に示すものとした。これらの条件を考慮して本研究の熱物質収支計算ツールによりシステム全体の状態を計算した結果、検証機の定格運転条件は図 4-9 に示すものとなった。エコマイザ出口水温、空気冷却器出口水温が表 4-8 に示した計画値よりも 10 °C 以上低温となっている。その理由は、大気温度が高い運転条件でも、増湿塔への散水温度が第 2 章で検討した条件(沸点-10 °C)以下となるよう、エコマイザ等への給水流量を 0.5 kg/s 単位で増加させたためである。また、同図に示す圧縮機の効率や、圧力比、排ガス再加熱温度、再生熱交換器の温度効率も表 4-8 に記載した値とは若干異なっている。その理由は、最初にデザインモードで計算してタービン翼型や熱交換器の伝熱面積を決定した後に、熱交換器類への給水流量を調整した状態で、オフデザインモードで再計算したためである。

プラントの起動手順としては、図 4-10 に示すように、ガスタービンを起動装置で特定の部分回転数まで上昇させ、燃焼器に着火させ、さらに回転数を定格回転数まで上昇させる。その後、さらに燃料を増加させ、回転数一定のまま発電機の負荷を上昇させる。燃焼ガス温度が一定値まで上昇したら、増湿塔の加湿を開始する。負荷上昇の途中で加湿を開始する理由は、燃焼ガス温度が低い状態で加湿した場合、火炎の温度が低くなり、燃焼器の火炎の安定性が損なわれる可能性があるためである。加湿開始のタイミングを決定する際、部分負荷状態のシステム熱物質収支計算により、増湿塔でどの程度の湿分が加湿されるかを予め評価する必要がある。部分負荷時には、燃焼ガス温度が低いため、タービン排ガス温度も低く、排熱回収量が比較的少なく、増湿塔による加湿量も少ないと考えられる。また、吸気噴霧冷却を実施することにより、増湿塔入口空気の絶対湿度が増加するため、増湿塔循環水の水温が上昇し、空気冷却器とエコマイザでの発熱回収量が低下することから、増湿塔の加湿量は低下すると考えられる。吸気噴霧開始の前後で、圧縮空気への加湿量がどのように変化するか予測することは、運用時の発電効率の予測のために重要である。

起動時の運用で操作可能な設定値は、表 4-9 に示すように、各状態での空気冷却器、エコマイザの循環水流量と、排ガス再加熱器への再循環水流量、吸気噴霧冷却水の流量である。同表には、熱物質

収支計算の結果から導出した、運転状態ごとの各部位の流量設定値を記載した。この設定値の場合の、システム全体の起動状態を、オフデザインモードで計算した場合の状態値を図 4-11 に示す。同図に記載された運転状態①～⑩は、表 4-9 に示した運転状態と対応している。同図の(1)は、表 4-9 に示した流量設定値から(W1、W4～W6)を抜粋して図示したものである。空気冷却器系の給水流量 W2 は、同表に示すように、空気冷却器の出口水温度が、増湿塔の圧力に対する飽和水蒸気温度よりも 20 °C 以上低温となるように設定してある。その理由は、定格運転時と同様、気温が高い条件でも、増湿塔への散水温度が第 2 章で検討した条件(沸点－10 °C)以下となるためである。起動の途中で飽和水蒸気温度よりも高温となった場合、増湿塔の内部や空気冷却器の内部で循環水が沸騰する懸念が生じる。空気冷却器系の給水流量 W2 を 6.5 kg/s としたことにより、図 4-11 (2)に示すように、空気冷却器からの出口水温度は、起動～定格出力までの全ての過程で増湿塔の圧力に対する飽和水蒸気温度よりも 20 °C 以上低温となることが確認された。また、空気冷却器出口ガス温度は、全ての条件で空気の露点よりも高温となっており、空気の過冷却による結露などの問題ないことが確認できる。

エコマイザ系への給水流量 W3 とは、増湿塔から排ガス再加熱器を経由してエコマイザに給水される流量であり、エコマイザから排ガス再加熱器に再循環する流れ(W6)も存在するため、実際のエコマイザへの給水流量は W3+W6 となる。加湿開始まではエコマイザ入口での排ガス温度が低温であるため、W3 は 3 kg/s とした。加湿開始後は、絶対湿度の上昇に伴い、排ガスの保有するエンタルピが増大するため、W3 は 5.5 kg/s に増大させることとした。この設定により、図 4-11 (3)に示すように、エコマイザ出口水温度は、起動～定格出力までの全ての過程で、増湿塔の圧力に対する飽和水蒸気温度よりも 20 °C 以上低温となることが確認された。また、エコマイザ出口ガス温度は、全ての条件で排ガスの露点よりも高温となっており、排ガスの過冷却による結露などの問題ないことが確認できる。

次に、図 4-11 (4)によると、排ガス再加熱器には、起動時から最大出力の直前までは、比較的低温な増湿塔出口の循環水(W3)だけでなく、エコマイザから排ガス再加熱器に再循環する高温な流れ(W6)が混合して供給される。一方、最大出力時には、増湿塔の特性により、増湿塔出口水温が比較的高温となっているので、増湿塔循環水(W3)のみを供給し、エコマイザで回収した排熱は全て加湿のエネルギーに用いることで出力と効率を増加させることができる。排ガスから白煙を発生させないためには、排気筒出口の排ガス温度を、排ガスの露点温度よりも充分高くする必要があるが、本検討の結果、排気筒出口ガス温度は、排ガスの露点よりも少なくとも 20 °C、最大 40 °C 以上高温に加熱することができる。さらに、図 4-12 には、空気の飽和湿度曲線と、運転状態⑩(定格出力)の場合の、排気筒出口の排ガスの温度と絶対湿度をプロットした。同図によると、大気条件が、気温 15 °C、相対湿度 60 %(B 点)の場合には、運転状態⑩(定格出力)の場合の排ガス(A 点)は、周囲の大気と混合しながら、飽和曲線と接触することなく、B 点(気温 15 °C、相対湿度 60 %)に到達することが判る。この想定条件では、排ガスが周囲の空気と混合しながら拡散する過程で湿度が飽和になることは無いため、白煙が発生しない。しかしながら、仮に大気条件が気温 5 °C、相対湿度 60 %(C 点)の場合には、排ガスが周囲の空気と混合しながら拡散する過程で湿度が飽和になり、一部が空気中で結露することから、白煙が発生する。その場合、同図の D 点に示すように、排気筒出口の排ガス温度を 75 °C まで加熱することにより白煙が発生しなくなるため、気温が 5 °C の場合でも白煙を発生させたくない要求がある場合には、予め排ガス再加熱器の運用方法を策定することが可能である。

さらに、図 4-11 (5)は、増湿塔周りの流体温度を示す。この図より、増湿塔へ散水する水温は、増湿塔圧力の飽和水蒸気温度よりも 20 °C 以上低くなっており、突沸現象が生じないことを確認できる。また、充

填物下部の流下水温度は 100 ℃以下まで低下しており、この低温水により空気冷却器やエコノマイザで排熱回収できることが判る。

図 4-11 (6)は、運転状態ごとの WAC と増湿塔による加湿量と、水回収装置による回収水量の比較である。これより、全ての条件で加湿水の大部分が回収されていることが判る。

図 4-11 (7)は、燃焼ガス温度と、タービン排ガス温度である。基本的には燃料を増加させて燃焼ガス温度を上げながら負荷を上昇していくが、WAC 無しで定格燃焼温度に到達した運転状態⑦から、発電端出力を維持したまま吸気噴霧前後を実施すると、燃料が低減され、運転状態⑧では一旦燃焼ガス温度が低下する。その状態でさらに出力を増加すると、運転状態⑨で再び定格燃焼温度となる。さらに、運転状態⑩では、排ガス再加熱器への熱の供給を減少させると、再び燃料が低減され、燃焼ガス温度が低下する。最後に、運転状態⑪で定格燃焼温度とする。

その結果、図 4-11 (8)に示すように、燃焼ガス温度と同様な傾向で、負荷の増加とともに発電端効率が上昇する。

表 4-8 プラント機器の性能計画仕様と運転条件

項目				選定根拠	仕様/条件
ガスタービン本体	圧縮機	吸気噴霧冷却(WAC) 蒸発量(対吸気質量割合)	%	目標値	1.5
		形式、断熱効率	-	GT 本体仕様	遠心 2 段、83 %
	タービン	形式、断熱効率	-		軸流 2 段、87 %
	燃焼器	方式、燃焼効率	-		単缶式、99.99 %
		圧力損失	%		4.0
プラント機器	空気冷却器	空気出口温度	℃	増湿塔空気入口温度と同じ	105
		水出口温度	℃	増湿塔散布水温と同じ	160
	増湿塔	散布水温	℃	沸点－10 ℃ (循環水ポンプ動力低減、 第 2 章の検討結果)	160
		供給空気温度	℃	出口空気温度と同等 (温度変化の抑制、 第 2 章の検討結果)	105
		充填物形式	-	周辺熱交換器の体積最小化 (第 2 章の検討結果)	RSR#2
		充填物サイズ	-		φ 1.4 m × 高さ 1.0 m
	再生 熱交換器	温度効率(空気側)	%	高温端温度差 40 ℃	93
		圧力損失(空気/排ガス)	%	圧損合計約 6 %	2.4 / 4.0
	エコノマイザ	排ガス出口温度	℃	増湿塔流下水温 + 15 ℃	100
		水出口温度	℃	増湿塔散布水温と同じ	160
	水回収装置	形式	-	増湿塔加湿量の 110 %回収 (第 3 章の検討結果)	スプレイ式
		スプレイ水量	kg/s		45.1
	排ガス 再加熱器	再加熱温度	℃	排ガスの過熱度 30 ℃	65

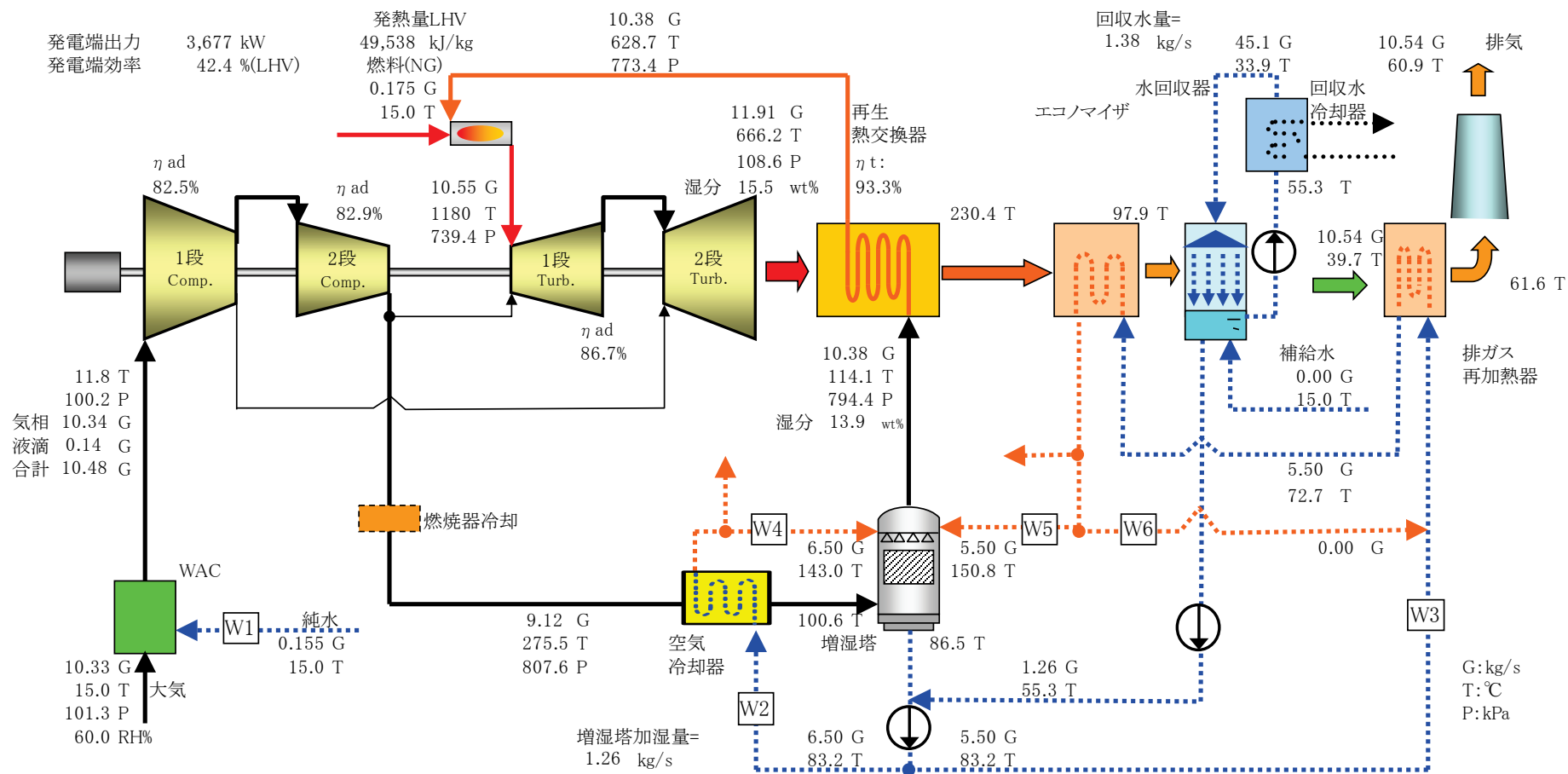


図 4-9 検証機の定格運転条件

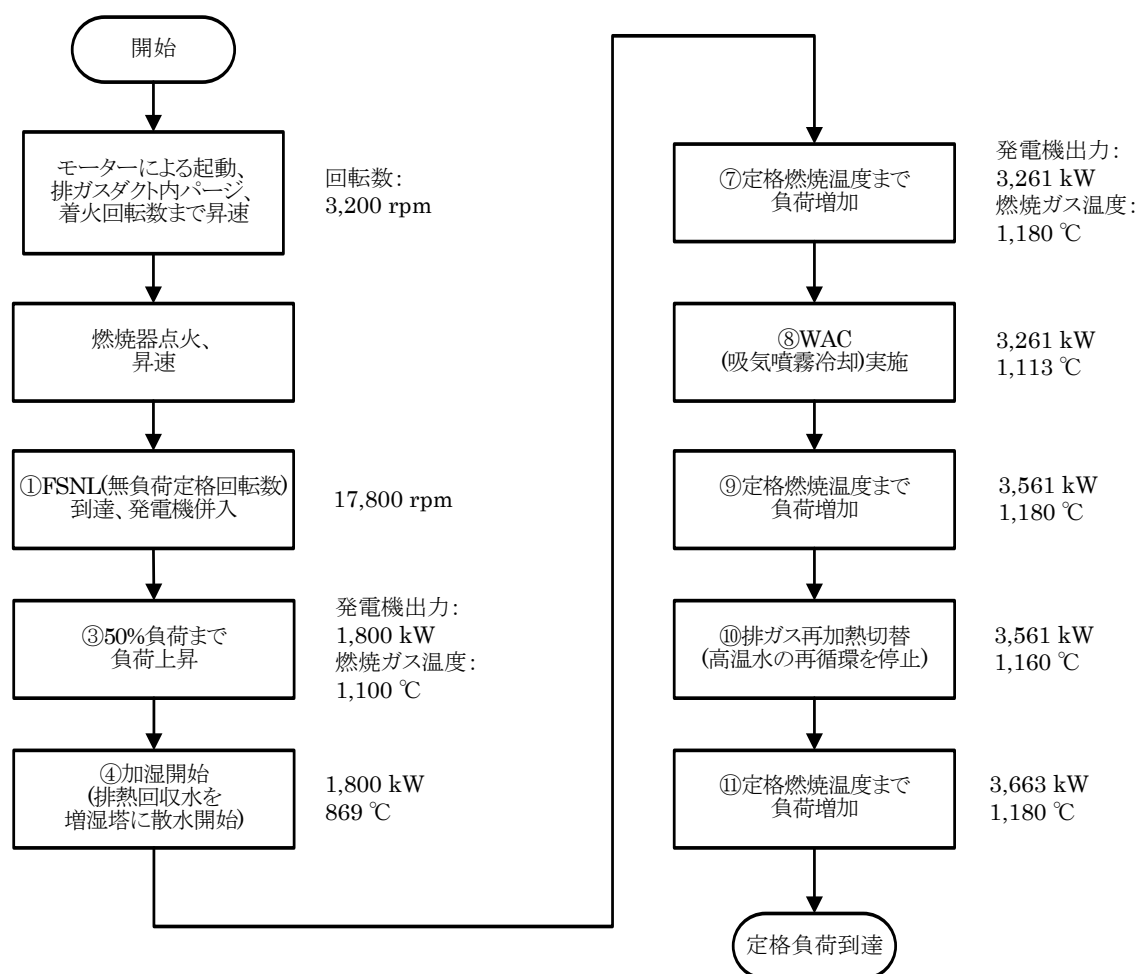


図 4-10 プラントの起動手順(丸数字は表 4-9 の手順に対応)

表 4-9 運転状態ごとの各部位の流量検討結果

流量設定値	吸気噴霧水 蒸発流量 W1 [kg/s]	空気冷却器系 給水流量 W2 [kg/s]	エコノマイザ系 給水流量 W3 [kg/s]	空気冷却器 →増湿塔散水量 W4 [kg/s]	エコノマイザ →増湿塔散水量 W5 [kg/s]	エコノマイザ →排ガス再加熱器 再循環流量 W6 [kg/s]
流量設定方針	吸気質量流量の 1.5 %	・出口水温度 < (飽和水温度-20 ℃) ・出口ガス温度 > (露点温度 + 10 ℃)		加湿前:- 加湿後:W2	加湿前:- 加湿後:W3	白煙判定図で 判定
①FSNL	0	6.5	3	-	-	3
②25%負荷						
③50%負荷						
④50%負荷加湿開始				3		
⑤50%負荷給水増加						
⑥75%負荷	0.16	6.5	5.5	6.5	5.5	3
⑦定格燃焼温度						
⑧WAC開始						
⑨定格燃焼温度						
⑩排ガス再加熱切替						
⑪定格出力						0

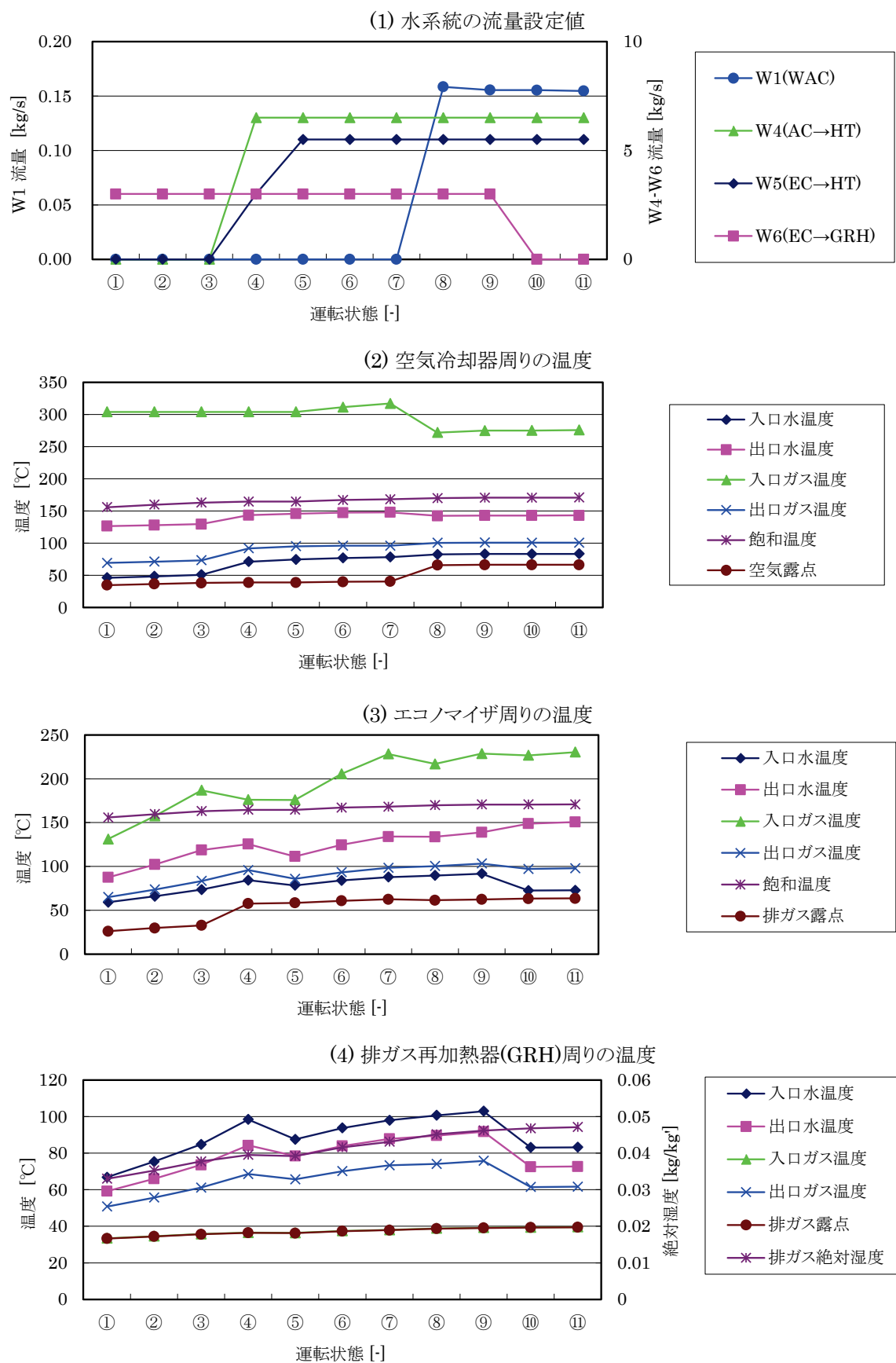


図 4-11 各機器の運転状態 (1/2)

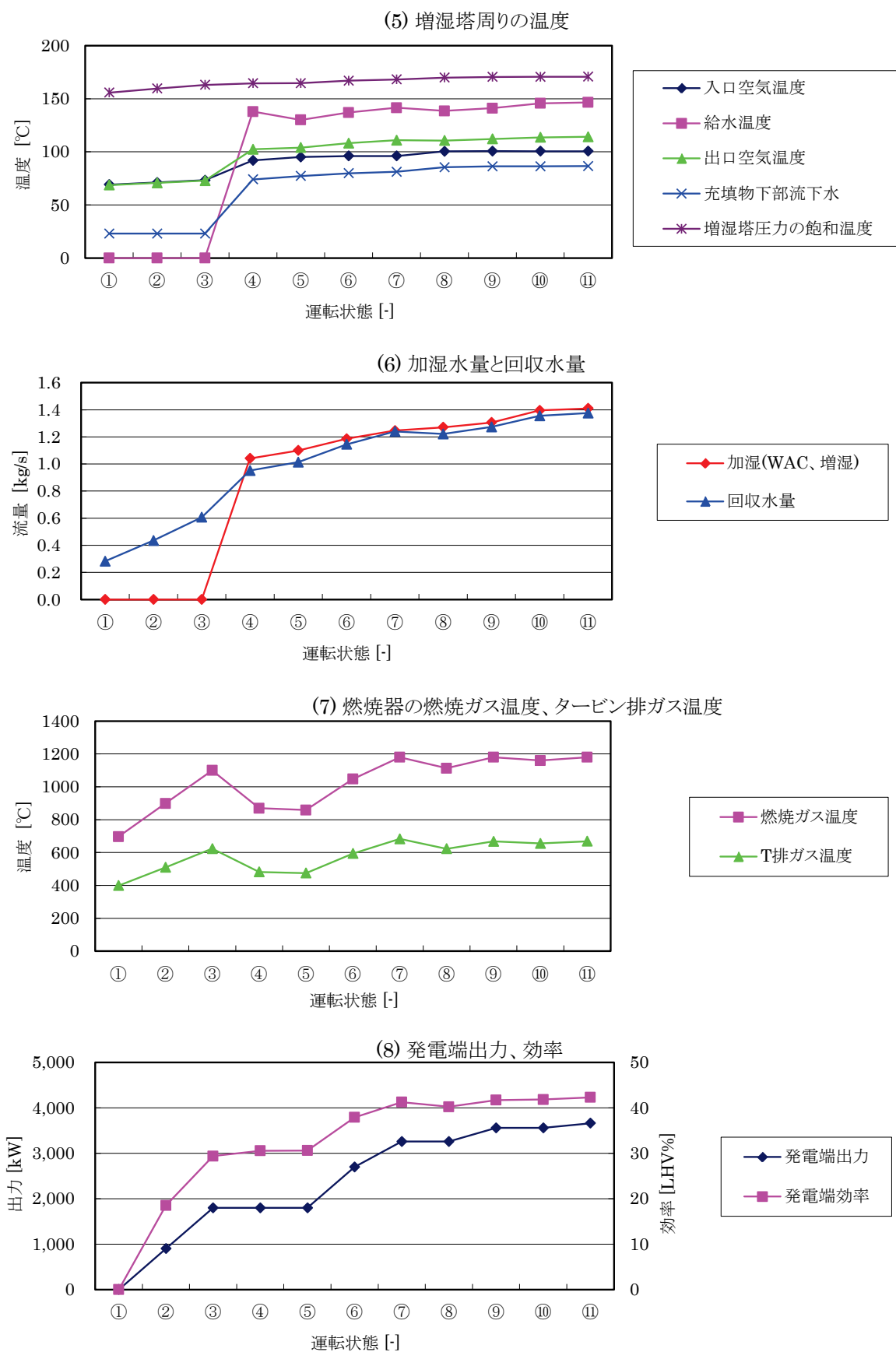


図 4-11 各機器の運転状態 (2/2)

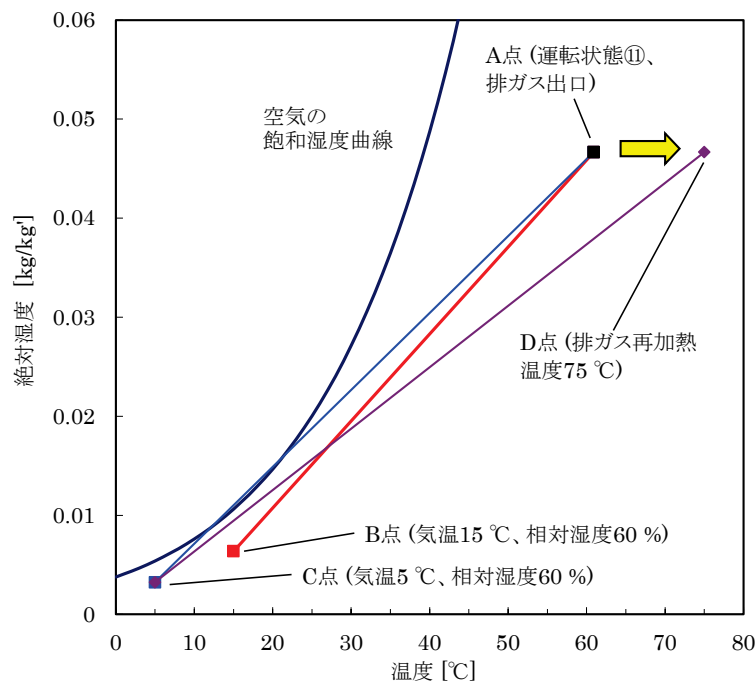


図 4-12 排気筒からの白煙発生の判定

4.5.3 大気温度が変化した場合のシステム特性と白煙予測

前項で、排気筒からの白煙発生の予測において、大気温度 15 °C の場合を検討した。大気温度が異なる場合、前記図 4-12 の B 点は異なることはもちろん、ガスタービンの特性により、タービンの圧力比や吸気流量、増湿塔での加湿量、排ガス出口温度が異なるため、A 点の温度と絶対湿度が異なる。そのため、大気温度が変化した場合のシステム全体の熱物質収支と、白煙の発生有無を予測した。

大気温度特性の計算に用いた計算条件を表 4-10 に示す。燃焼ガス温度は基本的に 1180 °C とするが、高気温時等に、タービン排ガス温度が制限値(685 °C)を超過しないように、燃焼ガス温度を制御する。また、白煙発生防止のための排ガス再加熱器への熱水の再循環流量は、0 kg/s と 3 kg/s を変化させた。前者は図 4-11 の最も高効率な運転状態⑩に相当し、後者は図 4-11 の運転状態⑨に該当する。排気筒出口での排ガス温度、絶対湿度の状態は、前者が図 4-12 の A 点に相当し、後者は同図の D 点に相当する。

一方、大気温度特性の計算では、圧縮機の吸気温度が変化するだけでなく、システムの放熱先である冷却塔から供給される水温も変化する。冷却塔の出口水温度は、基本的には外気の湿球温度に依存し、冷却塔への戻り水温度、冷却塔の循環水量などにより複雑に変化するが、第 3 章で仮定した気温 15 °C および気温 30 °C の場合の冷却塔出口水温の仮定値に対して直線外挿した一次式を用いた。また、水回収スプレイ水量などは基本熱物質収支として提示した値を用いた。これらの境界条件を表 4-11 に示す。

大気温度 15 °C で発電効率優先モードおよび白煙防止優先モードの場合のシステムヒートマスバランス計算結果を、それぞれ図 4-13 および図 4-14 に示す。これらの計算は、機器の応答を考慮したオフデザインモードで計算したものである。図 4-14 の白煙防止モードでは、エコマイザ出口の熱水を 3 kg/s だけ、排ガス再加熱器に再循環させている点が発電効率優先モードとは異なる。また図 4-15 に、

大気温度 30 ℃で発電効率優先モードの場合のシステムヒートマスバランス計算結果を示す。

以下に、システムの状態量の変化を示しながら、大気温度特性について説明する。図 4-16 は、大気温度が 5 ℃から 35 ℃まで変化した場合の圧縮機の吸気流量の変化、図 4-17 は同じく圧力比の変化である。ガスタービンの圧縮機は、気温が変化した場合に吸い込み体積流量が一定となる性質があり、質量流量は右下がりとなる。圧力比は、タービンの流動抵抗で決まるため、吸気質量流量の低下に対応して、右下がりとなる。図 4-18 は、圧縮機吐出空気温度、図 4-19 は空気冷却器出口空気温度の変化である。吸気噴霧冷却により冷却されるものの、吸気温度が高いほど、圧縮機吐出空気温度は上昇する。気温 15 ℃の図 4-13と気温 30 ℃の図 4-15を比較すると、気温 30 ℃の方が空気冷却器入口の空気温度が 16.8 ℃高温であるが、空気流量は気温 30 ℃の方が 8.3 %少ないため、空気冷却器出口空気温度は気温によらずほぼ一定となっている。図 4-20 は燃焼ガス温度、図 4-21 はタービン排ガス温度である。気温 30 ℃までは、タービン排ガス温度が制限値(685 ℃)を超過しないため、燃焼ガス温度は 1180 ℃であるが、気温 35 ℃の場合は制限値に達するため、燃焼ガス温度を 10 ℃近く下げる運用となっている。図 4-22 は、空気冷却器交換熱量、図 4-23 はエコノマイザ交換熱量である。これらのグラフの縦軸は、圧縮機の吸気流量を基準に比較しており、空気冷却器もエコノマイザも高気温時にはそれぞれの空気、排ガス入口温度が高温になると、空気および排ガスの絶対湿度が高くなるため、高気温ほど、吸気流量あたりの交換熱量が増加している。また、白煙防止優先モードでは、エコノマイザ出口の高温水を排ガス再加熱器に再循環させているため、エコノマイザ入口水温が上昇し、エコノマイザの交換熱量が小さくなっている。図 4-24 は再生熱交換器交換熱量、図 4-25 は排ガス再加熱器交換熱量である。高気温条件では排ガス入口温度がより高温となるため、再生熱交換器の交換熱量は増加している。排ガス再加熱器の交換熱量は、白煙防止優先モードでは、エコノマイザ出口の高温の熱水を再循環させているため、約 1.7 倍の交換熱量となっている。

図 4-26 は増湿塔加湿量、即ち吸気流量あたりの加湿量の質量流量を示す。図 4-27 は、同じく増湿塔加湿量の質量流量である。増湿塔の加湿量は、空気冷却器とエコノマイザの排熱回収熱量に依存し、これらは図 4-22 および図 4-23 に示すように、高温ほど大きいため、吸気流量あたりの加湿量は高温ほど大きくなっている。一方、圧縮機の吸気流量は高温ほど小さくなるため、加湿量の質量流量は気温によらずほぼ一定となっている。また、白煙防止優先モードではエコノマイザの回収熱量が少なくなるため、加湿量は少なくなっている。

図 4-28に吸気に含まれる湿分流量を、図 4-29に吸気噴霧水流量を示す。本検討では、全ての条件で大気中の相対湿度は 60 %と仮定しているため、吸気に含まれる湿分流量は、気温の上昇とともに増加が大きくなる。吸気噴霧水流量は、吸気流量に比例した流量であるので、大気温度が上昇すると若干減少する。

図 4-30 に燃焼で生成する湿分量を、図 4-31 に排ガス中の湿分流量を示す。燃焼で生成する湿分量は燃料の投入量に比例するため、高気温条件では圧縮機の吸気流量の低下に対応して減少している。排ガス中湿分流量は、前記図 4-27 の増湿塔加湿量と、図 4-28 の吸気に含まれる湿分流量と吸気噴霧水流量、図 4-30 の燃焼で生成する湿分量の合計であり、主に吸気に含まれる湿分流量の影響が大きく、気温が高くなると排ガス中湿分流量が増加する。

図 4-32 は、水回収装置入口での排ガス流量である。排ガス流量は、吸気流量、加湿量、燃料流量などの合計であるが、吸気流量の変化の影響が大きく、高気温条件で排ガス流量が減少している。

次に、図 4-33 にエコノマイザ入口排ガス温度を、図 4-34 にエコノマイザ出口排ガス温度を示す。図

4-21 で示したように、ガスタービンの排ガス温度は、高気温ほど高温であるが、再生熱交換器へ供給される低温空気の温度は湿り空気の飽和温度であり、エコノマイザ入口排ガス温度の大気温度依存性は、小さくなっている。さらに、エコノマイザへの給水温度は、増湿塔の充填物流下水温度で決まり、これも気温の影響が少ないため、エコノマイザ出口排ガス温度の大気温度依存性はさらに小さくなる。また、白煙防止優先モードでは、エコノマイザ入口水温が高くなるため、エコノマイザ出口排ガス温度は高くなっている。図 4-35 は、水回収装置入口排ガス露点温度、図 4-36 はスプレイ水温である。露点温度は、図 4-31 の排ガス中の湿分流量で決まり、気温が高い場合ほど露点温度が高くなっている。スプレイ水温は表 4-11 に示した冷却塔出口水温にほぼ追従して変化し、気温が高い場合ほどスプレイ水温が高くなる。排ガス中にスプレイされた液滴は、図 4-37 に示した水温の回収水となる。湿分の大部分を除去された排ガスの温度は、図 4-38 に示す温度となる。気温とともにスプレイ水温が高くなるため、これら回収水温度と排ガス温度は、気温とともに高温となる。図 4-39 は、吸気流量あたりの回収水量である。排ガス中の露点温度が気温とともに上昇することに対応し、大気温度に対して単調増加になっている。一方、図 4-40 は回収水量の質量流量であり、図 4-31 の排ガス中の湿分流量と同様に、気温 15℃程度まで横ばいまたは減少で、それ以上の気温では上昇の傾向を示す。図 4-41 は、増湿塔の加湿量に対する水回収装置での回収水量の比率であり、図 4-27 に示すように増湿塔の加湿量は高気温時に減少するものの、図 4-40 の水回収量は高気温時に増加するため、この比率は高気温時に大きくなっている。図 4-42 および図 4-43 は、回収水冷却器の交換熱量を、それぞれ吸気流量基準および燃料熱量基準で示したものである。これらは、湿分の凝縮潜熱に比例するため、図 4-39 と同様、高気温ほど交換熱量は大きくなっている。図 4-44 は、排気筒出口の排ガス温度、図 4-45 は排気筒出口の絶対湿度であり、図 4-38 に示す水回収装置出口排ガス温度と同様、高気温条件で温度および絶対湿度が大きくなっている。図 4-46 に示す排気筒出口排ガスの熱量(燃料熱量当たり)は、図 4-44 に示す排気筒出口の排ガス温度および図 4-45 に示す絶対湿度に対応して、高気温条件で熱量が大きくなっている。

図 4-47 は、発電端出力、図 4-48 は発電端効率の大気温度特性である。高気温条件では、圧縮機吸気流量と圧縮機圧力比がともに低下する相乗影響により、発電端出力は低下する。発電端効率は、外部に捨てる排熱が少ない方が高いが、AHAT の場合、外部に廃棄する熱は、図 4-43 の、回収水冷却器の交換熱量(燃料熱量あたり)と、図 4-46 の排気筒出口排ガスの熱量(燃料熱量当たり)の和であるので、これらの値が小さな、低気温条件ほど発電端効率が高くなる。

このようなシステム全体の大気温度特性の解析により求めたシステム性能、加湿量、水回収量、排気筒出口の排ガス条件などを表 4-12 に整理して示す。次節で、この排気筒出口の排ガス条件を用いて、白煙発生状況を予測する。

表 4-10 大気温度特性の計算で用いた境界条件

境界条件名	条件値	備考
大気温度	5 °C～35 °C	圧縮機内でのアイシング発生を考慮し、5 °C以上とした。
大気相対湿度	60 %	
大気圧力	101.3 kPa	
WAC 噴霧量	1.5 %	対吸気質量割合
燃焼ガス温度	1180 °C	但し、排ガス温度による制限あり
タービン排ガス温度制限	685 °C	
排ガス再加熱器 再循環流量	0 または 3 kg/s	発電効率優先モード or 白煙防止優先モード

表 4-11 大気温度が変化した場合の、冷却塔周りのシステム境界条件

境界条件名	条件値	備考
冷却塔出口水温 T_w	$T_w = 0.2 T_a + 23$	第 3 章の 2 点の仮定値を外挿 (気温 $T_a = 15$ °C → 水温 $T_w = 26$ °C 気温 $T_a = 30$ °C → 水温 $T_w = 29$ °C)
水回収スプレイ水量	45 kg/s	第 3 章の検討結果より
冷却塔循環水量	109 kg/s	〃
スプレイ液滴径	650 μm	〃

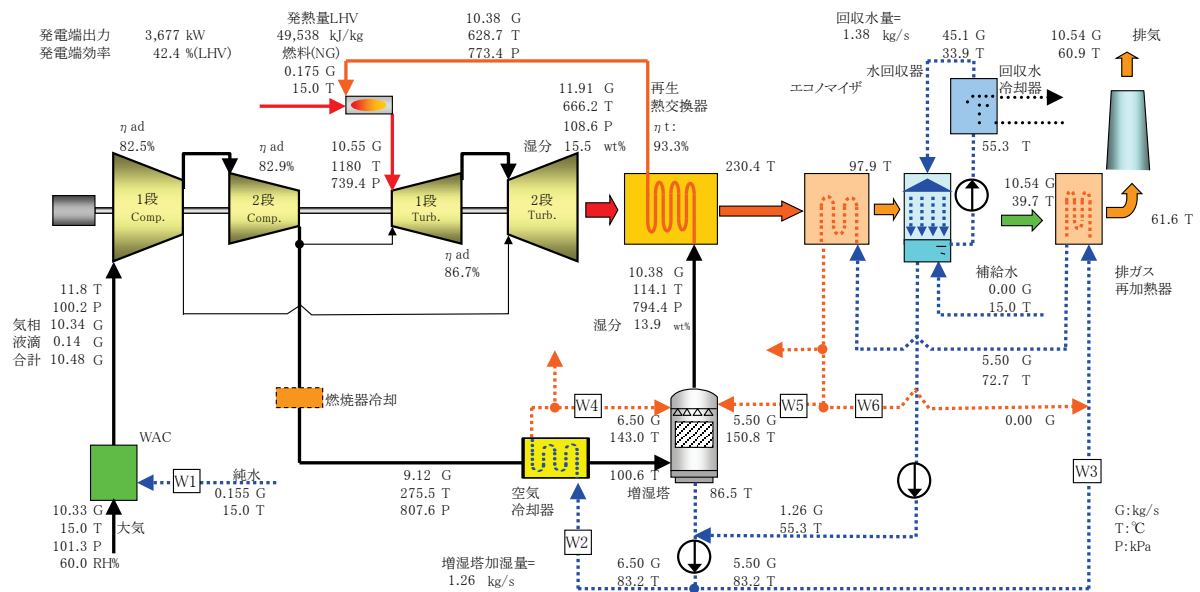


図 4-13 大気温度 15 °C、発電効率優先モードのヒートマスバランス計算結果

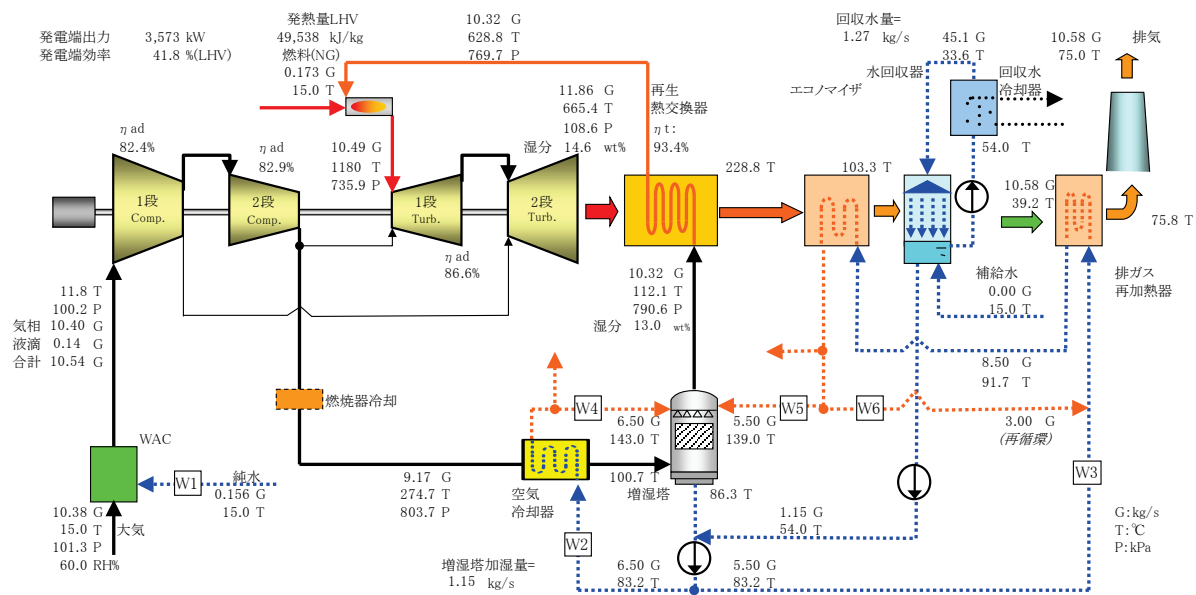


図 4-14 大気温度 15 °C、白煙防止優先モードのヒートマスバランス計算結果

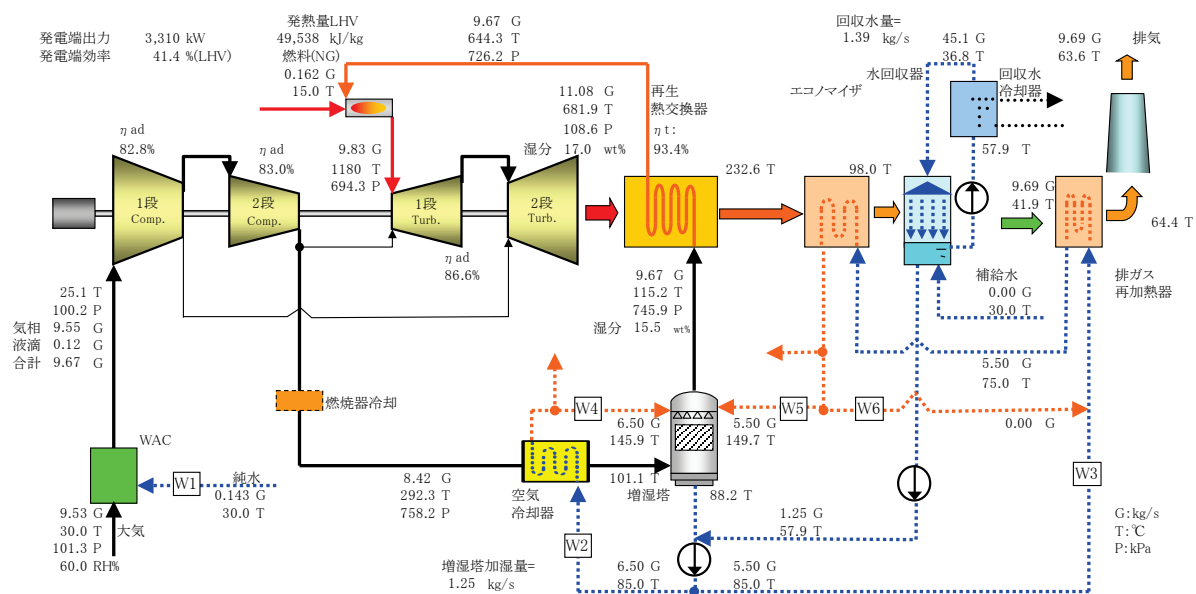


図 4-15 大気温度 30 °C、発電効率優先モードのヒートマスバランス計算結果

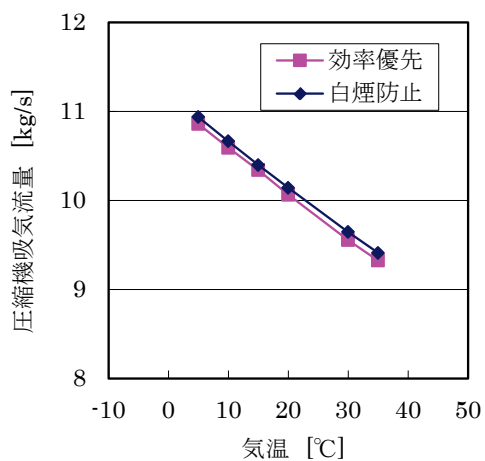


図 4-16 圧縮機吸気流量

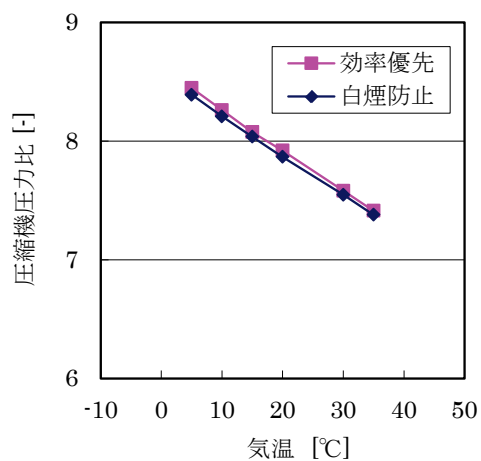


図 4-17 圧縮機圧力比

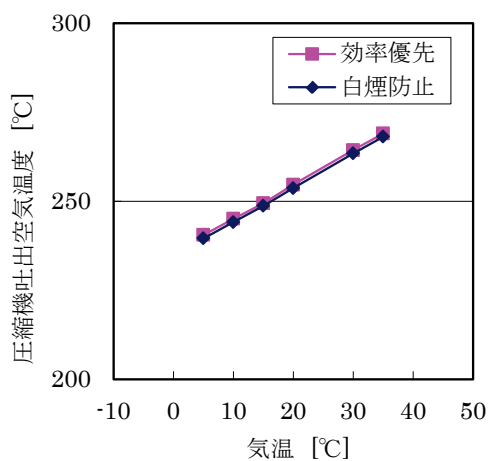


図 4-18 圧縮機吐出空気温度

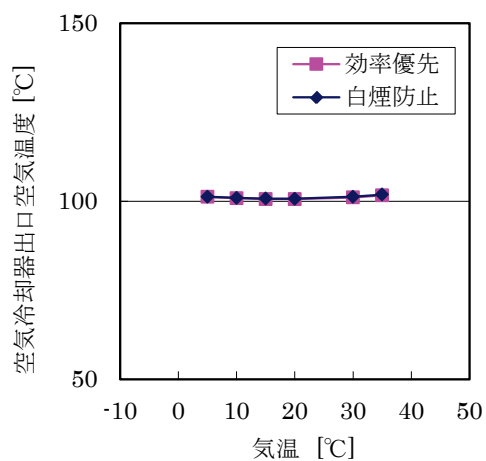


図 4-19 空気冷却器出口空気温度

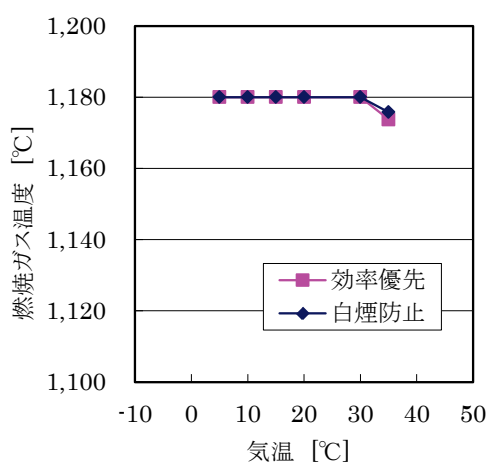


図 4-20 燃焼ガス温度

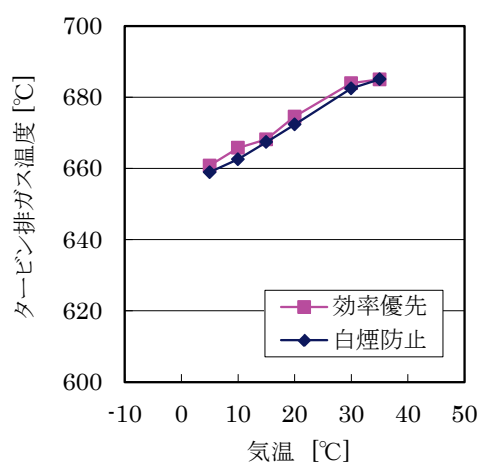


図 4-21 タービン排ガス温度

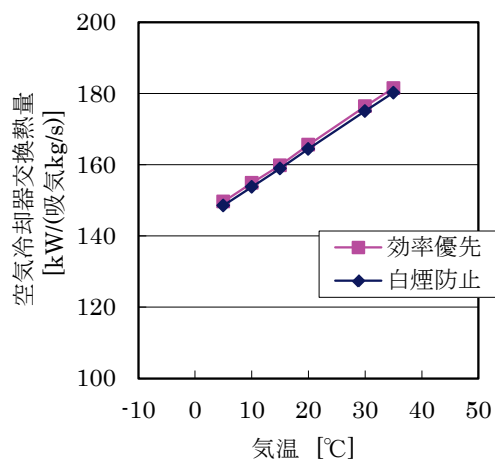


図 4-22 空気冷却器交換熱量

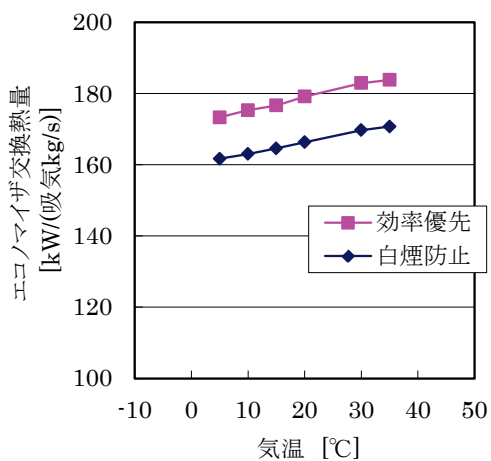


図 4-23 エコノマイザ交換熱量

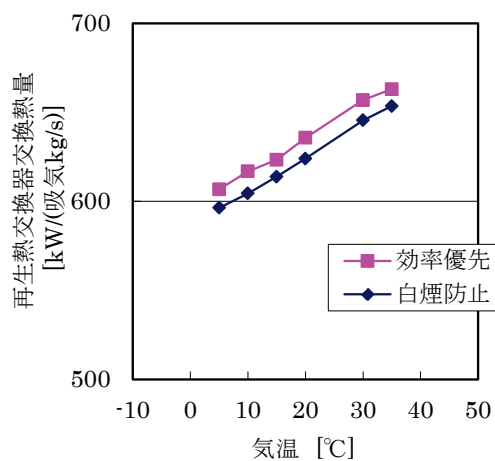


図 4-24 再生熱交換器交換熱量

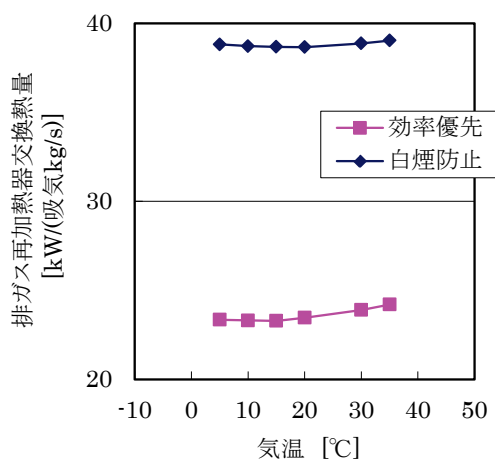


図 4-25 排ガス再加熱器交換熱量

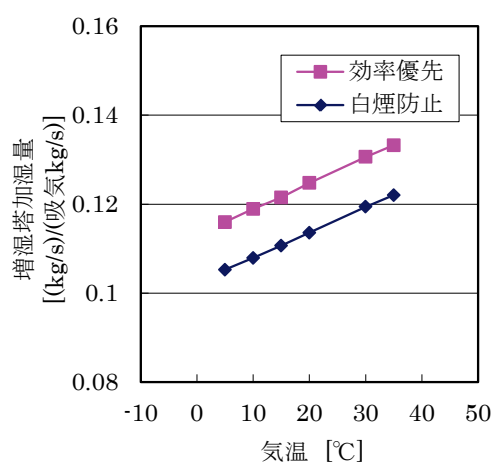


図 4-26 増湿塔加湿量 (吸気流量あたり)

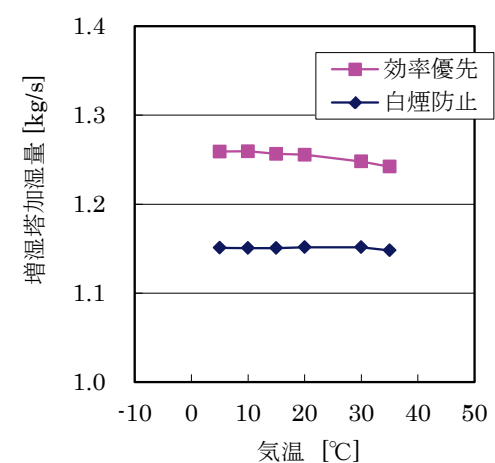


図 4-27 増湿塔加湿量 (質量流量)

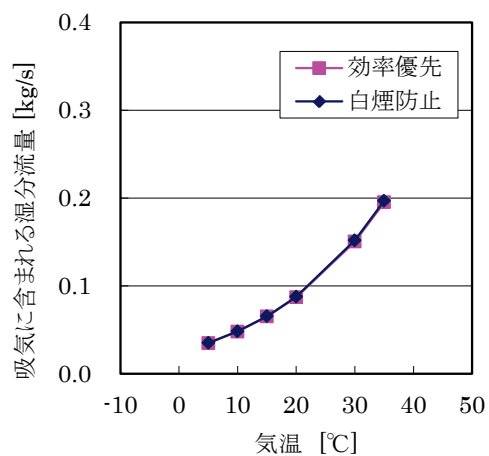


図 4-28 吸気に含まれる湿分流量

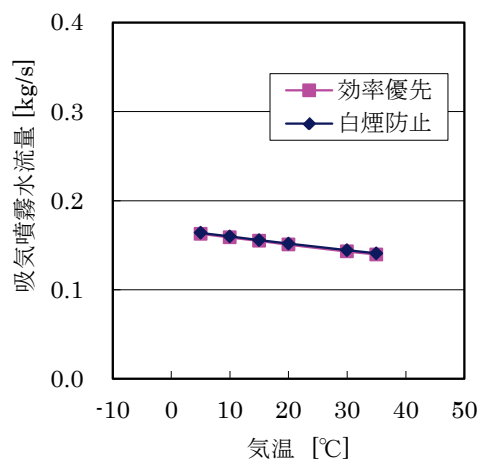


図 4-29 吸気噴霧水流量

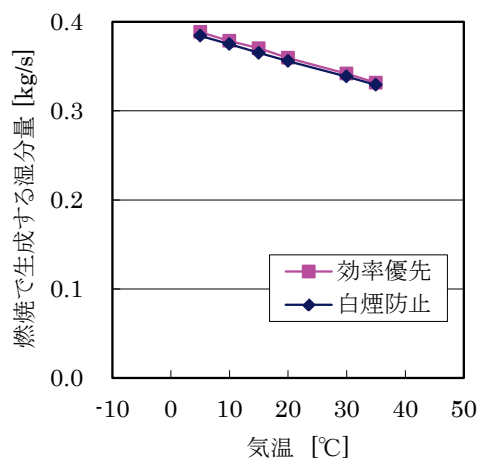


図 4-30 燃焼で生成する湿分量

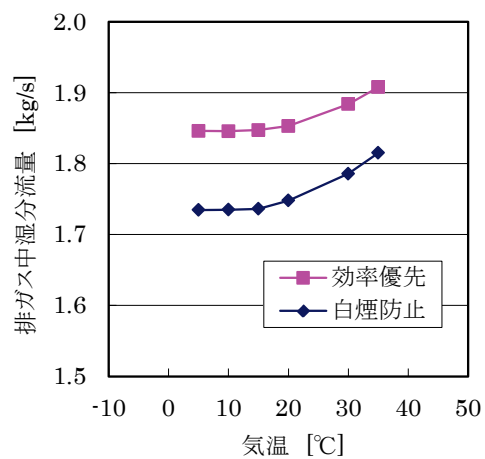


図 4-31 排ガス中湿分流量

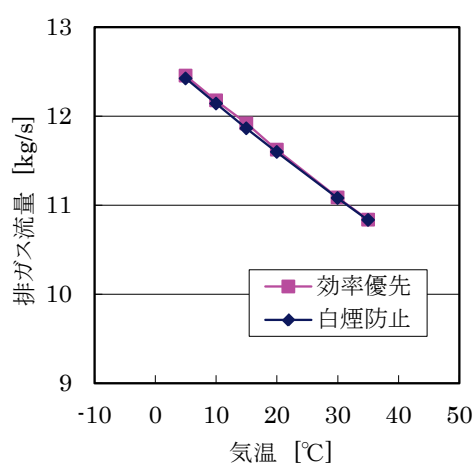


図 4-32 水回収装置入口での排ガス流量

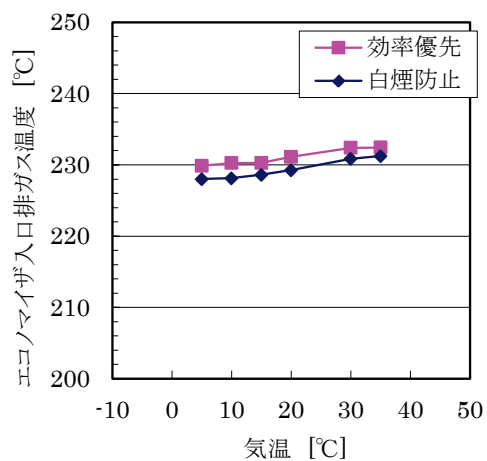


図 4-33 エコノマイザ入口排ガス温度

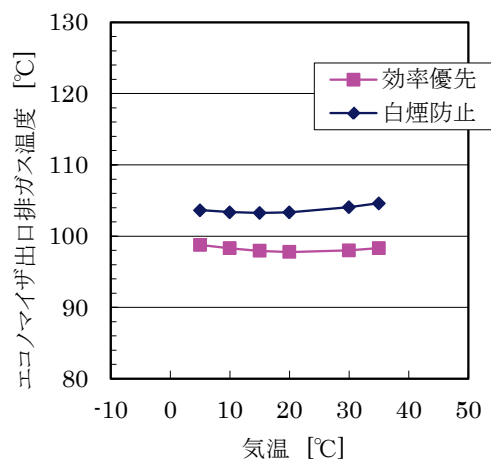


図 4-34 エコノマイザ出口排ガス温度

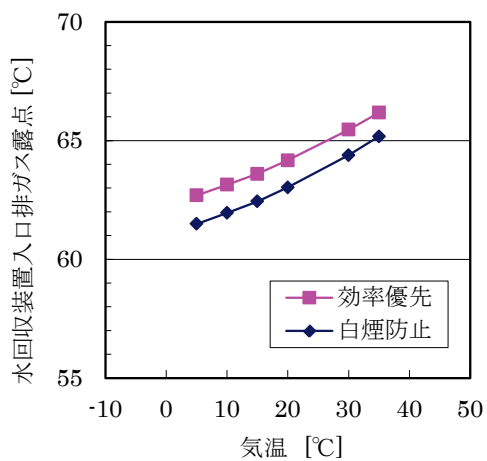


図 4-35 水回収装置入口排ガス露点温度

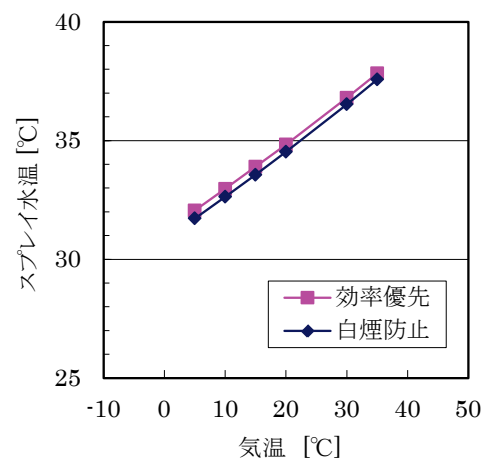


図 4-36 スプレー水温

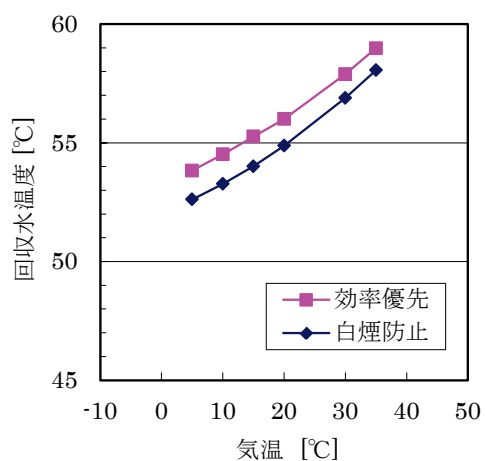


図 4-37 水回収装置回収水温度

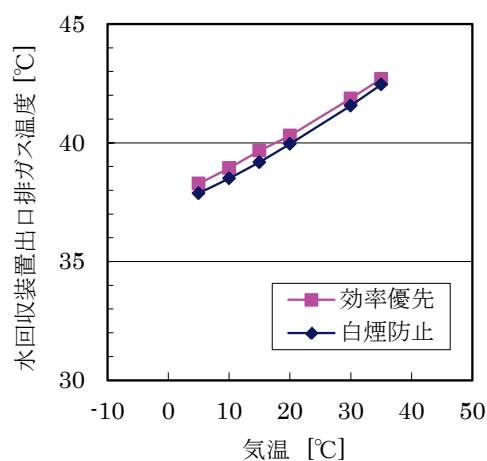


図 4-38 水回収装置出口排ガス温度

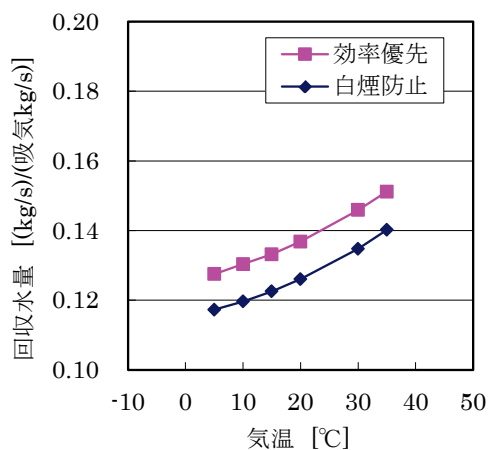


図 4-39 水回収装置回収水量(吸気流量あたり)

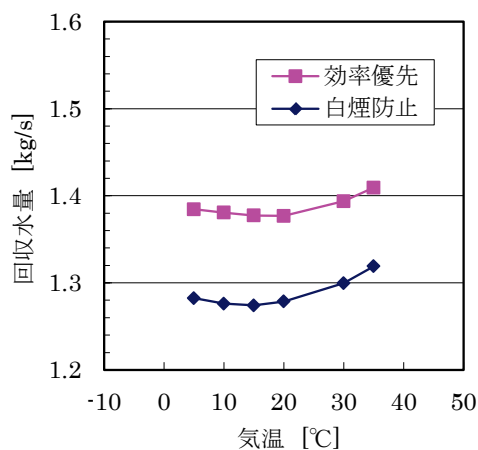


図 4-40 水回収装置回収水量(質量流量)

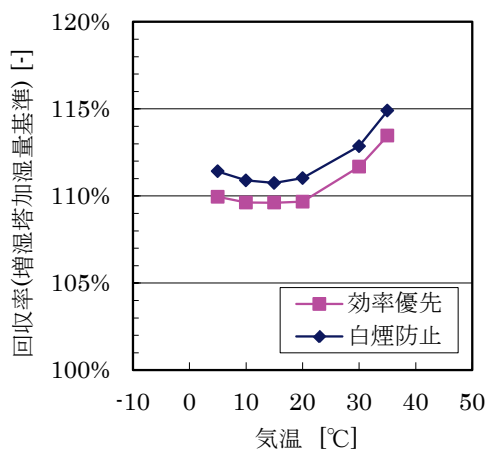


図 4-41 水回収率(増湿塔加湿量基準)の大気温度特性

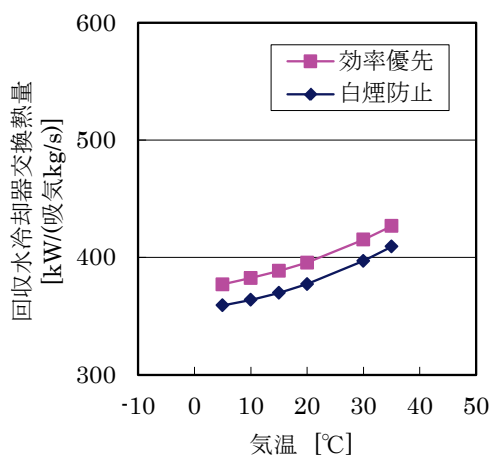


図 4-42 回収水冷却器交換熱量
(吸気流量あたり)

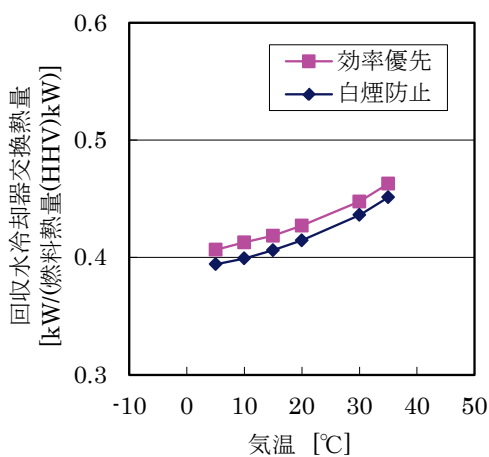


図 4-43 回収水冷却器交換熱量
(燃料熱量あたり)

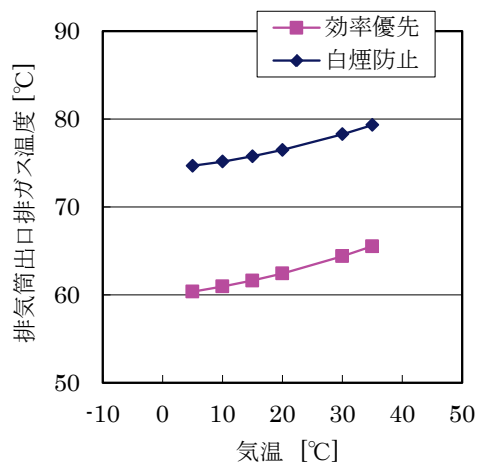


図 4-44 排気筒出口排ガス温度

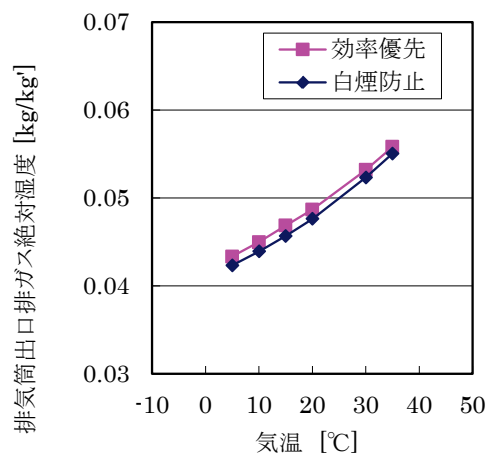


図 4-45 排気筒出口排ガス絶対湿度

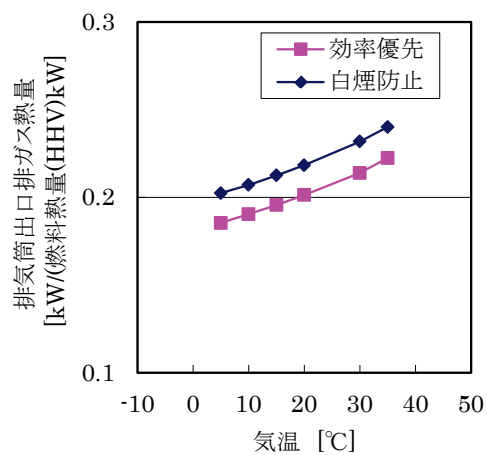


図 4-46 排気筒出口排ガスの熱量(燃料熱量当たり)

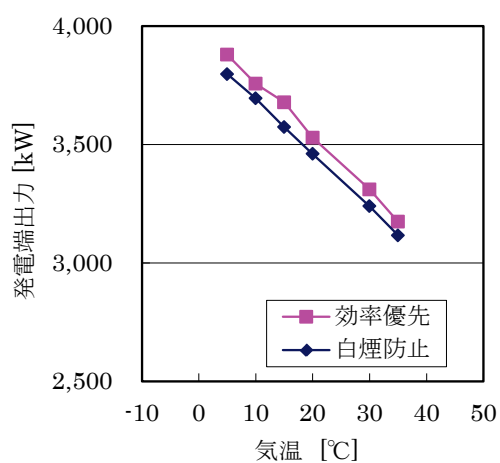


図 4-47 発電端出力

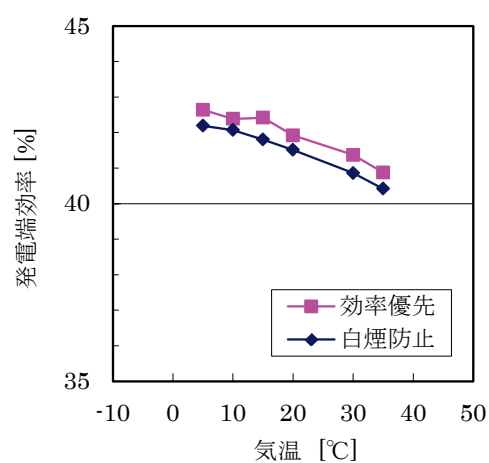


図 4-48 発電端効率

表 4-12 システム性能、加湿量、水回収量、排気筒出口の排ガス条件の計算結果

No.	再循環 流量 [kg/s] (排ガス 再加熱 モード)	気温 [℃]	WAC 蒸発量 (対吸気 流量) [%]	システム全体					水回収装置周辺					
				発電端 出力 [kW]	発電端 効率 (LHV) [%]	吸気流量 [kg/s]	圧縮機 圧力比 [-]	増湿塔 加湿量 [kg/s]	回収水量 [kg/s]	水回収 スプレイ 水温 [℃]	水回収率 (増湿塔 加湿量 基準)[-]	回収水温 [℃]	排気筒 出口ガス 温度 [℃]	排気筒 出口ガス 絶対湿度 [kg/kg']
1	0 (発電効率 優先 モード)	5	1.5	3,878	42.6	10.86	8.45	1.26	1.38	32.1	110.0%	53.8	60.4	0.043
2		10		3,756	42.4	10.59	8.26	1.26	1.38	33.0	109.6%	54.5	61.0	0.045
3		15		3,677	42.4	10.34	8.08	1.26	1.38	33.9	109.6%	55.3	61.6	0.047
4		20		3,528	41.9	10.06	7.92	1.26	1.38	34.8	109.7%	56.0	62.4	0.049
5		30		3,310	41.4	9.55	7.58	1.25	1.39	36.8	111.7%	57.9	64.4	0.053
6		35		3,173	40.9	9.32	7.41	1.24	1.41	37.8	113.5%	59.0	65.5	0.056
7	3.0 (白煙防止 優先 モード)	5	1.5	3,797	42.2	10.94	8.39	1.15	1.28	31.7	111.4%	52.6	74.7	0.042
8		10		3,694	42.1	10.66	8.21	1.15	1.28	32.6	110.9%	53.3	75.2	0.044
9		15		3,573	41.8	10.40	8.04	1.15	1.27	33.6	110.7%	54.0	75.8	0.046
10		20		3,460	41.5	10.14	7.87	1.15	1.28	34.5	111.0%	54.9	76.5	0.048
11		30		3,239	40.9	9.64	7.55	1.15	1.30	36.5	112.9%	56.9	78.3	0.052
12		35		3,116	40.4	9.41	7.38	1.15	1.32	37.6	114.9%	58.1	79.3	0.055

4.5.4 白煙防止優先モードの評価結果

図 4-49 に、発電効率優先モードでの (a) 気温 5 °C および (b) 気温 10 °C の場合の白煙発生判定図を示す。これら図には、排気筒出口での排ガスの温度・湿度条件と、空気湿度の飽和曲線が示されている。排ガス出口温度・湿度条件と、大気温度・湿度条件を結んだ直線が、空気湿度の飽和曲線と交差する場合に白煙を生じる。従って、気温 5 °C では相対湿度 60 % でも相対湿度 90 % でも白煙は発生すると考えられる。一方、気温 10 °C の場合、相対湿度 90 % の運転条件では白煙を生じ、相対湿度 60 % の条件では白煙は生じないと考えられる。

そこで、給水加熱器出口の熱水を 3 kg/s だけ排ガス再加熱器に循環させて、排ガス再加熱器への給水の温度と流量を同時に増加させる白煙防止優先モードにした場合の白煙発生判定図を図 4-50 に示す。この図によると、(a) 気温 5 °C の場合、相対湿度 90 % の運転条件では白煙を生じ、相対湿度 60 % の条件では白煙は生じなくなり、(b) 気温 10 °C では、相対湿度 90 % でも 60 % でも、白煙は生じないと考えられる。同様に他の大気温度条件でも排ガス再加熱器出口の排ガス温度と絶対湿度を計算し、相対湿度 90 % および 60 % に関して白煙発生の有無を判定した結果を表 4-13 に示す。このように、本研究のヒートマスバランス計算手法により、大気温度の条件が変化した場合でも、水回収装置出口の排ガス温度、湿度が予測できるため、白煙発生の予測と排ガス再加熱器の運用計画が可能となった。同時に、運転状況に応じた水回収装置による回収水量が予測できるため、季節や運転出力の変化による必要な補給水量を把握可能となった。

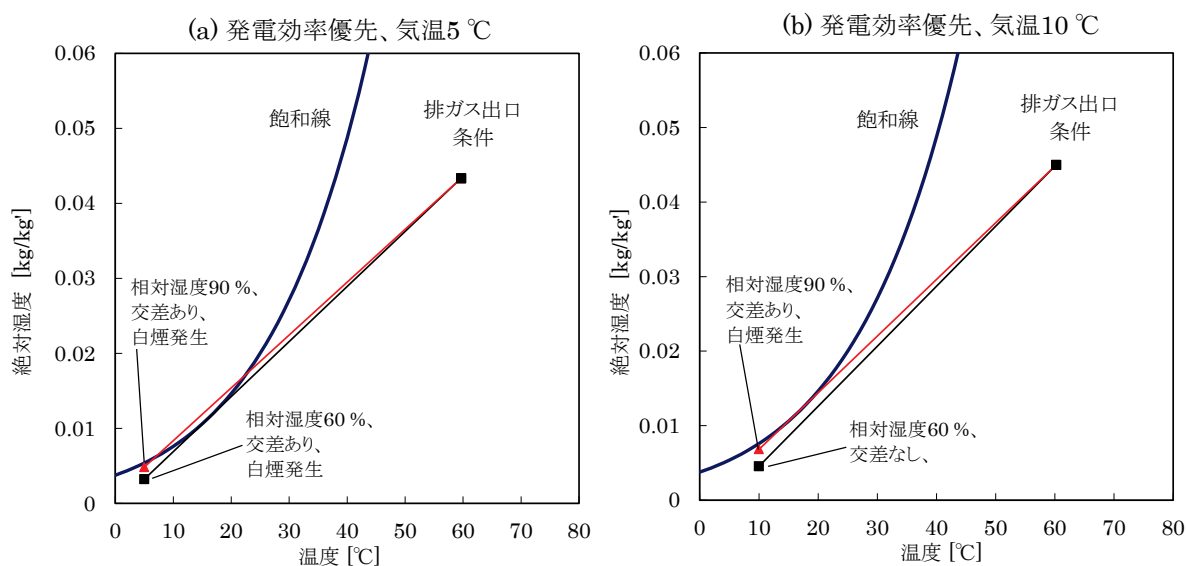


図 4-49 発電効率優先モードにおける (a) 気温 5 °C および (b) 気温 10 °C の場合の白煙発生判定図

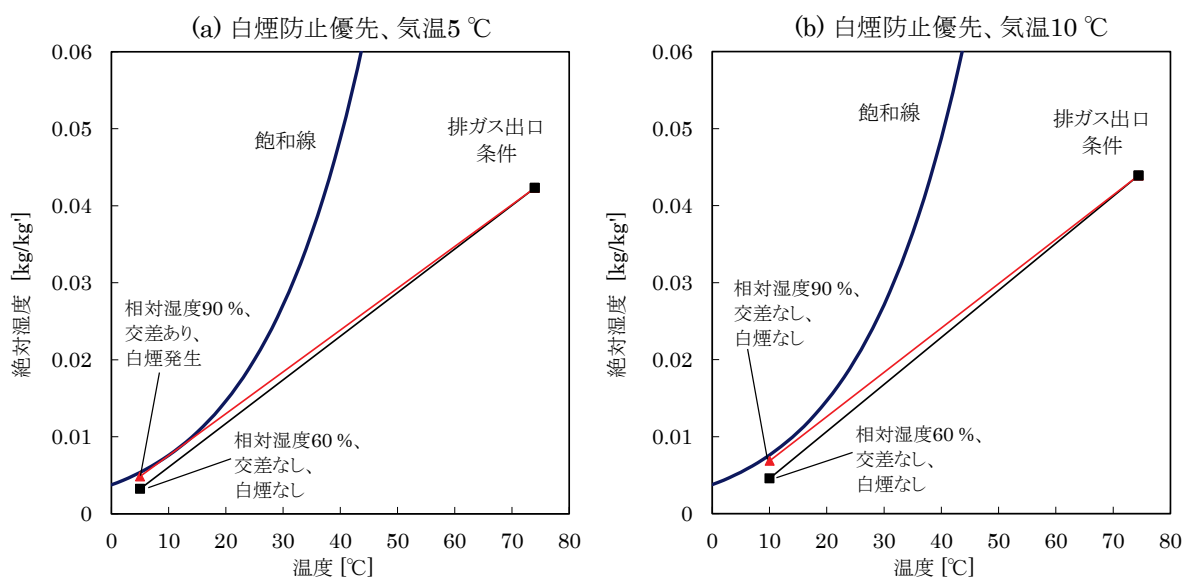


図 4-50 白煙防止優先モードにおける (a)気温 5 °Cおよび (b)気温 10 °Cの場合の白煙発生判定図

表 4-13 白煙発生有無の予測結果

No.	再循環 流量 [kg/s] (排ガス 再加熱 モード)	気温 [°C]	WAC 蒸発量 (対吸気 流量) [%]	排ガス再加熱器と白煙判定 (○: 白煙無し、×: 白煙有り)			
				排気筒 出口ガス 温度 [°C]	排気筒 出口ガス 絶対湿度 [kg/kg]	相対湿度 60 %時 白煙判定	相対湿度 90 %時 白煙判定
1	0 (発電効率 優先 モード)	5	1.5	60.4	0.043	×	×
2		10		61.0	0.045	○	×
3		15		61.6	0.047	○	○
4		20		62.4	0.049	○	○
5		30		64.4	0.053	○	○
6		35		65.5	0.056	○	○
7	3.0 (白煙防止 優先 モード)	5	1.5	74.7	0.042	○	×
8		10		75.2	0.044	○	○
9		15		75.8	0.046	○	○
10		20		76.5	0.048	○	○
11		30		78.3	0.052	○	○
12		35		79.3	0.055	○	○

4.6 まとめ

高湿分空気利用ガスタービンシステムは複雑な応答を示す機器が再帰的に組み合わせられており、従来の手法では運転状態が変化したオフデザイン点での平衡状態を計算できなかった。本研究ではシステム全体に関して、各機器のオフデザインでの動作特性を連成させた熱物質収支計算を可能とするため、ガスタービン本体や熱交換器など、第 2 章で述べた増湿塔、第 3 章で述べた水回収装置以外の機器に関してもモデル化した。逐次法によりシステム全体の熱物質収支計算を可能とするにあたり、一時遅れ要素を利用して計算の発散を防ぎつつ、現実的な時間で計算可能となる工夫をした。その結果、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支を現実的な時間(デュアルコア CPU、クロック周波数 3 GHz のパ

ソコンで 30 分以内)で計算可能となった。

このように、増湿塔や水回収装置の複雑な応答特性を連成させてシステム全体の熱物質収支を計算可能としたことで、表 4-9 に示したように、従来の手法では不可能であった各状態での空気冷却器、エコノマイザの循環水流量と、排ガス再加熱器への再循環水流量、吸気噴霧冷却水の流量(W1～W6)の運用計画が可能となった。具体的には、(a)運転状況に応じた増湿塔からの排水温度の予測による、空気冷却器やエコノマイザなどの熱交換器内部や増湿塔での沸騰(スチーミング)や結露発生を回避した増湿塔循環水の流量計画、(b)部分負荷運転での増湿塔での加湿量の予測による、燃焼器の燃焼安定性を考慮した燃料切替計画、(c)水回収装置出口の排ガス温度、湿度の予測による、白煙発生の予測と排ガス再加熱器の運用計画、等が可能となった。本手法により、次章で述べる大気温度の変化によるシステム全体の応答も同様に計算可能であり、季節による発電端出力、発電端効率、水回収装置による回収水量が予測できるようになり、年間の発電設備の運用計画、燃料や水などの運転に必要なユティリティーの調達計画に適用できる。

5.2 増湿塔の検証結果

5.2.1 測定方法

システム検証機では、図 5-2 に示すように、第 2 章で基本設計した増湿塔を使用した。増湿塔の下部タンクは、増湿塔循環水の貯槽を兼ねており、加湿により循環水が減少しても水位 $L1$ が一定値となるよう、補給水の流量 $F2$ を自動制御している。増湿塔の加湿量を測定するために、表 5-2 に記載された二種類の方法に同時に実施し、これらを比較した。

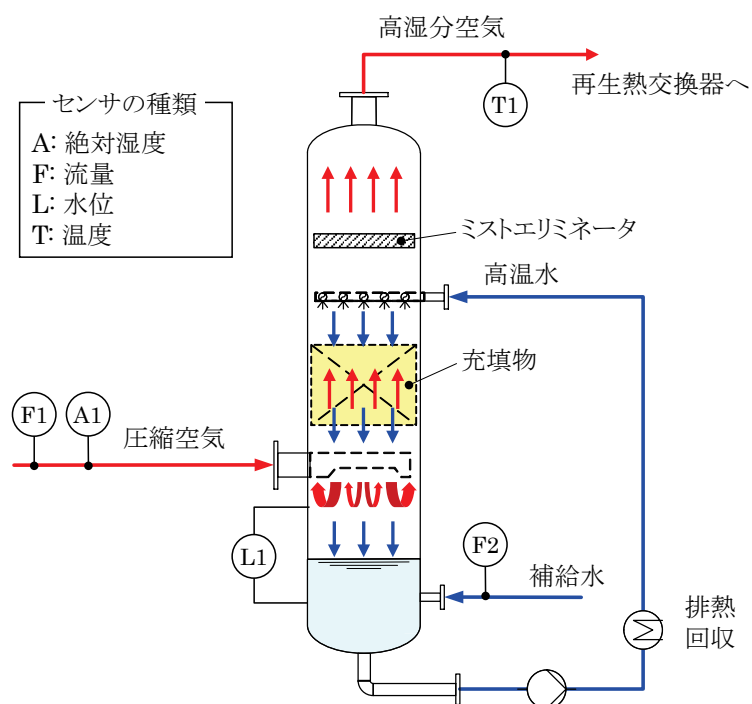


図 5-2 増湿塔の構造と、加湿量の導出に用いたセンサ

表 5-2 増湿塔の加湿量の測定方法

No.	方法	内容
1	水収支から導出	増湿塔下部タンクの水位 $L1$ の変化と、下部タンクへの補給水流量 $F2$ の変化から加湿量を導出。
2	増湿塔出口温度が飽和温度と仮定	増湿塔出口の湿り空気が、飽和状態にあると仮定して、増湿塔出口空気温度 $T1$ の測定値から、増湿塔出口の絶対湿度を計算により導出。増湿塔入口の絶対湿度は、湿度センサ $A1$ で測定し、これらの絶対湿度の変化と、入口空気流量測定値 $F1$ の積から加湿量を導出。

5.2.2 検証結果の検討

前記の試験ケース E1～E6 における、増湿塔の境界条件と、加湿量の計算および測定結果を表 5-3 に示す。同表の No.15 に記載されている「計算値」とは、試験時の入口境界条件を入力として、第 2 章で検討した増湿塔評価モデルで計算した出口条件の予測値である。加湿量の測定値は、増湿塔への補給

水の水収支から導出したもの(以下、水収支からの加湿量)と、増湿塔出口温度が水蒸気の飽和温度であると仮定して水蒸気分圧から導出したもの(以下、飽和仮定の加湿量)を併記した。また図 5-3 に、これら加湿量の計算値と測定値の関係を図示する。次に、図 5-4 に各試験ケースの空気の入口および出口流体温度の関係を、図 5-5 に散布水温度と流下水温度の関係を示す。さらに、図 5-6 に試験ケース E6 の充填物内部での温度、絶対湿度、熱移動等の分布の計算結果を示す。

まず、増湿塔の運用条件に関しては、散布水温度が第 2 章で検討した 160 °C となるよう、散布水量を 13.5 kg/s として運転した。この流量は、第 4 章のシステム全体の運用計画で検討した流量よりも若干大きい、同検討により選定したポンプで運転可能な範囲であった。増湿塔への空気供給温度は、圧縮機吐出空気温度が計画値より高温となった影響により、第 4 章で計画した温度よりも約 20 °C 高温となっている。この温度は、第 2 章で考慮した高温空気と散布水の接触による突沸を防止する観点から、問題の無い温度である。

次に、図 5-6 により、試験ケース E6 の増湿塔内部での液膜表面からの蒸発挙動を説明する。空気温度は入口では 127.8 °C であるが、充填物の下部では散布水温度の方が低温であり、空気は液膜からの直接接触熱伝達により冷却される。しかしながら、充填物の上部では散布水温度の方が高温であるため、空気が直接接触熱伝達により加熱される。その結果、空気出口温度は空気入口温度よりも低温の 123.1 °C となり放出される。また、154.8 °C で散布された散布水は、液膜表面からの蒸発により蒸発潜熱を奪われるため、充填物の全ての領域で温度は単調に低下し、91.6 °C の液膜として充填物から流下する。興味深いのは、通常の熱交換器と異なり、空気も散布水もどちらも出口温度の方が入口温度よりも低温となっている点である。また、散布水が加熱流体であるにも関わらず、散布水の出口温度が被加熱流体である空気の入口温度よりも低温になっている。これが増湿塔固有の応答であり、図 5-4 に示した全ての試験ケースでも同様の関係となっていることから、システム全体の熱物質収支を定量的に検討する際に、本研究のような詳細モデルの導入が必要であることを示している。液膜表面からの蒸発は、液膜表面の絶対湿度と空気の絶対湿度の差を駆動力として起こるため、体積当たりの物質移動量は充填物の上部で極大となっている。システム検証機的设计時には、空気を 105 °C まで冷却してから供給する計画であったが、各機器の仕上がり値として 127.8 °C までしか冷却できず、出口空気温度が計画よりも 15 °C 以上高温となり、増湿塔出口の相対湿度は 95.7 % になる計算結果となった。

次に、図 5-3 の加湿量の計算値と測定値の比較によると、試験ケース E3～E6 の計算値は、水収支からの加湿量の測定値および飽和仮定の加湿量の測定値とよく一致している。試験ケース E1 および E2 は部分加湿モードであり、空気冷却器からの熱水を系外に排出しているため、水収支からの加湿量の測定ができなかった。試験ケース E1 および E2 では、増湿塔出口温度の測定値が飽和水蒸気温度であると仮定した評価によると、加湿量が計算よりも 1.1～1.2 倍多い結果となっている。これらのケースは、空気の出口相対湿度の計算結果がそれぞれ約 70 %、約 80 % となっており、実現現象としても増湿塔出口が飽和でなく過熱状態となっている可能性がある。

空気出口温度に関しては、試験ケース E3～E6 では、計算値が測定値よりも 1～2 °C 高めになっている。原因として、前記表 5-3 に示すように、計算結果は相対湿度が 94 % 以上 100 % 未満であり、過熱蒸気となっている点が挙げられる。計算上は、物質伝達率と熱伝達率を比較して、熱伝達のほうが支配的である場合に過熱状態となるため、前章で説明した熱伝達容量係数の推算値が、過大評価になっている可能性がある。ケース E1、E2 の「部分加湿」では、出口空気温度の計算値が測定値よりも 4～6 °C 高温となっているが、相対湿度の計算結果がそれぞれ約 70 %、約 80 % となっているので、実際には出口空気

温度は低く、相対湿度が高いと考えられる。

充填物からの流下水温度に関しては、試験ケース E2～E6 では、計算と測定は約 1 °C 以内で一致しているが、ケース E1 では測定結果の水温の方が約 5 °C 高温である。試験ケース E1 では、散布水の流量が、定格運転状態の約 1/4 しかなく、第 2 章で H_G (気相移動単位高さ) を求める際の液膜の空塔流速 L が約 $7 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ であり相関式の定義範囲 ($10 < L [\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}] < 40$) を逸脱していることが原因と考えられる。

上記をまとめると、フル加湿運転モードである、ケース E3～E6 では、増湿塔出口の空気温度、流下水温度はそれぞれ 2 °C 以内の偏差で、加湿量に関しては 3 % 以内の偏差で、計算値と実測値が概ね一致した。また、増湿塔への散布水量や加湿量が定格運転時の半分以下の部分加湿モードであるケース E1～E2 でも流体出口温度は 5～6 °C 以内、加湿量は 20 % 以内で一致しているので、第 2 章で検討した増湿塔評価モデルを用いることにより、定格負荷付近では加湿量に関して 3 % 程度、部分負荷条件では概ね 20 % 以内の精度で、AHAT システムの充填物の設計と部分負荷での挙動計算が可能であると考えられる。

表 5-3 増湿塔の境界条件と、加湿量の計算および測定結果

試験ケース名				E1	E2	E3	E4	E5	E6
発電端出力			kW	1,800	2,190	3,270	3,600	3,850	3,985
入口境界条件 (測定値)				空気入口					
	流量	kg/s		8.94	8.72	8.32	8.86	8.74	8.61
	温度	℃		99.9	106.1	123.6	126.1	126.7	127.8
	圧力	kPaA		702.7	723.7	798.9	840.3	852.9	859.8
	絶対湿度	kg/kg'		0.0011	0.0013	0.0028	0.0128	0.0131	0.0139
				散布水					
	流量	kg/s		2.89	7.03	12.34	12.59	12.68	13.54
	温度	℃		126.8	109.4	147.2	148.2	150.9	154.8
出口条件(計算、測定)				空気出口					
	加湿量	計算	kg/s	0.37	0.51	1.40	1.38	1.43	1.58
		測定 (水収支)	kg/s	-	-	1.39	1.38	1.44	1.54
		測定 (飽和仮定)	kg/s	0.43	0.56	1.40	1.40	1.43	1.56
		偏差 (測定(水収支)/計算)	倍	(1.17)	(1.09)	0.99	1.00	1.01	0.97
	温度	計算	℃	88.2	93.4	117.2	118.9	120.4	123.1
		測定	℃	81.9	89.4	115.6	117.3	118.7	121.2
		偏差 (測定-計算)	℃	-6.3	-4.0	-1.6	-1.6	-1.7	-1.9
	相対湿度	計算	%	68.1	80.2	94.9	94.2	94.6	95.7
				流下水					
	温度	計算	℃	63.4	72.1	85.6	89.3	90.1	91.6
		測定	℃	68.0	71.7	86.8	90.3	90.9	92.5
		偏差 (測定-計算)	℃	4.5	-0.4	1.2	1.0	0.7	0.9

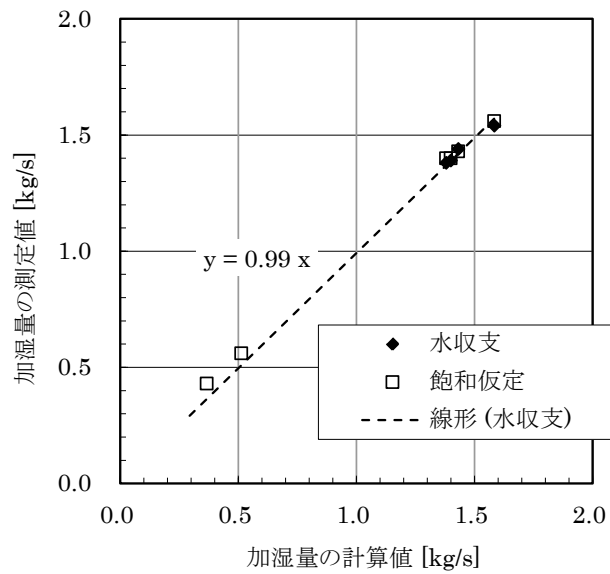


図 5-3 加湿度の測定値と計算値の比較

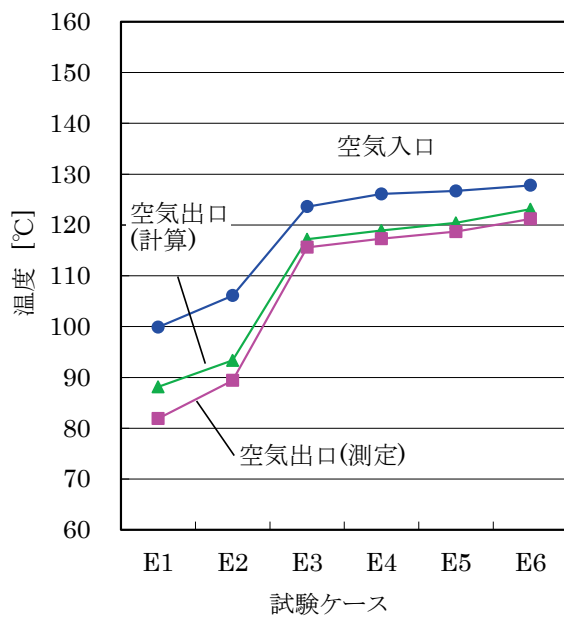


図 5-4 各試験ケースの空気の入口および出口温度の関係

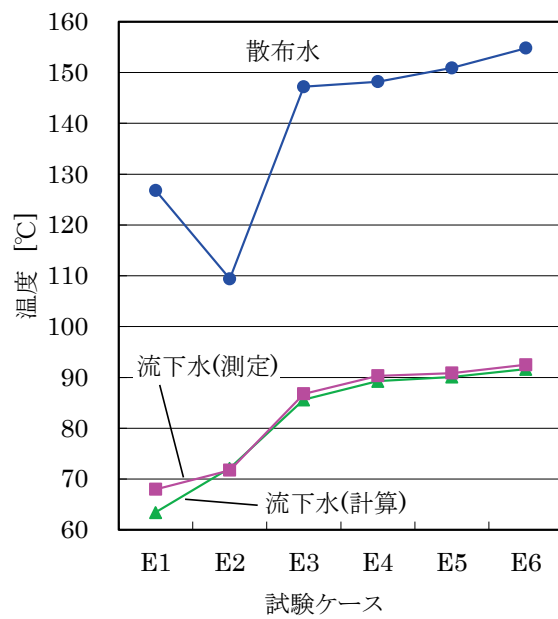


図 5-5 各試験ケースの散布水温度および流下水温度の関係

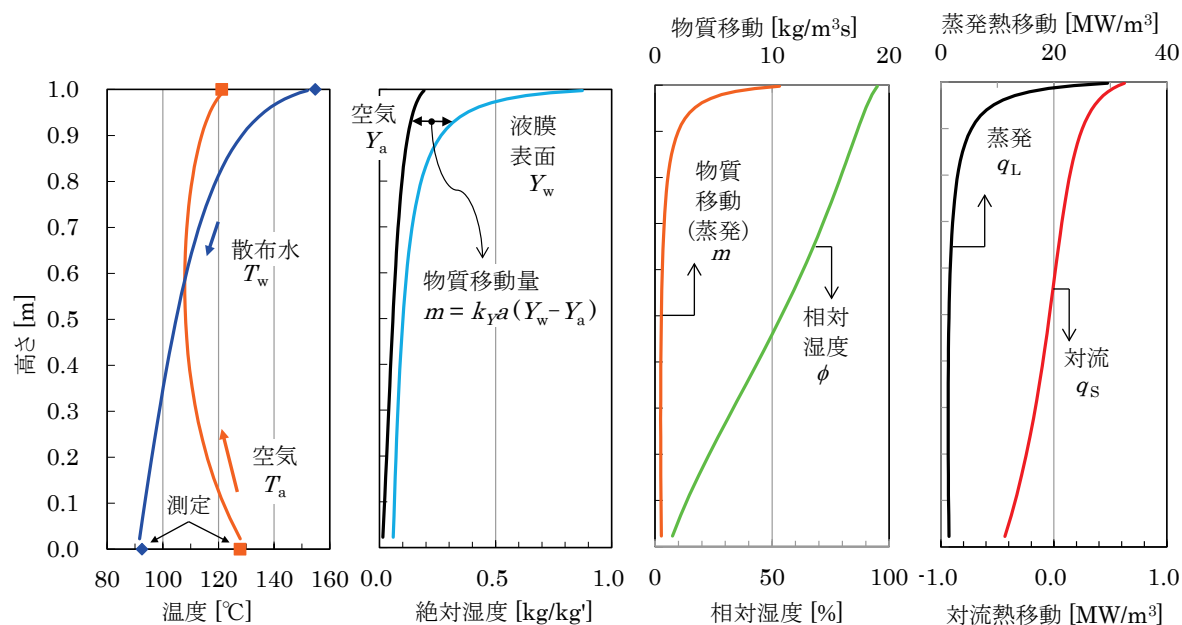


図 5-6 試験ケース E6 の充填物内部での温度、絶対湿度、熱移動等の分布の計算結果

5.3 水回収装置の検証結果

5.3.1 測定方法

水回収装置は、第 3 章で基本仕様を検討した幅 2300 mm×奥行き 2300 mm の角型の垂直ダクトである。水回収装置の回収量測定として、表 5-4 に示す方法があり、これらの方法を併用して、結果を比較することとした。導出のための計測点について、図 5-7 に示す。

表 5-4 水回収装置の回収量の測定方法

No.	方法	内容
1	水収支から導出	水回収装置下部タンクの水位 L1 の変化と、水回収装置から増湿塔への給水量 F1 と、水回収装置タンクへの補給水流量 F2 のバランスから導出。
2	水回収装置出口飽和仮定	水回収装置出口の排ガス温度 T1 から、対応する飽和水蒸気圧を求め、出口での絶対湿度とする。この出口湿度と水回収装置入口排ガスの絶対湿度 A1 との差から、絶対湿度の変化を導出し、乾燥ガス流量を乗じて回収水量を導出する。乾燥ガス流量は、吸気流量計、燃料流量計から導出する。

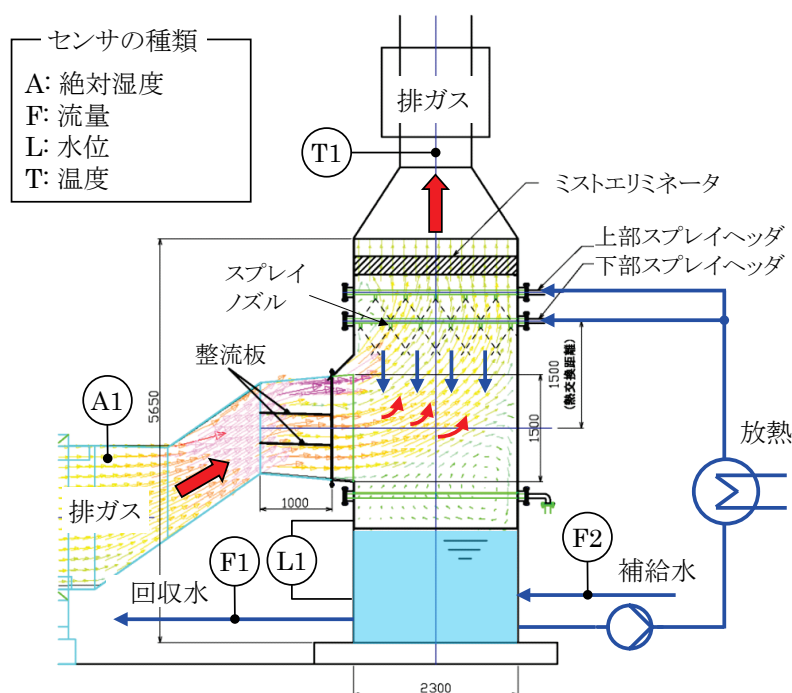


図 5-7 水回収装置の構造と、水回収量の導出に用いたセンサ

5.3.2 検証結果の検討

水回収装置に関しても、前記表 5-1 に示した E1～E6 の合計 6 ケースに関し、第 3 章で構築したモデルによる計算結果と測定値を比較した。増湿塔と同様に、表 5-5 にこれらの比較結果を示す。水回収量の測定値は、外部から水回収装置への補給水量、水回収装置から増湿塔への補給水量の水収支から導出した値(以下、水収支からの回収量)、および水回収装置出口温度が水蒸気の飽和温度であると仮定して水蒸気分圧から導出した値(以下、飽和仮定の回収量)を併記した。また、図 5-8 にこれら回収量の計算値と測定値の関係を図示する。次に、図 5-9 に各試験ケースの排ガスの水回収装置への入口および出口温度を、図 5-10 に水回収装置へ供給されるスプレイ水温度と排ガスと接触して流下する水温を示す。さらに、図 5-11 に試験ケース E6 の水回収装置内部での温度、絶対湿度、熱移動等の分布の計算結果を示す。

まず、水回収装置の運用条件に関しては、第 3 章の検討結果では必要なスプレイ水量は 45 kg/s であったが、排ガスの流量が第 4 章で検討した流量よりも約 10 %大きくなり、水回収装置入口での排ガス温度も約 10 °C高温となったことを受け、スプレイ水量を約 62 kg/s まで増加させている。この流量増加は、第 3 章での検討により選定したポンプで運転可能な範囲であった。

表 5-5 に示したように、水回収装置入口の排ガス圧力は 102.1～103.3 kPa であり、ミストエリミネータと排ガス再加熱器も含めた水回収装置全体の圧力損失は計画値に近い約 1～2 kPa であった。ミストエリミネータの圧力損失に異常がないことから、第 3 章で検討した排ガス流速と気液接触距離、スプレイ液滴径の組み合わせにより、逆流するミスト量がミストエリミネータの許容値以下に抑制できていると考える。

次に、図 5-11 により、試験ケース E6 の水回収装置内部での、排ガスから液滴表面への凝縮挙動を説明する。排ガス入口での絶対湿度は、0.1821 kg/kg'であり、温度 30.7 °Cのスプレイ液滴表面の絶対湿度と比較して大きいため、この絶対湿度差を駆動力として排ガス中の湿分がスプレイ液滴の表面に凝

縮する。凝縮する際に液滴には潜熱が付与され、液滴の温度が上昇する。絶対湿度の差は排ガスの入口側で大きく、物質移動量は下部ほど大きくなる。また、高温の排ガスから低温のスプレイ液滴に対し、対流熱伝達により熱が付与され、これも液滴の温度上昇に寄与する。排ガスの下流側では、絶対湿度の低下が緩やかになるが、排ガス温度も低下するため、相対湿度は 100%に達する。また、水回収装置の場合、増湿塔と異なり、通常の熱交換器と同様に一方の流体である排ガスは温度低下し、他方のスプレイ水は温度上昇している。

一方、スプレイ式水回収装置固有の特徴として、液滴の速度を考慮する必要があり、液滴の落下速度は、スプレイノズル直下では約 20 m/s であったが、対向する排ガスの抗力により減速し、水回収装置の下端では 4 m/s 程度となった。液滴の速度が大きすぎると、十分な気液接触時間が確保できず、水回収量が低下する可能性があり、液滴の速度が低下しすぎると、特に微細な液滴径成分の逆流によるキャリーオーバーが発生し、これも水回収量が低下に繋がる。液滴の速度は、液滴に抗力を及ぼす排ガスの体積流量に影響されるため、ガスタービンの吸気流量やエコノマイザ出口温度に影響を受けるので、システム全体の熱物質収支を定量的に検討する際には、本研究のように全体と連動した詳細モデルの導入が必要である。

次に、図 5-8 の水回収量に着目すると、水収支からの回収量の測定値と飽和仮定の回収量の測定値は、全体的に同様の傾向で増減している。また、回収量の計算値に対して、測定値は全体的に約 10 %少ない。本研究のモデルによる計算結果と比較して回収量の測定値が少ない原因として、以下の因子が考えられる。

- (1) 排ガスやスプレイの流れが、空間的に均等でなく(偏流)、想定していた気液接触が得られない因子。
- (2) 隣接する他のスプレイノズルから噴霧された液滴と、液滴同士が衝突して再結合し、液滴径が大きくなることにより、湿分の凝縮能力が低下する因子。
- (3) スプレイ液滴が、排気ダクト側面の壁に衝突して液膜となり、液滴よりも表面積が小さくなって、湿分の凝縮能力が低下する因子。
- (4) 上段スプレイから発せられたスプレイ液滴が、下段スプレイのヘッダ(50A 配管)などの障害物に衝突して液膜となり、湿分の凝縮能力が低下する因子。
- (5) スプレイ液滴の中に一部含まれる微細な液滴が、排ガス流れにより逆流(キャリーオーバー)して系外に散逸し、水回収量が減少する因子。

これらの因子の(1)～(5)は、本研究のモデルでは無視しているため、それらが相乗した影響により、測定結果の回収量が計算値よりも 10 %程度少なくなったと考える。最も回収量の低下が大きいのはケース E2 であるが、このケースは排ガスの体積流量が最小であり、排ガス流速の空間的分布が計画値と異なっている可能性が考えられる。

さらに、図 5-9 により、排ガス出口温度に関して測定値と計算値を比較すると、測定値が計算値より 1 ～2 °C 程度高温であり、前記の理由により水回収量を過大に評価していることと整合した結果となっている。また、水回収量が計算値よりも 10 %少なくなる場合、原因が上記(1)(2)(3)(4)の気液接触の阻害であれば、スプレイ水の温度変化も計算値よりも 10 %程度小さくなるはずである。ケース E3～E6 の場合、スプレイ水と流下水の温度差は、約 20 °C なので、水回収量が計算値よりも 10 %少なくなる場合、流下水温度は計算よりも約 2 °C、低温になると予測できる。しかし、図 5-10 にも示すように、スプレイの流下水温の測定値は、計算値より 0.5 °C 程度しか低温となっておらず、上記(1)(2)(3)(4)以外の(5)の要因の割

合が大きいと考える。第3章の検討結果によると、排ガス流速 2.5 m/s、気液接触距離 1.5 m の場合、ザウタ平均液滴径 600 μm のスプレー液滴の逆流割合は約 30%になる。本実験におけるスプレー水の流量は 60 kg/s 以上であり、最大で約 18 kg/s の逆流ミストが発生している可能性があり、ミストエリミネータの捕集効率が仮に 99%であれば残りの 1 %に相当する 0.18kg/s のミストが系外に散逸することになる。この 0.18 kg/s は回収水量の 10 %以上であり、回収水量が計算値よりも約 10 %少なくなる原因として十分可能性がある。従って、この(5)の要因に関しては、より捕集効率が高いミストエリミネータを設置することで改善が可能と考えられる。また(3)に関しては、システムの大型化により、壁面に接触する液滴の割合が低下し、影響が少なくなると考える。

上記をまとめると、本研究で検討した水回収装置の性能予測モデルは、システム検証機による実測結果と比較して出口排ガス温度、出口水温度をそれぞれ 2 $^{\circ}\text{C}$ 、1 $^{\circ}\text{C}$ 以内の精度で予測できた。しかしながら、回収水量は約 10 %過大評価しており、スプレー液滴の中に一部含まれる微細な液滴が排ガス流れにより逆流(キャリーオーバー)して系外に散逸し、水回収量が減少するなどの原因が考えられる。このような事象は捕集効率の高いミストエリミネータの設置などにより改善が可能と考えられ、この因子による影響も予め考慮しておけば、本研究のモデルにより同様の方式の水回収装置の基本設計と、部分負荷での挙動計算を詳細に実施することが可能と考える。

表 5-5 水回収装置の境界条件と、水回収量の計算および測定結果

試験ケース名				E1	E2	E3	E4	E5	E6
発電端出力		kW	1,800	2,190	3,270	3,600	3,850	3,985	
入口境界条件 (測定値)	排ガス入口								
	流量	kg/s	11.80	11.71	12.31	12.95	12.89	13.01	
	温度	℃	93.3	77.9	107.5	110.4	112.5	105.6	
	圧力	kPaA	102.2	102.1	103.3	103.3	103.3	103.3	
	絶対湿度	kg/kg'	0.0599	0.0773	0.1600	0.1628	0.1697	0.1821	
	スプレー水								
	流量	kg/s	62.52	62.54	61.99	62.01	62.19	62.73	
	液滴径	μm	628.7	628.7	678.8	634.7	632.7	627.6	
	温度	℃	27.0	28.4	24.3	25.4	26.2	30.7	
出口条件（計算、測定）	排ガス出口								
	回収量	計算	kg/s	0.39	0.55	1.45	1.54	1.58	1.63
		測定 (水収支)	kg/s	0.35	0.46	1.33	1.40	1.43	1.44
		測定 (飽和仮定)	kg/s	0.31	0.44	1.28	1.37	1.42	1.48
		偏差 (測定(水収支)/計算)	倍	0.89	0.83	0.92	0.91	0.90	0.88
	温度	計算	℃	28.7	29.9	28.1	29.1	29.8	34.1
		測定	℃	30.2	31.6	30.0	30.8	31.6	35.7
		偏差 (測定-計算)	℃	1.5	1.7	1.9	1.7	1.8	1.6
	流下水								
	温度	計算	℃	33.7	35.8	41.8	44.0	45.3	49.5
		測定	℃	33.7	35.4	41.6	43.5	45.0	49.1
		偏差 (測定-計算)	℃	0.0	-0.4	-0.2	-0.5	-0.3	-0.4

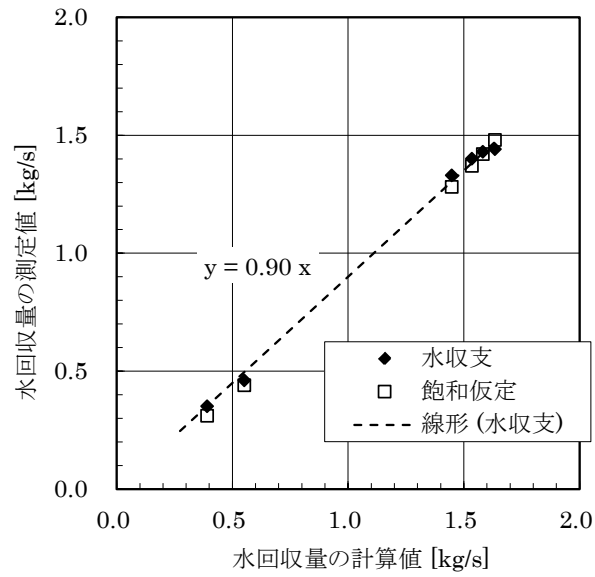


図 5-8 水回収量の測定値と計算値の比較

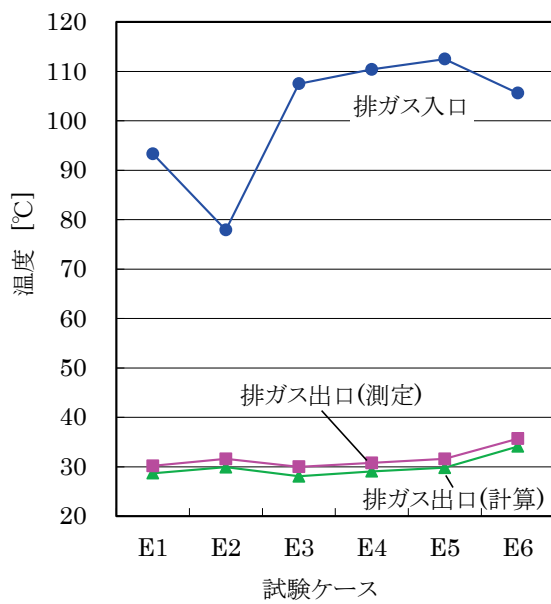


図 5-9 各試験ケースの排ガスの入口
および出口温度の関係

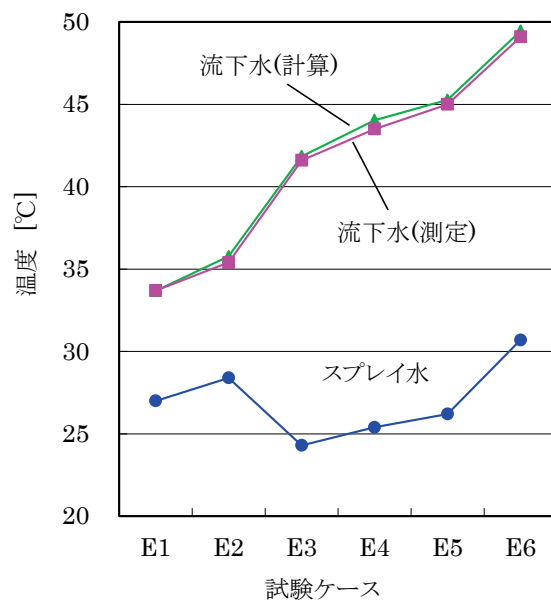


図 5-10 各試験ケースのスプレイ水の入口
および出口温度の関係

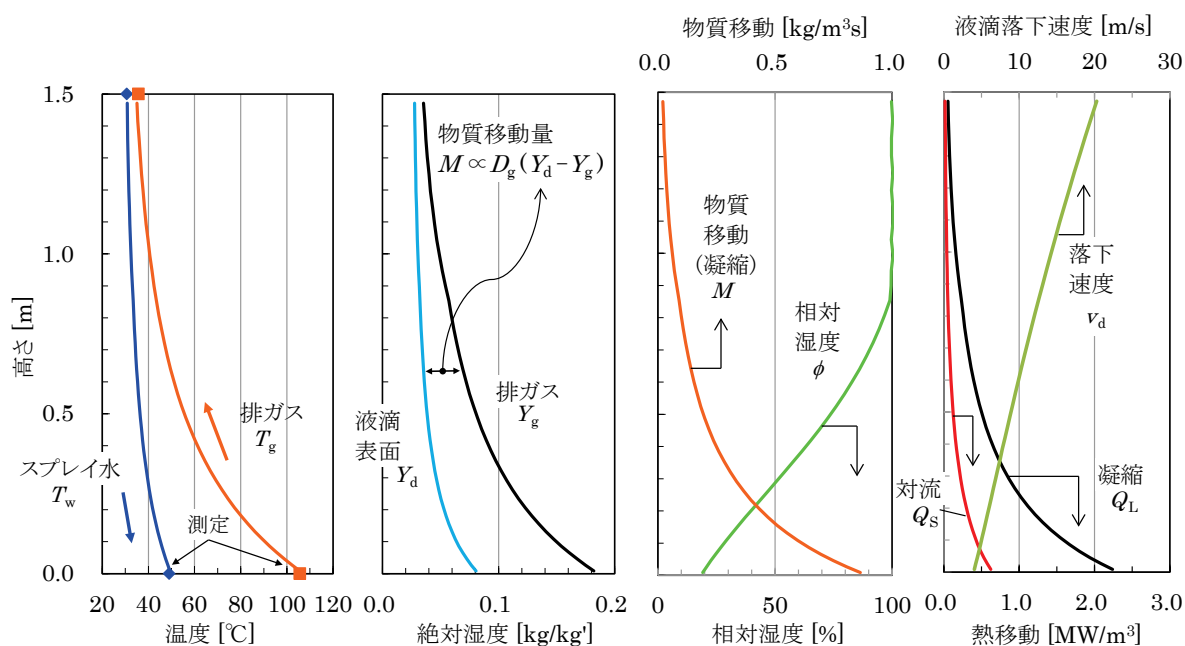


図 5-11 試験ケース E6 の水回収装置内部での温度、絶対湿度、熱移動等の分布の計算結果

5.4 開発モデルによる部分負荷運転状態の予測

5.4.1 試験条件の選定

部分負荷運転状態の全体ヒートマスバランスを評価する試験ケースとして、表 5-6 に示す 4 つの試験ケースを選定した。同表の列見出しに記載された記号 W1、W4～W6 は、本章の前記図 5-1 に同記号で記載された水系配管の流量を示す。これらのケースは、排熱回収系への給水流量が異なっており、システムの排熱回収の状態が大きく異なる。HB1 は、部分加湿状態であり、AC(空気冷却器)の回収熱は増湿塔へ付与せず、全て水回収装置へとバイパスさせている。HB2 は、AC と ECO(エコノマイザ)の回収熱は全て増湿塔へ付与しているが、WAC は起動していない状態である。HB3 は、HB2 に加えて WAC も起動した状態であるが、ECO の回収熱を EGR(排ガス再加熱器)に再循環させている。HB4 は、定格運転の構成であり、ECO の回収熱を EGR へは供給せず、増湿塔での加湿を最大とする発電効率優先モードである。

表 5-6 試験ケース名と水系流量設定

試験 ケース	電気 出力 [kW]	水系流量 [kg/s]				備考	
		WAC (W1)	AC to HT (W4)	ECO to HT (W5)	ECO to EGR (W6)	加湿 モード	排ガス再加熱 モード
HB1	2,188	-	-	7.03	2.90	部分加湿	白煙防止優先
HB2	3,294		6.37	5.48	3.05	フル加湿	
HB3	3,606	0.10	6.63	5.63	2.96		
HB4	3,985	0.10	6.57	6.97	-		発電効率優先

5.4.2 ガスタービン仕上がり値、特殊計測の補正

圧縮機に関しては、設計時に作成された流量－圧力比、流量－効率の特性マップを基に、選定した 4 つの試験ケースの運転状態に最も合致するように、最小二乗法により流量の係数と効率の係数を補正した。流量に関しては 1 %弱、効率に関しては 2 %弱の補正を行なった。

燃焼器の燃焼効率に関しては、試験ケース毎に、排ガス組成分析から推定した燃焼効率を定数として補正した。入力した燃焼効率は、99.1 %～99.6 %の間であった。

タービンのシール、リーク、冷却空気流量(対吸気質量割合)、タービン翼の損失係数は、計画時と異なり、これら 4 ケースの実測値を平均したものを全ケースに定数として入力した。

熱交換器に関しては、表 5-7 に示すように、試験ケース HB4 の測定結果から、熱交換器の熱貫流率 K [kW/m²K]と伝熱面積 A [m²]の積(KA 値)を導出し、部分負荷状態でも、この KA 値を使用して交換熱量や出口流体温度を求めた。

最後に、計画時には考慮していなかった表 5-8 の特殊計測機器の損失を考慮した。

表 5-7 試験ケース HB4 から導出した熱交換器の KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)

熱交換器	KA 値 [kW/K]
空気冷却器	18.7
再生熱交換器	75.7
エコノマイザ(給水加熱器)	39.2
排ガス再加熱器	10.1
回収水冷却器	410.0

表 5-8 特殊計測機器の影響と、ヒートマスバランス計算への反映方法

項目	影響と、ヒートマスバランス計算への反映方法
タービン先端間隙センサからのリーク	タービンからのリーク量として追加
吸気流量計の圧損	圧力損失 1.2 kPa を吸気フィルタの圧力損失に追加
圧縮空気流量計の圧損	圧力損失 2.2 kPa を空気系配管の圧力損失に追加

5.4.3 各点の状態量、全体性能の比較

表 5-6 に示した 4 種類の部分負荷状態 HB1～HB4 について、表 5-6 に記載された発電端電気出力の要求値、大気温度条件、水系の給水流量(W1、W4～W6)、水回収スプレイ流量のみを入力条件とし、システム全体の熱物質収支を計算した。部分負荷状態 HB1～HB4 について、主要な機器の出入り口流体条件の、本研究による計算結果と実測値の偏差を表 5-9 に示す。また、部分負荷状態 HB4 の熱物質収支の計算結果を、実測値と比較して図 5-12 に示す。これらの計算において、前記以外の各機器の出入り口の温度や圧力などは一切入力していない。従って、ある機器の特性の計算で誤差を生じると、その下流側の機器に温度や圧力、流量の情報が伝搬し、温度や圧力などの計算結果が、実測と乖離する原因となる。しかしながら、表 5-9 によると、発電効率の計算結果と測定値の差は 4 ケース平均で

0.35 % (相対値)、同様に空気流量(2ヶ所)の差は 1.4 % (相対値)、空気圧力(4ヶ所)の差は 0.7 % (相対値)、空気、排ガス、水系温度(16箇所)の差は平均 4.9 °Cであった。

発電効率の評価誤差はポイント数では 0.14 pt%以下となる。前記図 5-3 によると、増湿塔の加湿量の予測誤差は平均 1 %であったが、これは吸気質量流量に対する湿分割合に換算すると約 0.2 %に相当する。第 1 章の表 1-2 に示したように、吸気質量流量に対する加湿量が 1 pt%変化すると発電効率は 0.5 pt%変化するため、加湿量の誤差が 0.2 pt%だった場合には発電効率に 0.1 pt%だけ影響すると考えられ、発電効率の評価誤差が 0.14 pt%以下となったことは妥当である。

流量の評価誤差が比較的大きい理由は、タービンのシール、リーク、冷却空気流量(対吸気質量割合)に関して、全ケース平均の定数を入力している点が考えられる。実際は、これらの数値は試験ケース間で異なる値であった。また、温度の評価誤差に関しては、特に空気や排ガスの温度は空間的な温度分布を持っており測定が難しいことから、約 5 °Cの評価誤差は十分な数値と考える。空気圧力の評価誤差も、圧力計の測定誤差を考慮すると、十分に小さいと考える。この程度の予測精度であれば、部分負荷性能の予測には充分であり、本研究の手法を用いることにより、新規なプラントの仕様決定、運転計画の立案が十分に可能であると考ええる。

また、図 5-12 に示すように、本システム検証機の運転により、吸気噴霧冷却、圧縮機、空気冷却器、増湿塔、燃焼器、タービン、再生熱交換器、エコノマイザ、水回収装置、排ガス再加熱器など、AHAT システムを構成する全ての機器が計算と合致して動作していることが確認できた。発電効率も計算と合致しているため、AHAT システムの原理的な成立性を確認した。

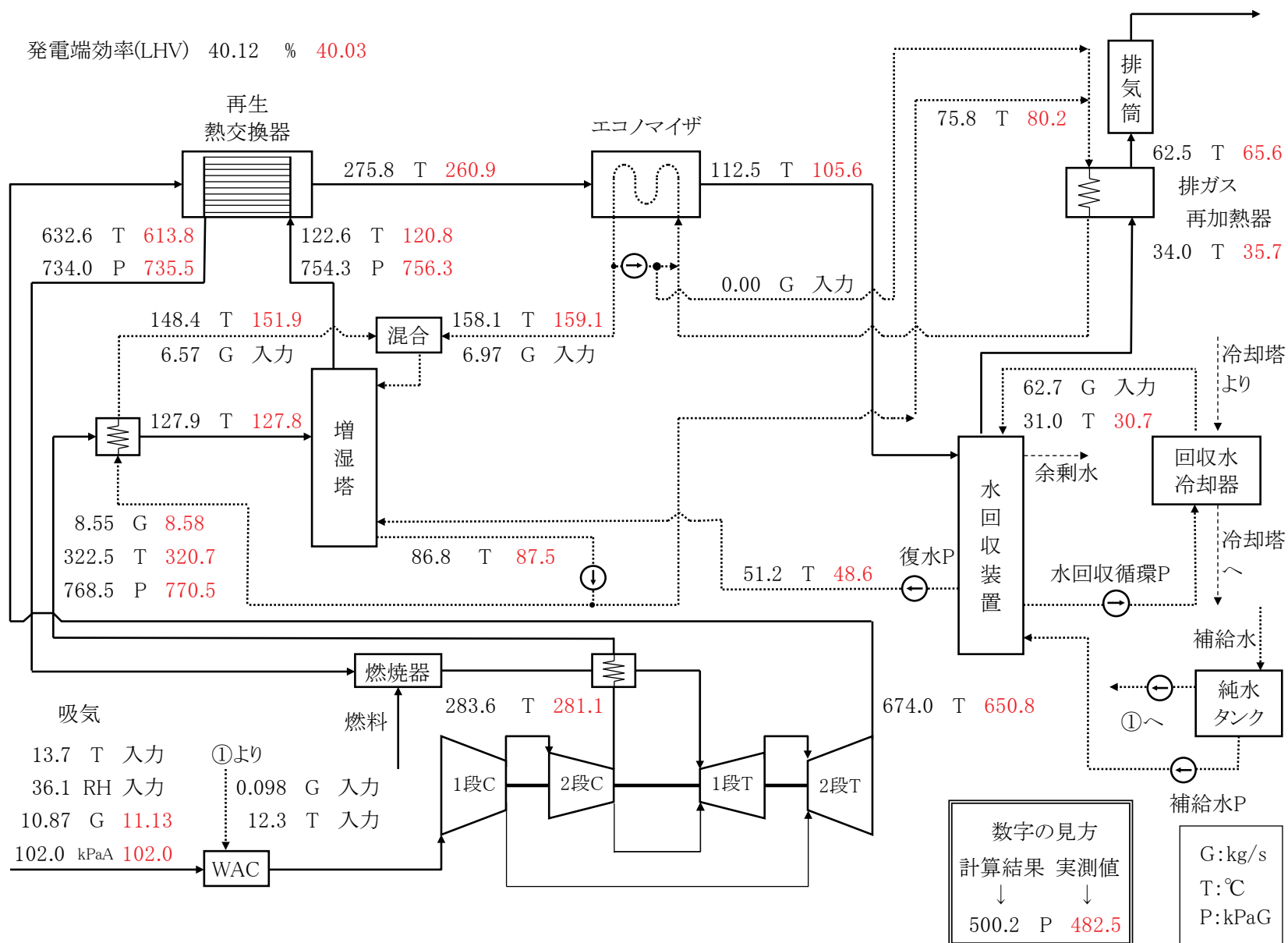


図 5-12 部分負荷状態 HB4 のシステム全体の熱物質収支の計算結果と実測値の比較

表 5-9 各機器の出入り口流体条件の予測結果と実測値の偏差

変数種類			偏差の 単位	試験ケース毎の予測結果と実測値の偏差				
分類	流体	位置		HB1	HB2	HB3	HB4	全ケース 平均
全体	発電端効率		% (相対値)	0.48	0.64	0.06	0.22	0.35
流量	空気	圧縮機吸気	% (相対値)	2.0	0.5	2.3	2.1	1.7
		圧縮機吐出		0.5	2.0	1.4	0.3	1.1
		平均		1.3	1.3	1.9	1.2	1.4
圧力	空気	圧縮機入口	% (相対値)	0.2	0.4	0.5	0.0	0.3
		圧縮機出口		1.1	1.4	0.1	0.2	0.7
		再生熱交換器入口		1.4	1.6	0.1	0.2	0.8
		再生熱交換器出口		1.8	1.2	0.2	0.2	0.8
		平均		1.1	1.1	0.2	0.2	0.7
温度	空気	圧縮機吐出	℃	0.0	0.1	2.2	2.4	1.2
		空気冷却器入口		10.3	5.3	5.7	1.8	5.8
		空気冷却器出口		3.6	2.2	0.5	0.1	1.6
		再生熱交換器入口		7.3	2.6	2.7	1.8	3.6
		再生熱交換器出口		6.2	7.0	15.9	18.8	12.0
	排気	タービン排気		18.6	12.2	18.0	23.2	18.0
		再生熱交換器出口		11.5	6.0	12.7	14.9	11.3
		給水加熱器出口		4.9	5.7	6.0	6.9	5.9
		水回収装置出口		0.1	8.9	2.8	1.7	3.4
		排ガス再加熱器出口		2.4	3.2	1.8	3.1	2.6
	水	空気冷却器出口		4.0	0.6	2.7	3.4	2.7
		給水加熱器出口		4.0	0.3	1.1	1.1	1.6
		増湿塔出口		2.4	0.3	0.2	0.7	0.9
		水回収装置出口		2.8	7.2	3.1	2.7	3.9
		水回収スプレイ		1.1	6.1	1.7	0.4	2.3
		排ガス再加熱器出口		1.2	1.4	1.1	4.4	2.0
		平均		5.0	4.3	4.9	5.5	4.9

5.5 大気温度特性の予測

5.5.1 システム熱物質収支計算による予測結果

前節で、部分負荷状態のシステムヒートマスバランスを予測したのと同じ方法で、大気温度の変化によるタービン出力や効率の変化、すなわち大気温度特性を予測した。この計算は、燃焼ガス温度が 1180℃、WAC 蒸発量が 1.5% を仮定して計算したものである。気温 15℃ での発電端効率の予測結果は 39.3% であり、計画値 42.5% より低い値となっているが、これは前節で述べたように、ガスタービンの仕上がり値、特殊計測の影響によるものである。

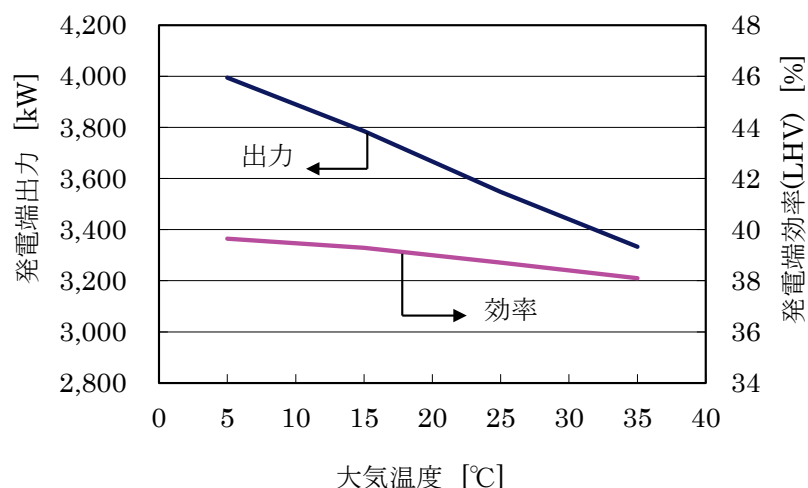


図 5-13 大気温度特性の予測結果

5.5.2 試験結果の補正と予測結果との比較

2006 年 10 月から 2010 年 2 月までの期間、気温 4 °C から 36 °C まで運転したデータ点 33 点について、燃焼ガス温度の評価結果を図 5-14 に、WAC 蒸発量の評価結果を図 5-15 に、発電端出力の測定結果を図 5-16 に、発電端効率の測定結果を図 5-17 に示す。前項の計算条件とは異なり、実際の運転では、燃焼ガス温度を目標値として運転するのではなく、発電端出力を目標値として運転する。また、WAC も蒸発量ではなく噴霧量を指示値として運転するため、燃焼ガス温度や WAC の蒸発量は、計画値とは異なるものとなり、前項の大気温度特性の計算結果と直接比較することはできない。そこで、以下の方法により、燃焼ガス温度、WAC の蒸発量などについて計算により補正し、これらの値が基準値であった場合の発電端出力や効率を予測して、前項で計算した大気温度特性の予測結果と比較することとした。

表 5-10 に、補正項目と基準条件について示す。これらを補正するには、本研究のシステムヒートマスバランス計算手法により、燃焼ガス温度や WAC 量、大気圧などを変化させたヒートマスバランスを計算し、これらの変化に対する感度を予め求めておく。それぞれの因子に関して求めた補正を、以下に示す式で連結することにより、発電端出力や発電端効率を基準条件での値に補正することができる。

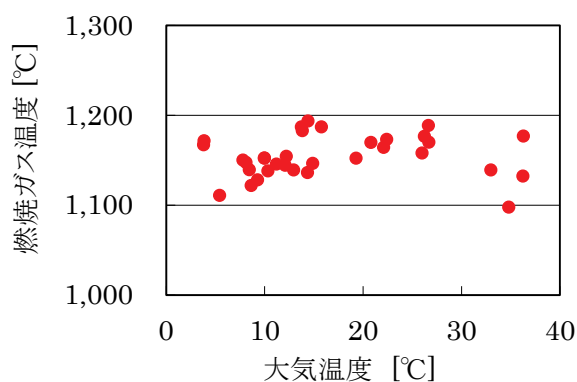


図 5-14 燃焼ガス温度の評価結果

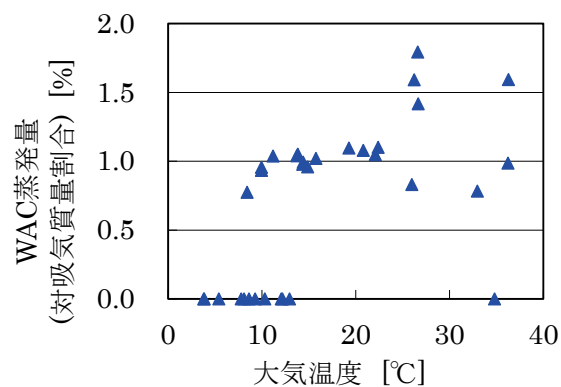


図 5-15 WAC 蒸発量の評価結果

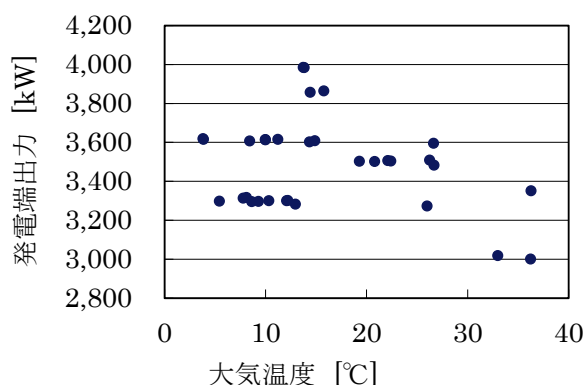


図 5-16 発電端出力の測定結果

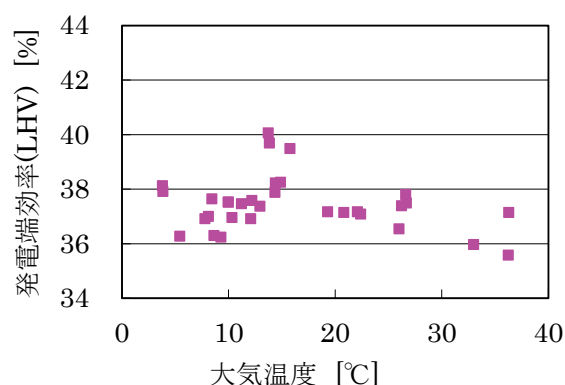


図 5-17 発電端効率の測定結果

表 5-10 大気温度特性を導出する際の補正対象項目と基準条件

No.	項目	基準条件
1	燃焼ガス温度	1180 °C
2	WAC 蒸発量(対吸気質量割合)	1.5 %
3	大気圧	101.3 kPa
4	相対湿度	60 %
5	燃焼効率	99.99 %
6	排熱回収モード (排ガス再加熱器への再循環流量)	高効率モード (熱水再循環=0 kg/s)

発電端出力の補正值 E [kW]は、実測値 E_m [kW]から、以下の式で補正する。

$$E = \frac{E_m}{(1 + C_{E1})(1 + C_{E2})(1 + C_{E3})(1 + C_{E4})(1 + C_{E5})(1 + C_{E6})} \quad (95)$$

発電端効率の補正值 η [-]は、実測値 η_m [-]から、以下の式で補正する。

$$\eta = \frac{\eta_m}{(1 + C_{\eta1})(1 + C_{\eta2})(1 + C_{\eta3})(1 + C_{\eta4})(1 + C_{\eta5})(1 + C_{\eta6})} \quad (96)$$

これらの式で、係数($C_{E1} \sim C_{E6}$, $C_{\eta1} \sim C_{\eta6}$)は、以下の通りである。

C_{E1} , $C_{\eta1}$ は、燃焼ガス温度による発電端出力および効率の増減である。運転時の燃焼ガス温度は、燃料流量、吸気流量、圧縮機吐出空気流量の測定値から導出し、図 5-18 の曲線により、定格燃焼ガス温度である 1180 °C に対して、出力および効率の増減を評価した。

C_{E2} , $C_{\eta2}$ は、WAC 蒸発量(対吸気質量割合)による発電端出力および効率の増減である。運転時の WAC 蒸発量は、圧縮機吐出空気配管に設置した湿度センサの値から導出し、図 5-19 の曲線により、定格 WAC 蒸発量である 1.5 % (対吸気質量割合) に対して出力や効率の増減を評価した。

C_{E3} , $C_{\eta3}$ は、大気圧による発電端出力および効率の増減である。運転時の大気圧は、圧力センサの測定値から導出し、図 5-20 の曲線により計画時の大気圧 101.3 kPa に対して出力や効率の増減を評価した。

C_{E4} 、 $C_{\eta 4}$ は、大気相対湿度による発電端出力および効率の増減である。運転時の相対湿度は、ガスタービンの近傍に設置した湿度センサの測定値から導出し、図 5-21 および図 5-22 により計画時の相対湿度である 60 % に対して出力や効率の増減を評価した。WAC 有りの場合は気温 15 °C WAC 1.5% の曲線を用い、WAC 無しの場合は気温 5 °C WAC 無しの曲線を用いた。

C_{E5} 、 $C_{\eta 5}$ は、燃焼効率による発電端出力および効率の増減である。試験データには、燃焼器の調整運転の際の測定データも含まれるため、全試験を通して燃焼効率が一定ではない。運転時の燃焼効率は、燃料流量の測定値や排ガス成分(未燃分など)の分析値から導出し、図 5-23 の曲線により計画値である 99.99 % に対して出力や効率の増減を評価した。燃焼効率が低下した場合、発電効率が下がるだけであり、出力の増減は生じない。

C_{E6} 、 $C_{\eta 6}$ は、排熱回収モードによる発電端出力および効率の増減である。水回収装置で冷却された排ガスを大気に放出する際、白煙防止のため、排ガス再加熱器で加熱してから放出している。加熱量が少ないモード(再循環流量 = 0 kg/s)と、加熱量を増加するモード(再循環流量 = 3 kg/s)があり、図 5-24 により、計画値である(再循環流量 = 0 kg/s)に対して出力や効率の増減を評価した。再循環流量は、排ガス再加熱器まわりの水温の測定値から導出した。

なお、発電端効率の実測値 η_m [-] は、次式で求める。

$$\eta_m = \frac{E_m}{G_f \times H_{LHV}} \quad (97)$$

但し、 G_f : 燃料流量 [kg/s]、

H_{LHV} : 燃料の低位発熱量 [kJ/kg]、

E_m : 発電端出力の実測値 [kW]。

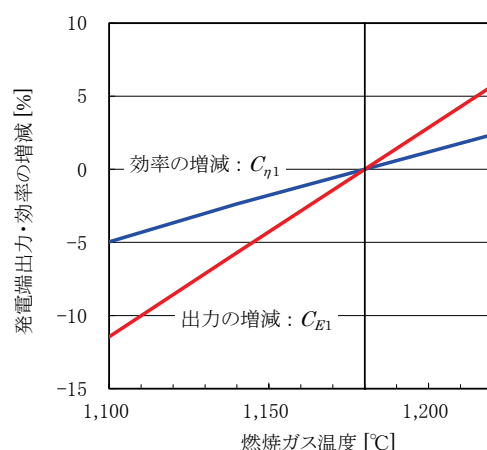


図 5-18 燃焼ガス温度による出力・効率の増減曲線

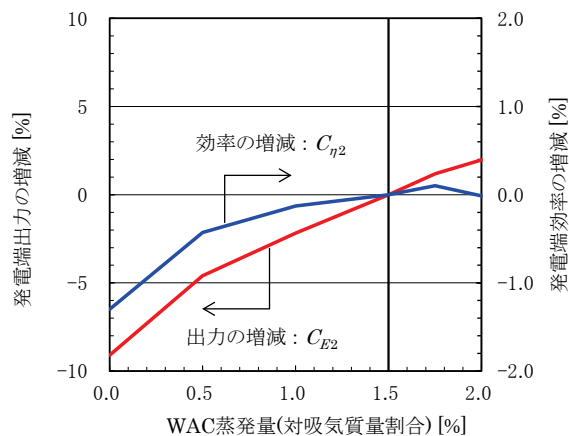


図 5-19 WAC 蒸発量(対吸気質量割合)による出力・効率の増減曲線

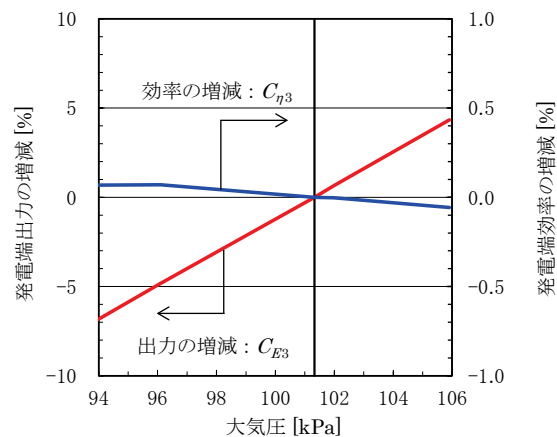


図 5-20 大気圧力による出力・効率の増減曲線

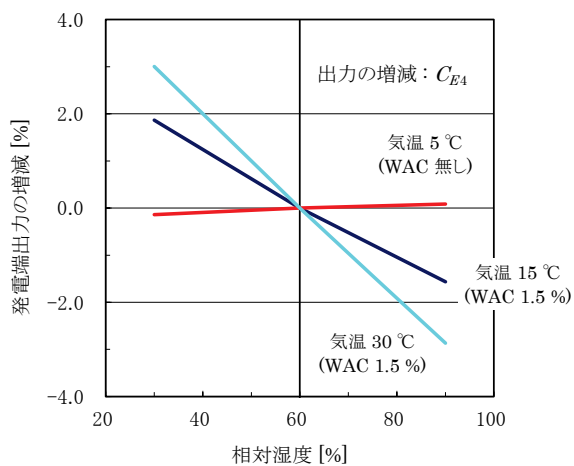


図 5-21 相対湿度による出力の増減曲線

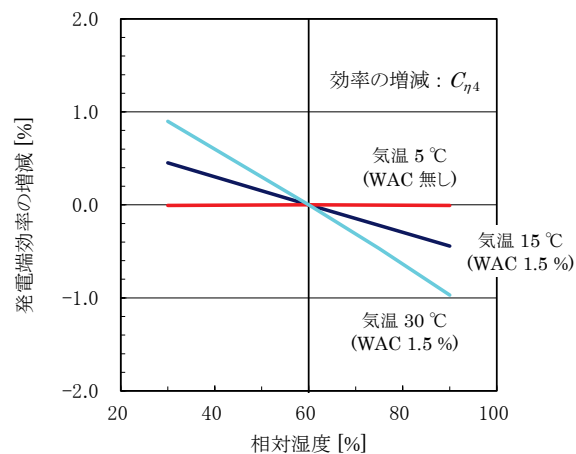


図 5-22 相対湿度による効率の増減曲線

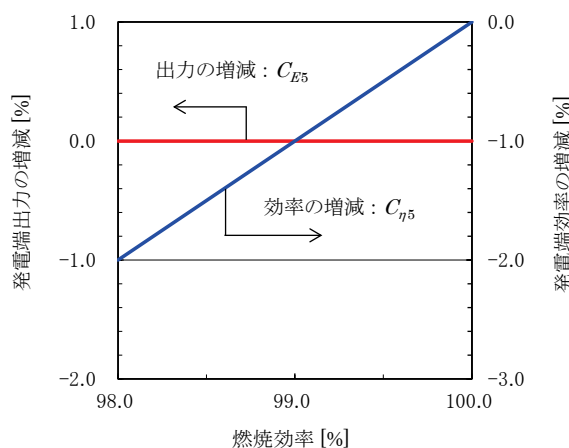


図 5-23 燃焼効率による出力・効率の増減曲線

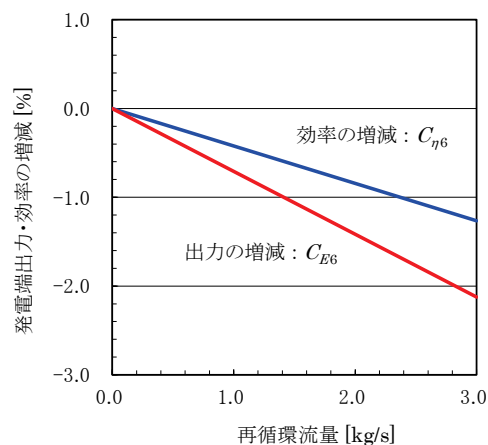


図 5-24 排熱回収モード(排ガス再加熱器への再循環流量)による出力・効率の増減曲線

これらの補正によって求めた 3 MW 級検証機の大気温度特性を、予測結果とともに図 5-25 に示す。

同図によると、出力、効率ともに、気温が上昇すると低下する結果となったが、ヒートバランス計算による結果とはほぼ一致した傾向となっている。発電端出力と効率の予測値に対する実測値の比を、表 5-11 に示す。同表によると、発電端効率は 1.2 % (相対値) 程度、過大評価し、予測と実測の標準偏差は 1.6 % (相対値) 程度である。発電端出力に関しては、0.5 % 程度過小評価し、標準偏差は 1.9 % 程度である。このように、本研究のシステムヒートマスバランス予測の手法により、高温分空気利用ガスタービンシステムの大気温度特性について、高精度で予測が可能であることが判る。

なお、3 MW 級システム検証機では、圧縮機として遠心式圧縮機を採用しているが、商用機で軸流圧縮機を用いた場合には、IGV (Inlet Guide Vane; 入口案内翼) により吸気流量を制御することが可能であるので、大気温度特性や、部分負荷特性が、本研究で評価した傾向とは異なることが予想される。軸流圧縮機を備えた AHAT と、コンバインドサイクルの大気温度特性、部分負荷特性の比較検討に関しては、参考文献 [68] に示されている。

表 5-11 発電端出力、効率の、予測値に対する実測値の比

項目	平均	標準偏差
発電端効率 (測定/予測) 比	0.988	0.0156
発電端出力 (測定/予測) 比	1.005	0.0192

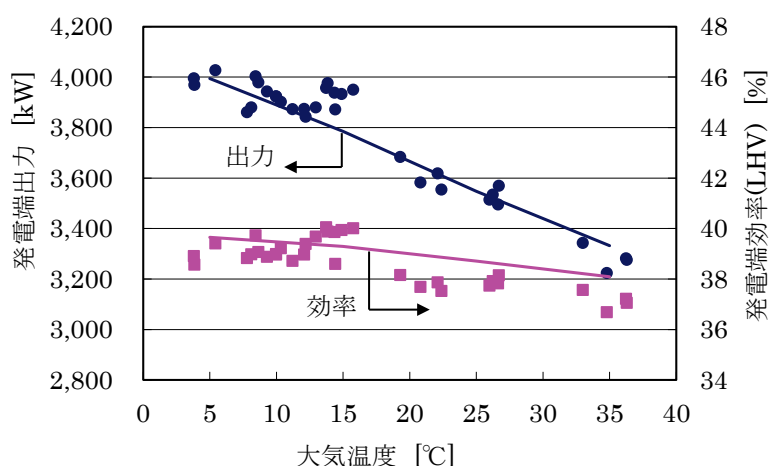


図 5-25 燃焼温度、WAC 量などを補正した大気温度特性の測定結果

5.6 中容量システムの増湿塔と水回収装置の検討

5.6.1 中容量システムの想定機器仕様

本研究で検討した、増湿塔および水回収装置の基本仕様の決定方法により、AHATシステムの商用機に設置するこれら機器の規模感を試算して把握する。中容量システムのガスタービンの仕様として、表 5-12 に示す 5 ケースを仮定した。圧力比 π は 8 から 24 であり、それぞれシステムの発電端出力は 1 MW から 100 MW である。WAC(吸気噴霧冷却)の噴霧量(対吸気質量割合)は、圧力比の増加とともに圧縮機の内部温度が高温となるため 1.1 % から 3.5 % とした。圧縮機とタービンの効率は、それぞれ規模が大きくなるとともに高効率とした。燃焼ガス温度は、基本は 1350 °C とし、再生熱交換器の使用温度制限から、タービン排ガス温度が 650 °C を超える条件では、排ガス温度が 650 °C となる燃焼ガス温度を計算で求めることとした。タービンの段数は、タービン翼冷却の計算に必要となるものであり、実績値などから同表に記載されている値を仮定した。またプラント機器の仕様は、表 5-13 に示すものを仮定した。同表には、第 4 章で想定した 3 MW 級検証機の機器仕様を併記してある。空気冷却器の出口空気温度は、第 2 章で増湿塔への空気供給温度を検討した際と同様に、増湿塔の加湿開始時の温度急変を避けるため、増湿塔出口空気温度と同等が良く、圧力比が高いケースも考慮して 115 °C とした。増湿塔への散布水温度は、第 2 章の検討と同様に増湿塔内部での沸点より 10 °C 低温とし、圧力比が変化しても沸騰しないようにケースごとに変化させることとした。再生熱交換器の温度効率は、中容量 AHAT システムの評価に関する従来文献 [76] と同様、圧力比 20 のケースで高温端温度差 20 °C に相当する、温度効率 95 % を仮定した。また、本節の検討では、効率優先のシステムを前提とし、白煙発生防止のための排ガス再加熱器は設置しない想定とした。

表 5-12 中容量システムのガスタービン仕様検討条件

ケース名		$\pi=8$	$\pi=12$	$\pi=16$	$\pi=20$	$\pi=24$
発電端出力 [MW]		1	3.2	10	32	100
WAC 噴霧量(対吸気質量割合) [%]		1.1	1.9	2.7	3.5	
圧縮機	ポリトロプ効率 [%]	84	87	90	93	
タービン	入口ガス温度 [°C]	計算結果		1350		
	出口ガス温度 [°C]	650		計算結果		
	ポリトロプ効率 [%]	86	88	90	92	
	段数	2	3			4

表 5-13 中容量システムのプラント機器仕様検討条件

機器名	項目	想定仕様		備考
		3 MW 級 検証機	中容量 システム	
空気冷却器	出口空気温度	105 °C	115 °C	増湿塔の温度急変を避けるため、増湿塔の空気出口温度と同等が良く、圧力比が高いケースに合わせて 115 °C とした(第 2 章の検討結果)。
増湿塔	充填物種類	RSR #2		第 2 章で選定したものと同一
	充填物高さ	1 m	サーベイ条件	熱交換器類の合計体積最小となる条件をサーベイ(第 2 章と同様)
	塔径	1.4 m	計算結果	フラッディング計算で決定(第 2 章と同様)
	散布水温度	160 °C	沸点 −10 °C	沸点−10 °C (循環水ポンプ動力低減、第 2 章の検討結果)
再生熱交換器	温度効率	93 %	95 %	中容量システムでは、圧力比 20 のケースで高温端温度差 20 °C 仮定(文献[76])
	圧力損失 (空気)	2.4 %	3 %	
	圧力損失 (排ガス)	4 %	3 %	
給水加熱器	出口排ガス温度	100 °C		
排ガス再加熱器	再加熱温度	65 °C	なし	効率優先システムを想定
水回収装置	気液接触高さ	1.5 m		第 3 章の気液接触距離の検討結果
	排ガス流速	2.5 m/s		第 3 章の排ガス流速の検討結果
	散布水温	34 °C		
	散布水量	45 kg/s	サーベイ条件	回収水量の要求値を満たす散布水量をサーベイ(第 3 章と同様)
	回収水量	増湿塔の 加湿量 ×110 %	(増湿塔 +WAC の 加湿量) ×105 %	

5.6.2 増湿塔の検討結果

前項で示した 5 つのケースについて、第 4 章で述べたシステム熱物質収支評価手法により、タービン排気温度、圧縮機出口空気温度などを計算した結果を図 5-26 に示す。同図に示すように、圧縮機出口空気温度、タービン入口ガス温度、タービン出口ガス温度(排気温度)が決まると、システムの排熱が決まるため、増湿塔に供給される熱水の条件が決まる。増湿塔の規模を検討するため、各ケースで増湿塔の充填物高さを変更した場合の充填物からの流下水温度の計算結果を、図 5-27 に示す。充填物の高さが高いほど空気と熱水の気液接触面積が増加するため、流下水温度が低温となる。圧力比を変化させたケースに関しては、圧力比が高いほど増湿塔へ供給される空気中の水蒸気分圧が高くなり、液膜表面からの蒸発に必要な駆動力が小さくなるため、流下水温が高温となっている。

給水加熱器出口排ガス温度が 100 °C となるまで排熱回収するためには、増湿塔出口水と補給水(低温の回収水)を混合した温度が 100 °C より低温である必要があり、圧力比 24 のケースでは、最低でも 6 m 以上の充填物高さが必要となる。図 5-28 には、エコノマイザの KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)を示す。エコノマイザでは、排ガス温度が 100 °C となるまで排熱回収する想定であり、前記図 5-27 に示したように、増湿塔からの流下水温が高温になるほど、エコノマイザの低温端温度差が小さくなるため、 KA 値が大きくなるため、図 5-27 と図 5-28 は類似した曲線形状となっている。同様に、空気冷却器の KA 値を図 5-29 に示す。空気冷却器は、空気を 115 °C に冷却する想定としたため、エコノマイザと同様に、増湿塔からの流下水温が高温になるほど空気冷却器の KA 値が大きくなっている。一方、再生熱交換器の KA 値の変化を図 5-30 に示す。第 2 章で検討したように、再生熱交換器の入口空気温度は増湿塔の運転条件の影響を受けにくく、充填物高さに関しては変化が少ない。タービン排気温度が高いほうが、再生熱交換器の交換熱量が大きくなるため、圧力比が低い条件ほど再生熱交換器の KA 値は大きくなっている。ただし、図 5-26 に示すように、タービンの段数の影響で、圧力比 20 の冷却空気流量(対吸気質量割合)が圧力比 16 の場合よりも少なくなっており、より多量の空気を加熱する必要が生じ、圧力比 16 と圧力比 20 の間で、 KA 値の逆転がみられる。

第 2 章で検討したように、増湿塔充填物の充填高さを増やした場合、エコノマイザの伝熱面積を減らすことができ、充填物の体積と排熱回収する熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)の体積の合計が最小となる組み合わせを選定することとした。その際、 KA 値と熱交換器の体積との関係は、第 2 章の表 2-12 に示したものを利用した。同表に示した係数により、これらの体積の合計を計算し、発電出力あたりで相対比較したものが図 5-31 である。圧力比が 8 の場合は燃焼ガス温度が低く、ガスタービンの出力が小さい影響により、合計体積は比較的大きい。圧力比 24 では、増湿塔の充填物高さが高い影響を受け、合計体積は比較的大きくなる。それぞれの圧力比について、合計体積が最小となる充填物高さは、圧力比 8 から 24 について、順に 1 m、2 m、3 m、4 m、6 m となった。その時の増湿塔への散布水量、加湿量、発電端効率を示したものが図 5-32 である。本節の想定条件では、最高発電効率となるのは、圧力比 20 の条件であり、効率値 54.7 %LHV であった。圧力比 24 で発電効率が低下しているのは、タービンの段数が増加し、冷却空気流量が増大したためと、燃焼温度が圧力比 20 と同じであり、タービン排気温度が低下し、再生熱交換器での回収熱量が減少したためと考えられる。また、本節の想定では、タービン翼冷却のための冷却媒体として圧縮機吐出空気を用いる想定であったが、文献 [76]などに記載されているように、湿り空気タービン翼を冷却することにより、冷却空気流量が低減でき、発電効率のさらなる向上が可能である。

次に、本節で検討した各ケースの増湿塔の塔径と充填物高さを図 5-33 に示す。塔径に関しては、第

2 章で示したように、散布水のフラッシング計算により求められるが、圧力比の上昇とともに圧縮空気の体積流量が相対的に小さくなるため、高圧力比ケースほど発電出力あたりの断面積は小さくなっている。ただし、圧力容器を陸上輸送する場合には、輸送可能なサイズの制限もあり、100 MW の場合には、複数の増湿塔を並列に設置するなどの詳細検討が必要である。充填高さに関しては、高圧力比ほど、空気の露点が高くなるため、物質移動の駆動力が小さくなり、充填高さが高くなることが判った。しかし、この程度の充填高さは、化学プラントなどで用いられる充填塔の実績の範囲であり、AHAT システムを構築する上で、問題とならないと考える。

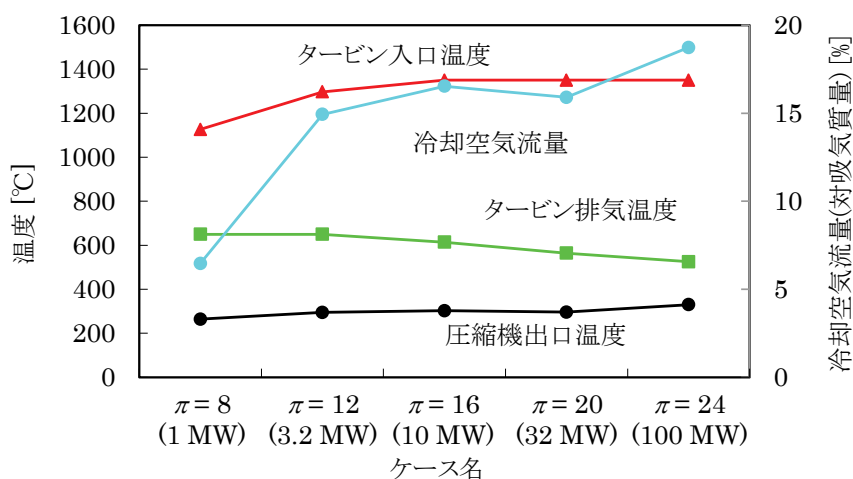


図 5-26 タービン排気温度等の計算結果

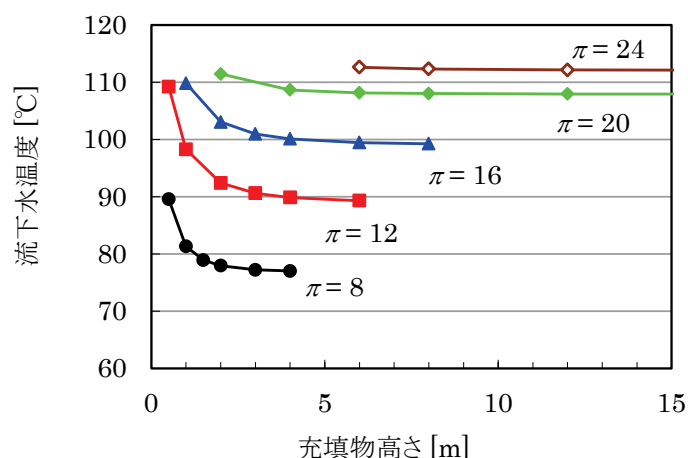


図 5-27 増湿塔充填物の充填高さとし下水温度

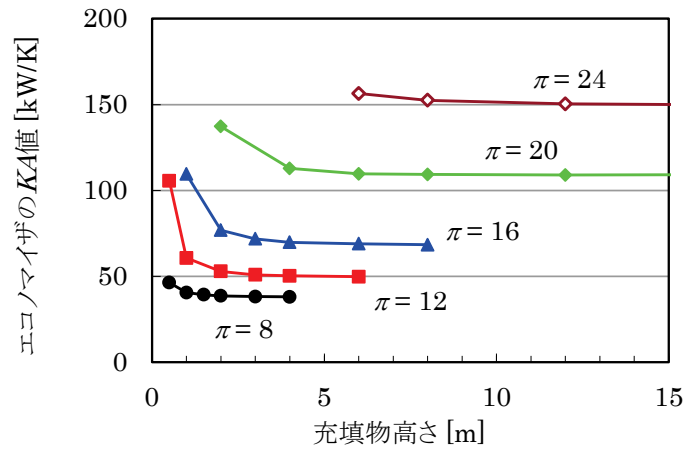


図 5-28 エコノマイザの KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)

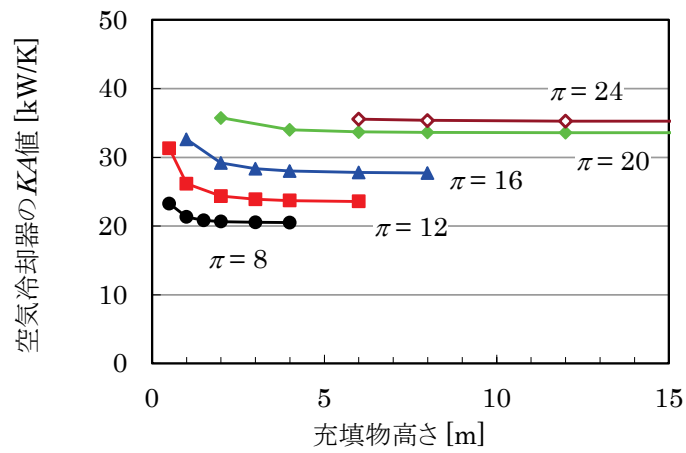


図 5-29 空気冷却器の KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)

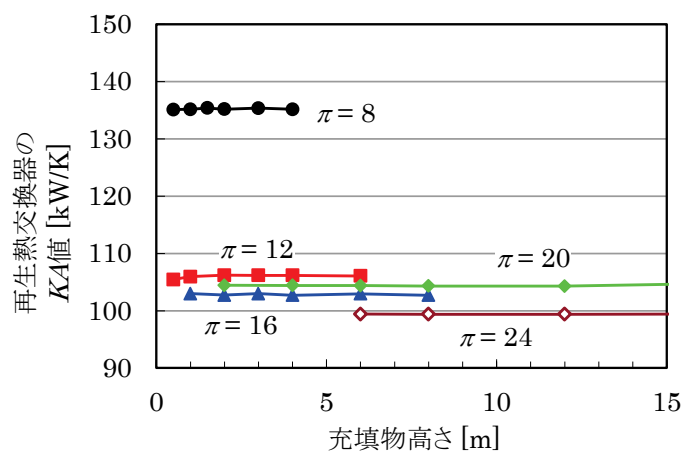


図 5-30 再生熱交換器の KA 値(熱貫流率と伝熱面積の積)

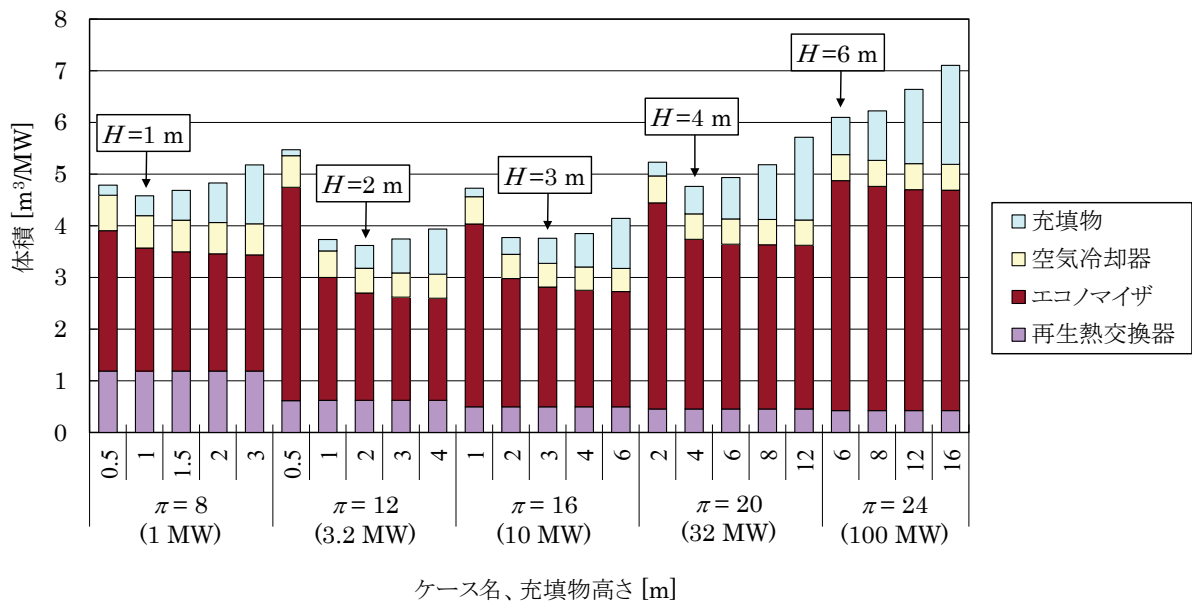


図 5-31 増湿塔充填物の高さと熱交換器体積

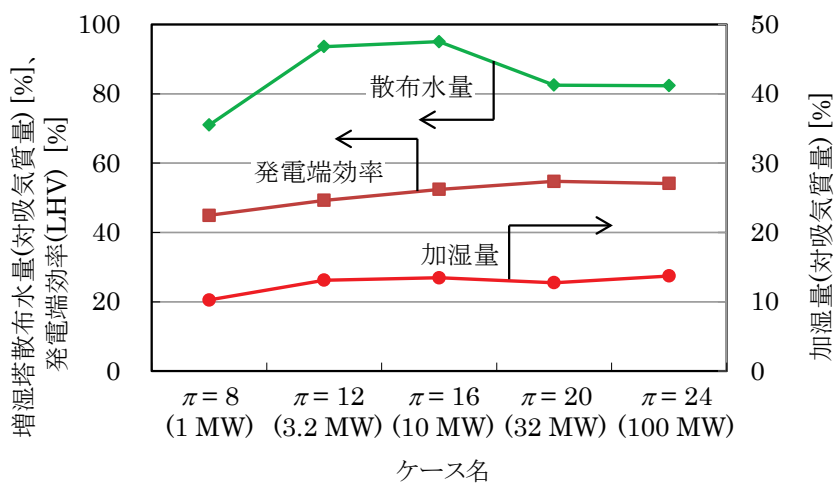


図 5-32 増湿塔への散布水量、加湿量、発電端効率

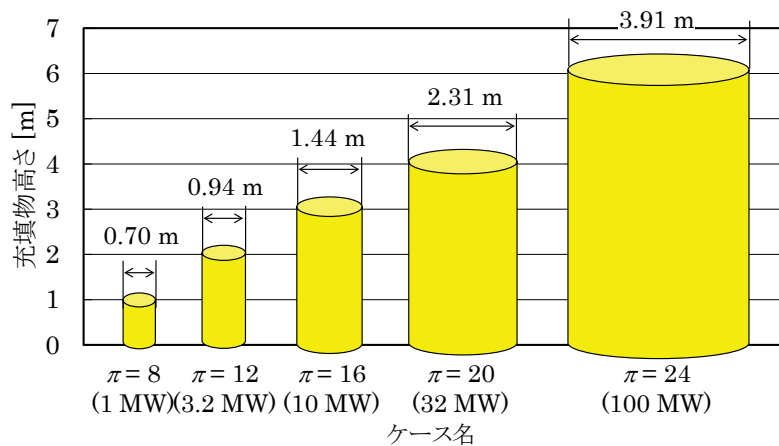


図 5-33 増湿塔の塔径と充填物高さの計算結果

5.6.3 水回収装置の検討結果

次に、前項の 5 つの計算ケースに関し、水回収装置の仕様を検討した。排ガス流速、気液接触距離に関しては、第 3 章の検討結果を使用し、必要な回収量を得るための散布水量をサーベイすることとした。図 5-34 に、各ケースの水回収装置の気液接触に必要な部分の幅と高さを示す。また、図 5-35 に各ケースの水回収装置入口での排ガス中湿分流量を示す。回収水量の要求値としては、増湿塔と WAC での加湿量の合計値にマージンを 5 % 加えたものとし、要求値は同図に示した値となる。同図によると、圧力比 8 のケースでは、排ガス中の湿分流量と回収水量の要求値の差が最も小さく、最大限の回収性能が求められる。図 5-36 に、必要な回収量を得るための水回収装置の散布水量の計算結果を示す。同図によると、圧力比 20 のケースでは、ガスタービンの吸気流量の約 5 倍の質量流量の水を散布すればよいが、圧力比 8 のケースでは 吸気流量の約 9 倍の質量流量の水を散布することが必要となる。この時の流下水の温度と、排ガス出口温度を図 5-37 に示す。圧力比 8 のケースでは、排ガス出口温度が約 35 °C であり、34 °C で散布した散布水との温度差が 1 °C 以下となるまで気液接触が必要であることが判る。また、流下水温が約 45 °C であり、外部との温度差は比較的小さいため、散布水を冷却するための熱交換器が比較的大きくなると考えられる。一方、圧力比 20 のケースでは、排ガス出口温度は 40 °C 以上であり、散布水との温度差は 6 °C 以上ある。また、圧力比 20 のケースの流下水温は 60 °C 近い高温であり、外部環境との温度差が大きいため、外部への放熱も容易であることが判る。本検討の結果、圧力比が高い AHAT システムの条件ほど、加湿に用いた水を容易に全量回収できることが判った。

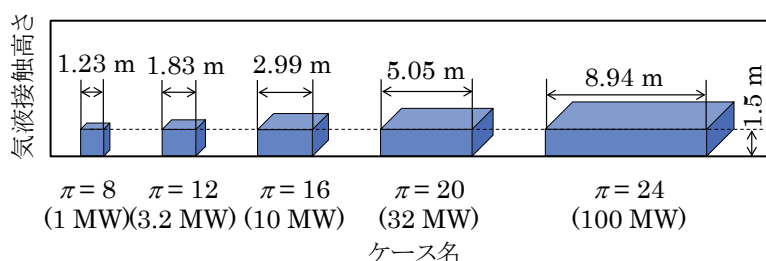


図 5-34 水回収装置の断面積と気液接触高さの計算結果

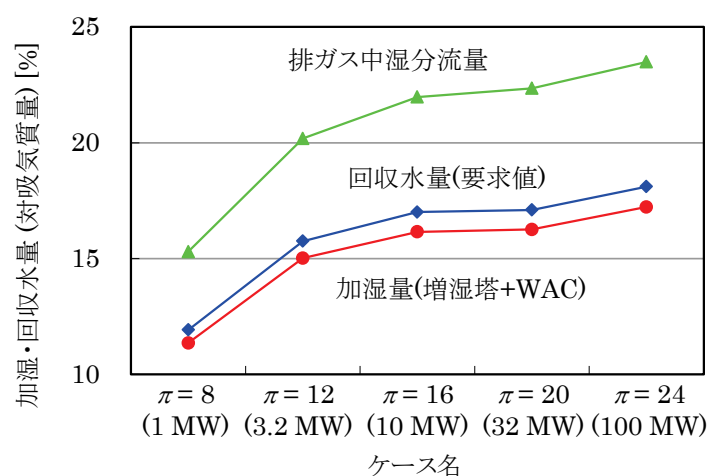


図 5-35 水回収装置入口での排ガス中湿分流量と回収水量の要求値

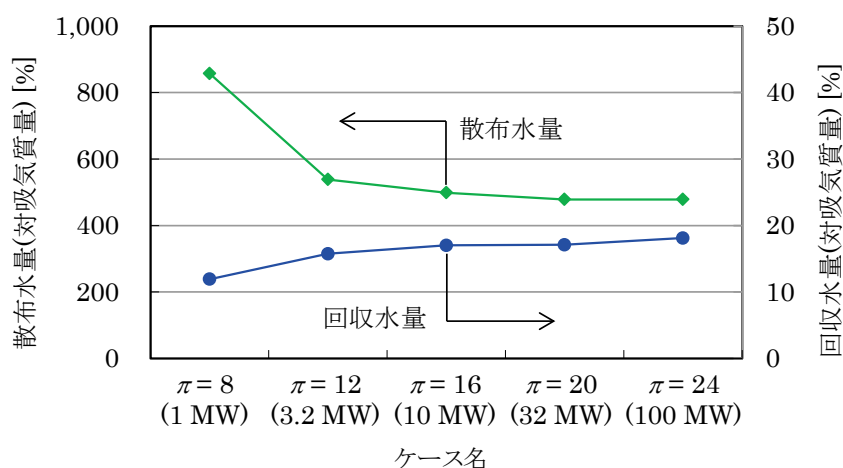


図 5-36 水回収装置の散布水量と回収量の計算結果

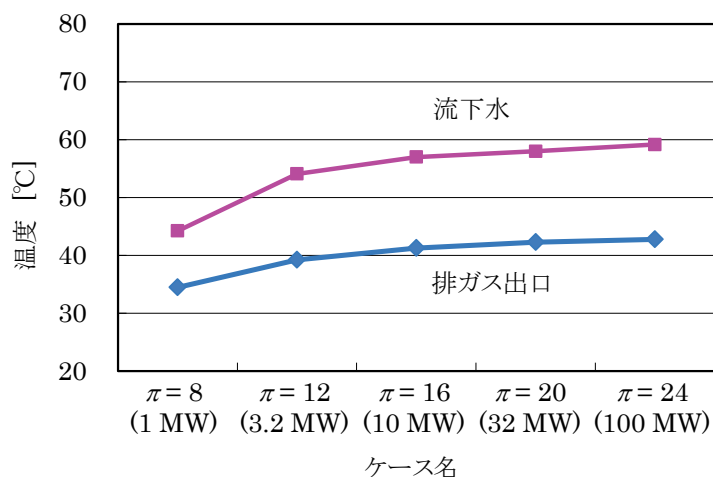


図 5-37 水回収装置の流下水温度、排ガス出口温度結果

5.7 まとめ

本章では、前章で検討したAHATシステム検証機を製作、運転することにより、AHATシステムの固有機器である第2章の増湿塔、第3章の水回収装置の動作を実証した。出口流体の温度条件、加湿量、水回収量の計算結果と実測値の比較により、これらの機器の運用条件の検討結果の妥当性と、熱物質移動モデルの妥当性を検討した。

増湿塔の運用条件に関しては、第4章で計画した散布水流量を基に調整することにより、第2章で検討した散布水温度となるよう運転することができた。増湿塔への空気供給温度は、圧縮機吐出空気温度が計画値より高温となった影響により、第4章で計画した温度よりも約20℃高温となったが、高温空気と散布水の接触による突沸防止の観点から問題の無い条件で運転することができた。増湿塔の熱的性能に関しては、フル加湿運転モードでは、増湿塔出口の空気温度と流下水温度はそれぞれ2℃以内の偏差で、加湿量に関しては3%以内の偏差で計算値と実測値が概ね一致した。また、増湿塔への散布水量や加湿量が定格運転時の半分以下の部分加湿モードでも流体出口温度は5～6℃以内、加湿量は20%以内で一致したので、第2章で検討した増湿塔評価モデルを用いることにより、AHATシステムの

充填物の設計と部分負荷での運用条件検討が可能であると考え。水回収装置の運用条件に関しては、排ガスの流量と温度が第4章で検討した値よりも大きくなったため、スプレー水量を約 62 kg/s まで増加させて運転した。微細な液滴の逆流割合を許容値以下に抑制する排ガス流速と気液接触距離、スプレー液滴径の組み合わせを検討して運転した結果、排ガス側の圧力損失の実測値は計画値の範囲内であり、逆流するミスト量がミストエリミネータの許容値以下に抑制できていると考える。水回収装置の熱的性能に関しては、システム検証機による実測結果と比較して出口排ガス温度、出口水温度をそれぞれ 2 °C、1 °C 以内の精度で予測できた。しかし、回収水量は約 10 % 過大評価しており、スプレー液滴の中に一部含まれる微細な液滴が、排ガス流れにより逆流して系外に散逸し、水回収量が減少するなどの原因が考えられる。このような事象は捕集効率が高いミストエリミネータの設置などにより、改善が可能と考えられ、この因子による影響も予め考慮しておけば、本研究のモデルにより、同様の方式の水回収装置の基本設計と、部分負荷での挙動計算を詳細に実施することが可能と考えられる。

高温分空気利用ガスタービンシステムの部分負荷状態のヒートマスバランスの予測精度に関しては、従来は検証された例はなかったが、本研究で検証した結果、発電効率の計算結果と測定値の差は4ケース平均で 0.35 % (相対値)、空気、排ガス、水系温度(16箇所)の差は平均 4.9 °C であった。効率の評価誤差はポイント数では 0.14 pt% 以下であり、十分に精度が高いと考えられる。また、温度の評価誤差に関しては、特に空気や排ガスの温度は空間的な温度分布を持っており測定が難しいことから、約 5 °C の評価誤差は十分な数値と考える。この程度の予測精度であれば、部分負荷性能の予測には充分であり、本研究の手法を用いることにより、新規なプラントの仕様決定や運転計画の立案が十分に可能である。また、本システム検証機の運転により、吸気噴霧冷却、圧縮機、空気冷却器、増湿塔、燃焼器、タービン、再生熱交換器、エコマイザ、水回収装置、排ガス再加熱器など、AHAT システムを構成する全ての機器が計算と合致して動作していることが確認でき、発電効率も計算と合致しているため、AHAT システムの原理的な成立性を確認した。

大気温度特性の予測に関しては、発電端効率は 1.2 % (相対値) の過大評価、発電端出力は 0.5 % の過小評価であり、標準偏差はそれぞれ 2 % 程度であった。このように、大気温度特性についても、高精度で予測が可能であることが判った。

最後に、商用機のプラント機器の仕様の把握を目的として、圧力比が 8 から 24、発電端出力が 1 MW から 100 MW の 5 つのケースを仮定して、増湿塔及び水回収装置の仕様を検討した。増湿塔に関しては、充填物の体積と、排熱回収する熱交換器(エコマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)の体積の合計が最小となる組み合わせを検討し、これら合計体積が最小となるのは、圧力比 8 から 24 について、充填物高さが 1 m、2 m、3 m、4 m、6 m となる時であった。増湿塔の塔径に関しては、圧力比の上昇とともに、圧縮空気の体積流量が相対的に小さくなるため、高圧力比ケースほど発電出力あたりの断面積は小さくなる。

水回収装置に関しては、排ガス流速と気液接触距離は、第3章の検討結果を使用し、必要な回収量を得るための散布水量をサーベイした。その結果、圧力比 20 のケースでは、ガスタービンの吸気流量の約 5 倍の質量流量の水を散布すればよいが、圧力比 8 のケースでは 吸気流量の約 9 倍の質量流量の水を散布することが必要となった。圧力比 20 のケースでは、排ガス出口温度と散布水との温度差は 6 °C 以上あり、流下水温は 60 °C 近い高温となるため、外部への放熱も容易である。本検討の結果、圧力比が高い AHAT システムの条件ほど、加湿に用いた水を容易に全量回収できることが判った。

6. 結論

火力発電システムには、高効率化だけでなく、負荷変動への追従性が強く求められている。本研究では、高効率で負荷変動への追従性が良い「高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)システム」の原理的な成立性の確認を目的として、数値シミュレーションおよび検証実験を行い、以下の結果を得た。

第1章では、火力発電システムの中でも特に効率がよく、負荷変動への追従性が良いとされているガスタービン発電システムの概要と、本研究で対象とする「高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)システム」の検証機の設計・製作のための課題を検討し、研究の目的を設定した。

第2章では、ガスタービンシステムの加湿装置の方式として増湿塔を検討し、増湿塔の充填物内部の熱物質移動現象に関し、従来の提案モデルに検討を加え、全体システム計算に必要な精度と計算速度を考慮して簡略化したモデルを構築した。過去に実施された増湿塔の要素試験データと本モデルによる計算結果を比較し、散布水量や散布水温、空気流量、圧力など入口境界条件の変化に対して、出口温度条件や加湿量、交換熱量を5～20%程度の精度で予測でき、プラントの部分負荷運転時も含めた増湿塔の応答を予測するに十分な精度を有していることを確認した。本研究のモデルにより、ガスタービンの圧力比や排熱が変化する部分負荷運転でのシステム全体の状態や、増湿塔の運用方法が検討可能となった。そこで、本研究のモデルを用いて、従来の増湿塔の研究では十分に検討されていなかった、増湿塔に供給する空気や熱水の運用条件を検討した。電気出力3 MW級のシステム検証機を対象として、増湿塔循環水のポンプ動力、増湿塔に関連する熱交換器類の体積、増湿塔への散布水の突沸有無などを考慮し、散布水温度は沸点から下方にマージンを取った160℃、空気供給温度は増湿塔出口空気温度と同等な105℃、充填物高さは熱交換器類の体積を最小とする観点から1 mを選定することができた。

第3章では、ガスタービンシステムの水回収装置として、経済性、排ガス側の圧力損失の面で有利な従来にないスプレイ式水回収装置を検討した。対向流スプレイ式は温度効率が高いものの液滴の逆流と気液接触距離の確保が課題であり、スプレイ液滴の落下運動と、液滴と排ガスの熱物質移動現象をモデル化し、3 MW級システム検証機の水回収装置の仕様を検討した。その結果、排ガス流速は2.5 m/s、ザウタ平均スプレイ液滴径は650 μm 、気液接触距離は1.5 m、スプレイ水流量は45 kg/s以上とすることで、液滴の逆流を許容値以下に抑えつつ、増湿塔の加湿量に対して109.6%を回収可能となる見通しを得た。一方、水回収装置出口排ガスの温度は39.7℃、相対湿度99.3%、絶対湿度は0.047 kg/kgであり、ほぼ飽和であるため、白煙発生を防止するためには、排ガス再加熱器による加熱が必要であることが明らかになった。

第4章では、高湿分空気利用ガスタービンシステム全体に関して、従来は不可能であった各機器のオフデザインでの動作特性を連成させた熱物質収支計算を可能とする目的で、ガスタービン本体や熱交換器など、第2章で述べた増湿塔、第3章で述べた水回収装置以外の機器に関してもモデル化した。市販の動特性シミュレータを用いて逐次法によりシステム全体の熱物質収支計算を可能とすることになり、一時遅れ要素を利用して計算の発散を防ぎつつ、現実的な時間で計算可能となる工夫をした。その結果、各機器の動作特性を連成させた熱物質収支を現実的な時間(デュアルコアCPU、クロック周波数3 GHzのパソコンで30分以内)で計算可能となった。

このように、増湿塔や水回収装置の複雑な応答特性を連成させてシステム全体の熱物質収支を計算可能としたことで、従来の手法では不可能であったプラント起動時の各状態での空気冷却器、エコノマイザの循環水流量と、排ガス再加熱器への再循環水流量、吸気噴霧冷却水の流量の運転計画立案が可

能となった。具体的には、(a)運転状況に応じた増湿塔からの排水温度の予測による、空気冷却器やエコノマイザなどの熱交換器内部や増湿塔での沸騰(スチーミング)や結露発生を回避した増湿塔循環水の流量計画、(b)部分負荷運転での増湿塔での加湿量の予測による、燃焼器の燃焼安定性を考慮した燃料切替計画、(c)水回収装置出口の排ガス温度や湿度の予測による、白煙発生の予測と排ガス再加熱器の運用計画、等が可能となった。本手法により、次章で述べる大気温度の変化によるシステム全体の応答も同様に計算可能であり、季節による発電端出力、発電端効率、水回収装置による回収水量が予測できるようになり、年間の発電設備の運用計画、燃料や水などの運転に必要なユーティリティの調達計画に適用できる。

第5章では、前章で検討したAHATシステム検証機を製作、運転することにより、AHATシステムの固有機器である第2章の増湿塔、第3章の水回収装置の動作を実証した。出口流体の温度条件や加湿量、水回収量の計算結果と実測値の比較により、これらの機器の運用条件の検討結果の妥当性と、熱物質移動モデルの妥当性を検討した。増湿塔の運用条件に関しては、第4章で計画した散布水流量を基に調整することにより、第2章で検討した散布水温度となるよう運転することができた。増湿塔への空気供給温度は、圧縮機吐出空気温度が計画値より高温となった影響により、第4章で計画した温度よりも約20℃高温となったが、高温空気と散布水の接触による突沸防止の観点から問題の無い条件で運転することができた。増湿塔の熱的性能に関しては、フル加湿運転モードでは、増湿塔出口の空気温度、流下水温度はそれぞれ2℃以内の偏差で、加湿量に関しては3%以内の偏差で、計算値と実測値が概ね一致した。また、増湿塔への散布水量や加湿量が定格運転時の半分以下の部分加湿モードでも流体出口温度は5～6℃以内、加湿量は20%以内で一致した。このことから、第2章で検討した増湿塔評価モデルを用いることにより、AHATシステムの充填物の設計と部分負荷での挙動計算が、実用的な精度で可能であると考えられる。水回収装置の運用条件に関しては、排ガスの流量と温度が第4章で検討した値よりも大きくなったため、スプレー水量を増加させて運転したが、微細な液滴の逆流(キャリーオーバー)割合を許容値以下に抑制する排ガス流速と気液接触距離等の組み合わせにより、逆流するミスト量が許容値以下に抑制できていることを確認した。本研究で検討した水回収装置の性能予測モデルは、システム検証機による実測結果と比較して出口排ガス温度、出口水温度をそれぞれ2℃、1℃以内の精度で予測できた。しかし、回収水量は約10%過大評価しており、スプレー液滴の中に一部含まれる微細な液滴が排ガス流れにより逆流して系外に散逸し、水回収量が減少するなどの原因が考えられる。このような事象は捕集効率が高いミストエリミネータの設置などにより改善が可能と考えられ、この因子による影響も予め考慮しておけば、本研究のモデルにより、同様の方式の水回収装置の基本設計と部分負荷での挙動計算を詳細に実施することが可能と考えられる。

高温分空気利用ガスタービンシステムの部分負荷状態のヒートマスバランスの予測精度に関しては、従来は検証された例は無かったが、本研究で検証した結果、発電効率の計算結果と測定値の差は4ケース平均で0.35%(相対値)、空気、排ガス、水系温度(16箇所)の差は平均4.9℃であった。効率の評価誤差はポイント数では0.14 pt%以下であり、十分に精度が高いと考えられ、また、温度の評価誤差に関しては、特に空気や排ガスの温度は空間的な温度分布を持っており測定が難しいことから、約5℃の評価誤差は十分な数値と考える。この程度の予測精度であれば、部分負荷性能の予測には充分であり、本研究の手法を用いることにより、新規なプラントの仕様決定、運転計画の立案が、実用的な精度で可能である。また、本システム検証機の運転により、吸気噴霧冷却、圧縮機、空気冷却器、増湿塔、燃焼器、タービン、再生熱交換器、エコノマイザ、水回収装置、排ガス再加熱器など、AHATシステムを構成する

全ての機器が計算と合致して動作していることが確認でき、発電効率も計算と合致しているため、AHAT システムの原理的な成立性を確認した。

大気温度特性の予測に関しては、発電端効率は 1.2 % (相対値) の過大評価、発電端出力は 0.5 % の過小評価であり、標準偏差はそれぞれ 2 % 程度であった。このように、大気温度特性についても、高精度で予測が可能であることが判った。

最後に、本研究で構築した増湿塔、水回収装置の評価手法、システム全体ヒートバランスの評価手法を用いて、商用機のプラント機器の仕様の把握を目的として、圧力比が 8 から 24、発電端出力が 1 MW から 100 MW の 5 つのケースを仮定して、増湿塔及び水回収装置の仕様を検討した。その結果、増湿塔に関しては、充填物の体積と、排熱回収する熱交換器(エコノマイザ、空気冷却器、再生熱交換器)の体積の合計が最小となる組み合わせが明らかとなった。水回収装置に関しては、必要な回収量を得るための散布水量をサーベイし、圧力比が高い AHAT システムの条件ほど、加湿に用いた水を容易に全量回収できることが判った。

AHAT システムは、本研究により原理的な成立性を確認された後、実際の製品規模である中容量ガスタービンとの組み合わせの試験を実施するため、40 MW 級総合試験装置が建設され、試運転が開始された [16] [77]。今後、AHAT システムの実用化により、社会の要請である高効率化と負荷変動への追従性に優れた発電設備を提供できると期待される。

参考文献

- [1] 外務省, “気候変動に関する国際連合枠組条約の京都議定書,” http://www.mofa.go.jp/mofaj/gaiko/treaty/treaty_020413.html (アクセス日:2012年8月25日).
- [2] 参議院, “議案情報:地球温暖化対策基本法案,” <http://www.sangiin.go.jp/japanese/joho1/kousei/gian/174/meisai/m17403174052.htm> (アクセス日:2012年8月25日).
- [3] 閣議決定, “科学技術基本計画,” <http://www8.cao.go.jp/cstp/kihonkeikaku/4honbun.pdf> (アクセス日:2012年8月25日).
- [4] Gas Turbine World, Gas Turbine World Handbook, Fairfield, CT, USA: Pequot Publishing, Inc., 2010.
- [5] 吉田 豊明, “ガスタービンにおける伝熱・冷却」特集号によせて,” *日本ガスタービン学会誌*, vol. 35, no. 3, pp. 132-133, 2007.
- [6] D. Y. Cheng , A. L. C. Nelson, “THE CHRONOLOGICAL DEVELOPMENT OF THE CHENG CYCLE STEAM INJECTED GAS TURBINE DURING THE PAST 25 YEARS,” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, pp. GT-2002-30119, 2002.
- [7] 山口 亨, 宇治 茂一, “IHI IM400-FLECS,” *日本ガスタービン学会誌*, vol. 23, no. 91, p. 102, 1995.
- [8] V. V. Lupandin, V. I. Romanov, V. A. Krivutsa , V. V. Lupandin, “ DESIGN, DEVELOPMENT AND TESTING OF A GAS TURBINE STEAM INJECTION AND WATER RECOVERY SYSTEM,” *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001*, pp. 2001-GT-0111, 2001.
- [9] Y. Mori, H. Nakamura, T. Takahashi and K. Yamamoto, "A Highly Efficient Regenerative Gas Turbine System by New Method of Heat Recovery with Water Injection," *Proceedings of the 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan*, Vols. 83-Tokyo-IGTC-38, pp. 297-303, 1983.
- [10] A. D. Rao, V. J. Francuz, J. C. Shen and E. W. West, "A Comparison of Humid Air Turbine(HAT) Cycle and Combined Cycle Power Plant," *EPRI IE-7300, Research Project 2999-7 Final Report*, 1991.
- [11] J. De Ruyck, S. Bram and G. Allard, "REVAP Cycle: A New Evaporative Cycle without Saturation Tower," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 119, no. 4, pp. 893-897, 1997.
- [12] J. van Liere, "The TOPHAT cycle," in *IERE workshop*, Kobe, Japan, 1998.
- [13] T. Takahashi, E. Koda and T. Mimaki, "A Sytematic Analysis of the Effect of Air Humidification to Gas Turbine Systems," *JSME International Journal, Series B*, vol. 45, no. 3, pp. 530-535, 2002.

- [14] 幡宮 重雄, 井上 洋, 山岸 雅彦, 塚本 守昭, "高湿分空気利用ガスタービン発電システム," 第7回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp. 13-16, 2000.
- [15] 幡宮 重雄, "高湿分空気利用ガスタービン," 日本ガスタービン学会誌, vol. 34, no. 2, pp. 100-105, 2006.
- [16] 後藤 仁一郎, 江田 隆志, 高橋 徹, "高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の開発," 日本ガスタービン学会誌, vol. 40, no. 3, pp. 94-100, 2012.
- [17] H. Araki, S. Higuchi, S. Marushima and S. Hatamiya, "Design Study of a Humidification Tower for the Advanced Humid Air Turbine System," *ASME 2005-GT-68671*, 2005.
- [18] H. Araki, Y. Katagiri, S. Marushima, S. Hatamiya, S. Higuchi and M. Tsukamoto, "Experimental Results of Humidification and Water Recovery of the Advanced Humid Air Turbine Pilot Plant," *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo*, pp. TS-012, 2007.
- [19] Motoaki Utamura, "Empirical Correlations for Predicting Key Performance Parameters Due to Inlet Fogging," *ASME GT2005-68964*, 2005.
- [20] 宇多村 元昭, "ガスタービン吸気水噴霧冷却技術," 日本ガスタービン学会誌, vol. 37, no. 4, pp. 203-209, 2009.
- [21] C. Myoren, Y. Takahashi, M. Yagi, "Evaluation of Axial Compressor Characteristics Under Overspray Condition," *ASME GT2013-95402*, 2013.
- [22] R. K. Bhargava, C. B. Meher-Homji, M. A. Chaker, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto, S. Ingistov, "Gas Turbine Fogging Technology - A State-of-the-Art Review: Part I - Inlet Evaporative Fogging, Analytical and Experimental Aspects," *ASME GT2005-68336*, 2005.
- [23] Cyrus B. Meher-Homji, Mustapha Chaker, Andrew F. Bromley, "The Fouling of Axial Flow Compressors: Causes, Effects, Susceptibility and Sensitivity," *ASME GT2009-59239*, 2009.
- [24] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee III, "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A - Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations," *ASME GT2002-30562*, 2002.
- [25] T. Lindquist, "Theoretical and Experimental Evaluation of the EvGT-Process," Licentiate Thesis, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden, ISBN 91-7874-031-2, ISSN 0282-1990, ISRN LUTMDN/TMVK-99/7037-SE, 1999.
- [26] T. Lindquist, P. M. Rosén and T. Torisson, "Evaporative Gas Turbine Cycle - A Description of a Pilot Plant and Operating Experience," *ASME AES*, vol. 40, pp. 511-520, 2000.
- [27] T. Lindquist, M. Thern and T. Torisson, "Experimental and Theoretical Results of a Humidification Tower in an Evaporative Gas Turbine Cycle Pilot Plant," *ASME*

GT-2002-30127, 2002.

- [28] T. Lindquist, "Evaluation, Experience and Potential of Gas Turbine Based Cycles with Humidification," Doctoral Thesis, Lund University, Sweden, ISBN 91-628-5330-9, ISSN 0282-1990, ISRN LUTMDN/TMHP-02/1005-SE, 2002.
- [29] Z. Xu, Y. Xiao and Y. Wang, "EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDIES ON AIR HUMIDIFICATION BY A WATER SPRAY FOR HUMID AIR TURBINE CYCLE," *ASME GT2006-91045*, 2006.
- [30] 財団法人 エネルギー総合工学研究所, マイクロガスタービン, 東京: 財団法人 エネルギー総合工学研究所, 2001.
- [31] 安孫子 哲男, 辻井 潤一, 江田 隆志, "高湿分空気利用ガスタービン用再生器の開発," *日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集*, no. 3, pp. 11-12, 2007.
- [32] T. Koganezawa, K. Miura, T. Saitou, K. Abe, H. Inoue, "Full Scale Testing of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine," *ASME GT2007-27737*, 2007.
- [33] N. D. Ågren, M. O. Westermarck, M. A. Bartlett and T. Lindquist, "FIRST EXPERIMENTS ON AN EVAPORATIVE GAS TURBINE PILOT POWER PLANT: WATER CIRCUIT CHEMISTRY AND HUMIDIFICATION EVALUATION," *ASME 2000-GT-0168*, 2000.
- [34] 沼田 祥平, 横田 修, 幡宮 重雄, "高湿分排ガス用水回収装置におけるスプレー液滴への凝縮特性の研究," *第 39 回日本伝熱シンポジウム講演論文集*, vol. 3, pp. 661-662, 2002.
- [35] (社) 化学工学協会, "最近の化学工学," p. 102, 1962.
- [36] (社) 化学工学会, "化学工学便覧 改訂第六版," p. 753, 2001.
- [37] 藤田 稔彦, 手塚 俊一, "強制通風冷却塔の熱的性能とその求め方," *日本機械学会論文集(B 編)*, vol. 49, no. 443, pp. 1521-1529, 1983.
- [38] 西村 浩一, 中村 泰人, "冷却塔の水分蒸発量と放熱特性," *日本建築学会計画系論文集*, no. 484, pp. 53-62, 1996.
- [39] P. M. Rosén, "Evaporative Gas Turbine Cycles - A Thermodynamic Evaluation of Their Potential," Licentiate Thesis, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden, ISRN LUTMDN/TMVK-7010-SE, 1993.
- [40] J. M. O. S. Parente, A. Traverso and A. F. Massardo, "Micro Humid Air Cycle for Distributed Power Generation," *Powergen Europe*, no. 236, 2002.
- [41] J. M. O. S. Parente, A. Traverso and A. F. Massardo, "Micro Humid Air Cycle Part A: Thermodynamic and Technical Aspects," *ASME GT-2003-38326*, 2003.
- [42] J. M. O. S. Parente, A. Traverso and A. F. Massardo, "Saturator Analysis for an Evaporative Gas Turbine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 1275-1293, 2003.
- [43] A. Aramayo-Prudencio and J. B. Young, "The Analysis and Design of Saturators for

- Power Generation Cycles: Part 1- Thermodynamics," *ASME GT-2003-38945*, 2003.
- [44] A. Aramayo-Prudencio and J. B. Young, "The Analysis and Design of Saturators for Power Generation Cycles: Part 2- Heat and Mass Transfer," *ASME GT-2003-38946*, 2003.
- [45] R. Cevasco, J. Parente, A. Traverso and A. F. Massardo, "Off-Design and Transient Analysis of Saturators for Humid Air Turbine Cycles," *ASME GT2004-53315*, 2004.
- [46] B. Wang, S. Zhang and Y. Xiao, "STEADY-STATE OFF-DESIGN PERFORMANCE OF HUMID AIR TURBINE CYCLE," *ASME GT2007-27350*, 2007.
- [47] F. Dalili and M. Westermarck, "Experimental Results on Humidification of Compressed Air in a Tubular Humidifier for Evaporative Cycles," *ASME GT-2003-38034*, 2003.
- [48] F. Dalili, "Humidification in Evaporative Power Cycles," Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, ISSN 1104-3466, ISRN KTH/KET/R-171-SE, 2003.
- [49] Y. Liu and M. Su, "DYNAMIC MODELING AND SIMULATION OF SATURATORS FOR HUMID AIR TURBINE CYCLE," *ASME GT2004-53415*, 2004.
- [50] G. Ackermann, "Applied the film theory to heat transfer in the presence of rapid mass transfer," *VDI-Forschungsheft*, no. 382, pp. 1-16, 1937.
- [51] 片桐 幸徳, 荒木 秀文, 山岸 雅彦, 幡宮 重雄, "高湿分空気利用ガスタービン及びプラント加湿装置過渡応答特性の評価," 第10回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp. 99-102, 2005.
- [52] 日鉄化工機株式会社, ラシヒ社の充填物&インターナルス, 2001.
- [53] H. Sawistowski, "Flooding velocities in packed columns operating at reduced pressures," *Chemical Engineering Science*, vol. 6, no. 3, pp. 138-140, 1957.
- [54] 独国ラシヒ社, WINSORP ver.4.02, 2001.
- [55] 日鉄化工機株式会社, TOWER PACKING デジタルデータ集 ver.2, 2003.
- [56] 船橋 一之, 高橋 恭郎, 曾田 正浩, 樋口 英雄, "LNG だきボイラ排ガスからの水分回収の研究," 三菱重工技報, vol. 12, no. 2, pp. 228-235, 1975.
- [57] M. De Paepe and E. Dick, "Analysis of Efficiency and Water Recovery in Steam Injected Gas turbines," *ASME 97-GT-435*, 1997.
- [58] 高橋 徹, 幡宮 重雄, 江田 隆志, "アドバンスト高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の研究開発ー3MW 級検証機の開発とシステム成立性の検証ー," (財)電力中央研究所 研究報告:M07023, 2008.
- [59] Q. Zheng, G. Wang, Y. Sun and S. Liu, "Experiments on Water and Heat Recovery of Steam Injection Gas Turbine (STIG) Power Plant," *ASME 97-GT-434*, 1997.
- [60] H. Araki, S. Higuchi, T. Koganezawa, S. Marushima, S. Hatamiya, M. Tsukamoto, "TEST RESULTS FROM THE ADVANCED HUMID AIR TURBINE SYSTEM PILOT PLANT - PART 2: HUMIDIFICATION, WATER RECOVERY AND WATER QUALITY,"

ASME GT2008-51089, 2008.

- [61] W. E. Ranz and W. R. Marshall, "Evaporation from Drops Part I & II," *Chemical Engineering Progress*, vol. 48, pp. 141-146, 173-180, 1952.
- [62] 幸田 栄一, 高橋 徹, 三巻 利夫, "発電システム熱効率解析汎用プログラムの開発," (財)電力中央研究所 研究報告 W99034, 2000.
- [63] T. Takahashi, E. Koda and T. Mimaki, "A Systematic Analysis of the Effect of Air Humidification to Gas Turbine Systems," *JSME International Journal Series B*, vol. 45, no. 3, pp. 530-535, 2002.
- [64] E. N. Fuller, P. D. Schettler and J. C. Giddings, "A New Method for Prediction of Binary Gas-phase Diffusion Coefficients," *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 58, no. 5, pp. 19-27, 1966.
- [65] M. Lorenz, "Modeling and Off Design Simulation of the Evaporative Gas Turbine," Studienarbeit, Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technology, Lund University, Sweden, 2004.
- [66] B. Wang, S. Zhang and Y. Xiao, "STEADY-STATE OFF-DESIGN PERFORMANCE OF HUMID AIR TURBINE CYCLE," *ASME GT2007-27350*, 2007.
- [67] S. Higuchi, T. Koganezawa, Y. Horiuchi, H. Araki, T. Shibata and S. Marushima, "Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part 1: Overall Performance," *ASME GT2008-51072*, 2008.
- [68] H. Araki, T. Koganezawa, C. Myouren, S. Higuchi, T. Takahashi and T. Eta, "Experimental and Analytical Study on the Operation Characteristics of the AHAT System," *ASME GT2011-45168*, 2011.
- [69] SimTech GmbH, "IPSEpro: The Open Environment for Advance Modelling Requirements," <http://www.simtechnology.com/IPSEpro/english/IPSEpro.php> (アクセス日:2009年8月28日).
- [70] The MathWorks, Inc., "MATLAB - The Language Of Technical Computing," <http://www.mathworks.com/products/matlab/> (アクセス日:2009年8月28日).
- [71] The AEGIS Technologies Group, Inc., "acslX Software for Modeling and Simulation," <http://www.acslsim.com/products/> (アクセス日:2009年8月28日).
- [72] S. C. Kacker and U. Okapuu, "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," *ASME Paper 81-GT-58*, 1981.
- [73] K. Jordal, "Gas Turbine Cooling Modeling – Thermodynamic Analysis and Cycle Simulations," Licentiate Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technology, Sweden, LUTMDN/TMVK-7034-SE, 2000.
- [74] M. Utamura, T. Kuwahara, H. Murata and N. Horii, "Effects of Intensive Evaporative Cooling on Performance Characteristics of Land-based Gas Turbine," *Proceedings of the*

- ASME International Joint Power Generation Conference*, vol. 34, no. 2, pp. 321-328, 1999.
- [75] 米山 等, "ダイナミックシミュレーションはおもしろい (第2回)ダイナミックシミュレーション タンク・熱交換器編," *オートメーション*, vol. 48, no. 5, pp. 90-93, 2003.
- [76] S. Higuchi, S. Hatamiya, N. Seiki and S. Marushima, "A Study of Performance on Advanced Humid Air Turbine Systems," *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, pp. TS-090, 2003.
- [77] 武田 拓也, 荒木 秀文, 八木 学, 田川 久人, 小金沢 知己, 明連 千尋, "高湿分空気利用ガスタービンシステムの総合試験状況," *第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集*, pp. 255-260, 2012.

謝辞

本論文は、2008 年から執筆を開始し、全体の構成などについて、東京大学の笠木伸英名誉教授にご指導いただきました。その後、東京大学生産技術研究所の鹿園直毅教授に引き継いでご指導頂き、ようやく論文の提出に至りました。長期間に渡りご指導頂き、心より感謝の意を表します。また、本論文の内容に関して貴重なご意見とご指導を頂いた、東京大学 渡辺紀徳教授、金子祥三教授、堤敦司教授、加藤千幸教授、長谷川洋介講師に深く感謝の意を表します。

本論文は、執筆者が(株)日立製作所において 2002 年から 2011 年にかけて、AHAT(高温分空気利用ガスタービン)に関して実施した研究について記載したものです。研究を進めるにあたり、数々のご指導を頂きました、(株)日立製作所 日立研究所 幡宮重雄主任研究員を始めとする上司、関連部署の方々、同僚の方々に厚く御礼を申し上げます。本論文の第 2 章で、増湿塔の充填物内部の熱物質移動現象のモデルの検証のために、要素試験のデータを提供頂いた(株)日立製作所 日立研究所 山岸雅彦研究員、第 4 章で市販の動特性シミュレータを用いてシステム熱物質収支を計算する手法に関しご指導頂いた元(株)日立製作所 電力・電機開発研究所 清木信宏研究員に心から感謝いたします。また、本論文で題材とした 3 MW 級システム検証機のガスタービン本体、増湿塔や水回収装置などの新規開発機器、再生熱交換器の設計、製作、運転には、大変多くの方が携わっており、全員のお名前を記載することができませんが、深く感謝の意を表します。

最後に、本論文の研究の大部分は、経済産業省 資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金の支援を受け、一般財団法人 電力中央研究所、住友精密工業株式会社と共同で実施した事業に関するものです。これらの機関の関係各位のご支援に対し深く感謝の意を表します。