

フォン・カルマン賞を受賞して

丸川 章^{*1}

MARUKAWA Sho

ミレニアムの2000年は、日本のジェット・エンジン技術開発の歴史に、特別な意味を与えるものとなった。英国マンチェスターの北東に位置する、静かな古都ハロゲートで開催されたICAS（国際航空科学会議）ミレニアム総会の最終日2000年8月31日の午後は、日本のジェット・エンジン開発プロジェクトの紹介に、大会議場は一瞬静まり返った。日本の国家プロジェクトであるHYPR（超音速輸送機用エンジン開発プロジェクト）が、ICASからこの日、フォン・カルマン賞を頂き、その記念講演が伊藤 ESPR プロジェクト・リーダー（IHI 専務取締役）から行なわれた時のことだ。

世界の航空学会の連合体であるICASは、航空技術分野の国際共同開発プロジェクトの中から特に優れた研究成果を上げたものに対して、カルマン渦列等の流体力学で著名なテオドル・フォン・カルマンを記念した「フォン・カルマン賞」を、1982年以降2年毎に1テーマずつ与えてきている。この国際賞は今日では、航空分野の「ノーベル賞」として権威あるものとされている。今回のHYPRの受賞は10テーマ目になるが、これまでの受賞テーマにはエアバス機、ボーイング767開発等、機体関連が7テーマと多く、エンジン関連ではCFM-56、V2500に次いで3番目の受賞となっている。また日本が主導するプロジェクトでは、初めての受賞となるものだ。

今回フォン・カルマン賞を受賞したHYPRプロジェクトは、1989年度から1998年度までの10年間の通産省工業技術院（NEDO）プロジェクトとして、IHI、KHI、MHIの我が国ジェット・エンジン主要企業が超音速輸送機用推進システム技術研究組合を結成し、更に国立研究機関であるNALや工業技術院傘下の研究所の他、世界の有力エンジン企業である米国のGE、UTC、仏国のSnecma、英国のRRとも一緒になって推進する、一大国際共同プロジェクトである。プロジェクトの目的は、現在のコンコルド機（マッハ数2）の次世代の超音速機用のエンジン技術（マッハ数5まで）を開発することとなっている。このため本プロジェクトでは、多くの挑戦的技術開発項目や目標を掲げており、特に低速からマッハ数5までの飛行を可能とするためのターボジェットエンジンとラムジェットエンジンを融合した世界で初めてのコンバインドサイクルエンジン（CCE）の技術開発、

このためのタービン入り口温度1700度での耐久試験やCCEの高空性能試験の実施等が、今回の高い評価と受賞に結びついたものと考えられる。

我が国航空機用エンジン業界は、「戦後7年の空白期間」のギャップを埋めるべく必死の努力を積み重ねてきており、J3、FJRそしてV2500エンジンへと、着実にその技術力を向上させてきた。1989年度からスタートしたHYPRプロジェクトは、こうした我が国エンジン業界の技術力向上を背景に、先端的エンジン技術開発を世界の有力なエンジン企業と「対等の立場」で行う、初めてのものでもあった。この間HYPRを通じて外国企業の日本に対する認識は大きく変わり、プロジェクトが終了する頃には、日本の技術開発力が国際的レベルにあるとの認識を持つようになった。いわば全く対等なパートナーとして、国際的にも認められるようになったと言ってもよからう。ハロゲートのICASミレニアム総会での「水を打ったような大会議場」の光景は、日本のジェットエンジン技術開発力が、国際的に肩を並べた瞬間でもあった。

21世紀初頭には「次世代のコンコルド機」の開発が見込まれているが、世界の主要先進国では、そのための技術開発が着々と進められている。日本でもHYPRの後継となるESPRプロジェクトが、1999年度から5か年計画でスタートしたところだ。ESPRプロジェクトでは、次世代超音速機に求められる環境適合性を実現するために、CO₂、NO_x及び騒音の低減を目標とした技術開発を進めている。開発体制などはHYPRプロジェクトと同様であるが、海外企業等との協力関係は、HYPRの時よりも一層深化したものとなっていて心強い。

フォン・カルマン賞の授賞式は、ICAS総会の最後に行われた。マレックICAS会長から壇上で、伊藤プロジェクト・リーダーに記念のメダルが贈られ、続いてHYPRプロジェクト参加者代表に一人ずつ賞状が手渡された。日本企業の代表者が、世界の有力エンジン企業の代表者と壇上に並んでいる光景は、21世紀のジェットエンジン技術開発競争で日本も遅ればせながら第一線に並ぶことが出来たような気がして、感慨深いものがあった。

最後に、今回のフォン・カルマン賞の受賞に当たり、関係された方々の暖かいご支援とご理解に感謝を申し上げます。またHYPRプロジェクトはフォン・カルマン賞に先だって、2000年4月に「日本ガスタービン学会賞」を頂戴した。紙面を借りて、御礼申し上げます。

原稿受付 2000年11月20日

*1 超音速輸送機用推進システム技術研究組合

〒112-0002 東京都文京区小石川 5-36-5

特集・ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）

特集号発刊にあたって

和泉 敦彦^{*1}

IZUMI Atsuhiko

キーワード：ガスタービン，運用性，保守管理，信頼性

Gas Turbine, Operability, Maintainability, Reliability

1972年にガスタービン学会誌（当時GTCJ）の初号誌が発刊されて以来、30年近くが経とうとしています。この間のガスタービンの普及は30年前の予想を越える発展でした。近年の事業用火力は国内のみならず、海外特に、米国の新規電力建設の大半はガスタービンを核とした大型のコンバインドサイクルプラントであり、また数100kWから数万kWまでの中小型ガスタービンを用いた自家発電所もその数を急速に伸ばしています。手元にある生産統計をみても、1970年代、世界の発電プラント機種構成でほとんどゼロであったガスタービンが今日では全体の30%まで拡大し、さらに年率5%の増加率が予想されています。特に規制緩和が進む欧米諸国では、コンバインドサイクル発電の比重は70%を超えています。またユーザー構成も規制緩和の影響を受け、従来の電力会社中心からIPP（独立発電業者）からの需要が増加し、2010年にはほぼ拮抗した状況になると考えられます。

一方、ガスタービン学会も当時500人規模の個人会員数でスタートし、主にガスタービン分野の技術者と研究者の集まりでしたが、現在は4倍の2000人会員に達し、ガスタービンユーザーや関連機器のメーカーの方々も加わる多彩な形に変貌しました。

そこで、21世紀の幕開けとなる平成13年度1月号では、ガスタービンを使用されるユーザーの方々の視点から、ガスタービンの運転・制御や保守・管理等に関する最新技術について広くガスタービン学会員の皆様に紹介して頂くよう“ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）”と題した特集号を発行する事としました。

現在日本国内で運用されるガスタービンも、単機出力が100kWクラスから200,000kWクラスまで幅広い出力レンジに渡り、かつ運用形態も非常用電源から自家発電ならびに事業用発電と分かれる上、その熱的サイクルもシンプルサイクル、コンバインドサイクルさらには、熱供給および電気出力の配分を可変とした熱電可変コージェネレーションサイクルに至るまで多種多様に活用されております。

そこで、今回の特集記事では、広くその運転技術や・保守管理などについて紹介して頂くために、大きく3つのカテゴリーに分割し、執筆をお願いしました。まず大型ガスタービンを複数台組み合わせた事業用発電プラントにおける運用状況について、1軸型コンバインドサイクルプラントと多軸型のケースを紹介し、その微妙な運用の相違を中心に、ミドル負荷運用として電力需要に即応する負荷調整をどのように配分し、かつ多数軸の保守管理と両立させているかをご覧下さい。特に、電力需給調整のためのDSS運転技術や複数軸の運転管理方法、さらには運転診断や燃焼診断技術など通常の汽力プラントとは異なる運転管理技術は、最新発電所の状況の一端をうかがわせます。

次に、中型ガスタービンを用いた産業用自家発電プラントでは、燃料種や熱回収方式を個々の工場付帯条件にうまく適合しながら、稼働率や効率・発生電力をいかに高めていくかに腐心された様子が10年間の経緯として紹介されています。中でも高温部品寿命管理と停止点検インターバルを延長するため、重要機器の改良のみならず、複数号機による負荷の振り分けの工夫など興味ある内容が紹介されています。

3番目として、小型ガスタービンを用いた発電設備におけるユニークな運転管理状況をご紹介いただきました。工場におけるコージェネレーション設備の位置付けを徹底して定義され、安定運用方法と標準運転管理が定められています。当然ガスタービンを導入するための経済性・低公害性も最大限に活かされており、そのための工夫はこれから分散電源や小型熱併給を計画されるユーザーの方々は無論のこと、メーカー側も機器設計要求仕様の設定に有益と考えます。

本特集号の作成にあたっては、ユーザーの方々からの情報提供ということで、執筆者選出に思いの外時間がかかり、多忙な執筆者の方に一層のご無理をお願いしました。編集に携わった委員の方々も含め、謝意を表して巻頭の言葉とします。

原稿受付 2000年11月20日

*1 ㈱東芝 京浜事業所 原動機部

〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町1-9

特集・ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）／事業用大型ガスタービン(1)

1 軸型コンバインドサイクル発電プラントの特徴と運転保守

石丸 豊彦^{*1}

ISHIMARU Toyohiko

キーワード：1軸型、機動性、熱効率、環境性、高温部品、寿命評価

はじめに

近年、当社においては、長期的な電力の安定供給・エネルギーセキュリティの確保・CO₂削減等環境保全の観点から、火力・水力・原子力を中心とした電源のベストミックスを推進している。火力発電部門においては、新規卸供給事業者の参入や競争により、従来からの発電コスト低減の要求がより一層高まると共に、季節間・昼夜間の需要変化を吸収する負荷調整能力や、熱効率向上による省エネルギーも強く要請されている。これらの要求を満たす手段として、高い熱効率と優れた環境性・迅速な負荷調整能力を持つコンバインドサイクル発電プラントの導入が進められている。

電気事業用に用いられているコンバインドサイクル発電プラントは、多くが排熱回収式であり、更にその機器構成から、ガスタービン・蒸気タービン・発電機を同一軸に結合し、この単位機（1軸）を複数組み合わせる一つの大容量発電設備（1系列）とする1軸型と、ガスタービン数台に対して蒸気タービン1台を設置する多軸型に大別することができる。図1に、1軸型と多軸型の構成

例を示す。また、表1に、当社におけるコンバインドサイクル発電プラントの導入状況を示す。表1に示す様に、当社におけるコンバインドサイクル発電プラントは運転中・建設中のものを含めて全て1軸型となっている。

ここでは、1軸型コンバインドサイクル発電プラントの一般的な特徴と、最新の千葉火力発電所1・2号系列を例にとり、当社が運用している1軸型コンバインドサイクル発電プラントの特徴について紹介する。

1. 1軸型コンバインドサイクル発電プラントの特徴

1軸型コンバインドサイクル発電プラントの概略構成は図1に示した通りである。1軸型コンバインドサイクル発電プラントは起動・停止操作が容易であり、需要の変動に即応することができる。また、定格負荷はもとより、中間負荷・低負荷時においても単位機の運転台数を調整することにより、常に定格出力並の高効率で運転することが可能である。1軸型コンバインドサイクル発電プラントでは、ガスタービン・蒸気タービン・排熱回収ボイラが軸単位で独立しているため、運転中の負荷変化

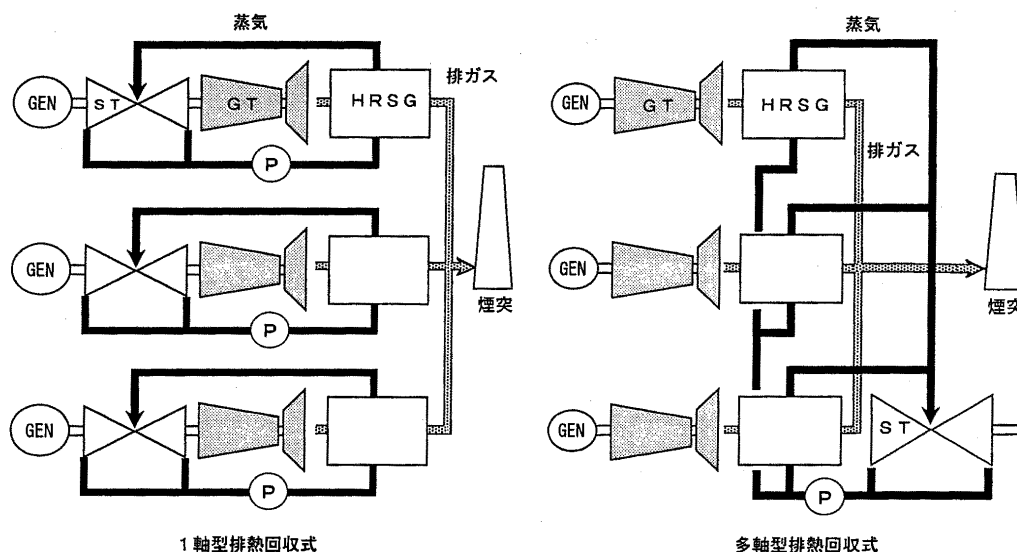


図1 1軸型と多軸型の構成例

原稿受付 2000年11月1日

*1 東京電力㈱ 火力部 火力エンジニアリングセンター
設計グループ

〒100-0011 東京都千代田区内幸町 1-1-3

表1 当社のコンバインドサイクル発電プラント導入状況

発電所	富津火力 1・2号系列	横浜火力 7・8号系列	千葉火力 1・2号系列	品川火力 1号系列	富津火力 3号系列	川崎火力 1号系列
プラント 型式	1軸型 排熱回収	1軸型 排熱回収	1軸型 排熱回収	1軸型 排熱回収	1軸型 排熱回収	1軸型 排熱回収
ガスタービン 入口ガス温度	1100℃級	1300℃級	1300℃級	1300℃級 改良機	1300℃級 改良機	1450℃級
出力	1000MW ×2系列	1400MW ×2系列	1440MW ×2系列	1140MW ×1系列	1520MW ×1系列	1500MW ×1系列
構成	1系列7軸 構成	1系列4軸 構成	1系列4軸 構成	1系列3軸 構成	1系列4軸 構成	1系列3軸 構成
運開年	1985～1988	1996～1998	1998～2000	2001～2003	2001～2005	2004～2009
目的	新設	新設	リプレイス	リプレイス	新設	リプレイス

や起動・停止時の蒸気条件の変化を考慮すると、多軸型よりも給電運用上の制約が少ない。更に、1軸停止による影響が他軸に波及しないため、系列としての信頼性が高い。また、軸毎の定期点検が可能であり、定期点検時の系列効率の低下が無く、柔軟な保守計画を組めるなど運用面においても優れた特徴を有している。

一方、多軸型コンバインドサイクル発電プラントでは、蒸気タービンが大型化することにより定格負荷時の熱効率が1軸型よりも優れている。また、ガスタービンと蒸気タービンが別置きとなることから、機器配置に自由度が有ることや、海外プラントに見られる様にガスタービンを先行的に運転開始することも可能である等の特徴を有している。

1軸型を採用するか、多軸型を採用するかは運用条件・設置条件等を考慮して決定される。運用条件から概して言えば、負荷変化の頻繁なミドル運用プラントには1軸型が適しており、一方、定格出力での運転が主体となるベース運用プラントには多軸型が適していると言える。

2. 当社における1軸型コンバインドサイクル発電プラント採用の背景

当社における電力需要は、季節や昼夜で大きく変化し、図2に示す様に、深夜の需要は昼間の40%程度にまで減少する。

当社ではこのような需要の変化に対して発電設備を効率的に運用するために、ベース供給力としては発電コストが安く燃料が安定して供給できる原子力発電を中心とし、ピーク供給力としては機動性に優れている揚水式水力発電を主に利用しており、火力発電は需要の変化を吸収す

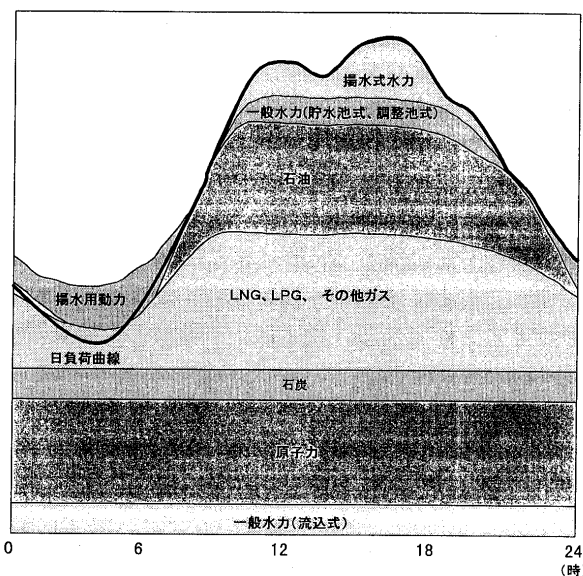


図2 当社における1日の発電電力

るミドル供給電源として位置づけられている。

この様な中、1軸型コンバインドサイクル発電プラントは、その優れた機動性や運用熱効率からミドル供給電源としての要求に合う発電方式であり、当社においてはコンバインドサイクル発電プラントの全てに1軸型を採用している。

3. 千葉火力発電所1・2号系列の発電設備概要

表2に、千葉火力発電所1・2号系列の主要諸元を示す。使用燃料はLNGであり、当社富津火力発電所LNG基地から袖ヶ浦・姉崎・五井火力発電所を経由した高圧ガス導管(導管長約50km、送ガス圧力約6MPa)を通じて供給されている。千葉火力1・2号系列の全景を図

表2 千葉火力1・2号系列の主要諸元

	1号系列	2号系列
発電プラント プラント形式 出力系列 軸 プラント熱効率(実績) 使用燃料	1軸型排熱回収方式 1440MW(5℃) 360MW×4軸 54%以上(LHV) LNG	1軸型排熱回収方式 1440MW(5℃) 360MW×4軸 54%以上(LHV) LNG
ガスタービン 型式 入口ガス温度 圧縮比 燃焼器 吸気フィルタ(フル/高効率)	三菱重工業製M701F型 1300℃級 16.2 乾式予混合燃焼器 トライハック25/デュセルXL-60N	GE社製MS9001FA型 1300℃級 15.6 乾式予混合燃焼器 30-30/RIGA-FL0-200GT
蒸気タービン 型式 高圧蒸気 中圧蒸気 低圧蒸気 最終段翼長	三圧再熱複流復水式 10.3MPa/532℃ 2.8MPa/533℃ 0.4MPa/250℃ 30インチ	三圧再熱複流復水式 10.1MPa/535℃ 2.3MPa/537℃ 0.3MPa/262℃ 26インチ
排熱回収ボイラ 型式 蒸発量	縦型三圧再熱自然循環式 367t/h×4軸	横型三圧再熱自然循環式 387t/h×4軸
脱硝装置 脱硝方式 脱硝効率 煙突出口NO _x (16%O ₂)	乾式アンモニア接触還元法 90% 5.0ppm(定格運転時)	乾式アンモニア接触還元法 90% 5.0ppm(定格運転時)

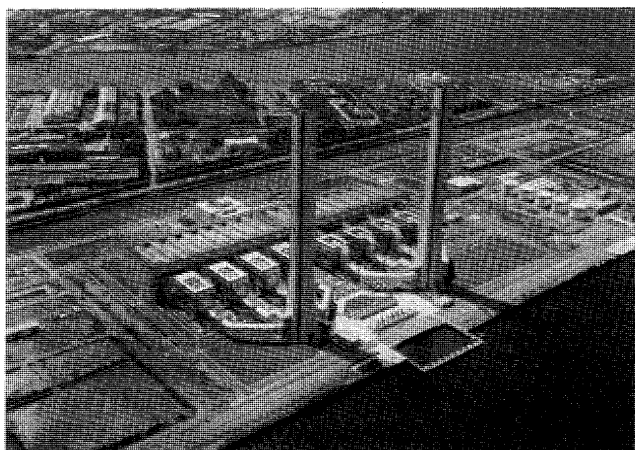
図3 千葉火力発電所1・2号系列全景
(奥:1号系列, 手前:2号系列)

表3 給電指令と複数軸の運用

給電指令	運転軸数	熱効率%
1440MW	4軸×360MW	約54
1200MW	4軸×300MW	約54~53
1080MW	3軸×360MW	約54
900MW	3軸×300MW	約54~53
720MW	2軸×360MW	約54

軸で一つのプラントとして扱われている。このため、給電指令は軸毎ではなく1系列分の負荷指令として受けることになる。この給電指令に対し、プラント側でGLC(Group Load Control:系列負荷制御)により各軸に均等な負荷に配分する。このGLCと1軸型コンバインドサイクル発電プラントの特徴を生かして、表3に示す様な組み合わせによる運転を行い、可能な限り高い熱効率で給電運用を行っている。

4.2 DSS運転

夜間のDSS運転による停止軸数は、需給状況に応じて決定されるが、所内用補助蒸気の確保のために1系列で最低1軸は連続運転を行っている。停止軸数は給電指令により指定されるが、停止軸の選択は運転員の判断となっている。通常は停止軸のローテーションを行うことで、軸毎の運転時間の平均化を図っている。

DSS運転では、夜間に約8時間停止をした後、早朝に起動を行うことが多い。同容量350MW汽力発電プラントのDSS運転ではボイラ点火から定格負荷到達までに約3時間程度を要するのに対し、千葉火力発電所1・2号系列においては8時間停止後のガスタービン起動からプラント定格負荷到達までに要する時間は約60分であり、早朝の急速な需給増加に追従することが可能である。

3に示す。

4. 千葉火力発電所1・2号系列の運転

4.1 給電運用

千葉火力発電所1・2号系列の運用は、1軸型コンバインドサイクル発電プラントの高い熱効率と機動性を活用して、昼間は1・2号系列8軸のうち定期点検中等の軸を除いた全軸を運転し、夜間は需給に応じてDSS(Daily Start and Stop:毎深夜起動停止)運転を行っている。平成12年9月末現在の運用実績は、1・2号系列8軸の合計で累積運転時間が65654時間、発電電力量は 20415×10^3 MWh、起動回数が1023回となっており、従来の汽力発電プラントと比較すると起動停止回数が格段に多くなっている。

給電運用上、千葉火力発電所1・2号系列は1系列4

4.3 プラントの通常運転

4.3.1 運転操作の自動化

1 軸の起動停止操作の概略手順を図 4 に示す。

千葉火力発電所 1・2 号系列では、DSS 等の煩雑な起動停止操作に少人数で対応するために、高い操作性を持つ自動化システムを構築している。自動化の範囲は、復水器水張りが完了した状態から目標負荷到達までの起動操作と、運転負荷から復水器真空破壊・循環水ポンプ停止までの停止操作としている。また、通常運転時は給電指令に基づく GLC も自動化している。これにより系列当たりの通常運転や起動停止操作を運転員 1 名で行うことが可能である。

4.3.2 プラントの起動

ガスタービンの起動方式にはサイリスタ起動装置を採用している。サイリスタ起動装置は、ターニング運転からガスタービンが自立可能となる回転数まで昇速を制御する。サイリスタ起動装置は 1 系列当たり 2 台を設置しており、複数軸の起動は最短 5 分間隔で行うことができる。

ガスタービンと蒸気タービンが同一軸に繋がれていることから、起動時には蒸気タービンの熱応力を緩和するために排熱回収ボイラからの蒸気と蒸気タービンメタルの温度マッチングを行う様にガスタービンの負荷を制御する。この温度マッチングを速やかに行うために、起動時の高圧蒸気タービン第 1 段メタル温度により蒸気条件や負荷上昇の変化率を可変としている。また、起動後の負荷上昇時には、蒸気タービンの熱応力・伸びを考慮したストレス制御も取り入れている。このため、プラントの起動に要する時間は、起動時の蒸気タービンメタル温度により変化する。DSS 運転の様に約 8 時間程度の停止後の暖機起動時は、ガスタービンの起動から約 60 分で定格負荷到達が可能であるが、定期点検等の長期停止

後の冷機起動時は、定格負荷到達までに約 200 分程度を要する。

4.3.3 プラントの停止

プラントの停止には通常停止と保守停止の二つの停止モードがある。

通常停止は、ガスタービン高温部品の寿命消費を避けるため、無負荷定格回転数での冷却運転あるいは規定回転数までの回転数降下後にガスタービンの消火を行う運転である。

一方、保守停止は、定期点検や保守点検を行う際に、ターニング運転を速く終了させたい時に選択されるモードで、蒸気タービンのメタル温度を下げて停止する運転である。保守停止では、プラント出力を下げて排熱回収ボイラでの発生蒸気条件を低下させ、これを冷却蒸気として蒸気タービンに通気することで蒸気タービンのメタル温度を低下させている。

4.4 その他の運転

4.4.1 クランク運転

その他の運転としてクランク運転モードがあり、圧縮機のオフライン水洗やガスタービンの強制冷却時に使用される。

4.4.2 圧縮機水洗運転

コンバインドサイクル発電プラントにおいては、大気中の塵埃によるガスタービン空気圧縮機の汚れにより、プラントの出力及び熱効率が低下する。このため、定期的に圧縮機的水洗運転を行い性能回復を図っている。

圧縮機水洗運転には、発電機の並列中に行うオンライン水洗と、解列後に行うオフライン水洗がある。オンライン水洗ではプラントが負荷運転中のため、水注入によるガスタービンの燃焼状態の変化に注意する必要がある。一方、オフライン水洗ではガスタービンの温度が比較的低いため、水洗水のドレン溜まりに注意し十分な乾燥運転を行う必要がある。

圧縮機水洗運転の頻度は、汚れの程度により異なるが、千葉火力発電所 1・2 号系列においては軸毎に、オンライン水洗を数日に 1 回、オフライン水洗を数ヶ月に 1 回程度行っている。現在のところ、水洗の頻度とその効果についてのデータ収集を行っており、効率的な水洗頻度の確立が今後の課題となっている。

4.5 運転監視

プラントの運転状態は、中央操作室で集中遠方監視が可能であり、1 系列 4 軸に対して 4 台の CRT により各軸毎に監視することができる。また、運転データ処理計算機により運転データの保存を行い、運転状態の傾向管理を行っている。

ガスタービンの予混合燃焼器は、希薄燃焼を行うために安定燃焼範囲が狭く、負荷変化や大気条件・燃料性状等により不安定燃焼に至ることがある。このため、排ガス温度の偏差・NO_x 濃度の変化を常時監視することで不安定燃焼の予兆管理を行っている。

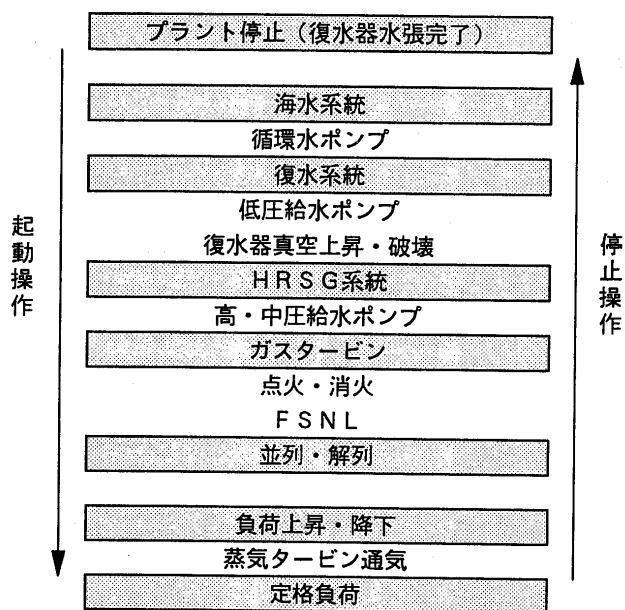


図 4 プラント起動停止概略手順

ガスタービン・蒸気タービン・発電機の軸振動監視装置は、振幅・位相角・周波数分析などのデータを収集・保存する機能を有しており、オフラインで振動原因の解析が可能である。また、主要なポンプ・ファン等の補機についても軸振動監視装置による振動監視を行っている。

これらの監視装置と合わせて現場の巡視を行うことで、異常箇所の早期発見及び不具合発生の予知に努めている。

5. 千葉火力発電所1・2号系列の保守

5.1 高温部品の保守管理

ガスタービンの燃焼ガスに接する燃焼器内筒・尾筒、タービン動翼・静翼、ディスクは全てクリープ温度域で運転されており、様々な高温損傷を受ける。動翼では大きな遠心力によるクリープ損傷への耐力が、静翼では燃焼ガスによる曲げ応力と熱応力による変形に耐えるクリープ抵抗・繰り返し熱歪みに耐える低サイクル疲労強度・高温酸化耐力が求められる。これらの劣化形態及び進行状況を把握し、適切な時期に部品の修理・取り替えを行うことが運転信頼性や設備事故の未然防止の上で重要である。

ガスタービンの高温部品には寿命があり、この寿命到達前に取り替えが計画される。高温部品の寿命は、その損傷形態により異なり、一般的にはクリープ損傷に対しては運転時間、低サイクル疲労に対しては起動停止回数が主な決定因子となる。高温部品の寿命管理には、運転時間により管理する方法、運転時間に起動停止回数等の影響を加味した等価運転時間により管理する方法、さらに、これらを組み合わせた方法など様々な方法がある。当社のコンバインドサイクル発電プラントにおいては、高温部品毎に運転時間による管理と起動停止回数による管理を使い分けている。

高温部品の寿命は、その素材がNiやCoをベースとした高価な超合金であり、修繕コストにも大きな影響を及ぼすため、より精度の高い寿命予測方法の確立が重要である。当社では、ガスタービン製造者の推奨に基づき、高温部品の修理や取り替えを行うことを基本としている。しかしながら、その推奨に至った経緯や基準が不明確であったり、実機のプラントに適応しない場面を経験することがある。このような状況から、ユーザーとして独自に寿命評価を行う技術の確立に努めており、一例として、比較的運転時間の長い1100℃級ガスタービンの1段動翼廃棄材や新材の破壊試験等を実施することにより、クリープ耐力の評価を行っている。また、1300℃級ガスタービンの1段動翼についても同様の評価を実施し、製造者と協議して、取り替え基準の見直しを行っている。この様なユーザー独自技術の開発は、今後も積極的に推進していく考えである。

5.2 燃焼器点検

燃焼器点検は、1年に1回のインターバルを基本として軸毎に実施している。燃焼器点検では、燃焼器の内

表4 燃焼器点検項目

燃 焼 器
内 筒 分 解 点 検
外 筒 分 解 点 検
尾 筒 分 解 点 検
そ の 他 付 属 品 分 解 点 検
燃 料 ノ ズ ル
ノ ズ ル 分 解 点 検
点 火 装 置 分 解 点 検
火 炎 検 知 器 分 解 点 検
そ の 他 付 属 品 分 解 点 検
測 定 ・ 試 験
燃 料 ノ ズ ル フ ロ ー テ ス ト

筒・尾筒・外筒・燃料ノズル・点火装置・火炎検知器の分解点検を行う。表4に燃焼器の点検項目を示す。

特に内筒・尾筒は前記の様にクリープ温度域で運転され、燃焼振動による高サイクル疲労を受けやすい過酷な状況下にある。千葉火力発電所では発電所内に高光度が得られる照明設備を備えた燃焼器点検室を設け、詳細な点検を行っている。

燃焼器の精密検査・工場修理にはある程度の期間を要するが、系列毎に燃焼器を予備品として保有しており、燃焼器点検時には燃焼器を予備品と交換することで約2週間で点検を完了することができる。交換された燃焼器は精密検査を行い、再使用が可能なものについては修理を行い、予備品として保管される。具体的には表5に示す様に、高温部品の展開表を作成し、管理を行っている。

5.3 定期点検

定期点検は、営業運転開始後1年目に行う初回定期点検を除き、2年に1回のインターバルを基本としている。定期点検では燃焼器に加え、空気圧縮機及びガスタービンの上半車室を開放し、動翼・静翼・シュラウド・軸受・入口案内翼等の点検を行う。動翼・静翼の点検及び取り替えは、車軸を吊り出さずに行うことが可能であるが、より詳細な点検を行うために、4年毎に車軸を吊り出し、車軸の振れ計測や軸受の分解点検等を行っている。図5に、ガスタービンの概略点検手順を示す。

1軸型コンバインドサイクル発電プラントにおいては、軸毎に定期点検を行うことが可能であり、夏期の重負荷期間を避けて軸毎に補修計画が決定される。軸毎に点検ができるメリットがある反面、1系列内で運転軸と点検軸が混在するため、運転軸の操作に支障の無い様に注意する必要がある。中央操作室では、点検軸の警報除外や、操作用CRTとは別に保守用CRTを設置することにより、運転軸の操作に支障が無い様にしている。

定期点検には試運転を含めて約70日程度を要するが、ガスタービン以外にも、蒸気タービン・排熱回収ボイラ・各種補機等の点検を同時に行うため、その点検内容によって必要日数は変わることになる。当社のコンバインド発電プラントに対しては、DSS運転などによる負

表5 高温部品展開表(例)

年度	平成10年度		平成11年度	
	上期	下期	上期	下期
1軸	A-1	C-1	D-1	
	A-2	C-2	D-2	
	A-3	C-3	D-3	
	A-4	C-4	D-4	
	A-5	C-5	D-5	
2軸	B-1		A-1	
	B-2		A-2	
	B-3		A-3	
	B-4		A-4	
	B-5		A-5	
3軸	C-1	F-1		C-1
	C-2	F-2		C-2
	C-3	F-3		C-3
	C-4	F-4		C-4
	C-5	F-5		C-5
4軸	D-1	B-1		D-1
	D-2	B-2		D-2
	D-3	B-3		D-3
	D-4	B-4		D-4
	D-5	B-5		D-5
予備品 (Eセット)	E-1	D-1	C-1	F-1
	E-2	D-2	C-2	F-2
	E-3	D-3	C-3	F-3
	E-4	D-4	C-4	F-4
	E-5	D-5	C-5	F-5
予備品 (Fセット)	F-1	A-1	E-1	B-1
	F-2	A-2	E-2	B-2
	F-3	A-3	E-3	B-3
	F-4	A-4	E-4	B-4
	F-5	A-5	E-5	B-5

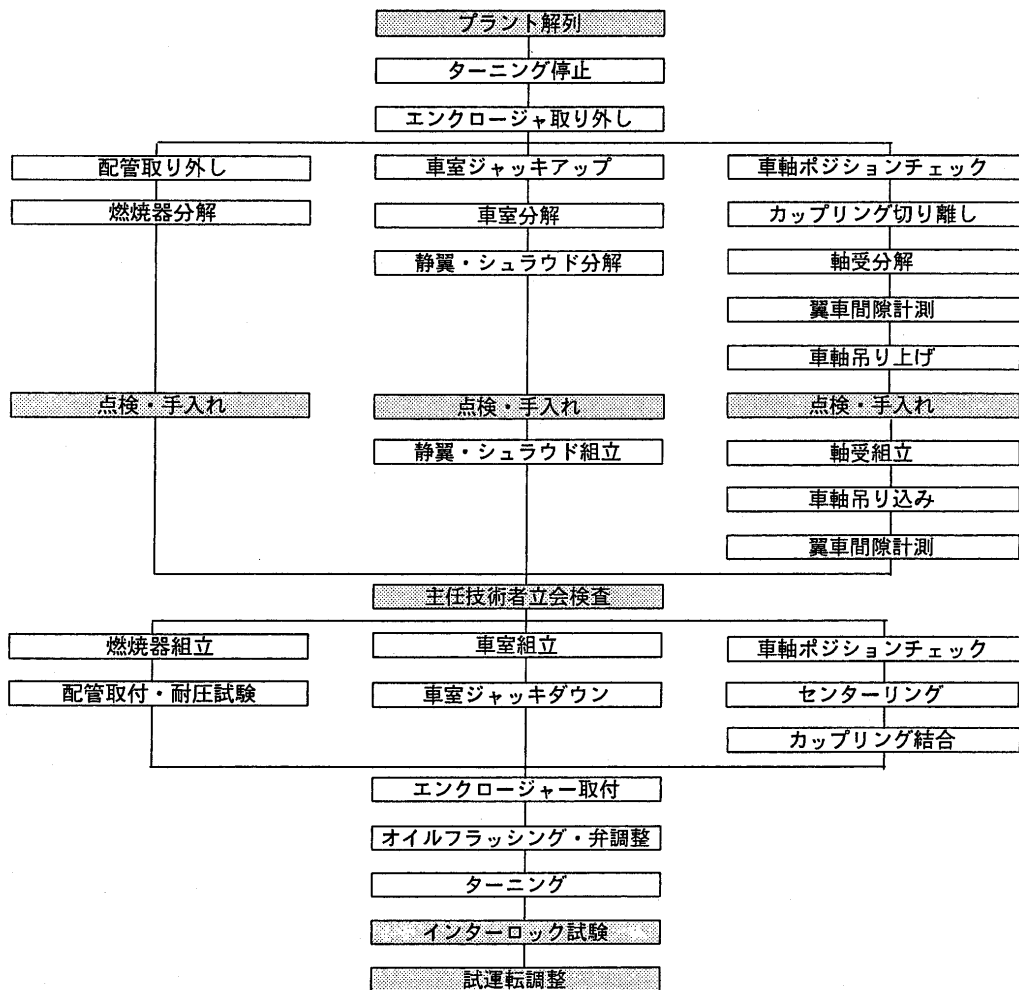


図5 ガスタービン概略点検手順

荷調整能力が求められている一方で、その高い熱効率故に、発電コスト・省エネルギーの観点から設備稼働率をできるだけ高めることが要求されている。このため、設備の信頼性を確保しつつ点検の合理化を図り、工期の短縮に努めている。

6. おわりに

1980年代の1100℃級コンバインドサイクル発電より本格的に導入されたコンバインドサイクル発電プラントは、その優れた熱効率と環境性から高い評価を得ている。また、近年では、1450℃級コンバインドサイクル発電プラントも実用化の段階に入っており、発電効率も大きく向上している。このような目覚ましい技術開発は、我々ユーザーとしても大きな期待を持っており、初期より開発に関わってきている。

コンバインドサイクル発電プラントは、性能面では今

日の火力発電に対する要求に応える発電方式であり、忘れがちな設備事故にも考慮した技術開発を推進しながら、火力発電の主流として採用が進むものと期待される。その技術開発の推進に当たっては、ユーザー独自の技術を磨くとともに、メーカーの技術開発にもユーザーの立場から積極的に参加していく所存である。

既に営業運転中及び、今後に営業運転を開始するコンバインドサイクル発電プラントにおいては、合理的な定期点検・燃焼器点検の計画が、多大な経費の削減と予期せぬトラブルによる停止を回避する上で重要である。このような観点から、我々がユーザーとして抱える課題は多く、製造者の技術向上への期待は大きい。代表的なものとして、高温部品の正確な寿命診断方法の確立と評価、更なる耐久性を有する部材の開発、大型部材製造技術の革新などが挙げられよう。

特集・ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）／事業用大型ガスタービン(2)

東新潟火力発電所 3・4 号系列の運転・保守実績

菅原 道雄*¹
SUGAWARA Michio竹田 守夫*¹
TAKEDA Morio女鹿 学*¹
MEGA Manabu清野 幸典*²
SEINO Yukinori

1. はじめに

当社は脱石油化ならびに省エネルギーの観点から、1984年に国内初の大容量複合発電設備である東新潟火力発電所第3号系列を運開させ、累積運転時間として10万時間を超過した現在においても高い利用率と熱効率を維持しながら順調に運転を継続している。

さらに当社は3号系列の建設・運用・保守で培った経験を活かし、より大容量・高効率な複合発電設備を開発・実用化するため1988年から6年間にわたり、「高効率ガスタービン設備の開発研究」を実施し、その根幹技術について検証を実施、その成果として1999年7月には世界最高クラスの熱効率(高位発熱量基準；以下同様)を実現する東新潟火力発電所第4-1号系列を運開させた。

本稿では東新潟火力発電所3号系列を中心に、当社における複合発電設備の運転実績と、安定運転を可能とする保守技術を紹介する。

2. 多軸形複合発電設備の概要

当社では、前述の東新潟火力発電所3・4号系列の開発にあたり、ベースロード電源としての開発を志向したため、双方とも全負荷域で効率の高い多軸形を採用している。

多軸形は複数台のガスタービン設備ならびに排熱回収ボイラと、1台の蒸気タービンを組み合わせたもので、一軸形と比較して蒸気タービンのスケールメリットから全負荷域での熱効率が高い特性を持っている。また部分負荷域においてガスタービンの運転台数を適切に切り替えることにより、高い熱効率の維持が可能である。3号系列を例にプラント出力とプラント熱効率の関係を図1に示す。

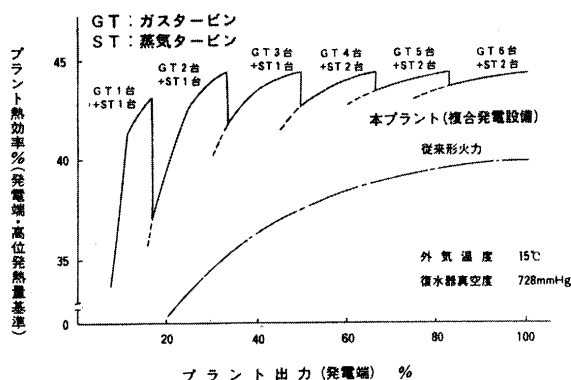


図1 プラント出力と熱効率の関係



図2 東新潟火力発電所全景

3. 東新潟火力発電所3号系列の運転実績と保守管理

東新潟火力発電所は、従来型LNG焚きプラントとガスタービンを利用した複合発電設備を有する当社最大の発電所である(4号系列全量運開時点での認可出力は460万kW)。

図2に東新潟火力発電所の全景を示す。なお東新潟火力発電所に使用される燃料の大部分は隣接した日本海エルエヌジー(株)からLNG気化ガスとしてパイプラインにより供給されている。

3.1 第3号系列の開発

東新潟火力第3号系列は1985年に国内初の大容量複合発電設備として全量運開したもので、ガスタービン3台、排熱回収ボイラ3台、蒸気タービン1台を1系列と

原稿受付 2000年11月30日

- *1 東北電力(株) 東新潟火力発電所
〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港 1-1-155
- *2 東北電力(株) 火力原子力本部 火力部
〒980-8550 宮城県仙台市青葉区一番町 3-7-1

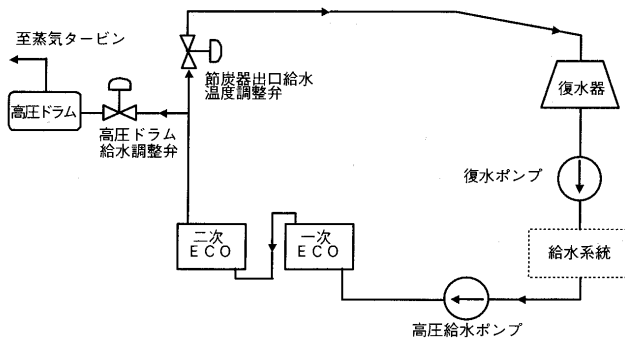


図4 節炭器再循環系統図

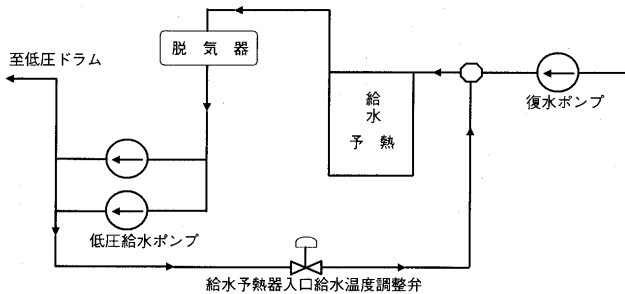


図5 給水予熱器再循環系統図

グが発生しないのであれば、節炭器再循環をしなくても良いこととなり、復水器へ棄てている熱量を有効活用出来る。本点について、実プラント運用の調査を実施した結果、節炭器出口給水温度は給水飽和温度に比較して全ての状態で約 30℃ 以上も低く、スチーミングが発生しないことが確認されたため、通常運転時には当該弁を全閉で運用することとし、熱効率向上を図った。

(b) 給水予熱器入口給水温度調整弁設定温度変更による熱効率向上

排熱回収ボイラの低温部には給水予熱器を設置しているが、排ガス温度が露点以下となれば低温腐食の恐れがあることから、低圧給水ポンプ出口より給水を再循環し、給水予熱器入口温度を 60℃ に維持している (図 5)。したがって給水予熱器入口温度を下げるのが可能であれば、給水予熱器の収熱量は増加し、排ガス損失も低減可能である。本点についても実プラント運用について調査を実施した結果、給水予熱器入口温度を約 10℃ 下げても、排ガス性状に基づく露点温度は低温腐食の生じる温度域には到達しないことが判明した。

以上 2 項目の設定値について見直しを実施したことで、発電端熱効率で 0.18% の向上が図られ燃料節減に寄与している。

3.3.2 ガスタービン燃焼用空気冷却装置の開発

ガスタービンの出力特性上、高大気温度時の出力低下はやむを得ないが、夏季重負荷時の出力改善を図る目的から吸気温度の低減策について検討を実施した結果、ガスタービン吸気口に散水し、その蒸発潜熱にて吸気温度を低減させる方式が有効であることが判明した。

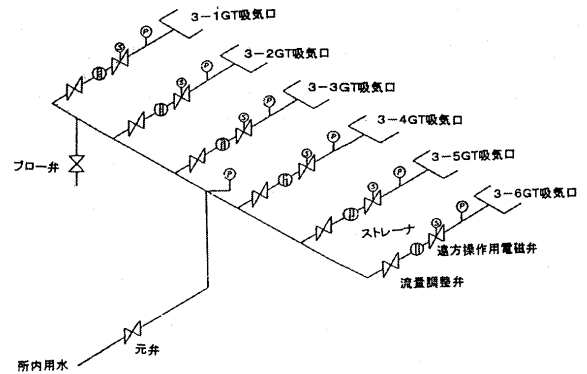


図6 ガスタービン燃焼用空気冷却装置系統図

表2 大気温度-1℃ 時の熱効率向上試験結果

	実負荷 (MW)		プラント効率 比較 (%)
	最大出力側	部分負荷側	
UL運用	600	490	+0.5
BL運用	545	545	ベース

試験結果によれば、気温 30℃・相対湿度 60% の条件下で吸気口に散水を行うことでプラント出力として約 12 MW の回復、またプラント熱効率にて約 0.035% 向上することが明らかとなり、さらに 2 次的効果として排出ガス中の NO_x 濃度の低減が図られることで排煙脱硝装置用アンモニアの使用量の節減も図ることが出来ている。

本システムの概略系統図を図 6 に示す。本設備は平成元年より大気温度の上昇する夏季に使用し効果を発揮している。

3.3.3 発電出力の分担比変更による高効率運転

本プラントは、前述のとおり同一設備内容の片系列 (ガスタービン 3 台 + 蒸気タービン 1 台) × 2 から構成される多軸型であるが、ガスタービンの出力が大気温度の影響を受けるため、低温期でのプラント出力は認可出力 (1090 MW) を超過することとなる。そのため当該期間は従来、片系列の最大出力を認可出力の半量である 545 MW に抑制した部分負荷運転 (バランス運転、以下「BL 運用」と記載) を行うこととしていたため、設備の高効率運用が出来ない難点があった。

そこで片系列の熱効率特性が出力の増加とは単純に比例しない特異性のあることに着目し、定格運転時の片系列各々の出力分担比を不等分とする運転方法 (アンバランス運転、以下「UL 運用」と記載) に着目し、高効率運用の可能性調査を行った。その結果、認可出力に対し、片系列負荷を 600 MW、他方の系列負荷を 490 MW とした UL 運用では、BL 運用に比較して熱効率で最大約 0.5% 程度改善出来ることが確認され (表 2)、さらに本思想を負荷調整装置に反映することで自動運転も可能となり、低大気温度域における高効率運用も可能となった。

3.4 運転実績

1985 年 10 月の全量運転開始以降、各年度ごとの運転実績を図 7 に示す。

運転開始以降、発電端熱効率は年平均約 44%（高位発熱量基準）と高い水準にあり、また利用率も 70% 程度以上で、当社ベース電源としての電力安定供給に多大な貢献をしている。なお、設備の主幹を成すガスタービン設備は、その大半が累積運転時間 10 万時間を超過しているが、次項で記載する適切な保守管理により順調に運用されている。

3.5 保守管理

3.5.1 ガスタービン設備の保守管理

ガスタービンは金属の融点を超える温度の燃焼ガスを作動流体として使用するため、特に高温となるガスタービン動静翼・燃焼器には、Ni 基や Co 基で構成される超合金（以下「高温部品」と記載）が使用されている。当社では 2 年おきにガスタービンの開放点検、その中間年に燃焼器点検を実施して高温部品の保守管理に万全を期してきた。平成 5 年には運開以来の累積運転時間が 5 万時間に到達したため、従来の点検項目に加え、主に以下の項目についてガスタービンロータ特別点検も実施し、未点検箇所を極力無くすることでトラブル発生防止に万全を期している。

（特別点検実施項目概要）

- ① 空気圧縮機ロータ、ディスク焼ばめ部の健全性確認
- ② 中間軸部の健全性確認
- ③ ガスタービンスピンドルボルトの健全性確認
- ④ ガスタービンディスク部の健全性確認
- ⑤ ガスタービンディスクエアバッフル板の点検

3.5.2 高温部品管理

高温部品の使用条件は、適切な冷却や遮熱により規定の材料高温強度内で運用されているものの、その運用・保守に当たっては次のような点に留意される必要がある。

- ・軽微な欠陥（磨耗・亀裂・酸化・変形等）が使用条件の厳しさと相乗して大事故に進展するため、木目細かな管理が必要であること。
- ・部品点数が多く、管理が困難であること。

さらに高温部品は高価であり、また一般的機械構造物と比較して短命であるため、運用コストを最小化する意味から高温部品の有するポテンシャルを最大限に活用（寿命を全とうさせる運用）する必要がある。従来は高温部品の寿命管理を含めた保守管理を手作業にて実施してきたが、設備の経年化によりその管理はより煩雑・複雑化し、多大な労力を要する結果となっていた。

そこで当社は 1996 年から、高温部品の保守管理を一元化した「高温部品管理システム」を設備メーカーである三菱重工業㈱と共同開発した。本システムはその基本構成として、「高温部品管理支援システム」「高温部品管理倉庫」「高温部品検査所」の 3 つにて構成されており、基本的なフロー（図 8）は次のとおりである。

- ① 定期点検時に検査のため取り外された高温部品ならびに空気圧縮機翼は、その大部分が「高温部品検査所」に運搬され、清掃（またはホーニング）の後、各部品の検査要求項目について検査を手動または半自動にて行う。
- ② 検査の結果、異状の無いものについては実機再装着または「高温部品管理倉庫」に倉入れされ、検査結果異状の認められたものについては必要な修理を行う（許容以上の欠陥が認められたものについては廃棄）。
- ③ 検査前までに「高温部品管理支援システム」にて指定された予定換装高温部品については、順次「高温部品管理倉庫」より倉出しされ実機に装着される。
- ④ 以上の一連の工程における高温部品の検査履歴ならびに所在については随時「高温部品管理支援システム」により、各高温部品に設けられたシリアル No により一元管理される。

本システムは後述する 4-1 号系列の完成に併せて開発され、機械による精度の高い検査や自動化された倉庫による入出庫の効率化、およびシステムによる履歴管理など高度な品質管理が可能となる等の成果をあげている。以下に各構成要素の詳細についても記載したので参考にされたい。

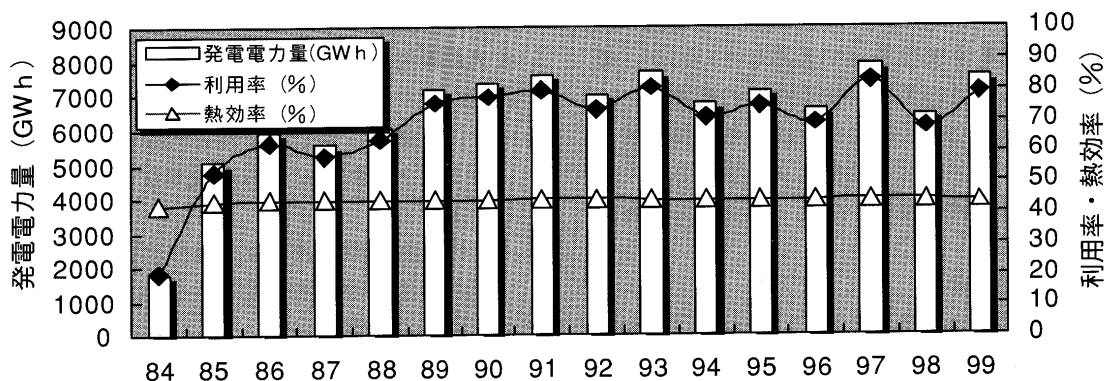


図 7 東新潟火力発電所 3 号系列の運転実績

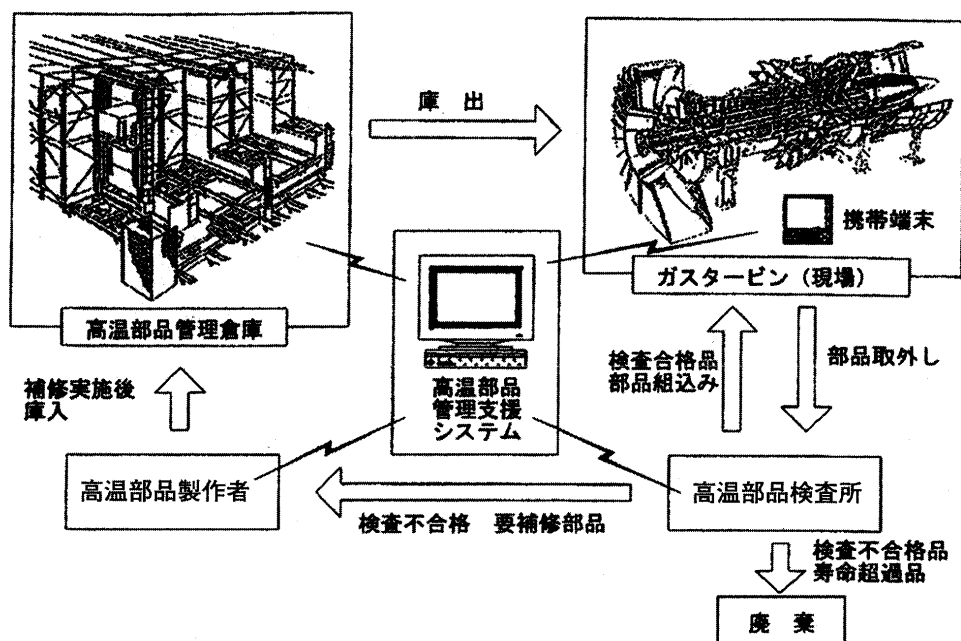


図8 高温部品管理システムフロー図

表3 高温部品検査所概要

装置名	手動・半自動別	検査対象 ならびにその特徴
ホーニング装置	手動	TBC施工翼を除くガスタービン動翼（乾式）
蛍光浸透探傷検査装置	半自動	ガスタービン動翼（ローラーコンベアにて順次移動検査）
自動洗浄装置	半自動	空気圧縮機翼（高圧洗浄水にて複数枚の翼を一括洗浄）
MT検査装置	手動	空気圧縮機翼（翼形状に合わせた専用磁化コイル採用）

(a) 高温部品管理支援システム

3・4号系列併せて約7,000点に及ぶ高温部品管理を計算機上で行うもので、各部品毎の経歴管理・所在管理（実装中・予備品として保持中・修理中の判別）を行うとともに、既存の運転実績管理システムならびに工事支援管理システムと連携し、保修計画策定の支援機能も有する。

(b) 高温部品検査所

従来は仮設検査スペースを設け、高温部品の運搬・清掃・検査の一連の工程を手作業にて実施していたが、運搬時の落下等による品質の問題や検査精度の問題から、一連の工程を半自動または手動で行う高温部品検査所を構築した。本設備は表3に示す装置により構成され、高温部品の品質の維持・検査精度の向上・迅速化に大きく寄与している。

(c) 高温部品管理倉庫

従来高温部品の保管は平積みとしていたため、その所在ならびに品質管理は困難であった。そこで流通業界で実績のある自動倉庫を導入し、その保管を行うものとし

た。倉庫は発電所構内に専用の建屋を設け、倉庫内部を3段×4列のラック構造とし、各ラック間には運搬用のローラーコンベアを設けている。なお、入出庫は前述の高温部品管理支援システムからの指令により行ない、運搬口と保管個所間の移動は自動化されており、手動運搬による高温部品の損傷を防止している。

4. 第4-1号系列概要

東新潟火力発電所第4-1号系列は、当社が3号系列の建設・運用・保守で培った技術を礎に1988年から6年間に及ぶ「高効率ガスタービンの開発研究」の成果として1999年7月に運開した設備である。

プラント機器構成は、3号系列同様多軸型であり、ガスタービン2台、排熱回収ボイラ2台、蒸気タービン1台から構成され、総合出力は805 MW（大気温度－1℃）、熱効率は50%以上（高位発熱量基準）を達成する設備である。

設備の根幹を成すガスタービン設備は、タービン入口ガス温度1,450℃と3号系列と比較して約300℃の上昇が図られ、出力は270 MW（大気温度－1℃）と世界最高水準の規模となっており、随所に要素研究で得られた成果が採用されている。新技術として採用されたものの内主なものは次のとおりである。

- ・1段静翼に全面膜冷却方式を採用し、冷却を強化
- ・1・2段動翼に一方向凝固材を採用し、高温強度を上昇
- ・燃焼器壁面に世界初の蒸気冷却を採用したマルチノズル型燃焼器を採用し、低NO_x化と燃焼安定性を同時に実現

実際のプラント運転にあたっては高効率であるためベースロード運転を基本とし、また運転監視面の配慮と

して次のような特徴をもっている。

- ① 中央制御室は、人間工学を考慮したトータルデザインにより、執務環境の向上を図るとともに、情報が集約化された CRT タッチオペレーション方式の全面的な採用により、監視操作性を向上させ、さらに 70 インチの大型スクリーンを採用することにより情報の共有化を実現。
- ② 通常の監視操作機能を集中化した 3・4 号系列総括制御装置を導入し、運転員の大幅な省力化を実現。

1999 年の運開以来、試運転期間も含めた累積運転時間は約 10,000 時間に達し、その間特に大きなトラブルも無く順調に運転を継続した。さらに 2000 年 9 月から実施した初回定期点検における点検結果でも特に大きな問題は無く、今後も順調な運転が可能と判断している。

なお 4-1 号系列の開発実用化についても 3 号系列同様、その優れた成果が認められ、2000 年 4 月に「第 29

回日本産業技術大賞・内閣総理大臣賞」を受賞している。

5. あとがき

当社は 1985 年に東新潟火力発電所 3 号系列の運転を開始して以来、設備運用の高度化・熱効率向上による燃料費の削減等を実運転・保守の中から形成してきた。

さらに、3 号系列で培った技術を礎に、1999 年 7 月には、技術者の長らくの夢であった「熱効率 50% 以上」を達成する東新潟火力発電所第 4-1 号系列も完成させ、当社発電設備の高効率運転ならびに温室効果ガス低減に向けた取り組みに大いに貢献するものと考えている。

しかしながら、ガスタービン設備は未だ明らかとならない諸課題も数多く内在し、これらを表面化させないためにもこれまでよりもより木目細かな運転管理・保守管理に万全を期していくとともに、ガスタービンのさらなる可能性について開発研究にチャレンジし続けていく所存である。

特集・ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）／産業用中型ガスタービン

東燃ゼネラル石油(株) 堺工場ガスタービンの運転保守技術

小沼 新一郎*¹
KONUMA shinichiro庄司 龍雄*¹
SHOJI tatsuo宇元 達夫*¹
UMOTO tatsuo広瀬 文之*²
HIROSE fumiya百崎 尚隆*²
MOMOSAKI naotaka

キーワード：産業用ガスタービン (Gas Turbine for Industrials), 運転保守 (Operation and Maintenance), H 25 ガスタービン (H 25 Gas Turbine), 定期点検 (Periodic Inspection), 高温部品 (Hot Gas Path Parts), 保守費用 (Maintenance Cost), コージェネレーション (Co-Generation), 信頼性 (Reliability), 保守計画 (Maintenance Schedule)

はじめに

日本国内において、電力自由化の波が少しずつ押し迫って来る中、自社プラント設備に対し自家発電設備から電力供給を図ったり、独立電気事業者 (IPP) として電力の小売りに向かったりして国内のあらゆる企業において、ガスタービン及び排熱を回収するシステムを導入し対応しようとしている。

こうした背景の下、東燃ゼネラル石油(株)堺工場では1989年に中型ガスタービン自家発電設備1号機（出力25 MW）を1997年には同型の2号機を導入し、今日に至っている。本設備は連続運転運用であり、特別な理由がない限り定期点検までは停止することはない。

このため、日常の点検・保守管理はさることながら、定期点検においては、事前の立案・計画を十二分に吟味し、これを確実に実行することで連続運転における信頼性の確保を図っている。

以下に、本発電設備の運転保守点検の実績について紹介する。

1. 堺工場ガスタービン発電設備の概要

ガスタービン発電設備は、日立製作所製 H 25 型ガスタービン 2 基に各々排熱回収ボイラを設置した電力と蒸気供給のコージェネレーションプラントである。

プラントの配置図を図 1 に主要な仕様を表 1 にまた、プラントのサイクル構成を図 2 に示す。さらに、H 25 型ガスタービンの本体断面図を図 3 に示す。

燃料は灯油とオフガス（*参照）を使用、通常の運用は灯油で起動した後オフガス燃料に切替えガス専焼で運転している。

プラント内での精製状況により、オフガスの供給が不

表 1 1号機, 2号機主要設備の仕様

項 目	1号機	2号機
プラント構成出力	排熱回収コージェネレーション	排熱回収コージェネレーション
発電機効率	LHV : 34.3%	LHV : 34.0%
コージェネ効率	LHV : 62.1%	LHV : 55.0%
ガスタービン	開放サイクル軸型 (H 25 ガスタービン)	開放サイクル軸型 (H 25 ガスタービン)
認可出力	25,800KW	24,800KW
燃 料	オフガス又は 灯油	オフガス又は 灯油
排熱回収ボイラ	横型自然循環単胴形 単圧式排熱ボイラ	強制循環単胴形 単圧式排熱ボイラ
蒸 発 量	42.0T/h	34.06T/h
蒸 気 圧 力	4.58MPa (46.8kg/cm ² g)	4.14MPa (42.2kg/cm ² g)
蒸 気 温 度	417℃	385℃
NOx 低減方法	ガスタービン 燃焼器内蒸気噴射	ガスタービン 燃焼器内蒸気噴射
排熱回収ボイラ	脱硝反応器	脱硝反応器
営業運転開始	1989年8月	1997年10月

足した場合は、灯油燃料に切替え油専焼での運転を継続し、オフガスの供給を待つことになるが、総運転時間の90%以上はオフガスでの運転が占めている。

環境への対策は、燃焼器頭部より蒸気噴射を行うことで排気ガス中の窒素酸化物 (NOx) 濃度の低減を図っている。また、蒸気噴射を行うことにより燃焼ガス量が増加するため、夏期など大気温度が高いことによる出力低下時には出力アップに役立っている。

排熱回収ボイラにて発生した蒸気は一部は前述したガスタービン排気ガス中の低 NOx 化のための蒸気噴射として使用される他多くは堺工場内のプロセス用蒸気として使用される。排熱回収後の排気ガスは、煙突出口では約 200℃ となり、ガスタービン出口での約 570℃ からほとんど熱回収されて運転されており、環境対応型の総合熱効率が高いコージェネレーションプラント設備である。

*：オフガスは、石油精製途中に発生する FCC (略語説明) や HS (略語説明) から生成されるガスのこと

FCC: Fluid Catalytic Conversion (流動触媒床を用いて分解ガソリンを作る設備)

HS: Hydro Skimming (原油を常圧蒸留する設備)

原稿受付 2000年11月17日

*1 東燃ゼネラル石油(株) 堺工場

*2 (株)日立製作所 火力・水力事業部

〒317-8511 茨城県日立市幸町 3-1-1

1号機においては、当初ガスタービン圧縮機から抽気した高温の空気を外部に設置の中間冷却器を介して低温のタービン部冷却用空気として本体に導入するシステム構成となっていた。しかしながら中間冷却器を設置していたことにより、初期トラブルが発生し予定外の運転停止を行ったことや、中間冷却器が設置されていることにより、定期点検時は冷却空気系統及び冷却水系統の入念

な清掃点検が必要であり、一連のメンテナンスに多くの工数を必要としていた。その後、メーカーにてタービン動静翼の冷却構造強化、改善とホイールを中心とした高温特性に優れた材料の採用を行い、中間冷却器不付のシステム構成にて充分な運用実績の蓄積が図られたことから1997年6月の定期点検中に中間冷却器を取外す改造を実施した。

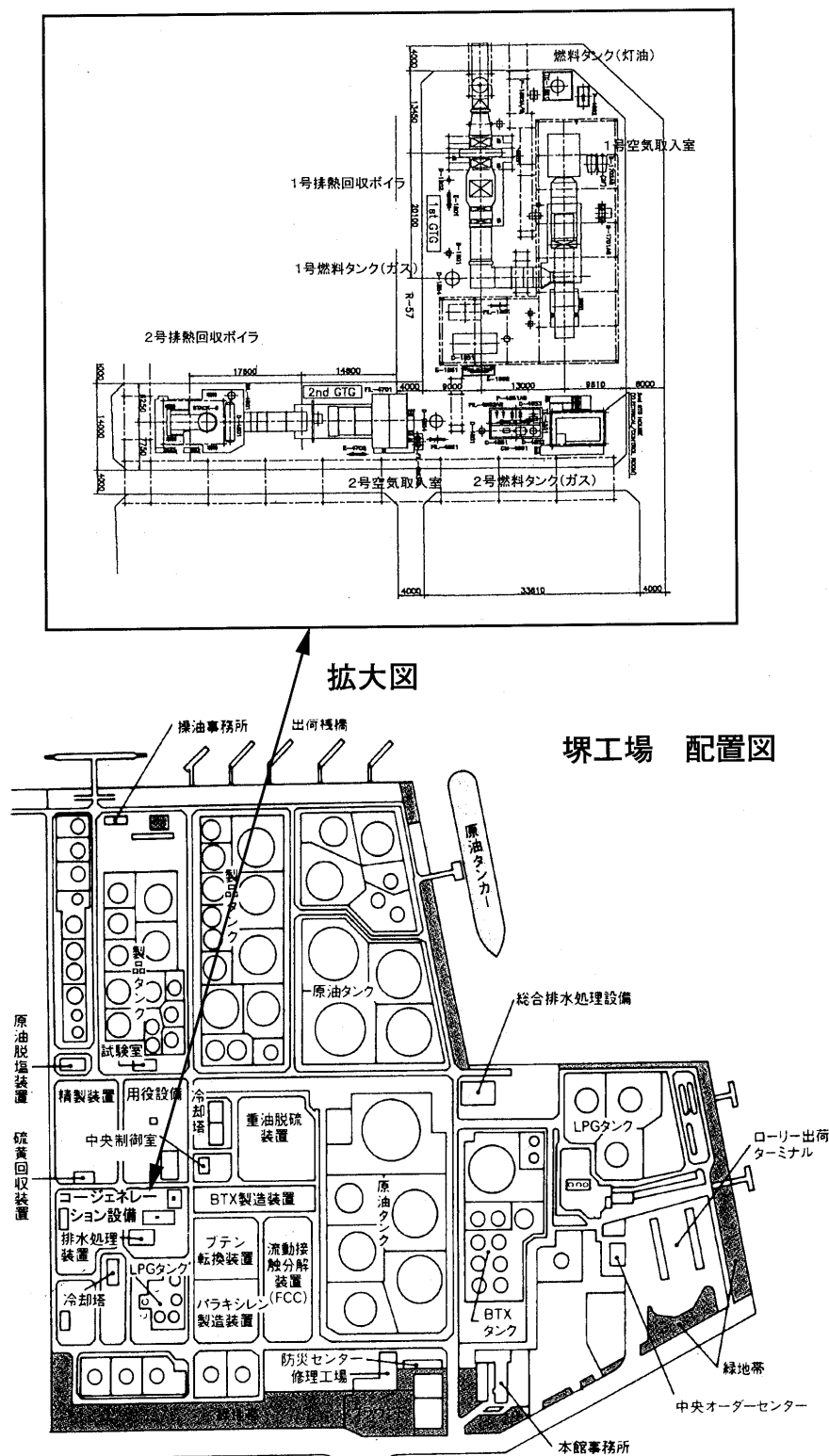


図1 ガスタービン発電設備の配置図

2号機は、導入段階から中間冷却器不付のユニットとし、現在では1, 2号機共同仕様ユニットとなっており、部品の共用化が可能になることで運転保守管理上の利便性が図られている。

長期連続運転に対しては、ガスタービンの圧縮機翼の汚れによる効率低下が考えられるが、この対応として運転中でも圧縮機翼の洗浄が可能となるようにナッツシールを投入出来るようにしており、運転データを確認しながら定期的に洗浄を実施している。

2. プラントの運用実績

2.1 1号機の運用実績

1989年8月の運開以降2000年9月現在までの運転実績を表2に示す。

運転は運用上の不具合がない限りは連続であり、燃料はオフガスが大半を占めている。

1990年の初回定検後に中間冷却器によるトラブルが発生し、マイナーな改造を定検毎に継続したが、1997年6月の定期点検では、全面的に改造を行い従来から設置の中間冷却器を取外した系統構成とした。図4に運転開始当初の1号機と中間冷却器系統の構成を示す。

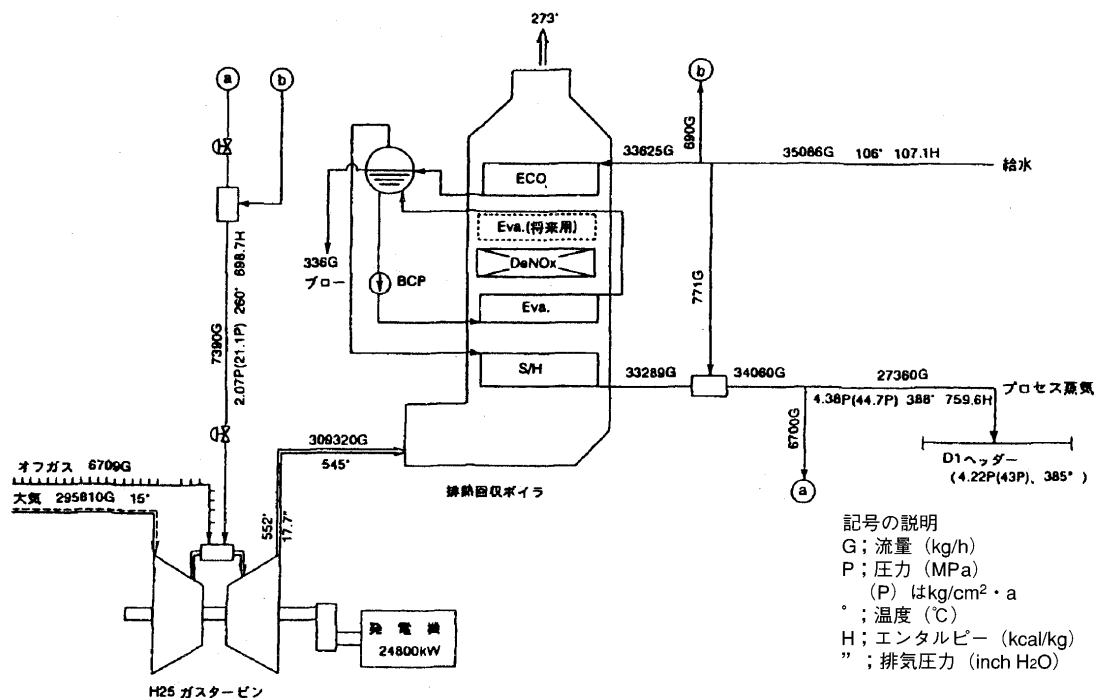


図2 プラントのサイクル構成 (2号機)

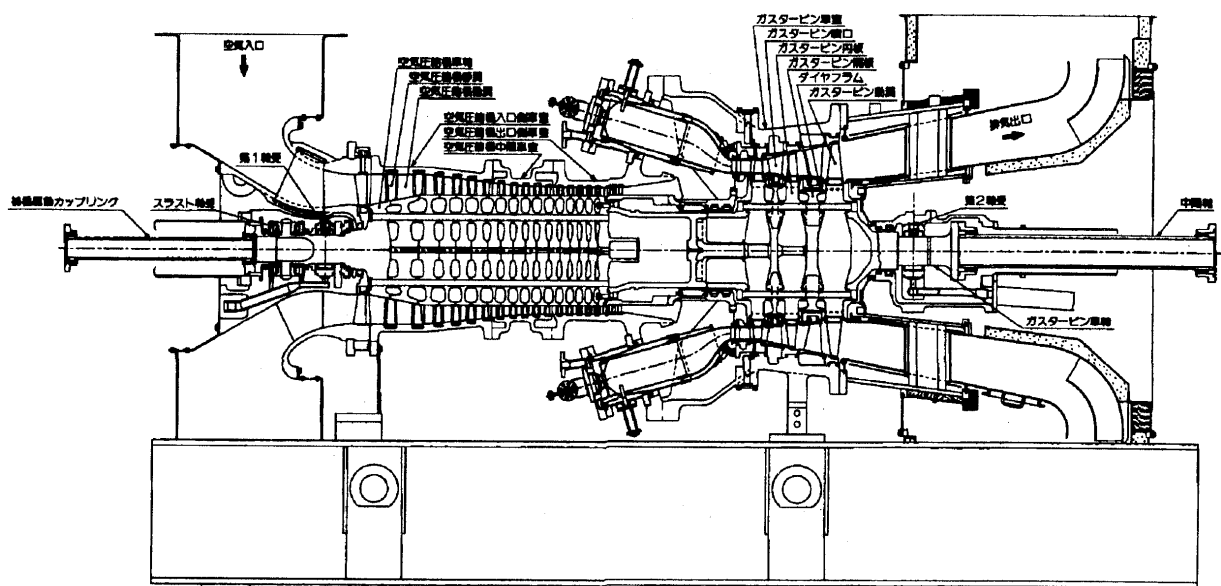


図3 ガスタービン本体断面と部品名

表2 1号機運転実績

1989年8月～2000年9月

項目	実績値
歴日期間	4,079 日 97,896 時間
発電日数	3,668 日
発電時間	88,109 時間
発電量	
発電端	2,104,641 MWh
送電端	2,104,641 MWh
運用平均熱効率	
発電端	30.8 %
送電端	30.8 %
1日平均発電時間	24 時間
平均負荷率	88.4 %
1日平均利用率	92.2 %
定期点検回数	9 回
起動回数	72 回 *
起動信頼性	92 %

*：使用前検査期間中の25回を含む

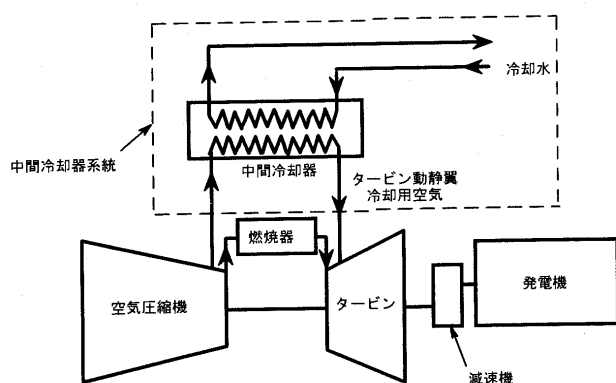


図4 1号機と中間冷却器システムの構成（運開当初）

改造前は、中間冷却器を通過した冷却空気が湿りやすいことからタービン動静翼内部に空気中の錆や塵埃が付着しやすく定期点検毎に動静翼を取外して翼内部冷却通路部の水洗浄が必要だった。改造により中間冷却器を不付として空気圧縮機から直接乾燥した空気を翼内部に導入する構造を採用したことで、無用な熱量の放散を軽減することによる熱効率向上が図られただけでなく、翼内部の汚れが減少したことで、翼の分解洗浄作業が必要なくなった。また、当然のことながら中間冷却器を含めた冷却水並びに冷却空気システムのメンテナンス工数の大幅な削減も実現した。さらには、別置式の中間冷却器やその配管類がなくなったことで、空いたスペースの有効活用も可能となる新たなメリットも生じた。この中間冷却器の取外し前後における性能比較を表3に示す。

今までに定期点検/燃焼器点検を10回実施しており、部品の点検内容及び状況をまとめたものを表4に示す。

燃焼器、トランジションピース、タービン動静翼は燃焼ガスにさらされ高温となることから、一般的に高温ガス通路部品または、高温部品と呼ばれ、各点検において重点的に検査し判定基準に基づき評価される。

このクラスの中型ガスタービンでは、高温部品を補修

表3 1号機中間冷却器不付化改造前後のガスタービン性能（性能試験時）

改造時期：1997年6月

項目	改造前	改造後	備考
性能測定時期	1996年5月	1997年6月	
出力	23,782KW	27,363KW	大気温度 15℃、大気圧力 0.1013MPa に補正
熱効率	31.2%	34.3%	

し再使用する場合部品が比較的小さいことから、補修作業に手間がかかり作業工数が増えることで新品と同一レベルの補修費用が発生することがあるので、部品の損傷状況により補修か新品と交換かを判断することが必要である。

2.2 2号機の運用実績

1997年9月に運開した2号機の、2000年9月現在までの運転実績を表5に示す。今までに定期点検を1回実施しており、その時の状況を表6に示す。

点検結果、燃焼器廻りにおいては、トランジションピース内面の熱遮蔽コーティング（TBC：Thermal Barrier Coating）が一部剥離していた程度であり、燃料ノズルも含めて他の部位に異状は見られなかった。また、タービン部においては、高温部品を中心に微細なクラックの発生や高温酸化による減肉あるいは長時間運転による摩耗等が見られたが、全体的には軽度の損傷程度であった。これは、ユニットが連続運転であるため起動停止による大きな熱応力の発生が少ないことからこのような結果となっているものと考えられる。

次回定期点検が2001年6月に計画されており、前回1999年6月に実施以来2年間の連続運転後の実施であり、今からその事前準備を進めている状況にある。

2.3 運転と保守管理

1号機導入後、2号機を追設する前までは、電気事業法に基づき1年毎の定期点検を実施して来た。この間ガスタービンの弱点部位については、これを改善すべくメーカーと一体となって耐久性向上に努力して来た。また、初期予想寿命に対し延命化が図られたものについては、メーカーの意見を聞きながら継続使用したりして次回の点検時期を見ながら常に、各部品が寿命を全うするまで使用することを基本に保守管理に努めている。表7に1号機と2号機の年間運転実績を示す。

2号機導入に当たっては、1号機での実績・経験を基にそれまでの不具合対策の水平展開の反映を図ったものとした。2号機導入以降は、規制緩和を目的とした電気事業法の改正があり、これにユニットの運転信頼性の向上が図られたことで、従来の1年毎を止め2年毎の定期点検を実施している。

最近では、1、2号機の運用方法としてプラントの電力需要を基本に寿命管理の必要な高温部品について、2年毎の定期点検インターバルと点検タイミングが一致するように工夫をこらしている。具体的には、各ユニットの運転負荷を電力需給のバランスをみて振り分け、高温

表4 1号機の定検履歴表

運開：営業運転開始	本格：本格定期点検						燃点：燃焼器点検		省略：定期点検省略				
運転年	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001
点検種類	運開	本格	本格	本格	本格	本格	本格	燃点	本格 +改造	燃点	本格	省略	本格 (予定)
燃焼器 ライナ			(*)										
トランジ ョンピース			(*)	(*)	(*)	(*)							
第1段 静翼		(*)	(*)	(*)	(*)	(*)							
第2段 静翼													
第1段 動翼													
第2段 動翼													

(*)：部分交換/部分補修有り

(*)：中間冷却器系統から侵入した異物により、第1段静翼に損傷発生

(*)：中間冷却器系統から侵入した異物により、第1段静翼と第1段動翼に損傷発生

(*)：1997年中間冷却器不付改造による動静翼の新替改造

表5 2号機運転実績

1997年9月～2000年9月

項 目	実績値
歴日期間	1,114 日 26,736 時間
発電日数	1,079 日
発電時間	25,517 時間
発電量	
発電端	514,529 MWh
送電端	514,529 MWh
運用平均熱効率	
発電端	30.6 %
送電端	30.6 %
1日平均発電時間	24 時間
平均負荷率	84.6 %
1日平均利用率	81.3 %
定期点検回数	1 回
起動回数	41 回 *
起動信頼性	100 %

*：使用前検査期間中の35回を含む

表6 2号機の第1回目定期点検の状況

定期点検実施日：1999年6月

部 品 名	点 検 結 果	処 置
燃焼器ライナ	異常なし	全数継続使用
トランジションピース	内面 TBC に軽微剥離有り	計画整備
タービン第1段動翼	翼面に軽微な肌荒れ有り	全数継続使用
タービン第2段動翼	異常なし	全数継続使用
タービン第1段静翼	翼面に軽微な肌荒れ有り	全数継続使用
タービン第2段静翼	異常なし	全数継続使用

TBC：Thermal Barrier Coating (遮熱コーティング)

表7 負荷運転の実績(定期点検期間毎)

(上段：運転時間、下段：起動回数)											
運転年	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000(※1)
1号機	7,015 (※2)30	6,646 8	7,688 7	7,591 4	7,429 4	8,116 2	7,856 6	8,331 1	7,440 3	8,740 3	11,384 4
2号機	—	—	—	—	—	—	—	882 (※2)35	5,006 0	8,310 3	11,319 2

1号機営業運転開始：1989年8月 2号機営業運転開始：1997年10月

(*)：2000年9月までの実績

(*)：使用前検査期間中の起動回数も含む

部品の残寿命が長期のユニットについては高負荷運転とし、他ユニットは部分負荷運転とするような運用として、ガスタービンを部分負荷で運転すると多少の効率低下となるが、コージェネレーション効率としては影響が少なく、燃料費のロスと比較の結果では、2年間連続

運転を確保する方がメリットははるかに大きい状況にある。

部品の履歴を管理し、運用実績と余寿命を想定しながら需給バランスを基にした最適な運用形態を見出すべく今後も運転保守管理の中で展開を図っていく必要がある

と考える。

尚、上述した内容は、高温部品を中心にしたものであるが、日常の保守管理としては、補機、計装品についても重要であり、定期点検毎に2年間かそれ以上の連続運転を見込んだ内容での整備、点検を行う必要がある。

特に、最近ではサーボ弁の制御不調等計装品のトラブルに起因しユニットの運転を停止せざるを得ない場合が発生することがある。この場合の原因は、制御油（ガスタービンの多くは潤滑油と制御油は共用のため）の劣化によるスラッジ発生によりサーボ弁の動作が不調となるもので、対応としては潤滑油の劣化、清浄度の管理を見直す必要がある。

また、メーカー側からの提案として連続運転に対する保守管理を行う上でのさらなる改善としてガスタービン吸気の清浄化を目的に設置されている吸気フィルタの効率向上があげられる。

現状の吸気フィルタでは、フィルタを通過した微小な塵埃が、空気圧縮機の翼に付着して圧縮機効率を低下させることから定期的なナツツシェルインジェクションによる圧縮機翼洗浄法を行っているがこれに代わり、吸気フィルタに最近のガスタービンで多用されつつあるHEPA (High Efficiency Particle Air filter の略) フィルタを使用もしくは追設することで吸気中の塵埃の捕集効率を更に向上して圧縮機翼の汚れを防止し圧縮機効率を高く保持することで年間を通じて安定した出力にて高効率運転が達成出来るものである。また、圧縮機翼の汚れが従来に比べ軽減されることで、定期点検時での翼の手入れに要する工数の低減を図ることも可能となる。このフィルタの設置については、設置環境にもよるが、捕集効率が良いことでフィルタ交換の頻度が増加することからこの分のコスト比較また、従来に比べ取り付け重量が増すので、メンテナンスの容易性を考慮した配置の検討及び圧力損失の増加を極力抑えたフィルタの選定、

数量の検討等が重要である。

3. 今後の展望

現状2年インターバルでの定期点検が軌道に乗っているが、補機類及び計装品の信頼性向上を課題として取り組んで行くことにより、将来的にはさらにこのインターバルを延長することの方策も同時に取り組んでいきたいと考えている。これには、補機、計装品も含む個々の部品が定期点検インターバルで耐用し初めて達成されるものであることから、各部品の弱点部位を見つけこれをメーカー、ユーザー一体となって改善、改良していくことが必要であると考え。保守のための停止期間を抑え設備の稼働率を上げることがトータル的には保守費削減につながるものではあるが、適切な保守を実施せずしてこれを実現するのは困難である。

メーカー、ユーザー間のスピーディーな情報交換が、運転、保守管理の内容を充実かつ的確なものとし、設備をより良いものに仕立て上げていけるものと確信している。今後は、IT手段を駆使した消耗部品の発注、運転監視等を通してお互いがより近いものとして展開されていくものと思われる。

おわりに

堺工場自家発電設備1、2号機は、的確な運転保守管理によって高い信頼性と稼働率を達成している。今後共、高温部品を中心に補機、計装品を含めたトータル的な保守管理を行いながら、保守費削減と高効率運転に向け更なる努力を続けていく所存である。

参考文献

- (1) JR 東日本川崎発電所コンバインドサイクルガスタービンの運転保守実績 内藤、佐藤、日本ガスタービン学会誌、Vol. 24, No. 93, 1996. 6

特集・ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）／産業用小形ガスタービン(1)

超低 NO_x ガスタービン最新運転技術

山矢 太*1

YAMAYA Futoshi

キーワード：低 NO_x マルチバーナー，ドライ低 NO_x

1. はじめに

オーツタイヤ(株)泉大津工場（以下「当事業所」という）は大阪府泉大津市に位置する自動車用タイヤの製造を主力とする工場である。

昨今、地球温暖化防止等の社会的ニーズから、産業用、民生用の省エネルギーの推進、新エネルギー導入等が叫ばれている。その中で、当事業所では、1986年度から都市ガスを燃料とするクリーンエネルギーによるコージェネレーション（以下「コージェネ」という。）を、第一次から第四次まで、他に先駆けて積極的に導入してきた。第四次として、1996年に小型ガスタービンによるコージェネを導入して、現在に至っている。表1に当事業所のコージェネ導入実績を示す。

当事業所は、1998年にISO 14001の認証を取得した。実際のコージェネの導入や運用管理は、以下に示す、ISO 14001の環境方針に従い実施している。

- 1) 環境負荷を減らす継続的な改善及び汚染の予防に努める。
- 2) 環境関連の法律、規制、協定を遵守することにとどまらず自主基準を設定して、一層の環境保全に努める。
- 3) 環境管理システムを構築して継続的改善に努める。

今回、オンサイト分散型電源として、エネルギー総合効率の高い、そして、ISO 14001 のシステムに基づく、超低 NOx の小型ガスタービンによるコージェネの運転事例を紹介する。

表1 コージェネレーション導入実績

	第一次	第二次	第三次	第四次
設置年	1986年	1989年	1993年	1996年
タイプ	ガスエンジン 発電機	ガスエンジン コンプレッサー	燃料電池	ガスタービン 発電機
燃料	都市ガス13A	都市ガス13A	都市ガス13A	都市ガス13A
容量	480kw	360kw相当	200kw	1,500kw
総合効率	83%	81%	81%	75%

原稿受付 2000 年 10 月 30 日

* 1 オーツタイヤ(株) 泉大津工場

〒595-8560 大阪府泉大津市河原町 9-1

2. コージェネ導入の背景

2.1 当事業所のエネルギーバランス

当事業所のユーティリティ・フロー図、及びトータルエネルギーバランスを図1、図2に示す。

当事業所では、ゴム練り加工用ミキサーの電力負荷とタイヤを化学変化させプレス加硫する熱負荷があり、エネルギー多消費型の工場である。その為、エネルギーコストの削減、及びCO₂、NO_xの削減のためにコージェネを積極的に導入してきた。その結果、当事業所でのエネルギー消費量のうち、コージェネの占める比率が58%と比較的高い割合を占めている。図3にエネルギー消費量に占めるコージェネ比率を示す。

2.2 ガスタービン発電機導入の背景

1993年に第三次コージェネの燃料電池を設置完了した時点で、更にエネルギーコストの削減の為、第四次コージェネの導入を計画した。当事業所の特徴は、電力の負荷変動が平均電力に比べて非常に大きいことである。図4、図5に当事業所の電力日負荷曲線及び電力負荷変

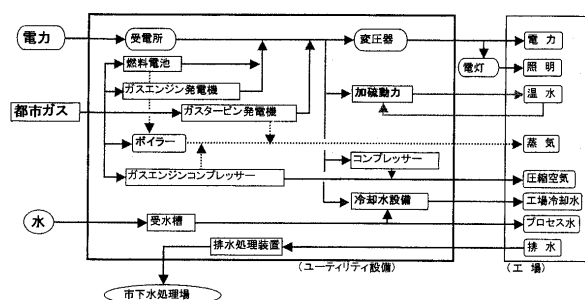


図1 工場のユーティリティ・フロー図

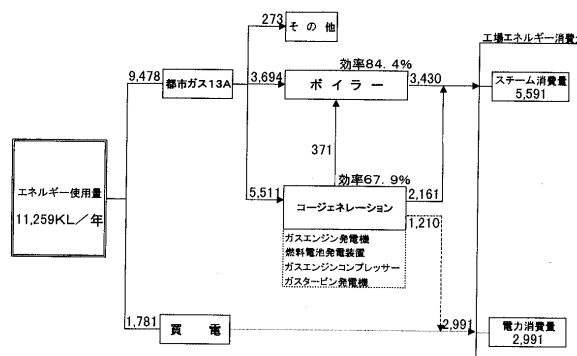


図2 トータルエネルギーバランス

動を示す。

第四次コージェネは、負荷追従性が良いこと。さらには、年間 20 回以上の光化学スモッグ予報、注意報が発令される当事業所の地域特性、及び社会的要請から低 NOx、低公害特性を有するということが必須条件となる。上記の背景から低 NOx ガスタービン発電機によるコージェネの導入に踏み切った。

3. ガスタービンシステムの特徴

ガスタービン発電システムを導入するに当たり、工場電力負荷と工場スチーム使用量のバランス、及び電力負荷変動を考慮して 1500 Kw の発電容量を選択した。

特徴としては、

- 1) システムがシンプルであること。
- 2) 廃熱を最大限に有効利用できて、システムの効率

が高いこと。

- 3) 買電と並列運転を実施して高効率運転を実施できること。

- 4) 低 NOx、低公害仕様であること。

- 5) 生き残り運転を実施して、工場重要負荷の単独運転が可能であること。

という条件を満足することである。

図 6 にガスタービン発電システムの外観を示す。

3.1 システム内容

図 7 に当事業所のガスタービン発電システムを示す。

表 2 に主要機器の仕様を示す。

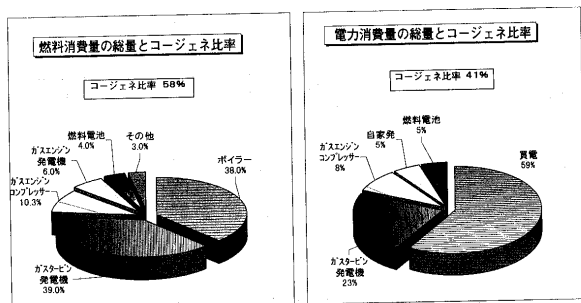


図 3 エネルギー消費量の総量とコージェネ比率

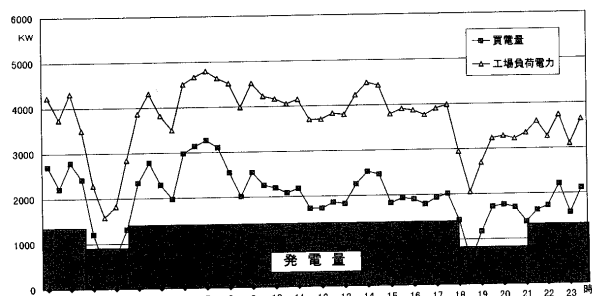


図 4 工場電力日負荷曲線

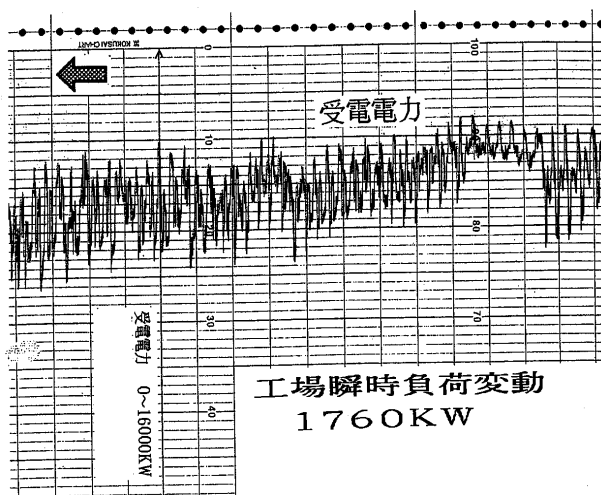


図 5 工場電力負荷変動

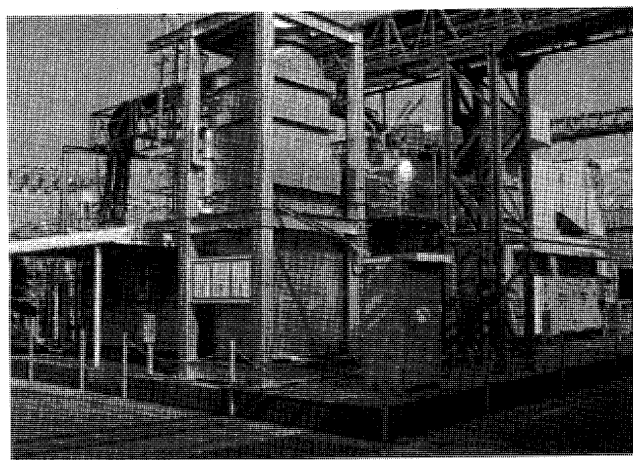


図 6 ガスタービン発電機システム外観

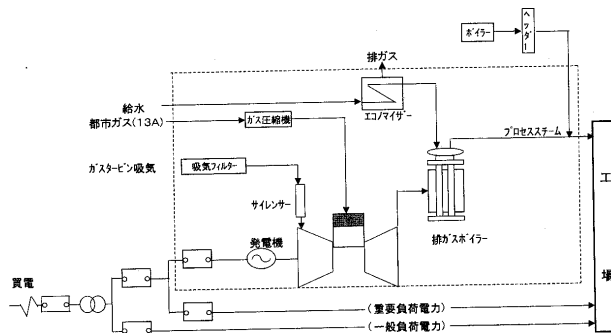


図 7 ガスタービン発電機システム図

表 2 主要機器仕様

主要機器仕様		
ガスタービン 発電機 1台	発電容量	1,500KW
	ガスタービン	GP-1500D (川崎重工業株) 単純開放一軸式 圧縮機: 遠心式2段 タービン: 軸流式3段 燃焼器形式: 低NOxマルチバーナ
	回転数	ガスタービン 22,000rpm(367S ⁻¹) 発電機 1,800rpm(30S ⁻¹)
	発電機	3,300V同期発電機
ガス圧縮機 1台	型式	モータ駆動スクロー式
	吐出量・モータ出力	580Nm ³ /h・75KW
	吸込圧・吐出圧	0.1~0.15MPa・14.0MPa
排ガス ボイラー 1台	型式	自然循環水管式
	蒸発量・蒸気圧力・蒸気温度	4.44t・16MPa・204°C
	排ガス流量	22,600Nm ³ /h

3.2 電力制御

ガスタービン発電機の運転は、買電との並列運転による発電電力一定制御を基本としている。但し、工場の負荷変動に対応するため、発電出力の時間プログラム運転、及び工場負荷の急激な減少時の逆電力防止対応として受電電力一定制御機能を有している。又、雷警報発令時のボイラー等の工場重要負荷設備の保安電力としての生き残り運転機能を追加した。

表3に電力制御システムを示す。

3.3 廃熱利用

ガスエンジンや燃料電池のコージェネシステムは、エネルギー効率を高める為に、低温廃熱を如何に有効利用するかということに苦心してきた。一方、ガスタービン発電システムは、高温の廃熱が利用できる為、廃熱が非常にシンプルに、且つ効果的に活用できる。

ガスタービンの廃熱で発生するスチームは既設ボイラーのヘッダー2次側に接続し工場負荷へスチーム供給している。工場熱負荷の変動は既設ボイラーで吸収し、シンプルで安定運転を図るシステムにした。

図8に廃熱回収システム図を示す。

3.4 NOx 対策

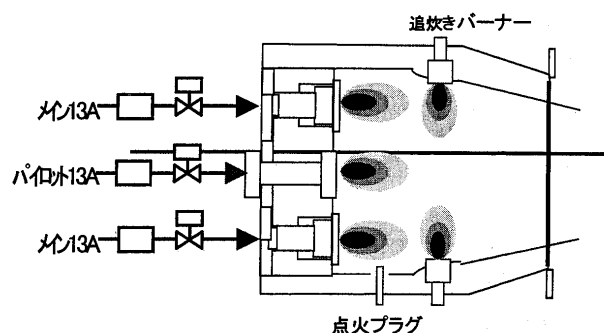
低 NOx 運転が当事業所の課題である。計画当初、ガスタービンの排出 NOx のメーカー標準は 150 ppm であったが、当時 (1996 年)、NOx 低減方法として、メーカーが開発を終えたばかりの燃焼方式であるドライ低 NOx マルチバーナーの採用に踏み切り、超低 NOx となる 40 ppm に挑戦した。種々の改善を重ね、現在、負荷率 90% 以上の通常運転では、40 ppm 以下で安定運転を継続実施している。このドライ低 NOx マルチバーナー

は、中小型用ガスタービンでは、主力になりつつあるが、当時は、NOx 対策として純水による水噴射方式が主流であった。ドライ低 NOx 方式の利点は、NOx 対策としてランニングコストがかからないこと、及びメンテナンスフリーであるという大きな利点をもっている。

図9、図10にマルチバーナーの形状、マルチバーナーの燃焼特性を示す。

ドライ低 NOx マルチバーナーによるガスタービンの常用運転可能範囲は、吸気温度条件によって変化するが、負荷率を 60% 以上で運転する必要がある。図11にガスタービンの運転可能範囲をしめす。買電との並列運転、及び生き残り単独運転もこの範囲で運転する必要がある。

NOx を 40 PPm 以下で安定運転できるようになるま



- ・メインとパイロット燃料量を独立に制御
- ・メインバーナーの切替で負荷に対応

図9 マルチバーナーの形状

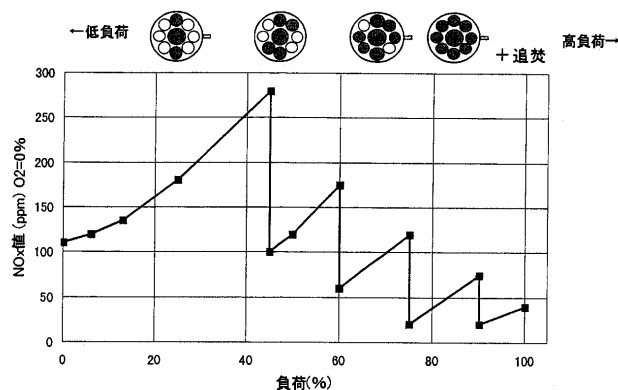


図10 マルチバーナー燃焼特性

表3 電力制御システム

No	内容	設定値	備考
1	ガスタービン発電機 一定出力制御	発電機出力 1350KW 90%負荷	通常運転時出力
2	発電電力一定制御 (24時間タイマー制御)	発電機出力 900KW	受電電力がさがることを予想して 発電機出力をタイマー制御
3	受電電力一定制御	受電電力 500KW以下	受電電力500kW以下でガスタービン 発電機出力カダウン(逆電力防止)
4	受電用継電器動作	受電電力 -256KW以下	受電電力が逆電力256KWで 連絡遮断機盤解列

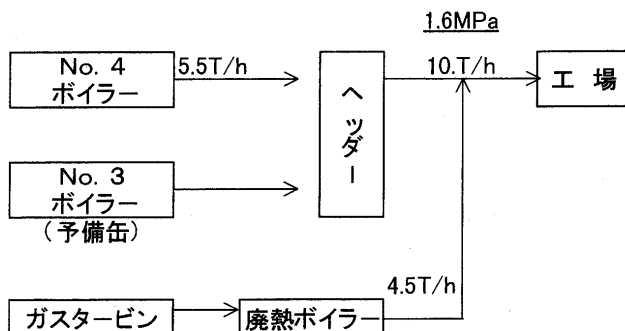


図8 廃熱回収システム

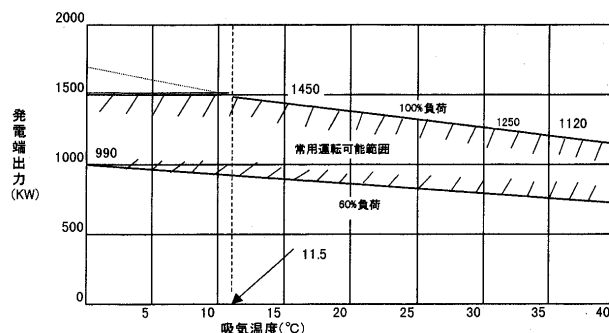


図11 ガスタービン運転可能範囲

で燃焼器部品の熱応力による部品劣化の為、発生する異常燃焼や発電出力変更時のマルチバーナー切り替えタイミング不良による失火等の問題が発生したが、燃焼器部品の材質、形状の変更、低 NOx 下におけるバーナー調整技術の確立等の種々の改善により非常に安定した運転が可能な燃焼器となっている。

3.5 保安電力

当事業所では、数サイクルの瞬時停電（電圧降下）でもタイヤの製品不良が大量に発生し、更にボイラーが失火する事態となると大きな減産となり、製品に対する保安電力が不可欠であった。

ガスタービン発電機の導入を機に製品保安電力としての生き残り運転を実施した。

設置当初は、雷等による瞬時停電時の買電側の電圧降下を検出して単独運転への自動切り替えを計画していたが、自動切り替えによるガスタービン発電機の生き残りの確立が 100% でないことをふまえて、当事業所では生き残り運転は、雷警報発令時に事前の切り替えを実施している。雷発生時に 20 数回/年の単独運転を実施し、数回/年の瞬時停電時に助けられており、保安電力として非常に有効である。

4. 運転管理

経済性を追求し、且つ安定運転を図る為には、高効率運転管理を維持すると共に、運転管理の為の徹底した標準化とそれに基づく運転管理者の訓練が必須である。又、通常は体験出来ない緊急事態への対応については、想定できる緊急事態について手順を定めて、それに基づく訓練を計画的に実施することが重要である。

当事業所では、上記の運転管理を ISO 14001 のシステムに基づき実施している。運転管理の基本は、環境負荷を自主基準値内で運転するための手順を明確にし、維持すること。高効率運転の為の負荷変動やその他の状況の変化に応じた運転管理の標準化。オンラインモニターによる異常の早期発見を実施すると共に、ヒューマンエラー防止の為、徹底した「目で見える管理」の実践とそれに基づく訓練の実施である。

4.1 運転管理の内容

当事業所の運転管理内容について以下の内容を述べる。

- 1) 低 NOx 運転管理
- 2) 高効率運転及び安定運転維持の日常管理
- 3) 運転管理の標準化
- 4) 訓練
- 5) 緊急事態対応

4.2 低 NOx 運転管理

ガスタービンの燃焼特性は、外気温によって大きく変わる。燃焼が過度に希薄になると失火の危険性が高くなり、余裕を持つと NOx が高くなるというジレンマがある。40 ppm 以下で安定して運転するためには、夏場と冬場の年 2 回の燃焼調整を実施し季節変動に対応した運

転管理が重要となる。特に、夏場の雷警報発令時のガスタービン単独運転時に失火した場合、ボイラー停止等の 2 次被害が発生して被害甚大となるため、この燃焼調整が重要ポイントとなる。

燃焼特性は、ガスタービンのエンジン本体（以下「PS」という）により個体差があり、PS の入れ替え毎に実施する必要がある。当事業所の場合、PS を年 1 回入れ替えているため、季節変動対応を含めて、必ず年 2 回の燃焼調整を実施している。

燃焼調整は、マルチバーナーの各々バルブの開閉のタイミングを負荷を増減しながら NOx が基準値内にはいる様に調整する。又、通常運転時に発電機出力を 90% 以上の負荷率で運転することが、低 NOx 運転の鍵となる。当事業所全体の消費燃料に対する排出 NOx 量を表す NOx 原単位は、低 NOx ガスタービン導入後、他のコージェネ及びボイラーの低 NOx 化改善も含めて実施した結果、60% 削減することができた。図 12 に NOx 原単位実績を示す。

4.3 高効率運転及び安定運転の日常管理

高効率で安定して運転するための日常管理は以下のことを実施している。

- 1) ガスタービンの負荷率 90% 以上の運転管理
- 2) 総合効率のデイリー管理
 - ・発電効率、廃熱ボイラー効率及び総合効率のデイリー管理
- 3) 効率維持の為の日常管理
 - ・空気圧縮機の洗浄管理
 - ・吸気フィルター管理
- 4) 安定運転のための日常管理
 - ・潤滑油の減量、不純物の管理
 - ・ボイラー缶水管理

表 4 に日常管理の例である、ガスタービン発電機点検表を示す。

4.4 運転管理の標準化

安定運転のためには、徹底して、取り決めをして、それを標準化し、習慣化するまで、繰り返し繰り返し訓練することが肝要である。

標準化項目としては、下記を実施している。

- 1) 立ち上げ、立ち上げ等の操作手順
- 2) 監視及び測定基準

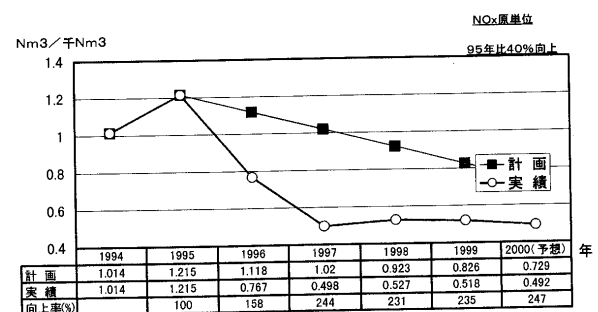


図 12 NOx 原単位推移

表4 ガスタービン発電機日常点検表

00年
10月17日
(火) ガスタービン発電機日常点検表

実施 担当者	点検項目	基準	早番	中番	後番	備考欄
タービン	① 振動	タービン 60μm/s 減速機 10%以下	8.30 30	15.30 30	21.15 30	
	② ガス、潤滑油等の流れ	無し	有・無	有・無	有・無	
	③ 架台、支持金具等の異常	無し	有・無	有・無	有・無	
	④ ボルト、ナット等のゆるみ	無し	有・無	有・無	有・無	
	⑤ 潤滑油の油面	180~210mm	2.10	2.10	2.10	
	⑥ 潤滑油のフィルター目詰り	インジケータ	有・無	有・無	有・無	
	⑦ タービン吸気フィルターの差圧	13mm以下	4.0	5	4.2	
	⑧ 発電機吸気フィルターの差圧	20mm以下	8.0	1.1	10.1	
	⑨ 水素計の動作確認	早番 実施	未・有	未・有	未・有	
	⑩ 潤滑、バルブ等の流れ	無し	有・無	有・無	有・無	
モーター	⑪ 連続ブロー量	180~220	2.00	2.00	2.00	
	⑫ 圧縮ブロー	後番 実施	—	—	—	
	⑬ ドラム圧力	1.45~1.7MPa	1.62	1.62	1.61	
	⑭ P. H	11~11.8	—	—	11.6	
	⑮ 電圧伝達率	3500μs/0m	—	—	3000	
	⑯ アルカリ P. H (PPM)	P400~M600	—	—	370/560	
	⑰ 伝水電圧	0	—	—	0	
	⑱ 塩素イオン	300CL以下	—	—	248.22	
	⑲ エコ出口温度	入口温度/出口温度	150/170	149/174	128/150	ΔT30℃以内
	⑳ 潤滑油の油面	量195 深145	165	165	164	
ガス	21 潤滑油の温度	40~60℃	5.2	5.2	5.2	
	22 給油圧力	1.2MPa以上	1.34	1.37	1.37	
	23 ガス吐出圧力	1.4±0.02MPa	1.40	1.41	1.42	
	24 電流値	235A以下	238	237	232	
	25 冷却水温度入口	32℃以下	31.5	31.6	32	
	26 冷却水温度出口	37℃以下	35	35.0	35	
	27 軸受部の異常	無し	有・無	有・無	有・無	
	28 軸受温度	外気+80℃以内	41	41.5	42	
	29 振動	目視	有・無	有・無	有・無	
	30 EHV, BVV, SVVの減圧2次圧力	0.510.04MPa	0.50	0.50	0.51	
計測	31 換算NOx値	40PPM以下	30.5	—	28.5	
	32 出力調整 (既決負荷日、翌日前後実施)	(191~913, 91~123)	—	—	—	AMS時PM10時

表5 ガスタービンメンテナンス基本計画

点検名称	部位	内容	点検時間(等価)
(1)燃焼器点検	ライナー 燃焼バル	・燃焼器ライナーを取り外して目視点検する ・燃焼ノズルのカーボン付着具合を目視点検する	2,500時間毎
(2)エアスクrub点検	吸排気通路 圧縮機入口 静/動翼 タービン入口 静/動翼 タービン出口 静/動翼	・吸排気通路ダクト軸を取り外し通路異常の有無(変形、打痕、異物等)を目視点検する ・圧縮機入口(静/動翼)やタービン出入口(静/動翼)を内視鏡や目視で点検する ・内部の状態を総合的に推察する	5,000時間毎
(3)高温部分分解点検	タービン静/動翼 ディスク	・高温部(燃焼器、タービン排気部)のみを分解検査し修復する	10,000時間以内
(4)オーバーホール	圧縮機、タービン 全構成部品	・圧縮機部を含めガスタービン本体部を全分解し精密検査の後、必要修理部品を修理交換して修復、単体での運転試験を通じて性能回復の確認を行う	20,000時間以内

ガス漏れ、火災・爆発、地震等の天災、NOxの基準値オーバー等の予想される緊急事態について手順を定め、それを想定した訓練を実施し、被害を最小限に留める応急処置、拡大防止策を明確にしている。又、こうした緊急事態が発生しないよう、未然に予防処置を図るための環境パトロールを実施している。

5. 保守管理

保守管理の基本は、いかに低コストで保守しながら安定運転を図ることである。

それは、音を耳で聞き、メータを目で読む徹底した「現場・現物」による日常点検とそのデータに基づく計画的な定期整備の実施である。当事業所では、日常点検整備は自社で実施し、2500時間、5000時間、年次の定期点検をメーカー点検としている。

表5にメーカーによる定期点検整備内容を示す。

6. むすび

今後も、地球温暖化防止、CO₂、NOx削減の為に、さらに省エネを進めると共に、新エネルギーの導入や分散型電源としてのコージェネの拡大が不可欠であろう。当事業所での事例の様に、超低NOxガスタービンが、安定運転可能になったことで、今後、益々、ガスタービン発電機の導入に弾みがつくことを期待する。又、更に経済性の高い低公害型ガスタービン発電システムが開発されることを希望する。

ドライ低NOx運転で40ppm以下という超低NOxのマルチバーナーの開発と、その安定運転の為の運転管理技術の確立に援助して頂いたメーカーとその関係者に感謝する。

3) 異常時の処置基準

4) 点検整備基準

5) 緊急事態への対応手順

そして標準化した手順書は必要な時にすぐ見られることが必要である。当事業所で、極力その手順書は、現場に掲示してそれを見ながら操作や対応が可能ないようにしている。

4.5 訓練

標準化した手順に基づいて、実際に関係者全員に訓練し、且つ、その通り実施されているか確認することが大切であり、当事業所では、訓練した内容を「個人別訓練記録」に全てを記録し漏れなく訓練したことを確認している。

4.6 緊急時対応

想定される緊急事態発生時の対応方法についてその手順を決めて、訓練しておくことは大切なことである。

当事業所では、ISO 14001のシステムの中で、燃料の

ガスタービン基礎講座

— ガスタービンと制御工学 (2) —

岡田 清^{*1}

OKADA Kiyoshi

1. ガスタービン制御機能

1.1 速度ガバナ制御

概略ブロック図を図 1.1.1 に示しますが、基本的には 2 つの主要な機能を持っています。

- 1) 定格速度域における速度制御
- 2) 発電機遮断器を解列している時の無負荷、定格速度運転及び負荷運転状態で、負荷変化に対しても周波数(速度)を維持するように、出力を自動調整する、いわゆる速度/負荷調定率制御。

以下、詳しく各機能について説明します。

1.1.1

起動時に定格速度まで昇速完了後、ガバナスイッチ操作または自動同期装置からの信号によって、ガスタービン発電機速度を調節し、系統と同期操作を行ないます。

1.1.2

負荷運転中、ガバナ設定値と実速度とを比較し、比例制御によって速度/出力の調節を行なう、いわゆる調定率運転を行ないます。通常、系統につながっている他の発電設備と連携して負荷分担を行なうために、この調定率は 4 % 程度に設定されます。この場合、例えば系統の負荷増加によって、周波数が 0.4 % (50 Hz の場合 0.2 Hz, 60 Hz の場合 0.24 Hz) 低下した場合、このガスタービンはフルパワーの 10 % の出力を増加させて系統負荷の増加を分担します。

ガスタービン発電機の出力を手動で調節する場合は、ガバナスイッチ操作によってガバナ設定値を 4 % 調節すると図 1.1.2 に示すように無負荷からフルパワーまで可変することができます。すなわち、系統周波数が定格値 (50 Hz 系統の場合 50 Hz, 60 Hz 系統の場合 60 Hz) の

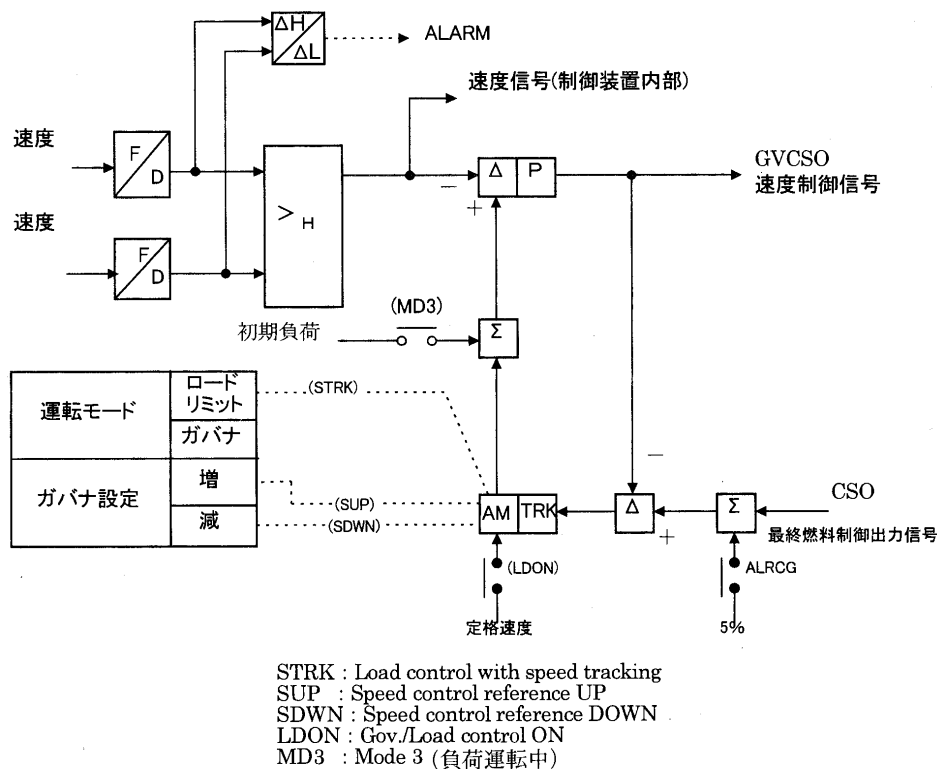


図 1.1.1 速度ガバナ制御概略ブロック図

原稿受付 2000 年 9 月 14 日

* 1 三菱重工業(株) 原動機事業本部 火力プロジェクト部
 プラント技術三課
 〒220-8401 横浜市西区みなとみらい 3 丁目 3-1

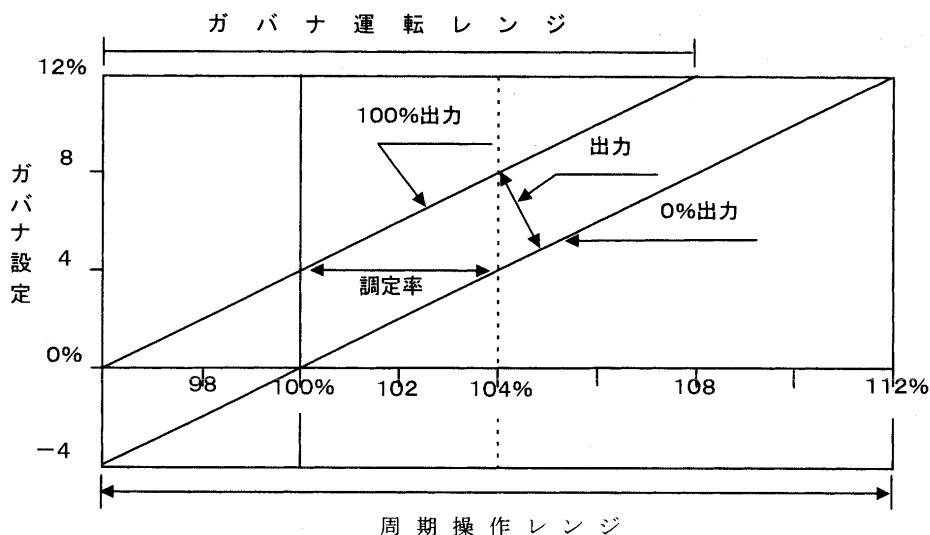


図 1.1.2 ガバナ調定率運転

場合ガバナ設定0%で無負荷、2%で50%出力、4%でフルパワーとなります。ガバナ設定は通常-4%から+12%の間で調節できます。

1.1.3

ロードリミットモードを選択することによってガバナを逃がし、ロードリミットによる出力一定運転を行なうことが出来ます。ロードリミットモードの場合、ロードリミット出力の少し上に速度ガバナ出力を追従させ、ロードリミット制御が燃料制御出力として選択されるようにします。この速度ガバナ出力の追従動作は、速度ガバナ出力と最終燃料制御出力信号との比較で、ガバナ設定を調節して行ないます。

1.1.4

速度ガバナ制御の出力信号（GVCSO）は、ガバナ設定値と実速度とを比較し、その偏差に速度調定率によって定まる比例ゲインを掛けた値となります。速度調定率は通常3～6%程度の間で調節可能です（調定率は通常ユーザ側の指定がなければ4%としています）。

1.1.5

速度信号（制御用）は、ガスタービン発電機軸に設定した速度ピックアップからの回転数に比例した周波数のパルスを検出しています。速度信号は2重化されており、制御装置内で2つの速度信号の内、高い方を選別して使用しています。従って、2つの速度信号にズレが生じた場合は警報表示を行ないますが、運転は安全に続行されます。

1.1.6

速度信号は、ガスタービンの運転状態の監視、インターロック用（ターニング起動・停止、点火、起動装置切離し、抽気弁閉、過速度トリップ等）としてモニタされており、

1.2 ロードリミット制御

概略ブロック図を図1.2に示しますが、基本的には2つの主要な機能を持っています。

1) 負荷運転中の最大出力リミット

2) 外部電力系統と接続された併列運転状態で、発電機出力一定運転、または買電量一定運転を行う。

以下、詳しく各機能について説明します。

1.2.1

ガバナモード選択時、速度ガバナ出力の少し上にロードリミット出力を追従させておき、通常の微小周波数変動（フリンジ成分）に対しては速度ガバナで制御を行ない、大きな周波数低下が生じた場合にロードリミットで出力の急増を制限します。

ロードリミット出力の追従動作は、ロードリミット設定を実際の発電機出力の少し上に追従させておき、更にロードリミット制御出力を最終燃料制御出力信号の少し上に追従させておくことで行ないます。

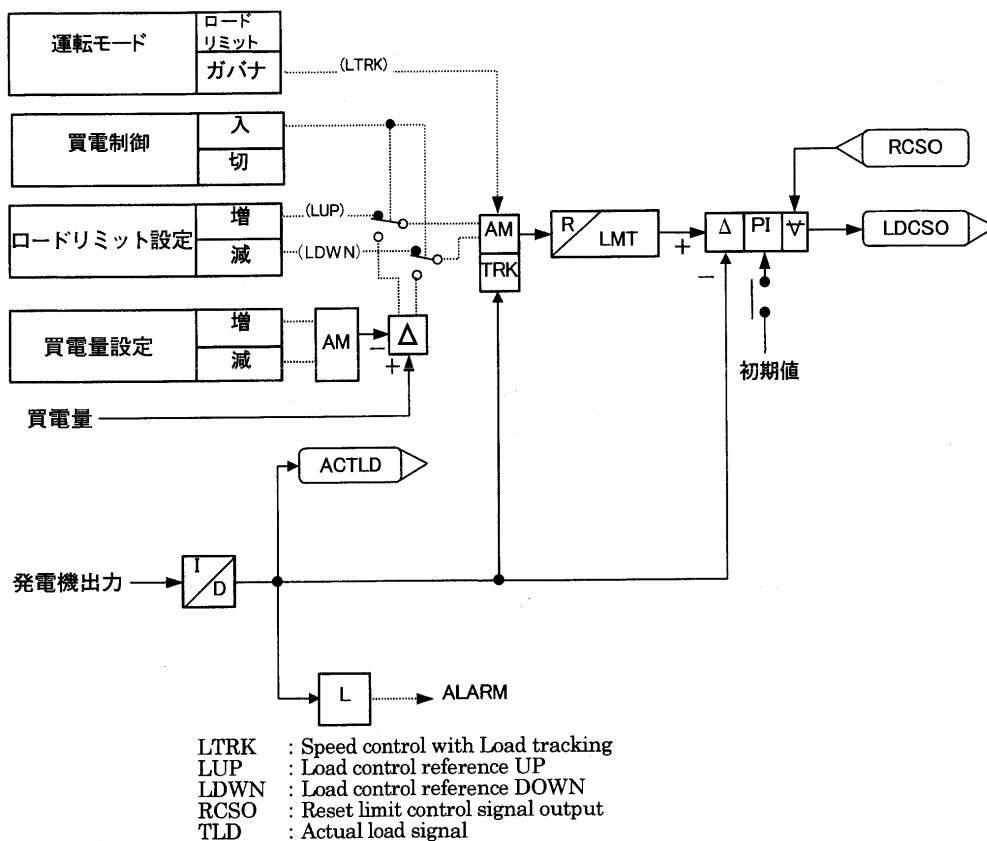
もし、大きな周波数低下が持続した場合には、ガバナ調定率で定まる出力まで、ガスタービン発電機の出力は増加しますが、この場合でも出力上昇はロードリミット制御によって、通常の出力変化率で行なわれるので、ガスタービンの温度上昇率は、許容リミット内に維持されます。

1.2.2

ロードリミットモードを選択すると、速度ガバナ出力はロードリミット出力の少し上に追従するようになり、系統周波数の変動に係わらずロードリミット設定で定まる一定出力運転を行なうことができます。この場合でも大きく負荷が減少し、周波数が上昇した場合には、速度ガバナによって燃料が制限され、ガスタービン発電機の過速度を防止します。

ロードリミット設定は、手動操作でミニマム出力からフルパワーの間の任意の値に調節できます。通常のミニマム出力はフルパワーの5%程度です。

もし、ロードリミット設定を、タービン温度で定まる最大出力以上に設定した場合でも、タービン温度リミット制御によって燃料は制限され、ガスタービンの許容温



度を越えて出力を増加させることはありません。

1.2.3

ロードリミット制御の出力信号 (LDCSO) は、ロードリミット設定値と発電機出力とを比較し、これらが一致するように比例+積分 (P+I) 制御を行なった値です。

燃料量が速度ガバナ等の他の制御回路の出力で制限されている場合は、出力偏差が残るため、ロードリミット制御回路の積分(I)要素によって、ロードリミット制御の出力が増加し、上限まで逃げようとします。これを最終燃料制御出力の少し上 (CSO + 5 % = RCSO……リセットwindアップ防止信号) でリミットしておき、ロードリミットとして有効に働くようにしています。

1.2.4 買電量一定制御

買電量を一定に保つために、任意に調節可能な買電量目標値を設定し、買電量との偏差により、ガスタービンの出力調整範囲内において発電機出力を自動調節します。

ロードリミット制御運転状態において、買電量制御を「入」にすることにより、買電量設定に応じてロードリミット設定を自動調節することによりガスタービン出力を通常の出力量変化率にて調整し、買電量を一定に制御します。

1.3 タービン温度リミット制御

概略ブロック図を図 1.3 に示しますが、基本的には下記の機能を持っています。

1) 起動時, および負荷運転時の燃焼ガス温度リミット
制御

以下、その機能について詳しく説明します。

1.3.1

起動時、および負荷運転中のタービン入口温度を許容リミット内に押え、ガスタービンを安全に運転するように燃料量を制限します。

タービン入口温度は、余りに高温のため、安定に計測することは容易ではありません。従ってこれに替えてタービン出口（排ガス）温度を計測し、燃焼器車室圧力で補正して使用しています。

実際の温度制御回路では、予め各燃焼器車室圧力について、許容タービン入口温度に対応するタービン出口（排ガス）温度の関係を計算しておき、それを燃焼器車室圧力に対するタービン出口（排ガス）温度リミットとして関数設定してあります。従ってこのタービン出口（排ガス）温度リミット設定値と実際のタービン出口（排ガス）をダイレクトに比較することができ、精度良く制御を行なうことができます。

タービン出口(排ガス)温度リミット設定は、ガスタービンの運転状態によって起動時用と負荷運転用とに切替われます。

負荷運転用設定値は、起動時用設定値に負荷時バイアスを加えた値となっており起動から負荷運転への切替えがスムーズに行なわれるようにしてあります。

1.3.2

タービン出口（排ガス）温度は、タービン出口直後のブレードパス部と排ガスダクト部の2ヶ所で計測してお

1.4.1

ガスタービンの停止状態から定格回転までの昇速過程は図 1.4.2 に示す通り次のように行われます。

起動装置による外部からの回転力により、ガスタービンの回転を定格速度の約 20% の速度まで昇速すると、燃焼に必要な空気が得られるようになり、燃焼器へ燃料が噴射され着火されます。燃焼によって得られた高温ガスはタービンで膨張し、回転力を発生し、回転数を上昇させます。しかし、この回転力は低回転域では空気量(圧力比)が少ないために、燃焼温度の割には大きくなりません。従って、自力昇速が可能な回転数までは起動装置による助力がなければ、ガスタービンは回転数を維持できません。回転上昇と共に空気量も増加し、自立運転可能な回転数まで昇速後、起動装置切離し運転に入り、それ以後は燃料追加分が加速エネルギーとなり、回転を上昇させます。

1.4.2

燃料リミット制御回路の加速設定により、着火から定格速度に至る間の加速制御をし、予め定められた起動時間でしかもこの間のタービン入口温度が許容値を超さぬよう制御します。

1.4.3

燃料リミット制御のブロック図は、図 1.4.1 に示されていますが、この回路がガスタービンの起動時の制御の主体をなすものであります。

速度に対し、燃料リミット (FUEL LIMIT) を定め、さらに速度の加速率が許容値をうわまわった場合、加速率制限ブロックの出力が増加し、燃料リミットの値を減少させ、許容加速率以内でガスタービンを起動することができます。

1.4.4

負荷運転時にはこの回路の役割が終了しているため、燃焼器圧力に対し、燃料リミットを定めることにより、最大 CSO を制限し、圧縮機のサージングに入らないよう保護制限をします。

1.5 ミニマムセレクト

概略ブロック図を図 1.5 に示しますが、基本的には下記の機能を持っています。

1) 制御回路の選択

以下、その機能について詳しく説明します。

1.5.1

速度ガバナ、ロードリミット、タービン温度リミット、燃料リミットの各制御回路の出力の内、最小の値を選んで最終的に燃料供給量を制御する最終燃料制御出力信号 (CSO) とします。

1.5.2

また、負荷遮断等の急激な状態変化によって、燃料が過渡的に絞り込まれ、燃焼器が失火するのを防止するために、燃料量の下限リミットを付加しています。下限リミットの値は次の各条件にて最適の値に設定します。これらの信号はシーケンス制御からの指令により自動的に選択されます。

条件名	条件	内 容
MD 0	着火前	- 5% のリミットにし、各燃料弁を停止状態に保持
FIRE	着火時	確実な着火を得るため、ステップ状にリミット値を上昇させ、着火確認までその状態を保持
WUP	ウォームアップ	着火以後起動中の火炎安定の最少燃料を保持
MIN	失火防止	負荷遮断時のような急激な燃料絞り込み時の失火防止

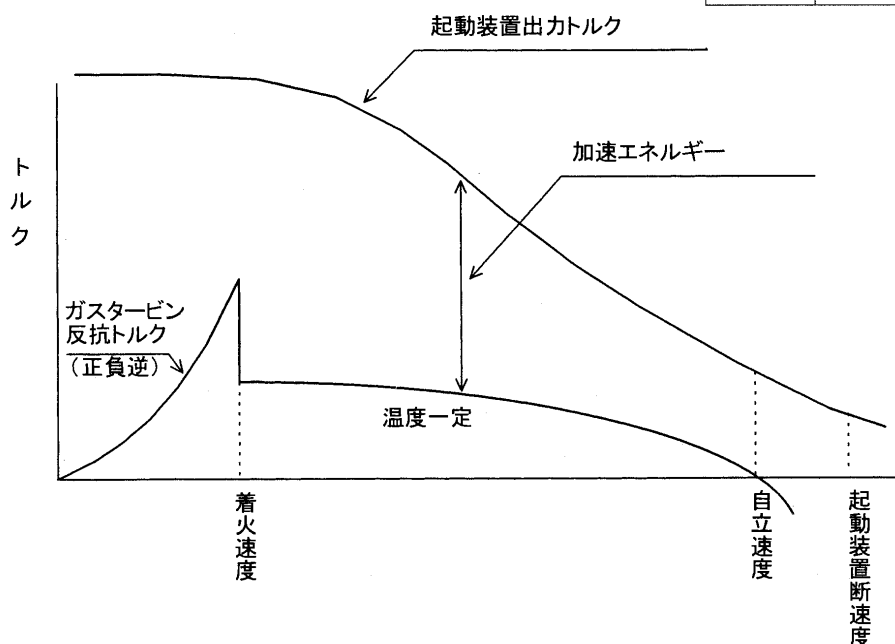


図 1.4.2 ガスタービンの昇速過程

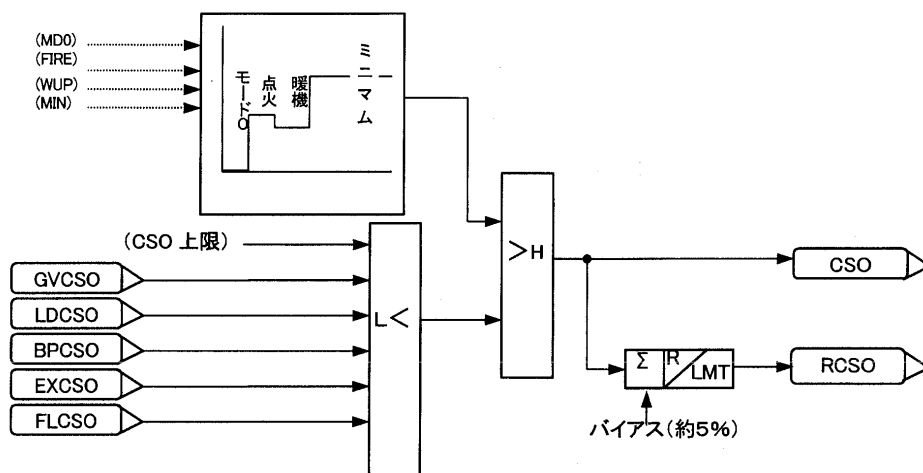


図 1.5 ミニマムセレクトラ概略ブロック図

2. おわりに

以上簡単にガスタービンの制御についてまとめてみましたが、制御工学との接点とは少しかけ離れた内容であったため期待外れだった方もおられるかも知れません

が、まだまだガスタービンの高温化，高効率化，低公害燃焼技術等の発展にともない発展し続ける技術分野であります。

燃焼器作動条件の燃焼器出口ガス温度不均一率に及ぼす影響 (圧力噴射弁および気流微粒化噴射弁付き燃焼器による実験)

Influence of Combustor Inlet Conditions on Combustor Exit Gas Peak Temperature Factor
(Experiment by using the Combustor with Pressure Atomizing Fuel Nozzles
and the Combustor with Airblast Type Fuel Injectors)

佐藤 幸徳*¹

SATO Yukinori

渡辺 猛*²

WATANABE Takeshi

藤 秀実*²

TOH Hidemi

新岡 嵩*³

NIIOKA Takashi

キーワード：温度分布，燃焼，燃焼器，ジェットエンジン，ガスタービン

Temperature Factor, Combustion, Combustor, Jet Engine, Gas Turbine

Abstract

The control of the gas temperature distribution at the combustor exit is an important factor today in ensuring the durability of turbine nozzles and blades by offsetting the extremely high combustor exit gas temperature for modern jet engines. Since the maximum output condition of an actual engine cannot be simulated in a rig test due to the limited capacity of the test equipment, the peak temperature factor of the combustor under the most critical temperature conditions cannot be determined. There are almost no data which have successfully established correlativity for the peak temperature by a parameter. This study was carried out in an effort to establish such a parameter, which could be useful for estimating the peak temperature factor under high loading. The combustor operating conditions were parametrically varied as to the pressure, temperature, airflow, and temperature rise for the combustor with pressure atomizing fuel nozzles and the combustor with airblast type fuel injectors, and their effects on the peak temperature factor were examined in order to find correlations by which to establish the parameter. θ parameter " $P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/300)/Wa$ " revealed the good correlations with the peak temperature factor.

1. まえがき

ジェットエンジン用燃焼器の出口温度の高温化に伴い、タービン翼の耐久性を確保するため、燃焼器出口ガス温度分布を制御することが重要になってきている。一方、実機を用いない要素実験装置では、装置の能力上実機の最大出力条件をシミュレートできないことがあり、そのため温度が最もクリティカルな条件での燃焼器出口ガス温度不均一率が判らないという問題がある。これまで、あるパラメータを使って温度不均一率を相関付けたデータは殆ど無い。ここでは、最大出力条件を含めた高負荷時の温度不均一率を推定するパラメータを見出せば実

用的に有用と考え、燃料噴射弁として代表的に使用されている圧力噴射弁および気流微粒化噴射弁をそれぞれ使用した燃焼器の場合について、燃焼器の作動条件、即ち、燃焼器入口空気圧力、温度および空気流量ならびに燃焼器内温度上昇をパラメトリックに変えて温度不均一率への影響について実験的に調べた。次に、温度不均一率を相関付けるパラメータを考察し、その結果、それぞれの燃焼器に対して、燃焼器入口空気圧力、温度および空気流量の作動条件に関して、燃焼器出口温度不均一率は θ パラメータ $= P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/300)/Wa$ で良く相関付けられることがわかった。また燃焼器内温度上昇が増大するにつれ温度不均一率は大きくなることがわかった。

原稿受付 2000年11月7日

*1 石川島ジェットサービス㈱

〒177-0051 東京都練馬区関町北 1-6-14

*2 石川島播磨重工業㈱

*3 東北大学 流体科学研究所

記号：

A_{ref} ：燃焼器ライナの代表断面積（最大断面積）(m²)

D_{ref} ：燃焼器ライナの代表寸法（最大幅）(m)

- P_3 : 燃焼器入口空気圧力 (kPa, ただし式(7)では Pa)
 T_3 : 燃焼器入口空気温度 (K)
 T_{dave} : 燃焼器出口ガス平均温度 (K)
 T_{dlocal} : 燃焼器出口局所ガス温度 (K)
 T_{dmax} : 燃焼器出口局所ガス最高温度 (K)
 ΔT : 燃焼器内温度上昇 (K)
 W_a : 燃焼器入口空気流量 (kg/s)
 b : 燃焼領域当量比の関数であるが, 本文では定数で 300
 θ : 燃焼効率との相関を表すパラメータ
 (温度不均一率との相関を表す P, T, F パラメータ $=1/\theta$)
 η_c : 燃焼効率

2. 実験

2.1 実験装置

図1に実験装置系統を示す。図2に実験装置の断面を、圧力噴射弁付き燃焼器の供試体を搭載した場合の状態を示す。燃焼器の側面の片方には燃焼状態が観察できるようにガラス窓が設けられている。燃焼器出口部では半径方向5点のR型櫛型熱電対を、周方向に対して、燃料噴射弁間を4点計測するように(圧力噴射弁の場合は 7.5° ピッチ, 気流微粒化噴射弁の場合は 5.625° ピッチ)トラバース計測させている(全周に換算してそれぞれ240点, 320点相当)。実験データの信頼性の確保の

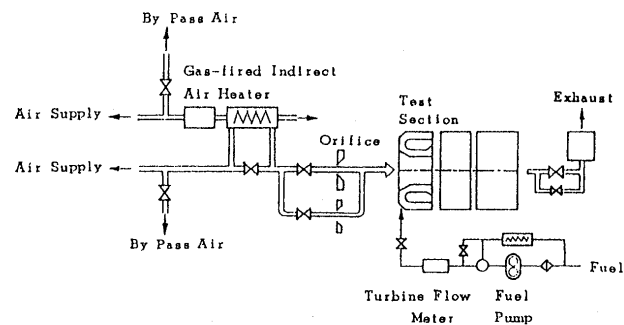


図1 実験装置系統

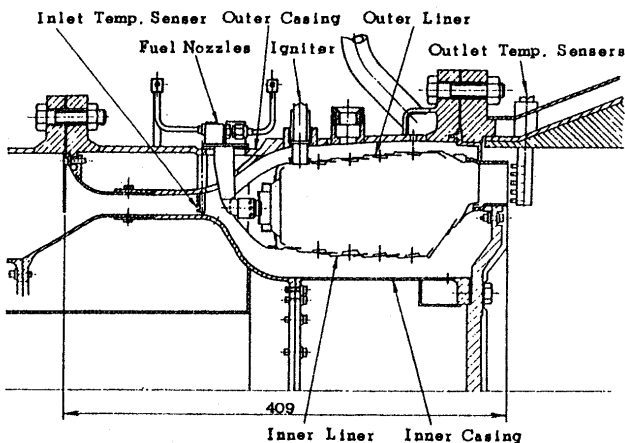


図2 実験装置断面

ために, 実験点数を検討し決定した。詳細は前報に述べたので省略する⁽¹⁾。供試燃焼器の実験装置への組み付けに際しても意図しない空気漏れが無いように入念に注意し組み付けを行なった。燃焼器は環状型燃焼器の1/3セクタ模型であるため両側壁の影響を排除するため壁側左右2点ずつの計測点は除外し, 周方向中心部で圧力噴射弁の場合は12点, 気流微粒化噴射弁の場合は16点計測している。作動条件として燃焼器入口空気圧力, 空気温度, 空気流量および燃焼器内温度上昇をとり, 実験を行なう際には4つの作動条件のうち3つは固定し, 1つだけを変化させた。実験条件を表1に示す。

2.2 圧力噴射弁付き供試燃焼器

実験に用いた燃焼器は全周に12本の燃料噴射弁を装着した燃焼器の1/3セクタ模型である。保炎は主として軸流スワローおよび燃焼器ライナの1列目空気孔から流入する空気により形成される循環領域で行なう。ライナ空気孔は軸方向4列である。燃焼器ライナ内のフローパターンを可視化法⁽²⁾によりスケッチしたものを図3(燃焼器代表断面でのレイノルズ数 $Re = 3.7 \times 10^4$)⁽³⁾に示す。主として2から4列目空気孔から流入する空気流により, 高温のガス温度を適度に希釈することにより, タービン側で要求される半径方向出口温度分布の調整および所要

表1 実験条件

	圧力噴射弁付き燃焼器	気流微粒化噴射弁付き燃焼器
燃焼器入口圧力 P_2 (kPa)	190~690	350~690
燃焼器入口温度 T_3 (K)	350~620	460~770
燃焼器入口流量 W_a (kg/s)	1.5~4.5	1~2.5
燃焼器内温度上昇 ΔT (K)	200~600	375~950

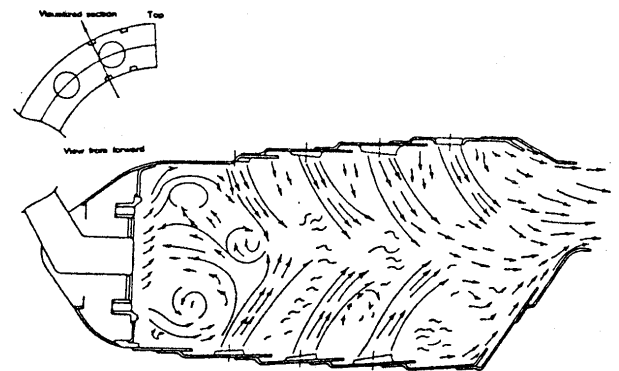


図3 ライナ内フローパターン

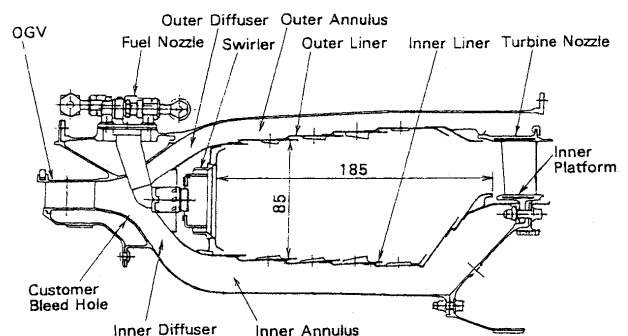


図4 圧力噴射弁付き燃焼器ライナ

温度まで下げる機能を果たす。ライナ冷却方式として板金加工構造のフィルム冷却法を採用している。燃焼器ライナの構造および主要寸法を図4に示す。また、表2に燃焼器の主要値を示す。この中で一次空気配分にはスワロー空気配分が含まれている。燃料噴射弁はデュプレックス型圧力噴射式で、噴射弁を冷却するため、シュラウド空気が燃料通路を環状に取り囲み流れる構造となっている。このシュラウド空気には旋回がかけられており、噴射弁出口でシュラウド空気が半径方向に広がるため、特に着火時の噴霧圧力が低いときに燃料噴霧の広がりを助けるために有効である。圧力燃料噴射弁の構造および代表寸法を図5に示す。

2.3 気流微粒化噴射弁付き供試燃焼器

実験に用いた燃焼器は全周に16本の燃料噴射弁を装着した燃焼器の1/3セクタ模型であり、保炎は主として軸流スワローおよび燃焼器ライナの1列目空気孔から流入する空気により形成される循環領域で行なうことは前述の圧力噴射弁を有する燃焼器の場合と同様である。1/3セクタ模型には5個の燃料噴射弁が装着されている。ライナ冷却方式としては機械加工構造のフィルム冷却法を採用している。燃焼器ライナの構造および主要寸法を図6に示す。また、表2に燃焼器の主要値を示す。2.2項同様、この中で一次空気配分にはスワロー空気配分が含まれている。燃料噴射弁は気流微粒化式で、その構造および代表寸法を図7に示す。噴射弁中心は空気の直進流であり、その周囲の旋回羽根により発生する旋回流との合成流が円錐形状の内側から噴き出した燃料を薄く引き伸ばし微粒化するとともに、この直進流と旋回流のそれぞれの空気流量を変えることにより合成流のフローパターンを制御し、それにより燃料分布を制御する構造と

なっている。

3. 実験結果

3.1 圧力噴射弁付き燃焼器の場合

図8(a)および(b)には負荷の高い場合と負荷が低い場合(すなわち、燃焼器入口空気圧力、温度、空気流量および燃焼器内温度上昇の値が、それぞれ大きい場合と小さい場合)の燃焼器出口ガス温度分布(T.F)を比較して示す。ここで実験で得られた温度分布T.F(Temperature Factor)は次のように定義する。

$$T.F = (T_{4local} - T_{4ave}) / \Delta T \quad (1)$$

ここに

$$\Delta T = T_3 - T_{4ave} \quad (2)$$

図8(a)から負荷の高い場合のガス温度の最も高い部分は、周方向は噴射弁の右側、半径方向はチップ側に噴射弁1ピッチ毎に周期的に現れる。図8(b)に負荷の低い場合を示すが、負荷の高い場合のときと同様の温度分布を示している。図8の例からわかるように、本実験範囲では温度分布は周期的であり、負荷の高い場合でも、低い場合でも温度分布が類似しており、また温度不均一率を評価する時によく問題となる空気、燃料の偏り等の外的要因に起因する不規則な温度分布は起こっていないこと

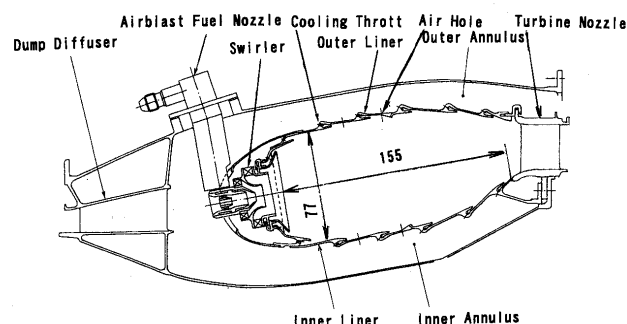


図6 気流微粒化噴射弁付き燃焼器ライナ

表2 燃焼器の主要値

	圧力噴射弁付き燃焼器	気流微粒化噴射弁付き燃焼器
燃焼負荷率	$2.86 \times 10^6 \text{ J} / (\text{m}^2 \cdot \text{Pa} \cdot \text{hr})$	$3.5 \times 10^6 \text{ J} / (\text{m}^2 \cdot \text{Pa} \cdot \text{hr})$
Aref	0.087 m^2	0.11 m^2
Dref	0.077 mm	0.076 mm
スワロー内径	30mm	28mm
一次空気配分	30.7%	42.0%
スワロー空気配分	10.0%	20.0%
ライナ冷却空気配分	30.0%	46.0%

$$\text{燃焼負荷率} = \frac{\text{燃料流量} \times \text{燃料の低位発熱量}}{\text{燃焼器ライナ体積} \times \text{燃焼器入口圧力}}$$

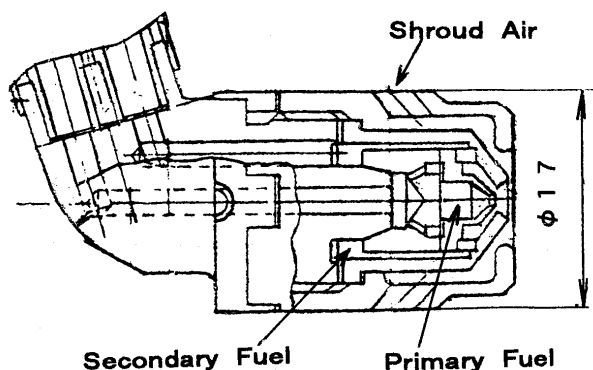


図5 圧力噴射弁

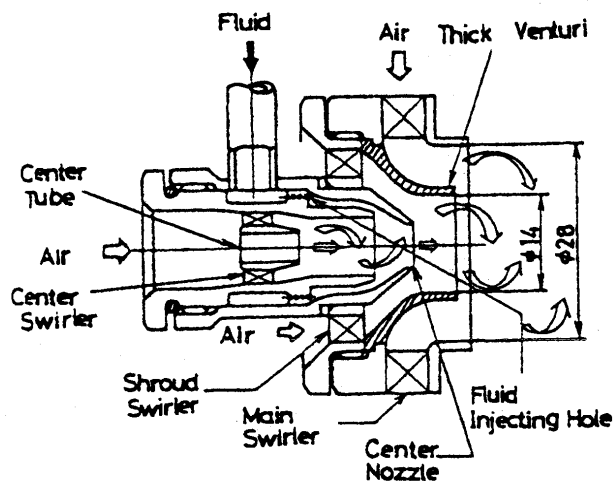


図7 気流微粒化噴射弁

がわかる。以下温度不均一率と作動条件の関係を示すが、温度不均一率 $P.T.F$ (Peak Temperature Factor) を次のように定義する。

$$P.T.F = (T_{4max} - T_{4ave}) / \Delta T \quad (3)$$

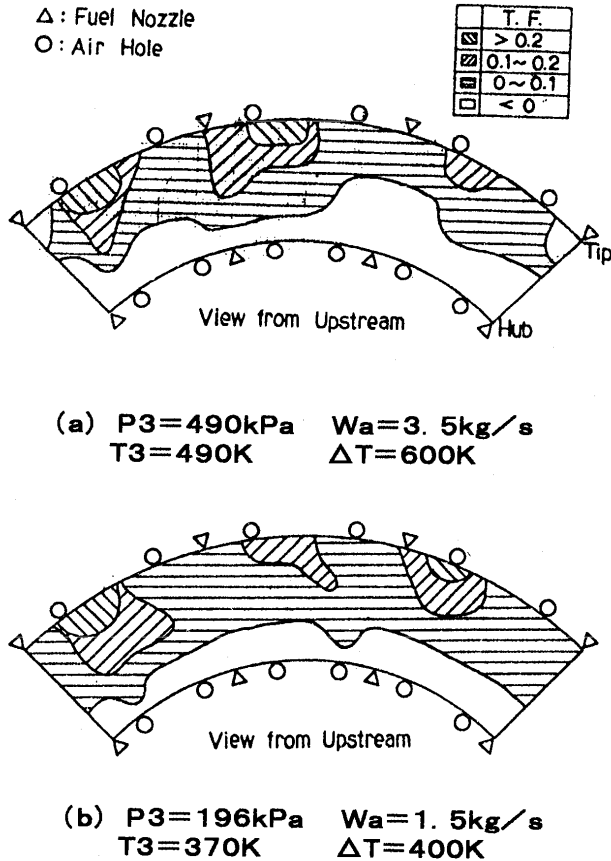


図8 出口ガス温度分布 (圧力噴射弁付き燃焼器)

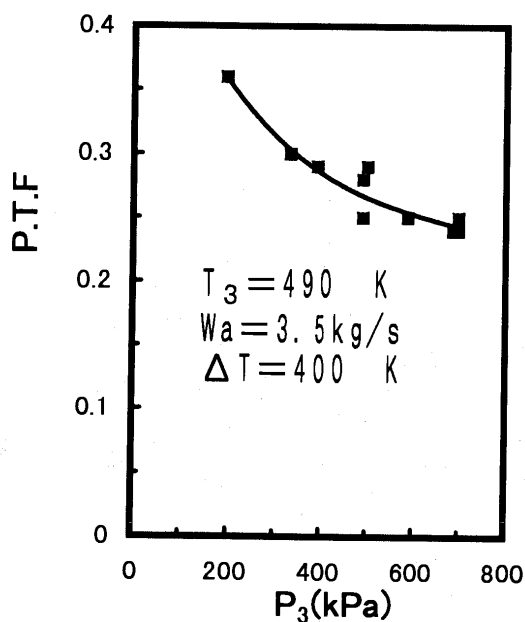


図9 入口圧力の温度不均一率への影響
(圧力噴射弁付き燃焼器)

図9には燃焼器入口温度、空気流量、温度上昇を一定にしたまま燃焼器入口圧力が上昇した場合の温度不均一率への影響の例を示す。これより燃焼器入口圧力の上昇につれて温度不均一率は減少することがわかる。図10には同様に燃焼器入口温度が上昇した場合の温度不均一率への影響を示す。これより燃焼器入口温度の上昇につれて温度不均一率は減少し、圧力と同様の傾向を示すことがわかる。図11には燃焼器入口空気流量の温度不均一率への影響を示す。この場合燃焼器入口圧力および温度が上昇した場合とは傾向が異なり、空気流量の増加につれて温度不均一率も大きくなる。図12には燃焼器内温度上昇が大きくなった場合の温度不均一率への影響を示すが、この場合も空気流量の場合と同様に温度上昇の増加につれて温度不均一率は大きくなる。また、燃焼器

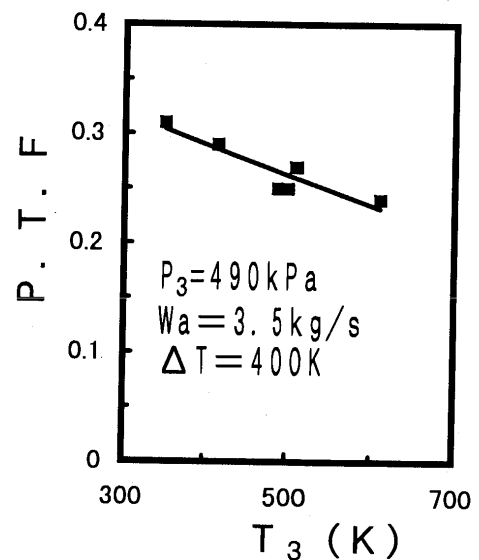


図10 入口温度の温度不均一率への影響
(圧力噴射弁付き燃焼器)

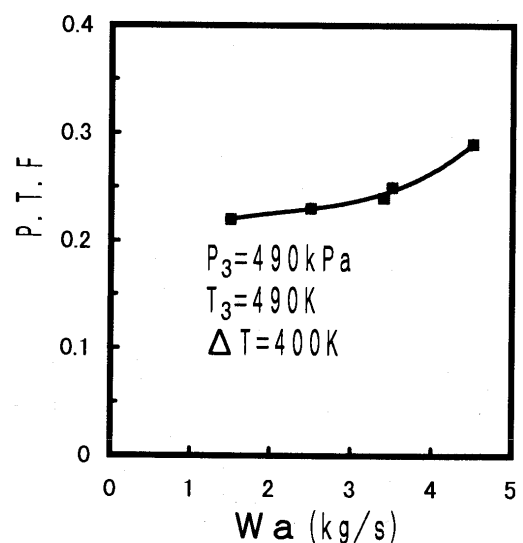


図11 空気流量の温度不均一率への影響
(圧力噴射弁付き燃焼器)

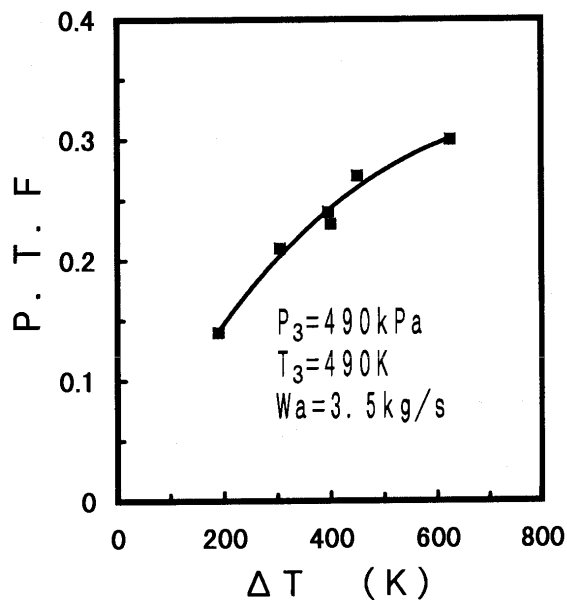


図12 燃焼器内温度上昇の温度不均一率への影響
(圧力噴射弁付き燃焼器)

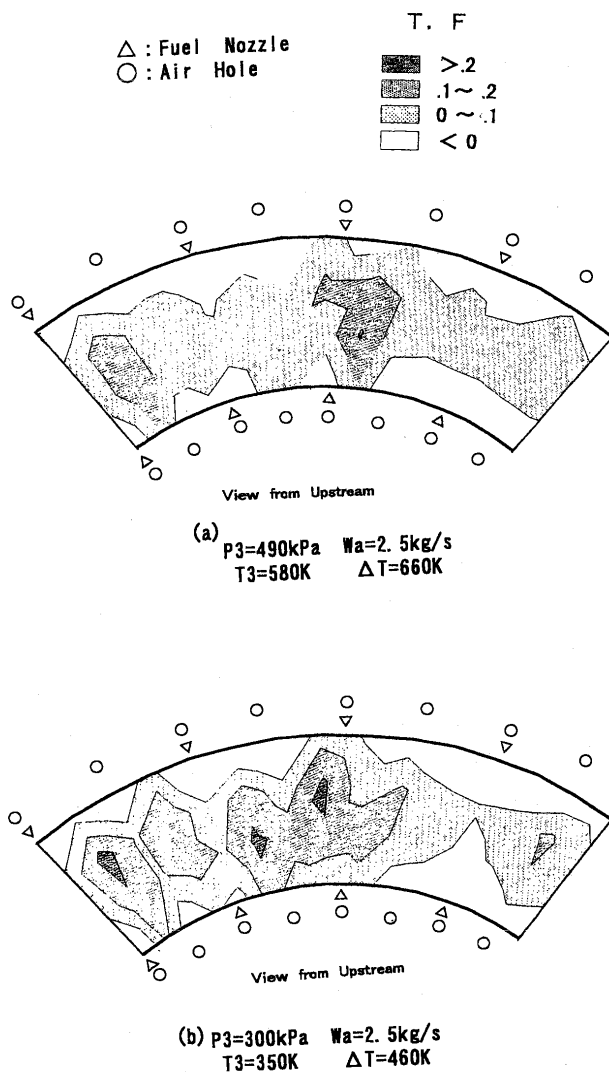


図13 出口ガス温度分布 (気流微粒化噴射弁付き燃焼器)

入口圧力、温度が高くなるにつれ、火炎長さが徐々に短くなるのが観測され、また、燃料流量が増加すると火炎長さが長くなるのが観測されている。

3.2 気流微粒化式噴射弁付き燃焼器の場合

上述の3.1項と同様に作動条件が変化した場合の温度不均一率への影響を以下に示す。図13(a)および(b)には負荷の高い場合と負荷が低い場合の燃焼器出口ガス温度分布(T.F)を比較して示す。圧力噴射弁の場合同様に、本実験範囲では温度分布はほぼ周期的であり、負荷の高い場合でも、低い場合でも温度分布が類似している。図14には燃焼器入口温度、空気流量、温度上昇を一定にしたまま燃焼器入口圧力が上昇した場合の温度不均一率への影響の例を示す。これより燃焼器入口圧力の上昇につれて温度不均一率は、圧力噴射弁付き燃焼器の場合に比較して、非常にわずかながら減少することがわかる。図15には同様に燃焼器入口温度が上昇した場合の

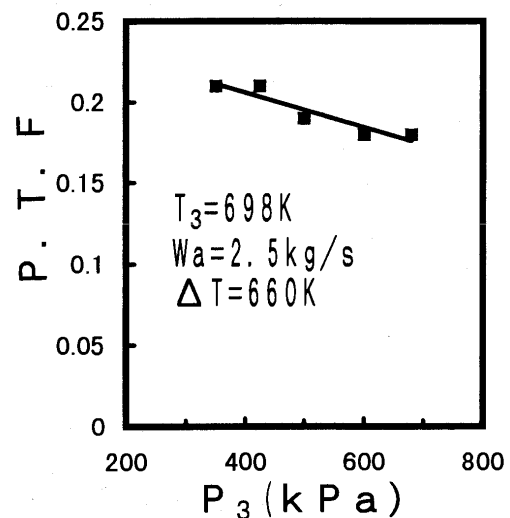


図14 入口圧力の温度不均一率への影響
(気流微粒化噴射弁付き燃焼器)

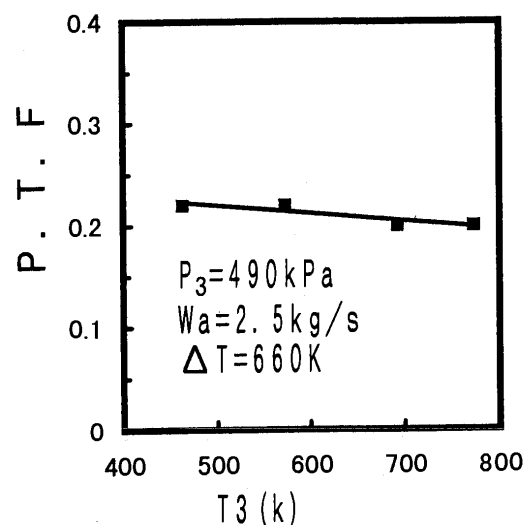


図15 入口温度の温度不均一率への影響
(気流微粒化噴射弁付き燃焼器)

温度不均一率への影響を示す。これより燃焼器入口温度の上昇につれて温度不均一率は減少し、圧力と同様の傾向を示すことがわかる。図 16 には燃焼器入口空気流量の温度不均一率への影響を示す。空気流量が増加するに従い、圧力噴射弁付き燃焼器の場合に比較して、わずかながら温度不均一率は大きくなる。図 17 には燃焼器内温度上昇が大きくなった場合の温度不均一率への影響を示すが、温度上昇の増加につれて温度不均一率は大きくなる。以上から気流微粒化式の場合も、作動条件を変えた時の温度不均一率に及ぼす影響の定性的傾向は、圧力噴射弁の場合と同様であることがわかる。また、本実験において、気流微粒化噴射弁を使用した燃焼器の温度不均一率の方が、燃焼負荷率が高いにもかかわらず圧力噴射弁を使用した燃焼器よりも作動条件の変化に対する影響度が少ない。なお、本気流微粒化噴射弁付き燃焼

器の場合でも、前項の圧力噴射弁付き燃焼器の場合と同様に、燃焼器出口のガス温度の局所的な高温部が円周方向に周期性を示していること、また、空気、燃料の偏り等の外的要因に起因する不規則な温度分布は起こっていないことを確認している。また、同様に、燃焼器入口圧力、温度が高くなるにつれ、火炎長さは短くなるのが観測され、また、燃料流量が増加すると火炎長さが長くなるのが観測されている。

4. 考察

3 項の実験結果から、圧力噴射弁および気流微粒化噴射弁付き燃焼器ともに、燃焼器入口圧力、温度が高くなるにつれ、温度不均一率が小さくなり、また火炎の長さも短くなる傾向にあることがわかった。さらに、空気流量が大きくなるにつれ、温度不均一率は大きくなることがわかった。ここでは、まず燃焼器作動条件のうち、燃焼器入口圧力、温度、空気流量と温度不均一率の相関を考察する。

ガスタービン燃焼器内で発生する燃焼過程は複雑で、ここでは燃料の分散、微粒化、蒸発、それらに付随する空気と燃焼生成物の混合を含んでおり、これらすべては、熱伝達と化学反応を伴って同時に進行する。これまで燃焼性能と燃焼器の寸法、作動条件に関連付けるパラメータとして、燃焼領域を非常に簡単なモデルを使って Greenhough と Lefebvre が導出した、良く知られた θ パラメータがあり⁽⁴⁾⁽⁵⁾、広く認められ使用されている。これは燃焼器全体で発生する複雑な現象を巨視的にとらえ、全体的な熱発生率が、化学反応によって支配されている場合に燃焼効率を表す手法として、燃焼速度モデルを提案し、これから θ パラメータを導出した。この θ パラメータは多種の燃焼器の広い圧力、温度、空気流量の範囲で燃焼効率と良い相関が得られ、燃焼効率 η_c との相関を次式のように関係付けている。

$$\eta_c = f(\theta) = f \left[P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/b) / Wa \right] \quad (4)$$

ここで b は燃焼領域当量比の関数であるが、経験的に $b=300$ 一定としても十分な相関が得られるとしている⁽⁵⁾。

ここではこの概念に立脚して、この考え方を燃焼器出口温度不均一率との相関付けに応用することを試みる。図 18 に本実験で使用した、圧力噴射弁付き燃焼器および気流微粒化噴射弁付き燃焼器に対して、燃焼効率と θ パラメータの相関を整理したものを示す。この図からそれぞれの燃焼器に対し、燃焼効率と θ パラメータは良い相関を示している。このことから、これら対象としている燃焼器はおおよそ Greenhough と Lefebvre の想定したモデルにかなうものと考えられる。燃焼器入口圧力及び入口温度の低下や、空気流量が増加し、ライナ内の流速が大きくなると、 θ パラメータから燃焼効率が悪くなることになるが、現象としては火炎が長くなり、

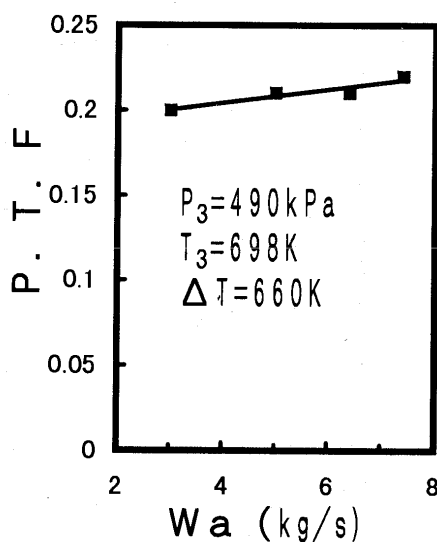


図 16 空気流量の温度不均一率への影響
(気流微粒化噴射弁付き燃焼器)

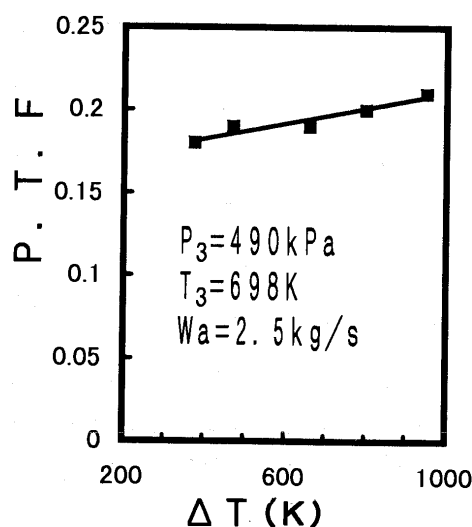
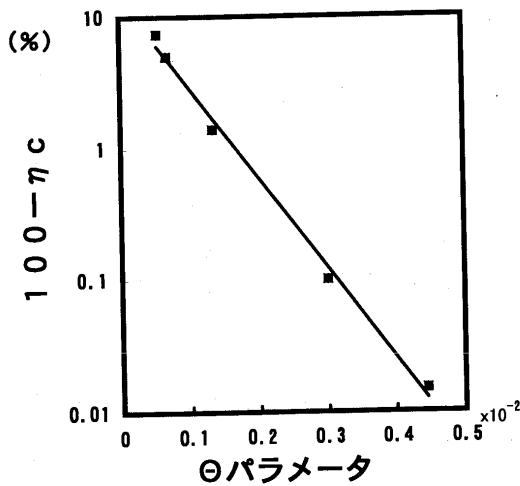
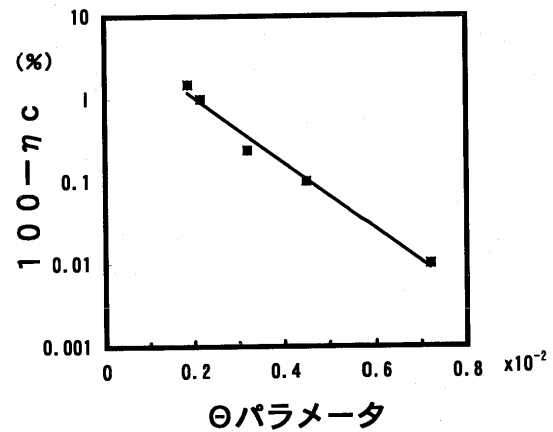


図 17 燃焼器内温度上昇の温度不均一率への影響
(気流微粒化噴射弁付き燃焼器)

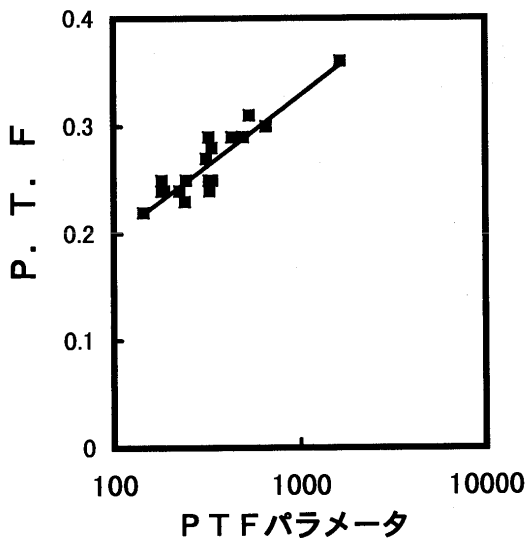
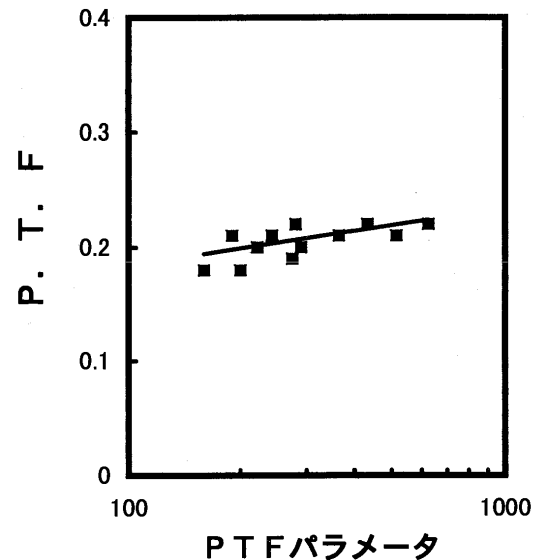


(a) 圧力噴射付き燃焼器



(b) 気流微粒化噴射付き燃焼器

図 18 θ パラメータと燃焼効率の相関

図 19 P. T. F パラメータと温度不均一率の相関
(圧力噴射付き燃焼器)図 20 P. T. F パラメータと温度不均一率の相関
(気流微粒化噴射付き燃焼器)

燃焼器下流まで伸びてくることが観察される。燃焼効率が悪くなるということは、燃料分布が燃焼器入口条件で変わらないとすれば、燃焼に要する時間が長くなることで、燃焼領域が下流まで伸びてくるということに対応している。一方火炎が燃焼器出口まで伸びてくると、本来なら燃焼領域の下流にある温度分布を緩和或いは調整する領域がなくなることになり、温度不均一が大きくなると予想される。このことから燃焼器出口部での温度不均一率 P. T. F は燃焼効率と θ パラメータのアナロジーから、次のように表されると考える。

$$P. T. F \text{ パラメータ} = 1/\theta \quad (5)$$

$$= \frac{1}{P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/b) / Wa} \quad (6)$$

P. T. F パラメータが大きくなれば、不均一率は大き

くなる。すなわち、この式から温度不均一率は燃焼器入口圧力の上昇、燃焼器入口温度の上昇に伴い減少し、空気流量の増大に伴い増加する。

一方 θ パラメータには燃焼器内の温度上昇、即ち燃料と空気の割合を表す当量比を含んでいない。当量比の増加につれ、火炎の長さは長くなっていく。これより燃焼器内温度上昇が大きくなると、P. T. F は大きくなると考えられ、3 項の試験結果を説明するものである。

図 19 に圧力噴射付き燃焼器の場合の P. T. F パラメータと温度不均一率 P. T. F の関係、同様に図 20 に気流微粒化噴射付き燃焼器の場合の関係を示すが、両者とも良い相関を示している。なお、ここで P. T. F パラメータは次式で計算している。

$$P. T. F \text{ パラメータ} = \frac{10^9}{P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/b) / Wa} \quad (7)$$

また、実験の結果では、圧力噴射弁と気流微粒化式噴射弁とは温度不均一率に対する作動パラメータの影響に大きな差があるが、このことについて考察する。図 18 の θ パラメータと燃焼効率の相関図をみると、 θ パラメータと燃焼効率の傾きは圧力噴射弁の方が大きい。これは圧力噴射弁では θ パラメータの少しの変化に対し、燃焼効率が大きく変化することを意味し、逆に言えば気流微粒化噴射弁の方は変化が少ないことを意味する。 θ パラメータは圧力噴射弁と気流微粒化式噴射弁とで同じであるので、気流微粒化噴射弁の方が入口の圧力、温度、流速の変化の燃焼効率への影響が小さいことを意味する。従って気流微粒化式噴射弁の方が圧力等が変わっても温度分布が変化しにくいことになる。図 18 と図 19、図 20 の圧力等の効きの傾向は一致している。原因としては次のことが考えられる。気流微粒化式噴射弁の特徴は一次領域の流れが噴射弁からの空気流のフローパターンにより、かつ燃料分布がこの空気流のフローパターンに依存していると考えられる⁽⁶⁾。一次領域のフローパターンは入口の圧力、温度、流速の変化にはあまり影響を受けない。このため燃料分布も圧力等変化の影響を受け難く、燃焼のパターンが大きくは変わらない。一方圧力噴射弁の燃料分布は空気と燃料のモーメントの比に依存し、圧力は大きくなると、燃料が噴射弁中心部に集まる事実が物語るように、入口の圧力等の変化により燃料分布が変わり、燃焼パターンが変わる、即ち圧力等の変化の影響を受けやすいと考えられる。

5. まとめ

燃料噴射弁として代表的に使用されている圧力噴射弁および気流微粒化噴射弁をそれぞれ使用した燃焼器の場合について、燃焼器の作動条件、即ち、燃焼器入口空気圧力、温度および空気流量ならびに燃焼器内温度上昇をパラメトリックに変えて温度不均一率への影響について実験的に調べた。その結果、燃焼器入口空気圧力、温度および空気流量の作動条件に関して、燃焼器出口温度不均一率は θ パラメータ $= P_3^{1.75} \cdot A_{ref} D_{ref}^{0.75} \cdot \exp(T_3/300)/Wa$ で良く相関付けられることがわかった。

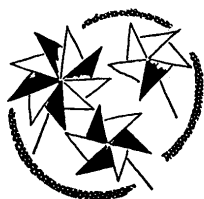
また燃焼器内温度上昇が増大するにつれ温度不均一率は大きくなることがわかった。

参考文献

- (1) 佐藤他, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 11, No. 41, 1983, p 45
- (2) 佐藤他, 流れの可視化学会講演会, 流れの可視化講演前刷集, Vol. 4, No. 14, 1984, p 119
- (3) 佐藤他, ジェットエンジン用燃焼器内の数値シミュレーション, 日本航空宇宙学会第 18 期年会講演会, 講演論文集前刷, 1987 年 4 月
- (4) Greenhough V. W., et al., Sixth Symposium (International) on Combustion, 1957, p 858
- (5) Lefebvre, A. H., Gas Turbine Combustion (1983), p 158, Hemisphere Publishing Corporation
- (6) 佐藤, 日本航空宇宙学会誌 (1986), 第 34 巻, 第 393 号, p. 519



♡ガスタービンを100倍面白くできる♡



圧縮機とタービンと燃焼器の流路

高原 北雄^{*1}

TAKAHARA Kitao

1. はじめに

ガスタービンの教科書では単純化し、平均化して記述され、答は一つのような書き方が多い。しかし現実のガスタービンの流路は極めて複雑で更なる性能向上を求めためにはより現実的な視点で吟味する必要がある。ここでは教科書にあまり書かれていない「円柱と翼型」や「圧縮機やタービン動翼の意味」などについて考えてみたい。圧縮機や燃焼器やタービンの通路は翼列というイメージが大きいようだが、流路という意識が先にある方が好ましいのではないだろうか。

2. 亜音速流の流路

亜音速流の軸対称流路を単純化すれば図1のように「広がり通路，平行な流路，狭まり流路」に分類できる。

☆広がり流路：増圧・減速流を生み出す流路で圧縮機翼列流路に採用されている。(図1a)

広がり角が大きくなると剥離が生じ、圧力損失が大きくなる。

可能な限り、圧力損失を小さく(剥離を起こさない)するためには剥離が起こらない $\pm 10^\circ$ 前後の広がり角に抑制している。

☆平行な流路：圧力・流速が変化しない流路。(図1b)

流路は並行で圧力変化は少なく圧力損失も少ない。圧縮機やタービンや燃焼器の試験配管にはよく使われている。

☆狭まり流路：減圧・増速流を生み出す流路でタービン翼列流路に採用されている。(図1c)

流路を急速に絞っても増速流のために剥離が起こ

らず圧力損失は極めて低い。

★現実の流路

現実の広がり流路，狭まり流路，平行流は局部的には減速流や増速流が起きていることが多い。その状況はそれぞれの作動環境条件で違うことを理解しておく必要がある。

3. 円柱と翼型

学生達に翼弦長200mmの低圧力損失翼型を見せ、風洞内で同じ空気抵抗の円柱直径を感覚的に問いかけることがある。学生達は比較的大きな直径の円柱をイメージする人が多い。レイノルズ数(慣性力と粘性力の比)にもよるが、円柱の直径は翼弦長の1/200の約1mm程度とは納得しにくいようだ。私はこの現象を伝えるために授業で翼弦長200mmの低圧力損失翼の模型と1mmの針金を持って行き、円柱と翼型の周囲を流れる流路形状と剥離現象を含めた圧力損失のことを話している。

円柱の前半分の近傍を流れる流路は狭まり通路を形成し圧力損失は低い。その反面、円柱の後半部では過大な

円柱の後半部の広がり通路を緩やかにした形

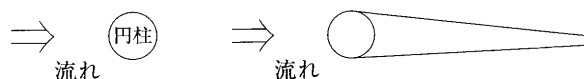


図2a 円柱の周りの流れ

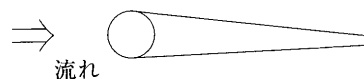


図2b 円柱の後半部の広がる通路を緩やかにした形の流れ

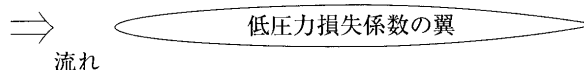


図2 円柱と低圧力損失の対称翼

円柱：最大厚みまでは狭まり流路，最大厚み以降は急速な広がり通路になるため、流れが剥離し圧力損失が大きくなる。この結果抵抗の少ない対称翼に比して200倍も圧力損失係数が大きくなる。このことは翼弦長比が約200倍の対称翼と同じ圧力損失になる現象をイメージするとよい。

対称翼：抵抗の少ない対称翼。円柱の最大厚み以降の剥離を抑制して緩やかな捻り率にすると翼型に近づく。更に全体の圧力損失の最適化を図り前縁部も緩やかにした方が好ましいことが判っている。

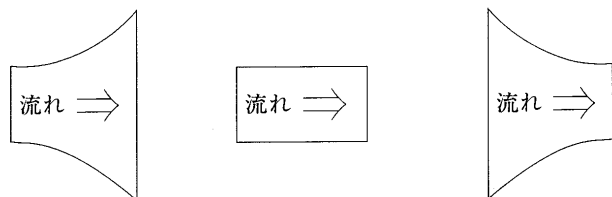


図1a 広がり通路 図1b 平行流路 図1c 狭まり通路

図1 亜音速流の軸対称通路の流れ

原稿受付 2000年11月29日

*1 高原総合研究所

〒206-0803 東京都稲城市向陽台4-2-B-809

広がり流路を形成し、急激な圧力上昇が起こり流れは剥離を起こし大きな圧力損失を引き起こしている。この円柱（図2a）の後半を緩やかに広げ、図2bのようにすれば、圧力上昇も緩やかになり剥離は抑制され圧力損失が減少することが知られている。更に前縁を含めて流路全体を最適化すると圧力損失は激減し、図2cに示すような低圧力損失翼になることが感覚的に理解できるようだ。

4. 圧縮機と燃焼器とタービンの流路

圧縮機とは扇風機のように機械仕事を与えて流体を圧縮する装置であり、タービンは逆に風車のように流体の持つ運動エネルギーから機械仕事を取り出す装置である。この圧縮機やタービン翼列の静止翼列は納得しやすいが、動翼列を動系と静止系から見ると減速流は増速流に、増速流は減速流になることに着眼して欲しい。

4.1 圧縮機翼列の通路（図3a）

圧縮機に軸方向に流入した作動流体を入口案内翼という増速翼列で転向・増速させ、第1段の圧縮機翼列段（動翼列と静翼列）の動翼列通路に流入させている。作動流体を動翼内で流路を広げ、減速している。しかし、この動翼列の流れを静止系から観察すると動翼列内で増速させていることが判る。この間に作動流体は軸出力から圧縮仕事を受けている。動翼列に続く静翼列でこの高

亜音速流の通路面積を広げ減速し圧力を上げている。このような翼列が何段か続き、高压空気を製造している。圧縮機は圧力損失が少ない高負荷翼列設計をしても流れが剥離し易いという制約条件から1段あたりの圧力比は増速流のタービン段の膨張比ほど大きく得られず、タービン段数に比較して圧縮機の段数は多くなっている。

ファン動翼を設計している研究者が翼前縁の微細寸法が翼性能に影響するので具体的な詳細設計は難しいという話を聞いたことがあった。その設計者に聞くと実物のファン動翼を見たことがなかったので私は廃却された実物ファン動翼を見せたことがある。「滑走路上の小石が動翼前縁に当りクラックが入ることがある。その翼前縁の応力集中を避けるためにグラインダーで研磨している。何度かの研磨で次第に翼前縁部は削り取られてこの廃却ファン動翼になった」と話をしたことがあった。このように設計時には運転修理の実情をも含めた現場の情報を得て設計をしておくことも大切である。

4.2 タービン翼列通路（図3b）

高温高压作動流体は燃焼器の出口でタービン通路に流入している。圧縮機から軸方向に流入した作動流体をタービンの第1段（ノズル翼列と動翼列）のノズル翼列で流路を狭め、作動流体を動翼に最適な方向に転向・増速・減圧している。更にこの高亜音速流体を回転している1段動翼列に流入させ狭まり通路で相対的に増速して

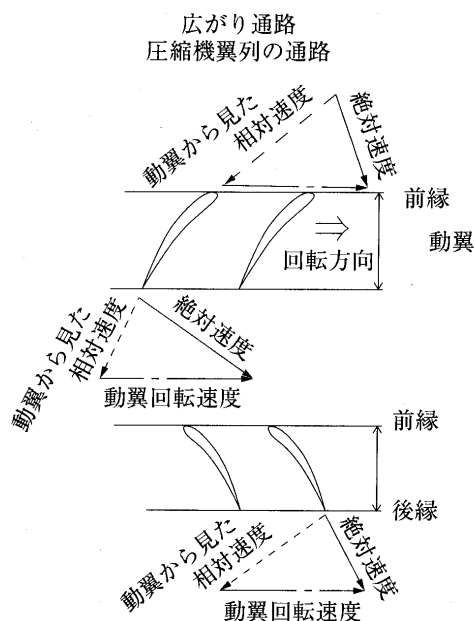


図3a 圧縮機翼列

動翼列：動翼列内で速度を下げ圧力を高めるために通路面積を広げ、軸仕事を得て圧縮仕事に変換している。しかし、静止系から見ると流速が上っており、次段の静翼で減速できる環境を整えられている。
静翼列：圧力を高めるために通路面積を広げている。

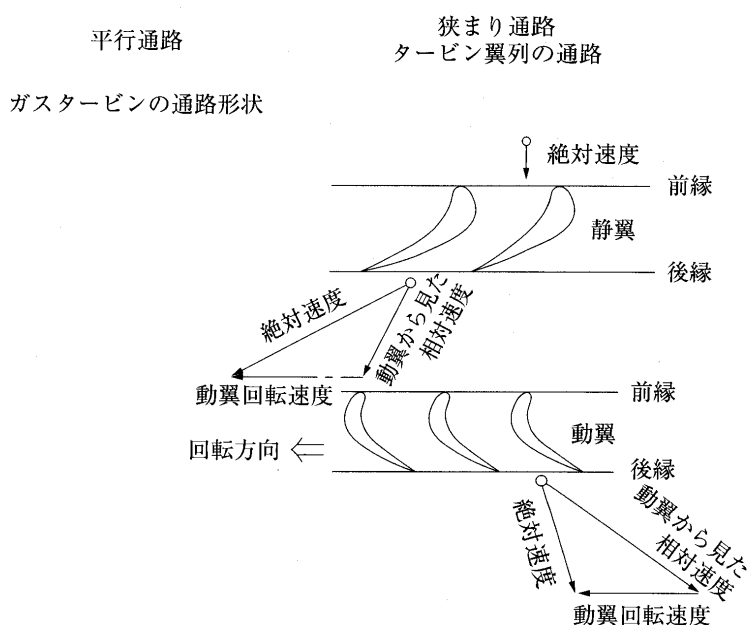


図3b タービン翼列

ノズル翼列：翼列内で増速することで圧力を下げている。
動翼列：動翼列内で速度を上げ圧力を下げるために、通路面積を狭め、膨張仕事を軸出力に変換している。しかし、静止系から見ると流速が下っており、次段のノズル翼で増速できる環境が整えられている。

図3 圧縮機翼列段の通路とタービン翼列段の通路

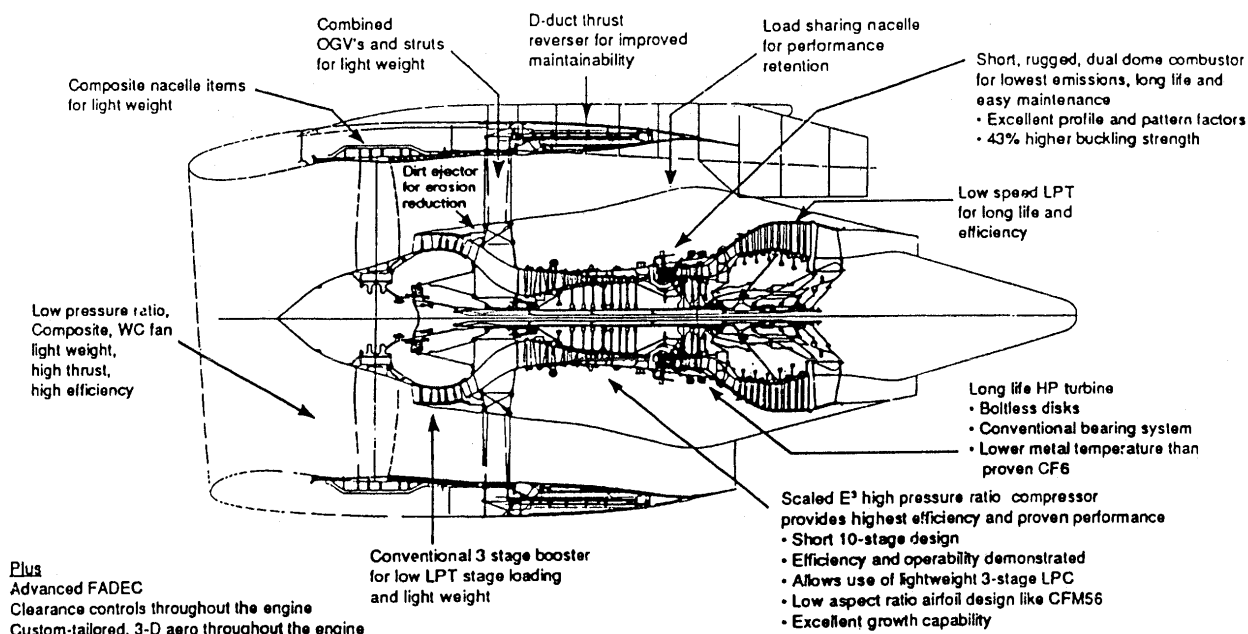


図4 GE 90の燃焼器流路

いる。しかしこの動翼列の流れは絶対系から観察すると動翼列で減速されており、次段のタービンのズル翼列に流入している。その動翼列通路を流れている時に高温・高圧作動流体から軸出力を取り出している。このように次々にタービン段に流入させ作動流体から有効仕事を取り出している。

なお最近では部材温度を低くしつつも作動温度を高めるために冷却タービン翼が使われている。冷却空気流量割合は多くとも冷却通路内の流れは狭くレイノルズ数は主流に比べて低いことや温度境界層のことも十分に吟味しておく必要がある。また設計製作時と運転経過時間が多く廃却直前の翼では正規の通路面積からの公差があり、エンジンシステムとしての性能劣化がどのレベルになるのかを反芻思考しておく必要がある。

4.3 燃焼器通路

圧縮機とタービンの間に燃焼器がある。その燃焼器ライナー内部は狭く、燃焼器ライナー内で燃焼・希釈・混

合させるので圧力損失係数が大きくなる傾向にある。そのため圧縮機出口の流速を下げ、燃焼器全体として圧力損失を適正な領域に抑える必要がある。燃焼器内では定圧（現実には幾らかの圧力損失がある）加熱し急速に体積膨張が起こっていることを充分に意識しておく必要がある。最近のガスタービンでは高温部を冷却するために必要な冷却空気流量が比較的大きくなっており、燃焼器を通過する流量は圧縮機流量を下回っていることも充分吟味しておく必要がある。

最近のB777に使われているGE 90（図4）エンジンの燃焼器ライナー壁面は安価に高速にロボットでレーザーによる孔加工を行っており、従来の燃焼器に比べて極めて燃焼器長が短く、小体積燃焼器になってきた。このような燃焼器では流路は従来と違う流路設計をする必要がある。

次号：ガスタービンの教育問題

高温高压，熱風発生用ヒータ SHW-730

山崎 浩三^{*1}

YAMAZAKI Kouzou

キーワード：電気式空気加熱器，高温高压，4.89 MPa

1. はじめに

将来の超音速機及び亜音速機用エンジンを対象とする超低 NO_x 燃焼技術等の研究試験に用いられる空気加熱で不可欠な，高温，高压，さらに送風気体に組成変化が無いという条件を満たす熱風発生用電気ヒータ SHW-730（表1）を2000年3月に客先納入し，他の試験装置と接続調整後，10月より運転に入った。

このシリーズでは1990年 SHW-15（ヒータ容量15 kW，熱風温度900℃）を出荷以来，ヒータ容量で最大850 kW，熱風温度で最高1350℃，耐压で最高0.97 kPaまで，30台近くの納入実績を挙げ，高性能（目的温度到達までの昇温時間の早さ（図2），温度精度の正確性，安全回路の充実，操作性），高信頼性（最高10年間ノー

メンテナンス），高効率（実用新案特許取得済のハニカムセラミック罅子使用のブロックヒータ）等，より多くの支持を受けている。

本 SHW-730 は従来の技術をベースに最高レベルの燃焼試験条件を満たすべく，使用圧力4.89 MPaまで耐える構造として設計，製造された。

2. 概要

SHW-730（図1）は，熱風発生用電気ヒータと操作盤で構成され，ヒータは圧力損失の非常に少ないハニカムセラミックの支持体（図3）に電熱線を組み込み，加

表1 SHW-730仕様	
ヒータ容量	730 kW
最高仕様熱風温度	727℃（吸入温度300℃ その時の風量1.3 kg/s）
最大使用可能風量	4.0 kg/s
最小使用可能風量	0.15 kg/s
最高使用圧力	4.89 MPa
本体質量	15,000 kg
操作盤質量	1,300 kg

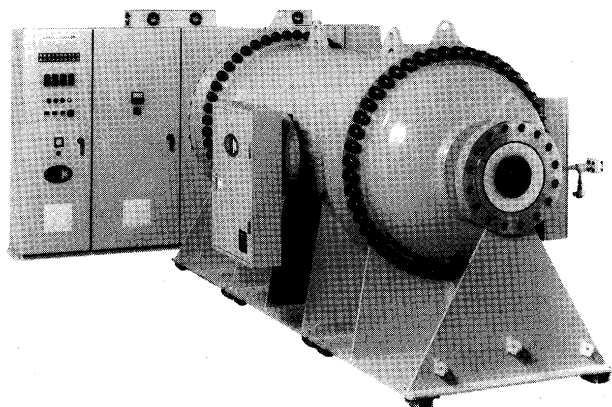


図1 SHW-730

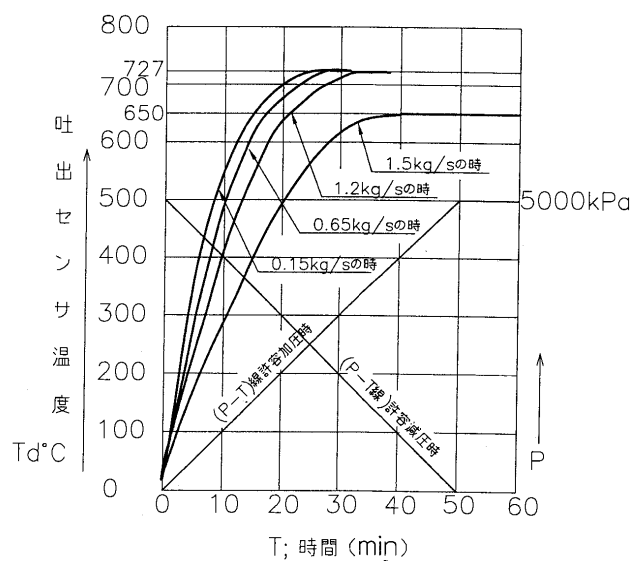


図2 吐出温度-昇温時間曲線

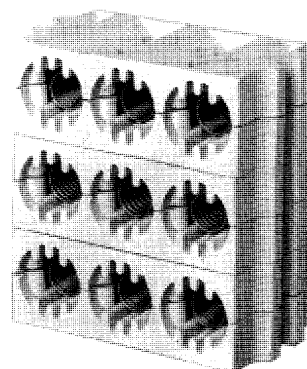


図3 ハニカムセラミックの支持体

原稿受付 2000年11月14日

*1 株式会社竹網製作所

〒577-8566 大阪府東大阪市高井田西5-4-18

熱される送風気体がコイル状に巻いた電熱線の内側及び外側を均一に通過することができる。

電熱線によって加熱された送風気体がハニカムセラミックスの支持体に設けた突条部で故意に乱流を引き起こし、この乱流により送風気体が電熱線により一層良好に接触する事と、突条部で断面積が小さくなる事で風速がアップし熱交換が良好となり、熱伝達率が向上する。

電熱線の表面温度が約 800℃ において吐出熱風温度が目標の 727℃ になり、僅か 73℃ の温度差であり、非常に優れた効率である。従って、ヒータは高温における分子放出、酸化が少なく、長期間使用できる。

操作盤は制御性、操作性双方を重視し、熱風吐出口に設置した温度センサーにより検出した熱風温度で電熱線の出力をフィードバック制御する方式の為に制御ループの時、定数が少なく、送風気体の流量にかかわらず目標熱風温度の広い範囲で安定した温度制御が可能である。又、電熱線を位相制御する事で出力 0% から 100% ま

で無段階に調整制御出来るので、電熱線の出力変化に伴う負担が小さく、電熱線の寿命を長くすることが出来る。

3. 特長

- ・高性能で高い効率、1℃刻みの温度設定可能
- ・コンパクトでシンプルな構造
- ・優れた安全性及び操作性
- ・ホットスタート回路（無風状態で蓄熱）を組み込んだ為、目的温度までの到達時間が短くなる
- ・遠隔操作盤により遠隔操作が可能
- ・使用圧力 4.89 MPa

4. 後書き

21 世紀に向けて超音速輸送システムの構築が急がれる中で、今後益々高度になる燃焼技術に役立つ高温、高圧の熱風発生用電気ヒータを開発し、需要家の要求に幅広く応えて行く。

RGT 6/RGT 8 形ガスタービン

川守田 均^{*1}

KAWAMORITA Hitoshi

1. はじめに

当社は、1984年に自社製ガスタービンの1号機を開発して以来、NGTシリーズとして250kVA～4000kVAまでの機種をラインアップし販売してきた。しかし、近年、市場価格の低価格化、さらに建築物内部の非常用発電装置を納めるスペースを極力少なくする要求が高まってきた。

そこで、1997年RGTシリーズを市場に送り出すこととなった。その第1段としてRGT 3/RGT 5形(250～625kVA)を市場に投入した。これらの機関は、圧縮機：遠心1段・タービン：ラジアル1段・減速機：平行歯車式を採用し、従来機に比べ部品点数を40%程削減し、市場価格にみあった、しかも、機能・信頼性・保守性を向上させた機関となっている。つづいて、第2段として1999年にRGT 6/RGT 8形ガスタービンを市場に投入した。750kVA・1000kVAに対応している。これらの機関は、圧縮機：遠心2段・タービン：軸流3段・減速機：遊星歯車式の構造を持ち製造原価を極力おさえ、小型化に徹して開発したものである。発電装置(エンクロージャ)としても小型化にとりくんだ。

2. 機関主要目の比較

従来と新型機種の機関主要目を表1と表2に示す。コストダウンを目的として

- 1) 2機1軸を1機1軸とした。(RGT 6型)
- 2) 圧縮機を鍛造削り出しから精密鋳造品とした。
- 3) LO・FO配管システムをユニット化した。

ことにより大幅なコストダウンを達成した。

さらに、信頼性を向上させるために

- 1) 構造の簡素化
- 2) 新制御方式の採用

を行った。

また、パッケージの小型化(RGT 6形)のために

- 1) DCスタータを機関側にとりつけた。
- 2) ガスタービンと発電機間のカップリング面間を短くした。

3. RGT 6・RGT 8形ガスタービンの特徴

RGTシリーズは、パッケージの小型化および製作に

原稿受付 2000年11月6日

*1 ㈱新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場

〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港 5-2576-3

かかる費用の削減を目標に開発した機関である。

RGT 6/RGT 8型3次元外形図を図1に軸系図を図2に示す。

- 1) 遠心式圧縮機は、従来、機械加工翼であったが、精密鋳造性でHIP処理を施し疲労強度を高めて用いた。

精密鋳造品の性能も試験結果から目標を達成した。この技術は、RGT 3/RGT 5での実績を踏まえ採用したものである。

表1 750kVA用機関主要目

機 種	従来機種		新型機種	
	形式	単位	CNT-750E	CNT-750ER
発 電 装 置	定格出力	kVA	750	
	装置 寸法	全高	2270	2090
		全幅	1680	1450
		全長	4120	3800
ガ ス タ ー ビ ン	機関形式	—	NGT1-T (2機1軸)	RGT6
	定格出力	kW	662	
	主軸回転数	min ⁻¹	42000	24400
	形式	—	単純開放1軸式	
	圧縮機	—	遠心2段	
	タービン	—	軸流2段	軸流3段
	燃焼器	—	単筒缶型	
	減速機	—	遊星歯車式	
	燃料	—	A重油・軽油・灯油	
	潤滑油種類	—	鉱物基油・合成基油	
	同上保有量	/	80	

表2 1000kVA用機関主要目

機 種	従来機種		新型機種	
	形式	単位	CNT-1000E	CNT-1000ER
発 電 装 置	定格出力	kVA	1000	
	装置 寸法	全高	2620	2500
		全幅	1630	1570
		全長	4520	4340
ガ ス タ ー ビ ン	機関形式	—	NGT2	RGT8
	定格出力	kW	883	
	主軸回転数	min ⁻¹	22000	26500
	形式	—	単純開放1軸式	
	圧縮機	—	遠心2段	
	タービン	—	軸流3段	
	燃焼器	—	単筒缶型	
	減速機	—	遊星歯車式	
	燃料	—	A重油・軽油・灯油	
	潤滑油種類	—	鉱物基油・合成基油	
	同上保有量	/	80	

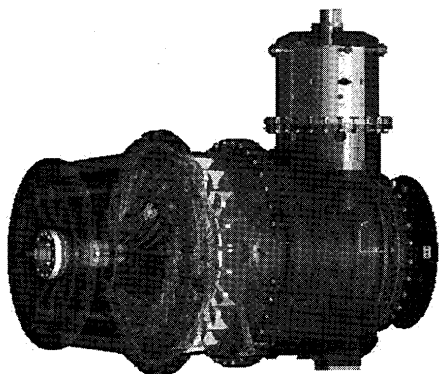


図1 RGT 6/RGT 8 外観

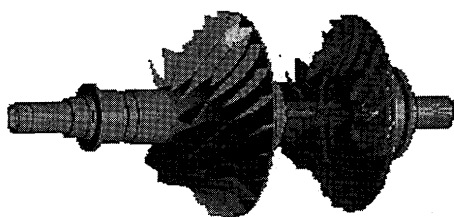


図2 軸系（圧縮機側）

- 2) 燃焼器は、従来機に比べ大幅に構造を簡素化してある。ガス側壁面の冷却構造を単純化することで目的を達成した。単体試験で局所的に加熱範囲が無い事を確認し、さらに、耐久性についても始動試験・連続運転試験を実施し確認した。
- 3) タービンスクロールは、従来、2つの部品と冷却構造をもっていたが、1重壁1体構造とし簡素化した。耐久試験で信頼性を確認した。
- 4) 燃料噴射弁は、圧力噴霧式とした。ひとつの渦巻き室に主燃料と主燃料を供給する方式であり、エアブラスト式に比し簡素な構造となっている。
- 5) 燃料制御は、従来、プログラマブルコントローラと機械・電気油圧式ガバナを用いていたが、デジタル式制御と電子燃料制御弁を採用した。燃料制御の柔軟性が大となり、さまざまな運転スケジュールに対応することが可能になったとともに、従来必要としていたガバナへの制御用潤滑油配管をなくす事ができるので潤滑油用配管系統を簡素

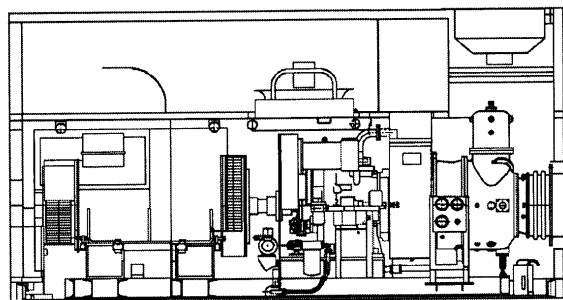


図3 エンクロージャ内機器配置

化することができた。さらに、この採用により、出荷時の調整運転時間を短縮できた。

- 6) タービンブレードは、従来、燃焼器側から排気側に向けて径を大きく（チップラインを斜め）していたが、同一径とし、組立て時のクリアランス調整時間を短縮することができた。
- 7) 発電装置の入れ物であるエンクロージャの寸法を極力小さくする為、始動用のスタータを機関側に設け、さらにカップリングの構造を見なおし大幅に面間を短くした。このことにより、市場でも最小レベルのエンクロージャを製作することができた。RGT 6 型非常用発電装置用エンクロージャ内機器配置の例を図3に示す。発電装置寸法は表1、表2参照のこと。
- 8) 機関と発電機を載せる台床は、従来用いていたH鋼をチャンネル材とし、材料のサイズを従来の80%のものを用いることによりエンクロージャの質量低減およびサイズダウンを達成した。部材の選定にあたっては、構造計算を行い強度の確認と、固有振動数解析より共振のないことを確認した。

4. おわりに

RGT 6/RGT 8 形ガスタービンを用いた非常用発電装置は、いままでに培ってきたNGTシリーズの経験と新規に取り組んだRGT 3/RGT 5の技術を加え、さらに最新の技術を盛りこんだコンパクトで応用性に富んだ信頼性の高い新シリーズといえる。

赤平礦業所 1 号 7,000 kW ガスタービン

本間 友博*¹
HONMA Tomohiro山本 一*¹
YAMAMOTO Hajime

本ガスタービンは、住友石炭鉱業(株)殿赤平礦業所に 1 号機として納入され、1964 (昭和 39) 年 2 月 5 日に計画通り、6,000 kW で認可され営業運転を開始した。引き続き建設が進められた 2 号機の認可と同時に、翌 1965 (昭和 40) 年 4 月には 7,000 kW への出力アップが認可された。以来、ベース負荷運用機として順調に運転され、1977 (昭和 52) 年 12 月末には累計運転時間 101,300 時間を超えた。この間に、起動回数 309 回、平均負荷率 85%、運転信頼度 99.86%、設備信頼度 99.89%、稼働率 83.13% という記録を残している⁽¹⁾。

当時、炭坑では炭層から出てくる坑内ガス (メタン約 50~60% 濃度) を採掘現場の安全のために坑外に抽出し、ボイラーの燃料として利用する他は、大気に放出していたが、ガスタービンの燃料として利用し、自家用発電することにより、炭坑内電力の供給と、外部電源の停電時の保安電力確保の面での利点から、炭坑向けガスタービンが注目され、設置された。この坑内ガスはメタンと窒素を主成分とし、発熱量は 5,000~6,000 kcal/Nm³ で、固形物を除去すると、腐食成分もほとんど無いクリーンな燃料であり、連続運転には最適なものである。

本ガスタービンは、再生サイクルを採用、圧縮機出口の空気を空気予熱器でタービン排気ガスと熱交換させて廃熱を回収し、熱効率 26% を達成した。空気予熱器の後流にさらに排熱回収ボイラを設置し、5 atg, 158℃ の蒸気 5 t/h を発生する。この蒸気を冬季には暖房用に利用し、夏季には燃焼器前の空気管に注入して、出力増加と熱効率向上を図っている。国内での蒸気噴射の実用化と、コージェネレーションの先駆けで、熱利用率は 42% である。計画要綱を表 1 に示す⁽²⁾。図 1 に 1, 2 号機完成後の機器配置図を、図 2 にプラント全景写真を示す。

ガスタービンの機器構成は、圧縮機とタービンが個別のロータとケーシングからなり、中間軸受台で両ロータが結合され、発電機は圧縮機の吸気側の軸端に減速装置を介して締結されており、いわゆる、最近のガスタービンに多くみられる、コールドエンドドライブ構造である。燃焼器は、圧縮機とタービンの軸系の横に垂直に設置される単胴 2 重筒型で、燃料噴射弁はガス燃料用が 1 個設置されている。

表 1 赤平 1 号機 設計要項

形 式	Type 8 - 7 5 0℃-再生形	
大気条件	温 度	15 ℃
	圧 力	1.0332 ata
タービン入口温度		750 ℃
空 気 流 量		58 kg/s
圧 力 比		5.3
定格速度	ガスタービン	4,755 rpm
	発 電 機	3,000 rpm
発電機端	出 力	6,000 kW
	熱 効 率	26.4 %
排熱ボイラ蒸気発生量		5 t/h
熱 利 用 率		42.3 %
圧 縮 機 形 式		軸 流 17 段 反 動 形
タービン形 式		軸 流 7 段 反 動 型
燃 焼 器 形 式		単 胴 2 重 筒 型 逆 流 式
再生用熱交換器形式		管 形 熱 交 換 器
排熱回収ボイラ形式		フィン付形熱交換器
発 電 機	容 量	7,500 kVA
	形 式	三相交流同期発電機
起 動 装 置	容 量	300 kW
	形 式	三相巻線型電動機
使 用 燃 料 の 種 類		坑内ガス(主成分:メタン)

参考(出力アップ後)

大気温度 10 ℃
排気流量 61 kg/s
発電機端出力 7,000 kW
発電機端熱効率 28.2 %

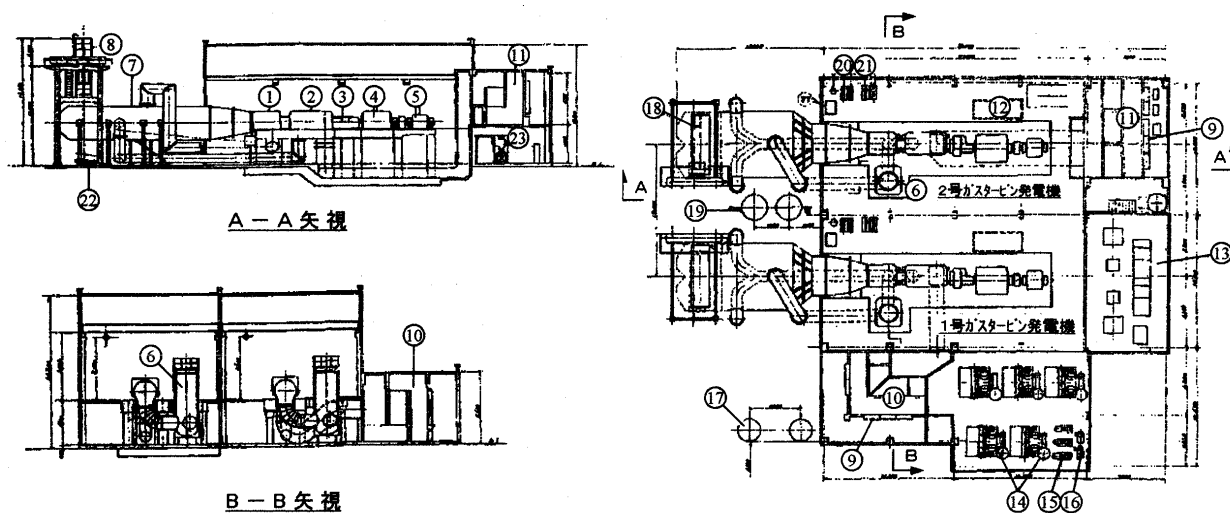
1961 年に運転開始した松島炭鉱(株)納入のタイプ 10 型機はタービン入口温度が 650℃ であったが、本機はタイプ 8 型で 750℃ への高温化と高速化を図っており、タービン 1~4 段の動静翼には S 590 (20 Ni 20 Cr 20 Co 鋼) を採用している。未だ冷却翼は採用していない。図 3 にタービン部の断面を示す。ロータ本体は、Cr-Mo-V 鋼の鍛造素材から加工された前部と後部のシャフト部が中央の円周部で溶接、一体化されている。各段の動翼の間のロータ外周には、防熱セグメントが取り付けられ、さらに、防熱セグメントとロータの間の空間には、断熱材が詰められた防熱片が取り付けられ、主流ガスからの放射熱を防いでいる。ケーシングは、入口スクロール部内面に遮熱ケーシング (18 Cr 11 NiTi 鋼) が取り付けられ、通路部内面には、1~5 段静翼の間に防熱セグメントが取り付けられる。

本プラントは、前述したように、運開以来、重大なトラブルも無く順調に運転された。とはいえ、問題がなかったわけではない。運開した年の 12 月に、定格負荷

原稿受付 2000 年 11 月 20 日

* 1 (株)東芝

〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町 2-4



符号	名 称	符号	名 称	符号	名 称	符号	名 称
1	タービン	7	空気予熱機	13	中央制御室	19	軟水タンク
2	空気圧縮機	8	煙突	14	ガス圧縮機	20	給水ポンプ
3	減速歯車装置	9	空気除塵器	15	冷却水ポンプ	21	循環水ポンプ
4	発電機	10	消音室 (1号機用)	16	ガス燃料抽出機	22	廃水ポンプ
5	起動電動機	11	消音室 (2号機用)	17	サージタンク	23	遮断器室
6	燃焼器	12	油タンク	18	排熱ボイラー		

図1 赤平ガスタービン発電所1, 2号機 機器配置図

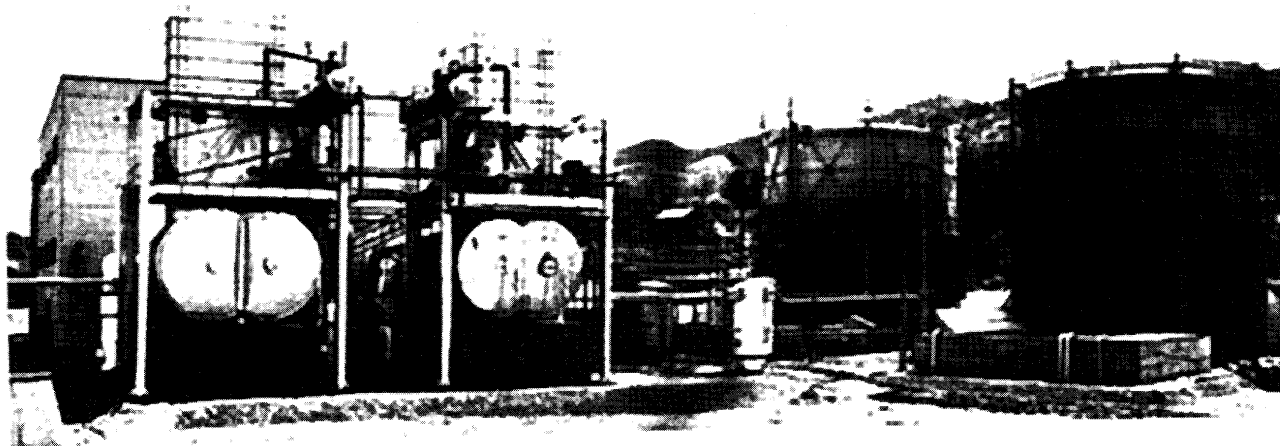


図2 赤平ガスタービン発電所1, 2号機 全景

運転中、突然大きな音と共に、振動大、逆電力リレーが作動し、トリップした。これは、空気取り入れ口の空気除塵器に積もる雪を除去するために、排ガスの一部を循環していたところ、融けた雪が圧縮機前置静翼で再び氷結し、空気流量が減少し、サージングに入ったものであった。幸い、前置静翼と1段動翼の一部に接触による先端の曲がりが生じた程度で、交換や手直しにより復旧した。

その他の補修項目としては、運開4年目に遮熱ケーシング内面への、高温酸化防止用 Ni-Al プラズマ溶射の施行や、異物によるタービン動静翼の打痕や微少クラックの手直し、防振用レーシングワイヤとの摩擦で拡大した6段静翼のワイヤー用の孔の溶接補修、あるいは燃焼器の内筒片、噴射弁先端部品等の高温酸化に対する交換や補修など、経年劣化補修を行う程度であった。

運開後14年目の1978(昭和53)年に、運転時間10万時間経過後のタービン総点検を行った。ロータについては、工場に持ち込み、動翼、防熱セグメント等を外し精密検査が行われた。溶接部の非破壊検査も異常はなく、表面の硬さ測定の結果では、やはり高温部は軟化し、低温部はやや硬化の傾向が示された。ケーシングについては現地で調査、硬さは製造時に比べ、約Hs5程度の軟化が確認され、組織観察でも結晶粒界に凝集粗大化した炭化物の析出が認められた。タービン動・静翼は著しいクリープ破断特性の変化は見られなかったものの、破断伸びおよび絞りが低下し、長時間使用の影響が出ていることが判明した。植え込み部と有効部の強度比較では、有効部の方が高温にさらされるため、若干低い結果を示した。これらの高温長時間使用による経年劣化の貴重な

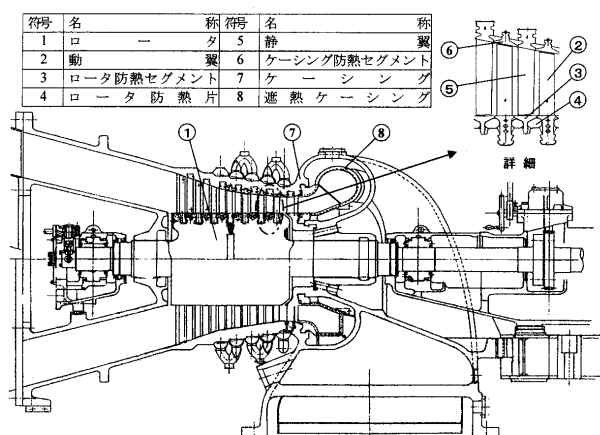


図3 タービン断面図

データが得られ、その後の高温部品寿命評価技術確立のベースとなった⁽¹⁾。

10万時間総点検の結果、タービン動翼のみ一式新製交換して運転が再開され、順調な運転が継続された。1981年には排熱回収ボイラが追設され、その蒸気は多角化の一環として温室栽培に利用されたとのことである。

建設当時の坑内ガスのCH₄濃度は、45～60%、発熱量も約5,000 kcal/Nm³であったが、1980年代に入ると、徐々にCH₄濃度が低下して1986年頃には半分にまで変化し、発熱量も2,700 kcal/Nm³程度に低下してきた。そのため、2号機を休転したが、1号機のみでの運転でも50%負荷が取れなくなることもあった。

そこで、灯油との混焼を計画し、1987年改造工事を実施し、20%負荷到達以降、灯油を投入し、それ以降の負荷上昇はガス燃料を一定に保持し不足分を灯油で負荷に対応する制御方式に切り替えた。と同時に、灯油中の硫黄による高温腐食が懸念されたため、タービン第1段静翼に耐食コーティングを試行した。その結果、1号機は定格負荷での連続運転に復帰した。2号機は、非常時、ガス専焼保安電力確保用の予備機となった。

その後、タービン1段静翼の健全性を確認した後、高温腐食対策として、1991年に1～4段動翼をMCrAlY耐食コーティング施工翼と交換した。図4にこの時のタービンロータの写真を示す。

それから3年後、炭坑の閉山が決まり、1994(平成6)

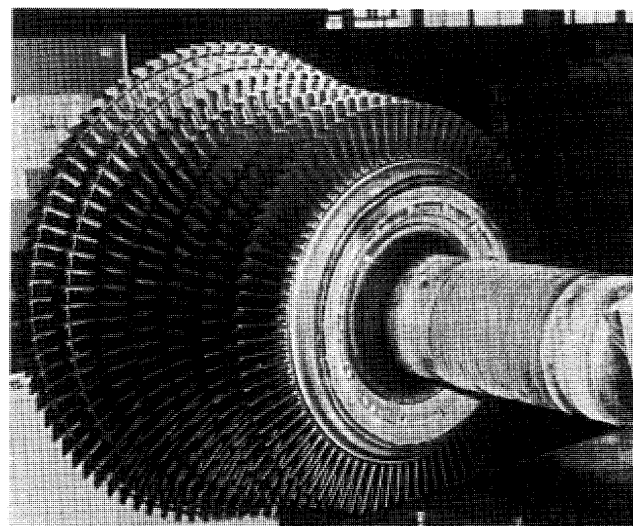


図4 1991年動翼交換前のタービンロータ

年4月1日付けで、2号機と共に、廃止届けが出され、その役目を終えた。1964年の運開以来、実に30年間運転され、1978年以降の推定運転時間は12万時間を超え、運開以来の累計では、22万時間を超えるものと思われる。2号機も12万時間に到達したと考えられ、このような長期間の運転が、高い信頼度で達成されたことは、驚くべき記録であった。今から思えば、温度も750℃と低く、燃料が腐食成分の少ないメタンと窒素を主成分とするガス燃料であったこともこの記録の要因として考えられるが、何と云っても、機器を熟知し、大事に機器を扱い、計画的なメンテナンスを実行された、客先の運転担当関係者の努力の賜物であり、この場を借りて厚く感謝申し上げます。

自家用発電プラントの模範となる本プラントの一生を、多数の関係者の情報をもとに説明したが、ご参考になれば幸甚である。最後に関係者の皆様に感謝申し上げ、筆を置きます。

参考文献

- (1) 日本ガスタービン学会誌 Vol.6-24, 1979, p 66, 山本ほか「ガスタービンの10万時間運転実績」
- (2) 日本機械学会誌 Vol.67, No.545, p 114, 辻「住友石炭鉱業会社赤平鉱業所納6000 kW ガスタービンの試運転実績について」

2000 年度第 3 回見学会報告

長谷川好道

HASEGAWA Yoshimichi

平成 12 年 10 月 12 日(木)に大阪ガス株式会社殿西島営業技術部にて見学会が開催されました。近年話題のマイクロガスタービン、ガスエンジン、燃料電池の実機運転の見学ということで多数の参加者があり成功裏に終わりました。

橋本地方委員会委員長より今回の見学にお骨折り頂いた大阪ガス(株)殿にたいし謝辞が述べられ、つづいて大阪ガス(株)営業技術部 TES 技術チーム、藤本 洋部長殿のご挨拶と各担当の方による話題提供後、実機運転の見学を行った。

話題提供

1. コージェネ全般

熱効率向上はガスエンジンが取り組み易く(ミラーサイクル採用で 42% 目標)、ガスタービンでは再生器付き(現在 40% 程度の効率が最高)で対応されている。ガスエンジンは出力が 400~500 kW が主流で、大出力はガスタービンとなるのでガスタービンの今後の効率向上が望まれるところである。

2. ガスタービン技術の取組

二流体ガスタービンへの対応としてレーザーラマン法の特長を生かした燃焼器出口温度・水蒸気分布の計測方法の開発および希薄予混合燃焼の安定燃焼を狙った流体素子方式による低 NO_x 燃焼技術の開発についての説明。

3. 燃料電池発電装置

省エネルギー、低 NO_x 面で未来のコージェネレーションシステムのひとつとして大きな期待が寄せられているがイニシャルコスト高を解決するのが大きな課題と

のことである。

見学内容

1. マイクロガスタービン

下記の 2 ユニットが発電装置として設置されており、ガスタービン、再生器、発電機盤、ガスタービン直結の高速発電機等を全てパッケージに収納しコンパクトにまとめている。

(1) 75 kW 再生式マイクロガスタービン

メーカー：ハネウエル社 (米国)

定格出力：75 kW

発電効率：27%

NO_x：175 ppm

燃料消費量：24 Nm³/h

パッケージ寸法：1000 W×2000 L×2000 H

(2) 28 kW 再生式マイクロガスタービン

メーカー：キャプストン社 (米国)

定格出力：28 kW

発電効率：25%

NO_x：15 ppm

燃料消費量：9.7 Nm³/h

パッケージ寸法：800 W×1800 L×1800 H

助燃バーナ付き排ガス蒸気ボイラーと組み合わせてあった。

最後に、ご多忙中のところ、話題提供および見学のお世話をいただいた大阪ガス(株)の方々に厚くお礼申し上げます。

(ダイハツディーゼル(株)、地方委員会委員)

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

大 畑 武 人(日研総業) 山 本 和 明(川崎製鉄)
 二 宮 徹(電中研) 荒 木 隆 人(先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

〔賛助会員〕

日 立 金 属 (株)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第8回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 13/1/22-23 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 学術局学術課 TEL: 03-5821-5105 FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp
第5回内燃機関燃焼の診断とモデリングに関する国際会議 (COMODIA 2001)	H 13/7/1-4 名古屋国際会議場	日本機械学会 事業課 高橋正彦 TEL 03-5360-3500, 03-5360-3505

◇ 2001 年度会費納入のお願い ◇

2001年度の会費をお納めいただく時期となりました。
 下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、
 2001年3月23日貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員 1口 70,000 円
 正 会 員 5,000 円
 学生会員 2,500 円

郵便為替 00170-9-179578
 銀 行 第一勧業銀行西新宿支店
 普通預金口座 1703707
 いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。
 皆様のご協力お願い致します。

訃 報

正会員 阪口 哲也君 65才 平成12年12月14日逝去

謹んで哀悼の意を表します

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

大 畑 武 人(日研総業) 山 本 和 明(川崎製鉄)
 二 宮 徹(電中研) 荒 木 隆 人(先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

〔賛助会員〕

日 立 金 属 (株)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第8回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 13/1/22-23 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 学術局学術課 TEL: 03-5821-5105 FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp
第5回内燃機関燃焼の診断とモデリングに関する国際会議 (COMODIA 2001)	H 13/7/1-4 名古屋国際会議場	日本機械学会 事業課 高橋正彦 TEL 03-5360-3500, 03-5360-3505

◇ 2001 年度会費納入のお願い ◇

2001年度の会費をお納めいただく時期となりました。
 下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、
 2001年3月23日貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員 1口 70,000 円
 正 会 員 5,000 円
 学生会員 2,500 円

郵便為替 00170-9-179578
 銀 行 第一勧業銀行西新宿支店
 普通預金口座 1703707
 いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。
 皆様のご協力お願い致します。

訃 報

正会員 阪口 哲也君 65才 平成12年12月14日逝去

謹んで哀悼の意を表します

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

大 畑 武 人(日研総業) 山 本 和 明(川崎製鉄)
 二 宮 徹(電中研) 荒 木 隆 人(先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

〔賛助会員〕

日 立 金 属 (株)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第8回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 13/1/22-23 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 学術局学術課 TEL: 03-5821-5105 FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp
第5回内燃機関燃焼の診断とモデリングに関する国際会議 (COMODIA 2001)	H 13/7/1-4 名古屋国際会議場	日本機械学会 事業課 高橋正彦 TEL 03-5360-3500, 03-5360-3505

◇ 2001 年度会費納入のお願い ◇

2001 年度の会費をお納めいただく時期となりました。
 下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、
 2001 年 3 月 23 日貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員 1 口 70,000 円
 正 会 員 5,000 円
 学生会員 2,500 円

郵便為替 00170-9-179578
 銀 行 第一勧業銀行西新宿支店
 普通預金口座 1703707
 いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。
 皆様のご協力お願い致します。

訃 報

正会員 阪口 哲也君 65 才 平成 12 年 12 月 14 日逝去

謹んで哀悼の意を表します

本号は“ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）”を特集しました。特に、ガスタービンを使用されるユーザ側の立場から運転・保守等に関する最新技術の考え方や実態を紹介していただくということで企画しました。近年運用されているガスタービンの容量も数kW～数百MWと広範囲で、その用途も非常用電源から自家発電・事業用発電と多岐に渡り、また熱サイクルもシンプルサイクル、コンバインドサイクル、更には熱電可変のコージェネレーションと用途に適した選択がなされています。この様に多種多様に活用されているガスタービンを事業用大型ガスタービン、産業用中型ガスタービン、および産業用小型ガスタービンの3つのカテゴリーに分け、それぞれの運用形態による最新運転管理技術を広い視点から紹介していただきましたので、ガスタービンを作る側、使う側双方にとって有益な情報となればと思います。

基礎講座は「ガスタービンと制御工学(2)」で、1999年1月号以来連載しましたが本号を以って一応完結ということになります。ユーザおよび若い人達にガスタービンの理解を広めていただくことを目的に始まった本講座の今後の展開については編集委員会で討議されています。新たな企画としての連載講義にご期待ください。

学会誌を親しみやすいものにしてほしいとのご要望に応えた新シリーズの喫茶室も本号で5回目となります。

一味違った記事として期待されていることと思います。

新製品紹介は今回二点紹介させていただきました。また表紙写真は(株)東芝より提供頂いた坑内ガス利用の7,000 kW ガスタービンで、用途の多様性を実証しており、特集号に関連あるものと考えます。

最後に、今月号発行に当たり、お忙しいなか、ご執筆頂いた方々に心よりお礼申し上げます。なお、本特集号の編集は、和泉理事（東芝）、濱崎委員（IHI）、山根委員（国士舘大）、長谷川（ダイハツディーゼル）が担当いたしました。

（長谷川 好道）

〈表紙写真〉

赤平1号ガスタービン

説明：この写真は1964年住友石炭鉱業(株)赤平鉱業所の1号機として納入された7,000 kW ガスタービンの工場完成時を示す。再生サイクル排熱回収ボイラ付きのコージェネレーションプラントで、坑内ガスを燃料に、以後30年間にわたりベース負荷機として稼働され、20万時間を超える高信頼度の運転実績を記録した。

（提供 株式会社 東芝）

だより

♣事務局 ☒ ♣

少々、遅ればせながら新年明けましておめでとうございます。

21世紀の幕開け、皆様はどこでお迎えでしたでしょうか。

いつもと変わらぬ幕開けをしてしまった当ガスタービン学会も今年度は2月に年度末を迎えますので、なんとなく気ぜわしく始まりました。

第29回セミナー、評議員の選挙の開票などが年度末の事務と重なり、混戦模様。

でも、今のところ事務局スタッフ一同、インフルエンザにかかることもなく、年度末に向けて意欲満々というところです。

3月が年度初めということになりますと、会費の自動

引き落としも例年の4月末から3月末に変わりますので、引き落としの手続きをなさっている方は、口座残金のご確認をよろしくお願い致します。また、まだ貴口座からの会費の自動引き落としをなさっていない方はこの機会に是非手続きをおすすめ致します。

21世紀最初の“事務局だより”，センセーショナルな文章、文面で登場したかったのですが、やはりありきたりで、20世紀を引っ張ってきてしまいました。（反省）

本年も日本ガスタービン学会、事務局ともどもよろしくお願い致します。

[A]

本号は“ガスタービン最新運転管理（ユーザの立場から）”を特集しました。特に、ガスタービンを使用されるユーザ側の立場から運転・保守等に関する最新技術の考え方や実態を紹介していただくということで企画しました。近年運用されているガスタービンの容量も数kW～数百MWと広範囲で、その用途も非常用電源から自家発電・事業用発電と多岐に渡り、また熱サイクルもシンプルサイクル、コンバインドサイクル、更には熱電可変のコージェネレーションと用途に適した選択がなされています。この様に多種多様に活用されているガスタービンを事業用大型ガスタービン、産業用中型ガスタービン、および産業用小型ガスタービンの3つのカテゴリーに分け、それぞれの運用形態による最新運転管理技術を広い視点から紹介していただきましたので、ガスタービンを作る側、使う側双方にとって有益な情報となればと思います。

基礎講座は「ガスタービンと制御工学(2)」で、1999年1月号以来連載しましたが本号を以って一応完結ということになります。ユーザおよび若い人達にガスタービンの理解を広めていただくことを目的に始まった本講座の今後の展開については編集委員会で討議されています。新たな企画としての連載講義にご期待ください。

学会誌を親しみやすいものにしてほしいとのご要望に応えた新シリーズの喫茶室も本号で5回目となります。

一味違った記事として期待されていることと思います。

新製品紹介は今回二点紹介させていただきました。また表紙写真は(株)東芝より提供頂いた坑内ガス利用の7,000 kW ガスタービンで、用途の多様性を実証しており、特集号に関連あるものと考えます。

最後に、今月号発行に当たり、お忙しいなか、ご執筆頂いた方々に心よりお礼申し上げます。なお、本特集号の編集は、和泉理事（東芝）、濱崎委員（IHI）、山根委員（国士舘大）、長谷川（ダイハツディーゼル）が担当いたしました。

（長谷川 好道）

〈表紙写真〉

赤平1号ガスタービン

説明：この写真は1964年住友石炭鉱業(株)赤平鉱業所の1号機として納入された7,000 kW ガスタービンの工場完成時を示す。再生サイクル排熱回収ボイラ付きのコージェネレーションプラントで、坑内ガスを燃料に、以後30年間にわたりベース負荷機として稼働され、20万時間を超える高信頼度の運転実績を記録した。

（提供 株式会社 東芝）

だより

♣事務局 ☒ ♣

少々、遅ればせながら新年明けましておめでとうございます。

21世紀の幕開け、皆様はどこでお迎えでしたでしょうか。

いつもと変わらぬ幕開けをしてしまった当ガスタービン学会も今年度は2月に年度末を迎えますので、なんとなく気ぜわしく始まりました。

第29回セミナー、評議員の選挙の開票などが年度末の事務と重なり、混戦模様。

でも、今のところ事務局スタッフ一同、インフルエンザにかかることもなく、年度末に向けて意欲満々というところです。

3月が年度初めということになりますと、会費の自動

引き落としも例年の4月末から3月末に変わりますので、引き落としの手続きをなさっている方は、口座残金のご確認をよろしくお願い致します。また、まだ貴口座からの会費の自動引き落としをなさっていない方はこの機会に是非手続きをおすすめ致します。

21世紀最初の“事務局だより”，センセーショナルな文章、文面で登場したかったのですが、やはりありきたりで、20世紀を引っ張ってきてしまいました。（反省）

本年も日本ガスタービン学会、事務局ともどもよろしくお願い致します。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6 ページ
技術論文	6 ページ
速報	4 ページ
寄書、随筆	2 ページ
書評	1 ページ
情報欄記事	1/2 ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0003 東京都港区西新橋 1-17-5
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブロ(株) 制作部デジタル編集課
E-mail: degihen@magical3.egg.or.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.29 No.1 2001.1

発行日 2001年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 益田重明
発行者 伊藤源嗣
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル 402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0003 東京都港区西新橋 2-5-10
Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3597-5717

©2001, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の従業員以外は、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は、直接本会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂 9-6-41 乃木坂ビル
学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: kammori@msh.biglobe.ne.jp