随筆

商品の開発について

川崎重工業㈱　大　槻　幸　雄

1．まえがき

筆者は大学を卒業してから，ジェットエンジン，単車および小・中形の産業用ガスタービンの研究や開発に携わってきたが，その苦しいことや楽しいことの経験を通して，製品開発に関して感じたことを以下に述べる。

ガスタービンの陸・舶用への商品化の歴史を振り返ってみると，大局的に見ると2度の失敗があったように思う。そして，長期間にわたって，細々と事業を行っていた大形の事業用ガスタービンを除いて，商品化に至らなかったが，近年になってようやくその特徴が生かされて，コンバインドサイクル発電，コー・ジェネレーションおよび艦艇用の主機および発電機駆動用として脚光を浴びるようになった。

2．商品化に至るまでのガスタービンの研究

イギリスのホイットル卿が1930年にターボジェットの特許を出して，以来10余年の研究を経て1948年に軍用のジェット機の成功により王立発明者褒賞協会から表彰された。その推薦文に次のように結ばれていた。「これまでのイギリスのガスタービンは，一般に軍用機の推進機関とのみみなされていた。今後は，一般の航空用のみならず，陸上用および海上用のエンジンへと進展し，商業的にも極めて価値のあるものとなるであろう。我々はそれを発展させることを義務と考えるものである。」

ガスタービンは本来，軽量．高出力，更に機械力学的に理想の原動機であり，この文章の前半に述べているように，航空用は完全に達成され，世界の空はジェット機で満ちている。一方，産業用ガスタービンにおいても，この華やかな航空用の成功と同じように，比較的早く脚光を浴びるであろうと思われたが，なかなか商品化に至らなかった。

（平成5年10月20日原稿受付）

昭和25年頃には日本でも，運輸技術研究所，三菱重工，三井造船，石川島芝浦タービン，川崎重工などが舶用のガスタービンの研究開発を行った。しかし，優れた耐熱材料のないことと各要素の効率が悪く，ディーゼルに比して，単に燃料消費率が悪いのみならず，重量，容量も大きく商品として日の目を見るに至らなかった。これは第1回目の失敗であると思う。

引き続き昭和40年（1965年）頃，ガスタービンが優れた低公害性のゆえにアメリカの環境庁（EPA）の強い支援もあり，アメリカの自動車会社のみならず，全世界の自動車会社，建設機械会社までが，こぞって自動車用のガスタービンの研究開発を精力的に行い，百花絢爛たるものがあり，今やガスタービン自動車時代到来かと思われた。しかし，いまだにガスタービン自動車が商品化される兆しは見られない。こう言った意味では，この研究は第2回目の失敗であると思う。筆者は自動車用のガスタービンの研究を行っていないので，真の理由は分らないが，これは燃料消費率が往復機関に比して巡航速度（設計点）でさえ悪く，発進・停止やアイドル運転（オフ設計点）においては極めて悪いことと発進時におけるレスポンス（動特性）が遅いことに起因しているのではないかと思う。

これらに刺激されて，川崎重工ではヘリコプター用のAvco-Lycoming社のT—53形ターボ・シャフト・エンジンを用いて，昭和42年より昭和48年にかけて，以下のように一見華々しい応用研究を行った。すなわち，国鉄との協同によるガスタービン列車の研究，防衛庁第4研究所の委託による戦車用熱交換器付きガスタービンの研究，鳴門海峡での掘削作業電源としてのガスタービン発電設備の研究などがあった。これらの研究は残念ながら，すべて商品化へ至ることなく，コストのみならず性能面においても利点を見いだし得ず中断した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

これらの研究を通して，ガスタービンをして真に脚光を浴びさせるには，ガスタービンはある意味では"最も馬鹿なエンジン"であるという特性をよく弁え，あせらず地味な研究を行うことが肝要であり，そのために，まず小形の純国産ガスタービンを開発し，できるだけ少ない研究費にてできるだけ多くの種々の技術を蓄積して，商品化，大形化への基礎を作るべきとの判断に達した。

このような背景のもとに，一定回転数でしかも緊急時にのみ用いる非常用発電設備用の約300馬力の小形の純国産ガスタービンをできるだけ安価に開発し，市販に供した。その後，市場での苦い経験をもとに，矢継早やに逐次出力の大きい中形およびコー・ジェネレーション用の常用ガスタービンを開発し，6,000 KW級までの製品系列を揃え，お陰様で今日3,000台以上の受注に成功することができた。

こういった意味では第3回目の失敗をすることなく，何とか商品化に成功したと言えそうであり安堵しているところである。

3．新製品開発で留意すべきこと

新製品開発に当たって，いろいろと留意すべき点があるが，特に重要なことは，次の4つだと思う。

1）開発を決意する前に，商品化が可能であるかどうかを冷静に洞察すること

2）開発を決意した以上，開発目標を明確に高く揚げ，Riskを冒す（Adventureではない）

3）研究部品を周到に用意し，短期間に精力的に実験を行う

4）開発期間は最大3年

まず1）であるが，これは最も重要なことで，開発しようとしている製品が，どういう特徴を持っているか，技術的に可能性があるのか，コストはどれくらいでできるのか，コストに見合うだけの優れたセールスポイントがあるのかなど，種々の点から商品化に対して鋭い洞察力により，その将来を展望し，勇気と責任をもって開発の決意をすることが肝要である。

2）であるが，ガスタービンの開発は難しいからといって，性能，コストなど商品価値の劣る製品を作っても売れない。各企業の有する技術者の経験能力および人数，研究設備といった技術力にはある程度無関係に，開発製品の目標を高く掲げざるを得ない。当然ながらRiskを冒す必要が生ずる。"Riskを冒す"ということは"Adventure"とは本質的に異なる。前者は，技術的なそれ相当の裏付けがあり，その裏付けのなかから可能性に向かって挑戦することであり，後者は好奇心が主たるもので，技術的な裏付けによる可能性を検討することもなく，盲目的に挑戦することである。系統的な研究の方法を頭に描いて，鋭い洞察力でどの程度のRiskを冒しているかをよく認識して，勇敢に目標を設定することが肝要である。技術的な洞察が全くなく，根拠もなしに目標を設定するのはRiskではなく，Adventureである。

次に3）についてであるが，高い目標を掲げて開発する製品では必ずといっても過言ではないが，何らかのトラブルなく，開発が完了することはない。したがって，精力的に実験を行い，早くトラブルを見つけ，解決するように心がけねばならない。そのために前もって，Riskを冒すことによって予想されるトラブルに対して，必ず研究部品を系統的に周到に用意し，トラブルが起こったら真っ向から対し，冷静に明確な判断をし，これらの研究部品を用いて効率よくテストを行い，早期に所期の目標に達することが肝要である。

最後に4）についてであるが，零式戦闘機，グラマン・ヘルキャット，原子爆弾（マンハッタン計画発表後）など，異質な高度の製品でも，だいたい開発期間は2，3年であり，開発期間約3年間というのが一つのプロジェクトの区切りである。2，3年間の研究で商品となしうる可能性が見出されない場合は，思いきりよく研究を中断し，発想を変えてあらためて，開発計画を立て直すことが必要である。

4．おわりに

人類の幸福，繁栄に寄与する優れた製品を開発することが技術者の大きな役割と思う。そのためには，開発する製品の本質をよく弁え，決して無駄な開発をしてはならないと思う。

筆者は大形の事業用ガスタービンについては知識もなく，また，かなり独断と偏見に満ちかつ勝手なことを述べさせていただきましたが，多少なりとも御参考になれば幸甚に存じます。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

論説・解説

「コンバインドサイクル発電技術」小特集号発刊にあたって

㈱東芝　池　田　　隆

ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクル発電が，本格的にわが国に導入され，運転を開始してから既に8年が経過しようとしている。高いプラント熱効率と優れた運用柔軟性のメリットが実証され，この発電形態は国内外で急速に普及してきているのは，ご承知のとおりである。

本学会誌においても，1985年に「コンバインドサイクルとコジェネレーション」特集の解説記事が発行され，4箇所の事業用コンバインドサイクル発電プラントについてそのプラント進捗状況に応じた計画，建設，運転内容の紹介がおこなわれ，各プラントの特徴や使用するガスタービンの説明が述べられている。

当時導入されたガスタービンは，約1100°Cのタービン入口温度を持ち，510～530°Cの排気ガスが排熱回収ボイラーに導かれているが，この8年の間にタービン入口温度は約200°C高温化した1300°C級ガスタービンが登場し，排気ガス温度も約600°Cまで高温化された改良型コンバインドサイクル発電（Advanced Combined Cycle: ACC）が実用化される段階に達している。

このような状況をふまえ，本編集委員会ではユーザーの方々の立場から，既設のコンバインドサイクル発電プラントの豊富な運用実績を紹介していただく一方，今後のACC発電計画についても説明していただき，最新のコンバインドサイクル発電動向をまとめるべく本特集号を発刊した。

本格的なガスタービンの運用にともない，ガスタービン本体の長時間運転信頼性の向上のために，ユーザーとメーカが協力した様々な取り組みが行われている。特に高温部品である燃焼器やタービン部品は，材質向上やコーティング技術の改良適用等により一層の寿命延長対策が施されている。また，高温部品の材料組織変化と熱疲労解析から余寿命を診断する技術も重要な保守管理技術として研究がすすめられている。ガスタービン以外の機器についても，保守性の改善や耐久性の改善等で多くの改良が施されるなど，我国独特な，きめ細かい改善が積み重ねられている。

次期1300°C級コンバインドサイクル発電では，高温化による高効率化は勿論の事，1100°C級ガスタービンで蓄積された経験や実績が，様々な形で蒸気タービンや排熱回収ボイラーの改良に反映されている。特に，厳しくなる環境規制をクリアーするため，国内外の重電機器メーカでは活発な低NOx燃焼器開発が進められ環境保全と高効率化に大きく寄与している。

石炭や石油に比べクリーンエネルギーである天然ガスを利用できる環境が，高効率と環境調和の両面でガスタービンの利用拡大に拍車を掛けた事は，異論がない。国内生産量の少ない天然ガスであるが，西太平洋地域をまたぐトランスアジア天然ガスパイプライン構想による天然ガス供給地と消費地のネットワーク化の計画が実現されれば，高効率コンバインドサイクル発電が発電設備に占める比重はますます増加していくであろう。

（平成5年11月8日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

コンバインドサイクル発電の現状と動向

東京電力㈱　火力部　**髙　濱　健　二**

1．はじめに

本格的コンバインドサイクル発電が我国電気事業に導入されてから10年近くが経過し，東京電力の富津1，2号系列，東北電力の東新潟3号系列，中部電力の四日市4号系列等において，運開以来，従来型汽力発電を大きく上回る高い熱効率や負荷変化率等の優れた運用実績を挙げている。

これら現在運転中のコンバインドサイクル発電はそのほとんどが1100℃級ガスタービンを主体に構成されており，その定格発電端熱効率は高位発熱量基準（HHV）で43%程度（低位発熱量基準LHVで48%程度）に達している。さらに1300℃級ガスタービンを主体に構成される改良型コンバインドサイクル（ACC: Advanced Combined Cycle）発電は，HHVで48%程度以上（LHVで53%程度以上）と一層の高効率発電を実現する発電方式であり，省エネルギー性の向上に加え，CO_2等の環境性改善の有効手段として，近年各方面で積極的な開発が進められ，その建設が具体化されている。

ここでは，コンバインドサイクル発電の導入の経緯とその特徴，さらには1300℃級のACC発電の開発と今後の展望について紹介する。

2．コンバインドサイクル発電の導入

2.1　火力発電の役割

我国における火力発電は，昭和30年代以降，主として米国の火力発電技術の導入をベースとして，さらに，これを国産化による高度な技術として完成させ，質，量ともに飛躍的な発展を遂げ，現在，事業用発電の内，発電設備容量，発電電力量とも60%を占めるに至っている。

このうち，汽力発電については，再熱再生サイクル，超臨界圧プラントの採用など，熱効率向上を図る技術を積極的に導入すると共に，ユニットの大容量化によってスケールメリットを活かし，その熱効率は昭和30年代当初の30%（高位発熱量基準，以下同様）程度から40%以上へと飛躍的発展を遂げ（図1），建設コストと発電コストの低減が図られてきた。この汽力発電は，当時の安定かつ低価格で推移した石油資源に支えられ，低廉かつ大量の電力を供給し，それまでの主力であった水力発電に代わり，日本経済の発展に大きな役割を果たしてきた。

その後，2度にわたる石油危機はエネルギー情勢を激変し，原子力，LNG，石炭等の石油代替電源が積極的に開発され，電源のベストミックスが進められている。このため，火力発電の占める割合は当時に比べ少なくなってはいるが，それでも電源の6割を担っており，また今後とも火力発電の比率は，依然として高いものと予想されており（図2），エネルギー資源の有効活用あるいは地球規模での環境改善の観点から，一層の熱効率の向上が強く望まれるところである。

一方，電力の需給面について言えば，需要パターンは夏期冷房需要の急増等によって，季節間並びに昼夜間の格差が増大する傾向となっている（図3）。さらに電源多様化の進展に伴い，電源構成の中に占める原子力発電がベース供給力として増大し，この結果，昼夜間格差などの需要変化を吸収する負荷調整機能が火力発電に強く求められることとなっている。

このような情勢の中で，大容量の汽力発電プラントにおいても，起動停止や負荷変化の容易性，また低負荷運転時の高い熱効率などが一層強く求められることとなり，変圧貫流型プラントが開発されると共に，新しい発電方式として，コンバインドサイクル発電プラントの導入が進められた。

2.2　ガスタービン技術の進歩

コンバインドサイクル発電の主要な構成機器であるガスタービンは，第2次世界大戦中航空用原動機として登場し，軽量かつ高出力の特徴を活かし，その利用は急速に拡大したが，発電用として

（平成5年11月4日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

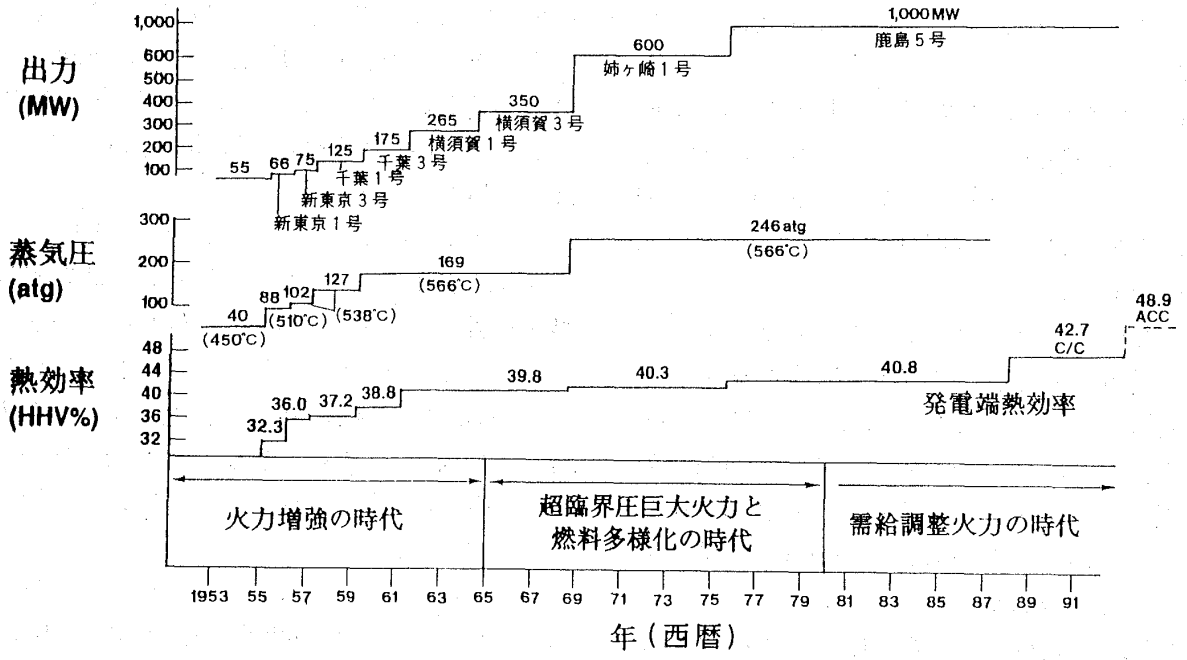


図1 ユニット出力，熱効率の推移

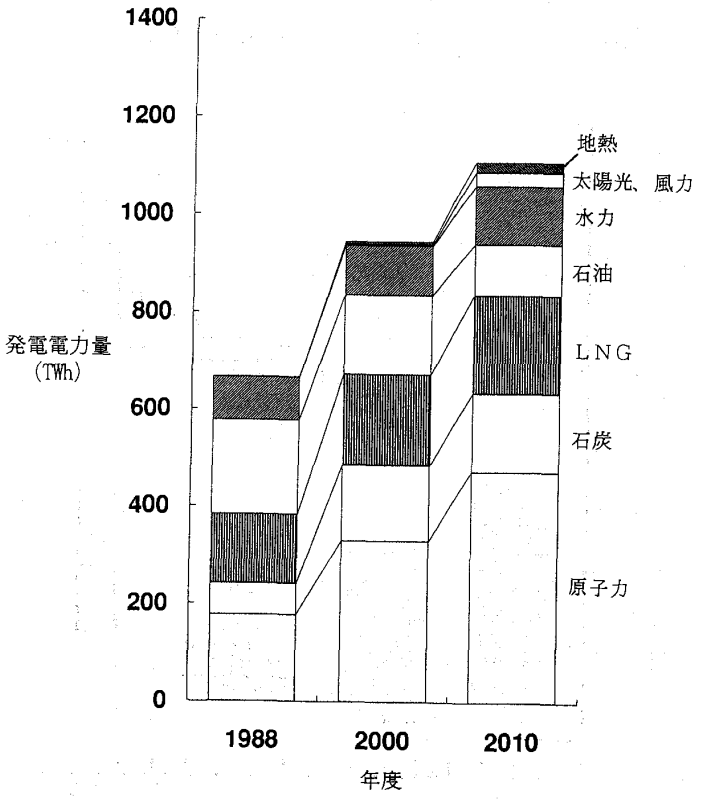


図2 我国の発電設備容量と発電電力量の見通し
(出展: 電気事業審議会需給部会中間報告)

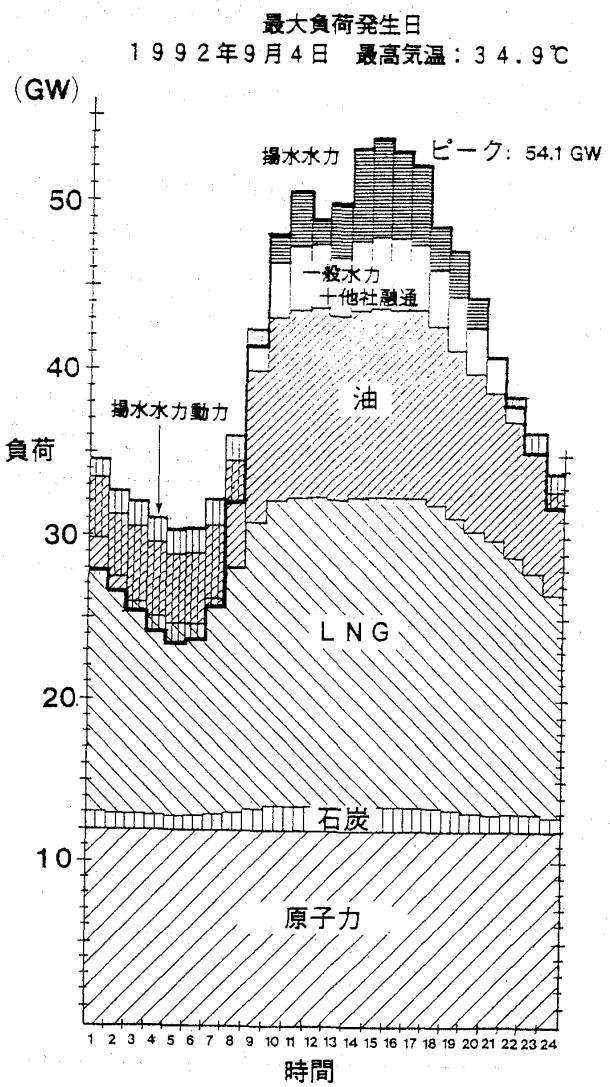


図3 平成4年最大電力発生時の日負荷曲線
(東京電力管内)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

の実用化については必ずしも急速な発展はみられなかった。

これは，従来からの汽力発電に比べ熱効率が低く，長時間の連続運転に対する信頼性が必ずしも高くなく，さらに高温腐食に対する耐力などの観点から使用燃料に対する制約があったことなどによるものであった。

しかしながら，ガスタービンは内燃方式であるので，作動流体の加熱にボイラが不要であり，また復水装置やこれにともなう冷却水設備が不要でシステム構成が単純であるため，①建設期間が短い，②建設コストが比較的安い，③起動停止時間が短い，などの特徴を有し，ピークまたは非常用電源としてその導入がはかられた。

とくに昭和40年代の年間10%台という大幅な電力需要の伸びと，夏季のピーク需要対策，さらには1965年の米国東部での大停電の経験に照らして相当数のガスタービンの建設が進められ，当時の増大する電力需要のピーク吸収に大きな効果を発揮した。

このような背景で導入されたガスタービンではあったが，高温クリープ，低サイクル疲労，高温腐食による高温部品の損傷など信頼性の面で必ずしも十分に満足できるものではなかった。一方，その性能についても，サイクル中の最高温度となるガスタービン入口温度上昇による熱効率向上に努力が払われていたが，この昭和40年代当時においては入口温度は800℃程度であり，熱効率は20%程度であった。

しかしながら，ガスタービン入口温度は，耐熱合金材料，耐食コーティングあるいは動静翼冷却技術の開発進歩により徐々に向上し，併せてそれまで経験した各種のトラブルを技術的に克服し，その信頼性も大幅に向上し，昭和50年代初めには，入口温度1100℃，出力7～10万kW，熱効率30%前後の発電用大型ガスタービンが実用されるに至った（図4）。

また，入口温度の1100℃程度までの上昇にともない，ガスタービンの特性上その排気温度は500℃程度に達することから，熱効率を汽力発電なみ以上に高めるため，この排熱の回収をはかるコンバインドサイクルが研究された。

2.3 コンバインドサイクル発電の導入

このような情勢の中で，わが国を含む世界各国で，高い熱効率を維持し，かつ高い負荷調整機能を有するコンバインドサイクル発電は積極的に導入されるに至った。

即ち，コンバインドサイクル発電の特長としては，

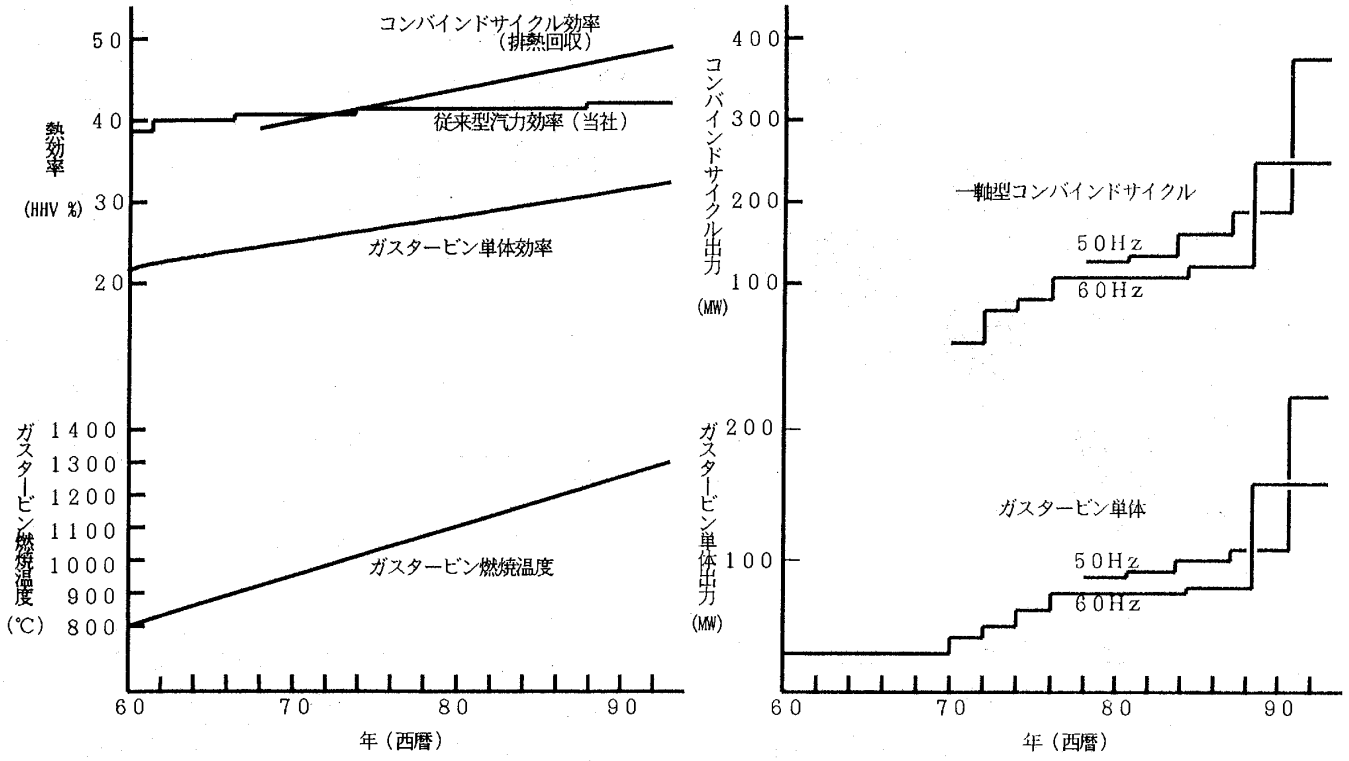


図4 ガスタービン及びコンバインドサイクル発電プラントの出力，効率の変遷

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

① 定格点から部分負荷までの幅広い運転領域での熱効率が高く，運用熱効率に優れている。またその結果，発電電力量に対する CO_2 発生量の比率も大幅に低減される。

② 小容量機の組合せで構成されるため，起動停止や出力調整が容易である。

③ 燃焼方式の改善，脱硝装置の採用等により，従来汽力と同等以上の NOx 低減性能が達成できる。

など，火力発電に要請される機能を十分備えており，さらに，LNG 燃料を使用する場合，特にその運転信頼性が高く，貴重なクリーン燃料である LNG を有効に活用することができる優れた発電方式である。

コンバインドサイクル発電は，1970～80 年代にかけてのガスタービンの飛躍的な開発改善により，その入口温度が高温化（1100°C 級）し，ガスタービン単体で 30%程度，コンバインドサイクルとして 43%程度（どちらも発電端効率）と，その熱効率が大きく向上すると共に，信頼性，運用性等の改善もめざましく，欧米での普及が拡大され，また日本でも，東京電力富津火力プラント，東北電力東新潟プラント等，数多くのプラントが建設され，高い熱効率，環境性，機動性あるいは信頼性等のすぐれた運用実績を納めている（表 1）。

3．コンバインドサイクル発電の概要

3.1 コンバインドサイクル発電の原理

コンバインドサイクルとは高温域で作動するサイクル（トッピングサイクル）と，低温域で作動するサイクル（ボトミングサイクル）を組み合わせ，化石燃料のエネルギーを高温域から低温域まで無駄なく利用することにより，単一サイクルでは到達し得ない高い熱効率を得るものである。トッピングサイクルには，燃料の燃焼熱を熱源とするガスタービンサイクルを，ボトミングサイクルには，ガスタービンの高温大流量の排ガス（500°C 程度以上）を熱源とする汽力サイクルを用い，この 2 つのサイクルを組み合わせることにより，コンバインドサイクルを構成している（図 5）。

すなわち，ガスタービンのエネルギー利用温度域が高温（1300～1100°C から 500°C まで）であるという利点と，蒸気タービンのエネルギー利用温

表 1 我国の 1100°C 級コンバインドサイクル発電プラント一覧

電力会社	東京電力		東北電力	中部電力	中国電力	九州電力
発電所	富津火力		東新潟火力	四日市火力	柳井火力	新大分火力
系　列	1 号系列	2 号系列	3 号系列	4 号系列	1 号系列	1 号系列
出力(MW) 設定温度	1000 32℃	1000 32℃	1090 15℃	560 18℃	700 20℃	690 7℃
型　式	一軸型	一軸型	多軸型	一軸型	一軸型	一軸型
GT 台数	7	7	6	5	6	6
ST 台数	7	7	2	5	6	6
燃　料	LNG	LNG	LNG	LNG, LPG	LNG	LNG
運　開	85/12 ～ 86/11	87/12 ～ 88/11	84/12 ～ 85/10	88/2 ～ 88/7	90/11 ～ 92/12	91/6
製造社	GE	GE	三菱	GE	日立	日立

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

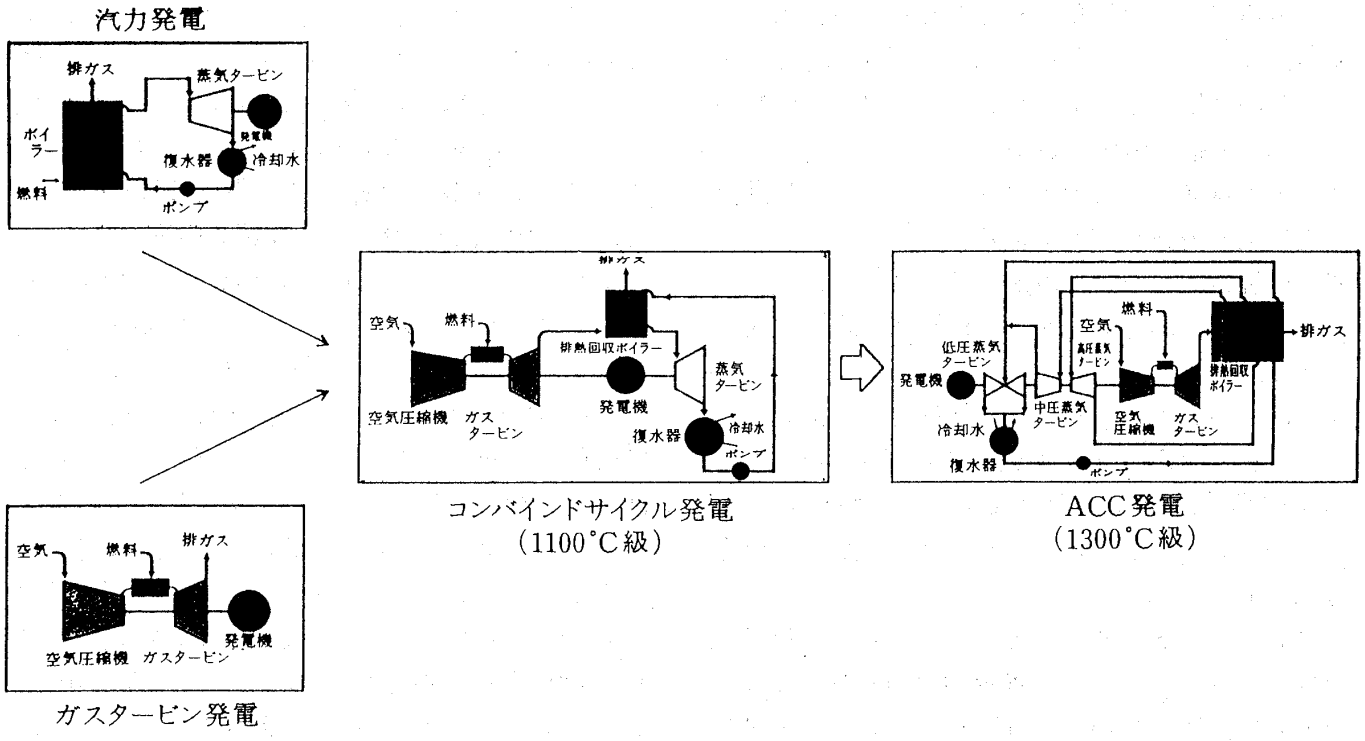


図5 各サイクルの比較

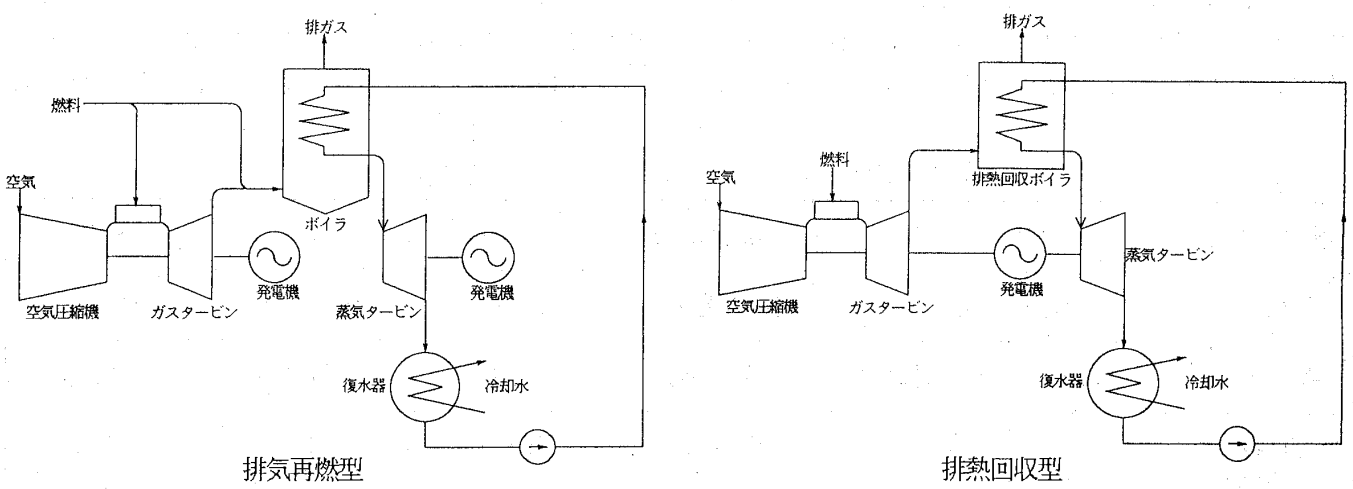


図6 コンバインドサイクルの種類（排気再燃型と排熱回収型）

度域が低温（540°C 程度から常温まで）であるという利点を活用し，燃料の熱エネルギーを広い温度範囲にわたり有効に活用しようというものである。

3.2 コンバインドサイクル発電の種類

現在運転中あるいは建設が計画されているガスタービンを用いたコンバインドサイクル発電には，大別して 2 つの方式がある。一つはガスタービンの排ガスに燃料を追加して，その温度を上昇し，汽力発電のボイラーと同様の熱回収を図る排気再燃式であり，もう一つは，ガスタービンの排ガスを燃料の追加投入なしに，そのまま排熱回収ボイラーで熱回収する排熱回収式である（図 6）。

排気再燃式は，近年，既設の中容量汽力などにガスタービンを追設組み合わせ，出力と効率の向上を図るリパワリングとして建設計画が進められている。

排熱回収方式については，近年のガスタービン入口ガス温度の向上に伴う排ガス温度の上昇により比較的高い熱効率が得られること，制御系統を含め設備が比較的単純であること，運用上有利であることなどの利点が大きく，近年の新設コンバインドサイクル発電の主流をなすものとなり，わ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

が国で現在運転中あるいは新たに建設中のコンバインドサイクル発電はすべてこの方式である。

この排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントの場合，ガスタービンと蒸気タービンの組合せ方については，ガスタービン1台と蒸気タービン1台を同一の発電機に直結させる一軸型と，数台のガスタービンと1台の蒸気タービンを組み合わせ，それぞれ個別に発電機を有する多軸型がある（図7）。

一軸型では，各単一システム（軸）が独立して運用され，起動停止が容易であり，また軸の集合を系列として運用する場合，出力の調整を軸の運転台数の増減で行えるため，広い負荷帯にわたり定格時と同等の高い熱効率を維持することができるなど，運用性に優れている。

一方，多軸型では，定格負荷での効率が，蒸気タービンが大型化する分だけ高くなるが，運用上の制約は一軸型より多くなるなどの特徴がある。

したがって，コンバインドサイクルプラントをベース運用とするか，あるいはミドル・ピーク運用とするか，その利用目的によって一軸型か多軸型かが選定されることとなる。

4．ACC 発電の開発と導入

昭和60年代当初より次々と建設・運転された1100°C級コンバインドサイクル発電プラントの優れた運転実績は，省エネルギー性，環境性，運転性，保守性，信頼性，そして経済性の各観点より，コンバインドサイクル発電の優位性を実証するに十分なものであった。

これらの良好な運転実績を反映して，さらに高い熱効率を達成する，1300°C級ガスタービンによる改良型コンバインドサイクル発電，すなわちACC発電の技術開発が積極的に進められ，各所でその建設が推進されており，開発が先行している60 Hz機は，本年度末までに一部運転の計画である（表2）。

このACC発電プラントは，熱効率48%以上を実現し，これまでの1100°C級コンバインドサイクルより約1割，従来汽力に比べて約2割の燃料が節約可能であり，省エネルギー性，環境性の観点から期待される。

4.1 1300°C級ガスタービンの開発

ACC発電プラントの主体となる1300°C級ガスタービンの主要な開発要素としては高温耐力の高

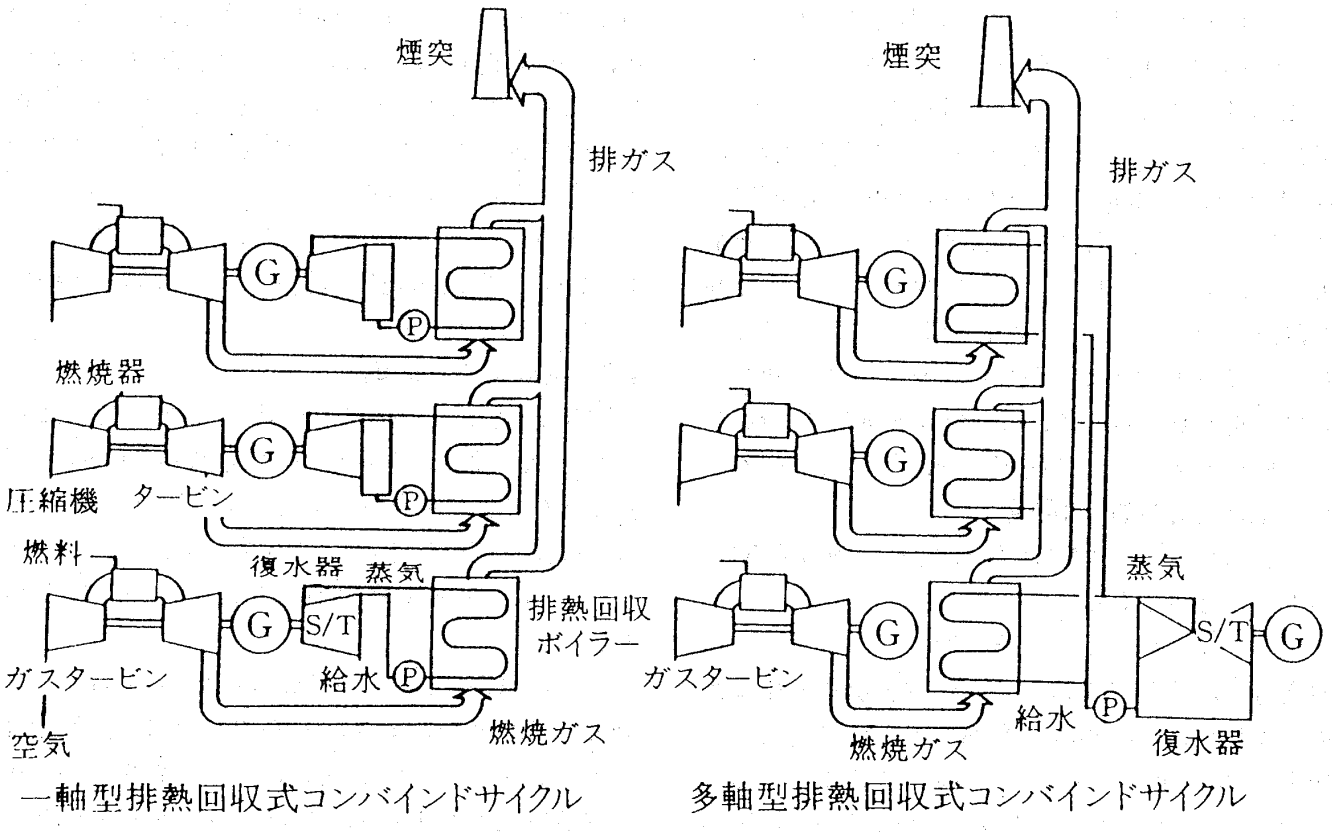


図7 コンバインドサイクルシステム構成（一軸型と多軸型）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表2 我国の1300℃級コンバインドサイクル発電プラント一覧

電力会社	東京電力		関西電力		中部電力				中国電力	九州電力
発電所	横浜火力		姫路火力		川越火力		新名古屋火力		柳井火力	新大分火力
系 列	7号系列	8号系列	5号系列	6号系列	3号系列	4号系列	7号系列	8号系列	2号系列	2号系列
出力(MW) 設定温度	1400 5℃	1400 5℃	670 22℃	670 22℃	1650 10℃	1650 10℃	1458 5℃	1458 5℃	700 35℃	870 7℃
型 式	一軸型	一軸型	多軸型	多軸型	一軸型	一軸型	一軸型	一軸型	一軸型	一軸型
GT台数	4	4	6	6	7	7	6	6	4	4
ST台数	4	4	2	2	7	7	6	6	4	4
燃 料	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG
運 開 予 定	96/7 ～ 98/7	96/7 ～ 98/7	95/5	96/7	97/1	97/12	98/4 ～ 98/9	2002/3 ～ 2002/8	94/3 ～ 96/1	94/2 ～ 95/7
製造社	GE	GE	三菱	日立	日立	三菱	未定	未定	日立	三菱

い金属材料の開発，主に動静翼のより精密な冷却構造の開発，並びに大型部品構造技術の開発などが挙げられる。

この1300℃級ガスタービンの開発については，メーカー間での進捗状況差はあるものの，これまでに，GE並びに三菱重工が開発を完了している。開発の先行した60 Hz機(ガスタービン出力約15万kW)では，1990年よりGE製MS 7001 F型が米国バージニア電力社チェスターフィールド発電所でコンバインドサイクル発電プラントとして商用運転が行われており，50 Hz機(ガスタービン出力約22万kW)では，1992年より仏電力公社ジェヌビエ発電所において，GE製MS 9001 F型がシンプルサイクルとして商用運転が行われている。

4.2 NOx低減技術の開発

ACCプラントのNOx低減技術も重要な開発要素のひとつである。

元来，ガスタービンの燃焼器内での燃焼は，汽力発電のボイラ内でのそれに比べ燃焼負荷率が高く，また高い酸素濃度の雰囲気で進行するため，発生NOxは比較的高くなる傾向にある。さらにまた，ガスタービン入口温度が1100℃級から1300℃級へと高温化すればその傾向はますます大きくなる。

1100℃級ガスタービンでは，燃焼器内への蒸気噴射や予混合燃焼器の採用によりガスタービン出口NOxを50～70 ppm程度まで低減させていたが，1300℃級においては，その高い熱効率を維持するために燃焼器内への蒸気噴射を行わない乾式の燃焼方式，すなわちより高度な予混合方式燃焼器が主流となっている。

さらに，ガスタービンで発生したNOxを80～90%の高効率脱硝装置にて5～15 ppm程度以下まで低減している。

4.3 蒸気システム構成

1300℃級ガスタービンの排ガス温度は，通常1100℃級に比べて50℃程度高温の540～600℃程度となり，その熱を利用する蒸気系統については，高温，高圧化あるいは再熱サイクル等，1100℃級より一層熱効率の高いシステムの採用が可能となる。

この蒸気系統については，運用形態あるいは一軸型か多軸型かにより，熱効率，運用性，信頼性等の観点から，その最適システムが異なるが，高圧主蒸気圧力が100気圧程度の3圧再熱方式あるいは3圧非再熱方式が主流となっている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

5．コンバインドサイクルの今後の展望

5.1 今後の電源構成と火力発電の新設

我国の長期的電源供給目標は1990年に策定され，現在見直しの検討が進められているが，この供給目標によれば，発電電力量は1998年の6700億kWhに比べ，2000年には1.4倍の9500億kWh，2010年には1.7倍の1兆1000億kWhに増加することが予想されている。

これに対する電力の供給は，原子力発電を主体に，LNG，石炭火力を加え，エネルギーのベストミックスを基本としており，2000年の断面でみると，原子力が35%，火力が53%，水力が11%と，前述の通り，中長期的にみても，引き続き火力発電が電力供給の重要な役割を果たしていく見通しである（表1)。

我国の火力発電設備は，現在，1億1100万kWが運転中であり，建設中及び計画中の火力設備は5000万kWあり，今後10年間程度の内には運転開始される。このうちLNG火力と石炭火力がほぼ50%ずつを占めており，LNG火力ではACC発電，石炭火力では超超臨界圧汽力発電が主体であり，一層の高効率化を目指す方針である。

5.2 経年火力のリストラクチャリング

一方，現在運転中の火力発電設備では，運転後長年月が経過し，その経年劣化が進行しているものも多くなってきており，経年火力の抜本的な対策として設備更新，いわゆるリストラクチャリングが重要な課題となっている。

即ち，建設後30年以上を経過した200MW級以下の小容量機では，経年劣化が相当進行し，また熱効率も低いため，運転開始後40年を目標にスクラップ&ビルドする計画の検討が進められている。

このスクラップ&ビルドによる経年火力の設備更新にも，ACC発電が適用される計画であり，同一敷地内で，既設設備の3倍程度以上の出力の拡大と，37～38%程度から48%程度への熱効率の向上が可能であり，電力安定供給と省エネルギー性の改善に大いに貢献できるものと期待される。

5.3 コンバインドサイクル発電の展望

高い熱効率，環境性，機動性を備えたコンバインドサイクル発電は，1100°C級の良好な運用実績により，今後のLNG火力の主流となっている。また，一層の性能向上を図った1300°C級ACC発電は，1990年代後半のLNG火力の主力として，各所で多くの新設計画が進められており，高い省エネルギー性，環境性が見込まれ，また，経年火力の設備更新適用機種としても，出力の拡大と熱効率の改善の効果は極めて大きい。

さらに，今後一層のガスタービン高温化技術の適用による，50%～55%の熱効率を実現する1400°C級以上の超高効率コンバインドサイクル発電については，既に基礎技術開発が着手されており，その実現が大いに期待される。

一方，石炭ガス化プラントとの組合せによる石炭焚コンバインドサイクルについても，石炭燃料の高効率利用とコンバインドサイクルの適用拡大の有望な手段として，早期の実用化も待たれるところである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

東北電力㈱のコンバインドサイクル発電プラントの運用実績とACCの開発動向

東北電力㈱　火力部　小　林　雄　一

1．はじめに

数度の石油危機の経験をへて，我が国では石油燃料への依存から脱却し，将来にわたるエネルギーの安定確保をはかるため，電源開発を推進するとともに，原子力，LNG，石炭などのエネルギー資源の多様化およびそれらの利用技術の開発を積極的に推進してきている。

一方，中東情勢や旧ソ連ならびに東欧諸国の体制崩壊など燃料情勢の不安定要素が続くなか，地球温暖化，酸性雨問題，オゾン層破壊などの地球環境問題への対応に向けて，国際的にも国内的にも諸取組みがなされている。

このような情勢のもとで，電力各社は火力発電熱効率の一層の向上による化石燃料の使用量抑制に向けた取り組みを行っており，USC（超々臨界圧）プラントやコンバインドサイクルプラントの導入が行われている。また，東北電力では国内最初の大容量コンバインドサイクルプラントである東新潟火力発電所第3号系列（以下，東新潟火力3号系列と略す）の建設・運転・保守で培ったガスタービンとコンバイドサイクルプラントに関する知見を基に，国内の重電メーカ3社と共同で次世代高効率ガスタービンの開発・研究に着手した。

ここでは，東新潟火力3号系列の運用実績と東北電力が進める「高効率ガスタービンの開発・研究」の概要について紹介する。

2．東新潟火力3号系列の運用実績

東新潟火力3号系列は，総合出力1090 MW（大気温度15℃）のコンバインドサイクルプラントでガスタービン3台，排ガスボイラ3台と蒸気タービン1台を組合せた多軸形構成を1系列として2系列から構成されている（図1）。

ガスタービンは吸気温度が低くなるほど，高い出力が得られる特性を持つ（図2）。この特性に基づき，ガスタービン，排ガスボイラ，蒸気タービンなど主要機器は新潟地区における冬場最低気温（2月の日最低気温の月平均値）である－1℃を基準として設計されている（表1）。

本プラントのMW—701D形ガスタービンは，60 Hz用のMW—501D形と高温部品の互換性と4段動翼の長大化による損失低減を考慮した上で相似設計とされている（表2）。また，高温部品の冷却方法は，タービン1段静翼はダブルインサート冷却に加え，フィルム冷却，後縁部にピンフィン冷却を採用している（図3）[1]。

一方，環境保全については，低NOx化対策として燃焼器への水，蒸気噴射が実用化されているが，水，蒸気噴射方式ではプラントの熱効率の低下や多量の補給水を必要とする。また，従来の拡散炎燃焼方式では安定燃焼確保のため，低NOx化には限界があった。これに対して，水，蒸気噴射を

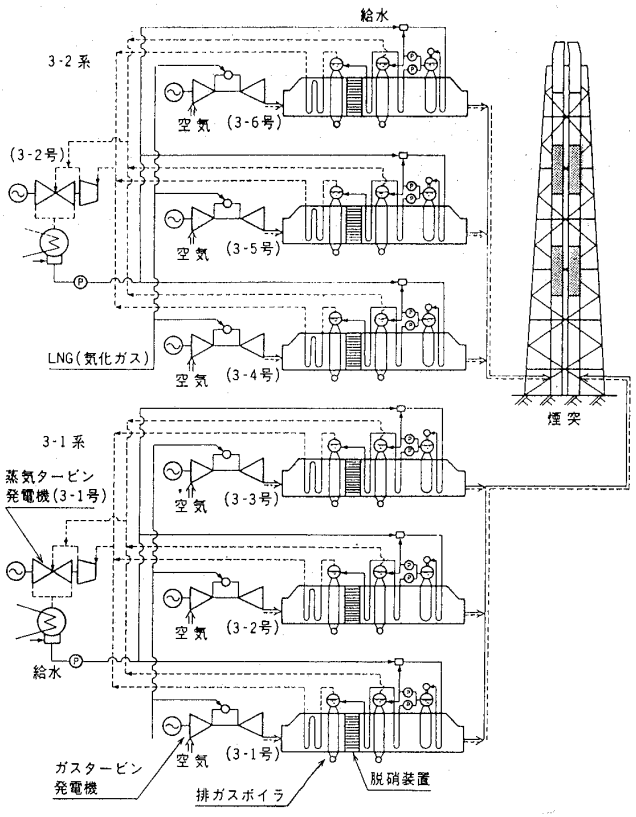


図1　系統構成

（平成5年10月12日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

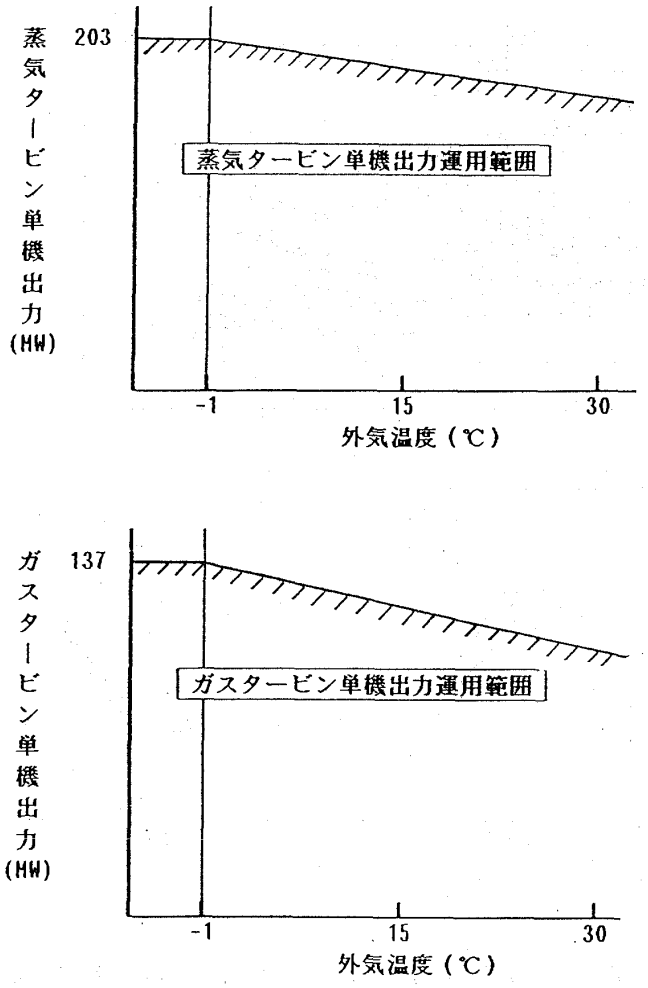
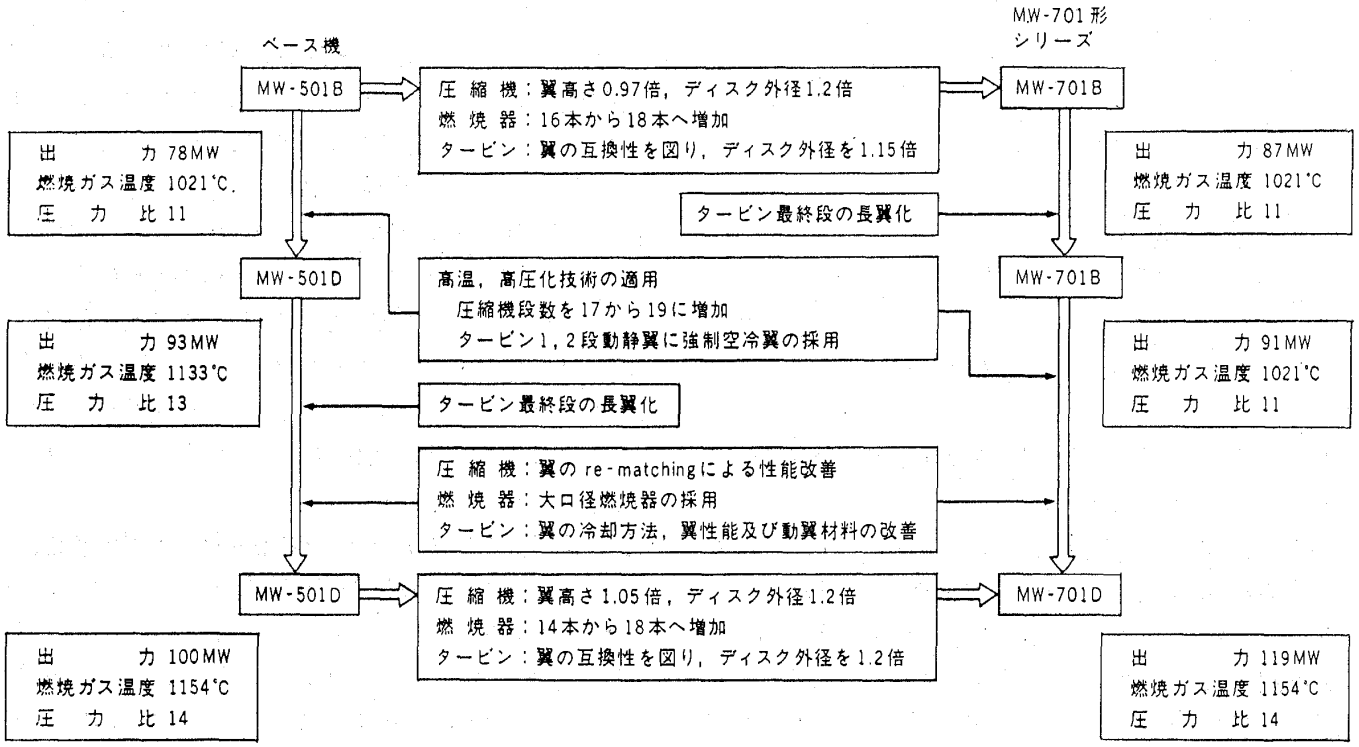


図2 ユニット出力特性

表1 東新潟火力3号系列の主要機器の諸元

ガスタービン	一軸開放サイクル形：6台
出力	137,000 kW
入口圧力	14.0 kg/cm²
入口温度	1,154 °C(常用)
回転数	3,000 rpm
排ガスボイラ	排熱回収複圧式：6台
蒸気量	(高圧) 194 t/h, (低圧) 57 th
出口圧力	(高圧) 68 kg/cm², (低圧) 6 kg/cm²
出口温度	(高圧) 505°C, (低圧) 飽和温度
蒸気タービン	反動くし形2流排気式，複圧復水形：2台
出力	203,000 kW
入口圧力	(高圧) 65 kg/cm², (低圧) 5 kg/cm²
入口温度	(高圧) 500°C, (低圧) 飽和温度
回転数	3,000 rpm
ガスタービン発電機	交流同期発電機：6台
電圧／容量	15 kV/148,000 kVA
相数／周波数	3相/50 Hz
回転数	3,000 rpm
蒸気タービン発電機	交流同期発電機：2台
電圧／容量	15 kV/218,000 kVA
相数／周波数	3相/50 Hz
回転数	3,000 rpm
主変圧器	屋外形：2台
容量	652,000 kVA (大気温度－1°C)
電圧	(一次) 15.5 kV, (二次) 275 kV
相数／周波数	3相/50 Hz

表2 MW—701D形ガスタービンの開発経緯



Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

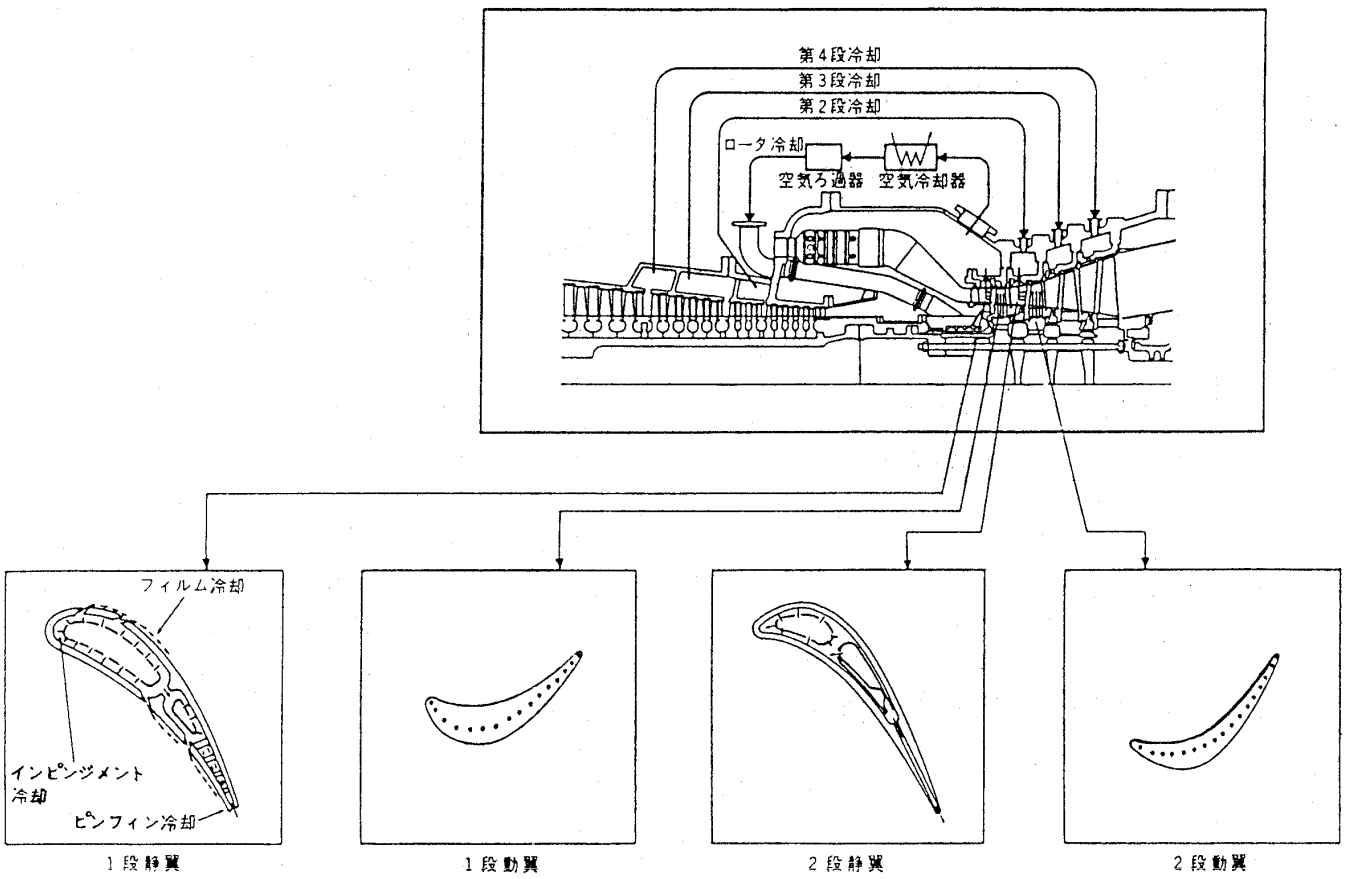


図3 MW—701D形ガスタービンの冷却空気系統

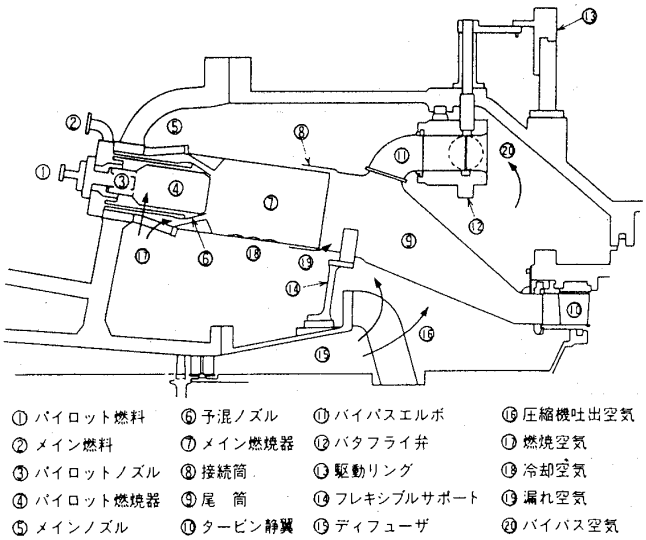


図4 予混合燃焼装置

使用せずに低NOx化を図る予混合形燃焼器を開発し採用した（図4）[1]。

このようにして開発された東新潟火力3号系列は，昭和60年10月に全量営業運転を開始し，プラント熱効率も44%台(発電端，高位発熱量基準)が実測された。昭和60年度から平成4年度までの運転実績を表3に示す。発電時間も年間8,000時間以上と安定運転を続けており，時間利用率も高く，特に平成元年以降は70%とベース電源として電力の安定供給の一翼を果している。さらに，発電端熱効率も年平均44%台と高効率を継続している。

ガスタービンは，営業運転開始以来，毎年法定定期点検を実施してきており，これまで高温条件での運転において設備の損傷等の不具合は発生していない。なお，高温部品については計画的に取替えを実施する等適切な運用管理により，信頼性の確保を図っている。また，一層の信頼性向上を図るために，1段静翼・動翼には高温酸化を防止するために耐酸化コーティングを施し，燃焼器尾筒内面にはさらに遮熱コーティングを施す等，表4に示すように各高温部品に対してそれぞれ長寿命化対策を実施している。

3．高効率ガスタービンの開発・研究の概要[2]

ガスタービンが最初に実用化されたのは，1930年代と比較的新しく，第二次世界大戦を境とした航空機用ガスタービン（ジェットエンジン）の技術開発の活発化が契機となって，この技術開発成

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表3 東新潟火力3号系列運転実績（昭和60年度～平成4年度）

	昭和60年度	昭和61年度	昭和62年度	昭和63年度	平成元年度	平成2年度	平成3年度	平成4年度
発電時間 時間	8,185	8,750	8,689	8,575	8,760	8,760	8,784	8,760
発電電力量 MWh	5,064,057	5,955,765	5,595,731	6,081,479	7,219,797	7,395,423	7,612,907	7,020,631
送電電力量 MWh	4,983,455	5,868,778	5,511,534	5,994,185	7,119,191	7,290,866	7,503,859	6,918,707
所内率 %	1.6	1.5	1.5	1.4	1.4	1.4	1.4	1.5
利用率（時間）%	56.8	62.4	59.1	65.1	75.6	77.5	79.5	73.5
発電端熱効率（H.H.V.基準）%	43.32	43.97	43.94	44.06	43.95	44.20	44.31	44.36
送電端熱効率（H.H.V.基準）%	42.63	43.33	43.28	43.43	43.34	43.57	43.67	43.72

表4 ガスタービン信頼性向上対策

信頼性向上対策実施項目	目的
1．1段動翼材質変更（U720→U520）	クリープ強度の確保 U720材料の確保困難
2．燃料逆止弁ボール材質変更（SUS316→ハステロイX）	強度向上
3．1段動翼に耐酸化コーティング	酸化減肉の防止
4．1段静翼に耐酸化コーティング	酸化減肉の防止
5．燃焼器尾筒内部に遮熱コーティングおよび溶体化処理	酸化減肉の防止，材質劣化による補修溶接性悪化抑制
6．動翼の再熱処理	材質劣化によるクリープ強度低下抑制（延性，靭性の回復）

果が産業用ガスタービンへも反映され，急速な進歩を遂げるようになってきた（図5）。

我が国においても，通産省のムーンライト計画における高効率ガスタービンの研究開発をはじめとして，産業用高温・高効率ガスタービン開発に関する様々なプロジェクトが実施され，産・学・官一体となった取組みがなされてきた。

その結果，我が国のガスタービン技術は世界的にも一流のものへと発展を遂げ，純国産のタービン入口ガス温度1,300℃級の大形ガスタービンが開発・実用化されるまでになってきた。

最新のガスタービン排ガス温度は約600℃に達するため，排熱回収ボイラにより熱回収し，発生蒸気により蒸気タービンを駆動するコンバインドサイクルプラントを構成すると，熱効率は47～48%になる（図6）。

このように高効率化が図れるコンバインドサイクルプラントのより一層の高効率化を目指し，東北電力が東新潟火力3号系列で培った知見を基に，従来からの実績豊富な金属材料でタービン入口ガス温度1,500℃級のガスタービンの開発・実用化を行い，プラント総合熱効率50%以上の目標達成を目指し，開発・研究に着手した。

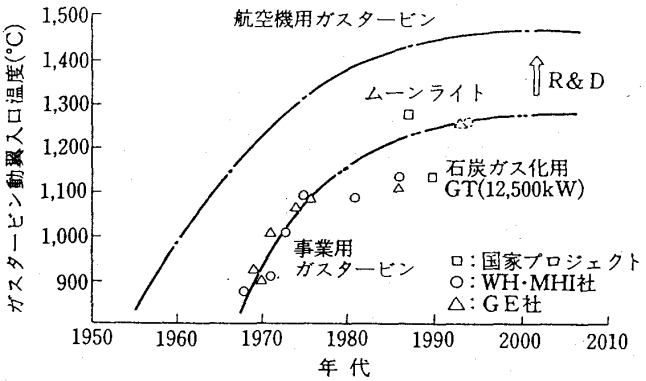
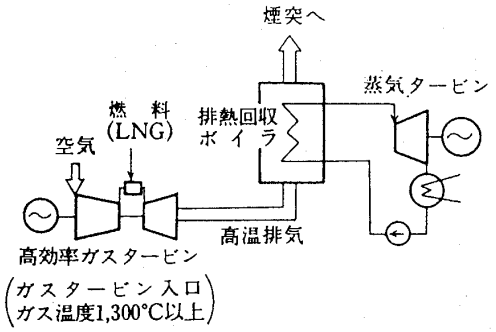


図5 ガスタービン入口ガス温度の変遷

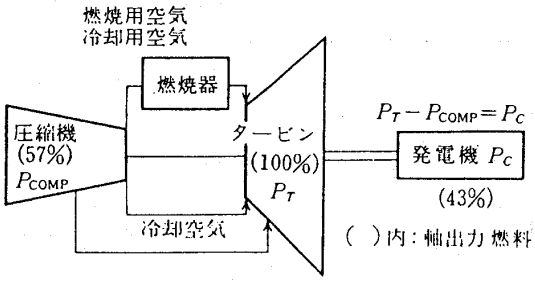
Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/09/06.



アドバンス形複合発電プラントの熱効率

ガスタービン入口ガス温度	複合発電効率 (HHV 基準)
1,100 °C級(現状)	42～44 %
1,300 °C級	約45～48 %
1,400 °C級	約46～50 %
1,500 °C級	約 47～51%

図6 アドバンス形コンバインドサイクルプラント熱効率



現状のガスタービン高温部品（燃焼器，タービン翼）は，高温ガスによる焼損を防ぐために空気冷却により保護されている。

1. 高温化によるガスタービン出力の増加
   燃焼空気量の増加
   燃焼器冷却空気量の増大
   タービン翼冷却空気量の増大
   ——→圧縮機動力の増加
2. 空気圧縮機動力の低減
   圧縮機動力の低減 ——→冷却空気量の低減
   ・耐熱材料の開発
   ・冷却技術開発
   ・冷却媒体の選定

（高効率化のキーポイント）
ガスタービンの主要コンポーネントである空気圧縮機・燃焼器・タービンのバランスを考慮して相反する事項を調整し，高効率化を達成する。

図7 高効率化のキーポイント

研究体制としては，東北電力が国内重電メーカの三菱重工業，東芝，日立製作所とそれぞれ共同研究契約を締結し，各社独自に研究開発を進めるものである。平成元年5月から平成7年3月までの6か年間で高効率ガスタービンの開発に必要な高性能冷却翼，耐熱材料，高温低 NOx 燃焼器などの要素技術を開発するものである。

(1) ガスタービンの高効率化技術

ガスタービンおよび複合発電システムの高効率化を図るためには，ガスタービン入口ガス温度の高温化が必要である。しかし，金属材料系ガスタービンでは，高温部品を保護するため圧縮空気の一部を抽気して高温部品の冷却を行っている。もし，現状技術で高温化に対応する場合には高温部品の耐熱強度から冷却の強化をしなければならない。冷却強化のためには，冷却空気量を増加させることになり，ガスタービンに直結する空気圧縮機の所要動力が増加するために，出力の低下につながることから，熱効率向上があまり期待できない(図7)。

したがって，高温ガスにさらされる1段静翼および1段動翼について，冷却性能の向上を図るとともに，耐熱強度に優れる新材料の採用などにより冷却空気量の増大を抑制する必要がある。

また，燃焼器については，高温化にともない NOx の発生量が増加するとともに，供給空気量に占める燃焼用空気の比率が増加して冷却用空気の確保が難しくなるため，低 NOx 化技術と冷却技術の開発が重要な課題である。

このようなことから，本研究では，高効率ガスタービンの実用化を目指して，①高性能冷却翼の開発，②耐熱材料の開発，③高温低 NOx 燃焼器の開発を行っている。

(2) 高性能冷却翼の開発

図8に1段静翼冷却方式の変遷，図9に産業用ガスタービンで採用，また研究されている代表的1段動翼冷却構造を示す。タービン入口ガス温度1,100°C級に対し，最新鋭の1,300°C級では静翼は前縁シャワーヘッド冷却などによりフィルム冷却の強化が図られ，動翼には薄肉構造のリターンフロー冷却が広く採用されている。トランスピレーション冷却は冷却効率には優れるが，燃焼ガス中の異物による目詰りや焼損などの問題があり，実用化には至っていない。

冷却媒体としては，現状では空気を用いているが，空気に比べ冷却効率が格段に優れる蒸気を用いることも考えられている。特に，コンバインド

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

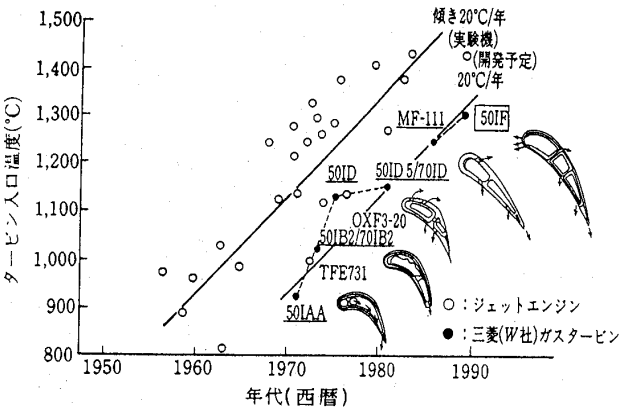


図8 1段静翼冷却方式の変遷

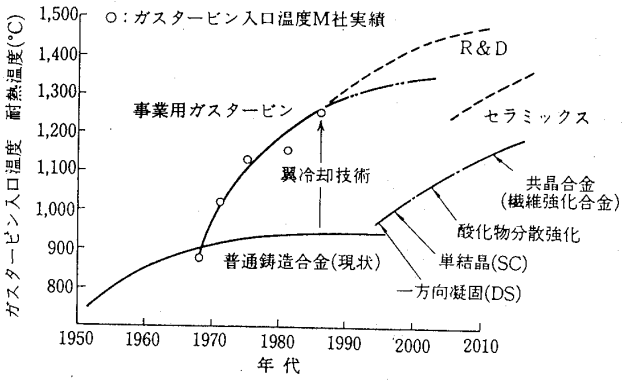


図10 耐熱材料の開発動向

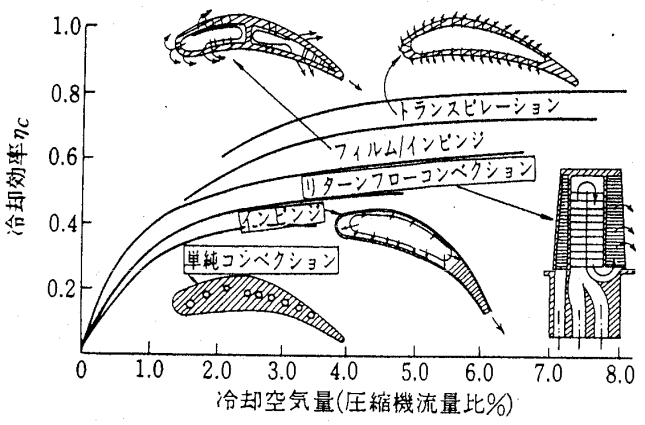


図9 1段動翼の代表的冷却構造

サイクルプラントの場合，蒸気は比較的容易に手に入るため，その導入可能性は高いといえる。

本研究では，タービン入口ガス温度1,500°C級を達成するために，フィルム冷却比率の増加，冷却方式の改善，翼内部冷却強化，さらには蒸気冷却技術の適用などについて検討を加え，新たな冷却技術の開発を行っていく。

(3) 耐熱材料の開発

タービン翼用材料としては，ガスタービンの開発初期から耐熱超合金の開発が行われ，航空用ジェットエンジンの進歩とともに発展してきた。

超合金は，ベースとなる鉄(Fe)，ニッケル(Ni)，コバルト(Co)を基準にFe基超合金，Ni基超合金，Co基超合金などに分類される。

東新潟火力3号系列の1,100°C級ガスタービンでは動翼に対してNi基にCoやCrを添加した超合金が，静翼に対してCo基にCrなどを添加した超合金が用いられている。

しかし，タービン入口ガス温度を1,500°C級まで高めるためには，高温強度に優れた新しい耐熱材料を開発し，冷却空気量増加の抑制を図る必要がある。

航空機用ジェットエンジンで既に実用化されている耐熱材料としては

① 一方向凝固合金

② 単結晶合金

③ 酸化物分散強化形合金

などがあるが，産業用ガスタービンへの適用の可能性が高いと考えられる。特に，一方向凝固合金や単結晶合金はムーンライト計画などでも導入が検討されており，有望な耐熱材料である(図10)。

これらの新しい耐熱材料を産業用大形ガスタービンに適用する場合の技術的課題は，大形翼製造技術の確立である。

図11に一方向凝固合金の製造方法を，図12に単結晶合金の製造方法を示す。これらの合金の製造においては，結晶の成長方向を制御する必要があり，そのため溶解した金属を極めてゆっくり冷却していかなければならない。したがって，鋳型等が長時間にわたって高温の溶解金属にさらされるため，鋳型等についても高温強度が要求される。

さらに，翼の大形化にともない，翼自体の熱容量が大きくなり，翼の表面と内部の温度差を抑制するために一層低速度で冷却する必要があり，鋳型等にとっては厳しい条件となる。最初は小形翼の試鋳を行い，これらの結果を踏まえて大形翼の試鋳を行って実翼製作への製造技術を確立していくものである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

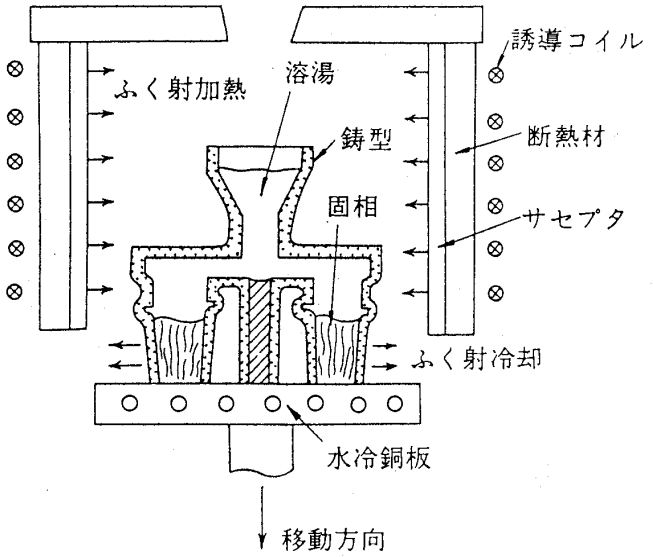


図 11 一方向凝固翼の製造方法

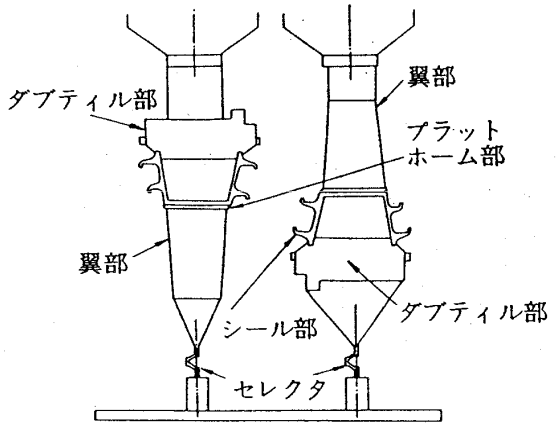


図 12 単結晶翼の製造方法

(4) 高温低 NOx 燃焼器の開発

次世代高効率ガスタービンの燃焼器として，東新潟火力 3 号系列で実績のある予混合低 NOx 燃焼器をベースに，性能を大幅に向上させた新しい燃焼器の開発を目指している。

予混合低 NOx 燃焼器は，拡散燃焼領域と予混合燃焼領域からなり，拡散燃焼領域では通常燃焼により燃焼の安定化を，予混合燃焼領域では燃焼用空気と燃料の予混合による希薄燃焼によって低 NOx 化を図っている。

従来の低 NOx 燃焼器には蒸気噴射により NOx 発生を抑制していたものもあるが，本研究では予混合方式を改善することにより，さらに，予混合燃焼の割合を高め，安定燃焼を確保しつつ，1,500°C 級低 NOx 燃焼器の開発・実用化を目指すものである。

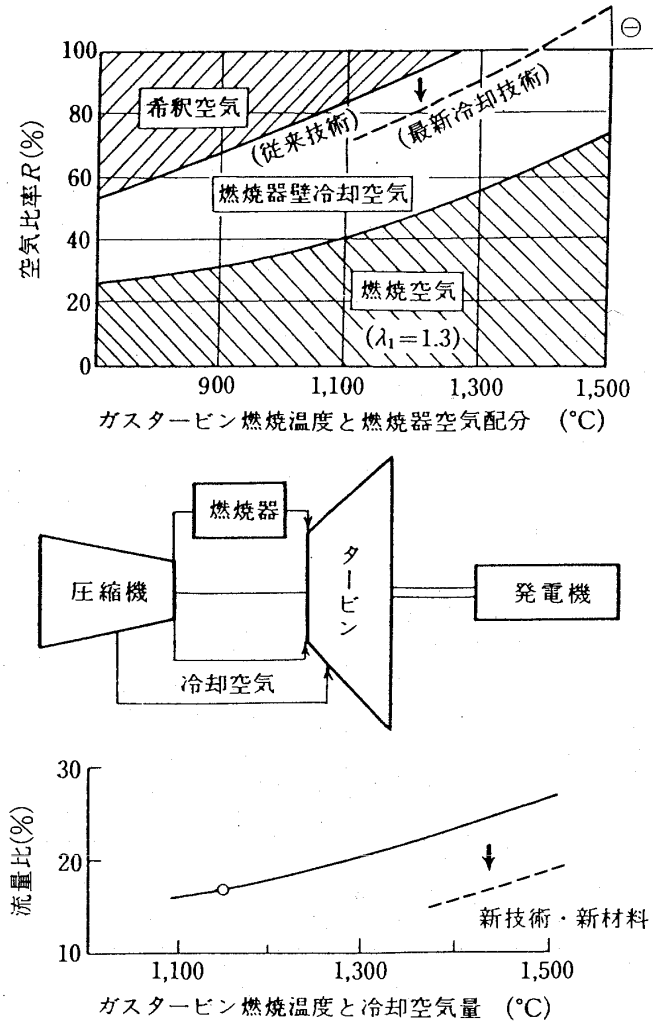


図 13 燃焼器およびガスタービンの冷却空気配分

また，従来の予混合燃焼器では，圧縮機から燃焼器に入ってくる空気は，パイロットおよびメイン燃焼用と燃焼器壁面の冷却用に使用されていた。

しかし，1,500°C 級ガスタービン用燃焼器では燃焼温度の上昇と予混合燃焼の比率向上に伴い，燃焼器壁面冷却用空気の確保が困難になることが予想される。この対応策として，冷却媒体として空気に替えて，冷却性能に優れる蒸気を用いることについても検討を進めている（図 13）。

4．高効率ガスタービンの開発状況

各要素技術の開発については，当初計画どおり順調に進展しており，各々の技術開発状況は以下のとおりである。

(1) 耐熱材料の開発状況

これまで，一方向凝固合金用材料および単結晶合金用材料を選定し，小形翼（50 MW 級ガスタービン用翼）の試作を行って良好な結果を得ている。[3]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

一方向凝固合金翼については，翼内部冷却構造をもち，ほぼ実用翼に近い試作品（150 MW 級ガスタービン用翼）の製造に成功している。[4]

また，単結晶合金翼については，全く新しい製造方法をメーカと共同で開発し，特許出願を行っている。

今後，一方向凝固合金翼，単結晶合金翼ともに組織検査，機械的強度評価を行いながら大形翼の製造技術の確立へ向けて研究を進めていく。

(2) 高性能冷却翼の開発状況

モデル翼を製作し，フィルム冷却効率向上を目指して，その空力性能や冷却効率の基礎データの収集を行い，さらに高温翼列試験を実施し，良好な結果を得ている。

翼内部冷却強化については，様々な冷却強化方法について基礎データの収集を行い，設計の手直しなどを行って，冷却効率の向上，翼製造技術をも含めた最適な方法の選定を行っていく。

冷却媒体として蒸気を用いた蒸気冷却翼のモデル試験を行い，基礎データの収集を行っている。

また，プラント起動時の蒸気確保，停止時のドレン対策，一層の効率向上を目指した蒸気取出し部の最適化などについても検討を進めている。

(3) 高温低 NOx 燃焼器の開発状況

予混合燃焼の比率を高め，低 NOx 化を達成するため，拡散燃焼（パイロット）と予混合燃焼（メイン）の最適比率の設定や予混合ノズル形状の最適化を行った。また，燃焼器を試作し，大気圧～実圧条件下で燃焼試験を行い，性能確認や設計の手直しなどを行っていく。

さらに，冷却媒体についても，蒸気冷却方式の試験を行い，冷却性能の確認を行っていく。

(4) 高効率ガスタービンの適用検討状況

各項目についてフィージビリティスタディを行った。特に，既設汽力発電プラントのリパワーリングについては，既設プラントにガスタービンを追設し，出力向上と効率向上による燃料消費量の低減，二酸化炭素の抑制効果をもたらし，既設プラントの高度化対策として極めて有望な技術と考えられることから，改造費用，メリット計算，概略工程など詳細な検討を行った。

また，東新潟火力 3 号系列へは，新しい耐熱材料や高性能冷却技術を既設ガスタービンに適用し，高効率化と信頼性の向上を図るものである。

5．おわりに

以上，高効率ガスタービンの開発・研究は要素技術の開発から取組み，各メーカの協力により当初計画どおり順調に開発が進展してきている。

今後も，各メーカとの協力体制を一層強化し，次世代高効率ガスタービンの実現に向けて邁進していく所存である。

参考文献

(1) 橋爪保夫，広田良夫他; 東北電力㈱東新潟火力発電所第 3 号系列，三菱高性能大容量ガスタービン（MW—701 D 形）及新形低 NOx 燃焼器の開発設計並びに 1090 MW コンバインドサイクルプラントにおける試運転実績: 三菱重工技報 Vol.22 1985 年 5 月

(2) 齋藤哲郎: 高効率ガスタービンの開発動向: 電気論 B, 111 巻 2 号，平成 3 年

(3) H.MATSUZAKI, Y.FUKUYAMA: New Advanced Cooling Technology and Material of the 1500°C Class Gas Turbine: ASME 92—GT—240

(4) S.Amagasa, K.Takeishi, S.Aoki: STUDY ON THE TURBINE VANE AND BLADE FOR A 1500°C CLASS INDUSTRIAL GAS TURBINE: ASME 93—GT—414

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

東京電力㈱富津コンバインドサイクル発電プラントの運用実績と横浜7・8号系列ACC発電の計画

東京電力㈱　火力部　火力設計課　相　沢　善　吾

1．はじめに

コンバインドサイクル発電は，高い熱効率，環境性，機動性，信頼性並びに経済性等その優れた特長により，1970年代後半より世界各国で多くのプラントの導入が進められ，我国でもガス焚火力の主力として多くのプラントが建設され，良好な運用実績を納めている。

東京電力においては，富津火力1･2号系列に初めてコンバインドサイクル発電（1100°C級）を導入し，1985年の第1軸運開以来，従来の汽力発電を大きく上回る高い熱効率や負荷調整能力など，期待通りの運用実績を挙げている。これらの優れた運用実績に基づき，一層の熱効率の向上を図った，1300°C級ガスタービンを主体に構成される改良型コンバインドサイクル（ACC : Advanced Combined Cycle）発電の横浜7・8号系列への導入を決定し，現在，建設工事を進めている。このACC発電により，高位発熱量基準（HHV）で48.9%（低位発熱量基準LHVで54.1%）に達する高い熱効率を可能としている。

ここでは，コンバインドサイクル発電の導入経緯と，富津火力1･2号系列発電プラントの概要・運用実績並びに横浜火力7･8号系列ACC発電プラントの計画概要について紹介する。

2．コンバインドサイクル発電の運用上の特徴

近年のコンバインドサイクルの主流である排熱回収式コンバインドサイクル発電の，特にプラント運用上の主な特徴を挙げると以下の通りであり，これらの点を勘案した電源設備計画あるいはプラントの運転保守等の運用計画の策定が重要である。

① 熱効率が高い

コンバインドサイクル発電の定格発電端熱効率は，従来のLNG焚汽力発電のHHVで約40%（LHVで約44%）に対し，1100°C級では約43%（LHVでは約48%），1300°C級ACCでは約49%（LHVでは54%）に達し，後述の部分負荷効率が高いこと，起動停止時間が短く，その損失が少ないことなどの特徴と相乗し，従来の汽力発電に比べ1～2割の燃料節約が可能である。

また同様にCO_2排出量についても，1～2割程度低減されることとなり，地球規模での環境性向上対策としてもその効果は大きい。

② 部分負荷での熱効率の低下が小さい

コンバインドサイクル発電プラントは比較的小容量の単位機を組み合わせて大容量プラントが構成されるため，出力の増減をこの単位機の運転台数の増減で行うことにより，広い出力範囲にわたり，定格出力時と同等の高い熱効率を維持することができる。

③ 起動停止時間が短い

前項と同様，小容量機の組み合わせとなるため，負荷変化率が大きく，また短時間での起動停止が容易である。8時間停止後の起動時間について言えば，1000 MW級汽力プラントが最短で3時間程度であるのに対して，一軸型コンバインドサイクル発電の場合，1軸当り約1時間程度である。

④ 最大出力が外気温度により変化する

コンバインドサイクル発電は，ガスタービンを主体に構成されるため，その最大出力は外気温度により大きく変化し，外気温度が低いほど高出力運転が可能となる。これは以下の理由によるものである。

ガスタービンは，その翼の高温域における耐久性の観点から，ガスタービン第1段入口ガス温度の上限を定めて運転される。一方，コンプレッサの吸込可能空気容積はほぼ一定であるため，大気温度が下がって空気密度が増加すると，吸込可能空気重量は増大する。またこの場合，吸込空気温度の低下によって圧縮後の空気の温度も低下するため，ガスタービン入口ガス温度の上限値までの加熱代が大きくなり，吸込空気量の増加と相まって，より多くの燃料を投入することが可能となる

（平成5年11月8日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

結果，ガスタービンの最大出力は増大する。

蒸気タービンについては，大気温度の低下にともなうガスタービン排ガス量の増大により，排熱回収ボイラの発生蒸気量も若干増し，その分，最大出力が増加傾向となる。

以上より，コンバインドサイクル発電の最大出力は，大気温度の低下にともない増大することとなる。

⑤ 温排水量が少ない

コンバインドサイクル発電プラントの蒸気タービンは，その入口蒸気条件は大型汽力発電プラントに比べ低圧低温となるが，分担する出力はプラント全体の3分の1と小さいため，温排水量は，同容量の汽力プラントの6〜8割程度となる。

⑥ クリーンな燃料を有効に使用できる

コンバインドサイクル発電においては，高温部の腐食，未燃分の付着，排熱回収ボイラチューブの低温腐食，NOx発生量の増大などを防止あるいは回避し，設備費の低減並びに熱効率の向上を図るためには，LNG等のガス燃料あるいは上質で硫黄分の極めて少ない軽油などクリーンな燃料の使用が効果的である。逆に，クリーンな燃料は，その一層の有効利用を図るために，コンバインドサイクル発電に利用することが肝要である。

3．富津1・2号系列コンバインドサイクル発電プラントの概要と運用実績

1980年代以降，原子力発電の構成比率の増加と電力需要の昼夜間格差の一層の拡大等に伴い，負荷調整機能の担い手としての火力発電の役割は益々大きなものとなっていた。また一方，2度にわたる石油危機を契機に，一層の熱効率の向上が望まれることとなったが，従来の汽力発電方式では，実用的・経済的な両面より，当時では，超臨界圧から飛躍的な高温高圧化を図っても，熱効率向上のメリットを期待できなかった。

このような状況において，貴重なクリーン燃料であるLNGを用いた，優れた負荷調整機能と高い熱効率を達成するコンバインドサイクル発電に着目し，特に熱効率や機動性などの性能，NOx低減技術と環境性並びに耐久性と信頼性等について広く調査検討を実施し，その結果，富津火力1・2号系列に，ミドル・ピーク対応のLNG焚火力プラントとして，当社初のコンバインドサイクル発電の導入を決定した。同プラントは1985年第1軸が，また1988年に2系列全14軸が運開し，現在に至っている（図1）。

3.1 富津火力1・2号系列の概要

(1) 機器構成および主要諸元

本プラントは，GE製一軸型排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントである。ガスタービン，蒸気タービンおよび発電機各1台にて構成される単位機が7軸（7台）にて1系列をなしており，これが2系列で2000 MWの認可出力となっている。1軸当たりの認可出力は165 MWであり，外気温度が15°C以下にてこの出力での運転が可能となる。また外気温度35°C程度以下で，全7軸により系列1000 MWの出力が可能である。

発生電力は，各軸ごとの昇圧変圧器により15 kVから147 kVに昇圧された後，系列に1機設置される主変圧器によって500 kVに昇圧される。

主要な諸元は表1の通りである。

(2) ガスタービン

ガスタービンは，米国GE製MS 9001 E型ヘビーデューティガスタービンである。

タービン部は3段の衝動式で，静翼はコバルト基合金，動翼はニッケル基合金を使用しており，1・2段動静翼内部にて空気冷却を行い，第1段動翼入口ガス温度は1085°Cである。

空気圧縮機は軸流17段で，入口案内翼は空気流量を制御する可変式とし，部分負荷における熱効率向上をはかっている。

燃焼器システムは，14個の燃焼器，フロースリーブ，燃料噴射ノズル，トランジションピース等から成り，燃焼器ライナはセラミックコーティ

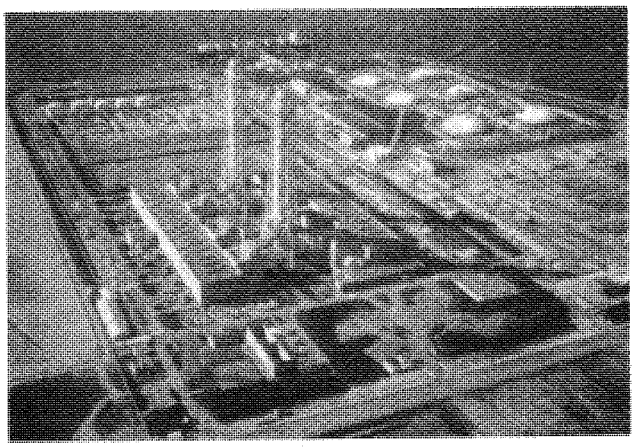


図1 富津火力発電所全景

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表1 富津コンバインドサイクル発電プラントと横浜7・8号系列ACC発電プラントの仕様諸元

	富津1・2号系列CC	横浜7・8号系列ACC
発電プラント		
プラント形式	一軸型排熱回収式	一軸型排熱回収式
出力 系列	1000 MW×2 系列(32 ℃)	1400 MW×2 系列(5 ℃)
軸	165 MW×7 軸×2 系列(8 ℃)	350 MW×4 軸×2 系列(5 ℃)
熱効率 設計	42.7 %(LHV では 47.2 %)	48.9 %(LHV では 54.1 %)
実績	43.8 %(LHV では 48.4 %)	
使用燃料	LNG	LNG
ガスタービン		
形式	GE製 MS9001E	GE製 MS9001F
入口ガス温度	1100 ℃級	1300 ℃級
圧縮比	約 12	約 15
燃焼器	拡散燃焼式（蒸気噴射付き）	予混合燃焼式
蒸気タービン		
形式	混圧単流排気復水型	3 圧再熱複流排気復水型
高圧蒸気	63 ata/500 ℃	104 ata/538 ℃
中圧蒸気		24 ata/538 ℃
低圧蒸気	9 ata/180 ℃	4 ata/260 ℃
最終段翼長	26 インチ	26 インチ
排熱回収ボイラー		
形式	排熱回収 2 汽胴式竪型	排熱回収 3 汽胴式横型
蒸発量	220 t/h	380 t/h
脱硝装置		
方式	乾式アンモニア接触還元法	乾式アンモニア接触還元法
脱硝効率	80 %	90 %
出口NOx ($16\%O_2$ 換算)	8.4 ppm	定格時 ：5 ppm 運用最大：8.5 ppm

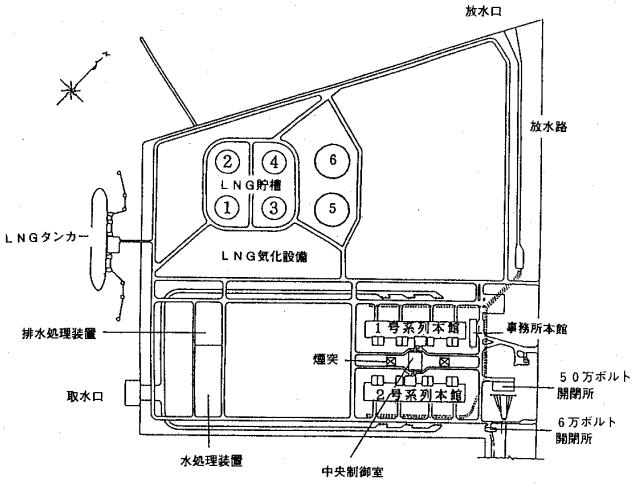


図3 富津火力発電所構内配置図

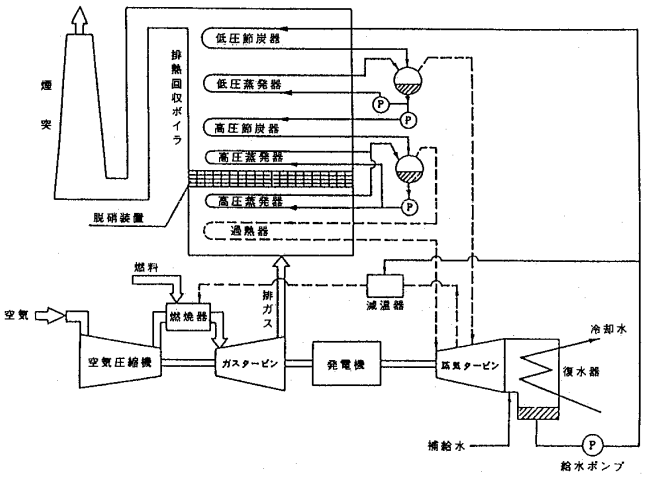


図2 富津コンバインドサイクル発電の系統図

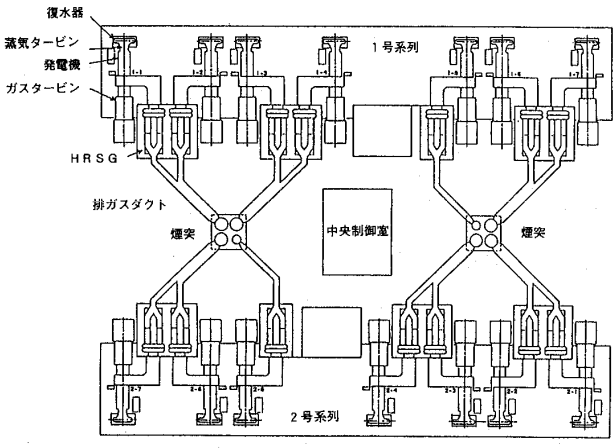


図4 富津コンバインドサイクル発電プラント機器配置図

ングが施されている。

(3) 蒸気サイクル

ガスタービン排ガスの熱回収を行う蒸気サイクルは，2圧非再熱の系統となっており，高圧蒸気は63気圧500℃，低圧蒸気は9気圧180℃である(図2)。

排熱回収ボイラーは竪型強制循環方式で，蒸発量は220 t/hであり，ガスタービン排ガスNOx低減のための脱硝装置を内蔵している。蒸気タービンは混圧単流排気軸流復水型（軸流排気）で，最終段翼長は26インチである。

(4) 系列自動制御システム

コンバインドサイクルプラントの特徴を運用面でよりいっそう発揮させるために，7台の単位機を統括運用できるよう，総合自動システムを採用しており，これにより

・出力指令に基づく系列の最適運転台数の決定
・メンテナンスを考慮した運転，停止機の選択と出力分担の決定
・事故状況に応じた運転機と出力分担の決定

などを行っている。

(5) 構内および機器配置

富津火力発電所の構内配置は図3，またコンバインドサイクル発電プラントの機器配置は図4のとおりである。

本館建屋は，1号系列と2号系列の2棟からなり，両建屋に挟まれる形で，排熱回収ボイラと中央操作室，ならびに200mの煙突が配置されている。

本館建屋には，ガスタービン，蒸気タービン，発電機およびこれらの付属設備が，おのおの7台

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

ずつ設置されており，建屋外の排熱回収ボイラおよび付属設備とともに，一軸型排熱回収式コンバインドサイクル発電プラント1系列7台を構成している。

3.2 富津火力1・2号系列の運用実績

(1) 運用方法

年間の運用は，電力需要の多い夏期を除き，7軸を順次1軸ずつ定期点検を行っている。夏期以外の期間は1系列6軸運転となるが，外気温度が比較的低いため軸当たりの最大出力が大きく，年間を通じて1系列としては1000 MW近い出力が可能である。

1日の標準運用パターンとしては，昼間は全軸，また，需要の少ない夜間および週末などは系列当り1～2軸による低負荷運転を行っており，系列当りの起動軸数は平均して毎日4軸程度，1ヶ月合計で70～100回程度となっている。

(2) 運用実績

富津火力コンバインドサイクル発電プラントは1985年の第1軸目運転以来，1993年3月末までの1軸当たりの平均運転時間は3万1千時間，平均起動回数は830回に達しており，その1992年度の運転実績の概略は以下の通りである（表2）。

① 定格熱効率

定格運転時の発電端熱効率は，軸毎に若干の特性差はあるが，各軸の平均値はHHVで43.8%（LHVで48.4%）で，従来汽力の最新鋭機の熱効率を大きく上回っている。

② 起動回数と運用熱効率

表2 富津コンバインドサイクル発電プラントの運用実績（1992年度）

	発電時間数	発電電力量	起動回数	利用率		熱効率		
				発電時間	暦日時間	定格発電端	運用発電端	運用送電端
	時間	MWh	回	%	%	%	%	%
1号系列 (1000MW) (165MW×7)	37,500	5,803,147	876	66.8	66.2	–	42.16 (46.63LHV)	41.21 (45.58LHV)
1軸平均	5,357	829,021	125	93.8	57.3	–	–	–
2号系列 (1000MW) (165MW×7)	37,210	5,716,368	872	66.7	65.3	–	42.12 (46.58LHV)	41.18 (45.54LHV)
1軸平均	5,316	816,624	125	93.1	56.5	–	–	–
合計 (2000MW) (165MW×14)	74,710	11,519,515	1,748	66.8	65.8	–	42.14 (46.61LHV)	41.20 (45.57LHV)
1軸平均	5,336	822,822	125	93.5	56.9	43.79 (48.44LHV)	–	–
軸平均累積 (H5/3現在)	31,000		830					

1軸当たりの年間平均起動回数は約125回，暦日利用率は50～60%となっており，その発電端運用熱効率はHHVで42.1%（LHVで46.6%）強を維持している。

③ NOx排出値

NOx排出値については，ガスタービン燃焼器への蒸気噴射と排煙脱硝装置（80%効率）の組み合わせにより，排出濃度で8.4 ppm（16%O_2換算）以下，排出量では系列当たり70 m^3 N/h以下としている。

④ 起動時間

1軸当たりの起動時間はホット起動で60分，系列1000 MWの起動時間は90分であり，最新鋭汽力発電プラントの約半分の時間である。

⑤ 信頼性と耐久性

運開当初，計測制御機器に初期トラブルがあったものの，それ以降極めて順調な運転信頼性を維持している。またガスタービン燃焼器，動静翼等の高温部品についても設計通りの高い耐久性を示しており，運開当初の各部品は，現在も使用中である。

4. ACC発電の開発と導入

富津火力1•2号系列コンバインドサイクル発電プラントの優れた運用実績は，省エネルギー性，環境性，運転性，保守性，耐久性，信頼性，そして経済性等の各観点より，コンバインドサイクル発電の優位性を実証するに十分なものであり，これらの良好な運転実績を反映し，さらに高い熱効率を達成する，1300°C級ガスタービンによる改良型コンバインドサイクル（ACC）の導入に向けて，当社として，積極的な技術開発を進めると共に，特にユーザーの見地より開発技術の検証を慎重に進め，その建設計画を推進した。

ACC発電の開発要素としては，

① 1300°C級高温大容量ガスタービンの開発とその検証

② 低NOx燃焼器の開発

③ ACCシステムの最適化

の3点がその主要な項目であり，当社としては，1300°C級ガスタービンの開発が最も先行しており，富津火力においてそのガスタービン技術について検証済みで，さらに世界的にも最も多くの実績を納めているGE社と一体となって，開発を進

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

め，横浜火力7・8号系列ACC発電プラントの計画設計に反映した。

4.1 1300°C級ガスタービンの開発

ACC発電プラントの主体となる1300°C級ガスタービンの主要な開発要素としては，より高度のかつ信頼性の高い空力設計，高温耐力の高い金属材料，主に動静翼のより精密な冷却構造，そして大型部品製造技術と精密加工技術の開発などが挙げられる（図5）。

この1300°C級ガスタービンの開発は，50 Hz機としては初の開発となるものであったが，1100°C級をベースに先行して開発されていた60 Hz機の設計及び実証試験結果に基き，その相似設計機である50 Hz機を試作し，性能，信頼性などの検証を実施した。

検証に当たっては，まず，高温部品の対応・メタル温度等の各設計値，とりわけ材料のクリープ強度に対する設計裕度について，既に実績のある1100°C級ガスタービンと比較すると同時に，60 Hz機の実負荷実証試験結果により，各メタル温度等が設計値通りであることを検証し，その耐久性等を確認した。また，性能特性については，60 Hz機の実負荷試験結果により設計性能以上の値を納めていることを，またコンプレッサーのサージマージンについても，実機特性試験により，1100°C級と同等以上の裕度であることを確認した。

一方，1300°C級ガスタービンは，1100°C級に比べ各部品とも大型化しており，また高温冷却構造等の形状も複雑となるため（図6），大型部品製作技術と品質管理について各部品の試作段階より，材料成分，強度，製作プロセスなどについて十分な検査確認を実施した。

最後に，50Hz用試作機の工場試験により，コンプレッサー特性を初めとした各種性能特性，高温部品のメタル温度，排ガス温度とその分布等について検証し，試験運転後の内部点検により各部の健全性を確認した。

図7にGE製MS 9001 FA型1300°C級ガスタービンの断面図を示す。60 Hz用であるMS 7001 FA型と比較して，燃焼器と軸受部を除いて，基本的にスケール比1.2の相似設計となっている。また，1100°C級と比べて空気流量は約1.5倍，出力は約2倍となっており，タービン部の高温化技術の適用を始め，翼車の新設計等により，信頼性の向上を図っている。

4.2 低NOx燃焼器の開発

NOx低減対策については，環境性向上の観点から，また東京湾内の過密地域へのプラント設置に向けて，特にその強化が望まれるところであり，その主力技術であるガスタービン燃焼器のNOx低減技術は重要である。

1100°C級富津コンバインドサイクル発電プラントでは，当時最も確実なNOx低減技術であった，燃焼器内への蒸気噴射によって，ガスタービ

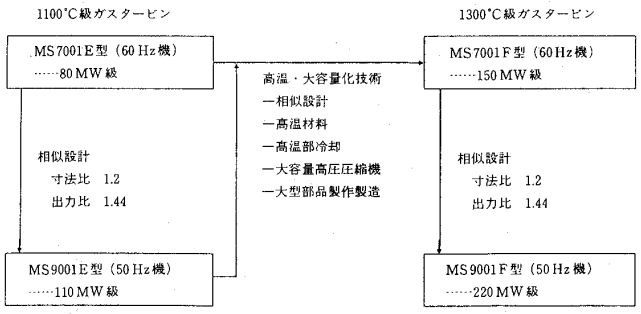


図5 ガスタービン設計の相関図
(GE製ガスタービン)

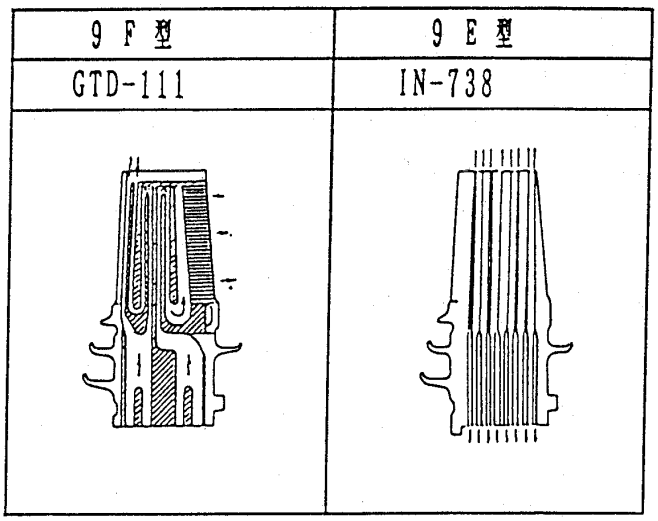


図6 1300°C級ガスタービン第1段動翼の冷却構造

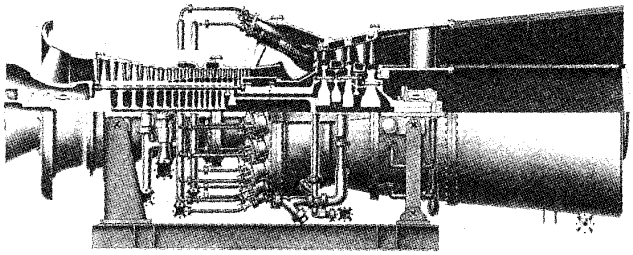


図7 MS 9001 FA型ガスタービン構造断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

ン出口 NOx の低減を図っている。しかし，熱効率の一層の向上のためには，燃焼器内への蒸気噴射を行わない乾式低 NOx 燃焼器の開発導入が必要であった。

この観点より，当社は，富津火力プラントの建設着工と同時期に，GE 社との共同開発により予混合式低 NOx 燃焼器の開発に着手し，これまで10年来その技術開発を推進してきた。

この予混合式低 NOx 燃焼器は，燃料ガスと燃焼用空気を燃焼前に予め十分混合してから着火させることにより，従来の拡散燃焼器による場合の局部的な燃焼高温域をなくし，燃焼温度の均一化と低温化を図ることで NOx の発生を抑制する方式である。この燃焼器により，1300°C 級ガスタービンではその発生 NOx を 50 ppm（60%O_2 換算，以下同様）以下まで，また 1100°C 級では 40 ppm 級以下まで低減することが可能であり，既に富津プラントにより1年間の実機実証試験を完了している（図8）。

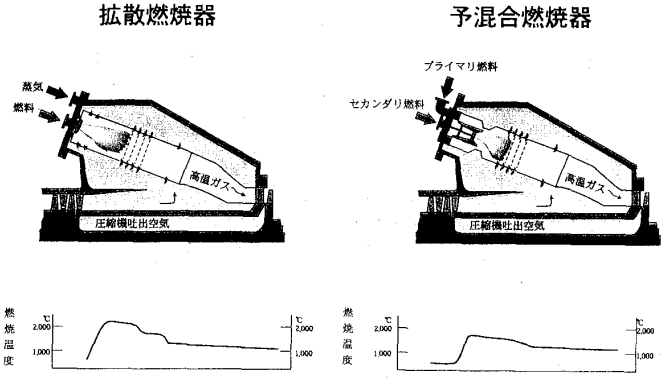


図8 ガスタービン燃焼器の比較

4.3 ACC システムの最適化

ACC 発電プラントの開発に当たっては，約 600 °C 程度の高温のガスタービン排ガスの持つエネルギーをより有効に利用し一層の熱効率を向上すると共に，1100°C 級の富津プラントより大型となる ACC プラントの機動性，保守性等運用性の向上を図ることも大きな課題であり，当社では，蒸気サイクル系統を初めとした ACC システム全体について，GE 社と共同研究を実施し，その最適システムを確立した。最適化に当たっては，熱効率，機動性，経済性の一層の向上を図ると共に，特に運用性，保守性の観点から，富津プラントでの運転・保守の経験を最大限反映したシステムとした。

蒸気システムは，熱効率と経済性がベストとなる 3 圧再熱系統を採用し，HHV にて 48.9%（LHV で 54.1%）の設計熱効率となっている（図9）。蒸気圧力・温度及び蒸気系統構成については，各種のケーススタディにより最適値並びに最適系統を決定している。

運用性の観点からは，発電機によるサイリスタ起動方式を採用し，また復水器の給水脱気機能の向上を図るなど，毎日の起動操作性の向上を図ると共に，蒸気タービンの通気方法等の改善等により富津火力と同等以上の高い負荷変化率と短い起動時間を可能としている。

脱硝装置については，その触媒の活性が最大となる 350°C 程度の排ガス温度域である高圧蒸発器下流近辺に設置し，90%の高効率設計としている。

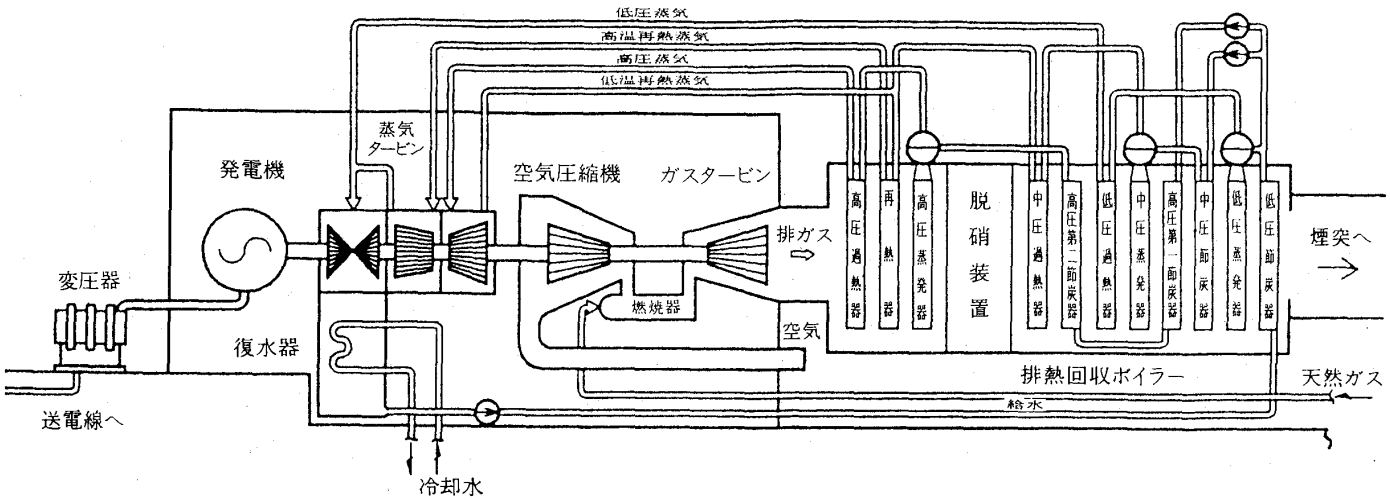


図9 ACC 発電プラントの蒸気系統

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

5．横浜火力7•8号系列ACC発電プラントの計画概要

5.1 横浜7・8号系列の構成と仕様諸元

現在建設工事を進めている，横浜火力7•8号系列ACC発電プラントは，上述の各開発研究に基づく設計となっており，GE社製1300°C級MS 9001 FA型ガスタービンを主体とした一軸型3圧再熱排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントである（表3）。

1軸当たりの出力は350 MW（大気温度5°C時），1系列は4軸にて構成され1400 MW，7•8号系列合計で2800 MWの定格出力である（図10）。発電端熱効率はHHV 48.9%（LHVで54.1%）と富津プラントをさらに1割以上上回る高い熱効率の設計とし，NOx排出濃度は，予混合式低NOx燃焼器と90%高効率脱硝装置により，定格時5 ppm，部分負荷時における最大値は8.5 ppm以下としている。一方ガスタービンおよび蒸気タービンは大型化しているが，起動時間，負荷変化率等の機動性能については，富津プラントと同等以上の設計性能となっている。

その他各仕様諸元の富津プラントとの比較は表1の通りである。

5.2 横浜7・8号系列の配置計画

機器配置については，特にガスタービン，蒸気タービン，発電機を従来汽力プラントと同様に地上13 mのタービン建屋3階面に配置し，ガスタービンの吸気ダクトをその基礎架台の内部に配置しており，ガスタービンの排ガス損失の低減，高温ダクトの短縮，保守性の向上並びにスペースファクターの向上を図っている（図11）。

この7・8号系列は既設横浜火力1〜6号機敷地に隣接する23万m²の用地に設置される。

これらのガスタービン，蒸気タービン並びに発電機が設置される発電所本館は，鉄骨造り地上3階建てで，短辺62 m，長辺312 m，高さ34 m，延べ床面積は約6万m²の広さである。事務所本館は，従来プラントでは中央操作室と別棟となっていたが，発電所の業務運営の効率化・円滑化を図るため，一体の建物とし，発電所本館中央部に接続して配置されている（図12）。

煙突は鉄筋コンクリート造りの高さ198 mの外筒で支持され，内部にステンレスクラッド鋼の高さ200 mの4本の内筒を設置する計画である。

表3 横浜7・8号系列ACC発電プラントの仕様概要

出力	2800MW(350MW×4軸×2系列)
運開年	1996-1998
設計熱効率	48.9% (HHV)
ガスタービン	1300℃級 予混合低NOx燃焼器
HRSG及び蒸気タービン	3圧再熱
排ガス	NOx：5.0ppm(定格運転時) ：8.5ppm(通常運転時) (脱硝効率：90%)

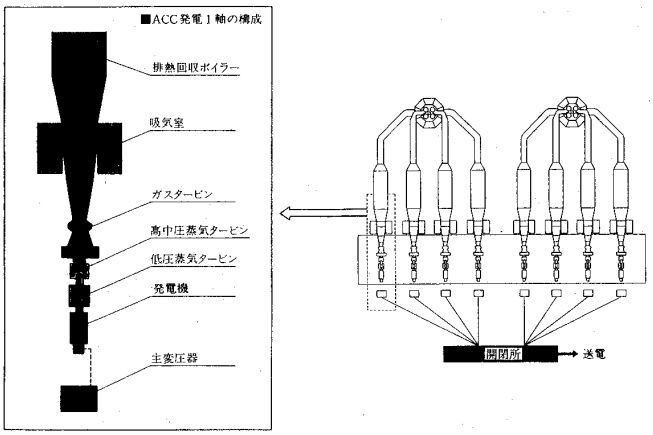


図10 横浜7・8号系列ACC発電プラント構成図

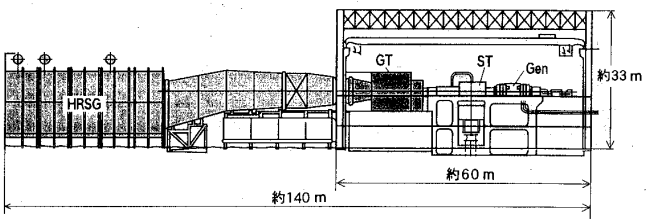


図11 横浜7・8号系列ACC発電プラント配置断面図

発電出力は，新設する275 kVの横浜港北線により港北変電所へ，また既設の154 kVの横浜火力線により旭変電所へ送られ，横浜中心部をはじめとする需要地に供給される。燃料のLNGは，東扇島火力から既設のガス導管を昇圧して供給される。

また，同火力は横浜市の新名所であるベイブリッジやMM 21の都市再開発地区に近いため，最新鋭火力にふさわしい景観対策とすると共に，構内に緑地やスポーツ施設を設置し，地元の方々にご利用頂くなど，地域に親しまれる発電所とする工夫を図っている（図13）。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

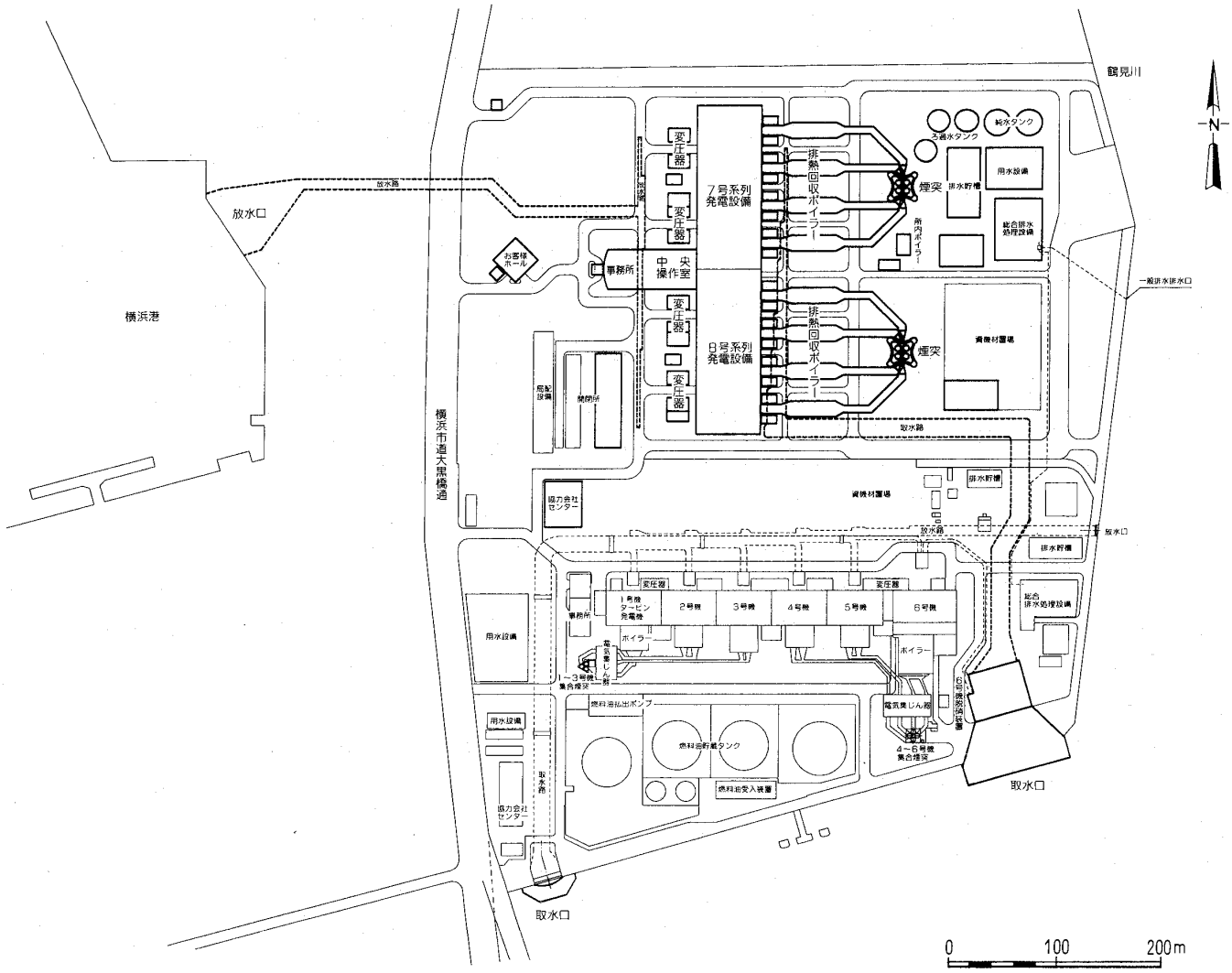


図 12　横浜火力発電所構内配置図

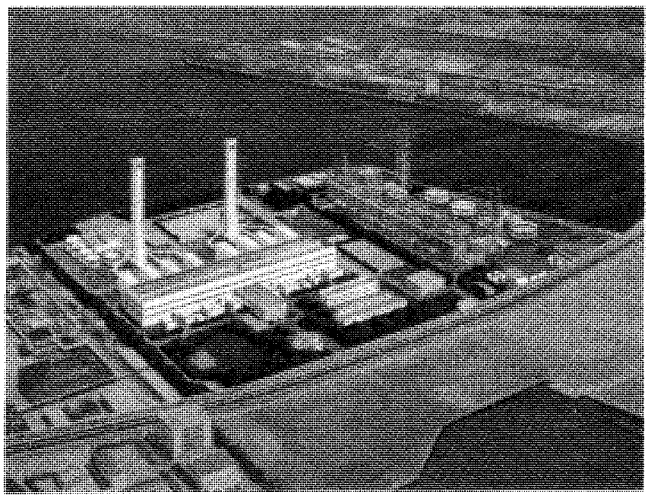


図 13　横浜 7・8 号系列 ACC
発電プラント完成予想図

5.3　横浜 7・8 号系列の建設工程

この横浜 7•8 号系列増設計画については，横浜市および国の環境アセスメントに係る環境レポートをそれぞれ 1991 年 10 月に提出し，同レポートの地元縦覧あるいは地元説明会などを実施の後，1992 年 7 月 15 日の第 121 回電源開発調整審議会にて決定した。

その後，電気事業法に係る電気工作物変更許可申請(1992 年 11 月 24 日許可)，工事計画の認可申請 (1993 年 5 月 14 日認可) 並びに神奈川県公害防止条例に基づく諸手続きを経て本年 6 月に着工し，10 月からは，電気・機械関係の先行工事に着手し，米国 GE 社から海上輸送にて搬入されるガスタービンや発電機などの主要機器の本格的な据付工事は，来年 12 月より開始される予定である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表4 横浜7・8号系列ACC発電プラント建設工程表

工事内容＼年		平成5年	平成6年	平成7年	平成8年	平成9年	平成10年
総合工程		着工		受電	初軸 1,2軸 点火 運転開始	6軸目 運転開始	2系列全軸 運転開始
取放水設備工事							
プラント工事	タービン建屋						
	機械装置据付						
	試運転						
煙突工事							

その後，1996年1月に初軸の初点火をし，約6ヶ月の試運転を経て，同年7月に最初の2軸の営業運転を開始し，97年7月に6軸目，1998年7月には2系列合計8軸全ての営業運転を開始する予定である（表4）。

6．おわりに

高い熱効率，環境性，機動性そして経済性を備えたコンバインドサイクル発電は，今後のLNG火力の主流であり，特に1300℃級ACC発電は，1990年代後半の主力として，高い省エネルギー性と環境性が期待されている。

今後，更なるガスタービン高温化技術の開発により，高位発熱量基準（HHV）にて55%近く，低位発熱量基準で60%近くに達する超高効率コンバインドサイクルの実現が大いに期待されると同時に，ガスタービン燃焼器のNOx低減技術の高度化による環境性の一層の向上が期待される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

中部電力㈱四日市火力4号系列コンバインドサイクル発電の運転実績と川越火力発電所3・4号系列建設計画

中部電力㈱　火力部　火力建設課　**渡　辺　英　人**

1．はじめに

従来の汽力発電方式では高温高圧下における材料の強度面から，蒸気条件の飛躍的な向上は望めず，熱効率の大巾な改善は難しい状況にある。一方，高温域での熱サイクルであるガスタービンと，それより低い温度域での熱サイクルである蒸気タービンとを有機的に結合したコンバインドサイクル（以下CC）発電方式を採用することにより，プラント総合熱効率の大巾な向上を図ることができる。

中部電力は，昭和63年に四日市火力4号系列（以下U—4）に1100°C級（第1段静翼出口温度）ガスタービンを使用した第一世代のCC発電プラントを設置以来，LNGを燃料とする新設プラントは，基本的にCC発電方式（排熱回収方式）とし，現在建設中の1300°C級（第1段静翼出口温度）ガスタービンを用いた第二世代CC（以下ACC）発電プラントである川越火力3，4号系列（以下K—3，4）を始め，今後ともACCの開発が計画されている。

また，1300°C級ガスタービンを設置し，その排ガスを既設ボイラーに導き，既設設備の効率向上並びに出力増加（154 MW/ユニット×6ユニット）を図る，排気再燃方式によるCCの建設にも着手している。

対象ユニットは，知多火力1，2号機（各375 MW），5，6号機（各700 MW）並びに知多第二火力1，2号機（各700 MW）の6ユニットであり，平成6年から8年にかけ，2ユニットずつ運転開始する予定である。

本稿では，U—4の運転実績とK—3，4の　建設概要について記載する。

2．U—4の運転実績

2.1　主要設備の仕様

U—4は1100°C級ガスタービンを用いた一軸式（蒸気タービン・発電機とガスタービンが直結して一軸を構成）CCで，その仕様を表1に示す。

表1　四日市火力4号系列　主要設備の仕様

（その1）　ガスタービン

項目	仕様
型式	軸流形衝動タービン（MS7001E形）
定格出力（大気温度18℃）	74，790MW（LNG） 75，970MW（LPG）
第1段動翼入口温度	1，085℃
段落数	3段
燃焼器個数	10個
回転数	3，600rpm

（その2）　空気圧縮機

項目	仕様
型式	軸流形
段落数	17段
吐出容量	269kg／s（18℃）
圧縮比	11．5
出口圧力	12．0kg／cm² g
空気流量制御方式	前置静翼（IGV）角度制御

（その3）　蒸気タービン

項目	仕様
型式	衝動型単流非再熱復圧復水式タービン
定格出力	37，210MW
蒸気圧力　高／低圧	56．4／6．39kg/cm²g
蒸気温度　高／低圧	503．3／160．0　℃
段落数　高／低圧	10／6段
最終段翼長	584．2mm（23”）

（その4）　排熱回収ボイラ

項目	仕様
型式	排熱回収二汽胴式強制循環形
最大蒸発量　高/低圧	145／35t／h
最高使用圧力/温度　高/低圧	77/8.5kg/cm²g，549/177℃
加熱面積	24，310m²
排ガス流量	860，000m³ N/h
排ガス温度	110℃

（平成5年10月12日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表2 四日市火力4号系列 運転実績

ユニット	運開年月日	累積発電時間*1	累積起動回数*1	暦日利用率*2
4－1軸	S63. 2. 26	30, 958	347	60. 0
4－2軸	S63. 6. 17	30, 536	445	64. 2
4－3軸	S63. 6. 17	29, 396	398	69. 0
4－4軸	S63. 7. 14	28, 149	380	58. 3
4－5軸	S63. 7. 14	27, 682	407	66. 5

＊1；運転開始～平成4年度末，　＊2；平成4年度実績

系列出力は，560 MW(112 MW/軸×5軸: 大気温度18°C) で，蒸気系は複圧非再熱方式を採用し，蒸気タービンは高低圧一体型，排熱回収ボイラーは竪型強制循環式である。また，1～3軸はLNG専焼，4，5軸はLNG及びLPGを使用可能としている。

2.2 運転実績

U—4は昭和63年2月に1軸が運開し，全軸運開は同年7月である。

各軸の熱効率は，計画値42.5%に対し，実績43%以上と，同時期に運開したUSC汽力発電方式の川越火力1，2号機（各700 MW，LNG）の41.9%を上回る高い効率を有している。

なお，各軸の運転実績を表2に示す。

2.3 運用特性

U—4は一軸式CCプラントであり，運用特性は，従来型の汽力発電プラントに比べ大巾に優れている。

① ユニットの起動・停止時間が短い。各モードにおける起動・停止時間を以下に示す。

モード	GT起動～全負荷	㈱ボイラ点火～全負荷*
ホットスタート	66分	137分
ウォームスタート	105分	286分
コールドスタート	185分	706分
	全負荷～解列	
通常停止	25分	66分

＊川越火力1，2号機

② 負荷変化は部分負荷帯での効率を低下させないようにするため，運転軸数の増減により対処する。但し，高負荷域では効率低下量が少ないため，全軸同時負荷変化させることにより，系列としての負荷変化率を大きくとれる。

③ 軸当りの最低負荷は約50%であるが，効率を重要視して，系列としては，5軸運転の約10%負荷（1軸50%負荷）としている。

2.4 運転状況

優れた運用特性を活用して，運開以降軸当り年平均約80回程度の起動停止を実施しており，需給面で大いに貢献している。ガスタービン本体でのトラブルはなく，高信頼性のもとで運用されており，アベイラビィリティも約90%と高い。

なお，高温部品については，現状メーカ保証の等価運転時間管理としているが，高価なものでもあり，寿命評価について検討を進めている。

3. K—3，4の建設概要

3.1 プラント計画全般

K—3，4(1650 MW×2系列)は，既に運転中の汽力発電プラントである，1，2号機（出力各700 MW，蒸気条件316 kg/cm²，566/566/566°C)に増設するものとして，3号系列は平成5年1月，4号系列は平成5年4月に着工した。

K—3，4の発電方式は，1300°C級ガスタービンを用いた一軸式CC発電（7軸/系列×2系列）で，系列出力は1650 MW（236 MW/軸×7軸: 15°C）である。

発電用燃料はLNGであり，当発電所用地に新設する燃料貯蔵・気化設備から供給する。

プラント主要諸元を表3に示す。

(1) タービン設備の特徴

ガスタービンは最新鋭の1300°C級とし，3号系列にGE製MS 7001 FA型，4号系列には三菱製501 F型を採用した。その概略構造を図1に示す。

また，排ガス温度の上昇により，蒸気系には先

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表3 川越火力3，4号系列 主要諸元

（その1） ガスタービン・空気圧縮機

項目	3号系列	4号系列
<ガスタービン>		
型式	開放サイクル形(MS7001FA)	同 左（501F）
定格出力	158．0MW（5℃）	158．1MW（5℃）
第1段動翼入口温度	1，288℃	1，260℃
段落数	3段	4段
燃焼器個数	14個	16個
回転数	3，600rpm	同 左
<空気圧縮機>		
型式	軸流形	同 左
段落数	18段	17段
圧縮比	15．0	14．4

（その2） 蒸気タービン

項目	3号系列	4号系列
型式	くし形2流排気式再熱混圧復水形（TC2F-26）	同 左(TC2F-25)
定格出力	85．0MW（5℃）	84．9MW（5℃）
蒸気圧力 高/中/低圧	102／22／3.0kg/cm²g	89／24／1.5kg/cm²g
蒸気温度 高/中/低圧	538／538／250℃	同 左
段落数 高/中/低圧	7／6／6段	8／6／6段

（その3） 排熱回収ボイラ

項目	3号系列	4号系列
型式	排熱回収三重圧自然循環形	同 左
最大蒸発量 高/中/低圧	196／35／31t／h	191／36／32t／h
最高使用圧力 高/中/低圧	127／35／12kg/cm²g	117／36／9kg/cm²g
最高使用温度 高/中/低圧	543／350／300℃	543／290／275℃
排ガス流量	1，310，000m³N/h	同 左
排ガス温度	96℃	同 左

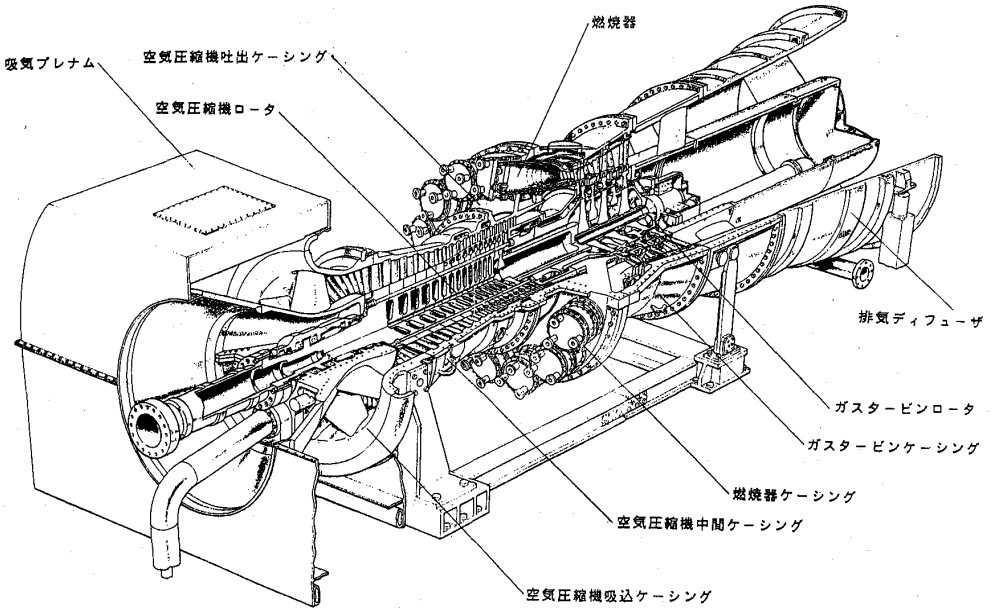


図1 1300℃級ガスタービン構造図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

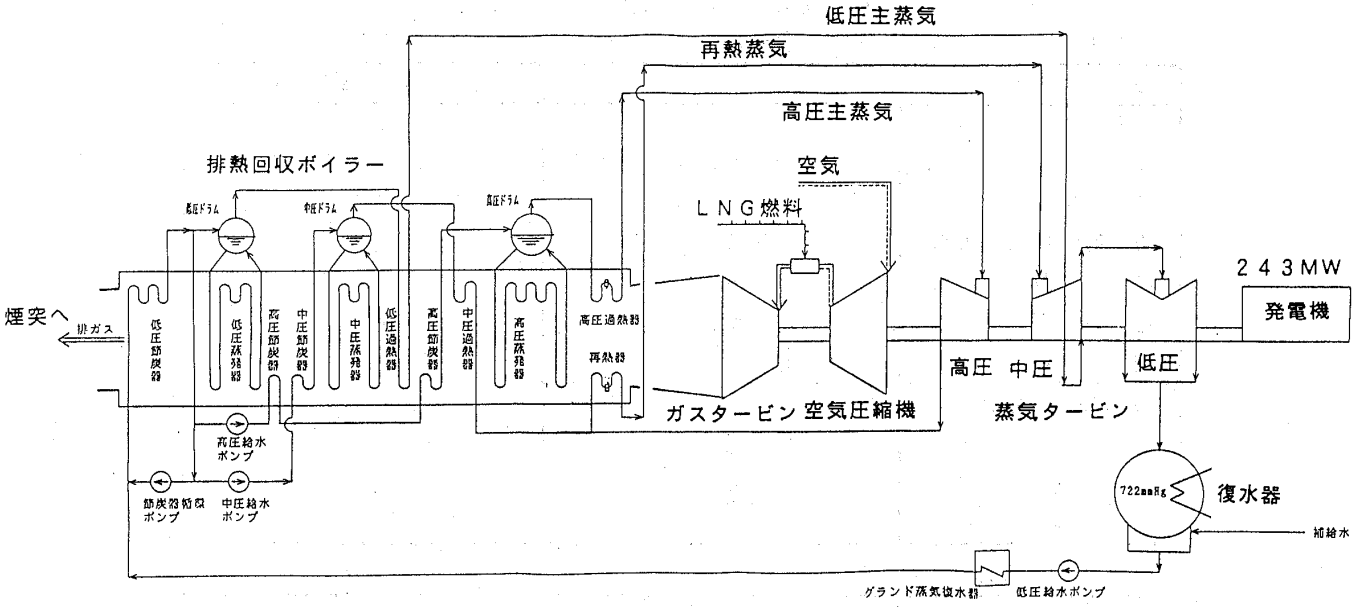


図2 プラント概略系統

行機の複圧非再熱サイクル方式に替り，三重圧再熱サイクル方式を採用した。(本プラントの概略系統を図2に示す。)

これらにより，プラント総合で48%以上の高い熱効率が得られる。

ガスタービンの燃焼器は，熱効率を低下させずに，NOxの発生を抑えるため，拡散燃焼と予混合燃焼を組合せた乾式低NOx燃焼器を採用した。これにより，定格出力時のガスタービン出口NOx濃度は，50 ppm（16%O_2換算）以下とし，後流側に設置する脱硝装置により，煙突出口でNOx濃度を6 ppm以下にする。

蒸気タービンは，排ガスエネルギーの最大限の活用及び起動停止時の熱応力低減のため，全周噴射による完全変圧運転方式を採用した。

(2) 排熱回収ボイラーの特徴

排熱回収ボイラーは，耐震設計上有利で設備費が安く，補機動力を低減できるガス横流れ式の排熱回収三重圧自然循環形とした。

また，現地での据付期間の短縮と品質管理の向上を図るために，大型モジュール工法を採用した。モジュールは高温部，脱硝装置，中温部低温部から成り，エキスパンションジョイントにて接続する。

伝熱管には，総合経済性の観点から，フィンチューブを採用した。

脱硝装置は，乾式アンモニア接触還元法とし，触媒はそれぞれ板型，格子型を採用する。また脱硝効率は88%である。

(3) 燃料設備の特徴

3，4号系列増設に伴い，燃料設備として，構内にLNGの受入，貯蔵，払出設備を設置する。

LNG受入設備は，13万6千m^3級のLNG船が着桟，揚液可能な設備とした。

LNG貯蔵タンクは，技術的に確立され，経済的にも有利な地上式二重殻円筒平底型とし，12万m^3容量を4基設置する。

高圧気化設備は，ガスタービン14軸を4基(うち1基は予備）で賄う容量とし，従来実績のあるオープンラック式を採用した。

(4) その他の特徴

ユニットの自動化を図り，各軸の起動から停止までの運転操作は，系列毎のワンマンコントロールを可能とした。

また，中央制御室は，3，4号系列と燃料設備を集約して，新設するサービスビル内に設置する。

発電所北側は開放エリヤとしてコミュニティー施設を設け，電力館，運動施設（温水プール）等を設置するとともに，発電所への一般見学者に対する設備対応として，中央制御室から3号系列タービン建屋内の見学台まで，動く歩道等を設ける計画である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

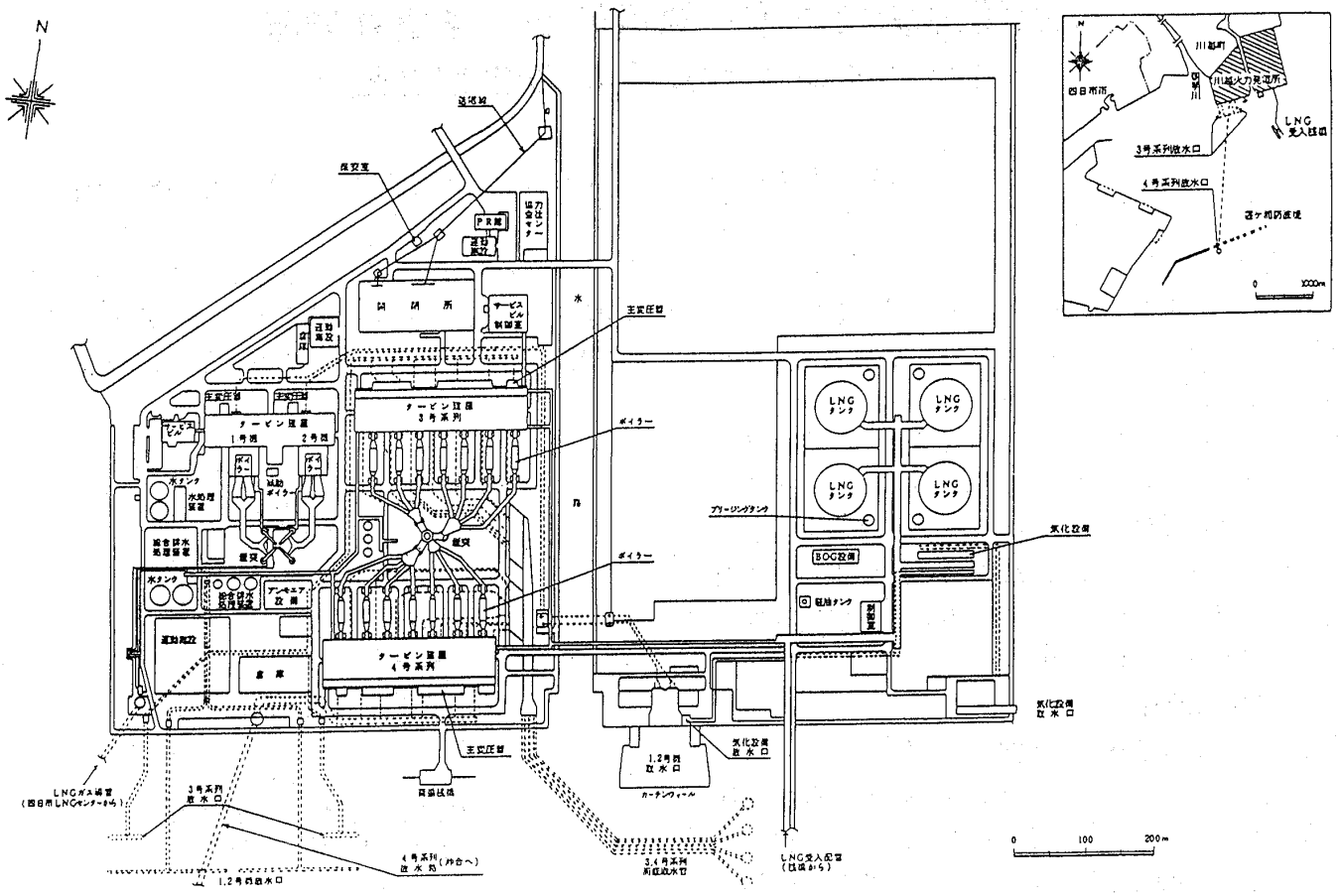


図3 川越火力発電所 全体配置図

3.2 全体配置

3，4号系列発電設備は，西側敷地内に既設1，2号設備に隣接し，煙突を中央に挾み，タービン建屋を対向配置とした。(全体配置図を図3に示す。)

3号系列は，既設1，2号タービン建屋と直列配置し，その北側に中央制御室を取込んだサービスビル，開閉所設備を配置した。

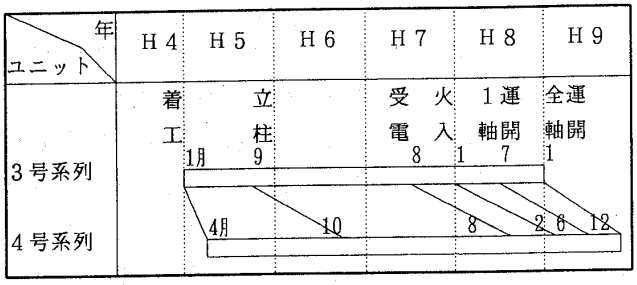
また，北側敷地境界沿には，電力館，温水プール，公園等のコミュニティー施設を設置する計画である。

一方，LNG燃料設備は，公共水路を隔てて東側敷地に集約配置し，敷地境界部には緑地マウンドを設け，景観上配慮した。LNG受入桟橋は，既設取水設備に平行して，沖合に設置する。

3，4号系列の取水設備は，取水口を既設取水設備の沖合に設置し，系列各2本の取水管にて発電所構内の取水槽に取込み，循環水管は軸単位とした。

また，3号系列の放水設備は，既設1，2号同様水中放水方式とし，既設放水口の両外側に2分割設置した。4号系列は，放水管にて約2.6 km先の沖合の防波堤外まで延ばし，温排水の適正な拡散を図った。

表4 建設主要工程



3.3 建設工程

建設主要工程は，表4のとおりであり，平成8年7月に3号系列1軸目を運開させ，以降1ケ月毎に9年1月全軸運開させる予定である。また，4号系列は1軸目を平成9年6月，全軸運開を同年12月に予定している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

関西電力㈱姫路第一発電所 5・6 号機高効率コンバインドサイクルの建設計画

関西電力㈱　原子力・火力本部　火力設計課　**水　野　孝　則**

1．はじめに

関西電力㈱では現在，次期火力電源としてLNG 焚きコンバインドサイクル発電プラントを兵庫県姫路市の南部に建設中である。本プラントは，燃焼器出口温度が 1,300℃ 級の高効率ガスタービンを使用し，世界最高級のプラント効率をめざした多軸再熱型コンバインドサイクルとして計画しており，当社では積極的に新技術を取入れてきた。本稿ではプラントの特徴，及び技術開発の取組み状況について解説する。

2．開発の経緯

2.1　当社における火力発電の現状

当社における，代表的な負荷曲線と電源構成比の例を図 1，2 に示す。原子力発電の増加に伴い火力発電は，中間負荷ないしはピーク負荷を分担する供給力として位置づけられており，昼夜間格差に代表される需要変動等にきめ細かく対応するため，高頻度起動停止性能や，中間負荷運用性能を高めた設計が要求されている。

また最近では，エネルギー資源の有効利用や，温暖化問題といった地球規模の環境問題がクローズアップされており，火力発電においても積極的な発電効率の向上が求められるようになっている。今回当社が採用するコンバインドサイクルは，ガスタービンとその排熱による蒸気を利用した蒸気タービンとから成る複合発電で，従来火力発電の熱効率を大幅に向上させる発電方式として注目されているものである。

また当社火力部門における燃料消費量の推移を表 1 に示す。総燃料消費量は，昭和 40 年代前半まで大幅な増加を続けてきたが，その後原子力発電の開発が進んだことにより，昭和 50 年代後半から昭和 60 年代初めにかけて約 1,000 万kℓ/年前後で推移した。しかしその後，電力需要が堅調な伸びを示したことから，近年再び増加傾向となっている。この中で今回のプラントでも，ガスタービンの燃料として計画しているLNG は，環境に対する影響が少ないという利点を生かして，石炭，

（平成 5 年 11 月 1 日原稿受付）

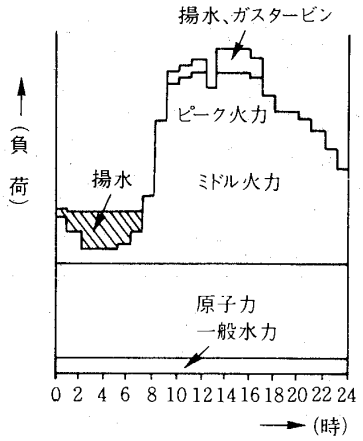


図 1　負荷曲線と供給力構成の例

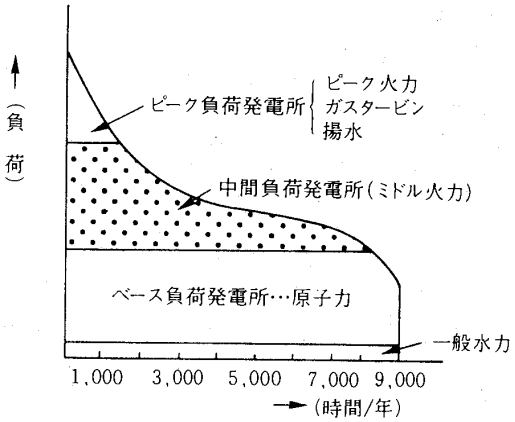


図 2　負荷持続曲線と電源構成比の例

表1　関西電力における火力発電用燃料消費量の推移

年度	昭和40	45	48	50	55	60	平成元	2	3	3年度構成比（%）
石　炭（万 t）	384	156	−	−	−	6	−	−	−	−
重　油（万kℓ）	189	644	569	251	148	127	245	241	240	17
原　油（万kℓ）	37	232	617	637	400	309	469	616	576	39
揮発油（万kℓ）	−	−	128	157	97	26	36	47	18	1
LNG（万 t）	−	−	α	5	263	339	369	448	460	43
重油換算総消費量（万kℓ）	443	954	1,270	1,008	968	908	1,214	1,464	1,414	100

（注）揮発油とは、ナフサおよびNGLを示す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表2　高効率コンバインドプラントに対する技術開発

	項　目	メーカ[三菱重工業㈱, ㈱日立製作所(/GE)]	共同研究
機器開発	ガスタービン	1,300℃級高効率ガスタービン本体の開発.（冷却構造の改善による耐熱性強化）	AFC, ELD* 運用等に対する信頼性の確認.
	燃焼器	1,300℃級高温燃焼に対する耐熱性を有した燃焼器の開発.	低 NOx燃焼器の開発.（目標：100ppm）
	脱硝装置	高性能脱硝触媒の開発.	フィールド試験による脱硝触媒の耐久性の確認.
システム検討		――――――――	最適機器構成の検討 AFC, ELD運用特性の検討

* AFC：自動周波数制御運転, ELD：経済負荷配分

石油とのバランスを考慮した開発が進められており，平成3年度時点で，LNGは火力発電燃料全体の約43%を占めている。

2.2　本プラント開発のねらいと技術開発

これら火力発電の現状を踏まえ今回のコンバインドサイクルの導入，開発にあたっては，最重要課題として下記3点を設定した。

① 起動停止が容易かつ短時間に行え，負荷調整機能に優れていること。

② プラントの熱効率が高いこと。

③ 環境保全に優れていること。

これらの課題を克服するため，本プラントは，1,100℃級ガスタービンを使用したこれ迄のコンバインドサイクルに対して，更にガスタービンを高温化すると共に，低NOx技術を強化した1,300℃級コンバインドサイクルとして開発することとした。

このために必要とされた技術開発の取組みについて表2に示す。

更に当社は，個々の設備に対してデザインレビューを行い信頼性を検証すると共に，複雑化するシステム全体の信頼性及び安定性を確認するためオペラビリティスタディを実施した。

3．プラントの概要と特徴

3.1　プラントの概要

今回コンバインドサイクル建設を計画した姫路市は，大阪都心部から約80 km西の兵庫県南西部に位置する。敷地面積は19万 m² で，昭和30年代に運転開始した1～4号機に隣接する土地に5，6号増設機として建設中である。図3に本プラントの構内全体配置図，図4に主要機器配置図を示す。

3.2　多軸再熱システムへの取組み

コンバインド発電システムには，ガスタービンと蒸気タービンを一軸で結合し，一台の発電機を

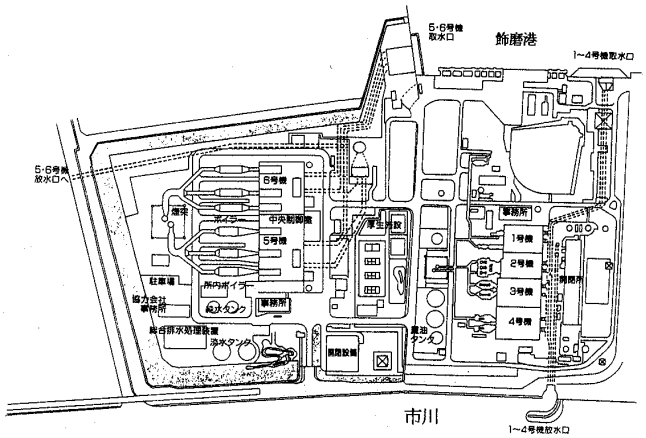


図3　構内全体配置図

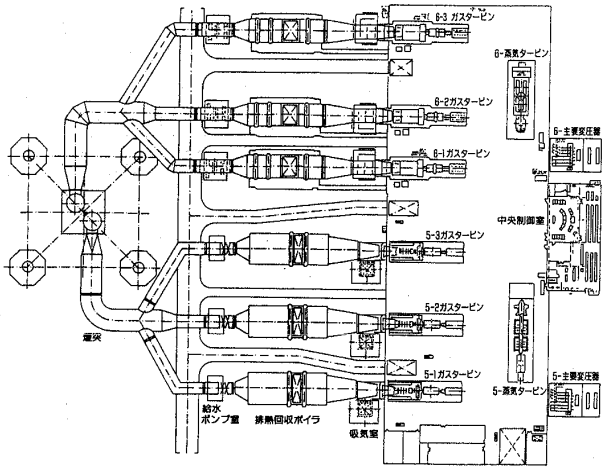


図4　主要機器配置図

駆動する一軸型コンバインド発電システムと，複数台のガスタービンと一台の蒸気タービンとから成る多軸型コンバインド発電システムがあるが，今回のプラントではより高い熱効率を達成する目標から，効率の良い大容量蒸気タービンを使用できる多軸型コンバインド発電システム（3台のガスタービンと1台の蒸気タービンの組合せ）を採用することとした。また本プラントでは，1,300℃級高温ガスタービンを使用することから高温排気を有効利用し，排熱回収ボイラでの蒸気条件を高めると共に再熱式を導入することとした。

図5にプラント系統図，表3に主要機器の諸元を示す。系統は多軸型再熱式であるため，3台の排熱回収ボイラから発生する蒸気を合流させ，高圧蒸気タービンに投入した後，排気を3等分し各ボイラへ戻し再熱器で過熱した後，再度合流させ中圧タービンに投入するという非常に複雑な系統構成になっている。また高中低圧の各蒸気ラインに

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

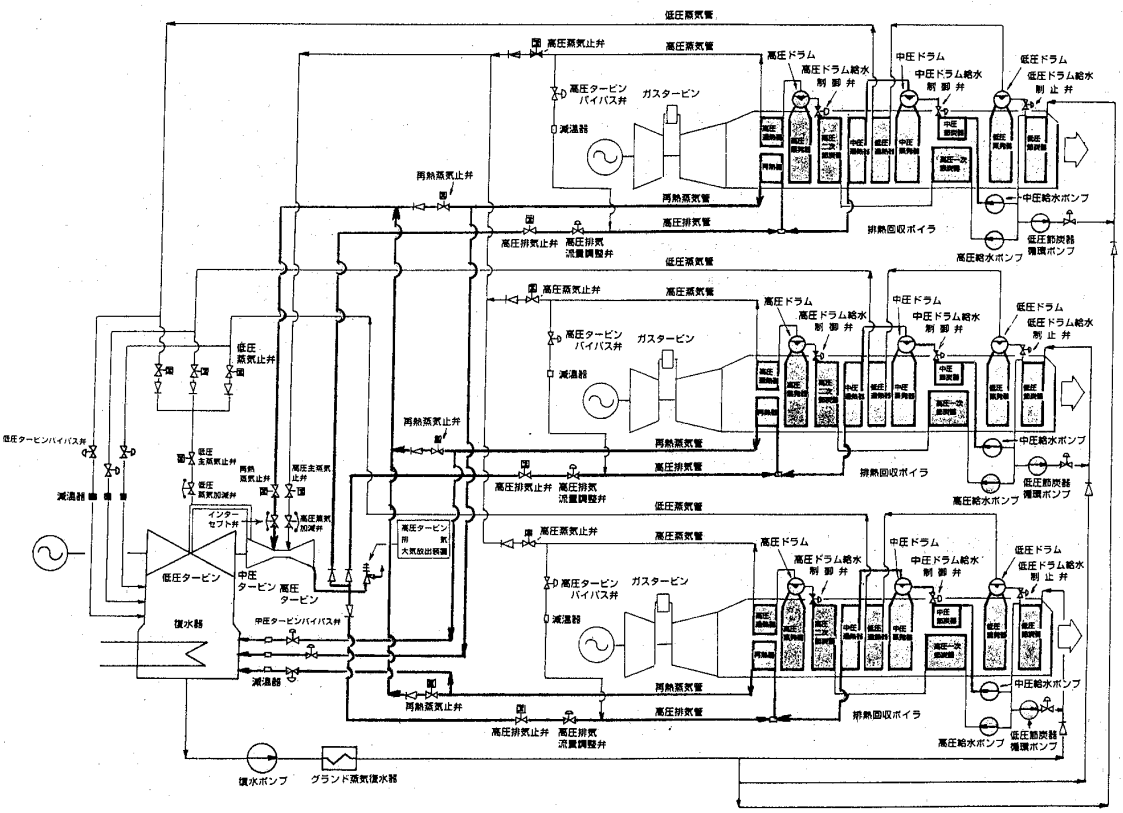


図5 プラント系統図

表3 主要機器の諸元

	5号機	6号機
ガスタービン 型式	開放単純サイクル1軸式(501F)	⟶ (MS7001FA)
出力／台数	139MW(at22℃)/3台	140.3MW(at22℃)/3台
入口圧力	14.0kg／cm²	15.2kg／cm²
入口温度	1,350℃	1,418℃
回転数	3,600rpm	⟶
製造者	三菱重工業(株)	(株)日立製作所／GE
蒸気タービン 型式	くし型反動4分流排気式再熱凝縮復水形	くし型衝動4分流排気式再熱凝縮復水形
出力／台数	253.0MW(at22℃)/1台	249.1MW(at22℃)/1台
入口圧力(高,中,低圧)	151.8,45.6,5.3kg/cm²	149.0,44.5,5.1kg/cm²
入口温度(高,中,低圧)	538,538,251℃	538,538,250℃
回転数	3,600rpm	⟶
製造者	三菱重工業(株)	(株)日立製作所
排熱回収ボイラ 型式	3重圧,複圧式自然循環型	⟶
蒸発量(高/中/低圧)	193.0,32.0,35.0t/h	206.0,31.0,37.0t/h
出口圧力(高/中/低圧)	155.9,48.7,6.4kg/cm²	153.0,49.2,6.3kg/cm²
出口温度(高/中/低圧)	541,292,254℃	541,344,253℃
台数	3台	⟶
製造者	三菱重工業(株)	バブコック日立(株)

100%容量のバイパスラインを設けている。これにより再熱器のクーリングラインが確保され，起動時の蒸気条件確立時間が短縮された（ガスタービン3台の同時起動によるホットスタートで全負荷まで約90分)。また，このバイパス系により所内単独運転も可能となっている。

3.3 信頼性の検証

今回当社が採用した多軸型再熱式コンバインドサイクルは，プラント効率が向上する反面，再熱系統や蒸気の分流，合流が多く同じ多軸型の非再熱式と比べてもその系統はかなり複雑なものとなる。図6に多軸型再熱式と非再熱式の概略系統の比較を示す。このように多軸型再熱式では，系統の複雑さから混在する問題点が把握しきれず，プラントの信頼性を損ねる恐れがある。そこで当社は，オペラビリティスタディを実施することで問題点を抽出して，それらに対してはシミュレーションを行いプラントの健全性を確認した。このオペラビリティスタディは，英国のICI社が開発した手法であるが，正規状態に対するプラント状態量のずれに注目し，このずれを生じさせる要因，ならびに影響を評価しシステムに混在する問題点を抽出する手法でシステムの安定性解析に適している。この結果，多軸再熱型コンバインドサイク

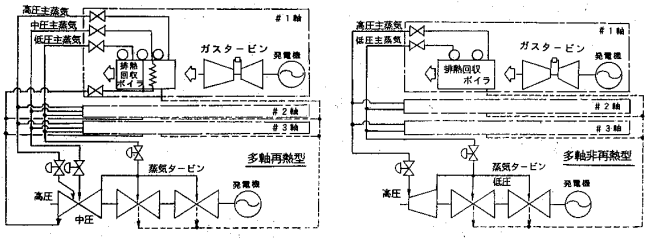


図6 多軸型コンバインド再熱式と非再熱式の系統比較

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

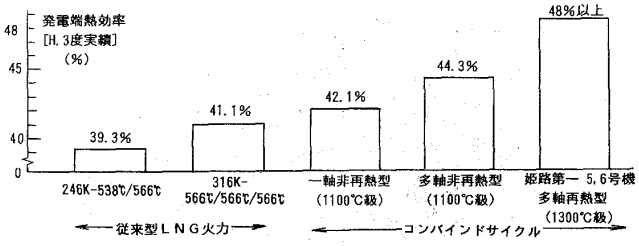


図7 火力プラント熱効率の推移

ルの信頼性が検証された。高温ガスタービンの採用と合わせ大幅な発電効率の向上が可能となり，その効率は世界最高級の48%以上が得られる見通しである。

4．設備の特徴

4.1 ガスタービン設備

本プラントでは，6台の1300℃級高効率ガスタービンを使用するが，これらは共同研究を実施した三菱重工㈱と㈱日立製作所（ガスタービンロータ及び静翼の高温部は米国GE社）にてそれぞれ3台づつ製作される予定である。いずれのメーカも昭和50年代に1100℃級発電用ガスタービンを開発し国内のコンバインドプラント等で運転実績があるが，ガスタービン高温部位に無冷却技術を使用した第1世代ガスタービン時代から，第2世代（燃焼器出口ガス温度1100℃級）の冷却式タービンを経て，現在は高度な冷却構造を採用した第3世代ガスタービンの実用化時期になっている。今回使用するガスタービンは，

① 燃焼器出口ガス温度を1300℃～1400℃に高めたこと。

② 圧縮機，タービン翼に高効率翼を採用したこと。

③ 燃焼器，タービン動静翼の冷却構造を高度化し冷却効率を高めると共に冷却損失を低減したこと。

により，大きな効率向上を図ることが可能となった。

(a) タービン部

タービン部の開発課題は，冷却効率の向上と高性能化である。この代表的な構造例として第1段動静翼における冷却構造を図8に示す。これら冷却構造の改善に対しては，タービン翼の要素試験，ならびに工場実負荷試験にてその信頼性を確認した。中でも実負荷試験では，約1,500点に及ぶデータ計測を行い，材料が十分なクリープ寿命を有しかつ高温酸化許容温度以下で運転されていることを確認すると共に，タービン静翼部については実機温度分布に基づく熱応力解析を実施した。

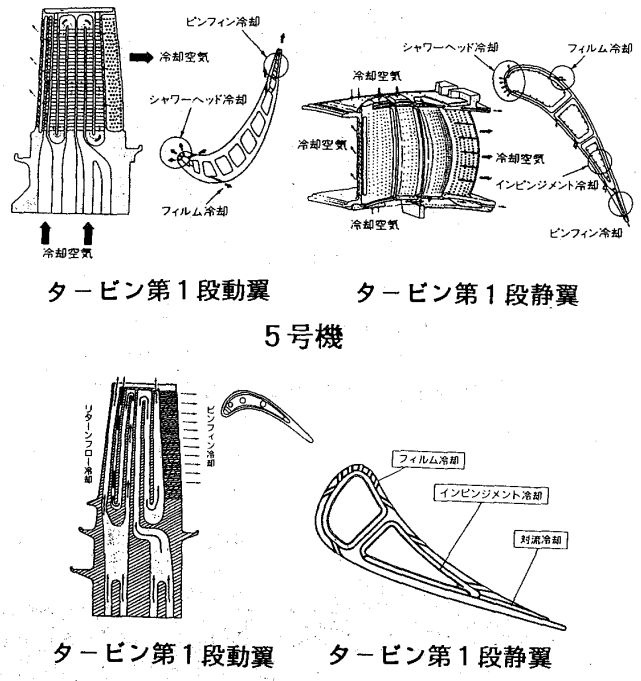


図8 ガスタービン動静翼冷却構造

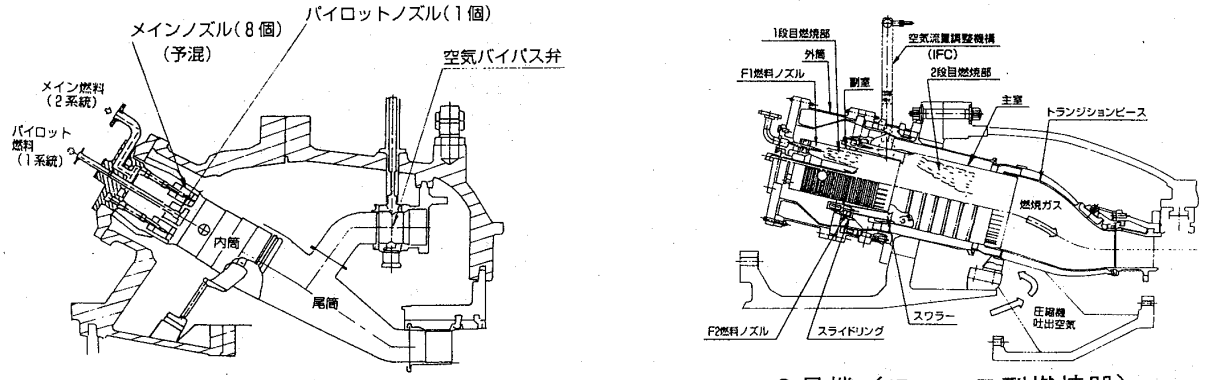
(b) 低NOx燃焼器

燃焼器のNOx低減技術については，二段燃焼，予混合燃焼の改善，水または蒸気噴射によるNOx生成抑制手法等があるが，本プラントではプラント効率を低下させないドライ燃焼方式による予混合燃焼を強化した燃焼器を採用することとし，製造メーカとの共同研究にて，長期間におよぶ大気圧燃焼試験，及び実圧燃焼試験を実施してガスタービン出口NOx濃度50～60 ppm実現の見通しを得たものである。これら燃焼器の構造説明を図9に示す。また，この実圧燃焼試験では燃焼器内部の内圧変動を実測し，燃焼振動が十分小さくかつ共振が回避されていることを確認すると共に，燃焼器各部のメタル温度を実測し信頼性の確認も行った。

4.2 蒸気タービン設備

図10に蒸気タービン発電機全体構成図を示す。タービン型式は3車室型復水タービンであり，排熱回収ボイラより供給される低圧主蒸気は中圧排気と混合され低圧タービンに供給される。また本タービンは抽気をもたない非再生型であるため，

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.



5号機（マルチノズル型燃焼器）　　6号機（アニュラ型燃焼器）

図9　燃焼器構造

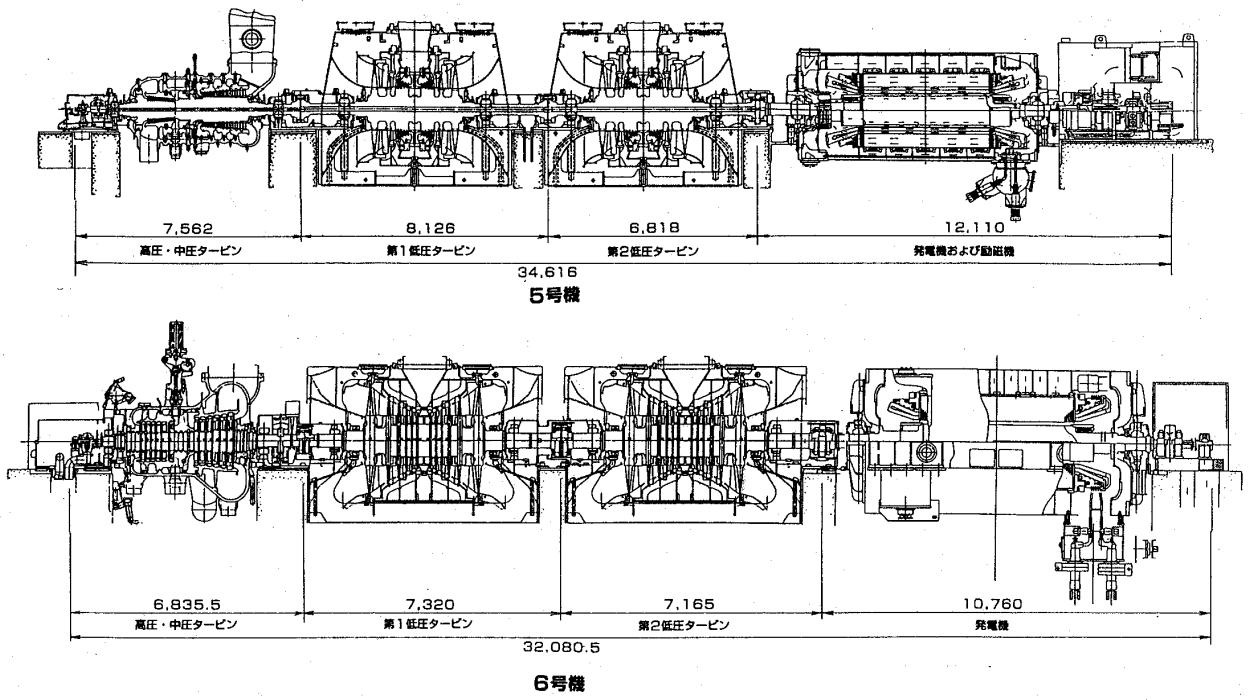


図10　蒸気タービン発電機全体構成

起動時におけるボイラ給水の脱気処理を，5号機では復水系統中に設けた起動用脱気器で，6号機では脱気機能を強化した脱気復水器により行う。

4.3　排熱回収ボイラ設備

排熱回収ボイラは，ガスタービン排ガスの熱エネルギーを回収し発生した蒸気を蒸気タービンへ送気するものであり，その構造図を図11に示す。蒸気圧力については，従来の非再熱型コンバインドの70 kg/cm² 級を150 kg/cm² まで上昇し，再熱化に伴うプラント効率向上への寄与度を高めることとした。また，発生蒸気の多重圧数については，従来の非再熱コンバインドプラントの多くで採用されている2ドラム複圧式に対してより一層

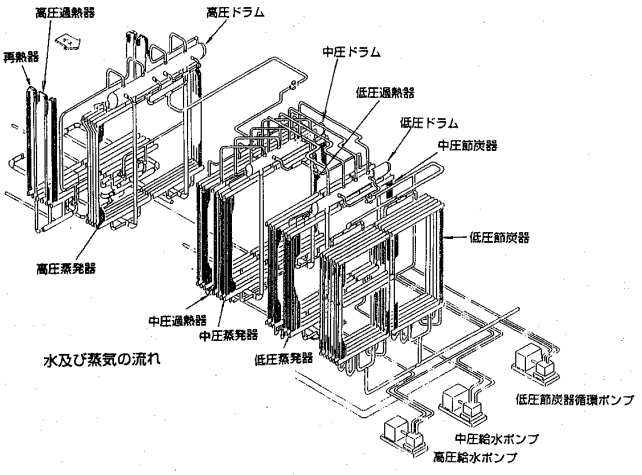


図11　排熱回収ボイラ構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

の効率向上をめざし多重化を検討した。その結果，蒸気タービン車室数，系統の複雑さ，信頼性，経済性から総合的に判断し，3重圧排熱回収ボイラを選定した。尚，排熱回収ボイラの缶水循環方式については，循環ポンプが不要で所内動力を節減し経済性に優れたガス横流れ式自然循環方式とした。また排熱回収ボイラの内部には，乾式アンモニア接触還元高性能脱硝触媒を充填し，排ガスの中の窒素酸化物濃度を低減している。この高性能脱硝触媒は，開発後，当社のLNG焚き火力発電所にて約1年間におよぶ実機フィールド試験を実施し，85%以上の安定した脱硝率を維持することが確認できている。

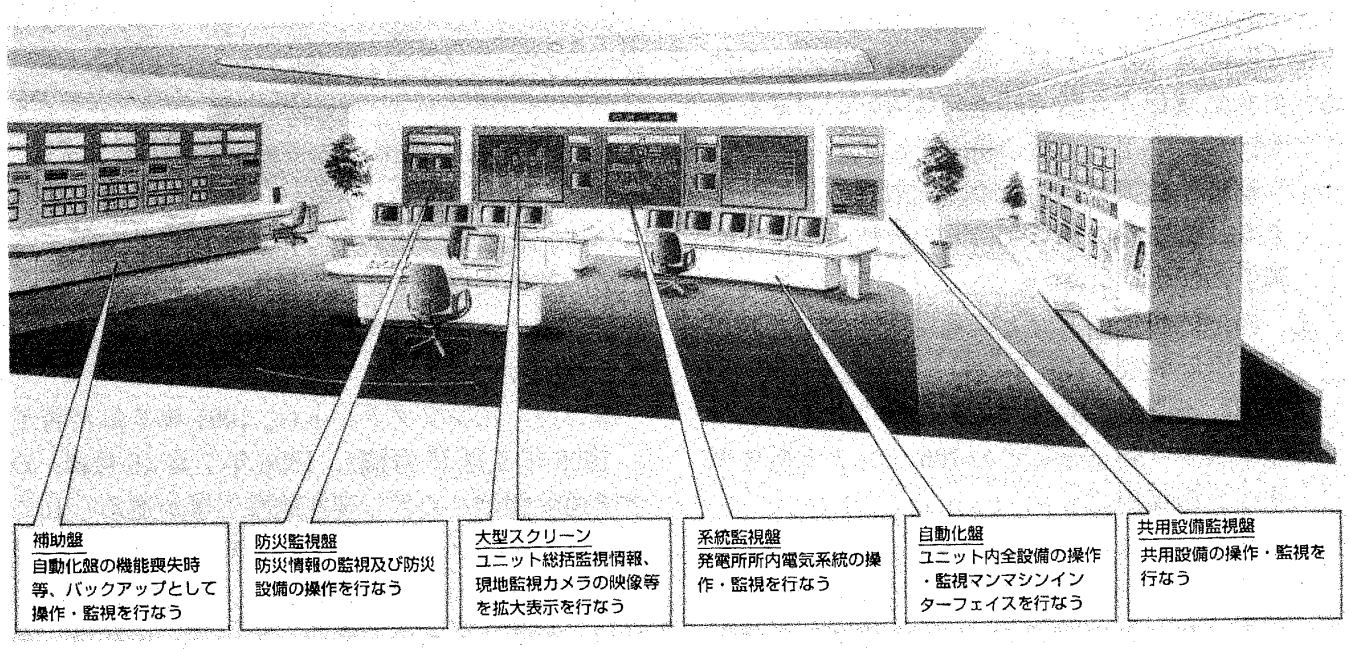


図12 中央制御室イメージ

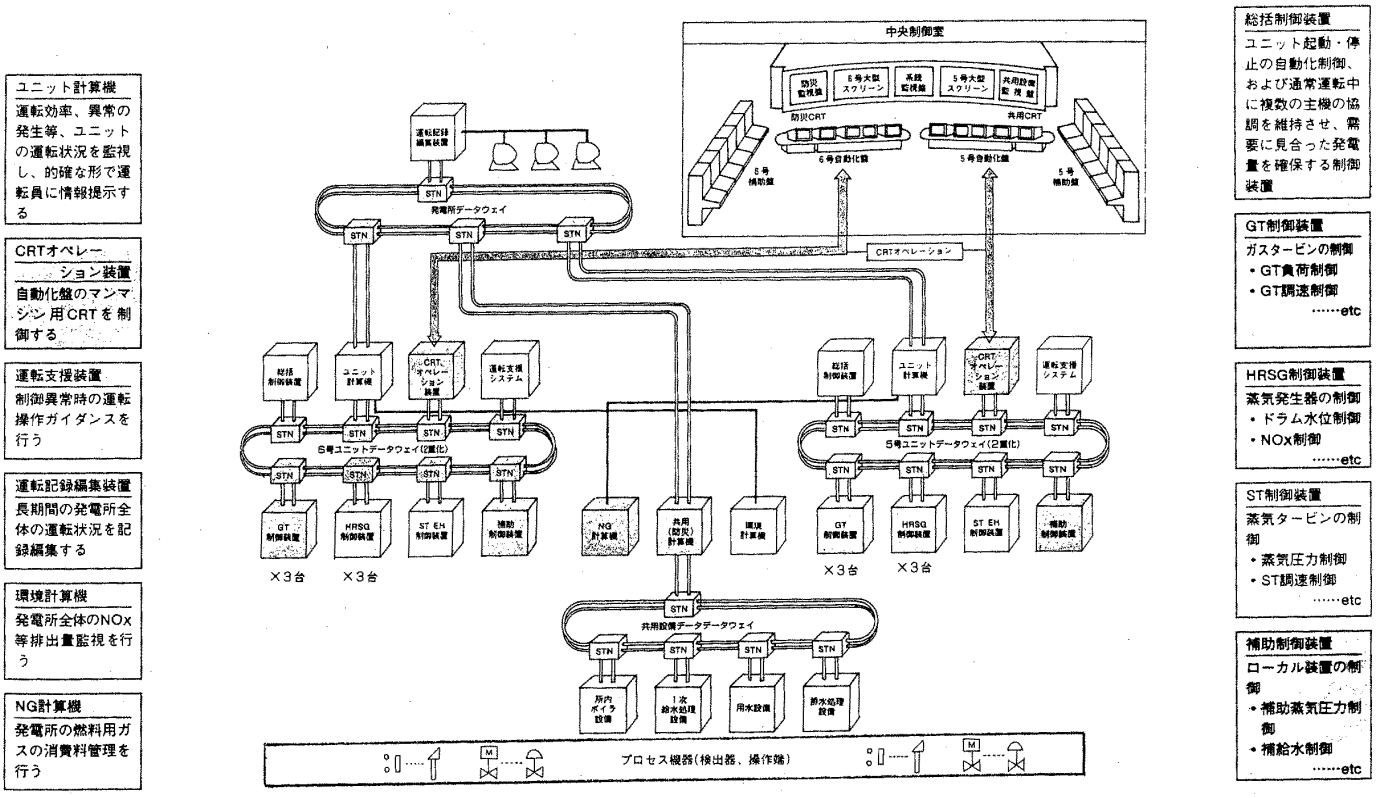


図13 制御システム構成

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表4 建設工程表

	1991	1992	1993	1994	1995	1996
5号機	着工 9月			通水 7 通気 12	運転開始 5	
6号機		着工 2月			通水 4	通気 2 運転開始 7

4.4 監視制御システム

(a) 中央制御室

中央制御室（図12）は，運転員の精神的，肉体的負担を軽減し少人数で能率的な運転ができるように設計した。下記にその特徴を示す。

① 精神的負担軽減のため，開放感のある凸型天井，軽快感のある制御盤の形状，および塗装色の採用。

② 肉体的負担の軽減と監視操作性の向上のため，全面的なCRTオペレーションの採用。

③ 運転員全員の的確な状況把握によるヒューマンエラー防止としての100インチ大型スクリーンの採用。

(b) 制御システム

本プラントは，3台のガスタービン，排熱回収ボイラ，および1台の蒸気タービンを協調して運転する必要のある多軸コンバインドプラントであるため，互いに連係するシステム構成とすると共に，これらを総合的に制御する統括制御装置を設置している。また，設備異常時の運転操作を支援するための運転支援システムも採用している。図13に制御システムの構成を示す。

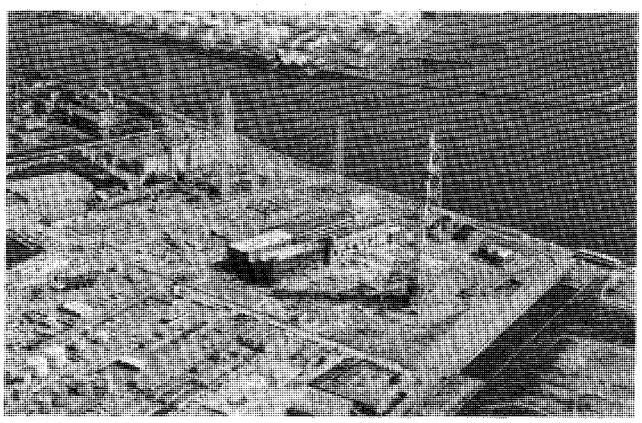


図14 姫路第一5，6号機建設状況

5．今後の予定

本コンバインドプラントは，1991年7月に着工し1995年5月（5号機），1996年7月（6号機）の営業運転開始をめざし現在建設工事が進められており，完成時には総出力1,340 MW，世界最高級の効率48%以上の発電設備として安定した電力供給に貢献するものと期待している。当社は，今後とも新技術に対し積極的に取組み，地球環境に配慮したより信頼性の高い発電所作りに努力していく所存である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

中国電力㈱柳井発電所1号系列の運転実績と2号系列の建設計画

中国電力㈱　火力部　広 実 登 志 行

1．はじめに

中国電力ではオイルショック以降，燃料の多様化をはかるため，原子力，石炭火力の電源開発，既設石油火力の石炭転換等を積極的に進めてきた。

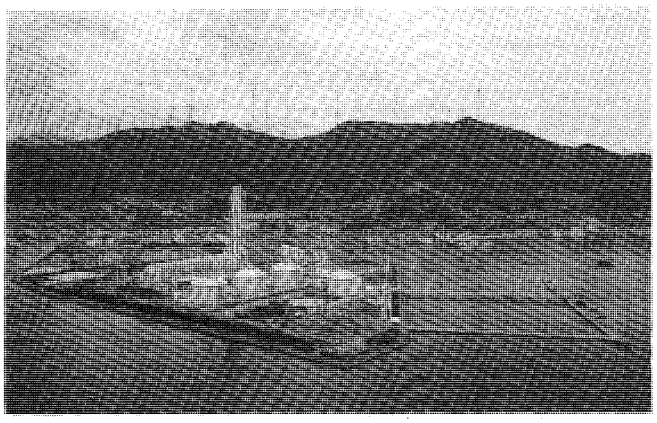


図1　柳井発電所全景

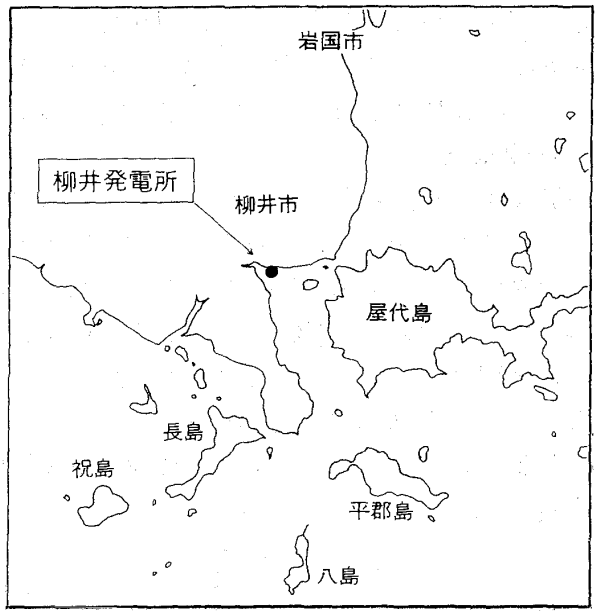


図2　柳井発電所位置図

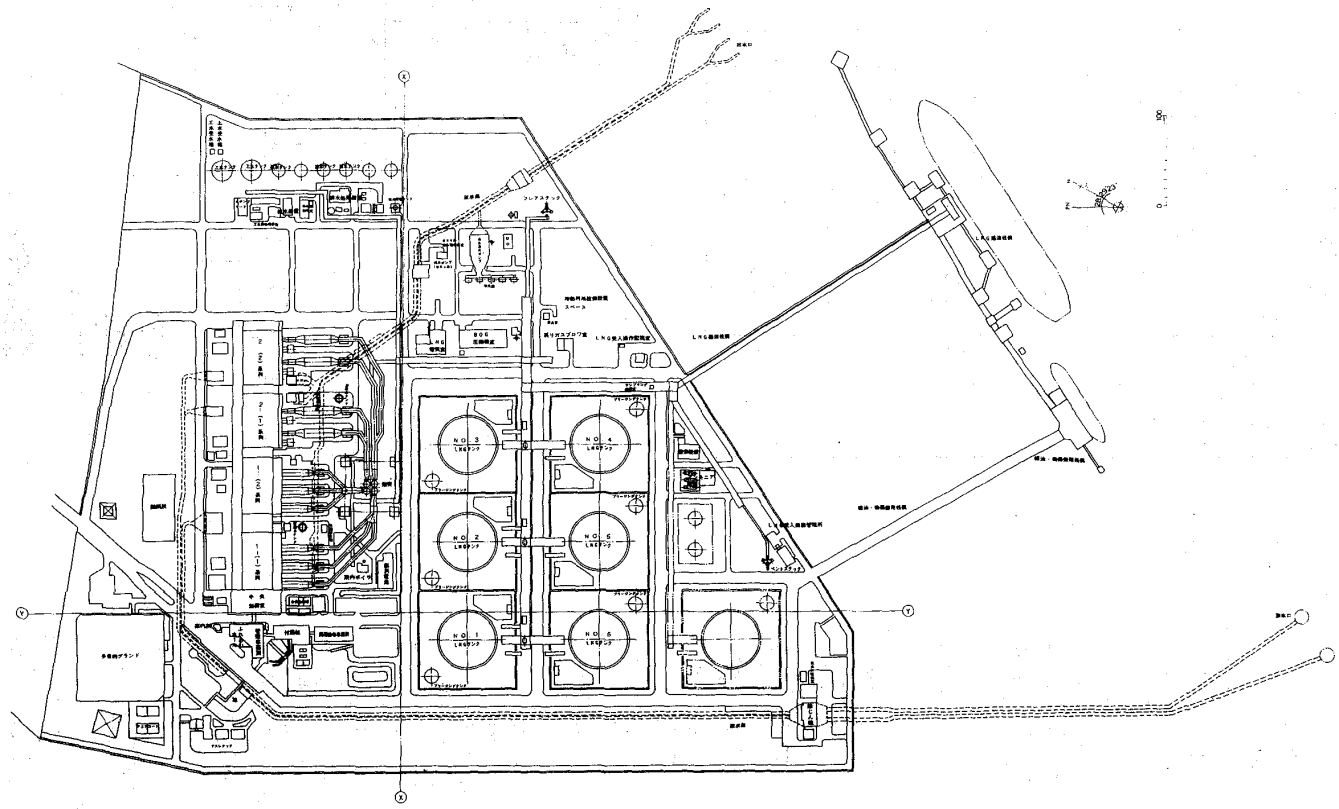


図3　柳井発電所構内配置図

（平成5年10月15日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

その一環としてLNGの導入を決定し，山口県柳井市にLNGを燃料とする，コンバインド方式の柳井発電所（出力70万kW×2系列）を計画し，昭和62年3月より建設工事を進めてきた。このうち，1号系列(出力: 約11.7万kW×6台，合計出力70万kW)の建設工事が完了したので，その運転実績を紹介するとともに，現在建設中（一部試運転中）の2号系列（出力：約17.5万kW×4台，合計出力70万kW）の概要を紹介する。

2．設備概要

電源多様化を図るなかで，原子力および石炭火力がベース運用を担い，それ以外の油・ガス火力は負荷調整用としての役割を強く要求されている。柳井発電所は燃料がLNGということもあって，

(1) 従来型発電方式に比べて熱効率が高く，部分負荷帯でも高効率が維持できる。

(2) 起動停止が容易で，負荷変動に対して追従性が良い。

表1 発電所主要目

主要目		1号系列	2号系列
出力	系列認可出力	70万kW (11.7万kW×6台)	70万kW (17.5万kW×4台)
	〔気温〕	〔20℃〕	〔35℃〕
	単機認可出力	12．5万kW	19．8万kW
	〔気温〕	〔5℃〕	〔5℃〕
設計熱効率		43．3％	46．0％
使用燃料		LNG（液化天然ガス）	
ガスタービン	型式	単純開放サイクル1軸型	同左
	入口ガス温度	1104℃	1260℃
	単機出力	8．3万kW	12．5万kW
蒸気タービン	型式	混圧単流排気復水式	混圧複流排気復水式
	蒸気圧力（高圧/低圧）	56.9atg/5.6atg	70.1atg/5.0atg
	蒸気温度（高圧/低圧）	520℃/162℃	557℃/158℃
	単機出力	4．2万kW	7．3万kW
排熱回収ボイラ	型式	排熱回収自然循環型	同左
	蒸発量(高圧/低圧)	130.4t/h/28.4t/h	216.7t/h/14.9t/h
発電機	型式	水素冷却横置円筒界磁型	同左
	容量	139,000kVA	220,000kVA
排煙脱硝装置	方式	乾式アンモニア接触還元法	同左
	処理ガス量	全量	同左
	脱硝率	80％	同左

などの特徴をもつコンバインド発電方式を採用した。

コンバインド発電方式には，機器構成により一軸型と多軸型とがあるが，DSS運用に適し，部分負荷でも高い効率が維持でき，保守性にも優れている，ガスタービン，蒸気タービン，発電機を一つの軸で構成する一軸型コンバインド発電方式とした。

表1に発電所の主要仕様を示す。また，図4に機器構成(2号系列)図5にコンバインド発電設備の断面を示す。

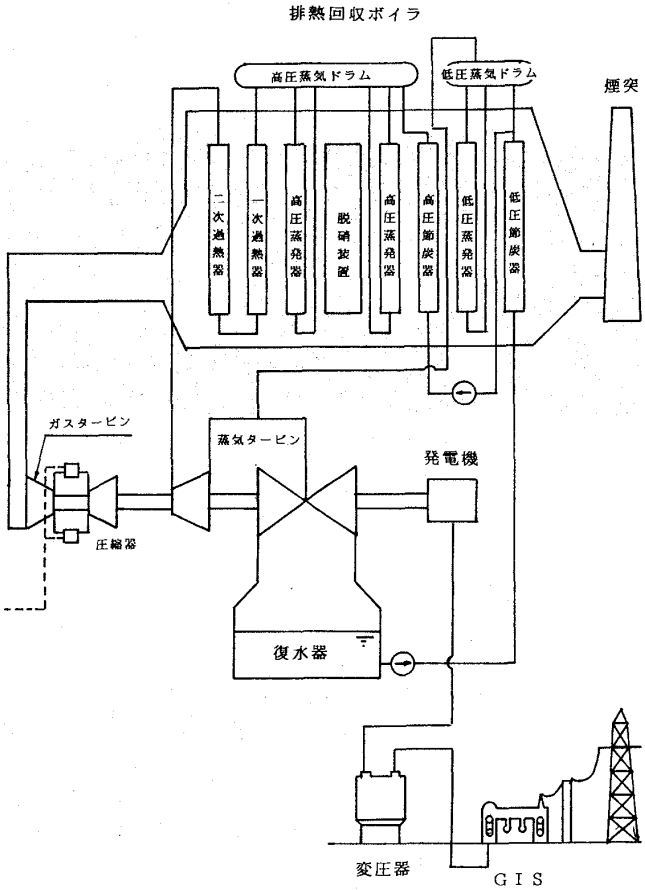


図4 機器構成図（2号系列）

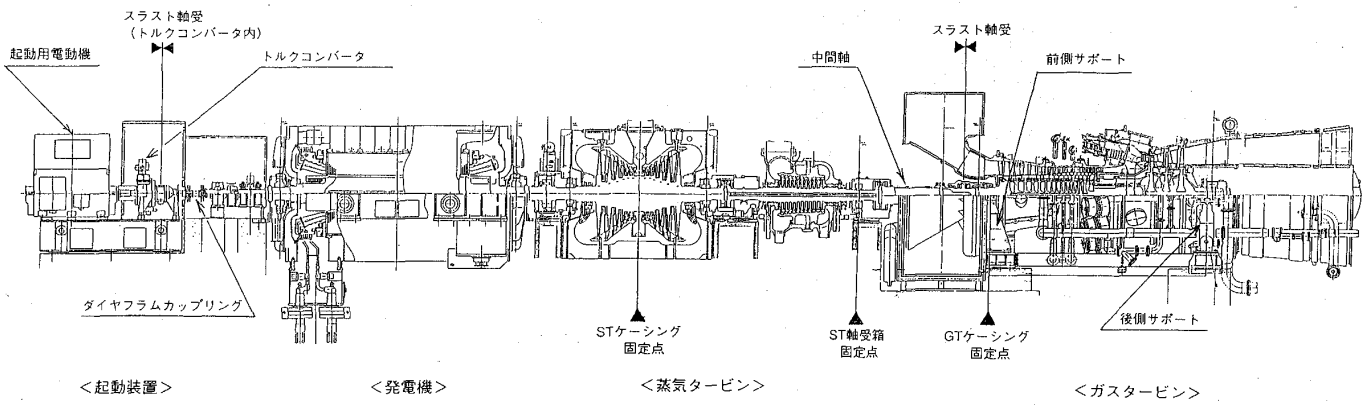


図5 コンバインドプラント断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

主機を構成するガスタービンは，1号系列が日立—GE社のMS—7001EA（ガスタービン初段動翼入口ガス温度1,104℃），2号系列が同じく日立—GE社のMS—7001F（ガスタービン初段動翼入口ガス温度1,260℃）を採用している。また，NOx対策として乾式の低NOx燃焼器を新たに開発し採用した。

これらの技術により，コンバインド発電としての設計熱効率は，1号系列が約43.3%，2号系列が約46%となり，一軸型では国内最高クラスとなっている。

3．1号系列の運転実績

(1) 運転状況

柳井発電所では，平成2年11月に1—1号系列（1—1～1—3軸，350 MW）が営業運転を開始したのに続いて，平成4年12月に1—2号系列（1—4～1—6軸，350 MW）が営業運転を開始し，順調な運転を続けている。各軸のこれまでの運転時間は表2のとおりで，合計約72,000時間（試運転を含む）となっている。

(2) 定期検査

1—1～1—3軸については既に2回の定期検査を実施しているが，その時の主要な修理箇所は表3のとおりである。

(3) 燃焼器点検

燃焼器はLNGの燃焼により高温度にさらされるため，クラックを生じやすい。そのためこれまでは等価運転時間（運転時間＋1回の起動停止による相当時間（50 Hr）＋1回のF2バーナー消火による相当時間（25 Hr））4,000 Hr（約2ヶ月に1回）で周期的に点検を行ってきた。当初は，スワラー，主室等に多少クラックがみられたが，主室希釈口等の改造により，最近ではクラック等もほとんど見られなくなってきた。これらの結果をふまえて，将来的には，点検周期を延長してゆく計画である。

(4) 熱効率・出力

各軸ごとの計画効率は，大気温度20℃で43.3%（発電端効率：HHVベース）であった

表2 各軸累積運転時間

（平成5年7月末現在）

発電設備	初点火年月日	営業運転開始 年 月 日	累積運転時間（時間）
1－1軸	2. 4. 4	2. 11. 2	約22,400
1－2軸	2. 4. 20	2. 11. 16	約16,900
1－3軸	2. 5. 22	2. 11. 22	約15,500
1－4軸	4. 3. 16	4. 11. 13	約6,000
1－5軸	4. 4. 6	4. 11. 20	約5,800
1－6軸	4. 4. 27	4. 12. 4	約5,800

表3 定期検査時の異常発見と対策

発電設備	定検年月	状況	原因	措置
1－1軸	H3. 9.27	第1～2段噴口に軽微なクラックおよび打痕	熱疲労	継続使用（許容範囲内）
		第1段シュラウドに軽微なクラック	熱疲労	〃
		副室ライナー，スワラーの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
	H5. 2.23	第1～2段シュラウドに軽微なクラック	熱疲労	第一段取替
		第1～3段噴口に軽微なクラック	熱疲労	第一段取替（補修のため）
		噴口スペースサーモカップル用チューブ溶接部にクラック	熱疲労	補修
		副室ライナー，スワラーの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
		トラジッションピースの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
1－2軸	H3.11.18	第1～2段噴口に軽微なクラック	熱疲労	継続使用（許容範囲内）
		副室ライナー，スワラーの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
		トラジッションピースの一部にコーティング剥離	熱疲労	補修
	H5. 4.15	第1～3段噴口に軽微なクラック	熱疲労	第一段取替（補修のため）
		第1～2段シュラウドに軽微なクラック	熱疲労	第一段取替
		噴口スペースサーモカップル用チューブ溶接部にクラック	熱疲労	補修
		第1段動翼に軽微なクラック	熱疲労	取替
		副室ライナーの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
1－3軸	H4. 1.14	第1～2段噴口に軽微なクラック	熱疲労	継続使用（許容範囲内）
		第1段シュラウドに軽微なクラック	熱疲労	〃
		副室ライナー，スワラーの一部にクラック	熱疲労	取替（補修のため）
		主室ライナーの一部に軽微なクラック	熱疲労	補修
		内筒コーンの一部にコーティング剥離	熱疲労	取替（補修のため）
		トラジッションピースの一部にクラック	熱疲労	補修
	H5. 6.10	第1～3段噴口に軽微なクラック	熱疲労	第一段取替（補修のため）
		第1～2段シュラウドに軽微なクラック	熱疲労	第一段取替
		噴口スペースサーモカップル用チューブ溶接部にクラック	熱疲労	補修
		第1段動翼に軽微なクラック	熱疲労	取替
		主室および副室ライナーに軽微なクラック	熱疲労	継続使用（許容範囲内）
		スワラーおよびトラジッションピースに軽微なクラック	熱疲労	取替（補修のため）
		内筒コーンの一部にコーティング剥離	熱疲労	取替（補修のため）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

が，実績では約44.0%～44.4%となり，相対値で約1.6%～2.6%上回った。また，発電端出力も計画出力に対し相対値で約0.7%～2.7%上回る良い結果が得られた。

(5) 運用特性

各軸のガスタービン負荷変化率は，現在12%/分(計画値8.3%/分)，軸負荷変化率は最大7.2%/分（計画値5%/分）で運用しており，それに伴う問題は発生していない。

また，燃焼器の2段目のF2バーナーの点消火ポイントは，負荷上昇時軸負荷で約45～50 MW，負荷下降時で65～70 MWである。点消火いずれも通常の負荷運転中に，負荷固定の制約なく実施している。

(6) 起動停止特性

各軸の起動停止時間の実績は，GT起動から全負荷まで，ホットで約40分(計画値50分)，ウォームで約50分（計画値110分）となっており，従来型の機種に比べ，非常に運用性の良いものになっている。そのため，DSS回数も非常に多くこれまでに，延べ約1,000回実施した。なお，表4に各軸ごとのこれまでのDSSの回数を示す。

(7) NOx特性

ガスタービンの低NOx燃焼器，脱硝装置共に計画どおりの性能を発揮しており，立上りから全負荷までの全域にわたって良好なNOx特性となっている。現在のNOxの計画と実績を表5に示す。

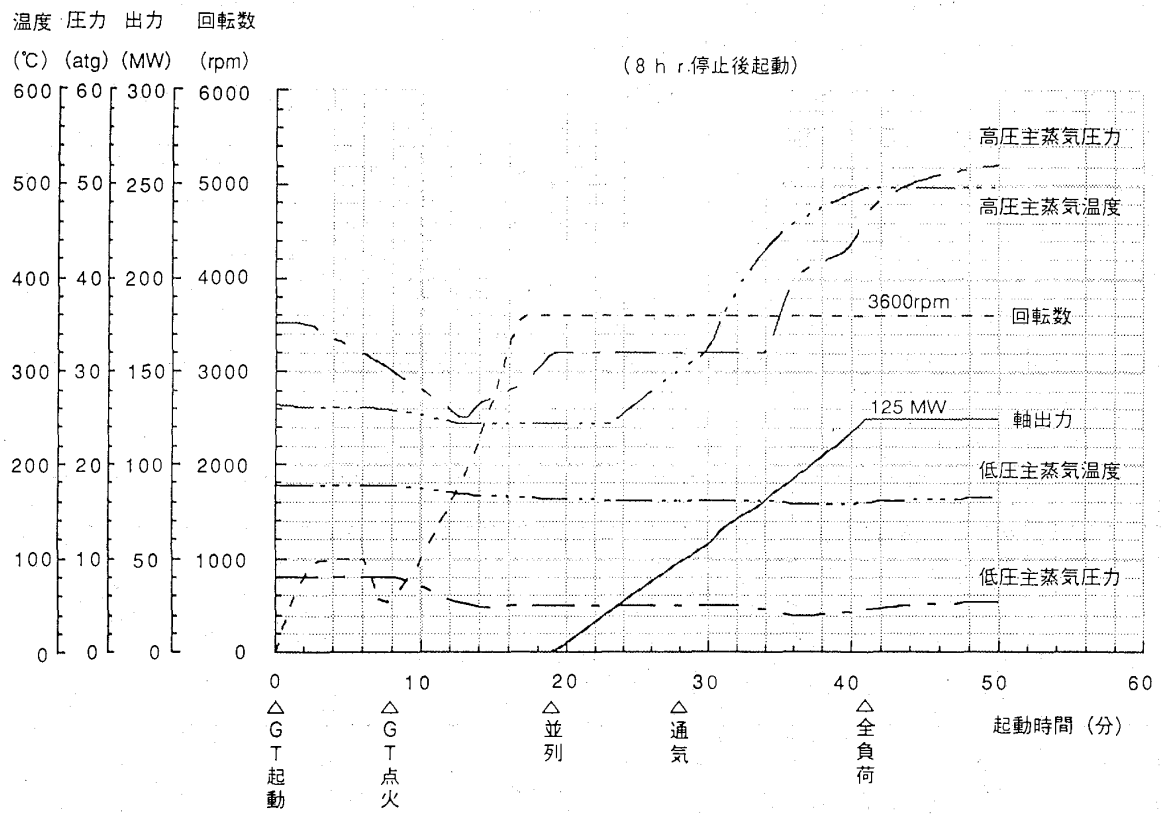


図6 ホットスタート標準起動曲線)

表4 各軸ごとのDSSの回数

（営業運転開始～平成5年7月末）

発電設備	2年度	3年度	4年度	5年度	合計
1－1軸	25	38	1	0	64
1－2軸	49	113	126	47	335
1－3軸	44	116	120	38	318
1－4軸	－	－	41	47	88
1－5軸	－	－	40	58	98
1－6軸	－	－	39	56	95

表5 NOxの計画と運用実績（100%負荷時）

発電設備	計画値		実績値	
	HRSG入口	煙突入口	HRSG入口	煙突入口
1－1軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm
1－2軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm
1－3軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm
1－4軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm
1－5軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm
1－6軸	62.5ppm	12.5ppm	約45～50ppm	約11～12ppm

※数字はいずれもO_2＝16%換算値を示す

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

4．2号系列の概要

柳井発電所の2号系列は，当初は1号系列と同様，1,100°C級ガスタービンの採用で計画していたが，翼冷却の強化等により，ガスタービン入口ガス温度を更に上昇させた高効率の新型ガスタービン(1,300°C級)が開発されたこと，ガス温度上昇に伴うNOx増加に対しても，1号系列で開発導入した乾式低NOx燃焼器を改良することで，現状のNOx値以内に収める見込がついたこと，また実際に米国において採用された，新型ガスタービンの試運転の結果が良好であったことなどにより，更に熱効率の高い新型ガスタービンを採用することとした。

(1) ガスタービン

ガスタービンは，単純開放サイクル1軸型で，ガスタービン入口ガス温度は1,260°Cである。

空気圧縮機は，軸流式で，17段＋0段の構成になっている。入口案内翼(IGV)は可変翼としており，起動時のサージング防止を行うとともに，コンバインドサイクルとして部分負荷においても高効率が保てるように空気流量の制御を行っている。コンプレッサーの汚れに対しては，水洗浄を実施する。

燃焼器は，ガスタービン1台に対して14個で構成され，乾式の低NOx燃焼器を採用している。燃焼用空気流量の調整は個別に行う方式を採用しており，燃空比を最適比率に調整することにより，一層のNOx低減を行っている。図7に燃焼器の構造図を示す。

タービンは，衝動式3段で，耐熱合金材料による各翼は精密鋳造により作られており，動翼1・2段および静翼の1～3段は，空気冷却を行っている。

(2) 排熱回収ボイラ

ボイラは，伝熱パネルを垂直に並べてガスを水平に通す横型で，罐水自然循環方式とすることにより所内動力の低減をはかっている。主蒸気系統は，高圧・低圧の複圧式としてガスタービンの排熱を効率よく回収するよう計画している。

また，伝熱管には1号系列のソリッドフィンチューブの伝熱特性を約10～15%向上させた，セレイティッドフィンチューブを採用している。

(3) 蒸気タービン

蒸気タービンは混圧複流排気復水式（TCDF—26）で急速起動・停止，高負荷追従できる設計とし，低圧最終段は排気流量に適した26インチ翼を採用している。

(4) 電気設備

発電機は回転界磁型水素冷却方式である。2号系列の発電機4台は2台ずつまとめて1台の主変圧器に接続し，送電電圧に昇圧して送電している。また，柳井発電所は，220 kV系統，110 kV系統の2つの系統を持ち，母線は連系変圧器で連絡して，いずれでも送電可能なようになっている。

なお，220 kV，110 kV開閉設備は完全2重母線とし，耐塩害に優れたGISを採用している。

5．2号系列の試運転状況

(1) 試運転状況

2号系列は平成2年10月に2—1号系列を，平成4年10月に2—2号系列をそれぞれ着工した。その後順調に建設工事を進め，平成5年5月に，2—1軸を初点火した。その後現在までに，初並列，1/4～4/4までの負荷遮断試験等を実施してきたが，特に問題となるところはなかった。今後，

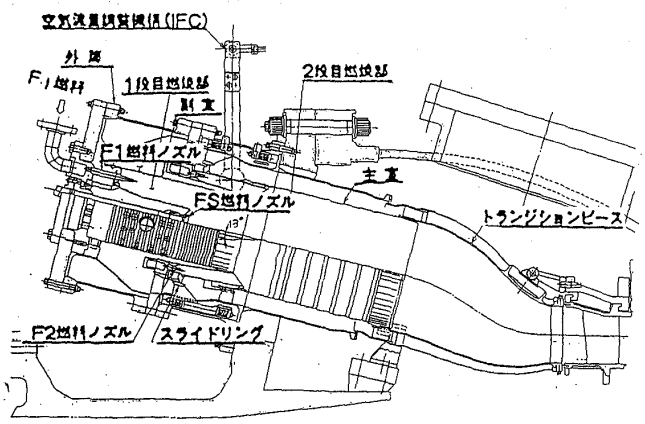
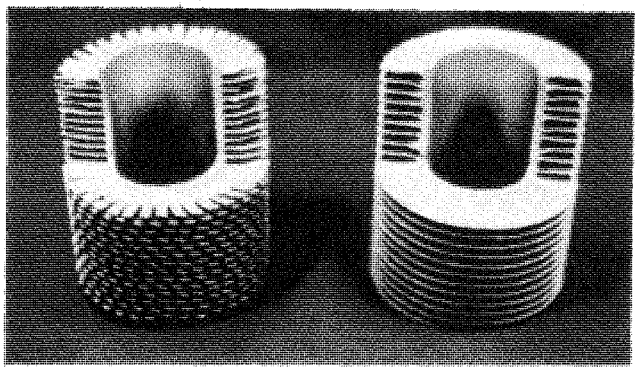


図7 燃焼器構造図



セレイテッド フィン　　ソリッド フィン

図8 セレイテッドフィンチューブ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

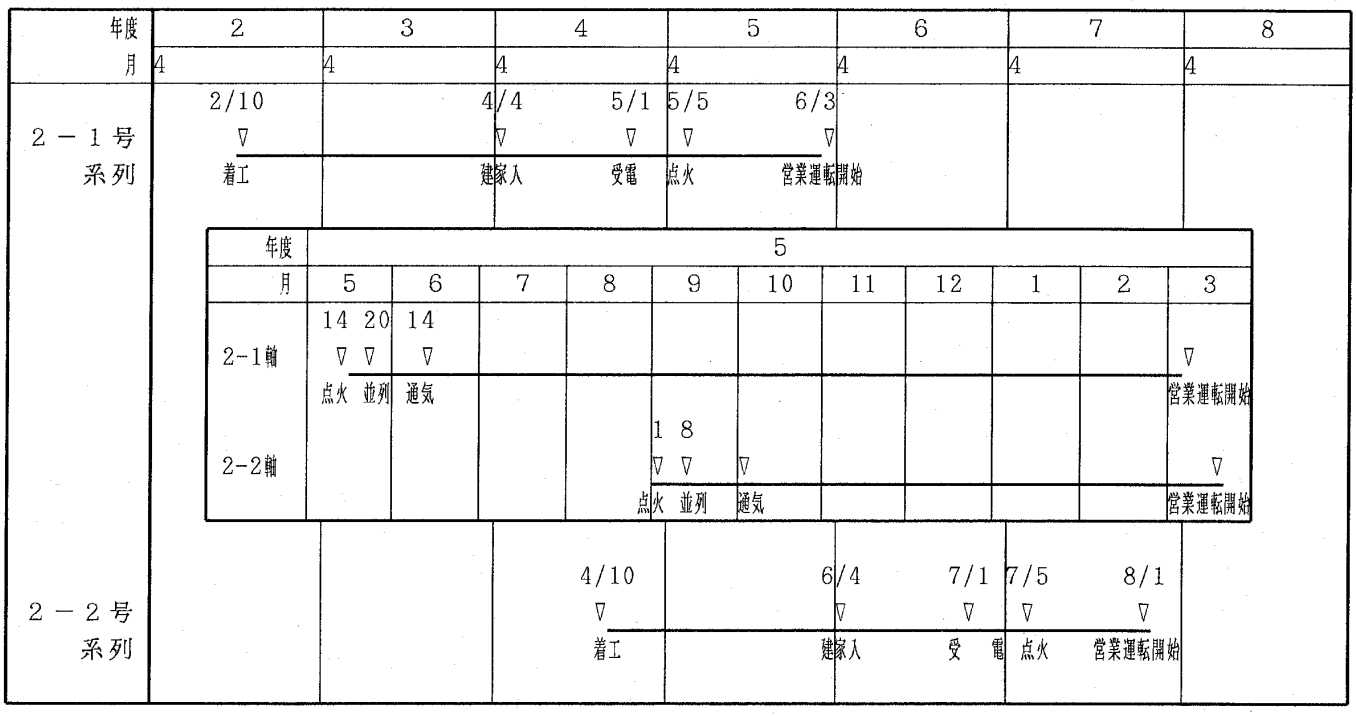


図9 柳井発電所2号系列工程表

平成6年3月の営業運転開始を目指して，運用特性，起動停止特性等，更に試運転を継続してい行く予定である。

(2) NOx の状況

NOx の状況については，点火，並列後，徐々に負荷を増加していく過程で，注意深く測定してきたが，全負荷帯にわたって良好で，今後，気温，湿度等の影響を見ながら微調整を行う予定としている。

(3) 燃焼器点検

燃焼器については，過去2度の点検を行ったが，特に問題はなかった。

(4) 熱効率

熱効率については，現状で，計画値46%を上回る実績がでているが，更に高効率の設備を目指して，今後燃焼調整等を続けていく。

(5) 2—2軸の状況

2—2軸については，平成5年9月に初点火，初並列をした。今後は，2—1軸と同様，平成6年3月の営業運転開始を目指して，試運転を行なっていく。

6. おわりに

柳井発電所では，高効率の発電設備を目指して，1号系列では1,104°C，2号系列では1,260°Cのガスタービンを採用してきた。1号系列での経験を生かして，2号系列は，これまで極めて順調に，建設，試運転を行ってきた。今後2号系列の営業運転開始までにさらにデータ等を蓄積し，それを反映してより使いやすい設備にしていくつもりである。当プラントの経験が，多少なりとも参考になれば幸いである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

九州電力㈱新大分発電所1号系列の運転実績と2号系列の建設計画

九州電力㈱　吉　田　増　男

1．はじめに

電力需要は景気の拡大基調を反映して順調な伸びを続けているが，地球環境問題など電力供給面での制約が強まりつつある。

このため，九州電力では当面の需要増に対応した電源の効率的な運用を図り，又，中長期間には地球環境問題を考慮した発電効率の向上・CO_2対策に関する調査研究・新エネルギー発電方式の開発を推進し，電力供給の長期安定確保に努めることとしている。

一方，原子力を主体とした電源構成への移行に伴い，火力機には早朝起動，深夜停止の中間負荷機能が強く求められるようになり，昭和58年に運開したLNG専焼火力新小倉5号（出力600 MW）以降，石炭専焼火力の松浦1号（出力700 MW）までこの設計方針を反映させてきた。

新大分発電所は，このような状況のもとに昭和60年代後半以降のLNG火力として位置づけ計画が進められた。すなわち，負荷調整範囲が広いこと，部分負荷効率も高いこと，高頻度発停が容易なこと，又，過密工業地帯に立地することから温排水等環境への影響は極力小さくすること等，多角的視野から検討を行ってきた。その結果，従来の大容量火力とは異なる複合発電方式を採用することとした。1号系列は出力690 MW（115 MW×6軸）で，昭和60年2月に着工，平成3年6月に営業運転を開始し順調な運転を続けている。2号系列870 MWについては，当初，ガスタービン入口ガス温度1100°C級を採用することとしていたが，技術革新により，より高効率機の開発が進み，十分実用化できる見通しが得られたので，1300°C級ガスタービンを採用し，平成6年2月に217.5 MW×2軸，平成7年7月に残り217.5 MW×2軸がそれぞれ営業運転を開始する予定である。

（平成5年10月19日原稿受付）

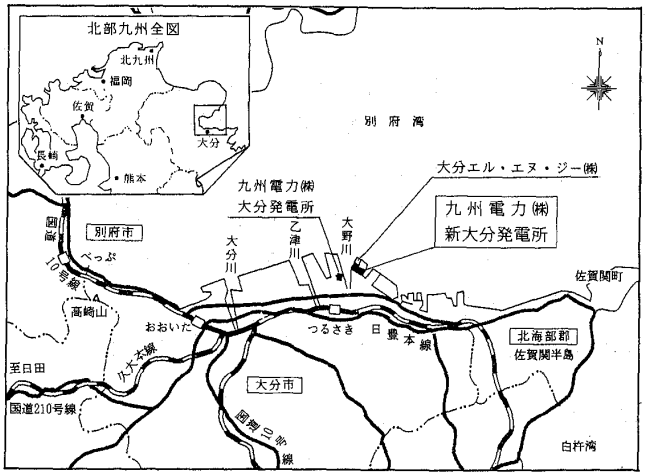


図1　新大分発電所位置図

LNG受入基地については，当社単独運営又は新会社設立の2案で検討を続けてきたが，LNGを大分瓦斯㈱へ一部供給することから，当社，九州石油㈱及び大分瓦斯㈱の共同出資により，大分エル・エヌ・ジー㈱を昭和61年に設立し，LNG基地の建設，運営に一貫して当ることとした。

2．発電所の概要

2.1　位置

発電所立地地点は，別府湾沿の大分臨界工業地帯の一画に位置し，用地は大分新産都第2基計画の一環として県により埋立造成され，前面海域はLNG船の航行可能な大分港湾区域であり，LNG火力の立地に有利な条件を備えていた。

2.2　経緯

新大分発電所1,2号系列の主要経緯は以下の通りである。

S 57.4　大分県，大分市へ発電所建設申入
S 57.11　環境影響調査書提出
S 58.3　電源開発調整審議会にて計画決定
S 58.9　公害防止協定書を締結
S 60.1　1号系列電気工作物変更許可
S 60.2　1号系列工事計画認可
S 60.2　1号系列工事着工

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

S 61.7 大分エル・エヌ・ジー㈱設立
S 62.1 2号系列電気工作物変更許可
S 62.3 2号系列工事計画認可
S 62.3 2号系列着工
H 1.4 1号系列主要機器据付開始
H 2.5 1号系列初点火（1—6軸）
H 3.2 2号系列工事計画変更許可（6軸→4軸）
H 3.6 1号系列営業運転開始（690 MW）
H 4.10 2号系列主要機器据付開始
H 5.5 2号系列初点火（2—2軸）
H 6.2 2—1号系列運開予定（435 MW）
H 7.7 2—2号系列運開予定（435 MW）

2.3 構内配置

発電所構内配置を図2に示す。用地面積は76.1万m² であるが，大分エル・エヌ・ジー㈱大分工場として約29.5万m² を使用し，LNGは地上配管で発電所に受入れている。取放水設備については，取水口を発電所南東側の泊地部に，放水口はLNG基地前面海域沖合に配置し，海水の再循環防止を考慮している。

3．主要設備の概要

3.1 認可出力

排熱回収型の場合，発電方法には1軸型と多軸型があるが，中間負荷火力としての機能に優れた1軸型を選定した。

ガスタービンプラントは大気温度により，出力が大幅に変化するが，当社の場合，軸出力，系列出力とも大分地区冬期ピーク時間帯の平均温度7°C を選定した。

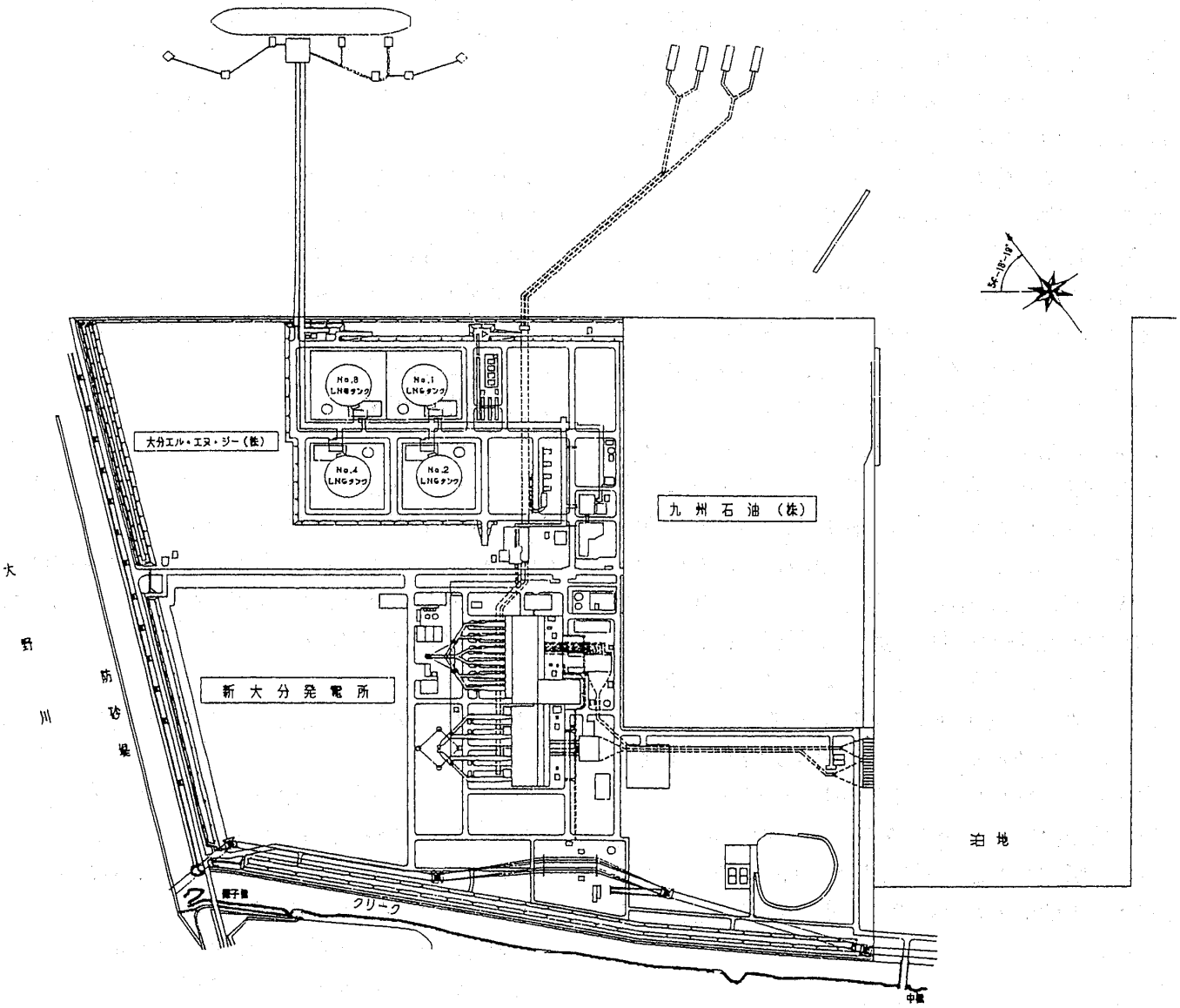


図2 新大分発電所構内配置図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

3.2 設備仕様

1号系列及び2号系列の機器仕様について表1に示す。

4．新大分1号系列の運転状況

4.1 1号系列の概要

本プラントの主要機器であるガスタービンについては，豊富な運転実績のある日立—GE社製のMS 7001 E型（第1段動翼入口温度1085°C）を採用した。タービン静翼にはCo基合金，動翼にはNi基合金を使用し，第1，2段動静翼は強制冷却翼となっている。出力は76.3 MW×6軸（外気7°C）である。

排熱回収ボイラは，排熱がより低温域まで回収可能で効率の高い混圧式とし，伝熱管を垂直に配列し，自然循環が確保できる横置自立型とした。

蒸気タービンは，高温クリープ強度及び遷移温度とも問題のないNi-Mo-V鋼を使用することにより1スパンロータとした。発電機と蒸気タービンとの結合は起動停止時の伸縮吸収のため，フレキシブルカップリングを，又ガスタービンとは個別にスラスト軸受を設けて間隙の適正化を図った。

4.2 運転実績

平成3年度，4年度の運転実績を表2に示すが，年間平均発電端熱効率は設計熱効率43.04%（15°Cベース）を上廻っている。これは，コンバインドプラントの特徴を活かして，負荷変化に応じた運転軸数をきめ細かに増減することで，歴日利用率約55～66%に対し，運転中利用率を約90%と高く運用したためであると考えられる。

一方，プラントの起動時間は，ホットスタート（8 Hr停止後起動）の場合，ガスタービン起動から全負荷まで，軸単独で50分，6軸シリーズ起動で80分の運用を行っている。

表1 1，2号系列機器仕様

項目＼系列		1号系列	2号系列	備考
項目＼製作者		日立	三菱	
プラント出力		690MW (115MW×6)	870MW (217.5MW×4)	大気温度7℃
ガスタービン	型式	開放サイクル1軸形	同左	
	定格出力	76,300kW×6	144,400kW×4	
	段落数 圧縮機	17段	16段	
	段落数 タービン	3段	4段	
	入口ガス温度	1,085℃	1,260℃	第1段動翼入口
	入口圧力	10.6kg/cm²	13.3kg/cm²	
蒸気タービン	型式	混圧単流排気式復水型	同左	
	定格出力	38,700kW×6	73,100kW×4	大気温度7℃
	蒸気条件 高圧	57.8kg/cm²×511℃	77.5kg/cm²×538℃	
	蒸気条件 低圧	5.3kg/cm²×160℃	5.4kg/cm²×161℃	
	段落数 高圧	9段	8段	
	段落数 低圧	6段	5段	
	最終段	26インチ	28.5インチ	
	復水器真空度	722mmHg	722mmHg	
排熱回収ボイラー	型式	排熱回収二汽胴式 自然循環型(屋外式)	同左	
	蒸発量 高圧	122.8t/h×6	226.0t/h×4	
	蒸発量 低圧	28.4t/h×6	43.7t/h×4	
	蒸気条件 高圧	62.9kg/cm²×516℃	80.9kg/cm²×540℃	
	蒸気条件 低圧	7.6kg/cm²×173℃	6.6kg/cm²×168℃	
発電機	型式	横置円筒回転界磁型 (ブラシレス励磁方式)	同左 (サイリスタ励磁方式)	
	容量	162,000kVA	242,000kVA	

表2 1号系列の運転実績

		平成3年度	平成4年度
発電電力量（MWh）		3,356,085	3,975,337
利用率（%）	歴日 利用率	55.4	65.8
	運転中利用率	90.0	92.3
熱効率（%）	発電端効率	43.10	43.25
	送電端効率	42.35	42.51
所内電力比率（%）		2.2	2.0
起動回数（回）	合計	1028(100%)	708(100%)
	ホット	782(76%)	557(79%)
	ウォーム	190(19%)	128(18%)
	コールド	56(5%)	23(3%)

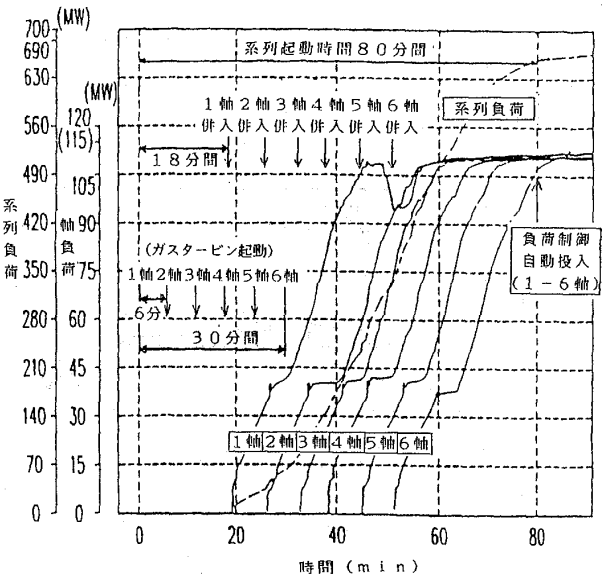


図3 1号系列の起動所要時間

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

4.3 補修実績

定期検査については，平成4年度に2回目の定修を実施し，期間の短縮（1軸当り50日→44日）及び性能管理やガスタービン高温部品の余寿命評価等に取り組み，コスト低減と設備の充実強化をを図っている。ガスタービンでは寿命消費の著しい燃焼器の部品について，2回/年・軸で点検を行い，劣化状態の確認を実施し，判定基準に基づき，部品の補修，取替を実施している。又，動静翼等の高温部品も同様の基準により点検・補修を実施している。

4.4 性能管理

定例性能試験については，1回/月の頻度で，発電効率，ガスタービン効率，脱硝性能，復水器性能他を実施し，大気温度，大気圧などで補正した数値により経時変化を管理している。コンプレッサーは，効率が相対的に90%まで低下するとライスインジェクションによる翼洗浄を実施している。

5．2号系列の建設計画

5.1 主要工程

現在建設中の2号機の主要工程を表3に示す。2—1号系列については平成5年5月点火以降順調に試運転をつづけており，平成6年2月には運開予定である。2—2号系列についても，2—1号系列の一年遅れで建設工事中であり平成7年7月運開予定である。

5.2 プラント概要

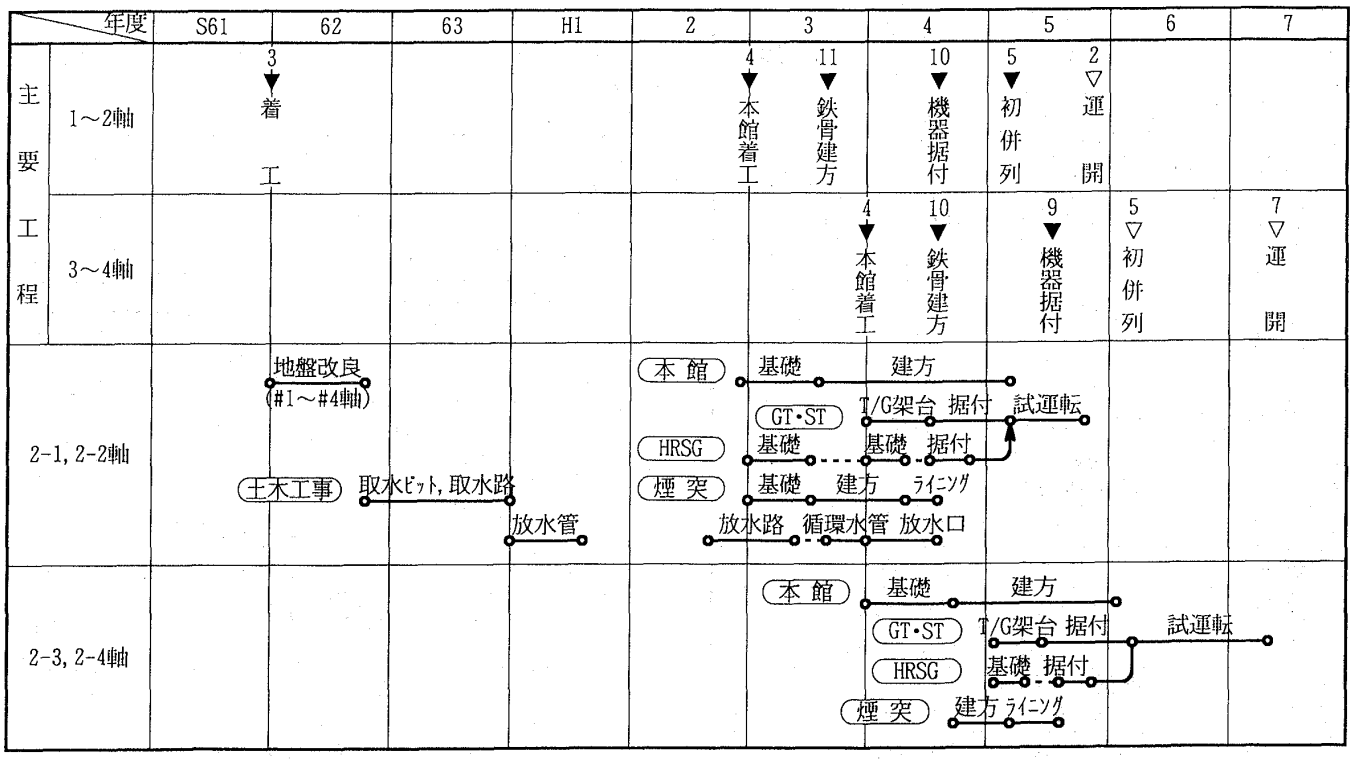
主要設備の仕様については表4に示した通りで1号機同様に1軸型を採用しているが，主要機器の配置は，発電機ロータ引き抜きに有利等の理由により，発電機の配置を変更している。

5.3 ガスタービン

ガスタービンについては，当初，第1段動翼入口ガス温度1085°Cの三菱重工製MW−501D型を採用する計画であったが，さらに熱効率の高い動翼入口ガス温度1260°C 501F型が開発され，初号機の工場実負荷試験でも問題ないことが確認されたため，工事計画書の変更を行い型式を変更した。1300°C級の採用により，発電端効率は絶対値で約3%向上する。表5に変更前後の仕様を示す。

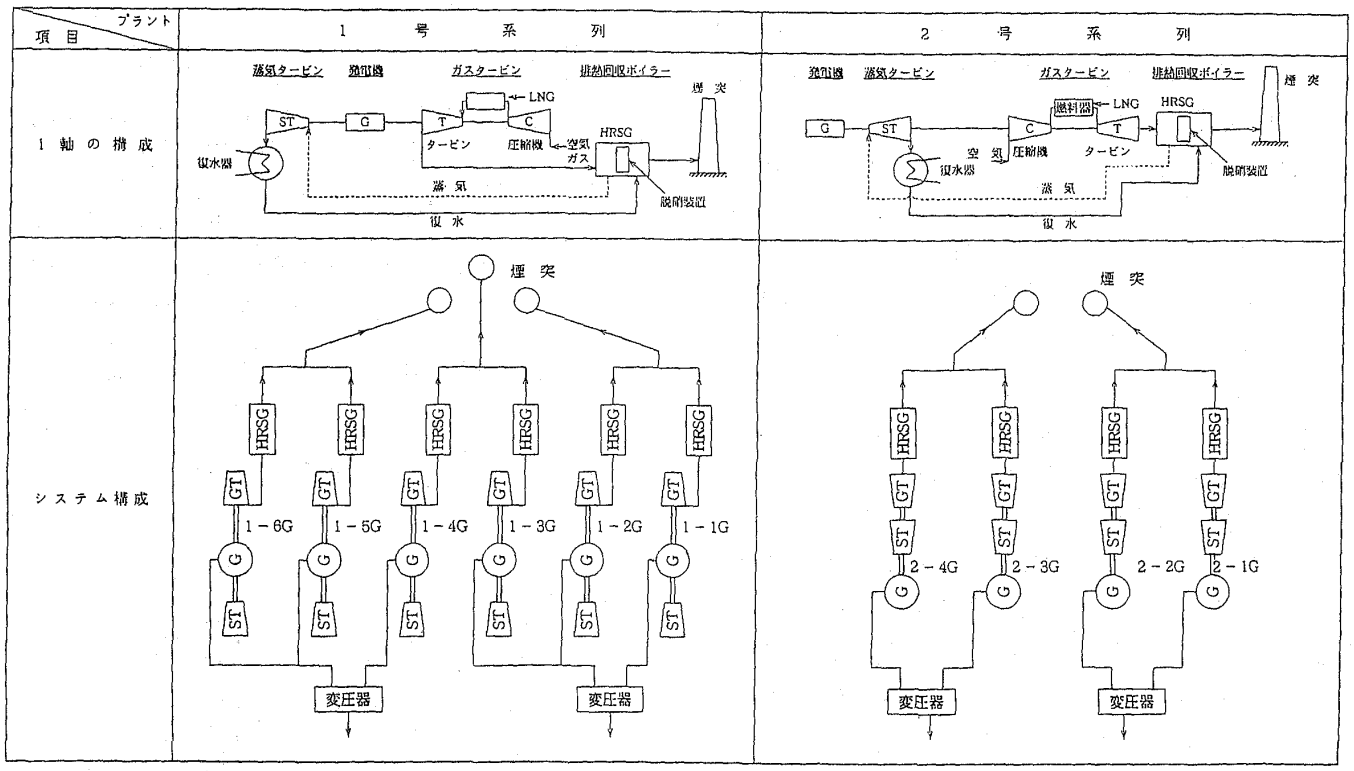
ガスタービンの主な特徴としては，圧縮機は16段の軸流型圧縮機で定格圧縮比は14，可変式の入口案内翼（IGV）を設け，部分負荷時には，これを絞ることにより，ガスタービン排ガス温度を高く維持してプラント効率の向上を図っている。燃焼器は16缶より構成される多缶式で，燃焼器の耐久

表3 2号系列主要工程



Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

表4 1，2号系列機器構成の比較



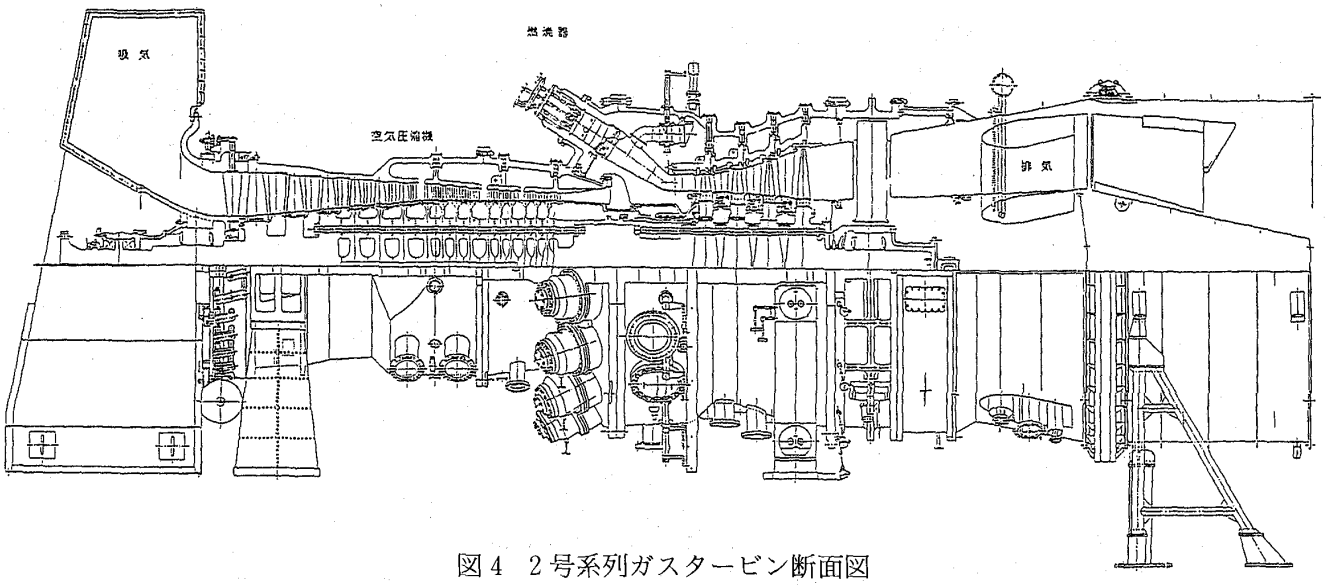


図4 2号系列ガスタービン断面図

表5 1,100°C，1,300°C級の比較

		1300°C級 (501F型)	1100°C級 (MW-501D型)
大気温度 (°C)		7	7
GT第1段動翼入口ガス温度 (°C)		1260	1085
GT出力 (kW)		144,400	100,000
ST出力 (kW)		73,100	45,000
軸出力合計 (kW)		217,500	145,000
系列出力 (kW)		870,000 (4軸)	870,000 (6軸)
発電端効率	定格効率(%)	約3%up	ベース

性向上をねらった冷却方式を採用している。又，予混合燃焼方式の採用により，火炎温度のHot Spotを無くし均一化，火炎温度レベルの低減化を行い，低NOx化を図っている。燃焼器内筒壁面の冷却にはフィン付積層構造を採用している。タービンは高効率4段反動タービンを採用，高温化に伴い1～3段動静翼を空気冷却して翼のメタル温度を低減し，翼強度の改善，さらに冷却用空気冷却器の採用によりタービン翼車冷却の強化と信頼性を向上させ，翼のメタル温度を従来機と同

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

等程度に下げている。

コンプレッサーの翼洗浄については，1号系列の乾式洗浄とは異なり湿式洗浄を採用している。

5.4 排熱回収ボイラ

プラント効率の向上を図るため，ボイラ入口の高温ガスから高圧過熱蒸気を，また後流の低温ガスからは，低圧の飽和蒸気を発生させる高低圧混圧方式を採用した。又，型式については，堅形に比べボイラ高さが低く，本体機器を支持する架構が不要であること，ガス流れは水平で，伝熱管は垂直となり自然循環が確保できる等の理由により，横型自然循環ボイラを採用した。

5.5 排煙脱硝装置

脱硝装置は，排出NOxが公害防止協定値を満足する仕様とし，脱硝入口濃度62.5 ppm，出口12.5 ppm（O_2＝16%換算値）としている。触媒は格子状の触媒を使用し，取扱いが容易なようにモジュール化し反応器に挿入している。

5.6 蒸気タービン

蒸気タービンロータは，高低圧一体のものであり，その材料としては高温強度を有し，最終翼郡の遠心力にも十分耐え得る必要があるので，従来の大容量火力蒸気タービンの高中圧ロータとして使用されているCr-Mo-V鋼にCrの増加及び傾

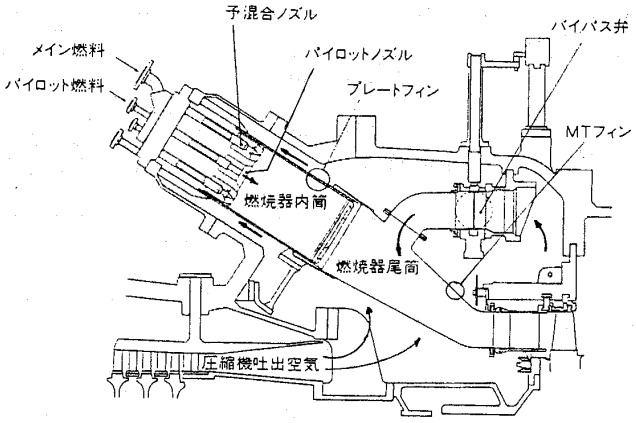


図5 2号系列燃焼器構造図

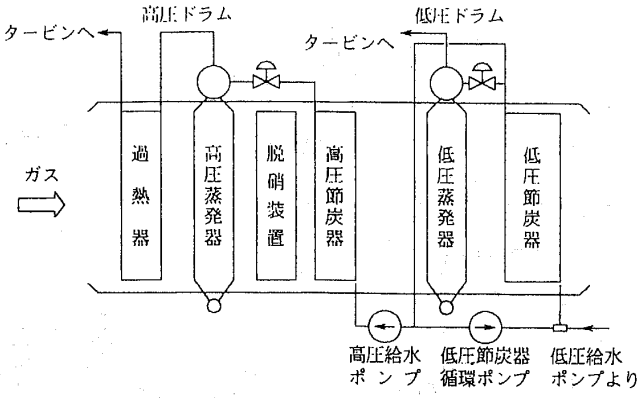


図6 2号系列排熱回収ボイラ概念図

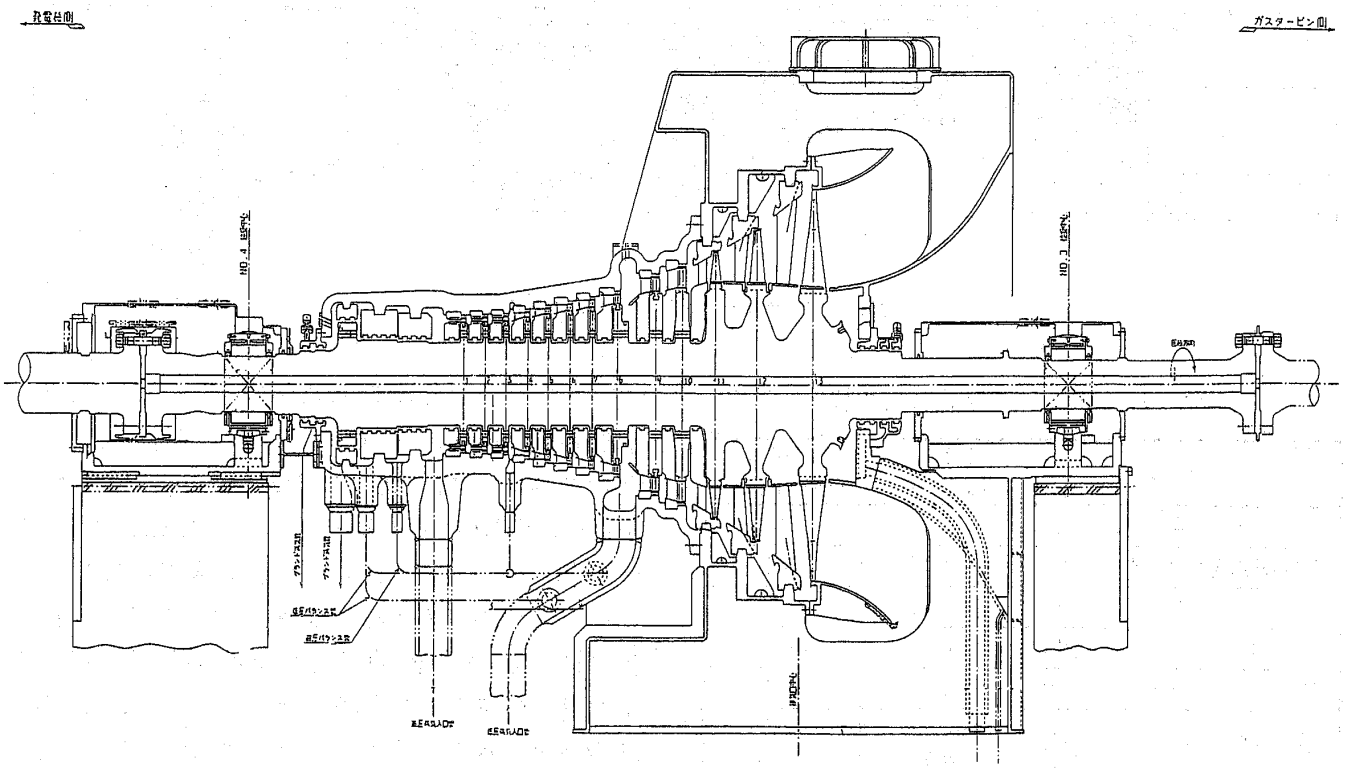


図7 2号系列蒸気タービン断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

斜焼入れを行い，低圧側の機械的性質を向上させた2•1/4 Cr-Mo-V 鋼を採用した。又，本蒸気タービンは運転中湿り域に入る低圧段にはドレン排出溝，最終段の動翼にはステライトストリップ，静翼にはスリットを設けて，耐エロージョン対策を行っている。

5.7 発電機および主要電気設備

a 発電機

発電機容量は1軸定格出力217.5 MW に電力系統条件を考慮して力率0.9を選定し，242 MVA とした。励磁方式は静止形励磁方式（サイリスタ方式）とし，また冷却方式はこのクラスの標準方式である固定子，回転子とも水素直接冷却方式を採用した。

b 主要変圧器

主変圧器は低圧側巻線を2分割したスプリット巻線形の490 MVA 変圧器を2台設置した。所内変圧器は，1台で2軸のユニット補機に電源を供給するとともに，起動変圧器故障時の1，2号系列共通補機のバックアップができる容量として，12 MVA の所内変圧器を2台設置した。また1号系列時に設置した起動変圧器は，1，2号系列共通補機の電源供給と所内変圧器故障時のバックアップ可能な容量である。

c 屋外開閉所設備

耐塩性能，据付面積および経済性に優れた複合開閉装置を採用し，2号系列増設に伴う送電対策として220 kV 新大分幹線を新設した。

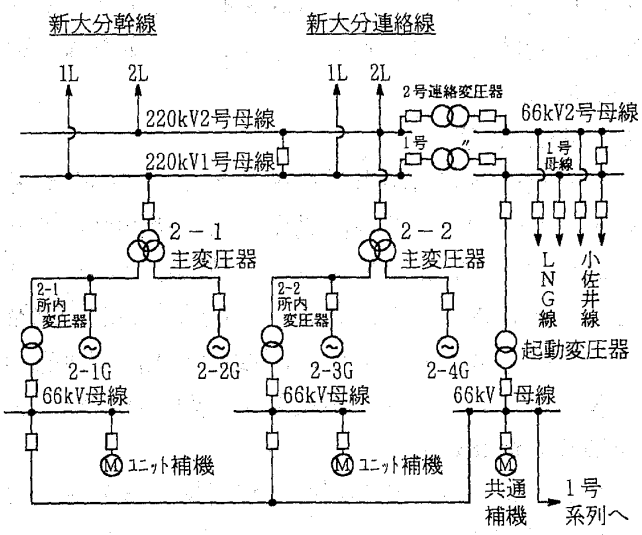


図8 単線結線図

5.8 制御システム

a システム構成

複数の軸（ガスタービン，発電機，蒸気タービン及び HRSG による主機構成単位を軸と呼ぶ）で構成される系列全体を少人数でしかも高効率安定運転できるようにするため，1号系列同様，中央制御室に総括制御盤を設置し，4台の CRT により一括集中監視操作できる全自動制御システムを採用した。

複数の軸からなるコンバインドサイクルは，系列全体の制御と軸単位の制御をバランスよく行う必要があるため，制御システムは，系列レベルとして系列計算機，系列負荷制御装置を上位とし，下位に軸制御装置を結合する機能分散型階層化構成としている。

総括制御盤及び軸制御盤カラーグラフィック CRT に，マルチウィンドウ及びタッチスクリーン機能を持たせ，関連情報の集約化と自由な画面展開により，多面的プラント監視を実現した。

また，軸制御盤には CRT オペレーションを適用し盤の縮小化を図っている。

図9に，2号系列の制御システム構成を示す。

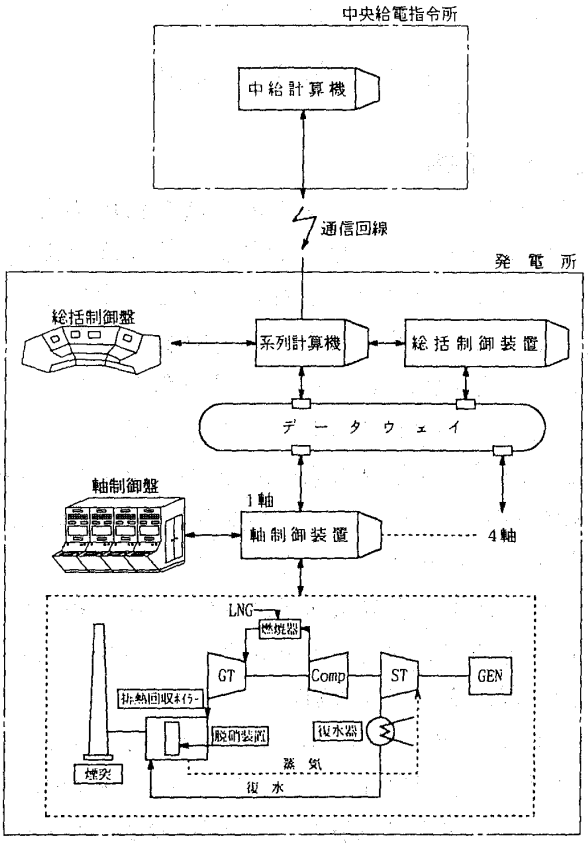


図9 制御システム構成

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

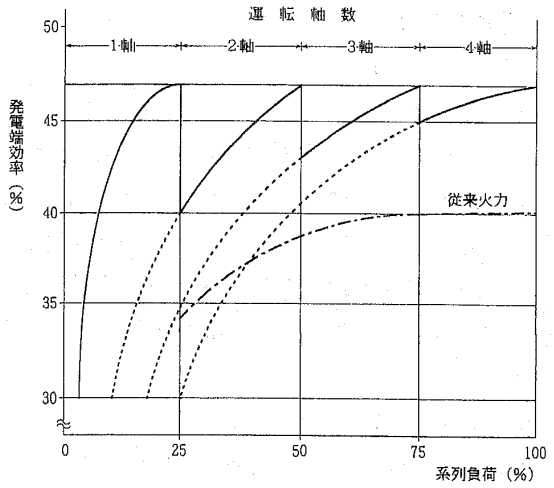


図 10 複合発電プラントの熱効率

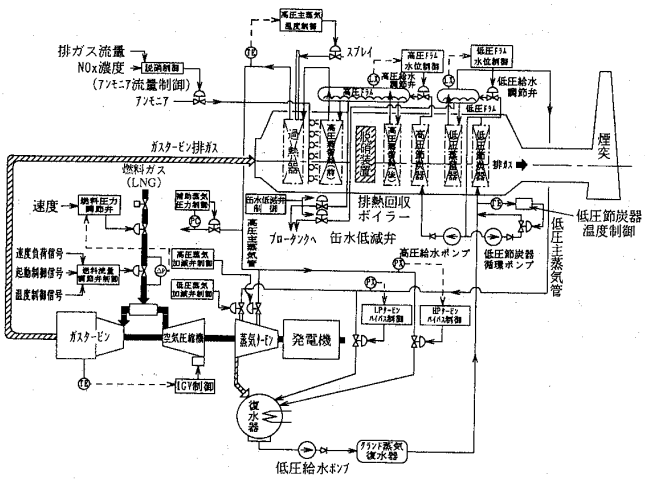


図 11 制御系統概要図

5.9 出力制御

図 10 に示すように，必要最小運転台数移行による高効率運用と，多軸運転による負荷変化追従性向上を考慮した中給計算機からの運転台数指令と負荷指令に基づくプラント出力制御を行う。

1号系列同様，中給との情報交換をオンライン自動化し，中給から翌日分の「軸数予定」を受けると，計算機が最適な起動停止軸を選択し，各軸の起動/停止スケジュールを設定するとともに，軸起動・停止のタイミング制御を行う。

また，迅速な需給調整を可能とするため，中給から発電所の各軸を直接起動停止が可能である。

5.10 ガスタービン制御

図 11 に 1 軸の制御系統図を示すが，ガスタービンの燃料制御は図 12 に示すように，起動時のプログラムによる起動制御，昇速中の加速率を一定にする加速制御，調速機能としての速度/負荷制御

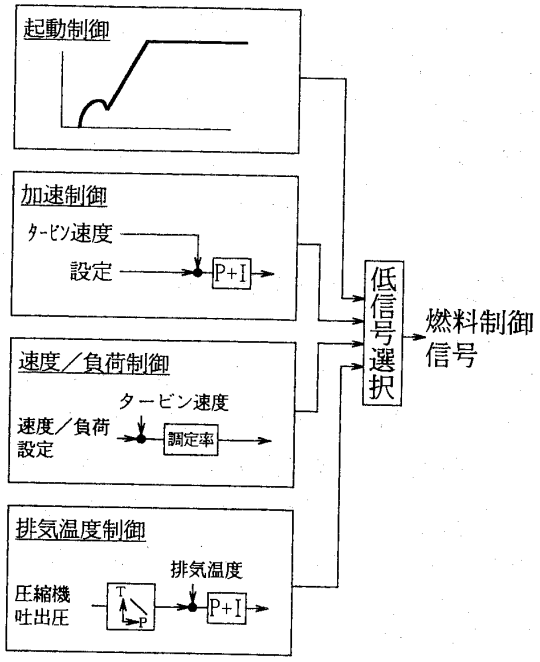


図 12 燃料制御

および高温部保護のための温度制御の 4 つの制御ループで構成され，各制御信号の最小値により制御される。併入後の出力制御は速度/負荷制御ループに与えられ，燃料を制御し出力を調整する。

5.11 HRSG 制御

HRSG 制御としては，高低圧ドラム水位制御と給水再循環制御とがある。ドラムレベル制御は，レベル偏差，給水量及び蒸気量による 3 要素制御としている。

5.12 蒸気タービン制御

1 軸型では調速機能はガスタービン側にあるので，蒸気タービンはガバナ全開で運転される。なお，低圧タービンガバナは昇速時，蒸気タービン排気室過熱防止のためのクーリング蒸気を流す機能がある。

6. あとがき

大容量複合発電が事業用火力として採用されるに至った一因は，その高効率および機能性のゆえであるが，これはガスタービン技術の進歩に負うところが大きい。その意味で今後複合発電の飛躍的な発展を期するために，高温高圧化，使用燃料の多様化はもとより，高温部品の耐久性の向上，設備費の低減が特に望まれる。

今回，新大分 1 号系列の運転実績と 2 号系列の建設計画を発表する機会を得たが，多少なりとも読者諸兄の参考になれば幸甚に思う次第である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

講義

NOx とその生成(3)

東海大学工学部動力機械工学科　佐　野　妙　子

前回[1],[2] は窒素化合物（fuel N と呼ばれている）を含まない燃料の燃焼で生成するNO（prompt NO と thermal NO）の生成特性を反応動力学的に考察した結果について記述した。メタンなどの燃料は fuel N を含まないので前回で述べたような生成特性を示すが，石炭などの燃料では fuel N を含み，このN成分が NO 生成に直接関係する。したがって，その NO の生成特性はメタンなどの燃料の場合と異なってくる。今回はこのような fuel N からの NO（fuel NO）の生成について反応動力学的に考察する。ついで，NO から NO_2 への変換，さらに，N_2O の生成およびその問題点について記述する。

1．fuel NO の生成

fuel N を含む燃料の燃焼では fuel NO の他 thermal NO も生成し，fuel N を含む炭化水素燃料ならば prompt NO も生成する。しかも，燃焼過程で生成した NO が fuel N 成分により還元されるので，fuel N を含まない燃料の燃焼よりも，一般にその反応機構は複雑になる。

fuel N を最も多く含む燃料は石炭であり，重量で 0.2～3.4%含んでいる。石油系では中東系の原油が 0.09～0.22%，C重油で 0.1～0.4%の含有率である。石油系燃料に含まれる fuel N としてはピリジン，キノリン，ピロール，インドール，カルバゾール等がある（図1にその化学構造を示す）。また，石炭中にも，ピリジン，キノリン，カルバゾール等が含まれており，石炭分解ガスにはアンモニア（NH_3），シアン化水素（HCN）等が含まれている。fuel N の種類による NO への変換率の影響を調べるために，上述の fuel N を添加したメタン，エチレンの予混合バーナ火炎の実験がなされているが，この結果からは fuel N の NO への変換率は fuel N の種類に影響されないことが示されている[3]。fuel NのNOへの変換率は温度，

（平成5年10月13日原稿受付）

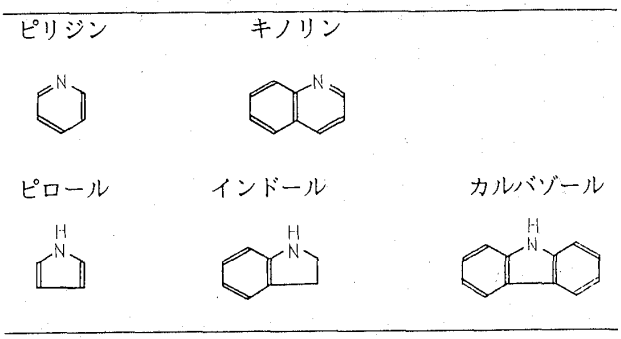


図1　燃料中の窒素化合物（fuel N）.

混合比のような局所的な燃焼条件，fuel N の初期濃度などに依存している。fuel N が芳香族環の場合には HCN へ，アミンの場合には NH_3 へと変換され，気相反応の場合にはその変換速度は速い。

Miller et al[4] は低圧火炎での HCN から NO への重要な経路として下記の反応を示している。

$$HCN + O \rightarrow NCO + H$$
$$NCO + H \rightarrow NH + CO$$
$$NH + H \rightarrow N + H_2$$

ここで生成したNは O_2, OH と反応すれば NO が生成し，

$$N + O_2 \rightarrow NO + O$$
$$N + OH \rightarrow NO + H$$

NO と反応すれば N_2 となる。

$$N + NO \rightarrow N_2 + O$$

の場合は fuel N から変換した NO を減らすことになる。

NH_3からの酸化反応として NH_3/O_2 火炎について考察すると[4]，最も重要な経路は OH，O，H によるHの引き抜き反応である。多くの条件下で

$$NH_3 + OH \rightarrow NH_2 + H_2O$$

によってNH_2 が生成する。しかし，希薄燃焼では

$$NH_3 + O \rightarrow NH_2 + OH$$

の反応の寄与が，過濃燃焼では

$$NH_3 + H \rightarrow NH_2 + H_2$$

の反応の寄与が増加する。

生成したNH_2 からNH，NへはH，OHとの反応

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

$NH_2+H \rightarrow NH+H_2$

$NH_2+OH \rightarrow NH+H_2O$

$NH+H \rightarrow N+H_2$

$NH+OH \rightarrow N+H_2O$

で進み，当量比が大きくなるほどNが生成するようになる。

NH_2からNOへの酸化は$NH_2 \rightarrow HNO \rightarrow NO$のようにHNOを経て進む。

NH，Nからは

$NH+O \rightarrow NO+H$

$NH+O_2 \rightarrow NO+OH$

$N+O_2 \rightarrow NO+O$

$N+OH \rightarrow NO+H$

の反応でNOが生成し，NOはNH_2，NH，Nとの反応でN_2に還元される。

このように生成したNOがN_2へと還元されるため変換率は100%にならず，前述したようにfuel NのNOへの変換率は当量比，fuel N濃度，温度等によって変化する。

2．二酸化窒素（NO_2）の生成

前回にも述べたように，燃焼により生成・排出する窒素酸化物(NOx)とは通常NOとNO_2とを指している。NO,NO_2のうち高温の燃焼器内ではまずNOが生成し，多くの燃焼器ではNOのまま大気中に排出され，大気中でNO_2へと酸化される。一部の燃焼器では燃焼器内で，あるいは排気口でNO_2へと酸化される。家庭用ガスバーナのように火炎が冷たい空気に囲まれている場合には，バーナ火炎周辺でNO_2へと酸化される。

表1はNOとNO_2との平衡関係を示したものであるが，表からも低温になるほど平衡がNO_2に傾くことを示している。環境基準で問題になるのはNO_2である。家庭用燃焼機器からのNO_2の排出は例え0.1 ppmと低濃度でも環境基準を越えるものであり，閉め切った室内では問題である。ここでは，NOのNO_2への燃焼器内・排気口，あるいは大気中での酸化過程について記述する。

表1 NO_2の平衡定数K_f[14]

$\frac{1}{2}N_2+O_2=NO_2$

TK	$\log K_f$
298	6.192
500	2.112
1000	-0.940
1500	-1.954
2000	-2.456
2500	-2.755

2.1 燃焼器内・排気口でのNOのNO_2への酸化

規制がなされなかった以前のガスタービン燃焼器には赤色がかったガスを排出していたものもあったが，NOの生成低減化とともに無色化されていった。その後，層流予混合火炎の火炎帯近傍やブンセン火炎の外炎近傍にかなり高濃度のNO_2が測定されることが報告された。しかし，燃焼装置からの排出ガスや火炎内のNO_2濃度をサンプリングプローブおよび化学発光法（ケミルミ法）で行う場合，特に火炎帯内のNO_2濃度を測定する場合，プローブ内でNOがNO_2へと変換，あるいはNO_2の流路への吸着などの問題もあり，測定された値への信頼性に問題があった。しかし，サンプリングプローブ内でのNOからNO_2への変換におよぼす影響の定量的な検討，あるいは，レーザ誘起螢光法を用いた非接触測定や分子ビーム一質量分析などの分析法の導入などによりかなり正確にNO_2濃度の測定が可能になった。その結果，燃焼器からの排出ガス中のNO_2濃度の測定，簡単なバーナ系を用いた実験，詳細な化学反応を考慮した数値計算等からNOのNO_2への酸化反応機構がかなり明らかになってきている。

図2はメタンの大気圧平面火炎内の温度，

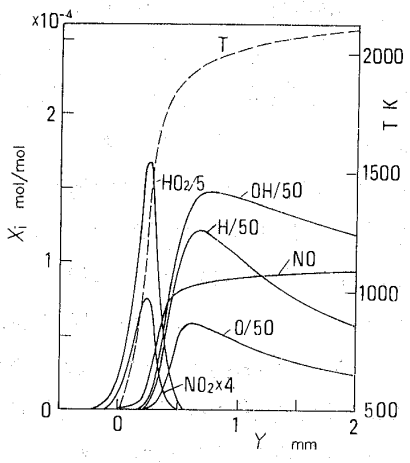


図2 メタン平面火炎内の温度，NO，NO_2，HO_2，H，O，OH濃度分布。
$\phi=1$，$T_o=298$ K，p=0.1 MPa

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

NO_2, NO, HO_2, H, O, OH などの化学種の濃度分布（数値計算結果）を図示したものである[5]。ここで，横軸Yは火炎温度が500 Kを示す火炎位置を原点にとってある。NO_2 は燃焼反応の盛んな可視火炎帯前面領域に濃度ピークを有し，その濃度ピークの位置は HO_2 の濃度ピークとほぼ一致している。図3は水素平面火炎内のNO濃度分布を図示したものである[5]。水素火炎ではメタン火炎で見られるような急激なNOの生成（prompt NOの生成）は見られない。ここには図示していないが，水素の平面火炎でも火炎帯前面領域に HO_2 は濃度ピークを示すが，NO_2 の濃度ピークは見られない。このことは，メタン火炎帯前面領域に生成した NO_2 が prompt NO の生成と関係していることを示している。

この NO_2 は

$$NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH$$

の反応で生成し，図2にも見られるように，火炎温度の上昇とともに生成したHにより

$$NO_2 + H \rightarrow NO + OH$$

の反応で消滅している。HO_2 は火炎帯後流で生成したHが上流側に拡散し，未燃焼混合気体中の O_2 と反応して生成したものである。図4はメタン平面火炎帯内の NO_2 濃度分布の当量比依存性を示したものであり[6]，その濃度ピークは prompt NO の生成速度が大きい当量比1.4が一番高い。ここには図示していないが，火炎が冷たい壁に向かって伝播した場合，火炎帯前面に NO_2 が生成し，高温になると上述の反応で消滅するが，壁近傍では消滅せずそのまま残っている。

図5はブンゼン火炎，家庭用厨房ガスバーナ等が冷たい周囲空気と接触した際その混合領域に生成する NO_2 の生成機構を調べるために，空気中にバーナから高温の燃焼気体が吹き出す場をモデル化したものである[7],[8]。このモデルにより，ガスタービン燃焼器内で二次空気を導入したことによるNOの NO_2 への変換特性の変化なども調べることができる。その計算例を図6，7に示す。図中 x^*, r^* は図5で示した軸方向，半径方向の距離を高温燃焼気体吹き出し出口半径 (a/2) で無次元化した値である。また，Uc/Ua は吹き出し出口での燃焼ガスと周囲空気との流速の比を，一点鎖線はバーナ出口での燃焼気体と周囲空気との境界を示す。図6は当量比 $\phi=1$，メタンの大気圧平面火炎，火炎後流2154 Kにおける組成の燃焼気体を空気中に吹き出した場合で，燃焼気体中のNO濃

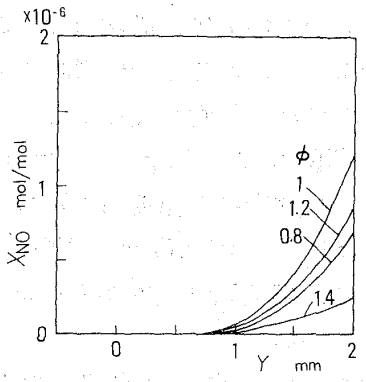


図3 水素平面火炎内のNO濃度分布.
T_o =298 K, p=0.1 MPa

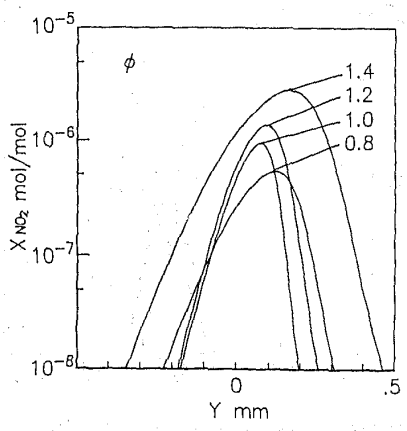


図4 メタン平面火炎内の NO_2 濃度分布.
T_o=298 K, p=0.1 MPa

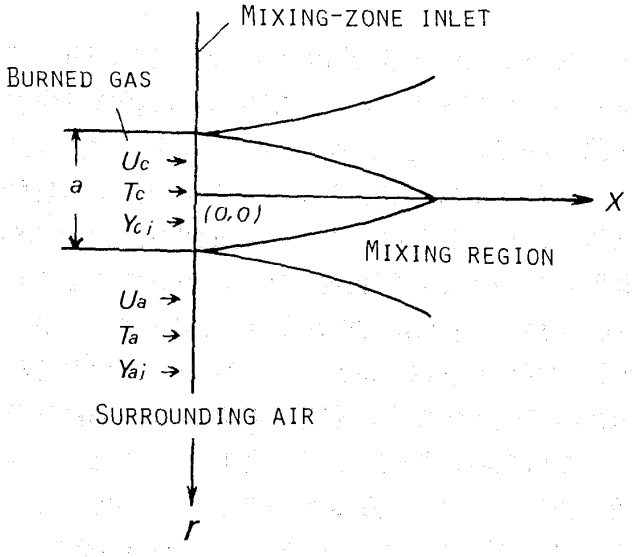


図5 混合領域での NO_2 生成の数値モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

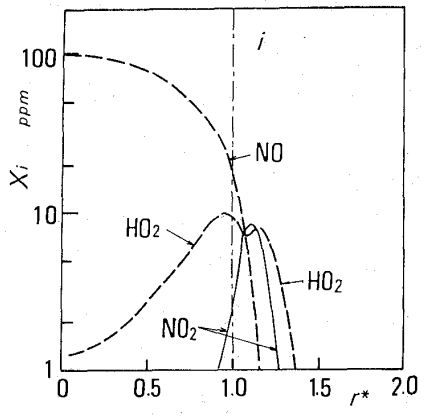


図6 燃焼気体と空気との混合領域の温度，NO，NO_2，HO_2 濃度分布.
燃焼気体: 理論混合比のメタン一空気，x*=6，Uc/Ua=2，Ta=298 K

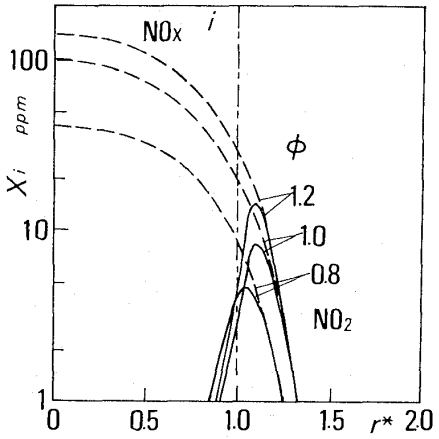


図7 燃焼気体と空気との混合領域の NO_x, NO_2 の濃度分布.
燃焼気体: 当量比0.8，1.0，1.2もメタン一空気，x*=6，Uc/Ua=2，Ta=298 K

度は95.4 ppm，NO_2 濃度0.1 ppm以下，HO_2 濃度0.6 ppmである。図7は燃焼気体の組成の影響を調べた結果で，図中 $\phi=0.8$, 1.0, 1.2 は当量比がそれぞれ0.8，1.0，1.2のメタン一空気の燃焼気体であることを意味する。当量比0.8ではNO濃度41.2 ppm，燃焼温度1936 K，当量比1.2ではNO濃度142 ppm，燃焼温度2131 Kである。NO_2，HO_2 濃度は1 ppm以下である。いずれの当量比の燃焼気体でも，NO_2 は燃焼気体と周囲空気との混合領域に生成し，その濃度ピークはこの領域で生成した HO_2 濃度ピークと重なっている。ここには図示していないが，この混合領域での NO_2 への変換率（NO_2/NO_x）のピーク値は

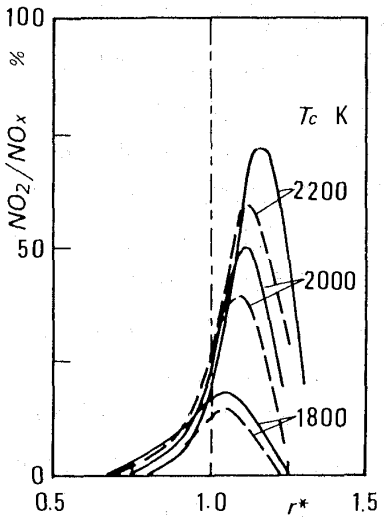


図8 燃焼気体と空気との混合領域の NO_2/NO_x 分布.
燃焼気体: 理論混合比のメタン（実線）と水素（破線），x*=6，Uc/Ua=2，Ta=298 K

80～90%に達している。

この混合領域で生成する NO_2 は上述した平面火炎帯前面に生成した NO_2 と同様，メタンの燃焼気体中に生成したNOがこの領域で燃焼気体から拡散してきたHと周囲空気からの O_2 との反応で生成した HO_2 により

$$NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH$$

の反応で酸化されて生成する。生成した NO_2 は NO_2 ピークより内側の領域では，主として

$$NO_2 + H \rightarrow NO + OH$$

の反応で，外側では

$$NO_2 + O \rightarrow NO + O_2$$

の反応で消滅しNOになる。

図8はNOの NO_2 の変換率（NO_2/NO_x）が燃焼気体の組成，燃焼温度によりどのように変化するのかを図5のモデルを用いて調べた結果である。実線はメタンの燃焼気体，破線は水素の燃焼気体であり，燃焼気体の濃度はNO濃度を除いては燃焼温度Tcにおける平衡濃度である。NO濃度は燃焼温度に関係なく100 ppmと両燃料とも同じにしてある。周囲空気の温度は298 Kである。水素の燃焼気体のほうがNOから NO_2 への変換率は小さく，また燃焼気体温度が高いほど変換率は大きくなっている。

図9は周囲空気に燃料を添加した場合の NO_2 への変換率（NO_2/NO_x）を調べた結果で，メタンの燃焼気体がメタンを含む空気中に吹き出してい

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

る。横軸は周囲気体の温度 Tc を，縦軸は 298 K の空気との混合領域に生成した NO_2 濃度のピーク値 $(X_{N02,max})_{Ta=298}$ で無次元化した NO_2 濃度のピーク値 $(X_{N02,max})/(X_{N02,max})_{Ta=298}$ を示してある。図中 ϕ_a は周囲空気に添加したメタン濃度をメタン一空気混合気体の当量比で示したものである。周囲空気に未燃焼メタンが含まれている場合には NO_2 への変換率は増加し，その濃度が高くなるほど変換率が大きくなることを示している。また，周囲気体温度が高くなると変換率は低下している。

Hori et al.[9] は周囲空気に添加する燃料の種類

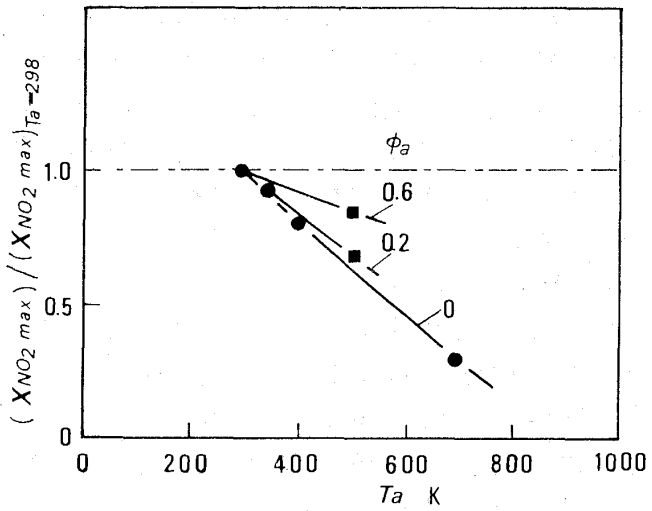


図 9 NO_2 変換率への添加燃料濃度と周囲気体温度による影響.
燃焼気体: 理論混合比のメタン一空気，添加燃料: メタン，$x^*=6$，$Uc/Ua=2$

により NO の NO_2 への変換率が変化することを実験的に見いだしている。図 10 は当量比 0.91 のプロパン一空気燃焼気体を中央から，燃料を添加した低温の空気を周囲から流した同軸噴流バーナで行った実験結果で，添加した燃料が $H_2<CH_4<C_2H_6<C_2H_4<C_3H_8<i\text{-}C_4H_{10}<n\text{-}C_4H_{10}$ の順序で変換率が増加することを示している。

2.2 大気中での NO の NO_2 への酸化

燃焼器から大気中に排出された NO は大気の温度が低いために，上述の反応による NO_2 への酸化のほか，特殊な活性基 (O_3，RO_2) で NO_2 へと酸化される。これらの活性基の生成過程には光の関与（光化学反応）があり，反応性の高いメタン以外の炭化水素（非メタン炭化水素: HC)，NOx の共存下でオゾン（O_3）の生成をもたらす。光を吸収するのは NO_2 HNO_2 であり

$$NO_2+h\nu \rightarrow NO+O$$
$$HNO_2+h\nu \rightarrow NO+OH$$

生成した O，OH は O_2 や HC と反応して

$$O+O_2 \rightarrow O_3$$
$$OH+HC \rightarrow RO_2$$

O_3 やペルオキシアルキルラヂカル (RO_2) を生成し，NO はこれらによって酸化されて

$$NO+O_3 \rightarrow NO_2+O_2$$
$$NO+RO_2 \rightarrow NO_2+HO_2$$
$$NO+HO_2 \rightarrow NO_2+OH$$

により NO_2 に変換される。さらにペルオキシルナイトレート (PAN) などの光化学スモッグの原因となる物質が生成される。

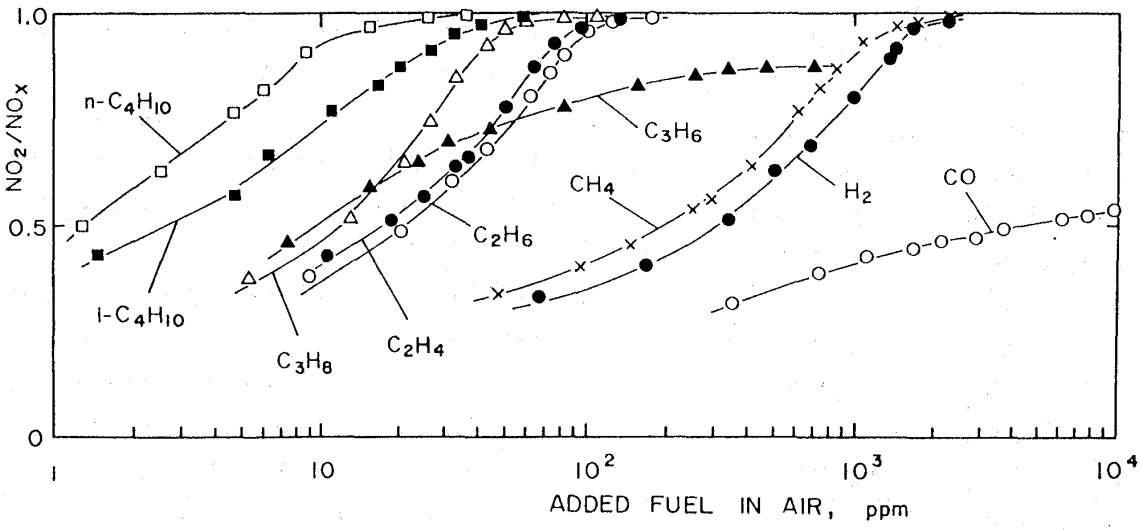


図 10 NO_2 変換率への添加燃料の影響[9]。燃料気体: 当量比 0.91 のプロパン一空気

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

この光化学反応過程はNOx，HC濃度，光の強さの他，排気ガスの拡散過程に依存するため，地形，風向きなどにも依存することになる。

図11は表2に示す光化学反応モデルを用い，風速，風向，物質拡散を考慮してH市を対象として数値的に解いた結果であり，NO，HCの排出速度が時間的に異なる2地点：TT，SSにおける地上のNO，NO_2濃度の時間変化を実測値と比較したものである。計算値は実測値をかなりよく予測している[10]。

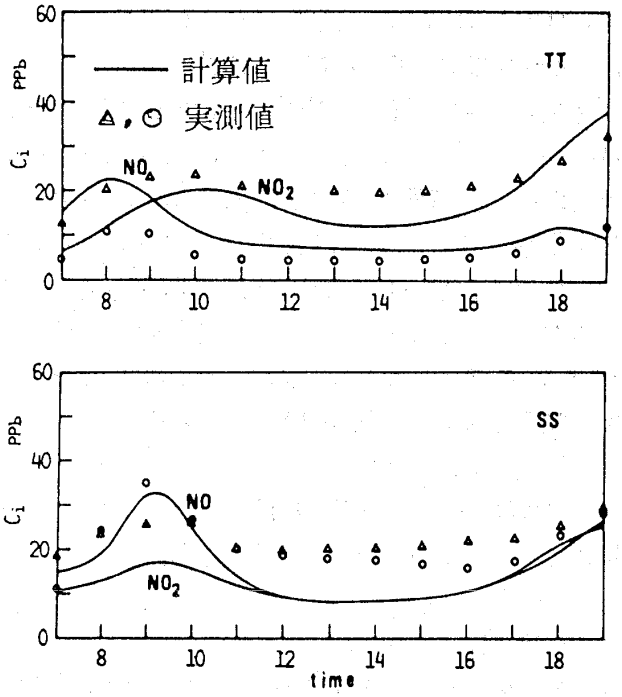


図11　H市における地上でのNO，NO_2濃度の時間変化。

表2　光化学反応モデル[10]

(1)	$NO_2 + h\nu \rightarrow NO + O$
(2)	$HNO_2 + h\nu \rightarrow NO + OH$
(3)	$O + O_2 + M \rightarrow O_3 + M$
(4)	$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2$
(5)	$O + HC \rightarrow RO_2 + RCHO$
(6)	$O_3 + HC \rightarrow RO_2 + RCHO$
(7)	$OH + HC \rightarrow RO_2 + RCHO$
(8)	$RO_2 + NO \rightarrow HO_2 + NO_2 + RCHO$
(9)	$OH + RCHO \rightarrow RO_2 + H_2O$
(10)	$HO_2 + NO \rightarrow NO_2 + OH$
(11)	$NO + NO_2 + H_2O \rightarrow 2HNO_2$
(12)	$OH + NO + M \rightarrow HNO_2 + M$
(13)	$OH + NO_2 + M \rightarrow HNO_3 + M$
(14)	$HO_2 + NO_2 \rightarrow HNO_2 + O_2$
(15)	$RO_2 + NO_2 \rightarrow RO_2NO_2$

HC:非メタン炭化水素
R：アルキルラディカル

3．N_2Oの挙動

第1回の講義でも述べたように安定な窒素酸化物としてN_2O（一酸化二窒素）がある。これは反応性が小さく室温では安定なため，成層圏までも上昇する。以前には大気中の濃度は285±5 ppbとほぼ一定であったものが1987年には310 ppbとなり，年0.2〜0.3%/年の割合で増加していると言われている[11]。この窒素酸化物が問題になるのはN_2Oが589.5 cm^{-1}に赤外線を吸収し，その赤外線吸収効果がCO_2の約200倍であり[12]，その濃度が大きくなると温室効果に重要な役割を果たす気体であるからである。さらに，成層圏でのオゾンの消滅に関与する気体であると考えられているからである。

3.1 大気圏でのN_2O

成層圏では紫外線（$\lambda<240$ nm）を吸収し，光分解して励起状態のO（^1D）を生成する。

$$N_2O+h\nu\ (\lambda<240\ \mathrm{nm}) \rightarrow N_2+O\ (^1D)$$

さらに，生成したOがN_2Oと反応して

$$N_2O+O\ (^1D) \rightarrow 2\,NO$$

$$N_2O+O\ (^1D) \rightarrow N_2+O_2$$

NOを生成する。この生成したNOは成層圏でオゾン（O_3）と反応してオゾンを消滅させる。

$$NO+O_3 \rightarrow NO_2+O_2$$

$$NO_2+O \rightarrow NO+O_2$$

この反応は$O_3 \rightarrow O_2$に関して，NO，NO_2の触媒的反応である。オゾンは

$$O_3+h\nu\ (\lambda<270\ \mathrm{nm}) \rightarrow O+O_2$$

の反応により紫外線C（$\lambda<270$ nm）を吸収している。したがって，オゾンの減少は地上での紫外線Cを増加させることになる。

成層圏でのO_3の生成・消滅は水蒸気，N_2Oのない場合には

$$O_2+h\nu\ (\lambda<240\ \mathrm{nm}) \rightarrow O+O$$

$$O_3+h\nu\ (\lambda<270\ \mathrm{nm}) \rightarrow O+O_2$$

$$O+O_2+M \rightarrow O_3+M$$

$$O+O_3 \rightarrow 2\,O_2$$

の反応によって決定されている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

大気中でのNOxの測定結果は発生源，気象条件等により影響され，地域的，時間的に0.1 ppb程度の変動がみられる。航空機観測によると，上部対流圏では0.1 ppbを越え，下部成層圏においては数ppbのNOxが存在するとのことである[12]。このように上層に行くほど濃度が高くなること，現時点では成層圏での排出源が無いこと，初回に述べたように，NO, NO_2の反応性が大きく寿命が短いことなどから，成層圏で観測されたNOxは上記したN_2Oの光分解反応で生成したものであると考えられる。

N_2Oがオゾン層を直接破壊するわけではないが，N_2Oが存在する限り，光分解反応によりNOxが生成しオゾン層の破壊につながる。したがって，N_2Oによる温室効果，オゾン層の破壊を防ぐためには，地上でのN_2Oの排出を増やさないようにする必要がある。

N_2Oの主たる排出は自然現象によるものであるが，現在，石炭燃焼，触媒などによる脱硝過程での排出が問題になっている。最近，話題になっているSST（超音速旅客機）が成層圏を飛行するときにはオゾン層の破壊と言う点から十分検討されなければならない問題であろう。

3.2 燃焼によるN_2Oの生成

メタンの予混合火炎ではN_2Oは主に

$$O+N_2+M \rightarrow N_2O+M$$

の反応で生成し，

$$N_2O+H \rightarrow NO+NH$$
$$N_2O+O \rightarrow NO+NO$$

の反応で一部NOへと変換している。前回にも述べたように，この反応は火炎内でのNO生成経路の一つである。

石炭燃焼からのN_2Oの生成には，気相反応によるものとチャー表面反応によるものがあり，燃焼方法によっては問題になることがある[13]。気相反応では，揮発成分として放出されるHCNとNH_3のうち，主としてHCNから

$$HCN+OH \rightarrow HNCO+H$$
$$HNCO+OH \rightarrow NCO+H_2O$$
$$HCN+O \rightarrow NCO+H$$
$$NCO+NO \rightarrow N_2O+CO$$

の反応でN_2Oを生成するが，1500K以上になると，

$$N_2O+H \rightarrow N_2+OH$$

の反応で急激に消滅してしまう。燃焼温度が非常に低いとHCNの発生も少なく，N_2Oの生成も低い。したがって，N_2Oの排出は燃焼温度1100 Kあたりの流動床燃焼の場合に問題となる可能性がある。

参考文献

(1) 佐野，GTSJ，21—81，(1993)，50.
(2) 佐野，GTSJ，21—82，(1993)，23.
(3) 高城，技術資料，燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法，(1980)，87.日本機械学会
(4) Miller, J. A., & Bowman, C. T., Prog. Energy Combust. Sci., 15, (1989), 287.
(5) Sano. T., Combust. Science and Technology, 29, (1982), 261.
(6) 加藤・佐野，東海大学紀要工学部，32，(1992)，223.
(7) Sano, T., Combust. Science and Technology, 38, (1984), 129.
(8) Sano, T., ibid, 43, (1985), 259.
(9) Hori, M. et al, Twenty-Fourth (Int.) Symp. on Combust., The Combustion Institute, (1992), 909.
(10) Kotake, S. & Sano, T., Atmospheric Environment, 15, (1981), 1001.
(11) Akimoto,H., Global Environment Protection Strategy Through Thermal Engineering, (1992), 22, Hemisphere.
(12) 吉田・和田，化学総説，大気の化学，No.10，(1990)，46，日本化学会
(13) 岡崎健，私信.
(14) JANAF, Thermochemical Tables, (1985).

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

技術論文

主流乱れと後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究

岩手大工　船　崎　健　一
岩手大院　山　下　嘉　宏
IHI　山　脇　栄　道

Abstract

Detailed experimental studies are conducted to investigate the effects of incident wakes generated by moving circular cylinders on transitional boundary layers on a flat plate in simulated flow conditions of aero-engines. In this paper, main purpose of this study is to develop a transition model of boundary layers under the influence of upstream wakes as well as free-stream turbulence, which is finally to be applied to turbine cooling design.

Measurements are made on heat transfer distributions along the flat plate which is subjected to the incoming periodic wakes with various wake conditions and also free-stream turbulence generated by several types of turbulence grids. The obtained data are then compared with the transition model and it follows that the proposed transition model yields reasonable results.

1．緒　言

航空エンジンなどのターボ機械内における後流と翼列との干渉について，それが翼面境界層遷移に与える影響に関する研究が，近年著者らを含む多くの研究者によって盛んに行われ，干渉効果のメカニズムの解明が進んでいる[(1)(2)(3)]。また，これに関連するいくつかの優れた解説もなされている[(4)(5)]。著者らの研究では，上流側翼列を模した移動円柱からの周期的な後流を用いて，圧力勾配がなく主流乱れ度の小さな平板境界層の遷移が後流によってどのように影響を受けるかを，熱伝達特性計測および境界層計測を通じて明らかにし，後流による強制遷移モデルを提示した[(6)(7)(8)]。また，著者らは，強制遷移モデルで重要となる後流持続時間および強制遷移開始点に関する実用的な式の検討を行っている[(9)]。

以上の研究から，主流乱れの小さな場合での後流による平板境界層の強制遷移に関する理解がかなり進んだと思われるが，実際のターボ機械内での現象に遷移モデルを適用する場合に重要となる主流乱れや圧力勾配等の効果が未検討のままである。これらの効果についての重要性と現在までの知見については Mayle[(4)] や Walker[(5)] に詳しいが[*1]，後流効果が共存する場合の検討については今後の課題とされている。

今回の研究では，主流乱れと後流とが共存する流れ場において，平板境界層の遷移がどのように影響を受けるかを実験的に明らかにする。同様の研究は Mayle, Dullenkopf[(1)] がすでに行っているが，直接主流乱れ度を変化させた実験は行っておらず，また，後流持続時間や強制遷移開始点を求めるための見通しのよい方法を提示することなく，データごとの fitting からこれらの値を求めるなど，不備な点も多い。著者らは，今回の実験で得たデータおよび先に展開したモデル，実験式等を用いて，主流乱れを含む流れ場での後流による強制遷移モデルを検討する。

主な記号

h　：熱伝達率
L　：代表長さ（平板長さ）
n, n_c　：乱流スポット発生率または後流発生器回転数，円柱本数
Re　：Reynolds 数（$= U_\infty L/\nu$）
Re_x　：局所 Reynolds 数（$= U(x)x/\nu$）

（平成5年3月11日原稿受付）

1　Mayle は主流乱れ度の小さな条件で得られた遷移に関する情報は，ガスタービンの設計には実質上役に立たないとしているが，Walker はこの見解に異を唱えている。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

Re_θ ：運動量厚さに基づく Reynolds 数 $(=U(x)\theta/\nu)$
Re_λ ：遷移長さに基づく Reynolds 数 $(=U(x)\lambda/\nu)$
S ：ストローハル数 $(=L/\tau U_\infty)$
Tu ：主流乱れ度［%］
$Tu_{\max}$：後流内乱れ度分布の最大値［%］
U, U_∞：主流速度，入口一様流速
x ：流れ方向の座標
θ ：境界層運動量厚さ
λ ：遷移長さに関するパラメータ $(=x_{\gamma=0.75}-x_{\gamma=0.25})$
λ_θ ：加速パラメータ $(=(\theta^2/\nu)dU/dx)$
ν ：動粘度
τ ：後流通過周期
$\tau_{1/2}$ ：後流内速度分布の半値幅
τ_W ：後流持続時間
$\bar{\tau}_W$ ：無次元後流持続時間 $(\tau_W U_\infty/L)$

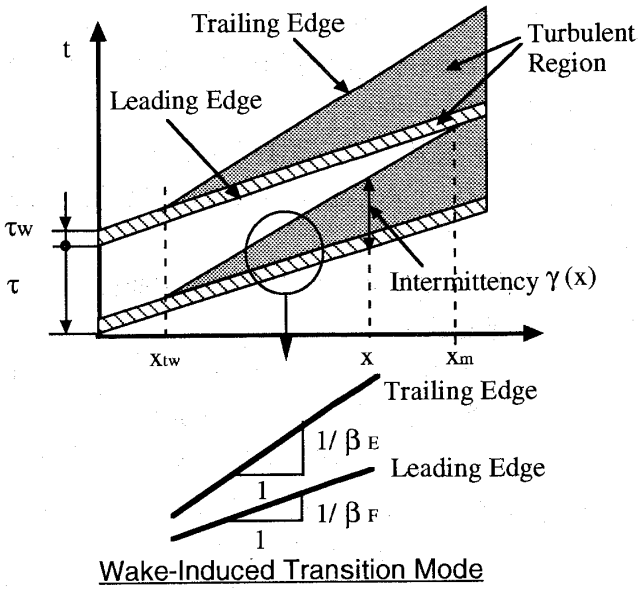
添 字

L ：層流境界層，　N ：自然遷移
T ：乱流境界層，　t ：自然遷移点
t_w ：強制遷移点，　w ：強制遷移

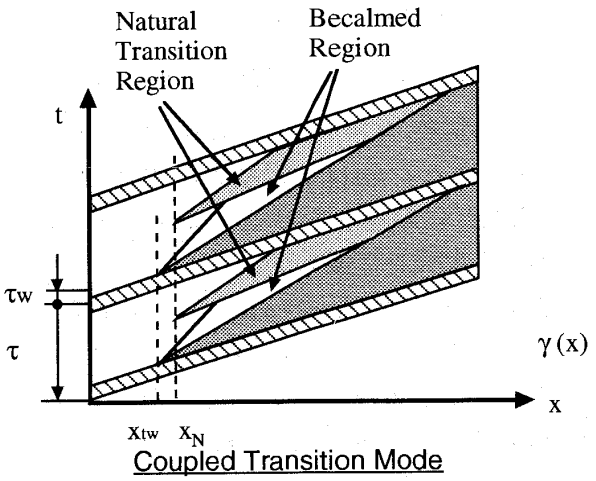
2．後流による境界層強制遷移モデル（主流乱れを考慮した場合）

2.1 自然遷移と強制遷移が共存する場合の間欠度

図1に，後流のみが存在する場合の時空間上での強制遷移状況図(a)および自然遷移と強制遷移とが共存する場合の遷移状況図(b)をそれぞれ示す。さて，境界層遷移における流れ方向間欠度分布に関する議論では，Emmons のモデル[10]が用いられることが多い。しかし，本論文では，議論を見通しよくするため，間欠度を「ある場所(x)での境界層計測全サンプルのうち，乱流状態に対応するサンプル数」と定義する。この定義は，ある瞬間の境界層の状態を調べたとき，境界層が乱流である確率に他ならない。そこで，自然遷移だけが存在する場合（事象 N）の確率（即ち間欠度）を$\gamma_N(x)$とし，後流による強制遷移だけが存在する場合（事象 W）の確率（間欠度）を$\gamma_W(x)$とする。このとき，事象 N と事象 W との独立性を仮定すると，自然遷移と強制遷移とが共存する状態（共存モード）での乱流である確率$\gamma(x)$は，次式で表される。



後流による強制遷移



自然遷移と強制遷移との共存

図1 境界層遷移状況図

$$\gamma(x)=1-(1-\gamma_N(x))(1-\gamma_W(x)) \tag{1}$$

実際には，事象 N と事象 W とは完全には独立ではなく，例えば Pfeil ら[11]が指摘しているように，becalmed region と呼ばれる乱流スポットの発生しない状態が，後流通過によって境界層内に発生した乱流領域に付随して発生する[3]など，互いの干渉効果が存在する。この becalmed region の発生には，乱流領域の移動速度と Tollmien-Schlichting 波の伝播速度 $(0.29U_\infty)$ との違いが関係するが，主流乱れ度がある程度大きくなると，遷移がTollmien-Schlichting波を伴わない，いわ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

ゆる Bypass 遷移に移行すると考えられる[4]。これに応じて becalmed region の影響も小さくなると期待できる。

そこで，本論文では，式(1)を共存モードでの間欠度として用い，その有効性について実験的に検証する。

2.2 自然遷移での間欠度に関する相関式

2.2.1 一般的表示

自然遷移での間欠度$\gamma_N(x)$に関しては従来より多くの式が提案されており，その種類も乱流スポット発生率に基づく式や遷移長さに基づく式など多岐にわたる。それらは文献(4)(5)に詳しいが，以下では標準的と思われるものを示す。

Dhawan, Narasimha[12] によれば，$\gamma_N(x)$は乱流スポットの発生率nを用いて次のように表される。

$$\gamma_N(x)=1-\exp\left[-\frac{n\sigma}{U}(x-x_t)^2\right]$$
$$\equiv 1-\exp[-\hat{n}\sigma(Re_x-Re_{xt})^2] \tag{2}$$

ここで，σは定数，$\hat{n}=n\nu^2/U^3$は無次元乱流スポット発生率である。$\hat{n}\sigma$は主流乱れ度Tuや加速パラメータλ_θなどに影響を受ける。Gostelow ら[13] は$\hat{n}\sigma$に対して次式を提案している。

$$\hat{n}\sigma=0.86\times10^{-3}Re_{\theta t}^{-3}\exp[2.134\lambda_{\theta t}\ln(Tu)$$
$$-59.23\lambda_{\theta t}-0.564\ln(Tu)] \tag{3}$$

ここで，$Re_{\theta t}$は遷移点での運動量厚さに関する Reynolds 数で，一般に Abu-Ghannam, Shaw[14] の次式が用いられる。

$$Re_{\theta t}=163+\exp(6.91-Tu) \tag{4}$$

一方，Mayle[4] は以下の式を提案している。

$$\hat{n}\sigma=1.5\times10^{-11}Tu^{7/4},\ Re_{\theta t}=400\,Tu^{-5/9} \tag{5}$$

2.2.2 圧力勾配のない場合

圧力勾配のない場合の間欠度としては，Dhawan, Narasimha の次式が知られている。

$$\gamma_N(x)=1-\exp\left[-0.421\frac{(Re_x-Re_{xt})^2}{Re_\lambda^2}\right] \tag{6}$$

ここで，Re_λは遷移長さに関するパラメータλ（間欠度が 0.25 から 0.75 となる点間の距離）に基づく Reynolds 数であり，Dhawan, Narasimha は式(7)を，Narasimha は式(8)を提示している。

$$Re_\lambda=5Re_{xt}^{0.8} \tag{7}$$

$$Re_\lambda=9Re_{xt}^{3/4} \tag{8}$$

2.3 実用的方法

前節では，相関式に基づく自然遷移での間欠度推定方法を検討した。一方，最近ではk—ε乱流モデルによる遷移境界層解析[15] も一般的な手法として設計等に用いられている。さて，今回の研究では，自然遷移での間欠度を求める手法の検討そのものが目的ではなく，何らかの方法でその間欠度が既知となればよい。その一つの方法として，境界層解析コードまたは実験により，乱流境界層（主流乱れ度大の場合），層流境界層（主流乱れ度小の場合）および遷移境界層（考えている流れ場での主流乱れ度の場合）を数値的/実験的に算出し，それらから間欠度を割り出すことを以下に検討する。

遷移境界層での熱伝達率$h(x)$は，乱流，層流境界層での熱伝達率$h_T(x)$，$h_L(x)$および間欠度$\gamma_N(x)$を用いて，

$$h(x)=(1-\gamma_N(x))h_L(x)+\gamma_N(x)h_T(x) \tag{9}$$

で表される。この関係より，間欠度$\gamma_N(x)$は次のように決定される。

$$\gamma_N(x)=\frac{h(x)-h_L(x)}{h_T(x)-h_L(x)} \tag{10}$$

2.4 後流による強制遷移での間欠度

既報で示した強制遷移での間欠度モデル[9] を，主流速度が変化する場合に拡張する。即ち，

$$\gamma_w(x)=\min[1,\Gamma_W(x)]$$

$$\Gamma_w(x)=S\left(\frac{1}{\beta_E}-\frac{1}{\beta_F}\right)\int_{x=x_{tw}}^{x}\frac{U_\infty}{U(x')}\frac{dx'}{L}+\frac{S_w}{S},$$
$$x\geqq x_{tw} \tag{11}$$

$$\Gamma_W(x)=\frac{S_w}{S},x\leqq x_{tw},\ S=\frac{L}{\tau U_\infty},S_w=\frac{L}{\tau_w U_\infty}$$

ここで，β_E，β_Fは後流によって境界層内に発生した乱流領域の後縁，前縁の移動速度と主流速度との比であり，それぞれ 0.55, 1 である[6][8]。x_{tw}は後流による強制遷移開始点であり，無次元後流持続時間$\bar{\tau}_w$を用いて次式から算出する。

$$Re_{\theta tw}=163+\exp(4.83-30.8\bar{\tau}_w) \tag{12}$$

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

なお，後流持続時間は，ある点上で後流自身の乱れ（4%以上）が持続する時間を表し，次式で与えられる。

$$\tau_w = 3.36\tau_{1/2}\sqrt{-\ln\left(\frac{4}{Tu_{\max}}\right)} \tag{13}$$

3．実　験

3.1　実験装置

実験装置は，乱流格子を除き前報[9]と基本的には同じものを使用したので，詳細は略す。図2には，供試平板とその座標系を，前方で移動する円柱および乱流格子との位置関係とともに示す。なお，主流乱れを発生させるための乱流格子は3種類あり，それぞれ収縮ノズル出口面に取り付けられる。格子の構成，発生する乱れ強さについては表1に示した。

実験では，移動円柱からの周期的な後流および主流乱れの影響を受ける平板境界層について，熱流束$\dot{q}_{wall}$一定の条件での熱伝達率hおよび後流内の乱れ度分布を計測する。熱伝達率は次式で与えられる。

$$h = \frac{\dot{q}_{wall}}{T_{wall} - T_\infty} \tag{14}$$

ここで，T_{wall}は平板上温度，T_∞は主流温度である。乱れ度分布は，熱線流速計からの信号をA/D変換した$v_i(t_j)$を用いて，その集合分散(ensemble variance）から決定する。即ち，

$$Tu(t_j) = \frac{\sqrt{\frac{1}{k-1}\sum_{i=1}^{k}[v_i(t_j) - \tilde{v}(t_j)]^2}}{U_\infty},$$

$$\tilde{v}(t_j) = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} v_j(t_j) \tag{15}$$

ここで，サンプリング周波数は50 KHzである。

3.2　実験結果

3.2.1　主流乱れを含む流れ場での後流内流れ度分布

以下では，円柱本数n_cを3本に固定し，主流速度を20，30および40 m/s（$Re = 1.3\times10^6$, 2.0×10^6, 2.7×10^6），後流発生器の回転数nを900，1260および1500 rpmと変化させる。

図3には後流内乱れ度分布の計測例を，前報で示した評価式[9]

$$Tu = \max[Tu_b,\ Tu_{\max}\exp(-0.354(t/\tau_{1/2})^2)] \tag{16}$$

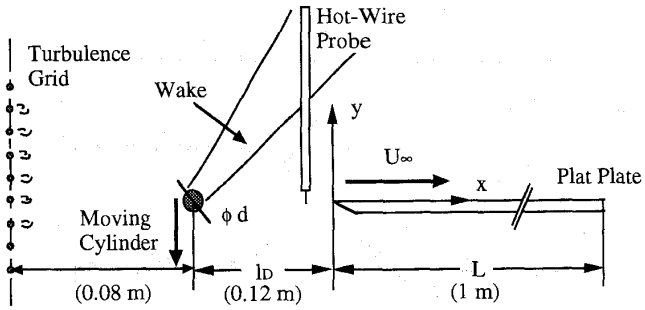
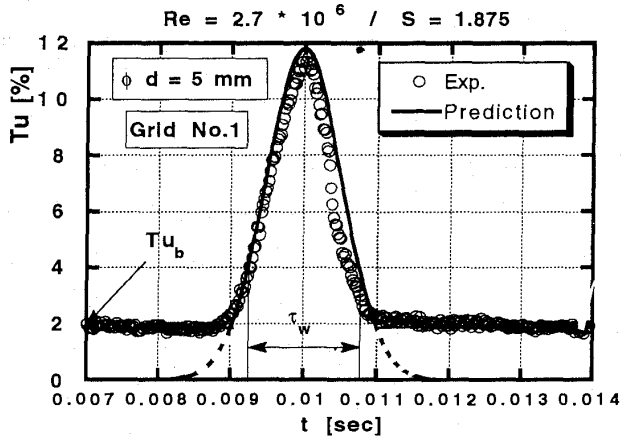


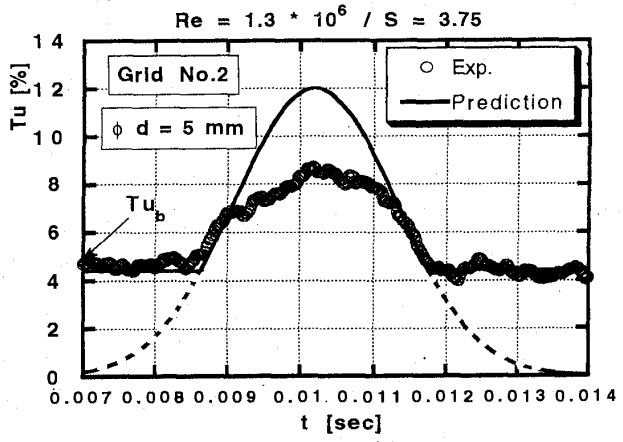
図2　供試平板と座標系

表1　乱流格子の構成と乱れ強さ

Grid No.	Configuration	Turbulence Intensity
1	screen mesh #5	1.5 - 2.0 %
2	Cylinder ϕ5	4.0 - 5.0 %
3	Cylinder ϕ5 + screen mesh #5	3.0 - 4.0 %



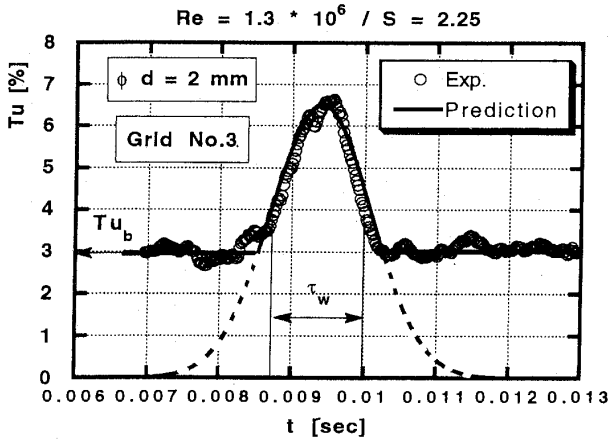
(a)　Grid No. 1/ϕ d = 5 mm



(b)　Grid No. 2/ϕ d = 5 mm

図3　円柱後流内の乱れ度分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.



(c) Grid No. 3/ϕ d =2 mm

図3 円柱後流内の乱れ度分布

と比較して示す。ここで，Tu_bは乱れ度分布がほぼ平坦になったところでの乱れ度で，主流乱れ度に相当する。なお，乱れ度の最大値Tu_{max}は主流乱れ度の小さな場合（Tu_b～0.6%）で得られた測定値を用いている。Grid No.1 および No.3 の乱流格子を使用した場合の後流内乱れ度分布は，評価式(16)とよく一致している。また，Grid No.2 の乱流格子を使用した場合，大規模な渦がそこから発生するため，移動円柱からの後流もかなりの影響を受け，主流乱れ度分布が大きく変形しているが，分布を詳細にみると式(16)による評価値と一致する部分が存在している。以上の比較から，主流乱れが強い場合には完全ではないが，後流内乱れ度分布を表す際のTu_{max}には，主流乱れ度の影響を受けて場合の値を利用することが可能であることがわかる。

3.2.2 周期的な後流の影響を受けない場合の熱伝達率

図4，5には乱流格子を替えて計測した，周期的後流の影響を受けない場合の熱伝達率分布例（$Re=1.3\times10^6$）を示す。（図中 No Wake）。また，後流発生器の円柱を平板前方に固定し，円柱からの後流が常時平板に当たるようにして得た乱流境界層での熱伝達率（Turbulent）も示す。さらに，後流の影響を受けない場合の熱伝達率を，式(4)，(6)，(7)および式(9)を用いて評価した結果も図中に併記してある。なお，Grid No.2 の場合には，境界層が温度計測点上流から乱流に遷移していた。ここで求めた間欠度γ_Nを共存遷移モード（式(1)）に対して用いる。

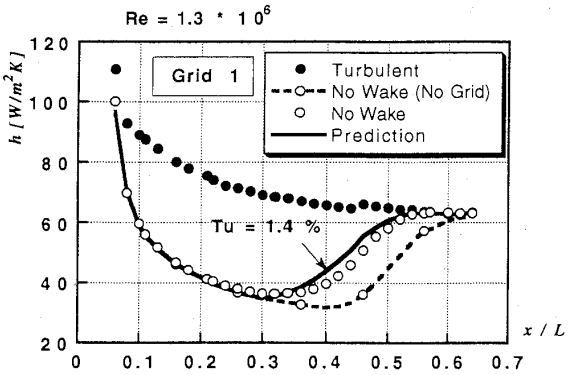


図4 周期的後流の影響がない場合（Grid No.1）

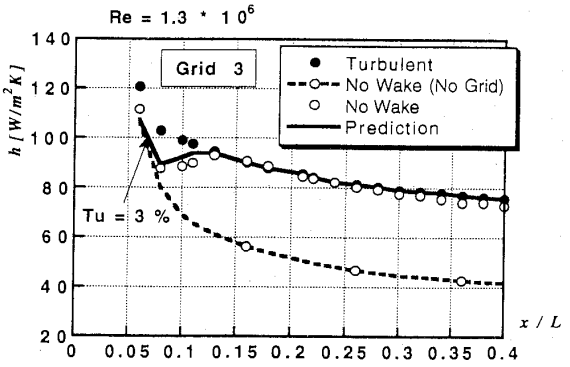


図5 周期的後流の影響がない場合（Grid No.3）

3.2.3 後流影響下での時間平均熱伝達率

Grid No.1 の場合 図6，7には$Re=1.3\times10^6$の場合に円盤回転数 900，1260 および 1500 rpm に相当する Strouhal 数について得た時間平均熱伝達率分布を示す。これらの図には乱流格子がない場合の結果（no gird）も示してある。また，式(1)に式(6)および式(11)を代用して，共存遷移モードでの間欠度$\gamma(x)$を算出し，

$$h(x)=(1-\gamma(x))h_L(x)+\gamma(x)h_T(x) \tag{17}$$

で時間平均熱伝達率を推定した結果も併せて示す。この Reynolds 数の場合，自然遷移はx/L～0.3 で開始する一方，後流による強制遷移はそれよりもかなり上流（x/L～0.05）で始まるため，共存モードでの間欠度は主として強制遷移モードで決定される。従って，自然遷移と後流による強制遷移とが互いに独立であるならば，Grid No.1 と周期的な後流のみの影響を受ける No Grid の結果は，その大部分が一致することになる。さて，乱流格子を装着しない場合には，実験結果および評価値と

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

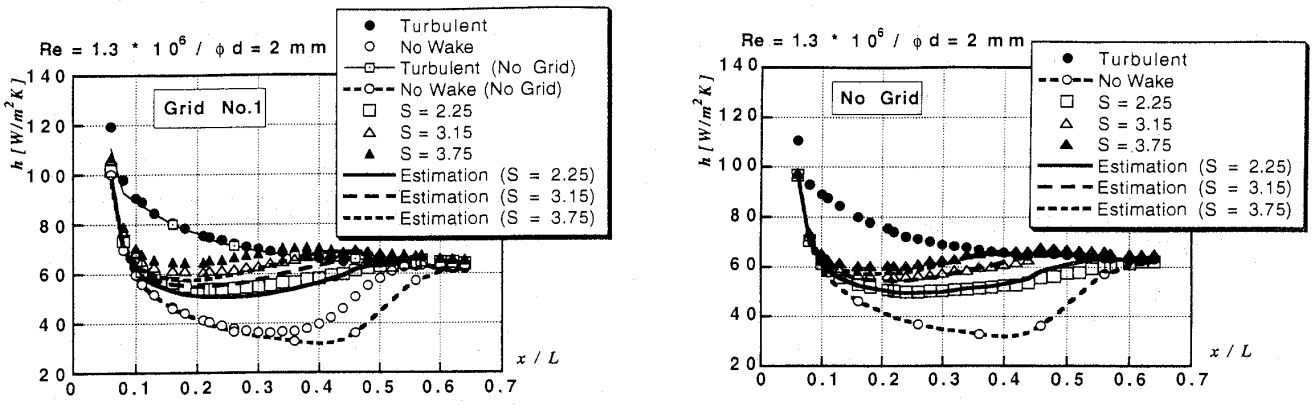


図 6 時間平均熱伝達（Re = 1.3*×10⁶, d = 2mm, Grid No.1）

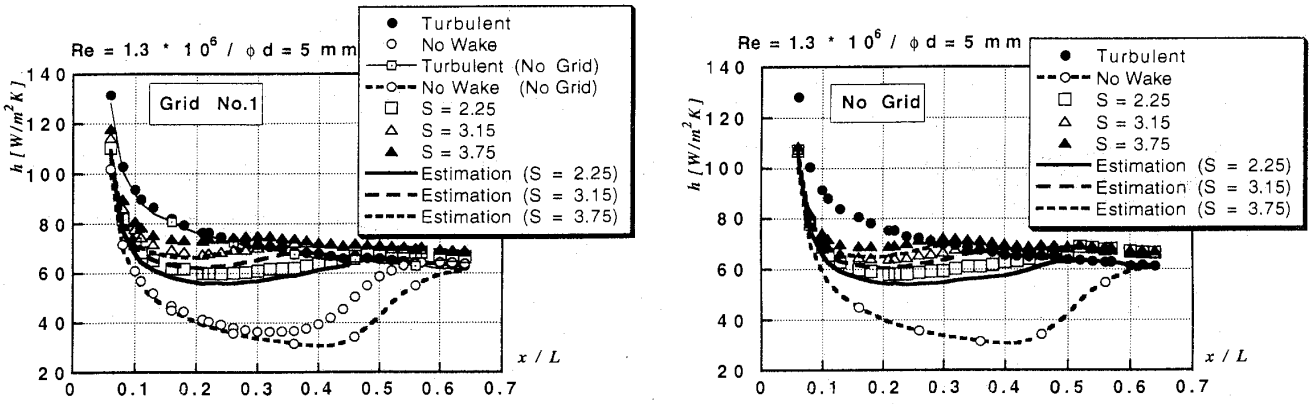


図 7 時間平均熱伝達（Re = 1.3*×10⁶, d = 2mm, Grid No.1）

は全般的によく一致している。ただし，共存遷移モードでの遷移終了後で得られた熱伝達率が乱流境界層のそれを若干上回る場合があり，その影響で評価値と実験値とがわずかに異なる状況が発生している。一方，Grid No.1 を装着した場合には，とくに高 Strouhal 数の場合に実験値と評価値との差が顕在化してくる傾向にある。この差の原因として考えられる要因の一つとして，後流による強制遷移と自然遷移とが独立でない，即ち相互干渉効果の存在が考えられるが，これについては後で考察する。

図 8, 9 には $Re = 2.0\times10^6$ の場合での時間平均熱伝達率分布を示す。この Reynolds 数の場合，自然遷移は x/L～0.15 で開始しており，後流の効果と自然遷移とが共に間欠度全体に影響を与えている。この場合も上での例と同様に，乱流格子を装着しない場合には，実験結果および評価値とは全般的によく一致するが，Grid No.1 を装着した場合には，とくに高 Strouhal 数の場合での差が比較的大きい。この差は円柱径が大きいほど顕著である。

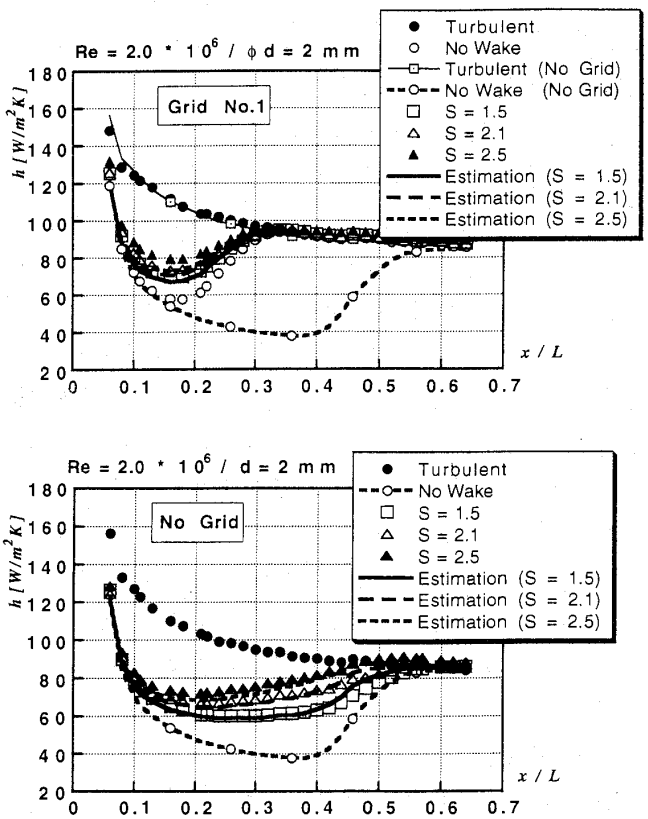


図 8 時間平均熱伝達（Re = 2.00*×10⁶, d = 2mm, Grid No.1）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

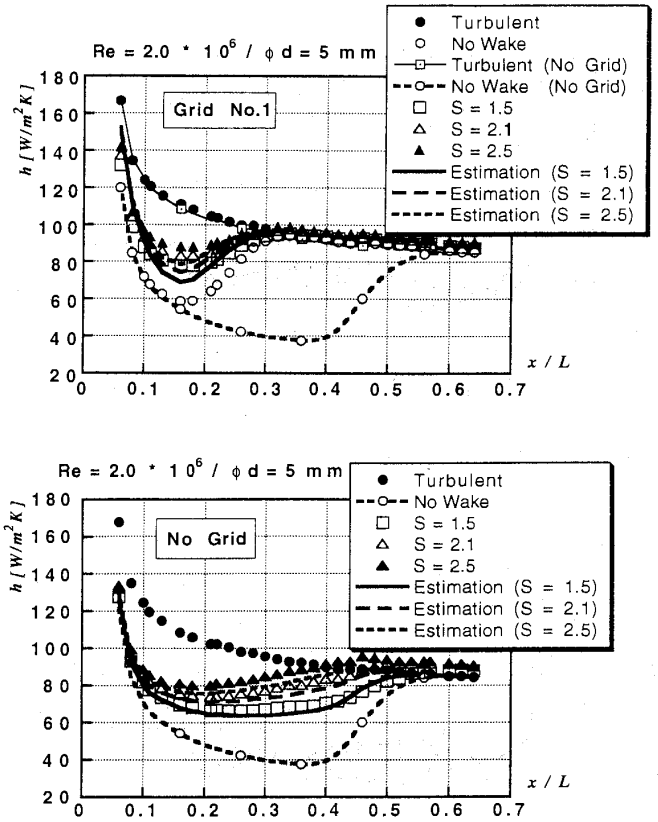


図 9　時間平均熱伝達（Re＝2.00*×10⁶，d＝5mm，Grid No.1）

上で見たように，後流による強制遷移モードが支配的であるにもかかわらず，乱流格子の有無で時間平均熱伝達分布に変化が生じている理由として，二つの遷移モードの相互干渉が考えられる。（円柱後流特性への影響は図 3 で見たように小さい）。例えば，平板前縁付近での境界層が主流乱れの効果によりじょう乱の影響を受け易くなり，強制遷移開始点 x_{tw}が主流乱れ度の小さな場合の相関式(12)によって推定される位置よりも上流側に移動したと考えることができる。そこで，最も極端な場合として，$x_{tw}=0.0$とおいた場合の時間平均熱伝達分布を算定し，先の結果と比較した。その結果を図 10，11 に示す。これらの図から，$x_{tw}=0.0$とおいた場合の評価結果のほうが実験値にかなり近くなることがわかった。このことは，主流乱れ度が無視しえない状況での強制遷移開始点は，境界層の開始点（$x=0.0$）にすることが妥当であること意味している。

Grid No.3 の場合　図 12 には，$Re=1.3\times10^6$での時間平均熱伝達率分布を示す。上での議論に従い，$x_{tw}=0.0$として熱伝達率を評価した。図5で示

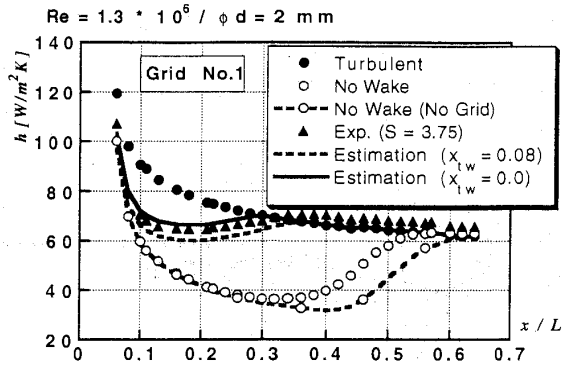


図 10　強制遷移開始点の効果（Re＝1.3*×10⁶，d＝2mm）

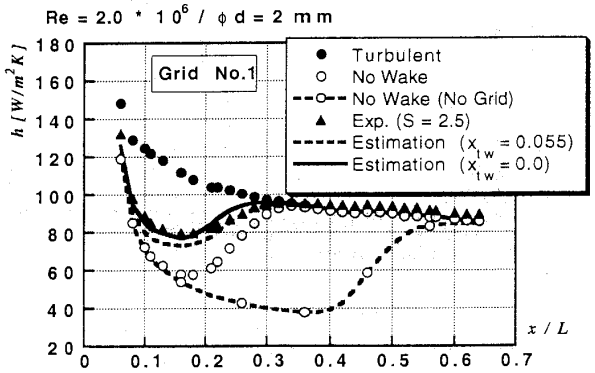


図 11　強制遷移開始点の効果（Re＝2.00*×10⁶，d＝2mm）

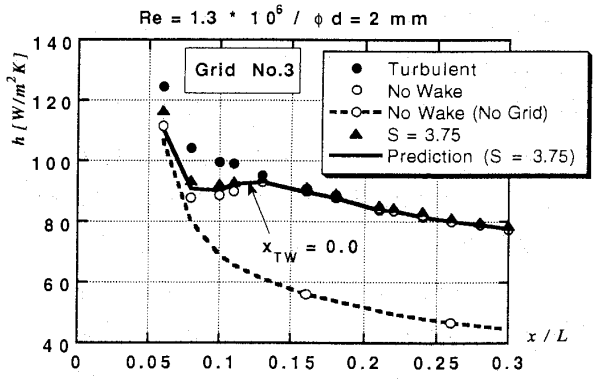


図 12　時間平均熱伝達（Re＝1.3*×10⁶，d＝5mm，Grid No.3）

したように，Grid No.3 の乱流格子の場合には，定常流での遷移が速やかに終了しているため，後流による遷移の効果は明瞭には現れず，わずかに後流による熱伝達率の上昇が認められる程度である。この場合でも，本論文で提示した評価法は，実験結果とよく一致する結果を与えていることがわかる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

4. 結 言

上流からの周期的な後流および主流乱れの影響を受ける平板境界層上での熱伝達特性に関する実験的研究を行うとともに，両者の影響によって引き起こされる遷移モードが共存する場合の間欠度モデルを提案した。実験結果と遷移モデルによる評価値との比較により得た結果を以下にまとめる。

(1) 後流による強制遷移モードと自然遷移モードとは，必ずしも独立でないことが実験的に示された。

(2) 両遷移モードの独立性の仮定に基づく遷移モデルを用いた場合，定性的には実験値に近い結果が得られるが，定量的には若干の差異が生ずる。

(3) 主流乱れ度は，後流による強制遷移開始点の位置を上流側にシフトさせる傾向にある。この点を補正すると，遷移モデルでの定量的予測がある程度可能となる。

参考文献

(1) Mayle, R. E., and Dullenkopf, K., J. Turbomachinery, Vol. 112, 1989, 188

(2) Addison, J. S., and Hodson, H. P., J. Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 206

(3) Orth, U., ASME Paper 92−GT−283, 1992

(4) Mayle, R. E., J. Turbomachinery, Vol. 113, 1991,509

(5) Walker, G. J., ASME Paper 92−GT−301,1992

(6) 船崎，目黒，山脇，機論，58−549，B(1992)，1401

(7) 船崎，目黒，山脇，機論，58−550，B (1992)，1761

(8) 船崎，目黒，山脇，山下，機論，58−558，B(1993)，357

(9) 船崎，目黒，山下，山脇，ガスタービン秋季講演会講演論文集（長崎），1992，113

(10) Emmons, H. W., J. Aero. Sci., Vol. 18, 1951, 490

(11) Pheil, H., Herbst, R., and Schroder, T., J. Eng. Power, Vol. 105, 1983 23

(12) Dhawan, S., and Narasimha, R., J. Fluid Mech., Vol. 3 1958 418

(13) Gostelow, J. P., Blunden, A. R., and Walker, G. J., ASME Paper 92−GT−380, 1992

(14) Abu-Ghannam, B. J., and Shaw, R., J. Mech. Eng. Sci, Vol. 22 1980, 213

(15) ビスワス，福山，荒木，日本ガスタービン学会誌，20−77，1992，68

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

技術論文

超音速ジェット騒音低減のためのタブ寸法効果

航空宇宙技術研究所　小林　紘
早稲田大学大学院　木島基博
航空宇宙技術研究所　生沼秀司
早稲田大学　大田英輔

ABSTRACT

Effects of tab size on supersonic underexpanded cold jet noise suppression has been investigated experimentally in order to acquire informations of the optimum tab size for developing efficient supersonic jet noise suppressors with higher ratio of noise reduction to percent thrust loss.

16 kinds of rectangular shape tabs whose height and width dimensions and its ratio were different and whose flow blockages ranged from 0.25% to 8.54% were examined, using a supersonic noise test facility operated in an anechoic room. For each tab, the spectral, directinal and intensity characteristics of the jet noise from the conical convergent nozzles fitted with two same tabs were measured with 11 microphones on 1.5 m radius circle, in 10 kinds of supersonic jet operating conditions with the maximum jet Mach number of 1.88.

The whole tabs could perfectly eliminate the screech tones as well as reduced a part of shock-associated broadband noise and jet mixing noise. The smallest size tab with flow blockage 0.25% achieved the same noise reduction by 10 dB as the other larger size tabs. It resulted in the possibility of supersonic jet noise suppressors with higher ratio of noise reduction to percent thrust loss, because tabs with smaller flow blockage will produce smaller jet thrust loss. The conical nozzles fitted with the tabs of larger width dimension generated new discrete tones which are different from the screech tones.

（平成5年4月16日原稿受付）

1．まえがき

航空輸送量のめざましい増大と高速化の要求から再び超音速輸送機の開発ニーズが高まり，21世紀の初めにその実現が期待されている。この次世代超音速旅客機ではエンジンのジェット排気速度が高速となることから，主音源となるジェット騒音低減のために，ジェット排気速度低減法と機械式のジェット騒音低減法の両面から多くの研究開発が欧米において進められている[(1)(2)]。機械式騒音低減法に関しては，小さなエンジン推力損失で大きな騒音低減が得られ，加えて装備・操作が容易な装置の研究開発が必要とされている。

機械式騒音低減法の一つとして，タブ（ジェットノズル出口端面で，流れに挿入する小さな挿入物）を用いた強制混合による超音速ジェット騒音低減法がある。これまで，タブは衝撃波関連騒音の中の広帯域騒音の特性や発生メカニズムの研究のためのスクリーチ騒音成分抑制の一手段として使用され[(3)(4)]，近年において，エジェクターとの組合せによる超音速ジェット騒音低減への研究も行われ始めている[(6)]。

しかしながら，タブによる騒音低減量と推力損失との関係，タブによる騒音低減可能量および低減可能周波数領域とジェット排気速度やジェット排気温度との関係，航空機騒音規制値のクリアーために最大騒音レベル方向に必要な低減量を与えられる可能性，並びに最適な騒音低減の得られるタブ形状，タブ寸法，およびノズルへの取り付け位置と個数に関する情報を始め，騒音低減に及ぼす飛行効果の影響，並びにエジェクターとの組合せによる騒音低減効果，および騒音低減メカニズムを含めて明らかにされていない事が多い。

そこで，航技研では流れの中への挿入物寸法を小さくすることによって，騒音低減量/推力損失の

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

大きな比が得られる可能性があり，加えて装備・操作が容易と思われるタブを，機械式ジェット騒音低減法の一つとして取り上げて一連の研究を進めている。研究の第一ステップとして，推力損失低減の観点から，流れのブロッケージファクター1.5%[5]や4.1%[6]の従来のタブより小さなブロッケージ（1.0%）の矩形形状タブを先細円錐ノズル端に2個軸対称に取り付け，不足膨張時のジェット騒音低減への効果を調べた。その結果，本タブの効果として広いジェット速度領域（Mj＝1.16～1.88）におけるスクリーチ音の完全な消滅と一部の衝撃波関連広帯域騒音の低減，並びに最大7 dBの全音圧レベル低減の可能性を明らかにした[7]。次いで，タブ効果に対するジェット温度の影響を明らかにするため，先細円錐ノズル端に前回の寸法のタブを2個，1個およびタブ無しの場合について，完全膨張時に超音速ジェットとなる7種類の圧力比（ジェット流の全圧と背圧の比）に対応し，ジェット排気温度比を5種類（ノズル上流の全温373 K～773 K）変えて，遠距離場騒音測定による騒音低減特性試験を行った。

その結果，タブは全てのジェット温度範囲内でスクリーチ音を消滅させるとともに，一部の衝撃波関連広帯域騒音も低減すること，並びにジェット温度の上昇に伴い騒音低減効果はノズル側面よりもジェット軸に近い方向に移動する事等を明らかにした[8]。

本研究では，騒音低減量/推力損失のより大きな比を有するタブ寸法の可能性を明らかにすることを目的として，前実験で使用した0.25～8.5倍のブロッケージを有する16種類の矩形形状タブを選び，それぞれのタブを先細円錐ノズルに軸対称に2個取り付けて，ジェットマッハ数0.991～1.884の範囲内の10種類の条件下で不足膨張時の常温超音速ジェット騒音低減効果を調べた。そして，同一ブロッケージのタブでも高さと幅の寸法比によってその騒音低減特性が異なること，タブによる騒音低減が特に有効に得られるジェット速度範囲が存在すること，並びに最小の0.25%ブロッケージのタブによって最大8.54%のタブとほぼ同一の騒音低減効果が得られること等多くの興味ある事実を明らかにした。

2．実験装置と実験方法

300 KWの圧縮機から供給された空気は超音速ジェット騒音試験装置（図1）の圧力コントロールバルブを通過した後，電気式熱交換器を通して必要温度に加熱され，ノズルから無響室内へ放出される。本実験では，ノズル出口を中心とした半径1.5 m（R/D＝60）の円周上，ジェット軸30°から130°の範囲で10°間隔に11個の$\frac{1}{4}$インチのマイクロホンを設定して，0～80 kHzの周波数範囲で遠距離場騒音を測定し，FFTアナライザーおよびミニコンピューターを用いて狭帯域周波数分析，1/3オクターブ分析並びに音響パワーの解析・計算を行った。先細円錐ノズルを用い，実験に必要なジェット速度を得るための圧力比10点（Po/Pa＝1.90，2.10，2.40，2.77，3.18，3.67，4.25，4.95，5.75，6.70）において，ノズル上流の全圧Poを圧力変動1%以内に抑えて16種類のタブの騒音低減特性を調べた。

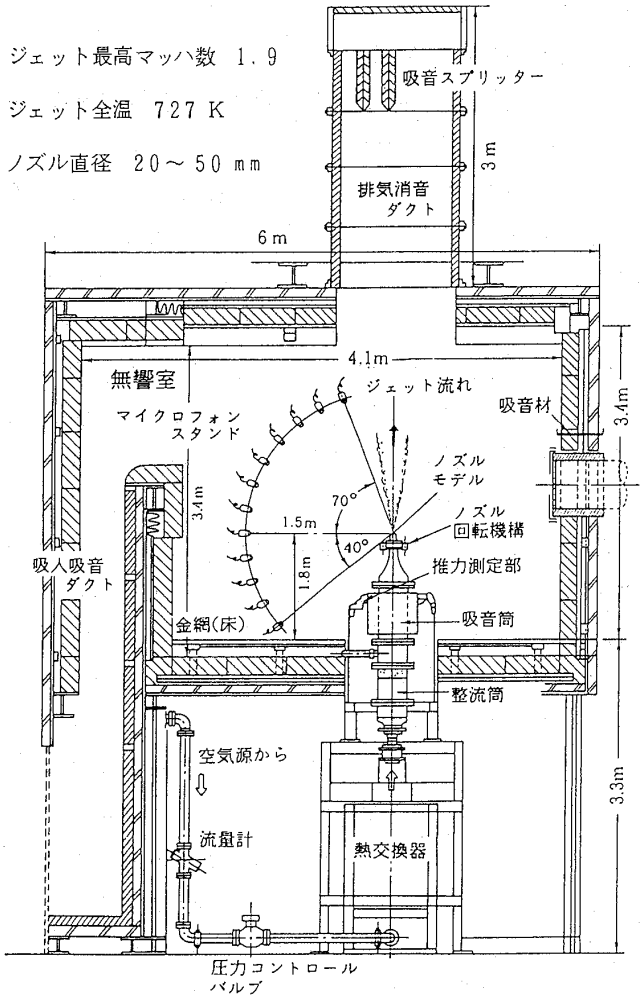
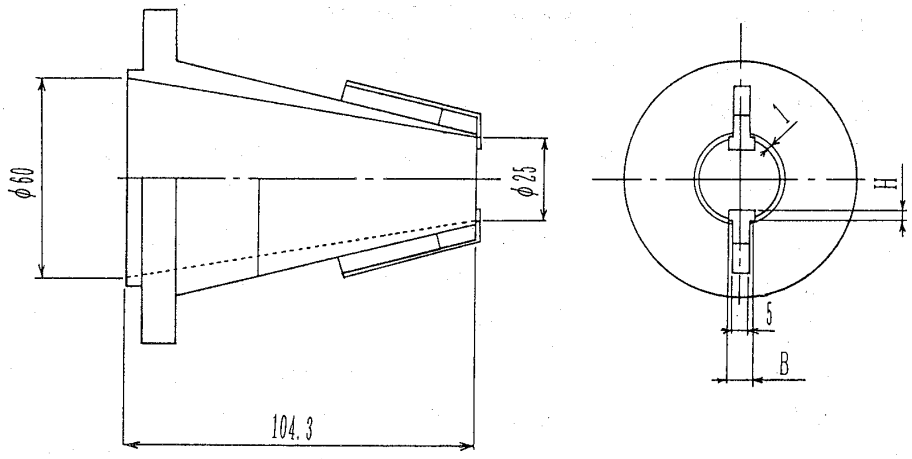
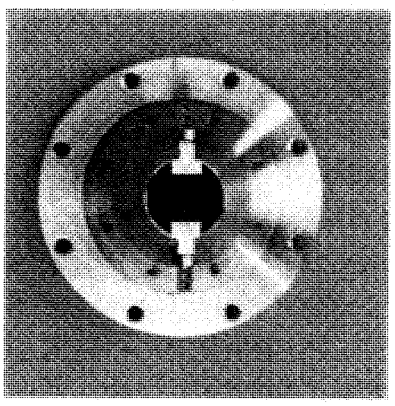


図1 無響室に設置された超音速ジェット騒音試験装置の概略図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.



(a) ノズル形状と寸法



(b) タブ付きノズル

図 2.2 タブ付き先細円錐ノズル

試験装置の詳細については参考文献 7 を参照されたい。本実験に使用されたノズル形状と寸法，本実験での最大寸法タブをノズル出口端面に取り付けた状態図，並びに 16 種類のタブの寸法をそれぞれ図 2(a)，(b)および表 1 に示す。

3．実験結果と考察

3.1 先細円錐ノズルからの不足膨張時の超音速ジェット騒音の特性

不足膨張時の超音速ジェット騒音は，下流に衝撃波を発生するため，図 3(a)—(c)（図中の曲線①の音圧スペクトル）に示すように離散周波数音のスクリーチ音，高い周波数領域にピークを有する広帯域周波数音の衝撃波関連騒音，および低い周波数領域にピークを有する広帯域周波数音のジェット混合騒音から構成されている。スクリーチ音は Powell[10] によって提案された様にノズル出口と音源との間での自励音響フィードバック機構により発生することは広く認められているが，流れの乱れと衝撃波列との干渉により生じる空間的な相関性を持つ音源の具体的な発生メカニズムについてはまだ明らかになっていない。しかし，最近の研究では[11]，スクリーチ音の発生メカニズムとして，ジェット混合領域の中のノズルリップまわりの弱い剪断層とその下流の渦層を含む大スケールの乱れ構造がノズル下流に伝播する不安定な波となり，下流にいくにつれて振幅が十分大きく成長して，規則的に配列する衝撃波セル構造と干渉して強烈な音を発生する。この音がジェット流の外側を上流に伝播して弱い剪断層を有するノズルリップに到達してジェットの固有の不安定波を励起し，この波が衝撃波と干渉し，再び上流に伝播する強烈な音を発生すると言った，ジェット流れの不安定波である大スケール乱れ構造と衝撃波列の干渉の構想が Tam & Seiner 等[11] によって提案され，実験結果と比較された。広帯域衝撃波関連騒音もジェット流れの不安定波である大スケール乱れと衝撃波列との干渉により発生し，またジェット混合騒音も大スケール乱れ自身から発生するとしており，3つの騒音の発生に大スケー

表 1 実験に使用したタブの寸法一覧表

タブ番号	幅：B mm	高さ：H mm	ﾌﾞﾛｯｹｰｼﾞ %	低減流量の平均値 %
1	1.55	0.8	0.250	0.7
2	1.55	1.6	0.502	1.74
3	1.55	3.2	1.007	2.73
4	1.55	4.8	1.513	4.7
5	3.1	0.8	0.484	1.48
6	3.1	1.6	0.990	2.4
7	3.1	3.2	2.000	5.19
8	3.1	4.8	3.011	7.96
9	6.2	0.8	0.847	2.86
10	6.2	1.6	1.857	5.13
11	6.2	3.2	3.878	9.14
12	6.2	4.8	5.899	
13	9.3	0.8	0.957	2.47
14	9.3	1.6	2.473	8.2
15	9.3	3.2	5.504	13.14
16	9.3	4.8	8.535	18.95

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

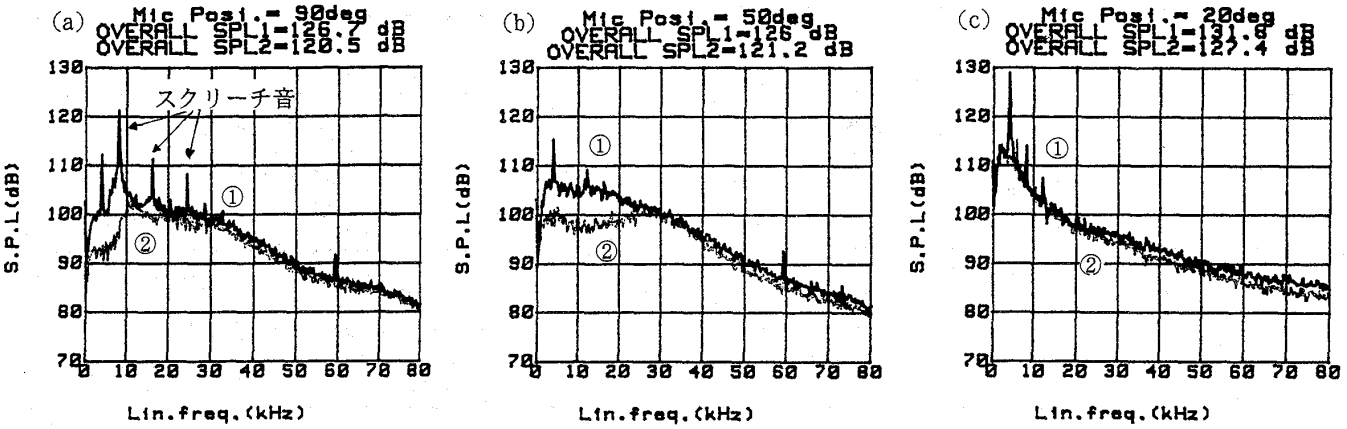


図3 タブ無し時およびNo.1タブ装備時の測定点での音圧スペクトル Mj=1.484

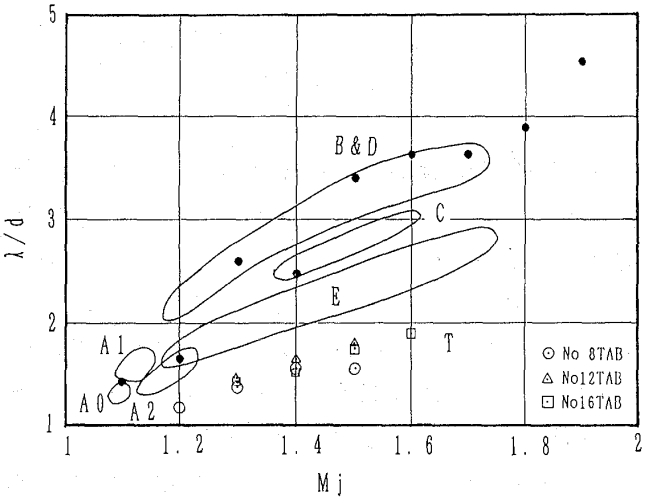


図4 スクリーチ音の波長のジェットマッハ数に対する変化

ルの乱れ構造が共通して関係しているとしている。

図3は狭帯域周波数分析結果の一例として，完全膨張時のジェットマッハ数 Mj=1.484 の場合のジェット軸より 20°, 50°および 90°測定点での音圧スペクトルを表示しており，図中の①の曲線および SPL 1 はタブ無しの場合のスペクトルおよび全音圧レベルである。ノズル側面の 90°位置では2次のスクリーチ音，他の位置では1次音が近傍の広帯域騒音より 10～20 dB も高い音圧レベルを有している。ジェット軸を含む半径 1.5 m 円周上のジェット騒音全音圧分布は，本実験の全てのジェット速度を通して，ジェット軸より 130°位置から 20°位置に向かって約 10 dB 程度の一様なレベル増加の傾向にあり，20°位置で最大全音圧レベルを有し，Mj=1.884 では 135 dB もの高い音圧レベルであることを明らかにしている。図4はジェット速度の変化に対するスクリーチ基本周波数音の波長 λ（ノズル直径Dで無次元化した値）の変化を示したものであり，図中の A_1 からEの文字で表示された領域は現在までの研究から明らかにされた種々の発生モード領域を表している[9]。本実験で発生しているスクリーチ音の構造（モード）を知ること，並びにタブが有効に作用して消滅あるいは低減出来る構造（モード）の種類を考察するために，本実験で得られたスクリーチ音のデータ（図中の黒丸印）を図4中にプロットした。これより，本実験でのスクリーチ音はジェットの下流の軸対象構造の衝撃波列から発生するAモード，並びに螺旋構造配列の衝撃波から発生するB & Dモードで発生し，タブにより消滅あるいは低減の作用を受けていることが明らかとなったが，流れの可視化や測定により更にこれらの現象を確認することが必要であると思われる。図5と図6は 90°測定位置で得られた全音圧レベルのジェット速度 Vj 並びに β ($\beta^2=Mj^2-1$) に対する変化をタブ無し，タブ No 1 と No 6 の場合について調べたものである。ジェット速度の増加に従ってスクリーチ音や衝撃波関連広帯域騒音レベルの急増するタブ無しの場合は，特に Vj=370 m/s～480 m/s の範囲でジェット音響パワーの速度の8乗則に従わず，タブ装備の場合の時の方が8乗則に近ずく傾向が見られる。衝撃波関連騒音の音響パワーは下流の衝撃波の強さ (Mj^2-1) の2乗に比例する可能性のある事から[3]，本実験での傾向を調べたのが図6である。タブの有無を含めて音響パワーは β の4乗に比例する傾向があり，不足膨張時の超音速ジェット騒音レベルは下流の衝撃波に強く支配されていることを表している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

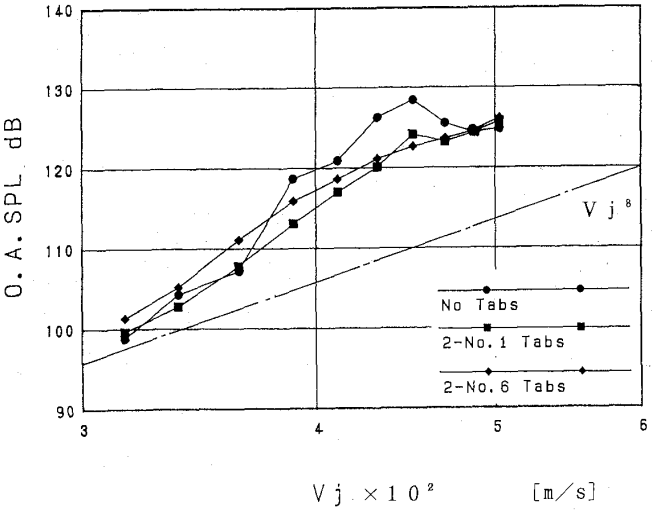


図5 全音圧レベルのジェット速度に対する変化
(ジェット軸から90°測定位置)

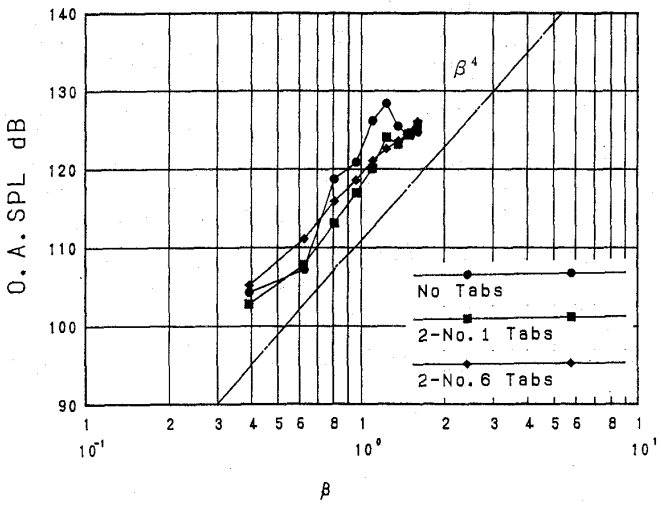


図6 全音圧レベルのβに対する変化
(ジェット軸から90°測定位置)

3.2 タブによる超音速ジェット騒音低減効果

タブは衝撃波からの音との干渉で，ノズルリップ近傍に生ずる弱い剪断層乱れの強さおよび厚さの円周方向不均一性あるいは乱れ発生時刻の円周上不規則性を生じさせ，大スケール乱れの低減あるいは不安定波の下流への伝播を安定化させることにより，大スケール乱れと衝撃波の干渉を基本とする自励音響フィードバック系を破壊して，スクリーチ音を消滅させていると考察される。しかし，タブの騒音低減メカニズムの解明には流れの可視化等の計測も合わせて行うことが必要である。ところで，Tam & Seiner の超音速ジェット騒音発生メカニズム構想に従えば，タブは不完全膨張時のジェットから放射されるスクリーチ音，広帯域衝撃波関連騒音，並びにジェット混合騒音の全てに影響を与える可能性があることになる。

図3中の②のスペクトル曲線はNo.1タブを装備した時に得られたものであり，①のスペクトル曲線との各周波数での音圧レベル差はタブによる騒音低減効果を示す。広帯域衝撃波関連騒音はスクリーチ音の基本周波数より低い周波数では発生しないとの実験結果[11]を考慮して①と②のスペクトルを比較すれば，図3の結果よりタブはスクリーチ音を消滅させ，一部の衝撃波関連広帯域騒音とジェット混合騒音を低減していることが明白である。このことはTam & Seiner の大スケール乱れと衝撃波干渉の構想を裏付けているように思われる。タブの効果により図3(a)では9 kHz 附近で20 dB もの低減が得られており，この騒音低減量は大きな寸法のタブを使用した他の研究結果[5][6]と同レベルである。

タブ効果の一例として，最小寸法タブNo.1装備時とタブ無しノズル時の全音圧レベルの差，即ちタブによる騒音低減効果のジェット軸方向分布を10種類のジェット速度について図7に示す。タブによる騒音低減効果はジェット速度の増加とともに増加して，Mj=1.285で全方向に渡り4～5 dB の低減，Mj=1.484で最大10 dB の低減が得られ，それより高いジェット速度では低減効果が減少する傾向を示している。このタブの騒音低減効果のジェット速度依存性はタブの超音速ジェット騒音，特にスクリーチ音低減と深く関係している。このため，図7に示すタブの騒音低減量はスクリーチ音圧の強くなるジェット速度と強い相関を有し，Mj=1.484で最大低減が得られているものと考察される。図7と同様な方法でタブNo.1～No.4の幅B=1.55 mm 一定で，高さHが0.8 mm～4.8 mm 間で異なる4種類の矩形タブ(図2および表1参照)の騒音低減効果を異なるジェット速度について比較してみると，幅B一定条件下で，タブの高さHの変化に対するタブの騒音低減量はジェット軸方向の指向性を含めて殆ど差が無く，Mj=1.285で20°～90°の範囲内での5 dB の騒音低減，Mj=1.485での最大9 dB の騒音低減が得られている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

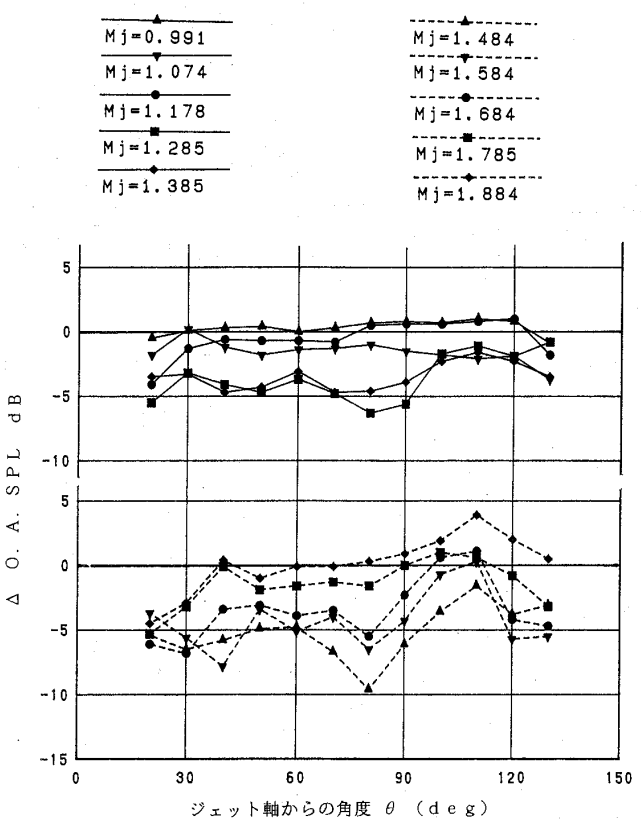


図7 No.1タブによる騒音低減効果のジェットマッハ数に対する変化

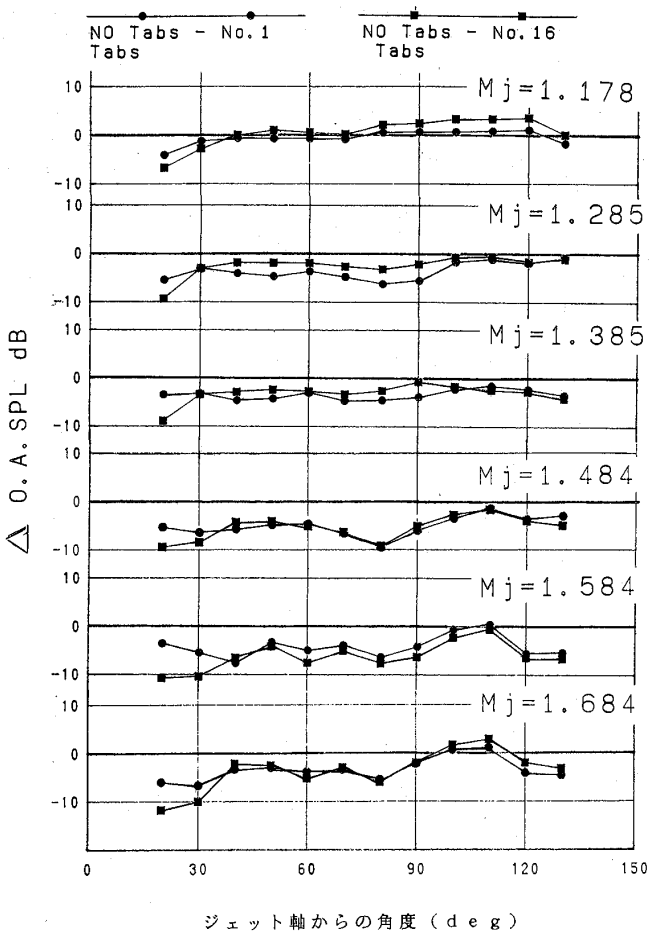


図8 No.1タブとNo.16タブによる騒音低減効果の6種のジェット速度における比較

3.3 最小と最大ブロッケージを持つタブ間の騒音低減効果の比較

6つのジェット速度の場合について，本実験での最大寸法のタブNo.16と最小寸法のタブNo.1との騒音低減効果の比較を図8に示す。ジェット速度Mj=1.178，1.285，1.385の場合にはむしろNo.1タブの方が騒音低減効果が大きく，ジェット方向に平均的に5dBの騒音低減量を得ている。ジェット速度Mj=1.584を除けば，No.1とNo.16タブはほぼ同等な低減効果を示している。ジェット速度Mj=1.584の場合No.1タブでは完全にスクリーチ音の消滅は出来ず僅かに残るため，効果に差が生じている。しかし，半径方向寸法の大きいNo.3のタブではスクリーチ音は完全に消えることから，ノズルリップからの剪断流につながる大スケール乱れの不安定波を安定化させるためには，半径方向にある幅以上の寸法を有するタブの挿入が必要であることを本実験結果は示唆しているものと考察される。

実験結果の一例として，ジェット速度Mj=1.484の場合でNo.1タブとNo.16タブをノズルに装備した時の20°，40°と90°測定位置での音圧スペクトルを重ね画きした結果を図9に示す。

図中の曲線①および②はそれぞれNo.16タブとNo.1タブ時の音圧スペクトルを表す。No.16タブ使用時にはスクリーチ音に代る，新たな離散周波数音が発生しており，そのため，20°位置では大きくジェット混合騒音が低減されているにかかわらず全音圧レベルの大きな低減が得られていない。この離散周波数音については3.5節で検討する。

3.4 超音速ジェット騒音低減へのタブ寸法効果

11点の騒音測定位置から得られた音圧データを用い，タブ無しを含めた17ケースのタブについて各ジェット速度時の音響パワーを計算し，タブ無しの場合を基準としてタブによる音響パワー低減量を全ての寸法のタブについて比較した結果の一例を図10(a)—(d)に示す。図はジェット速度Mj=1.385，1.484，1.584，1.684の4ケースであ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

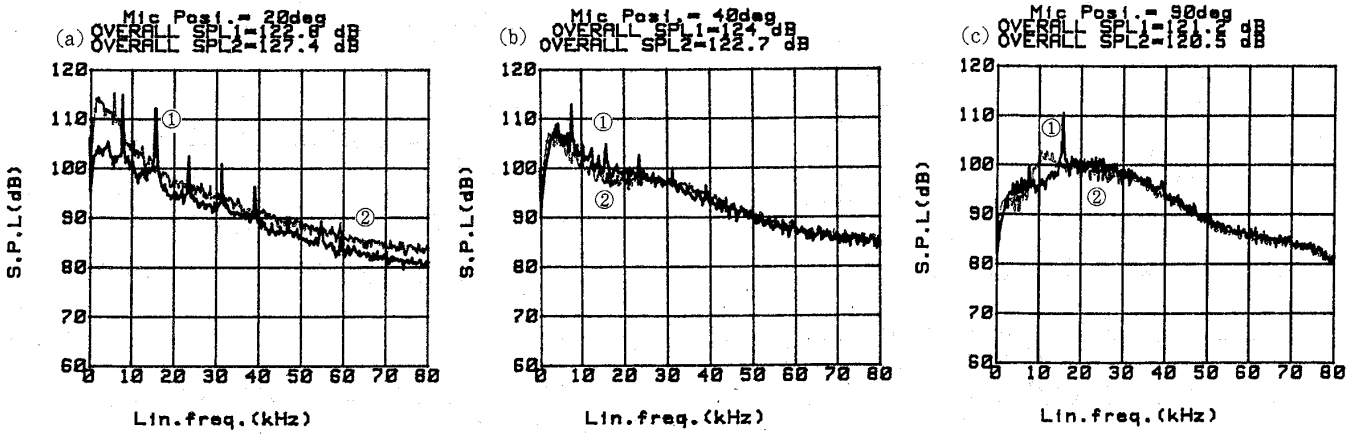


図9 No.1タブとNo.16タブ装備時の音圧スペクトル比較

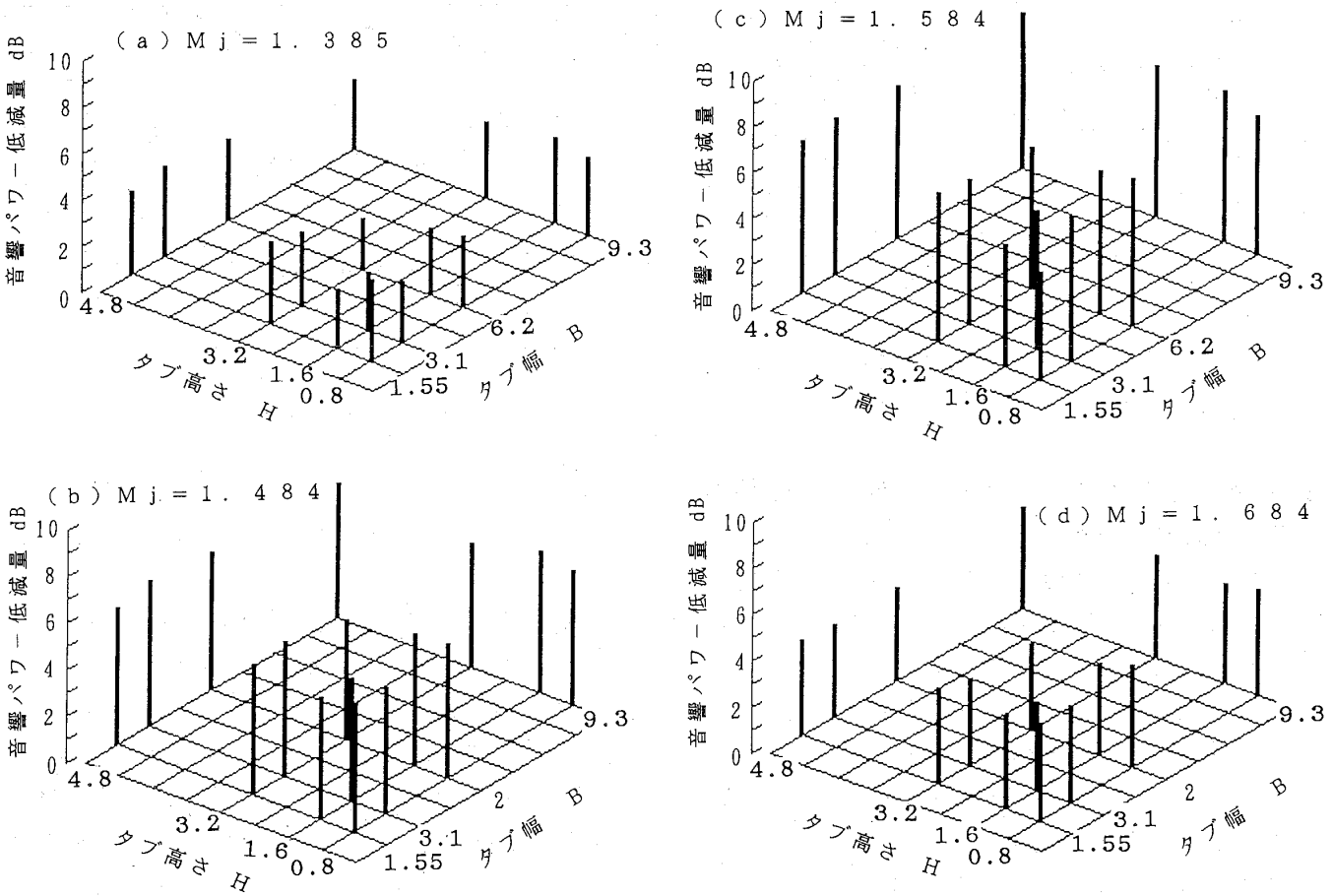


図10 異なるジェット速度でのタブによる低減音響パワーのタブ寸法効果

り，各々のジェット速度においてタブ寸法の変化，即ち幅B一定で高さHを変えた場合，あるいはその逆の場合に対しても，低減量に少し変化はあるものの特に音響パワー低減量に規則的な変化は見られず，2.5～4 dB，2.5～4 dB，5.2～6.3 dB，4.7 dB～6.7 dBの各々の低減が得られている。タブの使用による推力損失は正確に測定されていないので，損失の目安として各々のタブ使用による流量低減量のタブ無し場合の流量に対する比を%で表示したものを表1に示す。この値は10ケースのジェット速度の場合の平均値であり，この低減流量はタブのブロッケージ，即ち推力損失と相関性をもつ値と考えられ，ブロッケージの増加とともに増加する傾向が見られる。

本実験から広い超音速ジェット速度範囲に渡ってタブ寸法の高さや幅およびそれらの比と音響パワーによる騒音低減量評価との相関は明確に得られなかった。本実験から得られた騒音低減効果，

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

流量低減量，最小寸法タブの特定ジェット速度でのスクリーチ音の不完全な消滅，それと同一幅で高さ(半径方向長さ)の少しの増加によるスクリーチ音の完全な消滅，並びに幅広タブからの新しい離散音の発生から判断して，タブ寸法，即ちブロッケージとしては0.25%近傍に最適値が存在するものと推定される。しかし，同一ブロッケージ値でもタブ形状を変える（例えば，先端の鋭角な三角形状等）ことにより，騒音低減量を減らすことなく更に損失低減の可能性があり，タブ形状効果と更に小さなタブ寸法効果の研究を同時に今後進める必要がある。更にタブによる低減スペクトルの相違の効果を考慮するため，音響パワーによるタブ性能評価とともに，音のスペクトラムや聴感補正を考慮したPNL dB等による性能評価等を検討することが必要であると思われる。

3.5 幅広タブから発生する離散周波数音について

本実験に使用したタブにより，スクリーチ音は消滅されたが，タブの円周方向幅Bの大きなNo.9～No.16のタブとNo.8のタブにおいて新たな離散周波数音が発生した(図9参照)。結果の一例として，圧力比（ジェット速度）と発生音の基本周波数および音圧レベル並びにストローハル数（タブ幅Bとジェットノズル出口での速度を音速として求めた）を表2に示す。この離散周波数音は次の特徴を持つ。; ①基本周波数音レベルより2次の音圧レベルが高く，ノズル側面よりジェット軸方向での音圧レベルが高い。②高調波音まで存在し，周波数は同一タブ幅Bでも圧力比（ジェット速度）の増加に従い減少する。また，一定タブ幅Bの時でも高さHの減少とともに発生周波数は低下する。③この離散周波数音の発生するジェット速度に範囲がある。これらの音の波長とジェット速度の関係を図5中にTグループとして示したが，スクリーチ音の各種発生モードとの関係は明らかでない。この音の発生原因としてはタブ幅方向のカルマン渦に類似したエッジからのはく離渦の揚力・抗力変動に起因するもの，およびタブの半径側エッジからのはく離渦，また新たな機構の衝撃波音等が考えられるが，上述①～③の特性を満たす現象は特定できず，新たな解明すべき課題として現在研究を進めている。

4. 結 論

不足膨張時の超音速ジェットの騒音低減に関し，騒音低減量/推力損失の比の大きな騒音低減装置の可能性を明らかにするため，0.25%～8.5%のブロッケージの矩形形状タブを16種製作し，ジェットマッハ数0.991～1.884の10ケースについてタブによる騒音低減特性試験を行い，下記の事柄を明らかにした。

(1) ブロッケージ0.25%の最小寸法のタブは，スクリーチ音の消滅と一部の衝撃波関連広帯域騒音並びにジェット混合騒音の低減を成して，最大寸法タブ(ブロッケージ8.535%)と同レベルの騒音低減効果を現し，最大10 dBの騒音低減量を与えた。他の研究者により最適と推薦されているブロッケージ1.5%以上のタブ[(5)(6)]よりも小さなブロッケージのタブによって同レベルの騒音低減が

表2 タブの挿入により発生した離散周波数音
(測定位置はジェット軸から90°位置)

タブNo	圧力	Mj	周波数	音圧ﾚﾍﾞﾙ(dB)	ストローハル数
8	2.40	1.179	11500	94.9	0.10485
8	2.77	1.286	9750	94.2	0.08889
8	3.18	1.385	8750	93.1	0.07977
8	3.67	1.485	8750	96.3	0.07977
12	2.77	1.286	9000	108.2	0.16411
12	3.18	1.385	8250	94.1	0.15044
12	3.67	1.485	7500	96.2	0.13676
16	2.77	1.286	9500	93.0	0.25985
16	3.18	1.385	8750	102.4	0.23933
16	3.67	1.485	7750	99.9	0.21198
16	4.25	1.585	7250	101.6	0.19830

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

得られたことは，より低減効率の良いジェット騒音低減装置開発の可能性を示した。

(2) 広い超音速ジェット速度範囲に渡ってタブ寸法の高さや幅およびそれらの比と音響パワーによる騒音低減量評価との相関は明確に得られなかった。最小寸法タブの特定ジェット速度でのスクリーチ音の不完全な消滅，それと同一幅で高さ（半径方向長さ）の少しの増加によるスクリーチ音の完全な消滅，並びに幅広タブからの新しい離散音の発生から判断して，タブ寸法，即ちブロッケージとしては0.25%近傍に最適値が存在するものと推定される。更に小さな寸法タブの研究とともに，同一ブロッケージ値でもタブ形状を変えることにより，騒音低減量を減らすことなく更に損失低減の可能性もあり，タブ形状効果の研究も必要である。

(3) タブは超音速ジェット騒音の中のスクリーチ音の消滅を中心とし，一部の衝撃波関連広帯域騒音とジェット混合騒音を低減する作用があるが，スクリーチ音の音圧レベルが他に比して高いため，タブによる騒音低減が特に有効なジェット速度範囲はスクリーチ音の強い速度範囲に対応している。

(4) Tam & Seiner[11] の不完全膨張時のジェット騒音である，スクリーチ音，広帯域騒音波関連騒音，およびジェット混合騒音の発生は全てジェット流れの中の不安定波である大スケール乱れ構造に起因するとの構想を裏付ける如く，不安定波の大スケール乱れ構造に影響を与えるタブの挿入により３つの全ての騒音の低減が認められた。タブによるスクリーチ音低減に関係する不安定波の安定化を図るためには，ある半径方向深さ以上のタブ挿入の必要性がタブ寸法の変化の一連の実験から明らかとなった。タブの騒音低減メカニズムの解明には流れの可視化等の計測も含めて遂行することが必要であり，現在，研究を進めている

(5) ノズル寸法の幅（円周方向の長さ）の広いタブではスクリーチ音に代る新たな離散周波数音の発生が生じた。特殊な周波数ならびに放射指向特性を有しており，今後の解明が待たれる。

なお，本研究は通産省の産業基盤技術の超音速輸送機推進システムの研究・開発の一環として行われた研究である。

参考文献

(1) 小林，騒音制御学会誌，vol.14，No.5（1990）pp.17.
(2) J.M. Seiner & E. A. Krejsa, AIAA－89－2358（1989).
(3) H. K. Tanna, J. of Sound Viration, 50(3),（1977），pp 429－444.
(4) T. D. Norum, AIAA－82－0050,（1982）.
(5) M. Saminy, et. al, AIAA－91－2263（1991）.
(6) K. K. Ahuja, et. al, AIAA－90－3882（1990）.
(7) 小林，他，機械学会"振動・音響新技術シンポジウム"（1992.8).
(8) 小林，他，機械学会70期全国大会（1992.9).
(9) J. M. Seiner, AIAA－84－2275（1984）
(10) Alan Powell, Aeronautical Quarterly, 4,（1953），pp 103－122
(11) C. K. W. Tam, J. M. Seiner and J. C. Yu, Journal of Sound & Vibration, 110(2),（1986），pp 309－321

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究（第1報）（作動条件と排気特性の関係）

慶応大学大学院　畦上　修
慶応大学大学院　河野　学[1]
慶応大学理工学部　川口　修

Abstract

The lean premixed combustion technique may be the most promising one to meet severe regulations on NOx emission of gas turbine power plants, which has a possibility to reduce NOx emission without lowering efficiency, and several developments of the premixed type combustor have been performed and the capability of low NOx exhaust emission has been verified. To obtain fundamental and detailed data of lean premixed combustion technique, a systematic experimental work with a model combustor was conducted. Emission characteristics and combustion stability were examined through wide operating ranges of equivalence ratio, inlet air temperature and combustion load.

Exhaust pollutant emissions are sufficiently low when the combustor is operated at a low equivalence ratio, but only NOx emission increases with the inlet air temperature while increasing rate with the temperature rise is not so obvious in a lean condition near the blow-off limit.

1．はじめに

ガスタービン燃焼器の排気清浄化，特にNOxの低減に対する要請から，各種のNOx低減技術に関する研究が行われ，実機の中に取入れられてきた。NOx低減技術の一つである希薄予混合燃焼を用いた研究も行われ，NOx低減に有効であることが確認されている。[(1)(2)(3)] しかし有効なNOx低減技術と言われながれ，いくつかの問題点の為に，実際に実機には用いられていない。

本研究において，まず単純化したモデル燃焼器を用い，旋回羽根角度，保炎器直径等の燃焼器形状及び当量比，空気流量，入口空気温度等の作動条件をパラメータとして，排気温度，排気組成などを測定し，各々のパラメータがこれらに及ぼす影響を明らかにした。

さらに希薄予混合燃焼法の短所である安定燃焼範囲の狭さをカバーした希釈空気による燃焼器出口温度の制御及び振動燃焼・騒音の発生についての実験を行い，ガスタービン燃焼器への応用について検討した。

2．実験装置および実験方法

2.1　実験装置

図1に実験に用いたモデル燃焼器を示す。燃焼器形状の燃焼へ及ぼす影響を調べられるように，細部の形状および寸法が変えられるような構造にした。

燃焼筒は，缶型を用い，燃焼筒内径は，寸法効果による影響がないと考えられる[(4)] 最小の寸法として，ϕ 100 mm とした。

一次空気は偏流型として，また希釈空気は逆流

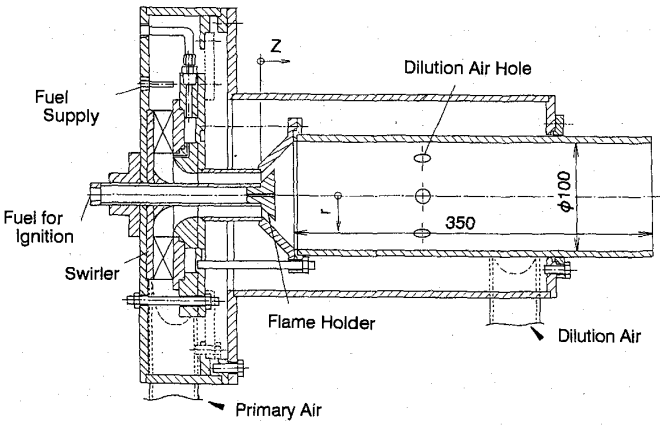


図1　燃焼器

（平成5年6月15日原稿受付）

1　現在　川崎重工業㈱勤務

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

型として供給する方法をとっており，一次空気と希釈空気の空気量は独立に設定できるようになっている。また一次空気のみ流入する場合には，外筒を取外し，石英ガラス性の燃焼筒を取り付け，燃焼状態を観察できるようになっている。

実用燃焼器における燃料を天然ガスと想定し，その主成分であるメタンを燃料として用いた。燃料は，その供給法による予混合気の生成の良否を調べるために，スワラ上流及びスワラ下流の二箇所から供給でき，また拡散燃焼も可能なように保炎器中心からも供給できるようになっている。しかし，予備実験の結果より，スワラ上流で燃料を空気中に噴射する方法が，均一性の高い予混合気を供給でき，逆火も起きない条件として確認されたので，実験はこの燃料供給法で行った。

2.2 実験条件

燃焼器形状におけるパラメータを表1に示す。まず，形状パラメータの基準条件を設定するために次の予備実験を行った。

(1) 旋回羽根角度を変化させた実験
(2) 予混合部長さを変化させた実験
(3) スワラコーン角度を変化させた実験
(4) 保炎器直径を変化させた実験
(5) 保炎器突出し長さを変化させた実験
(6) 希釈空気孔を変化させた実験

容易に旋回強さを変えることのできる，羽根枚数8枚の旋回度可変型半径流スワラ（旋回羽根角度・α_s）を使用した。羽根角度を，45～90°に変えることができ，これはスワール・ナンバーで0.29～3.00に相当する。予備実験より，旋回羽根角度は，α_s＝80°を基準条件とした。燃焼器における圧力損失は，半径流スワラによって強い旋回をかけ，強力な循環流を得られるよう調節をしても，実験の範囲では，4.8%以下となり十分に実用範囲に収まっている。

また，スワラ出口から燃焼筒入口までの長さを予混合部長さ（L_p）とし，この長さも変えられるようにした。予混合部長さは，燃料と空気がより均一に混合するように燃焼筒入口までに設けた助走路の長さを示している。予備実験結果より，スワラ上流より燃料を供給した場合には，十分に混合が行なわれており，燃焼器の小型化のために，予混合部長さは，一番短い L_p＝25 mm とした。

表1 燃焼器形状に関するパラメータ

形状パラメータ	記号	基準条件	実験条件	
旋回羽根角度 (スワール・ナンバー)	α_s	80 0.83	45～90 0.29～3.00	(°)
予混合部長さ	L_p	25	25, 50, 75, 100	(mm)
スワラコーン角度	θ_s	90	90, 180	(°)
保炎器直径	d_b	40	20, 30, 40, 50, 60	(mm)
保炎器突出し長さ	z_b	5	(0), 5, 10, 15	(mm)
空気孔位置	z_h	1.8	0.8, 1.2, 1.5, 1.8, 2.1	(mm)
空気孔直径	d_h	15	9, 12, 15	(mm)

表2 作動条件に関するパラメータ

作動条件	記号	基準条件	実験条件	
当量比	ϕ	0.7	0.6～1.0	
代表流速	U_d	4	2～8	(m/s)
入口空気温度	T_2	常温	常温～300	(℃)
空気流量割合	M_{a1}/M_a	1	1～0.67	

燃焼筒入口のスワラコーン角度は，保炎器と同じ開き角度90度のものと，燃焼筒の上流場周囲に二次的な循環流の形成される180度のものを用意した。スワラコーン角度は，開き角度90°の保炎器を中心に設置するために，90°を基準条件とした。また火炎安定のために取り付けた保炎器は，保炎器のない状態（d_b＝20 mm）と保炎器の直径（d_b）を変えたものを用意した。

さらに，保炎器の位置を上流側から下流方向へ動かして，燃焼筒入口環状口面積を変え，燃焼筒内への予混合気の噴出速度を変化させる事が可能である。Z_b は保炎器突出し長さであり，d_b＝40 mm の場合の環状面積とライナー断面積との比は，Z_b＝5 mm の時が0.06，Z_b＝10 mm の時が0.13，Z_b＝15 mm の時が0.20となっている。

保炎器は，循環流形成に大きな影響があると思われ，それにより安定燃焼範囲，排気組成等にも影響があらわれる。保炎器により，なるべく燃焼筒内へ90°方向に噴出する予混合気の速度を速くし，強力な循環流を形成させるために，d_b＝40 mm，d_b＝5 mm とした。

希釈空気孔については，孔径（d_h）と位置（Z_h）をパラメータとした。

次に作動条件について，表2に示す。下記の4つの実験を行った。

(1) 当量比を変化させた実験
(2) 代表流速を変化させた実験

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

(3) 入口空気温度を変化させた実験

(4) 希釈空気を変化させた実験

代表流速とは，総流量を燃焼筒断面積で割ったものである。また，入口空気温度（T_2）の燃焼安定性，排気特性への影響を調べるために，別置の燃焼器と熱交換器を用いることにより入口空気温度を変化させた。

また，予混合燃焼法の場合，その安定燃焼範囲が狭いために広い範囲の負荷の調節が困難であり，空気量の配分を負荷に応じて変化させることによって安定燃焼範囲の狭さを補う方法が考えられる。そこで，燃焼領域を安定な燃焼が行われる当量比条件に一定に保ちながら，燃焼用の空気と希釈用の空気の配分を変えることによって負荷の調節を行う方法を試みた。そこで希釈空気の導入法あるいは空気量配分が燃焼特性や排気特性に及ぼす影響について調べた。

希釈空気を用いた実験においては，全空気流量に対する一次燃焼用空気流量の割合をパラメータとした。

各種パラメータをふって実験を行っているが，示されている図においてとくに実験条件の記載がない場合は，表1および表2の基準条件において実験を行った結果である。

2.3 測定方法

排気温度及び排気組成は，燃焼筒出口直後および燃焼筒内部で測定を行った。温度測定にはR型熱電対の水冷プローブを用い，排気組成の測定は水冷式サンプリングプローブを用いた。排気組成の測定には，O_2計(ジルコニア式，柳本EZE—77A)，CO・CO_2計（非分散型赤外線法，柳本EIR—S)，NOx計（化学発光法，柳本ECL—77A)，THC計(水素炎イオン化法，柳本EHF—710)を用いて各種濃度を測定した。

燃焼筒出口に関しては，円周方向には分布がほとんど存在しないため，出口断面において半径方向に5ポイントを測定し加算平均を行った。燃焼筒内部計測は，微動装置を用いてプローブを移動させ，半径方向には5 mmおき下流方向は10 mmおきに測定を行って燃焼筒内部分布を求めたものである。

燃焼騒音の測定に関してはコンデンサ・マイクロホン（日本科学工業 MS—9）および普通騒音計（同社 82—1002）を用いており，騒音計からの出力をFFTアナライザー（TEAC F 4000）に入力し音圧レベル，周波数が測定できるようになっている。

測定は燃焼筒出口前方約45°の角度で1 m離れた点で行った。また場所の影響及び周辺器具からのノイズは，燃焼騒音に比較し十分小さいものと判断し，補正等は行っていない。

3．作動条件による排気特性

(1) 当量比の影響

図2は，基準条件(表1)における当量比と排気組成との関係を示したものである。

当量比を大きくしていくと，温度上昇と共にNOxは指数関数的に増加する。$\phi=0.6$の時には，$\phi=0.9$の時に示す最高濃度の約10%の3.7 ppm)（5%O_2）という値になり，希薄化を図ることにより確実にNOxは低減する。

COも希薄化により低下しているが，NOxの場合と異なり吹き消え当量比に近いところにおいて

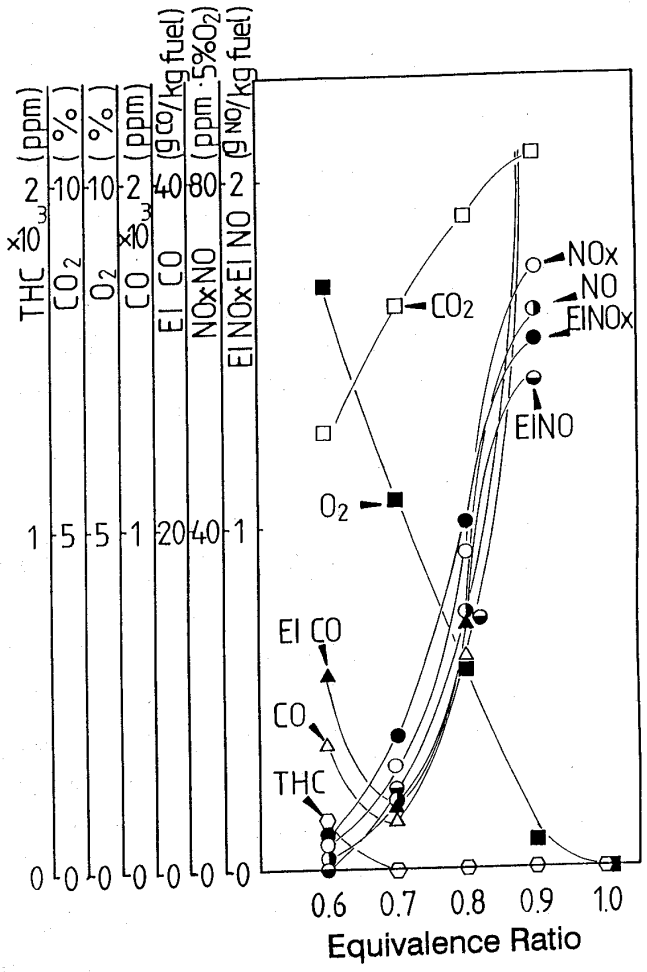


図2 基準条件における当量比と排気組成との関係

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

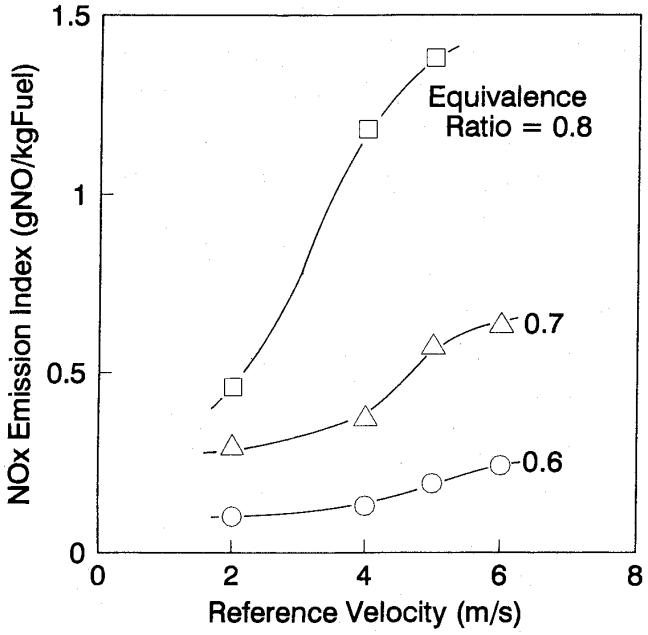


図3 代表流速を変化させた場合の（当量比一定において流量を変化）EINOx の変化

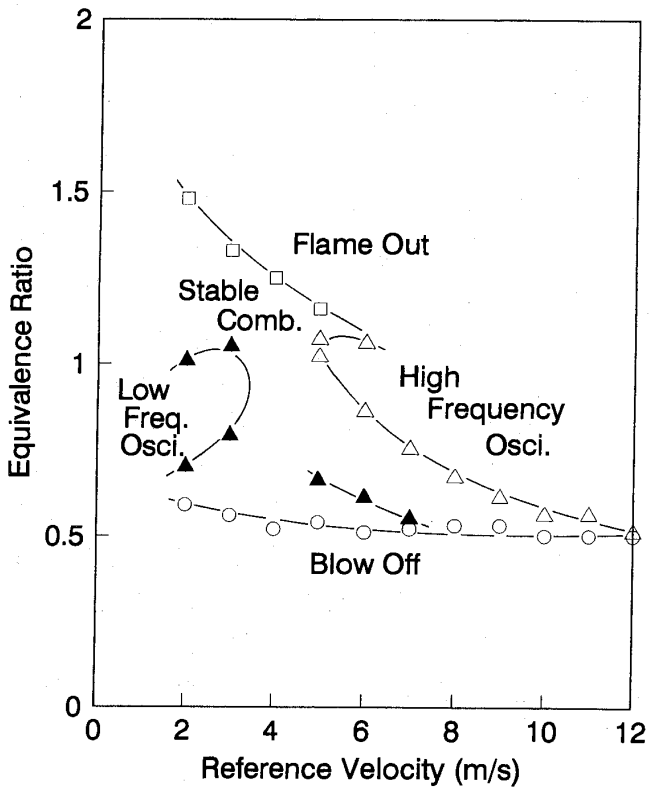


図4 代表流速を変化させた場合の安定燃焼範囲

は，逆にわずかに増加している。そしてその条件においては THC も排出される。このように希薄可燃限界に近づきすぎると燃焼状態は悪化して未燃物質が排出する。

(2) 代表流速の影響

図3は，代表流速を変化させた場合の（当量比一定において流量を変化）EINOx の変化を示したものである。

代表流速を増加させると，燃焼負荷の増加と共に燃焼ガス温度も上昇し，NOx の排出濃度が増加する。しかし，代表流速の増加と共に NOx が増加するが高速側において増加傾向がにぶる。代表流速の増加による滞留時間の減少[5]が，NOx の排出量に影響を与えていると思われる。

また，当量比を低くすることにより NOx の増加率を抑えることができる。

図4は，代表流速を変化させた場合の安定燃焼範囲を示したグラフである。代表流速の上昇により，吹き消え当量比は，わずかに下がり希薄側の安定燃焼範囲は広がる。しかし器内燃焼限界の当量比の低下により安定燃焼範囲は，流速が増すと狭くなる傾向がある。

さらに4 m/s を越えたあたりから，高周波の音（5 kHz）が聞える領域が広がり，代表流速が10 m/sを越える範囲においては高周波の音の発生する領域のみになってしまう。

このグラフの中にある低周波騒音及び高周波騒音発生領域におけるピーク周波数はそれぞれ500 Hz，5 kHz となっている。そのパワースペクトラムを図5に示す。低周波騒音のピーク周波数は，オルガンパイプ型気柱振動の一次モードに一致する。高周波騒音は，燃焼器上流の保炎器に付着する火炎の不安定現象に起因する微小な圧力変動が燃焼筒内で共鳴しているものと思われる。

(3) 入口空気温度の影響

図6は，入口空気温度を変化させた場合の安定燃焼範囲を示したものである。吹き消え限界当量比は，入口空気温度の上昇と共に低下している。入口空気温度の上昇による，燃焼速度の増加と燃焼場の温度上昇によって，保炎性が向上したと思われる。また過濃側において，代表流速を上昇させた場合と同様に高周波の音が聞える領域が発生する。

図7は，入口空気温度を変化させた場合の排気組成を示したものである。NOx は，入口空気温度上昇と共に増加しており，THC，CO は温度の上昇と共に低下し，100℃あたりからはほぼ一定の値を示している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

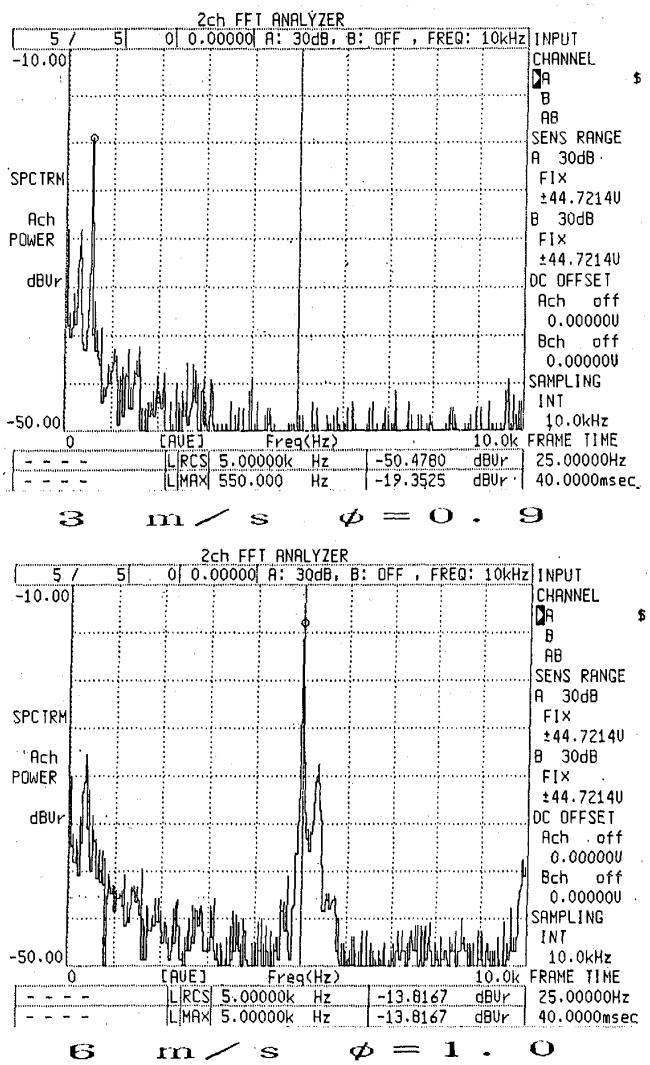


図5 低周波騒音及び高周波騒音発生領域における パワースペクトラム

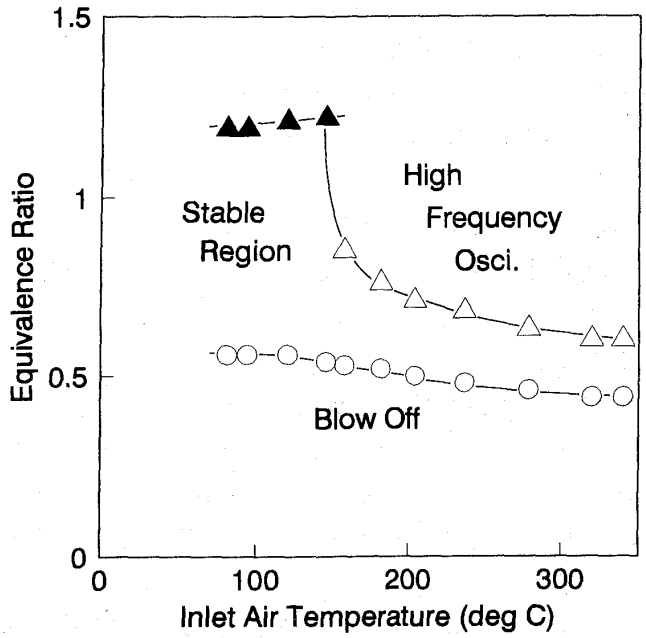


図6 入口空気温度を変化させた場合の安定燃焼範囲

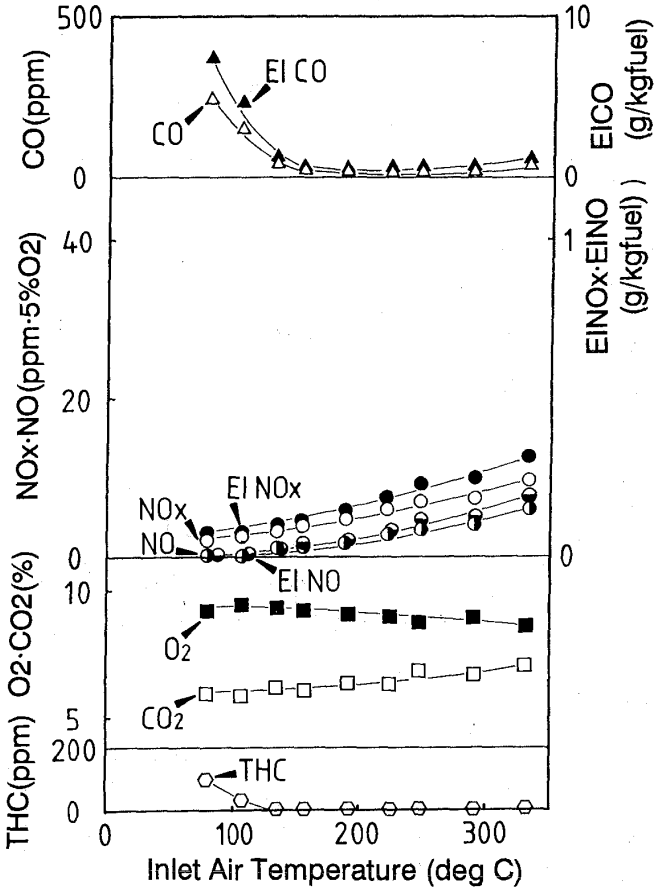


図7 入口空気温度を変化させた場合の排気組成

また図8は，当量比を変化させた場合の入口空気温度に対するEINOxの変化を示したものである。入口空気温度を上昇させることにより可燃限界の当量比を下げることが可能となり，240°Cを越えた範囲においては当量比0.5の条件でも燃焼が可能となる。当量比の低いほど入口空気温度の上昇に対するEINOx増加率を低く抑えることができる。これらの実験結果は，入口空気温度上昇による流速増加と燃焼場の温度上昇が影響していると思われる。

(4) 作動条件と窒素酸化物

図9は，すべての実験条件における結果について，横軸に燃焼筒出口温度の逆数を取り，縦軸にNOxの値を対数で取ったものである。燃焼筒出口温度とNOxの値には，負の相関がある事が分る。図10は，すべての実験条件における燃焼筒出口温度とNOのNOxにしめる割合を示したグラフである。燃焼筒出口温度が1500Kを越えた付近からNOのNOxにしめる割合は急激に増加し，1900K付近では燃焼ガス中のNOxのほとんどがNOである事が分る。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

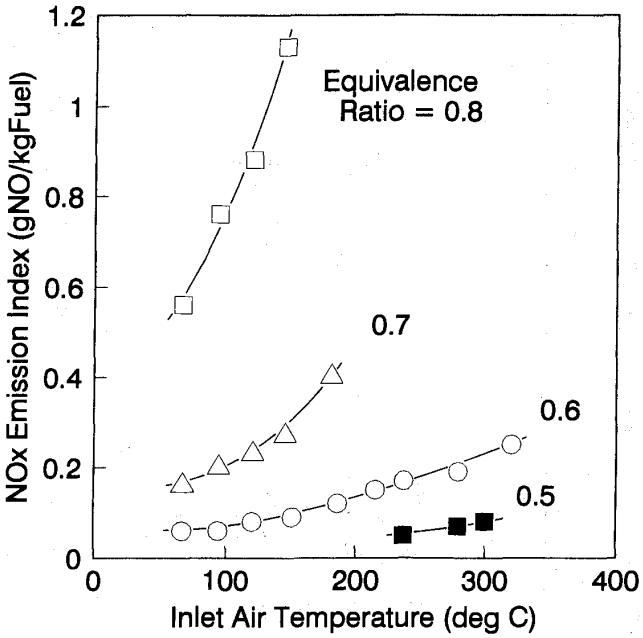


図 8 当量比を変化させた場合の入口空気温度に対する EINOx

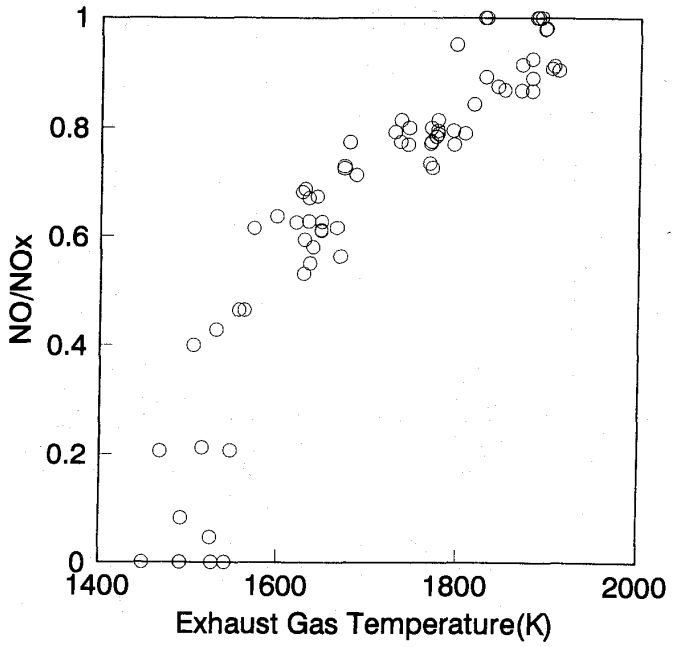


図 10 燃焼筒出口温度に対する NO/NOx

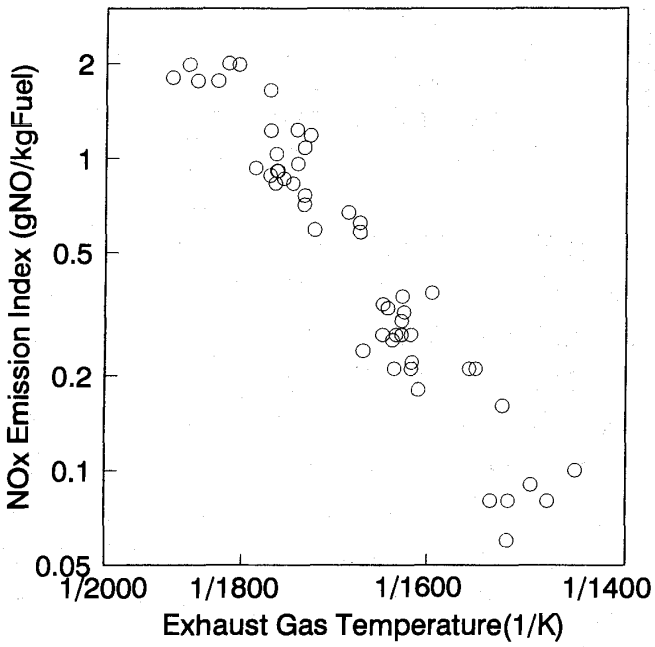


図 9 燃焼筒出口温度に対する EINOx

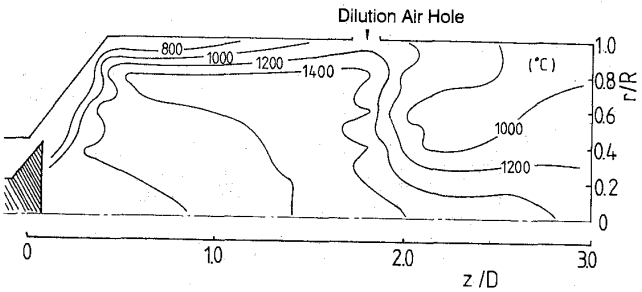


図 11 希釈空気導入時の燃焼筒内等温度線図

4．希釈空気導入による排気特性

希釈空気導入時の燃焼筒内等温度線図を図 11 に示す。この上流側の等温線は希釈空気を導入しない場合の等温線とまったく同じで，希釈空気が一次燃焼領域に何ら影響を及ぼしていない事を裏付けている。

燃焼筒内に環状流路から噴出した予混合気は，保炎器下流の高温循環流によって直ちに着火し，上流側壁面近傍の主流と循環流領域の間の温度勾配の大きい領域に主反応域が形成されている様子が伺える。着火した高温反応ガスの一部は，循環流領域の下流で乱流拡散によってその内部に流入するため，循環流後流端付近が最も高温になっている。循環流領域内はほぼ一様な温度分布となっているが，上流に行くに従って若干温度が降下しているのは保炎器への熱損失のためと思われる。

温度測定条件と同じ条件で測定された CO_2 及び NOx の等濃度線を示したのが図 12 及び図 13 である。

CO_2 の等濃度線は等温線と類似しており，循環流領域内で 8.2% (dry base) 前後の濃度を示し，ほぼ均一になっている。計算平衡値が 8.0% (dry base) であることを考えると完全燃焼していると言える。

NOx の等濃度線も等温線ときわめて類似している。循環流領域内ではNOxは高濃度を示して

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

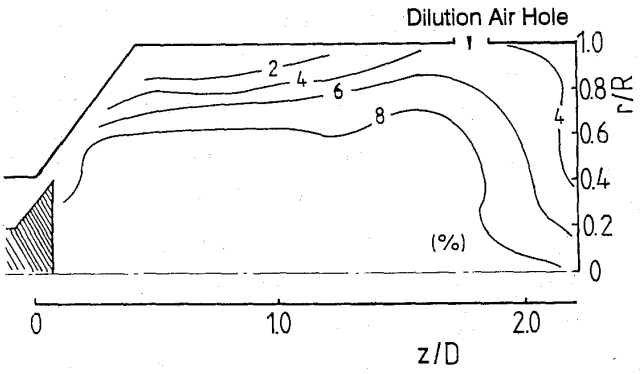


図 12 CO_2等濃度線図

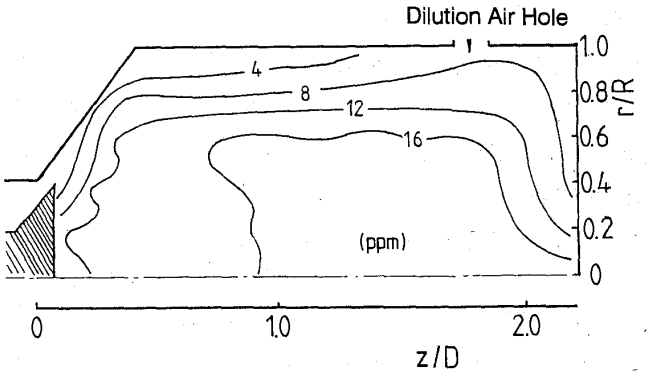


図 13 NOx 等濃度線図

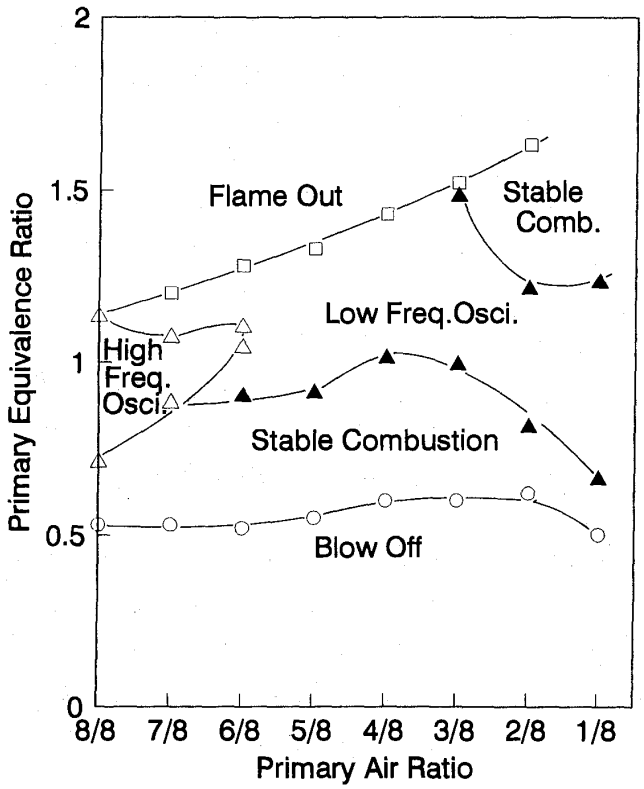


図 14 空気流量配分と燃焼特性

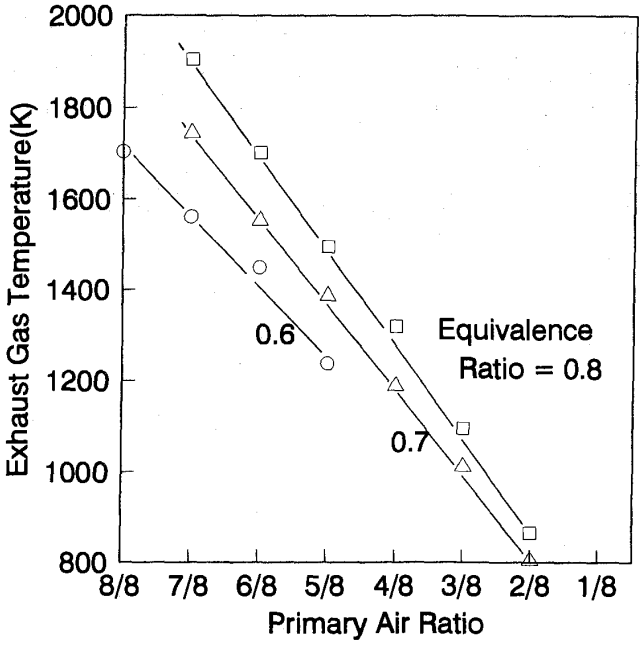


図 15 空気流量配分と燃焼筒出口の平均温度の関係

おり，特に循環流領域の後流端付近では 18 ppm 程度の領域が存在するが，上流部の保炎器の背後では 13 ppm 程度で，この領域が低温領域と対応している。この条件における排気中の NOx の平均濃度は 9.1 ppm である。最も温度が高い循環領域における滞留時間が燃焼器の実質的な全滞留時間の大半を占めるためこれを見積もることが出来れば排気中の NOx を推算することができる。

次に一次当量比を 0.7 とし，総空気質量流量を入口空気常温常圧の条件で代表流速 8 m/s に相当する 73.4×10^{-3} kg/s に固定して，一次空気と希釈空気の流量割合を変化させた時の結果を以下に示す。

一次当量比 0.7 の時の空気流量配分と燃焼騒音発生領域の関係を図 14 に示す。当量比 1 前後において低周波騒音領域と高周波騒音領域が存在するけれども希薄側においては，全般にわたって燃焼は良好である。また吹き消えの当量比に関しても 0.55 付近で一定であり，燃焼筒内への予混合気の吹出速度あるいは発熱量の影響はほとんどないと考えられる。一次当量比を一定に保てば，空気流量配分を変化させて燃焼させる事が可能である。なお，燃焼効率は作動範囲全般にわたり 99%以上を保っている。

空気流量配分と燃焼筒出口の平均温度の関係を示したのが図 15 である。希釈空気流量の増加に対

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

して，いずれの設定一次当量比の場合にもほぼ直線的に温度が低下しており，広範囲に渡って温度コントロールが可能である事がわかる。

5．結　論

NOx 低減化の一手法として希薄予混合燃焼法を取上げ，単純化したモデル燃焼器を用いて実験を行なった。

燃焼器の形状と作動条件の各々のパラメータが及ぼす影響を明らかにすると共に希薄予混合燃焼器の実機への応用に対する評価を行なった。そして排気温度，排気組成，安定燃焼範囲を測定した結果，次の結論を得た。

(1) 実験で用いたモデル燃焼器において予混合気への旋回および保炎器の働きにより，希薄可燃限界近くまで安定に燃焼させることができる。

(2) 予混合気の希薄化を図ることにより，燃焼場の温度は低下し，NOx の排出量を十分低減することが出来る。

(3) 代表流速を増加すると器内燃焼限界の当量比は，極端に下がり，また高周波の音の発生する領域があらわれるために，安定燃焼範囲は狭くなる。

(4) 代表流速を増加すると，NOx の排出量は増加するが，ある程度代表流速が増加すると NOx の増加傾向はにぶる。

(5) 入口空気温度を上昇させると，振動燃焼の発生によって安定燃焼範囲は非常に狭くなるが，より希薄側まで燃焼させることができる。

(6) 入口空気温度上昇のために，NOx の排出量は増加するが，低当量比条件においては NOx の増加率を低く抑えることが出来る。

(7) 低負荷時には一次モードの気柱振動に対応する燃焼振動が発生し，高負荷時にはそれに加えて高周波燃焼振動も発生する。

(8) 循環流領域下流端直後に設けた希釈空気孔により，一次燃焼領域に影響を及ぼすことなく希釈空気を導入することが出来，温度不均一率も良好な値に保つことができる。

(9) 一次当量比を希薄条件に保ち，適当な希釈空気を導入することにより広い範囲に排気温度を調節することが出来，負荷の変動に対応できる。

参考文献

(1) Nakamura, S., ほか 3 名, Proceedings of 19 th International Congress on Combustion Engines, (1991)

(2) Al Kabie, H. S. and Andrews, G. E., the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition of ASME, 90－GT－102 (1990－6)

(3) Smith, K. O., ほか 2 名, the Gas Turbine Conference and Exhibition of ASME, 87－GT－141 (1987－5)

(4) 鈴木　邦男，内燃機関連載講座，21－268，(1982－9)

(5) 中村　直，慶應義塾大学学位論文，(1983)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

技術論文

希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究（第2報）（火炎安定機構と排気特性）

慶応大学大学院　畦上　修
慶応大学大学院　広瀬裕二[1]
慶応大学理工学部　川口　修

Abstract

The lean premixed combustion technique appiled to the gas turbine combustor was examined on its characteristics for a wide range of operating conditions by using a model combustor. A recirculation zone generated in the upstream region by strong swirl motion and a flame holder plays an important role in a flame stabilization by exchanging heat and active species with the main flow.

The heat exchange rate between the recirculation zone and main flow by turbulent diffusion through the boundary region controls the stability of lean premixed combustion. At a very lean condition, below 0.6 of equivalence ratio, the flame around the recirculation zone partially blows off due to insufficient heat and active species supply from the low temperature recirculation zone. The increase of unburned gas emission due to partial blow-off brings about a decrease of combustion efficiency.

1．はじめに

希薄予混合燃焼法は，ガスタービンの厳しい排ガス規制，特にNOxの規制に対して有効である。著者らは，その特性を明らかにし，実用の可能性を確かめるために，燃焼器モデルを用いた実験研究を行なってきた[(1)(2)]。可燃性気流中に置かれた保炎器による火炎の安定化機構については，Zukoski and Marble[(3)]，辻ら[(4)]により数多くの研究が行われ，また理論的研究[(5)(6)]も行われてきた。しかし，ガスタービンなどの燃焼器内の非常に限られた領域において可燃限界近くの火炎がどの様に保持されるかについての研究は十分には行われていない。本研究では，循環流領域と主流との間の熱交換速度に着目し，これが可燃限界付近の火炎安定化の役割を果たしていると考え，燃焼器の循環流領域の形状および滞留時間を測定した。そして循環流領域と主流間の交換過程を体積交換流束，質量交換速度，熱交換速度で定量化し，燃焼器の作動条件とそれらとの関係を調べた。

また保炎器により安定化される火炎において，希薄可燃限界の拡大方法として，Fettingら[(7)]，Filippiら[(8)]により保炎器からの燃料の吹出しの研究が行われている。本研究ではこれを参考にし，燃焼器の保炎器根元から燃料を供給する方法により希薄側での火炎の安定性を高める実験を試みた。

さらに循環流領域内の滞留時間と燃焼器内で生成するNOx量との関係についても検討した。

2．実験装置及び実験方法

2.1　モデル燃焼器

実験に用いた燃焼器を図1に示す。前報のものと同一で燃焼筒は内径がϕ100の缶型で，今回の実験では希釈空気の導入は行なっていない。供給された空気は，燃料であるメタンと混合された後，

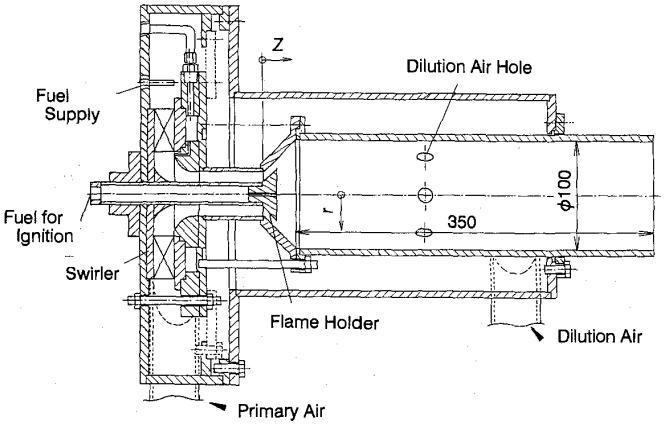


図1　供試燃焼器

（平成5年6月15日原稿受付）

1　現在　全日本空輸㈱勤務

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

半径流スワラを通り環状流路を通過し，保炎器の周囲から燃焼筒内に噴出する。炎色反応による火炎発光に基づく滞留時間測定用の窓は燃焼筒上流端より 90 mm 後方の燃焼筒壁面に設置してある。また，火炎安定化試験のため根元の部分に 12 箇所の ϕ 1.5 の燃料噴射口を設けた保炎器も用いた。

2.2 滞留時間の測定

滞留時間を実験的に求めるには，トレーサを循環流領域内に混入し，その供給を瞬時に遮断した後のトレーサの濃度減衰から求める方法が多く用いられている。[9] トレーサの失われる速度が，その時のトレーサ濃度に比例すると仮定すると次式が得られる。

$$-dC/dt = C/\tau$$

$$\therefore \quad C = C_0 \exp(-t/\tau) \quad \cdots\cdots(1)$$

但し　C　：トレーサ濃度

　　C_0　：初期トレーサ濃度

　　τ　：時定数

ここではこの時定数 τ をもって滞留時間 τ_{RZ} とする。本研究においてはナトリウム塩の炎色反応を利用し，ナトリウム塩を燃焼場にシードすることによって発生するナトリウムD線の光強度を測定することにした。しかし問題となる点がふたつあり，ひとつはトレーサとして用いるナトリウム塩の気流に対する追従性，もうひとつは濃度と発光強度の関係である。前者に対しては，炭酸水素ナトリウム（$NaHCO_3$）粉末の平均粒径を極めて小さいもの（約 5 μm）とすることで対応した。また後者に関しては，濃度が高いときには発光と同時に吸収が生じるため，濃度と発光強度の比例関係が成立しないが，逆に濃度が低いときは比例関係にあることからシード量を極力少なくし対応した。滞留時間測定回路を図 2 に示す。炭酸水素ナトリウム粉末は，ミキシングチャンバー内でキャリアガスである空気と混合され，電磁弁を経由し保炎器中心部から循環流領域内に導入される。燃焼場からの光は，壁面の観測窓を通してレンズ（ϕ 30）により集光され，フォトダイオードで電圧に変換されアンプで増幅された後，トリガーにより電磁弁が閉じた瞬間からコンピュータに取込まれる。発光強度に対応した電圧値の時系列データの対数を求め（図 3），直線性が著しく失われるところまで，つまり指数関数的に減少している部分のみを対象とし滞留時間を求めた。

2.3 循環流領域形成の測定

循環流領域長さの測定は，先端に NaCl 水溶液をしみ込ませた石綿を詰めたステンレス管（ϕ 5 mm）を，燃焼筒出口から中心軸上を上流側に移動させ，ナトリウム塩の炎色反応により橙色となった火炎が上流へ逆流し始める位置を求めることによって行なった。保炎器からその位置までの軸方向距離を循環流領域長さとした。また循環流領域幅の測定は，先と同様にナトリウム塩を循環流領域に供給し燃焼ガスを橙色に着色した。交換によって主流に流出されたガスは，主流の大量のガスによって希釈され色の濃さが著しく減少してしまう。このため循環流領域のみ橙色を呈したままになるので，これを写真撮影して解析することにより循環流領域の最大直径及びその軸方向位置を求めた。

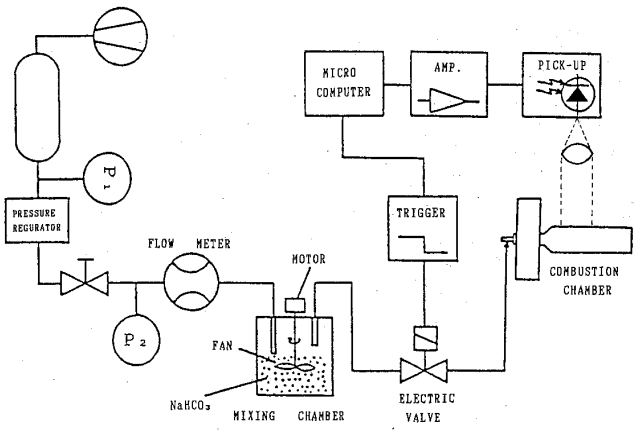


図 2　滞留時間測定回路図

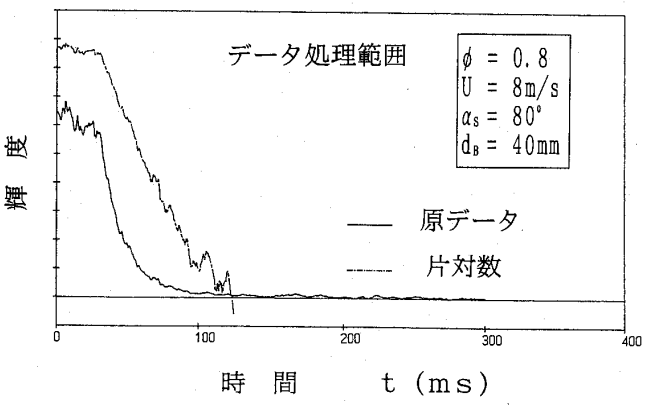


図 3　光強度減衰曲線

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

2.4 質量交換速度及び体積交換流束の計算

領域内の物質の平均滞留時間 τ_{RZ} を用いて，質量交換速度 m_e を次の様に定義する。[10]

$$m_e = \frac{\rho V_R}{\tau_{RZ}} \quad (kg/s) \quad \cdots\cdots(2)$$

但し ρ ：密度（kg/m^3）

V_R ：循環流領域体積（m^3）

この値は，主流と循環流領域間で単位時間当りに交換される物質の質量を示すものであり，循環流領域内を密度の一様な一種の完全攪拌反応器とみなしたものである。密度の値には，循環流領域内の代表温度と燃焼ガス組成を用いた。実際に測定した滞留時間 τ_{RZ} と循環流領域体積を2式に代入することによって，質量交換速度を得る。次に循環流領域表面を通過する体積交換流束として，次式に示す体積交換流束Eを定義する。

$$E = \frac{m_e}{\rho F_R} = \frac{V_R}{F_R}\frac{1}{\tau_{RZ}} \quad (m^3/(m^2 \cdot s)) \quad \cdots(3)$$

但し F_R ：循環流領域表面積（m^2）

2.5 熱交換速度及び熱交換割合の計算

主流と循環流領域間で単位時間当りに交換される熱量を熱交換速度と定義する。また循環流領域内の代表温度は，循環流領域内温度分布の加算平均によって求めたものを用いている。

$$H\,exc = m_e \cdot C_p \cdot T_{RZ} \quad (kJ/s) \quad \cdots\cdots(4)$$

但し m_e ：物質交換速度（kg/s）

c_p ：定圧比熱（kJ/kg・K）

T_{RZ} ：循環流領域内平均温度（K）

また，燃焼筒内で混合気が燃焼することで発生する熱量に対する主流と循環流領域の間で時間あたりに交換される熱量の比として，熱交換割合を次式で定義する。

$$\alpha_H = \frac{H\,exc}{H\,out - H\,in} \quad (-) \quad \cdots\cdots(5)$$

$$H\,out = (M_a + M_f) \cdot C_{pg} \cdot T_3 \quad (kJ/s) \quad (6)$$

$$H\,in = (M_a + M_f) \cdot C_{pu} \cdot T_2 \quad (kJ/s) \quad \cdots(7)$$

但し T_2 ：入口空気温度（K）

T_3 ：出口燃焼ガス温度（K）

M_a ：空気質量流量（kg/s）

M_f ：燃料質量流量（kg/s）

C_{pg}, C_{pu}: 燃焼ガス及び混合気の定圧比熱（kJ/kg・K）

表1 実験パラメーターおよび基準条件

パラメータ	記号	基準条件	実験条件
当量比	ϕ	0.7	0.54～0.8（～1.3）
代表流速	U	4	2～8 (m/s)
旋回羽根角度 （スワール・ナンバー）	α_s	80 0.83	45～90 (°) 0.29～3.00
保炎器直径 （予混合気噴出口面積比）	d_b	40	20, 40, 60 (mm) (2.4: 1:1.5)
入口空気圧	P_2	常圧	
入口空気温度	T_2	常温	常温～300 (℃)

3．実験条件

実験パラメーターおよび基準条件は表1に示す通りである。これらは過去の実験結果[1]より設定したものである。本研究は希薄予混合燃焼法をガスタービン燃焼器に適用した燃焼特性を調べることが本来の目的であるため主として燃料希薄側で測定を行なったが，滞留時間を測定する際，当量比の影響を明確にする目的で，基準条件下で代表流速4.0 m/sの場合のみ当量比を1.3まで変化させて，実験を行なった。代表流速は，全流量を燃焼筒断面積で割ったものである。

また火炎の安定性に影響があると思われる形状パラメーターとしてスワール数（旋回羽根角度）と保炎器直径を選択した。尚，本実験では保炎器背面とスワラコーンとの軸方向の間隔を，5.0 mmで一定（直径20 mmのものは除く）としたためそれぞれの保炎器に関して噴出口の面積が異なっている。その面積比を表1中の予混合気噴出口面積比に示してある。

また希薄限界に近い条件における燃料供給割合と火炎安定性との関係を求める実験は，設定当量比は安定限界に近い0.54～0.6，代表流速は4.0（m/s）で行なった。燃料供給割合は，総燃料流量に対する直接噴射流量の割合で定義し，0～1の範囲で実験を行った。

各種パラメーターをふって実験を行っているが，表示されている図においてとくに実験条件の記載がない場合は，表1の基準条件において実験を行った結果である。

4．実験結果

4.1 循環流領域形状

循環流領域の形状は近似的に回転楕円体の一部を切取ったものと仮定し，循環流領域体積は，測定した最大幅とその軸方向位置及び長さより計算

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

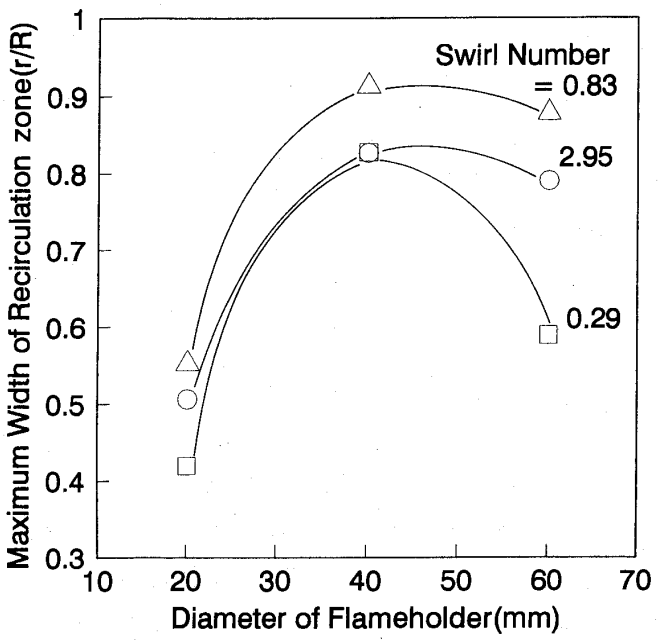


図4 形状パラメーターの循環流領域最大幅への影響

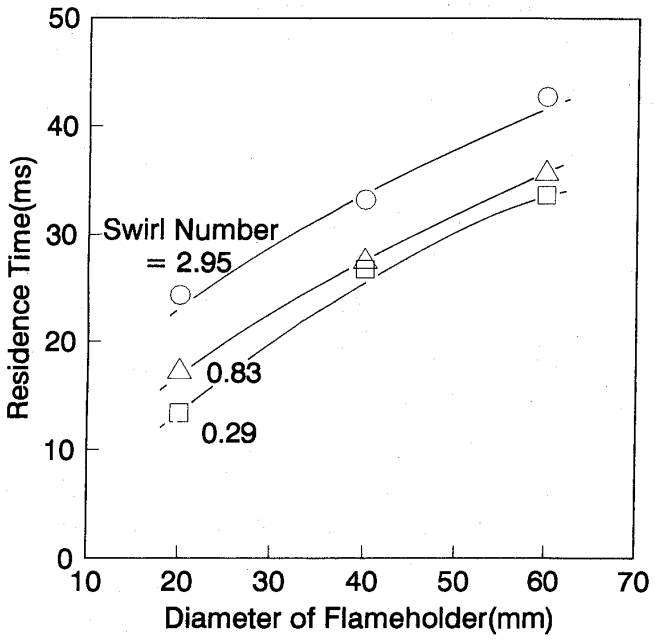


図6 形状パラメーターによる滞留時間の変化

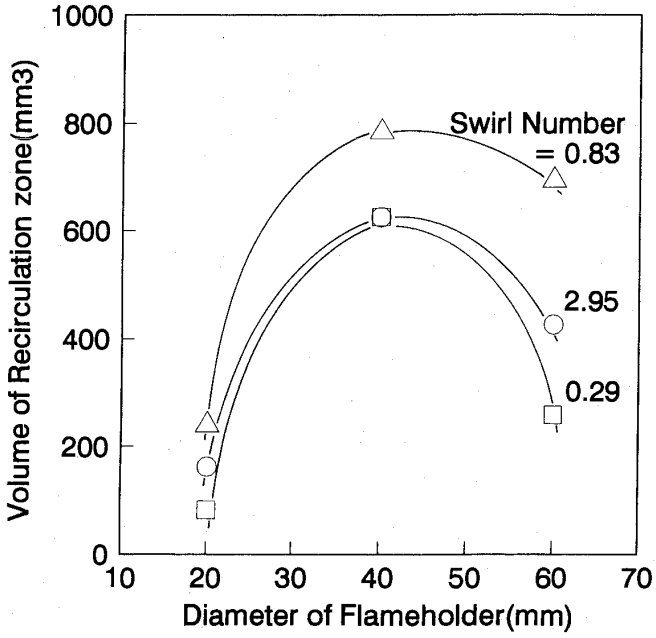


図5 形状パラメーターの循環流領域体積への影響

によって求めた。燃焼器形状パラメーターが，循環流領域最大幅に与える影響を図4に，体積に与える影響を図5に示す。保炎器直径が40 mmの時に循環流が最も広がっていることが図4よりわかる。また図5が示すように体積の変化も最大幅の変化と同様な傾向を示し，スワール数0.83，保炎器直径40 mmの設定時に最大値を得ている。

これは40 mmの時に燃焼筒の壁面方向へ噴出する予混合気の流速が最大となるためである。また20mmの時は，保炎器による半径方向への広がりがないため，循環流領域の形成がスワラにのみ依存するかたちになり，広がり方が著しく減少している。

スワール数の影響をみると，0.29の時極端に小さくなったがそれ以外はそれ程差異はなく，この燃焼器においては循環流領域の形成が保炎器形状に依存していることがわかる。

4.2 滞留時間

(1) 形状条件の影響

図6に，スワール数S，保炎器直径 d_B を変えた時の滞留時間 τ_{RZ} の変化を示す。スワール数，保炎器直径の増加に従い滞留時間も増加しており，Bovina[9] の研究結果とも一致している。

(2) 作動条件の影響

図7は，代表流速U及び当量比 ϕ に対する滞留時間 τ_{RZ} の変化の様子を示したものである。滞留時間は理論混合比の時に最小値をとる。これは燃焼温度の上昇による熱膨張のために燃焼ガスが加速され主流と循環流領域の境界付近の速度勾配が上昇しさらに温度上昇に伴う燃焼ガスの動粘度の増大で乱流レベルが増大することにより，境界付近での交換が活発になり，循環流領域に滞留する時間が小さくなったものと思われる。代表流速についても同様な理由が考えられ，その上昇とともに乱流レベルが上昇し交換が活発になり滞留時間は短縮している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

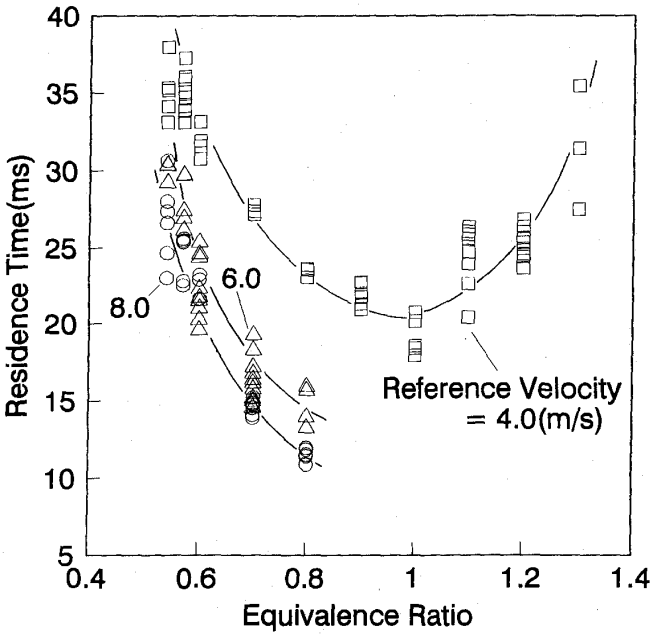


図7 作動パラメーターによる滞留時間の変化

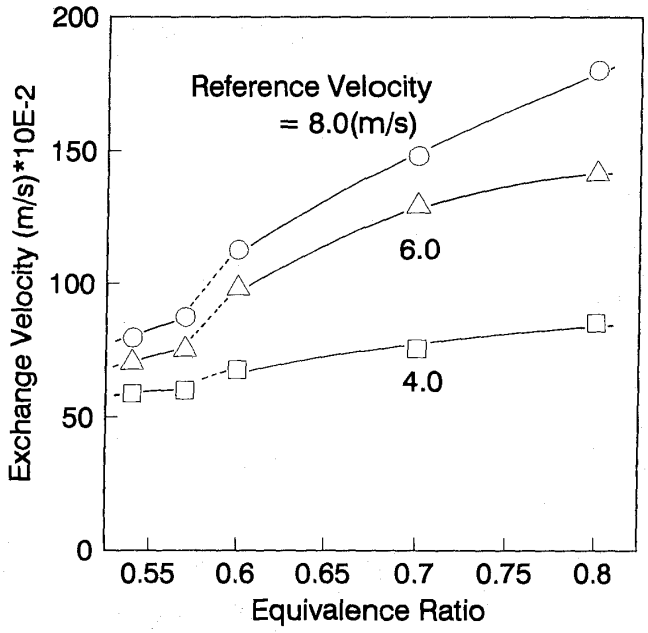


図8 作動パラメーターが体積交換流束に与える影響

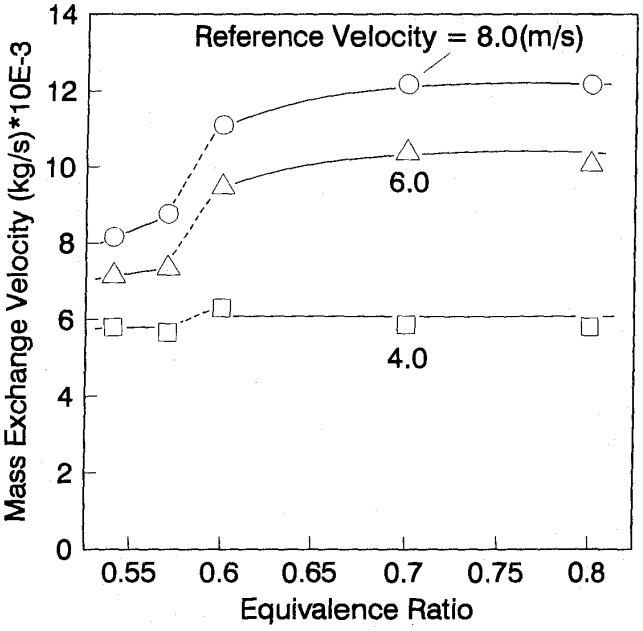


図9 作動パラメーターが質量交換速度に与える影響

4.3 主流と循環流領域間の物質交換

図8，図9は代表流速Uと当量比 ϕ の体積交換流束E，質量交換速度 m_e への影響を示したものである。保炎器背後での火炎の半径方向への広がり方が，当量比0.58〜0.59を境に異なっており，それにより希薄側では全ての設定条件において最大幅がそれ以上のものの約90%程になる。これは燃料濃度の低下に伴う燃焼速度の低下により，火炎の存在範囲が流速の速い燃焼筒壁面付近ではなく，比較的速度の遅い内側に移動したためである。また温度の低下により循環流領域の周辺の火炎の一部が吹き消えて，循環流領域の温度をもいっそう低下させたため循環流領域の体積が減少したものと考えられる。この様な燃焼状態の変化によって，主流と循環流間の交換過程の変化が考えられるため，図8，図9の中では当量比0.58〜0.59付近を境として不連続なのである。体積交換流束は，代表流速，当量比のいずれの増加に対しても増加している。これは燃焼ガス温度と代表流速の増加に伴う動粘度と乱れの増加により，乱流拡散速度が主流と循環流領域の境界付近で増加したためであると思われる。

質量交換速度は，0.6を超えた領域ではほぼ一定の値となっているが，これは体積交換流束が増加する反面，循環流表面積の縮小と温度上昇による密度の低下が生じているので結果として一定となったと推測される。

図10，図11は保炎器直径 d_B とスワール数Sの体積交換流束と質量交換速度への影響を示したものである。質量交換速度，体積交換流束ともに保炎器直径が40 mmの時に最大となるが，これも予混合気の燃焼筒内への噴出速度の増加にともなう乱流レベルの上昇によるものと思われる。またスワール数の影響は保炎器と異なり一義的なものではなくその影響は本研究の範囲では明らかにすることができなかった。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

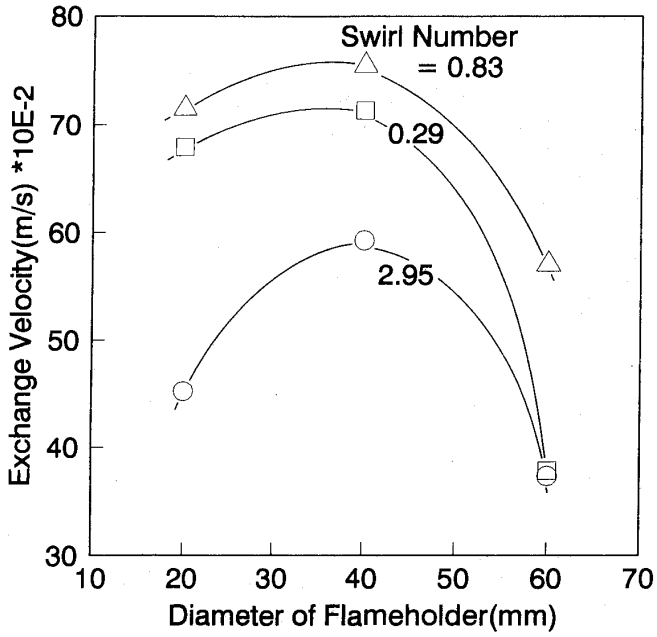


図10 形状パラメーターが体積交換流束に与える影響

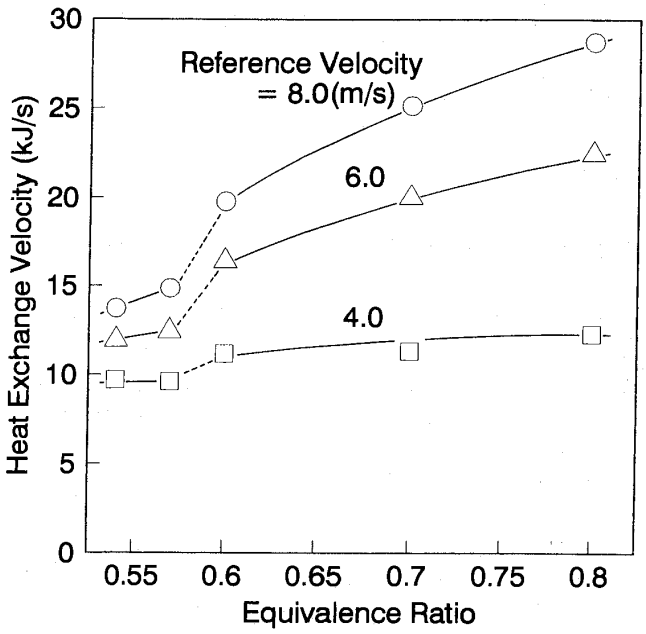


図 12 当量比と熱交換速度の関係

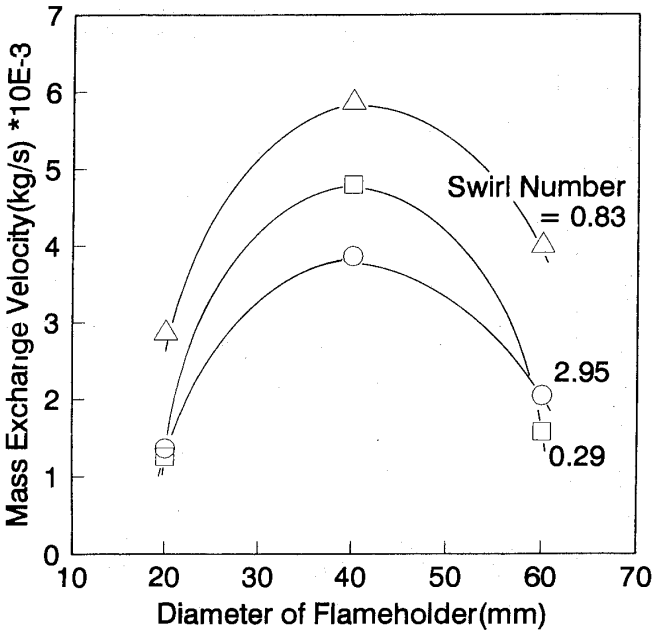


図11 形状パラメーターが質量交換速度に与える影響

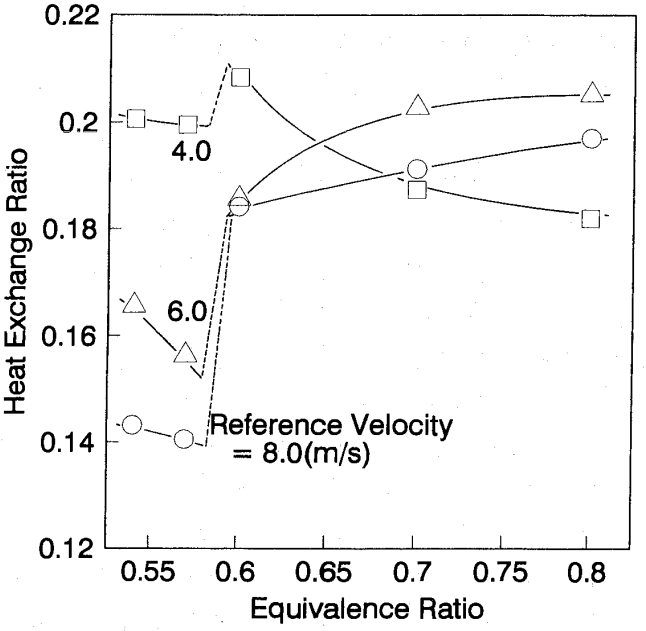


図 13 当量比と熱交換割合の関係

4.4 主流と循環流の熱の交換

主流と循環流領域との間における熱交換速度を図 12 に示す。交換される熱量は当量比と流速の上昇に伴い増加することがわかる。これは質量交換速度はほぼ一定であるが，温度上昇により比エンタルピが増加するためである。また，熱交換速度も質量交換速度と同様に当量比が 0.6 を下回ると急激に低下する。

次に，燃焼室における単位時間あたりの発生熱量に対する，主流と循環流領域の間の熱交換速度の比で定義された熱交換割合を図 13 に示す。当量比 0.6 以上では，どの流速においてもほぼ一定で，18～21%の値となっている。このことからこの範囲では保炎機構が同じであることが推測される。逆に 0.6 以下では急激に減少しており，特に流速が高い場合にはその減少割合も大きい。この領域では火炎の存在範囲が後流側へ伸びることからも，質量交換速度の急減について述べたように，循環流領域の温度が低下し，燃焼筒入口の保炎器周辺近傍において未燃混合気へ循環流領域からの十分

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

な物質交換，熱交換が行われないため，速度勾配により火炎の一部が吹き消え，一層循環流領域の温度低下を来すためと考えられる。

図14に，設定当量比の変化に対する燃焼筒出口における未燃成分濃度を示す。この図からどの流速においても当量比0.6を境に希薄側ではCO，THCが急激に増加する。またその傾向も流速が高いほど大きくなっている。これは，循環流領域が主流に対し反応に十分な熱や活性基を供給していないために完全な保炎が行なわれていないことと，特に流速が高い場合には反応に十分な時間が得られないためであり，熱交換割合の結果に対する説明と符合している。

循環流領域と主流の境界付近では，速度勾配が非常に大きい。伝播過程にある火炎はこの速度勾配によって伸張され，高温の反応帯から予熱帯へフィードバックされる単位質量あたりの熱量が減少するので，反応帯の温度の低下が生じる[11]。従って，大きな速度勾配の存在によって火炎伸張が起き，火炎温度が低下し，燃焼反応の維持が困難となる場合があり，それによって可燃範囲が狭くなる。循環流領域の存在は，主流に対し境界面を通じて乱流交換によって熱や活性基等を供給するので，主流における着火，火炎伝播を助ける。

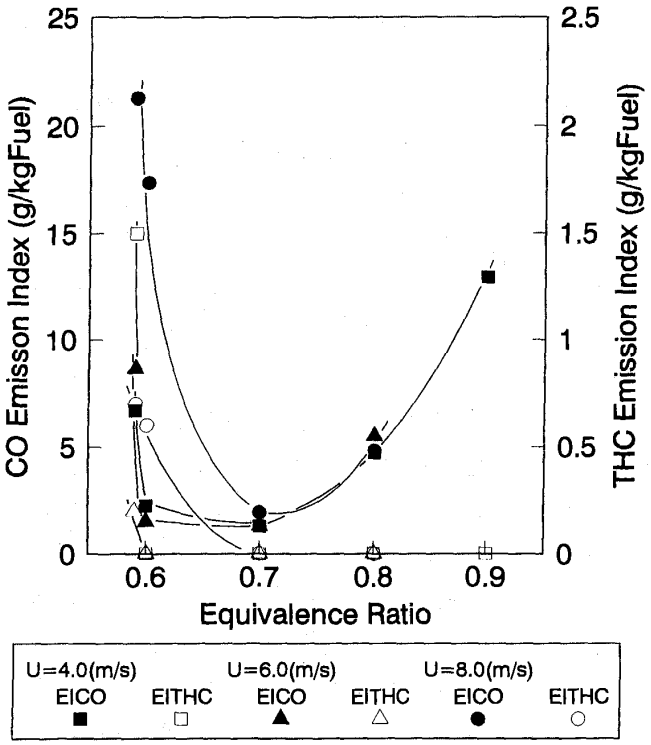


図14 当量比と未燃成分排出指数の関係

そのメカニズムの詳細を以下に述べる。

上流から流入してきた未燃混合気は，保炎器の縁に達したときに循環流領域から熱や活性基の供給を受け始め，着火に必要とされる熱量と活性な反応基を受け取った時点で初期火炎が発生する。更に熱や活性基を供給されながら火炎は隣り合う未燃混合気に順次伝播して行き，やがて主火炎となる。一方循環流領域へは，主流へ流出した物質と同量の未燃混合気もしくは火炎において生成された不完全燃焼ガスが流入すると考えられる。このガスが循環流領域内に滞留している間に燃焼反応を継続し熱発生するために，循環流領域内温度は一定に保たれる。しかし流速が著しく増加した場合や，当量比が希薄燃焼限界付近にある場合には，排気中の未燃成分の増加，そして火炎の吹飛びや吹き消えが生じる。これは循環流領域から火炎伝播に必要な熱や活性基が供給されないと，壁面近傍の速度勾配の大きな主流内を火炎が伝播せず，部分的な吹き消え状態となって未燃混合気あるいは不完全燃焼成分がそのまま下流に流出してしまうためである。また，さらに当量比が下がったり，流速が増加すると，低当量比の時燃焼温度の低下とともに熱や活性基の供給量が一層少なくなり，初期火炎自体も発生しなくなり，火炎全体が吹き消えてしまう。

以上のことから火炎の安定性を高めるためには，次の方法が考えられる。

① 主流との間で行なわれる時間あたりの物質交換量，熱交換量をなるべく大きくするとともに，反応時間を上回る滞留時間を持つような大きな循環流領域を設ける。

② 循環流領域の温度を上昇させ，主流に対する熱供給量を増加させる。

強力な循環流領域を設けることによって，安定性が高まることは著者の過去の実験[1][2]によって確認されている。しかし，強力な循環流領域を設けることは，同時に圧力損失を高めることとなり，全体性能を損う。また，図15に示した様に，混合気の当量比がある設定当量比以上になると，滞留時間の増加と共に循環流領域内のNOx濃度が上昇し，それが排気中のNOxの増加をもたらしてしまう。

従って，循環流領域の寸法，循環強さをそのま

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

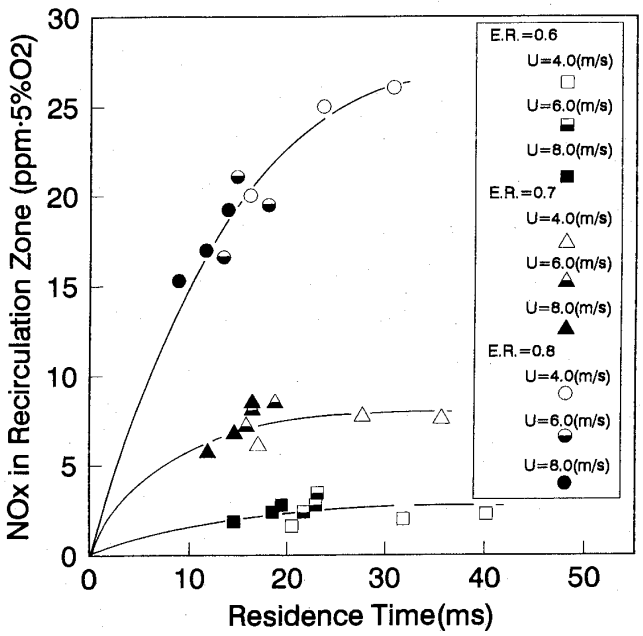


図 15 循環流領域内の滞留時間と NOx 濃度の関係

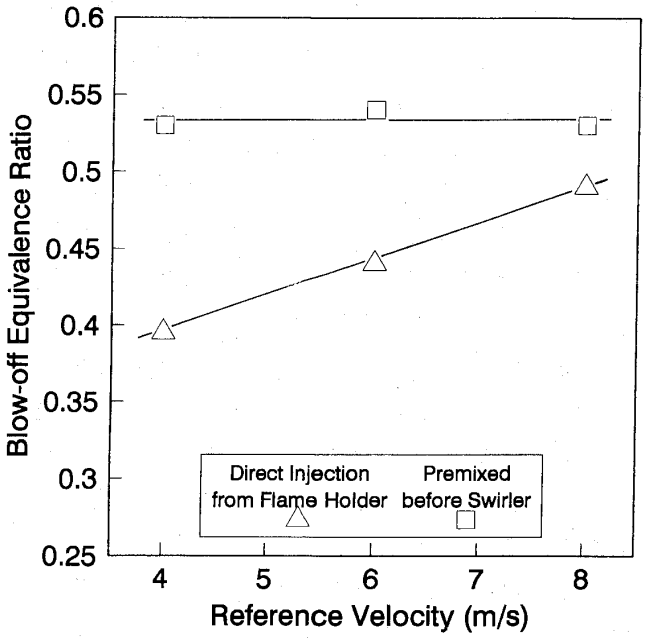


図17 燃料供給位置による吹き消え限界当量比の相違

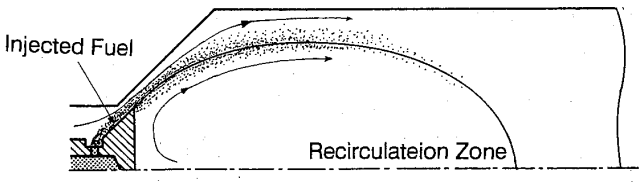


図 16 保炎器根元からの噴射燃料の拡散

まに，循環流領域の温度のみを上昇させる②の方法が有効であると思われ，これを検証するためにさらに実験を行なった。

4.5 火炎の安定化のための実験

燃料と空気を完全に混合すると，保炎器を用いた予混合燃焼の希薄燃焼限界はある当量比以下には下げられない。そこで，燃料の一部を保炎器根元の噴射孔から供給することによって，安定燃焼限界を広げる実験を行なった。噴射された燃料は，保炎器周辺の環状流路の流速が非常に大きいため，十分に流れの中に拡散せず，保炎器背面付近に過濃な領域を形成しながら，燃焼筒内へ流入（図 16 参照）し，循環流領域と主流の境界領域付近の実質当量比が上昇する。このため，この領域のみならず，循環流領域内温度も上昇し，結果的に主流への供給熱量も増加し，設定当量比が希薄の状態でも主流の温度低下を防ぎ，火炎の安定化を助けると考えられる。そこで，総燃料流量（M_f）に対する保炎器根元から噴射する燃料流量（$M_f PM1$）の割合を，燃料供給割合（$M_f PM\,1/M_f$）と定義し，燃料希薄時の火炎の安定性と燃料供給割合との関係を求める実験を行なった。$M_f PM\,1/M_f = 0$ の時は，すべての燃料をスワラ前より供給し，1.0 のときはすべての燃料を保炎器根元から供給する。また，全ての実験は当量比が 0.6 以下の希薄条件において行った。

保炎器の縁から循環流領域と主流との境界付近を下流に向う，燃料を再添加された混合気流は，循環流領域から熱および活性基の供給を受けて燃焼を開始し，上流からの希薄な混合気の燃焼温度より温度が高く，燃焼速度の早い燃焼領域を形成する。生成された高温燃焼ガスは，乱流拡散で循環流領域内に流入し，完全混合気として主流から直接流入した燃料とともに，循環流領域を高温に維持し，火炎安定に寄与する。図 17 に全燃料をスワラ前で噴射した場合と，保炎器根元で噴射した場合の，代表速度に対する吹き消え当量比の関係を示す。保炎器根元で噴射した場合は，スワラ前燃料噴射の場合に比べ，吹き消え限界が希薄側に移行している。保炎器根元の噴射の場合，流速に対し吹き消え限界当量比が上昇するのは，流速の増加にともなって保炎器根元より供給された燃料と主流との混合が促進されるためと考えられる。

次に総当量比を 0.6 で一定とし，燃料供給割合（$M_f PM1/M_f$）を0～1.0に変化させたときの軸

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

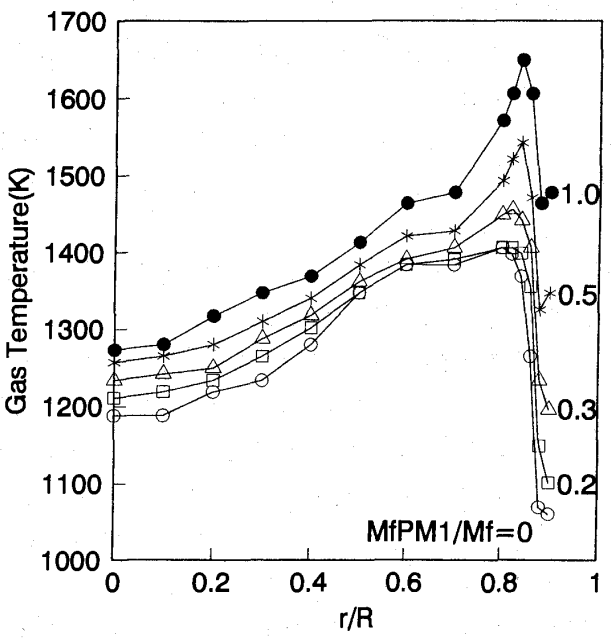


図 18 燃料供給割合による温度分布の相違

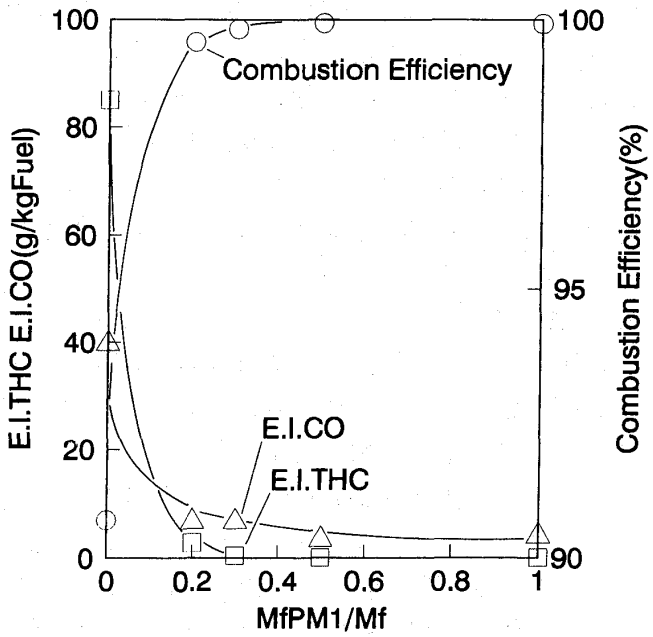


図19 燃料供給割合と排出未燃成分，燃焼効率の関係

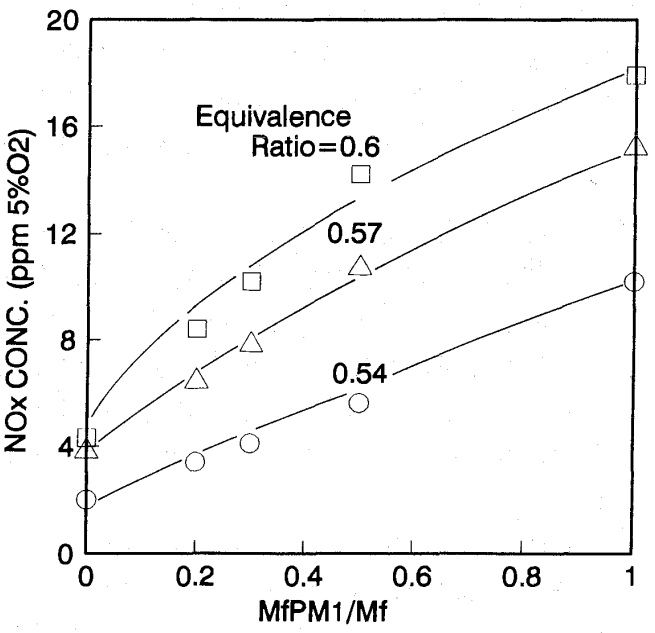


図 20 燃料供給割合と排気中の NOx 濃度の関係

方向位置 z/D＝0.4 (z: 軸距離，D: 燃焼筒直径) における温度分布を図 18 に示す。中心軸上の温度は燃料供給割合の増加（保炎器根元の噴射量の増加）と共に上昇し，全燃料をスワラ前から噴射した時（予混合）と，全燃料を保炎器根元から噴射した場合では約 100 K 程度の差が生じている。r/R が 0.7 以上では燃料供給割合が増すにつれ，温度の上昇が著しくなる。炎色反応を用いた可視化法で推定される循環流領域と主流との境界位置 r/R＝0.84 では，温度差は約 300 K に達している。このように保炎器根元から燃料の一部を供給することによって循環流領域，および主流との境界付近での局所的な当量比が増加し，温度が上昇することが確認された。この温度上昇とともに混合気の燃焼速度が増加し，さらに火炎伸張で失われる熱量を循環流領域から補われるために，主火炎の壁面近傍の速度勾配の大きい領域への火炎伝播も可能となって，希薄域における火炎の安定化と未燃分の排出低減がもたらされているものと思われる。

図 19 に，希薄燃焼限界に近い総当量比 0.54 における CO，THC（未燃全炭化水素）の排出指数，そして燃焼効率を示す。燃料供給割合の増加に伴い，CO，THC の排出は共に急減し，燃焼効率も急速に改善されている。これは先に述べた通り熱供給量が増加したため，壁面近傍まで火炎の伝播が可能となり，壁面近傍を通り抜ける不完全燃焼成分や未燃燃料成分の酸化反応が促進された結果であると思われる。

予混合気のための燃料の一部を燃焼筒入口の直前で噴くことで，保炎領域に部分的に過濃な領域を作って火炎の安定化を図る手法は，希薄予混合燃焼による低 NOx 化に逆行するものである。燃料供給割合と排気中の NOx 濃度との関係を図 20 に示す。何れの総当量比においても燃料供給割合の増加と共に NOx 濃度が上昇する傾向にあり，

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

すべてスワラの上流で噴射した最も予混合度の高い場合と保炎器の根元で噴射した予混合度の低い場合を比較して，NOx 濃度は約6倍になっている。従って火炎の安定化を図り，未燃分の排出を抑える目的を満たすことを考えれば，十分な未燃排出抑制のある燃料供給割合は0.2〜0.3程度に抑える必要があると思われる。

5．結　論

本研究は，希薄予混合燃焼方式の燃焼器において問題とされる希薄燃焼限界付近での火炎の安定性に関して，主流と循環流領域間で生ずる物質交換過程，熱交換過程に着目し，滞留時間を測定することによってその検討を行なった。また循環流領域内での滞留時間が NOx 排出量に与える影響と，希薄燃焼限界の拡大の手法とを調べ，以下に示すような知見を得た。

(1) 循環流領域の体積は，保炎器直径，スワール数に影響を受ける。その傾向は，保炎器周囲から燃焼筒内に噴出する予混合気の流速が増加する場合に増加し，スワール数に関しては極大値が存在する。

(2) 希薄予混合燃焼場における循環流領域と主流間の体積交換流束は，代表流速の増加および当量比の増加とともに上昇する。質量交換速度は代表流速に対して増加するが，当量比の増加に対してはある値に漸近する傾向がある。また，両者とも当量比が0.6を下回る場合には，急激な減少が見られる。

(3) 希薄予混合燃焼場における循環流領域と主流間の熱交換速度は，代表流速の増加および当量比の増加とともに上昇する。また，当量比が0.6を下回る場合には，急激な熱交換速度の減少が見られる。

(4) 燃焼の状態を表わすひとつの指標である燃焼効率は，希薄燃焼限界付近では主流と循環流領域間の物質交換量・熱交換量と強い相関がある。これはそれらの交換量が主火炎の混合気内の伝播に強く影響するためで，交換量を増加させることにより，燃焼効率を上昇させることが可能である。

(5) 燃焼筒内に強力な循環流領域を形成することにより，循環流領域内における滞留時間が増加すると，当量比0.8以上（燃焼場の温度が約1700 K以上）の条件では循環流領域内の NOx 濃度は上昇し，排気の NOx 濃度も増加するが，その温度以下では影響されない。

(6) 燃料の一部を循環流領域又はその境界領域に直接供給し，局所的に当量比を増加させることにより希薄燃焼限界を更に低当量比側へ拡大することができる。これに伴い希薄燃焼条件での不完全燃焼ガスの排出量を低減出来る。しかし，直接供給する燃料流量の増加とともに NOx の排出量は増加するため，両者はトレードオフの関係にある。希薄燃焼限界より希薄な条件において，わずかな燃料を供給する事により安定性が増し排出未燃分が低減され，なおかつ NOx の増加もわずかである領域があると考えられる。

参考文献

(1) 川口ほか2名，GTS 松山地区講演会講演前刷集，(1988−11)，145−151.
(2) 川口ほか2名，GTS 金沢地区講演会講演前刷集，(1989−10)，25−31.
(3) E. E. Zukoski & F. E. Marble, Proc. Gas Dynamics Symp. on Aerothermochemistry, (1956), 205.
(4) 辻ら，11 th NCTAM，II III部門前刷（1961)，85.
(5) F. E. Marbel & T. C. Adamson, Jet Prop., 24−2 (1954), 85.
(6) S. I. Cheng & A. A. Kovitz, 7 th Symp. (Int.) on Comb., (1959), 681−691.
(7) F. Fetting ほか2名，7 th Symp. (Int.) on Comb., (1959), 621−635.
(8) F. Filippi ほか2名，8 th Symp. (Int.) on comb., (1961), 956−963.
(9) T. A. Bovina, 7 th Symp. (Int.) on Comb., (1959), 692−696.
(10) G. Winterfeld, 10 th Symp. (Int.) on Comb., (1965), 1265−1275.
(11) G. von Elbe and B. Lewis, Combustion Flames and Explosion of Gases, Third Edition, 237, Academic Press.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

研究だより

袖ヶ浦工場ガスタービン発電所について

㈱荏原製作所　袖ヶ浦工場　ガスタービン部　岸　川　忠　彦

1．はじめに

近年，省エネルギーや環境保全の観点から民生用及び産業用の発電用途に，防災の立場から非常電源，非常動力源としてガスタービンが採用される機会が多くなった。開発途上国に於ても拡大する電力需要や慢性的電力不足への即効策として，ガスタービン発電設備の採用が増加している。

当社では1940年代にガスタービンの開発に携わったが，その後中断，近年は石油プラントなどの圧縮機駆動用として，被駆動機側からガスタービンを取り扱い，技術的蓄積に努めてきた。このような歴史を背景に1988年末，米国ユナイテッドテクノロジー社傘下の航空機エンジンメーカーであるプラットアンドホイットニーグループと，航転形ガスタービンである700 kW級のST 6及び25,000 kW級のFT 8の業務/ライセンス提携を結びガスタービン事業に参入した。

ガスタービン事業の展開に当たっては，基礎研究や要素開発はさることながら，実機での耐久試験・研究を通した技術の検証が重要である。当社では千葉県袖ヶ浦市の袖ヶ浦工場に試験研究用設備としてST6を用いた第一発電所を，FT8を用いた第二発電所をそれぞれ建設した。

ここではFT 8を用いた第二発電所での試験研究の概要を紹介する。

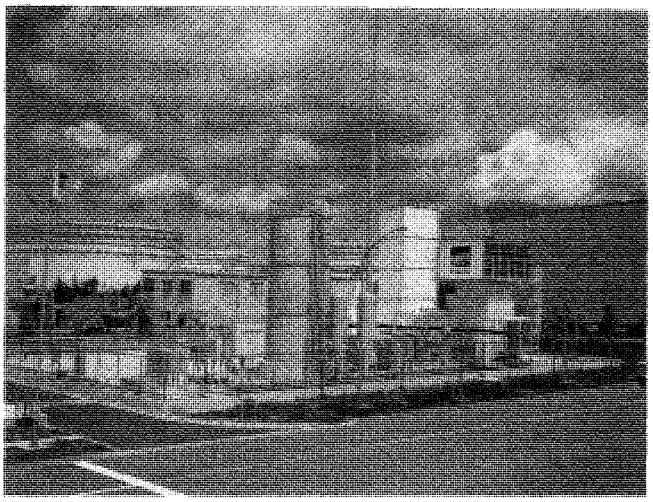


写真1　第二（FT 8）発電所全景

（平成5年10月21日原稿受付）

2．袖ヶ浦工場第二発電所の特長

第二発電所の特長を次に示す。

(1) 発電機端熱効率が36.3%であり，単純開放サイクルとしては同クラスでは世界最高効率である。

(2) 燃料は液体・ガス両用であり，混焼，負荷運転中の燃料切換えが可能である。

(3) 冷間始動の場合，通常8分，緊急時約3分で全負荷となる。

写真1に第二発電所全景，写真2にFT 8ガスタービン本体を示す。

3．試験研究の概要

3.1　窒素酸化物（NOx）低減の研究

水噴射又は蒸気噴射によるNOx制御実証試験を通して，負荷（燃焼温度），噴射量と発生するNOx量の関係を把握し，最適噴射量，経済的制御方法を確立する。また，並行して燃料ノズル，燃焼器等のNOx低減要素の耐久性の実証試験を行なう。灯油，ガス専焼及び両者の混焼といった燃焼形態で，これらの試験を行なう。更に，乾式低NOxバーナー及び燃焼器の開発，試作をもって実機に搭載し実証試験を行う予定である。

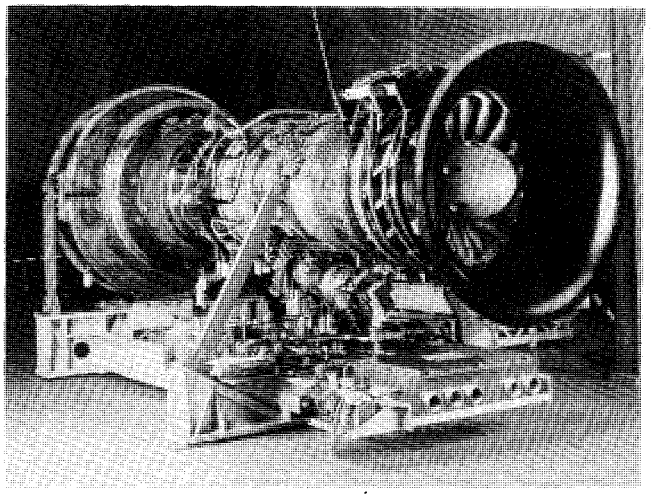


写真2　FT 8ガスタービン外観

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

3.2 ガスタービン性能の研究

(1) 燃料・噴射量の性能への影響

燃料の種類や水又は蒸気噴射量によってもガスタービンの性能は変化する。性能予測の精度向上を計るため燃料の種類，噴射量と性能との関連性を把握する。

(2) オン・ライン・クリーニングの開発

ガスタービンの性能は，圧縮機に空気中のダストが付着すると著しく低下する為，ほぼ定期的な圧縮機クリーニングが必要である。特に航転形ガスタービンの場合,一旦停止した後の無負荷/低速運転でこのクリーニングを行なうことが多い。連続負荷運転中で行なうオン・ライン・クリーニング方法を確立し，ガスタービン停止回数を減らすことを計る。

(3) 排熱ボイラの最適選定の研究

排熱ボイラの設計は，一般に水又は蒸気噴射の影響を考慮せずドライベースで行なわれる。実際には噴射された水分の影響によって，排ガス側の熱伝達係数が大きくなりボイラーに余裕を生じる。この水分の影響を実機にて把握し，排熱ボイラの伝熱面積の最適化・経済設計化を計るための資料に供する。

3.3 発電設備としての研究

(1) 負荷しゃ断・投入方法の研究

航転形ガスタービンは2軸式が殆どで，慣性モーメントが小さい。従って，負荷しゃ断時の過速度防止，また大負荷投入時の周波数の低下防止には特別の制御が必要となる。負荷しゃ断・投入試験を行ない周波数変化をできるだけ少なくする制御方法を確立する。

(2) 大形回転機試験用動力源の開発及び利用

当社製品である大形ポンプ，圧縮機などの性能試験には10,000～16,000 kWの大きな動力を要し，その試験回転数及び回転方法は製品毎に異なる。このため，試験用ボイラ・蒸気タービン設備の設置には莫大な建設費を要する。したがって，本ガスタービン発電設備を利用し，試験用電動機及び供試機とで一つのループを構成し，発電機出力を動力源として，試験用電動機を減電圧始動し，始動後，ガスタービンの回転速度（周波数）を試験回転速度に調速する工場試験装置を開発し，実用に供する。発電機の回転速度は2,700～3,600 rpm（45～60 Hz）の範囲である。

3.4 耐久性・予防保全の研究

(1) DSS（毎日発停）運用の実証

DSS運転の場合の始動信頼性，ヒートサイクルに対するタービン翼，ディスク，燃焼器，燃料ノズルなどの耐久性，寿命，信頼性の評価を行う。また運転実績・経験を積むことで設備の自動化，省力・省人化の手法を確立して行く。

(2) 耐久性・予防保全の研究

本ガスタービンは，灯油（ガス）燃料で高温部点検間隔約10,000（15,000）時間以上，重点検間隔約21,000（30,000）時間以上で設計されている。条件の厳しい灯油燃料で，運転を継続して，この寿命設計の妥当性を確認すると共に，主要部品の耐久性，寿命，信頼性の評価に関する研究を行う。また，従来の定期間隔での点検・保守計画に対し，運転データの傾向から点検・保守時期を決定するトレンド・モニタリング方法も，併せて開発する。これは予防保全から予知保全を目指すものであり，ガスタービンの保守間隔を従来の定期点検間隔以上に伸ばすためである。

4．おわりに

当社のガスタービン研究開発の一端を担う，袖ヶ浦工場第二発電所でのFT 8実証試験研究の概要を紹介した。この他に，冒頭で紹介したように第一発電所では小型ガスタービンを用い同様の実証試験等を行なっている。更に，神奈川県藤沢市にある㈱荏原総合研究所では，流体，熱/エネルギー，材料等の幅広い分野にわたり研究，開発が鋭意行なわれていることを付記しておく。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

見聞記

『第20回　1993年CIMAC ロンドン大会』に参加して

石川島播磨重工業㈱　青　木　千　明

1．CIMAC大会の概要

国際燃焼機関会議（CIMAC）が主催して1年おきに行われるCIMAC大会は，今年は第20回にあたり，英国のロンドン市西部にあるロイアル・ケンジントン・タウンホールで1993年5月17日㈪から20日㈭までの4日間開催された（写真1）。25か国から587名（うち参加登録者483名，同伴者104名）が参加して盛大に行われ，このうち日本からの参加者は70名（うち同伴者3名）であり，参加登録者67名という数は，トップの地元英国の89名，2位のドイツの76名に次いで3番目であった。なお，CIMAC対応の日本の国内委員会である日本内燃機関連合会では恒例のように”CIMACツアー”を企画し，A（ピストンエンジン・コース），B（ガスタービン・コース），C（CIMAC大会コース）の3コースに合計43名の方々が参加された。

大会初日の午前には開会式と基調講演会が行われ，午後にはディーゼルエンジンが完成して丁度百年目を記念した講演会等が行われた。さらに夕方には英国政府招待の歓迎レセプションが科学博物館の展示場を利用して開催された。2日目の夕方は恒例になったABB社招待レセプションが，また最終日にはCIMAC主催の晩餐会が行われ，その中で表彰式も行われた。

大会での講演会は，ピストンエンジン部門では3室で35セッション（うちパネルが2，ターボ過給機が2）が行われて，論文88編（うちFISITA論文が6，ターボ過給機が6）が発表され，ガスタービン部門では1室で11セッション（うちパネルが1）が行われて，9か国からの論文30編（うちASME論文が3編）が発表された。なお日本の論文は，ピストンエンジン部門が23編（FISITA論文1を含む），ガスタービン部門が10編（ASME論文1を含む）であり，ガスタービンでは全体の33%を占め，今回も大会に大きな貢献をした（写真2）。

大会翌日の21日㈮にはCIMACの見学会が行われ，7コースから各自で選んだコースに参加した。ガスタービン関係者は，EGT（EUROPEAN GAS TURBINES LTD.）社およびクランフィールド大学（CRANFIELD INSTITUTE OF TECHNOLOGY）の二手に分かれて見学会に参加した。

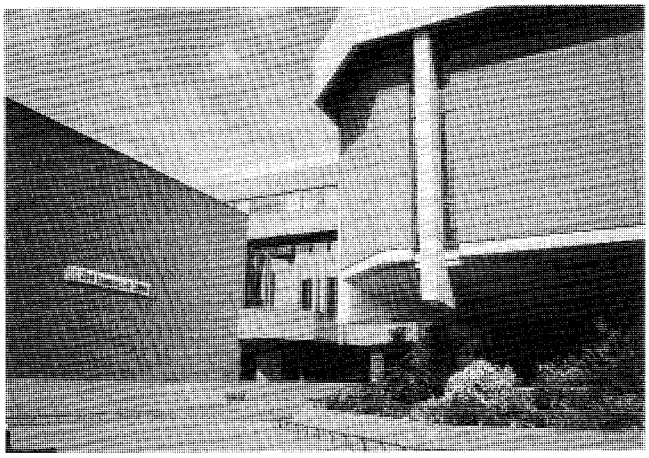


写真1　大会会場ケンジントン・ホール

写真2　ガスタービン部門講演会会場

（平成5年10月29日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

2．ガスタービン部門の論文

ガスタービン部門の国別論文数［(　) 内はASME論文の内数］は，日本10(1)，ドイツ7(1)，英国3(1)，スイス2，オランダ2，スェーデン2，ノルウェイ2，米国1，ポーランド/ロシア1(発表なし）である。

セッションと論文の内訳は，セッション数で燃焼関係が4（論文数13)，新開発関係が2（論文数6)，そして空力関係（論文数3)，材料および冷却（論文数3)，光学および音響利用技術（論文数2)，運転経験関係（論文数3）がそれぞれ1で，さらにパネルとしてガスタービン組込統合サイクルのセッション（パネル発表者6名）があった。別にターボ過給機は2セッション（論文数6）が行われた。

日本の論文は，燃焼関係3，新開発関係2，空力関係1，材料および冷却3，運転経験関係1で，石川島播磨，三井造船，三菱重工，明電舎，川崎重工，東芝，東京ガス，日立製作所，大阪大学/平川鉄工所（発表順）から各1編ずつ発表された。また東芝からはASME論文1編も発表された。ターボ過給機では2編で，三菱重工と石川島播磨から発表された。

ガスタービン部門の最優秀論文賞には，日立製作所の竹原氏が発表した「内部冷却流路を持つタービン動翼の最新冷却設計法」の論文が選ばれた。これは，ピストンエンジン部門最優秀論文賞（広島大廣安先生）も日本が初めて同時受賞したことと共に，非常に喜ばしいことであった。

3．むすび

”CIMACツアー”のBコースには8名が参加し，CIMAC大会のあとは空路大西洋を渡り，その翌週に米国のオハイオ州シンシナチ市で開催された”第38回ASME国際ガスタービン会議”に参加し，一部の方は同時に行われたISO/TC 192（ガスタービン）国際委員会にも日本代表として出席し，非常に有益な成果をあげて30日(日)に帰国した。

結びに，今回のCIMAC大会への論文提出，講演発表，大会やツアーの参加等でご協力頂いた多くの皆様に，ここに深く感謝いたします。

なお，次の第21回CIMAC大会は1995年5月15～18日（月～木）にスイスのインターラーケンで開催される予定です。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

見聞記

「第29回 AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit」

石川島播磨重工業㈱　小　見　淳　介

1．まえがき

表記会議は，本年6月28日から30日までの3日間，米国カリフォルニア州の港街モントレー市において，DOBLETREE HOTELおよびMARRIOTT HOTELの2つのホテルを会場として開催された。当地は,港にラッコやアザラシが泳ぐ非常に自然に溢れた風光明眉な所である。(写真1)

写真1　開催ホテル近くの港

筆者は，この会議に航空宇宙技術研究所および東京理科大学と共同で実施した超音速インテークの研究成果を発表するかたわら，インテーク，ノズル関係を中心に出席したので，見聞した範囲内のことについて簡単に報告したい。従って，筆者の見聞に偏りの有る事を予め御容赦頂きたい。

2．会議全般

総セッション数131，発表論文総数900件あまりで，参加者の総数は2000人ほどである。国別の発表論文数では，米国が800件程度と大半を占め，ロシアおよびフランスが各々25件，イギリス19件，イタリア13件，ドイツ12件で，その他イスラエル，台湾，スウェーデン，ノルウェーなどから発表されていた。一方，日本からの発表件数は8件だが，本会議では米国以外の発表件数としてロシアの数が多い点が注目される。

(平成5年10月19日原稿受付)

エアーブリージングエンジンに関連するものは，論文総数の1/3程度であり，他は原子力推進，電磁推進，液体ロケット，個体ロケットに関するものや火星へのミッションを題材とした発表が大半を占めており，宇宙，ロケット関係の色濃い会議であったように感じられた。

日本人参加者では，筆者の他に航空宇宙技術研究所，宇宙開発事業団，東京理科大学，三菱重工業㈱，川崎重工業㈱などの方々であった。

エアーブリージングエンジンに関する論文の内訳は，以下の通りである。

インテーク	19件
ファン・コンプレッサ	28件
燃焼器	65件
タービン	21件
ノズル	27件
コントロール	12件
非定常流	20件
試験設備	47件

などである。

3．エアーブリージングエンジン関係

先進推進システムの開発プログラムに関するものからシステム統合技術，各要素技術や関連する基礎研究，さらにはPropulsion Educationまで多岐にわたっているが，見聞した例を以下に述べる。

3.1　宇宙往還機

NASPプログラムの発表では今後クリアーして行かなくてはならない技術課題として，機体の境界層遷移やチタンマトリックス材，高温下でのアクチュエータとその配管等が挙げられ，一方，エンジンでは以下の技術課題が列挙されていた。

- Turbopumps
- Rocket
- Low Speed System Heat Exchanger
- Use of Ceramic Matrix Composites
- LOX Preburner

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

一方，これまでの経済情勢の変化により予算の大幅カットを余儀なくされ，活発な研究活動の妨げとなっている模様である。そのため計画そのものの再検討が必要であるとし，宇宙往還機の計画は全体的にトーンダウンしているという印象である。

また，ドイツからは，SÄNGER のような2ステージの宇宙往還機へのスクラムジェットエンジンの適用について，第一ステージあるいは第二ステージのどちらへ適用した方が効果的であるか，コスト面，エンジン効率の両面から検討した報告がされていたが NASP プログラム同様活況が見られなかった。

3.2 インテーク/ノズル

筆者と関連のあるインテークの代表例について述べると，フランスの SNECMA 社が二次元超音速インテークに関し，亜音速時の Auxiliary Air Intake の各種タイプ（NACA Air Intake, Scoop Air Intake, Blowing-doors Intake, Flush Intake の4種類）の比較を実験と3次元 Euler 解析＋境界層解析により行い CFD が精力的に活用されている。結果としては，Flush Intake が最も効率が良く，Blowing-doors Intake は，ディストーションが小さいとのことである。

NASA 等からは，ストラットのある超音速アニュラー内の流れの研究が発表され，解析面では乱流モデルに Baldwin-Lomax モデルを用い，ストラットのウェイクでは Thomas Turbulence モデルを用いて行い，計算時間は Cray-XMP で100時間という膨大な計算量である。実験では，圧力計測の他に蛍光油膜法（Fluorescent Oil Technique）による可視化試験との比較を行っており，ストラット部の流れについては良い一致を示していたが，ストラットのウェイク部のボルテックスについては差異が見られ，乱流モデル改良の必要性を述べている。

ノズルでは，IHPTET プログラムの講演がされ，材料関係では内部サイドウォール，リバーサ部分に CMC 材（Ceramic Matrix Composite）を，外部サイドウォールのコーナ部分に OMC 材（Organic Matrix Composite）を適用している。また，シール関係では，メタルシールにかわるものとして，ブラッシュシールの適用によりリーケイジおよび損失低減の両面で大幅に改善され，また耐摩耗性も向上しライフサイクルによる性能低下も抑制されたという報告であった。このブラッシュシールは，聴講者の興味を引くところとなり質問が多かった。

3.3 試験設備

Aerojet 社と Pratt & Whitney 社からスクラムジェットエンジン開発のためのマッハ数5の飛行条件をシミュレートできる HYTEST Facility の極超音速空力試験に関する Analysis, Design および Technique についての講演がされた。NASP プログラムの一環である MTMI（Module to Module Interaction）の試験を行うため建設された設備で，フリージェット試験のブロッケイジでは，73％と高いレベルを有し，今後マッハ数8までアップグレードしていく計画である。

4．その他

展示会も会議開催中に開かれ，NASP プログラムのX－30の模型の展示や，General Electric 社から CFM 56 や Boeing 777 大型エンジンとして現在開発が進行中である GE 90 関連の展示，フランス SNECMA 社からは戦闘機用ジェットエンジンであるM 88 のサブスケールのカットモデルの出展があった。Rockwell International 社等からは，実物のロケットエンジンの展示や Herculies Aerospace 社のペガサスミサイルの模型およびブースタが展示されていた。United Technologies 社は，大陸間弾道弾の固体ロケットに関する展示を行い，Boeing 社は，風洞試験技術や計測技術の技術コンサルティングを宣伝するブースを設けていた。また，供試模型の製作を専門とする Tri-Models 等の会社からの出展もあり，展示は多岐にわたっている。

会議の中日である29日には，参加者全員を集めた昼食会が開かれ，この席上で優秀論文の表彰および授賞式が行われ，表彰された論文は以下の四つの項目に関するものである。

- タービンの動，静翼干渉（AIAA－92－3323, 3324）
- ベアリングの耐久性向上（AIAA－92－3401）
- プラズマスラスタの実験研究（AIAA－92－3155）
- 固体ロケットの実験研究（AIAA－92－3820）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

5．あとがき

4つの学会により共催されているJoint Propulsionの性格上，会議開催前にノズル，燃焼器，原子力推進，液体推進の4つの教育講座も開かれ，米国が航空宇宙の分野で第一人者として，研究から教育まで幅広い分野に渡って国際的に寄与していることを肌で感じる事ができた。また，本会議は航空宇宙の広い分野にわたるため，最新情報の入手やその分野の権威者との交流の機会を得る場として非常に有益な会議であった。

本会協賛・共催行事

会　合　名	開催日・会場	詳細問合せ先
コージェネレーションシンポジウム'93（第9回）	平成5年11月24日～25日 経団連会館	日本コージェネレーション研究会 TEL 03—3433—5044
第11回燃焼の基礎に関する講習会	平成5年12月2日～3日 東京ガスエネルギー技研	㈳日本エネルギー学会 TEL 03—3834—6456
第31回伝熱シンポジウム	平成6年5月18日～20日 北大学術交流会館	北海道大学工学部機械工学科 福迫尚一郎 TEL 011—716—2111 内6425
第14回国際溶射会議	平成7年5月22日～26日 神戸国際会議場	㈳高温学会 TEL 06—877—5111　内3679
航空ビジョン講演会	平成6年2月25日 学術会議	航空宇宙技術研究所 西　武徳 TEL 0422—47—5911 内3279
'94新素材展	平成6年5月17日～20日 幕張メッセ	日本経済新聞社 TEL 03—3243—9082

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

5．あとがき

4つの学会により共催されているJoint Propulsionの性格上，会議開催前にノズル，燃焼器，原子力推進，液体推進の4つの教育講座も開かれ，米国が航空宇宙の分野で第一人者として，研究から教育まで幅広い分野に渡って国際的に寄与していることを肌で感じる事ができた。また，本会議は航空宇宙の広い分野にわたるため，最新情報の入手やその分野の権威者との交流の機会を得る場として非常に有益な会議であった。

本会協賛・共催行事

会　合　名	開催日・会場	詳細問合せ先
コージェネレーションシンポジウム'93（第9回）	平成5年11月24日～25日 経団連会館	日本コージェネレーション研究会 TEL 03—3433—5044
第11回燃焼の基礎に関する講習会	平成5年12月2日～3日 東京ガスエネルギー技研	㈳日本エネルギー学会 TEL 03—3834—6456
第31回伝熱シンポジウム	平成6年5月18日～20日 北大学術交流会館	北海道大学工学部機械工学科 福迫尚一郎 TEL 011—716—2111 内6425
第14回国際溶射会議	平成7年5月22日～26日 神戸国際会議場	㈳高温学会 TEL 06—877—5111　内3679
航空ビジョン講演会	平成6年2月25日 学術会議	航空宇宙技術研究所 西　武徳 TEL 0422—47—5911 内3279
'94新素材展	平成6年5月17日～20日 幕張メッセ	日本経済新聞社 TEL 03—3243—9082

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

新設備紹介

航空転用型高効率 LM 6000 ガスタービン

石川島播磨重工業㈱　航空宇宙事業本部　**吉 本 健 一 郎**

1．はじめに

この度，当社では LM 6000 ガスタービン（以下 LM 6000 と称す）を原動機とした研究用発電設備を東京都西部に位置する瑞穂工場構内に設置した。LM 6000 は米国 GE 社が開発した最新の航空転用形ガスタービンであり，昨年初号機を出荷してから現在までに既に 60 台を越える受注を達成している。

本稿では，LM 6000 の特徴と研究用発電設備について紹介する。

2．LM 6000 の特徴

LM 6000 は GE 社が世界最高水準の効率，低公害を目ざし開発したガスタービンであり，ボーイング 747 等に搭載されている新型ターボ・ファン・エンジン CF 6－80 C 2 をベースとした航空転用形ガスタービンである。その断面を図 1，要目を表 1 に示す。

特徴としては，以下の内容が特筆される。

1）世界最高水準の熱効率を持ち，単純開放サイクルで発電機端熱効率 40%（LHV ベース）以上を達成している。また，排熱回収によるコンバインドサイクルプラントとしては，出力 50 MW，熱効率 49%（LHV ベース）の性能が可能である。

2）低圧系軸から出力を取り出す 2 軸式ガスタービンであり，独立の出力タービンが不要である。また，圧縮機側，タービン側いずれからも出力の取り出しが可能である。

表 1　LM 6000 ガスタービン要目

形式		単純開放サイクル２軸式
性能	定格出力 ＊	４１．８ MW
	熱効率（ＬＨＶ）＊	４０ %
	圧力比	２９．８
	排ガス温度	４６５ ℃
	空気流量	１２５ kg／s
	低圧タービン回転数	３６００ rpm
構造	燃焼器	アニュラ形（ノズル３０本）
	圧縮機	軸流　５段（低圧），１４段（高圧）
	タービン	軸流　２段（高圧），５段（低圧）

＊　大気温度１５℃，諸損失なし，ガス燃料使用ベース

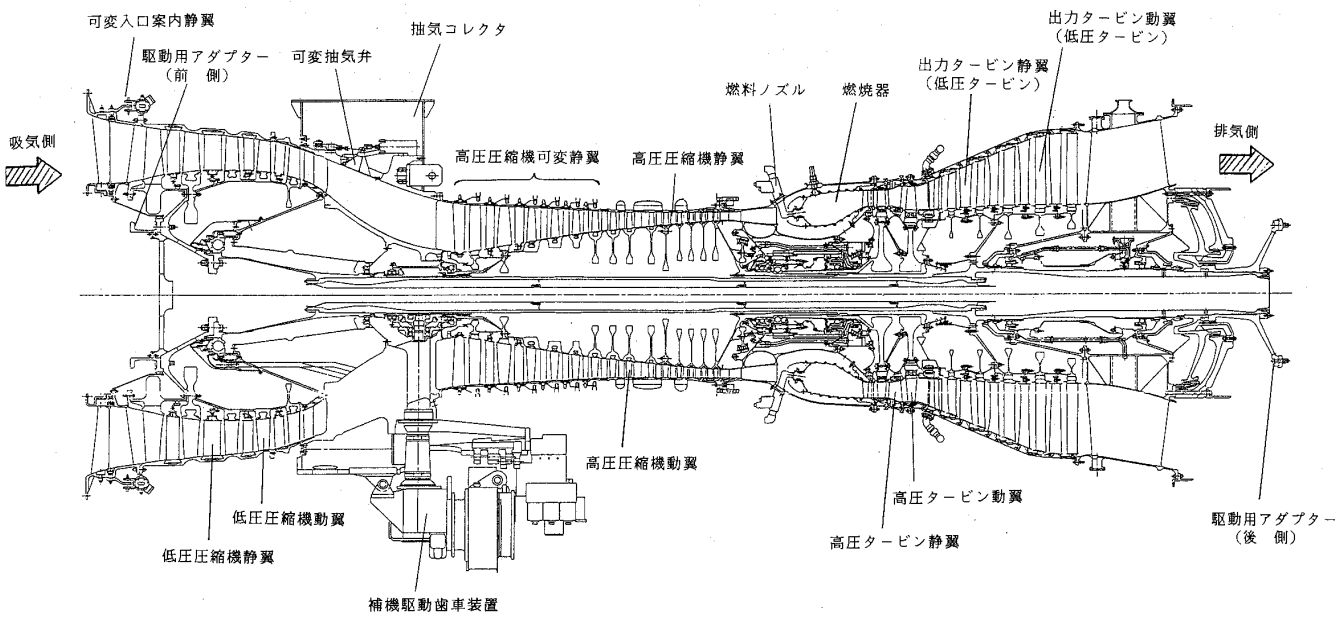


図 1　LM 6000 ガスタービン断面図

（平成 5 年 10 月 19 日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

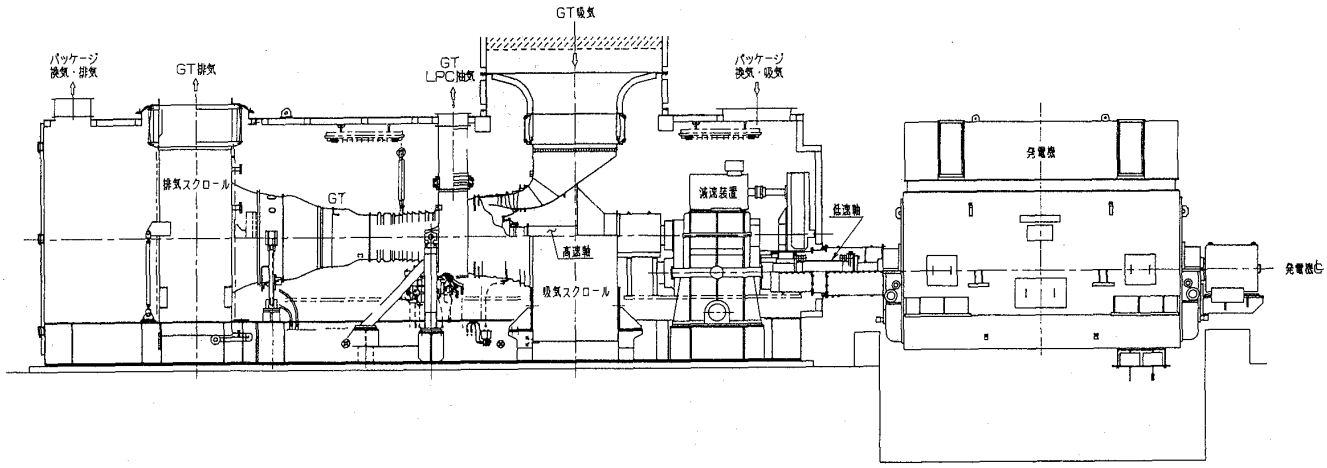


図2 ガスタービン・パッケージ断面図

表2 研究用発電設備主要目

原動機	LM6000ガスタービン (GE)
減速機	一段減速やまば歯車 (IHI)
発電機	三相交流同期発電機 (東芝)
変圧器	三相送油風冷式 (東芝)
発電機端出力	41.2MW (大気温度：18℃)
発電機端熱効率	37.5% (大気温度：18℃)
使用燃料	JIS灯油1号
排ガスNOx制御	燃焼器への水噴射

3）環境保護対策としては，燃焼器へ水噴射または蒸気噴射を行なうことで排ガス中のNOx濃度を21 ppm以下（残存O_2 16%換算）に低減できる。また，GE社では水，蒸気噴射なしでNOxを低減できかつ，COの発生を抑制した改良形燃焼器を開発中である。

4）出力40 MW級でガスタービン重量5.6 ton，全長4.4 mと極めて小形軽量で，コンパクトな発電設備の実現を可能としている。ガスタービン全体の脱着も容易に行なえ，モジュール単位での整備と換装はメンテナンス作業を迅速かつ容易なものとしている。

3．研究用発電設備の概要

本設備は単純サイクルの研究用発電設備として当社工場敷地内に設置され，今年8月より実負荷運転を行なっている。運転中の発生電力は工場負荷を賄うと同時に，余剰分については電力系統に送電している。ガスタービン・パッケージを含む発電装置は騒音への配慮から全て建屋内に配置しており，2階には制御室を配している。パッケージにはガスタービン本体以外に吸・排気スクロール及び減速機を内蔵している。制御システムは，高度の信頼性を有する3重系電子制御方式が採用されている。

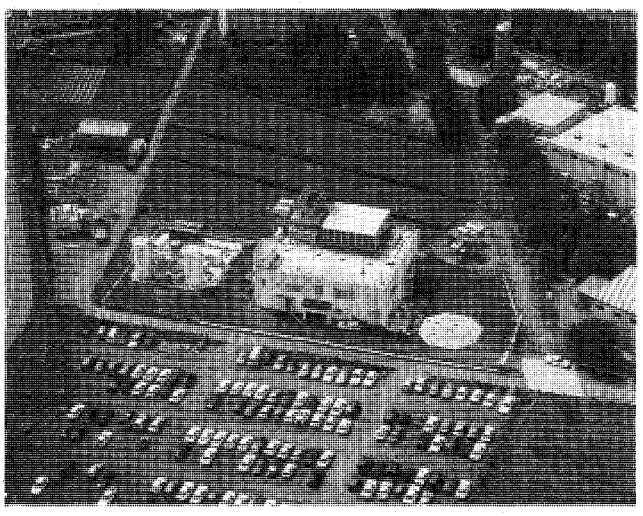


図3 研究用発電設備外観

本プラントは通常DSS（Dayly Start-Stop）運転を行なっているが，起動指令より約15分で全負荷が可能であり，また停止後の冷機操作も短時間で済むなど航空転用形の特徴を実証している。

なお，LM 6000ガスタービンは本設備を含め既に8プラントが世界で成功裡に稼働中であるが，更に各種運転条件での検証，実績を踏まえ今後，広く社会に貢献しうるものと期待している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

報告

日本ガスタービン学会

第8回ガスタービン特別講座報告

㈱日立製作所　熱　田　正　房

9月9日，10日の2日間，第8回特別講座が鈴鹿サーキット研修センターで52名の参加者を得て開催された。今回のテーマは「ガスタービンと計算流体力学（CFD）—今日，明日，そして夢—」であった。折しも台風が紀伊半島から中部地方を9日午前縦断したため交通の便が乱れ，特に関西方面からの講師，参加者は，バス・タクシー等を乗り継いでの来場となり，到着まで大変御苦労されたが，その甲斐もあり，講演は変更なく予定通り進行された。

事務局から2日間の講座のオリエンテーリング，特別講座担当岡本理事の挨拶のあと，CFDについてテーマに沿い基礎から，設計・実験における適用の現状，及びその応用と将来について講演・討論が行われた。幅広いテーマをカバーするため講演は大学・研究所より3件，メーカー2件，ソフトアプリケーション1件，内容は①CFDの基礎知識，②CDFによる乱流解析，③CFDの計算手法に対するいくつかの試み，④設計・実験者から見たCFDへの要望，⑤ターボマシンへのCFDの応用，⑥設計手法としてのCFDの現状と将来であった。

今回のテーマ選定に当たっては，意識して多少専門的な分野に絞り込んだこともあり，研究所，メーカー，大学からの参加者が多く，また，CFDそのものが比較的新しい研究，応用テーマのためか，若手が多い印象を受けた。

1日目講演後の討論は，緊張もあってか物静かであったが，夕食後のグループ別討論会では各グループとも活発に講師の方を中心に討論が交わされ，引き続き深夜まで自由参加懇談会に多くの方々が出席された。

2日目も前日の疲れも見せず（？），よりリラックスした雰囲気のなか講演，そして総括討論で特別講座を閉会した。

最後に台風襲来というアクシデントのなか，特別講座の進行に積極的にご協力頂いた講師，参加者の方々に深く感謝申し上げます。　（企画委員）

（平成5年10月6日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

報告

日本ガスタービン学会

ガスタービン秋季講演会（盛岡）報告

航空宇宙技術研究所　佐々木　誠

今年の秋季講演会・見学会は，盛岡市で10月6日（講演会），7日（見学会）に開催された。講演会は岩手大学工学部の一佑会館及び講義室で開催され，3室並行セッションで，一般講演セッション9（講演数32），オーガナイズドセッション2（講演数10），特別講演1，合計43件の講演が行われた。この講演件数は秋季講演会としてはこれまでの最高であり，参加登録者も104名を数えた。

一般講演の内容は，燃焼関係がラム燃焼器や低NOx燃焼技術など計11件，空力関係が翼列流れの数値解析や実験解析など計11件，システム性能関係が4件，材料強度関係が計6件であり，ガスタービンの各技術分野にわたる最新の研究発表に対し活発な質疑が行われた。オーガナイズドセッションのうち「自動車用セラミックガスタービンでは日本自動車研究所を中心とした100 kW自動車用CGTの研究開発の成果について，もうひとつの「非定常空力」では，ねじりまたはピッチング振動する遷音速翼列の非定常空力特性や，動・静翼列の干渉による非定常流れなどに関する研究発表があった。岩手大学教授高橋崇氏による特別講演「蝦夷とは何か？（古代東北について）」は，古代から近世にいたる東北および北海道の歴史を背景に，蝦夷のもつ意味を考証した興味深い内容であった。講演会終了後，場所を盛岡駅前のホテルリッチに移して開催された恒例の懇親会は，ご夫人方の参加も多く極めて盛会であった。会場の一角に岩手県庁の出品による県産品が展示され，地酒を堪能された方も多かった。ここで次回秋季講演会の開催予定地（山陰・松江）がアナウンスされた。

翌日の見学会は，東北電力の葛根田地熱発電所を訪問し，PRホールでの説明と質疑に引継き，50000 kWの蒸気タービン，発電機，冷却塔などを見学させていただいた。その後，小岩井農場を訪問し，自由見学と昼食ののち，市内を経由して盛岡駅に戻り解散した。

今回の秋季講演会は，国民文化祭というイベントを後にひかえ混雑が懸念されたが，幸い天候にも恵まれ無事全日程を終了できた。ご夫人方も，初秋の東北と古都盛岡の風物を十分に楽しまれたようであった。今回も，講演会場等については船崎健一委員（岩手大学），また見学会について小林正委員（東芝）のお骨折りと，いつもながらの事務局のご苦労によるところが大であった。

（学術講演会委員会）

（平成5年11月9日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

報告

日本ガスタービン学会

平成5年度第2回見学会・技術懇談会報告
三菱重工業㈱　高砂製作所

三井造船㈱　高　木　俊　幸

秋晴れの好天に恵まれた11月5日㈮,三菱重工業㈱におけるガスタービン主力工場である高砂製作所の見学及び技術懇談会が開催されました。参加者数は54名であり，大学関係者を初め，ユーザ，国内各ガスタービンメーカ，パッケージャ，関連材料メーカなどから幅広く研究者，技術者が参加されました。

開会に先立ち，星野地方委員会委員長から今回の見学会を快諾して頂いた高砂製作所，中神所長に対して謝辞が述べられ，また，中神所長から歓迎のご挨拶並びに高砂製作所の紹介を頂きました。引き続き，同所大内地方委員から工場及び見学の概要について案内がされました。

見学は4班に分かれて行われ，鍛造翼を製造する鍛造工場から始まり，4頭4軸NCなどによりガスタービン及び蒸気タービンの傾斜型3次元翼などの加工をしているブレード工場，ロボットを導入し，ケーシングや静翼を製造している溶接工場，ロータ関係を加工する大型機械工場，組立試験工場などと，ガスタービンの部品から完成までの一貫した工程が理解できる内容でした。

見学後,同所タービン技術部次長福江氏から『最近の大容量ガスタービンの動向について』の講演が行われ，コンバインドサイクル効率向上におけるタービン入口温度1500℃をめざした技術課題（全面膜冷却，蒸気冷却，セラミックスなど），サイクルの改善（中間冷却再熱など），低NOx燃焼器，燃料多様化の課題など幅広い項目での基本的内容について話題提供を頂き，工場見学内容に関する宮脇製造部長の補足説明とも併せて活発な質疑応答が行われ，有意義な技術懇談会となりました。

最後に，ご多忙中の所，この度の見学会の準備，また当日いろいろとお世話いただきました三菱重工業の方々に心より御礼申し上げます。

（地方委員会委員）

（平成5年11月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

会費自動振替制度導入のご案内

日本ガスタービン学会では，かねてから「会費の自動振替制度」の導入を検討して参りましたが，理事会の議を経て平成6年度より本学会の会費納入にこの制度をとりいれることにいたしました。この制度には次のような利点があります。

会員にとって:

1．会費納入のため郵便局や金融機関へお出かけになる必要がありません。
2．振込手数料がかかりません（この制度には1件150円の手数料がかかりますが，学会負担といたします)。
3．通帳などに引き落とし記録が残りますので，既納あるいは未納が容易に確認できます。

事務局にとって:

1．学会事務のうち最も手間がかかり煩雑な仕事は会費徴収です。この制度の導入は事務の合理化に大いに役立ちます。
2．迅速・正確な学会費徴収事務ができます。

会費納入に際してこの制度を利用するかあるいは旧来の方法によるかは会員各自の自由ですが，この制度が学会事務にもたらす利点を十分ご理解いただき，是非ご協力下さいますようお願いいたします。

なお協力に対するご返事は,1月下旬に「預金口座振替依頼書」をお送りしてお伺いいたします。

入 会 者 名 簿

正 会 員

弘松幹雄（先進材料利用ガスジェネレータ研究所）
倉石篤（IHI）
徳永幸二（IHI）
秋田隆（IHI）
西村勝彦（東大）
岸根崇（MHI）
大堀憲章（東京電力）
加藤博士（川崎重工）
石井啓一（東京ガスビルサービス）
氏橋正人（丸和電機）
小蒼康司（原子力データセンター）
大橋一生（ヤンマー）
滝北俊裕（川崎重工）
渋川直紀（東芝）
岡本雅昭（川崎重工）
坂本洋（IHI）
白木睦生（豊田中研）
小林雄一（東北電力）
山名克己（三井造船）
山口良知（東北電力）
岡田泰三（IHI）
米令二（日産自動車）
松井浩路（IHI）

学 生 会 員

三須弥生（早大）
江藤浩一（筑波大）
松沼孝幸（早大）
村田耕史（筑波大）

賛 助 会 員

石川島ジェットサービス㈱　㈱日立エンジニアリングサービス　㈱先進材料利用ガスジェネレータ研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

会費自動振替制度導入のご案内

日本ガスタービン学会では，かねてから「会費の自動振替制度」の導入を検討して参りましたが，理事会の議を経て平成6年度より本学会の会費納入にこの制度をとりいれることにいたしました。この制度には次のような利点があります。

会員にとって:

1．会費納入のため郵便局や金融機関へお出かけになる必要がありません。
2．振込手数料がかかりません（この制度には1件150円の手数料がかかりますが，学会負担といたします)。
3．通帳などに引き落とし記録が残りますので，既納あるいは未納が容易に確認できます。

事務局にとって:

1．学会事務のうち最も手間がかかり煩雑な仕事は会費徴収です。この制度の導入は事務の合理化に大いに役立ちます。
2．迅速・正確な学会費徴収事務ができます。

会費納入に際してこの制度を利用するかあるいは旧来の方法によるかは会員各自の自由ですが，この制度が学会事務にもたらす利点を十分ご理解いただき，是非ご協力下さいますようお願いいたします。

なお協力に対するご返事は,1月下旬に「預金口座振替依頼書」をお送りしてお伺いいたします。

入 会 者 名 簿

正 会 員

弘松幹雄（先進材料利用ガスジェネレータ研究所）
倉石篤（IHI）
徳永幸二（IHI）
秋田隆（IHI）
西村勝彦（東大）
岸根崇（MHI）
大堀憲章（東京電力）
加藤博士（川崎重工）
石井啓一（東京ガスビルサービス）
氏橋正人（丸和電機）
小蒼康司（原子力データセンター）
大橋一生（ヤンマー）
滝北俊裕（川崎重工）
渋川直紀（東芝）
岡本雅昭（川崎重工）
坂本洋（IHI）
白木睦生（豊田中研）
小林雄一（東北電力）
山名克己（三井造船）
山口良知（東北電力）
岡田泰三（IHI）
米令二（日産自動車）
松井浩路（IHI）

学 生 会 員

三須弥生（早大）
江藤浩一（筑波大）
松沼孝幸（早大）
村田耕史（筑波大）

賛 助 会 員

石川島ジェットサービス㈱　㈱日立エンジニアリングサービス　㈱先進材料利用ガスジェネレータ研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

第22回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

第22回ガスタービンセミナーを下記要領にて開催致します。
今日，ガスタービンは電力用やコージェネレーション，機械駆動，舶用等利用分野の拡大と豊富な運転実績を持つに至りました。今回は，このような状況を踏まえ将来に向って，「ユーザ」と「メーカ」双方の立場で特に「運転信頼性」の面からガスタービン及び周辺機器を含めたプラント運用への期待と提言を趣旨とした講演を予定しておりますので，奮ってご参加下さい。

1．日　　時: 平成6年1月20日(木)，21日(金)

2．場　　所: 川崎産業振興会館
（川崎市幸区堀川町66—20　Tel 044—548—4111）

3．テ ー マ: 運転信頼性の面からみたガスタービンへの期待と提言
（ユーザから，メーカから）

4．内容並びに講師予定:

● 1月20日(木)

9:40〜10:50	(1)	コンバインドサイクル発電プラントの運転・保守性	（中部電力）大原久宣氏
10:50〜12:00	(2)	ガスタービン利用発電の運転実績と今後の動向	（東京電力）相沢善吾氏
13:30〜14:40	(3)	大型ガスタービンの運転信頼性	（三菱重工）塚越敬三氏
15:10〜16:20	(4)	機械駆動用ガスタービン	（日　　立）瀧花清作氏

● 1月21日(金)

9:40〜10:50	(5)	新宿新都心地域冷暖房におけるコージェネレーションについて	（東京ガス）須佐真明氏
10:50〜12:00	(6)	ガスタービンパワリングの運転実績について	（大阪ガス）柳原正直氏
13:30〜14:40	(7)	小型ガスタービンの運転信頼性	（川崎重工）北詰滋樹氏
15:10〜16:20	(8)	航空機エンジンの信頼性管理について	（全 日 空）杉浦重泰氏

5．参加要領:

(1) 参加費（資料代含む）
主催及び協賛団体正会員
2日間　25,000円，1日のみ　18,000円
学生会員　5,000円　　会員外　2日間　35,000円，1日のみ　25,000円
資料のみ　1冊　5,000円（残部ある場合）

(2) 申込方法: 所属・氏名・加入学協会名（GT学会の場合は会員番号）を明記の上，参加費を郵便振替または現金書留にて，下記事務局までお送り下さい。

(3) 事 務 局: 〒160　新宿区西新宿7—5—13　第3工新ビル402　㈳日本ガスタービン学会
TEL 03—3365—0095　FAX 03—3365—0387　郵便振替番号　東京7—179578

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

〈平成6年度学術講演会のお知らせ〉

(1) 第22回ガスタービン定期講演会（共催日本ガスタービン学会（幹事学会），日本機械学会）

下記の日程にて定期講演会を開催致しますので，期日までに講演の申込みをお願い致します。

開　催　日　平成6年6月3日(金)

開 催 場 所　機械振興会館（東京，芝公園内）

募集論文の内容

(1) 一般講演のセッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論および技術を扱ったもの。ガスタービン本体のみならず，補機・付属品，ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎。

(2) オーガナイズドセッション

(a) 「ガスタービン用先端材料」オーガナイザ: 小林正（東芝）

(b) 「低 NOx 燃焼技術」オーガナイザ: 石橋洋二（日立製作所）

オーガナイズドセッションへの応募につきましては，講演数の制約により，あるいは講演の内容により，一般講演への変更をお願いする場合があります。

なお，応募論文内容は最近の研究で未発表なもの。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者の資格　本会会員もしくは日本機械学会会員（1名1題目に限る）

講演申込方法

日本ガスタービン学会事務局宛に巻末の申込書にてお申し込み下さい。

講演申込後の講演題目，講演者，連名者の変更は受け付けません。

申込先: 〒160　新宿区西新宿7—5—13　第3工新ビル402　㈳日本ガスタービン学会事務局

講演申込締切　平成6年1月28日(金)

講演原稿締切　平成6年4月11日(月)

提 出 原 稿

(1) 原稿執筆要領に従ってA4用紙にワープロ等で作成。1292字詰原稿用紙2〜8ページ。

(2) 講演発表の採否は両学会において決定。

学会誌への投稿

(1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす日本ガスタービン学会会員の講演論文は，著者の希望により講演会終了後に技術論文の原稿として受理され，校閲を経て日本ガスタービン学会誌に記載されます。

(2) 日本機械学会会員（講演者）で，同学会出版物（論文集および International Journal）への投稿希望者は，日本機械学会の所定の手続きを経て投稿ができます。

(2) 第9回ガスタービン秋季講演会（松江）・見学会

開　催　日　平成6年11月10日(木)，11日(金)

講 演 会 場　島根県立産業交流会館（くにびきメッセ）

講演申込締切　平成6年7月20日(水)

講演原稿締切　平成6年9月19日(月)

募集論文内容　次号以降にて詳細をお知らせ致します。

見　学　会　日立金属㈱安来工場（予定）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

〈平成6年度学術講演会のお知らせ〉

(1) 第22回ガスタービン定期講演会（共催日本ガスタービン学会（幹事学会），日本機械学会）

下記の日程にて定期講演会を開催致しますので，期日までに講演の申込みをお願い致します。

開　催　日　平成6年6月3日(金)

開 催 場 所　機械振興会館（東京，芝公園内）

募集論文の内容

(1) 一般講演のセッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論および技術を扱ったもの。ガスタービン本体のみならず，補機・付属品，ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎。

(2) オーガナイズドセッション

(a) 「ガスタービン用先端材料」オーガナイザ: 小林正（東芝）

(b) 「低 NOx 燃焼技術」オーガナイザ: 石橋洋二（日立製作所）

オーガナイズドセッションへの応募につきましては，講演数の制約により，あるいは講演の内容により，一般講演への変更をお願いする場合があります。

なお，応募論文内容は最近の研究で未発表なもの。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者の資格　本会会員もしくは日本機械学会会員（1名1題目に限る）

講演申込方法

日本ガスタービン学会事務局宛に巻末の申込書にてお申し込み下さい。

講演申込後の講演題目，講演者，連名者の変更は受け付けません。

申込先: 〒160　新宿区西新宿7—5—13　第3工新ビル402　㈳日本ガスタービン学会事務局

講演申込締切　平成6年1月28日(金)

講演原稿締切　平成6年4月11日(月)

提 出 原 稿

(1) 原稿執筆要領に従ってA4用紙にワープロ等で作成。1292字詰原稿用紙2〜8ページ。

(2) 講演発表の採否は両学会において決定。

学会誌への投稿

(1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす日本ガスタービン学会会員の講演論文は，著者の希望により講演会終了後に技術論文の原稿として受理され，校閲を経て日本ガスタービン学会誌に記載されます。

(2) 日本機械学会会員（講演者）で，同学会出版物（論文集および International Journal）への投稿希望者は，日本機械学会の所定の手続きを経て投稿ができます。

(2) 第9回ガスタービン秋季講演会（松江）・見学会

開　催　日　平成6年11月10日(木)，11日(金)

講 演 会 場　島根県立産業交流会館（くにびきメッセ）

講演申込締切　平成6年7月20日(水)

講演原稿締切　平成6年9月19日(月)

募集論文内容　次号以降にて詳細をお知らせ致します。

見　学　会　日立金属㈱安来工場（予定）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

後記

今月号は，「コンバインドサイクル発電」特集を企画しました。現在運用される火力発電プラントのなかで最も高効率とされるコンバインドサイクル発電プラントに関して，国内6電力会社の方々から貴重な実績紹介と今後の計画について積極的な展望が語られています。このテーマに関係されておられる本会員の方はかなりの数に上るものと思われますので，反響が気にかかります。

年4号の発行を行う学会誌も第18期の3冊目までになりました。各期の編集委員会では，9月号から次年度6月号までを担当しますので実質的には半分の編集業務までたどりついたわけですが，既に6月号の分まで特集テーマの内容や執筆者もほぼ決まり，また学会誌への投稿技術論分も会員の方々から多数申し込まれています。このような環境のもと，編集業務を外部委託し，学会誌立案への専念とスピードアップを図る計画が進んでいます。その中でフロッピーディスクによる投稿を可能にするなど，著者の方々の再校正の負担を減らす工夫も盛り込みたいと考えております。私個人では，次号の予告を載せたり，特集テーマのアンケートを行う事なども良いのではと思っています。また，編集委員会では最新の情報や会員の方に有効な解説記事を提供できるよう多方面からその候補を集めております。講義についてはテーマ選定に迷っていますので，何か希望のテーマやご意見が有りましたらぜひ学会事務局までご連絡頂きたくお願いいたします。

おわりに，お忙しい中，執筆の労を快くお引き受け頂いた各界の第一線の方々には厚くお礼申し上げます。

（和泉敦彦）

〔事務局だより〕

暑くなかった夏を送り，寒くなりそうもない冬を迎えているうちに今年も残すところ20日足らず。毎年のことながら“アッという間の一年でした”というのが実感の平成5年も終わろうとしています。

今年度の通常の行事もあと来年1月のセミナーを残すのみとなりました。このセミナーは多数の参加が予想されますので巻末の会告をお読みの上，お早目にお申し込み下さい。

当学会の事務局も会員数が増え，活動が活発になるにつれ，事務量がどんどん増えていっております。事務の合理化のため既にいろいろな試みがなされておりますが，今後もいかに迅速・正確，かつスムーズに対応・処理出来るようにするかというのが大きな課題の一つです。会告1頁目にございます“会費自動引落し”も種々検討され，将来的に考えてこの方法がよいのではという結論に達し導入が決定されました。会員皆様のご協力をお願いいたします。

只今，事務局職員オンリーワンでまさに孤軍奮闘。留守番電話などで皆様にご不便をおかけいたしていることと思いますが，事情お汲み取りの上，ご了承下さい。

不況のところへ郵送料値上げなどで学会財政も厳しくなりそうですが，来るべき94年が少しでも状況が良くなることを願いつつ今年最後の事務局だよりを終わります。

〔A〕

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

（講演申込書）

第22回ガスタービン定期講演会講演申し込み

講演題目:

講演種目:（いずれかを◯で囲む）

一般講演・オーガナイズドセッション（　　）

著者氏名 （講演者に◯印）	勤　務　先 （略　　称）	所　属　学　会 （GTSJ・JSME・他）	会員資格 （正員・学生員）

連絡者氏名:
会員番号:
勤務先:
所在地: 〒____

TEL　　（　　）　　FAX　　（　　）

講演内容（100～200字）

（注）講演申込後の講演題目，著者氏名等の変更は受け付けません。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.

学会誌編集規定

1．本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿，自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。

2．原稿の内容は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説，解説，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書，随筆，見聞記，ニュース，新製品の紹介及び書評などとする。

3．原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また，用済み後は執筆者に返却する。

4．原稿用紙は，原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。
ワードプロセッサーを使用する場合はA4版用紙に横書きで22字×20行とする。

5．刷り上がり頁数は1編につき，図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁，解説及び技術論文6～8頁，見聞記，速報及び寄書3～4頁，随筆2～3頁，ニュース，新製品紹介，書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。

6．依頼原稿には規定の原稿料を支払う。

7．自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。

8．自由投稿原稿には原稿料は支払わない。

9．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。

10．原稿は下記宛に送付する。
〒160　東京都新宿区西新宿7－5－13，
第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会事務局

技術論文投稿規定

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）投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で，ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
　2）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に限る。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．投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし，1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。

3．投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し，正原稿1部，副原稿（コピー）2部を提出する。

4．投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で決定する。

5．本学会誌に掲載される技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

日本ガスタービン学会誌
第21巻　第83号
平成5年12月10日
編集者　荒木達雄
発行者　高田浩之
㈳日本ガスタービン学会
〒160　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
振替　東京7－179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
東京都港区西新橋2の5の10
©1988㈳日本ガスタービン学会
本誌に掲載したすべての記事内容は㈳日本ガスタービン学会の許可なく転載・複写することはできません。

複写をされる方に

本誌（書）に掲載された著作物は，政令が指定した図書館で行うコピーサービスや，教育機関で教授者が講義に利用する複写をする場合等，著作権法で認められた例外を除き，著作権者に無断で複写すると違法になります。そこで，本著作物を合法的に複写するには，著作権者から複写に関する権利の委託を受けている次の団体と，複写をする人またはその人が所属する企業・団体等との間で，包括的な許諾契約を結ぶようにして下さい。
学協会著作権協議会内
日本複写権センター支部
〒107　東京都港区赤坂9-6-42-704
TEL 03-3475-4621・5618
FAX 03-3403-1738

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.144.100.199, 2025/05/06.