

(社)日本ガスタービン学会 名誉会員の紹介

(社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員になることになっております。

去る平成2年4月27日第15期通常総会において次の方が本学会の名誉会員になりましたので、ご紹介します。

中 村 健 也 君 (大正2年5月13日生)



昭和9年3月 長岡高等工業学校卒業
昭和9年5月 共立自動車製作所入社
昭和13年9月 トヨタ自動車工業㈱入社
昭和39年8月 同社参与
昭和49年3月 東京大学宇宙航空研究所研究顧問
昭和55年7月 トヨタ自動車工業㈱非常勤顧問退任

本会関係略歴

昭和47年6月入会

評議員 (GTCJ 1期, GTSJ 2期)

監事 (GTSJ 5期)

現住所

岡崎市鴨田町山畔1-60



第15期会長就任挨拶

三井造船(株) 石井 泰之助

去る4月27日の総会において、会員皆様の御推挙により日本ガスタービン学会第15期の会長に選出されましたことを、まことに光栄に存じます。また、来年の国際ガスタービン会議を控えたこの時期に当たり、任務の重大さを痛感している次第であります。

幸い、当学会は歴代の会長をはじめ理事の皆様、ならびに関係者の皆様の御尽力によって着実に発展し、その活動は益々活発になっております。私はこの伝統を受け継ぎ、学会の発展に鋭意努力する所存でございます。

わが国のガスタービンは関係者のたゆまぬ努力が実を結び、多くの分野において新しい原動機システムとしての確固たる地位を占めるに至り、今後も絶えざる技術進歩により時代の要請に応えつつ、益々発展することが期待されます。

ガスタービンが主要原動機として定着している航空の分野では、国際共同開発による「V-2500エンジン」を搭載した旅客機の運行がすでに開始され、内外の航空会社より多くのエンジンが発注されております。また、次世代の超音速輸送機用推進システムも研究開発の途についております。

一方、陸上用ガスタービンの分野では、大容量ガスタービンを組み込んだ複合サイクル発電設備が事業用発電を中心に年々増加し、種々の中・小型ガスタービンを利用するコジェネレーションシステムも飛躍的に増加しつつあります。特に最近、地球温暖化対策としても省エネルギーの重要性が見直されており、総合的な熱利用に対する社会の要求が益々大きくなるものと考えられます。

ガスタービンは絶えざる技術の研究開発によって着実に進歩して参りましたが、セラミックスな

どの新素材の実用化により大幅な進歩が期待される所であり、今後益々その適用可能な分野も増加するものと考えられます。このような状況の中で、航空用、発電用、自動車用など多くの産業分野で官・学・産の協力による多様、多数の研究・開発プロジェクトが進行していることは、我が国のガスタービン技術、ガスタービン産業発展のためにも誠に喜ばしい限りであります。

ガスタービン学会は、従来ややもすれば限られた分野からの会員を主に構成されておりましたが、ここ数年の傾向として電力、ガス、石油などエネルギー供給業界、自動車業界、コジェネレーションシステムを利用するユーザーの方々からの会員増加の傾向が著しく、真に喜ばしい限りであります。学会は歴代の会長、役員諸氏の努力により、学会誌の充実、講演会やセミナー等の事業活動が活発に行われており、会員相互の情報交換の場としての役割を果たしております。来年には第5回の国際会議が開催の予定で、国際的にもガスタービンに関する重要な学会の一つとして認められていることは御同慶の至りであります。

このように活発な活動と昨今の物価上昇の結果、学会の財政状況は極めて苦しい状態でありましたが、幸い本年度から会費値上げも御承認を頂きましたので、本年は昨年度に引き続き学会運営体制の改善に取り組むとともに、第5回国際ガスタービン会議横浜大会に向けて万全の準備を進めていきたいと思っておりますので、会員の皆様の御指導と御支援をお願い致します。

終わりに、田中会長をはじめ、第14期役員の皆様様の御尽力に心から感謝申し上げ、会長就任の挨拶と致します。

日本ガスタービン学会賞（第5回）報告

学会賞審査委員会委員長 大橋 秀雄

日本ガスタービン学会賞は本会創立10周年を記念して、1982年に制定され、2年毎にガスタービン及び過給機に関する優れた論文ならびに技術に対して贈られるものであります。今回（第5回）は、論文については1985年11月以降1989年10月までに日本ガスタービン学会誌または国際会議 Proceedings に公表された論文、また技術についてはガスタービンまたは過給機に関連し、同上期間に完成された新技術が選考の対象とされます。

昨年9月号の学会誌で募集広告を行い、編集委員会から推薦のあった論文11編及び応募のあった技術2件に対し、産学官の13名からなる審査委員会によって慎重かつ公正な審査を行った。その結果が理事会に報告され、下記の通り論文1件、技術2件の授賞が決定された。

なお、高効率ガスタービン技術研究組合が開発を担当した高効率ガスタービンは、世界最先端の高温高圧レヒートサイクルと総合効率が55%を実証した優れた技術であるにも関わらず、研究組合がすでに解散して学会賞の申請がなかった。本技術が我が国のガスタービン技術を大きく進歩させた功績は広く認められるところであり、理事会はこれを特別技術賞として表彰するための審査を本委員会に追加委託した。本委員会はその技術内容を慎重に審査し、これを妥当とする結論を理事会に報告し、特別技術賞の授賞が決定された。

論文賞

ハイブリッド触媒燃焼器の研究

東京電力㈱ 大越 明 男
㈱東芝 山中 矢
古屋 富 明
芳根 俊 行
早多 輝 信
肥塚 淳 次

〔学会誌15巻60号、1988年〕

低 NO_x 燃焼技術として触媒燃焼法が注目されている。しかしながら、触媒の高温耐久性に問題があり、未だ、実用化段階に達していない。そこで、触媒燃焼と気相燃焼を有効に組み合わせることにより、触媒の高温化を抑制し、触媒の耐久性向上を図ったハイブリッド触媒燃焼法を提案した。

本論文では、本燃焼法の1100°C級ガスタービンへの適用化検討を、システム検討と、試作燃焼器による燃焼特性評価試験により行った。主な結果は次の通りであり、本燃焼法がガスタービン用低 NO_x 燃焼器として実現性が大であることを確認した。

- (1) 予備試験結果から、気相燃焼部流入ガス温度（触媒出口ガス温度）を800°C、気相燃焼部燃焼温度を1500°C程度（NO_x の抑制上）とすると、触媒入口ガス流速は14~34m/s（500°C換算）となり、システム構成が可能である。この流速条件は、触媒への負荷としては実現可能な領域である。
- (2) 大気圧条件下での燃焼試験から、燃焼ガス温度を1400~1500°Cとすれば、燃焼は安定で、NO_x も10 ppm 以下となる。この温度領域は、システム検討による運転可能な領域である。

（平成2年5月10日原稿受付）

日本ガスタービン学会賞（第5回）報告

学会賞審査委員会委員長 大橋 秀雄

日本ガスタービン学会賞は本会創立10周年を記念して、1982年に制定され、2年毎にガスタービン及び過給機に関する優れた論文ならびに技術に対して贈られるものであります。今回（第5回）は、論文については1985年11月以降1989年10月までに日本ガスタービン学会誌または国際会議 Proceedings に公表された論文、また技術についてはガスタービンまたは過給機に関連し、同上期間に完成された新技術が選考の対象とされます。

昨年9月号の学会誌で募集広告を行い、編集委員会から推薦のあった論文11編及び応募のあった技術2件に対し、産学官の13名からなる審査委員会によって慎重かつ公正な審査を行った。その結果が理事会に報告され、下記の通り論文1件、技術2件の授賞が決定された。

なお、高効率ガスタービン技術研究組合が開発を担当した高効率ガスタービンは、世界最先端の高温高圧レヒートサイクルと総合効率が55%を実証した優れた技術であるにも関わらず、研究組合がすでに解散して学会賞の申請がなかった。本技術が我が国のガスタービン技術を大きく進歩させた功績は広く認められるところであり、理事会はこれを特別技術賞として表彰するための審査を本委員会に追加委託した。本委員会はその技術内容を慎重に審査し、これを妥当とする結論を理事会に報告し、特別技術賞の授賞が決定された。

論文賞

ハイブリッド触媒燃焼器の研究

東京電力㈱ 大越 明 男
㈱東芝 山 中 矢
古屋 富 明
芳 根 俊 行
早 多 輝 信
肥 塚 淳 次

〔学会誌15巻60号、1988年〕

低 NOx 燃焼技術として触媒燃焼法が注目されている。しかしながら、触媒の高温耐久性に問題があり、未だ、実用化段階に達していない。そこで、触媒燃焼と気相燃焼を有効に組み合わせることにより、触媒の高温化を抑制し、触媒の耐久性向上を図ったハイブリッド触媒燃焼法を提案した。

本論文では、本燃焼法の1100°C級ガスタービンへの適用化検討を、システム検討と、試作燃焼器による燃焼特性評価試験により行った。主な結果は次の通りであり、本燃焼法がガスタービン用低 NOx 燃焼器として実現性が大きいことを確認した。

- (1) 予備試験結果から、気相燃焼部流入ガス温度（触媒出口ガス温度）を800°C、気相燃焼部燃焼温度を1500°C程度（NOx の抑制上）とすると、触媒入口ガス流速は14~34m/s（500°C換算）となり、システム構成が可能である。この流速条件は、触媒への負荷としては実現可能な領域である。
- (2) 大気圧条件下での燃焼試験から、燃焼ガス温度を1400~1500°Cとすれば、燃焼は安定で、NOx も10 ppm 以下となる。この温度領域は、システム検討による運転可能な領域である。

（平成2年5月10日原稿受付）

- (3) 本燃焼器の主な NOx 発生源である，気相燃焼部で生成する NOx の圧力依存性は見られない。
- (4) 触媒部の圧力損失は，大気圧近傍では目標の 5% 以上になることもあるが，実圧条件下では 5% 以下になると予想される。

技術賞

1300°C 級高温高効率ガスタービン H-25 の開発

(株)日立製作所 大島 亮一郎
 漆谷 春雄
 久保田 道雄
 川池 和彦
 福井 寛

H-25ガスタービンは，最近，エネルギー・環境面でニーズの高まっている高効率コージェネ・コンバインドプラントへの適用を考えて開発された，出力25MW 級のガスタービンである。タービン入口ガス温度1260°C，圧力比14.7であり，発電端熱効率はこのクラスでは一流レベルの32.3% (LHV) を達成した。

燃焼温度1260°Cでの長時間連続運転を可能とするため，燃焼器やタービン翼に最新の冷却技術と新開発の耐熱材料が適用されている。燃焼器は，フローズリーブによる対流冷却とスロットクーリングを組合せ，高温部にセラミックコーティングを施工した構造で，油・ガスいずれも燃焼可能なデュアルタイプである。タービン翼は，リターンフロー冷却やピンフィン冷却構造の精密鑄造翼であり，耐熱疲労性の高い新コバルト基合金，耐腐食性のプラズマ合金コーティングなどを適用した。また，タービンロータには，クリープ強度と耐高温脆性を高めた新12クロム合金鋼を開発適用した。

工場実負荷試験では，各部に800点以上のセンサーを取り付けてメタル温度や振動応力を計測しガスタービンの信頼性を確認した。初号機は昭和63年11月運開以来，現在まで順調に稼動中である。今後この分野におけるガスタービンの利用拡大と省エネルギーに貢献するものと期待されている。

技術賞

1000KW 級コージェネレーションシステム用 高効率ガスタービンの開発

三井造船(株) 杉村 章二郎
 東京ガス(株) 三浦 千太郎
 大阪ガス(株) 藤野 耕一
 東邦ガス(株) 梅村 幸治

都市型コージェネレーションにとっては，ガスタービンシステムは熱電比がよいという特長をもっており高効率機の開発が待たれていた。今回発電端効率25%，総合熱利用効率75%，かつ1000KW 級を目標に開発を行った。

従来のこのクラスの小型機では常用連続使用の実施例も少なく，効率も20%を下回っていたが，それを一気に5ポイント以上も向上させることに成功した。主なる特徴を次に示す。

- (1) 常用運転仕様

- (3) 本燃焼器の主な NOx 発生源である，気相燃焼部で生成する NOx の圧力依存性は見られない。
- (4) 触媒部の圧力損失は，大気圧近傍では目標の 5% 以上になることもあるが，実圧条件下では 5% 以下になると予想される。

技術賞

1300°C 級高温高効率ガスタービン H-25 の開発

(株)日立製作所 大島 亮一郎
 漆谷 春雄
 久保田 道雄
 川池 和彦
 福井 寛

H-25ガスタービンは，最近，エネルギー・環境面でニーズの高まっている高効率コージェネ・コンバインドプラントへの適用を考えて開発された，出力25MW 級のガスタービンである。タービン入口ガス温度1260°C，圧力比14.7であり，発電端熱効率はこのクラスでは一流レベルの32.3% (LHV) を達成した。

燃焼温度1260°Cでの長時間連続運転を可能とするため，燃焼器やタービン翼に最新の冷却技術と新開発の耐熱材料が適用されている。燃焼器は，フローズリーブによる対流冷却とスロットクーリングを組合せ，高温部にセラミックコーティングを施工した構造で，油・ガスいずれも燃焼可能なデュアルタイプである。タービン翼は，リターンフロー冷却やピンフィン冷却構造の精密鑄造翼であり，耐熱疲労性の高い新コバルト基合金，耐腐食性のプラズマ合金コーティングなどを適用した。また，タービンロータには，クリープ強度と耐高温脆性を高めた新12クロム合金鋼を開発適用した。

工場実負荷試験では，各部に800点以上のセンサーを取り付けてメタル温度や振動応力を計測しガスタービンの信頼性を確認した。初号機は昭和63年11月運開以来，現在まで順調に稼動中である。今後この分野におけるガスタービンの利用拡大と省エネルギーに貢献するものと期待されている。

技術賞

1000KW 級コージェネレーションシステム用 高効率ガスタービンの開発

三井造船(株) 杉村 章二郎
 東京ガス(株) 三浦 千太郎
 大阪ガス(株) 藤野 耕一
 東邦ガス(株) 梅村 幸治

都市型コージェネレーションにとっては，ガスタービンシステムは熱電比がよいという特長をもっており高効率機の開発が待たれていた。今回発電端効率25%，総合熱利用効率75%，かつ1000KW 級を目標に開発を行った。

従来のこのクラスの小型機では常用連続使用の実施例も少なく，効率も20%を下回っていたが，それを一気に5ポイント以上も向上させることに成功した。主なる特徴を次に示す。

- (1) 常用運転仕様

- (3) 本燃焼器の主な NOx 発生源である，気相燃焼部で生成する NOx の圧力依存性は見られない。
- (4) 触媒部の圧力損失は，大気圧近傍では目標の 5% 以上になることもあるが，実圧条件下では 5% 以下になると予想される。

技術賞

1300°C 級高温高効率ガスタービン H-25 の開発

(株)日立製作所 大 島 亮一郎
 漆 谷 春 雄
 久保田 道 雄
 川 池 和 彦
 福 井 寛

H-25ガスタービンは，最近，エネルギー・環境面でニーズの高まっている高効率コージェネ・コンバインドプラントへの適用を考えて開発された，出力25MW 級のガスタービンである。タービン入口ガス温度1260°C，圧力比14.7であり，発電端熱効率はこのクラスでは一流レベルの32.3% (LHV) を達成した。

燃焼温度1260°Cでの長時間連続運転を可能とするため，燃焼器やタービン翼に最新の冷却技術と新開発の耐熱材料が適用されている。燃焼器は，フローズリーブによる対流冷却とスロットクーリングを組合せ，高温部にセラミックコーティングを施工した構造で，油・ガスいずれも燃焼可能なデュアルタイプである。タービン翼は，リターンフロー冷却やピンフィン冷却構造の精密鑄造翼であり，耐熱疲労性の高い新コバルト基合金，耐腐食性のプラズマ合金コーティングなどを適用した。また，タービンロータには，クリープ強度と耐高温脆性を高めた新12クロム合金鋼を開発適用した。

工場実負荷試験では，各部に800点以上のセンサーを取り付けてメタル温度や振動応力を計測しガスタービンの信頼性を確認した。初号機は昭和63年11月運開以来，現在まで順調に稼動中である。今後この分野におけるガスタービンの利用拡大と省エネルギーに貢献するものと期待されている。

技術賞

1000KW 級コージェネレーションシステム用 高効率ガスタービンの開発

三井造船(株) 杉 村 章二郎
 東京ガス(株) 三 浦 千太郎
 大阪ガス(株) 藤 野 耕 一
 東邦ガス(株) 梅 村 幸 治

都市型コージェネレーションにとっては，ガスタービンシステムは熱電比がよいという特長をもっており高効率機の開発が待たれていた。今回発電端効率25%，総合熱利用効率75%，かつ1000KW 級を目標に開発を行った。

従来のこのクラスの小型機では常用連続使用の実施例も少なく，効率も20%を下回っていたが，それを一気に5ポイント以上も向上させることに成功した。主なる特徴を次に示す。

- (1) 常用運転仕様

- (2) 空気冷却翼の採用；タービン1,2段動静翼に空冷システムを採用した。
 - (3) 中間冷却器の採用；圧縮機動力の低減のみならず，NOx 低減化への寄与及びボイラ給水を冷却器に通すことにより総合熱利用効率の向上を図った。
 - (4) コンパクト化；全体をコンパクト化しさらに燃料ガス圧縮機は発電機軸端から直接駆動し省エネ，省スペース化を図った。
 - (5) 環境規制への適合；都市ガス専焼による SOx, ばいじんの発生防止，水または蒸気噴射を標準装備して低 NOx 化を図った。
- 本ガスタービンの開発が，工業／業務両分野でコージェネ普及・拡大に与えた影響は大である。

特別技術賞

高効率ガスタービンの研究開発

元高効率ガスタービン技術研究組合

通産省工業技術院のムーンライト計画の一環として，高効率ガスタービンの開発プロジェクトが昭和53年から昭和63年まで10年間にわたり推進された。その開発の主たるテーマは以下の二つであった。

- (1) 燃焼ガス温度1300°C，圧力54ata の100MW 級レヒートガスタービン (AGTJ-100A) を開発し，それを用いて複合サイクル効率50% (LHV) 以上を目標とするパイロットプラントの実証を行う。このガスタービンは東京電力株式会社 袖ヶ浦火力発電所において実機負荷試験を実施し，性能と信頼性の確認が行われた。
- (2) 複合サイクル効率55%以上を目標とする，燃焼ガス温度1400°C，圧力51ata のプロトタイプ・プラント用ガスタービン (AGTJ-100B) の開発。パイロットプラントから技術的に大きくステップアップした本ガスタービンの高圧タービンについては実機負荷試験を行い，各種性能・信頼性が確認された。本プロジェクトは官民が協力して開発に当たったものであり，民間側は国内のガスタービンメーカー6社，材料関係7社の計13社に，電力会社を代表して(財)電力中央研究所が加わって構成された高効率ガスタービン技術研究組合が中心となって研究開発を推進し，当初の目的を達成した。官側は科学技術庁及び通産省に所属する5国立研究所が，それぞれの分担を通じてこれに協力した。

❖ 入会勧誘のおねがい ❖

日本ガスタービン学会では賛助会員，正会員，学生会員の入会を呼びかけております。ガスタービン関係の方々には是非ご入会いただきますよう各方面でのご勧誘をおねがいたします。

賛助会員	1口	70,000円	入会金	1,000円
正会員		5,000円	入会金	500円
学生会員		2,500円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

(株)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095 Fax 365-0387

- (2) 空気冷却翼の採用；タービン1,2段動静翼に空冷システムを採用した。
 - (3) 中間冷却器の採用；圧縮機動力の低減のみならず，NOx 低減化への寄与及びボイラ給水を冷却器に通すことにより総合熱利用効率の向上を図った。
 - (4) コンパクト化；全体をコンパクト化しさらに燃料ガス圧縮機は発電機軸端から直接駆動し省エネ，省スペース化を図った。
 - (5) 環境規制への適合；都市ガス専焼による SOx, ばいじんの発生防止，水または蒸気噴射を標準装備して低 NOx 化を図った。
- 本ガスタービンの開発が，工業／業務両分野でコージェネ普及・拡大に与えた影響は大である。

特別技術賞

高効率ガスタービンの研究開発

元高効率ガスタービン技術研究組合

通産省工業技術院のムーンライト計画の一環として，高効率ガスタービンの開発プロジェクトが昭和53年から昭和63年まで10年間にわたり推進された。その開発の主たるテーマは以下の二つであった。

- (1) 燃焼ガス温度1300°C，圧力54ata の100MW 級レヒートガスタービン (AGTJ-100A) を開発し，それを用いて複合サイクル効率50% (LHV) 以上を目標とするパイロットプラントの実証を行う。このガスタービンは東京電力株式会社 袖ヶ浦火力発電所において実機負荷試験を実施し，性能と信頼性の確認が行われた。
- (2) 複合サイクル効率55%以上を目標とする，燃焼ガス温度1400°C，圧力51ata のプロトタイプ・プラント用ガスタービン (AGTJ-100B) の開発。パイロットプラントから技術的に大きくステップアップした本ガスタービンの高圧タービンについては実機負荷試験を行い，各種性能・信頼性が確認された。本プロジェクトは官民が協力して開発に当たったものであり，民間側は国内のガスタービンメーカー6社，材料関係7社の計13社に，電力会社を代表して(財)電力中央研究所が加わって構成された高効率ガスタービン技術研究組合が中心となって研究開発を推進し，当初の目的を達成した。官側は科学技術庁及び通産省に所属する5国立研究所が，それぞれの分担を通じてこれに協力した。

❖ 入会勧誘のおねがい ❖

日本ガスタービン学会では賛助会員，正会員，学生会員の入会を呼びかけております。ガスタービン関係の方々には是非ご入会いただきますよう各方面でのご勧誘をおねがいたします。

賛助会員	1口	70,000円	入会金	1,000円
正会員		5,000円	入会金	500円
学生会員		2,500円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

(株)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095 Fax 365-0387

1. 「我が国のガスタービン関連プロジェクトの概況」小特集号発刊にあたって

(株)東芝 総合研究所 荒木 達雄

発電プラントの燃料の多様化、熱効率の向上、電源多様化のためのコジェネレーションシステムの研究開発が現在 NEDO (新エネルギー産業技術総合開発機構) と民間 (電力会社, ガス会社, メーカー) で進められています。最近のはかつてのエネルギー危機の時代と比較して電力の問題は一般にはあまり深刻に考えられていませんが、最近の電力の需要の伸びは著しく、さらに環境問題から発電所の設置に対して厳しい制約があるため短期的にも重大な問題となってきています。さらに長期的には電力の一次エネルギー源がどのようになるかは環境問題からも混沌としており、長期的に多様な研究開発が必要となっています。

現在火力発電では石油の代替燃料として LNG ガスが多く用いられていますが、その次の燃料として石炭が考えられ、環境に対する適用性の良い石炭ガス化複合発電が開発されています。この場合石炭のガス化が最も大きな開発要素ですが石炭資源を海外に依存する日本では熱効率の向上が不可欠であり、ガスタービンの高効率化も重要な開発課題となっています。石炭のガス化法には種々の方法がありますが、本号では現在日本で開発中の噴流床方式のガス化につき紹介していただきました。加圧流動床燃焼も最近注目されていますが、いずれ学会誌で紹介していただきたいと思えます。メタノールはクリーンで貯蔵、輸送が容易な燃料として注目されており、その欠点である低発熱量による低熱効率を改善するメタノール改質型トータルシステムの試験研究が行われています。

これらの新燃料を用いるシステムの開発以外にコンバインドサイクルの熱効率を向上させる研究も進められています。セラミックスは将来のガスタービンの高温化の有力な手段としてムーンライ

(平成2年4月18日原稿受付)

プロジェクトで出力300KWの原動機の開発が開始されていますが、電力会社とメーカーの共同研究で発電用大型ガスタービンのセラミック化の研究が進められています。セラミックを翼と燃焼器に用い、これによって冷却空気を減らし熱効率を向上させようとしています。また実現の早いものとして金属材料を用いたガスタービンの高温化、高効率化の開発も進められています。金属材料も結晶制御によって単結晶化することにより、クリープ強度、熱疲労強度をさらに向上することができ、タービン翼への応用がすでに航空エンジンでは進んでいます。翼の冷却技術も地味ながら依然として着実に進歩しており、これ等と排ガスの熱回収システムの改良によりコンバインドサイクルの熱効率の向上が期待されています。米国でも同様な開発が開始されており、今後注目する必要があります。

電力とともに熱を供給するコジェネレーションが普及しつつありますが、これの環境への適合化、省スペース化、高効率化、信頼性の向上等をはかるためガスタービンの改良が進められています。また石油製品需要の軽質化により今後余剰となる分解軽油等をコジェネに利用するための NOx 排出量と燃焼性を改良したガスタービンの開発が進められており紹介していただきました。

この特集号の企画にあたり、第14期編集委員会に設けた本特集号担当小委員会〔高田浩之編集委員長 (東京大学), 白戸健理事 (三井ドイツディーゼル(株)), 佐々木誠委員 (航空宇宙技術研究所), 荒井正志委員 (川崎重工(株)), 石野寿生委員 (株)日立) 及び筆者の方々のご協力があったことをご報告するとともに、貴重な原稿をお寄せいただいた執筆者の皆様はじめ関係者の多大のご協力に厚くお礼申し上げます。

2. 石炭ガス化複合発電 セラミックガスタービンの開発

東京電力(株) 技術研究所 土屋利明

1. はじめに

埋蔵量の豊富な石炭を大量かつ有効に利用する技術の一つとして、“石炭ガス化複合発電”に大きな期待が寄せられているが、この発電方式の経済性を高めるためには、高効率ガスタービンの開発が必要である。ガスタービンの熱効率の大幅な向上は、タービンに流入するガスの高温化及びタービン冷却空気量の低減によって達成することが可能になる。そこで、東京電力では、(株)東芝、(株)日立製作所、三菱重工業(株)と共同で、従来の耐熱合金に比べて、高温強度及び高温耐蝕性に優れるセラミックスをガスタービンの高温部に適用する研究を進めている。⁽¹⁾

2. 開発目標及びスケジュール

当面の開発目標は、タービン入口ガス温度1,300°Cであり、従来の金属製ガスタービンに比べて、複合発電の熱効率として10%以上の相対効率向上を目指している。また、ガスタービン出力は、まず20MW級を目指し、その後、大型化を検討していく予定である。

セラミックガスタービンの開発スケジュールを表1に示す。S59、60年度では基礎研究として

表1 開発スケジュール

	59	60	61	62	63	H1	2	3	4	5	6	7
基礎研究	[Progress bar from 59 to 60]											
要素技術開発研究 (燃焼器、静翼、動翼)	[Progress bar from 60 to 63, labeled STEP1]											
	[Progress bar from 62 to 63, labeled STEP2]											
	[Progress bar from 63 to H1, labeled STEP3]											
(材料評価)	[Progress bar from 60 to H1]											
組み立て試験研究 (20MW, 1300°C)	[Progress bar from H1 to 2]											

(平成2年4月12日原稿受付)

1,300°C、20MW級の高温セラミックガスタービンの試設計を行った。この成果を基に、燃焼器、静翼、動翼の各要素毎の開発に入り、S60～62年度には、要素技術開発研究のステップ1として、主として大気圧試験を実施した。そして、この結果を踏まえて改良設計を行い、S63年度からはステップ2として実圧試験を行ってきた。今後セラミック動翼については、要素技術開発研究ステップ3として開発を続けることとしているが、燃焼器、静翼、コーティング動翼については開発の目的が得られ次第これらを組み合わせての組立試験研究に移る予定である。

3. セラミック適用部

セラミック適用部品は、ガスタービンの高温部すなわち、燃焼器、タービン静翼(初段、2段)及びタービン動翼(初段)とした。ただし、動翼に関しては高温の熱的条件に曝されるとともに、回転部材であり遠心力や振動等の要因も加わり非常に苛酷な条件となり、現状のセラミック材料では実用化がかなり遅れる可能性もあるため、従来の金属翼にセラミックコーティングを施したコーティング翼をセラミック翼と並行して検討している。

4. セラミック材料の選定

現在、高温構造材料としては、炭化珪素(SiC)及び窒化珪素(Si₃N₄)が最も有望と考えられている。窒化珪素は靱性が高く耐熱衝撃性に優れているが、1,200°C以上では高温強度及び耐酸化性に問題があるとされてきた。したがって、基礎研究におけるガスタービン各段の温度分布解析の結果を踏まえ、ガス温度が1,200°C以上となる燃焼器、初段静翼、初段動翼には炭化珪素を、温度が下がる2段静翼には窒化珪素を有望材料として検討を進めてきた。

各要素毎のセラミックスの主な使用条件を表2

表2 セラミック部品の概略使用条件

	燃焼器	静翼		動翼
		初段	2段	
ガス温度 (°C)				
最高	1500	1400	1100	1220
平均	-	1300	1000	1150
圧力 (ata)	15	15	6	10
流速 (m/sec)	> 50	>700	>600	>600
候補材	SiC	SiC	Si ₃ N ₄	SiC
表面温度 (°C)	1300	1380	1080	1200
熱応力 (MPa)	60	290	200	400
遠心応力 (MPa)	-	-	-	290

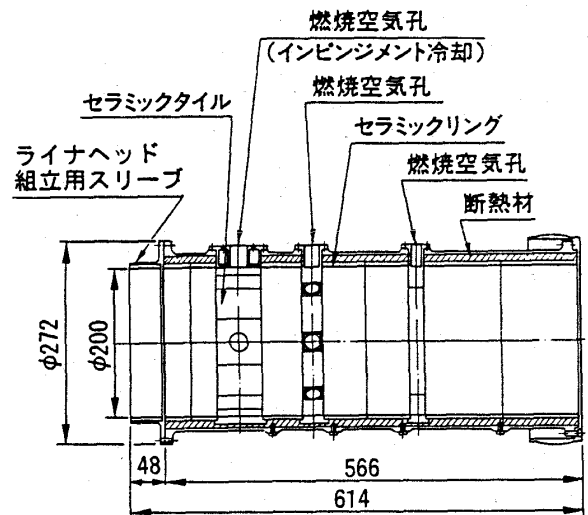


図1 燃焼器構造図

に示す。強度面では、静翼、動翼共に緊急遮断時の熱応力が極めて厳しいことが判明しているが、他に振動や飛来物との衝突などに対しても十分考慮する必要がある。この他、各部品の材料には、高温・高圧・高速の燃焼ガスに対する酸化や腐食に対する耐久性も要求される。

一方、近年セラミックス自体の改良も進んでおり、モノリシックでは従来1,200°Cが耐熱限界とされていた窒化珪素の高温強度や耐酸化性が向上し、初段静翼や初段動翼にも破壊靱性や強度特性の優れた窒化珪素の適用の可能性が認められてきている。窒化珪素が適用できれば、発生熱応力も下げることができることから、設計面での裕度が大きく向上できる。

5. 現在までの開発成果

(1) 燃焼器⁽²⁾⁽³⁾ (東電-東芝 共同研究)

燃料が低カロリーの石炭ガス化燃料のため、高カロリー燃料を用いた従来の燃焼器に比べて燃焼ガス中で燃料が占める割合が大きく、空気量が少ない。そのため、燃焼器壁面の冷却に用いられる空気量が制限を受けるので、耐熱性に優れたセラミックスを適用できれば、燃焼器の耐熱性を損なうことなく、燃焼ガスの高温化と燃焼器冷却空気量の低減が可能となる。さらに、セラミック使用により、壁面温度を高く保てるため、壁面での燃焼反応が促進され、燃焼の安定化、燃焼効率の向上、燃焼器出口温度分布の均一化等のメリットがある。

セラミック形状としては、小さく分割して局部

熱応力を低めるタイル型と製作・組立が容易なリング型の2つを検討した結果、空気孔近傍の温度分布の厳しい部分を除いてリング型を採用した。図1にセラミック燃焼器の構造図を示す。基本構造は、金属製ケースの内周を断熱材を介してセラミックリング及びタイルで構成されている。内筒部は、7段のセラミックリングと3段のセラミックタイル(空気孔部)からなっており、尾筒部は4段のセラミックリングで構成されている。セラミック部品と金属製ケースとの間には、セラミックリングやタイルの保持も兼ねた断熱層が設けられており、セラミックスの冷却を行わない構造となっている。

このセラミック燃焼器を用いて、石炭ガス化燃料とほぼ同一の組成・発熱量を有する模擬石炭ガス燃料による実運転条件下での燃焼試験を実施した。試験では、燃焼特性把握試験に加えて、定格条件からの負荷遮断やトリップを実施し、最も厳しい非定常熱応力発生時においても、セラミックスに破損の生じないことを確認した。長時間運転での耐久性の検証は今後の課題として残っているが、実圧条件及びトリップ条件でのセラミックスの健全性が確認されたのはこのクラスでは初めてのことであり、セラミック燃焼器の実用化に向けて大きく前進したと考えている。

(2) 静翼⁽⁴⁾⁽⁵⁾ (東電-三菱重工業 共同研究)

静翼へのセラミックス適用にあたっての基本思想として、高温の燃焼ガスに曝される部分に耐熱製等に優れるセラミックスを適用し、機械的強度

は金属でもたせることとした。そして製造性及び定常時の熱応力の低減を考え、翼部、内側及び外側シュラウドを分割し、これらを金属製のシュラウドと芯金で締めつけるハイブリッド構造とした。さらに、翼形状の設計にあたっては、セラミックスの難加工性を考慮し、各断面における翼形の変化を極力小さくするよう配慮し、最も熱負荷の大きい翼前縁部の形状は熱伝達率を小さく抑えるために、プラントノーズを採用した。図2に初段静翼の構造を示す。内外シュラウド部の金属とセラミックスの間には、締め付け荷重の均等化と遮熱を図るために緩衝材を挿入する構造とし、芯金には冷却穴を設け内部冷却を行うと同時に、翼部からの熱遮断の目的で、表面にはセラミックコーティングを施行し、翼と芯金の間には断熱材を充填している。また、セラミックスと金属の熱伸び差による締め付け力の低下を防ぐために、皿バネを介して締めつける構造にしている。

静翼の実機作動条件下での健全性を調べるために、実圧条件下での高温翼列試験を実施した。試験では、定常状態で冷却等の性能を確認した後、燃料を瞬時に遮断し、翼に熱衝撃を与えるトリップ試験も実施した。その結果、初段静翼については、定格条件におけるセラミックスの健全性が確認さ

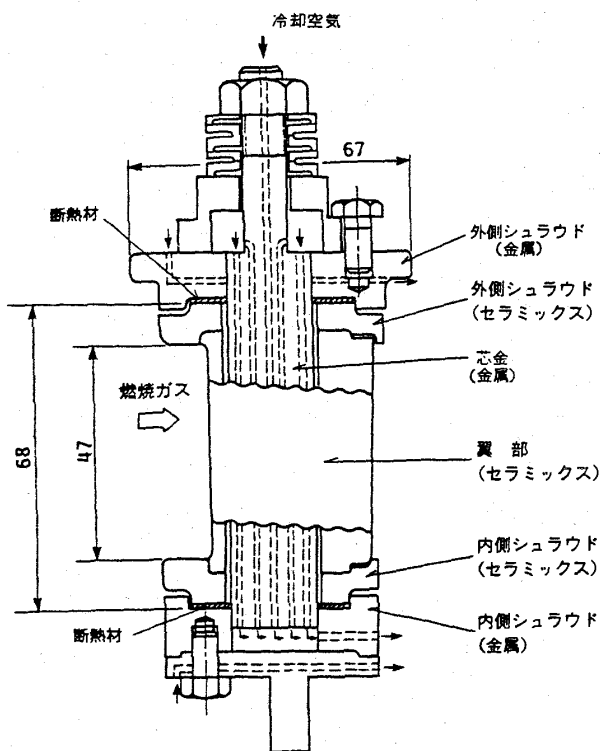


図2 第1段静翼構造図

れた。トリップ試験については6 ata条件ではクリアーしているが、実圧(14.5ata)条件からのトリップは、現在実施準備中である。一方、2段静翼については、翼列入口温度は定格では1,004°Cであるが、1,200°Cの過負荷条件までの試験を行った。トリップ試験後の開放検査においても、セラミックスに亀裂は検出されなかった。さらに、定格条件(6 ata, 1,004°C)で30hrの翼列試験を実施したが、セラミックスは健全であった。2段静翼の定格及び過負荷条件での総運転時間は37時間に達しており、実用化に向けて大きく前進したと考えている。

(3) 動翼 (東電一日立製作所 共同研究)

高い信頼性を要求される動翼については、ロータディスクには実績があり信頼性の高い耐熱合金を用い、金属シャックを介してセラミック動翼を植え込む方式を検討している。図3に初段動翼の構造図を示す。この構造では、セラミック翼と金属シャックとの嵌合部で金属製のパッドを挿入して遠心力を伝えている。⁽⁶⁾この嵌合方式での遠心力に対する強度を確認するために、静的負荷試験及び室温回転試験を実施したが、定格回転数に対して120%オーバースピードまでの強度確認を終えている。セラミック動翼に関しては、遠心力の他に、定常時及びトリップ時の熱応力や高温回転場での振動の問題も解決しておかなければならない。これらの課題も含めて、今後、熱負荷試験や高温回転試験を実施していく予定である。

セラミック動翼の開発にはまだかなりの時間を要すると見込まれるので、並行して、遮熱性の高

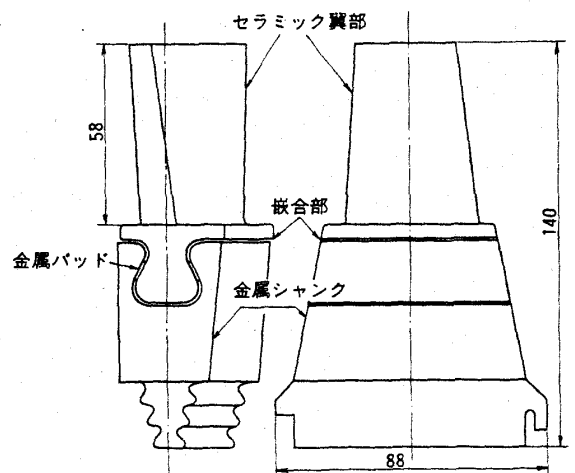


図3 第1段動翼構造図

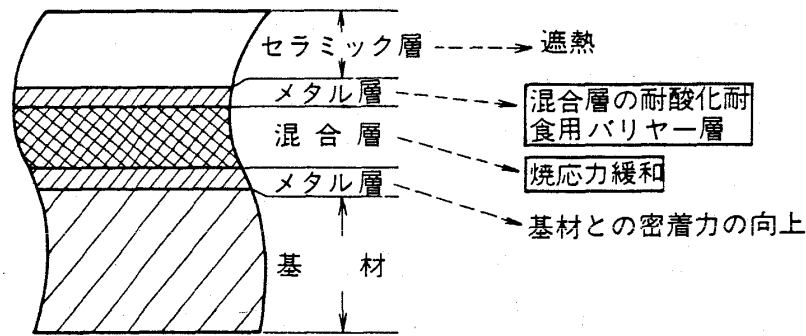


図4 四層型コーティング

いジルコニアを金属製翼の表面にプラズマ溶射する TBC 動翼の研究も進めている。図4に本研究で開発した4層型の TBC 翼の構成を示す。4層型ではコーティング層内の熱応力が2層型よりも小さくなり、かつ、メタル層が混合層の酸化損傷を防ぐのに有効である。バーナ加熱と空気冷却を用いた熱サイクル試験では、4層型は2層型に比べて約2倍の耐久性を示した。また、4層型 TBC の実機相当熱負荷条件での遮熱効果と耐久性を検証するために、実圧・実温の燃焼ガスによる評価試験を実施し、約90°Cの遮熱効果があることを確認するとともに、1 hr 高温で保持した後トリップさせる条件で10サイクルの繰り返し試験を行い、何等損傷のないことを確認した。この結果から、TBC 動翼に関しては実用化の目的が得られたと考えており、今後予定している組み立て試験研究においては、まず TBC 動翼を採用し、回転場での健全性を検証する予定である。セラミック動翼の研究が順調に進めば、その後にセラミック動翼を組み込んだ試験を行っていくことを考えている。

6. 今後の課題

発電用部品には極めて高い信頼性が求められている。従って各要素の設計面での対応及び全体の運転システムでの対応によりセラミックスに加わる負荷を低減させるとともに、材料の実使用環境

下での長期挙動を把握し、寿命予想を可能にするような研究も並行して進め、信頼性を高めていく必要がある。

現在までの研究では設計面からの対策により既存材料の改良で開発の見通しが得られつつあるが、信頼性をさらに高めるためには、設計面、システム面での更なる開発努力は言うまでもないが、材料にはより高強度化、高靱性化が求められる。また、強度面の信頼性の他に高温燃焼ガスという使用環境下での耐久性が材料に求められ、材料面からはかなり厳しい検討事項が残っており、今後、材料の複合化を含んだより一層の開発努力が必要と考えている。

参考文献

- (1) 原, 他3名, 機械学会講演論文集No. 870-10 (1987-11)
- (2) 原, 他5名, 機械学会講演論文集 No.870-60 (1989-11)
- (3) 原, 他5名, 第18回ガスタービン定期講演会講演論文集, B-5 (1990-6)
- (4) A. Ohkoshi, et al., 87-TOKYO-IGTC-121 (1987-10)
- (5) 原, 他5名, 第18回ガスタービン定期講演会講演論文集, B-8 (1990-6)
- (6) 古瀬, 他3名, 第17回ガスタービン定期講演会講演論文集, A-8 (1989-6)

3. 発電用大型セラミックガスタービンの開発

(財)電力中央研究所 石川 浩
// 阿部 俊夫
// 久松 暢

1. まえがき

近年、地球規模の環境問題がクローズアップされ、特に地球の温暖化対策として、化石燃料からのCO₂排出の大幅な削減が先進諸国に求められている。

一方、石油の需給は現在、比較的安定しているように見えるが、開発途上国の工業化の進展や世界景気の動向などから見て、中長期的的には石油価格の上昇は避けられない趨勢にある。

このような状況の中で、石炭火力は原子力とともに将来の有力な電源の一つと位置づけられており、当所は特に、環境と調和した石炭の効率的利用という視点から微粉炭火力に比べて大幅な熱効率の向上とコスト低減やCO₂発生量の抑制が期待できる石炭ガス化複合発電と熔融炭酸塩型燃料電池発電の技術開発に取り組んでいる。

一方、最近では地球規模の環境問題とともに、原子力発電に対する種々の世論もあり、微粉炭火力や原子力発電所の建設が容易ではなくなっている。このため、別の選択肢としてLNGを再評価する必要もある。現在、LNGは複合発電効率で43%にも達しており、近い将来には46%のプラントが出現する予定である。今後の電源開発を進めるに際しては上述の諸問題を念頭においたベストミックスを目指す必要があるが、次期高効率火力プラントは石炭、LNG利用ともに複合発電プラントが主力になると考えられる。

ところで、複合発電プラントの熱効率はガスタービンの性能に大きく左右される。今日のガスタービンの高性能・高温化は主としてガスタービン単機の大容量化及び耐熱合金の開発と冷却技術の進歩によるものであるが、従来の金属材料を使用する限り、耐熱性の面からガスタービンの高温化には限界がある。また、高温化に伴って、ター

ビン翼の冷却空気量が増大するため、熱効率の大幅な向上は望めない状況にある。

一方、ファインセラミックスは耐熱合金に比べて高温における耐熱性、耐蝕性、耐摩耗性に優れているので、これをガスタービンの燃焼器や動静翼に適用できれば、ガスタービンの高温化と冷却空気量の低減化が可能となり、熱効率を飛躍的に向上させることができる。

しかしながら、セラミックスは耐熱性等に優れる反面、脆く割れやすいなど、構造材としての信頼性に欠けるといふ欠点を有している。セラミックスの材料開発は急速な進展を見せ、材料特性も著しく改善されているが、脆性材料としてのセラミックスの欠点を材料技術のみで克服し、セラミックガスタービンの信頼性を確保することは極めて難しいと考えられる。

従って、セラミックガスタービンの早期実現のためには材料開発のみならず、セラミックスに適した構造設計法とガスタービン運転法の開発が重要である。

構造設計法の開発においては、従来の金属材料の使用を前提とした構造設計にとらわれることなく、セラミックスの特徴を活かしながらセラミック部品に応力を極力発生させないような新しい構造設計概念の構築が必要である。

また、運転法の開発においては、ガス温度の急変による熱衝撃を極力抑制させる方法を考慮する必要があり、ガスタービン緊急停止時においても燃料の瞬時遮断を必要以上に行うことなく安全に停止できる制御システムの開発が必要である。

このような考えに基づき、当所では20MW級ガスタービン用燃焼器及び静翼の開発とガスタービン運転法の開発を行っている。発電用セラミックガスタービンについては、東京電力でも石炭ガス化複合発電用20MW級の要素開発を実施しており、この成果を踏まえて近々1300°C級ガスタービ

(平成2年4月16日原稿受付)

ンの組み立て試験研究が開始される予定である。
 (1)(2)ここでは当所のこれまでの成果の概要について紹介する。

2. セラミック燃焼器の開発

当所はこれまでに、セラミックタイル型(嵌合型)燃焼器とセラミック繊維型燃焼器を開発した。これらはいずれも分割したセラミックタイルあるいはセラミック繊維を金属壁内周に内張りしたもので、構造強度材として金属を、遮熱構造材としてセラミックスを使用した複合構造を採用している。(3)(4)

タイル型燃焼器はセラミックス特有の構造設計によって信頼性は著しく向上しており、急速燃料遮断を含む累積約150時間、出口ガス温度1500°Cの常圧燃焼試験においても、セラミック部品に以上は認められていない。しかし、反面、構造が複雑で部品数も多いため、重く、製造・組立が容易でないなどの問題がある。

一方、セラミック燃焼器の構造簡素化、軽量化などを目的に開発された繊維型燃焼器はセラミックスの分割化をさらに押し進めたものといえる。セラミック繊維成形体は軽量で、柔軟性、弾力性を持ち、また、全体が微細に分割化された状態にあるため、熱応力はほとんど発生せず、特に耐熱衝撃性に優れるという特徴を有している。また、燃焼器壁面の冷却はセラミック繊維層による滲み出し冷却であり、出口ガス温度1500°Cの常圧燃焼試験において、その優れた遮熱特性が確認された。しかし、高温ガスによる繊維の劣化及び剥離が問題であることが明らかとなり、その防止が今後の課題として残されている。

このため現在、タイル型と繊維型の長所を活かして、セラミックタイルとセラミック繊維を組み合わせた複合型燃焼器の開発を日立製作所と共同で進めている。

複合型燃焼器ライナは図1の用に、耐熱衝撃性を考慮したハニカム状セラミックタイルとセラミック繊維を金属壁内面に内張りした構造である。セラミック繊維はセラミックタイルによって高温ガスから保護されると同時に、タイルと金属壁間の遮熱・緩衝層として機能する。すなわち、タイルは繊維の弾力によって柔軟に支持固定され、振動、熱膨張などを容易に吸収できるとともに、組

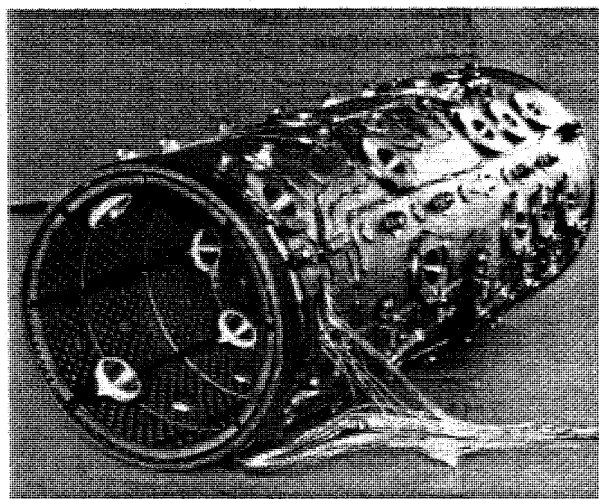


図1 複合型燃焼器ライナ

立が容易である。

石炭ガス化燃料用複合型燃焼器の設計・試作においては、セラミックタイルは常圧焼結炭化珪素繊維とし、壁面の冷却空気は全空気量の約10%(金属燃焼器の約1/3)とした。燃焼器内圧14.5ata、出口ガス温度1300°C(実機ガスタービンと同一条件)の高圧燃焼試験の結果、本燃焼器は燃焼負荷率 $4 \times 10^7 \text{Kcal/m}^3\text{hata}$ (従来燃焼器の2~3倍)においても燃焼効率ほぼ100%の高負荷安定燃焼が可能であることが明らかとなった。(5)(6)

これは、高温のセラミックライナ壁が壁面近傍における燃焼反応を促進したためと考えられる。しかしながら、セラミックタイルには、燃焼空気孔部の局所冷却による熱応力が原因と思われる若干の破損が認められた。このため、燃焼空気とタイルの接触を防止する空気ガイドの設置、タイル分割位置の変更などの構造改良を実施中である。

3. セラミック静翼の開発

図2は日立製作所と共同で開発した20MWガスタービン用第1段セラミック静翼の構造概略である。セラミック静翼の場合も、高温ガスに曝される部分のみをセラミックスとし、力の伝達が必要とされる部分には金属を使用した複合構造となっている。すなわち、セラミック翼(セラミックシェル)内に金属製翼芯(金属コア)が貫通しており、金属コアは静翼取付構造を有する金属製の上・下サイドウォール支持板に連結している。

またセラミックス製のサイドウォールは、セラミックシェルに嵌合・固定されている。そして、

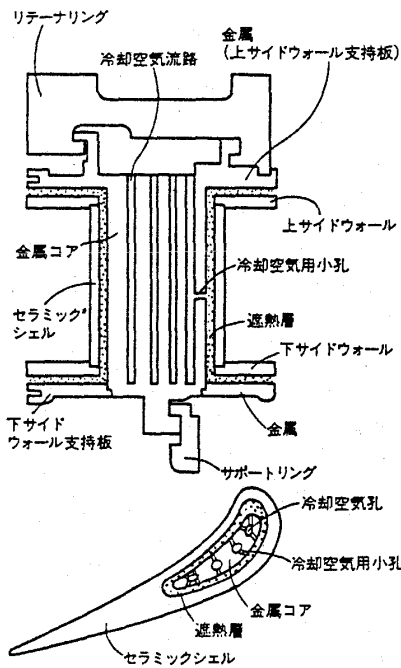


図2 セラミック静翼の構造概略

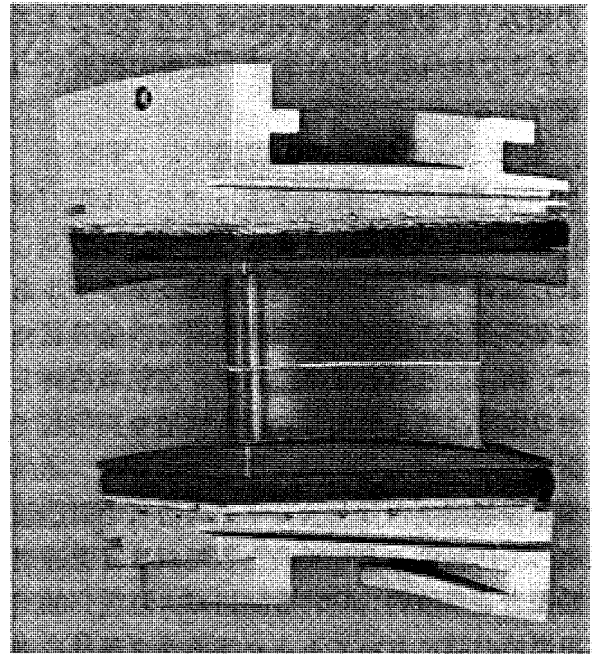


図3 セラミックス・金属ハイブリット静翼

これらセラミックスと金属の間には変型緩衝層を兼ねた遮熱層が設けられている。特に、セラミックシェルと金属コアの間に挿入される遮熱層の厚さはわずか3 mmであるため、遮熱層をセラミック繊維等による多孔質構造とし、金属コアに開けた空気孔から若干の冷却空気を遮熱層に流すことによって、セラミックスから金属に流れる熱を防ぐ方式を採用した。

PL-SiC製セラミック静翼を5枚配置した翼列の常圧試験を実施した結果、本セラミック静翼に必要な冷却空気量は、最新の金属製空冷翼の1/10以下と極めて少ないこと、また、この冷却空気量が確保されれば、金属コア温度は翼外面のガス条件にあまり左右されないことなど、本静翼の遮熱構造が極めて優れた遮熱性能を有することが明らかとなった。⁽⁷⁾

一方、セラミック静翼の信頼性の観点ではセラミックシェル後縁中央部の熱応力が問題となる。特に、ガスタービン緊急停止時にはシェル後縁の中央部に大きな熱衝撃応力が発生するため、これが、セラミック静翼の致命的な破壊原因となる可能性がある。

そこで、構造設計によるセラミック静翼の信頼性向上を図るために、セラミックシェルを翼高さ方向で二分割した(図3)。この二分割型セラミック静翼5枚(PL-Si₃N₄)を円弧状に配置した翼列

の高圧試験(ガス温度約1300°C、圧力約15ata、実機ガスタービンと同一条件)の結果、本静翼の必要冷却空気量は前述の常圧試験同様極めて少なく、その優れた冷却性能が確認された。また、セラミック部品に異常は見られず、今後のセラミック静翼開発の見通しを得ることができた。

4. セラミックガスタービンの運転法

従来の金属製ガスタービンの信頼性評価には、通常の起動・停止にともなう繰り返し負荷による疲労破壊等が重要視され、緊急停止時に発生する熱衝撃負荷は設計寿命中数回程度であり、それによるガスタービンの損傷は少ないと評価されてきた。そのため、従来のガスタービントリップシーケンスでは、トリップ信号によりガスタービン発電機を瞬時に電力系統より切り離し、燃料を遮断する方法が採られている。これに対してセラミックガスタービンの場合、緊急停止時の瞬時燃料遮断による熱衝撃負荷はガスタービンの致命的な破壊原因となる可能性があるため、セラミックガスタービンに適した緊急停止運転法を確立することが重要である。

そこで、従来のガスタービントリップシーケンスの設計思想を見直し、トリップ信号を次のように分類した。

- ① 瞬時に燃料遮断が必要なトリップ信号(燃焼器失火、燃料漏れなど燃料系統のトラブル)

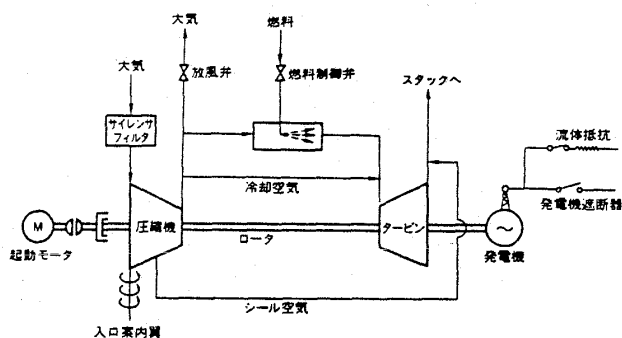


図4 セラミックガスタービンの制御システム

② 燃料の遮断時間に若干の裕度が許容されるトリップ信号（電力システムのトラブルや軸振動など機械的トラブル）

また、実際のガスタービンでは電力システムトラブルによるトリップがほとんどであることを考慮し、上記②のトリップ信号に対して電力システムと瞬時に切り替え可能な負荷抵抗器を持つシステムを考案した⁽⁸⁾（なお、①のトリップ信号についての対策は今後の検討課題として残される）。

このシステムでは、図4に示すようにトリップ信号により系統遮断器を開いてガスタービン発電機を電力システムと切り離すと同時に、流体抵抗器と接続して短時間ガスタービン負荷を吸収させることができる。このため、タービンのオーバースピンを抑制しながら緩やかな燃料遮断操作を行うことが可能となり、タービン入口温度の急激な降下を防止して、セラミック機器に加わる熱衝撃負荷を緩和することができる。

このようなガスタービン緊急停止法を採用した1300°C、20MW石炭ガス化複合発電用ガスタービンのシミュレーション結果と第1段セラミック静翼（PL-SiC製一体型セラミックシェルを持つ静翼）に発生する最大熱衝撃応力の計算結果を図5に示す。

図中 $\tau=0$ は流体抵抗器を接続せず、圧縮機吐出發風弁の操作速度制御を行わない場合、タービン入口におけるガス温度及び圧力が急激に降下するのに対し、燃料遮断弁の遅れ時定数を大きくするにつれてガス温度と圧力の降下は緩やかになる。その結果、セラミック静翼に生ずる最大熱応力は定常時よりわずかに増加するに留まっている。

本システムによる緊急停止法は、ガスタービン本体の機械的トラブルや電力システムのトラブルに基

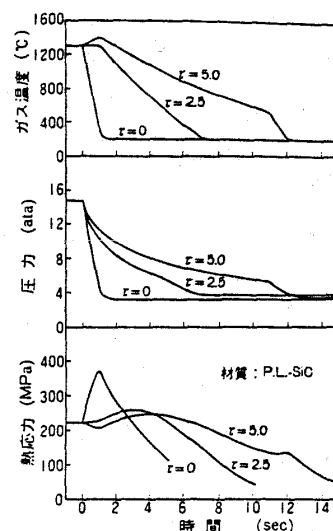


図5 トリップシミュレーション結果と最大熱応力の時間変化

づくトリップに極めて有効であり、セラミックガスタービンの開発に大きな展望を開くものと考えられる。

5. あとがき

ファインセラミックスは機能材料から構造材料、さらには高温超電導材料まで幅広く適用できる可能性を持つ新素材として脚光を浴び、材料に期待された夢を実現しつつある。ここではセラミックガスタービンの開発状況、構造設計技術及び運転法について当所の成果を中心に取りまとめたが、本稿が関係者諸氏にいささかでも参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) 原ほか3名, 日本機械学会講論, 870-10, P.111, 1987
- (2) 原ほか5名, 日本機械学会シンポジウム講論, 890-60, P.7, 1989-11
- (3) 阿部, 久松, ガスタービン広島地区講演会講論, P.49, 1986-11
- (4) 久松ほか3名, 電中研報告 W88037, 1989-5
- (5) 阿部ほか5名, 第17回ガスタービン定期講演会講論, P.129, 1989-6
- (6) 久松ほか5名, 第17回ガスタービン定期講演会講論, P.135, 1989-6
- (7) 阿部ほか5名, 第17回ガスタービン定期講演会講論, P.39, 1989-6
- (8) 三巻ほか4名, 第17回ガスタービン定期講演会講論, P.71, 1989-6

4. 石炭ガス化複合発電用ガスタービン

石炭ガス化複合発電技術研究組合 加藤 静 男
// 黒田 廣 男

1. はじめに

エネルギー資源に乏しい我が国では、安定した電力供給を行うため、化石燃料による発電が将来にわたって重要な役割を担うものである。化石燃料の中でも石炭は、石油や天然ガスに比べ、世界に広く分布し、かつ、その埋蔵量も多いため、将来の発電用燃料として期待されている。

しかしながら、石炭は化石燃料の中でもCO₂排出割合が最も多い。最近問題視され始めたCO₂による地球温暖化問題に対処しながら、将来にわたって発電に利用するためには、発電効率を最大限高くし、CO₂排出量低減に貢献していかなければならない。

石炭を燃料とする発電の中で、石炭ガス化複合発電(IGCC)は、高効率化によるエネルギーの有効利用、環境対策の高度化、電源のベストミックス等、今後の石炭火力に要求される条件を満足するのに適しており、将来の発電方式の中で、最も重要なものと位置付けられている。

我が国では、遅くとも2000年頃までに、将来の微粉炭石炭火力に比べ、熱効率、環境適合性、経済性、運用性、炭種適合性、信頼性等に優れた送電端効率約43%以上、単機容量250MW以上の石炭ガス化複合発電プラントを開発することを目標としている。

石炭ガス化複合発電技術研究組合(IGC組合)は、前述の目標達成のために、200t/d噴流床石炭ガス化発電パイロットプラントを設計・建設・運転し、高性能ガス化炉、高温乾式ガス精製、高効率ガスタービン及びプラントシステム技術の確率を図ることを目的として、1986年6月10日に設立

可された。

認当IGC組合は、1986年から7年間にわたり、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)から研究委託を受け、200t/d噴流床石炭ガス化発電パイロットプラントの建設、運転研究等を行うこととしている。

ここでは、200t/d噴流床石炭ガス化発電パイロットプラントの開発状況と、このプラントで用いられているガスタービンについて概説する。

2. 研究開発の概要

2.1 パイロットプラントの基本計画

パイロットプラントによる研究開発は、将来の実証プラント設計のために必要な基礎データを得ることを目的に計画されている。

① 研究開発期間

1986年から7年間

② 研究開発費総額

530億円

③ 研究開発目標

最終目標として表1のとおり

④ 主要構成設備

- (イ) ガス化炉設備として、高性能を目指した微粉炭気流搬送方式、空気酸化加圧2室2段噴流床炉
- (ロ) ガス精製設備として、高温乾式脱硫、集塵装置
- (ハ) ガスタービン発電設備として、1300°C級出力13MW級ガスタービン、ならびに実証機用大型燃焼器試験装置

2.2 研究開発の実施状況

200t/d石炭ガス化発電パイロットプラント(勿来石炭ガス化発電所)は、IGC組合設立の1986年6月から約4ヶ年にわたって、プラントの基本設計・詳細設計・機器の製作を実施。それとともに、1989年4月より、本格的な機器の据付工事を開始

(平成2年4月12日原稿受付)

表1 石炭ガス化複合発電技術の研究開発の最終目標

実用化時期：遅くとも2000年頃
規模：250MW以上(単機容量)
熱効率：送電端効率約43%(乾式ガス精製及び1,300℃級ガスタービンの採用)
経済性：微粉炭燃焼石炭火力の発電コストを下回ること。
環境適合性：SO _x , NO _x , ばいじん等の環境影響が既存石油火力並みであること。
炭種適合性：燃料比, 灰融点等の異なる広範囲な炭種の利用が可能であること。
運用特性：起動, 停止, 負荷追従性等が微粉炭燃焼火力と同等以上であること。
信頼性：微粉炭燃焼火力並みであること。

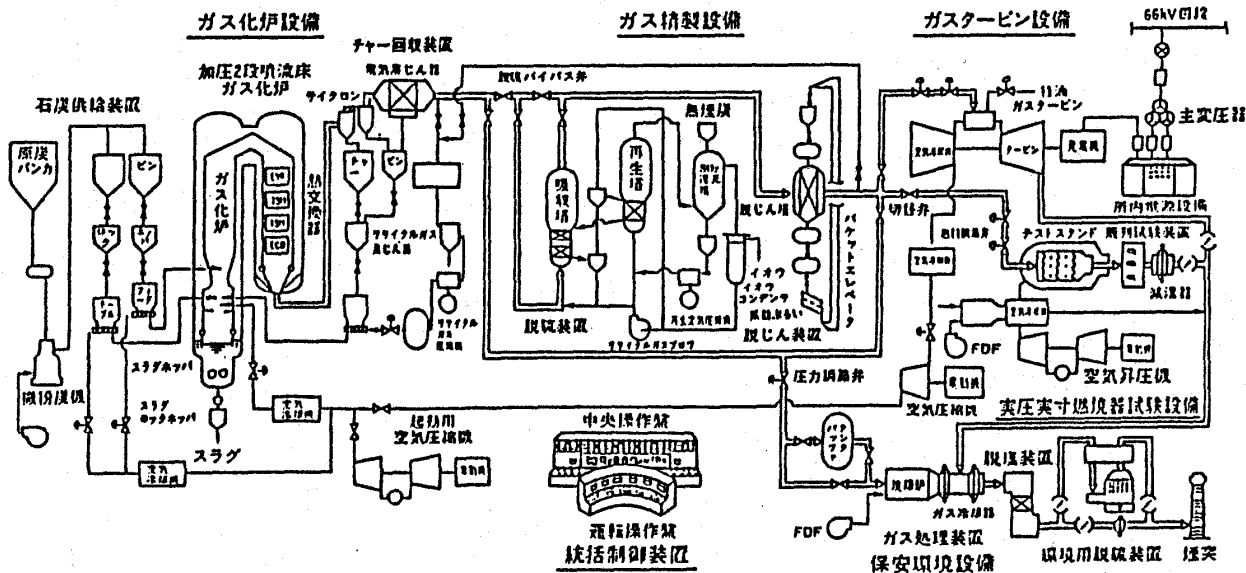


図1 200t/d石炭ガス化発電パイロットプラント基本構成図

して、1990年3月末でガスタービン発電機を除く設備の主要機器本体の据付をほぼ終了している。今後は、残っているガスタービン設備の本格的な据付工事、他設備の配管・計装工事が主体となり、1991年3月にはガス化炉の火入れ(油焚き)を予定している。なお、主要要素研究として、最初の3ヶ年を重点実施期間とし、パイロットプラントの設計に反映させている。

2.3 パイロットプラントの基本システム

パイロットプラントは、空気吹き加圧2段噴流床ガス化炉、乾式ガス精製(酸化鉄による流動床脱硫と、珪砂によるグラニューラフィルタ集塵の組

み合わせ)、低カロリーガスタービンの研究開発を3本柱とし、図1に示す各設備から構成される。

基本的なシステムの考え方は、下流側のシステムが上流側のシステムの開発進捗に支配される可能性があるため、システム全体の試験運転稼働率を向上させ、研究の効率的推進を図るため、

- ① バイパスダクト、ガス焼却炉の設置により、ガス化炉の単独運転、乾式脱硫装置のバイパス運転及びガスタービンの単独運転を可能にする。
- ② 蒸気タービン等、既存の技術で製作可能な設備は省略し、システムとしての運転状態はシミュレーション等で補完する。

こととしている。

試験設備としての機能は、生成ガスを発生するガス化炉設備、その生成ガスをクリーンにするためのガス精製設備、及びこの精製ガスを燃焼して発電するガスタービン設備等により構成されているが、その他にも起動時等の精製ガスを処理するための、保安環境設備ならびに実証プラントへ向けての、実圧実寸燃焼器試験設備を有している。

ガス化炉は微粉炭を燃焼させ、ガス化に必要な反応熱を作り、かつ灰分を溶融させるコンバスター部、その上部に微粉炭を供給してガス化反応を起こさせるリダクター部、さらにこれと連絡した熱交換器、チャー回収装置等により構成される。

ガス化炉で発生した生成ガスは、乾式の脱硫装置脱塵装置を経てクリーンなガスとなり、ガスタービンに送られる。吸収された硫黄成分は再生器で分離され、 SO_2 還元塔に導かれて硫黄分のみが取り出される。

圧縮機に吸い込まれた空気は圧縮され、燃焼器でガス精製装置より送り込まれた燃料ガスと混合燃焼し、高温ガスとなってガスタービンの動力となる。また、ガス化炉ガス化剤としての空気は、ガスタービンの空気圧縮機出口より一部の空気を抽気し、昇圧機で昇圧後ガス化炉に供給される。

3. ガスタービンの研究開発概要

本プロジェクトで開発するガスタービンと、従来機との利用形態比較を、図2に示す。このように、石炭ガス化燃料は、従来のガスタービン燃料より、発熱量が低い低カロリーガス（本方式で得られる石炭ガスの発熱量は約 $1000\text{kcal}/\text{m}^3\text{N}$ ）であること、また、ガスタービン圧縮機の吐出空気

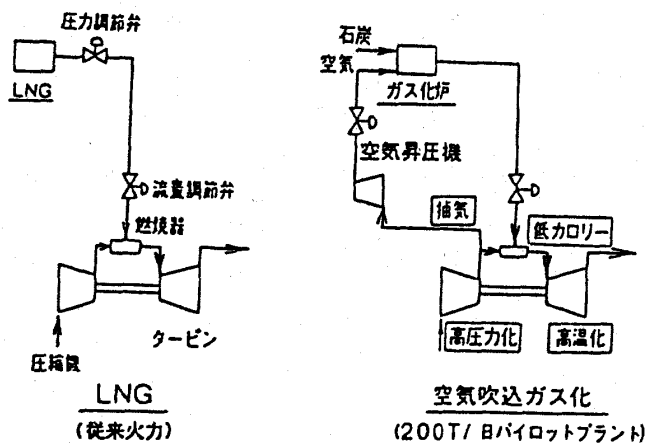


図2 従来機との利用形態比較

を抽気して、ガス化炉へガス化剤として供給する必要があること等、従来のガスタービンと異なる利用形態である。このため、各機器の設計条件、制御機能及び特性、安全対策の見直し等が必要となり、パイロットプラントに適用するガスタービンの設計知見を取得するために抽出された研究開発課題に基づいた要素研究を実施し、設計に反映させてきた。以下にその主な要素研究の概要を述べる。

① ガスタービン～ガス化炉運転特性の研究

ガスタービン～ガス化炉間は閉ループを形成しており、定常運転時及び起動・負荷変動・停止の過渡期において、正常な運転が行えるように各機器の特性を把握し、相互に協調のとれたものにする必要がある。静特性、動特性のシミュレーションを実施し、ガス化炉とガスタービンを含めたシステム全体の運転制御特性の検討を行う。

② 石炭ガス化燃料の安定燃焼技術の研究

石炭ガス化燃料は低カロリーガスであり、高カロリーガスと比べて燃焼性が悪く、またガスタービンに大量の燃料を投入する必要があるため、従来の高カロリーガスとは異なる燃焼特性を有し、燃料の組成によって燃焼特性が変わるので、その燃焼特性を踏まえた燃焼器の設計開発を進める必要がある。燃料組成、発熱量をパラメータとした低圧燃焼試験を行い、燃焼安定性を有する燃焼器を開発する。

③ 燃焼器の燃料切替の研究

燃料の発熱量が低い場合、負荷を下げる場合には燃空比（燃料量／空気量）が小さくなり、燃焼が不安定になる。従って安定燃焼範囲を確認して、ガス燃料から油燃料（高カロリー燃料）へ切替える必要がある。低圧燃焼試験で選定した燃焼器を用いて、燃料切替及び高負荷燃焼試験を行い、パイロットプラント用燃焼器の仕様を決定する。

④ 高性能冷却翼の性能確認

1300°C 級石炭ガス化用ガスタービンは、従来機より燃焼温度が高く、かつ燃料中にダストが多いことが予想されるため、翼前縁に冷却孔がなく、かつ高性能の冷却翼の開発が必要である。模擬ガスを用いて実機条件での翼の冷却性能試験を行い、パイロットプラント用冷却翼の仕様を決定する。

このように、各種の要素研究を踏まえてパイ

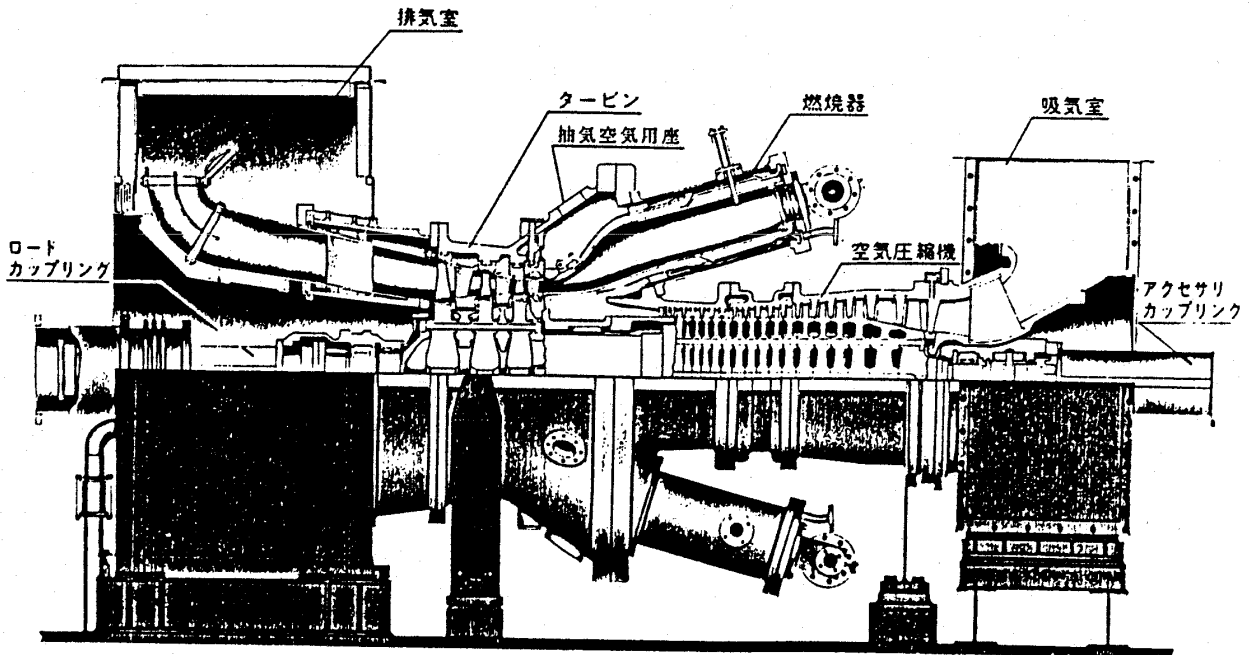


図3 ガスタービン断面図

表2 ガスタービン基本仕様

出力	12500kW*	
最高燃焼器出口温度	1260℃	
空気流量	47.6kg/s*	
圧縮機圧力比	14.2*	
排ガス流量	49.6kg/s*	
排ガス温度	565℃	
熱効率 (LHV)	27.8%*	
回転数	9710RPM	
タービン	型式	軸流
	段数	3段
	冷却方式	1, 2段静置・動置
圧縮機	型式	軸流
	段数	17段
燃焼器	型式	多価逆流式
	本数	6価
中冷却回路	型式	水冷、シェル&チューブ方式

* ISO, D炭定格条件 (100%)

ロットプラントに採用した、ガスタービンの断面図と基本仕様を、図3と表2に示す。

さらに、本プロジェクトでは、実証機規模の大型ガスタービン燃焼器1缶分の燃焼試験設備を設置して、安定した燃焼状態で運転できることを確認試験する。

燃焼器の開発手法はまだ理論的に確立されてお

らず、試験による試行錯誤が必要である。燃焼器の特性を決定する要因は多いため、一般的に常圧試験で大まかなパラメータ選定を行い、実圧試験にて最終選定を行っている。実圧試験にあたっては、実ガスを燃料として使用するのが最良であり、本プラントで生成される実ガスを生かして、実証機用大型ガスタービン燃焼器の最終確認試験を行う。

この実証機用大型ガスタービンのための低カロリー燃焼器の開発については、以下の項目を重点に開発する。

- ① 低負荷帯において安定燃焼できる燃焼器
- ② 石炭ガス中のアンモニア等の窒素化合物のNOxへの転換を抑制する低NOx燃焼器
- ③ フィルム冷却、インピンジメント冷却等を組み合わせた冷却の最適化を図り、高効率な冷却ができる燃焼器

4. あとがき

今回の一連の技術開発により、日本に適したIGCCの基本的技術は、ほぼ完成されると期待されるが、今後、ガスタービンに関しては超高温化のほか、セラミックス利用による無冷却ガスタービンなど、ダーティ燃料対応のガスタービン技術開発の可能性が残されており、新たな進展があるものと期待される。

5. ACT90開発プロジェクト

アドバンス・コージェネレーションシステム技術研究組合 志賀永欣

1. はじめに

当技術研究組合は、昭和62年6月に鉱工業技術研究組合法に基づいて電力事業者、都市ガス事業者及び関連メーカー計17社により設立された技術研究組合で、「環境適合性に優れた省スペース型高効率コージェネレーションシステム」を目指し開発に取り組んできた。設立約3年を経過し、研究開発もほぼ順調に進んでおり以下に現在の研究開発状況を述べる。

2. プロジェクトの目的

都市ガスを利用したコージェネレーションシステムは、分散型電源の一つとして位置付けられ、エネルギー資源の乏しい我が国にとってその普及は省エネルギー及び石油代替の観点から最近のエネルギー情勢の重要な課題の一つとなっている。

しかしながら、我が国のコージェネレーションシステムは産業用を中心に普及が進んでいるものの熱需要と電力化率が高まっている都市部で業務用用途として普及の途に着いたばかりである。さらにライフスタイルの変化による民生用エネルギーの伸びが今後ますます予想されることから、熱及び発電エネルギー変換効率の高いシステムが求められている。これらの役割を果たすためには最適な都市エネルギーシステムとして克服すべき困難な技術的課題がある。このような背景のもとに、通商産業省のご指導の下、ガスエンジン及びガスタービンを原動機としたコージェネレーションシステムについて高効率化、環境適合性、省スペース化、運転保守性等の実用化に資する研究を行うため、アドバンス・コージェネレーションシステム技術研究組合 (ACT90) が6年間のプロジェクトとして発足した。

3. システムの構成

開発ターゲットのシステムとしては、ガスエンジン及びガスタービンを原動機とした4システムについて開発中であるが、本稿ではガスタービン

駆動によるコージェネレーションシステムに焦点をおいて述べることにする。システムとしては2方式 (GT-1, GT-2) を開発中であり、システムの系統図をそれぞれ図1と図2に示す。いずれのシステムもガスタービン、ガス圧縮機、発電機、周波数変換装置、排熱回収装置、制御装置及び系統連系保護リレーから構成されている。タービン部についてはGT-1では再生器バイパス方式、GT-2は蒸気注入方式を導入しており、ともに熱電比制御を可能にしている。表1にGT-1とGT-2の基本設計の概要を示す。

4. 開発スケジュールと現状

本システムの研究開発スケジュールは表2に示すとおりである。初年度の昭和62年度は、全体計画・基本仕様の検討及び基本設計の一部を行った。昭和63年度で基本設計を終了し、要素開発等の試作研究を開始した。平成元年度に入り、詳細設計・機器の製作を行い、平成2年度では製作完了の機器から単体工場試験を行う。この工場試験により、機器単体での性能等を確認する。平成2年度後半から平成3年度前半にかけては原動機メーカーの

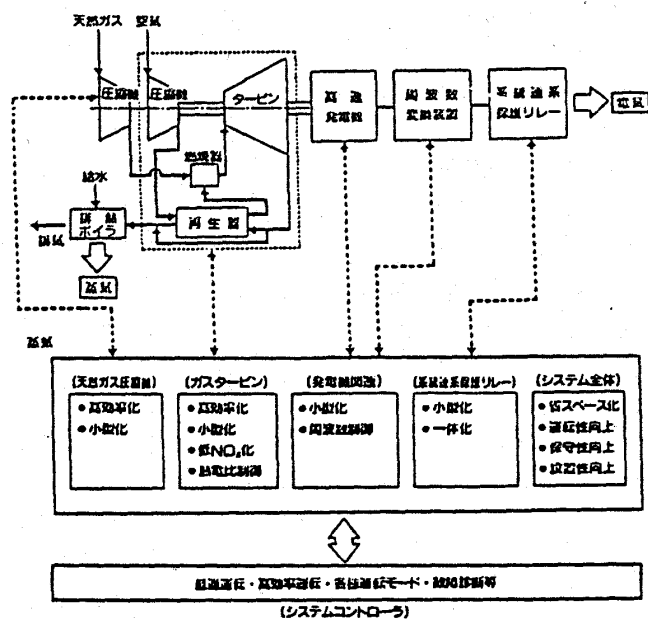


図1 ガスタービンコージェネレーションシステム系統図 (GT-1)

(平成2年4月11日原稿受付)

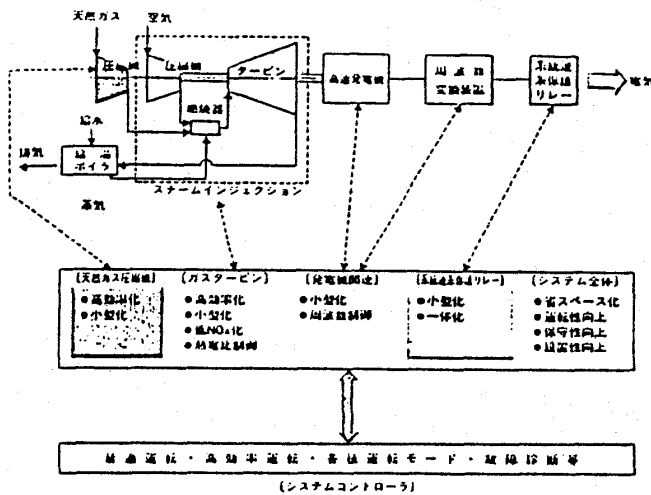


図2 ガスタービンコージェネレーションシステム系統図 (GT-2)

表1 ガスタービンコージェネレーションシステム基本設計概要

	GT-1	GT-2
出力	電気 500~462kW 熱 1040~417Mcal/h	電気 667~900kW 熱 1298~546Mcal/h
共通課題	<ul style="list-style-type: none"> 総合熱効率 : 80%以上 ガスタービン軸端効率 : 30%以上 (タービン温度 1200℃程度) 環境適合性 (NOx) : 150ppm以下 (既存燃素濃度 0%換算) 設置方式 : ビルディング・ブロック方式 運転方式 : 自動運転 (運転モード選択 故障診断機能付き) 設置面積 : 0.3~0.5m²/kW 系統連系保護リレー : デジタル化、一体化 	
特長	<ul style="list-style-type: none"> 再生器バイパス制御方式による熱電比制御 ハイブリッド燃焼器方式による低NOx化 誘導型高速発電機 	<ul style="list-style-type: none"> 蒸気注入方式による熱電比制御 可変予混合燃焼方式による低NOx化 同期型高速発電機

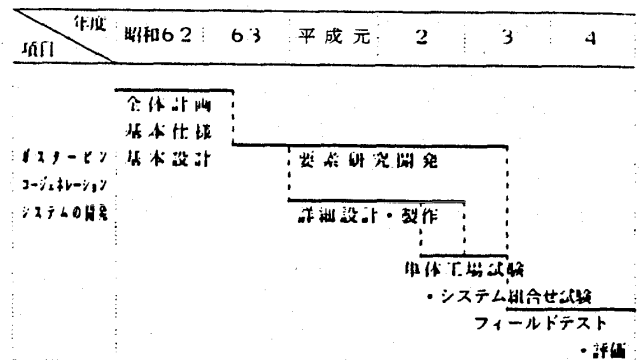
工場においてシステムの組合せ試験を行い、システム総合の性能等を確認する。平成3年度の後半からはフィールドテストを実施して実用化のための諸機能の確認を行う予定である。

平成元年度末の現状としてはタービン部の翼及び燃焼器などの要素試験、その他の要素機器の製作など開発を引き続き進めているところである。

5. システムから要求されるガスタービンの性能、特徴

国内・外における技術開発動向及び市場性に関する調査を行い、表1に示した基本設計仕様を定めた。コージェネレーションの特色は、総合効率

表2 研究開発スケジュール



の高さにあり、民生用では産業用に比べ稼働時間が短いことから、システム総合効率80%以上とした。民生用では熱電比が小さく、電力・熱需要が時間的・季節的に変動するので、エネルギー利用効率向上を目的として熱電比制御方法が導入されている。また、環境適合性を開発の重要な柱と考え当初より自主目標を定めて進めてきたが、地方自治体の環境規制値は我々の予測を超えたため、開発目標を変更し研究に取り組んでいる。このため低NOx化に伴う排出濃度目標値は、当初計画の210ppmを約30%減少させた150ppm (O₂ 0%換算) 以下とし、研究レベルは一段と高度なものになっている。

さらに、設置の簡易化のためビルディング・ブロック方式の採用によりパッケージ化を図る。パッケージの省スペース化には各構成機器の小型化が必要とされ、たとえば本プロジェクトの開発テーマの1つである高速発電機の開発も小型化に極めて有効である。運転・保守については自動運転方法を取り入れ利便性を向上させるとともに、故障予知システムの研究を行っている。

6. 開発すべきガスタービンの要素、技術

研究開発の重要な柱である高効率化と環境適合性について述べることにする。(図3)

6.1 高効率化

(a) タービン入口温度の引上げ

高効率化のための技術課題としては翼列冷却技術、耐熱翼列材料、遮熱コーティングがある。

GT-1において目標熱効率率は30%以上としている。図4に示すように2段遠心圧縮機、3段軸流タービンと単筒型燃焼器から構成されており、最高入口温度を1245℃、圧力比を12.7とした。このため翼冷却を行うが、第1段の動翼、静翼とも高

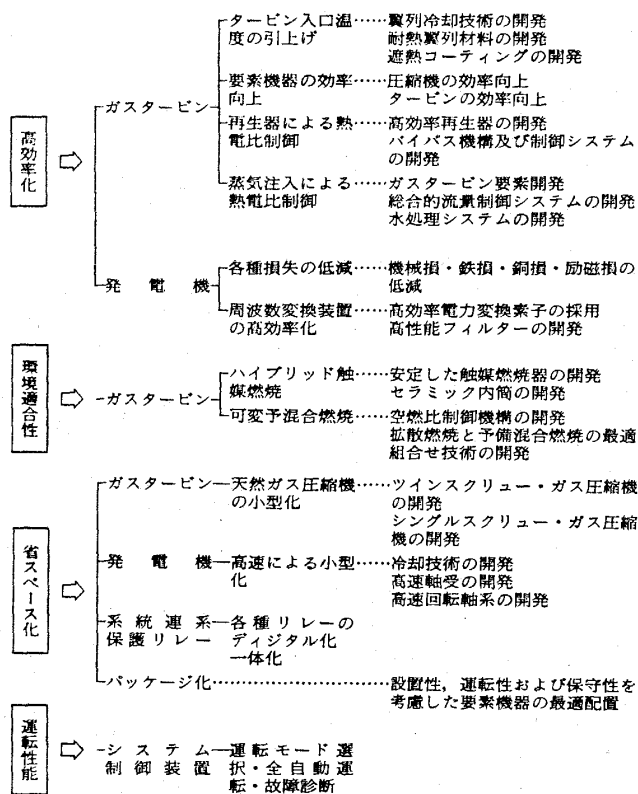


図3 ガスタービンコージェネレーションシステム要素技術開発

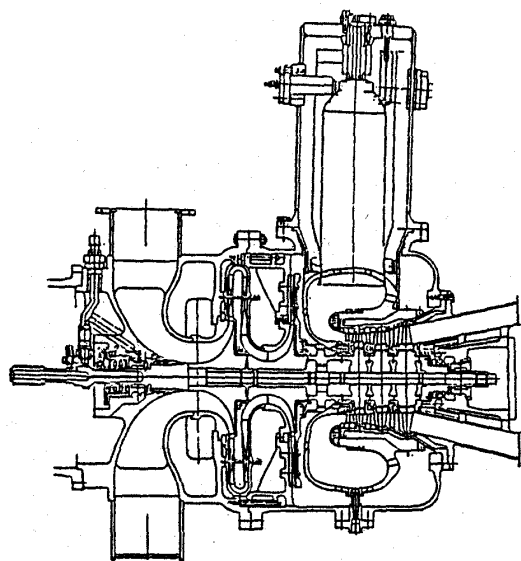


図4 ガスタービン断面図 (GT-1)

さ15mm, 翼弦長が20mm程度と非常に小さいため, 冷却構造が大変難しい。動翼, 静翼ともに乱流促進構造とするとともにピンフィンを施しており, 翼にはDS(一方向凝固)材料を採用した。また, 1段, 2段の静翼には遮熱コーティングによる冷却空気量の削減を試みた。

GT-2について開発中のガスタービンは, 単純

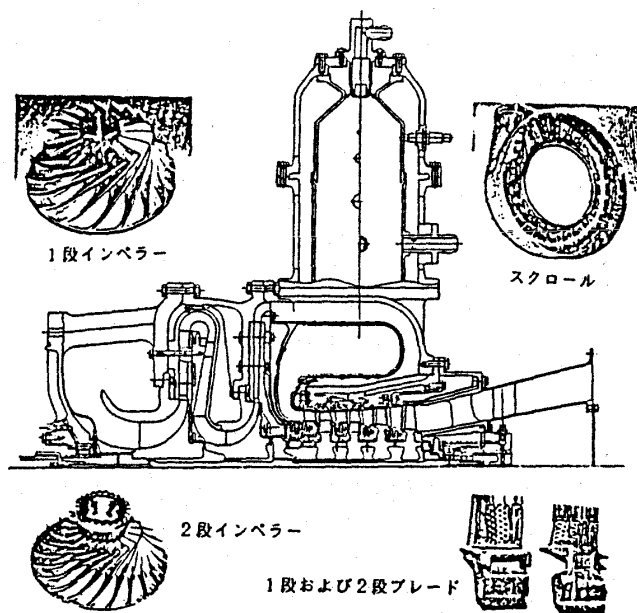


図5 ガスタービン断面図及び部品 (GT-2)

サイクル時の目標熱効率は30%である。現状の小型ガスタービンの中では, GT-1, GT-2とも目標熱効率の値は世界最高レベルである。図5に示すように2段遠心圧縮機, 4段軸流タービンと低NOx予混合燃焼器から構成されており, タービン入口温度を1200°Cとするため空冷翼を施した。第1段動翼は高さがわずか14mm, 翼弦長が18mmであるが, 内部は鋳造により二つの冷却通路をもつリターンフロー構造とし, 第2段の動翼, 静翼とも内部は乱流促進構造として冷却効果を検証する予定である。また, 燃焼室とスクロール部には静止部品の耐熱性に優れた特性を有する酸化物分散強化(ODS)合金(MA956)の採用を検討中であるが, 溶接構造は不可能なため, リベット構造としている。

また, タービン翼の材料として一方向凝固(DS)や単結晶(SC)の種々の材料を検討中である。

(b) 要素機器の効率向上

GT-1では遠心圧縮機のインペラーやディフューザーの要素性能を検証中である。ディフューザーについて曲線くさび型, 直線くさび型等各種の型を試験し, 最適の形状を選定する予定である。

GT-2についてはタービン部のホットガスの回り込み防止, ディスク冷却及びシール部の最適化など検討中である。

(c) 熱電比制御

業務用途では蒸気と電力の需要は必ずしも比例の形態をとらないため、熱電比制御が必要となる。GT-1の再生器バイパス方式による熱電比(熱電比=発生熱量 kcal / 発電電力量 kcal)の制御範囲は2.56~1.72である。一方、電力の負荷帯における制御については、45%以下の負荷では単純サイクルの方が再生サイクルより効率が優れているので、再生サイクルは45%以上の負荷で適用することとした。

また、GT-2では燃焼器内への蒸気注入による熱電比制御を採用している。熱電比の制御範囲は2.27~0.71である。本方式では蒸気注入によりタービンの熱効率は向上し、出力は増加するが、圧縮機のサージを避けるため蒸気注入量を0.3 kg/sまでに制限している。

6.2 環境適合性

(a) ハイブリッド触媒燃焼

GT-1の燃焼器の概略図を図6に示す。この燃焼器は触媒の耐久性、低NO_x化と高燃焼効率化を同時に達成するための火炎温度範囲の維持及び負荷変動に対する応答性に優れているなどのメリットがある。ただし、圧力損失を低減するために触媒層を1段とした。設計上の1000°Cを超える高温下では、触媒の耐久性や性能劣化等触媒燃焼を開発する上で種々の問題点があるが、着火と火炎安定用パイロット領域、触媒燃焼用予混合部分燃焼領域などの領域に分け、機能を確認するための要素試験を実施中である。

(b) 可変予混合燃焼

GT-2では、NO_x濃度目標値の厳しさを熱電比制御のための蒸気注入サイクルを考慮して、予混合希薄燃焼を主体とし蒸気注入を補助とした低NO_x燃焼器の研究を進めている。試作燃焼器では空気圧1.6ata、温度280°Cの条件下においてNO_x低減効果があり、広範囲の空燃比にわたって低NO_x燃焼を維持できることを確認できた。しかし実機タービンにおいては空燃比(約50)でのNO_x濃度レベルが目標値より高いことなど改良すべき点が明らかとなった。このため、改良型燃焼器を試験中であり、より一層のNO_x低減に努めている。

GT-1、GT-2いずれのシステムも環境適合性に対して十分な設計、製作上の配慮がなされており、

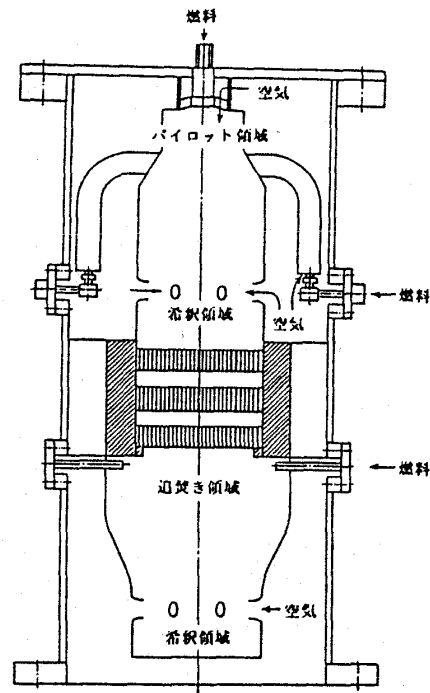


図6 試験用燃焼器概略図

NO_x排出濃度150ppm (35.7O₂=16%)以下の達成を目指している。

以上、高効率化と環境適合性について述べたが、これらは独立に達成されうるものではなく、相互に技術開発上関連性があるため、試行錯誤的な研究を続けている。

7. おわりに

最近のエネルギー情勢をとりまく環境の変化は著しいものがある。特に地球規模の環境問題が提起され、気候変動に関する政府間パネル(IPCC)では、最近の第3WGによる報告書のアウトラインによると「発電の排熱をエネルギーとして利用するコージェネレーションシステム、燃料電池の導入は温暖化対策の手段」として有力視されている。天然ガスは、石油代替エネルギーとして普及が進められてきたが、最近では環境保全に優れたエネルギーとして再び脚光を浴びている。最近の新聞紙上によると資源エネルギー庁は、「天然ガス開発・利用促進協議会」を設立し天然ガスの開発、需給など今後の具体的対応のあり方を検討することとしている。このように当技術研究組合で開発を進めている天然ガス利用によるコージェネレーションシステムへの期待は一層高まっていることから、1日も早く目標を達成し、我が国のエネルギー問題解決の一助となることを願っている。

6. 石油火力発電所メタノール転換等実証試験 (メタノール改質型発電トータルシステム実証試験) の概要

新エネルギー産業技術総合開発機構理事 松尾次雄

1. はじめに

燃料用メタノールは、下記の利点があることから石油代替エネルギーとして電源の多様化に有効な燃料であり、火力発電所の燃料としての利用が期待されている。

- ① 常温で液体（沸点約65°C）であり、輸送貯蔵等の取扱いが容易である。
- ② 天然ガス、石炭など多様な原料から製造でき、その資源は豊富に存在する。
- ③ 硫黄分、窒素分、重金属等の不純物を含まないクリーンな燃料であり、燃焼時SO_xやばいじんを発生せず、またNO_xの発生も石油系燃料に比べて少ない。
- ④ 天然ガス等を原料とする製造方法は、すでに確立されている。

NEDOは、通産省資源エネルギー庁から委託を受け、昭和56年度より、「石油火力発電所メタノール転換等実証試験」のプロジェクトの一環として、海外資源供給可能量調査、環境安全性実証試験等の調査・研究を行い、昭和60年度から、メタノールを発電用燃料として利用する技術で、有望であるメタノール改質型ガスタービンシステムの要素研究を3年間実施した。

昭和63年度からは、それぞれの要素を組み合わせたメタノール改質型発電トータルシステムプラントによる研究をすすめてきている。(表1参照)

2. メタノール改質型ガスタービン発電システムについて

メタノールは、LNG、重油に比べ重量当たりの発熱量が半分程度であり、熱効率の向上がより求

表1 石油火力発電所メタノール転換等実証試験研究開発スケジュール

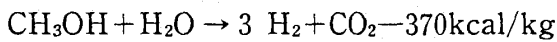
年度(西暦)	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92
海外資源供給可能量調査	—————▶											
環境安全性実証試験	—————▶											
メタノール改質型発電の要素研究					—————▶							
メタノール改質型発電トータルシステム実証試験								—————▶				

(平成2年4月23日原稿受付)

められる。一般に、発電用ボイラーに使用する場
合、排ガス中の水分が多く、その熱損失によりボ
イラー効率が天然ガス・重油専焼よりも数パー
セント低くなる。これに対し、ガスタービンに用
いた場合、ボイラーに見られる効率の低下もな
くまた、メタノールが低温で改質可能な特性を
生かし、改質型ガスタービン発電システムを利
用することにより、さらに熱効率の向上が期待
できる。

その原理は次のとおりである。一般に炭化水
素系燃料が、吸熱を伴う改質・分解反応によっ
て水素等の転換される。この反応の温度レベル
が、天然ガス・重油では、700°C~1000°C
に対し、メタノールは230°C~400°Cであ
る。この特性を生かし、ガスタービンの燃焼排
ガスの排熱(約500°C)の熱回収を行い、メ
タノールを改質ガス(水素、二酸化炭素等)に
変換し、ガスタービンの燃料とすることにより
、直接液体メタノールを燃焼することよりも
熱効率を向上することができる。

メタノール改質反応式(水蒸気改質反応)



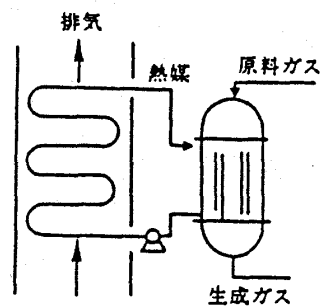
そこで、この改質反応システムをガスタービ
ンに組み込み、ガスタービンの排ガスの熱で反
応に必要なメタノール及び水の加熱、さらに燃
焼用空気の予熱などを行うことにより、総合で
40%程度の発電効率を期待している。

図1に、改質型発電システム(改質・注水・再
生サイクル)の概念図を示す。

排熱回収装置を通ったメタノールと水蒸気は、
反応器に入り、そこで熱媒の循環によりガスタ
ービン排熱から回収した熱を利用して水素と二
酸化炭素等に改質され、燃焼器に送られる。ま
た、空気圧縮機で圧縮した燃焼用空気は、水蒸
気の一部が混合(注水)され、さらに排熱回収
装置で予熱(再生)される。燃焼器で改質ガス
を注水・再生された空気で燃焼し、その燃焼ガ
スでガスタービンを回し発電するシステムであ
る。

コンピューターシュミレーションによる本シ
ステムのガスタービンの燃料の状態(液メタノ
ール、ガスメタノール、メタノール改質ガス)
及び運転サイクル(単純、再生、注水再生)の
違いによる性能の変化は、図2に示すように、
熱効率は、ガ

熱媒加熱型



熱媒の循環により熱回
収と反応熱供給を別々
に行う。

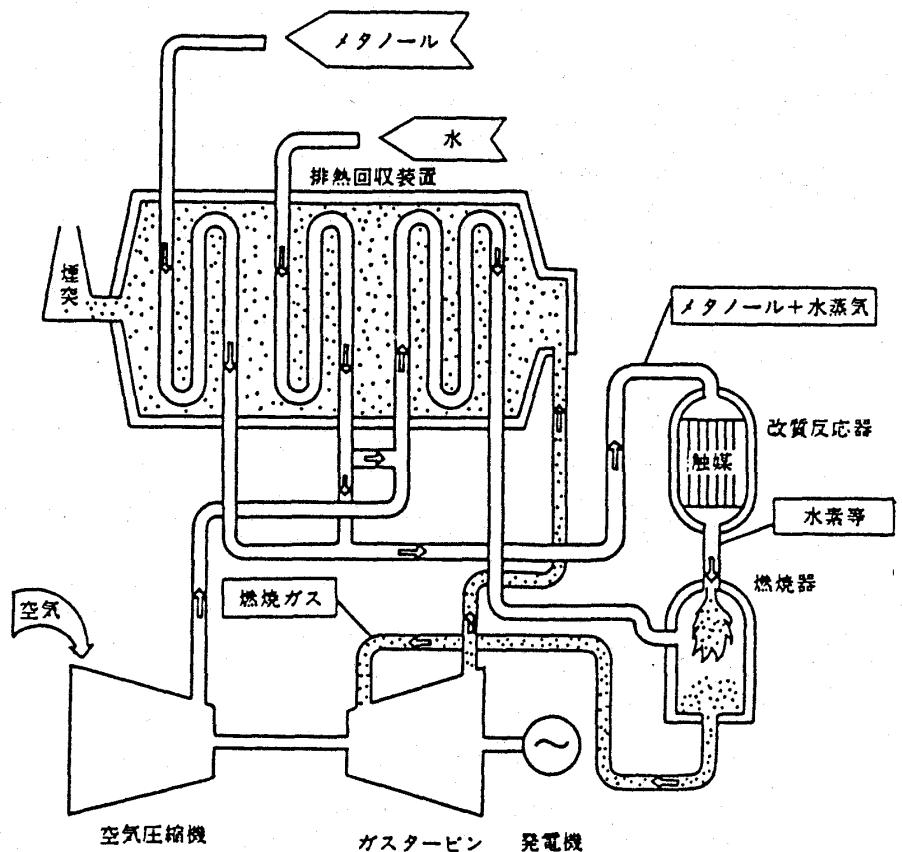


図1 メタノール改質型発電システム概念図(反応器と熱回収器の組み合わせ方式)

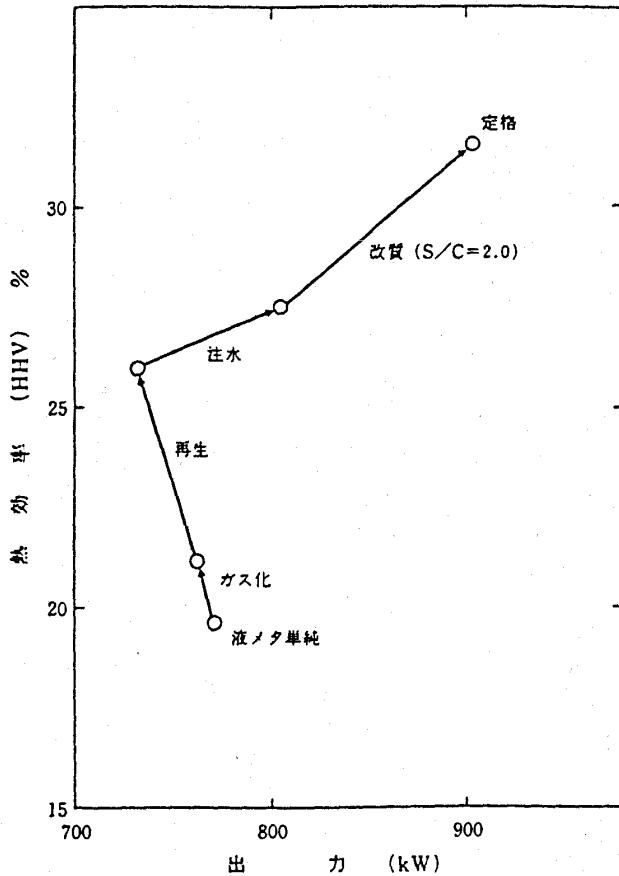


図2 サイクル性能

ス化により約1.5%, 注水再生により約6%, 改質ガス化により約4%となっている。

3. 研究計画

メタノール改質反応の化学工業用としての要素技術は既に確立されているが、発電用としてのDSS運転および負荷変動下の厳しい条件下での

発電システム技術は、未だ確立されていない。したがって、メタノールを発電用に利用することに対し、有望であるメタノール改質型ガスタービン発電システムについて、その経済性、高効率性を負荷変動下で確立するため、要素研究の成果に基づき、それぞれの要素（触媒、熱回収反応系、ガスタービン燃焼器等）を組み合わせたトータルシステムプラントによる試験研究を行うものである。

このトータルシステム研究の開発課題は、

- ① 要素研究成果のシステムによる検証
 - ・触媒特性（寿命、性能等）の確認
 - ・熱回収反応器特性（熱回収バランス、改質ガス組成等）の確認
 - ・燃焼器特性（安定燃焼、低NOx等）の確認
- ② トータルシステムとしての性能、機能、信頼性の確認
 - ・ガスタービンと熱回収反応系とのマッチング
 - ・発電効率等のシステム性能
 - ・DSS、負荷追従等の運転特性
 - ・環境保全性、安全性等
- ③ 実用化に向けての技術的課題の抽出
 - ・熱効率向上についての検討
 - ・スケールアップに必要な技術的課題の検討
 - ・経済性の検討

このトータルシステムプラント実証試験への研究開発体制は図3のような体制で実施してきている。

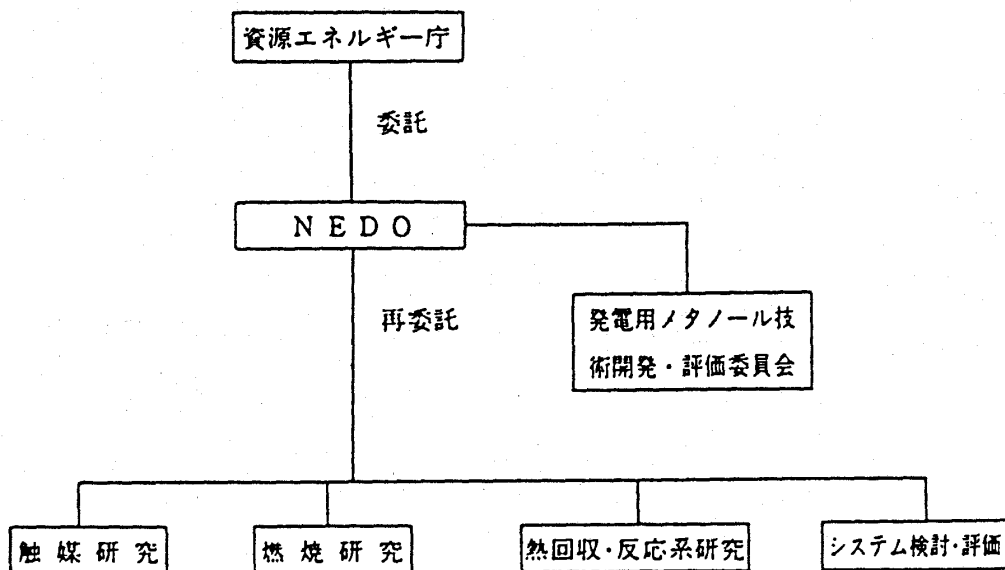


図3 メタノール改質型発電トータルシステム実証試験研究開発体制

4. 研究開発の進捗状況

トータルシステムの実証の着手に当たり、表2に示した基本仕様を、発電システムとして要求される機能、性能、環境保全性、安全性等の基本的事項を前提として、決定した。これに従い、昭和63年度は、基本設計、詳細設計を実施し、元年度は、土木基礎工事、主要機器の製作等を実施した。

5. 終わりに

2年度も元年度に引き続き、補機等の製作、実証運転にむけての種々の検討を行い、3年度に据付、実証運転に入る予定になっている。

なお、実証プラントの完成イメージは、図4に示したとおりである。

表2 トータルシステムプラント基本仕様

項目	計画値
1. 定格出力	905kW (大気温度15℃、大気圧力1.033 ata、大気湿度60%)
2. 型式	メタノール改質・注水・再生サイクル
3. 燃料	メタメル改質ガス (LHV 2,511 kcal/kg)
4. 効率	(注1) 約31% (HHV基準)
5. 環境特性	(1)NOx濃度 30ppm (O ₂ 16%) 以下 (2)SOx、ばいじん濃度 0
6. ガスタービン	型式 再生一軸型 燃焼器出口温度 1,000℃ 出口ガス温度 538℃
7. 反応条件	(注2) 改質率80%、反応温度290℃ S (水蒸気)/C (メタノール) 比=2

(注1) 効率については単純サイクルに対し約10%程度増加を計画。従って、出力規模が大きくなった場合ガスタービン入口温度が上がるため総合効率は40%以上達成可能が予想される。

(注2) (改質率)%

$$= \frac{(\text{原料メタノール})\text{mol} - (\text{未反応メタノール})\text{mol}}{(\text{原料メタノール})\text{mol}} \%$$

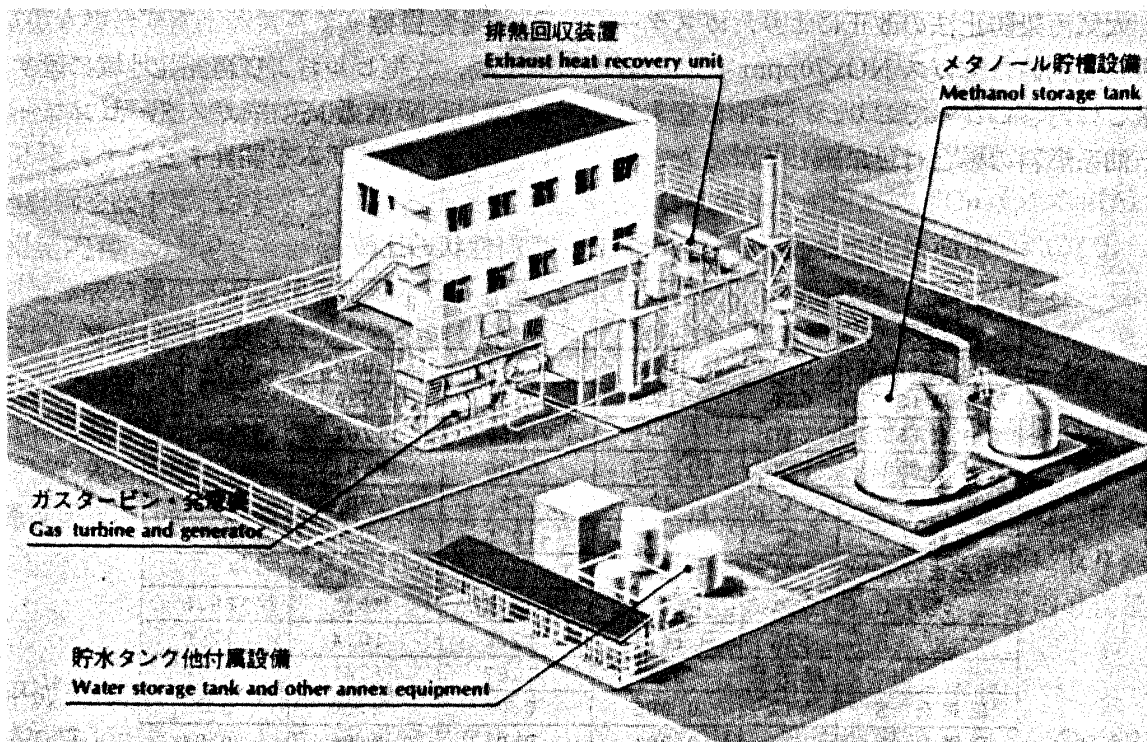


図4 1,000kW クラスの実験プラントイメージ図

7. コージェネレーションシステム用石油系燃料 低 NOx 型ガスタービンの高度化利用技術の研究開発

富士石油(株) 宮 淵 吉 洋

1. 研究開発の目的

石油製品需要の軽質化により今後余剰となってくる減圧軽油 (TI) や分解軽油 (LCO) を灯油、軽油等と同様に有効利用が可能で、また工場、大型ビル、再開発地域等に適する石油系燃料の低 NOx 型高効率ガスタービンコージェネレーションシステムを開発する。

ガスタービンは軽量小型、低騒音、低振動、保守が容易等の利点を有しながら、従来は比較的発電効率の低いことが普及を妨げていたが、最近ではガス燃料を主体として、高効率化研究が盛んに行われている。しかしながら高効率化は NOx 上昇につながり、現状技術では NOx を低減するために大量の水もしくは蒸気を燃焼室に導入するので、効率が低下してしまう欠点がある。

一方、大気汚染防止法の改正により、ガスタービンの最終規制値は排ガス NOx70ppm (O₂16%) 以下と厳しい内容になっており、燃料中に窒素分を含む石油系燃料の場合は更に厳しくなるため、

研究開発により対策を見いだすことが必要となってきた。

表1にガスタービン燃料性状の比較を示す。分解軽油、減圧軽油ともに窒素分、多環芳香族化合物の割合が多く NOx 排出量および燃焼性に問題がある。

このような背景のもと、減圧軽油や分解軽油を用いた排ガス NOx70ppm 以下 (O₂16%) を満足させつつ、現状より効率の高い発電効率31%以上を可能とするガスタービンコージェネレーションシステムの実用化開発を行うこととした。

2. 開発分担

富士石油 全体計画、燃焼シミュレーション
三井造船 全体計画、ガスタービン要素研究、ガスタービン設計製作、運転研究

3. 開発目標

工場、大型ビルおよび再開発地域に適する石油系燃料低 NOx 型高効率ガスタービンコージェネレーションシステムを開発する。

表1 ガスタービン燃料性状の比較

項目	油種名				
	灯油	A重油	分解軽油	脱硫減圧軽油	
密度 (15℃)	G/CM	0.7895	0.8531	0.9192	0.8878
動粘度 (30℃)	CST	1.680	3.532	2.538	—
動粘度 (50℃)	CST	—	2.358	1.762	15.4
残炭	WT%	—	0.06	0.02	0.04
引火点	℃	42	76	79	100
流動点	℃	—	-12.5	-22.5	32.5
元素分析					
C	WT%	85.6	87.7	88.8	86.8
H	WT%	14.4	12.2	10.4	12.9
H/C	原子比	2.02	1.67	1.41	1.78
硫黄分 S	WT%	0.005	0.09	0.24	0.08
窒素分 N	WT%	0.004	0.01	0.06	0.04
総発熱量	CAL/G	11,060	10,750	10,240	10,800

(平成2年4月9日原稿受付)

項 目	計 画 年 度		
	平成元年	平成2年	平成3年
要素研究 システムの設計、製作 運転研究 (モデル機工場運転) 実用化研究	←————→		←———→

図1 開発スケジュール

- 出力 5~10MW
- 排ガス NOx 濃度 70ppm 以下 (O₂16%)
- 発電端熱効率 31%以上 (LHV 基準)

4. 技術課題

上記目標達成の為に解決しなければならない技術課題および解決方法は下記のごとくである。

(イ) NOx 低減対策

二段燃焼, 予混合燃焼, 蒸気噴霧等を検討し低 NOx 化を図る。

(ロ) 高効率化

タービン冷却技術の改善, TBC 等の検討を行う。

(ハ) 熱電比制御の改善

抽気復水複合発電, 蒸気噴霧等の検討を行う。

(ニ) 劣質燃料の燃焼改善

燃焼機構の解明, 燃焼方法の改善等を行う。

5. 開発スケジュール

全体計画を図1に示す。

6. 開発内容

目標値達成の為に各部の要素効率, サイクル値を設定し, 熱収支および物質収支を決定した。

モデル機の目標緒元は概略下記の通りである。

- 発電端出力 8500kw
- タービン入口温度 1200°C
- 燃焼器型式 軽質分解軽油焚きまたは重質油焚き低 NOx 型単缶式拡散型または高圧燃料噴射方式

7. 平成元年度の研究開発の結果

開発の第1ステップとして, 平成元年度には, 予混合燃焼状態に近づける手段としての高圧噴霧燃焼実験を行った。また蒸気噴霧, 水噴霧等の効果確認のための拡散型燃焼器の基礎性能テストを

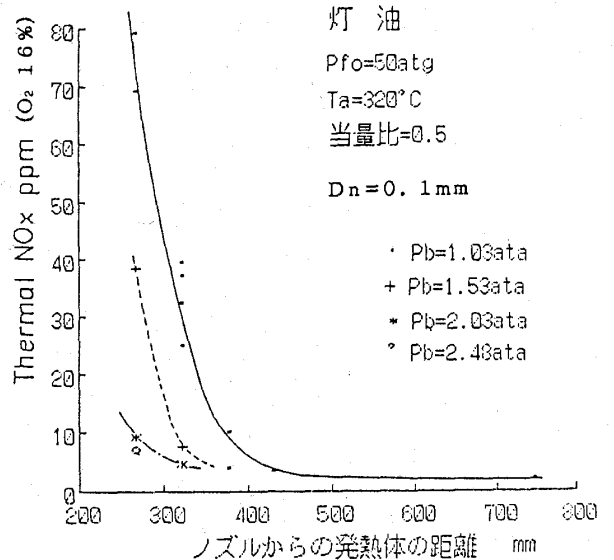


図2 高圧霧囲気燃焼試験

行った。

(イ) 高圧噴霧式燃焼器の要素研究

(a) 燃焼用空気圧力の影響

灯油燃料を使用し, Dn (ノズル径)=0.1 mm, Ta (燃焼用空気温度)=320°C, 当量比=0.5, 燃料噴射圧力=50kg/cm²において, 燃焼用空気圧力, 保炎用発熱体位置を変化させた場合の NOx 濃度変化を図2に示す。保炎用発熱体位置 (FHD) をノズルから400mm 以内の位置に設置した場合の NOx 濃度は, 燃焼用空気圧力を高くするほど低くなっている。これは, 燃焼用空気圧力が高圧になるほど燃料噴霧内に取り込まれる空気の密度が増加するので, 噴霧内の当量比の低下が早くなるからである。

(b) 燃焼用空気温度の影響

図3は, 灯油燃料を使用し, Dn=0.16mm, FHD=1154mm, 燃料噴射圧力=50kg/cm²で, Ta 及び当量比を変化させた場合の NOx 濃度変化を示す。Ta が高くなると NOx 濃度は微増する傾向

にあるものの、実験範囲の温度変化では大略的にはNOxは変化していないと言える。

(c) 噴射ノズル径の影響

図4はノズル径とFHDとの組合せにおけるNOx濃度の変化を示す。ノズル径に対する助走距離が十分であれば、NOx濃度は、ほぼ同等であることが判る。この図より、ノズル径が大きくなれば、助走距離を長くすることで、NOx濃度を減少させることができると言える。

(d) Fuel N分のNOx転換率の計測

燃料をLCOとする場合、Thermal NOxの正し

い評価をするため、Fuel NのFuel NOxへの転換率を正確に予測することが大切である。油中に含まれるN分の異なる2種類のLCOについて、噴射圧力=50,100,200kg/cm²、燃焼用空気圧力=常圧、燃焼用空気温度=320°C、当量比=0.5の条件でTotal NOxを計測した。結果を図5に示す。

Fuel Nの転換率は噴射圧力によって異なり、50,100kg/cm²では0.204, 200kg/cm²では、0.544となった。ただ、油の種類が不足しているため、さらにFuel N分の異なるLCOを調整し、データの精度を高める予定である。

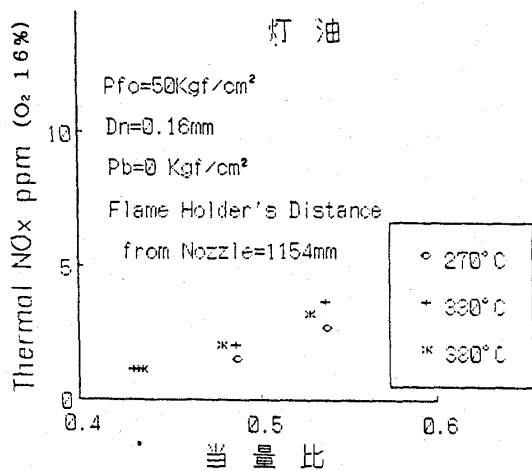


図3 空気温度変更試験

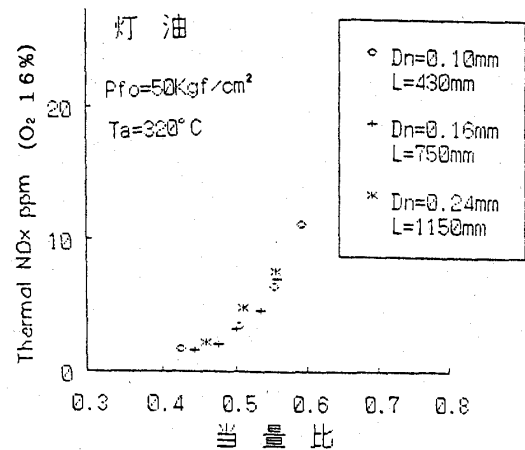


図4 ノズル径とFHDの組合せによる比較

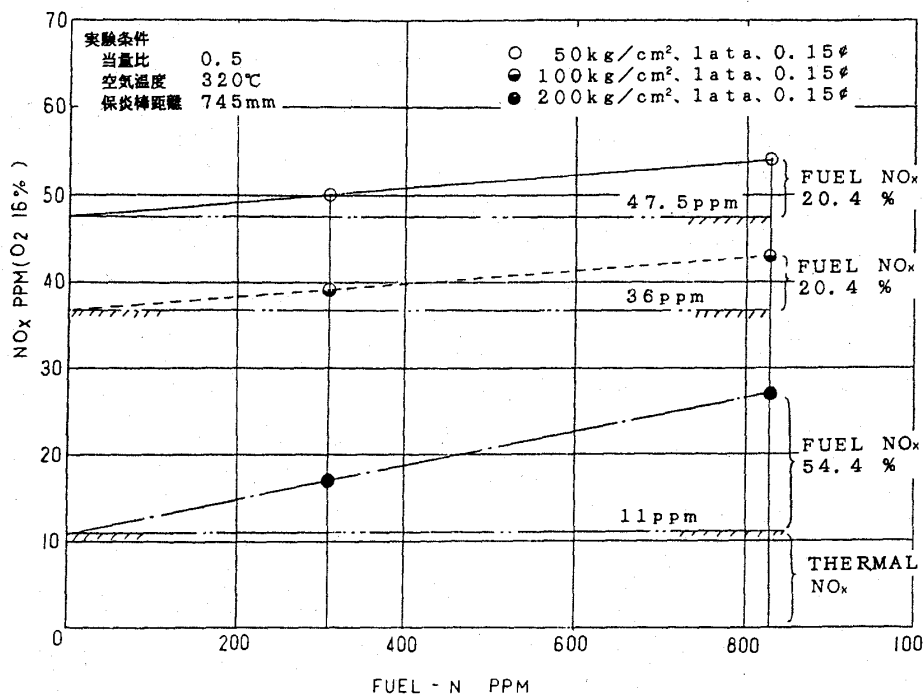


図5 LCO Fuel-N 転換率

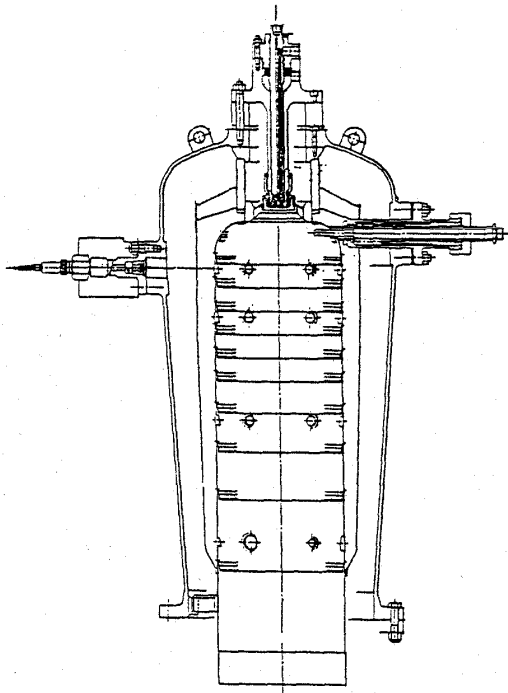


図6 重質油用燃焼器

(ロ) 拡散型燃焼器の要素研究

(a) 着火可能最大空燃比

着火可能空燃比を拡散型燃焼器（標準型及び重質油型 図6）を用いて計測した。その結果を表2に示す。灯油については、標準型燃焼器の方が着火範囲が広いが、A重油については、重質油型燃焼器の方が着火範囲が広く良好である。

(b) NO_x 排出量（蒸気噴射なし）

一例として、空燃比39kg/kg（モデル機設計値）におけるNO_x値（O₂16%）を、表3に示す。上段は、燃焼テストにおける実測値を、下段は、テスト結果をベースにモデル機の条件に換算した推定値である。標準型燃焼器では、A重油、LCOは灯油に比べ20%程高い値を示しているが、重質油型燃焼器では、灯油とA重油とではあまり差がない。また、燃焼器の形式によるNO_xの発生量の比較は、重質油型の方が、灯油、A重油共にNO_xが多くなっている。

(c) 温度不均一率

同じく空燃比39kg/kgの時の燃焼テスト時における温度不均一率を表4に示す。標準型燃焼器では、A重油の場合は10%近くとなっているが、重質油型燃焼器では、5%以下と半減している。

以上の事から、A重油等の重質油については、NO_x値が多少高くなるものの、着火性、温度均一

表2 着火可能な最大空燃比

燃料	灯油	A重油
標準型燃焼器	76.3	44.1
重質油型燃焼器	68.8	56.5

表3 設計空燃比におけるNO_x推定値

		NO _x 濃度 (O ₂ 16%)		
		灯油	A重油	LCO
		ppmv	ppmv	ppmv
標準型燃焼器	本実験	80	96	98
	実機(推定値)	387	465	475
重質油型燃焼器	本実験	112	112	-
	実機(推定値)	542	542	-

表4 テスト時における温度不均一率

	灯油	A重油	LCO
標準型燃焼器	5.9	9.4	11.5
重質油型燃焼器	4.5	4.8	

性の面から、重質油型燃焼器が優れていることがわかった。従って、現在は、重質油型燃焼器を主として、水蒸気噴射によるNO_xの低減を図るとともに、火炎の安定性、燃焼効率等に注目し、実験を継続中である。

8. 考察

高圧噴霧式燃焼器にあつては、噴射ノズルの詰まりや噴霧の乱れ、噴射孔の摩耗が発生しており、実機燃焼器におけるノズルの干渉や制御の問題と併せて解決しなければならない問題が多い。

拡散型燃焼器においても、今後水蒸気噴射の実験を行い、どの程度までNO_x低減が図れるかが問題である。

9. 今後の予定

開発スケジュールに示すように平成元年度は燃焼を主に要素研究とシステムの基本計画を実施し、平成2年度にガスタービンの詳細設計、製作を完了する予定である。

10. その他

本研究は通商産業省補助金による(財)石油産業活性化センターの技術開発事業の一環として実施した。

8. 次世代高効率ガスタービンの開発

東北電力㈱ 齋藤 哲郎
 ” 狩野 公男
 の

1. はじめに

東北電力㈱では、技術開発を21世紀に向けての重要な経営戦略の一つとして掲げ、先端技術を始めとして基礎技術さらには電力利用技術の分野にも領域を拡大して、「技術の東北電力」を目指す技術開発に取り組んでいる。

その一環として、昨年6月から火力発電の大幅な効率向上を目指す次世代の高効率ガスタービンの開発研究を開始している。

ここでは、東新潟火力第3号系列複合発電プラントの運転状況を含めて、当社のガスタービン開発への取り組みについて紹介する。

2. 東新潟火力第3号系列

東北電力㈱では、発電コストの低減及び環境保全などの観点から火力発電の効率向上に取り組んでおり、東新潟火力第3号系列（出力1090MW、昭和59年12月半量、昭和60年10月全量営業運転開始、新潟県北蒲原郡聖籠町）に複合発電プラントを開発・導入した。

第3号系列は、タービン入口温度1154℃のガスタービン6台、排ガスボイラ6台及び蒸気タービン2台の最適組み合わせを行った、世界でも最大容量に属する複合発電プラントである。

ガスタービンは、従来機（MW701B）に比べて燃焼温度で約100℃、出力で約1.3倍の高性能化を図ったMW701Dで、予混合方式ドライ低NOx燃焼器、第4段動翼への21.3インチ長翼の開発・採用などにより効率向上を図っている。

第3号系列の主要機器の諸元を表1に、最近の運転実績を表2に示す。

発電端効率は43.9～44.1%（HHV）で、従来の汽力発電プラントを大幅に上回ることは勿論、複合発電プラントとしても世界最高レベルを達成し

て、当社の火力設備の効率向上に寄与している。

表1 東新潟火力第3号系列の主要機器の諸元

ガスタービン 出力 入口圧力 入口温度 回転数	一軸開放サイクル形：6台 137,000 kW（118,000 kW，大気温度15℃） 14.0 kg/cm ² 1,154℃（常用） 3,000 rpm
排ガスボイラ 蒸気量 出口圧力 出口温度	排熱回収複圧式：6台 （高圧）194 t/h，（低圧）57 t/h （高圧）68 kg/cm ² ，（低圧）6 kg/cm ² （高圧）505℃，（低圧）飽和温度
蒸気タービン 出力 入口圧力 入口温度 回転数	反動くし形2流排気式，複圧復水形：2台 203,000 kW（191,000 kW，大気温度15℃） （高圧）65 kg/cm ² ，（低圧）5 kg/cm ² （高圧）500℃，（低圧）飽和温度 3,000 rpm
ガスタービン発電機 電圧／容量 相数／周波数 回転数	交流同期発電機：6台 15 kV / 148,000 kVA 3相 / 50 Hz 3,000 rpm
蒸気タービン発電機 電圧／容量 相数／周波数 回転数	交流同期発電機：2台 15 kV / 218,000 kVA 3相 / 50 Hz 3,000 rpm
主変圧器 容量 電圧 相数／周波数	屋外形：2台 652,000 kVA（大気温度-1℃） （一次）14.5 kV，（二次）275 kV 3相 / 50 Hz

表2 東新潟火力第3号系列の運転実績

	昭和61年度	昭和62年度	昭和63年度
運転時間（H）	8,750	8,689	8,575
発電電力量（10 ³ MWh）	5,955	5,595	6,081
発電時間利用率（%）	62.4	59.1	65.1
暦日時間利用率（%）	62.4	58.4	63.1
発電端効率（HHV,%）	44.0	43.9	44.1
送電端効率（HHV,%）	43.3	43.3	43.4
所内率（%）	1.5	1.5	1.4

（平成2年4月10日原稿受付）

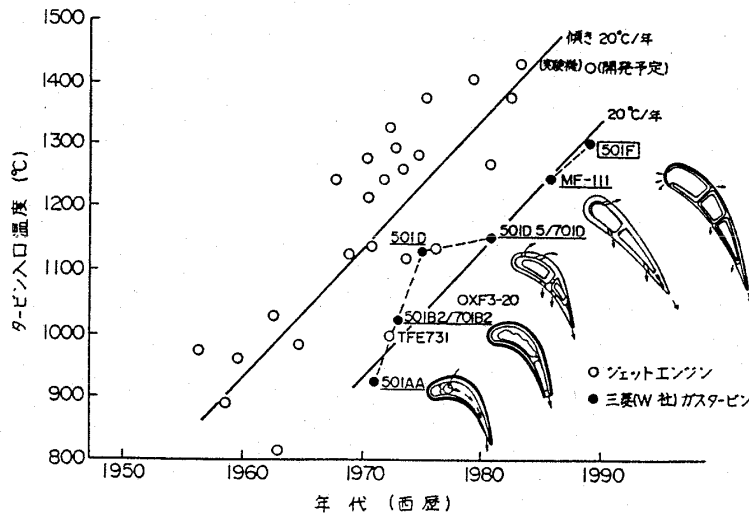


図1 タービン入口温度の変遷

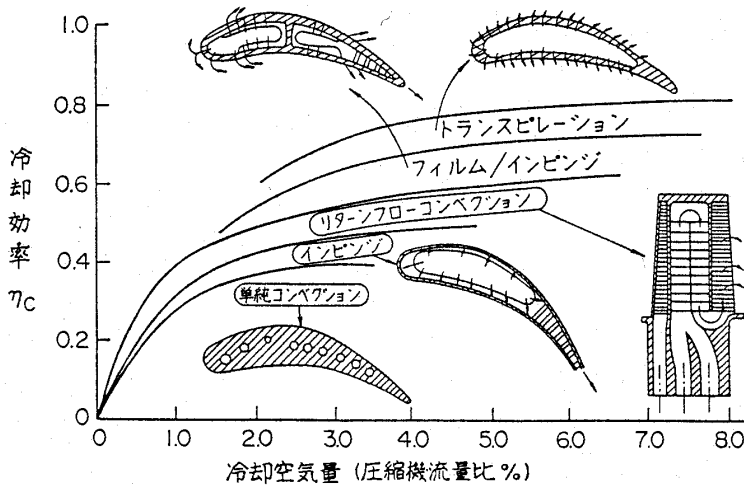


図2 ガスタービンの代表的翼冷却構造

3. 次世代高効率ガスタービンの開発研究

東北電力㈱では、東新潟火力第3号系列の建設・運転・保守を通じて培ってきた技術力を活かして、昨年6月、次世代高効率ガスタービンの開発研究を開始した。

研究は、国内のガスタービンメーカー3社との共同研究として、平成6年度まで実施する予定である。

研究内容は、1400～1500°C級ガスタービン実現のキーテクノロジーである翼冷却技術、翼用耐熱材料及び高温・低NOx 燃焼器の開発を行うもので、耐熱材料として金属系材料を適用する点を最大の特徴としている。

3.1 タービン翼冷却技術の開発

タービン入口温度の高温化は、ガスタービン単機容量の増大あるいは蒸気タービンと組み合わせ

た複合発電システムの効率向上を図るうえで最も有効な手段である。

航空用及び産業用ガスタービンのタービン入口温度は、図1に示すように約20°C/年の速度で上昇してきており、航空用で1400°C、産業用でも1300°Cのレベルに達している。このような高温化は、タービン翼については耐熱材料、冷却技術・加工技術等の進歩によって実現されたものであるが、比率的には冷却技術と高温構造の改良によるところが大きい。

図2に産業用ガスタービンで採用あるいは研究されている代表的な翼冷却構造を示す。1000°C級では動静翼とも単純な対流冷却が用いられ、1100°C級では静翼にインピンジ、フィルム、ピンフィン冷却を組み合わせられた冷却方式が用いられている。また、最新鋭の1300°C級では、静翼は前縁

シャワーヘッド冷却等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目づまりや焼損等の問題があり、実用化には至っていない。

冷却媒体としては、現在は空気が使用されているが、空気よりも比熱及び熱伝達率の大きい蒸気が新たな冷却媒体としての可能性を秘めている。特に、産業用ガスタービンでは、ボトムリングサイクルで生成した蒸気を使用できることから、蒸気冷却の適用可能性は高いものと考えられる。

今回の研究では、このような現有あるいは研究中の技術により1400~1500°C級ガスタービン冷却翼が実現できるものと考え、フィルム冷却比率の増加、蒸気冷却の適用あるいは内部冷却強化などにより冷却効率の向上を図り、耐熱強度に優れる材料の適用と合わせて1400~1500°C級翼を開発することとしている。

3.2 タービン翼用耐熱材料の開発

タービン翼用材料は、ガスタービンの開発初期から高温に耐える材料、すなわち超合金の開発に力が注がれ、航空用ガスタービンの進歩とともに発展してきた。

超合金は、最も多く含有する合金元素 Fe, Ni, Co を基準に、Fe 基超合金、Ni 基超合金、Co 基超合金の3種類に分類され、現状の1100°C級産業用ガスタービンでは、動翼材には Ni 基に Co や Cr を添加した超合金が、静翼材には Co 基に Cr 等を添加した超合金が主に使用されている。

しかし、タービン入口温度を1400~1500°C級まで上昇しガスタービン及び複合発電システムの格段の効率向上を図るためには、冷却技術の高度化と合わせてさらに高温強度に優れる耐熱材料を適用することにより、冷却空気量の増大を抑制していくことが重要な課題となる。

産業用ガスタービンの新たな翼用耐熱材料として比較的実現性の高いものとしては、航空用エンジンにおいて既に使用されている ① 一方向凝固合金、② 単結晶合金、③ 酸化物分散強化型合金などが考えられる。

今回の研究では、これらの新素材を適用する翼の試作、試験を実施し、長時間連続運転が求められる産業用ガスタービン用動静翼製造技術の確立

を図ることとしている。また、遮熱コーティング (Thermal Barrier Coating, TBC) についても研究を行うこととしている。

3.3 高温・低 NOx 燃焼器の開発

ガスタービン高温化に係わる燃焼器についての課題は、高温部品の冷却技術と高温化に伴って増大する NOx 発生量の抑制技術である。

① 高温部品冷却技術

燃焼器に供給される空気は、高い燃焼効率を維持し、NOx 等の発生をコントロールする燃焼用空気、燃焼器、尾筒等の高温部品を冷却するための冷却用空気及び主燃焼領域の高温燃焼ガスを所定のタービン入口ガス温度まで稀釈し温度分布を調整するための稀釈用空気とに分類できる (図3参照)。

このうち、燃焼用空気は、未燃成分の排出を極力抑制するために理論空気量の1.3倍程度必要で、その量は NOx 抑制のためにさらに増加する傾向にある。そのため、ガスタービンの高温化に従来の冷却技術を適用して冷却用空気量の増加で対処することとすれば、タービン入口温度約1300°Cにおいて稀釈用空気量が零となり、燃焼器として成立し難くなる。

したがって、燃焼器の高温部品冷却技術はガスタービン高温化の最重要課題ともいえ、本研究では、高温部品冷却用空気量を大幅に低減する新冷却方式を開発し、タービン入口温度1500°C級高温燃焼器の実現を目指すこととしている。

② NOx 抑制技術

燃焼温度の高温化に伴い燃焼器における NOx

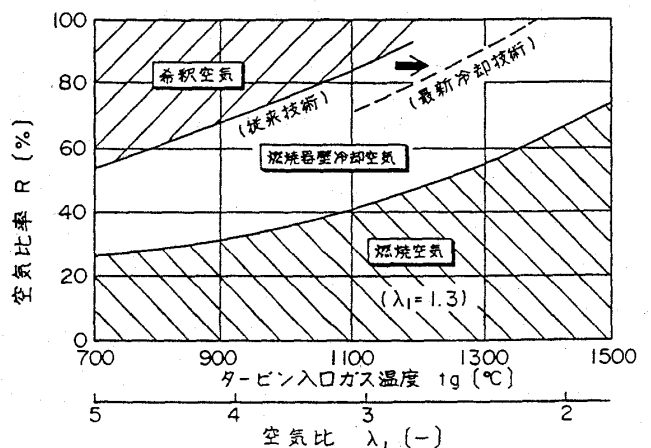


図3 タービン入口温度と燃焼器の空気配分

表3 高効率ガスタービンによる既設汽力プラントのリパワリング

サイクル	構成
排気再燃型 (Fresh Air なし)	GT排気を既設ボイラに導入し、その熱回収を行うとともに、排気中の残存酸素を利用してボイラへの投入燃料の燃焼を行う。
排気再燃型 (Fresh Air 有り)	GT排気を既設ボイラに導入し、その熱回収を行うとともに、排気中の残存酸素および大気中の酸素を利用してボイラへの投入燃料の燃焼を行う。
給水予熱型	GTの排熱を既設プラントの給水加熱に利用する。
排熱回収組込型	排ガスボイラを設置し、GT排熱による発生蒸気を既設蒸気タービンに混入する。

発生量が著しく増加するため、厳しい排出規制に適合する高効率ガスタービンを実現するには、その抑制が重要な課題である。

ガスタービンのNOx低減技術としては、希薄拡散燃焼、二段燃焼、拡散燃焼+予混合燃焼等の燃焼改善、水噴射、水蒸気噴射等によるNOx生成抑制、あるいは炉内脱硝や排煙脱硝との組合せ等の方法がある。

本研究では、これらの中で当社が東新潟3号系列において開発・実用化した予混合燃焼方式をベースに、予混合比率の増加などによりタービン入口温度1500°C級低NOx燃焼器の実現を目指すこととしている。

3.4 高効率ガスタービン適用についての検討

本研究では、これらの要素技術開発を通じて、1400°C級及び1500°C級ガスタービンの必要冷却空気量、コンポーネント効率等の評価を行い、複合発電システムについての基本設計を行うこととし

ている。

また、① 既設汽力発電プラントのリパワリング、② 東新潟火力第3号系列への要素技術適用、③石炭ガス化複合発電等による燃料多様化など、ガスタービンのフレキシビリティを活かした幅広い適用方法についても検討を行うこととしている。

汽力発電プラントのリパワリングは、既設プラントにガスタービンを付加することにより、プラント全体の高効率化と出力増強を図るもので、具体的な方法としては表3に示すようなものが考えられる。なかでも排気再燃型は、低O₂安定燃焼バーナ等の開発が課題であるが、有望であるものと考えている。

東新潟火力第3号系列への要素技術適用は、高効率ガスタービンの材料技術や冷却技術を一層の高効率化あるいは信頼性向上を目的として適用するものである。

石炭ガス化複合発電等による燃料多様化については、国及び電機事業等において進められている「石炭ガス化発電プラント開発プロジェクト」が開発の主体となっているが、本研究では、究極的な技術として重油あるいは石炭を直接燃焼させるガスタービンについても検討を行うこととしている。

4. おわりに

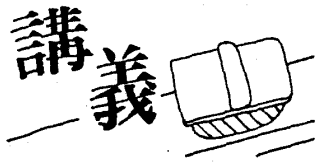
温室効果、酸性雨など、地球規模での環境問題がクローズアップされており、高効率技術開発の重要性は従来に増して大きくなっている。

本研究が、発電コストの低減のみならず地球規模での環境保全等にも貢献するものとなるよう努力していく所存である。

第6回ガスタービン特別講座が下記の通り開催されますので、奮ってご参加下さい。
なお、詳細は本号の会告を参照して下さい。

記

1. 開催日 1990年9月13日(木)、14(金)
2. 場所 湯河原厚生年金会館
3. テーマ エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム
— 研究開発プロジェクトの現状と展望 —



HEAT TRANSFER IN AERO ENGINE GAS TURBINE-PART I

CHIEF OF TURBINE TECHNOLOGY ROLLS-ROYCE PLC C T J SCRIVENER

1. Introduction

Turbine blades in modern aero engine are required to operate satisfactorily for long periods at high temperatures. The turbine is an important component because of its influence on both engine performance and durability. Furthermore, the trend in operating gas temperatures is upward, because of the benefits in performance, weight, and cost that may be derived. Consequently, progressive improvements in heat transfer Technology, are required in order to ensure that engine performance and life do meet customer requirements.

Part 1 of this paper describes some typical HP turbine blade designs, and covers some important aspects of aerofoil internal heat transfer. This will be followed in part 2 of the paper by a description of some important aspects of aerofoil external heat transfer. It is followed by a summary of those areas where future heat transfer research is required, in order to understand the basic process involved. This will in turn permit them to be modelled theoretically thus producing improved predictive design tools for use in future design.

2. Turbine Blade Designs

2.1 Typical Turbine Cooling Designs

The broad trend of turbine entry temperature with time shown in Fig 1, has been rising for four decades. The average rate of increase, including research and demonstrator projects is around 20°C per year. Of course

there has been a progressive improvement in materials over this time, and that has been equivalent to about 10°C per year on average. The remainder has been achieved through progressive improvements in blade cooling technology. Very early gas turbines had some rudimentary cooling, but the first cooled turbine blade entered airline service in 1960 in the Rolls-Royce Conway engine.

The progressive evolution of the cast cooled HP turbine blade designs for the RB211 engine are shown in Fig 2. The earlier extruded blade was superseded in 1977 with a cast blade employing radial cooling passages of oval cross section to optimise the relationship between surface area and passage flow area. In 1980 a blade with multipass cooling system manufactured in directionally solidified material was introduced in RB211-533C and-22B engines. The combination of multipass cooling and the improved DS material has provided a major improvement in HP turbine blade life.

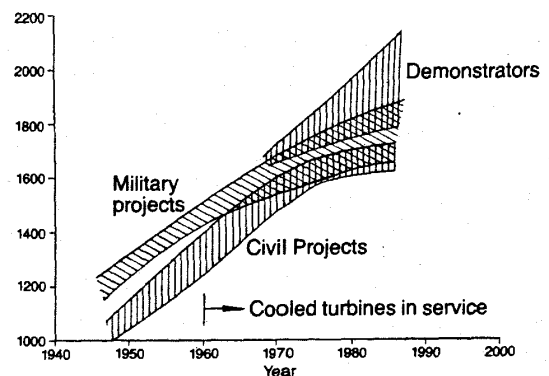


Fig. 1 The rise of turbine entry temperature

(平成 2 年 4 月 21 日原稿受付)
© Rolls-Royce Plc 1990

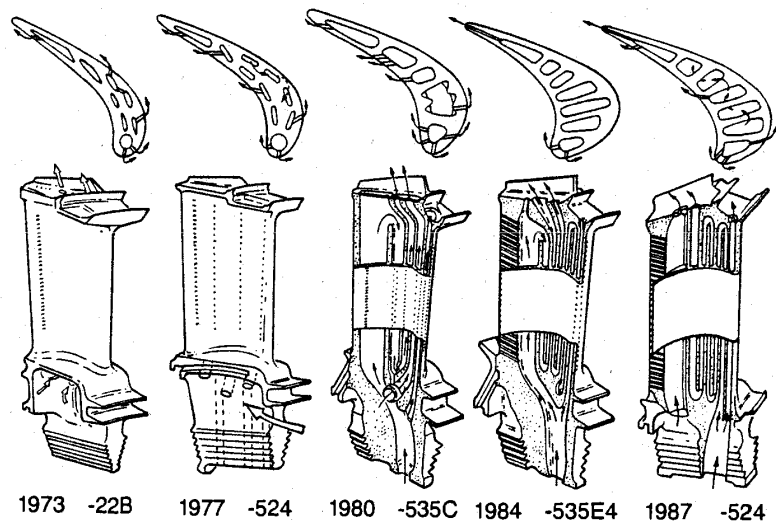


Fig. 2 RB211-HP turbine rotor blades

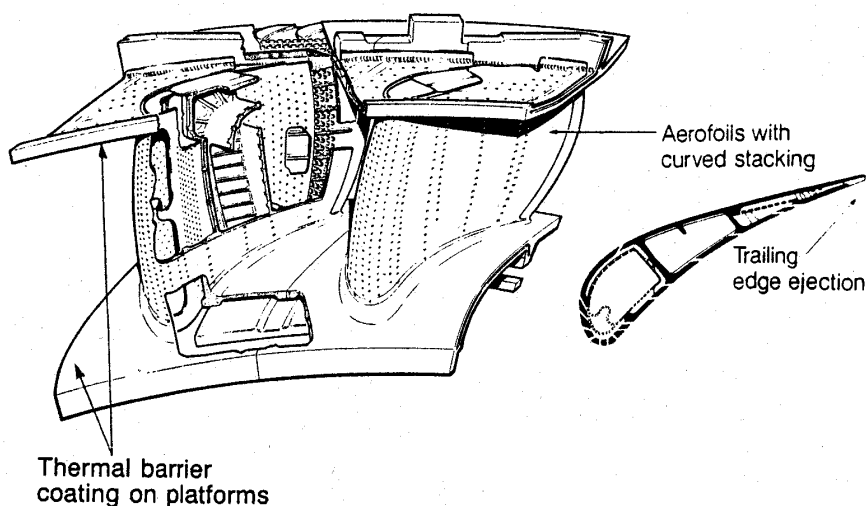


Fig. 3 HP nozzle guide vane

This has been a contributory factor in achieving high engine reliability. The internal passages are selectively ribbed to provide satisfactory internal heat transfer. The multipass configuration provides the scope for internal passages of high length to diameter ratio without the necessity for very small radial holes. The multipass blade Concept has been further evolved in designs for the RB211-535E4 and for cater-524 engine variants. The first of these employed two triple pass arrangements, and the second adopted a quintuple pass geometry in order to achieve the highest possible cooling efficiency. In the civil engine context, the

minimisation of cooling airflow is an important aspect of the design because of its influence on engine fuel consumption.

A typical modern cooled HP Nozzle Guide Vane is illustrated in Fig 3. The following aspects are worth noting. Firstly the curved 3-D aerodynamic design of the aerofoil has placed some restrictions on the cooling design. The conventional arrangement with two impingement tubes has been adapted in both front and rear compartments. The front tube is curved and tapered to fit the aerofoil geometry. The rear tube has been replaced by a curved impingement plate, fed by a triple pass passage, which is more

suiting to the curved aerofoil. Thermal barrier coatings have been employed on the platforms to avoid the aerodynamic penalties from film cooling. These coatings, combined with impingement cooling provide satisfactory metal temperatures. The ceramic coatings have shown excellent durability in airline service.

2.2 Design Considerations

It can be seen from the above two typical design examples that the primary methods of modifying the aerofoil hot gas side external heat flux, are by film cooling with discrete rows of holes, and external ceramic coatings which provides a thermal barrier to the heat flux through the aerofoil wall. For the passage flow within the aerofoil then ribs, pedestals, impingement and other turbulators can all be used to enhance the internal heat transfer.

In cooled HP turbine there is a heat flow from the hot combustion gases, through the turbine blade (or vane) material into the cooling air. There are three modes of heat transfer involved in this process. The first is convection from the hot gas to the blade outer surface, and from the blade inner surface to the cooling air. In general the requirement is to minimise the external convection in order to reduce the total heat load to the blade and to economise on cooling flow consumption. The second mode is conduction through the structure of the aerofoil in both chordwise and radial planes. In a good blade design internal, and external convection and conduction are matched in order to minimise temperature differences in the blade, and thus to achieve satisfactory mechanical loads. The third mode of heat transfer is radiation. However only the nozzle guide vane leading edge, and pressure surface are exposed to radiant heat transfer from the combustion chamber. This is part-

ly offset by radiation from the hot vane surface, and so the total radiant heat flux is a small proportion of the convective heat flow. Thus the effect is generally negligible.

The major problem arising from conduction is that thermal conductivity of modern turbine alloys are relatively low compared to pure metals. Consequently the high heat fluxes, in high temperature turbines, can easily generate large temperature differences in the blade metal structures. Obviously these need to be minimised in any good blade design.

Blade metal temperatures are conventionally expressed in a non-dimensional ratio termed cooling effectiveness. This is defined as follows:

$$\epsilon = \frac{T_{\text{gas}} - T_{\text{metal}}}{T_{\text{gas}} - T_{\text{coolant}}}$$

and represents non-dimensionally the degree of cooling achieved at any point. If the metal can be cooled at one location to the coolant air temperature has risen to equal the gas temperature, then the effectiveness there would be 1.0. At a position where the metal temperature has risen to equal the gas temperature then the effectiveness there would be zero. A broad indication of the progress that has been achieved in recent

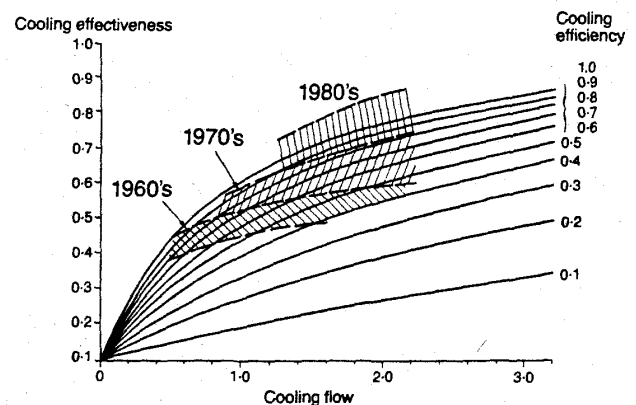


Fig. 4 Turbine cooling progress

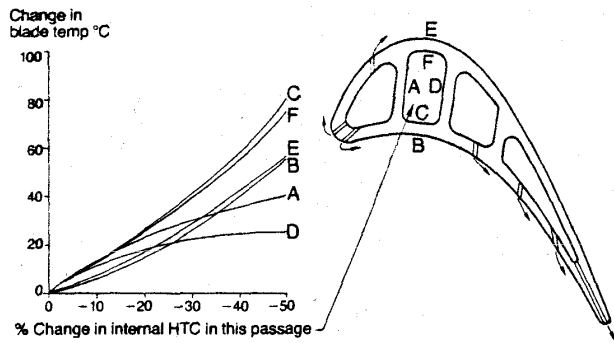


Fig. 5 Effect of change in HTC on blade temperatures

years is shown in Fig 4, in order to permit the progression in turbine entry temperatures shown in Fig 1.

An important additional consideration in turbine blade design, is to achieve a match of internal and external heat transfer distributions in order to provide a satisfactory distribution of metal temperature in the aerofoil. Fig 5 illustrates the sensitivity of local metal temperature to a variation in heat transfer coefficient at that position. It can be seen that a 20% uncertainty in the heat transfer coefficients at locations C and F will produce approximately 20°C variation in local metal temperature. A similar variation at all the positions shown will produce a variation of at least 10°C in local blade metal temperature. These variations can have a very significant influence on predicted blade life. Consequently it is very important to be able to calculate aerofoil surface heat transfer coefficients, in the real operating environment, with very good accuracy.

3. Aerofoil Internal Heat Transfer

The simple smooth pipe or passage provides maximum cooling at any given pressure loss. However, a cooling configuration designed to only this consideration would contain a very large number of exceedingly small holes, in order to pass an economical blade cooling flow at practical coolant feed pressure ratio. This feed pressure ratio

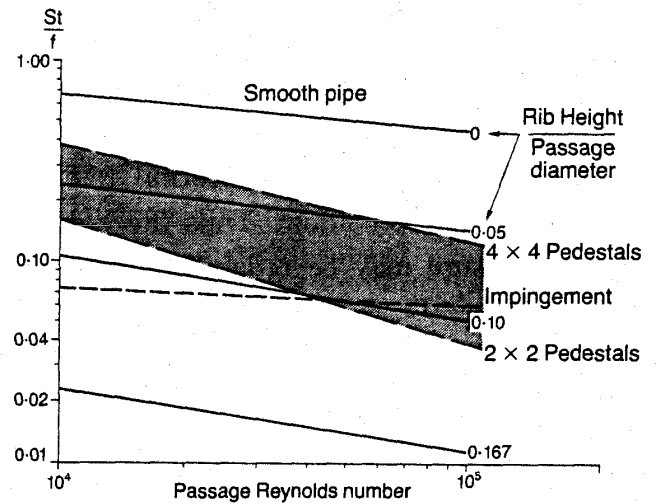


Fig. 6 Heat transfer from roughened surfaces

must in practice be high enough to permit film cooling, and to avoid injection of hot gas at all conditions. Convective cooling is often boosted by the introduction of artificial roughening of the blade internal passages by means of ribs, pedestals, or impingement (internal air jets). These features also increase internal friction losses and thus decrease blade coolant flow for a given supply pressure. Consequently this reduces the thermal capacity of the cooling air so that the local internal air temperature rises. A good design requires a careful balance between internal heat transfer and friction losses. Thus the fundamental parameter which governs the amount of convection cooling that can be achieved with a fixed supply pressure is St/f , where St is the internal Stanton number, f is the passage friction factor.

Typical values for a number of enhancement devices are plotted in Fig 6 as a function of blade passage Reynolds numbers. Transverse ribs, pedestal arrays and internal impingement are all used with characteristics close to those shown here. Further optimisation of these arrangements are now employed. For example, angled ribs are

now used in design to provide a further enhancement of this parameter (St/f). Generally they do not achieve a higher internal heat transfer at any particular Reynolds number, but give a lower internal friction or loss, at that condition. Thus the coolant supply pressure may be reduced correspondingly.

3.1 Impingement Cooling

Rows of impingement jets, from an impingement plate or tube are a frequently employed technique for enhancement of the aerofoil internal heat transfer, as can be seen in Fig 3. In large impingement arrays, with downstream film cooling exhaust high velocity transverse cross flow will occur. This occupies the region between the impingement plate and the internal wall of the aerofoil. The effect of the cross flow is to deflect the impingement jets and reduce their effectiveness. Fig 7 shows the effect of this deflection on the heat transfer underneath the jet. At the top of the figure, is shown, the distribution of Surface heat transfer underneath the jet as an isometric plot. Moving from left to right shows the effect of progressively increasing cross flow. At a cross flow value of 0.4 (cross flow velocity/jet velocity) the enhancement in

heat transfer has been halved. Further increase for greater cross flow is only caused by the heat transfer increase from cross flow itself, and not from any impingement effect.

The lower part of the figure illustrates the benefit that can be obtained by placing a pedestal in front of the impingement jet at a distance of 2 pedestal diameters. With that arrangement the impingement jet is in the shadow of the pedestal and thus shielded from the cross flow. The zero cross flow pattern obviously is not changed. However, it can be seen from Fig 7, that the impingement peak underneath the jet is preserved, even with high cross flow. Moreover, at high cross flow conditions the additive effect of impingement and pedestal cross flow can be achieved.

There will of course be additive loss from the pedestals in the cross flow region.

3.2 Film Cooling Exhaust

Detailed measurements of aerofoil internal heat transfer have shown a further mechanism of enhancement due to the exhaust of film cooling air through holes. Two effects are involved. The first is the entrainment of the internal duct boundary layer into the film cooling hole causing a new or much

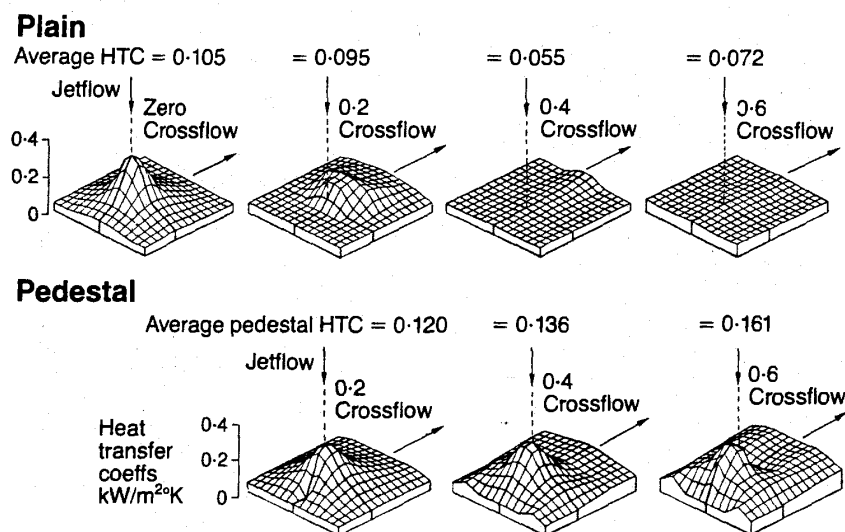


Fig. 7 Jet impingement

thinner boundary layer downstream of the hole. The second is the secondary flow perturbation around the stream of flow that is diverted from the duct into the hole. Typical patterns for a single hole are shown in Fig 8 for low and high values of exhaust through the hole. The suction ratio is the ratio of the velocity within the hole to that within the blade passage. At low suction there is a straightforward pattern dominated by the renewal of the passage wall boundary layer. At high suction, shown in the lower figure, then the pattern resembles more the flow around an obstruction, reflecting the perturbation from the structure in the flow, caused by the exhausting streamtube. Local enhancements of the order 4 or 5 can be achieved, with row area averaged values typically around 1.5.

3.3 The Effects of Rotation

The internal cooling flow in all rotor blades is subject to the influence of buoyancy and Coriolis forces originating from the high speed rotation of the blades. Research is continuing to understand these phenomena in detail. It is clear from research completed to date that significant effect can occur. Coriolis forces cause transverse flows in internal blade passages with radial inward or outward velocities. Flow moves towards the trailing face in an outward flowing passage causing heat trans-

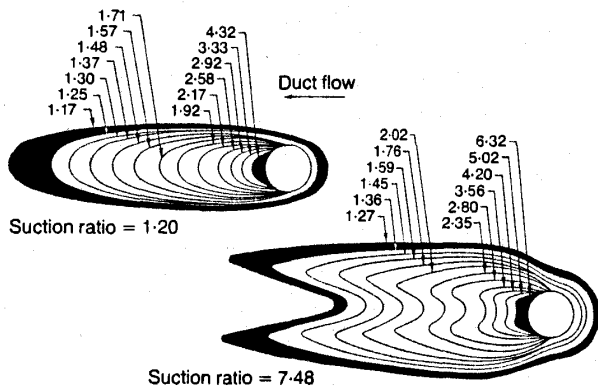


Fig. 8 Film offtake enhancement

fer enhancement there, with a corresponding reduction on the leading face. These effects are reversed in a passage with inward radial flow. These effects of rotation are characterised by the Rosby number.

Buoyancy effects originate in the boundary layer on the internal passage walls because of the temperature gradients. These in turn are a function of the gas to wall temperature ratio and are characterised by the Rayleigh number. The ratio of buoyancy to inertia forces can be represented by the ratio

$$\frac{\text{Rayleigh number}}{(\text{Reynolds number})^2}$$

Typical values of this parameter are shown on Fig 9, together with the operating regime for the rig used for that research. These effects are stronger in multipass blades because the larger internal passages provide a reduction in internal velocities, compared with typical radial hole cooling configurations.

Figure 10 illustrates the internal Nusselt number in a radial circular duct rotating about an axis orthogonal to its own with radial outward flow. The values measured by Morris on the leading face of the duct are shown, from an experiment using metal tube for the duct with reasonably high con-

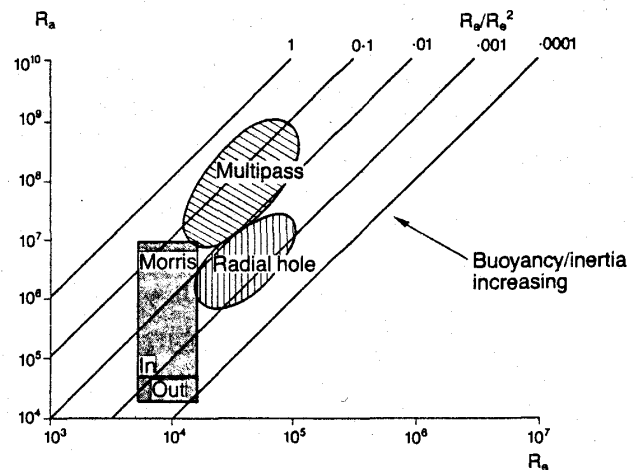


Fig. 9 Buoyancy effects in turbine blades

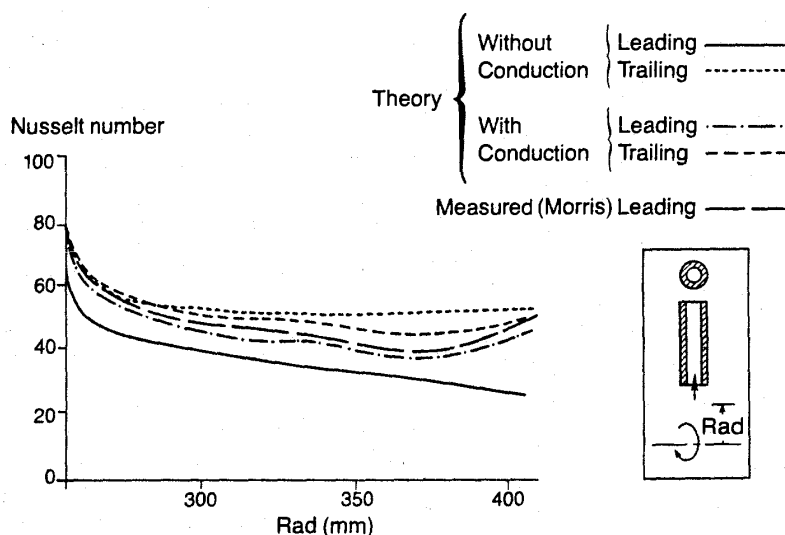


Fig.10 Rotating orthogonal circular duct heat transfer coefficients

ductivity. In order to assist in the interpretation of the experiment, equivalent CFD calculations were carried out modelling also the tube wall. Both high conductivity and low conductivity walls were considered in the calculation. The relatively large variation in Nusselt number, with an insulating wall is consistent with the internal variation in duct heat transfer. When conducting walls were simulated, then the conduction in the pipe was responsible for equalisation of the temperature distribution and a sup-

pression of the apparent variation. This example shows some of the fundamental influence of rotation, and the encouraging agreement with CFD calculations that can be achieved. In the future we need a better understanding of the effects of rotation, and improved theoretical modelling in the calculations.

Note This paper will be continued in Part 2, with a discussion of aerofoil external heat transfer, and future research requirements.

筆者の紹介

スクリプナー氏は1963年にサザンプトン大学の理学部に入学、学部では数学、修士では流体力学を専攻され、1967年に卒業と同時にロールスロイス社に入社されました。最初はダービー工場の圧縮機部で圧縮機の研究に従事され、1973年に課長となり、RB211 エンジンのファンと多段圧縮機の開発を担当されました。1978年にタービン部のマネージャーとなられ、空力と冷却の研究の責任者となり、ダービー工場とサブコントラクターであるオックスフォード大学、ケンブリッジ大学での実験の計画と指揮とともに、理論的な研究を推進されました。1981年にタービン技術部のアドバンスドタービンプロジェクトのマネージャーとなられ、実験的な研究とデモンストレーションエンジンでの実機を結び付ける仕事をされ、1985

年にタービン技術部のチーフとなりロールスロイス社全体のタービンの空力、冷却技術の責任者となられ民間用と軍用のエンジンの研究、設計、開発に従事され現在に至っています。昨年の10月に計測、振動、応力解析の技術調査のため来日され、東京電機大学で講演もされました。実際のエンジンの技術的問題、セールスの問題から基礎的な研究にいたる非常に幅広い知識を持っておられ、特に翼の冷却の問題に関しては基礎的な研究を実機的设计に結び付けておられます。翼冷却の技術は奥行きが深く、まだまだ進歩しつつあること。産学共同研究の在り方を知るのに参考になると考え、企業機密の許す範囲で執筆をお願いしたところ心良く引き受けて頂きました。6月号と9月号に2回に分けて講義として連載いたします。

(株東芝 荒木達雄)



過給機駆動用ラジアル排気タービンの 非定常流特性に関する研究 第1報 時間平均法による性能予測

東京都立科学技術大学 小西 奎二
東京大学生産技術研究所 吉識 晴夫

Abstract

The unsteady flow performance of a small radial inward turbine for exhaust turbocharger was measured under full admission conditions by using a rotary type pulse generator rig over a pulse frequency range from 10 to 70 Hz sinusoidal velocity variation. The digital torque detector with a torsion bar was used in order to measure the turbine shaft power output, and satisfactory results of time-mean and instantaneous torque measurement were obtained. By measuring the fluctuating velocity at the turbine scroll inlet with a hot wire anemometer the ratio of velocity amplitude was used to describe the turbine performance, and it becomes clearly that the characteristics of mass flow rate depends on the ratio of velocity amplitude to averaged velocity.

The analysis of time-mean method was applied to predict the time-averaged turbine mass flow rate and power characteristics respectively. The test results show that the predicted mass flow rate becomes progressively larger than the experimental value as the velocity amplitude increases. But the power output prediction was not dependent on both the pulse frequency and the ratio of velocity amplitude.

1. まえがき

排気過給機の出現によってディーゼル機関は画期的な発展を遂げ、今日では両者は不可分の存在

になっている。主として、中・小型ディーゼル機関に用いられている排気過給機タービンは、構造が簡単な上、低流量で高出力が得られるラジアル型タービンが広く用いられている。その中で、車両用機関など、機関からの排気流で直接動作する動圧駆動型タービンは、現在相当高膨張比のものが多く比較的回転速度の遅い領域では、大きな脈動流の下で動作させられている。さらに、ラジアルタービンは、軸流タービンと比較して動翼の平均流路長が長く、転向角も大きいので、流れの非定常性を強く受けるものと思われる。

したがって、容積型と速度型という作動原理の異なる機関と過給機を組み合わせる最良の適合を得るためには、おのおのの特性を十分に把握しなければならない。特に動圧過給の場合には、タービンの定常流特性のみならず正確な非定常流特性を知ることが必要となる。しかしながら、タービンの非定常流特性を正しく求めることは、流れの非定常計測の困難さと併せてかなり厄介な問題である。

このようなタービンの非定常性能予測を考えると、まず定常性能に基礎を置いて単体としての性能がどのようになっているのかを明らかにすることが重要である。すなわち、定常性能とどの程度異なるのか、また定常性能から出発して非定常時の流量特性や出力特性を見積ることはできないかなどである。これらに関しては、準定常法を用いたものとして、Wallace^{(1),(2)}, Benson^{(3),(4)}, 小菅ら⁽⁵⁾など既に多くの報告があるが、各研究者によって傾向が異なる上、見積誤差も大きいなど未だ十分な結果が得られていない。また、簡便な方法として用いられている時間平均法によるものはほとんど行われていない現状である。さらに、タービン性能に影響を与える流れの因子のうち、脈動

(平成元年9月22日原稿受付)

周波数に着目しているものが多く、振幅や波形の影響についてはほとんど調べられていないようである。

それゆえ、本研究では、動圧駆動型ラジアル排気タービン単体の非定常性能を予測するための基礎研究として、脈動周波数と振幅の影響のみに問題を絞り、波形は脈動流れで基本となる正弦波に準じたものに限って実験を行った。さらにその基礎として、定常性能を用いた実験的手法である時間平均法による解析方法によりタービン性能予測について研究したものである。

主な記号

C_{ad} : 理論断熱膨張速度	m/s
f : 脈動周波数	Hz
L : 出力	kW
M : 質量流量	kg/s
N : タービン回転速度	rpm
N^* : 修正回転速度	
P : 圧力	Pa
R : 膨張比 (P_{01}/P_a)	
T : 温度	K
T_q : トルク	N · m
t : 時間	s
U : 動翼周速	m/s
V : 流速	m/s
θ : 速度振幅比 (式7)	

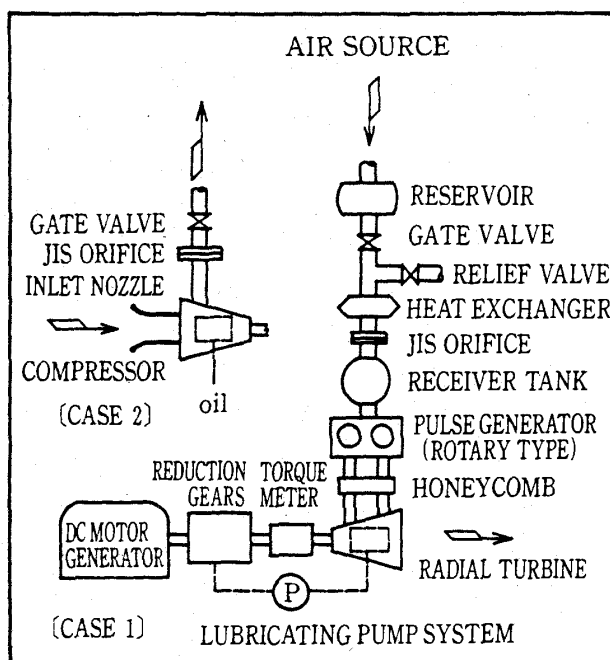


図1 実験装置全体図

κ : 比熱比	
C_p : 定圧比熱	J/kg K
添字	
* : 修正状態	
c : サイクル	
e : 実測値	
m : 時間平均値	
std : 定常流特性	
tm : 時間平均法特性	
1 : タービン入口	
4 : 動翼入口	
5 : 動翼出口	
a : 大気状態	

2. 実験装置および方法

供試タービンは、小型ディーゼル機関過給機駆動用ラジアル排気タービンで、膨張比2.6，定格回転速度46,000rpm(973K)，動翼外径140mm，円周二分割の部分送込方式のものであるが、これを図1に示すような装置で全周送込として空気運転した。空気源からの作動流体は、ゲート弁とリリーフ弁によって流量調節された後、熱交換器を通り約40°Cの温度に設定され、オリフィスにより流量計測し回転弁で10~70Hzの脈動流となって、整流格子を経てタービンを駆動し大気に放出される。本報で用いた脈動流発生装置は、図2に示すように通路内で通風孔を持ったロータが回転することによって非定常流を発生させるものである。波形は、脈動流れで基本となる正弦波に準じたものが得られ、特定の機関の排気を模したものではない。振幅の調節は、バイパス弁の開閉により、部分的に逆流の生じる範囲から定常流に近い範囲まで連

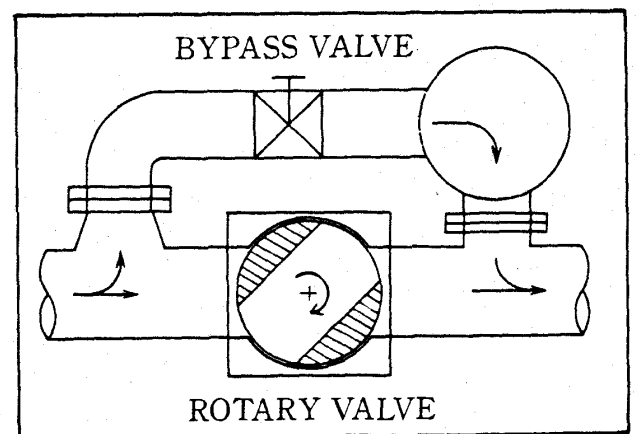


図2 脈動流発生装置

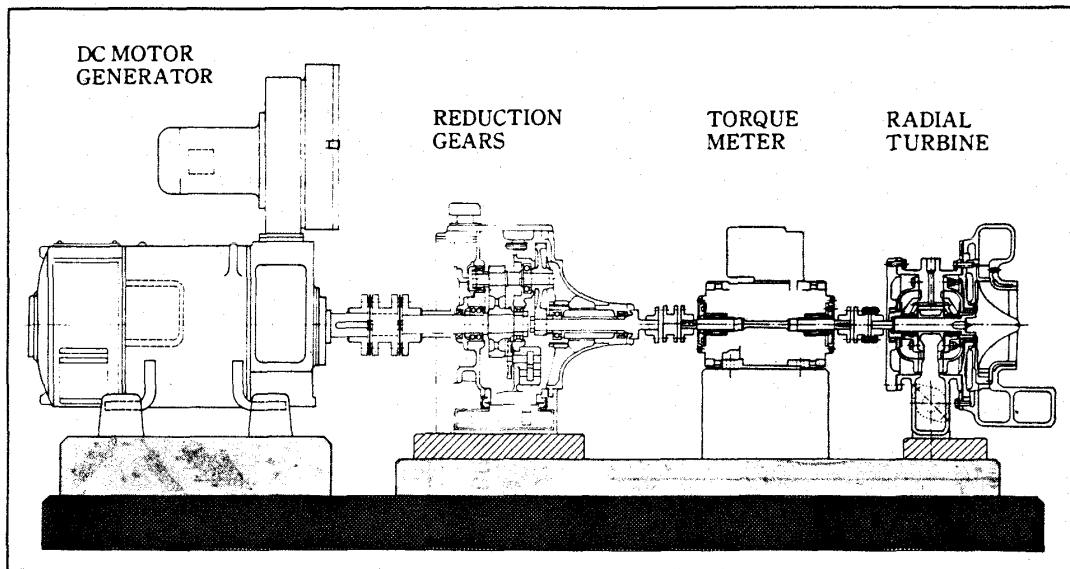


図3 トルク検出器および動力吸収装置 [CASE 1] 概略図

続して可変できる構造である。

タービン回転速度の計測は、回転軸に配した歯車のパルス電磁検出器で得る通常のデジタル式回転計により時間平均値を得た。なお、本実験範囲では、非定常流時に用いた図1に示す [CASE 2] の場合でもかなりの回転慣性質量を有していることから、回転変動幅は小さいと思われるので、瞬時回転速度の計測はしていない。また、修正回転速度は、タービン入口部で線径 $75\mu\text{m}$ の熱電対を感熱部とする全温度計より得られる平均温度と上記回転速度より算出した。

動力の計測は、位相差式トルク検出器を採用し、これまで問題の多かった出力計測の精度向上を計った。図3にその概略図を [CASE 1] の場合について示す。過給機を構成する圧縮機を切り放して出力軸を有するタービンとし、これにトルク検出器を接続して平均軸トルクと瞬時トルク変動を計測する。おのおのはマイクロカップリングによって結合した。供試トルク検出器^{(11)~(13)}は振り軸の両端に歯車を装着し、軸の振り角を電磁検出器によって非接触で取り出し位相差信号電圧をデジタル処理するもので、精度が高く減速機を介せず高速に耐える利点がある。主な仕様は、定格トルク $1\text{kgf}\cdot\text{m}$ 、最大回転速度 $16,000\text{rpm}$ 、入出力軸径 14mm 、振り軸最小径約 10mm 、慣性モーメント GD^2 $4.1\text{kgf}\cdot\text{cm}^2$ である。さらに、軸受けによる損失も無視できないと思われるので、タービン入口・出口の油温をシース熱電対で検出し、オイル

加熱器および冷却器により一定温度に制御し、重量法により潤滑油量を求め、軸受けによる損失動力の補正を行った。軸動力は、上記トルク T_q と回転速度 N より算出し、軸受け損失を加えてタービン発生平均動力とした。

動力の吸収は以下の二方法によった。非定常流実験の場合には、トルク検出器の従動側に付属の圧縮機を直接接続した図1の [CASE 2] を基本とした。これにより出力計測装置の設置による回転慣性質量の増加の影響を少なくし、脈動流駆動時でも実際の過給機構成時と同等の動特性が得られているものと思われる。定常流実験の場合には、圧力変動に対応した高膨張比域まで動力を吸収する必要があるうえ、慣性の問題もなくなるので図3に示すように減速機を介して直流発電機を接続する形式とした。

変動値の測定位置は、図4に示すタービン入口状態 (添字1) として渦巻室の始まるフランジ面から管径分だけ上流の送管内の点、また動翼入口 (同4) は静翼出口部、動翼出口 (同5) は動翼の後流 120mm の位置である。計測項目は、流速 V_1 、全温度 T_{01} 、および全圧 P_{01} 、動翼入口・出口の全圧 P_{04} 、 P_{05} 、ならびに軸トルク T_q である。これらはデータレコーダーに記録した後、14ビットの精度でA-D変換を施しパーソナルコンピュータで処理した。サンプリング周期および点数は平均2サイクルで、 $1,350\sim 1,650$ 点である。

流速の測定は、温度補償を行った熱線風速計を

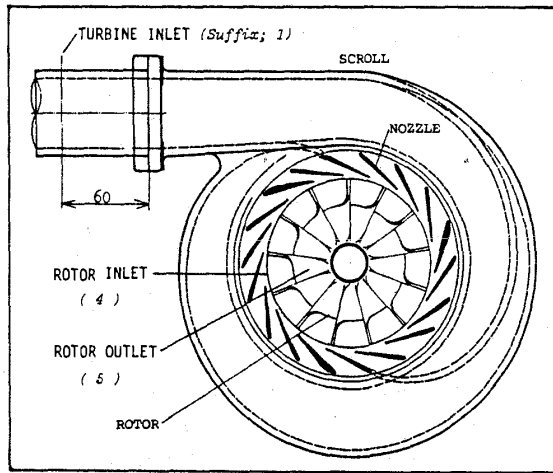


図4 変動値測定位置

用いて管中心位置で測定した。これは2センサープローブに装着されたいずれも線径5 μm, 感流部全長1 mmのタングステン線であり, 一方を流速検出用の熱線として用い, 他方を温度検出用の冷線として用いた。最終的な流速の検定は, 実際の使用状態で非定常流実験の前後に回転弁を止めた定常流実験により行った。さらに, 変動全圧は同位置で, シリコンオイルを封入したプラントル形ピトー管と受圧面径3 mmの半導体小型圧力変換器を組み合わせたものによって測定した。

脈動流下での平均流量は整定タンクの上流で標準オリフィスにより求めた。その他各部の温度および圧力の平均値は, 熱電対温度計およびマンメータなどの計測器によって得た。

定常流実験は, タービンにかかる負荷を変化させる通常の方法により, 修正回転速度 $N^* = 901, 800, 584$ の場合について回転弁を固定して行った。

非定常流実験は, まず全体の傾向を明らかにするために負荷変化を与えた上記と同様の方法により行った。さらに, 時間平均法による解析のためには, 圧縮機の出口を絞った全負荷状態を基準とし, 脈動周波数を10~70Hzと変化させ, おおのの周波数に対して振幅を9~12点変えて行った。なお, 時間平均膨張比はほぼ一定とし, 非定常流実験では $N^* = 800$ のみとした。

3. 結果および考察

3.1 定常流特性 タービンの定常流特性は従来と同様に, タービン膨張比 R に対する修正流量 M^* , 修正出力 L^* などで示す。ここに

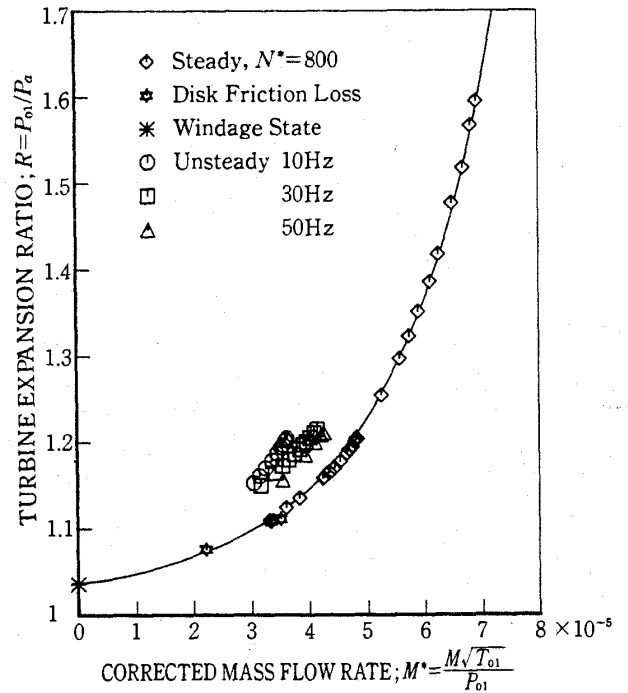


図5 流量特性曲線

$$R = P_{01} / P_a \tag{1}$$

$$M^* = \frac{M\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \tag{2}$$

$$L^* = \frac{L}{P_{01} \sqrt{T_{01}}} \tag{3}$$

である。

3.1.1 流量特性

図5に修正回転速度 $N^* = 800$ の時の流量特性を示す。図中には, 定常流特性と周波数表示のある非定常流特性の両者を記してあるが, 非定常流特性に関しては後述する。

最低膨張比を表す実験点は, ウィンディジ状態での実測値であり, これはタービン入口を閉塞し, 負荷側からタービンを順方向に駆動させたときのものである。この点は, タービンへの流入空気流量が零であるが, 動翼の回転によって渦巻室内に遠心力による旋回流を生じ, これによりわずかな膨張比を示す回転翼列特有の作動域である。また脈動流実験での瞬間膨張比は1~1.60位の範囲にあり, 定常流特性は脈動流実験のほぼ全領域をカバーしている。

3.1.2 出力特性

同様にして出力特性を図6に示す。最小負荷領域は, トルク検出器の負荷側を解放した無負荷状

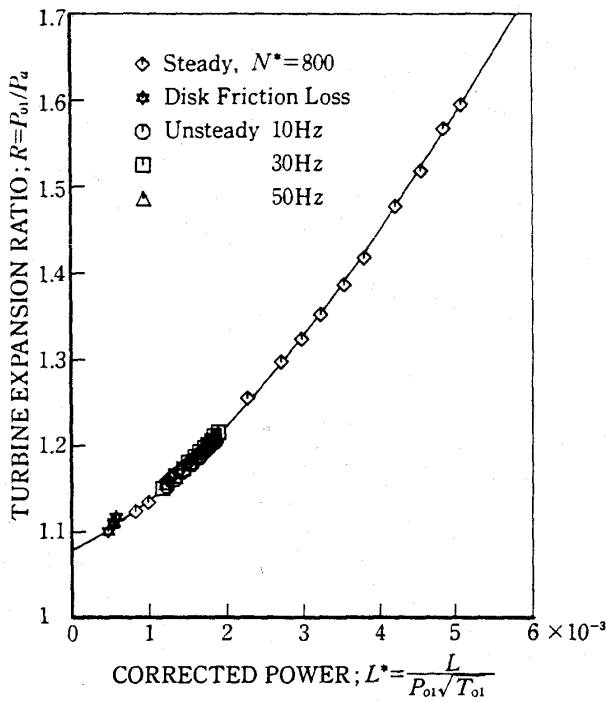


図6 出力特性曲線

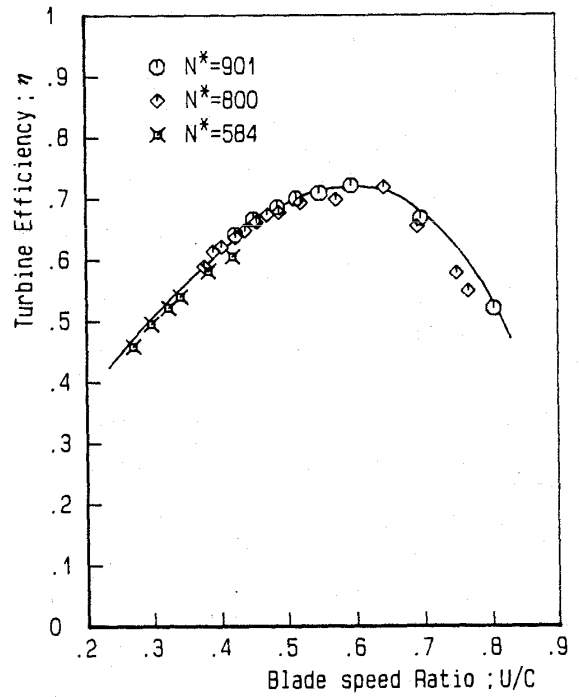


図7 効率特性

態, および [CASE 2] の圧縮機の翼車を取り去り, 代わりに翼車相当の円盤を取り付けるなどして測定したものである。最低膨張比の点は, 前図5のウインディッジ状態といくぶん異なり, タービンへの作動流体の流入により図5のときより高い膨張比を示しているが, タービンは仕事を発生していない状態である。すなわち, 膨張比がこれ以下の領域では, 流体のエネルギーは全てタービン損失動力として消費され外部には仕事をなさない。ウインディッジ状態での出力は測定していないが, 円盤摩擦損失領域を実測することにより時間平均法を適用する場合の定常性能曲線の外挿領域を少なくし, 定常性能曲線の正確を期した。定常性能曲線を用いて脈動流下のタービン性能を得ようとするとき, この領域を計測せず省略すると誤差が大きくなる。

3.1.3 効率特性, 反動度

つぎに定常流時の効率特性を速度比 U/C_{ad} を横軸にして図7に示す。トルク計によって得られた動力に軸受け損失を加味した出力 L を用い, 次式によって求めた効率である。

$$\eta = \frac{L}{C_p T_{01} \left\{ 1 - (P_a / P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} M} \quad (4)$$

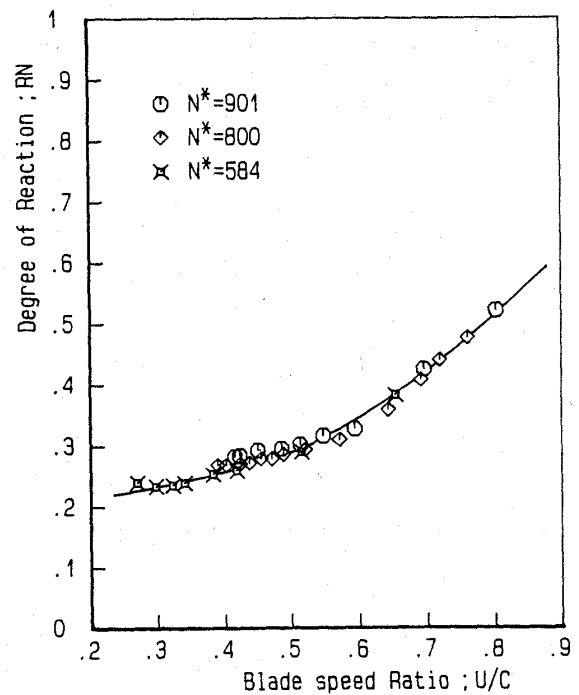
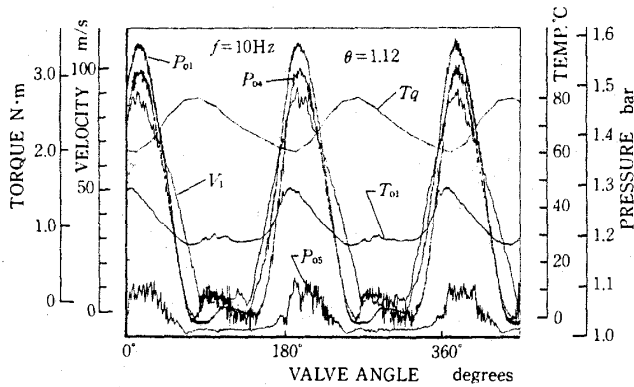
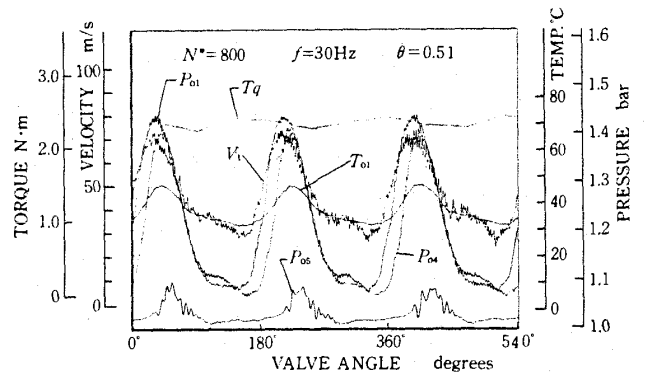


図8 反動度

$$RN = \frac{(P_4 / P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - (P_a / P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - (P_a / P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (5)$$

さらに, 図8は修正回転速度をパラメータとして速度比に対する反動度 RN を示す。反動度は, タービン全熱落差に対する動翼内での熱落差の割

図9 波形代表例 ($f=10\text{Hz}$, $\theta=1.12$)図10 波形代表例 ($f=30\text{Hz}$, $\theta=0.51$)

合で式(5)で定義される。図7, 図8において実線で表したものは、実験点より得られたおおよその傾向を示し、通常のラジアルタービンの性能が得られているが、反動度は比較的小さく、ノズル内での膨張の多いいくぶん衝動性の強いタービンといえる。

3.2 非定常流れの代表例

図9, 10に波形の代表例を示す。図9の実験条件は、修正回転速度 $N^*=800$ 、周波数 $f=10\text{Hz}$ 、速度振幅比 $\theta=1.12$ のものである。ここで θ は以下の式で定義する。

$$\text{速度振幅比 } \theta = \frac{(V_{1\max} - V_{1\min}) / 2}{V_{1m}} \quad (6)$$

θ は同一波形について考えれば、1を越えると部分的に逆流を生じ、0で定常流に近づく流れを表しているが、波形の影響は加味することはできない。圧力波形と速度波形は良い対応を示しており、速度波形はローパス・フィルタを通して1 kHz以上の高周波成分をカットしてある。基本的には、正弦波に準じたものであるが、流速変動に対応して従来測定されていなかったトルク変動の様子も明らかにされている。低い周波数で非定常性の強い流れの場合には、流れの慣性力と軸内の弾性変形の伝達時間等の影響により、動翼で変換された回転力が検出器に伝わるまでの時間遅れはあるものの良い対応をしているのがわかる。つぎに図10は周波数 $f=30\text{Hz}$ 、速度振幅比 $\theta=0.51$ のものである。周波数が高くなり、また速度振幅比が小さくなるためトルク波形は平滑されほぼフラットな状態となる。

3.3 最大振幅時における非定常流特性

次式で定義した時間平均膨張比 R_m に対する

時間平均流量およびトルクを図5, 6に示す。

$$R_m = P_{01m} / P_a \quad (7)$$

この非定常流実験は、定常流実験と同様の手法で、脈動流発生装置のバイパス弁をほぼ全閉にしたとき得られる最大振幅比の流れについて行った。しかし、最大振幅を示す実験点で膨張比を揃えてみた場合、得られる脈動流の振幅比は、10Hz, 30Hz, 50Hzの各点でおおの約 $\theta=1.12, 0.86, 0.65$ と異なってくる。さらに、振幅は、各周波数毎の実験範囲内において軽負荷に移行するにつれていくぶん小さくなり、そのため同一周波数領域でも θ は完全には一定でない。すなわち、後掲する時間平均法による解析結果の図11, 12とは設定条件が振幅変化の点で異なる流れである。

3.3.1 流量特性

図5に示す非定常流時の流量特性は、定常流運転に対して全領域で減少する。さらに、同一膨張比で比較すると周波数が小さくなるほどその傾向が強まるように見えるが、これは前述のように低周波数ほど θ が大きいためである。また、おのこの周波数についてみれば、負荷が減少するにつれて幾分定常性能曲線に近づく傾向をみせるが、この主因も θ のわずかな減少によるものである。したがって、同一振幅比に揃えて脈動周波数を変化させた場合、非定常流での流量減少割合は、ほぼ同じ値をとるものと思われる。言い換えれば、脈動流時でいずれの周波数においても、最大振幅状態から徐々に振幅を小さくしていけば全て定常性能曲線に近づくことを意味している。

3.3.2 出力特性

図6の非定常流出力特性についてみると、流量特性時に見られたような定常、非定常との差異は

ほとんど認められない。このことは、タービンの発生している平均動力で考えた場合、流れの定常・非定常流状態には直接関与せず、同一修正回転速度であれば同じ動力を発生しているといえる。

3.4 時間平均法によるタービン性能予測

3.4.1 時間平均法

脈動流下のタービン性能を見積もる一つの方法としていわゆる時間平均法が考えられる。これは、タービン入口の全圧、全温度の時間平均値を測定して平均膨張比を算出(式7)し、定常性能曲線からこれに対応する時間平均性能を得ようとするものである。すなわち、時間平均法による予測値 M_{tm} , L_{tm} は、同一膨張比 R_m における定常性能曲線値 M_{std} を求めることを意味する。また、換言すれば、図5, 6の非定常流下の実験点を R_m を揃えて定常性能曲線から予測できないかということになる。本報では、計測器によって得られた実測値 M_e を真の値として、前記による推定値とを比較し、時間平均法の妥当性を評価した。

3.4.2 時間平均法による流量特性

図11は脈動流下の時間平均法によるタービン流量特性を修正回転速度 $N^*=800$ について表したものである。脈動周波数 f をパラメータとして、流量比 M_{tm}/M_e の速度振幅比 θ に対する関係を表す。図中の実線は、実験点から最小自乗法によって求めた曲線である。

図から明らかかなようにタービン流量特性は、脈動周波数にはほとんど影響されず、ほぼ同一の曲線で示される。したがって、脈動周波数による影響は顕著でなく、従来タービン性能を表す因子と

して脈動周波数によって整理されていたことには、無理があるものと思われる。同様に、非定常性を表すパラメータとしてストロハル数 St がよく用いられる。しかし、タービン性能表示において St は、平均流速が相対的に大きな変化をしていない流れでは、脈動周波数の関数となるゆえ、定常・非定常の違いを表す程度の指標にしかならない。

つぎに、速度振幅比 θ への依存性は大きく、 θ はタービン流量割合を表す良いパラメータとなる。時間平均法によるタービン流量見積りは、 θ の増加とともに実測値に対して過大評価され、この実験範囲でも最大40%近くに達する。逆に、 θ の減少とともに流量比は1に近づく。 θ の増加に伴って予測値 M_{tm} と実測値 M_e との差が大きくなることは、定常時に較べて非定常流下で流量が減少 ($M_e \rightarrow$ 小) することを表している。この原因は、 θ の増加につれて膨張比に対する流量特性の非線形性が強く現れるものと考えられる。

以上のことにより、速度振幅比が大きくなる程流量予測に大きな影響を与え、 θ は非定常性を強める大きな因子として作用する。したがって、機関の回転速度にはあまり影響を受けないが、機関が高負荷運転され過給機が速度振幅比の大きな条件の下で動作させられているような場合には、時間平均法によって流量見積りを行うと大きな誤差の原因になる。しかし、 θ が0.5以下では、流量見積り誤差は10%未満となり、流量の面での非定常性はほぼ無視してよい程度になる。

3.4.3 時間平均法による出力特性

同様にして、図12は時間平均法による出力特性

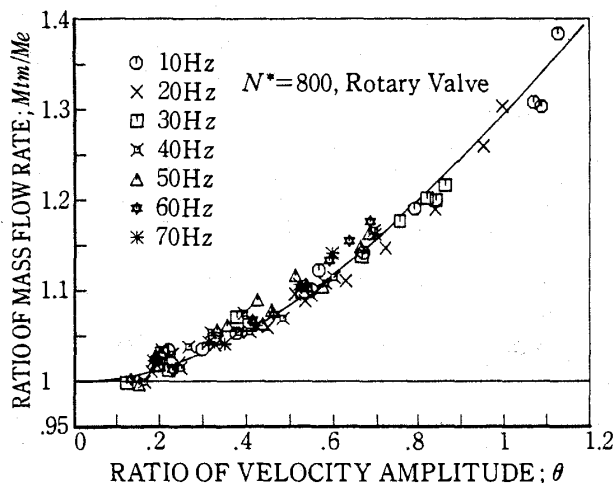


図11 時間平均法による流量予測結果

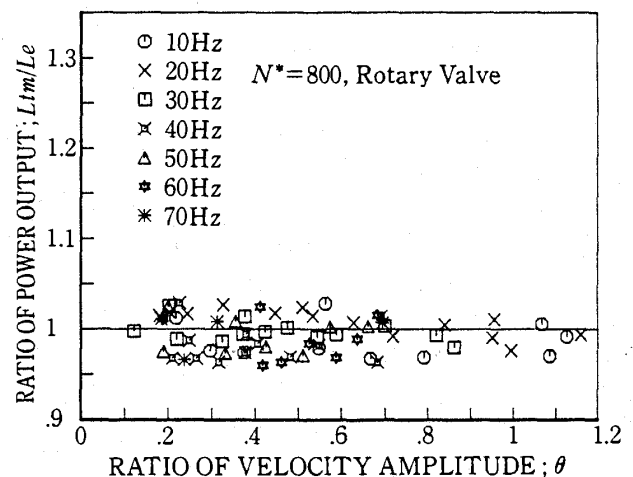


図12 時間平均法による出力予測結果

について表したものである。出力の実測値には、軸受けによる損失動力も含めてある。脈動周波数の影響が顕著でないのは流量特性の場合と同様であるが、出力については速度振幅比の依存性も見られない。

タービンの発生している平均動力について考えると、駆動流体の定常・非定常性には直接関与せず、同一修正回転速度で運転されていると定常流運転時と同一の動力を発生しているものと思われる。このことは、図6において定常・非定常流時の出力に差が認められないことから考察される。なお、発生動力は同一であるため、高 θ 化にともなって、前述の流量の減少分を圧力エネルギーで補っているものと考えられる。

予測値のバラつきは、第一義的に実験精度に起因するものと思われるが、全体的に見積り誤差は、 $\pm 4\sim 5\%$ の範囲にあり、出力は流れの総合されたものであることと、従来得られている結果を考えると、ほぼ妥当な結果が得られているものと思われる。

しかし、流量予測誤差の大きさから考えて、動圧駆動時のタービン性能を定常性能曲線と平均膨張比からのみで予測することは注意が必要である。

4. あとがき

正弦波に準じた波形を持つ脈動流により、時間平均法によって排気過給機用タービンの性能予測について調べた結果、以下のような結論を得た。

- (1) 時間平均法による流量予測は、実測値に対してもかなり大きく過大評価され、本実験範囲でも最大40%に達する。
- (2) 脈動周波数の影響は顕著でない。
- (3) 速度振幅比は、タービンの流量特性に影響を与える大きな因子として作用する。
- (4) 速度振幅比が0.5以下では、流量見積り誤差は10%未満となり、流量の面での非定常

性は、ほぼ無視できる程度になる。

- (5) 本実験範囲では、脈動周波数と速度振幅比に関係なく、出力の非定常性は無視できる。

最後に、千葉工業大学平山直道教授ならびに東京都立大学森棟隆昭氏に有益なご教示を賜ったこと、また過給機の改造等で(株)新潟鉄工所および石川島播磨重工業(株)に技術的な援助を賜ったことを記して深く謝意を表します。

参考文献

- (1) Wallace, F.J. and Blair, G.P., ASME Paper, 65-GTP-21 (1965), 1.
- (2) Wallace, F.J., Adgey, J.M. and Blair, G.P., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 184, Pt. 1 (1969-70), 183.
- (3) Bensor, R.S. and Scrimshaw, K.H., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 180, Pt. 3J, Paper 23, (1965-66), 74.
- (4) Bensor, R.S., SAE Paper 740739, (1974, 9-12), 1.
- (5) 宮下・ほか 3名, 石播技報, 13-3 (昭48-5), 259.
- (6) 小菅・ほか 3名, 機論, 44-386 (昭53-10), 3497.
- (7) 小西・平山, ガスタービン鹿児島地区講演会講演論文集, (昭60-11), 31.
- (8) 小西・平山, ガスタービン広島地区講演会講演論文集, (昭和61-11), 76.
- (9) 水町・ほか 4名, 機論, 44-388 (昭53-12), 4272.
- (10) 吉識・ほか 3名, 日本ガスタービン学会誌, 12-47 (1984), 41.
- (11) S. Ohigashi, G. Ono and S. Machida, SAE Trans., 74, 650041 (1966), 226.
- (12) 小野, 日本機械学会誌, 65-551, (1964), 1885.
- (13) 小野, 計測と制御, 10-6, (1966), 226.



都市ガス—燃焼排気ガス簡易 NO_x低減装置の試験

千葉工業大学機械工学科 吉川英夫
林成希
橘川功
小山正春
平山直道

Abstract

Experiment were performed in this study, using the several kind of carbon fiber felt based on coal and petroleum pitch as the new adsorption material for NO_x concentration reduction, in place of platinum catalyzer in current use.

The findings show that utilization of the new adsorption material for combustion gas in use of town gas, results in the significant reduction of NO_x concentration on an environmental engineering.

These kinds of adsorption material are featured in that it is stable against high temperature combustion gas stream, highly acid resistant and light.

The test results show that NO_x concentration is reduced by approximately 40% in use of only 12g carbon felt inside NO_x reduction equipment installed in combustion gas piping system. Therefore, these are expected to have economic effects because of any decrease of combustion efficiency and low weight.

1. 緒言

最近、欧米の各国及び我が国では化石燃料の燃焼中に生成される窒素酸化物 (NO_x) を排気ガスとともに大気に放出すると公害の要因になるため、現在の規制値をさらに厳しくする世論が高まっている。この要請に応えるため、ボイラ及びガスタービンなどの定置用燃焼装置では触媒を用いた脱硝装置、燃焼方式の改良及び燃焼ガス再循環などを

併用した研究ならびに自動車の原動機では三元触媒を用いて現行規制を達成している。また、希薄燃焼による NO_x 低減の研究も行われているが、これらの諸対策は熱機関の性能をある程度犠牲にしなければならない。

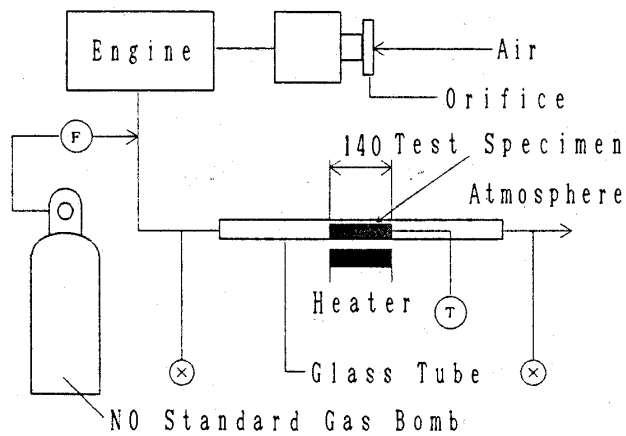
本研究では現在使用されている貴金属触媒の代替に、ピッチ系炭素繊維フェルト (CF) を高温燃焼ガスの排気管系に NO_x 吸着材として使用するものである。また、本試験に必要な高温高速流動ガスは燃焼ガス発生装置として、都市ガス小型エンジンからの燃焼排気ガスを使用した。そして、その吸着材を用いる簡易 NO_x 低減装置は、その結果コージェネレーション用中・小型ガスタービン及びターボジャからの排気ガスに適用できるように、空燃比を変化させて試験をした。本装置に装着する吸着材は生い立ちの異なる等方正及び液晶正の炭素繊維フェルトを使用し、NO_x を吸着解離により還元して低減させ、その長期使用の可能性及び健全性を見通しなどを試験し比較した。その結果、何れの CF も高温排気ガス雰囲気において NO_x を化学的吸着と解離作用により処理前の最大約 60% 程度にまで低下させることができるが、炭素繊維の微量が最終生成物 CO₂ になって減量する。一方 CF 自身が高温排気ガス中で酸化減量することと異なる減少であることも試験により確かめ考察を加えた。

2. 試験装置及び方法

2.1 試験装置

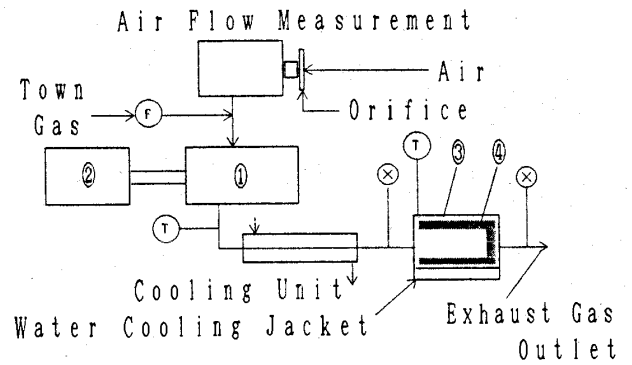
(1) 図 1 には NO_x (NO 及び NO₂) 吸着装置の基礎試験装置の概要を示す。本装置はガラス管に NO_x 吸着材を装着し、空燃比を計測した燃焼ガス発生装置 (ガスエンジン) の排気ガスを導入して NO_x 吸着性能を計測した。また、同様にして NO

(平成元年 9 月 20 日原稿受付)



- ⓕ Flow Meter
- ⊗ NOx Concentration Measurement Point
- Ⓣ Thermocouple
- NOx Adsorbing Material

図1 NO_x吸着基礎試験装置



- NOx Concentration Measurement Point
- ① Gas Engine
- ② Generator
- ③ NOx Adsorbing Equipment
- ④ NOx Adsorbing Material
- Ⓣ Thermocouple
- ⓕ Gas Flow Meter

図2 試験装置フローダイアグラム

表1 燃焼ガス発生装置主要項目

名称	空冷4サイクル単筒ガスエンジン
形式	EY-28D
行程容積	273 ml
ボア×ストローク	75×62 mm
定格出力	4.0 kW
最大トルク	14.7 Nm
圧縮比	6.5

標準ポンペ (197ppm N₂ 混在) を用いて空気雰囲気中における試験を実施した。また、試験管内の吸着材を外部からヒータで加熱して吸着性能と温度の関係について試験をした。なお、NO_x濃度は排気ガス中に含まれるNO及びNO₂の中のNO₂は光により分解してNO濃度として測定する化学発光測定方式のNOアナライザ (柳本製作所製ECL-310S) を用いた。

(2) 図2には燃焼ガス発生装置として表1に示す小型ガスエンジン発電機を用いたNO_x吸着試験装置のフローダイアグラムを示す。燃料には都市ガス (京葉ガス13A相当) を使用し、空燃比を測定するため空気及びガスの流量を計測した。また、燃焼装置の燃焼状況は燃料消費量、出力、燃焼ガス温度及びCO濃度などを測定して監視した。吸着装置及び排気ガスの温度はエンジン出力と排

表2 炭素繊維フェルトの吸着関係特性値

	CF1	CF2	CF3	ACF
素 材	石炭P 等方性	石油P 液晶性	石油P 等方性	石炭P 等方性
単繊維径 μm	13	7	14.5	10~15
比表面積 m ² /g	—	—	—	1000
細孔半径	—	—	—	8
細孔容積 ml/g	—	—	—	0.5
真密度 g/ml	1.65	2.13	1.65	1.5~1.8
見掛密度 g/ml	0.05	0.04	0.03	0.02

気ガス系に取付けた冷却装置を用いて調節した。

2.2 吸着材及び吸着装置

表2には供試吸着材の主要吸着関係特性値を示す。吸着材には等方性石炭ピッチ系炭素繊維フェルト (CF1)、ACF (繊維状活性炭素繊維) 及び石油ピッチ系炭素繊維フェルト (CF3) ならびに液晶系石油ピッチ系炭素繊維フェルト (CF2) を使用した。また、参考のためグラスファイバフェルト (GWF) 及びロックウール (RW) についても同様の試験をした。

図3にはNO_x吸着装置を示す。燃焼ガスは入口から吸着材に衝突して、反転するとき吸着材の表面に接触しながら出口管に入って大気中に放出される。吸着材はそれぞれ同重量装着した。

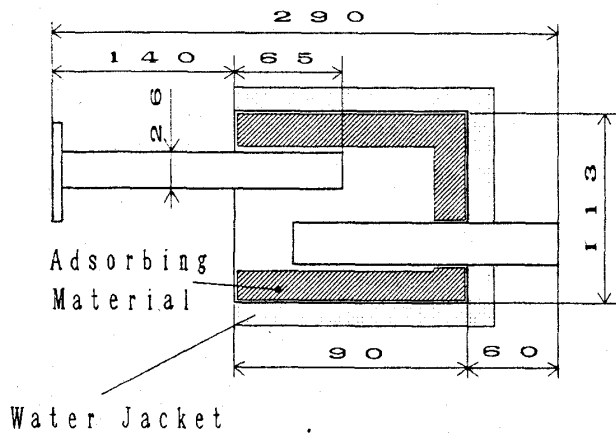


図3 NO吸着装置の構造

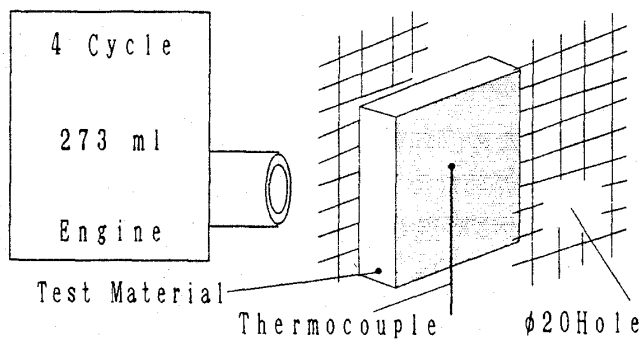


図 (a)

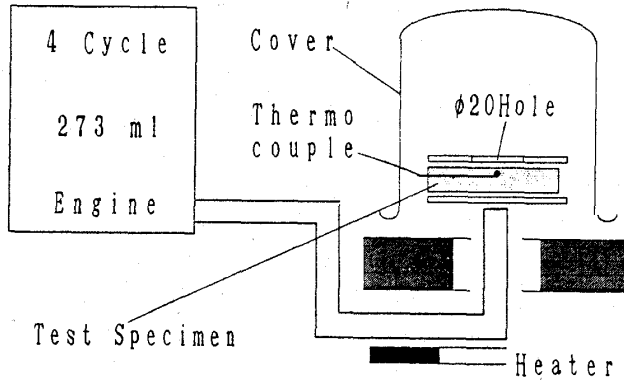


図 (b)

図4 高温安定化試験装置

図4には高温燃焼ガス流速5~17m/sの雰囲気における酸化劣化に基づく飛散試験要領を示す。図4(a)は供試高温ガス発生装置から高温燃焼ガス吐出口に、金網にはさんだ試験片を空間に設置する。その金網一方に20mmの孔を設けると、高温高速気流による急速酸化のためCFを構成する炭素繊維強度が急速に低下し、その網の目から炭素繊維が綻び始めるとほぼ同時に飛散を開始するので、この飛散開始を目視により観察し、そのときのCFの温度を熱電対で測定した。本装置は試験

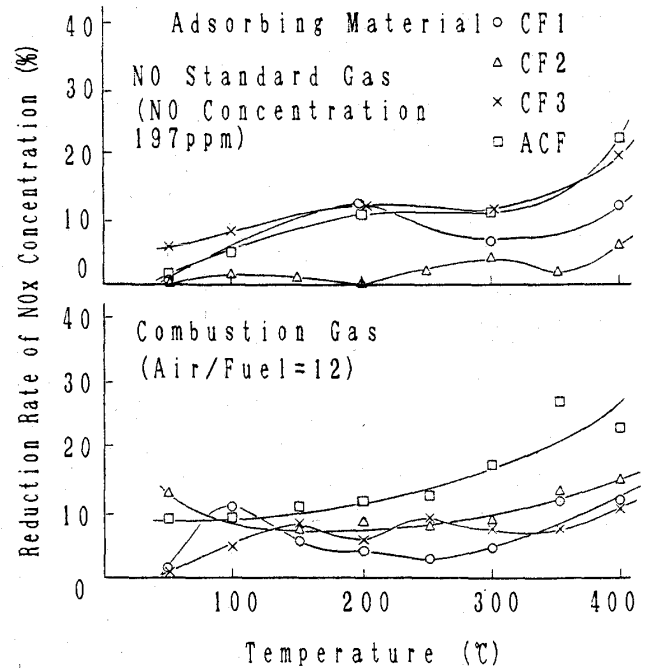


図5 吸着性能と温度の関係

片を空气中に設置したもので、燃焼ガスは噴出と同時に空気をまきこんで、酸素が富化された雰囲気の試験をするものである。図4(b)は、燃焼ガスのみの影響を見るため透明ガラス容器中に噴出させて、空気を遮断した燃焼ガス雰囲気における飛散開始温度の測定をしたものである。なお、燃焼ガス温度は高温ガス発生装置の負荷及び排気管に設けたヒータにより調節した。

2.3 応用試験

燃焼ガス発生装置には表1に示す小型ガスエンジンを用い、燃料には京葉ガス(CH₄ 88%, N₂ 8%, O₂ 3%, その他1% ガスクロマトグラフで分析)を用いた。エンジン出力は1.6~1.8kW, 回転数は4000rpm一定にし、その空燃比は10~15と変化させ理論空燃比から希薄燃焼領域までについて、エンジン出口燃焼ガス温度、燃料消費率、吸着材入口ガス温度、NO_x吸着装置出入口NO_x濃度及びエンジン出口のCO濃度などを吸着材の材質などを変えて測定した。

さらに出力1.8kW, 空燃比10~15, 吸着材入口ガス温度を約340°Cの場合について50時間の吸着性能と重量の減少ならびに燃焼状況の一樣性をみるためエンジン出口のCO濃度を測定した。

3. 試験結果

3.1 基礎試験

図5には図1に示すNO_x吸着試験装置により、

各種吸着材のNO_x吸着性能をNO_x濃度減少率で示し、温度との関係を示す。NO_x濃度減少率は(入口濃度-出口濃度)/入口濃度である。本試験は、NO_xの減少率をみるため、標準NOガスポンベ(NO197ppm 残余N₂ガス)と、空燃比約12の燃焼ガス(余剰酸素存在)の場合のNO_x濃度減少率を比較して示したものである。両者とも同様の傾向を示し、特に250°C以上で増加しているが、酸素が存在すると効率がよくなっている。

3.2 応用試験

図6は図2に示す試験装置で、NO_x吸着装置にそれぞれの吸着材を12g装着し、エンジン性能と装置入口と出口のNO_x濃度の関係を空燃比についてまとめたものである。なお、図6中のCF、GWF及びRWなどは直毛繊維で、ACFはマイクロポアを有する表面を大きくするように製造された活性炭素繊維である。両者の特徴を比較するため、各直毛繊維のNO_x低減装置の入口と出口温度を記載すると差がなく点と線が重なるため、直毛繊維の代表CF2とACFを記入した。

図7は出力1.8kW、回転数を3500rpmと一定にし、約50時間NO_x濃度減少率をCF1及びCF2について計測したものである。なお、燃焼状態はエンジン出口のCO濃度を計測して監視した。その

濃度は1100~1150ppmであった。また、それぞれの吸着材の減少割合は、CF1:15.0, CF2:2.1 μg/ppm・h・kWであった。

3.3 高温安定化試験

一般に炭素繊維の酸化と劣化は、燃焼ガス中の空気含有量の影響を受け易いので図4(b)は空燃比約12の燃焼ガス雰囲気及び図4(a)は、さらに空気を富化した雰囲気において、流速を5~17m/sの試験結果を比較したものである。本試験結果より、CFの酸化と劣化は空燃比及び燃焼ガス流速の影響を多く受ける。

4. 考察

最近開発されたピッチ系炭素繊維ACFは、Kr, CO₂及びCH₃OHガスなどの物理吸着特性についての研究⁽¹⁾が報告されている。また、NO₂は凝縮ガスのため固体吸着材表面への吸着性は高いが、NOは非凝縮性ガスで吸着が難しいとされている⁽²⁾。一般に高温ガス中には比較的余剰酸素が少ないのでNOが多く生産されているから、この低減について新吸着材の開発が必要である。

本研究ではピッチ系炭素繊維フェルトを用いて都市ガスを燃料とした高温燃焼ガスの流動状態でNO_x濃度を著しく低下させることを試験により確かめた。そしてこのような現象が化学吸着及び解離によることを基礎ならびに応用試験で明らかにできたので、いかにその考察を述べる。

4.1 基礎試験

(1) 本試験に使用した等方性炭素繊維フェルトCF1とCF3及び液晶性炭素繊維フェルトCF2のNO吸着性能は、空気中において200°C以上で向上する。室温付近においては比較的高い吸着性能を示し温度上昇にともなって低下するのは物理吸着

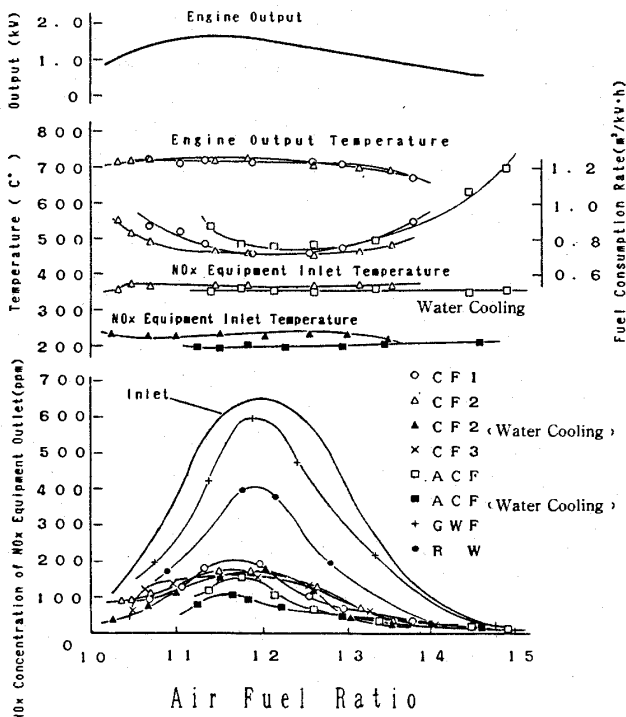


図6 NO_x吸着材の性能比較

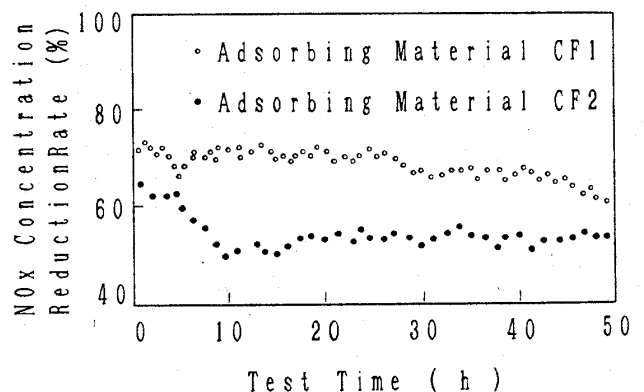


図7 CF材吸着性能の時間変化

を示している。

また、燃焼ガス雰囲気では250°C以上で同様の傾向を示している。空気中では等方性CFの吸着性能が液晶性よりよいが、燃焼ガス中では逆に液晶性の方がよい。ACFは吸着性において直毛性よりやや優れている。以上のことから高温になると、低温領域では物理的吸着が作用し、高温領域では化学的吸着と解離が作用すると考えられる。

(2) 基礎試験装置は各々の吸着材の高温酸化による飛散のないことを目視により確認しながら、温度と吸着性能の関係を測定できる。

4.2 高温酸化安定化試験

従来、炭素繊維フェルトの高温酸化による減量試験結果はその製造各社のカタログや技術資料に記載されているが、本試験では高温燃焼ガス流動中の高温酸化飛散の性能を測定した。その結果、余剰空気の少ない燃焼ガスと空気を多量に含む燃焼ガスでは、前者の方がより高い温度まで耐えることが分かる。しかし、燃焼ガスの異常状態による高温を考慮して、空冷フィンまたは水冷却装置を吸着装置に付ける設計が望ましい。

4.3 応用試験

(1) 13A相当の都市ガスを燃料とした燃焼ガスに含まれるNO_xの濃度は、理論空燃比よりやや高い11.5~12付近で最大に達する。しかし、希薄燃焼領域では著しく減少するが、出力も低下する。出力最大付近で、CFを12g装着したNO_x吸着装置を設けると、NO_x濃度を高温燃焼ガス流動状態で約40%低下させることができる。一般に希薄領域のNOの濃度は酸素との反応速度が低く安定しているので吸着が難しいが、本研究では低減率はほぼ変わらなかった。

(2) CFはGWF及びRWに比較して高温燃焼ガス中のNO_x濃度を著しく低下させる。GWFはNO_x吸着材としての効果はほとんどなかった。また、液晶性CFは等方性CFに比較して350°C以上では最大NO_x濃度付近で10%以上NO_xを低下させる。CFの吸着性能は220°Cと350°Cの場合大差なかったが、ACFでは約20%よい性能を示した。

(3) 一般に吸着性能は、反応面積一定のとき流速の遅いほど向上する。本試験に用いた標準フェルトは、小型エンジンやガスタービンの燃焼排気ガス圧では通気性がなく、したがって、装荷量や

単位質量で評価することが難しい。例えば図3に示すNO吸着装置において、CF2の装荷量を7gと12gにした場合でも同一条件の燃焼ガス（空燃比約12）に接触する反応面積と流量の関係すなわち吸着性能 = (反応面積) / (ガス流量) で表すと、4.8m/sと5.0m/sになるが、NO_x濃度減少率は71%及び70%となる。

したがって、反応面積とガス流量が装荷量より重要な因子となる。また、吸着性能の基礎試験結果が反応試験より低い値を示したのは、基礎試験 / 応用試験 = 1 / 4のためである。

(4) 図6の試験結果より、エンジンの出力及び燃料消費率などを最高条件に維持した場合の希薄燃焼の空燃比は12.5で、これに本装置を用いると、NO_x濃度は650ppmから150~220ppmに低下させることができる。本試験結果より大気へ放出するNO_x濃度は空燃比、吸着材の種類と装着量及び燃焼ガス温度により調節することができる。

(5) 吸着材は高温燃焼ガス流れの中で使用されるとき、長期間化学的及び物理的に安定していなければならない。図8よりCFの高温酸化による劣化は酸素濃度を考慮する必要のあることを示

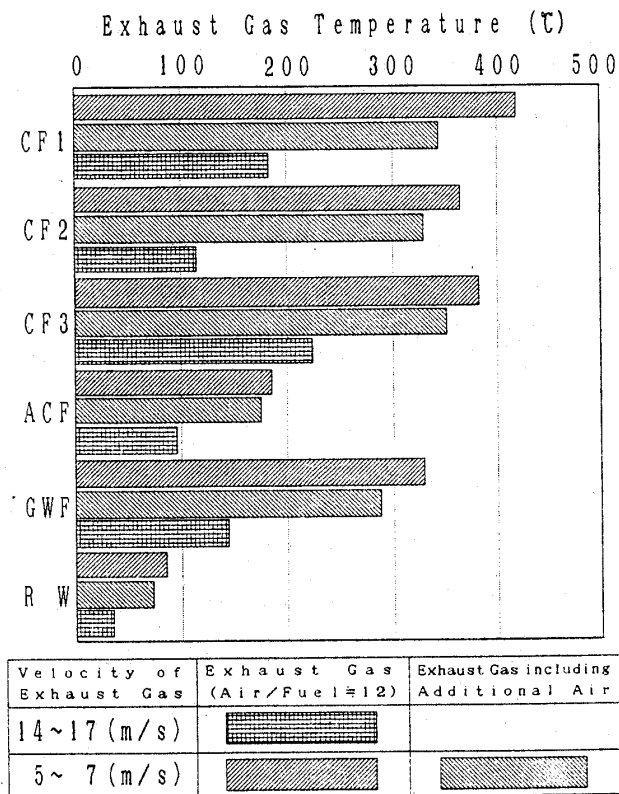


図8 吸着材の飛散開始温度

している。

4.4 総合評価

本試験結果より、高温燃焼ガス中の吸着解離現象は触媒表面で気相酸化反応により窒素と酸素を分離吸着し、酸素は炭素繊維中の炭素と化合して CO_2 になり、窒素は N_2 として解離し気相に戻りガスとともに大気に放出されると推定される。以下に試験結果の考察する。

(1) 図7の試験結果より、 NO_x 濃度減少率は時間とともに減少しているが、化学的吸着解離が連続して行われる。しかし、内部に進行する速度は緩慢である。

(2) 高温ガス中のCFの CO_2 になって減少するのは、高温酸化による飛散開始温度が 500°C 以上であり、吸着解離現象による重量減少と分けて考えてよい。

(3) NO を物理吸着と考えるなら吸着材の重量が大幅に増加していなければならないが、減少していることは化学的吸着解離現象による副作用と考えるとよいことになる。比較的低温においては物理吸着現象を呈するが、高温燃焼ガス中では化学的吸着解離となりCFは還元剤として作用していると考えられる。

(4) 図6より、 NO_x 低減率が約 350°C と 220°C でほぼ同程度になっている。図5の基礎試験結果では、この温度範囲の吸着減少率は底の状態では 350°C 以上で上昇しているためと推定される。等方性CFは炭素が小さな細孔のより集まった空隙のある組織をなしているため離脱しやすく表面に微細孔ができてACFに近い状態になるため両者の性能は接近している。一方液晶性は空隙は少なく細かくからみあった構造で架橋密度も高い構造で離脱しにくいいため、重量減少量も少ないものと考え

られる。 NO_x 吸着性能は大きな差はないが液晶性がやや優れている。本試験に用いたCFは焼成温度が 1000°C の市販品で今後改良の余地はある。

(5) 本試験に用いた石油ピッチ系CF及び石炭ピッチ系CFはともに市販品で特定目的用に製作されたものではないが、液晶性CFは希薄燃焼領域で NO_x 濃度低減及び減量などの点では優れていた。

5. まとめ

本研究結果より、燃焼ガス発生装置（小型ガスエンジン）の性能を低下させないでCFは高温燃焼ガス中の NO_x を約 $3.5\%/g$ で低下させることができる。また、CFの損耗は $2.1\sim 15\mu\text{g}/\text{ppm}\cdot\text{h}\cdot\text{kW}$ であるので、使用目的に応じて装着量を決めることができる。CFは密度も低いので全体装置への重量増への影響は少ない。 NO_x 濃度低減用のCFは等方性であれば石炭ピッチまたは石油ピッチ系炭素繊維で大きな差異はないが液晶性炭素繊維が性能と長期使用の面でやや優位といえる。また、低減目標値がある場合、接触面積を増加して調節が可能である。また、現在使用の対策の補完に用いることもできる。

本研究に際し、吸着材及び試験装置の提供を頂いた大阪ガス(株)、(株)ペトカ及び大和工業(株)ならびに千葉工業大学学生和泉豊一、大河原康之、西村雅生、古田吉孝、研究生張軍の諸君の協力に謝意を表します。

参考文献

- (1) 大谷杉朗 大谷朝男 カーボンファイバ入門 P.31.81 オーム社
- (2) 金子克美 新しい NO 吸着剤の開発 1987.12 P.18 現代化学



ガスタービン触媒燃焼器用触媒の 高圧下における反応特性

航空宇宙技術研究所 林 茂
山田 秀志
下 平 一 雄

Abstract

Four catalytic reactors were tested by using natural gas in a high-pressure combustion test rig to obtain reaction data at high pressures. These reactors were comprised of three noble-metal catalyst elements of 80 mm in diameter and 25 mm in length. Tests were carried out at pressures from 0.98 to 2.9 MPa, inlet temperatures from 500 to 700°C, reference velocities of 12 and 20 m/s, and element temperatures up to 1250 °C. Combustion efficiencies greater than 99.6% were attained when the exit gas temperature was higher than 1000 °C. It was found that, for gas temperatures higher than 750°C, reaction continued even in the downstream of the catalyst bed. An increase of pressure promoted combustion at the maximum inlet temperature of 700°C, but generally deteriorated at lower inlet temperatures. Extremely low NO_x emissions (0.2~0.3gNO₂/kg Fuel) were noted. The temperature of the catalyst elements was always higher than the gas temperature: the maximum value of the temperature difference was as large as 400 degrees. The effect of high-temperature, long-term aging on the reactivity was investigated by using a reactor composed of catalysts aged for 1000 hr at 1000 °C. With the aged catalysts combustion efficiency decreased more significantly at lower inlet temperatures. At the maximum inlet air temperature of 700°C,

partial oxidation of the fuel occurred in the mixture preparation passage upstream of the catalyst bed.

1. まえがき

我が国においてもエネルギーコスト削減のため、ガスタービン、ディーゼルエンジン、あるいはガスエンジンにより発電すると同時に、それらの排熱をプロセス蒸気や温風の発生、給湯、冷暖房などに利用するコージェネレーション設備を導入する企業や施設が増えている。このエネルギー利用率に優れた設備の普及は、地球温暖化の一因とされている炭酸ガスの排出抑制にも寄与すると考えられる。一方、大気保全の観点からは、これらの設備からの汚染物質のうち窒素酸化物の排出量は既に規制対象となっているボイラーなどからの排出量を上回ることや、生活圏に隣接して設置されることが多いため着地濃度が高いなどの問題点が指摘されていた。そこで大気汚染防止法施行令の一部改正（昭和62年10月30日）により、燃焼能力が50 l/h(重油換算)以上の定置型のガスタービン及びディーゼルエンジンは煤煙発生施設に追加され、排出基準が定められた⁽¹⁾。また、東京都、神奈川県、大阪府、愛知県などの地方自治体では、より小型のガスエンジンを含め、より厳しい指導基準が定められている。

ガスタービンについては、当面の課題は窒素酸化物(NO_x)の排出低減である。対策技術として、水噴射、蒸気噴射はすでに相当の実績がある⁽²⁾。水/燃料比を0.8~1まで増すと、40~50 ppm(残存酸素濃度16%O₂換算値)まで低減できるとされている。また、部分的希薄予混合燃焼も大型複合発電設備のガスタービンに採用され、約50%の低減により、75ppm(15%O₂)の値が得られている⁽³⁾。国の排出基準(70ppm16%O₂)は、水処理や水噴射装置等の経費増はあるが、技術的

(平成元年12月4日原稿受付)

には達成可能なレベルと考えられる。一方、いわゆる上乗せ規制（例えば0%O₂換算値100ppm）に対しては、より多量の水あるいは蒸気を必要とするので、未燃成分の排出が増える、燃焼器内の圧力変動が大きくなるなどの技術的な問題も指摘されている。排煙脱硝設備の併用も検討されているが、運用コストの上昇や、ビル等での使用においては占有空間が大きくなるなどの経済上の問題も無視できない。

ガスタービンの高温化に付随するNO_x生成量の増加や将来の規制を考えると、NO_xの生成がより少ない燃焼技術について研究を進める必要がある。そのような燃焼技術として、予混合希薄燃焼とともに注目されているのが触媒燃焼である。

触媒燃焼では、触媒が反応に直接関与する不均質反応と、その発熱によって温度が上昇した気相中での均質反応とが進行する^{(4),(5),(6),(7)}。高い燃焼効率と同時に高い燃焼負荷を得るためには均質反応の利用が不可欠と考えられる。均質反応が顕著になる温度も、不均質が始まる温度と同様、燃料によってかなり異なるであろう。

ガスタービン燃焼器への応用を目的とした触媒燃焼の基礎的研究によると、No.2ディーゼル油^{(8),(9),(10),(11)}や石炭ガス化ガス^{(8),(12),(13)}は比較的低い温度で反応を開始するのに対し、我が国の定置ガスタービンの主要な燃料である天然ガスは、温度が高く、完全燃焼できる混合気濃度や流速の範囲が狭い⁽⁷⁾。

既報の実験の多くは大気圧、あるいは数気圧の一定圧力の下で行われていて、圧力の影響について記述のある報告は少ない。不均質反応と均質反

応が共存し、後者は前者に依存していることを考えると、通常の燃焼器以上に圧力によって燃焼効率などが変化するのではないかと予想される。不均質反応と均質反応に対する圧力の影響が異なるであろうと考えられるからである。Osgerbyら⁽¹²⁾は低発熱量ガス（4.5-6.75MJ/m³）の反応性についての実験の中で、燃空比と温度を一定にして燃焼効率に対する圧力と流速の影響を調べた。流速の影響は大きいですが、この実験の圧力範囲（0.1-0.4MPa）では、圧力の影響は、予想に反して認められなかったと述べている。また、Bulzan⁽¹³⁾は石炭ガス化炉からの中・低発熱ガスの燃焼性を実験し、0.5と1MPaでの燃焼効率の差はほとんどないと報告している。しかし、これらの結果は触媒反応が容易な水素、一酸化炭素が30-70%も含まれる燃料についての結果であり、天然ガスに当てはまるとは考えにくい。

天然ガスを燃料とする触媒燃焼器の設計のための基礎データを得ることと、反応特性に対する圧力の影響を調べることを目的として、大気圧実験に引き続き、0.98~2.9MPaの範囲で実験を行った。その結果について報告する。

2. 触媒部及び実験装置

2.1 触媒部

図1は触媒部の写真である。コージュライト製円筒の中には、3個のハニカム触媒（直径80mm、長さ25mm）が10mmの間隙をおいて、セラミック製のピンにより保持されている。この保持方式は実用的ではないが、外周部での熱損失が少なくなるので、触媒断面にわたって一様に反応させることができる。

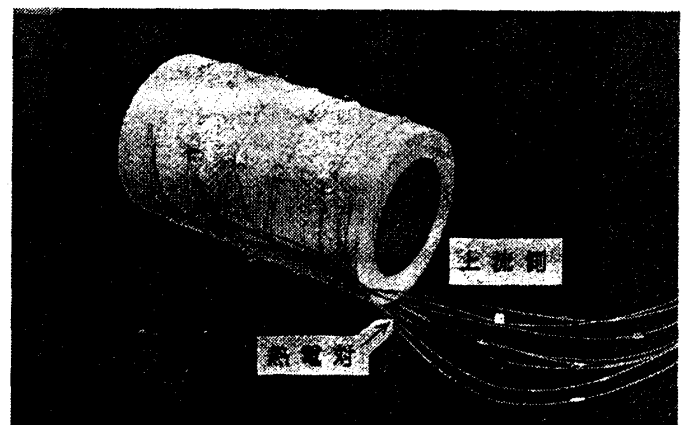
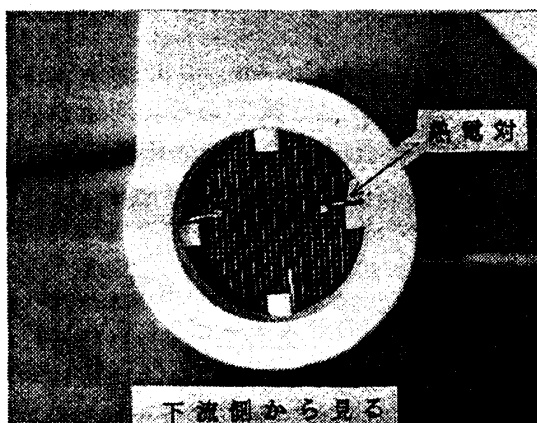


図1 触媒部、触媒担体組込及び熱電対取り付け状態を示す

この実験では4種類の触媒部を試験した。それらの触媒の構成と実験条件を表1に示す。ここで、SKY-Aはパラジウム系触媒、SKY-BとSKY-B3はパラジウム/白金系触媒、SKY-CとSKY-Dは白金系触媒である。触媒部を識別するために、それを構成する前2段と後1段の触媒の記号を連ねて、例えばSKYA-Aのごとく呼ぶことにする。触媒担体のセル密度は 15.5cm^{-2} (100セル)と 31cm^{-2} (200セル)の2種類である。SKYA-Aの場合は3段とも100セル、その他は前2段が200セル、3段目が100セルである。単位体積当たりの表面積は、100セルの場合 13.3cm^{-1} 、200セルの場合 18.5cm^{-1} である。

触媒種の組み合わせは、SKYA-Aを除き、前2段はパラジウム/白金系触媒、後段は白金系触媒である。メタンの酸化に対してはパラジウムの方が白金よりも活性が高く、低い温度から触媒反応

を開始することは、触媒燃焼の概念の現れる前から知られていた⁽¹⁴⁾。ところが、大気圧で行った反応性評価実験の結果、低流速ではパラジウム触媒により完全酸化が可能であったが、混合気流速が高い場合には、担体温度が $750\text{--}800^\circ\text{C}$ を越えて安定に燃焼を持続できないことが見出された⁽¹⁵⁾。そこで、パラジウム含有量の30-40%の白金を加えたパラジウム/白金系触媒を上流段に採用した。

触媒のセル密度の組み合わせとして、前段のセル密度の低い触媒を、後段に高い触媒を用いる“GRADED CELL”の考え方⁽¹⁶⁾がある。この実験では、逆に、前段にセル密度の高い触媒を、後段に低い触媒を使用した。これは、天然ガスは反応しにくいので、触媒部の上流部での不均質反応をできるだけ進め、その発熱によってできるだけ上流部から気相反応が始まるようにしたほうが燃焼効率を高めることができるとの考えに立っている。

2.2 実験装置及び方法

図2は高圧反応特性試験装置の概要を示している。この装置は予熱燃焼器、燃料噴射器、混合器、触媒部で構成されている。この装置を当研究所の高圧燃焼実験装置の耐圧ケーシング内に組み込んで実験した。燃料はベンチュリーノズル形式の噴射器により予熱空気流中に供給され、ねじり羽根形式の混合器で混合され、均一な混合気となって触媒部に流入する。この高圧燃焼実験装置が供給できる空気の温度は最高約 400°C に制限されていて、天然ガスを反応させるには低すぎる。そのため、予熱燃焼器で天然ガスを燃焼させ、触媒部に

表1 触媒部の構成と実験条件

触媒部	前2段	後1段	P (MPa)	Tin (°C)		
				500	600	700
(1) SKY A-A	SKY-A (100)	SKY-A (100)	0.98 2.0 2.9		○ ◎ ◎	○ ◎ ◎
(2) SKY B-C	SKY-B (200)	SKY-C (100)	0.98 2.0 2.9	○	◎ ◎ ◎	◎ ◎ ◎
(3) SKY B-C*	SKY-B* (200)	SKY-C* (100)	0.98 2.0 2.9	○	◎ ◎ ◎	◎ ◎ ◎
(4) SKY B3-D	SKY-B3 (200)	SKY-D (100)	0.98 2.0 2.9	○	◎ ◎ ◎	◎ ◎ ◎

(セル数)
 • 1000°C , 1000hr Aged
 ○ : $U_r=12\text{m/s}$, ◎ : $U_r=20\text{m/s}$

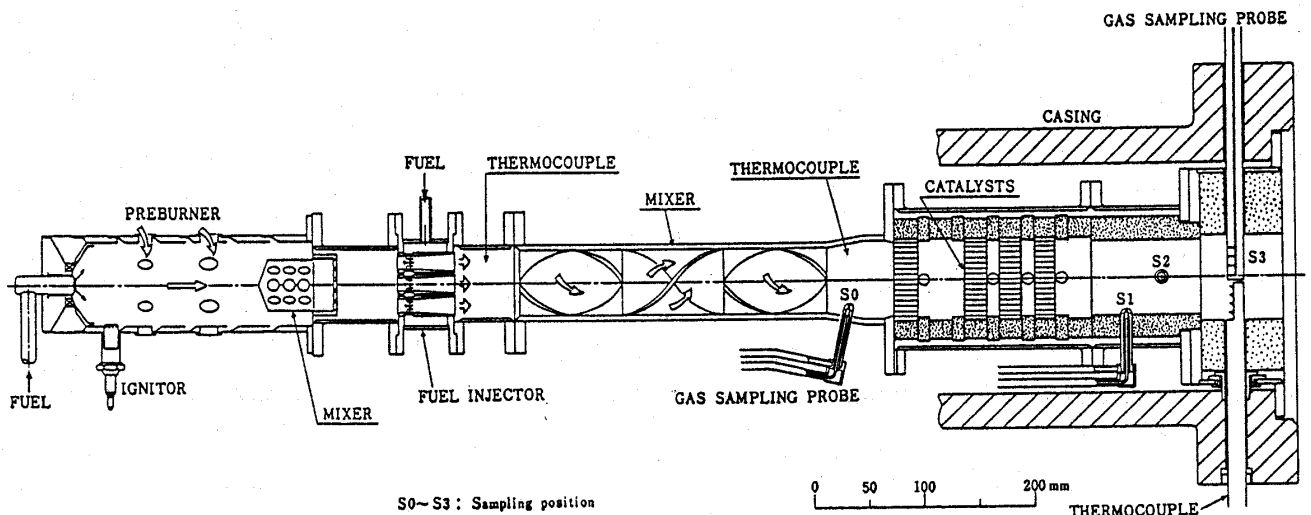


図2 高圧反応特性試験装置の構造

入る混合気の温度を高めた。なお、この予熱燃焼器は高圧自発点火の研究⁽¹⁷⁾に用いられたもので、空燃比の大きな条件でも燃焼が安定し、未燃成分は極めて少ない（未燃焼率0.1%未満）。直接予熱のため予熱空気中の酸素濃度は大気中よりも低い。酸素濃度は、予熱空気温度500-700°Cに対応して16.4-18.6%の範囲で変化した。触媒燃焼におけるこの酸素濃度の変化の影響については未確認で、また関連する報告も見当たらないが、酸素過剰の状態であるので、温度の影響に比べると小さいと考える。実験圧力は0.98, 2.0, 2.9MPa, 混合気温度は500, 600, 700°C, 混合気流速は12, 20m/sである。

触媒部での燃焼割合とその下流での反応の進行を調べるため、触媒上流（位置S0）と、触媒部下流端から70mm, 105mm及び171mm下流のS1, S2, S3の位置（図2）で水冷ガス採取プローブを用いて試料ガスを採取した。

それぞれの触媒担体の温度は、下流側からセル内に挿入され、耐火セメントで固定された2本のシース熱電対（図1）で測定した。また、それらとほぼ同じ半径位置に取りつけた熱電対によりガス温度を測定した。

燃料には国産の天然ガスを使用した。この燃料の主成分はメタン（98.5~98.9Vol%）で、その他の成分は0.5~0.8Vol%の空気と炭酸ガスである。触媒部に供給する混合気の燃料濃度は触媒担体温度が1250°Cを越えない範囲に制限した。

3. 実験結果

3.1 NOxの排出

S1位置で99.6%以上の燃焼効率を得られた場合の混合気条件と、そのNOxの排出指数EI (NOx), 3段目担体に取りつけた2本の熱電対の指示温度T_{c3}, 及びS3位置でのガス温度T_{g,s3}を表2に示す。このEI (NOx)は、触媒部に供給した燃料量に対するNOxの生成量の比である。生成量は触媒部の入口と出口でのNOx量の差から計算した。触媒部において生成されたNOxは拡散燃焼型の予熱燃焼器による生成よりも1桁以上小さいために、桁落により測定誤差が増幅されるので、計算されたEI (NOx)の値の不確かさは大きくなる。燃空比と濃度の測定精度を±1%として求めた不確かさの範囲はEI (NOx)の値の大きさ

表2 高い燃焼効率を得られた混合気条件とNOxの排出

P MPa	T _{in} °C	F/A x10 ⁻¹	EI (NOx) gNO ₂ /kg Fuel	Reactor	η %	T _{g,s3} °C	T _{c3} °C
.98	500	1.66	0.2±0.1	SKY B-C	99.7	1016	1102, 1123
	600	1.53	<0.1	SKY B-C	99.7	1181	1187, 1162
		1.73	<0.2	SKY B3-D	99.6	1223	1221, 1214
700	1.35	<0.2	SKY B-C Aged*	99.8	1181	1170, 1178	
2.0	600	1.62	0.6±0.3	SKY B-C	99.9	1197	1150, 1164
		1.72	<0.2	SKY B3-D	99.7	1230	1127, 1128
	700	1.41	<0.2	SKY B3-D	99.8	1205	1186, 1180
		1.32	<0.2	SKY A-A	99.9	1176	1180, 1185
		1.24	0.2±0.1	SKY B-C**	98.1	1182	1084, 1103
2.9	700	1.33	0.3±0.2	SKY B3-D	99.9	1209	1204, 1202
		1.32	<0.2	SKY A-A	100	1086	1086, 1091

* Aged for 1000hr at 1000 °C
** Ur=20m/s

によって±0.1~±0.3gNO₂/kg Fuelの範囲で変化した。

表中の数値でかけはなれて大きいものは、NOx濃度が触媒部の出口では大きい方に、入口では小さい方に偏った結果だと考えられ、その場合の不確かさを考慮すると、燃焼ガス温度1200°でのEI (NOx)の値は0.2~0.3 gNO₂/kg Fuelまでと推定される。

参考までに、表2の条件での予熱燃焼器のNOx排出指数を示すと、最小値はP=0.98MPa, T_{in}=500°Cの時の5.9 gNO₂/kg Fuel, 最大値はP=2.9MPa, T_{in}=700°Cでの9.3 gNO₂/kg Fuelである。

3.2 燃焼効率

燃焼効率に対する混合気温度、流速、燃料濃度、圧力の影響を以下に示す。燃料濃度は、酸素濃度が大気と異なるので、前報の当量比に代えて燃空比で表示した。特に記述のない限り、燃焼効率はS1位置で採取したガスの分析による値であり、混合気流速は12m/sである。

(1) SKY A-A

図3はSKY A-Aの燃焼効率のデータをまとめたものである。T_{in}=700°Cでの燃焼効率は、Ur=12m/sでは燃空比とともに上昇し、F/A=1.15×10⁻²でほぼ100%になるが、Ur=20m/sでは20%にも達しない。同図においてS3の記号をつけて示したデータはS3位置での採取ガスの分析による燃焼効率を表しているが、触媒部の長さにはほぼ等しい、触媒部下流の約100mmの間に燃料の約1/2が反応したことを示している。このことは、触媒なしで触媒部と同程度の燃焼負荷が得ら

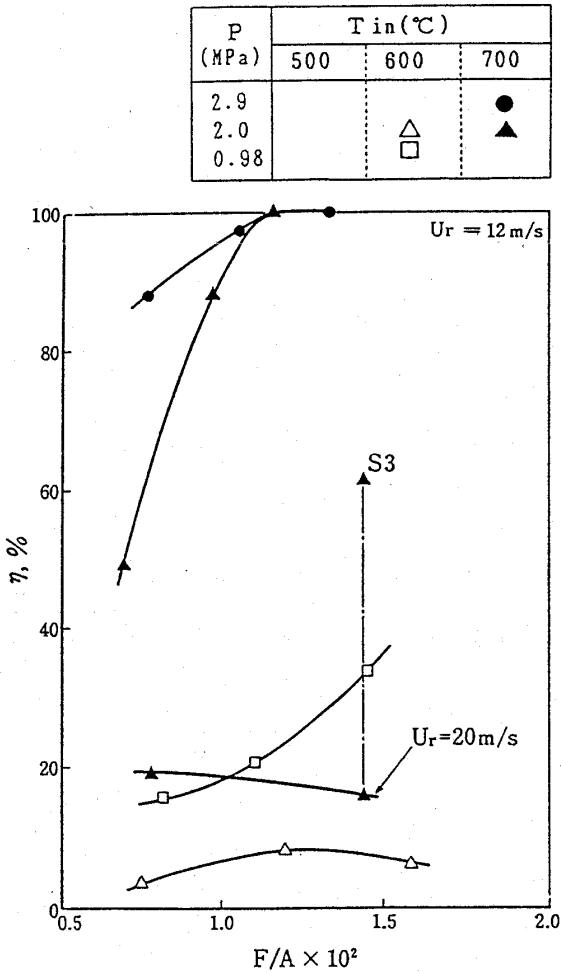


図3 SKY A-A の反応特性

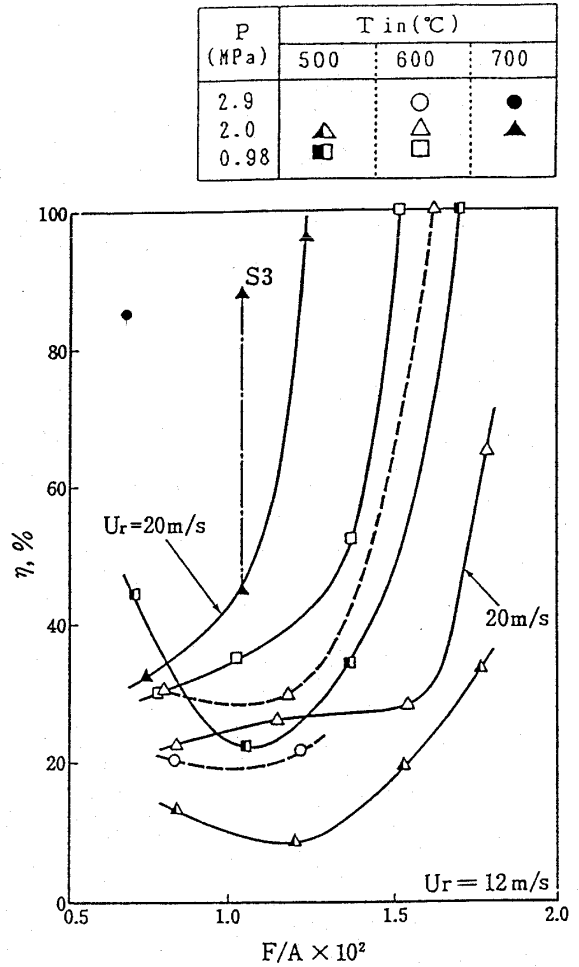


図4 SKY B-C の反応特性

れていることであり、高流速では触媒部下流の均質反応を利用することの有効性を示唆している。Tin=600°Cの場合には、この実験の燃空比範囲では、燃焼効率はかなり低い。

圧力の影響については、Tin=700°Cでは圧力が高いほど燃焼効率は高いが、Tin=600°Cでは逆の傾向がみられる。Tin ≤ 600°Cで行った大気圧実験における同一混合気流速での実験結果との大きな違いは、かなり希薄な条件(当量比0.1以下)で、大気圧では高い燃焼効率が得られたのに対し⁽⁷⁾、高圧ではかなり低いことである。混合気中の燃料分子は圧力に比例して増加するが、触媒表面での処理速度には限界があるため、均一反応が起きない温度条件では、燃焼効率は圧力が高いほど低下するためと考えられる。

(2) SKY B-C

図4はSKY B-Cの燃焼効率のデータをまとめたものである。Ur=12m/sではTin=500°Cにおいても F/A=1.7×10⁻²でほぼ燃焼が完了し、

Tin=700°CではUr=20m/sの場合でも、より希薄な F/A=1.25×10⁻²で完全燃焼に至る。Tin=700°C, Ur=20m/sでのS3位置でのデータが示すように、この条件では触媒部下流S1-S3間における気相均質反応によって約1/2の燃料が燃焼したことになる。なお、P=2.9MPa, Tin=700°C, Ur=12m/sでは、触媒部入口での混合気温度は予熱燃焼器出口よりも100°C近く上昇する場合があった。触媒部入口(S0位置)でのガス分析の結果、CO₂濃度はほぼ不変で、CO濃度が急増(数千ppm)していることから、これは混合気形成管内での燃料の部分酸化による温度上昇と考えられる。

圧力の影響についてみると、Tin=500°Cにおいては、0.98MPaでの燃焼効率は2.0MPaでのそれよりもかなり高い。また、Tin=600°Cでのデータも圧力は燃焼効率に対し負の因子になっていることを示している。ところが、Tin=700°C, P=2.9MPaにおいて、触媒部上流での発熱が小さい場合の燃焼効率は2.0MPaでの値に比べ著しく高い。

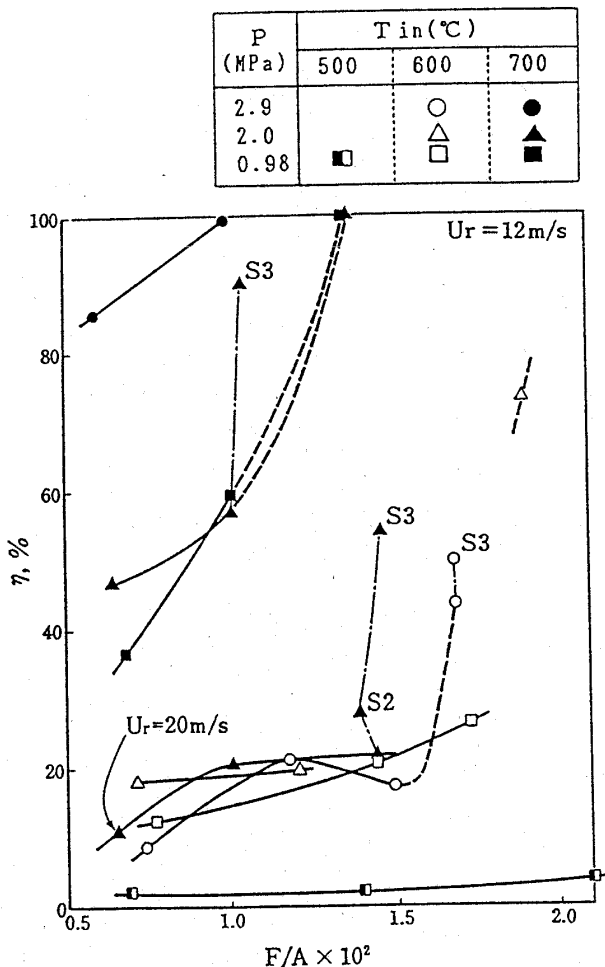


図5 SKY B-C (1000°C-1000hr Aged) の反応特性

このように燃焼効率への圧力の影響が混合気温度によって逆転するのは、SKY A-A の場合にも共通する。

(3) SKY B-C (1000°C-1000hr Aged)

図5は1000°Cにおいて1000hr熱処理をしたSKY-B及びSKY-Cを組み合わせた触媒部の燃焼効率をまとめたものである。Tin=500°Cでは数パーセントの燃料が反応するに過ぎない。Tin=600°Cの場合には、F/A ≤ 1.5 × 10⁻²の範囲では燃焼効率は20%程度であるが、さらに燃空比が大きくなると急上昇する。Tin=700°Cでの燃焼効率は、Ur=12m/sでは、燃空比とともに急激に上昇し、ある値以上では完全に燃焼が行われるが、Ur=20m/sではそのような燃空比においても約20%の値に留まる。他の触媒部での結果同様、混合気流速の影響の大きいことが分かる。気相均質反応が起きる温度条件が確立されないと、高圧下での燃焼効率は非常に低い。図中のデータ S2及び

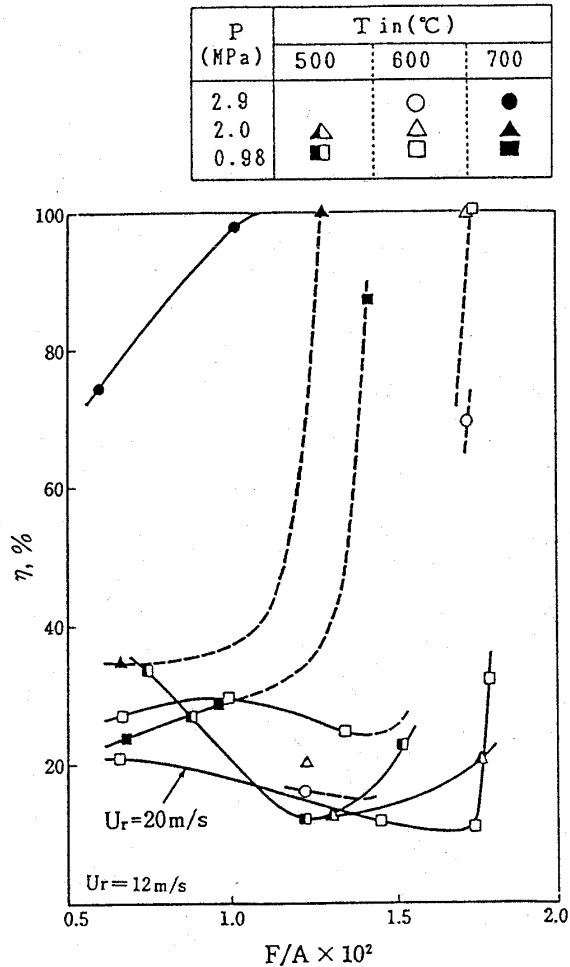


図6 SKY B3-D の反応特性

S3は、触媒部下流での気相均質反応による燃焼効率の上昇を表している。

圧力の影響についてみると、Tin=700°Cでは、P=2.9MPaでの燃焼効率は、より低い圧力での値よりも著しく高い。

(4) SKY B3-D

図6はSKY B3-Dの燃焼効率のデータをまとめたものである。Tin=500°Cにおける燃焼効率は、F/A ≤ 1.7 × 10⁻²では高々20%に過ぎないが、Tin=600°Cでは、F/A ≤ 1.7 × 10⁻²においてほぼ100%に達する。さらにTin=700°Cでは、より希薄な混合気でも完全に燃焼する。

流速の影響については、Tin=600°C、P=0.98MPaでのデータを比較すると、触媒表面での反応が支配的な領域(燃焼効率の燃空比依存性が小さい領域)では、Ur=20m/sでの燃焼効率は12m/sでの値のおよそ半分、それよりやや高い程度である。

圧力の影響についてみると、Tin=700°Cにおい

ては、他の触媒部の場合と同様、圧力の高いほど反応が進行しているのがはっきり分かる。Tin=600°Cでは、完全燃焼となる燃空比には大きな差はないが、触媒表面反応の支配的な領域のデータを比較すると、燃焼効率は圧力が高い方が低いという傾向がみられる。

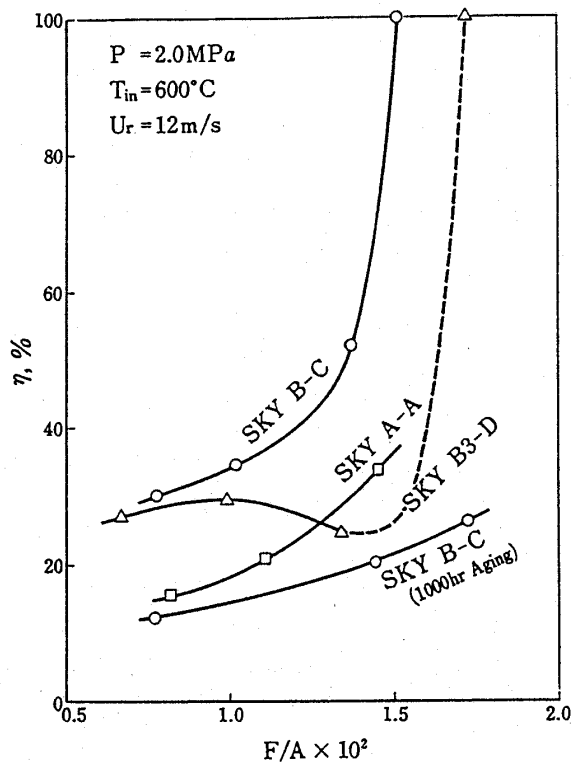
(5) 触媒部の反応特性の比較

図7(a), (b)は、それぞれ Tin=600°C, 700°Cでの4種類の触媒部による燃焼効率を比較している。最も活性が高いのはSKY B-Cである。十分希薄な条件では、気相反応は無視できるので活性の差が燃焼効率の差として現れる。熱処理を受けたSKY B-C (1000°C-1000hr Aged)の燃焼効率との比較から、1000°C-1000hrの熱処理によって活性は1/2以下になったと推定される。SKY B-C (1000°C-1000hr Aged)の燃焼効率は、Tin=600°Cでは急激に上昇することはなかったが、700°Cでは急激に上昇し、十分高い値になった。この温度での燃焼効率は熱処理を受けない触媒部が Tin=600°Cで示した値に比べかなり高い。したがって、この100°Cの混合気温度の上昇は1000°C-1000hrの熱処理による活性の低下を埋め

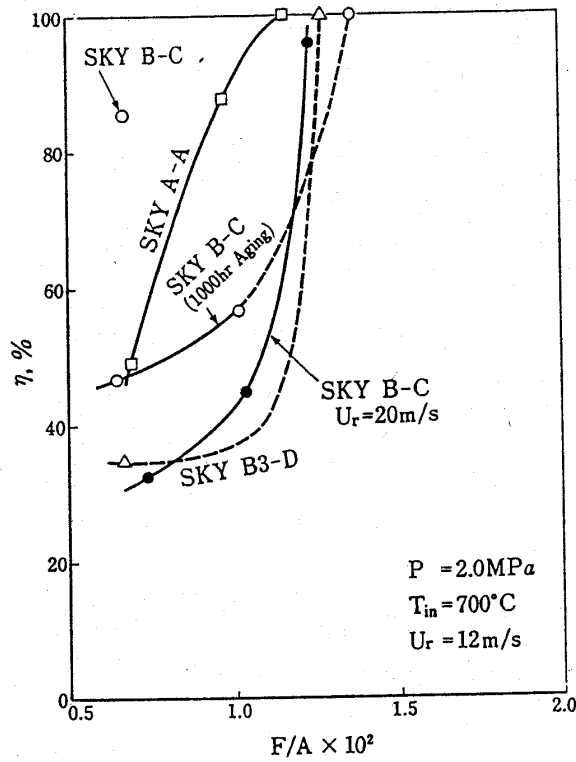
合わせて余りあるということになる。Tin=500°CではSKY B-C (1000°C-1000hr Aged)はほとんど反応しないことから、熱処理による活性の劣化は混合気温度が低いほど燃焼効率の低下として顕著に現れるといえよう。この温度による影響の違いは、触媒表面での反応と気相での反応の寄与割合の違いによって説明される。

この実験では、いずれの触媒部も、短時間ではあるが、1200°C近い温度に加熱された。高温では劣化の進み方が速いので、加熱時間が同じならば1000°Cでの熱処理よりも大きな活性低下が起きると考えられるが、実験結果によると、一度1200°C近くまで加熱されたSKY B-C (1000°C-1000hr Aged)よりも活性がかなり高い。したがって、この実験での活性の低下は、他の触媒部の場合も、高温に晒された時間が短いので、1000°C, 1000hrの熱処理による低下よりは小さいと予想されるが、定量的な評価には、触媒表面の分析や活性評価試験が必要である。

SKYA-Aは100セルのパラジウム系触媒3段で構成されており、触媒担体の表面積は他の触媒部よりも20%小さい。Tin=600°Cでは実験燃空比



(a) Tin=600°C



(b) Tin=700°C

図7 触媒部の反応特性の比較

範囲において、完全燃焼から程遠いが、 $T_{in}=700^{\circ}\text{C}$ ではSKY B3-Dよりも高い燃焼効率が得られている。また、SKY B-C (1000 $^{\circ}\text{C}$ -1000hr Aged) は、 $T_{in}=600^{\circ}\text{C}$ ではSKY B3-Dよりも高い燃焼効率を示している。この混合気温度の上昇による燃焼効率の著しい向上の一部は、パラジウム触媒の反応特性を反映しているようである。

すでに述べたように、この触媒では、担体温度が750-800 $^{\circ}\text{C}$ を超えると反応が抑制された。混合気温度が低い場合にはこの温度が障壁となるが、 $T_{in}=700^{\circ}\text{C}$ の場合には、触媒表面の反応は抑制されたが触媒部の中で気相反応を持続できる温度上昇が得られたと推定される。700-800 $^{\circ}\text{C}$ の温度になれば、触媒の助けなしで反応が進むことは、 $T_{in}=700^{\circ}\text{C}$ に設定する際に触媒部上流で燃料が部分的に反応することや、後述するように、750 $^{\circ}\text{C}$ くらいから触媒部下流でも反応が進行することによっても裏付けられる。

また、燃焼効率の圧力依存性が混合気温度によって逆転する現象も、同様に説明されよう。圧力が高くなるにつれて、燃料分子数に対する触媒の活性点の不足が顕著になる。混合気温度が均質反応が始まるほど高くない場合には、不均質反応による温度上昇が小さく、均質反応の寄与も小さい。したがって、圧力が高いほど吹き抜ける燃料量が増大する。一方、混合気温度が十分高い場合には、気相での均質反応が進み、これが圧力とともに増加する結果、吹き抜ける燃料量は減少する。

3.3 触媒担体温度とガス温度

担体温度は、触媒表面の反応による発熱のために、一般にガス温度よりも高い。この温度差は触媒の耐熱性を検討する上で重要である。図8は、SKY B-Cで測定された、各段の担体温度 T_c とそれに対応する位置でのガス温度、及びS1, S3位置でのガス温度 T_g の変化を示す。燃焼効率が十分高い例では、担体温度は1段目で既にその混合気の断熱ガス温度に近い温度 (1150 $^{\circ}\text{C}$) に達し、対応するガス温度よりも約400 $^{\circ}\text{C}$ も高い。ガス温度は1, 2段でほぼ同じ程度上昇し、3段目では少し上昇が小さくなるが、触媒部下流でも上昇し続け、1200 $^{\circ}\text{C}$ 近くに達する。一方、流速が速いため燃焼が進まない場合の例では、担体温度が3段目で上昇したが、900 $^{\circ}\text{C}$ 以下で、ガス温度の上昇は

T_g	T_s	F/A $\times 10^{-2}$	η %	T_{in} $^{\circ}\text{C}$	P MPa	U m/s
○	●	1.62	99.9	600	2.0	12
△	▲	1.52	99.7	600	0.98	12
□	■	1.24	98.1	700	2.0	20
▽	▼	1.54	50.2	600	0.98	20

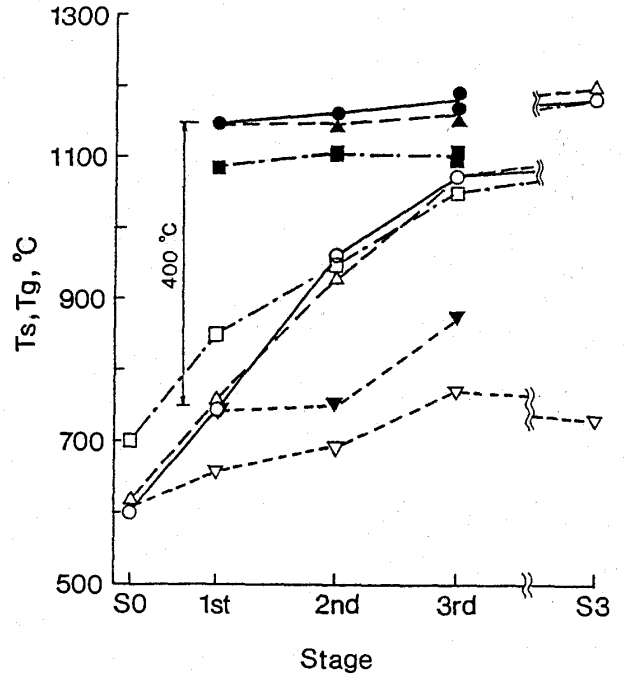


図8 触媒担体温度 T_c とガス温度 T_g の変化

緩やかで、最高775 $^{\circ}\text{C}$ である。この場合も、担体温度はガス温度より100 $^{\circ}\text{C}$ ほど高い。触媒部より下流での温度上昇はなく、気相反応が起きていないと考えられる。表2の結果は、ガス温度が約1100 $^{\circ}\text{C}$ 以下では高い燃焼効率が得られないことを示唆している。

触媒部下流で気相反応が始まるガス温度を調べるために、3段目出口でのガス温度 T_{g3} とS3位置でのガス温度 T_{gs3} とを比較した(図9)。図中の直線よりも上にある点は触媒部下流で気相反応により温度上昇が起きていることを示している。直線から離れ始める温度は、約750 $^{\circ}\text{C}$ で、大気圧実験で得られた気相反応開始温度よりやや低い。

4. まとめ

0.98~2.9MPaの高圧において、天然ガスの触媒燃焼におけるNOx排出、及び燃焼効率への燃空比、混合気流速、圧力の影響を調べた。また、1000 $^{\circ}\text{C}$ 、1000hrの熱処理の影響についても調べた。主な結果は次の通りである。

(1) 燃焼効率に対する圧力の効果は混合気温度に

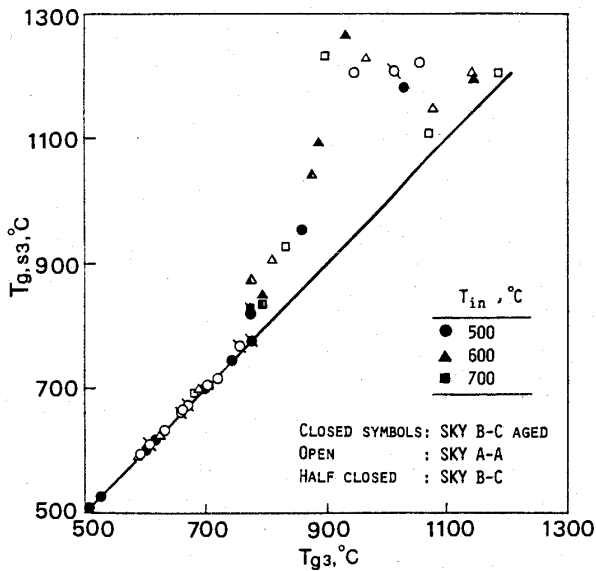


図9 触媒部下流における温度上昇
(斜線付の記号は $U_r = 20\text{m/s}$ でのデータ)

よって異なった。均質反応の寄与が大きい温度条件 (700°C) では圧力が高いほど燃焼効率も高いが、不均質反応が支配的な条件では逆であった。

- (2) 高圧では触媒の活性点 (表面積) が相対的に不足するので、触媒が直接的に関与する不均質反応だけでは高い燃焼効率を得ることができない。
- (3) ガス温度が約 1000°C を超えない場合には高い燃焼効率 (99.6%) は得られなかった。触媒部出口ガス温度が約 750°C を超えると、下流の気相中で未燃分が反応した。触媒部長さに相当する距離で燃料の約 $1/2$ が反応する場合があった。
- (4) 1000°C , 1000hr の熱処理を受けた触媒の活性の低下は、均質反応の寄与が少ない、混合気温度の低い場合に顕著であった。混合気温度 600°C では燃焼効率は低かったが、 700°C では完全燃焼し、希薄混合気に対しても 600°C での非処理の触媒よりはかなり高い燃焼効率を得られた。
- (5) 触媒担体の温度はほぼ同じ位置でのガス温度よりも常に高かった。温度差は、最大 400°C にも達した。高い燃焼効率を得られる場合には最上流段の担体温度も混合気の断熱ガス温度に近い高温になった。
- (6) 予熱空気温度 700°C では、燃空比が高い場合に

触媒部上流で燃料の部分酸化が生じた。この発熱による温度上昇は、圧力が高いほど顕著で、 100°C を超える場合があった。このような条件では触媒部の上流で自発点火が起きる可能性がある。

- (7) 触媒部における NO_x の生成量はガス温度 1200°C で $0.2\sim 0.3\text{gNO}_2/\text{kg Fuel}$ までであった。

参考文献

- (1) 内藤, 公害と対策, Vol.24, No.4 (1988) pp.10-19.
- (2) Hilt, M. B. and Waslo, J., ASME 84-GT-48 (1984).
- (3) 青山, 万代, 第13回ガスタービン定期講演会論文集 (1987) pp.121-126.
- (4) Pfefferle, W. C. and Pfefferle, L. D., Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 12 (1986) pp.25-41.
- (5) T'ien, J. S. and Anderson, D. N., DOE/NASA/1040-16, NASA TM-81551 (1979).
- (6) 森, ほか 2 名, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.49 (1983) pp.1973-1981.
- (7) 林, 山田, ガスタービン学会誌, Vol.14, No.55 (1986) pp.65-73.
- (8) Decorso, S. M., et al., ASME Pa. No.76-GT-4 (1976).
- (9) Lew, H. G., et al., ASME Pa.No.79-GT-150 (1970).
- (10) Scheihing, P., et al., ASTM Pa. 82-JPGC-GT-20 (1982).
- (11) Osgerby, I. T., et al., ASME Pa.No.81-GT-141 (1981).
- (12) Osgerby, I. T., et al., ASME Pa.No.79-GT-66 (1979).
- (13) Bulzan, D. L.; ASME Pa. No.82-JPGC-GT-4 (1982).
- (14) Anderson, R. B., et al., Ind. Eng. Chem., Vol. 53, No.10 (1961) pp809-812.
- (15) 林, ほか 4 名, 環境庁成果報告書(昭和62年度版) 1988.
- (16) Krill W. V., et al., ASME Pa. No.79-GT-188 (1979).
- (17) 林, ほか 4 名, 機械学会論文集 (B編), Vol.54 (1988) pp.1145-1149.



東京大学生産技術研究所 熱エネルギー変換工学研究室

東京大学生産技術研究所 吉 識 晴 夫

東京大学生産技術研究所におけるガスタービン、スターリング機関等の熱原動機関係の紹介は、日本ガスタービン学会会誌、第11巻43号(1983.12)で既に行われている。ここでは、その後新たに設置した実験設備を中心に、現在行われている研究を紹介することにする。

研究紹介に先立ち、当研究室の現員を見ると、筆者を含めた正規職員3名、国内他機関からの研究員2名、日本人大学院学生3名、外国人客員研究員1名(韓国)、外国人大学院学生2名(韓国)である。本年3月末までは外国人大学院研究生1名(西ドイツ)も在籍しており、他の大学や研究機関と同様に外国からの研究者が著しく増加している。特に、中国や韓国からのエネルギー技術関連の留学希望者は多く、希望者全員を受け入れることは不可能な状態である。

(1) ラジアルタービンの非定常流特性の研究

ターボ機械は、定常流での使用を前提に設計されるが、車両用高速ディーゼル機関などに用いられる過給機用排気タービンは、機関からの脈動流で駆動されることが多い。また、容積型の機関と速度型の過給機の最適な組み合わせを達成するためには、個々の特性を十分に知る必要がある。現在、ラジアルタービンの流量特性、出力特性に与える流れの脈動周波数、振幅、波形の三要素の影響を明らかにするための研究を行っている。実験は、円盤型回転弁を用いて発生させた脈動流により写真1の2口ラジアル排気タービンを駆動し、出力をデジタルトルクメータで測定し、実験精度の向上を計っている。定常流、脈動流での実験結果を基に、定常流タービン特性を用いる時間平均法及び準定常法によりタービン性能の予測を行い、これら予測法の成立限界を解明中である。

(平成2年4月13日原稿受付)

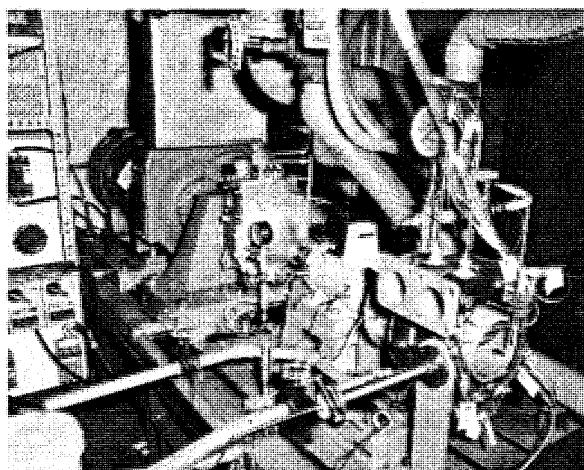


写真1 ラジアル排気タービン実験装置
(写真説明：右側より、2口ラジアル排気タービン、デジタルトルクメータ、減速機、発電機)

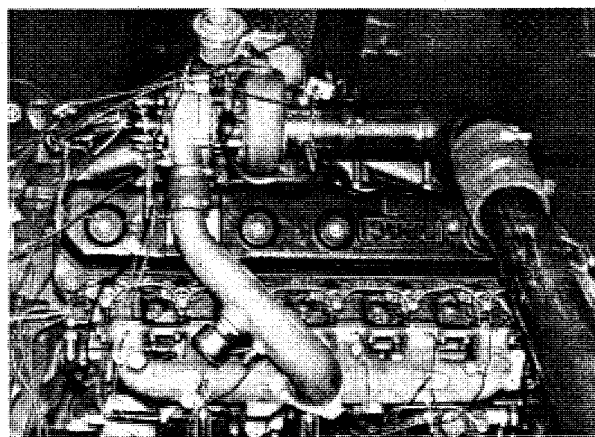


写真2 ターボ過給ディーゼル機関

(2) ディーゼル機関のターボ過給の研究

燃料経済性、排ガス対策等のため、車両用ディーゼル機関のターボ過給化が進められている。ディーゼル機関の排気エネルギーを効率良く利用するため、ディーゼル機関及び排気タービンを含む吸排気管内を統一的に流動解析する必要がある。現在、写真2の直列6気筒の過給ディーゼル機関を電動機で駆動する実験を行い、吸排気管内の流

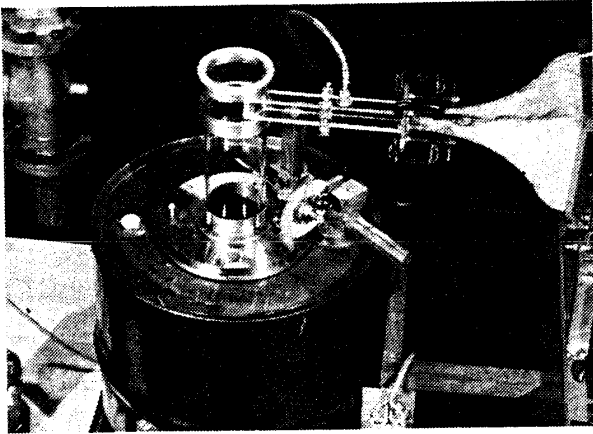


写真3 吸気スワール測定装置

動状況、タービン流量特性、複合過給の最適条件等について研究している。また、これらの吸排気管系全体について、非定常一次元流れを仮定した数値解析を行うことにより、ターボ過給機関の設計法に寄与することを目指している。(写真説明：通常の吸排気管装着状態)

(3) ディーゼル機関の吸気特性の研究

ディーゼル機関の出力向上、燃費改善、排気清浄化のため、燃焼制御が重要な役割を果たしている。燃焼改善のため、エンジン吸気に旋回を与えているが、吸気管形状は経験的に決めることが多く、機関設計が容易とは言えない。そこで、エンジンシリンダ内の吸気スワールを定量的に予測できる数値計算モデルを確立するための基礎研究として、写真3のシリンダ内の三次元旋回流れを熱線流速計により測定している。この実験で得られたデータ及び一般的に使用されているスワールメータによる特性との比較を行うことにより、乱

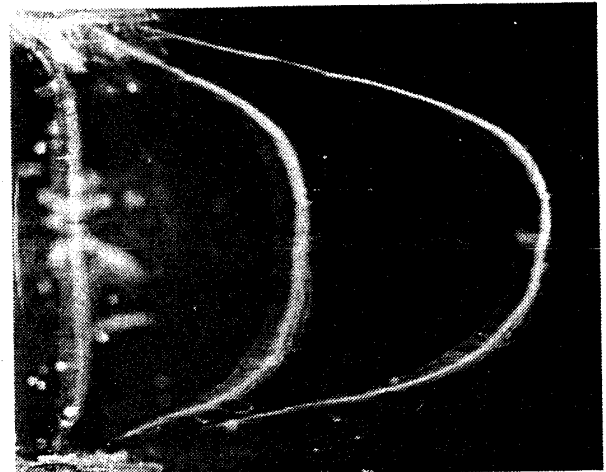


写真4 円管内往復流動実験 (煙写真)

流モデル、計算手法の妥当性を確認し、機関設計に有効な方法を提供できるよう、研究を進めている。

(4) スターリング機関の研究

高い熱効率が期待でき、多種燃料に対応可能なスターリング機関の特性を明らかにする研究を行っている。現在、この機関の熱交換器に特有な管内往復流れの流動特性を解明し、高性能熱伝達機構を達成するための基礎研究として、常圧の空気による実験を行っている。結果の一例として、写真4に管内平均流速0.53m/s、管内径を用いたレイノルズ数1,410の定常流に対する煙写真を示す。3本の線は、各々細線に通電して発煙させた後、9.8ms、31.0ms、51.7msの時の流動状態を示している。また、熱線流速計による三次元流動測定を行い、流速分布、乱れ分布等を明らかにしつつある。

1989年ガスタービン及び過給機生産統計

統計作成委員会(1)

I. 生産統計の概要

1. 統計作成委員会の活動について

(1) 1984年から1988年までの5年間のわが国のガスタービン及び過給機を生産統計並びに仕様諸元を集大成し、「国産ガスタービン及び過給機資料集」(1989年版)を作成発行した。ガスタービンは第3回目、過給機は初めての集大成である。御協力を戴いた関係各社各位に厚く御礼申し上げる。

(2) また、1989年のガスタービン及び過給機を生産統計に関し、統計資料の収集及び集計を行い統計を作成し本号に掲載した。この統計は英文Bullentinにも掲載する予定である。

2. 1989年ガスタービン生産統計

2.1 陸船用ガスタービン

(1) 前年と比べ総台数は11%、全出力では25%増加し、順調な伸びを示した。大型(30,000PS以上)は台数で2倍以上、出力で1.5倍以上に増加し、中型(1,000PS以上30,000PS未満)は台数は4%増加したが、出力は3/4に減少した。小型(1,000PS未満)は台数・出力とも約10%増加した。用途は国内自家用の非常発電用が殆どである。

(2) 中型は台数のほぼ90%を6,000PS未満が占めている。非常発電用は横這いであるがベースロード用はコージェネレーション設備の増加もあり台数で45%増加した。14,000PS以上は艦艇用の半減により台数・出力が共に1/2以下に減少した。

(3) 大型はいずれも発電用でベースロード用21台(内輸出用13台)、ピークロード用5台(内輸出用4台)。ベースロード用の内、複合サイクルは9台で出力の56%を占める。平均単機出力は約65,000

kWで前年の30%減である。

(4) 国内向けは台数で10%、出力で50%増加した。特に大型は複合サイクル発電用として九州電力向け6台、中国電力向け1台、ピークロード用として沖縄電力向け1台と事業用が台数・出力ともに前年比4倍と大きく伸びた。近畿地方では小型が台数・出力とも2倍以上に増加し中部地方では中型が台数は横這いながら出力は2倍以上に増加した。

(5) 輸出向けは総台数の8%、全出力の47%を占めており、前年比では台数で25%、出力で9%増加した。出力割合ではアジア向けが大型の事業用のベースロード用6台、ピークロード用4台を含め72%を占め、前年なかった大洋州向けが事業用ベースロード用5台で19%を、北米向けが自家用ベースロード用2台を含め9%を占めており、中東・ソ連向けの納入はなかった。

(6) 燃料の種類別の出力比率は、ガス燃料45%、液体燃料55%で、大型では天然ガス系を主にガス燃料53%、灯・軽油が47%で前年と比べると液体燃料割合は27%から大幅に増えている。中型では

-
- | | |
|---------|-----------------|
| (1) 委員長 | 本間 友博 (東芝) |
| 委員 | 青木 千明 (石川島播磨重工) |
| | 村尾 麟一 (青山学院大) |
| | 吉識 晴夫 (東大生研) |
| | 池上 寿和 (三菱重工) |
| | 石川 庄一 (日立製作所) |
| | 臼井 俊一 (日本鋼管) |
| | 杉浦 裕之 (川崎重工) |
| | 八島 聡 (石川島播磨重工) |
| | 青木 庸治 (新潟鉄工) |
| | 富岡 信 (三菱重工) |
| | 綿貫 一男 (石川島播磨重工) |

(平成2年5月7日原稿受付)

液体燃料が80%を占め、その内訳は重油1種が1/3、灯・軽油が2/3を占め、プラント副生油の使用も初めて見られた。都市ガスも3倍に増え8%を占めている。小型では液体燃料が99%、そのうち重油1種が3/4を占めている。

2.2 航空用ガスタービン

(1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは前年と比べ台数で16%増加したが、推力では5%減少。これは2年連続の傾向であるが、大推力のF100-100(F-15 戦闘機用)が減少し、小推力のTJM3(ターゲット・ドローン用)が増加していることによる。1987年から量産が開始された国産のF3-30(T-4 練習機用)が、1988年に引き続いて最大の生産台数を占めた。

(2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは前年と比べ台数で23%、出力で15%増加。ヘリコプタ用エンジン(T53,T55)が24%、ターボプロップ・エンジン(T56)が13%増加したことに加

えて、小型ながらAPU用エンジンが38%増加したことが効いている。

(3) 5ヶ国共同開発エンジンV2500ターボファン・エンジンのファン部(日本担当部分)90台分(最初からの累計125台)が日本航空機エンジン協会から出荷された。(これはエンジン組立ではないため、生産統計には加えていない)

3. 1989年過給機生産統計

(1) 型式数は前年と比べ10%増加した。翼外径200mm未満、300~500mm、600~700mm、800~900mmと小型から大型にわたり型式が増加している。

(2) 台数の大部分を占める翼外径100mm未満の過給機は前年比5%増加し、概算で1,780,000台に達した。翼外径100mm以上200mm未満のものも前年比40%増加したが、翼外径200mm以上の過給機の合計台数は9%減少した。

II. 統計

1. 最近5年間のガスタービン生産推移

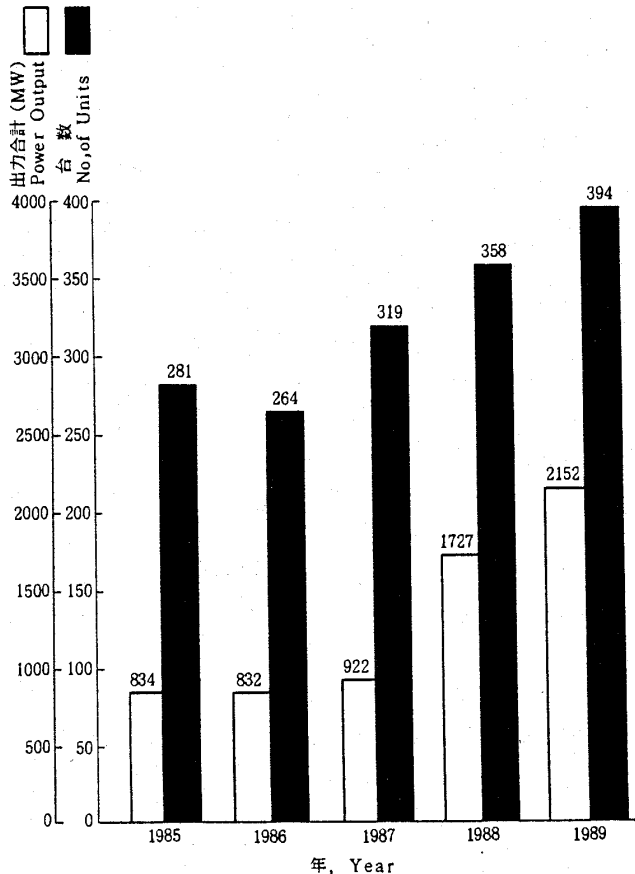


図1 陸船用ガスタービン

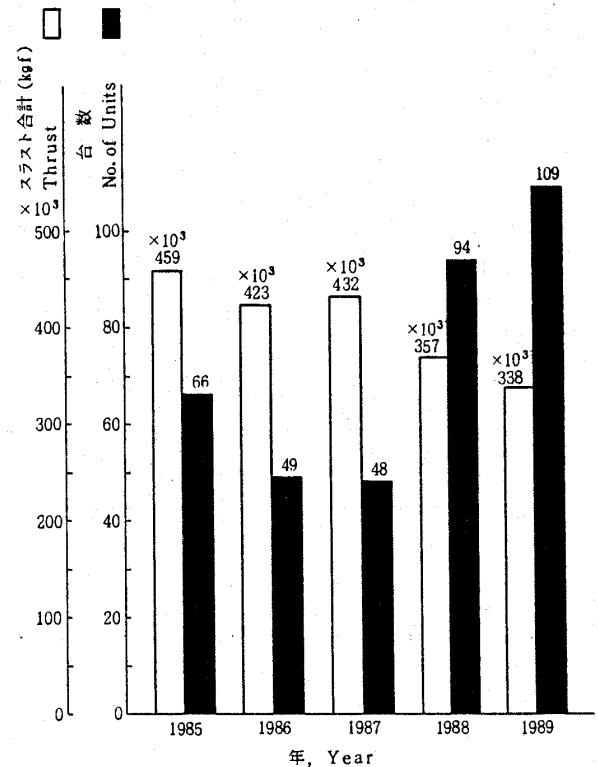


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

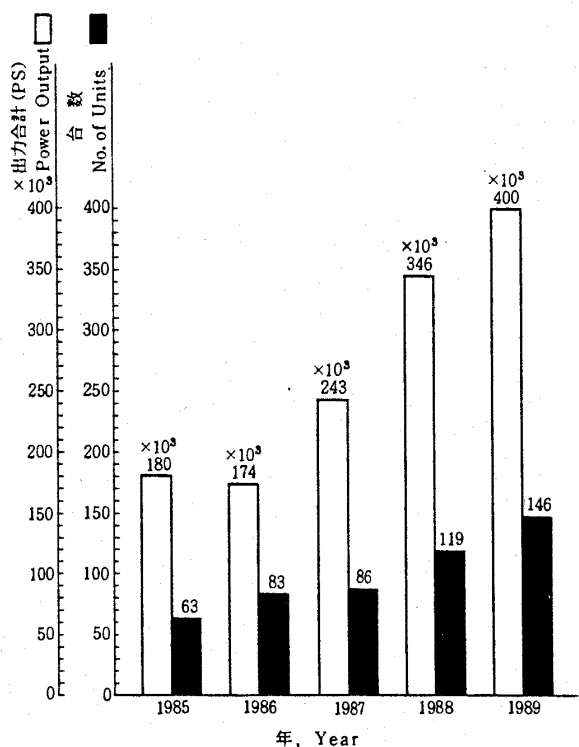


図3 ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

〔備考〕

- (1) 暦年（1～12月）に納入されたガスタービンまたは過給機を対象とした。
- (2) 出力及びスラストの基準状態は、入口空気条件を圧力1.013bar (760mmHg)、温度15°Cとした。
- (3) 出力は、陸船用ガスタービンでは常用出力で、ターボジェット／ターボファンエンジンでは海面上静止最大スラストで、ターボシャフト／ターボプロップエンジンでは海面上静止常用出力で集計した。
- (4) メートル馬力(PS)、英馬力(HP)とキロワット(kW) との間の換算は下記によった。
 $1 \text{ PS} = 0.7355 \text{ kW}$
 $1 \text{ HP} = 0.7457 \text{ kW} = 1.0139 \text{ PS}$
- (5) 図1～3の1985～1988年の統計については、最新のデータにより一部修正されたものがある。
- (6) 各統計表の間で、四捨五入により最少桁が異なっているものもある。

2. 陸船用ガスタービン

表1 1989年用途別生産台数及び出力 (kW)

用途 Application	区分 Size コード Code	小型 Small Unit 0～999PS		中型 Medium Unit 1,000～29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS～		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Driver for Base Load	BL	2	1,139	42	116,795	21	1,045,790	65	1,163,724
ピークロード発電用 Generator Driver for Peak Load	PL	1	699	1	1,471	5	634,720	7	636,890
非常用発電用 Generator Driver for Emergency	EM	224	91,412	86	154,552	0	0	310	245,964
艦艇用 Military Marine	MM	0	0	8	102,029	0	0	8	102,029
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	1	1,559	0	0	1	1,559
実験用 Experiment	XP	0	0	1	1,000	0	0	1	1,000
その他 Miscellaneous	MC	2	427	0	0	0	0	2	427
合計 Total		229	93,677	139	377,406	26	1,680,510	394	2,151,593

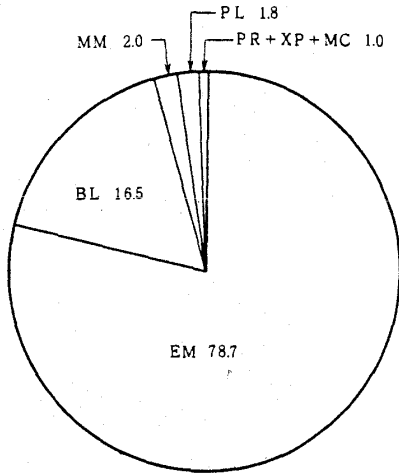


図4 1989年用途別台数割合 (%)

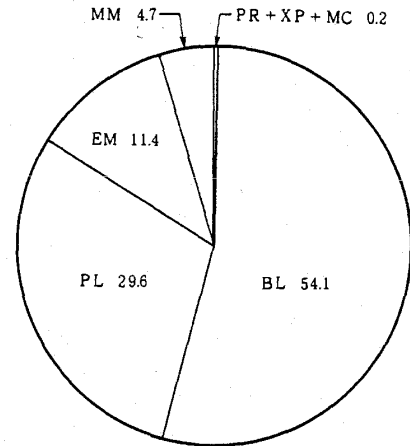


図5 1989年用途別出力割合 (%)

表2 1989年燃料別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size		小型 Small Unit 0~999PS	中型 Medium Unit 1,000~29,999PS	大型 Large Unit 30,000PS~	全出力 Total					
燃料種類 Kind of Fuel	コード Code	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)			
ガス燃料 Gaseous Fuel	天然ガス Natural Gas	GNG	1	699	8	28,290	9	318,360	18	347,348
	液化天然ガス Liquified Natural Gas	LNG	0	0	0	0	7	547,300	7	547,300
	都市ガス Town Gas	GTW	0	0	14	29,861	0	0	14	29,861
	プラントオフガス Plant Off Gas	GOG	0	0	2	11,120	1	26,770	3	37,890
	小計 Sub Total		1	699	24	69,270	17	892,430	42	962,399
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	52	16,983	28	69,060	1	103,000	81	189,043
	軽油 Gas Oil	K	16	5,399	26	125,954	8	685,080	50	816,433
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	160	70,597	60	106,321	0	0	220	176,918
	副生油 By-product Oil	BPO	0	0	1	6,800	0	0	1	6,800
	小計 Sub Total		228	92,978	115	308,135	9	788,080	352	1,189,194
ガス/液体燃料 Gaseous and/or Liquid Fuel			0	0	0	0	0	0	0	0
固体燃料 Solid Fuel			0	0	0	0	0	0	0	0
合計 Total			229	93,677	139	377,406	26	1,680,510	394	2,151,593

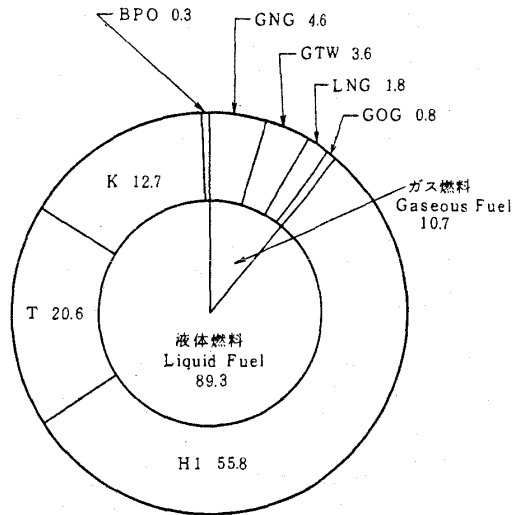


図6 1989年燃料別台数割合 (%)

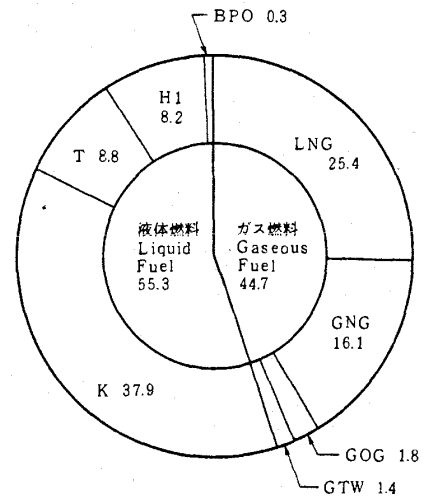


図7 1989年燃料別出力割合 (%)

表3 1989年地域別納入台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全 出力 Total	
		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
国内 向 け Domestic Use	北海道 Hokkaido	4	1,868	0	0	0	0	4	1,868
	東北 Tohoku	21	7,581	5	7,098	0	0	26	14,679
	関東 Kantoh	78	33,614	53	115,264	0	0	131	148,878
	中部 Chuubu	37	12,968	16	56,496	0	0	53	69,464
	近畿 Kinki	41	18,209	22	45,251	1	26,770	64	90,230
	中国 Chugoku	10	4,277	4	6,001	1	83,500	15	93,778
	四国 Shikoku	9	4,034	5	6,178	0	0	14	10,212
	九州 Kyuushuu	23	8,569	8	15,567	6	463,800	37	487,936
	沖縄 Okinawa	3	1,063	0	0	1	103,000	4	104,063
	船用主機 Marine Propulsion	0	0	8	102,029	0	0	8	102,029
	船用補機 Marine Auxiliaries	0	0	8	8,591	0	0	8	8,591
	小 計 Sub Total	226	92,183	129	362,475	9	677,070	364	1,131,728
	輸出 向 け For Export	北 米 North America	0	0	4	5,972	2	86,100	6
中南米 South and Central America		0	0	1	1,508	0	0	1	1,508
アジア Asia		0	0	3	3,825	10	725,640	13	729,465
大洋州 Oceania		0	0	0	0	5	191,700	5	191,700
欧州 Europe		2	1,052	2	3,626	0	0	4	4,678
ソ 連 USSR		0	0	0	0	0	0	0	0
中 東 Middle East		0	0	0	0	0	0	0	0
アフリカ Africa		1	441	0	0	0	0	1	441
小 計 Sub Total	3	1,493	10	14,931	17	1,003,440	30	1,019,864	
合 計 Total	229	93,676	139	377,406	26	1,680,510	394	2,151,592	

表 4 1989年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全 出 力 Total	
被 駆 動 機 械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
発 電 機 Electric Generator	G	227	93,250	130	273,818	26	1,680,510	383	2,047,578
軸 出 力 Shaft Power	SP	0	0	8	102,028	0	0	8	102,028
空 気 圧 縮 機 , 送 風 機 Air Compressor	AC	0	0	1	1,559	0	0	1	1,559
水 ポンプ Water Pump	W	2	427	0	0	0	0	2	427
合 計 Total		229	93,677	139	377,405	26	1,680,510	394	2,151,592

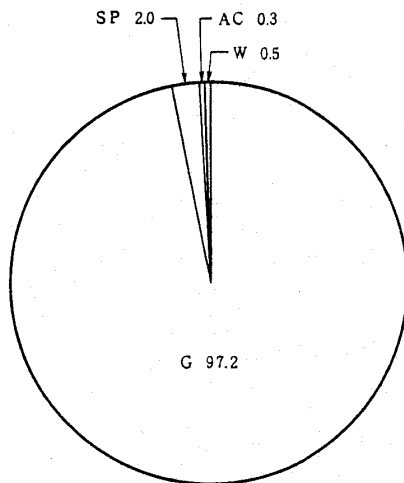


図 8 1989年被駆動機械別台数割合 (%)

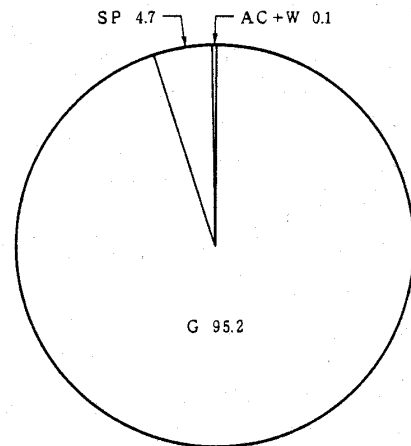


図 9 1989年被駆動機械別出力割合 (%)

表 5 1989年出力区分別生産台数及び出力 (kW)

出 力 区 分 (PS) Unit Output		台数 Units	出 力 Output (kW)
小 型 Small Unit 0~999PS	0~ 199	1	110
	200~ 499	99	23,456
	500~ 999	129	70,111
	小 計 Sub Total	229	93,677
中 型 Medium Unit 1,000~ 29,999PS	1,000~ 5,999	124	204,879
	6,000~13,999	5	35,598
	14,000~21,999	9	115,679
	22,000~29,999	1	21,250
	小 計 Sub Total	139	377,406
大 型 Large Unit 30,000PS~	30,000~59,999	13	447,590
	60,000~	13	1,232,920
	小 計 Sub Total	26	1,680,510
合 計 Total		394	2,151,593

表6 1989年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

発電用 Generator Drive		区分 Size	小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	
国内事業用 Domestic/Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	7	547,300	7	547,300
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	1	103,000	1	103,000
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計 Sub Total		0	0	0	0	8	650,300	8	650,300
国内自家用 Domestic/Private Use	ベースロード発電用	BL	1	440	40	114,052	1	26,770	42	141,262
	ピークロード発電用	PL	1	699	1	1,471	0	0	2	2,170
	非常用発電用	EM	222	90,618	79	143,924	0	0	301	234,542
	実験用	XP	0	0	1	1,000	0	0	1	1,000
小計 Sub Total		224	91,757	121	260,447	1	26,770	346	378,974	
国内合計 Domestic Use Total			224	91,757	121	260,447	9	677,070	354	1,029,274
輸出事業用 For Export/Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	11	385,620	11	385,620
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	4	531,720	4	531,720
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計 Sub Total		0	0	0	0	15	917,340	15	917,340
輸出事業用 For Export/Public Use	ベースロード発電用	BL	1	699	2	2,743	2	86,100	5	89,542
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	2	794	7	10,628	0	0	9	11,422
	小計 Sub Total		3	1,493	9	13,371	2	86,100	14	100,964
輸出合計 For Export Total			3	1,493	9	13,371	17	1,003,440	29	1,018,304
事業用 Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	18	932,920	18	932,920
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	5	634,720	5	634,720
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	合計 Total		0	0	0	0	23	1,567,640	23	1,567,640
自家用 Private Use	ベースロード発電用	BL	2	1,139	42	116,795	3	112,870	47	230,804
	ピークロード発電用	PL	1	699	1	1,471	0	0	2	2,170
	非常用発電用	EM	224	91,412	86	154,552	0	0	310	245,964
	合計 total		227	93,250	130	273,818	3	112,870	360	479,938
総計 Grand Total			227	93,250	130	273,818	26	1,680,510	383	2,047,578

Note: Code Explanation

BL: For Base Load, PL: For Peak Load, EM: For Emergency, XP: For Experiment

3. 航空用ガスタービン

表7 1989年ターボジェット/ターボファン・エンジン生産台数及びスラスト (kgf)

生産台数 No. of Units	109*1	スラスト合計*2 Thrust (kgf)	338,780
----------------------	-------	--------------------------	---------

- * 1 V2500ファン部 (90台) は含まない。
Excluding 90 Units of V2500 Fan Modules
- * 2 海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 1989年ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン生産台数及び出力 (PS)

区分 Size	0~999PS		1,000~PS		出 力	
	台数 Units	出力*3 Output (PS)	台数 Units	出力*3 Output (PS)	台数 Units	出力*3 Output (PS)
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	67	296,475	67	296,475
ヘリコプタ用 Helicopter	0	0	46	101,312	46	101,312
補助機関駆動 Aux. Drive Units	33	1,925	0	0	33	1,925
合 計 Total	33	1,925	113	397,787	146	399,712

- * 3 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

4. 過給機

表9 1989年過給機生産台数及び型式数

区 分 Size		台 数 No. of Units	型 式 数 No. of Model
Class	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0~ 100	概数 Approx 1,780,000	66
Class 2	101~ 200	11,645	26
Class 3	201~ 300	1,020	18
Class 4	301~ 400	382	19
Class 5	401~ 500	127	14
Class 6	501~ 600	110	14
Class 7	601~ 700	158	13
Class 8	701~ 800	0	2
Class 9	801~ 900	50	11
Class 10	901~1,000	0	2
合 計 Total		13,492*5	185*4
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		13	

- * 4 型式はいずれも排気タービン式である。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.
- * 5 圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
This shows total number of supercharger over 100mm in impeller diameter.

(概数 1,780,000)
Approx

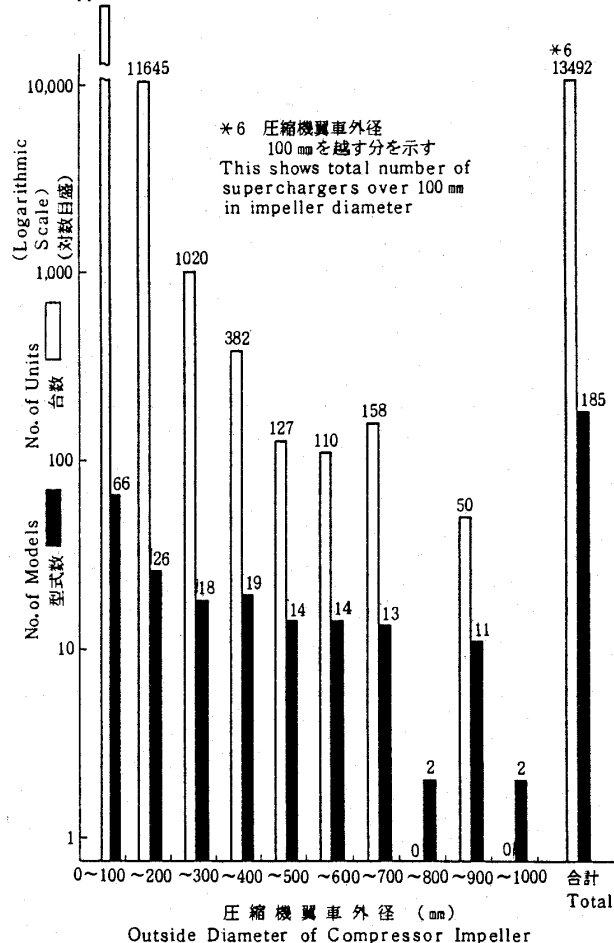
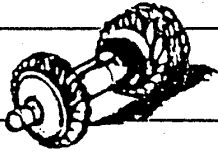


図10 1989年過給機生産台数及び型式数



(社)日本ガスタービン学会
評議員会・総会報告

総務理事

去る4月27日(金)、本学会の評議員会および通常総会が、東京、機械振興会館において開催された。

まず、第14期第2回評議員会は10時30分より開かれ、評議員の互選により、松本正勝君が議長となり、議事が進められた。第14期田中英徳会長による開会挨拶があり、引き続いて、同評議員会への出席者10名、委任状提出者52名で同会が成立することが宣言されたのち、以下の議案につき審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第14期事業報告、第14期収支決算報告の各案を総会にはかることが認められた。同上の決算案については稲葉興作、佐野恵保両監事による監査結果が佐野監事より報告された。次いで、会費の改訂に関する議案が審議され、会費改訂に関する定款改訂の件を総会に諮ることが承認された。続いて、細則第33条の常置委員会名称変更(定期講演会委員会と臨時委員会である秋季講演会委員会を統合し學術講演会委員会とする)および理事会の開催回数と定款との整合に関する細則第29条の改訂についての審議が行われ、何れも原案通り承認された。さらに、名誉会員推薦案を総会にはかることなどが承認された。

第15期第1回評議員会が、11時20分より同会場で開催され、上記評議員会に引き続き、第15期評議員となった松本正勝君を議長に選任、議事が進められた。まず、出席者22名、委任状提出者49名で評議員会が成立することが宣言されたのち、以下の議案の審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第15期役員、第15期評議員、監事選挙結果報告、第15期事業計画、第15期予算などの議案を総会にはかることになった。

同日、13時より第15期通常総会が機械振興会館地下2階ホールで開催された。すなわち、第14期田中英徳会長の開会挨拶のあと、同君を総会議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席者54名、委任状提出者1,011名(会員数1,506名の2/3以上)で同総会成立が宣言されたのち、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第14期事業報告、第14期収支決算報告につき、酒井俊道総務(主担当)理事および久保田道雄総務(財務担当)理事(第14期)より説明があり、承認された。収支決算については稲葉、佐野両監事による監査結果として適正であるむね佐野監事より報告された。次いで会費の改訂に関する議案が審議された。先ず酒井総務理事より本学会の財政状況が人件費を含む管理費、会誌の出版費等の上昇により非常に厳しく、諸経費の軽減および収入の増加を図りながらも会費の改訂をせざるを得ない状況にあることが報告された。続いて理事会、評議員会で検討された値上げ案が審議され、原案通り承認された。次に、第14期第2回評議員会で承認された上記細則改正について報告された。

後半は第15期に関する諸件の審議が行われた。まず、第15期役員選出の件では別掲どおり議決された。なお、第15期評議員・監事選挙結果もあわせて報告された。次いで、名誉会員推薦につき、議長より説明があり、中村健也君を名誉会員とすることが承認された。次に第15期会長に選出された石井泰之助君より、就任の挨拶がのべられた。ここで、改めて新会長として石井君が議長の任を続け、以下の議事が進められた。総会の成立につき再確認が行われ、第15期事業計画、第15期予算に関し吉岡(大田)英輔総務(主担当)理事および山崎慎一総務(財務)理事(いずれも第15期)より説明があり、別掲どおり承認された。

引き続き議事録署名者の件がはかられ、最後に第15期副会長の平山直道君より開会の挨拶が代読により述べられ、総会を終了した。

総会に続いて、名誉会員推薦状及び学会賞授与式が行われた。

まず、上記中村健也君に対し、第14期田中会長より推薦状と記念品が贈呈され、これに応じて同氏より挨拶が述べられた。

次に、日本ガスタービン学会賞授与式に移ったが、初めに大橋秀雄審査委員長より、今期は論文賞と技術賞の他に特別技術賞を授与する事の説明と審査経過が報告された。次いで東京電力(株)大越昭男、(株)東芝山中矢、古屋富明、芳根俊行、早田輝信、肥塚淳次君の論文「ハイブリッド触媒燃焼器の研究」に論文賞が授与された。また、(株)日立製作所の大島亮一郎、漆谷春雄、

久保田道雄、川池和彦、福井寛君らによる「1300°C級高温高効率ガスタービンH-25の開発」、三井造船(株)杉村章二郎、東京ガス(株)三浦千太郎、大阪ガス(株)藤野耕一、東邦ガス(株)梅村幸治君らの「1000KW級コージェネレーションシステム用高効率ガスタービンの開発」に技術賞が授与された。最後に特別技術賞が元高効率ガスタービン技術研究組合の「高効率ガスタービン AGTJ-100」に授与された。

第14期(平成元年度)事業報告

1. 役員に関する事項

1.1 役員・評議員

1.2 監事・評議員の選出

第14期監事・評議員の選出は定款第15条、第16条、細則第19条、第21条、第22条、第23条、第24条、第25条により選出した。

2. 会務処理に関する各種会台

2.1 理事会

会長・副会長他18名(内、総務担当5名、企画担当6名、編集担当7名)、開催9回。

会議事項: 第14期総会報告、第14期評議員会報告、第14期諸事業実施にともなう業務、第14期事業報告案、同決算案、第15期総会議案、第15期評議員会議案、同事業計画案、同予算案、定款改訂(会費値上げ)案など。

2.2 評議員会

評議員66名、開催2回[内訳: 第14期第1回評議員会(出席10名、委任状提出者50名)(元.4.28)、第14期第2回評議員会(2.4.27)]

会議事項: 第14期役員案、第14期事業計画案、同予算案、第14期事業報告案、同決算案、定款改訂(会費値上げ)案、細則改正などの件の審議、承認。

2.3 総会

正会員全員、開催1回[内訳: 第14期通常総会(出席35名、委任状提出者581名(会員数1,438名の1/5以上))](元.4.28)]

会議事項: 第14期役員、評議員選出、第14期事業計画、同予算、第13期事業報告、同決算などの件の審議、承認。

2.4 部門別理事・委員会

1) 総務

主担当理事 酒井俊道 他15名 開催8回

2) 企画

主担当理事 野田廣太郎 他16名 開催7回

3) 編集

主担当理事 高田浩之 他17名 開催8回

2.5 選挙管理委員会

委員長 中西健一 他7名 開催2回

2.6 組織検討委員会

委員長 有賀一郎 他6名 開催5回

会議事項: 財政、出版、行事の改善策に対する会長諮問に関し、それぞれ検討。会費改訂、學術講演会委員会設置などを含む答申を提出。

Bulletin委員会(委員長 葉山真治他7名、開催2回)における「Bulletin of GTSJ 1989」の編集。

2.7 地方委員会

委員長 村田 暹 他11名 開催1回

会議事項: 地方における見学会、技術懇談会の企画、地方行事に関する打ち合せ。

2.8 定期講演会委員会

委員長 高田浩之 他17名 開催2回

会議事項: 第17回定期講演会の企画。

2.9 秋季講演会委員会

委員長 佐藤 兼 他6名 開催3回

会議事項: 第4回秋季講演会の企画。

- 2.10 次期国際会議準備委員会
委員長 平山直道 他30名 開催6回
会議事項：1991年国際ガスタービン会議開催に関する諸事項の検討。
- 2.11 会員委員会
委員長 松木正勝 他9名 開催1回
会議事項：一般会員、賛助会員の増強および賛助会員口数増に関する検討。
- 2.12 学会賞審査委員会
委員長 大橋秀雄 他12名 開催4回
会議事項：日本ガスタービン学会論文賞、技術賞の審査。

3. 調査研究事業

- 3.1 ガスタービン統計作成委員会
委員長 本間友博 他11名 開催10回
会議事項：わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料の蒐集および集計、その結果を学会誌及びBulletinに掲載。また1984～1988年分の統計資料集「国産ガスタービン・過給機資料集」の発行。
- 3.2 ガスタービン技術情報センター運営委員会
委員長 菅 進
会議事項：本学会に発表された文献データベースを完成。会員に頒布。
- 3.3 調査研究委員会
委員長 田村敦宏 他13名 開催2回
会議事項：ガスタービンに関する数値解析上の諸問題の調査。

4. 集会事業

特別講演会2回、定期講演会1回、技術懇談会4回、見学会4回、ガスタービンセミナー1回、シンポジウム1回、秋季講演会1回、特別講座1回。

名 称	講 師	年 月 日	場 所
1 特別講演会	東澤 則保 (運輸省電子航法研究所)	元 4.28	機械振興会館
2 第1回見学会		元 5.12	石川島播磨重工業 瑞穂工場
3 第1回技術懇談会	村島 完治(石川島播磨重工)	"	同 上
4 特別講演会	D. S. Whitehead	元 5.19	東京大学
5 第17回定期講演会	発表者24名	元 6.2	機械振興会館
6 第2回見学会		元 7.21	明電舎太田事業所 新潟鉄工所太田工場
7 第2回技術懇談会	笹木 豊治(明電舎) 加藤利夫 台隆博也(新潟鉄工)	"	同 上
8 第3回特別講座	米屋 勝利(横浜国立大) 他7名	元 9.7 ～8	三河ハイウェイ
9 第3回見学会		元 10.6	ヤンマーディーゼル 尼崎工場
10 第3回技術懇談会	大泉 治明(ヤフー・株)	"	同 上
11 第4回秋季講演会	発表者23名	元 10.26	金沢工業大学
12 第4回見学会		元 11.7	サントリー 武蔵野ブルワリー
13 第4回技術懇談会	片山 省三(サントリー) 三浦千太郎(東京ガス)	"	同 上
14 シンポジウム	宮崎 正信(瑞穂重) 他3名	元 12.8	機械振興会館
15 第18回セミナー	川崎敏裕(石川島播磨重工) 他9名	2. 1.18 ～19	東の光会館

5. 出版事業

5.1 会 誌

本期発行した会誌は、17巻65号(1989-6)、17巻66号(1989-9)、17巻67号(1989-12)、17巻68号(1990-3)で、内容は下表のとおりである。(数字は頁数、括弧内は編数)

刊行 年次	編 号	題 名	頁 数	編 数	研 究 報 告	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	新 報 文 献	
17巻65号	21 (3)	81 (11)	10 (2)	1.5 (1)			3 (1)	8.5 (3)	5 (8)	1 (2)	4 (8)									
17巻66号	40.5 (4)	8 (1)		27.5 (1)	2 (15)	2 (1)		1 (1)	11 (10)	1 (2)	5 (7)									
17巻67号	25.5 (3)	48 (7)			3 (2)	2 (1)	2 (1)	2 (4)	4.5 (6)	1 (2)	4 (8)									
17巻68号	18 (3)	37.5 (8)			2 (1)	2 (1)	2 (1)	1 (2)	3 (5)	1 (2)	3.5 (8)									

5.2 ガスタービン講演論文集

第17回定期講演会の講演論文集(189頁)及び第4回秋季講演会の講演論文集(176頁)を発行した。

5.3 ガスタービンセミナー資料集

第18回ガスタービンセミナーのセミナー資料集(87頁)を発行した。

5.4 国産ガスタービン・過給機資料集(1989年版)

1984～1988年の過去5年間の国産ガスタービン・過給機の生産統計の資料集(187頁)を発行した。

5.5 Bulletin of GTSJ

海外関連機関に国内ガスタービン及び過給機の情報、並びに本学会と会員の活動状況を紹介する目的で「Bulletin of GTSJ1989」(B5版86頁)を発行した。

5.6 GTSJニュースレター

会員の間の情報交換を中心とした、ニュースレターを発行した。

6. 会員数の推移状況

種 別	正 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
本期末会員数	1,497	20	125
前期末会員数	1,438	21	120
差 引 増 減	59	Δ1	5

(社)日本ガスタービン学会
第14期(平成元年度)収支決算

1. 収支計算書総括表

自 平成元年4月1日
至 平成2年3月31日

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
(収入の部)	円	円	円
基本財産運用収入	289,574	289,574	
入会金収入	59,000	59,000	
入会費収入	15,277,299	15,277,299	
事業収入	12,961,842	12,916,842	45,000
雑収入	2,234,839	1,443,271	791,559
当期収入合計	30,822,545	29,985,986	836,559
前期繰越収支差額	11,135,887	1,279,776	9,856,091
収支合計	41,958,412	31,265,762	10,692,650
(支出の部)			
出版事業費	8,797,953	7,718,331	1,079,622
集会事業費	3,474,914	3,474,914	
調査研究事業費	247,148	247,148	
表彰事業費	97,524	97,524	
管理費	17,986,522	15,938,953	2,047,569
税金・保証金支出	80,000	80,000	
特定預金支出	400,000	400,000	
当期支出合計	31,084,081	27,956,870	3,127,191
当期収支差額	△261,516	2,029,116	△2,290,632
次期繰越収支差額	10,874,351	3,308,892	7,565,459

2. 正味財産増減計算書総括表

平成元年4月1日から平成2年3月31日

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
(増加の部)	円	円	円
資産増加額	2,509,118	2,509,118	
増加額合計	2,509,118	2,509,118	
(減少の部)			
資産減少額	2,290,632		2,290,632
負債増加額	400,000	400,000	
減少額合計	2,690,632	400,000	2,290,632
当期正味財産増加額	2,109,116	2,109,116	
当期正味財産減少額	2,290,632		2,290,632
前期繰越正味財産	31,702,133	14,846,042	16,856,091
期末正味財産合計額	31,520,617	16,955,158	14,565,459

3. 貸借対照表総括表

平成2年3月31日現在

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
資産の部	円	円	円
流動資産	11,474,428	3,908,969	7,565,459
固定資産	6,014,268	6,014,268	
基本財産	20,432,000	13,432,000	7,000,000
その他の固定資産	26,446,268	19,446,268	7,000,000
固定資産合計	37,920,694	23,355,235	14,565,459
負債の部			
流動負債	600,077	600,077	
固定負債	5,800,000	5,800,000	
負債合計	6,400,077	6,400,077	
正味財産の部			
正味財産	31,520,617	16,955,158	14,565,459
負債及び正味財産合計	37,920,694	23,355,235	14,565,459

3. 前受会費及び預り金は下記の通りである。

科 目	金 額	預り金の種類
前 受 会 費	555,600円	2年度会費、その他
雇 用 保 険 料	44,477円	元年度雇用保険料
合 計	600,077円	

5. 国際会議特別会計の部

5.1 収支計算書

平成元年4月1日から平成2年3月31日

科 目	予 算 額	決 算 額	増	減	備 考
(収入の部)	円	円	円		
出版事業収入	600,000	45,000	555,000		
プレティン広告収入	(200,000)	(0)	(200,000)		
プレティン販売収入	(400,000)	(45,000)	(355,000)		
雑 収 入	525,000	791,559	△266,559		
普通預金受取利息	(5,000)	(90)	(4,910)		
定期預金受取利息	(210,000)	(454,069)	(△244,069)		
国際交流基金受取利息	(210,000)	(337,400)	(△127,400)		
雑 収 入	(100,000)	(0)	(100,000)		
当期収入合計(A)	1,125,000	836,559	288,441		
前期繰越収支差額	9,856,091	9,856,091	0		
収入合計 (B)	10,981,091	10,692,650	288,441		
(支出の部)					
出版事業費	1,060,000	1,079,622	△ 19,622		
プレティン制作費	(700,000)	(1,051,012)	(△351,012)		
プレティン発送費	(160,000)	(7,610)	(152,390)		
プレティン原稿料	(150,000)	(0)	(150,000)		
プレティン編集委員会費	(50,000)	(21,000)	(29,000)		
管 理 費	2,300,000	2,047,569	252,431		
給 与	(1,500,000)	(1,500,000)	(0)		
会 議 費	(300,000)	(347,585)	(△ 47,585)		
印 刷 費	(100,000)	(0)	(100,000)		
通 信 費	(100,000)	(25,890)	(74,110)		
雑 費	(300,000)	(174,084)	(125,906)		
当期支出合計(C)	3,360,000	3,127,191	232,809		
当期収支差額(A)-(C)	△2,235,000	△2,290,632	55,632		
次期繰越収支差額(B)-(C)	7,621,091	7,565,459	55,632		

5.2 正味財産増減計算書

平成元年4月1日から平成2年3月31日

科 目	金 額	金 額	金 額
(減少の部)	円	円	円
資産減少額			
当期収支差額	2,290,632		2,290,632
減少額合計			2,290,632
当期正味財産減少額			16,856,091
前期繰越正味財産額			14,565,459
期末正味財産合計額			14,565,459

5.3 貸借対照表

平成元年4月1日から平成2年3月31日

科 目	金 額	金 額	金 額
(資産の部)	円	円	円
流動資産			
現金預金	7,565,459		7,565,459
流動資産合計			7,565,459
固定資産			
その他の固定資産			
国際交流基金積立預金	7,000,000		7,000,000
その他の固定資産合計	7,000,000		7,000,000
固定資産合計			7,000,000
資産合計			14,565,459
正味財産の部			
正 味 財 産			14,565,459
(うち前期正味財産減少額)			(2,290,632)
負債及び正味財産合計			14,565,459

6. 財産目録

平成2年3月31日現在

(資産の部)

1. 銀行預金

貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店(注1)	20,000,000円
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店(注2)	14,266円
普通預金	三井信託銀行新宿西口支店(注3)	0円

第一勧業銀行西新宿支店(注3)	379,830円
第一勧業銀行西新宿支店(注4)	24,677円
2. 中期国債ファンド	
野村証券(注3)	9,112,389円
野村証券(注4)	7,540,782円
3. 振替貯金(注3)	216,750円
4. 権利金(注5)	632,000円
計	37,920,694円

(負債の部)

1. 預り金	600,077円
2. 退職給与引当金	5,800,000円
計	6,400,077円
差引正味財産	31,520,617円

(注1) 基本財産たる資産(600万)

国際交流基金たる資産(700万)

表彰事業基金たる資産(700万)

(注2) 基本財産たる資産



(注3) 一般会計運用財産たる資産

退職給与引当金たる資産(580万)

(注4) 特別会計資産

(注5) 第3工新ビル4F402号室敷金

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監事 稲葉興作 
佐野恵保 

第15期(平成2年度)役員および評議員

(敬称略, 五十音順)

理 事

会 長 石井 泰之助
副会長 平山 直道
総 務 吉岡英輔(主担当) 稲垣信夫
表 義則 川口 修
山崎慎一(財務担当)

企 画

吉謙晴夫(主担当) 秋葉雅史
伊藤文夫 岩井益美
阪口哲也 和田正倫
編 集 能瀬弘幸(主担当) 荒木 颯
伊藤高根 永野三郎
本間友博 森 義孝 森下輝夫

監 事

評 議員

飯島 孝 一井博夫
青木千明, 荒木達夫, 有賀一郎, 安藤宣雄, 飯田庸太郎, 生井武文, 池田 隆, 伊藤源嗣, 一色尚次, 稲葉興作, 井上誠, 井上雅弘, 今井 鉄, 榑木康夫, 近江敏明, 大島亮一郎, 大槻幸雄, 大島秀雄, 大宮司久明, 梶昭次郎, 河田 修, 甲藤好郎, 久保田道雄, 倉田公雄, 神津正男, 小竹 進, 酒井逸郎, 酒井俊道, 佐藤 豪, 佐藤友彦, 沢田照夫, 塩入淳平, 妹尾泰利, 高田浩之, 高原北雄, 田中英徳, 谷村篤秀, 丹羽高尚, 辻村玄隆, 筒井康賢, 鳥崎忠雄, 難波昌伸, 野田廣太郎, 浜田義次, 浜中全美, 浜野義光, 葉山真治, 平田 賢, 福江一郎, 古浜庄一, 星野昭史, 堀内正司, 松木正勝, 松末勝利, 水谷幸夫, 蓑田光弘, 三輪光砂, 三宅 裕, 宮地敏雄, 三賢憲治, 村島完治, 森 康夫, 森田光男, 谷田好通, 山崎恵造, 山田 正

第15期(平成2年度)事業計画

1. 概 要

前年度に引き続き、学術講演会、特別講演会、技術懇談会、見学会、シンポジウム、セミナー、特別講座、などを開催すると共に学会誌の定期的刊行並びに上記諸事業に関連した資料を刊行する。

また、わが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計の作成、並びにガスタービン及び過給機に関する特定課題の調査、研究を行う。

上記の他に次期国際ガスタービン会議を開催するための組織委員会を設けてその準備を進める。

科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
図書	(5,000)	(5,000)	(0)	
消耗品	(1,000,000)	(1,000,000)	(0)	
印刷	(185,000)	(185,000)	(0)	
通信	(750,000)	(750,000)	(0)	
事務所	(2,100,000)	(1,922,000)	(178,000)	
光熱	(150,000)	(150,000)	(0)	
雑費	(35,000)	(35,000)	(0)	
日共	(140,000)	(120,000)	(20,000)	
備内	(10,000)	(10,000)	(0)	
備分	(300,000)	(200,000)	(100,000)	
特定	400,000	400,000	0	
退職	(400,000)	(400,000)	(0)	
給与	100,000	100,000	0	
引当				
金支				
出支				
費				
当期支出合計(C)	26,543,000	28,973,000	△ 430,000	
当期収支差額(A)-(C)	4,892,000	△ 313,000	5,205,000	
次期繰越収支差額(B)-(C)	8,200,892	988,776	7,234,116	

3. 特別会計

平成2年4月1日から平成3年3月31日

科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
(収入の部)	円	円	円	
出版事業収入	1,200,000	600,000	600,000	
出版事業収入	(400,000)	(200,000)	(200,000)	
プレティン	(800,000)	(400,000)	(400,000)	
プレティン	525,000	525,000	0	
雑収入	(5,000)	(5,000)	(0)	
普通預金	(210,000)	(210,000)	(0)	
受取利息	(210,000)	(210,000)	(0)	
定期預金	(210,000)	(210,000)	(0)	
受取利息	(100,000)	(100,000)	(0)	
国際交流	2,000,000	0	2,000,000	
基金収入	(2,000,000)	(0)	(2,000,000)	
国庫金	3,725,000	1,125,000	2,600,000	
当期収入合計(A)	7,585,459	9,858,091	△2,272,632	
前期繰越収支差額	11,290,459	10,981,091	309,368	
収入合計(B)				
(支出の部)				
出版事業	1,370,000	1,060,000	310,000	
制作費	(700,000)	(700,000)	(0)	
プレティン	(320,000)	(160,000)	(160,000)	
発送料	(300,000)	(150,000)	(150,000)	
原稿料	(50,000)	(50,000)	(0)	
編集委員	2,800,000	2,300,000	500,000	
費	(2,000,000)	(1,500,000)	(500,000)	
給金	(300,000)	(300,000)	(0)	
印刷	(100,000)	(100,000)	(0)	
通信	(100,000)	(100,000)	(0)	
雑費	(300,000)	(300,000)	(0)	
雑収入	5,000,000	0	5,000,000	
国庫金	(5,000,000)	(0)	(5,000,000)	
貸出金	9,170,000	3,360,000	5,810,000	
当期支出合計(C)	△5,445,000	△2,235,000	△3,210,000	
当期収支差額(A)-(C)	2,120,459	7,821,091	△5,500,632	
次期繰越収支差額(B)-(C)				

第15期(平成2年度)監事・評議員・役員候補者選挙結果

(五十音順・敬称略)

番号	氏名	勤務先	番号	氏名	勤務先									
1	坂島 孝	石川島防音工業(株)	64	山崎 慎一	日産自動車(株)									
2	一井 博夫	東芝エンジニアリング	65	安藤 宣雄	(株)日立製作所									
・評議員・役員候補者														
3	水谷 幸夫	大阪大学	66	今井 鉄	(株)日立製作所									
4	沢田 照夫	岡山理科大学	67	大島 亮一郎	(株)日立製作所									
5	佐藤 賢	金沢工業大学	68	久保田 道雄	(株)日立製作所									
6	筒井 康賢	機械技術研究所	69	和田 正倫	(株)日立製作所									
7	井上 雅弘	九州大学	70	三輪 光砂	元日立造船(株)									
8	難波 昌伸	九州大学	71	河田 修	富士電機(株)									
9	有賀 一郎	慶応義塾大学	72	妹尾 泰利	三菱重工業(株)									
10	川口 修	慶応義塾大学	73	石井 泰之助	三菱造船(株)									
11	能瀬 弘幸	航空宇宙技術研究所	74	表 義則	三菱造船(株)									
12	堀内 正司	航空宇宙技術研究所	75	酒井 逸郎	三菱自動車工業(株)									
13	松末 勝利	航空宇宙技術研究所	76	飯田 庸太郎	三菱重工業(株)									
14	養田 光弘	航空宇宙技術研究所	77	佐藤 友彦	三菱重工業(株)									
15	宮地 敏雄	航空宇宙技術研究所	78	辻村 玄隆	三菱重工業(株)									
16	森田 光男	航空宇宙技術研究所	79	丹羽 高尚	三菱重工業(株)									
17	森下 輝夫	船舶技術研究所	80	福江 一郎	三菱重工業(株)									
18	平山 直道	千葉工業大学	81	三賢 憲治	三菱重工業(株)									
19	生井 武文	東亜大学	82	森 義孝	三菱重工業(株)									
20	田中英穂	東海大学	83	野田 廣太郎	(株)明電舎									
21	森 康夫	東京工業大学	84	浜田 義次	ヤンマーディーゼル(株)									
22	大橋 秀雄	東京大学	85	山田 正	ヤンマーディーゼル(株)									
23	梶 昭次郎	東京大学	次点者											
24	小竹 進	東京大学	1	高瀬 謙次郎	(株)ギャレットターボ									
25	高田 浩之	東京大学	2	真下 俊雄	明治大学									
26	谷田 好通	東京大学	3	阪口 哲也	川崎重工業(株)									
27	永野 三郎	東京大学	投票総数 718票											
28	葉山 真治	東京大学	<table border="1"> <tr> <td>有効票</td> <td>714</td> <td>702</td> </tr> <tr> <td>無効票</td> <td>4</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>白票</td> <td>0</td> <td>9</td> </tr> </table>			有効票	714	702	無効票	4	7	白票	0	9
有効票	714	702												
無効票	4	7												
白票	0	9												

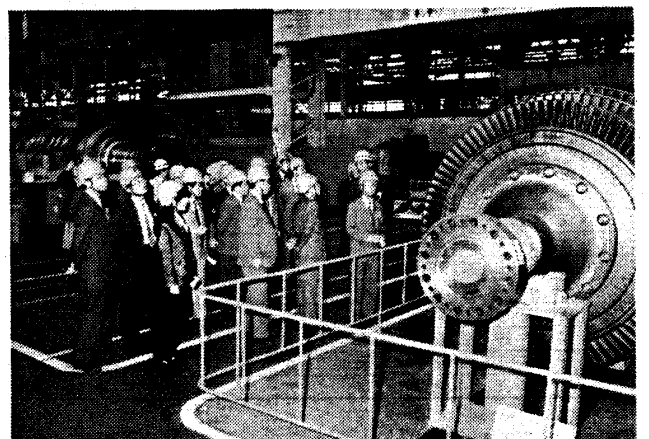
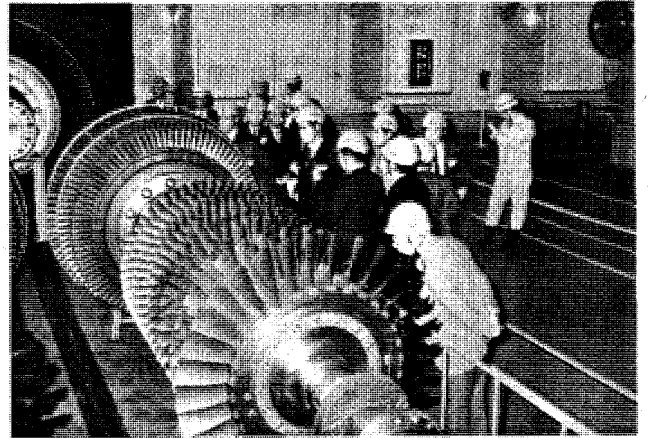


平成 2 年度 第 1 回 見学会・技術懇談会 (株)日立製作所 日立工場

(株)荏原製作所 植 草 久 雄

桜の花のほころぶ晴天に恵まれた4月10日、茨城県日立市にある日立工場にて、見学会・技術懇談会が開催された。参加者は約50名であった。始めに、星野副技師長の挨拶に続き、熊田主任技師よりビデオ、OHPを用いて同社のH25形25MW級高効率ガスタービンの概要、開発成果等の説明が行われた。同社は1964年GEとガスタービンの技術提携を結び、380台余の納入実績がある。1988年完全な自主技術開発によるH25形ガスタービンを完成したとのこと。引き続いて、2班に分かれ、ガスタービン工場、発電機工場と小平記念館の見学が行われた。ガスタービン組立工場では1台のH14形と数台のF6形及びF7形(GEとの技術提携品)ガスタービンが組立中であり、隣接の試運転セル内ではH25形ガスタービンが試運転中で、非常に好況であることが伺えた。又広大な工場内の中央の小高い丘にある小平記念館のタワーからは全工場が一望でき、そこにいると同社の自主技術確率への意気込みが伝わってくる感じがした。技術懇談会では、技術の核心をつく質疑が多く、参加者の興味が非常に深いものであったことが伺えた。

最後に、大変いきとどいたスケジュールを組んで頂いた日立製作所の方々に深く感謝致します。



(平成2年4月19日原稿受付)

後記

今月号の小特集「我国のガスタービン関連プロジェクトの概況」は興味を持ってお読み頂いたことと思います。この企画案が編集委員会に出された時、私自身は実現するのは難しいのではないかと危惧しました。国家プロジェクトの開発に関してはある程度執筆頂けるとは思いましたが、企業の資金で行われているものについては難しいものと思っていました。結果的には関係各位のご努力により発刊できたことに驚いている次第です。

以前ある会合で、国内ユーザの幹部の方が挨拶の中で、「ガスタービンは以前はリリースピッチャであったが今や完投を要求される主戦投手として期待されている。」と述べておられたのを聞いて、ガスタービン関連の仕事に永い間従事してきた私にとって感慨深く、

また一層努力していかねばと思ったものでした。

日本国内では現在 LNG ガスを使用する大型コンバインドサイクル発電プラントが急激に建設されてきておりますが、さらに50%に近い高効率プラントの計画もあり今後の火力発電における重要な役割を演じて行くこととなります。さらに地球環境の面から CO₂ 排出の低減という新しく重要な問題が急に出てきて、一層ガスタービンの開発に期待がかかって来ています。今日火力発電に関する新規開発に於いては必ずガスタービンが関係しているといっても過言ではないほどで、会員各位の関心も大きいものと思いますが、本小特集の論文を読まれて開発の一端を知って頂き満足されたのではないかと思います。

(石野寿生)

[事務局 だ よ り]

樹々の緑があざやかとなり、花々が咲きそろうこの頃、空の明るさがいつのまにか長くなってきていることに気づきました。そういえば、もうすぐ夏至。そしてまた夏と平成2年も半分過ぎ、一年の巡りの早さをまたもや感じてしまいます。

新しい年度を迎えての評議員会、通常総会も無事終了し、4月の見学会を皮切りに、6月1日の定期講演会と新年度の行事もスムーズに流れはじめました。今年も行事はこの学会誌にもございますように「ピンクの会告の頁」に掲載致しますのでくれぐれもお見逃しなきよう。

すでにご承知のように、4月27日の通常総会にて会費改訂がきました。納入のお願いがお手元に届いていることと思いますが、その際、もうおなじみと思いますが会員番号（当方より発送の宛名書の下番号）を是非ご記入下さい。行事の参加申込の際もこの番号をお書き添えいただくことになっていきます。

ガスタービン学会は定款にもありますように「ガスタービンに関する研究発表・調査・知識の交換並びに会員相互間及び関連学協会との連絡・提携を図り、もって学術・技術の発展に寄与することを目的」としているのですから、皆様方に当学会を有効にご活用いただけるように私共スタッフ一同、今年度もまた微力を尽くしていくつもりであります。

[A]

ガスタービン特別講座（第6回）開催のお知らせ

第6回ガスタービン特別講座を下記の要領で開催することになりましたのでお知らせいたします。

最近の地球環境問題の高まりの中で、これら環境対応性と協調をとりつつ省エネルギー化、エネルギー供給の多様化等の促進が積極的に推進されております。

今回は我が国で進められている、各種ガスタービン及び同関連技術の国家規模或いはこれに準ずる規模での“研究開発プロジェクトの現状と展望”について、それぞれの関係する講師の方々による講演や講座参加の方々をまじえての個別討論／全体討論を通して、“エネルギー問題等に対応する新しいガスタービンシステム”について一層の理解を深めることを意図して講座を企画いたしました。

本講座は、ガスタービン関連の各分野における造詣の深い方々を講師としてお迎えして、最新の話題を提供していただくと共に、講師を囲んでの自由な討論と懇親の場を持つもので、講師や他の参加者の方々とも個人的に親交を深めていただき、今後の技術活動に役立てていただけるものと確信しております。

奮って御参加下さい。

— 記 —

- 1) テーマ：エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム
—研究開発プロジェクトの現状と展望—
- 2) 日 時：1990年9月13日(木)午後1時より
14日(金)午後1時まで
- 3) 場 所：湯河原厚生年金会館
〒413 静岡県熱海市泉107
TEL 0465-63-3721
- 4) 主催，協賛学会：日本ガスタービン学会（主催）
エネルギー・資源学会（協賛）
- 5) 講演内容：
 - (1) 自動車用セラミックガスタービンの研究開発
(財)日本自動車研究所 石渡正治氏
 - (2) 小型発電用セラミックガスタービンの研究開発
新エネルギー・産業技術総合開発機構
燃料貯蔵技術開発室 岩永明男氏
 - (3) アドバンス・コージェネレーションシステムの研究開発
アドバンス・コージェネレーションシステム技術研究組合
朝倉孝和氏
 - (4) メタノール利用発電の研究開発
中国電力(株) 馬場 進氏
 - (5) 石炭ガス化複合発電の研究開発
石炭ガス化複合発電技術研究組合 黒田広男氏
 - (6) 大型発電用セラミックガスタービンの研究開発
(財)電力中央研究所 阿部俊夫氏

(注) グループ別討論会は夕食後以下の2つのグループに分かれて行います。

グループA : (1), (2), (3)

グループB : (4), (5), (6)

6) 参加要領

参加希望者は、往復ハガキに連絡先住所、氏名、所属、参加希望グループをご記入の上、8月10日(金)までに日本ガスタービン学会あてにお申し込みください。参加者は約50名で計画しておりますが、希望者多数の場合は抽選で決めさせていただきます。抽選の結果は応募者全員にお知らせ致します。また、参加決定者には後日詳しいスケジュールをお送り致します。

*参加登録料金（払込み方法については後日連絡致します）

会 員 25,000円（含協賛団体会員）

会員外 35,000円

(注) 上記参加登録料金には交通費、宿泊料は含まれていません。

宿泊料は3食付8,000円程度の予定。

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル4階402

(社)日本ガスタービン学会

TEL 03-365-0095 FAX 03-365-0387

ガスタービン秋季講演会(仙台)についてのご案内

共催 日本ガスタービン学会（幹事学会） 日本機械学会

◆ 講演論文募集

- | | |
|-------------|--|
| 開 催 日 | 平成2年11月8日(木) |
| 会 場 | 東北大学工学部 青葉記念会館（仙台） |
| 講 演 論 文 内 容 | (1) ガスタービン（すべての用途を含む）及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。ガスタービンの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及びユーザー使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。 |
| 講 演 者 | 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1名1題目を原則とします。 |
| 申 込 方 法 | (1) はがきに「ガスタービン秋季講演会講演申込み」と題記し下記事項を記入し、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)宛申し込んで下さい。
a) 講演題目 b) 著者氏名（連名の場合は講演者に※印を付けて下さい）及び勤務先 c) 所属学会及び会員資格 d) 連絡者氏名、住所 e) 100～200字程度の概要
(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受けません。 |
| 申 込 締 切 | 平成2年8月8日(木) |
| 講 演 論 文 原 稿 | (1) 講演論文執筆用の原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は1,292字づつ原稿用紙2ページ以上8ページ以内とします。
(2) 原稿提出期限 平成2年9月28日(金)
(3) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。 |

6) 参加要領

参加希望者は、往復ハガキに連絡先住所、氏名、所属、参加希望グループをご記入の上、8月10日(金)までに日本ガスタービン学会あてにお申し込みください。参加者は約50名で計画しておりますが、希望者多数の場合は抽選で決めさせていただきます。抽選の結果は応募者全員にお知らせ致します。また、参加決定者には後日詳しいスケジュールをお送り致します。

*参加登録料金(払込み方法については後日連絡致します)

会 員 25,000円(含協賛団体会員)

会員外 35,000円

(注) 上記参加登録料金には交通費、宿泊料は含まれていません。

宿泊料は3食付8,000円程度の予定。

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル4階402

(社)日本ガスタービン学会

TEL 03-365-0095 FAX 03-365-0387

ガスタービン秋季講演会(仙台)についてのご案内

共催 日本ガスタービン学会(幹事学会) 日本機械学会

◆ 講演論文募集

- | | |
|-------------|--|
| 開 催 日 | 平成2年11月8日(木) |
| 会 場 | 東北大学工学部 青葉記念会館(仙台) |
| 講 演 論 文 内 容 | (1) ガスタービン(すべての用途を含む)及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。ガスタービンの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及びユーザー使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。 |
| 講 演 者 | 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1名1題目を原則とします。 |
| 申 込 方 法 | (1) はがきに「ガスタービン秋季講演会講演申込み」と題記し下記事項を記入し、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)宛申し込んで下さい。
a) 講演題目 b) 著者氏名(連名の場合は講演者に※印を付けて下さい)及び勤務先 c) 所属学会及び会員資格 d) 連絡者氏名、住所 e) 100~200字程度の概要
(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受けません。 |
| 申 込 締 切 | 平成2年8月8日(木) |
| 講 演 論 文 原 稿 | (1) 講演論文執筆用の原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は1,292字づつ原稿用紙2ページ以上8ページ以内とします。
(2) 原稿提出期限 平成2年9月28日(金)
(3) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。 |

技術論文等
への投稿

- (1) ガスタービン学会会員の講演発表は、ガスタービン学会誌に技術論文として投稿できます（講演論文集原稿執筆要領参考）。
- (2) 機械学会会員（講演者）で日本機械学会の出版物（論文集及び International Journal）に投稿希望の方は、講演後機械学会所定の手続きを経て投稿することができます。

◆ 見学会および参加申込など

見学会 日時：平成2年11月9日(金)

場所：見学先検討中

（見学参加費，その他詳細は会誌9月号参照）

懇親会 日時：平成2年11月8日(休)夕方 上記会場内

参加費：無料（参加登録者に限る）

講演会登録料 8,000円（事前）（上記見学会参加費は含みません）

参加事前申込締切 平成2年9月14日(金)

※ なお、宿泊の手配等、詳細については会誌9月号でご案内申し上げます。

会費改訂のお知らせ

前号（VOL.17 NO.68）でもご連絡申し上げましたように、去る4月27日に開催されました第15回通常総会において会費改訂が承認されました。

平成2年4月より下記のように改訂されましたので、改めてお知らせいたします。

尚、既に2年度分を前納なさっている方につきましては、差額をお納め下さいますようお願い申し上げます。

記

	現 行	改 訂
賛助会員	1口/年 60,000円	1口/年 70,000円
正会員	年 4,000円	年 5,000円
学生会員	年 2,000円	年 2,500円

※いずれも入会金につきましては従来通りです。

技術論文等
への投稿

- (1) ガスタービン学会会員の講演発表は、ガスタービン学会誌に技術論文として投稿できます（講演論文集原稿執筆要領参考）。
- (2) 機械学会会員（講演者）で日本機械学会の出版物（論文集及び International Journal）に投稿希望の方は、講演後機械学会所定の手続きを経て投稿することができます。

◆ 見学会および参加申込など

見学会 日時：平成2年11月9日（金）

場所：見学先検討中

（見学参加費，その他詳細は会誌9月号参照）

懇親会 日時：平成2年11月8日（休）夕方 上記会場内

参加費：無料（参加登録者に限る）

講演会登録料 8,000円（事前）（上記見学会参加費は含みません）

参加事前申込締切 平成2年9月14日（金）

※ なお、宿泊の手配等、詳細については会誌9月号でご案内申し上げます。

会費改訂のお知らせ

前号（VOL.17 NO.68）でもご連絡申し上げましたように、去る4月27日に開催されました第15回通常総会において会費改訂が承認されました。

平成2年4月より下記のように改訂されましたので、改めてお知らせいたします。

尚、既に2年度分を前納なさっている方につきましては、差額をお納め下さいますようお願い申し上げます。

記

	現 行	改 訂
賛助会員	1口/年 60,000円	1口/年 70,000円
正会員	年 4,000円	年 5,000円
学生会員	年 2,000円	年 2,500円

※いずれも入会金につきましては従来通りです。

協賛

第2回内燃機関の燃焼計測とモデリングに関する国際会議

日時：平成2年9月3日(月)～5日(水)

会場：京都パークホテル

詳細は(社)日本機械学会(TEL 03-379-6781)又は京都大学工学部機械工学科内 COMODIA90 実行委員会(TEL 075-753-5248)へお問い合わせ下さい。

協賛

第4回講習会「ビジュアル・プレゼンテーション」

日時：平成2年5月29日(火)～30日(水)

会場：東京大学山上会館

詳細は(社)可視化情報学会(TEL 03-364-1762)へお問い合わせ下さい。

協賛

第11回日本熱物性シンポジウム

日時：平成2年11月6日(火)～8日(木)

会場：日本学術会議講堂

詳細は慶応義塾大学理工学部機械工学科長島研究室、第11回日本熱物性シンポジウム実行委員会(TEL 044-63-1141, 内線3168)へお問い合わせ下さい。

入会者名簿

正会員

荒木 良一郎 (エンジニアリング開発)	宮崎 正五 (三菱重工)	赤尾 好之 (三菱自工)
高橋 正行 (三菱自工)	鵜沢 新太郎 (東電)	田中正徳 (シナノケンシ)
河田 康男 (三菱重工)	太田 正人 (三菱重工)	南 芳弘 (三菱重工)
後藤 勉 (日産)	根本 勇 (SSP)	中村 重義 (日立)
菅原 貴司 (東電)	荻原 重雄 (石川島播磨)	佐久間 俊一 (防衛庁)
樋口 豊 (新潟鉄工)	山本 亨 (関電)	加藤 儀宏 (東電)
秋山 恭徳 (赤阪鉄工所)	黒沢 要治 (航技研)	植松 功雄 (DOW CHEMICAL)
山田 峻大 (明電舎)	白上 広昭 (三井造船)	岡田 郁雄 (三菱重工)
濱地 康之 (ヤマディーゼル)	関根 静雄 (航技研)	杉原 浩二 (ダイキン工業)
柏木 武 (石川島播磨)		

学生会員より正会員へ

出田 浩之 哇上 修 (慶大)

学生会員

大脇 良文 (日工大院) 宮内 正裕 (東大院) 渡邊 修 (岐阜大院)
広瀬 裕二 (慶大院)

協賛

第2回内燃機関の燃焼計測とモデリングに関する国際会議

日時：平成2年9月3日(月)～5日(水)

会場：京都パークホテル

詳細は(社)日本機械学会(TEL 03-379-6781)又は京都大学工学部機械工学科内 COMODIA90 実行委員会(TEL 075-753-5248)へお問い合わせ下さい。

協賛

第4回講習会「ビジュアル・プレゼンテーション」

日時：平成2年5月29日(火)～30日(水)

会場：東京大学山上会館

詳細は(社)可視化情報学会(TEL 03-364-1762)へお問い合わせ下さい。

協賛

第11回日本熱物性シンポジウム

日時：平成2年11月6日(火)～8日(木)

会場：日本学術会議講堂

詳細は慶応義塾大学理工学部機械工学科長島研究室、第11回日本熱物性シンポジウム実行委員会(TEL 044-63-1141, 内線3168)へお問い合わせ下さい。

入会者名簿

正会員

荒木 良一郎 (エンジニアリング開発)	宮崎 正五 (三菱重工)	赤尾 好之 (三菱自工)
高橋 正行 (三菱自工)	鵜沢 新太郎 (東電)	田中正徳 (シナノケン)
河田 康男 (三菱重工)	太田 正人 (三菱重工)	南 芳弘 (三菱重工)
後藤 勉 (日産)	根本 勇 (SSP)	中村 重義 (日立)
菅原 貴司 (東電)	荻原 重雄 (石川島播磨)	佐久間 俊一 (防衛庁)
樋口 豊 (新潟鉄工)	山本 亨 (関電)	加藤 儀宏 (東電)
秋山 恭徳 (赤阪鉄工所)	黒沢 要治 (航技研)	植松 功雄 (DOW CHEMICAL)
山田 峻大 (明電舎)	白上 広昭 (三井造船)	岡田 郁雄 (三菱重工)
濱地 康之 (ヤマディーゼル)	関根 静雄 (航技研)	杉原 浩二 (ダイキン工業)
柏木 武 (石川島播磨)		

学生会員より正会員へ

出田 浩之 哇上 修 (慶大)

学生会員

大脇 良文 (日工大院) 宮内 正裕 (東大院) 渡邊 修 (岐阜大院)
広瀬 裕二 (慶大院)

協賛

第2回内燃機関の燃焼計測とモデリングに関する国際会議

日時：平成2年9月3日(月)～5日(水)

会場：京都パークホテル

詳細は(社)日本機械学会(TEL 03-379-6781)又は京都大学工学部機械工学科内 COMODIA90 実行委員会(TEL 075-753-5248)へお問い合わせ下さい。

協賛

第4回講習会「ビジュアル・プレゼンテーション」

日時：平成2年5月29日(火)～30日(水)

会場：東京大学山上会館

詳細は(社)可視化情報学会(TEL 03-364-1762)へお問い合わせ下さい。

協賛

第11回日本熱物性シンポジウム

日時：平成2年11月6日(火)～8日(木)

会場：日本学術会議講堂

詳細は慶応義塾大学理工学部機械工学科長島研究室、第11回日本熱物性シンポジウム実行委員会(TEL 044-63-1141, 内線3168)へお問い合わせ下さい。

入会者名簿

正会員

荒木 良一郎 (エンジニアリング開発)	宮崎 正五 (三菱重工)	赤尾 好之 (三菱自工)
高橋 正行 (三菱自工)	鵜沢 新太郎 (東電)	田中正徳 (シナノケンシ)
河田 康男 (三菱重工)	太田 正人 (三菱重工)	南 芳弘 (三菱重工)
後藤 勉 (日産)	根本 勇 (SSP)	中村 重義 (日立)
菅原 貴司 (東電)	荻原 重雄 (石川島播磨)	佐久間 俊一 (防衛庁)
樋口 豊 (新潟鉄工)	山本 亨 (関電)	加藤 儀宏 (東電)
秋山 恭徳 (赤阪鉄工所)	黒沢 要治 (航技研)	植松 功雄 (DOW CHEMICAL)
山田 峻大 (明電舎)	白上 広昭 (三井造船)	岡田 郁雄 (三菱重工)
濱地 康之 (ヤマディーゼル)	関根 静雄 (航技研)	杉原 浩二 (ダイキン工業)
柏木 武 (石川島播磨)		

学生会員より正会員へ

出田 浩之 畦上 修 (慶大)

学生会員

大脇 良文 (日工大院) 宮内 正裕 (東大院) 渡邊 修 (岐阜大院)
広瀬 裕二 (慶大院)

協 賛

第2回内燃機関の燃焼計測とモデリングに関する国際会議

日 時：平成2年9月3日(月)～5日(水)

会 場：京都パークホテル

詳細は(社)日本機械学会(TEL 03-379-6781)又は京都大学工学部機械工学科内 COMODIA90 実行委員会(TEL 075-753-5248)へお問い合わせ下さい。

協 賛

第4回講習会「ビジュアル・プレゼンテーション」

日 時：平成2年5月29日(火)～30日(水)

会 場：東京大学山上会館

詳細は(社)可視化情報学会(TEL 03-364-1762)へお問い合わせ下さい。

協 賛

第11回日本熱物性シンポジウム

日 時：平成2年11月6日(火)～8日(木)

会 場：日本学術会議講堂

詳細は慶応義塾大学理工学部機械工学科長島研究室、第11回日本熱物性シンポジウム実行委員会(TEL 044-63-1141, 内線3168)へお問い合わせ下さい。

入 会 者 名 簿

正 会 員

荒木 良一郎 (エンジニアリング開発)	宮崎 正五 (三菱重工)	赤尾 好之 (三菱自工)
高橋 正行 (三菱自工)	鵜沢 新太郎 (東電)	田中正徳 (シナノケンシ)
河田 康男 (三菱重工)	太田 正人 (三菱重工)	南 芳弘 (三菱重工)
後藤 勉 (日産)	根本 勇 (SSP)	中村 重義 (日立)
菅原 貴司 (東電)	荻原 重雄 (石川島播磨)	佐久間 俊一 (防衛庁)
樋口 豊 (新潟鉄工)	山本 亨 (関電)	加藤 儀宏 (東電)
秋山 恭徳 (赤阪鉄工所)	黒沢 要治 (航技研)	植松 功雄 (DOW CHEMICAL)
山田 峻大 (明電舎)	白上 広昭 (三井造船)	岡田 郁雄 (三菱重工)
濱地 康之 (ヤマディーゼル)	関根 静雄 (航技研)	杉原 浩二 (ダイキン工業)
柏木 武 (石川島播磨)		

学生会員より正会員へ

出田 浩之 畦上 修 (慶大)

学生会員

大脇 良文 (日工大院) 宮内 正裕 (東大院) 渡邊 修 (岐阜大院)
広瀬 裕二 (慶大院)

賛助会員

(株)藤井工業 東京ガス都市開発(株) (株)ヨーヅリ 川重明石エンジニアリング(株)
東京ガスビルサービス(株) (株)日本製鋼所 (株)金門製作所 川重冷熱工業(株)
日本鑄鍛鋼(株) (株)司測研

GTSJ 英文プレティン販売のお知らせ

このたび英文プレティン第3号(1989年度版)が下記のごとく発行されましたので、会員各位に有料頒布のご案内をいたします。

1. 主な内容：

- (1) わが国における最近のガスタービン、ターボチャージャの技術動向
(大型、中・小型産業用、航空用、船・車両用ターボチャージャ、セラミックガスタービン開発計画などについて合計6編)
- (2) 最近の学会誌掲載論文の抄録(11編)
- (3) 最近の学会講演発表論文のリスト
- (4) 最近の学会誌掲載“研究所だより”(4編)
- (5) ガスタービン、ターボチャージャ生産統計資料
- (6) ガスタービン学会の組織、活動状況紹介
- (7) GTSJ 関連の大学、研究・開発機関と賛助会員会社のリスト

2. 構成： B5版 75ページ

(内容は全て英文にて構成されています)

3. 価格： 1部 2,000円

ただし部数がまとまる場合は、次のように割引を行いません。

10部以上 1部 1,800円

30部以上 1部 1,500円

このプレティンは、国外の研究者・企業に日本ガスタービン学会の活動や、ガスタービン・ターボチャージャの事情を説明する資料として便利かと思われまますので、ご利用下さい。

問合わせおよび申込先： 〒160 新宿区西新宿7-5-13 第三工新ビル
日本ガスタービン学会事務局
TEL 03-365-0095

賛助会員

(株)藤井工業 東京ガス都市開発(株) (株)ヨーヅリ 川重明石エンジニアリング(株)
東京ガスビルサービス(株) (株)日本製鋼所 (株)金門製作所 川重冷熱工業(株)
日本鑄鍛鋼(株) (株)司測研

GTSJ 英文プレティン販売のお知らせ

このたび英文プレティン第3号(1989年度版)が下記のごとく発行されましたので、会員各位に有料頒布のご案内をいたします。

1. 主な内容：

- (1) わが国における最近のガスタービン、ターボチャージャの技術動向
(大型、中・小型産業用、航空用、船・車両用ターボチャージャ、セラミックガスタービン開発計画などについて合計6編)
- (2) 最近の学会誌掲載論文の抄録(11編)
- (3) 最近の学会講演発表論文のリスト
- (4) 最近の学会誌掲載“研究所だより”(4編)
- (5) ガスタービン、ターボチャージャ生産統計資料
- (6) ガスタービン学会の組織、活動状況紹介
- (7) GTSJ 関連の大学、研究・開発機関と賛助会員会社のリスト

2. 構成： B5版 75ページ

(内容は全て英文にて構成されています)

3. 価格： 1部 2,000円

ただし部数がまとまる場合は、次のように割引を行いません。

10部以上 1部 1,800円

30部以上 1部 1,500円

このプレティンは、国外の研究者・企業に日本ガスタービン学会の活動や、ガスタービン・ターボチャージャの事情を説明する資料として便利かと思われまますので、ご利用下さい。

問合わせおよび申込先： 〒160 新宿区西新宿7-5-13 第三工新ビル
日本ガスタービン学会事務局
TEL 03-365-0095

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。
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ページ、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. 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
(株)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書の原著で、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。

日本ガスタービン学会誌

第18巻 第69号

平成2年6月10日

編集者 能瀬弘幸

発行者 石井泰之助

(株)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) 365-0095

FAX (03) 365-0387

振替 東京7-179578

印刷所 ニッセイエプロ(株)

東京都港区西新橋2の5の10

©1988(株)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(株)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。