

訃 日本ガスタービン学会元会長 岡 村 健 二 君

平成元年1月15日逝去され、1月20日東京都渋谷区の代々幡葬祭場において葬儀が執り行われました。
同君は本学会の前身日本ガスタービン会議の第2期会長をはじめ役員・評議員を歴任されました。

また昭和58年には名誉会員になられるなど、本学会の発展に多大の尽力をされると共に我国のガスタービン工学・工業発展のため大いに貢献されました。ここにつつしんで哀悼の意を表します。



故 岡 村 健 二 君 略 歴

昭和9年3月	東京帝国大学工学部機械工学科卒業
昭和9年4月	三菱航空機株式会社（現三菱重工業）入社
昭和27年9月	三菱日本重工業（株），東京製作所 生産部長
昭和39年6月	三菱重工業（株），技術本部 技術管理部長
昭和45年8月	同社，技術本部長代理
昭和39年5月	菱日エンジニアリング（株），取締役
昭和47年10月	三菱開発（株），常務取締役
昭和54年8月	菱和海洋開発（株），代表取締役社長

本会に関する記事

昭和47年6月	入会
昭和47年6月	日本ガスタービン会議副会長
昭和48年4月	同会長
昭和49年 } 4月	同会評議員
昭和50年 }	
昭和51～53年5月	日本ガスタービン学会評議員
昭和54年4月	同学会監事
昭和55～57年4月	同学会評議員

ご 遺 族

岡 村 寿美子 殿（東京都港区南青山2-22-4-506）



エンジニアリング教育の 変わる時

日本学術会議会員 今井 兼一郎

はじめに

大学の先生方と話していて思わず“それ、本当ですか？”と聞き返して仕舞うようなことがある。最近有ったのは、ある国立大学で機械系学科の卒業生の約半分が非製造業に就職するというのである。

大学生活は自分の将来に関する事であるから、どこから情報を入れるのか、産業や企業の将来に対して、鋭い感覚を持ち、鋭敏に反応していると見たい。

ある大学の卒業生の最初の就職先を長年に渡り調べたのを見たことがある。繊維工業は可成り早くから行く人が減り最近殆ど行っていない。官庁関係は可成り長い間変化していない。重工業・鉄鋼業関係は一時は増えたが今は減っている。この様に世間が騒ぎ出す前に学生は傾向として予見しているように思われる。

科学技術の意義の変化

科学技術研究が経済・武力を含めて国力の基であると考えられて、先進各国を初め世界の各国は科学技術研究力の、質及び量の増強に狂奔しているとさえ思われる状態である。

そこで我が日本国の経済の今日の繁栄は明治維新依頼の長年にわたる工学・工業教育の、或は官民の協力の結果であると世界の多くは見ている。

米国でも此様な傾向にあったが、最近[1]米国の生活レベルを高めるためには技術優位性を保つべきで、情報時代となり情報産業に従事する人口が労働人口の中で、大きな割合となろうとも、基本になるのは、生産(Manufacturing)で、生産に於ける品質管理、品質設計は最重要で、優良な製品無しにはサービス業も有り得ないとの考えが浸透しつつ有るようである。

科学・技術の蓄積は人・物・金の資源のプールの大きさと密接に関係ありとするならば、工学系卒業学生の就職先の盛衰は原因なのか結果なのか？である。

こうなると学生が非製造業に行くものが急増していることは気になることである。

Quality First

経済力の推進役となっている工業力、そのものと技術力は、我国の場合、民需つまり国民生活に繋がる製品に先端技術を生産管理・技術とともに如何に上手に取り入れて行くかに成功を収めた好例であろう。各製造家は勿論、最近サービスに於ても設計の第一歩から如何に顧客の要求を満たすかを第一とし…… Quality First……で万事を進めている。

ここで評価される技術力はサービスにしろ、製品にしろ目に見える形であり、企画、設計、製造、販売する人の集団の持つ自分自身の科学技術力である。

こう考えると我々専門家は何時も第一線の専門知識を持って居るべきである。

何時もそれを創造的に活用しうるのでなくてはならぬとゆう要求は如何に、厳しいものであるかが分る。

技術者は此の意味で研究者であり、開発者であり、実施者でなくてはならない。

Focus on the Future

此処に最近入手した“Focus on the Future” 1988 National Academy of Engineering『技術者の生涯教育のための米国としての実施計画』から最近の環境変化と彼等技術者の迫られている対応を抜粋した。

1. 技術・企業の国際化

技術およびサービスの対象としているマーケット、又技術を供給する側もともに地球的に

(平成元年1月12日原稿受付)

成って来て居る。米国の企業も世界各国と技術契約を結んでいるし、米国企業も、個人も以前にも増して厳しい競争場裡にあり、多くの企業が敗退している。技術の優位性と品質の優秀性が世界経済の競争に残って行く為には極めて重要な要因と考えられる。

2. 技術の変化

殆ど技術の全分野に渡って起きている、技術者の持つ知識、技術の容赦ない陳腐化に対抗するためにも生涯教育は今までに無く其の重要性を増していると考えられる。

例えば従来の考え方で言う様な技術者の殆ど居なかったバイオ技術の台頭等のような技術分野の出現、或は在来技術の近代化がこのことに一層拍車を掛けているのではなからうか。極く最近の調査で技術者の持つ熟練（スキル）の半減期はソフトウェア技術者で2.5年、電気技術者で5年、機械技術者で7.5年と言っている。

又科学の進歩がこのことに多に関係があることも見逃し得ない処である。

例えば1940年代の卒業者はトランジスターを、1950年代はコンピューターを、1960年代はオペチクスを学校で習っていない。

此のほか自動車工業を取って見ても1970年後半までは企画・設計・開発研究・生産・販売メンテナンスは順次工程順にシーケンスとして進められて居たが、それが今は同時に行なわれる Simultaneous engineering となった。此のことはエレクトロニクスでは十年以上も前から行なわれていたが米国自動車業界では画期的な出来事であった。

このほか CIM (Computer-integrated manufacturing) であるとか、エレクトロニクスの大量導入とか自動車工業技術の内容は急激に変わろうとしている。

此処に述べたことはコンピュータ技術と世界的競争の故に生産形式とか、業務組織の急激な変更が必然のものとなり、更には関係する全ての全員の技術、やる気、参加意識の高揚を求めて止まぬを言うことである。新たに仕事に加わる者、或は職場を離れる者に厳しい再教育を求めていると言うべきであろう。

3. 専門教育に入る前段階でエンジニアリングに興味を持つよう呼び掛けること。工業教育に必要な数学・物理教育に力を入れるべきこと。

4. 多くの技術者にとって専門技術は表芸として極めて重要であるが、ある年代からは、仕事の環境の中での人事管理、市場評価、生産ラインの評価、資金配分、等のほか社会との協調性、一般の人に技術の説明などということも極めて重要な要素となることは一般に認められている処である。

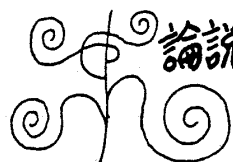
之を要するに技術者を志したものに取って35～40年に及ぶ専門家としての活動のレベル維持のために生涯教育は極めて必要で、殊に4.で述べていることは学校時代には学習の難しい部分であろう。大学、企業、学会、政府夫々に分担を明らかにして本人の年々の絶えざる教育成長を促す事を図るべきであろう。としている。

終りに

常に最高の新製品を顧客に届けることで社会に貢献すべく務め、新製品がその第一の製品から The Best Quality であることが常に念願であり現実でありたい。

ここに長々と述べたが何かの御参考として、御役にたてば幸いである。

- [1] Simon Ramo "The Business of Science" Winning and Losing in the High-Tech Age. 1988 Hill and Wang



東京電力㈱ 火力部 小島 民生

ガスタービン設備については、事業用、産業用の発電プラントあるいはコンバインドサイクル発電プラントの主体として、さらにコージェネレーションプラント用として、その性能の向上と利用の拡大が近年著しくなっており、従来の、どちらかといえば非常用電源設備としてのものから、常用設備へとその利用形態も急速に変化してきている。

これらの状況を踏まえて、環境への影響を極力小さくするため、メーカ、ユーザ等により、ガスタービンの環境性能の向上について積極的な開発努力が払われている。

また一方、昨年2月改正施行された大気汚染防止法により、ガスタービンもばい煙発生施設の一つとして、その規制対象となるに至っている。

ガスタービンの排ガス対策の対象としては、 NO_x 、 SO_x 、ばいじん、その他COや未燃炭化水素等が挙げられるが、この小特集では、関係各所の積極的な取り組みにより、近年その進歩が著しく、またガスタービンを常用設備として利用する場合の必須技術である NO_x 低減技術について、メーカ、研究機関等でその開発に携わる第一線の方々へ解説して頂いた。

まず、この度のガスタービンに関する改正の背景も含めた大気汚染防止法の内容について説明して頂き、さらに航空機用エンジンについての法規制内容の概要を紹介して頂いた。

次に、ガスタービン燃焼器の低 NO_x 燃焼技術に関して、拡散型、予混合型、触媒型各燃焼器について解説して頂いた。

ガスタービン燃焼器の諸特性は、ガスタービン自体の性能、運用性、耐久性等に大きな影響を及ぼすもので、ガスタービンの開発上、重要な要素の一つであり、本誌昨年6月、9月、及び12月号

にて、川口先生を初めとする研究委員会により、全体の動向と諸問題を網羅して、わかりやすく解説して頂いている。この小特集では、燃焼器の低 NO_x 化技術について、各社、各機関の開発の特色を出して解説頂くようお願いした。なかでも、予混合型燃焼技術については、各社共、 NO_x 特性、燃焼安定性、運用性の向上に向けて最近の進歩が著しく、大変興味あるところである。

また、大容量の事業用コンバインドサイクル発電設備等においては、低 NO_x 燃焼技術による NO_x 低減技術に加えて、排煙脱硝装置による一層の NO_x 低減を図っており、この脱硝装置についても、その概要を御紹介願った。

低 NO_x 燃焼技術を初め、脱硝技術についても、各方面で多くの開発が行われており、今回の小特集で全て御紹介出来ないことをお許し頂きたい。また、 NO_x 対策以外にもガスタービン排ガス対策技術としては、広い分野で数多くの技術開発が推進されており、これらについても次の機会に御紹介出来れば幸である。なお、ガスタービン排ガス組成等の計測関連技術については、近々に特集される計画である。

今後、熱効率あるいは熱利用効率の高いコンバインドサイクルあるいはコージェネレーションプラントの一層の利用拡大を図るためには、環境性、経済性の両観点から、ガスタービンの排ガス対策技術の最適化は極めて重要な課題であり、その開発の積極的な推進に、大いに期待するところである。

最後に、この小特集の企画に当り、その担当小委員会の高田浩之編集委員長（東京大学）、石野寿生（日立製作所）、佐藤幸徳（石川島播磨重工）、高橋進（三菱重工）各委員の方々の御努力を御報告すると共に、貴重な原稿をお寄せ頂いた執筆者の皆様はじめ、関係者の多大な御協力に深く感謝いたします。

（平成元年2月23日原稿受付）

1 ガスタービンの環境関連法規制について

1.1 陸用定置型ガスタービンの排ガス規制について

早稲田大学理工学部 齋 藤 孟

1. まえがき

わが国の環境大気は、これまでの数度にわたる各種の規制によって昭和40年代当初の頃よりは著しく改善されてきた。しかし、最近のエネルギー事情の緩みと内需拡大に基づく経済好況によって地域によっては汚染の逆行が認められるに至った。とくに、東京、大阪などの大都市においてはその影響が大きく、 NO_2 や浮遊粒子状物質などのばい煙は増加の傾向さえ見せている。汚染物質の発生源として、ボイラや燃焼装置など固定発生源に対しては、大気汚染防止法に基づく排出規制によって、汚染物質は非常に低い水準に抑えられている。これに対し、陸上で使用される発電用や民生用のガスタービンとディーゼル機関の排気ガスに対しては、その設置数が少なかったためもあってこれまでは何らの規制も加えられていなかった。ところが最近、コージェネレーションシステムの普及とともに、これらの原動機が増加しつつあり、しかも大都市においてその設置の増加が見込まれることにより、環境庁では、昭和62年(1987年)10月に大気汚染防止法の改訂を行い、昭和63年2月からは、これらの原動機にも排出規制を設けて実施することとなった。本稿では、ガスタービンに対して、規制の行われるに至った経緯と規制のあり方について触れてみたい。

2. わが国の大気汚染の現況

昨年(1988年)暮に、環境庁が公表した1987年度の一般環境大気測定局の測定結果報告によると、固定発生源から排出される汚染物質としてもっとも注目されていた二酸化硫黄は、1967年をピークに年々減少し、ここ2、3年はほぼ横這い状態となり、環境基準の達成率も99.6%と極めて良好な状況となっている。これに対し二酸化窒素

は、各種対策の進んだ1979年以降やや減少傾向をみせていたものの、ここ2、3年は逆に増加の傾向を示しており、環境基準0.04ppm(日平均値)を超えた局は31.8%にもなっている。しかもこれら環境悪化の地点は総量規制を行っている東京、横浜、大阪等の大都市とその周辺地区に多い。さらに、自動車交通量の多い道路沿いの測定局では、その状況は一層悪く、環境基準0.04ppmを超えた局は85.1%、上限値0.06ppmを超えた局は37.4%にも達している。また、もう一つの汚染物質である浮遊粒子状物質(ばいじん)もほぼ似たような傾向を示しており、両物質に関する限り、環境汚染の悪化が憂慮されている。このため、環境庁では、1988年12月末に「窒素酸化物対策の新たな中期展望」と題して、5年先の1993年を目標に各種の NO_2 低減対策を盛り込み、その改善を図ることにしているが、それらが十分に効果をあげたとしても、なお上記の汚染地域では基準達成の困難な地点が残る恐れのあることも予測されている。このため新たにとるべき各種の施策があげられているが、個々の発生源施設に対しては一層強力な NO_x 低減技術を開発し、実施することが要請されている。

これに対し、従来ボイラや各種の燃焼装置においては、 NO_x 、ばいじんに関し法規に基づく厳しい規制が加えられており、とくに問題の大都市においては総量規制の形で、各事業所ごとに排出総量が設けられるという二重の規制を受けている。これに応じて、施設使用者側では、燃料の転換、燃焼管理による排気ガスの低減、脱硫、脱硝、除塵装置の付加などの方策によって対処してきた。今後とも、施設の改変にあたってはこれらの低公害技術の導入が要請されるのは勿論であるが、とくに NO_2 濃度の高くなる冬期には一層の低公害燃焼が要求されることとなる。また、これまで規

(平成元年2月2日原稿受付)

制の対象になっていなかった小規模の施設や民生用の燃焼機器にも、低公害機器の開発が望まれることになる。

3. 定置型ガスタービンの設置状況

現在わが国に設置されている定置型ガスタービンの施設は、常用で150、非常用で1160、合計約1300施設と推定されている（表1）。常用ガスタービンの使用のもっとも多いのは電気事業、ついで化学工業、鉱業であり、その他事業場、旅館、飲食業等の利用も増してきている。これらは、発電用、動力用のほかコージェネレーションシステムとして事業所ビル、ホテル等への導入事例も多い。

単機容量1000kW以上の発電常用ガスタービン施設では、北海道16、愛知県14、神奈川県12、千葉県8、大阪7、新潟、兵庫、岡山の6の順に多く、概して鉱業地帯や都市部に設置されている。既存の鉱業地帯に立地する施設では、電気事業のほか、電解工程をもつ化学鉱業、電気炉による鉄鋼業等の電力多消費型の工場に設置されているケースが少なからずみられる。

ガスタービン施設では、一般に大規模な施設が多く、排出ガス量10万Nm³/h以上の施設が半数以上を占めている。これらの内容は、電気事業用の発電所、工場における自家発電用施設が中心となっている。中・小型のガスタービンは、工場等に設置されるもののほか、オフィスビル、ホテル等で自家発電用の施設として用いられているものも含まれている。

とくに最近では、蒸気動力による発電と排熱回収ボイラの組合せを主体とした在来のコージェネレーションシステムに代わって、ガスタービンやディーゼル機関あるいはガス機関などを動力源とするコージェネレーションシステムの利用が拡大しつつある。しかもこれらは、設備がコンパクト

で管理も比較的容易である等のことから、民生用として、オフィスビルやホテル、病院、集団住宅ビル等に広く設置され、その数も急増することが見込まれている。

表2は、1986年4月以降の自家発電用のガスタービン、ディーゼル機関の設置計画で、現時点で明らかなものを、自動車、化学、鉄鋼、石油、紙パルプの5業種を中心に調査した結果である。これは、現有のガスタービン施設出力80万kWに対して約5割の増加となる。また、民生用コージェネレーションシステムの年間滞在需要がどの位になるかはわからないが、7万kW程度の設備増になるとも予測されている。

4. ガスタービンの汚染物質排出の実態と環境への影響

既存のガスタービン施設から排出されるNO_xとばいじんの実測濃度を規模別、燃料種別に区分して平均値で整理すると表3のようになる。また、排気ガスの平均酸素濃度は16%で、液体燃料ボイラが4%であることを考慮すると、同程度の燃料使用量の施設と比較したとき、ガスタービンの実質排出量は約3.8倍となる。したがって、表3に示された濃度は平均70ppm程度で、規制対象ボイラの平均排出濃度85ppmと同程度にみえるが、同一酸素濃度と比較した実質排出濃度は3～4倍になり、ボイラより高い排出量となる。なお、表中の排出ガス量50万Nm³/h以上の施設では、既に排煙脱硝装置を設置しているものが多く、平均

表2 ガスタービン、ディーゼル機関の
5業種における導入計画（61年4月以降）

	ガスタービン	ディーゼル機関	合 計
施 設 数	27施設	284施設	311施設
発 電 出 力	400,000kw	250,000kw	650,000kw

（環境庁調査）

表1 施設数推定値

	常 用			非 常 用			合 計
	50l/h未満	50l/h以上	小 計	50l/h未満	50l/h以上	小 計	
ガ ス タ ー ビ ン	数施設	約140	約 150	約 20	約 1,140	約 1,160	約 1,300
デ ィ ー ゼ ル 機 関	約250	約750	約1,000	約9,200	約13,800	約23,000	約24,000

排出濃度は低くなっている。

燃料消費量が常用50L/h以上のガスタービン施設について、上の平均排出濃度を基に時間当たりの排気ガス排出量を求め、さらに施設利用率を考慮して、年間の総排出量を求めると表4のようになる。ちなみに、同じ表に定置型ディーゼル機関施設からの排出量も示した。表中の割合(%)は、ばい煙発生施設全体からの排出量(1984年度)に対するガスタービンまたはディーゼル機関施設からの排出量の割合を示している。ガスタービンではNO_x、ばいじんとも1.2%であり、これは電気炉からの排出量とほぼ同程度である。この割合からすれば、ディーゼル機関に比べ、全排出量に与える影響は小さいが、比較的排出量の少ない地域に排出量の大きいガスタービン施設が1基でも加わるとその環境濃度に与える影響は大きい。

また、定置型施設では、煙突から排出されたガスの最大着地濃度が問題にされる。ガスタービンからの排出ガスによる最大着地濃度を、平均的な

気象条件の下で計算してみると、表5のようになる。すなわち、日平均値の平均は4ppbであり、その最大は34ppb、偏差は6ppbである。内燃機関によるこれまでの施設では一般に煙突が低いので、1施設からの影響でも、その施設周辺にかなり高濃度の汚染をもたらす。

コージェネレーション施設からの排出量は、なお今後の問題であるが、これに関するガスタービン施設を比較的大型の設備とし、需要出力を75000kW程度に仮定して、NO_xの排出量増加を試算し

表5 既設施設からのNO₂最大着地濃度
(日平均値)の状況

	ディーゼル機関			ガスタービン		
	平均	最大	標準偏差	平均	最大	標準偏差
平均的な気象条件時	17ppb	183ppb	30ppb	4ppb	34ppb	6ppb
施設数	435			73		

表3 ガスタービンからのNO_xの平均排出濃度

燃料種	NO _x 排出濃度 (ppm)						
	排出ガス量 0.5万Nm ³ /h未満	0.5万~1万	1万~4万	4万~10万	10万~50万	50万以上	全体
ガス			96	70	90	28	45
灯・軽油	76	50	87	71	117	51	73
A重油	73	63	102				82
B重油					60		60
C重油			60		75		72
その他					65		65
全体	74	58	93	71	89	40	70

(注) ガス燃料使用の50万Nm³/h以上の施設では、排煙脱硝装置を設置しているものが多い。

表4 年間ばい煙排出量と全ばい煙発生施設に対する割合

	排出ガス	年間ばい煙排出量*	割合(%)**	備考
ガスタービン	NO _x	4,196,000	1.2	(電気炉と同程度)
	SO _x	2,635,000	0.8	(電気炉と同程度)
	ばいじん	1,525,000	1.2	(アルミ電解炉と同程度)
ディーゼル機関	NO _x	24,387,000	6.9	(焙焼炉、焼結炉と同程度)
	SO _x	7,856,000	2.4	(廃棄物焼却炉と同程度)
	ばいじん	1,402,000	1.1	(石油加熱炉と同程度)

注) * 単位はNO_x, SO_x: Nm³/年, ばいじん: kg/年

** 全ばい煙発生施設からの排出量(昭和59年度)に対する割合

表6 コージェネレーションシステムからの
年間潜在ばい煙排出増加量

	ガスタービン		ディーゼル機関	
	NOx	SOx	NOx	SOx
ばい煙潜在排出増加量 (Nm ³ /年)	237,000	135,000	4,801,000	1,499,000
全ばい煙発生施設 合計値との比	(%) 0.07	(%) 0.04	(%) 1.4	(%) 0.5
規制対象 ボイラーとの比	0.14	0.06	2.8	0.6

た結果を表6に示した。ディーゼル機関ではこれより小型の設備まで利用されるものと考えられるので、その増設によるNO_x、SO_x排出量も多く、表示ようになる。ガスタービンの場合、NO_x、SO_xともにその全排出量に対する割合は僅かであるが、これらの施設が比較的環境状況の悪い大都市とその周辺に設置される可能性が高いので問題視される。何れにしても、現在でも環境基準に十分適合しえない都市とその周辺地域においては、今後少しでもNO_x、ばいじんの量が増加することは避けねばならないので、増設される施設に対しては強い規制が必要となる。

5. ガスタービン排気ガス規制までの経緯

今回の定値型ガスタービン、ディーゼル機関の排気ガス規制が作成されるに当たっては、その現状、将来見通しとその必要性、規制値等について検討するため、環境庁内に固定型内燃機関大気汚染対策検討会が設けられ、平田賢東大教授の委員長の下に、10名の学識経験者が委員として参加して審議を行った。委員会は昭和61年12月に発足し、62年9月まで都合8回開催され、報告書がまとめられた。第1回の委員会では、固定型ガスタービン、ディーゼル機関を使用した施設の設置状況や施設の構造が審議され、これら施設の現状とその実態が明らかにされた。第2回には、さらにこれら施設より排出されるガスの実態が調査され、その環境大気への影響が検討された。また同時に、今後のコージェネレーションシステムの普及による排出ガス量の増加についても推定され、その規制の必要性が論議された。ついで3回には、

各種のばい煙低減技術とその効果について検討され、その現状実態を把握するため、第4回には、関係各団体から対策の実態および開発研究中の技術についてヒヤリングが行われ、また最近設備された施設の実態と、その地域環境への影響についても関係自治体からヒヤリングが行われた。さらに、これらのうちの二、三の施設については実地に視察調査され、その実状が確認された。これらの基礎調査を基に、固定型ガスタービン、ディーゼル機関の排気ガス規制のあり方について論議され、その大綱がまとめられた上で、現実の規制値の設定が審議され、法改正の素案が作成された。

6. 規制のあり方

わが国では、固定型のばい煙発生施設に対しては大気汚染防止法において、一定量以上のばい煙を排出する施設について規制している。これまで、ガスタービンやディーゼル機関は施設の数も少なかったためあって規制から除外されていたが、上述のように、既に規制されている他の施設との対比の上でも、また近年における増加傾向からも、その排出ガスによる影響は見逃せない事態になってきており、規制の必要性は容認されるべきであろう。

その規制に当たっては、これまでに規制を受けている固定発生源と対比して、つぎのように考えられた。

- (1) ガスタービン、ディーゼル機関は、大気汚染防止法のばい煙施設であるボイラ等に対し、同一燃料使用量で比較すると同等以上の排出量になっている。
- (2) ガスタービン、ディーゼル機関は、燃焼特性や構造上、1施設からのばい煙排出量、とくに窒素酸化物の排出量が、同一燃料使用量のボイラ等に比べて多い。
- (3) 施設規模の大きいものの数も多く、全国のばい煙排出量の総計に対する排出量の割合が比較的大きくなっている。
- (4) 従来これら施設の煙突高は比較的低いものが多く、そのため排気ガスの着地濃度が高く、大気環境に少なからぬ影響を与えるものも相当数みられる。
- (5) ガスタービン、ディーゼル機関を利用したコージェネレーションシステムが実用化されて

おり、今後急速に普及することが予想される。

- (6) 自家発電施設等としてガスタービン、ディーゼル機関の立地数の増加が考えられる。

- (7) ガスタービン、ディーゼル機関に係わるばい煙低減技術には既に実績のあるものも多い。

上述の実態と、その施設が特定の地域に限らず広く立地していることを考え併せて、ガスタービン、ディーゼル機関に関わる施設に対しても、“ばい煙発生施設”として大気汚染防止法施行令別表第一に加え、ボイラ等と同様に規制されることになった。規制を受ける規模もボイラ等で行われているように、燃料の燃焼能力が重油換算1時間当たり50L以上相当のものとする事になった。ガスタービンはその性格上小規模のものは少ないので、そのほとんどがこの規制を受けることになる。

7. 規制値について

規制されるばい煙としては、 SO_x 、 NO_x 、ばいじん（すす）の3種であるが、もっとも問題になるのは NO_x である。 SO_x に対する規制は着地濃度を重視し、煙突高さや地域によって排出量の規制基準が異なる。汚染の厳しい地域では、いわゆるK値が低く抑えられ排出許容基準が低くなる。ガスタービンの場合には、比較的低硫黄の燃料が使用されるため、通常では十分規制に対応できるものと思われる。

NO_x 、ばいじんについては、従来から施設の種類ごとに全国一律の基準値が定められている。ガスタービンに対しても、低減技術の開発状況等を考慮し、その低減可能性を検討して排出レベルを決定することが妥当と考えられた。また新設の施設については燃焼改善による低減技術を組合せることによって達成できる水準に、既設の施設については適用しうる低減技術の範囲が少なくなること等を配慮して、適切な水準に設定することとなっ

た。排出基準のレベルの設定に当たっては、現在の未対策施設での排気ガスレベルを整理した上で、適当な低減対策を考慮した場合の排出レベルを定めることとなった。

現在運転されているガスタービン施設でも、その低減対策、運転管理の状況、機種の違い等によってその排出濃度には大きな幅がある。表7に、ガスタービンの排気ガスの排出濃度分布を示した。とくに運転管理の悪い施設として標準偏差の2倍以上のものを除外すると、通常の状況の未対策施設の NO_x 濃度としては186ppm以下、ばいじんでは121mg/Nm³以下となる。なお、排気中の酸素濃度は平均16.2%、標準偏差1.1%である。

これに対し、ガスタービンの排気ガス低減技術として、表8に示す各種の方法が考えられ、その開発技術の実状を把握して、これらの対策を導入した場合の排気ガス濃度を予測した。その結果が図1で、 NO_x は燃焼管理によって約60%低減できて、70ppm、排煙脱硝設備を導入すれば40ppmに低減できること、またさらに両者を併用すれば15ppm程度まで低減しうる事が予測された。

またばいじんについては、燃焼管理によって約60%、集塵装置を用いれば80%の低減が可能になると予測され、0.05g/Nm³が決められた。さらに発生源となる施設の多い指定された施設集地域に対しては、これより厳しい特別排出基準値

表9 NO_x 排出基準値

施設種	未対策	排出基準値	備考
ガスタービン	190 ppm	70 ppm (-60%)	$\text{O}_2=16\%$
ディーゼル機関	1,840 ppm	950 ppm (-50%)	$\text{O}_2=13\%$

表7 ガスタービンのばい煙排出濃度

排気ガス	平均濃度	最大	最小	標準偏差	測定施設数
NO_x	70 ppm	320	6	50.5	87
SO_x	33 ppm	510	0	73.6	82
ばいじん	15 mg/Nm ³	250	0	34.0	73
O_2	16.0 %	20	14	1.3	61

表8 ガスタービンの燃焼管理によるばい煙低減対策

低減技術の種類	ばい煙低減効果	適用可能性		問題点、課題
		新 設	既 設	
燃料噴射弁の改良	ばいじん濃度50%程度(*) NO _x 30%程度の報告がある。	○	○	
一次空気導入法の改良	ばいじん濃度30%程度(*)	○	△	
一次燃焼領域の制御	NO _x 20%程度	○		H ₂ C、COの排出が増加しやすい。 着火性能が悪化する。
予混合燃焼器	NO _x 50%程度	○		H ₂ C、COの排出が著しく増加しない範囲で有効。 部分負荷の作動性能の改善が必要。
二段燃焼器	NO _x 50%程度 (予混合燃焼器と組合 ることで50%以上)	○		
水噴射、水蒸気噴射	NO _x 60%程度	○	○	水の脱塩処理が必要。

(注) *低減効果は、透過光又は反射光による測定データによるもので重量濃度によるものではない。
未対策レベルをNO_x 186 ppm、ばいじん0.121 g/Nm³と想定している。

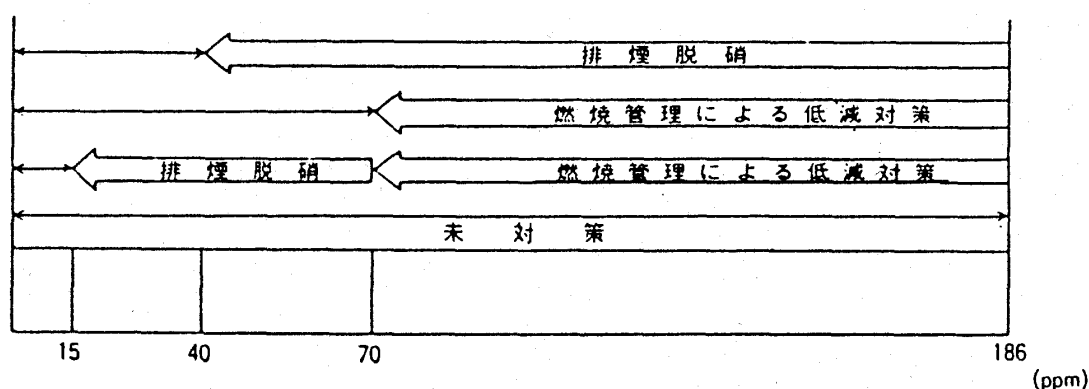
図1 ガスタービンのNO_x排出濃度改善効果

表10 ばいじん排出基準値

施設種	未対策	排出基準値	特別排出基準値	備 考
ガスタービン	0.12 g/Nm ³	0.05 g/Nm ³ (-60%)	0.04 g/Nm ³ (-70%)	O ₂ =16%
ディーゼル機関	0.17 g/Nm ³	0.10 g/Nm ³ (-40%)	0.08 g/Nm ³ (-50%)	O ₂ =13%

(注) 特別排出基準値とは、施設集合地域(全国9地域)において新增施設に対し適用されるさらに厳しい基準である。

が設定された(表9, 10)。

なお、規制の施行については、新設の施設に対しては昭和63年2月1日からとされたが、NO_xについては、燃焼改善等の対策をガスタービンメー

カーにおいて実施しなければならず、とくに排気ガス量の大きい施設、または液体燃料を使用する施設では、現在直ちに上記の排出基準に対応することは困難とみられるので、これらの施設に対し

表 11 新設施設に係る NO_x 排出基準

施 設	区 分	規 模	63. 2	64. 2	65. 2	66. 2
ガスタービン	ガス専焼	排ガス量 45,000 Nm ³ /h 以上			70 ppm	
		排ガス量 45,000 Nm ³ /h 未満	90 ppm		70 ppm	
	液体燃料	排ガス量 45,000 Nm ³ /h 以上		100 ppm		70ppm
		排ガス量 45,000 Nm ³ /h 未満	120 ppm	100 ppm		70 ppm

では表 11 に示すように、段階的に基準値を強化し、技術開発の促進を図ることとなった。

ガスタービンの排気ガスが法規制を受けることにより、総量規制地域では自動的にその規制を受けることになった。すなわち、東京、大阪、横浜などの環境基準の達成困難とみられる地域では、工場または事業所単位に、排出ガス量の合計量に一定の枠がはめられているが、今回の法改正により、ガスタービン施設もその枠内に組入れられることになった。これは燃料使用量あるいは排気ガスを基準に、燃料換算係数または施設係数を考慮して排出総量が計算されるが、これら係数は当該地域の自治体で決められるので、国の排出基準だけで規制されるより、さらに厳しい対応が必要となる。すでに東京都や横浜市は、ガスタービン、ディーゼル機関の定置型施設に対し、上記全国的基準値より厳しい数値を提示している。

最近ガスタービンが非常用電源施設として設置される例が多いが、この場合には常時は使用されないで、今回の規制からは除かれる。ただし、コージェネレーションシステムなどでは、常用稼働しながら非常用を兼ねるものもあり、これは規制を受けることとなる。なお諸外国のガスタービンの排気に対する規制については、未調査のため明らかではないが、アメリカではつぎのように決めているようである。

・全州基準 (EPA)

発電の 1/3 以上買電の場合 150 ppm 以下
自己消費の場合 75 ppm 以下

・州基準

マサチューセッツ州

軽質油 54 ppm 以下

天然ガス 42 ppm 以下

カリフォルニア州

天然ガス 9~10 ppm 以下

(何れも O₂ 15% 換算)

またヨーロッパでは EC で審議している模様である。

8. 結 語

先頃の環境庁の「窒素酸化物対策の新たな中期展望」という報告によると、NO₂ の環境基準の達成は極めて厳しい状況にあり、とくに総量規制の施行されている大都市では、自動車は勿論、あらゆる施設の排気ガス量の低減が要求されている。このための施策としては発生源の対策がまず第一で、新設の施設は今回の規制よりできる限り低い濃度に抑え、さらに既設の設備に対しても効果的な対策を付加することが要請される。またコージェネレーションシステムの普及は、一面では排気ガス量の多い旧施設を統廃合して、新しい集中空調施設等に置き換えうる機会でもある。こうした局所排出総量を低減させてゆく考えをも導入しながら対応することが必要であろう。

参考資料

- (1) 「窒素酸化物対策の新たな中期展望」環境庁大気保全局；昭和 63 年 12 月
- (2) 固定型内燃機関に係る大気汚染防止対策；環境庁固定型内燃機関大気汚染対策検討会；昭和 62 年 9 月
- (3) ガスタービン、ディーゼル機関からのばい煙排出実態と規制制度；内藤勝彦；公害と対策；24-4, 1988

1.2 航空機用ガスタービンの排ガス規制について

石川島播磨重工業 佐藤 幸徳

航空機用ガスタービン（以下エンジン）の排ガス規制には、ICAO（International Civil Aviation Organization, 国際民間航空機構）、米国 EPA（Environmental Protection Agency, 環境保護庁）規則法が知られている。以下に本規制の主要点を紹介する。

1. ICAO 規制法⁽¹⁾

外国航空機への規制として、ICAO 加盟国（英国、米国、フランス、カナダ、西独、日本、イタリア、アルゼンチン、オーストラリアなどの 15 ヶ国）に適用される。Vented Fuel（排出燃料）及びエミッションが対象となっているが、ここではエミッションについて述べる。

(1) 対象エンジン：民間用ターボジェット、ターボファンエンジン（ターボプロップには規定がない）で、一定期日（表 1 参照）以降に製造されたもの（ただし、1965 年 1 月 1 日以前に型式証明を受けた型式のエンジンを除く）。

(2) 対象有害成分：THC（未燃炭化水素）、CO

（一酸化炭素）、NO_x（窒素酸化物）及びスモーク。

(3) 規制値：表 1 に示す。

(4) 排出量算出方法：表 2 に示す。各運転モードの設定出力における定められた時間での排出量の加算値を定格出力で除した値。各モードのサイクルは LTO サイクル（Landing and Take-off Cycle）と言われ、表 3 に示す。

(5) 使用燃料：定められている。⁽²⁾

(6) 計測方法：Recommended Practice⁽¹⁾⁽²⁾として

表 2 ICAO 排出量算出式
(ガス・エミッション)

$$\text{排出量} \frac{D_p}{F_{00}} = \frac{\sum (EI \times W_f \times 60T)}{\text{定格出力}}$$

D_p：LTO サイクルにおける有害物の排出量 (gram)

F₀₀：定格出力 (kN)

EI：エミッション・インデックス (g/kg 燃料)

W_f：LTO サイクル各モードの燃料流量 (kg/s)

T：LTO サイクル各モードの時間 (分)

表 1 ICAO 規則値

適用エンジン	有害成分	適用時期	排出量レベル	適用エンジンサイズ
民間用ターボジェット、ターボファン	THC	1986.1.1	19.6	定格出力 26.7kN 超
	CO		118	
	NO _x		40+2 π_{00}	
	スモーク	1983.1.1	83.6 (F ₀₀) ^{-0.274} あるいは 50 の小さい値	全エンジン
	THC	1982.2.18	140 (0.92) ^{π_{00}}	全エンジン
	CO		4550 (π_{00}) ^{-1.03}	
	NO _x		36+2.42 π_{00}	
	スモーク		亜音速用と同じ	

注 1) 排出量レベルの単位 THC, CO, NO_x : g/kN

スモーク：スモークナンバ

2) π_{00} ：基準の圧力比

F₀₀：定格出力 (kN)

(平成元年 2 月 2 日原稿受付)

示されている（THCはFID法，COはNDIR法，NO_xはケミルミ法，スモークはろ紙法でAIA/S-AEスモークナンバとして知られる）。

2. EPA 規制法³⁾

米国内で及び米国へエンジンを売る場合に規則を満足する必要がある。ICAO規制法と比較して，THC及びスモークのみが対象（CO，NO_xは対象外）である。ICAO同様，Vented Fuel及びエミッションが対象となっているが，ここではエミッションについて述べる。

(1) 対象エンジン：ターボプロップ，ターボファン，ターボジェット，JT3Dモデルファミリー，JT8Dモデルファミリー、超音速用（以上分類上，本名称を使っているが，内容はICAOと同じ）。新規製造エンジン及び現在使用エンジン。

(2) 対象有害成分：THC及びスモーク。

(3) 規制値：表4，5に示す（26.7 kN以上及びTSSクラスの新規製造エンジンに対する1984年1月1日以降規制値についてはICAOと同じ）。

(4) 排出量算出方法：ICAOと同じ。LTOサイクル

表3 ICAO LTO サイクル（出力設定及び運転時間）

運 転 モード	亜 音 速 用		超 音 速 用	
	出力設定	運転時間	出力設定	運転時間
Taxi/ground idle	7 %	26.0分	5.8 %	26.0分
Approach	30	4.0	34	2.3
Descent	—	—	15	1.2
Climb	85	2.2	65	2.0
Take-off	100	0.7	100	1.2

注1) 基準の大気条件は地上におけるISA条件であること（但し絶対湿度は0.00629kg H₂O/kg Dry air）

2) 試験条件が基準条件と同一でない時は，定められた方法により補正をすること。

表4 EPA 規則値（新製エンジン）

分 類	有 害 成 分	適 用 時 期	排 出 量 レ ベ ル	適 用 エ ン ジ ン サ イ ズ
TF (ターボファン，ターボジェット・ T3，T8，TTSを除く)	THC	1984.1.1	19.6	民間用 定格26.7kN 以上
T3 (JT3Dモデルファミリーエンジン)				
T8 (JT8Dモデルファミリーエンジン)			(0.92) r ^{PR}	民間用
TSS (超音速用エンジン)				
TP (ターボプロップ・エンジン)	スモーク	1984.1.1	187 (rO) ^{-0.168}	定格 1000kW 以上の全エンジン
TF		1976.1.1	83.6 (rO) ^{-0.274}	定格 129kN 以上の全エンジン
		1984.1.1	* 83.6 (rO) ^{-0.274} あるいは 50 の小さい値	* * 定格 26.7kN 以上 (注 2)
T3		1978.1.1	25	
		1984.1.1	* と同じ	* * と同じ
T8		1974.1.1	30	
		1984.1.1	* と同じ	* * と同じ
TSS		1984.1.1	* と同じ	* * と同じ

注1) 排出量レベルの単位 THC: g/kN

2) r_{PR}: 基準の圧力比

スモーク: スモークナンバ rO: 定格出力 (kN)

注2) 定格26.7kN未満のTFクラスに対しても適用されているが，適用時期は本規制発行の1年後とされている。

表5 EPA 規制値
(使用中エンジン)

分類	有害成分	適用時期	排出量レベル	適用エンジンサイズ
TF	スモーク	1976.1.1	83.6 (rO) ^{-0.274}	定格129kN 以上
T 8		1974.1.1	30	全エンジン

注1) 排出量レベルの単位：スモークナンバ

表6 EPA LTO サイクル

	TP		TF, T 3, T 8		TSS	
	出力設定	運転時間	出力設定	運転時間	出力設定	運転時間
Taxi/idle	注1)	26 分	注1)	26 分	注1)	26 分
Approach	30	4.5	30	4.0	34	2.3
Descent	—	—	—	—	15	1.2
Climbout	90	2.5	85	2.2	65	2.0
Take-off	100	0.5	100	0.7	100	1.2

注1)：通常7%設定、但し特性が著しく異なる場合はメーカーの推奨値

ルは表6に示す。

(5) 使用燃料：定められている。但し、燃料性状の許容巾がICAO²⁾とは若干異なる。

(6) 計測方法：ICAOと同じ。

資 料

(1) ICAO, "International Standards and Recommended Practices, Environmental Protection" Volume II, Aircraft Engine Emissions to ICAO Annex 16, Aircraft Engine Emissions, First Edition, June, 1981.

(2) ICAO, 上記(1)に対する Amendment No. 1, March 1988.

(3) EPA, "Code of Federal Regulations 40 Part 87 (July 1, 1987).

参考例具体的に計算例を以下に示す³⁾。

エンジン名：CF6-45

エンジン型式：高バイパスターボファン

バイパス比：4.4

圧力比 (π_{00}) : 27.1定格出力 (F_{00}) : 202.8 kN

(20.7 ton)

(1) 規制値

上記エンジンに対して表1に示すICAO規制値は、亜音速用として次の通りとなる。

THC : 19.6

CO : 118

NOx : $40 + 2\pi_{00} = 94.2$ スモーク : $83.6 (F_{00})^{-0.274} = 19.5$ **(2) 測定値および排出量算出値**

このエンジンのエミッションの測定値(エミッション指数), スモークナンバは下表の通りである。同表には前述の表2に示すICAO排出量算出式に基づいた排出量も示す。

参考文献

(1) ICAO CAEE-BIP/29 (1980.11), P9.

運 転 モード	出力設定 (F_{00})	時間 (分)	燃料流量 (kg/s)	エミッション指数 (g/kg)			スモーク ナンバ
				HC	CO	NOx	
Take-off	100% F_{00}	0.7	2.126	0.1	0.7	30.6	4.8
Climb	85% F_{00}	2.2	1.770	0.1	0.8	26.6	4.4
Approach	30% F_{00}	4.0	0.605	0.7	4.4	10.5	3.0
Idle	7% F_{00}	26.0	0.202	0.2	19.9	3.9	7.5
排出量 Dp/F_{00} (g/kN)あるいはスモークナンバ(最大)				0.9	35.3	57.7	7.5

燃料：JP5

水素/炭素原子数比：1.92

2 燃焼器関連技術について

2.1 拡散型燃焼器

2.1.1 拡散型燃焼器における NO_x 低減技術 (その1)

川崎重工業 株式会社 技術研究所 森 建 二

川崎重工業株式会社では、中小型ガスタービンの将来性に一早く着目し、製品開発を進めてきており¹⁾、昭和52年の初号機発売以来2000台近い販売実績を有している。その大半は、小型軽量、冷却水不要、低騒音といった特徴を活かした非常用発電装置への適用であり、排ガス NO_x 等が特に問題となるような常用原動機としての適用例は未だ少ない。

しかし、将来の対応を考えて、低 NO_x 燃焼技術については、早くから先行研究を実施してきており、以下に、研究開発の概要と実用レベルにある拡散型燃焼器の低 NO_x 技術について述べる。

1. 低 NO_x 燃焼に関する研究開発状況

図1は、NO_x 低減法の分類を示したものであり、図には、それに対応した当初の研究経過を示す。

排ガス脱硝については、中小型ガスタービンに適用するには、最適温度範囲への配置やスペース、更にはアンモニア飛散等の二次公害を防ぐためのハンドリングなどの技術的、経済的課題が多く、実用的であるとは言えない。

Phase 1 では、NO_x 排出特性の系統的な研究を実施し NO_x の生成メカニズムを把握している²⁾。図3に当社が採用している1キャン型燃焼器を、図4に各種作動条件に対する NO_x 排出特性を一般化して整理した結果を示す。Phase 2 は、次項に示す拡散燃焼での低 NO_x 研究であり³⁾、実用化の域に達している。現在は、Phase 3, 4 の研究

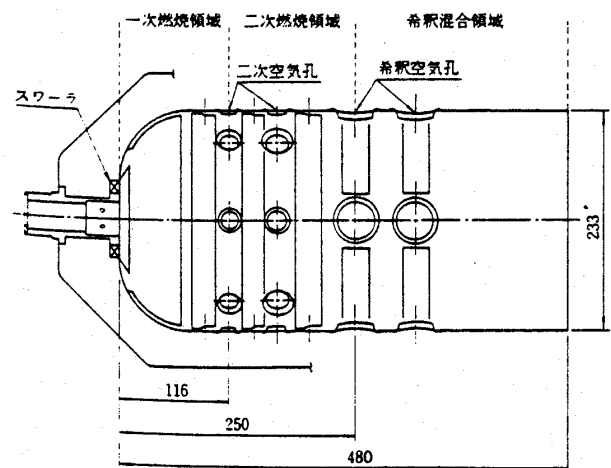


図3 キャン型燃焼器

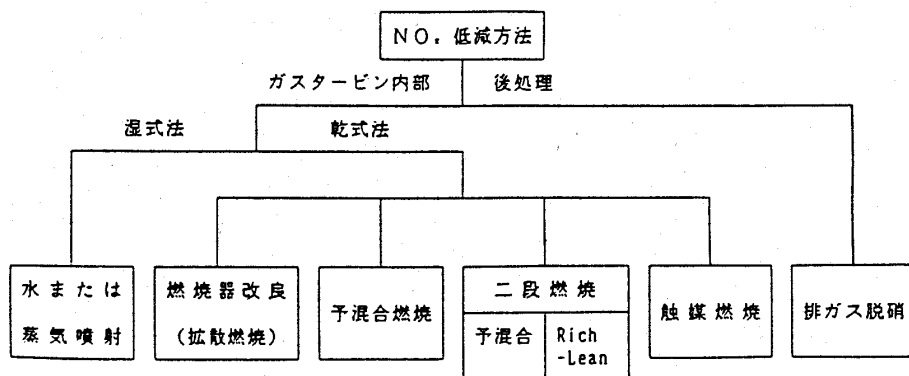
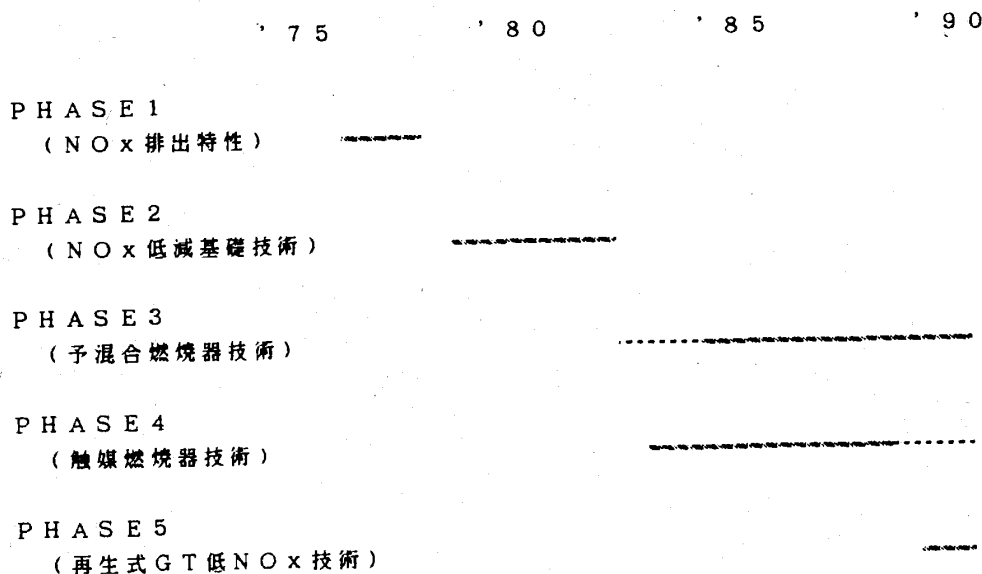
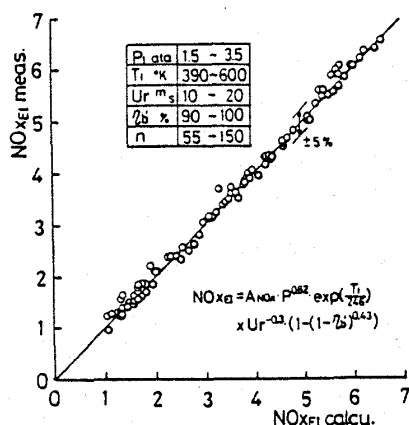


図1 NO_x 低減法の分類

(平成元年1月18日原稿受付)

NO_x 低減に関する研究経過図2 川崎重工のNO_x低減化研究図4 NO_x 排出特性

(注 NO_x ppm (O₂=16%) $\approx 10 NO_{xEI}$)

を中心に研究開発が進められており、図5、6にそれぞれの燃焼器ライナの写真を示す。

2. 拡散型燃焼器のNO_x低減技術

現在製品化されている中小型ガスタービン燃焼器は拡散型燃焼器であり、広い燃焼安定性を持つなど優れた燃焼器特性を有している。一方、NO_x排出特性については、サイクル条件により殆んど決まってしまう、燃料噴射弁やライナ形状の変化によって大巾なNO_x低減効果を得ることが難しい。

現在主流となっているタービン入口温度 (T_{it}) 1200K 級の中小型ガスタービンでは、ガス燃料で、出口実測 NO_x $\approx 60 \sim 80$ ppm、高効率化を

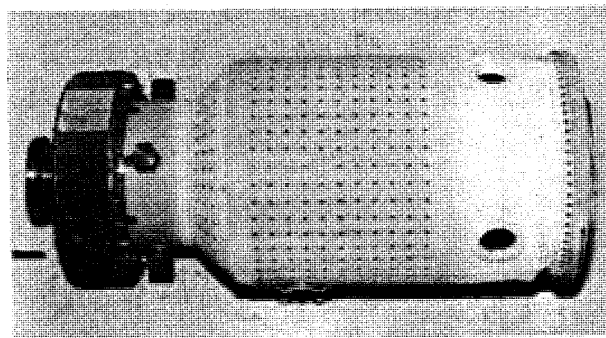


図5 予混合燃焼器

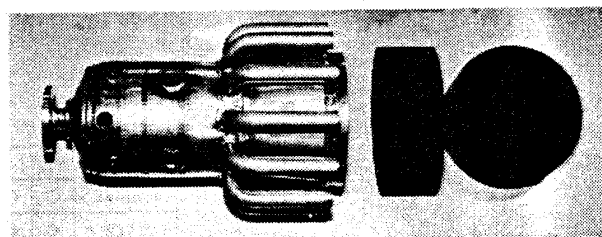


図6 触媒燃焼器

狙いとして商品化されつつある TiT $\approx 1300 \sim 1400$ K 級のものでは NO_x $\approx 70 \sim 100$ ppm, 将来の TiT ≈ 1500 K 級のものでは NO_x $\approx 100 \sim 150$ ppm レベルとなる。また、再生熱交を持つ TiT ≈ 1600 K 級のセラミックガスタービンでは NO_x ≈ 300 ppm を越えるレベルが想定される。

油焚きでは、これより NO_x が 20 ~ 30 % 増加する傾向にある。

2.1 燃焼器改良（ドライ）による NO_x 低減

図7は、スワラ径を大きくして、一次燃焼領域の空燃比を燃料希薄にした場合の燃焼試験結果である。 NO_x の排出量は、原型燃焼器より20～30%低下しているが、COの排出が増加する等の悪影響もある。図8は、予燃焼室を設けて一次燃焼領域の空燃比を逆に燃料過濃にして NO_x の生成を抑制した例で、空燃比 n (A/F) の小さな燃料過濃側で NO_x が20～30%減少している。

300PS級カワサキSIAガスタービンによる予燃焼室燃焼器の実機運転を図9に示すが、高負荷時の NO_x の増加を低く押さえCOの排出も少なくすることができることが判る。図10は、使用した予燃焼室式燃焼器の写真である。

当社は、このようなドライ手法による拡散型燃焼器の低 NO_x 化技術の実用化により、環境庁規制に対応できるものと考えている。

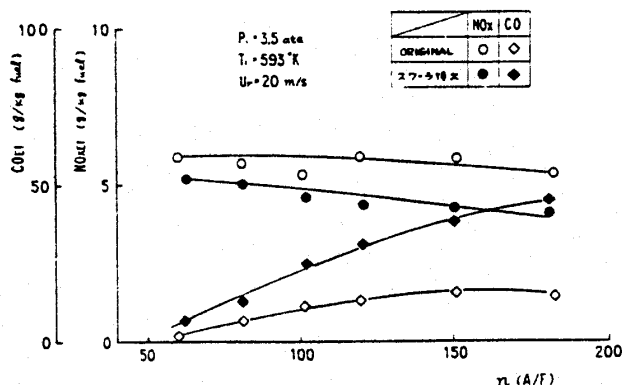


図7 リーン・スワラ燃焼器

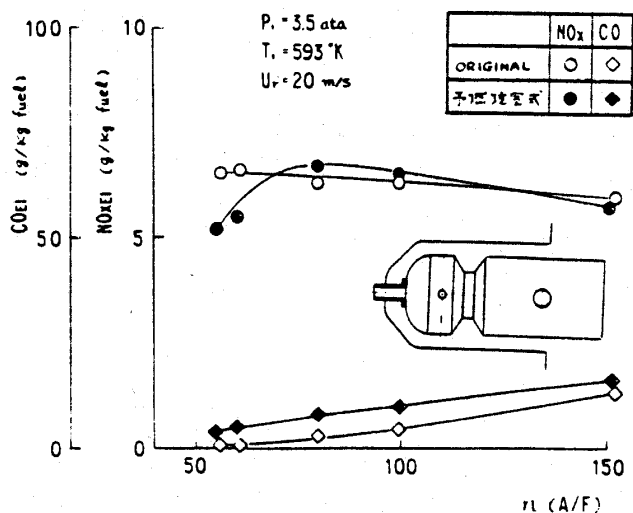


図8 予燃焼室式燃焼器

2.2 水/水蒸気噴射（ウェット）による NO_x 低減

拡散型ガスタービン燃焼器に水または水蒸気を噴射して NO_x を低減させる技術は、低 NO_x 対策の最も確実な方法として実用化されており、当社においても東京ガスビルディングCES⁴⁾等において採用されている。図11, 12は、水噴射による燃焼試験とMIA-01ガスタービンによる実機試験の結果を示したものである。商用機には、ガス燃料

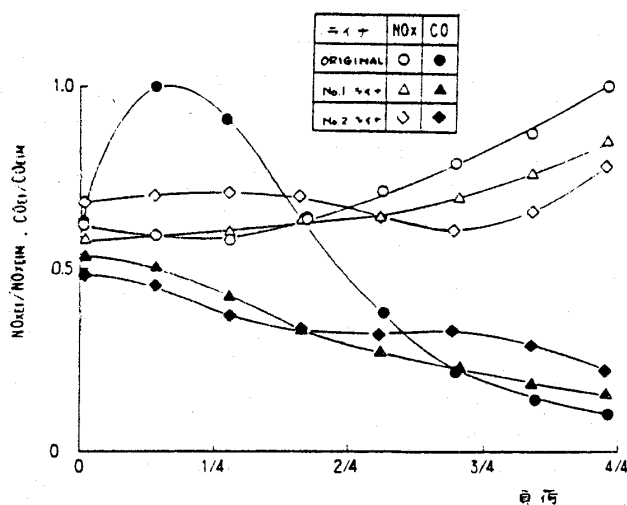
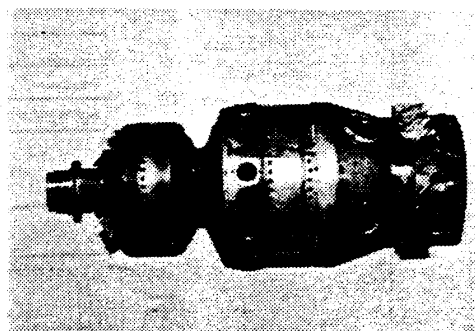
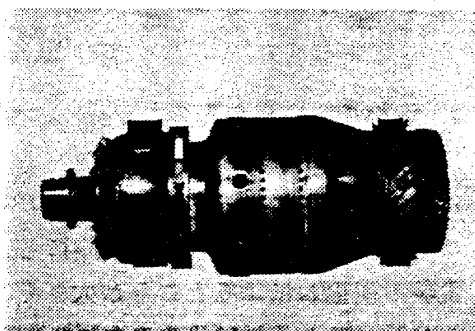


図9 予燃焼室付実機運転



(a) No. 1 ライナ



(b) No. 2 ライナ

図10 予燃焼室付燃焼器（図9用）

を内向き旋回して噴出させ中心の液体ノズルから噴霧される水と良好な混合が得られる(図中のAタイプ)噴射弁が選定されている。また、燃料に対する水噴射率は、ガスタービンの負荷に関係なく一定になるような制御システムを採用している。図13は、米国ロサンジェルス石けん工場で用いられているMIA-03ガスタービンの水噴射の例であり、燃料流量に対し50%以上の水噴射率で使用され1万時間以上の運転実績となっている。

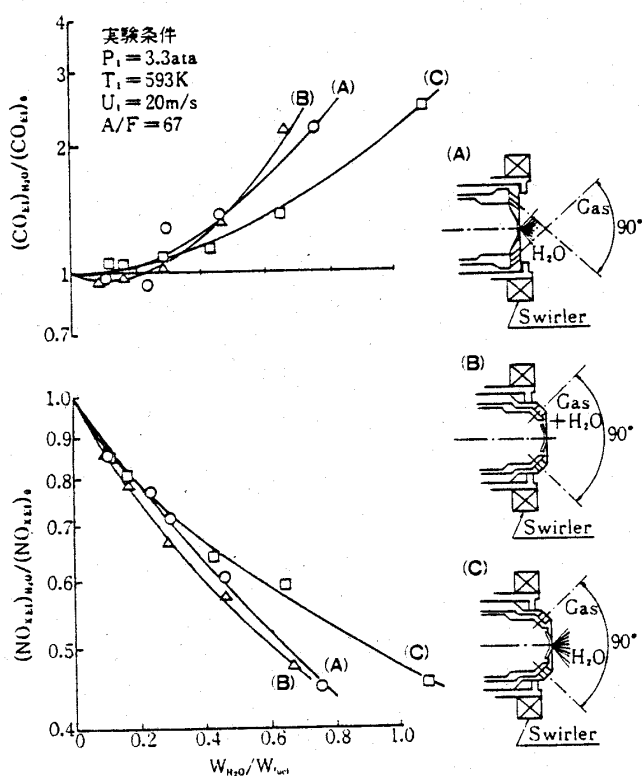


図11 水噴射用噴射弁

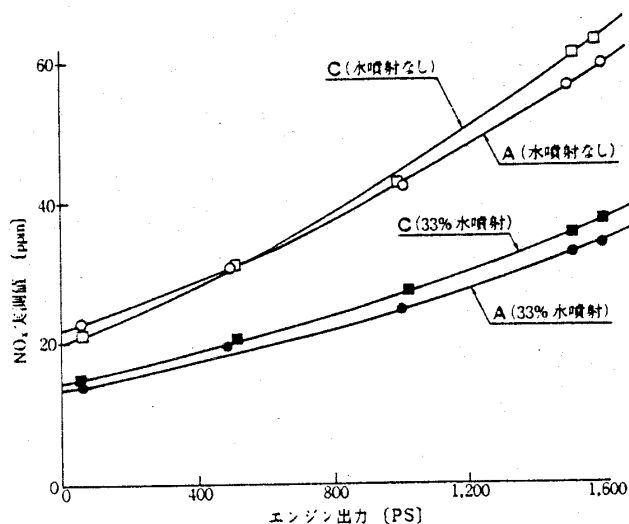


図12 水噴射実機運転 (M1A-01)

コージェネレーションシステムの場合は、排ガスボイラから水蒸気を得られるため、低NO_x対策として水蒸気が噴射されることが多く、一般的に水噴射と同等以上のNO_x低減が得られている。

川崎重工では、従来のコージェネレーションと異なり、熱電比可変形の新しいチェンサイクル形コージェネレーションシステムを開発している⁵⁾。図14は、当社明石工場に設置されたチェンサイクル形のコージェネレーションシステムの系統図を示すが、ボイラで発生した蒸気を大量に燃焼器に戻すことによりガスタービンの出力および熱効率を大巾に上昇させ得ると共にNO_x低減が同時に得られる。図15はチェンサイクルの作動範囲を示したものであるが、通常のコージェネレーションでは発電出力と発生するプロセス蒸気量がOA線の上に固定されるのに対し、チェンサイクルでは、燃焼器に戻す蒸気噴射量を変えることによりOAB線で囲まれる任意の熱電比範囲で運転することができ、電力重要と蒸気重要な季節的・時間的アンバランスへの対応が可能である。図16に実プラン

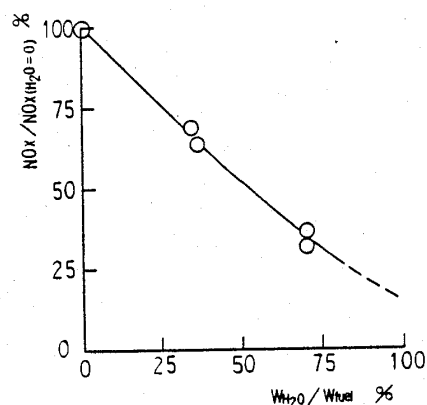


図13 水噴射実機運転 (M1A-03)

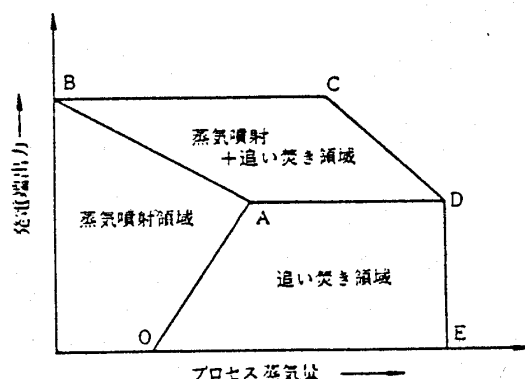


図15 チェンサイクルの作動範囲

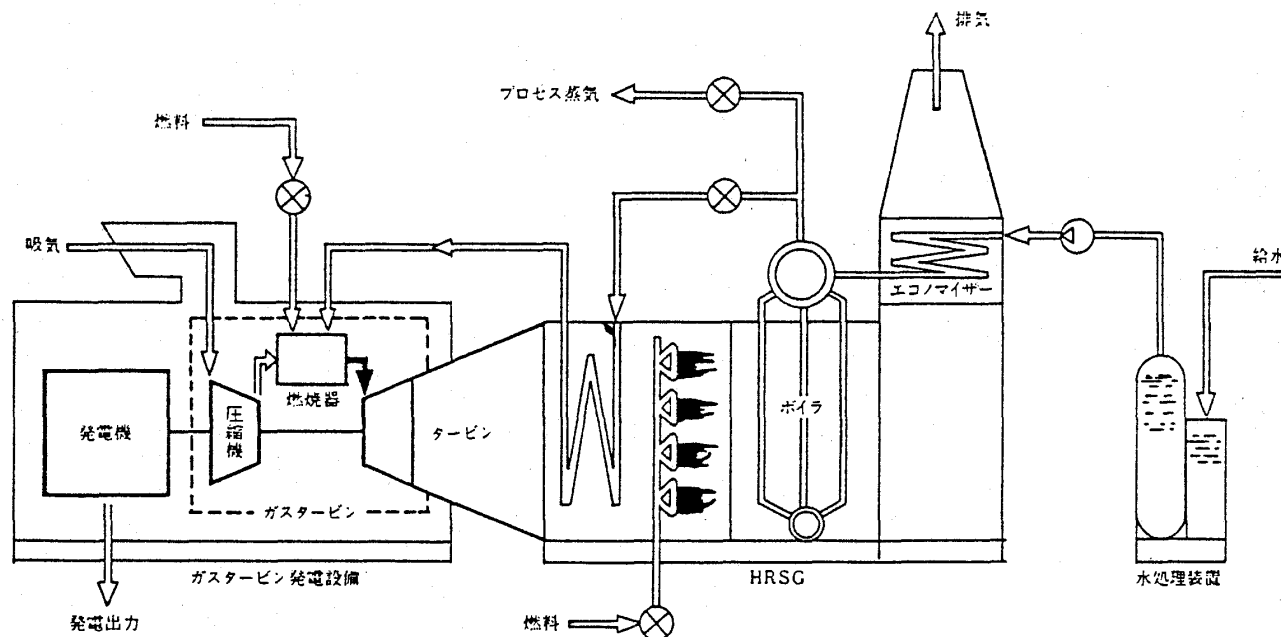
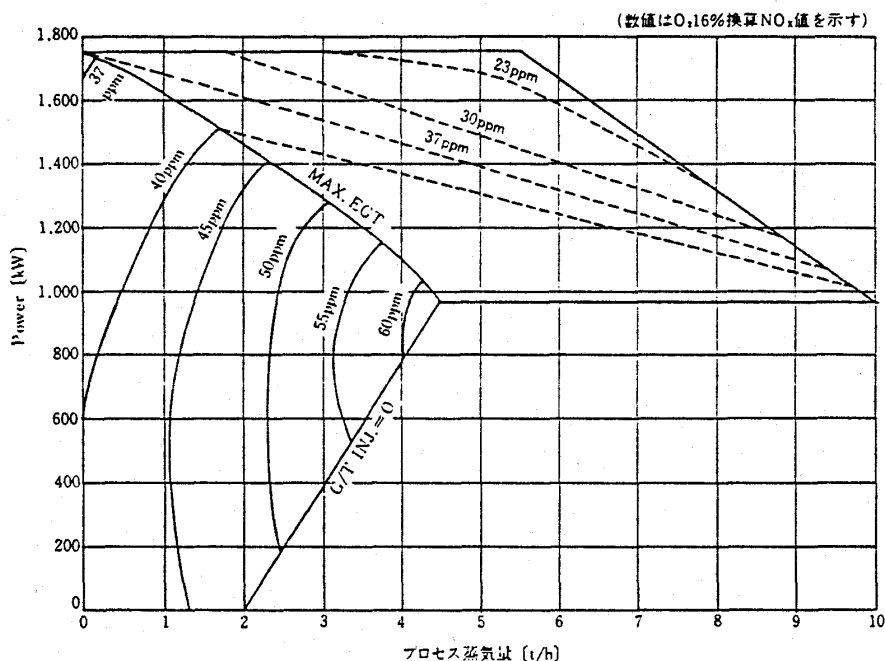


図14 チェンサイクル形コージェネレーション

図16 チェンサイクルのNO_x値 (M1A-01CC)

ト試運転時のNO_x測定値を示す。本データでは、水蒸気が全て燃焼器の希釈領域に吹き込まれているが、燃料噴射弁近傍にも水蒸気を吹き込むことにより更に低いNO_xレベルが得られている。

以上、川崎重工業における中小型ガスタービンの低NO_x化の研究開発や実例の一部を紹介した。今後共、自社開発のガスタービンを豊富に持っている特色を活かして、実機エンジンテストで十分裏づけられた信頼性の高い排ガス対策技術を確立

していきたいと考えている。

参考資料

- (1) 大槻ほか、内燃機関、24-308 (1985-7), 9
- (2) 森ほか3名、川崎技報、69 (1979), 15
- (3) 星野ほか3名、日本ガスタービン学会誌、7-25 (1979), 3
- (4) 浜野ほか4名、川崎技報、87 (1985), 43
- (5) 佐藤ほか6名、川崎技報、101 (1988), 44

2.1.2 拡散型燃焼器における NO_x 低減技術（その2）

三井造船(株) 技術研究所 安部 利男
杉本 富男
山田 茂豊
手島 清美

1. まえがき

ガスタービンは、サイクル熱効率の向上を計るため高温・高圧化される傾向にあり、NO_x排出量は増加することが予想されている。また、ガスタービンの利用分野の拡大と石油系燃料の依存比率軽減に対する要求から、使用燃料はさらに多様化する傾向にある。したがって、NO_x低減に対する要望は今後ますます強くなり、各種燃料に適した低NO_x燃焼技術を確立することは急務になってきている。ここでは、当社においてこれまで行ってきたガスタービン燃焼器のNO_x低減に関する研究結果と現在開発中の低NO_x燃焼技術、および実機ガスタービン燃焼器で確認されたNO_x低減効果について、拡散型燃焼器に限定して解説を行う。

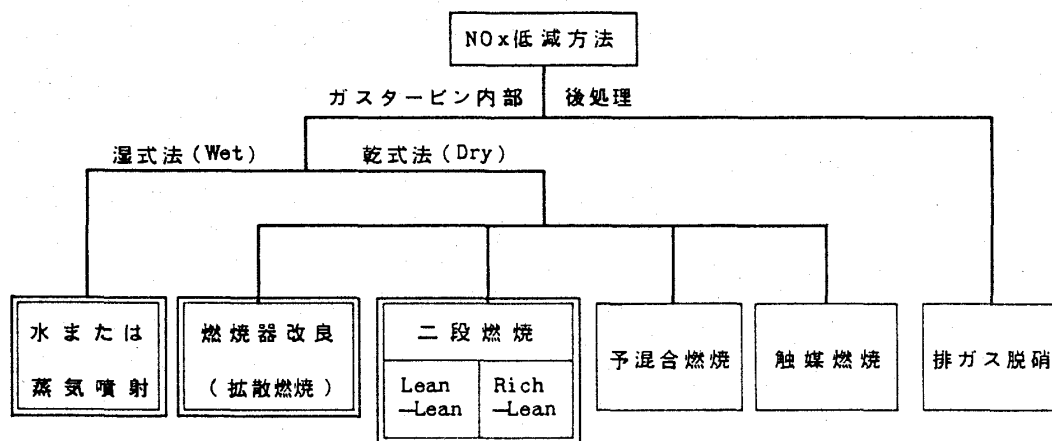
2. NO_x 低減技術

燃焼により発生するNO_xには、空気中の窒素ガスが起因となって発生するサーマルNO_xと、燃料中の窒素化合物がNOに変換されて生じるフュー

エルNO_xがある。NO_x排出量を低減するには、この両者の特性を考慮して対策を講じる必要がある。ガスタービン燃焼器のNO_x低減方法の分類を表1に示す。NO_x低減方法としては、火炎温度を下げて、かつ高温領域での滞留時間を短くすることが有効であると言われている（図1-1）。それゆえ拡散燃焼方式に対して、具体的には次の方法が単独または組み合わせて採用されている。

- (1) 一次燃焼領域（図2）において、燃料希薄の燃焼を行う。火炎温度の低下により、サーマルNO_xの生成を抑える。
- (2) 一次燃焼領域における燃料の分散を均一化して燃料過濃領域を減少させる。これにより局所的な高温領域がなくなり、サーマルNO_xの生成を抑える。
- (3) 燃焼用空気孔の配置変更や燃料噴射弁を複数個配備することにより火炎長さを短くし、高温領域における滞留時間を短縮する。

表1 NO_x 低減方法の分類⁽¹⁾



（平成元年1月23日原稿受付）

は拡散型燃焼器に適用されるNO_x低減方法

- (4) 燃焼器の寸法を小さくし、各部の空気流速を増大させて高温領域における滞留時間の短縮と、空気と燃料の混合を促進する。
- (5) 水または水蒸気噴射により火炎温度を低下させる (図1-2)。
- (6) 二段燃焼を行う (図9)。二段燃焼の方式としては Rich-Lean (RL) 方式と Lean-Lean (LL) 方式の二種類がある。双方とも後段のメイン側で希薄燃焼により NO_x の生成を抑える方法である。

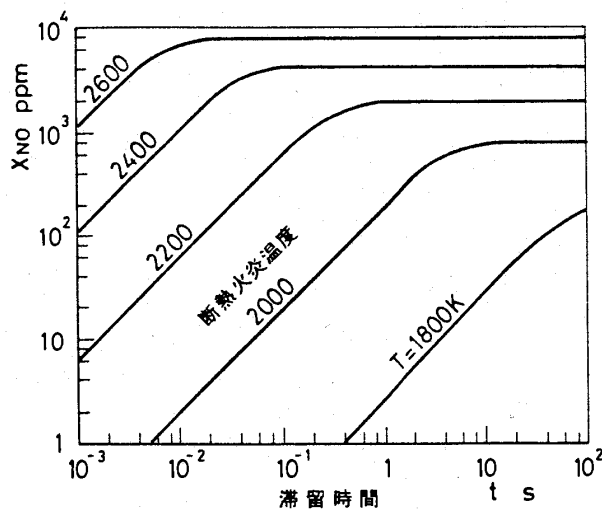


図1-1 NO 生成におよぼす温度の影響
(C_3H_8 , $\Phi=1.0$)⁽²⁾

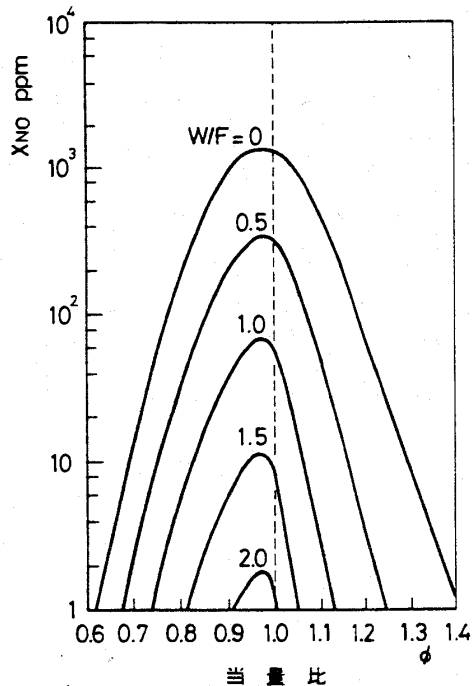


図1-2 水噴射時の NO 生成量
(断熱火炎温度, 滞留時間=0.1s, C_3H_8)⁽²⁾

3. 当社ガスタービンにおける拡散型燃焼器の NO_x 低減方法

3.1 希薄一次燃焼による NO_x の低減

拡散型燃焼器の構造を図2に示す。前述した様に一次燃焼領域において、燃料希薄の燃焼を行うことにより火炎温度を下げ、サマル NO_x の生成を抑制することができる。燃焼器内部のガス分析をした鈴木ら⁽²⁾の結果によれば、一次燃焼領域内における NO_x 濃度は、局所当量比に大きく依存していることが示されている。そこで一次空気量配分を燃料希薄側に種々変えたモデル燃焼器内筒を製作し、燃焼実験を行い燃焼特性を調べた。通常一次空気量配分の変更は、1)一次空気量内での配分変更, 2)二次空気量の配分変更, 3)希釈空気量の配分変更, 4)内筒冷却空気量の配分変更により行うが、本実験では内筒冷却空気量の割合だけは一定として変えなかった。希薄一次燃焼による NO_x の低減に関する実験結果の一例を図3に示す。同図における一次当量比 Φ_1 は、定格空燃比において、設計空気配分より算出した値であり、 NO_x 値はその時の燃焼器出口での濃度を示してい

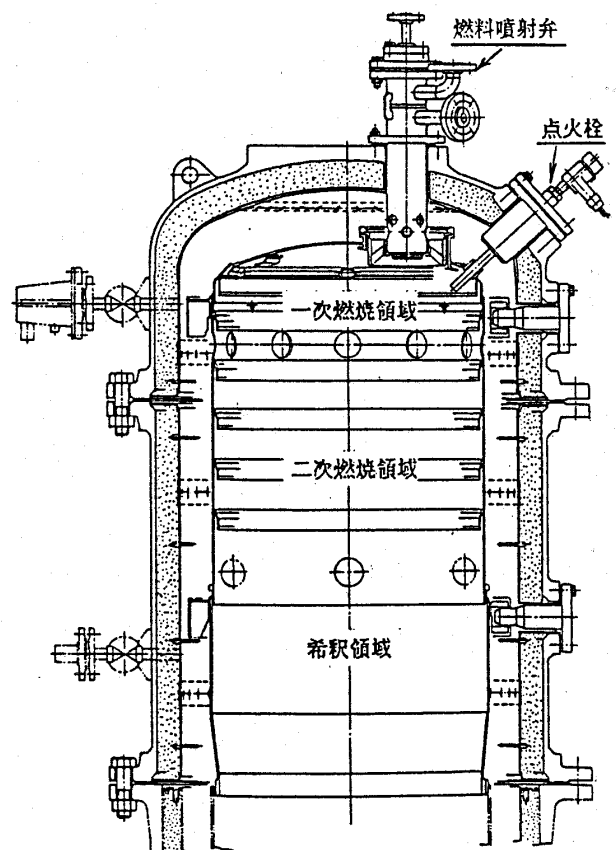


図2 拡散型燃焼器

る。これから、一次燃焼領域の当量比を $\Phi_p \approx 0.4$ まで下げて燃料希薄の燃焼を行わせることにより、約40%の NO_x 低減が可能であることがわかった。そこでこのモデル燃焼実験で得られた結果に基づいて、希薄一次燃焼を行わせる実機用低 NO_x 型燃焼器を設計、製作し、実機運転を行った。実機燃焼器における NO_x 低減効果を図4に示す。燃料はモデル実験と同じく灯油である。標準の空気配分を有するオリジナル型燃焼器に比べて、一次燃焼領域の当量比を小さくした低 NO_x 型では、 NO_x 排出量が約35%低減している。このことから、希薄一次燃焼による NO_x 排出量の低減効果は、モデル燃焼実験と実機運転ではほぼ同等であることが確認された。

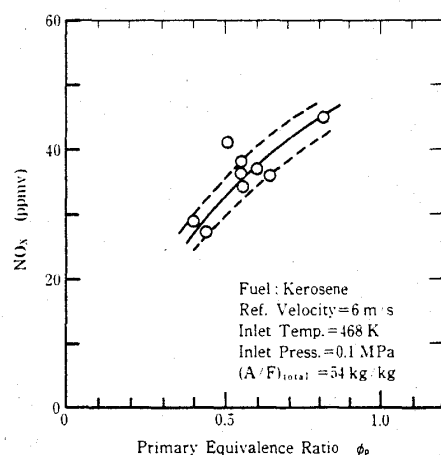


図3 大気圧モデル燃焼テストにおける希薄一次燃焼による NO_x の低減

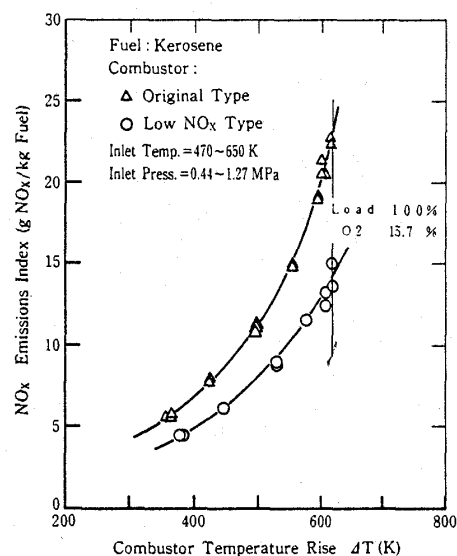


図4 実機燃焼器における希薄一次燃焼による NO_x の低減

3.2 水または水蒸気噴射による NO_x 量の低減

拡散型燃焼器では火炎温度が最も高い当量比 $\Phi = 1$ 近くの燃焼領域が存在する。水・水蒸気噴射法は、この領域の火炎温度を低下させることにより NO_x を低減する方法であり、既設の燃焼器を大幅に改造することなく確実に NO_x を低減させることができる。水と水蒸気の各種噴射方法を表2に示す。実機に採用するに当たっては燃焼実験を行って、燃料種や運転条件に適した水・水蒸気の噴射方法がそれぞれ決められている。図5には灯油を燃料としたモデル燃焼実験で燃焼器内部に水蒸気噴射を行った場合と、燃焼噴射弁入口で燃料中に水を混入し水噴射した場合における NO_x 低減効果を示している。水または水蒸気と燃料の質量流量比 $W/F = 1$ で約70%の NO_x 低減ができてい

表2 水・水蒸気の各種噴射方法⁽³⁾

水 噴 射	液体燃料	燃料／水分離噴射
		燃料／水混合噴射 (エマルジョン)
水 蒸 気 噴 射	ガス燃料	燃料／水分離噴射
		燃料／蒸気分離噴射
水 蒸 気 噴 射	液体燃料	燃料／蒸気分離噴射
		燃料／蒸気混合噴射
水 蒸 気 噴 射	ガス燃料	燃料／蒸気分離噴射
		燃料／蒸気混合噴射

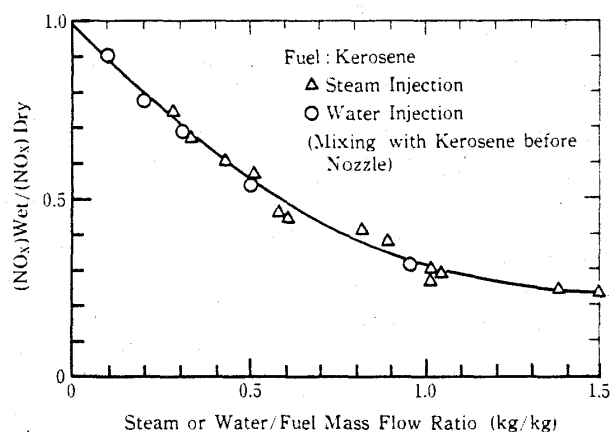


図5 大気圧モデル燃焼テストにおける水および蒸気噴射による NO_x 低減効果

1に示す。前述の水蒸気と燃料の質量流量比 W/F で NO_x の低減率を整理した場合、水素ガスに対しては $W/F = 1$ で約35%の NO_x 低減率であり、プロパンガスや灯油と比較して NO_x の低減率が悪くなっている。これは水素ガスの単位質量当りの発熱量が通常の燃料である灯油やメタンガス等に比べて高いために、同じ燃焼器温度上昇の条件では水素ガスの消費量が通常燃料より少なくなる。それゆえ、同じ W/F 比においても水素ガスの場合には水蒸気の噴射量が少ないために火炎温度の低下が小さくなるためと考えられる。図6-1の値を燃料の発熱量 10^4 Kcal ($4.187 \times 10^4 \text{ KJ}$) に対する水蒸気噴射量で整理し直したものが図6-2である。発熱量の異なる3種類の燃料に対して

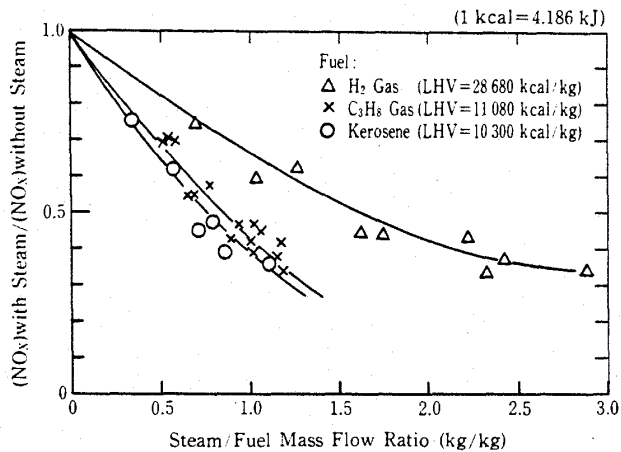


図6-1 蒸気噴射による NO_x 低減におよぼす燃料種類の影響

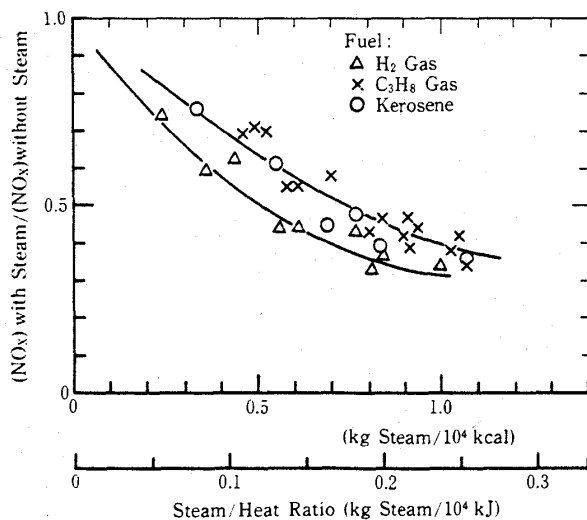


図6-2 単位熱量当り蒸気噴射量の NO_x 低減におよぼす効果

NO_x 低減率はほぼ同じになっている。これから、水素ガスのように質量当りの発熱量が極端に高い燃料では、従来の W/F 比で NO_x 低減率を比較することは適切でなく、燃料の噴射熱量に対する水蒸気噴射量で評価する必要があることがわかる。このことは、中カロリー燃料ガスに対しても同様に適用できることがモデル燃焼実験で確認されている。次に実機ガスタービンで水蒸気噴射を行った時の NO_x 低減率を図7に示す。また、その時使用した水蒸気噴射を併用した液ガス混焼型燃料噴射弁の構造を図8に示す。燃焼器の空気流量配分の異なるオリジナル型燃焼器（標準空気量配分）と低 NO_x 型燃焼器（希薄一次燃焼）の両方とも同じ NO_x 低減率が得られている。また、灯油燃料に

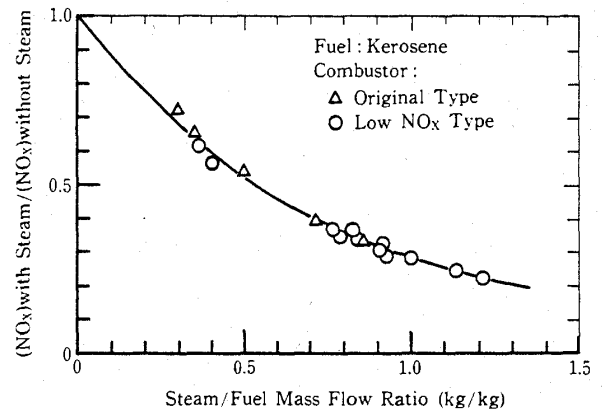


図7 実機ガスタービンにおける蒸気噴射による NO_x の低減

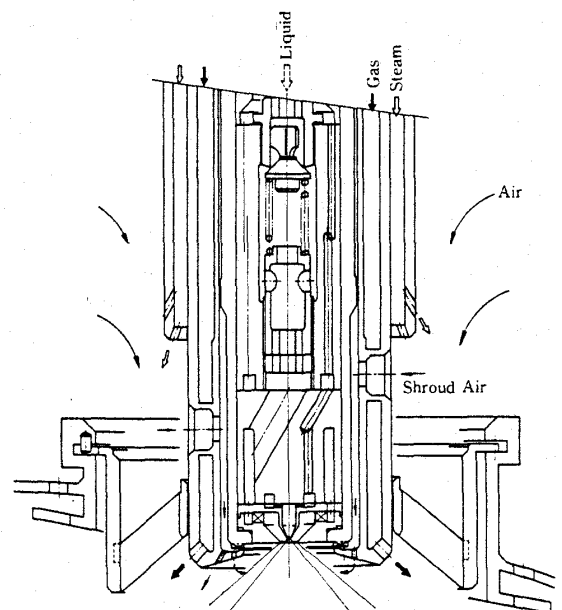


図8 蒸気噴射併用混焼型燃料噴射弁

対してはモデル燃焼実験と同様に実機燃焼器においても $W/F=1$ の水蒸気噴射を行うことにより約 70% NO_x 量を低減できることが確認された。

3.3 LL 型二段燃焼による NO_x 量の低減

前述したような希薄一次燃焼方法は、サーマル NO_x の大幅な低減は達成できない。また、水や水蒸気噴射による方法は、ガスタービンやプラントの熱効率を低下させるし、水や水蒸気が常に使用できるとは限らない。したがって、水や水蒸気噴射なし (Dry) で燃焼方法を改善することによって NO_x を大幅に低減する方法が望まれる。このため二段燃焼方式がかなり以前から研究されている。Rich-Lean (RL) 型二段燃焼方式では、フューエル NO_x とサーマル NO_x の両者の大幅な低減が可能であるが、Rich 段の内筒冷却方式、Lean 段での急激な火炎冷却によるサーマル NO_x の生成抑制と燃焼の完結、タービン負荷に応じた燃焼用空気量と燃料量の制御など、実用化までに解決すべき問題点が多い⁽⁶⁾。一方、Lean-Lean (LL) 型二段燃焼方式の研究も各方面で行われている^{(6), (7)}。当社においても燃焼テスト用に LL 型二段燃焼器を試作し、基礎研究を行っている。その特徴、構造お

よび実験結果について以下に述べる。この燃焼器 (図 9) は、パイロット段とメイン段の二つの燃焼室を持ち、燃料もそれぞれの燃焼室に分割して供給するようになっている。LL 型二段燃焼器では、この二つの燃焼室において燃料希薄の燃焼を行わせることによって火炎温度を下げ、サーマル NO_x の生成を抑制する。着火および初期の燃焼は、パイロット段だけで行い、ある燃焼器出口温度に到達したのちメイン段に燃料を供給し、所定の燃焼器温度上昇が得られるように燃料量を制御する。パイロット段にはスワラによる保炎機能を設け、安定な火炎を保持するようにしているが、メイン段には保炎機能は特に持たせていない。メイン段に噴射された燃料はすべてパイロット段からの高温ガスによって着火されるようにしている。RL 型二段燃焼器と比較した場合、内筒の冷却は通常のフィルム冷却が適用できるので実用化には比較的適している。モデル燃焼実験における NO_x 排出量について、従来の拡散型燃焼器と LL 型二段燃焼器で比較した結果を図 10 に示す。従来型燃焼器の NO_x 低減は、主に希薄一次燃焼により行っているため、大幅に低減することは難しい。一方、LL 型二段燃焼器では、メイン段での希薄

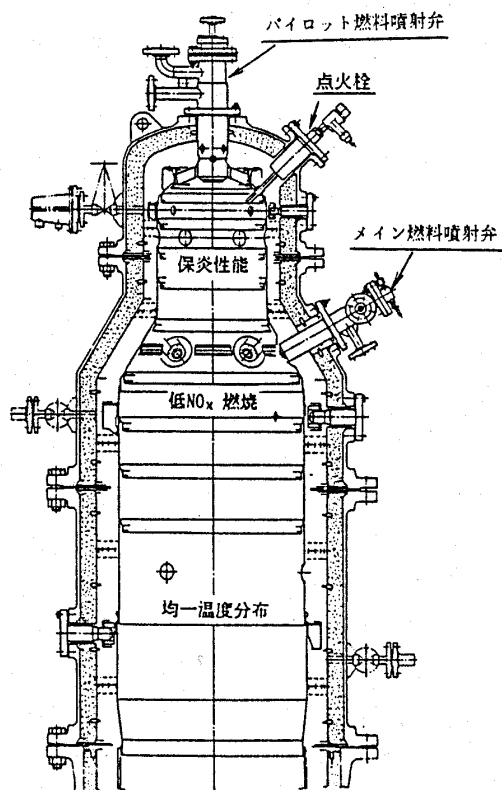


図9 Lean-Lean 型二段燃焼器

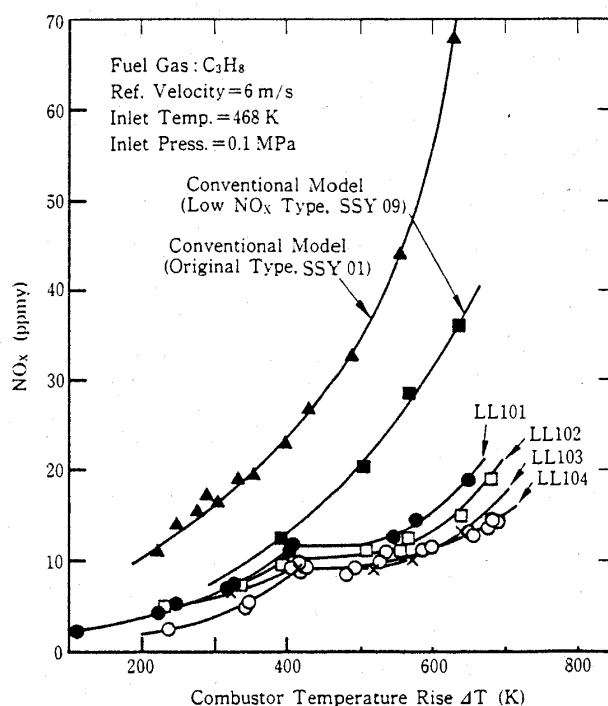


図10 従来型モデルとLL型モデルの NO_x 排出量の比較

燃焼により NO_x 生成を抑制することができており、定格温度上昇 ($\Delta T \approx 650\text{K}$) における NO_x 排出量は、従来型燃焼器に比べて大きく低減している。また、LL 型モデル燃焼器 (LL101~LL104) で空気量配分を改善することにより、さらに NO_x の低減が改善されることがわかった。次に、従来型モデル燃焼器と LL 型モデル燃焼器の CO, HC 排出量の比較を図 11 に示す。定格温度上昇では、LL 型モデル燃焼器の CO, HC 排出量はほとんどなく、高い燃焼効率を示しているが、メイン段燃焼開始直後に CO, HC の発生がかなり増加している。これはメイン段での混合気の当量比がこの運転条件では極端に小さいことが原因である。それゆえ、実機に適用する場合には、燃料の当量比制御機構の併用等によりこの点を解決する必要がある。

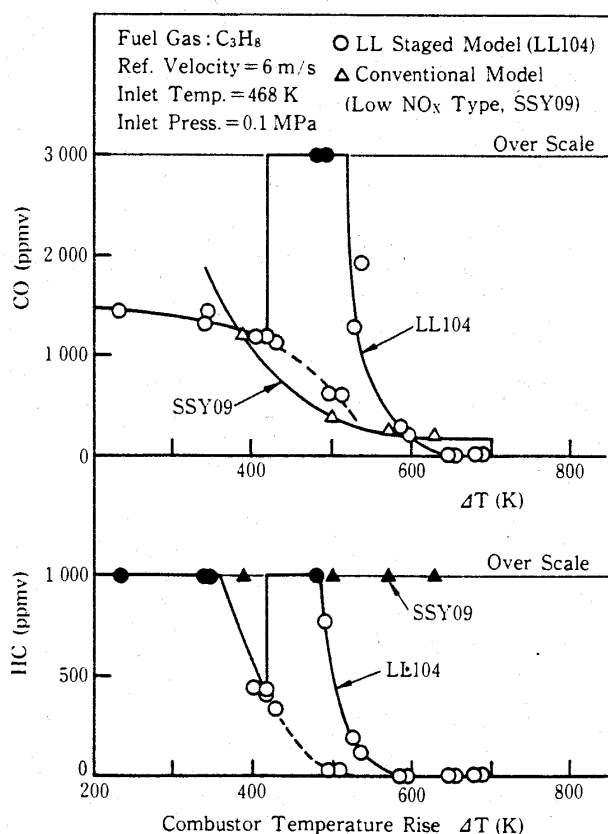


図11 従来型モデルと LL 型モデルの CO, HC 排出量の比較

4. あとがき

モデル燃焼実験および実機燃焼器運転結果を用いて、拡散型燃焼器に対する当社の低 NO_x 燃焼技術について簡単に解説を行った。その要旨は次の通りである。

(1) モデル実験および実機燃焼器において一次燃焼領域を燃料希薄にすることにより、サーマル NO_x を約 35~40% 低減できることが確認された。

(2) 水および水蒸気噴射により、灯油、プロパンガスなどの通常の燃料では燃料に対する水・水蒸気の質量流量比 $W/F = 1$ の噴射量で約 70% の NO_x 低減が可能である。また、水素ガスのように通常燃料に比べて極端に発熱量の高い場合や、逆に低カロリーガスのように発熱量が低い場合には、従来の W/F 比に代って燃料の熱量に対する水・水蒸気の噴射量で NO_x 低減率を評価する必要がある。

(3) LL 型二段燃焼器では、水・水蒸気噴射を行わずに大幅なサーマル NO_x の低減が可能であることを、モデル燃焼実験でガス燃料に対して確認した。

参考文献

- (1) 森, '88 新テクノロジーシンポジウム PART 8 固定型内燃機関のばい煙規制とその対策セミナー (昭 63)
- (2) 日本機化学会, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法 (1980)
- (3) 佐藤, '88 新テクノロジーシンポジウム PART 8 固定型内燃機関のばい煙規制とその対策セミナー (昭 63)
- (4) 杉本 (富), 鈴木, 杉本 (悦), 三井造船技報 第 131 号 (昭 62-6)
- (5) S. M. DeCorso, 15th CIMAC (1980-6), T3.5
- (6) M. B. Cutrone, et al., ASME Paper No. 81-GT-125 (1981)
- (7) K. W. Beebe, et al., ASME Paper No. 83-GT-14 (1983)

2.2 予混合型燃焼器

2.2.1 予混合型燃焼器におけるNO_x低減技術（その1）

三菱重工業(株) 高砂研究所 萬代重実
青山邦明

1. まえがき

近年、エネルギー有効利用の観点から、高性能大容量ガスタービンと蒸気サイクルを組み合わせた複合発電の実用化が計られてきている。そして、複合発電設備設置に際しては、規制あるいは地域協定により非常に厳しいNO_x排出量が要求されている。

ガスタービンから発生するNO_xの低減方法として、従来、水噴射あるいは水蒸気噴射が採用されてきているが、ベースロード用複合発電では、非常に多量の水が消費されるとともに、プラントの熱効率も低下する。

そこで、当社では水蒸気噴射を用いない予混合燃焼方式の低NO_x燃焼器を開発し、東北電力東新潟火力発電所に納入⁽¹⁾、すでに4年以上の運転実績を得ている。

本報では、当社予混合型低NO_x燃焼器の特徴と実績について紹介する。

2. 開発目標値と開発経緯

低NO_x燃焼器の開発目標値を表1に、開発経緯

表1 開発目標値

燃焼性能	
燃焼効率	≥99.5% (全運転範囲)
圧力損失	≤4% (定格点)
出口温度不均一率	≤17% (定格点)
壁温	≤1033K (全運転範囲)
高サイクル疲労	安全係数にて2以上
排ガス濃度	
NO _x	≤75ppm (全運転範囲)

(平成元年1月30日原稿受付)

を図1に示す⁽²⁾。

予混合型低NO_x燃焼器の研究例は非常に多いが、当社が開発に着手した時点ではその実用例が見当らなかった。この理由としては、システムとして複雑な予混合型燃焼器の実用がせまられるほど、低NO_xに対する要求が厳しくなかったこと、そして、技術的に非常に困難な自己着火、および逆火防止策が確立できていなかったことが考えられる。

この様な観点から、要素研究として逆火防止対策の確立に重点をおくこととした。

3. 予混合型燃焼器の原理

予混合型燃焼器の断面を図2に示す。希薄予混合火炎をメインバーナとし、その火炎温度を低下させることにより低NO_x化を計るとともに、拡散火炎をパイロットバーナとすることにより、火炎安定性を維持している。また、本方式では予混合火炎が安定燃焼し、かつ低NO_xである予混合気濃度の幅が非常に狭いことから、バイパス空気量を調整することにより、燃焼器の燃空比を一定に保つ様になっている。

- ・予備燃焼試験
- ・要素技術の検証
- ・第1次燃焼試験 (A形燃焼器)
- ・第2次燃焼試験 (B形燃焼器)
- ・最終燃焼試験 (実機用燃焼器)

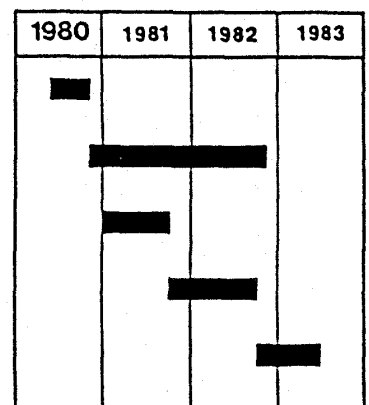
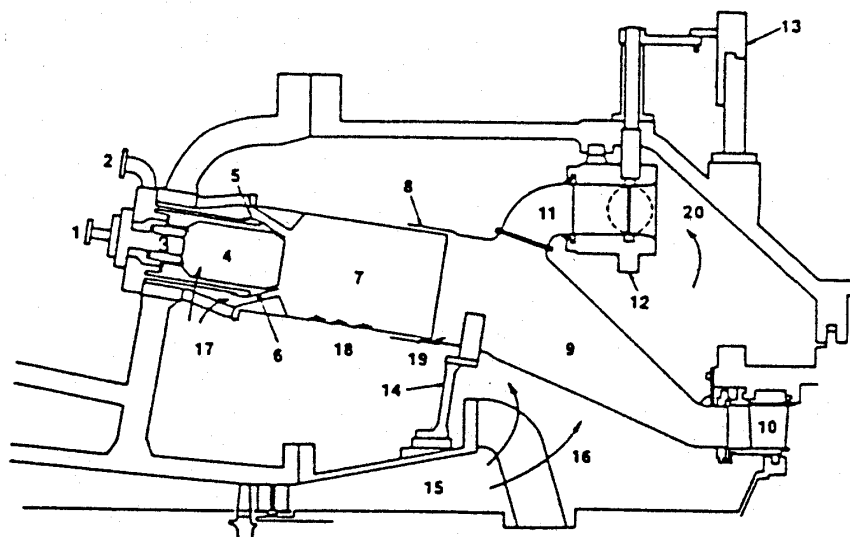


図1 開発経緯



- | | | | |
|---------------|-----------|--------------|------------|
| 1 パイロット燃料供給配管 | 6 予混合装置 | 11 バイパス曲管 | 15 ディフューザ |
| 2 メイン燃料供給配管 | 7 メイン燃焼器 | 12 バタフライ形調節弁 | 16 圧縮機吐出空気 |
| 3 パイロット燃料噴射装置 | 8 接続筒 | | 17 燃焼用空気 |
| 4 パイロット燃焼器 | 9 尾筒 | 13 駆動装置 | 18 冷却空気 |
| 5 メイン燃料噴射装置 | 10 タービン静翼 | 14 尾筒支持板 | 19 希釈空気 |
| | | | 20 バイパス空気 |

図2 燃焼器断面図

4. 三菱予混合型低 NO_x 燃焼器の特徴

予混合型燃焼器は大きくパイロット燃焼器、メイン燃焼器、および空気バイパス機構に分けられるが、これらの概要について述べる。

4.1 パイロット燃焼器

燃料およびバイパス弁のスケジュールを図3に示す。この図に示す様にパイロット燃焼器はガスタービン負荷の大きい時、文字通りメイン予混合燃焼のパイロット火炎として作用させるが、この時のパイロット燃焼比率は30%である。そしてまた、着火、昇速およびガスタービン負荷の低い時には、燃空比が小さく予混合燃焼ができないため、パイロット燃焼器のみで燃焼させることになる。このパイロット燃焼器としては、実績のある希薄拡散型低 NO_x 燃焼器をスケールダウンして採用した。パイロット燃焼器の課題として、パイロット燃焼比率が30%から100%の幅広い条件下で燃焼させる必要があるため、火炎安定性を確保することがあげられる。また、パイロット燃焼器の径が小さく、隣接燃焼器間の距離が長くなるため、着火時の火炎伝播が困難となる傾向にある。しかし、燃焼試験および火炎伝播試験により、こ

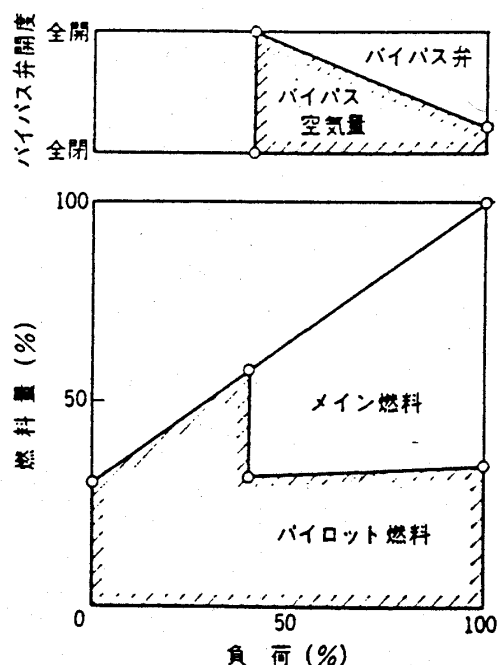


図3 燃料、バイパス弁のスケジュール

れらの問題の無いことを確認し実用に供した。

4.2 メイン燃焼器

図3に示す様に、40%以上のガスタービン負荷でメイン燃焼器を燃焼させる。そして、予混合ノ

ズルで、全燃料の70%を空気と予混合した後、メイン燃焼器に供給し燃焼させる。希薄予混合気の燃焼とすることにより、火炎温度の低下、ひいては NO_x 生成量の低減を計ることができる。

予混合燃焼に際しては、燃料と空気の均一混合、およびフラッシュバックの防止が重要である。そこで、多数の予混合ノズルを試作し、その混合特性、フラッシュバック、フラッシュアウト特性を調査し、最良の予混合ノズルを選択した。この予混合ノズルの概略を図4に示す⁴⁾。

フラッシュバックは、限界速度勾配理論で説明されるとしているが、ガスタービンの様に高圧、高流速、高乱流の場合には必ずしも、当てはまらなかった。そこで、フラッシュバック実験により、フラッシュバックを起さない燃料濃度、流速条件を求め、実機作動条件下でフラッシュバックを起さないことを確認した。また、フラッシュアウト実験では、一度、混合気流速を下げて、フラッシュバックを起こさせ、その後、所定流速に戻した時、予混合ノズル内の火炎が吹き飛ぶかどうかを調査した。この様な実験結果をもとに、図4に示す様な予混合ノズルを選択したが、その特徴は以下の通りである。

- (1) 予混合ノズル入口形状をベルマウスとすることにより、圧力損失係数を小さくして流速を高くできる様にした。また、ノズル入口部の境界層厚さを薄くした。
- (2) 予混合ノズルの径を調整することにより、境界層厚さを薄くする様にした。
- (3) 単純形状で製作も容易な形状とした。

4.3 空気バイパス機構

図3に示す様に、40%以上のガスタービン負荷でメイン燃焼器を燃焼させるが、予混合気濃度を

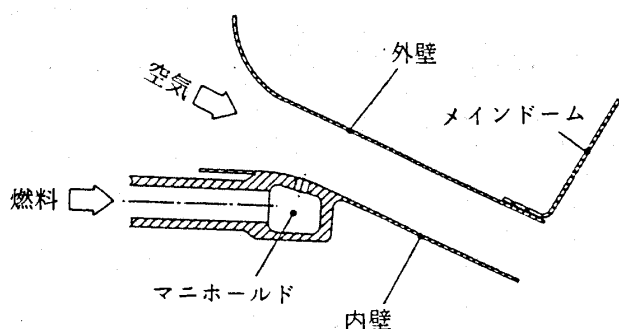


図4 予混合ノズル

ほぼ一定に保つ必要があるため、ガスタービン負荷の低い時、空気バイパスを行なうものである。

空気バイパス方式については、50種以上の形状を案出し、その長短を比較検討するとともに、数種のものについて実験を行ない最終形状を決定した。バイパス機構は図2に示す様に、尾筒と接続するためのバイパス曲管、バタフライ形調節弁、およびその駆動装置から成り立っている。

空気バイパス機構の開発に際しては、以下の様な点につき留意した。

- (1) 構造を簡素とする。
- (2) 尾筒との接続部の熱応力を低く保つ。
- (3) 空気バイパス時にも出口温度分布が許容値内に入る。
- (4) 燃焼完了前の火炎にバイパス空気が混合して、UHC、CO等の未燃排気物を生成しないようにする。
- (5) 空気量調整により、燃焼器の圧力損失増大、ガスタービン性能劣化をきたさない様、バイパス方式とする。

5. 燃焼試験

前述の様な経緯、特徴を有する燃焼器、燃焼システムを評価するために行なった燃焼試験の概要を以下に示す。

5.1 燃焼試験設備

実圧燃焼試験設備の概観を図5に、系統線図を図6に示す。本設備はガスタービン実機の条件を模擬できるものである。

出力30MWの2軸式ガスタービンで駆動される空気源圧縮機は、空気流量50kg/s、圧力比16の能力を持っている。また、燃料としては灯油、

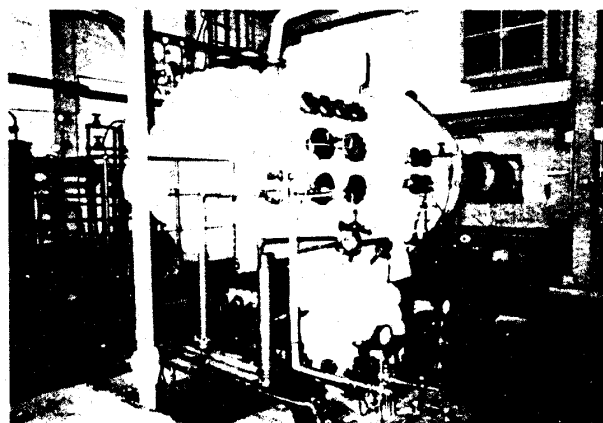


図5 燃焼試験装置

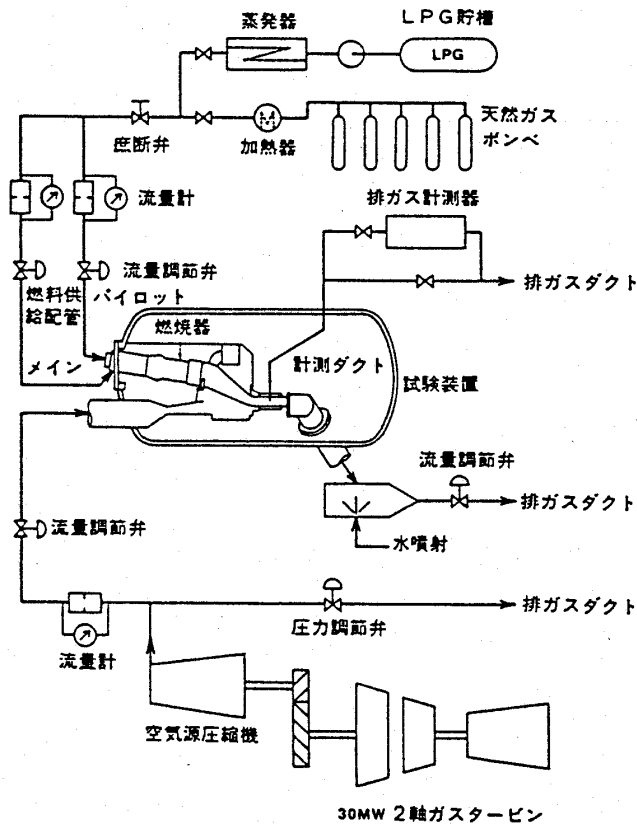


図6 燃焼試験設備系統線図

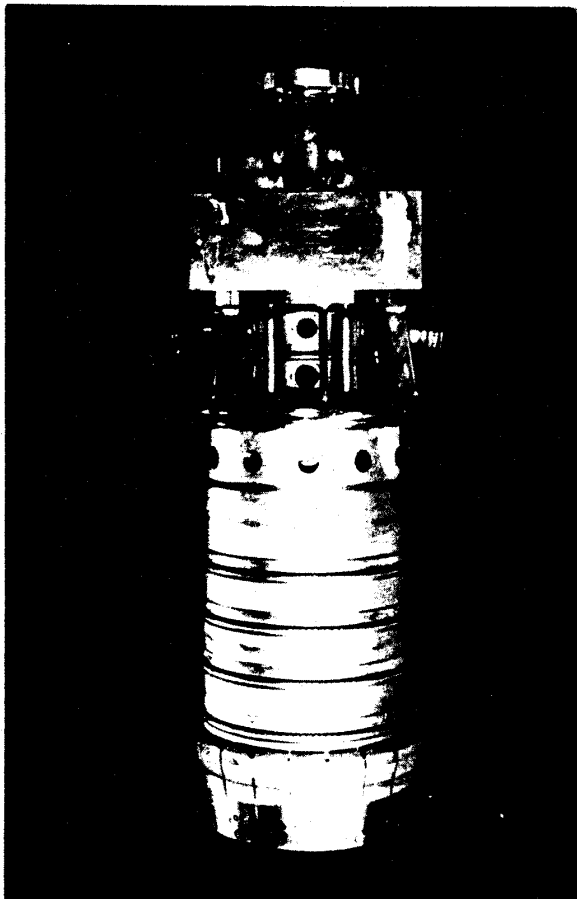


図7 実機用燃焼器

天然ガスおよびLPGの3種類が使用可能である。試験条件としての空気圧力、流量の設定は、圧力調節弁および2個の流量調節弁により行なわれる。試験装置には図7に示す様な実寸大の燃焼器内筒、および尾筒、バイパス装置一式を組み込むとともに、尾筒下流部に計測ダクトを設置し、出口温度分布計測、排ガス分析用のプローブを配した。また、耐久性確認のため、燃焼器内筒、尾筒および支持機構の温度、振動応力を計測した。

そして、逆火監視用として、予混合ノズルの壁温、メイン燃焼器内の圧力変動を計測した。

5.2 試験条件

燃焼試験に使用した天然ガスおよびLPGの成分を表2に示す。また、各負荷相当の試験条件を表3に示す。

試験設備には、空気源圧縮機出口空気の温度および湿度を制御する装置がないので、計測NO_x値はすべて(1)式により補足した。

$$\text{修正NO}_x\text{値} = \text{計測NO}_x\text{値} \times \text{EXP} \left(\frac{T_i^* - T_i}{250} \right) \times \text{EXP} [-19 (H^* - H)]$$

.....(1)式

ここで、 T_i は燃焼器入口空気温度（単位：K）、 H は絶対湿度である。また、星印は計測値であることを示す。

表2 燃料成分

		天然ガス
比重		0.558
総発熱量	MJ/Kg	54.7
真発熱量	MJ/Kg	49.3
成分		
	CH ₄ , Vo1%	99.4
	C ₂ H ₆ , Vo1%	—
	C ₃ H ₈ , Vo1%	—
	C ₄ H ₁₀ , Vo1%	—
	N ₂ , Vo1%	0.1
	CO ₂ , Vo1%	0.5

表3 試験条件

出 力		無負荷	25%	50%	75%	全負荷
空気流量	Kg/s	15.3	15.3	15.3	16.9	20.5
入口空気温度	K	567	579	589	604	637
入口空気圧力	MPa	0.77	0.83	0.90	1.03	1.27
出口ガス温度	K	909	1098	1285	1388	1427

5.3 試験結果

図8に NO_x 値とタービン入口温度の関係を示す。 NO_x 値は(1)式によって絶対湿度0.008の状態に換算してある。

無負荷から38%負荷まではパイロット燃焼域のみが燃焼している。 NO_x 値は負荷上昇とともに高くなり38%負荷で最高値に到達する。38%負荷以上ではメイン燃焼域にも着火し、バイパス弁の役割が重要となる。一定負荷条件下にてバイパス弁を開くと NO_x 値は増加する。逆に閉じると、未燃炭化物(UHC)、一酸化炭素(O)が急増し燃焼効率が悪くなる。この点をCO限界として図中に示す。バイパス弁角度は、CO限界に対して余裕のある範囲に設定されることが望ましく、その時の NO_x 値を実機運転予想値として図中に示す。

内筒壁温の計測値を図9に示す。最高壁温は935Kでメイン燃焼域にて計測された。希薄燃焼を採用していることが壁温低減にも役立っている。

振動応力は、パイロット燃焼域、メイン燃焼

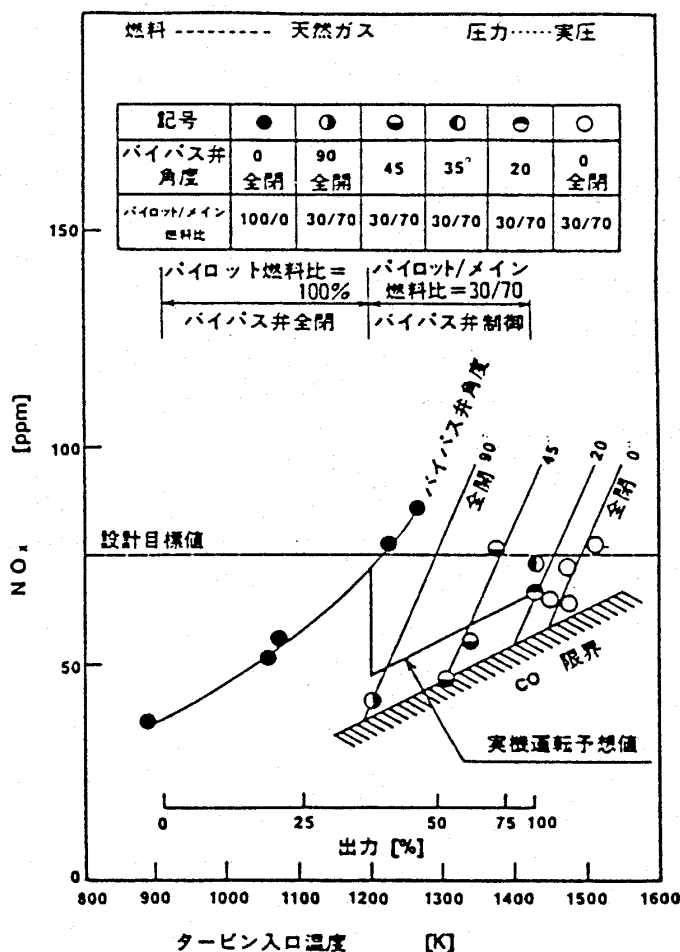


図8 NO_x 値

域、メイン燃料供給配管、支持板およびU形支持板にて計測した。ひずみゲージ取付位置や方向は、予め加振試験を行ない決定した。図10に、振動応力値を燃焼器壁温に対して許容応力値とともに示す。振動応力値は、有限要素法による応力解析結果を用いて、局所最大応力値に変換してある。

6. 運転実績

本予混合型低 NO_x 燃焼器は、東北電力東新潟火力発電所3号系列1090MWコンバインドサイクルプラントに採用され、運用されている。

6.1 実機 NO_x 値実績²⁾

MW-701Dエンジン排ガスダクトでの計測値を図11に示す。横軸はガスタービン出力を示す。 NO_x 値は、開発目標値より低く、またバイパス弁開度に対する傾向も燃焼試験結果と良く一致している。バイパス弁が自動制御された時の NO_x 特性の1例を、運転作動ラインとして示す。

6.2 運転実績⁽¹⁾⁽⁵⁾

東新潟3号系列のうち半量の3-1系には昭和59年12月から、また、残りの3-2系は昭和60年10月から営業運転に入り、現在までに各々、4年そして3年以上の運転実績を得ている。

また、運開当時には、ガスタービン実機、実運用状況下で燃焼器壁温、振動応力などの特殊計測

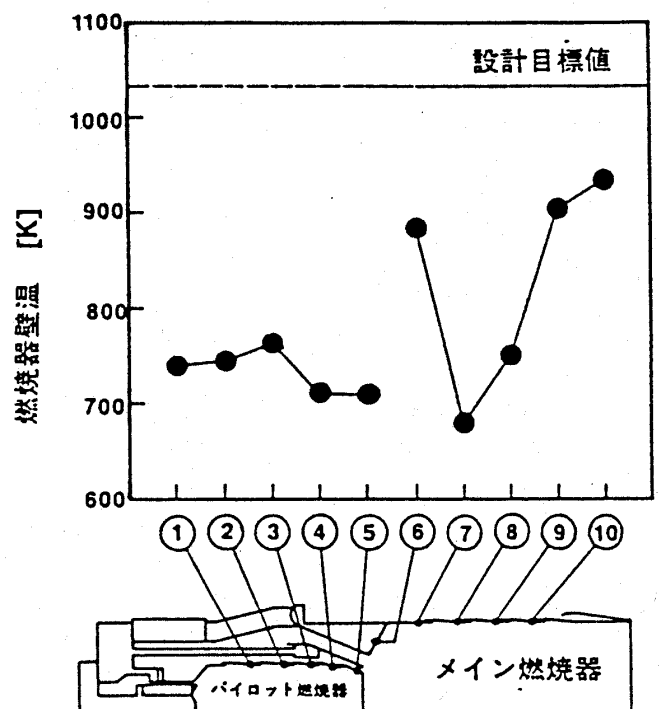
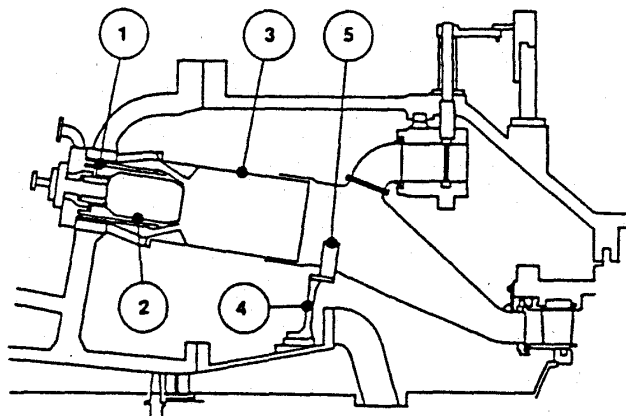
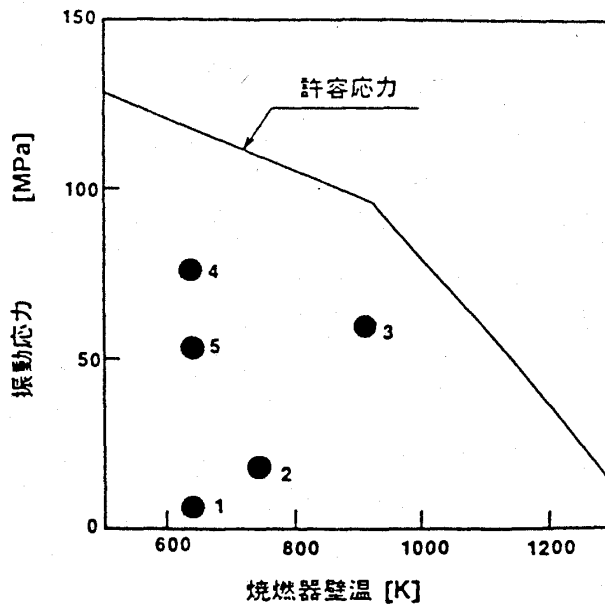


図9 内筒壁温



1 メイン燃料供給配管
2 パイロット燃焼器壁
3 メイン燃焼器壁
4 尾筒支持板
5 U形支持板

図10 振動応力

を行ない、各計測値が計画値を十分満足していることを確認している。そして、その後の定期点検でも異常のないことを確認、信頼性を確保して現在まで運転を続けている。

7. あとがき

ガスタービンの高温化に伴ない、高効率および消費水量の点から、予混合型低 NO_x 燃焼器の採用が好ましい。

本報で述べた様に、予混合型低 NO_x 燃焼器を開発、実用することができたが、ガスタービン燃焼器のような高圧、強乱流下の乱流予混合燃焼に関

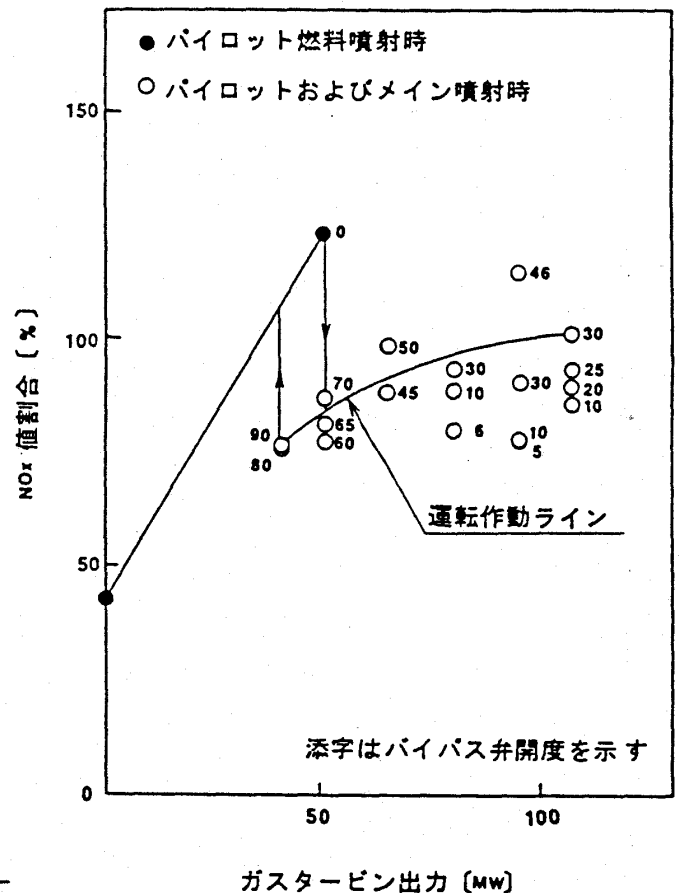


図11 実機 NO_x 値

する研究は皆無に等しく、予混合火炎の形成、制御を如何に行なうか、また、逆火、振動燃焼など燃焼障害に如何に対処するかが大きな課題であったといえる。したがって、これらに関する知見が今後の低 NO_x レベルを決めるとも云え、今後の成果が期待される。

引用文献

- 1) 矢吹雅男, 黒沢満支男; ターボ機械, 17-9 (1986-9), 14
- 2) 青山邦明, 萬代重実; 第13回ガスタービン定期講演会講演論文集 (1985-6), 121
- 3) 橋爪保夫ほか9名; 三菱重工技報, 22-3 (1985-5), 8
- 4) Aoyama, K., Mandai, S; ASME 84-GT-44
- 5) Sudo, Y., Yamashita, M., Miyaguchi, K; 87-TOKYO-IGTC-128

2.2.2 予混合型燃焼器における NO_x 低減技術（その2）

（株）東芝 京浜事業所 前 田 福 夫
高 原 健 司
岡 本 安 夫
岡 本 浩 明
岩 井 保 憲

1. まえがき

エネルギーの有効利用や経済性の観点から、効率化を図ったコンバインド発電プラントは、その高いプラント効率が実証されつつあり、今後発電プラントの主流になるものと考えられる。一般に大型火力プラントに於いては従来より大気汚染防止の観点から CO、NO_x 等の排出低下に努めてきているが、コンバインドサイクルに於いても効率の良い低 NO_x 化が望まれている。低 NO_x を図る方法として従来は排煙脱硝装置及び燃焼器内への水又は水蒸気噴射等が採用されている。しかしプラント容量の増大に伴う排出量の増加、プラント効率の一層の向上等を考慮すると従来にも増して低 NO_x 化を図った燃焼器の開発が必要となる。そこで新たに NO_x レベルを従来燃焼器の約 1/3 以下とし、しかも水や水蒸気噴射を使用せず燃焼制御のみによって NO_x 低減を可能とする燃焼器を開発

した。本報では LNG を燃料とするコンバインドプラントに適用可能な 1100℃ および 1300℃ 級低 NO_x 2 段燃焼器の燃焼特性、燃焼器構造等について述べるが、特に NO_x 発生条件の厳しい 1300℃ 級低 NO_x 燃焼器を主体に以下に紹介する。

2. 低 NO_x 燃焼器の特徴および構造

表 1 に 1100℃ 級および 1300℃ 級低 NO_x 燃焼器の比較、特徴を示す。1300℃ 級低 NO_x 燃焼器は、実圧燃焼試験によって燃焼特性の明らかとなっている 1100℃ 級低 NO_x 燃焼器の設計方針を継承し、基本的には燃焼条件をほぼ同一に設定し、ライナーおよび尾筒の冷却の強化を図った構造となっている。そのため 1300℃ 級低 NO_x 燃焼器の NO_x 排出特性をはじめ燃焼特性は、後述の試験結果に示されているように 1100℃ 級の燃焼特性と類似の傾向を示している。1100℃、1300℃ 級低 NO_x 燃焼器に共通に採用されている基本的な燃焼方式、構造

表 1 低 NO_x 燃焼器の特徴

項目 \ 燃焼器	1100℃ 級 低 NO _x 燃焼器	1300℃ 級 低 NO _x 燃焼器
燃 焼 法	2 段燃焼 (パイロット：拡散燃焼 メイン：予混合希薄 燃焼)	同 左
燃焼空気制御	無	同 左
ライナー冷却法	フィルム冷却法	フィルム冷却 & 対流冷却強化
トランジションピース冷却法	対流冷却	インピンジ & フィルム 冷却法
予 混 合 法	予混合ダクト	同 左
蒸 気 噴 射	併用可能	同 左

（平成元年 1 月 24 日原稿受付）

や考え方等について以下に示す。

1) 2段燃焼方式の採用

燃料系統はパイロット段とメイン段の2系統に分割する方式を採用している。パイロット段は、運転の信頼性を確保するため燃焼安定性にすぐれている拡散燃焼方式としており、これにより着火・火移り・負荷遮断時の吹消え裕度等は従来燃焼器と同程度の特性を有している。またメイン段は、大巾な低NO_x化を達成するため希薄予混合燃焼方式とし、しかも燃焼を促進させるため予混合燃料噴流が、燃焼領域において対向衝突して混合するフローパターンを形成し安定燃焼する方式とした。

2) 予混合燃料の均一化

空気と燃料の不十分な混合による燃料の濃淡は結果として局所的な火炎温度の上昇となる。この火炎温度の上昇は、NO_xの火炎温度(T_f)に対する強い依存性を示すNO_x ~ exp(8.28 × 10⁻³ T_f)¹⁾の関係からも明らかなようにNO_xの増大を意味する。

そのためNO_xの多量に発生する高負荷運転域において、メイン段における予混合燃料の均一化を達成することが大巾なNO_x低減を図る上で不可欠となる。メイン段を適切な予混合当量比以下で完全予混合を行うことにより、低NO_x 2段燃焼器より発生するNO_xの大部分は、パイロット段の拡散燃焼部分より発生するNO_xとすることができる。図1は本燃焼器のNO_x試験結果を示したものであるが、図に示す如く燃空比一定または燃焼器出口ガス温度一定(約1145℃)の2段燃焼状態におけるNO_xとの差が小さい。しかもNO_xの増減傾向が

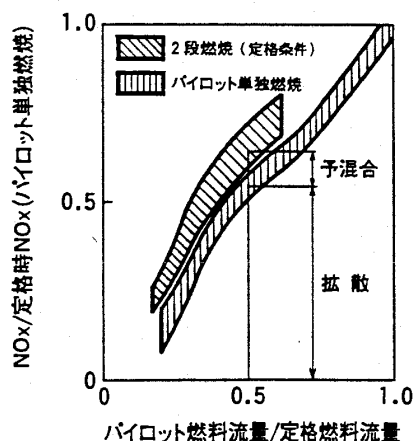


図1 NO_x 濃度の構成

パイロット単独燃焼時のNO_xと同じであることから、拡散燃焼部でのNO_x発生が主体を占めることが明らかである。従ってメイン段の予混合化により、パイロット燃料を安定燃焼が確保できる流量割合まで減少させることによりNO_x低減を図ることが可能となる。そのため充分な混合のための長さを有し、圧力損失の小さい円滑な流れ模様となる予混合ダクト形状を採用し、1)でのべた予混合噴流の対向衝突による混合および燃焼促進を図る方式と兼用するダクト形状を採用している。図2に予混合ダクトを含む低NO_x 2段燃焼器の構造を示した。

3) 可動部・摺動部を設けない構造

低NO_x燃焼器の全体構造は、ライナや尾筒の高温ガス中における長期間の機構的な信頼性の向上を図るため簡潔な構成とし、空気流量調整用の可変機構や摺動機構を設けない構造とした。これは、高温化に伴い燃焼器内(ライナおよび尾筒)の平均燃焼ガス温度の上昇とともに燃焼器入口空気温度も上昇し、ライナや尾筒メタル部品の使用環境温度が厳しくなる傾向にあること。また、高温化に伴い、燃焼器の部分負荷運転域における平均燃焼ガス温度が上昇するため、2段燃焼への切替負荷をより低負荷側に移動することが可能となり、燃焼効率向上のための燃空比制御等の必要性が少なくなること等も反映したものである。

更に、空気流量調整用の可変機構などの制御を必要とせず、従来方式に対してメイン段の燃料制御の追加のみで運転が可能であり、簡潔な運用を実現している。

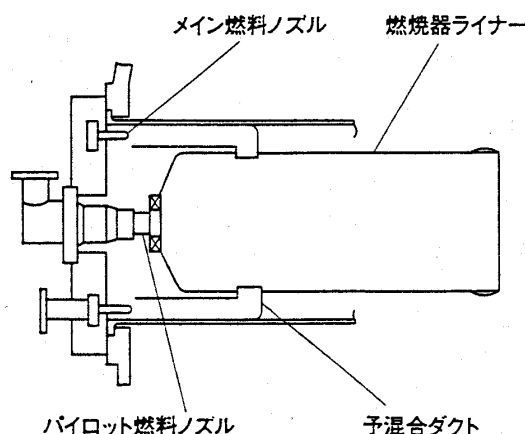


図2 低NO_x 燃焼器の構造

4) 蒸気噴射併用可能な構造, 燃焼方式

パイロット段への蒸気噴射を併用することにより NO_x 低減効果が更に重畳され, 全負荷域において少ない蒸気噴射量で大巾な低 NO_x 化が可能な構造, 燃焼方式となっている。

3. 実圧燃焼試験装置

図3～5に本燃焼器の特性確認に用いた実圧燃焼試験装置の概要を示す。

図3は燃焼試験装置系統図を示したもので, 燃料ガスは独立に制御可能な2系統のラインから連続的に供給することができる。また同時に蒸気噴射も可能な系統になっている。

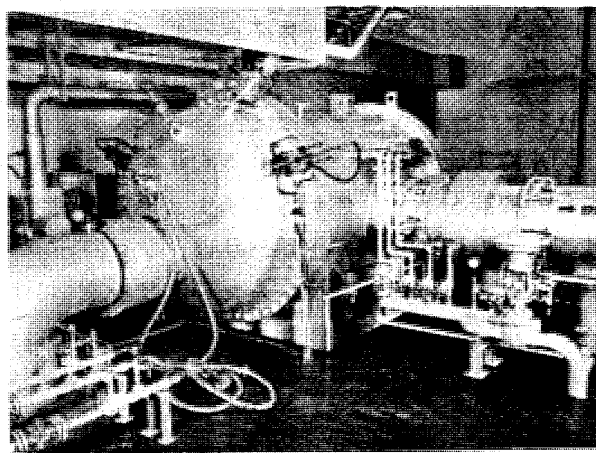


図5 実圧燃焼器テストリグ外観

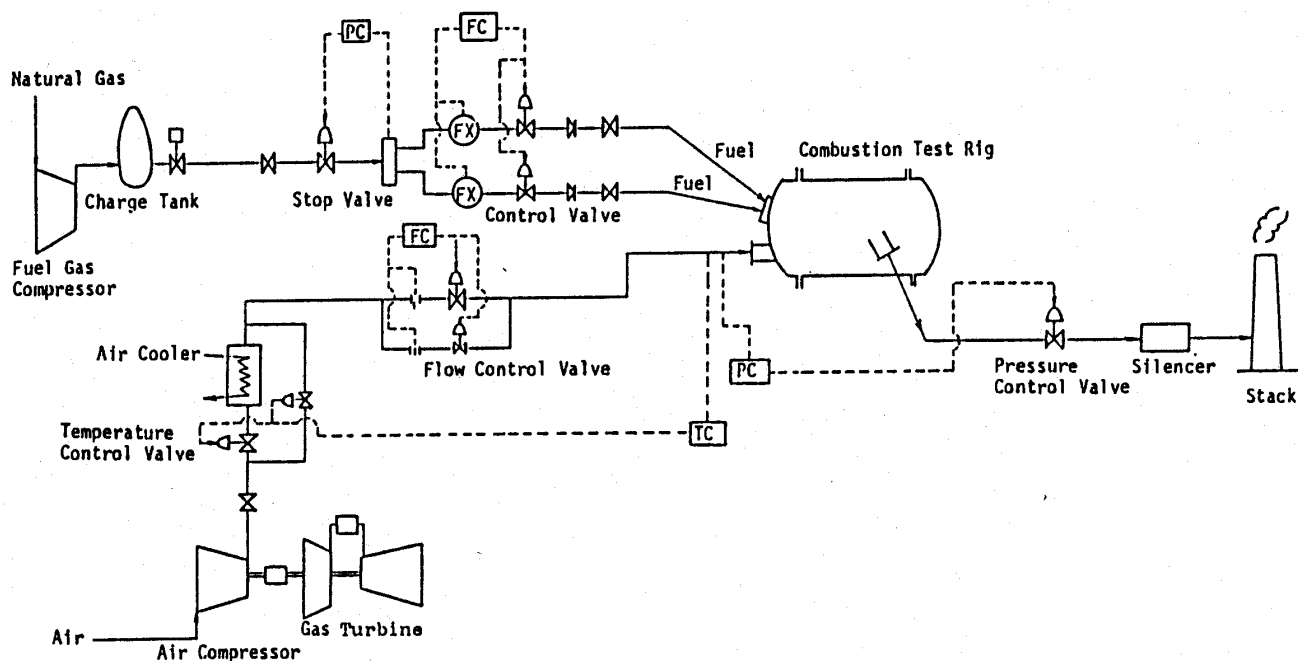


図3 燃焼器試験装置系統図

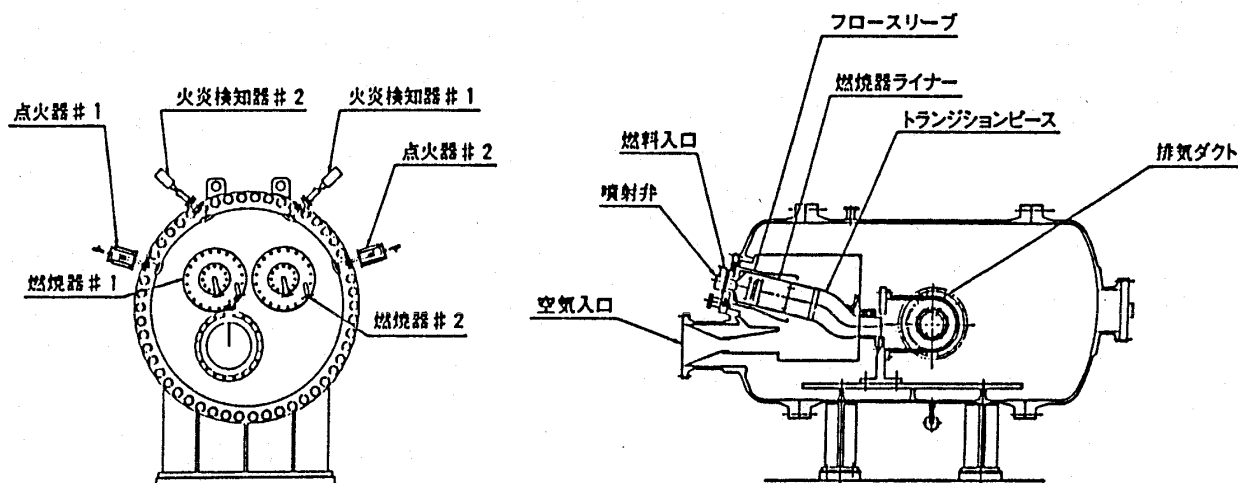


図4 実圧燃焼器テストリグ

燃焼用の高圧空気は、ガスタービン駆動の軸流圧縮機よりアフタークーラーを経由して供給される。

図4に実圧燃焼器テストリグを示す。また図5にその概観を示す。燃焼器ライナ、尾筒は実物を使用し、燃焼器周辺の流路形状は、フローパターンができるだけ実機と同一となる形状を選定している。尾筒下流には計測用のダクトを設け、排ガスサンプリング、全圧、燃焼器出口温度分布等計測用の各種プローブ類が設置されている。またテストリグ内には、実物の2缶のライナ、尾筒を取り付けることにより2缶相互間で火移り試験が可能な構造になっている。

燃焼試験はすべて自動化されており、燃焼器特性データの取得をはじめ、燃焼器のすべての運転範囲を実機運転パターンと同一時間スケジュールでくり返し運転することができる。これにより着火や燃料切替時、負荷遮断等の燃焼安定性、データや現象の再現性の確認や実機運転時の耐久試験を模擬した着火から定格負荷、停止に至るいわゆるヒートサイクル試験等も可能である。

なお、表2に今回使用した燃料組成を示す。

4. 試験結果

図6に本燃焼器構造を用いた1300℃級低NO_x燃焼器の2段燃焼領域の例を示す。1100℃級もほぼ同等の燃焼領域特性を有しており、図8に示す如く2段燃焼領域に於いても良好な燃焼効率を達

成している。ここで、拡散燃焼を行うパイロット燃料流量割合は、1100℃級、1300℃級ともに2段燃焼への切替直前が最も大きく、NO_xの絶対量が増加する100%負荷運転時においては約30%~20%程度まで減少させることができる。

図7に1100℃級、1300℃級のNO_x濃度特性を示す。図7に示すNO_x濃度特性は、図6に示されている2段燃焼領域に対するパイロット段、メイン段の燃料切替特性と対応している。また試験時における試験条件（燃焼器入口空気圧力・温度・湿度等）の変化に対してNO_x濃度は、次式²⁾によって補正評価したものである。

$$NO_x = NO_x^* \left(\frac{P}{P^*} \right)^{0.28} \exp \left(\frac{T_{in} - T_{in}^*}{250} \right) \exp(-19(H - H^*))$$

ここで*は計測値であり、P、T_{in}、Hはそれぞれ燃焼器入口空気圧力、温度、絶対湿度である。

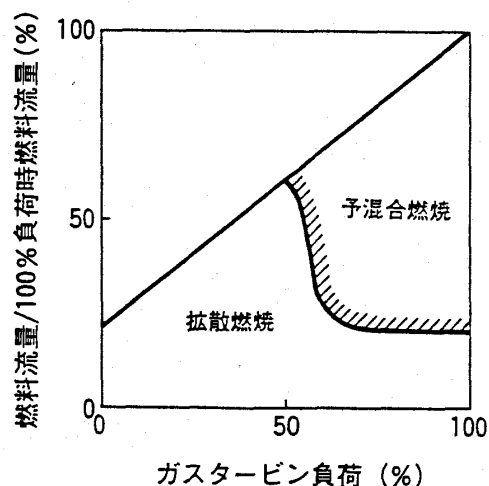


図6 2段燃焼領域例 (1300℃級)

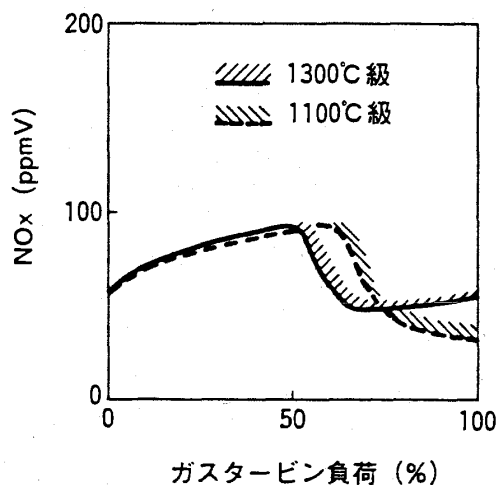


図7 NO_x濃度特性

表2 燃料性状

組成 (vol%)	
H ₂	1.54
CH ₄	87.79
C ₂ H ₄	0.28
C ₂ H ₆	1.92
C ₃ H ₈	6.43
i-C ₄ H ₁₀	0.73
n-C ₄ H ₁₀	1.30
i-C ₅ H ₁₂	0.01
n-C ₅ H ₁₂	0.00
合計	100.00
比重 (kg/Nm ³)	0.8397
発熱量 (kcal/kg)	
HHV	12970
LHV	11744

1100℃級、1300℃級燃焼器のNO_x濃度は、パイロット段よりの拡散燃焼用燃料流量が最大となる2段燃焼への切替直前が最も大きくなる傾向を示している。図6に対応して、2段燃焼に切り替えて予混合燃料割合を増大させるに従ってNO_xは低下し、1100℃級、1300℃級燃焼器の100%負荷状態である1145℃、1356℃の燃焼器出口の温度条件において蒸気噴射併用無しでそれぞれ30ppm、60ppm程度まで低減可能であることが確認された。これらのNO_x濃度の排出傾向は、2段燃焼器のNO_x濃度の構成割合を示す図1の特性によるものである。また1300℃級燃焼器は、温度上昇にも拘わらず切替点近傍の部分負荷時のNO_x濃度を1100℃級燃焼器と同等レベルに抑えている。これは1100℃級に比較して、より低負荷側での2段燃焼への切替えを燃焼効率の低下を伴わずに行うことで可能としたものである。すなわち、より広い部分負荷運転範囲まで2段燃焼による低NO_x化運転を可能としている。この運転範囲の拡大する傾向は、1300℃級燃焼器も含めさらに高温化されるに従って部分負荷域における燃焼温度の上昇により促進され、2段燃焼への切り替え時の燃焼効率向上のための燃空比や燃焼空気量の制御等の必要性は少なくなるものと考えられる。更に図7に示したNO_x濃度に対して蒸気噴射を併用することにより、全負荷範囲において従来燃焼器よりはるかに少ない蒸気噴射量で、さらに大巾なNO_x低減を図ることも可能である。

図8に1300℃級燃焼器における燃焼効率の計測例を示す。この燃焼効率は、燃焼排ガス成分で

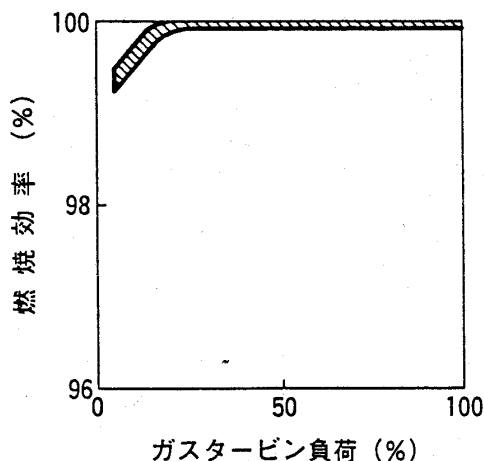


図8 燃焼効率例 (1300℃級)

あるCO、THCよりの計算値である。2段燃焼への切替例として図6に示されているように50%負荷前後の負荷域においても燃焼効率の低下は見られず、無負荷運転域を除いてはほぼ100%であった。

図9、10に1300℃級、1100℃級低NO_x燃焼器のライナーメタル温度分布計測例を示す。1100℃級1300℃級ともにメタル温度は許容温度より小さい値となっている。1300℃級ライナの冷却方法は、表1に示したように1100℃級のライナ冷却で採用しているフィルム冷却に対流冷却を強化した方式であるが、1100℃級のメタル温度とほぼ同等レベルのメタル温度になっており、良好な冷却性能が確保されているものと考えられる。また100%負荷(2段燃焼)運転状態におけるメタル温度分布は、パイロット段単独燃焼(拡散燃焼)時の部分負荷運転状態における温度分布に比較して

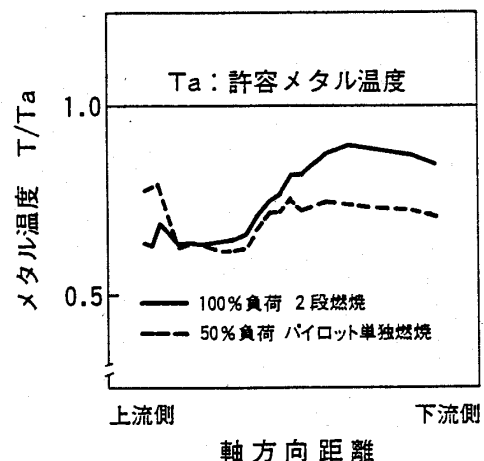


図9 ライナーメタル温度分布 (1300℃級)

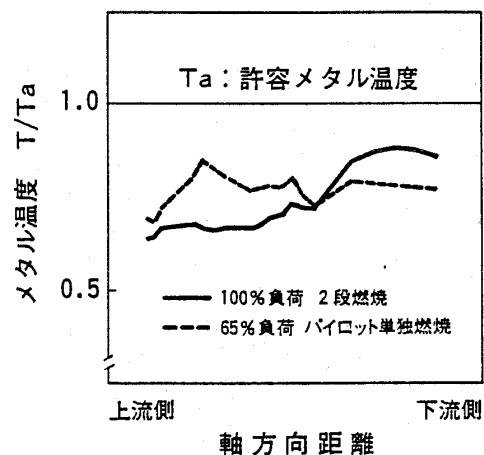


図10 ライナーメタル温度分布 (1100℃級)

ライナ下流側で高温となり、上流側で逆に低下する傾向を示している。これは、2段燃焼状態においては燃焼ガス温度が平均的に上昇するとともに火炎が下流側に拡大、移動しているためと考えられる。また熱電対によるライナメタル温度の計測の他に示温ペイントによる温度分布の観察も行ったが、ホットスポット等は特に見出されなかった。

その他の燃焼器特性として圧力損失、火移りおよび吹消え燃空比等は、従来型燃焼器のこれらの特性と同等の特性を示していた。また、1100℃級、1300℃燃焼器ともに実機と同等の運転試験に対しても安定燃焼が確認され、NO_x等の燃焼特性も含め良好な運転信頼性を確認している。

5. あとがき

1) 1100℃級、1300℃級低NO_x2段燃焼器に

よって、100%負荷におけるNO_x排出レベルとしてはそれぞれ30ppm、60ppm程度まで低減できることが確認された。

2) メタル温度レベルや圧力損失、火移り、吹消え特性等の燃焼器特性は、従来型燃焼器と同等の特性を有し、実機と同等の運転スケジュールによる燃料切替等を含む運転試験によって、すべての運転範囲において安定燃焼が確認された。

参考文献

- 1) G. D. Lewis, "Prediction of NO_x Emissions", ASME Paper 81-GT-119, 1981.
- 2) D. A. Sullivan, "A Simple Gas Turbine Combustor NO_x Correlation Including the Effect of vitiated Air", ASME Paper 76-GT-5, 1976.

§ 入 会 者 名 簿 §

正会員

児玉 衛 (三井造船)	山口 信行 (三菱重工)	松下 通 (三菱自工)
二村 尚夫 (川崎重工)	伊藤 勝康 (東芝)	佐々木 隆 (東芝)
平澤 一俊 (東芝)	老川 恒夫 (NKK)	稲垣 信夫 (東京ガス)
三村 義雄 (荏原製作所)	土樋 敏夫 (東北電力)	榊 純一 (石川島播磨)
内山 芳忠 (機械技研)	赤城 弘一 (石川島播磨)	北嶋 宣光 (荏原総研)
神山 新一 (東北大)	植山 景 (石川島播磨)	石田 克彦 (川崎重工)

ライナ下流側で高温となり、上流側で逆に低下する傾向を示している。これは、2段燃焼状態においては燃焼ガス温度が平均的に上昇するとともに火炎が下流側に拡大、移動しているためと考えられる。また熱電対によるライナメタル温度の計測の他に示温ペイントによる温度分布の観察も行ったが、ホットスポット等は特に見出されなかった。

その他の燃焼器特性として圧力損失、火移りおよび吹消え燃空比等は、従来型燃焼器のこれらの特性と同等の特性を示していた。また、1100℃級、1300℃燃焼器ともに実機と同等の運転試験に対しても安定燃焼が確認され、NO_x等の燃焼特性も含め良好な運転信頼性を確認している。

5. あとがき

1) 1100℃級、1300℃級低NO_x2段燃焼器に

よって、100%負荷におけるNO_x排出レベルとしてはそれぞれ30ppm、60ppm程度まで低減できることが確認された。

2) メタル温度レベルや圧力損失、火移り、吹消え特性等の燃焼器特性は、従来型燃焼器と同等の特性を有し、実機と同等の運転スケジュールによる燃料切替等を含む運転試験によって、すべての運転範囲において安定燃焼が確認された。

参考文献

- 1) G. D. Lewis, "Prediction of NO_x Emissions", ASME Paper 81-GT-119, 1981.
- 2) D. A. Sullivan, "A Simple Gas Turbine Combustor NO_x Correlation Including the Effect of vitiated Air", ASME Paper 76-GT-5, 1976.

§ 入 会 者 名 簿 §

正会員

児玉 衛 (三井造船)	山口 信行 (三菱重工)	松下 通 (三菱自工)
二村 尚夫 (川崎重工)	伊藤 勝康 (東芝)	佐々木 隆 (東芝)
平澤 一俊 (東芝)	老川 恒夫 (NKK)	稲垣 信夫 (東京ガス)
三村 義雄 (荏原製作所)	土樋 敏夫 (東北電力)	榊 純一 (石川島播磨)
内山 芳忠 (機械技研)	赤城 弘一 (石川島播磨)	北嶋 宣光 (荏原総研)
神山 新一 (東北大)	植山 景 (石川島播磨)	石田 克彦 (川崎重工)

2.2.3 予混合型燃焼器における NO_x 低減技術 (その3)

日立製作所 日立工場 黒田 倫夫
日立製作所 機械研究所 石橋 洋二

1. 緒言

ガスタービンと蒸気タービンを複合して高効率化を図ったいわゆるコンバインド発電プラントは今後の発電プラントの主流になると考えられるが、いづれも厳しい環境規制が課せられている。

このプラントに要求される NO_x レベルは現状の燃焼器の約 40% 以下という非常に低い値である。これを満たすためには、従来の燃焼器とは全く異なり、予混合燃焼方式を取り入れた新しい構造の燃焼器の開発が必要である。

当社では LNG 焚コンバインド発電用の乾式低 NO_x 燃焼器の開発を進めてきた¹⁾²⁾。本報においては低 NO_x 2 段燃焼器についての低 NO_x 化の原理、特徴、燃焼特性などについて紹介する。

2. 開発計画

図 1 に低 NO_x 燃焼器の開発計画を示した。対象ガスタービンは当社の大容量機種である F7E 型 (73MW) 以上のガスタービンである。

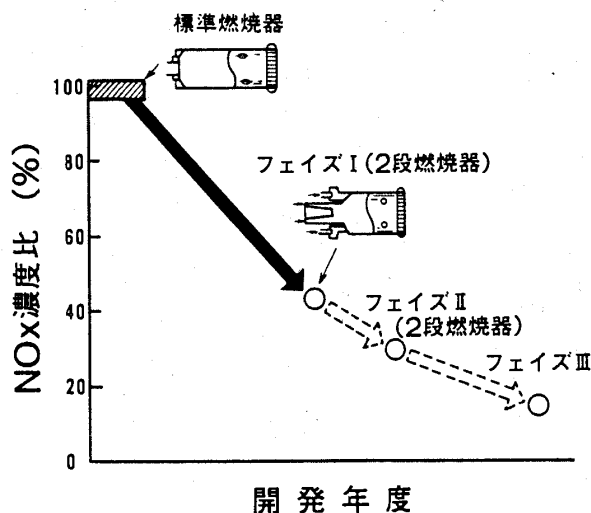


図1 低 NO_x 燃焼器の開発

(平成元年2月6日原稿受付)

ガスタービンの高温、高圧化が進んでくると、発生する NO_x レベルも高くなる。一方、要求される NO_x レベルは次第に低くなるため、NO_x 濃度比は低い値になっている。標準燃焼器は単一ノズルの拡散燃焼形である。フェーズ I, II は 2 段燃焼方式をとっており、燃焼は第 1 段、第 2 段に行なわれ、それぞれ拡散燃焼、予混合燃焼を行なって低 NO_x 化をはかっている。フェーズ III ではさらに予混合燃焼を強化して目標を達成する予定である。

3. 低 NO_x 燃焼器の燃焼方式と構造

図 2 に燃焼方式による NO_x 特性を示した。燃料と空気の混合度の良否により、燃空比に対する NO_x 発生量は種々の特性を示している。混合度の悪い拡散燃焼から最も混合度の良い完全予混合までの NO_x 発生量の曲線を模式的に示した³⁾⁴⁾。各曲線の左端には不安定燃焼域が存在しており、燃焼

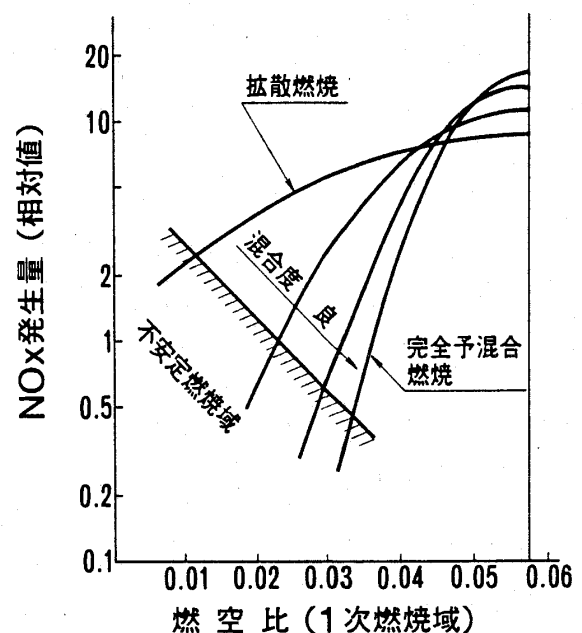


図2 燃焼方式による NO_x 特性

器においては、これにより右側の燃空比の高い領域での燃焼が必要である。

この図で明らかなように、拡散燃焼は NO_x レベルは高いが安定燃焼範囲が広く、安定な燃焼が期待される。また予混合燃焼においては安定な燃焼領域は狭いが NO_x レベルは低くできるという特徴を持っている。

このような特徴を利用し、2段燃焼の燃焼方式を決定した。図3に概略の燃焼方式を示す。従来型は拡散燃焼方式を採用しており、比較的燃空比の高い値に設定されている。これに対して2段燃焼方式においては、第1段燃焼部は拡散燃焼ではあるが希薄燃焼を行ない、 NO_x 低減をはかっており、第2段燃焼部は予混合燃焼を行なって低 NO_x 化をはかっている。ガスタービン運転範囲における燃空比が比較的広い変化巾をもっているため、安定な燃焼特性をもつ拡散燃焼と低 NO_x 化が期待される予混合燃焼の組合せにより、安定で低 NO_x 化した燃焼を実現できるような燃焼方式を採用した。

図4に低 NO_x 燃焼器の構造を示した。大別すると、主室、副室、スワラから成っている。副室は内部に内筒を設けてあり、環状の燃焼室に第1段燃料ノズルから燃料を投入し、燃焼させる。第2段の燃料はスワラの上流側で燃焼空気流中に投入され、燃料と空気の予混合気になる。その後、ス

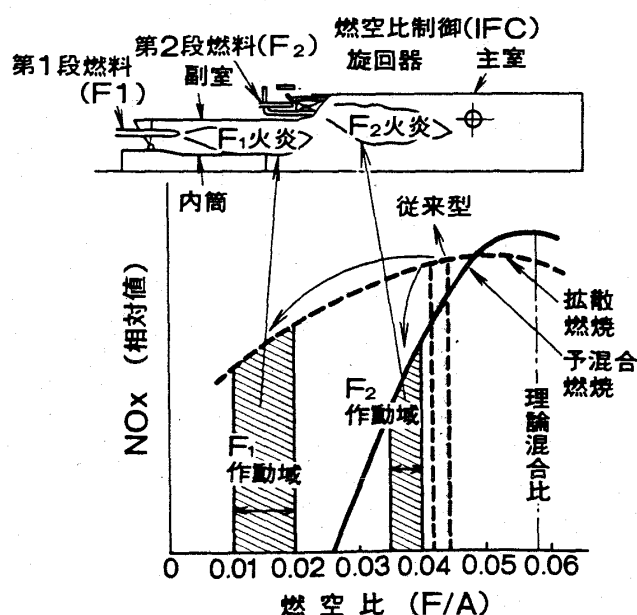


図3 低 NO_x 2段燃焼器の燃焼方式

ワラにより旋回をかけられて主室に流出され燃焼する。燃空比制御機構 (IFC ; Internal Flow Controller) はスワラに入る燃焼用空気量の制御に用いている。これは第1段だけの燃焼から第1, 2段の燃焼に移る際に円滑に移行するために必要な燃焼空気量の調整を行なっているものである。

すなわち、本燃焼器の特徴は(1)2段燃焼方式であり、第1段を拡散燃焼、第2段を予混合燃焼とした組合せにより、安定で低 NO_x レベルの運転を可能としたこと、(2)IFCによる空気量調整により、部分負荷における安定な燃焼をはかったことである。

4. 燃焼器試験設備

図5に実負荷試験設備のテストスタンド、図6に試験設備の全景を示す。燃焼器、尾筒および静翼は実物を用い、高圧空気の流路形状は実機と同じ形状にしてある。尾筒の下流部に計測ダクトを設け、ガス温度分布と全圧の測定および排ガスを特性を測定するための排ガスサンプリングを行なっている。また、本テストスタンドは2缶構造と

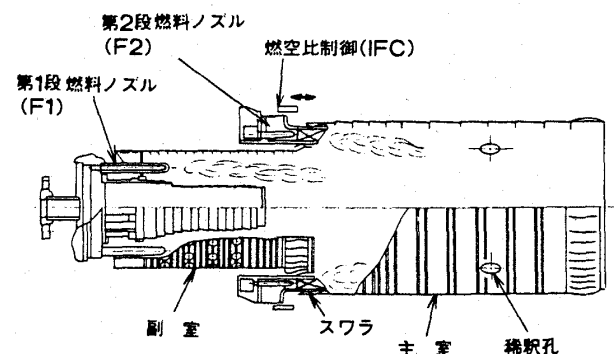


図4 低 NO_x 燃焼器の構造

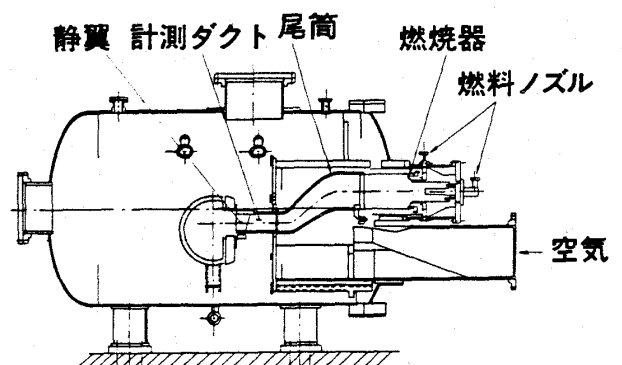


図5 燃焼器テストスタンド

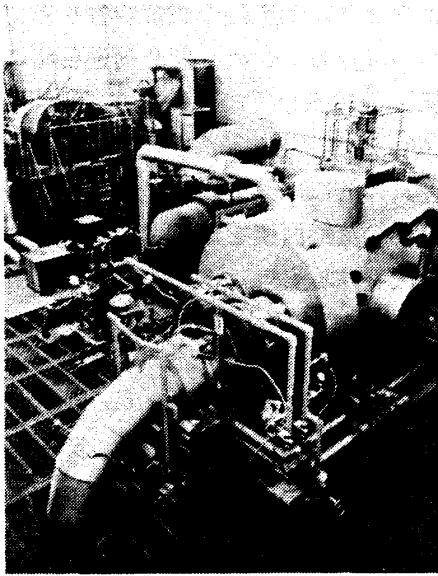


図6 燃焼試験設備

なっており、燃焼器間の火炎伝播テストを行なうことができる。燃焼用高圧空気はガスタービン駆動の軸流圧縮機によって供給されており、供給空気温度は減温器により調整が可能である。

5. 燃焼試験結果

5.1 要素試験

燃焼器構造を決定するために、局部および全体モデルによる要素試験を実施し、構造検討を行なっている。その中の1～2の例を以下に述べる。

副室部の流れの可視化の例を図7に示した。非燃焼時の空気流動を火花追跡法を用いて観察した例である。また、図8は低圧条件での燃焼時におけるガス温度分布と NO_x 濃度分布の測定例を示したものである。 NO_x がどのような部分に発生するかが全体的に把握され、ガス温度の高温領域と NO_x 濃度の高レベル部の対応がよくわかる。燃料ノズルが複数個設けられているため、温度レベルには極端な高低がなく、比較的一様で低く、その結果、 NO_x も低いレベルになっている。

5.2 2段燃焼の特性

2段燃焼を行なった場合、燃焼は第1段燃焼部と第2段燃焼部が相互に影響し合いながら行なわれる。図9はその関係を測定した例である。空気流量は実機条件の約1/2の場合の結果である。第1段燃焼空気量 A_1 、第2段燃焼空気量 A_2 、が一定の条件における燃焼の特性を示したものである。例えば $F_1/A_1 = 0.02$ の線上でみると F_2/A_2 を増

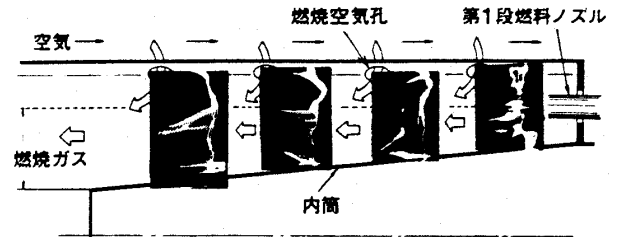
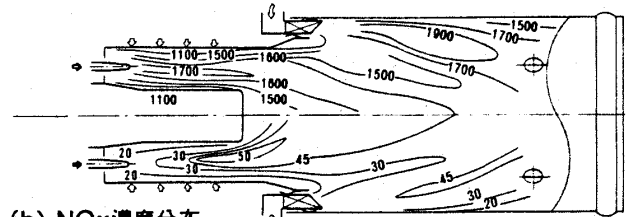


図7 副室内部の流れの可視化

(a) ガス温度分布(K)

(b) NO_x 濃度分布 (ppm)図8 ガス温度分布, NO_x 濃度分布測定例

$$\left(\begin{array}{l} P = 0.18 \text{ MPa}, T_{in} = 623 \text{ K}, F/A = 0.01 \\ T_{in}: \text{入口空気温度} \\ F/A: \text{燃 空 比} \end{array} \right)$$

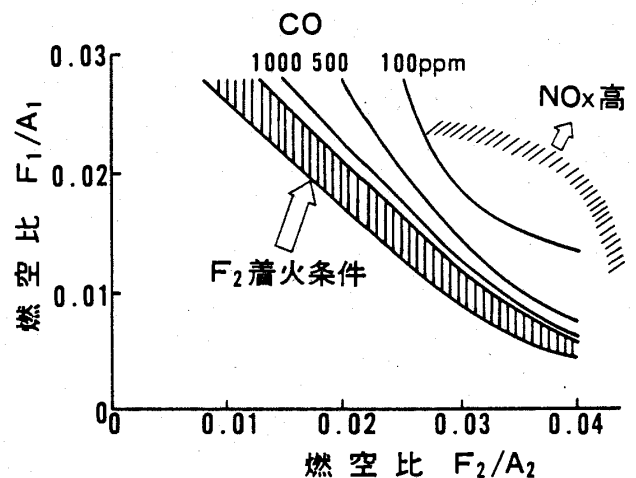


図9 2段燃焼時の燃焼特性

$$(P = 0.30 \sim 0.48 \text{ MPa}, T_{in} = 623 \text{ K})$$

加してゆくと、 $F_2/A_2 = 0.015$ 付近で F_2 に着火する。斜線が着火条件の幅を示している。この領域ではCOの濃度はかなり高い。 F_2/A_2 をさらに大きくすると燃焼しやすくなり、COレベルが低下するとともに NO_x レベルは高くなってゆく。 F_2 着火条件としては、 F_1/A_1 が高い程、 F_2/A_2 が低い値で着火できる傾向を示している。等 NO_x 濃度の条件を右上の斜線で示してあるが、 F_1/A_1 が大きくなると F_1 で発生する NO_x 量が多くなり、

F_1/A_1 が小さくなると F_2 で発生する NO_x 量が多くなるため図のような形になる。

このような検討結果から本燃焼器の2段燃焼時の F_1 , F_2 の燃空比は $F_1/A_1 = 0.01 \sim 0.02$, $F_2/A_2 = 0.034 \sim 0.004$ が適当であると思われる。

この関係を NO_x レベルについて、さらに細かく測定した例が図10である。図中の○印は第1段のみの燃焼の場合である。 $F_1 + F_2$ と示してあるのは2段燃焼をした場合であり、 F_1 の量を $F/A = 0.02$ の時の全燃料流量 F を基準とし、比で示してある。

$F_1/F = 0.5$ の場合で説明する。 $F/A = 0.01$ の時の F_1 のみの曲線 (○印) 上の値が $F_1/F = 0.5$ となる。この時 $F_1/A = 0.01$ である。 F/A が 0.01 以上は $F_1/A = 0.01$ を保ったまま F_2 を投入してゆき、その時の NO_x の値を測定したものが▲印の線である。

F_2 の流量が少ない間は NO_x はほとんど増加しない。 F_2 流量がある値をこえると次第に増加してゆく。 NO_x の増加しない領域は温度上昇も少なく、 CO レベルの高い領域である。 NO_x が上昇する領域では燃焼は急速に完全燃焼の方向に向かい、 CO が急速に減少してくる。 $F_1/F = 0.2$ では F_2 をある程度入れるまでの間は燃焼しない部分 (点線) が存在する。この結果から、 F_1 火炎が強く燃焼すればする程、 F_2 燃料は着火しやすくなることわかる。

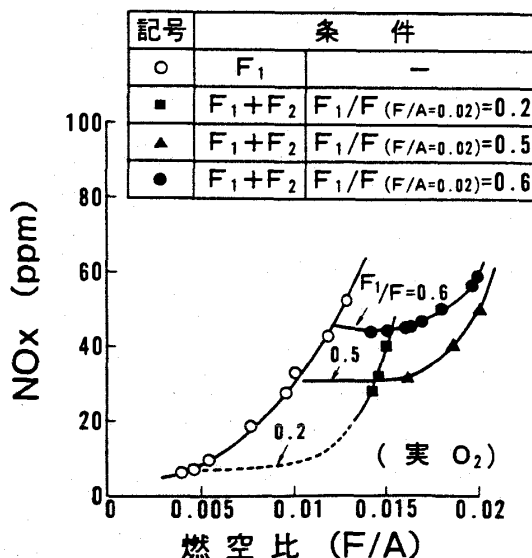


図10 2段燃焼時の NO_x 濃度特性例
($P = 0.30 \sim 0.48 \text{ MPa}$, $T_{\text{in}} = 623 \text{ K}$)

このような2段燃焼時の燃焼特性を考慮し、2段燃焼への移行時も含め、低負荷運転時において安定な低 NO_x 燃焼を行なうため、本燃焼器においては F_2/A_2 の燃空比を制御するためのIFCを設けてある。具体的には第2段用の燃焼空気が入るスワラ入口部の流路面積を制御することによって空気流量を調整するものである。

図11にガスタービン負荷に対する第1段燃料 (F_1) と第2段燃料 (F_2) の全体燃料流量に対する比率の変化と、IFCの開度変化の例を示した。25%負荷の時に第1段だけの燃焼から2段燃焼に移行している。この点では全燃料流量の円滑な変化を維持するため、 F_1 を低下させると同時に F_2 を増加させ全流量を一定に保つ操作を行なっているが、 F_2/A_2 を大きく保つためにIFCを閉じる操作も併行して行なっている。

5.3 実負荷燃焼試験結果

実機条件での燃焼試験による NO_x 濃度特性の例を図12に示した。タービン負荷25%までは第1段 (F_1) のみで燃焼し、それ以上の負荷においては第2段 (F_2) も燃焼させた場合の例である。従来の燃焼器に比較して、約40%の NO_x 値になっている。

以上、性能に関して種々述べたが、これらと同時に信頼性に関する検討も進められている。すなわち、燃焼器に発生する熱応力、燃焼振動、火移り特性、局部構造の耐久性など多方面の分野にわたる検討を行なっている。最終的に、実機を用いた運転によりさらに改善を加え、完成されることになる。

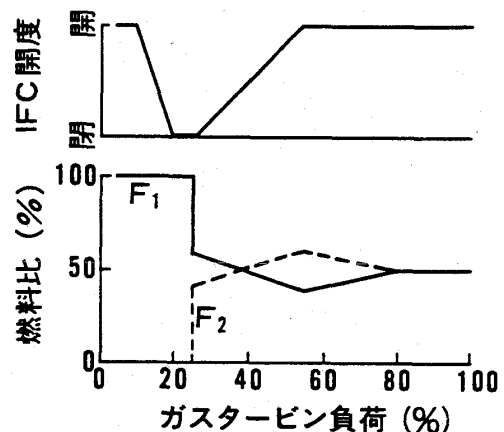


図11 燃料比及びIFC制御計画例

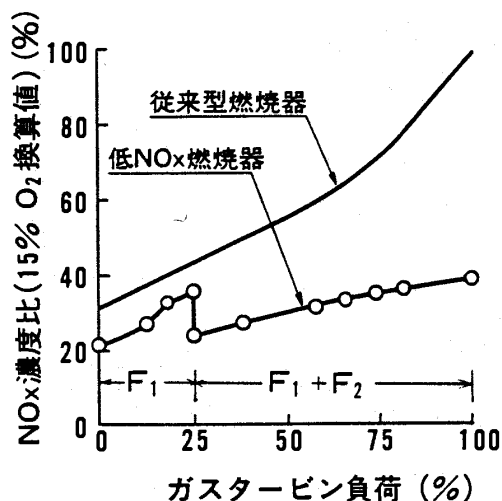


図12 NO_x 濃度特性
(従来型燃焼器 100% 負荷の
NO_x 値に対する比)

6. 結 言

2 段燃焼式の低 NO_x 燃焼器について、燃焼方式の原理、特徴、性能について述べた。

- (1) 本燃焼器の特徴は燃空比制御を取り入れ、拡散燃焼と予混合燃焼を組合せた 2 段燃焼を行わせていることである。実負荷試験により NO_x レベルが従来型燃焼器に比較し、約 40% 以下にできることを確認した。
- (2) 本燃焼器をベースに予混合燃焼の強化をはかることにより、さらに低 NO_x 化をはかることが可能であり、現在開発を推進中である。

参考文献

- (1) 石橋ほか 7 名；第 14 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (86-6) 51
- (2) M. Kuroda ほか 7 名；ASME 87-GT-64 (1987)
- (3) G. D. Lewis；ASME 84-GT-119 (1981)
- (4) V. J. Lyons；AIAA Journal Vol. 20, No.5 (1982)

協 賛

金属学会シンポジウム「非酸化物系セラミックスの酸化と劣化対策」

日時 1989 年 5 月 30 日 (火)

会場 金属材料技術研究所講堂

詳細は(社) 日本金属学会 (Tel 022-223-3685) へお問い合わせ下さい。

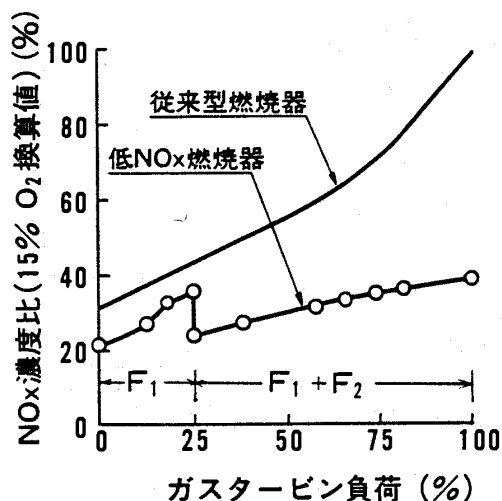


図12 NO_x 濃度特性
(従来型燃焼器 100% 負荷の
NO_x 値に対する比)

6. 結 言

2 段燃焼式の低 NO_x 燃焼器について、燃焼方式の原理、特徴、性能について述べた。

- (1) 本燃焼器の特徴は燃空比制御を取り入れ、拡散燃焼と予混合燃焼を組合せた 2 段燃焼を行わせていることである。実負荷試験により NO_x レベルが従来型燃焼器に比較し、約 40% 以下にできることを確認した。
- (2) 本燃焼器をベースに予混合燃焼の強化をはかることにより、さらに低 NO_x 化をはかることが可能であり、現在開発を推進中である。

参考文献

- (1) 石橋ほか 7 名；第 14 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (86-6) 51
- (2) M. Kuroda ほか 7 名；ASME 87-GT-64 (1987)
- (3) G. D. Lewis；ASME 84-GT-119 (1981)
- (4) V. J. Lyons；AIAA Journal Vol. 20, No.5 (1982)

協 賛

金属学会シンポジウム「非酸化物系セラミックスの酸化と劣化対策」

日時 1989 年 5 月 30 日 (火)

会場 金属材料技術研究所講堂

詳細は(社)日本金属学会 (Tel 022-223-3685) へお問い合わせ下さい。

2.2.4 予混合型燃焼器における NO_x 低減技術 (その4)

GE Company L. B. Davis Jr.
M. B. Hilt

概 要

燃料空気の予混合の概念を利用したGEのドライ低NO_x燃焼器の開発が1970年代初めに始まった。プロトタイプの燃焼システムは、アメリカのEPA New Source Performance Standardを満足する旨、1980年に実機ガスタービンにおいて見事に実証され、以来、天然ガス焚MS9001E機において、15%O₂換算で25PPmVのNO_x値を満足するまでに改良されてきた。

システムの説明を、排ガス特性曲線と共に示す。

ABSTRACT

The evolution of GE dry low NO_x combustors utilizing the concept of fuel-air premixing began in the early 1970's. A prototype combustion system was successfully demonstrated in an operating gas turbine in 1980 to be capable of meeting the U.S. EPA New Source Performance Standards and has since been refined to be capable of meeting 25 ppmv NO_x at 15 percent O₂ in an MS9001E machine fired on natural gas fuel. A description of the system is presented along with emission performance curves.

TEXT

GE began development of dry low NO_x combustors for heavy-duty gas turbines in the early 1970's. This initial work was directed toward the development of a dual fuel combustor capable of meeting the U.S. Environmental Protection Agency New Source Performance Standards (NSPS) of 75 ppmv at 15 percent O₂, with allowances for gas turbine efficiency and fuel-bound nitrogen. The first combustor capable of satisfying this goal (Fig. 1) was laboratory tested in 1978. This combustor mixed the oil

fuel and air, with partial prevaporization of the oil occurring prior to combustion. After considerable development, a prototype set of hardware was successfully operated in an MS7001C gas turbine at the T.H. Wharton Station of Houston Lighting and Power early in 1980. The hardware tested at Houston (Fig. 2) represents the modern dry low-NO_x combustor configuration. As reported by Washam[1], the combustor met the NSPS requirements on oil and gas fuel. The low demand for gas turbines in the U.S. in the early 1980's resulted in a decreased emphasis on the need for dry low-NO_x combustors, consequently development activity decreased markedly.

Beginning in 1982, GE entered into a program sponsored by the Tokyo Electric Power Company[2] to develop a combustor capable of operating with extremely low levels of NO_x emissions at full load conditions. The initial development effort comprised a feasibility study to determine if it would be possible to reduce the NO_x emission level to 30 ppm at full load. The initial concept was based on the successful design developed for U.S. EPA application.

(平成元年2月15日原稿受付)

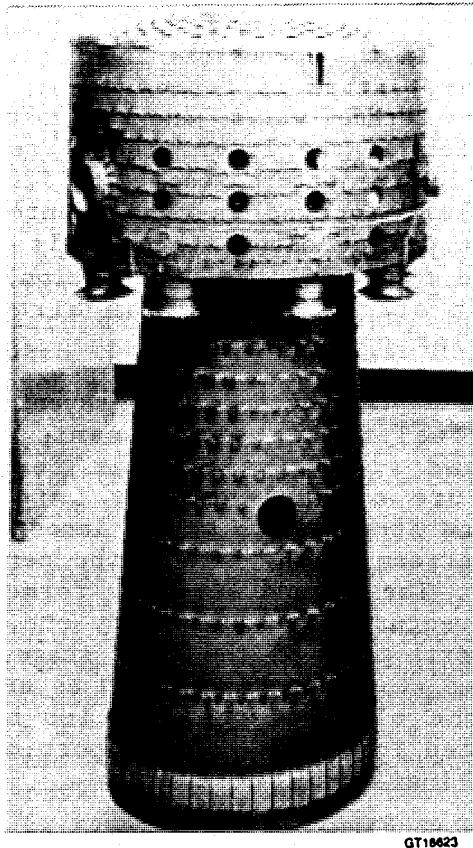


Figure 1. Dry low NO_x mushroom combustor

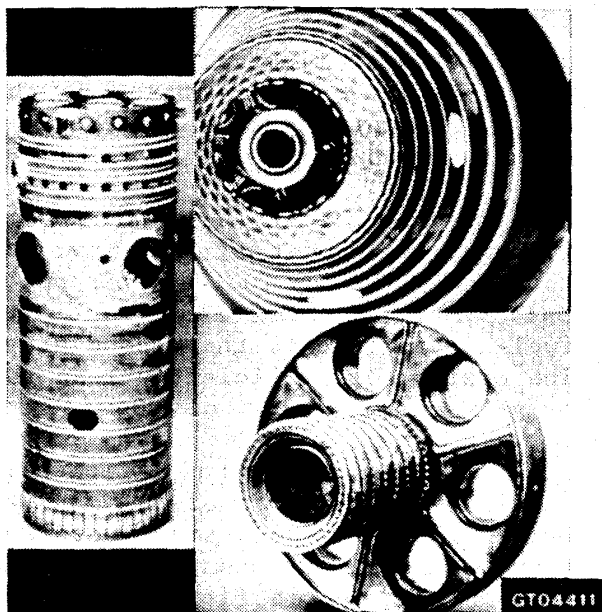


Figure 2. MS7001 Dry low NO_x combustor

It was apparent that meeting the goals of the program would be challenging, although theoretically possible based on studies of NO_x formation and carbon monoxide (CO)

burnout characteristics. Analyses showed that if the equivalence ratio in the burning zone is within a specific range, both the NO_x and CO would be within acceptable limits. Experiments were carried out to measure the degree of fuel-air premixing and hardware modifications were made to achieve the desired mixing quality. After many tests, the combustor operated at full machine airflow, pressure and temperature conditions and gave NO_x emissions only slightly above the program goal. Thus the concept proved that a practical premixing combustor could be designed to meet the desired emission levels. Further, the fact that both NO_x and CO could be reduced simultaneously was one of the significant results of the program.

Given these positive results, the second phase was initiated to bring the initial concept to a practical system through laboratory development. This effort was segmented into three areas: first stage, secondary fuel nozzle, and second stage. These three individual developments were carried out independently, with the components joined into a final design for full pressure testing. To ensure success, three separate final designs incorporating alternative features from the component development were carried forward with full-scale hardware manufactured and tested at simulated machine operating conditions.

The three final designs all demonstrated good emission performance at full operating conditions. One configuration was selected for additional development because of superior mechanical design features which would promote production manufacturing for machine grade hardware and reliability in operation. This system underwent rigorous refinement with preproduction hardware procured and evaluated prior to releasing the design for production manufacturing. It has evolved into a system that is capable of meeting 25 ppmvd NO_x at 15 percent O₂ in MS7001EA or MS9001E machines fired on natural gas fuel. Development of an MS6001B dry low-NO_x combustor is well under way.

In addition to the natural gas fired combustors described above, GE has a number of other low emissions combustion systems under development. There has been a resurgence of interest in the use of distillate oil. For this reason, near-term development will be conducted to allow the use of water or steam injection to control emissions on distillate while operating the combustor dry on natural gas. A further program will restart the development of a dual-fuel, dry low- NO_x combustor derived from both the successful Houston system and the subsequent gas-fired combustor. Development of low emissions combustors for GE's new generation of gas turbines, the MS7001F and MS9001F, is also under way. Completion of these programs is scheduled for the early 1990's, when the machines become widely available.

The modern dry low- NO_x combustor--shown in cross-section in Fig. 3--is a two-stage, premixed combustor designed for use with natural gas fuel but capable of operation on liquid fuel. As shown in the figure, the combustion system comprises four major components:

- o fuel nozzles
- o liner
- o venturi
- o cap/centerbody

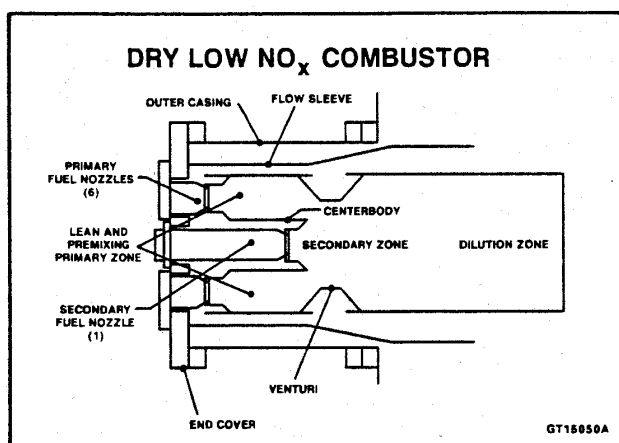


Figure 3. Dry low NO_x combustor schematic

These are arranged to form two stages in the combustor. The first (or primary) stage is formed by the cap, the centerbody walls, and the upstream portion of the liner. There are six dual-fuel injectors, each with its own swirler, located in cups mounted in the cap face. Atomizing air is provided for liquid fuel operation. The first stage resembles an aircraft annular combustor.

The centerbody ends in a seventh cup and fuel nozzle arrangement. This second stage fuel nozzle feeds a mixture of fuel and air into the second stage, which begins immediately downstream of the end of the centerbody. The second stage is formed by the venturi, the centerbody end, and the exit plane of the first stage. The second stage can be regarded as ending in the plane of the dilution holes located in the downstream portion of the liner.

The venturi is a converging/diverging section which serves to accelerate the flow exiting the first stage, and provides a recirculation zone on its downstream face to stabilize the flow. The purpose of accelerating the flow from the first stage is to prevent propagation of flame from the second stage into the first stage, so that the combustor can be operated in a premixed mode.

In premixed mode, for natural gas firing, the first stage serves to thoroughly mix the fuel and air and to deliver a uniform, lean, unburned fuel-air mixture to the second stage. The mixture is sufficiently lean that only a small amount of NO_x is produced, but is also so lean that it will not burn stably and efficiently. Therefore, a portion of the fuel is burned in the second-stage nozzle to serve as a piloting source of flame to keep the premixed flow burning. In addition, the recirculation zone on the downstream side of the venturi serves to stabilize the flame.

Distillate firing in the second stage is accomplished by replacing the gas-only, second-stage nozzle with a distillate-only nozzle. Unlike the natural gas second-stage nozzle (which

premixes a portion of the second-stage fuel with air), the liquid-fuel second-stage nozzle is a conventional diffusion flame nozzle. It is used for operating the combustor to base load on liquid fuel. Since the combustor will operate with a lean primary and a lean secondary, oil NO_x emissions are 30 percent less than from a standard combustor, but they do not approach the low levels that can be achieved when firing gas. Recall from the previous discussion that provisions will be made for diluent injection to provide emissions control on liquid fuel.

The spark plug and flame detector arrangements in the dry low-NO_x combustor will be different from those of a conventional combustor. Since it is necessary to reignite the first stage at high load (to get from premixed back to lean-lean operation), the spark plugs do not retract. One plug is mounted in a primary zone cup of each of two combustors. There are flame detectors viewing the primary stage of selected chambers (similar to conventional systems), and there are secondary flame detectors that look through the centerbody and into the second stage.

The dry low-NO_x combustion system operates in four distinct modes during natural gas fuel operation:

<u>Mode</u>	<u>Operating Range</u>
Primary	Ignition, acceleration and operation to 35 percent load (fuel to first stage)
Lean-Lean	35 percent load to approximately 75 percent load (fuel to both stages, flame in both stages)
Secondary	Staging at 75 percent load (fuel to second stage only)
Premixed	75 percent to 100 percent load (fuel to both stages, flame in second stage only)

The primary mode of operation (first stage burning) is used for ignition, warm-up, acceleration, and low load operation of the gas turbine. The combustor burns with a diffusion flame and quiet, stable operation can be expected. Combustor metal temperatures limit the amount of heat release and thus firing temperature of the combustor in the primary mode.

After the maximum heat release in the first stage is reached, additional fuel is introduced into the second stage. This is the lean-lean mode of operation. When gas fuel is being used, this secondary fuel is itself divided into two parts, with 90 percent of the secondary fuel being premixed with air and the remaining ten percent of the secondary fuel being delivered to a small, centrally located diffusion flame nozzle called the subpilot. The subpilot is used to stabilize the flame in the second stage. At this point, the second stage is also burning as a diffusion flame with the products of combustion from the first stage mixing with the second stage fuel and air.

The machine then continues loading with flame in both stages of the combustor. As load is increased, NO_x emissions will rise and CO emissions will fall. Lean-lean operation will be maintained as the machine loads until a preset combustor fuel air ratio is reached, at which point transfer to premixed operation can occur. Loading will stop at that point, all the fuel will be delivered to the second stage nozzle, and then fuel will be transferred back into the first stage until more than 80 percent of the fuel is delivered to the first stage. There will not be flame in the first stage. This is the premixed mode of operation for a natural gas fired machine. It results in NO_x emissions levels of 25 ppmvd or less at 15 percent O₂.

The dry low-NO_x combustor is optimized to give very low levels of NO_x and CO emissions when operating on natural gas and in the premixed mode. This can be seen from the NO_x versus load characteristic shown in Fig. 4.

Because the combustor is so lean at base load, it has somewhat higher CO emissions at part load when operating in the lean-lean modes. This is also illustrated in Fig. 4.

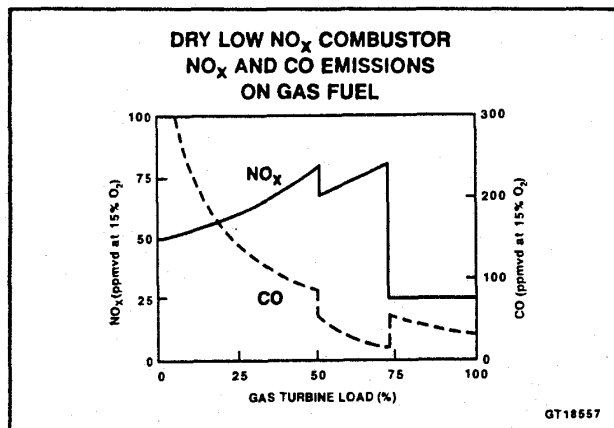


Figure 4. Emissions vs. load (gas operation)

There are two modes of oil fuel operation. The first is with distillate oil only supplied to the primary stage of the combustor. It is used for ignition, warm-up, acceleration, and part load operation. The combustor can be transferred from gas to oil at part load (first stage burning only). Because of the thermal loading described earlier, there is a maximum rate of heat release allowed for this mode. This corresponds to 50 percent of rated load, depending on the ambient temperature.

By replacing the second-stage gas fuel nozzle with a second-stage oil fuel nozzle, additional fuel can be burned in the second stage (lean-lean mode) to reach full load. The combustor is very well behaved in this mode.

Figure 5 shows both NO_x and CO versus load when the system is operated on oil fuel. With the addition of a steam or water injection system to the primary stage fuel nozzles, NO_x can be controlled to lower levels.

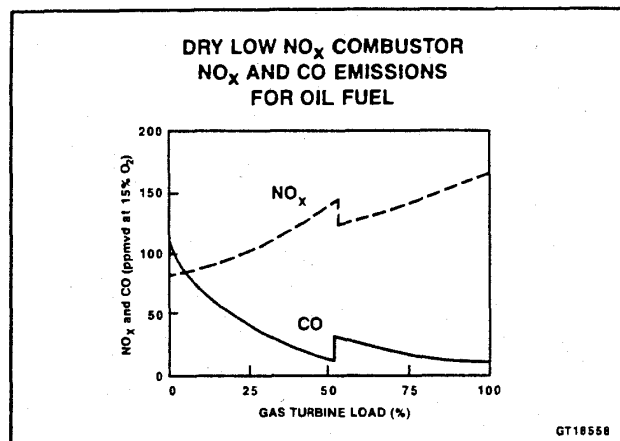


Figure 5. Emissions vs. load (oil operation)

SUMMARY

In summary, the current GE dry low-NO_x combustor has been under development for the past six years. The system has undergone numerous full pressure, full air flow and full temperature tests and can achieve NO_x and CO emission levels on the current generation of gas turbines of 25/15 ppmvd at 15 percent O₂, respectively, at base load. GE continues to develop the system, both to improve its performance and to apply the technology to the next generation of gas turbines.

REFERENCES

- 1) Washam, R.M., "Dry Low NO_x Combustion System for Utility Gas Turbine," ASME Paper 83-JPGC-GT-13, September 1983
- 2) Sato, T., Hilt, M.B., "NO_x Abatement Measures for a Combined Cycle Plant," 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress Paper 87-Tokyo-IGTC 58, October 1987

予混合気形成、保炎および壁面冷却型式を以下に示す。(以下、これらの燃焼器によるデータは、各々の文献を参照した。)

- A: プロパンを均質予混合, ジェット・インデューズ型式保炎, 水冷壁面²⁾
 B: プロパン, 均質予混合, 有孔平板保炎, 水冷壁面³⁾
 C: イソオクタン, 蒸発・混合, 有孔平板保炎, 空冷壁面⁴⁾
 D: 灯油, 蒸発・混合, ダンプデュフューザ型式保炎, インピンジグ+フィルム冷却⁵⁾
 E: 灯油, 蒸発・混合, ジェット・インデューズ型式保炎(2段), インピンジグ冷却⁶⁾

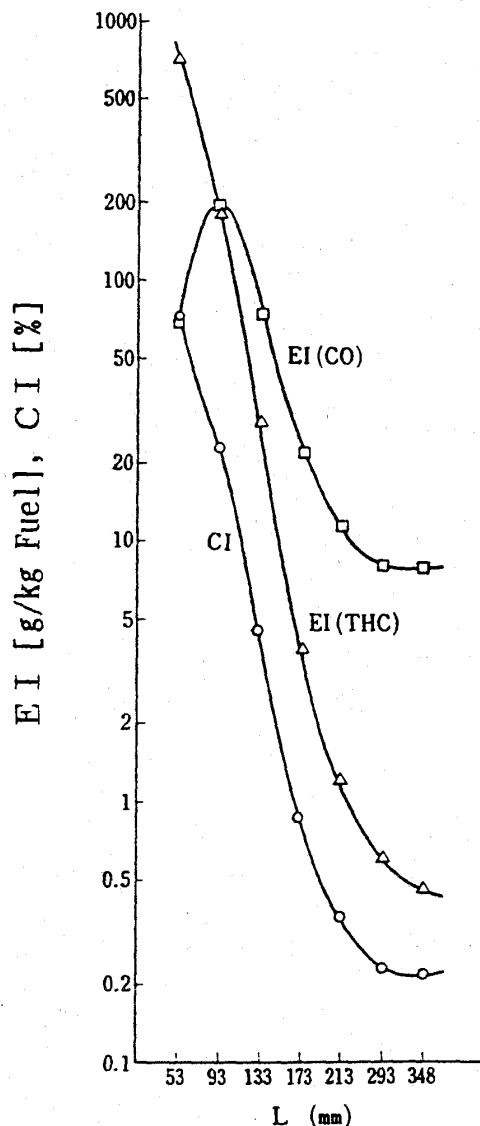


図2 燃焼器 B, 燃焼進捗度 (C II) と EICO, EI (THC)

2. THC 及び CO

図2に燃焼器 B, 混合気当量比 0.65 (理論混合比を 1 とする) での燃焼進捗度を示す。THC は急速に減少するが CO は緩慢に減少し, 燃焼器出口 (図右端) ではほぼ平衡値になっている。燃焼器 B の保炎器後に, フィルム冷却壁とインピンジグ冷却壁を取り付けた場合の, THC と CO 排出の比較を示す。壁面近傍 (壁面から 20 mm) の組成を図3に示す。保炎器直後から反応凍結された例であるが, 出口壁面近傍の排出量の違いは THC で 60 倍, CO で 7 倍になる。主燃料域が冷却壁から離れているような燃焼器 A では, 壁面近傍の燃焼不完全率 (CI) は低い値となる (図4)。燃焼器 D では, 当量比の小さいほうで反応凍結 CO がみられ, 当量比の大きいほうでは火炎温度が高く, CO 平均値の増大に伴って排出 CO が多くなる (図5)。このため CO 排出が最小になる当量比がある。THC は当量比が小さい所で反応凍結分のみ排出 (図6), 当量比が大きいと殆ど排出しない。高い圧力で実験された燃焼器 E で, 排出 CO, THC の温度, 圧力の影響を図7, 図8に示す。いずれも温度の影響が大きく, 圧力の影響は

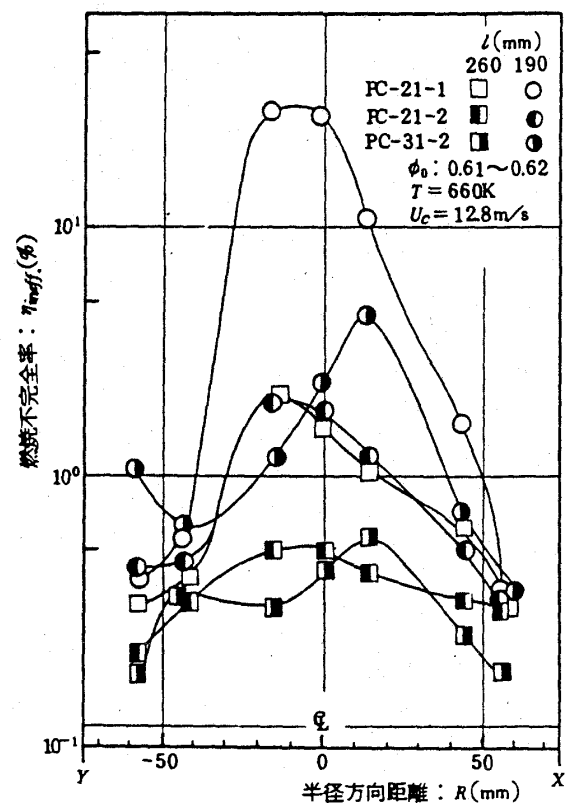


図4 燃焼器 A 内半径方向燃焼不完全率

少ない。壁面温度と冷却空気量をコントロールして、CO、THCを減ずる技術が課題である。

燃焼器Eのデータを、航空機用従来型燃焼器に

当てはめると、アイドル作動条件でCO排出指数 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ 、THC排出指数 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$ に、30%負荷条件でCO排出指数 $\frac{1}{3}$ になる。

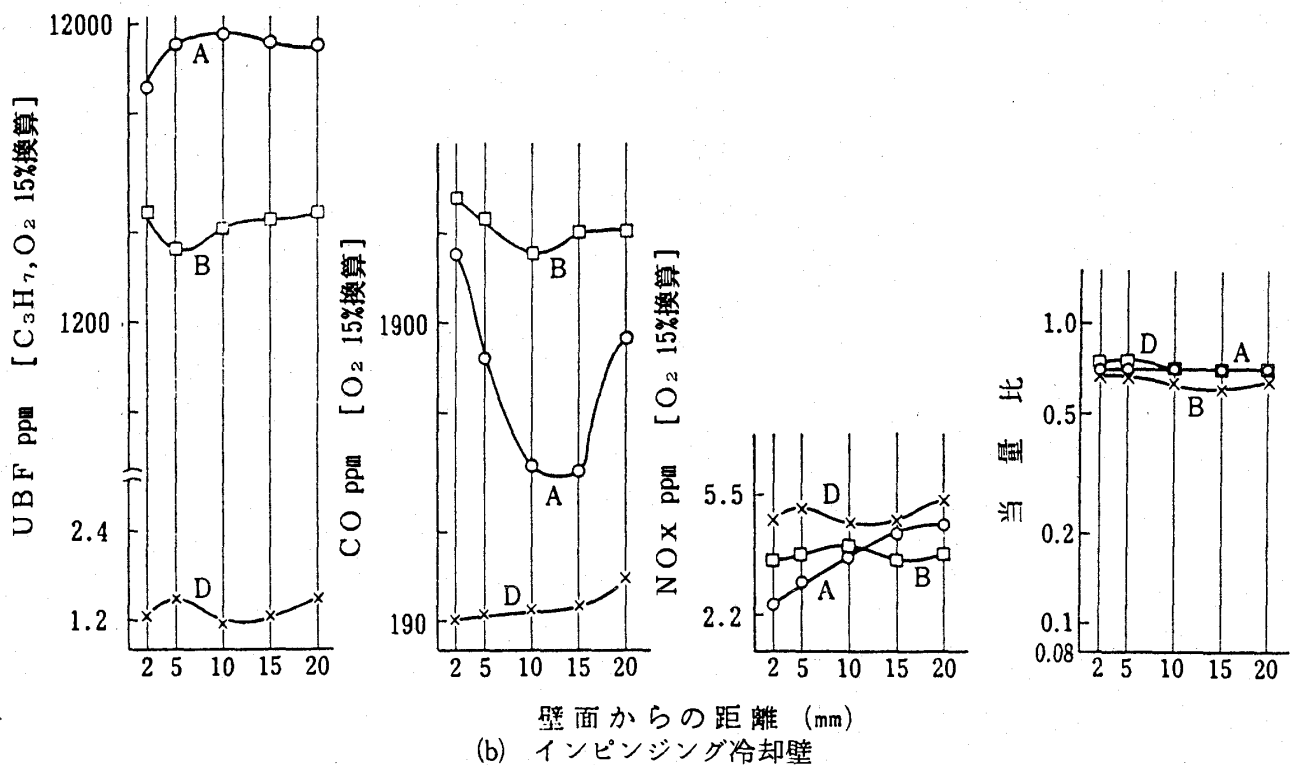
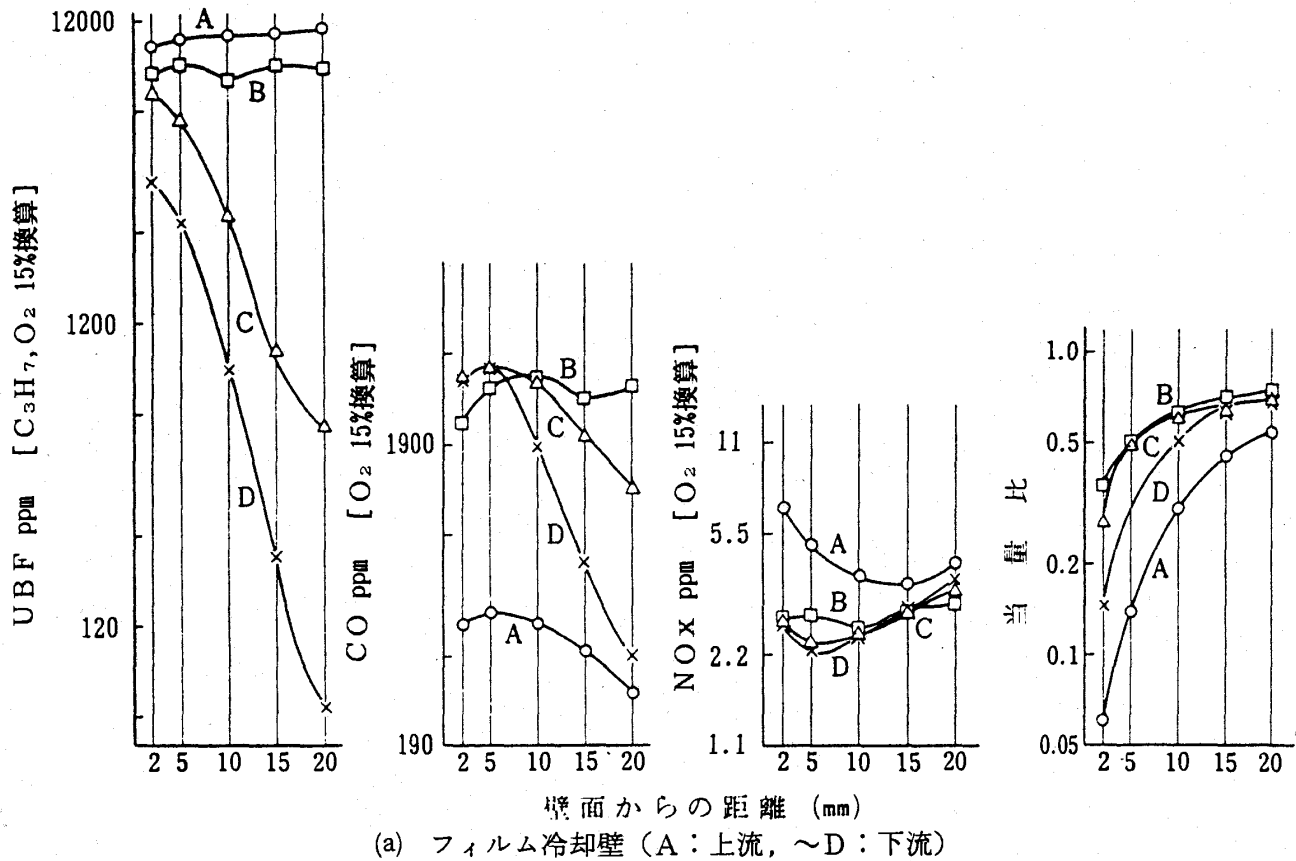


図3 燃焼器B, 冷却型式の比較

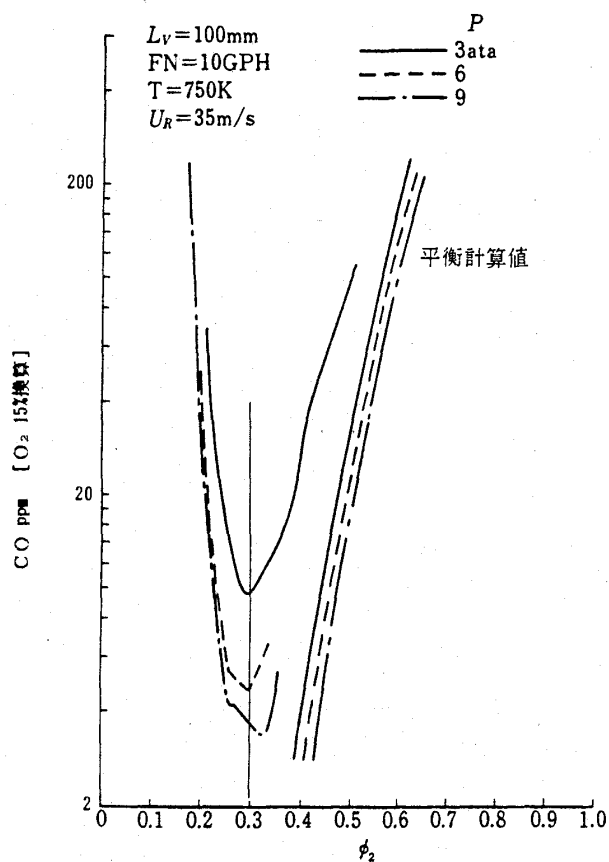


図5 燃焼器Dの排出CO

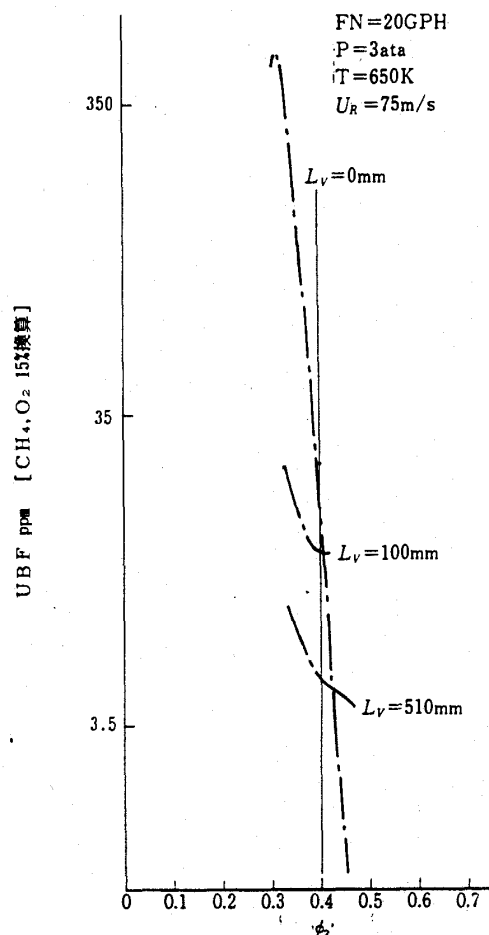
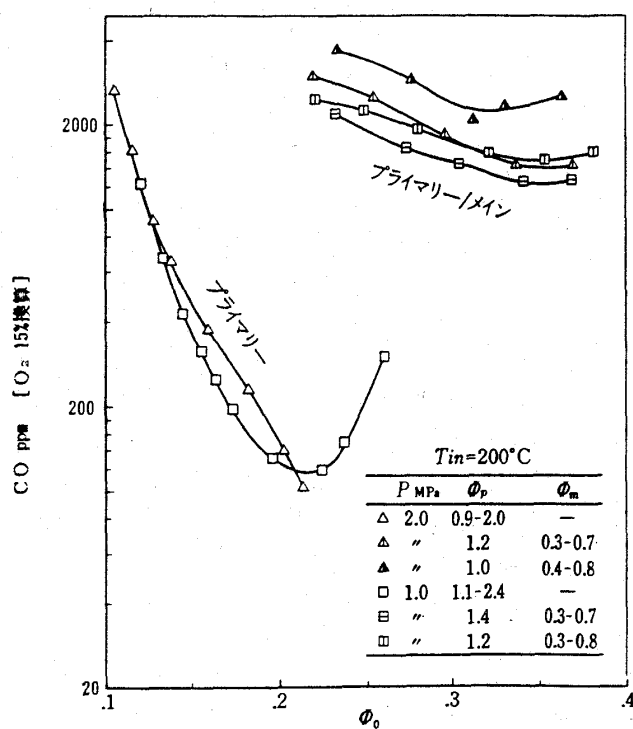
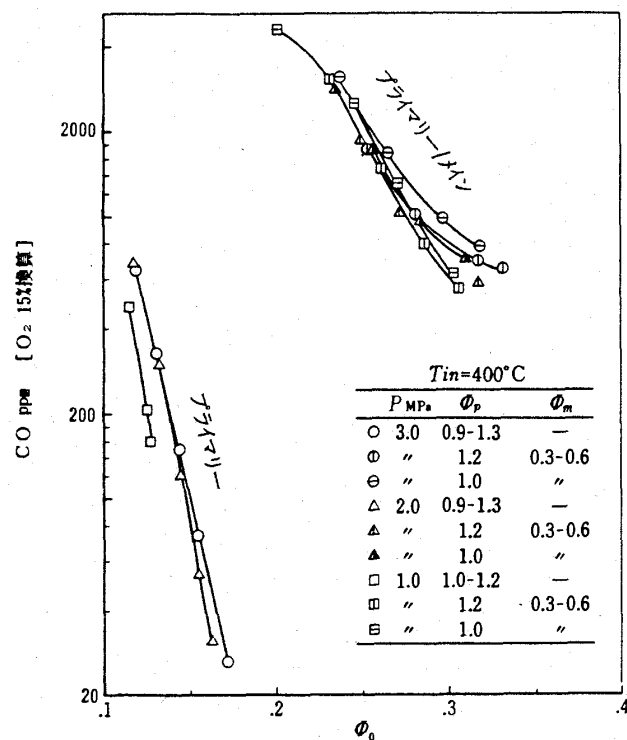


図6 燃焼器D排出THC

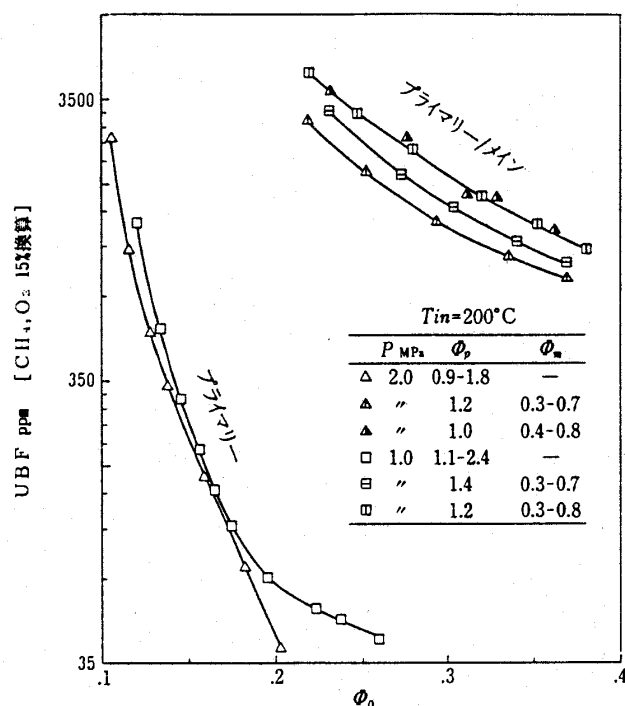


(a) 入口空気温度 200°C

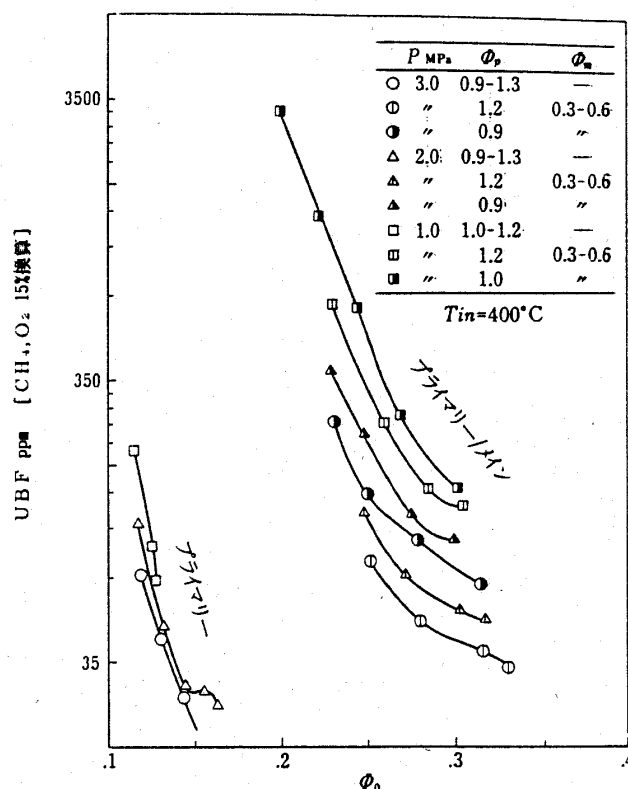


(b) 入口空気温度 400°C

図7 燃焼器E, 排出CO



(a) 入口空気温度 200 °C



(b) 入口空気温度 400 °C

図 8 燃焼器 E, 排出 THC

3. 保炎性能

ブンゼンバーナ火炎などでも、燃料希薄になるに従い、保炎性能が低下することが知られている。希薄予混合燃焼器 A で、予混合部分を交換し、非予混合燃焼（拡散燃焼型式）にした場合の吹消え性能の比較を図 9 に示す。拡散燃焼型式と希薄予混合型式では、吹消え限界風速が一桁遅くなる。燃焼器 A の吹消え性能は、予混合供給孔の位置、孔面積、流入角度によって大きく影響される。燃焼器 B の火炎付着部に全予混合燃料の 4.5% を添加し、NO_x 排出を殆ど増加させずに、燃焼不完全率 (CI) を 1/2 に改善できた例もある (図 10)。燃焼器 D, 入口空気温度、圧力による保炎性能の傾向を (図 11) に示す。これら燃焼器型式の保炎性能を最適にするような技術的資料はまだ蓄積されておらず、燃焼器 D, E の保炎性能も、もっと向上することが見込まれる。燃焼維持の面から燃焼負荷率を考えると、これらの燃焼器では、ライナー断面平均風速 (20-75 m/sec) から推定し、従来の航空機用燃焼器の 1/2 から 1/3 程度の燃焼負荷率であろう。

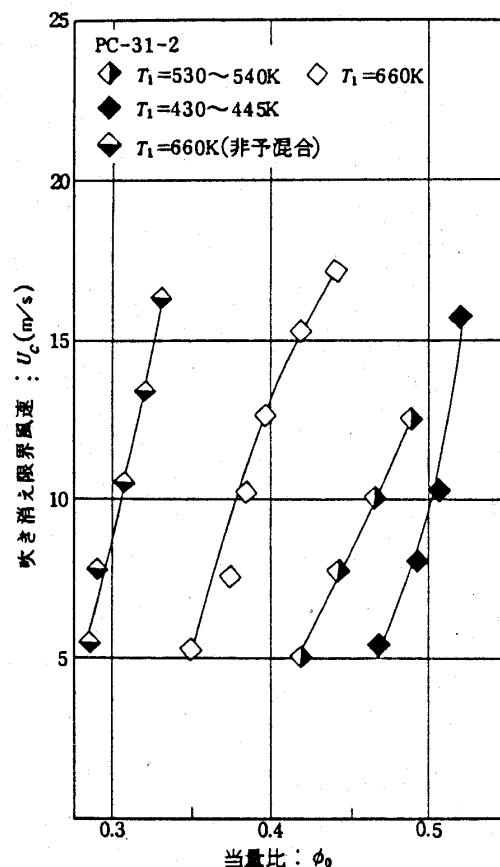


図 9 燃焼器 A, 拡散燃焼型式 (非予混合) と希薄予混合燃焼型式の吹消え限界

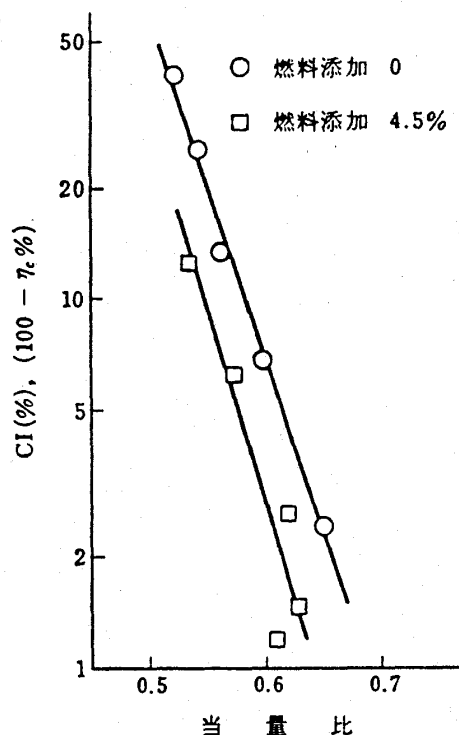


図10 燃焼器 B, 燃料添加による
燃焼効率改善効果

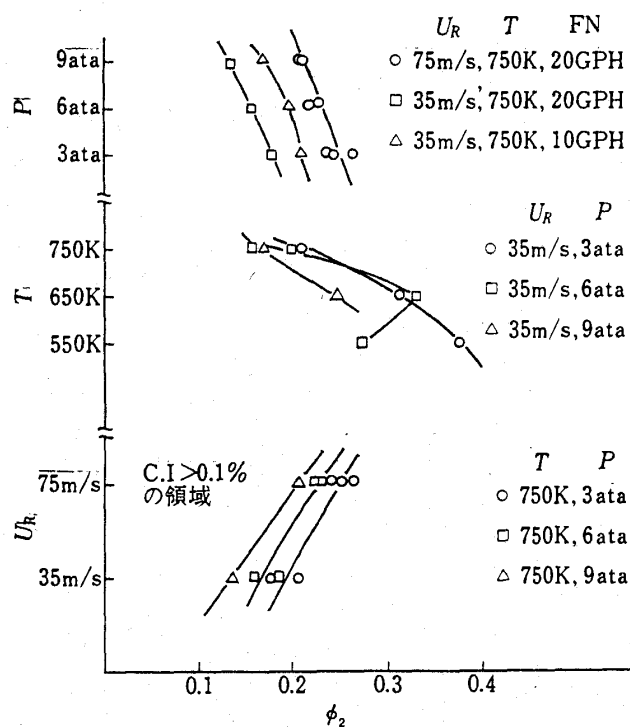


図11 燃焼器 D, 得意性の傾向

4. 液体燃料の蒸発と混合

燃料の自発点火を避け、燃料を速やかに蒸発させるには、微粒噴霧にして蒸発させることが望ましい。燃料噴霧の蒸発量を推定・確認することは、噴霧群の蒸発特性が明らかでないことや、粒子速度を簡便に測定できないので非常に難しい。水噴霧で噴霧群を単一粒子の集合と仮定した蒸発計算⁷⁾、および試作開発した粒子測定装置（現在市販）⁸⁾で実測した値の比較を行ない、10 から 15% の誤差で推定できた⁹⁾。大気圧条件で、この計算を灯油噴霧に適用し、空気温度 400℃、霧噴平均粒径 (SMD) 37 μm 以下であれば、蒸発時間 4 mmsec で 93% 程度蒸発可能とされ (図12)、殆ど蒸発していることが噴霧粒径測定でも確認された。

蒸発混合器の断面積が大きいと、燃焼器から蒸発混合器へ逆火する可能性が増すことから、蒸発混合器の断面を大きくすることができない。一方、噴霧は壁面に付着すると、粒径が粗大化する。断面積の小さい蒸発混合器では、壁面に付着する噴霧が少ないよう噴霧角が小さい噴射弁と、壁面附近で粒径が粗大化されない機構が望まれる。気粒噴射弁と、壁面での粒粗大化と逆火防止を考慮

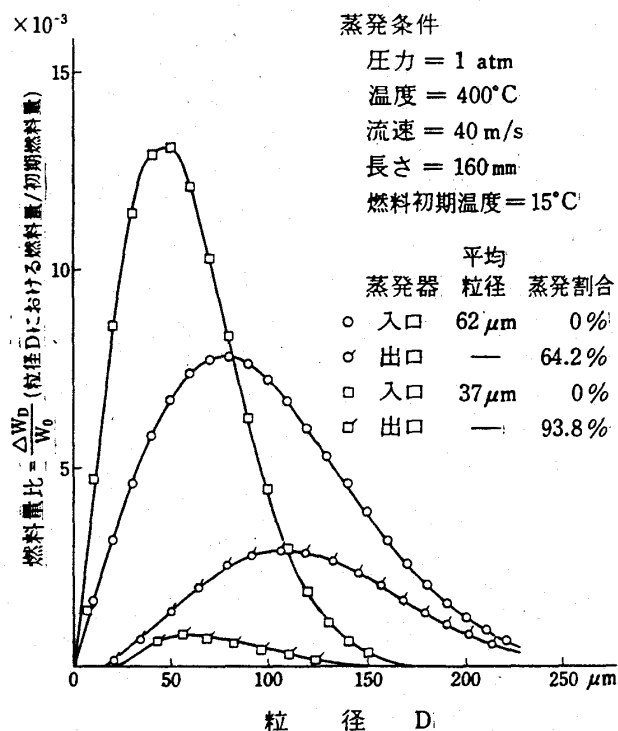


図12 灯油噴霧と蒸発割合

したステンレス・ファイバー・フィルター材の壁面を組合せた蒸発混合器 (図13) ¹⁰⁾ を示す。灯油噴霧粒径 40 μm、空気温度 400℃、蒸発・混合時間 4 msec の条件で実験した。混合度は、全燃料

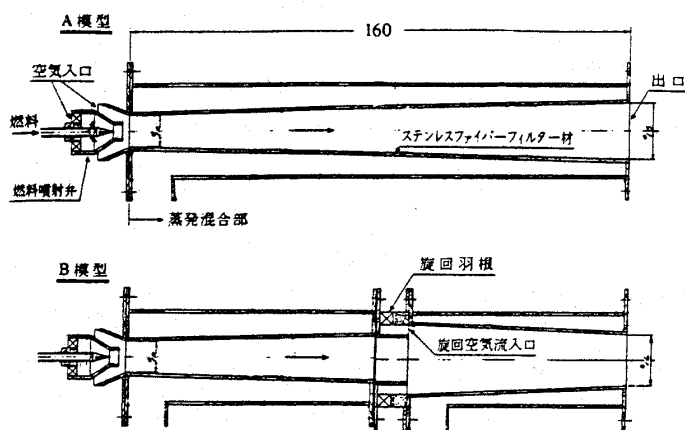


図13 噴霧蒸発混合器

に対し平均濃度±10%以内の濃度に入る混合気の燃料(%)で示すと、A模型では、混合器出口で30%、出口から65mm後方で80%、B模型では各々66%、100%である。B模型は旋回流により混合が促進されるが、旋回流れの不安定性があった。

5. 灯油噴霧蒸発混合時の自発点火、逆火

航空機用ガスタービンに限らず、近年のガスタービンは高圧サイクルになりつつあり、それに伴って燃焼器入口空気温度も上昇している。燃料の蒸発には有利である反面、燃料自発点火時間が短くなるため、蒸発・混合時間がますます制限される。当量比0.3、0.6において、灯油噴霧・空気混合気の自発点火時間におよぼす空気温度、圧力、当量比の影響を調べた。プリバーナで空気加熱をする実験装置(図14)で行なった¹⁰⁾。自発点火時間は、1-3 MPaの範囲では圧力の上昇によって短くなるが、それ以上では短くならない。また、実験範囲では当量比の影響も少ない(図15)。圧力1-4 MPa、温度680-810 Kの範囲で

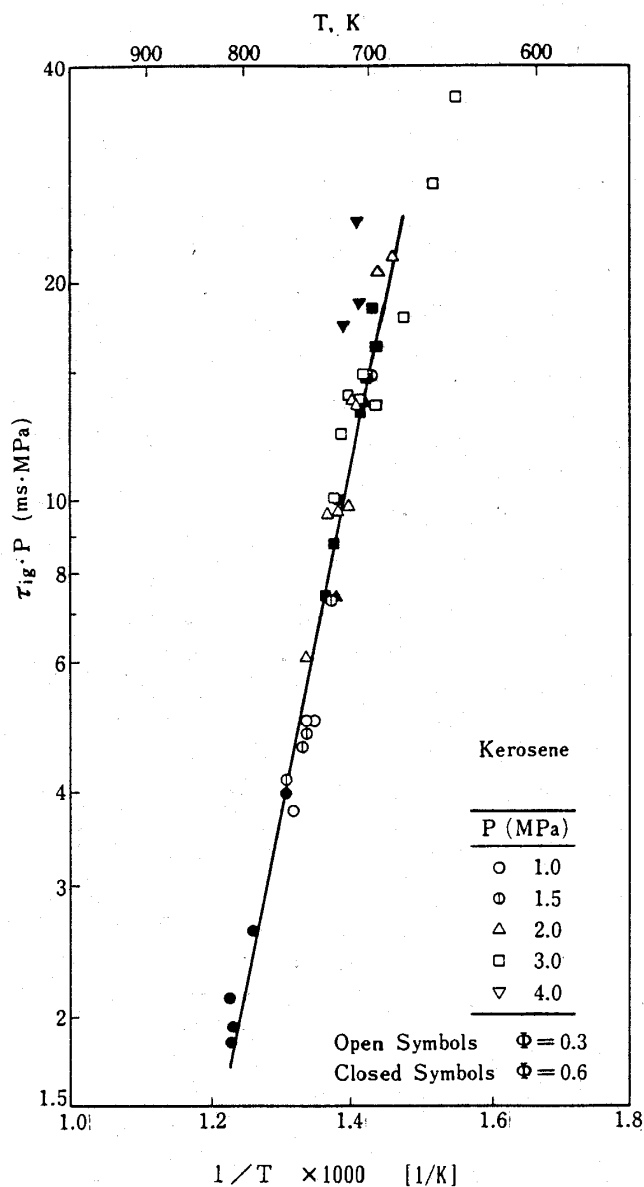


図15 灯油自発点火時間

は自発点火時間は次式で表される。

$$\tau_{ig} = 2.1 \times 10^{-6} \exp(92 \times 10^3 / RT) / R \quad [\text{ms}]$$

圧力比30を超えるガスタービンエンジンでは、自

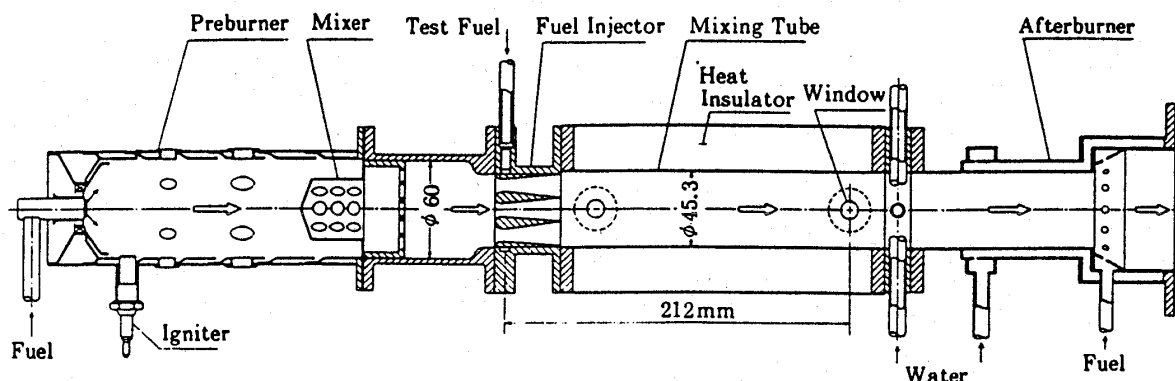


図14 自発点火装置概要図

発点火時間が約 1 mmsec と推定されるので、蒸発・混合のために燃料微粒化技術の開発が必要となる。

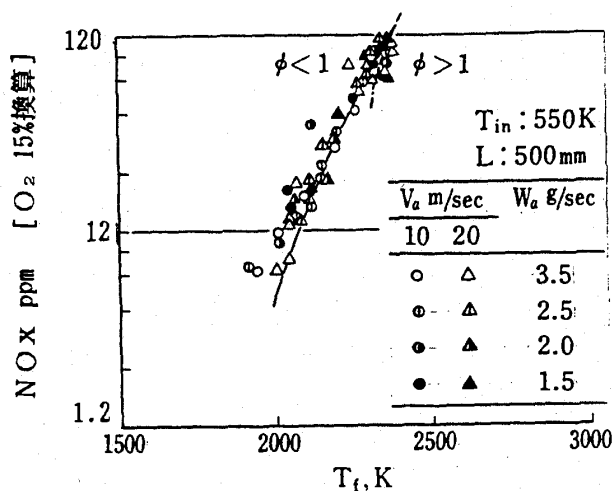
図 13 に示した蒸発・混合器 A, B 模型の自発点火、逆火確認試験を、空気圧力 8-26 気圧、空気温度 570-670 K、当量比 0-1 の条件まで行なった。最高の圧力、温度、当量比の条件で A 模型の出口近傍に逆火が発生した¹⁰。この時、前式による自発点火時間は 8 mmsec、実験平均滞留時間は 4 mmsec であった。

6. NO_x

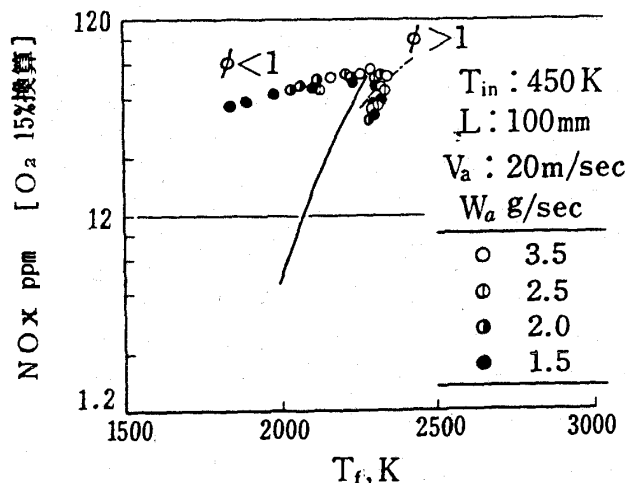
燃料の蒸発がほぼ完了している場合、燃焼器 C の排出 NO_x と断熱火炎温度の関係は、図 16(a) に示される。図中の太線は断熱火炎温度と組成から計算した NO_x であり¹⁰、当量比 1 以下では測定値に近い。(b) は蒸気・混合時間が短い例で、蒸発が不

完全で、残存燃料粒子にり、局部的に当量比の濃い部分が存在するため、NO_x は当量比 1 から希薄になるに従い計算値より大きくなっている。燃焼器 D で、風速の影響を図 17 に、燃焼器 E で、温度、圧力の影響を図 18 に示す。図 16(a) と比較して、燃焼器 D、燃焼器 E のプライマリ+メインでは、 ϕ を希薄にしても NO_x の減りかたが少なく（勾配が小さい）、高压でその傾向が強い。液体燃料の蒸発・混合が不完全で、混合気の不均質によるものと推定される。

燃焼器 D を航空機用燃焼器に適用するには、アイドル条件までは従来燃焼器単独作動し、その後の離陸、巡航等で燃焼器 D を組合せることが考えられる。このような組合せ燃焼器では、EPA モードで排出 NO_x を算定すると、従来燃焼器の 1/2 程度になる。

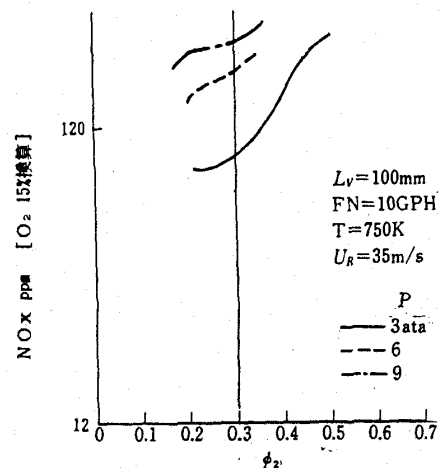


(a) 蒸発完了

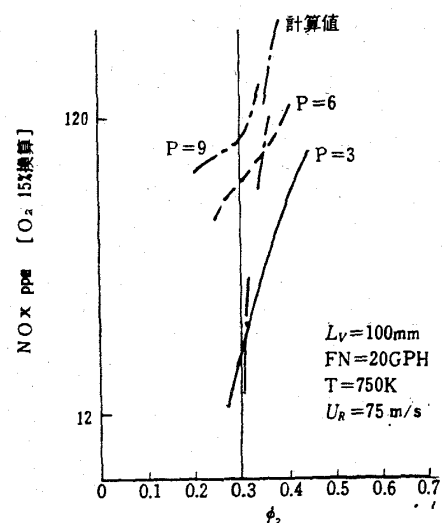


(b) 蒸発不完全

図16 燃焼器 C, 排出 NO_x の比較

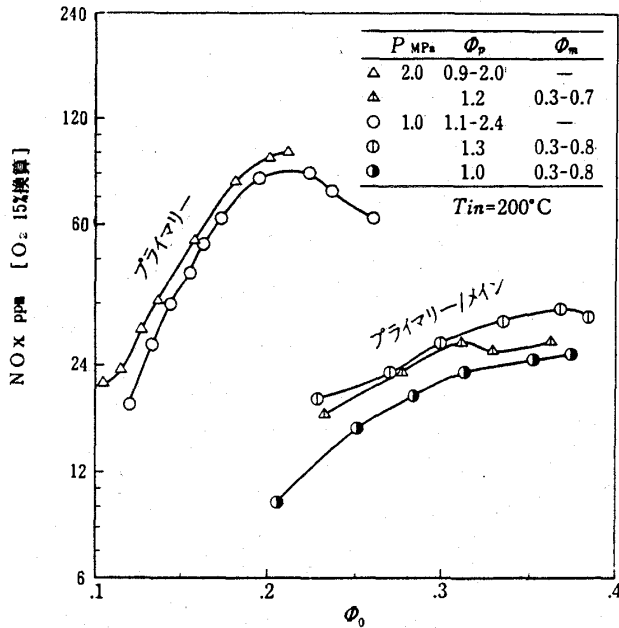


(a) 風速 35 m/sec

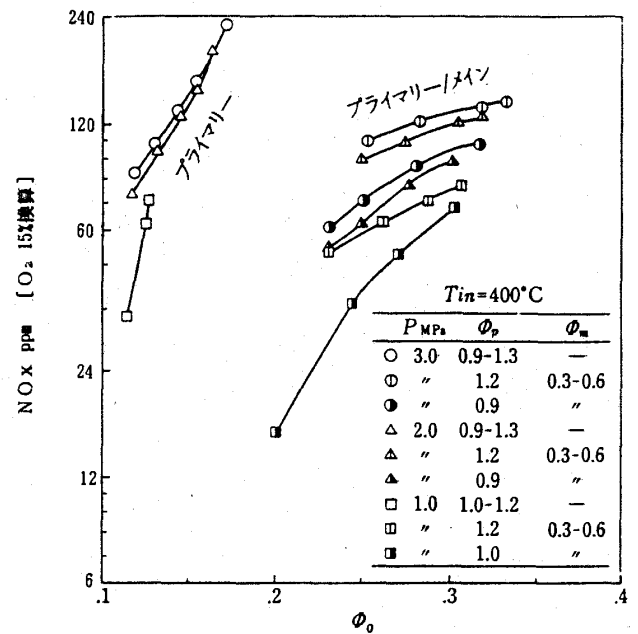


(b) 風速 75 m/sec

図17 燃焼器 D, 排出 NO_x



(a) 入口空気温度 200 °C



(b) 入口空気温度 400 °C

図18 燃焼器 E, 排出 NO_x

7. おわりに

希薄予混合燃焼での NO_x 低減化は、CO と THC の排出をいかに少なくできるか。いかに均質な予混合気を得られるかによる。CO と THC の排出を減少するために、セラミック材等を用いた無冷却壁開発が望まれる。ガスタービンの作動範囲をカバーし、液体燃料を使用する燃焼器で燃料自発点火も考慮しつつ、低 NO_x 化をはかるには、拡散火炎燃焼器と希薄予混合火炎燃焼器を複合した燃焼器技術の研究が必要であろう。これまでの拡散火炎燃焼器に費やした研究・技術の蓄積に比べ、希薄予混合燃焼器の蒸発器用噴射弁、保炎性能、予混合気の最適濃度分布等、技術的研究は少なく、今始まったばかりと言える。

実用燃焼器に比べ、ここに掲げたものは燃焼器要素と擬似燃焼器の性能、資料と言えようが、希薄予混合燃焼器について、読者の参考の一助になれば幸いである。

参考文献

- 1) 山中, 他 2 名, 「航空用ガスタービン燃焼器の動向」, 日本ガスタービン学会誌 第 10 巻 3 9 号 (1982-12), 3
- 2) 斉藤, 山田, 「予熱発・予混合燃焼器の研究 (I)」, 1978-10, 航技研資料 TM-370
- 3) 堀内, 他 5 名, 環境保全研究成果集 (環境

庁), 昭和 54 年度版 (1980-8), 3-1

- 4) 林, 他 3 名, 同上, 昭和 55 年度版 (1981-8), 2-1
- 5) 堀内, 他 3 名, 同上, 昭和 56 年度版 (1982-8), 2-1
- 6) 林, 他 4 名, 同上, 昭和 60 年度版 (1986-8), 2-1
- 7) 林, 「高温・高圧の静止および流動雰囲気中の燃料液滴の蒸発」, 1987-8, 航技研報告 TR-538
- 8) 林, 他 2 名, 「前方微小角散乱光強度パターン測定によるレーザ噴霧粒径分布測定装置の試作」, 1981-12, 航技研資料 TM-454
- 9) 堀内, 他 3 名, 上記 3), 昭和 57 年度版 (1983-8), 2-1
- 10) 堀内, 他 3 名, 上記 3), 昭和 58 年度版 (1984-8), 2-1
- 11) 林, 他 4 名, 「高圧下における灯油噴霧/空気混合気流の自発点火」, 1988-3, 航空技研報告 TR-966
- 12) 林, 他 4 名, 上記 3), 昭和 59 年度版 (1985-8), 2-1
- 13) Lavoie, G. A., ほか 2 名, Combustion Science and Technology, 1970, Vol. 1, pp. 31 3-326

2.3 ガスタービン用低 NO_x 触媒燃焼器の開発状況

(財)電力中央研究所 小 沢 靖

1. まえがき

反応速度を促進する物質として触媒が知られており、合成化学の分野等で種々の反応に利用されている。燃焼も酸化反応の一種であり、触媒の利用によって反応速度が上昇し、通常の方法では燃焼が困難な希薄燃料の完全燃焼が可能となる。その効果を利用した燃焼方法が触媒燃焼法（接触燃焼法）である。

触媒燃焼法を用いれば、燃焼時に発生する窒素酸化物 (NO_x) を極めて少く抑えられることから、ガスタービンに適用すれば、設備費や運転費の上昇要因となる排煙脱硝、水噴射等の他の NO_x 対策が不要になる可能性があり、将来のガスタービン

低 NO_x 技術として注目されている。

触媒燃焼法の概念は古くから知られており、800℃程度以下の中・低温域で使用する触媒燃焼式暖房・乾燥・排ガス浄化装置等は既に一部商品化がなされた状況にある。一方、ガスタービン用の高温触媒燃焼技術については、1970年代に内外の諸研究機関において研究が開始され⁽¹⁾、現在実用化を目指して開発が進められている。

以下、ガスタービン用低 NO_x 触媒燃焼器の特徴および開発状況を紹介する。

2. 触媒燃焼法の原理と特徴

ガスタービン用触媒燃焼器の概念を図1に示す⁽²⁾。燃焼器は主に予混合気調整部および触媒部で

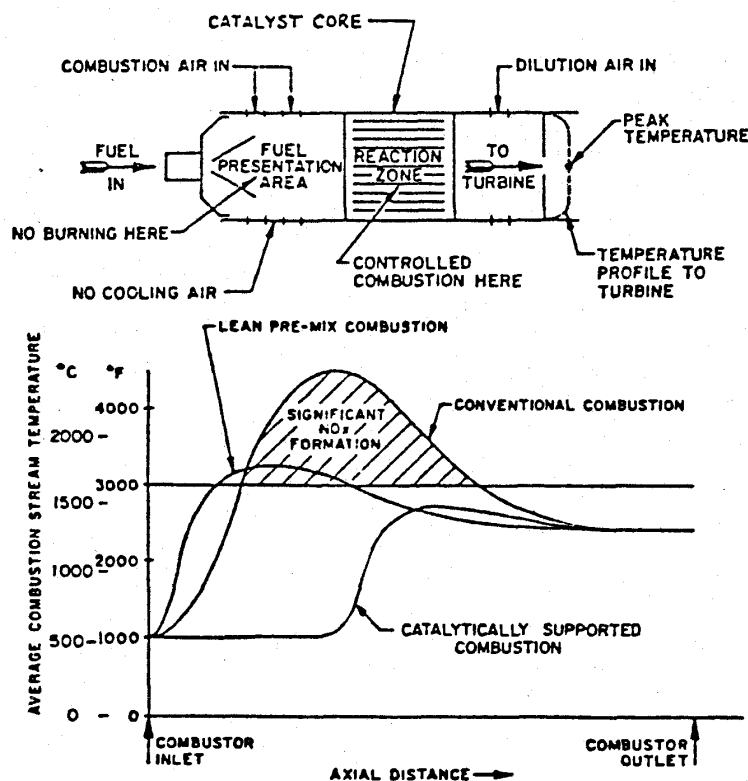


図1 ガスタービン用低 NO_x 触媒燃焼器の概念図⁽²⁾

(平成元年1月20日原稿受付)

構成され、燃料が予混合気調整部において空気と混合されて触媒部に供給され、点火器によらず触媒の酸化促進作用によって燃焼を開始し、完全燃焼する。一方、燃焼時に発生するサーマル NO_x は燃焼温度に強く依存しており、特に1500℃以上で多量に発生する。同図に燃焼器内温度分布を示したように、燃焼器出口温度を1300℃程度としても、通常の燃焼方法では1500℃以上の高温域が生じるために NO_x が多量に発生し、 NO_x を低減するために燃焼温度を低下させると、未燃分が増加し燃焼効率が低下する。それに対し、触媒燃焼法を用いると、燃焼温度1300℃相当分の希薄予混合気の均一な燃焼が可能であり、1500℃以上の高温域が発生せず、 NO_x が抑制されるものと考えられている。

触媒燃焼法は他にも、通常の燃焼方法と比較して次のような特長がある³⁾。

- (1) より低い温度での着火（燃焼開始）が可能である。
- (2) より低い温度での完全燃焼が可能であり、一酸化炭素（CO）等の未燃分の生成は微量で燃焼効率が低い。
- (3) 容積燃焼率（触媒の単位容積当りの燃料燃焼可能量）は常圧下でも高く、圧力の上昇とともに増加する。
- (4) 空気以外に低酸素濃度のガスの利用が可能であるとともに、当量付近まで酸素過剰率を減少しても高い燃焼効率が維持される。
- (5) 二段触媒燃焼法によれば、フューエル NO_x

（燃料中の窒素に起因して発生する NO_x ）の低減が可能となる⁴⁾。

反面、以下の留意点も存在する⁵⁾⁽⁶⁾。

- (1) 気体燃料や容易に気化し得る液体燃料以外の燃焼は困難である。
- (2) 燃焼開始には触媒の予熱が必要となる。
- (3) 予混合気の均一化、および逆火や自己着火の防止が必要である。
- (4) 予混合気濃度は触媒の耐熱温度および燃焼効率によって制限を受ける。
- (5) 燃焼器内に触媒が設置されるために圧力損失が発生する。
- (6) 触媒の劣化時には交換が必要となる。

さらに、燃焼開始温度、安定燃焼範囲、排ガス組成等の燃焼特性が触媒性能および燃料の種類に大きく影響されることも特徴として挙げられる。

これらの具体例として燃焼特性の一例を以下に示す。

表1は各種燃料の触媒燃焼開始温度および排ガス性状を示したもので⁷⁾、数百度に予熱された予混合気を触媒に供給することで燃焼が開始され、低 NO_x 燃焼が達成されている。また、メタンはプロパン、軽油等の他の燃料と比較して燃焼性が悪く、従ってメタンを主成分とする天然ガスも燃焼性の悪い燃料と言える。フューエル NO_x は抑制されていないが、触媒部を上流側と下流側の二段に設置し、前段で燃料過剰の還元雰囲気中で燃焼した後、空気を追加し後段で完全燃焼を行う二段触媒燃焼法によれば、フューエル NO_x の低減が可能

表1 燃焼開始温度と排ガス組成（CATCOM DXA-111 触媒）⁷⁾

燃 料	排ガス測定条件			排ガス組成 [ppm]			燃焼開始温度測定条件		
	入口温度 [℃]	空間速度 [h ⁻¹]	燃空比 F/A [g/g]	UHC (未燃炭化水素) [C ₁ 換算]	CO	NO _x	空間速度 [h ⁻¹]	燃空比 F/A [g/g]	燃焼開始温度 [℃]
メ タ ン	550	120 000	0.024	10	48	1	100 000	0.025	470
フ ロ パ ン	365	100 000	0.022	3	10	1	100 000	0.026	335
ジーゼルオイル	380	130 000	0.027	0	48	4	183 000	0.026	280
JP(ジェットエンジン用燃料)-4	405	180 000	0.022	0	15	1	147 000	0.023	245
Jet A	400	140 000	0.027	6	32	1	—	—	—
人造石炭ガス ¹¹⁾	220	300 000	0.313	2	25	1	300 000	0.289	170
市販プロパン（アンモニア含有：N ₂ 0.17 wt. %）	250	190 000	0.032	5	10	80	—	—	—
重油（ピリジン含有：N ₂ 0.94 wt. %）	360	130 000	0.025	3	8	450	—	—	—

(注) 実験条件：圧力——1 気圧、(1) ガス組成 [vol. %] CH₄: 3, CO: 19, CO₂: 9, H₂: 15, N₂: 54

となる⁽⁴⁾。

図2は燃焼温度と排ガス性状との関係を示したもので⁽⁶⁾、天然ガスの場合約1050℃以上で低NO_xかつ高燃焼効率が達成されている。

以上のような特徴を有する触媒燃焼法をガスタービンに適用するために種々の検討が進められているが、ここでは触媒および燃焼器の開発状況を中心に紹介する。

3. 触媒の開発状況

ガスタービンへの触媒燃焼法の適用を考えると、触媒に要求される特性としては、主として次の項目が挙げられる⁽⁹⁾。

- (1) 燃焼（酸化）開始温度が低いこと。
- (2) 安定燃焼範囲が広いこと。
- (3) 未燃分の排出が少く燃焼効率が高いこと。
- (4) 耐熱性・耐熱衝撃性が高いこと。
- (5) 機械的強度に優れ、振動および摩耗にも強いこと。
- (6) 圧力損失が少いこと。
- (7) 長時間安定した性能を持続できること。

以上の観点から、触媒としては図3⁽¹⁰⁾に示すような低圧力損失のハニカム型担体に、反応面積を増加するために高表面積の担体（活性担体）を被覆し、その上に活性成分を担持したものが主に使用される。

ハニカム型担体としては、ハニカムへの成形が

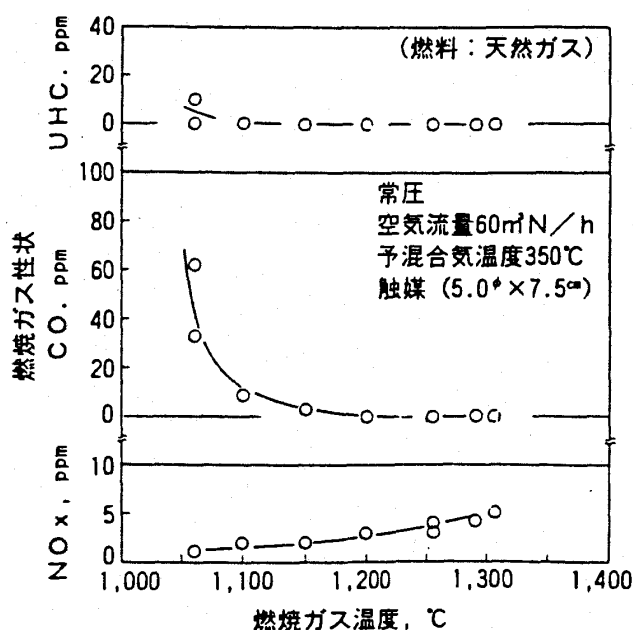


図2 燃焼ガス性状と燃焼温度⁽⁶⁾

可能で活性担体および触媒を安定に被覆できる材料で、耐熱温度の高いアルミナやムライト、耐熱衝撃性の高いコーディエライト等のセラミックスおよびフェクラロイ等の耐熱合金の利用が考えられている⁽¹⁰⁾。しかし、耐熱性および耐熱衝撃性の両者を十分満足する材料は開発されておらず、新たな材料の開発が試みられている⁽¹¹⁾。

活性担体としては、高温下で高表面積を維持する材料として、アルミナに種々の成分を添加して合成した材料等が開発されている。特に、近年層状の結晶構造を持つランタン-β・アルミナ (La-β・Al₂O₃)⁽¹²⁾ およびバリウム・ヘキサアルミネート (BaO・6Al₂O₃)⁽¹³⁾ 等の複合酸化物が高温触媒燃焼用活性担体として有望であることが報告されている。

活性成分としては、使用する燃料の酸化活性が高く、高温安定性に優れた成分が使用され、例えば天然ガス、プロパンガスおよび軽油の燃焼用には貴金属のパラジウム (Pd) や白金 (Pt) 触媒が主に使用されている⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。しかし、これらを用いても高温下で徐々に活性が低下することから、他成分の添加による活性低下の抑制が試みられている⁽¹⁷⁾。さらに、貴金属以外の耐熱性金属酸化物触媒の開発も試みられている⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。

触媒の耐久性としては、ガスタービンへの適用を考えると少なくとも1年間高活性を保つ必要があり、その間のガスタービンの起動停止によって生じる熱サイクルも300回に達する可能性もあることから⁽²²⁾触媒によって苛酷な条件下での耐久性が要求される。現在、小型触媒による1000～5000

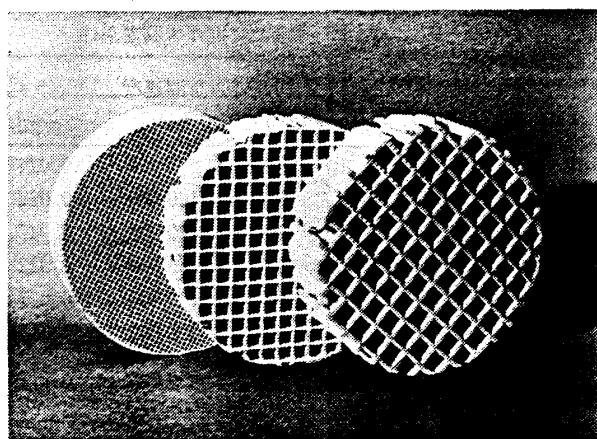


図3 耐熱性ハニカム型触媒担体 (Corning 社)⁽¹⁰⁾

時間の常圧燃焼試験⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾, 1000 時間の加圧燃焼試験⁽¹¹⁾, 26~72 回の熱サイクル試験⁽¹²⁾, 実規模触媒による 65 回の熱サイクル試験⁽¹³⁾等が実施され, 触媒の耐久性が検討されているが, 今後より一層の耐久性向上が望まれる。

4. 燃焼器の開発状況

ガスタービン用触媒燃焼器は, 燃焼開始温度, 燃焼効率, 圧力損失, 耐熱温度等の触媒の諸特性に基づき, 全負荷帯で安定した性能が得られるように設計される必要がある。そのための検討項目としては⁽²²⁾,

- (1) 触媒燃焼開始方法
- (2) 予混合気調整方法
- (3) 触媒固定方法
- (4) 燃焼器ライナ等冷却方法
- (5) 燃焼器圧力損失
- (6) 起動から停止までのシステム制御方法等が挙げられる。

現在までに, 発電, コージェネ, 航空機, 自動車等への適用を目的として, 軽油, ジェット燃料, 重油, 石炭液化油等の液体燃料用, および天然ガス, プロパンガス, 石炭ガス化ガス等の気体燃料用のガスタービン触媒燃焼器の研究開発が実施されてきた⁽⁹⁾。その中で, 軽油および天然ガスを燃料とする発電用およびコージェネレーション用触媒燃焼器は実規模燃焼器の試作および試験が実施される段階に至っている。以下にこれら燃焼器の概要を紹介する。

4.1 軽油用触媒燃焼器

発電用ガスタービンからの NO_x 低減を目的として, 米国では窒素含有量の少い (0.05 wt % 以下) 軽油を用いた触媒燃焼器の開発が進められた。

図 4 は Westinghouse 社と Engelhard 社が米国電力研究所 (EPRI) の依頼により, 1980 年より開発を進めた実規模燃焼器である⁽²³⁾⁽²⁴⁾。16 缶の燃焼器を備えた Westinghouse 社の 92 MW (60 Hz) ガスタービン, W 501 D への適用を想定し, 触媒部出口温度 983 °C ~ 1260 °C, NO_x 20 ppm 以下 (ベースロード時) 等の条件で設計された結果⁽²²⁾, 燃焼器は着火から触媒燃焼移行時までの負荷および移行後の触媒予熱を担うプリバーナ, 触媒部へ燃料を供給する 6 ないし 8 本の二次燃料ノズル, 二次燃料の混合の均一化を計る二次燃料調整域, および

外径 41 cm (実証試験では 36 cm) の触媒部より成る構造が採用されている。また, 空気量の調整機構として, 圧縮器入口可変静翼 (IGV) の使用が想定されている。運転手順を図 5 に示すように, プリバーナ着火後 55 % 負荷時までプリバーナが単独で使用され, 55 % 負荷時に触媒燃焼に移行する。

次に, General Electric (GE) 社がカリフォルニア州の電力会社である Southern California Edison (SCE) 社の依頼により設計した燃焼器を紹介する⁽²⁵⁾。本燃焼器は 80 MW 級ガスタービンを基に設計され, 図 6 に示すように, 燃焼器は主として NASA の基本設計を基に開発されたベンチュリ型混合器を内蔵した予混合気調整部, 出口に補助バーナを備えた外径 52 cm の触媒部より構成されている。また, 予混合気調整部および触媒は放射状に 6 セグメントに分割されている。運転手順としては, 触媒部出口の補助バーナ着火後 20 % 負荷まで単独で補助バーナが使用され, その際, 触媒入口温度は空気の圧縮熱により触媒燃焼開始が可能な 287 °C に上昇する。次に 6 分割されたセグメントの半分に燃料が供給され, 触媒燃焼開始の後補助バーナが停止される。さらに順次残りのセグメントに燃料が供給されピークロードが達成される。このように, 段階的に燃料を供給し, 分割された各触媒部への予混合気濃度を最適範囲に保つことで, 広負荷範囲において高い燃焼効率が得られるよう配慮されている。

4.2 天然ガス用触媒燃焼器

近年石油代替, 省エネルギーおよび環境保全の

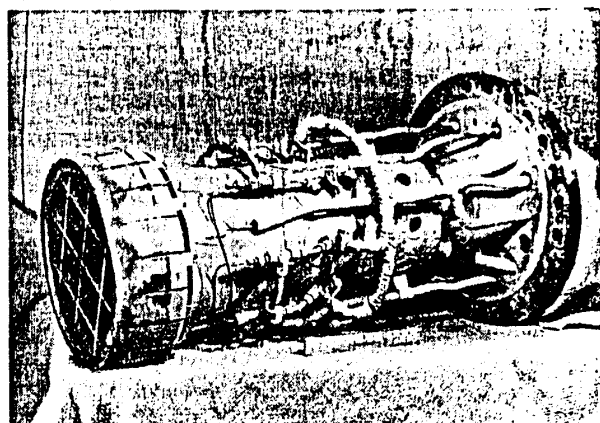


図 4 軽油用実規模触媒燃焼器の外観 (Westinghouse 社)⁽²³⁾

観点から、天然ガスを使用した複合発電所およびコージェネレーション設備が建設されるようになり、これらのガスタービンへの適用を目的とし

て、触媒燃焼器の研究開発が進められている。

図7はGE社が東京電力およびSCE社の依頼により設計し予混合部の試験を実施した燃焼器であ

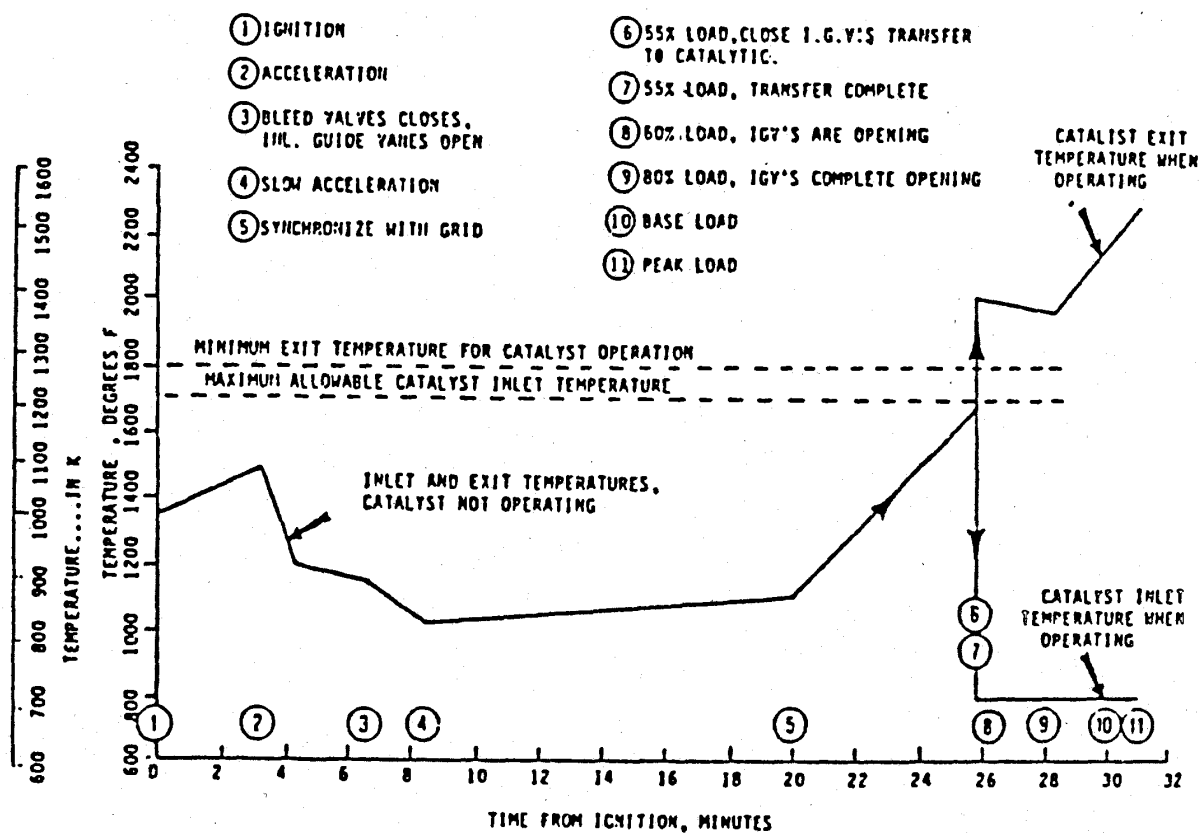


図5 触媒燃焼式ガスタービンの運転手順⁽²⁴⁾

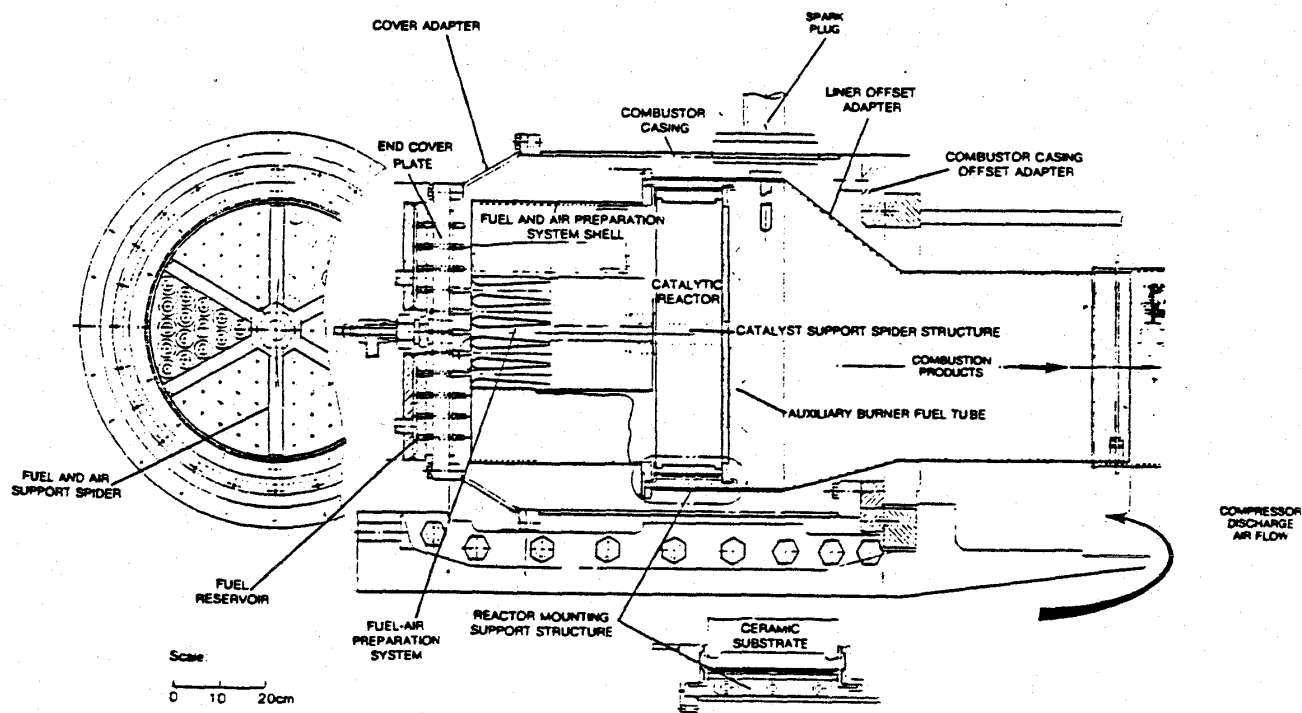


図6 軽油用触媒燃焼器 (GE 社)⁽²⁵⁾

る⁽²⁶⁾。本燃焼器はGE社のMS9001E型発電用ガスタービンを基準としている。燃焼性の悪い天然ガスを使用するために、触媒の予熱に空気の圧縮熱のみを利用する前述の方法は採用されず、混合器の上流にプリバーナが設置されている。運転手順としては、燃焼温度700℃までプリバーナのみを使用し、700℃から930℃の間はプリバーナおよび触媒部の双方で燃焼し、930℃からベースロードの間にはプリバーナを停止または最小限に絞って触媒部およびその下流の気相燃焼部で燃焼させ

る。

次に、機械システム振興協会の委託を受けて川崎重工業および日本触媒化学工業が共同で開発したコージェネレーション用ガスタービン燃焼器を紹介する⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾。本燃焼器は川崎重工業の150～180kW級単缶型のS1A-02型ガスタービンへの適用を想定し、触媒部出口温度1050℃等の条件で設計された。図8に燃焼器の構造を示すように、Westinghouse社のものとはほぼ同様の構成を採っているが、希釈領域の可変機構により燃焼用空気

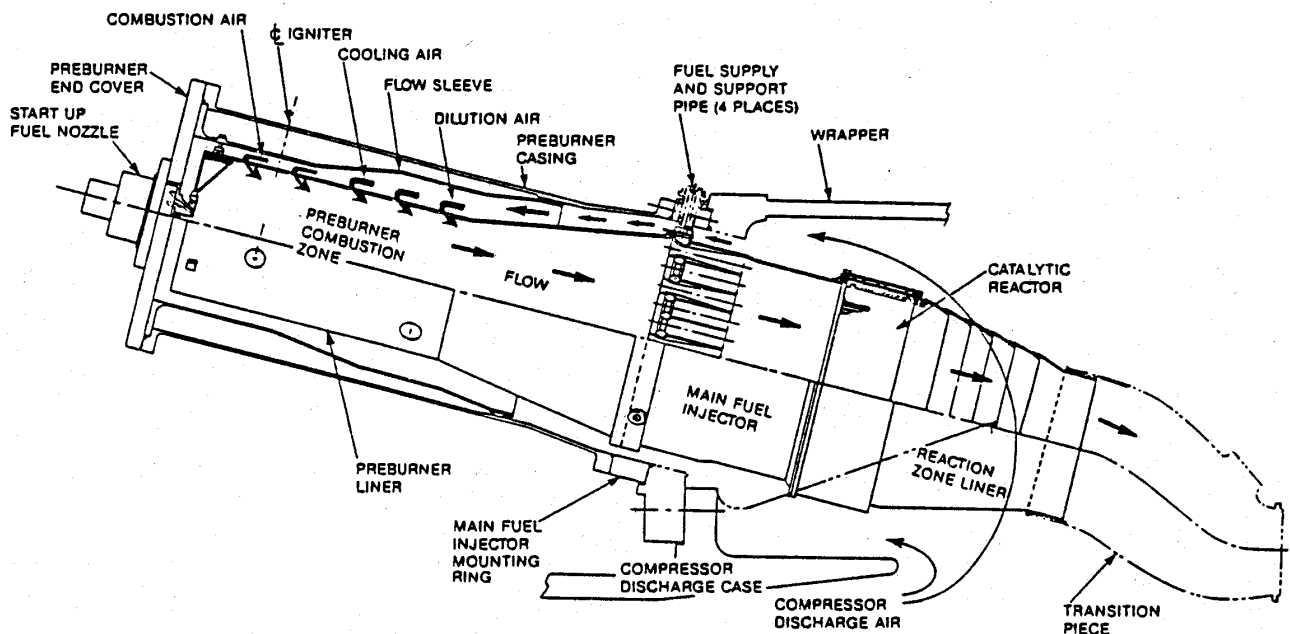


図7 天然ガス用触媒燃焼器 (GE 社)⁽²⁶⁾

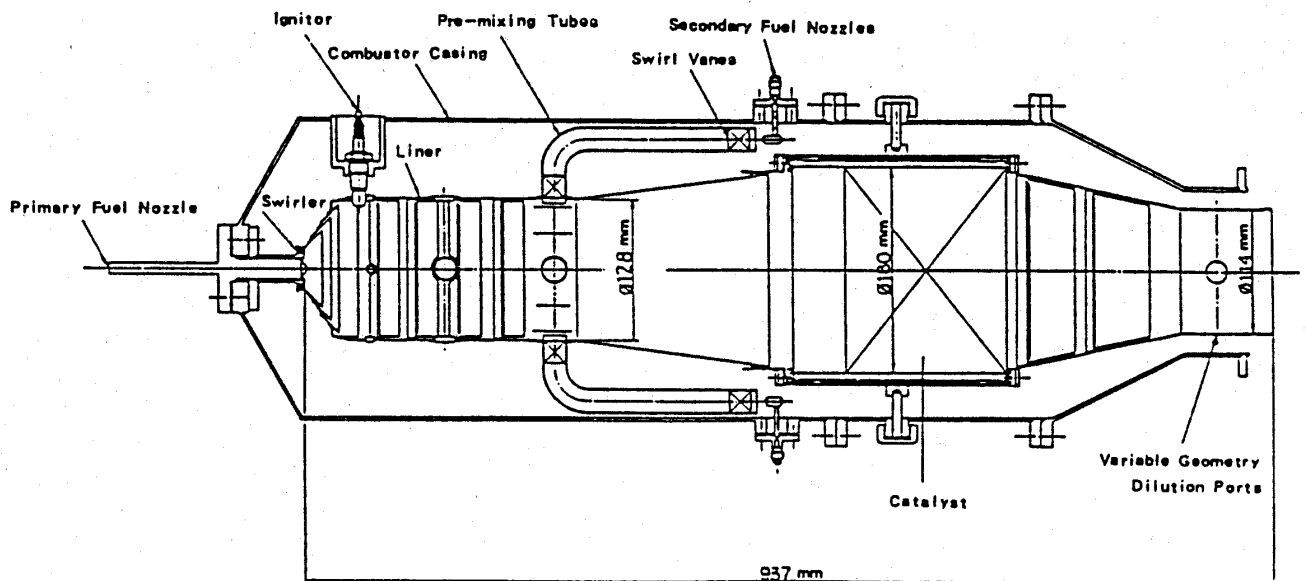


図8 コージェネレーション用触媒燃焼器 (川崎重工業)⁽²⁷⁾

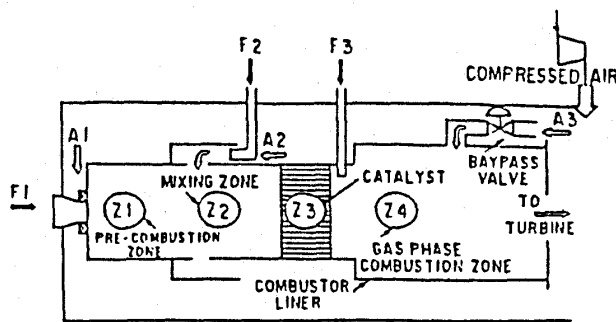


図9 ハイブリッド触媒燃焼器の概念図
(東京電力, 東芝)⁽²⁹⁾

量の制御を行う方式を採用している。

最後に、触媒の耐久性の向上および燃焼器出口温度の上昇を目的として、東京電力および東芝が共同で研究開発を進めているハイブリッド触媒燃焼器を紹介する⁽²⁹⁾。本燃焼器の概念を図9に示すように、触媒部の後流に燃料ノズルおよび気相燃焼部を設置し、触媒部へ供給する燃料濃度を、触媒温度が触媒耐熱温度以下になるよう低く抑えるとともに、触媒部後流に不足分の燃料を噴射して触媒部で昇温されたガスと混合し、完全燃焼させることを特徴としている。

なお、当所においても、触媒部の耐久性を考慮して、触媒燃焼と予混合燃焼とを組合せた燃焼器の開発に着手している。

5. 今後の課題

現在までに、実規模燃焼器による燃焼試験⁽²³⁾⁽²⁷⁾および実機運転試験⁽²⁸⁾が短時間ながら実施され、実機への適用可能性および超低 NO_x 燃焼特性が実証されている。反面、予混合気の不均一性および触媒の耐熱温度制限から所定量の燃料注入が不可能となり、目標の燃焼効率が得られなかったこと、負荷変動への適応性が不十分であったこと、触媒部の圧力損失に起因してエンジン熱効率が低下したこと等の問題点も報告されている。

上記等の結果より、今後ガスタービン用触媒燃焼器を実用化するためには、より一層の触媒の耐熱性、耐熱衝撃性、および長期信頼性の向上、プリバーナおよび混合器の改良、高度な制御法の確立等を進めるとともに、触媒の使用条件緩和の可能性についても検討が必要と考えられる。

6. あとがき

ガスタービン用低 NO_x 触媒燃焼器の開発課題の

中には、一朝一夕には解決できない問題も含まれている。しかし、触媒燃焼に関するシンポジウム（触媒学会、触媒燃焼研究会主催）が我国で毎年開催される等研究開発が精力的に進められており、近い将来の実用化が期待される。

参考文献

- (1) W. C. Pfefferle, R. V. Carrubba, et al., ASME Paper 75-WA/FV-1 etc.
- (2) S. M. Decorso, S. Mumford et al., Trans, ASME (1977-4), 159
- (3) 福澤 久, (触媒学会主催) 触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集 (東京), (1986-6), 18 など
- (4) W. V. Krill, J. P. Kesselring, et al., ASME Paper, 79-GT-188
- (5) 荒井弘通, 表面, 24-11, (1986), 52
- (6) 萬代重実, 日本機械学会関西支部第148回講習会教材 (1987-2, 87)
- (7) 上斗米真二, 化学技術誌 MOL, 21-8, (1983), 26
- (8) 福澤 久, 小沢 靖, コージェネレーション, 2-2, (1987), 12
- (9) 福澤 久, 石原義巳, エネルギー・資源, 2-5, (1981), 18 など
- (10) J. P. Kesselring, W. V. Krill, et al., Design Criteria for Stationary Source Catalytic Combustion Systems, EPA 600/7-79-181, (1978-8), 4-9
- (11) 同上, 4-1
- (12) D. Spencer, EPRI Journal, (1986-1/2), 38
- (13) 松田臣平, セラミックス, 20-3, (1985), 189
- (14) M. Machida, K. Eguchi et al., Journal of Catalysis, 103, (1987), 385
- (15) 林 茂, 山田秀志, GTSJ, 14-55, (1986), 65
- (16) 小野哲嗣, 市原昭一, (触媒学会主催) 第2回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集 (京都), (1986-11), 36
- (17) I. T. Osgerby, B. A. Olson, et al., EPA Proceedings of the 4th Workshop on Catalytic Combustion, Cincinnati, Ohio, (1980-5), 165
- (18) 本地章夫, 渡辺紀子他, (触媒学会・触媒燃

- 焼研究会主催) 第6回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(京都), (1988-11), 63
- (19) G. C. Snow, H. Tong, EPA Proceedings of the 5th Workshop on Catalytic Combustion, San Antonio, Texas, (1981-9), 32
- (20) 御園生誠, (触媒学会主催) 第2回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(京都), (1986-11), 25
- (21) 荒井弘通, (触媒学会・触媒燃焼研究会主催) 第5回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(東京), (1988-5), 21
- (22) L. C. Angello, EPA Proceedings of the 4th Workshop on Catalytic Combustion, Cincinnati, Ohio, (1980-5), 322
- (23) P. E. Scheihing, T. A. Piaia, et al., Modern Power Systems, (1983-3), 30
- (24) L. C. Angello, P. W. Pillsbury, et al., ASME Paper, 82-GT-58)
- (25) G. L. Touchton, L. C. Szema, et al., ASME Paper 82-JPGC-GT-24
- (26) K. Beebe, A. Ohkosi, et al., GTSJ Proceedings of the 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress, 87-Tokyo-IGTC-51
- (27) K. Mori, J. Kitajima, et al., ASME Paper 87-GT-62
- (28) A. Hoshino, et al., ASME Paper 87-GT-100
- (29) 大越昭男, 山中 矢他, GTSJ 15-60, (1988), 83

共 催

「第16回 液体の微粒化に関する講演会」

日時 1989年8月24日(木), 25日(金)

会場 東京ガス(株)特需技術センター

詳細は(社)燃料協会(Tel 03-834-6456)へお問い合わせ下さい。

- 焼研究会主催) 第6回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(京都), (1988-11), 63
- (19) G. C. Snow, H. Tong, EPA Proceedings of the 5th Workshop on Catalytic Combustion, San Antonio, Texas, (1981-9), 32
- (20) 御園生誠, (触媒学会主催) 第2回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(京都), (1986-11), 25
- (21) 荒井弘通, (触媒学会・触媒燃焼研究会主催) 第5回触媒燃焼に関するシンポジウム前刷集(東京), (1988-5), 21
- (22) L. C. Angello, EPA Proceedings of the 4th Workshop on Catalytic Combustion, Cincinnati, Ohio, (1980-5), 322
- (23) P. E. Scheihing, T. A. Piaia, et al., Modern Power Systems, (1983-3), 30
- (24) L. C. Angello, P. W. Pillsbury, et al., ASME Paper, 82-GT-58
- (25) G. L. Touchton, L. C. Szema, et al., ASME Paper 82-JPGC-GT-24
- (26) K. Beebe, A. Ohkosi, et al., GTSJ Proceedings of the 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress, 87-Tokyo-IGTC-51
- (27) K. Mori, J. Kitajima, et al., ASME Paper 87-GT-62
- (28) A. Hoshino, et al., ASME Paper 87-GT-100
- (29) 大越昭男, 山中 矢他, GTSJ 15-60, (1988), 83

共 催

「第16回 液体の微粒化に関する講演会」

日時 1989年8月24日(木), 25日(金)

会場 東京ガス(株)特需技術センター

詳細は(社)燃料協会(Tel 03-834-6456)へお問い合わせ下さい。

3. ガスタービン用排煙脱硝装置について

三菱重工業㈱ 小林 敬 古

1. まえがき

我が国は、昭和40年代の種々の環境問題の発生から環境保全に対する社会的要求が、非常に厳しく、火力発電プラントの排ガスに対しても厳しい排出レベルが設けられている。

ガスタービン排ガスの窒素酸化物 (NO_x) の排出基準に関しても、昭和62年10月26日にガスタービン及びディーゼル機関を「ばい煙発生施設」に追加し、燃料燃焼能力50%以上の施設について、新設設備では昭和63年2月から、既設施設については昭和65年2月1日から排出基準が適用されることになった。

以上、日本の現状を示したが、米国等の諸外国でも、最近ガスタービン排ガスに対する NO_x 規制が厳しくなり、ガスタービンに関しても燃焼改善のみならず、排煙脱硝装置の設置を考慮する必要性が生じて来ている。

ここでは、現在実用化されている排煙脱硝装置の一般的な概要を述べるとともに、ガスタービンに実際に適用された事例を紹介し、その特徴を説明する。又今後の技術課題についても概説する。

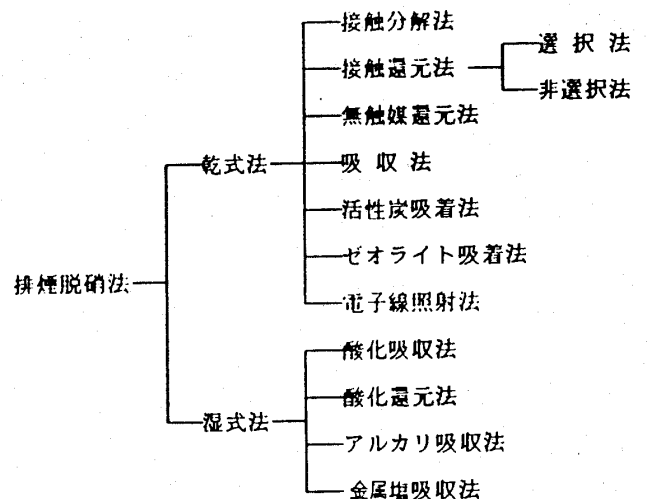
2. 脱硝装置の概要

これまでに研究開発されてきた排煙脱硝技術はきわめて多いが、基礎研究の段階またはパイロットプラントテストのレベルで開発が中止されたものも多い。現在までに研究開発されてきた排煙脱硝技術を分類すると表1になる。現状では乾式選択接触還元法が、下記に示す種々の有利な特徴を有している為、ボイラ、ガスタービン等の排煙脱硝技術の主流となっている。

乾式選択接触還元法の特徴は次の通りである。

- (1) 乾式法で、水処理が必要ない為、装置が簡単で運転も容易である。

表1 排煙脱硝技術

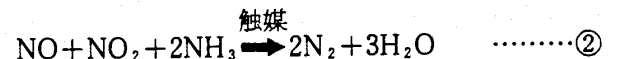
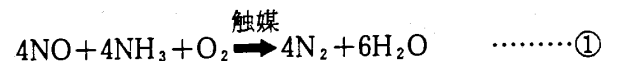


- (2) 窒素酸化物を選択的に窒素ガスと水に分解する為反応生成物の処理が不用である。

- (3) 稼働する部分がなく、装置の保守点検が容易である。(特別な運転員が必要でない)

3. 脱硝反応の原理

乾式選択接触還元法では、排ガスにアンモニアを注入し、触媒によって排ガスの窒素酸化物を窒素ガスと水に分解する。このときの反応が次に示す化学反応式である。



ボイラ及びガスタービン排ガス中の窒素酸化物はほとんどが一酸化窒素 (NO) であり、わずかに二酸化窒素 (NO_2) を含むことから上記①式及び②式で反応が進む。但し①式も②式も窒素酸化物 ($\text{NO} + \text{NO}_2$) はアンモニアに対して等モル反応である。つまり除去すべき窒素酸化物と等モル量のアンモニアを注入する必要がある。図1にアンモニア注入モル比と脱硝率の関係を示す。

この脱硝反応をもう少し詳細に説明する為に脱

(平成元年1月18日原稿受付)

硝反応のメカニズムを説明する。脱硝反応のメカニズムを図2に示す。脱硝反応は先ずアンモニアが活性点へ吸着し、その後吸着したアンモニアと窒素酸化物が反応する。そして窒素ガスと水が生成し、排ガス中に脱離拡散して行く。最後に排ガス中の酸素により活性点が再生され、再び脱硝反応が繰り返されることになる。

以上が反応メカニズムであり、反応的には非常に安定しており、外部からの影響がない限り性能

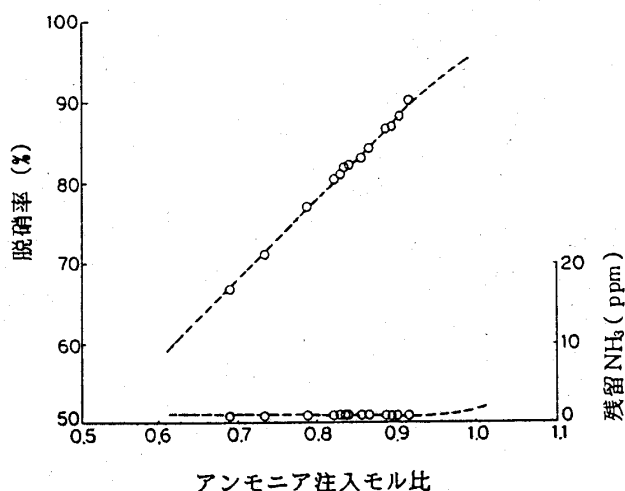


図1 アンモニア注入モル比と脱硝率の関係

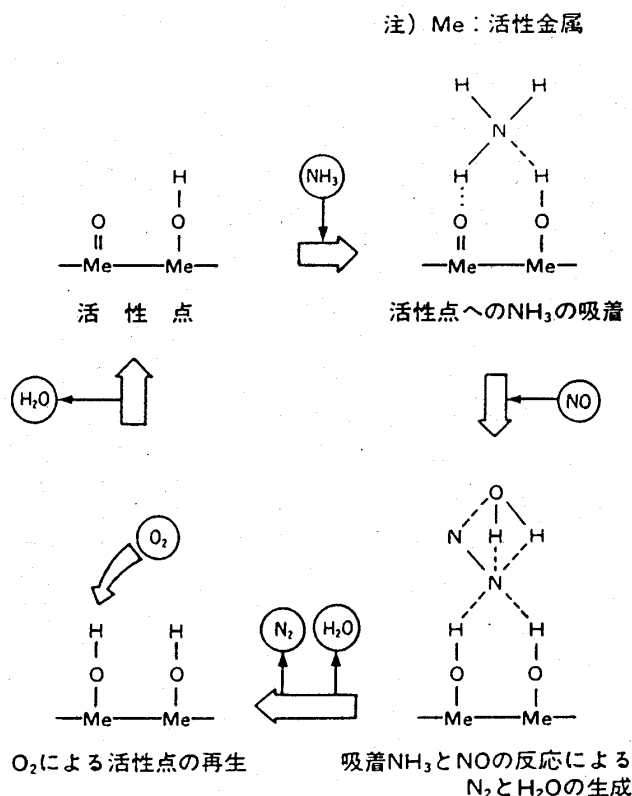


図2 脱硝反応のメカニズム

低下はほとんど生じない。しかし重油、石炭を燃料とする排ガスの場合、排ガス中に種々の触媒被毒成分があり、これが性能低下の原因となっている。

現在判明している主要な性能低下原因を次に説明する。現在までに判明している劣化原因の主要なものを示すと次の通りである。

- (1) ダスト中に含まれるナトリウム、カリウム等のアルカリ金属による性能低下
- (2) アンモニアと排ガス中の三酸化イオウ(SO₃)によって生じる酸性硫酸の生成による性能低下
- (3) 石炭燃焼排ガスに含まれるカルシウム等による触媒の表面コーティング作用に依る、物理的な性能低下。

以上が主要な性能低下原因であり、重油燃焼排ガス及び石炭燃焼排ガスに含まれるアルカリ金属及びカルシウムが、性能低下の主要原因である。その意味ではLNG、LPG等のガス燃焼のガスタービン排ガスの脱硝装置では、性能低下は非常に少ない。但し重油燃焼のガスタービン排ガスを処理する脱硝装置を計画する場合、酸性硫酸による性能低下は適切なガス温度を選択することによって防げるが、ダスト中のアルカリ金属等による触媒の性能低下及び酸性硫酸による排ガスボイラ伝熱面に対する影響等を十分留意して計画を行う必要がある。

4. ガスタービン排ガス脱硝装置の特徴及び考慮すべき事項

ガスタービン排ガス処理に使用する脱硝装置はガスタービンプラントに良く適合し協調したものでなければならない。その意味でガスタービンプラントの特徴を十分認識して計画する必要がある。ガスタービンプラント及び排ガスの特徴は次の通りである。

- (1) ガスタービンは起動停止が頻繁で排ガス温度の変化が急激である。
- (2) 圧力損失が発電効率に直接影響を与える為、圧力損失の少ない装置とする必要がある。
- (3) 排ガス中の酸素濃度が高く、排ガス量も多い。

これに対応する排煙脱硝装置は下記の様な点を考慮して計画すべきである。

- (1) コンパクトな構造とし、一般的に排ガスボイラに組み込まれる為、排ガスボイラと調和のとれたものであること。

(2) 脱硝触媒としても、排ガスボイラに組み込まれる為、組み込まれる位置によって排ガス温度が異なるが、設置された場所に適した温度域で高活性でかつ圧力損失が少ないこと。

(3) 排ガス温度の変化が大きい為、熱衝撃性のすぐれた触媒を使用すること。

以上の様な特徴を具備する必要があるが、これ等の具体的な事例を次に紹介する。

5. ガスタービン排ガスに適応した場合の実施例について

昭和59年12月に営業運転に入った東北電力 柴新瀉火力発電所第3号系列1090 MW コンバインドプラントに設置された脱硝装置に関して以下に説明する。

本プラントの1系列はガスタービン3台、排ガスボイラ3台、蒸気タービン1台から構成されている。プラント及び脱硝装置の主要仕様を表2に示す。

本脱硝装置の特徴はボイラ組込みタイプの反応器とし、コンパクトな脱硝触媒を使用している点である。具体的に考慮した点を以下に紹介する。

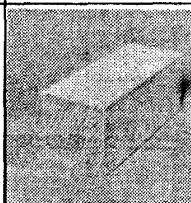
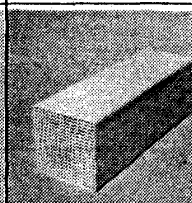
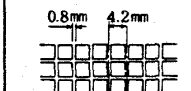
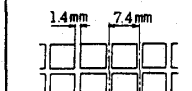
1 コンパクトで低圧損な脱硝触媒を採用している。

表2 1090MW コンバインドプラント設備
主要仕様

機 器	仕 様
ガスタービン	・発電負荷 118 MW/基 ・基 数 6 基 ・使用燃料 LNG
ボ イ ラ	・蒸発量 194 t/h/基 (低圧, MCR) 57 t/h/基 (高圧, MCR) ・基 数 6 基
脱 硝 装 置	・方 式 乾式アンモニア選択接触還元法 ・反応器形式 ボイラ組込み横流れ固定床方式 (格子状触媒) ・反応器数 6 基/ユニット 1 基/4行1基 ・処理ガス量 $1,365 \times 10^3 \text{ Nm}^3/\text{h/基}$ ・ガス温度 297 °C (MCR) ・出口NOx濃度 15 ppm (O ₂ 15 %換算)
スチームタービン	・発電負荷 191 MW/基 ・基 数 2 基

ガスタービン排ガス発生量は、火力用ボイラに比較して約3倍である為、表3に示す通り触媒の単位体積当りのガス接触面積の大きくとれる、小ピッチ (4 mm ピッチ) 格子状触媒を採用し、必要触媒量の低減を計った。又格子状触媒の壁厚さを薄くすることによってガスの通過する空間率を大きくとり、ガス通過孔のガス速度を低くした。これにより触媒層圧損を低く抑えることができた。又脱硝触媒の適切反応温度が200°C~400°Cの範囲であることから脱硝反応器を排ガスボイラの高圧蒸発器出口へ設置した。これによって低負荷においても図3に示す通り安定な脱硝効率を得られる計画とした。

表3 触媒形状の比較

形 式	4 mm (小ピッチ) 級格子状	7 mm 級格子状 (油・石炭炭用)
形 状		
寸 法 (mm)		
触媒の単位体積当りの ガス接触面積	157.8 %	100 %
触 媒 容 積	57 %	100 %
反 応 器 容 積	83 %	100 %

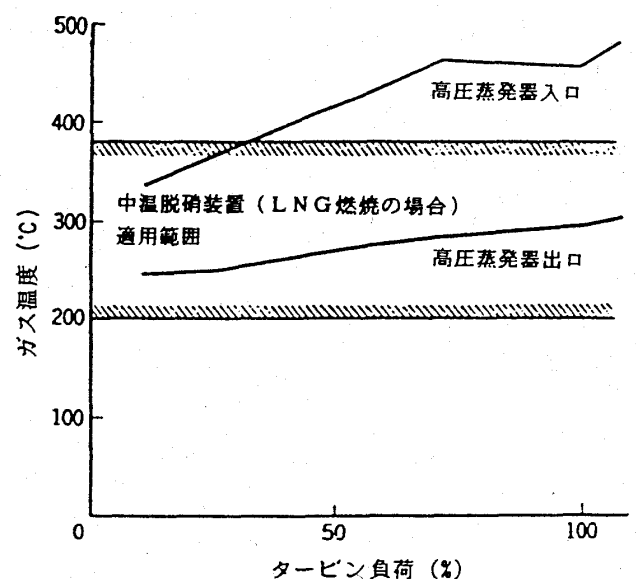


図3 ガスタービン負荷とガス温度の関係

2 排ガスボイラ組み込み脱硝装置

ガスタービン定格負荷から無負荷にわたって安定した脱硝性能が得られる温度域を得る為、特に高圧蒸気系統に最低圧力を設け制御することとし図4に示す通り、脱硝装置を高圧蒸発器出口に設置した。又脱硝反応器は排ガスボイラのガス流れに合う横流れ反応器形状とし、ボイラ全体構成と調和のとれた図5に示す反応器構造とした。更に

脱硝反応に必要なアンモニアを注入するアンモニア注入ノズルの位置を決定するに当たり、十分なアンモニアと排ガスの混合を行う為、高圧蒸発上流部にアンモニア注入ノズルを設置し、高圧蒸発器の蒸発管で混合を行わせる様工夫した。以上に示す通り脱硝装置はすべて排ガスボイラの中に調和のとれた形で組み込む計画とした。

3 ガスタービン起動発停時にも安定した脱硝

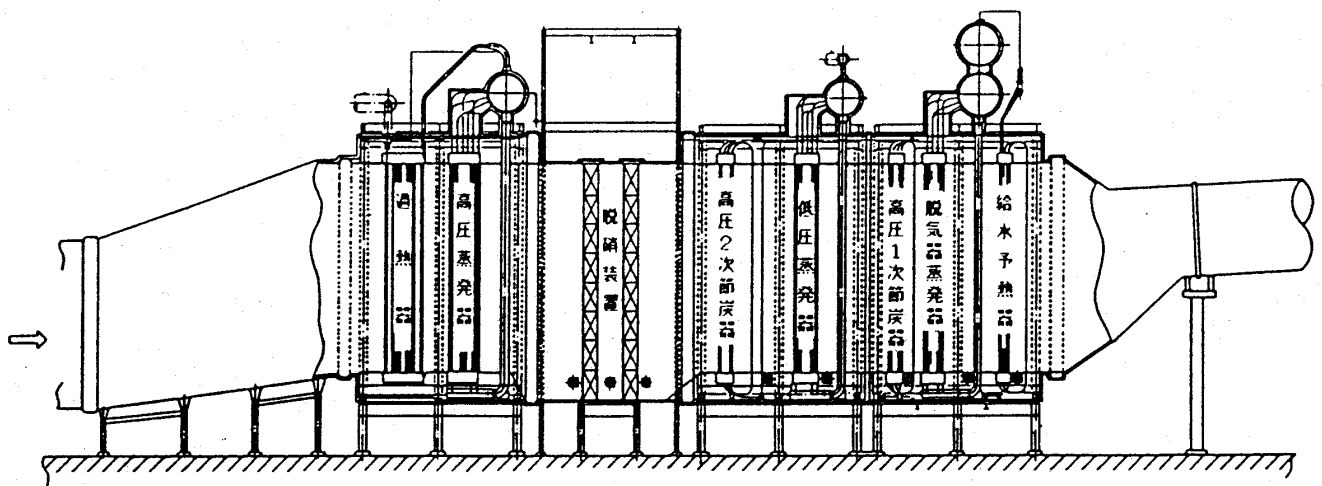


図4 排ガスボイラ構造図

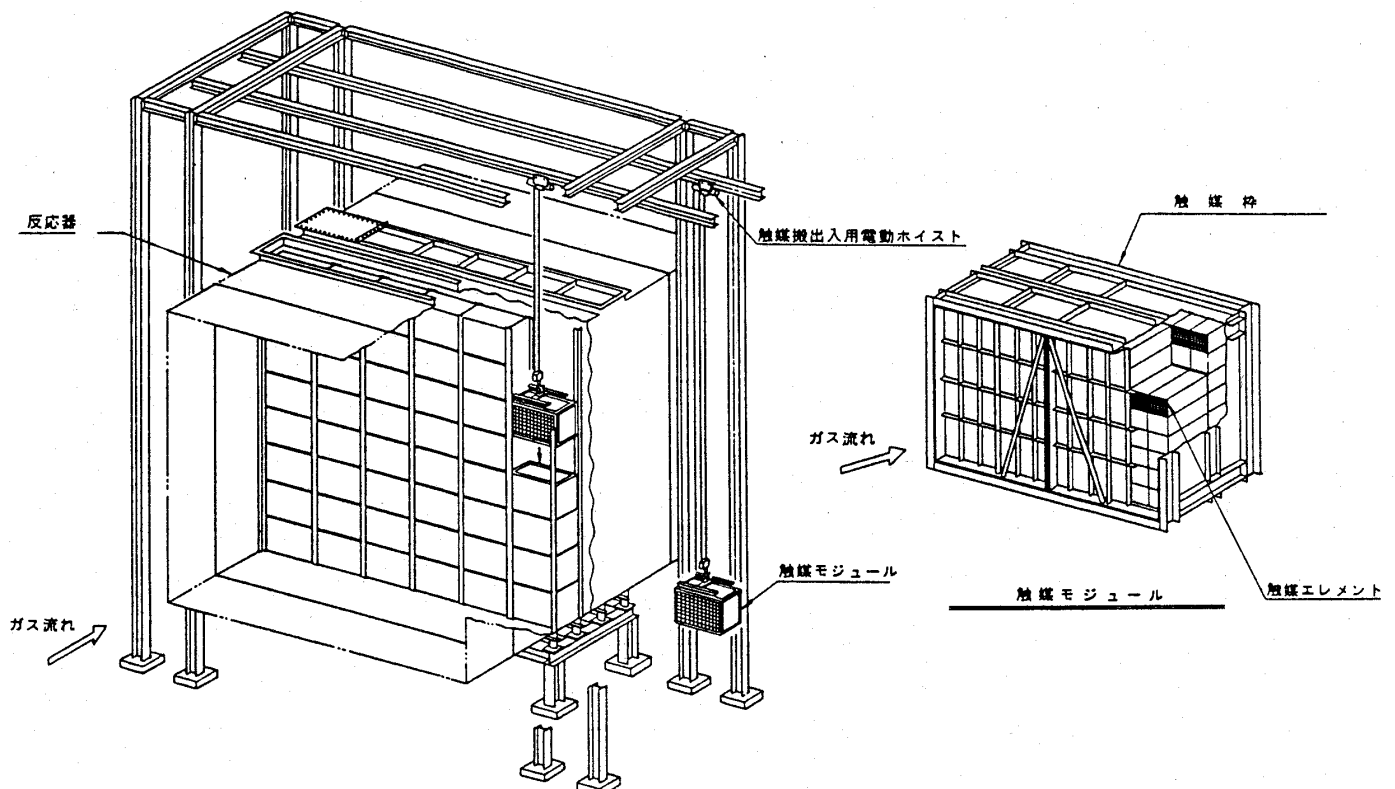


図5 反応器構造図

性能が得られること。

一般にガスタービンコンバインドサイクルプラントでは、出力調整が容易であることから、一系列中のガスタービン運転台数とその負荷には種々の組み合わせが考えられる。したがって、各々の排ガスボイラにおいて次の起動に備えるためホットバンキングが必要となる。図6にこのホットバンキング後の起動実績を示す。本図より判る通り、ガスタービン負荷にかかわらず、入口ガス温度は

脱硝装置に対して適切な温度領域となっており無負荷整定後から脱硝装置を生かすことが可能な計画となっている。

4 運転実績

最後に、本プラントの運転実例を紹介する。本プラント3-1系列が昭和59年12月に運開、3-2系列が昭和60年10月に運開し両系列ともすでに運転時間は2000時間以上を経過している。運開から現在まで、経時的に触媒サンプリングを行

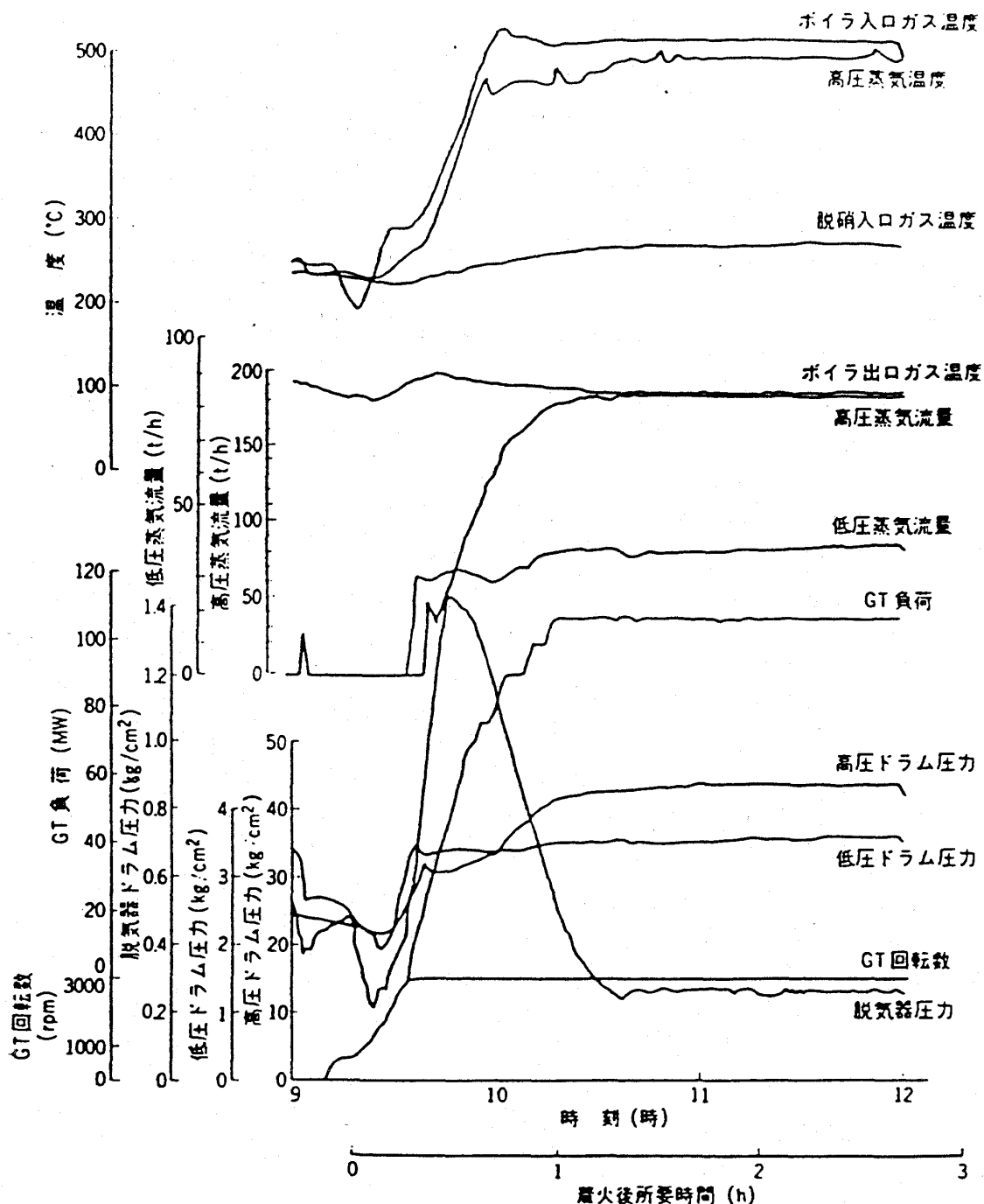


図6 排ガスボイラ温態起動実績

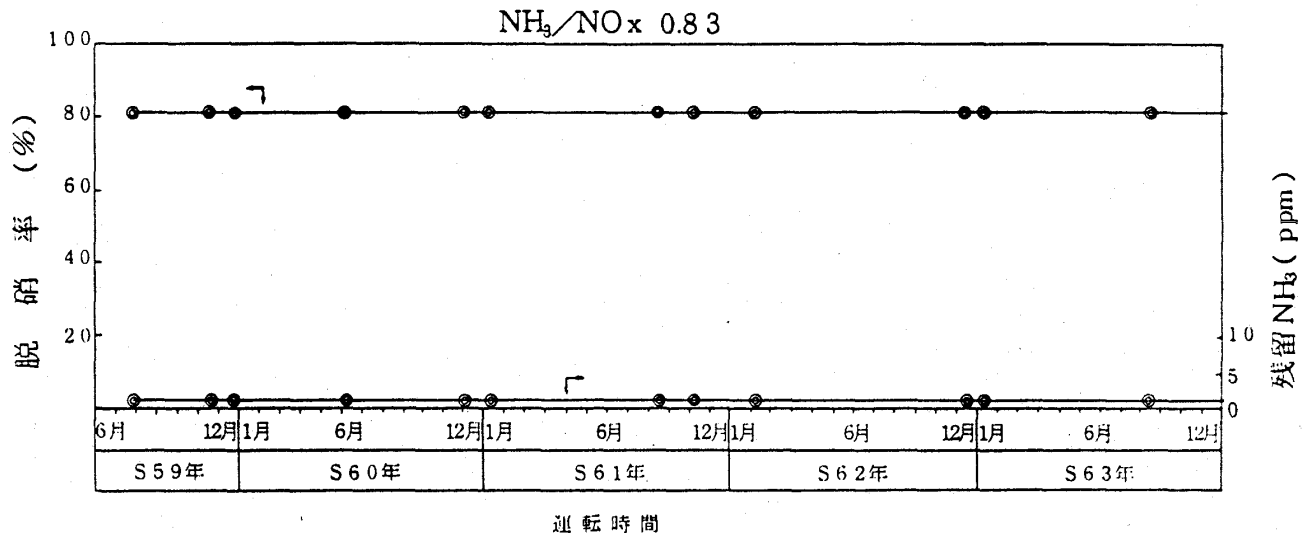


図7 性能経時変化

があり、問題は少ないが、脱硝装置出口での未反応アンモニアと排ガス中の三酸化イオウにより生成する酸性硫酸が、脱硝装置出口の排ガスボイラの伝熱面に付着し、伝熱効率の低下及び腐食させる可能性があり、十分な対策が必要である。今後、ガスタービン用排煙脱硝装置の設置も、発電プラント用大型ガスタービンから、コージェネ用の小型ガスタービンまでの広範囲にわたると考えられなお一層、コンパクトで経済的な脱硝装置を開発して行く必要があると考えられる。

参考文献

- 1) 日本機械工業連合会・日本産業機械工業会 “排煙脱硝装置のメンテナンスマニュアル” (昭63)
- 2) 火力原子力発電技術協会 “火原協会講座⑩複合発電” (昭60年)
- 3) 厚川, 西本ほか2名, 化学工学, Vol 47, No. 6, (1983), P367~375
- 4) 西本, 岩田, 須山ほか6号, 三菱重工技報, Vol 23, No. 3, (1986-5)
- 5) 安藤淳平, 燃料転換と SO_x ・ NO_x 対策技術, (昭和58年), P204, プロジェクトニュース社

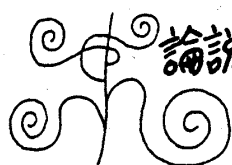
い、脱硝性能の経時変化特性を調査・評価している。その結果を図7に示すが性能は非常に安定しており、今後かなりの長期間に渡り、性能が維持できるものと思われる。

6. 技術課題

今後の技術課題としては、現状では、脱硝触媒の適切な運用温度は 200°C ~ 400°C 程度であり、その為、脱硝装置はガスタービン出口の高温部へは設置できず、排ガスボイラの適切な位置に設置されている。今後は、排ガスボイラの設置されないガスタービン単独の設置の場合もあり、ガスタービン出口の 500°C ~ 550°C 程度の高温領域で安定な脱硝性能がある高温触媒を開発する必要があるものと思われる。

7. あとがき

以上、ガスタービン排ガス用脱硝装置の現状について述べて来たが、東北電力東新潟3号系列の実績で説明致しました通り、LNG 焚のクリーンガス焚のガスタービン用脱硝装置に関しては、技術的には完成されたものと思われ、今後設置基数が増大して行くものと思われる。又油焚の場合、脱硝装置自体はボイラ用の脱硝装置で十分の実績



航空宇宙技術研究所 田 丸 卓
航空宇宙技術研究所 下 平 一 雄

1. まえがき

現在ガスタービン燃焼器の設計法に関してまとまった文献はきわめて少ない。鈴木（邦）による実験的な設計手法^{1), 2)}はガスタービン燃焼器を開発したことのないメーカーにもそれを可能にする有用なものであった。一方、最近の技術的進歩により、冷却タービンの採用やすぐれた冷却構造が採用されるようになり、また燃料供給法にも信頼できる資料がそろってきた。ここではそれに応じて従来の設計法を見なおして、より汎用性のある燃焼器設計法を提示するとともに高負荷化燃焼器の設計の方向をさぐる。

2. 燃焼器設計法概略

一般的な燃焼器設計の手順は、エンジン全体のレイアウトや設計要求条件に合わせた燃焼器形式を選択し、燃料供給、主要寸法、ライナ開口面積

と配分の決定、保炎・燃焼・混合の検討、ライナ壁冷却法の選択などを行う。この間繰り返し前の設定を見なおし、全体にバランスをとった設計として完成させる。以下に設計手順に従って設計法の検討を行う。

(1) 燃焼器形式と作動条件

燃焼器の形態は環状、多筒、単筒、あるいは直流、逆流など各種あるが燃焼器概略寸法決定上は大きな違いがないためここでは特定しない。燃焼器作動条件の代表的なものとして図1に航空エンジンFJR710/600^{3), 4)}の例を挙げる。

(2) 燃料供給

燃料供給方式には大別して圧力噴霧型と気流微粒化型の2種類がある。前者は加圧ポンプにより容易に燃料噴霧が得られる利点があって広く用いられている。この噴霧平均粒径 SMD は吐出圧と

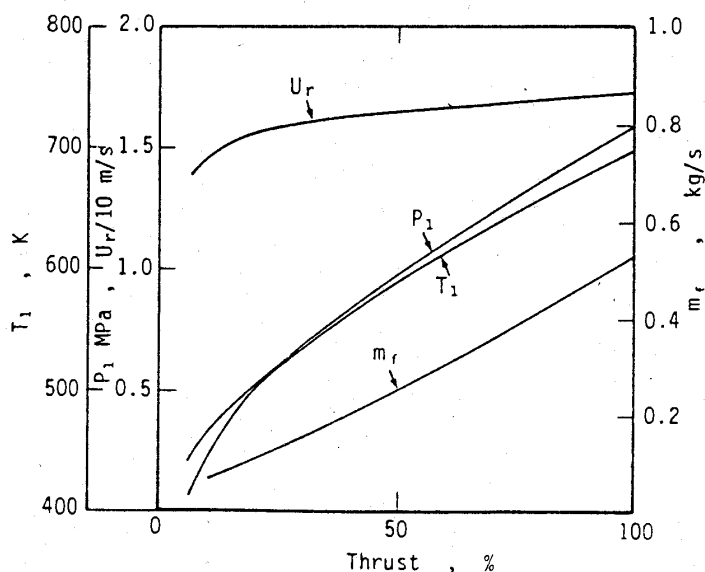


図1 FJR710/600 エンジンの燃焼器作動条件

(T_1 : 燃焼器入口空気温度, P_1 : 燃焼器入口空気全圧, U_r : 代表断面平均風速, m_t : 燃料供給量)

(昭和 63 年 9 月 27 日原稿受付)

流量に依存して、たとえば次式⁵⁾で表される。

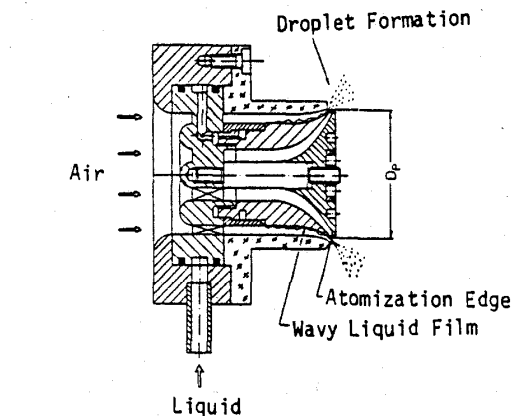
$$\text{SMD} = 7.3 \sigma_f^{0.6} \nu_f^{0.2} m_f^{0.25} / \Delta P_f^{0.4} \quad [\text{m}] \quad (1)$$

ここで σ_f で、 ν_f および m_f はそれぞれ燃料の表面張力 $[\text{kg/s}^2]$ 、動粘性係数 $[\text{m}^2/\text{s}]$ および質量流量 $[\text{kg/s}]$ である。 ΔP_f は燃料吐出燃圧で、 $\Delta P_f = \{(\text{ポンプ吐出圧}) - (\text{管路・制御系等圧損}) - (\text{燃焼器内圧})\}$

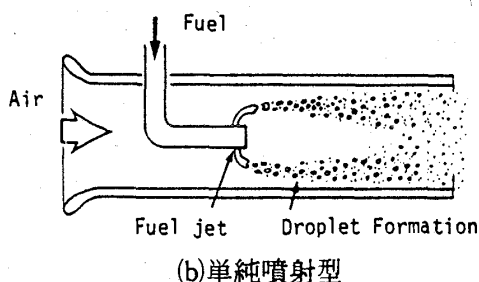
である。エンジン設計が高圧力比となるにつれポンプ能力などの限界から ΔP_f が十分大きくとれない事態が生ずる。したがって高圧力比型ガスタービンでは広い圧力範囲をカバーするターンダウンレシオが十分にとれず、低負荷時に微粒化特性が劣化し未燃焼排出物が増大し易い。ちなみにFJR710/600では最大出力時の ΔP_f ではポンプ最大吐出圧の15%であった。

一方、気流微粒化型にも気流によって微粒化される液体の状態によって膜形成(Prefilming)型と単純噴射(Plain-jet)型の2種類がある。それら燃料微粒化構造の例をそれぞれ図2の(a)、(b)に示す。それらの方法による燃料微粒化平均粒径は、それぞれ

$$\text{SMD} = M \cdot \left[0.073 \left(\frac{\sigma_f}{\rho_a U_a^2} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.1} D_p^{0.4} \right.$$



(a)膜形成型



(b)単純噴射型

図2 燃料の気流微粒化方式

$$+ 0.015 \left(\frac{\mu_f^2 D_p}{\sigma_f \rho_f} \right)^{0.5} \quad (2)$$

$$\text{SMD} = M^{1.70} \left[0.95 \frac{(\sigma_f m_f)^{0.33}}{\rho_f^{0.37} \rho_a^{0.30} U_R} + 0.13 \left(\frac{\mu_f^2 D_o}{\sigma_f \rho_f} \right)^{0.5} \right] \quad (3)$$

で表される⁶⁾。ここで $M = (1 + \{m_f / (m_a)_p\})$ 、 D_p と D_o はそれぞれ、膜形成器の代表直径(図2(a)参照)とPlain-jetの初期液滴径 $[\text{m}]$ 、 ρ_a と ρ_f は空気と燃料の密度 $[\text{kg/m}^3]$ 、 μ_f は燃料の粘度 $[\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})]$ 、 U_R は気流と燃料との相対速度 $[\text{m/s}]$ である。式(2)と(3)を図1のエンジン作動条件に適用して微粒化粒径を計算し式(1)による圧力噴霧による粒径と比較した結果を図3に示す。使用した燃料物性値は表1に示す。これらの計算で微粒化用空気流速は、ライナ内外の圧力差を P_f の2%として求めた。空気流速は全作動域で比較的变化しない(図1参照)ため、気流微粒化方

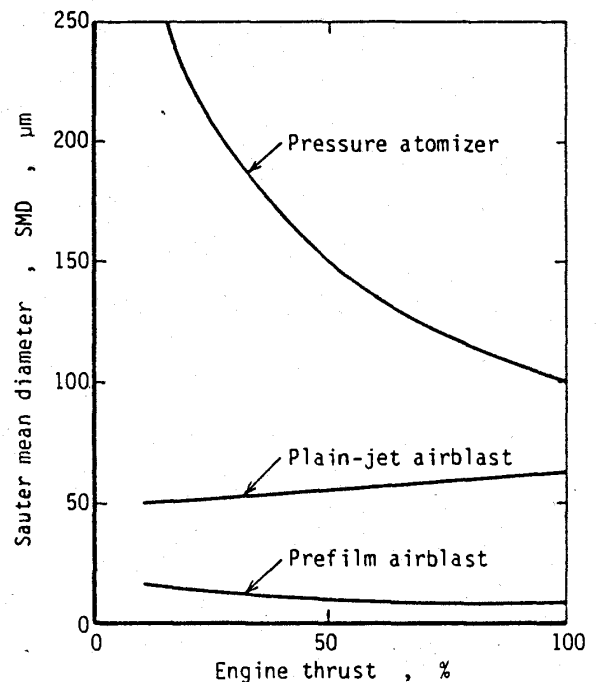


図3 微粒化方法の違いによるサウタ平均粒径(作動条件は図1)

表1 使用燃料物性値(灯油相当)

表面張力	$\sigma_f = 0.02504$	kg/s^2
密度	$\rho_f = 790$	kg/m^3
粘度	$\mu_f = 2.26 \times 10^{-3}$	$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
動粘度	$\nu_f = 3.37 \times 10^{-6}$	m^2/s

式の場合はエンジン作動範囲全域で良好な微粒化性能を示している。Plain-jet の場合には相対的に m_f が減少するためわずかではあるが低負荷となるに従って微粒化性能は向上する傾向にある。高圧力比エンジンの燃焼器では P_1 が大きいので全圧損失率 $\Delta P/P_1$ を低く保っていても微粒化用風速増大に重要な ΔP の値が大きくとれる。これらのことから高圧力比の燃焼器では、燃料気流微粒化方式がきわめて有利である。

膜形成(Prefilming)方式と単純孔(Plain-jet)方式とを比較した場合微粒化性能上は前者がすぐれているが、実際の燃焼器に適用する上では前者の要求する薄く均一な液膜を気流の間に形成させることは必ずしも容易ではない。

(3) 主要寸法決定

① ライナ直径

燃料は全量一次燃焼領域に供給する。そのためその供給空気量 $(m_a)_p$ は酸素消費効率が急減する許容最低空燃比(約8)⁷⁾または煤生成の著しくなる混合比⁸⁾8(空燃比約10)から決定する。すなわち全体空燃比 $m_a/m_f = n$ とすると、

$$\frac{(m_a)_p}{m_f} = \frac{(m_a)_p}{m_a} \cdot \frac{m_a}{m_f} > 10$$

$$\therefore \left(\frac{(m_a)_p}{m_a} \right)_{\min} = 10/n \quad (4)$$

ライナ直径 d_L (断面積 A_L) は噴霧燃焼研究⁹⁾などを参考にして安定保炎を行える風速 $(U_L)_p$ から決定する。 $(m_a)_p = \rho_a A_L (U_L)_p$ であるから

$$d_L^2 = \frac{4}{\pi} \frac{(m_a)_p}{\rho_a (U_L)_p} \quad (5)$$

すなわちライナ直径は保炎風速によって決める。経験的にこの風速が大きいと高空再着火や始動などの条件での性能が劣化する。また小さすぎると排煙増大やライナ内の炭素堆積の原因となる。式(4)より温度上昇の大きい燃焼器ほど全体空燃比 n が小さくなるため U_L を大きくとる必要がでてくる。この d_L の値は以降の圧力損失値などを参照して見直す。

② 外筒寸法と圧力損失

外筒寸法はライナ断面積/外筒断面積の比 A_L/A_r が 0.4~0.6 のときもっとも圧力損失

係数が小さい¹⁰⁾とされてきた。その算出にはライナ壁厚を無視していた。小型燃焼器や複雑な冷却構造のようにライナ壁厚が無視できない場合には環状通路断面積がライナ断面積と同様の面積比となるように定める。すなわち $A_L/A_r = U_r/U_L = 0.6$ としていたものは壁厚 t のとき

$$\left(\frac{d_r}{d_L} \right)^2 - \left(1 + \frac{2t}{d_L} \right)^2 = 0.67 \quad (6)$$

の関係から外筒内径 d_r を決定する。 $U_r = 0.6 U_L$ であってもこの方法に従うと燃焼器の冷却構造などにより通路面積が異なるため U_r は $A_r (= \pi d_r^2/4)$ に基づく数値とはならない。

燃焼器全圧損失係数 $\Delta P/q$ はつぎのようである。

$$\frac{\Delta P}{q} = \frac{\Delta P}{P_1} \cdot \frac{P_1}{q} = \sigma \frac{P_1}{q} \quad (7)$$

ここで一般に $q = \rho_a U^2/2$ であるが上の理由から U_L を基準にもちいることが望ましい。全圧損失率 $\sigma = \Delta P/P_1$ は通常 3~8% であるが、高圧力比エンジンでは P_1 が大きいので ΔP の絶対値は以前より大きな値となっている。特に燃焼器出口側のタービンやその入口ノズルの冷却用に空気を燃焼器外筒とライナ間の環状流路より抽気する場合は相応の ΔP を要求される。 ΔP の増大は前述の燃料気流微粒化や複雑な構造を用いる場合は有利である。 $\Delta P/q$ は 20~90 (U_L を基準とするとこの 0.36 倍) の値が普通であって高圧力比のものほど高い値である。

③ 燃焼器長さ

鈴木^{1), 2)}は燃焼器を一次燃焼領域、主燃焼領域、稀釈領域に分けて燃焼器長さを決定した。最近の高圧高負荷燃焼器では燃焼と壁面冷却に空気を多く使用するため稀釈空気量が比較的少ない。そのため出口ガス温度分布も稀釈空気温度調整するのではなく、燃焼器内を 3 次元的に有効に使い、燃焼領域の調整によって整えるのが有利である。したがって燃焼器長さとして全長 l を考え、その範囲内で燃焼が完結し、出口ガス温度分布が要求形状になっているよう設計を行う。この見積り

のため複雑な流れ場の中で微粒化された燃料の気化・燃焼がどの時点で完了するかを知ることが重要である。

経験的にライナ長さ l を決定するファクタとして空気負荷率 Ω を考える。これは、一定容積 V の燃焼器に圧力 P_1 、温度 T_1 の空気をどれほど送り込めるかを表す指標である。空気負荷率については T_1 = 一定とした実験データが多い¹⁰⁻¹³が、次のような温度依存性を含んだ関係式¹⁰が実機燃焼器の現実によく合う¹²

$$\Omega = \frac{m_a}{V(P_1/P_0)^k \exp(T_1/T_0)} \quad [\text{kg/m}^3\text{s}] \quad (8)$$

文献¹³では $k=1.8$ 、 $T_0=300\text{K}$ としている。 P_0 は大気圧である。 P_1 が高圧の場合の k の値の信憑性については未だ十分に調べられていない¹⁰。これを用いて実機燃焼器の空気負荷率限界と攪拌反応器 (Stirred reactor) の実例について燃焼効率の傾向を示したものが図4である。これにより設計値としてとるべき Ω のオーダがわかる。高空再着火特性などを重視する場合は Ω を小さめの値に選定する。作動パラメータから言うと高空再着火条件は Ω 値が設計点 (通常、最大負荷点) の 100 倍にも相当する¹⁰。ただしこのとき燃焼効率 η は必ずしも高いことを要しない。

理想気体の関係をつかって式(8)を変形すると

$$\Omega_0 = \frac{U_L}{Rl(P_1/P_0)^{k-1}T_1 \exp(T_1/T_0)} \quad [\text{s/m}^2] \quad (9)$$

ここで $R=287\text{m}^2/\text{s}^2\text{K}$ である。ここでも空気負荷率を決める因子は長さ l に対する U_L であることがわかる。燃料の微粒化、混合、それに基づく高負荷燃焼で l が短くできれば、あるいは U_L の大きい燃焼室内で完全燃焼ができれば Ω を大きい値にとれる。その際、再び U_L を経験値などを参考に見なおし圧力損失との兼合いをみながら全体的な検討と行う。一般的に最近の燃焼器は $l/D_L=2\sim4$ の値で巾広 (d_L 大)、短縮 (l 小) の傾向にすすみつつある。これは気流微粒化方式の採用による燃料微粒化特性向上とそれに伴う火炎の短縮化による所が大きいと考えられる。

(4) ライナ開口面積とその配分

最近の燃焼器は全圧損失係数を大きくとっているため内/外筒間の環状通路の空力的抵抗値は比較的小さく圧力損失はライナ開口面積によってほぼ決定的となる。詳細には各開口部の形状、位置、その前後の流れの状況によって流量係数が異なってくる。開口面積の配分は大まかには、一次燃焼領域の混合気濃度から決定される空気量 (m_a)、燃焼器要求温度上昇と冷却空気量から決まる希釈空気量、残りが主燃焼用空気となる。最初はそれらの関係から比例的に開口面積配分を決定する。次に各開口部を通る流線が燃焼器入口から出口に至るまで、どの開口部を通るかを電気抵

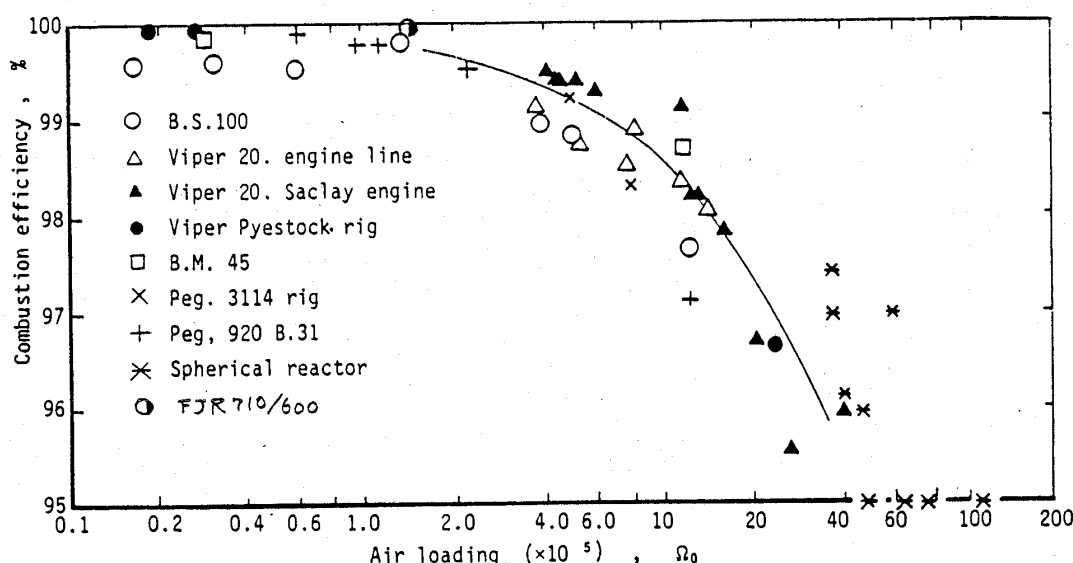


図4 空気負荷率と燃焼効率 (Original figure¹⁰)

抗並列回路に見立てて計算を行う³⁾。

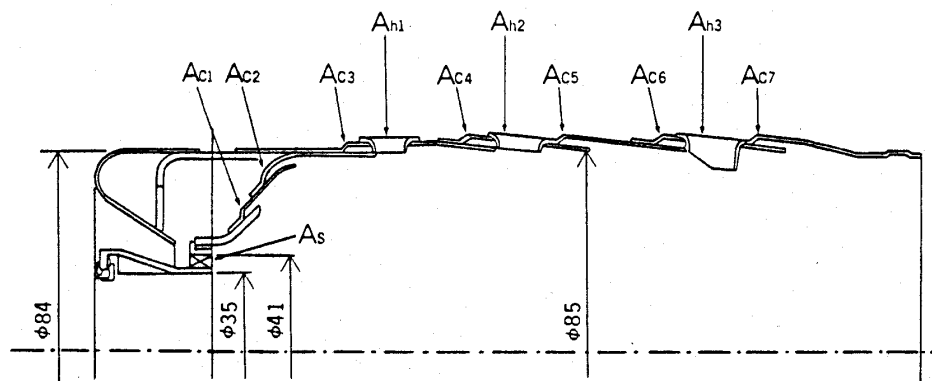
ライナ開口部の流量係数は Dittrich によると

表2 ライナEの開口部分(全圧損失係数 $\phi = 45$)

開口部	形態	面積 (mm ²)	流量割合 (%)
A _s	羽根角度47.2°	228	13.7
A _{h1}	φ 7.3× 6個	251.1	12.9
A _{h2}	φ 8.1× 6個	309.2	16.0
A _{h3}	φ 10 × 3個	235.6	11.8
A _{c1}	φ 1.1× 72個	68.4	4.2
A _{c2}	φ 1.1× 54個× 2列	102.6	6.6
A _{c3}	φ 1.3× 84個	111.5	7.1
A _{c4}	φ 1.3× 102個	135.4	9.1
A _{c5}	φ 1.3× 96個	127.4	8.3
A _{c6}	φ 1.3× 72個	95.6	5.8
A _{c7}	φ 1.2× 72個	81.4	4.9

Flow Parameter (FP)¹⁷⁾によって表せるが、全長 l が短く、全圧損失係数が大きい最近の高負荷燃焼器ではFP値が大きく、流量係数はほぼ一定の値とみなせる。

一例として図5に示す形態で表2の開口面積をもつ筒形燃焼器ライナの全圧損失係数を求めてみる。流量係数 C_d をFPの十分大きい値として冷却孔を0.6¹⁷⁾、それに傾きの修正¹⁸⁾を加えると0.67、案内筒のついた空気孔部を0.9とすると $\Delta P/q = 45$ となる。なおスワラの圧損計算式はKnight¹⁸⁾によった。実測値は図6のようである。図6中に示すライナGとFは上記ライナEと全く同様の上流部(図5のA_{h1}より左)をもつもので、Gは図5に示すライナと同じ冷却構造であるが、



A_s : スワラ開口部
A_{h1} ~ A_{h3} : 空気孔
A_{c1} ~ A_{c7} : 膜冷却スリット

図5 筒形燃焼器Eの開口部

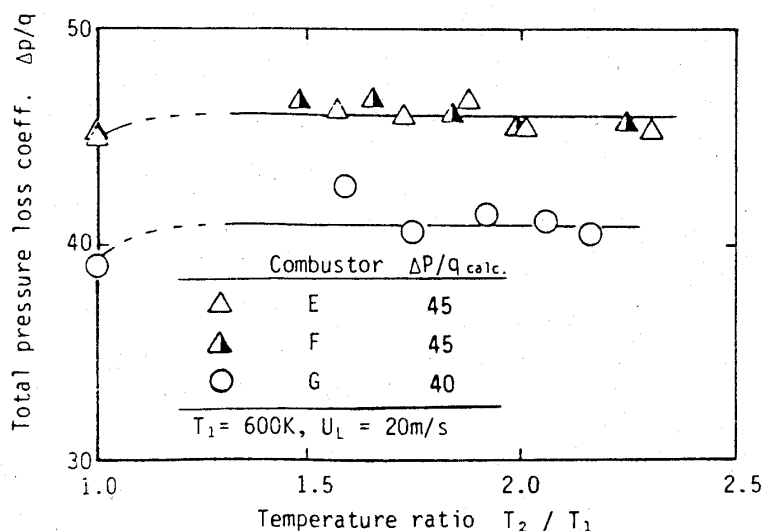
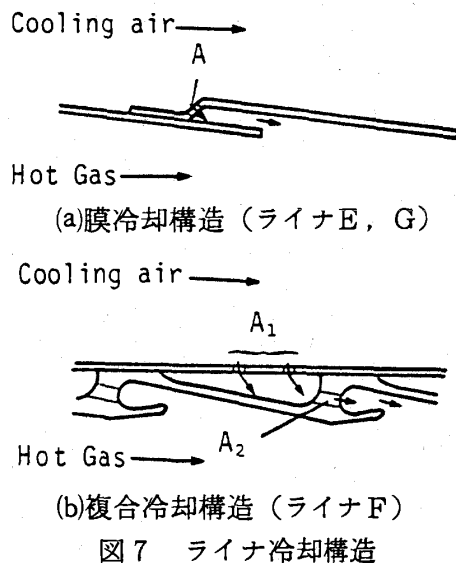


図6 筒形燃焼器ライナの全圧損失係数計算値と
非燃焼時および燃焼時(燃料=メタン)の実測値



筒部が長く膜冷却スリットが3列多い。したがってEより全体開口面積は9%多い。ライナFはライナEとほぼ等価の開口面積である。このライナ筒部冷却構造が図7(b)に示すように2重壁でありインピンジメント冷却孔(面積 A_1)を通ったスペントフローが膜冷却孔(面積 A_2)を通る。冷却部の等価開口面積 A は $1/A^2 = 1/A_1^2 + 1/A_2^2$ として計算した。

この等価回路方式による圧力損失計算は等温流を仮定しているが、図6の実験結果は、燃焼による温度比の影響がほとんど表れていない。上の計算による各開口流量配分結果を表2の最右欄に示す。

(5) 要素設計

紙面の制限から要点のみ述べ文献を挙げる程度にとどめる。

スワラ：スワラ設計に関する文献は少ない。種々の形態のスワラに対する保炎形状は鈴木が示している¹⁰⁾。軸流および輻流スワラの基本的な空力的設計はKnight¹⁰⁾に従うことができる。

空気孔：空気孔の大きさおよび配置は最も重要であるが定量的に決定できる資料は十分でない。第1列空気孔はスワラのつくる再循環領域をこわさずスワラのみでは不十分な一次燃焼領域空気を補填するよう、空気流入量、貫通距離および位置を定める。

第2列以降の主燃焼領域位置の空気孔は供給燃料が完全燃焼するよう十分な貫通度と分配をはかって噴流を形成さす。貫通距離などについては

多くの研究がある²⁰⁾。

この貫通距離もライナ内の燃焼ガス流速 U_g と、圧力損失 ΔP によって決まる U_g が貫通距離決定の大きな要因である。

冷却構造：一般的には膜冷却構造が最も実績があり、製作後の部分的冷却能力強化の小改修も容易である。膜冷却構造は図7(a)に示す構造である。その有効冷却長さや冷却効率 η_F を求める式は多くの研究者によって提示されてきている。しかし、いづれの式も実用上は大差ない²¹⁾。

更により少ない空気量でライナ壁温を押さえるには膜形成を効果的に行う方法²¹⁾や高温強度をもった材料でセグメント構造の壁を形成し、熱応力の緩和とフィンによる対流冷却と膜冷却を組み合わせた複合冷却による新冷却構造がある²¹⁾。この場合には同一壁温でも膜冷却の場合の $1/2$ 以下に冷却空気量を減らせるという報告がある。

3. まとめ

高負荷な燃焼器設計のため最も重要な燃料微粒化と圧力損失の問題に重点をおいて設計上の考察を行った。

1) 圧力噴射弁による燃料噴霧粒径はエンジン出力が低負荷になるに従って急激に増大するが、気流微粒化方式の場合は低負荷条件でもきわめて良好な微粒化特性を示す。

2) 燃焼器寸法決定で最も基本的なパラメータは U_L と ΔP である。これらによってその燃焼器の、燃焼効率(作動範囲)、圧力損失、出口温度不均一率と燃焼負荷(燃焼器長さ)、耐久性(ライナ壁冷却構造性能)等の達成レベルが決定的となる。したがって全圧損失係数も U_L に基づいて表示するのが望ましい。特にライナ壁が比較的厚い小形の燃焼器では外筒断面 A_r を基準とした全圧損失係数表示は不都合である。

3) インピンジメント膜冷却構造ライナの燃焼器全圧損失係数も膜冷却ライナ同様、等価面積として等温条件等価回路方式で求めることができる。

4) 燃焼器長さは、全長を実測データ空気負荷率 Ω から求めることができる。厳密には流れの中の噴霧燃焼完了長さのデータが要望される。

5) 空気孔位置/寸法の定量的決定法が今後の研究課題である。

本文の一部で通産省工技院によるプロジェク

ト「高効率ガスタービンの研究開発」に関連して得たデータを使用した。

参考文献

- 1) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器の設計(1)～(5)，内燃機関 21 巻 1～5 号 (1982/1～5)
- 2) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器設計・開発の実際(1)～(4)，内燃機関 21 巻 11～15 号 (1982/9～12)
- 3) Matsuki, M. & Takagi, K. ; Research and Development of Turbofan Engine FJR710 - Updating, 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, IGTC-111, (1983)
- 4) 田丸, 他 9 名；FJR710/600 エンジン用燃焼器，井航技研資料井 TM-483, (1983/2) 1-40
- 5) Radcliffe, A. ; Fuel Injection, High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Vol. XI, Sec. C., Princeton Univ. Press., N. J., (1960)
- 6) Lefebvre, A. H. ; Airblast Atomization, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 6 (1980) 23 3-261
- 7) 大塚貞吉, 他 4 名；ガスタービン用缶形燃焼器における燃焼ガス組成と燃焼状態，日本機械学会 790 回動力講演会前刷 (昭44/6)，または鈴木 (邦), 他 3 名；ガスタービン燃焼器，航技研報告 TR-208 (1970/9)
- 8) Macfarlane, J. J., Holderness, F. H., Whitther, F. S. E. ; Soot Formation Rates in Premixed C₅ and C₆ Hydrocarbon - Air Flame at Pressures up to 20 Atmospheres, Comb. Flame, 8-3 (1964) 215-229
- 9) Nakabe, K., Mizutani, Y. & Tanimura, S. ; Burning Velocities of Premixed Sprays and their Coburning Characteristics, 87 - Tokyo - IGTC-44 (1987)
- 10) Gaves, C. C. & Grobman, J. S. ; Theoretical Analysis of Total - Pressure Loss and Airflow Distribution for Tubular Turbojet Cornbustors with Constant Annulas and Liner Cross - sectional Areas, NASA Report 1373, (1958) 1-26
- 11) Longwell, J. P. & Weiss, M. A. ; High Temperature Reaction Rates in Hydrocarbon Combustion, Ind. Eng. Chem. 47, (1955) 1634 -1643
- 12) Herbert, M. V. ; AGARD Combustion Researchs and Reviews. A Theoretical Analysis of Reaction Rate Controlled Systems. Agardograph No. 15, Butterworths, London (1957) 76-111
- 13) Clark, A. E., et al. ; Combustion Process in a Spherical Combustor, Tenth Symposium (International) on Combustion, Combustion Institute, (1965) 1151-1166
- 14) Parnell, E. C. & Williams, M. R. ; A Survey of Annular Vaporizing Combustion Chambers, Cranfield Intn'l Symp. Series, Vol. II, Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Norster, E. R. ed., Pergamon Press. (1969/4) 91-104
- 15) Tamaru, T., et al. ; Combustion Instability of a Gas Turbine Combustor Up to 50 - Atmosphere Condition, ASME 86 - GT - 175, (1986)
- 16) Hawthorne, W. A. & Olson, W. T. ed. ; Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton Univ. Press, (1960)
- 17) Dittrich, R. T. & Graves, C. C. ; Discharge Coefficients for Combustor - Liner Air-Entry Holes, I - Circular Holes with Parallel Flow., NASA TN3663 (1956)
- 18) Knight, H. A. & Walker, R. B. ; The Component Pressure Losses in Combustion Chambers, London : Her Majesty's Stationary Office, R. & M. No. 2987, (1957) 1-34
- 19) RC - SC51 燃焼装置の合理的設計手法研究分科会研究成果報告，日本機械学会 (1982/9) 22 -32
- 20) Lefebvre, A. H. ; Gas Turbine Combustion, Hemisphere, (1983) 1-531
- 21) Sturgess, G. ; Gas Turbine Combustor Design Challenges for 1980's, AIAA - 80 - 1285 (1980/6)
- 22) Tanrikut, S. & Marshall, K. L. ; Improved Combustor Durability - Augmented with Advanced Cooling Technique, AIAA - 81 - 1354 (1981)



低酸素再熱燃焼器の研究 (高効率ガスタービン再熱燃焼器の短縮化)

航空宇宙技術研究所 山田秀志
下平一雄
堀内正司

To extend durability of the reheat combustors of the AGTJ-100A gas turbine, we propose to increase the flux of cooling air by shortening the liner length. A single-swirler combustor reduced to half scale of the actual size and a five-swirler combustor shortened in half length of the reduced scale combustor were fabricated. Under the condition (vitiating air of 11% in oxygen concentration and 800°C in temperature) corresponding to the full load of the reheat gas turbine, the combustors were tested. It is found that the multi-swirler combustor can make complete combustion and gives profiles of burned gas temperature at the exit better than the single-swirler combustor.

1. まえがき

ガスタービンの分野では総合熱効率を高めるために、大容量化、高効率化を目指し複合サイクルや高圧力比、サイクル温度の高温化の研究が進められている。通商産業省工業技術院の「高効率ガスタービンの研究開発」は、再熱サイクルガスタービン/蒸気サイクルを組合わせた複合発電プラントである。レヒートサイクルにおける再熱燃焼器は、シンプルサイクルの燃焼器と比べて、入口空気条件が低酸素濃度で高温のため、良好な燃焼性能、耐久性を得るため燃焼試験により修正改良を進める必要があった¹⁾。燃焼器ライナーの短縮化は、被冷却面積の減少、単位面積当りの冷却空気増加が可能となり、ガスタービンの小型化、重量軽減、耐久性向上に効果がある。

前記研究開発の一環として、実機作動条件を模

擬できる実験装置を製作し、これまでに開発された一つのスワラを有する缶型再熱燃焼器を短縮する資料を得るために、燃焼器内部のガス分析により、燃焼進捗状況を調べ、また、長さを半分に短縮したマルチスワラ形式の燃焼器で実験を行った結果について報告する。

2. 実験装置及び供試燃焼器

2.1 実験条件設定部

表1に実機作動条件及び実験範囲を示す、()内の数値は代表条件である。この実験に用いた再熱燃焼器入口条件を設定する装置を図1に示す。空気圧縮機からの空気は計量され予熱燃焼器で加熱(灯油)され酸素を消費する、続いて水噴霧蒸発部で燃焼ガス中に水を噴霧蒸発させ、ガス温度と酸素の分圧を低下させることにより条件が設定され(ここでは、実機と異なり空気中に水蒸気や二酸化炭素が大量に含まれているが、燃焼に最も重要と思われる酸素濃度条件を合せた)、図2に示す供試部に導かれる。供試部からの排気は排気冷却器で水噴霧冷却されたのち、調圧弁を通り煙突より排出される。

水噴霧部からの噴霧は粒径分布があるため、平均粒径が少し大きくなると短時間に蒸発し難い粗

表1 実機作動条件及び実験条件

	実機作動条件	実験条件(代表値)
入口全圧力 P_{1a} (ata)	8.11	1~8 (8)
入口全温度 T_{1a} (°C)	813.1	700~800 (800)
入口酸素 O_2 (vol%)	10.71	10~12 (11)
入口湿度 (kg/kg dry Air)	0.1159	—
当量比 E.R	0.4	0~0.5 (0.4)
平均流速 UL (m/s)	44.2	15~30 (20)

(昭和63年7月7日原稿受付)

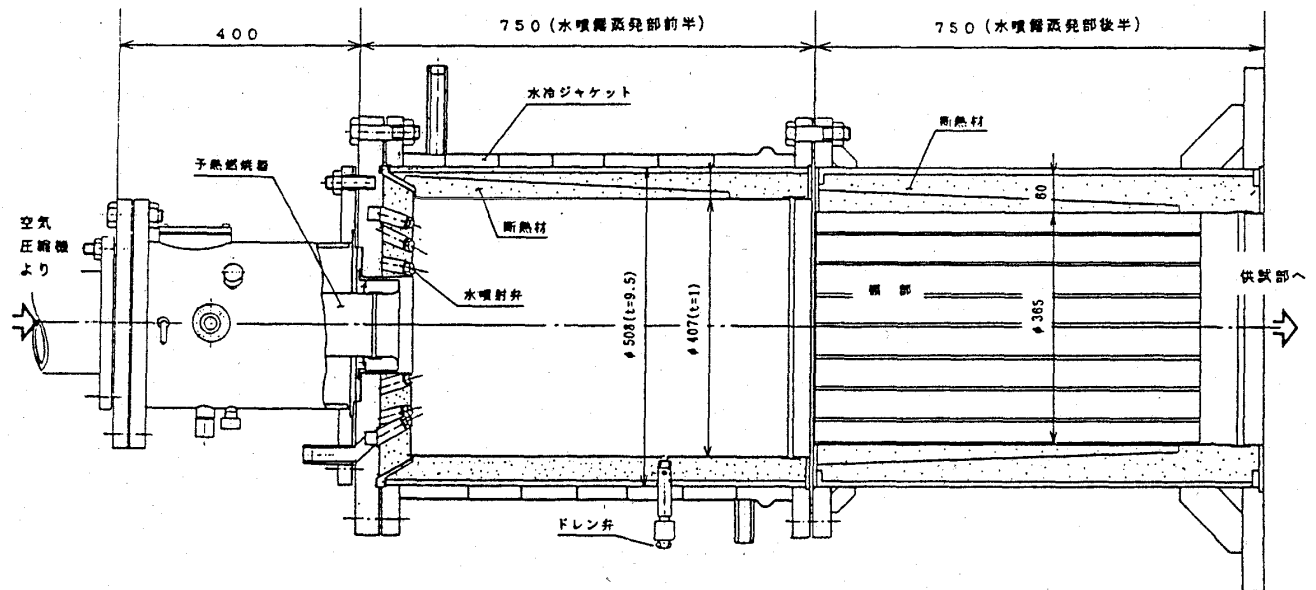


図1 予熱燃焼器および水噴霧蒸発部

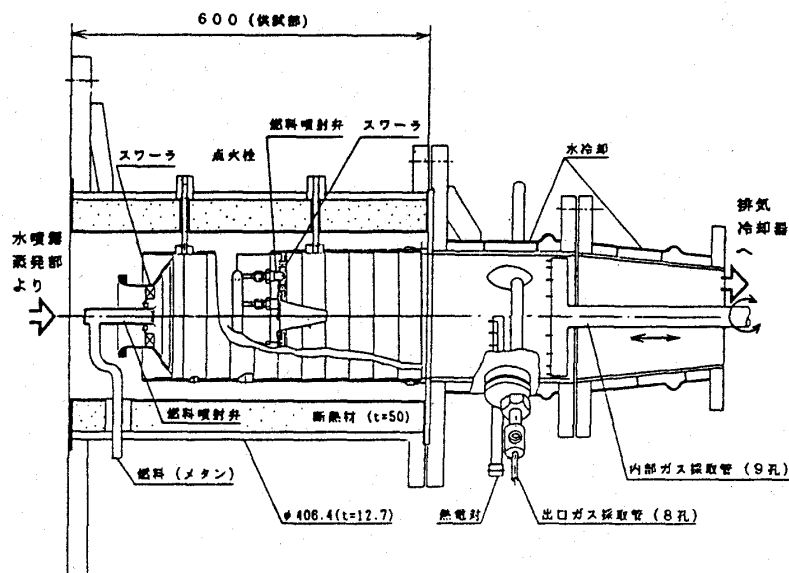


図2 供試部および計測部

大粒子が含まれてくる（ここでは係数4とした Rosin-Rammler の分布を仮定し、平均粒径を SMD とした）。図3に噴霧粒子が水噴霧蒸発部で平均流速 14m/s で、ガス温度 1500K から最終温度 1100K となるような条件で、単一噴霧粒子の蒸発計算より求めた重量分布の例を示す²⁾。これによると平均粒径 110 μm で 90% 蒸発する見込みが得られた。本装置で広範な実験条件を調整する必要があるため平均粒径 70 μm の噴霧が得られる噴射弁を取り付け、水噴射部の後に蒸発棚を設けることにより粗大粒子が底部に溜り累積的な蒸発不良の発生を防止している。

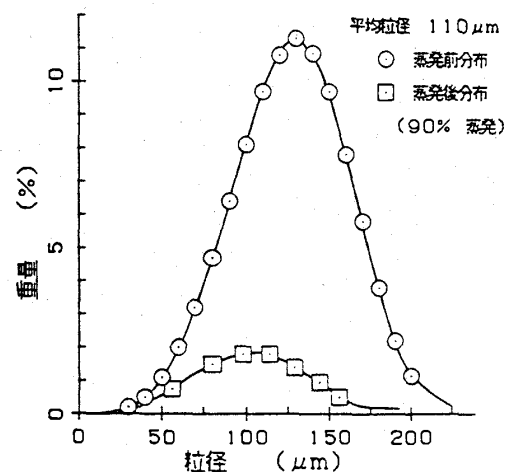


図3 噴霧蒸発推定計算例

2.2 供試部

図2に供試部の組立断面図を示す。基準の燃焼器と短縮燃焼器が装着可能となっている。出口温度計測は半径方向5点、周方向4ヵ所で、支持部を水冷した熱電対(R)を使用した。出口ガスは出口断面において等面積平均となるように直径方向8孔の水冷出口ガス採取管で、周方向2ヵ所に設置した。内部ガス採取管は、燃焼器出口方向からライナー内部に挿入し回転でき、径方向に等間隔で9ヵ所独立に試料ガスを採取できる構造で、本実験では9点の採取ガスを集合して、ライナー断面平均試料ガスとした。

2.3 燃焼器

供試燃焼器は二つの系統に分けられる。一つは実験の基準とした燃焼器であって、高効率ガスタービン研究開発で設計された再熱燃焼器³⁾の尾筒を除き、 $\frac{1}{2}$ に縮尺模型化した燃焼器(以下基準ライナーまたはSTと称する)。他方は、基準燃焼器の燃料噴射弁以後のライナー長さを半分に短縮、さらにスワラ径を小さくすることにより一次燃焼領域の長さを短くし⁴⁾、マルチ化(スワラを5または6個)をした、マルチスワラ形式の燃焼器(以下短縮ライナーまたはM0, A0～A9と称する)。

基準ライナーの保炎用スワラは、内径60mm、外径98mm、旋回角45度の軸流スワラでスワール数0.82と強い旋回を与える。燃料噴射弁は直径2.9mm、孔12個がライナー中心軸と45度に放射状にあけられた「放射型」である。短縮ライナーのスワラは内径30mm、外径45mm、旋回角45度、スワール数0.84の軸流スワラである。噴射弁は直径1.2mm孔12個、中心軸と45度の基準ライナーと同じ「放射型」と放射型噴射弁

の孔を周方向に30度傾けてスワール機能を持たせ、旋回を与えることにより吹消え特性が変わる⁵⁾「旋回型」の二種類を使用した。図4に基準ライナーとA9ライナー、図5にライナー開口面積割合を示す。

ライナー壁は冷却用空気温度が800℃と高温なため両ライナー共に図6に示すようなインピンジングとフィルム冷却を複合化した構造にした。表2に短縮ライナーM0, A0～A9までの改造の特徴を示す。

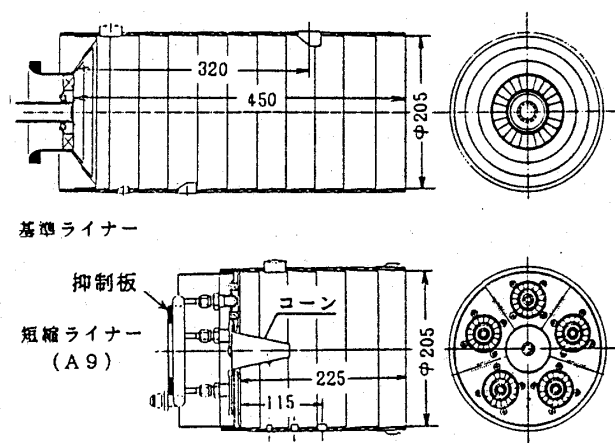


図4 供試ライナー

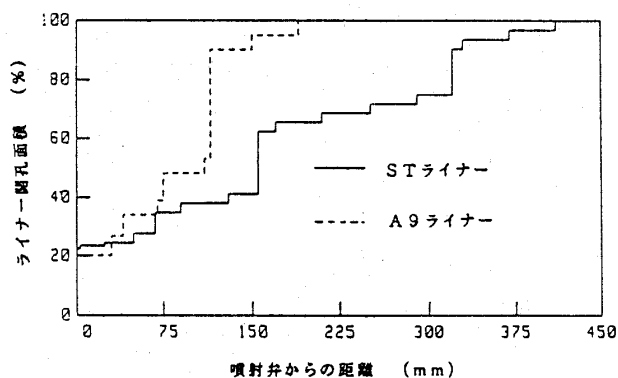


図5 ライナー開口面積割合

表2 短縮ライナー改造の特徴

燃焼器改造部分	噴射弁	抑制板	スワラ	センターコーン	一次空気孔	二次空気孔	希釈空気孔	壁面冷却孔
M0	旋回型	—	6個	—	—	—	—	最小
A0	↑	—	5個	あり	—	—	—	↑
A1	↑	—	↑	空気孔開孔	開孔	—	—	↑
A2	↑	—	↑	↑	↑	—	開孔	↑
A3	↑	—	↑	↑	↑	—	拡大	↑
A4	放射型	—	↑	↑	↑	—	↑	拡大
A5	↑	—	↑	↑	拡大	—	↑	↑
A6	↑	—	↑	↑	↑	開孔	↑	↑
A7	↑	—	↑	↑	シングル	拡大	↑	↑
A8	↑	—	↑	↑	↑	↑	拡大	↑
A9	↑	追加	↑	↑	↑	↑	↑	↑

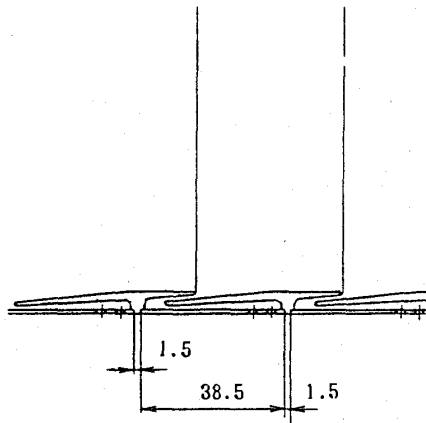


図6 ライナー冷却構造

3. 燃焼実験

燃焼器の作動条件は低酸素ではあるが800℃と高温なため、常温で酸素濃度21%の空気条件と同様の燃焼性能が得られるとの報告がある⁶⁾。基準ライナーは、このような燃焼性能からすれば少し余裕のある長さとなっている。基準ライナーと短縮ライナーの性能を評価することで、燃焼器ライナー短縮化の可能性を調べた。

3.1 短縮ライナー改造経過（吹消え特性）

ライナーを短くする手段として、スワラ径を小さくして保炎領域を短くした。航空用ガスタービンのアニュラ燃焼器の研究結果⁷⁾を基に基準ライナーの燃焼領域を65%、希釈領域を85%に短縮し全体として半分の長さにした。

改造は、ライナー壁に空気孔のない状態で、スワラからの流入空気のみで燃焼させ保炎性能、火炎観察、ライナーのホットスポット等を参考にしながら、順次空気孔を開け、あるいは拡大して最終型A9まで行なった。M0からA6までは、主として大気圧、UL（ライナー流速）15m/sで燃料希薄側の吹消え実験によって改造を行なった。図7に各ライナーの吹消え当量比を示す。一次空気孔や希釈空気孔を開孔することにより、保炎部の流速が遅くなるに従い保炎性能が向上している。

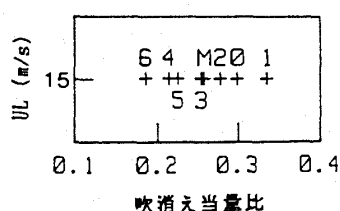


図7 燃料希薄側吹消え (UL = 15m/s)

開孔面積割合に応じてスワラ、空気孔から空気が流入するとして、スワラからの空気流速と、保炎部に流入する空気と供給した燃料から算出した、保炎部平均当量比で吹消えを整理すると図8(a)となる。ライナーMを除いて殆ど当量比0.6付近で吹消えている。図に示していないが基準ライナーでは、スワラ流速が39m/sで当量比が殆ど零になるまで吹消えない。ライナーST, A7, A9については圧力3 ataでの比較を図8(b)に示す。この三つのライナー開孔面積は、ほぼ等しいが、A9に性能の向上がみられた。この違いは図4に示すA9ライナーは頭部に抑制板を取り付けたことによる。これによりスワラからの空気流速が20%遅くなって、吹消え性能がA7ライナーより大きく改善された。

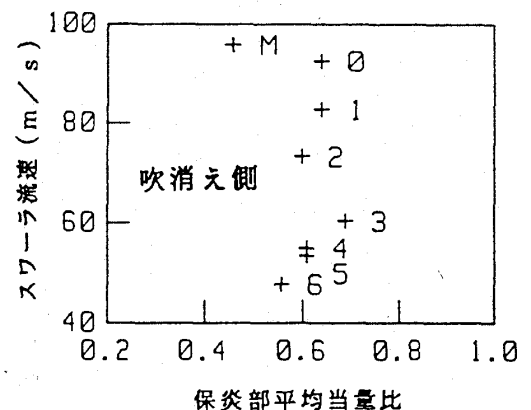


図8 (a)吹消え特性 (保炎部に注目)

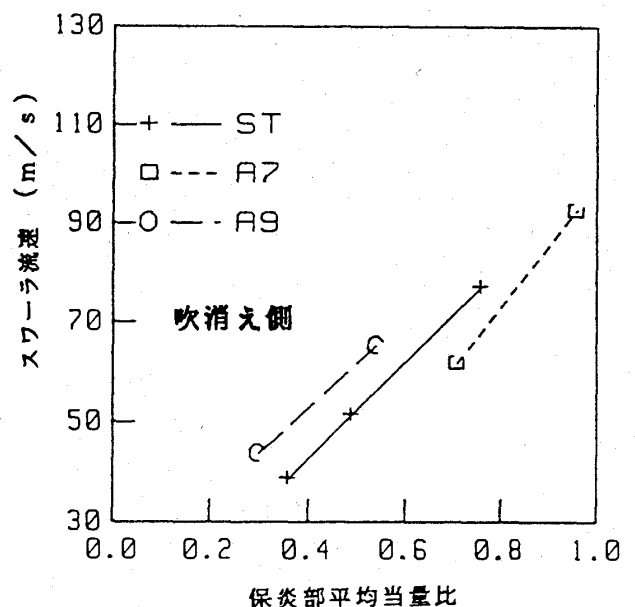


図8 (b)吹消え特性 (保炎部に注目)

3.2 改造経過（燃烧完了長さ）

燃烧器内部で軸方向にガス分析を行った。全実験条件において未燃炭化水素の値は噴射弁近傍から減少し、COが急激に増加する位置でほとんど検出されなくなった。したがって、燃烧完了位置をライナー断面平均CO（一酸化炭素）濃度が減少しライナー後方に向かって変化しなくなるような位置とした。図9に大気圧、流速15m/s、その他は代表条件で、A0～A3ライナーの内部ガス分

析を行い、軸方向距離に対してCO濃度を示している。希釈空気孔を設けたA2、A3ライナーでは、空気孔の近くで燃烧が終了している。

図10、11にA3ライナーを例に代表条件を基に当量比、温度、流速を変化した時のCO濃度を示す。流速20m/sで当量比を0.3～0.5に変えても燃烧完了長さは変わらないが、30m/sでは燃料濃度が希薄の時にCOが増加する。保炎領域から反応領域に空気が少し過剰に入っているものと思われる。

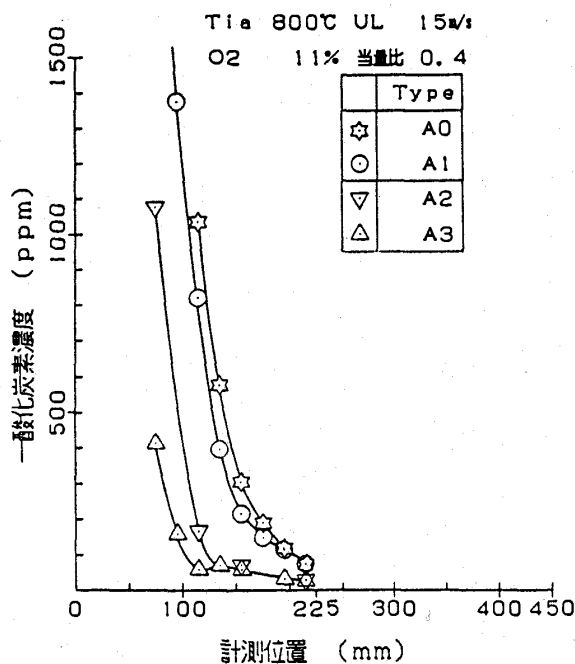


図9 各種ライナー

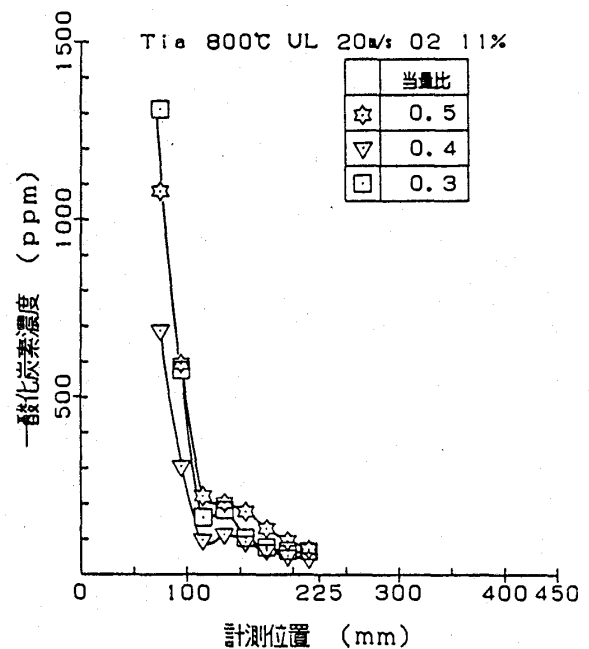


図10 A3ライナー

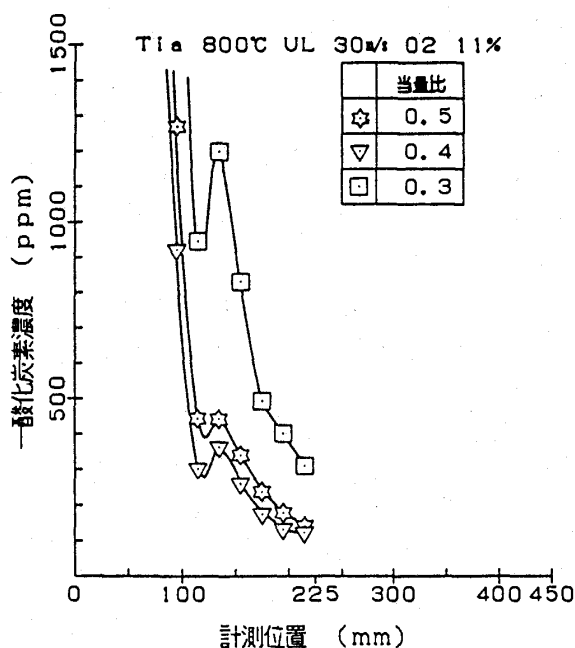


図11 A3ライナー

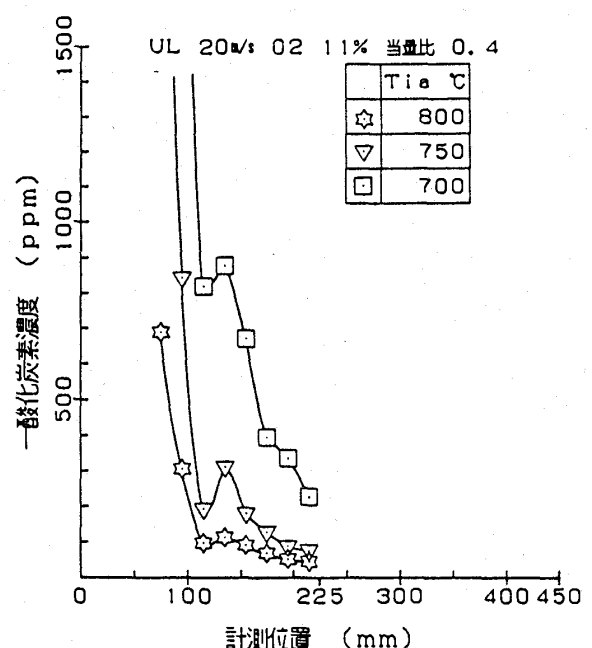


図12 A3ライナー

る。図12は入口空気温度を700～800℃に変えた時のもので、温度が低いときに燃焼領域が延びる一因になっている。希釈空気孔を拡大し、スワラからの空気量を抑制板で制限したA9ライナーでは、図13に示すように、A3ライナーと逆に燃料濃度の濃い条件で燃焼領域が延びている。

3.3 基準ライナーとA9ライナーの比較

図14, 15, 16に基準ライナーの大気圧条件で当量比, 温度, 流速を変化させ試料採取位置を垂

直, 水平にしたときのCO濃度を示す。燃料の増加に従って燃焼完了長さも長くなっている。実験範囲での燃焼完了長さは温度と流速による影響が少ない。代表条件の燃焼完了位置は, 約300mmである。

○ 圧力上昇の影響

図17に圧力条件をパラメーターとし, 当量比を横軸に出口CO濃度を示す。両ライナー共に圧力の高いほど低当量比側でCO排出量が多い。図

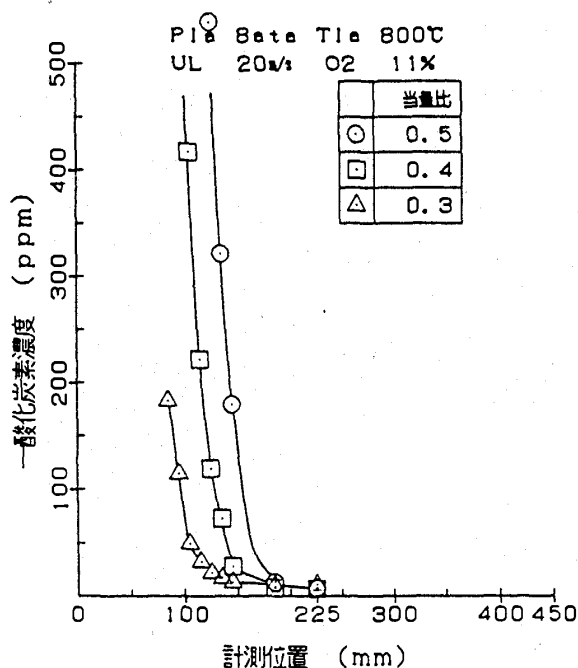


図13 A9ライナー

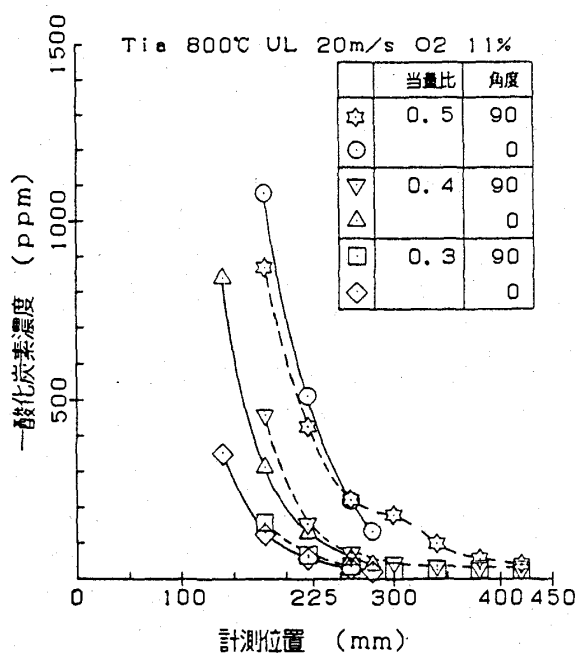


図14 STライナー

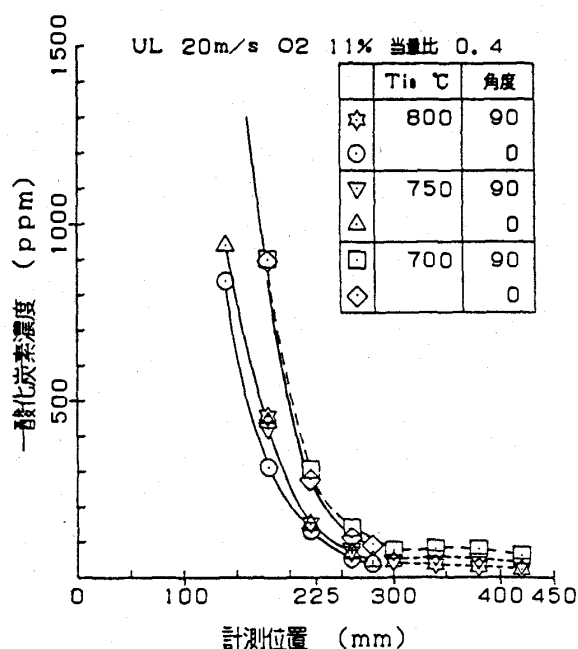


図15 STライナー

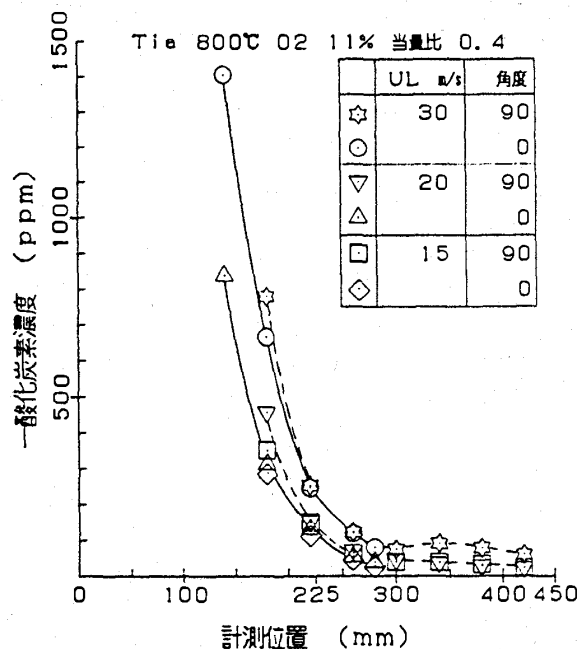


図16 STライナー

18に入口圧力5ata, 流速20m/sにおける内部のCO濃度を示した。燃焼完了長さはA9ライナーでは当量比による変化はないが, 基準ライナーでは当量比=0.3で長くなっている。

図19は代表条件における圧力依存性を示している。A9ライナー, 基準ライナー共に, 内部の燃焼状況は圧力によって変わらないものと考えら

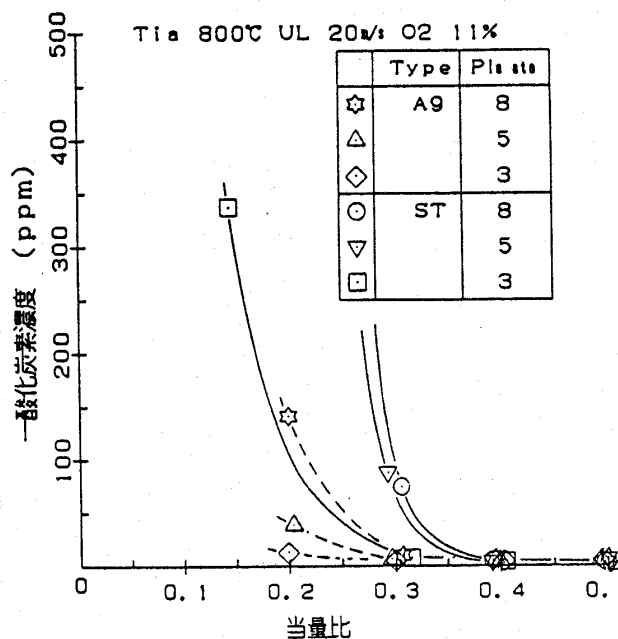


図17 STとA9の比較

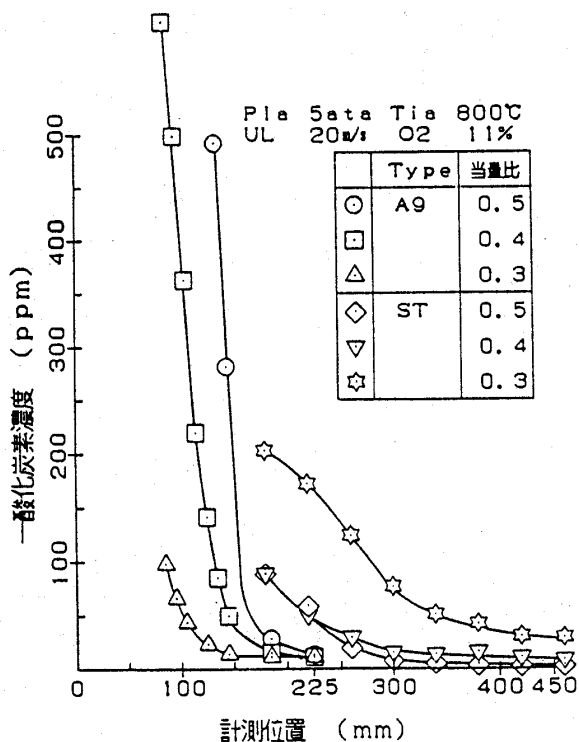


図18 STとA9の比較

れる。いずれも燃焼領域は, スワラ外径の2.5倍程度であり, 圧力によって領域の変化が無いことから混合律速の燃焼と推定される。

なお, 全実験範囲にわたって両燃焼器共に窒素酸化物の発生は殆どなかった。

○ 燃焼負荷率

代表条件の燃焼負荷率は, (1)式により計算するとA9ライナー燃焼完了長さ=130mmで 2.5×10^7 , ライナー長さ=225mmで 1.5×10^7 , 基準ライナー燃焼完了長さ=200mmで 1.6×10^7 , ライナー長さ=450mmで 0.7×10^7 kcal/($\text{m}^3 \cdot \text{hr} \cdot \text{ata}$)である。

$$L_b = M_f \cdot \eta / (V_i \cdot P_a) \quad (1)$$

M_f : 燃焼領域に流入させる燃料量 (kcal/hr)

η : 燃焼効率

V_i : 燃焼領域のライナー容積 (m^3)

P_a : 空気圧力 (ata)

○ 希薄側吹消え限界

図20に燃焼器入口圧力3~8ataの希薄側吹消え限界を示す。圧力上昇と共に吹消え易くなった。何れの条件に於いてもA9ライナーが基準ライナーより優れている。基準ライナーでは圧力上昇に伴って流速の影響が少なくなり当量比一定に近づく傾向がある。

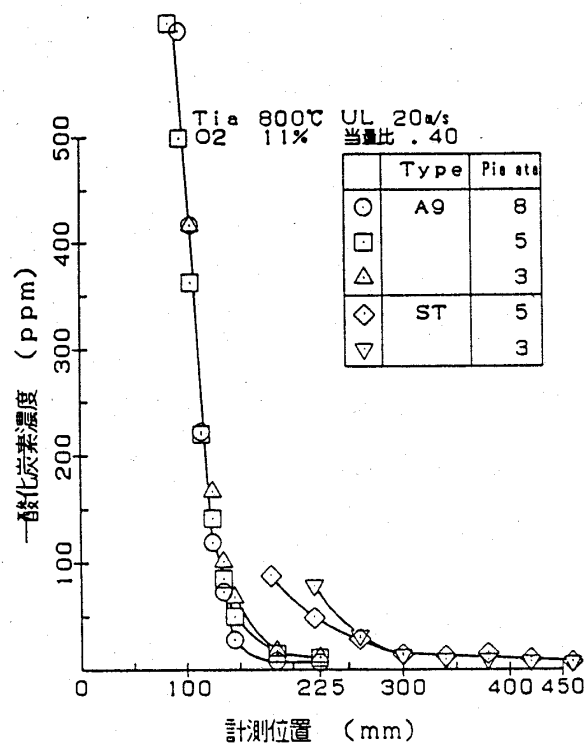


図19 STとA9の比較

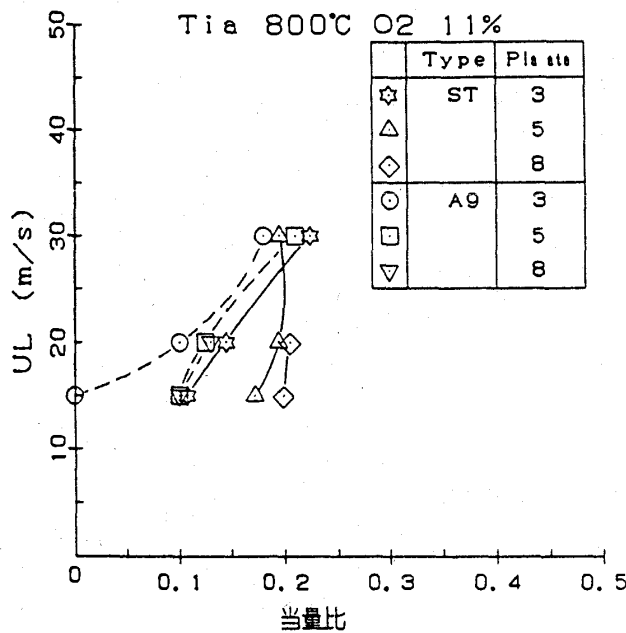


図20 吹消え (圧力変化)

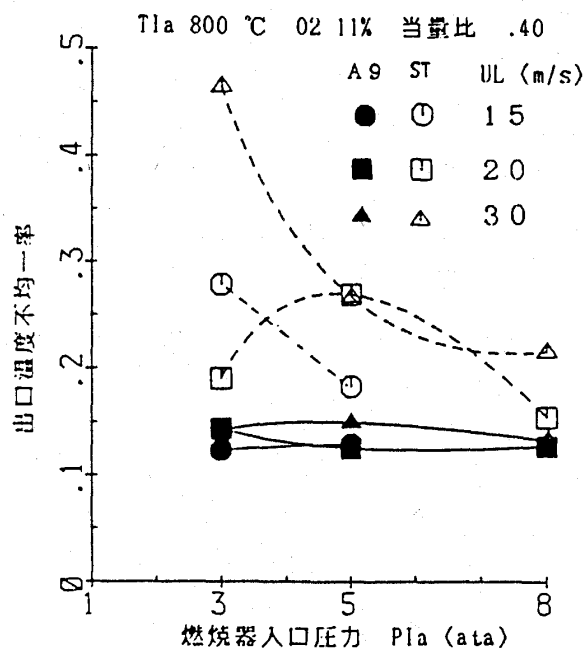


図21 出口温度不均一率

○ 燃焼器出口温度不均一率

燃焼器出口温度不均一率は出口最高温度と出口平均温度の差を燃焼器出入口温度差で除した値である。図21に示すようにA9ライナーでは、圧力、流速に殆ど影響されず0.14の値になった。マルチスワラ形式のA9ライナーでは、燃焼領域を分散させて、ライナー前方のセンターコーンを取り付けることにより容易にライナー中心部への空気の導入が可能である。希釈空気孔を適切に配

置すれば0.14より減ぜられる可能性が大きい。基準ライナーにおいても圧力上昇によって不均一率の減少が観察された。

4. まとめ

ガスタービン再熱燃焼器の短縮化をしたマルチスワラ形式燃焼器について実験範囲内で次のことが得られた。

- 1) マルチスワラ形式を採用することによって、基準ライナーの短縮化が可能となった。
- 2) 再熱燃焼器では窒素酸化物の発生が殆ど無かった。マルチスワラ形式の燃焼器では、A9ライナーのように保炎領域の当量比を大きくして希薄側吹消え限界を広げることができる。
- 3) 高温低酸素条件でメタンを燃料にし、燃焼器入口圧力8 ataまでの実験で燃焼完了長さに対し、圧力の影響が少ないことが判った。
- 4) 燃焼器出口温度不均一率も圧力上昇の影響が少ない。
- 5) 再熱燃焼器に複合冷却構造を使用したライナーは、全実験範囲内(約90時間)において変形、焼損の無いことを確認した。

5. あとがき

本研究は通商産業省工業術院によるムーンライト計画、高効率ガスタービンの開発に関連して行ったものである。ここに関係者各位に対し感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 竹矢；ガスタービン学会誌，8巻30号(1980/9) PP.3-12
- 2) 林；航空宇宙技術研究所報告，TR-538(1978/8)
- 3) 田丸，他；ガスタービン学会誌，15巻59号(1987/12) PP.35-44
- 4) 鈴木；機械技術研究所報告，第110号(1981/2) PP.31-39
- 5) 田丸，山田；航空宇宙技術研究所報告，TR-906(1986/5)
- 6) Mori, K., et al. ; Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 104, (1982/1) PP.1-8
- 7) 田丸，他；航空宇宙技術研究所資料，TM-448(1981/10)



ガスタービンの動特性の スティッフ性と非線形性 (第1報; サージを含む 広域シミュレーションへの適用)

東京理科大学理工学部 稲垣 詠一

This paper describes a digital simulation technique of 1/LP gas turbine with a variable nozzle. A model which has stiffness and nonlinear properties is developed to predict the transient response including a surge behavior. The system's dynamic equations are separated into the stiff linear term and the nonlinear term. The stiffness property is treated by making use of Padé approximation function subsequent to being able to simulate the surge, while the nonlinear term is considered as a disturbance to the system. Numerical results are presented to show the dynamic response of gas turbine by the fuel and/or nozzle angle control that is a step or lump input function. System parameters associated with the generation of the surge cycle are considered if the system satisfies the instability conditions. The influence to the large amplitude oscillatory behavior of surge is presented for inertia of shaft, inertia of duct flow rate in compressor and turbine, volume of combustion chamber and compressor characteristics.

1. まえがき

制御系を設計する上で、制御対象の動特性を知ることが先決である。ガスタービンの動特性については、種々研究^{3),4),5)}されているが、回転系、熱系と共に流体系の慣性を考慮したガスタービンの数学モデルは少ない。流体の慣性を考えることによって、過渡状態での流量、圧力、温度のマッチングが自動的にとれる。また、圧縮機特性に負性抵抗領域を含む3次特性を持たせておけば、サージ現象のシミュレーションも可能となる。しかし、流体の慣性を導入するメリットは多い反面、数値計算上の困難な問題も発生する。ガスタービンのように回転軸系を含むシステムの動特性では、時定数の大きな回転軸系と時定数の極めて小さな流体系とを含む微分方程式を連立して解かなければならないという点である。このような微分方程式はスティッフであると呼ばれており、スティッフ性に対処した積分法を必要とする。従来は、このスティッフ性を利用して、流体の慣性

項を瞬時定常値に置き換えて、シミュレーションを行なってきたが、この場合には、結局サージの起こらないガスタービンを模擬していることになるであろう。そこで、流体の慣性を考慮した場合として、葉山・梅田の研究^{3),4)}があるが、ハイブリッド・シミュレーションであり、大がかりな装置が必要である。本研究では、2軸形ガスタービンの数学モデルを用いて、スティッフ性と非線形性をチェックし、動特性解析とサージを含む広域応答特性のシミュレーションを試みた。微分方程式の解法として、ルンゲクッタ法が良く使われているが、この方法はガスタービンのように強いスティッフ性を持つ系には適用しにくい。本研究で適用した方法^{6),7)}は、パディー近似を利用してスティッフ性を線形項で処理し、非線形項は外乱として扱う計算法である。残差非線形項を外乱として考えるので、線形微分方程式としての見方ができ、計算上、解析上の見通しもよくなる。さらに、きざみ幅を比較的大きくとれ、高速安定計算に都合が良い。

(昭和63年7月8日原稿受付)

主な記号

- G : 流量[kg/s] P : 圧力[kg/m²]
 T : 温度[°K] ΔP : 圧力損失[kg/m²]
 N : 回転数[rpm]
 I : 軸慣性能率[kg・m・s²]
 η : 効率 η_m : 機械効率
 H_u : 低位発熱量[kcal/kg]
 J : 熱の仕事当量[kg・m/kcal]
 R : ガス定数[kg・m/kg・K]
 C_p : 定圧比熱[kcal/kg・K]
 L : 比出力[kg・m/s]/[kg/s]
 t : 時間[sec]
 V_B : 吐出管容積(圧縮機容量+燃焼器容量)[m³]
 θ : 可変ノズル角[deg]

($\theta > 0$ ノズル開, $\theta < 0$ ノズル閉)

- $f_{rc}(\cdot, \cdot)$: 圧縮機圧力上昇
 $f_{rTH}(\cdot)$: 高圧タービン圧力降下
 $f_{rTL}(\cdot, \cdot)$: 低圧タービン圧力降下

$$M = \int_0^l \frac{1}{Ag} dx \quad \text{: 流路の慣性係数[s²/m²]$$

- A : 流路断面積[m²],
 l : 流路長[m]
 g : 重力加速度

添字は以下に示す。

- c : 圧縮機 b : 燃焼器
 T : タービン TH : 高圧タービン
 TL : 低圧タービン f : 燃料
 0 : 大気状態 2 : 圧縮機出口
 3 : 燃焼器出口 in : 吸入ダクト
 out : 排気ダクト L : 負荷
 d : 設計点 θ : 可変ノズル
 $-$: 修正量

2. ガスタービン数字モデルの構造化

ガスタービンの動特性を表わす微分方程式は、ガスタービンが管路要素、ボリューム要素、回転軸要素の組み合わせで構成されていると考えて、一次元の連続、運動量、エネルギー保存則と気体の状態方程式、軸系の運動方程式から導かれる。ここでは、例として可変ノズル付き2軸形ガスタービンの数学モデルを構造化して示す。

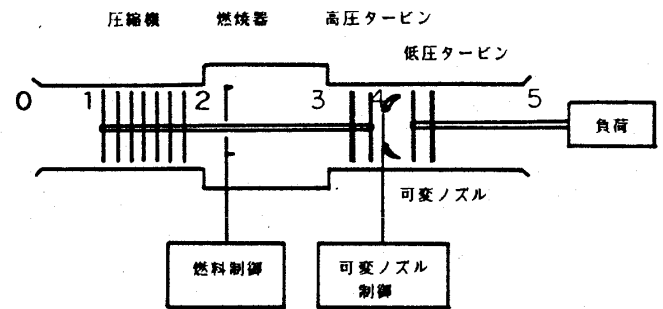


図1. 可変ノズル付2軸型ガスタービンの管路モデル

管路要素

$$\begin{pmatrix} M_c & 0 \\ 0 & M_T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{G}_c \\ \dot{G}_T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_0 - P_3 + f_{rc}(\bar{G}_c, \bar{N}_c) - \Delta P_{in}(\bar{G}_c) - \Delta P_b(\bar{G}_c) \\ P_3 - P_0 - f_{rTH}(\bar{G}_T) - f_{rTL}(\bar{G}_T, \theta) - \Delta P_{out}(\bar{G}_T) \end{pmatrix} \quad (2-1)$$

ボリューム要素

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{RT_3} V_B & -\frac{P_3}{RT_3^2} V_B \\ -\frac{1}{J} V_B & \frac{C_{ps} P_3}{RT_3} V_B \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{P}_3 \\ \dot{T}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_c - G_T \\ C_{p2} T_2 G_c - C_{p3} T_3 G_T \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 \\ \eta_b H_u \end{pmatrix} G_f \quad (2-2)$$

軸要素

$$\begin{pmatrix} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 N_c I_c & 0 \\ 0 & \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 N_T I_T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{N}_c \\ \dot{N}_T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \eta_{mc} L_{TH} G_T - L_c G_c \\ \eta_{mT} L_{TL} G_T - L_L \end{pmatrix} \quad (2-3)$$

(2-1)式から(2-3)式のように構造化することによって、式の物理的解釈が容易になると同時に見通しもよくなる。また、他の形式のガスタービンモデルへの移行が簡単に行なえる。管路要素とボリューム要素はペアで考えれば、安定性解析モデルであり、管路要素の次元の数が等価機械系(ばね-ダンパー系)の質点の数と一致する。サージ・シミュレーションには最小2次元が必要である。軸要素の次元数はガスタービンの軸の数と一致する。

制御系は2次遅れ+むだ時間系で表わされると

する。燃料制御系は τ_1, τ_2 を時定数, v を状態変数, σ_1 をむだ時間, K_f をゲインとすると

$$\begin{pmatrix} \tau_1 & 0 \\ 0 & \tau_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{G}_f \\ \dot{v} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & 1 \\ 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} G_f \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ K_f \end{pmatrix} u_f(t - \sigma_1) \quad (2-4)$$

また, 可変ノズル制御系は τ_1', τ_2' を時定数, w を状態変数, σ_0 をむだ時間, K_0 をゲインとすると

$$\begin{pmatrix} \tau_1' & 0 \\ 0 & \tau_2' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{w} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & 1 \\ 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ w \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ K_0 \end{pmatrix} u_0(t - \sigma_0) \quad (2-5)$$

で表わされる。ここで, $u(t)$ は単位ステップ関数である。

(2-1) 式～(2-5) 式を設計点ですべての状態変数が 1 となるように規格化して整理すれば, 次のベクトル微分方程式を得る。ガス発生機について, 式の詳細は付録に示す。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$$

$$\mathbf{x} = \left(\frac{G_c}{G_{cd}}, \frac{G_T}{G_{Td}}, \frac{P_3}{P_{3d}}, \frac{T_3}{T_{3d}}, \frac{N_c}{N_{cd}}, \frac{N_T}{N_{Td}}, \frac{G_f}{G_{fd}}, \frac{v}{G_{fd}}, \frac{\theta}{\theta_d}, \frac{w}{\theta_d} \right)'$$

$$\mathbf{u} = (u_f, u_0)' \quad (2-6)$$

ここで, $\mathbf{x}$ は状態ベクトル, $\mathbf{u}$ は制御ベクトルを表わし, 添字' はベクトルの転置である。

3. スティッフ性と非線形性

3.1 線形項と非線形項の分離

非線形微分方程式 (2-6) 式を定常動作点 X_N, U_N のまわりでテーラー展開すると,

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) = & \mathbf{f}(X_N, U_N) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}'} \right|_{X_N, U_N} (\mathbf{x} - X_N) \\ & + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right|_{X_N, U_N} (\mathbf{u} - U_N) + \mathbf{f}_e(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (3-1)$$

となる。 X_N, U_N は定常動作点であるから

$$\mathbf{f}(X_N, U_N) = 0 \quad (3-2)$$

(3-2) 式は非線形連立方程式であり, 式中の 2 変数, たとえば, 回転数とノズル角を指定すれば解くことができ, 部分負荷特性を表わしている。図 7 に可変ノズル角をパラメータとしたときの部分負荷特性を示してある。(3-1) 式の微係数は定常動作点が決まると決定できる定数マトリックスであるから

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}'} \right|_{X_N, U_N}, \quad \mathbf{B} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}'} \right|_{X_N, U_N} \quad (3-3)$$

とおくと, 次式を得る。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(\mathbf{x} - X_N) + \mathbf{B}(\mathbf{u} - U_N) + \mathbf{f}_e(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3-4)$$

(3-4) 式の第 3 項は, 非線形項と線形項の残差を表わしており, 次式で定義する。

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_e(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = & \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ & - [\mathbf{A}(\mathbf{x} - X_N) + \mathbf{B}(\mathbf{u} - U_N)] \end{aligned} \quad (3-5)$$

(3-4) 式は線形項に残差非線形項が外力強制項として加わった形をしているので, τ をきざみ幅として, サンプリング時刻 $(k+1)\tau$ での解の状態ベクトル X_{k+1} は次式となる。

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} = & e^{\mathbf{A}\tau} \mathbf{x}_k + (e^{\mathbf{A}\tau} - \mathbf{I}) \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B} \left(\frac{\mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{u}_k}{2} \right) \\ & + e^{\mathbf{A}\tau} \int_0^\tau e^{-\mathbf{A}\eta} \mathbf{f}_e(k\tau + \eta) d\eta \end{aligned} \quad (3-6)$$

$$k=0, 1, 2, \dots$$

ここで, スティッフ性は (3-7) 式のパディー近似 P_{11} を用いて線形項で吸収する。 $\mathbf{I}$ は単位マトリックスである。

$$e^{\mathbf{A}\tau} = \left(\mathbf{I} + \frac{\tau}{2} \mathbf{A} \right) \left(\mathbf{I} - \frac{\tau}{2} \mathbf{A} \right)^{-1} = P_{11} \quad (3-7)$$

3.2 スティッフ性と非線形性

線形項の定数マトリックス $\mathbf{A}$ の固有値の最大固有値 $\lambda_{\max}$ と最小固有値 $\lambda_{\min}$ の絶対値の比を条件数, あるいは状態指数といい, この値の大小によってスティッフ性がチェックできる。以下の計算例は, ガス発生機について求めたものである。図 2 から明らかに, ガスタービンは強いスティッフ性を示すと同時に, 設計点に近づく程スティッフ性は強くなる。時定数の比も同じ傾向を示している。条件数が設計点で最大になるという性質は, 次の理由からガスタービンの動特性にとって極めて都合が良い。

(1) 動特性は, ガスタービンの設計点での情報が既知となっているなるべくはやい時期に検討すべきである。(2-6) 式で設計点で規格化した理由もここにある。

(2) (3-6) 式の積分は, 条件数最大の点の定数マトリックスを用いると精度が良い。

次に非線形性については, (2-1)～(2-3) 式で明らかであるが, 図 3 に示したように, 管路系 (G_c ,

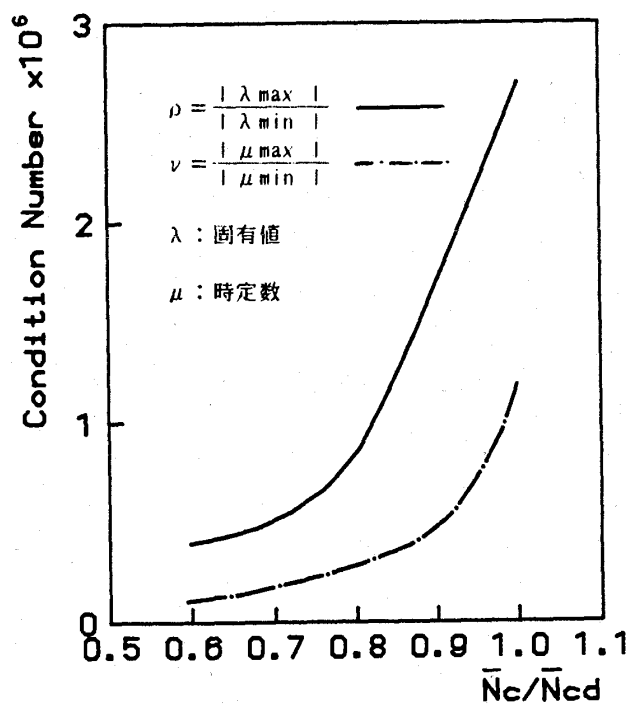


図2. スティッフ性

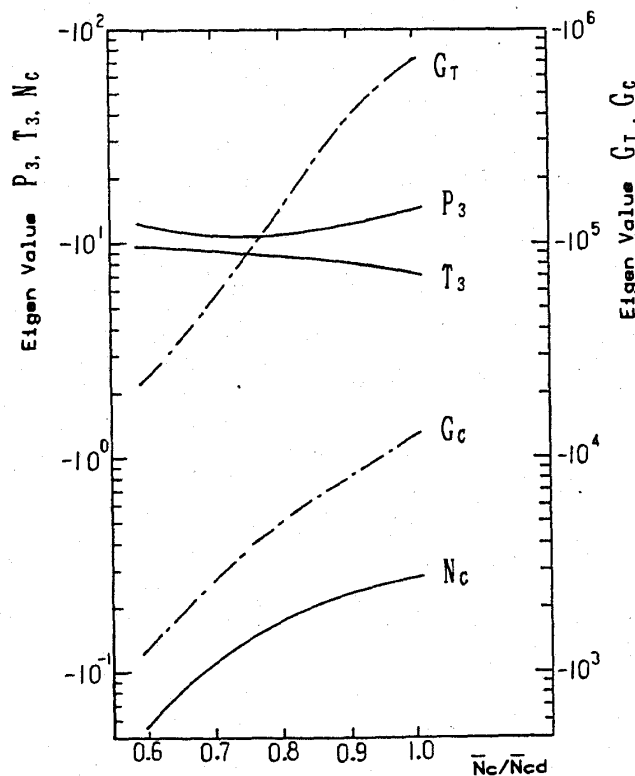


図3. 非線形性とAマトリックスの全固有値

G_T) と軸系 (N_c) に強い非線形性が現われている。 T_3 の固有値がやや右下がり特性を示すのは、(2-2)式の分母に T_3 が入ってくるためである。結局、ガスタービンの広域の応答性では(3-4)式 of 非線形項は無視できない。また、固有値が全て負

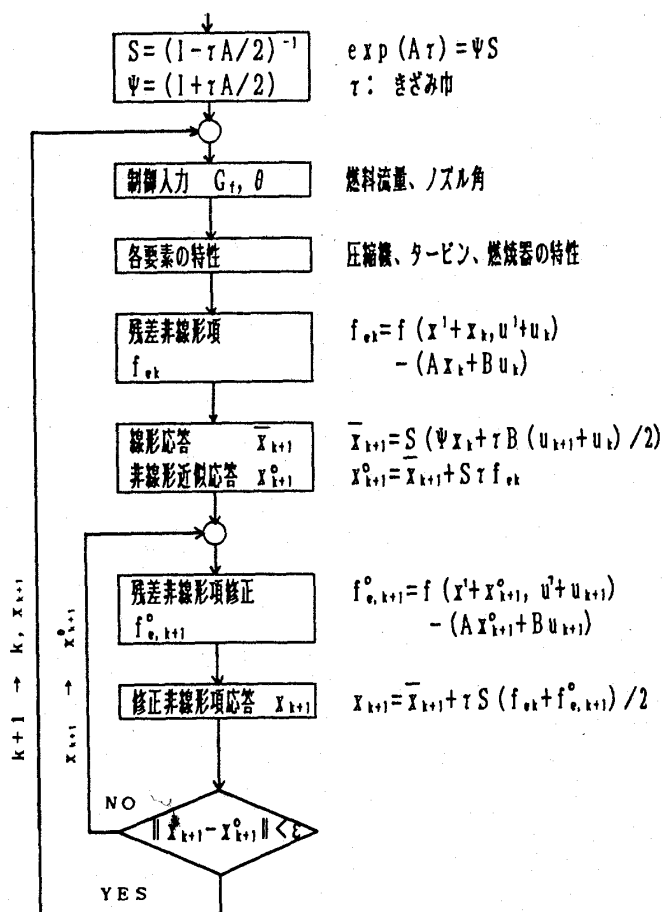


図4. 時間応答計算アルゴリズム

であるから、線形項は定常動作点で安定であることがわかる。

3.3 積分法

時間応答計算アルゴリズムを図4に示す。(3-6)式の積分は、 $k\tau$ 時点でしかわからないので、 $f(k\tau)$ に固定し、 $(k+1)\tau$ 時点の近似応答を求め(X_{k+1})、これを用いて $f_c((k+1)\tau)$ との平均によって、繰返し精度を向上させる。この方法は内部に収束計算が必要であるが、きざみ幅 τ を適当に選べば、ほとんど陽解法に近くなる。以下の数値計算例では $\tau=0.001$ とした。なお、解くべき方程式が非線形であるから、 $\tau/10$ として求めた数値解と比較して検定を行なっている。なお、パディー近似 P_{11} は数値的安定性が保証されている。

4. 動特性

(3-1)式を解けば、広域応答特性がえられる。圧縮機の流量特性は図7に、タービン特性は楕円法則を適用した。時定数を支配する慣性係数と容量係数、軸慣性モーメントは公表されているデー

タがほとんどないので、松本のデータ⁵⁾を参考にして、 $M_c=0.56[s^2/m^2]$ 、 $M_T=0.18[s^2/m^2]$ 、 $V_B=3[m^3]$ 、 $I_c=30.6[kgms^2]$ とした。図5は回転数67.8%から100%まで燃料流量をランプ状に印加した時の広域応答である。このときサージを避けるためにノズルは初期に全開してからランプ状に絞っている。 T_3 にオーバーシュートが現われるの

は、 T_3 のゲインが大きいためである。図6はノズルを全開にして、燃料流量をステップ的に印加したときの加速初期の時間応答である。ガスタービンの動特性でよく知られている流量の逆応答を示し、やがて圧縮機の不安定条件を満たして、サージに入ってしまう。しかし、回転系の上昇とともに再び減衰項が働き、サージから抜け出して、加

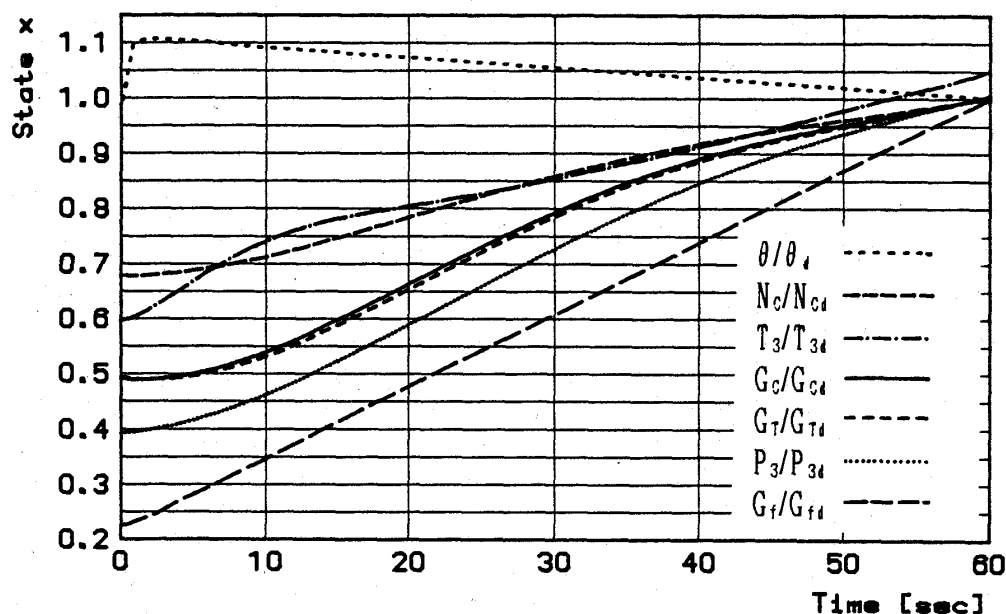
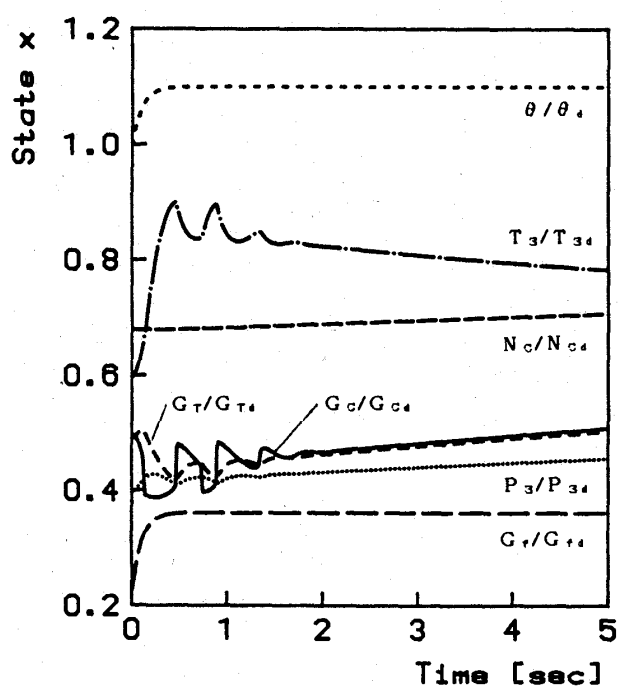
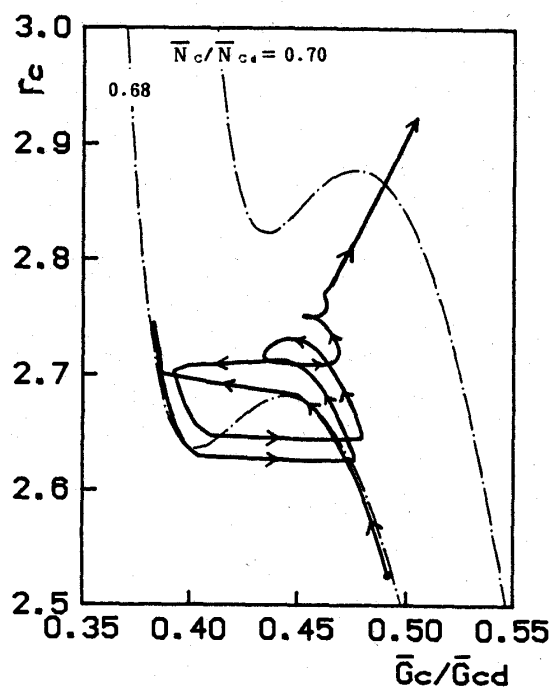


図5. ランプ入力時の広域応答



(a)時間応答



(b)圧縮機特性曲線上の軌跡

図6. 加速初期のステップ応答

速域に移行していく。サージを避け、 T_3 の上昇率をある設定値以下に押さえるための制御が必要である。したがって、ガスタービンを加速させるための制御系の設計、あるいはサージを含めたガスタービンの動特性解析⁹⁾には、流体の慣性を考えたモデルが有力な道具になり得ると考える。

5. サージ・シミュレーション

流体系をも含めたガスタービン全体システムのサージ現象のシミュレーションには、圧縮機の流量特性にS字特性が必要であり、相対圧力比 r_c/r_{cd} は修正流量 $\bar{G}_c$ と修正回転数 $\bar{N}_c$ の関数として、次式で定義した。

$$\frac{r_c}{r_{cd}} = -C_2(\bar{G}_c - C_1)^2 + C_0 + Ee^{-F\bar{G}_c} \quad (5-1)$$

ここで、係数 C_n は修正回転数 $\bar{N}_c$ の多項式 (係数 q_{ni}) で表わされる。

$$C_n = \sum_{i=0}^4 q_{ni} \cdot \bar{N}_c^i, \quad n=0, 1, 2 \quad (5-2)$$

(5-1) 式の第3項は、圧縮機の流量特性の極大

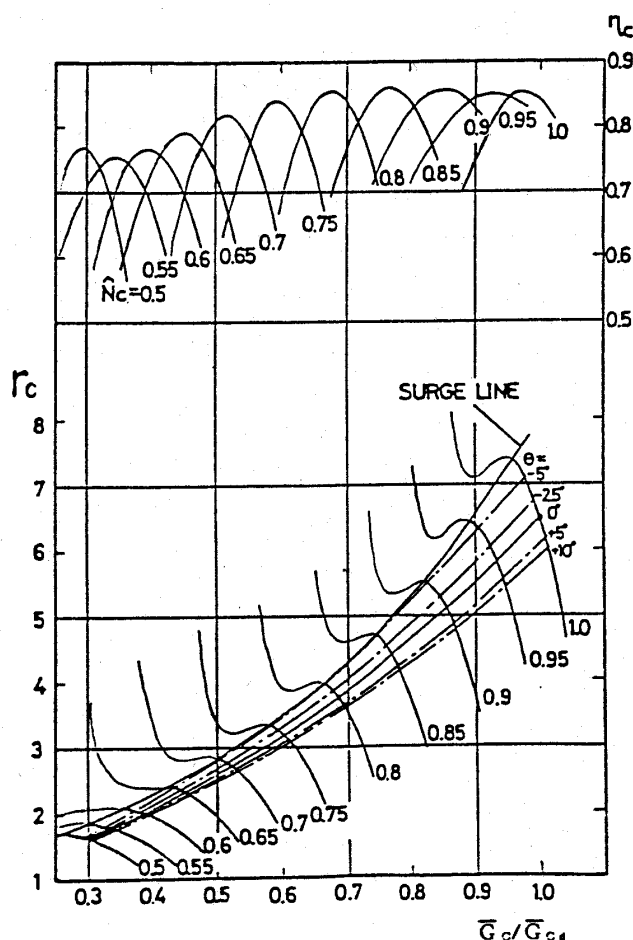


図7. 圧縮機のS字特性と部分負荷特性

値から右側のデータを保存して、S字特性を持たせるために付加した項であり、 E , F は係数 C_n を用いて、次式で表わすことができる。

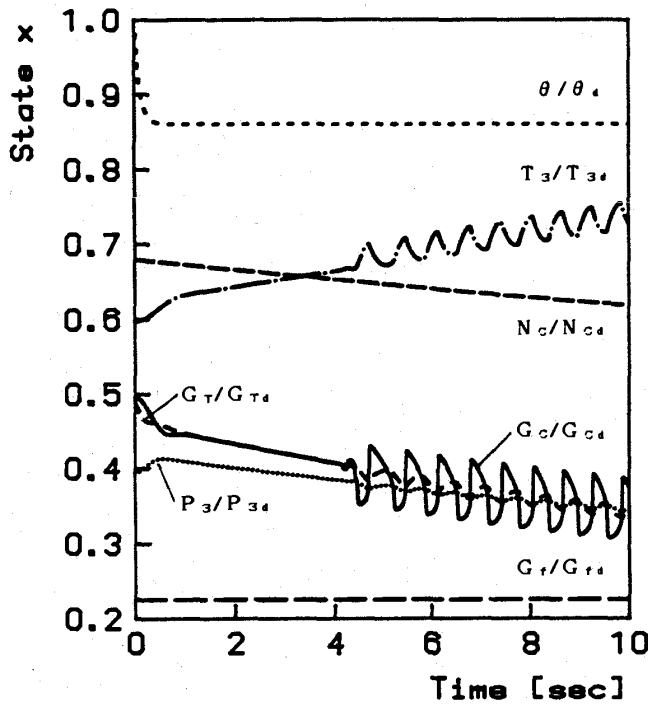
$$E = \delta e^{FC_1}, \quad F = -\sqrt{\frac{C_0}{C_2}} \ln\left(\frac{\delta}{\alpha C_0}\right)$$

$$0 < \delta \ll 1 \text{ なる定数} \quad (5-3)$$

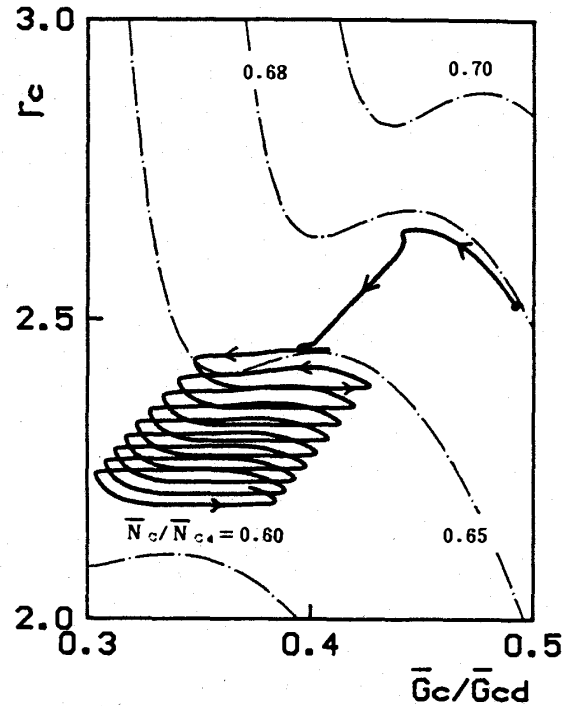
この結果、パラメータ α を設定することによって、極大値から左側の特性を自由に変えることができる。断熱効率も同様であり、効率が負にならないようにパラメータを設定してある。式の考え方は付録に示してある。

以下のシミュレーションは、あえてサージを起こさせた結果である。後述するが、吐出管容積が小さいと振動周期が短くなり、図が見にくくなるので、パラメータとして $M_T/M_c = 0.32$, $V_B/M_c = 10.7$ としている。図8は燃料流量一定のまま可変ノズルを14%絞った場合である。ノズルが絞られる結果、タービンの仕事が減少し回転数の低下とともに圧縮機特性曲線上を左下方に移動していき、不安定域に入って、弛緩振動が発生する。このとき描くサイクルは反時計回りである。この場合は次の燃料印加のみによるサージと対比してノズルサージと呼ぶことにする。図9は図8と逆に、ノズルを一定にして燃料流量のみをステップアップした場合である。通常ガスタービンを急加速するときに相当する。圧縮機流量が逆応答し、すぐに不安定域に入ってしまう。不安定域に入っても熱エネルギーが供給されているため、回転系は上昇し、右上方へサイクルを描きながら移動する。熱のみによって起こるサージであるから、これを熱サージと呼ぶことにする。ノズルサージ、熱サージ共、圧縮機流量の急減少、急増大ともなると燃焼器出口温度は圧縮機断熱効率の低下の影響も受けて、大きく変動し、いずれも流量、圧力とは逆位相となる。

次に回転系の影響については、軸慣性を極端に大きくすると、ほぼ一定のリミットサイクルを描くことが図10に示されている。図中の点線のサイクルは圧縮機流量特性の不安定域の谷幅と谷の深さを変えた場合である。弛緩振動の流量振幅は谷幅に、圧力振幅は谷の深さに依存することがわかる。また、圧縮機効率を一定とした場合 ($\eta_c = 0.84$) にも、同様にリミットサイクルを描く。従来

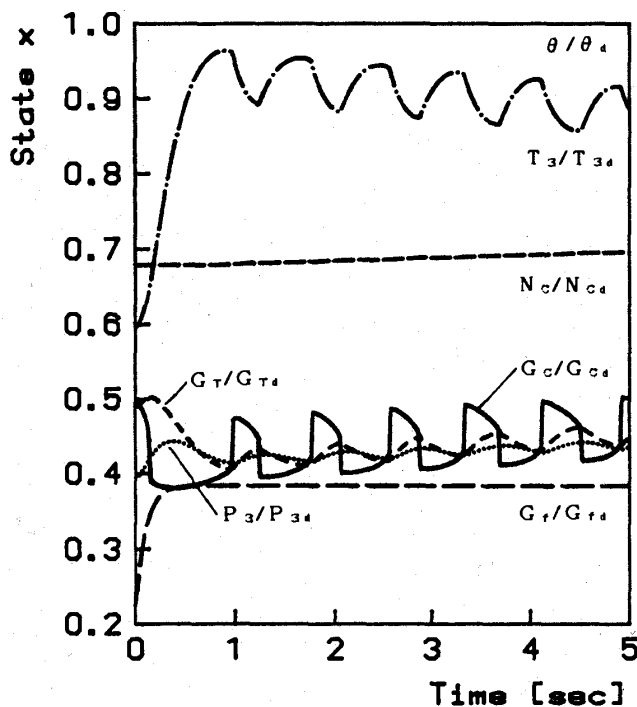


(a)時間応答

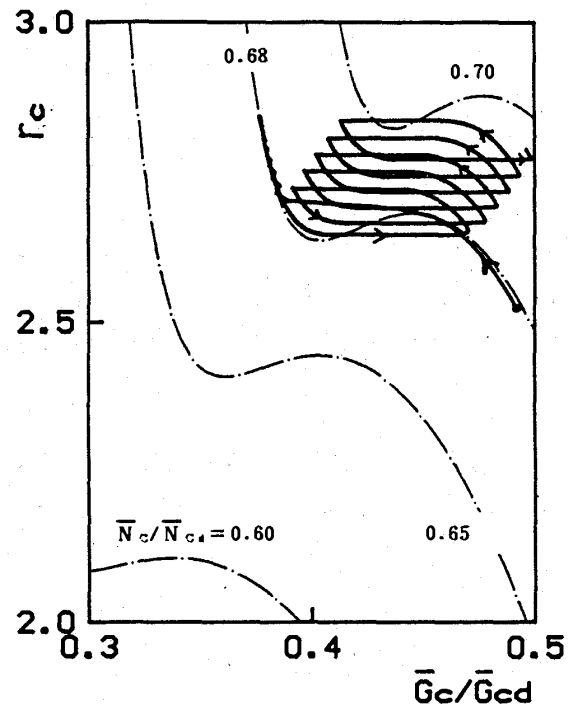


(b)圧縮機特性曲線上の軌跡

図8. ノズルサージ



(a)時間応答



(b)圧縮機特性曲線上の軌跡

図9. 熱サージ

の圧縮機の不安定解析では、回転系や圧縮機効率
は一定として扱っている場合が大部分であり、こ
のシミュレーション結果に相当するであろう。一

方、サージ中に流量が弛緩振動をすると回転系も
変動することは式(2-3)から明らかである。しか
し、回転系の時定数は極めて大きいから、変動は

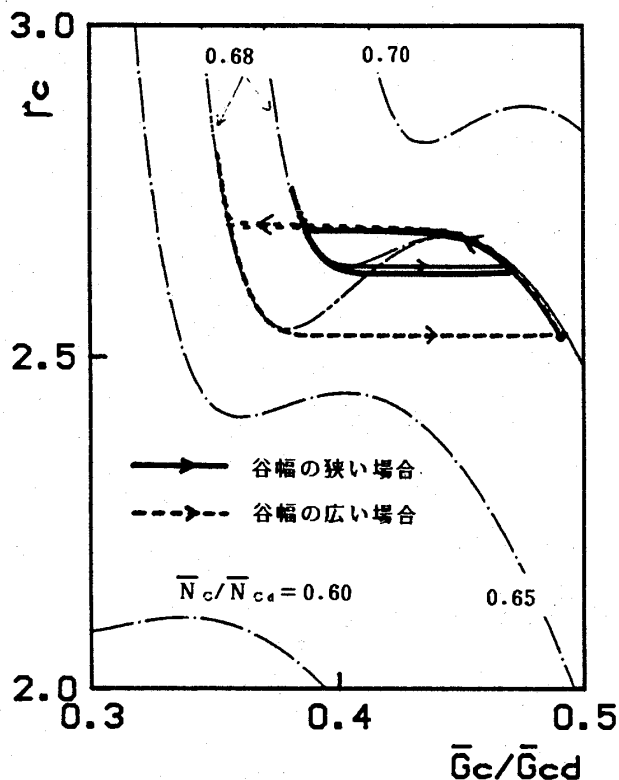


図 10. 圧縮機の S 字特性を変えたときの
リミットサイクル

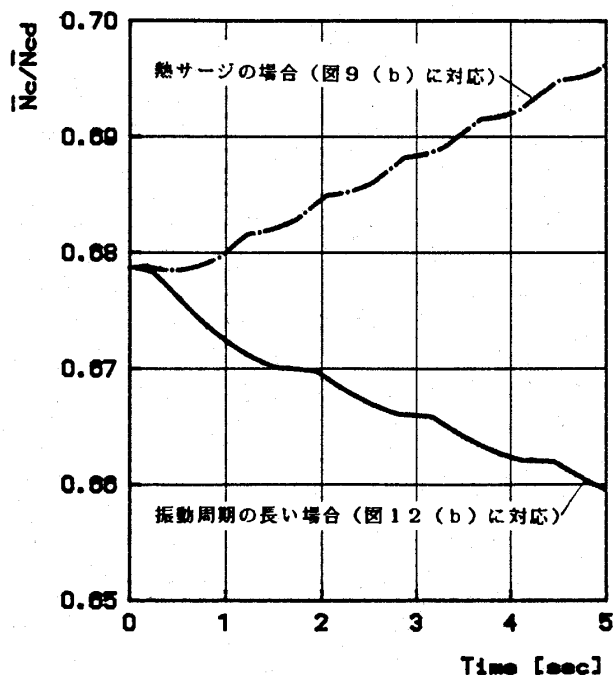
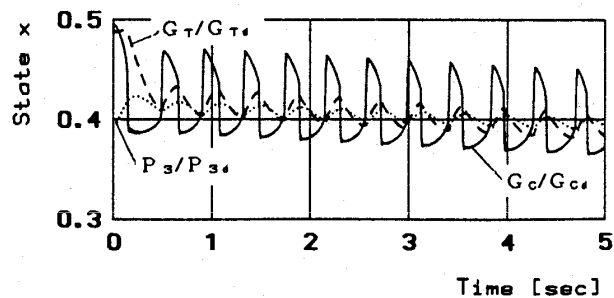


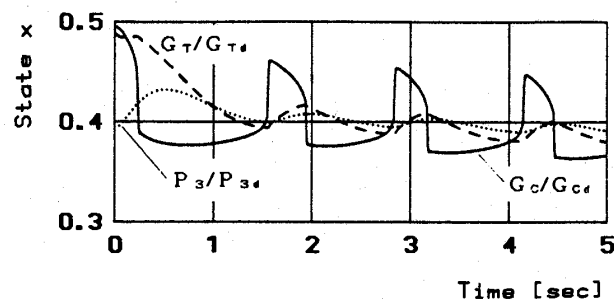
図 11. 回転数の変動拡大図

ごくわずかである。回転系だけの時間応答を拡大して示したのが図 11 である。周期は流体系 (G_T) と同じとなっている。図中の一点鎖線は図 9 の熱サージの場合の回転系であり、実線は図 12(b) の吐



(a) 吐出管容積の小さい場合

$$M_T/M_c=0.32, V_B/M_c=10.7$$



(b) 吐出管容積の大きい場合

$$M_T/M_c=0.32, V_B/M_c=16.0$$

図 12. 吐出管容積の影響

出管容積を大きくしたときの回転系の変動の例である。

吐出管容積は弛緩振動周期と密接に関連している。また、燃焼器内でのエネルギーの蓄積を考慮しているので、サージに及ぼす影響も大きい。図 12 はノズルを絞ると同時に燃料をステップアップして、あえてサージを起こさせた時の流体系のみの時間応答を示したもので、吐出管容積が大きくなると振動周期は長くなる。容積が小さくなると、機械系の 2 質点モデルでのばね定数が強くなることとも対応するから周期は短くなる。 V_B は (2-2) 式の T_3 , P_3 の時定数を支配しているためでもある。

6. まとめ

流体の慣性を考慮したガスタービンの数学モデルを用いて、デジタル・シミュレーションを行った。この場合に微分方程式は強いスティッフ性を示すが、線形項と非線形項を分離し、スティッフ性は線形項で扱う計算法により、ガスタービンの動特性に特有のスティッフ・非線形系に対処できる。その結果、サージ・シミュレーションが可能になり、あえてサージを起こさせて、その現象を解析した。サージ現象は極めて複

雑であり、圧縮機の流量特性はもちろんのこと、圧縮機効率、慣性係数、吐出管容積、軸慣性モーメントの影響を受ける。今回は、管路の圧力損失を考慮したが、燃焼効率は一定とした。燃焼効率は T_3 に影響するから見逃すことのできない因子であろう。ハイブリッド計算機を用いず、デジタル計算機でシミュレートできるメリットは大きいと思われる。なお、今回の結果はすべてパソコンを用いて行なったことを付記する。

本研究により、圧縮機のための不安定現象解析でなく、ガスタービン全体システムのサージ解析のための有用な道具だてができたことになる。

終わりに、本研究のきっかけを作ってください、また終始ご指導を賜りました東京大学工学部の葉山教授に深く感謝の意を表します。また、葉山・金子研究室の流体振動研究会の方々には、快く議論に応じていただきました。この場を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 稲垣・須之部, 第8回GTCJ講演論文集, ('80-6), 63
- 2) 稲垣・須之部, 第9回GTCJ講演論文集, ('81-6), 365
- 3) 梅田・葉山, GTSJ学会誌, 2-5 (1974), 22
- 4) 梅田, GTSJ学会誌, 4-15 (1976), 6
- 5) 松本, GTSJ学会誌, 8-31 (1980), 43
- 6) 清水, 他, SICE論文集, 16-6 (1980), 858
- 7) 清水, 渡辺, 他, 機械学会論文集, 43-368 (1977), 1272
- 8) 稲垣, 第14回GTCJ講演論文集, ('86-6), 149
- 9) 森田, 機械学会論文集, 40-334, (1974), 1730

付 録

A-1. ガス発生機の動特性方程式

状態変数を $\frac{G_c}{G_{cd}} = x_1$, $\frac{P_3}{P_{3d}} = x_2$, $\frac{T_3}{T_{3d}} = x_3$, $\frac{G_T}{G_{Td}} = x_4$, $\frac{N_c}{N_{cd}} = x_5$, $\frac{G_f}{G_{fd}} = x_6$, $\frac{\theta}{\theta_d} = x_7$, 燃料制御入力を u_1 , 可変ノズル制御入力を u_2 とおくと, ガス発生機の動特性方程式は次式となる。ここでは簡単

のために, 制御系は1次遅れ, すなわち, (2-4), (2-5) 式で τ_2 , τ_2' , σ_1 , $\sigma_2 = 0$ とする。

$$\dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2, x_5)$$

$$= k_{11} f_{rc}(x_1, x_5) - k_{12} f_{rc}(x_1, x_5) x_1^2 - k_{13} x_2 - k_{14} x_1^2 f_{T2}(x_1, x_5) / x_2$$

$$\dot{x}_2 = f_2(x_1, x_3, x_4, x_5, x_6)$$

$$= k_{21} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{22} x_3 x_4 + k_{23} x_6$$

$$\dot{x}_3 = f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$$

$$= \{k_{31} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{32} x_1 x_3 + k_{33} x_6 - k_{34} x_3 x_6 - k_{35} x_3 x_4\} \frac{x_3}{x_2}$$

$$\dot{x}_4 = f_4(x_2, x_3, x_4, x_7)$$

$$= k_{41} x_2 - k_{42} f_{P5}(x_4) f_{rTH}(x_2, x_3, x_4) f_{rTL}(x_2, x_3, x_4, x_7)$$

$$\dot{x}_5 = f_5(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$$

$$= \frac{1}{x_5} \{k_{51} x_3 x_4 - k_{52} f_{T4}(x_2, x_3, x_4) x_4 - k_{53} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 + k_{54} x_1\}$$

$$\dot{x}_6 = f_6(x_6, u_1) = -k_{61} x_6 + k_{61} u_1$$

$$\dot{x}_7 = f_7(x_7, u_2) = -k_{71} x_7 + k_{71} u_2$$

ここで, 上式中の関数は次式で表わされる。

$$f_{rc}(x_1, x_5) = C_2(x_5) \{\bar{x}_1 - C_1(x_5)\}^2 + C_0(x_5) + E e^{-F x_1}$$

$$C_n(x_5) = \sum_{j=0}^4 q_{nj} x_5^j, \quad \bar{x}_1 = \frac{(1 - \varepsilon_{ind}) x_1}{1 - \varepsilon_{ind} x_1^2},$$

ε は圧力損失率

$$E = \delta e^{FC_1(x_5)},$$

$$F = -\sqrt{\frac{C_0(x_5)}{C_2(x_5)}} \ln\left(\frac{\delta}{\alpha C_0(x_5)}\right)$$

$$f_{T2}(x_1, x_5) =$$

$$\left(1 + \frac{\tau_{cd}^{mc} - 1}{\eta_{cd}}\right)^{-1} \left(1 + \frac{\tau_{cd}^{mc} f_{rc}(x_1, x_5) - 1}{\eta_{cd} f_{rc}(x_1, x_5)}\right),$$

$$m_c = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$

$$f_{rc}(x_1, x_5) = D_2(x_5) \{\bar{x}_1 - D_1(x_5)\}^2 + D_0(x_5) + G e^{-H x_1}$$

$$D_n(x_5) = \sum_{j=0}^4 s_{nj} x_5^j, \quad G = \delta e^{HD_1(x_5)},$$

$$H = -\sqrt{\frac{D_0(x_5)}{D_2(x_5)}} \ln\left(\frac{\delta}{\beta D_0(x_5)}\right)$$

$$f_{P5}(x_4) = \frac{P_0}{P_{5d}} \left\{1 + \frac{\varepsilon_{od}}{(1 - \varepsilon_{od})^2} x_4^2\right\}$$

$$f_{rTH}(x_2, x_3, x_4)$$

$$= \frac{1}{\Gamma_{THd}} \left\{ 1 - \left(1 - \Gamma_{THd}^{-\alpha_0} \right) \left(\frac{X_4 \sqrt{X_3}}{X_2} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{\alpha_0}},$$

$$\alpha_0 = 2.86$$

$$f_{TL}(X_2, X_3, X_4, X_7)$$

$$= \frac{1}{\Gamma_{TLd}} \left\{ 1 - \frac{1}{k_{TL}(X_7)^2} \left(\frac{X_4 \sqrt{f_{T4}(X_2, X_3, X_4)}}{f_{P4}(X_2, X_3, X_4)} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{\beta_0}},$$

$$\beta_0 = 3.5$$

$$f_{T4}(X_2, X_3, X_4)$$

$$= \frac{T_{3d}}{T_{4d}} \{ 1 - \eta_{TH} (1 - \Gamma_{THd}^{-m_{TH}} f_{T4}(X_2, X_3, X_4)^{-m_{TH}}) \} X_3$$

$$m_{TH} = \frac{\kappa' - 1}{\kappa'}, \quad \kappa' \text{ は燃焼ガスの比熱比}$$

$$f_{P4}(X_2, X_3, X_4) = \frac{X_2}{f_{TH}(X_2, X_3, X_4)}$$

$k_{TL}(X_7)$ はストドラ係数で, a, b, c, γ を定数として,

$$k_{TL}(X_7) = (a + bX_7) \cos \gamma (X_7 + c)$$

さらに k_{ij} は設計点の値のみで定まる定数であり

$\left[\frac{1}{s} \right]$ の次元を持つ。

$$k_{11} = \frac{P_0 r_{cd}}{M_c G_{cd}}, \quad k_{12} = \varepsilon_{ind} k_{11},$$

$$k_{13} = \frac{P_{3d}}{M_c G_{cd}}, \quad k_{14} = \frac{P_{2d}^2 \varepsilon_{bd}}{M_c G_{cd} P_{3d}}$$

$$k_{21} = \frac{RC_{P2} T_{2d} G_{cd}}{V_B P_{3d} C_{v3}}, \quad k_{22} = \frac{RC_{P3} T_{3d} G_{Td}}{V_B P_{3d} C_{v3}},$$

$$k_{23} = \frac{R \eta_b H_u G_{fd}}{V_B P_{3d} C_{v3}}$$

$$k_{31} = k_{21}, \quad k_{32} = \frac{RT_{3d} G_{cd}}{V_B P_{3d}}, \quad k_{33} = k_{23},$$

$$k_{34} = \frac{RT_{3d} G_{fd}}{V_B P_{3d}}, \quad k_{35} = \frac{AR^2 T_{3d} G_{Td}}{V_B P_{3d} C_{v3}}$$

$$k_{41} = \frac{P_{3d}}{M_T G_{Td}}, \quad k_{42} = \frac{P_{5d} \Gamma_{THd} \Gamma_{TLd}}{M_T G_{Td}}$$

$$k_{51} = \frac{R \eta_{mTH} T_{3d} G_{Td}}{\left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 I_{cN_{cd}}^2 m_{TH}}, \quad k_{52} = k_{51} \frac{T_{4d}}{T_{3d}},$$

$$k_{53} = \frac{RG_{cd} T_{2d}}{\left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 I_{cN_{cd}}^2 m_c}, \quad k_{54} = k_{53} \frac{T_{1d}}{T_{2d}}$$

$$k_{61} = \frac{1}{\tau_1}, \quad k_{71} = \frac{1}{\tau_{1'}}$$

数値シミュレーションには, 次の設計点諸元 (15°C) を用いた。

$$r_{cd} = 6.5, \quad \Gamma_{THd} = 2.4, \quad \Gamma_{TLd} = 2.6,$$

$$T_{3d} = 1200^\circ \text{K}, \quad G_{cd} = 48 \text{ kg/s}$$

$$N_{cd} = 7500 \text{ rpm}, \quad \eta_b = 98\%, \quad \eta_{cd} = 84\%, \quad \eta_{TH} = 89\%, \quad \varepsilon_{ind} = 0.01, \quad \varepsilon_{cd} = 0.01, \quad \varepsilon_{bd} = 0.02, \quad \tau_1 = \tau_{1'} = 0.1 \text{ s}$$

A-2. 圧縮機のS字特性近似式

圧縮機のS字特性 y は2つの関数 y_1 と y_2 の合成として近似する。 $y = y_1 + y_2$

$\bar{x}$ を相対修正流量, y を相対圧力比とする。圧縮機の流量特性は x に関して2次式, 相対修正回転数に対して4次で近似する。

$y_1 = -C_2(\bar{x} - C_1)^2 + C_0$, C_n は, (5-2) で与えられる。

ここで, 次の関数を導入する。

$$y_2 = E e^{-F\bar{x}}$$

係数 E, F は C_n ($n=0, 1, 2$) を用いて決定する。

$$\bar{x} = C_1 \text{ で } y_2 = \delta, \quad 0 < \delta \ll 1 \quad \therefore \delta = E e^{-FC_1} \quad (1)$$

δ は $\bar{x} > C_1$ のデーターを保存するために十分小さな値に選ぶ。

$$\bar{x} = C_1 - \sqrt{\frac{C_0}{C_2}} \text{ で } y_2 = \alpha C_0$$

$$\therefore \alpha C_0 = E e^{-F(C_1 - \sqrt{\frac{C_0}{C_2}})} \quad (2)$$

α は谷の深さを決めるパラメータである。

$$(1), (2) \text{ より } E = \delta e^{-FC_1},$$

$$F = -\sqrt{\frac{C_0}{C_2}} \ln \left(\frac{\delta}{\alpha C_0} \right)$$

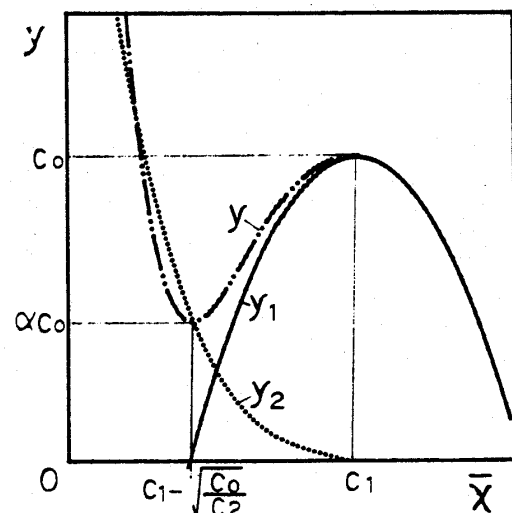


図 13. 圧縮機のS字特性説明図



輻射環境を積極的に制御した高温・高速場用 温度プローブの試作研究

石川島播磨重工業株式会社 佐藤 幸徳
石川島播磨重工業株式会社 米沢 克夫
東京大学工学部 堀 守雄

Temperature measurement of high temperature and high velocity gas is very important for a gas turbine combustor development.

There are many studies about the temperature measurement. Particularly, thermocouple method were studied very much, because it is very convenient. But it defect of thermocouple method to cause large error by radiation and conduction to the cold wall around the thermocouple. The conventional method avoid the error by the radiation shield or suction probe.

The new concept thermocouple probe is invented, which is designed to control the error, not to avoid. The probe was calibrated and applied to temperature measurement of high temperature and high speed gas. The probe can measure the high speed gas temperature ranged 2100Kmax and 590m/smax, accurately.

1. 緒 言

近年ガスタービンは、その熱効率の向上のために高温化の傾向が著しく、その要素開発において高温・高速場の温度計測技術の必要性が高まっている。

高温ガスの温度計測は火災の構造、特性を把握するために古くから多くの研究が行われている¹⁾。

高温・高速場の温度計測には計測場を乱さない非接触式の計測法が適しており、最近では光学機器、信号処理技術の発達に伴って、CARS, LIFに代表されるようなレーザーを用いた温度計測法が盛んに研究されている。しかし、未だ研究の途上にあり、計測システムが非常に高価で複雑なこと

もあり、ガスタービン用燃焼器などの実用燃焼場への応用例は少ない²⁾³⁾。非接触の温度計測法としては、レーザーを用いない反転法、二色法などの分光学的温度計測法が古くから研究されており、レシプロエンジンの燃焼室内温度計測に応用した例もあるが⁴⁾光路に沿って温度分布が存在する場合の計測値の評価に問題があり、局所温度の計測への応用には課題が多い。

このような現状から、実用燃焼場の局所温度計測には接触式温度計測法がよく用いられている。接触式温度計測については古くから多くの研究がなされており、最近ではサファイア製のファイバの先端に白金薄膜による黒体を形成し黒体輻射強度から温度を計測する光ファイバ温度計（以下OFT (Optical Fiber Thermometer)）というような新しい計測方法が開発され従来の貴金属熱電対の上限よりも500K高い温度の計測が高精度で可能とされている⁵⁾。このOFTのアプリケーションや評価についての研究も行われつつある⁶⁾。

OFTは熱電対に比較すれば高価であり、同時多点計測に応用するには困難が多い。一方、熱電対を用いた方法は接触式温度計測法のなかでも安価で、既存の白金-白金ロジウム熱電対では2000K程度、寿命に問題があるもののタングステン熱電対では3100K程度までの高温計測が可能であり多くの研究がなされ、実用燃焼器の内部ガス温度分布計測に用いた例もある⁷⁾。熱電対による温度計測では、輻射、熱伝導などにより熱電対指示値とガス温度の間に生じる大きな差が問題である。このため、熱電対指示値とガス温度の差を定量的に評価する方法の研究や多重輻射シールドあるいはガスを高速で吸引することにより熱電対指示値をガス温度に近づけようという試みがなされてい

(昭和63年8月30日原稿受付)

る⁸⁾⁹⁾¹⁰⁾。佐藤ら⁹⁾の熱電対の周囲に5重の遮熱シールドを取り付けた例ではガス温度1500K, ガス流速120m/sの条件で熱電対指示値とガス温度の差は1%以下である。また, 田丸ら¹⁰⁾の白金シールドを用いた例では, ガス温度1300K, ガス流速120m/sの条件で熱電対指示値とガス温度の差は2%以下である。

本研究では, これらの熱電対指示値をガス温度に近づけようという試みとは別に, 温度プローブが使用される環境に関係なく熱電対指示値とガス温度の差が一定となるように熱電対指示値がガス温度と異なる要因を積極的に制御することにより, 高温, 高速場の局所温度の同時多点計測が高精度で行える安価なプローブを試作した。

過去の類似例としては, 耐久性を増すために冷却プローブとし, その指示値とガス温度の差を定性的に評価した例がある¹⁰⁾。しかし, そのようなプローブの指示値とガス温度の差を理論的に考察し, 実験的に補正式をたて, 実用燃焼器の計測に応用し, 定量的な評価を行った例は見当たらない。試作した温度プローブはガス温度2100K_{max}ガス流速700m/s_{max}の計測を目標として, プローブの指示値とガス温度の差を積極的に制御するように設計されている。この温度プローブの指示値とガス温度の差を半理論, 半実験的に評価し, 実機試験に供試した結果, 高温, 高速場での十分な耐久性を有しかつ高い精度で温度計測が可能であり, 燃焼器の性能把握に非常に有用であることがわかった。以下では, この温度プローブの概念, 構造, 較正方法と結果, 応用例について報告する。

記号

A_m	: 熱電対の表面積
A_w	: 周囲壁の表面積
A, B	: 実験定数
$C1, C2$	: 定数 = $f(\epsilon_w, \epsilon_m, A_m, A_w, \text{熱電対形状, 周囲壁形状})$
D	: 熱電対径
d_s	: シース径
F	: 輻射率も考慮した熱電対から低温壁を見た形態係数
h	: 熱電対表面の熱伝達率
l	: 熱電対の挿入長さ
Nud	: 熱電対径基準のヌセルト数

Pr	: プラントル数
P_t	: 全圧
C, n	: Red で決まる定数
Q_h	: ガスと熱電対間の熱伝達率
Red	: 熱電対径基準のレイノルズ数
T_b	: 熱電対支持部の温度
T_g	: ガス温度
T_m	: 熱電対指示温度
T_w	: 熱電対周囲の低温壁面の温度
k	: 熱電対の平均熱伝導率
λ	: ガスの熱伝導率
σ	: ステファンボルツマン定数

2. 温度プローブ

2.1 温度プローブの設計

ここでは, プローブの概念設計について説明する。

プローブの形式は局所温度を同時多点計測できる温度計測方法としては最も手軽な方法である熱電対を用いるものとした。

一般に熱電対による温度測定には以下のような問題点がある。

- 1) 熱電対に使われている金属の融点, 強度により計測条件が制限される。
- 2) 周囲の低温壁への輻射, 低温の支持部への熱伝導などにより熱電対指示値 T_m とガス温度 T_g の間に温度差 $\Delta T = (T_g - T_m)$ が生ずる。
- 3) 時間分解能が悪い。

このうち, 3)の時間分解能については, 本プローブはガスタービン用燃焼器のような定常温度場の時間平均温度の測定に適用するのでここでは問題とならない。

1)の計測条件の目標値は前項で述べたとおり通常の熱電対をそのまま適用できない範囲である。

従って, プローブは冷却プローブとならざるを得ない。

冷却プローブとした場合には, 2)の温度差 ΔT が大きな問題となる。冷却プローブとする以上温度差 ΔT を完全になくすことは不可能である。しかし, 使用される環境によらずプローブの温度差 ΔT がガス温度, 圧力などの場の条件のみで決まるように温度差 ΔT が生じる要因を制御できれ

ば、任意の環境で得られた校正データを別の任意の環境での計測に適用できるはずである。

一般に熱電対指示値とガス温度の間に生じる温度差 ΔT の主たる要因としては、輻射と熱伝導による熱損失がある。

輻射による熱損失 Q_r は以下のように示される。

$$Q_r = \sigma (T_g^4 - T_m^4) A_m F \quad (1)$$

一方熱伝導のみにより生ずる温度差 ΔT については、仲田⁸⁾がシース熱電対についてパラメトリックな研究を行い以下のような関係を明らかにした。

$$\frac{T_m - T_g}{T_b - T_g} = \frac{1}{\cosh(1.721/D \times \sqrt{((\lambda C \text{Red}^n \text{Pr}^{0.31})/k + 0.5)})} \quad (2)$$

そこでまず、図1に示すようなモデルについて、ガスから熱電対への熱伝達量

$$Q_h = h A_m (T_g - T_m)$$

が、(1)式と等しいとして輻射のみによる温度差 ΔT を求め、(2)式の熱伝導のみによる温度差 ΔT と比較した。なお、計算において形態係数 $F = 0.5$ とし、熱電対表面の熱伝導率 h はヌセルト数 $Nud = 2.0 + 0.6 \text{Pr}^{1/3} \text{Red}^{1/2}$ より求めた。また、 Red および h を求めるのに必要な熱電対の代表径 D としては熱電対のビードから熱電対支持部への熱伝導を考えて、仲田らに従いシース径 d_s を用いた。

その結果、 $T_g = 2273\text{K}$ のとき

輻射のみによる温度差 $\Delta T : 316\text{K}$

熱伝導のみによる温度差 $\Delta T : 2.0\text{K}$

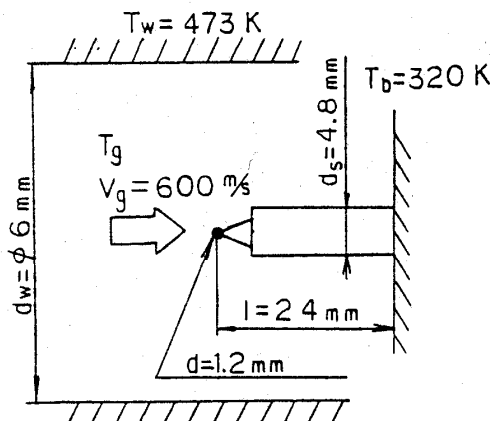


図1 誤差の概略検討モデル

$T_g = 1273\text{K}$ のとき

輻射のみによる温度差 $\Delta T : 30\text{K}$

熱伝導のみによる温度差 $\Delta T : 0.95\text{K}$

となり、熱電対の挿入長さを充分長くとおけば、熱伝導のみによる温度差 ΔT はほとんど無視でき、輻射のみによる温度差 ΔT が支配的であることがわかる。

したがって、使用される環境によらずプローブの指示値とガス温度間の温度差 ΔT がガス温度、圧力などの場の条件のみで決まるように制御するためには輻射環境をプローブが使用される環境によらずガス温度、圧力などの場の条件のみで決まるように積極的に制御すればよい。そのためには、(1)式から明らかなように熱電対の表面積 A_m と輻射率も考慮した熱電対から低温壁を見た形態係数 F を熱電対の使用環境によらず一定にしてやればよい。 A_m はもともと使用環境とは無関係であるから F を一定にする、つまり熱電対からはいつも同じ壁が見えているような構造のプローブにしてやればよいことになる。

2.2 構造

前述のような思想により設計した温度プローブを図2に示す。

中央の熱電対を水冷ジャケットを有するシールドで囲った構造となっている。高温のガスは熱電対前方の小穴から流入し、熱電対により温度計測されてプローブ側面のガス抜き穴から流出する。

後述のように、プローブの校正のためにはシールドの温度、ガスの圧力が重要なパラメータとなるので、プローブにはシールド温度計測用熱電対と全圧管が取り付けられている。

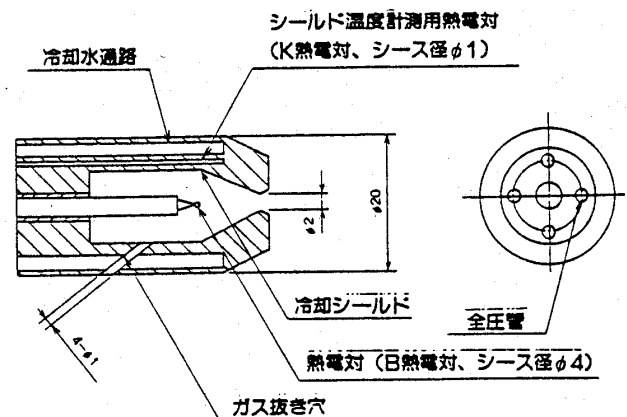


図2 温度プローブ

輻射環境を制御するためには熱電対のビード径、ビードの位置、シールド温度計測用熱電対の位置などのプローブ各部の寸法を制御しておく必要がある。以下にこれらの寸法について、輻射環境への影響と製作公差について述べる。なお、以下では輻射環境への影響を各寸法のばらつき（公差）によりどの程度プローブの指示値とガス温度の差 ΔT がばらつくかにより評価した。

(1) 熱電対のビード径

図2に示したプローブにおいてその指示値とガス温度の差 ΔT は

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = \frac{C_1 h}{T_g^3} + C_2 \quad (3)$$

と書ける。（誘導は後述する）

ビード径はレイノルズ数 Re_d に影響し、(3)式の h に関係する。そこで、(3)式において、 $T_g = 1900\text{K}$ 、 $T_w = 500\text{K}$ 、ビード径 $d = 0.5\text{mm}$ として、ビード部のガス流速 $u_g = 600\text{m/s}$ 、 300m/s の場合について、プローブの指示値とガス温度の $T_g - T_m$ のばらつき $\Delta(T_g - T_m)$ とガス径 d のばらつき（公差） Δd の関係を計算した。その結果を図3に示す。図3からたとえばプローブの指示値とガス温度の差のばらつきを $\pm 1\%$ 以下に制御しようとするときビード径 d を $\pm 3\%$ 以下の公差で製作する必要があることがわかる。

実際には、ビード径 d を製作できる公差には限界があるので、数多くのビードを作り公差を満足するものを利用した。今回、試験に供試したプローブではビード径 d は $\phi 1.15 \pm 0.03$ となっている。

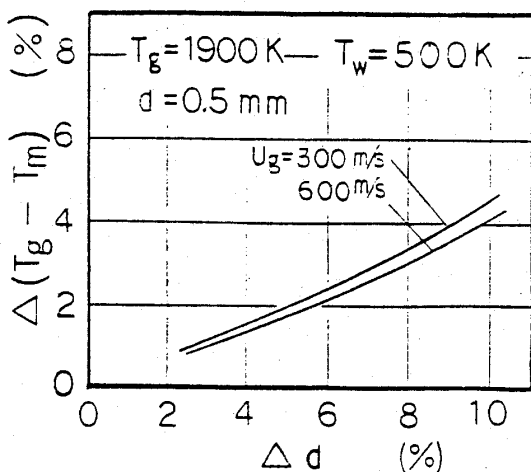


図3 ビード径の影響

(2) ビードの位置

ビードの位置は、ビードからガスの入口孔ごしに見える高温ガスの視野角に影響する。

図2のプローブでは視野角がノミナル寸法で 0.196sr （全空間 $4\pi\text{sr}$ の 1.6% ）となるように、ビードの位置を設定してある。そして、ビードの位置は、視野角のばらつきが $\pm 1.5\%$ 以下となるように、プローブ先端からビードまでの距離を 4 ± 0.02 として製作した。

(3) その他の寸法

シールド温度計測用熱電対の位置は T_w の代表値として、(3)式よりプローブの指示値とガス温度の差 ΔT のばらつきに直接影響する。また、ガスの入口孔の径、ガス抜き穴の径などは、ビード部の流速に影響し、ビード径 d と同様に h に関係する。

したがって、これらの寸法についてもプローブの指示値とガス温度の差 ΔT のばらつきを制御できるようにビードの先端位置については $\pm 0.04\text{mm}$ の位置公差を、ガス入口孔、ガス抜き穴の径については、それぞれ $\pm 0.02\text{mm}$ 、 $\pm 0.01\text{mm}$ の公差を指定して製作した。

3. プローブの較正

3.1 較正方法

ここでは較正の方法について述べる。

(1) より

$$Q_r = Q_h = h A_m (T_g - T_m)$$

として、 $T_w \ll T_g$ を考慮すると、

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = \frac{C_1 h}{T_g^3} + C_2 \quad (3)$$

という関係が得られる。

つまり、プローブを較正することは、 T_g 、 T_w 、 T_m 、 h を変化させてプローブに固有な値である C_1 、 C_2 を求めることにほかならない。

h を場の条件から予測するために、図4に示すように次元解析をして場の条件と h の関係を検討した¹³⁾¹⁴⁾¹⁵⁾¹⁶⁾。この検討過程では、できるだけ補正式が簡略化できるようにするために、 $Pr = \text{一定}$ 、 $C_p \propto T_g^3$ （種々の実験式から計算上有効となりそうな項までをとった。）とするなどかなり大胆な仮定をしている。しかし、半実験的に係数を決定するので実用上はこれでよいと判断した。

図4より、 $h \propto Tg^{23/6} \cdot Pt^{-1/4}$ を(3)式に代入すれば

$$\frac{Tg - Tw}{Tg - Tm} = ATg^{5/6}Pt^{-1/4} + B \quad (4)$$

(4)式より、2.2項で述べたようなプローブについて、 Tg 、 Tm 、 Tw 、 Pt を変化させて計測し、 A 、 B を求めることがプローブを較正することに相当することがわかる。しかも、2.2項で述べたようなプローブであれば任意の使用環境において求められた定数 A 、 B は別の使用環境に対しても適用できるはずである。

最終的には、熱電対を(4)式により補正した温度 (Tg 補正) と基準温度計の指示値 (Tg 計測) の差が、本研究で提案しているプローブの計測精度となる。

3.2 較正装置

図5にプローブの較正装置を示す。較正装置はカン型燃焼器の後方にVガッタ型保炎器とスプレーバを有する再熱装置を取り付けた構造となっている。較正装置の最後尾のノズル後方に基準温度計と本温度プローブを設置して両者の指示値を比較することにより温度プローブの較正を行う。

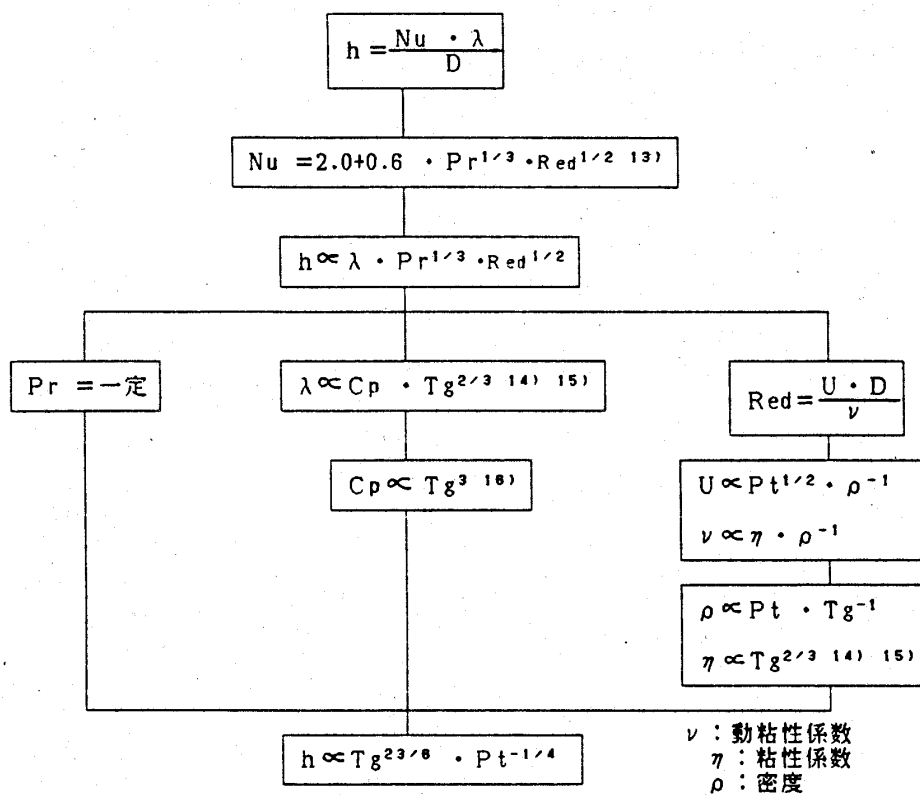


図4 熱伝達率の解析

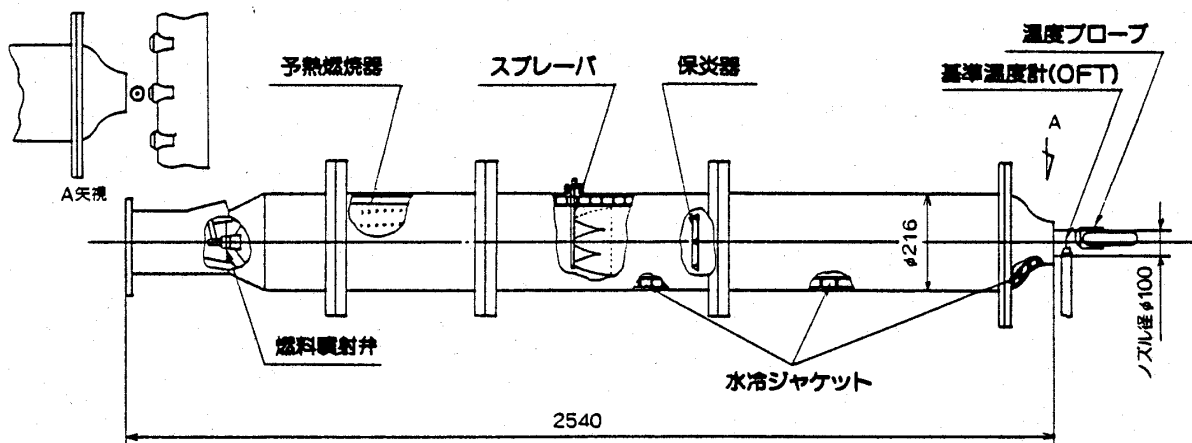


図5 較正装置

基準温度計には、サファイア製ファイバの先端に白金薄膜による擬似黒体を形成し、黒体の放射強度から温度を計測する OFT を用いた。OFT は使用前にあらかじめ計測範囲をカバーできる既知温度の黒体炉を用いて、白金薄膜による黒体からの放射強度と温度の関係を較正してある。計測時にはまず OFT によりガス温度を計測し、その後 OFT を温度プローブの前方から移動させて、温度プローブの指示値を計測した。OFT と温度プローブの位置関係を図 6 に示す。

3.3 較正結果

ここでは、図 7 に示すような図 2 の温度プローブを楕形に取り付けた温度プローブの較正結果を紹介する。図 8 に OFT と温度プローブの指示値を比較して示す。較正時には、空気流量 $W_a = 0.95 \text{ kg/s}$ (一定) としスプレバから供給する燃料流量を変えて、ガス温度を変化させた。このとき、ノズル部でのガス流速は空燃比の変化に応じて $300 \text{ m/s} \sim 590 \text{ m/s}$ の範囲で変化し、較正パラメータである全圧 $P_t = 1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{a} \sim 1.4 \text{ kg/cm}^2 \text{a}$ 、シールド温度 $T_w = 400 \text{ K} \sim 520 \text{ K}$ であった。図 8 に示すようにガス温度の変化に対して温度プローブの指示値は良い再現性を示している。

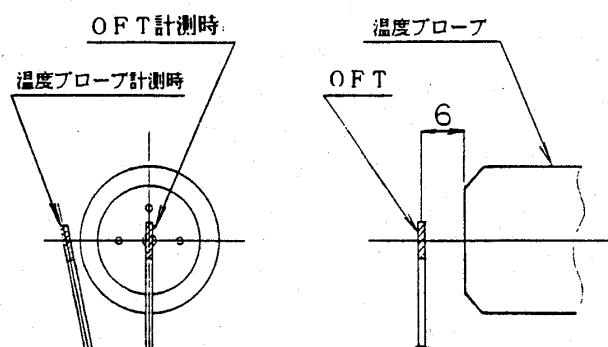


図 6 温度プローブと OFT の位置関係

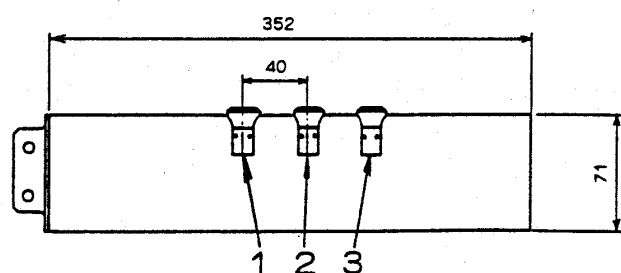


図 7 楕形プローブ

次に、温度プローブの補正式を求めるために、図 8 のデータを(4)式の右辺と左辺の関係で示すと図 9 のようになる。2 項で述べたとおり、放射環境を制御するために図 7 の温度プローブでは熱電対のビードの大きさ、形状、位置、冷却シールドの形状、寸法などを公差管理して製作している。このため、図 9 のように個々の温度プローブごとのばらつきはかなり小さくなっており、3 つの温度プローブの補正を 1 つの補正式ですませられ、放射環境がうまく制御されていることがわかる。

図 9 より得られた補正式は以下のとおりである。

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = 0.054 T_g^{5/6} P_t^{-1/4} - 11.45$$

3.1 項で述べたとおり、本研究で提案しているプローブの精度とは、熱電対の指示値 T_m を(4)式により補正した温度 (T_g 補正) と基準温度計の指示値 (T_g 計測) の差である。そこで、 T_g 補正

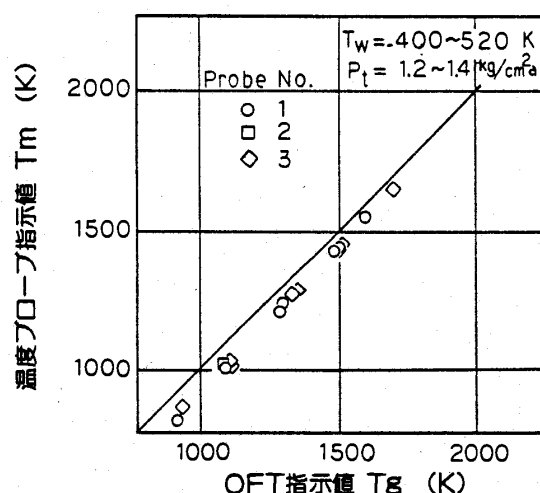


図 8 温度プローブの指示値と OFT 指示値の関係

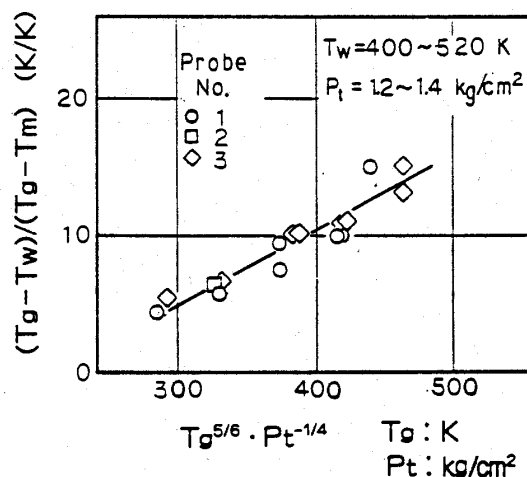


図 9 較正結果

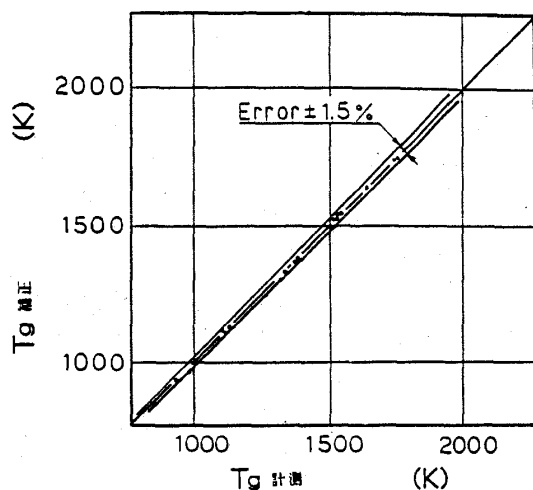


図 10 較正式の評価

と T_g 計測を比較して図 10 に示す。両者の値は非常によく一致しており、その精度は基準温度計に対して $\pm 1.5\%$ 以下であり、要素試験用として十分な精度である。

4. 温度プローブの適用

3 項により較正した温度プローブを図 5 の較正装置よりも高い温度が実現できる高温高速風洞の出口温度計測に利用した。そのときの、プローブの状況を図 11 に示す。

このとき、全圧 $P_t = 1.5 \text{ kg/cm}^2\text{a} \sim 1.8 \text{ kg/cm}^2\text{a}$ 、シールド温度 $T_w = 400 \text{ K} \sim 580 \text{ K}$ であり、3 項で述べた補正式の誘導に用いた仮定が適用できる範囲内なので 3 項で得られた補正式をそのまま適用できると考えられる。その結果、温度プローブの補正温度で最高 2100 K の温度計測が可能であることが実証された。また、温度プローブの焼損などはなく、十分な耐久性を有することが証明された。

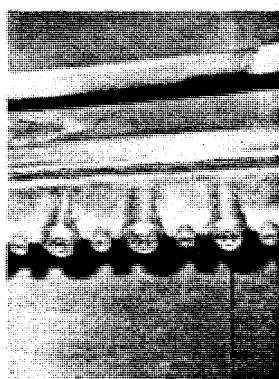


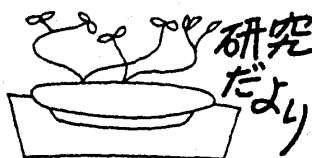
図 11 温度プローブの適用状態

5. 結 言

- 1) 輻射環境を積極的に制御した高温、高速場用温度プローブを試作し、その較正を行い、最高 2100 K の高温、最高 590 m/s の高速場での温度計測に利用できることがわかった。
- 2) 上記温度プローブはシールド温度 T_w 、全圧 P_t をパラメータとして、較正できることがわかった。
- 3) 今回得られた較正式の精度は基準温度計の指示値に対して 1.5% 以下であった。

参考文献

- 1) A. G. Gaydon and H. G. Wolfhald "Flames" (4th Edition), (1979), Chapman & Hall
- 2) 機械学会, RC-66, 研究成果報告書, (1985).
- 3) 五味, ほか 4 名, 第 24 回燃焼シンポジウム前刷集, (1986), 1.
- 4) 庄司, 機論, 51-463 (1985). 1091.
- 5) R. R. Dils, J. Appl. Phys., 54-3, (1983), 1198
- 6) 高橋, ほか 2 名, 機論, No.87-0429 B, (1987), 3417.
- 7) 田丸, ほか 3 名, 機論, No.85-1186 B, (1986), 3622.
- 8) 仲田, ほか 2 名, 石川島播磨技報, Vol.15, No.1, (1975), 34.
- 9) 佐藤, ほか 1 名, 第 12 回ガスタービン定期講演会論文集, (1984), 49.
- 10) G. T. Lalos and J. Res, Nat. Bur. Stand., Wash., 47, (1951), 179.
- 11) G. Matton, C. Foure, 6th Symp. on Comb., (1957), 757.
- 12) 田丸, ほか 2 名, ガスタービン学会誌, 15-57, (1987), 81.
- 13) 機械学会, "伝熱工学資料", (1986).
- 14) 佐藤, "物性定数推算法", 丸善, (1973).
- 15) R. C. Reid and T. K. Shewood, "The Properties of Gases and Liquids", (1958), McGraw-Hill.
- 16) J. F. Sellers, C. J. Daniele, NASA-TN-D-7901, (1975). など



1. まえがき

トヨタの技術開発は基礎研究を(株)豊田中央研究所、プロト開発を東富士研究所、量産技術開発を本社技術部がそれぞれ担当している。ガスタービン車開発は研究開発の段階にあるため、豊田中研と東富士研究所の連携を中心に、日本電装・アイシン精機・日野自工等専門メーカーの協力を得て進められている。

東名高速道路の御殿場 I. C. と沼津 I. C. の間に、昨年3月裾野 I. C. が開通した。この裾野インターを出た所に東富士研究所がある。約200万 m^2 の敷地は1部が裾野市、1部は御殿場市に属している。ここでは東富士研究所のガスタービン車開発の概要について紹介する。

2. 開発の経緯

トヨタのガスタービン車開発は1964年に着手された。長期の研究プロジェクトであり、今年は銀婚式を迎えることになる。開発の経緯を振り返ってみると、3つの時期に分けることができる。すなわち、60年代は調査研究、続く70年代は1軸式GTエンジンをを用いたGT/Battery Hybrid Systemを中心とした開発期間、そして80年代の2軸式GTエンジンによる研究実験車の開発期間である。

ガスタービンは大型の方が熱効率上有利であり、その意味ではバス・トラック用エンジンの方が現実的といえる。一方自動車用新動力源開発としては、生産台数の多い乗用車用エンジンの方が本命となる。このためトヨタでは、プロジェクト発足当初より、ガスタービン車開発にはバスと乗用車の開発を並行させ、前者をNear Term Project、後者をLong Term Projectと位置づけてきた。すなわち、バス用エンジン開発には

conservativeなアプローチで、一方advanced technologyへの挑戦は乗用車用エンジンで行ってきた。この2つのプロジェクトが1つの開発チームで行なわれていることが、トヨタのガスタービン車開発の大きな特徴である。大きさの異なるエンジンのコンポーネント特性を対比することによりサイズ効果を知ることができる。一方で成立し他方で成立しないような問題に対しては、何が真のポイントであるかを予測することが容易となる。この2つのプロジェクトが互いに相手を参考にすることが、着実な開発のための有効な手段となっている。

3. GT/Battery Hybrid System

70年代を中心にトヨタが行ったGT乗用車実現に向けての挑戦が、このハイブリッド・システムの研究である〔図1〕。ガスタービンが小型ほど熱効率が苦しいのなら、出力30PSの超小型ガスタービンでピストン車に対比できる走行燃費を達成しようとするのが、このプロジェクトの目標である。このシステムには1軸式GTエンジンが採用され、実験車には車重1トンのトヨタスポーツ800が選ばれた。この車輛の走行には最大60PSが必要である。

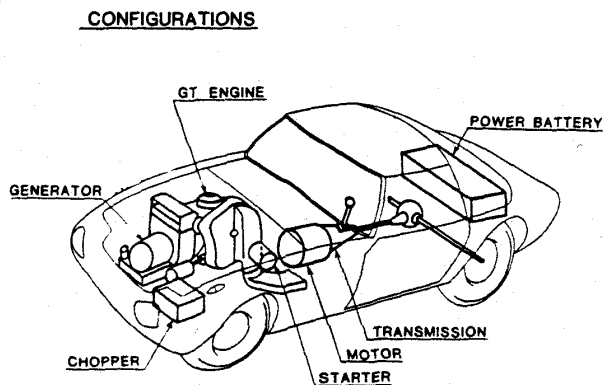


図1 GT/Battery Hybrid System 構成図

(平成元年1月31日原稿受付)

乗用車は部分負荷の使用頻度が高い。一方ガスタービンは部分負荷の熱効率が弱い。それなら、エンジンを定格点のみで作動させようとするのがこのシステムである。低負荷に弱いガスタービンと、低負荷を多用する乗用車の相反する特性を、バッテリーを介することで解決するのがこのシステムの特徴である。

GT/Battery Hybrid Systemは1軸式GTエンジンを採用した場合に不可欠な高速 CVT (Continuously Variable Transmission) を電氣的に解決するシステムと見ることもできるし、また発電所付き電気自動車とみることもできる。このシステムの実現にはGTエンジンと共にバッテリーの開発が必要である。バッテリー開発は現在、電気自動車開発の一環として推進されており、したがってGT車開発は2軸式エンジンを中心に進めている。

4. GT バス

乗用車開発により新技術への挑戦を行なう一方、GTバスの開発ではエンジン技術のレベルアップを主眼としたアプローチを行なってきた。このプロジェクトでは、開発努力をエンジンに集中するため、市販の変速機が使用できる2軸式エンジンを開発当初より採用している。70年代に開発されたGT21エンジン〔150PS〕は日野自工の中型バス〔RJ172〕に搭載され種々の走行試験が行なわれた。この貴重な経験をベースに新しく設計されたのがGT31 (330PS) であり、現在開発を進めている。高・低圧段とも軸流タービンを採用したエンジン構成はGT21エンジンの場合と同じであるが、一層の性能向上をはかった Grade-

Upエンジンとなっている〔図2〕。実験車には日野自工の大型バス〔RU637〕が選ばれ昨年8月より走行試験を開始、年末までに1万キロを越える試験を行った〔図3〕。

5. TOYOTA GTV

87年秋の東京モーターショーに展示されたGT乗用車TOYOTA GTVはトヨタのGT車開発における1つのマイルストーンである。エンジンは2軸式のGT41〔150PS, 68000rpm/5300rpm〕である〔図4・5〕。バス用のGT31エンジンに比し空気流量が少ないことから、熱交換器を1ヶとすると共に、高圧タービンには輻流型を採用している。乗用車に特に要求される発進加速特性の向上をはかるため、エンジンと変速機の総合制御を行なう等、乗用車としての完成度を高めている。

GT41エンジンは今後のセラミック化開発のためのベースエンジンである〔図6〕。セラミック材料は技術が若いだけに未だ unknown も多い。



図3 ガスタービンバス (日野 RU637)

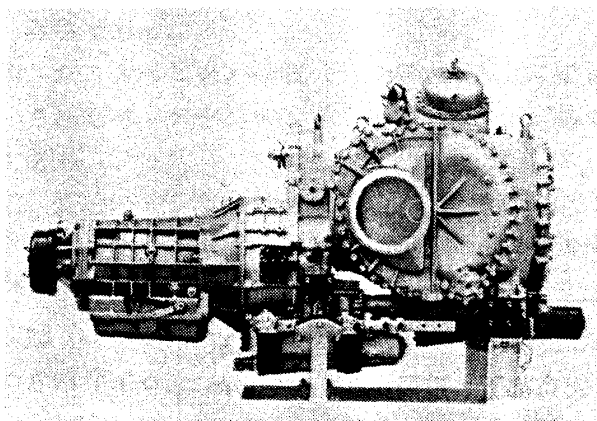


図2 GT31 エンジンの外観

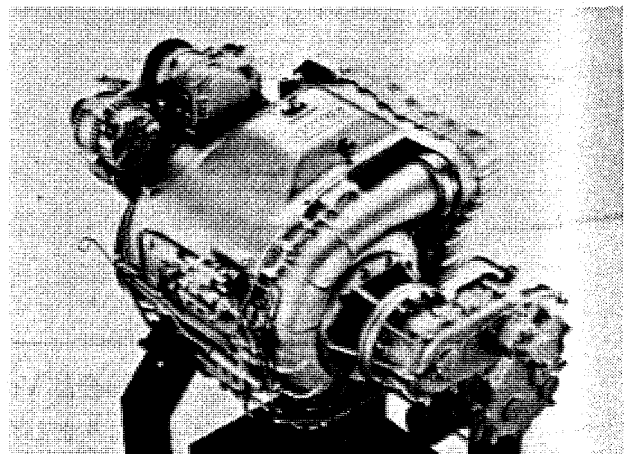


図4 GT41 エンジンの外観



図5 パーソナルグランドツアラー
“TOYOTA GTV”

しかし、ガスタービン車実現のためには、エンジンのセラミック化が不可欠である。自動車用新動力源の開発——この夢の実現のためには、タービン技術者と材料技術者の2人3脚が必要である。



図6 セラミックコンポーネント (GT41)

材料技術者に助けられながら、夢のガスタービン車実現に向けて今日も地道な努力を積み上げている開発チーム——東富士研究所の1つの断面である。

日本ガスタービン学会誌 Vol.16 No.63 148ページの表題が「東京都水道局」となっておりましたが、「東京都下水道局」の誤りでしたので、ここにお詫びして訂正させていただきます。



図5 パーソナルグランドツアラー
“TOYOTA GTV”

しかし、ガスタービン車実現のためには、エンジンのセラミック化が不可欠である。自動車用新動力源の開発——この夢の実現のためには、タービン技術者と材料技術者の2人3脚が必要である。

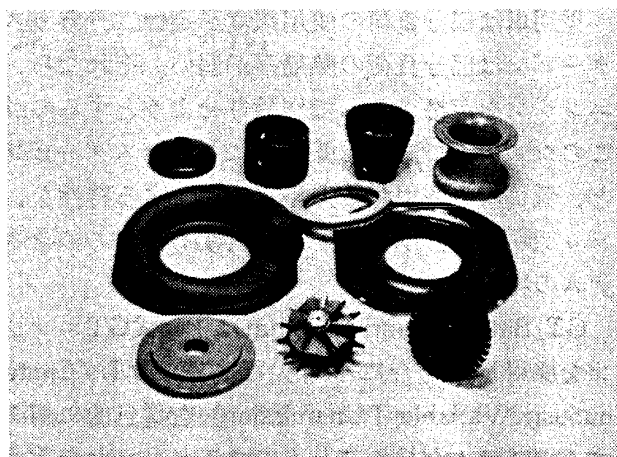
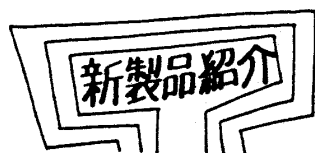


図6 セラミックコンポーネント (GT41)

材料技術者に助けられながら、夢のガスタービン車実現に向けて今日も地道な努力を積み上げている開発チーム——東富士研究所の1つの断面である。

日本ガスタービン学会誌 Vol.16 No.63 148ページの表題が「東京都水道局」となっておりましたが、「東京都下水道局」の誤りでしたので、ここにお詫びして訂正させていただきます。



高効率ガスタービン (H-25 型) の開発

(株) 日立製作所 日立工場 寺 西 光 夫
 漆 谷 春 雄

1. はじめに

省資源、省エネルギーの時代的背景のもとで、当社は出力 25MW クラス高効率ガスタービンの開発を進めていたが、昭和 63 年 10 月、初号機を工場発送した。

この H-25 型ガスタービンは、最適なサイクル条件の設定、高温材料の開発、各種要素技術の開発成果を盛り込み、シンプルサイクルにおいて高い熱効率を達成するとともに、排熱回収ボイラと組合せたコージェネレーションプラントあるいはコンバインドサイクルプラントにおいて高い総合熱効率を得られるよう計画されたもので、次のような特徴を持っている。

- (1) 信頼性の高いヘビーデューティ形ガスタービンである。
 - (2) シンプルサイクルにおいて、32% (軽油, LHV) を超える高い熱効率を有する。
 - (3) 排気温度が高い (550℃) ことから、排熱回収ボイラとの組合せにより、複合発電プラントとして高い熱効率を得ることができる。
 - (4) 広範囲な燃料 (天然ガス, LPG, 軽油, 重油等) に対応が可能である。
 - (5) デジタル制御盤により完全自動化し、運転が容易である。
 - (6) ガスタービン、補機が一つのベース上に設置されるパッケージタイプであり、据付が容易である。
 - (7) 既設の F5 型ガスタービン発電設備においてガスタービン本体を H-25 型とリプレースすることにより、性能向上が容易に行なえる。
- 以下、本ガスタービンの概要及び要素技術等につき紹介する。

2. 概 要

H-25 型ガスタービンの組立途中の状況を写真 1 に、主な仕様を表 1 に示す。このガスタービンは、燃焼器出口ガス温度 1260℃、圧縮比 14.7 の

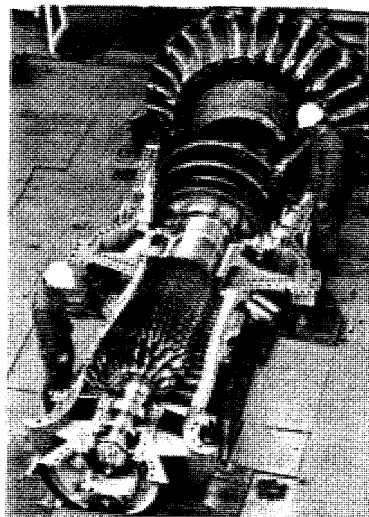


写真 1 H-25 型ガスタービン組立状況

表 1 H-25 型ガスタービン主仕様

型 式		ヘビーデューティ
軸 数		1 軸
出 力 (kW)		28,200
効 率 (%) (LHV)		32.3
排気温度 (℃)		550
入口空気流量 (kg/s)		88
回転数 (rpm)		7280
圧 縮 機	段 数	17
	圧 縮 比	14.7
燃 焼 器	本 数	10
	冷却構造	スロットリング方式
タービン	段 数	3
	空気冷却翼	1.2 段動静翼
軸 受	ジャーナル軸受	2
	スラスト軸受	1
起動装置		モータまたはディーゼルエンジン

(平成元年 1 月 30 日原稿受付)

高温、高圧縮比ガスタービンであり、圧縮機 17 段、タービン 3 段を有する一軸の構成となっている。ケーシングはメンテナンス性の良い水平分割構造であり、ジャーナル軸受は前後 2 カ所、またスラスト軸受は圧縮機前側に設けられている。回転数は 7280rpm であり、減速機を介して発電機と結合されるため、ギヤ比を変えることにより 50 Hz 及び 60Hz のいずれの発電機とも組合せ可能である。ロータは、圧縮機、タービンともにディスクを重ね合せたスタッキングロータ構造とし、軽量化するとともにディスク形状の最適化により遠心応力の低減を図り、また高いロータ剛性を確保することによりロータ曲げ危険速度を定格回転数に対して十分離している。タービンディスクには高温クリープ特性の良好な 12Cr 鋼系の新材料が使用され、これにより、タービンの高周速化が図られている。

3. 要素技術

高い熱効率及び高信頼性を確保するため、下記のような新しい要素技術が採用されている。

3.1 圧縮機

圧縮比 14.7 の 17 段軸流圧縮機であり、起動時の空気流量制御、あるいは排熱回収ボイラと組み合わせた場合の部分負荷時空気流量制御のため入口案内翼を可変としている。

本圧縮機の開発にあたって、17 段スケールモデル試験圧縮機を製作し、その性能及び信頼性を確認した。写真 2 にこの 17 段試験機を示す。

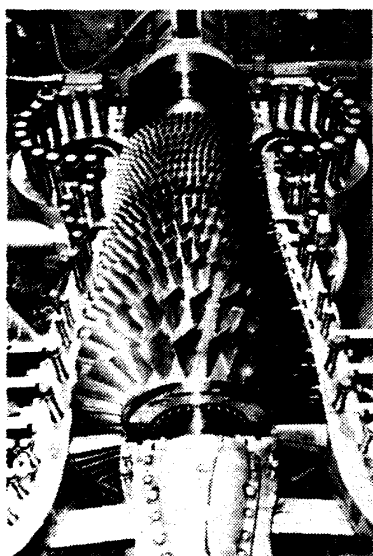


写真 2 17 段試験圧縮機

3.2 燃焼器

燃焼器は全周で 10 缶が配置され、燃焼温度の高温化のために各種の冷却技術が採用されている。

図 1 に燃焼器の構造を示す。燃焼器ライナは、従来より使用実績のあるスロットクーリングと呼ぶフィルム冷却と、フlossスリーブによる対流冷却の組合せにより冷却を強化し、さらに内面に熱遮蔽コーティングを施工することにより高温化に対処している。またトランジションピースにも、フlossスリーブを設け対流冷却を実施するとともに、熱負荷の大きい背側サポート部には、フィルム冷却を行なっている。内面には燃焼器ライナと同様の熱遮蔽コーティングを施工している。

燃料ノズルは、油燃料、ガス燃料の二重燃料方式も採用可能であり、また NO_x 低減対応として効果の大きいエンドカバーからの蒸気噴射もできる構造となっている。

本燃焼器の開発にあたっては、当社の燃焼器試験設備において実機と同じ条件（圧力、温度、流量）で試験を行なって特性、信頼性等の確認を行った。（写真 3）

3.3 タービン

燃焼温度の高温化に伴ない、タービン部は冷却が強化されており、特に厳しい条件にさらされる 1 段動静翼に対しては最新の冷却技術が採用されている。図 2 はタービン第 1 段動翼及び静翼の冷却構造を示したものである。1 段静翼はインピンジメント冷却、フィルム冷却及び後縁部のピンフィン冷却が採用されている。また材料には熱疲労特性に優れた C_o 基の新材料を採用し、信頼性の向上を図っている。1 段動翼にはリターンフロー

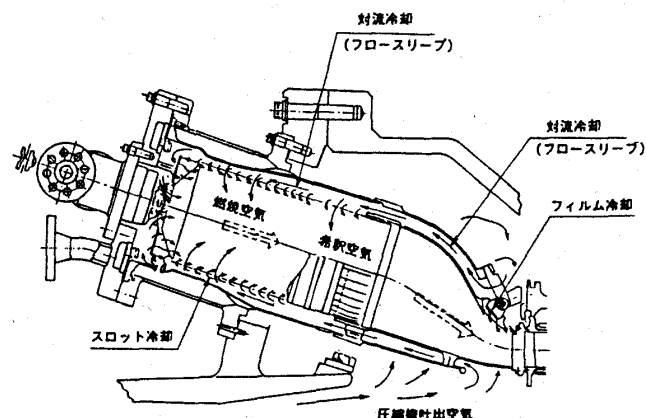


図 1 燃焼器冷却構造

方式の冷却構造が採用され、強力な冷却を可能としている。翼部には耐腐食合金コーティングが施工されている。

上記のタービン部の開発に先立って、高温の単段タービンである高温回転試験機（写真4）を製作しタービンの空力及び冷却特性の確認を行なった。

4. 工場実負荷試験

初号機は組立完了後、工場内において水動力計を用いた実負荷試験を実施し、800点を超える計測を行なって、全運転範囲にわたる性能特性、信頼性について確認した。図3に工場実負荷試験装

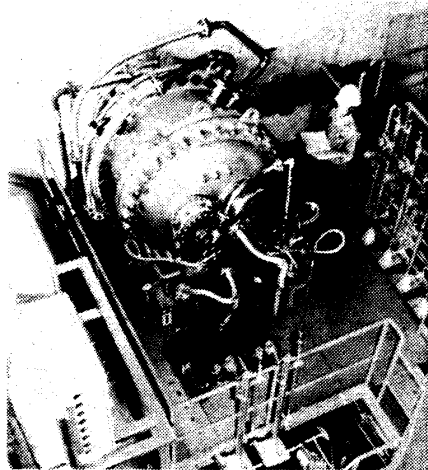
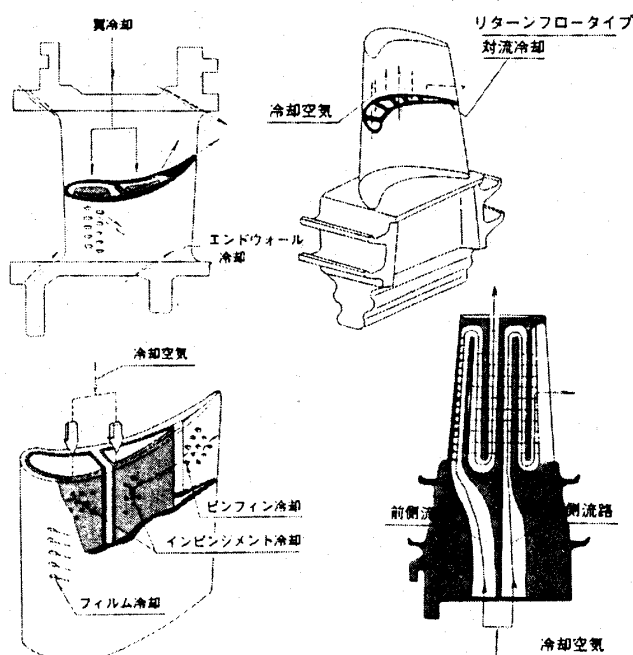


写真3 燃焼器試験設備



第1段静翼冷却構造

第1段動翼冷却構造

図2 第1段動静翼冷却構造

置の構成を示す。工場試験においては、回転体も含めた各部の温度、圧力、振動特性について、いずれも設計値に近い良好な結果が得られた。また、デジタル制御盤との組合せ運転も行ない、制御特性についても、良好なことが確認された。

5. 現地運転状況

H-25型ガスタービンの初号機は、㈱出光興産徳山製油所に既設F5型ガスタービンのリプレースとして設置され、排熱回収ボイラと組合せたより高効率のコージェネレーションプラントとして昭和63年11月末より順調に営業運転を開始した。又第2号機はゼネラル石油㈱殿界製油所にコージェネレーションプラントとして平成元年7月末よりの営業運転を目指して製作中である。

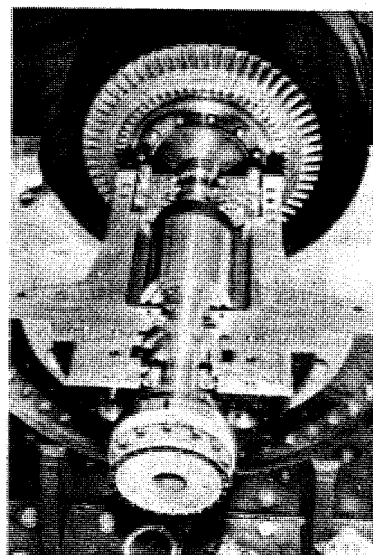


写真4 高温回転試験機

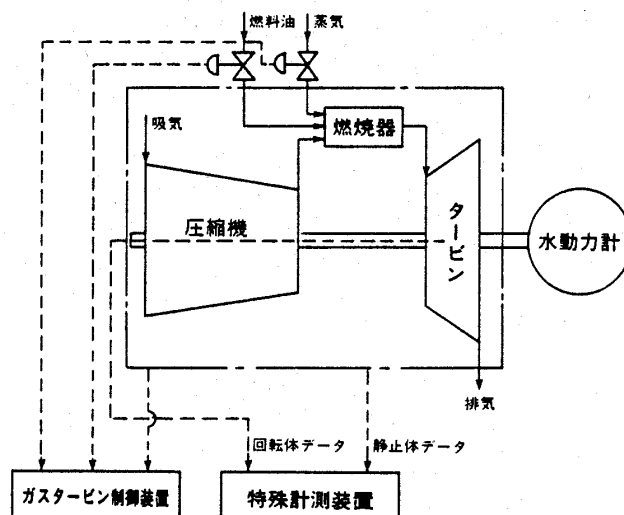


図3 工場実負荷試験装置構成

CIMAC Recommendations “Liability for Gas Turbines” について

（株）日立製作所 和田 正 倫

1. 緒 言

最近、製造物責任問題は、あらゆる分野で重要性を増してきているが、昨年一年間で米国における欠陥製品に関する賠償を求める訴訟が連邦地方裁判所への提訴だけで17,000余件に上ったとの最近の新聞報道にも見られる如く、米国を初め世界各国で製造物責任訴訟が急増している。例えば、シャワー後のペットを電子レンジで乾かそうとして死んでしまったというような言い掛りに近い訴訟も含まれているという話である。とにかく訴訟問題に発展してしまうという事態はメーカー、ユーザ両者にとって不幸なことである。

ここに、ガスタービンに関してこのような不幸な事態を極力回避することを目的として CIMAC (Conseil International des Machines A Combustion—ディーゼル及びガスタービンに関する国際燃焼機関会議) において、“Recommendations Regarding Liability for Gas Turbines” を昨1988年に完成したのでその概要を紹介する。

2. CIMAC 及びその活動状況

CIMAC とは1950年に設立された燃焼機関に関する世界的会議で、対象はディーゼルエンジン及びガスタービン（航空用・自動車用エンジンは除く）で、現在、工業先進国17国が加盟している。その主たる活動としては、2年毎に開催される国際大会と、その時々における燃焼機関に関する重要課題について国際的な組織のなかで審議する Working Group (WG) 活動の二つに大別される。

国際大会は第1回を1950年パリで開催して以来、1977年の東京、1987年のワルシャワ等を経て、本1989年6月開催予定の中国天津での第18回大会へと着実な歩みを進めている。発表論文も回を重ねるごとに増加の一途をたどり、前回のワ

ルシャワ大会ではディーゼルエンジン67編、ガスタービン29編、この内我が国からの論文はディーゼルエンジン13編、ガスタービン9編が発表され、かつ最優秀論文賞の栄光も日本からの論文に輝くなど、この学会における我が国の比重が増加してきている。

Working Group としては、現在8つのグループが設置されている。その題目及びこれに対応する国内の委員会は図1の通りで、国内の対応は日本内燃機関連合会（略称：日内連）を通じ、それぞれのWGに対応する国内専門委員会で検討され、日本の意見として関連の CIMAC WG に反映されている。なお、日内連には当ガスタービン学会も賛助会員として参画しており、ガスタービンに関しては深い係わり合いを持っている。

Working Group “Liability for Gas Turbines” は1985年6月に CIMAC において正式に設置され、西ドイツの Mr. Maghon (Siemens KWU) を委員長とし、CIMAC 加盟有志国（西ドイツ、フランス、英国、イタリア、ノルウェー、スウェーデン、スイス、日本）から代表委員を派遣、毎年2～3回の委員会を開催し審議を行ってきた。

我が国の国内委員会（委員長：浜中全美（石川島播磨））においては関係の団体及び企業から16名の委員が参加し、活発に意見を交換して日本としての意見をまとめ、それをWGに提出し、その多くが最終的に Recommendation に採用されている。筆者は国内委員会を代表して本WG委員会に参加の機会を与えて頂いたが、各国委員と大変有用な意見交換ができた。

3. Product Liability “製造物責任” とは

近年 Product Liability (PL—製造物賠償責任、或いは製造物責任とか訳されている。) の問題が特に米国でクローズアップされてきている。我が国の製品が PL 訴訟に巻き込まれ、機器の欠陥或

（平成元年2月2日原稿受付）

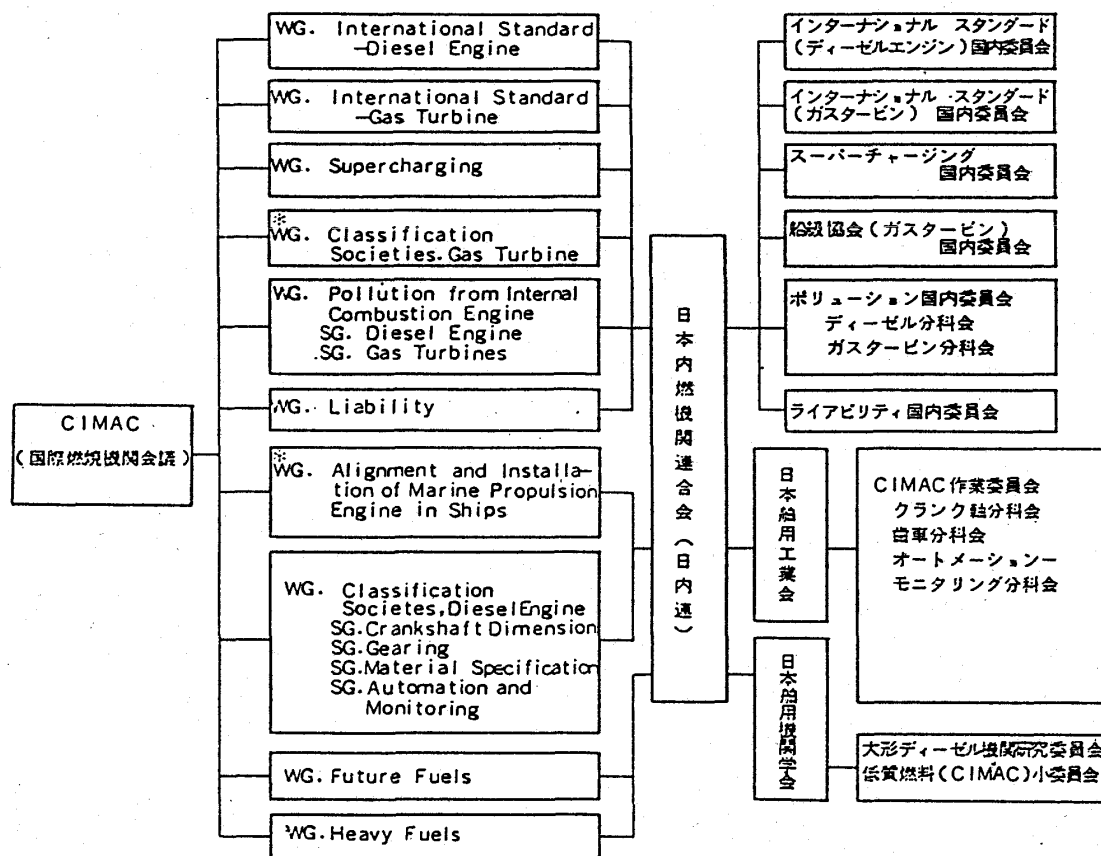


図1. CIMAC 作業委員会 (WG) と日本対応の国内委員会の組織

いは説明書不備の問題で莫大な損害賠償を要求されたケースが起こっている。やや旧聞に属する話ではあるが、幾つかの PL に関する新聞報道記事を紹介する。

- (1) 昭和 61 年 2 月 25 日付け日本経済新聞に「製品に欠陥がなくても事故が起きればメーカは責任を問われる。訴訟社会といわれる米国では製造物をめぐる訴訟が年間 10 万件を越えており、日本企業がトラブルに巻き込まれるケースも増えている。」という説明付きで、某工作機メーカが米国に輸出後 10 年余りで「ケガした」と訴訟を起こされ「中古転々…改造されても製造物責任」ということでやむなく和解したという事例が報告されている。
- (2) 昭和 61 年 3 月 29 日付け日経産業新聞には米国の PL 問題に関し、「100 万ドル超す製造物賠償金に悲鳴」「米国の有力損保、対策に乗り出す」という見出しで「消費者から欠陥商品と訴えられ、巨額の損害賠償金を支払うケースが激増している製造物賠償責任問題に業を煮やした米国の有力保険金融会社が、「訴訟災害」への

対応策を呼び掛けている。賠償金の支払いを怖れて損害保険会社が保険の引き受けをいやがり……」と報告されている。

- (3) また、昭和 61 年 6 月 1 日付け朝日新聞は「損害賠償の高額化は、経済を阻害」「改めようと米大統領が訴え」という見出しで「100 万ドルを超える損害賠償支払い判決が年に 400 件以上もある世の中は異常だ。賠償額の高騰が経済活動の活性化を妨げている。早いところ改めよう。とレーガン大統領が 5 月 30 日の全米不法行為補償改革協会で演説した。」「踏台の値段の 20% は、それを使って事故が起きた場合の補償関係のコスト」と報じている。

ガスタービンにおいて、例えば使用すべき燃料の仕様を規定しておかなかったばかりに、Na や K を含む燃料を使用されてしまい、そのあけく高温腐食に曝された部品の交換をメーカが要求される等ということは容易に起こる可能性のあることであり、事前の注意が必要である。

PL 問題先進国である米国で、某メーカの工場見学の際渡されたプラスチック眼鏡（日本で

は通常ヘルメットの着用が必要であるが、米国では削り屑飛散に対する防護眼鏡の着装が法制化されている。)にも、下記のごときPLを考慮に入れた注意書きが附いていたので一好例として紹介する。「本眼鏡は工場見学者の保護の為に設計されており、工場作業者が長時間使用すべきではないと明確に規定している。そしてこれは長時間使用した場合に起こるかもしれない眼の疲労や傷害或いは大きな物との衝突によって壊れてしまったというようなクレームを起こされぬよう配慮されている文章である。」(図2)

CAUTION

This Visitor Spec is designed for the protection of plant visitors to be used only in areas designated for visitors. It is not covered by the requirements of ANSI Z87.1, and as such should not be used by workers in an industrial environment. Do not use for permanent on-the-job protection. This unit is impact resistant but not unbreakable.

図2. 米国の工場見学者用眼鏡の注意書き

4. Recommendations Regarding Liability for Gas Turbines

CIMAC WGではガスタービンに関して、いわゆるPL訴訟というような不幸な事態を極力避けるため、製品責任の限界を決め、また契約書の作成や製品保証に当たってガスタービンメーカーが注意すべき事項を可能な限りまとめる事を目的として、本Recommendationを下記の3章にまとめることとした。

A 章 Recommendations Regarding Assured Properties

出力、燃料消費量、排気ガス、排出物、騒音、振動等の保証特性について

B 章 Recommendations Regarding Publications

据え付け要領書、運転及び保守ハンドブック等の出版物について

C 章 Recommendations Regarding Fuels and Fuel Treatments

用いるべき燃料とその処理について

下記は本Recommendationの“FOREWORD”の要約である。その意図する所をより理解して頂けると思う。

『欠陥製品或いは危険製品責任に係る法律改正が米国と欧州において、製造者の間で問題化されてきており、これに対処するため、CIMACはこのような責任問題を減らすために有用なRecommendationの作成をWorking Groupに要請した。

法律と裁判所による製造業者に対する欠陥或いは危険製品に係る厳格な態度は、特に契約関係の無い場合の製造物責任(所謂 Product Liability)に迄拡大されている。そしてこのことは契約における責任についてもまた影響を与えている。

製造物責任は、しばしば、製品そのものの損害から切り離されて、製品欠陥に起因した財産損害或いは人的傷害の責任として定義されている。

製造物責任訴訟は、一般的に責任当事者と契約関係の無い第三者により提起され、従って、契約書上の規程によって製造物責任を免除或いは制限することはできない。数多くの国の規制によれば、製造物責任にいかなる制限法も適用されない、製品が市場に出て数年後にクレームが引き起こされることさえある。

製造物責任の場合、ある法律下では、依然として製造者の明白な欠陥が必要条件として存在する場合において不法行為の責任問題が決定されるが、他の国の法律下では、同じ場合でも、理論上の厳格な不法行為責任として製造者の欠陥の有無に関係無く決定されることもある。厳格な責任はそれら該当国では、政府の方針を理由に課せられており、その中では、責任は欠陥製品流通過程において、危険を生んで、利潤を上げた当事者に欠陥製品に起因する損失を負担させることを要求している。製品責任について、これらの両極端の判決の中間にも、程度の差に幾多の違いがある判決がある。

製造物責任における法律と裁判所の製造業者に対するより厳しい態度への変化は、残念ながら契約書上での責任についても影響を及ぼしている。

契約書上の責任は、契約書上の一方の当事者が、他方の当事者に対して負う、契約書に規程された、たとえば、製品仕様書、政府規制、保証といった要因を履行しないことによって引き起こされる損害の責任として定義され得る。

製造業者に不利益な法律改正は結果として、製造業者に対する多数のクレームを引き起こすこと

になっている。

現在のところまでの状態では、製造業者に課せられるかも知れない法律上の義務の程度について、詳しく述べることは不可能である。

しかし、このような変化に備えて採用されるいくつかのステップがあり、法律の変更の結果として生じる直接的なステップと、将来での問題を避けるためのステップとしてあげられるものがある。』

A 章の Assured Properties では、ガスタービンの保証性能を契約で取り決める場合、そのベースとなる技術的条件を明確にしておくこと、特に環境問題に関連する排出物、騒音、或いは、利用率や信頼性の保証、部品の寿命に関する保証など、保証事項とすべきでない項目、或いはそういう類いの数値を提出せざるを得ない場合の留意点などが述べられている。

B 章の Publications では、ガスタービンメーカーは据え付け、運転、保守等のマニュアルの重要性及びその影響を法律的観点からもよく認識する必要があると述べ、ユーザに適切な運転及び保守をして貰うための必要な指導或いは、注意を的確に行う事は、良い物を供給する事と同様に大切な義務であると説いている。そして Installation

Manual, Operation Manual, Maintenance Manual, Spare Parts Manual 夫々に関する留意点がまとめられている。

C 章の Fuel and Fuel Treatments では、しばしばガスタービンユーザとメーカーとの間での保証に関するもめごとの要因の一つとなる燃料について、メーカー側から、どういう性状の燃料を使用すべきかという情報を正しくユーザに伝えることが大切であり、この点に関する留意点を解説しており、ガスタービンユーザにとっても有効活用が期待されるものである。

この CIMAC Recommendations (図 3) の英語版は、既に参加各国の国内委員会（我が国では、日内連が事務局である。）に送られてきている。

5. 結 言

上述したごとく、製造物責任関連の訴訟は世界的に増加する傾向にあり、本 Recommendation は、このような意味で、ガスタービンに限らず一般的なガイドラインを与えるものとしても大変参考になると思うので、特に輸出に関係される方々、及び製造部門、検査部門、或いは直接運転指導される方々に御活用頂きたいと希望する次第である。

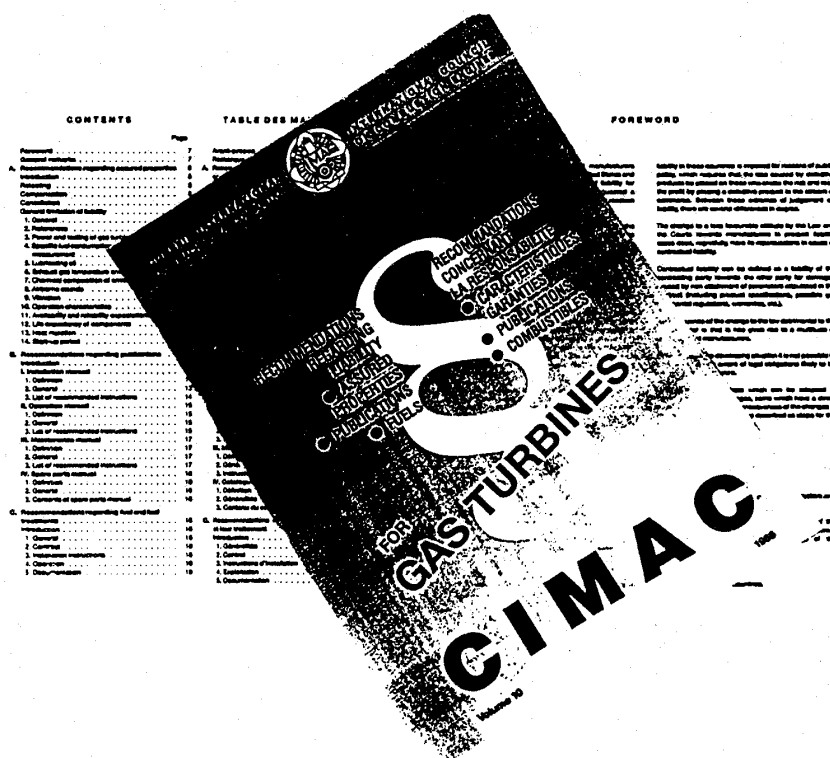


図 3. CIMAC Recommendations "Liability for Gas Turbines"

日本学術会議だより No.12

第14期特別委員会の活動始まる

平成元年2月 日本学術会議広報委員会

日本学術会議では、昨年10月の総会において設置された第14期の各特別委員会が活動を始めましたが、今回の日本学術会議だよりでは、これらの特別委員会に加えて、本会議が行っている国際的活動等についてお知らせいたします。

第14期の特別委員会

昨年10月の第106回総会で決定された、日本学術会議の第14期活動計画では、活動の重点目標として、①人類の福祉・平和及び自然との係わりを重視する学術の振興、②基礎研究の推進と諸科学の整合的発展、③国際関係の重視と国際的寄与の拡大、の3本の柱を掲げるとともに、これらの重点目標を踏まえて、多方面の科学者によって構成される日本学術会議にふさわしく各分野にわたって広く対応し、かつ、第14期中に適切な形で報告・提言に取りまとめるべき具体的課題として15の課題を選定している。

この度設置された7つの特別委員会は、上記の具体的課題のうち、従来から常設されている6つの常置委員会（別掲参照）で取り扱うものを除き、かつ、緊急に調査審議を行う必要のある7課題に対応するものである。

各特別委員会の名称及び任務等は次のとおりである。

◆平和及び国際摩擦に関する特別委員会

委員長：川田 侃（第2部会員）

（任務）国際的視野と我が国が置かれている地域的狀況や特性を踏まえて、国際摩擦（文化的・政治経済的・技術的等）の解決と平和に関する総合的な研究の推進の在り方やその体制等について検討する。

◆医療技術と社会に関する特別委員会

委員長：水越 治（第7部会員）

（任務）医療技術の急速な進展は、自然科学の分野だけでなく、人文・社会科学の領域にも種々の問題を提起している。様々な医療技術に係わる社会的側面を総合的に検討する。

◆生命科学と生命工学特別委員会

委員長：井上英二（第7部会員）

（任務）生命科学と生命工学の推進方策を検討するとともに、これらの急速な進歩を踏まえ、それらと人間・社会及び自然との係わりについても総合的に検討する。

◆農業・農村問題特別委員会

委員長：水間 豊（第6部会員）

（任務）農業・農村のもつ食糧生産や環境保全等の多面的機能について、近年の国際的・国内的状況を踏まえつつ、文化・経済・自然・都市との係わりで

幅広く検討する。

◆資源・エネルギー問題特別委員会

委員長：上之園親佐（第5部会員）

（任務）資源・エネルギーの開発と利用の問題を検討する。それに伴う自然及び人間社会への好ましくない影響を防止するという観点からも問題を検討する。

◆人間活動と地球環境に関する特別委員会

委員長：吉野正敏（第4部会員）

（任務）近年、経済社会活動の拡大等を背景に、人間活動が環境に及ぼす影響が地球規模で広がっており、深刻化する可能性を強めている。このような状況を踏まえ、人間活動と地球環境の問題等を検討する。

◆高度技術化社会特別委員会

委員長：佐藤 豪（第5部会員）

（任務）エレクトロニクス、メカニクス等の技術の発展・普及が社会に及ぼす影響、社会の情報化・技術化と人間との調和等について検討する。また、巨大な技術システムとヒューマン・ファクターとの関連についても安全確保と人間性確保の立場から検討する。

これらの各特別委員会は、発足以来現在までに各々2～3回の会議を開催するとともに、委員会によっては、シンポジウムやヒヤリングを実施して、それぞれの任務に沿った具体的な審議課題や今後の審議計画等について熱心に審議を進めている。今後の審議の成果が大いに期待されるところであり、今後、審議成果が発表され次第、紹介していく予定である。

なお、以上の7つの特別委員会のほかに、先般の総会の申合せにより、本年の4月総会において、人間の科学特別委員会（仮称）を追加設置する予定である。この「人間の科学」については、その具体的検討方法が複雑であるので、あらかじめ若干の整理を行った後に、特別委員会を発足させることにしたものであり、現在、検討会を設置して問題点の整理を行っているところである。

常置委員会

日本学術会議は、別掲の特別委員会のほかに、6つの常置委員会を設置している。各常置委員会は、本会議の目的及び職務・権限に即して、恒常的に調査・審議を進めていく必要がある事項について、個々の委員会の職務を明確にした上で設置されている。各常置委員会の名称と任務等は、次のとおりである。

- 第1常置委員会（委員長：大石泰彦（副会長・第3部会員））
（任務）研究連絡委員会活動活性化の方策及び日本学術会議の組織等に関することを審議する。
- 第2常置委員会（委員長：星野安三郎（第2部会員））
（任務）学問・思想の自由並びに科学者の倫理と社会的責任及び地位の向上に関することを審議する。
- 第3常置委員会（委員長：渡邊富士夫（第7部会員））
（任務）学術の動向の現状分析及び学術の発展の長期的動向に関することを審議する。
- 第4常置委員会（委員長：樋口敬二（第4部会員））
（任務）創造的研究醸成のための学術体制に関すること及び学術関係諸機関との連携に関することを審議する。
- 第5常置委員会（委員長：市川博信（第5部会員））
（任務）学術情報・資料に関することを審議する。
- 第6常置委員会（委員長：染谷恭次郎（第3部会員））
（任務）国際学術交流・協力に関することを審議する。

これらの常置委員会は、昨年7月、第14期発足の際に、委員を決定するとともに、役員を選出して、直ちに活動を開始した。各常置委員会は、上記のそれぞれの任務に従い、また、前期からの委員会ごとの申送りを尊重しつつ、さらに、第14期の全体の活動計画に沿いながら、第14期の活動方針及び活動計画をたて、それに基づき鋭意活動を進めている。

これらの常置委員会は、第13期には、勧告、要望あるいは見解等を取りまとめるなど多くの成果をあげたが、第14期の活動も注目されるところである。

平成元年(1989年)度共同主催国際会議

世界の代表的な科学者が一堂に会し、最新の研究情報を交換する学術関係の国際会議が、我が国でも数多く開催されている。日本学術会議では、これらのうち、毎年おおむね4件について関係学・協会と共同主催している。平成元年(1989年)度には、次の4国際会議を開催する。

- 第14回高エネルギー加速器国際会議
 - ・開催期間：平成元年8月21日～26日
 - ・開催場所：学園センタービル等（つくば市）
 - ・参加者数：国外 300人、国内 250人、計 550人
 - ・共催団体：（社）日本物理学会
- 第40回国際電気化学会
 - ・開催期間：平成元年9月17日～22日
 - ・開催場所：国立京都国際会館（京都市）
 - ・参加者数：国外 200人、国内 350人、計 550人
 - ・共催団体：（社）電気化学協会
- 第7回国際人工臓器学会世界会議
 - ・開催期間：平成元年10月1日～4日
 - ・開催場所：京王プラザホテル（札幌市）
 - ・参加者数：国外 300人、国内 700人、計 1,000人
 - ・共催団体：日本人工臓器学会
- 第9回結晶成長国際会議
 - ・開催期間：平成元年8月20日～25日
 - ・開催場所：ホテル仙台プラザ（仙台市）
 - ・参加者数：国外 300人、国内 600人、計 900人
 - ・共催団体：日本結晶成長学会、（社）応用物理学会

二国間学術交流事業

日本学術会議では、二国間学術交流事業として、毎年2か国を選んで代表団を派遣している。その目的は、「諸外国における学術研究の動向及び現状を把握するとともに、学術研究に関する基本的、全般的事項について相手国科学者等と意見を交換することにより、我が国の学術の総合的な発展に寄与する。」ことにある。

この事業は、昭和58年度から実施されており、これまでにアメリカ、マレーシア、西ドイツ、インドネシア、スウェーデン、タイ、フランス、大韓民国、連合王国、シンガポールの10か国に代表団を派遣してきた。

昭和63年度は、10月29日から11月7日まで、チェコスロバキア及びポーランドへ、会長以下6名の会員から成る代表団を、また11月27日から12月4日まで、カナダへ、会長以下5名の会員から成る代表団をそれぞれ派遣した。

各代表団は、訪問国において、科学技術政策や教育を担当する行政機関、研究所、大学等を訪れ、関係者との間で学術関係の情報交換を行うとともに、両国の学術研究の問題点等について意見交換を行った。

チェコスロバキア及びポーランドでは、本会議としては初めての社会主義国の訪問であり、各訪問先で、今回の本会議代表団の訪問はこれら2か国それぞれとの間の学術交流について新しい段階を開く契機となり、非常に意義深いものであることが強調されるとともに、政治・社会体制を超えた学術交流の在り方等について、熱心に意見交換が行われた。

カナダでは、各訪問先で、近年の我が国の産業の発展と科学技術の役割の観点から、本会議の役割と活動を含め、我が国の学術体制に関する質問が多く出されるとともに、両国間の今後のより積極的な学術交流・協力をめぐる活発に意見交換が行われた。

今回の成果は、代表団訪問時だけのものではなく、本会議と訪問国関係諸機関との今後の継続的な交流への発展、相互理解の促進・緊密化等の形で現れてくるものであり、我が国の学術研究の国際交流・協力の進展に大きく役立つものと期待される。

「熱工学の研究動向と熱技術の進展」の刊行

本書は、本会議の熱工学研究連絡委員会が、関係学協会の協力の基に刊行した「熱工学白書」ともいうべきものです。〔1冊 1,000円（送料 200円）〕

※本書は、〔財〕日本学術協力財団で取り扱っています。

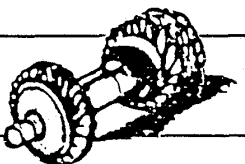
第2・第4土曜日閉庁のお知らせ

「行政機関の休日に関する法律」の施行に伴い、日本学術会議事務局では、本年1月から毎月第2・第4土曜日が休みとなります。御理解、御協力をお願いいたします。

御意見・お問い合わせ等がありましたら下記までお寄せください。

〒106 港区六本木7-22-34

日本学術会議広報委員会 電話 03 (403) 6291



ガスタービンセミナー（第17回）を終えて

航空宇宙技術研究所 山 本 孝 正

1月26日、27日の両日にわたり、恒例のガスタービンセミナーが東京芝の東京タワー前、機械振興会館において開かれた。

今回は「ガスタービンの制御及び運転・保守技術」をテーマに、大小のガスタービン、コンバインドサイクル、コージェネプラント、航空用エンジン及びその制御、特殊計測、燃料など多岐にわたって、各分野で活躍されている方々による10題の講演とそれに対する質疑応答が行われた。

各講演の詳細な内容はセミナー資料集を参照して戴くとして、今回のテーマは数多くのアンケート（事後感想）に見られたように、(1)経験豊富な方々による現場の具体的な体験談に接することができた点、(2)テーマの性質上、各社独自のガスタービンに限られた話であっても、それがかえって各社のガスタービンを取扱う際の考え方やノウハウを御披露願える結果になった点、が参加者にとり最も有益であったようだ。各社それぞれの制約の下でノウハウを含めた貴重な御講演を戴いた講師の方々に改めて謝意を表したい。

なお、今回のテーマは企画委員会で(1)過去のテーマと重複しないこと、(2)多数の方々に有益で興味を引く内容であること（従って、学会も多少とも財政的に潤うことを期待して）を留意し決定した。期待通り、およそ120名の参加を得て無事終了することができた。ただ、学術講演会等では多く見られる学校関係者、学生の参加があまりに少なかったことについては企画委員会側としては残念であり、今後何らかの方策を期待したい。

また、合せて行われた展示会にも関係各社には

大変な御苦勞を願った。面白かったとの御意見の他、展示品が少な過ぎる、説明不足との御意見も多かったが、展示品のお願いには例年苦勞する所である。専門家の参加の比較的多い本セミナーにおいては、自社製品の宣伝、自社イメージのアピールに充分価値ありと認められるので、次回からはぜひ自由に申込みされ展示会を利用されると良いと思う（現在展示料は無料）。

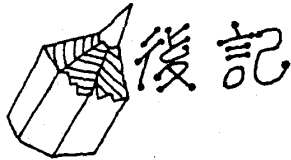
おわりに、紙面をお借りして御協力戴いた各参加者、各講師および展示会社の方々・団体の方々、ならびに事務局の方々にお礼を申し上げます。

（企画委員）

展示品一覧表（仮名順）

会社・団体名	展示品
石川島播磨重工業（株） 航空宇宙技術研究所	燃焼器、ターボチャージャー タービン翼列流れの数値解析（パネル） 電子式燃料制御装置、タービンフローメータ
ウッドワードカバナー（株）	燃料制御装置および資料
川崎重工業（株）	小型ガスタービン
全日本空輸（株）	燃料制御装置
大同メタル（株）	各種軸受および資料
（株）東芝	ガスタービンの制御盤（パネル）
日本航空（株）	タービン翼3種
三菱重工業（株）	コージェネガスタービン（パネル）
（株）明電舎	工業用パソコン（パネル、資料）

（平成元年2月9日原稿受付）



「ガスタービン排ガス対策技術」小特集の企画に当っては、編集委員会での打合せによりNO_x対策を中心に解説して頂くことを決めるまでには長い時間を要しました。しかし、低NO_x燃焼器、とりわけ、現在開発途上にある機種についての記事の取り上げ方については、色々な意見がありました。同様の原理による燃焼器について、メーカー数社の方々に解説して頂くということになると、土俵のちがひ、表現のちがひ、あるいは信頼性、運用性などの実用性に向けての対策の程度のちがひ等により、読者の方々の誤解を招く恐れもあるわけです。

一方、担当の小委員会としては、各社の技術の特色差を理解する上で、いい機会でもあるとの考え方から、特に各々の特長を取り上げて頂くようお願いいたしました。

執筆者の方々としても、社内外等の御事情もあり、書

きたいことも書けないなど、論説内容について苦慮される場面もあったことと思います。

結局、御覧の様な仕上がりとなり、表現、単位のちがひ、具体性の差などが必ずしも無いとはいえませんが、各社各機関の開発技術の特色差を知る上で、興味ある内容だと思います。

また、今回も3件の論文投稿を頂き、本誌の充実度も一層増して参りました。引続きふるって御投稿下さる様、お願いいたします。

今回の小特集については、執筆者の方々からは早々に原稿を頂きながら、準備、調整に手間取り、関係者の方々に大変お世話になり、皆様の御苦勞が身に染みた次第であります。

終りに、年末年始でお忙しい所を、快く御執筆くださいました著者の皆様に厚く御礼申し上げます。

(相沢善吾)

〈事務局だより〉

今年の冬も東京は暖かくて、オーバーの登場回数も少なく、昨年 of 冷夏とあわせて季節感がだんだん薄れていくようです。

ここ新宿のビルの窓から見える空もまた一段と狭くなり、このコンクリートボックスの中では一年がまたたく間に過ぎ去っていきます。

そんな中で今年もまたアッという間に年度末を迎える時期となりました。今回の決算は、昨年さんざん苦心した例のパソコンを利用して、サッとスムーズにいく予定です。(あくまで予定)

これから年度末にかけて、会員名簿の発行、Bulletinの発行、ニュースレターの発行と、63年度の事業計画として、まだまだたくさんし残したことがあり、事務局側も混乱気味。お電話がかかっても何の件なのかかわかるのに一瞬空白の時間が流れているようです。

新年度に入ってからでは会告のページにもございますように4月28日(金)通常総会を皮切りにその当日の特別講演会、5月12日のIHI見学会、6月2日の定期講演会、9月7、8日の蒲郡での特別講座と行事が既に決まっております。その間にもまだまだ企画予定がございますので、来年度も会告のページをお見逃しなきようご覧になって、参加お申し込みはお早目になさって下さいますようお願い致します。

〔A〕

“First International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics
of Internal Flows”

日 時	July 7-11, 1990		
会 場	Institute of Engineering Thermophysics Beijing, China		
締 切	Extended Abstract	July 1, 1989	
	Full Length Paper	Jan. 15, 1990	

(詳細は事務局へお問合せ下さい。)

平成元年度会費納入のお願い

平成元年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を事務局又は連絡窓口の方へお送り下さい。

賛助会員	1口	60,000円
正 会 員		4,000円
学生会員		2,000円

“First International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics
of Internal Flows”

日 時	July 7-11, 1990		
会 場	Institute of Engineering Thermophysics Beijing, China		
締 切	Extended Abstract	July 1, 1989	
	Full Length Paper	Jan. 15, 1990	

(詳細は事務局へお問合せ下さい。)

平成元年度会費納入のお願い

平成元年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を事務局又は連絡窓口の方へお送り下さい。

賛助会員	1口	60,000円
正 会 員		4,000円
学生会員		2,000円

〈第 14 期通常総会のお知らせ〉

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが、正会員の皆様のご出席をお願いします。

開 催 日 時：平成元年 4 月 28 日（金）13：00～14：30

会 場：機械振興会館地下 2 階ホール

議 事：1) 昭和 63 年度事業報告の件
：2) 同 決算報告の件
：3) 平成元年度役員選出の件
：4) 同 事業計画の件
：5) 同 予算の件
：6) 名誉会員推薦の件

尚、総会終了後特別講演会、映画会を予定しております。

〈特別講演会・映画会のお知らせ〉

総会終了後、下記のスケジュールにて特別講演会と映画会を開催致します。

○特 別 講 演：14：45～15：45

「最近の航空管制と将来」

東福寺 則保 氏（運輸省電子航法研究所）

○映 画 会：15：45～17：00

題未定

入場無料ですので是非ご参加下さい。

第17回ガスタービン定期講演会

共催 (社)日本ガスタービン学会 (社)日本機械学会
 日時 平成元年6月2日(金) 9:30~17:00
 会場 機械振興会館 地下3階研修1, 2号室
 東京都港区芝公園3-5-8 東京タワー前
 TEL 434-8211
 地下鉄日比谷線 神谷町駅下車, 徒歩5分
 次第 (講演時間20分, 討論5分 ※印講演者)

※印:講演者: 発表者の所属は、講演者と同じ場合省略しました。

第1室(研修1号室)		第2室(研修2号室)	
9:30	座長 梶 昭次郎(東大) A-1 旋回流による管路内気柱共振 ※葉山眞治(東大), 渡辺辰郎 A-2 回流水路及びフロン風洞による非圧縮流から超音速までの翼列振動時空力干渉に関する実験 ※花村庸治(東大), 山口和夫 A-3 放電式隙間測定装置の研究 ※渡辺高幸(日本工大), 松木正勝	9:30	座長 佐藤 幸徳(石川島播磨) B-1 超音速燃焼に関する基礎研究 (二次元直交噴流の流れと混合について) 江口邦久, ※黒沢要治(航技研), 五味光男, 下平一雄 B-2 水素燃料ラムエンジン燃焼器用保炭形式の実験的研究 ※田丸 卓(航技研), 下平一雄, 堀内正司, 齊藤 隆, 山田秀志 B-3 超小型水素ガスタービンの性能試験(第2報) ※齊藤憲吉(宇宙開発事業団) 湯浅三郎(以下都立科学技術大), 後藤 登, 西山正章
10:45	休憩	10:45	休憩
10:50	座長 荒木 達雄(東芝) A-4 ガスタービンシュラウドの熱伝達に関する基礎的研究 熊田雅弥(岐阜大), ※浅尾淑人(岐阜大院) 小峰正一(以下石川島播磨), 船崎健一 A-5 二分割型タービン冷却静翼の試作と冷却性能解析 ※吉田豊明(航技研), 熊谷隆王, 瀧 将展 下田裕司(日本工大(学)) A-6 高温ガスタービン用セラミック静翼の研究開発 (第2報 耐熱性能および冷却性能に関する実験的検討) ※阿部俊夫(電中研), 久松 暢, 石川 浩 宮田 寛(以下日立), 飯島史郎, 中門公明	10:50	座長 佐々木正史(日産) B-4 噴流旋回環状高負荷燃焼器の研究 (第1報 設計概念と三次元流れ解析を用いた初期設計) 佐藤幸徳, 藤 秀実, 米澤克夫, ※後藤 聡(石川島播磨) B-5 高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発 (第1報 構造設計と試作) 阿部俊夫, 久松 暢, 森 則之(以上電中研) ※町田隆志(日立), 宮田 寛, 中門公明 B-6 高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発 (第2報 燃焼試験結果) ※久松 暢(電中研), 阿部俊夫, 森 則之 岩井一朗(以下日立), 宮田 寛, 町田隆志
12:05		12:05	
13:15	《特別講演》		座長 高田浩之(東大)
14:15	ファインセラミックスの現状 奥田 博(ファインセラミックスセンター)		
14:25	座長 白戸 健(三井造船) A-7 セラミック軸受けのジェットエンジンへの適用に関する研究 ※木村隆夫(石川島播磨), 青木千明, 増本雄治, 伊藤一人 竹林博明(光洋精工), 阿部 豊(東芝) A-8 セラミック動翼嵌合方式の研究(第1報) 古瀬 裕, ※北島秀昭(東電) 小野拓郎(以下旭硝子), 島山 彰 A-9 セラミックガスタービンのトリップシミュレーション ※三巻利夫(電中研), 阿部俊夫, 久松 暢 和田克夫(以下日立), 宮田 寛	14:25	座長 田丸 卓(航技研) B-7 石炭ガス化燃料の燃焼反応解析 (第1報 サーマル NO _x 排出特性) ※中田俊彦(電中研), 佐藤幹夫, 山内浩二 B-8 石炭ガス化燃料組成が NO _x 排出特性に及ぼす影響 ※佐藤幹夫(電中研), 山内浩二, 中田俊彦, 阿部俊夫 芳根俊行(以下東芝), 山田正彦, 増佐彰一, 長谷川宏 B-9 ガスタービン排気系のバージ特性 本間友博, ※近藤卓久(東芝)
15:40	休憩	15:40	休憩
15:45	座長 大山 耕一(航技研) A-10 空冷翼の起動・停止時における非定常熱応力 ※梅沢貞夫(日立), 島谷 初 A-11 蓄熱式熱交換器の要素特性 ※酒井達朗(三菱自動車), 松久忠彰(日本ガイシ) A-12 高性能・低コストタービンディスク材の開発 ※田中照司(川重), 西山幸夫	15:45	座長 今井 鉄(日立) B-10 発電機用可変案内翼付2軸再生式ガスタービン制御系の開発 ※熊倉弘隆(日産), 村松利夫, 渡辺秋範, 鶴田栄二 B-11 高効率ガスタービンコジェネレーション発電設備について 表 義則, 杉村章二郎, ※雨宮山博(三井造船) B-12 コンバインドサイクルプラントによる効率改善 ※時田正徳(丸善石油)
17:00		17:00	

《参加登録について》

事前登録締切 5月8日(月)

- 参加登録費 事前登録 4,500円(学生員2,000円)
当日登録 5,500円(学生員2,000円)
会 員 外 11,000円
- 事前登録の方法 下記送金方法にて5月8日(月)までに、(1)氏名(2)所属学会(3)会員資格(4)勤務先(5)連絡先を明記の上、事務局までお送り下さい。なお、著者も参加登録をお願いします。5月8日までに入金なき場合は、当日参加登録扱いになります。
- 事務局 〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402
㈲日本ガスタービン学会
- 送金方法 次のいずれかをご利用下さい。なお、銀行振込の場合は、送金時にその旨事務局宛ご連絡下さい。
・現金書留
・郵便振替(東京7-179578, 社団法人日本ガスタービン学会)
・銀行振込(第一勧業銀行西新宿支店①No.067-1703707, 社団法人日本ガスタービン学会)
- 講演論文集配布 5月8日(月)までに入金の方には事前にご送付します。その他の方には当日会場にてお渡しします。
なお、当日会場でも、入金申し込み、参加登録を受け付けます。準備の都合上、なるべく5月8日までに申し込み下さい。

《懇親会案内》

第17回定期講演会終了後、会員各位の親睦をはかり、ご懇談いただくため下記のような懇親会を開催いたしますことになりました。お誘いあわせの上お気軽にご参加下さい。
 日 時 平成元年6月2日(金) 17:15~19:00
 会 場 機械振興会館 6階67号室
 参加費 無料(登録者に限る)

GTSJ 英文ブレティン販売のお知らせ

このたび英文ブレティン第2号(1988年度版)を下記のごとく発行する運びとなりましたので、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，舶・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) Dr. DENTON による特別講演
「ターボ機械における3次元流れの数値解析」の復元記録
- (3) 最近の学会誌掲載論文の抄録
- (4) 最近の学会講演発表論文のリスト
- (5) 最近の学会誌掲載“研究所だより”
- (6) ガスタービン，ターボチャージャ生産統計資料
- (7) ガスタービン学会の組織，活動状況紹介
- (8) 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 約90ページ
(内容は全て英文にて構成されています)

3. 発売時期： 本年3月中旬

4. 予定価格： 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

このブレティンは，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・ターボチャージャ事情を説明する資料として便利かと思われますので，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、ガスタービンおよ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、新製品の紹介および書評などとする。
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枚で刷上り約1頁となる。
5. 刷上りページ数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次の通りとする。論説4～5頁、解説および技術論文6～8頁、見聞記、速報および寄書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
(社)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、ガスタービンおよ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. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めて刷上り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16巻 第64号

平成元年 3 月 10 日

編 集 者 高 田 浩 之

発 行 者 松 木 正 勝

(社)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 日青工業㈱ 東京都港区西新橋2の5の10

©1988 (社)日本ガスタービン学会
本誌に掲載されたすべての記事内容は
(社)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。