



ASME Gas Turbine Divisionのこと

青山学院大学理工学部 渡部 一郎

1. ASME Gas Turbine Division (G.T.D.) について

ASMEの会員になってから9年目になるか。この間、ASME G.T.D.を通して私なりに感じたことを書いて見よう。話が日本機械学会(JSME)と関連するものであるから、日本機械学会誌に書いた方がより適切な点もあるかとは思いますが、G.T.D.を通しての話であり、また日本ガスタービン会議(GTCJ)の会員は大部分がJSMEの会員でもあると思うので、この紙面をお借りしても場所柄を辨えないことにはならないと思う。私はここでJSMEの在り方を批判したりあげつらったりする心算はない。私自身JSMEには多年関係して来たわけであり、茲にはただ実状を述べてGTCJの会員諸賢の御参考に供しようとする次第である。

JSMEでは研究論文を発表するのはJSMEの会員に限られている。ASMEの場合は会員であると云う制約は全くない。しかも論文の著者は登録料が免除される。また会員でなくても登録さえすれば聴講は自由であり、非会員の参加者もかなり多い(会員は胸につけるネームプレートが青色、非会員は赤色なのですぐわかる)。このことは、研究発表者が講演の初めに Mr. Chairman, Members and Guests と云う呼びかけで講演に移るのを見てもよく分る。ASMEがこのような方針を採っている理由は判然としませんが、講演者を会員に限ると云う制約をはずしたことで、講演会なりシンポジウムなりがより国際的となり、ASMEの会員にとっても裨益されることが多いとの判断によるも

のであろうか。私も外国でJSMEで研究発表ないし論文提出をしたいと云う希望を数回聞いているが、上記の制約があると答えて今日に至っている。この点、米国とは国状の相違もあるかと思うが、検討に値する問題だと考えている。

ASMEにはわれわれと最も密接な関係にあるG.T.D.を含めて表1に示す30の部門がある。これらのすべての部門の活動が判然としている訳ではないが、G.T.D.の活動が活潑なことは驚くべきものがある。G.T.D.の Treasurer R. Tom Sawyer, Exhibit Director John W. Sawyerによると、G.T.D.が全部門中で最も活潑であると云う。私などG.T.D.そのものが一つの学会であるような印象をもっている。ASMEの本部からかなりの権限を委譲されているようで、毎年1回米国内またはヨーロッパで国際ガスタービン会議を開催しており、これには必ず展示会(Products Show)を併置していることは御承知の通りである。これのブースの rental fee がG.T.D.の収入となるので、G.T.D.は経済的にも最も裕福な部門であり、従って活動が活潑なのであろう。事実、G.T.D.には実行委員会があり、Treasurer もいれば論文の査読もやると云った具合で、全く完全な学会の形態をそなえている。1973~1974のG.T.D.実行委員の構成、分担と委員名は表2の如くである。実行委員は每期1名が引退し1名が新任されると云う形になっている。またG.T.D.には表3に示すように14のTech. Committee がある。私はG.T.D.主催の国

際ガスタービン会議にはここ数年出席しており、別に11月末頃米国内で行なわれるASME Winter Annual Meeting.にも2回ほど出席したことがあるが、ASMEとしての表彰は主に Winter Annual Meeting で行なわれ、G.T.D. 自体による表彰は国際ガスタービン会議の banquet の席上で行なわれている。本年4月チューリッヒで開催された19th Annual International Gas Turbine Conference and Products Show の banquet の席上では、G.T.D.の各委員会のうち任期満了の chairman に対するG.T.D.の Certificates, ガスタービン工業とG.T.D.に関しての卓越した貢献に対するG.T.D.の感謝状、G.T.D. Student Paper Award, すぐれた論文に対する Gas Turbine Power Award, R. Tom Sawyer Award(後者は2年ほど前に新設された)などの表彰が行なわれた。

表1 ASME の Division

1. Aerospace	16. Petroleum
2. Applied Mechanics	17. Nuclear Engineering
3. Management	18. Rail Transportation
4. Materials Handling Engrg.	19. Power
5. Diesel & Gas Engine Power	20. Textile Engineering
6. Fuels	21. Plant Engrg. & Maint.
7. Safety	22. Gas Turbine
8. Fluid Engineering	23. Air Pollution Control
9. Biomech. & Human Factors	24. Technology & Society
10. Materials	25. Automatic Control
11. Heat Transfer	26. Ocean Technology
12. Process Industry	27. Energetics
13. Production Engineering	28. Pressure Vessels & Piping
14. Design Engineering	29. Incinerator
15. Lubrication	30. Solar Energy Applications GP.

表2 G.T.D. 実行委員会の構成, 分担と委員名

Chairman	Glenn W. Kahle
Vice-Chairman	C. E. Seglem
Exhibit Director	John W. Sawyer
Executive Secretary	Thomas E. Stott
Past Chairman	Urban Floor
Review Chairman	Ivan G. Rice
Chairman of Conferences	Eugene P. Weinert
Treasurer	R. Tom Sawyer
Publicity	Andrew J. Lazarus
Editor, Newsletter	R. A. Harmon

表3 G.T.D. の Technical Committee

Aircraft	Manufacturing Technology
Codes and Standards	Marine
Combustion and Fuels	Nuclear Cycles*
Controls and Auxiliaries	Pipeline-Operations and Applications
Ad Hoc Committee on Education	Process Industries-Operations and Applications
Electric Utilities-Operations and Applications	Turbomachinery
Heat Transfer	Vehicular

2. 論文の2つのカテゴリ **Analysis** と **Synthesis** について

研究論文には解析 (analysis) に重点をおくものと総合 (synthesis) の性質を帯びたもの

の2種類があることは衆知のことである。

J S M Eに例を採って見ると、論文集に掲載されている論文はほとんど前者であり、日本機械学会誌に掲載される技術論文は後者に属する。

J S M E の analysis 論文のレベルが高いことは Bulletin を通して国際的にも定評があるが、J S M E は A S M E とくらべると analysis 論文に重点を置き過ぎていると云うか、少くとも論文数で見ると analysis 論文が圧倒的に多いように思われる。

ここで A S M E の論文のことを一寸述べると、3人の reviewer が3ヶ月かけて投稿された論文を、J S M E とは違って、発表の前に事前審査をする。これによって presentation の時には既にその論文は Transaction に掲載されるものであるか或は A S M E に Paper として Transaction にはのらずに、そのコピーが一年間 A S M E に保管され、会員が購読できるようになるかが決っている。その審査基準は私の聞いた処によると、permanent な性質の論文は Transaction へのり、current なものは A S M E paper になると云うことであって、表向きその論文の良否で区別するとうたっていない。permanent とはいわゆる決定版式のものであり、内容もレベルも高いものと考えられるが、current とはその時々の問題を取扱ったものと云う解釈のようである。併し実状はガッチリした内容の良いものは Transaction へのり、それ程でもないものは A S M E paper になっていると考えられなくもない。さて、論文の査読委員であるが、これは私も確信がある訳ではないが、どうも大学、研究所関係の人以外にメーカの技術者、研究者が多数参加しているようである。メーカで主にやっていることは、洋の東西を問わず、synthesis のものが多く、この点でメーカの技術者なり研究者なりは synthesis 論文に対して確たる定見、基準を持っているのではないだろうか。こんな関係で、A S M E の Transaction には、analysis 論文のほかにも多くの synthesis 論文が掲載されているのではないだろうか。

Synthesis 論文は総合であるから、純粋な analysis の見地からすると、随所に疑問点を内蔵していることもあり、この見地からすると独創性がないとか、突っ込みが足りないとか、普遍性に乏しいとかで審査段階で不利になり易い性格を持っている。私の経験を申上げて甚だ

恐縮であるが、慶応義塾大学で博士論文の指導に当たって私が気を使った点は、論文を J S M E に投稿して受理されるかどうかの見当をつけることであつた。私は上記のことを考慮に入れて、ここ数年に2つの synthesis に近い論文を J S M E には投稿せずに A S M E に投稿することを著者にすすめた。これら2つの論文は A S M E で受理され Transaction に掲載されている。こんなことを考えると、A S M E の方が J S M E にくらべて synthesis 論文に対する理解が深いようにも思えるのである。

以上は A S M E 論文と J S M E 論文との比較考察であるが、われわれの G T C J では論文としては技術論文すなわちメーカ等で苦勞して纏め上げた点を記述した論文に重点を置くことに大体決っている。このような論文も亦、技術の進展に対しては極めて重要であることは論を俟たないが、G T C J の review に当っては上記の事柄は或程度御参考になるかとも考え、ここに記述した。

3. 結 び

以上、A S M E のこと、同 G . T . D . のこと、これに関連して J S M E のこと、また論文の性格のことなど、私なりに感じていることを述べた。私はここで J S M E を非難しているのではないことは御理解いただきたい。また J S M E が A S M E と同様になつてもらいたいと念じているものでもない。上述のように J S M E と A S M E に種々の点でかなりの差異があるのは、大架装に云うと徳川時代以来の両国民の考え方、国民性の違いなども入っていると考えるからである。

ただ私が考えていることは、G T C J は J S M E と同じ性格であつてはならないということである。論文面で考えると、G T C J では synthesis に重点をおいた論文を多数受理するようにして戴きたいと考えている。ただこの synthesis 論文の価値判断は analysis 論文の review よりも、本質的にはもっと困難な問題ではないかと考えている。編集に関係される方々の長期に亘る御苦心、経験の積み重ねによって、synthesis 論文の価値判断の基準が出来ればよいと願うものである。

(昭和49年5月31日原稿受付)



ガスタービンの未来を語る—その1—

座談会

出席者 栗野 誠一 (日本大学)
 今井 兼一郎 (石川島播磨重工)
 浦田 星 (日立製作所)
 岡崎 卓郎 (東京大学)
 岡村 健二 (三菱重工)
 中村 健也 (豊田自工)
 三輪 光砂 (日立造船)
 司会 平山 直道 (都立大学)
 (昭和49年5月16日開催)

平山 きょうは、「ガスタービンの未来を語る」というタイトルで、座談会を企画しましたが、これを会誌にまとめる都合もございまして、私未熟でございますが司会させていただきます。一つのねらいとしまして、近い将来の問題もさることながら、遠い将来の夢も含めて、この業界に携わる若い人を勇気づけるようなことを放言していただきたいと思ひます。

ガスタービンは現在だんだん用途がふえそうで、思うようにふえない。われわれがガスタービンを信ずるほど世の中の人々が信じてくれないという嘆きがあります。そこで最初に、全般的にガスタービンの業界、学界を含めて将来の見通しについて、チューリッヒのガスタービン会議に出席された岡村さんあたりから口火を切っていただきたいのです。

ガスタービンは今後10年間に急速にのびるか。

岡村 いま司会者がガスタービンの伸び方にお触れになりましたが、これについては一番私も日ごろ考えていることとでございます。幸いに



して、ガスタービンの特性が航空機に適合しているものですから、航空機用は画期的な発達をしてきました。同時にそれに刺激されて技術も進み、用途も現在非常に速いテンポで広がっております。おそらく十年はまだ急

ピッチで伸びると確信しています。

ガスタービンのよさは、幾つかありますが、同時に広く使うにはデメリットもございます。そのうちの大きなものは二つあります。インシヤルコストが高いことと、燃費が必ずしも芳しくないことです。これが一般への浸透がくれた理由だと思ひますが現在の性能でも、使用方次第では非常に有効であるものが、たくさん証明されつつあります。当分これからは、そういった用途が開発されるだろうと思ひます。またガスタービンでないとうまくいかないものもあると思ひます。将来問題としては原子力との組合せ、ヘリウム・タービンというようなものが考えられておりますし、実用までにはいくつかの技術開発も必要だと思ひますが、その過程ではコンポーネントの技術もどんどん進んでまいりますし、逐次必ず実現するであろうというのが私の大体のイメージでございます。

平山 そういった動きがチューリッヒの国際会議でも、感じられましたか。

岡村 はい。最近のエナジークライシスが、ガスタービンにどう影響を与えるかを考えますと、かえって燃費という点で一見不利益のようでも、よくよく考えますと、前からいわれておりますトータル・エナジー・システムを考え、総合プラントのエフィシェンシが60%をこえるものが出てきて、それが消化されている。

一方コストも、エンジン本体でなしに、それをインストレーションするプラント全体のコストという点からいきますと、決して高くない。むしろ安い例があります。そういう点から現在でもまだまだわれわれの知恵をもっと働かせな

ければいけない。

また一方、それらの基本的な課題として、耐熱材料、しかも経済的なものを生み出そうという努力、また燃費改善のため思い切ったリキベレータのようなものを実用化していく努力等のような技術開発の常道ともいえるテクノロジーが、各国でまじめに推進されていることを感じましたね。

平山 いま岡村さんから話題に出していただきました燃費も含めたガスタービンの性能の向上とか、あるいはその他の関連技術開発につきまして、研究上の問題点を岡崎先生あたりから御話し下さいませんか。

研究上の問題点は

岡崎 今日急にいわれまして、何かからお話していかわかりませんが、どちらかという航空用を中心にしてお話することになると思います。いままでは航空用では普通の意味の研究、使えるようにするための研究はもう完成して、終



わったと考えていい状態だと思います。しかし実際に使うのにはそれぞれ当然たくさん研究が必要ですが、ここでは共通のことだけについて申し上げます。

いろいろなアイデアは戦時中みんなありまして、それがい

ま全部実現してしまったという状態ではないかと思えます。問題を大きく分けまして一つは公害に関連した音とかエミッションを含めた性能関係の問題、第二はこわれないようにするための諸問題、第三は安くする、つまりコストだけでなく、実際に使う場合のメンテナンスも含め、トータルのシステムとして安くするという問題があると思えます。公害はちょっと別にして、いまの重点は三番目のコストのほうに航空用は移ったのではないかと思えます。

先ほども燃費のお話がありましたが、航空用はシンプルなサイクルであるのに熱効率に換算しまして40%を越えていますから、ほかの燃

費に比べて必ずしも悪くない。ただしそれはフルロードに近いところですから、航空用では高度を変えればいいのだが、ほかの用途ではそれができない。もっとも、燃費を少なくしろという要求はいつでも非常にきびしくて、特に最近燃料が値上がりしていますから、音のレギュレーションはあるのですけれども、たとえば1dBか2dB音が大きくなっても燃費を減らしたいという気持もある位です。

性能は大体行くところまで行っているのですけれども、それでは各コンポーネントをこれからよくする見込がないかという、私はそうは思いません。特に航空用では、多少重くてもよいということであれば、現在のものよりも各コンポーネントをもっとよくすることができる。ただそれには相当の研究開発が必要で、今までは研究というところだらけの勘定が多かったのですが現在は測定のほう非常に進歩していますから、実際に流れても何でも測定して、それからフィードバックしていくということでもっと大きな要求をみたせると思えます。それについてもあまり進歩が早いとは申せませんが、幾らかずつは進歩していると思えます。ただそのために複雑な機構を使う方法はみな消えていくようですね。

次のこわれなくする問題、それは今のところは、もしやるつもりならかなりの程度までできるようになったと思えます。ただめんどろな計算なり実験を、どの程度までするかは、作ってから直したほうが早いんじゃないかということとの兼ね合いできまると思えます。解析の上で一番難点は、材料の性質を完全に勘定に入れるというところまでのデータがそろっていない。それを実験で出そうと思うと、そのエンジンのライフサイクルが終わったころにしか出てこない。その点はいまでも不透明な要素が多いんじゃないかと思えます。

三番目の作り方の話はいろいろ出ると思えますからそれは省略して初めの性能関係で残しました公害問題ですが、音についていいますと、消す気なら消せても、やはりコストとの関係で、どこで折り合うかが問題になっております。あるレギュレーションをきめるとそれを満足する範

囲で、いつでもできるだけ安くつくることがみんなのねらいどころで、かりにそれよりも下げられても、まわりの人は文句をいいますけれども、乗る人はあまり文句をいいませんし、売るほうに関係はないかもしれませんので、それ以上にはなかなか実物としてはいきにくい。しかしやる気ならやれるという段階です。

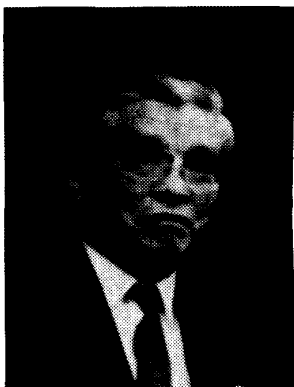
それからエミッションのほうは、そのままでピストンエンジンの何もしないものに比べてはるかにいいのですけれども、ただ一番きびしいレギュレーションになりますと、そのままではおもにNOxの問題で通らない。それも航空用以外の用途ならば多少めんどろなことを覚悟すればできる段階ではないかと思えます。

全般的にいいますと、私はどうせ定年まであと何年もないからやれることはないのですけれども、これから研究する人は何をやるかということは、やはり非常にむずかしいんじゃないか。(笑) 実物に直接タッチして起こってくる問題はたくさんあるのですけれども、大学なんかで何を長期計画として選ぶかというのは相当むずかしいと思えます。

ジェットエンジン国産のための努力は十分か

平山 岡崎先生から、いま非常に貴重なご発言がありましたけれども、主として航空用ということでお話しになりましたが、産業用にも幾らか関係があったと思えます。ここで栗野先生あたりから、もっと別の角度からのご意見ありましたら伺いたいと思えます。

栗野 ジェットエンジンを少し攻めましょうよ。今井さんのとこを攻めておかないと。(笑)



日本のジェットエンジンも今井さんたちの必死の努力で、ずいぶんよくなっているのですが、どうも国産のエンジンがまだほんとうにできないのですね。現在FJR710等の試作を航技研、東大の頭脳とわが国の技術

をあつめてやっておられ大分うまくいきそうですが、国産の機体はYS11やC-1をつくったり、YXやPX等いろいろ計画をするのですけれども、ジェットエンジンを本気になって国産化しようというふうにならない。あれはどういうことでしょうか。今井さんにちょっと伺いたいです。

今井 飛行機の機体とエンジンということでは船と船のエンジンとい



う関係で見ますと、船は皆さんお作りになっておられるけれども、エンジンはよくわかりませんが、日本独特のものは非常に少ないんじゃないか。いまだにやっぱり相当見習い費用を払わなければならない。エンジンはむ

ずかしいということをご存じの方ばかりの中でいうのはおかしいのですが、そういう要素が一つあると思うのです。それにしても、国産のやつがなぜできないかということに対しては、これは先生に申し上げるのはあれですけれども、やっぱり勉強足りないんだと思うのです。

栗野 勉強が足りないんじゃないかとお金のつき込み方が足りないのでしょうか。

今井 金のつき込み方を含めて、ほんとうの意味での血みどろな勉強をしていないという気がするのです。飛行機のレププロのエンジンを考えてみても、ほんとうに使えそうなエンジンができるようになったのは戦争を通じての中で、最後……にはできたかと思えるか、やっぱりできなかったかと思えるか、とにかく問題は残ったと思います。レププロの場合でも、飛行機はあんないい飛行機ができてはいるけれども、エンジンは……。いいエンジンだったとは思いますが、問題が残ったんだと思うのです。いまのガスタービンの中で、ほんとうのことをいえば、金のつき込み方といわれますが、それじゃ金だけをつぎ込んだらできるかどうか、いまの段階では私は簡単じゃないと思う。ですか

ら、長い目でもっと全体が積み上げていくという努力をしないと、これはなかなか簡単じゃない。

願みて他を言うことになりませうけれども、航空エンジンを作る国で残るのはアメリカだけになるんじゃないかという予想があります。ヨーロッパの連中、ロールスロイスの連中あたりが持っていることは、残れないとはいっていないけれども、あまり自信がない。そうすると、今後十年なりなんなりたって飛行機あるいはジェットエンジンを含めて、まともなものを出していくことができるのは、ソビエトは別としてアメリカだけになっちゃう。そういう状態になっていいのかどうか。先生方はそれじゃいけないといわれるのだと思うのですが。

日本がそれをやろうということになると、いまからでもおそくはないし、いまやっている、たとえば大型プロジェクトのエンジンはおかげさまで大体順調にしているという感じがしているんですけども、あれならあれをもとにして育てていくということに、相当継続的な努力を十年なり二十年なりの間で、やっていかなければいけない。

栗野 一言でいえば、蓄積が足りない。岡崎さんそうですか。

岡村 「お金」が足りないことも事実ですね。もう一ケタくらい違うと思いますけれども、それだけでなしに、それをつくる「人」とそれだけの「環境」を与えなければいけない。それである一つのプロジェクトにポンとお金をあげますといったって、現状ではその人とファシリティーズを、ずっと継続していくことはできないわけですね。少なくとも相当の費用をずっと継続してつき込むということができていくと、そこにポテンシャルがほんとうにできていくでしょう。それがなかなかできないような社会情勢にあると思います。

岡崎 それはガスタービンに限らずに、日本の全部の技術政策がそうですね。産業としてもうかっていて、自力でやれない限り、そういう本格的な開発方法はとれなかった。

岡村 ずっとプロフィットを出して、どんどん継続的につき込めるような分野でしたらよいで

すが、そうでない。

中村 やっぱりニーズがないというか、ユーザということが最大の問題じゃないですか。人間

はおると思うのです。カネがないというのは確かですけれども、政府がたとえカネ出しましても、来年はわからぬわけですからそれじゃあまり思い切ったことやれませぬね。だから政府からカネをもらっているんじゃないくて、



たとえばアメリカ軍からもらうということになるんなら、向こうはユーザですから、本気で乗ってくれますし、だから石川島でつくったエンジンに非常に興味を持って、おれは乗るといい出してくれたら、きっと伸びるでしょうね。

平山 このところで、外国を含めてもけっこうですから、航空用に関連しまして、いろいろな意味の将来性、または夢をひとつ伺いたいのですが。

水素、原子力は航空機に使われるか

栗野 ほくは終戦のころには、あと二十年たったら原子力とジェットエンジンはくつつくのじゃないかと思っていいたけれども、だめですね。岡崎さん、これはくつつきそうもありませんか。岡崎 別にくつつけようとも思わない。栗野 いまの条件ではくつつける必要もないんですね。くつつけないほうがいいのかもしい。

今井 非常に大型機を使うということになれば、そういう問題出てきましようけれども。

栗野 いまのところだったら、ちょっと可能性がないかもしれませぬね。

今井 燃料が変わるという中には、原子力でなくて、水素が使われることがあり得ると思っています。

平山 今井さん、飛行機の大きさと速さは原動機の種類に関連しそうに思えますが、その辺の見通しはどうですか。

今井 ひとことといえばジェットエンジンが飛

行機のプロパルジョンのシステムからおろされちゃうということは、十年か十五年はなさそうな感じがするのですがね。

栗野 ないでしょうね。

今井 つまり一般のレシプロエンジンはガスタービンエンジンにとってかわることは考えられませんが、燃料がどんなふうに変わっていくかによっては、大きいほうは原子力になっていくかも知れないし、公害の問題が出てきて、そこまでにいけないものは水素か何かに変わるかも知れません。広い範囲に効率をよくすることは、飛行機についても重要です。ソニックからスーパーソニックへ彼らはいっている。その辺はいわゆるレイアブル・ジョイントリのエンジンを、いま一生懸命みなやっています。それが実際の形で軍用なりなんなりに利用されることは、五年くらい後には出てきそうな気がして、それが少なくとも五年くらいは続くんじゃないか。そこから先は、ちょっと見当が付きませんが、そのような感じがしているのです。

さっき、岡崎先生がいわれたコンポーネント問題は、実際の中ではまだたくさんあると思いますが、コンプレッサのローターティングストロールが、そんな先でなく、急にわかる可能性があるかどうか。まだよくわれわれには羽根の先端のところまで起こっている現象は、あまりよくわからない。

岡崎 あれは見るに限りますね。いまならそのまま見られるのですから。

ガスタービンはベースロードの発電用になれるか

平山 またあとで研究に話題を戻してもよろしいのですが、少なくとも1973年の日本におけるガスタービンの生産量を考えてみますと、航空、次はその他の地上用の中で電力用が大部分ということになっています。浦田さんから、そういう電力関係のガスタービンの問題点、あるいは夢もふくめて、ご発言を願いたいと思います。

浦田 電力に関しましては、最近非常にガスタービンの用途が伸びてきたと思います。伸びた原因として、一つ大きなイベントがあったわけですね。それは数年前、ニューヨーク地区で大

停電がありまして、その後で発電所がすぐスタートできなかった。その際に、ガスタービンを持っていた発電所は、最近のガスタービンは、外部から電源も、冷却水も何も必要としないでスタートできるようになっておりまして、すぐにスタートできたということで、火力発電所や原子力発電所、水力発電所の非常用として着目されるようになったのです。

実際に使ってみると、ガスタービンは信頼性



もあり、ずいぶん運転もしやすくなっているんで電力用として非常用もさることながら、もっとベース・ロードに使ったらどうかという考え方が出てきたんじゃないかと思います。ただ、ガスタービン単独では、現在の火力

発電所などに比べますと、効率がずっと低いために、経済的にベース・ロードに適合しない。それと、ガスタービンの単機容量が小さいという問題がございます。現在すでに火力発電所、原子力発電所で、100万キロワット級にまで達しているのに、ガスタービンの出力は小さく、最近では9万KW、10万KWくらいのもが出てくるようになりましたがベース・ロード用としてはまだ小さいわけです。今後ガスタービンが火力発電所とか原子力発電所に追いつくためには、パワーアップと効率アップが必要とされます。たまたま最近、燃料事情がこういうふうに変化してまいりますと、火力発電所なども、相当経済性は悪くなってくる。一方、公害問題で発電所の建設もできないのでガスタービンがクローズアップされつつある段階ですが、それでも今後ガスタービンは、効率を火力発電所以上に持っていくのでなければ伸びないんじゃないかと考えます。

オープンサイクルのガスタービンでは、30%以上のものをつくることは、温度を上げるのでなければ困難で、温度を上げることにも、また大きな問題があります。したがって、再生サ

イクルにするとか、蒸気タービンとコンバインドして複合サイクルにして火力発電所の40%程度に対して、40%以上まで来ています。ガスタービンの出力も現在の火力発電所、あるいは原子力発電所並みまで持っていきます。そういう使い方が、今後のガスタービンの行き方だと考えます。

平山 複合サイクルのときのガスと蒸気の出力の割合はどうか。

浦田 これにもヒストリーがありまして、当初は蒸気タービンに対して、ガスタービンの出力は、その5%くらいで、むしろ、蒸気タービンサイクルの補機として使い、それによって効率をあげるという行き方だったんですがだんだんガスタービンの出力があがり、現在はガスタービンと蒸気タービンの出力が2対1の割合になっております。そうなりますと、60万KWのプラントで40万KWがガスタービンで、20万KWが蒸気タービンということになるわけですが、一基で40万KWのガスタービンはとてもできない。結局、何台も並べることになる。このような問題点があります。

栗野 何台も並べると、イニシアル・コストが相当高くなるわけですね。

浦田 高くなりますが効率も高くなるわけで、現在ではコンバインド・サイクルのほうが、全体としていくらか経済的であるといわれています。

三輪 キロワット当たりの単価は、安いわけ



しょう。コンバインド・サイクルにしても……。

浦田 なかなか簡単にいきません。

栗野 あまり欲ばらないで全体の出力に対するガスタービンの出力を10対1くらいにしておけば、大したことはないわけ

ですね。

浦田 まあそういうことです。しかし建設費はなかなかむずかしいのですよ。条件によってい

ろいろ変わってきます。

中村 タービンの温度は。

浦田 現在1050℃くらいです。

中村 空冷ですか。

浦田 空冷です。近々1100℃は越すと思います。

今井 建設費でガスタービンは比較的小さい出力のほうから攻めていく形になると思うのですが、比較的小さい発電機となると、値段が高いんじゃないか。

浦田 そうですね。

今井 ガスタービンの値段も、もちろん下げなければいけないわけですが、日本の発電機、考えたことありませんか。おたくは量をやっておられるから一番わかるんじゃないですか。

浦田 値段の問題ですと、なかなかむずかしいんです。

今井 日本でわりあい発電用にガスタービンが出ていかない理由に、何かそういうものがあるような気がするのですが、日本の発電機に対する要求が外国の場合よりシビアだと聞いておりますが……。

浦田 そういうことはありません。

翼の冷却は空冷にこだわるな

栗野 一つ伺いたいのですが、いまちょうど9万KWくらいまで来ているのですが、もっと大きくするのは、何が一番むずかしいのですか。

浦田 大きくなると強度の問題がでてきます。しかも温度が高いですから、それによる材料の問題が大きいですね。大きくなりますと、結局各部の応力も高くなり、高温強度の高い材料をつくるか、あるいはクーリングをよくするか、これが一番大きな問題だと思います。

栗野 ガスタービンはタービン入口温度を高くすれば性能がよくなるのにきまっています。そのために必要な方法の一つであるクーリングを空冷だけにこだわっていることが、かえってタービンの性能向上のブレーキになっているんじゃないか。思い切ってタービンのノズル位は水冷にしてタービンの入口温度を高くする行き方を一部でやって見てはどうでしょうか。空冷空冷ということで、水が要らぬことにあまりこだわっているんじゃないか。

浦田 私どもも、空冷はいずれは行き詰まるだろう、それから高温といえますか、温度も、そう無限に高くするわけにはいかない。やはり何か必ず水で冷却するとか冷却効果のよい方法に移るだろう、と思っております。

岡崎 発電用の場合に、1000℃以上の温度を使って、圧力はどのくらいですか。

浦田 圧力比はいま10位です。

岡崎 それくらいでは当然燃費が悪いので、温度が高いのなら30くらいにしたらどうかと思うのですけれども、ただ開発費がそれに加わるだろうと思いますが。

栗野 それくらいだったら、今井さんが最近盛んに、航空用を一般用に使えとおっしゃっているけれども、あれは一般用にはなかなか使いにくいのですか。

今井 一般用に使えるわけですが、いろいろなやつを見ても、一つのガスジェネレータを使えば、3万馬力、4万馬力というところが大体限度になりますね。それだと普通、圧延会社がやっている補助の補助という程度しかないんだらうと思います。

平山 圧力比を30の場合は、先生、どういふふうに設計されますか。

岡崎 航空用では、30はともかく27~28くらいはありますよ。

平山 それは高速で飛行するための圧縮も考えますか。



岡崎 いやいや、コンプレッサだけで。

浦田 圧力比が上げられないのは、やはり経済性の問題によると思いますね。

中村 あとボイラで熱を回収するんだから、あまりタービン側が使ってしまうと、

中途半ばになりますね。ちょうどバランスがとれる空気量と熱量を残さなければいけないですね。

栗野 定置用ガスタービンは、排気のエネルギーをさっき岡村さんもいったようにいろいろな形

で使わないとダメですね。無理をしてもガスタービンだけで効率をよくしようと考えないで廃熱タービンと組合わせて暖房につかったり冷凍サイクルと結びつけたり、いろいろな工夫をこらして全体として効率を上げる努力が最も大切でしょうね。

平山 今話題が出ましたので、岡村さんのご意見を伺いたいと思っておりますが、ガスタービンが伸びるためには、航空用と電力以外にも伸びなければいけないということになります。いろいろな用途開発が可能になったとしますと、そのほとんどが産業用に含まれると思います。そういう意味の夢なり問題点を話していただければと思うのですが。

ガスタービンの用途開発の前途は洋々

岡村 エネルギー・クライシスとワフェワフェいっていますが、石油をとるのに、ガスタービンが非常に大切な役目をしそうなんです。石油はもう有限で紀元2000年になったらほとんどなくなるみたいな話ですが、よくよくさがすと、けっこうまだあるらしい。いまのオイル・クライシスは、短期的に見れば、やはり作られたるクライシスであると思いますね。しかし、長期的に見れば、それは正しい。

それから産業用と申しますと、一般の工場ですが、工場で電気がほしい場合、ガスタービンを発電だけに使ったんでは、効率が低くペイしないわけですが、熱がほしい工場は、たくさんあるわけです。たとえば、バター一つ作るにしても熱がいるわけで、熱は熱でまた別に作るわけにはいかない。要するに産業というものの中には、電力もほしい、そこにコンプレッサみたいな動力もほしいし、それから熱もほしい場合が多い。いろいろなエネルギーが要求されますので、それをまかなうトータルプラントを考えてみますと、ガスタービンは、経済的であることが再認識されています。特に熱そのものを要求する工場では、全部例外なしにガスタービンの採用を考えていただきたい。新たな事実を発見されると私は思っております。

今井 そのときに、いつでもひっかかるのは、インシャルコストが高いとか、燃費が悪いとか

いうことでして。

中村 加熱のほうに排気を使えば、それはいいんだとおっしゃるんじゃないですか。

今井 ある程度進んだ話も、大体消えていく例が多いですね。私はどうしても、何かその原因を除くことをやらないと、簡単には出ていかない感じがします。

岡村 現実にはこういう得になりますよという経済計算を、きちんと認識しなければいけない。サービス体系もありますが、その前にまず経済

計算ですね。

今井 経済計算の辺で負けちゃうのですかね。

岡村 いままでのところ負けてきている。しかし、いまアメリカでヒートリカバリーボイラをくっつけたブランドですと、効率は42%になる。電力に換算してですが、キロワットあたりのインストレーションが百ドルという相場になっています。検討をよくやってみますと、けっこうペイするものがあるということですね。

(以下次号)

資 料

会 員 ア ン ケ ー ト 集 計 報 告

アンケート調査委員 本 間 友 博

昨年9月に実施いたしました会員の皆様へのアンケートの集計結果がまとまりましたので、概要を御報告します。

- 1. 回答総数 281 (回答率38.2%)
- 2. 勤務先分布について。図1.に示す通り、種々の業種に会員が分布していることがわ

かりますが、その内の76%はガスタービン主機・補機メーカー関係(37.2%)、研究所関係(企業内、公立および私立を含む)(21.8%)、大学関係(16.8%)で占められています。大学院生を含む学生が予想外に少ない結果でした。

- 3. 地域分布について。北海道から九州まで広い地域に分布しています。図2に示すように関東地方在住が62%を占めています

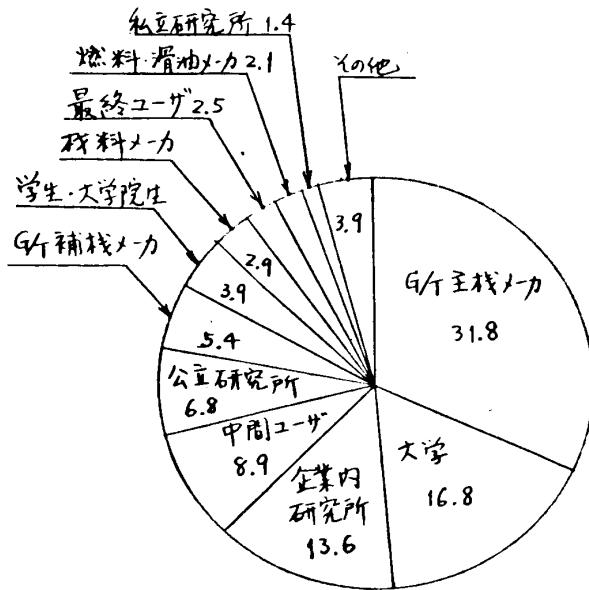


図1. 勤務先分布 (%)

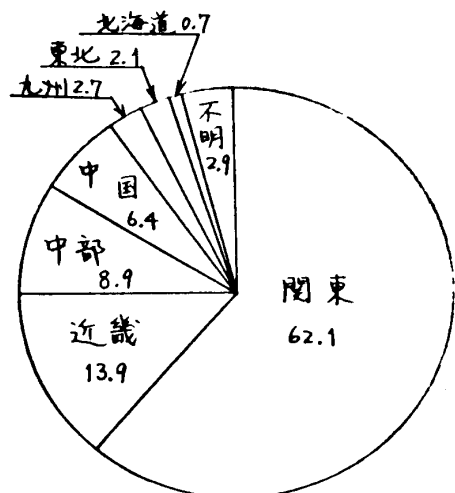
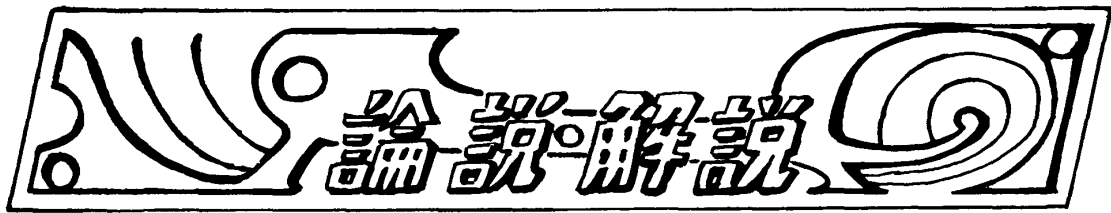


図2. 地域分布 (%)

(44ページへ続く)



定置式大型ガスタービンの最近の問題

三菱重工業(株) 高砂製作所 技術部 竹矢 一 雄

1 まえがき

各種産業分野に使用されているガスタービンエンジンは、競合する他種エンジンに比し、歴史も浅く丁度成長期にあるため、文字通りの日進月歩を続けており、最近の動向についても、正確に実体を把握することは困難であり、まして将来展望の予測は至難である。

本文では定置式の大形発電用ガスタービンに限定して、筆者の関係している範囲での業界の現況を中心に述べたい。

2 ガスタービン性能の向上

定置用大形ガスタービン(一般に3,000~5,000kW以上を指す)の分理に限って、ガスタービンの大容量化への足跡を辿って見ると、初期の段階では概括的に大形化は回転機の相似則に従い、回転数を下げて直径を大きくし、出力は直径又は回転数の逆数の二乗に比例して増大するという二乗法則に沿っている。この範囲では大形化は既存技術の延長線上にあり、部品の大形化に伴う、材料、冶金技術および機械加工技術を除けば、本質的な新技術の導入はあまり要しない。世界の主要メーカーは期せずして、ほぼ同規模の数種の標準フレームに統一されている。

- (a) 7,000~10,000kW級.....
6,000 rpm前後
- (b) 15,000~20,000kW級.....
5,000 rpm "
- (c) 30,000~35,000kW級.....
3,600 rpm又は3,000 rpm

(c)項は60Hz又は50Hz地域での二極発電機に直結することを制約条件としているので、米国系は3,600rpm、欧州系は3,000rpmが選ばれている。

上記の二乗法則による大形化に対し、第二世代機種と呼ばれる最近の大形ガスタービンでは、進化の方向が質的に大きく変って来た。即ちもはや出力の増大を回転数と直径の関係で推進することは出来ないで、同一回転数を維持して出力の増大を計ることが不可欠となって来た。この場合の手段としては、①軸流圧縮機の改良設計により、空気流量の増大を計る(回転数は一定として)、②単位空気流量当りの出力(比出力)の増大を計る。

①項は主として流体力学的な対策であり、軸流速度、相対マッハ数の増大と、入口ボス比の低減が必要であるが、広範囲の大気温度変化に対し安定した性能(サージングに対するマージンの確保、旋回失速範囲の限定)と、高水準の断熱効率を要求されるため、遷音速型、あるいは超音速型の軸流圧縮機はまだ本格的に採用されていない(初段動翼の先端部が高マッハ数に耐える遷音速に近い翼型となっている例はある)。従って空気流量の増大は限界に近づきつつあると思わねばならない。そこで出力増大対策としては②項の比出力により多くの期待が寄せられることになる。比出力の増大は、タービン入口ガス温度(サイクル最高温度)の増大と、これに見合った範囲での圧縮比の増大、それに構成要素(タービン、圧縮機)の効率向上が必

要である。比出力に対するタービン入口温度（又は最高最低温度比）と圧縮比の関係は、多くのガスタービンサイクル論で示されているが、現実にはタービン温度の上昇に見合っただけの比出力および熱効率の増大は得られていない。その最大の理由は、現在のタービン入口温度がすでに材料に対し強度上許容される最高温度をはるかに越えており、複雑な強制冷却法の採用により、ガス温度と金属温度の相関関係を切り離すことによって得られたものであり、そのために多量（主空気流量の5～10%）の冷却空気を消費すると共に、冷却空気がタービン主流に還流する際に発生する損失が、大きく影響していることによる。一例として国内で営業運転中の60MW級ガスタービンでは、冷却損失が丁度10,000KWに相当する。従ってもし無冷却が可能になれば比出力は17%、熱効率は12%向上することになる。

図1はウェスチングハウス社の大形ガスタービン（3,600rpm）の出力と温度の上昇傾向を、図2に開発年度を示したもので、開発の時間間隔が短縮しているのが最近の業界の特長である。

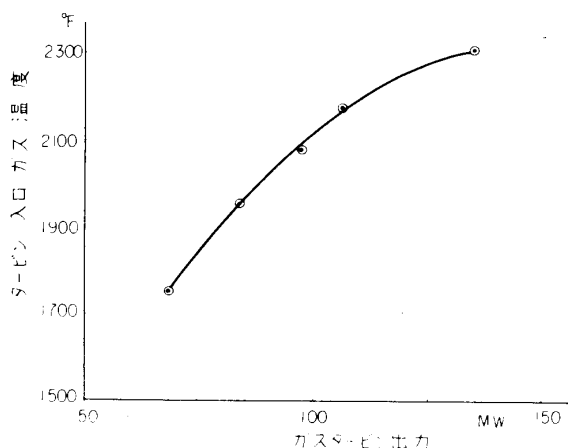


図1 ガスタービン性能の向上

3 要素技術の進歩

ガスタービン技術の進歩は、これを構成する各部門の広範囲かつ多岐に渡る周辺技術の蓄積の上に成り立っている。従って改良開発に要す

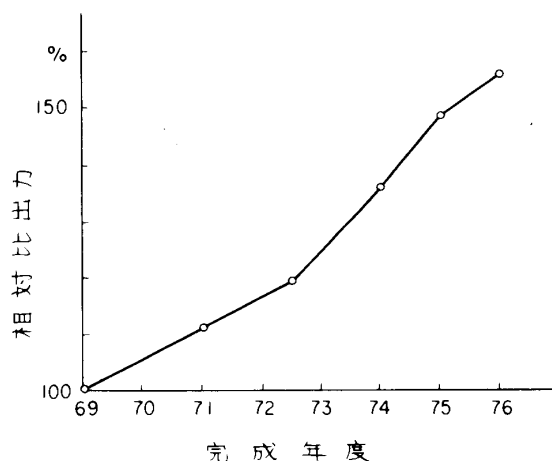


図2 ガスタービンの開発ピッチ

る時間と費用は、年々膨脹しており、世界的規模での系列化とグループ内の多国籍共同開発方式が盛んになってきた。

現用および開発中の新型ガスタービン（第二世代機）では冷却によるガス温度の高温化が主流を占めており、タービンの動静翼は各種の内

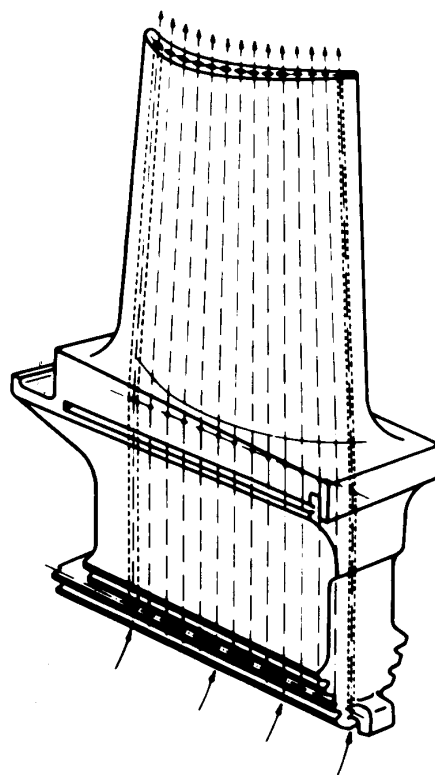


図3 冷却動翼

部冷却法を組合せて、材料温度の低下を計っている。図3、図4は、三菱重工で製作を開始し

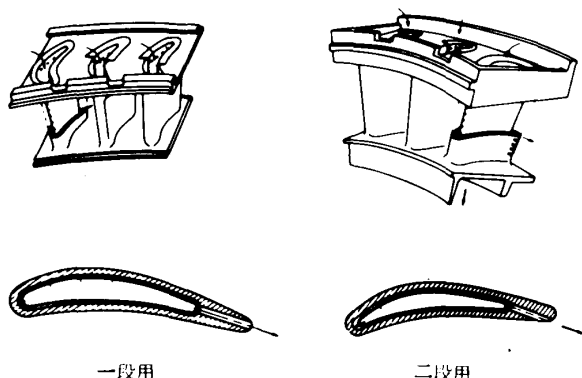


図4 冷却静翼

た80MW級(MW-501B)ガスタービンの動静翼の冷却法である。冷却用空気源は燃焼器外筒部から抽気し、これを外部の冷却器で予冷し、さらに遠心式のフィルターで除塵した後、ローター外周を通して動翼根部から流入し先端からガス流中へ噴出する。また動翼の翼断面部とディスク嵌合部の中間にも冷却空気層を設け、ディスクはガス流と完全に遮断されているので、ディスク材は低温用のフェライト系合金鋼が使用されている。

第二世代が強制冷却を支柱とするのに対し、第三世代(2,500~3,000°F)では更に超高温、高効率を指向する関係からも、主要開発テーマとして、セラミック(Si₃N₄系、SiC系)翼の実用化研究が上げられている。研究の焦点は熱衝撃耐性の高い素材の開発、過渡熱応力の発生を低減するための構造設計に絞られている。セラミックの実用化が成功すれば、大量に消費している冷却空気が数分の一に減少し、高温化と相俟って単純サイクルでの熱効率が40%台に達することも夢ではないといわれている。

次に技術計算の部門では、大容量高速電子計算機の普及と、各種ソフトウェアの開発が進んだ結果、設計計算への電算機導入が一般化し、有限要素法の活用による応力、振動計算あるいは過渡状態での温度分布、熱応力の計算等が高精度で得られる様になり、限界設計に近づく

つある。特に断面積および捩れ角度変化の激しい、タービン動翼では、古典的な片持梁の理論では計算出来なかった局部応力が、かなり定量的に求められ、実機の事故解析からも正しい対応が確認されている。その結果、経験的要素の多かった構造設計の分野にも一つの転機を迎えている。

又ハイブリッド計算機あるいは超大形電算機を利用したガスタービン運転のリアルタイム・シミュレータ⁽¹⁾が開発され、過渡特性の解明、制御装置の計画設計に利用されているが、熱伝達のプログラムと結合して、低サイクル疲労などの応力計算にも活用すべく研究が進められている。

4 プラント構成とコントロールシステム

ガスタービンは標準化、規格化が進み、現在ではほとんどの場合、数個のユニット化されたパッケージを組合せる方式となっている。各要素パッケージはそれぞれ、工場で組立調整後に出荷することにより、現地建設工事の短縮と、高能率化が計られている。しかしながら他方では使用燃料の広範化をはじめ、各種複合サイクルへの適用とか、排熱利用の発展といった、利用面での分化現象も進んでおり、これをプレハブ化された標準設計とうまく結合させるための配慮が必要となって来た。

開発途上国などでの設置台数の増加に伴ない、アフターサービスとメンテナンスの問題がクローズアップして来た。その現れとして、メンテナンスショップの海外進出が積極的になり、またオーバホール間隔(TBO)や高温消耗部品の取替間隔についても、運転条件の詳細と使用燃料の種類、設置場所の自然および社会環境を加味した、科学的管理規準が整備されつつあり、信頼性の向上と、運転保安要員の削減に寄与している。電算機制御のプラントでは、燃焼器周りの点検、タービン高温部点検、全体オーバホールをそれぞれ数式化した運転条件によって、自動的に計算し予告することで、管理の合理化を計っている。

次にガスタービンの運転制御については、省力化の要請が強く、国内では昭和45年に完成

した北海道電力釧路発電所の $2 \times 20 \text{ MW}$ （三菱重工製）が始めての完全無人遠隔制御（約5 Km離れた変電所から電話回線による制御）プラントである。その後海外では、遠隔制御のプラントが増え、中には、数十～百Kmもの遠隔地からマイクロ波により制御、監視を行なっている例もある。

ガスタービンの制御は、周辺機器の動作をも含めてのロジック制御部分と、燃料、速度、負荷の原則的にフィードバック回路を持つ連続制御部分に大別される。第一世代機では主としてロジック部分には、リレーシーケンスが、連続制御部分には、油圧または空気圧のアナログ制御が用いられたが、制御の高度化と、信頼性の向上、品管の安定化を計るため、電子制御に移行しつつある。国内では関西電力に納入されている60 MWガスタービンが、電算機によるDDC（ダイレクト・デジタル・コントロール）方式を採用しており、この場合には、ロジック制御も、燃料速度制御も、大部分電算機のソフトウェアによって行ない、ガバナレギュレーションに相当する部分に一部ソリッドステートのアナログ制御を組入れたハイブリッド式となっている。この方式はすでに二年間の運転実績を持ち、その信頼性は立証済みである。² 今一つの電子制御方式としてアナログを主体にしたものがある。この方式ではロジック制御と燃料制御を分け、それぞれをソリッドステート化している。³

図5は関西電力大阪発電所納入の $2 \times 60 \text{ MW}$ ガスタービン発電設備（三菱重工製）の外観である。このプラントでは二台のガスタービンを一台のコンピュータで制御および監視している。図6は制御パッケージ内部の写真で右図が大阪発電所に設置されたデジタル方式である。コンピュータ本体（MELCOM350-5）とユニット毎のオペレータ・コンソール、共用のシステム・タイプライタから構成されている。この制御盤の特徴はアナログ式の監視計器がなく、すべてデジタル・ディスプレイで100項目以上の各種データ呼び出す様にしている。図6の左側はアナログ電子制御の例で、写真の右半分がアナログ制御装置（MEGAC-47）、

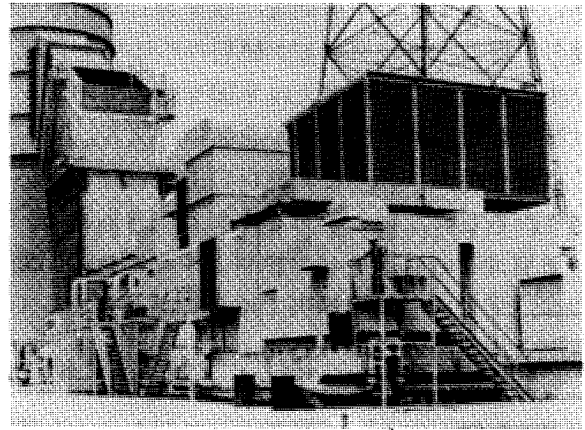
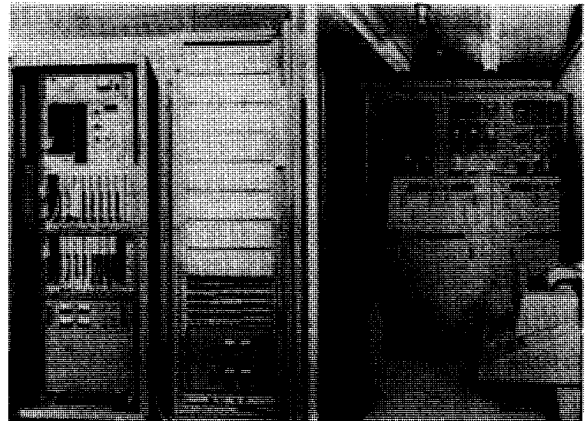


図5 60 MWガスタービンプラント



アナログ制御 デジタル制御

図6 ガスタービン制御装置

左半分はロジックシーケンスの部分で、ロジックはすべてソフトウェア化されており、プログラマブル・シーケンス（MELSEC）と呼ばれている。

5 燃料および公害対策

我国では連続運転（蒸気サイクルによる排熱利用）のガスタービン燃料として、重油の長期使用実績は比較的多い（旭硝子……約81,000時間、日本カーバイド……約56,000時間、丸住製紙……約47,000時間、その他 いずれも三菱重工製）、しかしながら世界的にはガスタービン燃料として、天然ガスまたは軽質蒸溜油（灯油、軽油）が圧倒的多数を占めていた。

ところが昨年秋の中東問題に端を発した石油危機の影響で、ガスタービン燃料についても環境の変化が著しく、昨今では米国を始め東南アジア等でも重油焚きの計画が急激に増大し、やがて重質油がガスタービン燃料の主流となる日が来るかもしれないと予想を立てる向きもある。

重質油をガスタービン燃料とする場合の問題点は、すでに周知の事実ではあるが、大別して腐蝕と排気公害に絞られる。

高温腐蝕については、燃料中のNa, K等のアルカリ塩類(主として海塩として混入)、有機化合物として混在するV, そしてSがある。燃料中の硫黄はアルカリ塩との共存下では例えば Na_2SO_4 となりニッケル基の超合金に対し極めて有害の粒界腐蝕を越すが、 SO_2 ガスの状態ではあまり問題にならないので、一般に対策としては燃料の脱塩処理が有効である。脱塩処理の方法としては、5~10%の水を燃料に添加攪拌した後、油水分離を行ない燃料中の残留水の塩濃度を下げる。この処理によりNa濃度は100ppm程度のを2~0.5ppmまで下げることが出来る。油水分離は遠心分離機を使用する重力方式と、静電気の荷電による水滴の凝集方式とがあり、比較的小規模のプラントでは前者が、大規模なプラントでは後者が経済的である。Vについては代表的な V_2O_5 を始め各種の誘導体があり、いずれも低融点の化合物で、金属表面に粘着し激しい腐蝕を起すが、現在のところ燃料中のVを除去する技術は無く、対策としては、その腐蝕作用を抑制させる方法として、Vの約三倍(重量比)のMgを添加するのが有効である。

上記の水洗処理および抑制剤の添加を行なっても、腐蝕が完全に防止される訳ではなく、その進行を経済的な範囲まで遅くすることになるので、これらと並行して、対蝕性の高い素材の選定および、表面コーティングの併用が必要である。

重質油による排煙公害は SO_2 と媒煙であるが、 SO_2 については環境規制との関係もあり、燃料の選択に待つ以外にはない(排気脱硫はガスタービンの排気量が消費燃料に比し非常に多いので、非現実的である)。

排気媒煙については、一般にガスタービン排気はボイラ、ディーゼルに比し媒塵の平均粒径が小さく、その結果発生媒塵量に比し、目視煙濃度が高く、無煙化が要求される。初期のガスタービンでは軽油を使用しても可視煙が発生していたが、燃焼器の改良研究が進み、現在ではほぼ完全に無煙化に成功している。しかし重油については、煙色は薄くなっているがまだ改善の余地を残しており、完全無煙化のための試験研究が進められている。図7は三菱重工における媒煙低減の一例である。

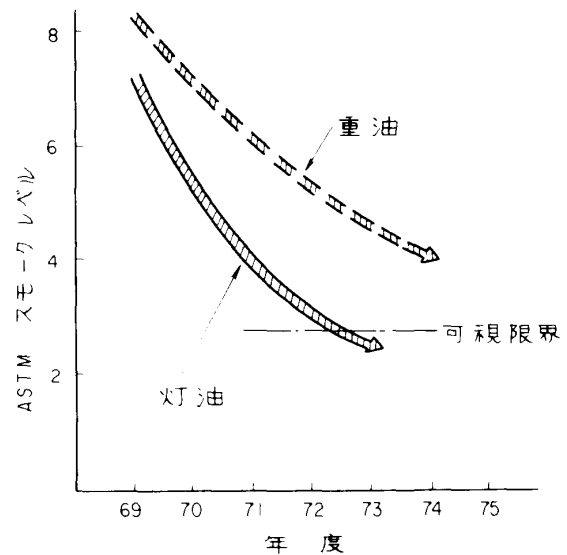


図7 ガスタービンスモークレベル

ガスタービン燃料として、最近大きく取上げられているものに低発熱量ガス(Low BTU Gas)がある。これは無公害燃料開拓の一環として、C重油(高硫黄油)、または石炭をガス化脱硫装置で処理したもので、同装置と結合した複合プラントの一部に組込まれる計画である。このシステムで発生するガスタービン燃料用ガスは、通常天然ガスの約10%台という低カロリーであり、そのため燃料消費量(容積)は非常に多く、燃焼器、および燃料噴射ノズルの構造について、各社共精力的に研究開発を行っている。

次に公害関係では、騒音と排気が焦点であるが、騒音については、吸排気の音響出力が正確

に把握される様になり、また周波数帯に対する減音対策の研究も進んで来たので、消音器のスペースを十分に取れる場合にはほぼ完全に消音可能となった。

排気公害では NO_x が最大の問題点である。ガスタービンの性能向上が、高温高圧化との引換えて実現したことはすでに述べた通りであるが、この高温高圧化は、排気の NO_x 量を加速度的に増大させる要因でもある。図8の実線は標準燃焼器で、ガスタービン入口温度の上昇と排気 NO_x の関係を示したもので、点線はこれに対し、低 NO_x 改良型である。燃焼形態を変更することにより、NO_x の値はまだまだ低減可能であり、実験室的には、数分の一に下った例もあるが、実機に適用するに際しては、起動時、負荷遮断時の過渡状態での火炎の安定性に問題があり、実用化には時間を要する。

現時点における即効的な NO_x 低減対策としては、燃焼器の火炎面に水または蒸気を直接噴射する方法が有効である。図9は水噴射による NO_x 低減の実績を整理したもので、基本構造の比較的似かよった燃焼器の場合では、同図に

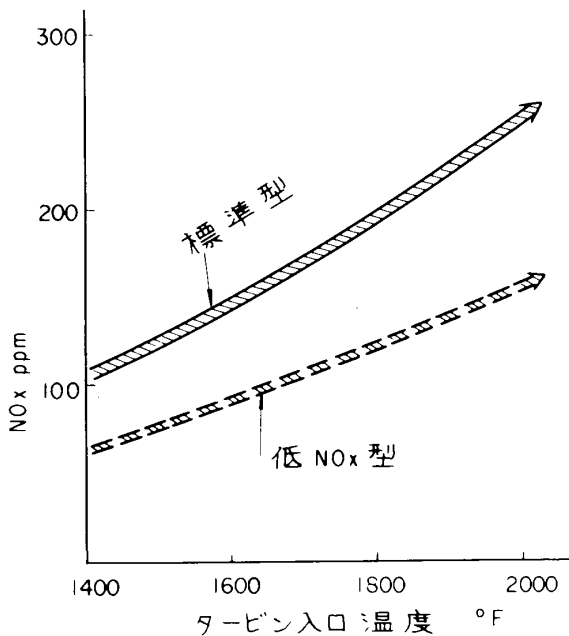


図8 ガスタービン排気 NO_x

示されるごとく、水噴射を行なわない場合の NO_x 値（初期値）を、温度、圧力条件を組合せ 200

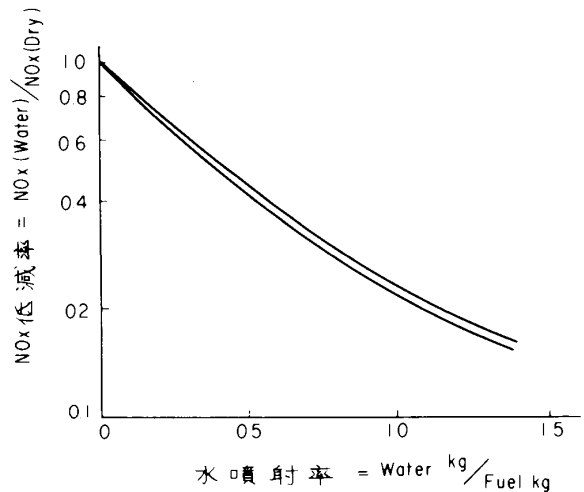


図9 水による NO_x 低減

～50 ppm 程度まで変化させても、水燃料比率と、NO_x 低減率で表わすと極めて良い一致が認められる。⁽⁴⁾この方式により NO_x は 1/5 程度まで激減することもすでに実機により、確認されている。今後の課題としては、長期間の水噴射による、ガスタービン内部への二次的な影響の有無と、その対策の解明が予想される。なお使用する水質としては、高温部の腐蝕を防止するため、純水が望ましい。

上記の水噴射による NO_x 低減傾向は、主として燃焼器での高温火炎部で発生する NO_x が、全体を支配する、軽油、ガス燃料の場合であり、重質油の様な燃料 N 分の多いものでは、比較的低温で燃料 N は NO_x に転換するため、水噴射による低減率も悪くなることが知られている。

6 複合サイクルと将来展望

ガスタービン単独の性能（効率、出力）が向上した結果、事業用電力においてもピーク用の低負荷帯から、中間負荷帯、あるいはベース負荷の分野へと需要は拡大される傾向が見られる。中間負荷用として近年脚光を浴びているのが、排熱複合サイクルである。これはガスタービン出力を主、蒸気タービン出力を従とした、ガス蒸気サイクルで、ガスタービンの排気を若干助燃し、熱交換型の排熱ボイラで、比較的低压蒸気を発生し、非再熱式の蒸気タービンを運転する方式である。本年始めより営業運転を開始した、米国オクラホマ電力の PACE-260 プラント⁵（ウエスチングハウス社製 260MW）

は、この種の第一号機である。このプラントでは、70 MWガスタービン2基と、排熱ボイラ2缶、120 MWの単気筒蒸気タービン1基からなり、それぞれは、プレハブ化されたパッケージ構成であり、プラント制御は、すべてコンピュータで行なう全自動、遠隔制御方式である。中間負荷用で、原則として毎日起動停止を行なうが、起動信号から $\frac{1}{2}$ 負荷まで30分、全負荷まで1時間という急速起動性が高く評価されている。

再生式ガスタービンは、排熱ボイラ方式に比し、採算的不利であるとの認識が一般化し、給水の困難な特殊立地条件以外では、伸び率は低位にあったが、高性能再生器の開発、ガスタービン自体の性能向上、さらに温排水公害の対策等がからんで、見直しの気運にある。再生式ではすでに単独効率37~38%が可能となり、この再生器からの低温排ガスを利用した、特殊ガスタービン(流体としてはフロンガス、または、特殊有機ガス)を組合せた複合サイクルの研究が行なわれている。⁽⁶⁾ 試算結果では既存の技術レベルでも総合熱効率45%以上が可能となっている。

数年後、遅くとも十年以内には実現すると予想される第三世代機では、タービン温度は2,500~3,000°F、単機出力も200~

300 MWといわれており、このガスタービンをコアとした、複合サイクルでは熱効率は50%の大台に達するであろう。他方重質油の常用が経済的に可能となれば、化石燃料による発電設備に占めるガスタービンのシェアは飛躍的に増大するものと期待される。

7 むすび

発電用大形ガスタービンの最近の話題、および開発計画の概要について、思いつくまゝに脈絡なく羅列したが、ガスタービン全般に精通している訳でもなく、動向を正しく把握しているとも思わないし、正鵠を欠く点は、お許し頂きたい。

発電用以外では、船用および各種産業機械駆動用として、二軸式(フリータービン式)ガスタービン需要の拡大を予測する意見も多いが、国内での実績はまだ極めて少ない。

次代のエネルギー源として、高効率の原子力設備、高温ガス炉(HTGR)が注目を浴びているが、HTGR用としてはクローズドサイクルのヘリウムガスタービンが有望であり、これが本格化の暁には、ガスタービンの産業規模は飛躍的に増大することになるだろう。

参考文献

- (1) 竹矢ほか：ハイブリッド計算機によるガスタービンシミュレータの開発
三菱重工技報Vol.9, No.5
- (2) 山本ほか：大阪ガスタービン発電所の運転実績
日本ガスタービン会議#2 講演会
- (3) 竹矢ほか：発電用ガスタービンの電子式アナログコントローラの開発
日本ガスタービン会議#2 講演会
- (4) 中原ほか：ガスタービンのNO_x生成とその低減について

- (5) P.A.BERMAN : Construction and Initiation Operation of a PACE Combined Cycle Power Plant
ASME 74-GT-109
 - (6) 例えばD.T.Morgan : High Efficiency Gas Turbine / Organic Ranking Cycle Combined Power Plant
ASME 74-GT-35
- (昭和49年5月30日原稿受付)

高温ガスタービン用セラミックス

東芝総合研究所 金属セラミック研究所 米屋勝利

1. はじめに

セラミックスは元来高い耐火性と同時に脆い性質をもつ材料としてのイメージで私共の生活の中に溶け込んできた。しかし電子工学、宇宙工学、高温工学などの進歩に伴って、今世紀後半からセラミックスのもつ機械的性質、熱的性質や他の物理的、化学的性質を十分に生かして工業技術の向上をはかろうとする努力がにわかに高まってきた。こうした歴史的な流れの中で窒化物、炭化物、けい化物、ほう化物などの“Special Ceramics”が新たに提起され、積極的な研究が進められている。

高温ガスタービンにセラミックスを適用しようとする試み^{1), 2)}もこれら特殊材料の進歩のもとに発生したもので、現在では、米国や欧州を中心とした多くの研究者、技術者がこの難題に従事するに至り、大きな障害に直面しながらも着実な進展をとげつつある。

2. 高温セラミックタービンへの指向

自動車、航空機、産業用動力発生装置の一つであるガスタービンは従来1000℃以下、通常800～900℃で運転されている。しかしその運転温度が高温になる程エネルギーの消費効率は向上する¹⁾(図1)ので、そのための努力が精力的に進められてきたことは周知の通りである。とくにガスタービンエンジンの心臓部である動翼や静翼はエンジン部の中で最も温度が上がり、しかも高い応力下におかれるので、より高温に耐えることのできる材料が求められ、数々の合金が開発されてきた。今日でも高温へ高温へと常に新しい耐熱合金の研究が進められている。しかし今後も新しく生れるであろう超合金を考えてみても、耐熱度にはおのずと金属であることによる限界があるので、せいぜい1100℃程度にとどまるものであろう。保護コーティングをしたり、空気冷却を併用するこ

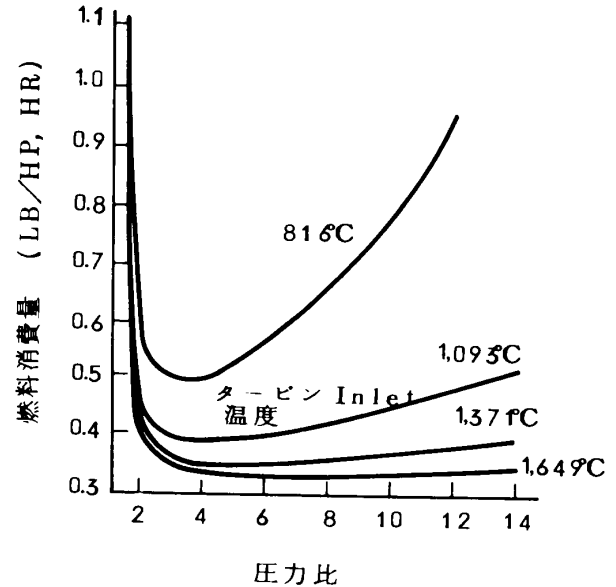


図1 ガスタービンにおけるタービン Inlet 温度を因子とした燃料消費量と圧力比の関係

み入った設計をしても、いくぶん高温での運転を可能にはしたが、これも限りがあるので飛躍的な温度向上は望めない。

こうした技術背景から、全く新しい耐熱材料部品として、セラミックを登場させ、タービン

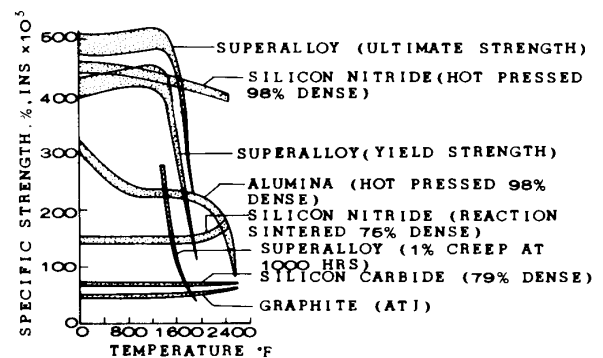


図2 各種耐熱材料の比強度の温度変化

作動温度を1200~1400℃の高温に挑戦し実用化することへの期待がもたれるようになった。図2は各種の金属，セラミックスの特性を端的に示す一例として，比強度の温度変化を示す¹⁾この図からみると，セラミックスは金属に比べて抜群の高温強度をもっていることが理解されよう。しかしセラミックスはこのすぐれた高温強度にも拘わらず，脆性材料であることが，根本的に金属と異なり，このことが，セラミックスを耐熱的，機械的衝撃性や応力集中度合などに対して不利な結果に導びいている。さらにはこれがガスタービンなどの動的分野への実用化をはばみ，セラミックスの応用を主として静的応力下での脆性をあまり気にすることなく適用できる範囲に限定してきた。

一方，耐熱合金はニッケル(Ni)，コバルト(Co)，クロム(Cr)などを主成分とするので資源的に限りがあり，これが例えば自動車など大量の供給を困難にするという社会事情もセラミックスタービンを世に送り出したいとする推進力の一つとなっている。

次は金属とセラミックスとの一般特性の違いを示したものである。

- 金属の融点 < セラミックスの融点
- 金属の熱伝導度 > セラミックスの熱伝導度
- 金属の熱膨張率 > セラミックスの熱膨張率
- 金属の密度 > セラミックスの密度

しかし最も基本的な問題はやはり前述した破壊挙動であり，この問題を解決することがセラミックスタービンを実現する“Key”といっても過言ではなからう。すなわちセラミックスの破壊機構が解かれてゆけば，それを背景として材

料の熱的機械的性質を改善したり材料の使い方に助言を与えることもできるようになり，実用化にも十分貢献することであろう。

3. 有望材料

ガスタービンは極めてきびしい環境のもとで作動されるので，こうした苛酷な条件に耐えるすぐれたセラミック材料の選定がまず重要な問題となる。これはガスタービンにおいて材料が具備すべき要求性能に直接関係することで，エンジン部材は少なくとも

- ① 高い常温および高温強度
- ② すぐれた耐食性
- ③ 苛酷な熱衝撃，機械衝撃に十分耐える
- ④ すぐれた耐クリープ性

などの性質をもつ材料から作られることが必要条件であることを意味する。ガスタービンに有望とみられるセラミック材料の探索は，長年に渉る地味な研究によって求められた，種々の材料特性データを吟味することによって行なわれ，表1に掲げた6種類の窒化物，炭化物セラミッ

表1 高温ガスタービン用有望セラミック材料
No

- 1 反応焼結窒化けい素 (RS Si₃N₄)¹⁾
- 2 再結晶炭化けい素 (RS SiC)¹⁾
- 3 ホットプレス窒化けい素
(HP Si₃N₄)^{1), 2)}
- 4 ホットプレス炭化けい素
(HP SiC)¹⁾
- 5 常圧焼結炭化けい素 (NS SiC)³⁾
- 6 ホットプレス窒化アルミニウム
(HP AlN)⁴⁾

表2 有望セラミック材料の諸性質

性 質	RS Si ₃ N ₄	RC SiC	HP Si ₃ N ₄	HP SiC	NS SiC	HP AlN
密 度 (g/cc)	2.4	2.6	3.2	3.2	3.2	3.32
曲げ強度(kg/mm ²) (常温)	29.5	17.5	100	95	50	60~100
弾 性 係 数 (kg/mm ²)	1.75×10 ⁴	2.1×10 ⁴	3.2×10 ⁴	4.45×10 ⁴	—	2.8×10 ⁴
熱 膨 張 係 数 (1/℃)	3.1×10 ⁻⁶	4.8×10 ⁻⁶	3.2×10 ⁻⁶	4.3×10 ⁻⁶	—	4.9×10 ⁻⁶
熱 伝 導 度 (cal/cm·sec·℃)	0.03	0.10	0.07	0.20	—	0.07

クスが選び出された。^{1),2),3),4)} これら個々の材料についてはあとで改めて述べるが、大別してRS, RC材料とHP材料の2種類に分けることができる。すなわちRS Si_3N_4 やRC SiCはかなり多孔質焼結体であるため、絶対強度は低いが複雑形状で寸法精度のよいものを作ることができ、高温まで強度変化がないことに特徴をもつ。他方、HP材料は高密度、高強度化を達成できるので、有望な強固材料といえるが、動翼や静翼のような複雑な形をもつ部品を製造する上で、相当高度なホットプレス加工技術を確立する努力が必要である。さらに工程上は適量の添加物を焼結助剤として加えて焼結するので、高温で強度がかなり下がるという問題が残る。

しかしいずれの材料がガスタービン用部材として優位であるかは、適用する部品の種類によっても異なるが、とくにデザイン設計に大きく関係するであろうし、また材料の将来に向けての性能上の問題点が十分解決されているわけでもないで、未だその良否を予測し、断定することはできない。

4. 各種の有望なセラミック材料とその性質

まず表2^{3),4),5)}に各材料について主な特性値を示し、以下それぞれについて概略的に紹介する。

4.1 RS Si_3N_4 ⁶⁾ RS Si_3N_4 は次の工程で製造される。微粒のシリコン(Si)粉末に有機バインダーを加えて所望の形状に成形する。これを数百℃の低温で焼成してバインダーを除去した後、窒素ガス雰囲気調整された炉の中で1200~1450℃に加熱すると、 $3\text{Si} + 2\text{N}_2 \rightarrow \text{Si}_3\text{N}_4$ の反応により、Siが Si_3N_4 に変換して Si_3N_4 焼結体とすることができる。この粉末成形から焼成に渉る工程がRS Si_3N_4 の特性を決定する。この材料は焼成による寸法変化が極めて小さいので、精度を相当厳密におさえることができる。しかも製造にあたってはスリップキャスト法、金型成形法、射出成形法、ラバープレス法など種々の粉末成形法が適用できるので、異形物や複雑形状物を所望の精度でうるには大変好都合である。しかしこの材料は多孔質であることが原理的に避け

られないので、材料強度の絶対値は低い。そのため、現在材質的には少しでも多孔度を下げることにより、高強度化をはかる努力が払われている。図2には強度(σ_f)—温度(T)曲線の

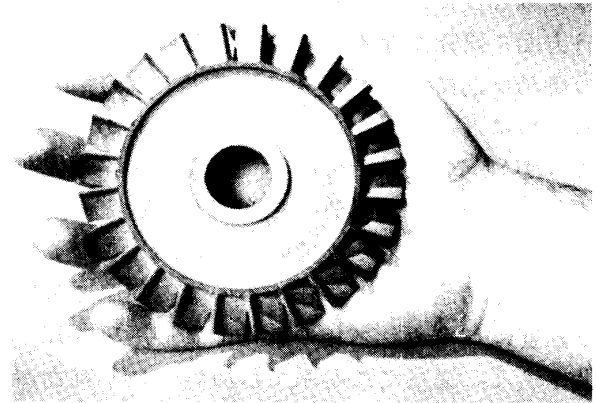


図3 RS Si_3N_4 で作られた動翼部品

一例が示されているが、高温で強度が低下しないのは大きな魅力である。図3は試作された部品の一例⁷⁾を示したものである。

4.2 RC SiC^{2),8)} RC SiCは一般に工業用発熱体、耐火物などとして私共に身近な汎用性の高い材料である。製造法はカーボン(C)とシリカ(SiO_2)を基本出発源として、反応再結晶法で作られる。SiC焼結体をタービン材料に供給することの努力はとくにNorton Co.やU.K.A.E.A(United Kingdom Atomic Energy Authority)などで盛んに進められている。⁸⁾表2にはNorton社の製品特性⁵⁾をそのまま示した。この材料はRS Si_3N_4 同様、反応焼結してなるものであるので、両者共よく似ており複雑な形を精度よく作るのには有利だが材料強度は低い。表面の多孔質性を改良する手段としてCVD(Chemical Vapor Deposited) SiCのコーティングが試みられている。⁸⁾

4.3 HP Si_3N_4 ^{2),9)} HP Si_3N_4 は低い膨張係数と高い強度のため、現在ガスタービン用セラミックスとして最も注視されている。 Si_3N_4 100%からなる組成物はホットプレスしにくいので、一般に焼結助剤を添加して緻密化を達成する方法がとられる。今日まで Si_3N_4

に対する数多くの焼結添加物が試されたが、その中で酸化マグネシウム (MgO)⁹⁾ アルミナ (Al₂O₃) 酸化イットリウム (Y₂O₃)¹¹⁾ Y₂O₃-Al₂O₃⁴⁾ などが好ましい評価をえている。Si₃N₄-MgO 系はこれまで Si₃N₄ の最有望焼結助剤として、1961年の Deeley¹²⁾ 以来、各方面で研究がなされてきた。この系では両者の焼結反応によりエンスタタイト (SiO₂・MgO) に近い組成からなるガラス質相ができ、これが Si₃N₄ 粒子結合剤として高緻密化を促進する¹³⁾ 現在では常温曲げ強度 100 kg/mm² 前後の高強度材料がえられている。しかしこのガラス質相は結晶粒界に存在するので、高温における強度はこのガラス相の軟化に直接影響され、低下する。従ってこの系では原料中に不純物が存在するとガラス相の高温軟化は助長されるので、最近では高純度 Si₃N₄ 粉末の供給が非常に重要な課題となってきた。また高温強度を改善する別の策として、新しい添加物の探索がなされ、Al₂O₃ や Y₂O₃ などが発見された。Si₃N₄-Al₂O₃ 系は "SIALON" として最近話題を呼び世に問われている固溶体物質である。Y₂O₃ や Y₂O₃-Al₂O₃ は高温強度を高めるのに有効な焼結助剤として今後が期待される。

4.4 HP SiC¹⁴⁾ Norton 社は SiC に少量の金属を添加して、緻密で強度的にもすぐれた HP SiC を開発した。図4にこの

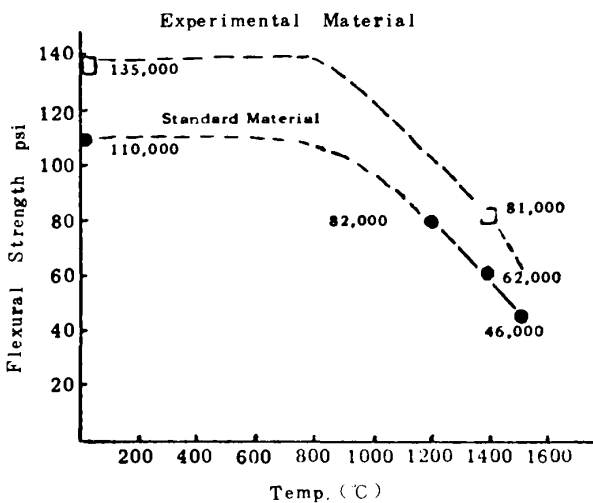


図4 HP SiC の $\sigma_f - T$ 特性

HP SiC の $\sigma_f - T$ 特性¹⁴⁾を示すが、相当高い強度値であることがわかる。この材料は HP Si₃N₄ とよく似ており、耐酸化性などにもすぐれた性能を示す。しかし結晶構造的にみて明らかかなように極めて硬い物質であるので、切削加工を施すことはかなりむずかしい。

他にほう素 (B) を添加した SiC も報じられているが¹⁵⁾ これはむしろ、常圧焼結品が注目されているので、次項にゆずる。

4.5 NS SiC³⁾ B 添加 SiC として今年初め GE から発表された新材料である。この材料はいわゆる常圧焼結、すなわち粉末成形品を焼成する工程だけで高密度化をはかることができるので経済的には大変有利である。その機械強度は絶対値としては HP 材料よりかなり劣るが、1500°C の高温まで強度が低下しないことは注目に値する。

4.6 HP AlN⁴⁾ AlN の高密度、高強度化は Y₂O₃ 及び SiO₂ の添加によって達成することができる⁴⁾ 典型的な微構造組織写真を図5に示す。この三成分焼結系においては Y₂O₃ は緻密化の促進に役立ち、SiO₂ は組織の

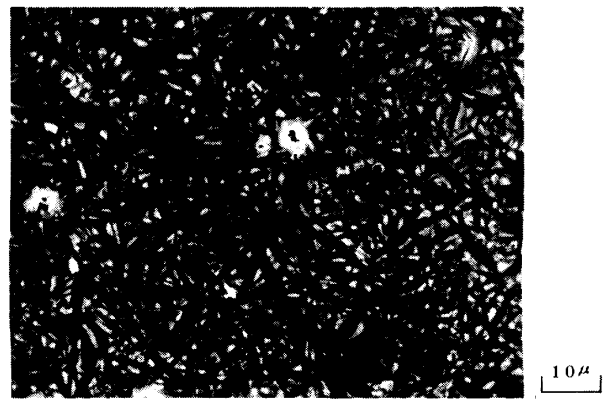


図5 AlN-Y₂O₃-SiO₂ 系焼結体の典型的微構造

繊維構造化に有効な働きをするので図5のような特徴のある微構造がえられる。しかし AlN-Y₂O₃ 系からなる場合は組織は粒状になり三成分のそれとは全く異なる。従って添加物の組成を適宜調整すると粒状から繊維状に渉る微構造制御が可能となるので興味深い材料を供給す

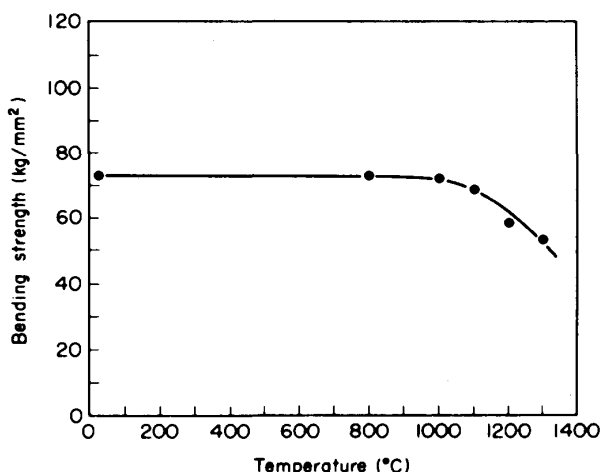


図6 HP AlNの $\sigma_f - T$ の特性

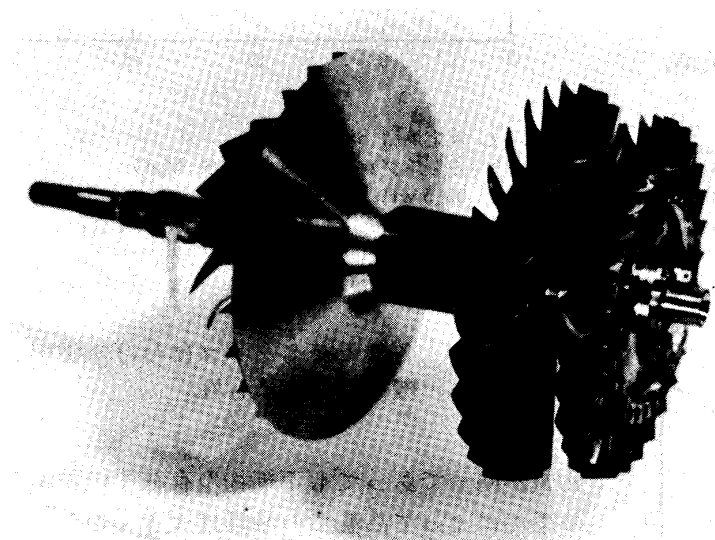


図7 HP AlN 動翼にとりつけたタービンローター

ることができる。図6にHP AlN 標準材料 $\sigma_f - T$ 曲線⁴⁾を図7に同材料で試作した動翼アセンブリ⁴⁾の一例を示す。

この系は常圧焼結法によっても比較的容易に真比重体にすることができる¹⁶⁾が、強度45~65 kg/mm²程度でHPの場合よりかなり劣る。

5. 高温ガスタービンへのセラミックスの適用とその問題点

4項で述べてきた各セラミックスをガスタービンエンジンに使うための開発研究課題

は大きく分けて、①セラミック部品の製造技術 ②セラミック部品の静的及び動的評価とそれに関連する破壊挙動、③デザイン設計、の3項目であろうことはすでに述べた。

①は従来のセラミック製造技術をより高度化することで解決することになるが、複雑な形のタービン部品をいかに均質に信頼性高く、しかも高い強度に作り上げるかにかかっている。

③は耐熱合金タービン部品でのこれまでの数多くの経験とセラミック材料の特性をつなぎ合わせながら適切な形状を創り出してゆく技術である。

しかしこの①と③を確立してゆくとき②のセラミックス材料部品の評価と破壊挙動の解明が極めて重要な課題としてクローズアップされてきた。しかしこの問題はセラミック材料研究技

術者にとって、これまで最も苦手であり、しかも大変むずかしい分野であるので、未だ技術的にも、学術的にも解決するまでには到っていない。

図8はNorton Co.のHP Si₃N₄-MgO系材料に対する強度分布¹⁴⁾の一例であるが、統計的にはWeibull分布関数が適用される。この関数は次式によって表わされる¹⁷⁾

$$P_s = \exp \left\{ - \int_{vol} \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m dv \right\}$$

..... (1)

- σ : 応力
- σ_u : 材料が絶対に破壊しない応力 (セラミックスでは0と考える。

- σ_0 : 尺度パラメーター
- P_s : 応力 σ 下での生存確率
- m : Weibull係数

Weibull係数 m は強度のばらつきに直接関係した値であり、定性的にはこの m が大きい程そのばらつきは少ないと解釈される。図8のSi₃N₄-MgO系の場合の m は20¹⁴⁾と算出されるが、ガスタービン部品としては、ある一定の応力値以下での破壊は許されないの、強度の信頼性に関しては極めてきびしい環境の下に

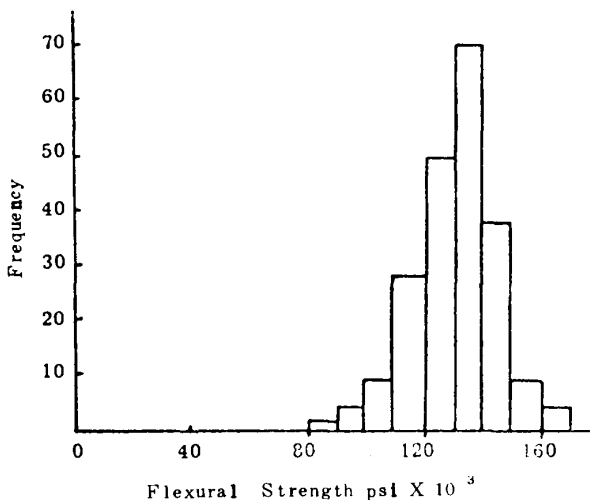
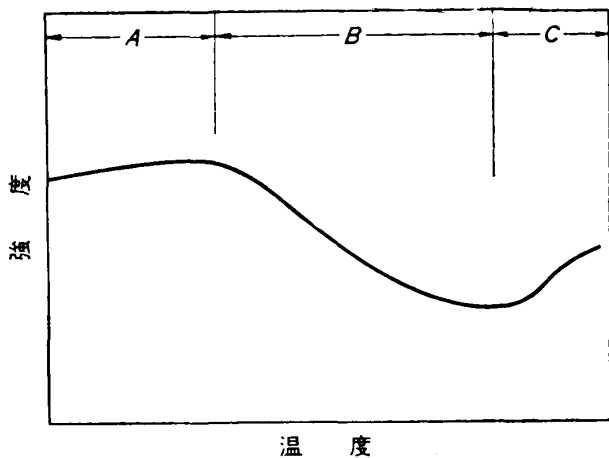


図8 HP Si₃N₄ の強度分布

あるといえる。

前項でしばしば示してあるように σ_f -T 曲線は模式的には図9のようになる。¹⁸⁾ このように常温から高温に向って破壊機構は A: 脆性破壊, B: 半塑性破壊, C: 塑性破壊と変化する。こ



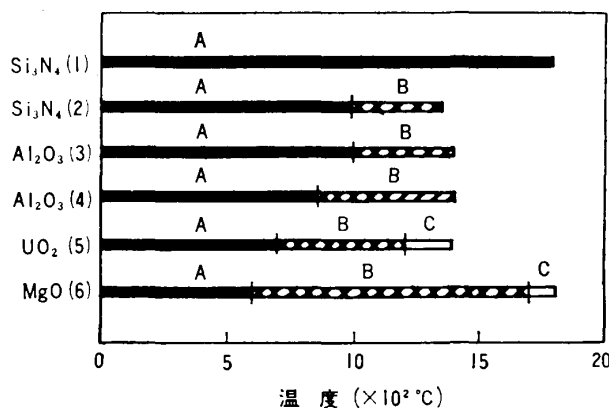
- (A) 脆性破壊領域
- (B) 半塑性破壊領域
- (C) 塑性破壊領域

図9 セラミックスにみられる σ_f -T 曲線の模式図

のように高温になるほど塑性的な挙動が顕著にあらわれ、それが破壊過程に大きな役割を果す。このような材料のもつ破壊挙動の変化がエンジン作動におけるアップダウンやクリープにどのように作用するかが重要な課題である。その点

でRSやRC材料はA領域が高温まで持続されるので、応力値が低い場合は非常に有利かもしれない。いずれにしても常温から高温に涉つての破壊現象の解明は、先程もふれたように①の製造プロセスや③のデザインに有益な助言を与えるので、セラミックタービンの開発において避けることのできないアプローチの一つである。

種々のセラミックスについてA, B, Cの現われる温度範囲^{18);19)}を図10に示す。主成分



- (1) 反応焼結 Si₃N₄
- (2) ホットプレス Si₃N₄-5 wt% MgO
- (3) 99.5 wt% Al₂O₃
- (4) 95 wt% Al₂O₃ (CaO, SiO₂ などを含む)
- (5) 多結晶質 UO₂
- (6) 緻密質 MgO

図10 各種セラミックスにおける破壊機構の温度依存性

物質が同一であっても不純物の存在や焼結助剤の添加によって高温での挙動は大きく変化し、異なった σ_f -T 特性を示すことはすでに述べてきたが、常温で高い強度をもち、温度上昇に伴なう強度低下が少ないことが、セラミックスを高温で使用する上で重要であることは疑う余地がない。

その他熱衝撃特性、耐食性、タフネスなども材質の強度と同様ガスタービンの開発にとって極めて大事な特性評価であり、それぞれ精力的な研究事例をみることができる。

6. おわりに

今年も次に掲げるようなガスタービン用セラミックスに直接あるいは間接的に関係のある多くの学会やシンポジウムが開催される。

- 74 SAE Automotive Engineering Congress. Detroit, February.
- 76th Annual Meeting of The Am. Ceram. Soc., Chicago, April.
- A Symposium on Deformation of Ceramic Materials, Penn. State Univ., July.
- A Symposium on Special Ceramics, Brit. Ceram. Res.

Assoc., July.

本文でも再三述べてきたようにセラミックタービンの実現のためには、未だ未知の、困難なしかも極めて多岐に渉る研究課題が随所に横たわっている。その難題はいずれも5項に示した①, ②, ③の有機的な連携で解決することを要求されるほど複雑である。これは専門性の異なる、基礎技術から応用技術に到る大勢の研究者、技術者の適格な協力体制でまさにシステム化によって取組まねばならないであろう。

参考文献

- 1) A.F. McLean, ASME Paper No. 70-GT-105.
- 2) R.J. Lumby, R.F. Coe and D.J. Lines, Paper 720170 presented at SAE Automotive Engineering Congress. Detroit, January 1972.
- 3) S. Prochazka, Private communication, March 1974.
- 4) K. Komeya and F. Noda, Paper 740237 presented at SAE Automotive Engineering Congress. Detroit, February, 1974.
- 5) Norton Co. (Mass., U.S.A.) のカタログ。
- 6) N.L. Parr, The Engineer, July 1, 1966, p.18.
- 7) Victor de Biasi, Gas Turbine World, October-November, 1972, p.12.
- 8) R.A. Alliegro, Second Army Materials Technology Conference, Ceramics for High Performance Applications, Hyannis, Mass., November 13-16, 1973.
- 9) R.J. Lumby and R.F. Coe, Proc. Brit. Ceram. Soc., Vol. 15(1970), p.91.
- 10) Y. Oyama and O. Kamigaito, Japan. J. appl. Phys. Vol 10(1971), p.1963.
- 11) G.E. Gazza, J. Am. Ceram. Soc. Vol. 56, No. 12(1973), p.662.
- 12) G.G. Deeley, J.M. Herbert and N.C. Moore, Powder Met. Vol. 8(1961), p.145.
- 13) S. Wild, P. Grieveson, K.H. Jack and M.J. Latimer, Special Ceramics 5, Ed. P. Popper (1972), p.377.
- 14) R.A. Alliegro, D.W. Richerson, M.L. Torti, M.E. Washburn and G.Q. Wedver, Proc. Brit. Ceram. Soc., Vol. 22(1973), p.129.
- 15) S. Prochazka and R.J. Charles, General Electric Rept. No. 73CRD169.
- 16) 米屋, 井上, 村田, 柘植, 日本化学会第29秋季大会, (広島), 1973年10月。
- 17) D.G.S. Davies, Fulmer Research Institute Report No. R275, June, 1969.
- 18) R.W. Davidge, A.G. Evans, Mat. Sci. and Eng. Vol. 6(1970), p.281.
- 19) D.E. Lloyd, Special Ceramics 4, Ed. P. Popper (1968), p.165.

(昭和49年6月12日原稿受付)

ディーゼル機関用過給機のごこれによる性能変化

石川島播磨重工業株式会社 佐藤 昭二郎
技術研究所

1. まえがき

ディーゼル機関の高過給化、高性能化についての文献の多さに比して、首題についてのそれは、比較的少ないように思われる。稼働中のデータの把握が困難なことも、その一因であろう。しかし、使用者にとっては、稼働時間の経過と共に、機関性能が劣化して、定格出力の運転が困難になることは、重大な問題であり、性能劣化の状況把握とその対策について、追究を要することと思う。

性能劣化の状況は一樣ではない。同一負荷条件に対して、給気圧力が低下して行くものもあるし、殆んど低下しない場合もある。が何れも排気温度の上昇という形で表われる。前者については、ブロワのごこれによって、その性能が低下することが、その原因の大きな部分を占めると考えるのが妥当であるが、後者については別の考え方が必要となる。以下に、いささか古いデータではあるが、筆者が経験した後者の例と、その結果から導かれた、経年変化についての一つの考え方を紹介したい。

2. 経年変化の定義

ここで経年変化を次のように定義したい。即ち、稼働時間の経過と共に、機関システム内の各部のごこれの堆積、或いは腐食等による変形のために、その機関の新製時の性能が変化（一般に悪化）して行くこと。但し大気条件の変化によるもの、船体抵抗増加の如き機関負荷条件の変化によるものは含まないものとする。この但し書きの部分は、シミュレーション計算の手法が進歩し、割合正確に把握できるようになっているので、別に取扱った方がよいと思う。

3. SULZER 8RD76 形 2 サイクルディーゼル機関のサージング

10年程前から、8RD76形機関の排気管配列が図1から図2のように変更され、シリンダ当りの出力が1500馬力から1600馬力

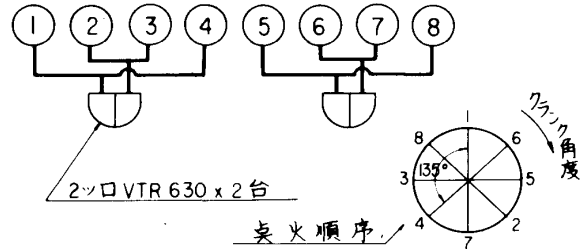


図1 8RD76形機関排気管系統図
(旧形 1500PS/cyl)

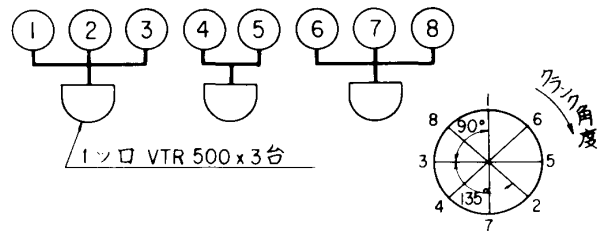


図2 8RD76形機関排気管系統図
(新形 1600PS/cyl)

に向上した。図では、旧形、新形と区別しているが、後者も現在では新しいものではない。しかしここでは、便宜上新、旧として区別する。これは主として過給機のタービンのガス入口数が2ヶから1ヶになり、部分流入が全周流入となつて、タービン効率が向上したことによる。これに伴って同一排気管に結合されたシリンダ群の最小点火間隔が、クランク角度で90度となっている。それまでの考え方では、この場合、点火時期の隣り合ったシリンダ間において、点火間隔が近いために、排気干渉の発生が懸念される所であるが、排気管制弁のタイミングの選択および、排気管内の干渉防止隔壁の採用により成功したものであった¹⁾。しかしこの新形式機関は、稼働後2~3ヶ月から数ヶ月の比較的短期間に、3シリンダグループの過給機に、サー

ジングを発生する場合があった。8RD76形機関は、新しい過給方式の採用が成功したため、多数生産され、稼働台数が多くて、それが目立った感もある。

8シリンダ以外のRD形機関で、シリンダ直径の異なったものも含め、サージングを発生して、何等かの対策を施した機関台数と、その形式の生産台数との割合を表1に示した。同表には排気管の配列と、同一排気管に連結されたシリンダ間の最小点火間隔も示してある。これらの機関は、すべて日本におけるSULZERのライセンスによって製造され、IHI製のVTR形過給機が装着されたものである。

表1によって次のことが云える。即ち、8シリンダ機関が最も高いサージング発生率を示し、次いで10と7シリンダ機関が高く、9、6、12シリンダは発生率が極めて低い。この関係は丁度最小点火間隔の大小と逆の関係にあることが分る。

一般に、経年変化として最も目につき易い所見は、同一負荷条件における排気温度の上昇と、

過給空気圧力の低下であろう。過給機のエアフィルタの目づまり、インペラ、ディフューザの羽根表面のよごれ堆積は、ブロワーの性能を劣化させ、²⁾ブロワ軸入力が変わらなくても吐出圧力を低下させる。更に空気冷却器のよごれによる通路抵抗の増加、クーラーの冷却効率の低下、機関シリンダ通路抵抗の増加と、前述の給気圧力低下が相まって、空気流量が減少し、排気温度を上昇させる。又排気ガス通路部も、カーボン堆積により性能劣化を促進させる。しかし過給機のタービンのよごれの機関性能劣化に対する影響は、ブロワー側の影響ほど敏感ではないことが知られている。上述の結果は、多少ともタービン入力の減少をうながし、ブロワ軸入力の減少から再び給気圧力低下を助長する。これが一般的な傾向である。

しかし8RD機関の場合は、給気圧力が殆んど低下しないものが多い傾向があった。給気圧力がさほど低下しないから、過給機の内部のよごれは大したことがないだろうとも思っても、排気温度の上昇が著るしく、そのうちに3シリン

表1 RD形機関のサージング発生率

シリンダの数	点火順序	排気管の配管 ***	同一排気管に結ばれたシリンダの最小点火間隔 (クランク角度で表示)	サージング発生率 (%)		
				RD68 (1200PS/CYL)	RD76 (1600PS/CYL)	RD90 (2300PS/CYL)
6			$\frac{360^\circ}{6} \times 2 = 120^\circ$	8	0	0
7			$\frac{360^\circ}{7} \times 2 = 103^\circ$	29	33.3	—
8			$\frac{360^\circ}{8} \times 2 = 90^\circ$	0 **	40	38
9			$\frac{360^\circ}{9} \times 3 = 120^\circ$	—	—	3.6
10			$\frac{360^\circ}{10} \times 3 = 108^\circ$	—	—	33
12			$\frac{360^\circ}{12} \times 4 = 120^\circ$	—	—	0

注 (x : 昭和39.12以前に納入せるTVR形過給機を装着した機関93台について、昭和41.5に調査したもの。
 ** : 対象機関は1台のみ。
 *** : はガス入口数1.5の過給機、 はガス入口数1の過給機を示す。
 本サージング問題は、過給機のタービン洗浄法により解決されている。

ダグループの過給機がサージングに入ってしまうという経過を辿ったのである。船体抵抗増加、プロペラ負荷の増加が、特にこれらの機関だけに苛酷である筈はなく、8RD機関と過給機のシステムに特有の何かが、原因の一つに考えられた。

過給機を分解清掃したときの所見として、排気管系の通路のよごれがひどく、特にタービン入口のグリッド※にカーボンが堆積し、通路面積で20～30%減少していたものもあったことが報告されている。

※注：2サイクル機関では、吸排気ポート（ユニフロー掃気式の場合は吸気ポートのみ）をピストンが通過するため、ピストンリングを折損することがある。この破片が過給機のタービンに流入し、ノズルやブレードを傷めることがあるので、これを避けるために、頑丈な格子がタービンの前に設けられている。

上記サージングの原因が、ほぼ排気ガス通路部分のよごれにあることが明らかとなったので、当時すでにBBCで開発されていたタービン洗浄法（機関を低回転数で運転し乍ら排気管内に清水を注入する方法）を適用し、この問題は解決された。又その後、SULZERが開発した定圧過給方式によるRND形機関のシリーズが、製造販売されるようになり、現在に至っている。空気冷却器のよごれ、エアフィルタのよごれ等による一般的なサージング発生は、決してなくなったわけではないが、当時、この機関のサージングの対策に苦労したことは、忘れられつつある。しかし、通常の経年変化と若干異なる症状を呈していたことに興味を惹かれ、簡単な試算と考察を行ってみた。

4. サージング発生機構の推定

8RD76形機関の説明図を図3に示した。ここでは、過給機のプロワ吐出空気が、空気冷却器を通過してから掃気溜に入り、すぐ各シリンダに送りこまれるように描かれているが、実際はプロワ吐出空気が、シリーズに各シリンダの下部ピストン掃気ポンプによって更に加圧されて、各シリンダに送りこまれている。しかし、今述べようとする説明は、過給機の作動点が、グリッドのよごれにより、いかに移動するか、ということに論点を絞っているのだから、掃気ポン

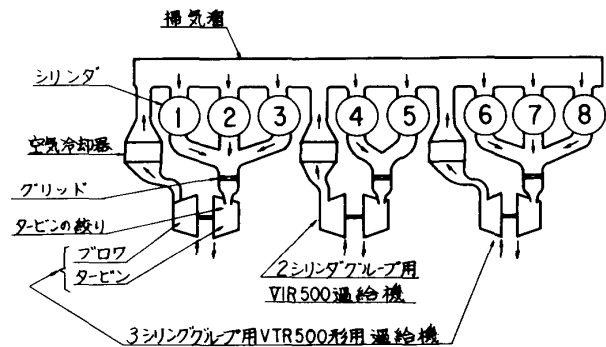


図3 8RD76形機関の説明図

プを無視する。

次の仮定をおく。

- (1) グリッドのよごれを、グリッドの通過面積減少におきかえ、これによる機関性能変化について考察する。
- (2) 各シリンダは、全排気ガス量の $\frac{1}{8}$ を排出する。
- (3) 燃料は質量を無視し、熱量だけを定常的に空気に与えるものとし、燃焼過程および排気系内の脈動は考慮しない。
- (4) グリッド前（＝シリンダ出口）の全圧は、グリッドがよごれて目づまりしても一定値をとる。
- (5) 燃料消費率一定。空気のシリンダ通過時の温度上昇は空気流量に反比例する。
- (6) グリッド部で通過面積が幾分減少し、ガス流が加速される。この間の速度ヘッド増加分は、グリッド後の減速後、圧力に回復せず、熱に変わる。
- (7) タービンを一つのノズルに置きかえる。工場運転時の全力負荷における空気流量、タービン入口圧力、温度からタービンノズル面積を逆算して得たノズル面積をもってこれにあてる。
- (8) 各プロワ作動点において、3台の吐出圧力が等しくしかも、夫々の過給機は、プロワ軸入力＝タービン軸出力が成立つ。もしタービン入口圧力が、グリッドの目づまりで低下すれば、タービン軸出力（＝プロワ軸入力）が減少し、分担すべき空気量も減

少する。しかし上述(2)の仮定があるので、各過給機のタービンを通る空気量とブロワ吐出空気量とは必ずしも等しくない。

上記の仮定を用いて計算した結果を図4, 5, 6に示した。ここで使用した記号と数値は次の通りである。

Gは質量流量 (kg/s), Tは温度 (°K), Pは圧力 (kg/cm² ab), Aは面積 (cm²), Δiはエンタルピ (Kcal/kg), ρは密度 (kg/m³), Qは容積流量 (m³/s), ηは効率。又添字としては, VGはグリッド前, NGはグリッド後, VKはクーラ前, NKはクーラ後, Gはグリッド, G'はよごれた後のグリッド, Tはタービン, Bはブロワ, totはtotal, *はtotal head, Oは大気を示すものとする。

$P_{VK}/P_O = 1.73$, $P_O = 1.033$, $P_{VG} = 1.658$, $T_{VG} = 723$, $T_O = 313$, $A_{VG} = A_{NG} = 880$, $A_G = 680$, 3シリンダグループの $Q_B = 7.5$, 2シリンダグループの $Q_B = 4.48$ とする。これらは、或8RD機関の工場運転時計測されたデータによった。又空気=排気ガスの比熱比 = 1.4, ガス定数 = 29.27 (kg·m/°K·kg) とする。

図4は3シリンダグループ用タービンの流量特性曲線である。前述の仮定の(7)項によって算

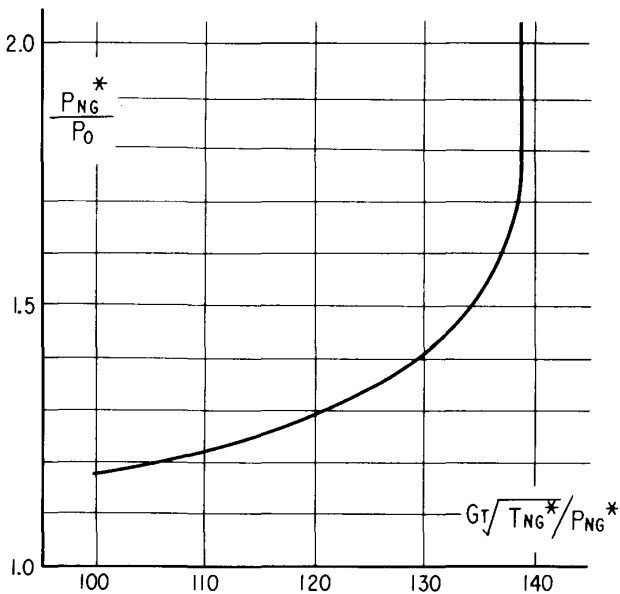


図4 3シリンダグループのタービンの流量特性曲線

出したノズル面積を一定のものとして、種々の圧力比に対して流量を求めた。図5は、グリッドの当初の通過面積 A_G に対して、よごれによ

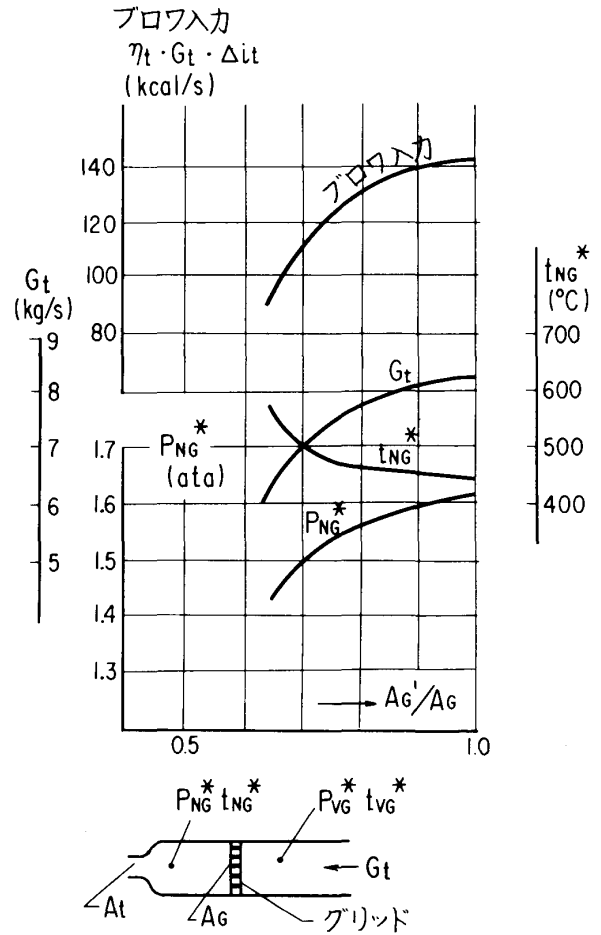


図5 グリッド部の目づまりがタービン入口状態、ブロワ入力に及ぼす影響

って面積が小さくなった場合を想定し、種々の A_G'/A_G について P_{NG} を求め、図4を使って流量を算出して作成せるものである。

図6はブロワ性能曲線を示す。右のカーブは3シリンダグループ用、左のカーブは2シリンダグループ用である。夫々、ブロワ軸入力一定曲線も記入してある。ここでは密封用に使用される空気量は無視し、吐出空気馬力をブロワ効率で割った値をもってブロワ軸入力とした。図5と仮定(8)項を用いて、種々の A_G' に対する作動点を図上で求めた結果を図6に記入してある。或 A_G'/A_G の値に対するブロワ軸入力とター

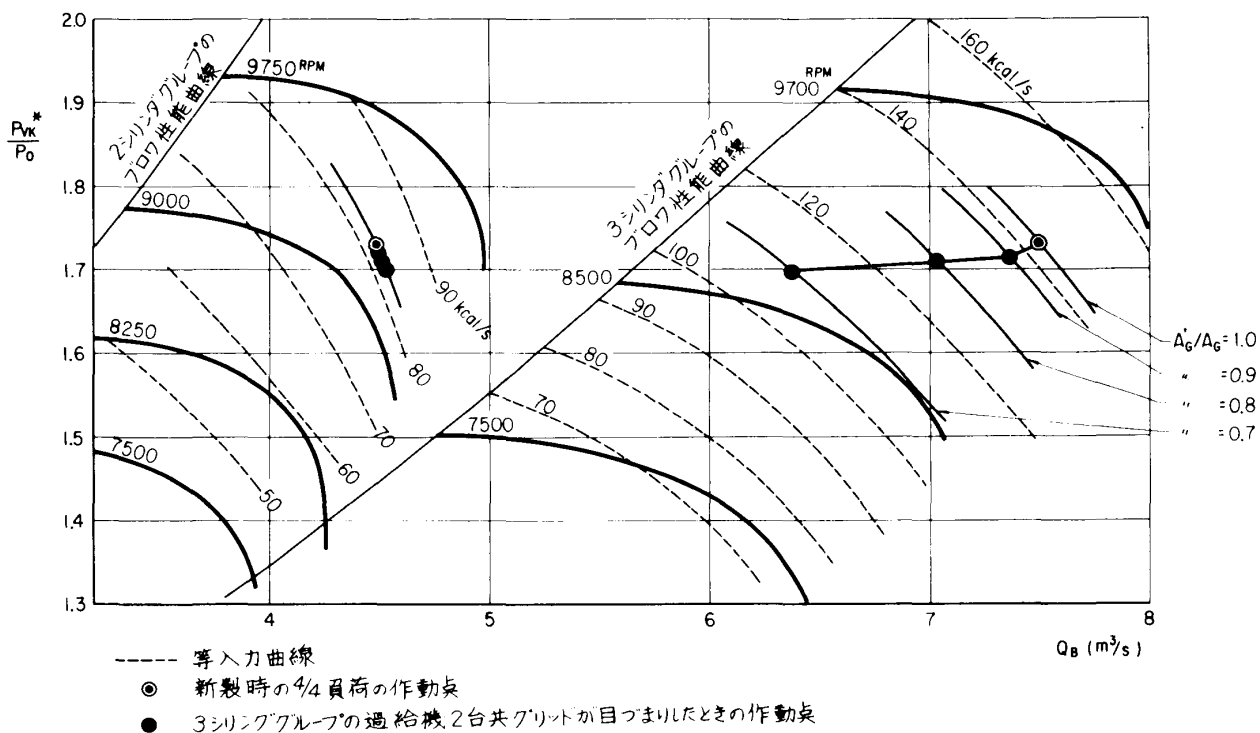


図6 グリッドが目づまりしたときのブロワ作動点の移動

ピン流量 G_t とを読みとる。次いで図6の右のカーブ上で、 $Q_B = G_t / r_0$ と、ブロワ軸入力と同じ値を与える点を探せば作動点を求めることができる。この場合2シリンダグループの作動点は、ほぼはじめの作動点を通る等入力曲線上を移動すると考える。

これは、殆んど圧力低下せずに、3シリンダグループの空気量が、グリッドの目づまりに応じて著るしく減少し、作動点がサージング線に近づくという結果になっている。これが妥当なものであることは定量的には確認されていないが、少くとも定性的にはうまく説明されていると思う。即ち「グリッドがよごれて目づまりをおこし、給気圧力の低下は極めて小さいままでサージングに至る」という現象によく合致している。

5. 経年変化についての考察

上述のように、ブロワ性能曲線上の作動点の位置を決定する要素として、ブロワ軸入力と機関システム全体の抵抗の二つが挙げられる。この内一方だけが変化し、他方は一定値をとりな

ら経年変化をすることはまづ考えられないが、今仮にこの二つを分けて考えることにする。

ブロワ軸入力が一一定で抵抗曲線だけ小風量側に移動するというのとは実際上どういうことを意味するかを考えてみる。例として上述の2サイクルエンジンについて云えば、

- (1) タービン入口グリッドの目づまりによる通過面積の減少
- (2) タービンプレートおよびノズルのよごれによる通過面積の減少
- (3) ブロワのよごれによる通過面積の減少
- (4) クーラーのよごれによる通過面積の減少
- (5) クーラーの出口空気温度上昇による、空気質量流量の減少
- (6) 機関の吸排気ポートのよごれ、ハモニカ弁(掃気溜りに設けられた逆止弁の一種)の損傷等による掃気空気流量の減少

等が挙げられるだろう。これらは勿論、多少ともタービンの出力減少、従ってブロワ入力減少をもたらすものではあるが、例えば、同時に燃料消費率が増加することを想定すれば、一応、

「ブロウ軸入力一定のまま、抵抗曲線のみ小風量側に移動」させることが出来る。この場合の作動点の移動は、図7の矢印Aに沿って行な

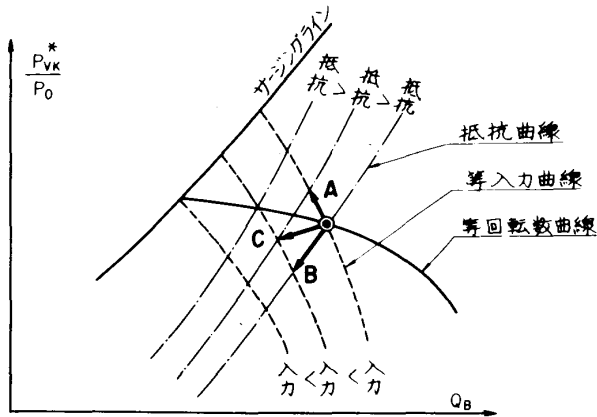


図7 経年変化による作動点の移動

われる筈であり、むしろ経年変化により、ブロウ吐出圧力が上昇することが考えられる。

一方抵抗曲線が移動せずに、ブロウ入力だけが増加（一般には減少）することは、例えば次に述べるような現象として理解できよう。

- (1) タービンノズル、ブレードの喉部面積は殆んど変わらずに、ガス通路表面によごれが堆積してタービン効率が低下した状態
- (2) ブロウ軸入力が増加しても、ブロウ各部がよごれてブロウ効率が低下したときも、ブロウ性能曲線上で、等回転数曲線が、左下方に移動するので、現象としては、「軸入力低下の場合」に数えることが出来る。

この場合の作動点の移動は、図7の矢印Bに沿って行なわれる筈である。

一般に経年変化は矢印A、Bの移動が同時におこり、その合成された矢印Cの方向に作動点が移動すると考えるのが便利であろう。そして機関と過給機の、作動流体通路全体において、経年変化によるよごれ堆積および形状変化の発生する位置と性質により、矢印A、Bの変化の程度が変わってくる。矢印Aの変化が支配的ならば、矢印Cの方向はほぼ水平に近く左方を向き、給気圧力が殆んど変化しないままサージングにとびこむことになる。矢印Bの変化が支配的ならば、矢印Cの方向は左下方を向き、ブロウサ

ージング線とほぼ平行に近い線上を辿るので、給気圧力の低下が目立つだろう。しかし、サージング発生する可能性は少ない。

何れの場合でも、空気流量が減少することに違いはないので、排気温度は確実に上昇する。しかし機関が稼働している時、排気温度の多少の上昇は我慢できるだろうが、サージング発生の場合は、とてもそのまま運転することはできず、負荷を下げざるを得なくなる。又このように、排気温度の上昇よりも、サージング発生が運転の障害となるような機関は、部分負荷で使用する頻度が増すほど、サージングの原因となったよごれ堆積も促進される傾向にあるのが普通なので、ますます矢印Aの移動が進み、まことに具合が悪いことになる。

6. 対策

ただ早期サージング発生の機構を推定し説明しただけでは、実用上余りプラスにならないので、対策についても附記しておきたい。これはすでに述べた通り解決していることである。

経年変化の原因は、一般に、部品の腐食、変形を除けば、すべてよごれの堆積によるものであり、清掃すればよいことは自明の理である。しかし過給機、クーラー等の機関構成部品の分解清掃を頻繁に行うことは、稼働率を低下させることになる。過給機とクーラーのよごれは機関性能に大きな影響を及ぼすので、これらを分解取外しすることなしに清掃する方法が開発され、広く実用されている。

タービン側ガス通路部の清掃法は、清水を注入する方法（BBCの方法）や、温水と蒸気の特製のガンで注入する方法（B&Wの方法）などがある。何れもタービン前の排気管に注入孔を設け、機関回転数を低く保って行うものである。当初、その効果が疑問視される場合もあったようであるが、今ではその有用性は疑いのない所と云えよう。但し、堆積物が強固に固着してしまった場合に対しては、この方法は殆んど効果がない。化学的および物理的相乗効果を期待した二三のテストも行なわれたようであるが、確実とは云い難いので、余りひどくよごれない内に洗浄をする必要がある。

ブロウ側の清掃は、BBC方式では清水をイ

ンペラの前に注入する。全負荷に近い運転状態で行なうことがタービン側と異っている。ブロワを洗った汚水は、ブロワ吐出口附近に設けられたドレンから、外部へ排出されるようになっているが、一部はそのままクーラーに入る。これがクーラーの冷却フィンに堆積し、定期点検時の分解掃除を困難にするため、前述の2サイクル機関においては、当初タービン側の洗浄法ほどは実施されなかったようである。

清水よりも効果的だと称される洗浄液が種々発表されている。IHIは、花王石鹼との共同開発によって、「ブロワ・ウォッシュ」という商品名の洗浄液³⁾を開発し、効果を上げている。これはブロワと共にクーラーも清掃することが

できる。

7. むすび

SULZER 8 R D 7 6 形機関において、過給機の給気圧力が殆んど低下せずに、サージングを発生する現象を経験した。或仮定のもとに簡単な計算を試み、この現象の発生する機構を説明した。この結果から、一般的な経年変化によるブロワ作動点の移動についての考え方をまとめてみた。定性的取扱いに終始したが、一応の目的は達し得たと思う。

過給機やクーラーを分解せずに清掃する方法は、現在広く実用されている。極めて地味ではあるが、この方面の研究開発は実用上の有用性で高く評価されるべきであろう。

文 献

- (1) R. Stoffel, SULZER Technical Review, vol. 55, No 8 (1968-8), p.448
(1964-4), p.189~198 ~ 452
- (2) G. Schropp, the Brown Boveri Review, (3) 遠藤忠, 漁船機関, (1973-5), p.41~44
(昭和49年5月27日原稿受付)

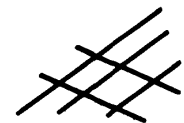
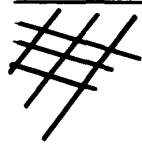
広告の会報掲載についてのお知らせ

本会報へ広告を掲載する件ではすでにこれ迄いくつかの照会がありまして、幹事会などで検討を重ねて参りました。その結果、次号会報より広告を掲載いたすことになりましたのでお知らせ申し上げます。広告掲載に関しましては次のような規程を設けて取扱うことにいたします。

1. 日本ガスタービン会議会報としての品位を傷つけないものに限る。
2. 掲載については本会議の承認を必要とする。
3. ガスタービンおよび関連分野に関するものを対象とする。
4. 原則として求人広告は掲載しない。

広告の申込は本事務局を通じてお願いいたします。申込の時期は掲載希望の会報が発行される3箇月前といたします。

なお、方法、価格などの詳細は事務局にお問合せ下さい。



「軸流タービン翼車の振動」

(株)小松製作所 技術研究所 車両研究室 奥 谷 順 一
村 井 秀 児
中 川 善 治

1. はじめに

軸流回転機械の開発において設計者がしばしば悩まされる問題に、共振による翼や車盤の破損がある。このため設計段階で翼や車盤の振動特性を正確に予測することが重要となっており、従来より単独の翼⁽¹⁾、シュラウド等で連結された有限翼群⁽²⁾および車盤⁽³⁾それぞれについて多くの振動解析が行なわれている。しかし従来の方法によりキャンバーの大きな、短い翼の解析を行なうと、固有振動数については翼根部で不明確な補正を加えねばならず⁽⁴⁾、振動モードについても十分な精度で求まらないようである。また車盤の解析に関しては、翼との連成が問題となるような高次の固有振動を求めることが非常に困難である。そこで本報ではまず軸流タービンの単独翼とシュラウド付有限翼群それぞれの振動を、従来ほとんどなされていない翼断面の重心と剪断中心の不一致を考慮して解析し、その影響を検討した。さらに車盤については、境界値問題に Runge-Kutta-Gill法を用いることにより従来なされていなかった翼との連成固有振動の計算法を開発し、実験的にも妥当であることを明らかにした。

2. 主な記号

E : 縦弾性係数	G : 横弾性係数
σ : ポアソン比	γ : 比重量
C : ねじれ剛さ	k : 断面剪断変形係数
A : 翼断面	P : 翼ピッチ
h : 車盤厚さ	

r_x, y, z, X, Y : 剪断中心の座標	
l : 翼群つづり枚数	ω : 角速度
i : 翼の区分点	j : 翼番号
ΔZ : 翼区分間隔	N : タービン翼枚数
V, v : 剪断力	
M, m : 曲げ, ねじりモーメント	
X, Y, x, y, z, u, v : 変位	
\mathbf{Y} : 状態ベクトル	
θ, φ : かたむき, ねじれ角	
I : 断面二次, 相乗モーメント	
I_{XO}, Y_O : 主軸まわりの断面二次モーメント	
I_P : 剪断中心まわりの断面二次極モーメント	
n : 翼分割数, 車盤節直径数	

3. 翼の計算方法

一般に、重心と剪断中心が一致しない断面を持つ翼では、断面主軸まわりの曲げと剪断中心軸まわりのねじりの合わせて三振動が連成する。そこで計算はよく知られたプロール法⁽²⁾を曲げ一曲げ一ねじり連成振動に拡張し、さらに剪断変形・回転慣性の影響をも考慮して行なった。

3.1 単独翼の固有振動数と固有振動モード

図1に一体構造の単独翼を示す。車盤周辺にはこのような翼が数十枚付いている。翼を図2のようにn区間に分割し、質量の無い一様断面梁とその先端の質中質量に置き換えて考える。ただし梁の質量は1/2づつ両端に分配しており、この方法によると分割数が少なくても

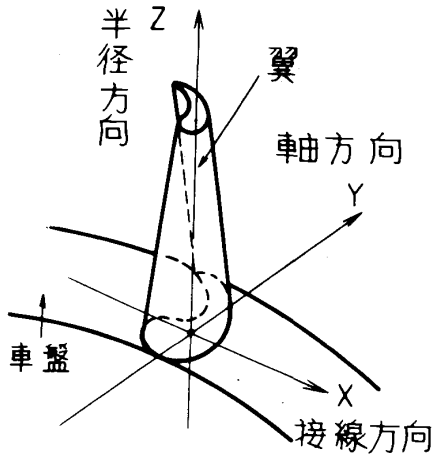


図1 単独翼

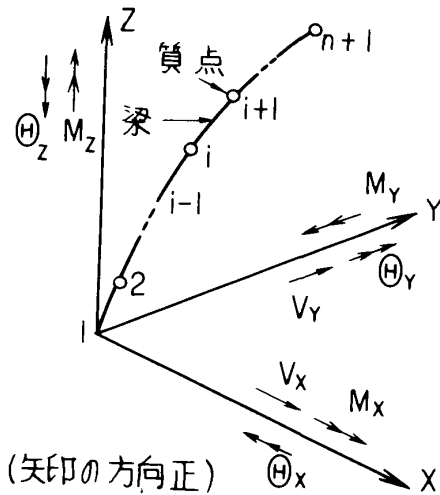


図2 座標系

精度が良いことを確認している⁽⁵⁾各区間では重心軸と剪断中心軸が平行であるとして、区分点 i と $i+1$ 間での剪断力，曲げモーメント，曲げによる傾き角，変位，ねじりモーメント，ねじれ角の関係を求めると次式を得る。

$$V_{X,i+1} = V_{X,i} + \frac{r A \Delta Z}{g} \omega^2 (X_{i+1} - r_{Y,i} \Theta_{z,i+1}) \quad (1-1)$$

$$M_{Y,i+1} = \Delta Z_i V_{X,i} + M_{Y,i} - \frac{r \Delta Z}{g} \omega^2 \times (I_{YY} \Theta_{Y,i+1} + I_{XY} \Theta_{X,i+1}) \quad (1-2)$$

$$\Theta_{Y,i+1} = \frac{I_{XX,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \Delta Z_i \left(\frac{\Delta Z_i}{2} \right.$$

$$\times V_{X,i} + M_{Y,i} \Big) + \Theta_{Y,i} - \frac{I_{XY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \Delta Z_i \left(\frac{\Delta Z_i}{2} \right. \times V_{Y,i} + M_{X,i} \Big) \quad (1-3)$$

$$X_{i+1} = -\frac{\Delta Z_i}{k A_i G} V_{X,i} + \frac{I_{XX,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \times \frac{\Delta Z_i^2}{2} \left(\frac{\Delta Z_i}{3} V_{X,i} + M_{Y,i} \right) + \Delta Z_i \Theta_{Y,i} + X_i - \frac{I_{XY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \times \frac{\Delta Z_i^2}{2} \left(\frac{\Delta Z_i}{3} V_{Y,i} + M_{X,i} \right) \quad (1-4)$$

$$V_{Y,i+1} = V_{Y,i} + \frac{r A \Delta Z}{g} \omega^2 (Y_{i+1} + r_{X,i} \Theta_{z,i+1}) \quad (1-5)$$

$$M_{X,i+1} = \Delta Z_i V_{Y,i} + M_{X,i} - \frac{r \Delta Z}{g} \omega^2 \times (I_{XX} \Theta_{X,i+1} + I_{XY} \Theta_{Y,i+1}) \quad (1-6)$$

$$\Theta_{X,i+1} = -\frac{I_{XY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \Delta Z_i \left(\frac{\Delta Z_i}{2} \times V_{X,i} + M_{Y,i} \right) + \frac{I_{XY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \times \Delta Z_i \left(\frac{\Delta Z_i}{2} V_{Y,i} + M_{X,i} \right) + \Theta_{X,i} \quad (1-7)$$

$$Y_{i+1} = -\frac{I_{XY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \frac{\Delta Z_i^2}{2} \left(\frac{\Delta Z_i}{3} \times V_{X,i} + M_{Y,i} \right) - \frac{\Delta Z_i}{k A_i G} V_{Y,i} + \frac{I_{YY,i}}{E I_{XO,i} I_{YO,i}} \frac{\Delta Z_i^2}{2} \left(\frac{\Delta Z_i}{3} \times V_{Y,i} + M_{X,i} \right) + \Delta Z_i \Theta_{X,i} + Y_i \quad (1-8)$$

$$M_{z,i+1} = \frac{r A \Delta Z}{g} \omega^2 (r_{Y,i} X_{i+1} - r_{X,i} Y_{i+1}) + M_{z,i} - \frac{r \Delta Z I_P}{g} \omega^2 \times \Theta_{z,i+1} \quad (1-9)$$

$$\textcircled{H}_{z,i+1} = \frac{\Delta Z_i}{GC_i} M_{z,i} + \textcircled{H}_{z,i} \quad (1-10)$$

注) 添字無 A, ΔZ , I_{XX} , I_{YY} , I_{XY} , I_P は区間 i と $i+1$ の影響が $1/2$ づつはいたものである。

式(1-1), (1-5)の右辺第3項および式(1-9)の右辺第1, 2項が曲げとねじりの連成を表わしている。式(1)を用い翼根部より順次半径方向に關係を求めていくと、翼根部と翼先端との間には次式が成立する。

$$Y_{n+1} = \{K_{i,j}\} Y_1 \quad \text{ただし } i, j = 1 \sim 10 \quad (2)$$

一般に、タービン短翼ではノズル後流との共振が問題になり、その次数は非常に高いため共振時には車盤は剛体と考えられる。このため境界条件としては翼根部で剛固定、翼先端で自由と仮定できる。この境界条件を満足する ω を見出すことにより固有振動数が求まり、さらにその ω を式(2), (1)に代入することにより固有振動モードが求まる。

3.2 シュラウド付有限翼群の固有振動数と固有振動モード 図3に一体構造で作られたシュラウド付有限翼群を示す。車盤

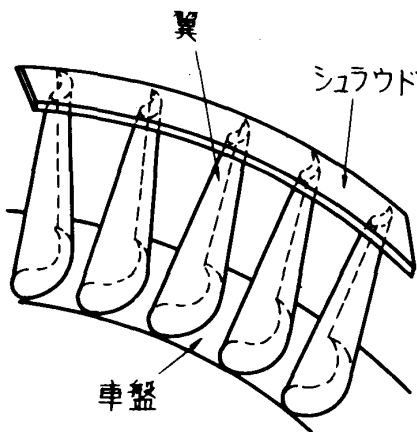


図3 シュラウド付有限翼群

周辺にはこのような有限翼群が何組か付いている。翼固定面およびシュラウドの曲率を無視し、

シュラウドは翼間部を質量の無い一様断面梁とし、さらにその質量を翼先端に集中付加する。図4により j 番目と $j+1$ 番目の翼間のシュラ

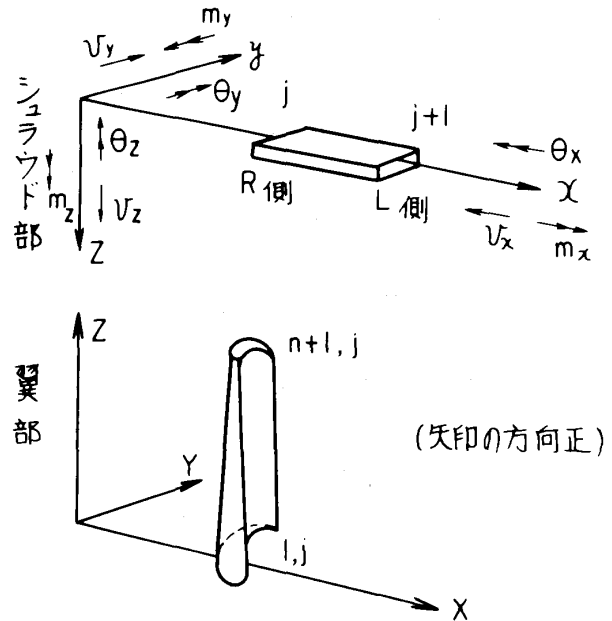


図4 座標系

ウドに成立する伸び、曲げ、ねじり変形を求めると次式となる。

$$(P/EA_s) v_{x,j} + x_j - x_{j+1} = 0 \quad (3-1)$$

$$(P/EI_{yy}) m_{y,R,j} + 4\theta_{y,j} + 2\theta_{y,j+1} = 0 \quad (3-2)$$

$$(P/EI_{yy}) m_{y,L,j+1} - 2\theta_{y,j} - 4\theta_{y,j+1} = 0 \quad (3-3)$$

$$(P^2/2EI_{zz}) m_{z,R,j} + 2P\theta_{z,j} + P\theta_{z,j+1} + 3y_j - 3y_{j+1} = 0 \quad (3-4)$$

$$(P^2/2EI_{zz}) m_{z,L,j+1} - P\theta_{z,j} - 2P\theta_{z,j+1} - 3y_j + 3y_{j+1} = 0 \quad (3-5)$$

$$(P^3/6EI_{zz}) v_{y,j} - P\theta'_{z,j} - P\theta_{z,j+1} - 2y_j + 2y_{j+1} = 0 \quad (3-6)$$

$$(P/GC_s) m_{x,j} + \theta_{x,j} - \theta_{x,j+1} = 0 \quad (3-7)$$

また図4において翼先端とシュラウドとの結合を考えると次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} v_{x,j-1} - v_{x,j} &= V_{x,n+1,j} \\ m_{y,R,j} - m_{y,L,j} &= M_{Y,n+1,j} \\ x_j = X_{n+1,j} \quad \theta_{y,j} &= \textcircled{H} Y_{n+1,j} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
 m_{z,L,j} - m_{z,R,j} &= M_{z,n+1,j} \\
 v_{y,j} - v_{y,j-1} &= V_{Y,n+1,j} \\
 m_{x,j} - m_{x,j-1} &= M_{X,n+1,j} \\
 y_j &= Y_{n+1,j} \quad \theta_{z,j} = -\Theta_{z,n+1,j} \\
 \theta'_{x,j} &= \Theta_{X,n+1,j} \\
 \text{ただし } j &= 1 \sim l \quad v_{x,0} = v_{x,l} \\
 &= m_{y,L,1} = m_{y,R,l} \\
 &= m_{z,L,1} = m_{z,R,l} \\
 &= v_{y,0} = v_{y,l} = m_{x,0} \\
 &= m_{x,l} = 0
 \end{aligned} \right\} (4)$$

式(2), (3), (4)を用いると翼とシュラウドの方程式は連結され、翼根部剛固定の境界条件を考慮すると翼根部の剪断力、曲げおよびねじりモーメントに関する(5×l)元1次連立方程式

$$\{C_{i,j}\} \{V_{X,1,1} \cdot M_{Y,1,1} \cdot V_{Y,1,1} \cdot M_{X,1,1} \cdot M_{Z,1,1} \cdots M_{X,1,l} \cdot M_{Z,1,l}\}^T = 0 \quad (5)$$

が求まる。式(5)を満足する ω を見出すことにより固有振動数が求まり、さらにその ω を式(5), (1)に代入することにより固有振動モードが求まる。

4. 車盤一翼連成系の計算方法

図5に一体構造で作られたタービンロータを示す。車盤と翼それぞれの振動方程式は剪断変

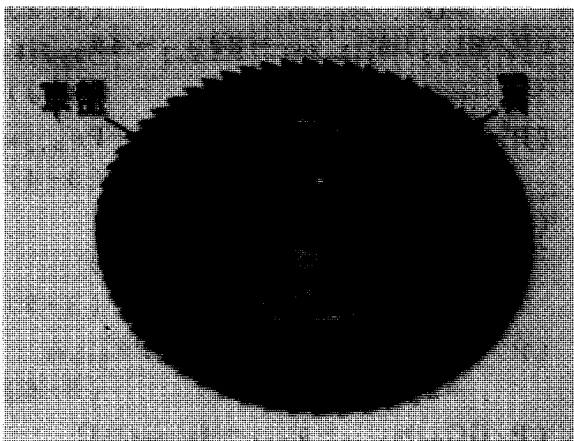


図5 タービンロータ

形、回転慣性を考慮し、さらに翼断面の重心と剪断中心の不一致を考慮すると弾性論より次式となる。ただし座標系は図6によっており、車盤部は円筒座標系、翼部は直角座標系となつて

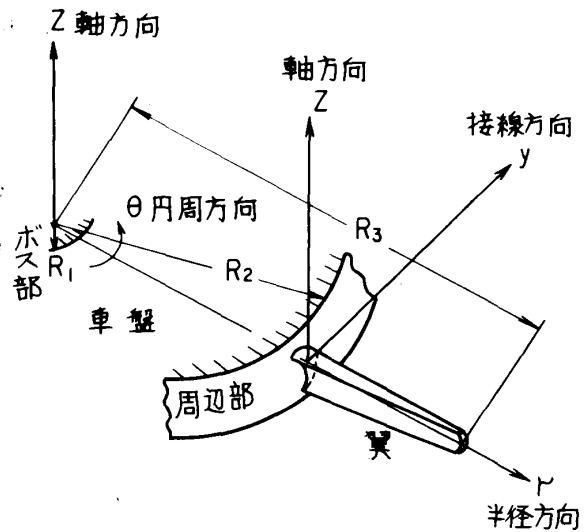


図6 座標系

いる。

$$\frac{\partial Z}{\partial r} = \theta_r + \frac{V_r}{khG} \quad (6-1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial Z}{\partial \theta} = \theta_\theta + \frac{V_\theta}{khG} \quad (6-2)$$

$$M_{rr} = -\frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)} \left\{ \frac{\partial \theta_r}{\partial r} + \sigma \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \theta_\theta}{\partial \theta} + \frac{\theta_r}{r} \right) \right\} \quad (6-3)$$

$$M_{\theta\theta} = -\frac{Eh^3}{12(\sigma_1 - \sigma^2)} \left(\sigma \frac{\partial \theta_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta_\theta}{r \partial \theta} + \frac{\theta_r}{r} \right) \quad (6-4)$$

$$M_{r\theta} = -\frac{Eh^3}{24(1+\sigma)} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \theta_r}{\partial \theta} - \frac{\theta_\theta}{r} + \frac{\partial \theta_\theta}{\partial r} \right) \quad (6-5)$$

$$V_r = \frac{\partial M_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{M_{rr} - M_{\theta\theta}}{r} + \frac{r h^3}{12g} \frac{\partial^2 \theta_r}{\partial t^2} \quad (6-6)$$

$$V_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial r} + \frac{2M_{r\theta}}{r} + \frac{r h^3}{12g} \frac{\partial^2 \theta_\theta}{\partial t^2} \quad (6-7)$$

$$\frac{r h}{g} \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} = \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{V_r}{r} \quad (6-8)$$

以上車盤部

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \varphi_z - \frac{V_z}{kAG} \quad (7-1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial r} = \varphi_y - \frac{V_y}{kAG} \quad (7-2)$$

$$M_y = E \left(I_{yy} \frac{\partial \varphi_z}{\partial r} + I_{zy} \frac{\partial \varphi_y}{\partial r} \right) \quad (7-3)$$

$$M_z = E \left(I_{zz} \frac{\partial \varphi_y}{\partial r} + I_{zy} \frac{\partial \varphi_z}{\partial r} \right) \quad (7-4)$$

$$M_r = GC \frac{\partial \varphi_r}{\partial r} \quad (7-5)$$

$$V_z = \frac{\partial M_y}{\partial r} - \frac{r}{g} \left(I_{yy} \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} + I_{zy} \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial t^2} \right) \quad (7-6)$$

$$V_y = \frac{\partial M_z}{\partial r} - \frac{r}{g} \left(I_{zz} \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial t^2} + I_{zy} \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} \right) \quad (7-7)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{rA}{g} \left(r_y \frac{\partial^2 \varphi_r}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (7-8)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{rA}{g} \left(-r_z \frac{\partial^2 \varphi_r}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (7-9)$$

$$-\frac{\partial M_r}{\partial r} + \frac{rI_p}{g} \frac{\partial^2 \varphi_r}{\partial t^2} + \frac{rA}{g} \left(r_y \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - r_z \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (7-10)$$

以上翼部

車盤と翼の接合条件は、まず翼の接線方向振動と車盤との連成は無く、さらに剪断力、モーメント等は車盤周辺で平均化されたものが伝達されるとする。これにより次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} Z &= u + r_y \varphi_r & O &= v - r_z \varphi_r \\ \frac{1}{r} \frac{\partial Z}{\partial \theta} &= \varphi_r & \frac{\partial Z}{\partial r} &= \varphi_z + r_y \frac{\partial \varphi_r}{\partial r} \end{aligned} \right\} (8)$$

$$\left. \begin{aligned} 0 &= \varphi_y - r_z \frac{\partial \varphi_r}{\partial r} & M_{r\theta} &= (-N/2\pi R_2) M_r \\ M_{rr} &= (-N/2\pi R_2) M_y \\ V_r &= (-N/2\pi R_2) V_z \end{aligned} \right\}$$

車盤-翼系の連成振動を解くためにまず式(6), (7)の各変数を次のように変数変換し

$$T(r, \theta, t) = \{ T_1(r) \cos n\theta + T_2(r) \times \sin n\theta \} \cos(\omega t + \beta) \quad (9-1)$$

ただし $\theta', M_{r\theta}, V_\theta$ については次式とする。

$$T(r, \theta', t) = (n/r) \{ -T_1(r) \sin n\theta + T_2(r) \cos n\theta \} \cos(\omega t + \beta) \quad (9-2)$$

これを式(6), (7)に代入すると線形一階の連立微分方程式を得る。

$$\frac{dZ}{dr} = \theta r + \frac{V_r}{kAG} \quad (10-1)$$

$$\frac{d\theta r}{dr} = \frac{\sigma n^2}{r^2} \theta' \theta - \frac{\sigma}{r} \theta r - \frac{12(1-\sigma^2)}{E h^3} M_{rr} \quad (10-2)$$

$$\frac{d\theta \theta}{dr} = -\theta r + \frac{2}{r} \theta' \theta - \frac{24(1+\sigma)}{E h^3} M_{r\theta} \quad (10-3)$$

$$\begin{aligned} \frac{dM_{rr}}{dr} &= \frac{n^2}{r^2} M_r \theta - \frac{1}{r} M_{rr} + \frac{1}{r} M_{\theta \theta} \\ &+ \frac{r h^3}{12g} \omega^2 \theta r + V_r \end{aligned} \quad (10-4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dM_{r\theta}}{dr} &= V_\theta - M_{\theta \theta} - \frac{1}{r} M_{r\theta} \\ &+ \frac{r h^3}{12g} \omega^2 \theta \theta \end{aligned} \quad (10-5)$$

$$\frac{dV_r}{dr} = \frac{n^2}{r^2} V_\theta - \frac{1}{r} V_r - \frac{r h}{g} \omega^2 Z \quad (10-6)$$

ただし $V_\theta, M_{\theta \theta}$ は次式のように3変数の一次結合で表わされるから、これを式(10-4), (10-5), (10-6)に代入する。

$$V_\theta = khG(Z - \theta' \theta), \quad M_{\theta \theta} = \frac{E h^3 n^2}{12r^2(1+\sigma)}$$

$$\times \theta \theta - \frac{E h^3}{12 r (1 + \sigma)} \theta_r + \sigma M_{rr} \quad (10-7)$$

以上車盤部

$$\frac{du}{dr} = \varphi_z - \frac{V_z}{kAG} \quad (11-1)$$

$$\frac{dv}{dr} = \varphi_y - \frac{V_y}{kAG} \quad (11-2)$$

$$\frac{d\varphi_z}{dr} = \frac{1}{E(I_{zy}^2 - I_{zz} I_{yy})} (I_{zy} M_z - I_{zz} M_y) \quad (11-3)$$

$$\frac{d\varphi_y}{dr} = \frac{1}{E(I_{zy}^2 - I_{zz} I_{yy})} (I_{zy} M_y - I_{yy} M_z) \quad (11-4)$$

$$\frac{d\varphi_r}{dr} = \frac{1}{GC} M_r \quad (11-5)$$

$$\frac{dM_z}{dr} = V_y - \frac{r \omega^2}{g} (I_{zz} \varphi_y + I_{zy} \varphi_z) \quad (11-6)$$

$$\frac{dM_y}{dr} = V_z - \frac{r \omega^2}{g} (I_{yy} \varphi_z + I_{zy} \varphi_y) \quad (11-7)$$

$$\frac{dV_z}{dr} = \frac{r A \omega^2}{g} (r_y \varphi_r + u) \quad (11-8)$$

$$\frac{dV_y}{dr} = \frac{r A \omega^2}{g} (-r_z \varphi_r + v) \quad (11-9)$$

$$\frac{dM_r}{dr} = -\frac{r I_p \omega^2}{g} \varphi_r - \frac{r A \omega^2}{g} (r_y u - r_z v) \quad (11-10)$$

以上翼部

なお式(10), (11)は添字1, 2それぞれの場合で成立する。式(10)を車盤ボス部より周辺へ順次適用することにより車盤の境界(ボス部と周辺部)における変数は一次結合される。

$$\begin{pmatrix} M_{rr,2}^1 \\ M_{r\theta,2}^1 \\ V_{r,2}^1 \\ Z_2^1 \end{pmatrix} = (a_{i,j}) \begin{pmatrix} M_{rr,2}^1 \\ M_{r\theta,2}^1 \\ V_{r,2}^1 \\ Z_2^1 \end{pmatrix} \quad \text{ただし } i, j = 1 \sim 6$$

$$\begin{pmatrix} \theta_r, 2^1 \\ \theta\theta, 2^1 \end{pmatrix}_{r=R_2} = (b_{i,j}) \begin{pmatrix} \theta_r, 2^1 \\ \theta\theta, 2^1 \end{pmatrix}_{r=R_1} \quad (12)$$

同様に式(11)により翼の境界(先端と根部)における変数も一次結合される。

$$\begin{pmatrix} u_2^1 \\ v_2^1 \\ \varphi_{r,2}^1 \\ \varphi_{z,2}^1 \\ \varphi_{y,2}^1 \\ M_{y,2}^1 \\ M_{z,2}^1 \\ M_{r,2}^1 \\ V_{z,2}^1 \\ V_{y,2}^1 \end{pmatrix}_{r=R_2} = (b_{i,j}) \begin{pmatrix} u_2^1 \\ v_2^1 \\ \varphi_{r,2}^1 \\ \varphi_{z,2}^1 \\ \varphi_{y,2}^1 \\ M_{y,2}^1 \\ M_{z,2}^1 \\ M_{r,2}^1 \\ V_{z,2}^1 \\ V_{y,2}^1 \end{pmatrix}_{r=R_3} \quad \text{ただし } i, j = 1 \sim 10 \quad (13)$$

式(12), (13)の a_{ij} , b_{ij} は次のようにして求めることができる。たとえば $r=R_1$ で $M_{rr,2}^1=1$, $M_{r\theta,2}^1=V_{r,2}^1=Z_2^1=\theta_r,2^1=\theta\theta,2^1=0$ という初期条件により、式(10)を Runge-Kutta-Gill 法で解けば、 $r=R_2$ においては $M_{rr,2}^1=a_{11}$, $M_{r\theta,2}^1=a_{21}$, $V_{r,2}^1=a_{31}$, $Z_2^1=a_{41}$, $\theta_r,2^1=a_{51}$, $\theta\theta,2^1=a_{61}$ となる。これを繰り返せば a_{ij} , b_{ij} はすべて求まることになる。車盤ボス部剛固定、翼先端自由の境界条件と接合条件式(8)を考慮して式(12)と(13)を連結すると次の16元1次連立方程式を得る。

$$\{C_{ij}\} \{u_1 \cdot v_1 \cdot \varphi_{r,1} \cdot \varphi_{z,1} \cdot \varphi_{y,1} \cdot M_{rr,1} \cdot M_{r\theta,1} \cdot V_{r,1} \cdot u_2 \cdot v_2 \cdot \varphi_{r,2} \cdot \varphi_{z,2} \cdot \varphi_{y,2} \cdot M_{rr,2} \cdot M_{r\theta,2} \cdot V_{r,2}\}^T = \{0\} \quad (14)$$

式(14)を満足する ω を見出すことにより固有振動数が求まる。その ω を式(14)に代入し初期条件を求め、さらに Runge-Kutta-Gill 法により式(10), (11)を解けば固有振動モードが求まる。

5. 実験方法

実験は図7に示したホログラフィ振動解析装置を用い、加振・受振にはチタン酸バリウム磁器を用いた。発振器の周波数を徐々に上げていって受振信号がピークを示す周波数において一般によく知られている時間平均法⁽⁶⁾により固有

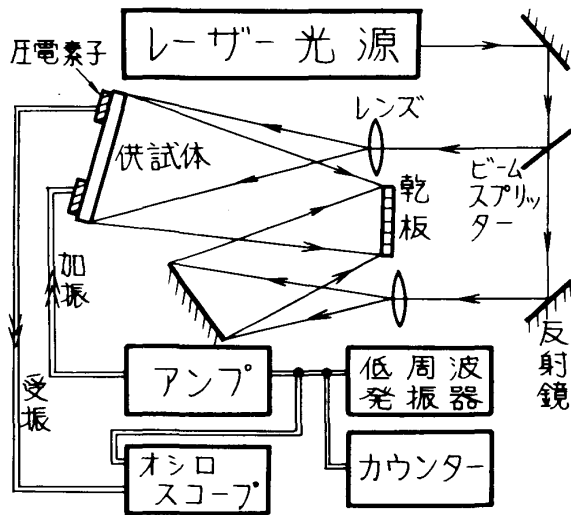


図7 ホログラフィ振動解析装置

振動モードを計測し、またその周波数を固有振動数とした。なおレーザー光源にはHe-Neガスレーザー(波長 6328 Å)を用いた。

6. 計算および実験結果

表1に全長約3cmの単独翼2種類の固有振動数を示す。計算においては分割数を13とした。

表1 単独翼固有振動数 ○ 考慮
× 無視

剪断変形・回転慣性	重心Gと剪断中心Sの不一致	翼 1			翼 2		
		一次	二次	三次	一次	二次	三次
×	×	6,437	7,618		7,489	9,729	20,004
○	×	6,202	7,618	14,759	7,212	9,729	16,593
○	○	4,984	8,713	13,385	6,088	9,797	14,353
実験値		4,880	9,019	13,097	5,756	9,962	13,266
				13,394	5,885	10,313	13,380

従来の剪断変形・回転慣性の影響を考慮する方法では、翼1, 2とも実験, 計算が合わない。また翼根部での補正(翼を根部で延長させる考

え方)では表1より明らかに二次の固有振動数が矛盾してしまいます。翼断面の重心と剪断中心の不一致を考慮する本報の方法によると実験, 計算の良い一致を得るので、翼根部での不明確な補正を加える必要は無い。図8に固有振動モードを示しているが、重心と剪断中心の不一致を無視すると最低次, 三次モードは曲げ振動, 二次モードはねじり振動となっている。両者の不一致を考慮すると図のようにすべての次数で曲げ, ねじり振動が存在してくる。振動応力を予測する場合、たとえば二次の共振においては、重心と剪断中心の不一致を無視すると曲げ応力が生じないことになり、実際と異なってしまいます。この算出できない曲げ応力は実際にはかなり大きいため、本報による解析は重要となってくる。

表2は全長6cmの翼5枚で構成されたシュラウド付有限翼群の固有振動数の計算結果である。分割数は13とした。有限翼群では、シュラウドを取り去った単独翼の固有振動をもとに、それぞれつづり枚数づつ固有振動が存在することが知られている⁽⁷⁾表2でGS一致軸方向主体の一次型は9000 Hz 以上にあと3つ存在している。これは単独翼の場合に比して自由度がつづり枚数倍だけ増加することにより理解できる。翼断面の重心と剪断中心の不一致を無視すると表2に示してあるようにその点がわかりやすい。両者の不一致を考慮すると複雑な振動となり、単独翼と翼群の対応は最低次から三次までを除き明らかでない。固有振動数も四次以上では計算法による差が大きい。また翼群では振動数の非常に接近した固有振動が存在するのも特徴であるが、これはシュラウドの曲げ, ねじり変形に対する剛性の影響が大きいため、シュラウド形状を変えることにより接近した固有振動数を変化させることができる。図9に5枚翼群の固有振動モードの一部を示す。本報による計算の特徴は、従来の方法によった場合と異なり翼群の中央に関してモードが非対称になっていることである。これは

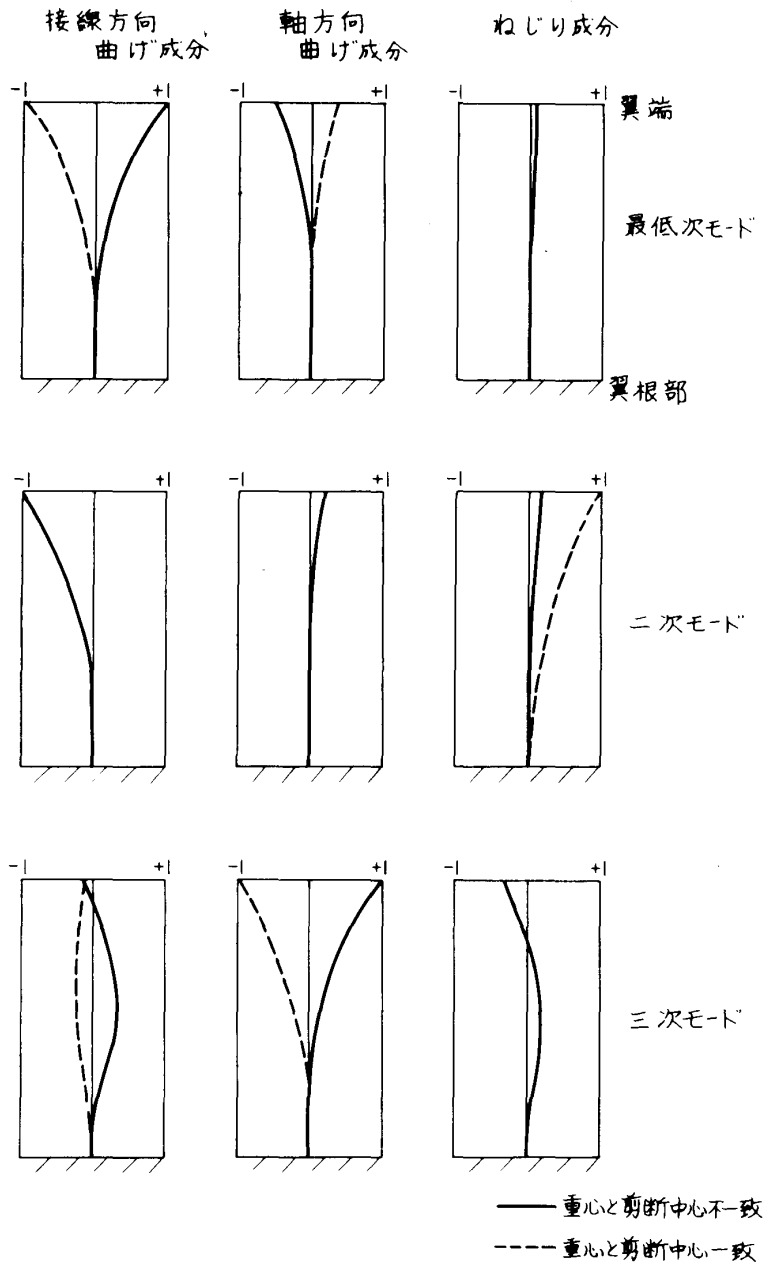


図8 単独翼固有振動モード
(各次モード最大値を1としている)

シュラウドにより翼が先端で連結されているためと、重心と剪断中心が一致しないためとで生じる性質の異なる2つの曲げ-ねじり連成振動が重なるためである。この非対称モードは共振応答特性に大きく影響するものであり⁽⁸⁾本報による解析が重要であることがわかる。ただし最低次固有振動は図のように非対称性が少なく

なっている。

図10に示すのは車盤-翼系(図5)の連成固有振動数である。図中翼最低次、二次と横線で示してあるのは翼だけの固有振動数であり、翼根部剛固定に相当している。1点鎖線は翼の付いていない周辺自由な車盤、2点鎖線は翼の質量を周辺に付加した車盤の固有振動数を示している。車盤-翼系全体を考えると上述の翼と車盤が連成し曲線①~④のようにずれてくるのである。曲線①は各節直径モードの最低次連成固有振動を結んだものである。(ここでいう最低次、二次、三次等は各節直径モードの固有振動を振動数の小さい順に呼んでいるだけのことである。)曲線②~④も同様に二~四次を結んだものである。連成の影響度は翼だけの固有振動数と翼質量を周辺に付加した車盤のそれとが接近している程大きいと思われる。図10で曲線①、②が翼のみの固有振動に漸近している理由は連成し合う振動数が大きく離れているためと思われる。曲線③、④も翼のみの固有振動に漸近していく。実験値でEとF点に相当するものが求まらなかったが、これは振動数の非常に接近したE'、F'点の固有振動が測定されているため判別できなかったと思われる。またA~D点が求まらなかった理由も同じと考えられる。連成固有振動モードは、わかりやすい例ではそれぞれ主として基本となった振動モードが同位相と反位相のもの2種類生じるようである。

たとえば節直径4の最低次と二次がそれぞれあり図11に簡単に示す。ホログラフィ写真は比較的明確に写っている例を図12~14に示す。最も明るい部分が節を表わす。図12は節直径2の最低次固有振動であり連成効果は小さい。図13、14は翼の最低次と車盤節直径1節円1とが連成したもので前述の同位相、反位

表2 有限翼群固有振動数 Hz

シュラウド 無 単独翼	G S 一致			G S 不一致
	接線方 向主体	軸方向 主体	ねじり 主体	
1,974 先端自由 接1次	1,788			1,782
4,614 ねじり1次		3,958		3,748
5,188 軸1次		4,122		4,197
6,114				4,761
6,153				4,793
6,264				4,804
6,266				4,904
先端自由 1次型			6,703	5,283
			6,826	
			6,844	7,778
7,716			6,849	7,955
8,429 先端自由 接2次			6,932	8,037
			1次型	8,055
				8,745

G : 重心 S : 剪断中心

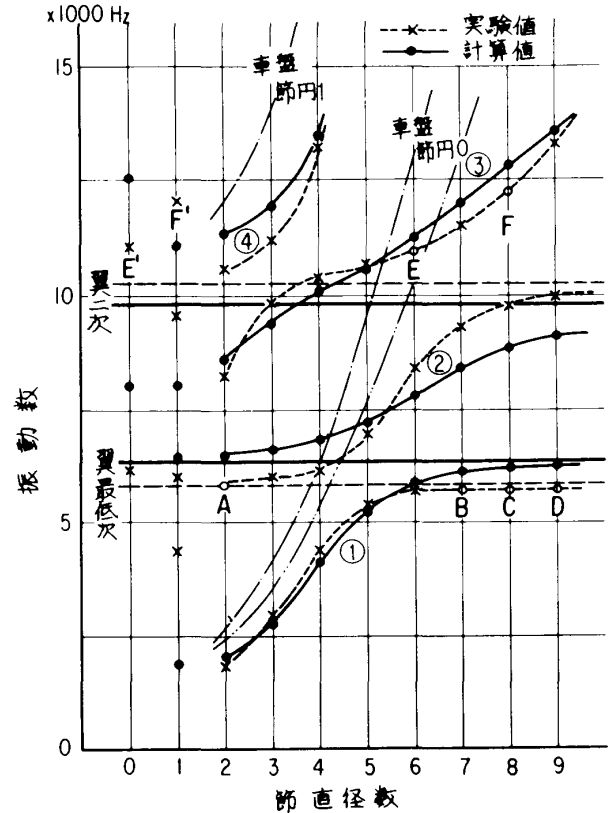
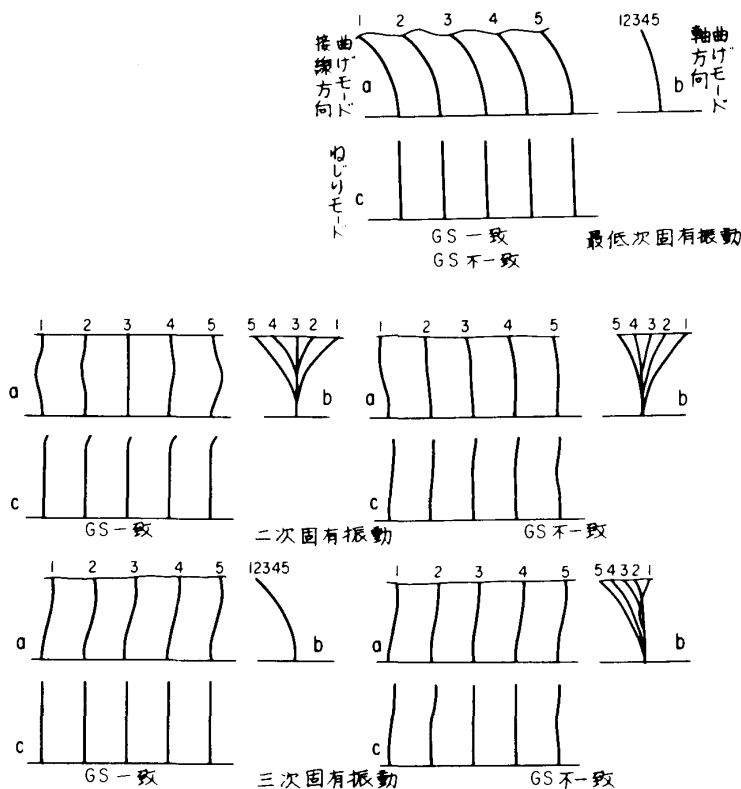


図10 車盤一翼系の連成固有振動数



G: 重心
S: 剪断中心

図9 5枚翼群固有振動モード

相が明らかである。また図15(節直径5の三次固有振動)によると節直径の線は車盤周辺でねじれているが、これは式(9)より理論的にも明らかかなことであり、翼のねじりモーメント等による影響と思われる。

節直径0と1の場合を除き計算値と実験値との誤差は大体10%程度以内であり、本報告における計算法の有効性は明らかである。節直径0と1の場合計算と実験に差が生じる理由は明らかでないが、實際上これらの振動が問題となることはほとんどない。

7. 結 言

軸流タービンの翼および車盤の振動解析を行なった結果次のことが判明した。

- (1) タービン短翼の固有振動は翼断面の重心と剪断中心の不一致

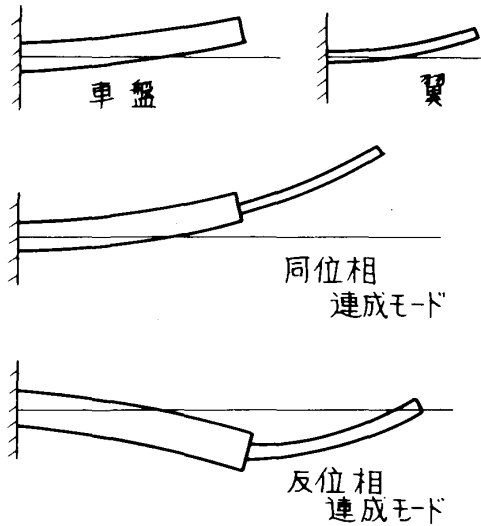


図 1 1 連成モードモデル

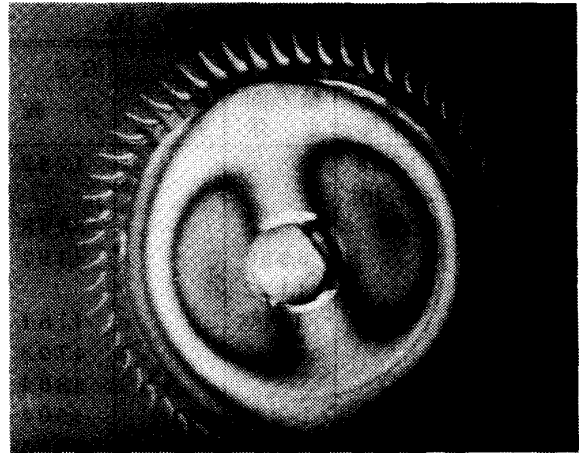


図 1 4 節直径 1 三次固有振動モード

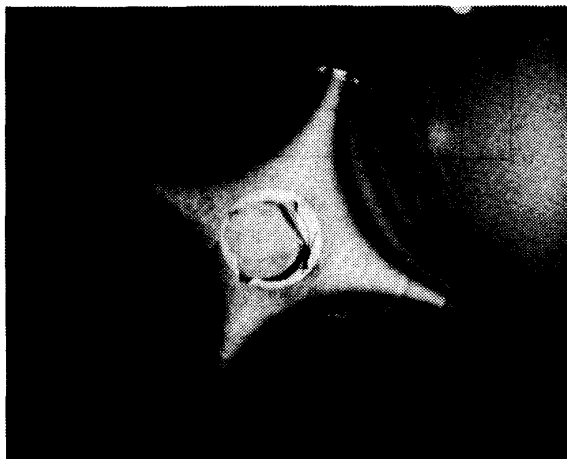


図 1 2 節直径 2 最底次固有振動モード

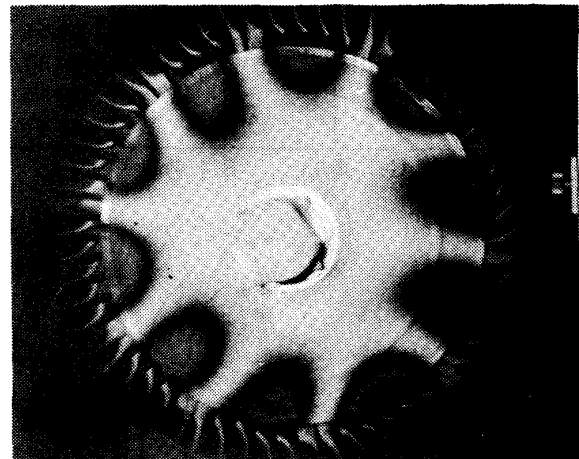


図 1 5 節直径 5 三次固有振動モード

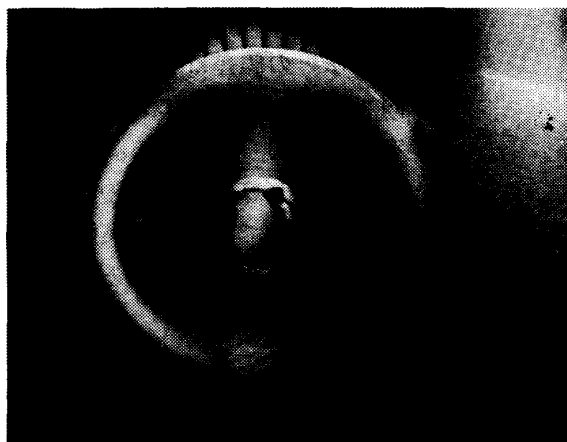


図 1 3 節直径 1 二次固有振動モード

を考慮することにより十分な精度で求められる。

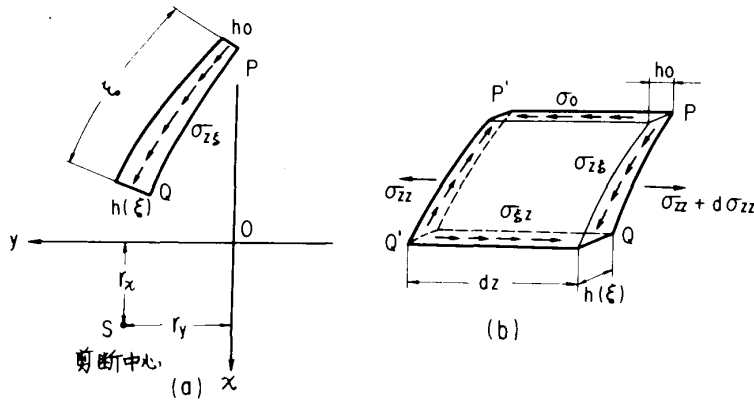
(2) シュラウド付有限翼群の固有振動モードは非対称であり、これは共振応答特性に大きく影響する。

(3) 車盤一翼系の連成固有振動は車盤と翼それぞれの振動方程式を車盤周辺で接合し、Runge-Kutta-Gill法を用いることにより十分な精度で求められる。

最後に、有益なる御助言をいただいた東京大学岡崎卓郎教授、水町長生教授に深く感謝いたします。またホログラフィ実験に際し助力いただいた当社エンジン技術センタの石原章氏に感謝いたします。

附録 翼断面の剪断中心計算法

任意断面の剪断中心を数字的に求めるのは非常にむづかしい。しかしタービン翼のように薄肉開断面と近似できる場合には計算も比較的簡単になる⁽⁹⁾。図Aに示す断面においてP点から



図A 任意の薄肉断面の剪断応力

断面曲線に沿って座標ξを選び、P、Q点を通る縦断面に生ずる剪断応力をそれぞれσ₀、σ_{ξz}とすると要素PP'およびQQ'に作用するZ方向の力の釣合は次式で与えられる。

$$-\sigma_0 \cdot h_0 \cdot dz + \sigma_{\xi z} \cdot h(\xi) \cdot dz + \int_0^{\xi} h(\xi) d\sigma_{zz} dz = 0 \quad (A-1)$$

P点を自由端とすればσ₀ = 0であるから式(A-1)より

$$\sigma_{\xi z} = -\frac{1}{h(\xi)} \int_0^{\xi} h(\xi) \frac{d\sigma_{zz}}{dz} d\xi \quad (A-2)$$

図Bで剪断中心に力Q_xが働くと次式が成立する⁽⁹⁾。

$$\frac{d\sigma_{zz}}{dz} = \frac{Q_x (x I_{xx} - y I_{yx})}{I_{yy} I_{xx} - I_{yx}^2} \quad (A-3)$$

式(A-1)、(A-3)より

$$\sigma_{\xi z} = \frac{-Q_x}{h(\xi) (I_{yy} I_{xx} - I_{yx}^2)} \times \int_0^{\xi} h(\xi) (x I_{xx} - y I_{yx}) d\xi \quad (A-4)$$

つぎに図Bで原点まわりのモーメントの釣合より次式を得る。

$$Q_x r_y = \int_0^l (y \sigma_{zz} - x \sigma_{zy}) \times h(\xi) d\xi \quad (A-5)$$

ただしlは断面中心線長さ

$$\sigma_z \xi (dx/d\xi) = \sigma_{xx} \quad (A-6)$$

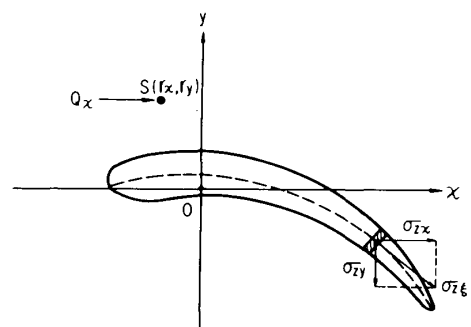
$$\sigma_z \xi (dy/d\xi) = \sigma_{zy}$$

式(A-4)、(A-6)を(A-5)に代入すると

$$r_y = \frac{1}{I_{yy} I_{xx} - I_{yx}^2} \int_0^l (y \frac{dx}{d\xi} - x \frac{dy}{d\xi}) \times \int_0^{\xi} h(\xi) (x I_{xx} - y I_{yx}) d\xi d\xi \quad (A-7)$$

となり、同様にして次式も得る。

$$r_x = \frac{1}{I_{yy} I_{xx} - I_{yx}^2} \int_0^l (y \frac{dx}{d\xi} - x \frac{dy}{d\xi}) \times \int_0^{\xi} h(\xi) (y I_{yy} - x I_{yx}) d\xi d\xi \quad (A-8)$$



図B 翼断面の剪断応力

翼断面について式(A-7)、(A-8)を電子計算機により計算すると剪断中心(rx, ry)が求まる。

参考文献

- (1) たとえば B. Jäger : Ing.-Archiv, 29, 4 (1960) 280.
- (2) たとえば M.A. Prohl : Trans. ASME, 80, 1 (1958-1) 169.
- (3) たとえば A.M.G. Moody : J. Appl. Mech. March (1945) 48.
- (4) 宮地敏雄, 他 5 名 : 航研報告, 167号 (1969)
- (5) 奥谷順一, 村井秀児 : 社内報告
- (6) たとえば 宮丸利道, 石原章 : 小松技報, 19, 4 (1973) 65.
- (7) F.L. Weaver, M.A. Prohl : Trans. ASME, 80, 1 (1958-1) 181.
- (8) 奥谷順一, 村井秀児 : 機講論, No 730-14 (1973) 93.
- (9) 中原一郎 : 材料力学 (下), 養賢堂 (1966) 235.

(昭和 49 年 5 月 25 日原稿受付)

(11 ページより)

表 1. 専門分野の分布

大項目	(%)	中項目	(%)
設 計	32.06	機 械 設 計	28.08
		電 気 設 計	0.69
		プ ラ ン ト 設 計	3.29
官 業 技 術	5.38	プ ラ ン ト 総 合 技 術 計 画	2.43
		ガ ス タ ー ビ ン プ ラ ン ト 基 本 構 画	1.91
		セ ー ル ス エ ン ジ ン ー ア リ ン グ 一 般	1.04
基 礎 応 用 研 究	47.31	基 礎 工 学	34.66
		材 料 関 係	3.81
		燃 料, 騒 音, 大 気 汚 染 等	8.84
製 造 技 術	3.64		
試 験 検 査	2.60		
運 転 保 守 サ ー ビ ス	1.39		
技 術 管 理	4.51		
営 業 販 売	0.87		
資 材 ・ 購 買 関 係	0.52		
そ の 他	1.73		
合 計	100.00		

が中部, 近畿, 中国地方を合わせると29%にもなります。今後関西地方をはじめ各地方での諸行事開催が望まれます。

4. 専門分野について。1人で2つ以上の分野を専門とされている人も沢山いますが, その分野についての分布を表1に示します。企業内や公立, 私立の研究所や大学関係に勤務の方が多いたこともあって基礎応用研究を専門とする人が47%を占め, 続いてメーカー関係者で設計, 営業技術さらに製造技術を専門とする人が合わせて41%を占めています。

その他, 運転保守や営業, 資材関係を専門とする人もあり会員の専門分野が多岐にわたっていることがわかります。

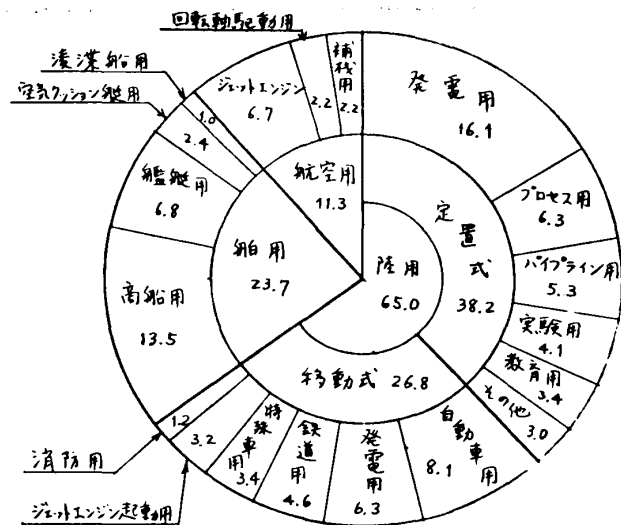


図 3. 関係しているガスタービンの用途分布

- 5. 関係しているガスタービンの用途区分について。これも1人で多用途のガスタービンに関係している人が大部分ですが用途区分集計を図3に示します。陸用65%, 船用24%, 航空用11%で, 陸用定置式では発電用が最も多く, 続いてプロセス用, パイプライン用の順であり, 陸用移動式では自動車用が多く, 発電用, 鉄道車両用と続きます。船用では商船用が過半数を示め, 我国でも商船用ガスタービンの実現が近いことが予想されます。
- 6. 関心のある問題について。従事する仕事や, 専門に応じて会員の興味をもつ問題が少しずつ異なっています。表2は集計結果で関心度の高い上位16位のテーマとその

表 2. 関心の高い問題と勤務先の関係

関心度を示し、またそれらのテーマが勤務先別で区分した関心度の順位（但し10位まで）を示しており×印は集計で0のものです。全体の集計結果では大気汚染問題が最も関心が高く、続いて船用ガスタービン、燃焼器、圧縮機・タービンの空力問題、高温化と冷却技術、熱交換器、応力問題等が関心と呼んでいます。これを勤務先別でみるとG/T主機メーカー関係者は巾広い範囲に関心を持っており、発電用、船用等の用途別、燃焼器、翼の強度、制御の順に関心を持っています。学校や試験研究所関係者は、空力問題（圧縮機・タービン・ダク

順位	テーマ	勤務先と各テーマの順位 関心度 (%)	G/T主機メーカー	G/T補機メーカー	燃料・滑油メーカー	材料メーカー	ユーザ	学校（大学）	試験所・研究所	学生	その他
2	船用ガスタービン	31.7	3	2	4	7	1			3	
3	燃 焼 器 関 係	31.3	4			×		1	4		1
4	圧縮機の空力問題	30.2	7	4	×	×		1	1	1	
5	発電用ガスタービン	29.2	1	4	8	7	5		6		
6	高温化と冷却技術	28.8	6			×		7	2	4	5
7	タービンの空力問題	27.8	7		×	×		4	3	1	
8	熱 交 換 器 関 係	23.8				×	8	5	10	×	4
8	騒 音 問 題	23.8		2	8	×	2			×	5
10	吸排気ダクト系の流れ問題	23.5			×	×	4	9	6	4	10
11	自動車用ガスタービン	23.1		4	4	5	10			4	1
12	ガスタービンサイクルと熱力学	22.1		4	×	×		1		4	
12	翼の強度・振動問題	22.1	4		×	×				×	5
12	ガスタービンの電算機制御	22.1		1		×		10		4	
12	2軸式ガスタービンの制御	22.1	9		×	×	6			4	10
16	熱応力・熱衝撃問題	20.6	10		×	7			6	×	5

ト)や燃焼器、冷却技術などに高い関心を持ちています。特に学校関係者はガスタービンの教育について関心を持ち、材料メーカー関係者は新しい超耐熱鋼や高温腐食に、また燃料・滑油関係者は軸受と潤滑問題、燃料と腐食問題、将来の無公害燃料に、さらにユーザ関係者は船用、発電用ガスタービン、大気汚染、騒音問題などに強い関心を示しており、業種によって興味・関心を

持つ問題が異なることが良くわかります。

その他会報掲載希望項目や本会への御意見、御希望など沢山いただきました。今後の会報や見学会、講演会、講習会などの行事企画の際の資料として、各幹事会、委員会で検討され、活用されることをお願いいたします。

終りに、御多忙の中をアンケートに御協力いただいた会員各位に深く感謝の意を表します。

新設備 紹介

高圧セクタ燃焼器試験装置

航空宇宙研究所 原動機部 鈴木邦夫

航空宇宙技術研究所では、高圧力比ガスタービンの燃焼器の研究を目的として、ブローダウン方式の高圧燃焼試験装置を完成させ、アニュラ形燃焼器の分割模型による実験を進めている。

この装置は、容積30 m³の高圧貯気槽に乾燥空気を50 kg/cm²Gで貯え、これを減圧・調整して使用するもので、供試燃焼器入口において次の諸条件を出すことのできるものである。

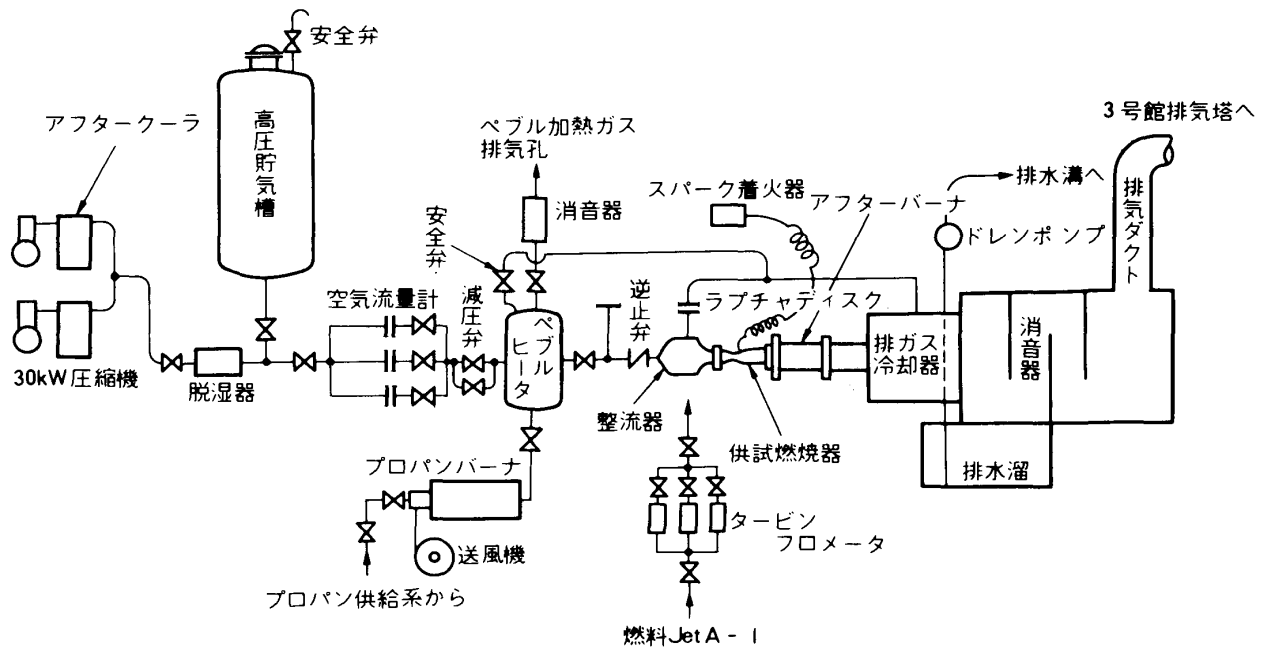
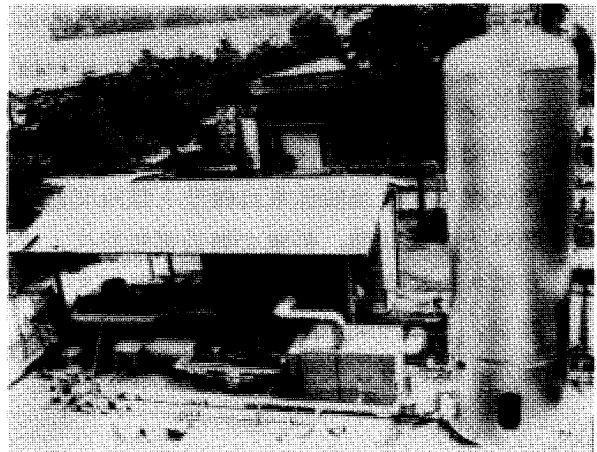


図1 高圧セクタ燃焼器試験装置系統図

- 空気圧力：1.0～3.0 kg/cm²G
- 空気温度：常温～450℃
- 空气体積流量：最大 0.6 m³/s
- 空気重量流量：最大 1.0 kg/s
- 燃料圧力：最高 100 kg/cm²G
- 燃料流量：最大 0.25 kg/s
- 使用燃料：Jet A-1 (標準)
- 実験時間：60～100秒

図1にこの系統図を示す。供試燃焼器入口空気温度を高めるには、ベブルヒータ（蓄熱式ヒータ）を用い、燃焼ガスの混入しない高温空気を得るようにした。

供試燃焼器出口には、排気臭除去をはかるア



アフターバーナダクトをつけ、この下流端に絞り板をおく。排気は、水噴射によって冷却したのち、十分な容量をもつ消音器を通して排気塔へ流す。

図2に装置外観を示す。写真右側が高圧貯気槽で、地上の空気流量計配管を経て空気加熱器に入る。スレート屋根の下に実験ピットがあり、安全のため、ここに空気加熱器、供試燃焼器、アフターバーナダクトなどをおさめている。

貯気槽の容量の関係から、短時間に条件設定および計測を完了させる必要があるため、空気流量、燃料流量制御および各計測に電算機を用いている。その系統図を図3に示す。制御方式は、調節計の入力を電算機で制御する。Set Point Control 方式である。空気流量計の差圧、入口空気温度および圧力から空気流量を計算し、空燃比が所要の値になるよう燃料流量を制御して、安定状態に達したのち計測を行なう。

図4は供試燃焼器の例で、燃料噴射弁3個をもつセクタ模型である。耐圧の点から、燃焼器

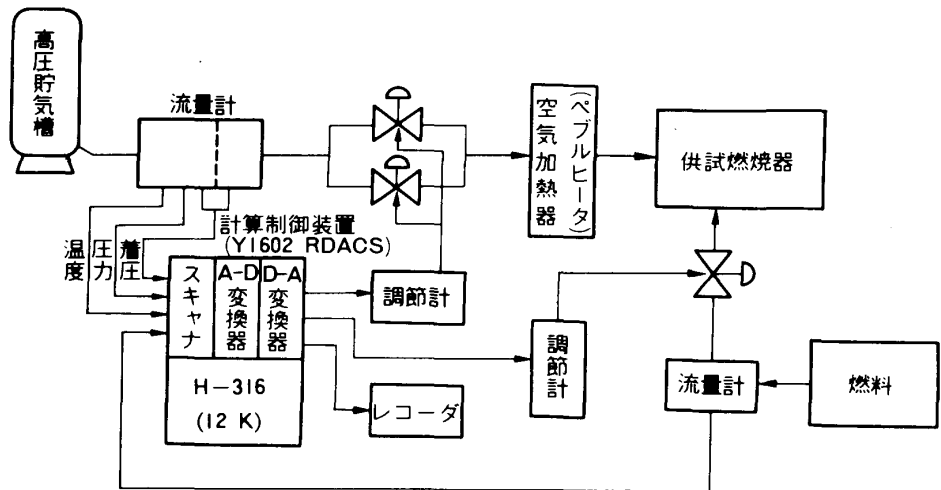


図3 制御系統図

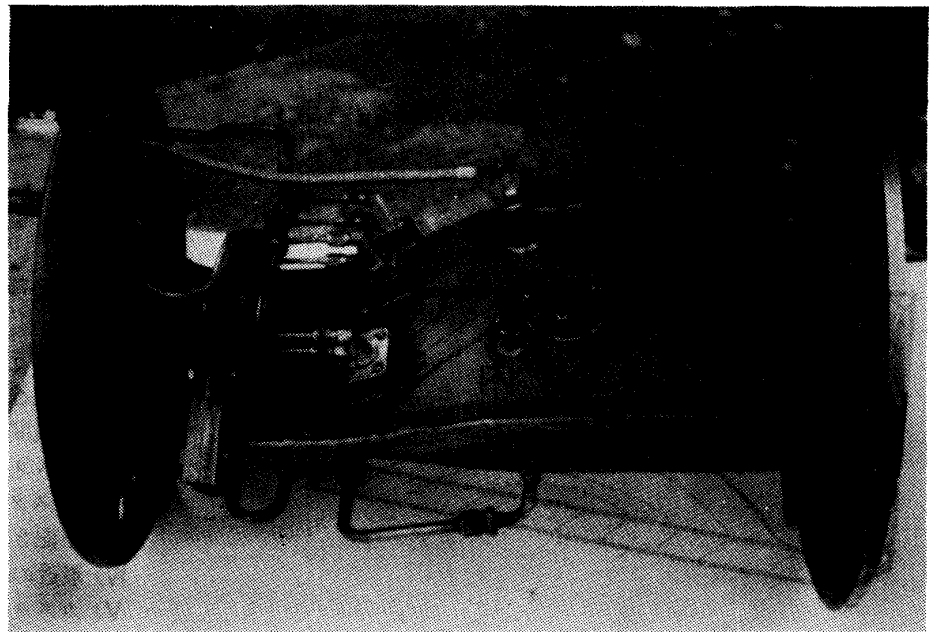
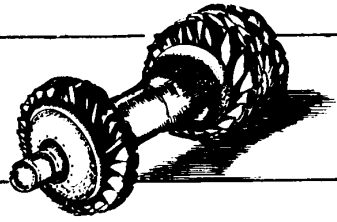


図4 セクタ燃焼器模型外観

全体を直径400mmの耐圧ダクト内におさめて実験している。(昭和49年6月26日原稿受付)

報 告

日本ガスタービン会議



昭和49年度各委員会および委員

本年度の各委員会は以下のような構成で運営されることとなった。(五十音順)

i) '77年国際会議開催準備特別委員会

委員長：渡部一郎

委員：阿部安雄，有賀一郎，岡村健二，加藤正敏，佐藤玉太郎，田中英穂，水町長生

ii) 法人化特別委員会

委員長：渡部一郎

委員：阿部安雄，有賀一郎，有賀基，井口泉，浦田星，梶山泰男，田中英穂

iii) 統計作成委員会

委員長：浜島操

委員：石沢和彦，佐藤玉太郎，森義孝，吉識晴夫

iv) 特別企画委員会

委員長：松木正勝

委員：阿部安雄，有賀一郎，飯田庸太郎，今井兼一郎，大沢浩，加藤正敏，小茂鳥和生，高瀬謙次郎，山本巖，山本盛忠

v) 第3回定期講演会特別委員会

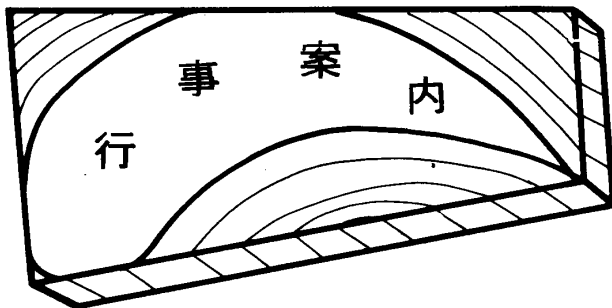
委員長：平山直道

委員：須之部量寛，竹矢一雄，田中英穂，鳥崎忠雄，浜島操

vi) 地方委員会

委員長：山本巖

委員：大塚新太郎，沢田照夫，妹尾泰利，竹矢一雄，三輪光砂，村田暹，渡辺哲郎



G T C J 第2回セミナー

開催期日：昭和50年1月24日(金)

場所：日比谷三井ビル8階ホール

題目：環境問題と新しいガスタービン技術

i) ガスタービン騒音の理論と実際

ii) ガスタービン騒音の防止対策

iii) 上記2題について質疑討論

iv) 最近の燃焼反応の基礎的研究

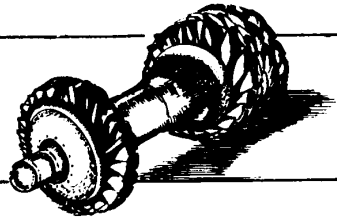
v) ガスタービンの燃焼生成物とその低減対策

vi) 上記2題について質疑討論

詳細は次号第7号に御案内致します。

報 告

日本ガスタービン会議



昭和49年度各委員会および委員

本年度の各委員会は以下のような構成で運営されることとなった。(五十音順)

i) '77年国際会議開催準備特別委員会

委員長：渡部一郎

委員：阿部安雄，有賀一郎，岡村健二，加藤正敏，佐藤玉太郎，田中英穂，水町長生

ii) 法人化特別委員会

委員長：渡部一郎

委員：阿部安雄，有賀一郎，有賀基，井口泉，浦田星，梶山泰男，田中英穂

iii) 統計作成委員会

委員長：浜島操

委員：石沢和彦，佐藤玉太郎，森義孝，吉識晴夫

iv) 特別企画委員会

委員長：松木正勝

委員：阿部安雄，有賀一郎，飯田庸太郎，今井兼一郎，大沢浩，加藤正敏，小茂鳥和生，高瀬謙次郎，山本巖，山本盛忠

v) 第3回定期講演会特別委員会

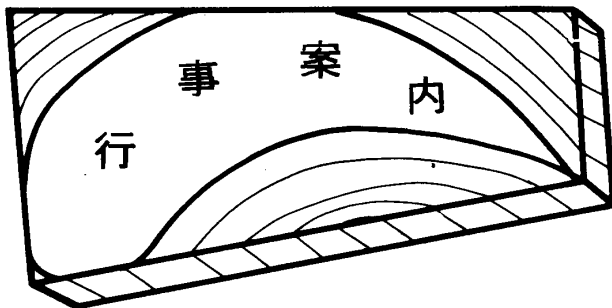
委員長：平山直道

委員：須之部量寛，竹矢一雄，田中英穂，鳥崎忠雄，浜島操

vi) 地方委員会

委員長：山本巖

委員：大塚新太郎，沢田照夫，妹尾泰利，竹矢一雄，三輪光砂，村田暹，渡辺哲郎



G T C J 第2回セミナー

開催期日：昭和50年1月24日(金)

場所：日比谷三井ビル8階ホール

題目：環境問題と新しいガスタービン技術

i) ガスタービン騒音の理論と実際

ii) ガスタービン騒音の防止対策

iii) 上記2題について質疑討論

iv) 最近の燃焼反応の基礎的研究

v) ガスタービンの燃焼生成物とその低減対策

vi) 上記2題について質疑討論

詳細は次号第7号に御案内致します。

会 報 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、奇書、随筆、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。
4. 原稿用紙は横書き400字詰のものを使用する。
5. 会報は刷上り1頁約1200字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および奇書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7、
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン会議事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし会報への掲載は投稿後6～9ヶ月後の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議 会 報
第 2 卷 第 6 号
昭 和 4 9 年 9 月
編 集 者 平 山 直 道
発 行 者 水 町 長 生
日本ガスタービン会議
〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7
紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内
TEL (03)352-8926
振替 東京179578
印刷所 日青工業株式会社
東京都港区西新橋2の5の10
TEL (03)501-5151
非 売 品

会 報 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、奇書、随筆、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。
4. 原稿用紙は横書き400字詰のものを使用する。
5. 会報は刷上り1頁約1200字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および奇書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7、
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン会議事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし会報への掲載は投稿後6～9ヶ月後の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議 会 報
第 2 卷 第 6 号
昭 和 4 9 年 9 月
編 集 者 平 山 直 道
発 行 者 水 町 長 生
日本ガスタービン会議
〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7
紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内
TEL (03)352-8926
振替 東京179578
印刷所 日青工業株式会社
東京都港区西新橋2の5の10
TEL (03)501-5151
非 売 品

会 報 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、奇書、随筆、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。
4. 原稿用紙は横書き400字詰のものを使用する。
5. 会報は刷上り1頁約1200字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および奇書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7、
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン会議事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし会報への掲載は投稿後6～9ヶ月後の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議 会 報
第 2 卷 第 6 号
昭 和 4 9 年 9 月
編 集 者 平 山 直 道
発 行 者 水 町 長 生
日本ガスタービン会議
〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7
紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内
TEL (03)352-8926
振替 東京179578
印刷所 日青工業株式会社
東京都港区西新橋2の5の10
TEL (03)501-5151
非 売 品

