



天邪鬼技術論

慶応義塾大学 小茂鳥 和 生

私の仕事の半分は学生と接することであるが、未だ行く手の定まらない若い連中を見ながらその将来を占なうのはいさゝか無責任ながら面白い。学生諸君の性質はまさしく千差万別であるが、それぞれが実に適切な仕事をえらんで成長していく。一見必ずしも適していると思われないような職に就きながら、何時しかぴったりとそれにはまり込んでいる。性質が職をえらぶのか、あるいは仕事が性質を選択するのだろうか。

ところで人間の性格はまず二つに分けられよう。一つは素直であり、他は反素直である。後者はさらに断固節を曲げないのと、何でも横から裏からと考えていくのと二つに分けられそうである。さてその何れの型にエンジニアとしての適性を見出すべきだろうか。

素直というのは本来美德である。小さい時から子供は素直に、素直にと育てられる。素直な良い子はよく勉強し、先生の言う事を聞く。教科書は正確におぼえ、学校の成績は良いし、長じて会社に入れば命じられた仕事は着実にこなし、成果をあげる。当然上役の受けは良く将来の昇進は間違いない。個人だけではない。そんなエンジニアの集団は間違いの無い開発・設計を成し遂げるから会社としても発展する。会社のみならず、社会・国家としても同様であろう。明治以降のわが国の高成長を支えたのはまさしくこの様なタイプの人達であったに違いない。素直万才である。

反素直のうち初めのものを頑固と名付ける。一つの事を思い込むと、テコでもそれを曲げず、黙々と立ち向う。一見出来そうに無い仕事であれ、それに取組んだ彼には脇からアドバイスしても無

駄である。同僚が批判し、上役がいらいらしようとして一切無関心、しかしそんな仕事にも何時しか形が出来、理が通ってくるから不思議である。

かって航空の草分けでありガスタービンでも先達の一人であったS先生が、『一生懸命実験しているとバラバラな点が何時の間にかきれいに並んでくれマスモンナ』とおっしゃたか、私の研究室の中国台湾からの留学生T君がまさしくそれを立証した。ガラス毛细管の先に一滴の水を吊し、それを注視しながら蒸発挙動を調べるという実験である。顕微鏡で滴を凝視すること6年余、当初測定値がバラバラで、とうていものになりそうになかった実験点も遂には見事に並んでくれたのである。T君はそれを学位論文にまとめ、帰国し今国立大学の準教授として活躍している。中国の大人とはかくあるかと、性急に論文をまとめる事ばかり考えがちな日本人の大学院生と比較して感心したものである。

開発という仕事は大体右顧左眊しては決してうまくいくものでない。じっくりと腰を置ちつける態度、むしろ、頑固、強情こそ開発の母である。「奇蹟の復興」を成しとげたドイツの技術などはまさしくこの典型ではなかろうか。頑固万才というべきであろう。

さて第三の性質は少々扱いにくい。人の言うことは勿論、実験で得られた事柄だって素直に受け入れないのみならず、議論は必ず裏返して反論してくる。まさしく反素直の極であり、人はこれを天邪鬼という。天邪鬼な子供は親からしかられ、そんな学生は教師からもきられる。友達からだって敬遠されるだろう。天邪鬼は舗装された大道を素直には歩かない。けわしい山道をただ黙々と登ることもしない。何時も正道から外れた横道をわ

(昭和54年11月20日原稿受付)

ざわざ捜し求めてそれに踏み込む。確かにその様な脇道の奥にこそ花咲く美しい里のある事もしばしばなのだが、天邪鬼はそれを知りつゝ其処に入り込むのではない。人の作った大道を進むことをあえて好まぬが故に、自然に花園に導かれる事が多いのである。

技術の世界でもこの事は確かである。素直な、いわゆるオーソドックスな、そしてしばしば行き詰りのかくされている技術の大道からむしろ外れたところに次の時代の技術のかくれていた事は技術史の教えるところである。僅か一世紀前、蒸気機関こそ天下の大道であった。鉄道も、巨船も蒸気機関によってその華々しい活躍を示すことができた。まさしく蒸気機関こそ文明の索引力であり、それは永久に続くと思われた。恐らく内燃機関などは、幾人かの天邪鬼な技術者の夢でしかなかったのであろう。だが、その横道の中に、結局は出口の無い袋小路の方が多いのも事実である。その様なゲテモノ技術に迷い込んだあげく失意に終わった多くの技術者が居る筈である。天邪鬼たるもの、それを見分ける力を持たねばならない。また難きかな、というべきであろう。

さてそれでは技術者として如何なる資質が最も望まれるのであろうか。どんな性格の人間が技術者として大成するのだろうか。その疑問に対しては、「三つの性質の融合・調和こそ」との答えが返ってくるに違いない。なる程、そのとおりであろう。だがこれこそ素直さの代表の様な模範解答である。小改善の集合として、隅々まで神経のゆきとどいたきめの細かい製品を造りあげ、それが何時しか世界の高級品になる、というのはたしかにこれ

までの日本のやり方であった。だがしかし今後石油を含めて資源の入手がじりじりと逼迫しつつあることを考えると、従来のような素直な技術展開だけで日本の工業がやってゆけるとはとうてい思えない。きれいごとの融合技術だけでは進む道は限られている。

ここで筆者は日本の技術がいま一段と発展するためには天邪鬼な技術者にこそ期待すべきであると主張したいのである。天邪鬼の根源は好奇心にある。科学の発達人は人が自然に対し好奇心を抱いたことに始まるし、工学技術はそのような自然に対する知識を活用しようという知恵に発する。とすると好奇心こそ工学の母である。

幼い小児が身のまわりのすべてに好奇の目を輝かせ、見ることに聞くことにすべてに何故？を連発するのを見ると、子供は本来素直なんかではなく天邪鬼ではあるまいか・あるいは少々逆説ながら、対象を素直に見る心と、人の言うことを素直に聞くこととは本来正反対なのかもしれない。前者は科学を開き、後者は科学を停滞させる。見ると聞くとは大違いとはこの事か？とすると、(人の言うことを)素直に(聞け)という指導は科学の芽をつみ取っていることになる。教育者たるもの心すべきである。

さてひるがえってガスタービン学会会員諸氏の誰れ彼れを思い浮べると、何うやらあまのじゃく的な方々が多いようである。わが国ガスタービン技術の発展の為に御同慶と言うべきであろうか。そしてまた、こんな議論で貴重な紙面を汚した筆者自身、天邪鬼との評を受けるとしたら、これは喜んで御受けせねばなるまい。



風力タービン

小松製作所 技術研究所 奥谷 順一

1. はじめに

風のエネルギーを利用しようという気運が、日本でもようやく高まり始めた。これは、エネルギー危機も第2段階を迎えて、いよいよその深刻さが明らかになるにつれて、日本はエネルギー無資源国だなどと言っている情勢になってきたからである。身近にある資源は、たとえわずかずつでも、かき集めて使っていかなければならない事態に立ち至っているのである。

それにもかかわらず、風などは使いものにならないと思う人もいるかも知れないが、強い風の吹く地方に住む人々は、その力を、肌で知っている。日本には、至るところに、からっ風地帯がある。そのような地域では、太陽や水力やバイオマスよりも風のエネルギーの方が有望である。

風で電気を起せることはよく知られているが、風で湯をわかすこともできる。風による給湯・暖房が普及する日もそう遠くないであろう。

風エネルギーを実用に供するには、信頼性がある、低価格で、高性能の風力タービンが開発されなければならない。スケールメリットを出すために、規模もある程度大きくなければならない。米国では、翌直径60m、2500kWの風力発電機が稼動しており、ドイツでは82m、2200kWのものを計画しているという。日本では、かほど巨大なものが必要かどうか、また、地震や台風のあるお国柄、安全に建てられるかどうかかわからない。しかし、翼直径10~30mの中規模の風力タービンは必要であるし、建設も可能であろう。

同じタービンでも、ガスタービンと風力タービ

ンとでは、全く性格が異なる。寸法、気流の温度と速度、回転数の違いは言うに及ばず、片や燃料消費機械であり、片やエネルギー生産機械である。また、ガスタービンは近代工業の中枢部に据えられるが、風力タービンはコミュニティエネルギー源として、主として田園や山地や孤島に据えられることになろう。さらに、技術の成熟度においても、雲泥の差があると思う。しかし、両者には一脈通じるところがあるのは言うまでもない。

風力エネルギー工学は（もし、そうやってよければ）、機械、航空、制御、材料、電気、熱、空調、土木、建築各工学に関連した総合工学である。できるだけ広範な技術者の御理解を賜わり、斯学の発展せんことを願っている。

2. 風力エネルギーと風力タービン

2-1 風の特性 風の源は太陽エネルギーである。地球に達する太陽エネルギー $173,000 \times 10^{12} \text{ W}$ のうち、 $3,500 \times 10^{12} \text{ W}$ が風のエネルギーになるといわれている。⁽¹⁾ この量は1974年の世界のエネルギー消費 10^{13} W の実に350倍に当たる。

世界の大陸に吹く風は、大陸東岸部で強く、内陸に入るにつれて概して弱くなっている。日本はその立地条件から風に恵まれている方であり、至るところに、からっかせ地帯がある。図1は日本の年平均風速の分布を示す。面積で荷重平均した日本の年平均風速は 3.5 m/s である。日本全土を等密度の風車ネットワークでおおった場合、風車間隔を高さの10倍とすると、得られる風力エネルギーは8700万kWになる。

風の一般的特性を以下に列举する。

- (1) 風速、風向の地域変動が大きい。
- (2) 季節変動、日変動や風の息と呼ばれる分単

(昭和54年10月22日原稿受付)

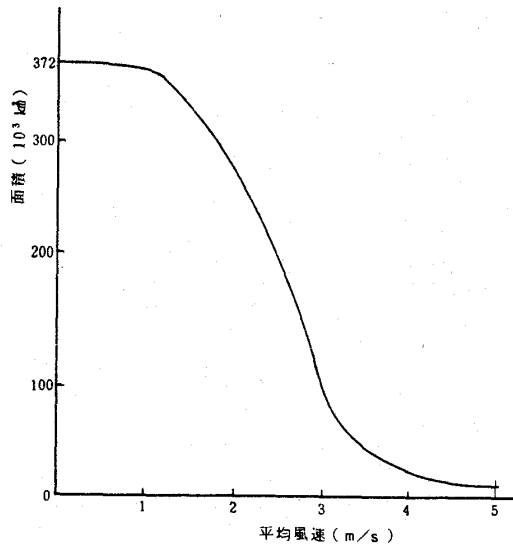


図1 日本の年間平均風速分布

位の変動がある。

- (3) 台風・竜巻など、時に大きな災害をもたらす突発的な現象がおこる。
- (4) 風のエネルギーは稀薄であり、大出力を得るには装置が巨大になる。

このようにエネルギーが稀薄で、地域的、時間的に変動極まりなく、人間が自由に操作できないところが自然エネルギーとしての風の欠点である。ヨーロッパの近世に至るまで、主要動力源として活躍した風力機械が、蒸気機関や内燃機械にその座をゆずったのは、正にこの理由による。風力エネルギーは、近代工業の動力源にはとうていなりえないが、農漁村など未だに自然の豊かに残っている地域のエネルギー源にはなりうるであろう。

2-2 風力タービンの分類 風車のなかで近代的な高速風車を風力タービンとよんでいる。エルドリッチの著書⁽²⁾には、複合形も含めて32種類の風車の図がでていますが、最近開発されたものもあるから、実際にはもっと多い。ここでは、個々の説明は省き、大分類を示すにとどめよう。

風車はその回転軸の向きによって、水平軸型と垂直軸型に分類できる。さらに、ブレードに働らく揚力の作用を使うものを揚力型、抗力の作用を使うものを抗力型という。近代的な風力タービンは、全て、揚力型である。

水平軸型タービンの代表は、プロペ

ラ型である。ブレードの数は1本から4本のものまでである。ロータが鉛直回転軸より風上にあるものをアップ・ウインド型、風下側にあるものをダウン・ウインド型という。小型風車は尾翼があるから、アップ・ウインド型であり、中・大型風車で尾翼のないものは、ダウン・ウインド型が多い(図2)。

垂直軸型タービンの代表は、ダリウス型である(図2)。ブレードの形状を一種の懸垂曲線とすることによって、高速回転によって生ずる遠心力をブレードの張力とつり合わせ、ブレードには曲げモーメントが働かないようになっている。

ダリウス型は、方向制御が不要で、重い変換機を塔上にあげなくてもよいなどの長所をもつ反面、その空力特性が未だ解明されておらず、ブレードの回転に伴って交番力が働らき、種々の振動が発生して疲労の原因となり、また自己起動性がないので起動用モータがいるなどの欠点がある。今のところ、何と言ってもプロペラ形が主力である。

2-3 風力タービンの特性 風力タービンには、4つの特性変数がある。

$$\text{周速比} \quad \lambda = R \Omega / V_{\infty}$$

$$\text{トルク係数} \quad C_Q = Q / (\frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^2 R)$$

$$\text{軸力係数} \quad C_T = T / (\frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^2)$$

$$\text{出力係数} \quad C_P = P / (\frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^3) = \lambda C_Q$$

ここに、 R は翼車半径、 Ω は角回転数、 V_{∞} は風速、 ρ は空気の密度、 A は翼車面積、 Q はトルク、 T は軸力、 P は出力である。

後述するブレード要素理論からわかるが、各係数は周速比 λ のみの関数である。 C_P は上に凸の関数であり、 C_T は一般に λ と共に単調に増加する関数である。風力タービンは、 C_P の最大値が

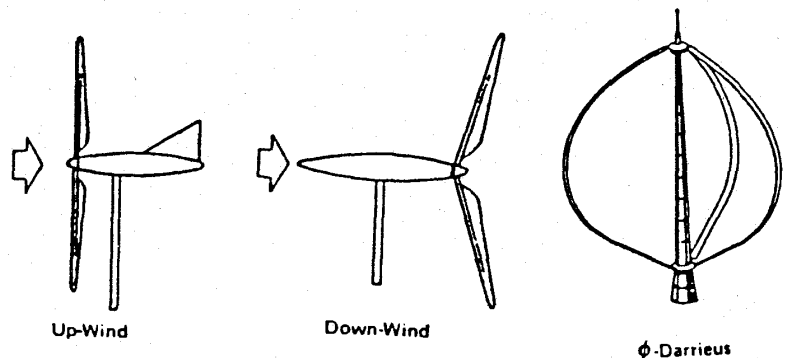


図2 風力タービン代表例

できるだけ大きいものを選択し、 C_p の最大近くで運転するのが望ましい。プロペラ形の $C_{p\max}$ はダリウス形のそれより若干大きく、この意味でプロペラ形の方がすぐれている。

風力タービンは一般に次の特性をもつ。

- ① 抗力形の出力係数は小さく、揚力形は大きい（最大値は各々 $6/27$ および $16/27$ ）。
- ② 翼車半径を大きくすれば回転数が減る。
- ③ 翼枚数または翼の巾（コード）を増せば、回転数は減少し、トルクや軸力は増える。しかし、出力係数は減る。

プロペラ形とダリウス形とが風力タービンの代表になったのは、効率化、大型化、高速化の要請によるのである。

2-4 風力タービンの出力 出力には瞬間出力と平均出力の2種類ある。

瞬間出力とは、一定の風が吹くときの、そのときどきの出力であり、出力係数の値が判ればその定義式から求まる。風力タービンの運転状態における周速比 λ と出力係数 C_p は、負荷側の変換機との結合特性よりきまる。いかに優秀な風力タービンを設計しても、負荷との結合がまずければ所期の出力はえられない。

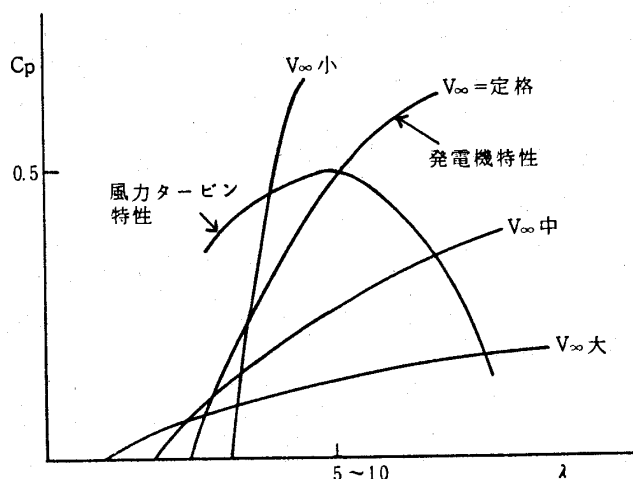


図3 風力タービンと発電機との結合特性

図3は自動車用交流発電機と風力タービンとの結合特性をあらわす。発電機特性は、発電機入力 C_p の定義式に入れて求めたものである。風力タービン特性は与えられた固定ピッチのプロペラ形タービンに対するもので、 $\lambda = 5 \sim 10$ に最大

がある。風速と共に発電機特性が変化するので、常に最適のマッチングをとるのは不可能である。また、風速と共に λ も増し、過回転の危険がつかまとう。このために、可変ピッチ制御を行なって回転数を抑えるのであるが、そうすればますます C_p が下る。

直接発熱方式の攪拌式発熱機の吸収馬力または発熱量は次式で与えられる。

$$P = K (n/100)^3 D_H^5$$

これを C_p の定義式に入れると、

$$C_p = 10.2 K \lambda^3 (D_H/D)^5$$

となり、これが攪拌式発熱機特性曲線である。ここに、 K 値は発熱機の構造定数でほぼ一定値。 D および D_H は、風力タービンおよび発熱機のロータ直径である。結合特性は図4のようになり、

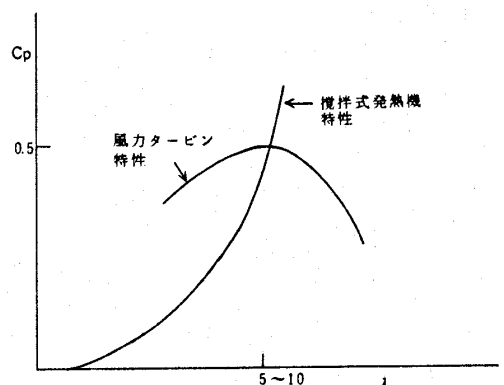


図4 風タービンと攪拌式発熱機との結合特性

一点で交わるから、風速が変動しても C_p は一定である。攪拌式発熱機を駆動する風力タービンの瞬間出力は、 C_p を一定として、次式で与えられる。

$$P = 0.507 \times 10^{-3} C_p D^2 V_\infty^3 \text{ (kW)}$$

ここに、 D (m)、 V_∞ (m/s) である。

風力を利用する立場からみると、年間又は月間どの位のエネルギーが得られるかが重要である。年間または月間に得られるエネルギーを単位時間当りに平均したものが平均出力である。気象データとして利用できるのは平均風速 $\langle V_\infty \rangle$ である。風速の3乗の平均値と平均風速の3乗との比を、

エネルギーパターンファクタ (K_E) という。英国の場合は $K_E \cong 4$ であるというが、⁽³⁾ 筆者が日本の 10ヶ所の測候所のデータから年間平均値に対して、静止風速 17 m/s として求めたところ、

$$K_E = 6.55 < V_{\infty} >^{-0.7}$$

であった。これより、年間平均出力は

$$< P > = 3.32 \times 10^{-3} C_p D^2 < V_{\infty} >^{2.3} \quad (\text{kW})$$

となる。 C_p が風速と共に変る風力発電機にはこの式は使えない。

3. 風力エネルギー利用システム

3-1 システムの分類 風力エネルギー利用システムは 5つのサブシステムよりなる。即ち、

集風、変換、貯蔵、輸送、利用

の 5つである。各々のサブシステムに何が使われているかによって多様なシステム構成が可能になる。現在知られているシステム構成は、図 5 の如くであり、次のように分類整理することができる。

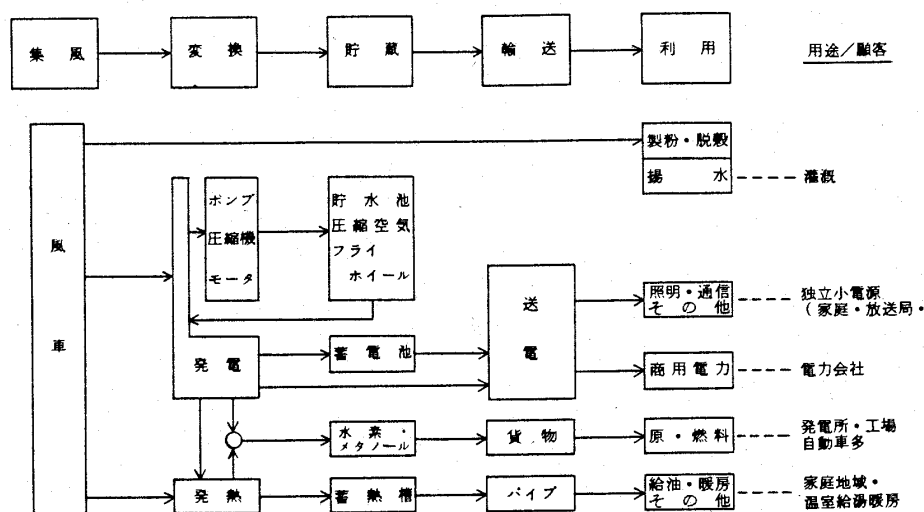


図 5 風力エネルギー利用システム

(1) 直接利用システム 風車の得る機械的エネルギーを他のエネルギー形態に変えることなく、原動機として直接的、即時的に、現地で利用するシステムである。歴史上最も古くからある利用システムであり、製粉・揚水に使われた。

(2) 電気変換利用システム 風車の機械エネルギーを直流・交流電力に変換した後利用するシ

ステムである。電力の貯蔵方式によって 3つに分けられる。

(2-1) 蓄電利用システム 直流電気を蓄電池に蓄えて、照明・通信その他に利用するシステムであり、最もポピュラーなもの。欠点は蓄電池の小容量、高価格にあるが、独立小電源として使われる。

(2-2) 直接給電利用システム 商用電力網という巨大な電力バスに直接給電して、電力貯蔵のコストと困難を克服しようとするシステムであり、これに、fuel saver mode と water saver mode の 2つある。

(2-3) 機械式貯蔵システム 貯水池の水や圧縮空気のポテンシャルエネルギー、又はフライホイールの回転エネルギーの形で貯え、随時電気に再変換して利用するシステムである。変換に要する設備の費用、効率の低下、貯蔵の費用などの問題があり、構想に止っている。

(3) 熱変換利用システム 風車の機械エネルギーを熱エネルギーに変換し、熱として貯蔵し、又熱として給湯・暖房その他に利用するシステムである。熱に変換する方法に 2つある。

(3-1) ヒーター加熱方式 発電した電気でヒーターを加熱して熱に変換する方式。効率はあまりよくない。

(3-2) 直接発熱方式 機械的エネルギーを流体の内部摩擦又は境界摩擦によって直接熱に変換する方式。最近注目され、開発され始めた方式である。

(4) 水素変換利用システム 直流電気によって水を電気分解したり、或いは熱を加えて化学反応により水を分解したりすることによって水素を得、又これからメタノールを合成して、風力を化学エネルギーに変換して、原料或いは燃料として利用するシステムである。今のところ変換効率が悪いばかりでなく、水素・メタノールの利用システムが整備されていないの

で、これも構想段階に止まっている。しかし水素エネルギーは21世紀の2次エネルギーとして期待されているものであり、水素製造そのものは活発に研究されている。風力エネルギーを地球的規模で利用するためには、このシステムの実現を待たなければならない。

3-2 各システムの経済性比較 風力エネルギー実用化の鍵はコストである。集風、変換、貯蔵、輸送、利用の各サブシステム毎にコスト分析を行なうべきであるが、集風・変換については選択の巾は小さく、また輸送の占めるコスト比率は小さいと思われる。システム選択を行うに際して第一に重要な要因はエネルギーの貯蔵方法であり、これによって利用システムの形態が決定されると言っても過言ではない。

表1 エネルギー貯蔵コスト(円/KWH・年)

貯蔵方法	貯蔵コスト	貯蔵方法	貯蔵コスト
揚 水	30- 200 (1,000)	鉛 蓄 電 池	2,000-3,000 (4,000)
圧 縮 空 気	350- 450	高 級 電 池	400-1,200
	(4,700)	フ ラ イ ホ イ ル	2,000-5,500
熱	蒸 気 500-1,200	水 素	200- 300
	オ イ ル 180- 270	超電導マグネット	500-2,500
	温 水 (370)		

() は筆者の見積り、他はERDAより

表1に各貯蔵方法に対するエネルギー貯蔵コスト(円/KWH・年)を示す。揚水と圧縮空気について、筆者の見積りとERDAの資料⁽⁴⁾に基づくものとが違っているのは、米国では岩塩坑などの既存の廃坑が利用できるが日本では岩盤を掘削して貯蔵庫を作らなければならないからであり、また揚水については立地条件の違いが大きいと思われる。

現在利用できる貯蔵法は、揚水・圧縮空気・熱・鉛蓄電池の4つであり、前2者は大規模システム(2万kW以上)向きである。結局のところ、風力エネルギーシステム用に現在使える貯蔵法は、熱と鉛蓄電池しかないことになる。

熱貯蔵と電池貯蔵を比較すると、貯蔵設備の償却費に於て熱は電気の1/10である。最終的に電気として利用するには、熱貯蔵の場合高価な出力

装置(150\$/kW以上)が必要であるが、電池貯蔵に於ても交流として用いるには高価なインバータが必要になる(GrummanのWindstream-25では蓄電池とインバータでコストの50%を占める)。

コスト面から考えると、熱として貯蔵し熱として利用する熱変換利用システムが、エネルギー貯蔵を伴う風力システムの中では最も経済的であるという結論になる。

3-3 システム評価 上記の検討を踏まえ、いささか主観的ではあるが、風力エネルギー利用の将来像を画いてみよう。

(1) 技術的、経済的に実用化に最も近い距離にあるのは、熱変換利用システムであろう。従来、風力といえば蓄電池を利用した風力発電を意味する程に電気変換利用の考えが一般化しており、熱利用はほとんど考えられてこなかったが、日本のように電力利用がすすみ、何処でも比較的安価な商用電力が使えるところでは、電気の価値もさほど高くはなく、本来不安定で低級なエネルギーである風力を高価格な蓄電装置、出力装置を用いて高級な電気エネルギーに変換し利用することに無理があるのではなからうか。低級な風力は低級な熱として利用の方が合理的であり、今後の風力利用の有力な一方向であると思われる。

(2) 既に実用化されている蓄電利用システムは、蓄電池の革新により低価格化しない限り、今後とも小規模な特殊用途に限定されよう。

ただし、発展途上国など、電力事情の悪い地域から、「一灯でもよいから電気が欲しい」というような需要が出てくる可能性がある。

(3) 欧米で開発中の大規模な直接給電システムは、電力貯蔵の不要な経済的なシステムであり、欧米に於ては近い将来(1985年以前に)商業化される可能性がある。しかし、台風・地震の多い我が国では、大規模風車の安全性に関する技術的検討を十分に行なう必要があり、大規模風車の経験が全くない我が国でこれが実現するまでには相当なリードタイムを見込まなければならない。

(4) その他のシステムについて 直接利用の揚水システムは、途上国におけるかん概用として、需要が開けるかも知れないが、エネルギー問題への寄与度は小さい。

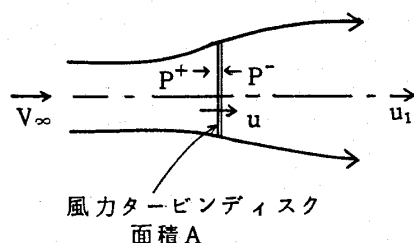
貯水池、圧縮空気を用いるシステムは、特殊な地理的条件下で採用されるにとどまろう。

フライホイール、水素などは10～20年先の技術である。

4. 風力タービンの設計

4-1 風力タービンの理論

(1) 運動量理論 (General Momentum Theory) RankinとFroudeによる、最も簡単な理論である。⁽⁵⁾ 風車の具体的な姿を捨象して、流管の中におかれた一つのディスクとみなしてしまふ。流れは回転運動のない完全な軸流であるとする。



- V_{∞} : 無限遠方の風速
 u_1 : 無限後方の風速
 u : ディスクを通過する風の速度
 P^{\pm} : ディスク前後の空気圧
 A : ディスク面積

図6 風力タービンのモデル

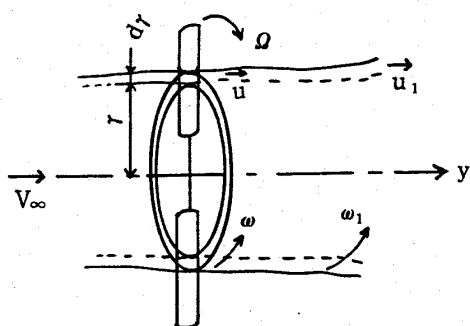


図7(a) 円筒状流管

- Ω : ロータ角速度
 ω : ディスクを通過する流れの角速度
 u : 全速度
 ω_1 : 後流の角速度
 u_1 : 全速度
 y : 軸方向

運動量定理より、軸力Tは、空気の密度を ρ として、

$$T = \rho A u (V_{\infty} - u_1) \quad (1-1)$$

である。一方、タービン、ディスクによる圧力低下を考えると、

$$T = A \Delta P = A (P^+ - P^-)$$

であるが、ベルヌーイの定理によって、次のように変形できる。

$$T = \frac{1}{2} \rho A (V_{\infty}^2 - u_1^2) \quad (1-2)$$

軸力に対する2つの式を比較すると、

$2u = V_{\infty} + u_1$ が得られる。いま、 $V_{\infty} - u = a V_{\infty}$ とおくと、 a はディスクに於ける減速率である。後流に於ける減速率は、 $V_{\infty} - u_1 = 2a V_{\infty}$ より $2a$ となることが解る。

出力Pは、風の運動エネルギーと後流の運動エネルギーの差であり、

$$P = \frac{1}{2} \rho A u (V_{\infty}^2 - u_1^2)$$

である。これより、出力係数 C_p が求まる。

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^3} = 4a(1-a)^2 \quad (1-3)$$

ここに、 a は風車の構造によって決まる任意定数

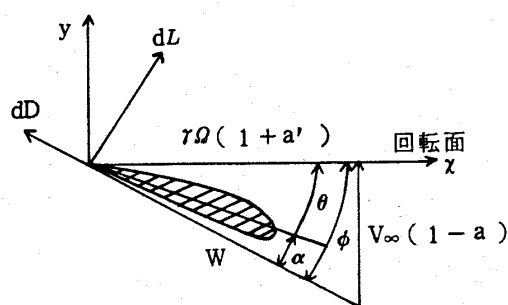


図7(b) 半径rのブレード要素

- θ : ブレードピッチ角
 α : 迎角
 ϕ : アプローチ角
 w : 風の相対速度
 a : 軸干渉係数
 a' : 回転干渉係数 (ω/Ω)
 dL : ブレード要素に働く揚力
 dD : 全抗力

であり、軸干渉係数とも呼ばれる。出力係数 C_p が最大になるのは、 $a = 1/3$ のときであり、 C_p の最大値は $16/27 = 0.593$ である。

風力タービンが風のエネルギーの相当部分を捨てなければならない理由は、次のように考えれば理解できる。もしも、 $C_p = 1$ となり、風のエネルギーを 100% 吸収したとすると、風は止ってしまい、静止した空気の塊によって、あとから来る風がブロックされる。空気の流入がないから、タービンは止ってしまい出力は 0 になる。これは矛盾である。

後流の回転を考えた Joukowski のより詳細な理論によって、運動量理論は、周速比 $\lambda > 2$ の範囲で成り立つことが解っている。

(2) ブレード要素理論 (Blade Element Theory)

風力タービンのブレードの諸元を考えに入れて、実在のタービンの性能を求めるには、プロペラやヘリコプターロータの性能計算にしばしば用いられるブレード要素理論によらなければならない。⁽⁵⁾ その特徴は、ロータを通過する流れが、図 7(a) のような、たがいに独立していて干渉しない円筒状の流管の中に起っていると仮定するところにある。

図 7(b) は、半径 r のところにあるブレード要素の近傍を通過する流れの速度と諸元を表す。

$a V_\infty$ 及び $a' r \Omega$ は、ロータによって誘発された流れの成分である。この図より、次のような幾何学的関係式をうる。

$$\alpha = \phi - \theta \quad (2-1)$$

$$\frac{1-a}{1+a'} = x \tan \phi, \quad x = r \Omega / V_\infty \quad (2-2)$$

$$C_x = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi \quad (2-3)$$

$$C_y = C_L \cos \phi + C_D \sin \phi \quad (2-4)$$

ここに、 C_L 及び C_D は、翼断面の揚力係数及び抗力係数であり、迎角 α のみの関数である。 C_x 及び C_y は、 x 及び y 方向の揚抗力係数である。

コード c の B 個のブレード要素に働く軸力 dT 及びトルク dQ は、それぞれ次の式で与えられる

$$dT = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 C_y dr,$$

$$dQ = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 C_x r dr$$

一方、運動量の定理より、軸力 dT は

$$dT = \rho (2\pi r dr) u (V_\infty - u_1)$$

であり、角運動量の定理より、トルク dQ は

$$dQ = \rho (2\pi r dr) u r^2 (2a' \Omega)$$

である。ここに、後流の角速度 $\omega_1 = 2\omega$ と仮定した。

軸力とトルクに対する 2 つの式を比較することによって、次式をうる。local solidity $\sigma = Bc/2\pi r$ を用いて、

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma C_x}{4 \sin^2 \phi} \quad (2-5)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma C_y}{4 \sin \phi \cos \phi} \quad (2-6)$$

適当な翼形のデータ (C_L , C_D) が利用でき、ブレード要素の諸元 (B , c , θ , x) が与えられれば、これらの式より ϕ , α , a , a' を求めることができる。 a , a' が求められれば、ローカルな出力係数 C_p , トルク係数 C_Q 及び軸力係数 C_T は、次式から求まる。

$$C_p = \frac{\Omega dQ}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^3 (2\pi r dr)} = 4a'(1-a)x^2$$

$$C_Q = \frac{dQ}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 (2\pi r dr)r} = 4a'(1-a)x$$

$$C_T = \frac{dT}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 (2\pi r dr)} = 4a(1-a)$$

(2-7)

翼車の出力係数等は、ローカルな出力係数等の平均値として求まる。翼の長さを R として、

$$\overline{C_p} = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R C_p 2\pi r dr$$

$$\overline{C_Q} = \frac{1}{\pi R^3} \int_0^R C_Q 2\pi r^2 dr \quad (2-8)$$

$$\overline{C_T} = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R C_T 2\pi r dr$$

干渉係数 a , a' を求める方法には、逐次近似法と超越関数法の 2 つが考えられる。

逐次近似法 まず $a = a' = 0$ とおく, (2-1) ~ (2-6) 式によって, ϕ , α , C_L , C_D , C_x , C_y , a , a' の順に未知数を計算し, 次のステップでは, 新しい a , a' を用いて同一順序で未知数の計算をする。この手続が収束すれば, a , a' が求まる。

超越関数法 (2-2), (2-5) 及び (2-6) から a , a' を消去することによって, ϕ に関する次の方程式が得られる。

$$x = \frac{4 \sin \phi \cos \phi - \sigma C_x}{4 \sin^2 \phi + \sigma C_y} \quad (2-9)$$

これから数値的に ϕ を求めれば, (2-5) と (2-6) から a , a' が求められる。

以上の理論では, 暗黙のうちにいわゆる風車状態を仮定していることに注意すべきである。翼車が一定角速度で, 一定速度の気流の中で廻っている場合, ブレードのピッチ角 θ によって, 流れの状態には表 2 に示すような 4 つのモードが存在する。

表 2 翼車をよぎる流れの状態

	θ	a	a'	C_p	C_T
プロペラ状態	$\theta > \phi > 0$	-	-	-	-
ゼロスリップ	$\theta = \phi > 0$	0	0	0	0
風車状態	$\phi > \theta > 0$	$0 < a < \frac{1}{\sigma}$	+	+	+
プロペラブレーキ状態	$\theta > 0$	$a < 1$	-	-	+

プロペラ状態では, ロータは推進力を出し, 後流にエネルギーを供給している。プロペラブレーキ状態では, ロータはちょうど風の方向に向けておかれた扇風機のようなものであり, 逆スラストを出して航空機にブレーキをかける。上記の理論は, プロペラ, ゼロスリップ, 風車の各状態にはそのまま適用できるが, ブレーキ状態には適用できない。逐次近似の過程で, プロペラブレーキの範囲 ($a > 1$, $a' < 0$) に入ることがあり, 注意を要する。

4-2 風力タービンの設計法 翼車の理論は, 翼車の諸元が与えられたときに, その性能 (C_p , C_Q , C_T) を計算するのに役立つことは既に述べたが, これはまた, 翼車の諸元を決定す

るためにも使える。

高速風車では, 一般に後流の回転は小さいから a' は a に比べて小さい。また, 理想風車の設計に於いては, 翼に働らく抗力は揚力に比べてはるかに小さいと考えてよいから, ブレード要素理論に於いて $C_x = C_L \sin \phi$, $C_y = C_L \cos \phi$, と近似できる。そうすれば, (2-2), (2-5) 及び (2-6) 式から, 微量 a'/a の第一近似で, a' に対して

$$a' = a(1-a)/x^2$$

が得られる。この近似式と (2-7) から, 運動量理論における出力係数の式 $C_p = 4a(1-a)^2$ が得られることは興味深い。

翼車設計の基礎式は, 上の近似式をブレード要素理論の諸式に用いて, 次のように求まる。

$$\alpha = \phi - \theta \quad (3-1)$$

$$1-a = \left(x + \frac{a(1-a)}{x}\right) \tan \phi \quad (3-2)$$

$$4a \sin \phi = \sigma C_L \left(x + \frac{a(1-a)}{x}\right) \quad (3-3)$$

ここに

$$x = \frac{r \Omega}{V_\infty} = \lambda \left(\frac{r}{R}\right), \quad \sigma = \frac{Bc}{2\pi R} \left(\frac{R}{r}\right)$$

決定すべき翼車の諸元は, 翼長 (R), 周速比 (λ), 翼断面形状 (C_L), 翼枚数 (B), コード (c), ピッチ角 (θ) などであるが詳細は省略する。

4-3 風力エネルギーシステムの設計手順

風力タービンの諸元は, 上述のようにして求まるが, これはシステムの一部である。システム全体を設計するには, 図 8 の順序で, さまざまな考慮を払いつつ行なわなければならない。

(1) 用途およびエネルギー貯蔵法・輸送法

まず第一に, このシステムは熱源か, 独立電源か, 電力網に給電するのかなどの用途と負荷の大きさを明確にする。それに伴って, 熱または電気の貯蔵法と容量を決める。風車の立地点とエネルギー消費点との距離により, エネルギー輸送法を決める。熱や 30 V 以下の低圧電気は輸送距離 100 m 以下が望ましい。

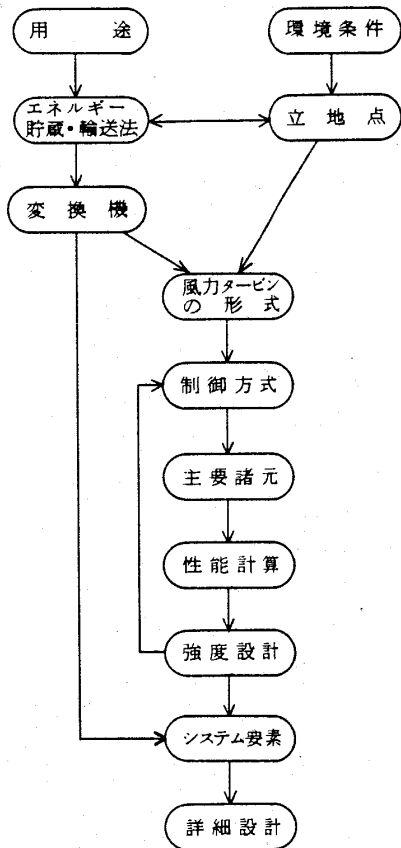


図8 風力エネルギーシステムの設計手順

(2) 環境条件 立地点の風の強弱、地形、民家の密集度、電源の有無、市水道の有無などは、直接システム設計に響いてくる。電気事業法その他の法規制、競合エネルギーのコストなどの社会的条件も考慮しなければならない。

(3) 変換機 用途とエネルギー輸送法に応じて、直接熱変換装置、直流発電機、誘導発電機、同期発電機、ポンプその他を選ぶ。既存の発電機は、風力タービンとの結合特性が悪いから、改良する必要がある。

(4) 風力タービンの形式 定評のあるものか、新規なものか、いずれにせよ形式を決める。以下はプロペラ形について述べる。

(5) 制御方式 方向制御、回転数制御、過回転防止の3通り必要である。

方向制御には尾翼式、側翼式、モータ式がある。翼直径10m以上の中・大型風車では、尾翼が巨大なものになるのを避けて、モータ・ドライブとし、風向への追従制御を行なっている。

回転数制御には、可変ピッチと翼面を風向から

そらす方式がある。可変ピッチに順ピッチと逆ピッチがある。順ピッチは、風速が大きいところでピッチ角を増やし、 C_p の最大値を λ の小さい側へ移動させる制御であり、逆ピッチはこの逆の制御である。フランスのアエロワット社と日本の山田式に逆ピッチのものがあるが、順ピッチの方が圧倒的に多い。翼面をそらす方式には、懸垂式、アップ式、側板式、尾翼偏向式がある。

過回転防止法には、空気ブレーキやスポイラーフラップによるエア・ブレーキと電気ブレーキ、機械式ブレーキによるものとがある。エア・ブレーキでは、強風時にロータにとりつけた抵抗板を開いて負荷を増し、回転数を抑制する。電気・機械式ブレーキでは、強風時、いわゆる静止風速に達するとブレーキによって翼回転を止めてしまう。

制御方式を決めるには、一定回転の要請の有無、過渡特性、強風対策として万全かどうか、コストなどを考慮する。さらに、強風対策にはフェイルセーフを考え、2重、3重の備えが必要である。

(6) 主要諸元 ブレード諸元、変換機諸元、ブレーキ容量、塔の形式と高さ、制御系諸元などを決める。定格または静止風速におけるブレード回転数と変換機回転数とから、増速比を決める。これら諸元とともに、材料の選定が必要である。ブレード材料としては、アルミやFRPが有望である。

(7) 強度設計 設計最大風速(例えば60m/s)、静止風速(例えば17m/s)を決め、翼車や塔に働らく最大荷重を見積り、塔や基礎の強度計算、ブレードの強度計算、尾翼の強度計算などを行う。さらに塔やブレードには、回転数の整数倍の振動数をもつ動的荷重が働らくので、塔やブレードの固有振動数や剛性を計算または実験より求め、共鳴を避けるようにする。大型ブレードでは、空力弾性効果もと入れて計算しなければならない。

(8) システム要素 電力系統、配管系統、制御装置、エネルギー貯蔵設備などの仕様を決める。

以上の手順によって、システムの概略設計を行なえば、詳細設計に入れる。要するに、安全性や信頼性があり、低コストで、用途に適したシステムが最善である。

参 考 文 献

- (1) Physical Aspect of Windmill Design, P.T. Smulders, Physics in Technology, Sep. 1976
- (2) Wind Machines, F.R. Eldridge, U.S. Government Printing Office, Oct. 1975
- (3) The Generation of Electricity by Wind Power, E.W. Golding, John Wiley & Sons, New York (1977)
- (4) Exotic Power and Energy Storage, M.O. Surface, Power Engineering, Dec. 1977, p36
- (5) Applied Aerodynamics of Wind Power Machines, Oregon State University, July 1974
- (6) 風力エネルギー利用技術訪欧調査団報告書, 日本風力エネルギー協会, 1979
- (7) 風車と風車発電, 本岡玉樹, オーム社(昭和24年)
- (8) Theory of Wing Sections, I.H. Abbott and A.E. von Doenhoff, Dover Publication Inc.(1959)

講 義

燃焼器におけるガス流動および燃焼(2)

慶応大学 川 口 修

1. 噴射弁近傍の流れ, 混合, 火炎

ガスタービンでは気体燃料, 液体燃料のいずれもが使われ, また供給方法としても燃料噴射による拡散燃焼方式と予混合燃焼方式, およびこの中間ともいえる燃料蒸発管による蒸発予混合燃焼方式がある。本講ではこのうち最も実用されている燃料噴射による拡散燃焼方式をとりあげる。

燃焼器を流れる気流中に燃料を噴射する場合は, 燃料が気流中に適度に分散することが望ましい。それは一次燃焼領域で火炎を安定に保持し, 高温の燃焼ガスを二次燃焼領域に供給するためである。一般には前講でのべたように, 一次燃焼領域には保炎のために旋回流れによって循環流領域を内部に形成させるので, これに向かって上流側に近接した噴射弁から噴かれる燃料は, その噴射方向, 運動量によって気流中における分散の仕方が変化する。したがって一次燃焼領域に安定な火炎を形成させ, 高温燃焼ガスを下流に供給するには, 適切な噴射が行なわれなければならない。通常は燃料を噴射弁から中空円すい状に噴射し, 噴射方向を旋回流れにより作られた環状渦の中心付近に向けるのがよいとされている。これは燃料噴流に対する環状渦流による剪断効果が最も大きいためである。

こうして環状渦流に向かって噴射された燃料噴流によって一次燃焼領域に火炎を形成するとき, 噴射弁からの燃料がどのように混合, 拡散し, どのような温度場を形成しているか興味あるところである。図1は多孔式気体燃料噴射弁より都市ガスを噴射し, 大気開放の旋回気流中に火炎を作っ

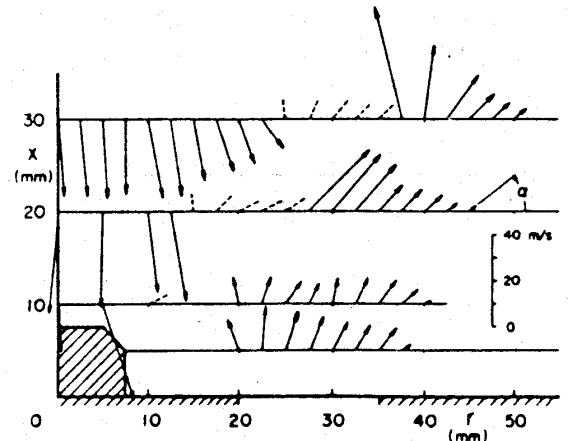
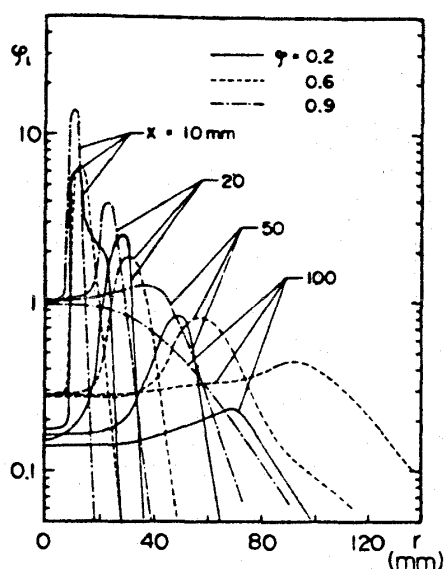


図1 噴射弁近くの流れベクトル V_{xr} (1)

たときの噴射弁近くの流れの様子を測定した例(1)である。矢の長さ, 方向は軸・半径面内の速度成分 V_{xr} の絶対値と方向を表わしている。燃料噴流の中空円すいの内側には高温燃焼ガスが強く逆流している。燃料噴射量が少ない, 当量比 ϕ が小さい場合には燃焼ガスの逆流は弱くなり, 中央部のガス温度も低くなる。噴射弁からの燃料噴流の貫通度, 拡がり, 燃料噴流自体の初期運動量の他に, 噴射弁まわりのガス流れ, ガス温度が複雑に関係する。図2は噴射弁近くのガス組成を測定した結果を使って計算した局所当量比 ϕ_l の半径方向分布を, 各軸方向位置について示したものである。(1) 目視による火炎帯の位置と図2を比べると, 火炎帯は局所当量比 0.2 ~ 2.0 の範囲にある。燃料噴流の拡がり, 流量の増加で一層外側に拡がるが, さらに流量が増加すると内側にすぼむ変化を示す。このような噴流の拡がりの変化は火炎形状の変化に対応している。燃料噴射量が少なきときは, 燃料噴流を中心とした主火炎のほかに, 噴射

(昭和54年10月29日原稿受付)

図2 火炎内の局所当量比分布⁽¹⁾

弁の周囲の低速流中に燃料が拡散して空気噴流との間に青色炎ができ、二重火炎となる。燃料噴射量が増すと主火炎は浮き上り、広い皿形の火炎となり、周囲の青色炎は消える。さらにより大きな燃料噴射量では燃料は循環流領域全体に広がり、立ち上がった火炎となる。このような燃料の混合拡散状態の変化に伴う火炎形状の変化は、空気流量にも依存するが、ある程度以上の空気流量となると主として燃料と空気の流量比に対応する当量比に依存していることが図2の結果でわかる。

以上のような噴射弁近傍におけるガス流れ、燃料の混合、拡散、および火炎の性状に関する実験の結果からもわかるように、燃焼時の噴射弁近傍の状態はきわめて複雑で、速度場、濃度場、温度場が互いに関係している。燃料が液体の場合には状態はさらに複雑で、噴射弁から噴かれた燃料の噴霧を構成する個々の燃料油滴が、高温ガス流中を飛行しながら蒸発し、混合気を形成する過程を考えなければならない。

2. 噴霧火炎の構造

(1) 油滴の蒸発と気流中の抗力

旋回噴流により作られる循環気流に向けて液体燃料を噴射弁より噴射する場合は、気体燃料のよ

うに気流中でそのまま拡散、混合するのではなく、燃料の噴霧の個々の油滴が、その慣性力と周囲気流との間の抗力との関係できまる方向と速度で気流中を飛行しながら、蒸発して滴径を小さくしていき、ついには消滅する。噴霧火炎中で燃料の油滴自身が燃焼しているか、あるいは油滴の蒸発による燃料蒸気が気流中に拡散して燃焼するかは条件によって異なるが、気流中に燃料噴射弁から十分に微粒化状態のよい噴霧が噴射されて、噴射弁の近くに火炎を作るようなときは、油滴は蒸発過程でのみ存在し、燃焼は燃料蒸気と周囲空気との混合の後行なわれるとしてよい。⁽²⁾

燃料油滴の高温気流中での蒸発は、初期粒径を d_0 、時間 t 後の粒径 d とすると

$$\frac{d(d^2)}{dt} = -k_v \quad \text{または} \quad d^2 = d_0^2 - k_v t \quad (1)$$

という関係で示される d^2 則に支配される。ここで k_v は蒸発速度係数と呼ばれ、周囲条件と燃料の性質できまる定数で、周囲温度と油滴温度の差と燃料の蒸発潜熱の逆数の積にほぼ比例し、また気流との相対速度と油滴径できまる Re 数とともに増大する。油滴の蒸発については直径 2 mm 程度の滴について実証されているが、噴霧を構成する $200\text{ }\mu\text{m}$ 程度以下の油滴群については明らかでなく、気流中では k_v は油滴径の減少で低下するという結果も出ている。

気流中の噴霧火炎のもうひとつの特長は油滴が蒸発しながら気流中を飛行するということである。Eisenklam⁽³⁾ によれば、表面からの蒸発のある油滴の抗力係数 \bar{C}_D と、単なる球の抗力係数 C_D との比は、物質移動数 B の関数として次のように表わされる。

$$\frac{\bar{C}_D}{C_D} = \frac{1}{1+B} \quad (2)$$

$$\text{ただし } C_D = 24/Re(1.0 + 0.197Re^{0.63} + 0.00026Re^{1.38})$$

$$B = C_p(T_g - T_s)/r$$

であり、 C_p はガスの平均定圧比熱、 T_g は周囲温度、 T_s は油滴の表面温度、 r は蒸発潜熱であ

る。例えば(2)式で噴霧火炎中の800℃の気流中の灯油滴の場合、蒸発中の油滴の抗力係数は蒸発のない場合の0.3倍程度となる。すなわち表面から蒸発している油滴に働く抗力は、蒸発のない場合よりはるかに小さくなるので、飛行する油滴の速度減衰も高温気流中では、蒸発による粒径の減少が、抗力の低下に相乗効果をもたらす。

以上のような高温ガス中の油滴についての考察は、噴霧のような多数の微小油滴が高温流中を飛行する場合に成り立つかは疑問である。すなわち油滴の空間密度が高ければ相互の干渉効果があるうし、微小油滴の気流の速度変動への追従による実相対速度の減少は蒸発速度の低下を招くであろう。

(2) 気流中の液滴の飛行

燃料器内で噴射弁からの燃料噴霧が高温燃焼ガスの流れの中をどのように分散し、変化していくかについて直接に計測した例はない。循環流領域を単純な環状渦流よりなるとし、燃料の高温場での蒸発を考慮して噴射弁から噴射される種々の粒径の油滴の径路を計算した例⁽⁴⁾を図3に示す。

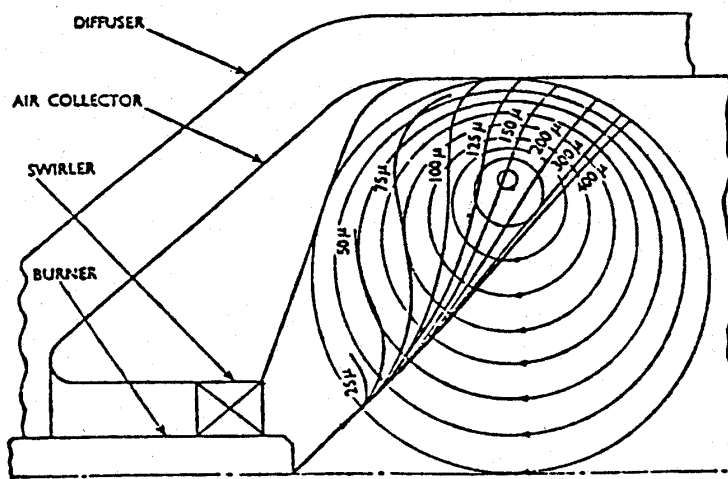


図3 燃焼器内の油滴の径路の予測⁽⁴⁾

小さい油滴は慣性が小さいために早く流れに曲げられ、飛行中に蒸発によって消滅するが、大きい油滴は、流れによる曲げられ方が少なく、ある程度以上の油滴は壁面にまで到達する。このよう

な油滴の飛行径路は、実際の燃焼器の燃焼状態の観察の結果を定性的にはよく裏付けている。

燃焼器内の気流における油滴の分散の状態を、非燃焼時に調べた実験⁽⁵⁾で油滴の分散が旋回の強さにより大きな影響を受けることが確かめられている。また一様気流中に中空円錐状噴霧を噴射した場合の液滴の飛行径路を実験によって求めるとともに、計算の結果と比較した研究⁽⁶⁾もあり、液滴の蒸発がない場合にはよく一致するとしている。

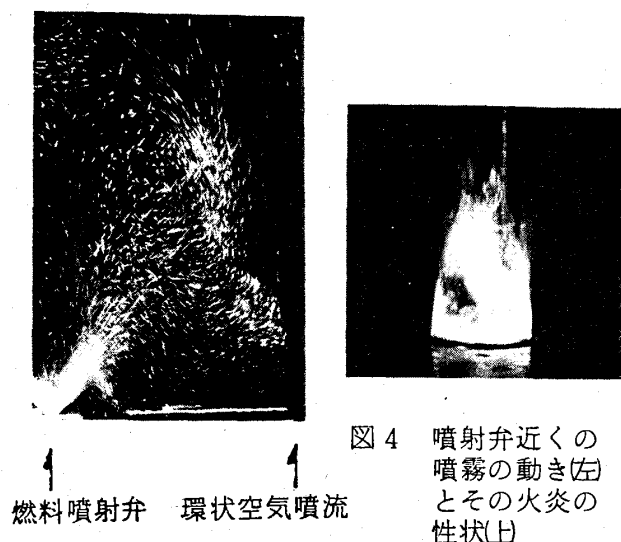
(3) 噴霧火炎内の油滴の挙動

実際の噴霧火炎においては、燃料噴射弁から噴射された燃料噴霧はどのように高温気流中を飛行し、粒径を変化させていくかを計算によって求めることは不可能と思われる。したがって種々の方法によって噴霧火炎中の油滴の粒径、飛行速度などを測定する試みがなされている。⁽⁷⁾

筆者らは大気開放の環状直噴流によって環状渦流による安定した循環流領域を作り、その中心軸上の噴出口平面位置に設置した単純渦巻噴射弁より灯油を噴射して定常噴霧火炎を形成させて、その内部の油滴の挙動を光学的に測定することを試みたので紹介する⁽⁸⁾。

環状噴出口は外周径100mm、内周径85mmで、形成される噴霧火炎は、環状噴出口からの空気量と燃料噴射量の比で求めた空燃比によって3種類または4種類の形状を呈する。空燃比30以下では噴出口から離れて浮き上がる火炎、空燃比40以上では環状口の内周に付差した釣鐘状の火炎、空燃比30~40では遷移火炎、空燃比40~60の空気流量が多い場合には噴霧円錐の内側から下流にのびる火炎がみられる。ここで興味深いのは、前述の気体燃料噴射火炎と火炎

の種類がほぼ同じであることで、その点で巨視的には気体燃料噴射と液体燃料噴射は同様な燃料の分散、混合状態をつくり、火炎を形成していると思われる。



噴霧の気流中での動きを知るために、まず非燃焼時の気体中の噴霧にスリット光をあて、それを直角方向から写真撮影した。一例を火炎の直接写真とともに図4に示す。興味深いことは中空円錐状に噴射された噴霧の多くは噴射方向に進み、主空気流に沿って下流に流されるか、あるいは循環流に乗って逆流するが、一部の微小油滴が中空円錐状の噴霧シースと主空気噴流とはさまれた領域に滞留していることである。この滞留油滴群は火炎形成時には蒸発し、希薄燃焼時の環状口内周に付着した火炎を作ると思われる。

噴霧火炎内の油滴径、飛行方向、飛行速度を知るために、瞬間発光光源からの光を火炎中を通し、反対側から写真撮影を行なった。その際発光は非常に短い時間々隔で2回行なわれるよう工夫し、油滴の速度が写真上の二重露光で算出できるようにした。

噴霧火炎内の油滴の詳細な測定データによって、火炎内の任意の点において、各放射方向で3度の角度内を単位時間、単位面積あたり通過する油滴の総体積を計算して示したのが図5である。各放射方向の長さがその方向への油滴の上記流量に対応する。また図中の円の大きさは、その点における油滴のザウテル平均直径に対応している。このような噴霧火炎における任意の点の各方向への燃料油滴の流量を飛行分散率と名づけた。噴射弁の近くでは油滴の飛行方向の範囲は狭く、公称噴霧角よりやや広がった方向に飛行しており、油滴としての流量も多い。またザウテル平均粒径も常温における値とほとんど変わらない。噴射弁から遠ざかるにつれ油滴は外側に拡がり、また飛行方向の範囲も拡がる。ザウテル平均粒径は蒸発によって小さくなる。火炎の外縁付近に至ると油滴のうち微小なものは方向を変え、流れに乗って火炎内を下流に向かうが、大きい油滴はそのまゝ火炎外に飛び出し、主流に運ばれて下流に飛行する。火炎内の高温循環流に乗った油滴は盛んに蒸発して数を減らし、一部は中心軸付近を上流に向かって飛行するが、その量はきわめて少ない。

(4) 噴霧火炎の構造

循環流に保持された噴霧火炎の構造をさらに明

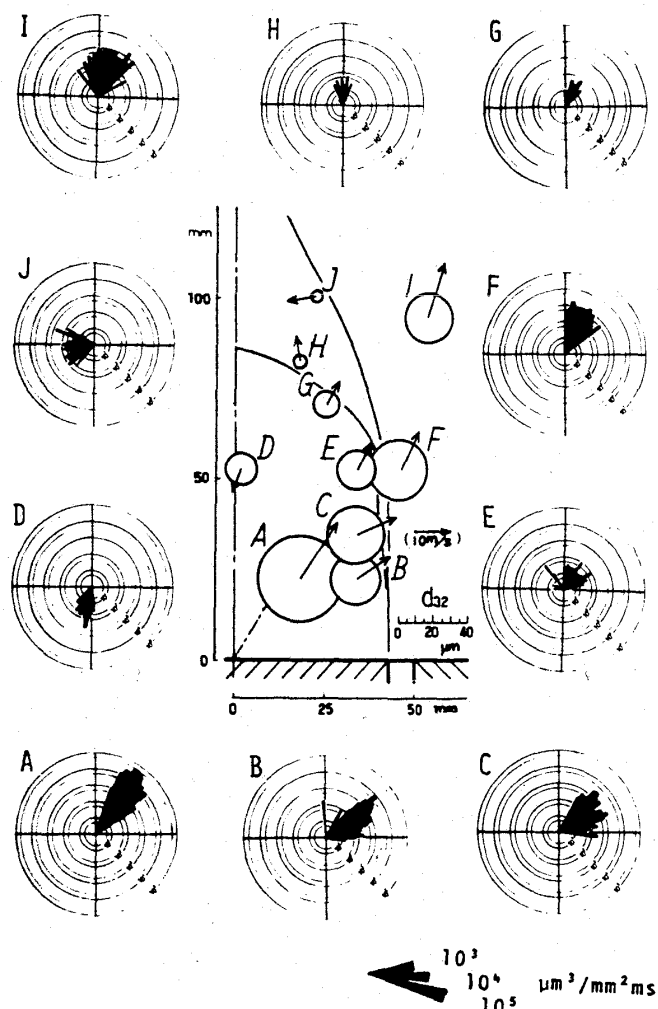


図5 噴霧火炎内の油滴の粒径、飛行方向および飛行分散率 燃料噴射圧力 8 kg/cm²、空気流速 30 m/s

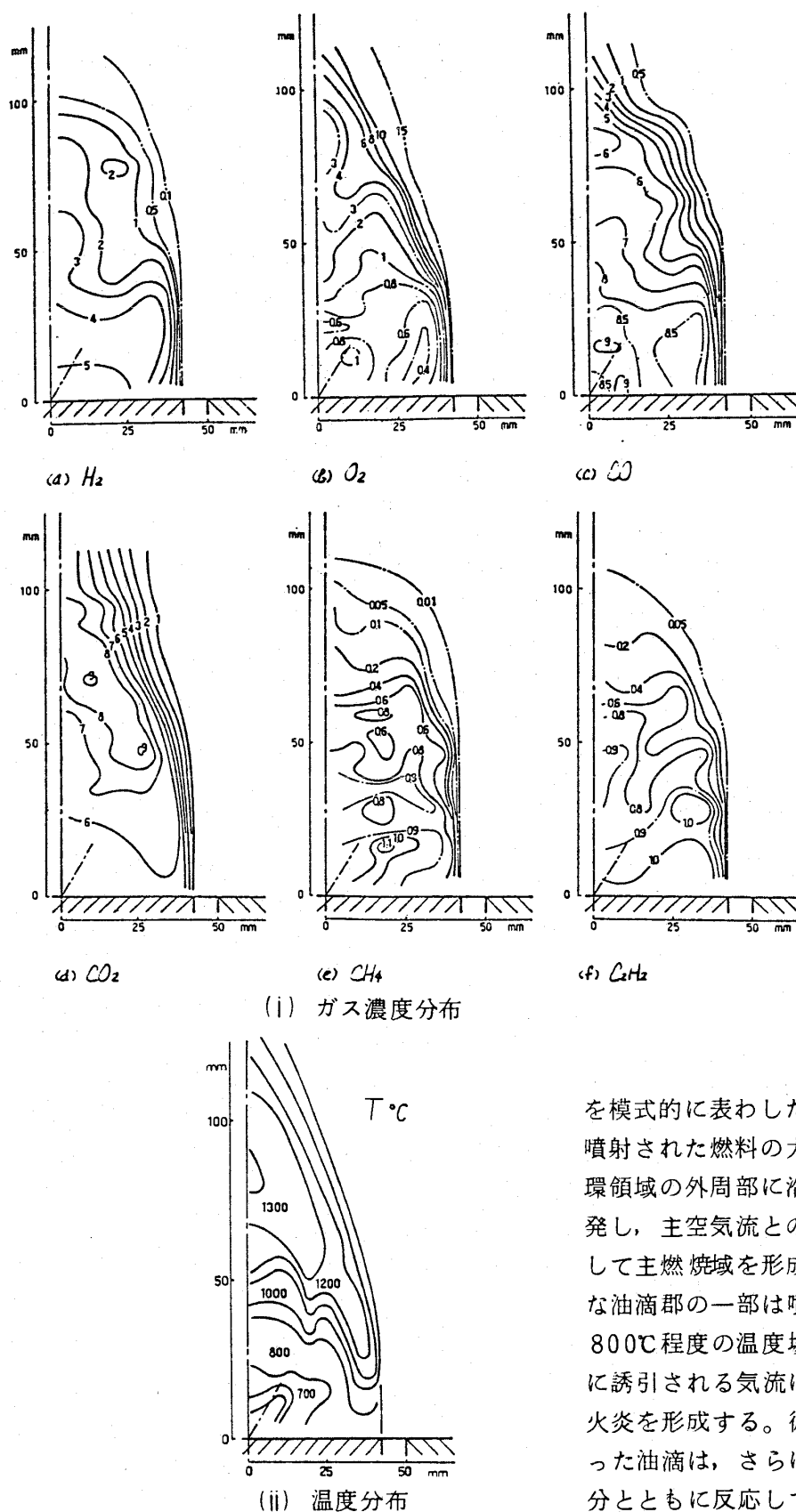


図6 噴霧火炎内のガス濃度分布と温度分布 (条件は図5と同じ)

らかにするために、特殊な水冷石英プローブを用いて火炎内のガスを吸引採取し、分析を行なった。図6が主なガス成分の火炎内の分布をモル%により示したものである。また、あわせて火炎の温度分布の測定値も示す。火炎によって囲まれている循環流領域の内部には、各種の炭化水素が存在しており、下流側ほど濃度が低い。噴射弁近くは当然炭化水素の濃度は高いが、特に噴霧シースと主空気流に囲まれた領域にも高濃度の低級炭化水素がみられる。また温度分布で高温域が循環流領域に沿って下流にのびていることと、 CO_2 濃度をはじめとする組成の分布がこれに対応していることから、この部分が主反応域と推測される。

これらの実験データから、この噴霧火炎の構造を模式的に表わしたのが図7である。噴射弁から噴射された燃料の大部分は噴射方向に飛行し、循環領域の外周部に沿って下流に曲げられながら蒸発し、主空気流との渦混合で流入する新気と混合して主燃焼域を形成する。一方噴射弁からの微小な油滴の一部は噴霧シースの外側へ出て700～800℃程度の温度場で蒸発、熱分解し、主空気流に誘引される気流に乗って、新気と混合しながら火炎を形成する。循環流に乗って火炎の内部に入った油滴は、さらに蒸発し、上流からの未反応成分とともに反応して高温場を維持している。

実際の燃焼器では、旋回噴流で作られた循環流領域に燃料が噴射されるので、油滴は旋回流の影響

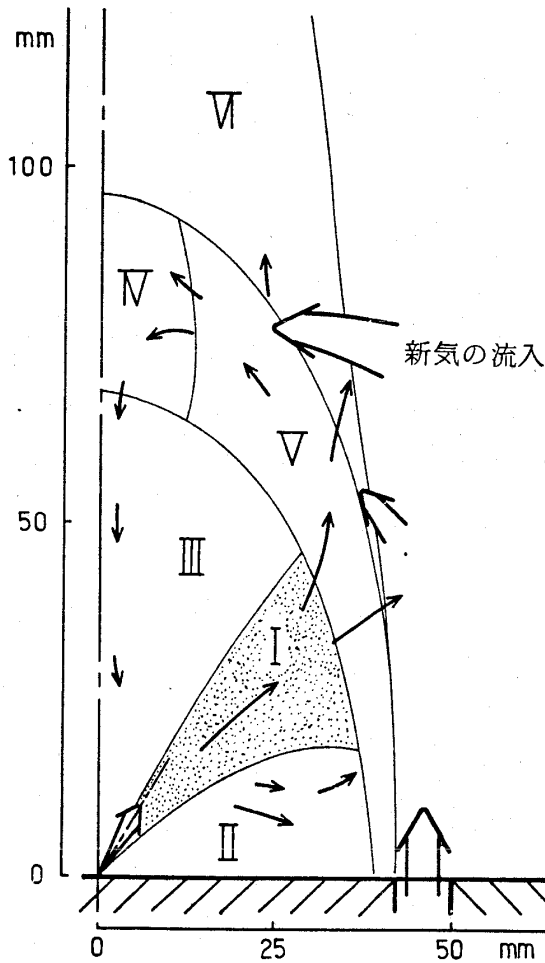
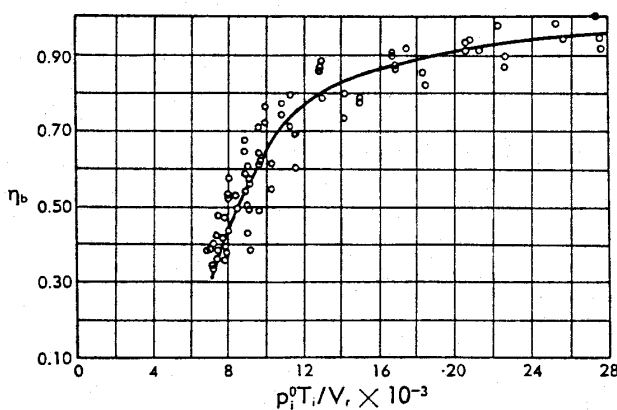


図7 噴霧火炎の構造モデル図

図8 燃焼器の作動条件のパラメータ $P_i^0 T_i / V_r$ による燃焼効率 η_b の変化⁽⁹⁾

(入口全圧 0.40~0.89 kg/cm², 入口温度 -32~138 °C
代表流速 15~26 m/s, 温度上昇 254~738 degC)

響を受けて飛行するであろうし、また噴射弁の周囲の流れも環状直噴流の場合と異なるので、噴射弁近傍の油滴の分散状態も前述のものと異なり、火炎の性状も多少異なるであろう。しかし、環状渦流によって保持される噴霧火炎の構造は、定性的には前述のものと大差はないと思われる。

3. 作動条件による燃焼状態の変化

前節では噴霧火炎の噴射弁付近の油滴の挙動を中心としてのべたが、本節では燃焼器の作動条件を変えたとき、燃焼の状態がどのように変化するかについて、実験のデータを含めてのべる。

燃焼器の作動条件の燃焼器性能への影響については、燃焼器をある基準とする条件で運転し、そのうちの1つの条件のみを変化させたときに燃焼器性能がどう変わるかを多くの実験によって確かめることで知られる。燃焼器性能としては、燃焼効率あるいは吹き消え限界が用いられる。作動条件として燃焼器性能に影響を持つのは、燃焼器入口圧力、入口温度、代表流速の3つが考えられるが、これについてはJ.H.Childsらが系統的な実験を行っており、次のような結果を得ている⁽⁹⁾。

燃焼器入口温度、代表流速を一定として燃焼器入口圧力を変化させると、圧力が下がるほど燃焼効率が低下し、同一空燃比における温度上昇が小さくなる。また燃焼器入口温度については、温度の低下とともに燃焼効率も下がる。入口状態における燃焼器内最大断面での流速である代表流速は、増大するにつれて燃焼効率は低下する。これらの3つの作動条件の燃焼器性能への影響は、燃焼器入口全圧を P_i^0 、温度を T_i 、代表流速を V_r とすると、燃焼器における平均温度上昇 250~740 °C の範囲で $P_i^0 T_i / V_r$ によって整理され、図8に示すように、その増大とともに燃焼効率が上昇する。

このような作動条件の燃焼器性能への影響は、燃料が微粒化され、蒸発、空気との混合ののちに着火し、高温酸化反応を経て燃焼生成物になるという過程が、作動条件に影響されるような有限な速度で行なわれるために生ずるものである。ある1つの過程が、他の過程に比して非常にゆっくり行なわれれば、それが全体の速度を支配し、燃焼

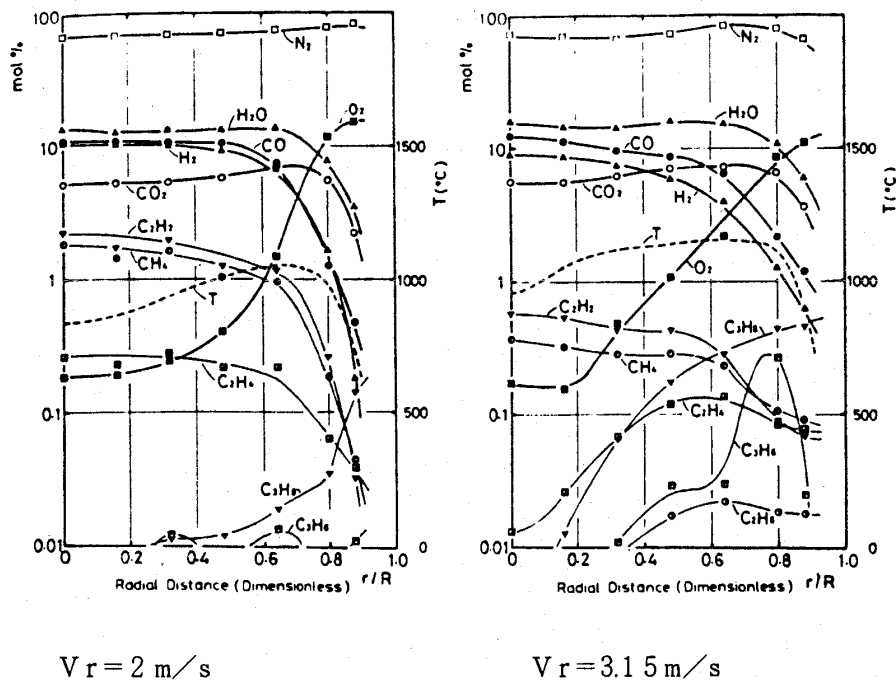


図9 燃焼器ガス組成に対する代表流速の影響 ($Z/D=1.6$) ($S=1$, $\phi=1$)

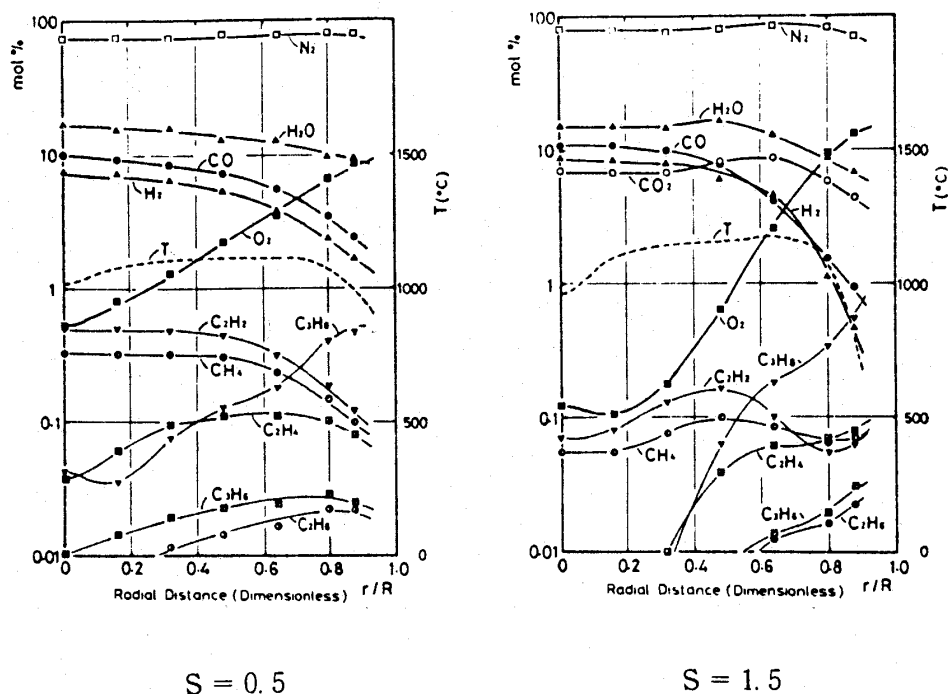


図10 燃焼器内ガス組成に対する旋回強さの影響 ($z/D=1.6$) ($\phi=1$, $Vr=3.15$ m/s)

効率を決めてしまう。

このような作動条件の燃焼器性能への影響も、燃料の噴霧特性が大きく変化する条件の範囲においては逆の対応となることもある⁽¹⁰⁾。

次に、流速の変化、空気流の旋回度の変化が燃焼器の内部の燃焼の状態をどのように変えるかについて、単純な燃焼器模型を用いて実験して得た結果を紹介する⁽¹¹⁾。模型は直径125mmの直流円筒形で、一次空气の旋回強さはある範囲で任意に設定することができる。また燃料は工業用プロパンを用い、多孔式燃料噴射弁で供給する。図9は代表流速のみ異なり、旋回度 $S=1$ 、当量比 $\phi=1$ の場合の、下流方向 $z/D=1.6$ (z : 軸方向距離, D : 燃料筒直径) におけるガス組成分布、温度分布を示す。流速が速い場合は、反応時間に対する滞留時間が短いため、高分子量の炭化水素が高濃度で残留しているが、ガス温度は低流速の場合より若干高い。図10

は代表流速 $V_r = 3.15 \text{ m/s}$ 、当量比 $\phi = 1$ で、旋回度が異なる場合の $z/D = 1.6$ の断面におけるガス組成分布、温度分布を示す。旋回の強さが増すと燃焼ガス中の炭化水素の濃度は全体的に低下し、反応の促進がみられるが、ガス温度に大きな変化はみられない。旋回強さの増大は循環流量の増大とそれに伴う滞留時間の増加、および渦混合の促進をまねくので、反応がより進むと思われる。

4. 空気孔からの流れ

前講でのべたように一次燃焼領域には主としてスワラから空気が導入されるが、二次燃焼領域および希釈領域には燃焼筒に設けた多数の空気孔から空気が導入される。この空気孔からの空気の流れ、燃焼ガスとの混合状態は、一次燃焼領域で作られた未反応成分を含んだ高温燃焼ガスのその後の反応過程を支配し、燃焼器出口のガス温度およびその分布を決めるので、燃焼器の設計に際しては空気孔の配置、数、形状の決定は、慎重に行なわれる。

空気孔からの空気の流入量は、燃焼筒と外筒との間の全圧、空気孔位置における燃焼筒内の静圧の差と、空気孔の流量係数によってきまる。空気孔の流量係数については R.T. Dittrich らの研究⁽¹²⁾ や鈴木、相波の研究⁽¹³⁾ などがある。それらによれば、空気孔の前後の圧力差が小さくなるほど、また燃焼筒内の流速が速くなるほど流量係数は小さくなる傾向があるが、燃焼筒壁厚さ、空気孔の大きさにはほとんどよらないようである。空気孔からの流れの様子を、高温空気流に常温の空気を空気孔から流し、温度分布の測定値から流れの向き、貫通度を調べた結果では、空気孔前後の圧力差が小さいと噴流はほとんど主流に貫通せずに壁に沿って流れる。圧力差が大きくなると噴流速度が増し、噴流は主流に対して大きな角度で流入する。空気孔入口側の圧力が一定のとき、主流の速度の増加とともに噴流の主流への貫通度は少なくなる。噴流の主流への最大到達距離の代表値 Y は、空気孔径 d_j で無次元化すると次の関係で表わされる。

$$Y/d_j = \ell \left[\left(\frac{U_j}{U} \right) \left(\frac{\gamma_j}{\gamma} \right) - m \right] \beta$$

ただし U, U_j ; 主流および噴流の代表速度, γ, γ_j ; 主流および噴流の比重量, ℓ, m, β ; 実験定数。

実際の燃焼器では主流は一様流でなく、旋回のかかった高温燃焼ガスの流れであるので、空気孔から燃焼筒内への流入の様子を、燃焼器内の燃焼場で測定することも試みられている。⁽¹⁴⁾ 燃焼筒は直径 58 mm の直円筒形で燃料のプロパンは多孔式気体噴射弁で供給される。一次空気は燃焼器より上流で旋回を与えられて環状口から導入され、二次空気は燃焼筒に一系列だけ設けられた円形の空気孔から一次空気と別個に調節されて導入される。二次空気には少量のアルゴンが混合され、燃焼筒内のアルゴンの拡散状態をガス分析によって測定して、二次空気の主流への混合の様子を知ろうとするもので、図 11 にその実験結果の例を示す。

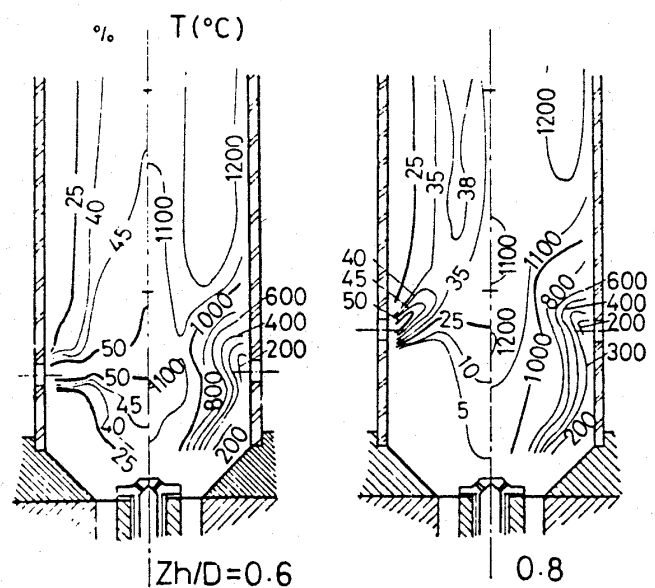


図 11 燃焼器内への二次空気の流入模様と温度分布

図の例は代表流速 $U_D = 4.73 \text{ m/s}$ 、旋回度 $S = 1$ 、全体当量比 $\phi = 0.67$ 、一次、二次空気流量比 $Q_2/Q_1 = 0.5$ 、空気孔径 $d = 6 \text{ mm}$ 、空気孔数 $n = 8$ の場合に、空気孔の位置を変えて流れ模様を測定したもので、あわせて温度分布も示してある。流れ模様としては、二次空気に加えたアルゴンの

燃焼ガス中の等残留百分率線で示されている。空気孔位置が上流すぎると、二次空気は一次燃焼領域に入りすぎて燃焼反応を阻害し、一次空気の場合よりも一次燃焼領域の温度が低下し、また火炎の安定性は損われる。逆に下流にすぎた場合は、二次空気は直接に一次燃焼領域に流入することなく、下流に流れ、二次燃焼のみに働く。その中間の位置 $Z_h/D = 0.8$ (Z_h は軸方向距離、 D は燃焼筒直径) に空気孔を設けると、二次空気の一部は一次燃焼領域に流入して燃焼反応を促進し、残りが二次燃焼に寄与する。またこの位置が最も火炎の安定の範囲が広く、燃焼筒出口の温度も高くなり、燃焼効率も高くなる。この位置は、二次空気を導入しない場合の循環流領域の下流端に相当している。すなわち、二次空気孔として最も重要な最前列の空気孔は、循環流領域の下流端に設けるのがよい。

この他に、空気孔の総面積を変えずに空気孔の大きさを考えた実験(空気孔数も変える)では、空気孔が小さすぎると、二次空気噴流は主流に貫通せず、二次空気としての働きをしないし、大きすぎると過度に燃焼域に流入して、反応を阻害することが明らかになっている。また空気流量を一定として空気孔の総面積を、空気孔の大きさのみ変えて変化させると、面積が大きすぎ噴流の速度が小さいと十分に貫通せず、二次空気として有効に作用しない。

以上のように燃焼筒に設ける空気孔は、その数、大きさ、配置が燃焼に大きな影響をもたらすが、現在は燃焼器設計の際の最終的な決定は、経験とモデルあるいは試作燃焼器の実験によらざるを得ない。

5. あとがき

2回にわたってガスタービン燃焼器における流れと燃焼について述べたが、きわめて断片的にまとまりのないものになった。浅学未熟の筆者は、十分な講義をのべる能力を持たないが、燃焼器について知識を持たない方に多少でもお役に立つことができれば幸甚である。

参 考 文 献

- (1) 堀; "旋回気流中の火炎に関する研究", 第13回燃焼シンポジウム前刷集(1975-12), P. 147.
- (2) Onuma, Y., Ogasawara, M.; "Studies on the Structure of a Spray Combustion Flame", 15th Symp. (International) on Combustion (1975), P. 453.
- (3) Eisenklam, P., Arunachalam, S.A. & Weston, J.A.; "Evaporation Rates and Drag Resistance of Burning Drops", 11th Symp. (International) on Combustion (1967), P. 715.
- (4) Clarke, J.S.; "The Relation of Specific Heat to Pressure Drop in Aero-gas-turbine Combustion Chambers", Proceedings of Joint Conference on Combustion, IME & ASME (1955), P. 354.
- (5) Poulston, B.V. & Winter, E.F.; "Techniques for the Study of Air Flow and Fuel Droplet Distribution in Combustion Systems", 6th Symp. (International) on Combustion (1957), P. 833.
- (6) Mellor, R., Chigier, N.A. & Beer, J.M.; "Hollow-Cone Liquid Spray in Uniform Air Stream", Combustion & Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Pergamon Press (1971).
- (7) Chigier, N.A., McCreath, C.G. & McCreath, R.W.; "Dynamics of Droplets in Burning and Isothermal Kerosene Sprays", Combustion and Flame, Vol. 23 (1974), P. 11.
- (8) 大越, 川口, 佐藤; "環状空気噴流中に噴射された噴霧の燃焼の研究", 日本機械学会講演論文集, NO. 794-6 (1979-3), P. 33.
- (9) Childs, J.H.; "Preliminary Correlation of Efficiency of Aircraft Gas-Turbine Combustors for Different Operating Condition", NACA RE E50F15 (1950).
- (10) 根矢, 熊倉; "小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究", 船舶技研報告4-1 (1967), P. 11.
- (11) 中村, 川口, 佐藤; 未発表データ

- (12) Dittrich, R.T. & Graves, C.C. ; " Dis-charge Coefficients for Combustor-Liner Air-Entry Holes. I : Circular Holes with Parallel Flow ", NACA TN3663 (1956).
- (13) 鈴木, 相波 ; " 高負荷燃焼器の空気孔からの流れについて(1)", 航空宇宙技研資料116号(1969).
- (14) 中村, 川口, 佐藤 ; " ガスタービン燃焼器のモデルによる実験的研究 ", 日本機械学会講演論文集 NO.780-6 (1978-4), P.127.

ガスタービンの制御 (I)

航空宇宙技術研究所 原動機部 遠藤 征紀
杉山 七契
西尾 健二

1. ま え が き

ガスタービンは出力として軸動力だけでなく、燃焼ガスエネルギーの形で取り出せるうえに、容積、重量当りの出力が大きい、起動停止が容易である、等の優れた特色があるためにその利用分野は拡大、多様化している。このように多様化した目的に合致するためと省エネルギー、環境適応性、高信頼性等の社会的要求に応えるためにガスタービン本体の構成要素の改良とその組合せについて種々の試みがなされてきたが、ガスタービンの制御装置については我国では従来輸入品に頼ることが多く、ガスタービン本体にくらべて国産化をめざした研究開発がじゅうぶんに行われてきたとは言えなかった。

しかし、近年になって、(1) 制御装置のライセンス生産等によって製作技術が向上した、(2) ガスタービン産業の規模の拡大につれて制御装置の需要が増し、独自開発が経済的に見合うようになった、(3) ガスタービンの用途が多様化するにつれて制御方法も一律でなくなり、その都度最適な制御装置を必要とするようになって、既製のものでは仕様を満たせなくなった、(4) 制御装置の製作に必要なシステム工学的手法が身についてきた等の理由で制御装置も国産化されるようになり、特に産業用ガスタービンの分野で進んでいる。航空用ガスタービンの分野では本来の保守的傾向に加えて上記(2)の条件の不足によって遅れをとっているが、今後機会ある毎に着実に研究開発をすすめる、実績を重ねることが重要であろう。

ともあれ、我国においても今日ではガスタービン制御装置は独自に開発(製作)すべきものになってきているが、過去10年来のこの分野における大きな潮流は制御装置の電子化である。従来空

気圧、油圧機器を中心にして構成されてきた制御装置は電子計算機を中心としたものになりつつある。電子式制御の最大の特色は融通性であるから、制御技術者は従来のものにとらわれることなく制御対象と技術的、経済的環境に応じて柔軟に対応して最適な制御装置を構成するようにすべきであり、そのためにはまずガスタービンとその制御の必要性について基本的理解を深めるとともに、学際的な技術力を身につける努力が必要であろう。

このような立場から本講義では機械工学以外の出身者を対象としてまずガスタービンの静的、動的な挙動と周囲環境条件、形状、燃料流量等の変化との関係について基礎的な解説をし、次に制御装置の果すべき制御機能と代表的制御方式について述べ、更に制御装置の開発に欠くことのできないガスタービンシミュレーションについて解説する。なお、ガスタービンの制御といっても、特に起動・停止の複雑さ、装置の構造等がガスタービンの利用形態によって当然異なってくるが、航空用ガスタービンがガスタービン制御に関する最も広範囲な問題を含んでいると考えられるので、亜音速航空用ガスタービンの代表例として2軸フロ

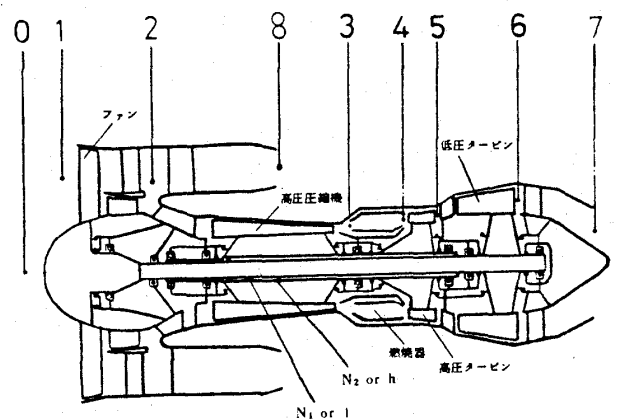


図1 添字の示す場所

(昭和54年10月29日原稿受付)

トファンエンジンを中心にして説明する。図1に2軸フロントファンエンジンの添字の表わす位置を示す。

2. ガスタービン制御装置の機能

ガスタービンを制御という観点から見たときの最大の特色の一つは、サイクルの各段階が限られた範囲の安定作動領域をもつ異なる構成要素（圧縮機、タービン等）で実行されることである。従って各要素は相互に適合し、定常状態における各要素並びに機関全体の効率が最大となるように形状寸法が定められている。場合によっては形状寸法を作動状態に応じて運転中に変化させて適合性を保つ。また加減速、起動・停止時のような過渡状態においては燃料流量を制限して各要素の刻々の作動点が安定な作動領域内にあるようにする必要がある。更にガスタービンでは定常状態における燃料/空気流量比を非常に小さくとしているために、加速時あるいは周囲温度が高い時に燃料を相当量増しても燃焼を続け（必ずしも安定ではないが）、タービン流入ガス温度が制限以上に上昇する可能性をもっている。ガス温度はタービン、燃焼器の寿命に著しい影響を与えるために高い制御精度が要求される。更にガスタービン、特に航空用のガスタービンでは、高速回転体があって、応力のマージンが小さいうえに単位回転数変動に対する出力の変動が大きいため0.2%以上の高い制御精度が要求される。表1は航空用ガスタービンを例にとって、ガスタービン制御装置を新たに計画するに当たって、制御装置に対する使用者側からの要求事項を、系統的に落ちのないように取り上げて、設計者の立場での作業に展開して示したものである。産業用ガスタービンの場合には出力は、推力ではなくて軸動力となるがいずれの場合でも回転数を制御して行われることに違いはない。

3. ガスタービンの制御方式

表1に示した機能展開によって制御装置がもつべき制御機能が明らかとなったが、次にはこれ等の制御機能を実行するいくつか可能な方式のうちから、与えられたガスタービンの利用方法に合った最適なものを選ぶ必要がある。

3-1 修正変数による性能表示, 作動点の決定, スケジュール ガスタービン構成要素の特

性曲線は通常表2に示すような修正変数を用いて表示される。これ等の修正変数は流体力学の相似則をもとにして求められたものであり、これによって要素がガスタービンに組込まれてその入口、出口条件が特性曲線を求めるための要素単独試験時のそれと異なった場合（これが普通であるが）であっても、試験で得られた特性曲線をそのままの形で使用することが可能となる。図3は修正変数で表示した圧縮機特性曲線の一例である。ただし、(イ) 要素の形状、寸法が相似であること、(ロ) レイノルズ数が十分大であり、その影響が無視できること、(ハ) 空気（又は燃焼ガス）の定圧比熱等の物性値の変化が大きいこと、等が条件となる。

この修正変数を用いるとガスタービンの定常状態及び過渡状態において、各要素の作動点を外気温、圧力によらず各要素の特性曲線上の希望する位置にもってこるためには何を、どのような情報をもとに操作すれば良いかを知ることができる。例えば、単軸ガスタービンにおいては、過渡状態における作動点の位置はガスタービン内部での圧力、流量の連続条件より最少2つの修正変数（どの要素のものであっても、また修正燃料流量、推力等のガスタービンの性能に関する修正変数等であっても良い）を指定することにより決定できることがわかっている。加減速時に修正燃料流量を修正回転数に対してスケジューリングして、各要素上の加減速経路が安定な作動範囲内にくるようにしているのは、その一例である。定常状態においては、連続の条件にタービンと圧縮機、負荷のエネルギーバランスの条件が加わるから、ただ1つの修正変数、例えば修正回転数を指定することによりすべての要素の特性曲線上の作動点が定まる。出力の設定に修正回転数を制御しているのはこの一例である。

2軸ガスタービンにおいては、過渡状態においては3つの修正変数を、定常状態においては1つの修正変数を指定することにより各要素の作動点が定まる。ただし2軸エンジンの過渡状態においては普通近似的に2つの修正変数を用いている。制御を行うために必要な情報数（検出器の種類）は、これ等の修正変数中に含まれる変数の数と等しい。例えば、 $N/\sqrt{\theta}$ に対して $Wf/\delta\sqrt{\theta}$ をスケ

表 1 ガスタービン制御装置機能展開

使用 者 要 求 機 能					設 計				
区 分	1 次 展 開	2 次 展 開	3 次 展 開	4 次 展 開	設 計 品 質 特 性				
基本機能	エンジン出力を 制御する	スロットル位置 に対応した推力 にする	スロットル位置 に対応してすみ やかに推力が変 更できる	スロットル位置 対推力がリニア である	スロットルレバースケジュール				
				エンジンを始動 する	始動燃料スケジュール				
				エンジンを加速 する	加速燃料スケジュール				
				エンジンを減速 する	減速燃料スケジュール				
				フライトアイドル を設定する	フライトアイドルスケジュール				
				エンジンを停止 する	燃料の流れを止 める	燃料油洩なし 異常高燃圧を発生しない			
		設定した推力を 安定して推持す る	エンジンパラメ ータが変動しな い	Ng, Nf, Ts, Wf 等が予定値 に変化しない		Ng のフィードバック制御			
						エンジン特性に適合した安定 な制御系 (比例, 積分 特性)			
					気温による推力 変化がない	Flat Rati- ng である	Flat Rating Control ($Ng/\sqrt{\theta_2}$ を一定にする)		
					大気圧による推 力変化がない		航空エンジンでは不要		
					エンジンを安全 な作動限界内に 保持する	燃焼ガス温度が制限値を越えない	圧縮機ストール を越さない	始動時制限温度 を越えない	最小燃料流量
								加 速 時	始動燃料スケジュール 加速燃料スケジュール
	定常状態で制限 温度を越えない	最高温度制限値 最大燃料流量							
	圧力比を安全範 囲に維持する	V S V 角度を設 定する		V S V スケジュール					
			圧縮機からブリー ドする	ブリード制御スケジュール					
			適切な燃料流量 にする	加速燃料スケジュール					
	燃焼状態を保つ	吹消えしない	過濃状態にしない	燃料流量増加率 $\frac{dW_f}{dt}$					
			希薄状態にしない	減速燃料スケジュール					
				最小燃料流量					
	圧縮機出口圧力が制限値を越えない		最大許容 Ps 値						
	圧縮機を過回転 させない	機械回転数 (Ng) が制限値 を越えない	修正回転数 ($Ng/\sqrt{\theta_2}$) が制 限值を越えない	Flat Rating とする		最高 Ng 回転数			
				過回転を防止す る		Flat Rating Control ($Ng/\sqrt{\theta_2} = \text{一定}$)			
						最高修正回転数			
	ファンを過回転 させない	機械回転数 (Nf) が制限 値を越えない	修正回転数 ($Nf/\sqrt{\theta_1}$) が制限 値を越えない	過回転を防止す る		最高 Nf 回転数			
				過回転を防止す る		最高修正回転数			

表2 各種変数の無次元表示量と修正量

性能量	測定値	無次元表示量	標準大気状態への修正量 (同一エンジン間)
推力	F	$\frac{F}{PD^2}$	$\frac{F}{\delta}$
空気流量	W_a	$\frac{W_a \sqrt{T}}{PD^2}$	$\frac{W_a \sqrt{\theta}}{\delta}$
燃料流量	W_f	$\frac{W_f}{PD^2 \sqrt{T}}$	$\frac{W_f}{\delta \sqrt{\theta}}$
回転数	N	$\frac{ND}{\sqrt{T}}$	$\frac{N}{\sqrt{\theta}}$
燃料消費率	sfc	$\frac{W_f}{F \sqrt{T}}$	$\frac{W_f}{F \sqrt{\theta}}$
温度	T	$\frac{T}{T_r}$	$\frac{T}{\theta}$
圧力	P	$\frac{P}{P_r}$	$\frac{P}{\delta}$
トルク	Q	$\frac{Q}{PD^2}$	Q/δ

表中 $\theta = T / (\text{標準温度})$ $D = \text{代表寸法}$
 $\delta = P / (\text{標準圧力})$

ジュールする場合には、温度計 (θ)、圧力計 (δ)、回転計 (N) の3種類の検出器と、燃料規制弁が必要となる。そして検出器の精度、検出器故障の際の安全性、制御装置の複雑さ等を考慮して最も良い修正変数が選ばれる。なお以上の説明は相似則に基づいているので、実際に制御装置を決定するためには次の事柄を別途検討して修正を加える必要がある。

- (a) 飛行速度、レイノルズ数、物性値の影響
- (b) 検出器、制御器の時間おくれによるスケジュールのずれ
- (c) 入口案内翼、可変静翼、タービンノズル、排気ノズル等の形状の変化は、要素の特性曲線の中に組み入れて相似則を適用するか又は別形状の機関として別途検討する。

3-2 出力制御 図2はガスタービン出力制御の最も一般的なブロック図を示す。図中 G_c

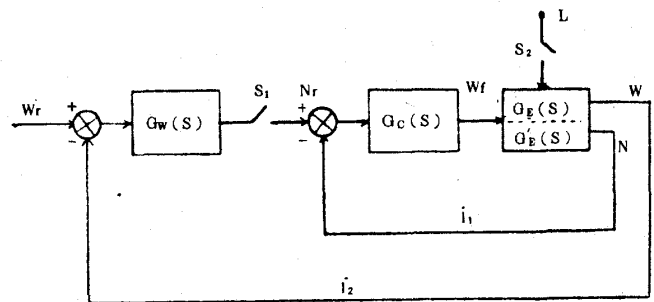


図2 ガスタービン出力制御系ブロック図

(S) は燃料制御装置でガスタービン $G_E'(S)$ に供給する燃料 W_f を制御してガスタービン回転数 N を指令値 N_r に設定する働きをする。 $G_w(S)$ は出力制御装置で、ガスタービン出力指令 W_r と実際の出力 W との差に応じてガスタービン回転指令値を変え、最終的には W を W_r に一致させるようにガスタービン回転数を決定する。 L は負荷で、スイッチ S_1 , S_2 は出力制御ループ l_2 を働かせる前の段階、すなわちガスタービンが未だ低回転数状態にある時は開となっており、ガスタービン出力 W が負荷 L に近づいた時に閉とされる。ガスタービン発電設備にこの制御系の代表例がみられる。

次に図の制御系において W_r , $G_w(S)$, l_2 を取り除いて S_2 を閉じた出力制御系の例が航空用、自動車用、船舶用ガスタービンにみられる。

このように出力制御系のなかで、 N_r , $G_c(S)$, $G_E'(S)$, l_1 , L から成る回転数制御系は広く共通で重要な部分であるので、次回に更に説明を加えることにする。

3-3 可変静翼、抽気弁、タービン制御

圧縮機の可変静翼制御、抽気弁制御は多段軸流圧縮機に特有の、設計点からはずれた作動領域における圧縮機前段部と後段部の流量のミスマッチングを補正するもので、特に低回転数域における前段部翼列の失速 (ストール) に伴う効率の急低下と空気流の脈動並びにこれが更に進んで起こるエンジン全体の自励振動 (サージング) に伴うタービン入口温度の急上昇、回転翼の破損、等を防ぐことを目的としている。即ち、形状、寸法を変えることなく圧縮機全段が全作動範囲で安定な作動を維持することが困難なために、作動領域を示すパラメーターである修正回転数 $N/\sqrt{\theta}$ 又は圧

縮機入口空気流マッハ数，又は圧縮機圧力比 P_3/P_2 に対して圧縮機の前何段かの静翼設定角度を失速を生じないような角度にスケジュールして設定するとともに，中段以降の複数の段から抽気してそれより前段にある回転翼への空気流入角が適正な値になるようにする。従って多段軸流圧縮機は可変静翼，抽気弁が時々刻々スケジュール通りに設定された時にはじめて特性曲線で示される性能を示すのであって，可変静翼の設定角がスケジュールよりずれた場合には図3のように全く異なった圧縮機の特長となる。⁽¹⁾スケジュールはガスタービン設計者から与えられるが，表3に各種スケジュール方式の特徴を示す。

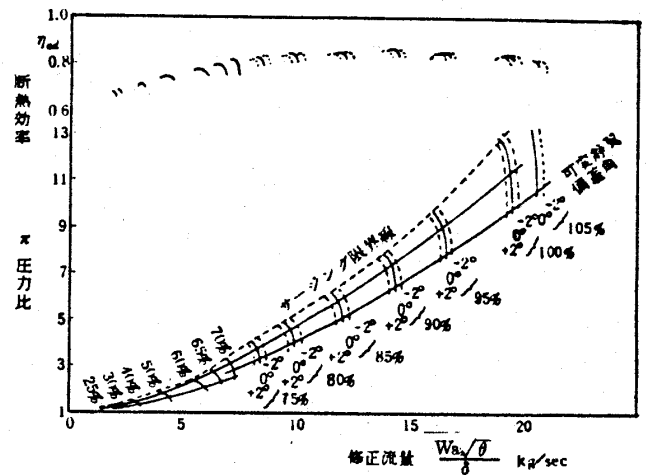


図3 圧縮機特性曲線例 (可変静翼の影響)⁽¹⁾

表3 各種VSVスケジュール方式の特徴

入 力	スケジュール	長 所	短 所
I N_2, T_2	設定角 ξ $\xi = f(N_2/\sqrt{T_2})$	① 精度の良いセンサーが比較的容易 ② 圧縮機特性試験データの取入れが容易	① 応答性の良い T_2 センサーが難しい
II P_{2t}, P_{2s}	$\xi = f(M_n)$ $M_n = f_1(P_{2t}/P_{2s})$ M_n : 圧縮機流入マッハ数 P_{2t} : 全圧 P_{2s} : 静圧	① 温度センサーを使用しないので応答性が良い ② 失速するとVSVを閉じる	① 低い圧力を精度良く感知する必要がある ② 加速燃料スケジュールと干渉する ③ 圧縮機特性試験データの取入れが面倒 ④ 低回転数で精度が悪い
III P_2, P_3 又は P_3/P_2	$\xi = f(P_3/P_2)$	① センサーが比較的容易 ② Ⅱの①と同じ ③ Ⅱの②と同じ ④ 周囲圧力の変化が小さい時は P_3 センサーのみで良い (単軸の場合)	Ⅱの②～④と同じ

サージング発生は瞬時にして起こるうえに，それらによって起こされる損傷は多大なものがあるから，ガスタービン制御装置のうちでも可変静翼制御装置は最も重要なものの1つであり，信頼性も高くなくてはならない。2軸ガスタービンに

おいては，低負荷時におけるガスジェネレータの回転数が下がり過ぎ圧縮機のサージングやストールを招くのを防ぐためと，自動車用ガスタービンにおいてはパワータービンの出力制御とエンジブレキのためにタービンノズルを可変にしている。通常は可変静翼同様ガスジェネレータの修正回転数に対して設定角度をスケジュール制御している。圧縮機の変静翼が圧縮機自体の特性を改善する目的に使われるのに対してタービンノズルは，流路中の絞りを変えて機関全体の作動点，仕事配分を変えることを目的としている。圧縮機入口案内翼も同様の目的に使われる。

3-4 加速燃料制限制御 エンジンのスタート及び加速時，圧縮機はタービン入口温度の急上昇に伴い作動点が絞り側に移動し，過多に燃料を供給すると圧縮機は失速し，更にサージングを引き起こす。また過多の燃料はタービン入口温度

の過上昇によるタービン翼の破損や過濃空燃比による吹消えを引き起こす。これ等を防ぐために加速燃料流量を制限する必要がある。近年の高負荷ガスタービンでは加速制限は殆んど圧縮機失速制限だけで決まり、定格付近でのみタービン入口温度制限により制限される。なお、航空用ガスタービンではタッチ・アンド・ゴー時における航空機の安全性から、アイドリングから最大推力まで5秒以内に加速することが要求されており、加速燃料はできる限り制限値近い値まで供給することが必須である。

これに反し、産業用ガスタービンにおいては、加速時間は数十秒から分のオーダーであるうえ、周囲温度、圧力の変化も少いので加速燃料制限に航空用ガスタービンほど重きをおいていない。産業用ではむしろ、タービンディスク、軸の温度不均一によって生ずる熱応力を減少させるために回転数設定指令をランプ状にして、故意に加速時間を長くしている。

加速燃料制限の方法として現在最も普通に行われているのは、圧縮機特性曲線上に図4の如く、

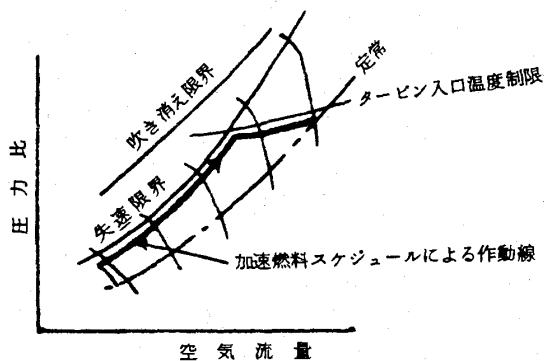


図4 圧縮機特性曲線上の加速経路

加速経路を若干のサージマージンを見込んでサージラインに沿って設定し、この経路上の各点に対応する2つの修正変数を選んでスケジュールして制御する方法である。表4に主なスケジュール方式と特色を示す。これ等の方法はオープンループであるため大気及び飛行状態、エンジンの劣化、号機によるバラツキ等を考えた場合、上に述べたマージンを見込まなければならないが、今後制御装置の電子化が進めばこの影響をトリムすることができるようになるだろう。またタービン入口温

度はエンジンの各パラメータの中で最もクリティカルなもので、その制限には精度良い制御が必要とされる。従って最近の（航空用）ガスタービンは後述の最高温度制御により直接フィードバック制御されるのが通常で、加速燃料スケジュールでは粗い設定しかされない。

3-5 減速燃料制限制御 減速時には圧縮機作動線は加速とは逆に開き側へ移行し、負の失速を起こすことがある。また燃料を減しすぎると過薄空燃比による吹き消えを起こす。これ等のうち、主に吹き消え限界が減速燃料制限を決める。制御方式は加速燃料制御と同じである。なお、制御目的の吹き消え限界が燃焼器大気条件、ディストーション、号機、フューエルノズルのバラツキ、劣化の状態により大きくバラツクため、吹き消え限界いっぱい制限値を設定することが難かしい。従って減速燃料制限制御は細かなスケジュールをすることはせず、簡単な制御モードを選ぶか、加速燃料制御を流用することが多い。例えば、設定目標として $W_f / P_3 \sqrt{T_2}$ を一定としたり、加速燃料スケジュールを一定値で割った値を求める。

3-6 最大又は最小制限制御 ガスタービンの全作動範囲において、パイロット（運転員）がいかなるレバー操作（出力設定）を行ってもエンジンが停止、破損することがないように、最大又は最小制限制御が必要となる場合がある。即ち、前述の出力制御、加減速制御だけでは機構の複雑さとのかね合いから大気及び飛行状態の変化、エンジン劣化及び補機、外部機器用動力の抽出に対して精度よく制限できない場合、また産業用ガスタービンにあっては負荷の急遮断時にその変数（温度、回転数、圧力等）を直接制御するモードを独立して設ける。

制御方式は、スケジュール制御とフィードバック制御の2つに分けられる。スケジュール制御は制限される変数が限界を越えないように燃料を制限するもので、フィードバック制御は変数を制限するものである。フィードバック制御の場合、後述するガスタービン動特性に合わせて dynamics compensator が必要となる。制限される変数としては、タービン入口温度 T_4 、ファン、圧縮機回転数 N_1 、 N_2 、同修正回転数 $N_1 / \sqrt{T_1}$ 、 $N_2 / \sqrt{T_2}$ 、ファン、圧縮機出口静圧 P_{2s} 、 P_3 、

表4 加速スケジュールの特徴

入 力	スケジュール	長 所	短 所
I N_2, T_2, P_3	$W_f = P_3 f(N_2, T_2)$ $\therefore \frac{W_f}{P_2 \sqrt{T_2}} = f_1(N_2 / \sqrt{T_2})$ $\frac{P_3}{P_2} = f_2(N_2 / \sqrt{T_2})$	① START~MAXまでの変化が小さく、精度が均一に保てる ② サージに入った時に燃料流量が減る ③ 最も多く使われており、実績がある ④ P_3 が飛行マッハ数等によるマッチングのずれを良く補正する	① 応答性の良い T_2 センサーが難しい ② 加速時に P_3 と燃料が干渉する ③ P_3 の変化範囲が大きく、全域にわたって精度良く検知するのが難しい
II T_2, P_2, P_3 又は T_2, P_3	$W_f = f(T_2, P_2, P_3)$ $\therefore \frac{W_f}{P_2 \sqrt{T_2}} = f_1(P_3 / P_2)$	① 周囲温度、圧力の変化の小さい場合に P_3 のみでスケジュールできる(1軸の場合) ② 入力センサーが比較的容易 ③ サージング時燃料が減る ④ Iの④と同じ	① W_f と P_3 が干渉するので、センサー応答性、制御器応答性及びエンジン動特性を考慮してスケジュールを決める必要がある ② 低回転数領域で P_3 の変化が小さく、精度が落ちる
III N_2, P_2, P_3	$W_f = N_2 f(P_3, P_2)$ $\therefore \frac{W_f}{\sqrt{T_2} P_2} = f_1 \frac{P_3}{P_2}$ $\frac{N_2}{\sqrt{T_2}} = f_2 \frac{P_3}{P_2}$	① START~MAXまでの変化が小さく精度を均一に保てる ② 温度センサーが不必要なので応答性が良い。センサも容易 ③ RB211で実績ある ④ Iの④と同じ	①と同じ

(ケーシング強度), 燃料流量(燃料ノズルの可燃噴霧, flightidle, 燃圧制限, 燃焼器負荷)等がある。

3-7 起動・停止シーケンス制御 航空用ガスタービンの場合、起動はスタータオン、点火スイッチオン、燃料遮断弁開という一連の操作が、高圧軸の回転数に従って進行するだけで比較的簡単であるが、発電用のように重構造のガスタービンの場合は潤滑油、冷却水、シールエア等の付属設備が多いために複雑なものとなる。

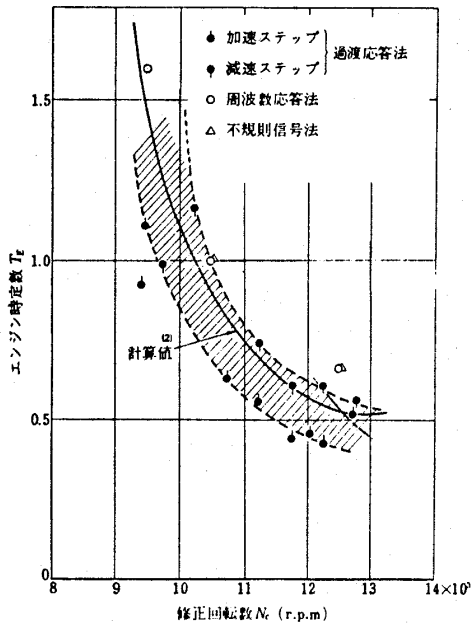
4. ガスタービンの特性

以上に述べた制御機能のうち、出力制御としての回転数制御、最大及び最小制限制御としての圧縮機出口圧力制御及びタービン入口ガス温度制御を行うためには、フィードバック制御系が必要となる。安定で精度の良いフィードバック制御系を設計するためには、制御機器、各種センサー及びガスタービンの静特性、動特性を知る必要がある。ここでのいう動特性とは、定常作動点近傍の微小な変動範囲内における回転数、温度、圧力等の燃料流量の微小な変化に対する応答特性であって、加減速時において燃料流量の増加が加減速スケジュールにより制限されるような大きな変動時の応答特性ではない。動特性は普通周波数応答特性又は伝達関数の形で表わされる。図5(a)~(d)に単軸の航空用ガスタービンの動特性を、実験及び計算で求めた例を示す。⁽²⁾他の

形式のガスタービンについても高圧系については、図5とはほぼ同じ傾向を示す。即ち、図5に示したエンジン時定数 T_E に $I\sqrt{\theta_2}/\delta_2$ を乗れば良い。ただし、 I は回転部の極慣性モーメントを $0.1375 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ で除したものである。

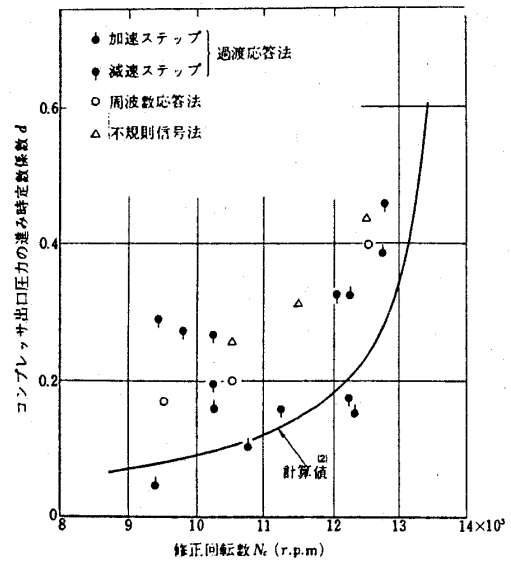
5. シミュレーション

制御システムの設計、評価、動作テスト等の一連の制御問題を取扱う上での計算機シミュレーションの重要性はよく知られている。ガスタービンエンジンのように実機を用いての試行は多大の労



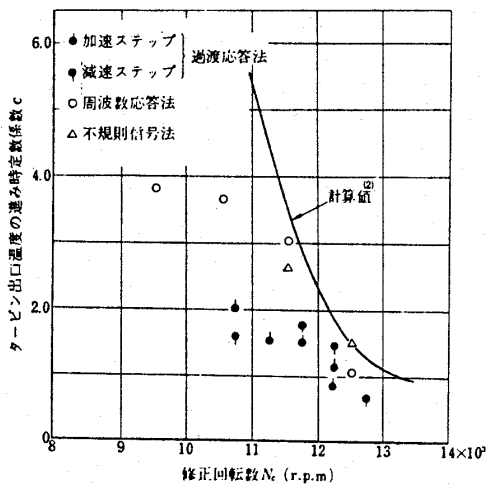
(a) エンジン回転数

$$\Delta N(S) = \frac{K_E}{1 + T_E S} \Delta W_f(S)$$



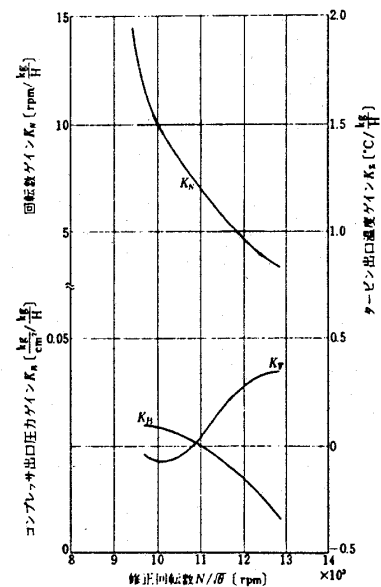
(b) 圧縮機圧力比

$$\Delta \pi(S) = K_{P3} \frac{1 + d T_E(S)}{1 + T_E(S)} \Delta W_f(S)$$



(c) タービン出口温度

$$\Delta T = K_P \frac{1 + C T_E S}{1 + T_E S} \Delta W_f(S)$$



(d) ゲイン定数

図5 航空用ガスタービンの伝達関数

力と費用を要し、危険をさえ伴う場合、シミュレーションによる試行は不可欠といえる。図6は代表的なシミュレーション利用の例で、エンジン制御器のソフトウェア、ハードウェア試験の概念を示している。制御器に必要とされる全機能をシ

ミュレータを用いて能率的に検査した後、実機に装着されることになる。この図から明らかなように、シミュレータの具備すべき条件は、(1)全作動領域において、エンジンの静特性、動特性を忠実に模擬すること、(2)シミュレータと外界とのデー

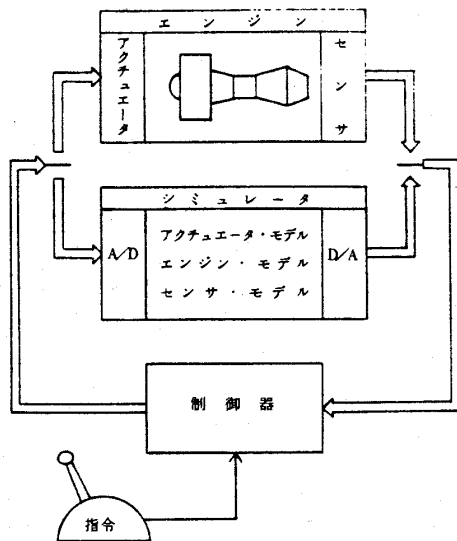


図6 制御器試験の概念図

タの受授ができること、(3)外界との干渉を現実的なものとするため、実時間動作をすること、等があげられる。またシミュレーションはエンジン本体の開発と並行して進められることから、(4)エンジンの設計段階で得られるデータでシミュレータが構成できること、(5)データの変更が全シミュレーション・システムに影響を及ぼさず、容易に行なえること、等が必要とされる。

シミュレーションはまず、エンジンの数学的モデルを構成することから始まる。エンジンの形式は千差万別であるが、どのエンジンにも共通な比較的少数のエンジン要素（すなわちコンプレッサ、タービン、ノズルなど）のサブモデルを適切に結合してエンジン全体のモデルを得ることができる。このサブモデルには、静的モデル（瞬時的過程）と動的モデル（動的過程）とがある。通常エンジン要素は静的モデルとして集中定数系表示の要素静特性（流量特性、効率特性）で表現される。多段コンプレッサ、多段タービンのように要素自体がより細かい要素（段）に分けられる場合には、段ごとの静特性を結合して、一つの要素モデルとする場合もある。上記の静特性は、理論値、現用エンジンからの推定値あるいは実験値として、1～3次元の非解析的関数（データ組）の形で得られる。エンジンの動特性に影響を及ぼす動的因子の主なものは、(1)ロータの慣性能率、(2)エンジン要素間の容積効果、(3)エンジン部材の熱容量、などがある。(1)の因子はロータ回転運動の動的サブ

モデルとして運動方程式で表現される。(2)の因子は容積効果の動的サブモデルとして、一次元非定常流れの連続方程式、エネルギー方程式、モーメント方程式で表現される。(3)の因子のエンジン特性に及ぼす影響は小さく、無視されるのが普通であるが、容積効果の動的サブモデルに(3)の影響を見込むことは可能である。

上記のサブモデルの結合方法は、シミュレーション計算の方法に密接に関係する。一つの方法は容積の動的過程を無視する方法（要素・ロータモデル）で、デジタル方式のシミュレーションに適している⁽³⁾。容積効果の動的過程は、ロータの動的過程に比べ極めて速い（周波数帯域で1デカード以上高い）ため、これを擬定常とみなすわけである。この場合、サブモデルの結合は各要素間の流量バランス、圧力バランスの条件（マッチング条件）を満たすようになされる。計算は、要素特性とマッチング条件の非線型連立方程式と、ロータ運動の微分方程式を含み、デジタル・シミュレーションの場合、前者はくり返し計算で、後者は数値積分計算で解かれる。また、第二の方法は、上述の動的過程を全て考慮する方法（要素・ロータ・容積モデル）で、ハイブリッド方式でのシミュレーションに用いられている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。この方法では、要素間の流量、圧力、温度のアンバランスは容積の動的過程により、極めて短い時間にバランス状態になりマッチング条件を附加する必要はない。この場合、エンジン要素の静的モデルは必ず容積の動的モデルに結合されていなければならないが、エンジン要素間に容積を考慮することは、エンジン全体モデルとしてより現実的であるといえよう。計算はロータ運動と容積効果を表わす非線型連立微分方程式を解けばよく、第一の方法のような繰返し計算は不用となる。このように要素間容積は、モデルをより現実的にするばかりでなく、計算の単純化をもたらす。しかし、その動的過程は極めて速いため、動的精度を維持するために、計算時間は十分に短くしなければならない。

さて、現在のシミュレーション装置はデジタル方式とハイブリッド方式とに限定されているといってもよい。上に述べたエンジン・モデルをこれらの装置に組込む場合、演算の大部分は要素特性の演算に費やされる。演算の精度、信頼性、等

の利点から、ハイブリッド方式においても、この演算はデジタル部で行なわれるため、デジタル演算の所要時間が、実時間シミュレーション実現のための重要な因子となっている。近年のガスタービンエンジンの形状、サイクルは増々複雑となっており、デジタル演算所要時間の増大をきたしている。また反対に、必要とされるエンジンダイナミックスの周波数帯域は増々広がってきており、より短い演算所要時間が要求されている。このため従来の汎用ミニコンピューターを中心としたデジタル、あるいはハイブリッド・シミュレーション装置は最早限界にきており、画期的なシミュレーション装置の出現が待たれていた。

その一つとして、並列処理、パイプライン技術を導入した、シミュレーション用の特殊全デジタルシミュレータとしてAD10⁽⁶⁾を上げることができる。これによると前述の第二の計算方法による詳細なエンジンモデルにおいて、演算所要時間は表5に示すように1 m sec前後となり、実時間

表5 AD10による演算時間

エンジン型式	演算時間〔 μ sec〕
3軸ファン	1280.6
2軸ファン	964.5
1軸ターボジェット	543.5

動作のために十分なものとなる。この演算時間は従来の方式のものに比べ約100倍である。アナログあるいはハイブリッド方式のものに対する全デジタル方式の優位性は明らかであり、シミュレーション技術者のデジタル志向は極めて強い。既存のシミュレーション・システムは、AD10のような超高速全デジタル・シミュレーション・システムに逐次置きかえられていくものと思われる。

(つづく)

文 献

- (1) 大山耕一他, 航空宇宙技術研究所報告, TR-482 (1977年1月)
- (2) 西尾健二他, 航空宇宙技術研究所報告, TR-238 (1971年5月)
- (3) Nishio, K. 他, ASME Paper 74-GT-19 (1974)
- (4) Szuch, J.R. 他, NASA TM X-3106 (1974)
- (5) Szuch, J.R. 他, NASA TM X-3261 (1975)
- (6) Gilbert, E.O., Proc. 8th AICA Congress (1976) 471-482

熱電対による高温ガス測定時の温度補正

岐阜大学工学部 若 井 和 憲
 岐阜大学工学部 志 水 昭 史
 名古屋工業大学 高 橋 和
 名古屋工業大学 太 田 安 彦
 北海道大学工学部 谷 口 博

1. ま え が き

ガスタービン燃焼器内あるいはガスタービンノズル入口などの高温ガスの温度測定に際しては、光学的方法などの応用が困難であり、熱電対による測定が実用上有効と考えられる。しかし、高温ガスを対象として熱電対により温度測定を行うときは、ふく射などによる補正を考慮する必要がある、事前にその温度補正值を把握しておかなければならない。一方、吸引温度計の採用により直接高温ガス温度を測定することもできるが、燃焼ガスの吸引を必要とし、また構造上測定箇所への挿入部寸法も大きくなるため、相当大型の燃焼室の場合でなければ適用することができない。ガスタービン燃焼器などの小型燃焼室に対しては、裸熱電対を用いて測定した結果に温度補正を加える方式が実用的であると思われる。

本研究は上記の点について行われたもので、 SiO_2 被覆を施した熱電対に対するふく射などによる補正法の検討および実験結果についてまとめたものである。従来から、裸熱電対に対する温度補正の研究は二三進められており、⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾ 例えば Kaskan はふく射と対流による伝熱量の熱平衡式から温度補正值を求めている。しかし、その式のままでは実用上不便な点があり、また使用する種々の値についても多少疑問があるため、ここでは Kaskan の式を拡張し、温度補正に関連する熱電対素線径、燃焼ガスの当量比、流速、圧力な

どのパラメータについて相互関係を検討した。さらに、一連の実験結果を集約し、温度補正值を求めるための各係数項を求めている。この温度補正值を用いて裸熱電対による高温ガスの温度測定結果をまとめ、各条件について広く適用できることを確かめたので、ここに報告する次第である。

2. 裸熱電対の温度補正式

熱電対素線に比べ周囲の燃焼ガスが十分大きい寸法であると考えられ、熱電対を温度分布のない円筒とみなすと、ふく射と対流の伝熱面積を同じとしてよく、ふく射形態係数も1として取扱って差支えないものと思われる。また、燃焼ガスの流れが熱電対に直角に横切り、燃焼室の周囲壁温度 T_w が十分低い場合の温度補正值を ΔT とすると⁽³⁾

$$\Delta T = T_g - T = \frac{\varepsilon \sigma T^4 d}{C_{Re} \lambda} R_e^{-\alpha_{Re}} \quad (1)$$

ただし、 T_g : 真のガス温度、 T : 熱電対指示温度、 ε : 熱電対のふく射率、 σ : ステファンボルツマン定数、 d : 熱電対素線径、 λ : 燃焼ガスの熱伝導率、 C_{Re} 、 α_{Re} : $N_u = C_{Re} R_e^{\alpha_{Re}}$ の各係数、 R_e : レイノルズ数、 N_u : ヌセルト数

式(1)の各値について取扱いを容易にするため、次のような近似式を用いる。

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\alpha_\varepsilon}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \lambda_0 \left(\frac{T_M}{T_0} \right)^{\alpha_{\lambda T}} \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^{\alpha_{\lambda \phi}} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\alpha_{\lambda P}} \\ \eta &= \eta_0 \left(\frac{T_M}{T_0} \right)^{\alpha_{\eta T}} \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^{\alpha_{\eta \phi}} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\alpha_{\eta P}} \\ R &= R_0 \left(\frac{T_M}{T_0} \right)^{\alpha_{RT}} \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^{\alpha_{R\phi}} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\alpha_{RP}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし, η : 粘性係数, R : ガス定数, ϕ : 燃焼ガスの当量比, P : 圧力, T_M : 温度境界層内の平均温度, $\epsilon_0, \lambda_0, \eta_0, R_0$: $T_0 = 2000^\circ\text{K}$, $\phi_0 = 1$, $P_0 = 1$ ata における代表値

また,

$$Re = \frac{\rho v d}{\eta}, \quad \rho = \frac{P}{g R T_M} \quad (3)$$

ただし, ρ : 燃焼ガスの密度, v : 流速, g : 重力加速度

ここで, $T_M \doteq T$ とおき, 式(2), (3)を式(1)に代入すると

$$\Delta T = C_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{C_T} \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^{C_\phi} \left(\frac{v}{v_0} \right)^{C_v} \left(\frac{d}{d_0} \right)^{C_d} \times \left(\frac{P}{P_0} \right)^{C_p} \quad (4)$$

ただし, $v_0 = 1 \text{ m/s}$, $d_0 = 100 \mu$: 代表値

$$\begin{aligned} C_0 &= \frac{\epsilon_0 \sigma}{C_{Re} \lambda_0} \left(\frac{\eta_0 g R_0}{P_0 v_0} \right)^{\alpha_{Re}} \\ &\quad \times d^{1-\alpha_{Re}} T_0^{4+\alpha_{Re}} \\ C_T &= \alpha_{Re} (\alpha_{\eta T} + \alpha_{RT} + 1) - \alpha_{\lambda T} + 4 + \alpha_\epsilon \\ C_\phi &= \alpha_{Re} (\alpha_{\eta \phi} + \alpha_{R\phi}) - \alpha_{\lambda \phi} \\ C_v &= -\alpha_{Re} \\ C_d &= 1 - \alpha_{Re} \\ C_p &= -\alpha_{Re} (\alpha_{\eta P} - \alpha_{RP} + 1) - \alpha_{\lambda P} \end{aligned}$$

実験結果の整理に際しては, 上記燃焼ガス流速 v の代りに未燃混合気流速 V_u を用いているが, 平面火炎では両者の関係がつぎのとおりとなる。

$$v = V_u \frac{T_g}{T_u} \cdot \frac{R_g}{R_u} \quad (5)$$

ただし, T_u, R_u : 未燃混合気における値

式(4)の各係数を予測するため従来の研究データを検討し, ϵ については Bradley⁽⁴⁾ による値, C_{Re}, α_{Re} については Mc Adams⁽⁵⁾ による $0.1 < Re < 10$ の範囲の値を求めると表1のとおりである。また, λ, η, R については, メタンを

表1 従来の研究データによる式(1)の係数

ϵ_0	α_ϵ	C_{Re}	α_{Re}
0.258	0.80	0.885	0.32

燃焼した場合を例にとり, $1100 < T_g < 2400^\circ\text{K}$, $0.1 < P < 5 \text{ ata}$, $0.6 < \phi < 1.4$ の範囲について調べ, 各係数をまとめると表2のとおりとなる。表1, 2の値により式(4)の各係数を求めることができ, 表3のとおりとなるが, この値を求めるに際し種々の簡略化などが行われているので, 必ずしも実際の温度補正值を求める式に使用できるとは限らない。ゆえに, この値を参考とし, 実際の高温燃焼ガスにおける温度測定結果から直接に式(4)の各係数を求めることとした。

表2 従来の研究データによる式(2)の係数

λ_0	$\alpha_{\lambda T}$	$\alpha_{\lambda \phi}$	η_0	$\alpha_{\eta T}$	$\alpha_{\eta \phi}$	R_0	α_{RT}	α_{RP}
0.132	0.75	0.23	6.54×10^{-6}	0.68	-0.09	31.6	0.01	0.11
$(\lambda_0: \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{K}}, \eta_0: \frac{\text{Kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}, R_0: \frac{\text{m}}{\text{K}})$								

表3 従来の研究データによる式(4)の係数

C_0 : K	C_T	C_ϕ	C_v	C_d	C_p
267	4.59	-0.22	-0.32	0.69	-0.32

3. 温度補正值の測定

3-1 実験装置 実験装置の概略は図1に示すとおりで, 下部より送られた燃料と空気の混合物を周囲壁が水冷された $T_w = 300^\circ\text{K}$ 程度の燃焼室内にて燃焼させ, 平面火炎を得る構造となっている。熱電対は $P_t - (P_t + 1.3\% R_h)$ を用い, 測温接点はつき合せ溶接しほぼ円筒とみなせるものを使用した。熱電対先端部拡大写真を図

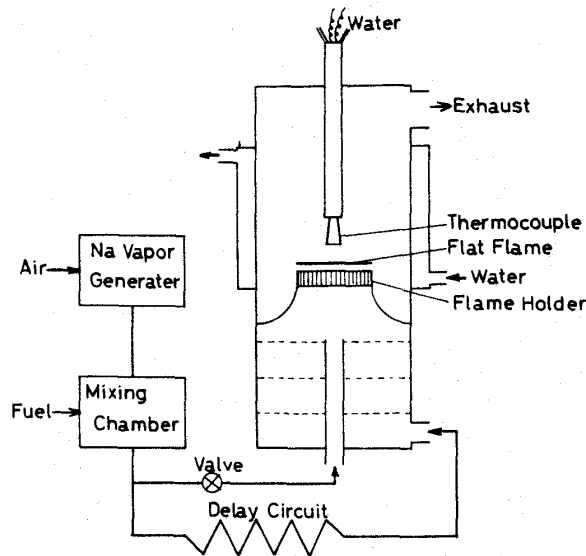


図1 実験装置



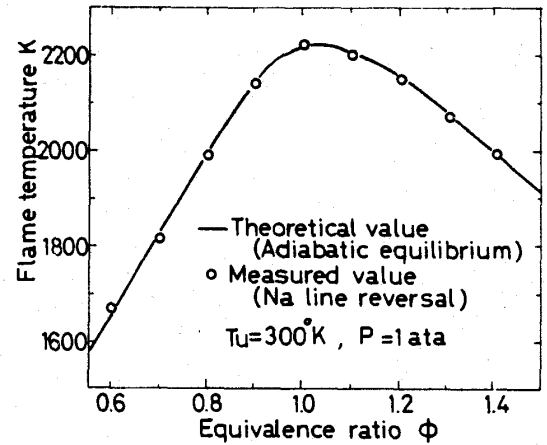
$$d = 25\mu$$

図2 熱電対先端部拡大写真

2に示すが、測温接点としては素線区の約30%増以下に止めるよう考慮している。この熱電対はY字型金属支柱の先端に張りをもたせて溶接し、測温接点が支持部からの冷却の影響を受けないよう熱電対素線径の100倍以上の長さをもたせるようにした。熱電対の接点には SiO_2 被覆を施し、触媒作用による温度測定時の誤差を防止するよう考慮した。

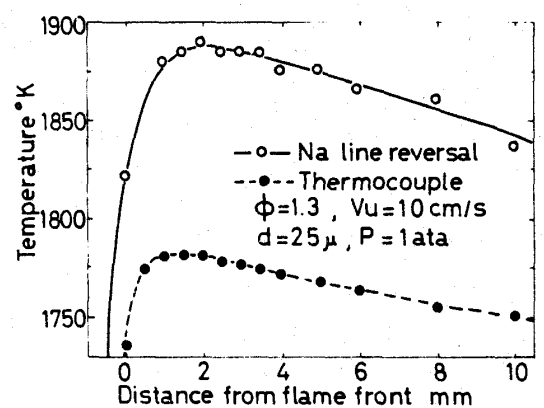
実測用の温度場としては、メーカ型平面火炎の下流部を使用することとし、火炎の保持格子には $\phi 0.9\text{ mm}$ の穴を 1.2 mm 間隔であけた直径 40 mm 、厚さ 10 mm のしんちゅう板を用い、安定した平面火炎を形成させた。得られた火炎下流の測定部は、予め同一高さにおける温度分布が十分一様であることを確かめ実験に供した。真の燃焼ガス温度としては、 Na 反転法による測定値を用いることとしたが、予め燃焼ガスの当量比 ϕ から求めた理論燃焼温度との関係がほぼ断熱的と思われる浮上り火

炎において図3のとおり一致していることを確かめている。また、燃焼室内の圧力が大気圧と異なる場合は観測用の石英窓を設けることとなるので、反射による補正も考慮している。

図3 Na 反転法による火炎温度と理論燃焼温度との比較

温度補正値を求めるための実験範囲としては、 $T = 1500 \sim 1800^\circ\text{K}$ 、 $\phi = 0.6 \sim 1.5$ 、 $v = 0.4 \sim 3\text{ m/s}$ 、 $d = 25, 50, 100, 200\mu$ 、 $P = 0.1 \sim 1\text{ atm}$ とし、燃料にはメタンを使用することとした。

3-2 測定結果 火炎面下流の温度分布測定値の一例を示すと図4のとおりで、急激に温度

図4 火炎面下流の温度分布（熱電対補正前の温度、 V_u ：未燃混合気流速）

が上昇し最高温度部となり、その後は漸次降下している。熱電対の温度補正実験用としては、この最高温度部を使用することとし、熱電対素線径お

よび燃焼ガス流速を変えて測定した結果をまとめると図5のとおりとなる。 N_a 反転法による温度

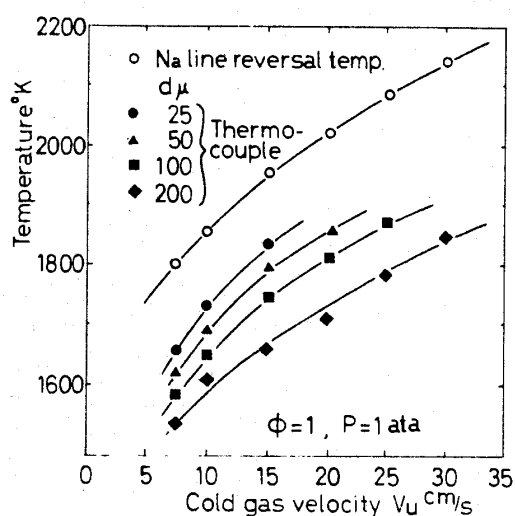


図5 熱電対測定温度に対する素線径および流速の影響

と熱電対による測定値の差は、 $d = 100 \mu$ においては 200°K にも達することがわかる。つぎに、式(4)の各係数に対して表3の値を使用し温度補正を行い、燃焼ガスの当量比および流速を変えた場合について比較すると図6～8のとおりとなる。表3の各係数による熱電対補正温度と N_a 反転法

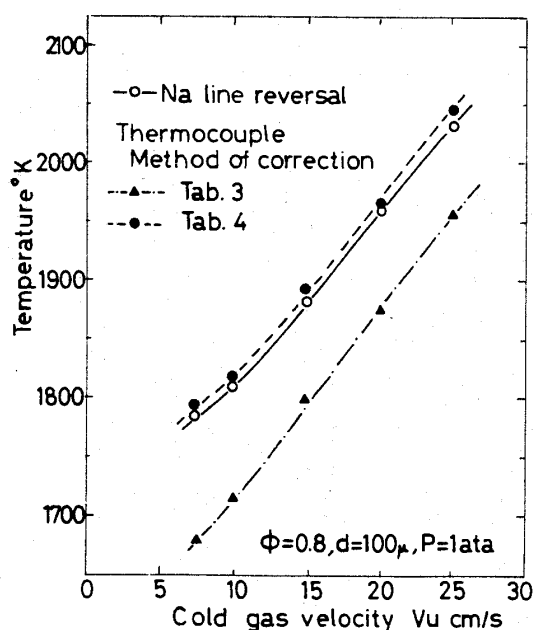


図6 各係数による熱電対補正温度の比較 ($\phi = 0.8$: 燃焼ガスの当量比)

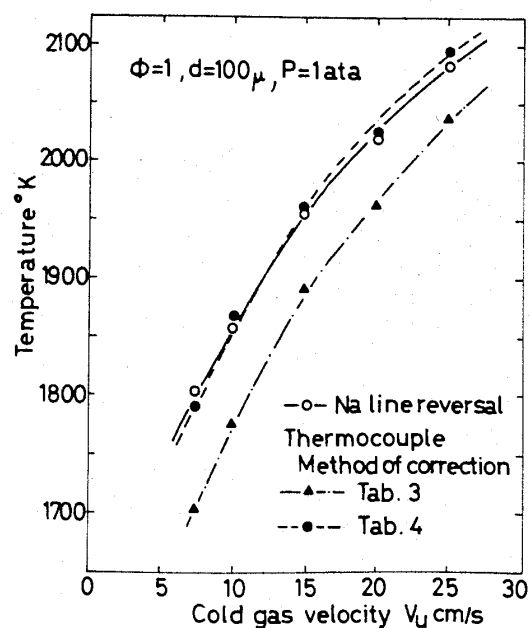


図7 各係数による熱電対補正温度の比較 ($\phi = 1.0$: 燃焼ガスの当量比)

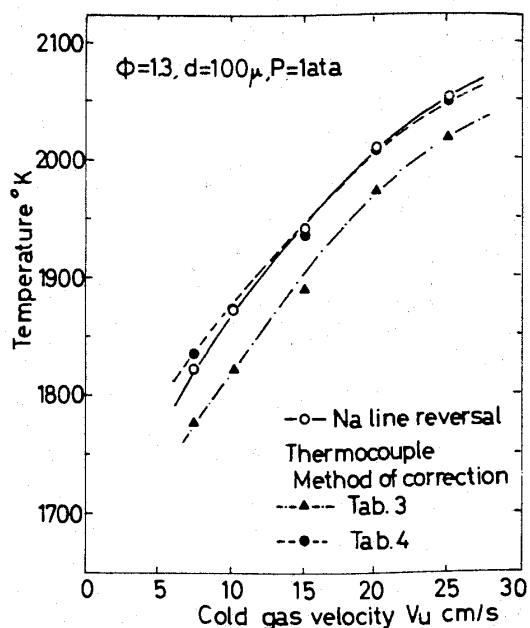


図8 各係数による熱電対補正温度の比較 ($\phi = 1.3$: 燃焼ガスの当量比)

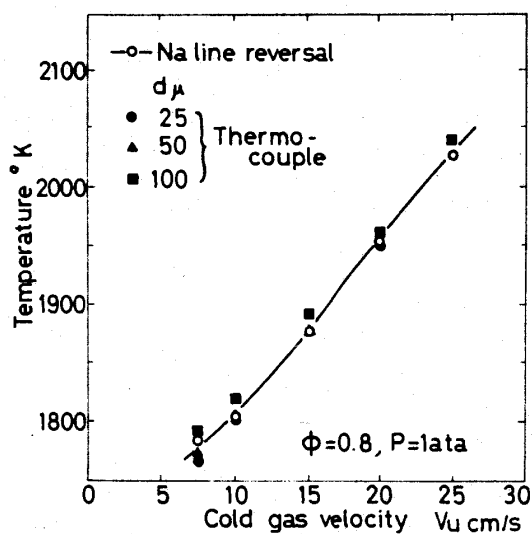
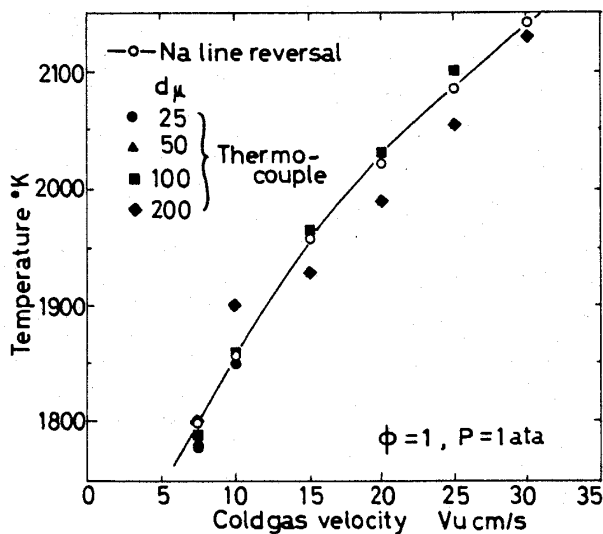
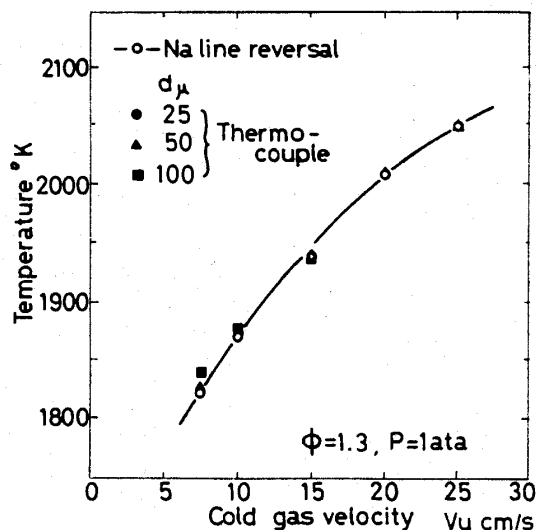
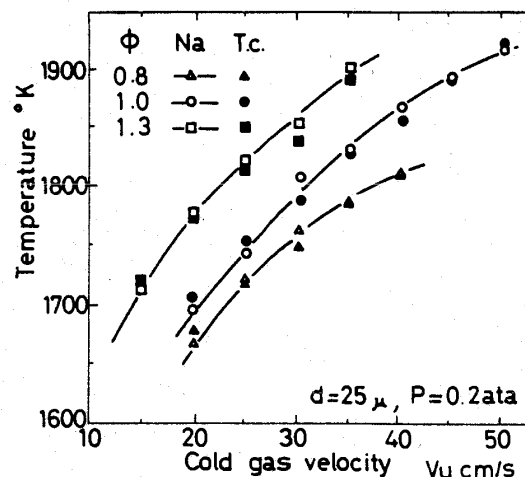
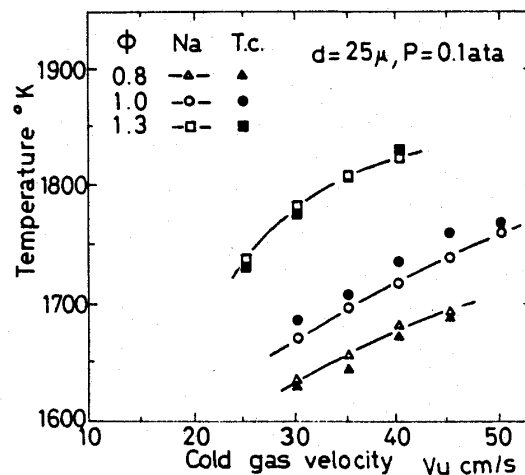
による温度との間にはかなりの差があり、実用上不十分であることがわかる。

以上の考察から、式(4)の各係数を実験結果から最小自乗法により求めることとし、図5～8の実験範囲および圧力の影響を加えてとりまとめると表4のとおりとなる。表3の各係数による温度補正值と比較するため、図6～8に表4の各係数による温度補正值を併記したが、図示のとおり N_a

表4 本研究の測定結果による式(4)の係数

C_0/K	C_T	C_ϕ	C_V	C_d	C_P
354	3.67	-0.71	-0.38	0.54	-0.38

反転法による温度とよく一致している。さらに広い範囲について検討し、熱電対素線径、燃焼ガスの当量比および流速について比較すると図9-11のとおりとなり、両者はよく一致し実用上表4の各係数を用いた式(4)の温度補正が有効であることがわかる。圧力を変化させた場合について検討し

図9 表4の係数による熱電対補正温度 ($\phi = 0.8$: 燃焼ガスの当量比)図10 表4の係数による熱電対補正温度 ($\phi = 1.0$: 燃焼ガスの当量比)図11 表4の係数による熱電対補正温度 ($\phi = 1.3$: 燃焼ガスの当量比)図12 表4の係数による熱電対補正温度 ($P = 0.2$ ata : 圧力)図13 表4の係数による熱電対補正温度 ($P = 0.1$ ata : 圧力)

た結果は図12, 13のとおりであり, 良い補正値を与えている。

4. 各係数の検討

式(4)の各係数を表3, 4について比較すると, C_v , C_d , C_p は両者がほぼ同じ値とみなしてよいが, C_o , C_T , C_ϕ は両者の差がかなり認められる。まず, C_v , C_d について検討すると, $N_u = C_{Re} Re^{\alpha_{Re}}$ の α_{Re} に關係する係数であり, 対流熱伝達の考察により妥当な値を求めることができたのであろう。 C_p には上記の α_{Re} のほかに λ , η , R に対する圧力の影響の項 $\alpha_{\lambda P}$, $\alpha_{\eta P}$, α_{RP} を含んでいるが, 燃焼ガスの λ , η , R は圧力の影響を殆ど受けないので, $\alpha_{\lambda P}$, $\alpha_{\eta P}$, α_{RP} はいずれも零とみなしてよく α_{Re} に關係する係数と考えられる。ゆえに, C_p も C_v , C_d と同様に取扱うことができたのであろう。

C_o について検討すると, ふく射熱伝達および対流熱伝達の双方に關係する係数であり, 従来の研究データが必ずしも本研究の実験条件に合うとは限らなかったためであらう。ふく射熱伝達に直接關係する項として熱電対のふく射率について調べてみると, 表面状態による影響および SiO_2 の被覆の影響などを従来の研究データから推測することは難しいものと思われる。対流熱伝達に關係する項として含まれる C_{Re} , α_{Re} については λ_o , η_o , R_o と同様に推測可能であるが, 上記のとおりふく射熱伝達に未知の項があれば, C_o の値としては測定結果より求めることが実用上有効であらう。 C_T にもふく射熱伝達に關係する項 α_e , 対流熱伝達に關係する項 α_{Re} を含んでおり, さらに λ , η , R に対する温度の影響の項 $\alpha_{\lambda T}$, $\alpha_{\eta T}$, α_{RT} を含んでいる。 α_e についても従来の研究データから推測することは難しいので, C_T の値としては C_o と同様に取扱うほかはないであらう。

表3, 4において最も異なる値となっている C_ϕ について検討すると, λ , η , R に対する燃焼ガスの当量比の影響の項 $\alpha_{\lambda \phi}$, $\alpha_{\eta \phi}$, $\alpha_{R \phi}$ を含んでいるが, 高温燃焼ガスにおける不安定成分および熱解離の状況などを精しく調べ C_ϕ の値を推測することは難しく, 差異が生じたものと思われる。本研究においては, 測定結果をとりまとめて C_ϕ を求めることとしている。

5. ま と め

SiO_2 被覆を施した裸熱電対による高温燃焼ガスの温度測定を行う場合の温度補正について検討した。まず, 熱電対指示温度, 燃焼ガスの当量比, 流速, 熱電対素線径および圧力の影響を調べ, 補正式(4)を求めた。つぎに, 式(4)の各係数の値を従来の研究データから推測したが, 測定結果とは必ずしも適合しないので, 測定値から直接に表4の各係数を求めることとした。さらに広い範囲についての測定値を表4による温度補正值と比較し, 両者がよく一致していることを確めた。

今後は, 高温燃焼ガスからの熱伝達による温度補正のみならず, 周囲温度が高い場合の影響, 火炎よりのふく射熱伝達の影響についても検討し, 実用上より有効な温度補正を行うこととしたい。また, 温度補正に対する圧力の影響についても, さらに高圧の条件について測定を行い, 適用範囲の拡大を計ることとしたい。

文 献

- (1) Cookson, R.A., ほか2名, Comb. & Flame, 8 (1964), 168
- (2) Gilbert, M. & Lobdell, J.H., 4th Symp. Combust., (1953), 285
- (3) Kaskan, W.E., 6th Symp. Combust., (1957), 134
- (4) Bradley, D. & Entwistle, A.G., Brit. J. Appl. Phys., 12 (1961), 708
- (5) Mc Adams, W.H., Heat Transmission, 3rd Ed., (1954), 83, Mc Graw-Hill

●●●研究だより●●●

九州大学におけるガスタービン関連の研究

九州大学生産科学研究所 妹尾 泰利

本学でガスタービンを開発する意図はないから、ガスタービンの研究は組織的なものではなく、たまたまガスタービンを構成する要素の一部に関心ある教官とそのグループが研究の一部としてガスタービン関連の問題を取あげているのが実情である。すなわち、工学部動力機械工学科の生井武文教授、井上雅弘助教授らが軸流圧縮機および軸流タービンの性能関係の研究を、工学部航空工学科の難波昌伸教授らが軸流圧縮機の非定常流動解析と音響およびタービン翼冷却の研究を、生産科学研究所の妹尾泰利教授、速水洋助教授らが遠心圧縮機の性能関係の研究を行っており、いずれも空気力学関連の研究である。ガスタービン用ターボ機械が空気力学的に最もきびしく最も進んだものであって研究者の意欲を惹きつけるためであろう。

以下には研究室別に研究内容と研究設備の概略を述べる。

工学部動力機械工学科第3講座

低密度遷音速流動試験装置を使用して、タービン翼列の実験的研究を行っている。同装置は、100 kWの交流電動機により増速歯車を介して17,000 rpmで定速駆動される遠心ブロワ、熱交換器を内蔵した整流洞、縮流洞を介して任意形状の翼列試験装置（吹出し口断面50 mm×200 mm）が設置できる、直径2.4 m、長さ4 mの測定タンク室、及び、タンク室に吐出された作動空気を遠心ブロワの吸込口に導く戻り流路によって構成される閉回路式連続風洞である。電力容量の制約上、測定タンク室の圧力は約0.1気圧に制限されるので、高レイノルズ数の実験は行えないが、連続風洞で計測が容易であり、質の良いデータが

得られる。測定タンク室の圧力は、真空ポンプと数種のリーク電磁弁により、 $\pm 0.5 \text{ mmHg}$ の精度で所定圧に自動制御され、縮流洞出口の空気的全温度は、熱交換器冷却水の水温調整により $\pm 0.5^\circ\text{C}$ の精度で設定できる。遠心ブロワの最大圧力比は2.85、最大吸込流量は $4.1 \text{ m}^3/\text{s}$ であり、測定条件はバイパス弁により制御する。翼列出口の流れをタンク内に直接吐き出す場合、最大流出マッハ数は1.3であるが、後方にディフューザを取付けることにより、1.8の流出マッハ数が得られる。

ガスタービン翼は冷却の都合上、後縁が厚くなるので、現在同装置を用いて、後縁が厚い遷音速タービン翼列の空力特性に関する研究を進めている。特に後縁の死水圧は翼列性能及び後流衝撃波の挙動と密接な関係があり、翼面境界層の発達状態と死水圧との関連、衝撃波の形成過程と振動現象などの実験的解明に重点を置いている。

軸流圧縮機に関しては、二次元翼列資料に基づく設計法、性能推定法が信頼性があることが知られているが、翼列内の子午面流線の傾斜及び軸流速度比の影響が大きいので、このことを考慮した準三次元設計法について研究している。すなわち、各段の動、静翼前後におけるエンタルピ分布と渦形式（フロウパタン）を与え、流線曲率法により子午面流線（平均流面）を決定し、平均流面を二次元平面に等角写像し、その写像面において翼列資料による翼素選定を行う。この際、写像面には混流羽根車の理論と同様に、流面傾斜に応じた相対渦、及び軸流速度変化（流面の高さ）に応じた吸出しが存在するので、翼列性能を補正する必要がある。しかし性能を補正すれば、先に求めた子午面流れの平衡条件がこわれるので、性能変化に

（昭和54年10月23日原稿受付）

相当するだけ翼列形状を補正する方法を採用しており、そのための補正線図も作成している。本法の妥当性を、ハブ面が傾斜した子午面流れ加速式の送風機の試作と、性能試験及び内部流動計測により確かめている。

また、軸流圧縮機と遠心圧縮機の間領域をカバーするため、高比速度の翼形斜流羽根車の研究を行っており、上述の設計法が斜流羽根車に拡張されている。更にその負荷限界についても、理論、実験の両面から検討している。

一方、軸流圧縮機の内部流動に関しては、熱線とマイコンを結合した多点走査方式により、動翼直後の周期変動流を統計的に計測するシステムを開発し、翼間の二次流れ、翼の後流、並びに翼先端のもれ渦などの周期変動流と静止したハブまたはケーシング上の境界層との干渉について実験的研究を行っており、これらの結果をもとに軸流羽根車の環状境界層理論を進展させることを試みている。（本節の執筆者は井上雅弘）

工学部航空工学科航空原動機講座

翼列に関しては、非一様入口流れ、幾何学的三次元性、圧縮性効果および羽根の振動などの因子を単独にあるいは複合して含む理論モデルの解析を進めてきたが、現在は遷音速回転翼列の羽根の振動あるいはインレットディストーションとの干渉による非定常空気力および発生音波、非一様流中で振動する翼の非定常空気力、および超音速二次元振動翼列の非定常空気力に及ぼす定常負荷の効果の研究を行なっている。

一方タービン翼のフィルム冷却に及ぼす流れの三次元効果を明かにするために、非一様流中で単一孔から二次空気の吹出しを受ける翼型モデル上の温度および速度分布の測定を行っており、これには航空工学教室の主要設備の一つである超高速空力熱弾性実験設備の一部をなす小型高温風洞を用いている。本設備は直径5 m、最高使用圧力30 kg/cm²の球形貯気槽を空気源とし、プロパン燃焼ガスによって加熱される定圧加熱筒（外径1,416 mm、全長3,188 mm、ステンレス金網蓄熱体、最高使用圧力30 kg/cm²、流量2.5 kg/sの空気を600℃に高めて4分間持続可能）あるいは粒状加熱器（外径932 mm、全長4,054 mm、球状アルミナペブル、最高使用圧力30 kg/cm²、

流量0.92 kg/sの空気を1000℃に高めて150秒持続可能）を熱源としている。小型高温風洞は内径360 mm、長さ800 mm、内面防熱フィン付の整流筒に種々の測定ダクトを取付け得るもので、周囲の保護のために天井の排気口を通して屋外に通ずる2.8 m×2.4 m×2.0 mの鋼板製保護室内に設置されている。

航空機エンジンの騒音低減に用いるハニカムと多孔板を組合せた吸音ライナの音響減衰特性は主としてハニカムキャビティの深さ、多孔板の有孔率、ライナの面積、マッハ数に依存するが、有効減衰スペクトル巾を広げるには異なったインピーダンスのライナを組合せることが考えられる。このために周方向および軸方向に任意の壁面インピーダンス分布を有し、さらに多孔スプリッタ板を有するダクト内音響場の解析法の開発を進めており、一方において長方形ダクトとスピーカー音源を用いて数種の試作の吸音ライナを組合せて音響減衰特性を測定する実験を行なっている。

その他にハイブリッドロケットの燃焼の基礎研究として、小型低速風洞を用いて、液体アルコールの蒸発拡散燃焼におけるアルコールの蒸発消費量分布の測定、ガスクロマトグラフによる気流中の成分分布の測定、および実験結果を説明し得る簡易な理論モデルの考案などの研究を行なっている。（本節の執筆者は難波昌伸）

生産科学研究所空工工学部門

本部門における主要設備はフロンR-12を作動流体とする高圧力比遠心圧縮機試験用閉ループである。フロンR-12は音速が空気の半分であるので、低速回転で高いマッハ数が得られ運転、保守整備が容易なばかりでなく、吐出圧力を数気圧程度に制限し圧縮機の圧力比に応じて吸込圧力を下げても、大気吸込の空気圧縮機と同じマッハ数ではほぼ同じレイノルズ数が得られ、しかも駆動動力が小さいなどの長所がある。しかしながら比熱比が空気の値とかなり異なるから圧縮機内部の流れは空気の場合と相似にはならない。すなわちこの試験装置は空気圧縮機の模型試験をするためのものではなくて、インデューサ、ディフューザなど個々について実験と理論との関連を求めるための研究設備である。

圧縮機は増速比8の歯車装置を介して200 kW

サイリスタ可変速電動機によって駆動され、圧縮機の最高回転速度は2万rpmである。作動気体の音速は圧縮機の回転速度と同じ程度に圧縮機特性に影響を与えるから実験中音速を一定に保っていないといけない。作動ガス中の音速はフロンR-12中に混入する空気量と共に増大するが、吸込管系は大気圧以下になって空気が漏れ込むおそれがあるから純度を一定に保つためにループ中のガスの一部を連続的に抽気し冷却液化して漏入した不凝結気体を排除し、液化したガスは気化してループに戻す装置が設けられている。作動ガスの純度は音速によって監視しており、音速の測定には全長1mの自家製共鳴管装置が使用され0.3%の精度が得られている。

遷音速ないし超音速で流動する部分にプローブをそう入すれば流れは大きな影響を受けるから、今までは専ら壁面に設けられた圧力計によって時間平均の静圧および高周波で変動する圧力を計測して、圧縮機内部における流動状態を知る手がかりとしていた。レーザ流速計は流れを乱すことがないから遷音速や超音速流の計測に適している。ターボ機械内部流動を計測するには反射型でなければならないので、その弱い出入力比を補うために本研究室では入力割に光量強い二焦点式レーザ流速計を採用した。この方式はドイツで開発されたもので、低速で回転する遠心圧縮機羽根車内部の流動を計測した実例が報告されているが、本試験装置に適用しようとするとき色々解決すべき問題点が多く、現在装置の改良と使用方法の開発に鋭意努力中である。

ガスタービンには羽根なしディフューザは殆ど用いられないが、広い運転範囲が要求される車輛用ターボ過給機や、産業用多段遠心圧縮機では羽根なしディフューザは思いのほか多く用いられている。羽根車出口における速度分布は円周方向にも軸方向にも甚だひずんでおり、特に軸方向のひずみは羽根なしディフューザに生じる旋回失速やサージングと密接な関係にあるものと思われる。羽根なしディフューザ内の流動に圧縮性の影響が顕著に現れるとは思われないので、これに関連した実験には後傾羽根を有し比速度が異なる2基の低速遠心ブローを用いている。

遠心圧縮機で高い効率を実現するには羽根つき

または通路形のディフューザが不可欠である。そのうち圧力比が1.5~2程度で広い流量範囲で効率良い運転を目指す場合については、圧縮性の影響はあまりないものと判断して、前述の2基の低速ブローを用いて実験研究を行っている。一方高圧力比圧縮機用のディフューザでは流入速度が音速を超えるから、前述のフロンR-12閉ループの圧縮機を利用して実験を遂行することが必要であるが、未だ本格的実験はなされていない。

ガスタービンの排気は多くの場合空間的制限のために短い円すいディフューザとコレクターを経て軸と直角方向のダクトに導かれる。排気の旋回強さはガスタービンの運転状態によって変化するから単純な円すいディフューザや環状ディフューザの設計にも充分な配慮が必要であるが、コレクターを取付けると問題は一層複雑である。2個の取出し口を対称に設けたコレクターの場合には軸対称流出の場合と比べて圧力回復率の面でさほどの損色はないが、一方向に取出すコレクターの場合にはディフューザ内の圧力分布は著るしく軸対称性を失い圧力回復率はディフューザ単独の場合とくらべて大幅に低いことが多い。最適なディフューザとコレクターの形状は利用できる空間的制限や流入条件によって異なるが、現象を支配する要素を明らかにするための実験的研究を小型の吹出し風洞を空気源として用いて行っている。

“Aeropropulsion 1979 Conference”について

航技研 藤井 昭一

表記の会議がオハイオ州クリーブランドにある NASA Lewis Research Center で 1979年5月15, 16の両日開かれた。これは NASAの航空エンジン研究に関する最近の成果を総合的に示す公開研究発表の形式をとっている。幸いにして筆者はこの当時NRC Senior Research Associateship Holderとして NASA Lewis に席をおいていたので、会議を拝聴する機会を得た。政府機関、エンジンメーカー、大学及び軍関係にまで及ぶ幅広い参加者で連日にぎわった。

まず, McCarthy 所長が「NASAにおける研究成果は各界の支持のもとに、航空産業、輸送、国防及び交易に寄与してきた。この会議もまた参加者全員にとって有益なものになるよう希望します」という趣旨の挨拶をした。続いて研究発表に移り次のような課題が討論された。

1. 高効率な航空エンジン開発の現状

エンジンの各要素の高効率化をまず第一に考えるべきでタービンの翼端すきまを巡航時にだけ、できるだけ小さくする active clearance control (JT9D), 高圧タービンへのハネカムシールの使用 (JT8D), ファンのシュラウドの改善及び短いコアノズルの採用 (CF6), が燃費 (SFC) を減少させるための例として挙げられる。図1はクリアランス制御の方式, 図2はその結果得られた実験値を示している。

次にエンジン全体の効率を上げるために適切なエンジン診断システムを確立し各要素が劣化する直前にメンテナンスを行う。特に erosion による翼型の変形, クリアランスの増大などは SFC の

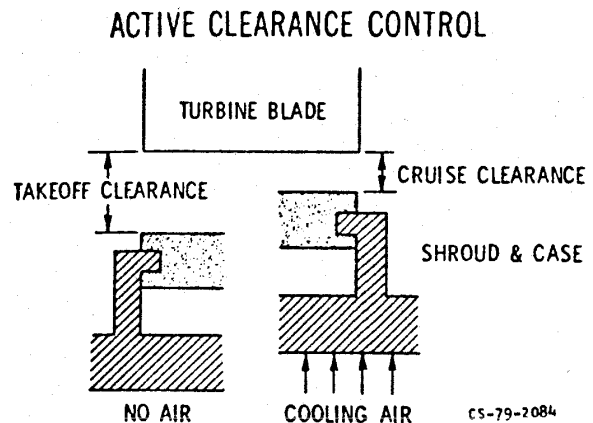


図1

JT9D HPT ACTIVE CLEARANCE CONTROL TEST DATA

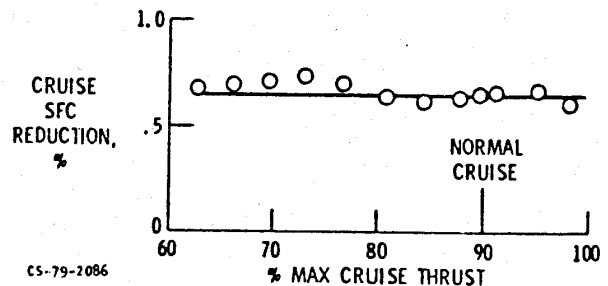


図2

点から望ましくない。JT9Dを例にとると飛行サイクルが3000回にも達すると新品に比べて SFCは3%も増加する。この主な原因は erosion (ファン, 低圧コンプレッサ, 高圧コンプレッサ), thermal distortion (高圧タービン, 低圧コンプレッサ) 及びすべての回転部分での clearance の増加である。特に高圧タービンのそれが大きい。

(昭和54年10月29日原稿受付)

また飛行中にナセル部分が不自然に振動するのも SFC の点から望ましくなく、NASTRAN を用いて inlet から tail-cone まで含めて構造強度の再計算を行っている。この他、ファンのシユラウドをなくする、ファン出口の静翼に強度をもたせてストラットをつけない、高圧圧縮機に supercritical airfoil を採用するなど提案された。図3はGE社で考えた E³ (Energy Efficient Engine) エンジンのファン・フレーム構造と従来形式とを対比している。なお燃焼器の省エネルギー化については後述する。

ENERGY EFFICIENT ENGINE - GENERAL ELECTRIC

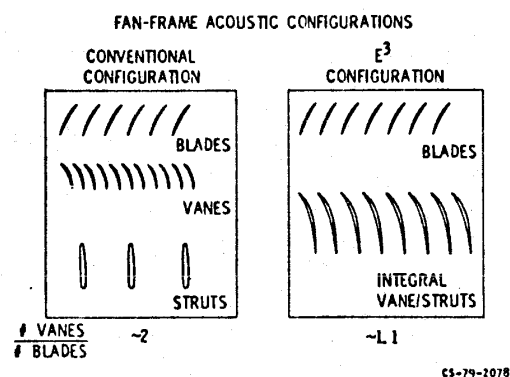


図3

以上の方法のいくつかを採用すると現在より数% SFC の改善が期待できるがさらに advanced turboprop の方式を検討している。これは従来のプロペラを進展させたもので翼根部分に load をかけ、先端を 45° 後退させてマッハ数増加を防ぐようにしたもので風洞実験の結果、巡航マッハ 0.85 ぐらいまでならあまり効率低下がなくプロペラより数% 効率がよかった。製法もアルミの桁を主体にその前後にハネハムを入れて fiberglass でもたせることを考えた。アメリカ国内線なら巡航マッハ 0.8 程度で十分でありターボファンに比べるとこのレンジならはるかに効率がよく省エネルギーの点から望ましい。騒音特性、ギアボックスの注油方法の改善、モジュール化してオーバーホールをしないなど構造面でも研究が進み製作費の点からも turboprop と競争できるようになった。よって最終的には今より 30% 以上の燃料節約を期待できる。図4は以上の段階的な

省エネルギー計画を示している。図中 ACEE は Aircraft Energy Efficiency の略である。advanced turboprop は 1990 年までには実用化したい。

POTENTIAL BENEFITS OF ACEE PROPULSION PROJECTS

SAVINGS RELATIVE TO CURRENT ENGINES
MACH 0.8 MEDIUM-RANGE MISSION

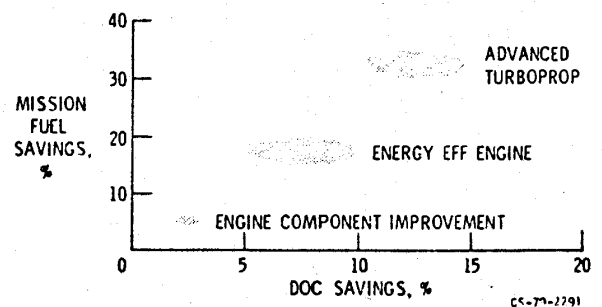


図4

2. エミッション低減化

2段燃焼を行う Vorbix 及び double annular combustor の研究を行っている。いわゆる pilot と main stage に分けて lean combustion を実現しようとするもので、NOX, THC, CO ともかなり減少できた。この他に quench 効果を減少させるための hot wall combustor, 一次燃焼領域の直後にハネカム状に触媒をおいた catalytic converter combustor など基礎実験もつづけている。

2段燃焼の改良すべき点として高空での再着火、地上スタート、持続性が挙げられる。さらに将来のエンジンとしては Lean & Premixed & Prevaporized の燃焼器をめざすべきで、そのためには pilot と main stage への空気量配分を自動的に行うため idle, take-off, cruise でその幾何形状を変化させる必要がある。これらをふまえて boundary layer による自己着火性, flash-back, フレームホルダーの基礎研究もつづけている。図5は将来の燃焼器の一例であるが、いずれも研究を今直ちに解決しなければならないこと (near term) と将来のために必要なことをやる (far term) 2段がまえ

でつづけている。

LEAN PREMIXED PREVAPORIZED COMBUSTOR REQUIRED RESEARCH AREAS

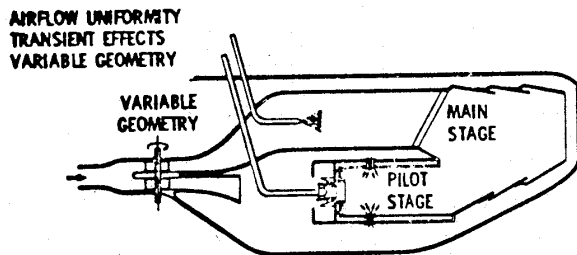


図 5

3. 騒音低減化

10年前と比べると何らかの騒音規制を受ける世界の空港の数が倍増している。低騒音ファンの研究としては、ファンブレードへの相対速度が supersonic になると現われる multi-tone を減少させるため、ブレードを wide-chord にしておいてその前縁部分を斜めに cut して後退翼を製作した。図6にこのような考えにもとづく動翼と相対マッハ数の関係を示す。当然のことながら翼への相対マッハ数の垂直成分がすべて 1.0 以下になっているので、実験結果も約 10dB の騒音低下を示した。

SWEPT ROTOR BLADE

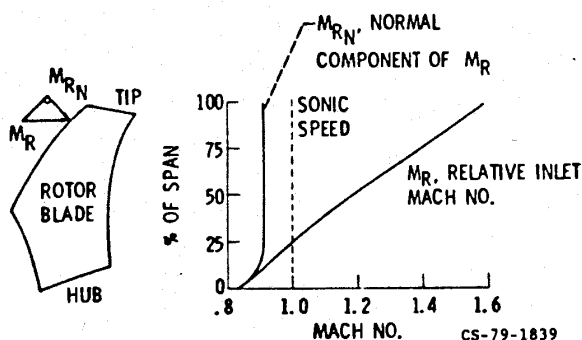
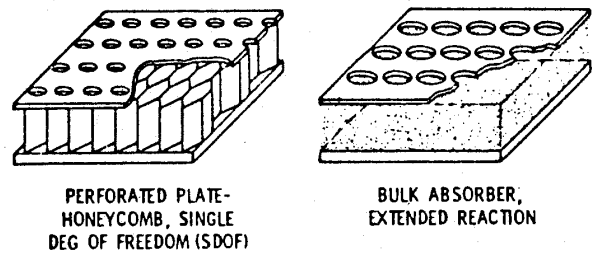


図 6

一方、吸音材の研究としては解析、計算プログラムの開発に力を入れている。またライニング材として従来のハネカムで製作した自由度が一つ

(single deg-of-freedom) とすべての方向性がある bulk absorber の二種について実験したところ、1~3 kHz 付近で後者の方が数 dB すぐれた吸音特性を示した。図7はこれら2種のライナ、図8は実験結果をあらわしている。

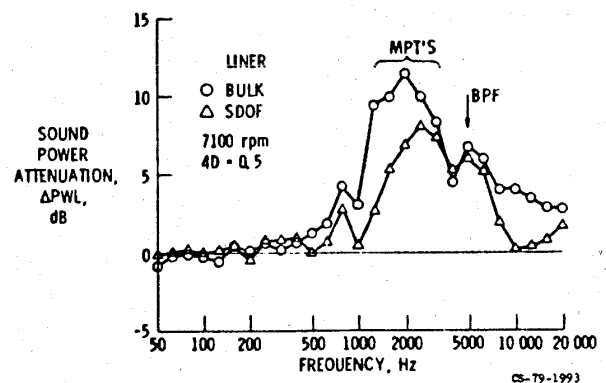
LINING MATERIALS AND CONSTRUCTION



CS-79-1990

図 7

COMPARISON OF SOUND POWER ATTENUATION SPECTRA FOR BULK AND SDOF LINERS



CS-79-1993

図 8

ジェット騒音の研究は速度比変換方式 (inverted-velocity) に力を入れており、特に超音速での混合騒音を調べている。flight の影響も入れて測定してみると、実験的には静止状態に比べてどの角度においても数デシベル低くなる。しかし実機によるテストでは入口から測って $10^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$ ぐらいまではむしろ flight の影響は騒音レベルを高めるように出てきた (Rolls-Royce DATA による)。

コアノイズの研究も開始した。YF102 engine を用いて燃焼器付近と far-field の圧力変動の相関をとってみるとエンジン回転が 80% 以上ではジェットノイズが極めて高くなるが、

50%以下からはコアノイズが騒音レベルを支配していることが測定できた。燃焼騒音の実験装置を現在設計中であるが、実機との関連づけを明確にしなければならない。即ち、実機ではタービン、ノズル及び流れとの干渉により減音されかつ far-field の騒音データにもとづいている。ところが実験室ではすべて音響パワーのデータを用いている。目下実験データの収集、モデルの設定、予測法の開発を目指している。

ANOPP という flyover - noise の予測計算プログラムを完成した。回転騒音、ジェット騒音、燃焼騒音及び機体騒音を含むもので DC-9, DC-10 に適用してみると実測値とよい一致を示した。(図9)

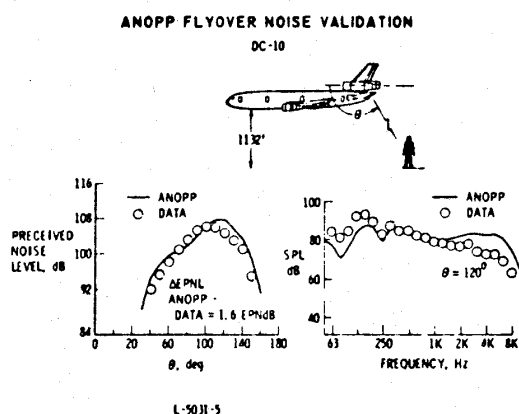


図9

将来, Lewis & Langley 両研究所の共同研究としてさらに計算精度を上げてパラメトリック研究を行ない低減化に寄与したい。

4. 内部流動の計算プログラム

新しい大型計算機が出現するごとに計算コストは安くなっている。設計時間, コスト及びリスクを減少するために信頼性のある計算プログラムの開発が望まれる。現在進められている計算プログラムは, 超音速フラッタ, 3次元ポテンシャル流れ (scoop の設計), 3次元 time - marching 法, 3次元 viscous marching method, 3次元 full viscous method などターボ機械内部の流れをほとんど計算できるように考えている。NASA Lewis Research Analysis Center (本格的な計算センター) の建設を開始した。1年後には完成の予定である。

なお, 筆者は Computational Fluid Mechanics Branch に滞在していたので会議の内容とは別に少々ふえんさせて頂く。

NASA Lewis の Fluid System Components Division の下に約1年前に新しく作られた branch であり, 現在20名弱のスタッフで編成されているが, NASA 本部からの予算を使って各メーカ, 各大学に必要な計算コードの開発を依頼しており, これら contract の結果を評価する work shop もよく開催される。むろん, Lewis 独自の研究も精力的につづけられ, 計算スピードや容量不足を補うため, カリフォルニア州にある NASA Ames Research Center の大型計算機との連結も場合に応じて行われている。IBM 360 と UNIVAC 1100 が昼間は time sharing, 夜は batch で使用されておりかつ24時間営業であるから, 夕方に入力しておけば翌朝結果が戻っている。今のところ branch 全部のスタッフが必ずしも turbomachinery の専門家ではなく, 最近閉鎖された部門から移籍された人々も交っており, 取りつきやすい二次元遷音速翼列の流れの計算を手がけている人が多い。例えば, ポテンシャル流れを差分法で計算するとき従来は sheared transform によって場をどぼんの目に切っていたが, 図10に示すように翼面に直交する座標によるグリッドによって再計算してみると圧力分布が相当に異なって来た。後者の方が実験ともよく一致することが判明した。ただしあくまでも中間

2-D POTENTIAL FLOW FINITE DIFFERENCE METHOD

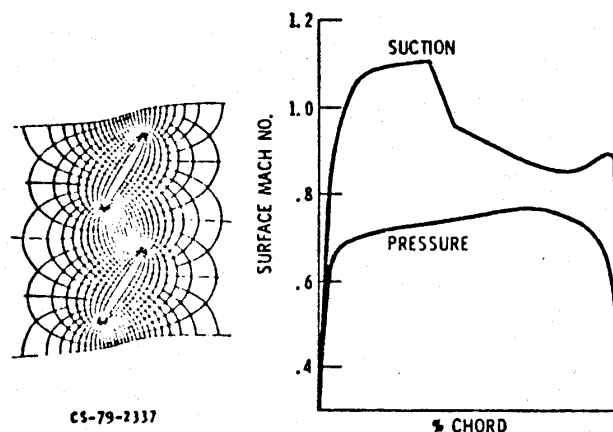


図10

結果であり、詳しい検討を要することをお断わりしておく。

5. ターボ機械技術

圧縮機の研究は inlet stage と middle & rear stage に分けて進めている。動翼先端部のケーシングに段差をつけた recessed clearance の実験を行ったところ、効率及び圧力、流量カーブをかなり改善できた。図 11, 12 がこれらの結果を示している。

高温タービンの研究では、impingement 及び film cooling の実験が翼列風洞で主として進められている。これとは別に、図 13, 14 に示すように end wall から cooling することを試みたが全圧損失がやや増加した。一方、recessed casing を採用してみると翼端損失に改善がみられた。

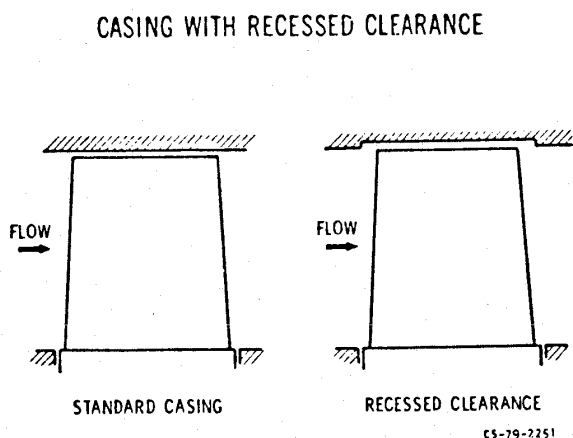


図 11

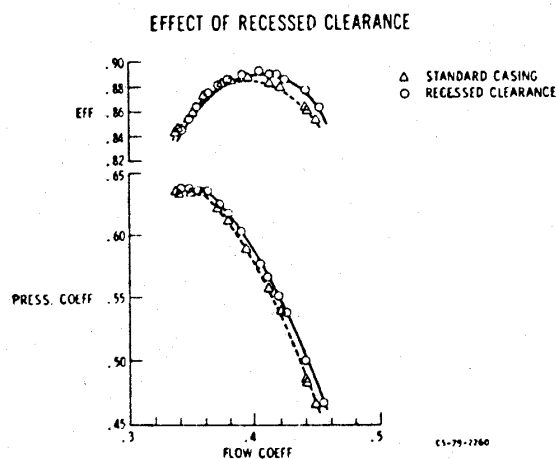


図 12

LOCATION OF ENDWALL COOLING HOLES

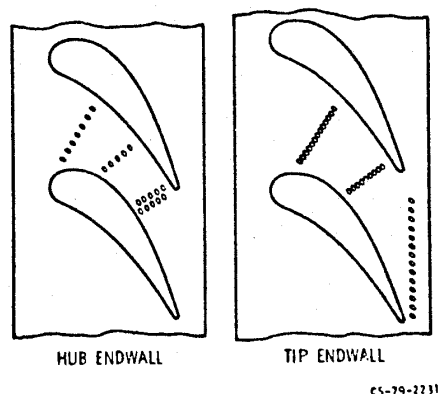


図 13

VANE TOTAL PRESSURE RATIO WITH ENDWALL COOLING AIR

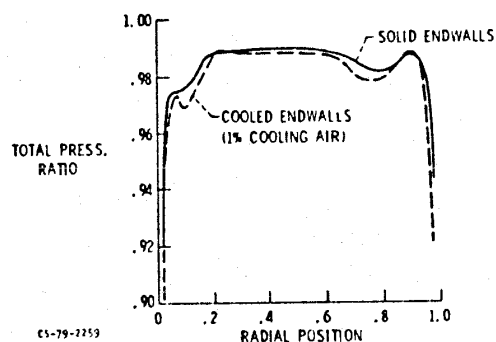


図 14

6. 計測法の研究

動翼の tip clearance を laser を利用して測定した。optical fiber を用いてケーシング及び翼先端から返ってくる光線を受光し、結んだ像の間隔によって clearance を知る原理に基づいている。図 15。

pulsed thermocouple も研究している。熱電対の先端から cooling gas を噴出しておき、これを突然止めて、温度の上昇カーブを熱電対の melting point 直前まで得、extrapolation によって、実際のガス温度を知ろうとするもので 3500°F ぐらいの測定に成功している。ただし、会場から精度や実験技法について相当の議論が出たことを追記しておく。

回転翼のフラッターを測定するための光学的技法、非定常圧力の測定、ストレインゲージを用い

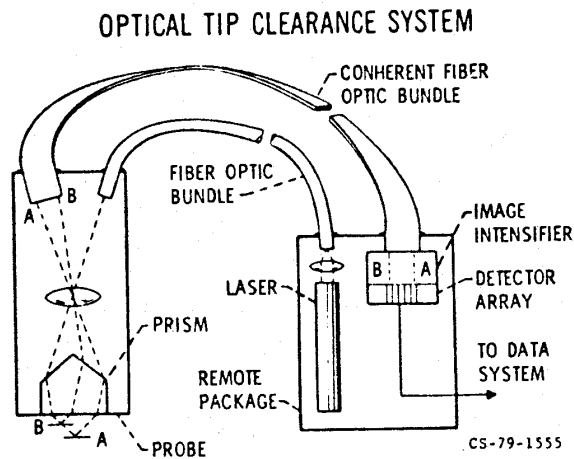


図15

た drag force anemometer の研究も行っている。

最近、レーザー・ドプラー流速計用のデータ処理装置を完成した。ミニコンピュータを連動させるものでグラフ化されて結果が出てくる。レーザーによる翼中の測定は計算結果との照合という点からも注目されている。余談であるが、筆者らの行っている航技研での翼列内流れのレーザによる実験結果を、後ほど担当者に見せたところ高く評価してくれ意を強くした次第である。

7. エンジン制御

制御する要因の数が多くなると、もはや油圧方式は断念せざるを得ない。現在商業用ではまだふみきれないが、軍用では徐々に electronics が多くなっている。FADEC (full-authority-digital-electric control program) を発足させ、各エンジンメーカーとの contract とのみに開発している。これの最終目標は life cycle を 30%, cost を 25%, 重量を 25%, メインテナンス時間を 50% 現在よりも減少させることにある。

F-100ターボファンを Lewis の高空性能チャンバーで運転してデータを収集しており、hybrid computer system も完成した。また fiber optics による Fabry-Perot 温度センサーの開発に成功した。これは長さが1セントコインの直径の2倍ぐらいである。

制御はエンジンだけでなく機体全体及び飛行状態を考慮して行うべきで IPAC (integrated-propulsion-airframe control pr-

ogram) のために NASA F-15 実験機使用の検討を始めている。

8. 超音速機用エンジン

超音速機はいろいろ欠点もあるが、低騒音、低エミッションであり亜音速と超音速飛行の組合せにより SFC をかなり低下できる。1972年頃から様々なエンジン型態に関する考え方が出てきたが、現在では可能性のあるもの二、三種になった。中でも GE 社の double bypass engine, P & W 社の variable stream control engine が有力である。

前者はファン側の空気をコア側のガス流の内側へ噴出させることも出来るようにし、take-off, subsonic, supersonic cruise でこれらを使い分ける。このような方式による推力減少は予測した量の 1/3 ぐらいであった。

一方、variable stream 方式はファン側の面積形状を変化させるもので、subsonic cruise では ejector にしておく。両者ともジェット流出速度を外周側でより速くする inverted velocity の採用により騒音が減少できる。ノズルは coannular に plug nozzle を採用する。NOx は予測よりやや大きい、CO, THC に関しては予測値をかなり下回っている。

超音速機用空気取入口の研究も進めており、構造は複雑になるがセンターボディを軸に沿って前後する方式は重量をかなり減少できる。また、センターボディを expand させる方式も検討している。

以上の他、詳細な記述は省略して発表された項目だけを列挙しておく。

9. エンジン構造、材料

(ダンパーベアリング、タービン翼先端部のシーリング用セラミック材、駆動軸の危険回転速度の再検討、ヘリコプター機用歯車の疲労、ファンのホローブレード化など)

10. 現在の航空燃料に代わる将来の燃料 (水素が有力である)

11. Hypersonic Propulsion (水素燃料による自動点火の研究が主であった)

12. VTOL エンジン (可変ピッチファンが主としてデスカスされた)

13. 高性能機

会議の雰囲気としては、討論よりもむしろ少しでも知識を吸収しようとするムードにあり、いわゆる国際学会でなくアメリカ国内だけの限られた専門家の集りであった。その反面、一応は break, lunch, dinner による懇談の場が設けられ学会らしい面もみられた。筆者が10年振りに

出会った知人は、もっと多くの同僚が参加したかったのが出張費の関係で私だけになったともらしていた。

以上の記述において、筆者のヒアリング力の弱さでとり違えている点があればお許し願いたい。

“ 国産ガスタービン資料集 ”

—— 統計，生産実績，仕様諸元 ——

発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会

(社)日本ガスタービン学会では、国内ガスタービン・メーカーの御協力を得て毎年日本国内で生産されるガスタービンの資料を蒐集し統計を作成して会誌に掲載してきました。この度これらの資料を集大成し広く会員の皆様の便に供するため“国産ガスタービン資料集”を発行することと致しました。

この資料は3部からなり

第1部 統 計 : 毎年国内で生産され陸船用及び航空用ガスタービンの動向並びに出力、台数(全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別)などの統計資料を豊富に掲載

第2部 生産実績 : 過去に国内で生産された全てのガスタービンの納入先、仕様など

第3部 仕様諸元 : 各社で生産されるガスタービンの仕様諸元

で構成されます。この種資料の決定版として御利用戴けるものと確信しております。

記

1. 発行時期 昭和54年12月末
2. 価 格 1冊につき5,000円(送料とも)
3. 申し込み方法 葉書により下記へ申し込み下さい。
4. 申し込み先

〒160 東京都新宿区新宿3-17-7

紀伊国屋ビル

(財)慶応工学会内

(社)日本ガスタービン学会

会議の雰囲気としては、討論よりもむしろ少しでも知識を吸収しようとするムードにあり、いわゆる国際学会でなくアメリカ国内だけの限られた専門家の集りであった。その反面、一応は break, lunch, dinner による懇談の場が設けられ学会らしい面もみられた。筆者が10年振りに

出会った知人は、もっと多くの同僚が参加したかったのが出張費の関係で私だけになったともらしていた。

以上の記述において、筆者のヒアリング力の弱さでとり違えている点があればお許し願いたい。

“ 国産ガスタービン資料集 ”

—— 統計, 生産実績, 仕様諸元 ——

発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会

(社)日本ガスタービン学会では、国内ガスタービン・メーカーの御協力を得て毎年日本国内で生産されるガスタービンの資料を蒐集し統計を作成して会誌に掲載してきました。この度これらの資料を集大成し広く会員の皆様の便に供するため“国産ガスタービン資料集”を発行することと致しました。

この資料は3部からなり

第1部 統 計 : 毎年国内で生産され陸船用及び航空用ガスタービンの動向並びに出力、台数(全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別)などの統計資料を豊富に掲載

第2部 生産実績 : 過去に国内で生産された全てのガスタービンの納入先、仕様など

第3部 仕様諸元 : 各社で生産されるガスタービンの仕様諸元

で構成されます。この種資料の決定版として御利用戴けるものと確信しております。

記

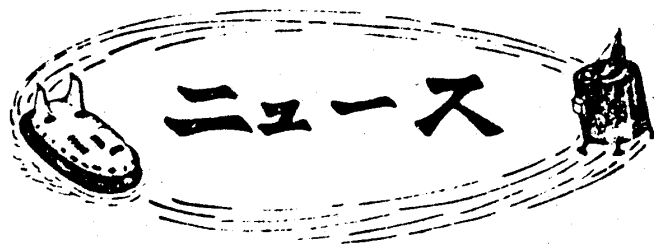
1. 発行時期 昭和54年12月末
2. 価 格 1冊につき5,000円(送料とも)
3. 申し込み方法 葉書により下記へ申し込み下さい。
4. 申し込み先

〒160 東京都新宿区新宿3-17-7

紀伊国屋ビル

(財)慶応工学会内

(社)日本ガスタービン学会



第 14 回 I E C E C 会議より

東 工 大 一 色 尚 次

1. まえがき

14th I E C E C '79 は米国のボストン市の新都市センターのシエトンホテルで8月5日より10日までの間にわたって開催された、発表論文は約500、参加人員は2000人に近く、8室に分れての熱心な発表と討論が続けられた。

筆者はすでに三年にわたって毎年参加しているので大略の状況はまず例年通りと感じたが、今年の大きなトピックスとして石炭のガス化、液化とスターリングエンジンが昨年に増して台頭し、一昨年非常に多かったランキンサイクルエンジンが極めて少なくなったのが目立った。

この会議はそもそも10数年前より宇宙開発の各種エネルギー変換の会議から始まり、その後のエネルギーショックによる代替エネルギー開発関係のトピックスに移って来たものであって、数年前には、単に突飛なアイデアとしか言えないようなアドバルーン的提案が雲集したものである。しかし今年になるとさすがにそのようなものはなくなり、きわめて堅実で本命と見なせる研究だけが残って、一時の華やかさがなくなり、実際のハードによってぶつかる難点をいかに突破するかという実地的な研究と地道な提案が多くなったのは特筆に値する。

さてガスタービンについても同じことが言えて、太陽熱、石炭、エネルギー蓄積、バイオマス等すべてに頭を出しているが、どの研究もかなり実地的研究段階と実現可能と思われる提案である。以下幾つかのトピックスについて紹介しよう。

2. ソーラーガスタービン

アメリカやアラブ諸国の砂漠地帯では水がないので、太陽熱プラントとしては水の使用量の少ないガスタービンプラントが相変わらず本命と見なされて幾多の開発プロジェクトが着実に進行している。

その例の一つは図1に示すような空気使用のオープンサイクルのソーラーガスタービン(FY-79)であって現在20KW(電気出力)の実験装置がカルフォルニアで建設されようとしている。

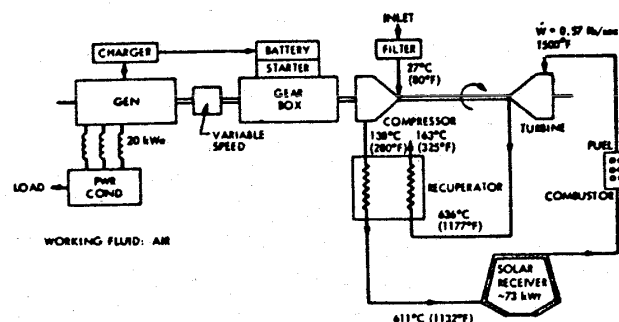


図1 ソーラーガスタービンシステム
提案例(FY-79)

このテストはジェットプロパルジョンラブ(JPL)が受けもっていて、同時に同所で計画されたソーラーsteamランキン機関が延期されたのにも拘らずこのガスタービンの方が選ばれているのは面白い。

また第二の例として図2、に全体の概念スケッチを示し、図3に線図を示すような大型100MWソーラープラントの計画研究が、ガスタービンとsteamタービンの複合サイクルを選んでいるの

(昭和54年10月31日原稿受付)

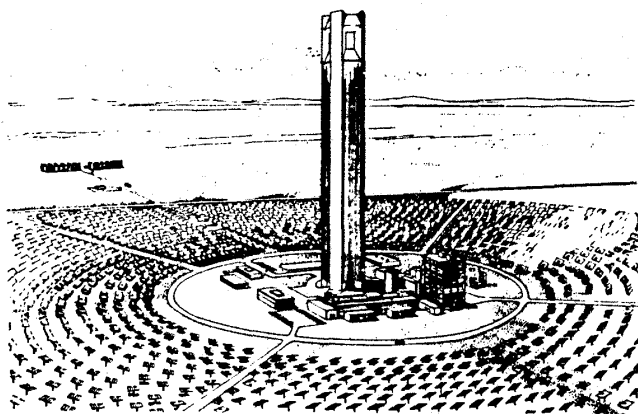


図2 100MW ソーラー複合サイクル
プラント提案図

も誠に興味がある。本装置には入口空気温度として $1093^{\circ}\text{C} \sim 1316^{\circ}\text{C}$ という極めて高温を考えているのは注目すべきであって、とくに中央の塔上のソーラーレシーバーは熱工学上の一つの極限設計問題であり、MHD、核融合などと同様に特殊高温熱交換器としての研究が本会議に数多く提出されている。そもそもこのような水のいらぬソーラーガスタービンは将来の中近東やアフリカ諸国の石油後の主力エネルギー源となりうるものであり、筆者は、我が国としても有力輸出技術の一つとしてその研究の蓄積を直ちに開始する必要があると感じたものである。

3. エネルギー蓄積その他

エネルギーの蓄積としてのガスタービンの使用は何といっても空洞に空気圧をためる方式が最も

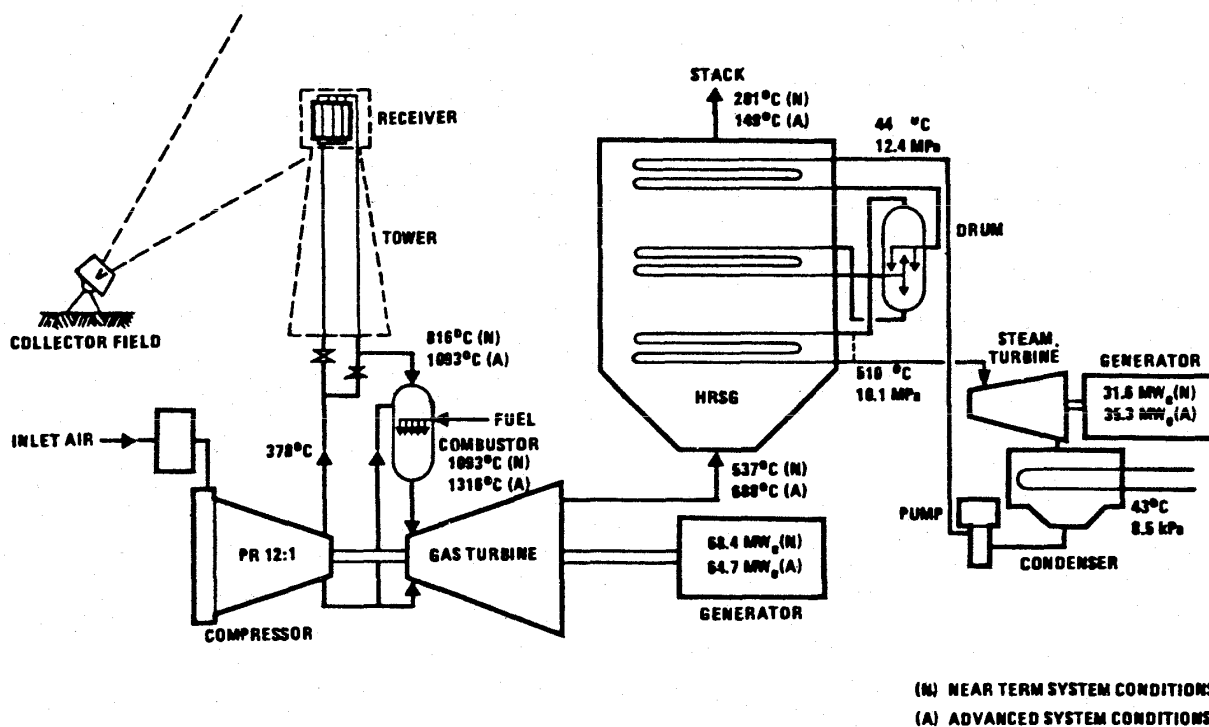


図3 100MWソーラープラント(図2)の機器線図

よいと考えられ、前年と同様多くの研究が提出されている。本年は地下空洞の利用よりも、地下の多孔値の砂岩など空隙を利用し、本来ならそこに入っている水を追い出して圧縮空気を貯蔵しようという研究が極めて多い。

またガスタービン用のエネルギー源として、図4に示すような線図にて、バイマスエネルギー源の一つとして都市廃棄物より発酵製造するメタン

ガス主体の発酵ガス(digester-gas)を使用するという都市ガスタービンシステムも提案されている。

他のトピックスとしては、高温廃熱(排ガス)利用の一環として図5のような真空領域で作動するオープンサイクルガスタービンが提案され、また図6に示すようにかつてコンプレックス(Comprex)と呼ばれた衝撃波利用の圧力変換装置

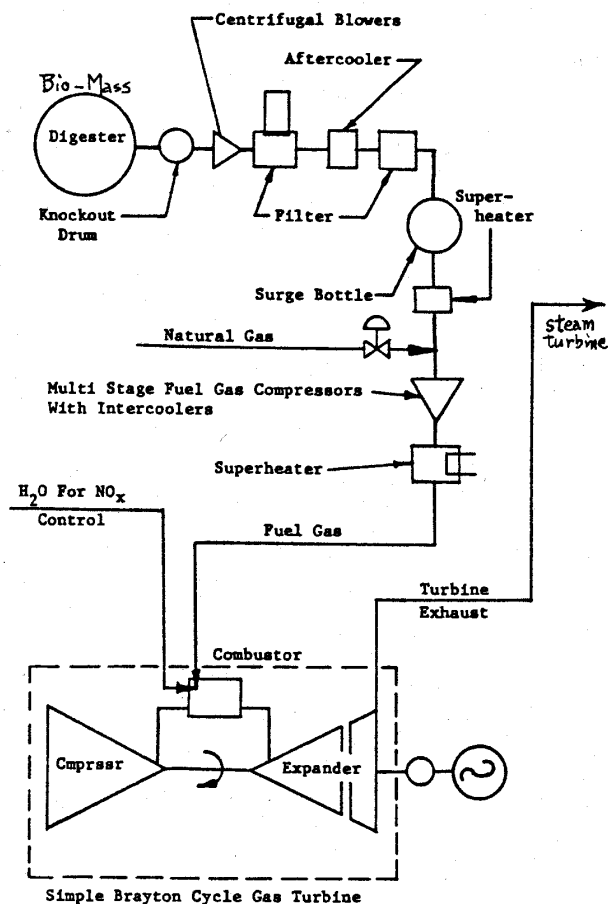


図4 バイオマス(ダイジェスター)
ガスタービン・フローシート

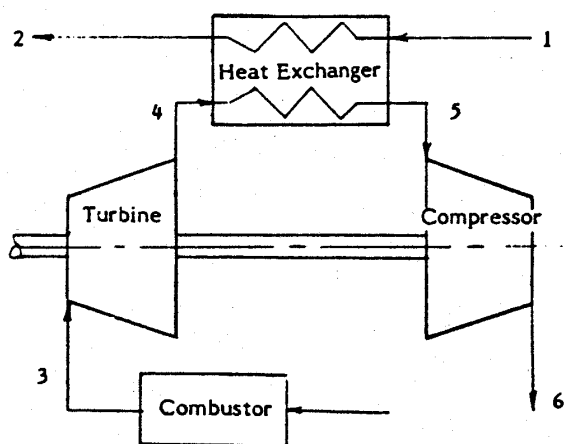


図5 真空作動オープンサイクル
ガスタービン

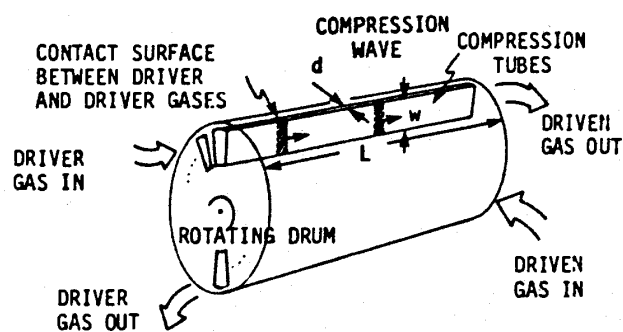


図6 エネルギー交換機
(コンプレックス)

が今回はエネルギー交換機 (energy exchanger) と呼ばれてガスタービン用ばかりでなく、とくに粉じんやふ食性をもつガスの圧力エネルギーをクリーンなガスの圧力エネルギーに変換するのに利用しようとしているのは大へん面白い。

4. おわりに

以上のように新エネルギーや新燃料の開発に対し広い範囲にガスタービンが注目されており、今後の発展が期待される。なお本会議の一つのセッションとして「日本におけるエネルギー変換」と題しての特別セッションが催され、その中で東大の平田賢教授による、「日本における国家プロジェクトとしての高温ガスタービンの開発 — コミュニティエネルギーシステムにおける複合タービンサイクルプラント」と題する講演が行なわれて、極めて多くの聴衆を集め、かつ外人の我が国の技術に関する関心の極めて高いことが示されたのは大へん意義のあることであった。

参 照

14 th I E C E C proceeding 全2巻

新製品紹介

日立-G E MS9001形ガスタービン 50Hz 発電用大容量ガスタービン

株日立製作所 徳 永 賢 治

燃料事情の逼迫にともない、省エネルギーは、当面するもっとも重要な課題となっている。省エネルギーの観点から、発電プラントの高効率化にも多くの期待が寄せられている。従来主として、ピークロード用あるいは非常用発電プラントとして活用されてきたガスタービンは、今、蒸気タービンとの複合プラントとして、高効率省エネルギーの要求に応えるべく脚光を浴びつつある。

このような大きな社会的および技術的な背景を受けて、ガスタービン自身においても、高効率化大容量化の開発が急速にすすめられている。ここに紹介するのは、上述のような社会的、技術的要求に応えるべく開発された50Hz発電用ガスタービン、日立-G E MS9001E形ガスタービンの概要である。

1. MS9001E形ガスタービン開発の経緯

ガスタービンは高度にシステム化されたプラントであり、また、その信頼性はガスタービンの設計製作をすすめるにあたって、もっとも重要なファクターの一つである。したがって、その技術開発は一步一步の着実な実証技術の積み上げによるものでなければならない。

MS9001E形ガスタービンの開発も、既存のすべての日立-G Eガスタービンの技術と実績のうえになされたものであり、図1に示されるような経緯をたどって開発されたものである。すなわち、MS9001E形ガスタービンは50Hz大容量ガスタービンMS9001B形を基本として、MS7001E形の空力設計技術とMS6001A形の燃焼器設計技術により実現化したものである。

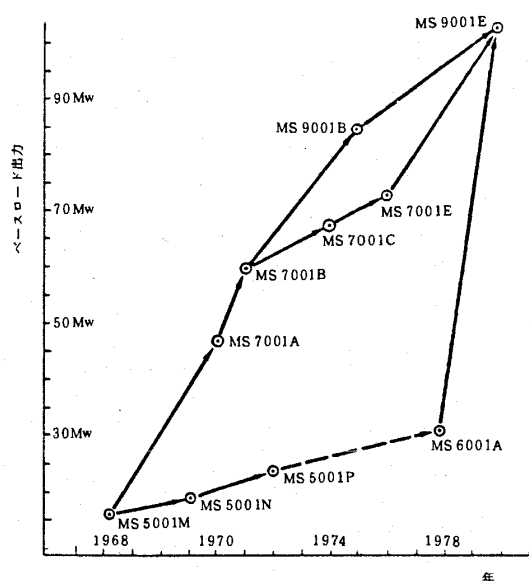


図1 MS9001E形ガスタービン開発の経緯

2. MS9001E形ガスタービンの主要仕様と特長

2-1 主要仕様と全体構造

図2はMS9001E形ガスタービンの構造を示すものである。軸流形17段の圧縮機、衝動形3段のタービンおよび缶形14缶の燃焼器から構成されている。

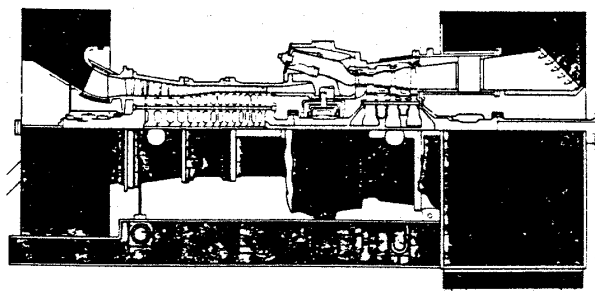


図2 MS9001E形ガスタービン構造断面図

(昭和54年11月7日原稿受付)

表1 日立-GE MS7001E, MS9001 E形ガスタービン主要仕様一覧表

ガスタービン形式	MS7001E		MS9001E	
出力定格クラス	ISOベース	ISOピーク	ISOベース	ISOピーク
出力	72900 ^{KW}	78800 ^{KW}	107,000 ^{KW}	115,600 ^{KW}
熱消費率 (LHV)	2719 ^{Kcal/KWH}	2709 ^{Kcal/KWH}	2701 ^{Kcal/KWH}	2694 ^{Kcal/KWH}
効率	31.6%	31.7%	31.8%	31.9%
圧力比	11.5	11.7	11.5	11.7
タービン入口ガス温度	1085℃	1141℃	1085℃	1141℃
空気流量	271 ^{Kg/s}	271 ^{Kg/s}	383 ^{Kg/s}	383 ^{Kg/s}
排気温度	528℃	563℃	525℃	560℃

注 上表の仕様は、吸気部102mmH₂O、排気部127mmH₂Oの圧力損失を考慮して算出したものである。

表1はMS9001E形ガスタービンの性能に関する仕様を示したものである。参考までにMS9001E形の姉妹機であるMS7001E形の性能もあわせて示してある。

2-2 構造上の特長

(1) 圧縮機 圧縮機吸込空気量がMS9001B形より15%増加されて出力アップがはかられている。

(2) タービン ガスタービン効率向上の目的からタービン入口ガス温度はMS9001B形より64℃上昇された。この温度上昇はタービン動静翼の空冷技術の開発進歩によるものである。従来第1段翼にのみ適用されていた空冷技術は、MS9001E形において第2段動静翼にも適用され、かつ、第1段動静翼の空冷構造設計にも種々の改善がなされている。図3はタービン部冷却法の概略を、図4は第1段動翼冷却法、図5は第1段静翼冷却法の概略を示すものである。

(3) 燃焼器 タービン入口ガス温度（燃焼ガス温度）の上昇にともない、燃焼器にも燃焼性能

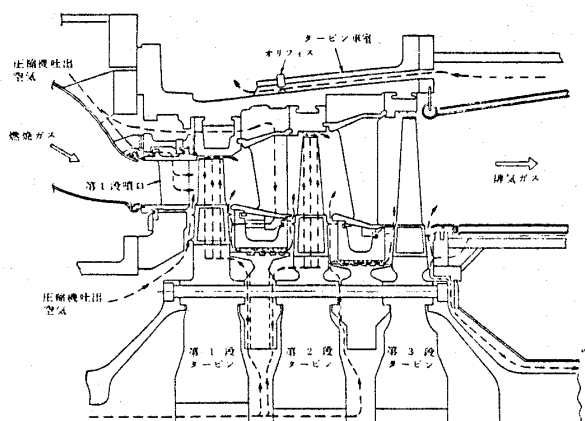


図3 ガスタービン冷却法(MS9001E形ガスタービン)

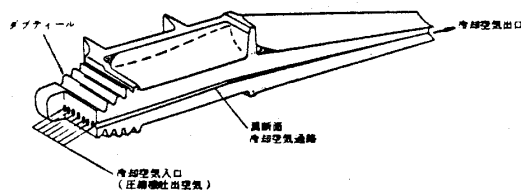


図4 第1段タービン動翼冷却法

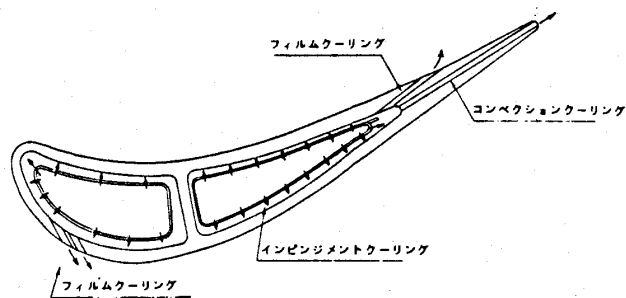


図5 MS9001E 第1段静翼の冷却方式

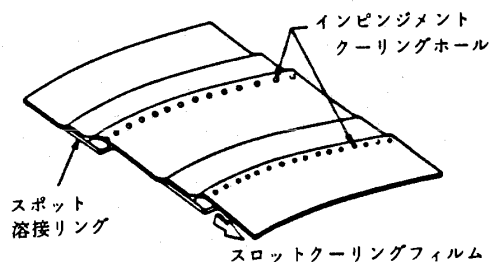


図6 スロット冷却式燃焼器ライナ

と冷却効率の向上を目的としたいいくつかの改良が加えられている。一例として燃焼器ライナには、従来のルーバ冷却式に代って、図6に示されるようなスロット冷却式が採用されている。

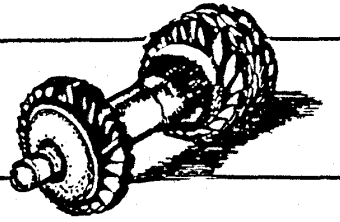
(4) 運転ならびに信頼性 運転制御システムには日立-GEガスタービンにおいて十分な実績を有する電子式制御装置スピードトロニックが採用されている。その他機器全般にわたって豊富な運転実績にもとづいた十分な配慮がなされており、高い信頼性が期待される。

また、NO_x等環境に対しても種々の配慮がなされている。

MS9001E形は以上述べたような特長から、複合サイクルプラントとして省エネルギーに多大の貢献をすることが期待されると同時に、従来同様、ピークロード用、非常用としての利用価値も失ってはいない。

報 告

日本ガスタービン学会



(社) 日本ガスタービン学会

臨時評議員会・臨時総会報告

去る 11 月 30 日、本学会の臨時評議員会および臨時総会が東京機械振興会館において開催された。

まず臨時評議員会は 13 時より開かれ、山内正男会長の挨拶に引き続き、水町長生氏（旧日本ガスタービン会議第 3 期会長）が議長となり議事が進められた。最初に出席者 18 名、委任状提出者 42 名で評議員会が成立することが確認されたのち以下の議案の審議が行われ、いずれも満場一致承認された。すなわち、昭和 55 年度以降の会費改訂、定款・細則変更の諸案を総会にはかることが承認された。

同日、15 時より臨時総会が開かれた。まず山

内正男会長の挨拶のあと、同氏を議長に選出し議事が進められた。同総会への出席者 45 名、委任状提出者 394 名（会員数 1,122 名の 1/5 以上）で総会成立が確認され、以下の議案の審議が行われた。すなわち、昭和 55 年度以降の会費改訂につき有賀一郎総務主担当理事および阿部安雄総務（財務担当）理事より説明があり、満場一致承認された。次いで、定款・細則変更につき有賀一郎総務主担当理事より説明があり、満場一致承認された。（内容については別掲の通り。）

最後に円城寺一副会長より閉会の挨拶が述べられ、臨時総会は無事終了した。

（総務理事）

1. 昭和 55 年度以降の会費改訂

正会員会費を現行年額 2,000 円から年額 3,000 円へ改訂する。

上記に伴い、定款第 8 条を下記のごとく改訂する。

条	現 行	改 訂
第 8 条	2. この法人の会費は次のとおりとする。 (1) 正会員 年額 2,000 円	2. この法人の会費は次のとおりとする。 (1) 正会員 年額 <u>3,000 円</u>

2. 定款・細則変更

定款第2条, 第20条, 第21条及び細則第19条を下記のごとく改訂する。

定 款

条	現 行	改 訂
第 2 条	この法人は、事務所を東京都新宿区新宿3丁目17番7号紀伊国屋ビル5階財団法人慶応工学会内におく。	この法人は、事務所を東京都新宿区新宿3丁目17番7号紀伊国屋ビル6階財団法人慶応工学会内におく。
第 20 条	この法人の役員の任期は、1年とし再任を妨げない。	この法人の役員の任期は、 <u>通常総会から次の通常総会まで</u> とし、再任を妨げない。
第 21 条	この法人の評議員の任期は、1年とし、再任を妨げない。	この法人の評議員の任期は、 <u>通常総会の議事を審議する評議員会から次の同評議員会まで</u> とし、再任を妨げない。
附 則 2		この定款の変更は、文部大臣の認可の日からこれを施行する。但し、第8条の会費の金額は、昭和55年4月1日から適用する。

細 則

	現 行	改 訂
第 19 条	役員候補者のうち会長・副会長・理事候補者は、理事会および評議員会の審議を経て決定し、総会に提案し議決する。	役員候補者のうち会長・副会長・理事候補者は <u>評議員・役員候補者選挙により選出されたもの、および評議員・役員経験者の中から、理事会および評議員会の審議を経て決定し、総会に提案する。</u>

— 死 去 会 員 —

正会員 川 合 洋 一 君 55歳 防衛庁

昭和54年11月26日 逝去

ご遺族 町田市玉川学園3-21-12 川合 七江 殿

本会に関する記事

昭和47年6月入会

評議員(第2, 3, 4期, 日本ガスタービン会議第2, 3期)

謹しんで哀悼の意を表します。



編集理事 小島 秀夫

本学会の統計作成委員会によるガスタービン生産統計に見られるごとく、わが国におけるガスタービンの生産台数は年々増加の傾向にあります。産油国向などの輸出が大部分であり、国内での利用は限られております。しかしながら国家プロジェクトのムーンライト計画として、高効率ガスタービンを中心とした複合サイクルの研究開発の着手以来、複合サイクルとしての総合熱効率の優位性が注目を集めており、わが国のガスタービンの将来はこの開発の成否にかかっていると云っても過言ではないと思われます。

この開発の中心となる超高温ガスタービンについて米国でもすでに数年前より開発が進められております。技術水準、開発力ともに一日の差のあ

る米国の技術に追いつく成果を期待するためには国内ガスタービン関係者の総力を結集し、開発を推進しなければなりません。この画期的な開発を成功させるためには強力な指導力を必要とすると同時に本学会々員を中心とした技術者により蓄積された技術をいかに集約するかが大切な課題であると思います。その技術情報交換の場を提供することにより、本学会、本誌がいささかなりともお役に立てることを念願するものであります。

本号に55年6月開催の第8回ガスタービン定期講演会の講演募集案内が掲載されております。技術情報交換の場としての価値を高めるため奮って御応募されることを期待しております。

正会員の会費改訂のお知らせ

去る11月30日に開催されました臨時総会において、正会員の会費改訂が承認されました。これによりまして、昭和55年度より下記の通り、年会費が改訂となりますので、明年度分をご納入される節には、何卒よろしくご配慮賜わりますようお願い申し上げます。

記

昭和55年度以降

正 会 員 会 費 年 額 3,000 円

なお、明年度分をすでに前納された方は、差額1,000円を追加ご納入下さい。

第8回ガスタービン定期講演会講演募集

研究発表申込締切 昭和55年2月15日(金) 開催 昭和55年6月6日(金)
共催 日本ガスタービン学会(幹事学会) 日本機械学会

- ・開催日 昭和55年6月6日(金)
- ・会場 機械振興会館 (東京・芝公園内)
- ・論文内容
 - (1) テーマはガスタービン(過給機を含む)及びその応用に関連する理論及び技術をあつかったもの全て、ガスタービン本体のみならず補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザー使用実績等も歓迎します。
 - (2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限りします。
- ・募集要旨
 - (1) 講演者は、日本ガスタービン学会会員及び日本機械学会会員とし、それぞれ所属学会に申し込んで下さい。1名1題目を原則とします。
 - (2) 申込み者は、はがき大の用紙に「第8回ガスタービン講演会講演申込み」と題記し、下記の事項を記入し、日本ガスタービン学会(〒160 東京都新宿区新宿3-17-7 紀伊国屋ビル6階慶応工学会内)または日本機械学会(〒151 東京都渋谷区代々木2-4-6 三信北星ビル内)宛申し込んで下さい。
 - a) 講演題目 b) 発表者(連名の場合は講演者に○印を付して下さい)及び勤務先 c) 所属学会及び会員資格 d) 通信先 e) 100~200字程度の概要
 - (3) 講演申込書と講演論文集原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受け付けません。
 - (4) ガスタービン学会へ申込み場合、ガスタービン学会会員は学会誌に投稿できます。また機械学会へ申込み場合でも、機械学会の論文集またはBulletinに投稿しないものはガスタービン学会誌に投稿できます。
 - (5) 機械学会へ申込み場合、講演発表は普通講演あつかいとします。機械学会会員が機械学会を通して行った研究発表は、発表後機械学会論文集またはBulletin of the JSMEに投稿できます。
- ・講演申込締切日 昭和55年2月15日(金) 必着
- ・講演論文など
 - (1) 講演申込み者には講演論文集用原稿用紙をお送りします。論文は1292字づつ用紙4ページ以上6ページ以内とします。
 - (2) 原稿提出期限 昭和55年4月21日(月)
 - (3) 講演時間は一題目につき討論時間を含め約30分の予定です。
 - (4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。
- ・その他
 - (1) 講演会当日には、特別講演、懇親会(参加費無料)を行なう予定です。
 - (2) 講演会に参加される方(発表者を含む)は、5月16日(金)までに参加登録費(講演論文集1冊代金を含む。4000円(学生半額)程度の予定)をそえてガスタービン学会にお申込み下さい。事前登録者には論文集をお送りします。なお当日会場でも登録を受け付けます。

第7回ターボ機械協会シンポジウム
ターボ機械の進歩と今後の課題
特にコンピュータの応用とエネルギーの有効利用について

主 催：ターボ機械協会

協 賛：社団法人日本機械学会、社団法人日本ガスタービン学会
社団法人日本航空宇宙学会、社団法人火力発電技術協会 } (予 定)

日 時：昭和55年2月29日(金) 9:30~16:30

会 場：科学技術館(東京都千代田区北の丸公園2-1 TEL03-212-8471)

申込期限：昭和55年2月25日(月)

主 旨

従来、ターボ機械は高度成長時代の要請に応じて、主として大容量化が進歩の指標とされてきたが、石油ショックを契機に省エネルギー、省資源、信頼性の向上等への関心が急速に高まっている。

そこで今回は之等に大きな役割を果たしているコンピュータの利用について経験豊かなメーカーの第一線で活躍の方々に、今後の動向をも含めて、お話しを伺うとともに、現在大形国家プロジェクト「ムーンライト計画」の一環として、画期的省エネ効果を狙い、高効率ガスタービン技術研究組合が受託推進中のレヒートガスタービンプラントの概要をコンピュータの利用とエネルギーの有効利用の両面から詳しくご紹介して頂くこととした。ターボ機械の進歩と動向に関心の深い学界始めユーザ、メーカーの方々のご聴講とディスカッションを期待します。

	時 間	題 目	内 容	講師(敬称略)
1	9:30 10:50	コンピュータ利用による設計の合理化	コンピュータの利用によるターボ機械の設計・製図の自動化の現状と今後の展望について述べる。	株日立製作所土浦工場 副技師長 横山英二
2	10:55 12:25	コンピュータ利用による保守・管理の合理化	コンピュータ利用による設計、製作段階からフィールドバランスに至る防振技術と供用中の保守、管理及び事故の予知、寿命予測の現状と今後の研究課題について述べる。	三菱重工株高砂製作所 振動研究室長 工博 白木万博
3	13:30 15:30	ムーンライト計画高効率レヒートガスタービンの概要	サンシャイン計画とともに工技院が進めているムーンライト計画の代表的プロジェクトである発電効率の画期的向上を狙った高効率レヒートガスタービンプラントについて、システムを始め、各構成要素や制御特性等についてその概要を紹介する。	高効率ガスタービン技術研究組合 設計室長 工博 竹矢一雄
4	15:35 16:30	ディスカッション	全題目についての質疑応答とともに聴講者のご意見、ご体験の発表を期待する。	全講師 司会者

・聴講料：会員 5,000 円(協賛学会会員を含む)、会員外 10,000 円、学生 3,000 円(聴講料には教材1冊が含まれます。)

・教材：教材のみ希望の方は1冊 3,000 円(送料 200 円)にて頒布致します。

・申込方法：申込用紙にご記入の上ターボ機械協会宛お送り下さい。

・ターボ機械協会：〒101 東京都千代田区西神田 2-3-18 TEL03-264-2564

the gas turbine division newsletter



october, 1979

Profile on A. A. Mikolajczak, Incoming Member of GTD Executive Committee

Dr. Alojzy Antoni (Alek) Mikolajczak brings to the Gas Turbine Division a very strong technical and managerial background and experience particularly in the area of compressor aerodynamics.

Presently, Alek is Corporate Director of Technical Planning for United Technologies Corporation. A key concern is assessment, coordination and strategic planning of research and development activities in the engineering groups in the four autonomous operating divisions of the Pratt & Whitney Aircraft Group. This includes aerodynamic, thermodynamic and control systems which in turn encompass: fans and compressors, turbines, combustors and augmentors, nozzles and nacelles, controls and fuel systems, aeroelasticity, instrumentation, noise and emissions.

Before joining P&WA thirteen years ago, Alek taught at the Massachusetts Institute of Technology and also consulted for Rolls Royce, Ltd. in Derby, England.

He did his undergraduate work and completed his Ph.D. degree at Trinity College, Cambridge University. He also completed a management development program at the Hartford Graduate Center of Rensselaer Polytechnic Institute.

In addition to publishing numerous technical papers in the compressor aerodynamics field, Alek has been very active in

the ASME as a member of the Turbomachinery Committee (Chairman 1974-76) of the Gas Turbine Division and Technical Program Chairman for the 1978 International Gas Turbine Conference in London. He was a member of the Gas Turbine Power Award Committee (1972-74) and also a member of the Fluid Machinery Committee of the Fluids Engineering Division. He is an Associate Fellow in the American Institute of Aeronautics and Astronautics.

Membership on two technical advisory committees is included in his numerous professional activities: NASA (Lewis) Advisory Group for Internal Fluid Mechanics, and NASA (Ames) Technical Steering Group for Numerical Aerodynamic Simulation Facility.



A. A. Mikolajczak

John P. Davis, GTD Chairman, Comments on Arthur D. Little Study

In my first message as Chairman of the Division, I want to continue the new direction initiated in the August Newsletter. That course is to provide more service to Gas Turbine Division participants, supporters and friends worldwide who are bound together through a common interest in gas turbines and gas turbine powered systems. The primary objective of the Newsletter is to report to you on both ASME Society affairs and Gas Turbine Division affairs that will have impact on, or interest to you as ASME members and gas turbine engineers.

A major milestone for both the Division and ASME will occur in 1980 when the Division's Silver Anniversary Conference will be held during ASME's Centennial year. It is fitting that the upcoming conference is shaping up to be our largest and best yet by all comparisons.

It was fitting, too, that ASME, acting on suggestions made during 1978 at the Century II Convocation, commissioned A. D. Little, Inc. to study the Society's organization and activities and make recommendations for improvements as we enter our second century as a technical society. The study included careful reviews of sections, technical divisions, publication activities, codes and standards activities, volunteer organizational structure and responsibilities, staff structure and responsibilities and in fact every detail of ASME's organization and activities.

continued...

NEW EXHIBIT SALES RECORD SET

More exhibit booths have already been sold for the 25th Annual International Gas Turbine Conference in New Orleans than the total sold for any other domestic conference in the history of The ASME Gas Turbine Division.

The 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit.

The Rivergate
New Orleans, Louisiana
March 9-13, 1980

continued from page 1 . . .

The final report, a comprehensive 200 page document containing some 51 specific recommendations, has been received. Analysis of the report and its recommendations has started under the direction of the Committee on Planning and Organization.

The thrust of the recommendations is for stronger emphasis on the art and science of mechanical engineering and pursuit of meaningful technical programs in support of that emphasis in an efficient and cost effective manner. The report also addresses the social responsibilities of the mechanical engineering community, especially in the sense of aiding the public and government to more fully understand technological innovations and better utilize existing technology. Various of the recommendations touch on virtually every facet of ASME - its policy making groups; operation of sections, technical divisions and various of the existing programs; new programs; staff responsibilities; and the overall organizational structure, both volunteer and staff. While all the recommendations are positive and aim to strengthen technical emphasis, they will be carefully considered with recommendations for acceptance being presented for final adoption by Council only after thorough analysis and discussion. Some recommendations will surely be accepted and adopted as presented; others may be modified for adoption; and others may be rejected. Whatever the outcome, I believe that changes are in the making that will strengthen ASME as a technical society.

The Gas Turbine Division has had an opportunity to make comments on the report to the Committee on Planning and Organization as it began its analysis of the A. D. Little report. We shall continue to monitor and participate in these deliberations as they move forward in the next several months. I am confident that the strength and performance of our Division will be enhanced by any changes that are made as a result of the study.

What a pleasure it is to be a part of a dynamic Division in a dynamic Society where the striving for excellence is second nature and where apathy and stagnation are inappropriate descriptive terms.

To those of you who are not now members of ASME, you should consider becoming a member for more active participation in promoting mechanical engineering technology. To the members, please mention ASME to your employees and co-workers; encourage them to enjoy the benefits of membership in one of America's strongest and most progressive technical societies.

Richard J. Trippett Reviews GT Program For '79 WAM

The Combustion and Fuels, Heat Transfer, Technology Resources and Turbomachinery Committees have prepared informative Gas Turbine Sessions for the 1979 WAM, December 2-7, 1979 at the New York Statler Hilton Hotel. A brief profile of each session follows:

Bob Simoneau and Bob Mahan, of the Heat Transfer Committee, have arranged a Gas Turbine Heat Transfer Session which includes the following papers: "Heat Transfer Through Turbulent Boundary Layers - The Effects of Introduction of and Recovery From Convex Curvature", T. W. Simon and R. J. Moffat, Stanford University; "Coolant Tube Curvature Effects on Film Cooling Using Infrared Detection", S. S. Papell and R. W. Graham, NASA-Lewis Research Center; "Periodic Streamwise Variations of Heat Transfer Coefficients for Inline and Staggered Arrays of Circular Jets with Crossflow of Spent Air", L. W. Florschuetz, R. A. Berry, D. E. Metzger, Arizona State University; "Energy Transfer in an Experimental Water Cooled Gas Turbine", A. D. Maddaus, General Electric; "Effects of Nonuniform Passages on Compact Heat Exchange Performance", R. K. Shah, General Motors Corp., A. L. London, Stanford University.

Bob Jones of the Fuels and Combustion Committee has organized the following paper session: "Fuel Particle Measurements - An Effort to Standardize" (Oral Presentation), R. W. Tate, Delavan Corp.; "The Prediction of Sauter Mean Diameters for Gas Turbine Fuel Nozzles of Different Designs", H. C. Simmons, Parker-Hannifin Corp.; "Application of a Class of Distribution Functions to Drop-Size Data by a Logarithmic Least Squares Technique", J. M. Tishkoff, C. K. Law, General Motors Research Lab.; "An Instrument for Spray Droplet Size and Velocity Measurements", Dr. W. D. Bachalo, C. F. Hess and C. A. Hartwell, Spectron Development Labs., Inc.; "Empirical Correlation of the Drop Size/Volume Fraction Distribution in Fuel Nozzle Sprays", D. L. Markham and C. A. Martin, Ex-Cell-O Corp.; "Pollutant Emissions from Fuel-Lean Turbulent Flames", H. G. Semerjian and I. C. Ball, National Bureau of Standards.

The Technology Resources Committee under Jesse Wiggins has arranged for the following six speakers to discuss: "Slurry Pumping Technology Development", C. Foster and R. Paterson of DOE, J. R. Hortor of Oak Ridge National Laboratory, D. Kiddo of Exxon Research & Engineering, A. F. Carter of Northern

Research & Engineering, and L. Brown of Curtiss-Wright Corp. The panelists under the Chairmanship of G. E. Provenzale will present their viewpoints on the best approach for developing slurry pumping technology leading to general design and application guidelines for the liquefaction and gasification of coal.

One Turbomachinery Committee session has been organized by Lee Langston and contains the following papers: "Dynamic Cascade Facility and Methods for Investigating Flow Excited Vibration and Aerodynamic Damping of Model Low Pressure Blade Groups", Z. Kovats, Westinghouse Electric Corp.; "Interferometrically Measured Aerodynamic Forces on a Vibrating Turbine Blade Group", Z. Kovats, Westinghouse Electric Corp.; "A Small Hybrid Solar Closed-Cycle Gas Turbine Cogeneration Plant Concept Based on Today's Technology", C. F. McDonald, General Atomic Co.; "Heat Exchanger Designs for Gas Turbine HTGR Power Plant", T. H. Van Hagen, C. F. McDonald and R. B. Creek, General Atomic Co.

Another session organized by Bill Steltz of the Turbomachinery Committee is part of a symposium of five sessions of "Flow in Primary Nonrotating Passages in Turbomachines." With the ever increasing demands for improved efficiency, designers have been looking more closely at the non-working flow passages in an attempt to reduce losses. Meaningful attempts to predict the performance of these complex flows have been made and can be demonstrated.

Gas turbine content of the WAM will attract many of the industry's leading technologists. You should plan to be one of them.

Paul J. Hoppe, Technical Program Chairman: Up-Date on 1980 ASME Gas Turbine Division Conference

The Silver Anniversary celebration of the International Gas Turbine Conference will indeed be the single-most spectacular presentation of gas turbine technology to date. Featuring more than three hundred authors and panelists from fifteen nations, this is the event of the year in the world of turbomachinery.

A total of one hundred and one technical sessions are presently planned for the 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit to be held at the Rivergate in New Orleans, March 9-13, 1980. The Conference is combined with the 22nd Annual Fluids Engineering Conference.

Over two hundred and seventy technical papers are presently being prepared by the authors and reviewers for publication and presentation.

The two host divisions of ASME will jointly sponsor two symposia focusing on turbomachinery topics of specific interest: Symposium I - "Measurement Methods in Rotating Components of Turbomachinery" consists of twelve paper sessions relating to: (1) Heat Transfer and Temperature Measurement; (2) Unsteady Aerodynamics; (3) Flutter & Vibration; (4) Steady Aerodynamics; and (5) Optical Measurements. Each technical area will be highlighted by a keynote paper to summarize the state-of-the-art in the field of investigation. Symposium II - "Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors" consists of eight technical sessions covering such topics as: (1) Multi-Dimensional Flow Analysis with Mizuki Data; (2) Detailed Flow Field Investigation; (3) Combined Inviscid Flow and Loss Analysis; (4) Performance Prediction of Centrifugal Compressors and Pumps; (5) Prediction of Performance Related Phenomena; and (6) Role of Prediction Methods in the Design of Centrifugal Pumps and Compressors.

To get the conference off to an exciting start, Monday morning will see nine panel sessions of exceptional interest. These include gas turbine operator education, turbine maintenance, user experience and expectations, engine life management, advanced passenger car turbines, electric utility coal utilization, liquid fuel combustion in ground based gas turbines, closed cycle components, materials and controls and an overview of ceramics for gas turbines.

Aircraft presentations will include engine controls, test and measurement techniques, energy utilization, systems design for manufacturing and maintenance, and propulsion system integration. Ceramic applications in turbochargers, development of ceramics for gas turbines, fabrication and testing of ceramic gas turbine components, as well as general discussions on the applicability of ceramics to gas turbines will comprise five sessions. Closed cycle discussions will center around solar power, nuclear applications, coal fired systems, components, materials, controls, operating experience, and economic feasibility. Coal Utilization sessions will delve into fluidized bed combustion, combined cycles, water cooling, and erosion due to coal particles.

Combustion and fuels topics are presented in nine sessions about alternate fuel

effects in gas turbine engines, liquid fuel combustion in ground based gas turbines, control of fuel N to NO_x in combustion systems, emissions measurement, combustor durability and combustion systems research and development. Aerodynamics of low aspect ratio turbomachinery, developments in radial flow determination, turbulence effects in turbomachinery and general flow topics will comprise eight sessions.

Marine papers covering topics such as applications, experience, technology, engine support systems and engine condition monitoring will fill five sessions. Many sessions too numerous to list will entertain papers on controls, recent advances in gas turbine technology, economics of electric power production, heat transfer and cooling techniques, gas turbine blade and wheel manufacturing, diagnostic systems and continuously variable transmissions for single-shaft turbines. Finally, offshore platform and pipeline applications conclude the listing of sessions of the Gas Turbine Division.

The Fluids Engineering Division hosts eight sessions on fluid mechanics, fluid machinery, cavitation and poly-phase flow in addition to the jointly sponsored symposia mentioned above.

The 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit marks the end of an era of many successful conferences. On behalf of the Division, I would like to take this opportunity to thank all contributors and session organizers for their support to make this event an outstanding contribution to the technical world.

Gas Turbine Conference In Israel

John P. Davis, Chairman, represented the Gas Turbine Division of ASME at the 1979 Israel Joint International Gas Turbine Congress held at The Technion-Israel Institute of Technology, July 9-11, 1979.

Dr. Benjamin Gal-Or, Professor and Head of the Turbo and Jet Engine Laboratory in the Technion's Aeronautical Engineering Department, provided the leadership for organization of the entire meeting and exhibit. Over 200 delegates from some 15 countries attended the Congress and the technical program included over 90 papers and presentations. Twenty of the papers were provided through ASME Gas Turbine Division participation and Ben Koff led the GTD effort.

Thru The Years . . .

Tom Sawyer
Publisher Emeritus



In 1944, the Executive Committee of the Diesel & Gas Engine Power Division had their annual meeting in Tulsa, Okla. I was the incoming member of the Committee. They knew I was

in the process of writing the book "The Modern Gas Turbine" and asked me to form a "Gas Turbine Committee". We had several gas turbine papers at that meeting and there were 10 charter members of the Gas Turbine Committee in Tulsa. The number of gas turbine papers increased each year after that and by 1947 we had about 250 members on the committee which was enough to form a division.

One of the members of the Executive Committee and I met at ASME Headquarters in September, 1947 with the main ASME committee that decided on forming divisions. The Chairman later said to my friend and I, "It was very nice for you to explain to us your situation, and now that we have discussed this for about a half hour, let us not decide now; let us think it over".

My friend said, "Why the hell do you think I came all the way from Peoria; just for you to think it over?" The Chairman then turned to his committee and said, "Gentlemen, let's make it the Gas Turbine Power Division", and they approved it.

I was then made the first Chairman from September to December. In those years the Chairman changed at the Winter Annual Meeting. The next Chairman was Dr. J. T. Rettaliata who had already presented many papers on gas turbines for Allis Chalmers.

That's how it all began.

Special Invitation

You are invited to attend the Henry Robinson Towne Lecture sponsored by the Management Division at 11:00 AM, Tuesday, December 4, 1979 during the ASME Winter Annual Meeting at the New York Statler Hilton Hotel. The guest speaker will be Frank A. Lee, President and Chief Executive Officer of Foster Wheeler Corporation, Livingston, New Jersey. He will speak on "The Obsolescent Engineer".

FUTURE GAS TURBINE DIVISION CONFERENCES and EXHIBITS

1980 MARCH 9-13
Rivergate
New Orleans, Louisiana

1981 MARCH 8-12
Albert Thomas Convention Center
Houston, Texas

1982 APRIL 18-22
Wembley Conference Center
London, England

1983 MARCH 27-31
Civic Plaza
Phoenix, Arizona

1984 MARCH 12-15
Convention Center
Baltimore, Maryland

LAST CALL! Annual Report Scheduled for January, 1980

The Gas Turbine Division Annual Report is scheduled for publication in January, 1980. We must receive your contribution no later than November 15, if it is to be included.

Let us hear about your gas turbine activities and progress over the last year. These should be summarized in not more than 600 words; one table can be included. (See also instructions in August '79 GTD Newsletter).

Send your write-up directly to the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, Atlanta.

Call for GT Papers In Australia

The Society of Automotive Engineers - Australasia is planning a three day Gas Turbine Conference in Melbourne, Australia, November 12-14, 1980. (Please note the dates have been changed since the previous announcement in the August issue of the GTD Newsletter). For further information regarding submission of papers and/or attendance, contact Mr. K. J. Cuming, Chairman, Gas Turbine Section, 14/499 St. Kilda Rd., Melbourne 3004, Australia.

Donald F. Bruce (1925-1979)

With deep regret we announce the death of Donald Bruce on August 9 after a long illness. He was Chairman of the Gas Turbine Division 1967-68.

Don was employed in the Westinghouse gas turbine operation for 33 years. He is survived by his wife, daughter and two sons and will be deeply missed by all of his friends in the ASME Gas Turbine Division.

the gas turbine division newsletter

Volume 20, Number 4, October, 1979
Published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER,
Gas Turbine Division, A.S.M.E., 6065 Barfield Road, Suite 218,
Atlanta, Georgia 30328, U.S.A. (404/256-1744). Donald D. Hill,
Director of Operations - Sue C. Collins, Administrative Assistant.
Chairman: John P. Davis
Vice Chairman: Arthur J. Wennerstrom
Editor: Robert A. Harmon
Publisher Emeritus: R. Tom Sawyer

The 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit March 9-13, 1980 THE RIVERGATE New Orleans, Louisiana

"The technical program to be presented by more than 300 authors and panelists from 15 nations will make this the event of the year in the world of turbomachinery".

P. J. Hoppe, Technical Program Chairman

ASME and the Parade of Roses

ASME's Region IX is seeking support from individual members for an ASME float in the 1980 Parade of Roses. This is their kick-off event for ASME's Centennial year. Additional financial support is necessary; contributions and/or questions should be directed to: Richard Rosenberg, Vice President, Region IX, General Atomic Company, P. O. Box 81608, San Diego, CA 92138.

GTD Committee Roster Available

The GTD Committee Roster contains a list of all the administrative and technical committee members of the Gas Turbine Division and it has been sent to everyone included in the roster. Extra copies are also available without charge to those requesting from the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, Atlanta.

GAS TURBINE DIVISION 1979-80

EXECUTIVE COMMITTEE 1979-80

CHAIRMAN
JOHN P. DAVIS
Transcontinental Gas Pipeline Corp.
P. O. Box 1396
Houston, Texas 77001
713-871-2513

VICE-CHAIRMAN
ARTHUR J. WENNERSTROM
Aero Propulsion Lab./AFAPL/TBKI
Wright Patterson AFB Ohio 45433
513-255-3775

**CHAIRMAN of
CONFERENCES**
KENNETH A. TEUMER
Woodward Governor Company
1000 E. Drake Road
Fort Collins, Colorado 80525
303-482-5811

REVIEW CHAIRMAN
NORMAN R. DIBELIUS
General Electric Co.
1 River Road Bldg. 53-324
Schenectady, N.Y. 12345
518-385-9674

**FINANCE COMMITTEE &
PAST CHAIRMAN**
EDWARD S. WRIGHT
Deere & Company
John Deere Road
Moline, Ill. 61265
309-752-5462

OPERATIONS

DIRECTOR OF OPERATIONS
DONALD D. HILL
International Gas Turbine Center
6065 Barfield Rd. #218
Atlanta, Ga. 30328
404-256-1744
ADMINISTRATIVE ASSISTANT
SUE COLLINS
404-256-1744

NEWSLETTER EDITOR
ROBERT A. HARMON
25 Schaefer Drive
Latham, N.Y. 12110
518-785-8851

TREASURER
R. TOM SAWYER
P. O. Box 188
Horseneagus, N.J. 07423
201-444-3719

ASSISTANT TREASURER
THOMAS E. STOTT
Stal-Laval Inc.
400 Executive Blvd.
Elmsford, N.Y. 10523
914-592-4710

EXHIBIT MANAGER
ROBERT L. WHITENER
P. O. Box 17413
Dulles International Airport
Washington, D.C. 20041
703-471-5761
Telex: 899133

INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER
Gas Turbine Division
The American Society of Mechanical Engineers
6065 Barfield Road, Suite 218
Atlanta, Georgia 30328
Address Correction Requested

NON-PROFIT ORGANIZATION
U.S. POSTAGE
PAID
ATLANTA, GEORGIA
PERMIT NO. 2685

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

学 会 誌 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事を依頼するもので、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）、寄書、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440字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷上り1頁約1900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、速報および寄書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
日本ガスタービン学会事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

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

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 投稿原稿は次の各項に該当すること。
 - 1) 投稿論文は著者の原著で、ガスタービン技術に関するものであること。
 - 2) 投稿論文は日本語に限る。
 - 3) 投稿論文は本学会以外の刊行物に未投稿で、かつ本学会主催の講演会（本学会との共催講演会を含む）以外で未発表のものに限る。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として8頁以内とする、但し1頁につき10,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は正1部、副2部を提出すること。
4. 投稿原稿は原稿執筆要領に従うこと。尚、投稿論文の採否は本学会に一任願います。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第 7 卷 第 27 号

昭和54年12月10日

編 集 者 一 色 尚 次

発 行 者 山 内 正 男

(社)日本ガスタービン学会

〒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

