



勘 と 研 究 開 発

（株）日立製作所機械研究所所長 藤江邦男

80年代は不透明な時代、不確実性の時代、激動の時代などと呼ばれ、先の見通しが付け難い時代と云われております。国内においては社会、政治、経済の動向をはじめ個人生活に至るまで、また国際情勢なども突然大きく変化する時代であります。このような突然の変化も、よく調査研究して見ると、不明確な点も多いが、判っている点だけを結び合せると、或る程度の予測がつけられることが多いように思われる。しかし我々は問題としている情勢を深く認識し、常に問題意識をもって研究していないため、突然変化の印象を受けるようです。このことは我々の研究開発においても云えるのではないかと思います。特に創造性のある研究開発では着手時において特に不明の点が多く、研究開発の過程においても、多くの困難に遭遇しリスクが大きく、先の見通しが立て難いが、結果において、成功率の高い人と低い人が居ることも事実であります。この点について多くの研究者を観察していると、研究開発の成功率の高い研究者、技術者は各人常にその道で人一倍の努力をしており、共通して勘のよい人が多いように思います。

人は生れながらにして五つの感覚、視覚、聴覚、嗅覚、味覚、触覚があり、この外に成長の過程において第六感と云われる直感（直覚）や推理（臆測）に頼らずにわかる脳の働き、すなわち知覚を持つ。人生において勘は知覚の重要な部分を占めている。

研究者、技術者の研究開発の重要な能力の一つとして勘が必要なことは、多くの人々が認めているところであるが、世間では勘の一般的な意味と

して、当てずっぽう、山勘などを連想する人が多いように思われる。これは勘について、その真の意味を知らない非常識のためである。辞書を開いて調べて見ると直ぐ解ることであるが、勘とは考えると同意味で、考え合わせてよく調べるの意味であることを知る。また勘の付いている言葉として勘難（難事を考える、到底能はぬことを考える）、勘注（調査記録する）、勘判（考えて判断する）、勘検（考え調べる）、勘査（考え調べる）、（勘案（考える）、勘審（考えて、詳しく調べる）、勘考（考える）、勘書（書物を考え調べる））などがあり、勘の一面を知ることができる。一方、勘は字の造りから判るように基だしき力、人の及ばない力ともとれるが、脳の作用から勘を考えると情報、知識、経験に対する反射神経による潜在意識の具体的表現であると云える。したがって勘には論理性はないが、外部からの刺激によって問題点に関する多くの断片的記憶の総合的判断を意味している。我々の周囲においてリスクの多い創造的な研究、技術、新製品の先行開発では、研究開発過程での問題点、完了時の市場情況などを前以って予測することは、不確実性因子が多く一般に困難である。このような場合我々は持てる知識、経験、情報を十二分に活用し、問題意識を常に作用させ、不確実性因子を出来るだけ少なくし、予測の確率、成功の確率を上げる努力が必要である。換言すれば、世の中の事象は如何に科学、技術が発達しても不確実性因子をすべて定量化することは不可能であり、この点勝れた勘が要求される所以である。

前置きはこの位にして、本題の勘を高めるための具体的方法について、私の考えを述べて見たいと思います。前述したように勘は後天的なもので、私の今までの少ない経験、見聞から私なりに、個

（昭和55年10月1日原稿受付）

人的な努力によって勘を養成できるものと思っている。勘を高めるのに必要な人的能力は情報の活用力、柔軟な思考力、問題意識の持続力による想像、活力、冒険心であると考えている。したがって、これらの能力を高め勘のよい人間になるためには、人が具備しなければならない要素として、1) 関連想像、2) 自由発想、3) 実施経験、4) 成功経験、5) 問題意識、6) 情報整理などが考えられる。1) の関連想像は広い範囲の知識、経験、情報を問題としている課題に対して系統的に連想する能力を涵養することである。2) の自由発想は一見互いに関係ない知識を自由に発想し、互いに補完連絡しあう反射的能力である。3) の実施経験は実際に経験して得た知識を自由闊達に活用する能力を意味しており、実施経験の広さが要求される。この実施経験の中には文献などから得られた知識の経験も含まれる。4) の成功経験については、初めから人は成功の経験を持つわけではなく、誰しも研究開発の過程において成功か失敗を経験するので、研究開発課題の目標管理、すなわち成功を決める基準が重要な因子となる。人のその時の能力に対して安易な目標は勘の成長を止めるので、むしろ高い目標に挑戦させる方が好ましい結果が得られる。高い目標に挑戦し成功するためには、研究者、技術者は冒険心、想像力、活力が心要である。5) の問題意識では、その持続性が特に大切である。これは機会があれば何時でも、何処においても意識を働かせ問題解決を試みる能力を要求している。6) の情報の整理につ

いては、現在のような情報過多の社会にあっては、有効な情報を多くの情報の中から選択し、自分なりに整理法を工夫し知識の一部として、何時でも必要な時に引き出せるようにしておくことである。情報の選択に当っては長期的見通しの下に、将来必要となる分野の範囲も含めて考慮する必要がある。このような長期的思考で情報を収集することによって、研究開発に必要なリードタイムをとることもできる。

以上記述した六つの要素を常日頃から心掛け、養成することによって研究開発に必要な勘を高めることができるものと思われる。勘は論理的発想ではないので西洋人より、むしろ東洋人の方が勘の養成に対して有利な土壤にあると思われる。我が国にはエネルギー資源、鉱物資源は非常に少ないが、その代わりに、比較的豊富で質の高い人的資源があり、これを活かすことによってこれからの困難な時代に世界の研究開発をリードし、人類の福祉に貢献することは、今後の我が国の研究者、技術者の責任であると考えべきです。

勘について研究開発との関連を私なりに考えて見ましたが、勘の研究はもっと深い広がりを持ち、善の研究、禅の研究などのような一大研究テーマになり得る性質を持っていると思います。したがって私のような浅学の徒には会員の皆さんが理解できるように容易に充分説明することは不可能ですが、私なりの勘の養成法が不透明な80年代に生きる皆さんの研究開発に多少なりとも参考になれば大変幸いに存じます。

論説解説

蓄熱式熱交換器

日産自動車(株) 中央研究所 半田 統敏

1. はじめに

「ムーンライト計画」に見られるように、排熱を極力回収し、熱エネルギーを有効に利用するための技術開発は益々重要なものとなっている。

熱交換器は、異なった媒体の間の熱を移動させる装置として多方面で使用されているが、蓄熱式熱交換器は、伝熱式に比べて駆動部分がある、洩れがある等の欠点はあるものの、小型化でき、しかも伝熱面の自浄作用を持つ等の特徴もある。

特に、高炉の排熱回収のように、高温腐食性ガスから熱を回収するような場合、伝熱式では材料や製造面でコスト高になるが、蓄熱式では蓄熱材として耐火レンガが使用できるなどコストの面で有利になる場合もある。

ガスタービンの排熱回収にも熱交換器を使用するが、筆者らが開発してきた自動車用ガスタービンの分野では、熱交換器の装着によって燃費を約半にすることが可能であり、自動車用ガスタービンと熱交換器は不可欠の関係にある。ここでも小型軽量化できる蓄熱式熱交換器が車載用として適している。

本稿では、蓄熱式熱交換器の種類を紹介した後、自動車用等の小型ガスタービンへの適用が検討されている回転型蓄熱式熱交換器について述べる。

2. 蓄熱式熱交換器の種類⁽¹⁾

蓄熱式熱交換器は大きく分けて、周期流型と粉流体型とがある。

周期流型蓄熱式熱交換器は、蓄熱体の中を高温流体と低温流体が交互に流れる構造にしたもので更に、回転型とバルブ切換型に分けられる。

粉粒体移動型蓄熱式熱交換器には、移動層型、カスケード型、流動層型がある。いずれも、二段に分かれた高温流体と低温流体の通路の中を、蓄熱体(小石や砂)が移動するものである。

(1) 回転型蓄熱式熱交換器

流れの方向に通気可能な蓄熱体が、低温ガスと高温ガスの通路を横切りながら回転し、高温ガス通路で蓄熱体が受熱し、その熱を低温ガス通路で放出するものである。

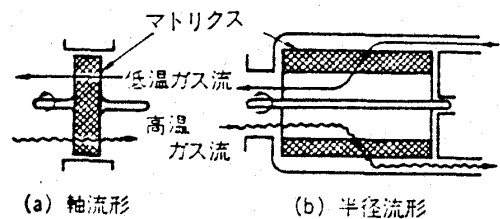


図1 回転型蓄熱式熱交換器

回転型蓄熱式熱交換器は、蓄熱体内の流体の流れ方によって軸流型と半径流型(図1)に分けられる。図2はボイラ等の空気予熱器などに使用されているユングストローム式熱交換器である。蓄熱体は扇形に区切られており、各区分内に板厚0.5mm位の波形に成形された伝熱板が、上下二層に配列されている。更に低温側(図2のロータの下半分)は、ガス温度が150℃位迄下がるので、生成した硫酸による腐食やダスト等による目詰まりを防ぐ為、高温側(200~400℃)に比べて板と板の間隔を広くとり、板の形状も高温側より簡単になっている。ロータの回転数は1~4rpmで、平均ガス流速は

(昭和55年10月20日原稿受付)

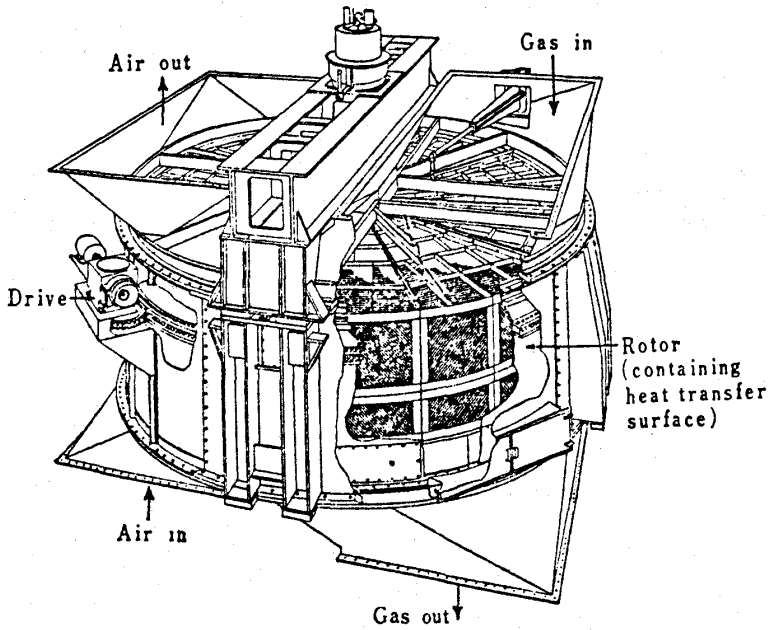


図2 ユングストローム式熱交換器

8~16 m/sec位である。

小型ガスタービン用の回転型蓄熱式熱交換器は後で詳述するが、他の形式のものとして図3に示す向流回転型蓄熱式熱交換器がある。また、図4に示す形式のものは、マトリクスを固定し、流

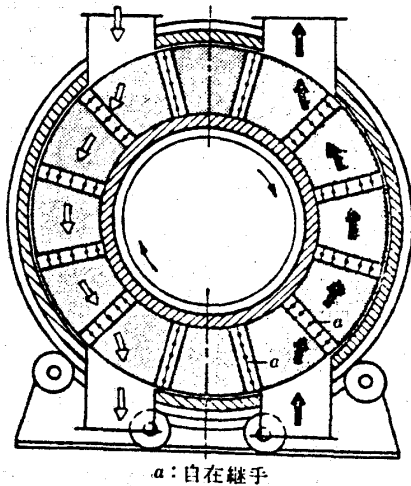


図3 向流回転型蓄熱式熱交換器

体の通路を回転軸を中心にバルブと共に移動させる回転弁型蓄熱式熱交換器である。

(2) バルブ切換型蓄熱式熱交換器

蓄熱体を収納した2つの部屋の中に、低温流体と高温流体をバルブの切換によって一定時間づつ流し、高温ガスの熱を低温ガスに伝えるものであ

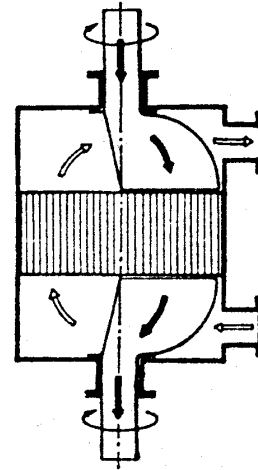


図4 回転弁型蓄熱式熱交換器

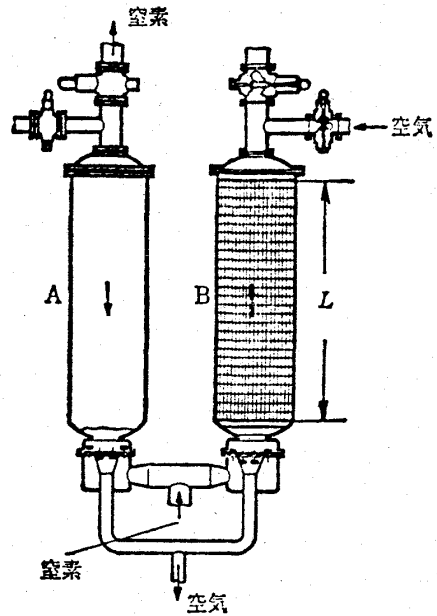


図5 バルブ切換型蓄熱式熱交換器

る。図5は室温の空気と低温の窒素を熱交換させる空気分離装置の例である。

蓄熱体は、低温の場合には波板や針金、粒状の珪石等を用いるが、高炉の排ガスの熱回収等のような高温の場合には耐火レンガを用いる。普通、レンガの有効加熱面積は、蓄熱室体積当たり10~20 m²/m³位である。

(3) 移動層型蓄熱式熱交換器

図6は移動層型の例であるが、耐火物の碎片が蓄熱体となっている。碎片はバケットで上部に運ばれ、重力で落下する。その外形寸法は2~6 cm位である。

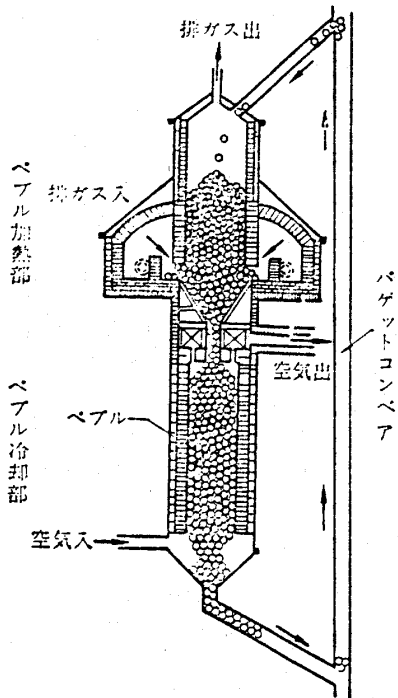
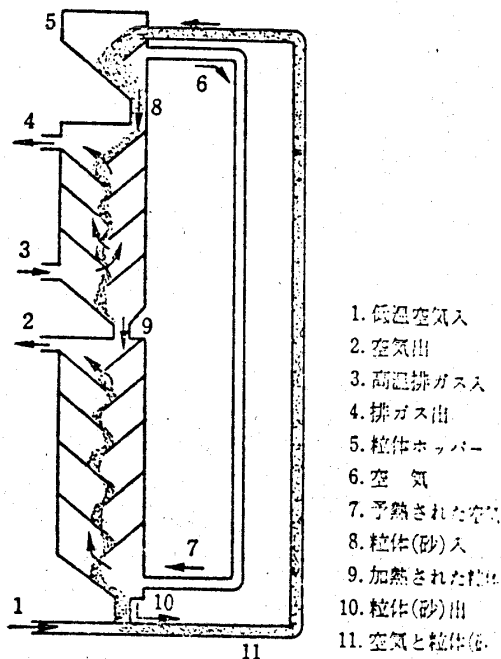


図6 移動層型蓄熱式熱交換器



(9つところにロータリーバルブを入れるのが、普通である。)

図7 カスケード型蓄熱式熱交換器

(4) カスケード型蓄熱式熱交換器

図7に示すカスケード型蓄熱式熱交換器は、排ガスの流れの中に砂(直径0.5~2mm)を落下させ、加熱した砂を更に低温空気の流れの中で落下させ

て、空気を加熱するものである。落下した砂は空気の流れによって、塔の上部に運ばれる。

(5) 流動層型蓄熱式熱交換器

図8は流動層型の例である。上部の高温ガスの部屋と下部の空気の部屋には、それぞれ多孔板が層状にはいっており、多孔板の孔から吹き上げるガスによって舞い上がる砂は、加熱しながら流動層をなして下段の多孔板に落ちていく。空気側でも同様であり、熱交換を終った砂は、フロアの空

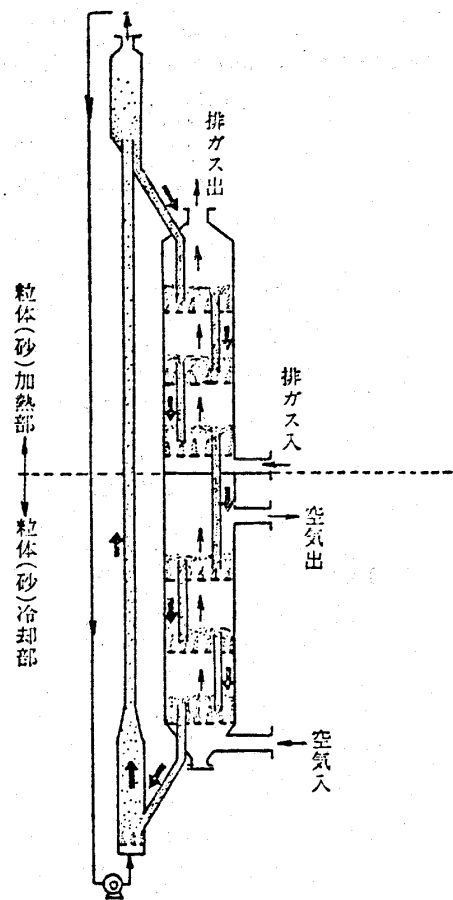


図8 流動層型蓄熱式熱交換器(たて型)

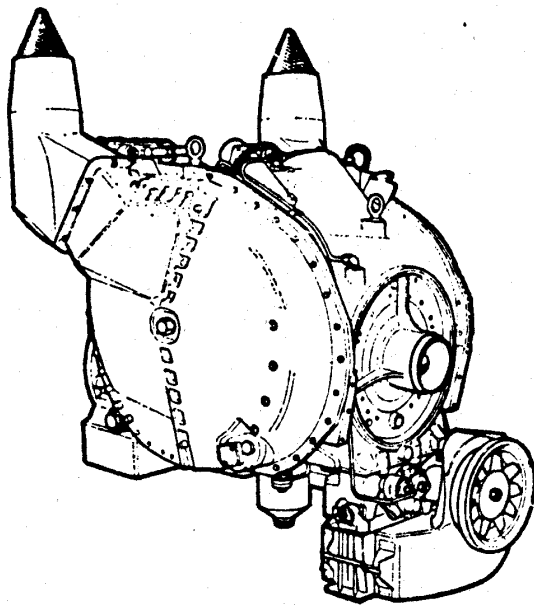
気流によって塔の上部に運ばれる。

3. 小型ガスタービン用回転型蓄熱式熱交換器⁽²⁾

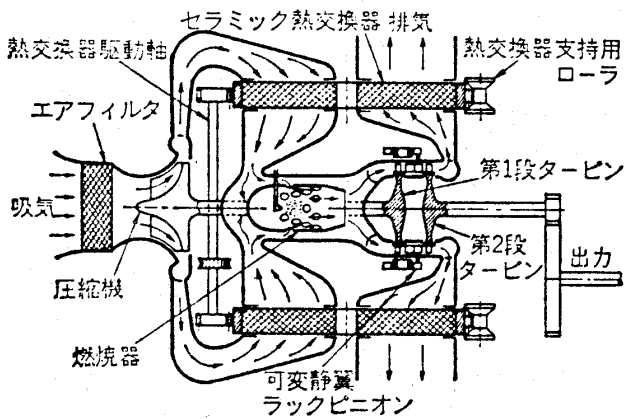
小型ガスタービンの中でも特に燃料消費量が問題となり、小型軽量でなければならぬ自動車用ガスタービンに組み込まれる回転型蓄熱式熱交換器について述べる。

(1) 構造

図9にBLMC社の2軸再生式ガスタービンを示す。蓄熱体(マトリクス・コア)は、排ガス通路と圧縮機吐出空気の通路を横切って回転し、駆



(a) 外観図



(b) 説明図

図9 BLMC社2S/350/R形ガスタービン

動力は圧縮機タービンから取出す。空気通路と排ガス通路の間には密封装置を取り付け、高压低温の空気が低压高温の排ガス中に洩れないように構

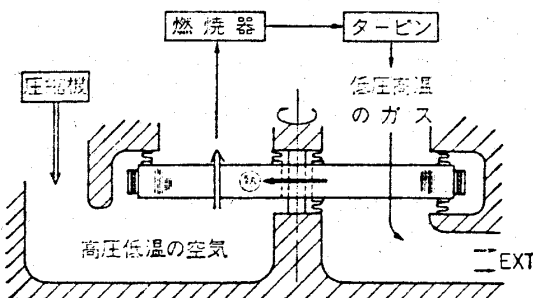


図10 回転型蓄熱式熱交換器の取付け概念図

成するが、その概念図を図10に示す。

(2) 蓄熱体(マトリクス・コア)

回転型蓄熱式熱交換器の温度効率、向流型で同回転数の場合、蓄熱体(以下コアと記す)の熱容量が大きい程高くなる。また、空気とガスの圧力損失は、コアの大きさやマトリクスの形状によって決る。コアには金属製とセラミック製とあるが、重量、熱変形、耐高温腐食性、耐摩耗性の点で、セラミック製の方が優れている。写真1,2にセラミック・コアの外観とハニカム部の拡大写真を示す。ハニカムの形状による伝熱特性と圧力損失の関係を図11に示す。製法は写真2のハニカムの場合にはコルゲーション法(図12)が良いが、マトリクスの形状によってはエンボス法(図13)や押し出し法(図14)が適している。

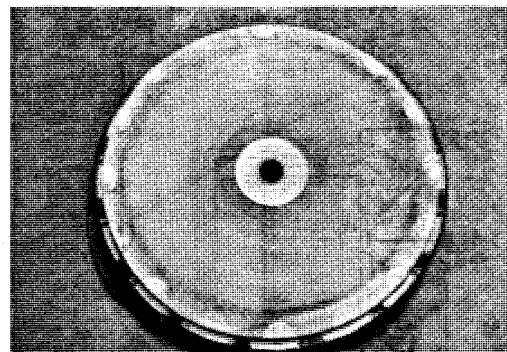


写真1 マトリクス・コアの外観

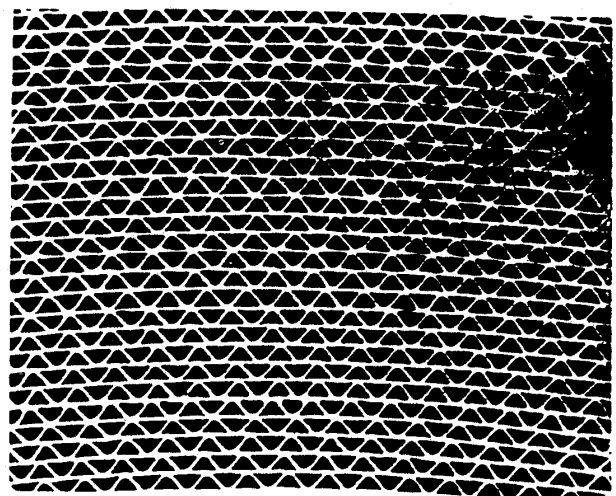


写真2 マトリクス・コアのハニカム

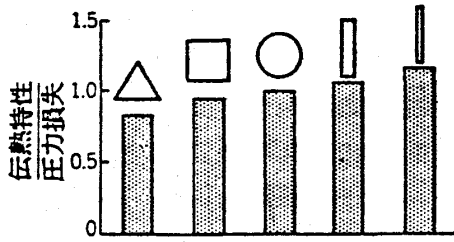


図11 通路形状と伝熱特性/ 圧力損失

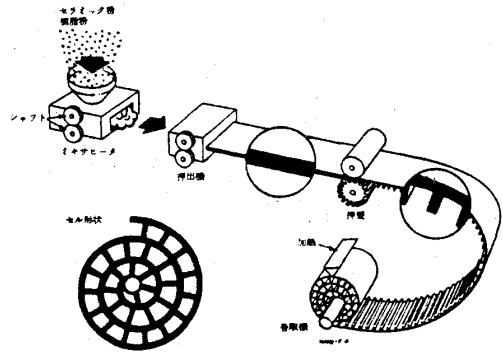


図13 マトリクス・コアの製法 (エンボス法)

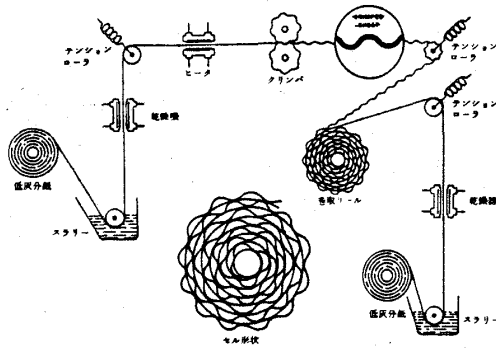


図12 マトリクス・コアの製法 (コイルゼーション法)

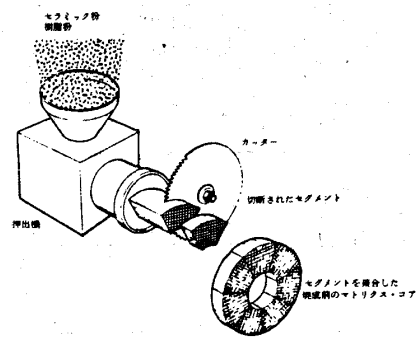


図14 マトリクス・コアの製法 (押し出し法)

表1 高温用セラミック材料

名	称	備 考
CERAMIC OXIDES	ALUMINA	(3500°F) 安価 1923℃で使用可
	BERYLLIA	耐熱衝撃性, 高価, 有毒
	ZIRCONIA	2204℃(4000°F)で使用可
GLASS CERAMICS	LAS (ラス) (LITHIUM ALUMINUM SILICATE)	回転蓄熱式熱交換器の コア-用材料として使 用されている。
	MAS (マス) (MAGNESIUM " " ")	
	AS (アス) (ALUMINUM SILICATE)	
CERAMIC CARBIDES & CERAMIC NITRIDES	SiC	現在セラミックガスタ ービンのセラミック材 料として最も注目され ている。 (サイアロンはSi ₃ N ₄ 系)
	Si ₃ N ₄	
	SIALON (サイアロン)	

表1に耐熱部品用セラミックスを示すが、自動車用ガスタービンの開発に供されたコアも、燃料中の硫黄や塩分によるケミカルアタックに弱かったLAS(表1)から、ケミカルアタックに強いMASに、更に熱膨張率は大きくなるが耐高温熱衝撃性に優れているASへと開発が進んでいる。

(3) 密封装置

コアは高温ガス通路と低温空気通路を横切って回転するので、圧縮機によって加圧された低温空気が高温の排気ガス中に漏洩する。この漏洩量を少なくするには、コアに摺

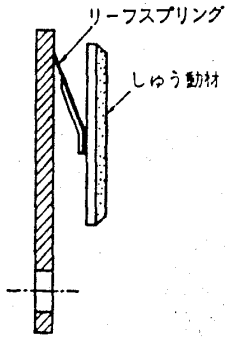


図15 密封装置

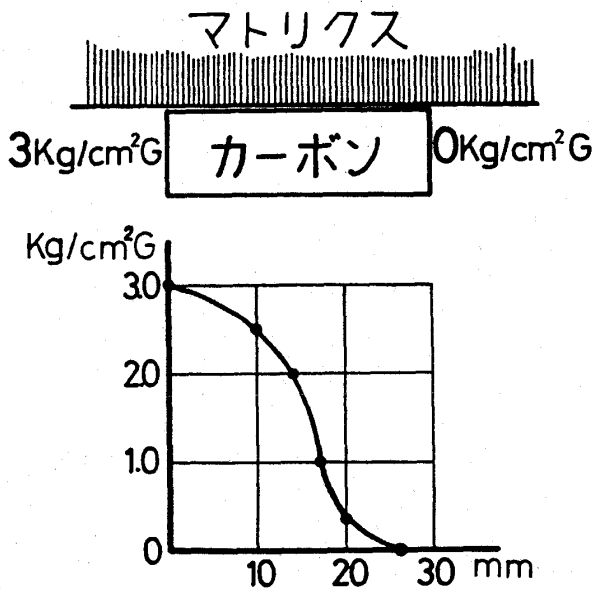


図16 コアとカーボンシール間の圧力分布

接する耐摩耗材（摺動材）を適当な圧力でコア側に押し付けておく必要がある。その装置（密封装置）の例を図15に示すが、押付力は圧縮機出口圧と摺動面の圧力（図16）との差圧によって発生する。この押付力を増すと空気洩れ量は減少するが、摺動材とコアとの摩擦力によってコアの駆動トルクは増大する（図17）。

摺動材は高温部（400～750℃）にはNiOとCaF₂のブレンド溶射，低温部（300～400℃）には成形したカーボン等が使用されている。

(4) コアの回転数と性能

コアの駆動は、コア外周のリングギヤをピニオンで回転させるのが一般的である。回転数の増加と共に応答性は良くなるが温度効率の上昇は頭打ちとなり、摺動材の摩耗速度や洩れは増加する。

図18にコア回転数と温度効率，洩れの関係を示す。キャリーオーバーとは、コア内に閉じ込められて高压側から低压側に運ばれる空気による洩れである。

筆者らの実験では350Psクラスの自動車用ガスタービンの場合（外径約800φ，厚み70のコアを2ヶ装着），回転数が20rpm位になると温度効率はほぼ飽和した。

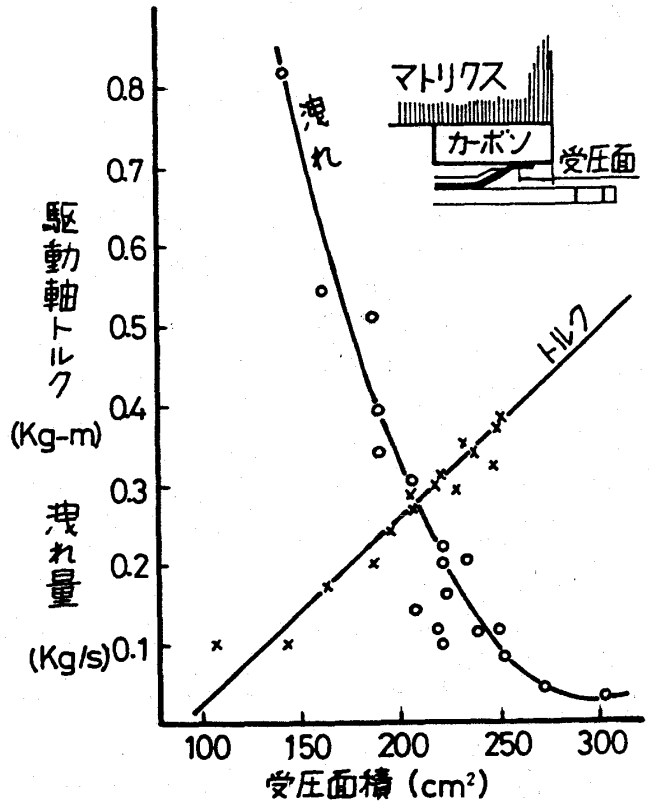


図17 受圧面積とトルク洩れの関係

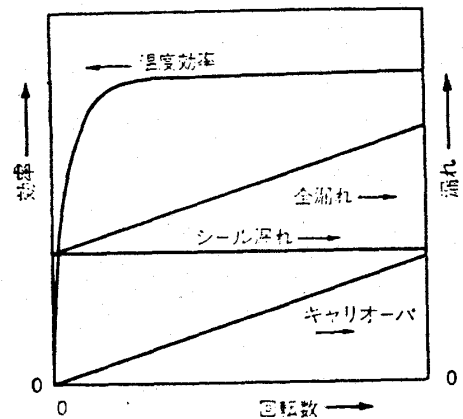


図18 マトリクス・コアの回転数と温度効率，洩れの関係

5. あとがき

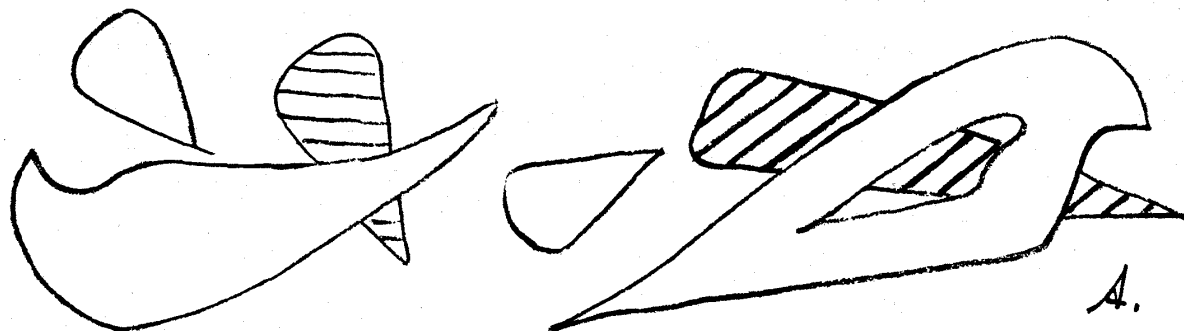
蓄熱式熱交換器の温度効率、媒体と蓄熱体との間の伝熱性能、或いは蓄熱体の蓄熱性能や受熱時間等によって決まる。しかし実際の熱交換器の運転上問題になるのは、空気の洩れ、駆動装置や部品の寿命、蓄熱体の腐蝕等であり、新材料の採用と共に、使用状況に応じた改良が今後も続けられるであろう。

更に、省エネルギー化を進める手段の一つとして、

工業用、家庭用を問わず蓄熱式熱交換器の用途は広く、プラント等での使用も検討されていると聞くと、今後もこの種の報告がなされることを担当者の一人として希望するものである。

参考文献

- (1) 尾花英朗, 熱交換器設計ハンドブック(昭52-7) 1004 - 1044
- (2) 木下啓次郎他, 自動車工学全書, 6(昭55-1) 149-153



流動層燃焼とガスタービンへの応用

日立造船技術研究所 中井 誠 一

1. まえがき

流動層は石油接触分解触媒層として知られてきたが、この流動層技術を燃焼室に応用したものが流動層燃焼 (Fluidised-Bed Combustion : FBC) である。これは燃焼室圧力によって、ボイラに用いられる常圧式 (Atmospheric FBC) とガスタービンに応用される加圧式 (Pressurised FBC) とに分けられる。いずれも流動層の強い攪拌混合作用により燃焼性や反応性が良好で、低温燃焼や層内脱硫ができるという魅力を持つ。なお石炭燃焼の形態として分類すると、FBC は火格子焚 (固定層もしくは移動層) と微粉炭焚 (輸送層) との中間に位置する。

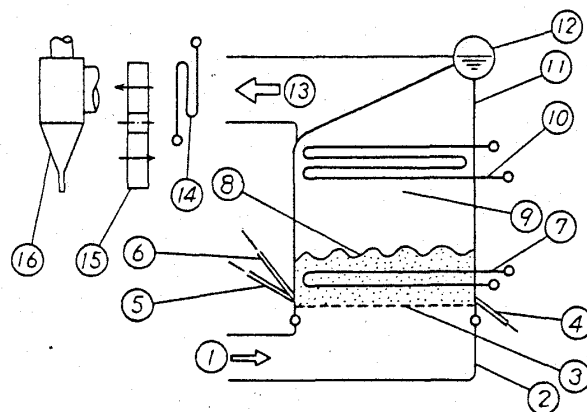
AFBCの研究は1960年前後から英国石炭庁 (NCB) を中心に石炭焚小型ボイラを目標として本格的に始められた。そして水平および垂直型の煙管ボイラや水管ボイラの各種パイロットプラントを建設しながら続けられた。またPFBCの実験も1970年頃から並行して始められたが、ともに当時は豊富な石油に押されて開発のテンポが遅かった。しかし石油危機以降、世界的に石油代替エネルギーの利用拡大が叫ばれ出し、また環境規制も厳しくなっていく趨勢の中で、新しいクリーンなエネルギー関連技術へ多額の開発投資が、米国を筆頭として始められた。その結果、石炭のガス化、液化とともにFBCがクローズアップされ、社会的にも知られるところとなった。現在米国では、蒸発量約140t/hのAFBCボイラパイロットプラントが建設され運転されている。また、米国や英国などでは数10t/h程度の中小型AFBCボイラも実用機が稼動を始めており、大型発電用のAFBCボイラの計画もスタートしている。AFBCに関しては、日本でも国家プロジェクトによる開発が進められており、来年にはパイロットプラントが運転されようとしている。

PFBCについても、米国では多くの実験プラントが建設され、高S分炭を対象とした諸特性の解明がなされようとしている。最近ではプラントシステムに必要な石炭供給装置等の要素機器の開発も進められ、実用機の一步手前であるデモンストレーションプラントの準備も進行しているが、具体化にはまだ日がありそうである。

以上のような状況にあるFBCについて、基礎的なことを含めてガスタービンへの利用が注目されるPFBCを主に概説する。

2. 原理と構成要素

2-1 原理 FBCの原理は圧力によって変わらず、構造としてはAFBCを耐圧容器の中におさめたものがPFBCとなる。しかしPFBCの詳細な構造となると共通の概念が定まっていなようなので、AFBCの水管ボイラとして構成要素を示すと図1のようになる。図1においてまず、空気を下部から送り分散板で均一に分配し、分散板上の媒体粒子層をあたかも沸騰したかのような状態にする。つまり流動化する。次に流動層に燃料を投入して焼焼させ、上部に燃焼ガスを逃



①空気、②風箱、③分散板、④灰抜きノズル、⑤燃料供給ノズル、⑥脱硫剤供給ノズル、⑦層内伝熱管、⑧流動層、⑨フリーボード、⑩フリーボード伝熱管、⑪冷却壁、⑫蒸気ドラム、⑬排ガス、⑭エコノマイザ、⑮ガス・空気予熱器、⑯集塵機

(昭和55年11月4日原稿受付)

図1 流動層ボイラ概念図

がす。発生した熱の一部は水や空気を流す層内伝熱管によって吸収し、層温度を最適範囲に保持する。ただし、流動化空気即ち燃焼用空気の量を増して、層温度を最適範囲に保持し、層内伝熱管を省いてもよい。また、燃焼時石灰石等の脱硫剤を層内に投入し、燃料中の硫黄(S)分から生じる SO_x を吸収する反応を、同時に行なわせる。なお、石炭燃焼後の灰分等は層の上部や下部から取出す。

2-2 構成要素

(1) 分散板 単純な多孔板でもよいが、粒子の落下防止等のためT字ノズルやバブルキャップを付けたものを多く用いる。分散板の圧力損失は小さな方がよいが、空気の均一分散をするには、層内圧損の数10%になるような分散板開口率(数%)が必要と一般にいられている。

(2) 流動媒体 ガスや油の燃焼の場合、平均粒径1mm前後の珪砂を多く使用するが、石炭燃焼の場合には、概ね石灰石で代用できる。ただしいずれの場合も、長時間運転すると、媒体は投入粒子と摩耗や破壊を起した残留粒子との混合物となる。石炭AFBCの例であるが、図2⁽¹⁾のような分布を持つ。脱硫剤として投入する石灰石粒子も当然流動媒体の役を果たすが、一般的に珪砂に比し摩耗や破壊を生じやすい欠点を持つ。

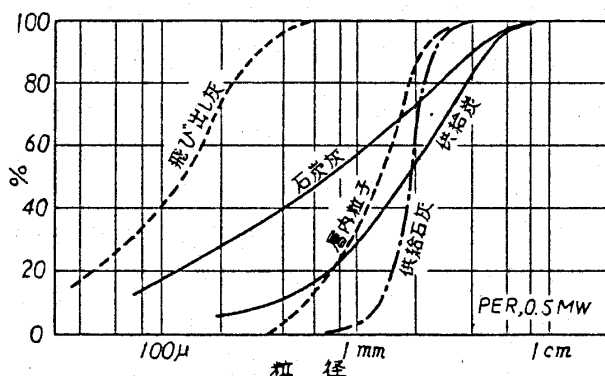


図2 石炭AFBCの粒径分布例

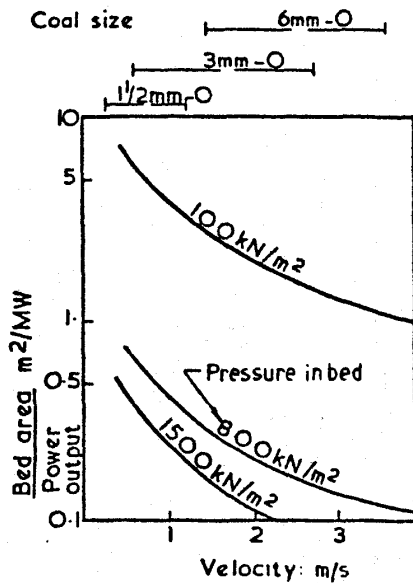
流動層高は、AFBCの場合低い圧力損失と長いガス層内滞留時間の兼合いとして定め、1m前後の値を多く用いている。一方、PFBCの場合には、層内発熱負荷が大きくなる割に熱伝達率がAFBCと大差ないので、必要伝熱面積が大きくなる。従って多量の伝熱管を層内に挿入するため

層高が必然的に高くなり、3m前後を採用するようである。このPFBCの圧力損失は0.5kg/cm前後となる。

(3) 燃料供給 小型AFBCボイラでは、粒径50mm以下のものを層上面に落下投入する方式もあるが、PFBCの場合には、粒径数mm以下のものを気流輸送によって層内下部に噴出させる方式が多い。脱硫剤も同様である。下部に噴出させる方式は、機構が複雑になるが、均一分配しやすく、滞留時間も長くとれるので、層上面への落下方式より燃焼効率や脱硫率が良くなる。

(4) 灰分およびダストの取出し 石炭燃焼時に脱硫を行なうと灰分や石膏が発生するが、そのうち層内残留分は層下部等から拔出し、排ガスとともに飛散する分は集塵器で捕集する。層下部からの拔出しは、層高に比例する層内圧損を指標としてバルブ開閉によって間歇的に行なうが、大粒子が底部に溜り流動化を阻害する分級の防止に役立つ。この際未燃分も同時に拔出されるが、未燃粒子は層内全粒子の1%以下であり、未燃損失への影響はあまり大きくない。一方、飛散ダストには未燃分の多い場合があり、その場合には第1段サイクロン捕集灰を層内に再循環するなどの対策を行なう。ダスト量を減らすため通常数m以上のフリーボード部を設けるが、粉化した小粒子でその終端速度(単一粒子の空気抵抗とその重さが等しくなる速度)が流動速度(層内の空塔基準ガス流速)以下となるものについては、気流輸送されて飛出してしまふので飛散を避け難い。ただし粉化された粒子が直ちに飛出すわけではない。拔出し量と飛散ダスト量の割合は流動速度や投入粒子径によって変えられるが、石炭や石灰石の性質によっても変る。

(5) 概略寸法 終端速度と流動化開始速度とは一桁程度の相違であり、媒体粒子径が定まると流動速度の最適範囲はあまり広くない。一方、燃焼量は概ね空気量即ち流動速度で定まり、燃焼効率や反応率も層内滞留時間即ち流動速度の逆数で定まる。従って各諸元や各性能間の設定自由度は比較的少なく、流動層寸法は大略図3⁽²⁾のような関係で与えられる。図は、AFBCの場合、従来の火格子焚炉床負荷よりやや大きい程度であることを示している。また、PFBCの場合には1~2



空気比 1.2, 効率 38%

図3 流動層床面積あたり出力

m/s の比較的低い流動速度を用いるようだが、圧力の効果で小型化されることを示している。

3. 運転操作

3-1 起動・停止 燃焼させるためには、まず層温度を燃料の着火温度まで上げねばならない。着火温度は石炭で約 450℃であり、そこまで昇温して燃料を投入し所定温度まで上げることが起動となる。冷態からの昇温には概ね次の方法がある。

- (1) 昇温炉を設け、熱風を層内に送る。
- (2) 予混合ガス燃料を層下部から注入し、層表面等で燃焼させる。
- (3) フリーボードにバーナを設け、層表面をあぶる。

このうち、(1)が最も熱量的には有利であるが、AFBCの場合、層以外に耐熱部が必要で装置が大きくなるので、(2)、(3)を多く用いている。PFBCでは(1)の例がある。(図12参照)

停止は、燃料および空気の送入を止めるだけである。停止後の層温度降下は媒体熱容量のため非常に遅く、着火温度以下に下るまでにはかなり時間がある。その間の再起動は燃料と空気を送入するだけとなる。なお、燃料だけを止めた場合には層温度降下はかなり速く、層温度制御は速かにで

きる。

3-2 燃焼温度 層温度は、燃料の着火温度以上であれば層内伝熱管の量で任意に設計できるが、實際上燃焼効率の確保や脱硫反応の好適性から 800~900℃付近に定められている。その他の制限としては、クリンカ発生防止のため、石炭灰の溶触点より 200℃程度低くすべきであるといわれている。なお、一般に層温度は層内に挿入された熱電対で計測するが、層内全域で均一な分布を示し、層から上方に抜けるガスもそれとほぼ同温度である。

3-3 負荷制御 FBCでは、層温度に好適範囲があることと、層内熱伝達率が流動速度によってあまり変化しないことから、単なる燃料量制御だけでは、広い負荷制御範囲がとれないので、次のような方法が用いられる。

(1) 空気比(理論燃焼必要空気量の倍数)一定で燃焼量を変え層温度を変える。

(2) 空気比と燃焼量とを変える。

(3) 層高を変え層内伝熱面積を変える。

(4) 層を多数に分割して部分的に停止させる。

なお(3)は層内熱伝達率が層外のそれより 1桁程大きいことを利用したものである。

AFBCボイラでは、(1)と(4)を主に採用する。(1)の場合、空気量即ち流動速度を下げると層高も下るので、その時に層内伝熱管の一部が層上に露出するように設計して、(1)と(3)を組合せたものもある。この組合せでも 1/2負荷程度までしか下げられないので、(4)が必要となる。PFBCでは全部が用いられ、(2)では空気が流動層をバイパスするようにし、(3)では層内媒体を他容器に移動させる。なお(3)については、冷態モデルテストから 5% Load/mm 程度の変化速度が予測されている。(3)⁽³⁾ (1)、(2)、(3)の方法によって、図15に見られるように 1/4負荷まで下げられるようである。

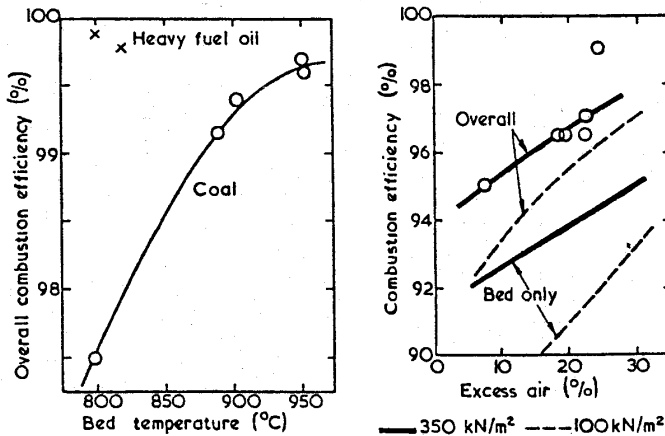
4. 流動層燃焼の諸特性

4-1 流動化特性 図1において、固定層の状態から流動速度を除々に増加していくと、層内圧力損失が増加していくが、ある時点になると最大値を示し、その後はほぼ一定値を示す。この最大値を示す時点が流動化開始速度であり、その時層の流動化が始まる。流動化開始速度は、固定層の圧力損失がその層の全粒子重量と釣り合うものとして

計算されるが、媒体の粒径とともに大きくなり、大略実測値と一致する。ただし高温になると実測の方が小さくなるという現象もある。

流動化状態は、粒径分布や分散板形状等とともに層内管群にも影響されるが、層内管群は流動層を均一化する傾向を持っている。

4-2 燃焼特性 燃焼効率は、主として層温度や空気比に影響されるが、燃焼効率の一例を図4⁽⁴⁾に示す。一般にCOやCH₄の排出濃度は低く、効率低下の大部分は未燃炭粒の飛出しによるものである。図中、Overallの値はフリーボードにバツフルを入れた場合のもので、飛出しを抑えているのでBedのみの場合よりも高くなっている。PFBCは、AFBCよりも層高が高く層内での滞留時間が長くなるので、効率が高くなる。炭種に関しては、揮発分や灰分が多いと効率が低下しやすいようである。

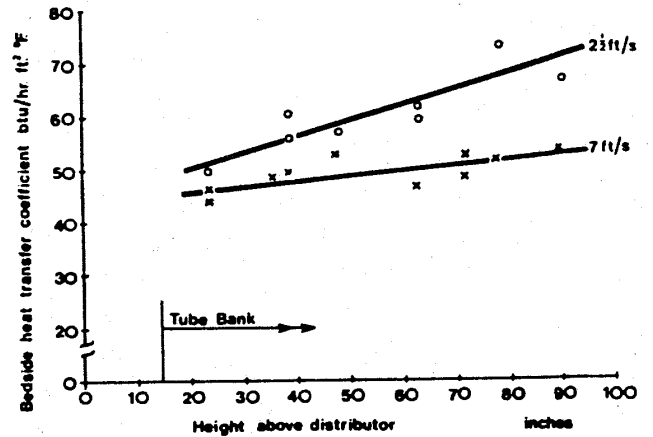


圧力 500kN/m²~600kN/m², 空気比 1.15~1.2, 滞留時間 2 sec

層温度 800℃

図4 燃焼効率

4-3 伝熱特性 FBCの熱伝達率は広範囲のデータをまとめたものは少なく、計測結果として 300 Kcal/m²h² 前後の値を示したものが多し。石炭PFBC (600 KN/m²) の例が図5⁽⁵⁾であり、層内の高さ方向の位置に対して示してある。伝熱管の位置や形状によっても多少影響を受けるが、一般的に熱伝達率は、流動速度を変えるとある時点で緩い最大値を持ち、圧力や温度を増すと少し大きくなり、粒径を小さくするとかなり大きくなるというような特性を持っている。

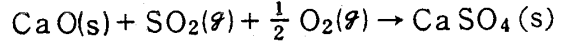
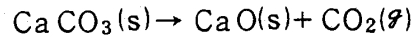


(1 Btu/hr ft²F = 4.883 Kcal/m²hr °C)

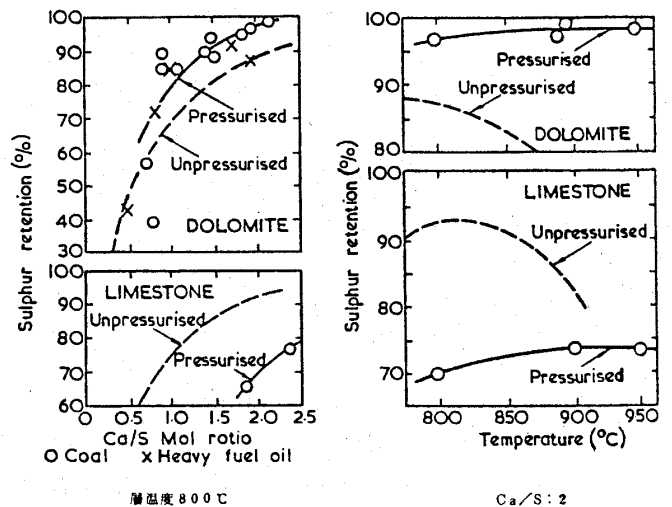
図5 石炭PFBCの層内熱伝達率

これは、粒子が伝熱面へ衝突する際に熱伝導が行なわれ、それが伝熱を支配していることを表わしているようである。

4-4 脱硫特性 石灰石やドロマイトによる脱硫反応は次のような式になる。



脱硫率は石灰石の産地等によっても大きく異なるが、実験結果の一例が図6⁽⁴⁾である。図中Ca/Sは供給燃料中のS分に対する投入脱硫剤中のCa分のモル比である。図中の各曲線の理由付けは明らかでないが、石灰石の場合、生成した石膏が石灰粒子に外殻を作り内部気孔を閉塞させる現象は認められている。このため石灰粒子内部まで



層温度 800℃

Ca/S: 2

図6 脱硫率

反応が進まないで、FBCの脱硫副成物は多量の石灰を含む。従って排脱石膏と同様には扱えず、処理技術とともに農業用や建材用等への利用技術の開発が現在なされている。一方、高CO₂分圧下の煅焼やNaCl添加等の石灰石反応率向上の研究もなされている。また、石灰石の再生プロセスの開発や再生し易い合成脱硫剤の研究も進められている。

4-5 NO_x 排出特性 FBCは低温燃焼である上、層内気泡の関係で還元性燃焼も行なわれるためか、従来のバーナ燃焼に比しNO_xの発生が少ない。図7⁽⁴⁾がPFBCの例である。図中の曲線に対し実測値は一般にかなり散ばっているが、AFBCに比し、空気比の影響が大きくかつNO_x値が低いという特性を持っている。この

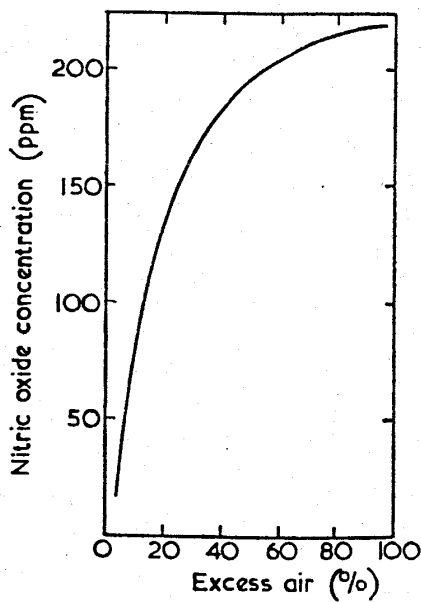


図7 PFBCのNO_x排出濃度

NO_x値は米国の環境基準(0.7lb/100万Btu)を充分満足しており、これ以上の低NO_x化対策の研究は特にされていないようであるが、AFBCで効果のある二段燃焼をPFBCに適用するとさらに低いNO_x値が期待される。ただし、脱硫との両立性のみならず、低O₂域の腐食等の別の問題が派生する心配もある。

4-6 耐久性 FBCの特性として、層内における流速は低いので層内管の摩耗はほとんどなく、ダストは微粉炭焚に比し量が少なくかつ高

温の灰溶融の状態を経ないので軟く摩耗性は少ない。また、低温燃焼のためNaやV等の揮発が少ない上、層内媒体の表面積が大きいので管への付着確率も小さく、高温腐食は軽減される方向にある。

AFBCボイラでは実験結果からも特に大きな問題はないと考えられているようである。

しかしPFBCの場合、ガスタービン入口は温度、流速とも高く、利用サイクルによっては層内管温度レベルも高いので、AFBCよりかなり厳しい条件となる。摩耗対策としてガスタービン入口におけるダスト制限が提案されている。図8⁽⁶⁾はモデルピース等による各試験結果からの制限値を並べたものであるが、値もちらばり制限曲線としてのまとまりもまだ良くないようである。図中

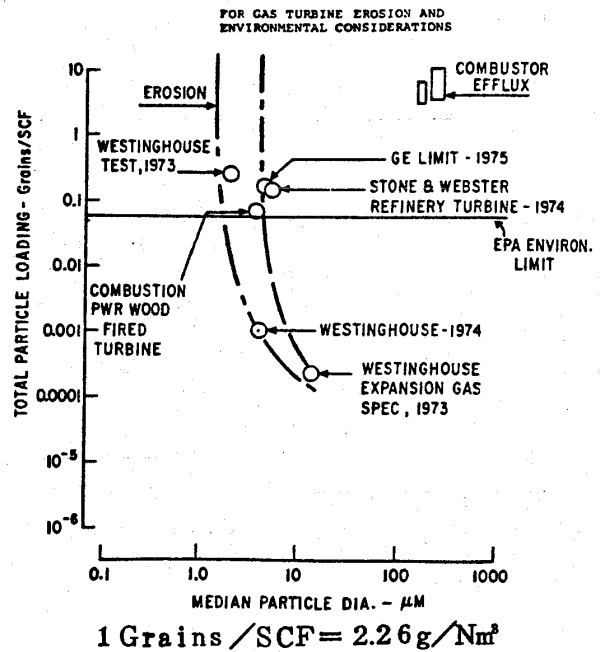


図8 タービン入口ダスト粒子制限値

には、EPA環境基準よりもダスト量が多くかつ粒径も比較的大きな制限値があり、これに対してはサイクロンのみでも達成できそうである。しかし多くの場合、燃焼室出口において前段に1もしくは2台のサイクロンを置き、後段にはより高効率の集塵器を設置せねばならない。後段にはグラニューラーベッドやセラミックのフィルターおよび電気集塵機等が考えられており、それらの開発がなされている。腐食に関しては、従来の油焚ガスタービンにおいて経験している値と比較すると、

層温度 980℃で100倍, 900℃で30倍程度のアルカリ金属蒸気を発生し, 腐食加速要因となるClをも含むので, 寿命を短くすると予想される。⁽⁷⁾ 各種テストがNiやCr等の耐熱耐食合金について実施されており, 一例としては, 酸化および腐食による深さが800℃で0.05mm/2000hr, 900℃で0.22mm/2000hr程度あったことや950℃以上になると翼列に付着物が多くなったことなどが報告⁽⁷⁾されている。また, 材料選別テストで改良合金やクラッドメタルの候補も挙げられている。⁽⁷⁾ 摩耗, 腐食ともまだ結論が出ていないが, 実機に近い装置による長時間のテストで実証されるのも間近であろう。

5. 特長と用途

従来の石炭燃焼との比較の上でPFBCの特徴をまとめると次のようになる。

- (1) 広い炭種に適用できる。
- (2) 炉内脱硫ができ, 排煙脱硫装置が不要となる。
- (3) NO_x 値が低い。
- (4) 層内熱伝達率が高く, 必要伝熱面積が少なくすむ。
- (5) 高温腐食が軽減される。

用途面では, 現在AFBCがボイラ全般に適用される見込みであるが, 大型発電プラントに限ると将来的にはPFBCの方が有利となろう。これは, PFBCが複雑で技術的にも難しいとはいえ, AFBCに比し燃焼効率や脱硫率が高く, NO_x がより低く, 装置が小さくなり必要鋼材量が少なく低資本費となるためである。もう一つの魅力としては, PFBCを用いたガスタービンと蒸気タービンからなる複合サイクルの熱効率が高く, 今後ガスタービン技術の進歩とともにさらに熱効率の上昇が見込まれ, 将来の石炭価格上昇に対しても強いことが挙げられる。なお, PFBCと同様の魅力が石炭低カロリーガス化発電にもいわれているが, ガス化発電は, ガス化効率の向上および熱効率上昇にかかせないガスクリーニング装置の開発が難しいようで, 実用化の時期がPFBCシステムに比し遅くなりそうである。

PFBCと微粉炭焚とを発電プラントとして比較したものが表1と図9である。⁽⁸⁾

表1 PFBCと従来型との比較

	PFBC	従来型	単位
全出力	500	500	MW
脱硫率 (Ca/S比)	85(1.2)	85(1.2)	%
廃棄副成物	400	565	lb/MWh
NO _x 排出量	<0.3	0.6	lb/10 ⁶ BTU
プラント 効率	39~40	34~35	%
蒸気発生器 体積	251	545	ft ³ /MW
蒸気発生器 鋼材	2.3	6.1	ton/MW
資本費 (1979年)	695	810	\$/KW
発電単価 (6000h/年)	35.6	40.4	mill / KWh

注1. 従来型は排煙脱硫装置(FGD)付微粉炭焚汽力発電である。

注2. PFBCはCa/S=2.4で脱硫率96%となる。

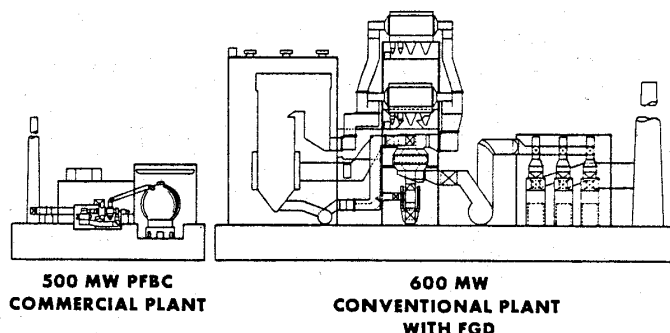


図9 PFBCと従来型微粉炭焚との外形比較

6. ガスタービンへの応用

ガスタービンシステムの中で, PFBCは石炭等固体燃料を含む低質燃料を焚き得る燃焼器の役を果すとともに, 層内伝熱管という熱交換器も持つ点で特長が発揮される。PFBCとガスタービンを組合せた場合の基本サイクルは大きく二種類に分けられる。その一つは, 開放エヤヒータサイクルと称され, 層内伝熱管の内外とも空気が流れるものである。(図11参照)これは層内管のない開放サイクルに比し集塵器が小さくてすむ特

長がある。この熱効率は流動層や集塵器等の圧力損失のため油焚に比し低いが、ガスタービン出口に廃熱ボイラを付けて発電や地域暖房等に利用して効率を上げられる。他の利用法として、このサイクルで発生した圧縮空気を地下の空洞に溜めて必要な時に取出し発電するシステムも提案されている。⁽⁹⁾ 類似サイクルとしては、低圧タービン前で再熱し廃熱ボイラ前でも再熱するサイクル⁽¹⁰⁾や、層内管側を別系統の閉サイクルにしたものなどがある。⁽³⁾

他の一つは、通常ガスタービン・蒸気タービンサイクルである。

両サイクルとも、高空気比にすると、燃焼器や集塵器等が大きくなりコストアップとなるが、燃焼効率、腐食、ターンダウン比に有利なので、比較的高空気比に設計される場合が多い。

800℃のガスタービン入口温度に対し比出力と熱効率を示したものが図10⁽³⁾であり、通常資本費の安くなる比出力最大付近に設計条件がとられる。圧縮機を二分し中間冷却器を入れたサイクルも示してあるが、これは高効率でガスタービンも小さくなる上、PFBC装置も小さくなることを示している。

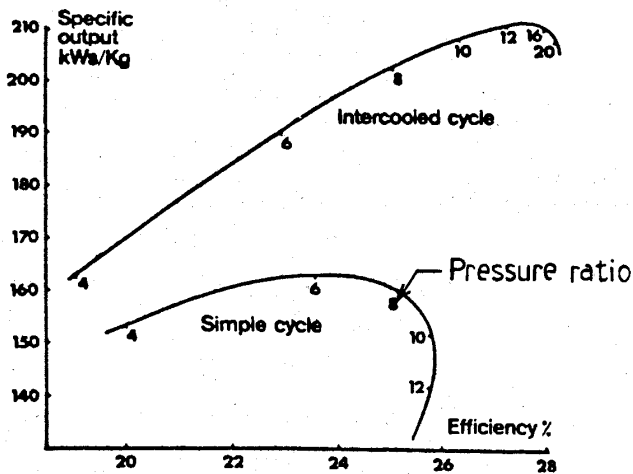


図10 比出力と熱効率

7. PFBCの開発状況

PFBC開発は、AFBC開発ほど数多くはないにしても、米国のDOE, EPA, EPRI等の援助の下に、各国の公的研究機関で行なわれるとともに、電力設備や石油に関係する企業で強力

に進められている。

米国では、ANLが古くから脱硫関係の基礎実験等を行っていたが、最近PFBC/Component Test and Integration Unit (炉断面 $0.9 \times 0.9 \text{ m}^2$) で各要素ハードウェアの開発⁽¹¹⁾も実施している。NASAでも 0.2 m の逆円錐型のPFBCテスト炉を設け、テストピースの摩耗や腐食の試験⁽¹²⁾を行っている。Westinghouse社, Foster Wheeler社, General Electric社, Exxon社等は、マルチセルの大型AFBCボイラとともに、PFBCの試設計やコスト試算を行ないシステム全体について開発を実施している。特にCurtiss Wright社は、他社との協同で、高S分の東部炭を対象として、湿式排煙脱硫装置なしで低公害とする500MW発電システムを1980年中頃に建設することを目標に計画を進めている。この計画の前段階として、現在表2および図11⁽¹³⁾のようなエアーヒータサイクルのパイロットプラントを開発しようとし

表2 エアヒータサイクルパイロット諸元 (C.W.)

電気出力	7150 KW
G.T.の等価電気出力	9140 KW
S.T.の "	5970 KW
等価熱レイト	8796 Btu/KW/hr
石炭量	10235 lb/hr
蒸気量 (175 psig)	49000 lb/hr

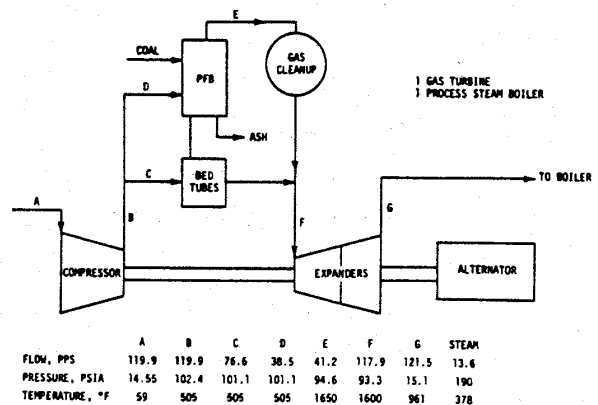


図11 エアヒータサイクルパイロットプラント

ている。これには、層内管にフィンチューブを用い、翼にトランスピレーション冷却による保護対策を用いる案を持っている。なお、通常の冷却翼ではダストのため穴が閉塞するという意見もある⁽⁷⁾。

英国では、石炭庁のCURLが図12⁽⁸⁾のような実験装置（炉断面 $1.2 \times 0.7 \text{ m}^2$ ）を持っており

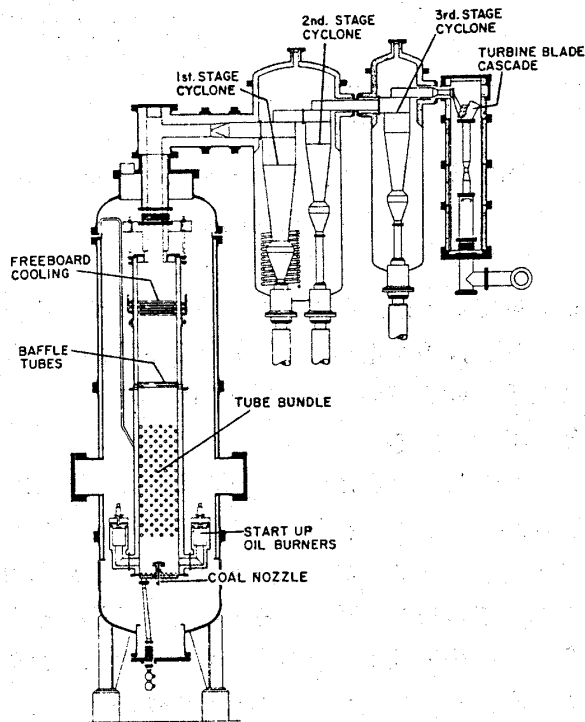


図12 PFBC テスト装置
(NCB CURL Leatherhead)

古くからテストを実施して来た。また、最近米・英・独の協力の下に Grimethorpe に炉断面 $2 \times 2 \text{ m}^2$ 、層深さ 4 m、10 ata で層内に蒸発管を持つ大型のパイロットプラント⁽¹⁴⁾を作って進めようとしている。なおBPやESSO等の石油企業も研究している。その外、西独等とともに、スウェーデンでも Stal Laval 社が船用を含め意欲的に開発を行なっている。

Stal Laval 社は、American Electric Power 社と Babcock Power (旧、英 Babcock & Wilcox) 社と共同して米国でオハイオ州の高S分炭とドロマイトによる 500 MW ガス・蒸気タービンサイクル発電プラントを目指して可能性調査を実施している。初期段階として、図12の装置を使って、脱硫特性等の性能把握と

もに、今後の設計に近い条件で翼の摩耗・腐食の評価を行なった。これによると、SOx は EPA 提案中の新設プラントに対する 85% 脱硫に、NOx は $0.6 \text{ lb}/10^6 \text{ Btu}$ に充分適合するもので、100 時間耐久試験では腐食や付着はみられずかすかな磨き跡が残った程度であった。タービン寿命は3段サイクロン ($0.5 \text{ Gr}/\text{SCF}$) で大略2年と推測され満足な結果と判断されている⁽¹⁵⁾。ただしEPAのダスト規制が厳しくなると、プラント出口にバグハウスを設けるとのことである。今後1000時間耐久試験をコーティング翼も含めて再度行なうことが予定されている。次段階として、1980 年台前半に 170 MW のデモンストレーションプラントを建設することを狙っている。このプラントは、既設の微粉炭発電プラントに追加する形で計画されており、概要を表3および図13⁽⁸⁾に示した。これに用いるガスタービンは、

表3 ガス・蒸気タービンサイクルデモンストレーションプラント諸元 (AEP, SL, BP)

出力	170 MW
石炭量	89 ton/hr
ドロマイト量(4% S分ベース)	29 ton/hr
効率	33%
ガスタービン入口温度	1470 F
“ 圧力	210 psia
ガス流量	$2.92 \times 10^6 \text{ lb/hr}$
蒸気タービン入口温度	925 F
“ 圧力	1300 psia
蒸気流量	$8.6 \times 10^5 \text{ lb/hr}$
PFBC 圧力	223 psia
“ 層温度	1550 F
“ 流動速度	3 ft/S
“ 石炭・脱硫剤サイズ	$1/8 \sim 0 \text{ inch}$
“ 層高	12 ft

図14⁽⁸⁾の Stal Laval 製 70 MW GT120 (圧力比 16, タービン入口温度 800 °C) で、このガスタービンの油焚燃焼器2基を1基のPFBC装置に転換して使用する。またこのガスタービンシステムに、負荷制御および起動停止時のオーバースピード防止のため、燃焼器バイパスおよ

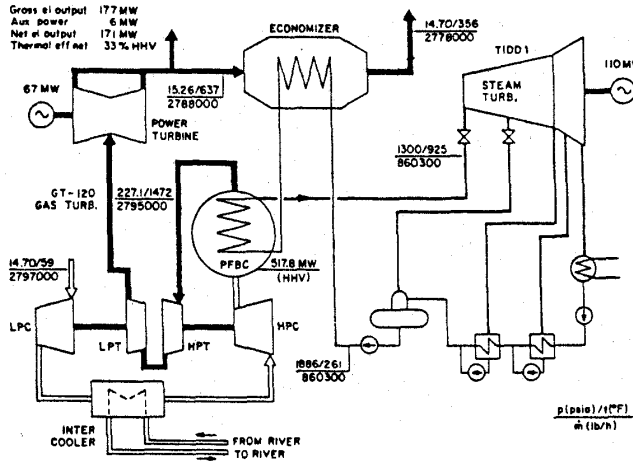


図13 ガス・蒸気タービンサイクルデモン
ストレーションプラント

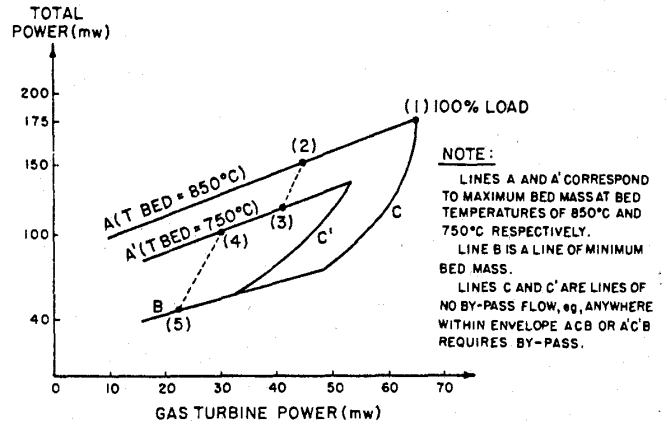


図15 PFBC ガス・蒸気タービン
サイクル負荷制御

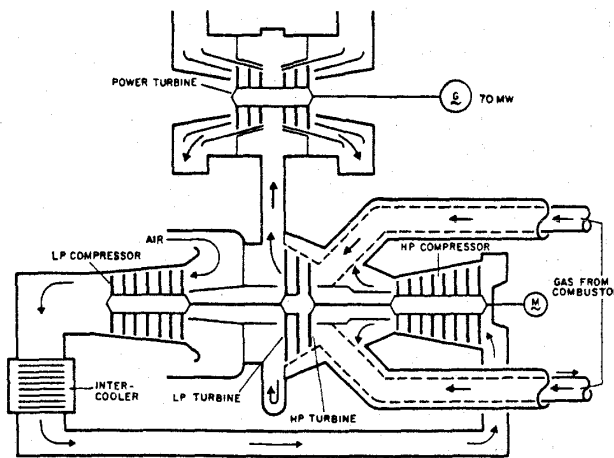


図14 STAL LAVAL GT120
ガスタービン

びHPタービン分離のラインを設け、その流量制御を行なうバルブを設ける。このプラント全体の負荷制御は、燃焼器バイパスによる空気比(最大空気比2.0)、層温度、層内媒体量によって行ない、図15に示したようにガスタービン出力とともに蒸気タービン出力を変化させる。この計画のPFBC温度850℃は、アルカリ金属蒸気をかなり抑え、耐久性を増すので、最初の実用プラントとしては賢明な選択であろう。熱効率としては、蒸気側が既設プラントなので、従来の31%が33%に上昇するだけである。500MW実プラントはGT120ガスタービンを2基用いるもので、最大空気比のみ1.7となっている。この効率は

39.4%であるが、将来ダスト除去装置や翼のコーティング技術が進歩し、PFBC温度が925℃になると約2%の効率上昇が期待できる。

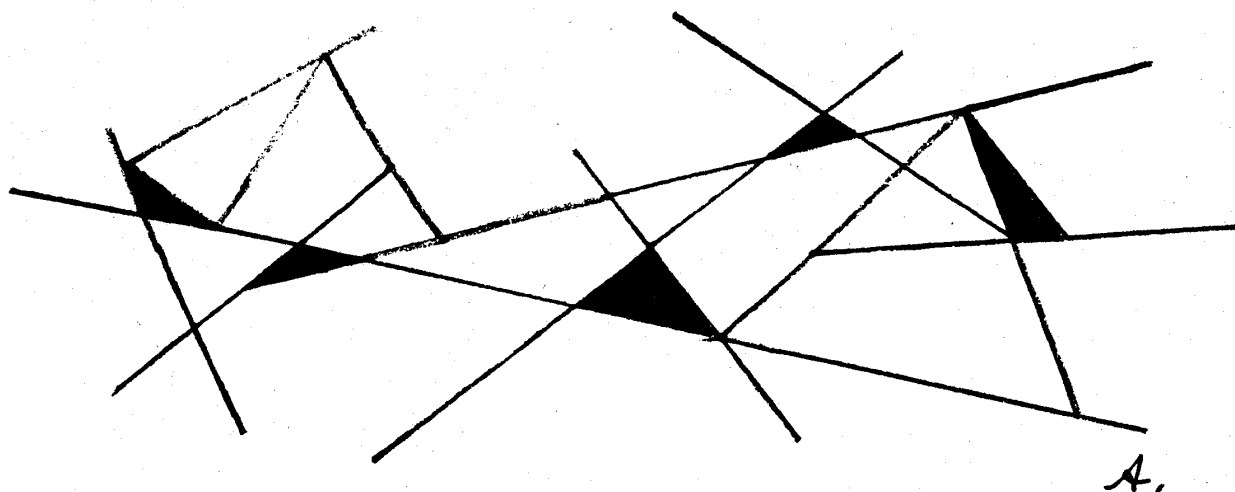
8. あとがき

主としてPFBCについて概説したが、PFBCの経験がないこと、資料全般の調査ができていないことから、適切でない部分もあろうかと思われるので、ご容赦をお願いするとともにご批評を仰ぎたい。最後に執筆の機会を与えていただいた東京大学高田浩之教授および小松製作所井上誠氏、コメントをいただいた日立造船(株)三論光砂氏および中西雄氏に感謝する。

参考文献

1. 千葉, ほか, 化学工学, 42-12 (1978), 14
2. McKenzie, E.C., Chemical Engineering, 14, Aug. (1978)
3. Hill, B.J., Int. Total Energy Congress, Copenhagen, (Oct. 1976)
4. Roberts, A.G., ほか, Institute of Fuel Symposium Series No1: Fluidized Combustion (London), D4, (1975)
5. Hoy, R., ほか2名, 5th Int. Conf. on FBC, Vol. 3, 123, (Dec. 1977)
6. Brooks, R.D., FBC Technology Exchange Workshop. Vol. 1, 109, (April, 1977)
7. McCarron, R.L. ほか3名, 5th Int. Conf. on FBC Vol. 3, 714, (Dec. 1977)
8. Markowsky, J.J., ほか, Pressurized FBC Technology Exchange Workshop, Secaucus, (June. 1979)

9. Harboe, H., 3rd Int. FBC Conference (Hueston Woods) V-6 (Oct. 1972)
10. Huber, D.A., FBC Technology Exchange Workshop. Vol. 1, 125, (April. 1977)
11. Podolski, W. F. ほか, 5th Int. Conf. on FBC Vol. 3, 102, (Dec. 1977)
12. Zellars, G.R., ほか2名, 5th Int. Conf. of FBC, Vol. 3, 660, (Dec. 1977)
13. Moskowitz, S., FBC Technology Exchange Workshop, Vol. 1, 141, (April. 1977)
14. Broadbent, D.H., ほか, 5th Int. Conf. of FBC Vol. 3, 310, (Dec. 1977)
15. Markowsky, ほか, 6th Energy Technology Conference & Exposition, Washington, (Feb. 1979)



A.

英国艦艇用ガスタービンの技術概要

川崎重工 犬伏才延

1. まえがき

戦闘用艦艇にガスタービンを使用しようとした試みは古くからあったが実用を狙って試験されたのは第2次大戦後であり、世界で最初に着手し成功したのは英海軍であった。ガスタービンが何故航空機に適したかは比較的明確であり、戦闘用航空機の使命は何としても速度の増大化であり、これが劣勢であれば最早勝負は明らかである。このため小型軽量化の可能性を無限に秘めたガスタービンが研究され、開発の進歩が速かったのは誰しも肯定する所であるが、何故艦艇にガスタービンが適しているのかというこのような単純明快な解答はない。例えば航空機に類似した船艇である水中翼船、ホーバークラフトの類いはその速度向上を主目的としているので航空機と同様ガスタービンでないとその目的は達せられないが、排水量型の艦艇となるとガスタービンを搭載したからといって船速が格段と向上したというわけでもなく、その点蒸気タービンであろうが、ディーゼルであろうが、1,000トンから15,000トンの艦をみても最大船速は公称されている値で比較する限りにおいて大差はない。またその航続距離も極端に蒸気タービンと変わることもなく、ディーゼル艦と比較すると逆に航続距離は劣る場合もある。しかしどうして先駆者達がこのガスタービンを艦艇に応用しようとしたのであろうか、この疑問について筆者自身も未だ完全な解を得たわけではないが、応用の目的が艦艇である限り無限の開発進歩の余地があり将来性を秘めた機関であることが漸次理解されてきつつある。しかし残念ながら商船となると一番大事な運航経済性は他の機関に比して現在では劣るので燃料消費率がディーゼルより良くなしないと使用されることはまずないであろう。艦艇用ガスタービンの利点を論議することが本文の目的でないのでこの論議はここで終る。現在の

技術レベルと社会工業力の状況から見て艦艇用に最適なガスタービンは航空転用型でしかない。

近い将来には第3世代の航空転用型ガスタービンが世に出ることもなく密閉サイクル方式の艦艇用ガスタービンが出現すると予測されるが本件は別の機会にすることにして今回は航空転用型ガスタービンを主題とする船用化への技術思想について筆者が資料入手可能な英国艦艇用ガスタービンについて平易に記述したいと考える。

2. 航空エンジンを船用化する時の問題点

航空機用エンジンとして多量生産され長時間多数運航されたエンジンを基本型として艦艇用に転換させるときの大きな問題は耐塩水対策の問題が主たる議題となる。同じ航転型ガスタービンでも発電用とかガス輸送用とかに用いられる陸上ガスタービンではこの問題は殆んどなく、むしろ地上における空気密度が、高空より大きい点が異なるので圧力、燃焼負荷等の増大に伴う問題解決が主となるが船用の場合はこれらの問題が重複してくるし、耐塩水対策の解決が遥かに難解なものである。

これらの対策には次の3項が考えられる。

- (1) ガスタービン材料の開発
- (2) 翼冷却方式の改良
- (3) 出力定格の規定

これらの耐塩水対策はそれぞれのエンジンが開発された時代の技術でそれぞれの差異があるが、それよりも主としてそのエンジンの使用目的による大きな差があることも事実である。

2-1 ガスタービン材料の開発

2-1-1 高温部翼材 ガスタービンの高温材料の適用思想は普通常識的にいわれているごとく Ni 基超合金は優れた高温強度を持ち、かつ耐酸化性、耐食性を持つので応力の高い部分に用いられ現在では主としてタービン動翼材に広く用いられている。まず Ni 基超合金を用いたタービン動翼材の特質を考えると Ni-monic 80A は 20% の Cr

(昭和55年10月17日原稿受付)

を含むNi基超合金でCrが多いので耐酸化性はよいし鍛造性もあるが、高温強度がCrが多いことにより余り大きくないので比較的ガス温度の低い所で使用される。例えば表1に示すようにオリンパスTM3Bの出力タービン動翼に用いられている。

表1 艦艇用ガスタービンのタービン部材料表

		オリンパス TM3B	ティン RM1C	スペイ SM1A
高圧タービン 1 段	静翼	X40	X40	X40
	動翼	IN738	IN738	IN792
	円板	FV448	FV535	IN901
高圧タービン 2 段	静翼			IN738
	動翼			IN792
	円板			IN901
低圧タービン 1 段	静翼	X40	IN738	IN738
	動翼	N90	N105	IN792
	円板	FV448	FV448	IN901
低圧タービン 2 段	静翼			IN738
	動翼			IN792
	円板			IN901
出力タービン 1 段	静翼	X40	X40	X40
	動翼	N80A	N90	IN738
	円板	FV448	FV448	FV448
出力タービン 2 段	静翼		23%Cr 11%Ni3%W	X40
	動翼		N90	IN738
	円板		FV448	FV448

N80AとN90は耐蝕Al拡散コーティングは行われていないが、他の材質の動静翼にはこれが施行されている。

また、N80A、N90、N105は精鍛材であるがその他の翼材は精鍛材である。

N80AにCoを18%位入れて、高温強度を改善したN90がティンRM1Cの出力タービン動翼に用いられている。これらは精密鍛造材である。さらに高温強度を増すためにCrの量をやや減らして15%程度としAlの量を5%弱に増加したものがN105でこれはティンRM1Cの低圧タービン動翼に用いられている。しかしこれはCrの量が少ないので耐食性が劣るので耐食Alの拡散コーティングが行われている。この材料よりさらに高温強度を増加させるためにAlとTiを加えた量を増加して折出強化を図ろうとする。しかしこの量が増加すると鍛造は困難となり精密鍛造とならざるを得ない。また高温強度を増すために加えたAlとTiの効果は高温で維持するためにCrの量を10%位にま

で下げる必要があるのでこれにより耐酸化性は低下するためAlの量をやや増加させて耐酸化性の改善を狙っているがさらにAl拡散コーティングによって耐酸化性を補強している。この材料としてはIN713C、IN100等があるが艦艇用としてはCr量が少ないためAlを増しても高温の耐食性に問題があり表1に示すガスタービンには使用されていない。

最近の艦艇用ガスタービンでは連続使用時間が長くまた航空用燃料に比べて低質の燃料が使用されるので特に高温の耐食性が要求される。そのため再びCr量を10%から15%まで増加し、Tiの量を増加して耐食性の改善をしたものがIN738とかIN792であり、これらの合金は低Cr合金の高温強度に近いものである。IN738は表1のオリンパス高圧タービン動翼、ティンの高圧タービンの動翼、スペイの出力タービン動翼に用いられている。スペイのその他の動翼はIN792が用いられている。この系統に属する材料はすべてAl拡散コーティングが用いられており精密鍛造材として使用される。Al拡散コーティングはCrが18%以上のものは普通は行わない。

Ni基超合金に対してCo基超合金があるがこれは750℃～900℃位の範囲の温度ではNi基超合金にくらべて強度が低いので動翼材には不向きとされている。しかし反面熱衝撃強度と耐食性は非常に優れているので静翼には用いられる。英海軍の高速パトロール艇に使用されたプロテウスエンジン(4500 BHP)の静翼に当初N90を使用したのが腐蝕が激しくCo基超合金のX40のAl拡散コーティングに変更して非常な効果をあげた例を図1に示す。

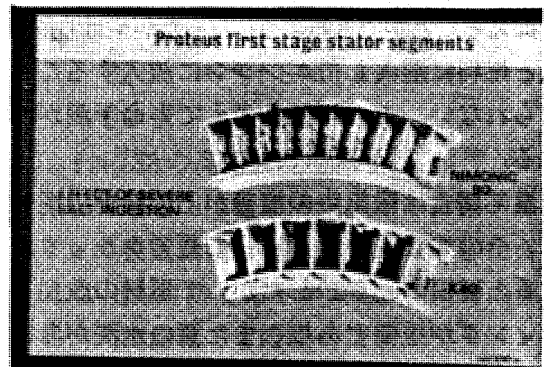


図1 塩分による高温部腐食

Co基超合金はMo・W・Ta等の高融金属による固溶強化とさらにこれら高融点金属とCrの炭化物の析出強化を利用したものである。現在最も多く使用されているものにX40があるがCrを25%加えて耐酸化性を持たせ10%のNiを加えて粘りを与え、さらに7.5%Wで強化された合金である。強度は余り強くないので動翼には使用され難いが耐食性、耐熱衝撃性に優れ表1に示すガスタービンにもそれぞれ静翼に使用されている。表2に各種翼材の代表的成分を示す。

表2 代表的翼材の成分表

Ni基超合金

	Al	Ti	Cr	Co	Mo	Ni	備考
N80A	1.2	2.3	19.5	2.0	-	残	精鍛
N90	1.5	2.5	19.5	18	-	残	精鍛
N105	4.7	1.3	14.9	20	3.5	残	精鍛
IN100	5.5	4.7	10	15	3.0	残	精鍛
IN713C	6.1	0.8	12.5	-	4.2	残	精鍛
IN738	3.5	3.5	16	8.5	1.8	残	精鍛
IN792	3.3	4.3	12.7	9.0	2.0	残	精鍛

Co基超合金

	W	Ti	Cr	Co	Ta	Ni	備考
X40	7.5	-	22.5	残	-	10.5	精鍛

2-1-2 ガスタービン材料と寿命 この寿命に関するものとしてはガスタービンの高温部腐食(タービン翼部)と低温部腐食(圧縮機翼部)とがある。高温部腐食の原因となる主たる理由は二つあって硫黄と塩分である。燃料中の硫黄による硫化現象は総てのガスタービンの悩みであるが最近の超合金(例えば表1)の耐食性とコーティングは燃料が普通の蒸留油であれば寿命をほとんどこのために制限する必要はなくなった。しかし塩分の方は塩水分離装置の開発進歩で0.01ppm以下に抑えることができるようになったがやはり多少は空気と燃料に混入してエンジンに流入することは避けられない。この影響を考慮して寿命予測が必要となる。

低温部腐食は吸気中の塩分が圧縮機翼の腐食を起し、その腐食孔を起点として疲労クラックが発生すると破損が起る。したがって翼材の改良とコーティングが重要であり、また翼の水洗が非常に有効である。現在ではこの塩分のためにエンジン寿命が制約されることはなくなっている。オリン

パスTM3Bでは圧縮機の全段が6A_L-4Vのチタン合金で高圧圧縮機は不銹鋼が用いられているが、タインRM1Cでは低圧圧縮機と高圧圧縮機の殆んどが6A_L-4Vチタン合金で高圧圧縮機の最終2段落のみが不銹鋼の翼材である。スペイSM1Aも大部分がチタン合金を用いている。

2-2 翼冷却方式の改良 ガスタービンの翼材に高温強度の限界がある以上、ガスタービンの熱効率にはある種の限界がある。このためにガスタービンの技術者は作動流体のガス温度自身を低下させることなく、翼材の金属温度をいかに低下させるかという冷却方式に苦勞してきたわけであり、冷却方式の進歩には次のような4段階の歴史的経過がある。

- イ. 翼内部対流冷却
- ロ. 空気吹き付け冷却
- ハ. 空気膜冷却
- ニ. 浸出冷却

これらの冷却方式は通常はそれぞれが重複して用いられるが、その技術内容はイからニに向かってだんだんと複雑となり、したがって微細でしかも多数の孔を必要とするので航空機エンジンのように塵埃のない高空で使用されるものは比較的構造的に複雑な冷却空気孔を持つものも問題は少ないが、塩分の影響が避けられない艦艇用ガスタービンでは誠に危険であるといわざるを得ない。海面上の塩分濃度を1万メートルの高空の塩分濃度までにするのは現在の技術水準では不可能である。このため最新の航空エンジンに適用されているような0.1mm以下の如き冷却孔は寿命の点からも実用的でない。このため艦艇用には冷却空気孔の単純化を狙いできる限り孔の数の少ないしかも大きなものを用いるという思想が出てくるので内部対流冷却が主流となる。代表的な翼冷却方式の構造を図2にオリンパスTM3Bと図3にオリンパスTM3Cについて示し、図4はタインRM1Cのものである。図5はスペイSM1Aの対流冷却方式で航空用との差異を示す。このような理由でタービン入口ガス温度の最高値は艦艇用のものは航空用のものに比べて数パーセントは低いガス温度とならざるを得ないのが現状である。もし逆説的にいえば燃料消費率を重視して航空用の冷却翼をそのまま用いるならばエンジンに不測に発生する

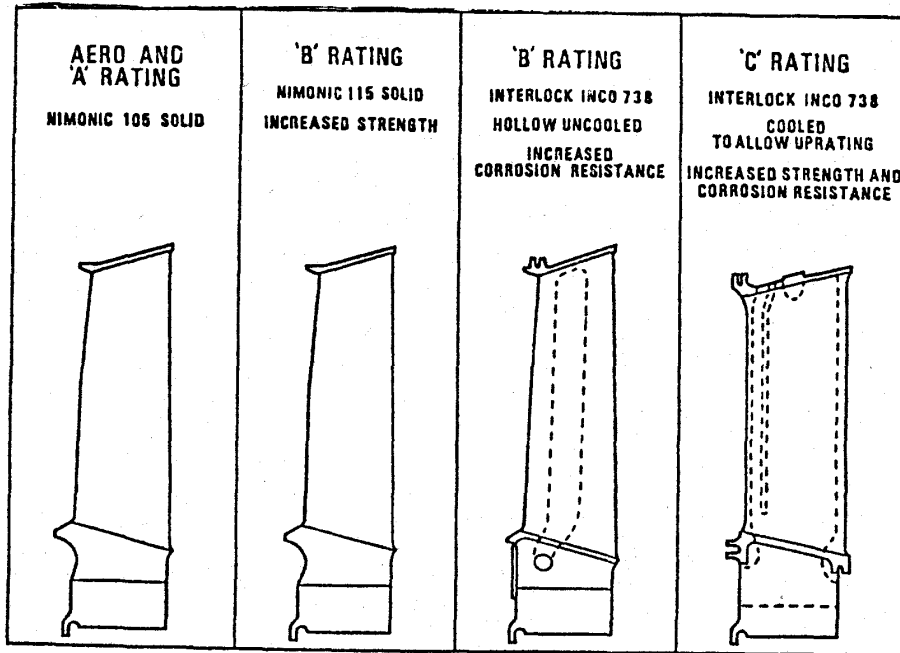


図2 オリンパスタービン翼

故障率（エンジンの早期取卸し率）が高くなりエンジン稼働率が低下する。この事は艦艇用エンジンとしては重要な事であり、燃費問題よりも寧ろ稼働率の方が重要である。

2-3 出力定格の規定 一般にガスタービンの出力の大きさはエンジンの寿命に直接関係する。高圧タービン入口温度、すなわちサイクル最高ガス温度に出力は直接関係している。ガス温度がある制限値以下では高温によるクリープ問題とは無関係であるからター

ビンの寿命にも無関係である。

エンジンを非常に高温で運転すると非常に高出力を出す、これは寿命の浪費となるだけである。

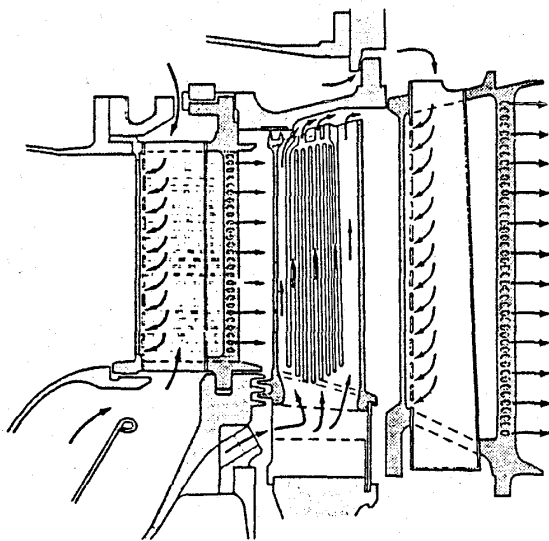


図3 オリンパスTM3C冷却方式

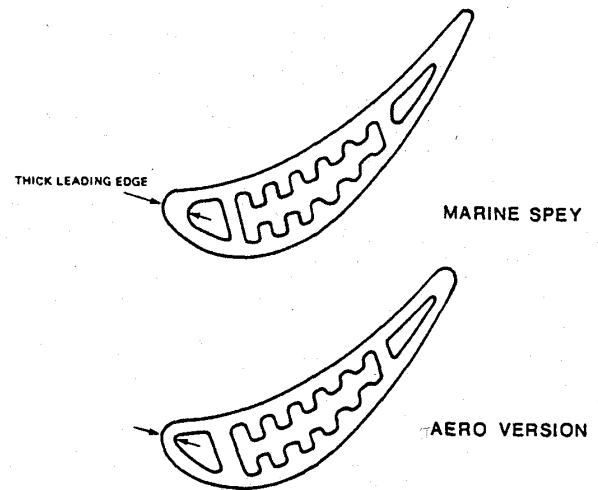


図5 スペイSM1A冷却翼

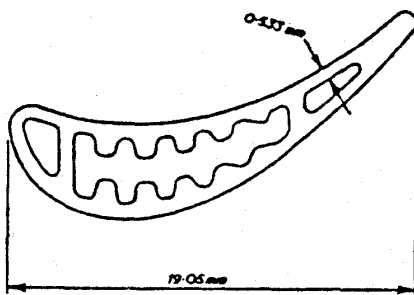


図4 タインRM1C冷却翼

図6はIN738の高温強度を示すが、温度がわずかに増加しても寿命は極端に減少する。図7はガスタービンの吸気温度に対してプロットしたタインRM1Cの出力定格であるが直線の右下りの部分はタービン入口温度（この場合は出力タービン入口温度）一定の線であるが大気温度の上昇に伴い出力が低下してくることを示しているがこれはガス

タービンの弱点である。図の中で寿命係数1の線が示すものはこの温度以下であればエンジンの寿命に影響がない範囲を示しているが寿命係数2の線では1時間運転すると寿命係数1の出力で2時間運転したことに相当する。このような考え方でガスタービンの出力を高くするとき、すなわちガスタービンの入口温度を高くすると寿命係数は4, 6, 10とかを用いて計算することで使用済寿命と残存寿命の計算を容易にしている。このようなエンジン寿命を等価換算寿命 TEとしてそれぞれのエ

表3 英国艦艇用ガスタービン諸元表

分類	機種				
	項目	オリンパス TM3B	タイン RM1C	スベイ SM1A	
船用型	最高ガス温度	1236 °K	1290 °K	1310 °K	
	圧縮比	9.9	11.4	18.5	
航空用型 (原型)	最高ガス温度	1221 °K	1272 °K	1450 °K	
	圧縮比	10.75	13.93	21.4	
船用型 翼冷却方式	高圧タービン	1段	単純対流/無冷却	対流冷却/無冷却	吹き付け 対流 膜冷却/冷却
		2段	—	—	無冷却/無冷却
	低圧タービン 出力タービン		無冷却	無冷却	無冷却
等価運転時間 (HR.)		TE=10X+6A +4B+2C +1D+0.5S	TE=2A+1B +0.5S	TE=6A+4B +2C+1D +0.5S	

注 オリンパスとタインの航空用の最高ガス温度は初期エンジンの値を示す。

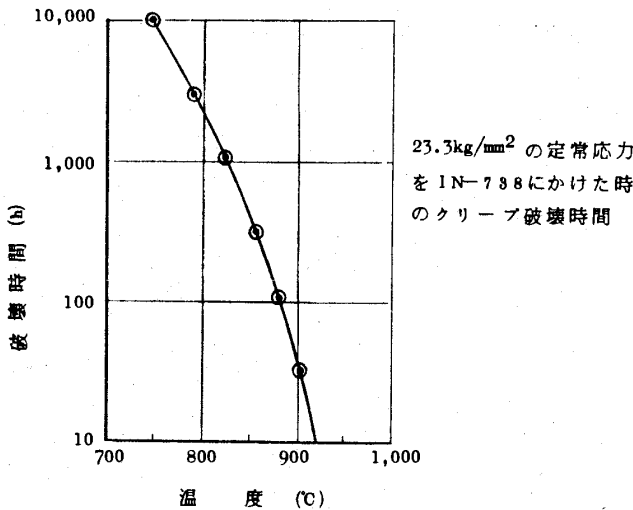


図6 代表的クリープ特性

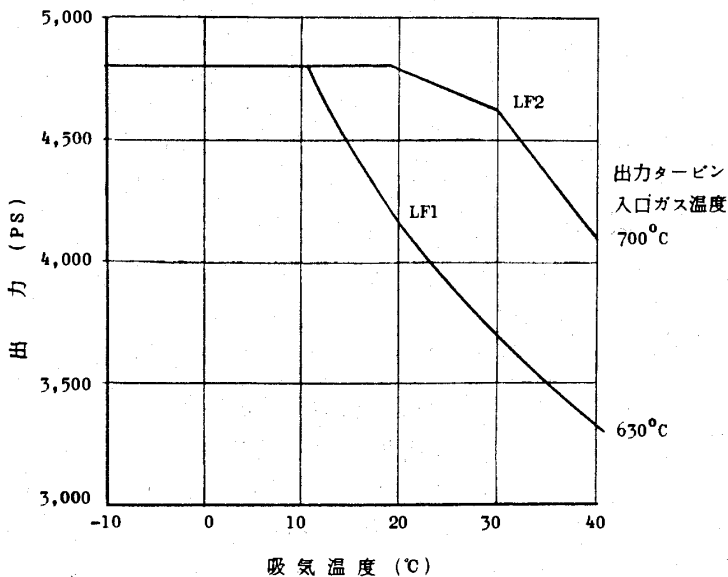


図7 タイン RM1Cの出力定格

ンジンで用いられこの関係を表3に示す。タイン RM1Cの等価運転時間 TEは次式で計算される。

$$TE = 2A + 1B + 0.5S$$

ここに、

A = 630°C < PTET ≤ 700°C の運転時間

B = 630°C ≥ PTET の運転時間

S = タービン起動回数

PTET = 出力タービン入口温度

タイン RM1Cは通常は巡航用エンジンであるため寿命係数2より高い定格はないが、水中翼船またはホバークラフト、高速艇に用いられるときは短寿命、高出力定格もあり得る。オリンパス TM3Bはブースターエンジンであるため高出力で長時間運転されることはないので高い定格が必要となる。オリンパス TM3Bの等価運転時間 TEは次式で計算される。

$$TE = 10X + 6A + 4B + 2C + 1D + 0.5S$$

ここに、

X = 660°C < PTET ≤ 670°C の運転時間

A = 635°C < PTET ≤ 660°C の運転時間

B = 595°C < PTET ≤ 635°C の運転時間

C = 555°C < PTET ≤ 595°C の運転時間

D = 555°C ≥ PTET の運転時間

スベイ SM1Aは巡航エンジンとしても、またブースターエンジンとしても使用されるので、オリンパス TM3Bと同様な出力定格が規定される。スベイ SM1Aの等価運転時間 TEは次式となる。

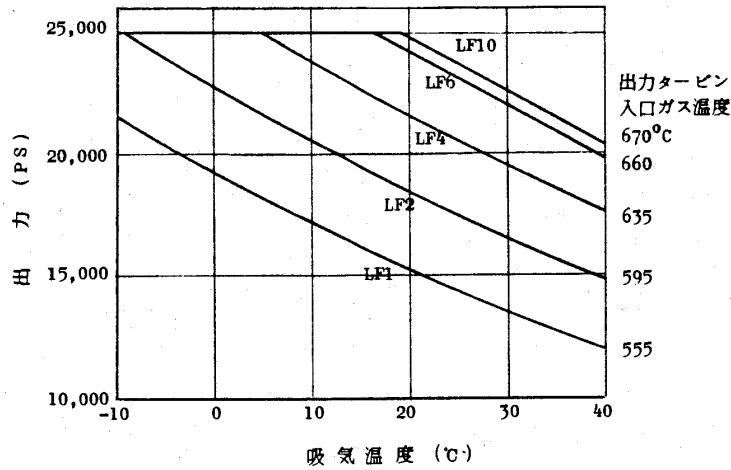


図8 オリナス TM3B の出力定格

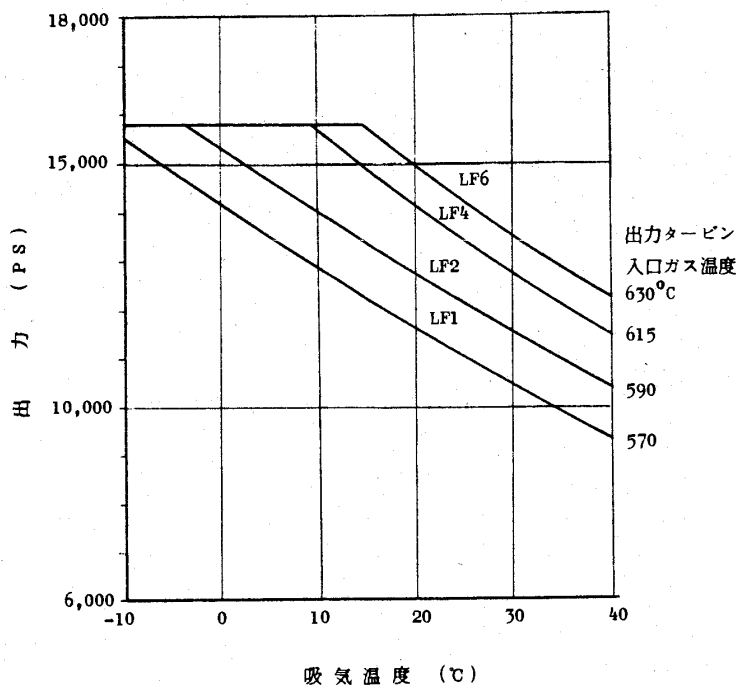


図9 スペイ SM1A の出力定格

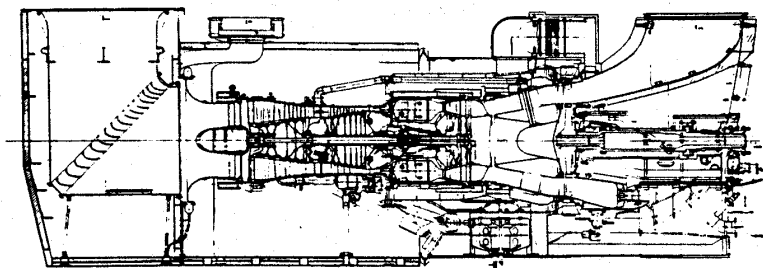


図10 オリナス TM3B

$$TE=6A+4B+2C+1D+0.5S$$

図8にオリナス TM3Bと図9にスペイ SM1Aの出力定格線図を示す。

3. 英国艦艇用ガスタービンの構造比較

英海軍の大型水上艦に使用される艦艇用ガスタービンは3機種でその他にプロチウスとノームの2機種が小型艇に用いられているが前者の3機種の構造を示す断面図を図10にオリナス TM3B, 図11にタインRM1C, 図12にスペイ SM1Aを示す。これらの3機種はそれぞれ異なる個性をその使用目的から持っている。オリナス TM3Bはブースターとしての性格を持ち構造は比較的簡潔, 短時間大出力と言う小型軽量大出力の設計である。25,000PSのエンジンが約30トンでまとめられている。これと対称的にタインRM1Cは巡航用として連続長時間の運転に使用されるので, 出力定格は低目にして, しかも燃料消費の低減を主目的としているため5,000PSの出力でエンジンはオリナスの約半分の15トンになる。スペイ SM1Aは大型艦の巡航エンジンとして開発されたもので, タインRM1Cのように燃料消費率の低減を主目的としているが, ブースターエンジンとしても使用されるべく考慮されており, スプリント定格出力(短時間大出力航行用)も規定されるのでオリナス TM3Bのような使用も可能である。これら3機種の構造概要を表4に示す。ガスタービンの燃料消費率の低減のためには圧縮機の効率改善が一番大きな比率で効果的である。表3に示すように巡航用として用いられるものは圧縮機の段数が増加し且つ圧力比も高くなっている。このときに生ずる問題点はサージング防止である。サージングという現象は理論的には仲々厄介なもので本文で説明することは差し控えるが, 一口で言えば遠心式または軸流式の圧

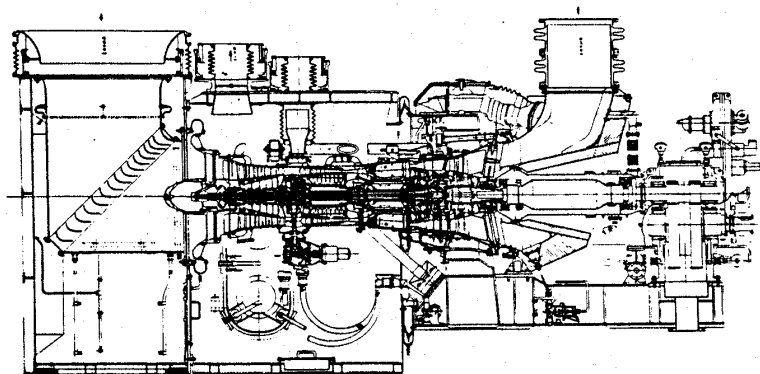


図11 タインRM1C

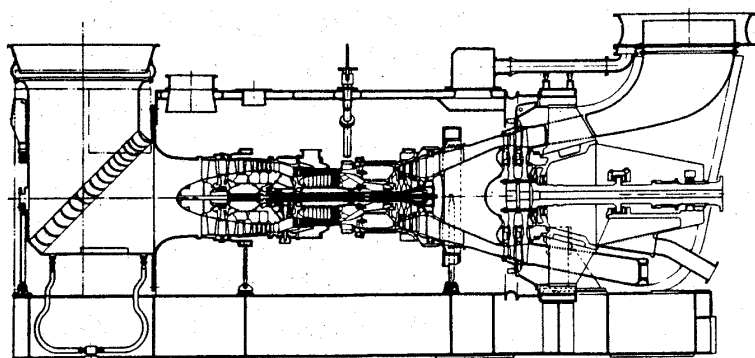


図12 スペイSM1A

表4 英国艦艇用ガスタービンの構造比較表

	オリンパス TM3B	タイン RM1C	スペイ SM1A
低圧圧縮機段数	5段	6段	5段
高圧圧縮機段数	7段	9段	11段
高圧タービン段数	1段	1段	2段
低圧タービン段数	1段	1段	2段
出力タービン段数	1段	2段	2段
サージング防止機構	① 二軸方式	① 二軸方式 ② 放風弁方式 (低圧第6段後)	① 二軸方式 ② 放風弁方式 (低圧第3段後) (高圧第7段後) ③ 可変静翼 (高圧入口案内羽根)
燃 型 式	カンアニューラ(8個)	カンアニューラ(8個)	カンアニューラ(10個)
バーナ方式	複式(DUPLEX)	複式(DUPLEX)	複式/反射空気噴霧式
保炎方式	循環	循環	循環

縮機がある一定回転数で運転しているときに圧縮機出口の風路管の出口をバルブで絞って流量を減少させると吐出圧力は上昇し、ある流量で突然に非常な騒音というか轟音を発生し出口圧力が急激

に低下し、次の瞬間には再び元の圧力に復帰するという非常に不安定な現象を呈する。これはある種の自励振動現象でそのまま運転を続行すると、振動疲労破損を起すので運転はできなくなる。これをサージングと言って我々が経験しているものであるが此の現象は遠心式よりも軸流式の方が発生しやすく、またこのサージング領域は圧縮機の効率最高点の近傍より少し圧力の高い所で低回転数から高回転数にわたる領域にあるため高効率を狙った圧縮機にはこの問題が発生しやすい。またそのサージングの程度も当然圧力比が大きくなれば激しくかつ発生しやすいのでこの対策が必要となる。空気流量が少ないときに発生しやすいのでガスタービンの起動停止時に注意が必要となり、この対策のためガスタービン製造者は種々の方式を用いているが基本的には次の3種がある。

- (1) 2軸式
- (2) 抽気放風弁式
- (3) 可変静翼式

軸流圧縮機のサージングは翼列の旋回失速がきっかけとなり発生すると考えられ、この現象は圧縮機の第1段翼の速度三角形を考えれば理解し易い。周速は回転数に比例し軸流速度は流量に比例するが回転数の低下に対して流量の低下の割合が大きいので速度三角形は低負荷時に相似にならない。このため動翼入口に対する迎え角が大きくなり失速を起す。これを防ぐにはこの迎え角の増加を少なくすることである。

(1) 2軸式 これは図10のオリンパスTM3Bのように高低圧をそれぞれ分割し高圧圧縮機は高圧タービンと直結し、低圧圧縮機は低圧タービンと直

結し、それぞれの軸は機械的には何の関係もなく独立自由な構造となっている。このため低負荷運転では熱落差が設計点の値より下がり、何れのタービンの熱落差も下がるがその割合は均等ではな

く高圧タービンの熱落差は余り低下しないが低圧タービンの熱落差は大きく低下するので流量の低下の割合に見合う風速の低下が得られる。したがって迎え角の増加が防止できる。しかし低圧圧縮機はよいが高圧圧縮機はどうなるかという疑問が生ずるが、これは回転数が低いときは軸流速度の低下が入口段落、すなわち低圧段落では大きいが出口段落すなわち高圧段落では低回転のため圧力比が設計点より低いので圧力が低く、そのため空気密度が低く、体積流量の低下は入口段落より少ない。このことを流量係数（軸流速度/周速度）の低下が出口段落では少ないといわれている。このため出口段は入口段に比べて軸流速度の低下が小さいので迎え角の増大が小さい。以上の理由により低回転数では低圧圧縮機の方が先にサージングを発生する。この2軸式は非常に有効な手段である。

(2) 抽気放風弁式 図11のタインRM1Cに示すように圧縮機の間段に抽気放風弁を設け低回転の時に弁を開いて放風すると1段入口から抽気放出弁を付けた段落までの流量は放風した量だけ増加し軸流速度が大きくなることで動翼入口の迎え角が増加しないのでサージングは防止される。タインRM1Cの場合は低圧圧縮機出口に抽気放風弁が設けられている。

(3) 可変静翼式 圧縮機の入口案内翼および入口段から数段目までの静翼の取付け角を可変として圧縮機の低回転時の流量減少による軸流速度の低下による迎え角の増大分だけ入口翼の角度を増加して失速を防止する。この方式は図12のスペイSM1Aの高圧圧縮機入口案内翼に設けられている。

表4に示す3種類は総て2軸式であるが、圧縮比が高くなるにつれてそれぞれ抽気放風弁を併用しさらにスペイSM1Aでは抽気放出弁を2箇所としてさらに高圧圧縮機入口に可変静翼を設けている。巡航タービンでは何故圧縮比がこのように高く設計されているかといえは燃料消費率改善のため最高ガス温度を上げてゆくとそれに伴い最適圧力比も高くなることがその原因である。

4. 燃料消費率

エンジンというものは燃料消費率が少なければ少ない程よいと思えばそれだけであるが、工業生産力とか技術力が同一の水準の工場でエンジンを製作するときに燃料消費率の少ないものは当然に高価なものとなるし、熱効率の改善のため種々の付属装置を加えれば重量容積の増加は避けられない。このため軽量小型、急速起動停止等のガスタービン本来の特性を失うことになる。そのため巡航用には大出力を要しないので小出力、高効率の設計となり航続距離の長いものが使用されるが、戦闘時に用いられるブースターエンジンは艦の使用時間に占める割合は非常に短時間であるので燃料消費率の多少の増大は犠牲となっても軽量小型大出力の設計となる。すなわち、ブースターエンジンに重量容積の大きいもので高価なエンジンを使用するのは不合理である。図13に3機種の燃料消費率を示す。

5. 結 び

現在のところ、最も進歩したガスタービン技術

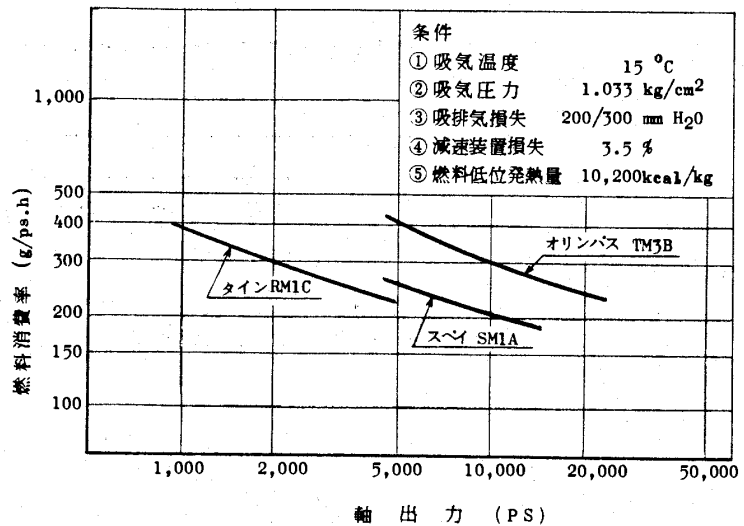


図13 艦艇用ガスタービンの燃料消費率曲線

は航空用ガスタービンに集約されている、といっても過言ではない。航空機そのものがガスタービンのような原動機を要求しているし、不純物を含まない空気だけを使用できる環境で、燃料も蒸溜油を使用しても経済採算は合うという非常にガスタービン自身についても好条件下にあることなどにより非常に高度な技術が採用されつつある。し

かしながら、これらの技術をそのまま艦艇用として海上にて使用するとエンジンの寿命は極めて短命となり、数百時間の運転に耐えられれば良い方である。すなわち塩分による翼冷却孔の閉塞は翼材の過熱、焼損をもたらす、さらに塩分と硫黄は高温腐食をもたらす。したがって実用上さしつかえないエンジン寿命を持たせるため、エンジンの最高温度を航空用より少し低下させその結果としてエンジンの熱効率を低下せざるを得ない宿命的要因があることは否定できない。一般に船用ガスタービンは航空エンジンより一世代遅れた、田舎臭いエンジンと考えている技術者もあるが、むしろ逆の場合もあり、艦艇用として進歩した技術が必要なことも事実である。引用させて頂いた参考文献の著者には紙上を借りて謝意を表わすと共に本文が艦艇用機関技術者の一助となれば幸甚と存じここに筆を置きます。

参考文献

- (1) H. Cohen, 他2名, GAS TURBINE THEORY, 1950
- (2) 須之部量寛, 他1名, ガスタービン, 昭和45年
- (3) 塩入淳平, 日本ガスタービン学会誌, 8-29, 3-11
- (4) C. J. Harris, JOURNAL of NAVAL ENGINEERING, 21-1, 1973, 33-46
- (5) GAS TURBINE WORLD, 1980. March, 36-40

共 催 講 習 会

セラミック部材の加工・成形に関する講習会

日 時 : 昭和56年2月16日(月), 17日(火)

場 所 : 大阪科学技術センター

主 催 : 日本材料学会関西支部

(〒606 京都市左京区吉田泉殿町1-101 TEL.075-761-5324)

※ 詳細は上記日本材料学会関西支部へお問い合わせ下さい。

かしながら、これらの技術をそのまま艦艇用として海上にて使用するとエンジンの寿命は極めて短命となり、数百時間の運転に耐えられれば良い方である。すなわち塩分による翼冷却孔の閉塞は翼材の過熱、焼損をもたらす、さらに塩分と硫黄は高温腐食をもたらす。したがって実用上さしつかえないエンジン寿命を持たせるため、エンジンの最高温度を航空用より少し低下させその結果としてエンジンの熱効率を低下せざるを得ない宿命的要因があることは否定できない。一般に船用ガスタービンは航空エンジンより一世代遅れた、田舎臭いエンジンと考えている技術者もあるが、むしろ逆の場合もあり、艦艇用として進歩した技術が必要なことも事実である。引用させて頂いた参考文献の著者には紙上を借りて謝意を表わすと共に本文が艦艇用機関技術者の一助となれば幸甚と存じここに筆を置きます。

参考文献

- (1) H. Cohen, 他2名, GAS TURBINE THEORY, 1950
- (2) 須之部量寛, 他1名, ガスタービン, 昭和45年
- (3) 塩入淳平, 日本ガスタービン学会誌, 8-29, 3-11
- (4) C. J. Harris, JOURNAL of NAVAL ENGINEERING, 21-1, 1973, 33-46
- (5) GAS TURBINE WORLD, 1980. March, 36-40

共 催 講 習 会

セラミック部材の加工・成形に関する講習会

日 時 : 昭和56年2月16日(月), 17日(火)

場 所 : 大阪科学技術センター

主 催 : 日本材料学会関西支部

(〒606 京都市左京区吉田泉殿町1-101 TEL.075-761-5324)

※ 詳細は上記日本材料学会関西支部へお問い合わせ下さい。

講義

ガスタービン燃焼器(2) (実用燃焼器に即して)

航空宇宙技術研究所 田丸 卓

1. はじめに

前講(本誌30号)では、燃焼器全体の概要、特性、計測法などについて述べた。今回は、燃焼器性能を決定づけるのに最も重要な、燃料供給法と燃焼器内流れの問題について述べる。

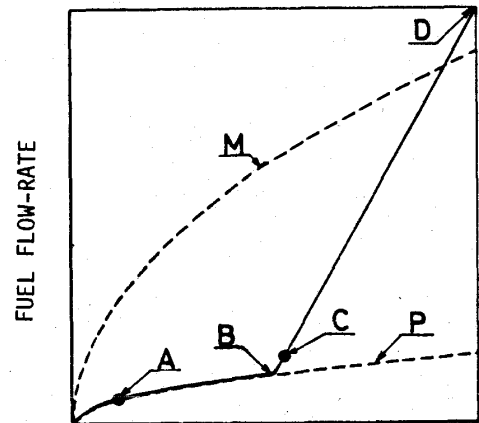
2. 燃料供給法

ガスタービン用燃料は現在、灯油、または軽油などの液体燃料が、最も一般的に用いられている。定置式ガスタービンでは、天然ガスなどのガス燃料を用いることが多いが、その場合、燃料の微粒化、蒸発などの過程が入らぬため、燃焼器設計技術としては、比較的困難さが少ないとされている。

最近では、省資源に関連して気化しにくい低質燃料を用いる傾向もあり、ここでは燃焼器設計上重要な液体燃料供給法について概説する。

2-1 燃料供給への要求 燃焼室内へ液体燃料を供給する際に留意すべき事項は、①流量特性、②分散混合、③微粒化、④耐久性、⑤補機負担、などである。これらの特性が要求に十分でない場合、燃焼性能や出口温度分布の劣化がおり、燃焼器やタービンの寿命を短縮させる。

流量特性の一例として、圧力噴霧式デュプレクスノズル(デュアルノズルともいう)を用いた航空用エンジンの場合を図1に示す。同図において、破線P、およびMは、それぞれデュプレクスノズルを構成するプライマリおよびメイン渦室単独の場合の流量特性を示す。実際のエンジン作動条件においては、スタータで起動後、比較的少流量で微粒化特性のよいプライマリのみを噴射してA点で着火し、更に燃圧を上げ、燃焼の安定するB点



PRESS. DROP BY FLOW-DIVIDER
& FUEL NOZZLE

図1 航空用ガスタービン燃料吐出流量特性

(クラッキング点という)で始めてメインの燃料を出し始める。この時点での燃料元圧をそのまま、メイン渦室にかけると、過大流量を吐出させてしまうので、Bより最大負荷点Dまでの間は、流量制御を行う。アイドル条件点Cは、B-D上にあることが多い。

2-2 液体燃料供給法各種 液体燃料供給法として、その微粒化、または気化の方法に重点を置いて分類すると、図2のような系統となる。**圧力噴霧形式** 単一の渦室からなるシンプレックス噴射弁は、構造が簡単で耐久性があることから、産業用を始めとするガスタービン燃焼器に最も広く用いられている。この噴射弁の欠点である着火

*単一の渦室へ二段階に燃料を供給するノズルを意味することもある。ここでは独立した渦室が同心状に2個組合わされているノズルを言う。

(昭和55年10月21日原稿受付)

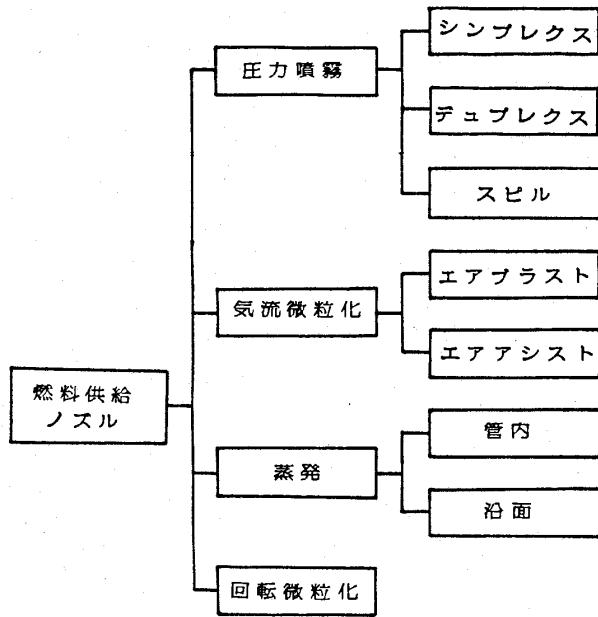


図2 燃料供給法各種

やアイドル運転などの低燃圧時の噴霧特性を向上させるため、デュプレクス噴射弁では二つの渦室を同心に組合わせ、図1のような流量特性をもたせている。これは航空用を始めとする部分負荷特性をも重視するガスタービンに広く用いられている。渦室内の液体の一部を抽出環流させるスピル形式の噴射弁は、制御がやや複雑になる点があるものの、比較的エンジン特性に応じた吐出特性を持たせることができる¹⁾。

気流微粒化形式 微粒化用空気を補機などを用いて別に供給するエアアシストと、そうでないエアブラストとに大別できる。共に低い燃料供給圧力ながら高速気流によって燃料微粒化と分散混合を良好にできる。エアブラスト方式は、低排煙でかつ低燃費を目指したファンエンジンなどの高圧力比コアエンジンでは有利である。

一方、その欠点は、燃料を絞った時の吹き消えが比較的早い点である。図3に前講図7で示したRB211で採用しているエアブラスト燃料供給法を例示する。

蒸発形式 これは、2種に大別できよう。ひとつは、いわゆる「蒸発管」を使用したもので、前講図6に示したエンジン以降、Pegasus, M45H, Olympus 593, RB 199, Larzac など航空用エンジンを主に多数採用されている。

最近の「蒸発管」は燃焼器の高負荷化に伴って

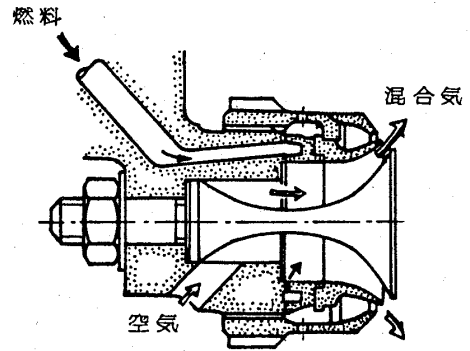
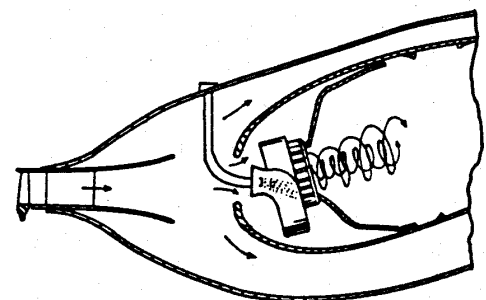


図3 エアブラスト燃料供給法の例

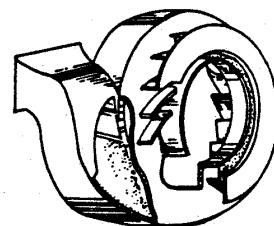
短小化の傾向にある。燃料の混合気形式の実際は名称と異なり、気流微粒化に近い現象と考えられている²⁾。

蒸発形式のうち、他のひとつは沿面形のもので、多数実用されているわけではないが、渦室中を旋回する気流中に燃料を供給し、遠心力で未蒸発液滴を渦室壁面に衝突させ気化促進をはかろうとするものである。燃焼器入口気流温度の高い高圧力比エンジンでは有利である。実例として、F101エンジンやNASAの実験スワールキャン燃焼器がある。前者の蒸発器の原理を図4に示す³⁾。

これらの燃料供給法に対する設計資料は、ほとんど公表されていない。気流による液体微粒化の基礎的な現象としては、抜山・棚沢⁴⁾、一色⁵⁾、Ingebo⁶⁾らの研究が参考になる。



ライナへの取付状況



燃料蒸発器

図4 沿面蒸発形燃料供給法の例

回転微粒化形式 燃料を回転軸にあけた噴孔より噴出させ微粒化する特異なものであるが、Turboméca社、あるいは、Teledyne CAE社の小型エンジンで採用され使用実績を伸ばしている。工業用バーナとしては、かなり古くからロータリーカップ方式として用いられている。微粒化特性については、倉林⁷⁾の研究がある。

2-3 圧力噴射弁特性 燃焼器一般に最もよく用いられている圧力噴射弁の特性と設計法について記す。

通常の圧力噴射弁は、燃料吐出差圧（以降、単に燃圧）1~2% 以上で円錐、またはつり鐘状の燃料噴霧を形成する。噴霧構造の一例を図5に示すように噴霧円錐の局所粒径は、外周部ほど粗大である⁸⁾。燃圧が低下すると、噴霧円錐はしぼんで“ちょうちん”状になる。

噴霧を噴出する雰囲気圧力環境によっても噴霧角のしぼみが起る。しぼみ角は、燃圧 ΔP と雰囲気圧力 P_a が相関関係がある⁹⁾。

圧力噴射弁を燃焼器内で用いる場合、その噴霧

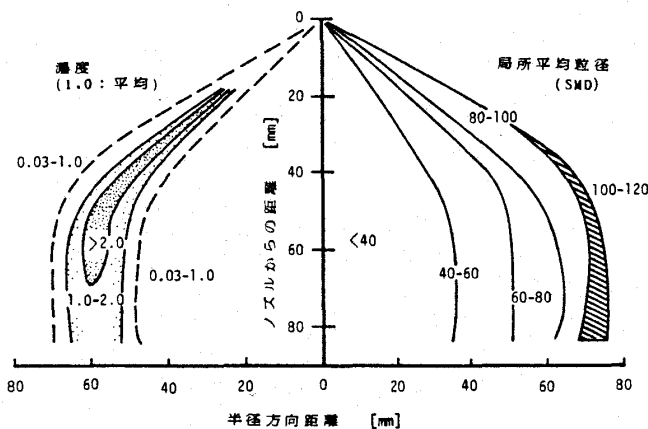


図5 圧力噴射弁による燃料噴霧特性

表1 Radcliffe による圧力噴射弁渦室寸法

出口オリフィス直径	d
燃料流入口直径	$p = d$
出口オリフィス厚さ	$t = 2d/3$
渦室直径	$D = 7.5d$
渦室筒部長さ	$b = 2d$
燃料流入口半径位置	$r = D/2 - 3d/4$
円錐部頂角	$\phi = 90^\circ$

角はシュラウドエア（燃料噴射弁端面冷却用空気）や保炎用旋回流などに大きく影響される¹⁰⁾。

圧力噴射弁の渦室の設計に関しては、棚沢・小林¹¹⁾によるものと、G. I Taylor¹²⁾の理論を基としたRadcliffeの方法がよく知られている。

両者とも実験に基づいた補正を行い、実際と合わせている。

Radcliffeは、表1に示す形態の渦室、すなわち、出口オリフィス径が定めれば、渦室すべての寸法がその割合によって定まる形状を基本モデルとして、流量、噴霧角、吐出粒径などの特性を調べた¹³⁾。

大容量の渦室について両設計法による渦室寸法形状を吐出流量と噴霧角を同一として、比較した例が図6である。

また、同一吐出流量に対して両設計法による渦室直径を比較したものが図7である。

棚沢・小林の設計法では、大容量の場合、実験的補正を行わないポテンシャル解のままの方が実験値とよく合う。

デュプレクスなど主渦室内に中心体のある場合でもそれが、出口オリフィス近傍で流出する液膜厚さを阻害しない限り、流量、および噴霧角にほとんど影響をおよぼさない。

2-4 粒径測定法 圧力噴射弁など燃料霧化器の微粒化特性を調べる方法として、受止め法⁴⁾や写真撮影法⁸⁾が古くから行われてきた。しかし前者では補集に伴う誤差が大きく、また試料液種が限られること、後者では高価で特殊な機器を要することなど実用上問題が多かった。最近ではレーザ

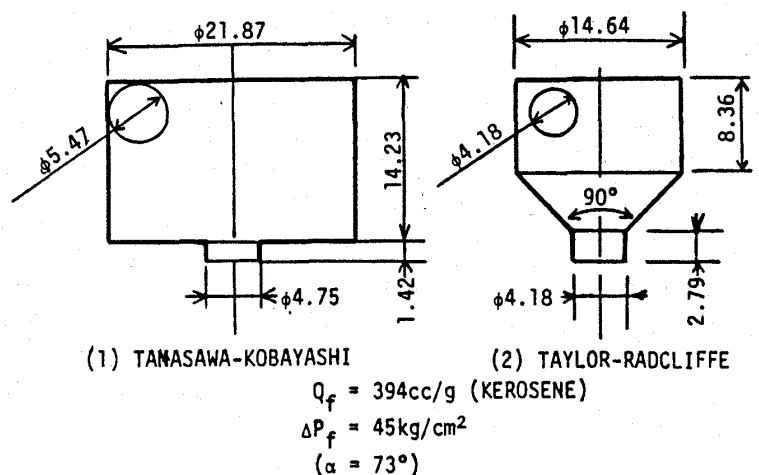


図6 2種の設計法による渦室

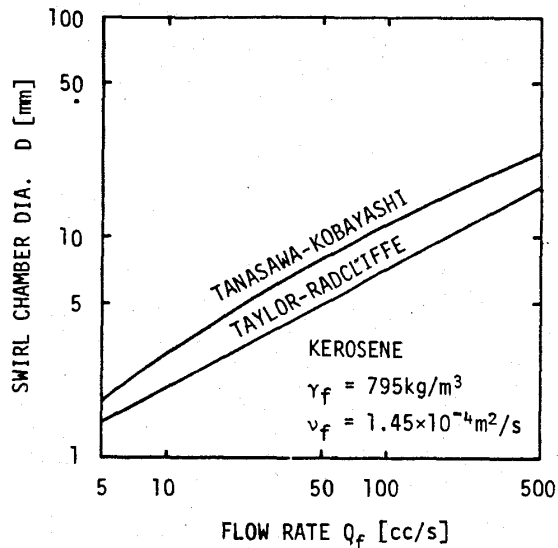


図7 2種の設計法による渦室直径の比較

利用技術が進歩し、多重散乱など若干の問題は残るものより簡単に、より正確に供試燃料そのものの微粒化特性を調べることができるようになってきた。

最近、Simmonsら¹⁴⁾は、テレビ映像処理法とレーザ光回折法による粒径測定結果を比較し、良い一致を確認した。また、試料が水と燃料の場合、SMD(サウタ平均粒径)の違いは表面張力による所が大きく、両試料による値は、噴射弁オリフィス部での膜厚を基としたウェーバ数で関係づけられることを示した。

3. 燃焼器内の流れと燃焼

燃焼器内の流れの問題は、デフューザ、保安器、燃焼室内空量配分、ライナ空気孔の面積・配置、空気と燃焼ガスの混合、圧力損失などに関連し、燃焼器の性能に関して最も決定的な影響をもつ。

以下に燃焼器内の流れに関連した設計の要点を概説する。

3-1 デフューザ デフューザ部では、圧縮機より高速で流入する気流の圧力回復をはかりライナで囲まれた燃焼室内に所要の空気量配分を可能にする。

圧縮機出口の風速分布は通常均等でない。たとえば、軸流圧縮機最終段を出た所の風速分布を環状翼列要素試験で測定した結果¹⁵⁾は、図8のようである。同図の例の風速の値は小さいが、実機の分布形も類似していると思われる。この分布は負

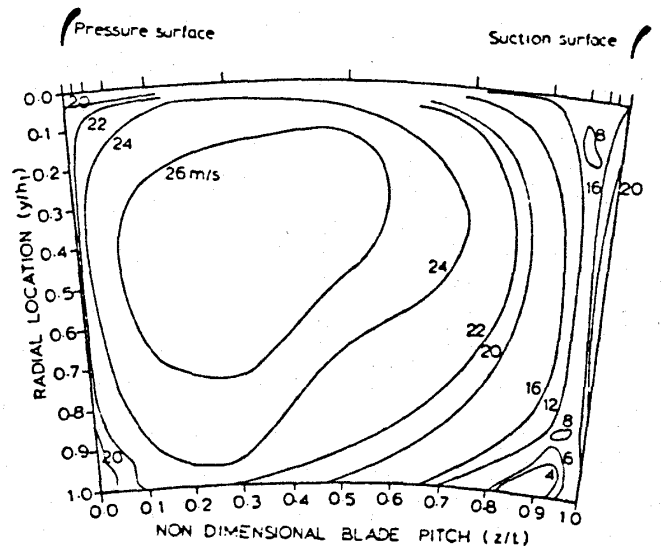
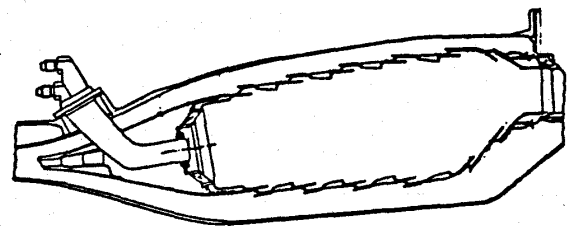


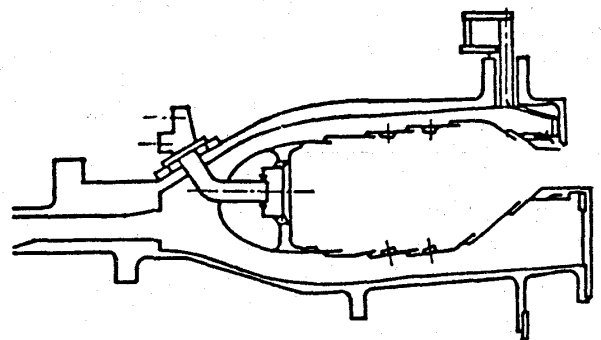
図8 圧縮機出口での風速分布(要素試験例)

荷の変動によっても変化するので、従来よく用いられてきた図9(a)に示すような流路をなめらかに拡大して分流板でライナ内外に流れを分岐する構造のデフューザでは、その影響が流量配分などに表われる。また、この構造の場合、ライナの製作や組付の際の1~2mmの誤差が性能に大きな影響を与える。

そこで高圧力比ガスタービンなど圧縮機最終段翼高の小さい場合には、図9(b)のように、デフュ



(a) 「なめらか」形デフューザと「くちばし」形分流板



(b) 「段付」デフューザと「鈍頭」分流板

図9 デフューザと分流板形態

ーザ部に急拡大部をつくり、ライナ頭部も鈍頭とする構造が有利である。

ケーシング・デフューザの急拡大部から抽気を行うと、最も高圧の空気を得ることができる上、デフューザ圧力損失の低下にも役立つという報告¹⁶⁾もある。前講図10のE³エンジンは、それを試みた例で、同図にみるように圧縮機出口のプレ・デフューザの外側へ配置した円管へ抽気する構造である。

3-2 保炎器 ガスタービン燃焼器の代表的な保炎部の構造を図10に示す。これらのうち(b)のスワラ(air swirler, 空気旋回器)による保炎法が、ボイラ等も含め最も一般的に用いられている。

スワラの一般的構造としては、板金、機械加工、あるいは精密鑄造によって製作し、形状としては、軸流、輻流、あるいはそれらの中間的構造

の混流形などがある。しばしば、旋回羽根翼根部や中間部にリングをつけたりして保炎性能の向上をはかっているものもある。

スワラの実例として、FJR710エンジンで用いた混流スワラと、J79の最近の改良形に採用されている中間リング付輻流スワラ¹⁷⁾を図11に示す。

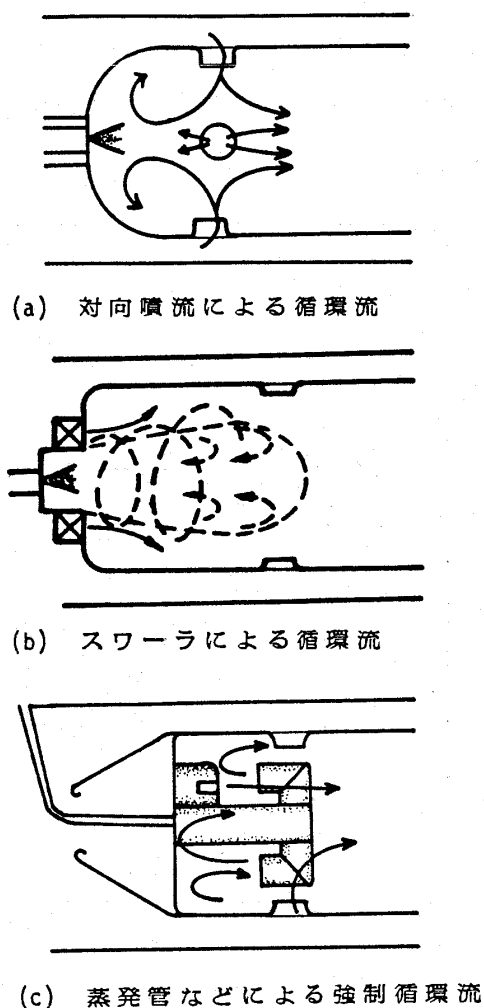
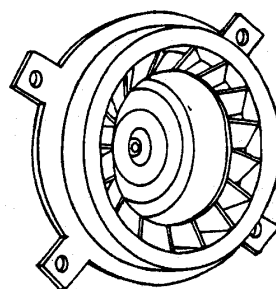
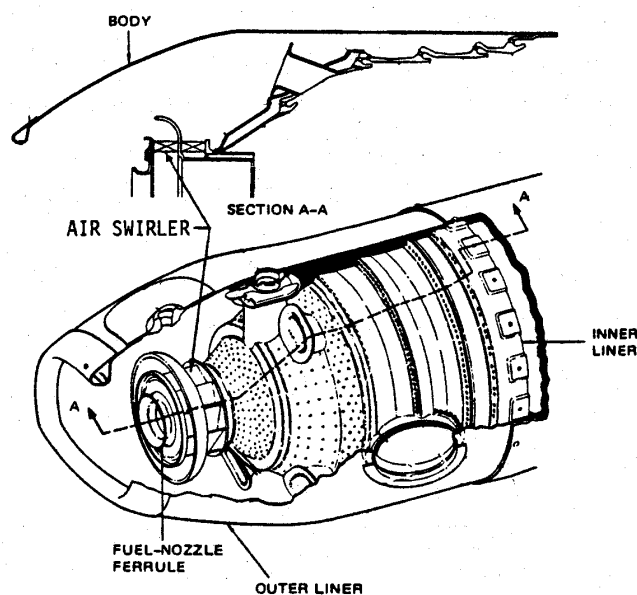


図10 代表的保炎法



(a) FJR710エンジン用混流スワラ



(b) J79エンジン用輻流スワラ

図11 実用スワラの例

実用的なスワラの設計資料や特性について公表資料はきわめて少ない。

燃焼を伴わないスワラ流れに関しては、赤川・多賀¹⁸⁾、あるいは相波¹⁹⁾の研究がある。またスワラの圧力損失は旋回角とボス比の関数であるという文献²⁰⁾がある。

火炎を伴った保炎器としての実用的なスワラの設計資料としては、鈴木の実験的研究²¹⁾、機械学会分科会による燃焼器一次燃焼領域の研究²²⁾が役立つ。

実際の燃焼器内でのスワローは、ライナの寸法・形状、通過空気量、燃焼室内流れ模様、燃料噴霧などとのマッチングが大切で、十分な実験的改良が必要である。

3-3 燃焼領域の区分 燃焼室は、通常一次燃焼領域 (Z_p)、主燃焼領域 (Z_M)、および稀積領域 (Z_D) に大別して考える。

Z_p では、供給された全燃料 (まれにプライマリ燃料だけのこともある) が空気と混合し、保炎を行う。基本的には $Z_p + Z_M$ で全燃料が燃焼し、 Z_D でタービンへ流入する燃焼ガス温度の分布とレベルを調整する。

Z_p の大きさは、燃料の気化・混合長さ、空気負荷、および混合気濃度から決定する。

単一液滴の気化に要する時間の計算例²³⁾を図12に示す。このように、液体燃料においては、作動条件によっては、気化するためにかなりの滞留時間を必要とする。その時間は Z_p での燃焼ガスとの混合である程度短縮されるものの燃料供給法の種類によっては相応の気化領域を考えねばならない。

Z_p へ流入する空気量 W_{ap} 、あるいは Z_p の容積 V_p は、空気負荷 $W_{ap}/(V_p P_1)$ の値を勘案して決める^{24),25)}。またこの領域での混合気濃度は、平均当量比 1.8 を超えない値とする²⁵⁾。この値をこえると局所酸素消費効率が急激に低下し、燃焼の不安定現象がおこることがある。当量比が 1.5 を超えた場合には急激な煤の発生をみる²⁶⁾。

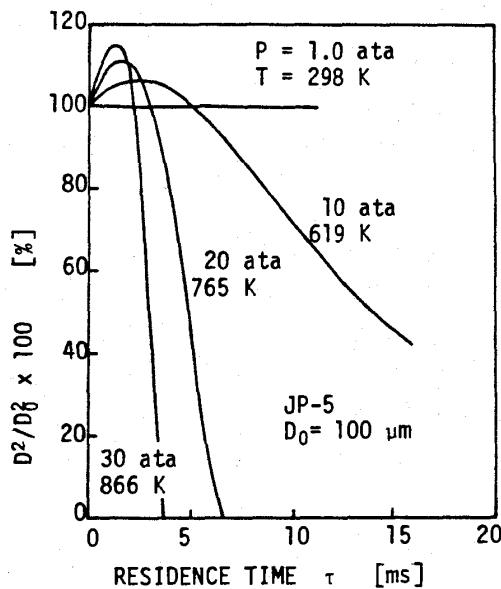


図12 単一液滴の気化速度計算例

Z_M の大きさは、反応律速を考えた $W_{aM}/(V_M \cdot P_1^2)$ の値によって定める。ここで W_{aM} 、 V_M はそれぞれ、 Z_M に流入する空気量と Z_M の容積である。さらに火炎伝播律速を考慮、 $W_{aM}/(V_M P_1^{1.8})$ 、および混合長さを考えた設計例²⁷⁾もある。Longwell²⁸⁾らは、球状反応器で、入口空気温度 400K のとき $2.7 \times 10^8 \text{ kcal/hr} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{atm}^{1.8}$ の値を得ているが、実際の燃焼器では、圧力損失が大きくとれないこともあって、この1桁程度小さい値にしか見つめれない。

Z_D の大きさは、出口温度分布への要求に応じて決める。Lefebvreらは、要求の δ_1 に対し、稀積領域長さを噴流の混合などを勘案し全圧損失係数 ϕ の関数として示した²⁹⁾。

最近の平均温度上昇 ΔT を高くとした燃焼器では、燃焼とライナ冷却に消費する空気が多く、出口温度分布調整用に使える空気量がわずかとなる。図13に全供給空気に対する冷却空気量割合 rc と入口空気温度 T_1 をパラメータとし、たて軸に稀積空気量割合 $(w_a)_d/w_a$ を示した。たとえば、 ΔT が 750K の場合冷却空気に 40% を使用すると、稀積用空気としては 30% しか残らない。稀積空気を十

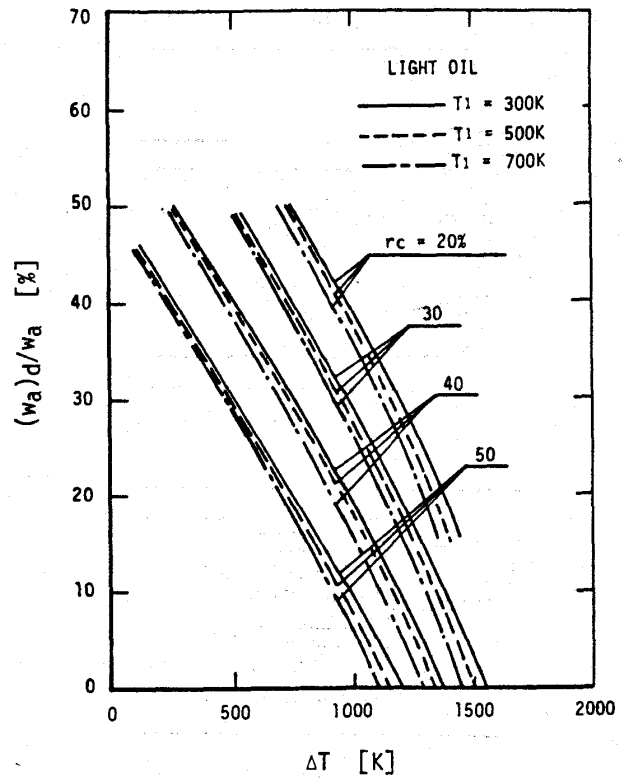


図13 利用可能な稀積用空気割合

分にとれない場合、 Z_p および Z_M の領域であらかじめ火炎と燃焼ガス流れに留意し、出口温度分布を目的の形に調整する必要がある。

3-4 全圧損失係数 燃焼器の全圧損失係数は、燃焼器断面の大きさ、燃焼負荷などを決定的にするため、初期設計上、この値の選択は重要である。Graves³⁰⁾やTacina³¹⁾はケーシングとライナが同心円筒状の燃焼器モデルについて圧力損失の解析を行った。この結果は、実験的にもよく合致する。図14では彼等の結果を実線で示し、著者らが実験したライナ開口面積のかなり小さい燃焼器の結果をプロットした。横軸はライナ全開口面積 A_{h1} と代表断面積 A_r との比である。これによると Tacina らの結果の延長線上によく合っている。

一般に ϕ を大きく設計すると、ライナ流入噴流の貫通度が増し、高負荷燃焼には有利であるが、他方航空用の場合、再着火性能が劣化する。

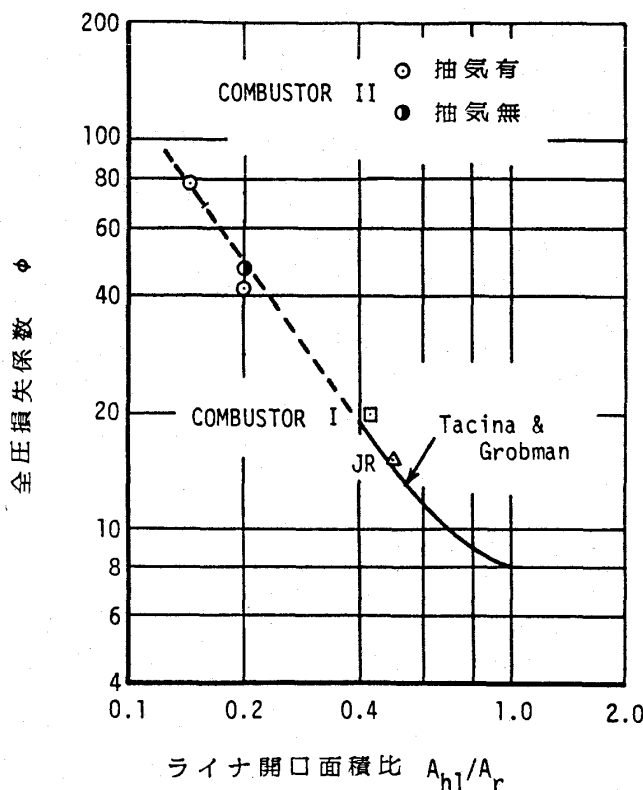


図14 ライナ開口面積比に対する全圧損失係数 (実験点はデフューザ損失も含む)

以上紙面の制限から非常に大まかな燃焼器要素特性を概説した。次回は冷却構造の問題などを中心として述べる。

前回到ひきつづき本稿に対し機械技研鈴木邦男課長のコメントをいただいた。ここに謝意を表す。

参考文献

- (1) Carey, F. H., J. Roy. Aeronaut. Soc. 58 (1954) pp. 737-753
- (2) E. R. Norster, ed., Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, 1969, Pergamon Press. pp. 91-104
- (3) 特許公報, 昭47-21005, 67 A 2 pp.19-22
- (4) 抜山, 棚沢, 機械学会論文集(第1報)4-14(昭13) pp.128-135~(第6報)6-23(昭.15)pp.II-18-28
- (5) Isshiki, N., Report of Transportation Technical Research Institute, No 35, 1959
- (6) Ingebo, R. D., NASA TM-73740, 1977など多数
- (7) 倉林, 機械学会論文集(第2部)25-160(昭34-12) pp.1252-1265
- (8) Simmons, H. C. & D. J. Lopera, Session 26, ASME Gas Turbine Conference, 1969 pp. 1-9
- (9) 根矢・佐藤, Papers of Ship Research Institute, No 27, 1968/2
- (10) 田丸・他, 第20回 航空原動機に関する講演会, 講演論文集, (1980/2)
- (11) 棚沢・小林, 機械学会論文集, 17-58(昭26) pp. 107-111
- (12) Taylor, G. I., Proceedings of Seventh International Congress of Applied Mechanics, Vol. 2(1) (1948) pp. 280-285
- (13) Radcliffe, A., Proc. of Inst. Mech. Engrs. 169, (1955) pp. 93-106
- (14) Simmons, H. C. & C. F. Harding, ASME Paper No 80-GT-90
- (15) Stevens, S. J., et al., AIAA Paper No. 76-726 (1976) pp. 1-10
- (16) Adkins, R. C., ASME Journal of Fluids Engineering, (1975) pp. 155-169
- (17) Treager, I. E., Aircraft Gas Turbine Engine Technology, McGraw Hill, (1979)
- (18) 赤川, 多賀, 機械学会論文集, (第1報) 31-221(昭40-1) pp.105-112~(第3報) 36-238(昭.45-3) pp. 397-406

- (19) 相波, 航技研報告, TR-376, 1974/7
- (20) ЛЦЕЛКИН, Ю. М.; КАМЕРЫ СГОРАНИИ ГОЗО ТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, МАШИНОСТРОЕНИЕ, МОСКВА, 1973
- (21) 鈴木(邦), 噴霧燃焼に関する講習会テキスト, (昭44-11) pp. 33-56
- (22) 日本機械学会, RC. SC 29 燃焼寸法効果研究分科会 研究成果報告書 1975
- (23) 相波, 鈴木, 航技研報告 TR-548, 1978/10
- (24) Hawthorne, W. R. & W. T. Olson, Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton Univ. Press (1960)
- (25) 鈴木(邦), 他, 航技研報告, TR-208, 1970/9
- (26) MacFarlane, J. J., et al., Combustion and Flames, Vol. 8, No. 3, 1964
- (27) 鈴木(邦), 機械技術研究所報告, (昭. 55-7)
- (28) Longwell, J. P. & M. A. Weiss, Ind. Eng. Chem., Vol. 47, No. 8 (1955) pp. 1634
- (29) Lefebvre, A. H. & E. R. Norster, 11th Meeting of the Combustion, Fuel and Chemical Kinetics Sub-Committee of the A. R. C. (1965)
- (30) 黒沢, 他, 航技研報告 TR-550 (1978/11)
- (31) Graves, C. C. & J. S. Grobman, NASA Report 1373, 1958
- (32) Tacina, R. R. & J. Grobman, NASA TN D-5385, 1969

第2回液体微粒化国際会議開催の御案内

第2回液体微粒化国際会議(2nd ICLASS)が下記の通り開催される運びとなりましたので御知らせいたします。

1. 日 時 1982年6月20日(日)～24日(木) 5日間
2. 場 所 コンコースホテル(米国ウィスコンシン州マジソン)
3. 公用語 英語(但し日本語-英語の通訳を検討中)
4. 募集論文内容
詳細は下記へ問い合せて下さい。
5. 応募に関する日程

アブストラクト(500words程度) 締切	1981年3月31日(火)
論文委員会で採否決定	1981年6月30日(火)
本論文締切	1981年12月31日(木)
6. Call For Paper 請求および詳細問合せ

社団法人 燃料協会内

液体微粒化国際会議事務局

担当 神谷 正史

〒101 東京都千代田区外神田6丁目5番4号

TEL. 03-834-6456～8

- (19) 相波, 航技研報告, TR-376, 1974/7
- (20) ЛЦЕЛКИН, Ю. М.; КАМЕРЫ СГОРАНИИ ГОЗО ТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, МАШИНОСТРОЕНИЕ, МОСКВА, 1973
- (21) 鈴木(邦), 噴霧燃焼に関する講習会テキスト, (昭44-11) pp. 33-56
- (22) 日本機械学会, RC. SC 29 燃焼寸法効果研究分科会 研究成果報告書 1975
- (23) 相波, 鈴木, 航技研報告 TR-548, 1978/10
- (24) Hawthorne, W. R. & W. T. Olson, Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton Univ. Press (1960)
- (25) 鈴木(邦), 他, 航技研報告, TR-208, 1970/9
- (26) MacFarlane, J. J., et al., Combustion and Flames, Vol. 8, No. 3, 1964
- (27) 鈴木(邦), 機械技術研究所報告, (昭. 55-7)
- (28) Longwell, J. P. & M. A. Weiss, Ind. Eng. Chem., Vol. 47, No. 8 (1955) pp. 1634
- (29) Lefebvre, A. H. & E. R. Norster, 11th Meeting of the Combustion, Fuel and Chemical Kinetics Sub-Committee of the A. R. C. (1965)
- (30) 黒沢, 他, 航技研報告 TR-550 (1978/11)
- (31) Graves, C. C. & J. S. Grobman, NASA Report 1373, 1958
- (32) Tacina, R. R. & J. Grobman, NASA TN D-5385, 1969

第2回液体微粒化国際会議開催の御案内

第2回液体微粒化国際会議(2nd ICLASS)が下記の通り開催される運びとなりましたので御知らせいたします。

1. 日 時 1982年6月20日(日)～24日(木) 5日間
2. 場 所 コンコースホテル(米国ウィスコンシン州マジソン)
3. 公用語 英語(但し日本語-英語の通訳を検討中)
4. 募集論文内容
詳細は下記へ問い合わせて下さい。
5. 応募に関する日程

アブストラクト(500words程度) 締切	1981年3月31日(火)
論文委員会で採否決定	1981年6月30日(火)
本論文締切	1981年12月31日(木)
6. Call For Paper 請求および詳細問合せ

社団法人 燃料協会内

液体微粒化国際会議事務局

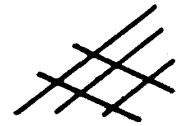
担当 神谷正史

〒101 東京都千代田区外神田6丁目5番4号

TEL. 03-834-6456～8



技術論文



35 MW 高効率ガスタービン発電設備とその運転実績

㈱ 明電舎 野田 廣太郎

1. 緒言

当社はかねてから大容量のガスタービン発電設備の製品化を志向していたが、開放サイクルガスタービンとして世界最高の熱効率を有する IM5000 ガスタービンが石川島播磨重工によって開発されたのに着目し、同ガスタービンの世界初号機を導入して、研究開発用のモデルプラントを当社、沼津事業所内に設置した。

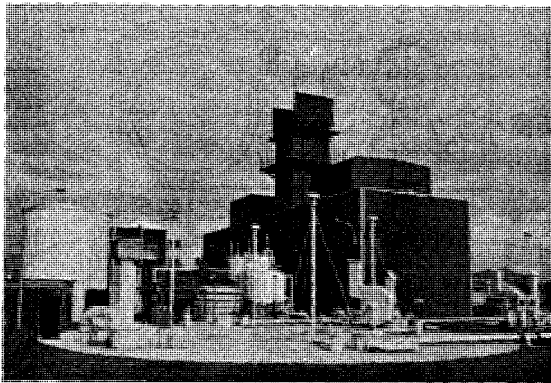


図 1. 発電設備全景

研究開発の目的は下記の通りである。

- (1) 此のガスタービン固有の世界最高の熱効率を実証する事。
- (2) 実負荷により耐久運転を行い、併せて保守点検期間の延長を研究する事。
- (3) NO_xの低減の実証と一層の改善をする事。
- (4) 環境に全く調和した発電所を実現する事。

本設備は昭和 53 年 8 月に完成し、55 年 8 月に運転時間総計 2000 時間を突破した。此の間、55 年 4 月には高温部点検修理 (HSRI) を実施している。ここに発電設備の概要と運転実績に関して

報告する次第である。

2. 発電設備の概要

2-1 全般 本設備は沼津事業所の北隅に設置されている。

此の地域は当社の工場設備からは離れ、周辺に明るい田園風景が展けている所でもあるので、後述の如く環境への調和には細かい心配りをしたがこれは亦環境問題の厳しい昨今、より多くのガスタービン発電所の建設を可能ならしめる一助ともなりたい願いを籠めてのデモンストレーションでもあった。

発電設備の主要目を表 1 に掲げる。

表 1. 発電設備主要目

数	量	: 1 系列
主 機 形 式	防音ハウス収納屋内パッケージ形 単純開放サイクルガスタービン発電装置	
定 格 出 力	35000 kw (発電端)	
	定格条件:	大気圧力 : 760 mmHg
		吸気温度 : 20 °C
		NO _x 対策 : 水噴射
熱 効 率	35 % (発電端)	
	定格条件:	同 上
	備 考:	水噴射なしの場合の熱効率は 37 %
使 用 燃 料	灯 油 (JIS K 2203 1号)	
窒素酸化物排出濃度	50 ppm 以下 (4% O ₂ 換算値 150 ppm 以下)	
騒 音 レ ベ ル	55 dB (A) 以下 (敷地境界線にて)	
制 御 方 式	中央制御室からの一人制御	
起 動 時 間	起動指令から定格速度・電圧まで 負荷開始から定格出力まで	
	平常起動時	7 分 1 分
	急速起動時	3 分 1 分

(昭和 55 年 9 月 12 日原稿受付)

2-2 ガスタービン IM 5000 ガスタービンは石川島播磨重工の製品で、同社のITA1203型高性能出力タービンとGE(米)製のLM5000ガス発生機の組合せが表1に見る通りの高効率を発揮する、最も進歩した航空転用型のガスタービンで、ピーク負荷定格時の圧力比30、サイクル最高温度は約1200℃に達するが⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾、これを

可能ならしめる為にガス発生機の高圧タービン動静翼には、巧妙なフィルム冷却と内部よりの冷却の組合せが採用されている。

ガスタービン発電装置を納める防音エンクロージャはそれ自体屋外式としての耐候性を有するが立地条件による騒音レベルの規制から、更にその外側を鉄骨ALC造の建屋で覆う配置とした。

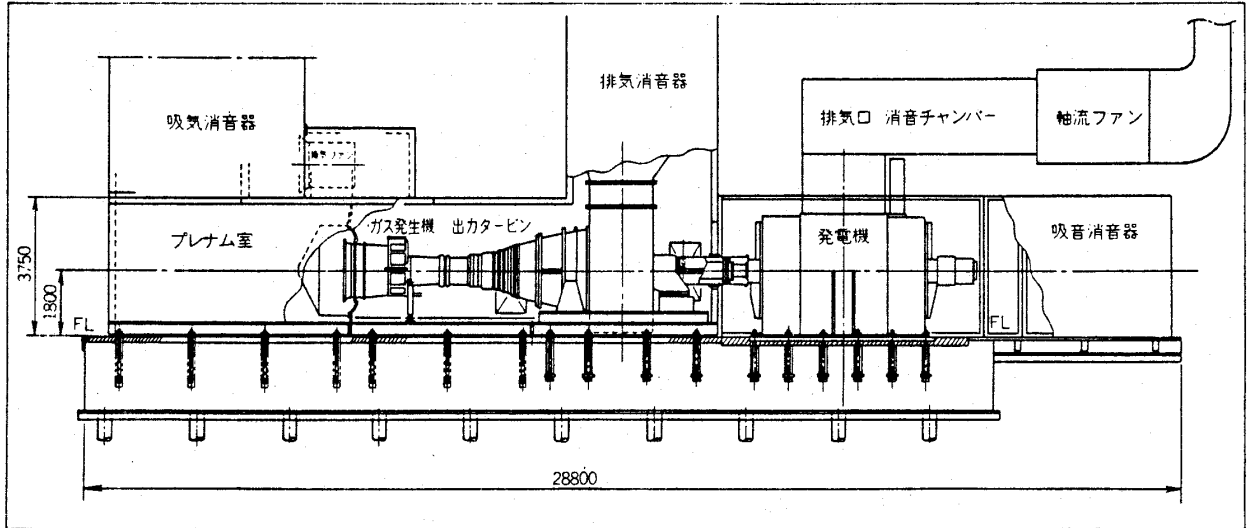


図2 ガスタービン発電装置パッケージ

ガスタービンの制御の全てと保護の大半は電子油圧式の调速機(Woodward社製)によって行はれる。又、NO_x低減用に燃料へ混入して噴射される水の量を制御する為に、更に一つのガバナユニットが設けられ、大気相対湿度を此のガバナにダイヤル設定する事により、吸気の持込水分を自動的に補正した噴射水量が得られる機構になっている。

ガスタービンの主要目を表2に、発電設備の全体配置を図3に示す。

2-3 発電機 軽量小型なガスタービンに直結される発電機として比較的簡単な構造を採用し、コンパクトに設計されている。即ち軸受はブラケット構造で、励磁装置の交流発電機、回転シリコン整流器及び永久磁石発電機を軸受の外側にオーバーハングさせて取付けたもので、ブラシなしなる故に無保守に徹している。

2-4 電機設備 中央制御室にガスタービン盤、発電機盤及び変電所の制御盤を置いて集中監視制御を行い、更にミニコンピュータシステム

表2. ガスタービン要目

ガスタービン	
数	量 : 1 基
形	式 : 単純開放サイクル 多軸式ガスタービン IM-5000
構	成 :
	ガス発生機 : 低圧圧縮機 ; 軸流 5段
	高圧圧縮機 ; 軸流 14段
	燃 焼 器 ; 環 状
	高圧タービン ; 軸流 2段
	低圧タービン ; 軸流 1段
	出 力 タ ー ビ ン ; 軸流 3段
出	力 : 35,000 kw (発電端)
回	転 速 度 : 3,000 rpm (出力タービン軸)
使	用 燃 料 : 灯油 (JIS K 2203 1号)
起	動 方 式 : 圧縮空気による空気タービン始動方式
潤	滑 油 : ガス発生機 ; 合 成 油
	出力タービン ; タービン油
調	速 方 式 : 電気油圧式 ;
製	作 者 : 石川島播磨重工業㈱

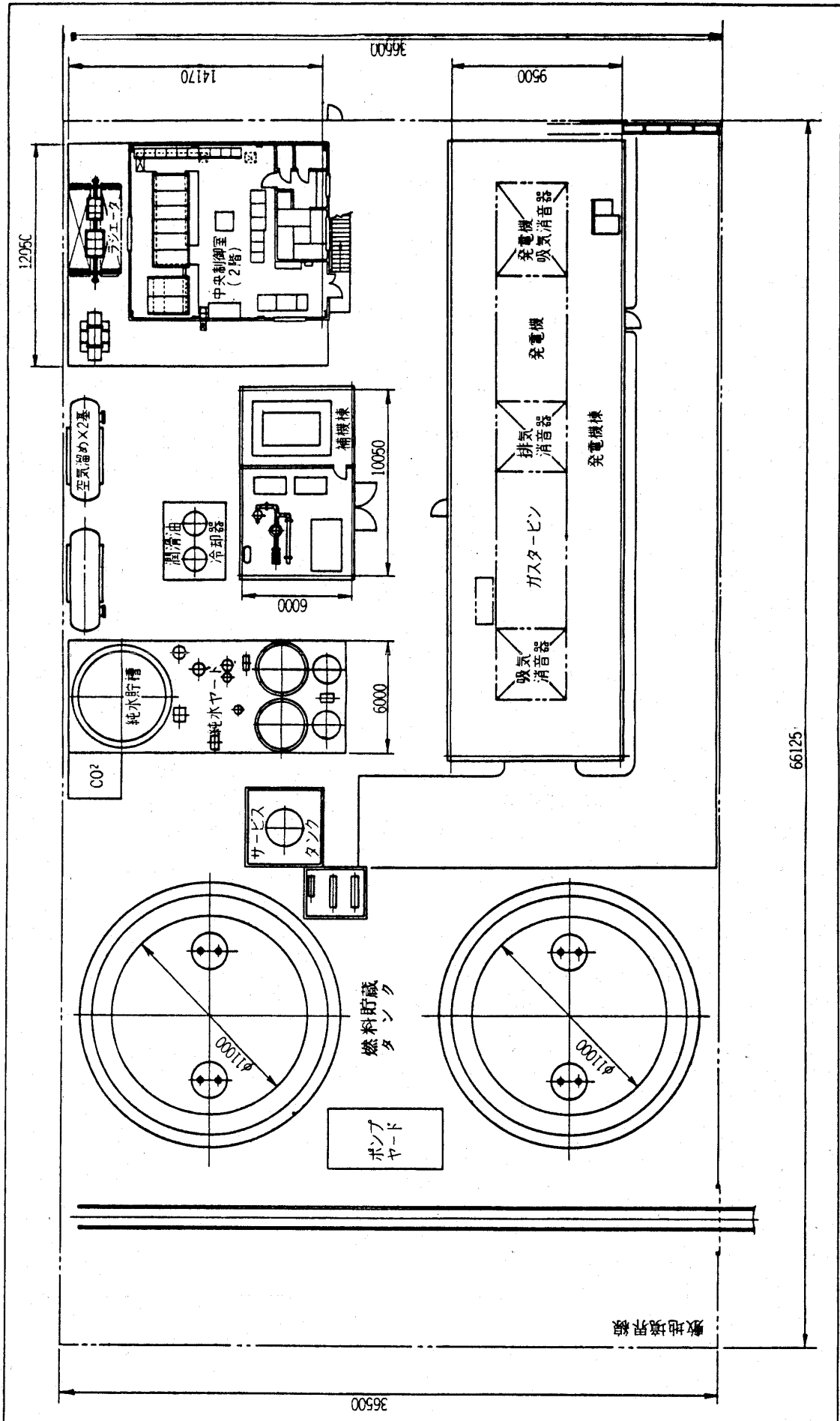


図 3. 発電設備全体配置図

表3. 発電機要目

発電機本体

数	量 : 1 基
種	類 : 三相交流同期発電機
形	式 : 横軸 保護管通風形円筒回転界磁形
出	力 : 41,176 kVA (基準冷却空気温度 20℃)
電	圧 : 11,000 V
周	波 数 : 50 Hz
力	率 : 0.85 遅れ
極	数 : 2
絶	縁 種 別 : F 種
励	磁 方 式 : ブラシなし励磁方式
潤	滑 油 : タービン油 (出力タービンと共通)

励磁装置

- 1台 交流励磁機 : 主発電機直結
: 三相, 160 kVA, 230 V, 100 Hz, 4極
- 1台 回転整流器 : 三相ブリッジシリコン整流器
- 1台 副励磁機 : 永久磁石発電機
- 1面 自動電圧調整器 : サイリスタ式, 閉鎖自立盤収納

を設けてデータロギング, 操作と異状の自動記録, 稼働時間と保守時間の管理, 発停スケジュールの管理, 燃料管理等を行わしめ, 又, 自動運転も出来る様になっている。

変電所は中央制御室の階下にコンパクトに納められた, 真空遮断器を組込んだ超縮小型受変電設備 V-Sub 60 より成り, 66 kv の 2 回線受電を行っている。

3. 環境調和への配慮

前述の通り環境に全く調和した発電設備へのチャレンジが本プロジェクトの大いなる一側面であったが, 結果としては「発電所を感じさせない発電所」が出来上り, 此の狙いは成功したと自負している。

以下にその要点を紹介する。

3-1 燃料 1号灯油を燃料とする故に SO_x の問題は皆無である。JIS による硫黄分の規定は 0.015% 以下であるが, 今迄に受入れた燃料の実績値は 0.001% ~ 0.007% と, 更に低い範

囲にある。

幸いに構内の引込線があったので, 燃料は貨車で受入れて地下タンク (600 kl × 2 基) に貯蔵する。貨車輸送はローリに比して路上事故の危険を減ずる意義があり, 又, 地下タンクは防災と美観上に有用である。特に静岡県は地震の発生の可能性が高いが, 本タンクの据付けられている GL-8000 mm の地盤の振幅は地表に比して格段に小さい道理で, 安全性は此の上なく高い。

3-2 NO_x 対策 ガスタービンは NO_x に関して法規制の対象とはされていないが, 沼津市当局の御指導により同等排気量 (約 38 万 Nm³/h) のボイラに対する規制値, 即ち 150 ppm (4% O₂ 換算) が課せられた。これは排気中の NO_x 実際濃度 50 ppm に相当する。

これを達成する為にガスタービンに水噴射が行われ, 図4の通りに十分な余裕を以て規制値をクリアしている。水は深井戸から汲上げられ, 単床式の純水装置で処理の上, 単段ブーストスクリッパ付きのサンダインポンプで昇圧され, 前述の水ガバナーの制御弁で調節されて燃料へ混入される。ガスタービンを起動して定格回転速度に達した無負荷の状態の水噴射を開始し, 負荷運転を完了して停止する段階の無負荷運転に至って水噴射を断つ運用を行っている。

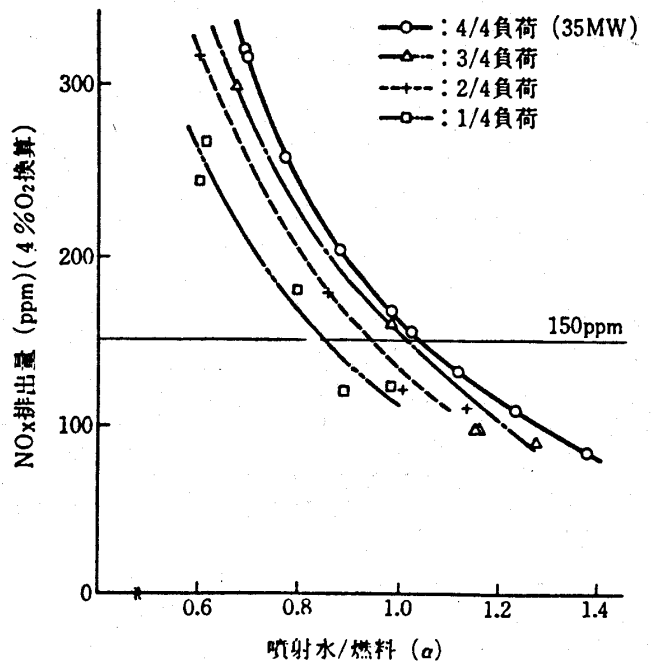


図4. NO_x 低減の効果⁽²⁾

3-3 煤煙 排気の色は心理的に環境に影響を及ぼすものであるが、本ガスタービンのスモークレス燃焼器は素晴らしく、起動時に於いてすら排煙は全く無色透明、運転中を望見すれば、背後の愛鷹山が煙突から立登る陽炎にゆらめいて見えるのみである。

3-4 騒音レベル 当社は沼津市と公害防止協定を結んで居り、騒音レベルも深夜は 55dB(A) の準工業地域の規制を厳守している。本発電設備は此の値を超えない様に設計され、吸排気及び発電機の排風に十分な消音器を、主機、補機には防音建屋を適用した結果、図3左端の敷地境界線上で、53dB(A) という成績を得る事が出来た。此の地点からでは、発電所の運転音が殆んど聞取れないと言っても過言ではない。

3-5 防災設備 炭酸ガス消火設備が発電棟のエンクロージャ内、地下タンク室及び同タンク内部に施設されているほか、地下タンク室は押込及び誘引送風機によって常時換気が行われて燃料ガスの滞留を防ぎ、万一その濃度が高くなった時には、非常用の大型誘引送風機が自動起動して換気量を格段に増加させる計画であるが、未だその状態に至った事は無い。

4. 運転実績

本発電設備の運転経過は下記の通りである。

- 昭和 53 年 8 月 32 MW 出力認可
- " 12 月 35 MW 出力認可
- 昭和 54 年 5 月 第 1 回定期点検 (法定)
- 昭和 55 年 4, 5 月 第 2 回定期点検 (法定)

尚、第 2 回の定期点検に際しては出力タービンの開放検査に加えて、ガス発生機の HSRI を実施した。

4-1 熱効率 本設備の第一の特長である熱効率の実績を図5に掲げる。これは上記の53年夏と冬の使用前検査に際しての値である。

定格点で熱効率が高い事のみならず、部分負荷に於ける効率の落ち目の少い事も此のガスタービンの特長で、これはガス発生機が高低圧二軸のダブル・スプール構造で出力タービンを加えて三軸

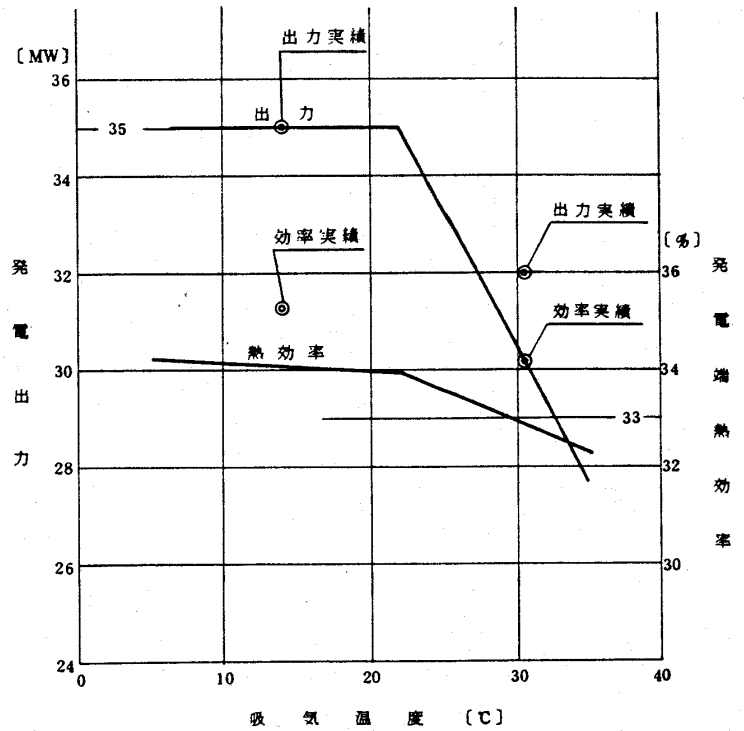


図5. 発電出力と熱効率

構成のガスタービンである事、及びガス発生機の高圧圧縮機の可変静翼が全出力域に亘って最適の角度に変化する事によるものであるが、ともあれ無負荷定格回転速度に於ける燃料消費量が定格出力時の 18% という低い値である原動機を、筆者は寡聞にして他に知らない。又、1/2出力の熱効率は 30% 近くに達し、なんと在来型のガスタービンの定格出力に於ける熱効率を上廻っているのである。

現地の空気は東京と較べ物にならぬ程に清浄であるが、それでも圧縮機の翼が次第に汚れて行く。補機棟に設置されたガス発生機洗滌水装置から温水及び洗剤を圧縮機の入口部へ噴射しつつガス発生機を起動用空気タービンでモータリングして、54年3月(実働760時間目)と54年12月(実働1420時間目)に洗滌を行った。洗滌後は熱効率が 0.4~0.6% (相対比 1.1~1.7%) 上り、ほぼ元の状態に復する事が確認された。

又、水噴射を行わない場合には概ね計算通り、熱効率が約 2% (相対比約 5%) 向上する事がガスタービンメーカーに於ける工場試験で確認されている。

本設備の所内動力は合計 285 kw で発電出力の 0.8% に過ぎない。その内最も大きいものは水噴

射ポンプの 130 kw である。

4-2 保守 本機は研究用設備である為に、実働 200 時間ごとにガス発生機のボアスコープ点検を始めとする検査を行って来たが、今後は点検間隔を大幅に延ばす予定である。

ボアスコープ点検孔はガス発生機各所及び出力タービンケーシングに設けられ、容易にガスタービン内部の状況を視認する事が出来、非常に便利を感じている。

4-3 高温部点検修理 (HSRI) 昭和 55 年 4 月、ガス発生機の HSRI を実施した。

本機はピーク負荷定格の運転をしているので、HSRI は 2000 時間で行うことにしていたが、法に定められた定期点検時期とも併せ、1536 時間、総発停回数約 540 回でこれを実施したものである。

HSRI の結果は非常に満足すべきものであった。先づ燃焼器は清浄、且つ補修を要するクラックは 1 個も無く、其の俛復旧した。30 本の燃焼ノズルが燃焼器に挿入される部分をカバーするトランペット状しゃ熱部の或る者には、隅に軽微な焼けが見られたが、全く交換を要せぬ程度であった。尚此の焼けの生じている事は、既にボアスコープによって判明していたものであり、この検査方法がじゅう分の信頼性をもち、実用上有効であることを実証できた。

高圧タービン静翼と動翼のフィルム冷却用空気噴出孔は細い孔であり、これが詰まると大変な事になるものであるが、後述の堆積にも拘らず、詰まりが無いのには感心した。

タービン翼には赤茶色の物質が薄く堆積して居り、特に静翼前縁には粒状のデポジットとして附着していた。又、燃焼器の燃料噴射ノズル部外周

にも放射状のデポジットがある事から、噴射水が持ち込んだ土の微粉子かと思われるが、或いは一部、翼の堆積物は吸気の持ち込んだ塵埃の所為かも知れない。成分分析の結果は、いづれとも解釈出来るものであった。

圧縮機は翼に若干の黒い汚れのあった他は異状ない。低圧圧縮機の手カム・シュラウド部には正常なじみを示す条痕が見られたが、これは停止に際しての惰走時間 (コースト・ダウン・タイム) が漸次延びて来ている事を裏書きするものであった。

5. 結 び

世界最高効率の開放サイクルガスタービン発電設備の実用性が十分に立証出来た。

殊に今まで、智では識っていても情に訴えて理解の出来ていなかった航空転用型ガスタービンの信頼性が、今回の HSRI によって判然と立証出来た事は大変に喜ばしく思う。

本設備の製作、スタートアップ及び運転に絶大な協力を賜った石川島播磨重工業㈱、石川島ジェットサービス㈱の各位、及び GE 社の Marine And Industrial Engine Division の方々に厚く御礼を申し述べる。

参考文献

- (1) 志村・竹生, 日本ガスタービン学会第 7 回ガスタービン定期講演論文集 (昭 54-6), 139
- (2) 竹生, 石川島播磨技報, 19-2 (昭 53-3), 87
- (3) 吉本, 日本ガスタービン学会ガスタービンセミナー (第 8 回) 資料集 (昭 55-1) 2-1
- (4) 竹生, 日本ガスタービン学会誌, 7-28, (昭 55-3), 68

可変ノズル付き2軸形ガスタービンの特性

(モデリングと最適制御)

上智大学理工学部 松本直文

1. まえがき

ガスタービンをピーク負荷発電用など負荷変動の激しい用途に適用するにあたって、動特性の向上を図ることは、考慮すべき重要な事柄である。

2軸形ガスタービンは、1軸形に比べて良好なトルク特性を有し、起動時間が短かく、起動トルクも小さいなどの特性上の利点を有する。一方、ガス発生機の応答性の悪さのため、部分負荷時の応答性が1軸形に比べて相当劣るという欠点があり⁽¹⁾、この点の改善は2軸形の実用上重要な意味を持つものと考えられる。

2軸形ガスタービンの出力タービンに可変ノズルを採用すれば、その特性を改善しうることが従来より指摘されている。この形式の動特性および制御に関する研究においては⁽²⁾⁻⁽⁹⁾、一部でノズル開閉のスケジュールの影響が述べられているが、可変ノズルの連続的操作の効果に十分な検討を加えたものはなく、この形式が発揮しうる動特性の限界を把握して、可変ノズルの有効性を正確に説明するに至っていないと思われる。

この点の解明には、数学モデルに基づくシミュレーションの手法が適当である。本論文は、比較的大容量の形式に着目し、動特性ならびに制御の研究に有用かつ十分な精度を有する低次元線形モデルを誘導し、これに立脚して、可変ノズルの制御に最適制御の概念を応用し、実用上問題とされる加速時の安定性と応答性の向上に対する可変ノズルの効果を明確にすることを目的としている。

数学モデルの誘導に関しては、ガス発生機側の静特性および動特性が負荷とは独立に論じうることを明確にした上で、動特性に与える軸の慣性モーメントの効果および燃焼器容積の効果にも検討を加えた。さらに、可変ノズル角を含めた多変数

入力制御については、近年、航空用ガスタービンに適用されている線形最適制御理論⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾を応用し、それが動特性に与える影響を明らかにした。

本論文で負荷の特性とは独立に解析した結果により、今後、発電用などの定速度形および可変速度形ガスタービンについて、負荷も含めて多変数制御の事例研究を行う際の大局的見通しが得られるものと考えられる。

主な記号の説明

- | | |
|---------------------------------|--------------------------|
| A : 流路断面積 | C _P : 定圧比熱 |
| G : 流量 | H _u : 燃料の低発熱量 |
| I _C : ガス発生機軸の慣性モーメント | |
| J : 熱の仕事当量 | N : 回転数 |
| P : 圧力 | r : 圧力比 |
| R : ガス定数 | T : 温度 |
| V _B : 燃焼器容積 | η : 効率 |

θ : 可変ノズル角〔翼前縁角が定格流入角に一致するとき θ = 0° (ノズル開 θ > 0)〕

添字は図1の記号を用い、その他は下記の通り。

- | | |
|-----------------|---------|
| d : 設計点 | 0 : 定常値 |
| D : 制御入力値 (要求値) | |

相対修正量は、流量と回転数について、

$$\bar{G} = (G/G_d)(P_{id}/P_i)\sqrt{T_i/T_{id}}$$
$$\bar{N} = (N/N_d)\sqrt{T_{id}/T_i}$$

ここで i は各要素入口の状態 (数字は図1参照)

2. システムの構成と静特性

対象システムの構成要素配置図を図1に示す。

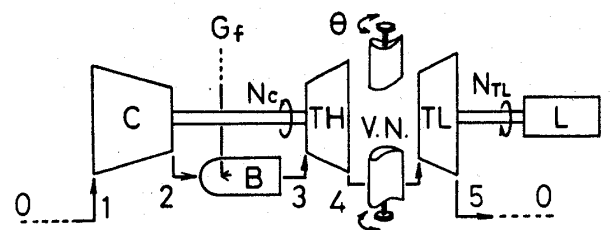


図1 可変ノズル付き2軸形ガスタービン

(昭和55年5月19日原稿受付)

この形式の低圧タービン第1段ノズル翼列の取付角を変更してノズルスロート面積を変えることにより、流量の制御が可能となる。

本研究では、実際に開発された陸船用ガスタービンを参考にして、システムの予備的設計を行った。システム全体の設計点諸元は、定格タービン入口温度とサージマージンの確保を考慮して、試行錯誤的に構成要素の設計点諸元を変更してマッチング計算を繰り返し、決定しなければならない。

定常作動時のマッチング条件は、

- (1) 各機器における作動ガス流量の連続性
- (2) 全圧縮圧力比と全膨張圧力比の一致
- (3) 同軸上の全機器の回転数の一致
- (4) 同軸上の全機器の入出力平衡

ここで用いた、各要素の特性を以下に示す。

圧縮機は多段軸流形とし、特性曲線は Robbins・Dugan⁽¹³⁾の方法により求めた(図5参照)。ここで、サージ限界とチョーク限界の間に複数の参考線を導入して⁽¹⁴⁾、マッチング計算を行った。

高圧および低圧タービンはそれぞれ2段軸流形として設計し、各特性は Ainley らの方法^{(15),(16)}を用いて求めた⁽¹⁷⁾。ここでは、高圧タービンの流量特性は図2の $\bar{N}_{TH}=0.8$ の曲線で、また断熱効率 η_{TH} は図3の関係を一曲線で代表させた。低圧タービンの流量特性は、 \bar{N}_{TL} および絶対流入角に依存しないと仮定して、各 θ に対し図4の $\bar{N}_{TL}=0.75$ の値を用いた。なお、以上の特性の単純化が静特性の精度に与える影響は十分小さいことを確認した。

燃焼効率 η_B は実験結果を数式表示し、燃焼器と吸排気ダクトの圧力損失率は、無次元流量の自乗に比例して変化するとした⁽¹⁴⁾。

各要素のマッチング計算では、作動流体を実際の空気と燃焼ガスとし、その比熱の温度とガス組成による変化を考慮した⁽¹⁸⁾。

2軸形の場合、出力軸

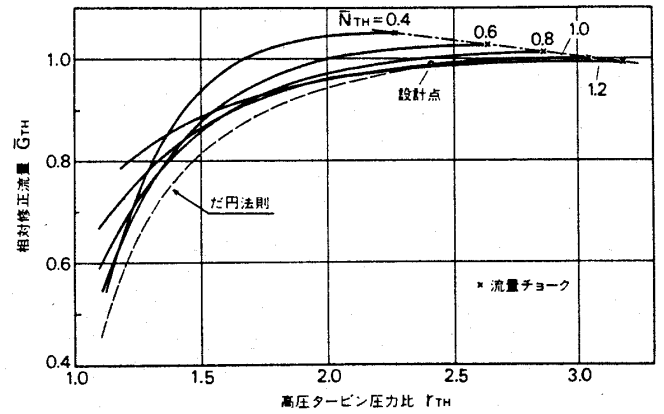


図2 高圧タービンの流量特性

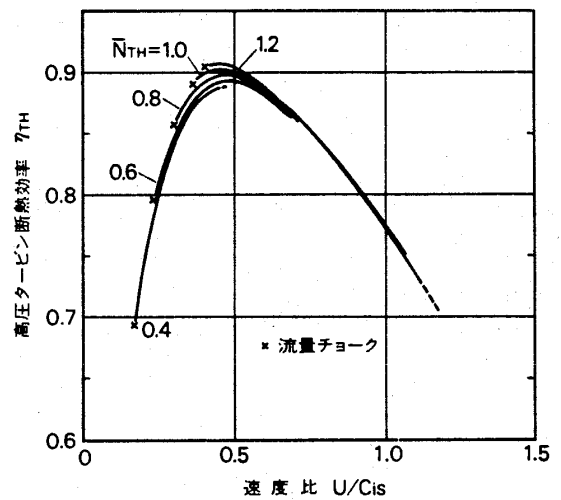


図3 高圧タービンの効率

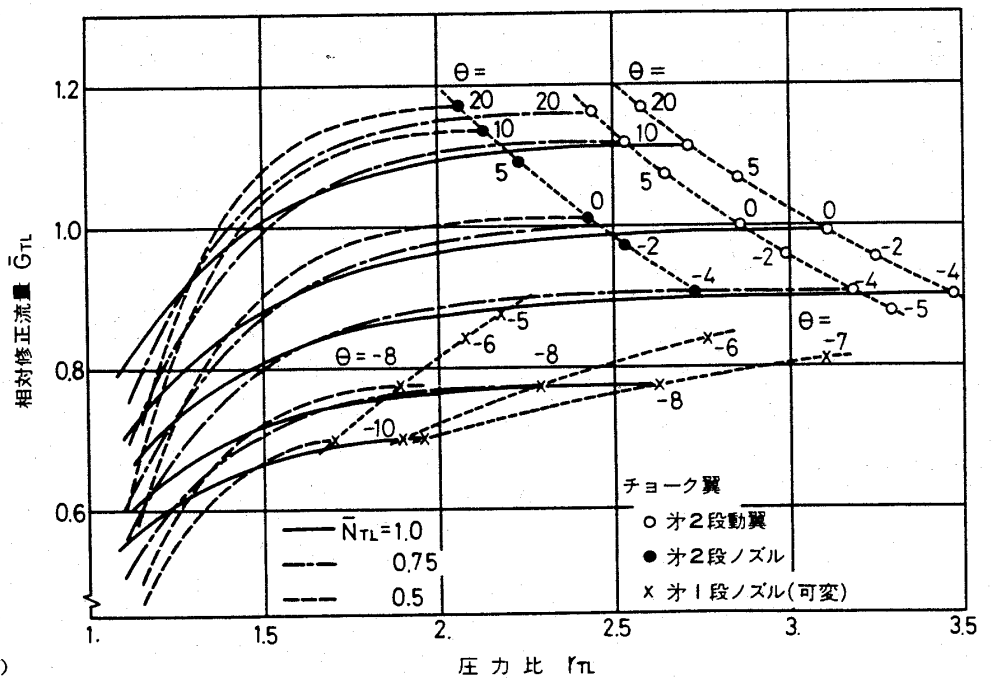


図4 低圧タービンの流量特性

側の作動状況は前記の条件(1), (2)によってのみガス発生機側に伝わる。低圧と高圧タービンの流量特性に及ぼす \bar{N}_T の効果は比較的小さい(図2, 4参照)。また低圧タービン流量特性は、部分負荷時の絶対流入角の変化により大きな影響を受けない⁽¹⁷⁾。よって、近似的には、ガス発生機側の定常作動特性は負荷の特性とは独立に検討しうることになる。

こうして定めた設計点諸元を表1に示す。また、設計ノズル角 $\theta_d = 0$ に対する圧縮機作動線を、ノズル開とノズル閉の場合と比較して、図5に示す。

ここでの計算に用いた各要素の特性および得ら

表1 システムの設計点諸元($T_0 = 15^\circ\text{C}$)

$r_{cd} = 6.49$	$\eta_{cd} = 84.0\%$	$G_{cd} = 47.9 \text{ kg/s}$
定格出力 : 14600 PS	熱効率 : 27.3%	
燃焼器、吸排気ダクトの圧力損失率 : 各々 0.02, 0.01, 0.01		
圧縮機出口もれ損失率 : 0.01		
	高圧タービン	低圧タービン
入口全圧 (kg/cm ²)	6.50	2.72
入口全温 ($^\circ\text{K}$)	1203.	1001.
圧力比	2.39	2.60
速度比	0.407	0.412
断熱効率	89.2	91.2
温度落差 ($^\circ\text{K}$)	202.	193.

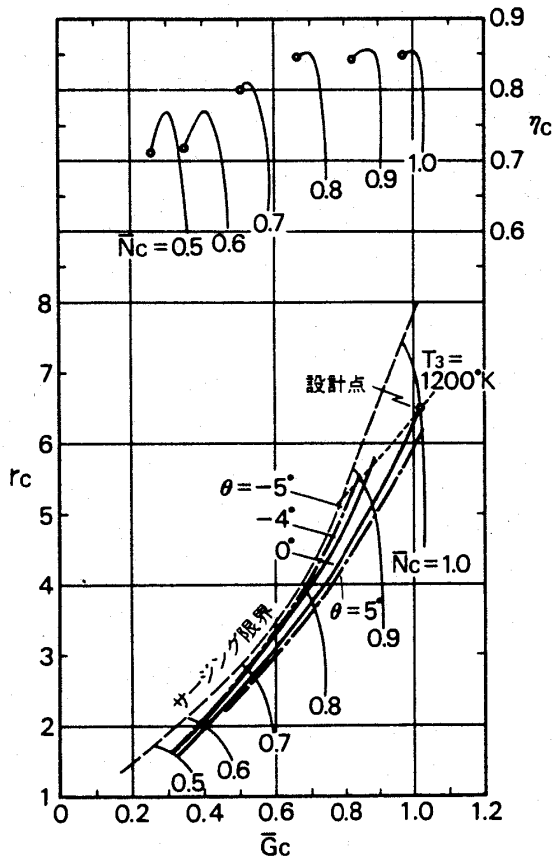


図5 圧縮機定常作動線

れた静特性は、実際のものとは比べて妥当であり、これらに基づいた以後の解析は一般性を有するものとする。

3. 2軸形ガスタービンの数学モデル

3-1 数学モデルの基礎式と仮定 従来の動特性の研究は、数学モデル構成の面から、(a)回転軸の慣性だけを考慮したもの〔文献(2)他〕、(b)軸の慣性と要素間容積での流体の蓄積を考慮したもの⁽¹⁹⁾、(c)軸の慣性と各 lumped volume における質量、運動量、エネルギーの保存を考えたもの⁽²⁰⁾、(d)圧縮機とタービンを管路として集中化したもの⁽⁵⁾、に大別できる。

以上のうちで(c)は最も精密なモデル化であるが、状態変数の数が膨大となる。ここでは圧縮機、タービンと燃焼器に各1個の検査容積を置いた、比較的低次のモデルを考える〔ほぼ(d)に相当〕。

準一次元流れに対する連続の式、運動量の式およびエネルギー式(半完全ガスに対する)は、各々

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Au)}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Au) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho Au^2) = -A \frac{\partial P}{\partial x} + \Delta P_L A$$

$$C_p g \rho \frac{DT}{Dt} = \frac{1}{J} \frac{DP}{Dt} + \dot{Q}$$

ここで ΔP_L は摩擦や仕事の授受による圧力変化、 \dot{Q} は生成と移動エントロピの変化率に相当する。

上式より集中定数系の方程式を誘導する際の仮定は、(i)各要素の特性曲線が過渡時にも成立つ。(ii)各要素の熱容量は無視し、無冷却タービンとする。(iii)圧縮機とタービンの検査容積内で質量の蓄積はなく、容積内の流体を一体としてその慣性を考える。(iv)燃焼器内の温度と圧力は出口状態に等しく、容積内で質量とエネルギーの蓄積がある。なお、上記(iii)、(iv)において、検査容積内を波動(音速)で伝わる密度変化は無視できる。

圧縮機とタービンの流量については(iii)より、

$$M_C \frac{dG_C}{dt} = f_C(\bar{N}_C, \bar{G}_C) - (P_2 - P_0) - \Delta P_{in} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$M_T \frac{dG_T}{dt} = P_3 - P_0 - f_{TH}(\bar{G}_{TH}, \bar{N}_{TH}) - f_{TL}(\bar{G}_{TL}, \bar{N}_{TL}, \theta) - \Delta P_{out} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ただし、

$$M = \int_0^l \frac{1}{Ag} dx$$

f_C, f_{TH}, f_{TL} はそれぞれ圧縮機の圧力上昇, 高圧および低圧タービンの圧力低下を示す。

燃焼器については, 仮定(IV)より,

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{RT_3}{V_B} (G_C + G_f - G_T) + \frac{P_3}{T_3} \frac{dT_3}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{P_3 V_3}{G_C R T_3} \frac{dT_3}{dt} = \frac{V_B}{J C_p G_C} \frac{dP_3}{dt} + (T_2 - T_3 + \frac{\eta_B H_u G_f}{G_C C_p}) \quad (4)$$

ここで以上の P, T はよども点のものとする。

さらに, 軸系の運動方程式が, ガス発生機および出力タービン軸についてそれぞれ成り立つ。また, 制御変数 G_{fD}, θ_D に対する実際の値の変動は, 一次おくれと仮定する (τ_f, τ_θ は各時定数)。

3-2 数学モデルの線形化 最適制御理論 の適用のため, 前節の集中モデルを線形化する。ここで定常値には添字 0 を付し, 変動分には Δ を付けて表示する。

線形化の結果, 次の状態微分方程式を得る。

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{x} &= (x_1, x_2, \dots, x_8)^T \\ &= \left(\frac{\Delta G_C}{G_{C0}}, \frac{\Delta P_3}{P_{30}}, \frac{\Delta T_3}{T_{30}}, \frac{\Delta G_T}{G_{T0}}, \frac{\Delta N_C}{N_{C0}}, \frac{\Delta G_f}{G_{f0}}, \frac{\Delta \theta}{\theta_0}, \frac{\Delta N_{TL}}{N_{TL0}} \right)^T \\ \mathbf{u} &= \left(\frac{\Delta G_{fD}}{G_{f0}}, \frac{\Delta \theta_D}{\theta_0} \right)^T \end{aligned}$$

ここで, ガス発生機軸系の運動に対する出力軸の回転数変動 ΔN_{TL} の影響は,

$$A_{48} \sim \left(\frac{\partial \tau_{TL}}{\partial N_{TL}} \right)_0$$

なる係数を介してのみ現われる。図 4 よりこの勾配は小さいので, 近似的にガス発生機軸系の運動は出力軸系の運動とは独立に記述しうることがわかる。以下, 本論文では, 出力軸の運動は考えない。

本論文では, 2 軸形の作動範囲の広さを考慮して, 図 5 に示した $\bar{N}_C = 0.5$ (アイドル), 0.8, 1. (設計点) の定常作動点 ($\theta = 0$) に着目する。実機のデータを参考にして I_C, V_B, M_C および M_T の代表値を決め, 各定常作動点について係数行列 \mathbf{A}, \mathbf{B} の各要素を求めた結果, ΔG_C と ΔG_T は他

の変動に瞬時に追従すると仮定できる (付表 1 参照)。この仮定が, 定格出力の小さい場合にも一般的に成り立つとは, 付録に示す $k_1 \sim k_7$ を検討して確認できる。これより, システムの応答に対し, 軸の慣性が支配的で, 燃焼器内の質量と熱の蓄積が幾分これに寄与し, 一般に圧縮機とタービン内の流体の慣性は微小であると言える。

最終的に, 集中化モデルは次式で表わしうる。

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \tilde{\mathbf{A}}\tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u} \\ \tilde{\mathbf{x}} &= (x_2, x_3, x_5, x_6, x_7)^T \\ \tilde{\mathbf{A}} &= \begin{bmatrix} \tilde{A}_{22} & \tilde{A}_{23} & \tilde{A}_{25} & \tilde{A}_{26} & \tilde{A}_{27} \\ \tilde{A}_{32} & \tilde{A}_{33} & \tilde{A}_{35} & \tilde{A}_{36} & \tilde{A}_{37} \\ \tilde{A}_{52} & \tilde{A}_{53} & \tilde{A}_{55} & 0 & \tilde{A}_{57} \\ 0 & 0 & 0 & A_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{77} \end{bmatrix} \\ \tilde{\mathbf{B}} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & B_{61} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & B_{72} \end{bmatrix}^T \\ x_i &= -\sum_{j=2,3,5,6,7} A_{ij} x_j / A_{ii} \quad (i = 1, 4) \end{aligned} \quad (5)$$

上記の諸係数の詳細は, 付録に示す。

3-3 動特性の計算例 ここでは, 数学モデル(5)式について燃料流量 G_{fD} のステップ加速応答を検討する。なお, サージマージンおよび線形モデルの精度を考慮して, 回転数変動率を 5% と設定した。

代表例として, $\bar{N}_{C0} = 0.8$ 近傍における圧縮機の加速作動線を図 6 に示す。この図は, V_B と I_C の効

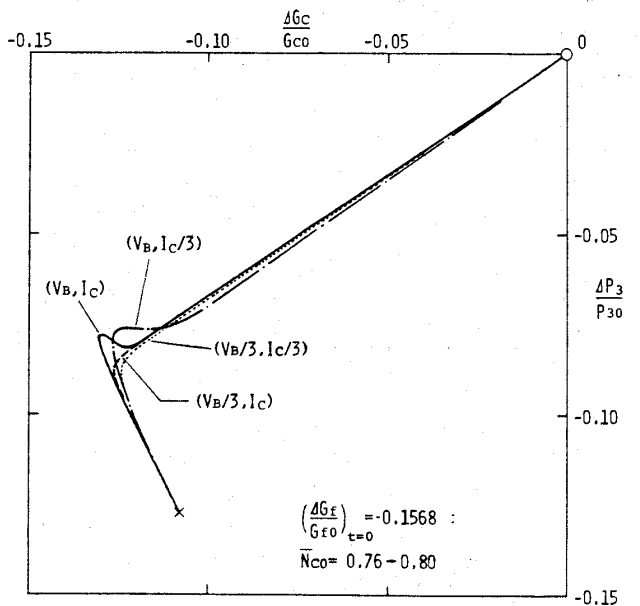


図 6 圧縮機加速作動線: G_{fD} のステップ応答

果を示しており、(V_B, I_C)なる作動線は付表2の代表値に対するものである。なお、縦横の座標はそれぞれ圧力、流量変動分であるが、これを圧縮機特性マップに変換することは容易である。この図より以下の事柄がわかる。

ここで誘導した線形モデルにより、作動線が加速時初期にサージ限界に急接近し、その後終端点に移行する現象がシミュレートできる。

次に、V_Bの効果については、低い \bar{N}_{C0} の場合ほどV_Bにより加速時初期の作動線の形状に著しい差違を生ずる(図8,10参照)。すなわち、V_Bの大きいほどG_fの急増に伴う燃焼器圧力P₃のより急激な増加を生じ、このため作動線がサージ限界側により突出した形状となる。 \bar{N}_{C0} によるV_Bの効果の違いは、主に要素特性の勾配(付録の μ_{CG} , μ_{THG} , μ_{TLG})の相違によるものであろう。なお、V_Bの大きいほど加速時初期の温度上昇率は小さく、また加速応答性はV_Bに依存しない。

I_Cの効果については、I_Cの小さいほど加速応答性は向上し、加速時初期の作動線のエルボの曲率は幾分緩やかとなる。またI_Cの小さいほどT₃の上昇率は小さいことがわかった。

なお、本数学モデルにより、加速時初期に燃焼器容積中で流体の負の蓄積が生ずる様子がわかる(後掲の図11の ΔG_C と ΔG_T の曲線を参照)。また本システムの各定常作動点は漸近的安定である。

4. 2軸形ガスタービンの最適制御

4-1 線形最適制御問題の定式化と解法 圧縮機のサージングとタービン入口の許容最高温度に関する2つの制約条件は、加速特性を検討する際に考慮すべき主要な条件である。図5を参照して、微小変動すなわち過渡状態の初期と終端の状態変数の差が十分小さい場合を考えれば、ほとんどの作動領域および制御入力に対して、上述の制約条件は問題とならない。この場合、制御対象は定係数の線形モデルで精度よく記述でき、最適制御問題は単純化される。一方、状態変数の変動が比較的大きい場合は、一般に制約条件付きの線形最適制御問題(状態変数制限問題)となり、なおかつ制御対象は時変係数の線形モデルを考える必要がある。

本論文では、制約条件のない状態変数の微小変動の場合だけを扱う。制御対象は、線形モデル(5)

式(以下~なる記号を省略)および出力方程式よりなる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}, \mathbf{y} = \mathbf{Cx} \dots\dots\dots (6)$$

\mathbf{x} (= $\tilde{\mathbf{x}}$)の5つの状態変数のうち、タービン入口におけるP₃とT₃の精度のよい直接的観測は、高温かつ半径方向と円周方向に分布があるため、一般には困難と考えられる。よって、出力変数としては、機構的な位置により直接的観測が可能なN_C, G_fと θ の変動が選択できる。従って、

$$\mathbf{y} = \left(\frac{\Delta N_C}{N_{C0}}, \frac{\Delta G_f}{G_{f0}}, \frac{\Delta \theta}{\theta_0} \right)^T$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6-1)$$

以上の制御対象は、可制御性および可観測性の必要十分条件⁽²¹⁾を満たすことがわかる。

レギュレータ問題を考えるとき、不完全状態観測の問題となるので、直接観測できない状態変数は、状態観測器⁽²²⁾もしくは他の観測した状態より推定する必要がある。幸いに、制御対象は可観測であり、図7の状態観測器の固有値を任意に選択できるので、初期状態のいかによらず推定値 $\hat{\mathbf{x}}$ を急速に真の \mathbf{x} に漸近させる⁽²²⁾。そこで、研究の第1段階として、P₃およびT₃の適切な推定が有効すなわち $\mathbf{x} = \hat{\mathbf{x}}$ が常に成立つと仮定する。これは初期観測誤差0の理想的な場合に相当する。

こうして、線形最適制御問題は次のように定式化できる。制御対象が式(6)で表わされ、かつ可制御であるとき、すべての初期状態 \mathbf{x}_0 から出発する解軌道について、二次形式評価関数

$$PI = \frac{1}{2} \int_0^\infty (\mathbf{y}^T \mathbf{P} \mathbf{y} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt \dots\dots\dots (7)$$

を最小にするような最適制御法則 $\mathbf{u}_{opt}(\mathbf{x}(t))$ を求めよ(0 ≤ t ≤ ∞)。ここで、 \mathbf{P} と \mathbf{R} は対称な正定行列とする。

評価関数(7)式は、出力 \mathbf{y} の要素の時間的変動

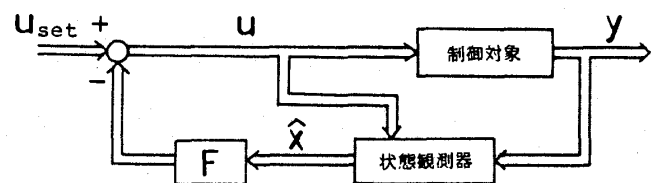


図7 閉ループ系⁽²²⁾

を減じて定常値への収束を速めること、また実際上大きな入力 u を使わずにすむように、操作入力エネルギーを節約することを意味する。

制御対象は可制御なので、 $x = \hat{x}$ なる仮定のもとで、 u_{opt} は次式で与えられる⁽²²⁾。

$$u_{opt} = -Fx = -R^{-1}BKx \quad (8)$$

ただし、 K は次の行列リカッチ方程式の正定な解である。

$$\left. \begin{aligned} KBR^{-1}B^TK - KA - A^TK - Q &= 0 \\ Q &= C^TPC \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

この場合、 Q は準正定行列となるが、制御対象は可観測なので、図7の閉ループ系

$$\dot{x} = (A - BF)x \quad (10)$$

は、漸近安定となることが証明される⁽²²⁾。

行列リカッチ方程式(9)は K についての2次式であり、解は一意ではないが、 K は正定という条件を課せば、唯一つ解が得られる。ここでは、Kleinmanの反復解法⁽²³⁾によりこれを解いた。初期外乱 $x(0)$ に対する式(10)の解は、ルンゲ・クッタ・ジル法により求めた。

評価関数の重み行列 P と R は、過渡特性の評価と制約条件のチェックにより、試行錯誤的に決定する必要がある。 P と R のある対角要素の増加により、それに対応する y と u の要素の変動すなわち定常状態 ($x = 0$) からの偏りは減少する。

4-2 最適制御の計算例 ここでは、 \bar{N}_{CO} の変動率を5%とした場合の加速応答について、線形最適制御問題を解いた例を示し、この結果を前述の燃料流量のステップ応答および可変ノズルのON-OFF制御の計算例と比較する。なお、こ

で用いた A 、 B の要素の値は、燃焼器容積を比較的大きく設定した、代表値(付表2参照)である。

$\bar{N}_{CO} = 0.5$ (アイドル), $0.8, 1.$ (設計点) 近傍における、圧縮機の加速作動線をそれぞれ図8~10に示す。各作動線上には経過時間(秒)を付記している。また、 $\bar{N}_{CO} = 0.8$ の場合の状態変数 (x の要素) の時間的変動を図11に示す。

本計算例の重み P と R の対角要素の値は、 $\text{diag}(\dots)$ として図中に付記した。ここでは、燃料流量 G_f とその要求値 G_{fD} および θ と θ_D に対応する重みをそれぞれ等しく設定した。一般に、 N_C に

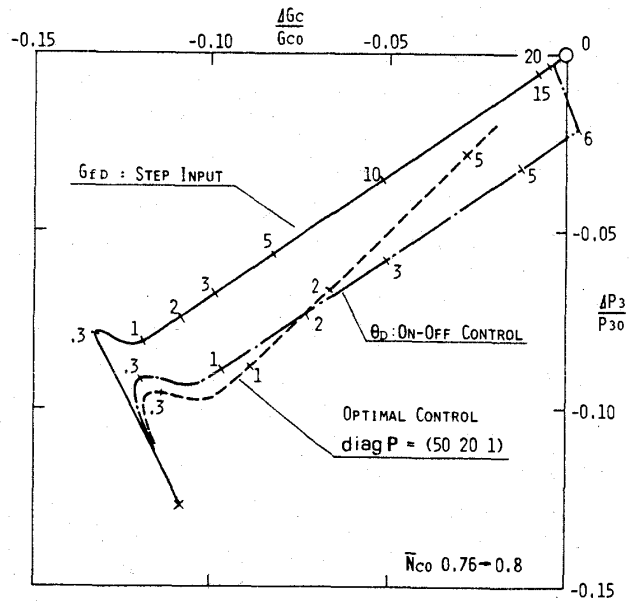


図9 最適加速作動線： $\bar{N}_{CO} = 0.8$ 近傍

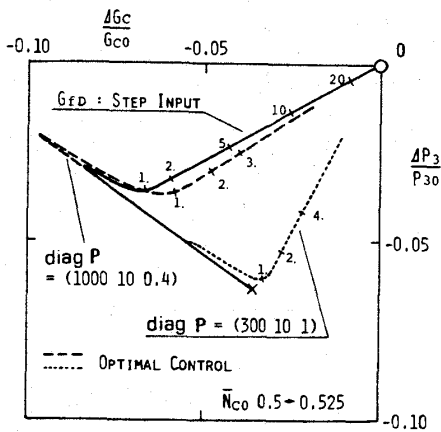


図8 最適加速作動線：アイドル近傍

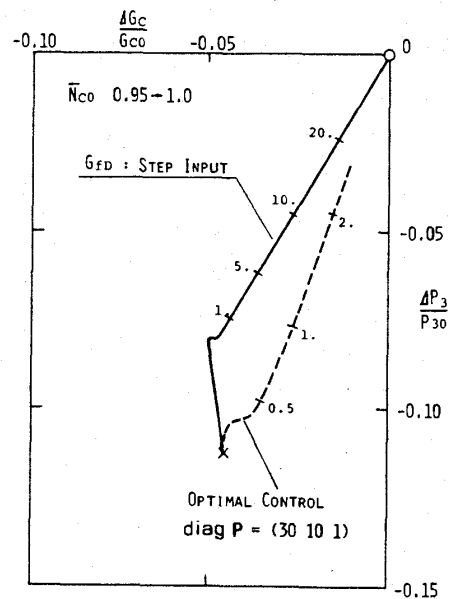


図10 最適加速作動線：設計点近傍

対する重みを増し、 G_f に対する重みを減じて、加速応答性の向上を図りうる。このときのサージ限界への接近を緩和するには、 θ に対する重みを減少すればよいが、低压タービン流量特性(図4)の非線形性を考え、 θ の重みは θ の最大開度が 13° 程度となるように設定した。

式(7)の意味での最適制御においては、可変ノズルの制御法として、燃料増加の入力信号と同時に可変ノズルを開き、その後指数関数状に滑らかに閉じるべきことが、図11(c)よりわかる。

このような最適制御が、加速時の応答性ととも

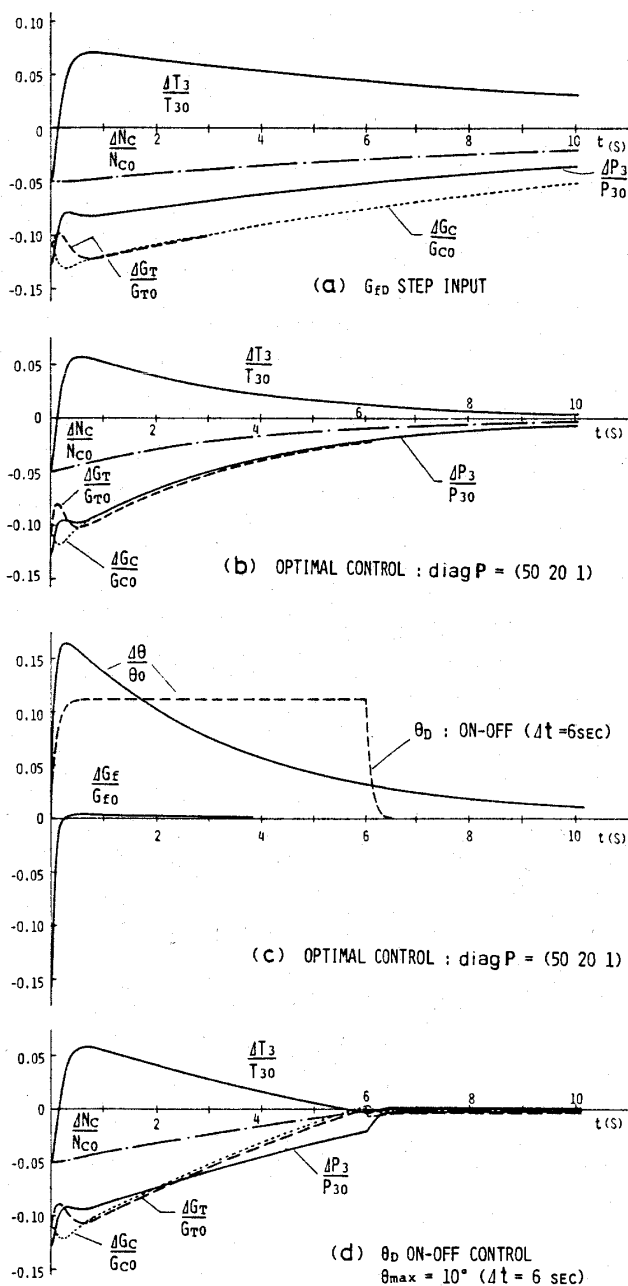


図11 状態変数の時間的変動： $\bar{N}_{C0} 0.76 \rightarrow 0.8$

に圧縮機のサージングに対する安定性の向上(サージマージンの増加)に大きな効果を与えうる。図8~10より明らかとなる。

まず、図8のアイドル近傍の場合、比較的サージマージンは大きいので(図5参照)、 N_C に対する重みを増し、安定性を幾分犠牲にして加速性の向上を図った例(破線)と、充分安定性の向上を図った例(点線)を比較して示している。ここで、ノズルの最大開度は同程度におさえている。前者(破線)の方が加速時初期の G_f の増加量は多いが、応答性の向上度は低い。このように、重みの選び方により最適制御の効果は異なる。

図9および11の $\bar{N}_{C0} = 0.8$ の場合を見ると、加速時初期のサージング防止および加速応答性の観点では、最適制御と同様にON-OFF制御も有効である。しかし、ON-OFF制御では、応答性の向上のためにノズル閉の時期が問題となるとともに、2入力に関連付けて適切に制御することは難しい。また、最適制御に比して制御のための大きなエネルギーを必要とする。さらに、作動線がクランク状になるため、減速を考えたとき(エンジンブレーキは考えない)、作動線が減速終わりにサージ限界に急接近することになる。なお、加速時初期のノズル開により、応答性の向上とともに T_3 の上昇分を幾分低減することができる。応答性の向上に関しては、最適制御により、回転数変動分が初期の10%まで減少するのに要する時間は、 G_{fD} のステップ応答に比べて5分の2に短縮している。このとき、 ΔG_f の変動量はほぼ同じである。

図10の設計点近傍の場合、最適制御によって、加速作動線を定常作動線とほとんど一致したものにできる。これは、タービン入口温度に対する制約の面から好都合である。さらに、 G_{fD} のステップ応答は他の \bar{N}_{C0} に比べて最悪であるが、最適制御では最良の応答性を示す。これより、安定度の低い(G_{fD} のステップ応答が悪い)定常作動点近傍の場合ほど、可変ノズルの最適制御の効果は大きいと言える。なお、 \bar{N}_{C0} の違いによる G_{fD} のステップ応答の良否は、主に圧縮機特性曲線の \bar{N}_C 一定線の勾配の緩急によるものと考えられる。

また、この計算例のように V_B が比較的大きい場合、加速応答性の向上を図ることによって、加速作動線のサージ限界側への突き出し方が顕著にな

ることが、図8~10よりわかる。

5. むすび

本論文では、主に2軸形ガスタービンのガス発生機側に着目し、まず多変数制御の研究に適当な、集中化した低次元線形モデルの誘導を行った。さらに、加速時の可変ノズル角の制御に最適制御の概念を応用し、次の如き結論を得た。

- (1) 線形モデルにより、ガス発生機側の動特性は、負荷とは切離して論ずることができる。
- (2) システムの応答に対し、軸の慣性が支配的で、燃焼器内の質量と熱の蓄積が幾分これに寄与し、圧縮機とタービン内の流体の慣性は無視する。この線形モデルにより、サージ領域外での過渡特性の把握が可能である。
- (3) 加速応答性および T_3 の上昇率の観点より、 I_C は小さいほどよく、サージ防止の観点より、 V_B は大きくし過ぎないことが望ましい。
- (4) 加速時において、可変ノズルは燃料増加の入力信号と同時に開き、その後、指数関数状に閉じるのが、適切な制御法である。
- (5) 可変ノズルを含めた最適制御は、応答性の著しい向上とともに、加速時初期の圧縮機作動線のサージ限界への接近の緩和、および T_3 の上昇率の低減にも効果的である。
- (6) 安定度の低い定常作動点近傍ほど(計算例では \bar{N}_C が定格に近いほど)、最適制御による応答性と安定性の向上に対する効果は大きい。

以上、本研究により、主にガス発生機側に原因のある1軸形に対する2軸形の応答性の悪さを、可変ノズルの適切な操作により克服しうる見通しが得られた。今後は、ここでの成果に立脚して、制約条件が問題となる比較的大変動の場合の最適制御の研究や、負荷も含めた全システムについての定速度制御および回転数制御に対する事例研究を進めることが必要であろう。

終わりに、本研究を行うに際し、終始暖かいご指導を賜った慶応大学工学部 佐藤 豪 教授に対し、深く感謝の意を表します。

文 献

- (1) たとえば 大槻, GTSJセミナー第7回資料集(昭.54-1), 6.
- (2) 沢田・西, 機論 35-269(昭.44-1), 149.

- (3) 沢田・西, 第13回航空原動機講演会講演集, (昭.48-2), 49.
- (4) 小林・葉山, GTCJ第1回講演会論文集(昭.48) 13.
- (5) 梅田・葉山, GTCJ会報, 2-5(昭.49-7), 22.
- (6) 梅田, GTSJ学会誌, 4-15(昭.51), 6.
- (7) AiResearch, EPA Contact Report AT-6100-R7('72).
- (8) Winterbone, D. E. et al., Trans. ASME, Ser. A, 95-3('73), 244.
- (9) Klarhoefer, C., ASME 74-GT-103('74).
- (10) McMorran, P. D., Proc. IEE, 117-10('70), 2050.
- (11) Weinberg, M. S., ASME 76-GT-71('76).
- (12) DeHoff, R. L. & Hall, W. E., Jr., Trans. ASME, Ser. G, 101-2('79-6), 117.
- (13) Robbins, W. R. & Dugan, J. F., Jr., NASA SP-36('65), 297.
- (14) 松本, 機論, 43-366(昭.52-2), 704.
- (15) Ainley, D. G. & Mathieson, G. C. R., ARC R&M 2974('57)
- (16) Dunham, J. & Came, P. M., Trans. ASME Ser. A, 92-3('70), 252.
- (17) 松本, 機論, No. 784-4(昭.53-3), 54.
- (18) 田中・ほか3名, 機論, 26-171(昭.35-11), 1652.
- (19) たとえば, 須之部・ほか3名, 運輸技研報告9-5(昭.34), 55; Fawke, A. J. & Saravanamuttoo, H. I. H., SAE Paper 710550('71).
- (20) Seldner, K. et al., NASA TN D-6610('72).
- (21) たとえば, 市川, システム理論と最適制御, (昭.45), 40. 朝倉.
- (22) 伊藤, システム制御理論(昭.48), 276, 昭晃堂
- (23) Kleinman, D. L., IEEE Trans., AC-13-1('68-2), 114.

付録 線形モデル(5)式の諸係数

係数行列 \tilde{A} の諸要素は、次式で与えられる。

$$\tilde{A}_{ij} = A_{ij} - A_{i1}A_{1j}/A_{11} - A_{i4}A_{4j}/A_{44} \quad (i, j = 2, 3, 5, 6, 7)$$

A, Bの非ゼロ要素は、 ϵ を圧力損失率として、

$$A_{11} = k_1 \mu_{CG} / (1 - \epsilon_B), \quad A_{12} = -k_1$$

$$A_{15} = k_1 \mu_{CN} / (1 - \epsilon_B)$$

$$A_{21} = k_2 (T_{20}/T_{30} + X_G/T_{30} - Y_B)$$

$$A_{23} = -k_2$$

$$A_{24} = -k_2 G_{T0}/G_{C0}$$

$$A_{25} = k_2 X_N/T_{30}$$

$$A_{26} = k_2 \left[\left(1 + \frac{H_u \gamma_{B0}}{T_{30} C_p} \right) \frac{G_{f0}}{G_{C0}} + Y_B \right]$$

$$A_{31} = A_{21} - k_3$$

$$A_{33} = A_{23}$$

$$\begin{aligned}
 A_{34} &= A_{24} + k_3 G_{T0} / G_{C0}, \quad A_{35} = A_{25} \\
 A_{36} &= A_{26} - k_3 G_{f0} / G_{C0} \\
 A_{42} &= k_4 - A_{44} \quad A_{43} = (A_{44} - k_4 Z_N) / 2 \\
 A_{44} &= -k_4 (\mu_{TLG} + \mu_{THG} Z_R) \\
 A_{45} &= k_4 Z_N \quad A_{47} = -k_4 \mu_{TL\theta} \\
 A_{51} &= -k_5 [1 + X_G / (T_{20} - T_{10})] \\
 A_{52} &= -k_5 W, \quad A_{53} = k_5 (2 + W - \lambda_{THU}) / 2 \\
 A_{54} &= k_5 (1 + W) \\
 A_{55} &= k_5 [\lambda_{THU} - X_N / (T_{20} - T_{10})] \\
 A_{66} &= -k_6 \quad A_{77} = -k_7 \\
 B_{61} &= k_6 \quad B_{72} = k_7
 \end{aligned}$$

$k_1 \sim k_7$ の各定数は [1/sec] の次元を有し,

$$k_1 = \frac{P_{30}}{G_{C0} M_C} \quad k_2 = \frac{\kappa R T_{30} G_{C0}}{V_B P_{30}}$$

$$k_3 = \frac{R T_{30} G_{C0}}{V_B P_{30}} \quad k_4 = \frac{P_{30}}{G_{T0} M_T}$$

$$k_5 = \frac{75 L_{C0}}{(2\pi/60)^2 I_C N_{C0}^2}$$

$$k_6 = 1/\tau_f, \quad k_7 = 1/\tau_\theta$$

ここで κ は比熱比, L_C は圧縮機所要動力である。

各要素特性に関する無次元勾配を次に列挙する。

$$\begin{aligned}
 \mu_{CG} &= \frac{\bar{G}_{C0}}{r_{C0}} \left(\frac{\partial \bar{G}_C}{\partial \bar{G}_C} \right)_0, \quad \mu_{CN} = \frac{\bar{N}_{C0}}{r_{C0}} \left(\frac{\partial r_C}{\partial \bar{N}_C} \right)_0 \\
 \lambda_{CG} &= \frac{\bar{G}_{C0}}{\eta_{C0}} \left(\frac{\partial \eta_C}{\partial \bar{G}_C} \right)_0, \quad \lambda_{CN} = \frac{\bar{N}_{C0}}{\eta_{C0}} \left(\frac{\partial \eta_C}{\partial \bar{N}_C} \right)_0 \\
 \mu_{THG} &= \frac{\bar{G}_{TH0}}{r_{TH0}} \left(\frac{\partial r_{TH}}{\partial \bar{G}_{TH}} \right)_0, \quad \mu_{THN} = \frac{\bar{N}_{TH0}}{r_{TH0}} \left(\frac{\partial r_{TH}}{\partial \bar{N}_{TH}} \right)_0 \\
 &\quad \doteq 0
 \end{aligned}$$

$$\lambda_{THU} = \frac{(U/C_{is})_{TH0}}{\eta_{TH0}} \left[\frac{d \eta_{TH}}{d (U/C_{is})_{TH}} \right]_0$$

$$\mu_{TLG} = \frac{\bar{G}_{TL0}}{r_{TL0}} \left(\frac{\partial r_{TL}}{\partial \bar{G}_{TL}} \right)_0$$

$$\mu_{TLN} = \frac{\bar{N}_{TL0}}{r_{TL0}} \left(\frac{\partial r_{TL}}{\partial \bar{N}_{TL}} \right)_0 \doteq 0$$

$$\mu_{TL\theta} = \frac{\theta_0}{r_{TL0}} \left(\frac{\partial r_{TL}}{\partial \theta} \right)_0$$

$$Y_B = \frac{H_u G_{f0}^2}{T_{30} C_p G_{C0}^2} \left[\frac{d \eta_B}{d (G_f/G_C)} \right]_0$$

これらの値は各特性曲線 (図2~5参照) および座標を変えてプロットした図より読み取り得る。

さらに, $m = (\kappa - 1) / \kappa$ として,

$$\begin{aligned}
 X_G &= [m_C r_{C0}^m \mu_{CG} - (r_{C0}^m - 1) \lambda_{CG}] T_{10} / \eta_{C0} \\
 X_N &= [m_C r_{C0}^m \mu_{CN} - (r_{C0}^m - 1) \lambda_{CN}] T_{10} / \eta_{C0} \\
 Z_N &= \mu_{TLG} \lambda_{THU} \eta_{TH0} (1 - 1/r_{TH0}^m) T_{30} / (2T_{40}) \\
 Z_R &= 1 + \mu_{TLG} + \left(\frac{\lambda_{THU}}{2} - 1 \right) \frac{\mu_{TLG}}{2} \frac{T_{30}}{T_{40}} \eta_{TH0} \\
 &\quad \times \frac{m_T}{r_{TH0}^m}
 \end{aligned}$$

$$W = (1 - \lambda_{THU} / 2) \mu_{THG} m_T / (r_{TH0}^m T - 1)$$

本文中の計算例で代表値として用いた, 諸パラメータおよび $k_1 \sim k_7$ の値を付表1に, またこれらに対する係数行列の要素の値を付表2に示す。

付表1 定数 $k_1 \sim k_7$ の値

\bar{N}_{C0}	0.5	0.8	1.0
k_1 (1/s)	1770	1930	2880
k_2	7.03	9.84	11.4
k_3	5.09	7.28	8.64
k_4	5380	5820	6900
k_5	0.0176	0.0433	0.0626
$\tau_f = 0.1$ (s)	$M_C = 0.56$ (s ² /m ²) $V_B = 3.0$ (m ³)		
$\tau_\theta = 0.1$	$M_T = 0.18$ $I_C = 30.6$ (kg·m ²)		

付表2 係数行列 \tilde{A}, \tilde{B} の要素

\bar{N}_{C0}	0.50	0.80	1.0
\tilde{A}_{22}	-13.95	-10.74	-11.12
\tilde{A}_{23}	-3.52	-4.91	-5.65
\tilde{A}_{25}	9.64	11.37	15.63
\tilde{A}_{26}	3.55	6.65	6.92
\tilde{A}_{27}	-2.49	-1.87	-2.61
\tilde{A}_{32}	1.71	0.734	-1.26
\tilde{A}_{33}	-6.06	-8.56	-10.0
\tilde{A}_{35}	-3.32	-14.03	-2.93
\tilde{A}_{36}	3.52	6.57	6.76
\tilde{A}_{37}	-0.687	-0.486	-0.633
\tilde{A}_{32}	-0.0378	0.0514	0.0440
\tilde{A}_{33}	0.0420	0.0206	0.0304
\tilde{A}_{35}	-0.0637	-0.152	-0.121
\tilde{A}_{37}	0.00163	0.0625	0.148
\tilde{A}_{66}	-10	-10	-10
\tilde{A}_{77}	-10	-10	-10
\tilde{B}_{61}	10	10	10
\tilde{B}_{72}	10	10	10

●●● 研究所だより ●●●

航空宇宙技術研究所におけるガスタービンエンジンの研究

航空宇宙技術研究所原動機部 松木正勝
航空宇宙技術研究所航空機公害研究グループ 鳥崎忠雄

昭和28年に当研究所が設立されると同時に、原動機部はわが国のジェットエンジン技術の急速な発展を目指して活動を開始した。

先ずジェットエンジン要素試験設備の建設と並行してエンジン要素に関する基礎研究に着手し、その研究成果を基に昭和38年からは、超軽量リフトエンジンの試作研究に入り、JR-100、-200、-220エンジンを完成してフライングテストベッドによる自由飛行を完了した。さらに昭和46年からは、通産省工業技術院の大型プロジェクトによる高バイパス比ターボファンエンジンの研究開発に全面的な協力を続けて今日に至っている。これ等の経緯については既に、本誌No.10(1975年9月号)に「航空宇宙技術研究所原動機部のあゆみ」として、またNo.30(1980年9月号)に「FJR710ターボファンエンジンの研究開発の現状」の中で、紹介させていただいたので省略する。

組織上のその後の変化としては、昭和51年5月に航空エンジンの騒音、排ガス等の公害問題に対処するために、原動機部の一部を主体として航空機公害研究グループが設立された。現在両部(グループ)合わせて13研究室59名の研究員を擁し、このほか約20~30名が種々の形態で常時研究に協力している。

現在の研究項目を、研究費の出所別に大別すると以下の通りである。

- (1) ジェットエンジン要素に関する基礎研究(経常研究費)
- (2) ファンジェットSTOL機のエンジン艤装、ならびに高揚力装置騒音の研究(科学技術庁特

別研究費)

- (3) ジェットエンジンの騒音低減化、および窒素酸化物排出低減に関する研究(環境庁国立機関公害防止等試験研究費)
- (4) “航空機用ジェットエンジンの研究開発”に対する支援研究(通産省工業技術院大型工業技術研究開発費)
- (5) “高効率ガスタービンの研究開発”に対する支援研究(通産省工業技術院エネルギー技術研究開発費)

これ等をさらに細分化して各研究室が担当しているが、研究内容によっては複数の研究室が有機的なつながりを持って問題解決に当たっている。その詳細について述べる紙面の余裕はないので、以下に、比較的最近完成した研究装置の中から、その幾つかを紹介する。

(イ) 流れ場騒音試験装置 従来の無響室に風洞的な性質をもたせたもので、風洞としての型式は連続/吸込み式、開サーキュート、オープンジェット形態をとっている。流速は最大72m/sから20m/s迄可変で、約100 m³の容積をもつ無響室は200Hz以上の周波数領域で自由音場を形成する。測定部近傍の暗騒音は十分低く、今後この装置を用いてチョークインレットによるファン騒音低減の研究を進める他、ダクト伝播特性、ジェット排気騒音や、脚、フラップなどの機体騒音など、流れ場での各種騒音試験も行って、航空機騒音低減化技術の向上に役立てる計画である。

(ロ) レーザーを利用した燃焼ガス温度の測定装置 装置の原理は、CARS(Coherent Anti-Stokes Raman Scattering)と呼ばれるもので、燃焼ガスに強力な二種類のレーザー光線を当て、これらの

(昭和55年11月7日原稿受付)

周波数の差がガス体の原子系のもつ共鳴周波数に一致し、かつ、位相整合が成立していると、まったく別の周波数をもつ光が特定の方向に発生するが、この光のスペクトルの相対的形狀が温度だけの関数であるため、理論値との比較により温度が決定できることを利用したもので、基本的にはラーマン効果に基づくが、通常ラーマン法と異ってCARS法は、一方向に強力な信号が得られる特長があり、燃焼器のようにススが多く測定条件の悪い場合でも、レーザー光線が充分強力であれば温度情報が得られる。この装置では、他の測定器では不可能な温度測定範囲1,000~3,000°Cを目標に調整を行っている。今後分光器、光学多チャンネル解析器を増設して実測スペクトルを得、電算機を結合して理論値との比較をほぼ実時間測定に近い形で行い、燃焼に伴う騒音の発生機構の研究などに役立てる予定である。

(イ) ファン動翼振動計測装置 エンジンが横風を受けた時のファン動翼の振動を計測するために新たに研究開発したもので、本装置によって、すべてのファン動翼の振動波形(振巾、周波数、位相)を同時に、非接触で計測することが可能となった。回転体の振動計測に広く利用できるものと考えられる。原理は、ケーシング上に配置した複数の検出器の各々を動翼が通過した時刻を計数・記憶回路に格納しておき、これをもとに各動翼の振動を求めるものである。検出器としては、光ファイバーを利用した光式のものを用いている。

(ロ) 中圧高温燃焼器試験装置 燃焼器構成要素の単体試験や分割模型(箱型またはセクタ型)による基礎試験を行うもので、ガスタービンエンジンの高圧・高温化の傾向に呼応して行われる燃焼器の基礎研究に用いられる。供試部入口条件は、空気圧力2~9.9atg, 空気流量0.2~2.1kg/s, 空気温度140~480°Cである。

(ハ) 高温翼列風洞 主に冷却タービン翼の高温状態における翼列試験を行う事を目的に製作したもので、高温高圧および高温常圧の2種の独立した翼列風洞から成り立っている。この2種の高温翼列風洞は、最高吐出圧9.9atgの700kw3段ターボ圧縮機を専用空気源とし、試験部入口最高温度は、最終的には高圧風洞で1,250°C, 常圧風洞で1,500°Cを目標としている。この装置により各種冷

却方式に関する基礎実験、二次元翼列実験および扇状翼列実験を行い、高性能冷却構造の開発を行う計画である。

(ニ) 非定常二次元温度計測装置 冷却タービン翼外表面の二次元温度分布を、非接触でかつ早い応答速度で測定することを目的として製作したもので、検出部には赤外線カメラを用いているが、この最大の特徴は毎秒30フレームの温度画像が得られることであり、この応答速度は、冷却タービン翼の温度が実機エンジンの過渡時に変化するような速さに充分追随するものである。さらに本装置による温度画像をデジタル処理する装置を付加して、データ処理の精度向上と迅速化をはかる計画である。

(ホ) リヒートガスタービン模擬装置 リヒートガスタービンの制御技術について研究をすすめる上で、実時間でガスタービンの挙動を高精度で模擬できる模擬装置は欠かすことが出来ないものである。リヒートガスタービンシステムの数学的モデルは、多数の非線型多変数関数、高次の非線型連立微分方程式で構成されているため、これを実時間かつ高精度で模擬するためには従来の汎用の計算機を主体としたハイブリッド方式では不充分で、並列演算処理が可能で多変数関数を発生できる超高速のデジタル演算装置が必要である。本装置は、米国のADI社(Applied Dynamics International)のAD-10を中心とする模擬装置で、その中核となるガスタービン模擬装置を完成した。本装置は既設の計算機PDP-11/35のマルチタスクシステムのもとで動作し、他の計測システムが作動中でも実時間で仕事を行うことができる。各プロセッサのクロックは80MHzですべて並列に作動し、特に演算プロセッサは、パイプライン方式をとっている。また積分プロセッサのレジスタは48ビットと高精度であり、高速かつ高精度の演算処理が可能で、シミュレーションのサイクルタイムを1ms以下にすることができた。基本的なガスタービンのソフトウェアはすでに完成しており、総合システムも来年度完成の予定である。

(ヘ) 低騒音ファンジェットSTOL機のエンジン機装試験に関する装置 低騒音性を備えたファンジェットSTOL機の総合的な研究の一環としてFJR710型ターボファンエンジンの実験機への機装に関して研究を進めているが、装置の主なものとし

ては、USB方式の動力装備に於けるコア排気とバイパス排気との合流ダクト機装、USBノズルと主翼、フラップの機装など、実機エンジン装着状態で試験を行う装置を有している。

以上航技研原動機部および航空機公害研究グループ

の近況を、新しい主な装置を中心に簡単に紹介したが、ファンエンジンの耐環境試験装置などについては前出の本誌No.30に紹介したので、これを省略した。

第21回航空原動機に関する講演会プログラム

企 画：日本航空宇宙学会

共 催：日本機械学会・日本ガスタービン学会

期 日：昭和56年2月20日(金)

参 加 費：1,000円(当日)

会 場：名古屋大学豊田講堂

(名古屋市千種区不老町 電話(052)781-5111)

交通機関：名古屋市営地下鉄東山線

本山駅下車(南方約1km)

プログラム(講演15分, 討論5分, ○印が講演者)

9:00~10:40 [司会 林 省吾君(川崎重工)]

- (1) 中空ファンブレードの強度に関する実験的研究
○祖父江 靖, 池田為治, 藤沢良昭,
宮地敏雄(航技研)

- (2) 高速軽量回転体の危険速度の有限要素法解析
坂田 勝, 遠藤 満(東工大)
吉村省二(神戸製鋼所)
○大鍋寿一(石川島磨重工)

- (3) 2軸エンジンの振動加振力の振幅変調現象について
○菊池秀勝, 相沢康隆(防衛庁3研)

- (4) 低圧タービン用翼列の二次元試験
○蓑田光弘, 山崎紀雄, 能瀬弘幸(航技研)

- (5) 超音速軸流圧縮機の動翼内の流れに関する研究
○橋本孝明, 大塚新太郎(名大)

10:40~10:50 休憩

10:50~12:10 [司会 石川 達君
(石川島播磨重工)]

- (6) 高負荷高効率軸流タービンの実験的研究
○能瀬弘幸, 蓑田光弘, 高原北雄, 白井 弘,
井上重雄, 山本孝正(航技研)
竹嶋健次郎, 佐藤友彦, 殿村兆史(三菱重工)

- (7) 横風を受けた噴流まわりの流れ境界層に関する実験
杉山善幸(名大), ○村上清隆(名大院)

- (8) ラムジェットエンジンの性能解析について
船木功水(防衛庁3研)

- (9) 熱交換器つき再生型ターボファンの性能
○三浦安帆, 桜井忠一(都立工科短大)

12:10~13:00 昼食休憩

13:00~14:00 [司会 近藤 博君(航技研)]

特別講演 XF3ターボファンエンジンの経緯と現状について
防衛庁技術研究本部第三研究所第二部長
神津正男君

14:10~15:50 [司会 菊池秀勝君
(防衛庁3研)]

- (10) 航空用ガスタービン燃焼器の再着火特性
○田丸 卓, 黒沢要治, 石井茂五郎(航技研)
北原一起(川崎重工)

- (11) ガスタービン用逆流環状燃焼器の研究
○曾根泰幸, 星野昭史, 平川博将(川崎重工)

- (12) LDVを用いた自由旋回噴流火炎の研究
○江口邦久, 藤井昭一, 五味光男(航技研)

- (13) コーティング翼の冷却特性
森 建二, ○浜辺謙二, 射延 功,
佐藤隆郎, 小島垣夫(川崎重工)

- (14) ガスタービン翼列の膜冷却に関する計算
○野々恒稔, 吉川進三, 岩崎純弘(同志社大)

15:50~16:00 休憩

16:00~17:00 [司会 梶昭次郎君(東大)]

- (15) 微細加工拡散接合タービン冷却翼の試作と流量計算
○吉田豊明, 高原北雄(航技研)
滝北俊裕(川崎重工)

- (16) 耐環境性を考慮したフェルト吸音材の特性について
○佐々木良平, 吉橋尊男(防衛庁3研)

- (17) 航空機用消音装置の模型試験
○堀内和男, 小早川真也, 谷岡忠幸(三菱重工)

講演前刷集：1部1,500円(送料300円)

代金共昭和56年2月6日(金)までに下記へお申込み
下されば郵送致します。当日頒布も致します。

前刷集申込先：日本航空宇宙学会(〒105 東京都港区新
橋1-13-2 航空会館分館)

航空原動機名古屋見学会募集

見学先：三菱重工業株式会社小牧南工場及北工場

見学内容：ジェットエンジンのオーバーホール, 運
転設備および機体へのエンジン機装

日 時：昭和56年2月19日(木)午後

参加費：バス代(名古屋~小牧)1,000円(当日)

申込方法：往復ハガキに「航空原動機名古屋見学会」と題

記し, 氏名, 所属学会, 会員資格, 勤務先(住

所, 電話番号, 職名)を記入して申込んで下さ
い。なお定員は30名(先着順)とさせていただきます。

参加証：2月初勤務先宛郵送します。(見学当日御持参
下さい。)集合場所・時刻等は参加証にて御案
内致します。

ては、USB方式の動力装備に於けるコア排気とバイパス排気との合流ダクト機装、USBノズルと主翼、フラップの機装など、実機エンジン装着状態で試験を行う装置を有している。

以上航技研原動機部および航空機公害研究グループ

の近況を、新しい主な装置を中心に簡単に紹介したが、ファンエンジンの耐環境試験装置などについては前出の本誌No.30に紹介したので、これを省略した。

第21回航空原動機に関する講演会プログラム

企 画：日本航空宇宙学会

共 催：日本機械学会・日本ガスタービン学会

期 日：昭和56年2月20日(金)

参 加 費：1,000円(当日)

会 場：名古屋大学豊田講堂

(名古屋市千種区不老町 電話(052)781-5111)

交通機関：名古屋市営地下鉄東山線

本山駅下車(南方約1km)

プログラム(講演15分, 討論5分, ○印が講演者)

9:00~10:40 [司会 林 省吾君(川崎重工)]

- (1) 中空ファンブレードの強度に関する実験的研究
○祖父江 靖, 池田為治, 藤沢良昭,
宮地敏雄(航技研)

- (2) 高速軽量回転体の危険速度の有限要素法解析
坂田 勝, 遠藤 満(東工大)
吉村省二(神戸製鋼所)
○大鍋寿一(石川島磨重工)

- (3) 2軸エンジンの振動加振力の振幅変調現象について
○菊池秀勝, 相沢康隆(防衛庁3研)

- (4) 低圧タービン用翼列の二次元試験
○蓑田光弘, 山崎紀雄, 能瀬弘幸(航技研)

- (5) 超音速軸流圧縮機の動翼内の流れに関する研究
○橋本孝明, 大塚新太郎(名大)

10:40~10:50 休憩

10:50~12:10 [司会 石川 達君
(石川島播磨重工)]

- (6) 高負荷高効率軸流タービンの実験的研究
○能瀬弘幸, 蓑田光弘, 高原北雄, 白井 弘,
井上重雄, 山本孝正(航技研)
竹嶋健次郎, 佐藤友彦, 殿村兆史(三菱重工)

- (7) 横風を受けた噴流まわりの振れ境界層に関する実験
杉山善幸(名大), ○村上清隆(名大院)

- (8) ラムジェットエンジンの性能解析について
船木功水(防衛庁3研)

- (9) 熱交換器つき再生型ターボファンの性能
○三浦安帆, 桜井忠一(都立工科短大)

12:10~13:00 昼食休憩

13:00~14:00 [司会 近藤 博君(航技研)]

特別講演 XF3ターボファンエンジンの経緯と現状について
防衛庁技術研究本部第三研究所第二部長
神津正男君

14:10~15:50 [司会 菊池秀勝君
(防衛庁3研)]

- (10) 航空用ガスタービン燃焼器の再着火特性
○田丸 卓, 黒沢要治, 石井茂五郎(航技研)
北原一起(川崎重工)

- (11) ガスタービン用逆流環状燃焼器の研究
○曾根泰幸, 星野昭史, 平川博将(川崎重工)

- (12) LDVを用いた自由旋回噴流火炎の研究
○江口邦久, 藤井昭一, 五味光男(航技研)

- (13) コーティング翼の冷却特性
森 建二, ○浜辺謙二, 射延 功,
佐藤隆郎, 小島垣夫(川崎重工)

- (14) ガスタービン翼列の膜冷却に関する計算
○野々恒稔, 吉川進三, 岩崎純弘(同志社大)

15:50~16:00 休憩

16:00~17:00 [司会 梶昭次郎君(東大)]

- (15) 微細加工拡散接合タービン冷却翼の試作と流量計算
○吉田豊明, 高原北雄(航技研)
滝北俊裕(川崎重工)

- (16) 耐環境性を考慮したフェルト吸音材の特性について
○佐々木良平, 吉橋尊男(防衛庁3研)

- (17) 航空機用消音装置の模型試験
○堀内和男, 小早川真也, 谷岡忠幸(三菱重工)

講演前刷集：1部1,500円(送料300円)

代金共昭和56年2月6日(金)までに下記へお申込み
下されば郵送致します。当日頒布も致します。

前刷集申込先：日本航空宇宙学会(〒105 東京都港区新
橋1-13-2 航空会館分館)

航空原動機名古屋見学会募集

見学先：三菱重工業株式会社小牧南工場及北工場

見学内容：ジェットエンジンのオーバーホール, 運
転設備および機体へのエンジン機装

日 時：昭和56年2月19日(木)午後

参加費：バス代(名古屋~小牧)1,000円(当日)

申込方法：往復ハガキに「航空原動機名古屋見学会」と題

記し, 氏名, 所属学会, 会員資格, 勤務先(住

所, 電話番号, 職名)を記入して申込んで下さ
い。なお定員は30名(先着順)とさせていただきます。

参加証：2月初勤務先宛郵送します。(見学当日御持参
下さい。)集合場所・時刻等は参加証にて御案
内致します。

ては、USB方式の動力装備に於けるコア排気とバイパス排気との合流ダクト機装、USBノズルと主翼、フラップの機装など、実機エンジン装着状態で試験を行う装置を有している。

以上航技研原動機部および航空機公害研究グループ

の近況を、新しい主な装置を中心に簡単に紹介したが、ファンエンジンの耐環境試験装置などについては前出の本誌No.30に紹介したので、これを省略した。

第21回航空原動機に関する講演会プログラム

企 画：日本航空宇宙学会

共 催：日本機械学会・日本ガスタービン学会

期 日：昭和56年2月20日(金)

参 加 費：1,000円(当日)

会 場：名古屋大学豊田講堂

(名古屋市千種区不老町 電話(052)781-5111)

交通機関：名古屋市営地下鉄東山線

本山駅下車(南方約1km)

プログラム(講演15分, 討論5分, ○印が講演者)

9:00~10:40 [司会 林 省吾君(川崎重工)]

- (1) 中空ファンブレードの強度に関する実験的研究
○祖父江 靖, 池田為治, 藤沢良昭,
宮地敏雄(航技研)

- (2) 高速軽量回転体の危険速度の有限要素法解析
坂田 勝, 遠藤 満(東工大)
吉村省二(神戸製鋼所)
○大鍋寿一(石川島磨重工)

- (3) 2軸エンジンの振動加振力の振幅変調現象について
○菊池秀勝, 相沢康隆(防衛庁3研)

- (4) 低圧タービン用翼列の二次元試験
○蓑田光弘, 山崎紀雄, 能瀬弘幸(航技研)

- (5) 超音速軸流圧縮機の動翼内の流れに関する研究
○橋本孝明, 大塚新太郎(名大)

10:40~10:50 休憩

10:50~12:10 [司会 石川 達君
(石川島播磨重工)]

- (6) 高負荷高効率軸流タービンの実験的研究
○能瀬弘幸, 蓑田光弘, 高原北雄, 白井 弘,
井上重雄, 山本孝正(航技研)
竹嶋健次郎, 佐藤友彦, 殿村兆史(三菱重工)

- (7) 横風を受けた噴流まわりの流れ境界層に関する実験
杉山善幸(名大), ○村上清隆(名大院)

- (8) ラムジェットエンジンの性能解析について
船木功水(防衛庁3研)

- (9) 熱交換器つき再生型ターボファンの性能
○三浦安帆, 桜井忠一(都立工科短大)

12:10~13:00 昼食休憩

13:00~14:00 [司会 近藤 博君(航技研)]

特別講演 XF3ターボファンエンジンの経緯と現状について
防衛庁技術研究本部第三研究所第二部長
神津正男君

14:10~15:50 [司会 菊池秀勝君
(防衛庁3研)]

- (10) 航空用ガスタービン燃焼器の再着火特性
○田丸 卓, 黒沢要治, 石井茂五郎(航技研)
北原一起(川崎重工)

- (11) ガスタービン用逆流環状燃焼器の研究
○曾根泰幸, 星野昭史, 平川博将(川崎重工)

- (12) LDVを用いた自由旋回噴流火炎の研究
○江口邦久, 藤井昭一, 五味光男(航技研)

- (13) コーティング翼の冷却特性
森 建二, ○浜辺謙二, 射延 功,
佐藤隆郎, 小島垣夫(川崎重工)

- (14) ガスタービン翼列の膜冷却に関する計算
○野々恒稔, 吉川進三, 岩崎純弘(同志社大)

15:50~16:00 休憩

16:00~17:00 [司会 梶昭次郎君(東大)]

- (15) 微細加工拡散接合タービン冷却翼の試作と流量計算
○吉田豊明, 高原北雄(航技研)
滝北俊裕(川崎重工)

- (16) 耐環境性を考慮したフェルト吸音材の特性について
○佐々木良平, 吉橋尊男(防衛庁3研)

- (17) 航空機用消音装置の模型試験
○堀内和男, 小早川真也, 谷岡忠幸(三菱重工)

講演前刷集：1部1,500円(送料300円)

代金共昭和56年2月6日(金)までに下記へお申込み
下されば郵送致します。当日頒布も致します。

前刷集申込先：日本航空宇宙学会(〒105 東京都港区新
橋1-13-2 航空会館分館)

航空原動機名古屋見学会募集

見学先：三菱重工業株式会社小牧南工場及北工場

見学内容：ジェットエンジンのオーバーホール, 運
転設備および機体へのエンジン機装

日 時：昭和56年2月19日(木)午後

参加費：バス代(名古屋~小牧)1,000円(当日)

申込方法：往復ハガキに「航空原動機名古屋見学会」と題

記し, 氏名, 所属学会, 会員資格, 勤務先(住

所, 電話番号, 職名)を記入して申込んで下さ
い。なお定員は30名(先着順)とさせていただきます。

参加証：2月初勤務先宛郵送します。(見学当日御持参
下さい。)集合場所・時刻等は参加証にて御案
内致します。

ターボ機械に於ける空力弾性に関する
IUTAM⁽¹⁾シンポジウムに参加して東芝総合研究所機械研 荒木達雄
東大宇航研 長島利夫

1. まえがき

発電や航空など産業動力としてのターボ機械の果たす役割はめざましい。欧州では、規模こそ米国に劣るとはいえ、有数の産業用ガスタービンやジェットエンジンの生産⁽²⁾が着実に進められている。その特徴は、各国の個性を活かしての創意と経験による技術蓄積がECを背景とした世界的な市場に結合している点にあらう。基礎研究を遂行する各々の組織も、従って、“物を作る”側から常時刺激を汲みとるわけで、困難で緊急な課題への認識レベルが一致し、情報交換等、相互の協力関係が生まれ易い土壌がある。ターボ機械に於ける空力弾性の分野でも、ガス及蒸気タービンの大型化、軽量化、高圧力比化に伴い、アスペクト比の大きな肉厚の薄い翼を高速気流中で作動させる過酷な状況に対処すべく研究の必要性が叫ばれており、国際的な情報交換の場として標記のシンポジウムが、欧州を主体として誕生した⁽³⁾ことに不思議はない。第1回会議は、1976年にパリで開催され、テーマを絞り討議を尽くすという専門者会議の性格及び定期会合を約4年毎に持つ慣習とが方向づけられた。筆者等が参加する機会を得た今回の会議は、第2回目にあたり、本年(1980年)9月8日から5日間にわたり、スイス・ローザンヌの連邦工科大学⁽⁴⁾の漸新な建物(写真1)の中で行なわれた。

2. 会議の概要

参加者約80名、発表論文33件が予定されていたが、ソ連からの参加が理由不明のまま取消さ

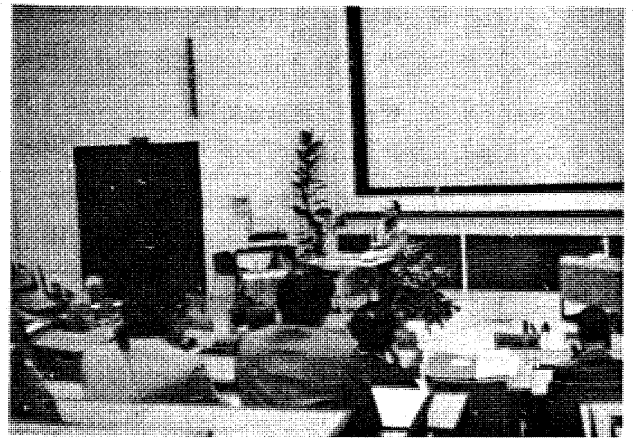


写真1

れたなどの為に、8件ほど講演が減った。セッションは8つに分類され、すべて1つの会場で全員参加の形式で行なわれた。ちなみにその内訳と論文数を参加国別に整理してみると表1のようになる。(参考の為に第1回パリ会議について調べた結果を併記する。)理論の面では、2次元非粘性流れ中で調和振動する直線翼列の空気力とモーメントの計算や無失速フラッタを取扱うものが多く、特に、有限要素法、差分法や特性曲線法を用いての数値計算手法が、非圧縮から超音速まで広範なマッハ数の流れに応じて、翼厚やキャンバーを持つ一般的な翼型に対し適用された。その結果については、簡単な形状についての従来の解析との慎重な比較がなされていた点が注目された。2次元微小擾乱を仮定した線型理論による解析解は、かなり明らかなになっているが、今後、数値計算が盛んになるにつれ、結果のチェック手段として、有用性が増す様に思われる。その他、ロールス・

(昭和55年10月21日原稿受付)

表1 参加国別発表論文数……上段数字は今回、下段()内数字は第1回パリ会議に該当。

課 題	参加国別論文数								その他の参加国	
	Australia	France	Germany	Japan	Switzerland	UK	USA	USSR		
理論	1. 非圧縮/亜音速翼列 非定常流れ		(1)	1 (1)	1 (1)	1	1	2 (1)	4 (2)	Belgium Italy Sweden
	2. 超音速/遷音速翼列 非定常流れ			1	1		1		(2)	
	3. 翼列の三次元効果				1		1			
	4. 空力的励振と翼振動, 翼列内音響共鳴, その他				3			2	1 (1)	
実験	5. 非圧縮/亜音速翼列 …空力係数, ストールフラッタ	2 (1)		(2)	1 (1)	(1)	(1)	(1)	1 (1)	
	6. 超音速/遷音速翼列 …空力係数, フラッタ		(1)		1 (1)					
	7. 実機(回転機械)運転 …空力減衰, 翼振動, 過渡応答, 安定限界	1	2 (1)		(2)		1			
	8. 振動計測制御/可視化						1	1		
小 計	1	4 (5)	2 (6)	8 (3)	3 (1)	4 (1)	4 (4)	6 (4)	総計 32 (24)	

ロイスのファン・エンジンのフラッタ領域の計測結果を踏まえた超音速翼列内の“より現実的な”衝撃波プロフィールと挙動モデル、及び、翼のアスペクト比やスパン方向の振動モードがもたらす三次元効果によるストリップ理論との差異など興味ある報告がなされた。一方、実験の面では、大きな転角を持つ環状翼列のタービン翼にかかる空力モーメントの励振測定や剥離を伴う振動翼の動特性など基礎的課題の他に、圧縮機失速フラッタや蒸気タービン低圧段の遷音速フラッタ等の実用性ある研究及び翼振動の非接触測定法など実機運転の経験からの報告などが発表された。データ処理システムと加振機構を組み合わせ、振巾と位相を自在にコントロールできる三次元加振を目的とした環状翼列フラッタ実験装置も紹介されたが、曲げと捩れのカップルのない純な振動モードを励振する技術上の困難さの指摘は、この種の実験を行なおうとする者にとって傾聴に値しよう。概して、実験対象は直線翼列から環状翼列へと移行しつつ

ある点、更に、高価な小型圧力変換器⁽⁵⁾を多数個翼に埋込んでの翼面上圧力分布の計測が一般化しつつある点が注目された。

3. 今後の課題

会議最終日の円卓会議で総括がなされ、次回の大会に向け、幾つかの取組み課題が示唆されたので参考の為に、以下に列挙しておこう。

- (a) 色々な数値計算方法の精度……翼型と流れ状態を与え、各々の方法による圧力分布等の計算結果を相互比較し分析する。更に、単独翼や翼列の実験データを収集し、数値解とのつき合わせを行なう。
- (b) 音響共鳴状態に於ける翼列特性……翼列の音響共鳴点附近で翼同志間の実験データのばらつきや理論値との顕著な相違が観察される。
- (c) ポテンシャル流れ中の翼列フラッタ・モデル……既存の理論の前提とされている、全ての翼の振動振巾一定かつ翼間位相差一定という条件を満足しながら周方向一様にフラッタ

に入る例は、実機で皆無であるところへの反省。

- (d) 超音速翼列での境界層の影響……実験では衝撃波と境界層の干渉による効果が、翼にかかる変動モーメントや衝撃波の動きに位相づれを生じ、理論との顕著な差を生む。
- (e) 乱れや後流と翼列との干渉……上流側の乱れや後流の速度プロファイル即ち強さが翼列との干渉過程で変化してゆく点への着眼。
- (f) パーシャル・ストール⁽⁶⁾にある翼の動特性……ストール・フラッタ解明に向けての第一歩。
- (g) 振動翼後縁での条件
- (h) アクチュエータ/セミ・アクチュエータ理論の妥当性……特に前縁での特異な流れの折曲がりに対する疑問。
- (i) 線型翼列理論での重ね合わせ原理……直線翼列で1枚だけ翼を加振させて計測したデータが、全翼の振動する翼列に適用できるかを実験的にチェックする。

4. あとがき

会議の成否は、主催者の組織力に多く依存するといえよう。この点、会議そのものの運営ばかり

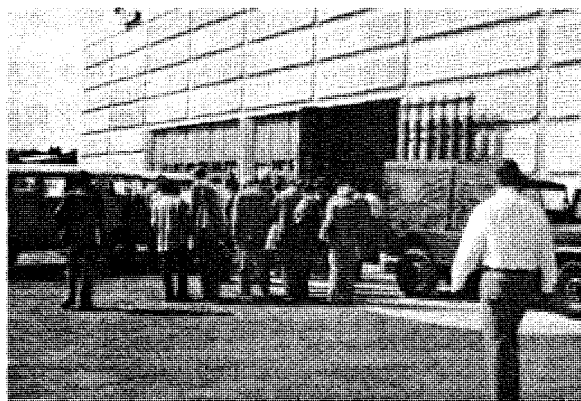


写真2

でなく、湖上の昼食会、実験設備見学会、(写真2)チーズとワイン村への遠足、晩餐会と歓迎の趣向まで、一切とりまとめて頂いたEPFLのP.SUTER教授に、参加者全員が心からの賛辞を送った。スイスは、雪を抱くアルプスの山々と湖を背景とする色とりどりの花木が織りなす美しい欧州の箱庭であり、会議に集う人々を魅惑する。更に、ジェ

ット・エンジンこそ作っていないが、ターボ機械では輝かしい実績を持つ国であり、大型ガス及び蒸気タービンのメーカーであるBROWN BOVERI社(BBC)と、小型ガスタービン/産業用圧縮機のメーカーSULZER社が存在する。しかも、ターボ機械の研究と著書Thermische Turbomachinenで有名なDR. W. Traupelを生んだ国であり、Prof. SuterやBBCのDR. Gyarmathy等は、その弟子であり後継者ともきく。美しい環境の中で、こうした人々と席を並べて討論できたことは筆者等の大きな喜びである。日本からの参加者も、第1回のパリ会議に比較して大巾に増加し、この分野での日本の研究が盛んなことを印象づけられた。組織委員として労をとられた東大・谷田教授、並びに第1回から参加されている東大・田中、九大・難波両教授等の御努力の結果と感謝する次第である。

注 釈

- (1) IUTAMとは、International Union of Theoretical and Applied Mechanicsの略称。
- (2) 航空用エンジンメーカーとして英国ロールス・ロイス社や仏国SNECMAを知らぬ人はいないであろう。又、スイスのブラウン・ボバリ社の発電用大型タービンは米国GE社をしのぐ歴史を持つ。
- (3) 組織母体は以下の国際委員からなるScientific Committeeと考えられる。運営については、開催国がやりくりをしている様だが明らかでない。Pr. P. Suter (Lausanne, Switzerland), Dr. H. Forsching (Göttingen, Germany), Dr. G. Gyarmathy (Baden, Switzerland), R. Legendre (Paris, France), Dr. A. Mikolajczak (East Hartford, USA), Pr. M. Roy (Paris, France), Pr. G. Stepanov (Moscow, USSR), Pr. Y. Tanida (Tokyo, Japan), Pr. D. Whitehead (Cambridge, UK)
- (4) EPFL (Ecole Polytechnique Fédérale Lausanne), Ecublens -ME, CH-1015 Lausanne, Switzerlandは、ローザンヌ中央駅から西方ジュネーブに向うこと約5kmレマン湖を見下す丘陵に位置し、周囲はとうもろこし畑という広々とした敷地内にある。
- (5) 特に半導体ゲージを組込んだKuliteと呼ばれるものは、直径2.5ミリ程度までが、市販されているとさく。
- (6) 翼のスパン方向の三次元的失速でなく、翼弦方向に部分的な失速域がある場合のこと。

新設備 紹介

過給機の自動計測実験装置

(株)新潟鉄工所内燃機事業本部技術本部 須田 常雄
 " 大橋 秀夫
 機械技術本部制御技術センタ 秋谷 謙次
 " 宮住 康一

1. 緒言

従来の過給機の実験装置は、手動計測、事後データ処理及び解析によるシステムであり、この為多くの人手と実験解析時間を費いやし、限られた期間で実験する場合は、試験精度さえも落す事も生じていた。

この為、新潟鉄工所では、昭和53年にミニコンピュータを利用した自動計測実験装置を開発し、実験時間の短縮と試験精度の向上を図った。ここに、本装置の内容を簡単に説明し、会員諸氏の御参考にさせていただきたい。

2. 過給機の試験装置の基本機能

過給機は、コンプレッサと排気ガスタービンで成りたつ回転機械である為、その実験装置は、下記の様な機能を必要とする。

- (1) コンプレッサの性能実験
 - (2) タービンの性能実験
 - (3) 過給機としての性能実験
- (1), (2)の実験の場合、外部空気動力源を入力とするオープン回路による系であり、(3)の実験の場合

は、始動時のみ、外部空気動力を必要とするが、起動後は、空気系はクローズ回路であり、作動点の調整は、回路中の燃焼器の燃料量の調整でおこなう。本自動計測システムは、オペレータが前述の回路の調整を集中制御するシステムとなっている。

3. 実験方法

各種実験に際しては、オペレータが最初にコンソールから実験パターン(閉回路系or開回路系)と実験内容のコメントを入力し、それから実験内容に応じた各種入出力指令、初期設定値をコンソールから入力する。

その後、表示パネルに表示される各状態量を確認しながら、制御パネルに設置されている各バルブの位置設定スイッチを操作し、オペレータの意図する実験点を設定し、定常状態後計測指示をコンソールから入力する。

その後は、5章で述べる様な内容でデータ処理が実施され、最終的にリストとグラフの形で解析された実験データを得る事ができる。

実験終了後計測データは、ディスクに保管する事もできるし又、紙テープで出力し、保管する事もできる。

4. 自動計測システムの基本構造

ミニコンピュータを利用した本システムの基本構造を第1図に示す。従来の実験装置で人間が行っていた計測、データ書込、解析処理、グラフ化等をミニコンピュータが行ない、オンラインでデータ処理をおこなう。すなわち、過給機の性能解析に必要な温度、圧力、流量(差圧)、回転数等の状態量は、各種センサによりアナログ量で計測される。このアナログ量は(回転数を除く)、A/D変換器でコンピュータ処理用にデジタル信号に変換され、表示パネルとコンソールに表示され、計測データとしてディスク内に保管される。

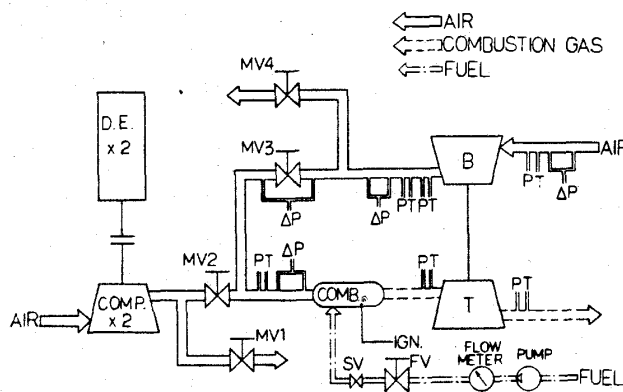


図1 過給機自動計測装置図

(昭和55年10月22日原稿受付)

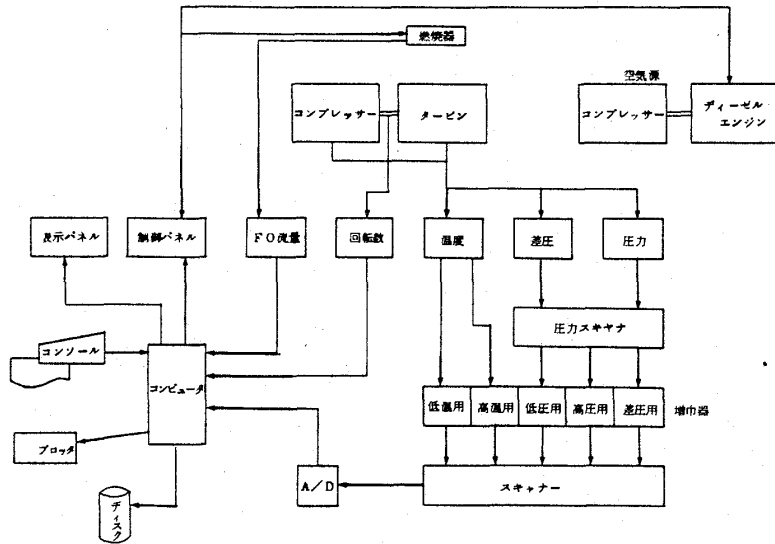


図2 自動計測システム基本構造図

計測データの内一部はCPUで無次元化計算、効率計算等を実施し、同様に表示パネルとコンソールに表示される。

ディスク内に保管された計測データは、一連のデータ計測終了後、オペレータの指令により、ディスク内に貯えられた性能解析プログラムと編集プログラムにより、指定した出力処理形式でプリンター及びプロッタにより最終的に出力される。

本計測装置はデータの信頼性を向上させる為、増巾器倍率を各センサーのアナログ信号レベルの違いにより変更している。更に本システムではデータ採取間隔がディーゼルエンジン等の計測システムより時間的に余裕がある為、装置の軽量化を図った。すなわ

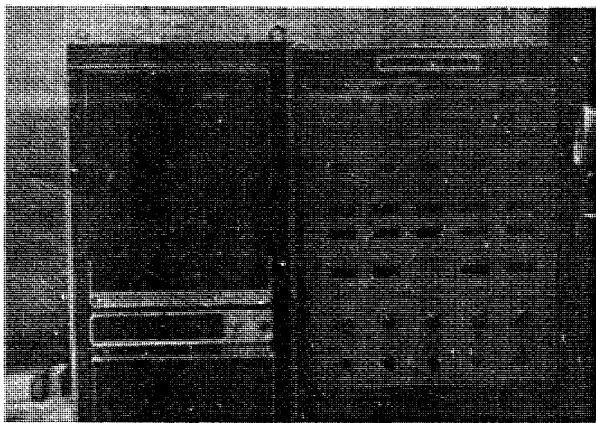


写真1

ち圧力は、スキヤニングバルブで逐時切換えて、各圧カレベルのセンサに接続される。更にA/D変換器も1台とし、各アナログデータをスキヤナで逐時切換えてA/D変換を行なっている。

5. 自動計測システムのソフトウェア

5-1 プログラムの構成 (図3)

本計測システムの一連の処理は、ディスク内に貯えられた次に述べるプログラムにより全てオンラインで実行される。

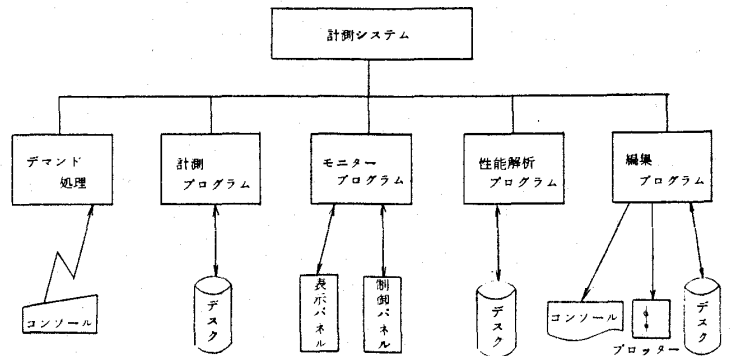


図3 プログラムの構成

(1) デマンド処理プログラム

コンソールから入力される本計測システムに対するオペレータの要求を常時モニターしこれに対処するプログラムであり、計測、モニタ、性能解析、編集プログラムを本プログラムにより起動される。

(2) モニタ用プログラム

実験中の各状態量を常時モニタし、表示パネルに表示する為のプログラムである。本プログラムは過給機の物性のみでなく、運転制御に必要な各バルブの開度状態、空気源用のディーゼルエンジンの状態量も合わせて処理し、表示パネルに表示している。

(3) 計測プログラム

オペレータの指令によりデータを取り込み、ディスクに保管データとして書き込み、一部はリアルタイムで性能解析プログラムを使用して、デー

タ解析し、プリンターに結果を出力する。又本プログラムは、各種センサーの電気量-状態量の換算プログラムをサブルーチンとして持っており、この部分は、測定値の精度を保つ為、各センサーのキャリブレイト時に容易に入れかえられる様になっている。

(4) 性能解析プログラム

本プログラムは、計測プログラムと編集プログラムのサブルーチンとして、システム上は定義される。

本計測システムの性能解析値としては、次の2通りの機能がある。

① 試験状態の性能解析

- ① Mass FLOW (Kg/sec)
- ② コンプレッサのラビリンスレール洩れ率
- ③ コンプレッサ, タービン, 過給機効率
- ④ 基本物性値 (Pr, Er, T, T*)

② Nondimension化

①の①~④までの値のNondimension化及び当社の規定標準条件時での値の計算を実施する。

(5) 編集プログラム

計測データを性能解析し、最終的に出力する為のプログラムである。出力形式はリスト出力と図

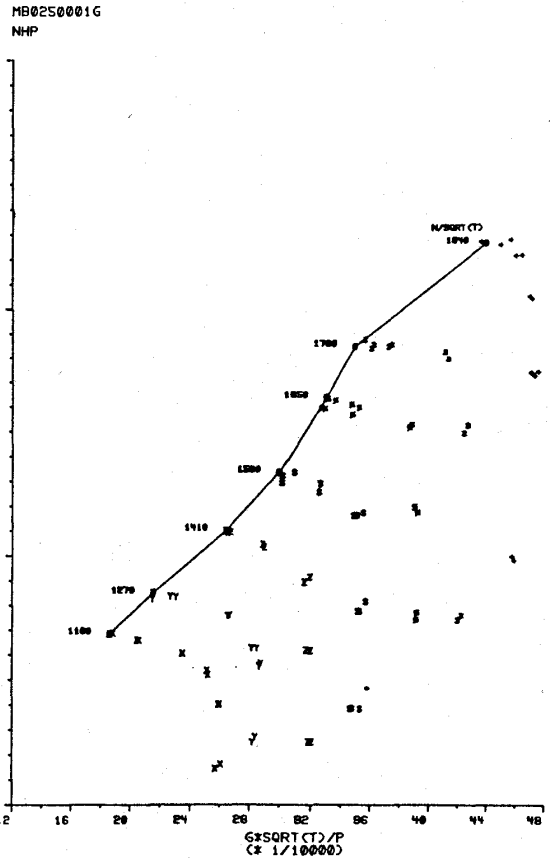


図 4

MUIKAWACHI WORKS
INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIV.
NIIGATA ENGINEERING CO., LTD.

MB0250004K

TURBO CHARGER PERFORMANCE LIST

UNIT: #1:(KG/CM*2 AB) #2:(MMAQ) #3:(DEG.C)

NO.	REV (RPH)	N/RT (BLDW)	AIR-D (KG/S)	G.RT/P (BLDW)	PRST	ERTT	T.BI #3	T.B00 #3	T.TIN #3	DP.B0 #2	P.B00 #1	P.TIN #1	LO.IN #3	LO.B0 #3	LO.TD #3	CW.J #3	CWTI #3	CUTO #3
1	11000	635.0	0.631	10.75	1.211	1.198	26.1	46.0	83.8	21.9	1.233	1.208	18.3	27.7	27.0	26.9	26.3	26.7
2	10990	635.5	0.671	11.42	1.208	1.199	26.0	45.8	83.1	24.7	1.230	1.210	18.4	27.7	26.9	26.9	26.3	26.7
3	11000	635.8	0.558	9.49	1.208	1.185	26.3	46.4	85.1	17.1	1.230	1.195	18.1	28.0	27.1	27.0	26.4	26.8
4	10990	635.1	0.534	9.09	1.208	1.182	26.4	46.5	85.5	15.7	1.230	1.192	18.1	28.0	27.1	27.0	26.4	26.8
5	11020	637.0	0.602	10.26	1.205	1.189	26.2	46.1	84.5	20.0	1.230	1.199	18.3	27.9	27.0	27.0	26.4	26.8
6	10990	634.8	0.482	8.21	1.205	1.175	26.7	46.7	86.1	12.8	1.227	1.185	18.0	28.2	27.4	27.0	26.5	26.9
7	10970	633.7	0.444	7.57	1.205	1.167	26.7	47.0	86.1	10.9	1.225	1.177	18.0	28.3	27.5	27.2	26.5	26.9
8	10990	635.7	0.713	12.13	1.179	1.184	25.9	45.5	82.1	28.5	1.203	1.192	18.4	27.7	27.0	26.9	26.3	26.8
9	10980	635.1	0.787	13.41	1.166	1.194	25.9	45.0	80.4	35.2	1.190	1.203	18.5	27.5	26.8	26.8	26.2	26.5
10	10990	635.9	0.899	15.30	1.132	1.213	25.6	44.7	78.3	47.1	1.157	1.221	18.5	27.5	26.6	26.8	26.0	26.5
11	11010	637.2	0.997	16.98	1.085	1.230	25.5	43.8	74.5	60.4	1.109	1.237	18.6	27.3	26.4	26.7	25.9	26.3
12	11020	637.7	1.068	18.21	1.077	1.263	25.6	42.5	68.6	69.4	1.103	1.270	18.6	27.4	26.6	26.7	25.9	26.4
13	11010	637.3	1.116	19.01	1.008	1.276	25.4	40.2	58.5	79.8	1.039	1.281	18.7	27.3	26.4	26.6	25.7	26.2
14	17000	980.7	1.140	19.49	1.562	1.522	27.4	75.3	103.3	60.4	1.591	1.532	17.8	29.2	28.5	27.7	27.4	27.9
15	17020	981.5	1.083	18.53	1.559	1.507	27.6	75.9	103.5	54.7	1.589	1.514	17.8	29.4	28.7	27.8	27.4	28.0
16	16990	980.2	1.190	20.35	1.552	1.535	27.3	75.1	103.0	66.1	1.583	1.541	17.9	29.1	28.3	27.5	27.3	27.9
17	16990	979.7	1.035	18.04	1.532	1.482	27.6	75.7	103.7	52.8	1.562	1.489	17.8	29.6	28.8	27.8	27.5	28.1
18	16980	978.9	1.092	18.69	1.532	1.482	27.8	75.7	104.0	56.6	1.562	1.490	17.6	29.7	29.0	27.8	27.5	28.1
19	16980	979.7	1.318	22.57	1.518	1.566	27.6	74.3	102.4	82.7	1.551	1.576	17.9	29.0	28.2	27.5	27.1	27.8
20	16990	980.4	1.390	23.79	1.486	1.588	27.2	73.2	101.1	93.6	1.518	1.598	18.0	29.0	28.1	27.4	27.1	27.6
21	17020	982.4	1.548	26.52	1.368	1.632	26.9	69.8	98.0	125.0	1.400	1.644	18.0	29.0	28.0	27.3	26.9	27.5
22	20990	1207.2	1.424	24.47	1.930	1.842	29.1	104.2	123.9	82.7	1.963	1.858	17.4	31.4	31.0	28.8	28.7	29.5
23	21010	1208.4	1.429	24.54	1.929	1.842	29.1	104.3	123.5	83.2	1.966	1.858	17.3	31.3	30.9	28.8	28.7	29.5
24	20980	1206.5	1.498	25.74	1.893	1.844	29.1	104.1	123.3	93.2	1.928	1.860	17.4	31.3	30.8	28.6	28.6	29.5
25	21010	1208.0	1.597	27.47	1.875	1.881	29.2	104.0	125.7	106.9	1.909	1.897	17.4	31.3	30.5	28.6	28.6	29.3
26	21000	1208.2	1.687	29.02	1.874	1.942	28.8	103.6	125.4	119.3	1.909	1.939	17.5	31.1	30.4	28.5	28.4	29.2
27	21020	1209.3	1.762	30.68	1.817	1.973	28.8	103.1	124.2	136.9	1.895	1.996	17.5	31.0	30.2	28.3	28.2	29.1
28	21010	1208.8	1.908	32.87	1.695	2.017	28.7	101.5	122.2	167.8	1.731	2.037	17.6	31.1	30.0	28.1	28.1	29.0
29	21050	1211.5	1.962	33.61	1.559	2.046	28.5	98.4	117.5	191.1	1.597	2.067	17.6	30.3	29.6	27.9	27.9	28.6
30	24500	1406.0	1.837	31.72	2.365	2.305	30.2	133.3	144.5	121.2	2.403	2.337	17.2	33.0	32.7	29.7	29.7	30.9
31	24490	1405.1	1.797	31.02	2.364	2.284	30.4	133.4	144.8	116.0	2.403	2.315	17.2	33.0	33.0	29.9	30.2	31.0
32	24500	1407.1	1.859	32.09	2.363	2.313	29.6	132.4	144.4	124.0	2.409	2.346	17.2	32.8	32.5	29.6	29.9	30.9
33	24490	1407.5	1.927	33.29	2.348	2.356	30.0	132.2	144.4	134.0	2.387	2.387	17.3	32.5	32.1	29.5	29.8	30.8

図 5

式出力の2形式に大別され、リストはプリンタに、図式出力はプロセッサに出力される。又リスト出力、図式出力も各種試験、解析に対応できる様十数種類の様式を用意しており、オペレータが、試験内容により様式を選択する。又本プログラムはディスク内及び紙テープに保管されている過去に計測したデータにも適要できる様になっている。

5-2 データ処理の流れ データ計測から最終出力に至るデータ処理の流れを第5図に示す。

通常の実験の場合は、計測部とモニター部が繰り返し使用される。

6. 結 言

以上簡単に過給機の自動計測実験装置について述べてきたが、本装置の導入後実験時間が大巾に短縮でき、又生産ラインにおける自動試運転設備の方向付にも寄与できた。

尚実験装置とした場合、機能的には更にグレードアップする必要も有り適時改良していく予定である。最後に本装置の開発に際し、助言をいただいた慶應大学工学部有賀先生、航技研原動機部の皆様に誌上を御借りして御礼申し上げます。

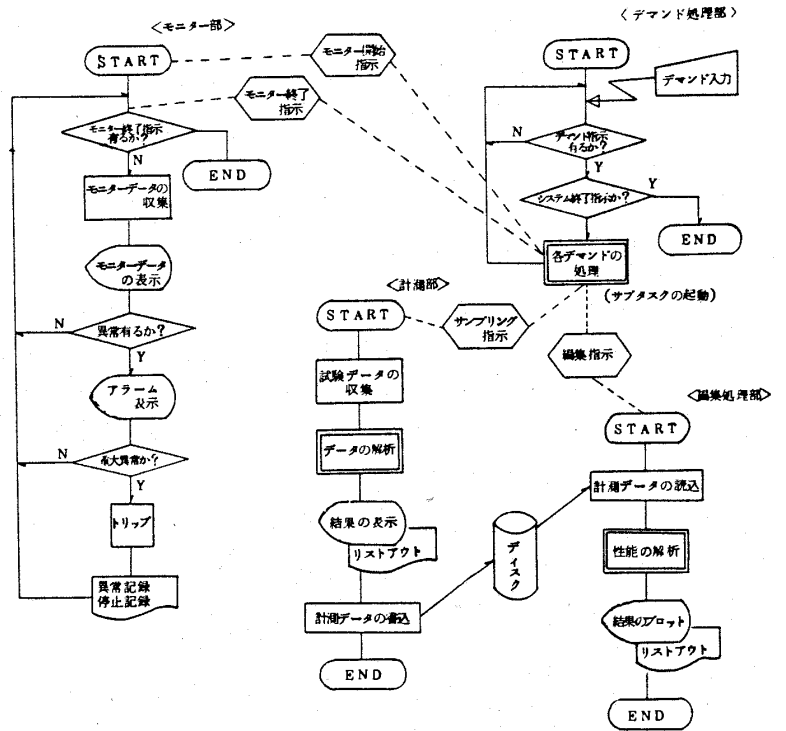
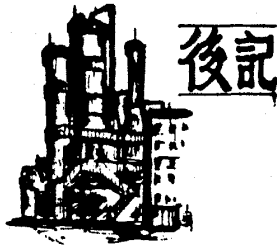


図6 データ処理の流れ



後記

編集理事 青木千明

この後記を書くに当って、ガスタービン学会誌でとりあげられるテーマもずいぶん巾が広がり、話題も豊富になったものとあらためてうれしい思いにひたっている。

日本でのガスタービンの歴史は、陸船用ガスタービンの研究が今から30年以上前に既にはじまっていたながら、比較的いばらの道をたどってきたといってよく、ガスタービンの実用化が定着してきたのはここ10年で、また最近の5年間でガスタービン利用者及びガスタービン関係メーカの層が本格的に広がってきているのはまことに喜ばしい。

一方、航空用ガスタービン及びジェットエンジンについては昭和30年代から着実な進歩と定着を続け、最近では国産開発あるいは国際協同開発が大きな話題になる程、日本でも戦後のおくれをとり戻しつつある。世界的にも本格的な高性能ター

ボファンエンジンの時代に入り、その技術進歩には目を見張るものがあり、この技術に基づいた高効率高信頼性陸船用ガスタービンも我々の手にできるようになった。

一時代前まではガスタービンのファンともいうべき専門的研究者及びメーカ関係者だけのものではあったガスタービンが、熱機関として主要な一翼をになう時代になり、また各学会でも「ガスタービン」が大きなテーマとしてとり上げられるようになってきたことは感慨一入であると共に、ガスタービンに関係するものの責任がますます大きくなってきたものと覚悟を新たにしている。

本学会の活動の中でもガスタービン利用者と関係業者そして研究者との幅広い交流が行なわれ、確実なガスタービンの発展につながって行くことを願ってやまない。

事務局だより

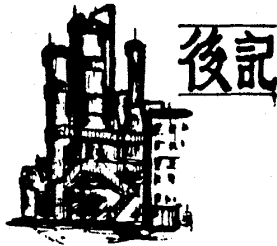
今年も残り少なくなって来ました。'80年をふり返ってみて、事務局として2つの大きな出来事がありました。まず一つは引越です。従来の6階から8階へ移転しました。今までは窓がなかったのですが、今度は、新宿の大通りに面していてしかも下までの大きな窓があるので大変快適です。去年は5階から6階へ、今年は6階から8階へ移りました。来年は屋上へといわれるのではないかと事務局一同恐れています。

もう一つは名簿の完成です。当初の予定より発行が2週間程遅れましたが、11月末無事完成しました。校正を5回ほどしましたが、出来上りはいかがでしょう。この血と汗と涙との結晶(?) おおいに活用していただきたいと思います。

来年も私達2人微力ながら日本ガスタービン学会発展の為、はり切るつもりです。

皆様も良いお年をお迎え下さい。

(A)



後記

編集理事 青木千明

この後記を書くに当って、ガスタービン学会誌でとりあげられるテーマもずいぶんと巾が広がり、話題も豊富になったものとあらためてうれしい思いにひたっている。

日本でのガスタービンの歴史は、陸船用ガスタービンの研究が今から30年以上前に既にはじまっていたながら、比較的いばらの道をたどってきたといつてよく、ガスタービンの実用化が定着してきたのはここ10年で、また最近の5年間でガスタービン利用者及びガスタービン関係メーカーの層が本格的に広がってきているのはまことに喜ばしい。

一方、航空用ガスタービン及びジェットエンジンについては昭和30年代から着実な進歩と定着を続け、最近では国産開発あるいは国際協同開発が大きな話題になる程、日本でも戦後のおくれをとり戻しつつある。世界的にも本格的な高性能ター

ボファンエンジンの時代に入り、その技術進歩には目を見張るものがあり、この技術に基づいた高効率高信頼性陸船用ガスタービンも我々の手にできるようになった。

一時代前まではガスタービンのファンともいべき専門的研究者及びメーカー関係者だけのものがあったガスタービンが、熱機関として主要な一翼をになう時代になり、また各学会でも「ガスタービン」が大きなテーマとしてとり上げられるようになってきたことは感慨一入であると共に、ガスタービンに関係するものの責任がますます大きくなってきたものと覚悟を新たにしている。

本学会の活動の中でもガスタービン利用者と関係業者そして研究者との幅広い交流が行なわれ、確実なガスタービンの発展につながって行くことを願ってやまない。

事務局だより

今年も残り少なくなってきました。'80年をふり返ってみて、事務局として2つの大きな出来事がありました。まず一つは引越です。従来の6階から8階へ移転しました。今までは窓がなかったのですが、今度は、新宿の大通りに面していてしかも下までの大きな窓があるので大変快適です。去年は5階から6階へ、今年は6階から8階へ移りました。来年は屋上へといわれるのではないかと事務局一同恐れています。

もう一つは名簿の完成です。当初の予定より発行が2週間程遅れましたが、11月末無事完成しました。校正を5回ほどしましたが、出来上りはいかがでしょう。この血と汗と涙との結晶(?) おおいに活用していただきたいと思います。

来年も私達2人微力ながら日本ガスタービン学会発展の為、はり切るつもりです。

皆様も良いお年をお迎え下さい。

(A)

第9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56年2月13日(金) 開催 昭和56年6月5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56年6月5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およびユーザー使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。
- ・募集要旨 (1) 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、それぞれの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9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8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ません。
(4) ガスタービン学会へ申込む場合、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んだ場合でも、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) 機械学会へ申込む場合、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56年2月13日(金) 必着
- ・講演論文原稿 (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字づめ用紙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56年4月20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15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。

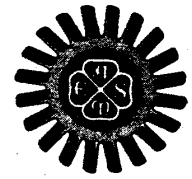
G T S J ガスタービンセミナー（第9回）のお知らせ

“省エネルギーとガスタービン”を総合テーマに第9回G T S J ガスタービンセミナーを下記の通り開催致しますので奮ってご参加下さい。

記

- 日時：昭和56年1月22日(木)・23日(金) 9:40~16:45(受付開始9:00)
- 会場：日比谷三井ビル8階ホール(東京都千代田区有楽町1-1-2)
TEL. 03-580-6366
- 主催：(社)日本ガスタービン学会
- 協賛：日本瓦斯協会, 日本機械学会, 日本航空宇宙学会, 日本船用機関学会, 燃料協会, ターボ機械協会, 火力原子力発電技術協会
- セミナーの内容(詳細は10月末送付資料参照)
 - ガスタービンを用いた省エネルギーシステム 慶応義塾大学 佐藤 豪氏
 - Local Energy System とガスタービン 東京大学 平田 賢氏
 - ガスタービンの排熱回収技術 三菱重工業(株) 荒瀬 健氏
 - 熱交換器の特徴とその応用 (株)日立製作所 鳥居 卓爾氏
 - 外燃式(間接加熱)ガスタービンについて 富士電気製造(株) 河田 修氏
 - 燃料の多様化と材料の防食処理 (株)神戸製鋼所 永田 有世氏
 - 燃料の多様化と燃焼技術 川崎重工業(株) 北嶋 潤一氏
 - ガスエキスパンダー 東京芝浦電気(株) 岡村 隆成氏
 - LNG冷熱利用発電 石川島播磨重工業(株) 大西 孝一氏
- 参加要領
 - 聴講会費：○主催及び協賛団体正会員
期限までに申し込みの方 2日間15,000円 1日のみ 9,000円
当日申し込みの方 2日間17,000円 1日のみ10,000円
○学生員 期限内・当日共 2日間 5,000円 1日のみ 3,000円
○会員外 期限内・当日共 2日間20,000円 1日のみ13,000円
資料のみ 5,000円(残部ある場合)
※但し当日の会場でもG T S J 入会受付(入会金500円, 年会費3,000円)
 - 申し込み方法：所属, 氏名, 加入会名を明記の上, 郵便振替, 現金書留にて下記事務局までお申し込み下さい。
 - 申し込み締切り：昭和55年12月20日(消印)期限内申し込み者には資料を送付します。
 - 事務局：〒160 新宿区新宿3-17-7 紀伊国屋ビル8階
(財)慶応工学会内 (社)日本ガスタービン学会 TEL. 03-352-8926
郵便振替番号 東京7-179578

the gas turbine division newsletter



October, 1980

Arthur J. Wennerstrom Chairman: State of The Division



Arthur J. Wennerstrom

On this, my first opportunity to comment publicly as Chairman, it is indeed a pleasure and a privilege to be chairman of an organization with the vitality and dynamicism of the Gas Turbine Division of ASME.

Major organizational changes have taken place in the past several years, most notably the establishment of the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta as a Division Office, staffed by Don Hill and Sue Collins. Having two highly competent, full-time staff members on board has led to many improvements in the management of division affairs. As a result, the strength and financial position of the Division is permitting new services to be introduced such as the Gas Turbine Information Center and a correspondence course on gas turbines.

In an effort to keep the Gas Turbine Division attuned to the needs and desires of its membership, our participation in the Winter Annual Meeting has been undergoing reevaluation. This meeting has in recent years suffered a decline in participation by the product oriented divisions of the Society and Gas Turbine Division has been no exception. Various reasons have been suggested. Two of particular significance to Gas Turbine Division are the close timing with respect to the Division Conference and the lack of a "critical mass" of gas turbine oriented technical program sufficient to attract a good audience. An alternative we have been exploring is increased participation in the Joint Power Generation Conference (JPGC) normally held in October. With a corresponding decrease in the emphasis on the Winter Annual Meeting, our Electric Utility Committee has traditionally participated in the JPGC which has been primarily oriented toward large thermal-electric power plants. The similarity of the technology of steam and gas turbines, plus the common interest in fuels and other areas, have the potential of creating this "critical mass" which is now lacking in the Winter Annual Meeting. Although we still have some problems to solve, the Sponsors Committee of JPGC recently approved an increase in our participation.

The 1981 Gas Turbine Division Conference and Exhibit in Houston is shaping up to be another outstanding international event. Approximately half of the papers presented this year in New Orleans were from outside the United States. The percentage in 1981 is not likely to be much different. Again, something in excess of 200 contributions are expected, not including panel discussions. To the many technical committee members, authors, panelists and attendees, your past participation has made our conference a great success; keep up the good work!

Introducing G. K. Serovy, Incoming Member of GTD Executive Committee



G. K. Serovy

Dr. George K. Serovy began working on turbomachine aerodynamics as a 1948

summer employee of the National Advisory Committee for Aeronautics (now NASA) in Cleveland. He returned to NACA in 1949 and was involved in exper-

iments through experiments and development of computational methods. The work is currently supported by AFOSR and NASA - Lewis Research Center.

He has been active in the ASME Gas Turbine Division since the early 1960's, with service as Turbomachinery Committee Chairman, 1970-1972, and Program Chairman of the 1974 Zurich GTD Conference. He is Executive Director of the ASME Turbomachinery Institute and has lectured in the ASME/Iowa State Fluid Dynamics of Turbomachinery programs during the five offerings from 1968 to 1980. International activities include a year (1976-1977) spent as a Collaborateur Exterieur at ONERA (France) and current membership on AGARD Propulsion and Energetic Panel Working Group 12, studying Through-Flow Calculations in Turbomachinery.

George was elected to the grade of Fellow in ASME in 1976 and is Anson Marston Distinguished Professor in Engineering at Iowa State. He notes the Executive Committee assignment will place him in the position of Review Chairman for the 1982 London Conference and calls for a time of peace, understanding and good will during the months leading up to that meeting. More seriously, he says: "The Gas Turbine Division, through its meetings and products shows, sets the standard for the world in profes-

- continued on page two, column one -

PLANNING PROGRESS REPORT

- 1981
GAS TURBINE CONFERENCE AND EXHIBIT**
- Approximately 290 Gas Turbine Technical Papers Are Expected.
 - About One-Third of Technical Program Will Be Gas Turbine User Oriented.

- Commitments To Date Indicate Exhibit Space Is Already Over 75% Sold Out.

26th International Gas Turbine Conference and Exhibit

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



imental work on subsonic and transonic axial-flow compressors until 1953. Since then he has been at Iowa State where he organized the turbomachinery research program and the undergraduate and graduate coursework in this area. The research projects carried out by George, his colleagues and their students have been directed toward improvement of axial-flow turbomachine design and performance prediction

G. K. Serovy - continued from page one

sional activity in the gas turbine and related technical fields. More important, the people who organize and participate in GTD functions are the finest, both personally and technically. I look forward very much to the next few years."

Colin F. McDonald, Program Chairman: GTD Technical Program at 1980 WAM

The Gas Turbine Division will provide five sessions at the 1980 Winter Annual Meeting, November 16 through 21, 1980 at the Conrad Hilton Hotel in Chicago. The committees sponsoring these sessions are: Combustion and Fuels, Turbomachinery, Closed Cycles, and Technology Resources.

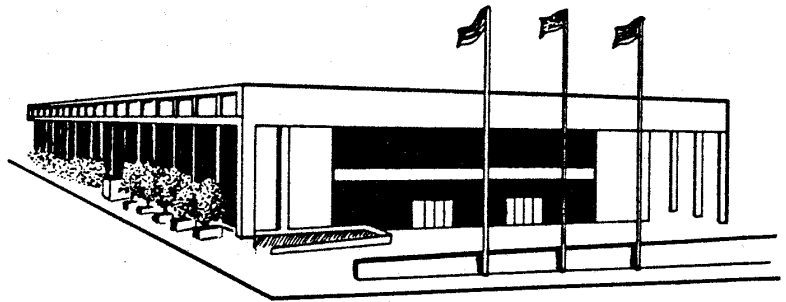
The Gas Turbine sessions will be held on Wednesday, Thursday and Friday with minimum overlap. Two sessions sponsored by the Combustion and Fuels Committee will be comprised of a paper session and a panel session both focusing on the problems and implications of alternate fuels for aircraft gas turbines. The general topics included in the session sponsored by the Turbomachinery Committee cover: prediction of availability of a compressed air storage plant; electro-optical gaging and inspection methods; preliminary design of a jet engine turbine stage; the role of fracture dynamics in the use of ceramics for gas turbines, and life prediction methods for turbine discs based on long term service experience. The Closed Cycles Committee is sponsoring four papers related to closed cycle gas turbine systems. A panel session on coal slurry pumping has been arranged by the Technology Resources Committee.

GTD Committee Roster

The GTD Committee Roster is a directory of all administrative and technical committee members of the ASME Gas Turbine Division. It is published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and contains an alphabetical listing with the committee member's name, business address and, if available, telephone number. The Roster should be useful for those active in Gas Turbine Division and has been sent to everyone listed in it. Additional copies are available, without charge by contacting the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta.

ASME Membership Information

Charles P. Howard, Chairman of Gas Turbine Division's Membership Development, stands ready to assist everyone with information on ASME membership. Howard's address: 14631 Crossway Road, Rockville, MD 20853 (301) 921-3311.



Albert Thomas Convention & Exhibit Center
March 8-12, 1981
Houston, Texas

1981 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE TECHNICAL PROGRAM

The 1981 Gas Turbine Conference and Exhibit will be held at the Albert Thomas Convention Center, Houston, March 8-12. Papers received to date have been noteworthy in terms of technical subject diversity as well as extent of international participation. Approximately 290 individual technical papers are expected for the conference at this writing.

At present, a total of 84 individual technical sessions are planned of which approximately 80% will be papers sessions, and the remainder, panel or workshop sessions. In addition, a special all day forum on the new ANSI B133 Gas Turbine Procurement Standard will be held. This special symposium should be of considerable interest to both manufacturers and users.

The scope of the program is evident in the broad spectrum of subject areas addressed by the authors. These are reflected in the 40 design and component technology related sessions collectively planned by the Ceramics, Combustion & Fuels, Controls, Heat Transfer, Manufacturing Structures & Dynamics, and Turbomachinery Committees. Also, some 41 systems and applications sessions are planned by such committees as Aircraft, Closed Cycles, Coal Utilization, Electric Utilities, Marine, Process Industries, Pipeline & Applications and Vehicular. In addition, four sessions covering a broad range of special subjects are being planned by the Education and Technology Resources Committees.

The papers received to date continue to reflect traditional design and development concerns such as component performance, analytical/experimental methodology, and design verification. Increasingly, however, many offerings are addressed to such contemporary, user-oriented concerns as cost of ownership, enhanced dur-

ability, procurement standards, alternate fuel capability, emissions, and total energy systems concepts. Approximately one-third of the technical program is, in fact, directly user-oriented.

The advance technical program for the conference provides additional details and has now been mailed to those active in Gas Turbine Division and others. If you have not received a copy, one may be obtained by contacting INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, 6065 Barfield Road, Suite 218, Atlanta, GA. 30328, (404) 256-1744.

Ninth Turbomachinery Symposium

The Ninth Turbomachinery Symposium is sponsored by the Gas Turbine Laboratories of the Mechanical Engineering Department of Texas A&M University. It will be held at the Shamrock Hilton Hotel, Houston, Texas, December 9-11, 1980.

The program includes lectures on: Analysis of Surge Controls; Protective Devices for Compressor Trains; Design of Large Electric Motors; Energy Economics of Pump Selection; Lateral Vibration Reduction in High Pressure Centrifugal Compressors; System Design Experience with the Solution of Fan Vibration Problems, and Sulfidation and its Inhibition in Turbomachinery.

Discussions will be held on: Compressor and Steam Turbine Operation and Maintenance; Gas Turbine and Driven Equipment, and Shop Techniques for Repair and Maintenance of Turbomachinery.

For more information, contact: Dr. Peter E. Jenkins; (Turbomachinery Symposium); Gas Turbine Laboratories; Department of Mechanical Engineering; Texas A&M University, College Station, Texas, 77843.

FUTURE GAS TURBINE DIVISION CONFERENCES and EXHIBITS

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

1982 APRIL 18-22
Wembley Conference Centre
London, England

1983 MARCH 27-31
Civic Plaza
Phoenix, Arizona



John L. Mangan

John L. Mangan Elected To ASME Fellow Grade

John L. (Jack) Mangan, P.E., was honored during the 1980 Joint Power Generation Conference for his recent election to ASME Fellow grade. Jack is Manager of Strategy Development in the Turbine Strategic Planning and Development operation, General Electric Company, Schenectady, New York. He has been very active in ASME for many years and served as Chairman of the Gas Turbine Division in 1970-71.

Call For Papers: 1982 Gas Turbine Conference in London, England

The 27th International Gas Turbine Conference and Exhibit will be held April 18-22, 1982, in the Wembley Conference Centre, London, England. This conference, jointly sponsored by the ASME Gas Turbine Division and the Institution of Mechanical Engineers in England, will serve as an international forum for the exchange of technical and product information on gas turbines.

Papers are invited concerning all aspects of gas turbine technology, including research and development, education, systems concepts, application and operational experience. Papers of interest to gas turbine users are particularly encouraged.

Authors wishing to submit a paper should forward an abstract, by *June 1, 1981*, to the appropriate Gas Turbine Division technical committee chairman, if known, or to the Program Chairman: Dr. Walter F. O'Brien, Jr., Professor of Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, VA. 24061; (703) 961-7191.

Completed manuscripts must be received by the session organizer or technical committee chairman no later than *Sept. 1, 1981*.

Deadline Extended For Receipt of GTD Annual Reports

THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER has extended the deadline to December 1 for receipt of submissions to the Gas Turbine Division Annual Report.

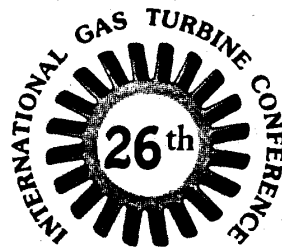
Companies and organizations involved in gas turbine technology are invited to submit a report on activities and accomplishments during the past year. The reports are to be of an engineering nature, and significant material in the following areas is encouraged: research and development; operating experience summary; new installations; problems encountered and solutions; test results, and new designs. The Annual Report is widely distributed; therefore, any material submitted must be unclassified and non-proprietary. Further, when the material is submitted, the Gas Turbine Division accepts it with the understanding that it is for open publication with no restrictions.

The format of the annual report submissions should be:

- (1) List at the top of the first page the company or organization and the author's name. The company name should not be used throughout the text but referred to as "the company".
- (2) Length must not exceed 600 words.
- (3) No illustrations, tables, or photographs are permitted.

The information must be received in the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER by no later than December 15, 1980 in order to be included in the Annual Report which will be available for distribution in January, 1981.

For further information or assistance, contact the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta, Georgia.



Houston
March 8-12, 1981

**26th International
Gas Turbine Conference
and Exhibit
Albert Thomas
Convention Center
Houston, Texas
March 8-12 1981**

Thru The Years . . .

Tom Sawyer
Publisher Emeritus



Here is a condensed history of the gas turbine advocates who served as chairmen of the ASME Gas Turbine Division from its origin to date. Covering the period from 1947-1956, I was requested in 1944 by the Diesel

Division to form a Gas Turbine Committee. In 1947, the Diesel Division asked me to form a division from the committee and I became the first chairman in September of 1947 until the Winter Annual Meeting in December, 1947.

In 1948, Dr. J. T. Rettaliata became chairman. He was with Allis Chalmers and had delivered numerous papers on gas turbines. In 1949, H. Ken Salisbury was a strong promoter of gas turbines with General Electric. In 1950, John I. Yellott was testing coal burning gas turbines for a group of railroads. Later he moved to Phoenix, Arizona and has been there for twenty-five years specializing in solar energy. He is tops in his field. In 1951, W. Julian King was with the University of California at Los Angeles.

These five men made up the first Executive Committee; the years given show when they were chairmen. Ours is the only division that has the fourth year man as chairman. When we began, the fifth year man on the Executive Committee was chairman. In the year 1950, Ken Browne was scheduled to be our chairman. He was also on the Executive Committee of the Railway Division and decided not to be our chairman. Instead, he was chairman of the Railway Division. This required John I. Yellott the fourth year man on our Executive Committee, to become chairman and he remained on the committee one year after he was chairman. Thus, the Executive Committee became de facto reorganized; this has been very helpful to the division. Instead of having the fifth year man as other divisions do, the fourth year man works out better because he stays with us another year.

Subsequently, the following people became chairman. In 1952, F. T. Hague was with Westinghouse and in those days was active in their coal burning gas turbine locomotives. In 1953, Paul R. Sidler was head of Brown-Boveri in the United States. He was also one of the charter members of the Gas Turbine Committee in 1944 which became the Division in 1947. In 1954, Allen Howard was with General Electric in Schenectady, N. Y. with gas turbines. In 1955, B.G.A. Skrotzki was with Power Magazine of McGraw-Hill and was very interested in gas turbines. In 1956, Frank L. Schwartz was a professor in the Mechanical Engineering Department at the University of Michigan and later of Florida. He is now retired but keeps in touch with division activities.

This discussion will be continued in a later edition of the Gas Turbine Division Newsletter.



Short Courses at the '81 International Gas Turbine Conference in Houston

The following short courses will be offered at the 26th International Gas Turbine Conference and Exhibit in Houston, Texas on Sunday, March 8, 1981:

- Compact Heat Exchangers, presented by Ramesh Shah of Harrison Radiator Division, General Motors, and Prof. A. L. London, Stanford University.
- Blade Design Development and Field Experience, presented by W. Jansen, Northern Research Inc., Donald Leone, University of Hartford, and Lynn Snyder, Detroit Diesel Allison Division; additional speakers will be announced.
- Foundations in Axial Turbomachinery Aerodynamics, presented by B. Lakshminarayana, Pennsylvania State University, J. Chauvin, Fluid Mechanics Institute, Marseille, France, Edward M. Greitzer, MIT, and George Serovy, Iowa State University.
- Introduction to the Gas Turbine, presented by Walter F. O'Brien, Virginia Polytechnic Institute, and George S. Howard, Westinghouse Electric Corp.
- Turbomachinery Erosion and Performance Deterioration, presented by Widen Tabakoff and Awatef Hamed, University of Cincinnati.
- Preliminary Design and Off-Design Analysis of Aircraft Gas Turbine Engines, presented by Gordon C. Oates, University of Washington, and Gerald L. Brines, Pratt & Whitney Aircraft Corp., Hartford, Conn.

All of the courses will be presented on Sunday March 8th from 9:00 - 5:00 with the exception of the "Introduction to the Gas Turbine" which will be presented from 1:00 - 5:00 p.m.

For further program information, contact ASME, Professional Development, Ms. Joy Collier, 345 East 47th Street, New York, NY 10017, Phone: (212) 644-7743.

the gas turbine division
newsletter

Volume 21, Number 4, October, 1980

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, Staff Assistant.

Chairman: Arthur J. Wennerstrom
Vice Chairman: Kenneth A. Teumer
Editor: Robert A. Harmon
Publisher Emeritus: R. Tom Sawyer

NEWS FROM THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, ATLANTA

- In response to invitations from Gas Turbine Division's INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, several engineering universities have submitted proposals for the development of a "Home Study Course on Basic Gas Turbine Technology". The proposals will be reviewed by Gas Turbine Division's Information Center Committee and, upon completion of development, the course will be offered and administered by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta.
- The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER will offer without charge a directory of ASME Gas Turbine Division technical papers dating back to 1957. Individual papers will be available for a charge of \$5.00 each.

Order Information: GTD Lapel Buttons and Records

To order an ASME Gas Turbine Division turbine wheel (¾-inch diameter) lapel button, send name, address and type of ASME membership along with a \$25.00 check (no charge to committee chairmen, vice-chairmen and exhibitors) to R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, NJ, 07423. Copies of the 45 RPM record, "Onward and Upward with Gas Turbines" are also available for \$2.00 each.

MARK YOUR CALENDAR

26th International Gas Turbine Conference and Exhibit
Albert Thomas Convention Center
Houston, Texas
March 8-12, 1981

EXECUTIVE COMMITTEE 1980-81

CHAIRMAN
ARTHUR J. WENNERSTROM
Aero Propulsion Lab (AFWAL/POTD)
Wright Patterson AFB, Ohio 45433
513-266-7163/4738

VICE-CHAIRMAN
KENNETH A. TEUMER
Woodward Governor Company
1000 E. Dakota Road
Fort Collins, Colorado 80526
303-482-5811

CHAIRMAN of CONFERENCES
NORMAN R. DIBELIUS
General Electric Co.
1 River Road, Bldg. 63-322
Schenectady, N.Y. 12345
518-385-9214

REVIEW CHAIRMAN
A. A. MIKOLAJCZAK
United Technologies Corp.
1 Financial Plaza
Hartford, CT 06101
203-728-7634

FINANCE COMMITTEE & PAST CHAIRMAN
JOHN P. DAVIS
Transcontinental Gas Pipeline Corp.
P.O. Box 1386
Houston, Texas 77001
713-971-2513

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

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

OPERATIONS
ASSISTANT TREASURER
THOMAS E. STOTT
Steel Line, Inc.
525 Executive Blvd.
Elizabeth, N.Y. 10623
616-826-4710

NEWSLETTER EDITOR
ROBERT A. HARMON
25 Schaefer Drive
Latham, N.Y. 12110
518-780-8661

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

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

★★★事務局移転のお知らせ★★★

(社)日本ガスタービン学会事務局は9月25日より、紀伊国屋ビル6階から8階へ移転いたしました。電話番号、住所は従来通りです。

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 8 卷 第 31 号

昭和55年12月10日

編 集 者 高 田 浩 之

発 行 者 円 城 寺 一

(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

