

社)日本ガスタービン学会 名誉会員の紹介

社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し特に功労のあった方の中から理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員になることになっています。去る昭和60年4月26日第10期通常総会において次の方が本学会の名誉会員にられましたのでご紹介致します。



八 田 桂 三 君

(大正4年3月30日生)

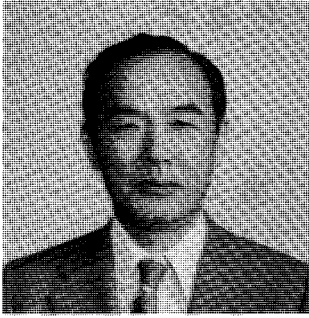
昭和12年3月 東京帝国大学工学部機械工学科卒業
昭和14年8月 東京帝国大学助教授
昭和17年4月 航空研究所員兼補
昭和19年7月 戦時研究員
昭和28年4月 東京大学工学部(新制)助教授
昭和29年4月 工学博士
昭和29年7月 東京大学教授
昭和45年11月 東京大学宇宙航空研究所長
昭和50年4月 東京大学停年退職, 東海大学工学部教授
昭和54年12月 東海大学退職, 運輸省航空事故調査委員会委員
昭和55年2月 運輸省航空事故調査委員会委員長

本会関係略歴

(1) 昭和47年6月入会

(2) 評議員 { GTCJ 第1, 2, 4期
GTSJ 第1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9期
監事 GTCJ 第3期

現住所 東京都世田谷区三宿2-11-11



第10期会長就任挨拶

谷村輝治

去る4月26日の総会において第10期の会長に選出されました。身に余る光栄と存じますとともに、昭和60年代の初年度に当る本年一年間の当会の運営の任務の重大さを痛感致しております。

幸いにも本学会はこれまで歴代の有能な会長はじめ理事の諸先生方のたゆみないご努力により、年々発展を続けていることはご同慶の極みであります。

私自身微力ではありますが、全力を尽して職務の遂行に邁進致したいと存じます。

さて近年ガスタービンを巡る状況は著しく発展しつつあるように思われます。元来航空機用の動力源として発達してきたガスタービンエンジンが広く産業用・船用等に使用されるようになって久しい年月が経過しておりますが、さらに省エネルギーの観点から、色々な試みがなされようとしていることは皆様すでに良くご承知の通りであります。

すなわちムーンライト計画で開発が進められてきた高効率ガスタービンは東京電力袖ヶ浦発電所で、試験運転が実用化を目ざして続けられているほか、各種コンバインドサイクル及びコ・ジェネレーションシステムの実用化の動きも活発になってきております。

また燃費率向上のための高温化に耐える複合材料の開発、セラミックの実用化研究に加えて従来から行われている冷却技術についても著しい進歩が見られます。需要面から見ても現在石油の過剰傾向から産油国向けの需要は減っておりますが、欧米ではトータルエネルギーシステムとしての需要が増加しつつあり、わが国でも発電用の動力源として次第にその進歩を固めつつあります。

さらに従来から使われている発電用、機械駆動用、船用のほか米国においては戦車用にも多量の

ガスタービンが使用されており、わが国でも研究が行われている模様であります。

一方航空エンジン分野においても、従来のライセンス生産中心から、次第に自国開発への変化が見られます。すなわち150人乗り民間輸送機用エンジンV2500の開発は従来から行われていた日米2ヶ国に加えて米、独、伊、5ヶ国の共同開発へと発展してきました。

本年が実質的にV2500試作機製作の初年度にあたり今後の発展が期待されています。

このほか、防衛庁向けジェット練習機用エンジンや、STOL機「飛鳥」用のFJRエンジン等のわが国開発エンジンも本年度には初飛行が予定されています。

このように航空用として開発された技術はその共通性から産業用の分野にも今後大いに生かされるものと考えられ、その技術動向にも注目して行きたいと考えます。

顧みますと本学会も創立10年を過ぎ次の新たな10年に入っておりますが、マンネリ化を防ぎ会運営の基盤を確固たるものにして行く必要があります。それと同時にガスタービンの発展に日夜努力されている会員諸兄の情報知識の交換の場としてふさわしい学会として絶えざる前進を計る所存でありますので、各位の一層のご協力を切にお願いする次第であります。

おわりに窪田会長をはじめとする第9期の役員の皆様のご苦勞に心から感謝申し上げて会長就任の挨拶と致します。



論説・解説

コンバインドサイクルとコージェネレーション 特集号発刊に当って

第9期編集委員長 葉山真治 (東京大学)

2度にわたるオイルショックは各方面に様々な影響を与えた。われわれガスタービン学会会員もその影響を免かれることはできなかった。それどころか、このオイルショックの後遺症に振り回された感が強い。かって、オイルが安く、湯水のようにオイルを使っていた頃には、ガスタービンは燃費が悪いということで敬遠され、非常用発電等に細々と使用されていた。それが皮肉なことにオイルが高騰し、オイルを節約しなければならない時代になって、ガスタービンが注目され、脚光を浴びてきたのだから、何とも世の中は不思議なものである。非常用発電どころか、メインの電力需をまかなうのに、今やガスタービン無しでは済まされなくなってしまった。ガスタービンの排気温度が高いということがかえって好都合となり、コンバインドサイクルやコージェネレーションとして、オイルの熱エネルギーを有効に利用しようというシステムが続々と作られている。ガスタービン関係者はもとより、日本ガスタービン学会にとっても誠に喜ばしい限りである。

そこで、このような時期にコンバインドサイク

ルとコージェネレーションについて、もう一度よく振り返ってみて、整理をし、まとめをしておくことは極めて重要かつ有意義なことである。このような趣旨で「コンバインドサイクルとコージェネレーション特集」号を企画発刊することになった。会員各位のご関心とご満足がいただければ幸いである。

編集委員会を代表して筆者が巻頭のご挨拶を書いているが、この特集号は第9期編集委員会の中に設けられた特集号企画担当小委員会が中心になって企画し、編集委員各位のご協力のもとにまとめられたものである。原稿の執筆をご快諾いただき、貴重な原稿をお寄せいただいた執筆者の方々ならびに第9期編集委員各位に謝意を表して巻頭の言葉としたい。

なお、特集号企画担当小委員会のメンバーは永野三郎理事(東京大学)を小委員長として、佐藤晃理事(トヨタ自工)および杉山晃(三菱重工)、武田晴夫(東京電力)、森建二(川崎重工)の各委員であったことを記してお礼の言葉としたい。

「コンバインドサイクルとコージェネレーションの動向」

東京大学工学部 平田 賢

1. 熱利用の根本原理

山の上にダムを作り、水が海面まで流下してくるまでに、河の流れに沿って高度の高いところから順々に水力発電所をしかけ、水の落差を使いつくすことは誰でも考えることである。熱エネルギーの方の落差に相当するのは、いうまでもなく温

度差であるが、燃料に火を点けて得られる1,500℃以上の高温から、海面に相当する常温に至るまで、上の方から順々に使ってくるということが意外と行なわれていない。バーナーに火を点けて風呂をわかす。石油ストーブで暖房をする。バーナーやストーブの火炎帯は1,500℃以上の高温であ



論説・解説

コンバインドサイクルとコージェネレーション 特集号発刊に当って

第9期編集委員長 葉山真治 (東京大学)

2度にわたるオイルショックは各方面に様々な影響を与えた。われわれガスタービン学会会員もその影響を免かれることはできなかった。それどころか、このオイルショックの後遺症に振り回された感が強い。かって、オイルが安く、湯水のようにオイルを使っていた頃には、ガスタービンは燃費が悪いということで敬遠され、非常用発電等に細々と使用されていた。それが皮肉なことにオイルが高騰し、オイルを節約しなければならない時代になって、ガスタービンが注目され、脚光を浴びてきたのだから、何とも世の中は不思議なものである。非常用発電どころか、メインの電力需をまかなうのに、今やガスタービン無しでは済まされなくなってしまった。ガスタービンの排気温度が高いということがかえって好都合となり、コンバインドサイクルやコージェネレーションとして、オイルの熱エネルギーを有効に利用しようというシステムが続々と作られている。ガスタービン関係者はもとより、日本ガスタービン学会にとっても誠に喜ばしい限りである。

そこで、このような時期にコンバインドサイク

ルとコージェネレーションについて、もう一度よく振り返ってみて、整理をし、まとめをしておくことは極めて重要かつ有意義なことである。このような趣旨で「コンバインドサイクルとコージェネレーション特集」号を企画発刊することになった。会員各位のご関心とご満足がいただければ幸いである。

編集委員会を代表して筆者が巻頭のご挨拶を書いているが、この特集号は第9期編集委員会の中に設けられた特集号企画担当小委員会が中心になって企画し、編集委員各位のご協力のもとにまとめられたものである。原稿の執筆をご快諾いただき、貴重な原稿をお寄せいただいた執筆者の方々ならびに第9期編集委員各位に謝意を表して巻頭の言葉としたい。

なお、特集号企画担当小委員会のメンバーは永野三郎理事(東京大学)を小委員長として、佐藤晃理事(トヨタ自工)および杉山晃(三菱重工)、武田晴夫(東京電力)、森建二(川崎重工)の各委員であったことを記してお礼の言葉としたい。

「コンバインドサイクルとコージェネレーションの動向」

東京大学工学部 平田 賢

1. 熱利用の根本原理

山の上にダムを作り、水が海面まで流下してくるまでに、河の流れに沿って高度の高いところから順々に水力発電所をしかけ、水の落差を使いつくすことは誰でも考えることである。熱エネルギーの方の落差に相当するのは、いうまでもなく温

度差であるが、燃料に火を点けて得られる1,500℃以上の高温から、海面に相当する常温に至るまで、上の方から順々に使ってくるということが意外と行なわれていない。バーナーに火を点けて風呂をわかす。石油ストーブで暖房をする。バーナーやストーブの火炎帯は1,500℃以上の高温であ

るが、46℃の風呂のお湯や20℃の室温を得るために1,500℃以上の熱を直接投入しても誰もあまり不思議に思わない。人類の歴史が火を使うことから始まったためであろうか。

省エネルギーというすぐ“廃熱回収”という。200℃以下程度の低温域の排熱の利用もたしかに大切ではあるが、むしろ欠落しているのは“高温部の熱の有効利用”ではあるまいか。

タービンでもエンタルピ落差を何段かに分けて消化する。効率が100%ならば単段であろうと複数段であろうと差はない筈だが、そうはいかないから、熱力学第2法則に従って、熱が高温から低温まで流下してくる間に、温度落差を段落に分けてしゃぶりつくすことを考えなければならない。化石燃料の燃焼や核燃料の分裂によって生成された、高温で高級な熱を、そのまま熱として使うプロセスは鉄鋼、セメント、ガラス、窯業など、産業界でも限られているから、高温の熱は、まず熱機関によって可能な限り効率よく動力や電力など他の利用し易い形態のエネルギーに変換しておき、その排熱を、厨房や暖冷房、給湯など、低温の熱で間に合う用途に用いるのが合理的であろう。最近までそのような熱の総合的利用システムは開発されていなかった。高温部の熱は動力に、低温部の熱は熱として用いるシステムをコージェネレーション（熱電併給）システム〔1〕とかコミュニティエネルギーシステム（CES）などと呼んでいるが、ガスタービンやガスエンジン駆動の発電機とその排気ガスや冷却水の熱を回収利用するシステムばかりでなく、エンジン駆動のヒートポンプや排熱回収付きの燃料電池、太陽光と熱のハイブリッドシステムなど将来型のシステムも含めて広く考えておくこととする。

このようなシステムは、昔から「熱併給発電」などの名称のもとに、わが国でも種々検討されたことがあったが、ついに現実のものとならなかった。それはわが国経済の高度成長期に、スケールメリットと称して原子力や大型火力発電所が続々と辺地に建設され、巨大化の一途をたどったため、熱を必要とする都市と発電所がかい離する一方で、需要地まで熱を輸送するコストがかかりすぎ、経済的に成立たなかったためである。コージェネレーションシステムは、熱の需要地に密接して発電

するようなシステムであるから、大きいものでも電気出力に換算して10万kw以下程度の中小型システムとなり、地域分散型のシステムにならざるを得ない〔2〕〔3〕。原子力や石炭火力発電所など巨大集中型のシステムでベースロードを担って貰い、送配電ロスも小さい需要地密着型のこれら中小型システムで、ピークロードを担うような役割分担で日本全体の最もオプティマムなエネルギー供給システムを構築すべきであろう。ちょうど巨大システムという親亀の背中に子亀や孫亀が乗って、互いに有機的で密接な連携を行ない、親亀がこければ皆こけるような「亀の子」システムを作り上げる必要がある。

2. 日本コージェネレーション研究会の設立

最近になって、病院、ホテル、大型コンピューターを持つ事務所ビルなど経済性の成立つケースからこのようなシステムが急速に普及のきざしを見せはじめた。図1に昭和59年2月から稼動し始めた東京芝浦地域冷暖房システム（CES）の1事例を示す。このシステムは写真左の東京ガス㈱、右の㈱東芝それぞれの本社ビルを包含している。図2はこのシステムの系統図である。

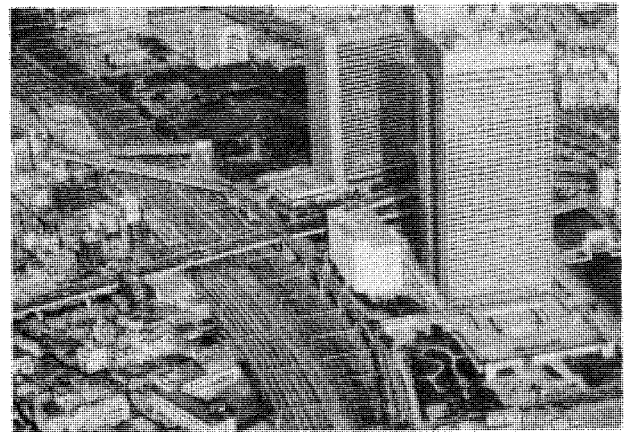


図1 芝浦地域冷暖房システム（コミュニティエネルギーシステム CES）

1,000 kwの都市ガス（LNG）を燃料としたガスタービン発電機3基（常用2基，非常用専用1基）によって、東京ガスビルの電力需要の1/2程度を自家発電方式でまかなっている。ガスタービン排熱で作られた蒸気は隣接の芝浦地域冷暖房センターに送られ、同センター内のガス焚き蒸気ボイラーで発生する蒸気と合流して、両社のビルの冷暖房

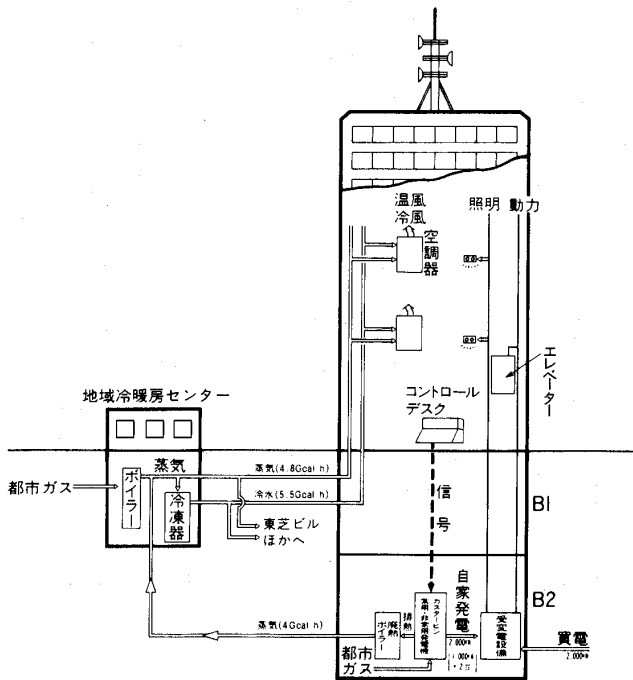


図2 東京ガスビルのシステム構成図

熱源として利用され、総合熱利用率は70%となっている。この設備では排熱回収の給湯は行っていないが、給湯を行なった場合には74%と効率は更に上昇する。買電とボイラーによる暖冷房といった在来方式と比較して、このCES方式の経済性を試算すると、3～5年で黒字に転化するとされている。

「燃料に火を点けたらまず動力回収」という原則を徹底させると、各家庭にこのようなシステムが入らなければならない。各家庭の台所や風呂場でエンジンや燃料電池がまわるのが著者の理想の姿である。この主張は通産省の認めるところとなり、補助金によって、昭和56年5月小型ガス冷房技術研究組合が設立され、エンジンメーカーと空調システムメーカーがタイアップして、世界にも珍しい小型システムが7機種開発された。開発を終了し、組合は昭和59年3月に解散したが、50台が現在市中でフィールドテストを行なっている。図3はテスト中の一例である。まだ家電品なみのコストには及ばないが、その成果は高く評価されよう。

このような社会的動向を背景に、昭和60年4月11日、日本コージェネレーション研究会が設立された。電力、ガス、石油、建設、重工業など関連

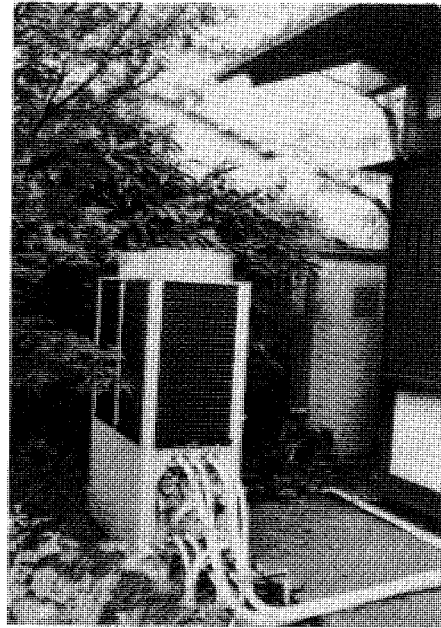


図3 家庭用小型システムのフィールドテスト例

する業界が資金を出しあい、学識経験者を加えて設立した任意団体であるが、この新しいシステムの導入にあたり、その需要予測、技術基準、関連法体系の整備、社会に与えるインパクトなど、周辺に存在する様々な問題を調査研究し、技術の振興を促進して、エネルギー利用の効率化を図ると共に、会員相互および国際的な連携を行なうことを目的としている。昭和48年の第1次石油ショック以降、(財)省エネルギーセンターの場で先駆的に進められて来たコミュニティエネルギーシステム研究会の成果が発展的に引きつがれて行くものである。

3. コンバインドサイクルの真義

「燃料に火を点けたら動力回収」ということは、およそ「火のあるところには熱機関」がまわっていないなければならない。カルノーの指摘したごとく、動力を発生しない高温から低温への熱の移動は「損失」なのである。そこで現有の熱機関について少しく考察してみよう。

現在の熱機関の代表的なものは、ディーゼル機関、ガソリン機関などのピストン式機関と、ガスタービン、蒸気タービンなどのタービン式機関である。ピストン式内燃機関は、燃料と空気の混合気に火をつけて爆発させ、その1回の爆発ごとに排気して、新しい混合気を吸い込み、ピストンや排気弁など高温にさらされる部分を間欠的に冷却

するうえに、空冷や水冷によって、それらを積極的に冷却するので、作動流体（燃焼ガス）の最高温度を1,800℃前後と高くとることができる。

ガスタービンは、高温の燃焼ガスの中で、タービンを連続的にまわさねばならないから、作動流体の温度はピストン機関ほど高くとることができず、1,350℃程度が現在の上限である。他方、ボイラー・蒸気タービンは、水蒸気を過熱する過熱管の強度で、作動流体の最高温度が抑えられ、650℃前後とこれらの中では最も低い。ピストン式外燃機関であるスターリング機関も高圧の作動流体を外部から加熱する方式であるから条件は同じである。

以上のように、ピストン内燃機関は高温域、ガスタービンは中温域、蒸気タービンやスターリング機関は比較的低温域の熱を動力回収することを守備範囲としている。これらの機関はそれぞれ単独では概ね完成の域に達しており、そのままでは熱効率をあと1%上昇させることは容易ではないが、それぞれの特徴を生かして組み合わせ、熱を高温から低温まで回収しつくすことが、効率の飛躍的向上のために残された唯一の途であろう。

ピストン内燃機関とガスタービンと蒸気タービン、あるいはスターリング機関を複合するのが最もよいことになろうが、系をあまり複雑にするのは得策でない。そこで、タービン同士の組み合わせとして、ガスタービンを改良してピストン機関なみの高温に耐えるようにし、その排気で蒸気タービンをまわす高温ガスタービン・蒸気タービン複合サイクル機関、およびピストン機関同士の組み合わせとしてピストン内燃機関とスターリング機関の複合サイクル機関を開発すべきであろう。「高温ガスタービン・蒸気タービン複合サイクル機関」の熱効率を計算すると〔2〕〔3〕、

- (i) ガスタービンのタービン入口温度によって機関の熱効率は大きく変わり、ガスタービン入口温度が1,400℃のとき約55%、1,600℃のとき60%以上に達し得る。
- (ii) その場合、ガスタービンの圧縮機圧力比はあまり高くとる必要はなく、圧力比12~20程度のとき熱効率が最大となる。

ことなどが明らかとなる。ここで注意すべきことは、先述の通り、熱は高温から低温まで使いつく

せばよいのであるから、ガスタービンは“高温”でありさえすればよいのであって、ガスタービン単体で“高効率”であったり、“高圧”であったりする必要はないということである。ガスタービンが少々低効率であっても、それ以下の蒸気タービンや、コージェネレーションシステムで熱を回収し、総合効率で高ければよいのである。

ちなみに、上記の高温ガスタービン・蒸気タービン複合機関の排熱ボイラーから抽気してコミュニティに暖冷房・給湯の熱を供給するコージェネレーションシステムの総合熱利用率を試算してみると、図4に示すように、複合発電プラント単体の電気出力が14万5,000kw程度のとき、熱効率53%の程度のもので、80 G cal/hr、即ち8,000戸程度のコミュニティに熱を供給すると、電気出力は13万kw程度まで減少するものの、総合熱利用率は80%を上まわる。この電気出力の1部で、ヒートポンプを駆動し、大気などから熱を汲み上げて付加的に利用するとすれば、熱利用率が100%をはるかに上まわるシステムも実現可能となる。

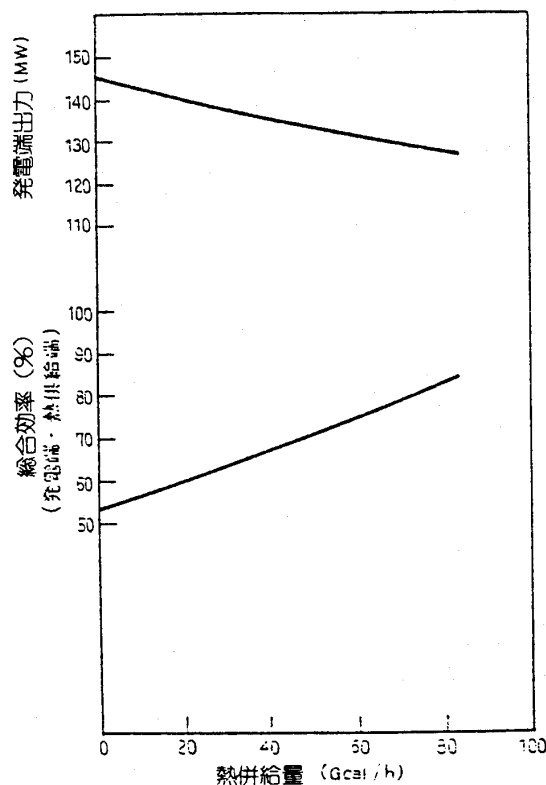


図4 コージェネレーションシステムの総合効率試算

4. 今後の課題

資源エネルギー庁はこのほど、コージェネレーション普及にむけての指針を発表した。コージェネレーションは、原則として熱と電力を発生させ、利用しようというのであるから、既存の電力会社の電力系統と連携して運転させることが望ましい。つまり電力会社の電線にコージェネレーションシステムを接続して、システムの点検あるいは事故時には、適切な料金で系統から電力のバックアップが受けられることが望ましい。そうでないと、非常用電源が必要となり、無駄な投資となる。すなわち、コージェネレーションシステムそのものが、基本的に分散型、小型のシステムであり、常用のシステムではあっても、非常用システムとしての機能ももち合わせたものであるから、コージェネレーションシステムのバックアップとしての非常用システムというのは2重投資の感をまぬがれない。既存の系統に接続するためには、保安上、あるいは質の上からも既存の系統に悪影響を及ぼさないような技術的措置が必要となるが、このことは技術的には充分可能である。

また、例えばマンションのオーナーが、コージェネレーションシステムを導入して、発生した電力をテナントに売るといった例などが考えられるが、これは現行の電気事業法では原則として認められていない。しかし一般消費者の利益を損なわぬ範

囲で、コージェネレーション設置者が、資本関係あるいは人的つながりの深い関係先に電力を供給する道を開くことを指針は示唆している。その他、騒音、排気ガスなどの公害対策や、防災上の問題などに対する技術的配慮も不可欠である。

いうまでもなくコージェネレーションは民生用ばかりでなく産業用にも威力を発揮するシステムである。これまでも背圧蒸気タービンを用いたシステムは一般産業界で多用されてはいるが、ガスタービン、ガスエンジン、あるいは燃料電池など新しい技術的要素をとり入れたものは未だ一般的ではない。一事業所内ばかりでなく複数の事業所が協同して導入するなど新しい眼で見なおすことも必要であろう。

これらの課題を解決しつつ、協調と健全な競争によって、日本に新しいエネルギー供給体制が、定着して行くことを期待している。

参 考 文 献

- (1) 平田賢編著；コージェネレーションの現状と設計技術資料集(昭59)第一インターナショナル(株)。
- (2) 平田、日本ガスタービン学会誌、6-22(昭53-9)、13。
- (3) 平田、ガスタービンセミナー第9回資料集(昭56-1)、2-1。

日本国有鉄道川崎発電所1号機4年間の運転実績について

日本国有鉄道川崎発電所 柳川忠男

1. はじめに

国鉄川崎発電所は輸送密度の高い首都圏の鉄道電化の大方針にもとづいて自営発電の方針が樹立され昭和5年に建設された火力発電所である。以来、電鉄用電力需要に応じて増設あるいは増強取替が行なわれて来たものである。

現在の国鉄自営電源は川崎火力発電所と信濃川の豊富な水量を利用した新潟県に千手発電所・小

千谷発電所の2水力発電所を持っており、1日8000MWHの電力を発生しており、電鉄負荷の特徴として、朝夕の電車のラッシュ時間帯にピーク負荷約540MW、夜間は極端な低負荷となっている。従って、渇水期以外火力は夜間停止、つまり、DS S運転を行っている。図1は最近の国鉄自営の1日の電力需要状況である。

4. 今後の課題

資源エネルギー庁はこのほど、コージェネレーション普及にむけての指針を発表した。コージェネレーションは、原則として熱と電力を発生させ、利用しようというのであるから、既存の電力会社の電力系統と連携して運転させることが望ましい。つまり電力会社の電線にコージェネレーションシステムを接続して、システムの点検あるいは事故時には、適切な料金で系統から電力のバックアップが受けられることが望ましい。そうでないと、非常用電源が必要となり、無駄な投資となる。すなわち、コージェネレーションシステムそのものが、基本的に分散型、小型のシステムであり、常用のシステムではあっても、非常用システムとしての機能ももち合わせたものであるから、コージェネレーションシステムのバックアップとしての非常用システムというのは2重投資の感をまぬがれない。既存の系統に接続するためには、保安上、あるいは質の上からも既存の系統に悪影響を及ぼさないような技術的措置が必要となるが、このことは技術的には充分可能である。

また、例えばマンションのオーナーが、コージェネレーションシステムを導入して、発生した電力をテナントに売るといった例などが考えられるが、これは現行の電気事業法では原則として認められていない。しかし一般消費者の利益を損なわぬ範

囲で、コージェネレーション設置者が、資本関係あるいは人的つながりの深い関係先に電力を供給する道を開くことを指針は示唆している。その他、騒音、排気ガスなどの公害対策や、防災上の問題などに対する技術的配慮も不可欠である。

いうまでもなくコージェネレーションは民生用ばかりでなく産業用にも威力を発揮するシステムである。これまでも背圧蒸気タービンを用いたシステムは一般産業界で多用されてはいるが、ガスタービン、ガスエンジン、あるいは燃料電池など新しい技術的要素をとり入れたものは未だ一般的ではない。一事業所内ばかりでなく複数の事業所が協同して導入するなど新しい眼で見なおすことも必要であろう。

これらの課題を解決しつつ、協調と健全な競争によって、日本に新しいエネルギー供給体制が、定着して行くことを期待している。

参 考 文 献

- (1) 平田賢編著；コージェネレーションの現状と設計技術資料集(昭59)第一インターナショナル(株)。
- (2) 平田, 日本ガスタービン学会誌, 6-22 (昭53-9), 13。
- (3) 平田, ガスタービンセミナー第9回資料集(昭56-1), 2-1。

日本国有鉄道川崎発電所1号機4年間の運転実績について

日本国有鉄道川崎発電所 柳川忠男

1. はじめに

国鉄川崎発電所は輸送密度の高い首都圏の鉄道電化の大方針にもとづいて自営発電の方針が樹立され昭和5年に建設された火力発電所である。以来、電鉄用電力需要に応じて増設あるいは増強取替が行なわれて来たものである。

現在の国鉄自営電源は川崎火力発電所と信濃川の豊富な水量を利用した新潟県に千手発電所・小

千谷発電所の2水力発電所を持っており、1日8000MWHの電力を発生しており、電鉄負荷の特徴として、朝夕の電車のラッシュ時間帯にピーク負荷約540MW、夜間は極端な低負荷となっている。従って、渇水期以外火力は夜間停止、つまり、DS S運転を行っている。図1は最近の国鉄自営の1日の電力需要状況である。

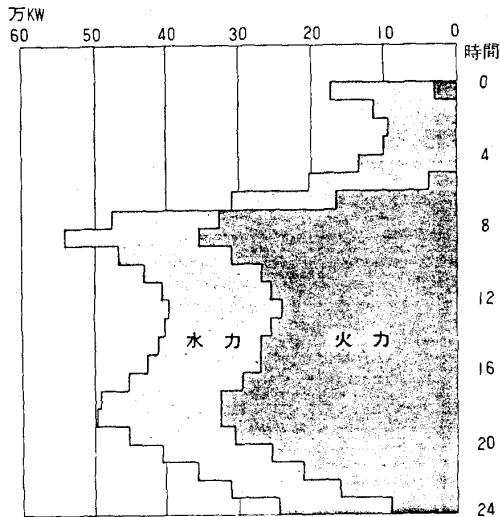


図1 国鉄自営の電力需給状況

1号機は東北・上越新幹線の運転用電力の確保及び今後の輸送量増大による運転用電力の確保の目的で、昭和56年4月運開したものである。

4年経過したので、その実績について紹介する。

2. 設備概要

主要設備の仕様を表1に、系統構成を図2に示す。本設備は昭和32年に運用した60MW石炭重油混焼汽力発電設備を撤去し、その跡に、旧建家・タービン基礎・冷却水路等を利用して建設されたリプレイスである。

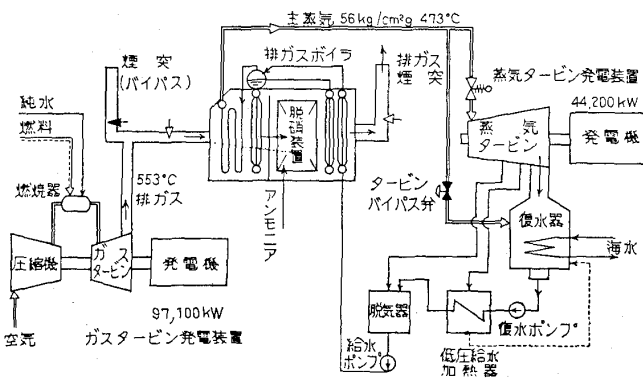


図2 系統構成

また、ガスタービン・コンバインドサイクル発電方式を採用した主な理由は次のとおりである。

(1) 起動時間が短い。

同容量の汽力プラントが日常ボイラ点火から全負荷まで170分を要しているのに、本プラントは

表1 主要設備の仕様
(ピーク負荷, 大気温度4°C時の性能を示す)

総出力	141,300 kW		
ガスタービン	型式	開放単純/複合両用サイクル軸型	
	容量	100,000 kW/97,100 kW	
	ガス圧力(入口)	8.65 atg / 8.77 atg	
	ガス温度(入口)	1,051°C / 1,065°C	
	“(出口)	536°C / 553°C	
回転数	3,000 rpm		
燃料	灯油		
製作者	日立製作所		
排ガスボイラ	型式	自然循環排熱回収式	
	蒸発量	163.1 t/h	
	蒸気圧力	62.7 atg	
	蒸気温度	478°C	
製作者	バブコック日立		
蒸気タービン	型式	非再熱一車空一流排気型	
	出力	44,200 kW	
	蒸気圧力	56 atg	
	蒸気温度	473°C	
	回転数	3,000 rpm	
	排気真空	734 mmHg	
製作者	日立製作所		

ガスタービン起動から全負荷まで60分以内である。

(2) 熱効率が高い。

大容量超臨界圧汽力発電設備並の熱効率が得られる。また、プラント所内電力比率は汽力発電所の5~6%に対して、本プラントは主コンプレッサー・燃料ポンプ・アトマイズコンプレッサー等の補助機がガスタービン直結駆動となっているため2%以下である。

(3) 環境保全対策が容易である。

ガスタービンの燃焼器へ空気量の1%相当の水注入及び排ガスボイラに組込まれた脱硝装置により窒素酸化物の低減、灯油焚により硫黄酸化物の低減、ガスタービンの吸排気ダクトにサイレンサーの設置及び防音建家によって騒音の低減をしている。

3. 運転保守実績

(1) 運転状況

表2に1号機の4年間の月別運転実績を示す。

1号機は首都圏の電鉄負荷の特情からDSS運転を行っており、通常の負荷パターンは図3の通りである。また、通常最大負荷はベースモード負荷を基調とし、パーシャル負荷は効率運転を考え95MW以下は避けることとしている。4年間の運転結果を図4に示す。ガスタービンの出力は外気

表2 月別運転実績

項目	発電日数	起動回数	運転時間	発電力 電量	発電最 時間大	発電平 時間均	所内 比率	燃消 費 料率	発電効 電率
単位	日	回	時間	MWh	MW	MW	%	l/kWh	%
昭和56年 2月	17	18	232-39	21,520	143	92	1.90	0.273	36.7
3月	26	28	387-25	42,123	128	108	1.71	0.260	38.5
4月	29	29	442-43	45,949	121	104	1.82	0.261	38.5
5月	26	26	308-46	30,500	121	100	1.89	0.265	37.9
6月	28	30	377-49	38,178	119	101	1.88	0.263	38.2
7月	28	28	410-32	40,597	117	99	1.91	0.264	38.1
8月	29	29	400-05	41,267	112	103	1.85	0.260	38.6
9月	23	23	273-06	26,013	117	95	1.99	0.268	37.5
10月	19	20	270-43	27,490	119	101	1.87	0.261	38.5
小計	225	231	3,103-48	313,637	143	101	1.86	0.263	38.16
11月	第1回定期検査(10月21日~12月4日)								
昭和57年 12月	30	30	424-49	45,812	133	108	1.74	0.262	38.0
1月	29	29	426-10	45,768	132	107	1.74	0.261	38.1
2月	28	28	448-46	49,615	133	111	1.70	0.259	38.4
3月	29	28	502-19	59,485	133	118	1.62	0.254	39.1
4月	30	30	516-17	60,733	130	118	1.63	0.253	39.2
5月	27	28	403-20	42,725	121	106	1.78	0.259	38.4
6月	30	30	417-56	42,259	117	101	1.87	0.261	38.2
7月	29	29	462-46	49,611	117	107	1.78	0.258	38.6
8月	29	29	425-38	43,198	115	101	1.89	0.262	38.1
小計	261	257	4,028-01	439,206	133	109	1.74	0.258	38.49
9月	第2回定期検査(9月1日~10月15日)								
昭和58年 10月	18	19	228-20	23,889	123	105	1.80	0.263	37.9
11月	30	30	412-30	43,030	127	104	1.84	0.263	37.9
12月	29	31	432-17	46,300	129	110	1.80	0.263	37.9
1月	31	31	488-32	55,172	133	113	1.7	0.259	38.4
2月	28	28	424-06	46,477	131	110	1.7	0.261	38.2
3月	29	30	444-02	47,776	131	108	1.8	0.262	38.0
4月	29	29	418-47	43,000	125	103	1.9	0.263	38.1
5月	25	26	342-38	34,656	120	101	1.9	0.264	38.0
6月	29	29	440-00	46,046	118	105	1.8	0.260	38.4
7月	29	30	402-27	39,581	116	98	2.0	0.264	37.9
8月	30	31	420-43	40,798	122	97	2.0	0.263	38.1
小計	307	314	4,454-22	466,725	133	105	1.82	0.262	38.2

項目	発電日数	起動回数	運転時間	発電力電量	発電時間大	発電時間均	所内比率	燃消費料率	発電効電率
単位	日	回	時間	MWh	MW	MW	%	l/kWH	%
昭和58年 9月	第3回定期検査(8月31日~10月14日)								
10月	19	21	244-43	23,756	123	97	1.20	0.271	37.0
11月	29	29	418-12	42,381	128	101	1.88	0.265	37.7
12月	31	33	448-25	47,092	130	105	1.81	0.264	37.9
昭和59年 1月	31	31	463-52	49,088	137	106	1.79	0.264	37.8
2月	29	29	453-16	49,807	131	110	1.73	0.262	38.2
3月	29	29	512-18	59,543	129	116	1.65	0.257	38.8
4月	30	30	444-28	46,095	127	104	1.84	0.264	37.9
5月	27	27	340-18	33,480	120	98	1.97	0.267	37.5
6月	30	31	424-00	41,903	126	99	1.96	0.264	37.9
7月	31	33	407-40	39,283	120	96	2.03	0.268	37.9
8月	31	31	465-16	46,149	121	99	2.04	0.265	37.8
9月	10	10	138-44	13,811	117	100	2.01	0.265	37.8
小計	327	334	4,761-12	492,388	137	103	1.87	0.264	37.9
10月	第4回定期検査(9月11日~10月25日)								
10月	10	10	122-29	11,382	122	93	2.1	0.276	36.3
11月	30	30	493-04	54,161	126	110	1.8	0.261	38.3
12月	31	31	511-23	58,026	137	113	1.7	0.260	38.4
昭和60年 1月	31	32	495-55	55,618	129	112	1.7	0.262	38.2
2月	28	29	438-40	46,890	127	107	1.8	0.263	38.0
3月	29	29	469-11	51,425	127	110	1.8	0.263	38.0
小計	159	161	2,530-42	277,502	137	110	1.8	0.262	38.1
合計	1,234	1,297	18,878-05	1,989,458	143	106	1.82	0.262	38.2

温度により変動があるから、総合出力も変動がある。

4年間の運転時間18,878時間、発電日数1,234日、起動回数1,297回、発電熱効率(H.H.V)38.2%、1日平均運転時間15時間18分であった。この間4回オーバーホールを行い定期検査を受検した。

(2) 日常点検及び日常作動試験

日常点検は設備の部位別にチェック項目をきめたチェックシートを使って1日2回、温度・圧力・差圧・油位・振動・異音・過熱・漏洩等について一般的状态を巡回目視検査を行って、異常状態の早期発見に努めている。また、ガスタービンの非常停止試験及び補助油ポンプの自動起動試験を

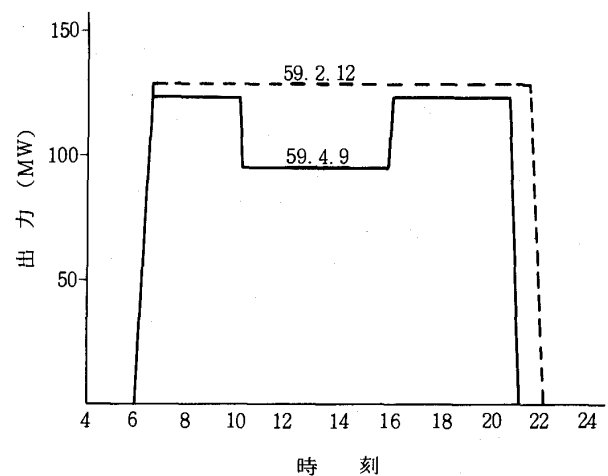


図3 負荷パターン

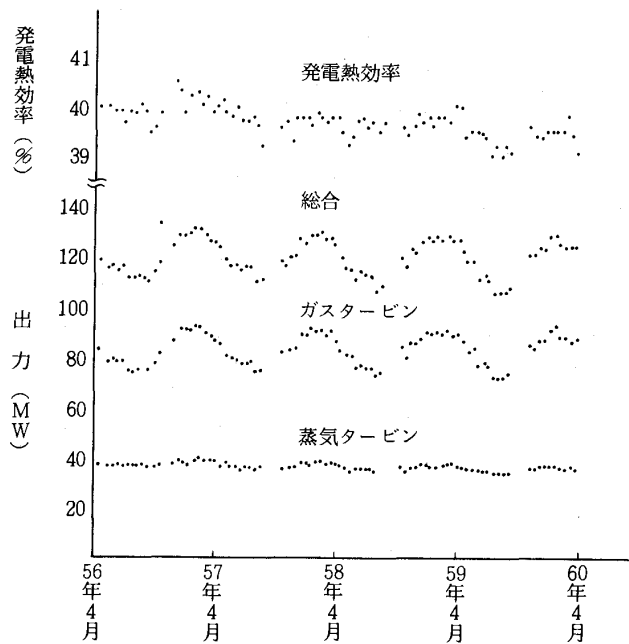


図4 4年間の運転結果

毎月1回行ない、確実に動作することを確認している。

(3) 燃焼器点検

燃焼器ライナーは燃料の燃焼による高温度・燃焼振動又は水噴射水の熱衝撃にさらされるためクラックを生じ易いため、1,000時間運転毎に点検を実施して来たが、ライナーのキャップコーン部にセラミックによるコーティングを施してから、3,000時間(当所の場合、定期検査から次の定期検査までの中間)で点検するよう延伸した。

(4) 定期検査

ガスタービンは電気事業法によって毎年1回、45日間をかけてオーバーホールを実施しており、その時の異常発見及び対策は表3のとおりであった。

また、定期検査時の作動試験は表4の項目について実施し、異常のないことを確認したうえで、営業運転としている。

(5) 予備品

予備品としてはガスタービンの耐熱部品及び軸受を表5のとおり保有している。燃焼品ライナーは定期検査又は中間点検毎に予備品と交換し、使

表3 定期検査時の異常発見と対策

発生年月	累積運転時間	累積起動回数	異常状況	原因	対策
56. 10 (第1回定期検査)	3,103	231	第1段シテウドセグメントにクラック 第1段動翼6枚に打痕 第1段噴口にクラック 第3軸受シールリングに当り傷 トランジションピースに小クラック	熱疲労 異物 熱疲労 熱疲労	部分取替 欠陥部除去仕上 取替(補修のため) 手入 取替(補修のため)
57. 9 (第2回定期検査)	7,131	488	第1段シテウドセグメントにクラック 動翼の先端にクラック 第1・2段噴口にクラック 第2軸受上半メタルに傷 燃焼器ライナーに小クラック	熱疲労 異物 熱疲労 熱疲労	部分取替 削正 取替(補修のため) 取替 取替
58. 9 (第3回定期検査)	11,585	802	第1段シテウドセグメントにクラック 第1段噴口にクラック 第2軸受上半メタルに傷 燃焼器ライナーに小クラック トランジションピース磨耗	熱疲労 " 熱疲労 振動による磨耗	部分取替 取替(補修のため) 取替 取替 補修
59. 10 (第4回定期検査)	16,346	1,136	第1段シテウドセグメントにクラック 第1・2段噴口にクラック 燃焼器ライナーに小クラック トランジションピース磨耗	熱疲労 " " 振動による磨耗	部分取替 取替(補修のため) 取替 取替

表4 定期検査時の作動試験

項目	内容
1. シーケンス・テスト	操作及び保護シーケンス動作確認
2. 摺音・振動試験	起動用電動機による600 rpm回転試験
3. 点火昇速試験	3,000 rpm昇速振動測定
4. 非常しゃ断試験	停止及び関連機器の動作確認
5. 油ポンプ自動起動試験	テスト弁による自動起動確認
6. 火災検知器動作試験	停止及び関連機器の動作確認
7. 調速範囲確認試験	回転数上限・下限の確認
8. 非常調速機試験	電気式・機械式非常調速機動作確認
9. 初併入・負荷試験	35, 50, 75, 100%負荷試験
10. 起動試験	ホットスタート試験

表5 予備品

品名	数量
燃焼器ライナ	14個(1台分)
トランジションピース	7個(1/2")
燃料噴射ノズル	7個(1/2")
第1段噴口	1組(1")
第2段噴口	1組(1")
第1段動翼	10枚
軸受	3組(1台分)

用品は工場点検修理を行う。トランジションピース、ノズルは定期検査又は中間点検時異常のものを交換する。第1段噴口は定期検査毎に予備品と交換し、使用品は次期定期検査までに工場修繕を行う。第2段噴口は2年使用してから工場修繕を行う。動翼と軸受は現在のところ非常予備品として保管している。以上のような運用をして来たが今後は寿命による新替が必要になって来ると考えている。

(6) 吸気フィルターの交換

吸気フィルターは全数398個のキュービックタイプのフィルターを使用している。当所は京浜工業地帯にあるため、吸気フィルターの詰りが多く、年間3~4回交換を実施している。

(7) 潤滑油使用量

潤滑油は共石RIXタービンオイルG32を使用している。ガスタービンの軸受は高温度のふんいきの中で使用されているため、潤滑油の消費量は蒸気タービンに比較して多く、当所の場合月平均約230lであった。

(8) ライスインジェクション

コンプレッサーの動・静翼は吸気フィルターでろ過された空気中微粒粉じんが付着して圧縮効率が低下するため、ライス洗滌を実施している。粉じんは季節的变化があるため間隔は一定してないが、当所の最近の実績では年間5回実施した。

(9) 脱硝装置触媒移動

脱硝装置は乾式アンモニア接触還元分解法で、排熱回収ボイラの蒸発器中間部に設置してある。アンモニアガスを含んだ排ガスは粒状触媒層の間隙を通過することにより、NOxが無公害な水と窒素に分解される。この粒状触媒層は運転経過と共に目詰りを生じドラフト差圧が増大するので、触媒の一部分を触媒層の下部から抜き取り触媒層の移動をさせ、上部から補充する触媒移動操作を実施している。当所では1.5~2月毎に実施している。また、触媒の性能は現在のところ目立った

表6 トラブル実績

発年 生月	累積運転時間	累積起動回数	トラブル概要	原因	対策
56. 6	1,529	113	負荷上昇中、燃料流量が増加せず停止	主燃料ポンプのサイドプレート磨耗のためサイドクリアランスが増し、容量不足	ポンプ交換
56. 8	2,359	172	噴霧空気圧力低下のため停止	噴霧空気圧縮機インペラ締付ボルト折損	インペラ締付ボルト交換
57. 12	7,853	541	軸受給油温度上昇のため停止	油冷却器冷却水調整弁の動作不良	調整復旧
58. 12	12,273	854	制御油圧リミットスイッチ誤動作	振動によりリミットスイッチの誤動作	リミットスイッチの支持を耐振化
60. 1	17,851	1,231	燃焼器モニタ警報により停止	排ガス温度検出サーモカップルの不良	サーモカップル交換

劣化は認められない。

(10) 発電支障トラブル

運開以来4年間に負荷影響を生じたトラブルは5件であった。その内容は表6のとうりであり、そのほかは極めて順調な運転を維持している。

4. まとめ

運転開始以来4年間の運転実績について紹介した。運転当初はいくつかの問題があったがメーカーを始め関係者の努力によって解決され、期待通り信頼度の高い順調な運転が維持され、国鉄自営電源に貢献している。

ガスタービンコンバインドプラントはエネルギーの有効利用の立場から採用される傾向にあり、当プラントの経験が参考になれば幸である。

なお、次の論文を参考にさせていただきたい。

参考文献

- 1) 上田宏 日本国有鉄道 141 MW複合発電設備の運転状況 GTSJ 12-45 (1984) 70
- 2) Y. Misonoo, M. Kubota, H. Ishino; Two Year's Operating Experience for The 141 MW Combined Cycle Power Plant "Kawasaki Power Station No.1 Unit" of The Japanese National Railways 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress IGTC-108.
- 3) 浅野正晴 国鉄川崎発電所における複合サイクル発電設備の概要と運転実績 火力原子力発電 Vol. 33 No.6 (1982-6)

(以上)

東北電力(株) 東新潟火力発電所第3号系列の建設 ・ 運転状況について

東北電力(株) 山 川 昭

1. はじめに

当社では昭和60年夏季負荷時の供給力を確保するために電源開発を進めており、その一環として東新潟火力発電所第3号系列の建設を計画した。

また当社は国策にも沿った脱石油化の施策を強力に進めており、東新潟地区へのLNGの導入もその主要な方策のひとつである。さらに省エネルギーの観点に立って、高効率プラントの計画、所内動力の節減、熱効率の改善など、一連の対策を実施しているところである。

こうしたことから、電源立地に必要とされる諸条件が整っている東新潟火力発電所に、脱石油、省エネルギーの両面を満足することができるLNGによるコンバインドサイクルプラントを採用することとした。

本プラントの出力は1,090 MWであるが、その半量である545 MWについては昭和59年12月に営業運転を開始し、残りの半量については昭和60年10月に営業運転開始の予定である。

2. 計画のあらまし

(1) 位置

東新潟火力発電所は新潟市の東方約20kmの地点で、昭和42年から造成された新潟東港の一角である聖籠町にあり、昭和52年4月に運開した第1号機600 MW、昭和58年6月に運開した第2号機600 MWに隣接して、第3号系列を建設することとした。

また、東新潟地区にはこの他にも新潟港火力発電所第1号機・第2号機各々350 MW、合計700 MWがあり、当社最大の電源地帯である。

写真1に第3号系列全景図、図1に構内一般平面図を示す。

(2) 経緯

第3号系列は、LNGの特長を最大限に活かすため、ガスタービンと蒸気タービンを組合せたコンバインドサイクルプラント1,090 MW(外気温度15°C)ユニットとすることとし、計画を進めるに当り、三菱重工(株)および三菱電

劣化は認められない。

(10) 発電支障トラブル

運開以来4年間に負荷影響を生じたトラブルは5件であった。その内容は表6のとうりであり、そのほかは極めて順調な運転を維持している。

4. まとめ

運転開始以来4年間の運転実績について紹介した。運転当初はいくつかの問題があったがメーカーを始め関係者の努力によって解決され、期待通り信頼度の高い順調な運転が維持され、国鉄自営電源に貢献している。

ガスタービンコンバインドプラントはエネルギーの有効利用の立場から採用される傾向にあり、当プラントの経験が参考になれば幸である。

なお、次の論文を参考にさせていただきたい。

参考文献

- 1) 上田宏 日本国有鉄道 141 MW複合発電設備の運転状況 GTSJ 12-45 (1984) 70
- 2) Y. Misonoo, M. Kubota, H. Ishino; Two Year's Operating Experience for The 141 MW Combined Cycle Power Plant "Kawasaki Power Station No.1 Unit" of The Japanese National Railways 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress IGTC-108.
- 3) 浅野正晴 国鉄川崎発電所における複合サイクル発電設備の概要と運転実績 火力原子力発電 Vol. 33 No.6 (1982-6)

(以上)

東北電力(株) 東新潟火力発電所第3号系列の建設 ・ 運転状況について

東北電力(株) 山 川 昭

1. はじめに

当社では昭和60年夏季負荷時の供給力を確保するために電源開発を進めており、その一環として東新潟火力発電所第3号系列の建設を計画した。

また当社は国策にも沿った脱石油化の施策を強力に進めており、東新潟地区へのLNGの導入もその主要な方策のひとつである。さらに省エネルギーの観点に立って、高効率プラントの計画、所内動力の節減、熱効率の改善など、一連の対策を実施しているところである。

こうしたことから、電源立地に必要とされる諸条件が整っている東新潟火力発電所に、脱石油、省エネルギーの両面を満足することができるLNGによるコンバインドサイクルプラントを採用することとした。

本プラントの出力は1,090 MWであるが、その半量である545 MWについては昭和59年12月に営業運転を開始し、残りの半量については昭和60年10月に営業運転開始の予定である。

2. 計画のあらまし

(1) 位置

東新潟火力発電所は新潟市の東方約20kmの地点で、昭和42年から造成された新潟東港の一角である聖籠町にあり、昭和52年4月に運開した第1号機600 MW、昭和58年6月に運開した第2号機600 MWに隣接して、第3号系列を建設することとした。

また、東新潟地区にはこの他にも新潟港火力発電所第1号機・第2号機各々350 MW、合計700 MWがあり、当社最大の電源地帯である。

写真1に第3号系列全景図、図1に構内一般平面図を示す。

(2) 経緯

第3号系列は、LNGの特長を最大限に活かすため、ガスタービンと蒸気タービンを組合せたコンバインドサイクルプラント1,090 MW(外気温度15°C)ユニットとすることとし、計画を進めるに当り、三菱重工(株)および三菱電

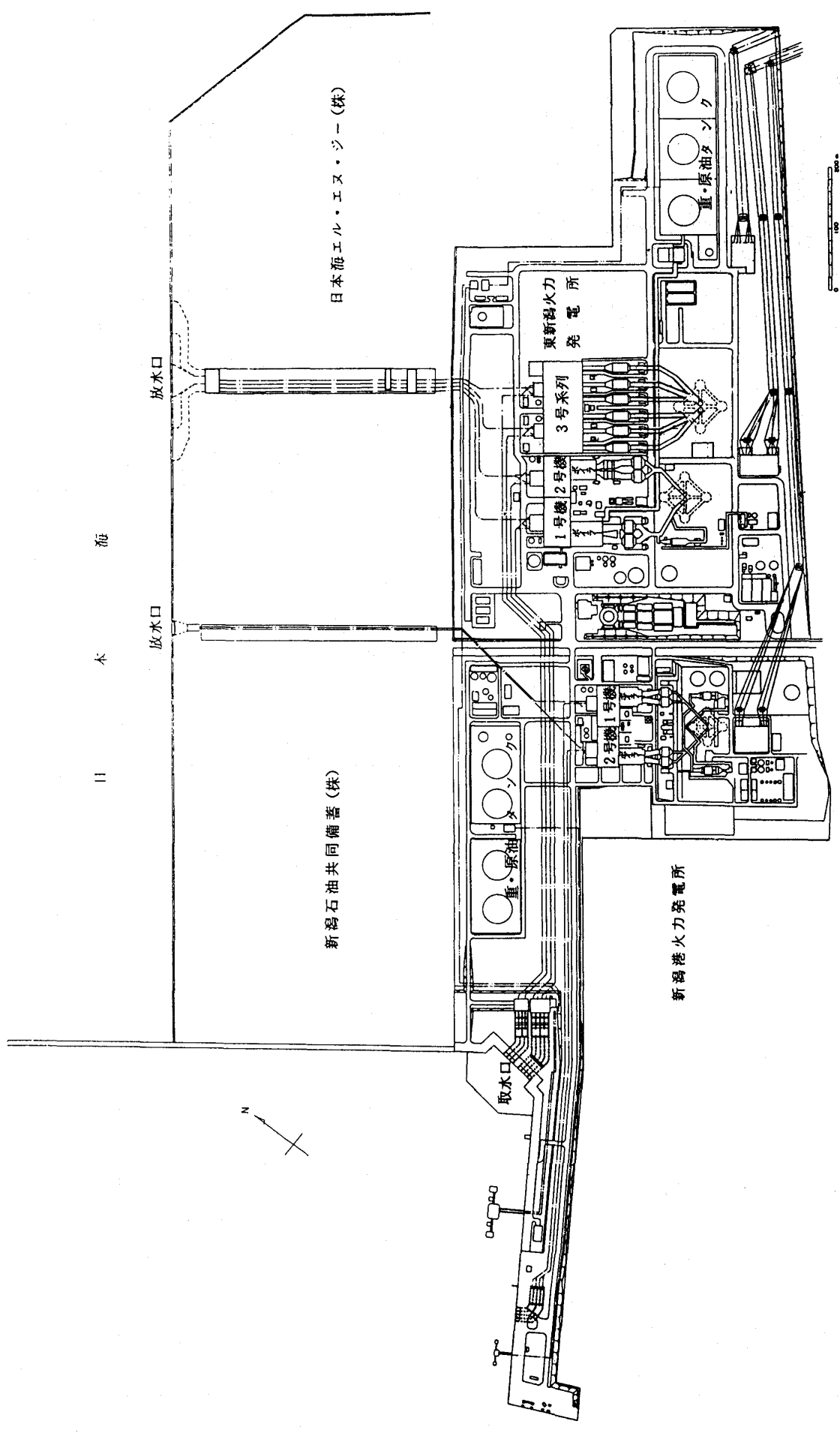


図1 構内一般平面図



写真1 第3号系列全景

機(株)と共同研究を行いコンバインドサイクルプラントとしての性能と信頼性が充分確保できることを確認し建設したもので、主な経緯は次のとおりである。

昭和55年7月；地元に対し建設の申し入れ

昭和56年11月；第86回電源開発調整審議会において電源計画に組み入れ

昭和57年3月；電気事業法第8条許可

昭和57年3月；電気事業法第41条認可

昭和57年3月；着工

昭和59年4月；3-1系列545 MWのガスタービンの試運転開始

昭和59年8月；コンバインドサイクルプラントとしての試運転開始

昭和59年12月；3-1系列が官庁検査に合格し、営業運転開始

昭和60年2月；3-2系列試運転開始

3-2系列については今後試運転を継続し、本年10月に営業運転を開始する予定である。

(3) 燃料

東新潟火力発電所に隣接する日本海エル・エヌ・ジー(株)より、LNGの気化ガスを気化器から配管で直接受入れている。

このLNGはインドネシアのプルタミナ石油公社から輸入している。

3. 設備の概要

表1に主要機器の諸元を示す。

表1 主要機器の諸元

(1) ガスタービン	6 台	(4) 発電機	
種類	一軸開放サイクル形	a. ガスタービン用発電機	6 台
出力	133,000 kw (外気温度15°C時 118,000 kw)	種類	交流同期発電機
入口圧力	13.5 kg/cm ²	容量	148,000 KVA
入口温度	1,154°C (常用)	電圧	15 KV
回転数	3,000 rpm	相数	3 相
(2) 排ガスボイラ	6 台	周波数	50 Hz
種類	排熱回収複圧式	回転数	3,000 rpm
蒸発量(高圧)	194 t/h	b. 蒸気タービン用発電機	2 台
(低圧)	57 t/h	種類	交流同期発電機
出口圧力(高圧)	68 kg/cm ²	容量	218,000 KVA
(低圧)	6 kg/cm ²	電圧	15 KV
出口温度(高圧)	505°C	相数	3 相
(低圧)	飽和温度	周波数	50 Hz
(3) 蒸気タービン	2 台	回転数	3,000 rpm
種類	反動くし形2流排気式複圧復水形	(5) 変圧器	2 台
出力	195,500 kw (外気温度15°C時 191,000 kw)	種類	屋外形
入口圧力(高圧)	65 kg/cm ²	容量	652,000 KVA (外気温度-1°C)
(低圧)	5 kg/cm ²	電圧(1次)	14.5 KV
入口温度(高圧)	500°C	(2次)	275 KV
(低圧)	飽和温度	相数	3 相
回転数	3,000 rpm	周波数	50 Hz

(1) システム

図2にシステム構成を示す。LNGの気化ガスは、ガスタービン直結の空気圧縮機で圧縮した空気と混合して燃焼器で燃焼し、この燃焼ガスはガスタービンで仕事をした後、排ガスボイラの高圧部分で高圧蒸気を発生させ、脱硝装置で窒素酸化物を除去した後、低圧部分で低圧蒸気を発生させ給水と熱交換された後、煙突に導かれ大気放出される。

排ガスボイラの高圧部分および低圧部分で発生した蒸気は、各々、蒸気タービンの高圧タービンと低圧タービンで仕事をして復水器に排気される。復水は排ガスボイラの一部である給水予熱器、脱気器に導かれ脱気された後、高圧・低圧給水ポンプで、各々、高圧ボイラ、低圧ボイラに導かれる。

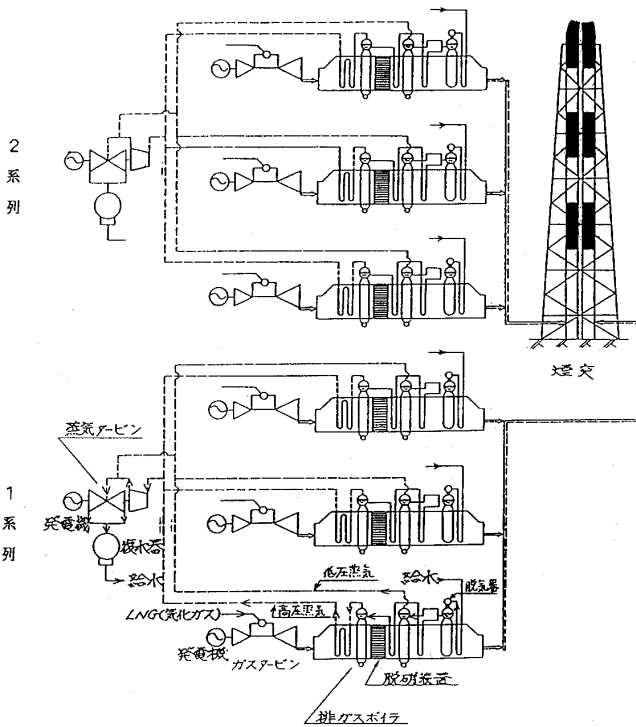


図2 コンバインドプラントのシステム構成

(2) 本設備の特徴

本設備の主な特徴は次のとおりである。

- a. プラント熱効率を上げるため、排熱回収のコンバインドサイクルプラントを採用している。
- b. 図3に示すように、複数台のガスタービンの運転台数を適切に切り替えることにより、

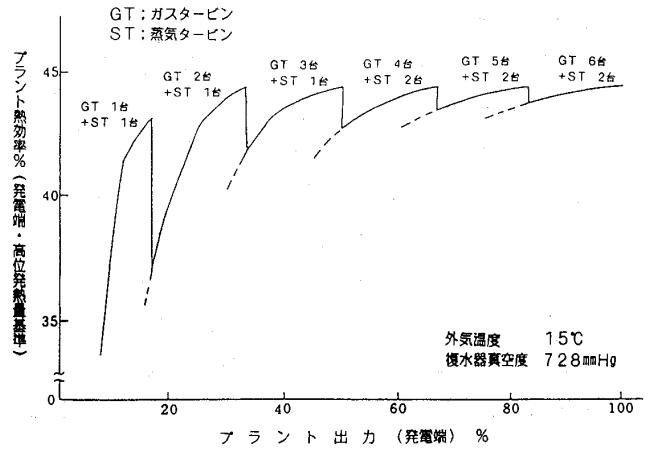


図3 プラント熱効率

定格負荷時と同様に、部分負荷時においても高い効率が得られる。

- c. ガスタービンの熱効率を左右するガスタービン入口ガス温度は、実用化されているガスタービンでは最高クラスの1,154℃である。
- d. ガスタービンの熱効率向上を重視し、燃焼器は水または蒸気を噴射しない低NOxの予混合形燃焼器を新たに開発し導入した。
- e. ガスタービン排ガスの熱エネルギーを有効回収、排ガス損失を少なくするため、排ガスボイラは高圧蒸気と低圧蒸気の2種類の蒸気を発生させる複圧式である。
- f. 蒸気タービンも排ガスボイラに合わせて複圧式とし、排気損失の少ない3,000 rpm用40インチ翼を採用し、熱効率の向上を図っている。
- g. 本プラントはベース供給力として運用する計画であることから、ガスタービンと蒸気タービンの組合せ方式は定格負荷において熱効率の良い多軸型とした。
- h. 環境規制に対処するため、全量脱硝装置を有している。
- i. 補機が少ないため所内動力比率は従来形火力プラントに対して50%程度と低い。
- j. ガスタービン出力が全プラント出力の%を占めるため、温排水量は従来形火力プラントの約80%と少なく、環境保全上有利である。
- k. プラント構成は、ガスタービン、排ガスボイラ、蒸気タービンと、特性の異なる原動機で構成されているため、これらの協調を図り

ながらプラント全体を総合的に制御する階層別機能分散形総合デジタル計算機制御システム方式を導入している。

1. 従来、ボイラの組立は、ボイラを多くの伝熱ブロック（最大重量約90トン）に分けて工場で作製し、それを現地に輸送して組立てるブロック工法が一般的であったが、本プラントではボイラを3つの大きなモジュール（最大重量約840トン）として工場で作製し、これを現地で据付けるモジュール工法を採用した。

これにより、現地溶接点数が減少し、現地据付工期が短縮でき建設費の削減が図られるとともに、工場で作製を行うことにより、品質の向上が図られた。

(3) 配置

図4、図5に機器配置図を示す。

蒸気タービン2台とガスタービン6台は発電所本館内に配置し、さらにガスタービンは1台ごとにエンクロージャで覆い、騒音の発生を防止するとともに危険範囲を極小にしている。

ガスタービンの吸気口は本館屋上としている。また蒸気タービンの操作床は3階とし、ガスタービンの操作床は2階に配置している。

(4) 運転方式

中央給電指令所からの経済負荷配分装置および自動周波数制御装置による運転を行う。

コールド、ウォーム、ホット時の起動方法は、1台目のガスタービンを起動し、その発生蒸気により蒸気タービンを起動し、順次2台目、3

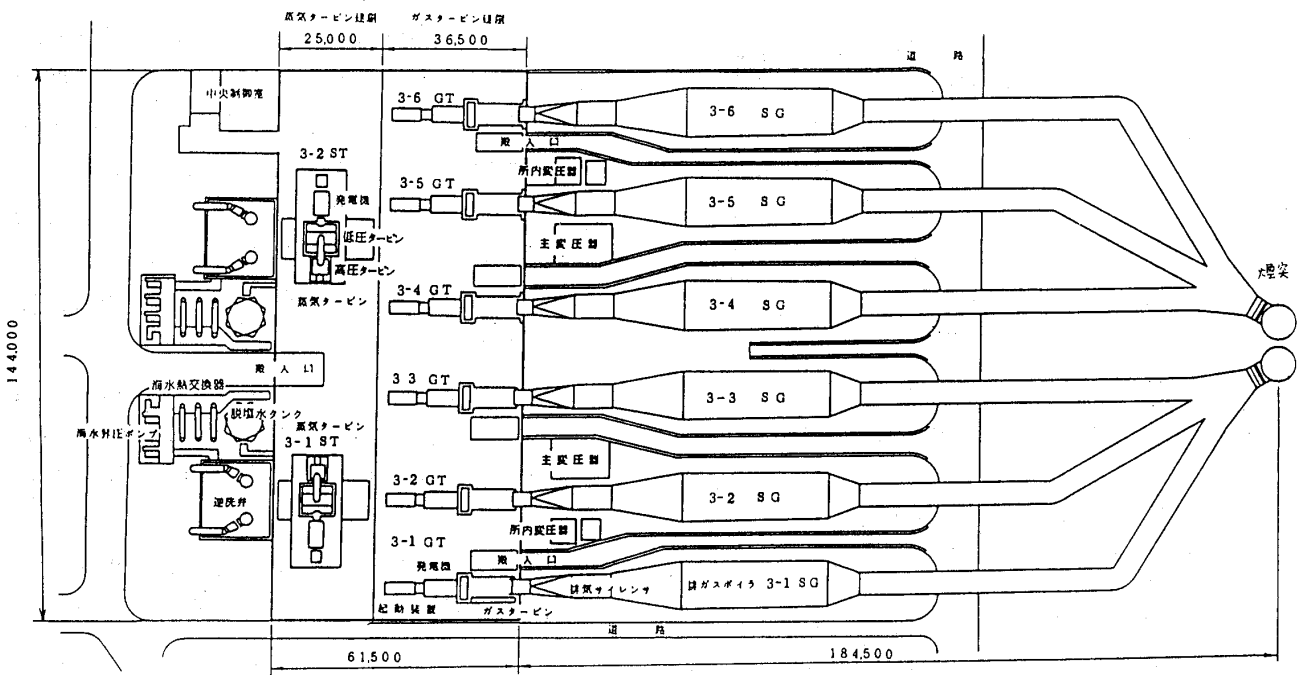


図4 機器配置(平面)

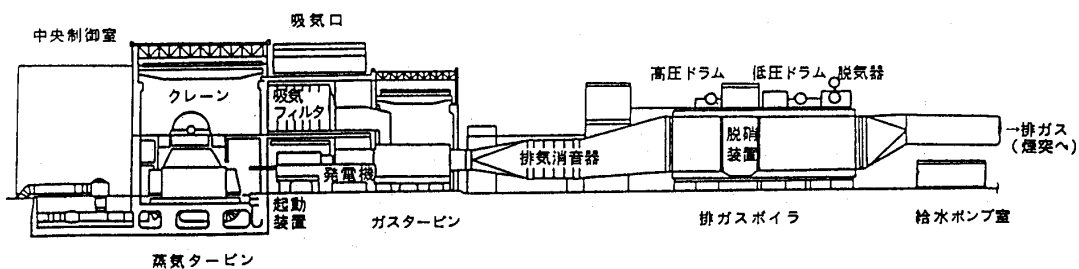


図5 機器配置(側面)

台目のガスタービンを起動する。その後3台のガスタービンを同時に負荷上昇させる。ただしベリ-ホット時の起動方法は、ガスタービン3台を同時起動する。

4. 主要機器の概要

(1) ガスタービン

a. 仕様

ガスタービンの基本仕様を表2に示す。コンバインドサイクルプラントにおいて、その

出力の約2/3を受け持つガスタービンの役割は重要であり、ガスタービンには大容量、高効率かつ高信頼性が要求される。本ガスタービンは開放サイクル、二軸受支持方式の最もシンプルな構造であり、タービンは軸流4段、圧縮機は軸流19段で圧力比が14となっている。

また燃焼器はマルチチャン型18個で構成し、燃焼ガス温度は1,154℃と高温化を図っている。図6にガスタービンの構造図を示す。

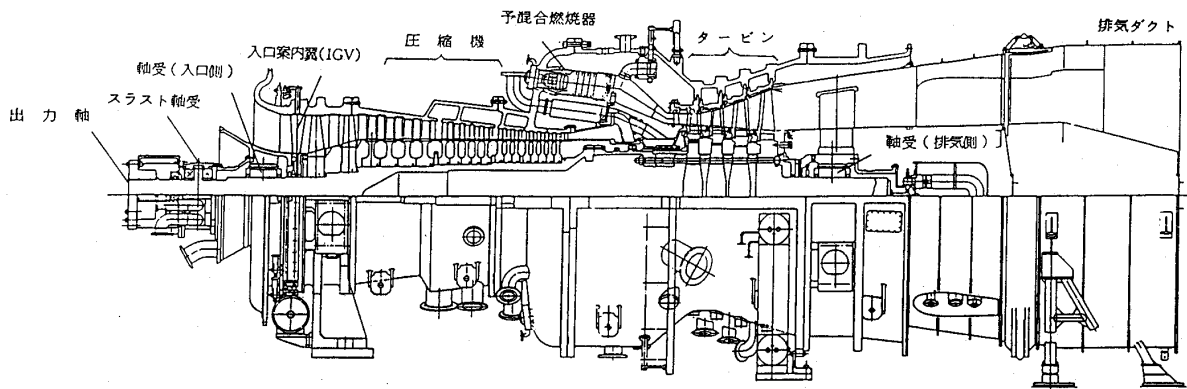


図6 ガスタービン構造図

表2 ガスタービン基本仕様

項目		仕様
圧縮機	段数	19
	圧力比	14
	空気流量 (kg/s)	443
	抽気段数	3
車室構造		水平二分割式
タービン	段数	4
	ガス温度 (°C)	1,154
	強制空冷翼 (静翼)	1.2段
	〃 (動翼)	1.2段
車室構造		水平二分割式
燃焼器	形式×個数	チャン形×18
	点火装置×個数	火花放電式×2
ロータ	形式	二軸受支持方式
	回転数 (rpm)	3,000
	全長 (m)	9.9
	重量(翼を含む) (ton)	5.5

b. 特徴

(a) 圧縮機

- i 起動時における旋回失速域における励振力の発生を防止するため全周スリット形抽気孔を採用している。また旋回失速による振動に対する静翼の強度向上のため、ポークチョップ形静翼テノンを採用するとともに、静翼環シールストリップを箱形内側シュラウド構造としている。
- ii フレッチングコロージョンを防止するため動翼翼根部にコーティングを施工している。

などにより、構造の強化を図っている。

(b) ガスタービン翼冷却

ガスタービンの熱効率の向上を図るためには入口ガス温度を高めることが重要な課題であるが、この課題を達成するために、

- i 第1, 2段静翼にはダブルインサートを採用しインピンジメント冷却を強化するとともに、第1段静翼については翼出口部のピンフィン冷却、また翼表面のフ

ィルム冷却などの冷却機能を付加した。

- ii 第1段動翼については冷却空気孔を増やして冷却を強化するとともに、第2段動翼には新たに冷却空気孔を設け強制冷却翼とした。

などの諸対策を実施し、入口ガス温度を1,154℃に向上させることができた。

(c) ガスタービン第4段動翼の長翼化

燃焼ガスの排気流出損失を軽減するために最終段翼の長翼化は重要な課題であるが、本ガスタービンにおいては最終段翼に翼長538mm動翼を採用し、熱効率の向上を図っている。

(d) 燃焼器

一般に低NOx化対策として、水または蒸気を噴射する方式が実用化されているが、効率の低下をきたすとともに多量の補給水を必要とする。本ガスタービンではこうした欠点を改善するため従来の拡散燃焼方式を改め、水・蒸気噴射によらない予混合燃焼方式を開発導入した。予混合燃焼方式は空気と燃料とを予め予混ノズルで混合した後燃焼器で燃焼させることにより、均一な火炎形成を行いNOxの低減を図るものである。

また、本燃焼器は壁面のフィルム冷却を強化するとともに、内面全域にセラミックコーティングを施し、長寿命化を図っている。図7に燃焼器の断面図を示す。

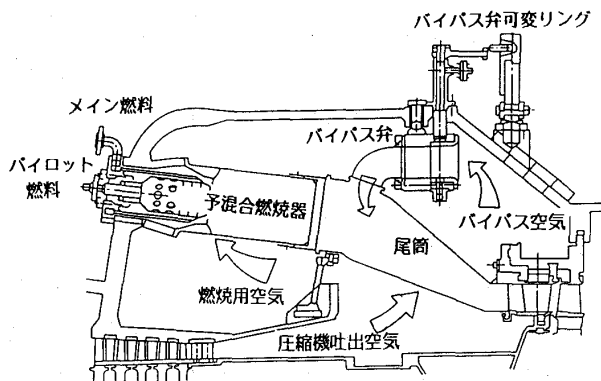


図7 燃焼器断面図

管にはスパイラルフィンチューブを採用し伝熱面のコンパクト化を図っており、高・低圧蒸気の複圧式の採用によりボイラ出口ガス温度を約100℃まで熱回収している。伝熱面配置は排ガスと蒸気・水との流れを対向流形として伝熱効率を高めている。また本ボイラには脱硝装置を組込んでいる。

脱硝装置の仕様は次のとおりである。

計画処理ガス量 ; 1,365,000 Nm³/h

NOx濃度(出口); 15 ppm以下(O₂15%換算)

(3) 蒸気タービン

蒸気タービンは複圧式蒸気タービンであり、排気損失の低減、熱効率の向上を図るため低圧最終段翼に40インチ翼を使用した3,000rpm機として国内初の営業運転機である。

また変圧運転を行うことから調速段を設けず、すべて反動段落で構成し、全周噴射を行うことにより、タービンの内部効率の向上を図っている。構造は高圧車室入口部を2重車室とし、熱応力、歪を軽減している。排気湿り度は10.7%程度となり、従来の火力用蒸気タービンの排気より高くなるので、耐エロージョン対策として、蒸気タービン低圧部湿り域段落の各出口を復水器(排気室)へ連絡したドレン除去穴を設け、強制的な湿分除去を行っている。

さらに、ガスタービンとの協調制御を配慮して、電気油圧式ガバナを使用している。

(4) 電気設備

従来形火力プラントでは、高圧同期方式が多く採用されてきたが、大電流遮断器の開発により本プラントでは主変圧器の低圧側で同期する低圧同期方式を採用し、起動変圧器の省略など所内電気系統構成を単純化している。

(5) 制御設備

図8に制御システム図を示す。

運転特性の異なる数多くの主要機器を制御するというコンバインドサイクルプラントの特質を考慮し、階層別機能分散形総合デジタル計算機制御システム方式を採用した。すなわち、プラント全体の監視・制御を司る上位階層には監視用計算機と協調制御用計算機を設け、各発電ユニットの単独サブグループの下位階層には個別の計算機制御装置を設けた。また、これらの

(2) 排ガスボイラ

本排ガスボイラは自然循環方式であり、伝熱

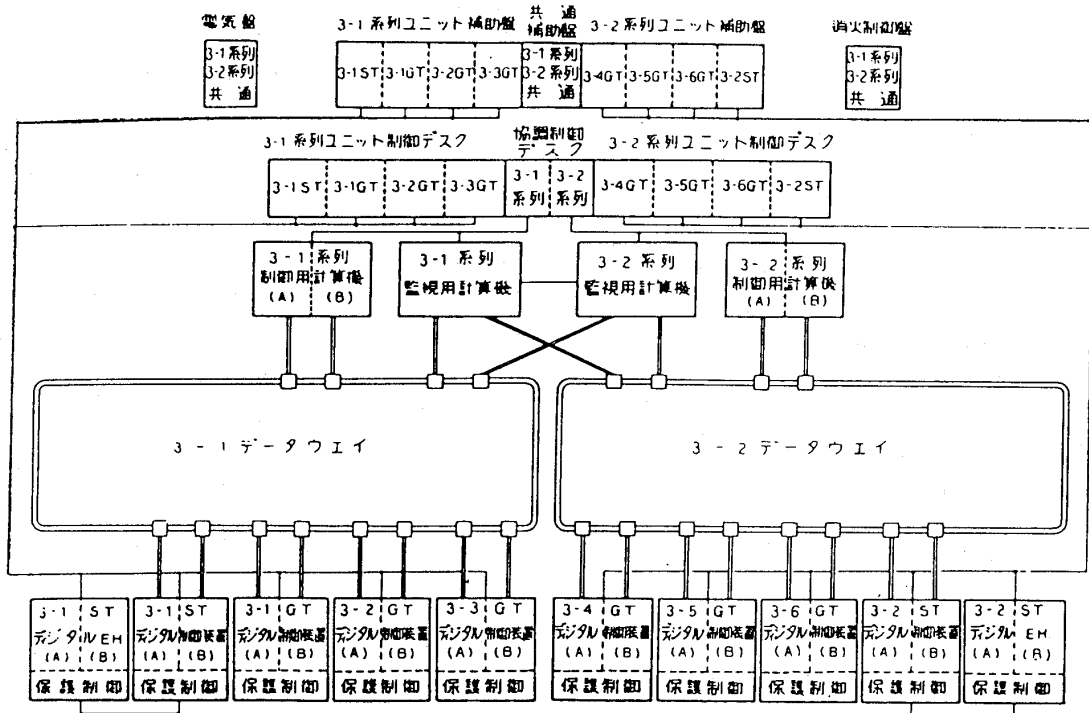


図 8 制御システム図

計算機とサブグループ計算機制御装置間の情報伝達はデータウェイ（同軸ケーブル方式）を採用し、ケーブル量の低減を図った。

5. 建設、試運転および運転状況

東新瀉火力発電所第3号系列は、昭和57年3月16日に着工し、昭和58年4月1日には機器の据付を開始した。

3号系列のうち半量の3-1系列については、59年4月にガスタービンの初起動による試運転の開始、同年8月下旬には蒸気タービンが初併入し、コンバインドサイクルプラントとしての試運転を開始した。

ガスタービンの試運転に際しては、通常の運転監視の他に、特に3-1号がタービンを対象として、約60点の特殊計測を行った。これは、ガスタービンの性能確認、高温部品の耐久性および信頼性の確認などを目的として実施したもので、具体的な計測項目として、

(1) 予混合燃焼装置関係

- a. 燃焼器各部メタル温度
- b. 燃焼器の圧力変動
- c. 主要部の応力
- d. NOx 発生量
- e. 未燃炭化水素量

(2) ガスタービン関係

- a. 第1段静翼メタル温度
- b. 動翼先端間隙
- c. ローターと車室との伸び差
- d. 車室温度
- e. 各冷却システムの供給冷却空気量
- f. 排気ダクトの応力
- g. 排気サイレンサーの応力

などを計測の結果、機械的強度、性能などが計画値を満足し、かつ十分な信頼性を有していることを確認した。計測項目のうち、パイロット燃焼器のメタル温度は許容値800℃に対して最大700℃、また、ガスタービン第1段静翼メタル温度は許容値930℃に対して最大850℃となっており、十分な裕度があることを確認した。

3-1系列はその後順調に試運転を継続し、昭和59年12月21日、国の検査に合格し、1,090 MWのうち半量の545 MWが営業運転を開始した。図9にホット通常起動の例を示す。また営業運転開始から本年3月末日までの運転実績を表3に示す。

営業運転開始以降は当社のベース供給力として高い利用率で運転されており、プラント熱効率も従来火力プラントより約4%高い44%台を達成している。また、所内動力も1.2%と従来形火力プ

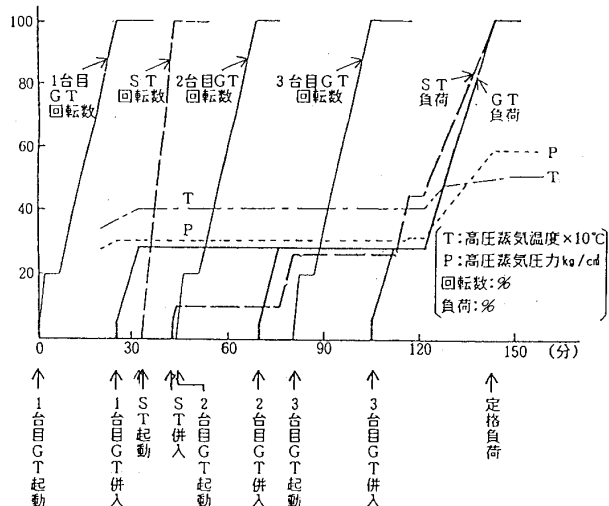


図9 起動曲線 (ホット通常起動の例)

ラントの約半分となっている。

3-2系列は本年2月からガスタービン起動による試運転を開始し、3月下旬には蒸気タービンを初併入し、コンバインドサイクルプラントとしての試運転を開始している。今後試運転を継続し、

表3 3-1系列営業運転実績 (昭和59年12月21日～昭和60年3月31日)

	59年 12月	60年 1月	60年 2月	60年 3月	計
利用率 (%)平均	99.0	99.2	97.2	92.0	96.4
発電端熱 効率(%) 平均	44.2	44.3	44.2	44.2	44.2
所内率 (%)平均	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2

本年10月には営業運転を開始する予定である。

6. おわりに

東新潟火力発電所第3号系列は、随所に新技術を採用した国産技術による大容量高効率コンバインドサイクルプラントであり、今後、信頼性の確保と高効率運転の維持向上に努め、電力の安定供給を果していきたい。

東京電力富津1, 2号系列の建設状況について

東京電力(株) 中村 公

1. はじめに

東京電力が現在、千葉県房総半島の西側、東京湾に面した富津にて建設を進めている富津火力発電所は、同一構内にLNGの受入れ、貯蔵および気化設備から成るLNG設備を併せもった、発電規模200万kWのLNG専焼、超大型コンバインドサイクル発電プラントである。

現在、1号系列(100万kW)については発電機器類の据付作業がほぼ50%程度完了しており、本年4月より補機類の試運転を開始、9月末には第1軸ガスタービンの点火、発電試運転を開始し、来年60年11月の系列運開を予定している。また2号系列(100万kW)についても1号系列より1年遅れで発電機据付作業を進めており、昭和63年11月に系列運開を予定している。尚、LNG設備

についても、本年9月のLNG第1船入船にむけて併せて建設工事を進めている。

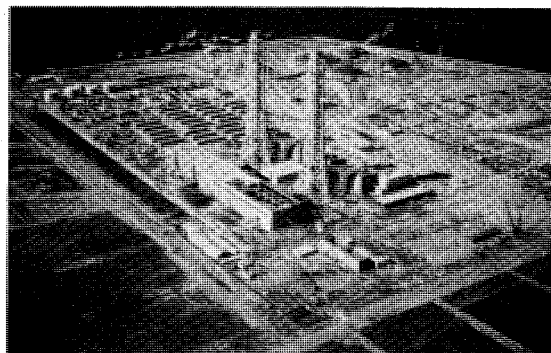


写真1 富津火力発電所全景 (60年2月現在)

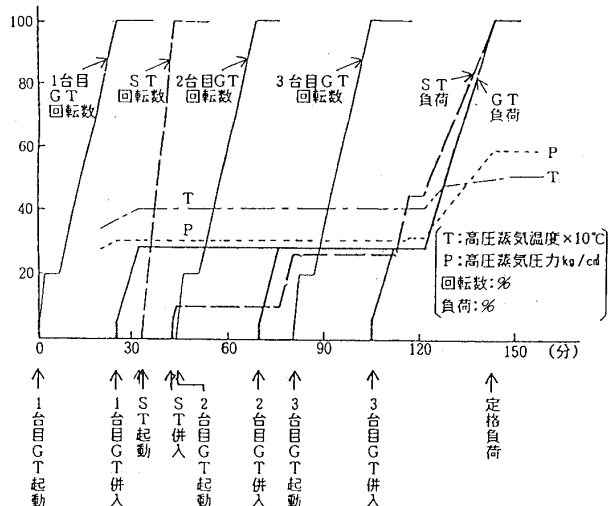


図9 起動曲線 (ホット通常起動の例)

ラントの約半分となっている。

3-2系列は本年2月からガスタービン起動による試運転を開始し、3月下旬には蒸気タービンを初併入し、コンバインドサイクルプラントとしての試運転を開始している。今後試運転を継続し、

表3 3-1系列営業運転実績 (昭和59年12月21日～昭和60年3月31日)

	59年 12月	60年 1月	60年 2月	60年 3月	計
利用率 (%)平均	99.0	99.2	97.2	92.0	96.4
発電端熱 効率(%) 平均	44.2	44.3	44.2	44.2	44.2
所内率 (%)平均	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2

本年10月には営業運転を開始する予定である。

6. おわりに

東新潟火力発電所第3号系列は、随所に新技術を採用した国産技術による大容量高効率コンバインドサイクルプラントであり、今後、信頼性の確保と高効率運転の維持向上に努め、電力の安定供給を果していきたい。

東京電力富津1, 2号系列の建設状況について

東京電力(株) 中村 公

1. はじめに

東京電力が現在、千葉県房総半島の西側、東京湾に面した富津にて建設を進めている富津火力発電所は、同一構内にLNGの受入れ、貯蔵および気化設備から成るLNG設備を併せもった、発電規模200万kWのLNG専焼、超大型コンバインドサイクル発電プラントである。

現在、1号系列(100万kW)については発電機器類の据付作業がほぼ50%程度完了しており、本年4月より補機類の試運転を開始、9月末には第1軸ガスタービンの点火、発電試運転を開始し、来年60年11月の系列運開を予定している。また2号系列(100万kW)についても1号系列より1年遅れで発電機据付作業を進めており、昭和63年11月に系列運開を予定している。尚、LNG設備

についても、本年9月のLNG第1船入船にむけて併せて建設工事を進めている。

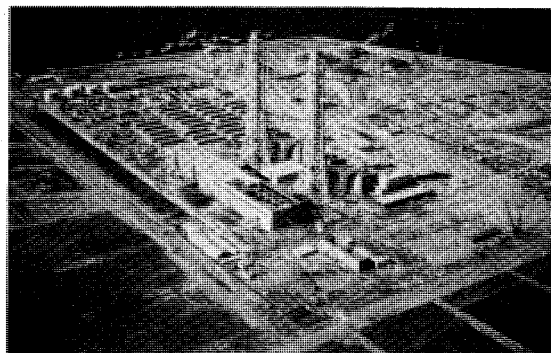


写真1 富津火力発電所全景 (60年2月現在)

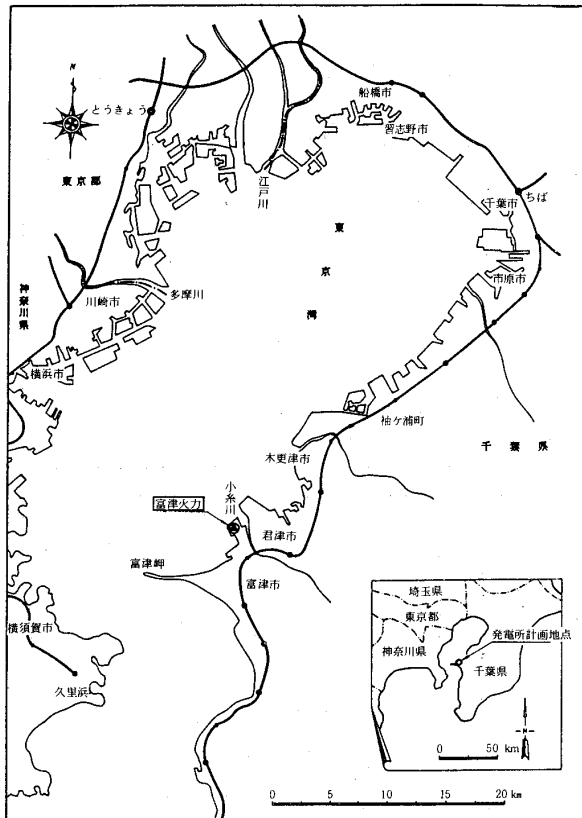


図1 富津火力発電所位置

2. コンバインドサイクル発電の導入

富津火力は、昭和38年に「木更津南部火力」として計画されたものである。当初計画では開発規模を400万kWとしていたが、オイルショック、経済の低成長化等の曲折を経ながら、現在は200万kWに半減している。

当初計画では、単機容量100万kW、2基であった。しかしながら、オイルショックを契機とした省エネルギー、省資源、燃料の多様化および原子力、火力、水力による電源構成のベストミックス形成等、諸条件の変化もあり、次の観点から計画の再検討を行なった。

- ① 貴重な燃料であるLNGを使用することからより一層高い発電熱効率を得る。
- ② 需給調整能力の拡大ということから、より一層大巾な負荷調整能力および頻繁かつ迅速な起動停止を可能とする。
- ③ 東京湾内火力として、要請される環境規制条件に対し十分対応できる。

以上について検討した結果

- ① 近年負荷調整能力等に優れた10万kW級の

比較的高効率なガスタービンが開発、実用化され信頼性についても十分期待できると見込まれたこと。

- ② ガスタービンと排熱回収ボイラを組合わせたコンバインドサイクル発電について欧米を中心に本格的実用化が進み、かつまた従来型火力と比較しガスタービンの負荷調整能力を大きくそこなうことなく約一割程度の熱効率向上が期待できること。
- ③ ガスタービンから発生するNO_xについても、ガスタービン燃焼器への蒸気噴射および脱硝装置による全量脱硝を併用することにより、環境規制条件を満足できる見通しを得られたこと。

よりコンバインドサイクル発電プラントの導入に踏みきった。尚、主要機器メーカーとしては、ガスタービンの製作実績およびコンバインドサイクル発電プラント主要機器納入実績の点から、世界的にも豊富な経験を有するGE社を採用した。コンバインドサイクル発電を構成する主要機器類については、システムが簡単で負荷変化、起動停止および部分負荷効率といった中間負荷火力的な運用性能に優れた1軸型排熱回収式を採用した。この一軸型排熱回収式の採用により、運用性能に加えて、定期点検についても、年間を通じて順次1軸ずつ単独に行なうことを計画できるようになり、系列当たりの出力についても年間を通じて定格出力に近い出力を得ることおよび定期点検作業をも効率的に行なえるメリットも期待できる。

3. 発電所の計画と建設状況

3-1 建設工程 コンバインドサイクル発電所の総合工程を表1に示す。昭和57年の着工以来、順調に建設工事を進めてきている。尚、工事着工に至る迄の主要経緯は次のとおりである。

53年8月	千葉県と土地分譲協定締結
55年9月	環境影響評価書提出
55年12月	電源開発調整審議会にて計画決定
56年2月	富津火力建設準備事務所発足
56年10月	電気工作物変更許可
56年12月	富津火力建設所発足
57年1月	県、市と建設協定締結
57年3月	1号系列電気工作物計画認可
57年4月	2号系列電気工作物計画認可

表 1 富津火力総合工程表

項目	年		57		58		59		60		61		62		63		
	6	12	6	12	6	12	6	12	6	12	6	12	6	12	6	12	
大工程	1号系列	▽57/11着工				▽58/11着工				▽60/4通水▽60/10並列				▽61/11運開			
	2号系列	▽57/4着工				▽60/9LNG第1船				▽62/6通水▽62/11並列				63/11運開			
	LNG設備	▽57/4着工				▽60/9LNG第1船											
発電設備	1号系列																
	2号系列																
LNG設備	#1,2 LNG貯槽																
	#3,4 LNG貯槽																
	LNGベース付帯設備																

3-2 構内配置 発電所構内配置を図2に示す。構内北側にLNG地下式貯槽，気化設備等の燃料関係設備を配し，その西側にLNG受入設備として13万㎡級バース（水深14m）を，構内の南側にコンバインドサイクル発電設備を配している。

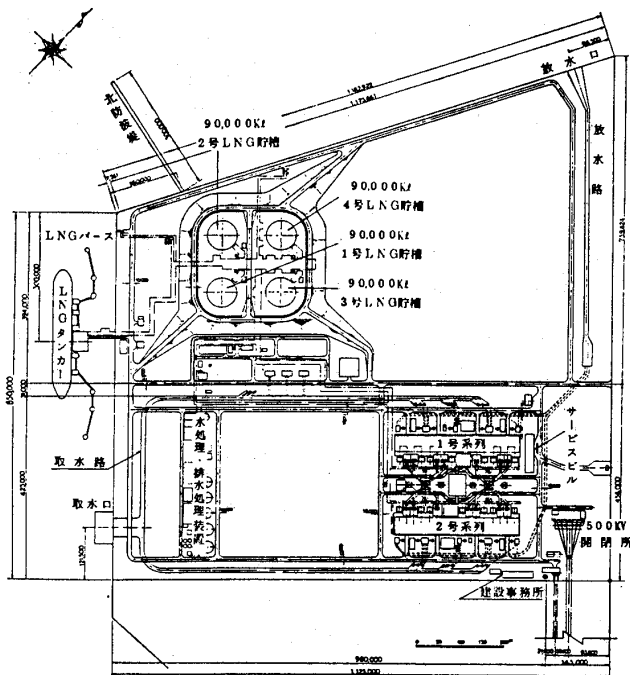


図2 富津火力発電所構内配置

3-3 本館建屋 本館建屋の断面を図3に示す。ガスタービン，蒸気タービン，発電機等の

主機は1階面に据付けている。蒸気タービン，復水器廻りの蒸気管等の諸配管類および蒸気タービン用潤滑油タンク等については一階床下に設けた地下室内に設置している。天井クレーンは，定期点検作業のオーバーラップ等を考慮し2台設置している。クレーン容量は，定期点検時の最大吊り荷重となる蒸気タービンの重量約60tに余裕を加えた65tとした。建屋内の換気については，建屋天井に設置した換気ファンによる強制換気方式を採用し，建屋内の室温を夏期にて40℃以下（外気温度32℃+温度上昇8°）なるよう計画している。尚，ガスタービン廻りの換気については，防音エンクロージャーに設置した換気ファンにより直接ダクトを通じて建屋屋外に排気させている。騒音対策の一環として，建屋内側に防音パネルを取付けかつ外壁材として厚さ約10cmのPC板と排水処理珪酸カルシウム系の剛体多孔質発泡吸音材（厚さ約7cm）を組合わせ一体化したものを使用している。建屋および諸基礎類については埋立地ということから地震による地盤の液状化防止のため，比較的軟弱な層および沖積砂層の上部迄の深さ10~15mの深さまでサンドコンパクションパイル工法による地盤改良を行なった。

3-4 煙突 煙突は，既設火力にて実績のある高さ200mの鋼製鉄塔支持型を採用した。排ガス量は，従来型火力の同容量機と比較し3倍程度に増加することから筒身の径は6.4m（2軸分），

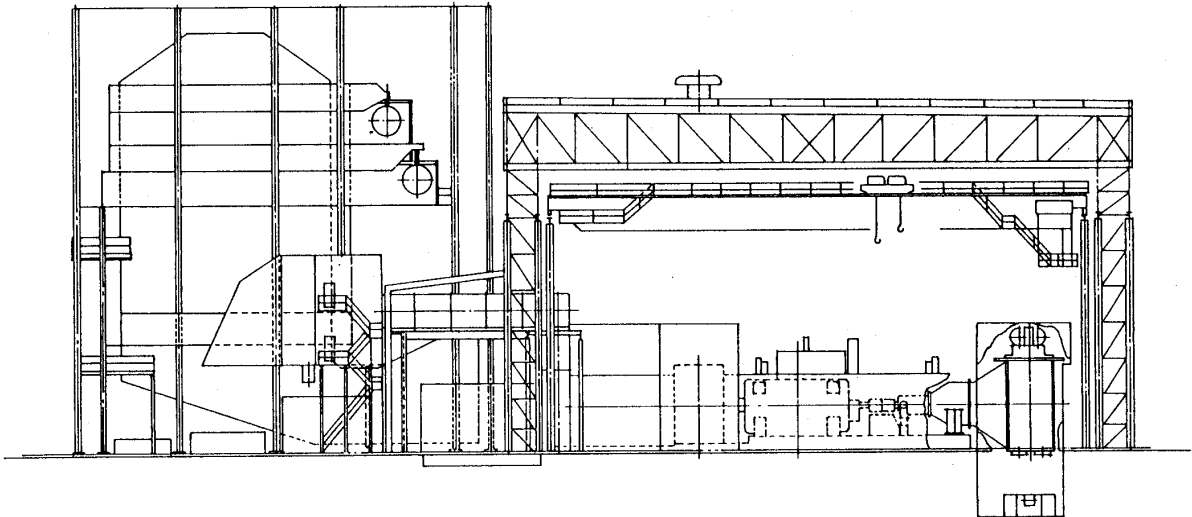


図3 建屋断面

4.9 m (1軸分)を採用している(煙突出口排ガス100℃, 32.9 m/sにて計画)。

3-5 復水器冷却用水路 取水口は、温排

水の再循環の防止および安定した取水の確保を考慮して構内西側に設けている。取水は、年間を通じて安定した低温の海水を取水するためAP-7

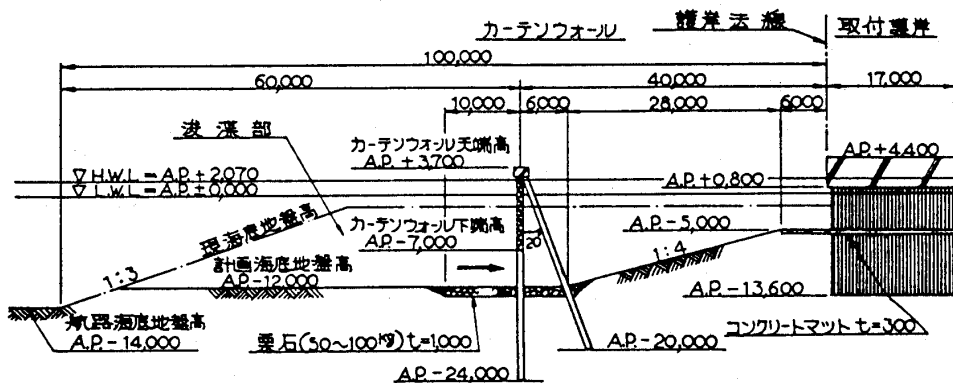


図4 取水口縦断面図

~-12mより取水する深層取水方式(平均流速20 cm/s, 62 m³/s (2系列))を採用している。取水口断面を図4に示す。取水路は系列毎の共通水路とし、保安用水の確保および保守の点より開渠方式を採用した。取水路の標準断面を図5に示す。放水路は、発電所本館周囲では電気、配管諸設備の基礎類と輻輳することから暗渠方式を採用し、それ以外では開渠方式を採用した。放水口は、温排水の再循環防止のため北側護岸に設けた。放流方式としては、温排水の拡散および放水口前面の船舶航行への影響等を考慮して表層放流方式とした。尚、放流平均流速は前面海域の潮流とほぼ同じ40 cm/s以下、取放水温度差は7℃以下にて計画した。

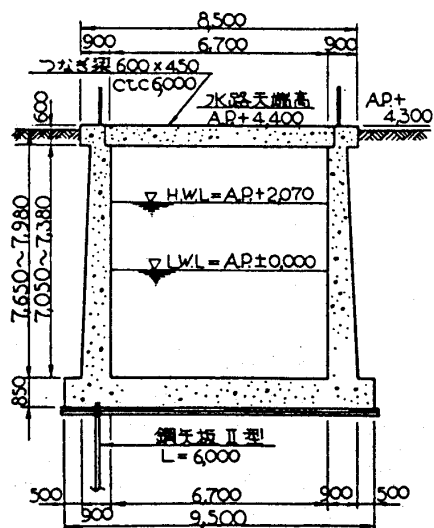


図5 取水路開渠標準断面図

3-6 主要機器 発電設備主要機器の基本諸元を表2に、機器配置を図6に示す。

表2 発電設備主要機器仕様概要

項目	仕様
プラント型式	一軸型排熱回収式コンバインドサイクル
プラント出力	100万KW×2系列
使用燃料	LNG
ガスタービン形式	開放サイクル一軸形
出力	108.800KW*
回転数	3,000r.p.m
圧力比	11.6*
入口ガス温度	1085℃*
空気流量	398kg/s*
排ガス温度	522℃*
蒸気タービン形式	混圧単流排気復水形
ガスタービン及び蒸気タービン合計出力	165.000KW×7軸×2系列
排熱回収ボイラ形式	排熱回収二汽胴式強制循環形
蒸発量	220T/H×7軸×2系列
発電機形式	回転界磁水素冷却式
容量	184,000KVA×2軸×2系列

*はISOベース

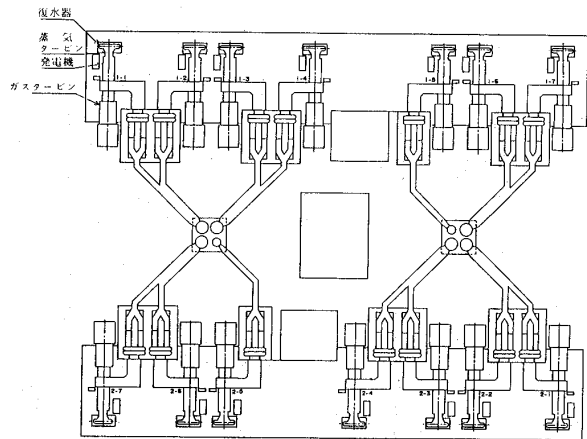


図6 主要機器配置

油タンク等の付属装置より成る補助コンパートメントから構成されている。圧縮機は軸流17段であり、上下2分割、長手方向4分割のケーシングおよびタイボルトにより結合一体化された2本のスタブシャフト、動翼、ホイールから成る圧縮機ロータ等より構成されている。圧縮空気の抽気としては、起動時のサージ防止のための第11段より、軸受の冷却用およびシール用として第5段より、タービンロータホイールとスペーサおよびタービン第1段動翼、2段動翼の冷却用として第16段よりそれぞれ抽気している。また入口案内翼は可変式であり起動時のサージ防止および部分負荷時のガスタービン入口ガス温度を高めるように空気流量を制御しコンバインド発電効率低下を低減させている。タービンは軸流3段衝動式であり、上下2分割のタービンケーシングと排気ケーシング、タイボルトにより結合一体化された2本

a. ガスタービン ガスタービンは、GE社MS 9001 E型と呼ばれる開放単純サイクルヘビーデューティ型であり、第1段動翼入口温度は1085℃である。ガスタービンは圧縮機とタービン等から成るガスタービンコンパートメントと起動用モータ、トルクコンバータ、油ポンプ、油冷却器、

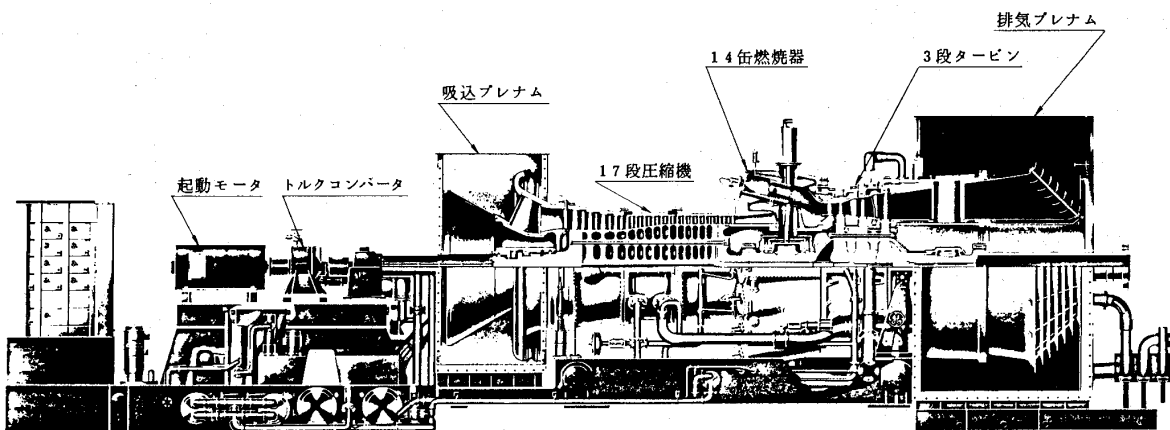


図7 ガスタービン組立断面

のスタブシャフトと3段のホイールと動翼および2ケのスペーサーより成るタービンロータおよび14ケの缶式燃焼器等より構成されている。3段のタービン動翼はニッケル基系合金製の精密鋳造品であり、第1段、2段については内部空気冷却を行なっている。この3段の動翼は軸方向挿入のダフティル植込部によりホイールに植込まれており、動翼有効部と植込部の温度が十分低くなるようシャンクが形成されている。3段のノズルはコバルト基系合金製の精密鋳造品であり、第1段、2段については内部空気冷却を行なっている。燃焼系統は圧縮機出口ケーシング外周に配置された14ケの燃焼器および燃料ノズル、2ケの引上げ式点火器および2ケの紫外線式の火炎検知器より構成されている。燃焼器ライナー（ニッケル基系合金）内面にはセラミックコーティングが施され耐熱性を高めている。NO_x低減のための蒸気噴射は、蒸気タービンからの抽気を燃焼ライナー内に直接噴射させる構造を採用している。ガスタービンコンパートメントおよび補助コンパートメントは、それぞれGE社米国工場にて製作、組立、試運転を

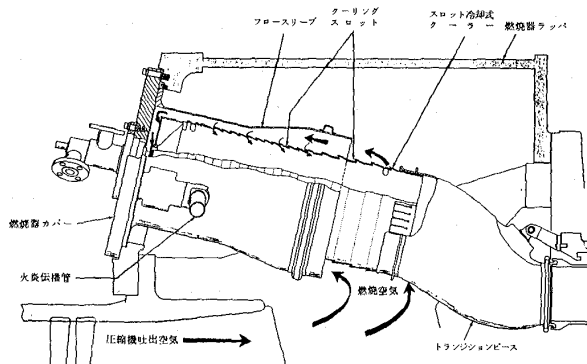


図8 燃焼器断面

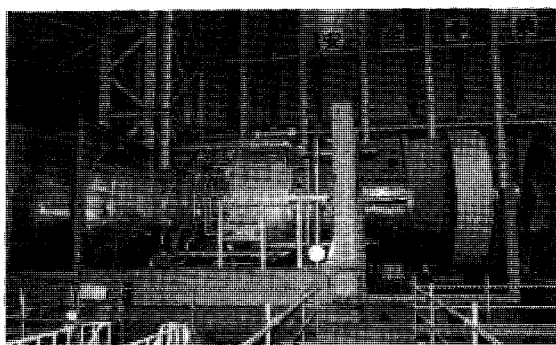


写真2 ガスタービン据付状況

行なった後船積出荷され、富津現地にて据付けている。尚、通産省が実施する現地据付中検査については、工場試運転を実施していることから、米国GE社工場にて開放検査を通産当局の指導、協力の下に実施し現地据付中検査時の機器開放範囲を大巾に省略することが認められた。これにより据付工事の合理化を図ることができた。

b. 蒸気タービン 蒸気タービンは単流、20段衝動式、非再熱混合型であり、ガスタービンと同一軸上に連結されている。断面図を図9に示す。

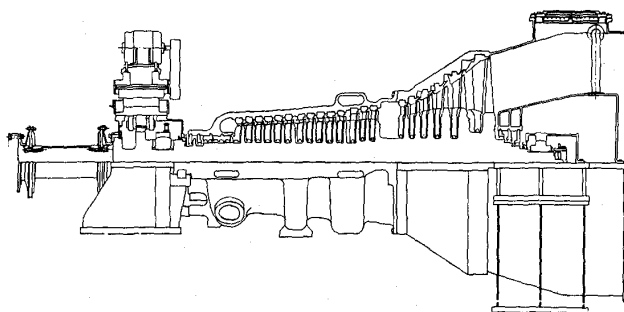


図9 蒸気タービン組立断面

ケーシングは高圧ケーシングと低圧ケーシングから成り、ロータは高圧低圧一体型である。蒸気弁は高圧、低圧共組合わせ蒸気弁を採用しており、通常運転中は双方全周噴射運転を行なっている。ガスタービン蒸気噴射用として第6段より抽気している。低圧ケーシングがフレキシブルサポートにより支えられており、前部軸受台を基点としたケーシング軸方向の熱膨張を、このフレキシブルサポートのたわみにより吸収する構造になっている。また復水器は低圧タービンの後方に設置されており、タービン排気は軸流排気となる。復水器内部には脱気装置が設けられ給水系統に脱気器を設けていない。

c. 発電機 発電機は回転界磁型、水素冷却方式であり、両端にガスタービンと蒸気タービンが直結されている。励磁装置としては、2段昇圧採用により変圧器インピーダンスが若干増加するため、励磁変圧器とサイリスタの組合せによる速応励磁方式を採用しており、更に系統安定化装置を設置し、系統安定度の向上を図っている。

d. 排熱回収ボイラ 排熱回収ボイラの全体図を図10に示す。ボイラ循環方式は複圧式強制循環

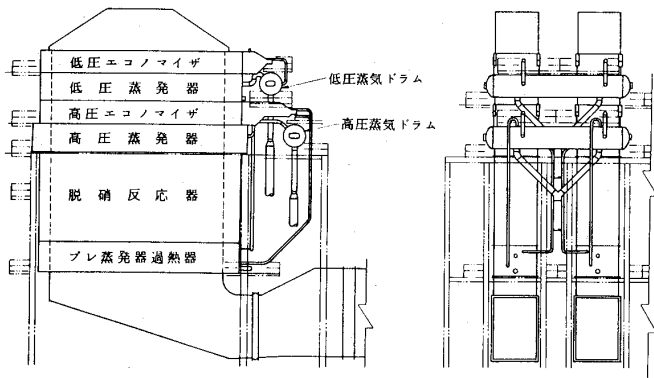


図10 排熱回収ボイラ全体

方式を採用している。熱交換部はプレ蒸発器・過熱器，高圧蒸発器，高圧エコノマイザ，低圧蒸発器，低圧エコノマイザの各箱型モジュールより構成されている。伝熱管としてはフィンチューブを用いている。蒸気ドラムは，低圧，高圧の2本のドラムがあり，低圧ドラムからの飽和蒸気と，高圧ドラムから過熱器を通った過熱蒸気が，蒸気タービンに供給される。脱硝方式は，ハニカム状の触媒を使用した乾式アンモニア接触還元法を採用しており，ガスタービン燃焼器への蒸気噴射と併せて，煙突出口の排ガス中の NO_x 濃度 10 ppm (15% O_2 換算)，70 Nm^3/HR 系列以下を満足できるように計画している。ボイラ全体は各モジュールをフランジ結合することにより構成されており，高圧蒸発器下部コーナ4点を支持架構にて受ける構造である。尚，モジュールの水平長手方向の熱

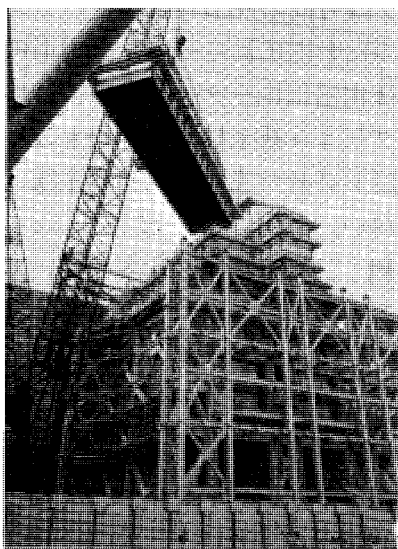


写真3 排熱回収ボイラ据付組立状況

膨張は，煙突側の2本の支持柱がたわむことにより吸収する方式を採用している。

e. 制御装置 制御システムとしては軸単位の制御装置と7軸全体の総合制御を行なう制御装置より構成されている。軸毎の制御装置は，(a)ガスタービン制御装置，(b)蒸気サイクル系制御装置，(c)発電機系制御装置，(d)脱硝制御装置，(e)補機シーケンス制御装置より構成されている。7軸全体総合制御装置は次の機能を有している。(a)出力指令に基づく，系列毎の最適運転軸数の決定，(b)運転経歴を考慮した運転軸最優先順位の決定，(c)事故状況に応じた運転軸と出力分担の決定，(e)系列単位の NO_x 制御，(f)各軸への負荷制御指令。

制御装置間の信号伝達にはデータハイウェーおよびデータリンクを採用している。また，(a)軸毎の運転経歴，(b)性能データ等の運転管理データの一括データ管理を行なう管理用計算機を設置している。

f. 電気系統および系列共通補機

f-① 主要回路構成 軸毎に昇圧変圧器(容量 184 MVA，電圧 14.6 kV/147 kV)を設け，中間電圧に昇圧後，154 kV 母線にて全軸を集合し，系列に1台設置する主変圧器(容量 1100 MVA，電圧 147 kV/525 kV)にて送電電圧に昇圧する2段昇圧方式を採用している。

f-② 所内電源構成 1軸当たりの補機容量が少いことから，系列に1台の所内変圧器(容量 48 MVA/24 MVA \times 2，電圧 147 kV/6.9 kV \times 2)を設け，154 kV より受電する方式を採用した。各軸の補機はA群(1~4軸)，B群(5~7軸)の2グループに分けて，所内電源を2系統としている。154 kV 母線より受電することにより，起動時においても所内変圧器は受電可能であり起動用電源として他より受電することなく起動ができる。尚，発電所の共通負荷電源を得ること，および所内電源のバックアップを考慮し他電源より受電する共通変圧器(容量 48 MVA/24 MVA \times 2，電圧 63 kV/6.9 kV \times 2)1台を設置した。

f-③ 軸受冷却水系統 1軸当たりの補機台数も少なく，冷却水量も少ないことから，系列共通補機として，軸受冷却水ポンプ，軸受冷却水冷却器，軸受冷却水用海水ポンプを各3台(各50%容量)設置し，各軸には共通軸受冷却水母管を通

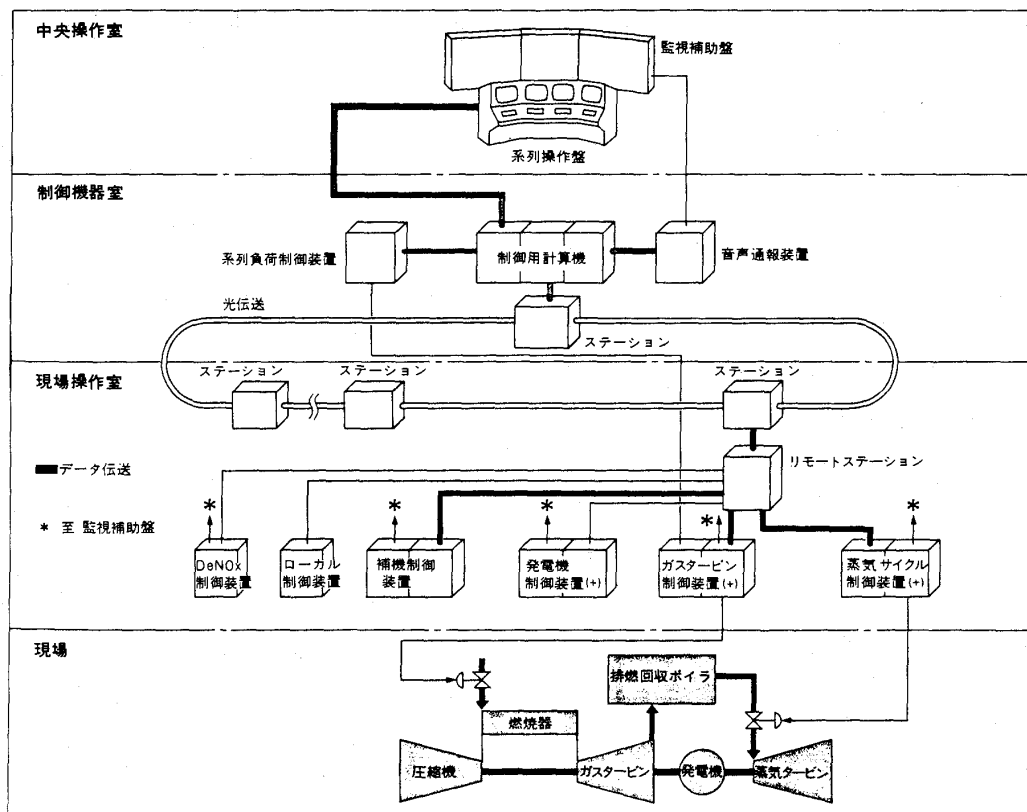


図 11 制御システム構成

じて供給する方式を採用した。

f-④ 制御用空気圧縮機, 所内用空気圧縮機

1軸当たりの所要消費量も少ないことから, 制御用, 所内用空気圧縮機は系列共通補機として各2台(容量100%)設置し, 各軸へは共通母管へ供給する方式を採用した。

4. おわりに

富津火力発電所建設工事の内, コンバインド発電設備の計画, 建設状況について紹介した。

本年9月のLNG第一船入船, これに伴うLNG受け入れ, LNG設備の試運転およびコンバイ

ンド発電設備1号系列の試運転開始等, 建設から試運転に移行する。これら試運転についても, 建設工事と同様, 1歩ずつ着実に歩を進めたいと考えている。

参考文献

- (1) 中村: 火力原子力発電 1982年 Vol.1 No.5
- (2) 平山: 日本ガスタービン学会誌 1983年 Vol. 10-40
- (3) 小島: 電気現場技術 60.2
- (4) 泰他3名: No.188 電力土木 59.1

中部電力四日市火力発電所4号系列の計画概要について

中部電力(株) 三田 敏雄

1. まえがき

二度にわたる石油危機以降、エネルギー源の多様化とともに、資源の有効利用の観点から、各方面で、省エネルギー施策が強力に推進されている。

電気事業においても、様々な部門で、これらの課題に取り組んでいるが、火力発電設備では、熱効率の向上、省エネルギー技術の開発導入を積極的に行っている。

当社においては、運転特性にすぐれた変圧貫流発電プラントの導入、蒸気タービンの改良による熱効率向上対策などを実施してきているが、さらに蒸気条件を向上させた超々臨界圧発電プラントの建設も進めている。

このような背景から、汽力発電にガスタービンを組み合わせ、ガスタービンの排熱を有効に利用することによって、熱効率の大幅な改善が可能なコンバインドサイクル発電プラントを四日市火力発電所4号系列に採用することにした。

以下に、この4号系列の建設計画の概要を紹介する。

熱回収ボイラからなる単機軸を5軸組み合わせる構成される。

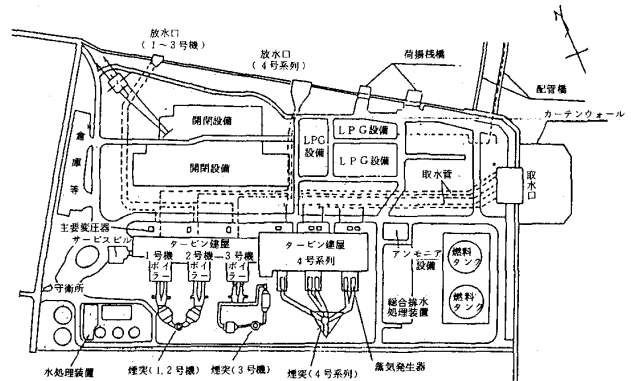


図2 四日市火力発電所配置図

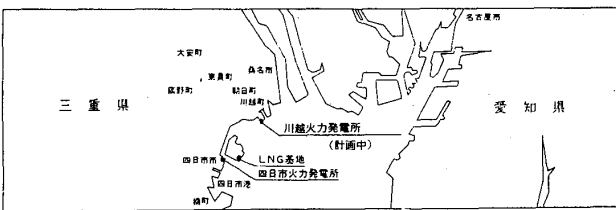


図1 四日市火力発電所位置図

2. 四日市火力発電所の位置

四日市火力発電所は、中京工業地帯をバックにした貿易港である四日市港に面して造成された午起工業地域内に、23万2千平方メートルの敷地を有し、すでに1号機～3号機、各22万kw、合計66万kwの火力発電プラントが操業している。

4号系列は、この1号機～3号機に隣接して設置するもので、ガスタービン、蒸気タービン、排

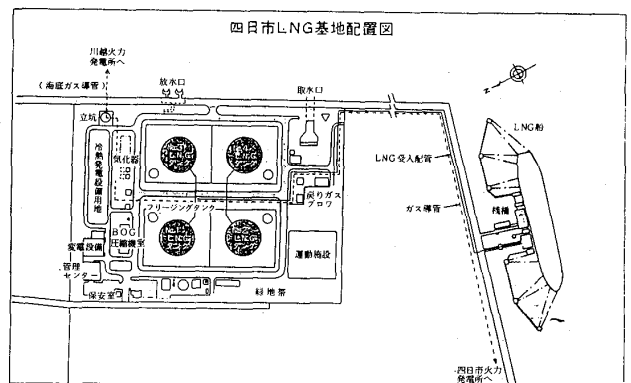


図3 四日市LNG基地配置図

一方、この4号系列の主燃料であるLNG（液化天然ガス）を供給するLNG基地は約250メートルの水路を隔てて新しく埋め立て造成された霞ヶ浦工業地区に建設中である。

この基地は、敷地面積15万1千平方メートルに、LNGタンク（8万kl）4基と気化設備を持ち、約2.1kmのガス導管により四日市火力発電所へ送ガスする。

3. 四日市火力発電所4号系列の概要

(1) 一軸式コンバインドサイクル発電プラントの採用

コンバインドサイクル発電プラントは、種々の発電方式や、機器構成があり、それぞれ異った特徴を有している。

4号系列は、すでに運転している既設火力発電プラントに隣接した狭いスペースに、50万kw級プラントを設置しようとしたこと、ならびに、高効率の中間負荷火力機というニーズから、最適発電方式を検討した結果、配置がコンパクトで運転操作が容易であり、かつ高効率な一軸式排熱回収形コンバインドサイクルプラントを選定した。

また、四日市火力発電所には、既設機建設時に先行設備として22万kw×2基分の海水取水槽を設置しているが、コンバインドサイクルプラントは、一般火力発電プラントに比べて出力当りの蒸気タービンの割合が少ないため、冷却用海水量が少なくすむ、この取水槽が有効に利用できた。

(2) 設備概要

4号系列で採用する一軸式コンバインドサイクル発電プラントは、米国GE社が開発した排熱回

項目	内容	
種類	ガスタービンおよび蒸気タービン (コンバインドサイクル方式)	
出力	560,000 kw 112,000 kw (気温 18℃) × 5 台	
ガスタービン	種類	開放サイクル型
	容量	74,830 kw (気温 18℃) × 5 台
蒸気タービン	種類	単流排気型複圧式
	容量	37,170 kw (気温 18℃) × 5 台
排熱回収ボイラ	種類	排熱回収複圧式
	容量	高圧 145 t/h 低圧 35 t/h } × 5 台
発電機	種類	交流同期発電機
	容量	135,000 kVA × 5 台
主要変圧器	種類	油入屋外形
	容量	135,000 kVA × 5 台
排煙脱硝装置	種類	乾式アンモニア接触還元法
	処理ガス量	全量
煙突	種類	鋼板製3脚集合型
	地表上の高さ	200 m × 1 基

図4 四日市火力発電所4号系列の設備概要

収複圧式で、一軸当りの出力は11万2千kwであり、これを5軸設置し、合計56万kwの発電設備である。

コンバインドサイクル発電プラントは、ガスタービンの特性上、大気温度の変化により出力が増減する。計画では、気温18℃で11万2千kw (1軸当

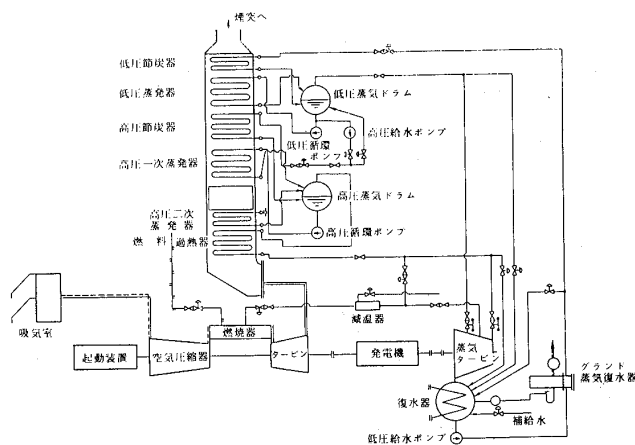


図5 主管系統図

り、定格点)、9℃で11万7千kw (1軸当り)、27℃で10万6千kw (1軸当り)であり、大気温度変化による出力変化率は約10%に及ぶ。

主要設備の概要は、図4のとおりである。

4. 四日市火力4号系列コンバインドサイクル発電プラント設備の特徴

(1) 高い熱効率

このプラントは、GE社製最新モデルである、MS 7001 E型ガスタービンを使用する。このガスタービンの入口ガス温度は、1085℃で、実用

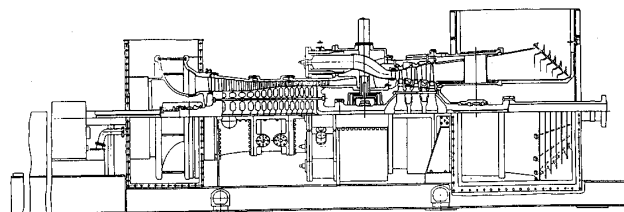


図6 ガスタービン構造図

化されているガスタービンでは最高クラスであり、ガスタービンの単体効率は29%と高い。

さらに、排熱回収ボイラにより高温の排ガスを熱回収する事により、サイクル全体の熱効率は42.5% (発電端) となり、従来形最新鋭火力機に

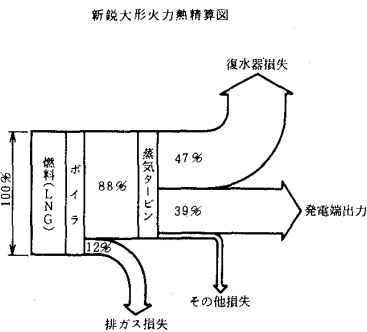
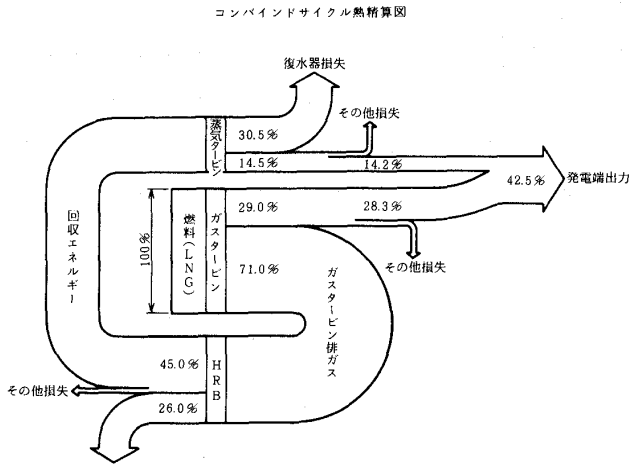


図7 熱精算図

比べて、約2.5%高い熱効率が得られる。

また、前述のとおりこのプラントは、小容量の単機軸を5軸組み合せた構成になっていることから、出力の増減は、これらの単機軸の運転台数を適切に選ぶことが可能であり、部分負荷運転時にも定格出力とほぼ同等の熱効率を維持することができる。したがって、従来形火力機に比べて、部分負荷時の熱効率を向上させることが可能である。

(2) 良好な運用特性

このプラントは、ガスタービンと蒸気タービンの負荷分担割合が2:1で蒸気タービンの割合が低く、また補機台数も少なく系統がシンプルなため、従来形最新鋭火力機に比べて起動時間が短く、所内動力使用量も少ない。

点火から全負荷までの暖機起動(8時間停止後起動)では、1軸あたり、1時間程度であり、従来形機の約2時間半に比べ、大巾に起動時間が短縮できる。

また、負荷変化率は従来形新鋭火力機並の5%/分程度が可能な設計となっている。しかし、ガスタービンは、1,000℃を超える高温ガスで運転されるため、起動、停止、負荷変化にともなう高

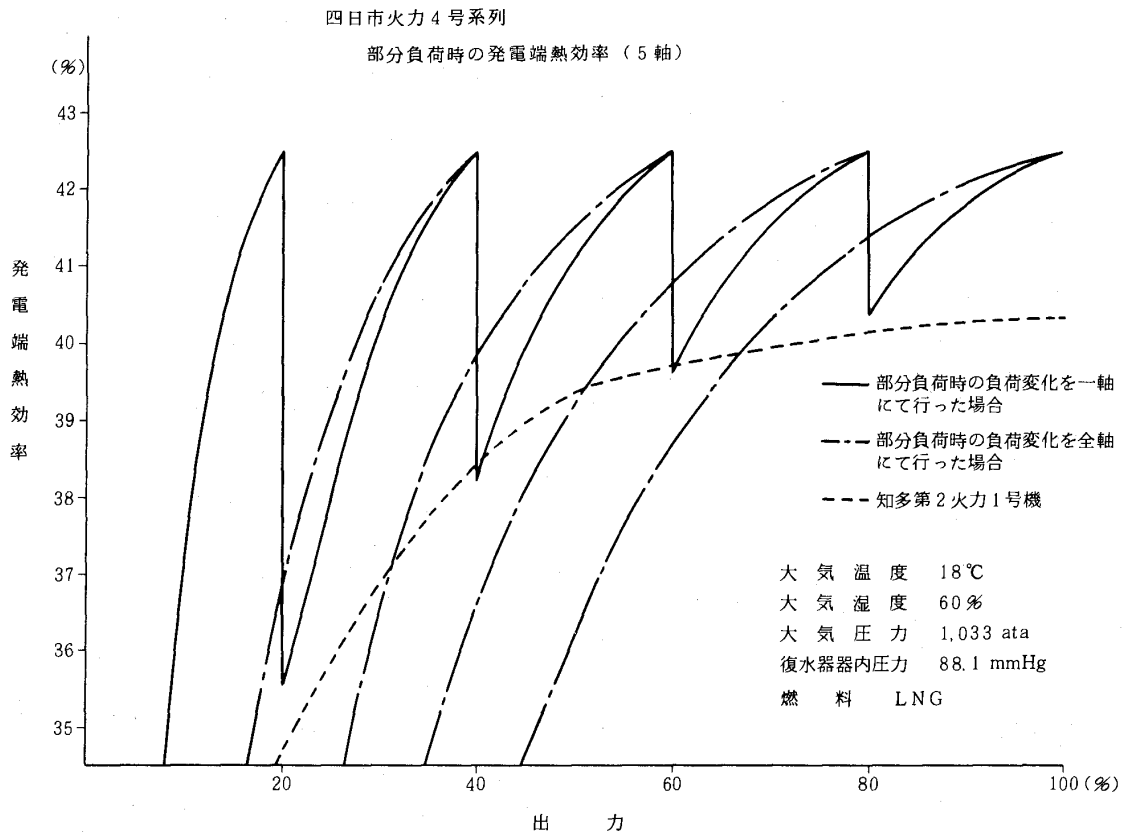


図8 部分負荷効率

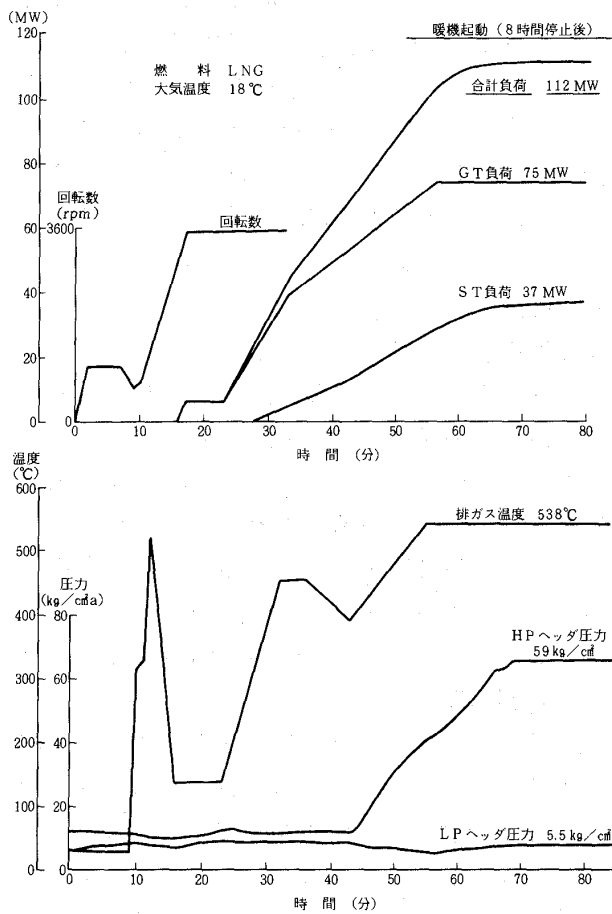


図9 起動特性

温部品の寿命消費が大きいことから、これを極力小さくする運用方法についての検討を進めている。

(3) 万全な環境対策

4号系列用の燃料は、前述のようにクリーンなLNGを使用するため、ばいじんやSO_xの排出はないが、ガスタービンでは多量の燃焼用空気を必要とすること、燃焼温度が高いことからNO_x発生量が従来形機に比べて多い。

このため、NO_x発生量抑制対策として、燃焼ゾーンへ蒸気噴射を行い、燃焼温度を下げ、NO_x発生量の低減を図るとともに、高性能の全量排煙脱硝装置を排熱回収ボイラ部に設置する。これにより排ガス中のNO_x濃度は、従来形火力機と同程度の10 ppm (O₂ = 15%換算)以下にする。

また、騒音対策として、ガスタービン、蒸気タービンを建物内に設置するとともに、排熱回収ボイラに防音壁を設置することにより、敷地境界で60 dB (A)以下の設計とした。

(4) 効率のよい複圧式プラント

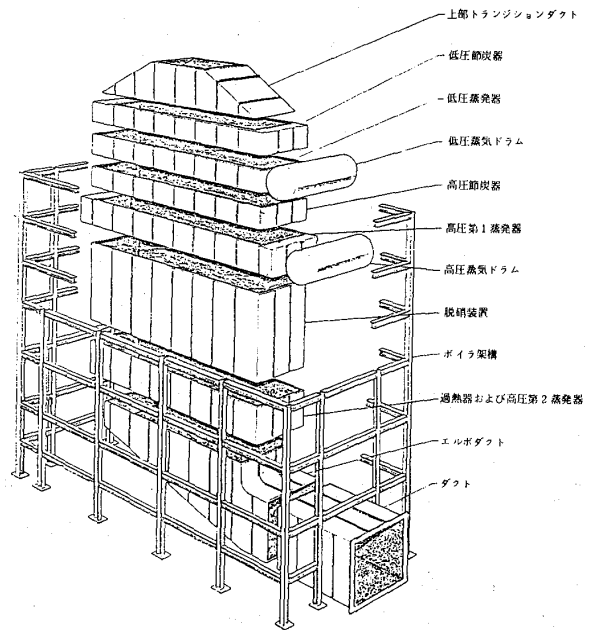


図10 排熱回収ボイラ構成

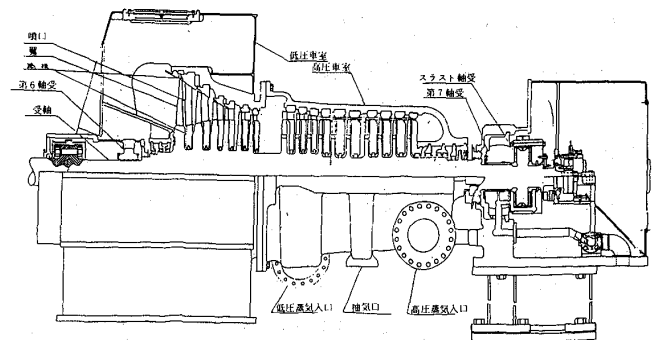


図11 蒸気タービン組立断面図

排熱回収ボイラ出口温度を下げ、排熱回収をできる限り多くすることにより、プラント熱効率の向上を図ることができる。このため、本プラントでは、排熱回収蒸気系統を高圧と低圧に分け、これを、混圧蒸気タービンと結合することにより、排熱回収ボイラ出口ガス温度を、110°Cまで低下させることが可能となった。この方式の採用により、単圧式に比べて高い熱効率が得られる。

(5) 2種類の燃料(LNG, LPG)

4号系列の燃料は、前述したLNG(液化天然ガス)のほかに補完燃料としてLPG(液化石油ガス)を使用する方針であり、5軸中2軸をLP

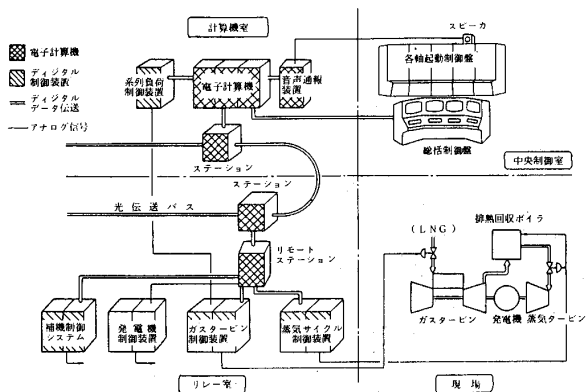


図12 制御システム構成

G 燃焼可能な設備とした。したがって、この2軸は、LNG、LPG両用の燃料が使用できる。

(6) 運転操作の自動化

従来形火力機と異り、5軸構成のために必然的に運転操作量が多いこと、また、的確な起動、停止操作、最良の熱効率を得る運転が必要であり、これらを少人数の発電員で対応するために、運転操作の自動化を図っているが、このプラントの自動化は、次の点で比較的計画しやすい。すなわち①構成機器、システムが簡単であり、操作手順が単一化できる。②ガスタービン等は、制御装置も含めて製作者の標準品が使用されており、確実な運転が期待できる。③燃料にガス体を使用するため、取扱いが容易である。

i) 自動化の基本的な考え方

通常の状態での運転操作量を軽減するため、毎

日または週末ごとの停止状態からの起動、通常負荷運転、および停止の各操作を単機軸ごとに集約した押ボタンスイッチにより行なうことができるようにし、また、多くの情報量への対応・的確な運用判断の示唆等のために、複数のカラーCRTディスプレイ、音声通報装置、監視用ITV等によるマン・マシンシステムの充実を図る。

ii) 制御システム

高性能電子計算機を中心とした階層化システムと、分散形デジタル制御装置の全面的採用により、信頼性、保守性の向上を図っている。

また、5軸構成のために機器が平面的に広範囲に配置され、同時に制御装置との入出力が膨大な量になるが、制御盤を分散配置し、この間を結ぶ光ファイバーケーブルによる高速データバスを導入し、信号ケーブルの輻輳と集中化を防いでいる。

5. おわりに

四日市火力4号系列は、昭和63年7月の営業運転開始を目指し、昭和57年8月から建設工事に着手し、現在順調に工事が進捗している。コンバインドサイクル発電プラントは、高効率で、起動停止が容易であるという火力発電プラントとしてのニーズに最も適した発電プラントの一つと考えられ、今後運転実績を積重ねることにより、ムーンライト計画で開発実証されつつある、高効率ガスタービン等と組合せた次世代の発電プラントへの第1歩としたい。

九州電力新大分発電所第1号系列の計画概要

九州電力(株) 真 鍋 孝

1. 開発経緯

昭和48年の第4次中東戦争に端を発した石油価格の高騰は、その後のエネルギー情勢、産業構造に多大の影響を与えることになり、当社でも原子力、石炭、LNG等の代替エネルギー電源の開発が燃料供給源の分散化とともに基本路線として定

着した。

一方、将来の原子力を主体とした電源構成への移行に伴い、火力機には早期起動、深夜停止の中間負荷機能が強く求められるようになり、昭和58年運開したLNG専焼火力新小倉5号(出力600MW)以降の新增設火力には全てこの設計方針を

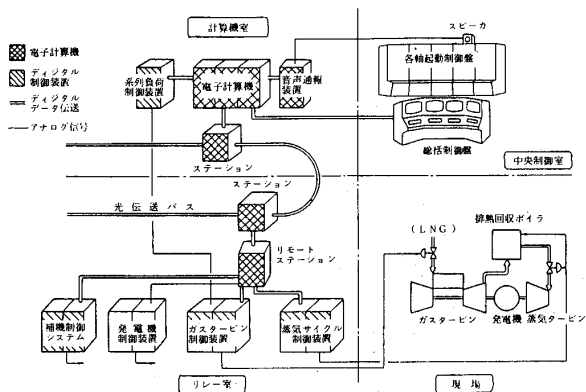


図12 制御システム構成

日または週末ごとの停止状態からの起動，通常負荷運転，および停止の各操作を単機軸ごとに集約した押ボタンスイッチにより行なうことができるようにし，また，多くの情報量への対応・的確な運用判断の示唆等のために，複数のカラーCRTディスプレイ，音声通報装置，監視用ITV等によるマン・マシンシステムの充実を図る。

ii) 制御システム

高性能電子計算機を中心とした階層化システムと，分散形デジタル制御装置の全面的採用により，信頼性，保守性の向上を図っている。

また，5軸構成のために機器が平面的に広範囲に配置され，同時に制御装置との入出力が膨大な量になるが，制御盤を分散配置し，この間を結ぶ光ファイバーケーブルによる高速データバスを導入し，信号ケーブルの輻輳と集中化を防いでいる。

5. おわりに

四日市火力4号系列は，昭和63年7月の営業運転開始を目指し，昭和57年8月から建設工事に着手し，現在順調に工事が進捗している。コンバインドサイクル発電プラントは，高効率で，起動停止が容易であるという火力発電プラントとしてのニーズに最も適した発電プラントの一つと考えられ，今後運転実績を積重ねることにより，ムーンライト計画で開発実証されつつある，高効率ガスタービン等と組合せた次世代の発電プラントへの第1歩としたい。

G 燃焼可能な設備とした。したがって，この2軸は，LNG，LPG両用の燃料が使用できる。

(6) 運転操作の自動化

従来形火力機と異り，5軸構成のために必然的に運転操作量が多いこと，また，的確な起動，停止操作，最良の熱効率を得る運転が必要であり，これらを少人数の発電員で対応するために，運転操作の自動化を図っているが，このプラントの自動化は，次の点で比較的計画しやすい。すなわち①構成機器，システムが簡単であり，操作手順が単一化できる。②ガスタービン等は，制御装置も含めて製作者の標準品が使用されており，確実な運転が期待できる。③燃料にガス体を使用するため，取扱いが容易である。

i) 自動化の基本的な考え方

通常の状態での運転操作量を軽減するため，毎

九州電力新大分発電所第1号系列の計画概要

九州電力(株) 真 鍋 孝

1. 開発経緯

昭和48年の第4次中東戦争に端を発した石油価格の高騰は，その後のエネルギー情勢，産業構造に多大の影響を与えることになり，当社でも原子力，石炭，LNG等の代替エネルギー電源の開発が燃料供給源の分散化とともに基本路線として定

着した。

一方，将来の原子力を主体とした電源構成への移行に伴い，火力機には早期起動，深夜停止の中間負荷機能が強く求められるようになり，昭和58年運開したLNG専焼火力新小倉5号(出力600MW)以降の新增設火力には全てこの設計方針を

反映させることにしている。

新大分発電所は、このような状況下、昭和60年代後半以降のLNG火力として位置づけられ、その計画が進められた。すなわち、負荷調整範囲が広く、部分負荷熱効率も高いこと、高頻度発停が可能なこと、過密工業地帯に立地することから、温排水等環境への影響は極力小さくすること等、多角的視野から検討を行なった。その結果、従来の1ユニット方式の大容量火力とは異なるガスタービンとその排熱を利用する排熱回収ボイラ及び蒸気タービンを組合せた複合発電ユニット6台からなる系列システムを採用することにした。

発電所計画地点は、別府湾沿の大分臨界工業地帯の一画に位置し、用地は大分新産都第2期計画の一環として県により埋立造成され、前面海域はLNG船の航行可能な大分港港湾区域であり、LNG火力の立地に有利な条件を備えている。用地面積は43.9万㎡である。

当社は、本地点において昭和60年1月電気事業法8条に基づく電気工作物変更許可、同年2月同法41条に基づく工事計画認可を経て、同月着工、現在建設中である。

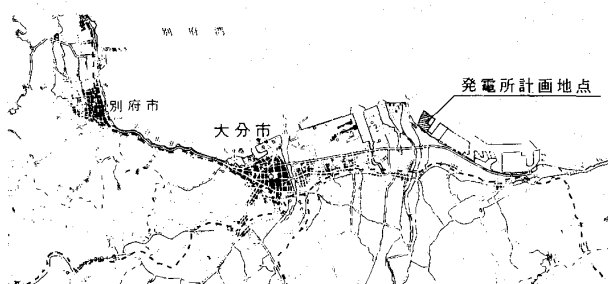
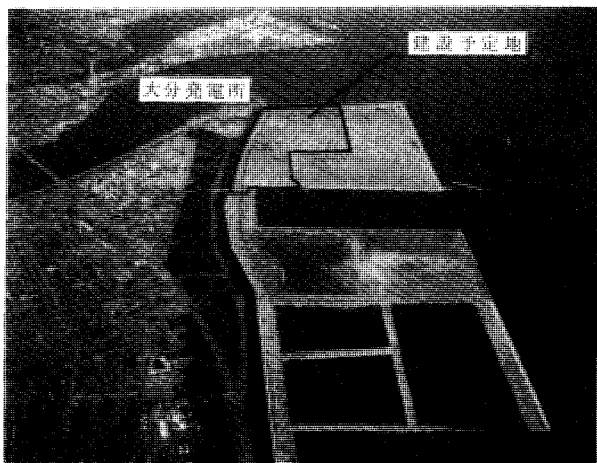


図1 発電所設置位置

2. 発電所全般の概要

2-1 認可出力の選定 排熱回収型の複合発電方式には1軸型と多軸型があるが、中間負荷火力としての機能に優れた1軸型を選定した。

ガスタービンプラントは大気温度により出力が大幅に変化するので、認可出力の選定には苦心するところであるが、当社の場合、軸出力、系列出力とも大分地区冬期ピーク時間帯平均温度7℃を選定、ガスタービンにはGE系60Hz機の最大、最新鋭機を採用することにより1軸115MWとし、系列出力は当社大容量火力なみとすることで、1系列6軸、系列出力690MWとした。

2-2 レイアウト 機器配置図を図2に示す。従来火力ではオペレーティングフロアは3階面であるが、本プラントでは設備の簡素化と配置の合理化により2階面とした。また、タービン室スパンは、ガスタービン-発電機-蒸気タービンが1軸に配列されるため、従来火力より20m程度広がっている。

2-3 空気及び排ガス系統 ガスタービンの空気は屋外から吸気サイレンサーを通じて圧縮機に導き、排ガスは排熱回収ボイラ(HRSG)で熱交換したあと2軸1組となって集合煙突から排出される。

2-4 燃料ガス系統 ガスタービンの燃料は隣接する大分LNG基地会社よりガス化されたLNGをパイプラインで受入れる。

2-5 給水、蒸気系統 復水は低圧給水ポンプで低圧節炭器を通して低圧ドラムに給水するが、一部は高圧給水ポンプで高圧節炭器を経て高圧ドラムへ導く。缶水は自然循環により加熱され、高圧側は過熱器を経て高低圧それぞれ蒸気タービンに通気する。

本プラントでは設備簡素化の方針から、給水加熱器、脱気器、及び予備機を置かないが、軸冷水ポンプ等の系列共通の補機には従来どおり予備機を設置する。

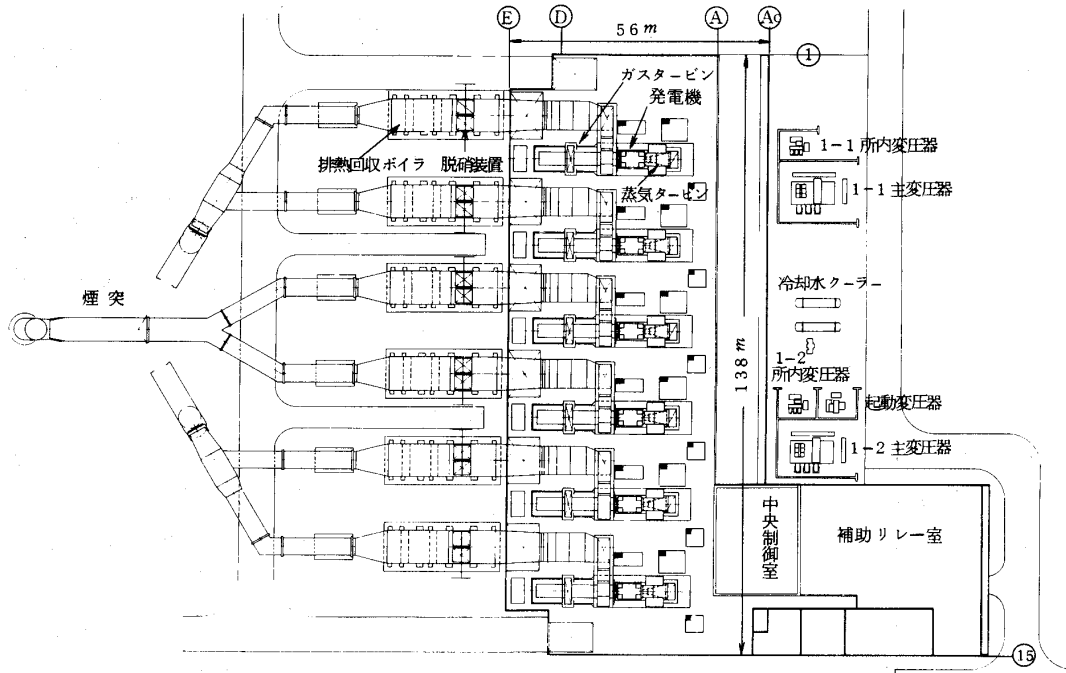


図2 機器配置図(1, 2階面)

3. 主要設備概要

各設備の主要仕様を表1に示し、以下その概要を紹介する。

表1 各設備の主要仕様

複合発電プラント	
プラント型式	1軸型排熱回収式
出力	690 MW (115 MW × 6軸: 外気7℃)
使用燃料	LNG
ガスタービン	
型式	開放サイクル1軸型
出力	76.3 MW × 6台 (外気7℃)
タービン入口ガス温度	1085℃
圧縮比	約12
段数	圧縮機: 17段, タービン: 3段
強制冷却翼	第1, 2段動静翼
燃焼器	スロット冷却マルチノズル型
排熱回収ボイラ	
型式	排熱回収二汽胴式自然循環形
蒸発量	151.2 t/h × 6台
伝熱面積	64,900 m ²
排煙脱硝装置	
方式	乾式アンモニア接触還元法
出口NOx濃度	15 ppm
蒸気タービン	
型式	混圧単流排気式復水形
出力	38.7 MW × 6台 (外気7℃)
入口圧力	高压: 57.8 atg 低压: 5.3 atg
入口温度	高压: 514℃ 低压: 160℃
発電機	
型式	横置円筒回転界磁形
容量	128 MVA × 6台 (力率0.9)

3-1 ガスタービン 本プラントで採用するガスタービン(MS-7001E型)の概略構造を図3に示す。タービン静翼にはCo基合金, 動翼にはNi基合金を使用するとともに, 第1, 2段動静翼は強制空冷翼とすることによって, 翼のメタル温度は図4に示すように安全な温度まで低下している。また, 3軸受方式の採用により, 軸受中心間距離が短縮され, 必要なロータ剛性が軽減されている。これに伴い, 第2軸受がケーシング中央部の高温域に位置することになるが, 図5に示すように2重シール方式と内側ハウジングの冷却により安全性を確保している。

燃焼器は, 従来の標準型燃焼器にかえて新たに開発された乾式の低NOx燃焼器を採用する。乾式とすることで, 耐久性の向上, 熱効率の向上および工業用水の節減等のメリットがある。図6にその概要図を示すが, 基本原理は次のとおり。

① 稀薄燃焼を確保するため, 燃料ノズル本数を増やし, さらに燃料ノズルを2段として, 燃料と空気の混合を促進する。

② 1段燃焼域を径の小さな副室構造とし, 2段燃焼域は予混合と渦巻燃焼を行い Hot Spot をなくす。

ガスタービンを複合発電に使用する場合の特徴

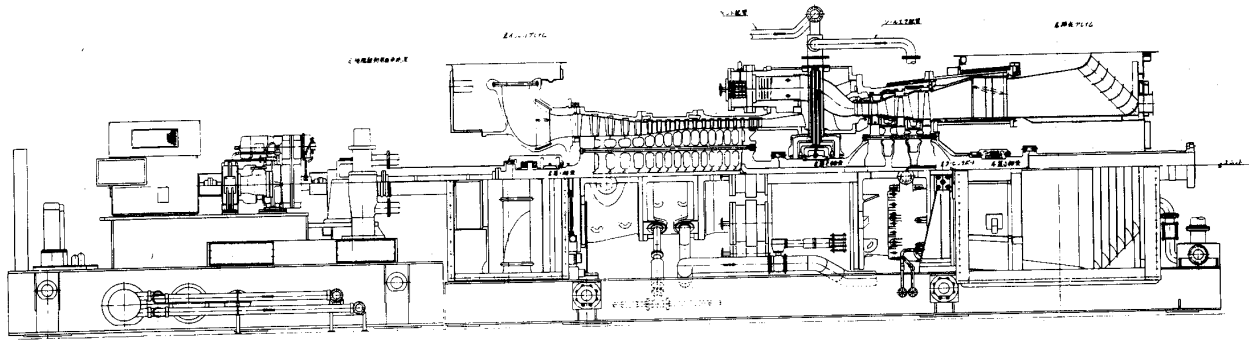


図3 ガスタービン断面図

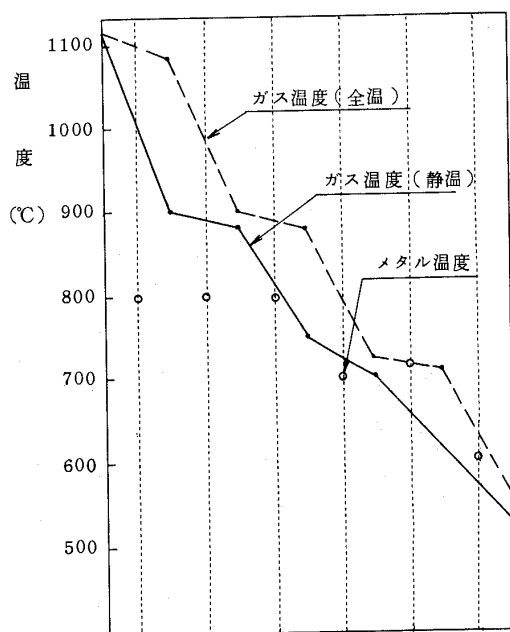


図4 ガスタービンのメタル温度

の1つに、部分負荷時の入口案内翼（IGV）制御がある。すなわち、ガスタービンは部分負荷で燃焼温度および排ガス温度が低下することに伴い HRSG 出口蒸気温度が低下する。このため、約 80% 負荷以下では IGV を絞って排ガス温度を上げることにより、プラント効率の向上を図っている。

3-2 排熱回収ボイラ（Heat Recovery Steam Generator） HRSGには単一圧力レベルの単圧式と、高低圧蒸気系統を有する混圧式があるが、排熱がより低温域まで回収でき、効率の高い混圧式とし、また伝熱管を垂直に配列し

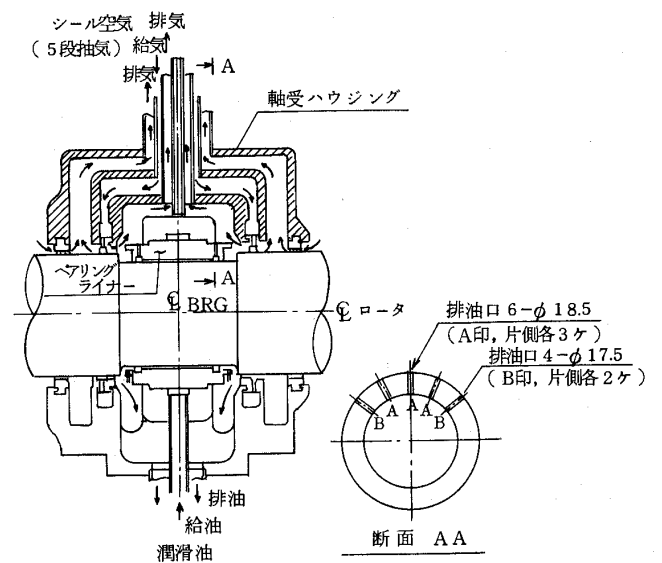


図5 第2軸受構造図

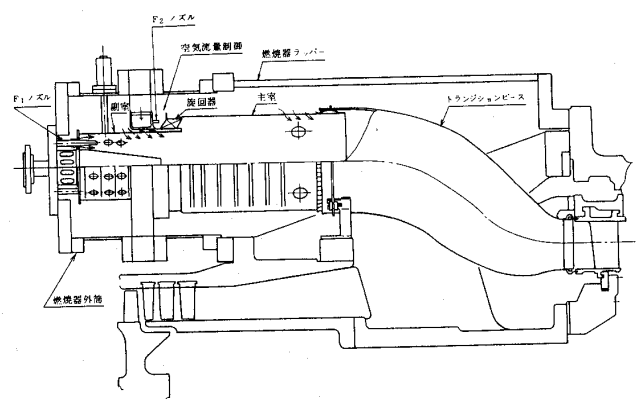


図6 低 NOx 燃焼器構造図

て自然循環が確保でき、鉄骨支持架構の不要な横置自立型とした。さらに、比較的低温（530℃前後）のガスから熱回収することから、スパイラルフィンチューブ及び内部保温方式を採用した。概要を図7に示す。

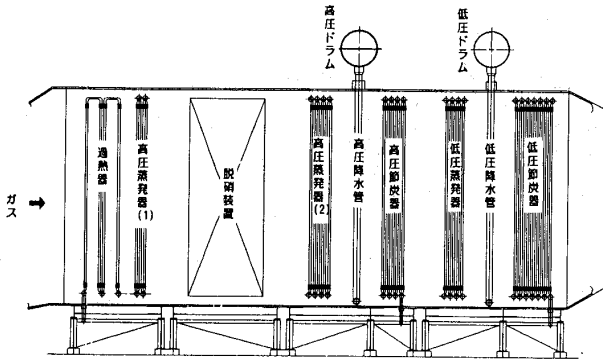


図7 HRSGの構成

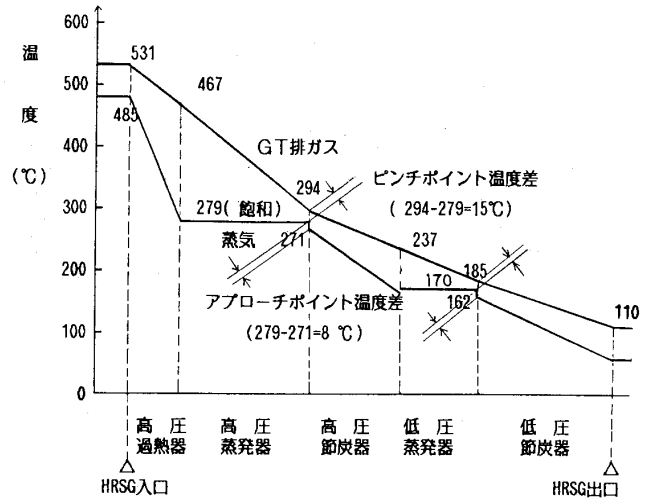


図8 HRSGの排熱回収特性 (at 15°C)

3-2-1 蒸気条件の選定 図8に排熱回収特性を示す。ピンチポイント温度差，アプローチポイント温度差とも小さく設定するにつれ，ガスー給水，蒸気温度差が減少し，伝熱面積が増大するが，吸収熱量もそれにつれて増加するのでプラント効率は向上する。これらを総合的に検討して，ピンチポイント温度差15°C，アプローチポイント温度差8°Cを選定した。

3-2-2 系統構成上の考慮点 系統構成上，次の点に留意した。

- ① ガス温度の過度の低下による低温腐食防止対策として給水再循環による節炭器入口最低給水温度の維持。
- ② 節炭器スチーミング防止対策として，給水

調節弁を節炭器出口に設置することによって，節炭器給水圧力を高く維持する。

③ 起動時のボイラ入熱急増によるドラムスウェリング現象対策の1つとして，缶水低減弁（系外ブロー，連続式制御弁）を設置する。

3-3 蒸気タービン 本プラントの蒸気タービンの主な特徴は次のとおり。

- ① ロータ材料に高温クリープ強度及び遷移温度とも問題のないNi-Mo-V鋼を使用することにより，1スパンロータとする。
- ② ガスタービンの起動停止時の伸縮の吸収の

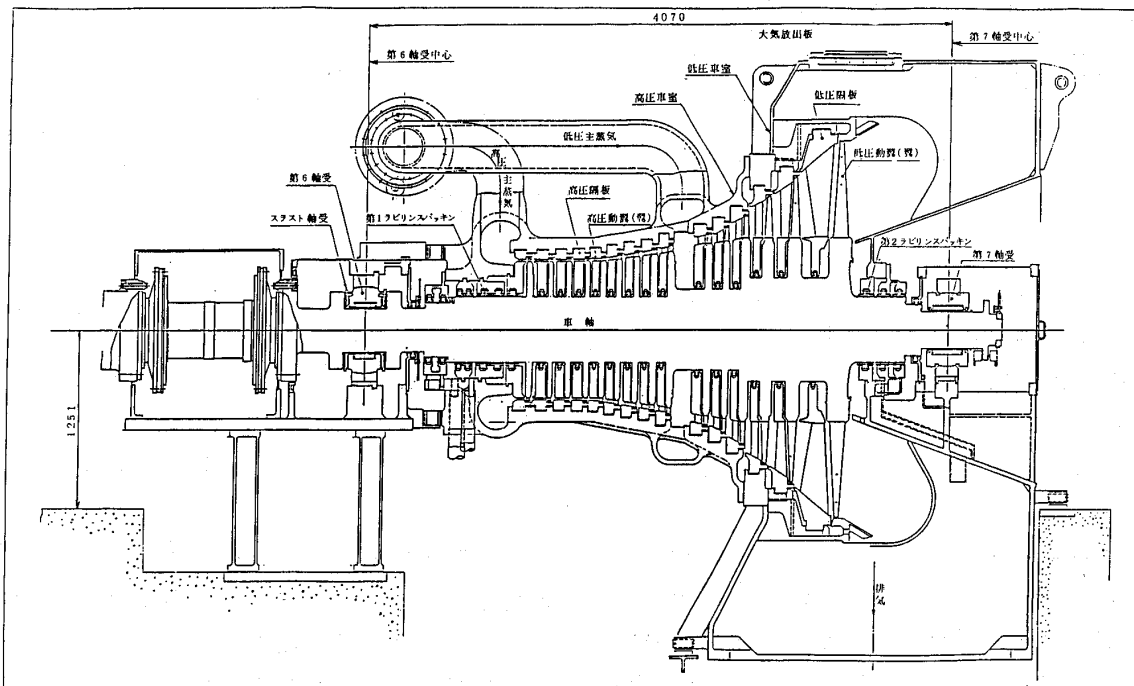


図9 蒸気タービン断面図

ため、発電機と蒸気タービンとの結合は、フレキシブルカップリングを使用する。また、ガスタービンとは別個にスラスト軸受を設けて間隙の適正化を図る。

3-4 発電機および主要電気設備

3-4-1 発電機 発電機容量は1軸定格出力115 MWに系統条件を考慮して力率0.9を選定し、128 MVAとした。励磁方式は静止形励磁方式(サイリスタ方式)とし、また冷却方式はこのクラスの標準方式である固定子水素間接冷却、回転子水素直接冷却方式を採用する。

3-4-2 主要変圧器 主変圧器は低圧側巻線を2分割したスプリット巻線形の390 MVA変圧器を2台設置する。所内変圧器は、1台で3軸のユニット補機に電源を供給するとともに、起動変圧器故障時の1、2号系列共通補機のバックアップができる容量として、12 MVAの所内変圧器を2台設置し、起動変圧器は、1、2号系列共通補機の電源供給と所内変圧器故障時のバックアップとして、1、2号系列共通の起動変圧器を1台設置する。

3-4-3 屋外開閉所設備 220 kV、66 kVとも耐塩性能、据付面積および経済性に優れた複合開閉装置を採用するとともに活線碍子洗浄装置を設置し、220 kV、66 kV系統とも当社火力標準の単母線方式とした。

3-5 制御システム

3-5-1 システム構成 軸制御の独立性と系列トータルの監視制御及び効率的運用を考慮

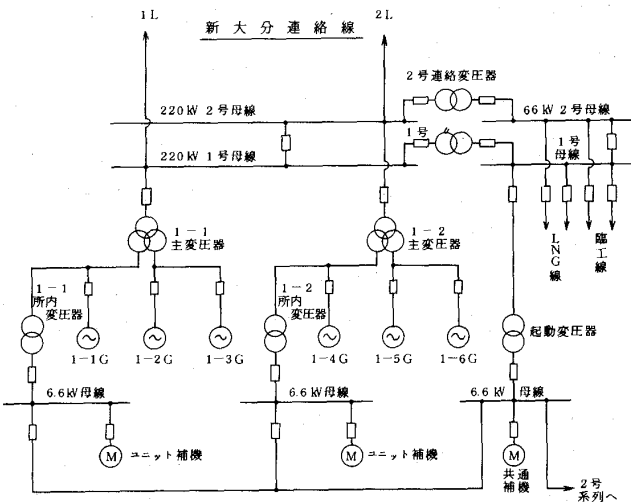


図10 単線結線図

し、図11に示すような機能分散階層制御システムを採用する。

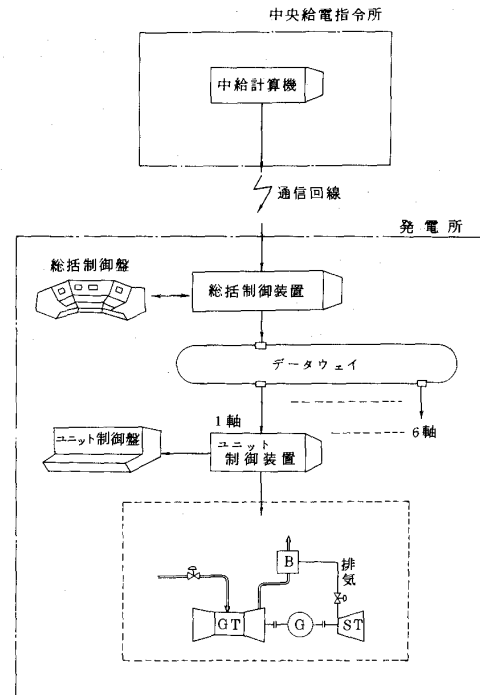


図11 制御システム構成

3-5-2 出力制御 図12に示すように、必要最小運転台数移行による高効率運用と、多軸運転による負荷変化追従性向上を考慮した中給計算機からの運転台数指令と負荷指令に基づくプラント出力制御を行なう。

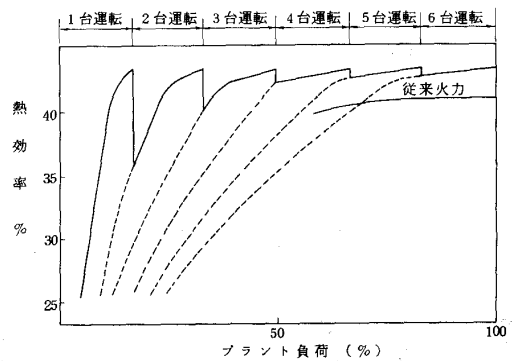


図12 複合発電プラントの熱効率

3-5-3 ガスタービン制御 図13に1軸の制御系統図を示すが、ガスタービンの燃料制御は図14に示すように、起動時のプログラムによる起動制御、昇速中の加速率を一定にする加速制御、

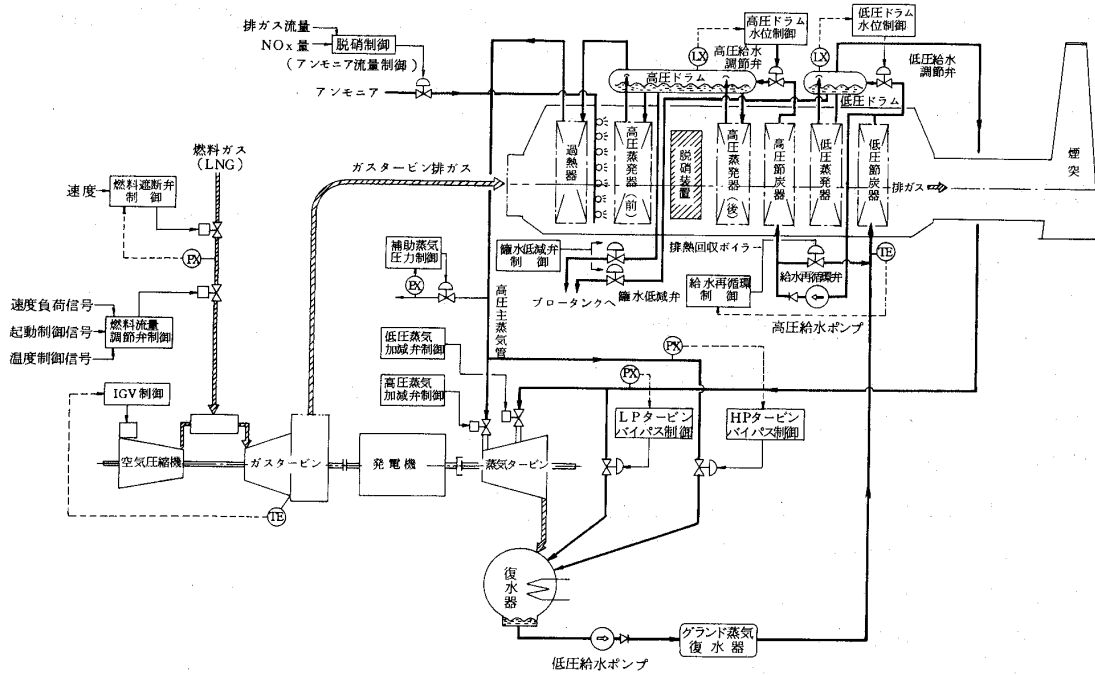


図13 概略制御系統図

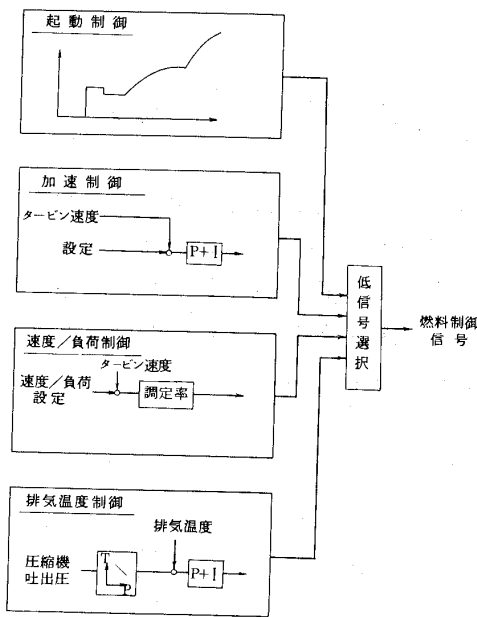


図14 燃料制御

調速機能としての速度 / 負荷制御および高温部保護のための温度制御の4つの制御ループで構成され、各制御信号の最小値により制御される。併入後の出力制御は速度 / 負荷制御ループに与えられ、燃料を制御し出力を得る。

3-5-4 HRSG制御 HRSG制御としては、高低圧ドラム制御と給水再循環制御とがある。ドラムレベル制御は、レベル偏差、給水量

及び蒸気量による3要素制御のほか、スウェリング現象対策を考慮している。すなわち、起動時、ドラムレベルを低目に制御するが、万一の水位上昇に対しては前述の缶水低減弁にて対処する。

給水再循環制御は、高圧給水ポンプ出口に設置された給水再循環弁により低圧節炭器の温度を60℃以上に保つ。

3-5-5 蒸気タービン制御 1軸型では調速機能はガスタービン側にあるので、蒸気タービンはガバナ全開で運転される。なお、低圧タービンガバナは昇速時、蒸気タービン排気室過熱防止のためのクーリング蒸気を流す機能がある。

蒸気タービンバイパス弁は、通気前および停止時の余剰蒸気を復水器にダンプする。

4. あとがき

大容量複合発電が事業用火力として採用されるに至った一因は、その高効率および機能性のゆえであるが、これはガスタービン技術の進歩に負うところが大きい。その意味で今後複合発電の飛躍的な発展を期すために、高温高压化、使用燃料の多様化はもとより、高温部品の耐久性の向上、設備費の低減が特に望まれる。

今回、新大分発電所1号系列の計画概要を発表する機会を得たが、多少なりとも読者諸兄の参考になれば幸甚に思う次第である。

ホテルにおける適用例について

日比谷総合設備㈱ 石 黒 齋

(1) 最近のホテルとコージェネレーション

最近のホテル建築においては、その需要構造により、デラックスホテルからビジネスホテル、また最近のレジャーブームによって拍車がかけられているリゾートホテル等、多様化の一途を辿り、第4期と云われているホテル建築ブームをまき起している。

なんといってもホテルに於いては、客室が売りものである以上、これを商品とし如何にうまく売るかということが非常に重要な問題となっている。しかしながら、客室運営・宴会運営のみならず、料飲を含めた宿泊者以外における間接部門営業の比率も非常に高くなりつつある。つまりホテルの機能が都市におけるコミュニティの核になりつつあるという事である。このような複合機能化に依る多様化は、ロケーションや需要によっての違いはあるにせよ、傾向としては見逃せない事になってきている。これらの原因としては利用者側の意識変化にもよるが、立地条件の良い所は建設・運営コストが高くなる傾向にある為、客室運営のみでは採算がとれにくくなる。そこで、ショッピングスペース、ヘルスクラブ等のコミュニティ施設が必要となってしまうわけである。つまりこれらの傾向により、パブリック部門により多くの面積をとり、バック部門である従業員関係、その他機械室、倉庫等に対する面積を可能な限り削減し、投資の合理化を図っていく方向にある。

このような複合機能化に依る多様化と顧客のニーズに合わせたサービス運営に伴いホテル運営における、ランニングコストの見直しは当然の事として以前にもまして詳細にわたり検討されつつある。このような情勢の中でエネルギーの効率的利用の観点から、設備システムが検討され、静かではあるがコージェネレーションシステムの導入をするホテルが現われつつある。

ホテル産業においてコージェネレーションシステムを導入する動機については、ホテルの形態に

よっても違って来るがシティホテルにせよリゾートホテルにせよ、経営上の基本条件を満足させた上で、利用客への最大のサービスが含まれてくるところに他の産業分野と違った動機があげられると思う。年間経営費の削減は当然の目的であると共に、最低の自己熱源の確保もホテル産業によっては重要な課題である。つまり災害時における対応を意味し、特にリゾートホテル等レジャー志向の強いホテルが台風時にブラックアウトした場合の熱源確保はサービスに直結してくるわけである。同時に今まで単に防災用の発電機としてしか意味を持たなかったものが同機種の常用発電機の導入により相乗効果をもたらす結果となり、設備利用効果を高める役目を果たすことになっている。又比較的高価な受変電設備を小規模にし、(特別高圧受電を普通高圧受電にする事も含め)契約電力の低下、及び省エネルギー効果によってエネルギーコスト低減化を図る。その他に電力需要ピーク時にも制御されることなく利用出来、又逆に低負荷時には買電利用を考慮できるので、電力ネットワークに対し安定供給への貢献などがあげられる。つまり動機を簡単にまとめてみると、

- 1) ランニングコストの低減
- 2) 災害時における自己動力、熱の確保
- 3) 非常用発電機との相乗効果
- 4) 特別高圧受電の回避
- 5) 電力負荷に対し、安定供給

などがあげられる。

(2) 実施例

ホテルにおける実施例のフロー図(図-1)を示し、コージェネレーションシステム概要と従来システム概要と比較対称する。又ランニングコスト比較においてもフロー図に示す設備で結果を検討する。フロー図に示す実施例の建物概要は、建築延面積 32,071 m²で客数 401、地上 9 階の建物である。契約電力は本来 1,600 kw 必要であるが、コージェネ導入により 1,200 kw になっている。ガ

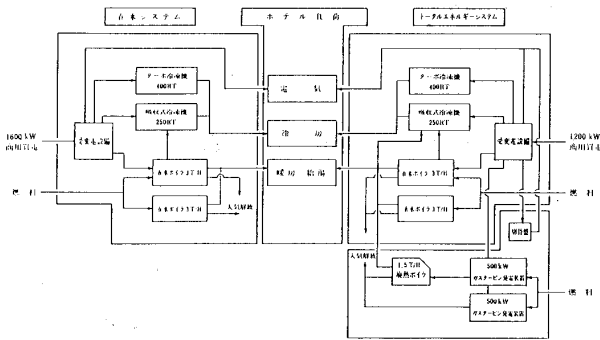


図1 熱源設備のフローシート

スタービン機関はギャレット社製IM831-800型で発電装置の常用定格出力400kwである。非常用発電機においても同仕様となっており、相乗効果をもたらしている。冷房設備能力は650 RT、暖房給湯能力は6トン/Hとなっている(但し、ボイラ能力には吸収式冷凍機用の容量も含まれている)。コージェネレーションシステムにおいては廃熱ボイラ能力を差引いたボイラ能力で運転可能であるが、保守及びボイラ定期点検時などを考慮に入れて在来システムと同様に3トン2基としている。

コージェネレーションシステムの設備概要は、(図2)に示してあるように、非常用発電装置の廃熱利用はしていない。但し、電力負荷における緊急対策はとってある。今回のシステムのコージェネ原理は(図3)に示すとおりガスタービン発電装置にて電力を得、同時に廃熱ボイラを介して熱回収を起し、在来システムと共通の蒸気ヘッダーを利用し、吸収式冷凍機もしくは熱交換器に供給している。廃熱ボイラと在来ボイラ(炉筒煙缶)とは蒸気圧制御にて順次起動を行っている。廃熱ボイラは熱負荷に対してベース供給となり、その場合廃熱ボイラ内に製作されているバイパス回路にて排ガスを逃す方法を取っている。操作は制御盤上の手動と自動の選択スイッチを自動側で運転するとダンパーは比例圧力スイッチによってコントロールモーターを設定圧力以内で作動させ、排気ガスを受熱部に流す。蒸気圧力が設定圧力を超えると排気ガスはバイパス側に流れる。更に安全のために圧力が上昇した場合は蒸気の逃し弁にて大気へ放出する。前記のダンパー切換や蒸気の逃

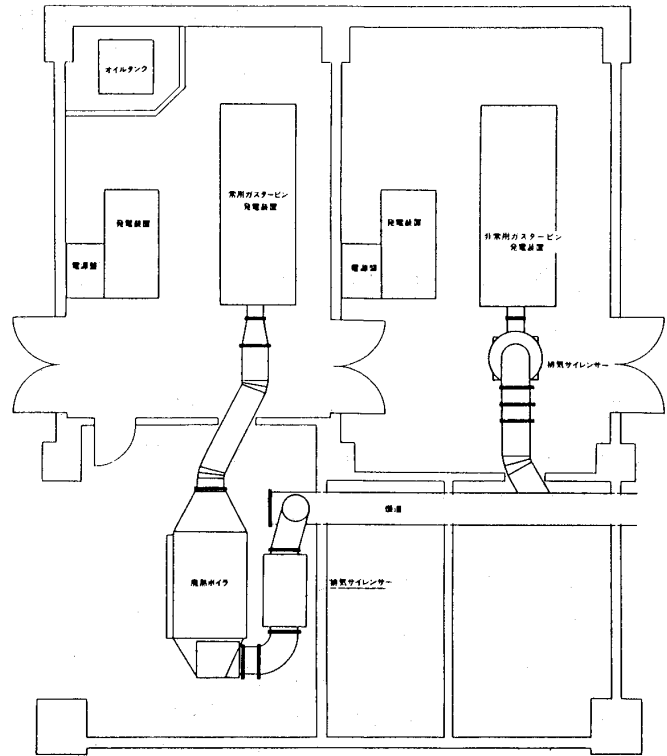


図2 設置概要図

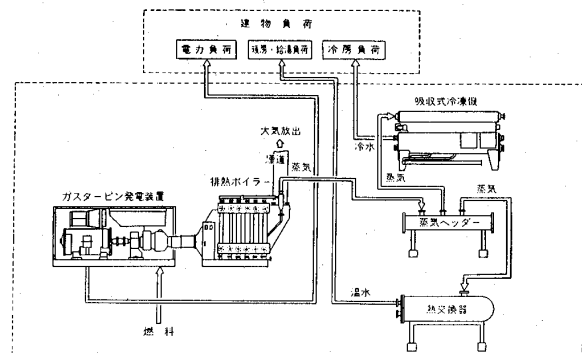


図3

し弁に不具合が生じた場合は安全弁が作動する。概略構成は(図4)に示す。

ガスタービン機関は前に記述してある通り、ギャレット社IM831-800型で連続最大出力700PS、一軸単純オープンサイクル、遠心圧縮機2段、軸流タービン3段、圧力比11.1:1となっている。カット写真(写真1)及び断面図(図5)を添付しておく。

(3) 運転実績

今回の実例のホテルは58年6月にオープンした沖縄における岬状に海に向かって細長くのびた半島全体を敷地とした大型リゾートホテルであり、一

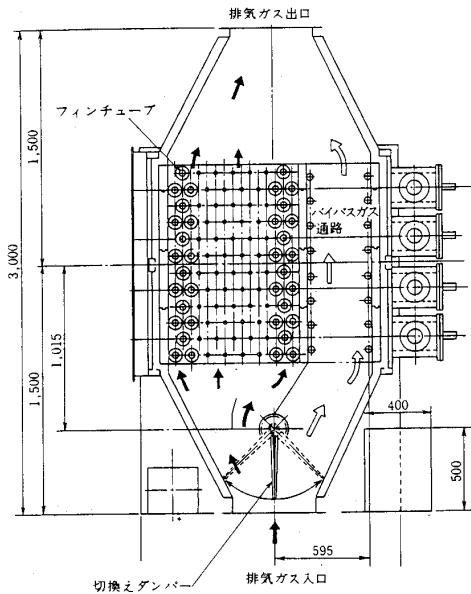
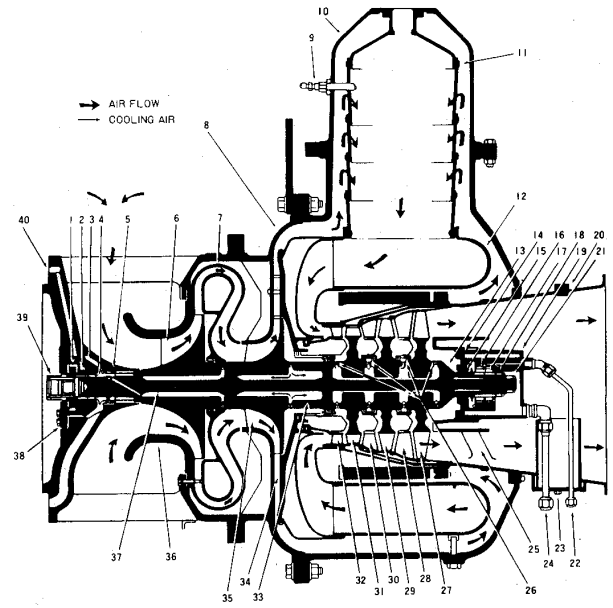


図 4



- | | | |
|---------------|------------------|------------------|
| 1. ローター | 16. ベアリング | 31. 第1段タービン・ホイール |
| 2. ベアリング | 17. スペーサー | 32. 第1段ステータ |
| 3. リチエイサー | 18. ナット | 33. カービック |
| 4. シール | 19. キャリヤー | 34. 第2段ディフューザー |
| 5. シート | 20. テールパイプ | 35. 第2段圧縮機 |
| 6. 第1段圧縮機 | 21. ナット | 36. シュラウド |
| 7. 第1段ディフューザー | 22. 潤滑油入口 | 37. イン・シャフト |
| 8. タービン・フレーム | 23. シールド部品 | 38. リチエイサー |
| 9. 点火プラグ | 24. 潤滑油出口 | 39. ナット |
| 10. キャップ | 25. ベアリングサポート | 40. 潤滑油入口 |
| 11. 燃焼器 | 26. シール | |
| 12. トーラス | 27. 第3段タービン・ホイール | |
| 13. カービック | 28. 第3段ステータ | |
| 14. シート | 29. 第2段タービン・ホイール | |
| 15. シール | 30. 第2段ステータ | |

図 5

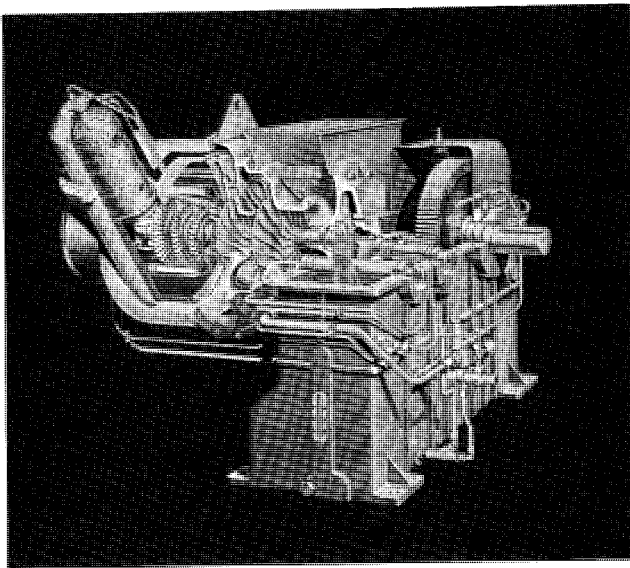
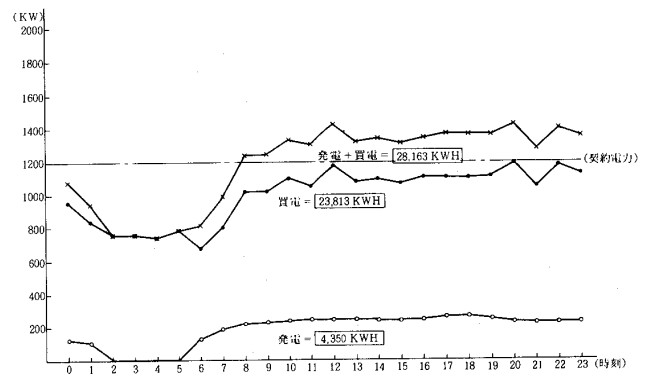
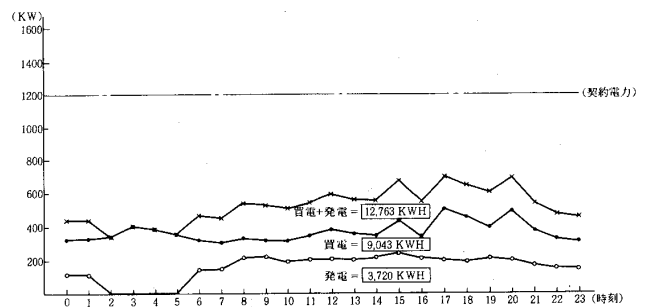


写真 1



グラフ 1 8月某日における電力負荷パターン実績

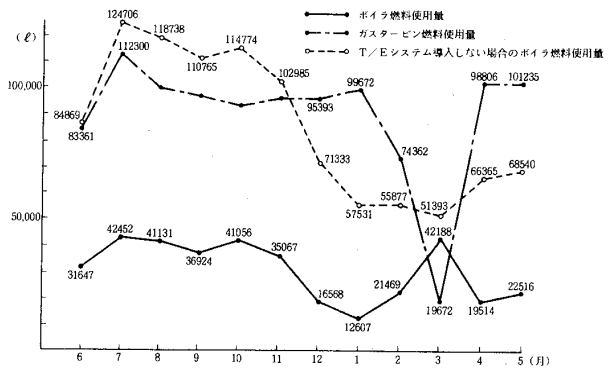


グラフ 2 2月某日における電力負荷パターン実績

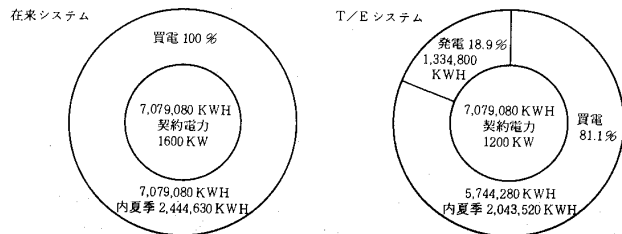
般のシティホテルとは負荷率及び稼働率において多少の違いはあると思われるが、58年6月から59年5月までの実績データを基にして、コージェネレーションシステムの導入効果を記述したいと思う。一日における電力負荷パターンの夏期・冬期の代表日を(グラフ1),(グラフ2)に示す。日間における電力負荷は大きな変動はなく、ほぼ一定と考えてよいと思う。もちろん夏期は冷房電力負荷が大きいため全体的にグラフが上がって

る。又夏期において契約電力一杯に買電しており理想的な方法がとられている。発電に関しては夏期・冬期の差異は少ない。これはホテルにおけるベースロードが発電でまかなわれていることを意味しているが、全体的に時間当りの負荷が少なく、改善の余地があると思われる。熱負荷に対しては時間における詳細データがないので月別を(グラフ3)に示す。熱負荷の場合、夏期は全体の約60%を廃熱ボイラでまかない、冬期は約70%の熱をまかなっている。これらを概算で時間当りにすると廃熱ボイラで発生している蒸気量は約1.4トン近くになり、還水温度が高い事もあり、成績の良い運転となっている。月別における電力負荷パターンもグラフに示し、買電との割合を調べると、夏期においては約20%、冬期においては約30%となっている。時間当りにすると約240 kWhで定格負荷の60%運転となっている。3月においては通産の解放定期点検のため約1ヶ月発電プラントを止めているため極端に発電量、廃熱量が少なくなっている。燃料消費量についても月別に(グラフ5)で示し、これらを基にして年間合計の電力負荷及び油消費量を(円グラフ1)、(円グラフ2)に

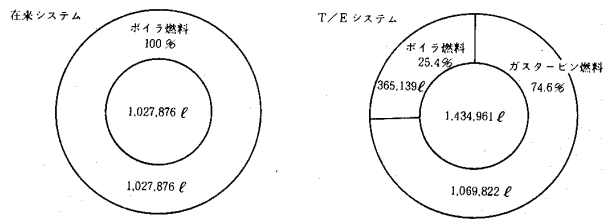
まとめてみた。



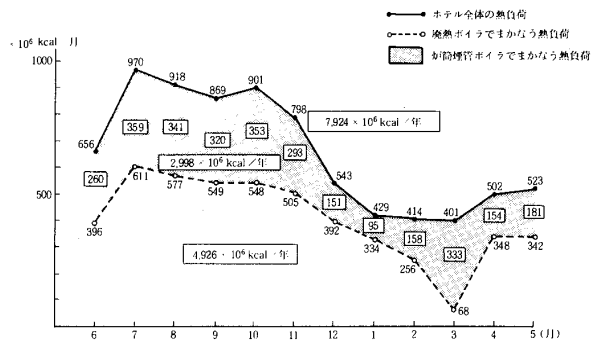
グラフ5 各月、年間における燃料流量の実績



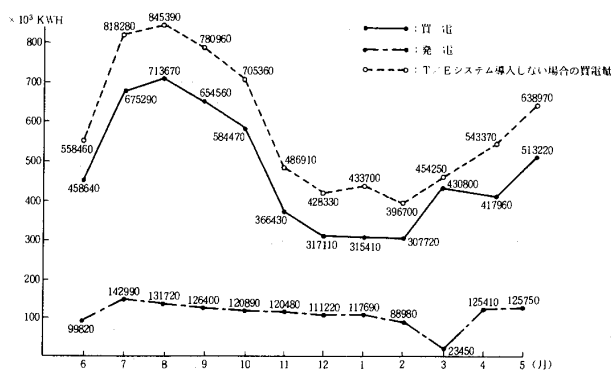
円グラフ1 電力負荷の内訳



円グラフ2 燃料消費量の内訳



グラフ3 各月、年間における熱負荷の実績

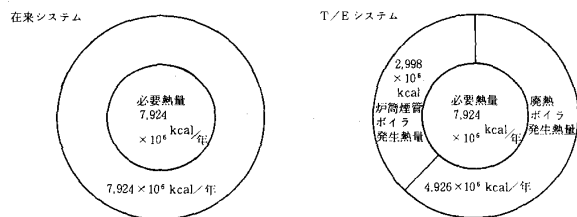


グラフ4 各月、年間における電力負荷の実績

(4) 経済効果

これら実績値を基にして1年間におけるランニングコストをまとめてみる。円グラフよりわかるようにホテルの年間電力消費量は7,079,080 kWhで、そのうち発電は1,334,800 kWh、買電は5,744,280 kWh(内夏季2,043,520 kWh)となっている。つまりコージェネレーションシステムを導入しない場合、7,079,080 kWh(内夏季2,444,630 kWh)を全て買電しなくてはならない。燃料消費量はコージェネレーションシステムで、年間1,434,961 l、内訳はガスタービン発電装置での消費量が1,069,822 l、炉筒煙管ボイラでの消費量が365,139 lとなっている。又同様に炉筒ボイラと廃熱ボイラの発生熱量の(グラフ3)を

利用し年間を(円グラフ3)にまとめておいた。



円グラフ3 熱負荷の内訳

在来システムの燃料消費量はホテルに必要な年間熱量を現在設置されているボイラで運転した場合で算出している。結果的にはボイラ効率約95%で計算しており、実際は95%運転は難しいと思われる。つまりこの仮定計算は在来システムの燃料費が安く出てしまうことになる。

・コージェネレーションシステムの電力費

基本料金：1,200kw×1,980円/kw×1.05×12ヶ月
= 29,938千円

従量料金：(夏季) 2,043,526kwh/年×28.35円/kw×1.05 = 60,830千円
(その他季) 3,700,760kwh/年×25.75円/kw×1.05 = 100,059千円

合計 = 190,827千円 ①

・在来システムの電力費

基本料金：1,600kw×1,980円/kw×1.05×12ヶ月
= 39,917千円

従量料金：(夏季) 2,444,630kwh/年×28.35円/kw×1.05 = 72,771千円
(その他季) 4,634,450kwh/年×25.75円/kw×1.05 = 125,304千円

合計 = 237,992千円 ②

・コージェネレーションシステムの燃料費

1,434,961l/年×64円/l = 91,838千円 ③

・在来システムの燃料費

1,027,876l/年×64円/l = 65,784千円 ④

①②③④よりコージェネレーションシステム及び在来システムの年間ランニングコストを比較してみる。

コージェネレーションシステムのランニングコスト

①+③ = 282,665千円 ⑤

在来システムのランニングコスト

②+④ = 303,766千円

⑥

従って、⑤⑥より差額としては21,111千円となる。但し、この金額の中においてガスタービン発電装置の保守費及び発電税は考慮されていないので、これらを含めてコージェネレーションシステムの導入効果を考えれば約16,000千円程度となる。この結果はガスタービン発電装置の負荷効率から考えると良過ぎるくらいと思われる。但し、これら算定においてのエネルギーは実施値であり、推定量もない。尚かつ在来システムにおけるボイラの効率95%にしており、算定においてはかえってコージェネレーションシステムには不利となってくるくらいである。では何故このようになったかを考えてみると、次のようなことがあげられると思う。建物用途別のエネルギー消費をみると、年間電力消費量はスーパーが最も多く、年間熱消費量はホテルが最も多い。又昼夜間比率は中間期の営業時間帯(昼間帯)の電力消費量に対する非営業時間帯(夜間帯)の電力消費量の比率であるが、これはホテルが最も高い。つまり営業時間中にはほぼ一定の電力が使われ、熱エネルギー消費も多い。このことはコージェネレーションシステムにとって負荷変動が少ない条件の良い運転となっている。又廃熱ボイラにおける運転条件も非常に良く、効率の良い熱利用がされている。又必要のない時は炉筒ボイラを停止しておき、廃熱ボイラのみでの運転にしたり、電力負荷が低負荷になった場合は商用電力に切替えたり、保守管理におけるエネルギー管理の成果もみられる。最後に今後の問題点として、発電装置の電力負荷の改善及び中間期におけるコージェネレーションシステムの稼働時間の改善などがあげられる。これらの事項改善により、コージェネレーションシステム導入効果が高められる事は確実である。

引用文献

(1) 重松敦雄 観光施設マニュアル 1981年版 68

オフィスビルにおける適用例について

東京ガス(株) 鴻 巢 斌
川崎重工(株) 渡 辺 昭 男

はじめに

コージェネレーションシステム(CGS)は、ガスタービン・ガスエンジン・ディーゼルエンジン等の熱機関で動力を得ると同時に、その排熱を有効に利用して熱をも発生させるシステムであり、熱供給発電システムが代表的な例である。

従来、工場用自家発電プラントにおいて実用されているが、ホテルや業務用ビルにおいても近年、比較的小規模なディーゼルエンジン・ガスエンジンによるコージェネレーションが採用され、高い経済的効果をあげている例がある。

コージェネレーションシステムにおいては、大規模火力発電所においては用途が見出せず、無駄に海水等に捨てられていた排熱を有効利用することによって高い熱効率を達成することが可能であり、我国においても、省エネルギーの面からその普及促進が計られようとしている。そのような情勢の中で、コミュニティエネルギーシステム(CES)研究会⁽¹⁾〔座長=平田賢 東大工学部教授〕等において、ガスタービンによるコージェネレーションシステムの研究が行われて来たが、東京ガス(株)の新本社ビルにCGSを設置することが検討された結果、川崎重工(株)の産業用ガスタービンを用いたコージェネレーションシステムが採用され、昭和59年2月より運転開始の運びとなった。ここに、カワサキPU1250ガスタービンを用いた東京ガスビルディングCGSの概要および開発の要点について述べる。

1. 東京ガスビルディングCGSの概要

東京ガスビルディングが建設された港区芝浦地区は、東京都の地域冷暖房推進地区になっており、東京ガスビルディングおよび東芝ビルディングならびにその南側地区を含め約8.5haの地区に東京ガスによって地域冷暖房⁽²⁾(DHC)が行われている。1984年2月に東京ガスビルディング(東京ガス新本社ビル)が、3月に東芝ビルディングがオープ

ンし熱供給を受けている。

一方、東京ガスビルディング内には都市ガスを燃料としたガスタービン常用自家発電設備が設置され、同ビルの電力需要の約50%を賄うと同時に排熱を廃熱ボイラーに導き蒸気を回収し、これを隣接する地域冷暖房センターに供給している。地域冷暖房と結合したこの熱供給発電システムは、コミュニティエネルギーシステム(CES)の実施例であり、①エネルギー利用効率を高め、省エネルギーを図るとともに、②ビルのユーティリティ経費の合理化を図ることを目的としている。

このCESのシステム構成を図1に示す。

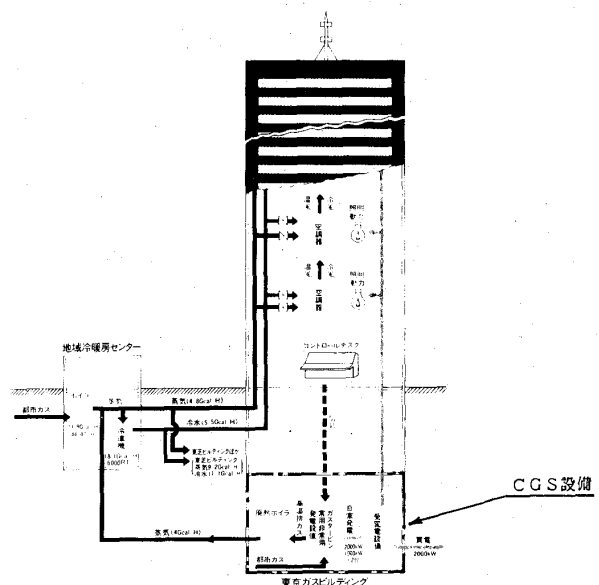


図1 CESシステム図

ちなみに、東京ガスビルディングのオーナーは浜松町ビル(株)であり、東京ガスは同ビルのメインテナントである。同ビルのCGS設備は、浜松町ビルとの契約によって東京ガス(株)が設計施工の監理を行い、川崎重工(株)が施工したものである。

1-1 建築概要⁽⁴⁾

建築名称 東京ガスビルディング

建築場所 東京都港区海岸1丁目5番20
 建築士 浜松町ビル株式会社
 建築敷地面積 17,379 m²
 階数 地下2階, 地上27階, 塔屋1階
 延床面積 80,726 m²

1-2 CGS設備概要

本ビルには、非常用発電設備との兼用、定修時の停止期間を考慮して1,250 kVA ガスタービン発電設備3基（常用非常用兼用2基、非常用1基）が設置された。そのうち常用非常用兼用の2基に廃熱ボイラーが組み合わされCGSとして構成されている。

地下2階の機械室に発電機、廃熱ボイラーおよびその附属装置を、また、1階のガスコンプレッサー室にガスコンプレッサーを設置し、6~7 kg/cm²G で受け入れたガスを昇圧して13kg/cm²G でガスタービンに供給している。

主な設備仕様は下記の通りである（ガスタービン1基当たり）。

- ・ガスタービン（川崎重工製）
 型式：カワサキM1A-01 ガスタービン
 定格出力：1,600 P S（15℃, 760 mmHg, 吸排ロス各100 mm Aq）
 回転速度：タービン主軸 22,000 rpm
 減速機出力軸 1,500 rpm
 起動方式：空気式（エアタービン）
 起動時間：40秒以内
- ・発電機（東芝製）
 発電機出力：1,000 kw（吸気温度15℃）
 発電電圧, 周波数：415 V, 50 Hz
- ・廃熱ボイラー（川重冷熱製）
 発生蒸気量：3,300 kg/h（吸気温度15℃, 出力1,000 kwにて）
 蒸気圧力：9 kg/cm²G

1-3 システム設計

(1) 運転操作・監視

コジェネレーションシステムではガスタービン発電装置、廃熱ボイラー、補機類と構成要素が多様であるが、これらの組合せをできる限り簡略化するとともに、運転操作、監視においてもより少ない人員でかつ簡単・確実に実行できることを重点に計画された。運転操作監視場所はCGS機械室に隣接したCGS電気室および1階に設けられた

中央監視盤室のいずれからも可能となっているが、日常の操作・監視は後者が主となる。

ガスタービンの起動、発電機間同期、商用電源との同期、商用電源解列の一連の動作は自動シーケンスが生まれ、起動押ボタンの操作のみによって行われる。この逆の停止シーケンスも同様であり、切換は無停電で行われる。また、非常待機の場合は通常の非常用発電機と同様、停電・復電により自動発停を行う機能も有している。

保護装置・監視も多項目にわたり、ある程度の故障予知が可能であるほか、コンピューターによる日報の作成等の合理化・省力化も計られており、本設備を含めたビル管理が通常2~3名でなされている。

(2) ガスタービンの燃料システム

本設備は防災用途の非常用予備発電設備を兼ねており、そのためにA重油と都市ガスを燃料として使用できる複燃料系統（デュアルフューエルシステム）を採用している。通常の使用においては、クリーン燃料である都市ガスを使用し、非常時にA重油を使用することを原則としており、連続的に両燃料を同時使用するケースはない。図2⁽³⁾に複燃料系統図を示す。

燃料の切換は、ガスタービンの起動・停止中を除き、手動操作により任意に行い得るが、ガス燃料の供給が停止した場合あるいはガス燃料圧力が低下した場合には自動的に液体燃料に切りかわり、ひき続き運転を続行する機能を有している。またガス燃料で運転中停止を行った場合でも、必ず液体燃料に切りかわり、非常時への待機状態に入るようにされている。

図3⁽³⁾はA重油で800 kw負荷にて運転中、ガス燃料に切換えた場合の両燃料流量と回転速度の変化を示したものである。図ではガス燃料流量をA重油に換算して表示している。A重油の流量が換算ガス流量より少ないのは、液体燃料系はプライマリ燃料系と主燃料系があり、このうち主燃料の流量変化のみを表示したためである。燃料切換は瞬時にも行い得るが、系全体の安定と失火防止のため、今回は約20秒にて切りかわるようにしている。切換動作中の回転速度（周波数）の変動はほとんどなく、この傾向は逆のガス燃料からA重油への切換えの場合も同様である。

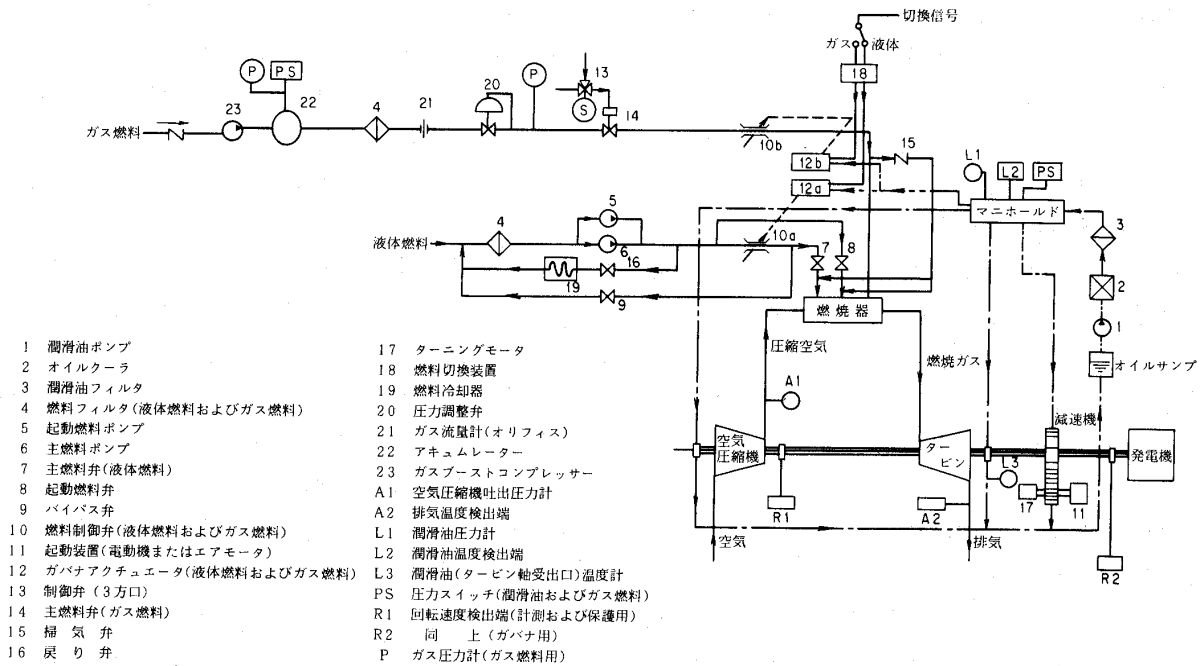


図2 複燃料系統図

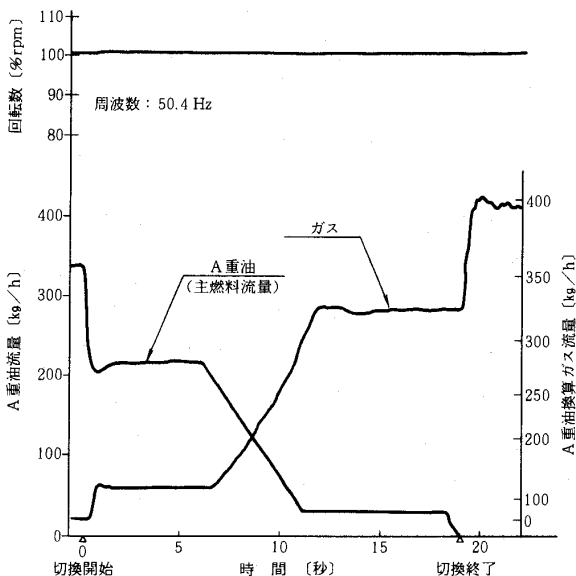


図3 燃料切替えテスト結果

ガス燃料は現在6Bガス(都市ガス, 高位発熱量 5,000 kcal/Nm³)が圧力 6 kg/cm²G で供給されている。ガスタービンをガス燃料で運転する場合 12~15kg/cm²G の圧力が必要であり, ブーストコンプレッサとして回転型のスクリーコンプレッサを採用した。ただし, 非常時にはA重油を使用することを前提としているため, 冷却方式は空冷ではなく効率の良い水冷式を採用した。

都市部では都市ガスの供給圧力が通常 8 kg/cm²

G以下であり, ガスタービンにとってブーストコンプレッサが不可欠の要素になるので, より効率の良い小形のコンプレッサの開発, 選定が必要である。

(3) CGS設備電力系統

電力系統を図4に示す。買電系統は 20 kV ループ方式で受電し, トランスにより 400 V に降圧して買電系統母線に接続している。CGS設備の系統は 400 V であり, 直接自家発系統母線に接続し買電系統と自家発系統の二重母線方式を形成している。

CGS用ガスタービン発電設備は常用発電設備として, 単独運転ならびに他系統電源との無停電切替が可能である。夜間等の停止時には必要な電力は商用電力から供給される。また, 商用電力が停電した場合はガスタービン発電設備が自動的に瞬時起動し, 必要な系統へ電力供給する。このような自家発電設備を設置することによって, 常に, ビルへの安定した電力供給が可能となっている。また, ガスタービンの吸気温度の変化に応じて, 発電機出力が自動的にその温度における規定値以内に入り, かつ, 高効率運転を維持するように発電機負荷の調整が行われている。

ビルの非常用負荷は二分割され, 各々非常用発電機と常用発電機に接続されており, 停電火災等

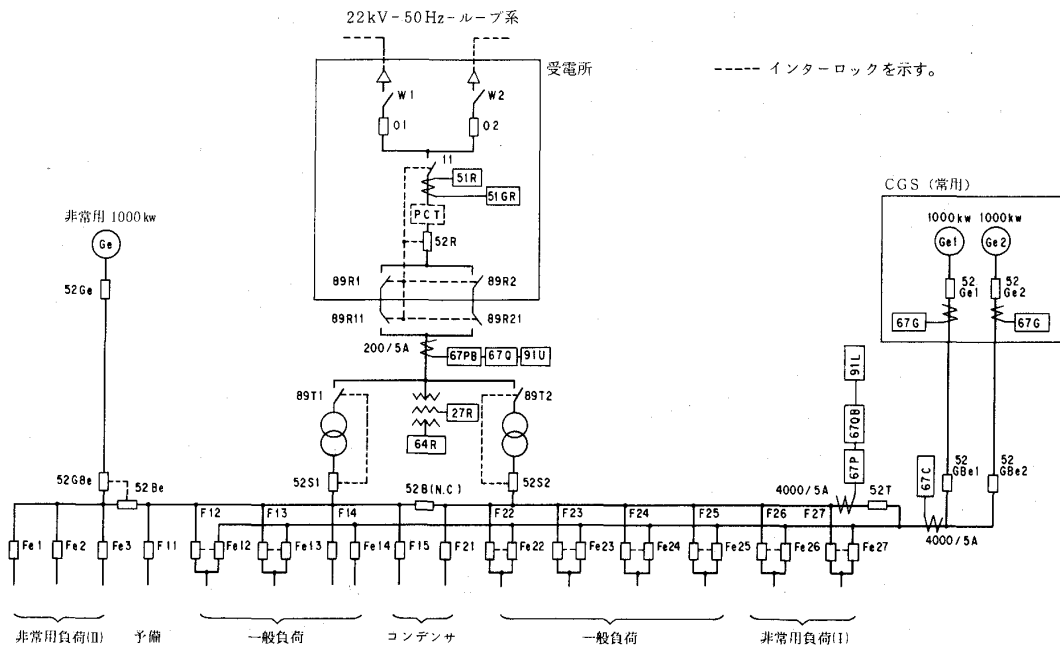


図 4 電力系統図

の非常時には独立した系統で供給される。非常時の設備容量は、法的に必要な設備と自衛用（電算機用が主）設備を合わせ約 2,000 kw である。

(4) 低NO_x対策

天然ガスを燃料とした場合のM1AガスタービンのNO_x排出量は通常 180 ppm 程度（5% O₂ 換算）である。今回のCGS設備は都心部に設置されることもあり低NO_xが要求され、NO_x低減対策として水噴射法を採用した。

図 5⁽³⁾は実機運転の結果を示したもので、水噴射率は水制御装置により負荷に関係なく一定に保たれている。実機では燃焼試験結果よりも大きなNO_x低減率が得られ、33%の水噴射率に対してNO_xは約40%減少した。

(5) 騒音・振動対策

ガスタービンの振動が少く騒音対策が容易という特徴を生かし、静かな環境が維持されるよう計画、施工されている。ガスタービンと発電機は共通台板に固定され、防振ゴムを介してエンクロージャ（防音外箱）の台板に支持されている。この防振ゴムは振動によるエンクロージャ外壁の鋼板のびびり音発生防止を主目的とするが、副次的に基礎への振動伝達の防止にも寄与している。給・換気ファンも比較的振動・騒音の少ない軸流ファンを選定し、すべて天井より吊下げる方式（ライ

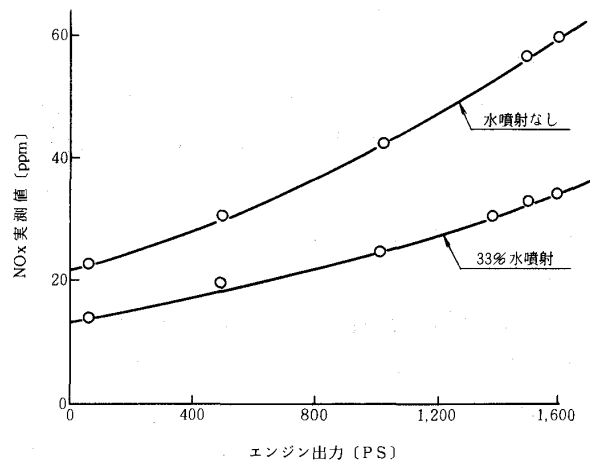


図 5 実機試験結果

ンファン)とした。これらの処置により、2基並列運転時においても発電機室内での騒音は70~75 dB (A)という、発電機室としては静かな環境が維持されている。

(6) 防爆対策

多量の燃料を取扱う施設を高層建築の地階に設置することから、電気・計装機器については極力防爆形を使用した。ただし発電装置のエンクロージャ内に設置される発電機およびガスタービン付属電気機器については、量産品の互換性の意味からも特に防爆機器とはせず、エンクロージャ内を

常時強制換気することおよびガス検知・警報器を設置することにより対応した。

また施工に際しては、高圧ガス配管についてはプレファブ化し、100% X線検査を実施するような配慮を行っている。

(7) 廃熱ボイラ

廃熱ボイラは煙管式ボイラを使用している。ボイラの運転は機側で行われるが、運転・停止の押しボタン操作により自動運転される。蒸気は2缶合流してビルに隣接する芝浦地区地域冷暖房センターに送られ、同センターのボイラからの蒸気とヘッダーで合流し需要家へ着圧8 kg/cm² Gで供給される。このためボイラの缶水管理は地冷センターと同一仕様にて実施されている。

廃熱ボイラの運転圧力は地冷センターのボイラの圧力より高く設定されており、廃熱回収蒸気が優先利用されている。制御方式は圧力コントロールとし、排ガスのバイパスダンパの開度調整により行うシステムを開発した。

2. 運転実績

自家発電設備は休日を除き、1日16時間の運転を標準としている。買電系統との常時並列運転は行っていないため、基本パターンとして、①朝、買電系統の負荷が増加してきた時には、契約電力をオーバーしないように自家発電設備に負荷を移行する。②自家発電停止時には夜間の必要負荷を買電側に移行する。これらを含め試験運転には十分な時間をかけデータ集積した。現在、CGS設備の稼動開始からはほぼ14ヶ月経過しており、その状況について以下に記す。

1) 周波数変動および電圧変動の少ない非常に安定した電力を負荷へ給電している。

2) ボイラの運転・制御状態は良好である。CGS設備廃熱ボイラと地冷側ボイラとの協調がうまく行われ、廃熱回収蒸気が図6に示すようにベースとして最大限利用されている。

3) CGS設備の警報・監視・制御装置の動作は良好である。

4) 都市ガスを燃料とすることによって排気が非常にクリーンである。NO_x、SO_xなどの排出量が少く、環境保全の見地からも好ましいが、さらにガスタービルを始めとする機器の汚れも軽微であることが定検時の開放によって確認された。

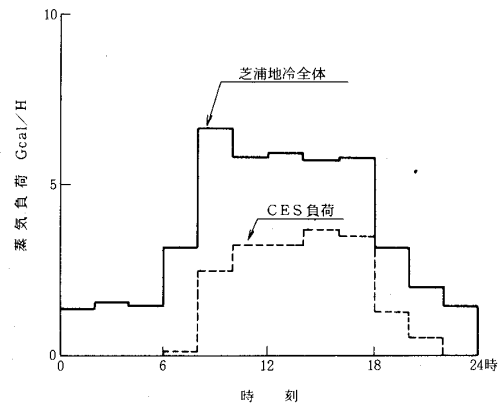


図6 平均蒸気負荷パターン(冬期)

燃焼器、タービンノズル、タービンブレードの高温腐食も問題とされるものはまったくなく、カーボン(すす)の付着もわずかであった。また廃熱ボイラの煙管、排気ダクト内面の汚れもない。本機が非常用を兼ねているためにA重油での確認運転が月に1~2回行われることを合せて考えると、都市ガスによる運転ではカーボン(すす)の生成はまったくないと言える。

5) ガスタービンの起動は電圧確立まで40秒以内であり、運転・制御状態は良好である。

6) 電力負荷の変動に対する応答性は、図7⁽⁵⁾に示すように非常に良好である。

7) 燃料切替(都市ガス→A重油、A重油→都市ガス)は、図3に示すように運転を継続しながら非常にスムーズに行われる。

8) 発電装置をエンクロージャに入れたことにより、騒音は問題のないレベルに低下している。

9) CGS設備を設置したことにより、昼間の買電系統のピークを軽減でき、買電系統の負荷が平準化されている。

10) 運転開始から60年3月末までの延運転時間は2基合計6,600時間に、発生電力量は470万kWhを越え、また、59年4月~9月迄の蒸気発生量は、芝浦地区地域冷暖房の総使用蒸気量の40%に達している。

11) 定格出力運転時のデータによるCGS設備の熱精算を図8⁽⁹⁾に示す。電力に関する熱効率は約20%、蒸気に関する熱効率は約50%であり、総合熱効率は約70%となる。本設備では工程上の都合で行っていないが、廃熱ボイラからの排ガスで温水回収を行えば、総合効率はさらに8%程度向

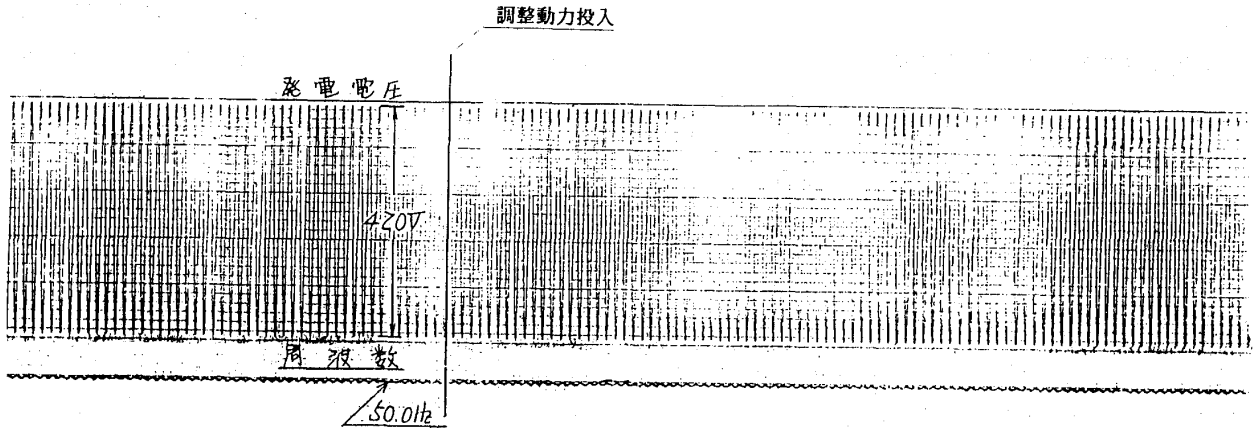


図7 調整動力投入によるCGSへの影響試験

大気条件：15°C, 1,033 kgf/cm
出力：1,000 kw

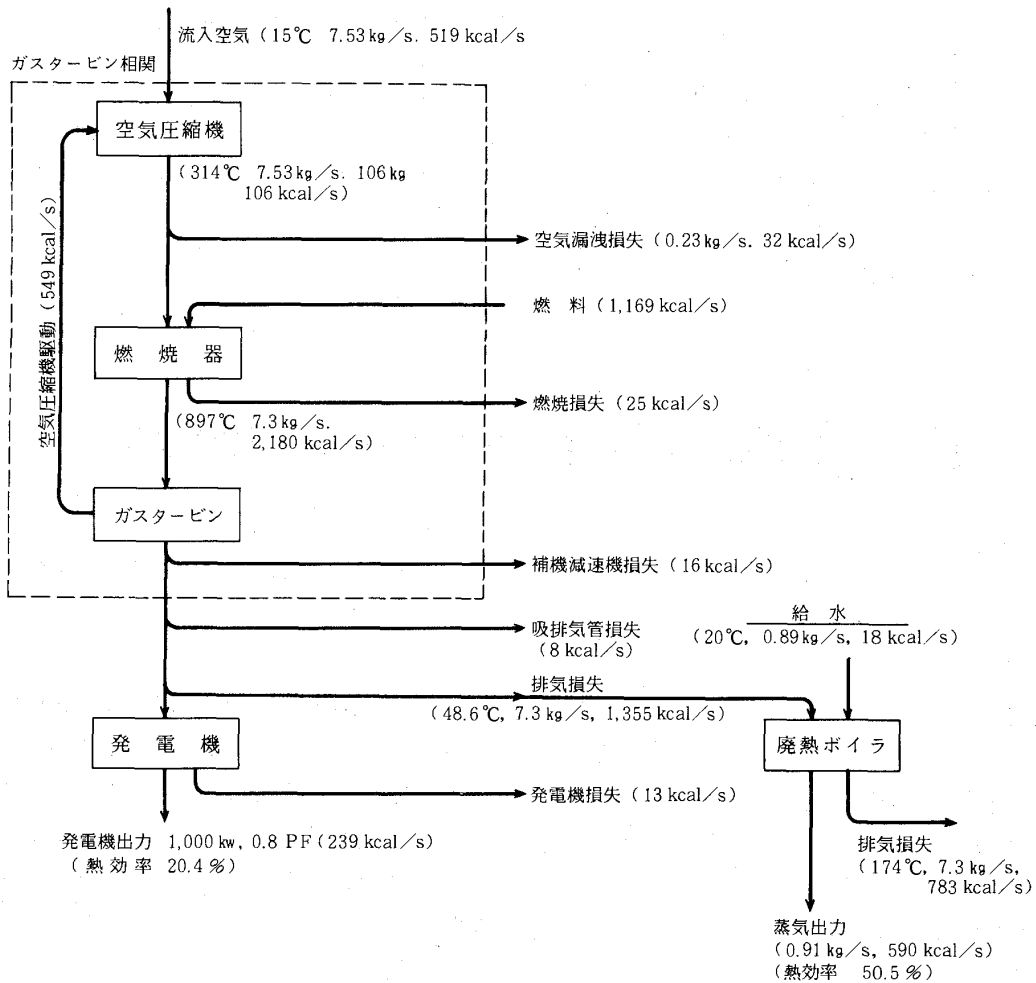


図8 CGS設備の熱精算図

上する。

3. 在来方式との経済性比較

東京ガスビルディングのエネルギー経費（固定費＋変動費）について、在来方式とCGS方式の場合を試算し比較を行った。その経済計算では、電気・ガス料金の変動、金利、CGS発電量によって変化するものの、4～5年で初期投資を回収できる見通しである。59年4月から同年9月迄の実績で、発生電力のkWh当りの変動費は従来方式（全量買電）の約40%にすぎない。

本CGSは買電とは系統分離運転であるが、もし、常時並列運転が可能となり、さらに、契約電力の一部を予備電力契約に変更できれば経済性は一層向上すると思われる。

4. むすび

東京ガスビルディング内に設けられたガスタービンによる熱併給発電システム（CGS）は、エネルギーの利用効率を高めることによって省エネルギー性を確認するとともに、小規模分散型エネルギーシステムの経済性実証を目的としたもので、59年2月より順調な稼動を続けている。

本システムは大形ビル内での、都市ガスを燃料とするガスタービンを常用運転するという我国で

最初の例であるだけに、稼動に至るまでに多くの解決されねばならぬ問題があったが、非常に優れた成果が得られており、当初の目的である総合エネルギー効率の向上と経費の削減は十分に達成されている。

CGSの実現は、我国の省エネルギー政策に寄与することから今後の普及が期待されているが、それにはシステムの高効率化等ハード面の充実がより一層図られねばならないことはもちろん、熱併給発電全体のシステムエンジニアリングの一層の充実が望まれる。

参考文献

- (1) 鴻巣・虎頭, 日本機械学会誌, 83-736 (1980) P 253
- (2) M. Kohnosu・M. Nishino・T. Hamano・A. Watanabe, 83 TOKYO-IGTC-105
- (3) 浜野・渡辺・梶田・森, 川崎重工技報 第87号 (1985-1) P 43
- (4) 加藤・鴻巣・小楠, 建築設備2 (1984) P 24
- (5) 平田, コージェネレーションの現状と設計技術資料集 (1984) P 157, 第1インターナショナル社

製紙会社における熱併給ガスタービン発電設備

シンプソン製紙会社 D. J. Moeller

1. はじめに

近年、エネルギー・コスト削減のために、工場の自家発電設備として熱併給発電設備を設置することが世界的な趨勢となっている。ここでは米国における一つの事例として、シンプソン社における熱併給ガスタービン発電設備を紹介する。

2. 背景

北部カルフォルニアのアンダーソン市にあるシンプソン社シャスタ工場は年間連続操業により、印刷紙535トン/日およびパルプ225トン/日を生産している。工場は紙とパルプの生産のため、

18,000 kwの電力と240,000 LB/HR (109,000 kg/HR)の蒸気を消費する。この蒸気は製紙プロセス中で、紙の乾燥および木片の加熱などに使用される。従来、必要蒸気のうち130,000 LB/HR (59,000 kg/HR)はプロセス中で生成される液体燃料を使用するボイラーにより、また残りの蒸気は3基の天然ガス・ボイラーにより供給されていた。1977年以降、上昇するエネルギー・コスト対策として各種の複合発電サイクルの実用性を調査していたが、1981年にガスタービンと排ガスボイラーの組合せに重点を置くこととし、ENER

上する。

3. 在来方式との経済性比較

東京ガスビルディングのエネルギー経費（固定費＋変動費）について、在来方式とCGS方式の場合を試算し比較を行った。その経済計算では、電気・ガス料金の変動、金利、CGS発電量によって変化するものの、4～5年で初期投資を回収できる見通しである。59年4月から同年9月迄の実績で、発生電力のkWh当りの変動費は従来方式（全量買電）の約40%にすぎない。

本CGSは買電とは系統分離運転であるが、もし、常時並列運転が可能となり、さらに、契約電力の一部を予備電力契約に変更できれば経済性は一層向上すると思われる。

4. むすび

東京ガスビルディング内に設けられたガスタービンによる熱併給発電システム（CGS）は、エネルギーの利用効率を高めることによって省エネルギー性を確認するとともに、小規模分散型エネルギーシステムの経済性実証を目的としたもので、59年2月より順調な稼動を続けている。

本システムは大形ビル内での、都市ガスを燃料とするガスタービンを常用運転するという我国で

最初の例であるだけに、稼動に至るまでに多くの解決されねばならぬ問題があったが、非常に優れた成果が得られており、当初の目的である総合エネルギー効率の向上と経費の削減は十分に達成されている。

CGSの実現は、我国の省エネルギー政策に寄与することから今後の普及が期待されているが、それにはシステムの高効率化等ハード面の充実がより一層図られねばならないことはもちろん、熱併給発電全体のシステムエンジニアリングの一層の充実が望まれる。

参考文献

- (1) 鴻巣・虎頭, 日本機械学会誌, 83-736 (1980) P 253
- (2) M. Kohnosu・M. Nishino・T. Hamano・A. Watanabe, 83 TOKYO-IGTC-105
- (3) 浜野・渡辺・梶田・森, 川崎重工技報 第87号 (1985-1) P 43
- (4) 加藤・鴻巣・小楠, 建築設備2 (1984) P 24
- (5) 平田, コージェネレーションの現状と設計技術資料集 (1984) P 157, 第1インターナショナル社

製紙会社における熱併給ガスタービン発電設備

シンプソン製紙会社 D. J. Moeller

1. はじめに

近年、エネルギー・コスト削減のために、工場の自家発電設備として熱併給発電設備を設置することが世界的な趨勢となっている。ここでは米国における一つの事例として、シンプソン社における熱併給ガスタービン発電設備を紹介する。

2. 背景

北部カルフォルニアのアンダーソン市にあるシンプソン社シャスタ工場は年間連続操業により、印刷紙535トン/日およびパルプ225トン/日を生産している。工場は紙とパルプの生産のため、

18,000 kwの電力と240,000 LB/HR (109,000 kg/HR)の蒸気を消費する。この蒸気は製紙プロセス中で、紙の乾燥および木片の加熱などに使用される。従来、必要蒸気のうち130,000 LB/HR (59,000 kg/HR)はプロセス中で生成される液体燃料を使用するボイラーにより、また残りの蒸気は3基の天然ガス・ボイラーにより供給されていた。1977年以降、上昇するエネルギー・コスト対策として各種の複合発電サイクルの実用性を調査していたが、1981年にガスタービンと排ガスボイラーの組合せに重点を置くこととし、ENER

GY SERVICES INC.(ESI)と連携して、数種の高タービンについて、初期投資および運転費を総合的に検討し、IHI-IM5000 ガスタービンがシャスタ工場に最適であると結論し、採用に踏切った。この主な理由は、

(1) IM5000の排気ガスより得られる蒸気量が、予備用へと引退する予定であった天然ガスボイラーの発生蒸気量と一致する。

(2) 全発生エネルギー量のうち発電電力の割合が大きく、かつ高タービンの単純サイクル熱効率が37%と他機種に較べて高い。

の二点であった。プラントは1983年5月運転開始以来、1985年3月までに約15,000時間稼動している。

3. プラントの概要

プラントの設計点におけるフローダイアグラムを図1に示す。

作動空気は吸気冷却器/フィルターを通してガ

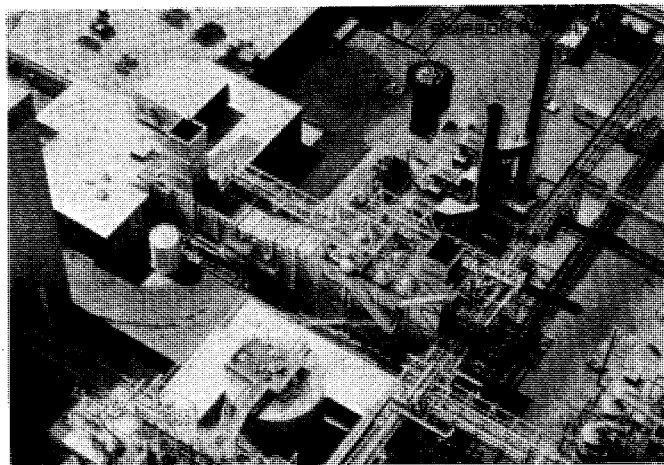


写真1 プラントの全景

スタービンの二軸式空気圧縮機へ取入れられ、燃焼器で燃料およびNOx低減用の水が噴射される。水蒸気を含む高圧ガスは出力タービンにて33,000 kwの出力を発生した後、約1 × 10⁶ LB/HR

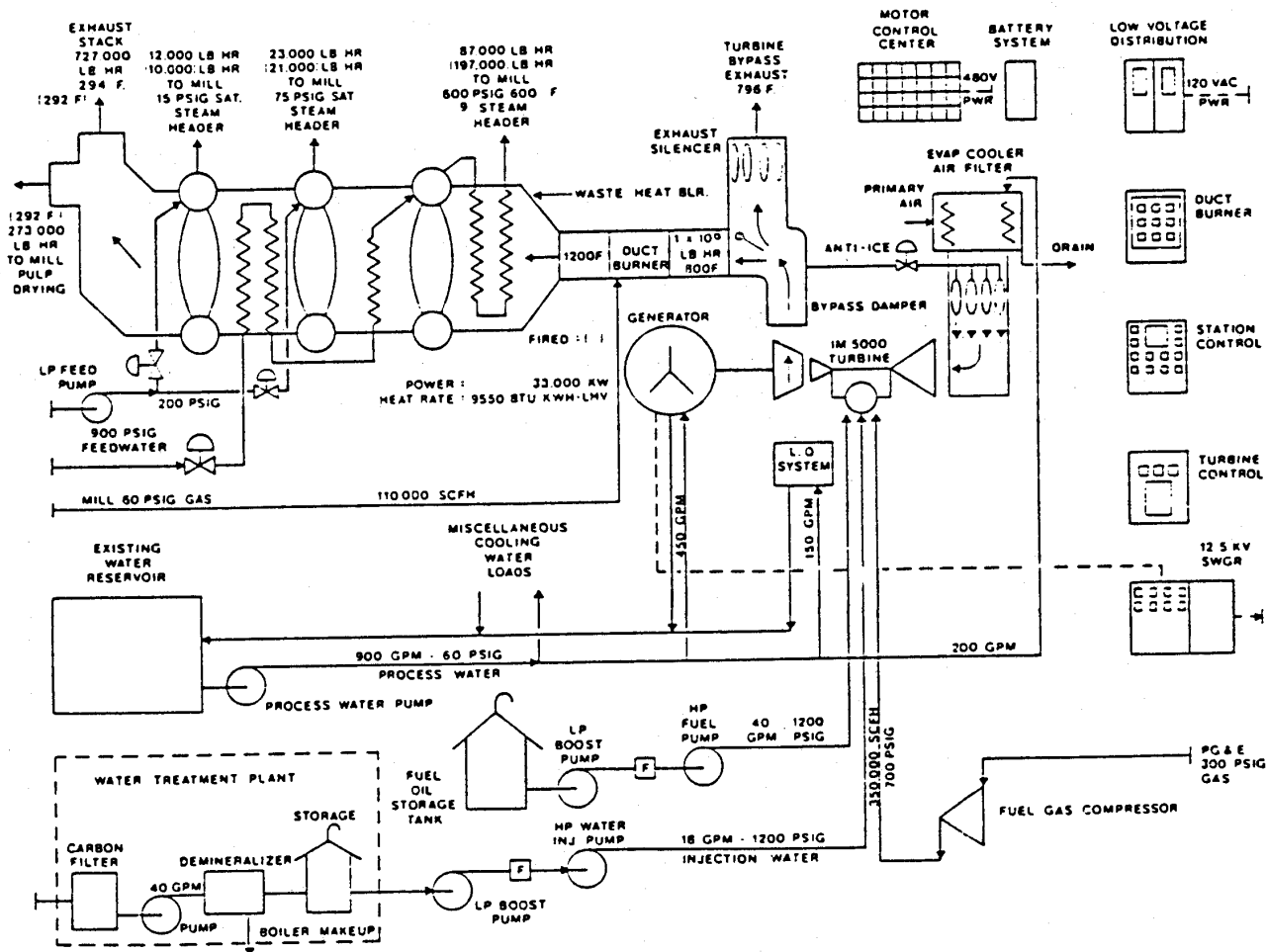


図1 プラントのフローダイアグラム

(454,000 kg/HR)の排気ガスとなって、3段圧力式排熱回収ボイラーへ導かれ、表1に示す蒸気を発生させた後、煙突より大気へ放出される。

ガスタービンは通常天然ガスを燃料とし、非常時には液体燃料も使用できる。またボイラー入口には蒸気量を制御するための排ガスダンパーおよびダクトバーナーが装備されている。

発電プラントの中核であるガスタービンは、GE-LM5000ガス発生機とIHI-ITA1203出力タービンを空力的に結合した、IM5000形

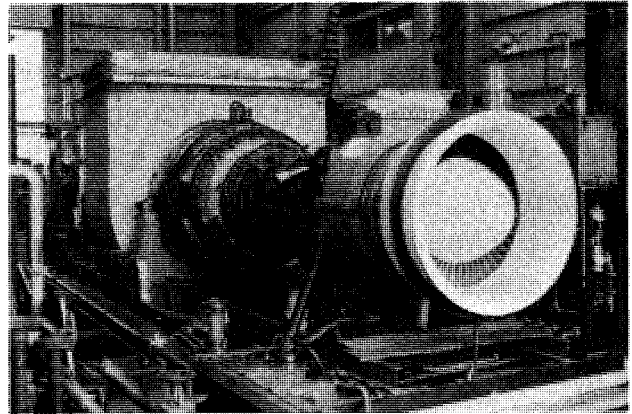


写真2 IM5000ガスタービン

表1 排ガスボイラーの蒸気発生量(設計点)

		NO DUCT FIRING	DUCT FIRING
		Gas Temp. 796 F. (424 C.)	Gas Temp. 1200 F. (649 C.)
HP STEAM	FLOW LB/HR (KG/HR)	87,000 (39,500)	197,000 (89,400)
	PRESSURE PSIG (kPa)	600 (4140)	600 (4140)
	TEMPERATURE F. (C.)	600 (315)	600 (315)
	ENTHALPY BTU/LB (K-CAL/KG)	1289 (716)	1289 (716)
IP STEAM	FLOW LB/HR (KG/HR)	23,000 (10,400)	21,000 (9,500)
	PRESSURE PSIG (kPa)	75 (520)	75 (520)
	TEMPERATURE F. (C.)	Saturated	Saturated
	ENTHALPY BTU/LB (K-CAL/KG)	1185 (658)	1185 (658)
LP STEAM	FLOW LB/HR (KG/HR)	12,000 (5,400)	10,000 (4,500)
	PRESSURE PSIG (kPa)	15 (103)	15 (103)
	TEMPERATURE F. (C.)	Saturated	Saturated
	ENTHALPY BTU/LB (K-CAL/KG)	1164 (647)	1164 (647)
STACK TEMPERATURE F. (C.)		294 (145)	292 (144)

であり、圧力比30、タービン入口ガス温度2,100°F(1,149°C)で運転される。現地標高465 FT(142 m)、吸気温度59°F(15°C)において、33,000 kwの発電機出力を発生し、これに対応する熱消費率は9,550 BTU/kwH(10,075 KJ/kwH)である。ガス発生機の構成部品の約80%は、CF6-50大形旅客機用エンジン部品と互換性を持っている。

排熱回収ボイラーとしては、Vogt製モジュール式蒸気発生装置を、その簡易さと自然循環、3段圧力式设计の実績を評価し選定した。モジュール式の機器は据付に要する時間とコストを最小にする。ボイラーのケーシングや構造部材の応力を軽減するために、内部断熱方式が採用されている。また、3段圧力式ボイラーはシンプソン社には特に有利である。シャスタ工場では、3つの蒸気圧

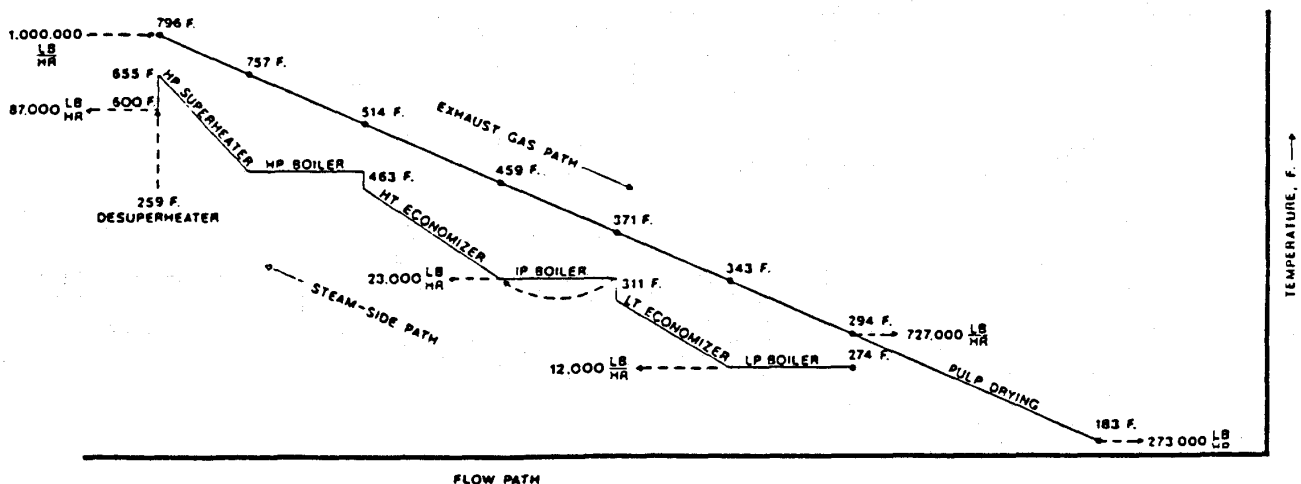


図2 排ガスボイラーの温度変移図

力すべてに需要があり、かつ3段圧力ボイラーは図2に示すように、出口ガス温度を300°F(149℃)まで低下させることができるためである。これよりさらにガス温度を低下させた方がプラントの効率からは有利であるが、ボイラーチューブの硫黄腐食による寿命低下をさけるため、比較的高い温度を採用している。

工場の操業中必要とする各蒸気流量の比率が絶えず変動するため、蒸気の流量制御が計画段階で解決すべき厄介な問題であった。この問題は、中/低圧ドラムやヘッダーの圧力調節弁より上流部分を圧力調節弁を全閉にした時にかかる最高ドラム圧力で設計することで解決した。

なお、発電電力はすべて電力会社へ売却され、工場に必要な電力は買戻される。また夏期3ヶ月間の電力ピーク時には、98.3%の稼働率を条件とし、33MWの出力保証をすることにより電力会社からCAPACITY CREDITと呼ばれる付加金が支払われる。

4. プラントの特徴

(1) ガスタービン吸気冷却器

ガスタービン吸気装置は前置フィルター、蒸発式吸気冷却器および後置バグフィルターから成り、吸入空気は前置フィルターを通った後、長さ2 FT(610 mm)の連続流水に浸された蒸発式冷却器で冷却され、後置バグフィルターを通過してガスタービンへ送られる。この吸気冷却はガスタービンの作動空気および排気ガスの重量流量を増大させ、図3に示すように発電機出力および蒸気流量を増加させる。夏期の電力ピーク時における吸気冷却の平均的な効果は20.9°F(11.6℃)でこれによる出力増加は3,900 kwに達し、既述のCAPACITY CREDITによる増収は年間約50万ドルになる。また吸気冷却による年間の平均的な性能改善は表2のようになり、売電量の増大および燃費の改善により年間約13万ドルの増収となる。以上のように吸気冷却が本プラントの経済性に大きく寄与している。

(2) ガスタービンの洗浄システム

圧縮機およびタービンの羽根の汚れが性能に及ぼす影響を最少にするため、水洗設備が設けられている。高性能吸気フィルターを使用しても、圧縮機の羽根の汚れは、風向と空気の汚れの条件によ

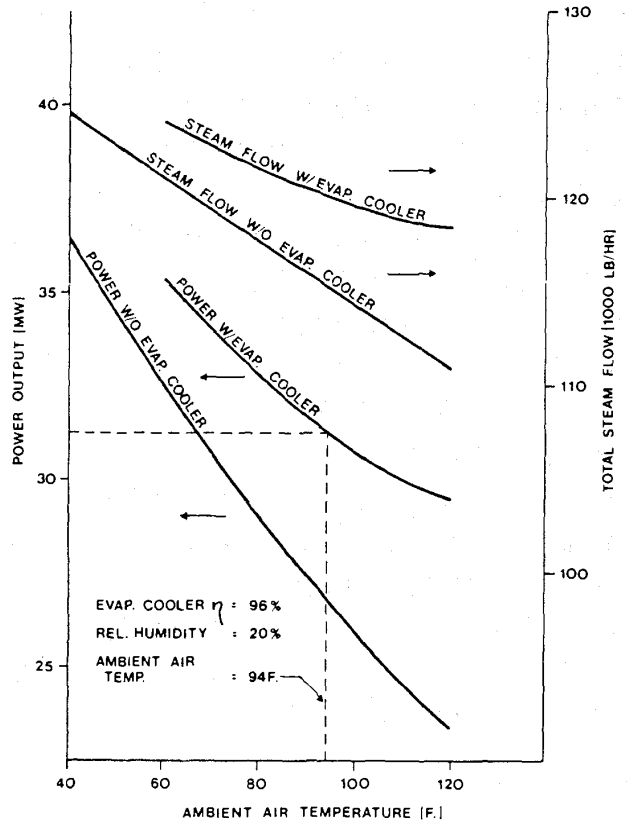


図3 ガスタービン吸気冷却の効果

表2 吸気冷却によるガスタービンの性能変化

Inlet Air Temp. F.(C.)	Power KW	Heat Rate BTU/KWH-LHV(KJ/KWH-LHV)
60 (15.5)	32,700	9,550 (10,075)
70.9 (21.6)	30,600	9,720 (10,255)

ては数時間で1 MW程度も出力を減少させることが分かり、吸気フィルタのすぐ下流で継続的に汚染濃度と組成を調査した。この結果、汚染物質の主成分はインドナフタレン(C₉H₈)であり、これが0.2ミクロン程度の大きさで、細かい霧状になってガスタービンに入ることが分かった。この大きさの粒子に対し、1×10⁶ LB/HRの大量の空気をろ過するのは現実的でないので、シンプソン社は目下工場内のあらゆる排出物を調査し、発生源をつきとめて対策を取ろうとしている。

標準的な水洗用ノズルがガスタービン入口ベルマウスに取付けてあるが、それ以外に、タービン部をも洗浄するため燃焼器の水噴射ノズルからも洗浄水を噴射するようにしている。

水洗の手順は洗剤B & B 3100により5分間の

洗浄を2回、次に脱イオン水によって7分間のすすぎ洗いを3回、高/低圧ローターをスターターで低回転させながら実施するのが標準であるが、最初の2ヶ月間の運転で圧縮機にカルシウムが堆積し、水洗いにもかかわらず性能が低下し始めたので、カルシウム除去のための酢酸溶液による洗浄を洗剤洗いに付け加えた。すすぎ洗い後タービンからの排出液の伝導度が10 μ mhos以下になるまですすぎ洗いを実施する。

(3) NO_x低減用水噴射

排気ガス中のNO_xについての郡と連邦の規制値(92 LB/HR)に適合するため、ガスタービン燃焼器へ水噴射をしている。運転試験の結果では燃料の60%の流量の水噴射をすることにより、規制値を満足する(図4)。またNO_x排出量は、ダクトバーナーにより追焚きをしてもほとんど変化しないことが確認された。

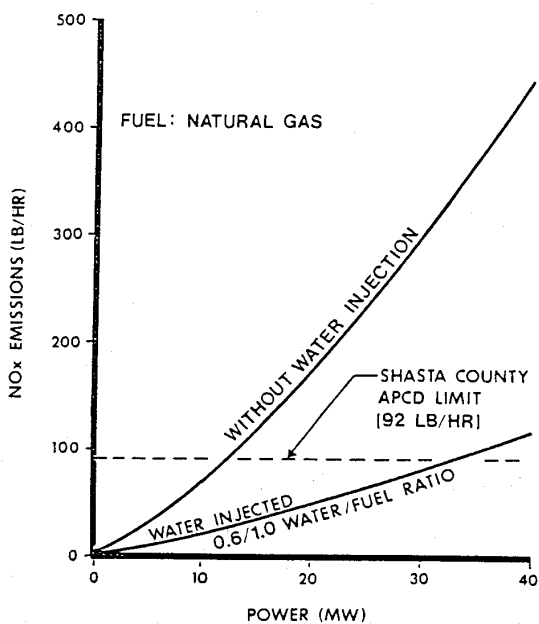


図4 排気ガスのNO_x排出量

天然ガスが入手できない場合、液体燃料の使用が硫黄分97,500 LB/年を限度として認可されているが、この場合にはNO_x排出量がガス燃料の時より50%多くなり、同じ規制値をパスするには水噴射量を増加させねばならない。

(4) 制御システム

プラントの制御装置は運転中の各ユニットを保護するためのシーケンサーで構成される。Wood

ward 43027形電子ガバナーが燃料と水の流量を調節し、それによってガスタービンの起動、出力条件および停止を制御する。回転速度、温度、圧力、流量、振動などのあらゆるパラメーターはFisher社PROVOXマイクロプロセッサにより連続的に監視される。

各システムとその状態は運転員の便宜のために監視制御盤のスクリーンに表示されシステムのパラメーターは定期的にプリントされ運転員に刻々の運転状況を提供するようになっている。

(5) バイパスダンパー

圧力調節弁による中/低圧ヘッダーの蒸気圧力制御に加えて、バイパスダンパーによりバイパス煙突へ不必要な排気ガスを分流することにより、高圧ヘッダーの圧力が制御される。

ダンパーの開度は2本のケーブルを電動式ドラムに巻きつけたり、ほどいたりして調節する。ケーブルはダンパーの両面に取付けられ、ダンパーがどちらの方向に動こうともケーブルの1つが張りつめられガス流量制御の不感帯を最少にすると共に、ダンパーのバタつきを防止している。図5にダンパーの流量特性を示す。

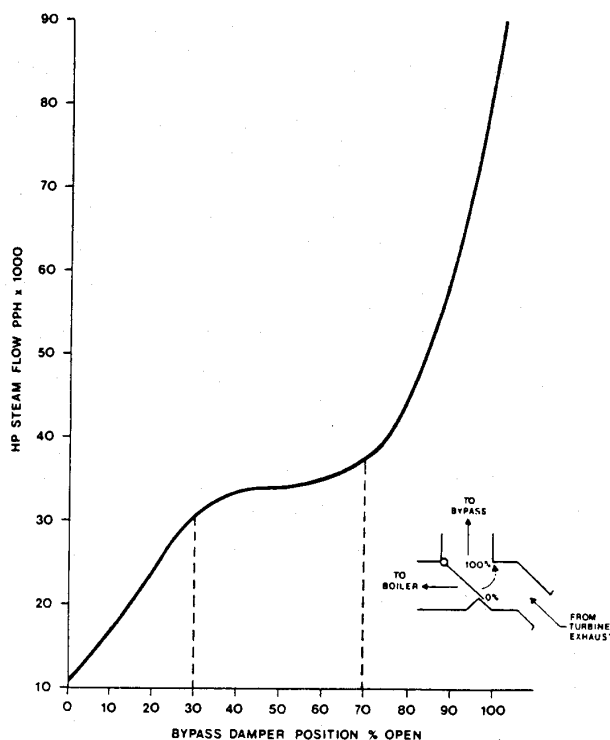


図5 バイパスダンパーの流量特性

(5) 追焚き装置 (ダクトバーナー)

ダクトバーナーはダンパーがボイラーに対して全開してもなお蒸気の需要が供給を上まわる時に、高圧ヘッダーの圧力を調節するために使用される。ダクトバーナーは 60 psig (415 kPa) の天然ガスを燃料とし、1,200 °F (649 °C) までガス温度を上げ、 110×10^6 BTU/HR (116×10^6 KJ/HR) のエネルギーを供給する能力がある。

バーナーは高圧ヘッダーの圧力が設定値以下になると点火され、蒸気の需要がガスタービンの排熱でまかなえる量に減少すると消される。

Fisher 社 PROVOX マイクロプロセッサは高圧ヘッダーの圧力を維持するにあたってダンパーとダクトバーナーの両方の操作を制御する役割も持っている。

5. プラントの運転 / 操業

プラントの起動は、制御装置に組み込まれた、ガスタービンの起動スケジュールにより自動的に煙道のガスパーズ、ガスタービンの点火、同期速度までの加速、同期投入および全負荷までの立上げを約20分間で完了する。同期投入後、運転員はバイパスダンパーを約10%開き、排ガスボイラーの暖機を開始する。各ドラムの圧力が立ち始め、空気抜きが終了し、各ボイラーのヘッダー圧力が工場の所要圧力に到達すると、ボイラー主蒸気管の元弁が開かれる。ボイラーのすべての元弁やベント弁は制御室の操作盤から遠隔操作で開閉することができる。中 / 低圧のヘッダー圧力調節装置が作動を始めると、運転員は高圧ヘッダーの圧力制御を自動ダンパー制御器へ切換え、ボイラーへの排ガス流量を調節することにより高圧ヘッダー圧力を 600 Psig (4140 kPa) に維持する。中 / 低圧の圧力調節装置はそれぞれドラムからの蒸気流量を絞ることによりヘッダー圧力を 75 Psig (520 kPa) / 15 psig (103 kPa) に維持する。

6. 運転性能

図6はガスタービン発電装置の実測性能を示す。通常、ガスタービンは高圧タービン出口ガス温度 (T44) を 1,308 °F (709 °C) 一定になるように制御され、出力は吸気温度によって変動するが、夏期 (6, 7, 8 月) は既述の電力会社との取決めによる、「ピーク負荷処理スケジュール」によ

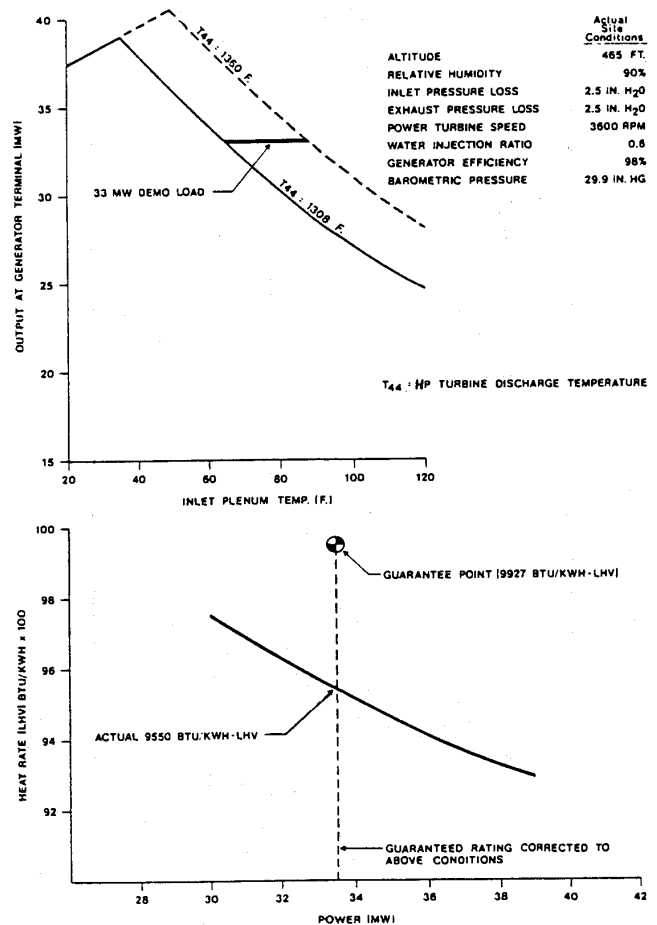


図6 ガスタービン発電装置の実測性能

り出力が33MWに保持される。このスケジュールではT44が1,360 °F (728 °C) 以下の範囲で変動する。

アンダーソンでは夏期にはしばしば大気温度が 110 °F (43.3 °C) に達するが、吸気冷却器の効用により、ガスタービン吸気温度が 75 °F (24 °C) 以上になることはない。従って、通常の運転では出力31MW以上が保持され、ピーク負荷処理時にはT44を若干高めることにより33 MWの要求電力を供給することができる。

プラント全体の燃料エネルギー入力と出力とのバランスチェックの結果を図7に示す。プラントの運転範囲全般を通じて発電量と蒸気発生量とがほぼ均等になっている。

最後に運転開始後20ヶ月間の運転実績を表3にまとめてあるが、予想以上の高稼働率が得られている。

本文はD. J. Moeller 氏 の原稿を石川島播磨重工(株)陸船ガスタービン事業部が翻訳したものであ

表3 運転実績

Total Power Generation : 434,916 MWH
 Average Power Output : 33,574 KW
 Average Simple Cycle Gas Turbine Heat Rate : A. 9,550 BTU/KWH(LHV) (35.7% Efficiency)
 B. 10,600 BTU/KWH(HHV)
 Average Steam Production: 95,000 LB/HR
 Plant Availability : 96.7 %
 Plant Reliability : 98.9 %
 Operation Period : May, 1983 through Jan. 1985

参考文献

- (1) Moeller, D.J. & Kolp, D.A. ASME-84-GT-55
- (2) Bosscher, D.D.Pほか2名 ASME-83-GT-102
- (3) Victor de Biasi 「GAS TURBINE WORLD」 Vol. 12-No 3 (1982.7) Page 18

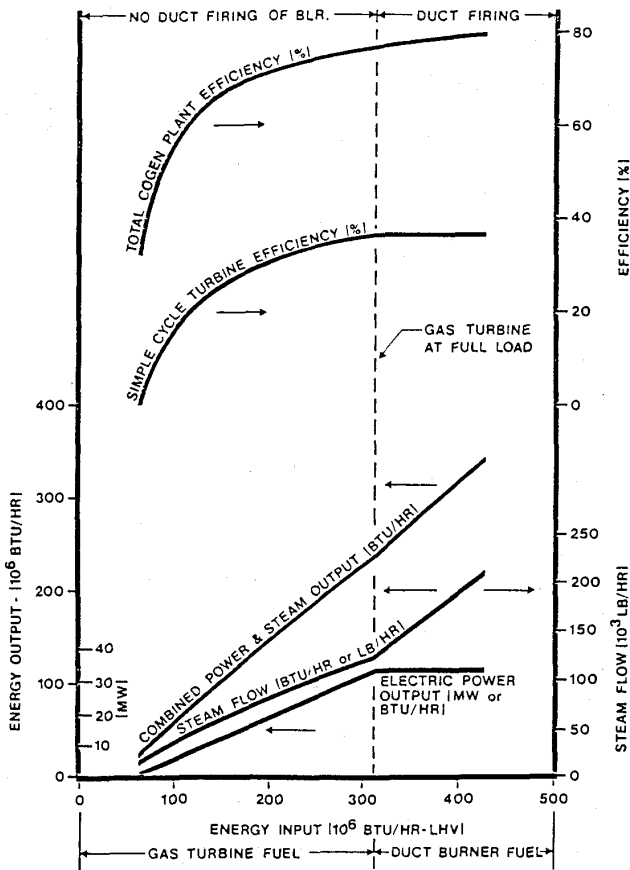


図7 プラント全体の性能

§ 入会勧誘のおねがい

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

賛助会員	1口	60,000円	入会金	1,000円
正会員		4,000円	入会金	500円
学生会員		2,000円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402
 (社)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095

表3 運転実績

Total Power Generation : 434,916 MWH
 Average Power Output : 33,574 KW
 Average Simple Cycle Gas Turbine Heat Rate : A. 9,550 BTU/KWH(LHV) (35.7% Efficiency)
 B. 10,600 BTU/KWH(HHV)
 Average Steam Production: 95,000 LB/HR
 Plant Availability : 96.7 %
 Plant Reliability : 98.9 %
 Operation Period : May, 1983 through Jan. 1985

参考文献

- (1) Moeller, D.J. & Kolp, D.A. ASME-84-GT-55
- (2) Bosscher, D.D.Pほか2名 ASME-83-GT-102
- (3) Victor de Biasi 「GAS TURBINE WORLD」 Vol. 12-No 3 (1982.7) Page 18

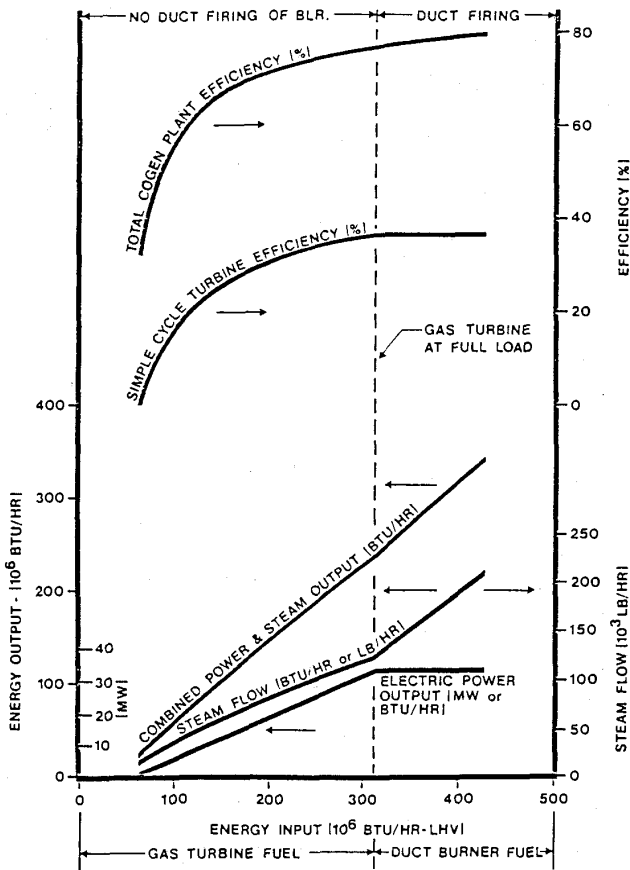


図7 プラント全体の性能

§ 入会勧誘のおねがい

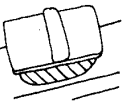
日本ガスタービン学会では賛助会員、正会員、学生会員の入会を呼びかけております。ガスタービン関係の方々には是非ご入会いただきますよう各方面でのご勧誘をおねがいたします。

賛助会員	1口	60,000円	入会金	1,000円
正会員		4,000円	入会金	500円
学生会員		2,000円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402
 (社)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095



14. 相対流れの方程式

普段見かける流れの基礎方程式はケーシングに固定された絶対座標系に対する流れ，絶対流れに対して成立するものである。ここではこれらの式から，羽根車に固定された相対座標系の相対流れに対する方程式を誘導することを考える。

今なめられに変化するスカラー関数を $u(x)$ とする。点 x_0 から a だけ離れた点の u の値はテイラー展開により $u(x) + a \cdot \nabla u$ になる (図29)。絶対流速を v ，相対流速を w とすれば，

$$v = w + \omega \times r \tag{77}$$

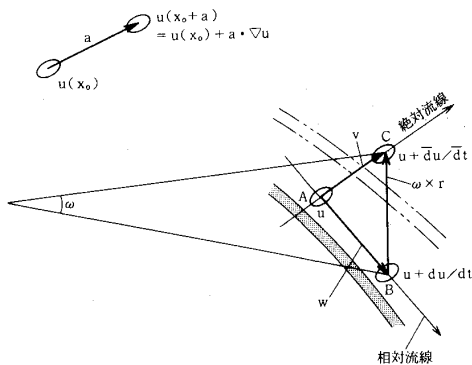


図29 絶対流れと相対流れ

ただし， ω ：羽根車の回転角速度， r ：半径。羽根車流路内の点Aにある流体粒子は，単位時間後には図29に示すように，相対座標系では点Bに，絶対座標系では点Cに移る。点Cの状態は当然点Bと同じであるから

$$\begin{aligned} \frac{du}{dt} &\equiv \frac{\partial u}{\partial t} + v \cdot \nabla u = \frac{\partial u}{\partial t} + w \cdot \nabla u \\ &\equiv \frac{du}{dt} \end{aligned} \tag{78}$$

なお， $\frac{\partial u}{\partial t} \approx 0$ ， $\frac{\partial u}{\partial t} \approx -\omega \times r \cdot \nabla u$ である。

次にベクトル量 $u(x)$ に対しては，点BとCの u は大きさ等しく方向はそれぞれの半径に対して同じであるから，点Cの u は点Bの u に対して ω

だけ回転している。したがって

$$\frac{d\bar{u}}{dt} = \frac{du}{dt} + \omega \times u \tag{79}$$

式(77)，(79)を用いれば，絶対流れの運動方程式の対流項は

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{v}}{dt} &= \frac{dv}{dt} + \omega \times v \\ &= \frac{dw}{dt} - \omega^2 r + 2\omega \times w \end{aligned} \tag{80}$$

になり，相対流れの対流項と遠心力，コリオリ力の項の和になる。これらの関係を用い，相対流れの基礎方程式を導くことができる。

完全気体の等エントロピ流れは，周知のように，絶対流れの速度ポテンシャル ϕ を用い次のように表わされる。

$$c^2 \nabla^2 \phi + v \cdot \nabla v^2 / 2 = 0 \tag{81}$$

しかし，この式の第2項は本来は $-\frac{dh}{dt}$ で，また羽根車の流れでは岐点エンタルピ一定ではなく，ロータルピ

$$I \equiv h + v^2 / 2 - \omega r v_u$$

が一定になる。したがって羽根車の流れの方程式は，式(81)に式(78)を用い若干の計算の後に

$$c^2 \nabla^2 \phi + w \cdot \nabla (v^2 / 2 - \omega r v_u) = 0 \tag{82}$$

絶対流れの渦度 ξ の輸送方程式は非圧縮流れに対しては次のようになる。

$$\frac{d\xi}{dt} = \xi \cdot \nabla v + \nu \Delta \xi \tag{83}$$

この式に式(79)を用いれば

$$\frac{d\xi}{dt} + \omega \times \xi = \xi \cdot \nabla v + \nu \Delta \xi$$

$\xi \cdot \nabla (\omega \times r) = \omega \times \xi$ であるから

$$\frac{d\xi}{dt} = \xi \cdot \nabla w + \nu \Delta \xi \tag{84}$$

この式は ξ の対流による変化 $d\xi/dt$ が渦糸の伸張 $\xi \cdot \nabla w$ (図30参照) と渦度の拡散 $\nu \Delta \xi$ によって起こることを示している。

15. 格子発生

差分法では，ノズル，翼列などの流れに対し，流れ場に適合する曲線座標格子を使用することが一般化している。格子の種類とその作り方は下のようにならめられる⁽⁶²⁾⁽⁶³⁾。

格子は(i)なめらか，(ii)直交に近く，(iii)必要なところ(境界近傍，境界層，衝撃波)で細かくなけ

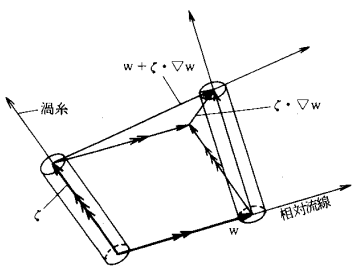


図30 三次元的流れにおける渦度の発生

共形格子 (conformal)	古典的方法 (複素関数の導入, 等角写像法の利用)
直交格子 (orthogonal)	解析的方法 (楕円形, 放物形方程式の解)
非直交格子	代数的方法 (補間法, blending, 平滑化等)

ればならない。共形格子は(i)と(ii)が完べきで、凹境界のところでは密になり、変換後の方程式も簡単になるが、あまり一般的なものではなく、三次元では特別の場合を除いて不可能である。解析的方法是最も一般的なもので、(i)が完全で、(ii)と(iii)は努力次第である。上の三条件をよく満足する格子が、変分問題から導かれる楕円形方程式を解くことによって得られる⁽⁶⁴⁾。代数的方法も一般的なもので、(ii)と(iii)が直接的に制御でき計算量も少ないが、(i)にやや欠ける。

今物理面上の座標を x 、写像面上の座標を ξ とする。境界の変形する場合、格子の粗さを圧力勾配によって変える場合などには、計算の過程で格子を作り替える必要があり、

$$\xi = \xi(x, t), \quad \tau = t \tag{85}$$

これより次の変換の測度の関係が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} \xi_x &= y_\eta / J, & \xi_y &= -x_\eta / J, \\ \xi_t &= -x_\tau \xi_x - y_\tau \xi_y \\ \eta_x &= -y_\xi / J, & \eta_y &= x_\xi / J, \\ \eta_t &= -x_\tau \eta_x - y_\tau \eta_y \end{aligned} \right\} \tag{86}$$

ただし、

$$J = x_\xi y_\eta - x_\eta y_\xi \tag{87}$$

は変換のヤコビ行列式。

次に一例として楕円形方程式

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \xi &= P(\xi, \eta), \\ \nabla^2 \eta &= Q(\xi, \eta), \quad \nabla^2 \equiv \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2 \end{aligned} \right\} \tag{88}$$

による格子発生を説明する。 $x = x(\xi)$ を x または y に関して2回微分した式に、式(86)~(88)を用いれば次式が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} L(x) &= -J^2(x_\xi P + x_\eta Q), \\ L(y) &= -J^2(y_\xi P + y_\eta Q), \\ L &\equiv g_{22} \partial^2 / \partial \xi^2 - 2g_{12} \partial^2 / \partial \xi \partial \eta \\ &\quad + g_{11} \partial^2 / \partial \eta^2 \end{aligned} \right\} \tag{89}$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} g_{11} &= x_\xi^2 + y_\xi^2 \\ g_{12} &= x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta \\ g_{22} &= x_\eta^2 + y_\eta^2 \end{aligned} \right\} \tag{90}$$

x 面上の曲線座標格子は、 ξ 面上の長方形領域の境界点に x の値(または周期性条件など)を与え、式(89)の境界値問題を差分法で解いて内点の x の値を求めれば容易に得られる(図31)。良好な

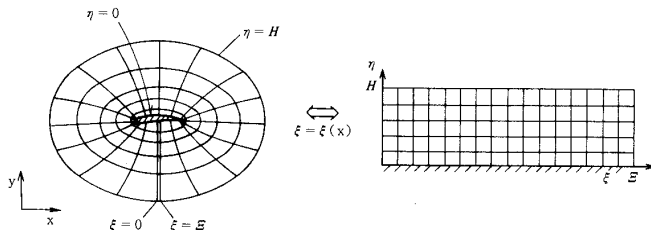


図31 物理面と写像面上の格子

格子は適切な P と Q を与えることによって得られる。なおこれには、 $L(x)$ が面 $x = x(\xi)$ のだいたい平均曲率に対応すること、式(89)の右辺が正ならばこの面は凹に、負ならば凸になることなどから格子の状態を予測することが必要である。直交格子は、

$$g_{12} = 0 \tag{91}$$

のときに得られ、その作り方もいろいろ提案されている⁽⁶⁵⁾。

ターボ機械の羽根車の流れの計算に用いられる格子は、ハブ—ケーシング間(シュラウド間)を分割する回転面をもとに作られる。またこの回転面上の翼列は、変数変換

$$dx = dm/r, \quad dy = d\theta \tag{92}$$

によって xy 面上の直線翼列に等角写像される。ただし m は回転面上の子午線方向距離。直線翼列の格子には、たとえば図32に示すようなものがあ

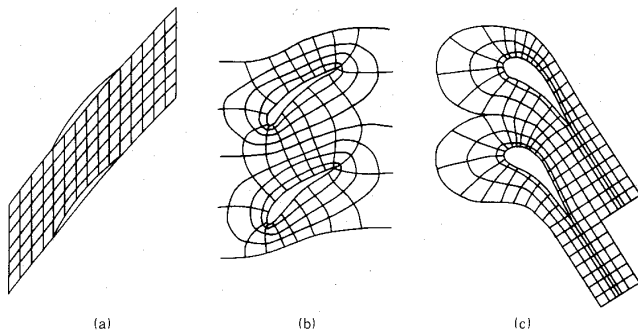


図32 直線翼列の格子

る。(a)は簡単であるがときに歪の大きい格子, (b)はO形の共形格子, (c)は解析的または代数的方法で作られる粘性流れにも適したC形格子。また三次元の格子は, このようないくつかの回転面上の格子をもとに, ハブ—シュラウド間を補間することによって翼と共に作られる。あるいは簡単に子午面上の格子をもとに翼間流路を周方向に分割することによっても作られる。

曲線座標格子を使用する場合には, 流れの計算はすべて写像面上の正方形格子(三次元では写像空間内の立方体格子)に対して行われる。そのため基礎方程式の x 微分はすべて ξ 微分に書き直さなければならない。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} &= \xi_x \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial}{\partial \eta}, \\ \frac{\partial}{\partial y} &= \xi_y \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial}{\partial \eta}, \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} &= \xi_x^2 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + 2\xi_x \eta_x \frac{\partial^2}{\partial \xi \partial \eta} + \\ &\eta_x^2 \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} + \xi_{xx} \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_{xx} \frac{\partial}{\partial \eta}, \dots \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

たとえば, 対流項は

$$\begin{aligned} du/dt &= u_t + u u_x + v u_y \\ &= u_t + U u_\xi + V u_\eta \end{aligned} \quad (94)$$

ただし,

$$U = \xi_x u + \xi_y v, \quad V = \eta_x u + \eta_y v \quad (95)$$

は反変速度成分である。この反変速度の意味は, 図33から明らかなように, ξ 面上で流体粒子が単位時間に移動する距離で写像面上の速度である。

16. オイラー方程式

非定常二次元の非粘性圧縮性流れの基礎方程式

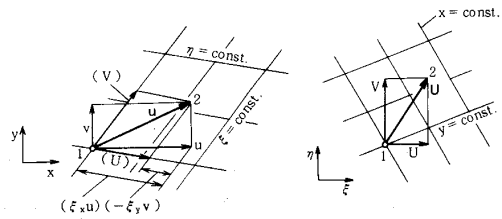


図33 物理速度 u と反変速度 U

は前に示した式(12), (13)である。これらの式は変数変換後に次のようになる。

$$\frac{\partial \hat{q}}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{G}}{\partial \eta} = 0 \quad (96)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} \hat{q} &= J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad \hat{F} = J \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho u U + \xi_x p \\ \rho v U + \xi_y p \\ (e+p)U \end{bmatrix} \\ \hat{G} &= J \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + \eta_x p \\ \rho v V + \eta_y p \\ (e+p)V \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

式(96)の運動方程式はオイラー方程式と呼ばれている。この流速 u の運動方程式を写像面上の流速 U のものに書き換えれば,

$$\left. \begin{aligned} \hat{q} &= J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho U \\ \rho V \\ e \end{bmatrix}, \quad \hat{F} = J \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + \tilde{g}_{22} p \\ \rho UV - \tilde{g}_{12} p \\ (e+p)U \end{bmatrix} \\ \hat{G} &= J \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho UV - \tilde{g}_{12} p \\ \rho V^2 + \tilde{g}_{11} p \\ (e+p)V \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

ただし, $\tilde{g}_{ij} = g_{ij}/J^2$ 。式(98)は, すべりのある固定壁の条件

$$U = 0, \quad \text{または} \quad V = 0 \quad (99)$$

が扱い易く, オイラー方程式の解法に適している⁽⁶⁶⁾。空間微分項が発散形で書かれている式(96)は保存形の式と呼ばれ, 保存性のある差分式の使用により数値誤差を小さく押さえることができる。他方これとは別に, 次の準線形非保存形の式も用いられている。

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \xi_x \frac{\partial F}{\partial \xi} + \xi_y \frac{\partial G}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial F}{\partial \eta} + \eta_y \frac{\partial G}{\partial \eta} = 0 \quad (100)$$

この式には測度 ξ_x, \dots の微分が含まれないため、結果が格子のなめらかさによって大きく変わることがないという特徴がある⁽⁶⁷⁾。

有限体積法では、式(12)を一つのセルに対して積分し、ガウスの定理を用いて書き換えた次式が用いられている。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} q dx + \int_{\partial \Omega} H \cdot ndS = 0 \quad (49 \text{ bis})$$

ただし、

$$H = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u u + p \mathbf{1}_x \\ \rho v u + p \mathbf{1}_y \\ (e+p)u \end{pmatrix}$$

格子が時間とともに変わる場合には、エネルギー方程式と反変速度に補正項が加わるが、式の形は基本的には同じである。亜音速または弱い衝撃波の流れでは、式(96)、(100)などからエネルギー方程式を省き、等エントロピ流れの関係で代用することができる。なお以上は簡単のため二次元の場合の式を書いたが、三次元の場合にも同様の式が用いられている。

陽解法と陰解法。上述の基礎式は多くの方法で解かれているが、ここでは次の方法を中心に解説を進める。

陽 解 法	基礎方程式	部分段階法
MacCormack (1969) ⁽⁶⁸⁾	(12)(49)(96)	時間分離法
Denton (1975) ⁽⁶⁹⁾	(49)	
Denton (1983) ⁽⁷⁰⁾	(49)	
陰 解 法		
Beam-Warming (1976) ⁽⁷¹⁾	(12)(96)	AF法
Beam-Warming (1978) ⁽⁷²⁾	(12)(96)	AF法
Briley-McDonald (1980) ⁽⁷³⁾	(100)	ADI法
Steger-Warming (1981) ⁽⁷⁴⁾	(12)(96)	AF法
新MacCormack (1982) ⁽⁷⁵⁾	(12)(96)	AF法

1970年代にはMacCormack法、Denton法などの陽解法が能率的な方法として用いられていた。陰解法は、はじめ無条件安定とは言われながらも実際にはクーラン数2以下に留まっていたが、最近になってSteger-Warming法、新MacCormack

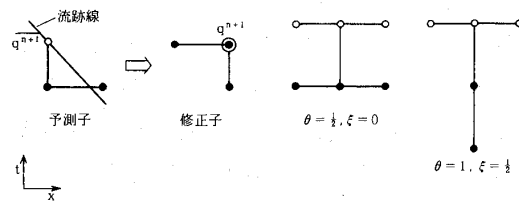
法などの大きいクーラン数でも安定な高能率の解法が開発された。他方、陽解法もMG法の採用により高能率化が図られている。

基礎方程式は未知変数 q に関して非線形である。陽解法では非線形のまま解くこともできるが、陰解法では線形化が必要で、最終的には連立1次方程式を解く問題に持って行かなければならない。

MacCormack法は陽的2段階法で(図34)、

$$\left. \begin{aligned} \text{予測子: } \Delta q^n &= -\Delta t (\Delta_x F^n + \nabla_y G^n) \\ q^{\overline{n+1}} &= q^n + \Delta q^n \end{aligned} \right\} (101p)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{修正子: } \Delta q^{\overline{n+1}} &= -\Delta t (\nabla_x F^{\overline{n+1}} + \nabla_y G^{\overline{n+1}}) \\ q^{n+1} &= \frac{1}{2} (q^n + q^{\overline{n+1}} + \Delta q^{\overline{n+1}}) \end{aligned} \right\} (101c)$$



MacCormack法 Beam-Warming法

図34 MacCormack法とBeam-Warming法

ただし、 $\Delta_x F_i = (F_{i+1} - F_i) / \Delta x$ は前進差分、 $\nabla_x F_i = (F_i - F_{i-1}) / \Delta x$ は後退差分。式(101)は合わせて2次精度である。

Beam-Warming法は陰解法でその元になる式は、

$$\begin{aligned} & [(1+\xi)q^{n+1} - (1+2\xi)q^n + \xi q^{n-1}] / \Delta t \\ & + \theta (\delta_x F^{n+1} + \delta_y G^{n+1}) \\ & + (1-\theta) (\delta_x F^n + \delta_y G^n) = 0 \end{aligned}$$

ただし、 $\delta_x F_i = (F_{i+1} - F_{i-1}) / 2\Delta x$ は中心差分。今線形化のためテイラー展開

$$\left. \begin{aligned} F^{n+1} &= F^n + A^n \Delta q^n + O(\Delta t^2) \\ A &\equiv \partial F / \partial q, \quad q^{n+1} = q^n + \Delta q^n \end{aligned} \right\} (102)$$

を上式に代入すれば、

$$\begin{aligned} & \left[I + \frac{\theta \Delta t}{1+\xi} (\delta_x A^n + \delta_y B^n) \right] \Delta q^n = \\ & - \frac{\Delta t}{1+\xi} (\delta_x F^n + \delta_y G^n) + \frac{\xi}{1+\xi} \Delta q^{n-1} \\ & + O(\Delta t^3) \end{aligned} \quad (103)$$

式 (103) の精度も 2 次である (図 34)。なお F , G は q の 1 次の同次式であるから,

$$F = Aq, \quad G = Bq \tag{104}$$

なる関係が成立する。

Δ 形式で書かれた式 (103) は, 定常流れを求め
る目的に対しては, 残差値 $\delta_x F^n + \delta_y G^n$ から修正
値 Δq^n を求める式になっており, すべての残差
値が零になれば修正値も零になり解は収束する。
定常解の精度は残差値の計算だけから決まり, 左
辺の演算子は解の安定性, 収束性, 計算効率など
を考えて適宜変更することができる。

A F 法。陰解法では計算量を減らすため部分段
階法の使用が不可欠である。式 (103) に式 (54)

の近似因子化 (AF) 法を適用すれば,

$$(I + \theta \Delta t \delta_x A^n)(I + \theta \Delta t \delta_y B^n) \Delta q^n = RHS \tag{105}$$

ただし, $\xi = 0$, $RHS = -\Delta t (\delta_x F^n + \delta_y G^n)$ 。
この式の解はブロック三重対角行列の連立 1 次方
程式を次々に解くことによって求められる。

$(AB \Delta q)^n$ が x, y の 1 次式のと看にはこの因子
化に伴って誤差は生じないことになり, 一般に
 Δt 小の条件は必須のものではない。

行列 A の固有値 λ はその 4 次の代数方程式 (特
性方程式)

$$|A - \lambda I| = 0 \tag{106}$$

の根で, 各固有値 λ^i に属する固有ベクトル l^i は

$$l^i (A - \lambda^i I) = 0 \quad (i = 1, 2, 3, 4) \tag{107}$$

から決定できる。式 (107) を書き換えれば

$$A = S_x^{-1} A_A S_x \tag{108}$$

ただし, A_A は固有値 λ^i の対角行列, S_x は固有
ベクトル l^i の行列である。式 (104), (108) の関
係は, 式 (97) に対しては,

$$\left. \begin{aligned} \hat{F} &= \hat{A} \hat{q}, \hat{A} = S_\xi^{-1} A_A S_\xi, S_\xi = C_\xi N \\ \hat{G} &= \hat{B} \hat{q}, \hat{B} = S_\eta^{-1} A_B S_\eta, S_\eta = C_\eta N \end{aligned} \right\} \tag{109}$$

$$A_A = \begin{bmatrix} U & & & 0 \\ & U + \tilde{c} & & \\ & & U & \\ 0 & & & U - \tilde{c} \end{bmatrix} \tag{110}$$

$$N = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -u & 1 & 0 & 0 \\ -v & 0 & 1 & 0 \\ \phi^2 & -\tilde{k}u & -\tilde{k}v & \tilde{k} \end{bmatrix} \tag{111}$$

$$C_\xi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1/c^2 \\ 0 & y_\eta & -x_\eta & \sqrt{g_{22}/c} \\ 0 & x_\eta & y_\eta & 0 \\ 0 & -y_\eta & x_\eta & \sqrt{g_{22}/c} \end{bmatrix} \tag{112}$$

ただし, $\tilde{c} = c \sqrt{g_{22}}$, $\phi^2 = \tilde{k} U^2 / 2$, $\tilde{k} = k - 1$ 。
また式 (98) に対しては式 (110) は同じになり⁽⁶⁶⁾

$$N = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -U & 1 & 0 & 0 \\ -V & 0 & 1 & 0 \\ \phi^2 & -\alpha & -\beta & \tilde{k} \end{bmatrix} \tag{113}$$

$$C_\xi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1/c^2 \\ 0 & 1 & 0 & \sqrt{g_{22}/c} \\ 0 & g_{12} & g_{22} & 0 \\ 0 & -1 & 0 & \sqrt{g_{22}/c} \end{bmatrix} \tag{114}$$

ただし, $\alpha = \tilde{k} (g_{11} U + g_{12} V)$, $\beta = \tilde{k} (g_{12} U + g_{22} V)$ 。ここで N は保存形の式から準線形の式へ
の変換, C_ξ, C_η は準線形の式から常微分方程
式 [特性の理論の式 (19)] への変換である。なお
ここには最も簡単な形のものを示した。

式 (96) に以上説明した Δ 形式の A F 法を適用すれ
ば, $I = S_\xi^{-1} I S_\xi = N^{-1} \hat{C}_\xi^{-1} I C_\xi N$ であるから,

$$N^{-1} C_\xi^{-1} (I + \theta \Delta t \delta_\xi A_A) \hat{N} (I + \theta \Delta t \delta_\eta A_B) C_\eta N \Delta q^n = RHS \tag{115}$$

ただし, $\hat{N}^{-1} = C_\eta C_\xi^{-1}$ 。この式の解は, 右辺の
ベクトルに対する行列 N, C_ξ, \dots の積の演算と,
4 組の三重対角行列の連立 1 次方程式を解くこと
によって求めることができる。

人工粘性と上流化。式 (105) または (115) から
安定に解を求めるためには, 人工粘性の付加が必
要で, 通常は右辺に陽的に 4 次の散逸項が, また
左辺には因子中に陰的に 2 次の拡散の演算子が加
えられる。安定化の方法としては, 左辺の因子中
の中心差分を 1 次上流差分に置き換える上流化も
強力なものである。Denton の有限体積法⁽⁶⁹⁾ で
は, 上流化は一般に流速に対してなされ, 圧力だ
け下流化されている。またその改良法⁽⁷⁰⁾ でも,
密度だけが特別扱いで, 亜音速で下流の効果が部
分的に考慮されるようになっている。上流化の方
法はほかにもいろいろあるが以下の方法⁽⁷⁴⁾⁽⁷⁵⁾ は

最も合理的なものと思われる。4で述べたように、双曲形方程式の系は特性の理論により常微分方程式の系に置き換えられるが、その各式は一つの特性に沿う内微分のみを含み、この特性に沿って伝播する波（当面の問題では物質移動と音波）を表わしている。したがって上流化はこの各波毎にその位相速度（固有値）に対し別々に行われるべきものである。

以下しばらくの間、簡単のため次元問題について説明する。行列Aの正の固有値 $\lambda^+ = (\lambda^i + |\lambda^i|)/2$ の対角行列を A^+ 、負の固有値 $\lambda^- = (\lambda^i - |\lambda^i|)/2$ のものを A^- とすれば、

$$A = A^+ + A^- \tag{116}$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} A^+ &= S^{-1} A^+ S, \quad F^+ = A^+ q \\ A^- &= S^{-1} A^- S, \quad F^- = A^- q \end{aligned} \right\} \tag{117}$$

と置けば、

$$A = A^+ + A^-, \quad F = F^+ + F^- \tag{118}$$

MacCormack 法の式 (101) は上流化すれば、

$$\left. \begin{aligned} q^{\overline{n+1}} &= q^n - \Delta t (\nabla_x F^+ + \Delta_x F^-)^n \\ q^{n+1} &= \frac{1}{2} \left[q^n + q^{\overline{n+1}} - \Delta t (\Delta_x F^+ + \nabla_x F^-)^{\overline{n+1}} \right] \end{aligned} \right\} \tag{119}$$

Beam-Warming 法の式 (105) は $\theta = 1/2$, $\xi = 0$ のとき、

$$\begin{aligned} & \left(I + \frac{1}{2} \Delta t \nabla_x A^+ + \frac{1}{2} \Delta t \Delta_x A^- \right)^n \Delta q^n \\ & = -\Delta t \delta_x F^n \end{aligned} \tag{120}$$

この式の精度は定常問題では右辺で決まり、非定常問題では1次と考えられる。しかし式 (120) は、Robert-Weiss 法の式

$$\begin{aligned} & \left(I + \frac{1}{2} \Delta t \nabla_x A^+ + \frac{1}{2} \Delta t \Delta_x A^- \right)^n q^{n+1} \\ & = \left(I - \frac{1}{2} \Delta t \Delta_x A^+ - \frac{1}{2} \Delta t \nabla_x A^- \right)^n q^n \\ & \quad + O(\Delta t^3) \end{aligned}$$

からも導くことができ、その精度は2次になる。式 (120) はA F法を適用すれば、

$$\begin{aligned} & \left(I + \frac{1}{2} \Delta t \nabla_x A^+ \right)^n \left(I + \frac{1}{2} \Delta t \Delta_x A^- \right)^n \Delta q^n \\ & = RHS \end{aligned} \tag{121}$$

ブロック二重対角行列の連立1次方程式を解く問題になる。あるいは

$$\begin{aligned} & N^{-1} C^{-1} \left[I + \frac{1}{2} \Delta t (A^+ \nabla_x + A^- \Delta_x) \right] C N \Delta q^n \\ & = RHS \end{aligned} \tag{122}$$

後者の三重対角行列の連立1次方程式を解く問題の方が計算量はむしろ少なくなる。このように上流化すれば、クーラン数は右辺に適切な散逸項を付加することによって十分大きく取ることができ、収束性が大幅に改善される。

17. ナビエ・ストークス方程式

非定常二次元粘性圧縮性流れの基礎方程式は

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} = 0 \tag{123}$$

すなわち非粘性の式に拡散（粘性と熱伝導）項を加えたものになる。

$$\left. \begin{aligned} R &= - \begin{bmatrix} 0 \\ \sigma_{xx} \\ \sigma_{xy} \\ u\sigma_{xx} + v\sigma_{xy} + \kappa T_x \end{bmatrix} \\ S &= - \begin{bmatrix} 0 \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yy} \\ u\sigma_{xy} + v\sigma_{yy} + \kappa T_y \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \tag{124}$$

ただし、 $\sigma_{xx} = (\lambda + 2\mu)u_x + \lambda v_y$, $\sigma_{xy} = \mu(u_y + v_x)$, $\sigma_{yy} = (\lambda + 2\mu)v_y + \lambda u_x$: 粘性応力テンソルの成分, μ, λ : 粘性係数, κ : 熱伝導率。式 (123) の運動方程式をナビエ・ストークス (NS) 方程式と呼ぶ。式 (123) を曲線座標系で書けば、

$$\frac{\partial \hat{q}}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{R}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{S}}{\partial \eta} = 0 \tag{125}$$

ただし、

$$\hat{R} = \xi_x R + \xi_y S, \quad \hat{S} = \eta_x R + \eta_y S \tag{126}$$

式 (123) または (125) は拡散項を含めて考えれば放物形で、非粘性の式 (12) または (96) とは非定常の式という意味では同じであるが形の違うものになる。Beam-Warming 法⁽⁷²⁾ では、

$$R(q, q_x, q_y) = R_1(q, q_x) + R_2(q, q_y)$$

と置かれ、

$$\Delta R_1^n = P_1^n \Delta q^n + P_2^n \Delta q_x^n \equiv P^n \Delta q^n$$

$$\Delta R_2^n = \Delta R_2^{n-1}$$

ただし、 $P_1 \equiv \partial R_1 / \partial q$, $P_2 \equiv \partial R_1 / \partial q_x$, なる関係が式(103)に加えらる。すなわち

$$\begin{aligned} & \left[I + \frac{\theta \Delta t}{1+\xi} \left\{ \delta_x (A+P)^n + \delta_y (B+Q)^n \right\} \right] \Delta q^n \\ &= -\frac{\Delta t}{1+\xi} \left\{ \delta_x (F+R)^n + \delta_y (G+S)^n \right\} \\ & \quad - \frac{\theta \Delta t}{1+\xi} (\Delta R_{2x} + \Delta S_{1y})^{n-1} + \frac{\xi}{1+\xi} \Delta q^{n-1} \end{aligned} \tag{127}$$

この式は右辺に4次の散逸項を付加し、AF法を適用して解かれる。

式(123)または(125)は拡散項を単なる付加項(定数項)と見れば非粘性の式と同じ双曲形である。新MacCormack法⁽⁷⁵⁾は陽的MacCormack法に陰的処理を加え定常解への収束性を改善したもので、その陰的処理では拡散の効果が左辺の因子にも考慮される。まず簡単なBurgers方程式(43)に対して説明すれば、

$$\begin{aligned} \text{予測子: } \Delta u^n &= \Delta t (-c^+ \nabla_x u - c^- \Delta_x u + \nu \delta_x^2 u)^n \\ & \left[1 + \Delta t (\lambda^+ \nabla_x + \lambda^- \Delta_x) \right] \delta u^{n+1} = \Delta u^n \\ u^{n+1} &= u^n + \delta u^{n+1} \end{aligned} \tag{128p}$$

$$\begin{aligned} \text{修正子: } \Delta u^{n+1} &= \Delta t (-c^+ \Delta_x u - \\ & \quad c^- \nabla_x u + \nu \delta_x^2 u)^{n+1} \\ & \left[1 + \Delta t (\lambda^+ \Delta_x + \lambda^- \nabla_x) \right] \delta u^{n+1} = \Delta u^{n+1} \\ u^{n+1} &= \frac{1}{2} (u^n + u^{n+1} + \delta u^{n+1}) \end{aligned} \tag{128c}$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} c^+ &\geq \max(c, 0) \\ \lambda^+ &\geq \max \left(\frac{1}{2} \left(c + \frac{2\nu}{\Delta x} - \frac{\Delta x}{\Delta t} \right), 0 \right) \\ c^- &\leq \min(c, 0) \\ \lambda^- &\leq \min \left(\frac{1}{2} \left(c - \frac{2\nu}{\Delta x} + \frac{\Delta x}{\Delta t} \right), 0 \right) \end{aligned} \right\} \tag{129}$$

式(128p)または(128c)の第1式は陽解法の式、第2式は陰的処理で、図35のように対流項は上流化され拡散項はこれを補強する形になっている。なお、陰的処理はクーラン数が1を越えるときのみ実行されるようになっている。

次にNS方程式について説明すれば、

$$\begin{aligned} \text{予測子: } \Delta q^n &= -\Delta t (V_x F^+ + \nabla_x F^- + \delta_x R)^n \\ & \left[I + \Delta t (V_x \tilde{A}^+ + \nabla_x \tilde{A}^-)^n \right] \delta q^{n+1} \\ &= \Delta q^n \\ q^{n+1} &= q^n + \delta q^{n+1} \end{aligned} \tag{130p}$$

$$\begin{aligned} \text{修正子: } \Delta q^{n+1} &= -\Delta t (\Delta_x F^+ + \nabla_x F^- + \delta_x R)^{n+1} \\ & \left[I - \Delta t (\Delta_x \tilde{A}^+ + \nabla_x \tilde{A}^-)^{n+1} \right] \delta q^{n+1} \\ &= \Delta q^{n+1} \\ q^{n+1} &= \frac{1}{2} (q^n + q^{n+1} + \delta q^{n+1}) \end{aligned} \tag{130c}$$

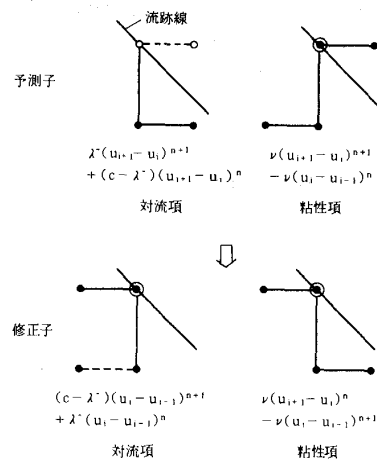


図35 新MacCormack法 ($c > 0$)

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \tilde{A}^+ &= N^{-1} C^{-1} D^+ C N \\ D^+ &= \begin{bmatrix} \lambda_1^+ & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^+ & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^+ \end{bmatrix} \\ \lambda_1^+ &= \max(u + \mu, 0) \\ \lambda_{2,3}^+ &= \max(u \pm c + \mu, 0) \end{aligned} \right\} \tag{131}$$

$\mu = 2\nu/\rho \Delta x - \Delta x/2\Delta t$ 。式(131)は式(129)に比べゆとりのある陰的処理になっており拡散効果も計算量をふやさないよう軽く考慮されている。

NS方程式の解法はほかにも多くのものがあり、差分法に限定されるものでもない。最近の桑原氏の解説⁽⁷⁶⁾も参考になる。

最後に多少蛇足を加えれば、たとえばターボ機械の羽根車の流れでその損失は、境界層の理論計算から単純に得られるものは小さく、いわゆる二次流れに起因するものが大きい。このような二次流れの挙動は、このような流れに適した乱流モデルを用い三次元の大規模な計算を行うことによってはじめて明らかにされようが、その本格的な計算はこれからである⁽⁷⁷⁾。

18. おわりに

以上の講義では、ターボ機械の圧縮性流れを対象に、流れの定式化と数値解法について、その基本的考えに重点を置いて解説した。オイラー方程式、NS方程式ともに最近の解法はかなりのレベルにあるものと思われるが、実用的観点からはこれで十分ということにはならないであろう。乱流のモデルの問題と共に今後の発展を期待しつつ動向を見守って行く必要がある。

文 献

(62) NASA CP 2166, Numerical Grid Generation

Techniques, (1980-10)

(63) Thompson, J. F. 編, Numerical Grid Generation, (1982), North Holland.

(64) Saltzman, J. and Brackbill, J., 文献(63)の 865 ページ.

(65) Knight, D. D., 文献(63)の 357 ページ.

(66) 大宮司・山本, 日本機械学会論文集, B編, 投稿中.

(67) Shamroth, S. ほか2名, AIAA Paper 80-1426, (1980-7).

(68) MacCormack, R. W., AIAA Paper 69-354, (1969-4/5).

(69) Denton, J. D., ARC R. & M. 3775, (1974-10).

(70) Denton, J. D., Trans. ASME, J. Engng. Power, 105-3 (1983), 514.

(71) Beam, R. M. and Warming, R. F., J. Comp. Phys., 22-1 (1976), 87.

(72) Beam R. M. and Warming, R. F., AIAA J., 16-4 (1978), 393.

(73) Briley, W. R. and McDonald, H. J., J. Comp. Phys., 24-4 (1977), 372; 34-1 (1980), 54.

(74) Steger, J. L. and Warming, R. F., J. Comp. Phys., 40-2 (1981), 263.

(75) MacCormack, R. W., AIAA J., 20-9 (1982), 1275.

(76) 桑原, 数理科学, 23-5 (1985), 32.

(77) Hah, C., Trans. ASME, J. Engng. Gas Turb. Power, 106-2 (1984), 421.

§ 入 会 者 名 簿 §

正会員

牧村隆平(大平洋ランダム) 古屋富明(東芝) 井上雅博(トヨタ) 別所昭信(トヨタ)
向井 徹(トヨタ) 石丸 明(トヨタ) 井上直太(トヨタ) 福田大喜(トヨタ)
石野 実(トヨタ) 御子神 隆(三菱重工) 土屋利明(新潟鉄工)
嶋田泰三(三菱自工) 五十嵐 熙(日本自動車研究所)

学生会員

高 崎 博 美(防衛大)

賛助会員

富 永 物 産 (株) 四 国 電 力 (株)

$\mu = 2\nu/\rho \Delta x - \Delta x/2\Delta t$ 。式(131)は式(129)に比べゆとりのある陰的処理になっており拡散効果も計算量をふやさないよう軽く考慮されている。

NS方程式の解法はほかにも多くのものがあり、差分法に限定されるものでもない。最近の桑原氏の解説⁽⁷⁶⁾も参考になる。

最後に多少蛇足を加えれば、たとえばターボ機械の羽根車の流れでその損失は、境界層の理論計算から単純に得られるものは小さく、いわゆる二次流れに起因するものが大きい。このような二次流れの挙動は、このような流れに適した乱流モデルを用い三次元の大規模な計算を行うことによってはじめて明らかにされようが、その本格的な計算はこれからである⁽⁷⁷⁾。

18. おわりに

以上の講義では、ターボ機械の圧縮性流れを対象に、流れの定式化と数値解法について、その基本的考えに重点を置いて解説した。オイラー方程式、NS方程式ともに最近の解法はかなりのレベルにあるものと思われるが、実用的観点からはこれで十分ということにはならないであろう。乱流のモデルの問題と共に今後の発展を期待しつつ動向を見守って行く必要がある。

文 献

(62) NASA CP 2166, Numerical Grid Generation

Techniques, (1980-10)

(63) Thompson, J. F. 編, Numerical Grid Generation, (1982), North Holland.

(64) Saltzman, J. and Brackbill, J., 文献(63)の 865 ページ.

(65) Knight, D. D., 文献(63)の 357 ページ.

(66) 大宮司・山本, 日本機械学会論文集, B編, 投稿中.

(67) Shamroth, S. ほか2名, AIAA Paper 80-1426, (1980-7).

(68) MacCormack, R. W., AIAA Paper 69-354, (1969-4/5).

(69) Denton, J. D., ARC R. & M. 3775, (1974-10).

(70) Denton, J. D., Trans. ASME, J. Engng. Power, 105-3 (1983), 514.

(71) Beam, R. M. and Warming, R. F., J. Comp. Phys., 22-1 (1976), 87.

(72) Beam R. M. and Warming, R. F., AIAA J., 16-4 (1978), 393.

(73) Briley, W. R. and McDonald, H. J., J. Comp. Phys., 24-4 (1977), 372; 34-1 (1980), 54.

(74) Steger, J. L. and Warming, R. F., J. Comp. Phys., 40-2 (1981), 263.

(75) MacCormack, R. W., AIAA J., 20-9 (1982), 1275.

(76) 桑原, 数理科学, 23-5 (1985), 32.

(77) Hah, C., Trans. ASME, J. Engng. Gas Turb. Power, 106-2 (1984), 421.

§ 入 会 者 名 簿 §

正会員

牧村隆平(大平洋ランダム) 古屋富明(東芝) 井上雅博(トヨタ) 別所昭信(トヨタ)
向井 徹(トヨタ) 石丸 明(トヨタ) 井上直太(トヨタ) 福田大喜(トヨタ)
石野 実(トヨタ) 御子神 隆(三菱重工) 土屋利明(新潟鉄工)
嶋田泰三(三菱自工) 五十嵐 熙(日本自動車研究所)

学生会員

高 崎 博 美(防衛大)

賛助会員

富 永 物 産 (株) 四 国 電 力 (株)



遷音速流れの中で振動する圧縮機環状翼列 の非定常空力特性

航空宇宙技術研究所 小林 紘

1. まえがき

ターボジェットエンジン等のターボ機械の高速化にともない、遷音速翼列流れの研究が実験と数値計算の両面から、近年、活発に行われるようになってきている。しかし、これらは定常流れを取扱ったものが殆んどであり、フラッタなどに代表される非定常問題の研究は数少なく、ようやく力が注がれ始めている。

この非定常問題は高速気流中で作動するファン、圧縮機、タービン等のターボ機械の翼列翼の振動疲労破損と関連する重要な問題であり、この解明のためには、翼列翼に作用する空力減衰力を明らかにすることが必要である。圧縮性の影響の生ずる高速領域での翼列翼の非定常空力特性実験では、翼列翼の振幅、翼間振動位相差を制御しながら、高い振動数で加振する装置の製作、並びに測定技術の面での困難さ等のために、殆んどの場合、自由振動法や共振法が用いられている⁽¹⁾⁽¹⁰⁾。Whitehead⁽⁸⁾らは振り振動する環状翼列について、翼列の空力安定性の実験的研究を行っているが、翼系の共振を利用しているため、多様な翼列の振動モード並びに広い範囲の無次元振動数への対応が十分とれないこともあって、フラッタ発生の条件、可能性について検討出来る十分な資料が得られていない。

そこで、翼列の振動モード等の規定の出来る強制振動法による空力減衰力の測定を目的として、作動流体としてのフロンガスの使用と特殊な加振装置の開発によって、遷音速領域の翼列の非定常空力特性を実機と類似した条件で研究出来る、フロンガス環状振動翼列風洞を製作した⁽¹⁾⁽²⁾。この風洞を用い、振動翼列翼に作用する空力減衰力の測定技術の確立⁽¹⁾⁽²⁾に続いて、現在までの理論解析評価と実機的设计に必要な資料を得ることを目

的として、高亜音速から遷音速領域での圧縮機翼列の非定常空力特性の研究を進めている⁽⁴⁾。

ところで、遷音速流れでは、亜音速領域と超音速領域が混在し、衝撃波が発生するなど、現象はきわめて複雑である。特に、翼面上に発生した衝撃波の位置変動は翼面に急激な圧力変動を起し、大きな変動揚力、変動モーメントを誘起させることから、衝撃波の挙動は遷音速翼列の非定常空力特性を支配する主要な要因となっていると考えられる⁽⁶⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。遷音速流れの中での翼の振動の研究に関しては、Tijdeman⁽⁵⁾らの単独翼の研究、また、遷音速流れの平行壁間流路内にある振動翼の白鳥・谷田⁽⁶⁾らの研究があり、翼振動にともなう衝撃波の位置変動は翼の非定常空力特性に大きな影響を及ぼすと指摘されている。一方、遷音速翼列に関して、この点に注目した数少ない研究の中に、Boldman⁽⁷⁾らの研究があるが、これは、翼列翼振動にともなう衝撃波の位置変動の可視化を主体としたものであり、これと変動モーメント等の関係については明らかにされていないし、また、実験例も少ない。

そのため、本研究では、翼列条件(翼型、食違い角、弦節比)、流入条件等を実機動翼列条件と類似させ、流速と振動数をパラメータとして、高亜音速から遷音速流れの領域で、広い無次元振動数の範囲にわたって、翼列翼の安定性と翼振動にともなう衝撃波位置変動に起因する変動圧力及びその空力安定性への効果を、翼面上に配備した計18個の超小型圧力センサーを用いた翼弦方向変動圧力分布測定によって調べた。また、環状翼列間の定常流れ及び衝撃波の変動を観察するために、シュリーレン装置を試作して流れの可視化の研究を進めている。

主な記号

A ; 非定常圧力振幅(式(6)参照)

a ; 翼の振り軸位置の前縁からの距離で翼弦

(昭和59年8月1日原稿受付)

長にて無次元化されている。

C_{m1} ; 非正常振りモーメント係数, 翼の頭上げを正とする。

C_{Lt} ; 非正常揚力係数

ΔE ; 翼素エネルギー (式(5)参照)

K ; 無次元振動数 $K = c\omega/U_1$

M_1 ; 流入マッハ数

M_L ; 翼面上の局所マッハ数

ΔP_{ai} ; 翼面上の変動圧力

X_i ; 圧力測定位置の翼前縁からの距離 (X 軸は翼弦方向と一致しており, 長さは翼弦長で無次元化されている)

U_1 ; 翼列への流入速度

R_e ; レイノズル数 $R_e = \frac{CU_1}{\nu}$

α_1 ; 翼の振り振幅 (Radian), 頭上げを正とする。

α_i, α_0 ; 流入角と流出角

ρ ; 流体の密度

ϕ ; 非正常圧力等の翼振動に対する位相進み

ω ; 翼の円振動数

β ; 翼間振動位相差

+

 ; 翼背側

- ; 翼腹側

2. 実験装置と方法

翼列翼の空力減衰力計測には, 殆んどの場合, 直線翼列風洞が使用されている⁽³⁾。しかし, 本研究では実機条件の翼列の周期性を得ることと, 現在までの二次元理論との比較を行うために, ボス比の大きい環状翼列を用いた。この風洞並びに加振装置の詳細に関しては参考文献(1)を参照されたい。図1は試験翼列として使用した圧縮機翼列の主要諸元を示す。本翼はキャンバー角 6° の二重円弧翼であり, 振り軸は50%翼弦長にある。また, 本翼列の翼列条件(食違い角, 弦節比)は, 実機の圧縮機動翼列の空力減衰力特性を明らかにするため, 動翼列のものとはほぼ等しく, 加えて, 流入条件を類似させるために, 図2に示す如く, 測定部上流に案内羽根 (IGV) を置き, 流入角, 流入速度を制御している。IGVの枚数は試験翼列の2倍で, 翼列後流が試験翼列間を通過するように設定するとともに, 試験翼列の200mm上流にIGVにおいて翼列干渉を極力小さくしている。

A main specification of test compressor cascade

Chord length C ; 72 mm, Max. thickness ratio ; 4%
 Aspect ratio ; 0.357, Camber angle ; 6 deg.
 Inlet angle β_1 ; 61 deg., Outlet angle β_2 ; 55 deg.
 Stagger angle ξ ; 58 deg., Torsional axis ; 50 %
 Pitch-chord ratio ; 0.873 (Tip), 0.804 (Mid), 0.763 (Hub)

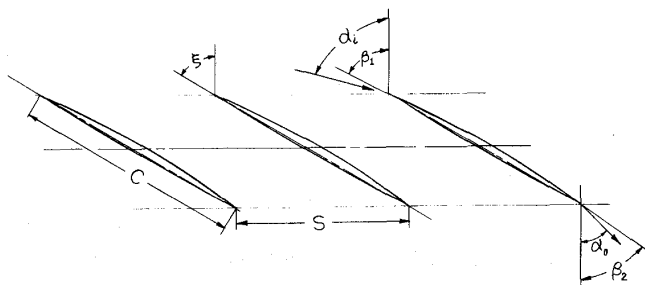


図1 圧縮機翼列と主要諸元

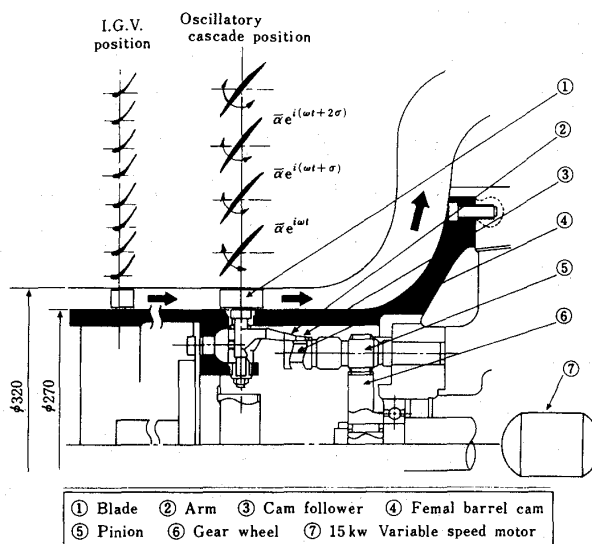


図2 測定部と翼列加振装置

翼列翼に作用する非正常流体力の発生に大きな役割はたす定常空力特性は, 翼列上流及び下流の5孔ピトー管, 翼間通路と翼列上流及び下流のダクト壁面での静圧測定, 翼面上の圧力分布測定によって行われた。

振動時に翼に作用する翼面変動圧力測定は, 翼背側と腹側の各々9点の合計18ヶ所で $1/2$ スパンの翼面に開けられた $\phi 0.5$ mmの圧力孔に連結した内径 $\phi 1.0$ の細管に超小型圧力センサーを取付けて行われた(図3参照)。この細管圧力測定系を用いた翼面変動圧力測定においては, 細管系 (A_s, ϕ_s), 直流増幅器 (A_D, ϕ_D) 並びにデータレコーダ (A_r, ϕ_r) の周波数応答特性の振

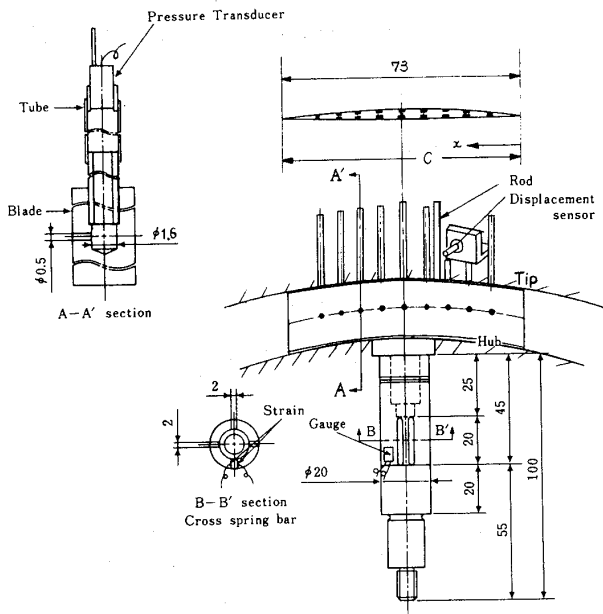


図3 測定翼

幅(A)と位相遅れ(φ)を予め調べておき、実測の翼振動変位信号と変動圧力信号との伝達函数(A₀, φ₀)を求めた後、これらを式(1)と式(2)を用いて補正した。

$$A_p = A_0 / (A_s * A_D * A_r) \dots\dots\dots (1)$$

$$\phi_p = \phi_0 + \phi_s + \phi_D + \phi_r \dots\dots\dots (2)$$

伝達函数値は、翼振動一周分に対して32回平均化処理され、信号強化されている。

細管系の周波数応答特性(A_s, φ_s)は、周波数及び細管に連結した圧力孔表面を流れる流体の速度の函数として、プローブ管周波数応答測定装置⁽⁹⁾並びに超小型圧力センサーの翼への直接埋込みによって得られている。これらの補正された測定値(A_p, φ_p)を用いて、翼列翼の振り振動によって翼表面に作用する単位表面積当りの変動圧力として、非定常圧力振幅Aと翼振動に対する位相遅れφの翼弦方向分布を算出した。さらに、翼列翼の振り振動に対する空力的安定、不安定は翼振動1サイクルごとに流体力のなす仕事、すなわち、流体から翼への流入エネルギーに対応する非定常振りモーメント係数と翼面上各点での局所流入エネルギーΔEを次式により算出し、判定することとした。

(i) 非定常振りモーメント係数

$$C_{m1} = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho U_1^2 C^2 \alpha_1} \int_0^1 \{ \Delta P_{ai}^-(a-x_i^-) \}$$

$$- \Delta P_{ai}^+(a-x_i^+) \} dx \dots\dots\dots (3)$$

(ii) 非定常揚力係数

$$C_{Lt} = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho U_1^2 C \alpha_1} \left\{ - \int_0^1 \Delta P_{ai}^+ dx_i^+ + \int_0^1 \Delta P_{ai}^- dx_i^- \right\} \dots\dots\dots (4)$$

(iii) 翼素エネルギーΔEを単位面積当りのエネルギーとして

$$\Delta E = \Delta P_{ai}(a-x_1) \sin \phi_i / \left(\frac{1}{2} \rho U_1^2 C \alpha_1 \right) \dots\dots\dots (5)$$

また、非定常圧力振幅Aを

$$A \equiv \Delta P_{ai} / \left(\frac{1}{2} \rho U_1^2 \alpha_1 \right) \dots\dots\dots (6)$$

と定義した。ここで、α₁は翼振幅、ΔP_{ai}は変動圧力成分を表わす。+は翼背側、-は翼腹側を示す。

なお、非定常振りモーメント係数C_{m1}の位相が0°から180°間にある場合、並びにΔEが正の場合、流体力は翼を不安定にさせる方向に作用することを意味する。

実験は図1に示された翼列条件のもとで、平均迎え角3°、角振幅α₁=1°で、翼間振動位相差292.5°、無次元振動数K₁=0.065~0.815(K₁=cω/U₁, C:翼弦長, ω:翼の振動数, U₁:流入速度)の範囲で行なった。なお、流入マッハ数および翼弦長を代表長さとするレイノルズ数R_eの範囲は、M₁=0.716~1.115, R_e=2.0×10⁶~3.1×10⁶であった。

3. 実験結果と考察

本実験は流量調整絞り弁開度を15%, 17.5%, 20%, 25%と変えて得られる4種類の流入マッハ数の各々の場合において、加振振動数を25 Hzか200 Hzまで変えて行われているので、空力減衰測定時の定常流れの状態を以下弁開度でもって表示する。

3-1. 翼列特性と翼列翼の強制加振 上流に配置されたIGVを用いて、食違い角58°に設定された振動翼列に、半径方向にほぼ一樣な流入角と流入速度をもつ高亜音速から超音速の流れを与えているので、その流れの状況の一例を図4と

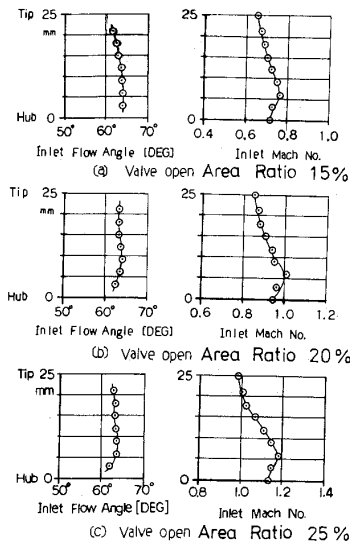


図4 流入角，流入マッハ数の半径方向分布

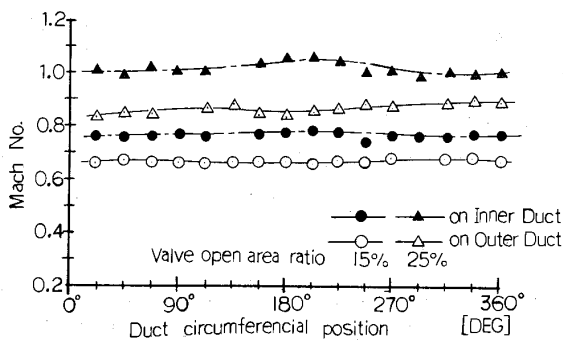


図5 翼列方向の流入マッハ数分布

5に示す。図4は3つの弁開度時の流入角，流入マッハ数の半径方向分布を表わしている。弁開度の変化に対して，流入角は半径方向にほぼ一様であるが，流速はIGVで与えられるスワールによる遠心力で外径側の静圧が高くなるため，ダクト外径側の流速はダクト内径側に比して幾分低くなっている。また，図5は内筒及び外筒ダクト壁面での静圧測定から得られたダクト円周上の翼列方向マッハ数分布を示したものであり，高亜音速並びに超音速の2つの場合とも翼列方向に一樣な流れが得られていることを表わしている。これら一連の結果から，IGVは要求した高亜音速から超音速の流れ場を下流翼列に与えていることが明らかとなった。

これらの流れ場での振動翼列翼面上の局所マッ

ハ数分布を図6に示す。弁開度15%，17.5%では翼背側，腹側とも亜音速流れであるが，弁開度20

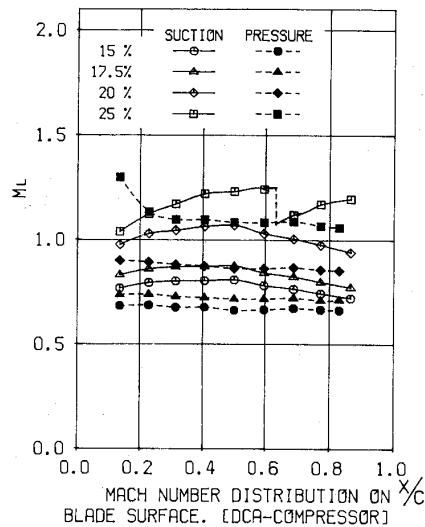


図6 翼面上のマッハ数分布

%では翼背側が遷音速流れとなり，弁開度25%では両側とも超音速流れとなっている。弁開度を20%から25%と開いて，翼列背圧を下げると20%時に，翼背面の中央附近に位置した衝撃波が翼面上を後退して，翼背側の翼の前縁に接触する。そして，強い衝撃波を形成するため，図6に見られるような65%翼弦長付近での大きな速度変化が生ずる。この衝撃波の様子は，環状翼列間流れ可視化用シュリーレン装置によって得られた，写真1中に見られることが出来る。

16枚からなる振動翼列の振り振幅及び翼間振動位相差分布の一例として，振動数175 Hzの場合のものを図7に示す。振幅は1°でほぼ一様であ

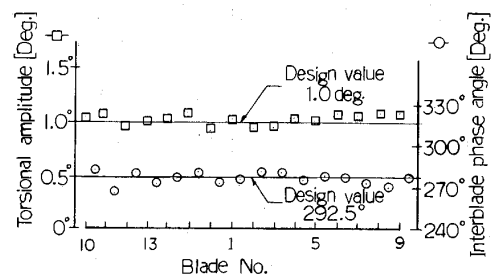


図7 翼列翼の振幅，翼間振動位相差分布 (17.5 Hzの場合)

るとともに，翼間振動位相差も設定値の292.5° ± 5° 程度の範囲内であって，強制振動法に必要

なモード設定がなされている。振動数を変えた場合の翼振幅，位相分布は175 Hzの場合と殆んど一致していた。

3-2. 振動翼列に作用する空力減衰力 圧縮機翼列に作用する空力減衰力の一例として，弁開度15%と25%の場合の無次元振動数に対する非定常振りモーメント係数の変化を図8と9に示す。これらは変動圧力の実測値と式(3)を用いて計算されたものである。

弁開度15%の高亜音速流入の場合には，非定常振りモーメント係数の絶対値は0.2程度，また，

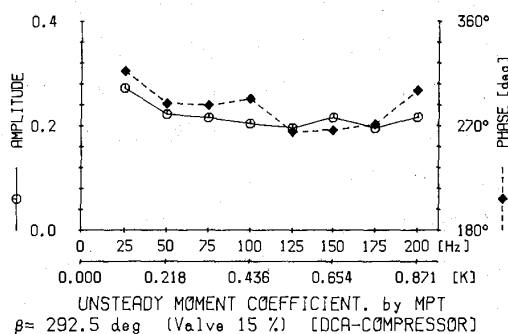


図8 非定常振りモーメント係数の無次元振動数に対する変化

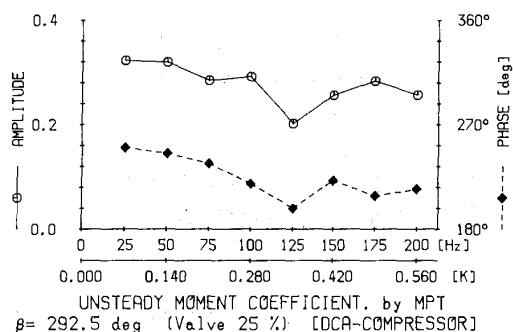


図9 非定常振りモーメント係数の無次元振動数に対する変化

翼振動（頭上げを正としている）に対する位相は300°程度の位相進みであって，無次元振動数の変化に対して両方とも殆んど変化せず，本実験の無次元振動数範囲では，流体力は翼振動に対して正減衰として作用している。一方，両翼面上の流れが超音速となる弁開度25%の場合，非定常モーメント係数の絶対値は0.3程度と幾分弁開度15%の場合よりも大きくなっているが，無次元振動数

に対する変化は15%の場合と同様である。これに対して位相差は無次元振動数の増加にともない，260°から200°へと減少する傾向を示している。本実験全体を通して見ると，今回の実験範囲において，流体力は翼振動に対して正減衰として作用し，翼振動を安定させる働きをなした。しかし，流入速度が高亜音速から超音速へと増加するにつれて，非定常モーメントの絶対値は0.2から0.4へと増大し，翼振動に対する位相は300°から200°程度の位相進みへとその値は減少して，負減衰の領域の位相差範囲0°から180°間に近づく傾向を示した。これには翼振動にとまなう衝撃波の位置変位によって生ずる非定常流体力が強く影響している。

上記の非定常モーメントに影響を与える翼面上の変動圧力（翼振動数と同振動数成分）測定結果の一例として，翼面上の流れが亜音速の場合（弁開度15%），遷音速流れの場合（弁開度20%），超音速流れの場合（弁開度25%）の3つの場合の無次元振動数の似かよったものを図10と11と12に示す。図中には変動圧力振幅，翼振動に対する位相差，並びに局所エネルギー ΔE の翼背側及び腹側の翼弦方向分布が表示されている。

翼両表面が亜音速流れである図10の場合には，変動圧力振幅の翼弦方向分布はほぼ一様で，背側の値が幾分腹側よりも大きくなっている。翼の振動に対する位相差は背側では位相進みで，前縁から後縁にかけて単調に増加しているのに対して，腹側では逆に位相遅れで，後縁にかけて遅れが増加している。流体からのエネルギーに関しては，

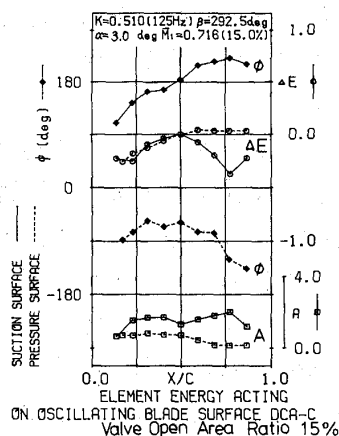


図10 翼面上の非定常圧力分布

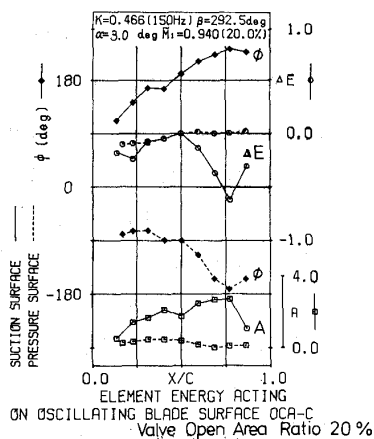


図11 翼面上の非定常圧力分布

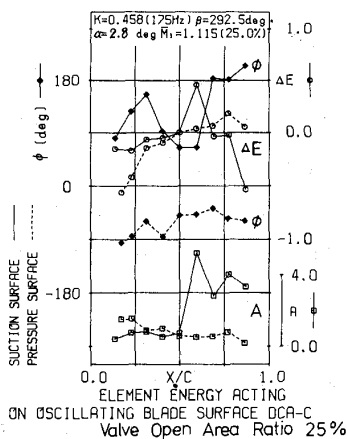


図12 翼面上の非定常圧力分布

翼背側では振り軸付近の一部のみが正となることを除き、全面にわたって負で翼の振動を安定化させる。しかし、翼腹側では、振り軸上流で負、下流側で正となり、振り軸をはさんで流体の作用は翼振動に対して安定から不安定側へと変化している。

翼背側の流れが遷音速流れとなる図11の場合は、50%翼弦長付近に存在する衝撃波の影響が弱いためか、その位置変化の影響は変動圧力上殆んど現われず、振幅、位相差、局所エネルギーの翼弦方向分布の全般的な傾向は亜音速流れの場合と類似している。特徴のある点をあげれば、翼背側の変動圧力振幅レベルが亜音速の場合と比して幾分増加していることと、翼腹側の位相遅れ量が翼後縁に向かって増加する割合が大きくなっていることで

ある。

一方、翼両面が超音速流れとなる図12の場合には、その特徴を翼背側に見ることが出来る。衝撃波の位置する65%翼弦長付近での圧力振幅はその付近の値に比べて急増して、位相もそれを境として大きく変化している。このため、衝撃波の位置変位する翼表面上では、流体からの翼へのエネルギー流入があり、翼振動を不安定にする現象が生じている。

3-3. 翼振動にともなう衝撃波位置変化による影響 今回、シュリーレン装置⁽⁴⁾による翼振動一周期に対する衝撃波の位置変動測定が行われていないので、衝撃波位置変位の影響が強く現われている翼表面の60%翼弦長(測定位置No.6)で得られた変動圧力を用いて、衝撃波の変動並びにその影響について検討を試みる。

図13に無次元振動数 K に対する翼表面上の60%翼弦長位置の変動圧力(翼振動数と同振動数成分)

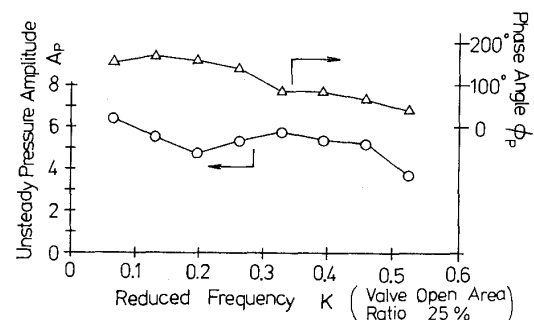


図13 翼背側60%位置での変動圧力振幅及び位相の無次元振動数に対する変化

の変化を示す。変動圧力の位相は翼振動変位(準定常状態を 0° として頭上げを正としている)に対して位相進みで、その量は K が増大するにつれて 150° から 40° まで減少している。一方、圧力振幅は、 $K=0.2$ まで減少しているが、 $K=0.2$ 付近から $K=0.35$ にかけて増加し、それ以上の K では再び減少しており、全般的には K の増加に対して減少傾向のあることを示している。

衝撃波による静圧変化の変動圧力に及ぼす影響を見るため、翼の静止時に翼表面上の静圧分布から得られた衝撃波による静圧変化量を ΔP_s 、翼振動時に衝撃波変位によって生じた変動圧力成分(翼振動数と同一周波数成分)を ΔP_t として、変

動圧力振幅と準静的な衝撃波による圧力変化との比 $\Delta P_i / \Delta P_s$ を求め、その量の K による変化を表わしたものが図14である。図中には流体から翼に流入する全エネルギーの総和の絶対値 $|\Sigma \Delta E|$ に対する、衝撃波変位に基因する流体から翼へのエネルギー流入 ΔE (60%翼弦長位置でのエネルギー) の比の K に対する変化も示してある。+側が流体から翼へのエネルギー流入を表わしている。 $\Delta P_i / \Delta P_s$ は、小さな K 値では約80%と大きい、 $K = 0.2$ では約50%と減少し、 $K = 0.3 \sim 0.4$ 間で再び増加して60%程度となり、 $K = 0.4$ から減少して40%程度になっている。これから、無次元振動数 K の増加、すなわち、振動数の増加につれて、衝撃波変位による影響量は減少する傾向にあることが解る。本翼列実験における $K = 0.3$ 近くまでの現象は、単独翼で $K = 0.3$ までの範囲内で行われた Tigdeman らの実験⁽⁵⁾ [無次元振動数(この場合、振動数に当る)の増加につれて変動圧力振幅が減少する。] と一致した傾向を示している。

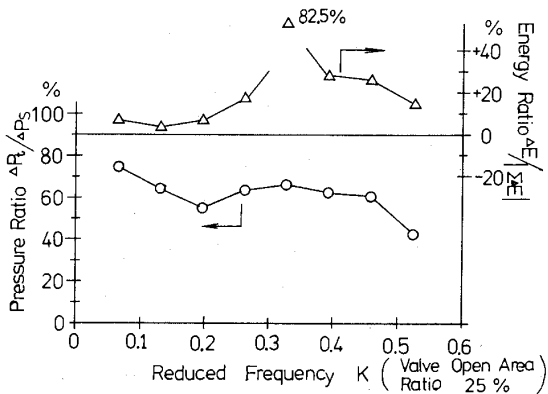
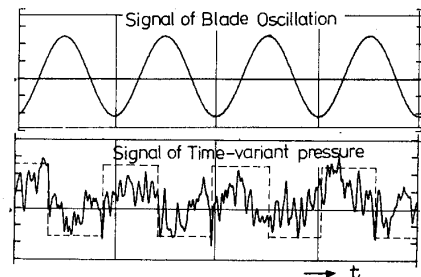


図14 衝撃波の影響による変動圧力振幅の静的圧力変化に対する割合

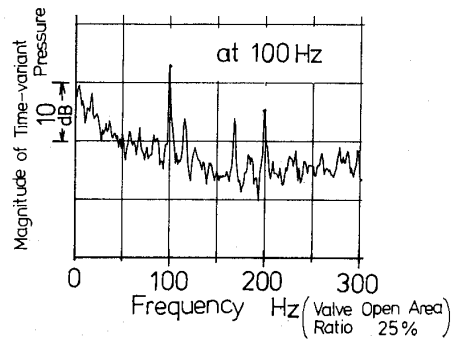
しかし、 K の高い場合には多少増加傾向も一部見られるので、この原因について検討を進めている。また、振動数の増加に対する影響量の減少に関して、振動数の増加にともない衝撃波の変位が翼変位に追従出来なくなるため、その変位幅が減少することも一原因であると考察される。流入エネルギー割合 $\Delta E / |\Sigma \Delta E|$ は K 全体にわたって正值で、衝撃波変位は翼振動を不安定にする作用を示している。しかし、割合は K によって大きく変化しており、 $K = 0.05$ から 0.3 までは 10%

以下であるが、 $K = 0.35$ 付近で急増し、 $K = 0.4$ では20%程度となっている。 $K = 0.35$ の場合には、60%翼弦長位置でのエネルギー量 ΔE は、 $K = 0.40$ や $K = 0.46$ の場合と殆んど同じである。しかし図9からも解るように、 $K = 0.35$ の場合、非定常振りモーメント係数の位相が他の K 値よりも 180° に近づいているため、翼全体のエネルギーの絶対量 $|\Sigma \Delta E|$ が他の K 値に比し小さくなっている。そのため、エネルギー比の値が $K = 0.35$ でピークとなって表われている。

図15(a)に、100 Hz での翼の振動変位波形と60%翼弦長位置での変動圧力波形を、図15(b)には変動圧力のスペクトルを示す。また、図15(a)中の一



(a) 翼振動と変動圧力波形



(b) 変動圧力スペクトル

図15 変動圧力波形とスペクトル

点鎖線は衝撃波の通過点での圧力変化を模式的に示したものである。60%翼弦位置の変動圧力波形は、プローブ管を用いた測定と測定位置の適正さの問題などのためか、文献(6)等に示されているような矩形波に近い波形とは必ずしもなっていないが、圧力の時間変化としては衝撃波の通過点での圧力変化に近い波形となっている。この矩形波的傾向のため、圧力スペクトルにおいては、翼振動数の2倍の振動数成分(200 Hz成分)も比較的大きな値を示している。

60%翼弦長位置で測定された変動圧力最大時に

は、衝撃波がその測定位置に対して一番上流側に位置していると仮定して、翼振動に対する衝撃波の位置変化を模式化したものを図16に示す。図中の(c)と(d)は白鳥・谷田⁽⁶⁾らと Boldman⁽⁷⁾ らの実験結果を表わしている。遷音速流れの平行壁間流

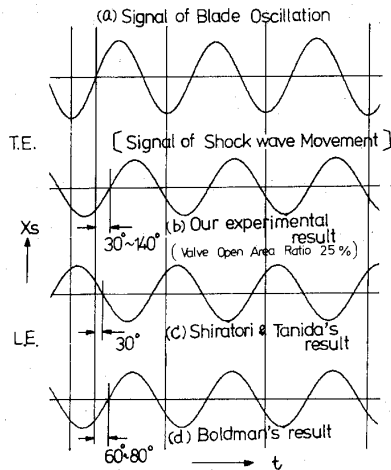


図16 翼振動に対する衝撃波の位置変位の時間遅れ

路内で、 $K = 0.055 \sim 0.185$ の範囲で翼を振り振動させた場合の白鳥・谷田らの実験では、衝撃波は準定常的変位から約 30° 程度の位相遅れであることを示している。一方、9枚の直線翼列を用いて $K = 1.0$ 、翼間振動位相差 $\beta = 0^\circ$ と $\pm 90^\circ$ の実験条件で行われた、Boldman らの結果は、翼背側の衝撃波は迎え角が最大になった時から約 $60^\circ \sim 80^\circ$ 遅れで翼後縁方向の最大位置に到達することを示している。これらの図より、本実験結果は幾分 Boldman らの結果に近い衝撃波の位置変位遅れを表わしている。

また、衝撃波位置変位の位相遅れを調べると、 K が増加するにつれて、位相遅れは増加しており、この傾向は白鳥・谷田らの実験結果と一致している。これを衝撃波変位の準定常的位置からの時間遅れとして表示すると(表1参照)、本実験の範囲内で無次元振動数の増加、すなわち振動数の増加による時間遅れの大きな変化は見られない。この結果は時間遅れの値の大きさを含めて白鳥・谷田らの結果と類似している。

5. まとめ

遷音速流れ場で作動する圧縮機翼列の非定常空

表1 衝撃波変位の時間の遅れ

Reduced Frequency (Frequency)	0.065 (25)	0.131 (50)	0.196 (75)	0.262 (100)	0.327 (125)	0.393 (150)	0.454 (175)	0.524 (200)
Time lag (ms)	2.4	0.6	0.85	1.13	2.1	1.8	1.8	1.9

(Valve Open Area Ratio 25%)

力特性を研究するため、翼列及び流入条件を実機動翼列と類似させた環状翼列を用い、強制振動法による振り振動モードで実験を行った。そして流入速度と振動数をパラメータとして、多くの無次元振動数について、翼列翼の空力的安定性と翼振動にともなう衝撃波変位に基因する変動圧力及びその空力的安定性への効果を、 $1/2$ スパンの翼表面上に配列された合計18個の圧力センサーから得られた変動圧力を用いて調べた。得られた実験結果の主なものを以下に述べる。

(i) 翼間振動位相差 $\beta = 292.5^\circ$ の場合で、流入マッハ数 $M_1 = 0.716 \sim 1.115$ の高亜音速から超音速までの流れの中で振り振動する圧縮機翼列は、無次元振動数 $K = 0.065 \sim 0.815$ の範囲内において、振り振動に対して空力的に安定である。しかし、流入マッハ数が高亜音速から超音速へと変化するにつれて、流体力は翼振動を不安定領域に近づく働きをすること、並びに翼面上の衝撃波の位置変動は翼振動を不安定化する変動圧力を翼に与えることが実験的に示された。

(ii) 翼振動に対する衝撃波の非定常特性は、衝撃波の発生する近傍の翼表面での変動圧力の時間遅れ(位相遅れ)と振幅に現われる。それから推定された衝撃波変位の時間遅れは翼振動数によらずほぼ一定であること。また、振動数(無次元振動数)の増加につれて変動振幅が減少することが明らかにされた。本翼列実験で得られた振幅の無次元振動数に対する減少と時間遅れの不変傾向は、他の単独翼での実験結果と比較出来る無次元振動数の範囲内では同一であった。しかし、高い無次元振動数での現象の検討の必要性が見られた。

なお、本研究は通産省工業技術院ムーンライト計画の高効率ガスタービンの一研究として行われたものである。本実験に協力いただいた、研修生の松浦昭君、弓削芳勝君に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Kobayashi, H. 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 83 - Tokyo - IGTC - 69 (1983-10)
- 2) 小林, 第62期機械学会全国大会, 講演論文集 840-13 (1984-10)
- 3) 花村・山口, 第24回航空原動機に関する講演会講演集, (1984-2), 14.
- 4) 小林, 第12回ガスタービン定期講演会, 講演論文集, (1984-6), 103.
- 5) Tijdeman, H. S Seebass, R., Ann. Rew. Fluid Mech. (1980-12), 181.
- 6) 白鳥・谷田, 日本機械学会論文集 (B編), 50着 451号 (昭59-3), 584.
- 7) Boldman, D. R. 他 2 名, NASA - TM - 82655 (1982)
- 8) Whitehead, D. S., 他 3 名, RFM. (1976), 123.
- 9) 小林, 日本機械学会講演論文集, 840-4 (1984-3), 170.
- 10) 小林, ターボ機械 12巻9号 (昭59-9), 42.

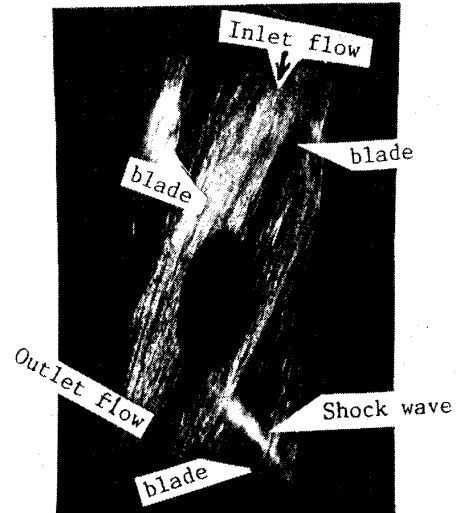


写真1 シュリーレン写真 (絞り弁開度25%)

協賛講習会

“流体機械内部流れの計測とデータ処理”

開催日 昭和60年10月17日(木), 18日(金)

場 場 食糧会館(〒102 千代田区麴町3-3)

演 題

17日	1. 油膜法	庵原昭夫 (東北大・速研)
	2. 火花追跡法	中山泰喜 (東海大)
	3. レーザ法	速水洋 (九州大・生研)
	4. ピトープローブ法	有賀一郎 (慶応大)
	5. 熱線法	井上雅弘 (九州大)
18日	1. 管路内脈動流れの計測とデータ処理	高橋浩爾 (上智大)
	2. 温度計測とデータ処理	吉田豊明 (航技研)
	3. 振動計測の実際	神吉博 (三菱重工)
	4. 応力計測の実際	赤津利雄 (日立機研)
	5. 騒音・防音対策と予測	中野有明 (石川島防音工業)

詳細につきましては社日本機械学会へお問い合わせ下さい。

参考文献

- 1) Kobayashi, H. 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 83 - Tokyo - IGTC - 69 (1983-10)
- 2) 小林, 第62期機械学会全国大会, 講演論文集 840-13 (1984-10)
- 3) 花村・山口, 第24回航空原動機に関する講演会講演集, (1984-2), 14.
- 4) 小林, 第12回ガスタービン定期講演会, 講演論文集, (1984-6), 103.
- 5) Tijdeman, H. S Seebass, R., Ann. Rew. Fluid Mech. (1980-12), 181.
- 6) 白鳥・谷田, 日本機械学会論文集 (B編), 50着 451号 (昭59-3), 584.
- 7) Boldman, D. R. 他 2 名, NASA - TM - 82655 (1982)
- 8) Whitehead, D. S., 他 3 名, RFM. (1976), 123.
- 9) 小林, 日本機械学会講演論文集, 840-4 (1984-3), 170.
- 10) 小林, ターボ機械 12巻9号 (昭59-9), 42.

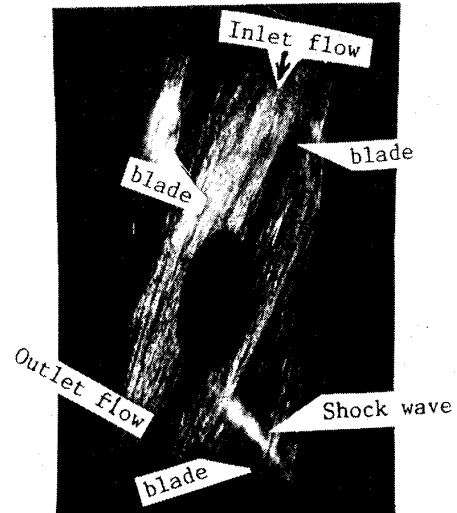


写真1 シュリーレン写真 (絞り弁開度25%)

協賛講習会

“流体機械内部流れの計測とデータ処理”

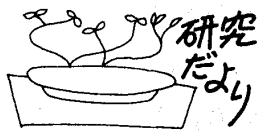
開催日 昭和60年10月17日(木), 18日(金)

場 場 食糧会館(〒102 千代田区麴町3-3)

演 題

17日	1. 油膜法	庵原昭夫 (東北大・速研)
	2. 火花追跡法	中山泰喜 (東海大)
	3. レーザ法	速水洋 (九州大・生研)
	4. ピトープローブ法	有賀一郎 (慶応大)
	5. 熱線法	井上雅弘 (九州大)
18日	1. 管路内脈動流れの計測とデータ処理	高橋浩爾 (上智大)
	2. 温度計測とデータ処理	吉田豊明 (航技研)
	3. 振動計測の実際	神吉博 (三菱重工)
	4. 応力計測の実際	赤津利雄 (日立機研)
	5. 騒音・防音対策と予測	中野有明 (石川島防音工業)

詳細につきましては社日本機械学会へお問い合わせ下さい。



九州工業技術試験所における ファインセラミックス関連研究

九州工業技術試験所 小林 和夫

1. はしがき

九工試は昭和39年に設立された。当初は化学部、機械金属部および資源開発部の3部であったが、昭和58年に材料開発部が設置され、以後、4部8課制で広い分野にわたって、それぞれ、先端的研究開発や九州地域の未利用資源開発などの技術開発に意欲的に取り組んでいる。

九工試の研究の大きな柱の1つには新材料開発研究がある。炭素材料、金属材料およびセラミックス材料およびそれらの複合材料分野であるが、それぞれの分野で最近内外より注目をうける成果が生まれてきている。ここでは、それらのうちファインセラミックス関連研究について最近のトピックスを紹介する。

2. アルミニウムアルコキシドを出発原料とした β -サイアロンの製造に関する研究

ムーンライト計画の高効率ガスタービンの研究開発の中で九工試は β -サイアロンの開発をおこなってきた。 β -サイアロンは β -窒化珪素の構造を有し、 $\text{Si}_{6-2}\text{Al}_2\text{O}_2\text{N}_{8-2}$ 、 $Z=0\sim 4.2$ の組成を有する固溶体である。焼結体は Si_3N_4 - Al_2O_3 、 Si_3N_4 - AlN - Al_2O_3 あるいは Si_3N_4 - AlN - SiO_2 などの混合粉末を $1650^\circ\sim 1850^\circ\text{C}$ で燃結することにより得られる。しかし、これらの混合粉末を均一に混合することは難しく、混合の不均一に起因すると考えられる焼結体中の欠陥が破壊に際して発生源となることが多い。

このような欠陥の生成を防ぐためには、出発原料を溶液の状態均一に混合することが望ましいと考えた。そこで Si_3N_4 粉末をアルミニウム化合物の溶液中で混合し、仮焼または加水分解後仮燃することによって均一に混合された Si_3N_4 - Al_2O_3 系の出発原料を用いることを試みた。アルミニウム化合物としてはアルミニウムアルコキ

シドを用い、得られた混合粉末をホットプレスして $\beta=1$ 付近組成の β -サイアロンを得ることができた。得られた焼結体はいずれも相対密度が98%以上の緻密なもので、均質な微組織が観察された。室温曲げ強度も従来の $50\sim 60\text{kg}/\text{mm}^2$ から飛躍的に $100\sim 160\text{kg}/\text{mm}^2$ と改善され、このような出発原料の混合方法は高強度 β -サイアロン焼結体にきわめて有効であることが判り、現在、さらに研究を進めている。

3. β -サイアロンの強度特性に及ぼす添加剤の効果に関する研究

ホットプレス法による β -サイアロン焼結体の製造については、従来より研究を続けてきたが、現在、添加剤による強度特性の改善を試みている。添加剤としては、 Y_2O_3 、 TiO_2 、 ZrO_2 などの酸化物、 SiC 、 TiC 、 ZrC などの炭化物、及び TiN 、 ZrN 、 BN などの窒化物をとりあげ、焼結体の強度に及ぼす影響を調べた。その結果、一般に酸化物を添加した場合、室温強度は著しく増加するが、高温強度が低下するものが多かった。一方、ある種の炭化物では室温、高温強度ともに改善されるものが認められた。

その例として図1に $Z=1$ 組成の β -サイアロン出発原料に SiC を加えてホットプレス焼結体を作った場合の曲げ強度と SiC 添加量との関係を示す。 SiC 50%まで強度は上昇し、それ以上になると逆に低下現象がおこることが判った。¹⁾ また、添加剤によって他の熱的性質や電気的性質も改善される可能性があり、使用目的に応じた添加剤と量を選ぶことにより β -サイアロンの用途がさらに拡大されると考えられる。

4. ガス圧焼結法による β -サイアロンおよび窒化珪素の研究

β -サイアロンおよび窒化珪素は、窒素1気圧以下では 1900°C 以上で熱分解するため、 1800°C 以下の温度で添加剤を加える方法が常圧焼結の場

(昭和60年4月22日原稿受付)

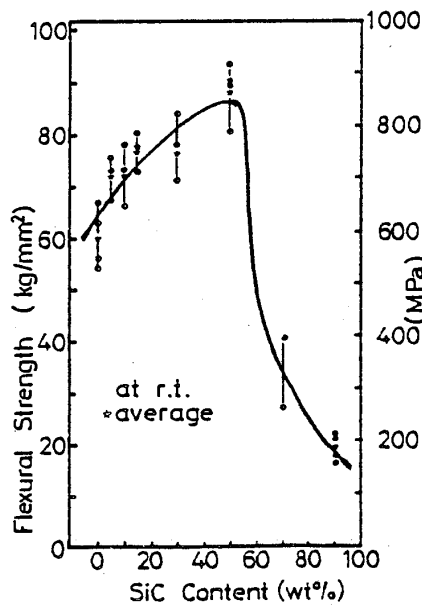


図1 β -サイアロンの曲げ強度に及ぼすSiC添加量の影響

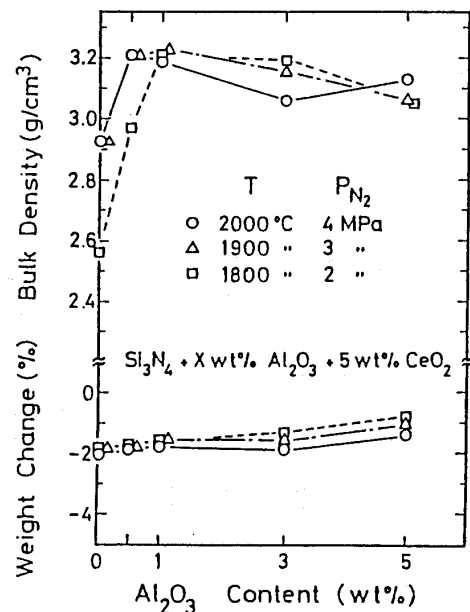


図2 CeO_2 と Al_2O_3 を同時添加した Si_3N_4 の密度及び重量変化

合行なわれている。熱分解を抑え、より高温で焼成できれば、添加剤の量を減少させることが可能になり、高温強度の改善が期待できる。九工試では最高温度 2300°C 、最高ガス圧力 100 気圧まで使用可能な雰囲気加圧焼成炉を製作し、 β -サイアロンおよび窒化珪素の雰囲気加圧焼結実験をおこなっている。

この雰囲気加圧焼成炉を用いれば、 2000°C においても緻密な焼結体を得ることが可能である。図2に示すように2種類の添加剤を同時添加した場合、窒化珪素焼結体の緻密化にとくに効果があることが判った。²⁾

5. 高温高速ガスによる耐熱セラミックスの耐食試験

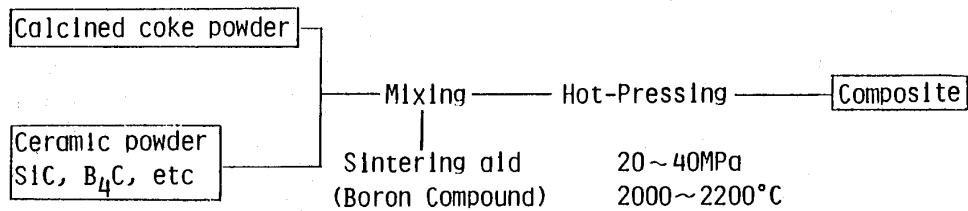
耐熱セラミックス開発の大きな目標の1つは、ガスタービンやディーゼルエンジン等の高温熱機関部材であり、動的な高温ガス雰囲気下で各種セラミックスがどのような挙動を示すか、あらかじめ詳細に調べることは、実際の適用に際して重要なことである。現在、各種耐熱セラミックスについて、最高ガス温度 1500°C 、ガス速度約 230 cm/秒の条件下で 400 時間までのガス照射時間に伴うセラミックスの腐食状態を調べた段階である。本研究は60年度より次世代プロジェクトに参

画し、さらに続行する計画である。

6. 炭素-セラミックス複合材料の研究開発

九工試においては、ピッチバインダーを使用しないで高密度炭素材あるいは高密度黒鉛材を製造する技術を開発した。その1つは、コークスにホウ素化合物を添加して加圧下で黒鉛焼結体を得る方法である。他の方法は、生コークスをメカノケミカルに長時間摩砕し、成形後、常圧で焼成する方法である。後者の場合、高密度硬質炭素材が得られる。これらの技術をさらに発展させ、図3に示すようなプロセスで、炭素材料とセラミックスの長所を兼ね備えた複合材の開発を進めている。ホットプレス法によれば、高密度の黒鉛-セラミックス複合材が得られる。セラミックスの種類、配合量を選択することにより、種々の特性をもたせることができる。しかし、ホットプレス法では大型材や複雑形状材の製造に困難な点もある。図4に黒鉛-炭化ホウ素系、黒鉛-炭化ホウ素-炭化物系複合材の高温強度特性を示す³⁾。従来の黒鉛材料に比較すれば強度が著しく向上しているが、 1700°C 前後から急激な強度低下の傾向がみられる。ある特定の組合せの複合材は高温摩擦係数が非常に低く、高温軸受やシール材としての応用が期待されている。

I. Hot-Press Sintering Method.



II. Pressureless Sintering Method.

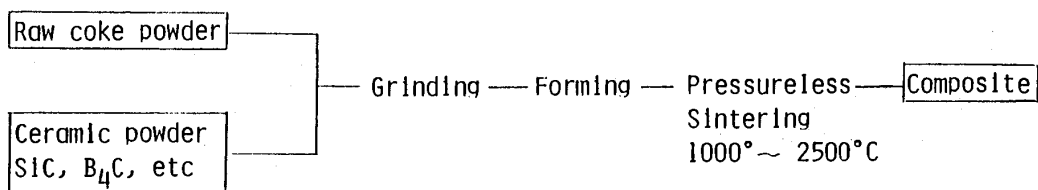


図3 炭素-セラミックス複合材料の製造プロセス

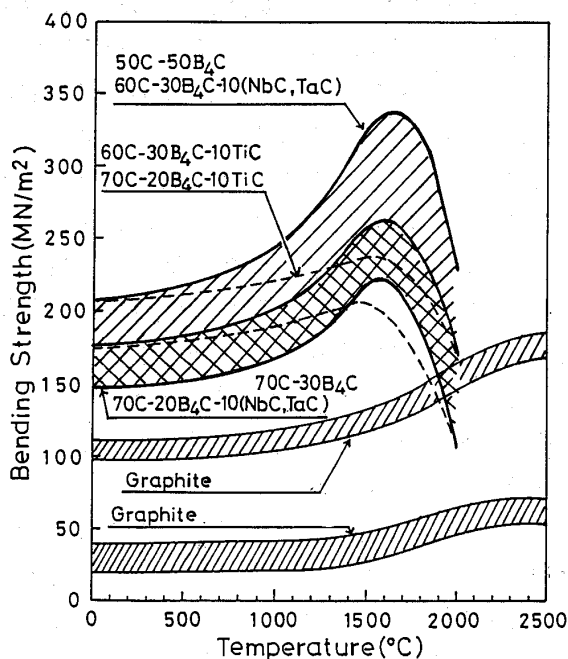


図4 黒鉛-炭化ホウ素系, 黒鉛-炭化ホウ素-炭化物系ホットプレス複合体の高温強度

常圧焼結法による炭素-セラミックス複合材においては、原料コークスの性状、セラミックスの

種類、性状、配合率が摩砕条件とともに重要なポイントとなる。炭素系材料の最大の欠点は空气中で高温で酸化されることであるが、この方法による炭素-炭化ホウ素-炭化珪素三元系複合材の場合、1000°Cの空气中20時間酸化しても重量減少率は非常に少なく(1%以下)であり、表1に示すように、酸化前と後では強度、電気抵抗、硬度など殆んど変化が認められなかった。

このように、炭素とセラミックスの複合化により、機械的強度、耐食性、耐空気酸化性、高温強度特性、耐熔融金属性、耐熱衝撃性に優れ、軽量、潤滑性、導電性などの特性を有した複合材料を開発中である。また、この材料は他のファインセラミックスに比べて機械加工が容易なことも特徴の1つである。

7. ホウ化物-窒化チタン系複合セラミックスの研究

本研究は、ホウ化物を強化剤とした窒化チタン系セラミックスを開発し、耐摩耗性機械部品として使用するため、九工試と機械技術研究所との院内協力研究として58年度から始められた。現在は民間との協力体制もでき、三者一体となり研究を進めている。

表1 炭素-炭化ホウ素-炭化珪素3元系常圧焼結複合体の1000℃, 20時間空気酸化前後の諸特性の変化

Weight Ratio of B ₄ C to SiC	Ceramic Content	Oxidation	Bending strength (Mpa)	Erectrical Resist (×10 ⁻³ Ω・cm)	Shore Hardness
B ₄ C : SiC = 1.38 : 1	20 vol %	before	115	3.4	75
		after	93	3.6	76
	30 vol %	before	82	11.1	62
		after	86	11.3	62
B ₄ C : SiC = 1 : 3.9	20 vol %	before	105	3.6	74
		after	93	3.9	75
	30 vol %	before	70	9.9	60
		after	76	9.4	59

本研究の目標は、曲げ強度800MPa, K_{1c} 5 MPa・m^{1/2}以上、ビッカース硬度2500以上を有するアブレイシブ摩耗に強い複合セラミックスの開発にある。既に、窒化チタンの代わりに炭素化チタンを用いた炭窒化チタン-2ホウ化チタン系のホットプレス焼結体ではほぼ目標に達している。現在、常圧焼結法による実験を試みているが、その結果の1例を図5に示す。⁴⁾

また、従来より2ホウ化チタンを主成分とした工具材料の開発も進めているが、本焼結体は木材

用工具(丸のこ等)に適し、従来の超硬合金工具より寿命が2倍以上あることが判明した。木材工具のみならず、耐アブレイシブ摩耗材としても有望と思われる。例として表2に、TiB₂-5%TaB₂-1%CoB系焼結体の物性値を示す。

表2 TiB₂-5%TaB₂-1%CoB系焼結体の特性

Bending strength	105 kg/mm ²
Vickers hardness	2800 kg/mm ²
K _{1c}	3.6 MPa m ^{1/2}
Heat conductivity	0.16 cal/sec・cm °C
Specific gravity	4.50

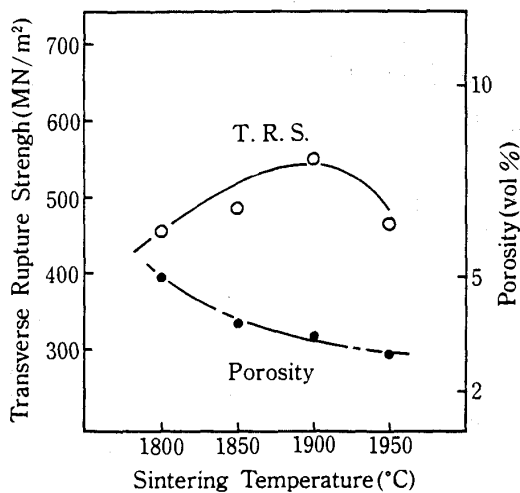


図5 TiC_{0.5}N_{0.5}-30wt%TiB₂ 焼結体の焼結温度と抗打強度, 気孔率の関係

8. あとがき

九工試においては、新材料開発は1つの柱であり、今後も、今回紹介したセラミックス関連材料のみならず、炭素材料、金属材料およびこれらの複合材料について、製造技術から加工技術まで、基礎的基盤的研究、基礎的データの集積を重視しつつ、応用化まで一貫した研究開発を進めていく計画である。

参考文献

- 1) 梅林, 岸, 谷, 小林, 窯業基礎討論会, 予稿集, P28, 1985.
 2) 谷, 西島, 梅林, 岸, 小林, 窯業基礎討論会, 予

稿集, P28, 1985.

- 3) 宮崎, 吉田, 小林, 炭素, No.120, P21, 1985.
 4) 山本, 渡辺, 菖蒲, 粉体粉末冶金協会秋季大会, 予稿集, P178, 昭和58年.

共催セミナー

第3回セラミック・ビギナーズ・セミナー

主 催 (社) 窯 業 協 会
 日 時 9月30日(月)～10月4日(金) 4泊5日
 会 場 相模セミナーハウス
 (神奈川県綾瀬市吉岡新道前 305, 0467-78-8711)
 申込締切日 7月31日(水)
 問合わせ先 窯業協会行事企画委員会
 (東京都新宿区百人町2-22-17, 03-362-5232)

協賛シンポジウム

第6回日本熱物性シンポジウム
開催のご案内と講演募集

開 催 日 昭和60年11月6日(水), 7日(木), 8日(金)
 会 場 仙台市戦災復興記念会館
 〒980 仙台市大町2丁目12-1 TEL 0222-63-6931~3
 講演申し込み〆切 7月6日(土)
 参加申し込み〆切 9月30日(月)
 申し込み先 〒980 仙台市荒巻字青葉東北大学工学部
 化学工学科 大谷研究室内
 第6回日本熱物性シンポジウム実行委員会
 TEL 0222-22-1800 内線4380(大谷), 4382(三浦)
 詳細は上記へお問い合わせ下さい。

参考文献

- 1) 梅林, 岸, 谷, 小林, 窯業基礎討論会, 予稿集, P28, 1985.
 2) 谷, 西島, 梅林, 岸, 小林, 窯業基礎討論会, 予

稿集, P28, 1985.

- 3) 宮崎, 吉田, 小林, 炭素, No.120, P21, 1985.
 4) 山本, 渡辺, 菖蒲, 粉体粉末冶金協会秋季大会, 予稿集, P178, 昭和58年.

共催セミナー

第3回セラミック・ビギナーズ・セミナー

主 催 (社) 窯 業 協 会
 日 時 9月30日(月)～10月4日(金) 4泊5日
 会 場 相模セミナーハウス
 (神奈川県綾瀬市吉岡新道前305, 0467-78-8711)
 申込締切日 7月31日(水)
 問合わせ先 窯業協会行事企画委員会
 (東京都新宿区百人町2-22-17, 03-362-5232)

協賛シンポジウム

第6回日本熱物性シンポジウム
開催のご案内と講演募集

開 催 日 昭和60年11月6日(水), 7日(木), 8日(金)
 会 場 仙台市戦災復興記念会館
 〒980 仙台市大町2丁目12-1 TEL 0222-63-6931~3
 講演申し込み〆切 7月6日(土)
 参加申し込み〆切 9月30日(月)
 申し込み先 〒980 仙台市荒巻字青葉東北大学工学部
 化学工学科 大谷研究室内
 第6回日本熱物性シンポジウム実行委員会
 TEL 0222-22-1800 内線4380(大谷), 4382(三浦)
 詳細は上記へお問い合わせ下さい。

参考文献

- 1) 梅林, 岸, 谷, 小林, 窯業基礎討論会, 予稿集, P28, 1985.
 2) 谷, 西島, 梅林, 岸, 小林, 窯業基礎討論会, 予

稿集, P28, 1985.

- 3) 宮崎, 吉田, 小林, 炭素, No.120, P21, 1985.
 4) 山本, 渡辺, 菖蒲, 粉体粉末冶金協会秋季大会, 予稿集, P178, 昭和58年.

共催セミナー

第3回セラミック・ビギナーズ・セミナー

主 催 (社) 窯 業 協 会
 日 時 9月30日(月)～10月4日(金) 4泊5日
 会 場 相模セミナーハウス
 (神奈川県綾瀬市吉岡新道前 305, 0467-78-8711)
 申込締切日 7月31日(水)
 問合わせ先 窯業協会行事企画委員会
 (東京都新宿区百人町2-22-17, 03-362-5232)

協賛シンポジウム

第6回日本熱物性シンポジウム
開催のご案内と講演募集

開 催 日 昭和60年11月6日(水), 7日(木), 8日(金)
 会 場 仙台市戦災復興記念会館
 〒980 仙台市大町2丁目12-1 TEL 0222-63-6931~3
 講演申し込み〆切 7月6日(土)
 参加申し込み〆切 9月30日(月)
 申し込み先 〒980 仙台市荒巻字青葉東北大学工学部
 化学工学科 大谷研究室内
 第6回日本熱物性シンポジウム実行委員会
 TEL 0222-22-1800 内線4380(大谷), 4382(三浦)
 詳細は上記へお問い合わせ下さい。

1984年ガスタービン及び過給機生産統計

統計作成委員会⁽¹⁾

I. 統計作成委員会の近況と過給機を生産統計作成開始について

1. 統計作成委員会は、去る1984年末に、1979～1983年の5年間のわが国ガスタービン生産実績を集録した「国産ガスタービン資料集〔1984年版〕」（A4判、158ページ）を編集・発行した。この資料集は、1979年の出版に次ぐもので、ガスタービン関係者の幅広い御利用を期待している。
2. 例年にならい、1984年のわが国ガスタービン生産に関する統計資料の蒐集及び集計を行った。今回は、前述の資料集編集時に委員会で検討された事項を採り入れ、統計用紙及び記入要領の見直し改訂を行い、新しい記入用紙を用いて統計資料の提出をお願いした。
3. 過給機に関しては、従来ガスタービンのような生産統計作成を行っていなかったが、会員からの希望が多くなったので、1984年からは統計作成委員会に過給機の専門家の方も委員に加わってもらい、わが国過給機生産に関する統計方法の検討を行い、成案を得たので、統計用紙及び記入要領を新たに作成した。これにより今回は1984年のわが国過給機生産に関する統計資料の蒐集及び集計を行った。
4. 過給機生産統計方法のあらまし
 - (1) 統計作成の対象機種を、内燃機関またはその他（過給ボイラなど）の過給を目的とした排気タービン式及び圧力交換式の過給機類とし、機械式過給機は対象外とする。
 - (2) 国内で、少なくとも過給機本体部品の一部を製造し組み付け組立を行って、過給機の完成品として仕上げるManufacturerで製作さ

れたものを対象とする。

- (3) 統計資料は、「生産実績」と「仕様諸元」とに分れ、過給機を生産をしているとみられる会社に記入用紙を送付して、資料提供をしていただいた。
- (4) 「生産実績」では、1984年1月から12月までに納入した過給機につき、型式名称、製造台数、納入先、搭載エンジンの種類等を記入していただくようにした。
- (5) 「仕様諸元」では、各社の標準カタログ仕様としての、型式名称、形式、構成（コードによる図式表示）、圧縮機翼車外径、空気流量、搭載エンジンの種類、許容最高圧力比、許容最高ガス温度、許容最高回転数、給油（給気）方式、乾燥重量、外形寸法等を記入できるようにした。
5. 1984年過給機生産統計について

今回はじめて過給機を生産統計資料の提供を各社をお願いして、約70%の回答率を得た。過給機については、その用途からみて、公表を回避される場合があり、実際に提供いただいた統計資料でも、その一部には生産台数が不明なものもある。

-
- (1) 委員長 青木 千明（石川島播磨重工）
 委員 石川 庄一（日立製作所）
 臼井 俊一（日本鋼管）
 内田 晴記（川崎重工）
 渋谷 剛（石川島播磨重工）
 三賢 憲治（三菱重工）
 村尾 麟一（青山学院大）
 吉識 晴夫（東大生研）
 青木 庸治（新潟鉄工）
 岡崎洋一郎（三菱重工）
 綿貫 一男（石川島播磨重工）

（昭和60年5月10日原稿受付）

統計としては、圧縮機翼車外径を100mmごとに区分し、それらの区別に生産台数及び型式数を集計した。しかし翼車外径100mm以下の分

の生産台数については不明なものが多く、推定では少なくとも数十万台に及ぶものとみられるが、この統計では集計しないことにした。

II. 統 計

1. 最近5年間のガスタービン生産推移

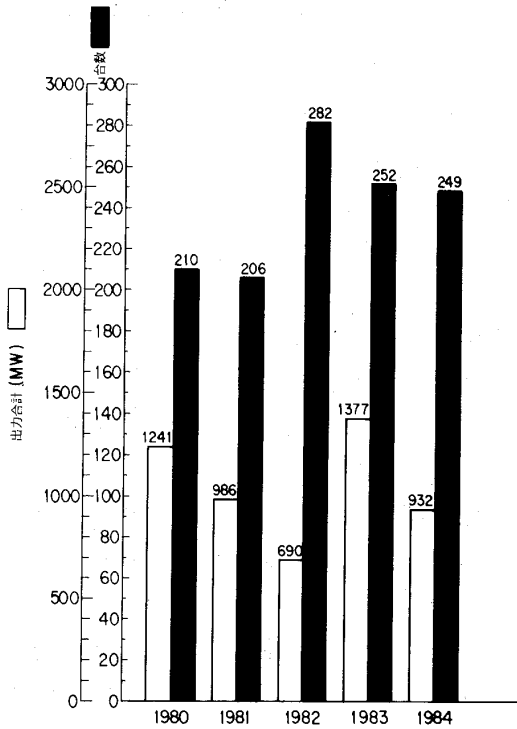


図1 陸船用ガスタービン

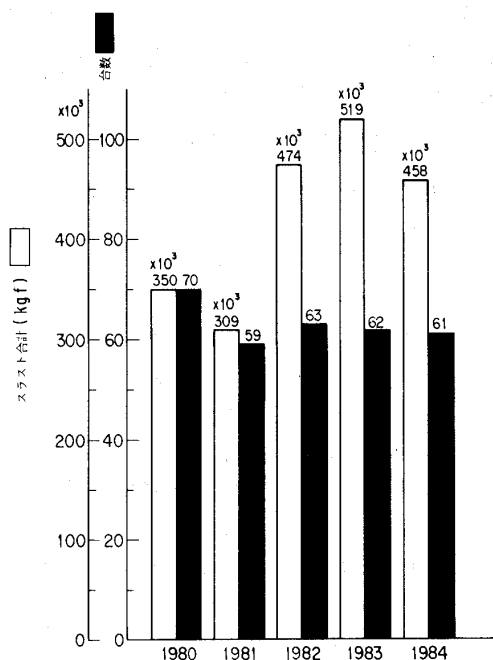


図2 ターボジェット / ターボファンエンジン

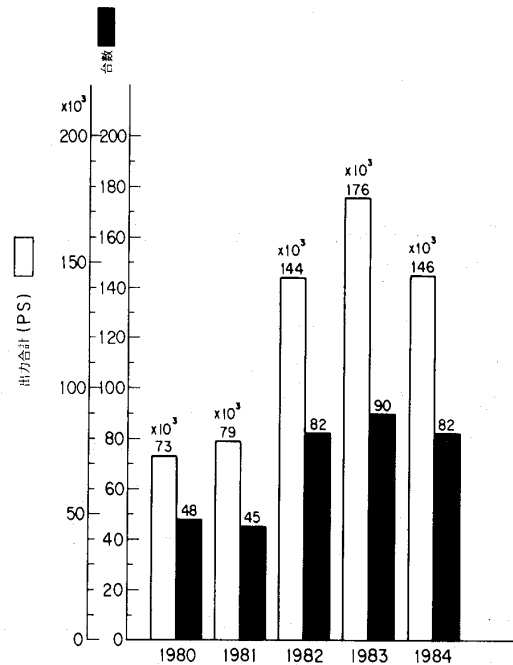


図3 ターボシャフト / ターボプロップエンジン

〔備考〕

- (1) 暦年(1~12月)に納入されたガスタービンまたは過給機を対象とした。
- (2) 出力及びスラストの基準状態は、入口空気条件を圧力1.013 bar (760 mmHg)、温度15°Cとした。
- (3) 出力は、陸船用ガスタービンでは常用出力で、ターボジェット / ターボファンエンジンでは海面上静止最大スラストで、ターボシャフト / ターボプロップエンジンでは海面上静止常用出力で集計した。
- (4) メートル馬力(PS)、英馬力(HP)とキロワット(kW)との間の換算は下記によった。
 $1 \text{ PS} = 0.7355 \text{ kW}$
 $1 \text{ HP} = 0.7457 \text{ kW} = 1.0139 \text{ PS}$
- (5) 1980~1983年の統計については、国産ガスタービン資料集〔1984年版〕のデータによった。(資料集作成時の見直しにより、この分については、1983年6月号会誌に掲載した統計から一部修正されたものがある。)
- (6) 各統計表の間で、四捨五入により最小桁が異なるものもある。

2. 陸船用ガスタービン

表1 1984年用途別生産台数及び出力(kW)

区 分		1,000 PS 未満		1,000 PS 以上 30,000 PS 未満		30,000 PS 以上		全 出 力	
		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
ベースロード発電用	BL	1	441	10	26,772	14	482,340	25	509,553
ピークロード発電用	PL	0	0	2	8,360	0	0	2	8,360
非常用発電用	EM	150	56,069	54	90,741	0	0	204	146,810
艦艇用	MM	0	0	12	166,650	0	0	12	166,650
実験用	XP	1	191	0	0	1	100,000	2	100,191
その他	MC	4	271	0	0	0	0	4	271
合 計		156	56,972	78	292,523	15	582,340	249	931,835

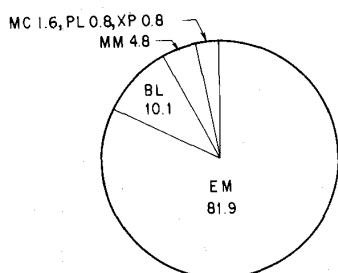


図4 1984年用途別台数割合 (%)

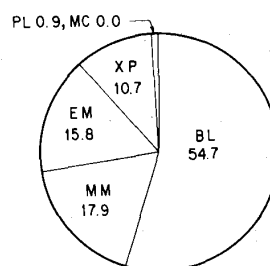


図5 1984年用途別出力割合 (%)

表2 1984年燃料別生産台数及び出力(kW)

燃料別		1,000 PS 未満		1,000 PS 以上 30,000 PS 未満		30,000 PS 以上		全 出 力		
		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	
ガス燃料	液化天然ガス	LNG	0	0	0	0	2	212,000	2	212,000
	天然ガス	GNG	1	441	4	19,124	4	101,120	9	120,685
	石油プラントオフガス	GOG	0	0	1	2,400	1	33,800	2	36,200
	石炭ガス	GCG	0	0	1	5,560	0	0	1	5,560
	小 計		1	441	6	27,084	7	346,920	14	374,445
液体燃料	ジェット燃料4号	ATG4	3	143	0	0	0	0	3	143
	灯油	T	42	11,881	15	30,150	0	0	57	42,031
	軽油	H	40	15,144	35	207,587	8	235,420	83	458,151
	重油1種	H1	70	29,363	22	27,703	0	0	92	57,066
小 計		155	56,531	72	265,440	8	235,420	235	557,391	
ガス / 液体燃料		0	0	0	0	0	0	0	0	
固体燃料		0	0	0	0	0	0	0	0	
合 計		156	56,972	78	292,524	15	582,340	249	931,836	

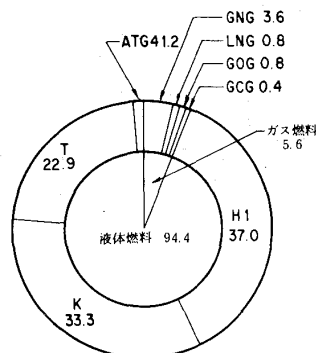


図6 1984年燃料別台数割合 (%)

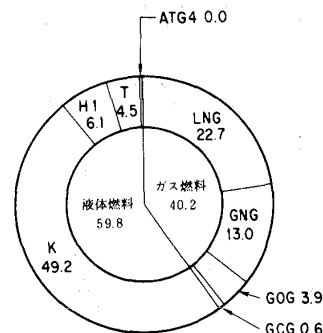


図7 1984年燃料別出力割合 (%)

表3 1984年地域別納入台数及び出力(kW)

区分		1,000 PS 未満		1,000 PS 以上 30,000 PS 未満		30,000 PS 以上		全 出 力	
		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
国内向け	北海道	6	2,486	2	2,102	0	0	8	4,588
	東北	14	4,489	2	3,236	0	0	16	7,725
	関東	51	18,574	22	37,977	3	245,800	76	302,351
	中部	21	7,287	6	8,373	0	0	27	15,660
	近畿	15	5,170	4	6,754	0	0	19	11,924
	中国	4	1,125	2	3,825	0	0	6	4,950
	四国	6	3,229	0	0	0	0	6	3,229
	九州	18	5,982	8	11,235	0	0	26	17,217
	沖縄	1	441	0	0	0	0	1	441
	船用主機	0	0	12	166,649	0	0	12	166,649
	船用補機	4	561	4	4,707	0	0	8	5,268
小計	140	49,344	62	244,858	3	245,800	205	540,002	
輸出向け	北米	0	0	2	2,354	0	0	2	2,354
	中南米	1	463	2	4,413	0	0	3	4,876
	アジア	10	5,590	8	29,672	1	34,220	19	69,482
	大洋州	0	0	0	0	0	0	0	0
	欧州	5	1,575	0	0	0	0	5	1,575
	ソ連	0	0	0	0	0	0	0	0
	中東	0	0	1	2,400	7	201,200	8	203,600
アフリカ	0	0	3	8,826	4	101,120	7	109,946	
小計	16	7,628	16	47,665	12	336,540	44	391,833	
合計	156	56,972	78	292,523	15	582,340	249	931,835	

表4 1984年被駆動機械別生産台数及び出力(kW)

区分		1,000 PS 未満		1,000 PS 以上 30,000 PS 未満		30,000 PS 以上		全 出 力	
被駆動機械	コード	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
発電機	G	153	56,529	66	125,873	15	582,340	234	764,742
軸出力	SP	0	0	12	166,650	0	0	12	166,650
その他	MC	3	443	0	0	0	0	3	443
合計		156	56,972	78	292,523	15	582,340	249	931,835

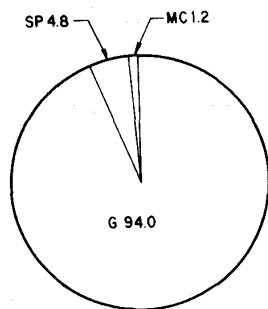


図8 1984年被駆動機械別台数割合 (%)

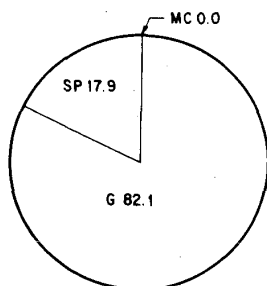


図9 1984年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 1984年出力区分別生産台数及び出力(kW)

出力区分 (PS)		台数	出 力
1,000 PS 未満	0 ~ 199	5	163
	200 ~ 499	73	16,143
	500 ~ 999	78	40,666
小 計		156	56,972
1,000 PS 以上	1,000 ~ 5,999	68	121,860
	6,000 ~ 13,999	1	5,560
	14,000 ~ 21,999	3	39,818
30,000 PS 未満	22,000 ~ 29,999	6	125,285
	小 計	78	292,523
30,000 PS 以上	30,000 ~ 59,999	13	370,340
	60,000 ~	2	212,000
小 計		15	582,340
合計		249	931,835

表6 1984年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力(kW)

発電用途別		区 分 コード	1,000 PS 未満		1,000 PS 以上 30,000 PS 未満		30,000 PS 以上		全 出 力	
			台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
国内 事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	1	112,000	1	112,000
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計		0	0	0	0	1	112,000	1	112,000
国内 自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	6	7,061	1	33,800	7	40,861
	ピークロード発電用	PL	0	0	1	2,800	0	0	1	2,800
	非常用発電用	EM	137	49,133	43	68,349	0	0	180	117,482
	実 験 用	XP	0	0	0	0	1	100,000	1	100,000
	そ の 他	MC	2	20	0	0	0	0	2	20
小 計		139	49,153	50	78,210	2	133,800	191	261,163	
国 内 合 計			139	49,153	50	78,210	3	245,800	192	373,163
輸出 事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	1	14,370	12	336,540	13	350,910
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計		0	0	1	14,370	12	336,540	13	350,910
輸出 自家用	ベースロード発電用	BL	1	441	3	5,342	0	0	4	5,783
	ピークロード発電用	PL	0	0	1	5,560	0	0	1	5,560
	非常用発電用	EM	13	6,935	11	22,393	0	0	24	29,328
	小 計		14	7,376	15	33,295	0	0	29	40,671
輸 出 合 計			14	7,376	16	47,665	12	336,540	42	391,581
事 業 用	ベースロード発電用	BL	0	0	1	14,370	13	448,540	14	462,910
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	合 計		0	0	1	14,370	13	448,540	14	462,910
自 家 用	ベースロード発電用	BL	1	441	9	12,403	1	33,800	11	46,644
	ピークロード発電用	PL	0	0	2	8,360	0	0	2	8,360
	非常用発電用	EM	150	56,068	54	90,742	0	0	204	146,810
	実 験 用	XP	0	0	0	0	1	100,000	1	100,000
	そ の 他	MC	2	20	0	0	0	0	2	20
合 計		153	56,529	65	111,505	2	133,800	220	301,834	
総 計			153	56,529	66	125,875	15	582,340	234	764,744

3. 航空用ガスタービン

表7 1984年ターボジェット/ターボファンエンジン
生産台数及びスラスト(kgf)

生産台数	61	スラスト合計	458,070 * ¹
------	----	--------	------------------------

*1 海面上静止最大スラスト

表8 1984年ターボシャフト/ターボプロップエンジン
生産台数及び出力(PS)

区分 用途	1,000 PS未満		1,000 PS以上		全出力	
	台数	出力	台数	出力	台数	出力
固定翼機用	0	0	19	84,080	19	84,080
ヘリコプタ用	0	0	45	60,615	45	60,615
補助機関駆動	18	972	0	0	18	972
合計	18	972 * ²	64	144,695 * ²	82	145,667 * ²

*2 海面上静止常用出力

4. 過給機

表9 1984年過給機生産台数及び型式数

区分	台数	型式数
圧縮機翼車外径 (mm)	0~100	不明 32
	~200	2,748 * ⁴ 18
	~300	1,520 * ⁴ 8
	~400	659 11
	~500	211 10
	~600	215 10
	~700	295 9
	~800	0 2
	~900	31 6
	~1000	0 1
合計	5,679 * ⁴	107 * ³
資料提供社数	9社	

*3 形式はいずれも排気タービン式である。

*4 一部不明分を除く。

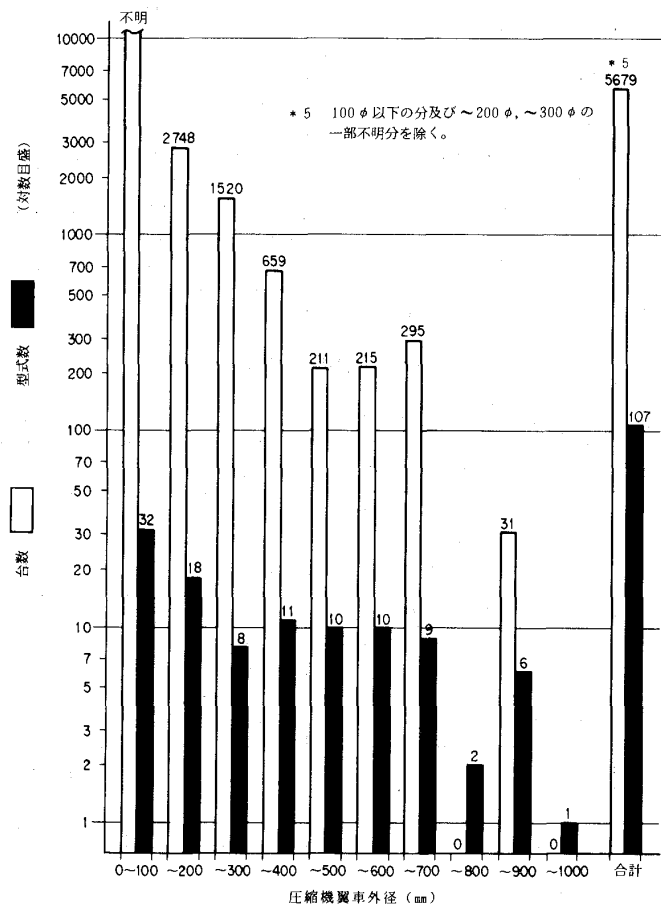


図10 1984年過給機生産台数及び型式数



(社) 日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告

去る4月26日(金)、本学会の評議員会および通常総会が東京、機械振興会館において開催された。

まず、第9期第2回評議員会は10時30分より開かれ、評議員の互選により水町長生君が議長となり議事が進められた。第9期会長の窪田雅男君による開会挨拶に引き続き、最初に出席15名、委任状提出42名で同評議員が成立することが宣言されたのち、以下の議案につき審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第9期事業報告、第9期収支決算報告の各案を総会にはかることが認められた。同上の決算案については生井武文、大東俊一両監事による監査結果が文書で読み上げられた。引続き11時20分より第10期第1回評議員会が開催され、第10期評議員である水町長生君を議長に選出、議事が進められた。まず、出席17名、委任状提出者45名で評議員会が成立することが宣言されたのち、以下の議案の審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第10期役員候補、第10期評議員、監事選挙結果報告、第10期事業計画、第10期予算、名誉会員推薦などの諸案を総会にはかる件が各々承認された。

同日、13時より第10期通常総会が機械振興会館地下2階ホールで開催された。すなわち、第9期窪田雅男会長の開会挨拶のあと、同君を総会議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席33名、委任状提出者534名(会員数1,317の $\frac{40}{100}$ 以上)で同総会成立が宣言されたのち、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第9期事業報告、第9期収支決算報告につき、有賀一郎総務(主担当)理事および久保田道雄総務(財務担当)理事(第9期)より説明があり、承認された。収支決算については生井、大東両監事によりしたためられた適正であるむねの監査報告が読み上げられた。

後半は第10期に関する諸件の審議が行われた。まず、第10期役員選出の件では別掲どおり議決された。なお、第10期評議員・監事選挙結果もあわせて報告された。以上により第10期会長に谷村輝治君が選出され、就任の挨拶がのべられた。ここで窪田議長に代り谷村新会長が議長となり以下の議事が進められた。総会の成立につき再確認が行われ、第10期事業計画、第10期予算に関し田中英穂総務(主担当)理事および久保田道雄総務(財務担当)理事(いずれも第10期)より説明があり、別掲どおり承認された。次いで八田桂三君を名誉会員とすることが承認され、当日出席された同君に記念品の贈呈が行われた。また、同君からこれに代えて挨拶が行われた。最後に第10期副会長・佐藤豪君の閉会の挨拶で総会を終了した。

(総務理事)

第9期(昭和58年度)事業報告

1. 役員に関する事項

1.1 役員・評議員

1.2 監事・評議員の選出

第9期評議員・監事の選出は定款第15条、第16条、細則第19条、第21条、第22条、第23条、第24条、第25条により選出した。

2. 会務処理に関する各種会合

2.1 理事会

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

会議事項：第9期総会報告、第9期評議員会報告、第9期諸事業実施にともなう業務、第9期事業報告案、同決算案、第10期総会議案、第10期評議員会議案、同事業計画案、同予算案など。

2.2 評議員会

評議員68名、開催2回〔内訳：第9期第1回評議員会(出席16名、委任状提出者41名)(59.4.27)、第9期第2回評議員会(60.4.26)〕

会議事項：第9期役員案、第9期事業計画案、同予算案、第9期事業報告案、同決算案などの件の審議、承認。

2.3 総会

正会員全員、開催1回〔内訳：第9期通常総会(出席59名、委任状提出者989名(会員数1,297名の $\frac{76}{100}$ 以上))(59.4.27)〕

会議事項：第9期役員、評議員選出、第9期事業計画、同予算、第8期事業報告、同決算などの件の審議、承認。

2.4 部門別理事・委員会

1) 総務

主担当理事 有賀一郎 他10名 開催8回

2) 企画

主担当理事 鳥崎忠雄 他15名 開催6回

3) 編集

主担当理事 葉山真治 他19名 開催7回

2.5 選挙管理委員会

委員長 岡田彰 他7名 開催3回

3. 調査研究事業

3.1 ガスタービン統計作成委員会

委員長 青木千明 他10名 開催11回

会議事項：わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計用資料の蒐集および集計、国産ガスタービン資料集〔1984年版〕の作成及び発行。

3.2 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 高原北雄 他4名 開催2回

会議事項：同センター運営および整理その他資料蒐集。

3.3 組織検討委員会

委員長 田中英穂 他5名 開催1回

会議事項：前期審議事項の整理及び今後の方針の検討。

3.4 地方委員会

委員長 大塚新太郎 他9名 開催1回

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

3.5 調査研究委員会

委員長 須之部量寛 他9名 開催1回

会議事項：燃焼ガスの物性値に関する資料の蒐集及び整理。

3.6 定期講演会委員会

委員長 葉山真治 他5名 開催2回

会議事項：第13回定期講演会の企画、次第書作成。

3.7 学会賞審査委員会

委員長 田中英穂

会議事項：次回学会賞審査のための準備。

3.8 次期国際会議検討委員会

委員長 松木正勝 他13名 開催5回

会議事項：次期国際会議開催に関する検討及びその準備。

4. 集會事業

特別講演会1回、定期講演会1回、技術懇談会2回、見学会3回、ガスタービンセミナー1回、シンポジウム1回、特別講座1回。

5. 出版事業

5.1 会誌

本期発行した会誌は、12巻45号(1984-6)、12巻46号(1984-9)、12巻47号(1984-12)、12巻48号(1985-3)で本文総ページ303、うち報告、行事内容、会告、後記など39ページである。

内容は下表のとおりである。(数字はページ数、括弧内は編数)

2) 支出の部

大 科 目	中 科 目	小 科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考	
管理費	給料手当	給	11,850,000円	12,284,172円	△ 437,172円		
		与 選	5,700,000	6,236,949	△ 536,949		
	退職給与引当金繰入額	給	300,000	300,000	0		
		与 選	100,000	100,000	0		
	福利厚生費	給	300,000	239,330	60,610		
		与 選	300,000	239,330	60,610		
	会議費	理事会費	960,000	1,088,072	△ 128,072		
		評議員会費	110,000	370,750	△ 260,750		
		総会費	100,000	125,900	△ 25,900		
		委員会費	400,000	203,484	△ 196,516		
	選挙費	評議員選挙費	300,000	255,410	44,590		
		その他	300,000	255,410	44,590		
	旅費・交通費	旅 費	330,000	289,550	40,450		
		交 通	90,000	85,570	4,430		
	什器・備品費	什 器	10,000	32,300	△ 22,300		
		備 品	5,000	30,000	△ 25,000		
	消耗品費	消 耗	250,000	249,142	858		
		品 費	250,000	249,142	858		
	印刷費	印 刷	180,000	178,800	1,200		
		費	180,000	178,800	1,200		
通信運搬費	通 信	540,000	516,995	23,005			
	運 搬	540,000	516,995	23,005			
賃借費	事務所用賃借費	1,680,000	1,704,419	△ 24,419			
	元金・燃料費	1,560,000	1,560,000	0			
諸謝金	給	35,000	27,600	7,400			
	与 選	35,000	27,600	7,400			
負担金	日 内	136,000	125,000	10,000			
	共 他	120,000	120,000	0			
雑 費	給	330,000	265,545	64,455			
	与 選	330,000	265,545	64,455			
次期国際会議準備引当金繰入額	給	700,000	700,000	0			
	与 選	700,000	700,000	0			
出版事業費	会 議 費	編集委員会費	4,880,000円	4,589,954円	270,046円		
		編集委員会費	100,000	90,380	9,620		
	通信運搬費	会誌送付費	550,000	478,674	71,326		
		名簿送付費	350,000	332,940	17,060		
	印刷製本費	会誌製本費	3,590,000	3,573,000	17,000		
		名簿製本費	200,000	345,600	△ 145,600		
	諸謝金	会誌印刷料	420,000	447,900	△ 27,900		
		名簿印刷料	420,000	447,900	△ 27,900		
	臨時雇賃金	臨時雇賃金	100,000	0	100,000		
		名簿臨時雇賃金	100,000	0	100,000		
	実業事業費	会 議 費	企画委員会費	3,307,000	2,770,880	536,120	
			企画委員会費	150,000	99,844	50,156	
臨時雇賃金		定期講演会臨時雇賃金	20,000	20,000	0		
		特別講演会臨時雇賃金	20,000	20,000	0		
旅費・交通費		定期講演会旅費交通費	205,000	187,530	17,470		
		G/Tセミナー旅費交通費	15,000	28,000	△ 13,000		
通信運搬費		特別講演会通信費	610,000	351,078	258,922		
		特別講演会通信費	54,000	20,000	34,000		
印刷製本費		定期講演会印刷製本費	380,000	405,500	△ 25,500		
		G/Tセミナー印刷製本費	200,000	232,000	△ 32,000		
賃借料		特別講演会会場費	425,000	357,300	67,700		
		シンポジウム会場費	30,000	30,000	0		
諸謝金	特別講演会贈礼	755,000	647,214	107,786			
	シンポジウム贈礼	59,000	36,111	22,889			
雑 費	特別講演会雑費	67,000	22,222	44,778			
	シンポジウム雑費	30,000	16,865	13,135			
調査研究事業費	会 議 費	生産統計作成委員会費	718,000円	458,570円	249,430円		
		技術情報センター調査費	238,000	136,170	101,830		
	印刷製本費	生産統計関係印刷製本費	100,000	120,170	△ 20,170		
		技術情報センター関係印刷製本費	20,000	11,000	9,000		
	臨時雇賃金	生産統計関係臨時雇賃金	110,000	5,000	105,000		
		技術情報センター関係臨時雇賃金	10,000	5,000	5,000		
	通信運搬費	生産統計関係通信費	250,000	250,000	0		
		技術情報センター関係通信費	50,000	0	50,000		
	賃借料	生産統計関係賃借料	65,000	36,360	28,640		
		技術情報センター関係賃借料	5,000	36,360	△ 31,360		
	雑 費	生産統計関係雑費	5,000	0	5,000		
		技術情報センター関係雑費	5,000	0	5,000		
表彰事業費	委 員 会 費	委員会費	210,000	4,140	205,860		
		委員会費	10,000	0	10,000		
予備費	予 備 費	予備費	200,000	4,140	195,860		
		予備費	200,000	4,140	195,860		
支出合計			21,145,000	20,117,716	1,027,284		
次期繰越収支差額			3,178,546	3,965,537	△ 786,991		

3.2 正味財産増減計算の部

1) 増加の部

勘定科目		決算額	備考
大科目	中科目		
資産増加額		700,000円	
	基本財産受入額	0	
	備品増加額	0	
	引当金増加額	700,000	次期国際会議準備積立
	権利金預入額	0	
前期繰越増減差額			
	前期繰越増減差額	1,317,000	
増加額合計		2,017,000	

2) 減少の部

勘定科目		決算額	備考
大科目	中科目		
資産減少額		円	
	備品償却額	0	
	備品減価額	0	
基本金増加額			
	基本金組入額	0	
減少額合計		0	
次期繰越増減差額		2,017,000	
剰余金合計		5,982,537	

3.3 貸借対照表

(昭和60年3月31日現在)

(資産の部)

I 流動資産	
1. 現金預金	
流動資産合計	4,389,284円
II 固定資産	
1. 有形固定資産	
1. 什器備品	345,000
有形固定資産合計	345,000
2. その他の固定資産合計	
1. 次期国際会議準備積立	1,200,000
2. 退職給与積立預金	2,400,000
3. 貸付信託・定期預金(注1)	6,014,266
4. 権利金	472,000
その他の固定資産合計	10,086,266
固定資産合計	10,431,266
資産の部合計	14,820,550

(負債の部)

I 流動負債	
1. 預り金	
流動負債合計	423,747円
II 固定負債	
1. 退職給与引当金	2,400,000
固定負債合計	2,400,000
負債合計	2,823,747

(正味財産の部)

I 基金	6,014,266円
II 剰余金	
次期繰越収支差額	3,965,537
次期繰越増減差額	2,017,000
剰余金合計	5,982,537
正味財産合計	11,996,803
負債及び正味財産の部合計	14,820,550

注1: 基金たる資産

4. 国際会議特別会計の部

4.1 収支計算の部

1) 収入の部

自 昭和59年4月1日
至 昭和60年3月31日

勘定科目			予算額	決算額	差異	備考
大科目	中科目	小科目				
雑収入	受取利息	普通預金利息	300,000円	2,018,474円	△1,718,474円	
			100,000	553,676	△ 453,676	
			100,000	563,676	△ 453,676	
	雑収入	200,000	1,464,798	△1,264,798		
	雑収入	200,000	1,464,798	△1,264,798		
受入金	受入金		3,000,000	8,312,487	△5,312,487	
			3,000,000	8,312,487	△5,312,487	
		受入金(国際会議)	2,000,000	7,123,307	△5,123,307	
		受入金(農畜産)	1,000,000	1,189,180	△ 189,180	
前期繰越収支差額		5,009,942	5,009,942	0		
前期繰越収支差額		5,009,942	5,009,942	0		
前期繰越収支差額		5,009,942	5,009,942	0		
収入合計		8,309,942	15,240,903	△7,090,961		

2) 支出の部

勘定科目			予算額	決算額	差異	備考
大科目	中科目	小科目				
雑入金支出	雑入金支出	一般会計雑入金	700,000円	700,000円	0円	
			700,000	700,000	0	
			700,000	700,000	0	
雑費	雑費		200,000	224,750	△ 24,750	
			200,000	224,750	△ 24,750	
			200,000	224,750	△ 24,750	
予備費	予備費		1,000,000	245,115	754,885	
			1,000,000	245,115	754,885	
			1,000,000	245,115	754,885	
支出合計		1,900,000	1,189,865	730,135		
次期繰越収支差額		6,409,942	14,171,038	△7,761,096		

4.2 正味財産増減計算の部

1) 増加の部

勘定科目		決算額	備考
大科目	中科目		
資産増加額		0円	
	備品増加額	0	
前期繰越増減差額		0	
	前期繰越増減差額	0	
増加額合計		0	

2) 減少の部

勘定科目		決算額	備考
大科目	中科目		
資産減少額		0円	
	備品償却額	0	
減少額合計		0	
次期繰越増減差額		0	
剰余金合計		14,171,038	

4.3 貸借対照表

(昭和60年3月31日現在)

(資産の部)		
I 流動資産		
1. 現金預金	14,171,038円	
流動資産合計	14,171,038	
II 固定資産		
1. 有形固定資産	0	
有形固定資産合計	0	
2. その他の固定資産	0	
その他の固定資産合計	0	
固定資産合計	0	
資産の部合計	14,171,038	
(負債の部)		
I 流動負債	0円	
流動負債合計	0	
II 固定負債	0	
固定負債合計	0	
負債の部合計	0	
(正味財産の部)		
I 基金	0円	
II 剰余金		
次期繰越収支差額	14,171,038	
次期繰越増減差額	0	
剰余金合計	14,171,038	
正味財産合計	14,171,038	
負債及び正味財産の部合計	14,171,038	

5. 財産目録

(昭和60年3月31日現在)

(資産の部)		
1. 銀行預金		
貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店(注1)	6,000,000円
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店(注1)	14,266
普通預金	三井信託銀行新宿西口支店(注2)	39,365
	第一勧業銀行新宿西口支店(注2)	7,945,919
	協和銀行新宿西口支店(注3)	14,171,038
	西新宿七郵便局(注2)	4,000
2. 振替貯金		
3. 什器備品		345,000
4. 雑利金(注4)		472,000
	計	28,991,588
(負債の部)		
1. 預り金		423,747円
2. 退職給付引当金		2,300,000
	計	2,823,747
正味財産		26,167,841

(注1) 基金たる資産
(注2) 一般会計運用財産たる資産
退職給付引当金たる資産(240万円)
次期国際会議準備引当金たる資産(120万円)
(注3) 特別会計資産
(注4) 第3工新ビル4F402号室敷金

(資料)
什器備品
留守番電話 75,000円
宛名印刷機 270,000
計 345,000

6. 預り金

(昭和60年3月31日現在)

科目	金額	預り金の種類
前受会費	334,500円	60年度会費
雇用保険料	31,244	59年度雇用保険料
税金	58,003	60年3月分源泉所得税・住民税
合計	423,747	

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監事 生井武
大東俊

第10期(昭和60年度)役員および評議員

(敬称略、五十音順)

理事

会長 谷村輝治
副会長 佐藤 豪
総務 田中英穂(主担当), 久保田道雄(財務), 一井博夫, 酒井俊道, 佐藤玉太郎
企画 鳥崎忠雄(主担当), 大槻幸雄, 竹矢一雄, 難波昌伸, 野村雅宣, 平山直道
編集 葉山真治(主担当), 青木千明, 伊藤高根, 表義則, 佐藤晃, 永野三郎, 村尾麟一
評議員 秋葉雅史, 浅沼強, 荒木達雄, 有賀一郎, 安達勲, 安藤常世, 井上雅弘, 伊藤英覚, 伊藤源嗣, 飯島孝, 飯田庸太郎, 生井武文, 一色尚次, 稲葉興作, 今井兼一郎, 今市憲作, 宇多小路豊, 近江敏明, 樗木康夫, 大島亮一郎, 大田英輔, 大塚新太郎, 大橋秀雄, 大山耕一, 岡崎卓郎, 甲藤好郎, 梶山泰男, 河田修, 木下啓次郎, 窪田雅男, 小竹進, 神津正男, 佐野恵保, 沢田照夫, 塩入淳平, 鈴木邦男, 妹尾泰利, 田島清瀬, 高瀬謙次郎, 高田浩之, 高原北男, 谷口博, 谷田好通, 谷村篤秀, 大宮司久明, 辻高弘, 豊倉富太郎, 西尾健二, 野田廣太郎, 浜中全美, 彦坂隆, 平田賢, 藤江邦男, 古浜庄一, 堀昭史, 松尾芳郎, 松木正勝, 三輪光砂, 水町長生, 藁田光弘, 宮内諄二, 宮地敏雄, 村島完治, 村田暹, 森康夫, 森下輝夫, 山崎慎一, 吉開勝義, 吉識晴夫

第10期（昭和60年度）事業計画書

1. 概 要

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

また、昭和60年次のわが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計を作成すると共にガスタービンに関する資料を蒐集、保管し、会員の利用に供することを計画する。

調査研究委員会においては、ガスタービンに関する特定課題につき調査、研究を行う。

2. 調査・研究事業

- (1) 昭和60年次におけるわが国のガスタービン及び過給機生産に関する統計資料を蒐集、集計し、その結果を学会誌に掲載発表する。
- (2) 調査研究に関しては、前期に引き続き燃焼ガスの物性値に関する資料の蒐集及び整理を行う。

3. 出版事業

- (1) 定期刊行物
 - 学 会 誌：年4回刊行する。
 - News letter：米国機械学会ガスタービン部門発行のNews letterを配布する。
- (2) 不定期刊行物
 - 講演論文集：講演会における講演論文集を刊行する。
 - セミナー資料集：ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。

4. 表彰事業

学会賞隔年授与の内規にもとづきその候補の募集及び審査を行う。

5. 集會事業

以下の集會を行う。

(予定回数) (予定開催年月)

- (1) 定期講演会 1回 昭和60年6月
- (2) 地区講演会（鹿児島） 1回 " 60年11月
- (3) 特別講演会 2回 " 60年4月, 11月
- (4) 技術懇談会 3回 " 60年6月, 10月, 61年2月
- (5) 見学会 3回 " 60年6月, 10月, 61年2月
- (6) ガスタービン・シンポジウム 1回 " 60年10月
- (7) ガスタービンセミナー 1回 " 61年1月
- (8) 特別講座 1回 " 60年9月

6. 委員会活動

以下の委員会を設け、各事業の実施にあたる。

- (1) 総務委員会（常置）
- (2) 編集委員会（常置）
- (3) 企画委員会（常置）
- (4) ガスタービン統計作成委員会（常置）
- (5) 定期講演会委員会（常置）
- (6) ガスタービン技術情報センター運営委員会（常置）
- (7) 地方委員会（常置）
- (8) 組織検討委員会（臨時）
- (9) 調査研究委員会（臨時）
- (10) 学会賞審査委員会（臨時）
- (11) 次期国際会議検討委員会（臨時）

第10期（昭和60年度）予算書

1. 予算書総括表

自 昭和60年4月1日
至 昭和61年3月31日

1.1 収入の部

勘定科目	合 計	一 般 会 計	国際会議特別会計
基本財産運用収入	420,000	420,000	0
会費収入	12,040,000	12,040,000	0
入会金収入	40,000	40,000	0
事業収入	7,270,000	7,270,000	0
雑収入	1,120,000	320,000	800,000
前期繰越収支差額	18,136,575	3,965,537	14,171,038
収入合計	39,026,575	24,055,537	14,971,038

1.2 支出の部

勘定科目	合 計	一 般 会 計	国際会議特別会計
管理費	12,305,000	12,305,000	0
出版事業費	4,290,000	4,290,000	0
集會事業費	3,624,000	3,624,000	0
調査研究事業費	318,000	318,000	0
表彰事業費	550,000	550,000	0
雑費	200,000	0	200,000
予備	1,200,000	200,000	1,000,000
次期繰越収支差額	16,539,575	2,768,537	13,771,038
支出合計	39,026,575	24,055,537	14,971,038

2. 一般会計

2.1 収入の部

(自 昭和60年4月1日 至 昭和61年3月31日)

勘定科目			予算額	前年度予算額	増減	備考	
大科目	中科目	小科目					
基本財産運用収入	基本財産利息収入	基本定期預金利息収入	420,000円	420,000円	0円		
			420,000	420,000	0		
事業収入	集會事業収入	定期講演会収入	7,270,000	8,200,000	△ 930,000		
		見学会技術懇談会収入	3,676,000	3,800,000	△ 130,000		
		シンポジウム収入	650,000	650,000	0	1回開催	
		G/Tセミナー収入	150,000	150,000	0	3回開催	
		特別講座収入	150,000	150,000	0	1回開催	
		G/Tセミナー収入	1,800,000	1,800,000	0	1回開催	
	出版事業収入	広告収入	名簿販売収入	720,000	1,050,000	△ 330,000	1回開催
			鹿児島地区講演会収入	200,000	0	200,000	
				3,600,000	4,400,000	△ 800,000	
				2,500,000	2,900,000	△ 400,000	
人會金収入	正会員人會金収入	正会員人會金収入	800,000	800,000	0	60人増	
			300,000	700,000	△ 400,000		
			40,000	40,000	0		
学生会員人會金収入	学生会員人會金収入	学生会員人會金収入	30,000	30,000	0		
			5,000	5,000	0	10人増	
			5,000	5,000	0		
賛助会員人會金収入	賛助会員人會金収入	賛助会員人會金収入	5,000	5,000	0	5柱増	
			5,000	5,000	0		
			5,000	5,000	0		
會費収入	正会員會費収入	正会員會費収入	12,040,000	12,568,000	△ 528,000		
			4,600,000	5,320,000	△ 720,000		
	学生会員會費収入	学生会員會費収入	60,000	48,000	12,000		
			60,000	48,000	12,000		
賛助会員會費収入	賛助会員會費収入	7,380,000	7,200,000	180,000	123口		
		7,380,000	7,200,000	180,000			
雑収入	受取利息	運用財産定期預金利息	320,000	320,000	0		
		運用財産普通預金利息	270,000	270,000	0		
			250,000	250,000	0		
			20,000	20,000	0		
雑収入	雑収入	50,000	50,000	0			
		50,000	50,000	0			
戻入金	戻入金収入	特別会計より戻入金	0	700,000	△ 700,000		
			0	700,000	△ 700,000		
			0	700,000	△ 700,000		
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額	3,965,537	2,075,546	1,889,991			
		3,965,537	2,075,546	1,889,991			
収入合計		24,055,537	24,323,546	△ 268,009			

2.2 支出の部

大科目	勘定科目		予算額	前年度予算額	増減	備考
	中科目	小科目				
管理費	給料手当	12,305,000円	11,850,000円	455,000円		
	退職給与引当金繰入額	300,000	300,000	0		
	福利厚生費	300,000	300,000	0		
	会議費	1,000,000	960,000	40,000		
	選挙費	300,000	300,000	0		
	旅費・交通費	500,000	330,000	170,000		
	什器・備品費	35,000	10,000	25,000		
	消耗品費	250,000	250,000	0		
	印刷費	180,000	180,000	0		
	通信運搬費	540,000	540,000	0		
	貸借費	1,710,000	1,680,000	30,000		
	諸謝金	35,000	35,000	0		
	負担金	125,000	135,000	△ 10,000		
	雑費	330,000	330,000	0		
	次期国際会議準備引当金繰入額	0	700,000	△ 700,000		
	出版事業費	編集委員会費	4,280,000円	4,860,000円	△ 570,000円	
		通信運搬費	350,000	650,000	△ 300,000	
		印刷製本費	3,390,000	3,590,000	△ 200,000	
		諸謝金	450,000	420,000	30,000	
臨時雇賃金		0	100,000	△ 100,000		
編集委員会費		100,000	100,000	0		
集會事業費	企画委員会費	3,624,000	3,307,000	317,000		
	臨時雇賃金	20,000	20,000	0		
	旅費・交通費	220,000	205,000	15,000		
	通信運搬費	664,000	610,000	54,000		
	印刷製本費	580,000	380,000	200,000		
	賃借料	519,000	425,000	94,000		
	諸謝金	646,000	756,000	△ 110,000		
	雑費	815,000	761,000	54,000		
	特別講演会費	40,000	40,000	0		
	見学会技術懇談会費	35,000	35,000	0		
	シンポジウム費	20,000	20,000	0		
	定期講演会費	200,000	200,000	0		
	G/Tセミナー費	100,000	100,000	0		
		100,000	100,000	0		

大科目	勘定科目		予算額	前年度予算額	増減	備考
	中科目	小科目				
集會事業費	特別講演会費	200,000円	220,000	△ 20,000円		
調査研究事業費	会議費	318,000	718,000	△ 400,000		
	印刷製本費	0	250,000	△ 250,000		
	臨時雇賃金	0	50,000	△ 50,000		
	通信運搬費	28,000	65,000	△ 37,000		
	資料費	5,000	5,000	0		
	雑費	70,000	110,000	△ 40,000		
	表彰事業費	委員会費	550,000	210,000	340,000	
		通信運搬費	50,000	0	50,000	
	予備費	予備費	200,000	200,000	0	
		次期繰越収支差額	2,768,537	3,178,546	△ 410,009	
支出合計		24,055,537	24,323,546	△ 268,009		

3. 特別会計

3.1 収入の部

大科目	勘定科目		予算額	前年度予算額	増減	備考
	中科目	小科目				
雑収入	受取利息	600,000	300,000	300,000		
	雑収入	200,000	200,000	0		
受入金	受入金	0	3,000,000	△ 3,000,000		
	受入金(国際会議)	0	1,000,000	△ 1,000,000		
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額	14,171,038	5,099,942	9,161,096		
収入合計		14,971,038	8,309,942	6,661,096		

3.2 支出の部

大科目	勘定科目		予算額	前年度予算額	増減	備考
	中科目	小科目				
戻入金支出	戻入金支出	0	700,000	△ 700,000		
	雑費	200,000	200,000	0		
予備費	予備費	1,000,000	1,000,000	0		
次期繰越収支差額	次期繰越収支差額	13,771,038	6,409,942	7,361,096		
支出合計		14,971,038	8,309,942	6,661,096		

第10期（昭和60年度）監事・評議員選挙結果

先に行われた標記選挙結果は下記の通りである。

。監 事

（五十音順・敬称略）

番号	氏 名	動 務 先	番号	氏 名	動 務 先	番号	氏 名	動 務 先
1	須之部量寛	東京理科大学	31	梶山 泰男	原子力工学試験センター	65	彦坂 隆	いすゞ自動車
2	矢野 鶴	三菱重工業	32	河田 修	富士電機	66	平田 賢	東京大学
			33	木下啓次郎	日産自動車	67	平山直道	東京都立大学
			34	久保田道雄	日立製作所	68	藤江邦男	日立製作所
			35	窪田 雅男	機械振興協会	69	古浜 庄一	武威工業大学
1	青木 千明	石川島播磨重工業	36	小竹 進	東京大学	70	堀 昭史	電力中央研究所
2	秋葉 雅史	東京大学	37	神津 正男	防衛庁技術研究本部	71	松尾 芳郎	日本航空
3	浅沼 強	東海大学	38	佐藤 豪	慶応義塾大学	72	松木 正勝	日本工業大学
4	荒木 達雄	東京大学	39	佐藤玉太郎	日本鋼管	73	三輪 光砂	日立造船
5	有賀 一郎	慶応義塾大学	40	佐野 恵保	高効率ガスタービン技術研究組合	74	水町 長生	千葉工業大学
6	安達 勤	筑波大学	41	酒井 俊道	東京理科大学	75	養田 光弘	航空宇宙技術研究所
7	安藤 常世	慶応義塾大学	42	沢田 照夫	大阪府立大学	76	宮内 諱二	三菱自動車
8	井上 雅弘	九州大学	43	塩入 淳平	法政大学	77	宮地 敏雄	航空宇宙技術研究所
9	伊藤 高根	日産自動車	44	鈴木 邦男	機械技術研究所	78	村尾 麟一	青山学院大学
10	伊藤 英寛	東北大学	45	妹尾 泰利	九州大学	79	村島 完治	石川島播磨重工業
11	伊藤 源嗣	日本航空機エンジン協会	46	田島 清瀬	早稲田大学	80	村田 暹	豊田工業大学
12	飯島 孝	石川島播磨重工業	47	田中英穂	東海大学	81	森 康夫	電気通信大学
13	飯田庸太郎	三菱重工業	48	高瀬謙次郎	小松製作所	82	森下 輝夫	船舶技術研究所
14	生井 武文	東亜大学	49	高田 浩之	東京大学	83	山崎 慎一	日産自動車
15	一井 博夫	東京工業大学	50	高原 北雄	航空宇宙技術研究所	84	吉開 勝義	高効率ガスタービン技術研究組合
16	一色 尚次	東京工業大学	51	竹矢 一雄	三菱重工業	85	吉謙 晴夫	東京大学
17	稲葉 興作	石川島播磨重工業	52	谷口 博	北海道大学			
18	今井兼一郎	石川島播磨重工業	53	谷田 好通	東京大学			
19	今市 憲作	大阪大学	54	谷村 篤秀	川崎重工業			
20	宇多小路豊	三菱重工業	55	大宮司久明	東北大学			
21	近江 敏明	小松ハウメット	56	辻 高弘	高効率ガスタービン技術研究組合			
22	樺木 康夫	日立製作所	57	豊倉富太郎	横浜国立大学			
23	大島亮一郎	日立製作所	58	島崎 忠雄	航空宇宙技術研究所			
24	大田 英輔	早稲田大学	59	難波 昌伸	九州大学			
25	大塚新太郎	名古屋大学	60	西尾 健二	航空宇宙技術研究所			
26	大槻 幸雄	川崎重工業	61	野田廣太郎	明電舎			
27	大橋 秀雄	東京大学	62	野村 雅宣	船舶技術研究所			
28	大山 耕一	航空宇宙技術研究所	63	葉山 真治	東京大学			
29	岡崎 卓郎	日本大学	64	浜中 全美	石川島播磨重工業			
30	甲藤 好郎	東京大学						

次点者

1	長島 昭	慶応義塾大学
2	村井 等	東北大学
3	岩井 益美	トヨタ自動車

投票総数

580票

	評 議 員	監 事
有効票	566	560
無効票	13	13
白票	1	7

上記評議員当選者中、青木千明、伊藤高根、一井博夫、大槻幸雄、久保田道雄、佐藤豪、佐藤玉太郎、酒井俊道、田中英穂、竹矢一雄、島崎忠雄、難波昌伸、野村雅宣、葉山真治、平山直道、村尾麟一の各氏は先の通常総会で第10期理事に選任されましたので評議員を辞退されました。

死 去 会 員

正 会 員 松 野 外 男 君 58才 工業技術院 名古屋工業技術試験所

昭和60年4月2日 逝去

ご 遺 族 名古屋市北区成願寺1-3-23

松 野 史 幸 殿

本会に関する記事

昭和54年4月入会

正 会 員 中 村 泰 三 君 44才 日本大学工学部 機械工学科

昭和60年5月23日 逝去

ご 遺 族 郡山市安積町日出山字北入作内6

中 村 千 枝 子 殿

本会に関する記事

昭和48年4月入会

謹しんで哀悼の意を表します。

第10期（昭和60年度）監事・評議員選挙結果

先に行われた標記選挙結果は下記の通りである。

・監 事

（五十音順・敬称略）

番号	氏 名	動 務 先	番号	氏 名	動 務 先	番号	氏 名	動 務 先
1	須之部量寛	東京理科大学	31	梶山 泰男	原子力工学試験センター	65	彦坂 隆	いすゞ自動車
2	矢野 鶴	三菱重工業	32	河田 修	富士電機	66	平田 賢	東京大学
			33	木下啓次郎	日産自動車	67	平山直道	東京都立大学
			34	久保田道雄	日立製作所	68	藤江邦男	日立製作所
			35	窪田 雅男	機械振興協会	69	古浜 庄一	武威工業大学
1	青木 千明	石川島播磨重工業	36	小竹 進	東京大学	70	堀 昭史	電力中央研究所
2	秋葉 雅史	東京大学	37	神津 正男	防衛庁技術研究本部	71	松尾 芳郎	日本航空
3	浅沼 強	東海大学	38	佐藤 豪	慶応義塾大学	72	松木 正勝	日本工業大学
4	荒木 達雄	東京大学	39	佐藤玉太郎	日本鋼管	73	三輪 光砂	日立造船
5	有賀 一郎	慶応義塾大学	40	佐野 恵保	高効率ガスタービン技術研究組合	74	水町 長生	千葉工業大学
6	安達 勤	筑波大学	41	酒井 俊道	東京理科大学	75	養田 光弘	航空宇宙技術研究所
7	安藤 常世	慶応義塾大学	42	沢田 照夫	大阪府立大学	76	宮内 諱二	三菱自動車
8	井上 雅弘	九州大学	43	塩入 淳平	法政大学	77	宮地 敏雄	航空宇宙技術研究所
9	伊藤 高根	日産自動車	44	鈴木 邦男	機械技術研究所	78	村尾 麟一	青山学院大学
10	伊藤 英寛	東北大学	45	妹尾 泰利	九州大学	79	村島 完治	石川島播磨重工業
11	伊藤 源嗣	日本航空機エンジン協会	46	田島 清瀬	早稲田大学	80	村田 暹	豊田工業大学
12	飯島 孝	石川島播磨重工業	47	田中英穂	東海大学	81	森 康夫	電気通信大学
13	飯田庸太郎	三菱重工業	48	高瀬謙次郎	小松製作所	82	森下 輝夫	船舶技術研究所
14	生井 武文	東亜大学	49	高田 浩之	東京大学	83	山崎 慎一	日産自動車
15	一井 博夫	東京工業大学	50	高原 北雄	航空宇宙技術研究所	84	吉開 勝義	高効率ガスタービン技術研究組合
16	一色 尚次	東京工業大学	51	竹矢 一雄	三菱重工業	85	吉謙 晴夫	東京大学
17	稲葉 興作	石川島播磨重工業	52	谷口 博	北海道大学			
18	今井兼一郎	石川島播磨重工業	53	谷田 好通	東京大学			
19	今市 憲作	大阪大学	54	谷村 篤秀	川崎重工業			
20	宇多小路豊	三菱重工業	55	大宮司久明	東北大学			
21	近江 敏明	小松ハウメット	56	辻 高弘	高効率ガスタービン技術研究組合			
22	樽木 康夫	日立製作所	57	豊倉富太郎	横浜国立大学			
23	大島亮一郎	日立製作所	58	島崎 忠雄	航空宇宙技術研究所			
24	大田 英輔	早稲田大学	59	難波 昌伸	九州大学			
25	大塚新太郎	名古屋大学	60	西尾 健二	航空宇宙技術研究所			
26	大槻 幸雄	川崎重工業	61	野田廣太郎	明電舎			
27	大橋 秀雄	東京大学	62	野村 雅宣	船舶技術研究所			
28	大山 耕一	航空宇宙技術研究所	63	葉山 真治	東京大学			
29	岡崎 卓郎	日本大学	64	浜中 全美	石川島播磨重工業			
30	甲藤 好郎	東京大学						

次点者

1	長島 昭	慶応義塾大学
2	村井 等	東北大学
3	岩井 益美	トヨタ自動車

投票総数

580票

	評 議 員	監 事
有効票	566	560
無効票	13	13
白票	1	7

上記評議員当選者中、青木千明、伊藤高根、一井博夫、大槻幸雄、久保田道雄、佐藤豪、佐藤玉太郎、酒井俊道、田中英穂、竹矢一雄、島崎忠雄、難波昌伸、野村雅宣、葉山真治、平山直道、村尾麟一の各氏は先の通常総会で第10期理事に選任されましたので評議員を辞退されました。



死 去 会 員

正 会 員 松 野 外 男 君 58才 工業技術院 名古屋工業技術試験所

昭和60年4月2日 逝去

ご 遺 族 名古屋市北区成願寺1-3-23

松 野 史 幸 殿

本会に関する記事

昭和54年4月入会

正 会 員 中 村 泰 三 君 44才 日本大学工学部 機械工学科

昭和60年5月23日 逝去

ご 遺 族 郡山市安積町日出山字北入作内6

中 村 千 枝 子 殿

本会に関する記事

昭和48年4月入会

謹しんで哀悼の意を表します。

後記

資源・エネルギー問題が衝撃的に顕在化して以来、多種多様なシステムの模索と試行が重ねられてきているが、多くの野心的新エネルギー源開発計画は、こんにちまでのところ必ずしも明確な展望のある軌道に乗ったとは云い難い状況である。そんな中で、ガスタービンを組み入れたコンバインドサイクルやコジェネレーションシステムは、確実により効率の良い資源利用を具体化するシステムとして、着実に実績を挙げつつある。脱化石燃料時代を迎えるまでの(かなり長期にわたるであろう)中継ぎ役としてガスタービンが果たすべき役割は小さくないようである。

本特集号は、このようなシステムについて、いくつかの実例をご紹介します、会員各位のご参考に供しようと思つたものである。

東京大学平田教授にはこの分野の世界的動向を広い視野から解説していただいた。例によって歯切れの良いまとめとご意見が伺えるであろう。

コンバインドサイクルの実例に関しては、対象を大型の発電プラントに限定した上で、マネジメントサイクルでいうPlan-do-seeの各段階にあるプラントの紹介を国鉄および電力各社にお願いした。

コジェネレーションシステムについては、既に稼動中で運転保守の実績を持つ熱併給システムに関して、建設の動機や運転保守状況を紹介願った。

本特集号においては、執筆者各位のご協力によりガスタービンユーザ側からの実例紹介を多数掲載することができた。これらの実例に関する情報をフィードバックして、ガスタービンを含むシステムの健全な発展に少しでも資するところがあれば編集委員一同望外の喜びである。

ご多忙の中、執筆の労をお執り下さった方々に心から御礼申し上げます。

(永野三郎)

事務局だより

真夏のような暑さのあとにやってきたうっとりしい梅雨のジメジメした空気がこのコンクリートの部屋にまで入り込んで来ています。

日本ガスタービン学会になってから、早や10期を迎えました。一步一步着実に歩んで来たという感が強く感じられます。

事務局もわずかずながら世の中のOA化の波に乗りはじめ、10期の評議員・監事選挙の開票もパソコンを導入致しましたし、その他、委員会などの召集ハガキ、学会用の連絡等文書はワープロを使い始めております。会員名簿管理などにも今後随時利用していきたいと思っておりますが、プログラム作りなどまだなかなか力及ばずといったところですので、会員の方でお力貸して下さる方がありましたら、是非お助け下さい。

今月末には、新日鉄君津製作所の見学会、9月12、13日には特別講座など、今年度もいろいろもりだくさんの行事が計画されておりますが、はじめての試みは、11月4、5日開催の鹿児島地区講演会です。東京以外で講演会を行うのは、はじめてですし、九州地区で行事を開催するのものはじめてです。今までなかなか実現できなかった鹿児島地区の工場見学も併せて行いますので、多数の方の参加をおまち致しております。

日本ガスタービン学会をより充実させるため、会員の方の多くのご意見を反映させていきたいと思っておりますので、行事に関するご希望など学会に対するご意見、ご希望をどんどんお寄せ下さいますようお願い申し上げます。

追記：6月7日開催の第13回定期講演会では当日の予想以上の参加者のため前刷集がなくなってしまいご迷惑をおかけ致しました。来年度はあのようなことのないように致したいと存じます。

(前刷集がなくなったかわり(?)講演会終了後の懇親会ではお料理が余っていました。)

[A]

後記

資源・エネルギー問題が衝撃的に顕在化して以来、多種多様なシステムの模索と試行が重ねられてきているが、多くの野心的新エネルギー源開発計画は、こんにちまでのところ必ずしも明確な展望のある軌道に乗ったとは云い難い状況である。そんな中で、ガスタービンを入れたコンバインドサイクルやコージェネレーションシステムは、確実により効率の良い資源利用を具体化するシステムとして、着実に実績を挙げつつある。脱化石燃料時代を迎えるまでの（かなり長期にわたるであろう）中継ぎ役としてガスタービンが果たすべき役割は小さくないようである。

本特集号は、このようなシステムについて、いくつかの実例をご紹介します、会員各位のご参考に供しようと思つたものである。

東京大学平田教授にはこの分野の世界的動向を広い視野から解説していただいた。例によって歯切れの良いまとめとご意見が伺えるであろう。

コンバインドサイクルの実例に関しては、対象を大型の発電プラントに限定した上で、マネジメントサイクルでいう Plan-do-see の各段階にあるプラントの紹介を国鉄および電力各社にお願いした。

コージェネレーションシステムについては、既に稼動中で運転保守の実績を持つ熱併給システムに関して、建設の動機や運転保守状況を紹介願った。

本特集号においては、執筆者各位のご協力によりガスタービンユーザ側からの実例紹介を多数掲載することができた。これらの実例に関する情報をフィードバックして、ガスタービンを含むシステムの健全な発展に少しでも資するところがあれば編集委員一同望外の喜びである。

ご多忙の中、執筆の労をお執り下さった方々に心から御礼申し上げます。

（永野三郎）

事務局だより

真夏のような暑さのあとにやってきたうっとりしい梅雨のジメジメした空気がこのコンクリートの部屋にまで入り込んで来ています。

日本ガスタービン学会になってから、早や10期を迎えました。一步一步着実に歩んで来たという感が強く感じられます。

事務局もわずかずながら世の中のOA化の波に乗りはじめ、10期の評議員・監事選挙の開票もパソコンを導入致しましたし、その他、委員会などの召集ハガキ、学会用の連絡等文書はワープロを使い始めております。会員名簿管理などにも今後随時利用していきたいと思っておりますが、プログラム作りなどまだなかなか力及ばずといったところですので、会員の方でお力貸して下さる方がありましたら、是非お助け下さい。

今月末には、新日鉄君津製作所の見学会、9月12、13日には特別講座など、今年度もいろいろもりだくさんの行事が計画されておりますが、はじめての試みは、11月4、5日開催の鹿児島地区講演会です。東京以外で講演会を行うのは、はじめてですし、九州地区で行事を開催するのものはじめてです。今までなかなか実現できなかった鹿児島地区の工場見学も併せて行いますので、多数の方の参加をおまち致しております。

日本ガスタービン学会をより充実させるため、会員の方の多くのご意見を反映させていきたいと思っておりますので、行事に関するご希望など学会に対するご意見、ご希望をどんどんお寄せ下さいますようお願い申し上げます。

追記：6月7日開催の第13回定期講演会では当日の予想以上の参加者のため前刷集がなくなってしまいご迷惑をおかけ致しました。来年度はあのようなことのないように致したいと存じます。

（前刷集がなくなったかわり(?)講演会終了後の懇親会ではお料理が余っていました。)

[A]

ガスタービン特別講座（第2回）開催のお知らせ

前年度から好評のうちにスタートしましたガスタービン特別講座（第2回）が下記の要領で開催されます。

今年度は各専門分野とも4人の講師をお招きして講座の内容を一層充実させました。奮って御参加下さい。

1. 日 時 昭和60年9月12日(木), 13日(金) 1泊2日
2. 場 所 ホテル湖尻, 富士見荘
神奈川県足柄下郡箱根町仙石原 TEL. 0460-4-8686(代)
3. 実施方法 下記の3専門分野別の自由な討論会および全体講演会形式で行なう、少人数の密度の濃い講座。
4. 主な行事 9月12日(木) 9月13日(金)
全体講演会(I) 分野別討論会(II)
全体懇談会 全体討論会(II)
分野別討論会(I)
5. 講師および講演内容

氏 名 (敬称略)	所 属	内 容
(1) 新しいガスタービンシステム 講師：水谷 弘 (コーディネータ) 講師：久保田 道雄 福江 一郎 村上 育勇	電力中央研究所 (株)日立製作所 三菱重工(株) 川崎重工(株)	石炭ガス化発電 LNGコンバインドサイクル BFG 焼きガスタービンコンバインド サイクル 小型ガスタービンによる Co-generation System
(2) 先端的材料と加工 講師：山崎 道夫 (コーディネータ) 講師：竹田 博光 安部 浄 奥田 博	金属材料研究所 (株)東芝 スペシャルメタルズコーポレーション ファインセラミックスセンター	新金属材料一般 セラミックスの遮熱コーティング 粉末冶金, クリーンメタルほか セラミックス
(3) 空力設計技術 講師：大山 耕一 (コーディネータ) 講師：永野 進 金木 忠 手島 清美	航空宇宙技術研究所 石川島播磨重工(株) (株)日立製作所 高効率ガスタービン技術研究組合	多段圧縮機的设计 ファン, 圧縮機的设计 遠心圧縮機的设计 タービンの空力設計

6. 参加申し込み

参加希望者は往復ハガキに連絡先住所、氏名、所属、参加希望専門分野を御記入のうえ8月10日(土)までに日本ガスタービン学会あてにお申し込み下さい。応募者多数の場合は分野別を考慮して抽選で決めさせていただきます。抽選の結果は応募者全員にお知らせ致します。参加決定者には後日詳しいスケジュールをお送り致します。

参加登録料金(払込み方法については後日参加者に御連絡します。)

会 員 20,000円

会 員 外 25,000円

(注) 宿泊料は3食付9,000円程度の予定。

参加登録料金には交通費、宿泊料は含まれていません。

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル4階402

観 日本ガスタービン学会

TEL. 03-365-0095

ガスタービン鹿児島地区講演会についてのご案内
〔共催 日本ガスタービン学会（幹事学会） 日本機械学会〕

講演論文募集：

開催日 昭和60年11月4日（月）

会場 鹿児島大学（鹿児島）

講演論文の内容

- (1) ガスタービン（すべての用途を含む）及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。ガスタービンの本来のみならず補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザー使用実績等も歓迎します。
- (2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1名1題目を原則とします。

申込方法 (1) はがき大の用紙に「鹿児島地区講演会講演申込み」と題記し下記事項を記入し、日本ガスタービン学会（〒160 東京都新宿区西新宿7～5～13第3工新ビル402）宛申し込んで下さい。

a) 講演題目 b) 著者氏名（連名の場合は講演者に○印を付けて下さい）及び勤務先 c) 所属学会及び会員資格 d) 連絡者氏名、住所 e) 100～200字程度の概要

(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受け付けません。

申込締切 昭和60年7月25日（木）

講演論文の原稿 (1) 講演論文執筆用の原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は1292字づつ原稿用紙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60年9月20日（金）

(3) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。

技術論文等への投稿 (1) ガスタービン学会会員の講演発表は、ガスタービン学会誌に技術論文として投稿できます。

(2) 機械学会会員（講演者）で日本機械学会の定期刊行物、論文集、Bulletin of the JSME に投稿希望の方は申込み用紙の写、2部を日本機械学会事業課（〒151 東京都渋谷区代々木2～4～6三信北星ビル内）宛お送り下さい。

見学会および参加申込など：

見学会

月日 昭和60年11月5日（火）

見学会（予定）京セラ㈱国分工場（但し、同業者はご遠慮願います）

ソニー国分セシコンダクタ㈱

（見学参加費、その他詳細は会誌9月号参照）

懇親会

月日 昭和60年11月4日（月）夕方

参加費 無料

講演会参加登録料 6,000円（事前）（上記見学会参加費は含みません）

参加予備申込 準備の都合上なるべく昭和60年7月25日（木）迄にお願い致します。

なお、宿泊、航空機などの手配については当学会で一括取扱う予定ですが、詳細は会誌9月号でご案内申し上げます。

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切
60年10月31日

日本ガスタービン学会では秀れた論文および技術に対し、別掲内規にしたがい2年毎に学会賞の贈呈を行っております。つきましては今年度下記要領にしたがい第3回目の学会賞候補論文および技術の募集を行うことになりましたのでおしらせ致します。

応募要領

1. 日本ガスタービン学会賞

本会はガスタービンおよび過給機に関する工学および技術の発展を奨励することを目的として優れた論文ならびに技術に対して日本ガスタービン学会賞を贈り、表彰を行なう。

2. 対象となる論文及び技術

(1) 論文

日本ガスタービン学会誌、国際会議 proceedingsに過去4年間（昭和56年11月以降昭和60年10月迄）に公表した論文

(2) 技術

ガスタービン及び過給機に関連し、同上期間に完成した新技術

3. 受賞候補者の資格

受賞候補者は本会会員（正会員、賛助会員）とする。

4. 表彰の方法

審査の上、表彰状及び賞牌を授与する。

5. 表彰の時期

表彰は昭和61年4月予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

“ 国産ガスタービン資料集 ”

統計，生産実績，仕様諸元

〔 1984年版 〕

発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会では、国内ガスタービン関係各社・各団体機関の御協力を得て毎年日本国内で生産されるガスタービン(陸船用及び航空用)の資料を収集し、統計を作成して会誌に掲載しております。1979年には、これらの資料を集大成し広く会員の皆様の便に供するため“国産ガスタービン資料集”を発行して、好評を得ました。爾来、5年が経過しましたので、その間の豊富で有益な生産統計データを再び集大成し、ここに“国産ガスタービン資料集”〔1984年版〕を発行することと致しました。

この資料は約150頁(A4判)からなり、内容は次の3部で構成されています。

第1部 統計：毎年国内で生産された陸船用及び航空用ガスタービンの動向並びに出力、台数(全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別)などの統計資料を豊富に掲載。特に最近5年間の分を中心に、過去約40年間の経過も分るように図表にして、説明をつけて掲載。

第2部 生産実績：最近5年間に国内で生産されたすべてのガスタービンの納入先、用途、仕様などを表にして掲載。

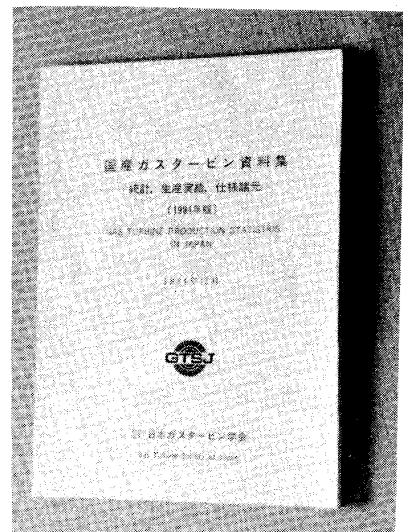
第3部 仕様諸元：各社で生産されるガスタービンの標準仕様諸元を表にして掲載。

ガスタービン関係者にとって、製造者・使用者・研究者等を含め広く御利用載けるものと確信しており、会員各位の申込をお願いいたします。尚、賛助会員の方には一括申し込み割引制度がございますので、事務局へお問い合わせ下さい。

記

1. 発行時期 昭和59年12月末
2. 価格 1冊につき6,000円(なお、送料は別に500円申し受けます。)
3. 申し込み方法 葉書により下記へ申し込み下さい。
4. 申し込み先

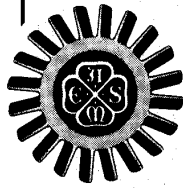
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル 402号
(社)日本ガスタービン学会
〔TEL(03)365-0095〕



April, 1985

IN THIS ISSUE:

- GTD Chairman Reviews Quality of Recent Conference and Exhibit
- Statistics of 1985 Houston Gas Turbine Conference and Exhibit
- Information on 1985 China Gas Turbine Symposium and Exposition
- Call for Papers for 1985 J.P.G.C. and 1986 Dusseldorf International Gas Turbine Conference



the gas turbine division newsletter

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS



International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA
Telephone: (404) 451-1905
Telex: 707340 IGTC ATL

4351 REGISTER FOR 1985 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE AND EXHIBIT IN HOUSTON

Several ASME Gas Turbine Division Records Broken

The 30th ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit held in Houston, Texas, March 17-21, was definitely one of Gas Turbine Division's greatest events. From a quantity standpoint, several records were broken. In addition, it took only a brief visit to the Albert Thomas Convention Center to sense that the quality of both the exhibition and technical program was also high.

As far as statistics are concerned, several present interesting and significant information on the Conference and Exhibit:

- 4351 persons registered ... a new domestic record.
- 189 companies and other organizations exhibited ... a new domestic and foreign record.
- 397 exhibit booths (10 ft. x

10 ft. equivalent) occupied ... a new domestic record.

- 13,374 technical papers purchased during Conference.
- 691 registrants from foreign countries.
- 35 countries represented by registrants.
- 47% of registrants stated their company or organization has used or specified gas turbine engines.

- 46% of registrants stated their company or organization has used or specified gas turbine auxiliary equipment.

- 40% of registrants stated their company or organization was considering use of gas turbine engines.

- 39% of registrants stated their company or organization was considering use of gas turbine auxiliary equipment.

G. K. Serovy, Chairman, DISCUSSES PAST AND FUTURE EVENTS



G.K. Serovy, GTD Chairman

The recent 30th International Gas Turbine Conference and Exhibit could not pass into history without comment. In terms of things to do, I am sure that the number of available activities was more than sufficient for our most energetic friends. So instead of discussing numbers, I'd like to point out some features of the Houston meeting which were of exceptionally high quality.

The exhibit was simply loaded with well designed displays of products representing all facets of the gas turbine industry. I think that our exhibitors should be congratulated on their work in presenting and describing a very impressive selection of products and services.

(continued on page 2)

Countdown

FUTURE EVENTS

SEPTEMBER 1-7, 1985
1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition
People's Republic of China Symposium - September 1-4
Exposition - September 2-7

- PRC co-sponsors project 10,000 visitors per day to the exposition.
- Seventeen gas turbine engine manufacturers have already reserved exhibit space. Auxiliary equipment producers will display also.
- The technical program will consist of approximately 140 refereed papers of which 40% are from authors in People's Republic of China.

JUNE 8-12, 1986
31st ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit
Messe-Kongress-Center Dusseldorf, Federal Republic of Germany

- The largest exhibition in the history of ASME Gas Turbine Division is anticipated with 485 booth units (3m X 3m) already reserved.
- Well over 300 refereed technical papers are expected to be published and presented.

cont'd from page 1

Each technical session that I attended deserved an excellent rating. There is evidence that our move in the direction of higher paper standards and presentation quality are paying off. I am convinced that in spite of an occasional lapse, our review system is one of the best in ASME.

I would like to make an observation about the operation of our technical committees in planning for future meetings. We are certain to have some fine sessions coming up in 1986 and beyond. The scheduling of significant session topics a year or more in advance has to be a difficult but vital job. We seem to have the right people in place on our committees. Their judgment has been outstanding and we see evidence that this is going to continue.

In September, 1985, Beijing International Symposium and Exposition will be a most unusual event - even for a division which specializes in doing the unusual. Our Chinese collaborators in organizing this meeting are working very hard to make it a great success. So are we. Keep in mind that the Beijing events will take place in parallel with the International Symposium on Air Breathing Engines. I feel very fortunate to have visited China twice already in connection with Gas Turbine Division Symposia. A lot of those attending the 1985 Beijing activities will find both China and its people to be high points in their experience.

GAS TURBINE DEDICATED AS ASME LANDMARK

General Electric Company's Gas Turbine No. 76393 was designated as an ASME National Historic Mechanical Engineering Landmark on November 8, 1984.

The dedication of the first gas turbine built in the United States for electric power is part of ASME's History and Heritage Program. The goal of the Landmarking is to educate people about mechanical engineering.

The subject Gas Turbine was in service from 1944 to 1980 at Oklahoma Gas & Electric Company's Bell Isle Station. The success of this turbine led to electric utilities' acceptance of gas turbines as a reliable source of electric power. In fact today, nine percent of the total United States electric output is generated by gas turbines.

George Kotnick, President of ASME, presented the plaque to George Cox, Senior Vice President and Turbine Business Group Executive of the General Electric Company.

A TIME FOR DECISION 1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition, People's Republic of China

Sponsored by:
Gas Turbine Division, The American Society of Mechanical Engineers
Symposium co-sponsored by:
The Chinese Society of Aeronautics and Astronautics
China National Aero-Technology Import and Export Corporation

The deadline for booking travel for the Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition is May 10, 1985.

This symposium constitutes a pioneering venture by the ASME Gas Turbine Division for a number of reasons. It is the first time two major conferences and exhibits are to be undertaken in one year; it is the Division's first venture in People's Republic of China; and it is an unparalleled opportunity to participate in a technology conference with the technical community of the People's Republic of China.

Progress in developing the technical program, the exposition, and the necessary logistics for such a major conference is on schedule. The preliminary technical program has been issued and the technical paper review process is almost complete. Also, travel arrangements, hotels, side trip options and tours have been organized and information on the travel package has been published and distributed.

The technical program will include about 140 papers; almost half (40%) are from authors in People's Republic of China. The topical content is comprehensive including design and analysis technology (turbomachinery fluid flow design, test and computational technology, heat transfer, rotor and structure dynamics), combustion and fuels (coal, coal derivatives, low BTU gases, emissions, burners and fuel system components), exhaust heat utilization systems and components. There is also emphasis on applications such as cogeneration systems, electric power generation, aircraft derivative applications, and industrial expanders.

So plan now to attend and participate in the 1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition, September 1-7, 1985, People's Republic of China. It will be personally and professionally rewarding.

For more detailed information and a preliminary program contact: International Gas Turbine Center, 4250 Perimeter Park South, #108, Atlanta, GA 30341, USA, Telephone 404-451-1905, Telex: 707340 IGTC ATL.



Anselm Franz receives 1985 ASME R. Tom Sawyer Award (L.) A. Franz, (C.) G. K. Serovy, (R.) R. Tom Sawyer.

ACHIEVEMENT AND SERVICE RECOGNIZED BY ASME AND GAS TURBINE DIVISION

ASME Gas Turbine Division's Executive Committee hosted an Awards Dinner in Houston on March 17, 1985. Awards were bestowed as follows for significant achievement and service to the industry:

- 1985 R. Tom Sawyer Award to Anselm Franz in recognition of pioneering contributions to the gas turbine industry that began with his first engine, the first mass produced jet engine, and continued with his second engine which powers the U.S. Army's main battle tank.
- Retiring Division Chairman Award to Norman R. Dibelius in recognition for his service as Chairman, Gas Turbine Division, July 1982 - June 1983.
- ASME 1983 Gas Turbine Award to Chunill Hah, General Electric Co., for his paper, "A Navier - Stokes Analysis of Three Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions" (83-GT-40).
- GTD Aircraft Committee, 1984 Best Paper Award to Bernard L. Koff, Pratt & Whitney, for his paper "Designing for Durability in Fighter Engines" (84-GT-164).
- Division Awards for Retiring Technical Committee Chairman for Service from July 1, 1982 to June 30, 1984:

Ceramics

Edward Lenoe

Closed Cycles

Robert E. Thompson

Controls and Diagnostics

Roy W. Kiscaden

Education

W. F. Wunsch

Heat Transfer

Darryl E. Metzger

Manufacturing Materials and Metallurgy

Lawrence T. Shiembob

Marine

Norman L. MacIntyre

Pipelines and Applications

H. David Moy

Structures and Dynamics

David H. Hibner

PAPER PRESENTATION QUALITY WORKSHOP

As part of ASME Gas Turbine Division's continuing effort to improve the technical quality of its Conference, F. O. Carta ran a paper presentation quality workshop on Sunday, March 17, 1985 at the ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit in Houston.

Key elements to improve the quality of paper presentations were reviewed and discussed. The main points of the discussion were:

1. First decide what are the vital points you wish to make, bearing in mind the need for a brief discussion of motivation and background for the work, the new and different aspects that you are describing, and a summary of the conclusions.
2. Choose the results and figures you wish to show from the paper, generally simplifying the figures in the paper considerably. Engineering drawings of the overall equipment are rarely suitable and line drawings are often much better than photographs of the apparatus.
3. How little mathematics can be put in? Ask yourself what any mathematics will convey to the audience.
4. If tables of results must be shown, make these by typing in a four inch by three inch box. Tables of numbers typed into a significantly larger area will not be of any use; they will be generally illegible and the amount of information would be too great to be absorbed.
5. Choose short punchy statements to make slides of text on which to "hang" your talk. Text slides will reinforce what you say (for the direct benefit of the audience). They will also provide convenient cues for the speaker, and with this help, only a small number of notes will be needed.

A package of F. O. Carta's viewgraphs and handout notes are available upon request to the International Gas Turbine Center in Atlanta.



30TH INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE AND EXHIBIT, HOUSTON, MARCH 17-21, 1985

1986 DUSSELDORF CONFERENCE GTD TECHNICAL COMMITTEES' CALL FOR PAPERS

Plans are well underway for the 31st ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit to be held June 8-12, 1986 in Dusseldorf, Federal Republic of Germany. A great deal of enthusiasm for this event is already being demonstrated by authors, session organizers and exhibitors.

Papers are welcome on all aspects of gas turbine component, engine and system technology including research, design, development, measurement, education, application, fabrication, materials, manufacturing, control, and operational experience.

Important deadline dates for submission of papers are:

- Paper offers (Green Sheets - M&P 1903-10/84) in by June 17, 1985. Signatures of *all* authors required.
- Review version of paper manuscript (4 copies) from authors to session organizers by September 16, 1985. Papers received *after* this date stand the risk of not being included in the program. All papers will be reviewed in accordance with ASME and Gas Turbine Division policy and procedures and will be eligible for ASME journal publication if warranted by reviews. Authors will be notified about the results of the review.

The technical program chairman for the meeting is: T. H. Okiishi, Department of Mechanical Engineering, Iowa State University, Ames, Iowa 50011, Phone: (515) 294-2022, Telex: 910-520-1157. The paper review chairman is F.O. Carta, MS 19, United Technologies Research Center, Silver Lane, East Hartford, CT 06108, phone: (203) 727-7355, Telex: 994435.

Aircraft Gas Turbine Committee

The GTD Aircraft Committee is soliciting technical papers in six subject areas:

• Small Gas Turbine Engines

Contact:

Henry L. Morrow
AVRADCOM
DAVDL-ATL-ATP
Fort Eustis, VA 23604
(804) 878-4130

• Computational Methods

Contact:

John Cyrus
Propulsion Branch (Code 6052)
Naval Air Development Center
Warminster, PA 18974
(215) 441-2568

• Development Testing/Facilities

Contact:

Theodore E. Elsasser
Naval Air Prop. Center, PE 23
P. O. Box 7176
Trenton, NJ 08628
(609) 896-5864

• Propulsion Integration and Integrated Controls

Contact:

James H. Kamman
McDonnell Aircraft Co., D343
P.O. Box 516
St. Louis, MO 63166
(314) 234-1024

• International Aircraft Gas Turbine Collaboration

Contact:

Louis F. Finch
International Requirements Corp.
Suite 307
2001 Jefferson Davis Highway
Arlington, VA 22202
(703) 892-0810

• Propulsion Technology

Contact:

Clifford A. Hoelzer
Grumman Aerospace Corp.
Bethpage, NY 11714
(516) 575-5836

Closed Cycles Committee

The GTD Closed Cycles Committee will sponsor three sessions: Space Power, European Experience, and Closed Cycle Gas Turbine Systems. Related conference activities will probably also include a tour of the closed cycle Helium Turbine Plant at EVO in near-by Oberhausen.

For the Closed Cycle Systems Session, papers are requested covering all aspects of CCGT with fossil, solar, or nuclear heat sources. Papers could include: systems studies, plant design studies, performance/optimization, plant operation, economic considerations, component design and development (turbomachinery, heaters, heat exchangers), cogeneration, materials, applications and advanced concepts.

Please contact: Colin F. McDonald, GA Technologies, Inc. Room 14-243, P. O. Box 85608, San Diego, CA 92138, Phone: (619) 455-3693, Telex 695065.

Combustion and Fuels Committee

The GTD Combustion and Fuels Committee is sponsoring several technical sessions. Technical papers are solicited in the areas of coal and other alternative fuels utilization, emissions control and standards, thermal stability of fuels, combustion modeling, fuel injection processes, and matters of general interest in gas turbine combustion design and testing.

Abstracts from authors in North America, South America, and Asia should be sent to the U.S. Session Organizer: Dr. L. Berkley Davis, Jr., General Electric Co., 1 River Road, Bldg. 53, Room 322, Schenectady, NY 12345 USA, Tel. (518) 385-9677, Telex 8235-1474.

Those abstracts originating in continental Europe and the United Kingdom should be sent to the European Session Organizer: Prof. Dr. Ing. Sigmar Wittig, Institut für Thermische Stromungsmaschinen, Universität

Karlsruhe, Kaiserstra E 12, D-7500 Karlsruhe 1, Federal Republic of Germany, Tel. 07 21/6 08-32 40.

Heat Transfer Committee K-14

A number of sessions are planned on heat transfer in the hot section. Papers are invited on a wide variety of topics relevant to gas turbine heat transfer including: turbine heat transfer analyses, numerical calculations, experiments, new analytical or experimental approaches, heat load or cooling results for turbine airfoils, endwalls or disks, combustors or turbine entry ducts. One session will be organized on measurements of velocity, turbulence intensity and spectrum, temperature and solid particle content at the turbine's entrance provided there is sufficient response.

Abstracts, manuscripts and inquiries should be forwarded to the following organizers: In North America and Asia, Dr. Robert E. Mayle, Department of Mechanical Engineering, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY 12181, USA, Phone (518) 266-6987. In Europe, Dr. Alexander Brown, Mechanical Engineering Department, Royal Military College of Science, Shrivenham, Swindon Wilts, England SN6 8LA, Phone (0793) 782551 Ext. 317.

Turbomachinery Committee

Papers for several sessions in the following topical areas are solicited:

- *Axial-Flow Compressor and Fan Aerodynamics*; contact: Dr. Arun Sehra, Allison Gas Turbine Division, Speed Code T-14, P. O. Box 420, Indianapolis, Indiana, 46206, USA, Phone: (317) 242-4807, Telex 276411.
- *Axial-Flow Turbine Aerodynamics*; contact: Dr. Gordon F. Pickett, Pratt & Whitney, Engineering Division - North, 400 Main Street, M/S 165-12, East Hartford, CT 06108, USA, (203) 565-8866, Telex 994435.
- *Radial and Mixed Flow Turbomachinery Aerodynamics*; contact: Mr. Colin Rodgers, Turbomach, 4400 Ruffin Road, San Diego, CA 92123, USA, (619) 238-8632, Telex 6834043 or 6834042.
- *Four-Quadrant Performance Characteristics of Turbomachines*; contact: Mr. Paul Hermann, Sundstrand Aviation Operations, 4747 Harrison Ave., P.O. Box 7002, Rockford, Illinois 61125, USA, (815)226-6767, Telex 257440.
- *The Inlet Environment of Turbomachines*; contact: Dr. W. B. Roberts, Flow Application Research, 1543 Vernal Avenue, Fremont, CA 94539, USA, (415) 657-5309.
- *3-D Flow and Losses in Turbomachinery Blade Rows*; contact: Professor John Moore, Mechanical Engineering Department, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA 24061, USA, (703) 961-7901 Telex 7108753699.

• *Computational Fluid Dynamics of Turbomachinery*; contact: Dr. Michael J. Werle, United Technologies Research Center, M/S 17, Silver Lane, East Hartford, CT 06108 USA, (203) 727-7368, Telex 994435.

• *Turbomachine Flow Code Assessment and Verification*; contact: Mr. Nelson L. Sanger, NASA Lewis Research Center, 21000 Brookpark Road, M.S. 5-7, Cleveland, Ohio 44135 USA, (216) 433-4000 Ext. 6698, Telex 985218.

• *Inverse Design and Optimization in Turbomachinery*; contact: Professor George S. Dulikravich, Department of Aerospace Engineering and Engineering Mechanics, The University of Texas at Austin, WRW 201C, Austin, Texas 78712-1085 USA, (512) 471-5962, Telex 9108741305.

• Correspondence related to papers on turbomachinery aerodynamics topics not covered by any of the above mentioned areas should be sent to: C. Curtis Koch, General Electric Company, Bldg, 500, Mail Drop K69, Cincinnati, Ohio 45215, USA, (513) 243-4385.

DEADLINES CLOSE FOR 1985 JOINT POWER GENERATION CONFERENCE

ASME Gas Turbine Division is planning to sponsor at least four technical sessions at the 1985 Joint Power Generation Conference in Milwaukee, Wisconsin, October 21-24, 1985. Authors are encouraged to submit papers supporting the conference theme, "Renovation - Spanning the Future." However, papers can range in scope from upgrading existing gas turbine systems and facilities to components and systems for future needs.

So far, four sessions are planned; two are under sponsorship of the GTD Turbomachinery Committee and the GTD Electric Utilities Committee. The GTD Combustion and Fuels Committee is co-sponsoring a session on coal combustion with the GTD Coal Utilization Committee. Several papers from overseas are included in a session on cycles and systems.

Abstracts for candidate papers should be sent to Gas Turbine Division's 1985 JPGC Program Chairman at the address below, or to a representative of any of the Division's technical committees.

Abstracts should be received as soon as possible. Authors of accepted abstracts must submit full papers for review by May 15, 1985. Complete, reviewed papers, typed on author-prepared mats, must then be sent to the Program Chairman by July 15, 1985. Contact: Stanley A. Mosier, United Technologies, Pratt & Whitney, Engineering Division, Mail Stop 731-28, West Palm Beach, Florida 33402, phone (305) 840-3519.

Services and Activities of ASME Gas Turbine Division and THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER

WHO'S WHO in the Committees of Gas Turbine Division is a directory of all administrative and technical committee members. It is published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and contains an alphabetical listing with the committee members' names and addresses. Complimentary copies of the 1984-85 edition are now available from the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER publishes a Directory of Technical Papers from ASME Gas Turbine Division Conferences dating back to 1957. The Directories are available without charge and individual papers may be purchased from the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER for \$5.00 each prepaid.

The ASME Gas Turbine Division's annual International Gas Turbine

Technology Report is published and distributed by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER. Complimentary copies of the 1985 edition are available.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER'S correspondence course on Basic Gas Turbine Engine Technology is currently being developed. The course will be available to the public in 1985.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER sponsors the ASME Turbomachinery Institute's Fluid Dynamics of Turbomachinery program. The next course is planned for 1986.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER publishes and distributes without charge over 15,000 copies of the quarterly ASME Gas

Turbine Division Newsletter. Persons interested in receiving a complimentary subscription should contact the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is the source for information on exhibiting and participating in the International Gas Turbine Conference and Exhibit to be held in Dusseldorf, Federal Republic of Germany, June 8-12, 1986.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER sponsored the ASME Education Seminar Program.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is a sponsor of the U.S. National Committee of the International Council on Combustion Engines (CIMAC).

The ASME Gas Turbine Division organized lectures presented in the People's Republic of China in the fall of 1982 and 1984.

The ASME Gas Turbine Division is organizing the 1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition, People's Republic of China, September 1985. For information, contact the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER.

The ASME Gas Turbine Division will provide the funding to American National Standards Institute for administering the Secretariat of ISO-TC70-SC6 Gas Turbines.

The ASME Gas Turbine Division has administrative and nominating responsibilities for two ASME Awards . . . Gas Turbine Award and R. Tom Sawyer Award.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is sponsored by the ASME Gas Turbine Division and funded primarily with income received from Division activities such as the annual INTERNATIONAL GAS TURBINE EXHIBIT.



International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA
Telephone: (404) 451-1905
Telex: 707340 IGTC ATL

FUTURE GAS TURBINE DIVISION EVENTS

SEPTEMBER 1-7, 1985
1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition
Symposium- September 1-4
Exposition- September 2-7

JUNE 8-12, 1986
31st International Gas Turbine Conference and Exhibit
Messe-Kongress-Center
Dusseldorf, Federal Republic of Germany

MAY 31-JUNE 4, 1987
32nd International Gas Turbine Conference and Exhibit
Anaheim Convention Center
Anaheim, California

GAS TURBINE DIVISION The American Society of Mechanical Engineers

EXECUTIVE COMMITTEE 1984-1985

CHAIRMAN GEORGE K. SEROVY Mechanical Engineering Bldg. Iowa State University Ames, IA 50011 515-294-2023 / 1423	VICE-CHAIRMAN H. CLARE EATOCK Pratt & Whitney Canada P.O. Box 10 Longueuil, Quebec, J4K 4X9 Canada 514-647-7574	CHAIRMAN OF CONFERENCES GEORGE O'DYKE, JR. AVCO Lycoming Div. 550 South Main St. Stamford, CT 06497 203-385-3212 Telex: 964242	REVIEW CHAIRMAN WALTER F. O'BRIEN, JR. Mechanical Engineering Dept. Virginia Polytechnic Institute & State University Blacksburg, VA 24061 703-961-7191	FINANCE COMMITTEE & PAST CHAIRMAN A.A. MIKOLAJCZAK Rohr Industries, Inc. P.O. Box 878 Chula Vista, CA 92012 619-691-2478
MANAGING DIRECTOR DONALD HILL International Gas Turbine Center 4250 Perimeter Park South #108 Atlanta, GA 30341 404-451-1905	MANAGER, EXHIBIT AND INFORMATION SERVICES DAVID H. LINDSAY International Gas Turbine Center 4250 Perimeter Park South #108 Atlanta, GA 30341 404-451-1905	TREASURER R. TOM SAWYER P.O. Box 188 Ho-Ho-Kus, NJ 07423 201-444-3719	ASSISTANT TREASURER THOMAS E. STOTT Thomas Stott & Associates P.O. Box 295 Cummaguid, MA 02637 617-362-9784	NEWSLETTER EDITOR ROBERT A. HARMON 25 Schallen Drive Latham, N.Y. 12110 518-783-8651
ADMINISTRATOR SUE COLLINS 404-451-1905	EXHIBIT ASSISTANT CLAIRE HOWARD 404-451-1905	STAFF ASSISTANT ANNA MAZANTI 404-451-1905		

 the gas turbine division
newsletter

Volume 26, Number 2, April, 1985

Published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, Gas Turbine Division, A.S.M.E., 4250 Perimeter Park South, #108, Atlanta, Georgia 30341, USA, (404 / 451-1905). Donald D. Hill, Managing Director; David H. Lindsay, Manager, Exhibit and Information Services; Sue Collins, Administrator; Claire Howard, Exhibit Assistant; Anna Mazanti, Staff Assistant.

Chairman: George K. Serovy
Iowa State University
Ames, IA

Vice Chairman: H. Clare Eatock
Pratt & Whitney Canada
Longueuil, Quebec, Canada

Editor: Robert A. Harmon
Consulting Engineer
Latham, New York

Publisher Emeritus: R. Tom Sawyer
Ho-Ho-Kus, New Jersey

Publisher: Donald D. Hill

Staff Editor: International Gas Turbine Center
Atlanta, Georgia

INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER

Gas Turbine Division
The American Society of Mechanical Engineers
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA

NON-PROFIT ORGANIZATION
U.S. POSTAGE

PAID
ATLANTA, GEORGIA
PERMIT NO. 2685

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

学 会 誌 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、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 東京都新宿区西新宿7-5-13、
第3工新ビル
(Tel. 03-365-0095)

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) 投稿論文は日本文に限る。
 - 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 13 卷 第 49 号

昭 和 60 年 6 月 10 日

編 集 者 葉 山 眞 治

発 行 者 谷 村 輝 治

(社) 日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル

TEL (03) 365-0095

振替 東京7-179578

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