



ガスタービン時代を迎えて

芝浦工業大学システム工学部教授 平田 賢

「熱」というのはわかっているようでわからない、なかなか厄介な代物である。古代人の昔から人間は火を使って来た。火で暖をとり、煮焚きをする。熱は極めて身近にあり、我々の生活を支えて来たから、誰でも「熱」なんか充分わかったつもりでいる。ことあらためて「熱」とは何かと考える人も少ないし、正面きって「熱」とはと聞かれると答えに窮する人も多いだろう。熱の専門家、例えば熱を売ることが業としているガス業界や石油業界の人々でさえも、あまり不思議と思わずにFF暖房やファンヒーターを売って来たのである。

そもそも熱は眼に見えない。最近よく“省資源・省エネルギー”とひとくくりにされるが、資源の方は「物質」であり眼に見えるから、世の奥様方でも資源リサイクルと直観的に理解される。ところが、エネルギーの方を同じ次元でとらえられると混乱を来す。エネルギーの方はリサイクルがきかない。「再生可能エネルギー」と言う言葉もよく使われるが、エネルギーは「再生不能」、つまり「不可逆」であり、ポテンシャルを失ってしまったエネルギーは、もはや使いものにならない。

山の上にダムを作り、水が海面まで流下してくる間に、川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仕掛け、水の落差を使いつくすことは誰でも考えることである。海面まで下りきってしまった水は、もはやポテンシャルを失ってしまった水であって、これで発電をしようと思えば、揚水発電のようにエネルギーを使ってポンプで水を汲み上げなければならない。「覆水は盆に返らず」である。

熱の場合の“落差”に相当するのが“温度差”であり、“海面”に相当するのが地球の“常温”である。燃料に火を点けると1,500°C以上の熱が発生するが、この高温から常温、つまり15°Cまでの落差を使ってるのが“熱の利用”である。常温まで下りきってしまった熱はもはや使いものにならないのであるが、不思議なことに熱のほうは水力発電のように温度の高いところから順々に使ってくるが行われて来なかった。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°C以上の高温であるが、46°Cの風呂のお湯や25°Cの室温を得るために、1,500°C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。廃熱回収や未利用エネルギーも大切ではあるが、水の流れでいえば、河口近くまで流れ下りてきた水の落差を利用しようとするようなものである。上流の温度の高いところは回収せずに直接流してしまっ

て、中流から河口のあたりを使って来たのがこれまでの多くの場合の熱利用の姿であった。つまり、日本に於ける“未利用エネルギー”の最たるものは、1,500°Cから500°Cあたりまでの“高温部の熱”なのである。

日本人は往々にして「熱」と「温度」をごっちゃにする。母親が子供の額に手を当てて、「あなた、熱がある」という。「あなた、体温が高い」という母親はめったにいない。子供の頃から、このような教育を受けているから、熱と温度の区別がつかない。英語では、熱があるということを、“I have a temperature.”と表現する。“I am heated.”とは決して言わない。お隣の中国でも、熱の字の音符“熱”は、下に力をつければ勢となるように、ポテンシャルを表し、意符の“灬”は火の意であるから、熱は“火の勢い”を表したものと考えられる。中国語で熱があるというときは「我發燒」という由である。このように、中国までは欧米系と同様に、熱と温度を合理的に区別している。

熱と温度をごっちゃにする日本人は、温度の高い熱も、低い熱も区別しないことになる。温度の高い熱は動力あるいは電力に容易に変換することが出来るから高級なエネルギー形態であり、温度の低い熱は動力に変換することが難しく、熱としてしか使えないから低質なエネルギーであるということとはなかなか理解して貰えない。

燃料に火をつけたら、可能な限りの高温から熱

(平成5年1月8日原稿受付)

機関を動かして、まず動力をとり出すことを考えなければならない。熱や蒸気が欲しいときにこれまではボイラを導入するのが普通であった。これからは熱が欲しかったら、まずエンジンやガスタービンを導入することを考えなければならない。高温の熱は熱機関で動力化し、温度を下げて排出された熱を熱として用いることが、熱エネルギーの合理的な使い方の第一歩である。これこそがコージェネレーション(Cogeneration, 熱電併給)の基本的な概念である。

つまり、これまでは発電だけの目的で燃料を焚き、熱機関を駆動して排熱には目をつぶった。一方、熱が欲しいときにはボイラを焚いた。この2つの操作は独立で、“並列”であった。コージェネレーションは、発電したあとの排熱(役にたたないことを意味する“廃熱”という字は用いない)を熱として利用するのであるから、2つの操作が“直列”に入ることになる。現在、コージェネレーションシステムの熱効率は80%を上回るが、熱効率80%を上回るボイラはいくらでもある。燃料を焚いて、熱しか作り出さないボイラと、電力と熱の2つの“効用”を生み出すコージェネレーションとは、熱効率の意味が違う。コージェネレーションで発生した電力で成績係数(COP)3のヒートポンプを駆動して熱を汲み上げ、排熱と併せて利用したとすると、150%程度の熱効率が得られることになる。つまり、発生した電力は、熱に換算すれば3倍程度の効用を持つ“高級”なエネルギーと評価されるのである。

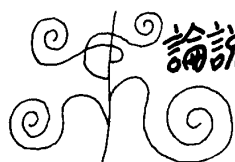
1992年4月から、東京電力(株)、関西電力(株)、中部電力(株)、九州電力(株)の4社はコージェネレーションからの余剰電力を系統に買い上げることを表明した。また、通商産業省では同年度から、大規模コージェネレーションを中心とした「環境調和型エネルギーコミュニティ」構想を国家プロジェクトとして取り上げることとなった。このようにコージェネレーションも、ようやく国家的な認知の下に普及推進が進められようとしている。

一方、米国では、原子力発電所を資金不足、住民反対など様々な理由で天然ガス焚きコンバインドサイクルコージェネレーションに転換する例が実現し始めた。ミシガン州 Midland 発電所の例では、数千億円の損失を覚悟の上で、85%完成して

いた原子力をあきらめ、新たに85MW ガスタービンを12台並べて、原子力発電用に計画された蒸気タービンを生かし、137万 kW コンバインドサイクルに切り換えた。蒸気は隣接した Dow Chemical 社の工場に供給している。

このように既設のボイラ・蒸気タービンのシステムに、新たにガスタービンやピストンエンジンを付加して、熱を一層高い温度から使い始めるような努力をすることをリパワリング (Repowering) と呼んでいるが、先述のように省エネルギーの基本に忠実に、熱を高温から低温までしゃぶりとくすためには蒸気タービン程度の温度、つまり500°Cぐらいから下だけを使うのではなく、1,000°C以上の高温から熱を使い始めなければならない。先の水力発電の例で言えば、既設の水力発電所の“川上”にもう一つ水力発電所を増設するようなものである。わが国でも、既存の蒸気タービンあるいは極端に言えばボイラのみを持っているプラントをガスタービンなどでリパワーすることを、もっと検討すべきである。真っ先に検討する価値があるのが「ゴミ焼却リパワリング」である。現在、日本全国に約2,000箇所のゴミ焼却場があるが、燃焼ガス中の塩化水素などのために、取り出す蒸気の温度が300°Cを超えるとボイラチューブの腐食が急速に進行するとされており、このような低温の蒸気で蒸気タービンを駆動しても、努力の割に効果が小さいということで、結局、発電を行っているのは全国で僅か110箇所、あとの焼却熱は全量大気中に放出されている。そこでゴミ焼却炉から出てくる蒸気は290°Cのままで、これをガスタービンでスーパーヒートする。つまりゴミ焼却場をコンバインドサイクル発電所化してしまう。この提案は自治省の施策となり「スーパーゴミ発電」の名称のもとに'93年度から推進されることになった。

ガスタービンはますます高温化され、信頼性もたかまり、低 NOx 化も進み、コストも下がり、小は100kW から大は23万 kW まで品揃えも整った。蒸気噴射の技術も進んだから、リパワリングも蒸気タービン不要となろう。熱力学の原理に即した省エネルギー推進の強力な担い手として、航空転用型を中心にいよいよガスタービン全盛の時代を迎えることとなろう。



論説・解説「高温ガスタービンの冷却」特集号発刊にあたって

石川島播磨重工業株式会社 伊藤 源 嗣

ガスタービンの進歩、発展の上で高温化は効率向上、小型化、更には出力当りのコスト低減に資するものとして、高圧力比化と並んで永遠の課題と言えよう。今日実用段階にあるガスタービンの中で最もタービン入口温度が高い機種は軍用航空機のエンジンで1,500~1,550°Cに達しており、分野・用途別に最高温度の水準は異なるが、研究開発段階にある機種では更に一段の高温化が目指されている。

ガスタービンの高温化には冷却技術、材料・精密製造技術、コーティング技術の進歩がそれぞれ重要な役割を果たして来ている。その他加工技術、計測技術の進歩の寄与も見過ごすことはできない。これ等の問題に関しこれまでのガスタービン学会誌では、特集号として昭和55年6月に「空冷ガスタービン特集号」がある他、関連技術の特集号や、講義・解説等を取りあげて来ている。

本特集号では前回の空冷タービン特集号発刊以降のガスタービン各分野での急激な高温化の動向、ムーンライト計画の推進等を通じて国内研究機関、メーカーにおける冷却技術の発展が著しいことを踏まえて冷却技術を総合的に特集することにした。それぞれの分野の第一線で研究開発に携わっている方々に執筆をお願いしたところ快くお引き受け頂き感謝している。なお冷却技術以外の、高温化と切り離せない諸技術に関しては過去に特集等のあること、誌面の制約等を考慮し、本特集号では冷却技術との関連上必要な範囲に止めた。

ガスタービンの最高温度を制約している因子はいろいろ挙げられるが最も重要なのは効率と寿命/信頼性であろう。性能面からは全体圧力比とのバランスが必要であるが原理的にはサイクル最高温度は高い方が高効率を得られるが、冷却にあまり多くの空気を費やすと却って効率の低下を来す。特に高温・高応力に曝される部品に要求される寿

命/信頼性を保証し得る温度および温度分布を如何に少ない冷却空気量で実現するかが高温ガスタービン冷却技術の目標である。

高温タービンの構成部品の内冷却技術的に最も苛酷な条件下にあるのは第一段静翼と第一段動翼である。第一段静翼は燃焼器出口のガスに曝されるため、燃焼ガスの半径方向、円周方向の温度分布の影響を受けるだけでなく、ガスの乱れの影響を受ける。後続する翼列では更に上流ウェークの影響も重なる。翼外面の形状、二次流れの影響等を考慮に入れて、翼外面の熱伝達率の見積り精度を高めることは、翼外面に沿って冷却空気による膜を形成し高温ガスと翼外面を熱的に遮断する技術の効果と併せてガスから翼への伝熱量の見積り精度を高める上で重要である。

一方翼内面から冷却空気への伝熱を効果的に行うこと、伝熱量を精度高く見積もることも重要である。冷却は原理的には翼内面の強制および自然対流による熱伝達と翼外面に吹き出す膜冷却とにより行われるが、熱伝達率を高めるためインピンジメント、乱流促進体、ピン・フィンの設置等伝熱促進技術が活用されている。

第一段動翼の場合回転の効果により円周方向温度分布の影響は免れるが、遠心力・コリオリ力・浮力の影響を受ける。これ等の影響は翼内面の伝熱において著しいが、外面の膜冷却効果の上でも無視できない。

第二段以降の翼列、エンドウォール（静翼の内外面、動翼プラットフォーム、シュラウド）も第一段翼列ほど条件が苛酷ではないが、冷却空気量を最小限に保ち、有効な冷却を行う必要がある。

本特集号では上記に関する課題に加え、冷却技術のすう勢、タービン回転部内の冷却とホットガスのシール、将来の新媒体冷却方式、タービンの高温化と極めて密接な関係にある燃焼器の冷却技術に関しても最新の状況を紹介している。

(平成5年1月12日原稿受付)

高温ガスタービンの冷却技術の進展と将来

航空宇宙技術研究所 吉田 豊 明

1. はじめに

タービン入口温度はいったい何度まで上昇させられるだろうか？

その展望は、高温化技術に実際に取組んできた度合いの強い人ほど控え目のようである。実は、本稿の執筆依頼を受けて、自分の仕事で最も関心のある命題であり、自分なりに夢を描いてはいるが、解説記事としてまとめられるほど情報の蓄積と分析は行っていないので、失礼を省みずこの分野で活躍されている方々に関連情報の提供と将来展望をお願いした。幸いなことに何人かの方から回答をいただき、その結果の第一印象が上記の通りとなった。

本特集号では、冷却技術の各分野についてそれぞれ第一人者がこの命題に正面から取組んで、技術の進展を執筆されている。したがって、ここでは筆者の判断と責任において、内容が重複しないように、かつ入手できた情報をできるだけ反映させて、興味深い冷却技術の進展に対するコメントとその将来展望を随想風に書かせていただくことにしたい。なお、本稿でも材料技術についての記述は必要最小限にとどめるので、その背景などについては、たとえば文献(1)、(2)を参照していただきたい。

2. 高温化の動向

タービン入口温度 (TIT) の年代にともなう変遷は、冷却技術、材料技術の向上を中心に、様々な技術の総合的な成果を反映するものとして大変興味深い。これまでに、タービンの高温化を扱う記事では必須の線図として、ガスタービンセミナーや会誌の特集、論文などで示されてきたが、作成されたオリジナルはあまり多くないと思われる。また、当然のことながら、過去の実績を見ることにはそれほど問題はない(?)が、現在

開発中のものから将来の計画目標については、本来機密事項で、かつ変更のあるのが常であるから、これらを盛り込んだ具体的な線図はまれであり、筆者の知る限り破線を延長させた簡単な一例のみである。さらに、折角入手した情報が動翼入口や、高圧タービン出口における値であったりすることも試みを困難にしている。

このような状況にもかかわらず、今回あえて冒険を試みた結果が図1である。既存の数種の線図をベースに、筆者の調査によるデータの追加を行った。特に最近から将来にかけてのデータは上記のような問題を含み、同じエンジンシリーズにおいても改良が継続的に行われるから、温度、年代ともに幅を持って参考にすべきものであることをおことわりしたい。また、明らかに疑問のあるデータがあれば、ご指摘をいただければ幸いである。

さて、現状技術での最先端レベルは、航空機用(以下“A”)大型エンジンで1400°C、産業用(以下“I”)の発電用大型ガスタービンで1300°Cである。約100°Cの温度差は、使用条件の違いによるものであって、冷却技術、材料技術的にはほぼ同等のレベルになっていると思われる。すなわち、高圧タービン第1段はニッケル基超耐熱合金を用いた一方向凝固 (DS) の精密鑄造翼であり、周到な各種の内部対流冷却と全面フィルム冷却 (FCFC)、さらに静止部においてセラミックス遮熱コーティング (TBC) が適用されている。超音速機用低バイパス比エンジン F100 などの現状技術では単結晶 (SC) 翼が適用されている。現在では、これら技術の総合的な向上により1500°Cレベル (“I”では1400°Cレベル) までは近い将来に達成されると観測することにより異論はない。GE90 の計画はまさにこれら実用技術の発展の延長線上にあって、このレベルの代表選手としてその成功が注目される。最近の大プロの研究成果によれば、TIT

(平成5年2月4日原稿受付)

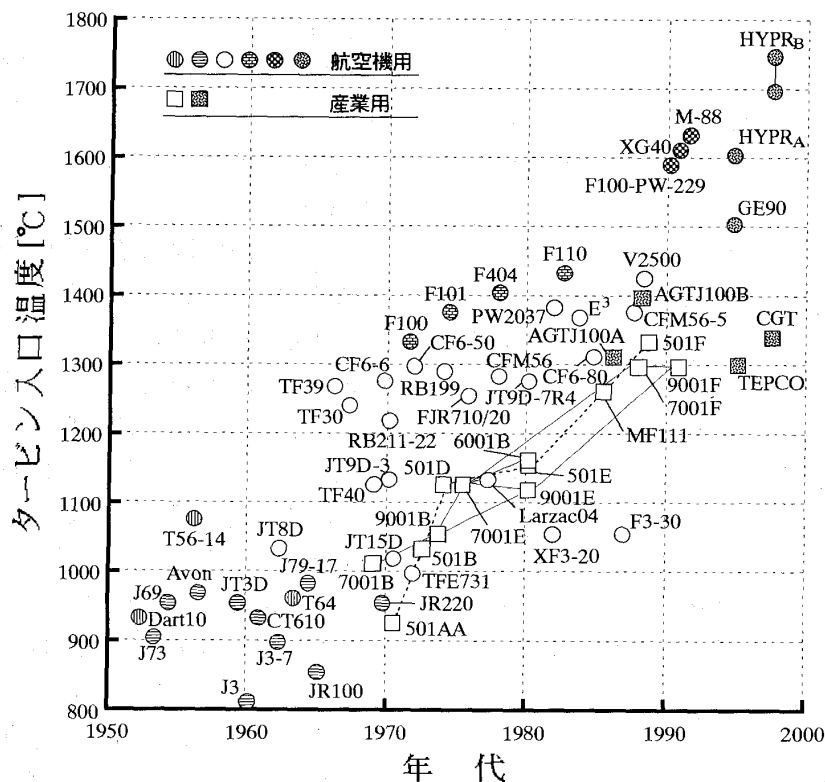


図1 タービン入口温度の変遷

＝1600°Cにおいても単結晶翼で対処可能であるとの基礎データが蓄積されている（図中のHYPR_A）⁽³⁾。また、PW社（F100-229），RR社（XG40），SNECMA社（M-88）においては，既に80年代後半からFCFC付きの単結晶翼で1600°Cクラスのエンジンを2000年に実用化すべく研究が行われている。あと2～3年もすれば，実用技術として成り立つものかどうか，かなり見えてくるのではなかろうか。

産業用ガスタービンについては，発電用大型ガスタービンを主に線図に掲げた。我が国においては，周知のように高効率ガスタービンの研究開発（AGTJ100A，100B）が，高温高压化技術を中心にガスタービンの総合的な自主技術の向上に多大な貢献をした⁽⁴⁾⁽⁵⁾。近年，世界的にトップクラスの大形ガスタービンは1300°Cレベルで作動しているが，このレベルはもちろん，さらに1400～1500°Cクラスの大形ガスタービン開発競争において，我が国はいまや先進国の仲間入りをした。大形エンジンにおける高温化技術では，これまでに実績のある製作・加工技術でも部材の大形化に伴う諸問題，たとえば大形翼の単結晶化などが出てくるので，その克服にも多大な努力を要する。

中型のガスタービンにおいては，東京電力を中心に研究開発が行われているハイブリッド方式が注目される⁽⁶⁾。石炭ガス化燃料の使用を前提に，セラミックスと超耐熱合金部品の組み合わせによる高温要素（燃料器，タービン）の開発によって，1300°Cレベルの技術が確立されつつある（図中のTEPCO）。ハイブリッド方式の概念は，すべてのガスタービンに共通の高温化技術として一つの解を与える有力な候補である。

小型のガスタービンでは，周知のように高温部品のセラミックス化が注目され，我が国を中心に研究開発が行われている（図中のCGT）^{(7)～(11)}。1300°Cレベルのセラミックスがガスタービンは，はたして実用可能であろうか？これについても，ここ2～3年の正念場を経て見通しがついてくるものと思われる。

さて，1700°Cクラスのエンジンは実用可能であろうか？その死命を制する技術は，冷却空気の予冷と材料であると思われる。GYPR_Bでは，これらを総合的に取り入れるという方針で研究が始められている⁽³⁾。材料については，酸化物分散強化型（ODS）の超耐熱合金が有力な候補材として既に翼の試作までを含む各種の研究が行われている⁽²⁾。

さらに、より高い温度への発展を含め、繊維強化金属、金属間化合物からCC複合材まで様々な先進候補材料があるが、いずれも本質的に難しい問題があって、現在は実用技術としての見通しが得られるような段階ではない。

冷却技術については、現状技術の着実な発展がもちろん望まれるが、対流冷却、フィルム冷却を踏襲した冷却構造の飛躍的な向上は、この先あまり期待できない。それゆえに、“T”のみならず、“A”ガスタービンにおいても、冷却空気の予冷、冷却媒体の空気以外への転換について、真剣に検討すべき段階であると思われる。

いずれにしても、1700°Cからそれ以上のTITについては、無冷却翼から冷却翼に転換をとげたことに匹敵するほどに劇的な技術の飛躍が何か必要である。もしかするといろいろ考えられているアイデアがことごとく夢物語と化し、温度的には頭打ちとなって、別の観点への展開、たとえば冷却空気を究極的には不要とする技術、排ガスをクリーンにする技術などや、熱サイクル的に特長のあるエンジンの研究開発にもっぱら努力がはられるかもしれない。

3. 冷却技術の展望

冷却技術というと、これまでは対流熱伝達の諸技術が大部分であった。内部空間の対流冷却やフィルム冷却のようないわば能動的な冷却(Active Cooling)による対処がこれまでの発展を可能にしてきたし、今後もその重要性は失われない。実際、本特集号の多くの稿では、その中の主要な各分野について述べられている。しかし、将来にむけてさらなる飛躍をとげるための冷却技術としては、遮熱コーティングに代表される受動的な冷却(Passive Cooling)や、相変化を含む伝熱とそれに伴う熱サイクル的に新しい技術も次第に重要になってくる。

Active Coolingについて別稿で述べられると思われることは省略し、ここでは主として後者について展望する。

3.1 Passive Cooling

高温高速ガス流から部材への熱流入を軽減させるためのいわゆる遮熱コーティング(TBC)については、既にかなり実用技術として適用されているが、回転体に信頼性を持って適用できるほどの

成熟技術には達していない。できれば、十分な接合強度を有しながら、さらに遮熱性を高めるため被膜を現状より厚くしたいものである。この課題を克服する技術として、注目される最近の動向が二つあると考えている。

一つは、傾斜機能材料(FGM)である⁽¹²⁾⁽¹³⁾。このFGMは、金属とセラミックスの成分比を徐々に、適切に傾斜させて、マクロな境界をなくし、かつ与えられる熱負荷条件で発生する熱応力を最小にするという概念の材料であり、既に多面的に基礎研究が行われている。既存の材料系と施工法はもちろん、FGM研究であらたに取組まれているものまでを含め、かなり近い将来の実用化技術として、積極的に適用を試みることを望まれる。

いま一つの動向は、TBC材料として定着しているイットリア安定化ジルコニア(YSZ)の代りに、遮熱性を維持しながら熱衝撃や熱疲労に強い被膜材料を適用しようとするものである。大工試を中心とするグループでは、熱膨張率がYSZより大きく、ボンド層材料のNi/Co-CrAlYや基材のNi基超合金により近いセリア安定化ジルコニア(CSZ)について研究が行われており、セリアの添加量が約20%以上では、熱伝導率が8Y-PSZのそれよりも低くなるというデータが得られている⁽¹⁴⁾。一方、トーカロのグループでは、カルシア・シリカ・ジルコニア系の材料は溶射成膜状態のままで既に微細な垂直割れを生じるという特性が期待されるという観点から研究が行われている⁽¹⁵⁾。いずれも、現在種々の基礎データが蓄積されている段階であり、その成果が大いに期待される。

遮熱コーティングに関しては、遮熱性を高めるほど最表面の温度が高くなるので、TIT=1800°C以上の世界になるといまのところ候補材料の見通しが見つからない。

高温高レイノルズ数のガス流では、熱流束のオーダーが高く、部材の場所による偏差が大きくなる。TBCやフィルム冷却でこれに対処することはもちろんであるが、内部対流冷却の不足を補って次項で述べるような新しい冷却方式が必要になってくる。その際に基材の内面に高熱伝導材料を適用すると、温度の均一化、最高温度の低下が促進されるので、一種のPassive Coolingとして有用であると思われる⁽¹⁶⁾。現在、筆者らはその定

量的な検討や、候補材料の基材との接合技術について研究を進めている。候補材料については、熱伝導率、熱膨張率、耐熱性、接合性、加工性、入手性、安全性など様々な観点から検討する必要があるが、いまのところ純銅、ベリリウム、ニッケルなどを対象にしている。

周知のように、ガス温度が高くなると主流通路における放射熱伝達量が多くなる。TIT=1427°Cでは、それは対流熱伝達量の約10%に達するという解析結果があり⁽¹⁷⁾、ガス温度領域1500°C以上においては、もはや部材の温度に及ぼす影響は無視できないであろう。TBC材料のYSZは、近赤外領域(4μm以下)で放射率εが約0.2であるから、超合金(ε=0.6~0.7)に比べて反射量が多くなる。このことは、燃焼器ライナーや高圧タービン前段翼部の温度が相対的に下がり、周辺や後流の壁温が上がることを意味する。すなわち現象としては、Passive Coolingの一種となる。高温になるほどこの影響は増大するから、この点でも放射熱伝達に留意する必要性が生じてくる。近年、三次元熱放射の解析技術が進歩し、前記文献(17)に代表される一連の研究や、燃焼器内ガス放射の解析⁽¹⁸⁾などにより解析手法の手本が与えられている。多くの人が恩恵を得られるような解析手法のツール化と放射率など各種物性値の取得整備に向けて早期な展開が望まれる。

3.2 冷却媒体

TIT=1500~1700°Cの高温タービンにおいては、現在見通しのある冷却技術、材料技術の最高水準を組合わせても、冷却空気の予冷は欠かせないと思われる。実際、高効率ガスタービンのAGTJ100B(1400~1500°Cレベル)では、冷却水の噴霧が目標の達成に寄与した。また、最新の発電用大型ガスタービンでは翼冷却用の抽気空気を熱交換器を用いて冷却しているものもあるという。最近の“ガスタービン内空気配分の研究”によれば、1600~1700°Cレベルでタービンの冷却に従来からの割合で空気を供給すると、燃焼器の冷却空気は全く確保できなくなるという指摘もある⁽¹⁹⁾。したがって、空気の予冷による消費空気量の低減はもとより、蒸気、水、燃料のような異種の冷却媒体、さらには高温ヒートパイプなどの適用も研究の対象とすべき時代を迎えている。

周知のように、これら異種流体による冷却の研究は、産業用ガスタービンでエロージョン、コローションを生じやすい、いわば低質の作動流体に晒されるタービンの冷却に有用であるために、古くから行われてきた。蒸気冷却については、コンバインドサイクルにおける蒸気の有効利用や、超高温化に対処するというあらたな必要性の高まりから、近年様々な基礎研究が行われている。これらについては、別稿に解説されている。

水素などの極低温燃料を用いる熱機関では、燃料の予熱を兼ねて高温部や作動流体の冷却が行われる。近年、超音速機、宇宙往還機の研究開発プロジェクトが世界的に様々なフェーズで実施されており、ラムエンジン燃焼器壁面の水素ガス冷却⁽²⁰⁾、ATRエンジンインテーク内の液体窒素使用プリクーラーによる主流空気の冷却⁽²¹⁾など異種流体による冷却の実験データが発表されている。また、船研では水素燃焼ガスタービンについて基礎研究⁽²²⁾からエンジン試験⁽²³⁾まで研究が行われている。これら実験による冷却特性データの蓄積は、タービンの高温化技術の飛躍にとってたいへん有用であると思われる。

筆者らは、高温ヒートパイプをタービン翼の冷却に適用できないかと考え、基礎研究を行っている⁽²⁴⁾。このアイデアは、得失がきわだっており、その利点は、移動伝熱量が対流熱伝達のそれに比べて少なくとも10倍以上あること、冷却媒体は循環することである。一方、欠点は、500~1000°Cに蒸発温度のある作動流体が、ナトリウムに代表される金属元素1A族(Li, Na, K, Rb, Cs)しかなく、水との強烈な反応があるため安全性対策が必要なこと、蒸発と凝縮現象を利用するため凝縮液の挙動が重力の影響を受けること、始動時は全体に凝固した媒体が液体/気体に相変化するまで伝熱特性が悪いこと、凝縮放熱部の要素が必要となることである。これまでに、熱サイクル的な得失の検討と高温実験による初期データの取得を行った。これから上記諸問題の対処に取組んで可能性を追及したいと考えている。

冷却空気の予冷や、ヒートパイプの放熱部などには熱交換器を必要とする。この種の熱交換器は、航空機用エンジンでは実用例がなく、産業用ガスタービンでもまれである。ごく最近、航空機用エ

ンジンについて、再生熱交換器の熱サイクル的検討⁽²⁵⁾、再生熱交換器とインタークーラーの空力、伝熱特性の実験的研究⁽²⁶⁾が発表され、いよいよジェットエンジンにも熱交換器の装備が真剣に考えられるようになってきたかとの感慨を持つ。これらは作動流体全量を熱交換するものである。冷却媒体のみを扱う熱交換器は、むしろオイルクーラーに近いほどの規模であるから、決定的な障害はないのではないかと展望している。

3.3 数値解析

昨年8月ギリシャで開催されたシンポジウム(巻末見聞記参照)では、ガスタービン高温部の流れ、伝熱に関する数値解析について次のような総括解説もなされた; 翼外表面境界層⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾、各種のガス通路内流れ⁽²⁹⁾、回転体まわりの流れ⁽³⁰⁾。特に、乱流への遷移や、複雑な三次元形状の冷却空気通路流れの数値解析による予測技術は、ごく最近になって将来の見通しが得られつつあるとの印象を受けた。

これまでCFDでは、通常固体壁表面の熱的境界条件として等温条件か、断熱条件をとっている。一方、固体側の熱伝導解析では、第3種の境界条件を採用する場合に熱伝達率分布と境界層外温度を用いるという形で流れの情報を間接的に取り入れる。実際の現象では、固体壁表面で外部流体と固体との熱の授受が必ずあり、その影響が相互に及ぶ。すなわち、本来CFDは流体と固体の双方を同

時に解く、いわばCFSD (S: solid!) でなければならない。筆者の知る範囲では、これを実行した例はごく最近の次の二例のみである; カプセル型高速飛翔体の解析⁽³¹⁾、対流冷却翼の解析⁽³²⁾。

図2は、筆者の研究室で最近試みた予備的検討結果の一例であり、翼まわりの等圧線図を示す。(a)は断熱条件、(b)は等温(445°C)条件である。詳細な報告は別途行うことになるが、流入マッハ数: 0.8, 静温: 1000°C, 迎角: 3度の場合に、翼上面に生ずる衝撃波の位置が両者で明らかに異なり、圧力場の微妙な差異が見られる。等温条件の場合翼へ熱が流入するケースなので、流れの境界層吸込み現象と似て、衝撃波の発生が遅れている。この比較は、いわば両極端の温度条件で行ったものである。熱負荷が大きくなるとCFSDでなければ予測が不十分になるという認識の喚起になれば幸いである。

4. むすび

図3は、筆者が作成した将来のタービン冷却システムの概念図を示す。様々なActive/Passive Cooling, 熱サイクルが取り入れられる図となっているが、はたして何が将来のタービン高温化技術として現実のものになるであろうか?

本稿を草するにあたり、ご多忙にもかかわらず貴重なご意見、資料をよせていただいた方々に深く感謝します。

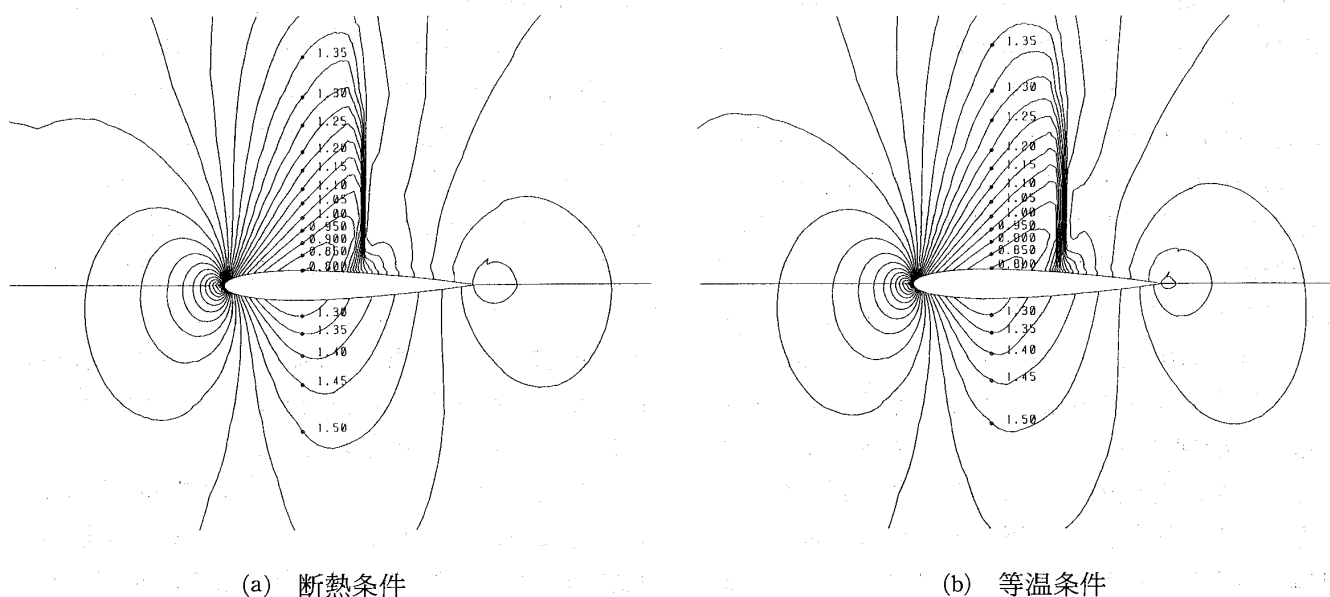


図2 翼まわりの等圧線分布

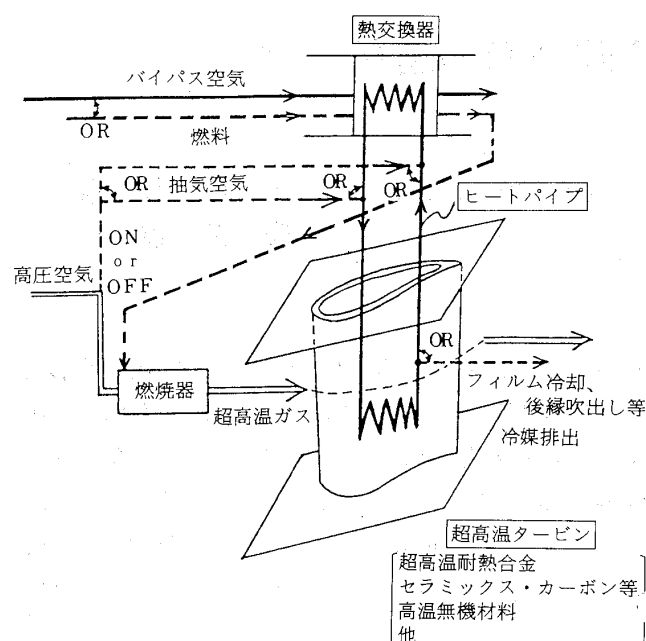


図3 超高温タービン冷却システムの概念

参考文献

- (1) Chen, O., 第29回飛行機シンポジウム, 別刷(1991-10).
- (2) 吉田, ターボ機械 20-3 (1992-3), 54.
- (3) Chiba, K., Maya, T., Proc. of the Int'l Symposium on Japan's National Project for a Super/Hypersonic Transport Propulsion System (1992-10), 79.
- (4) 航技研 原動機部・熱流体力学部, NAL TR-1023 (1989-5).
- (5) 高効率ガスタービン技術研究組合編, 高効率ガスタービンの研究開発 論文集 第1巻~第7巻 (1985-3).
- (6) 東電, 東芝, 三菱重工, 日立, Proc. of the 1991 Yokohama Int'l Gas Turbine Congress Vol. I (1991-10), 135~170.
- (7) セラミックガスタービン特集号, 日本ガスタービン学会誌 17-67 (1989-12).
- (8) Itoh, T., Kimura, H., ASME 92-GT-2 (1992-6).
- (9) Honjo, K., Hashimoto, R., Ogiyama, H., ASME 92-GT-3 (1992-6).
- (10) Haley, P. J., ASME 92-GT-292 (1992-6).
- (11) Smyth, J. R., Morey, R. E., ASME 92-GT-381 (1992-6).
- (12) 傾斜機能材料研究会編, 傾斜機能材料 (1993-2), 工業調査会.
- (13) 吉田, 日本ガスタービン学会誌 19-75 (1991-12), 45.
- (14) Sodeoka, S., Ueno, K., Kinoshita, M., 文献(3)と同じ, 173.
- (15) 中平ほか4名, ガスタービン秋季講演会 講演論文集 (1991-8), 181.
- (16) Yoshida, T., Taki, M., Fujisawa, Y., Mimura, F., 文献(3)と同じ, 109.
- (17) Obata, M., Funazaki, K., Taniguchi, H., Kudo, K., Kawasaki, M., Proc. of the Sixth Int'l Conference on Numerical Methods in Thermal Problems (1989-7), 751.
- (18) Koch, R., Krebs, W., Wittig, S., Proc. of the 1992 Int'l Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery (1992-8).
- (19) 岡村, 第21回ガスタービンセミナー 資料集 (1993-1), 71.
- (20) 田丸ほか3名, 第32回航空原動機・宇宙推進講演会 講演集 (1992-1), 169.
- (21) 萱場ほか4名, 第33回航空原動機・宇宙推進講演会 講演集 (1993-1), 62.
- (22) 森下, 菅, 平岡, 第9回ガスタービン定期講演会 講演論文集 (1981-6), 33.
- (23) 森下, 菅, 平岡, 井亀, ガスタービン秋季講演会 講演論文集 (1992-11), 181.
- (24) 吉田ほか6名, 第33回航空原動機・宇宙推進講演会 講演集 (1993, 1), 11.
- (25) Ponomarev, V. A., Tikhonov, A. M., Fokin, Yu. V., 文献(18)と同じ.
- (26) Pellischek, G., Kumpf, B., Proc. of the 10th ISABE (1991), 91-7019.
- (27) Patankar, S. V., 文献(18)と同じ.
- (28) Siegel, K., Schulz, A., Crawford, M. E., Wittig, S., 文献(18)と同じ.
- (29) Simoneau, R. J., Simon, F. F., 文献(18)と同じ.
- (30) Owen, J. M., 文献(18)と同じ.
- (31) 山本, 柳沢, 第24回流体力学講演会 講演集 (1992-11), 37.
- (32) Ling, J. X., 文献(18)と同じ.

タービン翼の内部冷却技術の進展

(株)日立製作所 機械研究所 川 池 和 彦
安 齊 俊 一

1. はじめに

タービン翼冷却は、翼の内面の強制対流冷却と翼表面のフィルム冷却に分類できる。タービン入口温度の高温化に伴ない冷却空気量は必然的に増す傾向にあるが、冷却空気の消費は、ガス温度の希釈、主流と冷却空気の混合損失およびポンピング動力（動翼の場合）の増大により、ガスタービン性能が低下する原因となるため、極力冷却空気の消費量を低減すべく、内部冷却における伝熱促進の研究とフィルム冷却性能向上の研究開発が行われている。タービン翼の最新の冷却方式は図1に示すように静翼ではインピンジメント冷却、動翼ではタービン乱流促進体によって伝熱促進をはかったサーペンタイン冷却流路が基本的な構造で、後縁部はピンフィン冷却を用いこれにフィルム冷却を必要に応じて強化する方向にある。内部冷却は、ガスタービンの歴史と共に歩んできており、ある意味では研究しつくされた感もあるが、1980年以降、高温化の趨勢に伴ない実用的なデータの

蓄積と共に計測法、伝熱促進技術、数値解析技術の応用などに新たな展開が見られる。内部冷却技術の基本的な構造や特性に関しては本誌などでも解説記事等⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾があるので、本稿では計測法とインピンジメント冷却、ピンフィン冷却、乱流促進体を用いた冷却方式の進展に焦点を絞って解説する。

2. 対流熱伝達率の測定法と評価法

タービン翼の対流冷却の伝熱促進の研究は、強い乱れに期待するため解析的アプローチは難しく、もっぱらその要素モデルを製作しその形状パラメータを変え、熱伝達率と圧力損失などの流動特性を評価するのが一般的な手法である。

熱伝達率の測定は、加熱したフォイルヒータに冷媒を流しその電気加熱量と冷媒とヒータ面の温度差から熱伝達率を求める方法が伝統的な方法である。最近ではコンピュータを用いた画像処理技術の進展により、図2に示す構成で温度センサとして液晶、感温コーティングなどを用いその色の分布をCCDカメラで測定し画像処理により熱伝達率を求める方法が多く用いられるようになって

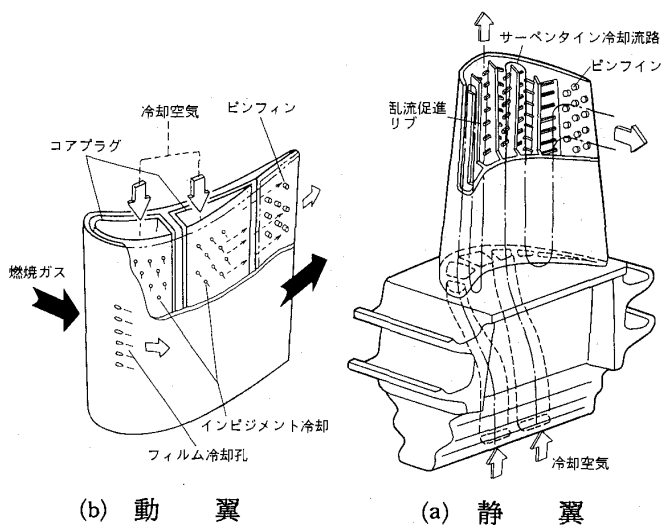


図1 最近の冷却翼の構造例

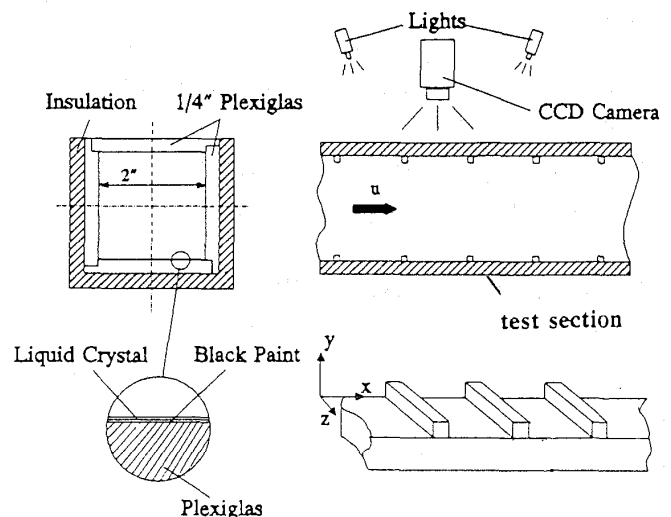


図2 液晶を用いた熱伝達率の測定⁽⁴³⁾

(平成5年2月3日原稿受付)

た⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁴³⁾。

また、ヒータ加熱による測定に対し、定常状態にした測定部の冷媒の流速または温度を瞬間的に変化させその温度変化と時間を測定し一次元半無限物体の過度応答の解析解より熱伝達率を求める方法も適用されるようになった⁽⁸⁾⁽⁴⁴⁾。これらの方法は、ヒータの加熱容量を大きくとれないこと、液晶の温度領域が狭いなどの理由により、実際のエンジン条件における高いレイノルズ数範囲のデータを得るには、実物の10-20倍の拡大モデルを用いる必要がある。筆者ら⁽⁴⁸⁾は、図3に示すように伝熱特性が既知の基準体（例えば円管）と研究対象の供試体とをインピンジメント噴流を用いて同一に加熱し、両者の温度を相対比較することにより設計上必要な平均熱伝達率を求める方法を考案し伝熱促進体の開発に適用した。この方法は、インピンジメント噴流による加熱が強いため、実物大モデルでも流速を増して、高レイノルズ数の実験が可能、データ処理が容易、供試体ごとにヒータをつける必要がない、定常状態になる時間が短く実験効率が高いなどの特徴をもつ。

また、物質伝達と熱伝達のアナロジから間接的に熱伝達率を求めるナフタリン昇華法も、局所的な分布を測定できるため、コンピュータにより変位計をトラバースさせ自動測定ができるようになったことから、対流冷却技術の研究によく用いられている⁽⁹⁾。

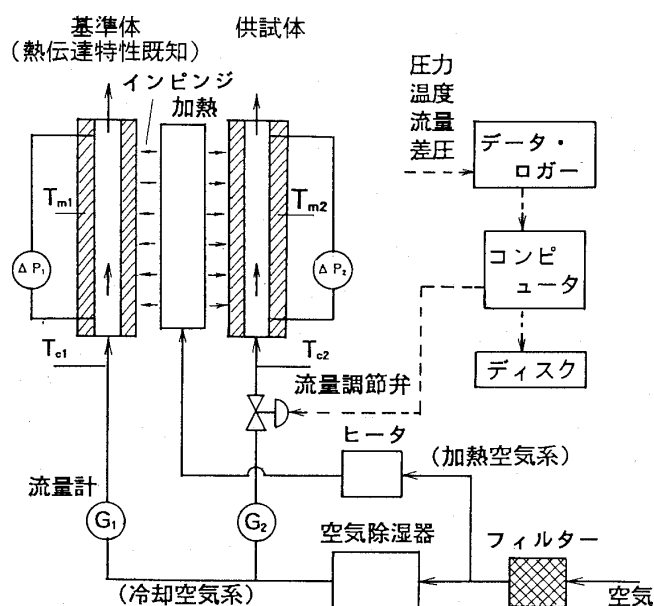


図3 比較法による熱伝達率の計測法⁽⁴⁸⁾

伝熱促進をはかるには一般に大きな圧力損失を伴うので、伝熱性能の評価には熱伝達率自身と共に圧力損失の評価も重要である。タービン冷却翼の場合、冷却空気の供給側と出口側の差圧が限られているため、冷媒を流すために必要なポンピング動力一定条件での伝熱性能を評価する指標として圧力損失を考慮した $K = Nu/C_f^{1/3}$ (Nu : ヌセルト数, C_f : 圧力損失係数)⁽¹⁰⁾を用いた方がよい場合もある。但し、実際の冷却設計に際しては、冷却要素だけの評価ではなく、冷却翼の冷却回路中の他の圧力損失要因（例えば、曲がり部や絞りなど）をも考慮する必要があるので必ずしも上記の指標を用いる必要がない場合もある。

最近ではレーザ計測や可視化技術の進展によって熱伝達率や圧力損失の測定だけでなく、速度分布や乱流エネルギーなどを測定し伝熱の本質を流れる様式と乱流構造に基づいて解明しようとする動向もみられる。

3. インピンジメント冷却

インピンジメント冷却は、小さな孔の列を通して噴流を壁面に衝突させて冷却する方式で大きな熱伝達率が得られるため、静翼に一般的に用いられるほか動翼にも適用例がある。従来翼前縁部などの凹面⁽¹¹⁾⁽¹²⁾や平面⁽¹³⁾に対する特性がその形状パラメータ（ピッチ、孔径、孔と壁面の距離）の関数として実験的に求められている。

実際の適用に対しては、多数列の孔から噴射するため上流の噴流後の流れ（スペントエア）と噴流が干渉し熱伝達率を低下させる現象（クロスフローの影響）を考慮する必要がある⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。クロスフローと噴流の質量流量比が同じ場合、クロスフローが無い場合に比較し10~30%位熱伝達率が低下する⁽¹³⁾。このため最近の研究はクロスフローの影響を小さくする研究が多くなっている。

この対策の一つとしてスペントエアをフィルム冷却空気として使用し全面フィルム冷却を構成することによってクロスフローの形成をなくすることができる。Hollworth ら⁽¹⁷⁾, Andrew ら⁽¹⁸⁾は全面フィルム冷却面に対するインピンジメント冷却の特性を求めている。

また、Trabold ら⁽¹⁹⁾は冷却面にリブを、Hussain ら⁽²⁰⁾は各種形状のリブを組合わせた場合の伝熱特性を検討し、上流側では熱伝達率が減少するが

下流側ではクロスフロー自身による対流熱伝達が増し熱伝達率が増加することを明らかにしている。

筆者ら⁽²¹⁾⁽²²⁾も冷却面に各種形状のリブやフィンの組合せた実験を行ない、リブがクロスフローをシールドする効果や対流熱伝達の増加などによ

り図4に示すように熱伝達率が1.3—1.5倍に増加する結果を得ている。Scribner⁽²³⁾も冷却面にペダスタルを配置することにより下流側の熱伝達率の低下を大幅に改善することを示した(図5)。

単一ノズルによるインピンジメント冷却の場合ではあるが、横堀ら⁽²⁴⁾は矩形リブを配置した粗面を利用することにより、熱伝達率が低下する噴流下流域で熱伝達率が改善され最大で2倍平均熱伝達率が改善されることを求め、可視化実験により下流域でのリブによる乱流促進効果によることを明らかにした。インピンジメント冷却の歴史は古い、噴流の岐点近傍での境界層が薄く高い熱伝達率が得られるためクロスフローの影響を低減する改良が実用化されていくであろう。

4. ピンフィン冷却

ピンフィン冷却は、翼の後縁部の肉厚の薄い部分に用いられ強度メンバーとしての機能も果たす。ピンフィン冷却は熱交換器の円柱列の熱伝達と類似であるが、円柱の長さが短く端面の影響が現われる点に特徴がある。冷却翼への応用を目的とした短いピンフィンの研究では、ピンの形状パラメータ(ピン径、ピッチ、ピン高さ、流路形状)の影響が実験的に求められている⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾。Metzger⁽²⁸⁾は多数列のピンフィンの各列での熱伝達率の分布を測定し上流側の1列目と2列目は熱伝達率が平均値に比較して各々30%、15%位小さくなり、上流部では流れの乱れの強さが小さいことによることを明らかにした。ピンフィン冷却の特性式に関しては、Armstrong ら⁽²⁹⁾が、過去の多くの実験をまとめ、熱伝達率、圧力損失とも Metzger ら⁽²⁷⁾の提案する式が実験値との相関がよいことを示した。

ピンフィン冷却を静翼に応用する場合は、冷却空気の流入方向と流出方向は通常同じであるが、動翼の場合、翼の内径側から流入させ直角方向の後縁と一部を翼先端より流出させるのが一般的である。Lau ら⁽³⁰⁾は、ピンフィンが6列と8列の場合において、流入方向と同一方向と直角方向の両側に流出する場合の伝熱特性を比較し、全流量を直角方向(後縁側)に流出させる場合は、全流量を流入方向と同一方向(翼先端側)に流出させる場合に比べ、約25%平均熱伝達が低くなることを明らかにした。Chyu ら⁽³¹⁾は、流出方向が流入方向

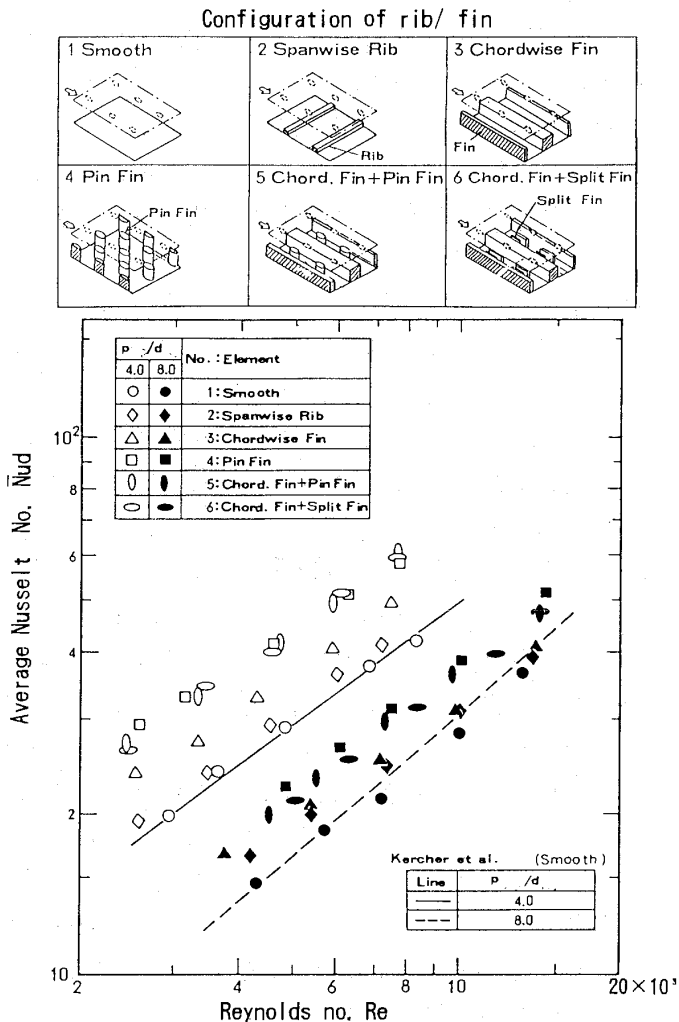


図4 インピンジメント冷却と組合せたリブ/フィンの効果⁽²¹⁾

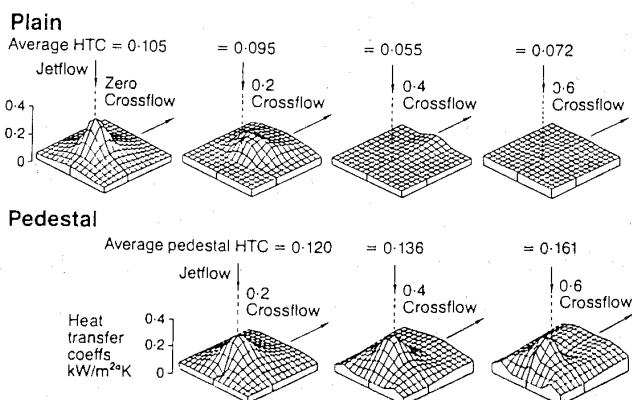


図5 インピンジメント冷却と組合せたペダスタルの効果⁽²³⁾

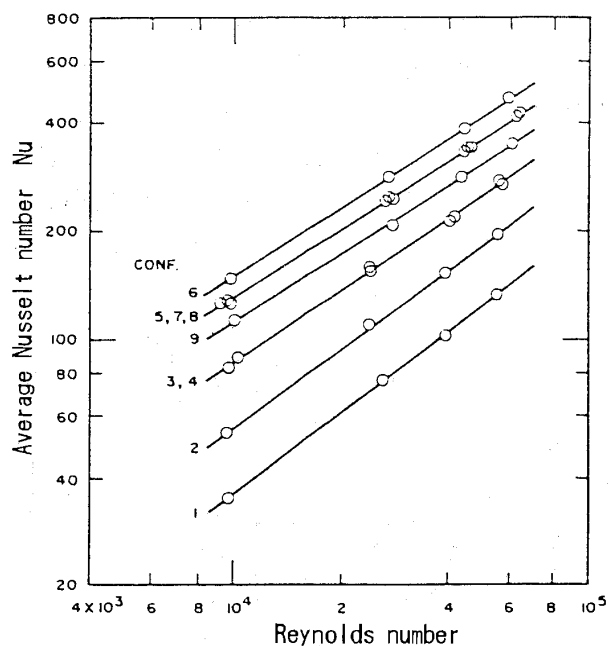
と直角方向の場合において、ナフタリン昇華法によって5列×7行のピンの配列を用い物質伝達を測定し、流れの非一様性のため各行ごとのピン部の物質伝達に大きな差が生じることを示した。実際の設計に対しては流れの均一化をはかる工夫が必要となる。

ピンフィン冷却の伝熱特性の改善に関しては、Metzger ら⁽³²⁾は、通常円形断面のピンフィンを長円形状とし、流れとピンの長軸のなす角度を変えた実験を行ない、角度が45°の時熱伝達率が約1.2倍向上するが圧力損失は約2倍に増大することを示した。また Metzger ら⁽³³⁾は、ピンの両端面の壁面にピン高さの15%の高さをもつリブを配置し、その配置のパターンを変えた実験を行ない、熱伝達率は、リブの無い場合に比べ、最大で35%向上し、この時圧力損失は約3倍増大する結果を得ている(図6)。壁面にリブを配置した場合の圧力損失の増大は大きいですが、動翼の場合、前述したような流れの非一様が生じ易いので適切に応用すれば、流れや熱伝達率の均一化にも効果があると考えられる。

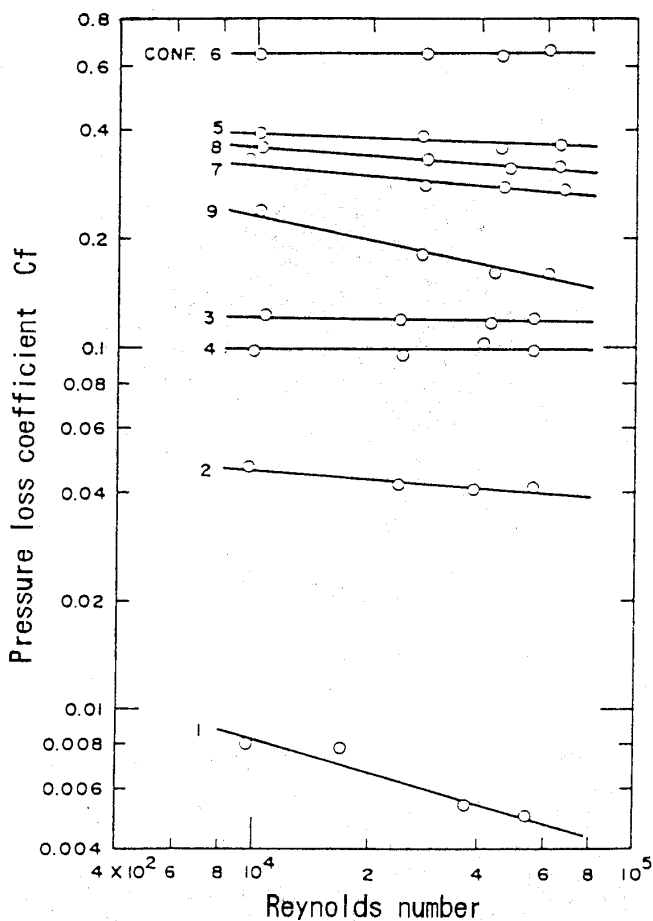
5. 乱流促進リブ

最近の動翼の冷却は、サーペントイン冷却方式が主流となっているが、冷却流路に伝熱促進を目的として乱流促進リブを取付けたのは、1972年頃ジェットエンジンのGE製CF6-50が最初である。その後の研究開発により最新のジェットエン

ジンや産業用ガスタービンのGE製MS-7001Fでは冷却空気の流れ方向に対して傾斜したリブが



(a)熱伝達特性



(b)圧力損失特性

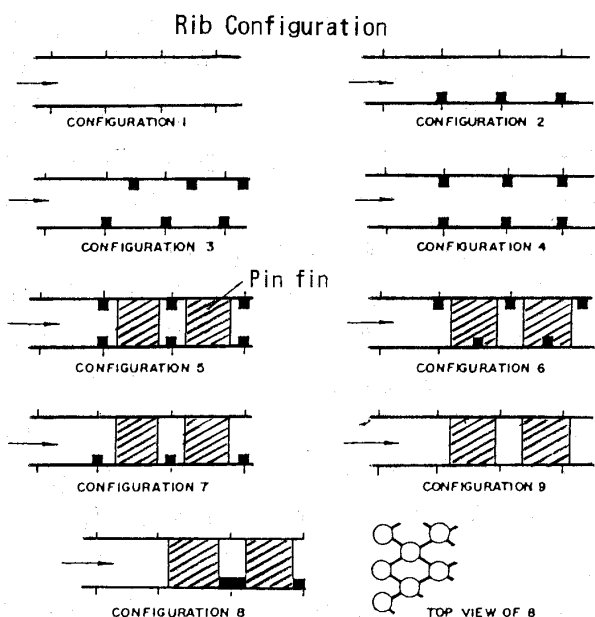


図6 ピンフィンと組合せたリブの伝熱流動特性に及ぼす効果⁽³³⁾

用いられている。

冷却翼への応用を目的とした乱流促進リブの研究は1970年初期の Burggraf⁽³⁴⁾, Webb ら⁽³⁵⁾による先駆的研究に始まり1980年代に勢力的に行なわれた。この結果、乱流促進リブ(図7)の基本的な形状パラメータ(リブ高さ: e , ピッチ: p , 流路形状 B/A など)が伝熱流動特性に及ぼす影響が求められピッチ/リブ高さ=10位で熱伝達率が最大になることが知られている⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾⁽⁴¹⁾。実験では正方

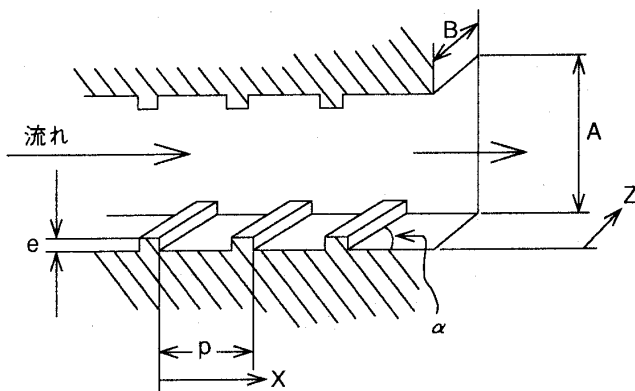


図7 乱流促進リブの基本形状パラメータ

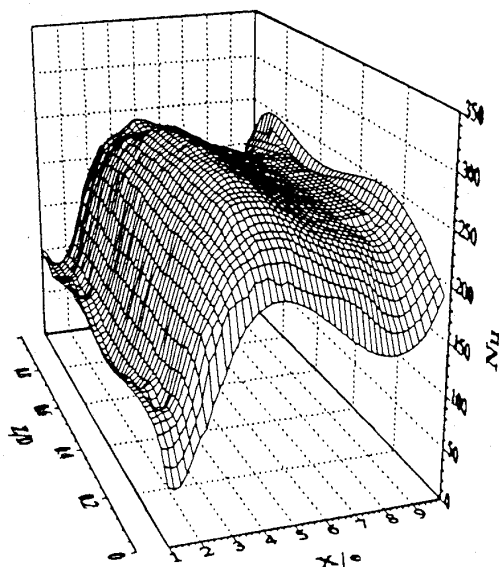


図8 直角リブのヌセルト数分布⁽⁴³⁾

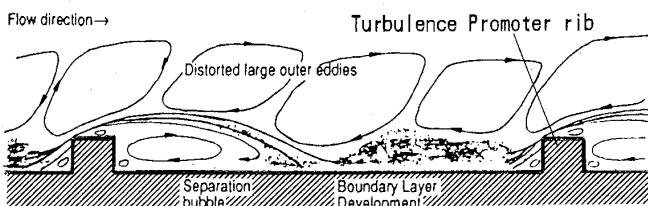




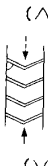


図9 直角リブの流れ構造⁽⁵³⁾

形断面形状のリブを用いることが多いが実際には製作上の要求から台形形状となったり角に丸みがつく。Han ら⁽³⁷⁾, 森ら⁽³⁹⁾は断面形状の影響について検討を行ない、熱伝達率に及ぼす影響は小さいことを明らかにした。また Han ら⁽³⁸⁾は実際のサーペンタイン流路にリブを設けた場合、曲がりの下流側直後では上流側直前に比較し熱伝達率が大きくなることを明らかにした。

流れ方向と90°をなすリブ(以後直角リブと呼ぶ)では乱流構造が2次元的で、この場合の伝熱促進のメカニズムについては流れの可視化、レーザを用いた流れ計測などを用いて解析された。この結果、リブの断面形状やレイノルズ数にもよるが、リブによりはく離れた流れは、リブ後端よりリブ高さの3.5~5.5倍の下流位置で再付着し熱伝達率が最大となり、その上流には熱伝達率の低い循環流の領域が存在し、下流では境界層が厚くなり熱伝達率が減少していくパターン(図8, 9)が解明された⁽⁴²⁾⁽⁴³⁾⁽⁵³⁾。またリブ部の熱伝達率も計測され、再付着点よりも大きな熱伝達率が求められている⁽⁴³⁾。

直交リブの2次元乱流構造に対し3次元構造の乱流を発生させることにより、さらに伝熱促進効果を高める研究が、1980年代後半より活発になってきた。これまでに、Han ら⁽³⁷⁾, 船崎ら⁽⁴⁴⁾は傾斜リブを、Han ら⁽⁴⁵⁾, Lau ら⁽⁴⁶⁾はV字型、逆V字型リブを、Kukreja ら⁽⁴⁷⁾は直角リブをスパン方向に分割して食い違いに配置したスタガード型リブなどを供試した。筆者ら⁽⁴⁸⁾も、図3の計測法を用いて前出の形状に加えV字型スタガードおよび逆V字型スタガードリブを用い $p/e=10, 5$ の場合を試験した。これらの文献の正方形断面の流路における各種リブ付流路の熱伝達率と圧力損失特性を平滑流路の値で規準化した値を表1に示す。各文献で、流路形状、実験法、測定法、リブ部熱伝達の有無など条件が異なり、比較には注意が必要であるが、公表文献のなかでは、筆者らの提案したV字型スタガードリブで $p/e=5$ の伝熱促進効果が最も大きい。このリブは現在用いられている直角リブ ($p/e=10$) や傾斜リブ ($p/e=10$) に比べて、各々約2.4倍、1.7倍熱伝達率が大きくなる。熱伝達率に及ぼす p/e の影響については、 $p/e=10$ が最適値であることが定説化してい

表1 乱熱促進リブの形状が伝熱流動特性に及ぼす効果

リブの形状	実験者	(1) 形状パラメータ		(2) Nu/Nus	(3) Cf/Cfs	
直角リブ 	Han ら [45]	$\alpha = 90^\circ$		2.1~2.5	5.8~6.8	
	Kukreja[47]			2.4~2.6	4.8~6.5	
	安齊ら [48]			2.4~2.7	4.9~6.0	
傾斜リブ 	Han ら [45]	$\alpha = 60^\circ$		2.5~3.2	7.2~10	
		$\alpha = 45^\circ$		2.2~2.8	5.0~6.5	
	安齊ら [48]	$\alpha = 70^\circ$		3.2~3.5	6.5~8.5	
V/△型リブ 	Han ら [45]	▽型	$\alpha = 60^\circ$	2.8~3.6	8.0~11	
			$\alpha = 45^\circ$	2.5~3.3	8.0~10	
		△型	$\alpha = 60^\circ$	2.4~3.3	8.5~13	
			$\alpha = 45^\circ$	3.0~2.3	8.0~11	
	安齊ら [48]	▽型	$\alpha = 70^\circ$	2.7~4.3	8.0~11	
		△型	$\alpha = 70^\circ$	2.7~3.9	8.0~9.3	
直角 スタガードリブ 	Kukreja[47]	$P/e=20$		2.6~2.7	4.2~6.5	
		$P/e=10$		3.4~3.8	7.5~11	
	安齊ら [48]	$P/e=10$		3.2~3.9	6.5~10	
		$P/e=5$		4.6~5.8	18~19	
V/△型 スタガードリブ 	安齊ら [48]	▽型	$P/e=10$	3.0~5.0	10~11	
			$\alpha=70^\circ$	$P/e=5$	5.9~6.6	10~13
		△型	$P/e=10$	2.5~3.1	5.0~6.0	
			$\alpha=70^\circ$	$P/e=5$	3.5~4.1	7.4~8.0

- (1) P/e は記入していない場合は $P/e=10$ の条件での値
 (2) Nu/Nus =リブ付面のヌセルト数/平滑流路のヌセルト数
 (3) Cf/Cfs =リブ付流路の圧力損失係数/平滑流路の圧力損失係数

るが、Chyu ら⁽⁴⁹⁾はナフタリン昇華法で直角リブや傾斜リブでもシャーウッド数は $p/e=5$ の方が $p/e=10$ よりも大きい実験結果（但しリブ部は含まず）を報告しており、今後リブ部を含めた精度の高い実験結果が待たれる。さらに、3次元乱流促進リブの伝熱促進のメカニズムは直角リブのはく離と再付着という流れパターンの概念とは異なっている可能性もあり、この解明も今後の課題であろう。

乱流促進リブ付流路の特性式はWebb ら⁽³⁵⁾による、運動量伝達のあらさ関数と熱伝達のあらさ関数をあらさレイノルズ数の関数として求め Stanton 数を求めるという巧妙な手法を用い、Han ら⁽³⁷⁾は、直角・傾斜リブに関し矩形ダクトで対向する2面にリブを配置した場合の熱伝達率と圧力

損失特性の一般化した実験式を導いた。

実際の冷却翼への適用に当っては、翼の前縁部や後縁部近くでは流路形状が矩形とは異なり、流路の面積分布やサーペンタイン流路の曲がりなどの影響が入ってくる。このため実際の翼のサーペンタイン流路の拡大模型を作り、壁面にフォイルヒータと液晶を組合せたセンサーを貼り（図10(a)）、静止場ではあるが、曲がり部を含め、実際に近い形状で熱流動特性を可視化し確認する方法もとられている⁽⁵⁰⁾⁽⁵¹⁾。

伝熱促進体のように大きな乱れがある場の熱流動特性を解析的に求めることは難しかったが、CFD (Computational Fluid Dynamics) の発展と乱流促進体が典型的なステップ流であることが

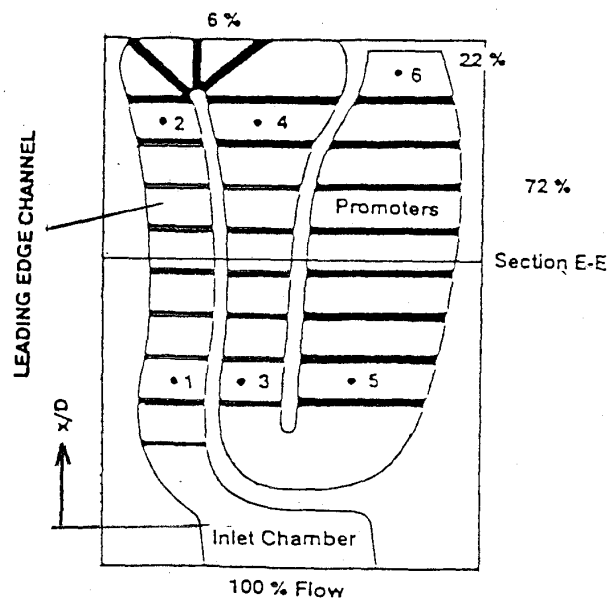
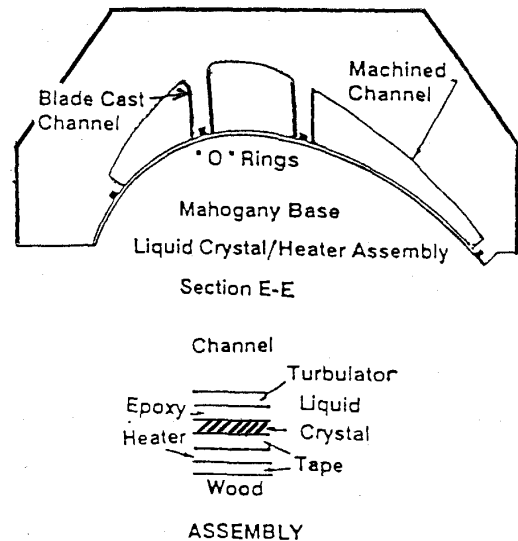


図10 (a) 実際の冷却形状での伝熱特性の測定法⁽⁵¹⁾

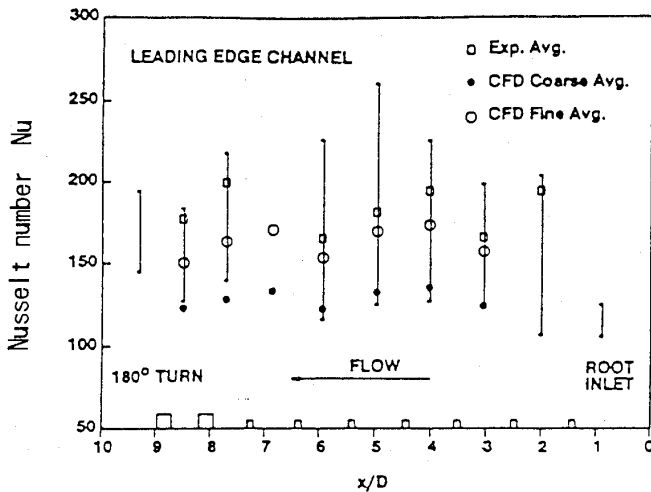


図10 (b) CFDによる予測値と測定値の比較⁽⁵¹⁾

ら、2次元的な直角乱流促進リブの解析が試みられている。計算手法としては $k-\epsilon$ 乱流モデル⁽⁵²⁾⁽⁵³⁾やLES (Large Eddy Simulation)⁽⁵⁴⁾などが用いられている。

市販のCFDコードを用い実際のサーペントイン冷却翼の流路形状に適応し熱伝達分布を求めた例を図10(b)に示す。メッシュを細くすれば、実験値との一致度はよい。CFDを乱流促進体の開発の数値実験や実際の冷却翼の冷却設計のツールとして使用できるレベルに達してきたといえる。

6. おわりに

冷却翼の内部冷却技術に関する最近の伝熱促進技術をレビューしてみると、各冷却方式で流れのパターンは異なるものの伝熱面の表面構造に着目しているところに共通点があり、地道な進展をとげている。この結果、適切な形状の突起を伝熱面に配置することにより突起がない場合に対し、インピンジメント冷却では1.3-1.5倍、ピンフィン冷却では1.2-1.35倍、乱流促進リブでは従来の直角リブに対し約2.4倍の熱伝達率の向上効果がみられている。内部冷却は遮熱コーティング(TBC)と組合せると効果的でかつ熱応力も緩和できるため、TBCが単なる冷却翼の寿命延長ではなく冷却設計に取り込めるようTBCの寿命、信頼性の改善に期待したい。また計測技術に関しては、伝熱実験では10%程度の不確かさは避け難いのが現状であり実験精度の向上も必要とされる。本稿で紹介した改良技術はフィルム冷却技術の進展と併せて実用化されていこうが、さらなる内部冷却技術

の進展には新たなブレイクスルーが必要と思われる。

参考文献

- (1) 高原, 吉田, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 8-29, 1980
- (2) 中井, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 8-29, 1980
- (3) 能瀬, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 9-33, 1981
- (4) Metzger, D. E., ASME Paper 83-GT-60
- (5) Metzger, D. E., and Larson, E. E., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 108, 1986
- (6) Ireland, P. T., and Jones, T. V., AGARD Conference Proceedings No. 390, Paper 28, 1985
- (7) Ireland, P. T., and Jones, T. V., Proceedings, 8th Int. Heat Transfer Conference, Vol. 3, 1986
- (8) O'Brien, J. E., Simoneau, R. J., LaGraff, J. E., and Morehouse, K. A., Proceedings, 8th Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, 1986
- (9) Goldstein, R. J., Chyu, M. K., and Hain R. C., Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 28, 1985
- (10) Webb, R. L., and Eckert, E. L. G., Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 15, 1972
- (11) Chupp, R. E., Helms, H. E., McFadden, R. W., and Brown, T. R., J. of Aircraft, Vol. 16 No. 3, 1969
- (12) Metzger, D. E., Baltzer, R. T., and Jenkis, C. W., ASME J. of Eng. for Power, Vol. 94, 1972
- (13) Kercher, D. M., and Tabakoff, W., ASME J. of Eng. for Power Vol. 92, pp. 73-82, 1970
- (14) Goldstein, R. J., and Behbanani, A. I., Int. J. of Heat Mas Transfer Vol. 25, No. 9, 1982
- (15) Goldstein, R. J., and J. F. Timmers, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 12, 1982
- (16) Obot, N. T., and Trabold, A. T., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 109, 1987
- (17) Hollworth, B. R., and Paper L., ASME Paper 80-GT-42
- (18) Andrew, G. E., Asere, A. A., Hussain, C. I., Mkpadi, M. C., and Nazari, A., ASME Paper 85-GT-290
- (19) Trabold, T. A., and Obot, N. T., ASME Paper 87-GT-200
- (20) Hussain, R. A. A. A., and Andrew, G. E., ASME Paper 91-GT-346
- (21) Shizuya, M., and Kawaike, K., Tokyo Int. Gas Turbine Congress, Paper 87-Tokyo-IGTC Vol. 3, 1987
- (22) 安斉, 川池, 松崎, 竹原, 日本機械学会第70期 全国大会講演論文集 Vol. D, 1992
- (23) Scrivner, C. T. J., J. of GTSJ, Vol. 16-69, 1990
- (24) 横堀, 室木, 平田, 日本機械学会論文集B編, 44巻,

- 441号, 1983
- (25) VanFossen, G. V., ASME Paper No. 81-GT-75, 1981
- (26) Brown, A., Mandjikas, B., and Mudyiwa, J. M., ASME Paper 80-GT-45, 1980
- (27) Metzger, D. E., Fan Z. X., and Shepard, W. B., Heat Transfer 1982, Vol. 3, Hemisphere Publishing Corp.
- (28) Metzger, D. E., Shepard W. B., and Haley, S. W., ASME Paper 86-GT-132
- (29) Aarmstrong, J., and Winstanlcy, D., ASME Paper 87-GT-201
- (30) Lau, S. C., Han J. C., and Kim Y. S., ASME J. of Heat Transfer Vol. 111, 1989
- (31) Chyu, M. K., and Natarajan V., and Metzger D. E., ASME HTD Vol. 226, 1992
- (32) Metzger, D. E., Fan, C. S., and Haley, S. W., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 106, 1989
- (33) Metzger, D. E., Fan C. S., and Pennington, J. W., Proceeding of ASME-JSME Thermal Engineering Conference, 1982
- (34) Burggraf, F., Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer Edited by Bergles, A. E., and Goldstein, R. J., Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 14, 1971
- (35) Webb, R. L., Eckert, E. R. G., and Goldstein, R. J., Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 14, 1971
- (36) Han, J. C., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 106, 1984
- (37) Han, J. C., Park, J. S., and Lei, C. K., ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Powers, Vol. 107, 1985
- (38) Han, J. C., and Chandra, P. R., and Lau, S. C., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 110, No. 1, 1988
- (39) 森, 土方, 石黒, 日本機械学会論文集B編, 51巻, 461号, 1985
- (40) Han, J. C., ASME J. of Heat Transfer Vol. 110
- (41) Han, J. C., Ou, S., Park J. S., and Lei, C. K., Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, 1989
- (42) 土方, 森, 石黒, 日本機械学会論文集B編, 50巻, 458号, 1984
- (43) Baughn, J. W., and Yan, X., ASME HTD-Vol. 202, Enhanced Heat Transfer, 1992
- (44) 船橋, Metzger, D. E., ガスタービン学会誌 Vol. 17-65, 1989
- (45) Han, J. C., Zhang Y. M., and Lee C. P., ASME J. of Heat Transfer, Vol. 113, 1991
- (46) Lau, S. C., Kukreja R. T. and McMillin R. D., Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 34, No.7, 1991
- (47) Kukreja, R. T., Lau, S. C., and McMillin R. D., ASME/JSME Thermal Engineering Proceeding Vol. 3, 1991
- (48) 安斉, 川池, 松崎, 竹原, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 19-75, 1991
- (49) Chyu, M. K., and Wu, L. X., Experimental Heat Transfer, Vol. 2, 1989
- (50) Clifford, R. J., Jones, T. V., and Dunne S. T., ASME 83-GT-58, 1983
- (51) Abuaf, N., and Kercher, D. M., ASME Paper 92-GT-187, 1992
- (52) Liou, T. M., Hwang, J. J., and Chen S. H., ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, Vol. 3, 1991
- (53) Arman, B., and Rabas. T. J., ASME HTD-Vol. 164, Fouling and Enhancement Interaction, 1991
- (54) 狩野, 小林, 石原, 佐賀, 日本機械学会論文集B編, 51巻, 464号, 1984

フィルム冷却技術の進展

三菱重工業(株) 高砂研究所 武石 賢一郎

1. はじめに

冷却技術の中で、翼壁面に沿って、境界層内に冷却媒体を注入する方法は、フィルム冷却と呼ばれる。冷却媒体のフィルムは、主流から壁への熱流入を減らすヒートシンクあるいは、熱絶縁層として作用する。タービン入口温度が約1300°C以上のタービン第一段動静翼の冷却に、もっぱらこの冷却手法が用いられている。これは、内部対流冷却のみでは、翼面内に発生する温度差すなわち熱応力が大きく、低サイクル疲労寿命を満足出来なくなるためである。フィルム冷却は、高熱負荷部の冷却手法として非常に有効な方法であるが、反面まだ冷却に使用可能な冷却媒体を主流に吹き出すため、フィルム冷却自体は、効率の高い冷却手法とは言えず、かつ空力性能への悪影響も存在する。フィルム冷却は、冷却媒体を主流に吹き出すため現象は複雑で、その性能は多くの幾何学的パラメータ（例えばフィルム冷却孔径: D , ピッチ: p , 吹き出し角度: α ）および吹き出す冷却媒体と主流の条件に依存している。近年、主流への冷却空気の貫通を減らし、より効率を高くしたシェイプトフィルム冷却等が、既に航空エンジンの高圧タービン翼の冷却に実用化されている。一方より詳細にフィルム冷却の現象を解明し、実機への適用を最適化しようとする研究も着実に実施されている。1970年までのフィルム冷却に関しては、Goldstein⁽¹⁾による広範囲のレビューがあるので、本解説では、実機への応用を目指したフィルム冷却技術の最近の研究を紹介し、展望する。

2. フィルム冷却の解析

円孔より主流中に冷却空気を吹き出した場合に生じるフィルム空気と主流の混合現象は、図1に模擬的に示すごとく、非常に複雑である。フィルム冷却の流れ場、温度場および熱伝達率を解析す

る手法として①熱伝導法②積分法、③ RANS ④ LES ⑤ DNS 等がある。熱伝導法は、吹き出した冷却媒体をヒートシンクと考え温度場を解く方法で Ramsey⁽²⁾によって提案され Eriksen 等⁽³⁾によって点熱源を考えるモデルによって発展した。更に Saluja⁽⁴⁾は、線熱源を考えることによって中心線以外でのフィルム冷却効率を推定する精度を向上させた。積分法に関しては、Goldstein⁽¹⁾のレビューのなかに詳述されている。現在の研究はもっぱら③のレイノズル平均 NS 方程式であるが、二次元と三次元の解析がある。二次元の境界層コードは、計算時間が短かく、平均フィルム冷却効率 η_f , 平均熱伝達率 h_f を推定することが可能である。シェイプトフィルムあるいは、2列配置のフィルム孔の後流場は、比較的二次元性が強いので、2次元の予測は特に有効である。Schönung および Rodi⁽⁵⁾は、低レイノルズ $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いて、2次元のフィルム冷却の予測法を開発した。吹き出し近傍の流れは主として隋円型でかつ三次元性が強いので、この流れを二次元境界層コードでシミュレートする為に、吹き出し直下の領域における境界層の形を生成する“吹き出しモデル”と三次元効果をシミュレートする“散逸モデル”を導入している。3次元効果を表すため、

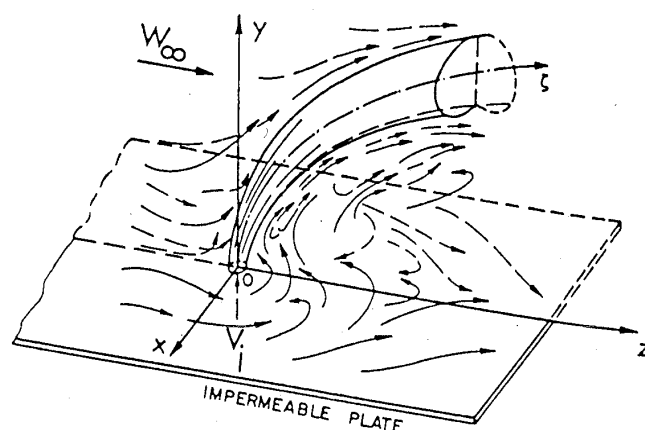
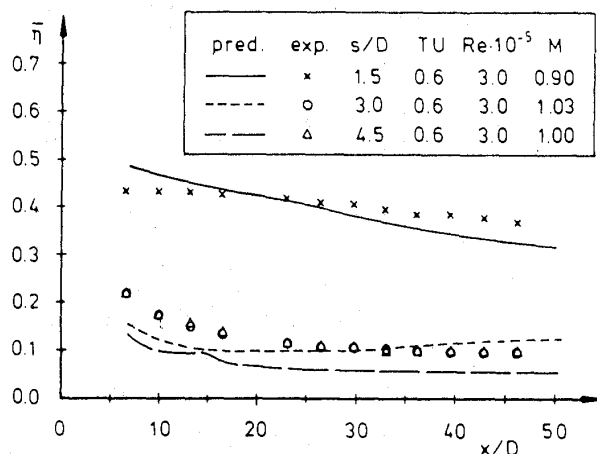


Fig.1 Film cooling jet⁽¹⁰⁾

(平成5年2月9日原稿受付)

支配方程式に3次元解析から導かれた15の実験定数を用いた。1列の円孔列からの吹き出しを平板とモデル翼面上に適用し、平均フィルム冷却効率 η_f および平均熱伝導率 h_f を求めた。ピッチの影響を調べた解析結果と計測結果の比較を図2に示すが、両者は良く一致していることがわかる。同様の2次元解析は、Tafti等⁽⁶⁾⁽⁷⁾によって実施されている。彼等は、3次元の効果を“エントレインメント数 T”で考慮した。解析解を Jabbari の実験結果と比較した所、平均フィルム冷却効率は非常に良く一致したが、スタント数 St は質量流速比 M ($=\rho_f U_f / \rho_\infty U_\infty$: ここで密度: ρ , 流速: U , フィルム: f , 主流: ∞) の大きな所で解析は低目の値となった。

3次元の解析は、ほとんどが $k-\epsilon$ 乱流モデルを利用しており、比較的流れ場を良くシミュレートすることが出来る。しかし Demuren 等⁽⁸⁾⁽⁹⁾の解析を例にすると、吹き出しの領域をカバーする為には $2 \times 10^4 \sim 4 \times 10^4$ の格子が必要で、1ケース30分~90分の計算時間を要す。フィルム冷却に影響する多くの独立因子を考えると、フィルム冷却の最適化に3次元解析を適用する場合、かなりの労力と計算時間が必要である。Patankar⁽¹⁰⁾は、単孔から主流に吹き出したジェットの流れ場の3次元解析を実施した。予測は、ジェットの中心線に沿っては実験結果と良い一致を示しているが、熱伝達率は解析されていない。Bergeles 等⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾は、単孔、1列および2列の円孔から吹き出すフィルム冷却の流れと温度場を部分放物型の仮定により解析した。彼等は非等方の渦粘性と拡散を考えたが、 M の比較的小さい値しか取り扱っていない。図3

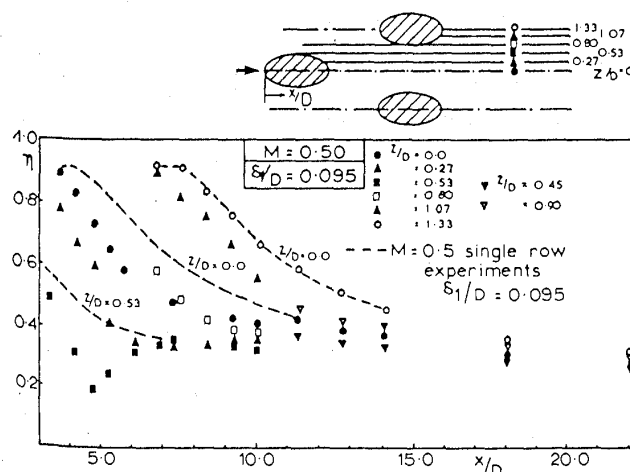
Fig.2 Cooling effectiveness at different spacing⁽⁵⁾

に解析解と実験値の比較を示すが、良く一致している。

Demuren 等⁽⁸⁾⁽⁹⁾は、局所隋円型解析法を用いて種々の吹き出し形状に解析を適用した。解析例を図4に示すが、吹き出し近傍でのフィルム孔より下流に向かって測定した距離を X としたとき $X/D \leq 5 \sim 10$ でかつ p/D が大きい場合、予測精度は良くない。流れに45°傾いた方向への吹き出しにおける、速度場、温度場の解析が Sathyamurthy と Patankar⁽¹⁴⁾によって実施され、本阿弥⁽¹⁵⁾の詳細な実験データとの比較がなされた。 $M=0.5$ の両者の比較は非常に良く一致している。

3. フィルム冷却効率の改善

1列の円孔からの吹き出しにおけるフィルム冷却効率は M の増加に伴って、 $M=0.5$ 付近で極大を取り、更に M が増加すると冷却媒体の主流への貫



通によって低下する。この主流への貫通を弱くし、フィルム冷却効率を改善しようとする試みの1つにシェイプトフィルムがある。これは、フィルム孔を流出側に向かって広げた円錐形のディフューザとし、冷却媒体がフィルム孔の出口で主流に放出される際のモーメントを減らし、主流への貫

通を減らすとともに、主流と直角方向にも冷却媒体を広がらせフィルム冷却孔下流の効率分布を均一化するものである。

このアイデアは、初め Goldstein 等⁽¹⁶⁾によって研究された。その結果を図5, 6に示す。図5はシェイプトフィルム孔と従来の直管から吹き出した場合の、下流2ヵ所における孔の中心線上のフィルム冷却効率を比較したものである。図5から明らかなごとく $M < 0.5$ では、シェイプトフィルム孔を用いても際だった効果は無い。しかし M がそれよりも大きな値では、従来の直管では吹き出し後流で急速に効率が低下するのに比べ、シェイプトフィルムでは M の増加と共に高くなる。一方図6に示したごとく、流れと直角方向の分布においても冷却媒体の横の広がりや孔と孔の間のフィルム冷却効率が増加しており均一な冷却がなされていることが明らかである。台形の広がり孔のフィルム冷却効率が Makki⁽¹⁷⁾等によって、VKI の等温軽ピストン型衝撃風洞を用いた高温カスケード試験によって計測された。この実験では、フィルム冷却効率は吹き出し有りの場合の

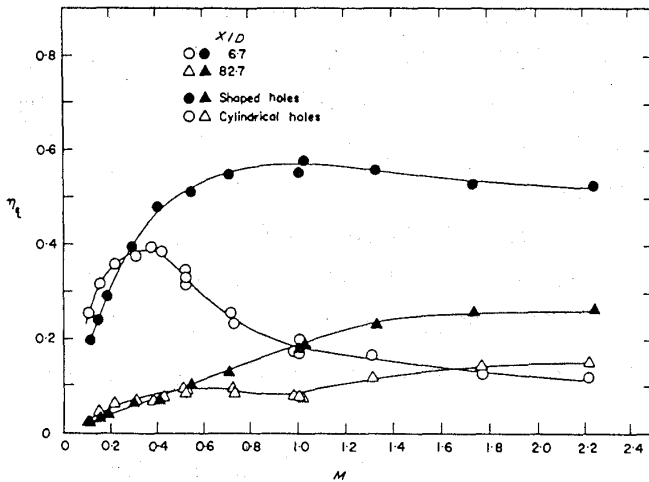
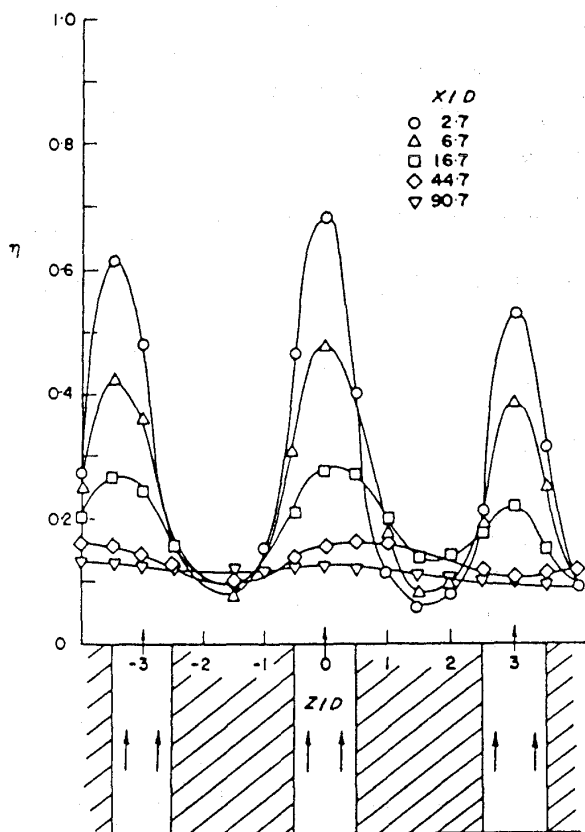
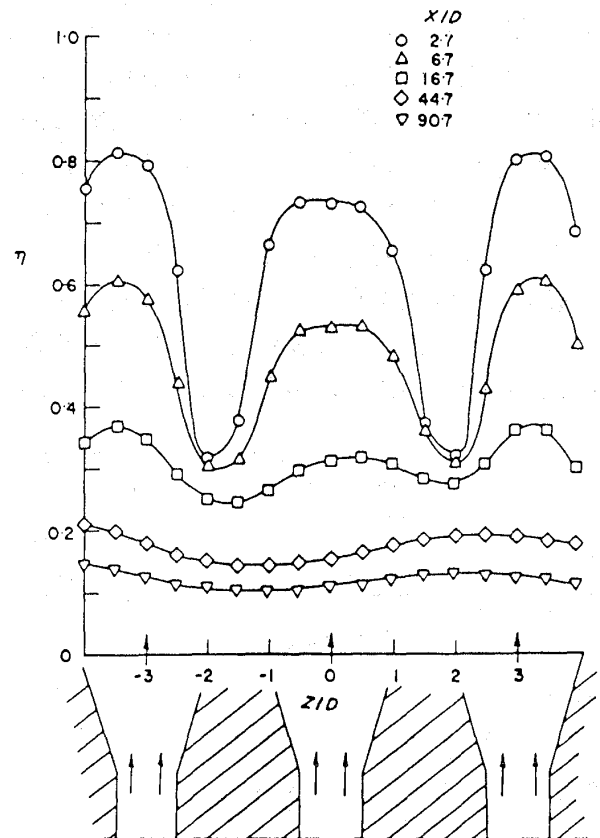


Fig.5 Centerline effectiveness as a function of blowing rate for injection of air through straight round holes and shaped holes



(a) Cylindrical holes



(b) Shaped holes⁽¹⁶⁾

Fig.6 Lateral variation of film cooling effectiveness with air injection through a row of holes⁽¹⁷⁾

熱流束の低下割合として計測される。 $M=1.0$ で約11%従来の円孔に比較して高い効率を得られている。

Papell⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾等は、フィルム冷却孔が曲がっている場合および孔の形状が台形の場合につき実験的研究を実施した。低質量流速比 $M=0.18$ で35%の、また、 $M=0.76$ で約10%の効率の改善が見られるが、高質量流速比の $M=1.5$ では、逆に曲がり管からの吹き出しは直管に比べて20%低い効率を示すことが報告されている。著者⁽²⁰⁾の研究では、直管の後流側を図7のごとく拡げることによって、フィルム冷却効率を大幅に改善できることが明らかになった。吹き出し後流の温度場の計測結果を図8に示す。図より明らかなごとく、主流への貫通が押さえられ壁面に冷却媒体が付着している様子が明らかになっている。

4. 翼面におけるフィルム冷却

4.1 翼前縁

翼前縁のフィルム冷却の問題は、背・腹部と異なって主流が非常に強い加速流で、境界層が薄くかつ吹き出しの角度が主流と直角方向であることから背・腹部とは違った観点を有する。

翼前縁のフィルム冷却の研究に関しては、佐々木等⁽²¹⁾の先駆的研究がある。彼等は、円柱と90°より後方は平板からなるモデルで前縁を模擬し、半円柱面に90°、45°、30°傾けた円孔をよどみ点より $\pm 15^\circ$ 、 $\pm 45^\circ$ の位置にあけて、半円柱面および平板面上のフィルム冷却効率を測定した。フィルム冷却効率は、 M の増加とともに増加し、 $M=0.5\sim 0.6$ で極大値に達し、それよりも大きい M では M の増加に伴って減少することを見出した。彼等は、フィルム冷却孔各列の流量係数と境界層理論より求めたフィルム冷却効率の解析値が平板上のフィルム冷却効率と良く一致することを示した。しかし、フィルム冷却時の熱伝達率の分布までは計測していなかった。フィルム冷却孔の配列は異なるが同様の半円柱と平板の形状からなる模型について Mayle 等⁽²²⁾Mick 等⁽²³⁾、Ou 等⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾、Mechendale 等⁽²⁶⁾が、フィルム冷却効率と熱伝達率分布について調べている。Mayle 等は、吹き出し後流部の詳細な境界層内の速度分布および温度場の計測を行い冷却媒体と主流との混合の様子を明らかにしている。Mick 等は主流乱れ0.5%の低い状態で実験し、フィルム冷却効率の最も高い位

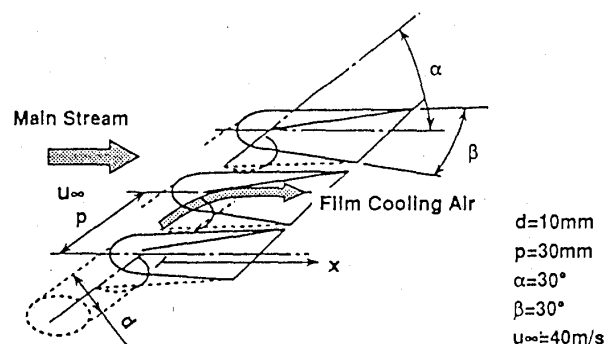


Fig.7 Configuration of the shaped film cooling holes⁽²⁰⁾

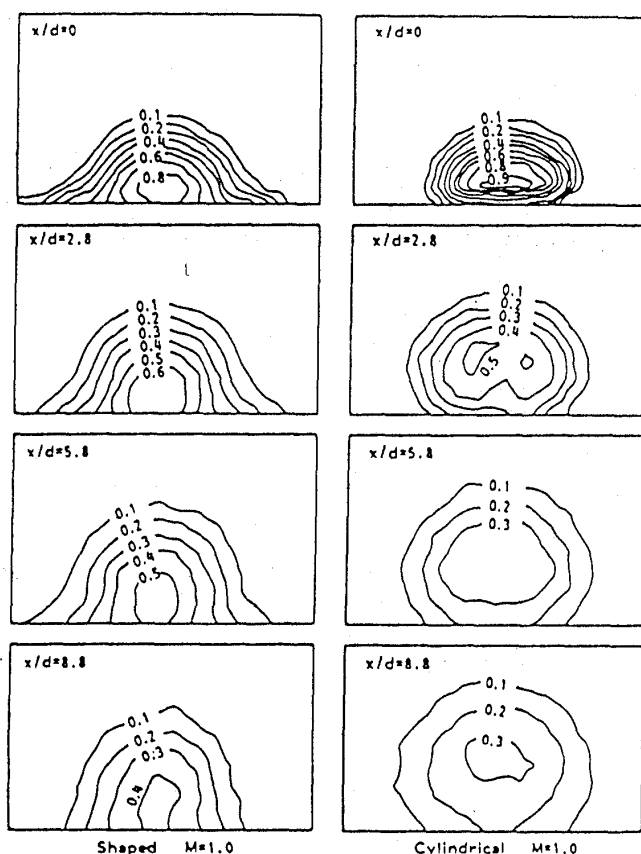


Fig.8 Iso-temperature line of the mixing jet at downstream of the film cooling holes⁽²⁰⁾

置と熱伝達率の最も低い位置が一致しない事、フィルム孔付近でフィルム冷却効率が0.7~0.8と高いが、熱伝達率はフィルム孔無しの場合3倍にもなる事を明らかにした。Ou 等、Mechendale 等は、高い主流乱れ (5.07%, 9.6%, 12.9%) の前縁フィルム冷却への影響を調べた。 $M=0.4$ の低い吹き出しでは、主流乱れは、前縁のフィルム冷却効率を低下させるが、 $M=0.8, 1.2$ の高い質量流速比では、その影響は小さくなる。Karni 等⁽²⁷⁾は、円柱にフィルム冷却孔を設け、ナフタリン昇

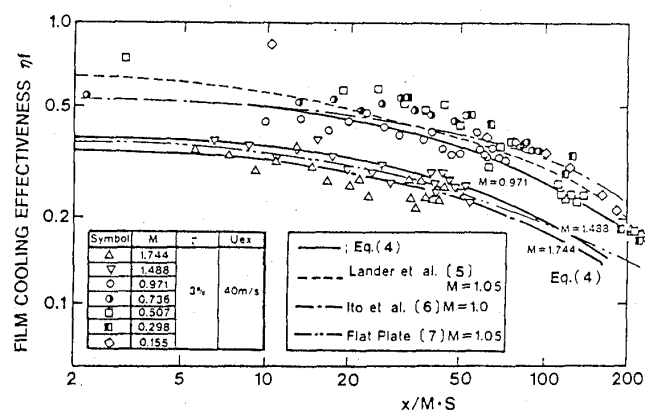
化法によりフィルム冷却時の詳細な熱伝達率分布を計測した。流れ方向の面に 37° の角度で明けられた円孔列の吹き出しにおける測定ではフィルム孔の直下流でシャード数が大きく変化し勾配のきつい領域が存在すること、および孔の間は勾配はきつくないことを明らかにした。この傾向は、平板のそれと良く似ている。Nirmalan 等⁽²⁸⁾は、2次元翼を高温翼例風洞に装着し、エンジンと同じ条件下で、吹き出し流速、吹き出し Re 数、冷媒と主流の温度比、冷媒と主流の圧力比をパラメータにこれらのフィルム冷却時の熱伝達率とフィルム効率への影響を調べた。又 Wadia 等⁽²⁹⁾は、中空円柱に翼前縁のシャワーヘッドを模擬したフィルム冷却孔を明け、高温気流下でそのメタル温度を計測することにより、解析モデルを検証し、シャワーヘッドの設計法を提案している。Tillman 等⁽³⁰⁾は、種々の吹き出し形状と吹き出し比において、主流が存在する場合の円柱面各位置における流量係数を明らかにした。

4.2 背・腹部

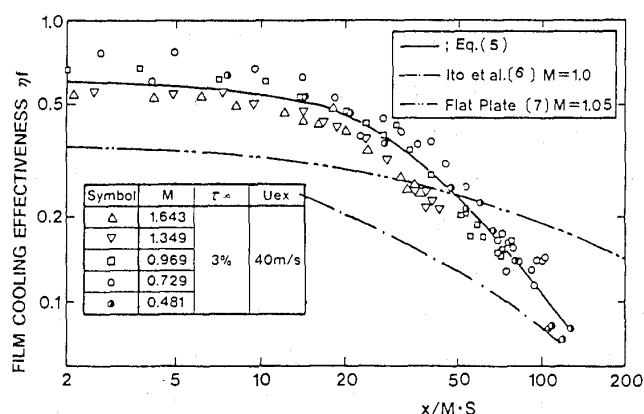
佐藤等⁽³¹⁾は、典型的な産業用ガスタービンの第1段静翼に用いられる翼型を用いて2次元の低速翼列試験により背・腹部におけるフィルム冷却効率を明らかにした。図9は測定結果で、翼の背側では、フィルム冷却効率は後縁まで高い値であるのに対して翼の腹側では、急速にフィルム冷却効率が低下する。この効率の差の主たる原因は翼面の曲率であると考えられている。翼背側では翼表面の凸の曲率は、フィルム層を安定化するのに対して、翼腹面の凹面では逆に不安定化する。よって翼背側のフィルム冷却効率は、略平板面上の

フィルム冷却効率⁽³²⁾と一致する。しかし、翼腹側では遠心力が境界層を不安定にし、その結果 Taylor-Görtler 渦を生じさせる。このため翼の腹側では、フィルム空気と主流との混合が活発で、フィルム冷却効率は急激に減少することとなる。フィルム冷却したタービン翼を用いた高温翼列試験による計測により Lander 等⁽³³⁾は同様の結果を得ている。Ito 等⁽³⁴⁾は、典型的な航空用エンジンのタービン第1段動翼の拡大2次元模型を用いて、動翼の背腹面におけるフィルム冷却効率を測定した。代表的結果を図10に示す。翼背側では、Mの小さい値では、静圧力によりジェットは壁の方向に押しつけられるため、平板のそれよりも高いフィルム冷却効率を示すが、大きなMでは、ジェットは主流に貫通するため効率は低下する。一方翼腹側では、曲率の影響は背側と逆に作用することを明らかにした。

翼間流れは、図11に模擬的に描かれているごとく三次元の極めて複雑なものである。翼面あるいは、シュラウド面のフィルム冷却は、特に強く二次流れの影響を受ける。武石等⁽³⁵⁾は、低アスペクト比 (0.5) の静翼からなる環状翼列試験により、翼面のフィルム冷却効率を測定した。結果を図12に示す。上下の端壁面に近い部分のフィルム冷却効率は、急速に低下していることがわかる。又この領域は、下流に行くほど広がっており、効率の低下は空力負荷の高い外側シュラウド近傍の方が大きい。フィルム冷却効率の低下原因は、通過渦が、フィルム層を一掃したためであり、背腹の圧力差の大きい外側ほど強い渦が発生するためである。背側とは反対に、腹側のフィルム冷却効率の

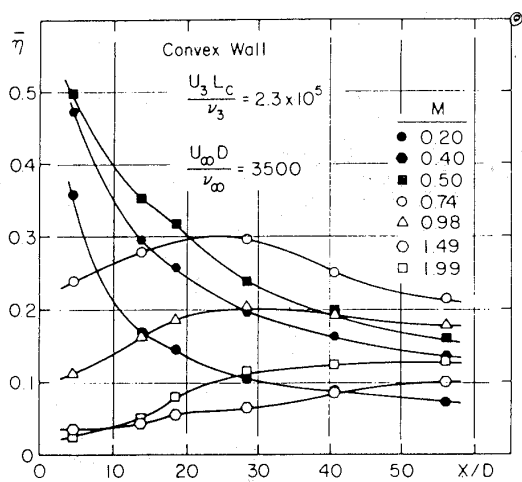


(a) Suction surface

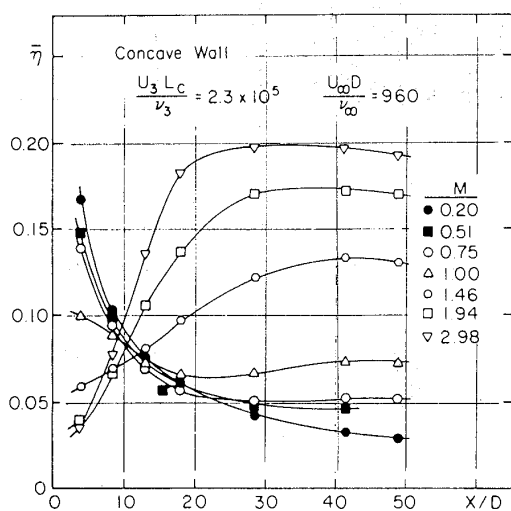


(b) Pressure surface

Fig.9 Local film cooling effectiveness vs non-dimensional distance of the vane⁽³¹⁾



(a) Convex (suction) surface



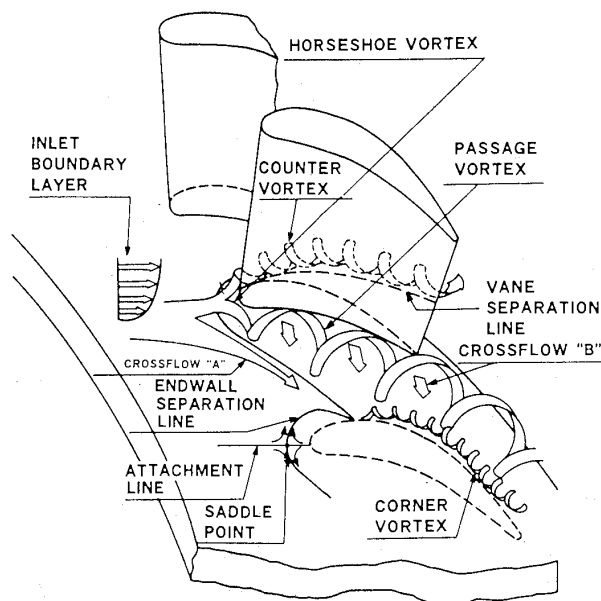
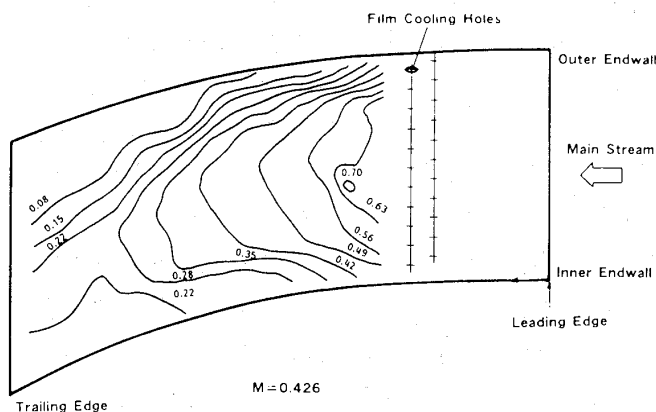
(b) Concave (Pressure) surface

Fig.10 Lateral average cooling effectiveness⁽³⁴⁾

高さ方向の分布の違いは小さい。Goldstein 等⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾は2次元の大型翼を用いてナフタリン昇華法よりフィルム冷却効率を計測した。同様に翼背側のエンドウォール近傍でフィルム冷却効率が0となる三角形領域の存在を明らかにしている。

4.3 端壁面のフィルム冷却

端壁面上の流れは、図11に示したごとく非常に複雑である。翼前縁基部で発生した馬蹄渦のうち翼腹側の渦が端壁面上で通路渦に成長し、翼背側に達する。一方、馬蹄渦のもう一方の脚渦は翼背側でコーナ渦となる。翼間では、翼列と空力負荷により決まる翼腹側と翼背側の圧力差により二次流れが生じる。ガスタービンの高温化に伴って、端壁面の冷却にもフィルム冷却が適用され始め、このため近年端壁面のフィルム冷却の研究がなされている。^{(38)~(40)}

Fig.11 Endwall secondary flow model⁽³⁵⁾Fig.12 Film cooling effectiveness on vane suction surface⁽³⁵⁾

著者等⁽³⁵⁾の低速環状翼列風洞を用いて、端壁面上の翼前縁近傍に明けられた1例のフィルム孔より吹き出した場合の、端壁面上のフィルム冷却効率の測定結果を図13に示す。主流中に吹き出されたフィルム冷却空気は、翼腹側から翼背側の後縁に向かって流れる様子が明らかになっている。 $\eta=0.1$ の等効率線が波打つのは、通過渦の影響である可能性がある。このような通過渦中にフィルム冷却媒体を吹き出した場合の、主流と冷却媒体の混合状況の詳細を、Ligrani 等⁽⁴¹⁾は研究している。

4.4 回転動翼面上のフィルム冷却

ガスタービンの高温化に伴って、タービン動翼にもフィルム冷却が採用されている。しかしタービン動翼のフィルム冷却は静翼と異なって回転の

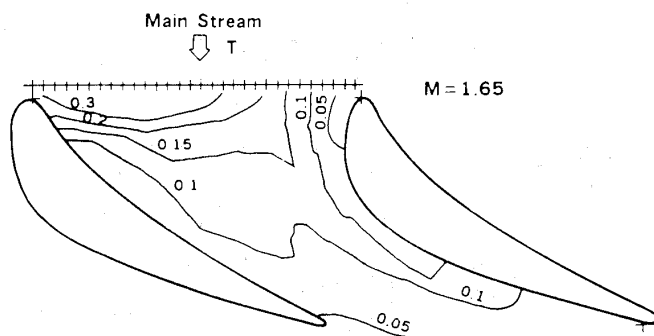
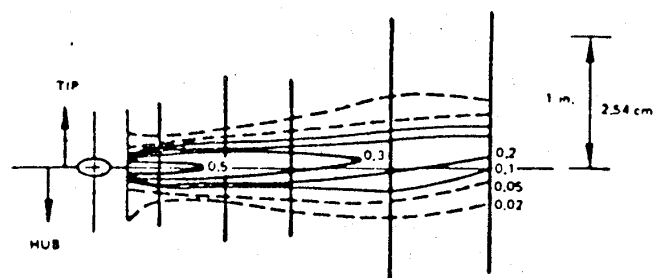


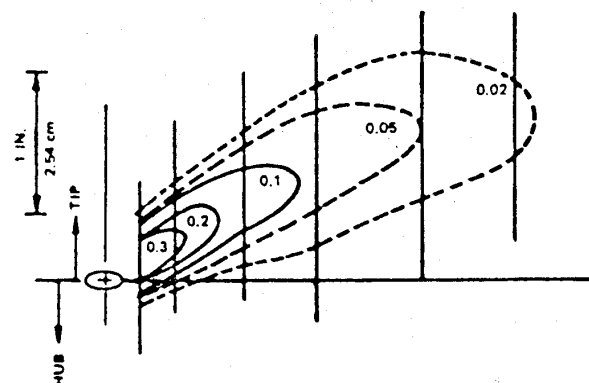
Fig.13 Film cooling effectiveness distribution on outer endwall⁽³⁴⁾

効果と静翼のウェークによって生じる非定常流れの影響を受ける。タービン動翼のフィルム冷却設計を行う場合は、静止翼列のデータに加え回転動翼におけるフィルム冷却の設計データが必要である。しかし、回転動翼面上のフィルム冷却効率を直接計測する事は、非常に困難であるので、公表された論文は非常に少ない。Dring 等⁽⁴²⁾⁽⁴³⁾は、拡大した動翼モデルを用いた低速回転タービン試験で単孔からの吹き出しにおけるフィルム冷却効率を測定した。オルザリッドがアンモニアで変色する事を利用しフィルム冷却空気の軌跡を可視化した。一方定量的フィルム冷却効率は、翼に埋め込んだ熱電対で計測した。翼背腹面におけるフィルム冷却の計測結果を図14に示す。翼腹側では、フィルム冷却空気は広がり、又、半径方向チップ側に流される。翼腹側面では、フィルム空気と主流の混合が激しい事を示している。

武石等⁽⁴⁴⁾は、空気タービンを用いて、フィルム空気中に炭酸ガスをトレーサとして混入し、フィルム孔下流の境界層の炭酸ガス濃度を測定する事により、回転している動翼面上のフィルム冷却効率を測定した。動翼型と同じ拡大モデルを用いた2次元低速翼列により詳細計測したフィルム冷却効率と比較した。図15に、翼背側のフィルム冷却効率の計測の比較を示す。翼背側では、静止翼列と回転動翼の例は非常に良く一致することが明らかになった。しかし翼腹側では、回転動翼面のフィルム冷却効率は、静止翼列よりも急激に減少することが明らかになった。ブローダウン風洞を用いて、熱流束の減少からフィルム冷却効率を求めている Abhari 等⁽⁴⁵⁾の結果も同様、翼背側でフィルム冷却効率が高く、逆に翼腹側で低い事を定性的



(a) Suction surface



(b) Pressure surface

Fig.14 Film cooling effectiveness on rotating blade

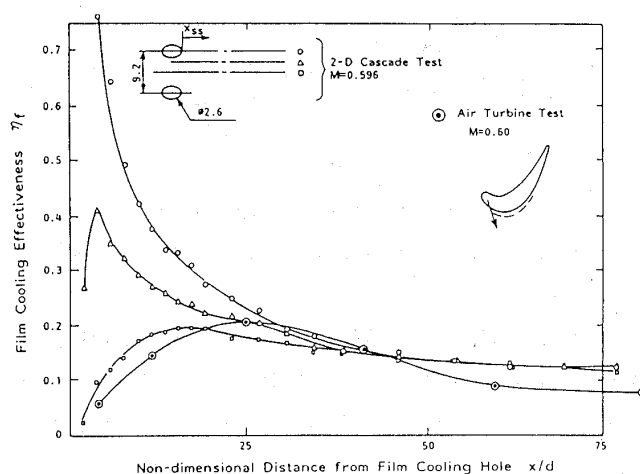


Fig.15 Film cooling effectiveness on suction surface⁽⁴⁴⁾

に示している。回転動翼面の腹側のフィルム冷却は、境界層の不安定性に加え主流の非定常の影響を受けるので、定量的に把握するには更なる研究が必要である。

5. あとがき

タービン動静翼を対象としたフィルム冷却の最近の研究動向につき解説した。フィルム冷却は、論文数においても非常に良く研究されているが、影響因子が多く現象自体が非常に複雑であること

から、今後も、地道な研究が必要があると考えられる。中でも回転動翼のフィルム冷却については、势力的に解明する必要がある。数値解析の発達に伴って翼間流路の三次元流動伝熱解析や、フィルムジェットの状態の詳細な解析が可能となり、フィルム冷却の最適化設計に使用出来る日も遠くないように思われる。本解説が関係者の一助になれば幸いである。

参考文献

- (1) Goldstein, R. J., *Advances in Heat Transfer*, Vol. 7 (1971), pp. 321—379
- (2) Ramsey, J. W., 他 2 名, 4th Int. Heat Transfer Conference, Paper No. FC8, 5, 8 (1970)
- (3) Eriksen, V. L., 他 2 名, NASA Report CR—72990 (1971)
- (4) Saluja, C. L., PhD Thesis (1977)
- (5) Schönung, B. and Rodi, W., ASME Paper 87—GT—122 (1987)
- (6) Tafti, D. K., and Yavuzkurt, S., ASME Paper 89—GT—139 (1989)
- (7) Tafti, D. K., and Yavuzkurt, S., ASME Winter Annual Meeting Chicago, 103, (1988), pp. 45—52
- (8) Demuren, A. O., and Rodi, W., Proc. 5th GAMM, Conference on Numerical Methods in Fluid Mechanics, Rome (1983)
- (9) Demuren, A. O., 他 2 名, ASME J. of Turbomachinery, vol. 108, (1986), pp. 124—130
- (10) Patankar, S. V., 他 2 名, J. of Heat Transfer, 1977, pp. 798—762
- (11) Bergeles, G., 他 2 名, J. of Heat Transfer, vol. 98 (1976), pp. 379—386
- (12) Bergeles, G., 他 2 名, J. of Heat Transfer, vol. 103 (1981), pp. 141—145
- (13) Bergeles, G., 他 2 名, J. of Heat Transfer, vol. 102 (1980), pp. 498—503
- (14) Sathyamurthy, P. and Patankar, S. V., ASME Winter Annual Meeting, 138, (1990) pp. 61—70
- (15) Honami, S., and Fukagawa, M., Joint ASME/JSME Gas Turbine Conference, (1987) pp. 1—8
- (16) Goldstein, R. J., 他 2 名, Int. J. of Heat and Mass Transfer Vol. 17 (1974), pp. 595—607
- (17) Makki, Y. H., and Jakubowski, G. S., AIAA Paper AIAA—86—1326 (1986)
- (18) Papell, S. S., NASA TM—83617, 1984
- (19) Papell, S. S., 他 2 名, NASA TP—2062, 1982
- (20) Takeishi, K., Int. Symposium Heat Transfer in Turbomachinery, (1992)
- (21) Sasaki, M., 他 3 名, Bulletin Soc. Japan Mech. Engres., 19, 137, (1976) pp. 1344—1352
- (22) Mayle, R. E. and Anderson, A., ASME Winter Annual Meeting, HTD Vol. 120, (1989) pp. 51—57
- (23) Mick, W. J., and Mayle, R. E., ASME Paper 86—WA/HT—48, (1986)
- (24) Ou, S., 他 2 名, ASME Paper 90—WA/HT—5 (1990)
- (25) Ou, S., and Han, J. C., ASME Paper 91—GT—254 (1991)
- (26) Mechendale, A. B., and Han, J. C., ASME Paper 90—GT—9 (1990)
- (27) Karni, J., and Goldstein, R. J., ASME Paper 89—GT—276 (1989)
- (28) Nirmalan, V., and Hylton, L. D., ASME Paper 89—GT—69 (1989)
- (29) Wadia, A. R., and Nealy, D. A., ASME Paper 89—GT—276 (1989)
- (30) Tillman, E. S., and Jen, H. F., Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power Vol. 106, (1984)
- (31) Sato, T., and Takekishi, K., ASME Paper 87—GT—137, (1987)
- (32) Pederson, D., R. 他 2 名, J. of Heat Transfer, 99, (1977)
- (33) Lander, R. D., 他 2 名, J. of Aircraft, 9, 10 (1972)
- (34) Ito, S., 他 2 名, ASME, J. Eng. for Power 100, (1978)
- (35) Takeishi, K., 他 3 名, ASME Paper 89—GT—187, (1987)
- (36) Goldstein, R. J., and Chen, H. P., ASME Paper, 84—GT—42 (1984)
- (37) Goldstein, R. J., and Chen H. P., ASME Paper, 87—GT—196, (1987)
- (38) Sieverding, C. H., and Wilputte P., ASME Paper No. 80—GT—52 (1980)
- (39) Granser, D. and Schulenberg T., ASME Paper No. 90—GT—95 (1990)
- (40) Harasgama, S. P., and Burton, C. D., ASME Paper No. 91—GT—252, No. 91—GT—253
- (41) Ligrani, P. M., 他 3 名, ASME Paper 90—GT—45 (1990)
- (42) Dring, R. P., 他 2 名, ASME Paper 79—GT—32 (1979)
- (43) Dring, R. P., 他 2 名, AFAPL-TR—78—63 (1978)
- (44) Takeishi, K., 他 3 名, ASME Paper 91—GT—279 (1991)
- (45) Abhari, R. S., and Epstein, A. H., ASME Paper 92—GT—201

翼外面熱伝達率の予測

(株)東芝研究開発センター機械エネルギー研究所 福山 佳孝

〃

デバシス ビスワス

1. はじめに

高温ガスタービン(以下GT)冷却の問題は主に燃焼器から高压タービン部分に限定されるが、高温GTの信頼性を保証し、高める為には材料の温度と発生応力を精度良く予測する事が必要で、冷却翼内外面熱負荷の精度良い予測が重要である。

図1に翼周りの境界層の遷移、図2に翼列干渉、図3に翼間2次流れの模式図を文献から引用して示す。GT翼周りの流れ場は非常に複雑である。大型GTの翼面上の境界層は層流状態で初生するが、層流から、発達した乱流までの種々の状態が翼面上に分布する(図1)。この境界層の性質は主流条件(圧力、流速、温度等)に依存し、軸流多段機械では上下流の翼列の影響(図2)を受け時間的にも変化する。高压段では燃焼器出口全温全圧分布やトランジションピース曲率により生じる2次流れの影響も強い。翼有効部中央断面だけならば2次元扱ひもある程度有効だろうが、翼先端や翼根部、エンドウォールの熱伝達を考える場合にはエンドウォールに発生する2次流れ(図3)が当然無視できない。

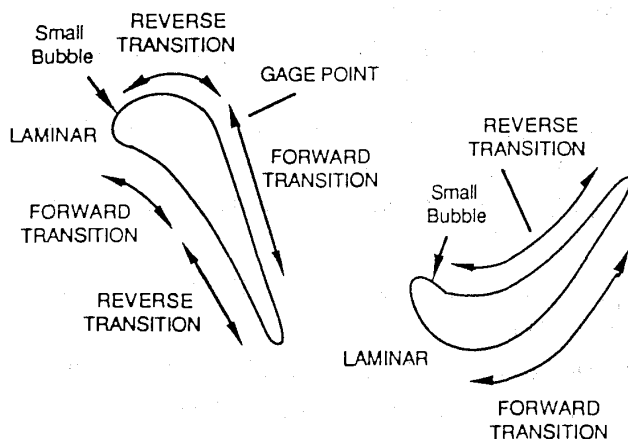


図1 翼周り境界層遷移の模式図(文献1)

結果として、翼面熱伝達の予測では多段翼間流れが正確に予測され、さらに、乱流遷移、逆遷移等をも正確に予測する事が要求されるが、現状では全てを満足の行くように数値的に取り扱う事はできず、実験データ基準で予測する事も多い。

2. 境界層遷移

GT翼条件では層流と発達した乱流の熱伝達率(以下本解説の中では熱伝達率を α と略記する)は優に数倍も異なる。境界層の遷移に対する影響

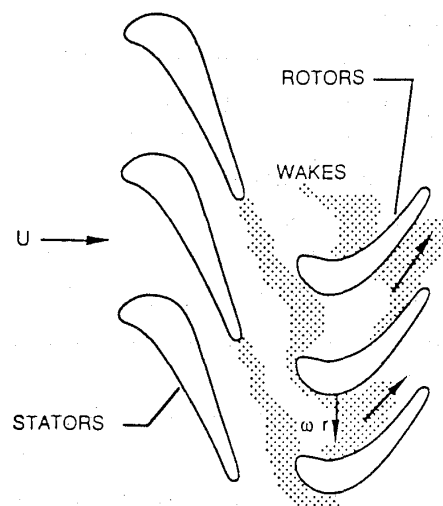


図2 翼列干渉の模式図(文献1)

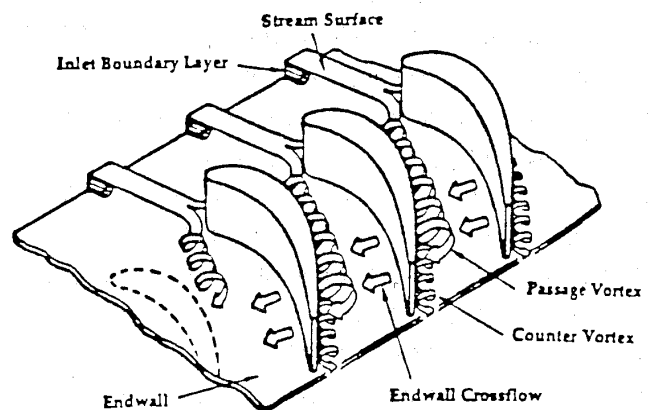


図3 翼間2次流れの模式図(文献5)

(平成5年1月12日原稿受付)

因子は多くあるが次の物に代表されると思われる。
a) 主流乱れ, b) 圧力勾配, c) 吹き出し (膜冷却), d) 流線曲率, e) 回転, f) 熱伝達, g) 表面粗さ, h) 圧縮性。この中で, 特に, 主流乱れと圧力勾配の影響が強い事が知られている。
Mayle (91)⁽¹⁾ は GT の境界層遷移の問題を整理検討しており, その中で境界層遷移を次のように分類している。1) 層流境界層の不安定性により自然発生する自然遷移, 2) 乱れ等の外乱によって境界層不安定の発生を見ず乱流に遷移するバイパス遷移, 3) 強い逆圧力勾配に起因し, 層流剝離に引き続き発生する剝離遷移, 4) 翼列上流から周期的に与えられる強い外乱, 翼列後流や衝撃波, による乱流遷移, 5) 強い正圧力勾配下における逆遷移 (再層流化) である。種々のモードの乱流遷移は時間的にも空間的にも独立して存在し得るが, 5) の再層流化限界は全ての遷移原因に優先すると言われる。

これらの内 4) を除いては単純な風洞や翼列で取り扱えるため多くの研究があり実験や理論化, モデル化, 数値解析の試みも進んでいる。4) の周期的変動の影響は最近になり, 大規模な回転翼列試験と正確な時間履歴計測, 大規模数値解析の進展に伴いモデル化や解析が進んできた分野である。

3. 時間平均熱伝達率の予測

3.1 境界層遷移の基礎研究

翼面 α の予測で最も重要なのは主流ガス温度の高い翼中央部分の α 分布で, これは 2 次元問題として取り扱えない事も無い。ここで重要なのは各種因子の遷移への影響の明確化と数値解析で取り扱う方法, 乱流モデル, の開発である。

Blair (82)⁽²⁾, Rued, Witting (86)⁽³⁾, Wang, Simon(86)⁽⁴⁾, Kim, Simon (88)⁽⁵⁾ 等の研究により平板や凸面遷移境界層に対する乱れ強さ, 加減速の影響の理解が進んできた。

最近, Fraser, Gardiner(88)⁽⁶⁾, Blair(92)^(7,8) は主流乱れの高い加速, 減速境界層の遷移領域の実験計測から主流乱れの高い条件では遷移のモードはバイパス遷移である事を示した。この事実は主流乱れが $\sim 10\%$ に成る GT では, 翼前縁近くで剝離遷移が流れを支配しない限り, 基本的にバイパス遷移の発生を考慮すれば良い事を示している。

Crane, Sabzvari (89, 90)^(9,10), Hachem(90)⁽¹¹⁾ は

凹面上の境界層に関連して, ゲルトラー渦の発生により流れが壁面に衝突する (Down Wash) 部分の局所 α が流れの剝離する (Up Wash) 部分に比較して 2 \sim 3 倍高くなるが, 強い加速を同時に受ける場合 α が促進されない事を示した。

Mayle⁽¹⁾ に依れば, 凹面曲率の影響は圧力勾配と主流乱れと複合して, 乱流遷移の促進, 阻害の 2 つの方向があり, GT 翼に関しては影響は小さいとされている。しかし, 遷移の発達には遷移以前の境界層の性質が強く影響すると考えられ翼面腹側の熱伝達予測精度の向上のため現実に近い条件の実験検討が望まれる。

遷移境界層に関する基礎研究と現象の理解は少しずつ進んでおり, これらはモデル化と数値解析予測に役立つ重要な研究である。

3.2 境界層解析による熱伝達率予測

現状, 設計目的では Re 平均 NS 方程式解法が主に活用され, Re 応力と乱流熱流束をモデル化し輸送方程式を解く。速度場に関しては, 0 方程式 (混合長) モデル又は 2 方程式モデルが一般的に使用される。温度場に関しては 0 方程式モデル, 乱流 Pr 数, が使用され, 温度場の高次のモデル化は使用されていない。境界層解析では STAN5 (76)⁽¹²⁾ をベースとした改良コードが主に使用された様である。

0 方程式乱流モデルによる α 解析では Gaugler (81, 85)^(13,14), Sharma, Graziani(83)⁽¹⁵⁾, Roberts, Brown(84)⁽¹⁶⁾, Dunn ら (84, 86, 86)⁽¹⁷⁻¹⁹⁾, Camci, Arts (85)⁽²⁰⁾, Park, Simon(87)⁽²¹⁾ 等がある。この中で, 遷移開始, 遷移幅のモデル化に対して, 主流乱れ, 圧力勾配, 曲率, 膜冷却, 翼間 2 次流れの影響が検討され解析と実験の比較が行われた。遷移境界層の性格が加速係数と強く関連する事, 遷移時の層流境界層の性格が遷移の発達に強く影響する事等が重要な知見であろう。

最近, Blair, Dring, Joslyn (89)^(22,23) は 1 1/2 段の回転試験の α 計測と翼中央断面の解析との比較を行った。入口 Tu の小さい条件では第 1 段静翼, 第 1 段動翼背側の α は解析と比較的良く一致した。しかし, 上流翼列後流の影響を強く受ける第 1 段動翼腹側と第 2 段動翼の α 分布は従来の解析手法では評価が困難である事。さらに, 入口 Tu を増加 ($\sim 10\%$) すると第 1 段動翼の α も解析

との一致が非常に悪い事を示した。

Blair (92)⁽²⁴⁾ は動翼の α 分布をエンドウォールも含めて計測した。ポイントは翼間 2 次流れ、翼先端のリーク流れと表面粗さの α への影響である。翼間 2 次流れにより翼中央断面に比較して 60~100% も α の増大する領域が有る事、表面粗さの増加がこの実験範囲では ~100% の α 増大につながる事を示した。解析は中央断面に関して行い、粗さの影響を混合長に考慮する方法で良い一致を示した。

Schobeiri, McFarland, Yeh (91)⁽²⁵⁾ は翼列入口 Re 数が 6×10^6 に達する高 Re 数翼列試験を行い解析と比較評価し、0 方程式乱流解析が信頼できる設計ツールとならない事を報告した。

0 方程式乱流モデルでは遷移や逆遷移は実験相関式で与えるからこの精度が重要だが、現状では実機に近い複雑流れの予測は困難である。逆に、後述する遷移領域の間欠係数モデル等のようなモデルをも簡単に適用できる解析方法でもある。

k- ϵ モデルに代表される 2 方程式乱流モデルの重要性はその低 Re 数版に有る。つまり、経験式を使用せず境界層遷移と逆遷移を解析できる可能性である。結果として 2 方程式乱流モデルを使用した翼面 α 分布予測の研究は多い。

初期には Daniels, Browne(81)⁽²⁶⁾, Hylton, Mihelc(83)⁽²⁷⁾ により比較が行われたように 2 方程式乱流モデルの解析精度は必ずしも 0 方程式モデルを上まわるものでは無かった。しかし, Consigny, Richards(82)⁽²⁸⁾, Wang, Jen, Hartel(85)⁽²⁹⁾, Rodi, Scheuerer(85)⁽³⁰⁾, Biswas ら (89, 90)^(31, 32) らが行ったような実験データとの比較により乱流量の初期値の与え方に注意を払い、モデルを改良する方法で精度の向上が実現できる事も分かった。

最近, Biswas, 福山, 荒木 (92)^(33, 34) は遷移流れの計算では乱流量の生成と散逸のバランスが重要である事を考え新しいモデルを提唱した。モデルでは翼面距離の影響を陽的な量で表わす事を極力避け、NS 解析への適用性の向上を考えた。モデルは圧力勾配下の平板流れ等の基礎的流れから GT 翼も含めた範囲で良好に遷移境界層 α 分布を予測する事を示した。図 4 に解析結果の一例を示す。詳細な説明を省略するが改良モデル (Δ) では Daniel 翼外面の α 分布背側腹側共に良く予測で

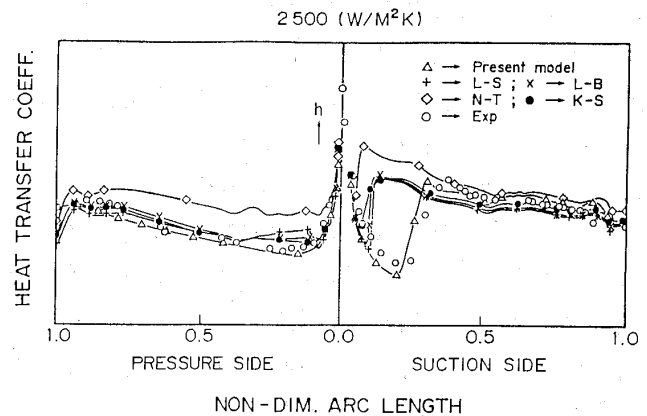


図 4 2次元境界層解析の翼面熱伝達率解析例
乱流モデルの比較 (文献33)

きており、複雑な遷移流れにもある程度対応可能と考えている。

Schmidt, Patankar (91)⁽³⁵⁾ は乱流生成項の時間変化を制限する手法を用い、遷移開始と遷移距離の予測精度向上を目指した。このモデルは GT 翼を含む幾つかの遷移流れに適用され、かなり広い範囲で良好な予測精度を持つ事を示した。

以上の翼面境界層解析は翼前縁近くから初期値分布を仮定して計算する。遷移流れの解析結果にはこの時の初期値が強い影響を持つ。翼前縁へ近づく流れ場を精度良く解く事は翼前縁部分の α を得る事と共に境界層解析の初期値分布を与える意味で重要である。Taulbee, Tran, Dunn (89)⁽³⁶⁾ はこの翼前縁へ近づく流れを前縁に衝突する流線上で Re 応力モデルを解いて与える方法を提示し、 α の予測精度の若干の向上を報告した。

境界層解析手法は簡便で翼面の近くに限って多くの解析格子を使用した詳細検討が可能な方法である。実際低 Re 数版 2 方程式モデルで格子数依存性の無い解析を行うためには GT 翼の条件で境界層厚さ方向 100, 流れ方向 1-2 万の計算点を使用する。しかし、境界層解析には主流側境界と初期条件が必要で、解析精度はこれらの精度にも依存する。境界層解析手法は剝離流れに適用できないから GT 翼前縁近くの強い減速領域では、人為的に主流境界条件を変更し、剝離の発生を防ぐ等の方法を取らざるを得ない事もある。さらに、粘性に起因する翼間 2 次流れの影響やエンドウォール α 分布の解析には境界層解析は適用し難い。例えば、エンドウォール α 分布を 3 次元非

粘性翼列解析結果の表面流線に沿って境界層解析し求める方法は簡便ではあるがこれでは2次流れの効果が含まれない。

最近では圧縮性流れの解析手法の発展と計算機の計算速度、記憶容量の増大によって粘性流解析で翼間流れと翼面 α を同時に得る事も可能となった。次に、このNS解析の適用例を示す。

3.3 NS解析による熱伝達率予測

NS方程式による翼面 α 解析が最近増加してきた。数値流体力学の各種手法のターボ機械への適用に関してはLakshminarayana (91)⁽³⁷⁾が詳細な比較評価を行っているので参照されたい。

Amano (82)⁽³⁸⁾は粗くはあるが翼間流れと α 分布さらに翼内部の熱伝導と冷却まで含めた解析を流れ解析にはSIMPLE法、乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを使用して行った。この方法が将来的には設計に適用できる可能性を示した事が重要である。

Yang, Weinberg (85)⁽³⁹⁾は3次元で遷音速タービン翼列の損失と α を解析した。解析格子はO型格子、乱流モデルは0方程式モデルを使用し、遷移点は固定した。翼面圧力分布は実験結果と良く一致し、 α 分布も遷移位置が予測できれば比較的良く一致する事を示した。

Birch (87)⁽⁴⁰⁾は2次元で境界層遷移、損失、 α の解析を0方程式乱流モデルと1方程式モデルで比較した。解析格子は翼面近傍のO型格子と主流のC型格子の複合格子であった(格子数7200)。 α 分布の解析と実験の一致はまあ悪くない程度で、0方程式モデルの精度が若干良く見える。

Guenette, Epstein, Gilesら(89)⁽⁴¹⁾は2次元で0方程式モデルを使用し、翼面から順にO, C, Hを複合した格子系(格子数5100)で解析した。遷移点を前縁から1%の位置に固定した解析で圧力分布の予測精度は良好であるが α の予測は余り良くない事を示した。

Choi, Knight (88)⁽⁴²⁾, Lee, Knight (89)⁽⁴³⁾は2, 3次元解析と実験の比較を行った。乱流モデルには $q-\omega$ モデルを使用し、OH複合格子とH格子の比較を行った。鈍頭翼では翼前後縁の格子形状が解析精度に強く影響する事を示し、格子の歪に影響されにくい粘性項の薄層近似を使用した。前縁近傍の解析格子は馬蹄渦の発生、渦の輸送方向

に影響を及ぼし、その結果 α 分布も強く影響される事を指摘した。図5に3次元解析で得られた翼面 α 分布と実験との比較を示す。2次流れにより翼面背側のかなりの部分が影響を受ける事、中央断面の境界層遷移が良くは予測されていない事が分かる。本文献では翼中央断面2次元解析で入口乱流長さスケールの α 分布への影響が数値的に検討され、長さスケールの強い影響が示された。2方程式モデルの解析では乱れ度と共に長さスケールが非常に重要で、詳細な比較のためには、実験計測と一致させる事の必要性を示している。

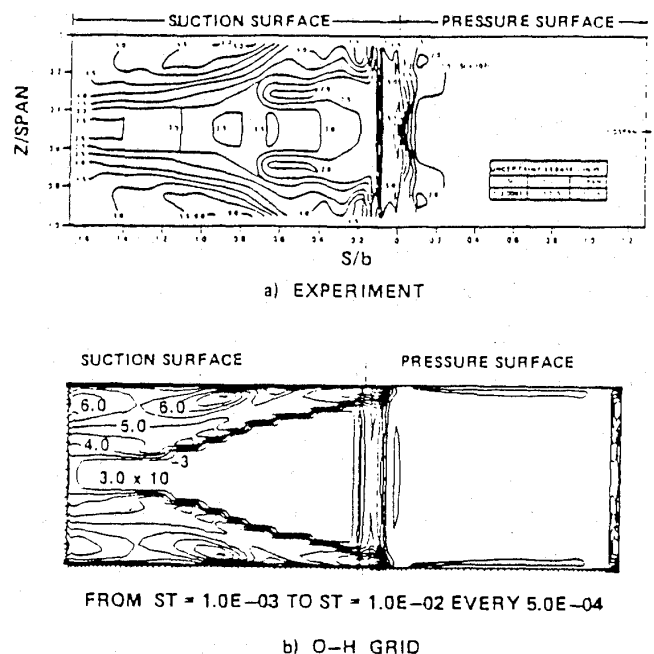


図5 翼面スタントン数分布の解析例
3次元NS解析と実験の比較(文献43)

Boyle (91)⁽⁴⁴⁾は2次元解析でタービン翼の α 分布を実験と比較した。解析対象には流れが剥離する条件を含めた。乱流モデルは0方程式モデル、遷移に Tu の影響を加え、強い加速流れで逆遷移を考慮し、乱流プラントル数の分布等を与えて解析した。遷移モデルに使用する運動量厚さ Re 数の計算が困難で、速度でなく実験と良く一致した圧力分布から求めた。流れが剥離する場合の α 分布も比較的良くに予測される事を示し、NS解析が設計方法として有効である事を期待させた。

福山, ビスワス (91)⁽⁴⁵⁾はC3X静翼の2次元解析と境界層解析の比較を行った。境界層解析は低 Re 数版 $k-\epsilon$ モデル、NS解析はBoyle⁽⁴⁴⁾と同様

の0方程式モデルにH型格子を使用した。解の格子依存性を無くすためにはこの場合格子数 200×71 程度必要であった。図6にNS解析と境界層解析の結果の比較を示すが、0方程式モデルレベルのNS解析の解析精度は境界層解析に比較してかなり悪い。この原因は格子形状、解析手法、乱流モデル等であろうが明確に評価できていない。但し、現状の遷移モデルはNS解析に適用し難く精度も良くないと思われる。

Dorney, Davis(92)⁽⁴⁶⁾はLangston翼列に関して、3次元解析を行い翼列損失と α 分布を数値予測した。格子はオーバーラップO-H複合格子。乱流モデルは0方程式モデルで、固体面距離や角部分の取扱いを工夫した。3次元解析で、全ての壁面に適用できる遷移条件式が存在しない為、遷移点は実験結果を基に固定した。彼らは、一段の翼周りの解析に90万点程度の格子を使用する事で損失等の分布を正確に予測できる事、熱伝達率分布に対しては精度の良い遷移判定が必要である事を示した。図7にエンドウォール α 分布の実験と解析の比較を示す。定性的には類似の α 分布が得られているが、2次流れ構造の解析精度と遷移も含めた3次元境界層構造の変化に強く影響を受けるエンドウォール α 分布解析に定量性を求めるのは現状ではかなり困難であろう。

Dunn, Kim, Civinskas, Boyle (92)⁽⁴⁷⁾は2段落のGT α 試験結果とBoyle⁽⁴⁴⁾と同様の解析を比較した。遷移モデルには第1段静翼に対してMayle(91)⁽¹⁾のモデル、後段翼列に対してMayle, Dullenkopfのモデル(90, 91)^(48,49)を使用した。つまり、後段翼列に関しては後述する周期的変動遷

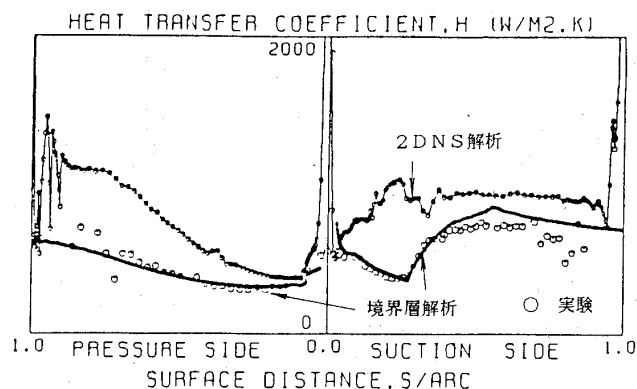


図6 翼中央断面熱伝達率分布の解析例
境界層解析と2次元NS解析の比較(文献45)

移モデルを考慮した定常解析を試みた。第1段静翼 α は背側に関してMayleのモデルと完全乱流解析との一致が良く、腹側は全ての解析が α を低く予測する。第1段動翼ではMayle-Dullenkopfモデルと完全乱流解析の結果は解析が実験に比較してかなり高い α を予測するが、腹側は比較的良く一致する。第2段静翼では背側の α が実験に比較してかなり低く予測され、腹側の一致は比較的良い。全般として実験と解析の相違の整理が困難でモデルの評価が十分できていない様に思われる。

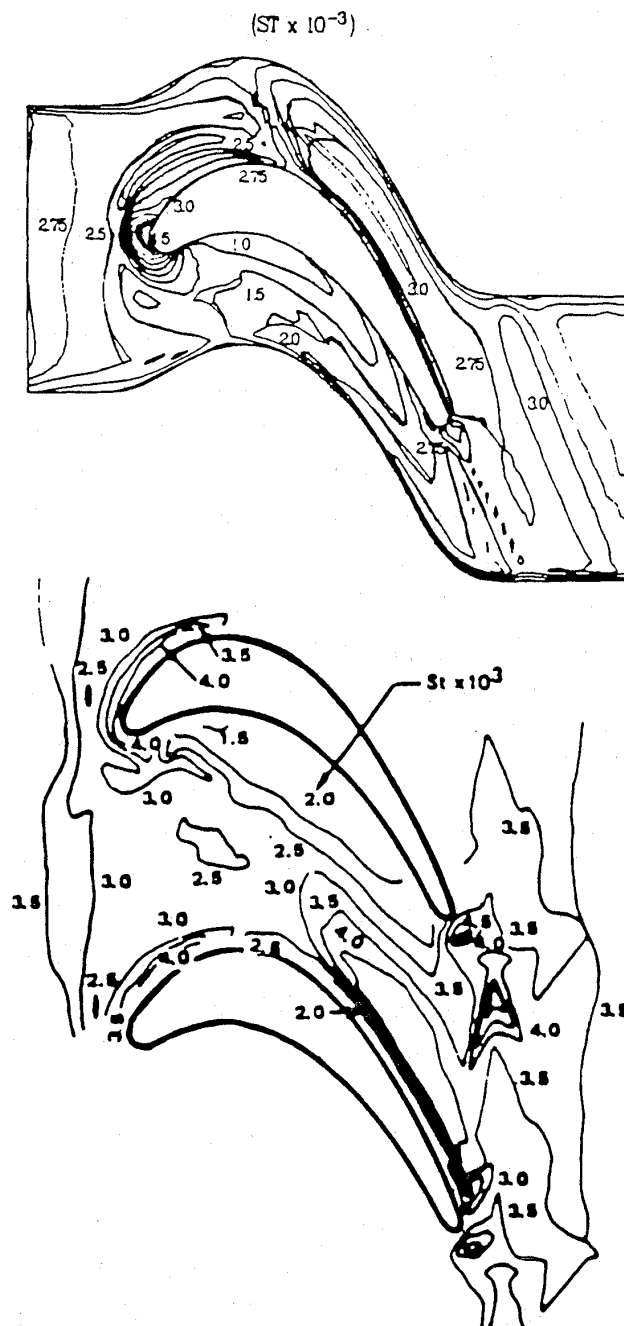


図7 エンドウォール熱伝達率の解析例
実験と3次元NS解析の比較(文献46)

以上翼列 NS 解析による α 分布予測研究をまとめた。計算負荷が高く格子分割が境界層解析ほど行えないから NS 解析では高次乱流モデルが使い難い。又、0 方程式モデルでも遷移点が予測できれば NS 方程式 α 予測も設計に活用できる可能性は示唆されているが、遷移モデルは境界層的発想から構築されてており境界層厚さ等 NS 解析では計算されにくい量を必要とする事が適用上の難点となっている。

NS 解法の利点はエンドウォールも含めた α 分布が得られる事である。まだこの試みは数例しか報告されていないが、今では、2 次流れや翼端リークの α への強い影響が目に見えるようになってきた。今後 NS 解析の精度を向上するには数値粘性や格子形状の影響と乱流モデルの影響を分離評価し、それぞれの精度を向上する事が必要と思われる。

最近、山本ら (91, 92)^(50, 51) は衝撃波を過ぎる流れの解析に $k-\epsilon$ モデルを使用する時、圧縮性の影響項を付加するの必要を示した。遷音速翼列の解析では衝撃波境界層干渉が重要だからこれはある意味で非常に重要な点であり、詳細を省くが、最近では研究の増加している分野である。

現状では翼間流れの解析精度、乱流モデルの精度も十分ではない NS 解析ではあるが将来的にこれらが改善され、エンドウォールも含めた設計解析に適用されるであろう。

4. 周期的変動の熱伝達への影響

周期的変動の α への影響は変動が翼面境界層の遷移点を変化する事、流入角の変化による前縁近傍流れ場の変化、剝離の発生等に起因して生じると考えられる。

周期的変動を外乱とした境界層遷移もモデルは Emmons の乱流斑点理論に基づいて考えられている。乱流斑点理論では遷移領域は層流の中に乱流の塊が時間空間的に混合したもので、この混合割合が流れ方向に増加すれば発達した乱流になる。よって、ある空間の遷移領域の性質が乱流状態の時間割合（間欠係数）で代表できるものとする。この考え方を発展させて研究が行われ、主流乱れや圧力勾配等の影響を取り入れた間欠係数のモデル化が行われている。

4.1 基礎研究とモデル化

乱流遷移を間欠係数モデルの様な物理現象を基準として扱おうとする研究がある。Ashworth, Lagraff, Schultz (89, 89)^(52, 53), Doorly (88)⁽⁵⁴⁾, Mayle, Dullenkopf (90, 91)^(48, 49), Mayle (91)⁽¹⁾, Addison, Hodson ら (89-91)⁽⁵⁵⁻⁵⁹⁾, 船崎ら (92)⁽⁶⁰⁾ 等であり、種々の間欠係数モデルが提案されている。又、関連して Dullenkopf, Shulz, Witting (90)⁽⁶¹⁾ は後流の影響を受ける翼面 α の興味深い実験結果を報告している。

本稿ではこれら理論、モデル化の個別説明は省略するが、物理現象に立脚したこれらのモデルが今後遷移の取扱いを大きく変化させる事も考えられる。この種のモデル化は乱流モデルでは 0 方程式モデルの様な低次のモデルには適用が非常に容易であり Dunn, Kim, Civinskas, Boyle (92)⁽⁵⁰⁾ が Mayle のモデルの使用を試みている。

4.2 非定常解析による熱伝達率予測

数値流体解析が動静翼干渉の様な複雑で時間変化のある流れ場の詳細の理解を助ける手段として利用され、多くの解析例がある。しかし、翼列非定常流れ解析では α を取り扱った研究はまだ非常に少ない。

Giles, Haimes (91)⁽⁶²⁾, Abhari, Guenette, Epstein, Giles (91)⁽⁶³⁾ は領域分け粘性/非粘性結合解析で各種流れの α 分布を解析した。翼周り α 解析では翼に近い部分を O 型格子で粘性解析、主流部分は非粘性解析した。乱流モデルは 0 方程式モデルで遷移点は前縁に固定された。非定常干渉の 2 次元解析と実験の比較も示されたが前縁近くの領域を中心に α の時間変動の予測精度は変動強度、位相共余り良いとは思われない。彼らは実験と解析の不一致の理由として、エンドウォール境界層の発達や 2 次流れによる平均速度密度比の変化、衝撃波の解析精度を挙げている。

Taulbee, Tran (89, 92)^(64, 65) は静翼後流の影響を受ける動翼表面の α 分布の非定常解析を主流の 2 次元非粘性解析に非定常 2 次元境界層解析を組み合わせた方法で行った。主流乱れと後流の乱れの影響を考慮するため $k-\epsilon$ 2 方程式乱流モデルから粘性拡散項を削除した輸送方程式を同時に解き、境界層解析の主流側境界条件として使用した。境界層解析には低 Re 数 2 方程式モデルを使

用した。翼面背側の α 分布解析に関しては位相、変化強度共に実験と良く一致する。遷移領域では非常に大きな α の時間変動が生じるがこれは後流衝突の影響による乱流域が翼面上を移動することによる。翼面腹側の予測精度は悪いがこの原因は主流流れの解析精度と有り得べきポテンシャル干渉を無視しているためと説明している。

非定常 α 解析ではまだ全領域を粘性解析したもの、3次元解析は見られない。解析精度と誤差の原因も定常解析以上に不明確な状態であると思う。

5. おわりに

翼周りの α 予測の現状に付いて概説した。最近では大規模な実験と詳細な計測、これも大規模な数値解析が実行されたため翼周りの3次元性や非定常性を考慮した研究すら見られる様になってきた。何分にも実機GT冷却翼周りの流れは非常に複雑でありエンドウォールも含めて高い信頼性を持つ数値予測は現状では不可能である。しかし、本報に概説したように2次元境界層解析レベルではかなり精度良く遷移境界層の解析が行える状態になった事、その他の複雑流れに関して意欲的な研究が進められている事から将来的には解析予測が可能と考えている。その為には、精度の良い流体解析手法、乱流モデルの開発が不可欠であろう。 α 分布解析は今後、NS解析を手法として進むと考えられ、遷移や乱流のモデル化も高速計算機で行う輸送方程式解法に適した提案をしていただきたいと思います。限られた知識の範囲で解説したため参照すべき重要な研究が欠落している場合もあり御容赦いただきたい。

参考文献

- (1) Mayle, R. E., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 113, Oct., 509-537, 1991
- (2) Blair, M. F., Trans. ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 104, Oct., 743-750, 1982
- (3) Rued, K., Witting, S., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 108, Jul., 116-123, 1986
- (4) Wang, T., Simon, T. W., Buddhavarapu, J., Trans. ASME, J. of Eng. for GT and Power, Vol. 107, Oct., 1007-1015, 1985
- (5) Kim, J., Simon, T. W., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 110, Jan., 80-87, 1988
- (6) Fraser, C. J., Milne, J. S., Gardiner, I. D., Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 202, No. C3, 195-203, 1988
- (7) Blair, M. F., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., Vol. 114, Sep., 313-321, 1992
- (8) Blair, M. F., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., Vol. 114, Sep., 322-332, 1992
- (9) Crane, R. I., Sabzvari, J., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jan., 51-56, 1989
- (10) Crane, R. I., Umur, H., ASME Paper, 90-GT-94, 1990
- (11) Hachem, F., Johnson, M. J., ASME Paper, 90-GT-222, 1990
- (12) Crawford, M. E., Kays, W. M., NASA CR-2742, 1976
- (13) Gaugler, R. E., ASME Paper, 81-GT-89, 1981
- (14) Gaugler, R. E., ASME Paper, 85-GT-83, 1985
- (15) Sharma, O. P., Graziani, R. A., Trans. ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 105, Jan., 147-155, 1983
- (16) Roberts, G., Brown, A., ASME Paper, 84-GT-284, 1984
- (17) Dunn, M. G., Rae, W. J., Holt, J. L., Trans. ASME, J. of GT and Power, Vol. 106, Jan., 234-240, 1984
- (18) Dunn, M. G., Martin, C. H. L., Stanek, M. J., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 108, Jul., 108-115, 1986
- (19) Dunn, M. G., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 108, Jul., 90-97, 1986
- (20) Camci, C., Arts, T., ASME Paper, 85-GT-111, 1985
- (21) Park, W. C., Simon, T., Proc. 2nd ASME/JSME Joint Conf., 349-359, 1987
- (22) Blair, M. F., Dring, R. P., Joslyn, H. D., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jan., 87-96, 1989
- (23) Blair, M. F., Dring, R. P., Joslyn, H. D., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jan., 97-103, 1989
- (24) Blair, M. F., ASME Paper, 92-GT-195, 1992
- (25) Schobeiri, T., McFarland, E., Frederick, Y., ASME Paper, 91-GT-157, 1991
- (26) Daniels, L. D., Browne, A., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, No.5, 871-879, 1981
- (27) Hylton, L. D., Mihelc, M. S., Turner, E. R., Nearly, D. A., York, R. E., NASA CR-168015, DDA EDR 11209, 1983
- (28) Consigny, H., Richards, B. E., Trans. ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 104, Jul., 542-551, 1982
- (29) Wang, J. H., Jen, H. F., Hartel, E. O., Trans. ASME,

- J. of Eng. for GT and Power, Vol. 107, Jan., 60—67, 1985
- (30) Rodi, W., Scheuerer, G., Trans. ASME, J. of Eng. for GT and Power, Vol. 107, Jul., 620—627, 1985
- (31) Biswas, D., Fukuyama, Y., Araki, T., J. of GTSJ, Vol. 17—66, 11—18, 1989
- (32) Biswas, D., Fukuyama, Y., Araki, T., 1990 Autumn Conference of GTSJ, B—13, 1990
- (33) Biswas, D., Fukuyama, Y., Araki, T., J. of GTSJ, Vol. 20—77, 68—75, 1992
- (34) Biswas, D., Fukuyama, Y., Araki, T., J. of GTSJ, Vol. 20—78, 25—31, 1992
- (35) Schmidt, R. C., Patankar, S. V., NASA CR—4145, 1988
- (36) Taulbee, D. B., Tran, L., Dunn, M. G., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jan., 28—35, 1989
- (37) Lakshminarayana, B., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., Vol. 113, Sep., 315—352, 1991
- (38) Amano, R. S., ASME Paper, 82—GT—116, 1982
- (39) Yang, R. J., Weinberg, B. C., Shamroth, S. J., McDonald, H., NASA CR—174828, 1985
- (40) Birch, N. T., ASME Paper, 87—GT—22, 1987
- (41) Choi, D., Knight, C. L., AIAA J., Vol. 125, No. 12, 1861—1869, 1988
- (42) Guenette, G. R., Epstein, A. H., Giles, M. B., Haines, R., Norton, R. J. G., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jan., 1—7, 1989
- (44) Lee, D., Knight, C. J., AIAA Paper, No. 89—0207, 1989
- (45) Boyle, R. J., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 113, Jul., 392—403, 1991
- (45) 福山, ビスワス, 日機第69期全国大会, C—1605, 553—555, 1991
- (46) Dorney, D. J., Davis, R. L., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 114, Oct., 795—806, 1992
- (47) Dunn, M. G., Kim, J., Civinskas, K. C., Boyle, R. J., ASME Paper, 92—GT—194, 1992
- (48) Mayle, R. E., Dullenkopf, K., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 112, Apr., 188—195, 1990
- (49) Mayle, R. E., Dullenkopf, K., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 113, Jul., 428—432, 1991
- (50) 山本, 第5回数値流体力学シンポ, 75—78, 1991
- (51) 手塚, 山本, 日機第70期全国大会, C—1601, 446—448, 1992
- (52) LaGraff, J. E., Ashworth, D. A., Schultz, D. L., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Jul., 315—321, 1989
- (53) Ashworth, D. A., LaGraff, J. E., Schultz, D. L., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Apr., 162—168, 1989
- (54) Doorly, D. J., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 110, Jan., 27—37, 1988
- (55) Hodson, H. P., Addison, J. S., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111, Apr., 181—192, 1989
- (56) Hodson, H. P., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 112, Oct., 691—701, 1990
- (57) Addison, J. S., Hodson, H. P., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 112, Apr., 206—214, 1990
- (58) Addison, J. S., Hodson, H. P., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 112, Apr., 215—221, 1990
- (59) Addison, J. S., Hodson, H. P., ASME Paper, 91—GT—282, 1991
- (60) 船崎, 目黒, 山脇, 山下, 第20回GTSJ定期講演会, B—17, 245—252, 1992
- (61) Dullenkopf, K., Schultz, A., Witting, S., ASME Paper, 90—GT—121, 1990
- (62) Giles, M., Haines, R., ASME Paper, 91—GT—271, 1991
- (63) Abhari, R. S., Guenette, G. R., Epstein, A. H., Giles, M. B., ASME Paper, 91—GT—268, 1991
- (64) Taulbee, D. B., Tran, L. T., AIAA Paper, No. 89—1692, 1989
- (65) Tran, L. T., Taulbee, D. B., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 114, Oct., 807—817, 1992

タービン動翼内部対流熱伝達に及ぼす回転の影響

石川島播磨重工業(株) 山 脇 栄 道
東京農工大学工学部 望 月 貞 成

1. はじめに

航空エンジンにおいて $1400^{\circ}\text{C}\sim 1500^{\circ}\text{C}$ に達しているタービン入口温度は、今後も着実に上昇していくと考えられ、それに対処するため、タービン翼の冷却構造はますます複雑になっている。特に動翼では、冷却空気を有効に使うためサーペントイン(serpentine)流路と呼ばれる翼の長さ方向に何度も折り返される冷却空気流路に、乱流促進体を設けるのが通例となっている。一方、タービン1段あたりの高負荷化にともないタービン動翼の周速が高くなっており、翼にかかる遠心加速度が 50000G 以上と大きくなっている。したがって、タービン翼内部を流れる冷却空気には、厳しい熱負荷と大きな遠心力が作用している。そこには、回転場の流れに生ずるコリオリ力の作用による2次流れとともに、強い遠心加速度場の中での冷却空気の密度差による大きな浮力の複合した影響により、流路の場所によって熱伝達率が変化する。その影響を適切に評価しなければ、タービン動翼の局所的な温度の予測値に大きな違いが生じ、要求される翼寿命を満たせないことになる。今後ますます設計精度の向上が要求されるタービンの冷却において、この回転の影響を把握することは非常に重要な要素となると考えられる。ここでは、タービン動翼内部の熱伝達に及ぼす回転の影響について特徴的な点を説明し、著者らによる研究を紹介する。

2. タービン動翼内部の熱伝達

図1に最近のタービン翼冷却構造として代表的なものを示す。翼の内径側から流入した冷却空気はいくつかに流路が分かれ外径方向に流れた後、 180° 度折り返し内径方向に流れ、更に折り返し外径方向に流れる。これは限られた量の冷却空気を有

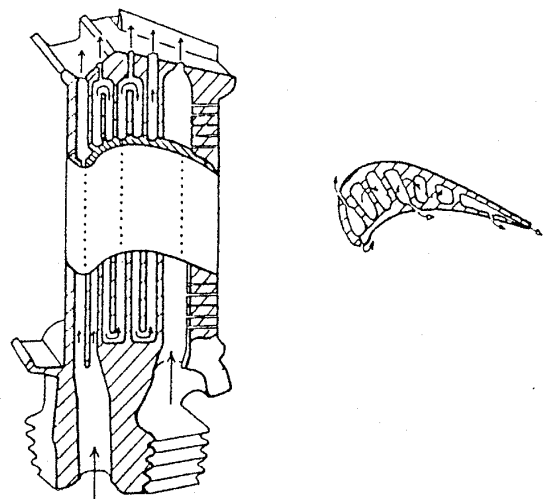


図1 タービン冷却動翼

効に使うために行われており、通常サーペントイン流路と呼ばれている。さらに冷却通路面に乱流促進体(Trip Strip)を配置して伝熱促進を計ることも多い。

翼の回転によって、翼内部を流れる冷却空気には遠心力とともに、コリオリ力が作用する。それらの力の作用方向と生じる2次流れの模式図を図2に示す。半径方向外向きの流れにおいては、コリオリ力は回転方向とは逆方向にかかり、回転方向に対し前方のLeading Surfaceから後方のTrailing Surfaceに向かう2次流れが生ずる。一方、半径方向内向きの流れにおいてはその逆方向にコリオリ力が作用し、それに伴う2次流れが誘起される。この2次流れにより外向きの流れではTrailing Surface(翼腹側)、内向きの流れではLeading Surface(翼背側)の熱伝達率が高くなる。一方、冷却空気の温度分布は壁近傍で高く、流路中心部で低い大きな温度差が生じる。そこに、重力の 50000 倍にもなる大きな遠心力が作用するため、その密度差により半径方向に無視し得ない浮力が生じる。この浮力は外向きの流れでは流れと

(平成5年1月12日原稿受付)

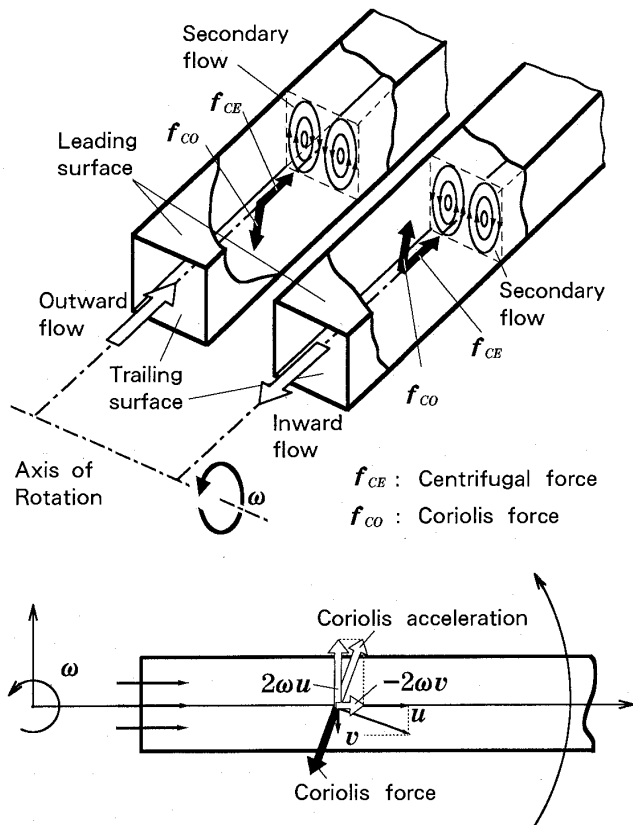


図2 回転による2次流れの模式図

逆方向となるが、内向きの流れでは流れと同じ方向にかかるため、流れの方向によって影響が異なる。この浮力とコリオリ力の複合された影響により定まる流れ場によって熱伝達が決まる。

これらの影響の相互干渉を評価するだけでも大変難しいが、さらにサーペントイン流路の特徴である180度の急激なターンによる2次流れの影響が第2通路以降加わってくるため、さらに流れ場は複雑な様相を呈し現象の把握を困難にしている。さらに、乱流促進体を設置した場合の影響、流れに対し傾けて配置する乱流促進体によって誘起される2次流れの影響を考える必要がある。

さて、熱伝達に影響を与えるパラメータは表1に示すように支配方程式を無次元化することによって導かれ、レイノルズ数(Re), ローテーション数(Ro, コリオリ力), レイリー数(Ra, 浮力)および幾何学的形状の影響を表すR/De(回転半径Rと流路の相当直径Deの比)の4つのパラメータが挙げられる。したがって、実際のエンジンの環境下でのこれらのパラメータの値に合った、

表1 支配方程式

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho\omega^2 x + 2\rho\omega v + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right\} + \frac{\partial}{\partial z}\left\{\mu \frac{\partial u}{\partial z}\right\}$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho\omega^2 y - 2\rho\omega u + \text{viscous terms}$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \text{viscous terms}$$

Energy:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uH) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vH) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wH) = \frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial H}{\partial x}\right\} + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial H}{\partial y}\right\} + \frac{\partial}{\partial z}\left\{\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial H}{\partial z}\right\}$$

$$\text{where: } H = hi - \frac{\omega^2 x^2}{2} - \frac{\omega^2 y^2}{2} \text{ and } hi = CpT$$

Non - Dimensional Eq. for x direction

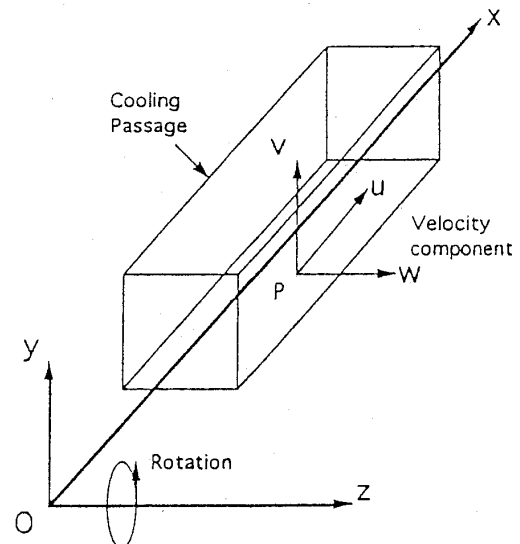
$$\frac{\partial}{\partial X}(\bar{\rho}UU) + \frac{\partial}{\partial Y}(\bar{\rho}UV) + \frac{\partial}{\partial Z}(\bar{\rho}UW) = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} - \frac{Ra}{Re^2} \bar{\rho}(\eta - \eta_c) + 2\bar{\rho}Ro$$

$$+ \frac{1}{Re} \bar{\mu} \left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right\}$$

$$\text{where: } X = \frac{x}{De}, Y = \frac{y}{De}, Z = \frac{z}{De}, U = \frac{u}{V_i}, V = \frac{v}{V_i}, W = \frac{w}{V_i},$$

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_i}, \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_i}, \Psi = \frac{P'}{\rho_i V_i^2}, \frac{\partial P'}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial x} - \rho_c \omega^2 x, \eta = Pr \frac{(T - T_i)}{(T_w - T_i)}$$

T: Total Air Temperature, T_w : Wall Temperature, P: Pressure
 ρ : Density, μ : Viscosity, Cp: Specific Heat, Pr: Prandtl Number
 De: Hydraulic Diameter, ω : Rotation Speed
 Subscript i: Inlet of Passage, c: Center of Passage,



$$Re = \frac{\rho V_i De}{\mu}; \text{ Reynolds Number, } Ro = \frac{\omega De}{V_i}; \text{ Rotation Number}$$

$$Ra = \frac{\rho^2 \omega^2 x De^3 \beta (T_w - T_i) Pr}{\mu^2}; \text{ Rayleigh Number}$$

表2 実機での各無次元パラメータの値

Re	Ro	Ra	R/D e
$10^4 \sim 10^5$	$0.05 \sim 0.3$	$10^7 \sim 10^9$	$50 \sim 100$

実験装置・実験条件を定めて研究を行う必要がある。また、浮力の影響を表すためには Ra/Re^2 (または Gr/Re^2 ; Gr グラスホフ数) を使うことが多い。これらのパラメータの実機での値を表2に示す。

3. 研究動向

タービン動翼の冷却性能の向上と設計精度の向上に伴い無視し得なくなっている回転の影響を評価するため、欧米のエンジンメーカーも精力的に研究を進めている。最も系統だった研究を進めているのは Wagner⁽¹⁾ らで、Morris⁽²⁾ らも古くから研究しており、教科書的なもの⁽³⁾ も出版している。その他 Guidez⁽⁴⁾、Clifford⁽⁵⁾、Taslim⁽⁶⁾ ら、Ham⁽⁷⁾ らの研究がある。いずれも冷却通路の拡大モデルを回転させた実験を行っており、乱流促進体をつけた場合についての研究も見られる。

また、解析により熱伝達の予測を行う試みもいくつか報告されており、例えば Kopper⁽⁸⁾ ら、Modwell⁽⁹⁾ ら、Iacovides⁽¹⁰⁾ らによる研究がある。

さて、多くの研究者によって示されるデータを見ると必ずしも良く一致しているとは言えず、回転の影響が大きくでる例と小さくでる例が見られる。例えば Wagner らや Han らによれば Trailing Surface では回転によって熱伝達率は3倍程度に上がり、Leading Surface では40%程度に下がる。それに比べ著者らや Guidez の計測では Leading Surface では熱伝達率の低下がそれほど大きくない。これは計測方法の違いや供試体の違い、または試験条件が異なることに起因していると思われるが必ずしも明確ではない。また、どの研究者のデータもばらつきが全般的に大きく、制約された条件下での実験を余儀なくされるため、実験の不確かさを十分小さくできない傾向がある。

一方、数値シミュレーションによる予測は $k-\epsilon$ モデルを使って試みられている⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾ が、不確かさを考慮しても実験結果を良く予測できているとは言い難い。今後さらに改善が必要である。

4. 著者らの研究⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾

従来の回転場の熱伝達の研究では、実際のタービン翼の冷却通路のような四角形流路や流れが乱流である場合を取り扱った例が少なく、タービンの冷却設計に十分なデータが得られていなかった。そこで著者らは、この数年間にわたりこの研究を進め、いくつか成果を発表しているが、その中から代表的なものを以下に示す。

まず、実験装置を図3、図4に示す。テストセクションは1往復半のサーペンタイン流路で構成され、空気通路断面形状を正方形と、より実機に近い2:1のアスペクト比の長方形の2つの場合について行っている。空気の加熱は4つの流路壁に金属箔を張り付け、それに直接通電し一様熱流束の条件で行う。テストセクションはベークライト製として断熱性を確保しているが、背面への熱の逃げも考慮し、熱流束の設定精度を確保している。このテストセクションを回転軸に取り付けられた腕の先端に設置し、可変速モーターによって駆動する。空気は中空の回転軸を通じてテストセクションに送り込まれる。ヒータへの電力供給と伝熱面温度計測用熱電対からの出力の取り出しはスリップリングによる。熱伝達率は伝熱壁温度と流入熱量から求められる局所混合平均温度との差によって定義した。

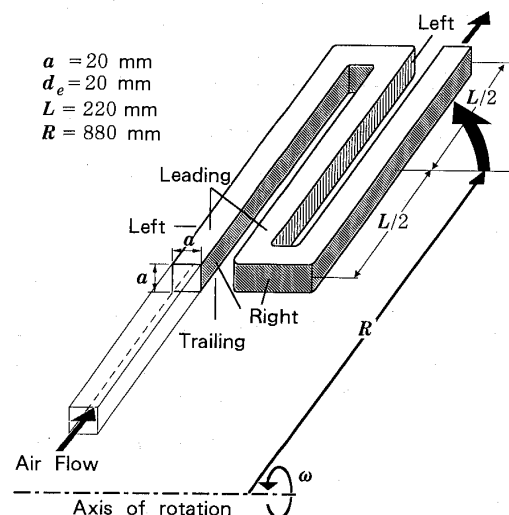


図3 テストセクション（正方形流路）

回転していない場合の空気の流れ方向の熱伝達の変化を図5に示す。ここで、 Z/de は加熱開始点からの距離 Z を流路の相当直径 de で無次元化したものである。第1の外向き通路では管内乱流として妥当なヌセルト数を示すが、180度ターン部で生じる2次流れのために急激に熱伝達率が上昇し、その後の第2の内向き通路の大半はその2次流れ

が残るため第1通路に比べ高い熱伝達率を示す。それ以降も同様である。次に回転した場合は、図6に示すように第1通路ではTrailing Surfaceで熱伝達率が高く、Leading Surfaceでは低くなる。180度ターン部で熱伝達率が上昇した後第2通路では2次流れの影響が大きく残ってはいないものの逆にTrailing Surfaceで熱伝達率が低くなっ

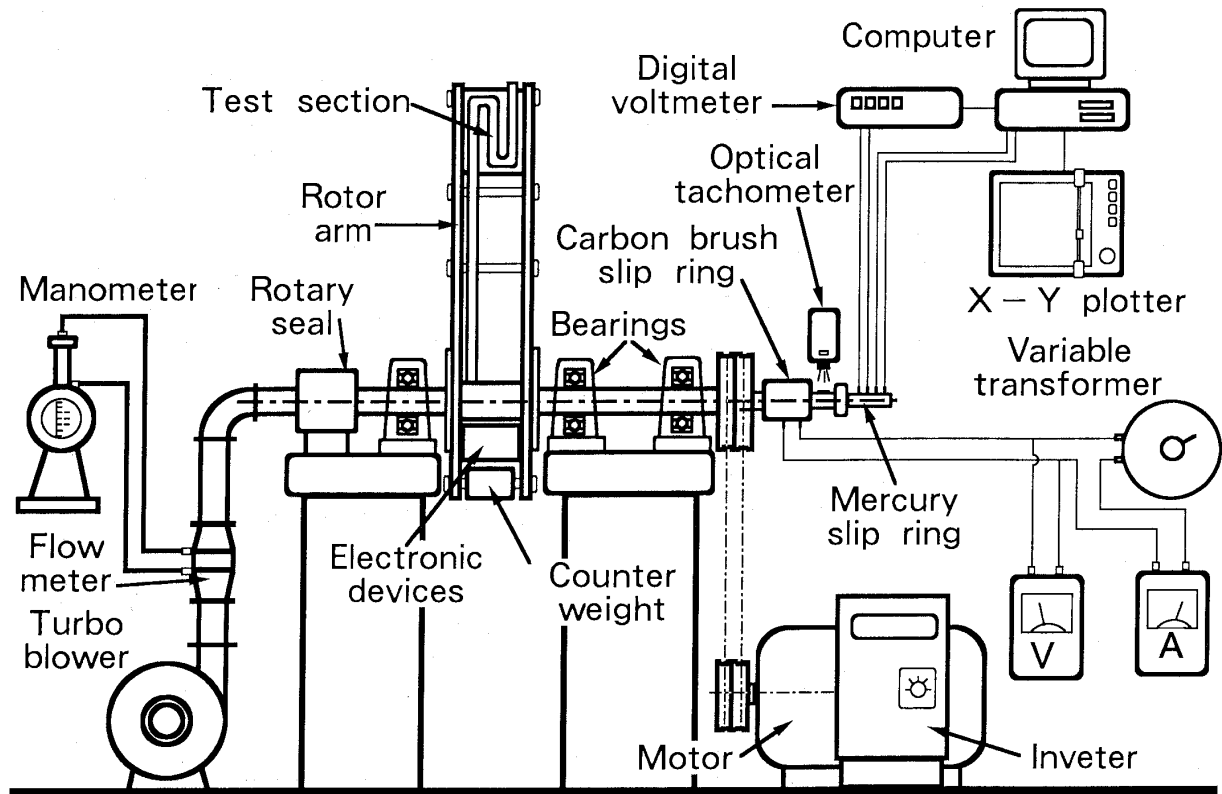
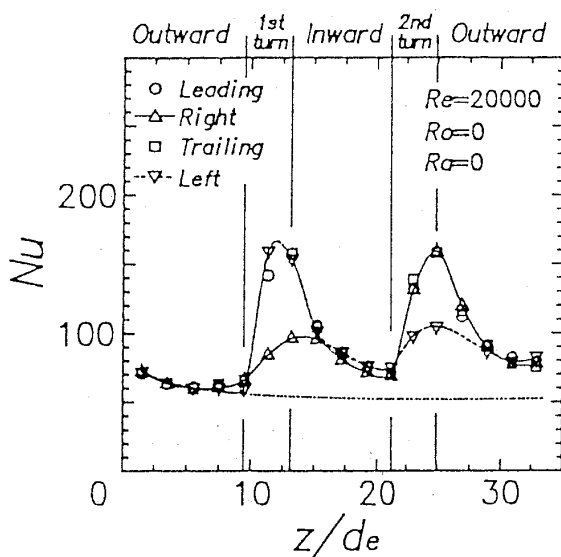
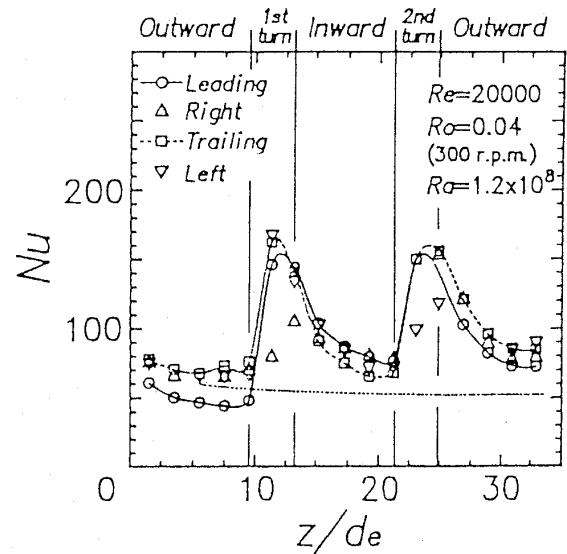


図4 実験装置

図5 流れ方向局所ヌセルト数分布
(静止時)図6 流れ方向局所ヌセルト数分布
(回転時)

ている。第3通路は2番目の180度ターンの影響が残っているが第1通路と同様に Trailing Surface の熱伝達率が高くなっている。

前述のように、コリオリ力と浮力の影響はローテーション数とレイリー数によって評価できるが、それぞれを分離して評価するためには、一方のパラメータを固定して他方のパラメータを振った

データが必要になる。さらにレイノルズ数によっても影響が異なると考えられる。

図7には $Re = 20000$ の場合の第1, 第2通路についてレイリー数を数通りに固定し、ローテーション数を変化させた場合の熱伝達率を静止時の発達した管内乱流に対するヌセルト数の比として Trailing Surface と Leading Surface について

$Re = 20000$

Leading	Trailing	Ra
—○—	---●---	1.0×10^7
—△—	---▲---	5.2×10^7
—□—	---■---	9.2×10^7
—▽—	---▼---	1.1×10^8

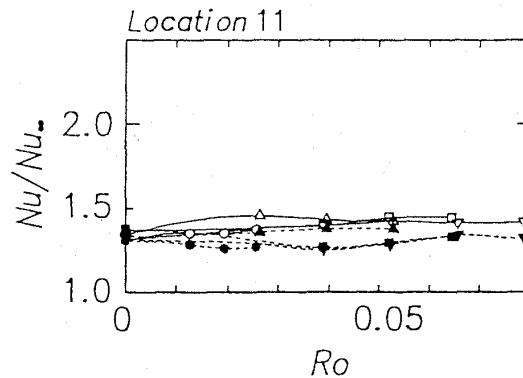
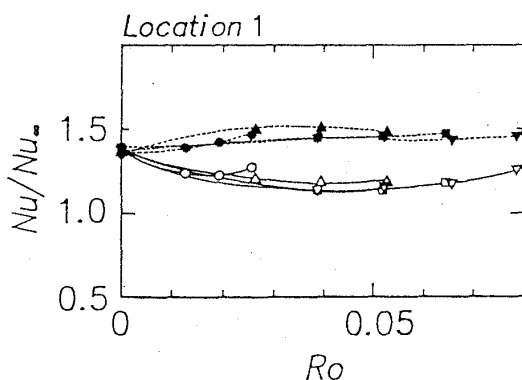
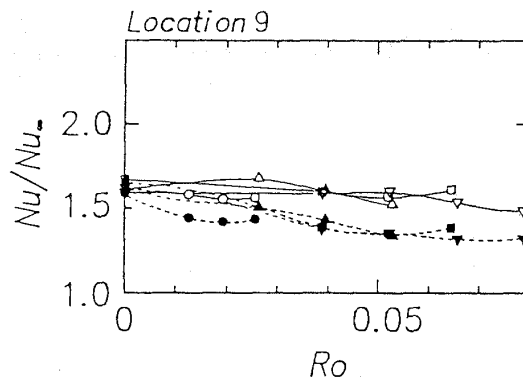
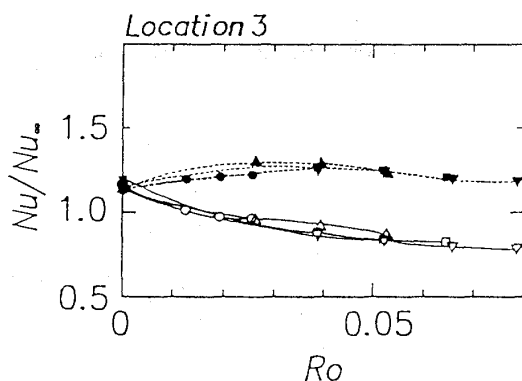
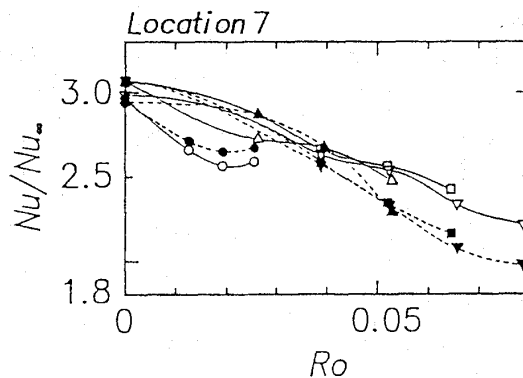
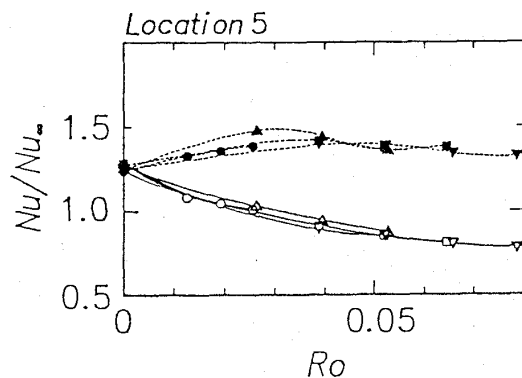
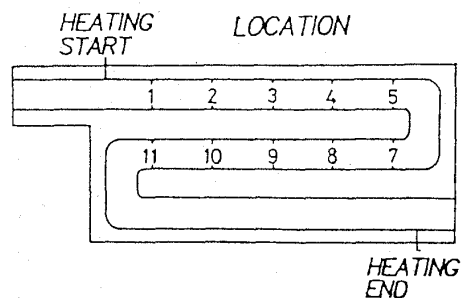


図7 ローテーション数に対する局所ヌセルト数の変化 ($Re = 20000$)

示す。第1通路はレイリー数の違いに対して比較的鈍感であるが、ローテーション数の変化に対しヌセルト数の変化に極大値あるいは極小値が存在することが分かる。一方、第2通路はローテーション数に対する変化は多様である。特に180度ターン直後の Location 7 は変化が激しく流れ方向位置によってローテーション数に対する影響が大きく異なっている。

つぎに、レイノルズ数が比較的低い場合 ($Re = 5000$) について同様にレイリー数を固定しローテーション数を変化させた場合の流れ方向のヌセルト数比の分布を図8には外向き第1通路, 図9には打ち向き第2通路について示す。 $Re = 20000$ の場合とはローテーション数に対する変化が異なった傾向が見られる。

以上のように、回転流路内の伝熱はコリオリ力 (ローテーション数), 浮力 (レイリー数), そしてレイノルズ数が複雑に絡み合って生じる複雑な現象であることが分る。より詳細な機構の解明が望まれる。

最後に他の研究者のデータと比べた例を図10に示す。ここでは、浮力の効果として Gr/Re^2 をパラメータとして採用している。これを見ると Trailing surface は比較的良くデータ的一致が見られるが、Leading Surface では、 Gr/Re^2 が0.1を越

える領域で Wagner らのデータが熱伝達率が大きく低下することを示している。彼らの実験においては伝熱面の条件が等熱流束面ではなく等温度面であるが、これが熱伝達に大きな違いを生じさせるとは考え難く、 Gr/Re^2 が大きくなると浮力の影響が異なってくる可能性が考えられ、実際のタービンでも十分考えられる作動領域であるので、今後さらに研究の必要がある。

5. 乱流促進体付きの流路の場合

乱流促進体をつけると熱伝達は2~3倍となり、特に流れ方向に対し傾いた乱流促進体の場合は、2次流れを誘起することから、冷却空気の混合が促進され、密度比 (浮力) が小さくなる傾向にあるため、スムーズな壁の場合に比べ、浮力の影響が少なくなることが期待される。Wagner らは、回転に対する影響および浮力に対する影響とも乱流促進体付きの方が、特に傾いた乱流促進体の場合、スムーズ壁にくらべ小さいと報告している。⁽¹⁾

6. 終わりに

以上タービン動翼冷却に及ぼす回転の影響を概説した。これまでに得られたデータをもとに、回転の影響を無視した場合に比べ、それを考慮するとどの程度温度変化があるかを概算したものを図11に示す。この場合回転の影響により翼温度が、最悪の場合50°C以上高くなる可能性がある。ただ

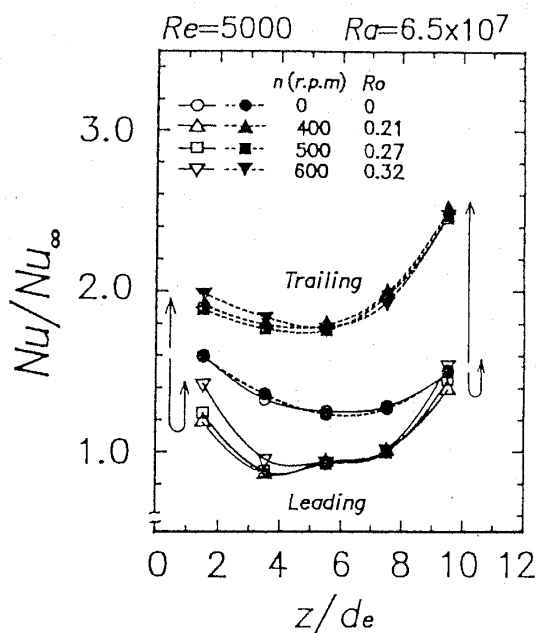


図8 ローテーション数に対する局所ヌセルト数の変化 ($Re = 5000$, 外向き第1通路)

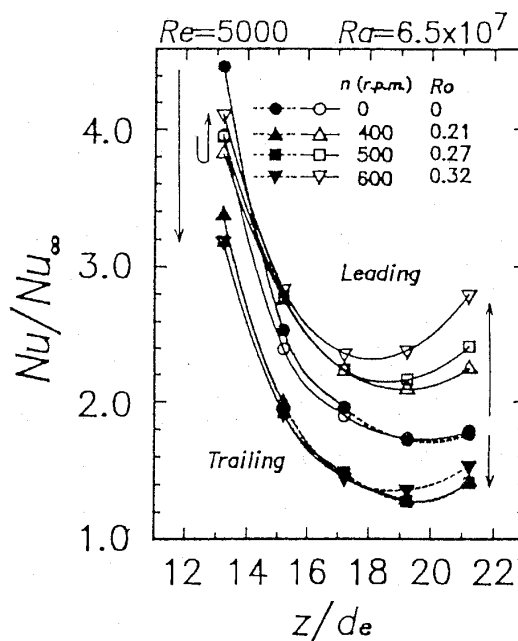


図9 ローテーション数に対する局所ヌセルト数の変化 ($Re = 5000$, 内向き第2通路)

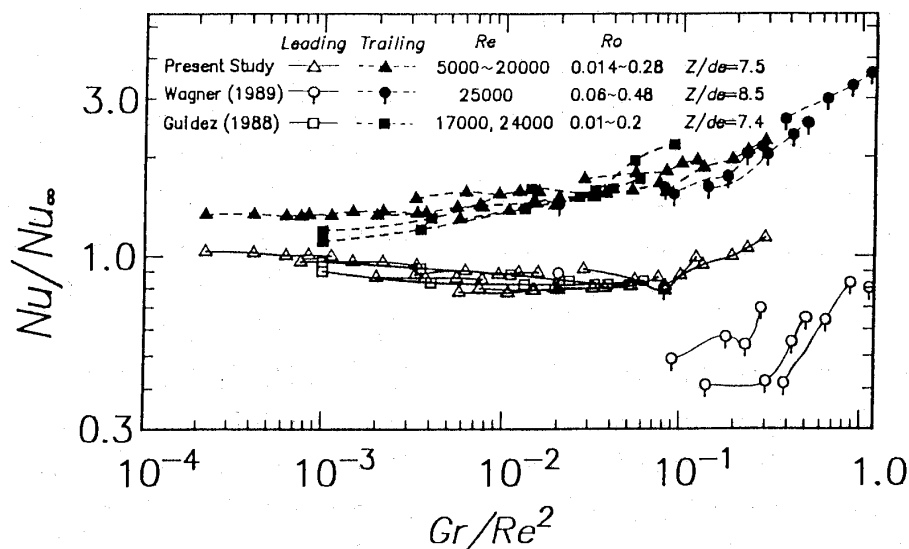


図10 他の研究者によるデータとの比較

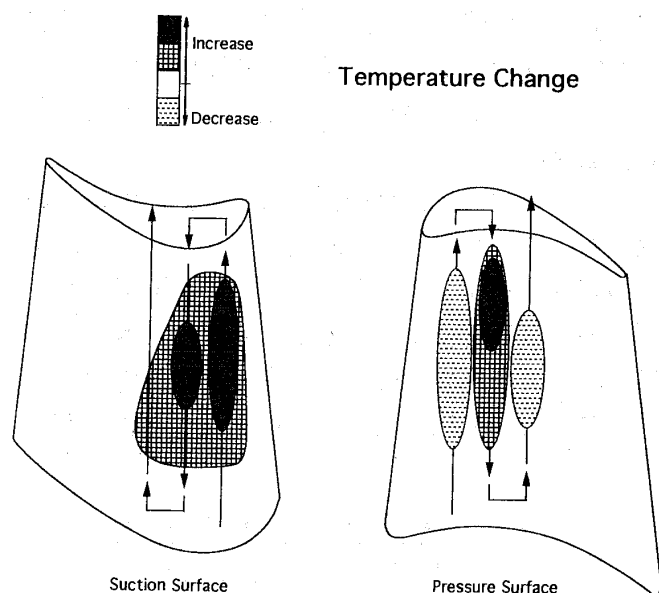


図11 回転の影響を考慮した場合の翼温度変化

し、これまでの回転の影響についての多くの研究者によるデータは、必ずしも良くコリレートされているとは言えず、さらに信頼性の高いデータの蓄積が必要と考えられる。現状では、実機をシミュレートした実験により熱伝達に及ぼす諸パラメータの影響を調べ、その結果を設計に取り込むというプロセスをとらねばならないが、将来的には3次元流れ解析により翼内部冷却通路の熱伝達率分布の予測を行えるようになることが望ましく、検証データは蓄積されつつあるので、今後の解析予測精度の向上とともにその実現が期待される。

参考文献

- (1) 例えば Wagner, J., H., 他 3 名, ASME Paper 92-GT-191, (1992)
- (2) 例えば Morris, W., D. and Salemi, R., ASME Paper91-Gt-17, (1991)
- (3) Morris, W., D., Heat Transfer and Fluid Flow in Rotating Coolant Channels, (1981), Research Studies Press, John Wiley and Sons
- (4) Guidez, J., ASME Paper 88-GT-35, (1988)
- (5) Clifford, R., J., AGARD-CP-390, (1985)
- (6) 例えば Taslim, M., E., 他 2 名, ASME Paper 92-GT-189, (1992)
- (7) Han, J. C., 他 2 名, ASME Paper 92-GT-188 (1992)
- (8) Kopper, F. C., 他 2 名, NASA CR-182109 (1989)
- (9) Medwell, J. O., 他 3 名, Trans. ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, (1991), pp. 354-359
- (10) Iacovides, H. and Launder, B. E., Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 113, (1991), pp. 331-338
- (11) Mochizuki, S., 他 4 名, Proc. of the 1991 Yokohama Int. Gas Turbine Congress, Vol 2, (1991), pp. 173-180, IGTC-25
- (12) 坂下, 他 4 名, 第29回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1992), pp. 694-696
- (13) Mochizuki, S., 他 3 名, ASME Paper 92-GT-190. (1992)

新媒体冷却方式によるガスタービン翼の冷却

石川島播磨重工業(株)技術研究所 小 幡 正 一

1. はじめに

1960年代初頭、RR 社が民間機用ジェットエンジンに空気冷却方式を適用したタービン翼を実用化し、エンジンのサイクル温度すなわちタービン翼に流入するガス温度の高温化を図って以来30年余りになる。この間、特にタービン翼の空気冷却技術はめざましい発展を遂げ、タービン入口ガス温度の上昇に伴う航空用および産業用ガスタービンエンジンの熱効率の向上と比出力の増大に大きく寄与してきた。空気冷却技術が進む一方で、最近産業用ガスタービンの分野では、空気に比べ伝熱特性にすぐれた蒸気を新しい冷却媒体として用いる蒸気冷却が注目されるようになってきた。

ここでは、ガスタービン翼の新媒体冷却方式として蒸気冷却を取り上げ、その期待される背景、蒸気冷却高温ガスタービン複合サイクル、蒸気冷却翼の特徴と冷却性能について最近の研究を中心に概説することとしたい。

2. 新媒体冷却方式が求められる背景

近年の産業用ガスタービンは単機または複合サイクル発電の主機として、熱効率の向上と出力容量の増大に著しい進歩を示している。その関係を最新のプラント形態についてまとめてみると表1に示すようになる。特に熱効率はガスタービン単機として35%~40%に達し、複合サイクルを採用した場合では50%以上にも達している。これらは主にタービン翼の空気冷却技術と耐熱材料の開発によってタービン入口ガス温度の高温化が進められた結果である。

一方、動力用燃料の大部分を海外に存在する我が国では、今後の動力用プラントの主機となるガスタービンの熱効率向上がさらに強く求められている。このためタービン入口温度の高温化技術をさらに向上させるための研究、開発がガスタービ

ンメーカーを中心に検討されている。その最新ガスタービンの冷却翼に対する設計要求条件をまとめてみると表2のようになる。タービン入口ガス温度は静翼の場合で最高1500°C、動翼では1400°Cとなっており、また翼を冷却すべき温度差のレベルは使用する材料によって異なるが、それぞれ最高650°C、550°Cとなっている。

いま、この温度差を空気冷却技術で達成するためには、冷却用の空気量を現状に比べ大幅に増加させる必要があり、この冷却空気量の増大がむし

表1 最新の産業用および航空転用ガスタービンの熱効率と出力容量

プラント形態	最高熱効率 (LHV)%	最大出力容量 MW
蒸気タービンプラント	46.0	1000
産業用ガスタービン	35.0	200
航空転用ガスタービン	40.0	40
蒸気噴射航空転用	43.0	50
複合サイクル (2GT+1ST)	52.0	450-680
蒸気再熱複合サイクル (2GT+1ST)	53.0	500-700

表2 最新ガスタービン冷却翼の設計要求条件

冷却翼	材料	許容温度 T_b °C	入口ガス温度 T_g °C	$T_g - T_b$ °C
第1段 静翼	X 40	850	1300-1500	450-650
	SC	950		350-550
	ODS	1050		250-450
	Ceramic	1300-1400		-
第1段 動翼	IN 100	850	1200-1400	350-450
	SC	950		250-550

(平成5年2月1日原稿受付)

ろガスタービンサイクルの熱効率を低下させる要因となることが認識され始めてきた。そこで、空気に比べて伝熱特性のすぐれた蒸気、水を新しい冷却媒体に用いる蒸気冷却、水冷却方式の技術確立が期待されている。このうち蒸気冷却方式が近い将来の有力なガスタービン翼冷却技術として、最近ガスタービン関係者の間で注目されている。

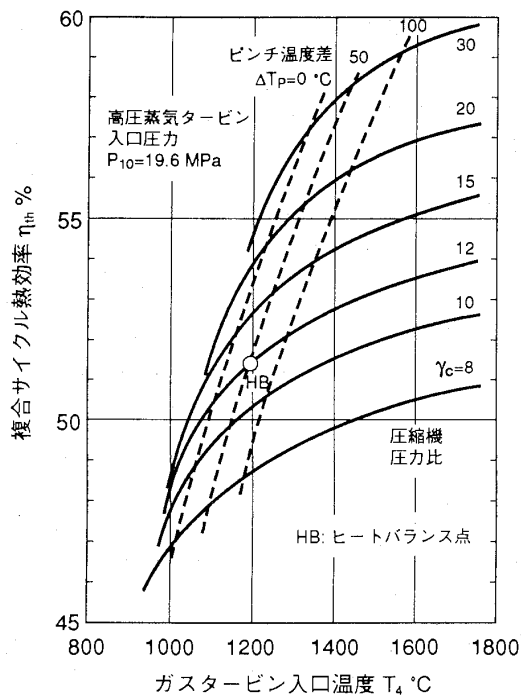


図1 蒸気冷却高温ガスタービン複合サイクルの熱効率

3. 蒸気冷却高温ガスタービン複合サイクル

蒸気冷却高温ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせ、総合熱効率の向上を目標とした複合サイクルプラントには、これまでに各種の方式が理論的に検討されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。いずれの場合にも高温ガスタービンや蒸気タービンそれぞれ単独では実現が難しい50%以上の熱効率を達成し得ることが示されている。想定している冷却翼や冷却システムの構造は概念的なものに止まっているが、ガスタービンの作動圧力に対し、ほぼこれに近い圧力の低圧蒸気を用いるもの、中圧蒸気を用いるもの、高圧蒸気を直接冷却翼に用いるものが考えられている。

ここでは、筆者らの研究で進めている低圧の蒸気を用いる場合を取り上げ、密閉形冷却システムを採用しリターンフロー形蒸気冷却翼の組み込を想定した蒸気冷却高温ガスタービン・蒸気タービン複合サイクルを例に、蒸気冷却ガスタービンからみたサイクルの特徴について述べる。

図1はガスタービン翼の金属材料温度を750°C以下とする条件で、想定した複合サイクルの総合熱効率を求めた結果である。熱効率の向上には、ガスタービンのタービン入口温度を高めることが非常に有効なことがわかる。この解析結果から総合サイクル熱効率50%を目標とした場合のシステム各部のヒートバランスをまとめ、基本サイクルの流れ線図として図2に示す。この場合、ガスター

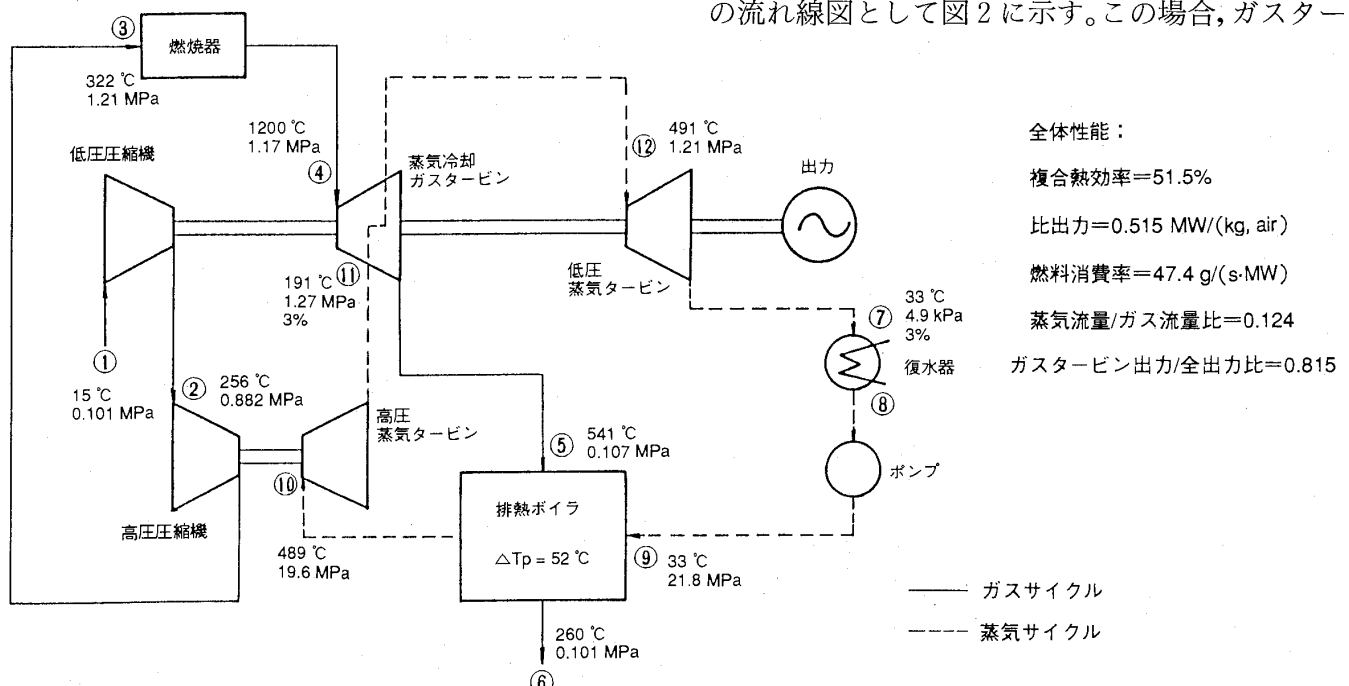


図2 蒸気冷却高温ガスタービン複合サイクルのヒートバランス

ビンのタービン入口温度 1200°C 、圧力比12、排熱ボイラのピンチ温度差 52°C の条件で、総合サイクル熱効率51.5%が得られることがわかる。その際、燃料消費率は $47.4\text{g}/(\text{s} \cdot \text{MW})$ 、比出力は $0.515\text{MW}/(\text{kg, air})$ となり、また2次作動媒体である蒸気の流量はガス流量に対し12.4%であり、全出力に対するガスタービンの出力は81.5%となっている。この場合のガスタービン冷却用の蒸気は、温度 190°C 、圧力 1.27MPa 、湿り度3%の条件で高圧蒸気タービン出口から供給されることになる。

このサイクルの特徴は、ガスタービンの排熱ボイラで発生させた高温・高圧蒸気を直接ガスタービンに導入し翼を冷却する方式ではなく、蒸気をまず高圧蒸気タービンで膨張させ、ガスタービンの作動圧力レベルに近い蒸気圧力で適当な湿り度を持つ蒸気として抽気し、これをガスタービンに導入して翼を冷却した後、過熱蒸気として低圧蒸気タービンで再び膨張させる方式を採用していることである。したがって、ガスタービンの翼およびその冷却システムの面からみると、冷却用蒸気の漏れ損失が少ない構造を採用することができ、またガスタービンの冷却熱を回収して蒸気サイクル側で有効に利用できるのも、排熱ボイラとともに熱回収を行いトータルエネルギー利用効果をあげることができるのである。

一方、高圧蒸気を冷却翼に用いるサイクルを選定する場合には、冷却翼および冷却システムともに耐圧構造をとる必要があり、各部の漏れ損失対策を十分に考慮しなければならない。

4. 翼蒸気冷却の特徴

4.1 冷却法と冷却特性

従来から高温ガスタービンの研究開発または実用化で、特に熱的条件に厳しいタービン翼の冷却に適用されてきた主な冷却媒体は空気、蒸気、水である⁽⁴⁾。その冷却方式を原理的にみると図3に示すように、(a)内部対流冷却、(b)インピジメント冷却、(c)フィルム冷却、(d)トランスピレーション冷却の4方式に分けることができる。図中右側にこれらをタービン翼に適応した場合の翼断面図の例を模型的に示す。このうち実用化にまで進んだのが冷却媒体に空気を用いた空気冷却で、ほぼこの順で冷却方式の実用化が進んでいる。実際的には最新の空気冷却翼の例⁽⁵⁾でみられるように、内

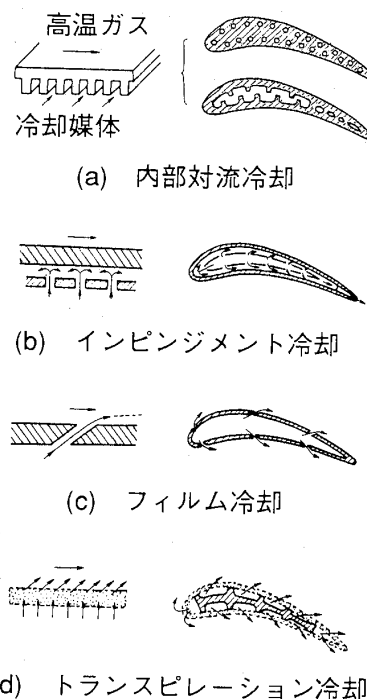


図3 翼冷却法の原理と冷却翼の例

部対流冷却強化を基本に、インピジメント冷却、フィルム冷却強化方式が採用されている。しかし、トランスピレーション冷却については、理論的に最も効果的な方式であるが、空気冷却翼でもまだ実用化されていない⁽⁶⁾。

一般に、冷却特性は対流、インピジメント、フィルム、トランスピレーション各冷却方式の順で良くなり、冷却媒体の面からは、熱的物性値がすぐれた順に空気、蒸気、水冷却となる⁽⁷⁾。実用化されている空気冷却は、これまでの実践的な設計経験の積み重ね、取り扱い易さ等種々の利点をもっている。しかし、空気冷却翼の実用化によるガスタービンサイクルの高温化が進む一方で、圧縮機の高圧力比化も進み、冷却に使用する空気温度が大幅に上昇することになり、これに伴って翼冷却に必要とする冷却空気量が増加し、この空気量の増加がサイクル熱効率をむしろ低下させる大きな原因となることが明らかとなってきた⁽⁷⁾。また、水冷却は冷却特性に最もすぐれていることから、比較的簡単な翼冷却構造を取ることができる⁽⁸⁾。しかし、冷却翼への冷却水の導入と熱回収に関連した冷却システムの複雑さがあり、複合サイクルにした場合でも総合熱効率を必ずしも向上させ得ない等の難点がある。一方、蒸気冷却はその

冷却特性が空気と水の間に位置しており、冷却媒体としての蒸気の取り扱い易さは空気に次いでよく知られており、これまでの空気冷却技術の経験を比較的適用し易いと考えられることから、最近の高温ガスタービンの研究開発で注目されるようになってきた⁽⁹⁾。

冷却媒体としての蒸気は、特に比熱が空気に比べ約2倍となっており、伝熱特性にすぐれることから、翼冷却性能の向上を図る上で大きな利点となっている。また蒸気冷却では、一般的に空気冷却に比べ比較的簡単な翼冷却構造を採用することができ、熱回収装置にあわせ翼冷却蒸気の温度、圧力、流量を自由に選べること、湿り蒸気による潜熱冷却効果が期待できること、複合サイクルにより熱回収を可能にし、その総合熱効率の向上を図ることができる等が主な特長として挙げられる。

4.2 蒸気冷却翼と冷却システム

蒸気冷却翼は現在までのところ研究の段階にあり、概念的なものを含めてその代表例と冷却システムを示す。

図4はGE社で考えられた内部対流冷却動翼の例⁽¹⁰⁾で、静翼も同様な冷却構造をとり、翼内部に多数の円孔列を設けた往路および復路冷却通路をもつ構造となっている。翼根部より導入された冷却蒸気は翼内部を冷却した後、再び翼根部に戻り過熱蒸気として回収される。一般に空気内部対流冷却翼がシングルフロー開放形の冷却構造をとり、翼内部を冷却した後の空気を翼先端部または翼後縁部より主流ガス中に排出するのに対し、蒸気内

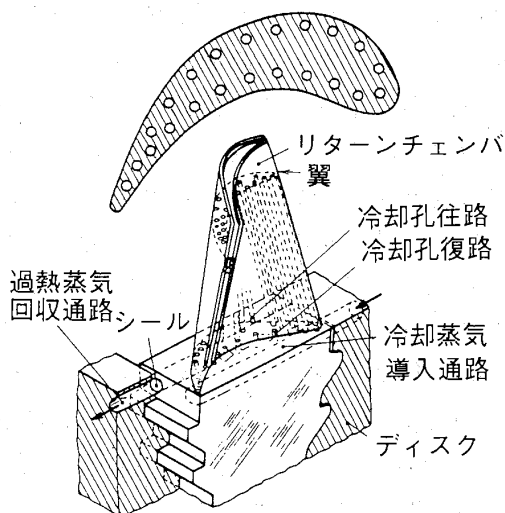


図4 蒸気内部対流冷却翼概念図

部対流冷却翼では冷却蒸気を主流ガス中に放出しないリターンフロー密閉形の冷却構造になっているのが特徴である。したがって、当然適用される冷却システムも密閉形となる。この種の冷却翼は、東北電力/東芝の共同研究⁽³⁾で蒸気冷却静翼として取り上げられており、図5にその翼中央断面図を示す。冷却蒸気には、ガスタービン排熱ボイラの高圧過熱器より抽気した圧力10.3MPa、温度389°Cの高圧蒸気を用いており、翼冷却後の全蒸気流量を高圧蒸気タービン入口に導入し熱回収を図るものである。高圧蒸気を用いるために冷却通路には往路および復路とも小円孔を採用し、これらを翼表面の近傍に配置した冷却構造をとっている。ここでは翼断面をできるだけ均一に冷却するため、各冷却通路の配置に工夫をこらしているのがわかる。また主流ガス温度の目標値を1450°Cにおき、冷却性能としては主流ガス流量の6.5%の蒸気流量で翼冷却効率0.7の達成を予測している。これに対し、筆者らの研究⁽¹¹⁾で取り上げている冷却翼は、3項で述べた作動条件のように低压蒸気を用いるため、比較的大きな円孔列を採用している。その翼中央断面を図6に示すが、翼前縁部および翼中間部から後縁部にかけて往路冷却孔を、翼中間部の最大厚み近傍に復路冷却孔を配置した冷却構造をとっている。

これらに対し、図7は内部対流冷却に加え、翼前縁部にインピンジメント冷却、その近傍にフィ

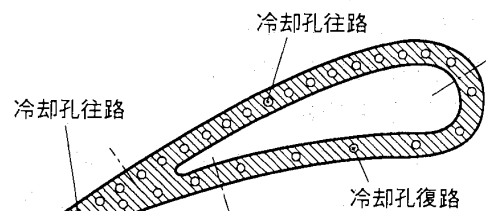


図5 高圧蒸気冷却翼中央断面図

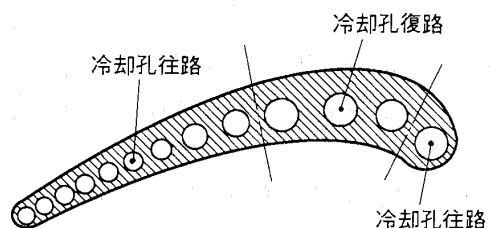


図6 低圧蒸気冷却翼中央断面図

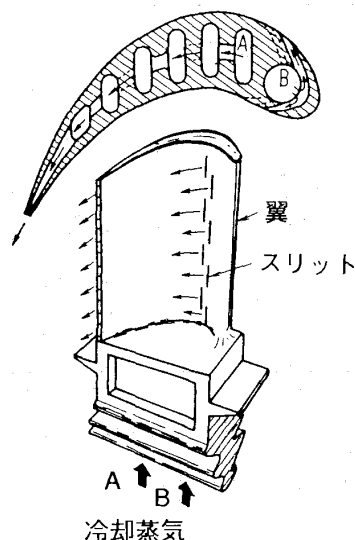


図7 蒸気フィルム冷却翼概念図

ルム冷却を適用したフィルム冷却動翼の概念図で、アメリカで考えられている例⁽¹²⁾を示したものである。冷却蒸気は翼根部より導入され、翼内部を対流冷却した一部の蒸気は翼後縁部のから、フィルム冷却用の蒸気は翼面にあけられたスリットからそれぞれ主流ガス中へ放出される。冷却構造は一般に空気フィルム冷却翼と同様となり、冷却性能は内部対流冷却翼に比べて良好なものとなる。この場合、適用される冷却システムは開放形となるので、密閉形システムに比べて簡単な構造が採用でき、冷却蒸気の圧力損失を小さくできること、また最近実用化が進んでいる蒸気噴射ガスタービン⁽¹³⁾と同様に出力の増強を図ることができること等の利点がある。反面冷却蒸気を主流ガス中に放出するため冷却水の損失は免れないことになる。

ここで、アメリカで提案されている高温リヒートガスタービン・蒸気タービン複合サイクルの蒸気冷却パワータービン冷却システムの概念図⁽¹⁴⁾を図8に示す。タービン入口ガス温度は1316°Cにとっており、冷却蒸気は外部ケーシングより導入され静翼を冷却し、一部は内部ケーシングより回転軸を通して導入され動翼を冷却している。動翼には構造の簡単な開放形冷却システムを採用し、静翼には開放形と密閉形システムを併用している。この例が示すように、蒸気によるタービン翼の冷却とその冷却システムは、いずれを採用するかはガスタービンの温度作動条件と熱回収装置との組み合わせによって決められることになる。

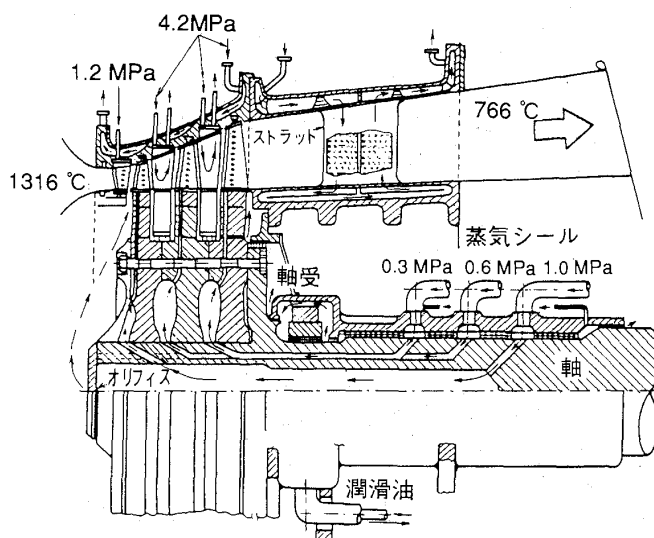


図8 蒸気冷却パワータービン概念図

5. リターンフロー形蒸気冷却翼の冷却性能

ここでは、3項の複合サイクルで想定した蒸気冷却翼について検討した結果を述べる。冷却翼の実機作動条件としては、主流ガス温度1200°C、圧力1.17MPa、ガス側レイノルズ数 3.37×10^5 に対し、冷却蒸気は供給途中の管路系における加熱、圧力損失を考慮して、温度200°C、圧力1.25MPaの飽和蒸気として冷却翼に導入されるものとし、翼を冷却すべき温度差のレベルを450°Cとした。

5.1 冷却構造と冷却特性

蒸気冷却翼の冷却構造を選定するに際しては、一般の冷却翼と同様に冷却媒体である蒸気量をできる限り少なくし、かつ翼表面の金属材料温度を許容限度内に抑えて均一に保持することをその主眼としなければならない。冷却構造に密閉リターンフロー形をとる蒸気冷却翼では、開放シングルフロー形の空気冷却翼に比べ、往路冷却孔と復路冷却孔を同一の翼断面内に収める必要がある。したがって、冷却通路の形状、大きさを定めるに当たっては往路、復路各冷却孔の配置とともに、その配分のバランスを考慮することが必要条件の一つとして加わることになる。

ここに、冷却孔として円孔列を採用した冷却構造について、その冷却孔配分と冷却特性の関係を検討した結果を示す。すなわち、図9は実機冷却翼として計画された翼の中央断面形状を示したものである。一般に、リターンフロー形内部対流冷却翼では、式(1)で定義される冷却孔形状係数 Z を

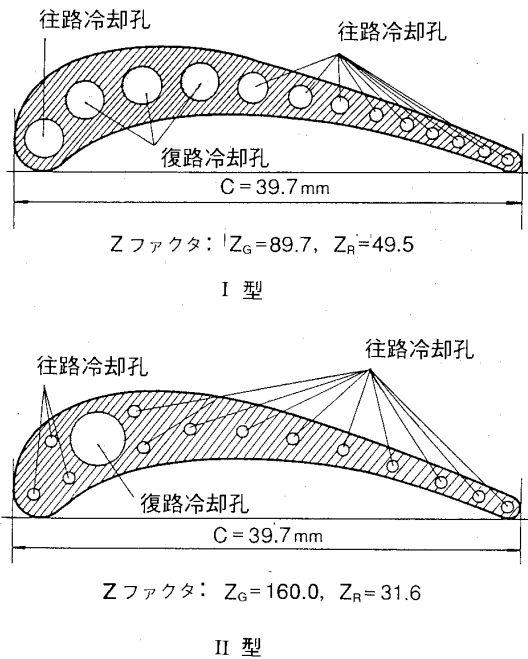


図9 冷却孔形状係数の異なるリターンフロー形冷却翼の中央断面図

用いて往路、復路各冷却孔の適性配分を評価すると都合がよい⁽¹¹⁾。

$$Z = \frac{(S_c/c)^{1.2}}{A_c/c^2} \quad (1)$$

ここで、 S_c 、 A_c 、 c は冷却孔の周長、冷却孔の断面積、翼弦長をそれぞれ表す。同一作動条件では Z の値が大きいほど冷却効果は良くなる。図9に示した構造のI型は Z の値が往路、復路についてほぼ同じオーダの場合であり、II型は往路での値が復路に比べ相当に大きい場合を代表的に選んでいる。

図10は実機条件における翼長方向の翼冷却効率分布の解析結果をI型とII型について示したものである。この場合、翼冷却効率 η_b は次式を用いて比較している。

$$\eta_b = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{c,in}} \quad (2)$$

ここで、 T_g 、 T_b 、 $T_{c,in}$ は主流ガス温度、翼金属平均温度、冷却蒸気入口温度である。 η_b の値が大きいほど冷却性能が良くなることを表す。いまI型の翼冷却効率分布についてみると、翼長方向にほぼ一様に冷却され、往路および復路の各冷却孔に対する Z の値の配分が適切に行われていることがわかる。一方、II形では開放シングルフロー形冷

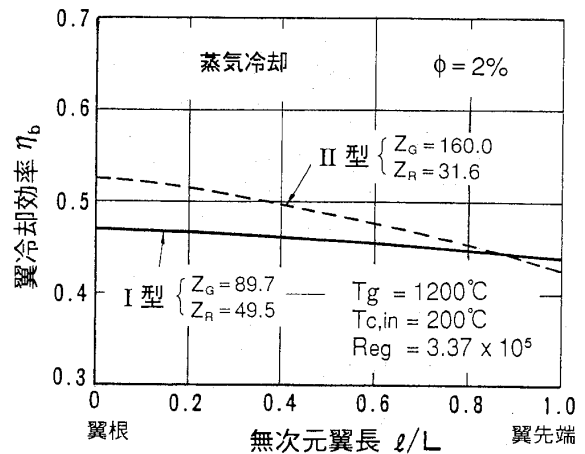


図10 翼長方向の翼冷却効率の比較

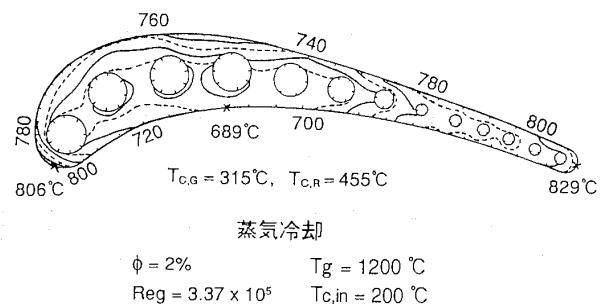


図11 冷却翼中央断面の金属材料温度分布解析値

却翼の冷却特性と似た特徴を示したおり、翼根部に比べ翼先端部での冷却の度合いが大きく低下している。これは往路の Z の値を復路の値に比べ大きく取っているためであり、復路では冷却に寄与する割合が往路に比べ相当に少なくなっていることを意味する。

このように、密閉リターンフロー形冷却翼では往路および復路冷却通路の冷却形状係数の値を適当な割合に配分することにより、翼長方向の金属材料温度分布をかなり均一化できることがわかる。

5.2 翼断面温度分布

つぎに、図11は蒸気冷却翼の実用性を評価するために行った、翼中央断面における金属材料温度分布の解析結果を示したもので、図9のI型冷却翼の実機条件における場合である。全体的にかなり均一に冷却されているようにみえるが、ガス側の熱伝達の高い翼前縁部、境界層遷移域近傍および後縁部で高温域が現れている。しかし、翼後縁部の最高温度と腹面のほぼ中間位置の最低温度との温度差は、通常の空気冷却翼でみられるように、140°C程度に収まっている。したがって、この冷却

構造ではガス側の熱伝達分布を考慮して往路および復路の各冷却孔を配置した方法が、かなり適切な結果につながったものと言えよう。しかし翼前縁部、後縁部および境界層遷移域近傍で、翼表面と内部の冷却孔表面との間に大きな温度勾配が存在し、その部分での熱応力がかなり高い値に達する可能性があるため、冷却孔の配置決定はさらに検討が必要であることを示している。

5.3 冷却性能

一般にガスタービン冷却翼の冷却性能は、翼形状や冷却構造、熱・流体力学作動条件、冷却媒体により大きく左右される。そこで、ここではまず同一冷却翼形状、作動条件下において、冷却媒体としての蒸気が空気に比べどのような冷却性能をもつのかを調べた結果について述べる。

対象とした冷却翼は、図9にその断面形状を示したI型蒸気冷却翼である。図12は実機の2倍寸法の供試翼に対し、飽和に近い過熱蒸気を用いて高温・高速翼列実験を行い、測定された冷却性能を空気冷却との比較のもとに明らかにした結果を示したものである⁽¹¹⁾。翼冷却効率 η_b の実測値は、温度および物性値に対し実機条件に換算されている。冷却媒体流量/ガス流量比 ϕ が増加するにしたがい冷却性能は上昇し、同一冷却翼形状、作動条件下において蒸気の冷却性能が空気に比べかなりすぐれていることを表している。

これらから、蒸気冷却が空気冷却に比べどの程度の冷却性能向上になるかを、空気冷却に対する

蒸気冷却の翼冷却効率比 $\eta_{b,s}/\eta_{b,a}$ として求め図13に示す。蒸気冷却は空気冷却に比べ低流量比側になるほど冷却性能がすぐれ、 ϕ が増すにしたがいその差が小さくなることがわかる。特に $\phi=2\%$ 前後では、蒸気冷却は空気冷却に比べ翼冷却効率が1.5倍程度に向上している。

つぎに、蒸気冷却実験により測定された翼表面の金属材料温度分布を、翼平均冷却効率 η_b で無次元化した値を用い、5.2項の解析値と比較して図14に示す。測定値と解析値は境界条件が多少異なるものの比較的良く一致している。測定値からそのばらつきの程度をみると低流量比側ほど大きくなる傾向を示しているが、 ϕ の値が1.5%以上では最大15%程度以内に収められることがわかる。

以上の検討結果からみると、実機作動条件に対し、このI型蒸気冷却翼を用いて翼金属温度 $T_b=750^\circ\text{C}$ を達成するためには、翼冷却効率0.45が必要であり、図12からわかるように、蒸気流量は主流ガス流量の2.0%でよいことになる。しか

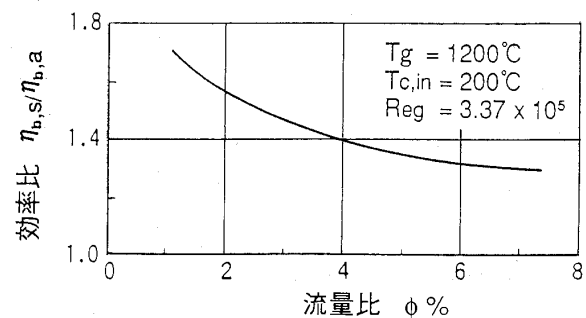


図13 蒸気翼冷却効率の空気に対する関係

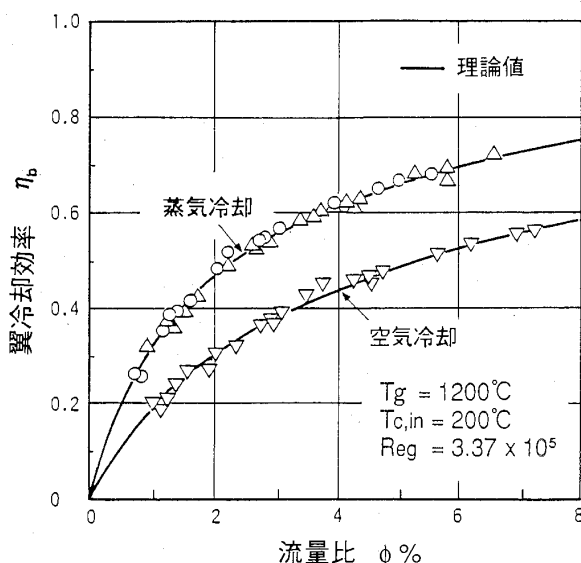


図12 蒸気および空気の翼冷却性能の比較

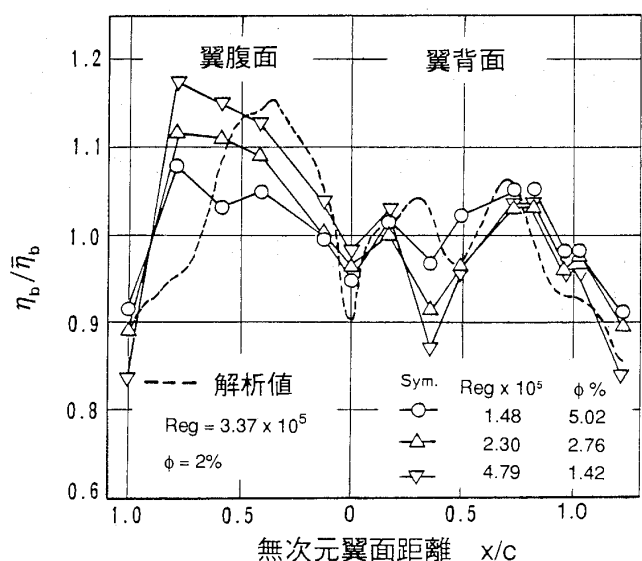


図14 翼表面温度分布の測定値と解析値の比較

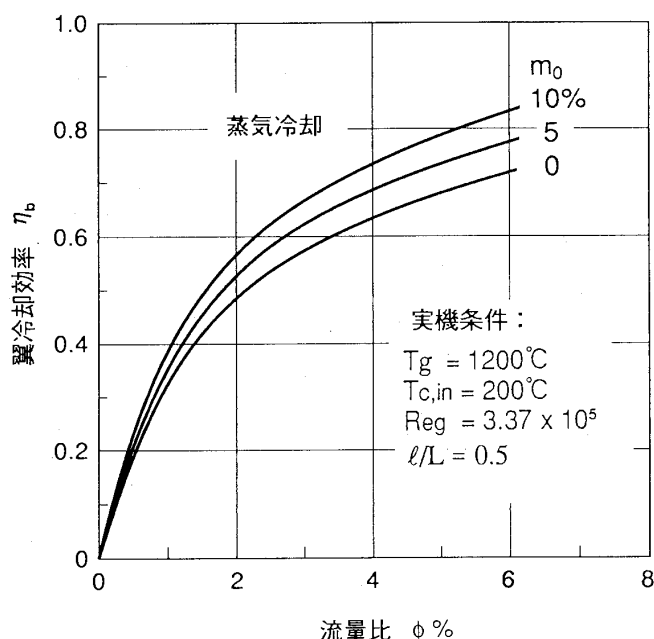


図15 湿り蒸気の翼冷却性能におよぼす影響

し、本実機条件よりさらに主流ガス温度の高温化を図る場合、例えば翼を冷却すべき温度差のレベルを表2の最新の設計条件である650°Cとした場合には、翼冷却効率は0.65となり、5%の蒸気流量が必要になることがわかる。このような場合には、冷却通路内の冷却蒸気の圧力損失、翼断面の温度勾配、温度分布のばらつきが大幅に増加するので、基本冷却構造の決定に際しては注意を要する。

5.4 湿り蒸気による翼冷却性能

現実的には、伝熱上有利な湿り蒸気を冷却媒体として用いる場合が考えられる。そこで、比較的湿り度の小さい蒸気を冷却媒体に使用することを前提に、湿り度が翼冷却性能におよぼす影響を、同様にI型冷却翼について調べた結果⁽¹⁵⁾を図15に示す。この場合、冷却蒸気の流動は单相流を仮定し、翼形状およびガス側は同一実機条件で解析している。翼冷却効率 η_0 は湿り度 m_0 が増すほど良くなり、流量比 ϕ が増加するにしたがい、その程度はわずかに大きくなっていく様子がわかる。

ここで $\phi = 2\%$ をとり、 $m_0 = 5\%$ または 10% の湿り蒸気を用いる場合を考えてみると、湿り度が無い場合に比べて9%または17%程度の冷却効率の向上をそれぞれ見込むことができる。

6. むすび

高温ガスタービンの新媒体冷却方式として蒸気冷却を取り上げたが、タービン翼の蒸気冷却技術の確立は、これからの産業用ガスタービンの高温化上重要な課題であり、今後の研究開発の進展が大いに望まれる所である。しかし、同時に冷却媒体である蒸気の導入、回収システム技術を完成させることが、その実用性を発揮するための必要条件となろう。

参考文献

- (1) Rice, I. G. and Jenkins, P. E., ASME Paper, No. 81-GT-69 (1981)
- (2) Кириллов, И. И., ほか2名, Теплоэнергетика, No.5 (1966-5), 25
- (3) Fukuyama, Y., ほか5名, ASME Paper, No.92-GT-240 (1992)
- (4) 小幡, ターボ機械, 11-8 (昭58-8), 468
- (5) Scrivener, C. T. J., ガスタービン学会誌, 18-69 (平2-6), 34
- (6) Wolf, J. C., ほか2名, ASME Paper, No. 80-GT-188 (1980)
- (7) Louis, J. F., ほか2名, ASME Paper, No.83-GT-180 (1983)
- (8) Caruvana, A., ほか3名, ASME Paper, No. 78-GT-77 (1978)
- (9) 小幡・谷口, 機械学会誌, 87-788 (昭55-7), 690
- (10) Buckland, B. O., U. S. Patent, No. 3443790 (1969)
- (11) 小幡, ほか2名, 機械学会論文集 (B編), 52-480 (昭61-8), 3098
- (12) Rice, I. G., ASME Paper, No. 79-JPGC-GT-3 (1979)
- (13) Ishizuka, T. and Suzuki, A., 19th CIMAC Florence Int. Cong., Paper No. G15 (1991-4)
- (14) Rice, I. G., ASME Paper, No. 82-GT-134 (1982)
- (15) 小幡, 機械学会講演論文集, No. 828-2 (昭57-5), 162

燃焼器の冷却技術

三菱重工 萬代重実

1. まえがき

ガスタービンの高温化にともない、燃焼器および尾筒の冷却を強化し、それらの信頼性を維持する必要がある。一方、高温化に伴い燃焼に要する空気量が増加し、環境規制に対処するために低NOx 燃焼技術を採用すれば、さらに多くの燃焼空気が必要となる。この様な要求を満たすためには、燃焼器および尾筒の冷却をいかに少量の空気で行なうかが、信頼性および低NOx を達成する上での大きな課題となっている。ここでは燃焼器の冷却技術について、その一端を述べる。

2. 燃焼器のマスバランス

燃焼器出口ガス温度に対する従来型燃焼器壁温の一例を図1に示す⁽¹⁾。これより、高温化にともない燃焼器および尾筒壁温は高くなっており、壁温を800～850℃に留めるための限界ガス温度は1150～1200℃と考えられ、更なる高温化には何らかの冷却強化が必要である。

つぎに、燃焼器出口ガス温度と燃焼器空気配分の関係を図2に示す⁽¹⁾。これより、ガス温度の上昇とともに燃焼用空気の比率が高くなり、ガス温度が1200℃以上では希釈空気が無くなるとともに壁面冷却空気が不足してくることが分かる。また、

低NOx 化のために燃焼空気を多量に使用すれば壁面冷却空気はさらに不足してくることとなる。

3. 壁面のヒートバランス

燃焼器壁面のヒートバランスは以下の様になる⁽²⁾。

ヒートバランス

$$R_i - R_o + C_i - C_o + KC = 0 \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここで、火炎輻射

$$R_i = \sigma(\epsilon_H T_H^4 - \alpha_H T_W^4) \quad \dots\dots\dots(2)$$

ケーシングへの輻射

$$R_o = \sigma \left[\frac{\epsilon_W \epsilon_C}{\epsilon_C + \epsilon_W(1 - \epsilon_C)} \right] (T_W^4 - T_C^4) \quad \dots\dots\dots(3)$$

フィルムによる内面対流

$$C_i = h_f(T_f - T_w) \quad \dots\dots\dots(4)$$

空気による外面対流

$$C_o = h_a(T_w - T_a) \quad \dots\dots\dots(5)$$

壁面内軸方向の熱伝導

$$KC = \delta_w K_w \frac{d^2 T_w}{dX^2} \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここに、

h ; 熱伝達率

k ; 熱伝導率

T ; 温度

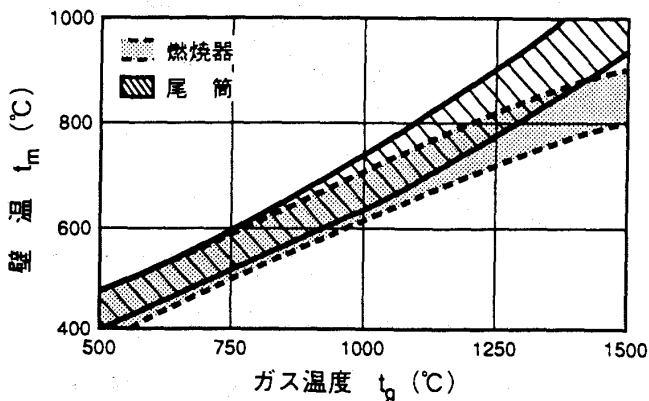


図1 ガス温度と従来型燃焼器の壁温

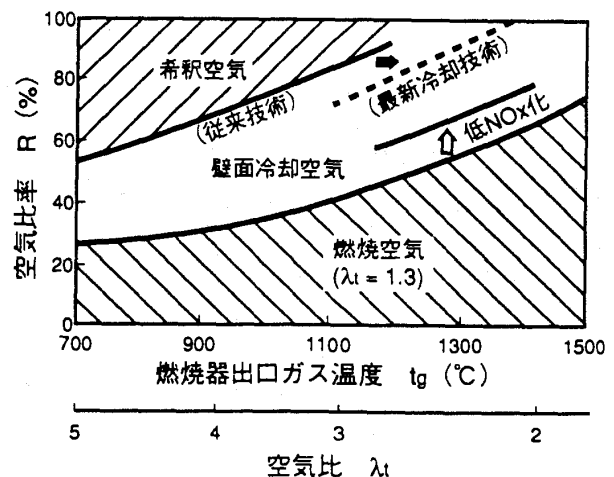


図2 ガス温度と燃焼器空気配分

(平成5年1月11日原稿受付)

- X; 軸方向距離
 α_H ; 高温ガスの吸収率
 δ ; 厚さ
 ϵ ; 輻射率
 σ ; ステファン・ボルツマン定数

添字a; 空気

C; ケーシング

f; フィルム

H; 高温ガス

W; 壁面

燃焼器では火炎輻射による入熱があり、この熱量の大きいことが特徴である。

そして、低 NO_x 化のために火炎温度を下げる
 と冷却空気量は減少するが、火炎輻射入熱が低減
 することが救いとなっている。一般的な壁面の
 ヒートバランスでは、火炎輻射のみが入熱であり、
 壁内面のフィルム、および外面の空気による対流
 で冷却しており、ケーシングへの輻射熱量は比較
 的小さい。そして、壁面厚さ方向の温度勾配は内
 面フィルムの効果で比較的小さくなっている。

4. 従来型冷却構造

従来型壁面冷却構造の一例を図3に、この様な
 冷却構造を採用した燃焼器壁温分布の一例を図4

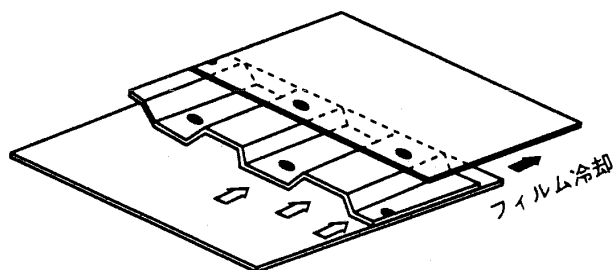


図3 従来型冷却構造の例

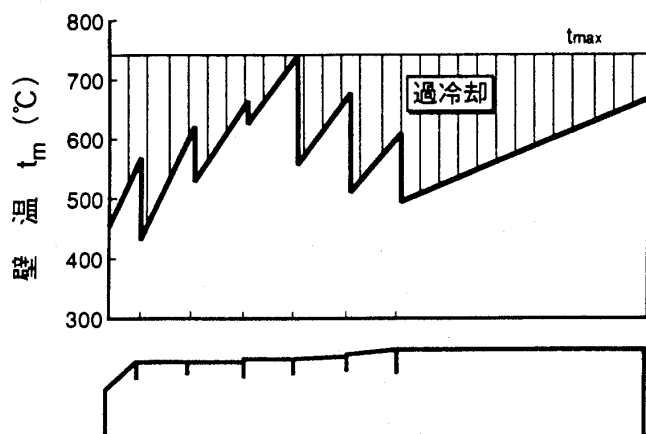


図4 従来型冷却構造による壁温分布

に示す⁽¹⁾。この図から分かる様に、フィルム冷却を
 主体とした冷却構造ではフィルム空気の吹き出し
 部近傍の壁温が低く、軸方向に急激に温度が高く
 なる傾向にある。そして、当然のことながら最高
 壁温をある温度以下に抑えているため、フィルム
 空気出口部などでは過冷却となっているといえる。
 また、フィルム空気出口部では最高温度と最低温
 度部が隣接するため、熱応力も大きくなっている。

5. 新冷却構造

5.1 冷却方式の比較

フィルム冷却と対流冷却の組み合わせに対する
 壁温分布の一例を図5に示す⁽³⁾。これより、一定冷
 却空気量の下では、対流冷却のみの場合が最も壁
 温が高いが、軸方向に一定温度となる特徴がある。
 つぎに、フィルム冷却のみの場合は、二番めに壁
 温が高く、軸方向の温度勾配が大きい。そして、
 対流冷却とフィルム冷却を組み合わせた複合冷却
 では、両者の空気量が等しい時に、最も壁温が低
 くなっており、温度勾配も小さくなってきている。
 すなわち、複合冷却が最も好ましい冷却方式と

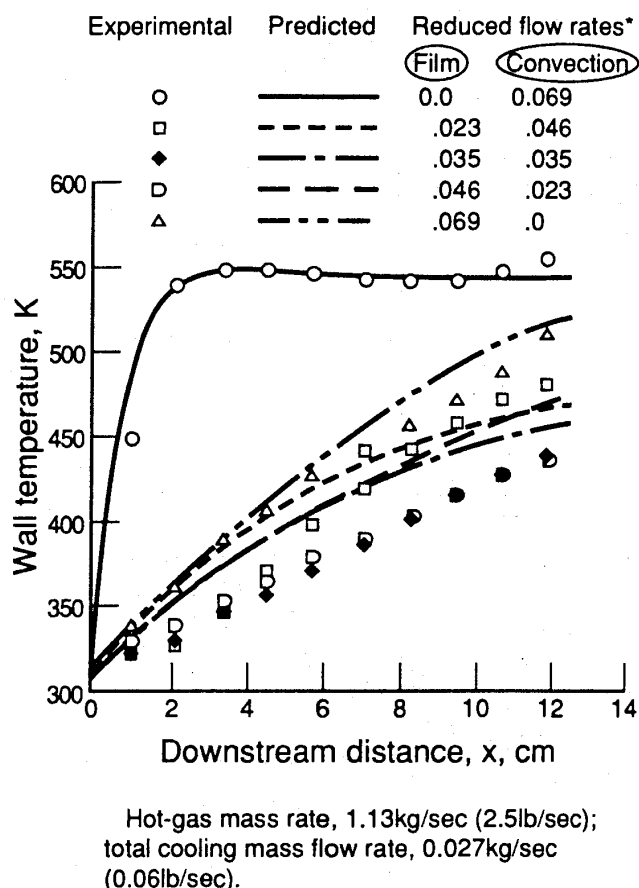


図5 冷却空気流量と壁温分布

いえる。つぎに、壁面冷却に必要な空気量の計算結果を図6に示すが、複合冷却構造の採用により必要な冷却空気流量をフィルム冷却のみの時の1/2程度に低減できることがわかる。

5.2 冷却構造例

冷却構造の例を図7～12に示す^{(4)～(7)}。図7のものは最も単純なもので比較的ガス温度の低い燃焼器に使われてきている。図8のものは燃焼器シェルは一体構造でできており、これにフィルム冷却孔を開けるとともにリップを溶接した形式で、最もポピュラーな形式である。図9は機械加工により、フィルム冷却孔およびリップ部を製作したもので、アールをとることにより応力集中の軽減を

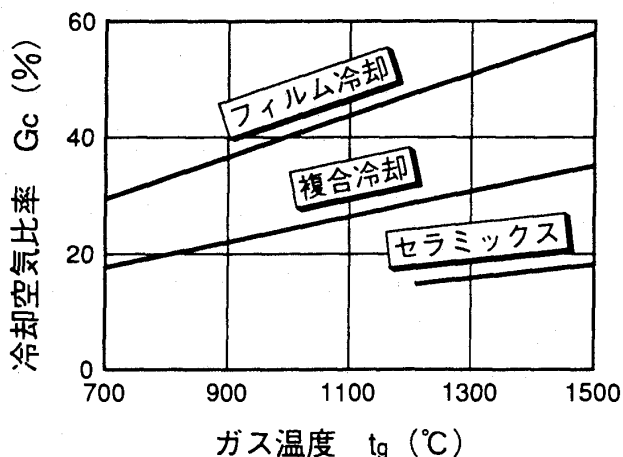


図6 壁面冷却に必要な空気量の比較

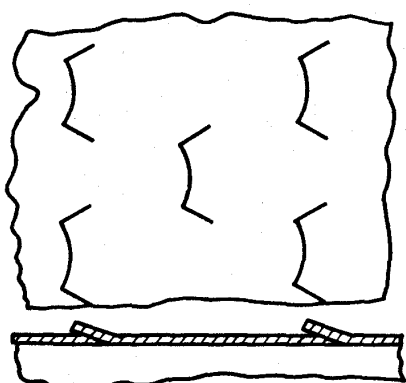


図7 ルーバ

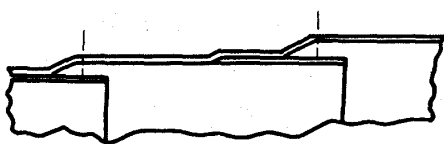


図8 ローづけリング

計っている。そして、小孔を多数開けるとともに孔角度およびリップ形状の最適化によりフィルム冷却効率の向上を計ったものである。図10はフィルム冷却と対流冷却を組み合わせた形式であるが、フィルム冷却主体になっているものと推定される。

図11は積層冷却構造のラミロイである。これは小さいピンフィンを多数持った板を多層に重ねたもので、体積あたりの内部伝熱面積を大きくすることにより冷却効果を高めたものである。ただし、冷却空気流路が狭いため目詰まりをする可能性のあること、また、ラミロイ内外面の間に、そして、溶接部に温度差を生じやすい欠点のあることも報じられている。図12は類似のトランスプライであるが、ラミロイより温度差が小さく好ましい形状であると考えられる。

5.3 産業用ガスタービンでの実用例

産業用ガスタービンでの実用例を図13～16に示す。図13の例は、燃焼器の冷却構造としては従来

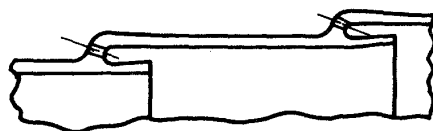


図9 機械加工リング

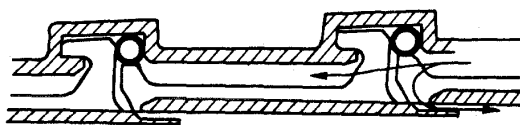


図10 HTTT 燃焼器壁面

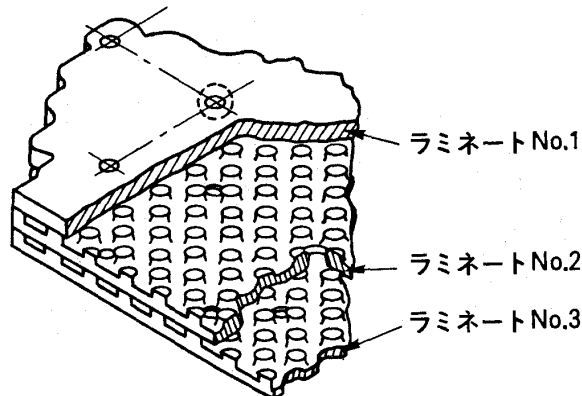
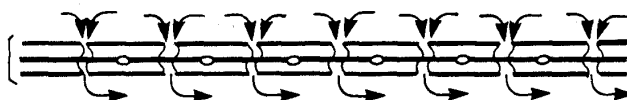


図11 ラミロイ

と変わっていないが、高温化対策として燃焼器長を短くするとともに、フロースリーブを設けている。これはフロースリーブにより燃焼器外周の空気流速を高くし、外面からの対流冷却を強化したものである⁽⁹⁾。図14の例は、尾筒の冷却を強化するために、尾筒にカバーを設けて、このカバーの小孔から空気を尾筒に吹きつけるインピンジメント冷却を採用したものである⁽⁸⁾。インピンジメント

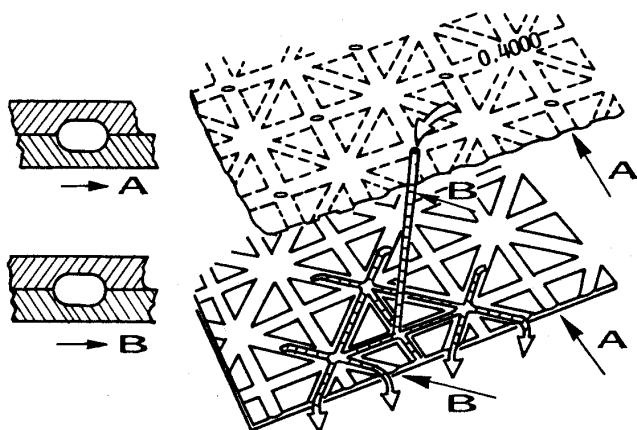


図12 トランスプライ

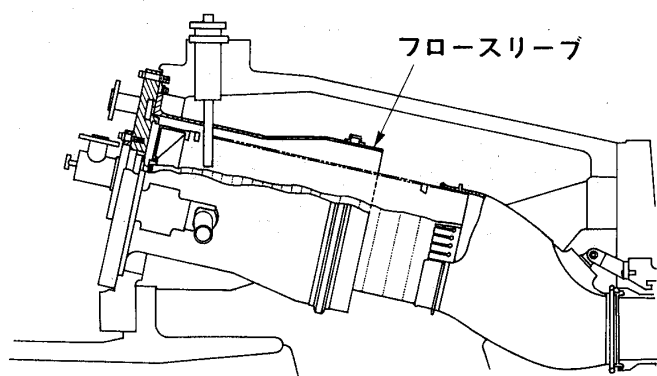


図13 燃焼器スリーブ

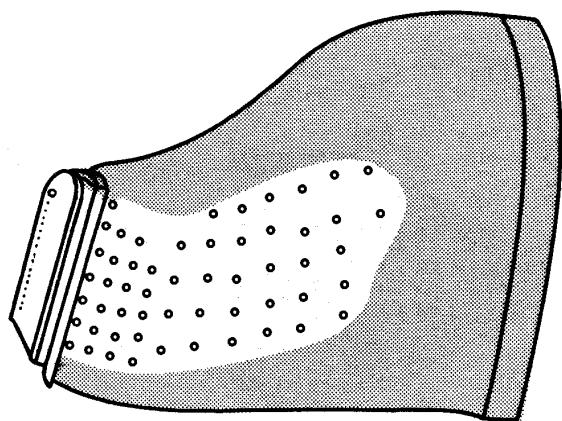


図14 尾筒

冷却方式では、尾筒壁温に対応させて小孔を開け得るため、比較的均一な壁温分布とすることが可能であるが、空気側の圧力損失が増大する欠点がある。

図15, 16は当社の壁面冷却構造の例である⁽¹⁾。壁外面からの対流冷却と、内面からのフィルム冷却を組み合わせた複合冷却構造とすることにより、冷却効率を高めて、必要冷却空気流量の減少を計っている。そして板内に多数の細孔冷却空気流路を構成することにより、大きい伝熱面積と高い熱伝達率を得て対流冷却の効果を高めている。

図15の MTFIN は冷却溝を設けた外板と平内板を拡散接合して1枚板にしたものである。これでは、冷却溝の周方向ピッチおよび冷却空気の出入口孔のピッチを適正に設計することにより板内温度を均一にすることが可能であり、熱応力を軽減するため板厚方向の温度差も小さくなる様に設計している。また、冷却孔閉塞防止のため、冷却孔寸法は燃料ノズル孔よりも大きくしている。

図16の PLATEFIN は冷却溝を有する内部フィンリングを外部シェルに冷端で溶接したものである。空気温度に近い外部シェルを強度メンバーとしているため強度的に有利となっている。

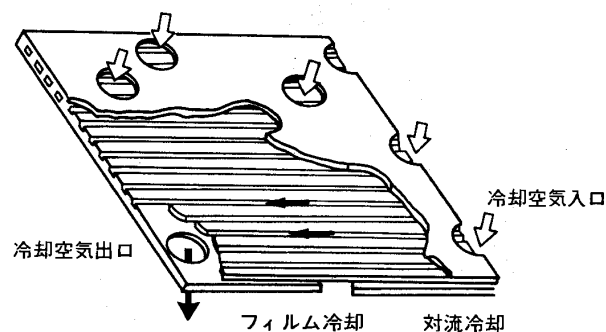


図15 MTFIN 概略図

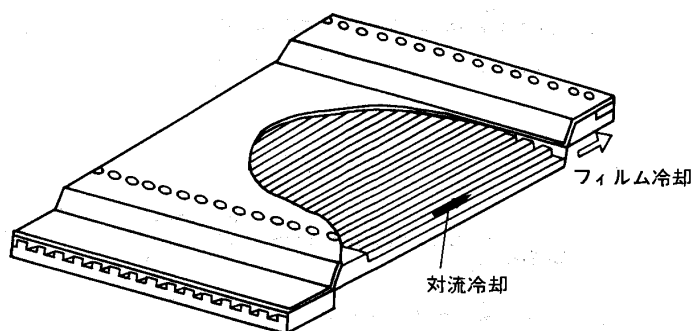


図16 PLATEFIN 概略図

そして、温度上昇のある内部フィンリングは単なる熱遮蔽板であり強度はもたせていない。また、内部フィンリングと外部シェルは冷端で溶接しているため、この部分には熱応力は殆ど発生しない。そして、フィンリング後方には外部シェルとの熱膨張差を吸収するため僅かな隙間を設けている。これら複合冷却構造は過去数年にわたり、多数のガスタービンでその信頼性を実証している。

6. 冷却媒体

燃焼器の冷却方式として、新冷却構造の採用は時代の流れといえる。そして、次にセラミック燃焼器を実用することとなろうが、その信頼性が確立されるまでの間、リリーフ的位置づけとして蒸気冷却等を行うことが考えられる。すなわち、前述の MTFIN などの冷却構造に少量の蒸気を供給して壁面を冷却することなどが考えられる。

蒸気は空気温度より低く、かつ熱伝達率も高くとれるなど冷却性能上種々のメリットがあり、その利用は有望であると考えられる。

7. セラミックの利用

7.1 セラミックコーティング

燃焼器および尾筒へのセラミックコーティングは非常に一般的なものとなってきた。コーティングは2～3層で構成することにより熱膨張差によるハクリを防止しており、トップコートにはジルコニア、マグネシアを採用していることが多い。燃焼器でのセラミックコーティングの効用は、コーティング材による壁面の輻射率低減にあり、火炎からの輻射入熱が軽減されて壁温が低下するものである。この効果は50～100°C程度であるが、局所的ホットスポットによる金属の酸化減肉が防止されるなどの効果がある。

7.2 セラミック燃焼器

セラミック燃焼器の実用例を図17に示す。燃焼用空気で冷却された燃焼器シェルの内部にセラミックタイルを取り付けたものであり、運転実績も長い⁽¹⁰⁾。このシーメンス社の例は、単筒あるいは

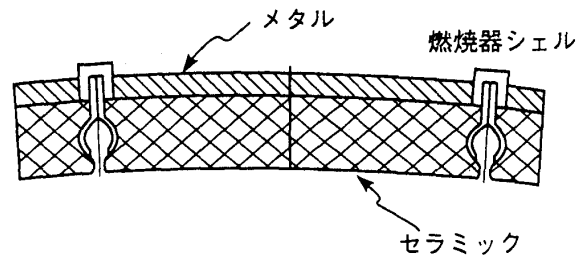


図17 セラミックライナの例

は二筒からなる大型の燃焼器であり、燃焼負荷率も低く設計しており、セラミック利用に適した設計としている。

8. あとがき

ガスタービンの高温化、そして低 NO_x 化により、燃焼器の冷却技術は非常に重要となってきた。フィルム冷却だけでなく、対流冷却あるいは複合冷却など新しい冷却方式の採用は勿論のことながら、蒸気など冷却媒体の選定、あるいはセラミック等新材料の利用、そして高負荷燃焼による燃焼器のコンパクト化など検討すべき課題は多い。そして、今後はその最適化が重要になるものと考えられるが、航空用、産業用あるいは自動車用など各々の用途により、その方向が異なってくるのではないかと推定される。

参考文献

- (1) 萬代ほか2名, 第16回ガスタービン定期講演会講演論文集 ('88-6)
- (2) Tacina, R. R. ほか1名, NASA TND-7513
- (3) Marek, C. J, NASA TND-7156
- (4) Strong, R. E, ERDA No EX76CO1-2290 (1977)
- (5) Gardner, W. B., NASA CR-159487
- (6) Gradon, K ほか1名, Proceedings of an International Propulsion Symposium (1967)
- (7) Nealy, D.A. ほか1名, ASME No 79GT-100 (1979)
- (8) Brandt, D. E, Mechanical Engineering (1987-7)
- (9) Sato, T. ほか1名, 87-TOKYO-IGTC-58
- (10) Becker, B ほか1名, Motortechnische Zeitschrift, 49 (1988)

ロータ冷却とホットガスのシール

川崎重工業(株) 浜 辺 謙 二

1. まえがき

最近の高温ガスタービンの入口ガス温度は耐熱金属の融点にまで上昇しているが、圧力比の上昇と共に冷却空気として用いられるコンプレッサの出口空気温度も上昇しており、ロータ（ここではタービンディスクに限定する）の作動環境としては非常に厳しくなっている。一方、ガスタービンの熱効率向上の面からは、タービンディスクをタービン翼と同様、少ない冷却空気で効率的に冷却する必要が生じている。

通常、タービンディスクの設計に当たって把握すべき項目としては、

- ① タービン動翼とディスクの結合部であるクリスマスツリー部などの局所応力
- ② タービンディスクのボア部の疲労寿命⁽¹⁾
- ③ タービンディスクの伸び量についてはブレードのチップクリアランス
- ④ シール部の漏れ量
- ⑤ ロータの軸スラストバランス

などが挙げられるが、①～③に関してはディスクの正確な温度分布の推定が前提となる。そして、そのためにはタービンディスク表面の熱伝達率、およびタービン車室内の空気温度を知る必要があり、また、④、⑤に関してはディスク周辺の圧力分布を知る必要があるが、これらはディスク内外の流れと互に関連している。特に、タービン車室（キャビティ）内の空気温度が高くなると、動翼とディスクの結合部の破損にもつながるため、シールを通して巻き込まれる高温ガスの流量を精度良く推定する必要がある。

図1は、タービン冷却とシール空気の系統図の例⁽²⁾である。実機では形状が複雑であるが、回転ディスク系の研究の多くは単純なモデル化がなされたものについて行われており、その概念図の一

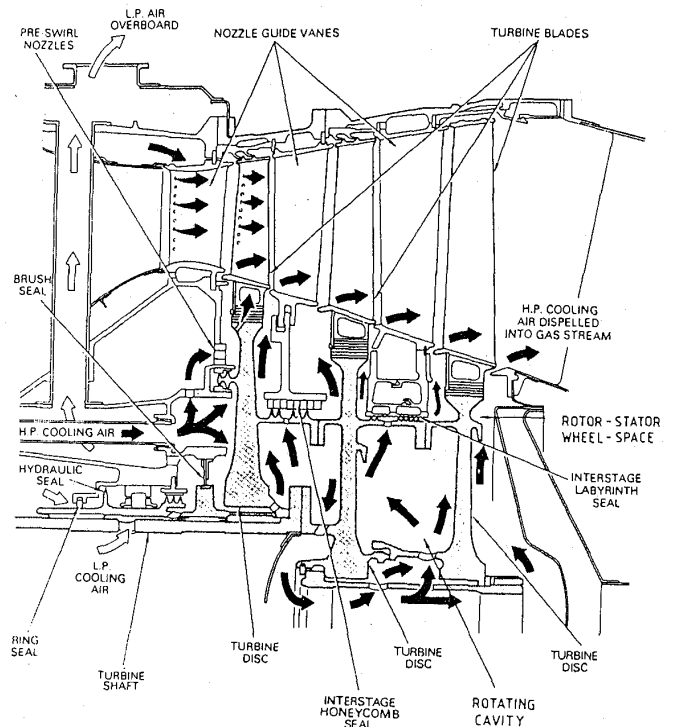


図1 ガスタービンの冷却空気とシール空気系統図の例⁽²⁾

例を図2⁽³⁾に示す。ここで、(a)は研究の基礎となる自由空間内での回転円盤、また(b)は片面が静止し他面が回転しているロータ・ステータ系であり、この時はシュラウド外周に主流がある場合と無い場合がある。そして、回転するキャビティを場合分けすると、回転軸附近から空気が流入して外周から流出する場合(c)、外周から流入し回転軸付近から流出する場合(d)、また回転中心付近で軸方向の貫流がある場合(e)がある。ここで、(f)は将来のエンジンの軽量小型化を狙って、静翼をなくすために研究されている反転ロータの場合である。

本稿では、図2のモデル形状(a)、(b)、(c)、(d)、(e)に関する熱伝達、および(b)で代表されるモデル形状のシール特性の最近の研究動向について簡単に報告する。なお、ポンプ羽根車の車板に働く摩擦トルクや軸推力を推定するために、容器内で回転

(平成5年1月25日原稿受付)

する円盤による流れの実験、および解析が数多くなされているが、ここでは触れない。また、この方面の研究の第一人者である Owen のレビュー⁽³⁾があるので参照されたい。

2. ディスク表面の熱伝達率

(1) 自由空間内での回転円盤 [図 2(a)]

いわゆるフリーディスク面上の速度境界層は、Karman⁽⁴⁾により最初に研究された。その後、Hartnett ら⁽⁵⁾は乱流境界層が発達している場合で、壁温 T_s が $T_s - T_{ref} \propto r^m$ と表せる温度分布を有する時の回転円盤面の局所ヌセルト数を求めた。

$$Nu = 0.0326(0.828 + m/3.145)\beta(0.828, m/3.145 + 1)PrRe_\theta^{0.8} \quad (1)$$

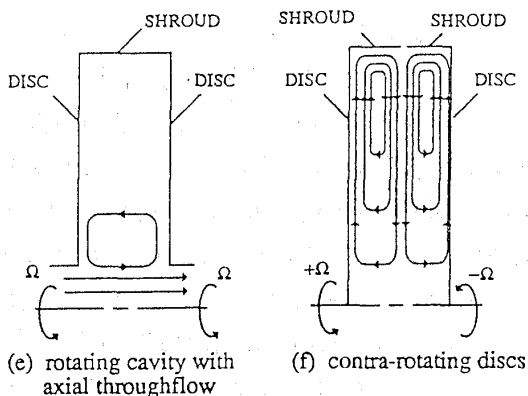
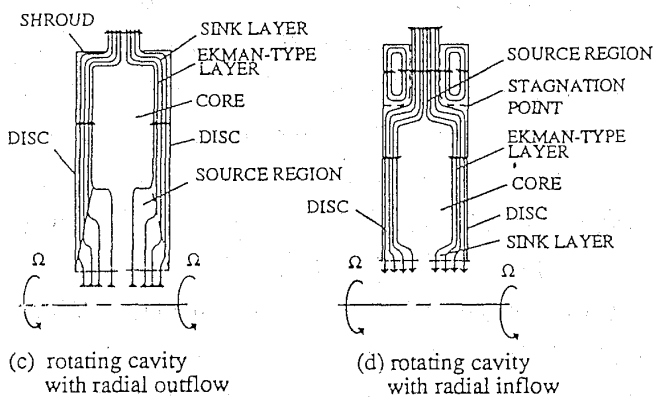
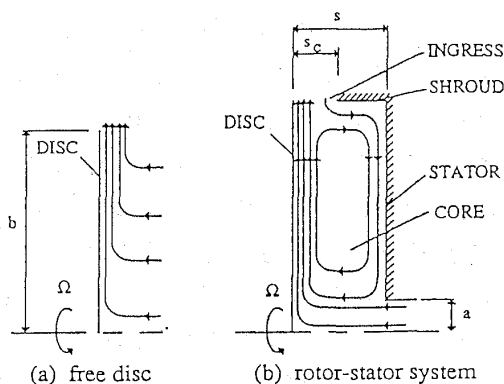


図2 回転ディスク系のモデル⁽³⁾

ここで、 β はベータ関数、 Pr はプラントル数、 Re_θ は回転レイノルズ数である。等温壁の場合、この式は

$$Nu = 0.033PrRe_\theta^{0.8} \quad (2)$$

となる。また、Popiel と Boguslawski⁽⁶⁾は等温壁の場合について実験を行い図3に示す結果を得た。 $Re_\theta = 1.95 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^5$ では層流から乱流に遷移するためにヌセルト数の急増が見られる。なお、それぞれのヌセルト数の実験式は図中に示されている。また、回転するフリーディスクに単一の円形噴流を当てる場合には、熱伝達特性は3つの支配領域に分けられる⁽⁷⁾が、そのうち、噴流支配領域では回転の影響がなく表面の熱伝達率は固定平板のそれと同じであり、そこでは噴流を軸中心に向けると熱伝達率が10%増す場合がある。また、混合領域では噴流は回転ディスクの一部領域に達する。そして、回転支配領域は噴流位置におけるディスクの周速と噴流の速度比が5以上である時に現れ、そこでは噴流の熱伝達率に及ぼす影響は小さいとした報告⁽⁸⁾がある。

(2) ロータ・ステータ系 [図 2(b)]

密閉空間内における回転ディスク面上の熱伝達率の計測例はさほど多くはない。

Millward と Robinson⁽⁹⁾が $Re_\theta \leq 1.7 \times 10^7$ の範囲で行った実験では、冷却空気がある回転円盤のヌセルト数は、自由空間における場合の1.5～2倍大きな値を示している。また、ボルトが突起物としてある場合には、その近傍では20%の増加がみられた。なお、ボルトのトルクに及ぼす影響に関しては Daniels ら⁽¹⁰⁾や、Zimmermann ら⁽¹¹⁾の研究がある。

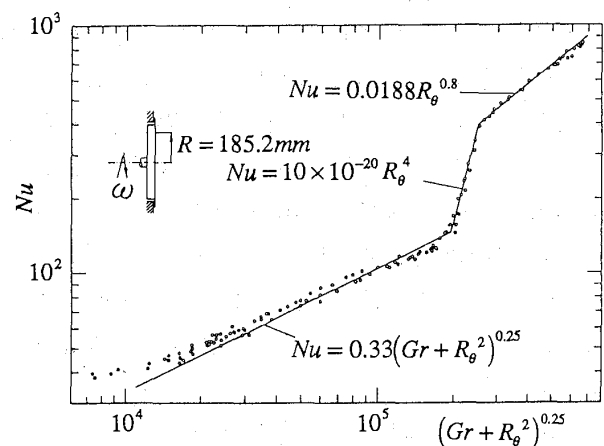


図3 フリーディスクの局所ヌセルト数⁽⁶⁾

Bunker ら⁽¹²⁾ はステータとロータ面の局所ヌセルト数を求めるために、ステータの異なる半径位置に設けたノズルから冷却空気を噴流としてロータに吹き付け、表面の非定常温度変化をコーティングした感温液晶で測る方法を用いた。実験範囲は $Re_\theta \leq 5 \times 10^5$ 、また隙間比は $G = z/R = 0.025 \sim 0.15$ である。噴流の流量はフリーディスクによるエントレインメントの10～40%である。ヌセルト数は噴流の当たる場所と外周側が高くなるがその領域は幾何形状により異なる。また、噴流の吹き出し半径位置を変えた場合、ロータ面の噴流の当たる部分の熱伝達率向上効果が、特に外周部でみられる。Staub⁽¹³⁾ は実機条件をシミュレートするために分子量の大きいフロン12を常温常圧下で用い、旋回速度成分を有する冷却空気が外周から流出するロータ・ステータ系のモデルについて実験解析を行った。ロータはマホガニー材製で表面には箔ヒータを貼りその上に感温液晶をコーティングしている。実験条件は $Re_\theta \leq 9 \times 10^6$ であり、3次元CFDコードで行った流れ場と熱伝達率についての解析値と比較された。その結果、ロータ部の伝熱は、冷却空気量がフリーディスクによるエントレインメントよりも多いか少ないかによって、それぞれ旋回流またはロータ回転数に支配される。また、壁関数を用いた熱伝達率の解析値は定性的には実験値と合っているが、定量的には不十分であった。

(3) 外周から流出がある場合 [図2(c)]

外周から流出がある回転キャビティ内の速度分布の計測や可視化がOwenとPincombe⁽¹⁴⁾ により行われた。また、OngとOwen⁽¹⁵⁾ は軸対称の境界層方程式に渦粘性モデルを用い、またEkman層の逆流域は無視して回転キャビティ内の熱伝達率の数値解析を行い、 $1400 \leq C_w \leq 7000$ および $6.5 \times 10^5 \leq Re_\theta \leq 3.3 \times 10^6$ の範囲で実験値と良く合うことを示した。また、LongとOwen⁽¹⁶⁾ はいくつかの仮定の下に乱流Ekman層に対するエネルギー方程式を解き、壁温が $(T_s - T_i) \propto X^{13/8}$ で表されかつEkman層が生じる $Re_\theta > 4.89 C_w^{5/4} / \{1 - (a/b)^2\}^2$ の場合について、次式で示される局所ヌセルト数を得た。

$$Nu = 1.625 C_w Pr (1 - \gamma^{13/8}) / (4\pi x) \quad (3)$$

ここで、 $\gamma = 0.665 C_w^{-5/8} Re_\theta^{1/2}$ 、 T_s は壁温、 T_i は冷

却空気温度、 $x = r/b$ 、 r は半径位置、および a 、 b はそれぞれキャビティの内径および外径である。また、流出流量が大きいとキャビティがソース領域で満たされEkman層が生じない。この場合にはヌセルト数は回転数に依存せず、次式で表される。

$$Nu = 1.46 C_w^{2/3} G^{1/6} \quad (4)$$

ただし、 $G = z/b$ であり、 z は回転ディスクの面間距離である。

Morse⁽¹⁷⁾ は $k-\epsilon$ 乱流モデルを用い、外周からの流出がある回転キャビティ内の流れ場を解いた。 $Re_\theta \leq 1.1 \times 10^6$ の範囲では、摩擦係数は低めになったものの、速度分布は実験値と良い一致をみた。また、計算は $Re_\theta \leq 1.0 \times 10^7$ まで行っており、その場合には、キャビティ内の圧力差は38%におよぶため圧縮性を考慮する必要があるとしている。

(4) 外周から流入がある場合 [図2(d)]

コンプレッサーからタービン翼の冷却用に冷却空気を抽気する時の圧力損失に主な関心がもたれており、熱伝達率に関する研究は少ない。

圧力損失の低減を狙った研究として、Chewら⁽¹⁸⁾ は片方のディスク面に半径方向のフィンを60枚、また両ディスク間の軸心近くに絞りを設け、その間に10枚のガイドベーンを付けた場合について実験を行い、その有効性を示し解析とも比較した。なお、実験範囲は $1000 \leq C_w \leq 10000$ 、 $1 \times 10^5 \leq Re_\theta \leq 2 \times 10^6$ である。また、Farthingら⁽¹⁹⁾ は、シュラウドにつけた多数のノズルからディスクの回転方向とは逆の向きに冷却空気を吹き出すと、キャビティ内のスワール比が零となり、実質上圧力損失が無くなる場合があることを実験的および解析的に示した。松本ら⁽²⁰⁾ はタービンキャビティ内に6枚の案内板を取り付け、旋回流の発生を防止して冷却空気の圧力損失の大幅な低減を図った実験と、その解析結果を報告している。

回転キャビティ内の熱伝達率の研究としてはFarthingら⁽²¹⁾ によって行われている。解析は運動量とエネルギーの積分方程式に基づき、また実験はモデル実験装置 (実験範囲: $G = 0.268$, $900 \leq |C_w| \leq 14000$, $1.6 \times 10^5 \leq Re_\theta \leq 2 \times 10^6$)、および実機コンプレッサーについて行った。ヌセルト数はディスク面上の境界層がEkman型境界層に移行するところで最大となり、全般として解析と実験とが良く合う結果を得ている。

(5) 軸方向の貫通流がある場合 [図 2(e)]

Long and Toker⁽²²⁾ によると回転キャビティ内の流れの構造は、ディスクおよびシュラウドが冷却空気と同じ温度の場合には、図 4(a)に示されるようにキャビティ内に環状渦が生じ、また渦崩壊が無い場合には流れは 2 次元である。一方、ディスクのみが加熱されているときには、回転により浮力が働き流れは図 4(b)のように 3 次元となり、死水域、互いに回転方向が逆の 2 つの循環流域、および Radial Arm 部が生じる。そして、内向きの半径流が死水域の壁面近くで観測されている。さらに、シュラウドのみが加熱されている場合には、複数個の死水域と Radial Arm 部が観測された。実験範囲は $\beta\Delta T \leq 0.3$, $2 \times 10^3 \leq Re_z \leq 16 \times 10^4$, $2 \times 10^5 \leq Re_\theta \leq 2 \times 10^6$ であり、 $G = 0.13$, $a/b = 0.1$ は一定である。ただし、 β は体膨張係数、 ΔT は冷却空気入口温度と壁温度との差、 $Re_\theta = 2aU/\nu$ は貫通流のレイノルズ数である。ディスク中央部で測った空気温度を参照温度とした場合、シュラウド部のヌセルト数は水平平板の自然対流

熱伝達の次式で表せる。

$$Nu_{sh} = 2^{(1-3n)} K Pr^n Gr_{sh}^n \quad (5)$$

ここで、代表長さの推奨値は $z/2$ であり、層流の場合は $K = 0.54$, $n = 1/4$; 乱流の場合は $K = 0.15$, $n = 1/3$ である。そして、実験値は層流と乱流の計算値の中間を示した。なお、貫流の流速を U 、ディスクの回転角速度を Ω とすると、ロスビー数 $Ro = U/\Omega a$ が $2 \leq Ro \leq 4$ の時は渦崩壊により、また $Ro \geq 20$ では貫通流量が十分大きいために、いずれもシュラウドの熱伝達率は高くなるとした。

一方、Farthing ら⁽²³⁾ はディスクのみを外周方向に温度増加または温度低下するように加熱した実験を $G = 0.138$, $a/b = 0.11$ で行った。実験範囲は、 $0.25 \leq \beta\Delta T \leq 0.3$, $2 \times 10^4 \leq Re_\theta \leq 16 \times 10^4$, $2 \times 10^5 \leq Re_z \leq 5 \times 10^6$ である。そして、ディスク表面温度が外周方向に増加する場合の局所ヌセルト数を次式で示した。

$$Nu = 0.0054 Re_z^{0.3} Gr^{0.25} (b/r - 1)^{-0.25} \quad (6)$$

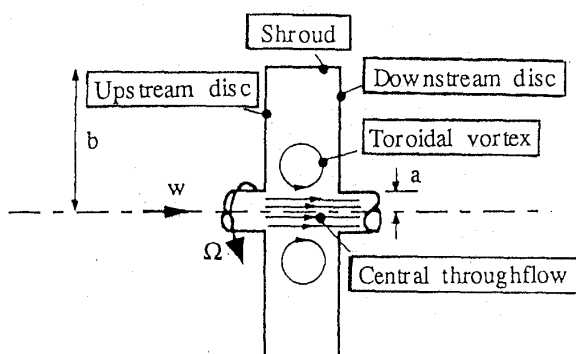
この場合、ロスビー数はディスク間の流れ構造に影響を与えるが、ヌセルト数への明確な影響は出ていない。従って、熱伝達率に影響するディスク面の境界層は渦崩壊など、キャビティ内の流れに鈍感であると考えられるが、Long と Toker の結果との整合性が課題である。

3. ホットガスのシール [図 2(b)]

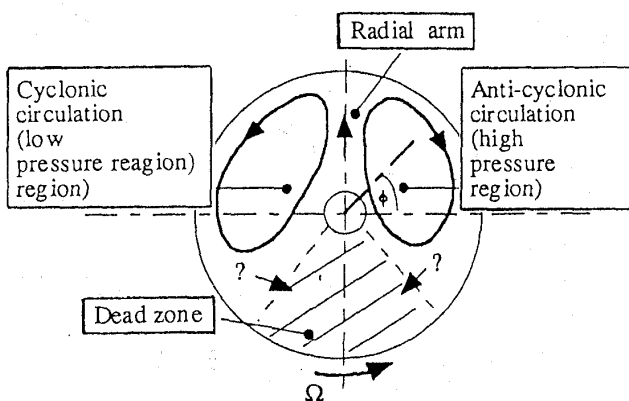
高温ガスの巻き込みに関する研究は、非常に多くなっている。そこでは、冷却空気流量の無次元値 $C_w = Q/(\nu b)$ 、および巻き込みを防止に必要な最少の冷却空気流量の無次元値 $C_{w,min}$ が用いられ、その値はディスクやシールなどの幾何形状、および主流とディスクの作動条件により異なる。ただし、 Q , ν はそれぞれ冷却空気の体積流量、および動粘性係数である。また、 $C_{w,min}$ の判定は二酸化窒素などのガスをトレーサーとした濃度計測、レーザーシート光に依る可視化、およびシール部内外の差圧の測定に基づいて行われている。ただ、それぞれの計測法は定性的には同様の結果が得られるが、定量的には差が生じている。

(1) 主流が無い場合

静止気体中の研究は、従来より基礎研究として行われている。冷却空気流量が少ない場合には、ディスクの回転数が増すと外部の空気がキャビティ内に巻き込まれる。その時の $C_{w,min}$ は次式で



(a) $T_i = T_s = T_{sh}(r-z)$



(b) $T_i < T_s, T_{sh}(r-\theta)$

図 4 貫流がある回転キャビティ内の流れ⁽²²⁾

表される⁽²⁴⁾。

$$C_{w,min} = \text{Constant} \times G_c^n Re_\theta^m \quad (7)$$

ここで、指数 n, m はモデルの形状により異なる。そして、ディスク外周部において軸方向のクリアランスを有するシールのときは、通常は回転数の増加と共にキャビティ内の圧力は低下するが、半径方向のオーバーラップシールの場合には逆に圧力が増加する“逆圧力効果 (pressure-inversion effect)”が観測されている。

Chew⁽²⁵⁾は主流が無い場合について運動量積分方程式を解き、実験データとの比較から、冷却空気を流さない時の巻き込み量は巻き込みを防止するために必要な冷却空気の20%であるとして、次式で示されるシール効率 ϕ を求めた。図5に実験値との比較を示す。

$$\phi = m_c / (m_c + m_i) = \lambda / (0.8\lambda + 0.2\lambda_{min}) \quad (7)$$

ただし、 $\lambda = C_w / Re_\theta^{-0.8}$ 、 m_c は冷却空気の質量流量、 m_i は主流の巻き込み流量である。

(2) 主流がある場合

最近まで巻き込みに対する主流流路の流れの影響が重要視されていなかった。しかし、Abeら⁽²⁶⁾は実機を想定したロータ・ステータ系の形状で主流がある場合について、冷却空気にプロパンガスを混入させてキャビティ内のガス濃度分析実験を行った。そして $Re_\theta = 3 \times 10^5 \sim 1 \times 10^6$ の範囲では、巻き込み量がディスク回転数に依存せず、主流速度とシール出口の空気流速との比に依存する結果を得た。また、Kobayashiら⁽²⁷⁾も500°Cのガスを主流とし、熱電対によるキャビティ内の高温ブルーム検出から巻き込みの発生を判定して同様の結果を得たが、ディスクリム内外の圧力差に基づく $C_{w,min}$ の予測値は、熱電対による場合よりも過小評価となった。

その後、PhadkeとOwen^{(28),(29)}により、種々のシール形状に対して多くの実験が行われ、簡便法である差圧に基づくものは、Kobayashiらの結果と異なり $C_{w,min}$ を過大評価する傾向にあった。

図6は軸方向のクリアランスを有する単純なロータ・ステータ系を用いてPhadkeとOwen⁽²⁸⁾が $C_{w,min}$ について行った実験結果である。彼らはこの図で回転レイノルズ数 Re_θ と主流レイノルズ数 Re_θ の影響を調べ、 $C_{w,min}$ を次の2つの領域に分けている。

(a) 回転支配領域 (rotation-dominated regime) :

$C_{w,min}$ は全般的には主流レイノルズ数の増加と共に減少するが、特に主流レイノルズ数が小さい領域では回転レイノルズ数が大きな影響を与える。

(b) 主流支配領域 (external-flow-dominated regime) :

$C_{w,min}$ は回転レイノルズ数に依存せず主流レイノルズ数に比例して直線的に増加する。

従来のほとんどの研究は $C_{w,min}$ の計測に関するものであり、主流がある場合の巻き込み量の定量的推定法についての研究は現在でも少ない。これはロータ・ステータ系の幾何形状やシール構造の複雑さに加え、計測も難しいためである。また、最近のガスタービンでは巻き込みが完全に無くなるまで冷却空気を使うのは不経済とされており、 $C_w \leq C_{w,min}$ の場合についての巻き込みデータが必要となっている。

Danielsら⁽³⁰⁾は4つのシールモデルを用いて、二酸化炭素をトレーサとする巻き込み総量の計測を $Re_\theta \leq 5.1 \times 10^6$ の範囲で行い、半径方向のオー

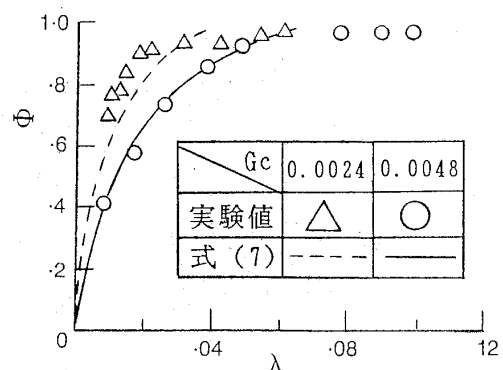


図5 シール効率⁽²⁵⁾ (主流無し)

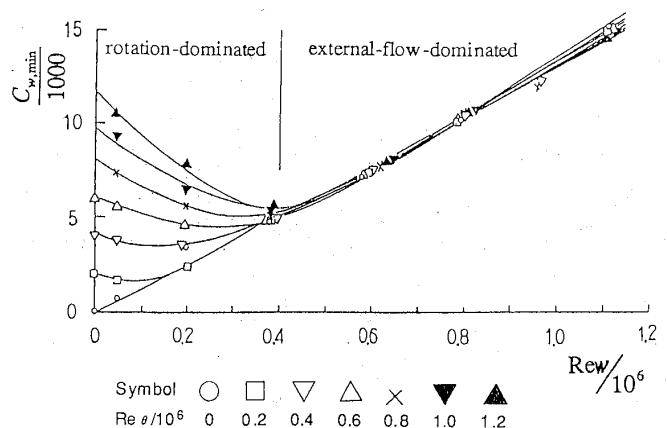


図6 $C_{w,min}$ に及ぼす Re_w と Re_θ の影響⁽²⁸⁾
(主流有り)

バラップシールでは、軸方向の隙間よりも半径方向の隙間がシール効率 ϕ に大きな影響を及ぼす事、および巻き込み現象は主流速度の旋回成分の影響を受けない事を示した。また、 $C_w \leq C_{w,min}$ の計測を行い、実験結果を次式で整理した。

$$\phi = 1 - \text{EXP}(-A) \quad (8)$$

ここで A は実験条件により異なる。なお、主流が無い場合には

$$A = \text{Constant} \times C_w \text{Re}_\theta^{-0.8} \quad (9)$$

で表される。

最近、Hamabe と Ishida⁽³¹⁾⁽³²⁾ は回転円盤面上の周方向速度や、主流速度の周方向成分は巻き込みに影響しないと仮定し、主流がある単純な形状のロータ・ステータ系の巻き込み量の推定式を上述の2つの支配領域について各々一般化された形で導出した。彼らは、先ず2次元水流モデルによる可視化実験を行い、シール部の流れを4つのパターンに分類し、各支配領域の流れと対応づけた。そして、回転支配領域に対しては主流と回転ディスク面上に形成される速度境界層との干渉が支配的であると仮定し、図7に示す理論モデルの検査面に運動量理論を適用した。また、静翼や燃焼器の存在により主流静圧の円周方向の不均一は實際上不可欠であるが、主流支配領域に対しては、主流静圧とロータ車室内の圧力との差で局部的に巻き込みが起こると仮定し、巻き込み量と C_w についての関係式を各支配領域について導出した。その推定式の特殊なケースである $C_{w,min}$ に関してのPhadkeとOwenの実験結果である図6に対す

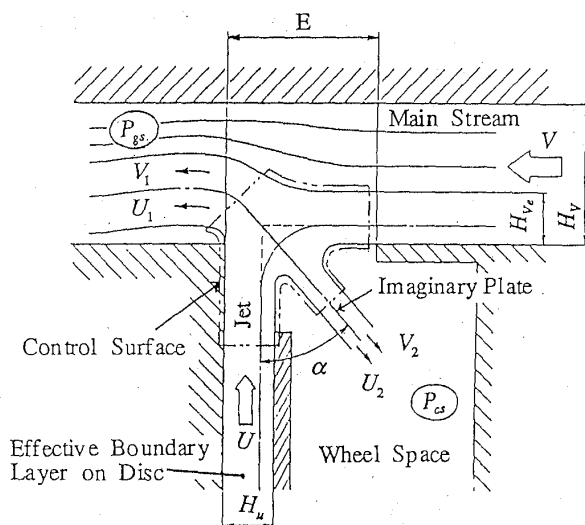


図7 回転支配領域の理論モデル⁽³¹⁾

る推定値を図8に示す。両支配領域のいずれかの流れが優先し一本の曲線となるはずであるが、実用上は両者の推定値の大きい方を採用すれば十分であることが分かる。また、主流支配領域においては、 $C_{w,min}$ は次式で簡単に表すことができ、これはPhadkeとOwenの実験式と一致する。

$$C_{w,min} = \text{Constant} \times C_d \cdot G_c \cdot \text{Re}_w \sqrt{\Delta C_p} \quad (10)$$

ここで、 C_d はシール部の流量係数、 G_c は隙間比、 Re_w は主流レイノルズ数、 ΔC_p は周方向の主流静圧の圧力係数 C_p の最大最小差である。また、Constantは C_p の分布形状により異なり、例えば分布形状が矩形波、正弦波、三角波の各場合にはConstantはそれぞれ、 π , 4, $4\pi/3$ になる事を示した。図9では主流支配領域について、シール効率の回転試験結果と推定値および周方向の圧力分布の影響を示しており、実験値との一致度は良い。

Dadkhahら⁽³³⁾は、主流静圧が軸対称の場合であり図10に示す様に、キャビティがロータの上流側にあるシールA、および下流側にあるシールBについて $\text{Re}_\theta \leq 3 \times 10^6$ の範囲で巻き込み計測を行った。その結果、シールAはシールBよりも巻き込み量が多いことが分かり、これは主流とシール空気との干渉現象が異なるためと考えられた。また、 C_w が $C_{w,min}$ よりも少し減少しても急激な巻き込み増加は起こらない結果を得ている。

GreenとTurner⁽³⁴⁾は静翼と動翼を組み込み、 $\text{Re}_\theta \leq 3 \times 10^6$ の範囲で巻き込み計測を行った。そして、静翼の後縁における主流静圧がキャビティ内の圧力よりも低い場合でも巻き込みが起こると

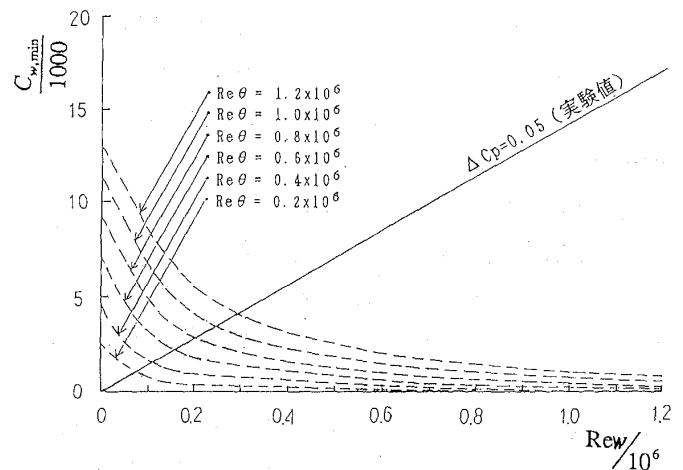
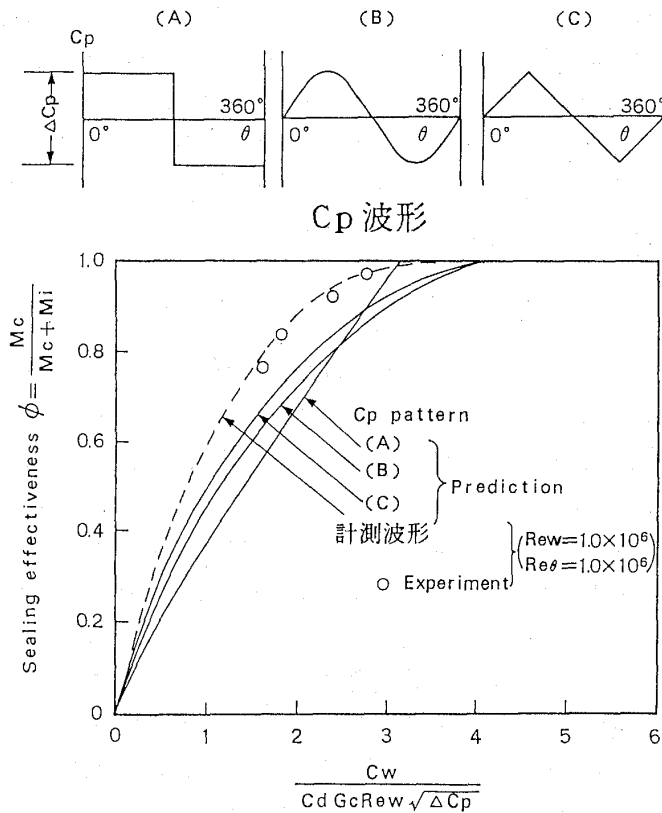


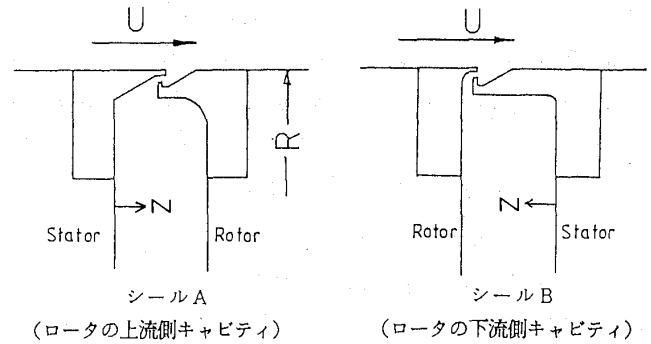
図8 $C_{w,min}$ の推定値⁽³¹⁾ (図6に対応)

図9 シール効率⁽³²⁾ (主流有り)

いう興味深い結果を得た。このことから、静圧よりも主流全圧が巻き込み現象に関与するのではないかと推測されているが、シール部における主流流線の曲率の変化による圧力変化も考慮する必要があると思われる。

また、最近の数値流体力学の発達により、主流とキャビティからの流出空気とが干渉する流れが解かれるようになってきた。例えば、Ko と Rhode⁽³⁵⁾ は高温の主流ガスと冷却空気との干渉流れについて2次元の圧縮性 Navier-Stokes 方程式を解き、ステータのリムシール部の再循環領域は巻き込み、および高温ガスの熱移送に影響を与えることを示した。また、Vaughan と Turner⁽³⁶⁾ は同様に軸対称解析を行い混合長乱流モデルは $k-\epsilon$ モデルよりも実験に近い結果が得られるとした。また、主流静圧に周方向分布がある場合の層流の3次元解析も行っている。今後は実験との比較を通して、乱流モデルの選定も含め推定精度の向上が図られるものと思われる。

主流の巻き込みがある場合のディスク面の熱伝達率については、上述のように流れ自体が十分に解明されていないため、今後の研究課題であろう。

図10 リムシールの配置⁽³³⁾

4. あとがき

主流が無い場合のロータ冷却に関する基礎研究は従来より欧米を中心に行われていたが、実際上問題となる主流がある場合の主流ガスの巻き込みに関する研究が最近盛んになってきた。また、動翼、静翼を組み込んだ、より実機に近い形状、あるいは高い Re_θ についての研究論文の数が急速に増加している。さらに、数値解析による研究も増えており、ロータ冷却の研究の最近の進歩は著しい様に思える。筆者は最近の研究動向を十分把握し紹介出来なかった事を懸念するが、読者のご参考になれば幸いである。

記号

- a : キャビティの内径
- b : キャビティの外径
- C_d : シール部の流量係数
- C_p : 主流静圧の圧力係数
($= 2(P_s - P_g) / \rho / W^2$)
- ΔC_p : ディスク外周の C_p の最大最小差
- C_w : 無次元流量係数 ($= Q / (vb)$)
- $C_{w,min}$: 主流ガスの巻き込みを防止するに必要な最少の C_w
- G_r : グラスホフ数
- G_{rsh} : シュラウドのグラスホフ数
- G : 隙間比 ($= z/b$)
- G_c : 隙間比 ($= Sc/R$)
- k : 空気の熱伝導率
- m_c : 冷却空気の質量流量
- m_i : 巻き込みガスの質量流量
- Nu : 局所ヌセルト数 ($= qr/k/(T_s - T_{ref})$)
- Nu_{sh} : シュラウドの局所ヌセルト数
- P_g : 主流全圧
- P_r : プラントル数

P_s	: 静 圧
q	: 熱流束
Q	: 体積流量
r	: 半 径
R	: ディスク半径
Re_θ	: 回転レイノルズ数 ($= \Omega r^2 / \nu$)
Re_w	: 主流レイノルズ数 ($= WR / \nu$)
Re_z	: 貫通流のレイノルズ数 ($= 2aU / \nu$)
Ro	: ロスビー数 ($= U / \Omega a$)
Sc	: リム部のクリアランス
T_1	: 冷却空気入口温度
T_s	: ディスクの壁温
T_{sh}	: シュラウドの壁温
T_{ref}	: 周囲空気温度
ΔT	: 冷却空気入口温度と壁温度との差
U	: 冷却空気の流速
W	: 主流流速
x	: 無次元半径 ($= r/b$)
z	: ディスク面の面間距離
β	: 体膨張係数, またはベータ関数
ν	: 空気の動粘性係数
ϕ	: シール効果
Ω	: ディスクの回転角速度

参考文献

- (1) 小河・祖父江, 第13回ガスタービン定期講演会, 日本ガスタービン学会, (1985), 151
- (2) Owen, J. M. & Rogers, R. H., Flow and Heat Transfer in Rotating-Disk System, 1 (1989), 3, RESEARCH STUDIES PRESS LTD.
- (3) Owen, J. M., International Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery, Athens (1992)
- (4) Schlichting, H., Boundary-Layer Theory, 6th Edition (1968), 606, MCGRAW-HILL BOOK COMPANY
- (5) Hartnett, J. P., ほか2名, Trans. ASME (1965), 362
- (6) Popiel, Cz. O. & Boguslawski, L., Int. J. Heat Mass Transfer, 18 (1975), 167
- (7) Metzger, D. E. & Grochowsky, L. D., Trans. ASME Ser. C, 99 (1977), 663
- (8) Popiel, Cz. O. & Boguslawski, L., Trans. ASME Ser. C, 108 (1986), 358
- (9) Millward, J. A. & Robinson, P. H., ASME Paper 89-GT-196 (1989)
- (10) Daniels, W. A., ほか2名, ASME Paper 89-GT-177 (1989)
- (11) Zimmermann, H., ほか3名, Trans. ASME Ser. A, 108 (1986), 547
- (12) Bunker, R. S., ほか2名, ASME paper 90-GT-25
- (13) Staub, F. W., ASME Paper 92-GT-378 (1992)
- (14) Owen, J. M., & Pincombe, J. R., J. Fluid Mech., 99 (1980), 111
- (15) Ong, C.L. & Owen, J. M., ASME Paper 89-GT-286 (1989)
- (16) Long, C.A. & Owen, J. M., ASME Paper 86-GT-95 (1986)
- (17) Mose, A. P., ASME Paper 89-GT-180 (1989)
- (18) Chew, J. W., ほか2名, ASME Paper 88-GT-58 (1988)
- (19) Farthing, P. R., ほか2名, ASME Paper 89-GT-184 (1989)
- (20) 松本, ほか2名, 日本機械学会講演論文集, 834-11 (1983), 1972
- (21) Farthing, P. R., ほか2名, ASME Paper 91-GT-53 (1991)
- (22) Long, C. A. & Tucker, P. G., ASME Paper 92-GT-69 (1992)
- (23) Farthing, P. R., ほか3名, ASME Paper 90-GT-16 (1990)
- (24) Phadke, U. P. & Owen, J. M., Int. J. Heat and Fluid Flow, 9-2 (1988), 98
- (25) Chew, J. W., ほか2名, ASME Paper
- (26) Abe, T. & Takeuchi, H., 13th CIMAC Cong., Paper No. GT-30 (1979)
- (27) Kobayashi, N., ほか2名, Trans. ASME Ser. A, 106 (1984), 136
- (28) Phadke, U. P. & Owen, J. M., Int. J. Heat and Fluid Flow, 9-2 (1988), 106
- (29) Phadke, U. P. & Owen, J. M., Int. J. Heat and Fluid Flow, 9-2 (1988), 113
- (30) Daniels, W. A., ほか3名, ASME Paper 90-GT-131 (1990)
- (31) Hamabe, K. & Ishida, K., Yokohama International Gas Turbine Congress (1991)
- (32) Hamabe, K. & Ishida, K., ASME Paper 92-GT-160 (1992)
- (33) Dadkhah, S., ほか2名, ASME Paper 91-GT-32 (1991)
- (34) Green, T. & Turner, A. B., ASME Paper 92-GT-303 (1992)
- (35) Ko, S. H. & Rhode, D. L., ASME Paper 91-GT-275 (1991)
- (36) Vaughan, C. M. & Turner, A. B., Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, 5 (1987), 1640

材料の破壊の基礎(3)

東京大学工学部航空学科 塩谷 義

1. はじめに

前回までの「材料の破壊の基礎(1)および(2)」では、材料の破壊現象、および、強度評価の考え方について概説し、材料の破壊の重要なとらえ方として延性破壊と脆性破壊の基礎理論について解説を行なった。今回は、實際上最もやっかいな疲労破壊について基礎的な考え方について解説を行っていく。

疲労強度は繰返し負荷による破壊強度であり、普通の(単調増加負荷による)破壊強度より小さい。各種の繰返し負荷のかかるガスタービンでは特に重要な課題であり、大きな事故のたびにそれが指摘されてきた。しかし、疲労破壊については疲労の発生・進行のメカニズムをはじめ未だに解明されていない部分が多く、純粋な理論解析のみで設計基準を与えるような状況にはなっていない。従って設計や保守のための疲労の理論は過去のデータや経験則をもとにしたものが中心であり、現実には個々の材料、条件別に検討を行わざるを得ない。新しい材料が開発されても疲労破壊の恐れのあるような場合には実用になるまでに多量の実験データおよび経験則の蓄積が必要とされるゆえんである。

2. 疲労破壊現象の巨視的把握

材料が疲労により破壊する場合は様々なケースがあり、どのような観点から整理・理解するかが重要である。以下にまず、疲労破壊の巨視的な見方・分類および評価方法の考え方を示す。

2.1 材料の疲労に対する一般の評価方法

実際の疲労現象は後述のように多岐にわたり、それらの間の理論的關係は明確でない。実用における材料の疲労に対する評価は、通常荷重振幅を一定にした疲労試験に基づいて行なわれる。疲労試験データは一般応力振幅 S と破断までの繰返し

数 N (疲労寿命)を対数表示した $\log(S) - \log(N)$ ($S-N$ 曲線)で整理される。この曲線は右下がりとなるが、ある応力以下ではほとんど水平となる場合があり(鋼など)、この場合、この応力を疲労限と呼ぶ(図1)。後述のように荷重振幅でなく変位振幅を用いた評価もしばしば行なわれる。

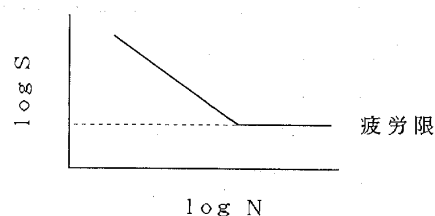


図1 疲労曲線 $S-N$
疲労限

2.2 負荷条件による相違

上述のように疲労寿命の評価は応力振幅に対してなされるが、実際には負荷条件によって若干差が生じる。例えば応力振幅が同一の場合でも応力の平均の大きさが異なる場合(図2)(両振り・片振りなど)、部材全体に亘って一様応力の場合と応力に傾斜がある場合(図3)、応力振幅一定でなくひずみ振幅を一定とした場合、繰返し周期が異なる場合(荷重保持時間の影響、クリープとの組み合わせなど)、さらにランダム振幅、熱応力サイクルによる負荷変動、雰囲気の影響(応力腐蝕疲労など)、動的疲労などそれぞれの影響は一般に実験に依らなければ評価できない。

変動負荷(応力振幅が変わるとき)による疲労寿命については Miner⁽¹⁾の仮説がある。彼によると、応力振幅が m 種類あるときの疲労寿命は以下の式で算定される。

$$\sum_{i=1}^m n_i/N_i = 1 \quad (1)$$

ここで n_i は i 番目の荷重での繰返し数、 N_i は

(平成5年1月8日原稿受付)

i 番目の荷重に対する疲労寿命である (図4)。実際には Miner の仮説どおりにいかないことが多く、種々の修正式が提案されている。

2.3 繰返し数による分解

疲労の最も一般的な分け方は、破壊に至るまでの荷重や負荷変位振幅の繰返し数による分類で、普通の金属の場合、おおむね回数 $10^4 \sim 10^3$ 程度以下で破壊する場合を低サイクル疲労、 $10^4 \sim 10^3$ 以

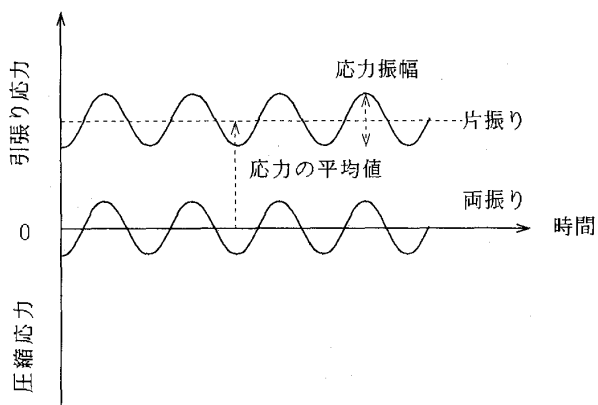
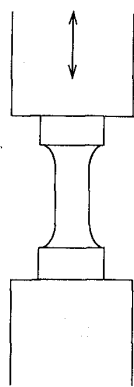


図2 疲労荷重の種類
両振り、片振り、平均応力



(a) 引張り圧縮疲労試験

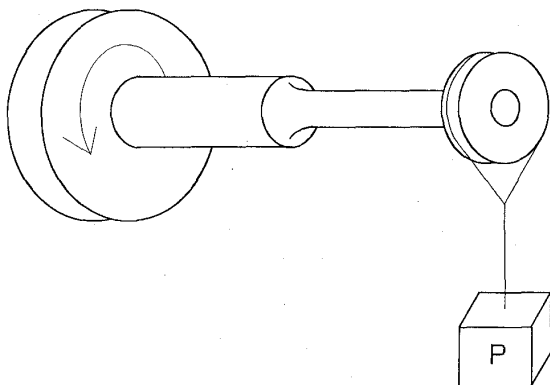


図3 (b) 曲げねじり疲労試験
一様応力の疲労と傾斜応力の疲労

上で破壊する場合を高サイクル疲労と分ける。負荷される応力振幅でみれば、低サイクル疲労は高応力疲労、高サイクル疲労は低応力疲労ということになる (図5)。低サイクル疲労は1回のサイクルごとに応力-ひずみ線図に現われる巨視的塑性変形を伴うのに対し、高サイクル疲労では部材全体としての1回ごとの塑性変形はなく、(後述の)疲労クラック先端付近のみの塑性変形がある。また、ガスタービンの運転における繰返し負荷の観点からみると、ローター1回転ごとの負荷変動など、動的な変動に対しては高サイクル疲労を考慮しなければならないし、航空用エンジンの場合などの運転の始動停止のサイクルに対応する繰返し数は、一般的に低サイクル疲労の範囲内に納まるとみなされている。

2.4 材料による疲労形態の相違

疲労破壊に至る過程は材料による相違も大きい。疲労破壊に関する研究や試験は、従来より工業的に最も重用されてきた金属を中心に行なわれてきており、マスコミ等で「金属疲労」という言葉が使われることもある。最近脚光を浴びつつある高分子物質、セラミックス、複合材料などの材料の疲労に関する研究や試験は初期段階である。材料による疲労形態の相違は、その変形挙動の相違

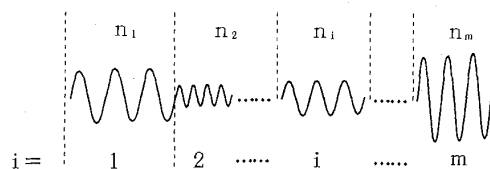


図4 応力振幅が異なるときの算定
(Miner の仮説)

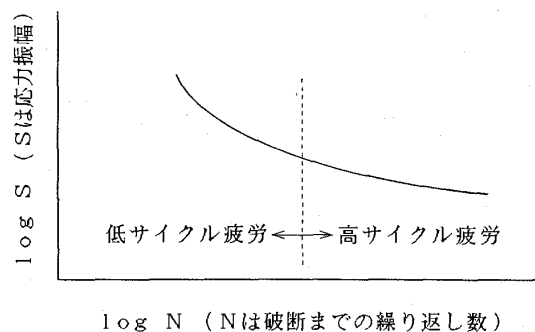


図5 高サイクル疲労と低サイクル疲労
(S-N曲線)

と関連している。一般の工業用金属材料の変形形態の中心は塑性変形であり、後述のように疲労の理論も経験則もなんらかの形で塑性変形と結び付けられている。一般に粘弾性変形挙動をする高分子物質も金属と同様の疲労挙動をするが、変形量が大きいため負荷が一定応力振幅の場合と一定ひずみ振幅の場合の疲労寿命差は大きい（一定ひずみ振幅の方が疲労破壊しにくい）。また、一般に高分子の変形挙動は温度に影響されるが、疲労に関しても影響を受ける。また、繰返し周期が短いと温度上昇が生じ、疲労寿命に影響する。セラミックスは常温でほとんど塑性変形や粘弾性変形をしないことから材料の疲労は起こらないと考えられた時期もあったが、最近の研究によるとセラミックスにおいてもやはり変動負荷による疲労が存在することが示されている。複合材料の疲労は構成する母材と強化材それぞれの変形・破壊挙動のほかに、複合の形態や相対的な挙動（界面における剝離、繊維の引抜けなど）が疲労に関しても極めて重要な役割を果たしている。

3. 疲労破壊の微視的過程

一般に疲労破壊を微視的に見ると、まず、繰返し負荷によりクラックが発生し、それがさらに繰返し負荷により徐々に成長し、最終的には不安定破壊に至るという過程をたどる。それぞれの段階の現象およびその機構を以下に解説する。

3.1 クラック発生

繰返し応力により発生する疲労クラックの核は、部材の表面に発生する場合が多い。特に、低応力振幅（高サイクル疲労）で破壊する場合は疲労クラック核はほとんどが表面に発生している。疲労クラック核が表面に発生する機構の代表的なものに結晶のすべり面に沿ったすべり変形（塑性変形）の往復による「突出し・引込み（Intrusion, Extrusion）」による凹凸の形成がある⁽²⁾⁽³⁾。図6はこれを模式的に表わしたものである。

部材表面においてクラック核の発生しやすい理由には次の要因が挙げられる。まず、応力状態がクラック核の発生し易い条件になりがちであることである。これには、曲げ負荷、ねじり負荷など本来表面の応力が高い場合は当然としても、引張り、圧縮負荷などでも若干の荷重軸のずれがあれば表面の応力が高くなるという事情も含まれる。また、表面の応力状態は、面に平行な（荷重方向の）応力成分は内部における場合と変わらなくとも、面に垂直の応力成分がないため、静水圧成分（の絶対値）が小さく、相対的に（塑性変形に寄与する）剪断成分が大きくなるというメカニズムもある。これと関連して金属などの結晶材料の場合、転位の発生や移動が表面ではし易いという微視的機構もある。さらに表面のきずや雰囲気がクラック核の発生に影響する面が指摘される。表面

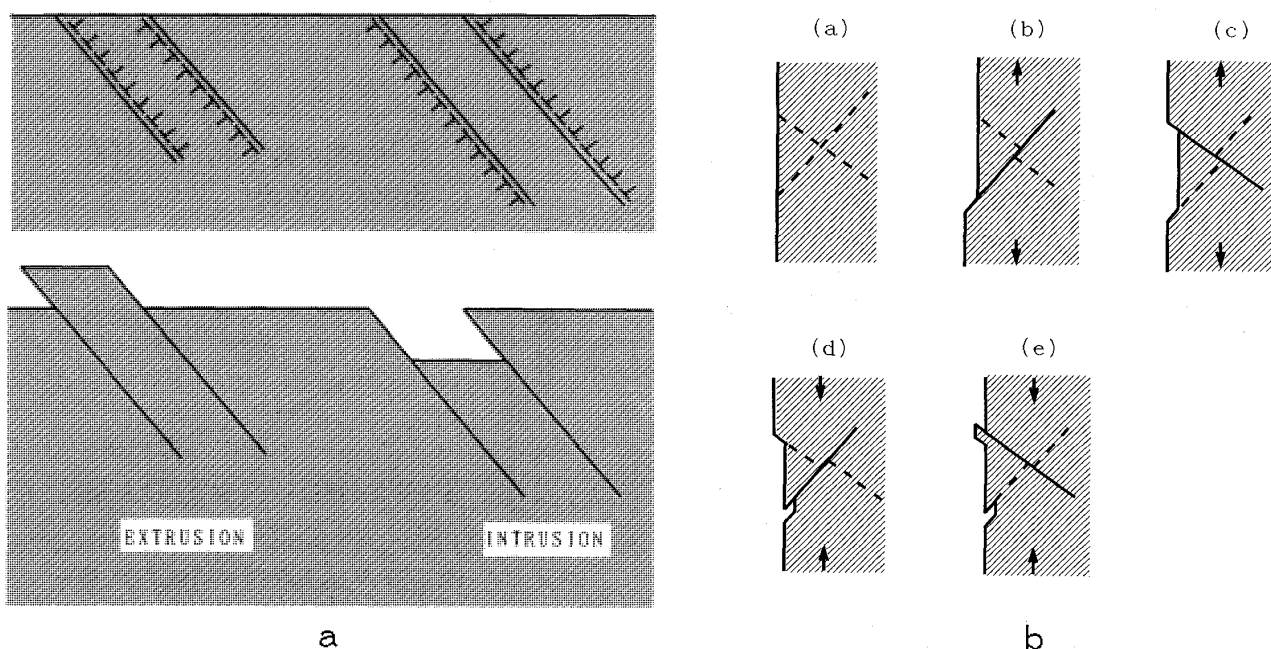


図6 疲労クラック核形成機構の例。突出し・引込み（Intrusion, Extrusion）による凹凸の形成: (a), (b)⁽²⁾

が平面から結晶面でのすべりにより新たな表面を生じたとき、雰囲気による酸化などの化学反応は可逆的にもとの平面に戻ることを阻止し凹凸面の成長を促進する作用をもつことが多い。宇宙空間など真空状態ではこの効果がないため疲労寿命が長くなるという経験事実もある。

上述のように一般には表面において発生したクラック核が成長し疲労破壊の主因となるが、材料内部においてクラック核が発生し成長する場合もある。比較的高応力の低サイクル疲労の場合は内部クラックによる場合も高サイクル疲労の場合に比べて多い。また、部材形状や負荷のかけかたによっては部材内部の方が応力の高い場合もあり（ガスタービンの回転ディスクなどは形状によっては内部の応力の方が高い）、このようなときは疲労クラック核が内部発生型となる。内部クラック核の発生位置は、残留ひずみ、介在物や結晶粒界などの場合が多い。

3.2 クラック成長

生成されたクラック核のうち繰返し負荷により成長を始めるものがあるとクラック成長により最終的に疲労破壊へと発展する可能性がある（クラック核が生じても成長しない場合もある）。疲労クラックの成長は負荷のサイクルに対応していることが知られている。疲労破壊した部材の破面の観察をすると1回ごとの進展が線（縞）状に現われ貝殻模様を形成しているのがわかる（図7）。これはストライエーション（Striation）として知られ、事故後の調査などで疲労破壊の証拠としてしばしば話題となっている。縞模様は1回ごとのクラック成長の際の塑性変形によるものである。クラック先端の塑性変形域がクラックの全長 c に比べて十分小さいとき、クラックは脆性クラックとみなせる（高サイクル疲労など、周りの場にサイクルごとの巨視的塑性変形がないときが対応する）。この場合、疲労クラックの成長はクラック先端付近の応力状態に依存することになるが、この応力状態は破壊力学における応力拡大係数 K で表わされる（前々報参照）。材料の疲労は、部材全体としてみると前節で示したように荷重振幅や変位振幅で整理されるが、疲労クラックの成長という微視的観点からは負荷は応力拡大係数の振幅 $\Delta K (= K_{\max} - K_{\min})$ で整理した方が一般性がある

ことになる。

疲労クラックの成長実験において1回ごとの成長量 Δc (dc/dN と表示される)は ΔK に対して $\log-\log$ プロットされ、材料の疲労クラック成長に対する抵抗（強さ）を示す資料データとして蓄積されている。（図8）クラックの成長は応力拡大係数の振幅 ΔK により次の3領域に分類される。

I：クラックの成長は極めて小さい。

II： ΔK に対し一定の成長則に従い定常的にク

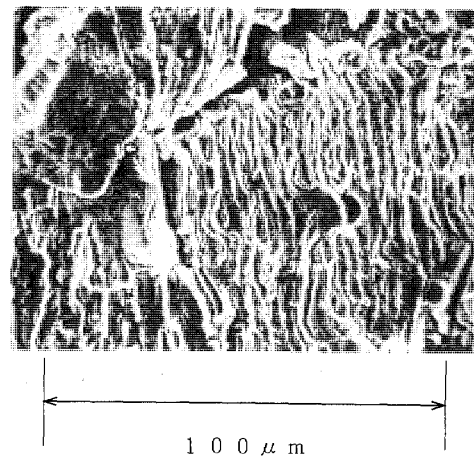


図7 疲労破断面のストライエーション
科学技術庁金属材料技術研究所呂芳一氏提供
Ti合金高温（773K）低サイクル疲労ひずみ振幅 $\Delta \varepsilon = \pm 0.25\%$

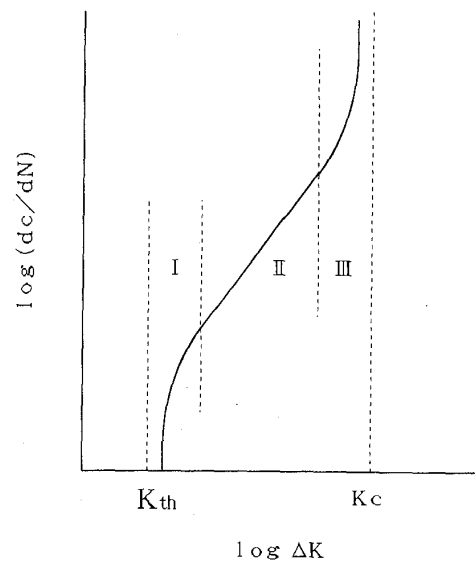


図8 疲労クラックの1回ごとの成長量と応力拡大係数の振幅の関係
 $\log(dc/dN) - \log(\Delta K)$
クラック成長の3領域

ラックは成長する。

III: クラック成長は上記IIより大きく、加速する。第II領域の疲労クラックの成長は次の Paris-Erdogan⁽⁴⁾ 則で近似され、ひろく用いられている。

$$dc/dN = A(\Delta K)^m \quad (2)$$

$$m = 2 \sim 6$$

第III領域では応力拡大係数の振幅 ΔK のみでなく、応力拡大係数の平均値 $K_{mean} = (K_{max} - K_{min})/2$ の影響も無視できなくなる(後述)。第I領域では ΔK が小さくなると急激に成長速度が減少し、ある値 ΔK_{th} 以下では疲労クラックの成長は認められない。この値 ΔK_{th} 以下になるように設計や検査保守基準を設定すれば疲労に対しては安全といえるが、航空宇宙用の設計としては現実的でない。

往復負荷によりクラック成長が1サイクルごとに非可逆的に行なわれる機構については、クラッ

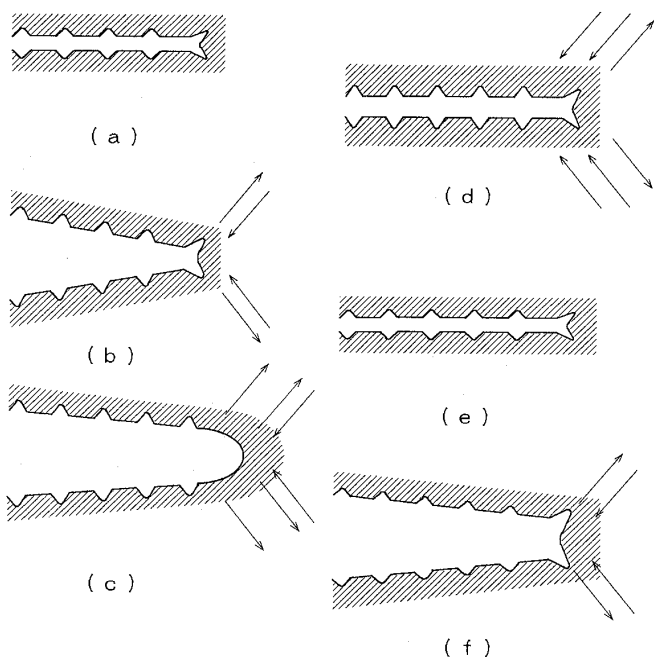


図9 クラック成長モデルの例⁽⁵⁾

中央空白部がクラック、それを囲むハッチングは材料で縦軸方向の繰返し荷重により矢印方向の剪断すべり変形を受ける。以下の過程の繰返しによりサイクルごとにクラックが拡大する。

(a)零負荷、(b)引張り開始、(c)最大引張り負荷、(d)圧縮開始、(e)最大圧縮負荷、(f)引張り開始

(c)(d)における同方向の平行矢印はこの段階でのすべり帯が広いことを示している。

ク先端での塑性すべりを組み合わせたモデル⁽⁵⁾(図9)などが提案されているが決定的な理論はまだない。

3.3 クラック発生・成長による疲労寿命

全体の疲労寿命に対するクラック発生および成長の寄与は負荷のかけ方や表面条件、環境などによって異なる。一般的にはクラックの成長期間が疲労寿命の大半を占めているが、高サイクル疲労になるほどクラック発生期間が長くなる傾向がある(図10)。また、部材表面に傷がなく均一な応力による負荷の場合は、相対的にクラック発生期間が長くなる傾向がある。逆に、部材表面に傷があったり切欠きや負荷方法による応力勾配ある場合(図3bなど)、腐蝕性雰囲気の場合などは、クラック発生期間はさらに短くなる傾向があるが、発生したクラック核のうち成長しないものの割合も増えてくる。

4. 低サイクル疲労

4.1 低サイクル疲労寿命設計

航空用ガスタービンなどエンジンの性能に対する要求が高まると、材料はより高温、高負荷の条件にさらされることになる。しかし、材料自体の基本的強度特性は一般的にこれに追従できるほどの飛躍的進歩は期待できない。そこで、従来の設計方法のような材料自体が十分余裕をもって耐えるという前提を見直し、損傷を許容しこれを見積もる損傷許容設計の考え方が用いられるようになった⁽⁶⁾。ガスタービンなど高応力の繰返し負荷のかか

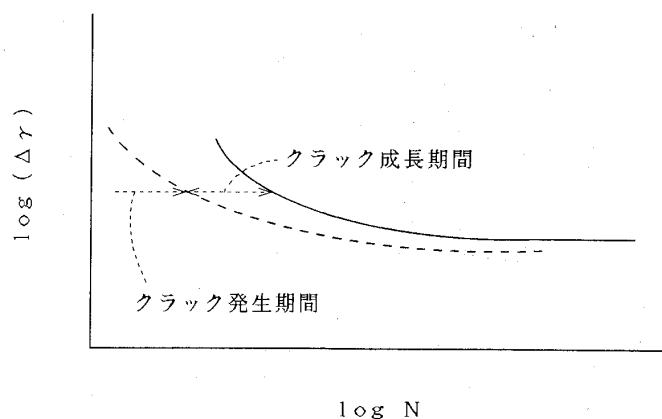


図10 疲労曲線S-N

クラック発生期間+成長期間による疲労寿命(図ではクラック成長期間が短いように見えるが、対数目盛りであるから実際は長い。)

る場合は低サイクル疲労が構造強度設計に当たって最も慎重な考慮が必要となる。損傷許容設計においては低サイクル疲労などによる使用中の損傷の進行を前提としてその進行の見積りを精度よく行ない、使用期間（補修点検期間）を定め、また、損傷の進行が少なくなるように構造設計をする。例えば、非破壊検査等によって前もって発見できない最大のきずを想定し、これから成長した疲労クラックが不安定成長するまでの期間を予測し、この半分の期間を使用期間とするなどの考え方がある。

低サイクル疲労寿命の評価には巨視的塑性変形量と関連づける方法と、疲労クラック成長による予測法がある。低サイクル疲労は1サイクルごとに塑性変形を生じ、応力-ひずみ線図にヒステリシスを生じる(図11)。低サイクル疲労による寿命 N はサイクル毎の塑性ひずみ量 $\Delta\epsilon_p$ により次のManson-Coffin⁽⁷⁾則で近似できる。

$$N = C/(\Delta\epsilon_p)^n \quad (3)$$

C, n は定数 $n \approx 2$

上記の定数は、それぞれの材料に対して $\Delta\epsilon_p$ と N の実験関係から求められるべきものであるが、引張り破断(疲労でなく)応力(ひずみ ϵ_F)を $(1/4)$

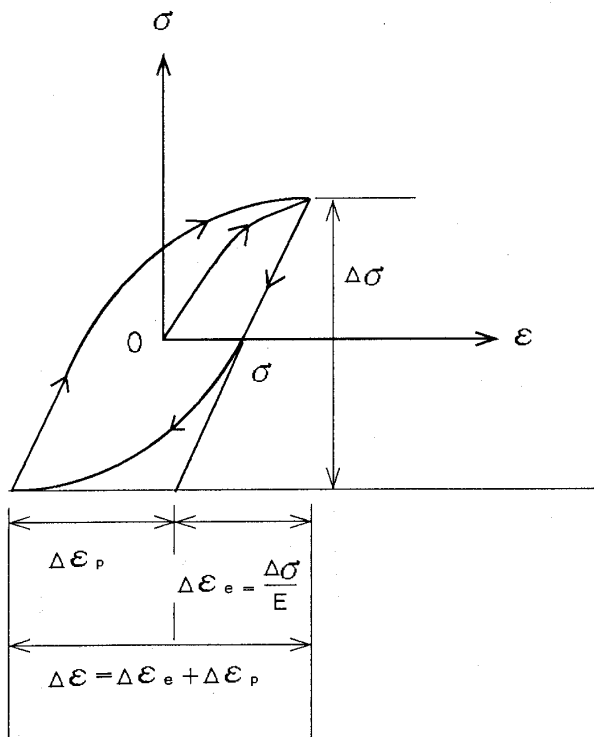


図11 低サイクル疲労の応力-ひずみ線図にあらわれるヒステリシス

回の疲労破壊強度とみなし、さらに $n=2$ とすれば、低サイクル疲労寿命 N は

$$N = (1/4)(\epsilon_F/\Delta\epsilon_p)^2 \quad (4)$$

と表わせる。

一般的には低サイクル疲労は高サイクル疲労の場合ほど疲労き裂の発生・成長の表面の影響は大きくないが、高応力は表面に現れる場合が多く、また、高温および温度振幅の大きい箇所も表面であるので、表面の扱いは常に十分注意を要する。

疲労クラックの成長の面からは、クラック成長が前述の Paris-Erdogan 則で近似でき、クラック発生期間が無視できるものとすれば、破断までの繰返し数 N は

$$N = [2/\{(m-2)AY^m\Delta\sigma^m\}] \times [1/c_0^{(m-2)/2} - 1/c_f^{(m-2)/2}] \quad (5)$$

(c_0 : 初期き裂寸法, c_f : 破断限界き裂寸法,

$\Delta\sigma$: 応力振幅,

A, m : 式(2)における材料定数 ($m \neq 2$),

Y : 形状による修正係数)

と表わされる⁽⁸⁾。しかし、応力レベルの高い低サイクル疲労では平均応力の影響があり、 ΔK が大きいほど、平均応力の影響で裂成長 dc/dN は加速される。平均応力の影響は応力比 $R (= K_{\max}/K_{\min})$ による Forman の式⁽⁹⁾

$$dc/dN = C(\Delta K)^n / \{(1-R)K_c - \Delta K\} \quad (6)$$

(C, n : 材料定数, K_c : 臨界応力拡大係数)

などが提案されている。また、低サイクル疲労におけるき裂進展をより正確に予測するために、き裂先端での塑性変形によるき裂閉口 (crack closure) の効果⁽¹⁰⁾をいれた実効応力拡大係数 (effective stress intensity factor) ΔK_{eff} を用いた方法も考えられている。

疲労のデータは一般に繰返し回数で整理されるが、低サイクル疲労では荷重保持時間が影響することもある。その他、雰囲気の影響、応力勾配(寸法)の影響、種々の荷重条件の影響もしばしば疲労寿命に関係する。一定ひずみ振幅の負荷の場合、弾性率が低いと1回あたりの塑性ひずみ量 $\Delta\epsilon_p$ が小さくなり、疲労寿命は長くなる。ガスタービンの一方向凝固翼が等軸多結晶翼に比べて優れている重要な点は、荷重方向の弾性率が小さく熱応力による低サイクル疲労に対して強いからである(図12)。

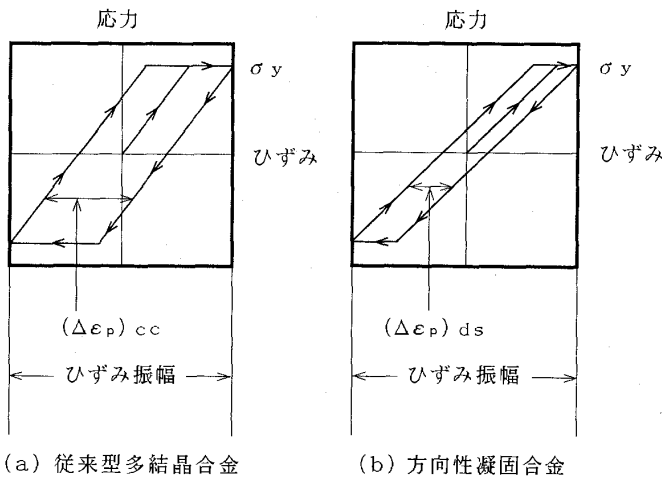


図12 低サイクル疲労における弾性率の影響

一定変位振幅では弾性率が低いほど塑性ひずみ振幅 $\Delta\epsilon_p$ が小さくなる

4.2 熱応力疲労

エンジンの運転、停止に伴って要素によっては温度のサイクルも低サイクル疲労の要因として加わる。熱応力の繰り返しによる低サイクル疲労は熱疲労と呼ばれ、応力レベルが同じ程度の機械疲労よりも厳しい(図13)。その理由としては、温度変化による材料組織の変化、熱応力疲労の場合は一様負荷となりにくいこと、ひずみの局在化(Strain Localization)による効果などが挙げられる。図14に変位固定の条件下での熱疲労のヒステリシスを模式的に示す。全ひずみ量 ϵ_{total} は

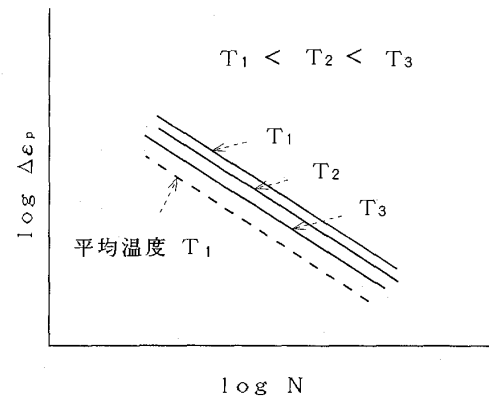
$$\epsilon_{total} = \epsilon_e + \epsilon_p + \epsilon_{th} = 0 \quad (7)$$

ϵ_e : 弾性ひずみ, ϵ_p 塑性ひずみ,

ϵ_{th} : 温度変化によるひずみ ($=\alpha T$)

(α : 線膨張係数, T : 規準温度からの温度差) となるが、図は縦軸を、応力 $\sigma = E\epsilon_e$, 横軸を機械的ひずみ ($= -\epsilon_e - \epsilon_p$) ととって示している。この図では高温状態を規準として冷却過程が引張りとなっており、加工硬化、バウシinger効果 (一方向に負荷し降伏させた後、逆方向に負荷したときは降伏応力が小さくなる現象) も表している。降伏応力は低温の方 (引張り) が高く、高温 (圧縮応力) ではさらに時間経過に伴う応力緩和の影響も示してある。

実際の熱疲労は上記のように複雑であるが、簡便な疲労寿命の見積りのため、加工効果、バウシinger効果のない弾完全塑性 (降伏応力 σ_Y , 降伏ひずみ $\epsilon_Y = \sigma_Y/E$) を仮定すると、1回ごとの塑性ひ



—— 一定温度下の機械疲労試験

----- 温度サイクルによる熱疲労試験

図13 熱疲労と機械疲労との比較 (疲労曲線S-N)

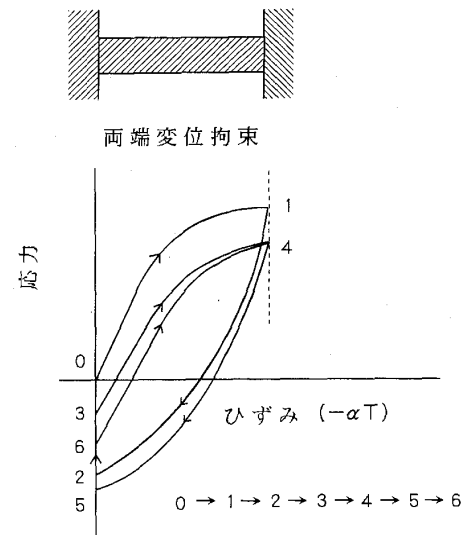


図14 熱疲労によるヒステリシス

縦軸は応力 $\sigma = E\epsilon_e$.

横軸は機械的ひずみ ($= -\epsilon_e - \epsilon_p$)

$\epsilon_e + \epsilon_p (= -\alpha T)$

ひずみ振幅 $\Delta\epsilon_p$ は

$$\Delta\epsilon_p = \alpha T - 2\epsilon_Y \quad (8)$$

となり、低サイクル疲労の寿命見積り式(4)より、

$$N = (1/4) \{ \epsilon_F / (\alpha T - 2\epsilon_Y) \}^2 \quad (9)$$

となる。さらに、実際には境界条件の影響や機械的疲労と熱疲労との違いがあることなどを考慮し係数 K を導入し

$$N = (1/4) \{ \epsilon_F / (K\alpha T - 2\epsilon_Y) \}^2 \quad (10)$$

を熱疲労寿命の予測としている。 K が1より大きい場合は熱疲労がより危険であることを示している。

5. おわりに

3回にわたり材料の破壊の基礎の講義を行ってきた。動的破壊、特殊環境下での破壊、各材料別の特徴的な破壊などこの講義で触れなかった重要な点もまだ残されており、また、講義で取り上げた個々の問題も詳細にわたっては説明していないが、材料の破壊の基本的事項については著者なりの考え方であるが一通り解説したように思う。材料の破壊に関する具体的問題に取り組むとき、単に理論式や経験式にあてはめるのではなく、その背景の考え方を理解して適確な範囲の応用をしていただきたいと希望している。

参考文献

- (1) M. A. Miner: J. Appl. Mech., Trans. ASME, Vol. 12, No. 3, A-159-164 (1945).
- (2) A. H. Cottrell and D. Hull: Proc. Royal Soc. A 242, 211-213 (1957).
- (3) M. E. Fine and R. O. Ritchie: in "Fatigue and Microstructure", ASM, 245-278 (1979).
- (4) P. C. Paris and F. Erdogan: J. Basic Eng., Trans. ASME. Ser. D. Vol. 85, No. 4, 528-534 (1963).
- (5) C. Laird: in "Fatigue Crack Propagation", ASTM Stp 415, 131 (1966).
- (6) T. E. Farmer: Damage Tolerance Concepts for Advanced Engines, 1-5, AIAA-88-3165, AIAA/SAE/ASME/ASEE 24th Joint Propulsion Conference.
- (7) S. S. Manson: Thermal Stress and Thermal Shock, in Mechanical Behaviour of Materials at Elevated Temperatures, ed. J. E. Dorn (1961) 393-418, McGraw-Hill.
- (8) 例えば, R. W. Hertzberg: Deformation & Fracture of Engineering Materials, 3rd ed. (1989). 517-604, John Wiley & Sons.
- (9) R. G. Forman, V. E. Kearney and R. M. Engle: J. Basic Eng., Trans. ASME. Ser. D. Vol. 89, No. 3, 459-464 (1967).
- (10) W. Elber: in "ASTM, Damage Tolerance in Aircraft Structures, STP486 (1971)", P. 230-242.

入 会 者 名 簿

正 会 員

佐 古 光 聰 (大阪ガス)	吉 田 肇 (海上保安)	塚 原 茂 司 (船 研)
春 海 一 佳 (船 研)	佐 藤 厚 (コニカ)	田 辺 靖 博 (東工大)
近 藤 英 樹 (荏原総研)	若 間 武 (テクノ・インフォメーション・システムズ)	
住 江 新 (三菱自工)	前 田 和 幸 (水産大学校)	川 元 満 生 (新潟鉄工)
木 下 康 裕 (川 重)		

学生会員

田 辺 悟 (横 国 大)

賛助会員

(株)レーザックス

5. おわりに

3回にわたり材料の破壊の基礎の講義を行ってきた。動的破壊、特殊環境下での破壊、各材料別の特徴的な破壊などこの講義で触れなかった重要な点もまだ残されており、また、講義で取り上げた個々の問題も詳細にわたっては説明していないが、材料の破壊の基本的事項については著者なりの考え方であるが一通り解説したように思う。材料の破壊に関する具体的問題に取り組むとき、単に理論式や経験式にあてはめるのではなく、その背景の考え方を理解して適確な範囲の応用をしていただきたいと希望している。

参考文献

- (1) M. A. Miner: J. Appl. Mech., Trans. ASME, Vol. 12, No. 3, A-159-164 (1945).
- (2) A. H. Cottrell and D. Hull: Proc. Royal Soc. A 242, 211-213 (1957).
- (3) M. E. Fine and R. O. Ritchie: in "Fatigue and Microstructure", ASM, 245-278 (1979).
- (4) P. C. Paris and F. Erdogan: J. Basic Eng., Trans. ASME. Ser. D. Vol. 85, No. 4, 528-534 (1963).
- (5) C. Laird: in "Fatigue Crack Propagation", ASTM Stp 415, 131 (1966).
- (6) T. E. Farmer: Damage Tolerance Concepts for Advanced Engines, 1-5, AIAA-88-3165, AIAA/SAE/ASME/ASEE 24th Joint Propulsion Conference.
- (7) S. S. Manson: Thermal Stress and Thermal Shock, in Mechanical Behaviour of Materials at Elevated Temperatures, ed. J. E. Dorn (1961) 393-418, McGraw-Hill.
- (8) 例えば, R. W. Hertzberg: Deformation & Fracture of Engineering Materials, 3rd ed. (1989). 517-604, John Wiley & Sons.
- (9) R. G. Forman, V. E. Kearney and R. M. Engle: J. Basic Eng., Trans. ASME. Ser. D. Vol. 89, No. 3, 459-464 (1967).
- (10) W. Elber: in "ASTM, Damage Tolerance in Aircraft Structures, STP486 (1971)", P. 230-242.

入 会 者 名 簿

正 会 員

佐 古 光 聰 (大阪ガス)	吉 田 肇 (海上保安大学校)	塚 原 茂 司 (船 研)
春 海 一 佳 (船 研)	佐 藤 厚 (コニカ)	田 辺 靖 博 (東工大)
近 藤 英 樹 (荏原総研)	若 間 武 (テクノ・インフォメーション・システムズ)	
住 江 新 (三菱自工)	前 田 和 幸 (水産大学校)	川 元 満 生 (新潟鉄工)
木 下 康 裕 (川 重)		

学生会員

田 辺 悟 (横 国 大)

賛助会員

(株)レーザックス

軸流・遠心結合型式小型圧縮機の開発

川崎重工業株式会社 橋 本 啓 介
 // 荒 井 正 志
 // 須 賀 信 也
 // 松 岡 右 典

Abstract

A two-stage axial flow compressor combined with one-stage centrifugal compressor was designed and constructed for a small aero jet engine. As the design target values of the performance and characteristics, total pressure ratio 11.5, adiabatic efficiency 80%, surge margin 15%, flow rate 2.54kg/s, corrected speed 49000rpm, outer diameter 400mm were required. As the aerodynamic rig test results, 78.2% adiabatic efficiency and 15% surge margin were obtained under the condition of the design pressure ratio and flow rate. This paper describes the design philosophy and the procedure, as well as an analysis of the aerodynamic rig test results.

1. まえがき

従来の小型航空用ガスタービンは1500shp を境にして、小馬力になるにつれて燃費が著しく劣化する(図1)。この理由の一つは、大型ガスタービンにおいて、効率の向上を促進してきた圧縮機全体にわたる圧力比の向上策を、小型ガスタービンへ同様に適用する事が従来、困難であったからである。

しかし、最近の設計、解析、実験および製造技術の向上に伴い、1000shp 以下の小型ガスタービンに対しても、年次傾向(図2)に示すように、この全体圧力比の向上策が徐々に適用されてきている。本研究は、このような状況下、1000shp で従来の燃費と比較して約10%低燃費(図1)となる小型航空用ガスタービンに必要な圧力比11.5の小型で高負荷および高効率な圧縮機を開発を目標としたものである。

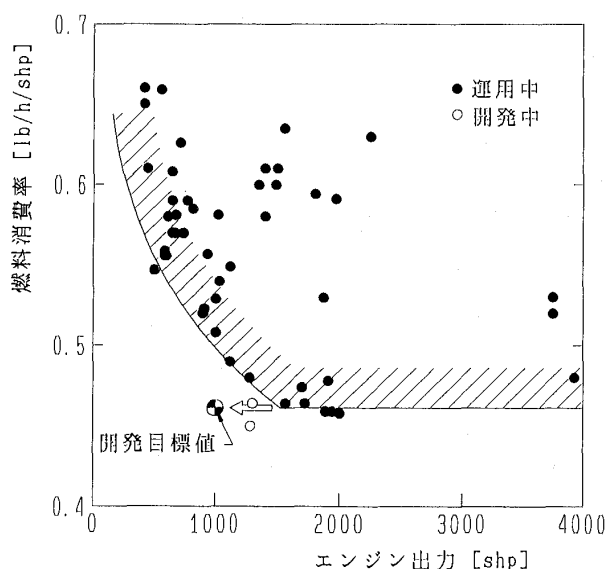


図1 燃費と出力の傾向

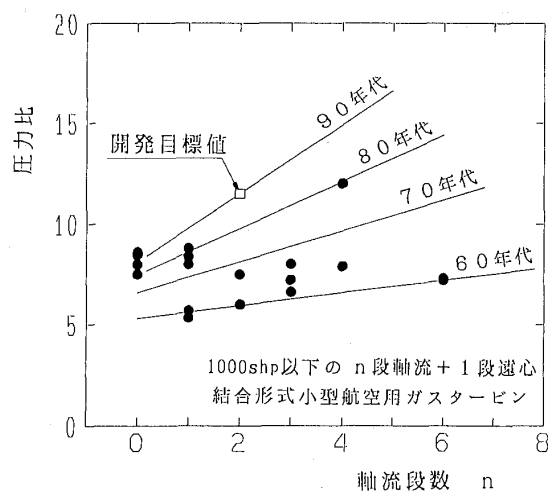


図2 圧力比と圧縮機型式の年次傾向

(平成4年4月27日原稿受付)

2. 基本計画

2.1 主要諸元

圧縮機の開発目標値を表1に示す。その特徴は、最大外径を機体搭載のために極力小さな値に抑えて小型化を図るとともに、これまでの最高水準の圧力比を目指し、かつ、大きなサージマージンと高効率を狙っている点である。

2.2 圧縮機型式

圧縮機としては

遠心単段または2段

軸流多段

軸流と遠心の結合

の各型式が考えられるが、遠心単段でこの仕様を実現しようとする場合、インペラの先端周速が大きくなり、現在使用可能な材料では、疲労強度が不足して十分な低周波疲労（LCF）寿命を確保できない。遠心2段の場合は適切な先端周速に設定できるのでこの材料寿命の問題はないが、軸流に比べて翼車外径が大きくなり重量が増加して回転系慣性モーメントが大きくなるので急加減速特性が悪い。軸流多段の場合は部品点数が増加する上に後段側の翼が小さくなりすぎて成形性や効率面で劣る。一方、軸流と遠心を結合した場合は遠心のみの場合に比較して部品点数は若干増加するが寿命および慣性モーメントを適切に設定できる。さらに前段側に軸流、後段側に一般に低比速度でも高負荷、高効率および広い作動範囲特性を持つ遠心を使用すれば、これら各型式のなかで最も高効率となる。それで今回は1000shp水準の小型航空エンジンに最も適切な圧縮機を実現するために軸流と遠心の結合型式を選定した。

2.3 仕事配分

軸流と遠心の仕事配分は、軸流の採用段数を決定する事でほぼ規定される。この段数は、要求される空力性能特性と重量や部品点数といった構造

表1 開発目標値

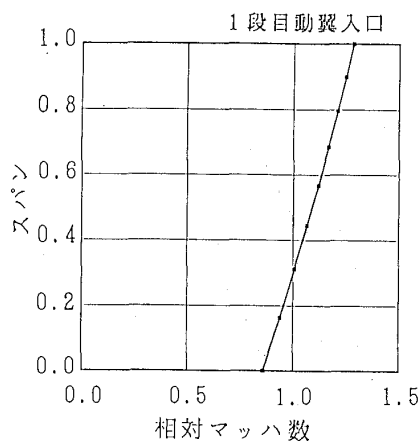
断熱効率	80%
修正回転数	49000 rpm
修正流量	2.54 kg/s
圧力比	11.5
サージマージン	15% 以上
最大外形	約 400 mm

的な面の両方を配慮して2段とした(図2)。それで軸流を圧力比2.3、遠心を圧力比5.0とした。

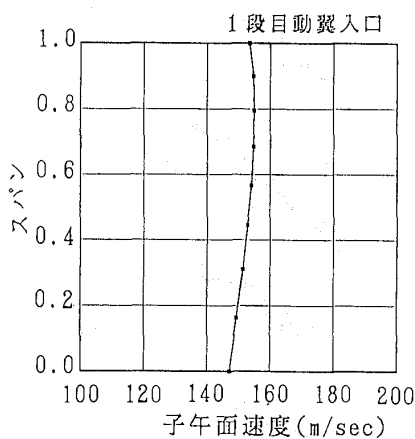
3. 軸流圧縮機設計

フローパターンの計算には、子午面内の任意の準直交線に沿う平衡条件式を流線曲率法により解く方法⁽¹⁾を適用した。動翼先端の相対流入マッハ数および翼面ディフュージョンファクターの最大値はそれぞれ1.3、0.6である。フローパターンの特徴は、高負荷とするために一段目動翼、二段目動翼とも入口部の翼高さ方向の大部分で流入相対マッハ数が遷音速域の値となる遷音速軸流を想定したことである。一例として一段目動翼入口におけるフローパターンの計算結果を示す(図3)。

また小型であるため、大型の圧縮機に比し相対的に境界層の影響を強く受け、さらにハブ側からチップ側にかけて大きな流入角度の分布があると、翼の成形が困難となるので、入口案内翼を設けて、シュラウド壁面近くの子午面速度を小さくすると



(a) 相対マッハ数



(b) 子午面速度

図3 フローパターンの計算結果

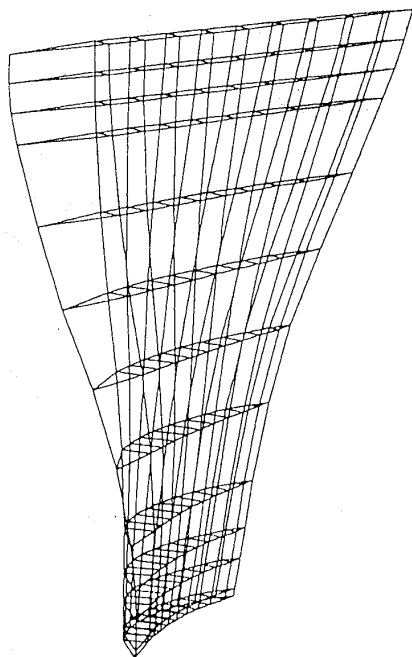


図4 一段目動翼

ともに (図3), 適度な分布の流入角度にした。

フローパターンの計算結果に基づき設計した一段目動翼の形状, 軸流の回転系の概観を図4, 5に示す。

翼列断面形状については, 遷音速流域に MCA 翼形, 亜音速流域に CDA 翼形を適用したが, 翼列内の三次元非粘性流れ計算⁽²⁾を行い最終的な三次元翼形状の調整を行った。一段目動翼のハブ, ミッドスパン, チップ断面での相対マッハ数分布の計算結果 (図6) を示す。チップ断面では翼面上の相対マッハ数の最大値を1.5として, ミッドスパンからハブ側の一部にかけては1.3とした。

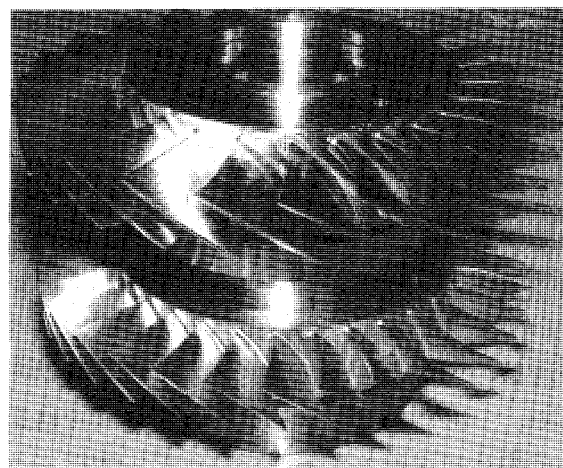


図5 軸流回転系

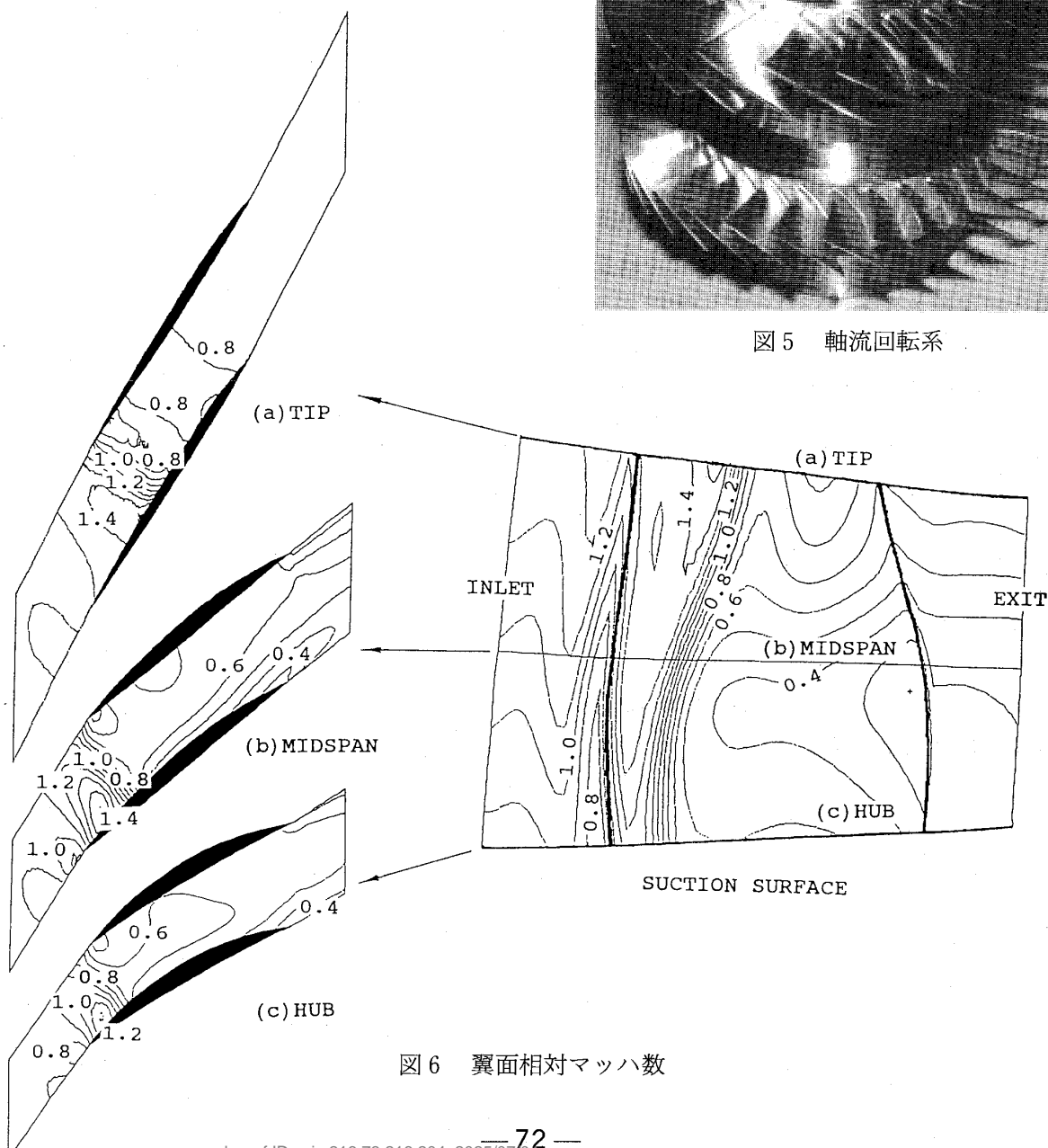


図6 翼面相対マッハ数

4. 遠心圧縮機設計

軸流と遠心の結合部分の通路形状は軸方向の長さを大きくとってスワンネック状として遠心入口部の外径を下げた型式と、短く切り詰めた直線状型式の二方式が考えられるが、今回は軸長の短小化および軽量化を重視して直線状型式とした。このためインペラ入口部は通常の遠心に比べ翼高さが小さくて面積が小さいボス比の大きな形状となった。この入口部翼形状は、負圧面での流入直後の流速の急増を抑える観点からは転向角が小さい翼型式とすべきであるが流路面積が狭いので喉部面積を確保するためには適度な転向角が必要である。それで内部流れの計算⁽²⁾を繰り返し入射角と転向角の調整を行い翼面上の速度分布と喉部面積の最適化を図った(図7)。

入口の後部側はリアローディングな翼形状とし、必要な喉部面積を確保して高負荷化を図るためにスプリッタブレードを採用した。ディフューザは、遷音速流れ場で高性能で広い作動範囲を持つ前縁が半楕円形状のパイプ型ディフューザをインペラ出口径の約1.05倍の位置に設置した。ディフューザ通路部は、適切な拡大角を持つ円錐状のパイプで構成し、流れを比較的短距離で十分に減速させた上で径方向から軸方向へ転向させる形状とした。これにより適切な静圧回復を図り、かつ圧縮機の最大外径を極力小さく抑えた。

インペラとパイプ型ディフューザを図8, 9に示す。

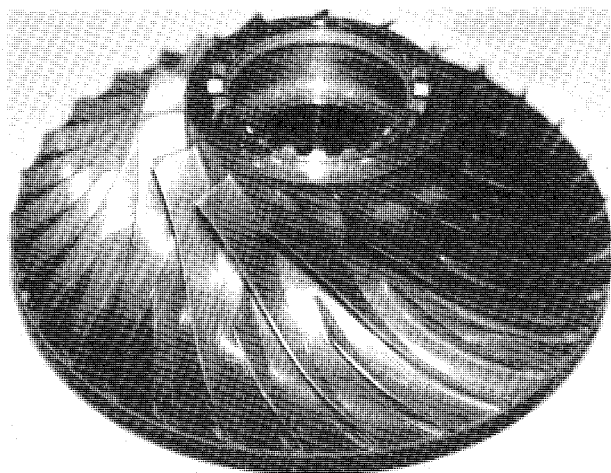


図8 インペラ

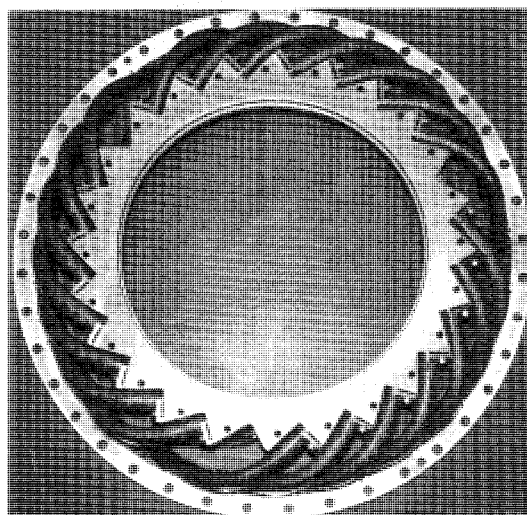


図9 パイプディフューザ

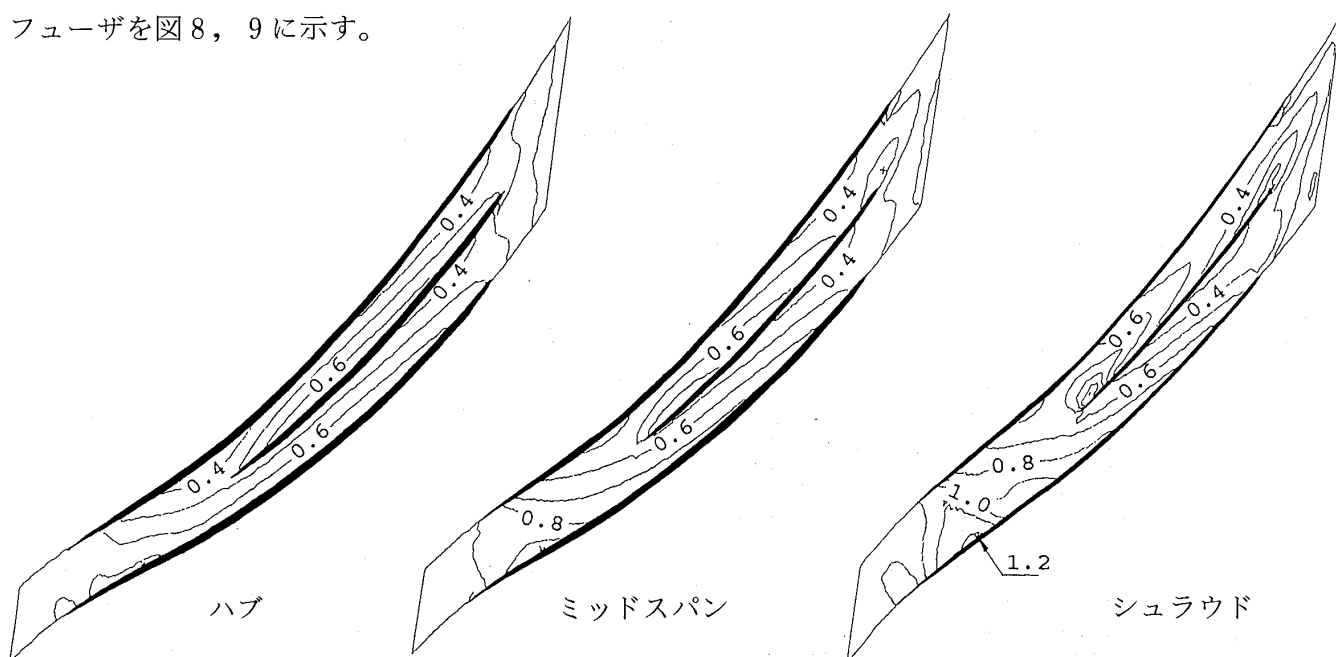


図7 インペラ翼間の相対マッハ数

5. 性能試験

5.1 試験装置

試験装置は、駆動電動機、増速機、吸排気および潤滑装置と供試体（図10、11）から成る。供試体は増速機を介して電動機により駆動される。空気流量は排気側のバルブ開度により調整される。また、軸流と遠心間に抽気ポートを設けて抽気量を調整することで、非設計点での軸流と遠心特性のマッチング調整ができる。



図11 供試体回転系

5.2 試験結果

試験は、軸流と遠心を結合した状態で行い、圧縮機入口、出口と軸流出口の全温度と全圧力を計測する事により、軸流と遠心の各性能および全体性能を求めた（流量、全圧力、全温度、静圧力の計測位置と点数は表2）。

軸流の可変静翼（入口案内翼および一段目静翼）の角度設定と抽気の開閉は、スケジュール（図12）に従い回転数に応じて調整した。

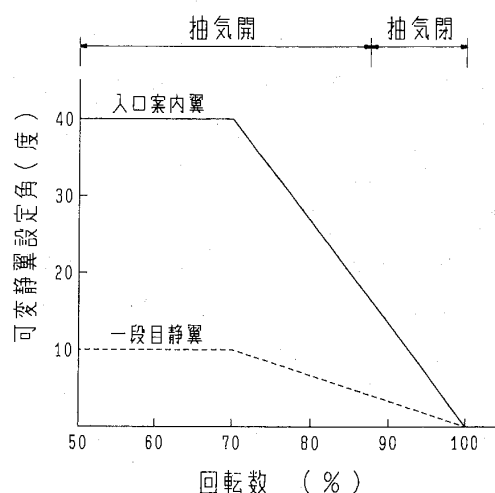


図12 スケジュール

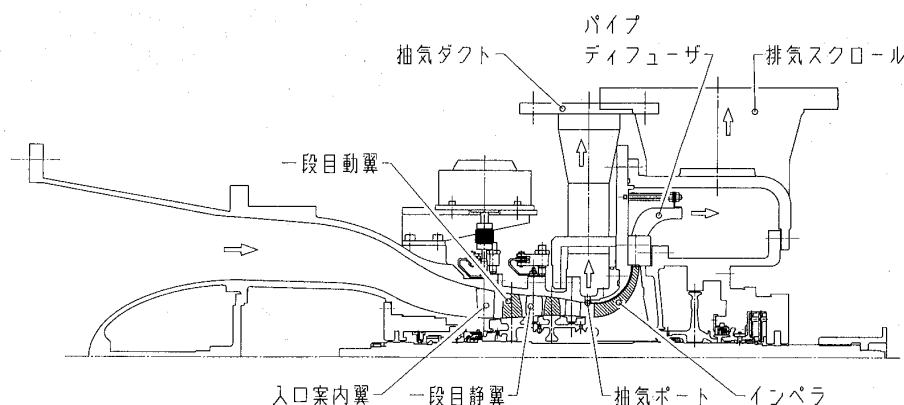


図10 圧縮機供試体断面図

表2 計測位置と点数

流量	軸流入口流量	吸気管路上に設置したオリフィス	1ヶ所
	抽気流量	抽気ダクト後流側に設置したオリフィス	1ヶ所
全圧力 及び 軸流・遠心間	圧縮機入口	入口案内翼前方の固定式レイク	全圧力・全温度各5点
	遠心圧縮機インペラ前方の固定式レイク		全圧力・全温度各3点
全温度	圧縮機出口	遠心圧縮機ディフューザ出口部の固定式レイク	全圧力・全温度各5点
静圧力	インペラ出口	インペラ出口部のシュラウドに設置した静圧孔	同一周上に3点

全体と軸流および遠心の性能試験結果を図13, 14, 15に示す。全体と軸流の修正流量比は、軸流設計流量との比であり、遠心の修正流量比は抽気流量を除いて遠心入口での測定値から求めた修正流量と遠心設計修正流量との比である。圧力比については各要素とも目標値を達成し、設計点において全体圧力比11.5を確保した上でサージマージン15% (図13) を得た。サージマージンの定義は

$$SM(\%) = \frac{\text{サージ点圧力比} - \text{設計点圧力比}}{\text{設計点圧力比}} \times 100$$

設計点の断熱効率 η は、軸流がほぼ目標値86.0%を達成したが、遠心は78.2%となり2.4%不足したため、全体断熱効率が1.8%低い値となった。断熱効率は、断熱圧縮におけるエンタルピ上昇と、入口および出口での全温度の測定値から求めたエンタルピ上昇との比として以下の式によった。

$$\eta = \frac{h_{2,ad} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100$$

インペラ出口は超音速流れでありプローブの挿入を避けたので、遠心圧縮機出口で計測した全温度をインペラ出口の全温度とし、オリフィス流量とインペラ出口で計測した壁面の静圧力および Wiesner の実験式⁽³⁾ から求めたスリップファクターとからインペラ出口での絶対流速、流れ角度および全圧力を求め、インペラの効率を求めた。その結果、設計値に比べ、静圧力が0.76%, 全圧力が2.27%高いが、全温度上昇が1.23%大きく、インペラ効率は1.2%低く、ディフューザ損失は20.10%大きくなった。絶対流れ角度 (図16) は、2.1°小さくなった。

この点を詳細に検討するためにインペラ翼列内の三次元粘性流れ計算⁽⁴⁾ を行った。計算の結果、出口部の主翼のハブ側圧力面からスプリッター翼のシュラウド側負圧面にかけて絶対流れ角度は大きく変化して、その角度差が約27°となった (図17(a))。主翼間の流路全体の流量平均絶対流れ角度は18.2°となった。一方、設計段階での三次元非粘性流れ計算結果では、ハブ側圧力面からシュラウド側負圧面にかけて角度差が約16° (図17(b))、流量平均流れ角度が15.1°となった。粘性計算の流量平均流れ角度は、測定値の解析結果に比べ5.2°, 非粘性計算に比べ3.1°大きく、一方、流れ角度の分布は、非粘性計算に比べ不均一性が強くなった。計算の精度は、現段階では定量的にまだ十分とは言えず⁽⁵⁾、測定値の一次元的な解析結果に比べ、どちらがより現実に近いかは断定できないが、流れ角度が

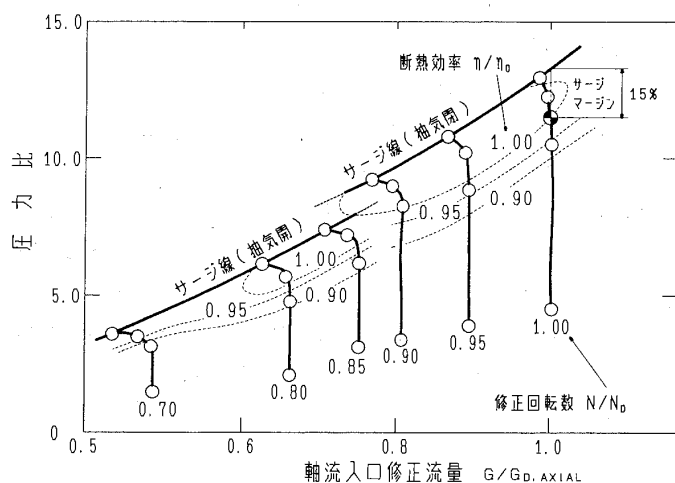


図13 全体性能

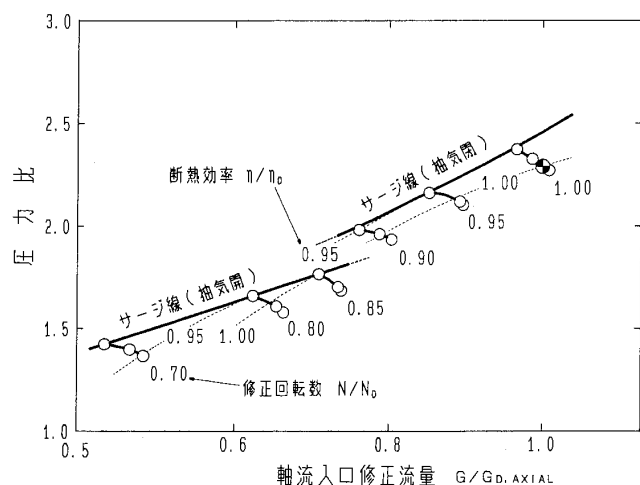


図14 軸流性能

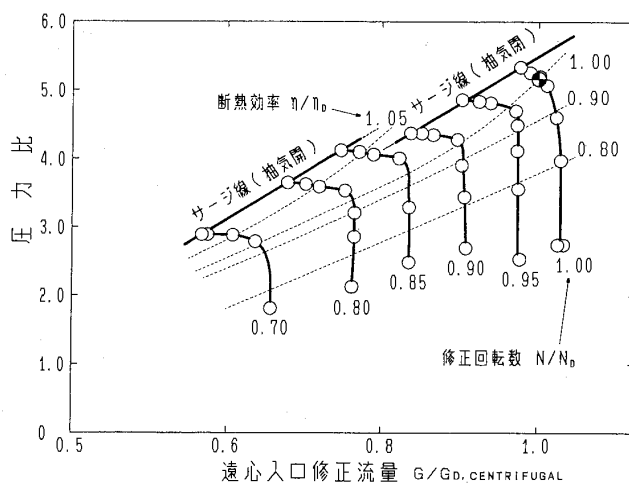


図15 遠心性能

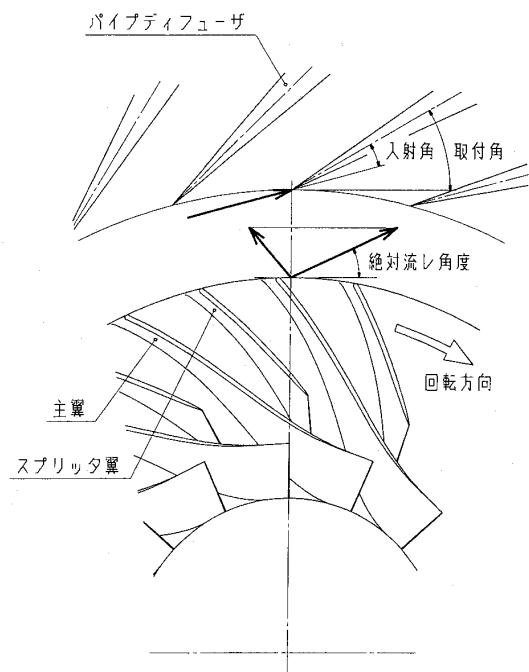


図16 流れ角度と入射角度の定義

設計値から偏向して、想定したディフューザ入射角が得られず、ディフューザ損失が増大した可能性がある。一方、流れ角度の分布は、粘性計算の方が非粘性計算に比べ定性的に現実の流れにより近い⁽⁵⁾と考えれば、設計段階の予測よりも不均一性が強く、インペラとディフューザの損失が増大している可能性がある。従って今後の遠心の効率改善には、粘性計算によりインペラ翼形状の改修を行い流れの均一化を図ることや、入射角の適切化のためにディフューザ取付角の実験的最適化が必要である。

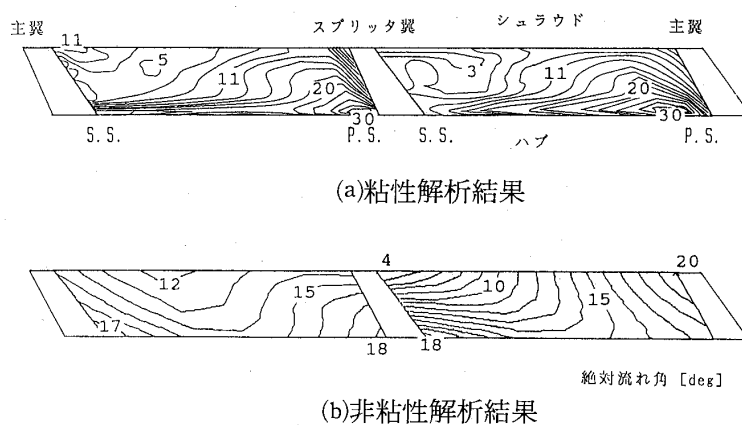


図17 インペラ出口流れ角度

6. まとめ

1000shp 水準の小型航空エンジン用に軸流 2 段と遠心 1 段から成る最大外径が約400mm の結合型式圧縮機を開発し、設計修正回転数49000rpm、設計空気流量2.54kg/s で圧力比11.5、サージマージン15%、断熱効率78.2%を達成した。

参考文献

- (1) Furukawa, M., and Inoue, M., Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyusyu University, Vol. 46 No. 3 (1986), pp. 309-321
- (2) Denton, J. D., ARC R&M 3775, 1974
- (3) Wiesner, F. J., ASME Paper No. 66-WA/FE-18, 1966
- (4) Dawes, W. N., ASME Paper No. 88-GT-70, 1988
- (5) 田村他, 「ガスタービンに関連する数値解析上の諸問題」, ガスタービン学会調査研究委員会成果報告書, 1992



後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究 (特にレイノルズ数の効果について)

岩手大学工学部 船 崎 健 一
岩手大学大学院 山 下 嘉 宏
石川島播磨重工業(株) 山 脇 栄 道

Abstract

Experimental and theoretical studies are made on the unsteady boundary layer on a flat plate which is subjected to periodic wake from upstream moving cylinders. The purpose of this paper is to develop a unified approach to incorporate the wake-induced unsteady effect in the design process of turbine blade cooling. Firstly, theoretical attempt is made to define a wake profile in terms of its turbulence intensity. Secondly, the way of estimation of wake duration and forced transition point, which are important factors in the forced transition model of the boundary layer under zero pressure gradient, is presented. Then, the deduced approach is applied with success to the prediction of surface Stanton number distribution around an actual turbine blade. In the experiment, time-averaged heat transfer characteristics over the plate are measured for several cases of different Reynolds number conditions to examine the Reynolds number effect, then to check the validity of the forced transition model.

1. 緒 言

著者らは先に、ターボ機械内での後流と翼との干渉による翼面境界層の遷移促進現象を、移動円柱を用いたシミュレーション実験により詳細に観測し、主流乱れが小さい場合の時間平均間欠度による境界層強制遷移モデルを提唱した⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。しかし、そこでは、モデルを実際の設計に応用するのに必要な議論が十分はできなかった。また、先の

実験では、レイノルズ数を一定にした計測を行っていたが、航空エンジンの高圧タービンから低圧タービンにかけてのレイノルズ数の変化はかなり大きく、後流による強制遷移現象のレイノルズ数効果についても検討する必要がある。特に低圧タービンでは一般に高圧タービン部と比してレイノルズ数が低く、高空での飛行状態ではその傾向が顕著になり、層流剥離など、いわゆる低レイノルズ効果が現れるが、このような剥離を含む境界層に対して後流がどのような作用を及ぼすかについても、多くの関心が寄せられている⁽⁴⁾。

本研究は、上記のような観点から、まず、遷移モデルの設計への応用に関するいくつかの検討を行う。特に、強制遷移現象に深く係わる後流内乱れ度分布についてのモデル式を提示し、それを用いて後流持続時間を推定する方法について議論する。さらに、先に行った後流と平板境界層との干渉に関する実験を、主流レイノルズ数を変化させた場合の時間平均熱伝達分布の計測を行い、遷移モデルによる評価結果と比較する。

主な記号

$b_{1/2}$: 後流速度分布の半値幅
 d : 円柱径
 $h(x)$: 熱伝達率 ($= \dot{q}/(T_w - T_\infty)$)
 L : 平板長さ
 n : 円柱回転数
 nc : 円柱本数
 Re : レイノルズ数 ($= U_\infty L/\nu$)
 $Re_{\theta TW}$: 運動量厚さによる遷移レイノルズ数
 S : ストロウハル数 ($= L/(U_\infty \tau)$)
 $St(x)$: スタントン数 ($= \dot{q}/C_{p\infty} U_\infty (T_w - T_\infty)$)
 t : 時間
 Tu : 乱れ度

(平成4年9月18日原稿受付)

Tub : 主流の乱れ度

Tu_{max} : 後流内乱れ度の最大値

T_w, T_∞ : 壁面温度, 主流温度

U_m : 円柱移動速度

U_∞ : 主流速度

X : 平板前縁からの流れ方向への距離

x_{TW} : 強制遷移開始点

$\gamma(x)$: 間欠度

τ : 後流通過周期 ($= 60/nn_c$)

τ_w : 後流持続時間

$\bar{\tau}_w$: 無次元後流持続時間 ($= \tau_w U_\infty / L$)

2. 後流による強制遷移の評価法

2.1 境界層の強制遷移モデル(主流乱れ度が小さい場合)

主流乱れ度が十分に小さい場合 ($Tub < 1.0\%$), 周期的な後流の影響を受ける境界層の遷移は, 背景である主流乱れ度よりも, 後流に含まれる強い乱れ度およびそれが境界層内に誘発する強い乱れの領域 (乱流領域) により影響を受ける⁽¹⁾⁽³⁾。

先に行った実験結果に基づき船崎らが提示した後流の影響を受ける境界層の強制遷移モデルは次式で表される⁽²⁾。

$$\gamma(x) = \min[1, \Gamma(x)] \quad (1)$$

$$\Gamma(x) = \left(\frac{1}{\beta_E} - \frac{1}{\beta_F} \right) \frac{x - x_{TW}}{L} \frac{L}{U_\infty \tau} + \frac{\tau_w(x)}{\tau}, x \geq x_{TW}$$

$$\Gamma(x) = \frac{\tau_w}{\tau}, x \leq x_{TW}$$

ここで, β_E, β_F は誘発された境界層内乱流領域の後方部, 前方部の移動速度と主流速度との比である。 $\beta_E = 0.55, \beta_F = 1.0$ である。また式(1)中の $L/U_\infty \tau (=S)$ は非定常流に関する無次元数 (ストローハル数) である。先の熱線流速計による計測結果によれば⁽³⁾, 強制遷移開始点 x_{TW} は後流特性 (即ち円柱径) に若干依存するが, 平均しておおよそ運動量厚さに基づくレイノルズ数 $Re_{\theta TW}$ で約 190 であった。この値から遷移開始点を算出することは可能だが, より精度の高い予測を行うためには, 後流特性の相違を考慮した強制遷移開始点についての関係式が必要となる。著者らは後流持続時間 τ_w に着目し, これと強制遷移開始点との相関を, 計測値および Abu-Ghannam, Shaw の自然遷移に関する相関式⁽⁵⁾ を基に以下のように導い

た (図 1)。

$$Re_{\theta TW} = 163 + \exp(4.83 - 30.8 \bar{\tau}_w) \quad (2)$$

ここで, $Re_{\theta TW}$ は遷移開始点 x_{TW} での運動量厚さに基づくレイノルズ数, $\bar{\tau}_w$ は無次元後流持続時間である。式(2)より, 強制遷移開始点を推定する。なお, 後流持続時間については, 後述する理由から, 後流内の乱れ度分布で 4% 以上の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義する (図 2)。

2.2 後流モデル

後流持続時間の定義から明らかなように, 後流による境界層の強制遷移を予測するためには, 後流内乱れ度分布の計測値または適当な後流モデルが必要となるが, 実際には計測は困難であり, 後流モデルによる評価法を検討すべきであろう。本研究で用いている円柱の後流モデルについては, 速度分布 $W_g(Y_c)$ に関する次式がよく知られている⁽⁶⁾ (図 3 参照)。

$$\frac{W_g}{W_1} = \exp(-0.693 Y_c^2 / b_{1/2}^2) \quad (3)$$

ここで, $b_{1/2}$ は後流半値幅で, Pfeilらの研究⁽⁷⁾ よ

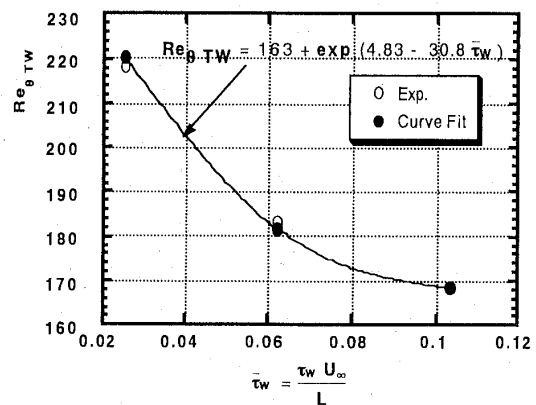


図 1 後流による強制遷移開始点と後流持続時間との相関

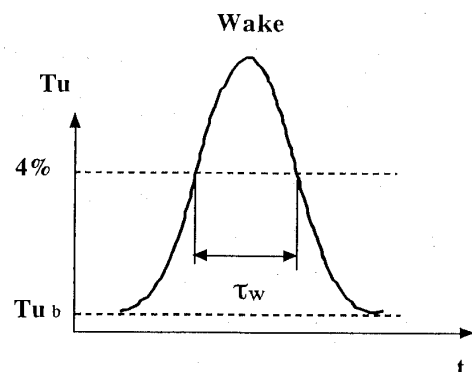


図 2 後流持続時間の定義

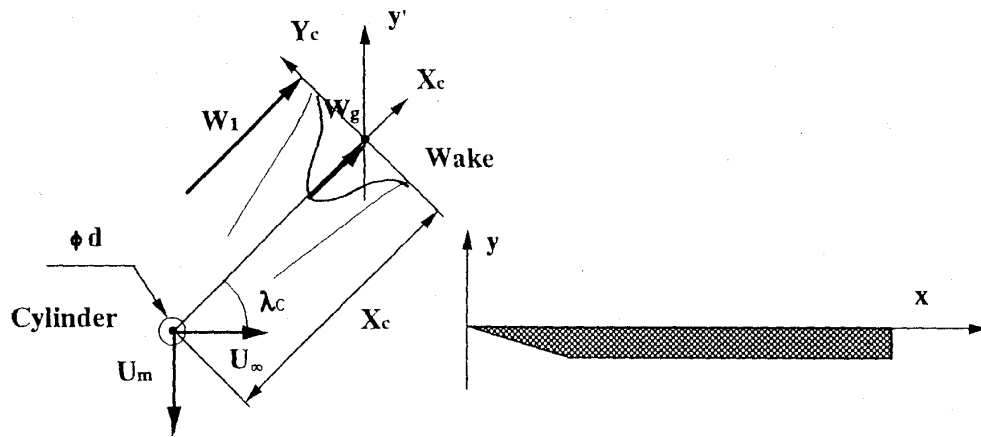


図3 移動する円柱からの後流と静止座標系との関係図

り次式が与えられている (C_d : 抗力係数)。

$$b_{1/2} = C\sqrt{X_c C_d d}, C=0.308 (X_c/d \leq 100) \quad (4)$$

この式は Reichardt⁽⁸⁾ と係数 C が異なるが ($=0.5$), 著者らの実験でも, 式(4)のほうが, 円柱からの距離が大きくない場合に計測結果とよく一致する。一方, 後流内乱れ度分布に関しては, 著者らの実験, また他のいくつかの研究で⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾, 速度分布と同様に Gauss 分布に似た分布になることが示されているが, 乱れ度分布の半値幅 $\bar{b}_{1/2}$ は速度分布の半値幅 $b_{1/2}$ よりも大きく, 約1.4倍になっている。これを考慮し, 後流内のアンサンブル乱れ度の最大値を Tu_{max} , 主流乱れ度を Tu_b と表し, 後流内乱れ度分布を次式で表す。

$$\begin{aligned} \frac{Tu - Tu_b}{Tu_{max} - Tu_b} &= \exp(-0.693 Y_c^2 / \bar{b}_{1/2}^2) \\ &= \exp(-0.354 Y_c^2 / b_{1/2}^2) \end{aligned} \quad (5)$$

ここで, アンサンブル乱れ度は, 測定されたアンサンブル平均速度 \bar{v} とアンサンブル分散 v'^2 (瞬間速度 v とアンサンブル平均速度との差の自乗和 $(v - \bar{v})^2$ から算出) とを用いて, 次式で定義される

$$Tu = \frac{\sqrt{v'^2}}{v_\infty}$$

なお, 瞬間速度 v のエルゴード性⁽¹¹⁾ から, 円柱後流の外側では上式による乱れ度は主流乱れ度 Tu_b とほぼ一致する。さて, 強制遷移問題では, 物体表面上での後流の持続時間が重要である。そこで, 式(5)を時間に関する表現に書き直す。まず, 後流と平板とのなす角度 λ_c を考慮し, 時間に関する半値幅 $\tau_{1/2}$ を求める。

$$\tau_{1/2} = \frac{b_{1/2}}{U_m \cos(\lambda_c)}, \lambda_c = \tan^{-1}(U_m/U_\infty) \quad (6)$$

式(5)(6)から, 円柱の移動方向への距離を y' とすると, 次の式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{Tu - Tu_b}{Tu_{max} - Tu_b} &= \exp\left(-0.354 \left(\frac{y'}{U_m \tau_{1/2}}\right)^2\right) \\ &\equiv \exp\left(-0.354 \left(\frac{t}{\tau_{1/2}}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (7)$$

式(7)の表現は, 主流乱れ度が小さい場合には有効だが, 主流乱れが大きくなり Tu_{max} との差が小さい場合には, 分布形状の裾が大きくなりすぎる不都合が生ずる。そこで, 式(7)を基に考案した次式を用いる。

$$Tu = \max\left[Tu_b, Tu_{max} \exp\left(-0.345 \left(\frac{t}{\tau_{1/2}}\right)^2\right)\right] \quad (8)$$

式(7)または式(8)による乱れ度分布の評価がそれぞれ妥当であるかを調べるため, 平板前縁直前(約5 mm 上流)での後流内乱れ度分布の計測値⁽²⁾⁽¹¹⁾ (主流乱れ0.6%)と式(7)および式(8)による評価値をそれぞれ比較する。なお, 式(7)(8)による評価には Tu_{max} が必要であるが, これには計測値をそのまま用いている。図4に2 mmの径の円柱についての結果を示す。計測値と式(7)および式(8)による評価値とはよく一致しているが, 特に式(8)による評価値と実験値との対応が良好である。他の円柱径(5 mm, 10 mm)の場合でも, 式(8)が計測値とよく一致する結果を与えることが確認されている。よって, 以下では式(8)を後流内乱れ度分布のモデル式とする。

2.3 後流持続時間

前節の結果を用いて, 後流持続時間 τ_w を推定す

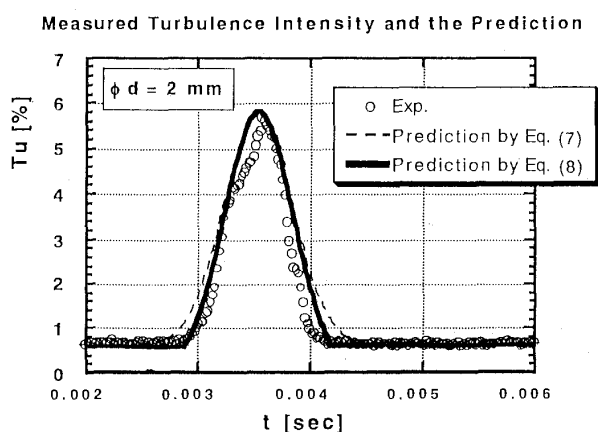


図4 後流内乱れ度分布の計測値と
モデル式との比較 ($d = 2$ mm)

る。まず、後流持続時間の定義を検討する。

後流内の乱れ度やそれが境界層内に誘発した乱れが境界層遷移に影響を与えることは容易に理解されるが、その“乱れた”領域の定義については明確なものはほとんどなかった。一方、先に行われた実験では⁽³⁾、アンサンブル平均乱れ度4%以上の領域を乱流領域と定義することにより、伝熱試験で得られた強制遷移終了点と、後流によって境界層内に発生する乱流領域が合体し間欠度が1となる位置とがほぼ一致するという知見を得ている。これに加えて、

- (1) 強制遷移モデルで用いた乱流領域移動速度 $U_F = \beta_F U_\infty = 1.0 U_\infty$ の関係から、乱流領域前方部は後流自身の乱れの領域であると推定されること。
- (2) 後流内の乱れ度分布は、壁に接近してもその分布形状等には大きな変化は生ぜず、ある強さの乱れ度が持続する時間もあまり変化しないこと、という観測結果がある。以上の結果から、本研究では、後流内で4%の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義する。

この定義および(8)に基づき、後流持続時間は次式で算出される。

$$\tau_w = 3.36 \tau_{1/2} \sqrt{-\ln\left(\frac{4}{Tu_{\max}}\right)} \quad (9)$$

この式による評価結果、伝熱試験の結果から推定したモデル値および境界層計測の結果より得たそれぞれの値を表1に示す($C_d = 1$)。円柱径2 mmの結果に幾分の相違が見られるが、3種類のほぼ独立して決定された後流持続時間がかなり近い値になっていることは注目すべきであろう。この結

表1 後流持続時間の比較

d (mm)	Model	Measured	Eq. (9)
2	0.15	0.48	0.85
5	1.77	2.14	2.07
10	3.40	3.96	3.47

果は、後流持続時間 τ_w として後流内で4%以上の乱れ度が持続する時間を用いることの妥当性がある程度示しているものと考えられる。

以上のように、式(9)による評価法は後流持続時間を推定するのに有効ではあるが、実際には後流内乱れ度の最大値 Tu_{\max} が既知でなければならない。しかし、現時点で乱れ度に関する式(3)のような相関式が知見できないため、今後計測等により求める必要がある。また、主流乱れが4%を上回る場合には、後流効果と主流乱れ効果がどのように作用を及ぼし合うか、また、後流内の乱流特性(乱れの長さスケールなど)どのような役割を果たすかなど、重要な問題がまだ残されている。そこで、主流乱れを変化させた場合の実験を行い、後流モデル式の改良と現象のより深い説明を進める予定である。

3. 実験

3.1 実験装置

実験装置の概観および供試部を図5に示す。ノズル出口に取り付けられたダクトのほぼ中央に熱伝達計測用平板(長さ $L = 1$ m)を設置する。平板先端には20°の鋭利なエッジが付けられている。この平板の両面には、熱流束(q)一定条件を得るための加熱用ステンレス箔を貼りつけ、K熱電対を3 mmの穴を通して箔の裏面に付ける。箔の表面には90 μ mの厚みのテープ(3 M製/Book Tape)を貼り、加熱時のしわの発生を抑制している。電極部は表面の平坦度を極力保つように十分に注意して取り付けられている。

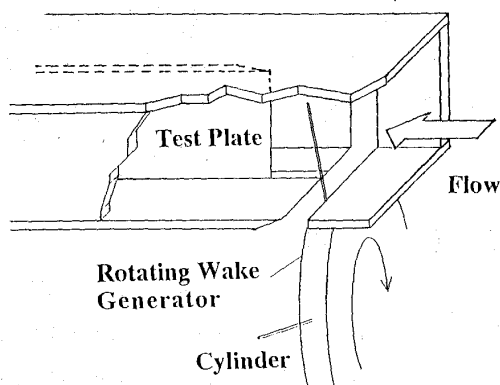
平板の上流には、後流発生器を設置している。これは、回転円盤($\phi 400$ mm)の外周上に最高6本まで円柱(長さ150 mm)が取り付けられる構造になっている。使用する円柱径は2 mm, 5 mmおよび10 mmである。円柱は流れに直交して回転し、その際円柱の下流に発生する後流が平板表面

に達し、境界層に影響を与える(図3参照)。

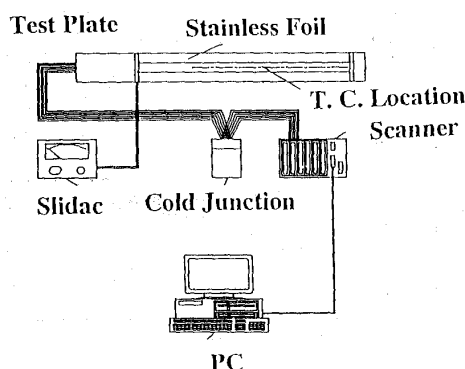
計測では、定常、非定常ともに、温度分布がほぼ変化しない状態に達した後パソコン制御の温度スキャナーで温度分布(T_w)を10回計測、その平均値を算出する。このとき、ステンレス箔のしわ発生を避けるため、表面温度 50°C 以下に保つ一方で、計測の精度の観点から表面温度と主流温度との差を十分に確保する必要がある。本実験では、最低でも 5°C 以上の温度差が得られる主流温度で計測を行った。また、流れ方向への温度変化の幅は最大 6°C 程度である。なお、計測の不確かさは、スタントン数については約 $\pm 9\%$ である⁽¹²⁾。主流速度は、ブロー入口のバルブで調整する。

3.2 遷移モデルによる評価値との比較

円柱本数を3本に固定し、主流速度を20, 30および 40m/s ($Re = 1.3 \times 10^5$, 2.0×10^5 , 2.7×10^5)、円柱回転数を900, 1260および1500rpmとそれぞれ変化させ、時間平均熱伝達率 h を計測した。また、定常流で得られた層流境界層(円柱を取り除いて計測)、乱流境界層(平板前縁の前方に円柱を置き、その後流が平板を常時覆うようにして計測)



後流発生器と平板



熱伝達特性計測用平板

図5 実験装置概要

での熱伝達率、スタントン数をそれぞれ(h_L, h_T)(St_L, St_T)とする。遷移モデルによる熱伝達特性の評価を行うには、まず後流持続時間 τ_w を式(9)から求め、これを式(2)に代入して遷移開始点 x_{TW} を算出し、式(1)による間欠度 $\gamma(x)$ を求める。そして、後流の影響を受ける平板表面の時間平均熱伝達率 $h(x)$ 、スタントン数 $St(x)$ を次式で推定する。

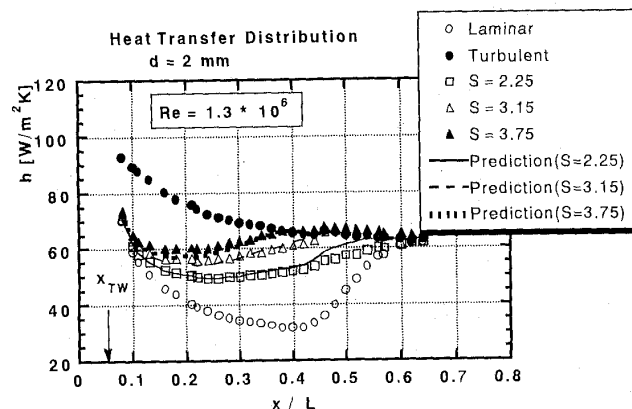


図6 後流影響下の平板境界層の熱伝達特性 ($Re = 1.3 \times 10^5$)

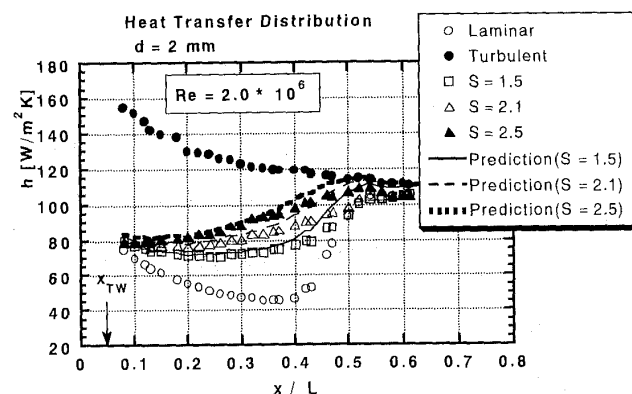


図7 後流影響下の平板境界層の熱伝達特性 ($Re = 2.0 \times 10^5$)

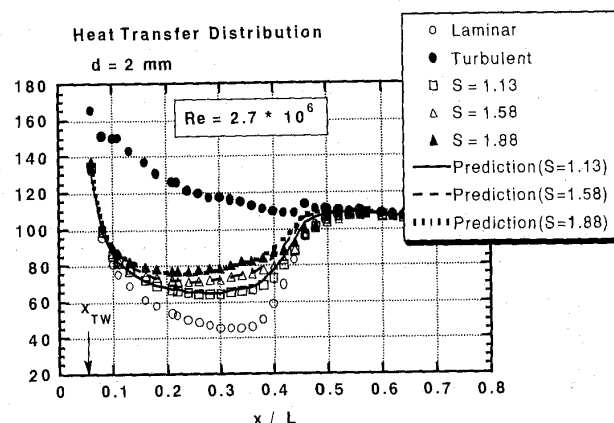


図8 後流影響下の平板境界層の熱伝達特性 ($Re = 2.7 \times 10^5$)

$$h(x) = (1 - \gamma(x))h_L(x) + \gamma(x)h_T(x) \quad (10)$$

$$St(x) = (1 - \gamma(x))St_L(x) + \gamma(x)St_T(x) \quad (11)$$

計測結果および式(10)による評価結果を図6～8に示す。これらの図から、後流周波数の低い場合の一部分を除き、式(10)による評価値は実験値によく一致することが確認された。このことは、式(2)による強制遷移開始点の推定および式(9)による後流持続時間の推定がほぼ妥当なものであることを示している。

図9には、強制遷移点の効果を見るため、式(2)により推定した強制遷移点 ($Re_{\theta TW} = 226$) および一定値 ($Re_{\theta TW} = 190$) を用いた場合の熱伝達率の評価結果を比較する。両者の差は大きくはないが、式(2)を用いた方がより実験値に近いことがわかる。また、図10には、円柱径を変えた場合 ($\phi d = 10$ mm) の実験と評価値との結果を示す。この場合も両者の値はよく一致している。

3.3 レイノルズ数の効果

3.2節での考察ではレイノルズ数とともにストローハル数 S も変化するため、レイノルズ数その

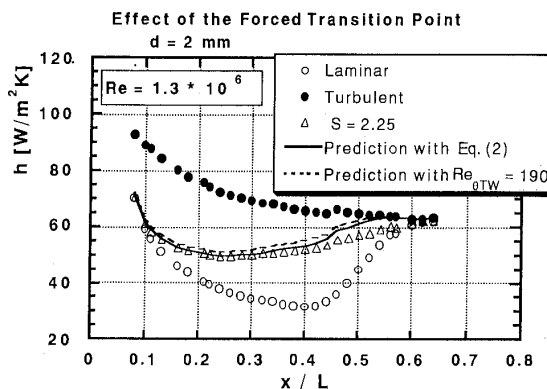


図9 後流による強制遷移開始位置の効果

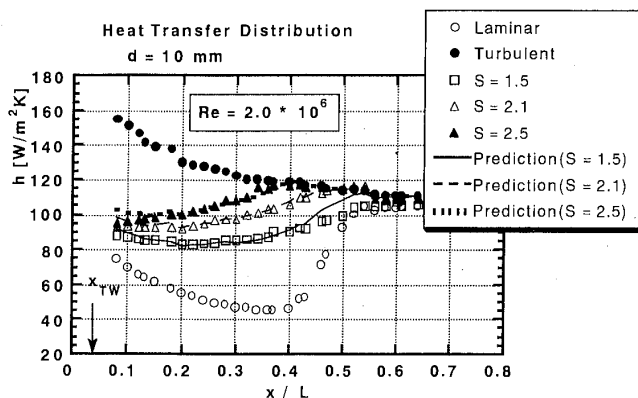


図10 後流影響下の平板境界層の熱伝達特性 ($d = 10$ mm)

ものの効果は評価できない。そこで、ストローハル数を一定に保つように円柱回転数を変化させ、そのときの時間平均熱伝達率を計測する。ここで式(1)の間欠度を次のように書き換える。

$$\gamma(x) = \left(\frac{1}{\beta_E} - \frac{1}{\beta_F} \right) \frac{x - x_{TW}}{L} S + \frac{S}{S_W}, \quad S_W = \frac{L}{U_{\infty} \tau_W} \quad (12)$$

図11には、ストローハル数1.8における、各レイノルズ数でのスタントン数分布を示す。非定常熱伝達に関する式(12)が正当であれば、レイノルズ数を変化させた場合でもそれぞれのスタントン数分布は、後流持続時間項の効果 (式(12)第2項) を除けば、ほぼ一致することが期待される。実際には、この項の存在、計測の不確かさの他、レイノルズ数の変化が定常流の遷移に影響し、これが時間平均熱伝達 (スタントン数) にも若干影響するため、これらは必ずしも一致はしない。また、遷移開始点や後流持続時間がレイノルズ数の影響を受けるため、結果として図11に示されるように、スタントン数の分布には多少のばらつきが生じている。しかし、全体としてはそれぞれの分布は一致する傾向にある。また、式(11)による評価値ともかなり一致している。今回の実験はそのデータ数が十分ではなく、議論の一般化は困難であるが、スタントン数表示した後流影響下の平板境界層の時間平均熱伝達特性は、主としてストローハル数の影響を受け、レイノルズ数からの影響は二次的なものであった。

3.4 翼問題への応用

今までの議論を実機で使用される翼の表面熱伝達特性の予測に応用した。対象とした翼は、Blairら⁽¹³⁾ が用いた動翼で、回転状態での翼表面の時間

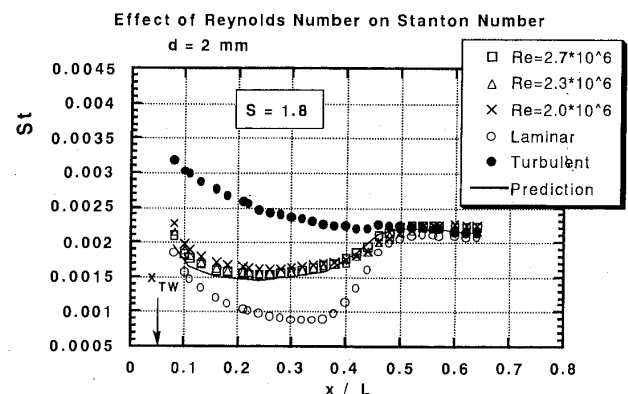


図11 スタントン数分布へのレイノルズ数の効果 (ストローハル数一定 = 1.8)

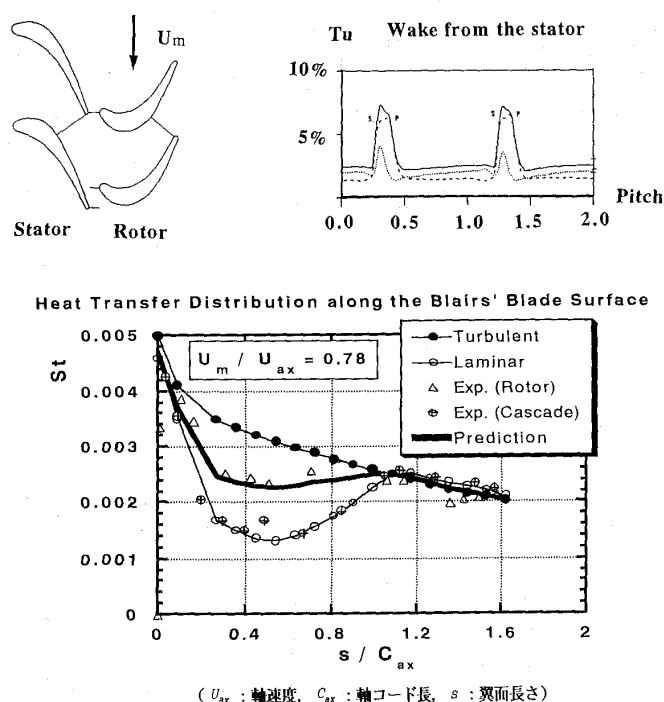


図12 翼問題への応用 (後流影響下の翼まわり熱伝達の評価)

平均スタントン数分布が測定されている。この分布と上で検討されてきた手法による評価結果の比較を図12に示す。なお、図中には、この翼の平均径断面形状と同一の断面を有する2次元翼列試験の結果 (cascade) も示されている。また、上流側静翼からの後流の計測結果 (乱れ度分布)⁽¹³⁾を併せて示す。本論文で示した手法は、主流乱れ度の小さい平板境界層についての実験結果に基づき展開されているため、その手法の翼への応用は保証されていないが、比較の結果、後流の影響を受ける動翼表面の熱伝達特性について、本論文で示した方法でかなり計測値に近い評価結果が得られることがわかった。もちろん、本手法には、翼問題へ応用する前にさらに検討しておくべき課題が多く残されており (例えば、表面速度が一定でない場合の取扱い方、など)、そのため、ここでの評価にはいくつかの推定値が用いられている。ただ、このことを考慮しても、本手法は翼問題に対しても十分に有効であると判断される。

4. 結 論

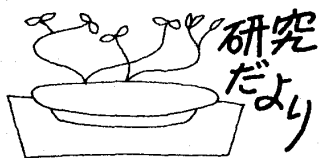
本研究では、著者らが提示した主流乱れが小さい場合の境界層強制遷移モデルについて、これを設計に応用するためのいくつかの考察を行った。また、主流レイノルズ数を変化させた場合の時間

平均熱伝達特性を計測し、遷移モデルを用いた評価結果との比較を行った。ここで得られた結果、知見等をまとめると以下になる。

- (1) 後流による境界層強制遷移開始点と後流持続時間との相関式を示した。
- (2) 後流内主流乱れ分布に Gauss 分布を想定し、その半値幅として速度分布の場合の1.4倍の値を用いることで、実験結果をかなり一致することを確認した。
- (3) 後流内乱れ度分布の4%以上の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義した。この定義による後流持続時間は、前報で得られた結果に基づいている、また、時間平均熱伝達特性について、この定義を用いた評価結果と今回の実験結果とがよく一致することを確認した。
- (4) ストローハル数で一定に保ちながらレイノルズ数を変化させた場合、得られた熱伝達特性をスタントン数で表示すると、それらの分布形状には大きな違いは見られず、また遷移モデルによる評価値に近くなることが確認された。また、今回の実験範囲でのレイノルズ数の効果は、圧力勾配のない平板境界層では副次的なものであった。
- (5) 本研究で示した手法を翼問題に適用し、その結果概ね妥当な結果が得られた。

参考文献

- (1) 船崎, 目黒, 山脇, 機論, 58-549, B(1992), 1401.
- (2) 船崎, 目黒, 山脇, 機論, 58-550, B(1992), 1761.
- (3) 船崎, 目黒, 山脇, 山下, 機論, 59-558, B (1993).
- (4) Mayle, R. E., ASME Paper 91-GT-261.
- (5) Abu-Ghannam, B. J., and Shaw, R., J. Mech. Eng. Science, Vol. 22, 1980, 213.
- (6) 生井, 井上, 粘性流体の力学, 理工学社, 224.
- (7) Pfeil, H., and Eifler, J., Forsch. Ing. -Wes., Band 41, 1975, 137.
- (8) Reichardt, H., VDI-Forschung. 414, 1942.
- (9) Dullenkopf, K., Schulz, A., and Witting, S., ASME Paper 90-GT-121, 1990.
- (10) O'Brien, J. E., and Capp, S. P., J. Turbomachinery, Vol. 111, 475.
- (11) 日野, スペクトル解析, 朝倉 (1977), 77
- (12) 目黒, 岩手大学大学院工学研究科修士論文 (平成3年度), 1992.
- (13) Blair, M., Dring, R. P., and Joslyn, H. D., ASME Paper 88-GT-125.



三井造船(株)回転機工場研究部 におけるガスタービン研究

三井造船(株)回転機工場研究部 高 木 俊 幸

1. 研究の概要

三井造船(株)では自社開発における産業用ガスタービン(1 MW~24MW)を各方面に提供してきているが、当研究部ではこれら産業用ガスタービンの主要要素である燃焼器、圧縮機、タービン、構造及び軸系について重点的に要素技術研究を行い、機能及び信頼性の向上に努めている。また、これらの技術を基に小型ガスタービンの試作研究も行っている(図1)。

2. ガスタービン関連研究開発

(1) 低 NO_x 燃焼器の開発

環境問題での社会的な要求に応えるため、希薄予混合燃焼方式により13A ガスを始めとする各種ガス燃料に対してNO_x 排出量35ppm(O₂ 16%)以下の低NO_x 燃焼器の研究開発を行い、1,000kW 級ガスタービン用に実用化している(図2)。さらにNO_x の低減を計るべく、燃焼空気及び燃焼ガスの流動状況の検討、触媒燃焼をはじめ各種燃焼方式に関する要素研究を実施している。また、ガスタービンの特徴の一つである燃料の多様化、特に石油代替燃料の利用に向けて希薄拡散2段燃焼方式や予蒸発予混合燃焼方式等の研究開

発を行っている。

(2) 遠心圧縮機の要素研究

コージェネレーションの普及に伴い、小型ガスタービンにおいても高効率化が厳しく要求されるようになってきている。このため、各種圧縮機羽根車、ディフューザ及びケーシングの各種モデル試験を実施し、高効率化、サージマージンや圧縮機間のマッチングなどの改善を計っている(図3)。また、内部流動の解析結果との比較検討などから損失発生箇所の特特定などに注力している。

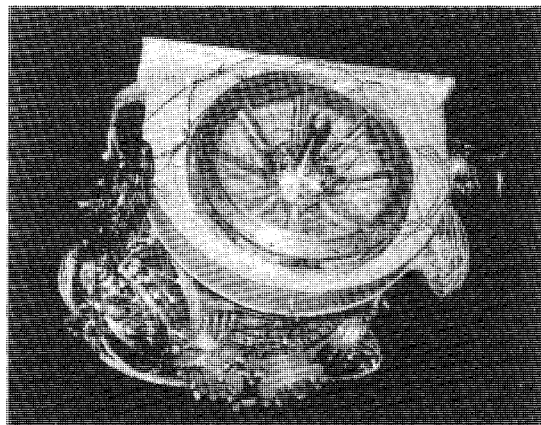


図1 小型ガスタービン試作機

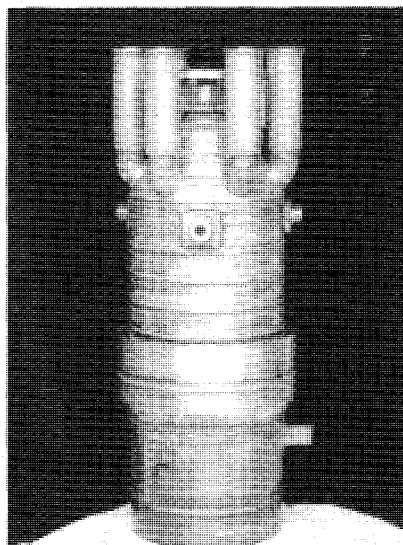


図2 希薄予混合燃焼方式低 NO_x 燃焼器

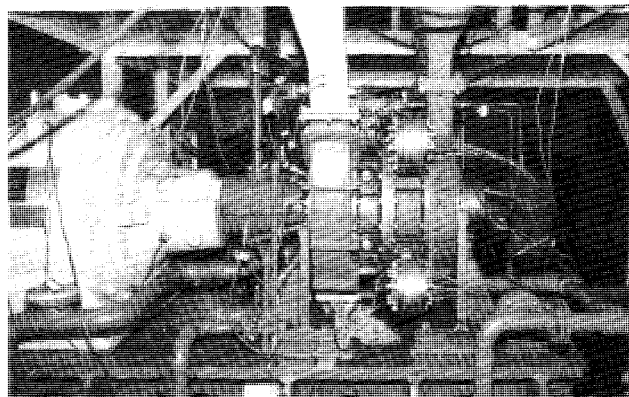


図3 遠心圧縮機試験装置

(平成5年1月11日原稿受付)

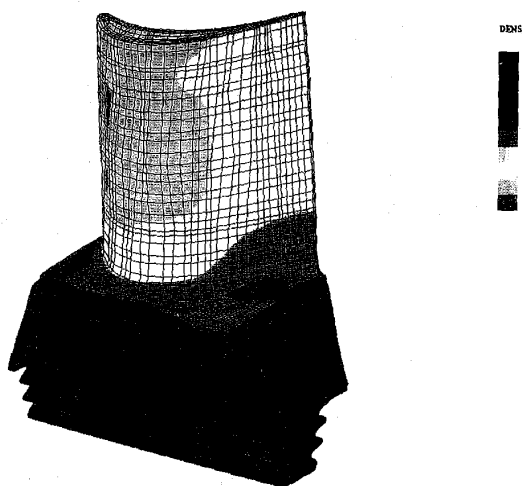


図4 タービン動翼・FEMフルモデル温度分布解析例

(3) タービンの要素研究

タービン入口燃焼ガスの高温化を計り、一方性能向上を計るために冷却空気量を低減することは欠かせない課題である。冷却構造の改良、高温耐熱材料の適用、耐酸化コーティングやTBCの寿命評価などの試作・評価試験及びFEMによる定常及び非定常温度・熱応力解析などを継続的に実施している。図4は空冷動翼の3次元フルモデルの解析結果の一例である。また、ガスタービンの普及に伴い、高温部品、特に動静翼の余寿命診断は重要になってきており、フィールドテストでのデータを参考に研究を進めている。

(4) 軸系の要素研究

ガスタービンは高温・高速化の傾向にあり、この条件のもとで安定した運転特性が要求される。このためロータの構造並びに環境条件を種々変化させ、予測特性との比較検討を行い、信頼性の高い軸系の研究開発を実施している(図5)。

(5) 熱流動解析技術の研究

各要素間の接続流路やケーシング内部の流れを改善することは総合的な性能向上を得る上で重要な課題の一つである。独自に開発した翼列内部流れ解析プログラム以外に汎用熱流動解析ソフトを利用し、実験結果との比較検討を行うことによりこれらの検証を行っている。図6はその一つであるFLUENTを用いてガスタービン入口ケーシングにおける流路外壁面の逆流域やストラット後流ウェークの縮小などの内部流れの改善を計った例である。

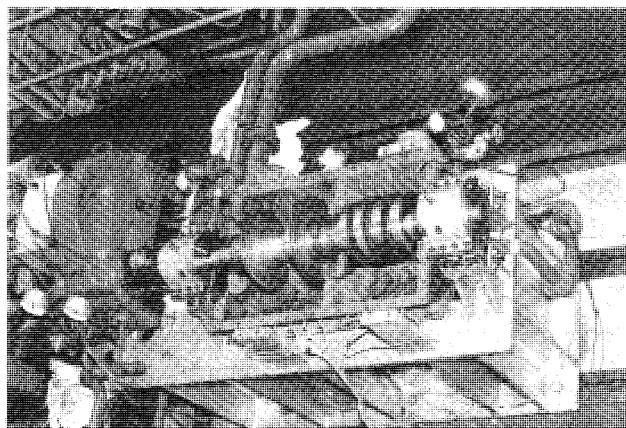
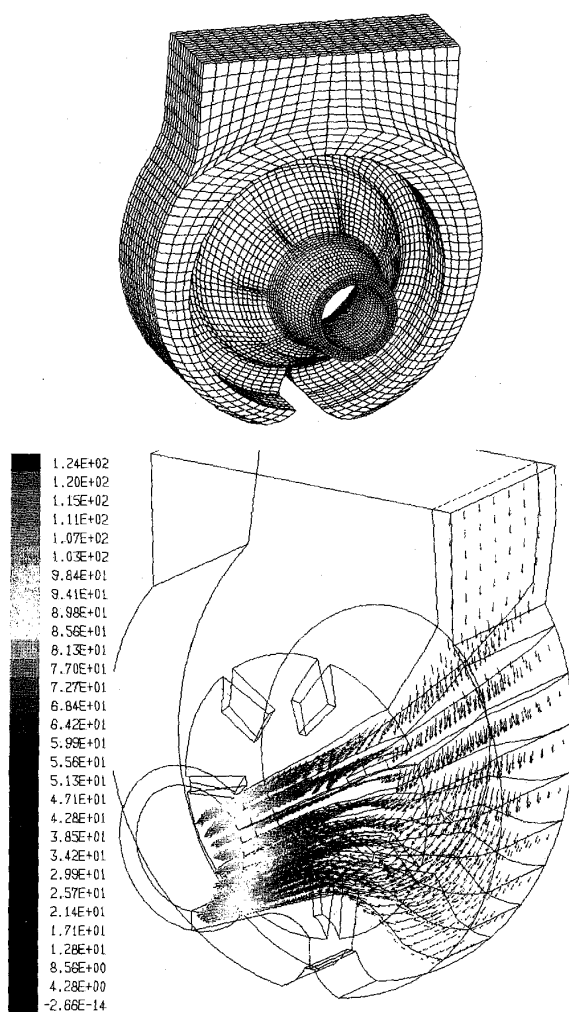


図5 ガスタービン軸系試験装置

図6 ガスタービン入口ケーシング内部流れ解析例
(グリッド及び速度分布: 単位 m/s)

3. あとがき

ガスタービンに対する各方面からの期待に応えるために、今後とも各要素及びシステムの性能向上、環境適合性の向上、信頼性の向上に関する研究開発を推進していく所存である。



1992 International Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery

航空宇宙技術研究所 吉田 豊明

ターボ機械の伝熱に関する1992年国際シンポジウムが1992年8月24日(月)から8月28日(金)までギリシャ・アテネ市郊外のマラソンで開催された。

本シンポジウムは、国連教育・科学・文化機構(UNESCO)、ミネソタ大学(R. J. Goldstein教授)、モスクワ州立技術大学(A. Leontiev教授)、アリゾナ州立大学(D. E. Metzger教授)、ベオグラード原子力科学研究所(M. Todorovic氏)の共催で行われたもので、ジェットエンジン、ガスタービンなどターボ機械における伝熱問題をテーマとして各国の研究者が発表、討論した国際研究集会である。伝熱研究に関しては、UNESCOの下部組織として、International Center for Heat and Mass Transfer(熱および物質伝達国際センター)がベオグラードにあり、同センターの運営により毎年2、3種類のテーマについて国際シンポジウムが開催されている。本シンポジウムは、その一環であり、当該のテーマについては、今回はじめて採り上げられ、60編の論文が提出された。内訳は、米国: 16, ドイツ: 9, CIS: 9, 日本: 5, 英国: 5, 中国: 2, 他14(ヨーロッパ各国, インド, 香港)である。発表・討論されたテーマを分類すると以下のようである。

- ・回転体の伝熱
- ・翼端部、翼内部の伝熱
- ・燃焼器、遮熱コーティング部品の伝熱
- ・伝熱研究の実験設備、計測技術
- ・衝突噴流の伝熱
- ・シール(封入)部、ベアリングの伝熱
- ・計算機援用の冷却構造設計技術
- ・熱流体の数値解析
- ・翼まわりの非定常熱伝達

これらのテーマから8つのセッションが構成さ

れ、各セッションでは、約35分の基調講演と約20分の普通講演3～6件が行われた。

日本からは、小幡(IHI)、川池(日立)、吉川(同志社大)、工藤(北大)、武石(三菱重工)の各氏と吉田(航技研)の6人が論文を提出して参加した。武石氏と筆者は、準備段階からシンポジウム委員会のメンバーに指名され、それぞれ基調講演を行う機会を与えられた。[Heat Transfer Research in the High Temperature Industrial Gas Turbines (Takeishi), Activities of Research and Development of High Temperature Turbines in Japan (Yoshida)] また、筆者は、26日午前のセッション“Heat Transfer Equipment and Design”の司会役を仰せつかった。

このシンポジウムの諸準備、運営は、実質的にR. J. Goldstein教授が中心となって行われた。当初ユーゴスラビアで開催される予定であったが、政情不安のためギリシャに変更された。また、旧ソ連からは、A. Leontiev教授を中心に本会議への多大な寄与が期待されたが、結果的に会議への出席はV. M. Epuphanow教授一人であった。

シンポジウムは、アテネ市郊外のマラソンにあるバンガロー形式のリゾートホテルで開催された(図1参照)。同ホテルには、夏期休暇としてヨー



図1 シンポジウム会場の Golden Coast Hotel

(平成5年1月19日原稿受付)



図2 日本からの参加者（左から小幡，吉田，川池，工藤，武石，吉川）

ロッパ各地から、のんびり水泳や、読書を楽しみに来ているように見える家族が多かった。会場には、ホテルの片隅にあるマラソンホールが当てられた(図2参照)。シンポジウムは、平均約60人が参加して、5日間、昼間の長い自由時間をはさんで朝から晩まで、友好的な雰囲気の中に、熱心でかつ率直な討論を交えてみっちり行われた。欠席者に対処してプログラムが連日変更となり、対応にとまどうこともあったが、結果として時間に余裕が生じたこともシンポジウムの自由な雰囲気を助長した。延長戦(?)がレストランにまでおよぶこともあった(図3参照)。Goldstein教授ほか運営者のご苦勞は大変であったと推察されるが、



図3 昼食時の懇談 (Prof. Goldstein, Prof. Patankar, Prof. Chyu, Prof. Metzger, Mrs. Patankar, 川池, 吉田)

定められた時刻、限られた時間に行う講演と一味違う貴重な経験となった。

今回のシンポジウムにおいて、筆者が特に印象を新にしたテーマは、乱流遷移の予測に関する展望と回転体の伝熱に関する研究状況であった。幸いにも本号の特集には、シンポジウムに参加された方の執筆もあり、シンポジウムでのトピックスを含む最近の趨勢が述べられているものと期待される。また、本シンポジウムに出された論文の紙数はかなり自由で、1件あたり10~20ページとなっており、近日中に論文集が出版される予定となっていることを記して、本稿のむすびとしたい。



1992 ASME COGEN-TURBO VI 国際会議講演会及び展示会

東京ガス(株) 柳 川 義 順

ASME の IGTI (International Gas Turbine Institute) が主催するコージェネレーションと発電用ガスタービンに関する第 6 回国際会議及び展示会が、9 月 1 日から 3 日までアメリカ テキサス州のエネルギーの街ヒューストンで開催された。出席者は 29 か国から 1,172 人にのぼった。訪問した当時ヒューストンは、盛夏であったばかりでなく、共和党の大統領候補にブッシュ氏を選出した直後で、その余韻がまだ残っている様なホットな時期であった。

筆者は、平田 賢先生を団長とする日本コージェネレーション研究会の第 8 回海外ミッションに参加して、この会議に出席した。

会議の構成は、次のとおりである。

- | | |
|-----------|------|
| ・基調講演 | 4 件 |
| ・論文発表 | 83 編 |
| ・パネルセッション | 4 件 |
| ・展示会 | 53 社 |

1. 基調講演

テーマは、“Addressing the Global Energy Challenge”で、スピーカーは

- ・ R. M. Chiste, Transco Energy Ventures Co.,
- ・ L. G. Brackeen, Houston Lighting & Power Co.,
- ・ R. Fleming Jr., New York State electric & Gas Corp.,
- ・ R. Salvatori, Westinghouse Electric Corp.,

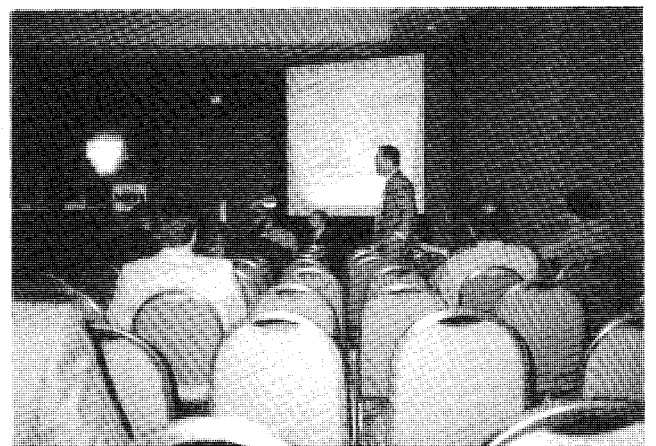
の 4 名であった。

この中で、特に独立電気事業者 (Independent Power Producer, 以下 IPP と略す。) と電力事業者との立場の異なった人々の意見を同時に聞くことが出来たのは興味深いものがあつた。すなわち、

IPP は、天然ガス依存を強めるブッシュ政権のエネルギー政策及び公益事業の規制緩和の動きの中で、クリーンで資源の豊富な天然ガスを燃料としたガスタービンによるコンバインドサイクルの発電事業を新たなビジネスチャンスとして捉え、環境にやさしく安価な電力を積極的に生み出すことに努力していると述べていた。一方、電力事業者は、天然ガスを燃料としたガスタービン発電は、設備投資が低価格で、リードタイムも短く、電源新設の早道であり、2000 年までに増設される発電設備の 63% はガスタービンになるとの予測もあるが、原料天然ガスの価格安定性及びこの発電設備を誰が作るかが問題であるとし、特に IPP による電力供給の信頼性不足を訴えていた。

2. 論文発表

17 のセッションに分かれて合計 83 編と、これまでになく多くの論文発表となった。国別に見ると、アメリカ 53, 日本 3 のほか、イタリア 4, イギリス 3, カナダ, ブラジル, インド, 中国, イラン, スイス各 2, スウェーデン, ドイツ, ベルギー, フランス, オーストリア, アイルランド, ロシア, UAE, 各 1 となっている。セッション別では、各セッションとも 4 ~ 6 編の論文発表があつた。日本からの発表は、関西電力(株)の松本氏、大阪府立



(平成 5 年 1 月 8 日原稿受付)

大学の横山、伊東両氏による「ガスタービン熱電併給システムの多段最適計画」の共同発表が初日にあり、この他では三菱重工業(株)と Westinghouse 社の共同発表による 2 編があった。

最近特に関心の高いリパワリングのセッションでは各国からの発表があった。イギリスでは、電力事業の民営化が発電への天然ガス利用戦略と相まって、コンバインドサイクルガスタービンを用いた多くのプロジェクトを生んでおり、その一号機で建設段階に入った Power Gen's Killingholme プロジェクト (90 万 kW) の概要を述べている。フランス電力公社は、ウルトラピークロード用設備としてガスタービンとディーゼルエンジンについてフィージビリティスタディーを行った。イタリアの ENEL は、既設発電設備とリパワリング改造後の設備との信頼性、凝縮水の利用可能性について比較分析を行った。アメリカからは、TURBINOx 軽油エマルジョンをガスタービン燃料に利用した場合の NOx コントロールに関する長期的デモンストレーションの結果の発表があり、またメーカーとして ABB 社から、コンバインドサイクルプラントのオーバーロード稼働としてのリパワリングの有益性を発表した。

3. パネルセッション

下記の 4 つのテーマのパネルセッションが行われた。

- ① コージェネレーション用ガスタービンの材料問題
- ② 非公益事業者のコージェネレーションプロジェクトの成功の鍵
- ③ 21 世紀の財政問題
- ④ 21 世紀の天然ガス輸送戦略

4. 展示会

国際会議と同一のホテルにおいて、ガスタービンと関連機器メーカー 53 社による展示会が大会期間を通じて行われた。国別には、アメリカ 50 社、ヨーロッパ 2 社、カナダ 1 社で、残念ながら日本からの出展はなかった。中でも ABB Power Generation, Inc. や Westinghouse Electric Corp., GE Power Generation などが広いブースで展示をしていた。



以上、ASME 主催の国際会議及び展示会の概要について述べたが、地球規模での環境問題解決に役立つため世界的に急激な発展を遂げつつあるコージェネレーションについて、その計画、実施面から新技術開発にわたり広範囲な分野の現状を直接肌で感ずることができたのは大変有意義であったが、わが国が地球環境問題に積極的に貢献するためにも、この ASME の COGEN-TURBO の国際会議にさらに積極的に参加し、ガスタービンによるコージェネレーションに関する先進技術を発表することを期待したい。



三菱220MW 級大容量高温ガスタービン701F

三菱重工業(株)高砂製作所タービン技術部 福江 一郎
三菱重工業(株)高砂製作所タービン開発課 青木 素直

1. はじめに

三菱重工では、この度50Hz 地区向けに出力220 MW の大容量ガスタービン701F を開発した。本ガスタービンはアドバンスドコンバインドサイクルプラントへの適用を目的とし、世界最高レベルの技術が結集された低公害、高温高効率ガスタービンで、先に開発した60Hz 機501F ガスタービンの姉妹機である。初号機製作後昨年6月より2年間に亘る、性能、信頼性検証試験を実施している。本稿では、701F ガスタービンの技術的特徴と実負荷検証試験設備を御紹介する。

2. 701F ガスタービンの特徴

図1に701F ガスタービンの断面図を示す。本ガスタービンは豊富な運転実績と高い信頼性を持つMW-501D/MW-701D ガスタービンの基本構造を踏襲し、高効率の17段軸流圧縮機と3次元設計された4段タービン及び世界最先端の予混合方式低NO_x燃焼器で構成されている。冷却翼は現

在までに29台の受注実績を持つMF-111ガスタービンで実証されたフィルム冷却静翼及びサーペンタイン流路対流冷却動翼を更に高度化した最高レベルのものである。図2にタービン冷却翼、表1に主要目を示す。

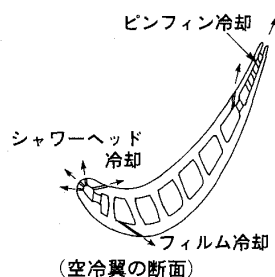
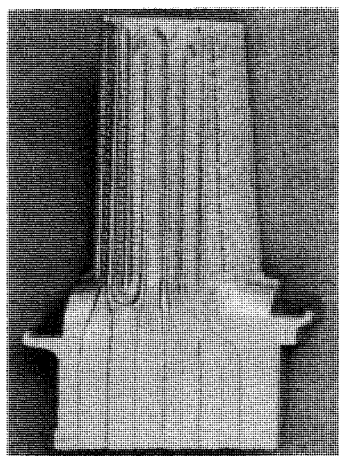


図2 タービン1段動翼カットモデル (冷却翼)

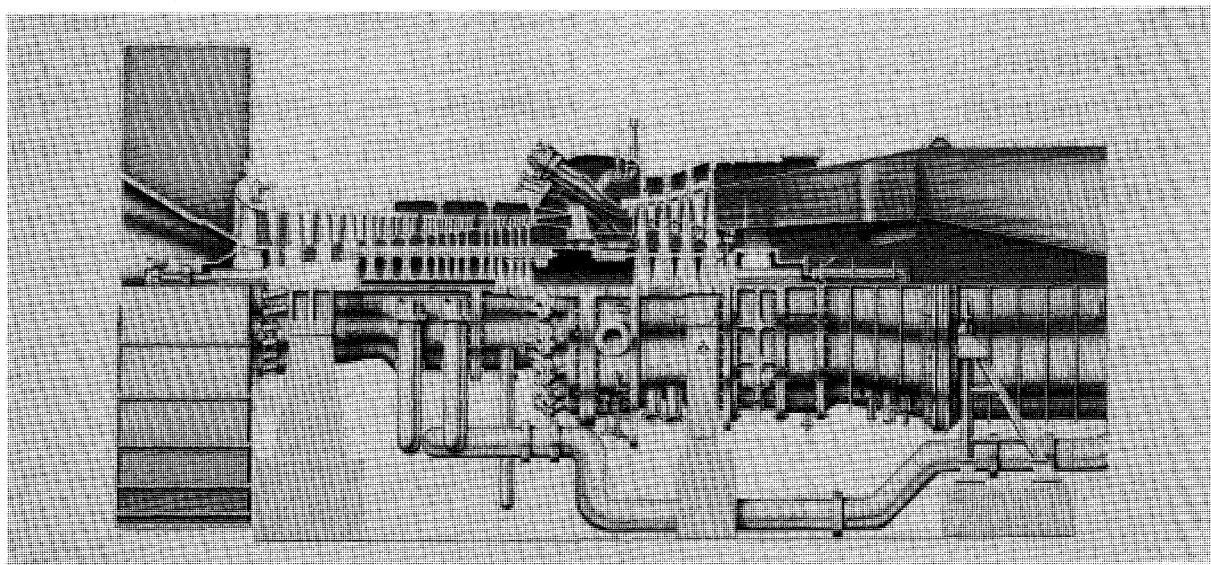


図1 701F ガスタービン断面

(平成5年1月14日原稿受付)

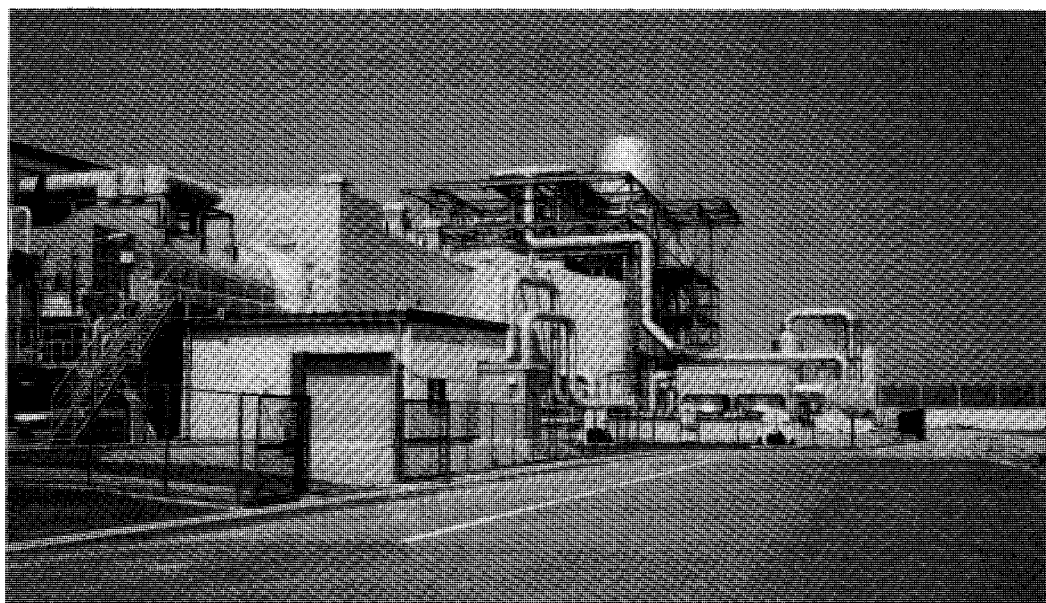


図3 実負荷試験設備

表1 701F ガスタービン主要目

出力 (MW)	221
圧力比	15.6
空気流量 (kg/sec)	616
回転数 (rpm)	3000
排ガス温度 (°C)	563
熱効率 (% , LHV)	36.1

(ISO大気条件, ガス焚き)

3. 実負荷試験設備

701F ガスタービンの性能及び信頼性を検証するため、弊社横浜製作所敷地内に実負荷試験設備を設置し平成4年6月より、長時間の検証試験を実施中である。この試験では、総数1300点にのぼる温度、圧力、応力の計測が行われガスタービンの性能及び信頼性を実証することになっている。本設備は、701F ガスタービン及び高温脱硝装置からなり、NO_x、騒音など環境対策に十分な配慮が払われている。又、発電出力は50Hz 電力系統に送電されている。本設備の外観を図3に配置図を図4に示す。本ガスタービンの制御には、全デジタル化された制御装置、及び、タッチオペレーション機能、アラーム一覧機能、トレンド機能、マルチウィンドウ機能を採用した高機能運転監視システムが用いられ、ガスタービン運転中は、通常警報項目以外の各部の温度、圧力、振動応力が常時監

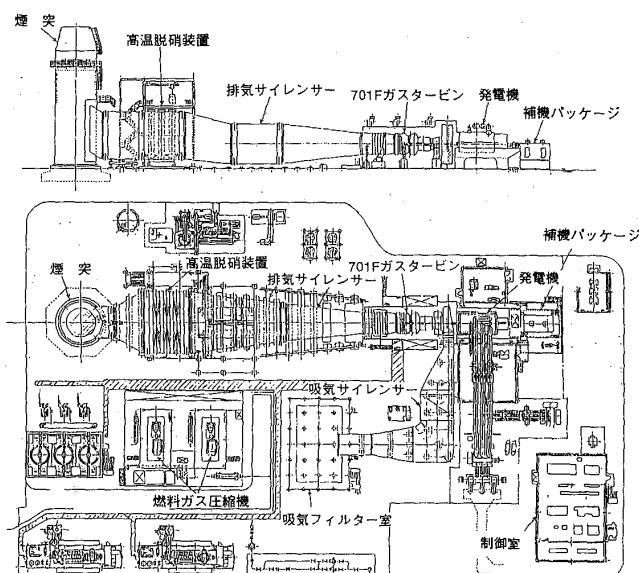


図4 実負荷試験設備配置図

視されている。主要なデータは即座に整理され、図表としてプリントアウトできるシステムとなっている。

4. あとがき

平成4年6月に実施した特殊計測では、機械的信頼性及び排ガス NO_x 値等に関して十分満足できる成果が得られた。引き続き実施中の検証試験において、701F ガスタービンの性能及び信頼性が検証され、今後、環境問題に適合する高効率コンバインドプラントの主機として、社会に貢献するものと期待している。



エバラ FT8型ガスタービン

(株)荏原製作所 豊島 昭

当社では、1988年、米国のユナイテッド・テクノロジー社傘下の産業用ガスタービン部門であるターボ・パワー・アンド・マリン社からFT8型ガスタービンに関して技術導入し、マーケティング・セールス・パッケージング・アフターサービス活動を行っている。以下、このガスタービンについて紹介する。

1. FT8型ガスタービンの概要

このガスタービンは、プラット・アンド・ホイットニー社の航空用ベストセラー・エンジンであるJT8D(生産台数: 1万3千台以上、累積運転時間: 3億5千万時間以上)を母体とした航転型ガスタービンである。

前世代航転型ガスタービンFT4型の1,200台以上の実績と最新の航空エンジンPW2000/4000シリーズの技術を取り入れて、1986年から開発されたものである。

2. その特徴

1) 高効率: 当ガスタービンは、単純開放サイクルで38%以上の発電機端熱効率(ガス燃料, ISO条件)を持つ、このクラスで世界最高のもので、それは下記の要因により達成されている。

- 圧縮機は、スプール構造で高圧力比を持つ。
- その前3段には、最新技術のCDA翼を採用。
- 圧縮機タービンにアクティブ・クリアランス・コントロールを採用。
- 発電用出力タービンの回転数は、3000/3600 rpm に対し、それぞれ最適設計で減速機不要。

2) 2軸式ガスタービン: 起動時には高圧ロータのみ回せばよく、スタート容量が小さくてよい。また、可変速式であり、部分負荷時高熱効率を維持。

3) 航空型ガスタービン: 重構造型に対して

- 小型軽量で、本体重量は僅か11.3トン
- 起動信頼性が高く、且つ急速起動が可能で定格負荷に達するまで約3分(緊急時)/約8分(常用時)
- 寿命は、累積運転時間のみにより、起動回数に制限なし。
- 縦割りのモジュール構造で、予備モジュールとの交換が容易で稼働率をあげることができる。
- 液/ガス燃料の混焼および負荷運転中の燃料切替が可能。

3. 性能および構造

主要目は表1の通りであり、その構造は図1の通りである。なお出力タービンは、正/逆両回転方向の2種をもっており、2倍容量両軸発電機を2台のFT8で駆動するツインパック方式も可能である。

表2は、それぞれを複合発電サイクルとした場合の特性を示す。

表1 FT8ガスタービン要目

形式		単純開放サイクル2軸式	
性能	ISO定格出力(発電機端) kW	25500 (ガス燃料)	
	ISO熱効率(発電機端) %	38.1 (ガス燃料)	
	ガス発生機・定格回転数 min ⁻¹	低圧 約7200	高圧 約12000
	出力タービン・定格回転数 min ⁻¹	3000, 3600, 5500	
	出力タービン速度範囲 %	約60~100	
	圧縮機定格圧力比	約20	
	空気定格流量 kg/s	約84	
	定格比出力 kW/kg/s	約300	
	タービン動翼入口ガス温度 °C	約1130	
	燃焼室	カンニュラ形(9筒)	
構造	圧縮機タービン	高圧 軸流1段 低圧 軸流2段	
	出力タービン	軸流4段又3段	
	軸受	ころがり軸受	
使用燃料		都市ガス、オフガス、灯油、軽油、A重油	
潤滑油		合成基油	
重量 kg		11300	

(平成4年12月25日原稿受付)

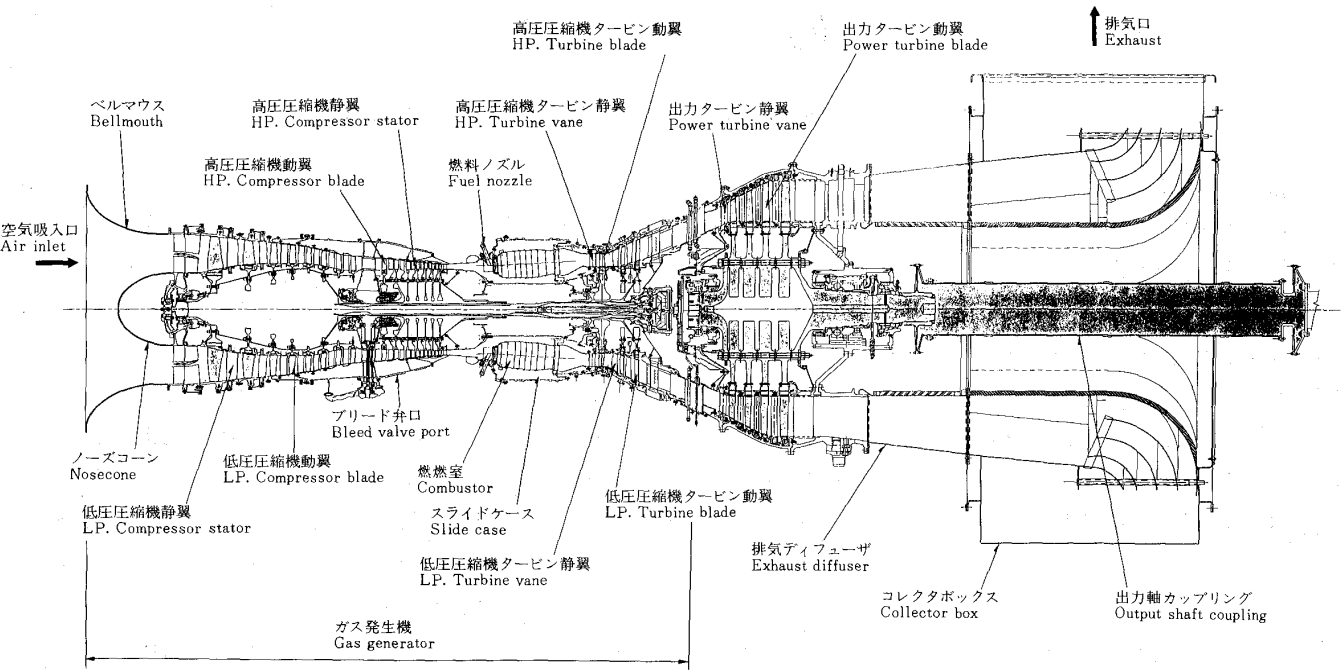


図1 FT8ガスタービン構造図

表2 FT8ガスタービン複合サイクル性能 (ガス燃料)

構 成	パワーバック	ツインバック
ガスタービン発電機端出力 kW	24900	50000
ガスタービン燃料消費率 kW	2420	2410
蒸気タービン発電機端出力 kcal/kWh	8600	17700
プラント合計出力 kW	33500	67700
プラント総合燃料消費率 kcal/kWh	1800	1780
プラント総合熱効率 %	47.8	48.3

表3 袖ヶ浦第二発電所での運転実績

	目標	実績
運転時間	約1000 (年間)	830
発電機端出力 (11℃ 及び効率 (24℃)	27MW / 36.3% 25MW / 35.4%	未テスト 25MW / 36.0%
排ガスNOx ppm	40	約30
騒音 dBA 機側	85	78
境界(昼間)	70	58
起動回数	-	230
起動信頼性 %	99	94

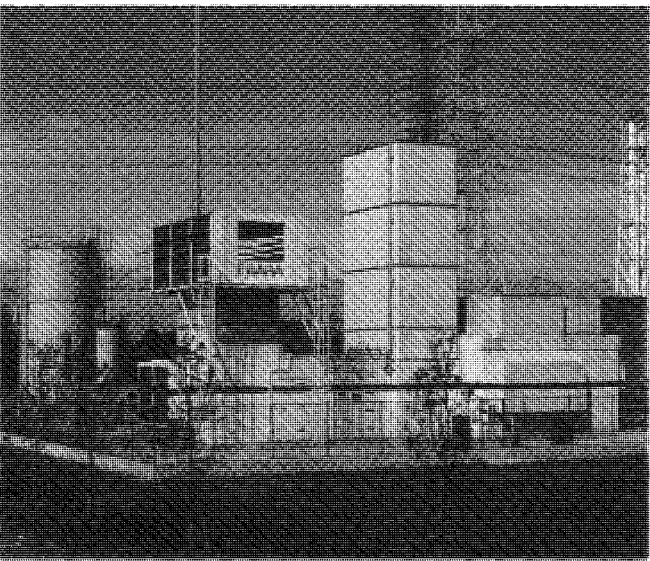


写真1 FT8発電設備

4. 袖ヶ浦工場試験・研究用発電設備の概要

写真1は、当社で試験・研究用として建設し、1992年7月以来稼働に入っているFT8の単純発電設備を示す。現在までの運転実績は、表3の通りであるが、已に世界で9台が稼働しておりその総累積運転時間は、1万時間におよぶ。

今後、この設備を利用して、次の試験・研究を行う予定である。

- a. 窒素酸化物低減の研究 (ドライ NOx バーナー等)
- b. ガスタービン性能の実証・改良
- c. 発電設備としての研究・改良
- d. 耐久性・予防保全の研究 (DSS, トレンド・モニタリング等)

総 目 次

第16巻第61号（昭和63年6月）～第20巻第80号（平成5年3月）

☆挨拶	☆	巻	号	頁
第13期会長就任挨拶	松 木 正 勝	16	61	1
第14期会長就任挨拶	田 中 英 穂	17	65	1
第15期会長就任挨拶	石 井 泰 之 助	18	69	1
第16期会長就任挨拶	平 山 直 道	19	73	1
第17期会長就任挨拶	丹 羽 高 尚	20	77	1
日本ガスタービン学会設立20周年記念特別号発刊によせて	平 山 直 道	20	79	1
設立20周年にさいして	丹 羽 高 尚	20	79	2
設立20周年記念式典祝辞	鳴野 英彦・大橋 秀雄 辛島 桂一・大桑 武雄 佐伯 謙	20	79	3
外国学協会祝辞		20	79	5
☆随 筆☆				
ガスタービン君、わが身内の	西 脇 仁 一	16	62	1
発想とその抵抗	岡 崎 卓 郎	16	63	1
エンジニアリング教育の変わる時	今 井 兼 一 郎	16	64	1
ガスタービンの思い出	矢 野 巍	17	66	1
ガスタービン技術者の教育	妹 尾 泰 利	17	68	1
随筆熱力学	中 村 健 也	18	70	1
ガスタービンマニアの独白	竹 矢 一 雄	18	71	1
ガスタービンの先駆者エリンとその後継者たち	中 原 盛 夫	19	73	3
ガスタービンとの歩み	佐 藤 豪	19	74	1
科学技術の転換点を迎えて	松 木 正 勝	19	75	1
ジェットエンジンとサーモプレッサー回顧	一 色 尚 次	20	78	1
日本ガスタービン学会奨励賞受賞者の抱負	熊倉 弘隆・米澤 克夫 瀧 将展	20	79	13
ガスタービン時代を迎えて	平 田 賢	20	80	1
☆論説・解説☆				
航空用ガスタービンの動向				
亜音速エンジンの動向				
航空エンジンの動向	村 島 完 治	16	61	7
超高バイパス比エンジンの動向と技術課題	杉 山 佐 太 雄	16	61	18
小型エンジンの動向と技術課題	鈴 木 二 郎	16	61	27
超高速機用エアブリージングエンジンの動向				
エンジンシステムとその課題	能 瀬 弘 幸	16	61	37

（平成5年1月28日原稿受付）

エンジン要素とその課題	蓑田 光弘・斉藤 隆 鎮西 信夫・松末 勝利	16 61 51
自動車（車両）用ガスタービンの動向		
車両用ガスタービン開発の動向	森 下 光	16 61 59
セラミックガスタービンの研究開発動向	石 渡 正 治	16 61 70
ガスタービン関連機器の進歩と将来の動向 特集号発刊にあたって...	青 木 千 明	16 63 3
吸気系統・排気系統		
吸気フィルタ	高 橋 松 男	16 63 4
消音装置	小 林 弘	16 63 9
燃料系統・制御系統		
民間航空機用燃料ポンプ	吉田 敏治・山川 豪	16 63 16
燃料ガス圧縮機	福 定 克 明	16 63 21
燃料処理装置	坂 部 隆 史	16 63 25
燃料制御装置	寺本 勲生・林 直司	16 63 30
ジェットエンジン用燃料噴射弁	中 村 秀 一	16 63 37
始動系統		
スタータ	三 谷 壽	16 63 41
ガスタービン起動用トルクコンバータ	佐 藤 公 一	16 63 45
点火系統	田 川 裕	16 63 50
潤滑系統		
セラミックス転がり軸受	安井 啓剛・竹林 博明	16 63 56
すべり型軸受	田中 正・江上 敏夫 上里 元久	16 63 61
ガスタービン用軸封装置	古賀 忠・陣内 毅	16 63 65
空冷オイルクーラ	馬路 光二・中野 昭徳 森 正和・神農 満雄	16 63 73
ガスタービン排ガス対策技術		
「ガスタービン排ガス対策技術」小特集について	小 島 民 生	16 64 3
ガスタービンの環境関連法規制について		
陸用定置型ガスタービンの排ガス規制について	斉 藤 孟	16 64 4
航空機用ガスタービンの排ガス規制について	佐 藤 幸 徳	16 64 11
燃焼器関連技術について		
拡散型燃焼器		
拡散型燃焼器における NO _x 低減技術（その1）	森 建 二	16 64 14
拡散型燃焼器における NO _x 低減技術（その2）	安部 利男・杉本 富男 山田 茂豊・手島 清美	16 64 19
予混合型燃焼器		
予混合型燃焼器における NO _x 低減技術（その1）	萬代 重美・青山 邦明	16 64 25
予混合型燃焼器における NO _x 低減技術（その2）	前田 福夫・高原 健司 岡本 安夫・岡本 浩明 岩井 保憲	16 64 31
予混合型燃焼器における NO _x 低減技術（その3）	黒田 倫夫・石橋 洋二	16 64 37
予混合型燃焼器における NO _x 低減技術（その4）	L. B. Davis Jr. M. B. Hilt	16 64 42
予混合型燃焼器における NO _x 低減技術（その5）	堀 内 正 司	16 64 47
ガスタービン用低 NO _x 触媒燃焼器の開発状況	小 沢 靖	16 64 56

ガスタービン用排煙脱硝装置について	小林 敬 古	16	64	64
高負荷なガスタービン燃焼器の設計手法	田丸 卓・下平 一雄	16	64	70
特集『数値解析・設計』				
発刊にあたって	荒 木 達 雄	17	65	3
数値シミュレーション技術				
流れの数値解析	大宮司久明・山本 悟	17	65	4
コンピュータによる流れの可視化	吉田 豊明・野崎 理	17	65	11
スーパーコンピュータの現状の将来	前田 正大・田村 敦宏	17	65	15
非定常翼列	難 波 昌 伸	17	65	19
燃焼現象の解析	香月 正司・水谷 幸夫	17	65	23
数値シミュレーションの応用				
三次元流れの数値シミュレーションを利用した				
ファンの空力設計	山本 一臣・斉藤 喜夫	17	65	29
圧縮機の設計	永 野 進	17	65	33
軸流タービンの三次元乱流解析	鹿野 芳雄・池川 昌弘	17	65	39
軸流タービンの三次元設計	佐藤 友彦・青木 素直	17	65	46
逆解法による二次元タービン翼列設計	橋 本 啓 介	17	65	52
翼表面の熱伝達率解析	福 山 佳 孝	17	65	60
最近のガスタービン用材料の動向と進歩	大 浜 信 一	17	66	3
特集『セラミックガスタービン』				
「セラミックガスタービン」特集号発刊にあたって	高 田 浩 之	17	67	1
コージェネレーション用および				
可搬式発電用セラミックスガスタービンの研究開発				
ムーンライト計画における研究開発の概要	永松 荘一・松田 幸雄	17	67	2
コージェネレーション用再生一軸式				
セラミックスガスタービン	倉 田 公 雄	17	67	5
コージェネレーション用再生二軸式				
セラミックスガスタービン	星 野 昭 史	17	67	13
可搬式発電用再生二軸式セラミックガスタービン	浜 田 義 次	17	67	21
自動車用セラミックガスタービンの研究開発				
自動車用セラミックスガスタービンの				
フィージビリティスタディの概要	金 子 安 雄	17	67	31
自動車用セラミックガスタービンエンジン研究開発の				
基本計画	石 渡 正 治	17	67	34
欧米における研究開発の現状	伊 藤 高 根	17	67	41
『ガスタービンにおける計測・制御の進歩』				
小特集号発刊にあたって	青 木 千 明	17	68	3
制御システム				
発電用ガスタービンディジタル制御装置	岩見谷建志・足立 茂樹	17	68	4
瀧花 清作				
ジェットエンジンの電子式制御	山崎 達雄・弘松 幹雄	17	68	9
故障診断				
人工知能 (AI) を利用した故障診断装置	黒崎 泰充・宮本 裕一	17	68	14
西野 公祥・稲垣 雅也				
振動検出による異常診断	梅 村 直	17	68	19

油滑油監視による故障診断	森	崇	17	68	24
モニタリング					
運転中の動翼の振動計測法	青野比良夫・川嶋	鋭裕	17	68	29
	近田 哲夫・飯沼	秀靖			
運転中の動翼の先端隙間計測法	越 沼	威	17	68	33
温度の光学的計測法	武石賢一郎・松浦	正昭	17	68	38
小特集「我が国のガスタービン関連プロジェクトの概況」					
「我が国のガスタービン関連プロジェクトの概況」					
小特集号発刊にあたって	荒 木 達 雄		18	69	5
石炭ガス化複合発電用セラミックガスタービンの開発	土 屋 利 明		18	69	6
発電用大型セラミックガスタービンの開発	石川 浩・阿部 俊夫		18	69	10
	久松 暢				
石炭ガス化複合発電用ガスタービン	加藤 静男・黒田 廣男		18	69	14
ACT90開発プロジェクト	志 賀 永 欣		18	69	18
石油火力発電所メタノール転換等実証試験					
(メタノール改質型発電トータルシステム実証試験)の概要	松 尾 次 雄		18	69	22
コージェネレーションシステム用石油系燃料低 NO _x 型					
ガスタービンの高度化利用技術の研究開発	宮 渕 吉 洋		18	69	26
次世代高効率ガスタービンの開発	斎藤 哲郎・狩野 公男		18	69	30
ブレイトンサイクルを利用した宇宙熱発電システム	江口 邦久・中村 嘉宏		18	70	3
	岸本 健治				
特集「ガスタービンにおける電算機の利用」					
特集後発刊にあたって	本 間 友 博		18	71	3
先端 CAD 技術					
CAD 技術の現状と将来	岩田 一明・小野里雅彦		18	71	4
ガスタービンにおける CAD	青 木 素 直		18	71	8
構造設計と電算機利用					
有限要素法による構造設計の現状と将来	大鍋 寿一・船渡川 治		18	71	12
非弾性設計の現状と将来	大 野 信 忠		18	71	18
損傷許容設計の展望	遠 道 忠 良		18	71	22
製造と電算機利用					
生産技術における電算機利用	田川 秀弘・春日 裕三		18	71	26
	関 知仁・田口 道夫				
	赤 信彦・佐藤 孝行				
鉄鋼メーカー材料試験センターの FA システム	大塚 俊平・井上 晃		18	71	32
	岡田 晃				
非破壊検査	細 川 孝 人		18	71	37
材料開発における電算機利用					
—金属材料技術研究所材料設計研究部における					
コンピュータ利用の現状—	星本 健一・山崎 道夫		18	71	43
運転試験及びメンテナンス					
運転試験での監視装置					
(V2500エンジン自動計測システムの概要)	森 下 幸 男		18	71	48
ダイナミック・シミュレーション技術	杉 山 七 契		18	71	56
航空機整備における部品補給への電算機の利用	古 田 明		18	71	60

地球環境問題の概要

ー温暖化問題を中心にー	加藤 三郎・柳下 正治	18	72	1
ガスタービンの排ガス計測技術				
排ガス成分の計測方法及び計測機器	山田 毅・河原林成行	18	72	6
産業用ガスタービンの排ガス計測	日下 巖・黒田 倫夫	18	72	13
航空用ガスタービンの排ガス計測	柏 木 武	18	72	19
ガスタービンの排ガス計測法に関する国際規格等の動向	青木 千明・佐藤 幸徳	18	72	24
ターボチャージャ特集号発刊にあたって	荒 木 巍	19	73	7
タービチャージャの最近の進歩	吉 識 晴 夫	19	73	8
船用ターボチャージャ				
大型エンジン用ターボチャージャ	大津 正樹・花房 真 竹内 範治	19	73	12
中小型エンジン用ターボチャージャ	加藤 利夫・駒形 正敏	19	73	19
自動車用ターボチャージャ				
乗用車用ターボチャージャ	松平 伸康・松尾 栄人	19	73	25
トラック・バス用ターボチャージャ	古 川 弘	19	73	30
特殊用途のターボチャージャ	高 瀬 謙 二 郎	19	73	37
過給エンジンの進歩				
船用過給エンジンー特に小型漁船用				
シーケンシャルターボチャージングシステムについて	大橋 良一・稲葉 均	19	73	41
自動車用過給エンジン	庭月野 恭・高野 東作	19	73	46
航空用小型ガスタービンエンジンの動向	M. Stoten・吉中 司	19	74	3
特集「材料・新素材」				
「材料・新素材特集号」発刊にあたって	宮 地 敏 雄	19	75	3
ガスタービンと新素材	塩 入 淳 平	19	75	4
耐熱合金の分野での新素材	冨塚 功・山崎 道夫	19	75	10
セラミックス	浜 野 義 光	19	75	17
複合材料				
FRPー繊維強化プラスチック	大 鍋 寿 一	19	75	23
FRMー繊維強化金属	今 井 義 一	19	75	27
FRCー繊維強化セラミックス	上野 和夫・木下 寛	19	75	33
C/Cー炭素繊維強化炭素複合材料	田辺 靖博・安田 榮一	19	75	37
金属間化合物	宮下 卓也・日野 春樹 藤岡 順三・西山 幸夫	19	75	41
傾斜機能材料	吉 田 豊 明	19	75	45
小特集「旋回失速・サージング・フラッタなど」				
小特集号発刊にあたって	水 木 新 平	19	76	1
フラッタ				
高速翼列フラッタ	難 波 昌 伸	19	76	2
構造との関連	青 野 比 良 夫	19	76	7
失速フラッタ	田 中 英 穂	19	76	14
旋回失速とサージング				
軸流圧縮機の旋回失速	高田 浩之・西沢 敏雄	19	76	19
遠心圧縮機の旋回失速	西田 秀夫・福島 康雄	19	76	25
軸流圧縮機のサージング	柏原 康成・石井 博	19	76	31

遠心圧縮機のサージング	速 見 洋	19	76	36
集中定数モデル	水 木 新 平	19	76	43
サージの制御	山 口 信 行	19	76	50
非定常空力問題のトピックス	石 原 国 彦	19	76	59
小特集「超音速輸送機用推進システムの研究開発」				
小特集号発刊にあたって	梶 昭 次 郎	20	77	3
大型プロジェクト				
「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の概要	市丸 修・黒沢 俊晴	20	77	4
「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の進め方	村 島 完 治	20	77	8
ラムジェットの研究開発の現状	多 々 良 篤 輔	20	77	12
高性能ターボジェットの研究開発の現状	玉 木 貞 一	20	77	18
計測制御システムの研究開発の現状	杉 本 尚 旺	20	77	24
システム構成要素の研究開発の現状	鈴 木 二 郎	20	77	30
コンバインドサイクルエンジンの研究開発の現状	竹 生 健 二	20	77	38
航空宇宙技術研究所における先進要素研究の現状	能 瀬 弘 幸	20	77	44
各種コージェネ設備の比較	手 島 清 美	20	79	92
ディーゼルエンジン・コージェネレーション	野 田 康 宏	20	79	91
ガスエンジン・コージェネレーションの現状と今後の課題	小 林 渡 洋 雄	20	79	98
ガスタービン・コージェネレーション	大 槻 幸 雄	20	79	104
発電用ガスタービンの燃料	池 上 寿 和	20	79	110
LNG 及び都市ガス	三 浦 千 太 郎	20	79	110
製油所におけるガスタービン燃料	足 立 公	20	79	117
製鉄所の副生ガス	天野 忍・相馬 冬樹	20	79	122
	高野 英樹			
新型ガスタービンサイクルとシステム	竹 矢 一 雄	20	79	126
小特集「高温ガスタービンの冷却」特集号発刊にあたって	伊 藤 源 嗣	20	80	3
高温ガスタービンの冷却技術の進展と将来	吉 田 豊 明	20	80	4
タービン翼の内部冷却技術の進展	川池 和彦・安斉 俊一	20	80	10
フィルム冷却技術の進展	武 石 賢 一 郎	20	80	18
翼外面熱伝達率の予測	福山 佳孝・デバス ビスワス	20	80	26
タービン動翼内部対流熱伝達に及ぼす回転の影響	山脇 栄道・望月 貞成	20	80	34
新媒体冷却方式によるガスタービン翼の冷却	小 幡 正 一	20	80	41
燃焼器の冷却技術	萬 代 重 実	20	80	49
ロータ冷却とホットガスのシール	浜 辺 謙 二	20	80	54
☆講 義☆				
騒 音(2)	梶 昭 次 郎	16	62	5
Heat Transfer in Aero Engine GAS TURBINE				
PART I	C.T.J. Scrivener	18	69	34
PART II	C.T.J. Scrivener	18	70	11
騒 音(3)	梶 昭 次 郎	18	71	64
材料の破壊の基礎(1)	塩 谷 義	20	78	10
材料の破壊の基礎(2)	塩 谷 義	20	79	153
材料の破壊の基礎(3)	塩 谷 義	20	80	62

☆技術論文☆

ダンプティフューザ型燃焼器の流動機構	森岡 禎・本阿弥真治	16	61	81
ガスタービン翼背面の膜冷却に関する実験的研究				
および全面膜冷却への応用の試み	吉川 進三・坂口 勝次	16	62	16
レイノルズ数がターボファンエンジンの飛行性能に				
及ぼす影響について	神津 正男・八島 聡	16	63	78
反応焼結 SiC 製燃焼器ライナの開発と問題点	佐々木正史・伊藤 高根	16	63	88
	牛島 雄二・松尾 康史			
	服部 善憲			
低酸素再熱燃焼器の研究				
(高効率ガスタービン再熱燃焼器の短縮化)	山田 秀志・下平 一雄	16	64	77
	堀内 正司			
ガスタービンの動特性のスティッフ性と非線形性				
(第1報: サージを含む広域シミュレーションへの適用)	稲 垣 詠 一	16	64	85
輻射環境を積極的に制御した高温・高圧場用温度プローブの				
試作研究	佐藤 幸徳・米沢 克夫	16	64	95
	堀 守雄			
角度付き乱流促進体の研究	船崎 健一・D. E. Metzger	17	65	66
145MW 副生ガス焚きコンバインドサイクルプラントの運転実績	天野 忍・相馬 冬樹	17	65	73
エンジン入口温度の変化がターボファンエンジンの修正性能が				
及ぼす影響について	神津 正男・八島 聡	17	65	79
2次元ガスタービン翼例の熱伝達率	デバシス ビスワス			
(低レイノルズ数 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた数値解析)	福山 佳孝・荒木 達雄	17	66	11
翼端部振りが翼列性能に及ぼす効果とその最適化	佐藤 哲也・梶 昭次郎	17	66	19
ターボファンエンジン飛行性能算出の一方法	神津 正男・八島 聡	17	66	27
流線法による多段軸流圧縮機の空力設計	大山 耕一・松木 正勝	17	66	38
	鳥崎 忠雄・菅原 昇			
セラミック動翼嵌合方法の研究 (第一報)	北島 秀昭・古瀬 裕	17	67	50
	小野 拓郎・鳥山 彰			
発電機用可変案内翼付2軸再生式ガスタービン制御系の開発	熊倉 弘隆・松村 利夫	17	67	57
	鶴田 栄二・渡辺 秋範			
非圧縮流から超音速流までの翼列振動時翼間空力干渉及び				
フラッタ特性に関する研究	花村 康治・山口 和夫	17	67	66
	平野 孝典・鈴木 和富			
旋回流による管路内気柱共鳴	葉山 眞治・渡辺 辰郎	17	68	42
圧縮機特性のサージ挙動への影響に関する一考察	西 原 義 美	17	68	48
セラミック軸受のジェットエンジンへの適用に関する研究	伊藤 一人・青木 千明	17	68	56
	増本 雄治・木村 隆夫			
	竹林 博明・阿部 豊			
過給機駆動用ラジアル排気タービンの非定常流特性に関する研究				
第1報 時間平均法による性能予測	小西 奎二・吉織 晴夫	18	69	41
都市ガスー燃焼排気ガス簡易 NO _x 低減装置の試験	吉川 英夫・林 成希	18	69	49
	橘川 功・小山 正晴			
	平山 直道			

ガスタービン触媒燃焼器用触媒の高圧下における反応特性	林 茂・山田 秀志 下平 一雄	18	69	55
パラジウム触媒によるメタン燃焼の特異性	林 茂・山田 秀志	18	70	17
セラミックスの信頼性評価と設計基準	鈴木 章彦・浜中 順一 酒井 啓一・倉田 公雄	18	70	25
ダンプディフューザ型燃焼器内の急拡大部における 噴流と再循環渦の挙動	佐藤 篤・本阿弥眞治	18	71	73
超音速燃焼器における空力混合の基礎研究	河合 理文・安藤 安則 池田 英人・藤森 俊郎 大森 保紀・麻生 茂	18	71	80
ハイブリッド触媒燃焼器の研究 (第2報)	原 之義・土屋 利明 山中 矢・芳根 俊之 山田 正彦・古屋 富明 早田 輝信	18	71	86
ガスタービン用セラミック燃焼器の開発 (模擬石炭ガス燃料による実圧燃焼試験結果)	原 之義・古瀬 裕 土屋 利明・前田 福夫 佐藤 雄三・岩井 保憲	18	72	28
噴流混合形燃焼器における気流噴射弁と渦巻噴射弁の比較	荒井 雅隆・廣安 博之 中曾 伸二	18	72	38
弾性ロータを有する乗用車用ターボチャージャの 釣り合わせに関する研究	牛島 雄二・佐々木正史 後藤 勉	19	73	51
トランスペュータを用いたガスタービン動特性の並列処理	稲垣 詠一・稲葉 励 河村 洋	19	73	57
タービンの動・静翼の干渉によって生ずる非定常二次流れ	山本 孝正・三村富嗣雄 臼井 弘・太田 英輔 松木 正勝	19	74	13
軸流タービン段での後流励振力に対する翼列間隔効果	船 崎 健 一	19	74	21
噴流旋回型環状高負荷燃焼器の研究	米沢 克夫・小幡 正一 藤 秀美・後藤 聡	19	74	28
曲げ振動する遷音速圧縮機環状翼列に作用する 非定常空気力の測定 (第2報)	小林 紘・生沼 秀司	19	75	50
構造用 C/C 複合材料の強度試験	小河 昭紀・祖父江 靖 橋本 良作・松末 勝利	19	75	58
乱流促進リブの形状が伝熱・流動特性に及ぼす効果	安斉 俊一・川池 和彦 松崎 裕之・竹原 勲	19	75	65
水素燃料ラム燃焼器模型の NO _x 排出特性	田丸 卓・下平 一雄 斉藤 隆・山田 秀司 堀内 正司	19	79	64
二次元振動翼列内の非粘性流解析	鹿野 芳雄・名村 清	19	76	70
ガスタービン静翼材の熱疲労き裂シミュレーションによる寿命評価	藤山 一成・岡部 永年 村上 格・吉岡 洋明	19	76	78
回転蓄熱式熱交換器のコアのセル形状の最適化	酒井 逸朗・小沢 理夫	19	76	85

2CaO・SiO₂-CaO・ZrO₂系プラズマ溶射熱遮蔽皮膜の

高温安定性	中平 宏・原田 良夫 三船 法行・余頃 孝之 山根 洋	20	77	52
副空式渦巻燃焼器の排気特性	大久保陽一郎・野村 佳洋 井戸田芳典・郡司 善壽	20	77	60
改良型 $k-\epsilon$ 乱流モデルを使用した遷移境界層の数値解析	デバシス ビスワス	20	77	68
(1) 改良型 $k-\epsilon$ 乱流モデルの提案	福山 佳孝・荒木 達雄			
ガスタービン用燃料供給源としての水素吸蔵合金				
ー水素系の水素放出特性	湯浅 三郎・後藤 登	20	78	16
改良型 $k-\epsilon$ 乱流モデルを使用した遷移境界層の数値解析	デバシス ビスワス	20	78	25
(第2報: 実用問題への適用性の検討)	福山 佳孝・荒木 達雄			
ハイブリッド触媒燃焼器の研究 (第3報)	原 之義・古瀬 裕 土屋 利明・古屋 富明 芳根 俊行・山中 矢 山田 正彦	20	78	32
メタン燃料ライナ型ラム燃焼器の燃焼問題	田丸 卓・下平 一雄 山田 秀志	20	79	158
マッハ5クラス高性能インテークに関する研究	坂田 公夫・柳 良二 村上 哲・進藤 重美 野田 順一・本阿彌眞治 白石 和雄・田中 厚成	20	79	165
燃焼による層流化現象のモデリング	李 昌彦・小沼 義昭	20	79	172
軸流・遠心給合型式小型圧縮機の開発	橋本 啓介・荒井 正志 須賀 信也・松岡 右典	20	80	70
後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究 (特にレイノルズ数の効果について)	船崎 健一・山下 嘉弘 山脇 栄道	20	80	77

☆研究所だより☆

航空宇宙技術研究所における航空エンジン研究部門の紹介	能 瀬 弘 幸	16	61	89
日産自動車(株)中央研究所	佐々木 正 史	16	62	24
三菱自動車工業(株)	酒 井 逸 朗	16	63	95
トヨタ自動車(株)東富士研究所	岩 井 益 美	16	64	102
ヤンマーディーゼル(株)	荒 川 貞 雄	17	66	52
(株)日本自動車研究所	山 下 賢 治	17	67	76
工業技術院機械技術研究所	内 山 芳 忠	17	68	61
東京大学生産技術研究所熱エネルギー変換工学研究室	吉 識 晴 夫	18	69	64
九州大学工学部動力機械工学科空気機械研究室	井 上 雅 弘	18	70	31
法政大学工学部機械工学科のガスタービン関連の 研究室および流体工学研究室	水 木 新 平	18	71	94
宇宙科学研究所・エアーターボラムジェットの開発研究	棚 次 亘 弘	18	72	61
東北大学工学部機械航空工学科計算機援用工学講座	大 宮 司 久 明	19	74	39
船舶技術研究所のガスタービン研究	森 下 輝 夫	19	75	74
東芝京浜事業所におけるガスタービン研究開発	和 泉 敦 彦	19	76	91

三菱重工業(株)高砂研究所のガスタービン研究	佐藤友彦	20	77	76
川崎重工業(株)明石技術研究所の紹介	森建二	20	78	38
石川島播磨重工業(株)技術研究所におけるガスタービンおよび 過給機関連研究の紹介	仲田哲朗	20	79	179
三井造船(株)回転機工場研究部におけるガスタービン研究	高木俊幸	20	80	84

☆ニュース・見聞記☆

中部電力四日市火力発電所見学会を終えて	秋葉雅史	16	61	144
1988ASME 国際ガスタービン会議アムステルダム大会				

1. 1988ASME EXPO-Land, Sea & Air

-第33回 International Gas Turbine and Aeroengine

Congress and Exposition に参加して	今井兼一郎	16	62	27
-------------------------------------	-------	----	----	----

2. 航空用ガスタービン	児玉秀和	16	62	29
--------------------	------	----	----	----

3. セラミック関係, 材料および製造技術	巽哲男	16	62	31
-----------------------------	-----	----	----	----

4. 産業用ガスタービン	竹矢一雄	16	62	34
--------------------	------	----	----	----

5. 燃焼および燃料関係	児玉秀和	16	62	36
--------------------	------	----	----	----

6. 伝熱関係	青木素直	16	62	38
---------------	------	----	----	----

7. 小型ガスタービン	長谷川好道	16	62	40
-------------------	-------	----	----	----

8. 構造および振動関係	石井潔	16	62	43
--------------------	-----	----	----	----

9. ターボ機械の性能と流れ

9.1 軸流関係	井上雅弘	16	62	45
----------------	------	----	----	----

9.2 遠心関係	水木新平	16	62	47
----------------	------	----	----	----

9.3 非定常関係	小林紘	16	62	49
-----------------	-----	----	----	----

10. 展 示	和田克夫	16	62	52
---------------	------	----	----	----

第24回 AIAA/SAE/ASME Joint Propulsion Conference

(ガスタービン関係)

1. 会議全般及び国際パネル討論会	能瀬弘幸	16	62	54
-------------------------	------	----	----	----

2. Hypersonic/Supersonic Propulsion 関係	坂田公夫	16	62	57
--	------	----	----	----

3. Subsonic Propulsion 関係	榊純一	16	62	60
---------------------------------	-----	----	----	----

4. エンジン要素及び騒音関係	中村良也	16	62	61
-----------------------	------	----	----	----

1998ASME COGEN-TURBO II 国際会議

1. 講演会及び展示会	高木圭二	16	63	98
-------------------	------	----	----	----

2. ISO/新 TC192 (ガスタービン) 国際会議	青木千明	16	63	101
------------------------------------	------	----	----	-----

3. 見学会と世界最初の実用ガスタービン	青木千明	16	63	104
----------------------------	------	----	----	-----

1989ASME 国際ガスタービン会議トロント大会

1. 全 般	松木正勝	17	66	54
--------------	------	----	----	----

2. 航空用ガスタービン	神津正男	17	66	56
--------------------	------	----	----	----

3. 産業用ガスタービン	石野寿生	17	66	58
--------------------	------	----	----	----

4. 小型ガスタービン	岩井益美	17	66	60
-------------------	------	----	----	----

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係	難波昌伸	17	66	62
----------------	------	----	----	----

5.2 遠心関係	水木新平	17	66	64
----------------	------	----	----	----

5.3 非定常流れと数値流体力学	小林・山本一臣	17	66	66
------------------------	---------	----	----	----

6. 伝熱関係	青木素直	17	66	68
---------------	------	----	----	----

7. 燃焼及び燃料関係	北嶋潤一	17	66	70
-------------------	------	----	----	----

8. 制御と診断	辻 本 雅 昭	17	66	72
9. 材料および製造技術	松 木 正 勝	17	66	74
10. セラミックス関係	坂 元 隆 己	17	66	75
11. 展 示	久 保 田 道 雄	17	66	77
第25回 AIAA/ASME/SAE Joint Propulsion Conference に				
参加して	玉 木 貞 一	17	66	80
『第18回1989年 CIMAC 天津大会』に参加して	青 木 千 明	17	66	82
第9回エアブリージングエンジン国際シンポジウムに出席して	辻 角 信 男	17	67	78
1989ASME COGEN-TURBO III国際会議講演会及び展示会	高 木 俊 幸	17	67	80
1990第35回 ASME 国際ガスタービン会議				
1. 全 般	松 木 正 勝	18	70	33
2. 航空用ガスタービン	八 嶋 聰	18	70	34
3. 産業用ガスタービン	伊 佐 治 強 彦	18	70	36
4. 小型ガスタービン及びセラミックス関係	熊 倉 弘 隆	18	70	37
5. ターボ機械				
5.1 軸流関係	金 子 賢 二	18	70	39
5.2 遠心関係	水 木 新 平	18	70	40
5.3 非定常流れと数値流体力学	古 川 雅 人	18	70	41
6. 伝熱関係	青 木 素 直	18	70	42
7. 燃焼及び燃料関係	梶 田 眞 市	18	70	43
8. 制御と診断	杉 山 七 契	18	70	45
9. 材料、構造及び製造技術	館 野 昭	18	70	46
10. 展 示	福 井 俊 充	18	70	47
第26回 AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference				
1990 ASME COGEN-TURBO IV国際会議講演会及び展示会	米 沢 克 夫	18	70	50
水素エネルギーに関する二会議に出席して				
(太陽水素エネルギーシステム)	平 岡 克 英	18	72	63
1991 第36回 ASME 国際ガスタービン会議				
1. 全 般	和 田 正 倫	19	74	41
2. 航空用ガスタービン	八 島 聰	19	74	43
3. 産業用ガスタービン	青 木 素 直	19	74	44
4. 小型ガスタービンおよびセラミックス	宮 地 敏 雄	19	74	46
5. ターボ機械				
5.1 軸流関係	児 玉 秀 和	18	74	48
5.2 遠心関係	水 木 新 平	18	74	49
5.3 非定常流れと数値流体力学	古 川 雅 人	18	74	50
6. 伝熱関係	武 石 賢 一 郎	19	74	51
7. 燃焼及び燃料関係	藤 秀 実	19	74	52
8. 制御と診断	岩 見 谷 建 志	19	74	54
9. 材料、構造及び製造技術	池 山 正 隆	19	74	55
10. 展 示	後 藤 彰	19	74	56
第19回1991年 CIMAC フローレンス (イタリア) 大会に参加して	青 木 千 明	19	74	59
第27回 AIAA/SAE/ASME/ASEE				
Joint Propulsion Conference and Exhibit	白 石 和 雄	19	75	76

第6回ターボ機械とプロペラの非定常空力、空力音響並びに

空力弾性に関する国際シンポジウム梶 昭次郎 19 75 78

1992第37回 ASME 国際ガスタービン会議

1. 全 般	養 田 光 弘	20	78	41
2. 航空用ガスタービン	多 々 良 篤 輔	20	78	43
3. 産業用ガスタービン	古 屋 正 宏	20	78	44
4. 小型ガスタービンおよびセラミックス	巽 哲 男	20	78	46
5. ターボ機械の性能と流れ				
5.1 軸流関係	坂 田 公 夫	20	78	48
5.2 遠心関係	速 水 洋	20	78	49
5.3 非定常流れと数値流体力学	児 玉 秀 和	20	78	50
6. 伝熱関係	浜 辺 謙 二	20	78	51
7. 燃焼及び燃料関係	谷 村 聡	20	78	52
8. 制御と診断	中 村 良 也	20	78	54
9. 材料、構造及び製造技術	児 玉 英 世	20	78	55
10. 展 示	原 田 英 臣	20	78	56

第28回 AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion

Conference and Exhibit杉 山 七 契 20 79 181

1992 International Symposium on Heat Transfer

in Turbomachinery吉 田 豊 明 20 80 86

1992 ASME COGEN-TURBO VI 国際会議講演会及び展示会柳 川 義 順 20 80 88

☆新製品紹介・新設備紹介☆

高効率ガスタービン (H-25型) の開発	寺西 光夫・漆谷 春雄	16	64	105
カワサキ M1A-13型ガスタービン	射 延 功	17	65	87
機械駆動用 2 軸小型ガスタービン	大 泉 治 朗	17	67	81
三菱 MF-61形ガスタービン	灘 井 義 和	17	68	63
コージェネレーションシステム用100kW 級高効率ガスタービン	杉村章二郎・甫喜山 惇	18	70	52
VTR.. 4E 型高効率過給機	秋 田 隆	18	72	66
光学式非接触翼振動計測装置	川 嶋 鋭 裕	19	74	61
新成田エンジン整備工場	菊 池 眞 一 郎	19	75	80
三菱220MW 級大容量高温ガスタービン701F	福江 一郎・青木 素直	20	80	90
エバラ FT8型ガスタービン	豊 島 昭	20	80	92

☆資 料☆

ガスタービン燃焼器に関する諸問題とその対策のための事例 (その1)	16	61	95
1987年ガスタービン及び過給機生産統計	16	61	115
「The 33rd ASME International Gas Turbine And Aeroengine Congress and Exposition」論文リスト	16	61	123
日本学会会議だよりNo.9	6	61	135
ガスタービン燃焼器に関する諸問題とその対策のための事例 (その2)	16	62	63
第24回 AIAA/SAE/ASME Joint Propulsion Conference 論文リスト	16	62	95
日本学会会議だよりNo.10	16	62	103
ガスタービン燃焼器に関する諸問題とその対策のための事例 (その3)	16	63	107
日本学会会議だよりNo.11	16	63	145

CIMAC Recommendations

“Liability for Gas Turbines”について	和田 正 倫	16	64	108
日本学術会議だよりNo.2		16	64	112
1988年ガスタービン及び過給機生産統計	統計作成委員会	17	65	90
日本学術会議だよりNo.13		17	65	98
1989年ガスタービン及び過給機生産統計	統計作成委員会	18	69	66
1990年ガスタービン及び過給機生産統計	統計作成委員会	19	73	65
“ガスタービンに関連する数値解析上の諸問題”－調査研究概要－	田 村 敦 宏	20	77	79
1991年ガスタービン及び過給機生産統計	統計作成委員会	20	77	85
生産統計図から見るガスタービン及びターボ過給機の歴史	統計作成委員会	20	79	131
年表で見る学会活動の20年		20	79	140
総目次第16巻第61号（昭和63年6月）～第20巻第80号（平成5年3月）		20	80	94

☆報 告☆

(株)日本ガスタービン学会評議員会・総会報告		16	61	137
電中研横須賀研究所見学会報告	野 村 雅 宣	16	62	105
第4回特別講座報告	千 葉 薫	16	63	147
第2回見学会報告 東京都下水道局砂町水処理センター	野 田 廣 太 郎	16	63	148
三井造船(株)玉野事務所の見学会を終えて	大 内 一 紘	16	63	151
ガスタービン秋季講演会（松山）を終えて	有 賀 一 郎	16	63	153
ガスタービンセミナー（第17回）を終えて	山 本 孝 正	16	64	114
日本エアシステム・東京国際空港見学会を終えて	土 屋 利 明	17	65	100
第1回見学会報告 石川島播磨重工業株式会社瑞穂工場	筒 井 康 賢	17	65	101
(株)日本ガスタービン学会評議員会・総会報告	総 務 理 事	17	65	102
第2回見学会報告 明電舎 太田事務所，新潟鐵工所 太田工場	山 本 孝 正	17	66	83
第5回特別講座報告	岡 村 隆 成	17	67	83
第3回見学会報告・ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場	大 内 一 紘	17	67	83
ガスタービン秋季講演会（金沢）を終えて	川 口 修	17	67	84
第4回見学会報告・サントリー(株)武蔵野ブルワリー	丸 山 史 朗	17	67	84
シンポジウムを終えて	岡 村 隆 成	17	68	65
ガスタービンセミナー（第18回）を終えて	加 藤 利 夫	17	68	65
(株)日本ガスタービン学会評議員会・総会報告	総 務 理 事	18	69	74
平成2年度第1回見学会・技術懇談会				
(株)日立製作所 日立工場	植 草 久 雄	18	69	80
第6回特別講座	安 部 裕 幸	18	71	98
第2回見学会・(財)ファインセラミックスセンター	上 野 斌	18	71	98
ガスタービン秋季講演会（仙台）を終えて	田 中 英 穂	18	71	99
シンポジウムを終えて	秋 葉 雅 史	18	72	68
第3回見学会・トヨタ自動車(株)東富士研究所	岡 村 隆 成	18	72	68
Report of 19th Gas Turbine Seminar	阪 口 哲 也	18	72	69
(株)日本ガスタービン学会評議員会・総会報告		19	73	73
第1回見学会報告・防衛庁技術研究本部第3研究所	岡 村 隆 成	19	74	63
第2回見学会 川崎重工業(株)明石工場/西神工場	上 野 斌	19	75	83
1991年国際ガスタービン会議横浜大会	高 田 浩 之	19	75	85
1991年国際ガスタービン会議横浜大会を終了して	有 賀 一 郎	19	76	93

論文関係	葉 山 眞 治	19	76	98
展 示	久 保 田 道 雄	19	76	101
パネル討論	大 槻 幸 雄	19	76	107
(社)日本ガスタービン学会評議員会・総会報告	総 務 理 事	20	77	94
平成4年度第1回見学会報告 川崎製鉄(株)千葉製鉄所	小 森 豊 明	20	77	101
学会創立20周年記念行事を終えて	有賀 一郎・大田 英輔	20	78	59
平成4年度・特別講演会	高 原 北 雄	20	78	60
日本ガスタービン学会創立20周年事業経過報告	有賀 一郎・大田 英輔	20	79	9
日本ガスタービン学会功労賞の設置について	大 田 英 輔	20	79	12
日本ガスタービン学会奨励賞の設置について	酒 井 俊 道	20	79	12
第7回特別講座報告	土 屋 利 明	20	79	183
第2回見学会・技術懇談会 東京ガス(株)根岸工場	山 本 肇	20	79	183
第3回見学会報告 小松ハウメット(株)	高 原 北 雄	20	79	184
第4回見学会・技術懇談会 中部電力(株)	高 木 圭 二	20	79	184
ガスタービン秋季講演会(長崎)報告	佐 々 木 誠	20	79	185
日本ガスタービン学会平成4年度・シンポジウム開催記	高 原 北 雄	20	80	109
ガスタービンセミナー(第21回)を終えて	酒 井 俊 道	20	80	109

☆投 稿☆

圧縮空気貯蔵ピーク発電装置	西 亮	16	61	146
---------------------	-----	----	----	-----

☆短 信☆

石川島播磨重工業(株)航空宇宙史料館の紹介	村 島 完 治	16	61	92
-----------------------------	---------	----	----	----

☆そ の 他☆

(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介	16	61
(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介	18	69
(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介	20	77

☆学会賞報告☆

日本ガスタービン学会賞(第4回)報告	須 之 部 量 寛	16	61	3
日本ガスタービン学会賞(第5回)報告	大 橋 秀 雄	18	69	2
日本ガスタービン学会賞(第6回)報告	高 田 浩 之	20	78	4

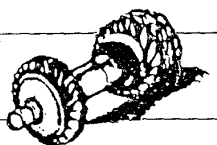
☆座 談 会☆

地球環境とガスタービン	伊藤 源嗣・岡本 洋三	18	72	43
	小島 民生・福江 一郎			
	本多 国昭・柳下 正治			
	伊藤 高根・森下 光			
	平山 直道・伊佐治強彦			
	佐々木 誠・森下 輝夫			

☆記 念 講 演☆

ガスタービン開発に於ける思い出と今後の課題	飯 田 庸 太 郎	20	79	16
民間機用ガスタービンの国際共同事業	伊 藤 源 嗣	20	79	21

次世代先進材料の研究開発動向と展望	坂 本	昭	20	79	28
☆回顧と展望☆					
日本ガスタービン学会の回顧と展望	渡 部	一 郎	20	79	35
最近20年間の日本の陸船用ガスタービンの歴史を顧みて	入 江	正 彦	20	79	37
ガスタービンおよび日本ガスタービン学会の回顧と今後に望むこと	田 中	英 穂	20	79	40
電力用ガスタービンの変遷	伊 藤	文 夫	20	79	43
分散型電源の展望	岡 本	洋 三	20	79	45
火力発電プラントの将来とガスタービン	石 川	浩	20	79	50
運用面から見た航空用エンジンの現状と展望	小 金	真	20	79	53
我国における航空エンジンの研究開発と展望	神 津	正 男	20	79	56
将来の航空用エンジン	能 瀬	弘 幸	20	79	59
ガスタービン開発プロジェクトと産・官・学	吉 識	晴 夫	20	79	62
新しいガスタービンの研究開発と展望	平 岡	克 英	20	79	64
産業用ガスタービンの展望	和 田	正 倫	20	79	67
小型ガスタービンの現状と展望	杉 本	隆 雄	20	79	71
船用ガスタービンの展望	千 葉	正 俊	20	79	75
車両用ガスタービンの展望	伊 藤	高 根	20	79	78
ターボ過給機の展望	菱川	明・御子神 隆	20	79	81
環境問題とガスタービン	前田	福夫・古川俊樹	20	79	85
ガスタービン燃焼器と私の研究活動	畦 上	修	20	79	88
学生の眼からみたガスタービン研究	加 藤	大	20	79	90



平成4年度 シンポジウム開催記

高原 北雄

今回のシンポジウムのテーマを「ガスタービンの保守・点検・整備」として平成4年11月25日(木)に行った。日本航空のエンジン整備工場と日本タービンテクノロジー(株)の見学も兼ねた。当日の集合場所を東京駅としてバスで成田整備工場に向かった。しかし当日信号故障で京葉線が不通となりバスに乗り遅れた方も出た。午前中は日本航空の成田工場長の川島靖司氏の「エンジンの信頼性と整備」、次いで石川島播磨重工業株式会社の瑞穂工場長相原健一氏の「航空用ガスタービンのオーバーホール」の講演をしていた。二人の講演でエンジン整備が航空にとって極めて大切である事が判った。最近のタービン翼一枚が約50万円もするタービン翼対策が大切であることも知った。産業用ガスタービン関係者が多く来ておられ航空機用ガスタービンの整備手法が優れておりこれらの講演について大変興味を持たれたようで極めて活発な質疑応答が多く出され昼食時間にまで食い込んだ。スキポール空港附近で起こったエンジンの脱落による航空機事故についての質問で日本航空の整備では事前にその可能性を予測しており日本の航空整備技術が極めて信頼性が高いことも判った。途中バスに乗り遅れた方が何人か直接会場に来られた。午後は成田整備工場の見学を行ったが搬入、分解前検査、分解を成田工場で行い羽田整備工場に送り洗浄、検査部品修理を行い再び成田整備工場に戻り組立、試運転、搬出をしていた。この整備工場は世界でも最先端の工場で将来の大型エンジン整備も考慮した対応ができるようになっており各種試験、搬送車、倉庫の自動化が進み、短時間で処理ができる整備工場になっていた。今まで見慣れていた工場と違い整然としたコンピュータを多用した整備工場になっていた。今後羽田の整備工場を成田に移転する計画が進んでいることも知った。その後、タービンテクノロジー株式会社にバスで移動し金子益男社長の会社概要の説明があり続いて山口紘副社長により自社のタービン部品等の修理技術の説明を受けた。その後工場での全自動減圧プラズマ溶射装置や窄孔用 YAG レーザ加工機、自動耐熱被膜除去システムの実演やターボフィクス、翼の溶接、パッキンコーティング等多くの先端技術を見学した。参加者が目を輝かせて見学されている様子が伺えた。見学後会議室で質疑応答時間には極めて多くの方々から質疑が出され親切な説明を受けた。見学後このような素晴らしい会社があることを初めて知ったと話しておられた方もおられ参加者53名は満足した様子が伺われた。

関係者の方々にお礼申し上げます。

(企画理事)

ガスタービンセミナー(第21回) を終えて

酒井 俊道

1月21日、22日の2日間にわたり、定例のガスタービンセミナーが133名の参加を得て川崎産業振興会館において開かれた。今回は「21世紀へ向けてのガスタービン開発」をメインテーマにエネルギー・環境問題、現在進行中の国家ならびに民間の大型プロジェクトの紹介、ならびに最新の要素技術、計測技術等を取りあげた。

セミナーの冒頭の講演は、地球環境問題の将来に対する見通しの厳しさおよびこの問題に対し我が国がどのように貢献してゆくべきかという国家的見地からの内容で、諸々の規制を含め、将来に対して早急に対策を講ずる必要があることを痛感させられた。

次いで、現在進行中ないしは、ほぼ纏まっているガスタービン関連の国家プロジェクト5件、民間プロジェクト1件について、それぞれの目標、成果ならびに問題点などの紹介があり、我が国が関与しているガスタービン関連大型プロジェクトのほぼ全容を知ることができた。

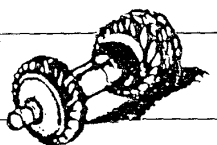
さらに、燃焼器の低 NOx 化、タービン翼の蒸気冷却等の要素技術、燃料の多様化の問題およびガスタービンの発展を支える計測技術等がテーマとして取り上げられ、それぞれ内容の濃い講演で、活発な質疑応答が行われた。

参加者よりのアンケート回答によれば、今回のセミナーは大概満足していただけた様であった。会場については、机がないためにメモが取りにくいというご不満があったが、収容人数等を勘案すると、あまり選択の余地がなかったことをご理解いただきたい。

(企画理事)

(平成5年2月5日原稿受付)

(平成5年2月5日原稿受付)



平成4年度 シンポジウム開催記

高原 北雄

今回のシンポジウムのテーマを「ガスタービンの保守・点検・整備」として平成4年11月25日(木)に行った。日本航空のエンジン整備工場と日本タービンテクノロジー(株)の見学も兼ねた。当日の集合場所を東京駅としてバスで成田整備工場に向かった。しかし当日信号故障で京葉線が不通となりバスに乗り遅れた方も出た。午前中は日本航空の成田工場長の川島靖司氏の「エンジンの信頼性と整備」、次いで石川島播磨重工業株式会社の瑞穂工場長相原健一氏の「航空用ガスタービンのオーバーホール」の講演をしていた。二人の講演でエンジン整備が航空にとって極めて大切である事が判った。最近のタービン翼一枚が約50万円もするタービン翼対策が大切であることも知った。産業用ガスタービン関係者が多く来ておられ航空機用ガスタービンの整備手法が優れておりこれらの講演について大変興味を持たれたようで極めて活発な質疑応答が多く出され昼食時間にまで食い込んだ。スキポール空港附近で起こったエンジンの脱落による航空機事故についての質問で日本航空の整備では事前にその可能性を予測しており日本の航空整備技術が極めて信頼性が高いことも判った。途中バスに乗り遅れた方が何人か直接会場に来られた。午後は成田整備工場の見学を行ったが搬入、分解前検査、分解を成田工場で行い羽田整備工場に送り洗浄、検査部品修理を行い再び成田整備工場に戻り組立、試運転、搬出をしていた。この整備工場は世界でも最先端の工場で将来の大型エンジン整備も考慮した対応ができるようになっており各種試験、搬送車、倉庫の自動化が進み、短時間で処理ができる整備工場になっていた。今まで見慣れていた工場と違い整然としたコンピュータを多用した整備工場になっていた。今後羽田の整備工場を成田に移転する計画が進んでいることも知った。その後、タービンテクノロジー株式会社にバスで移動し金子益男社長の会社概要の説明があり続いて山口紘副社長により自社のタービン部品等の修理技術の説明を受けた。その後工場での全自動減圧プラズマ溶射装置や窄孔用 YAG レーザ加工機、自動耐熱被膜除去システムの実演やターボフィクス、翼の溶接、パッキンコーティング等多くの先端技術を見学した。参加者が目を輝かせて見学されている様子が伺えた。見学後会議室で質疑応答時間には極めて多くの方々から質疑が出され親切な説明を受けた。見学後このような素晴らしい会社があることを初めて知ったと話しておられた方もおられ参加者53名は満足した様子が伺われた。

関係者の方々にお礼申し上げます。

(企画理事)

ガスタービンセミナー(第21回) を終えて

酒井 俊道

1月21日、22日の2日間にわたり、定例のガスタービンセミナーが133名の参加を得て川崎産業振興会館において開かれた。今回は「21世紀へ向けてのガスタービン開発」をメインテーマにエネルギー・環境問題、現在進行中の国家ならびに民間の大型プロジェクトの紹介、ならびに最新の要素技術、計測技術等を取りあげた。

セミナーの冒頭の講演は、地球環境問題の将来に対する見通しの厳しさおよびこの問題に対し我が国がどのように貢献してゆくべきかという国家的見地からの内容で、諸々の規制を含め、将来に対して早急に対策を講ずる必要があることを痛感させられた。

次いで、現在進行中ないしは、ほぼ纏まっているガスタービン関連の国家プロジェクト5件、民間プロジェクト1件について、それぞれの目標、成果ならびに問題点などの紹介があり、我が国が関与しているガスタービン関連大型プロジェクトのほぼ全容を知ることができた。

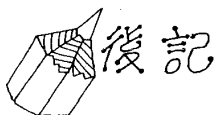
さらに、燃焼器の低 NOx 化、タービン翼の蒸気冷却等の要素技術、燃料の多様化の問題およびガスタービンの発展を支える計測技術等がテーマとして取り上げられ、それぞれ内容の濃い講演で、活発な質疑応答が行われた。

参加者よりのアンケート回答によれば、今回のセミナーは大概満足していただけた様であった。会場については、机がないためにメモが取りにくいというご不満があったが、収容人数等を勘案すると、あまり選択の余地がなかったことをご理解いただきたい。

(企画理事)

(平成5年2月5日原稿受付)

(平成5年2月5日原稿受付)



後記

ガスタービンの高温化は、半導体産業における集積化と同様に、技術者が追い求め続けていかねばならない永遠の課題です。高温化の要求に対し冷却技術は最重要技術であり、本誌でも、時々単発的に解説や論文が掲載されてきましたが、特集としては1980年以来13年ぶりの企画です。当時の国内の冷却技術は、本号吉田さんの見聞記の写真にたまたま写っている Goldstein 教授, Metzger 教授, Patankar 教授などアメリカを中心とするガスタービン伝熱分野の権威の方々の業績や御指導に負うところが大きかったように思えます。しかし、この10年あまりで国内メーカの多くが、冷却翼の伝熱データを地道に蓄積し、設計技術を確立し、ガスタービンの自主開発や国際共同事業に参画するに至っています。このような背景から、伝熱工学の視点からの「高温ガスタービンの冷却小特集」を企画

したわけですが、冷却技術が各研究機関やメーカーにとってかなりの先端かつ戦略技術であり、かつノウハウが含まれているにも拘らず、過去の技術レビューに留まることなく21世紀を睥睨した内容となったことに対し執筆者諸氏に深く感謝いたします。

勿論高温化対応には、冷却技術だけではなく、材料、加工、信頼性、燃焼など広い工学分野との強い連携が必要で、ガスタービン関係者は否応なく挑戦し続けねばならない宿命にあります。しかし、半導体の集積化の限界が見え難いのに対し、高温化の限界は普通に燃やす限り、遠い先ではありますが、一応2200°C位に物理的限界があると考えれば少しは気が楽になりましょう。それに、編集作業が本号の最終期限になんとか間に合い安心したところで筆を置きます。(川池和彦)

〔事務局だより〕

クリスマス・お正月・バレンタインデーとデパートのショーウィンドーの飾りつけをながめることによって時の移り変わりを感じるこのコンクリートの街にも春の訪れが確実に近づいてきている今日この頃です。

年4回発行の学会誌なので3ヶ月に1回この「事務局だより」を書くわけですが、その巡ってくることの早いこと。早いこと。ついこの間書いたとばかり思っていたのにすぐ催促される始末。齢と共に月日がたつのが早く感じられることなのか、日々のスケジュールに追いまわられて月日がほんとうに早くたってしまうのか…。はてさてどっちでしょう。ともあれ、今回も締切り間際にこの事務局だよりを書いています。さて、今年度の行事予定はすべてクリアし、あとは年度末の報告を残すのみとなりましたが、気にかかるは会員名簿。この学会誌が世に出る頃には出来上がっているはずでしたが…。非営利団体である当学会も世間の不況の波を少しかぶりそれが会員名簿発行の遅れに少なからず影響を及ぼしているようです。でも今年度末には皆様のお手元に届くよう総力をあげてがんばっていますので、もう少しお待ち下さい。

不況の嵐が一刻も早く過ぎ去ってくれるよう念じつつ新年度の事業計画をあれこれまとめている事務局からおたよりしました。

〔A〕

平成5年度行事予定

開催予定日	行 事	学会誌会告
4月23日(金)	第18期通常総会・特別講演会 機械振興会館	3月号
6月4日(金)	第21回定期講演会 機械振興会館	3月号
7月16日(金)	第1回見学会・技術懇談会 明電舎 沼津工場	3月号
9月9日(木)10日(金)	特別講座 鈴鹿サーキット研修場	3月号, 6月号
10月7日(木)8日(金)	秋季講演会: 盛岡市内 見学会: 地熱発電所ほか	6月号, 9月号
10月下旬	第2回見学会・技術懇談会 三菱重工業, 富士電機ガスタービン研究所	3月号, 6月号
11~12月 平成6年	シンポジウム	9月号
1月	第22回セミナー	9月号, 12月号
2月	評議員選挙	

第18期通常総会・特別講演会のお知らせ

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが、正会員の皆様のご出席をお願い致します。

記

開催日: 平成5年4月23日(金)13:00~15:45

会場: 機械振興会館地下2階ホール

(1) 第18期通常総会

開催時間: 13:00~14:30

- 議 事: 1) 平成4年度事業報告
2) 同決算報告, 監査報告
3) 平成5年度評議員・監事選挙結果報告
4) 同役員選出
5) 同事業計画
6) 同予算
7) 名誉会員選考委員会報告

(2) 特別講演会

開催時間: 14:45~15:45

演題並びに講師:

「省・新エネルギー・ユニーク技術に志して50年」

一色尚次氏 (東京工業大学名誉教授, 日本大学講師)

平成5年度行事予定

開催予定日	行 事	学会誌会告
4月23日(金)	第18期通常総会・特別講演会 機械振興会館	3月号
6月4日(金)	第21回定期講演会 機械振興会館	3月号
7月16日(金)	第1回見学会・技術懇談会 明電舎 沼津工場	3月号
9月9日(木)10日(金)	特別講座 鈴鹿サーキット研修場	3月号, 6月号
10月7日(木)8日(金)	秋季講演会: 盛岡市内 見学会: 地熱発電所ほか	6月号, 9月号
10月下旬	第2回見学会・技術懇談会 三菱重工業, 富士電機ガスタービン研究所	3月号, 6月号
11~12月 平成6年	シンポジウム	9月号
1月	第22回セミナー	9月号, 12月号
2月	評議員選挙	

第18期通常総会・特別講演会のお知らせ

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが、正会員の皆様のご出席をお願い致します。

記

開催日: 平成5年4月23日(金)13:00~15:45

会場: 機械振興会館地下2階ホール

(1) 第18期通常総会

開催時間: 13:00~14:30

- 議 事: 1) 平成4年度事業報告
2) 同決算報告, 監査報告
3) 平成5年度評議員・監事選挙結果報告
4) 同役員選出
5) 同事業計画
6) 同予算
7) 名誉会員選考委員会報告

(2) 特別講演会

開催時間: 14:45~15:45

演題並びに講師:

「省・新エネルギー・ユニーク技術に志して50年」

一色尚次氏 (東京工業大学名誉教授, 日本大学講師)

平成5年度第1回見学会・技術懇談会のお知らせ

平成5年度第1回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので、奮ってご参加下さい。

記

1. 日 時: 平成5年7月16日(金) 12: 50～16: 00
2. 見 学 先: (株)明電舎 沼津発電研究所
(沼津市東間門字上中溝515 Tel 0559-21-5111)
研究開発用50MW 蒸気噴射型ガスタービン発電設備
3. スケジュール: 12: 50 集 合
13: 00～13: 20 概要説明
13: 20～14: 00 技術懇談会
「50MW 蒸気噴射型ガスタービン発電設備の運転実績
藤井忠明氏 (明電舎沼津事業所長)」
14: 00～15: 30 見 学
15: 30～15: 55 質疑応答

4. 参加要領

- 1) 定員50名 (申し込み超過の場合は抽選, 応募者全員にご連絡します)
- 2) 参加ご希望の方は往復ハガキに「明電舎見学」と書き, 氏名, 所属, 連絡先住所 (返信ハガキにも), TEL を明記の上, 事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。(〆切 平成5年6月10日(木)消印有効)
- 3) 参加費 3,000円 (当日受付にてお払い下さい)

平成5年度第2回見学会予告

日 時: 平成5年10月又は11月

見 学 先: ① (株)富士電機ガスタービン研究所
川崎発電所 V64.3形ガスタービン
② 三菱重工業(株) 横浜製作所内
三菱金沢ガスタービン発電所 701F 形ガスタービン

平成5年度第1回見学会・技術懇談会のお知らせ

平成5年度第1回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので、奮ってご参加下さい。

記

1. 日 時: 平成5年7月16日(金) 12: 50～16: 00
2. 見 学 先: (株)明電舎 沼津発電研究所
(沼津市東間門字上中溝515 Tel 0559-21-5111)
研究開発用50MW 蒸気噴射型ガスタービン発電設備
3. スケジュール: 12: 50 集 合
13: 00～13: 20 概要説明
13: 20～14: 00 技術懇談会
「50MW 蒸気噴射型ガスタービン発電設備の運転実績
藤井忠明氏 (明電舎沼津事業所長)」
14: 00～15: 30 見 学
15: 30～15: 55 質疑応答

4. 参加要領

- 1) 定員50名 (申し込み超過の場合は抽選、応募者全員にご連絡します)
- 2) 参加ご希望の方は往復ハガキに「明電舎見学」と書き、氏名、所属、連絡先住所 (返信ハガキにも)、TEL を明記の上、事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。(〆切 平成5年6月10日(木)消印有効)
- 3) 参加費 3,000円 (当日受付にてお払い下さい)

平成5年度第2回見学会予告

日 時: 平成5年10月又は11月

見 学 先: ① (株)富士電機ガスタービン研究所
川崎発電所 V64.3形ガスタービン
② 三菱重工業(株) 横浜製作所内
三菱金沢ガスタービン発電所 701F 形ガスタービン

平成5年度 ガスタービン特別講座

最近の計算機とソフトウェアの発達により、ガスタービン設計の現場では、計算機支援の設計が主になってきております。また、計算流体力学（CFD: Computational Fluid Dynamics）の進歩により、乱流現象をシミュレートできる段階にまで到達しております。

本講座は、今回で第8回目を迎え、ガスタービン関連のCFDに造詣の深い方々を講師にお迎えして、最新的话题と将来展望をお話していただくと共に、講師を囲んだ懇親の場を設けることを予定しており、この機械に講師や他の参加者の方々との親交を深めていただき、今後の技術活動に役立てていただくことを意図しております。

1. 日 時: 平成5年9月9日(木) 午後1時より
10日(金) 午後1時まで

2. 場 所: 鈴鹿サーキット研修センター

3. テーマ
「ガスタービンと計算流体力学（CFD）」
ー今日、明日、そして夢ー

4. 講演内容（予定）

- (1) CFDの基礎知識
- (2) CFDによる乱流解析
- (3) ターボマシンへのCFDの応用
- (4) 設計・実験者から見たCFDへの要望
- (5) CFDの計算手法に対する新しい試み
- (6) 設計手法としてのCFDの現状と将来

5. スケジュール

第1日目午後 講演

夜 グループ別討論会（3グループ）

第2日目午前 講演，総括討論会

6. 参加登録費（予定）

会 員 25,000円

会員外 35,000円

（注）交通費，宿泊費は別

*詳細は6月号に掲載致します。

第21回ガスタービン定期講演会

共 催 (社)日本ガスタービン学会 (幹事学会), (社)日本機械学会
期 日 平成5年6月4日(金)
講演会場 機械振興会館 地下3階研修1, 2号室
東京都港区芝公園3-5-8 TEL 03-3434-8211 (代表)

☆懇 親 会

講演会終了後、立食形式の懇親会を開催します。お気軽にご出席ください。

参加費: 講演会参加登録者は無料

〈参加登録について〉

☆講演会参加登録費

共催学生正会員 6,000円 (講演論文集代を含む)

ただし、下記事前申込期限までに申込および送金された方に限り、5,000円とします。

学生会員 2,500円

会 員 外 11,000円

☆参加申込方法

はがきに「定期講演会参加申込」と明記し、(1)氏名、(2)所属学会・会員番号、(3)会員資格、(4)勤務先、(5)連絡先、(6)送金額、送金方法および送金予定日を記入し、下記宛てお申込み下さい。なお、講演者も参加登録をお願いします。

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

(社)日本ガスタービン学会

☆事前申込期限

平成5年5月7日(金)

☆送金方法

現金書留 (上記事務局宛郵送),

郵便振替 (東京7-179578 (社)日本ガスタービン学会), または

銀行振込 (第一勧業銀行西新宿支店 普通No067-1703707 (社)日本ガスタービン学会)

☆講演論文集配布

上記申込期限までに申込および送金された方には、論文集を事前にお送りします。論文集のみご希望の方には、講演会終了後に残部がある場合にのみ実費にて頒布します。

第21回ガスタービン定期講演会プログラム

(一般講演 講演時間15分, 討論10分, ※印 講演者, 発表者の所属が省略されている場合は後者と同一です。)

第1室 (研修1号室)		第2室 (研修2号室)	
9:10	<p>《一般講演》燃焼Ⅰ</p> <p>A-1 メタン燃料を用いたマッハ5クラスのラム燃焼器の研究 ※木下泰裕, 関 美範, 北嶋潤一 (川崎重工)</p> <p>A-2 燃料噴射を伴うVガッタ後流の流れ構造 (非燃焼実験) ※細川茂雄, 池田裕二, 中島 健 (神戸大工)</p> <p>A-3 水素ラム燃焼器内の燃焼流れ ※斉藤 剛 (神戸大院), 細川茂雄, 池田裕二, 中島 健 (神戸大工), 黒沢要治, 田丸 卓 (航技研)</p>	9:10	<p>《一般講演》性能Ⅰ</p> <p>B-1 新制約条件を考慮したブレイトンサイクルについて ※永田 勝 (大阪産大)</p> <p>B-2 数式処理によるガスタービンのサイクル計算 ※田頭 剛, 杉山七契 (航技研)</p> <p>B-3 複合サイクルのエクセルギ効率 神津正男, ※鶴野省三 (防衛大)</p>
10:25		10:25	
10:35	<p>《一般講演》燃焼Ⅱ</p> <p>A-4 新機能材フレームホルダの研究 柏木 武, ※大森保紀, 山本政彦 (石川島播磨), 山崎慎一, 松本和久 (三井造船)</p> <p>A-5 高温高負荷小型噴流保炎燃焼器の特性 ※下平一雄, 田丸 卓 (航技研)</p> <p>A-6 予蒸発予混合希薄燃焼器の基礎特性 (予混合気濃度の不均一性と NOx 生成) ※吉田祐作, 林 誠司 (自動車研)</p>	10:35	<p>《一般講演》性能Ⅱ</p> <p>B-4 高速 VTOL 機用エンジンシステムの性能検討(2) (遷移飛行時のエンジン性能) ※松田幸雄, 杉山七契, 斉藤喜夫, 遠藤征紀 (航技研)</p> <p>B-5 I-S 線図から推定されるスクラムジェットの成立条件 ※橋本孝明 (愛知技術短大), 高原北雄 (高原総合研)</p> <p>B-6 ファン・エンジンの流量制御に関する考察 根本 勇 (SSP)</p>
11:50		11:50	
13:00	《特別講演》		
14:00	「自動車用ガスタービンの最近の動向」 石渡正治 (財日本自動車研究所)		
14:10	<p>《一般講演》燃焼Ⅲ</p> <p>A-7 低 NOx 燃焼器予混合ダクトの流体特性 川岸裕之, ※岡本浩明 (東芝)</p> <p>A-8 ガスタービン燃焼器内壁の冷却特性について ※鈴木 勇, 前田福夫, 佐藤雄三, 岩井保恵 (東芝)</p>	14:10	<p>《一般講演》空力/構造</p> <p>B-7 主流乱れと後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究 船崎健一 (岩手大工), ※山下嘉宏 (岩手大院), 山脇栄道 (石川島播磨)</p> <p>B-8 回転数が変動する異方向回転円板の応力特性 (回転数が正弦関数的に変動するとき) ※菊池秀勝, 萱場邦彦, 永井正夫 (防衛庁)</p>
15:00		15:00	
15:10	<p>《オーガナイズドセッションⅠ》 「高温タービンと冷却技術」 オーガナイザ: 荒木達雄 (武蔵工大)</p> <p>A-9 吹き出し吸い込みを伴うチャンネル乱流の数値予測における乱流モデルの評価 ※大箸勝巳, 笠木伸英 (東大工), 鹿園直毅 (東大院)</p> <p>A-10 管軸に垂直な軸まわりに回転する正方形断面流路の熱伝達特性 (半径方向外向き流れと内向き流れの熱伝達特性比較) ※小西金平, 望月貞成, 村田章 (東京農工大)</p> <p>A-11 高温使用下での材料の組織変化に基づいたタービン翼の熱伝達特性解析 ※岡村隆成, 古閑昭紀, 油谷好浩, 吉岡洋明, 藤山一成, 岡部永年 (東芝)</p> <p>A-12 1600°C級航空エンジン用冷却タービンの研究 ※山脇栄道, 真家 孝 (石川島播磨)</p>	15:10	<p>《オーガナイズドセッションⅡ》 「ガスタービン関連の騒音」 オーガナイザ: 梶昭次郎 (東大工)</p> <p>B-9 P ガスタービン排気音のアクティブ制御 渡邊朝紀 (鉄道総研), 工藤信之, 佐瀬敏次 (荏原製作所), 丸田芳幸 (荏原総研)</p> <p>B-10 2次元超音速ジェットスクリーチ ※須田広志 (東大院), Ted Manning (元 IHI), 梶昭次郎 (東大工)</p> <p>B-11 超音速ジェット騒音低減のためのタブ寸法効果 小林 紘 (航技研), ※木島基博 (早大院), 生沼秀司 (航技研), 大田英輔 (早大理工)</p> <p>B-12 ミキサ付きエジェクタによるジェット騒音の制御 中村良也, ※渡辺忠昭, 大石 勉, 宇田川裕 (石川島播磨)</p>
16:50		16:50	

第8回ガスタービン秋季講演会（盛岡）

（共催 日本ガスタービン学会（幹事学会）、日本機械学会）

開催日 平成5年10月7日(木)

会場 未定（盛岡市内）

講演内容 一般講演

特別講演

オーガナイズドセッション

(1)「自動車用セラミックガスタービン」 オーガナイザ: 佐々木正史（日産自動車）

(2)「非定常空力」 オーガナイザ: 船崎健一（岩手大）

見学会 平成5年10月8日(金)

見学予定先：地熱発電所ほか

講演申込締切 平成5年6月30日(月)

原稿締切 平成5年8月20日(金)

詳細は会誌6月号会告でお知らせしますが、講演申込みの方は巻末の申込書にてお早めにお申込み下さい。

英文誌「Bulletin of GTSJ 1992」の発行と会員配布のお知らせ

本学会の英文誌 Bulletin は1987年より刊行されており、既に5巻が出ています。この英文誌 Bulletin は日本ガスタービン学会の活動および日本におけるガスタービン関連の研究、開発、生産等の動向を広く海外に知ってもらうために発行しているものです。海外の関係団体等約300個所に無料配布してきています。

また、英文誌 Bulletin には日本のガスタービン先端技術の紹介等、個人会員の皆様にも有益な情報が掲載されています。さらに本年4月より、英文技術論文の受付が開始され、英文誌 Bulletin に掲載されることが決定致しました。

このように、英文誌 Bulletin は個人会員の皆様にも魅力のあるものであると思います。一度個人会員の皆様全員にこれを見て頂き、できる限り多くの会員の声を編集に反映させ、個人会員にとっても、海外送付先にとってもさらに魅力的なものにしていきたいと念願しております。

英文誌 Bulletin 第6巻は3月中に刊行され、本年度は会員の皆様全員に配布することになりました。内容に目を通して評価して頂くとともに、とじ込みのアンケートにぜひ協力をお願い致します。

以上

Bulletin 編集委員会
委員長 藤川 泰雄

第8回ガスタービン秋季講演会（盛岡）

（共催 日本ガスタービン学会（幹事学会）、日本機械学会）

開催日 平成5年10月7日(木)

会場 未定（盛岡市内）

講演内容 一般講演

特別講演

オーガナイズドセッション

(1)「自動車用セラミックガスタービン」 オーガナイザ: 佐々木正史（日産自動車）

(2)「非定常空力」 オーガナイザ: 船崎健一（岩手大）

見学会 平成5年10月8日(金)

見学予定先：地熱発電所ほか

講演申込締切 平成5年6月30日(月)

原稿締切 平成5年8月20日(金)

詳細は会誌6月号会告でお知らせしますが、講演申込みの方は巻末の申込書にてお早めにお申込み下さい。

英文誌「Bulletin of GTSJ 1992」の発行と会員配布のお知らせ

本学会の英文誌 Bulletin は1987年より刊行されており、既に5巻が出ています。この英文誌 Bulletin は日本ガスタービン学会の活動および日本におけるガスタービン関連の研究、開発、生産等の動向を広く海外に知ってもらうために発行しているものです。海外の関係団体等約300個所に無料配布してきています。

また、英文誌 Bulletin には日本のガスタービン先端技術の紹介等、個人会員の皆様にも有益な情報が掲載されています。さらに本年4月より、英文技術論文の受付が開始され、英文誌 Bulletin に掲載されることが決定致しました。

このように、英文誌 Bulletin は個人会員の皆様にも魅力のあるものであると思います。一度個人会員の皆様全員にこれを見て頂き、できる限り多くの会員の声を編集に反映させ、個人会員にとっても、海外送付先にとってもさらに魅力的なものにしていきたいと願っております。

英文誌 Bulletin 第6巻は3月中に刊行され、本年度は会員の皆様全員に配布することになりました。内容に目を通して評価して頂くとともに、とじ込みのアンケートにぜひ協力をお願い致します。

以上

Bulletin 編集委員会
委員長 藤川 泰雄

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
LDA 国際フォーラム	平成 5 年 8 月 20 日～21 日 建築会館	芝浦工業大学機械工学科 岡本研究室 TEL 03-5476-2409
第 3 回アジア可視化情報シン ポジウム	平成 5 年 5 月 23 日～26 日 幕張高度技術開発センター	東海大学生産機械工学科 青木研究室 TEL 0463-58-1211
ターボ機械と PL(製造物責 任)	平成 5 年 4 月 16 日 家の光ビル	ターボ機械協会 TEL 03-3944-8002
第 20 回液体の微粒化に関する 講演会	平成 5 年 7 月 22 日～23 日	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
レーザを利用した可視化技術	平成 5 年 5 月 27 日～28 日 名古屋大学シンポジオン	可視化情報学会 TEL 03-3364-1762
熱応力に関する国際シンポジ ウム	平成 7 年 6 月 5 日～ 7 日 浜松 Act City	静岡大学工学部 野田研究室 TEL 053-471-1171
講習会 画像解析技術を利用 した流動解析	平成 5 年 5 月 20 日～21 日 東京大学山上会館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
講習会 航空宇宙材料とその 機械工学への応用	平成 5 年 6 月 29 日～30 日 科学技術館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
第 1 回機械材料・材料加工技 術講演会 M&P'93	平成 5 年 11 月 19 日 慶大日吉	慶大理工学部 菅研究室 TEL 045-563-1141
第 20 回国際会議のための準備 セミナー	平成 5 年 5 月 22 日～23 日 海外職業訓練センター	日本工学会 TEL 03-3475-4621
講習会 近未来の電力エネル ギーシステム	平成 5 年 6 月 9 日 川崎市産業振興会館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
第 25 回乱流シンポジウム	平成 5 年 7 月 27 日～29 日 東北大学青葉記念会館	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427

死 去 会 員

正会員 長尾不二夫君 86才 京都大学名誉教授

平成 4 年 12 月 31 日逝去

ご遺族 京都市山科区御陵封ジ山町 7-147

長尾恭子殿

本会に関する記事

昭和 47 年 6 月 入会

GTSJ 第 1 期評議員

謹しんで、哀悼の意を表します。

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
LDA 国際フォーラム	平成 5 年 8 月 20 日～21 日 建築会館	芝浦工業大学機械工学科 岡本研究室 TEL 03-5476-2409
第 3 回アジア可視化情報シン ポジウム	平成 5 年 5 月 23 日～26 日 幕張高度技術開発センター	東海大学生産機械工学科 青木研究室 TEL 0463-58-1211
ターボ機械と PL(製造物責任)	平成 5 年 4 月 16 日 家の光ビル	ターボ機械協会 TEL 03-3944-8002
第 20 回液体の微粒化に関する 講演会	平成 5 年 7 月 22 日～23 日	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
レーザを利用した可視化技術	平成 5 年 5 月 27 日～28 日 名古屋大学シンポジオン	可視化情報学会 TEL 03-3364-1762
熱応力に関する国際シンポジ ウム	平成 7 年 6 月 5 日～7 日 浜松 Act City	静岡大学工学部 野田研究室 TEL 053-471-1171
講習会 画像解析技術を利用 した流動解析	平成 5 年 5 月 20 日～21 日 東京大学山上会館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
講習会 航空宇宙材料とその 機械工学への応用	平成 5 年 6 月 29 日～30 日 科学技術館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
第 1 回機械材料・材料加工技 術講演会 M&P'93	平成 5 年 11 月 19 日 慶大日吉	慶大理工学部 菅研究室 TEL 045-563-1141
第 20 回国際会議のための準備 セミナー	平成 5 年 5 月 22 日～23 日 海外職業訓練センター	日本工学会 TEL 03-3475-4621
講習会 近未来の電力エネル ギーシステム	平成 5 年 6 月 9 日 川崎市産業振興会館	日本機械学会 TEL 03-3379-6781
第 25 回乱流シンポジウム	平成 5 年 7 月 27 日～29 日 東北大学青葉記念会館	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427

死 去 会 員

正会員 長尾不二夫君 86才 京都大学名誉教授

平成 4 年 12 月 31 日逝去

ご遺族 京都市山科区御陵封ジ山町 7-147

長尾恭子殿

本会に関する記事

昭和 47 年 6 月入会

GTSJ 第 1 期評議員

謹しんで、哀悼の意を表します。

告知

英文技術論文の受付について

日本ガスタービン学会
編集理事

日本ガスタービン学会では、これまで和文の技術論文のみを受付けておりましたが、平成5年4月1日から、下記により英文技術論文受付けることになりましたので、お知らせいたします。

記

- (1) 日本ガスタービン学会では英文技術論文を受付ける。
- (2) 英文技術論文とは当面以下のものとする。
 - a) 日本ガスタービン学会誌に掲載された技術論文（和文）を英文化したもの。
 - b) 外国人会員が英文で直接投稿したもの。
- (3) 英文技術論文の掲載誌は Bulletin of GTSJ とする。
- (4) 英文技術論文の校閲、採択決定は学会誌編集委員会で行う。

なお、上記(2)の a) については、技術論文（和文）投稿時に英文化希望の有無を申し出るものとする。
- (5) 英文技術論文の内容および英文の責任は著者にある。ただし、英文推敲不良の場合は返却することがある。
- (6) 英文技術論文は8ページ以内とし、掲載料は当面1ページ1万円とする。別刷は学会誌に準じ実費とする。
- (7) 英文技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

学 会 誌 編 集 規 定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介及び書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。ワードプロセッサを使用する場合はA4版用紙に横書きで22字×20行とする。
5. 刷り上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁、解説及び技術論文6～8頁、見聞記、速報及び寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース、新製品紹介、書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
10. 原稿は下記宛に送付する。
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13,
第3工新ビル402
(社)日本ガスタービン学会事務局

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
 - 2) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし、1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿（コピー）2部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。
5. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

日本ガスタービン学会誌

第20巻 第80号

平成5年3月10日

編 集 者 梶 昭次郎

発 行 者 丹 羽 高 尚

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

TEL (03) 3365-0095

FAX (03) 3365-0387

振替 東京7-179578

印刷所 ニッセイエプロ(株)

東京都港区西新橋2の5の10

©1988(社)日本ガスタービン学会

本誌に掲載したすべての記事内容は(社)日本ガスタービン学会の許可なく転載・複写することはできません。

複写をされる方に

本誌（書）に掲載された著作物は、政令が指定した図書館で行うコピーサービスや、教育機関で教授者が講義に利用する複写をする場合等、著作権法で認められた例外を除き、著作権者に無断で複写すると違法になります。そこで、本著作物を合法的に複写するには、著作権者から複写に関する権利の委託を受けている次の団体と、複写をする人またはその人が所属する企業・団体等との間で、包括的な許諾契約を結ぶようにして下さい。

学協会著作権協議会内

日本複写権センター支部

〒107 東京都港区赤坂9-6-42-704

TEL 03-3475-4621・5618

FAX 03-3403-1738