随筆

隠れガスタビアン

工学院大学　大　橋　秀　雄

隠れガスタビアンは，もちろん隠れキリシタンのもじりである。ガスタービンに熱い思いを抱きながらも，世の中の荒波を乗り切るために，心ならずも他に世過ぎの道を見つけ，今ではすっかりその道の専門家になりきっている人たちをいう。年齢的にいえば，還暦プラスマイナス5年くらいの方に最も多い。

秘密をばらせば，いまではすっかり生粋の原子力屋になりすましているAさんも，FMSの教祖といわれているSさんも，実は隠れガスタビアンである。かくいう筆者も，別に隠すわけではないが，そういう一人になるのだろう。

筆者が学生の頃は，ガスタービンはまさに夢の原動機であった。機械科の学生の半分くらいは，出来ればガスタービンをやりたいと思ったに違いない。今の学生が，ロボットをやりたいと言い出す状況と酷似していた。

幸い筆者は夢が叶って，当時数少ないガスタービンメーカーの一つに就職することができ，内燃機関設計課と称して，実はガスタービンをやる課に配属された。当時（昭和30年前後）は，航空研究禁止の占領軍命令がようやく解けて，国産ジェットエンジンの開発を目指した「日本ジェットエンジン株式会社」が，各社から人材を集めて活動を開始した頃であった。しかし，ガスタービンの方はさっぱりで，航海練習船北斗丸の主機エンジンの試作が終わったあとは，仕事らしい仕事もなかった。来る日も来る日も，ひたすら外国の文献を漁ったりサイクル計算をしたりして時を過ごしていた。試作研究や実機の製作を通じて技術を磨く機会には縁遠かったのである。

筆者の場合は，日本で外国文献漁りをするより直接文献を作る側に回りたいという思いが止め難くなってきた。当時圧縮機設計のバイブルと言われた名著“Axialkompressoren und Radialkompressoren”(B. Eckert)を愛読していた折りでもあり，ドイツ留学を志し，留学生試験に受かって日本を飛び出してしまった。筆者が会社で担当したのは軸流圧縮機であり，ドイツでは高転向角二重圧縮機翼列の研究をしたから，ここまではまだガスタービン屋と称しても何等恥じるところは無かった。

帰国後も，ガスタービンの仕事がさっぱり無い状況には変わりなく，筆者は産業用圧縮機の設計を担当することになった。電力やガス会社に納める遠心圧縮機を二三手掛けたものの，1年ほどで母校に戻るという話が進み，大学の水力実験室に逆戻りであった。

大学では，ターボ機械に関する流体力学を続けてきたから，ガスタービンとそう縁遠い訳ではなかった。しかし大学の研究では大型と高速の2語はタブーであり，小型・非圧縮に限定されると研究はどうしても水っぽくなる。かくして筆者のガスタービンからの落ちこぼれが加速し，やがて紛れもない隠れガスタビアンとなってしまった。

あの時代から丁度40年が経った。本会が日本ガスタービン学会と改称した15年前頃から，ようやく陸用ガスタービンにも薄日が射し始めたが，それまでの長い冬の間に，どれだけ多くの技術者が心ならずも隠れガスタビアンの道をたどったことだろう。

＊　＊　＊

ここ10年くらいのガスタービンの進展振りは，まことに目を見張るものがある。長い間楽屋裏でくすぶっていた俳優が，突然主役に抜擢されて華やかなスポットライトを浴びている様子にも似ている。しかしこの俳優は，長い苦節の時代にも精進を怠らず，主役の座についても立派にその役を果たしているのはご同慶の至りである。

筆者は昔，軸流圧縮機の設計を希望して願いが叶い，夢の原動機のそのまた花形部分を担当することに大いに意気が挙がったものである。タービ

（平成7年1月17日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

ンと圧縮機を比べれば，減速流を扱う圧縮機の方が難しいに決まっている。燃焼器は，可動部分がなくて機械としての面白味に欠ける。流体力学の成果を華麗に応用できる軸流圧縮機こそが，ガスタービンの進歩を左右する……と実は思っていたのである。

最近，ACC の要となる 1350 度 C クラスのガスタービンの製造をつぶさに見学する機会に恵まれた。その折りに，ガスタービンを主役の座に引き出す転機となった技術要因は何だったのかと自問しながら工場を回ってみたが，残念ながら，それは我が愛する軸流圧縮機の進歩ではなかった。

ガスタービンにとっては当たり前なことかもしれないが，それは高温との戦いであった。より高温のガスに耐えるタービンの冷却技術と，高温燃焼でも窒素酸化物の生成を抑える燃焼技術。伝熱と燃焼が勝負どころであったのである。日本には昔から流体屋と熱屋という分類があり，その両者には気質から文化に至るまで相当の段差があった。筆者はもともと流体屋であるが，ガスタービンの復権は熱屋に負っていると正直に認めざるを得ない。もっとも，あの複雑怪奇な冷却タービン翼を作ってくれるのは，高度な加工技術を駆使する製造部門であるから，むしろ尊敬はそちらに向けられるべきかもしれない。

＊ ＊ ＊

最近のガスタービンの隆盛ぶりを目の当たりにして，隠れガスタビアンとしては感慨無量である。そこでつくづく感じることは，機が熟さない限り技術は日の目を見ないということである。石油価格の動向に振り回されて，技術が未熟でもやたらと脚光を浴びる製品が現れるかと思えば，完成目前までたどり着きながら採算が合わないといってボツになる製品もある。地球温暖化が問題になると，二酸化炭素の排出量をタネに強気になる製品と弱気になる製品が現れる。製品はモノであり，それは単に無機物の盛衰に関わるだけであるが，その裏には必ずヒトのドラマがある。製品開発に命を燃やした技術者たちの熱い思いも，世の中の動きという奔流に虚しく押し流されてしまう。世間は無情であり，またそれだけに面白いのかもしれない。

ガスタービンにようやく春が訪れた。しかしこの春はいつまで続くのだろう。これが隠れガスタビアンの最後の心配の種である。製造現場の海外シフト，製造の空洞化が，思いがけぬ早さで進展している。VTR や半導体の製造のように，ガスタービンも設備さえ移せばどこでも作れるさ，という意見も耳にする。

多くの実例が示すように，進歩が止まれば，たちまち空洞化の嵐に巻き込まれてしまうだろう。幸いガスタービンには，まだまだ先の夢がある。次は 1500 度 C。高炉からほとばしるあの灼熱の銑鉄よりも高温で回るタービンは，相当のチャレンジに違いない。その先には，熱機関としては究極の理論空燃比の世界が待ち受けている。窒素酸化物の生成を抑えるために，酸素吹き込みが行われるようになれば，温度の限界はまた先に延びる。絶え間ない高温への挑戦。冷却や燃焼技術だけではなく，材料開発や加工技術を総合したシステムとしての進歩が続く限り，空洞という言葉とは無縁になるだろう。またそれだけが，グローバルな競争に生き抜く道でもある。

人生は短く，技術は長い。ガスタービンの歴史の中で，一つの春を見届けることができたのは，隠れガスタビアンとしては望外の幸せである。この先も，本会を一つの核として生き生きとした発展が続くことを願って止まない。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

論説・解説

「圧縮機技術」小特集号発刊にあたって

石川島播磨重工業㈱ 永野 進

ガスタービンの技術的発展は，基本的により高い全体圧力比，タービン入口温度及び要素効率を求めての道程であり，地球温暖化防止の観点からより高い熱効率の必要性が再確認されつつある昨今，この歩みの重要性が一層高まっていると考えられる。

圧縮機技術はこの発展を支えてきた大きな柱の一つであるが，その主流とも言える軸流圧縮機では1950年代に米国NACAが組織的に膨大な二次元翼列データを取得し，これをカーペット線図の形に整理した上で設計マニュアルとしてまとめた文書（NASA SP-36）がいわゆる'バイブル'として流布し，他のガスタービン要素にはみられない設計標準化が行われた。

一方，同じく1950年代のNACAの研究から生まれた遷音速圧縮機では翼列への相対流入マッハ数が0.7程度までの亜音速部では，NASA SP-36が適用され，それ以上の高速域では新規に高速翼列データが必要となった。ところが，この領域では衝撃波を含む圧縮性の影響により二次元翼列試験の実施もその結果の実際の設計への適用も難しく，回転翼列試験データに頼らざるを得なくなり，もはや二次元翼列試験のように多くのパラメータを組織的に変えて膨大なデータベースを作成することは不可能となった。

この結果，各メーカあるいは研究機関は個別に独自の試験を行い，この結果に基づく独自の設計法を構築してきた。1980年代半ばまではこのような独自の遷音速領域設計法とNASA SP-36による亜音速領域設計法を組合わせたものが設計の現場で用いられてきたと考えられる。

その後，電算機およびその利用技術が空力分野では数値流体力学（CFD）として急速に発展し，翼列まわりの流れもその応用分野として取り上げられるようになり，遷音速領域では回転翼列試験を補間する役割を，また亜音速領域では二次元翼列試験の代替としての役割を果たしつつある。

更に三次元翼列解析の精度が向上し，いわゆる三次元設計が実用の領域に入りつつある。

従ってNASA SP-36で一旦集大成され，これに個別の遷音速域設計法が加えられていたものが，CFDの取込みにより設計法全体の再構築が行われつつあるのが現況と考えられる。

遠心圧縮機設計においては軸流圧縮機における組織的二次元翼列データに相当するデータベースは作られず，簡便な方法による翼面圧力分布解析で初期設計を行い，回転試験による評価と改良設計の繰り返しにより最適形状を求める方法が一般的であったが，三次元CFDの取込みが進んでおり，軸流圧縮機設計と同様，設計法の再構築が行われつつある。

圧縮機技術において，研究対象として好適なサージング，旋回失速等非定常問題については多くの研究発表，解説等がなされてきており，本会誌でも1981年3月号および1992年3月号に特集が組まれているものの，以上のような状況から設計・開発については特定の分野あるいはプロジェクトの特集の一端として取上げられる以外，横断的にとらえる機会が少なかった。

本特集では，着実に前進を続ける圧縮機技術の設計・開発関係を中心に現状と将来展望を幅広く取上げ，現時点における圧縮機の全体像をまとめることを目指した。

構成としては，現状の総括と展望を皮切りに，応用分野別の設計技術の状況，中核となる空力技術の進展，更に応用面及び理論面での最新のトピックスの紹介とし，それぞれ第一線の方々に執筆していただいた。

大変多忙な方々に時間をさいていただいたことを深く感謝すると共に，また10年程度の後にこのような企画が成立するよう圧縮機技術が一層の発展を遂げ，後継者が育っていることを祈念したい。

（平成7年1月19日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

圧縮機技術の現状と将来の展望

東京大学工学部　梶　　昭次郎

1．まえがき

Sir Frank Whittle が航空用ジェット推進機関としてガスタービンを成功させて早60年になろうとしている。第1世代ターボジェット，第2世代低バイパス比ターボファン，第3世代高バイパス比ターボファンと発達してきたジェットエンジンは，今や次世代高バイパス比ターボファンから超高バイパス比ターボファンの時代に入ろうとしている。この間にガス発生機の熱効率は，ホイットルエンジンがせいぜい20%であったものが，第1世代で40%，第2世代で45%，第3世代で50%と改善されて来た。これには要素効率の改善と共に，耐熱材料や冷却タービン技術の進歩によるサイクル最高温度の上昇と，これに見合うサイクル最高圧力比の上昇が寄与している。金属材料では実用されている超合金単結晶材は1000℃を少し超える程度であるが，比較的近い将来繊維強化超合金（FRS）に遮熱コーティングを施すことにより，1260℃程度まで耐え得ると考えられている。さらに高温となると金属間化合物マトリクス複合材（IMC）やセラミックマトリクス複合材（CMC）の実用化をまたなければならないが，21世紀には1650℃まで行けるとの予想もある[1]。

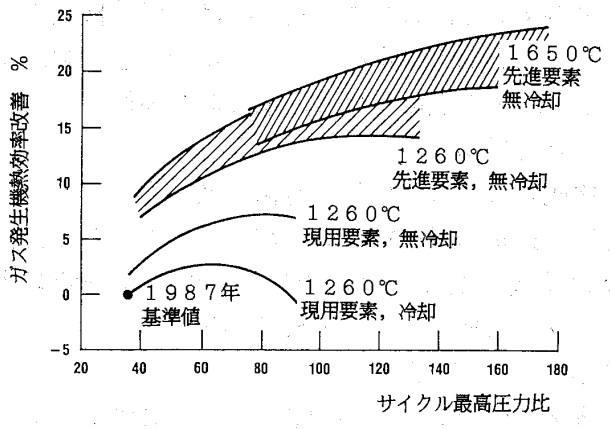


図1　技術レベルとガス発生機熱効率改善

これらの材料をもとに，サイクル最高圧力比と，ガス発生機熱効率改善の傾向を見ると図1のようになる[1]。最高温度1260℃，現用要素技術で冷却を要する場合，圧力比を増しても余り熱効率の改善は望めないが，先進材料で無冷却が可能な場合は，圧力比を60以上にすることでかなりの熱効率改善が得られる。さらに空力性能を改善して先進要素技術を導入すると圧力比は100以上にする必要がある。1650℃の超先進材料ではもっと極端な圧力比が要求される。要するに最高温度の上昇は，要素技術の進歩と最高圧力の上昇とが相まって熱効率の改善に資するのである。

高い圧力比が要求されたとき圧縮機に生じる難しい問題は，図2に示される[1]。圧力比が100を超えるようになると，圧縮機後段では870℃を超えており，先進材料を用いる必要がある。またこのような段では修正流量や翼高さが極端に小さくなり，小型エンジンの技術を導入せざるを得ないが，小型エンジンの性能は一般に大型に較べて低い。小型エンジンの性能悪化の原因を特定し，損失を最小に抑える技術の開発が大型にとっても重要になって来る。

このようなガスタービンの大まかな性質を踏ま

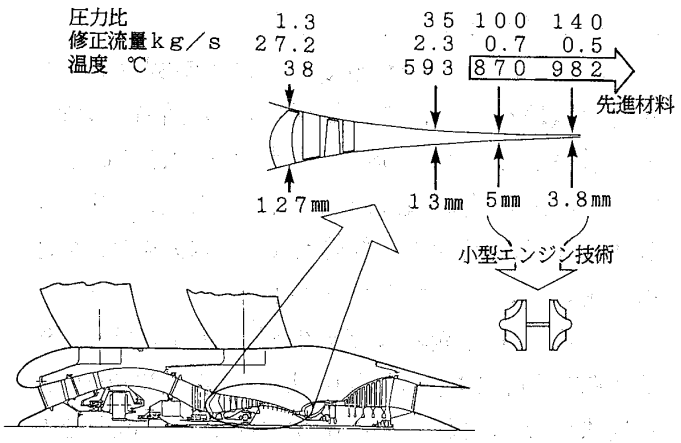


図2　高圧力比圧縮機に要求される技術

（平成7年1月21日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

えた上で，圧縮機技術の現状を概観し将来展望を試みる。同じガスタービン圧縮機と言っても，航空用と産業用では目指すところが幾分違っている。高効率化は共通であるが，航空用の場合さらに軽量化が要求され，勢い段の高負荷化につながる。段数減少，部品点数減少は価格の低下に効くわけであり，産業用にとっても好ましい方向と思われる。いずれにせよ産業用ガスタービン技術は航空用から波及してきた経緯があり，ここでは航空用ガスタービン圧縮機を中心に述べる。

2．エンジン及び圧縮機の進展傾向

1970年代に導入された高バイパス比ターボファン，JT 9 D，CF 6，RB 211は平均してバイパス比(BPR)：4-5，全体圧力比(OPR)：25-30，ファン圧力比：1.7であった。これに対し，双発用の次世代ターボファンと呼ばれるPW 4084，GE 90，RB 211-Trent 800などはBPR：6-9，OPR：38－46，ファン圧力比：1.5-1.6であり，これまでのエンジンに比べ巡航燃費9%の引き下げを見込んでいる。既に導入が始まっているV 2500やCFM 56ではOPR：30-35である。このようなエンジンの世代交替には，1973年のオイルショックに端を発した米国航空宇宙局(NASA)のEnergy Efficient Engine（E^3）プログラムが大きく寄与しており，その成果が新世代エンジンには数多く取入れられている。

2.1 E^3 エンジン[2]

GE社のE^3エンジンではCF 6-50 Cに対し，BPR：4.3→6.9，ファン圧力比：1.73→1.61，OPR：30.1→36.1とし，離陸時タービンロータ入口温度は1315°C→1343°Cと30度ほど上げている。これにより最大巡航時の燃料消費率（sfc）を14.2%減らせると見込んだ。P&W社のE^3エンジンはJT 9 D-7 Aに対し，BPR：5.1→6.6，ファン圧力比：1.58→1.71，OPR：25.4→37.3とし，離陸時タービンロータ入口温度は1252°C→1360°Cと100度以上上げ，同じくsfcを15.1%減らせるとしている。

高圧圧縮機の圧力比を比較すると，P&W社の場合は10→14に，また，GE社の場合は12.5→22.6と大幅に増加し，一つの特徴をなしている。GE社の場合に圧縮機設計の変遷を見てみると，CJ 805の時代には圧力比12.5を17段，CF 6－50では12.5を14段，CFM 56では12を9段と圧力比はほぼ同じで段数を減らして来たが，E^3では圧力比22.6を実に10段で実現している。この間，修正翼端周速は，291 m/s，360 m/s，396 m/sと徐々に増加してきたのだが，E^3では一気に456 m/sと高い値が用いられた。因みにV 2500エンジンの高圧圧縮機はRR社が担当したが，当初10段で圧力比20の予定を，圧力比16に下方修正している。P&W社の場合，JT 9 Dでは11段で圧力比10であったものを，E^3では10段で圧力比14に向上させた。

効率的には，最大巡航時に，GE社の場合，ファンで89.2%以上，圧縮機で84.9%を得，P&W社の場合，設計点での圧縮機効率85.7%を得ている。E^3エンジンの空力性能向上技術として，翼には共通して高負荷，低アスペクト比翼が用いられている。段当りの空力負荷を高めるため，拡散制御翼型（CDA）の採用や，ダクト壁境界層による二次流れを抑えるためのエンドベンド翼の開発が行われた。翼端隙間による損失を減らすため，可接触のアブレーダブルシールは既に開発されていたが，ほかにケーシング壁を窪ませるチップトレンチが導入された。また，ファン空気を用いて圧縮機ケースを冷却する能動隙間制御（ACC）が導入され，GE社の場合後方5段，P&W社の場合後方6段に適用され，上昇時や巡航時の性能向上が図られた。

構造面では，ファンの中空翼技術はこの時点では未完であったが，中空翼にして中間シュラウドを除去すれば効率はさらに2%向上する。ファンの出口静翼は，騒音を抑えるため，動翼の2-3弦長下流に設置され，支柱と一体化したフレームを構成している。枚数は動翼とほぼ同数で，ファンケースの真円度を保ち，性能劣化を抑制する上で有利である。圧縮機ロータは電子ビーム溶接や単一部材によるドラム型で軽量化された。短く簡潔な圧縮機は剛性が高く性能劣化が抑えられ，低アスペクト比翼は部品点数を減らし，結局E^3エンジンは従来エンジンに比べ重量で40%近く，初期価格や維持費用でそれぞれ30%以上低減できると見込まれた。

2.2 V 2500 エンジン[3]

次に日英米独伊5ヶ国共同開発のV 2500エン

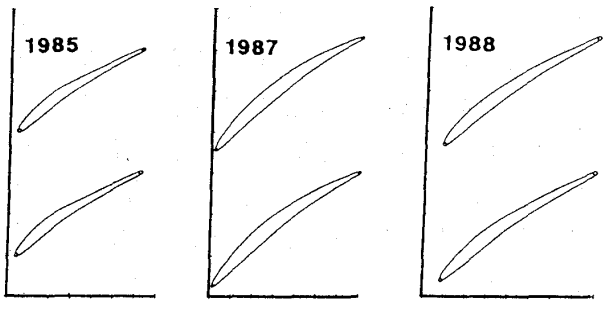
Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

ジンの高圧圧縮機の開発過程を見てみよう。開発は1985年に始まり,既にふれたようにRR社が担当した。当初10段で圧力比20,ポリトロピック効率η_p＝91%を目標に開発が進められたが,空力的に難しい面があり,生産型エンジンの巡航時性能は10段で圧力比16.2,η_p＝88.7%となっている。その後1989年のリグ試験でη_p＝89.5%が達成されている。

高い目標を満たすために当然ながら先進設計が行われ,最初は図3左端の超臨界翼型が採用された。しかしこの翼型は最大厚みが前縁寄りにあり,後縁の楔角が小さく振動,特に下流翼からの励振に弱い。空力的にも翼負圧面の拡散が大きく翼弦中央部から剝離する傾向にあり,失速に対する入射角範囲も疑わしかった。翼端壁近傍の境界層流れに応じて入射角や偏差角を修正するエンドベンド翼も導入された。この翼はサージ余裕の改善には大きく寄与するが,翼後縁と台座の繋ぎ目の応力集中が大きいこと,動翼端がケーシングをこすったときの結果がひどいことなどにより最終的には採用されていない。

空力弾性問題として,失速点近傍で作動するとき,第1段と第2段の動翼でフラッタが観測され,1段動翼には中間シュラウドが施された。また,失速した翼列と流路につながる抽気孔の系が組合わさって,回転次数でない周波数を有する大きな圧力振幅の音響共鳴が発生した。

V2500の前に,RR社では日英共同開発のRJ500計画において,9段で圧力比約13の高圧圧縮機を開発していた。先進設計では時間的に間に合わないため,結局この圧縮機の1段目を変更して2段に増やし,10段で圧力比16.2を実現した。これに用いられた翼は図3の中央に示される通常の設計によるもので,後縁楔角も大きく振動は問題にならない。その後,性能改善プログラムで採用された翼型が図3の右端で,これによりη_p＝89.5%が達成された。またこのプログラムでは,第1段動翼のハブの弦長を22%増加し,ハブ断面の厚みを34%増すことで中間シュラウドを除去し,空力性能を改善している。これらの成果は新しい系列エンジンの設計に取入れられることになる。



左: 先進超臨界翼,中央: 在来翼,右: 性能改善翼

図3 翼断面形状の進展(7段動翼中央スパン)

2.3 IHPTET計画[4]

Integrated High Performance Turbine Engine Technology計画は米国において1988年から始まり,2003年までにターボ系推進機関の能力を1985年レベルのほぼ倍,即ちターボファンエンジンで言えば,推力対重量比を2倍,燃料消費量を40%削減することを目標に据えている。これを実現するためには(1)先進的空気力学,熱力学のモデル及び理論の展開,(2)新しい構造設計の創出,(3)先進的高強度低密度材料の開発,が不可欠であり,これらを協調的に一体化することにより,高速,高負荷,高効率でかつ簡潔軽量なエンジンが生み出される。

図4は新しい設計と先進材料を圧縮機ロータに

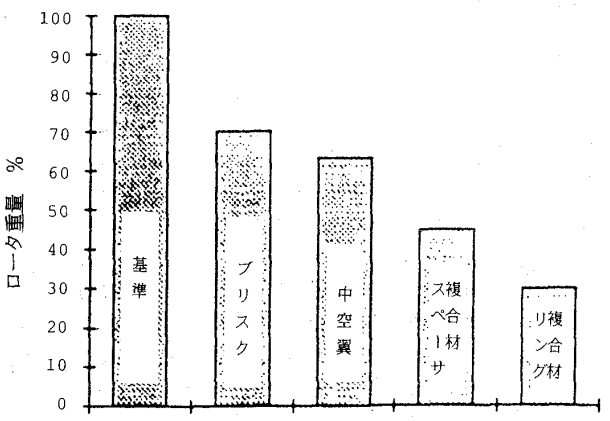


図4 先進材料と革新設計による圧縮機ロータの重量軽減

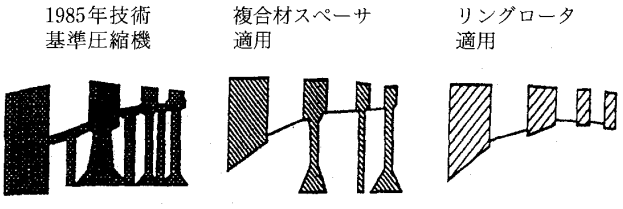


図5 革新設計によるロータの簡素軽量化

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

適用した際の軽量化を示している。ブリスク（blisk）で翼とディスクを一体化し，中空翼を採用し，図5に示されるように複合材のスペーサ，リングによってディスクを取り除くと，実に70%の軽量化が図られる。実際，Allison社では4段の軸流圧縮機の3段と4段及び3-4段間のスペーサを金属マトリクス複合材（MMC）で作り，3段4段のロータは翼とリングを一体化（bling）している。このようなリングロータの重量は通常設計の超合金ディスクロータの1/5以下であり，またスペーサの重量は超合金スペーサディスクの1/20である。この圧縮機は空力的にも高性能で，4段ながらJ79が17段で実現した性能や効率をほぼ達成し，しかも重量は1/3である。

この圧縮機に使われたMMCはSiC強化のチタン金属マトリクス複合材である。IHPTETでは材料開発にかなり力を注いでおり，限界温度380°Cの有機質マトリクス複合材(OMC)や同じく460°Cのアルミニウムマトリクス複合材を軽量圧縮機に適用している。また，圧縮機終端部に適用するために，限界温度960°Cの先進チタン合金，チタン-アルミ金属間化合物，Tiマトリクス複合材やTi-Alマトリクス複合材の開発を行っている。

IHPTETでは3次元計算流体力学（CFD）技術を駆使して空力性能の向上を図るが，軸流圧縮機における目標は段当たりの圧力比を25%，効率を4%増加させることである。また，超音速機用ターボファンエンジンのファン3段を2段に減らすことも狙っている。最近の圧縮機初段の翼端における速度はマッハ数2を超えており，通常の設計では衝撃波損失が大きい。翼の前縁線を前後に傾斜（sweep）させることにより，段当たりの圧力比を確保して効率を高めている。翼の構造軸と圧力中心の軸を合わせるため，翼の根元で前進傾斜，先端で後退傾斜させる。静翼では逆に根元で後退，先端で前進傾斜させる。静翼のハブでマッハ数1.2の作動をさせても，亜音速並の損失に留まっている。

2.4 来世紀の超高バイパス比ターボファン（UHB）[5]

NASAでは1970年代からE³計画と並行して先進ターボプロップ（ATP）の研究が行われ，その後ダクト無しファン（UDF）の研究開発も進められた。大型輸送機が双発で飛べるようになると推進機関には大推力が要求されるが，これを主翼懸架搭載しようとすると高さの制約から，直径，ひいては推力の上限が抑えられる。そこでダクト付きにして径を抑え，ファンの圧力比を少し高めて推力を稼ぐというのがUHBファンで，2010年技術レベルに基づいて2015-20年頃の実用化を見込んでいる[6]。

現状のターボファンをOPR＝35，燃焼器出口温度1370°C，バイパス比5，ファン圧力比1.65で代表して基準とし，新しいサイクルは上述の制約からバイパス比25，ファン圧力比1.3に固定し最適化が試みられた[5]。先進金属系タービン材料を用いた場合は冷却が必要となるが，燃焼器出口温度を1760°Cまで上げられるとしている。このとき，OPR＝75で最適となり，sfcは基準エンジンより22%改善される。セラミック系材料で無冷却の場合，1650°Cまで行けるとするとOPR＝100となり，同じくsfcは25%改善される。

このようなサイクルを実現するためのエンジン形態は仲々興味深い。圧縮系の構成は次のようである。

基準エンジン: 1.65(ファン)×1.9(低圧4段)×10.8(高圧11段)

OPR＝75:
- 1.3(ファン)×6(低圧5段)×10(高圧6段)
- 1.3(ファン)×6(低圧5段)×10(高圧3段＋遠心)

基準エンジンの高圧圧縮機はタービン2段を必要とするのに対し，新しいサイクルの高圧系の圧力比10というのはタービン1段で駆動できる限界として設定されている。また，新しいサイクルの二つ目は軸流の後半3段を遠心段に置換えた構成になっているが，遠心段の方が小寸法化に対して鈍感なためである。

OPR＝100の場合，従来通り同心2軸の構成と，図6に示されるようにoff-axis coreと称する非同心軸構成が検討されている[6]。

OPR＝100:
- 1.3(ファン)×3.2(低圧3段)×24.4(高圧7段)
- 1.3(ファン)×14.0(低圧6段，独立軸)×6(高圧，遠心，2個)
- (off-axis core)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

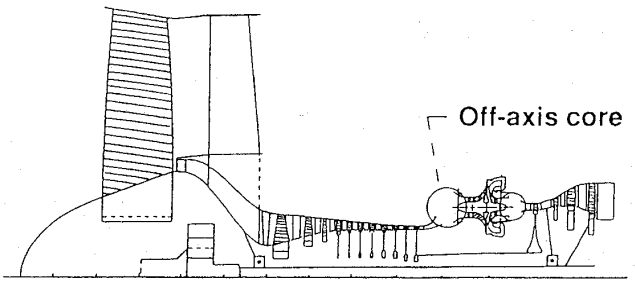


図6 超高圧ガス発生機，平行軸 off-axis core（大型）

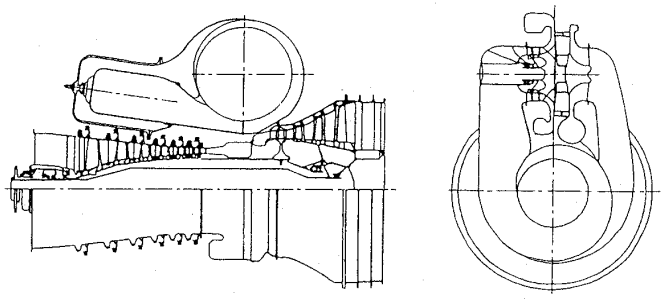


図7 超高圧ガス発生機，直交軸 off-axis core（中型）

このoff-axis coreは遠心圧縮機と軸流タービンの組合せで円周に2個配置する。1個にするとダクティングが複雑になり損失が増すし，2個より多くするとコストが過大となる。しかしエンジンが小型になると図7に示すようにoff-axis coreが1個で，この場合主軸に直交する形で配置される。これは8000 SHPのエンジンに対するAllison社の検討例である[6]。いずれにしろ，off-axis coreは高圧軸系の保守整備が容易であり，300枚の翼を一つのインペラで置換えるという部品点数削減の意味でも有利である。

UHBファンではファンにOMC，圧縮機にOMCや先進チタン，TiMMCなどを用いて軽量化を図る。またファンは可変ピッチのため，ナセルに逆推力装置を付ける必要はなく，重量的にも基準エンジンより13%軽量化されると見込んでいる。

3．技術の動向

前節でエンジン圧縮機の変遷の大略を見たが，傾向的には高圧力比化，高負荷化，高効率化の流れであり，加えて軽量化，部品点数削減の動きである。表立って述べていないがファンについては低騒音化の努力も払われた。このような流れを支えて来，将来に亘っても要請される技術は，空力技術，材料/構造技術であり，制御技術である。さらにこれらを一体化して設計に適用する統合化技術が必要であり，また小型エンジン圧縮機の性能向上技術も必須である。ここでは，このうちのいくつかを重点的に見てみよう。

3.1 低アスペクト比翼[7]

圧縮機の空力設計において翼のアスペクト比（AR）が直接設計パラメータに入ってくることはないが，ただ機械的強度の観点からAR＞4といった高アスペクト比翼は初期の頃から用いられなかった。翼形状が相似で翼列のソリディティが同じならば，空力的には性能はほぼ同じと考えられる。一方重量的には，翼の断面積は弦長cの2乗に比例し，翼枚数は1/cに比例するから，翼列全体の重さは結局cに比例する。つまり弦長をつめて高AR翼を用いると圧縮機を短く軽く作れることになる。また，2次元翼列データに基づいて設計する場合，ARが高いほどより忠実に翼列データが適用できるとも考えられる。このような理由で1960年代に高アスペクト比翼圧縮機が研究され，最高AR＝8のものまで試験されたが，結果的には成功しなかった。短弦長翼の圧縮機は長弦長翼のものに比べ効率は低く，何よりも失速余裕が小さい。たとえ空力弾性的な問題が起きないとしても，高AR翼の圧縮機は性能的に断熱効率が80%台の低い方に留まり，全般的な負荷能力も低く抑えられる。翼列の失速には翼端隙間が重要な役割を果たすが，圧力上昇のピーク値や失速余裕は翼端隙間を，翼高さではなく有効翼列ピッチ（翼間流れを1次元ディフューザと見立てたときの流路幅）で無次元化したパラメータで支配される。このため翼端隙間が同じであれば，短弦長の高AR翼は空力負荷に対して無理がきかず，最高圧力上昇も低く抑えられる。

1970年代にはアスペクト比低下の傾向が強まり，長弦長でAR＜2の低アスペクト比翼が多用されるようになった。その根拠は，低AR翼の段は安定な流量範囲が広く負荷のレベルを高くとれるからであり，段数を削減して圧縮機全体を短くできるので，寸法や重量において高AR翼のもの

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/18

と比べても遜色がないからである。長弦長翼はレイノルズ数が大きくなるばかりでなく，丈夫で剛性が増すため軸方向の撓みも減少し，翼列の軸方向間隔をつめることができる。フラッタ等の空力弾性面で強いほかに，高AR翼列に比べインレットディストーションを減衰させる上でも効果がある。部品点数が少ないことは価格的にも有利であり，1970年代後半から1980年代にかけて実用化が図られた。GE社のT700の軸流段，Garrett社のTFE 731-5やRR社のRB 211-535 E 4のワイドコードファンなどである。RR社のものはさらにV 2500やTayのファンにも波及している。

3.2 3次元CFD

翼の設計が低アスペクト比の方に移行すると，翼列内の流れの3次元性が増し，二次流れの影響がより重要になって来る。1960年代には設計において二次流れを考慮する方法はなかったが，70年代に徐々に研究が進んだ。1980年代に入って，遠心力場における翼面境界層や後流内の流体の半径方向移動，乱流混合の効果を考慮した設計計算が行われるようになり，スパン方向の損失分布の調整，偏差角や全温分布の修正がなされている。

遷音速圧縮機段の設計においては，衝撃波の位置並びに衝撃波損失の予測が重要である。設計点付近において流路衝撃波は流面上ではほぼ流れに垂直であるが，翼に捩れがあり，ソリディティが変化しているため，衝撃波面は図8の網目で示したように翼端に向かって後縁方向にかなり傾斜している。半径方向に斜衝撃波であることが，結果として衝撃波損失をかなり緩和する。低アスペクト比翼ではこのような3次元性が強調されるので，空力的に高い効率に繋がるし，さらに積極的に前縁線を後退させればより効果的である。実際，最近の3次元数値解析によれば，前縁線が半径方向のロータに対し，後退させたロータでは効率が2-3%向上している[8]。また，CFDで得られた衝撃波面は図8の黒塗りのように，90%スパン付近で大きく後縁側に後退し，それより先端側では壁面に垂直になるように曲がっている。衝撃波通過後の流れを考えると当然ながら網目よりこちらの方が合理的である。さらにこの解析は翼端近傍の損失として，流路衝撃波，翼面境界層，翼端もれ流れの間に起こる強い干渉が寄与することを指摘し，もれ流れの影響が翼端からスパンの20%に亘って及ぶことを見出している[8]。

3次元CFD技術が圧縮機性能向上の鍵を握っていることに議論の余地はない。物理現象のモデル化とこれを取込んだ計算コードの開発，さらに実験計測によるモデルの検証の三者が密接に連係して技術を構築して行く必要がある。物理現象のモデル化では特に乱流モデルや乱流遷移のモデルが重要である。また，空力設計と空力弾性設計，空力設計と空力音響設計のようなコード間の連係一体化が必要である。例えば，2.4節で述べたUHBファンの場合，ナセルには長さが直径程度の短いものが採用され軽量化が図られるが，この短いナセルで騒音が十分低減できるか否かが問題である。ダクト付きにして高まったファン圧力比に対し，どこまで周速マッハ数を上げて良いかは騒音の発生と切り離しては論じられないのである。

3.3 小型エンジン技術[9]

既に述べたように，圧力比の上昇に伴いoff-axis coreのように，大型といえども小型エンジン技術が重要になって来る。エンジン寸法による熱効率の違いを見ると，20000馬力級の大型エンジンでは最高熱効率が37～8%に達するのに対し，2500馬力級では31～2%，小型になって500馬力級になると25～6%に低下する。さらにエンジンが200馬力級以下のものになると性能は急激に悪化する。これはレイノズル数の影響のほかに，隙間や表面粗さなど相似に小さくできない寸法効果のせいである。小型エンジンの性能向上に対して大型エンジンの技術がそのまま適用できない以上，

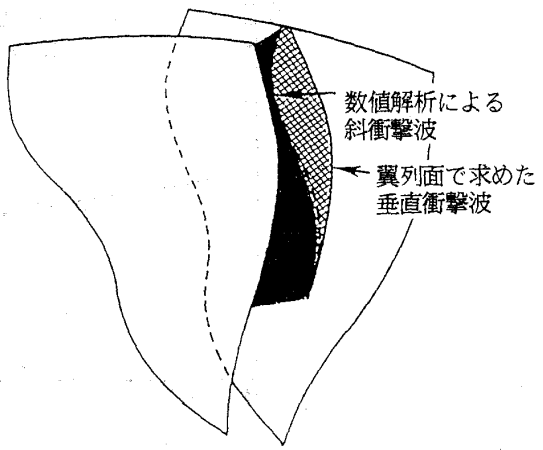


図8　3次元衝撃波構造，従来仮説と数値解析結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

小型エンジン独自の技術を開発する必要がある。

NASAでは小型エンジンとして800 SHP級の単純サイクルガスタービンについての研究を行っている。その基準として，現用技術でタービン入口温度1200°C，サイクル圧力比14を選ぶと，sfcは195 g/hr/SHPで，比出力は約400 SHP/kg/sである。これに対し，先進要素効率をもつ先進サイクルにおいて，タービン入口温度1430°C，圧力比24と高め，無冷却セラミックスを用いると，sfc 158 g/hr/SHP，比出力約620 SHP/kg/sのエンジンが得られ，基準エンジンよりもsfcを17%改善し，比出力を55%高めることができる。

小型化に伴う要素効率の低下を圧縮機についてみると図9のようになる。圧縮機出口の修正流量が10 lb/s (4.53 kg/s) というのは大型エンジンに相当し，$\eta_p = 92\%$はE³のデータである。これが小型になって圧縮機出口修正流量が0.2 lb/s (0.09 kg/s) になると，$\eta_p = 78\%$に落ちてしまう。先進要素としてはこれを破線のレベルまで改善する必要がある。

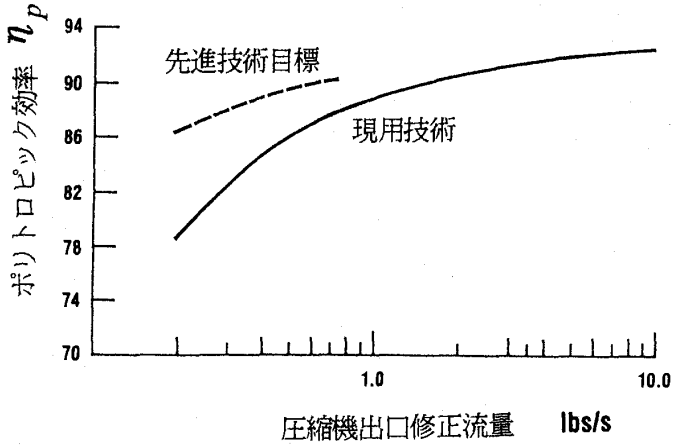


図9 圧縮機効率と出口修正流量の関係

性能劣化要因としては，レイノルズ数，表面粗さ，先端隙間，翼厚み，隅アール(r)，シュラウド厚さ等が挙げられる。個々の要因の寄与を定量化するために，NASAで採用された方法を述べる。まず，流量25 lb/s (11.3 kg/s) の遠心インペラを基に，これを相似に小型化して10 lb/s (4.5 kg/s) のインペラを作る。さらに相似に小型化した2 lb/s (0.9 kg/s) のインペラを作りたいが製作不可能なので，製作可能な2 lb/sのインペラを作る。今度はこれを相似に大型化して，再び10 lb/sのインペラを作る。このようにして製作された相似なインペラの性能比較から，個々の劣化要因を特定することができる。図10は結果の一例でレイノズル数による最高効率の低下 (1-EFF) を示している。

小型エンジン用圧縮機の技術課題としては，軸流圧縮機と遠心圧縮機の両方について，高圧力比化，高効率化と，段の高負荷化を通じて少段数化を図ることである。上述のように，小流量化に伴う性能劣化要因を定量的に捉え，これを最小に抑えることが必要である。そのためには，先進CFDを活用し設計法を改善して行くことが必須である。

我が国でも小型圧縮機の研究[10),(11)]が進められており，遠心単段で圧力比10，効率78%レベルのものが開発されている。また，通産省のプロジェ

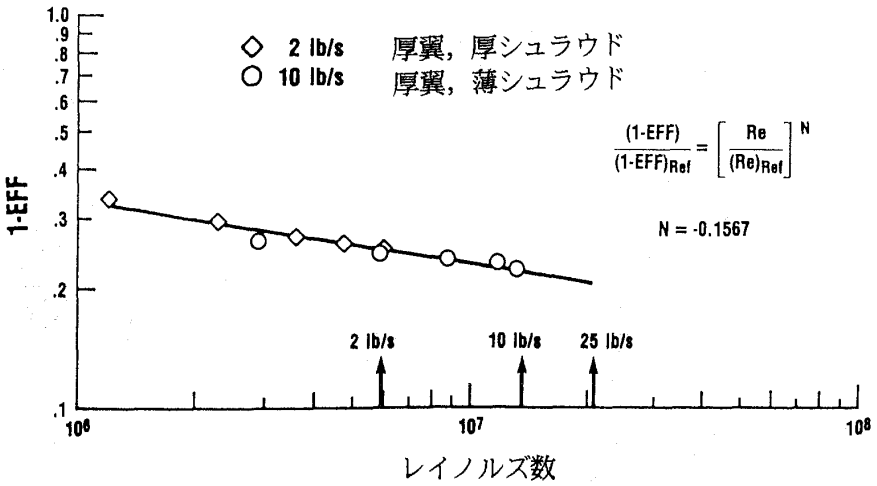


図10 遠心圧縮機の性能と寸法の関係

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

クトとして300 kW級，100 kW級のセラミックガスタービン（CGT）の研究が行われている。無冷却，再生式で高効率を狙ったものであるが，小型エンジン技術の立場からも開発成果が期待される。

4．あとがき

ガスタービン圧縮機技術の動向を述べた。内容の由来が欧米に偏したが，我が国でも超音速輸送機用推進システムの研究開発（HYPR）においてターボエンジンが運転を開始し，セラミックガスタービンも1200°Cレベルの運転を行っており，ともにこれからの成果が大いに期待される。ガスタービン技術の進展動向を眺めるとき，1993年に設立された先進材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG）に対する期待も大きいものがある。

制御技術について余り触れなかったが，可変サイクルエンジン等の多変数制御や，翼端隙間の接触感知フィードバック制御，サージの予知回避回復制御など，圧縮機の高圧力比化，高効率化，高負荷化に伴って不可欠となる制御技術は多い。

参考文献

(1) Saunders, N. T. and Bowditch, D. N., NASA CP 3049, (1987), 13-36.
(2) Ciepluch, C. C. et al., J. Propulsion 3-6 (1987), 560-568.
(3) Tubbs, H. C 423/023 IMech. E, (1991).
(4) Hill, R. J. et al., ISABE 93-7001, (1993).
(5) Owens, R. E. et al., AIAA 90-2397. (1990).
(6) Plencner, R. M. and Knip, G. Jr., NASA CP 10063, (1991), 32.
(7) Wennerstrom, A. J., SAE 861837, (1986).
(8) Hah, C. and Wennerstrom, A. J., ASME 90-GT-359, (1990).
(9) Niedzwiecki, R. W., NASA CP 3049. (1987), 279-302.
(10) 森下進, 長田文一, 第28回航空原動機に関する講演会, (1988), 62-67
(11) 橋本啓介ほか3名, 第20回ガスタービン定期講演会, (1992), 145-152

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

航空用大型エンジンの圧縮機

石川島播磨重工業㈱ 千葉 薫
石川島播磨重工業㈱ 小林健児

1．緒　言

航空用エンジンの大部分に，軽量かつ高推力という利点を持つガスタービンが今日採用されており，高性能化をめざして半世紀の間に著しい技術向上をとげた。特に民間用においては大量輸送による機体の大型化と同時に高い推進効率を得るためエンジンの高推力，高バイパス化が進んでいる。このような航空用ガスタービンエンジンに要請される軽量，低燃費化のため主要構成要素である圧縮機に対しては，高負荷化による段数低減と同時に高効率化が必要となる。さらに高負荷化した場合でも，エンジンの良好な起動および加減速特性を維持する必要性から十分な作動範囲も確保されなければならない。また大型民間機用エンジンにおいては高バイパス比，高全体圧力比化の動向にあるが，高バイパス比化および低騒音化のためファン部での圧力比上昇には限度があり，ますます圧縮機でより高い圧力比を得ることが必要視されている。このような圧縮機の高負荷化，高効率化と高圧力比化にはより高度な設計技術が必要とされ，精力的に研究開発が進められている。そこで航空用大型エンジンの主流を占める軸流圧縮機の設計を例にして最近の空力設計技術について述べる。

2．動　向

ガスタービンにおいては産業用および航空用を問わず，低燃費化が要求項目のひとつである。低燃費化を図るには，熱サイクルより全体圧力比および要素効率を高めることが必要とされる。図1に示すように航空エンジンにおいても低燃費化のため高圧力比化が進められており，最近の大型エンジンでは図2に示すGE 90[1]では全体圧力比が約40までも高められている[2]。

航空用では軽量化も重要な要求項目であること

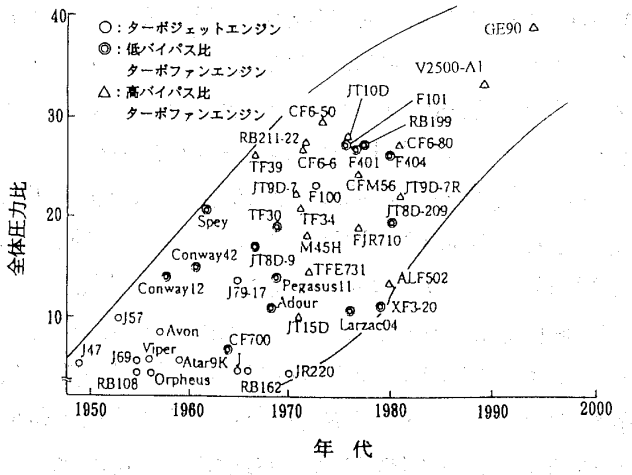


図1　航空用エンジンにおける全体圧力比

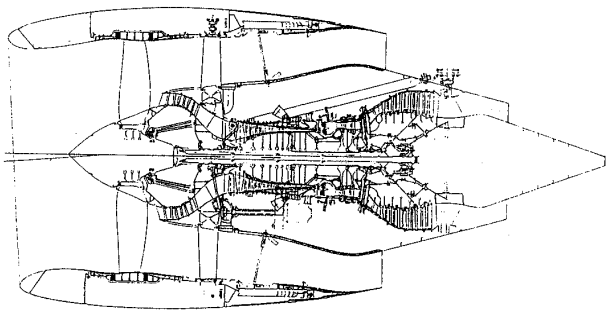


図2　GE 90 エンジン断面図

より，このような高圧力比化を少ない段数で達成することが当然必要となり，図3に示されるように年代とともに高負荷化の傾向にある。ここで負荷のパラメータとしては，1段当りの仕事つまり温度上昇で代表している。一方，効率についても図4に示されるように年代とともに向上しているが，特に高負荷域での向上が図られている[3]。

（平成6年12月28日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

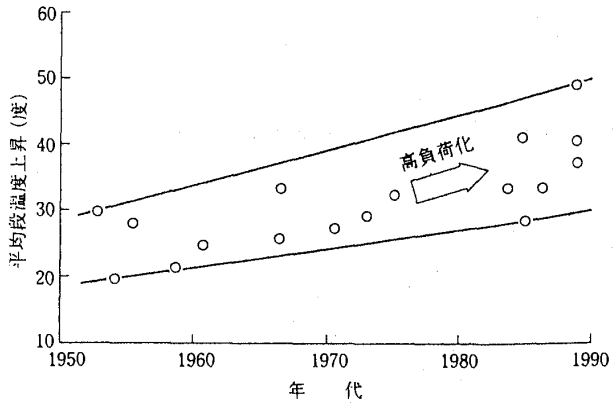


図3 圧縮機の負荷動向

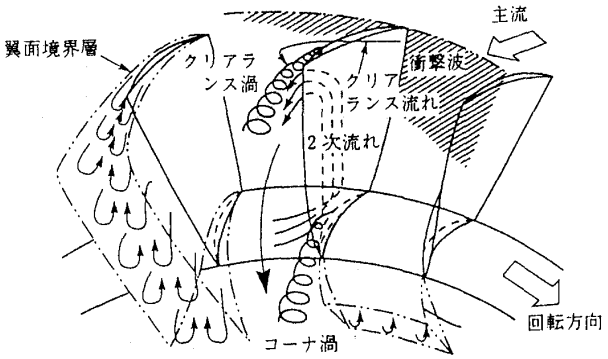


図5 圧縮機翼列での流れ現象

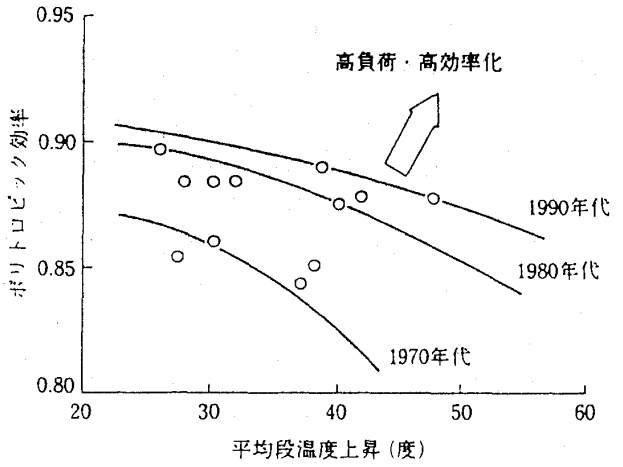


図4 圧縮機の効率動向

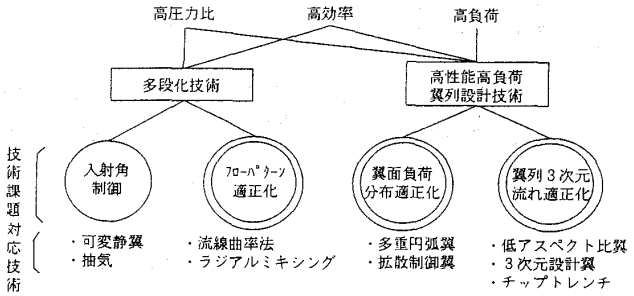


図6 技術課題と対応技術

以上より航空用エンジンの軽量，低燃費化の観点で圧縮機に対する代表的要求項目として「高圧力比化，高効率化，高負荷化」の3点が挙げられる。これらを同時に実現するに際しては図5に示すように単独の翼列内では境界層の発達や衝撃波の発生に加えて，2次流れやクリアランス流れなどの流れ場の3次元性が強くなり，さらに翼列が多く積重なる多段形態では極めて複雑な流れ場となるため，最終的に性能低下を招きやすい。過去の負荷が低く，アスペクト比の大きい翼を有する圧縮機では2次元の翼列試験データをベースにした設計でも対応可能であったが，高負荷化に伴い前述の衝撃波や流れの3次元性の影響が強くなるため，この設計手法では高い効率が得られない。また最近の圧縮機翼は低アスペクト比化の傾向にあり，流れの3次元性の影響が大きくなるため，この影響を考慮した設計手法が重要となる。さらに多段形態での高性能化には，翼列マッチングを適正にするため翼列単独の場合のみでなく，翼列相互が干渉する場合での流れ状態を的確に把握できることが重要となる。これに対応するための技術課題に対して各方面で多くの研究開発が進められており，この技術課題の展開例および対応技術例を図6に示す。

3．空力設計手順

軸流圧縮機空力設計の基本的手順を図7に示すが[4]，この手順は主に以下の4つの部分から成り立つ。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

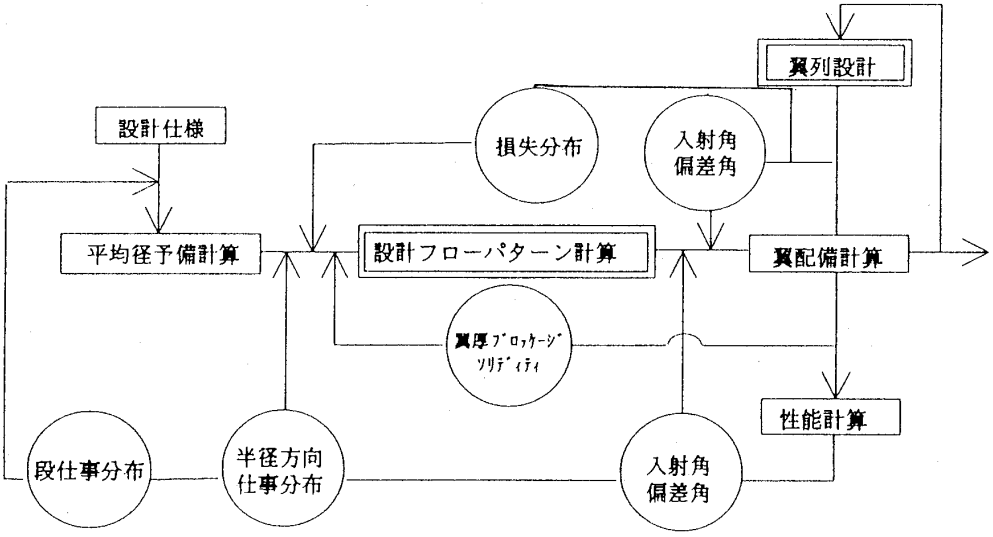


図7 空力設計手順

(1) 圧縮機の設計仕様が設定された後，平均径での速度三角形を計算しながら効率，サージ余裕を満足するための基本的パラメータ（通路形状，周速，反動度，ソリディティ，アスペクト比など）をパラメトリックスタディを通じて選定する平均径予備計算

(2) この基本的パラメータを選定した後，圧縮機の子午面流線を決定し翼列前後における各流線上での流れ状態を求める設計フローパターン計算

(3) この設計フローパターンで得られた全ての流線での流れ状態にマッチするように翼列3次元形状を決める翼列設計。その一部に各流線上の流れに適した翼型を決める翼配備計算がある。

(4) 最終的に決定した翼列パラメータにより，非設計点を含めて性能を推定評価する性能計算。

ここで性能計算を実施し，性能が満足されない場合は前の手順に戻り，一部設計を修正することで最適化を行うことになる。

この手順の中の「翼列設計」においては，急速な進歩をとげた数値解析技術により翼列内流れの詳細な評価が可能になってきたことで，拡散制御翼型や3次元設計翼などの設計が可能となり，大幅な技術進展が見られる。また「設計フローパターン計算」の中では翼列マッチングを最適化するため半径方向混合（ラジアルミキシング）の考えが導入されつつある。以降，これらの技術代表例を紹介する。

4．最近の設計技術

4.1 フローパターン技術

軸流圧縮機の子午面流線を決定し，翼列前後における各流線上での流れ状態を求めるフローパターン計算では，軸対称流線曲率法が多用されている。段数の少ない圧縮機では定常，非粘性，熱伝導なしの従来の仮定でも十分な精度で流れ状態を求めることができる。しかしながら，多段形態においては，半径方向混合（ラジアルミキシング）により全圧や全温などの半径方向分布が大きく変わるため，この混合現象を予測しないでフローパターン計算を実施した場合，実際とは異なる流れ状態を求めてしまい，設計の方向を誤ることになる。

この混合現象は図8に示されるように2次流れと乱流拡散により発生し，3次元粘性解析を利用すれば予測可能となるが，現在のコンピュータ能力では翼列数の多い多段形態で予測するのは困難である。しかしながら翼面付近や壁面付近の局所的な領域では2次流れの影響もあるが，全体的には乱流拡散により混合現象を生じるという最近の実験事実に対し，従来の軸対称流線曲率法に乱流拡散モデルを導入することで多段形態での混合現象が十分予測可能となっている。図9に高速多段圧縮機において，乱流拡散を考慮した場合としない場合の解析結果例を示す[5]。乱流拡散を考慮しない場合は試験結果の分布と大きく差異が見られるが，考慮した場合には試験結果とほぼ一致して

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

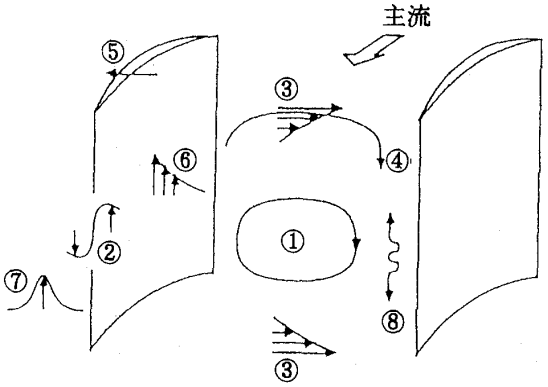


図8　半径方向混合の要因

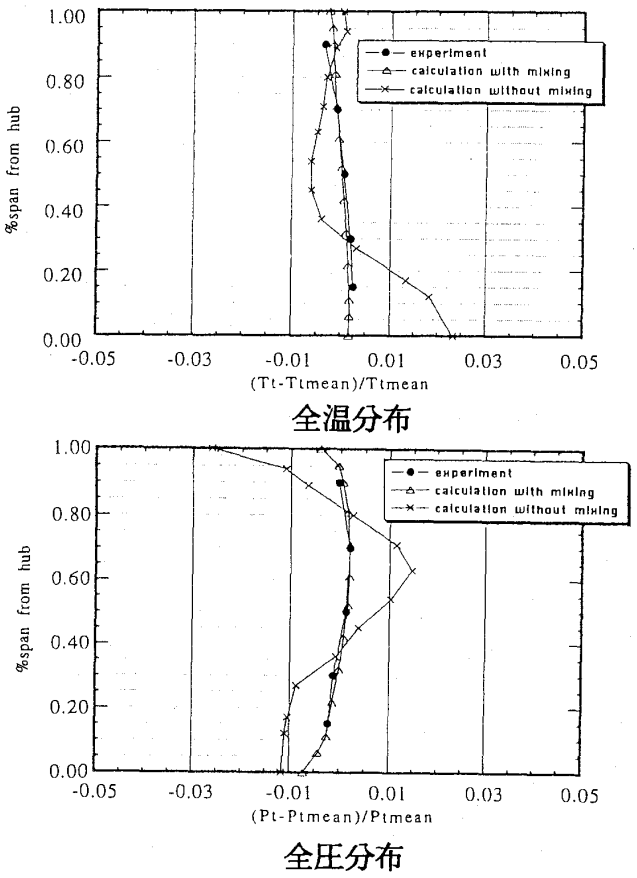


図9　半径方向混合の影響

いる。以上により，この混合現象をフローパターン計算に考慮することで，多段圧縮機の設計精度を向上することができ，高性能で高圧力比な圧縮機の実現に大きく寄与できる。

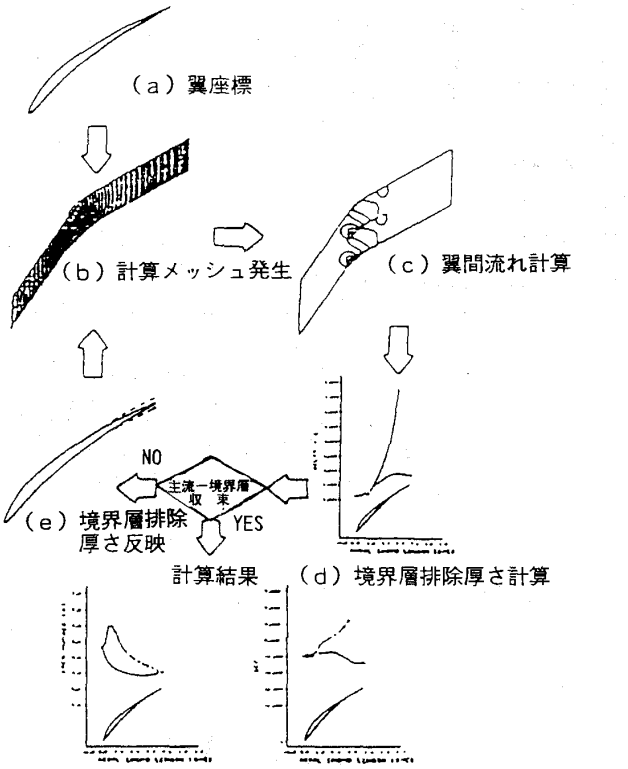


図10　拡散制御翼設計手順

4.2　翼列設計

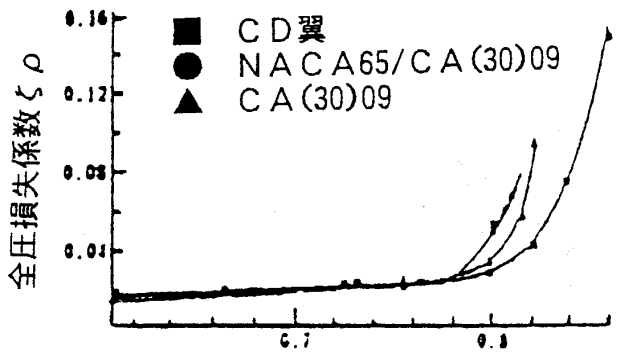
従来の比較的低速域での翼列設計では，多くの実験データベースを有するNACA 65系翼や，C系翼といった系統的な翼型で行われていたが，翼列の高速化に伴い，遷音速域や超音速域で高性能を発揮させるため自由度の高い高速翼型が開発されている。例えば臨界マッハ数を越える流入条件に対する拡散制御翼やマッハ数1.5程度の超音速流入条件に対するプリコンプレッション翼型が代表的である。これらの翼型が開発できたのは，数値解析技術の進歩により，衝撃波の存在する遷音速や超音速の流れ場を解くことが可能となったためと言える。

翼型は2次元的な設計イメージであるが，最近では3次元数値解析を用いて，流れの3次元性を考慮した3次元設計翼も研究されている。以下に最近の翼列設計技術の例について述べる。

(1)　高速翼型設計

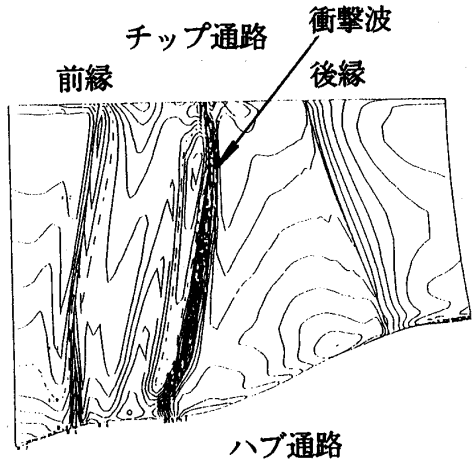
図10に拡散制御翼の設計例を示すが[4]，これは2次元（あるいは準3次元）非粘性翼間流れ計算と境界層計算を用いて設計されており，翼面の減速

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/15



CD翼とNACA 65 系翼およびDCA翼の高速翼列性能の比較（マッハ数特性）

図 11 従来翼との性能比較



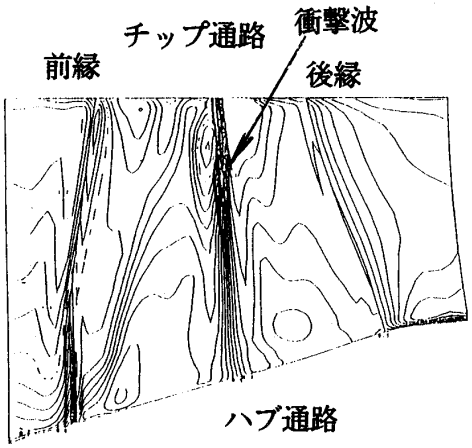


図 12 3 次元数値解析による負圧面付近の衝撃波パターン

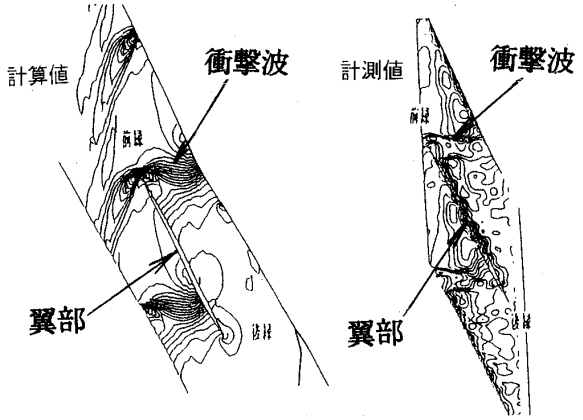


図 13 チップ部の衝撃波パターン

過程での境界層の挙動や損失を評価しながら翼型を最適化するものであり，NACA 65 系翼等と比較して図 11 に示すように高マッハ数での損失が低減されている[4]。

プリコンプレッション翼型は翼列スロート付近で発生する衝撃波を弱めるためその曲率を凹にして圧縮波を連続的に発生させて，衝撃波直前までのマッハ数を減速させる翼型であり，この翼型の最適化には，衝撃波パターンをいかに精度良く予測できるかが大きな鍵となる。3 次元数値解析で衝撃波パターンをチェックする設計手法が用いられて図 12 に示すように衝撃波の 3 次元評価が可能になってきている[6]。またクリアランス漏れ流れにより衝撃波パターンも変わるため，最近ではクリアランスも含めた 3 次元粘性計算を用いた高度な設計手法を採用しつつある。その採用には図 13 に示すようにチップクリアランス部付近の流れを詳細に計測しながら検証を通じて衝撃波パターンの予測精度が高められている[7]。将来的には複合材による圧縮機の高周速化が予想され[8]，今後ともこの超音速翼型の進歩で大きな高負荷化が期待される。

(2) 3 次元翼設計

この設計は 2 次流れによる流れの 3 次元性の強いタービン翼列で先行して研究されていたものであるが，高負荷化と低アスペクト比化の傾向にある圧縮機翼列でも重要視されている。この流れの 3 次元性による圧力損失の発生メカニズムは複雑なものであるが，詳細な翼列試験や 3 次元粘性解析によりそのメカニズムが詳細に解明されつつあ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/18

り，この流れの3次元性を考慮した設計技術が研究されている。

図14に3次元設計静翼の例を示すが[9]，前縁や後縁形状が2次元設計翼に比べて大きく湾曲しているのが特徴である。図15に3次元粘性解析結果を示す。3次元設計翼ではハブおよびチップ部の境界層はく離を抑えているのがわかり，図16に示すように2次元設計翼に比べて大幅な性能向上を得ている。

大型の高圧力比圧縮機でも後段部のチップクリアランスが翼高さに対して相対的に大きくなるため，性能に対するチップクリアランス漏れ流れの影響が大きい。この漏れ流れを減らすためトレンチ形状を採用した3次元設計動翼を図17に示す。これまでのトレンチはステップ状の溝が採用されていたが，この場合のトレンチにはなめらかな形状の溝とし，3次元粘性解析を通じて形状の適正化を行った。3次元粘性解析結果として，図18に負圧面付近の等マッハ線図を示す。図19にチップ

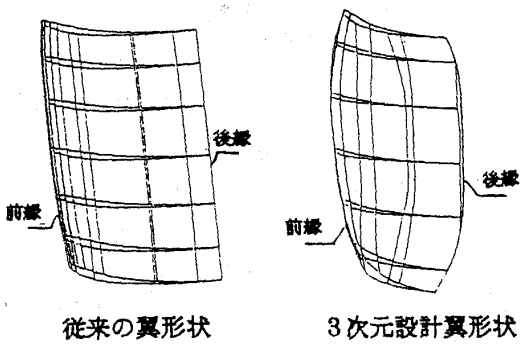


図14 3次元設計翼

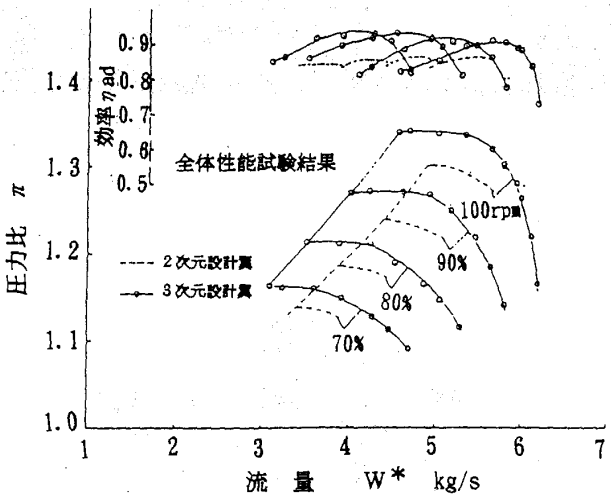


図16 全体性能の比較

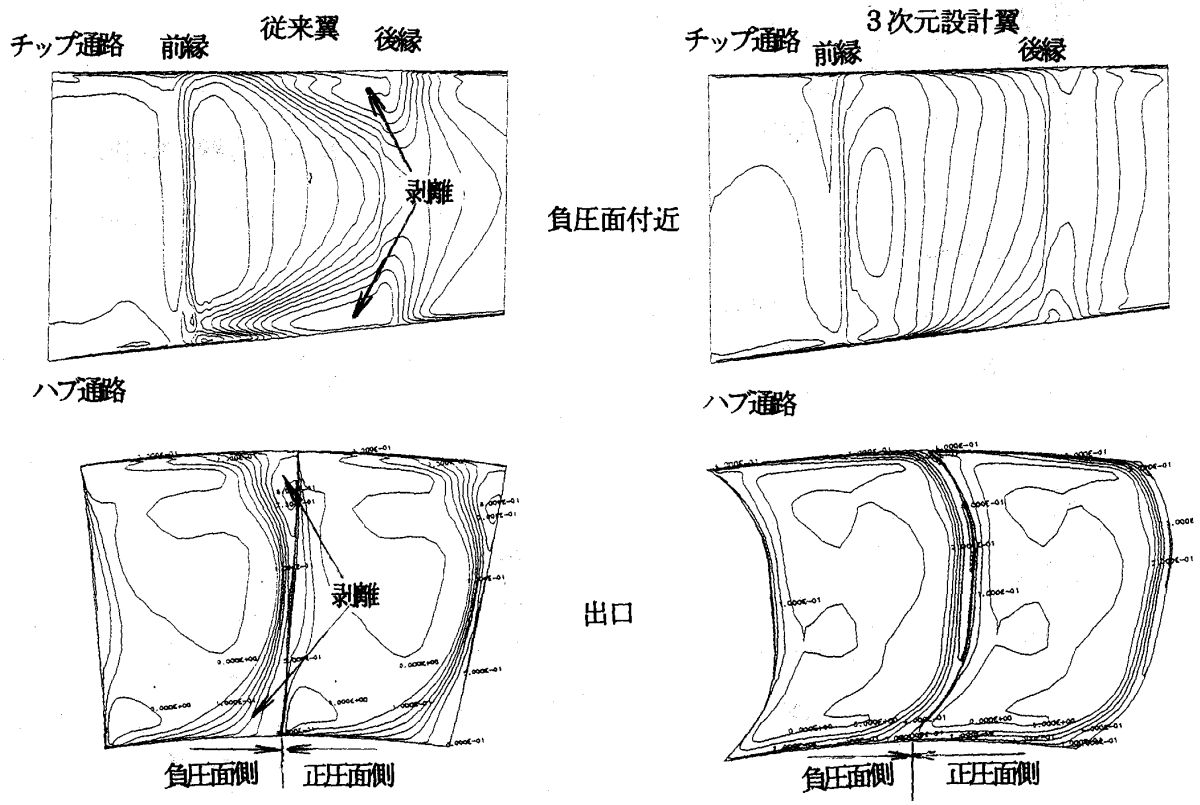


図15 静翼での等マッハ線図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

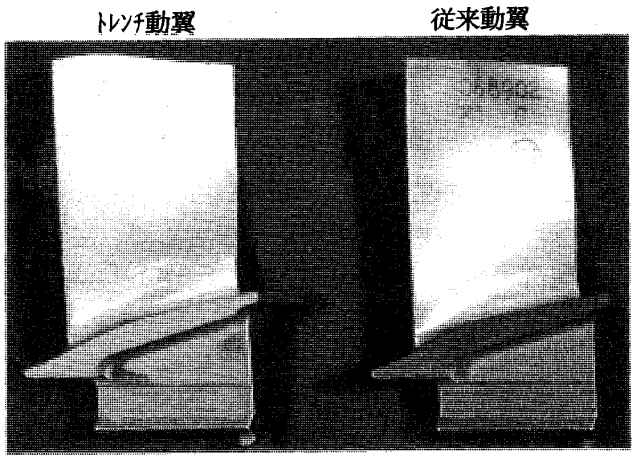


図 17　トレンチ動翼

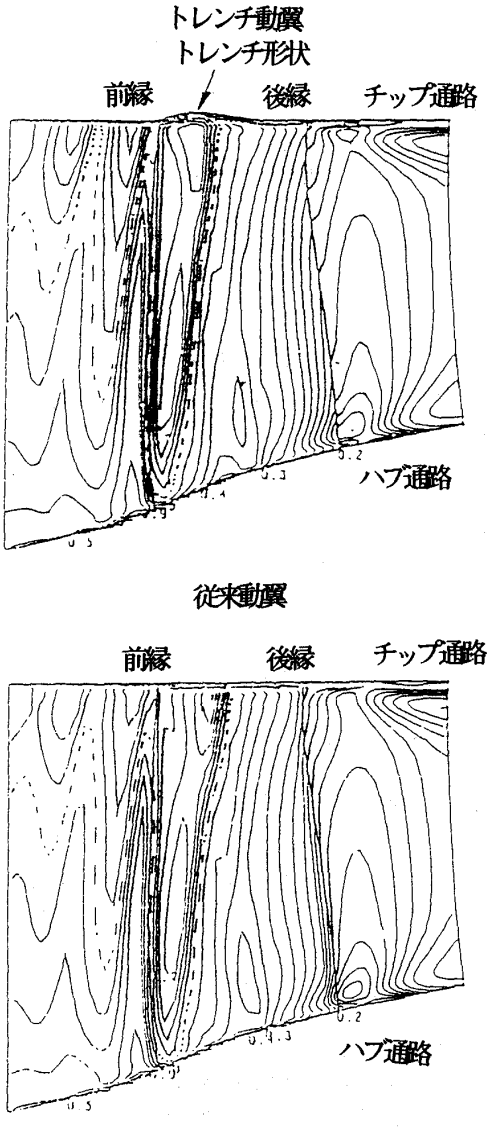


図 18　動翼負圧面付近での等マッハ線図

部での翼面の静圧係数分布を従来と比較して示すが，通路形状を変更することにより 40%翼弦長付近で圧力面と負圧面との圧力差が小さくなっており，これによりクリアランス漏れ流れは低減される。実際に試験を行った結果，図 20 に示すように従来翼に比べてチップ部の損失が 30%低減されている[10]。

このように 3 次元設計翼によりハブやチップ部での損失低減が可能となるが，はく離を伴う複雑な 3 次元流れに対して最新の 3 次元解析でも十分にシミュレートできないため，試験データも活用

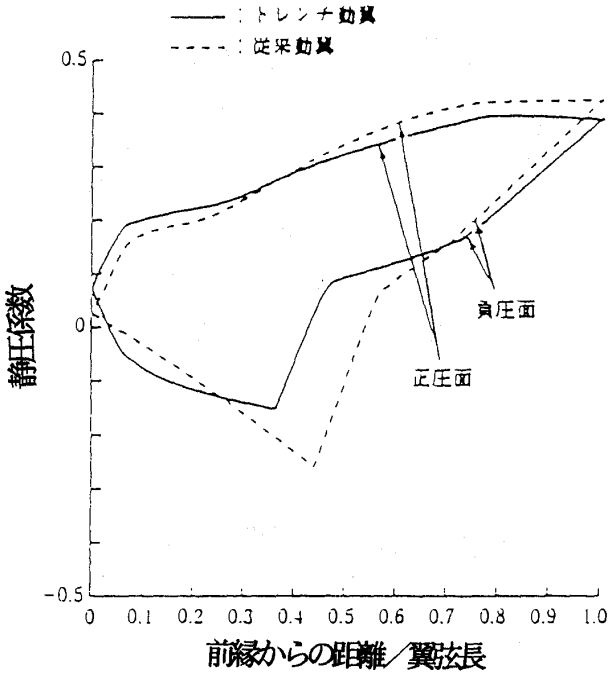


図 19　チップ部の翼面静圧係数分布

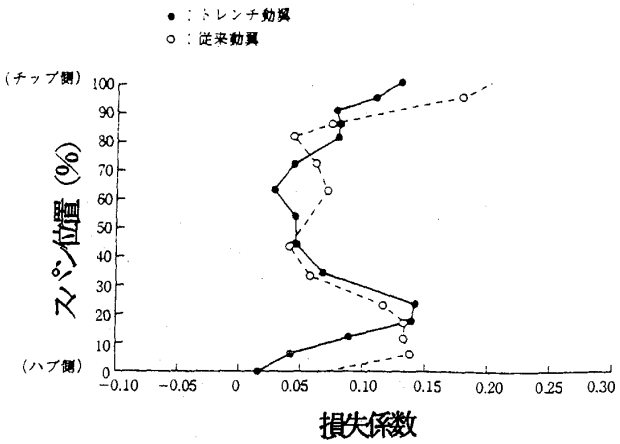


図 20　損失係数のスパン方向分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

しながら3次元設計を進めているのが現状である。数値解析技術や設計手法の今後の進歩に伴い，この3次元設計翼の技術はさらに進展していくと予測される。

5．まとめ

航空用大型エンジンの主流である軸流圧縮機に要請される高圧力比化，高効率化および高負荷化のため，数値解析技術を活用した最近の空力設計技術について紹介した。圧縮機の高圧力比化，高効率化，高負荷化は今後もより必要となると考えられ，さらに高度な設計技術が要求される。そのために数値解析技術の役割は今後とも大きくなると考えられ，その計算精度を高めるのみでなく，多くの試験データを反映しながら数値解析技術の活用ノウハウを高めていくことも重要であろう。

本稿では空力設計技術について述べたが，構造，材料や制御も圧縮機の高性能化に寄与しており，これらについては別の機会に専門家の解説に期待したい。

参考文献

(1) GE 90 Engine Program Review for FAA/JAA/DGAC/JCAB/CAA/RAI, Juune 23, 1992
(2) 青野, 石川島播磨技報, Vol.34, No 3, (1994), 161
(3) 千葉, 小林, 石川島播磨技報, Vol.34, No.3, (1994), 172
(4) 千葉, ガスタービン特別講座, (1992), 圧縮機設計法（I）
(5) 児玉, 他5名, 第34回航空原動機宇宙推進講演会講演集, (1994), 225
(6) Chiba K. & Kobayashi K. ISABE 91-7012, (1991), 136
(7) 超音速輸送機用推進システムの研究開発, 成果報告書, (1994), 254
(8) 弘松, 第34回航空原動機宇宙推進講演会講演集, (1994), 242
(9) 村島, 永野, 他2名, 革新航空機技術開発に関する研究成果報告書, No.6011, (1986)
(10) Chiba. K. & Kobayashi. K, ISABE 93-7068, (1993), 711

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

航空用小型エンジンの圧縮機

川崎重工㈱ジェットエンジン事業部　**橋　本　啓　介**

1．はじめに

本稿では，軸出力が7000 SHPクラスまでの小型航空エンジン用の圧縮機の開発動向を取り扱う。この出力クラスにおいては，全段が軸流である例は，少数，希で，概ね，遠心付きである。さらに，ターボファンエンジン例は少数であることからターボシャフト・ターボプロップエンジン用圧縮機の動向を主として紹介する事になる。補助動力用APUの圧縮機については，航空エンジン用と基本的技術は同様の発展を遂げてきているが，ここでは，対象外とした。

2．燃費・圧力比・型式の動向

実用化された圧縮機の性能面のデータのうち，効率については，公表されたものは，ほとんどない。従って，圧力比や型式，そのエンジンの出力クラスや燃費の観点からデータを分類し動向を追うことにする。

2.1　燃　費

燃費の向上は圧力比の増大，サイクル温度の上昇，各要素効率の向上によって達成されるが，従来の小形航空エンジンでは，大型において，燃費の向上を促進してきた圧力比の向上策（高負荷・高効率化）を，小形へ同様に適用する事が困難であった。そのため，概して，大型に比べて燃費が劣り，特に1500 SHP～2000 SHP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傾向にあったと思われる(図1)。しかし，1980年後半以降においては，650 SHPクラスでのPW 200シリーズ，TM 319，1500～2000 SHPクラスでのT 800，MTR 390，CT 7-6に見られるように，この劣化を鈍化する傾向にある。この傾向は技術進歩に伴い1500～2000SHP以下クラスの小形エン

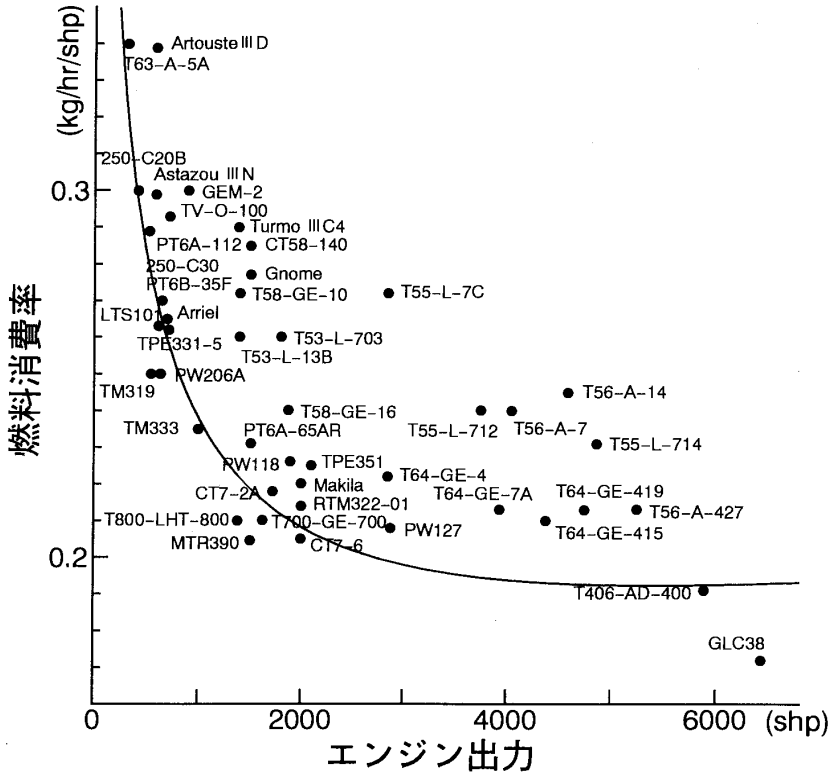


図1　燃料消費率の動向

（平成7年1月5日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

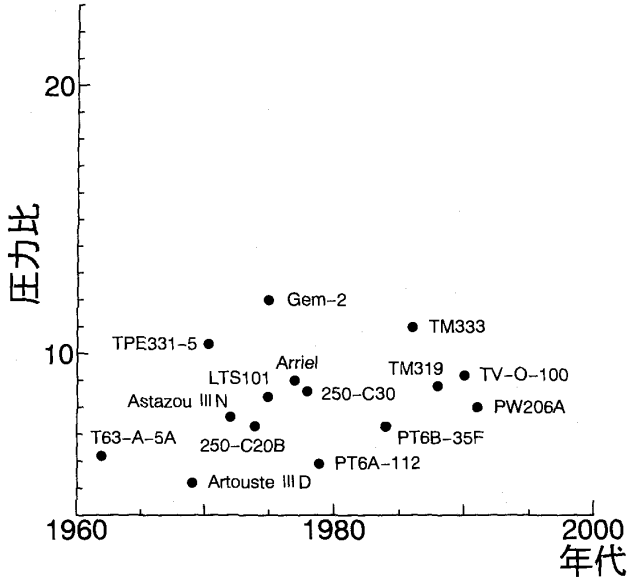


図2 100 SHP 以下クラスの圧力比年次傾向

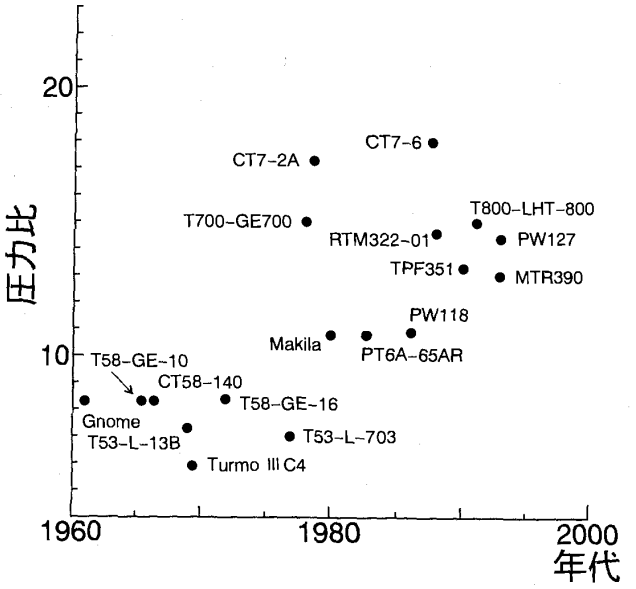


図4 1000～3000 SHP 以下クラスの圧力比年次傾向

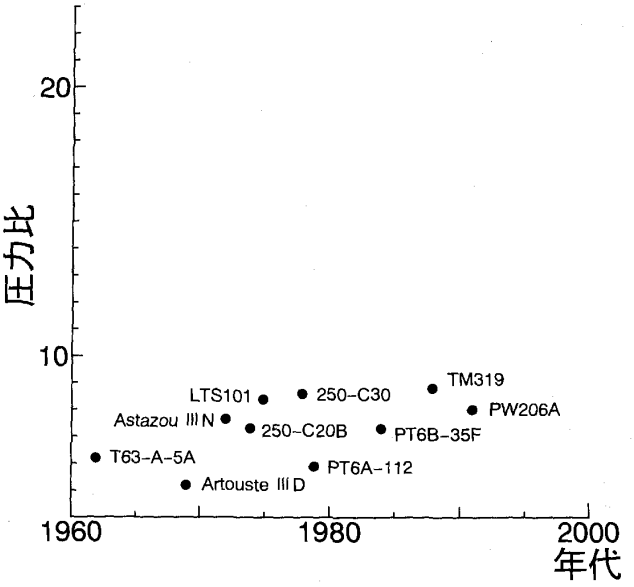


図3 650 SHP 以下クラスの圧力比年次傾向

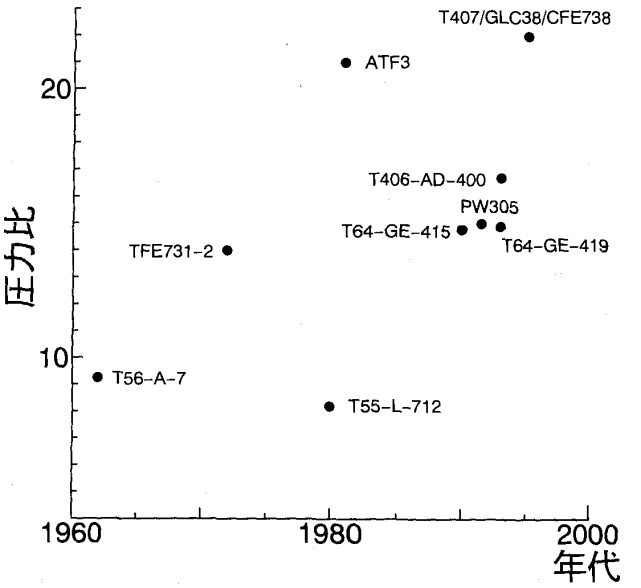


図5 3000 SHP 以上クラスの圧力比年次傾向

ジンにおいても圧力比の向上策が徐々に適用されてきたことと歩みを一にしている。特に 650 SHP クラスでは，初期のものに比べ燃費が 25%程低減されている。

2.2 圧力比

この圧力比向上の年次傾向を出力クラスで分類して見ると 1000 SHP 以下のクラスでは，TM 333，GEM-2 に見られるように，現状で圧力比が 12 程度に留まっている(図 2)。これをさらに 650 SHP 以下のクラスに限ると TM 319，250-C 30 に見られるように 9 程度である（図 3)。1000～3000 SHP クラスでは CT 7-6 見られるように 18 程度である(図 4)。3000 SHP 以上のクラスでは，永年のあいだ既存エンジンの改良発展型が主体であったため 17 程度に留まっていた。しかし 1990 年以降では，開発中の T 407/GLC 38/CFE 738 に見られるように 22 程度までに達しようとしている（図 5)。特にファンエンジンの CFE 738 ではファンを含めた全体圧力比が 35 であり最大級の大型エンジンに比べて遜色ない水準

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

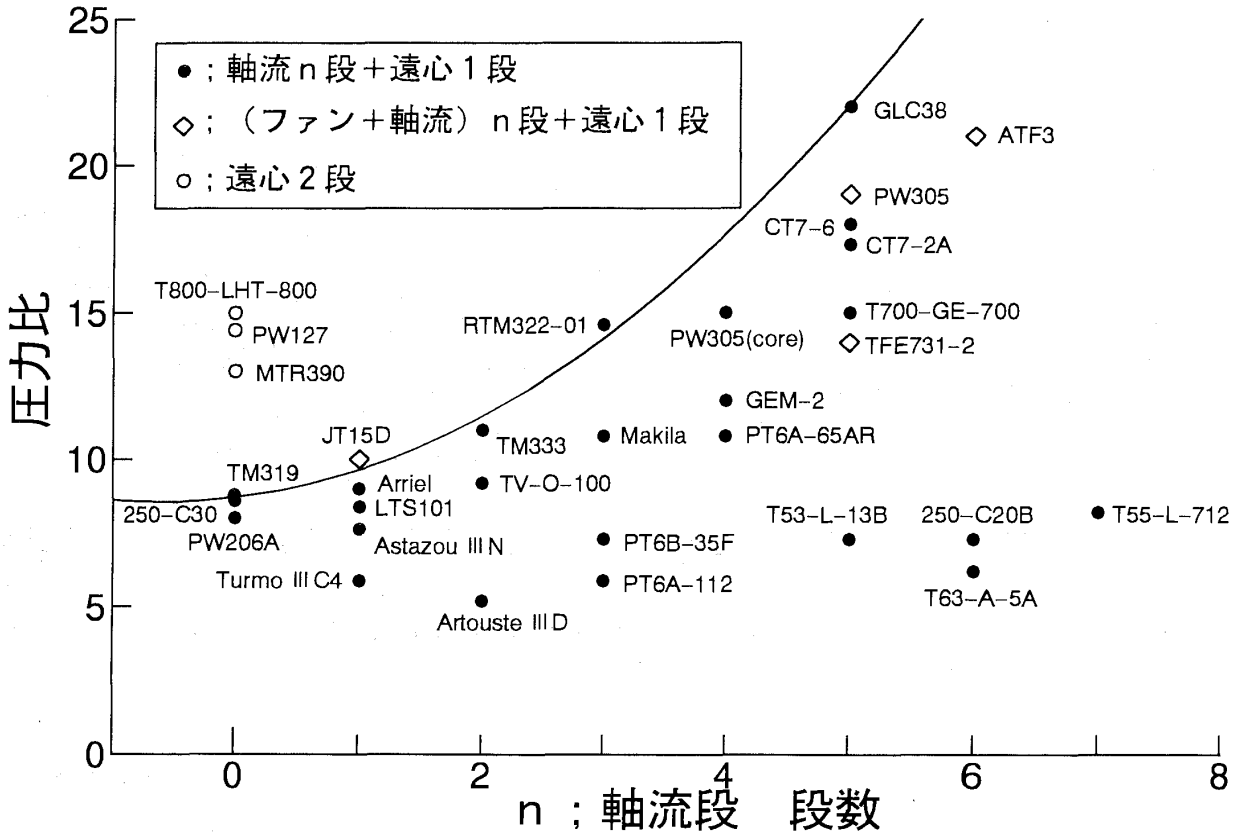


図６　圧力比と型式

に到達してきている。

2.3 型　式

7000 SHP 以下クラスの圧縮機としては

・遠心単段

・遠心２段

・軸流と遠心の結合

のいずれかの形式に限られる（図 6)。出力クラスで分類すると，概ね，次の様になる。

650 SHP 以下クラスの特徴は，軽量・小型・低価格・整備性を特に指向するために 1970 年後半以降の 250-C 30, PW 200 シリーズ, TM 319 に見られるように遠心単段を採用している点である（図 7)。遠心付き圧縮機は逆流環状型燃焼器と組み合わせて全長の短縮および構造の簡素化による軽量・小型化を図り易い利点がある。圧力比は現状 9 程度に留まっている。研究段階では 15 程度まで試験されているが一般に，圧力比向上を実現しようとする時，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）寿命および剛性を確保できなくなる点やインデューサ部の強い衝撃波に起因する損失の急激な増大が，その実用限界を決めている。

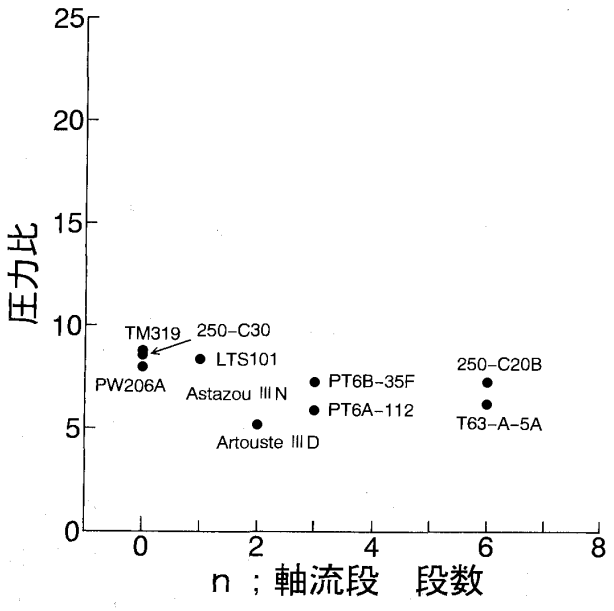


図７　650 SHP 以下クラスの圧力比と型式

650～3000 SHP クラスでは運用機体の種類が最も多く高性能且つ軽量・小型・低価格性が要求されるためにT800，MTR390に見られる遠心2

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

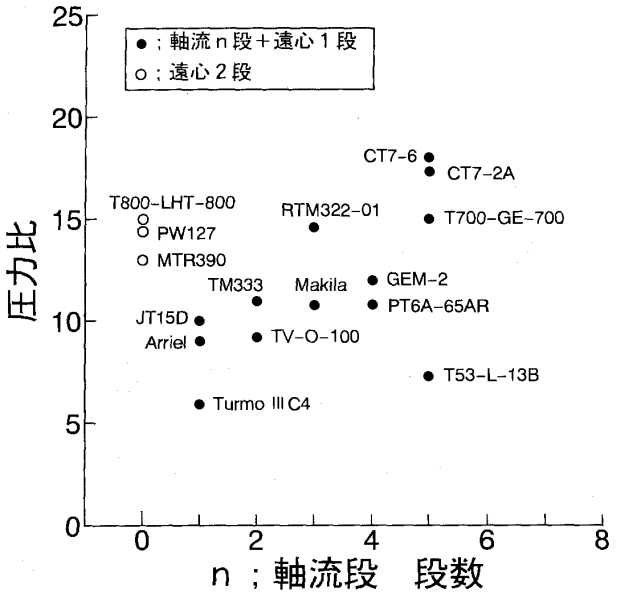


図８ 650～3000 SHP クラスの圧力比と型式

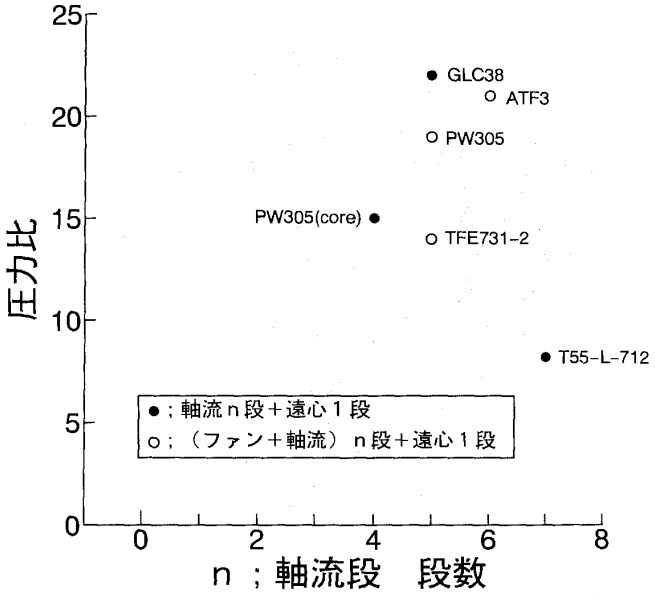


図９ 3000 SHP 以上クラスの圧力比と型式

段や CT 7-6, T 700, RTM 322 に見られる軸流と遠心の結合型式が採用されている（図 8)。遠心 2 段の場合は比較的に適切な先端周速に設定できるので，この材料寿命等の問題は軽微である。しかしながら，軸流に比べて翼車外形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。そのため急加減速特性が悪くなる傾向にある。一方，軸流＋遠心の場合は先端周速や慣性モーメントを適切に設定でき，後段側に一般的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ることで高効率が得られ易い。しかしながら，部品点数は増加する。このように各型式は一長一短でありいずれが最適か判定し難い。従って，開発に際しては従来からの開発経緯や何を重点的に指向するかで型式が決定されていると思われる。3000 SHP 以上のクラスでは高性能・高信頼性・低ライフサイクルコストが要求される。PW 100 シリーズが 2 軸・2 段遠心である点は異色であるが，T 56, T 64 の全軸流段の発展型を除けば，軸流と遠心の組み合わせが採用されている（図 9)。特に T 407/GLC 38 では 1 軸・5 段軸流＋1 段遠心の構成で圧力比 22 を達成している点が注目される。

3．最近の技術動向

IHPTET（Integrated High Performance Turbine Engine Technology）は，21 世紀初頭における実用化に向けて推進中であるが，ここでは，1990 年後半を目指して現在開発中の代表例を以下に取り上げてみる。また現状では用途が限られているが斜流圧縮機も取り上げる。

3.1 2500 SHP クラス

1996 年の型式承認を目指して Lycoming 社が米陸軍・海軍・空軍の契約下，現時点の先端技術を取り入れて，T 800 に次ぐ，次世代ターボシャフト・ターボプロップ用を開発している[1]。燃料消費量の 20%削減や比出力および出力重量比の改善で搭載機体の活動範囲を 35%拡大することを目指している。この計画では，軸流＋遠心圧縮機が，特に重点課題となっているが，高負荷・高効率化を促進するために次の項目を開発中である。

- SWEPT SHOCK ROTOR
- SPLITTERED AXIAL ROTOR
- BRUSH SEAL
- 新材料と構造

・SWEPT SHOCK ROTOR

より大きな段負荷を得ようとすれば，回転速度（先端周速 500-600 m/s）が増大してきて流入マッハ数が大きくなり強い流路衝撃波が発生し損

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

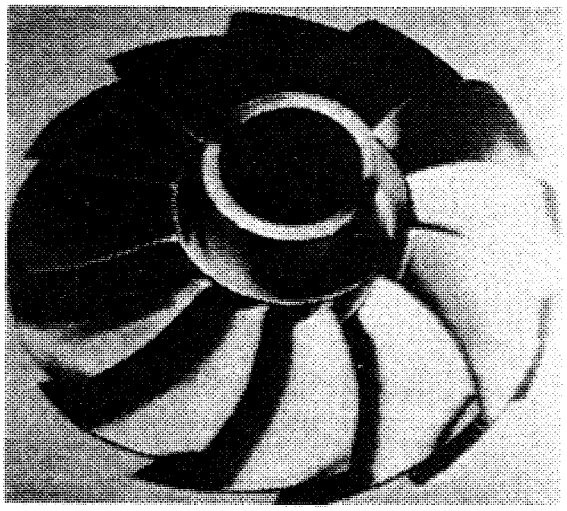


図10 SWEPT SHOCK ROTOR

失が急激に増大してくる。この強い衝撃波を斜め衝撃波に弱めて損失増大を抑制することを目指してswept shock rotorを実用化しつつある。swept wingと基本的に異なり，翼間流れを制御して斜め衝撃波を実現している。この内部流れの制御は，3次元粘性CFDを用いることで達成している。現状で段圧力比＝2.2，ポリトロープ効率＝94%を得ている（図10）。

・SPLITTERED AXIAL ROTOR

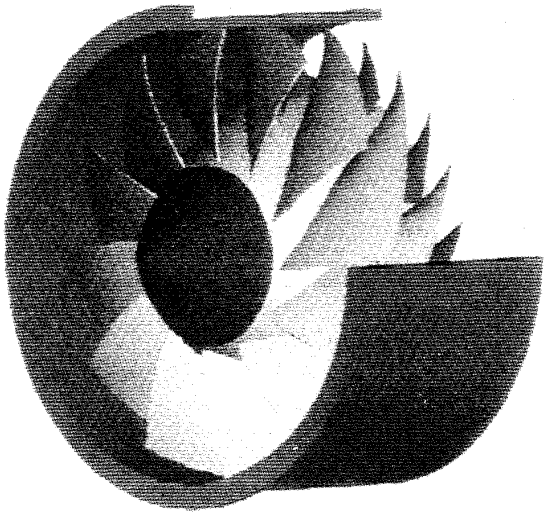
この動翼は将来の発展型エンジン用でswept shock rotorに取って変わる翼列として位置づけられている。損失増大やサージマージン低下を最小限に抑えて一層の高負荷化（段圧力比＝3.5）を狙ったものである（図11）。このような新概念の翼列開発に際してもCFDが有効である。

・BRUSH SEAL

高圧力比化にともない従来のラビリンスシールに比べ，経年変化による段間の漏れ損失の増大を，より小さく抑制するためにwire brush sealが実用化される見込みである。

・新材料と構造

高負荷化にともないインペラの先端周速は（700-800 m/s）に達してきている。インペラ出口では空気温度が従来に比べ高温になるので充分な強度を保つためには新材料が必要になる。従って，



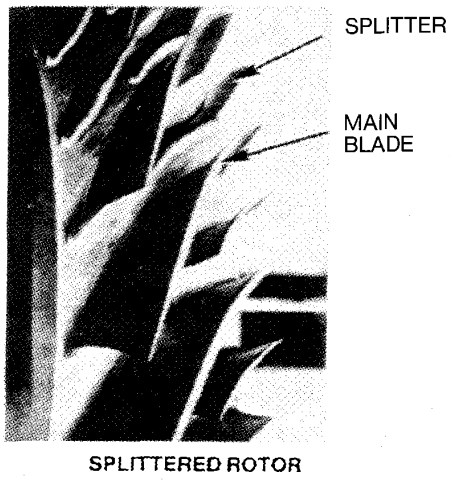


図11 SPLITTERED AXIAL ROTOR

高温比強度が大きい鍛造素材のTi 1100やIMI 834を，さらに改良した新素材を用いている。軸流段は全て翼とディスクが一体構造のブリスク形式である。

3.2 6000 SHP クラス

6000 SHPクラスは，永らく既存機種の発展型のみであったが，ターボファンエンジンCFE 738が1993年にFAAの型式承認を取得し，またターボシャフト・ターボプロップエンジン，T 407（軍用）/GLC 38（民間用）が計画されている[2]。T 407/GLC 38はGE・EUROPEAN GAS TURBINES等米英の，CFE 738はGE・GARRETの共同開発である。これらの圧縮機は，1980年代に開発が始められたGE 27-MTDE (Modern Technology Demonstrator Engine) 1軸・5段軸

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

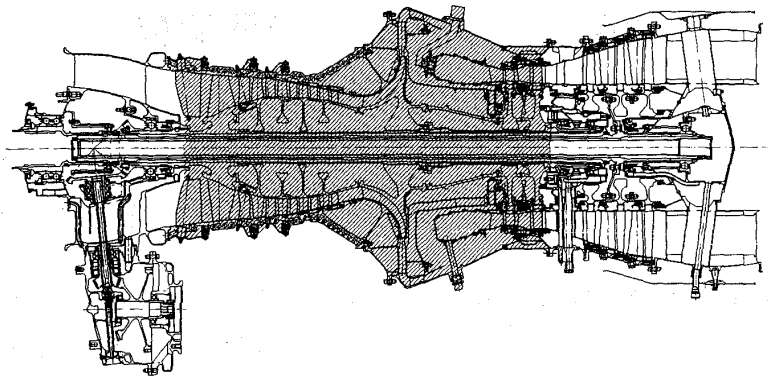


図12 T 407/GLC 38 エンジン

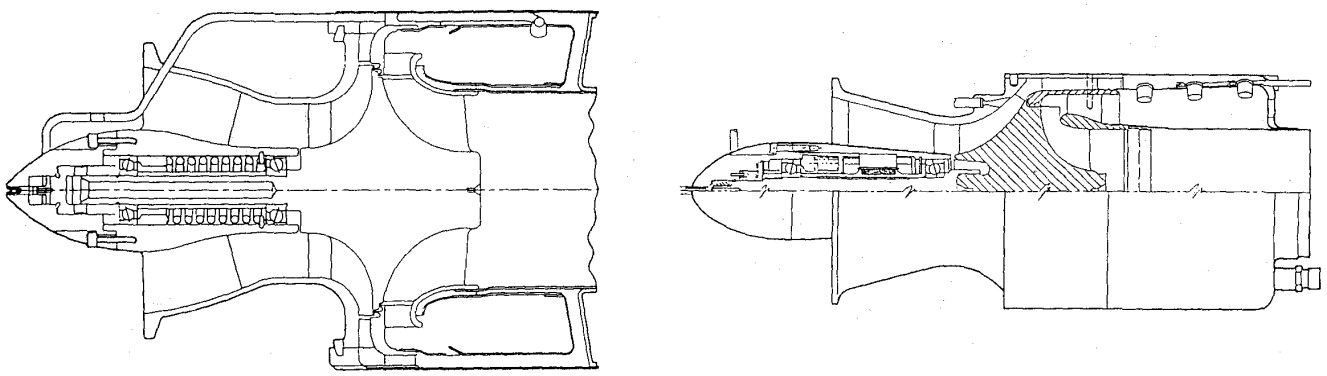


図13 遠心と斜流付の比較

流+1段遠心の寿命面を改善して用いている。遠心付きであるが，順流燃焼器と組み合わせている（図12)。圧力比は，1軸で22に達しており，現在開発中の大型ファンエンジン，GE 90の高圧圧縮機の23に比べて遜色ない。

3.3 斜流圧縮機

斜流圧縮機は，高流量化が容易な軸流圧縮機と高圧力比化が容易な遠心圧縮機の中間的な特性を有しており適切な条件下では高性能な圧縮機が実現できる可能性があるが，軸流圧縮機や遠心圧縮機に比べて，流れの三次元性が，より強い点に加えて強度・製作上の限界から翼形状が制約される。一方で高性能な軸流・遠心圧縮機が実用されてきたため，これまであまり採用されなかった。

現時点までに，実用化され航空機用エンジンに採用された例は見受けられないが，最大外径を極力小さく抑える必要があるミサイル等の用途では斜流圧縮機を採用した例がある(図13)。左が遠心付き，右が斜流付きである。推力は両者とも60 lbであるが，斜流を採用したエンジンは遠心を採用したエンジンに比べて最大外径が30%小さい。今後はCFD等の周辺技術の進展にともない斜流の特性を活かした航空エンジン用の開発進展が期待される。

4．おわりに

小型航空エンジンでは，その圧縮機型式が，エンジンの全体構成・性能を特徴づける。全段が軸流である大型と比べて，何を重点的に指向するかで遠心単段や軸流と遠心および遠心どうしの組み合わせがあり多彩である。今後とも，この傾向は継続し，いずれかの一形式に絞られて行く事はないと思われる。

参考文献

(1) Vogt, R. L., Sehra, A., ASME 98-GT-46 (1993).
(2) Zoccoli, M. J., Rusterholz, K. P., ASME92-GT-147 (1992).

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

陸用ガスタービンの圧縮機

三菱重工業㈱高砂製作所　関　　直之
三菱重工業㈱高砂研究所　冨永哲雄

1．陸用ガスタービン圧縮機の開発ニーズ

大容量火力発電所向け陸用ガスタービンは，この10年の間に，コンバインド・プラント需要の急増に伴ない，ガスタービン適用製品の中で主役の座を占めるようになってきた。このような時代の雛勢に応えて，陸用ガスタービンは今や航空用と肩を並べつつある高温化と，持前の大出力化を一段と加速させようとしている。

さて，その主要コンポーネントの一つである圧縮機の設計仕様の変遷を調べてみると図1に示すように，流量，圧力比共，年々増大の一途をたどり，圧力比レベルの違いを補正したポリトロープ効率も年々向上し続けている事が判る。これらの仕様値のうち圧縮機開発設計で最も重要視されるのは，効率向上である。このため，低損失の先進的翼型，エンドベンド翼に代表される3次元設計翼など，新しい技術の開発が積極的に行なわれている。この結果，現在，圧縮機のポリトロープ効率は92%を越えるレベルとなっている。

第2の課題は大流量化である。これはコンバインド発電の大出力化に伴なうニーズによるが，結果として，図2に示すように初段動翼長の増加傾向として製品に現れてきている。これは図3の動

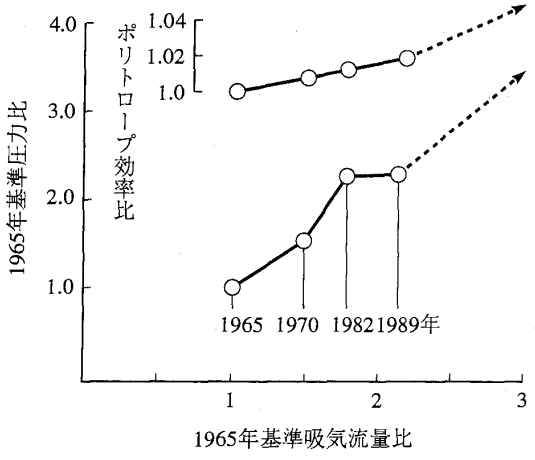


図1　圧縮機の設計仕様の変遷

（平成7年2月17日原稿受付）

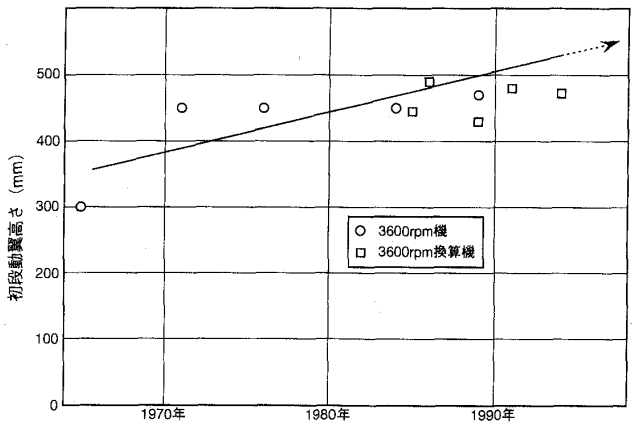


図2　初段動翼高さのトレンド

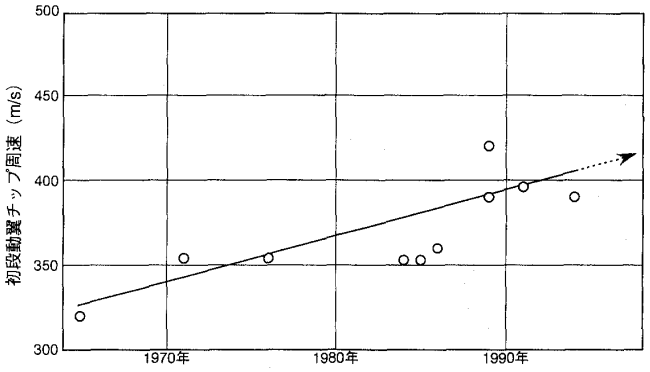


図3　初段動翼チップ周速のトレンド

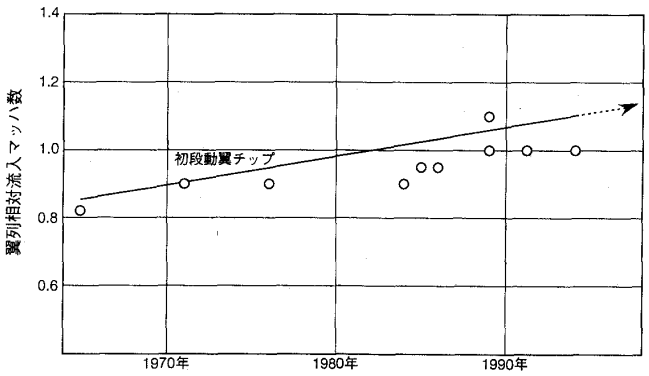


図4　マッハ数（15°C基準）トレンド

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

翼先端周速の増加，及び図4に示す効率向上とは相反する初段動翼のマッハ数の増加として，空力設計条件に現れてきている。

最後に圧力比に対する増加要求は，ガスタービンの高温化に伴い，熱サイクル上大きくなってきたが，排熱回収利用が可能なコンバインドサイクルでは圧力比14～20付近が選択されている。又，構造を簡単にするため1軸構造をとることが多いため，高圧力比化に伴い起動時のサージ回避等の工夫が必要となってくる。

又，航空用ガスタービン圧縮機に要求される軽量化又は段数低減ニーズは特に強くなく，空力的に無理のない範囲で設計が行なわれている。

自家発電用途のニーズの中には，設置場所が狭いことからコンパクト化の要求があるが，これは

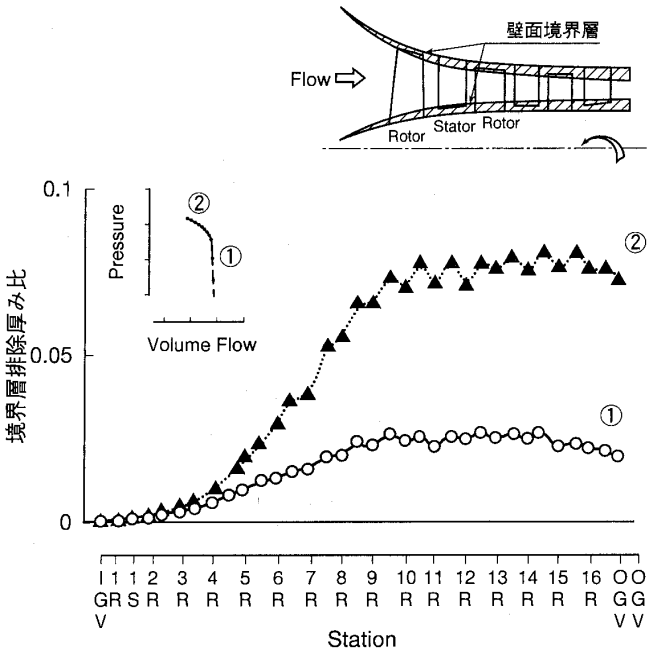


図5 エンドウォール壁面境界層の発達予測結果

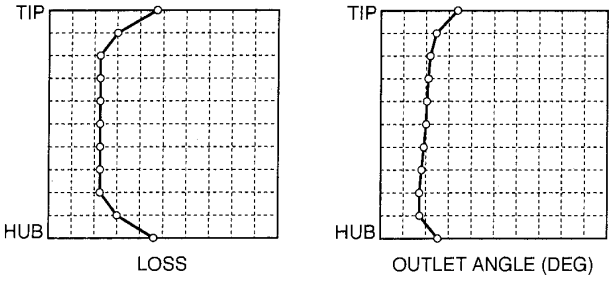


図6 3次元フローパターン用損失分布と流出角分布例

従来翼型		新型翼←CFDによる形状設計	
マッハ数範囲		マッハ数範囲	
0.7～1.1	二重円弧翼 DCA	0.7～1.4	多重円弧翼 MCAベースのCFD翼 ＊ 主に前方段動翼
0.7以下	NACA 65 C4（英国系）	0.8以下	コントロールドディフュージョン翼（CDA） （NACA65翼ベースのCFD翼） ＊ 主に中間・後方段動翼 ＊ 全静翼

図7 圧縮機翼型における進歩

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/17

主に吸気ダクト，排気ディフューザ部の短縮化で対応されている。

2．圧縮機技術動向

2.1 ガスパス設計法とフローパターン設計法

先ず，各段の平均半径，と環状面積の絞り分布は，平均子午面速度と平均段仕事係数・平均予旋回係数を与えて，第1次的に決定されるが特に，子午面速度の減速率の大きい最近の圧縮機のガスパス高さは従来のブロッケージファクター法から，翼力を付加項にしたエンドウォール壁面境界層発達手法(図5)に基づいて解析決定される時代に移行している。

フローパターン設計は1980年代に入ると既に各社共，二次元の単純半径平衡式に基づく方法から全段通しの流線曲率法やマトリックス法を用いた円錐流面設計法に移行した。これは半径方向に旋回速度分布を変更させて平衡流れ場を解き，その速度三角形から定まる負荷係数ベースで，効率を最大化する組合せ渦パターン設計である。

現在及び将来は，更なる効率向上のため図6に示すようなエンドウォール損失を考慮したフローパターンが使われつつあるが，この多段リピートステージ特性をもった設計点流れを実現するため，即ち，全段のバランスを保った失速余裕と作動効率のチューニングを目的にして，多段の内部流動解析法やCFD解析法を実験データとの間で照合しつつ，高精度化を図っている。

2.2 負荷配分

陸用では，航空用と異なり，一年間の全負荷連続運転に対処する必要があるが，これは大気中に浮遊している塵が翼に付着堆積する問題を発生させる。この場合でも，ガスタービン圧縮機としての機能が保たれるように配慮するという事と極寒・酷暑地域等の特殊な運用によって生じる苛酷なオフデザイン作動要求にも配慮して設計点負荷配分を設定している。

2.3 翼列設計

二重円弧翼（DCA）系翼型や65系翼型等のシリーズ翼時代から，今は図7に示すようにコントロールド・ディフュージョン・エアフォイル（CDA）に移行した。これは翼型プロフィル損失を最小化するため，マッハ数範囲に応じて矢高線分布と翼厚分布をインバース法又はダイレクト法により求めた翼型である。これをダイレクト法の例で補足すると，先ず図8に示すような粘性CFD

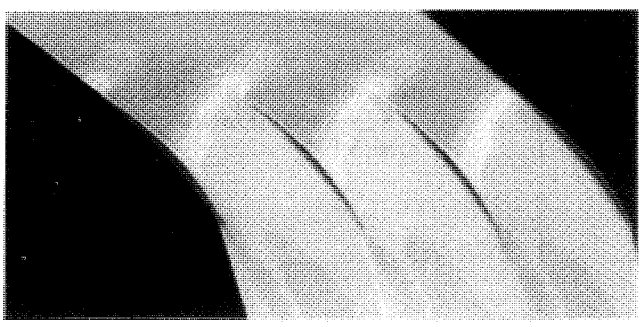


図8 CFD解析結果

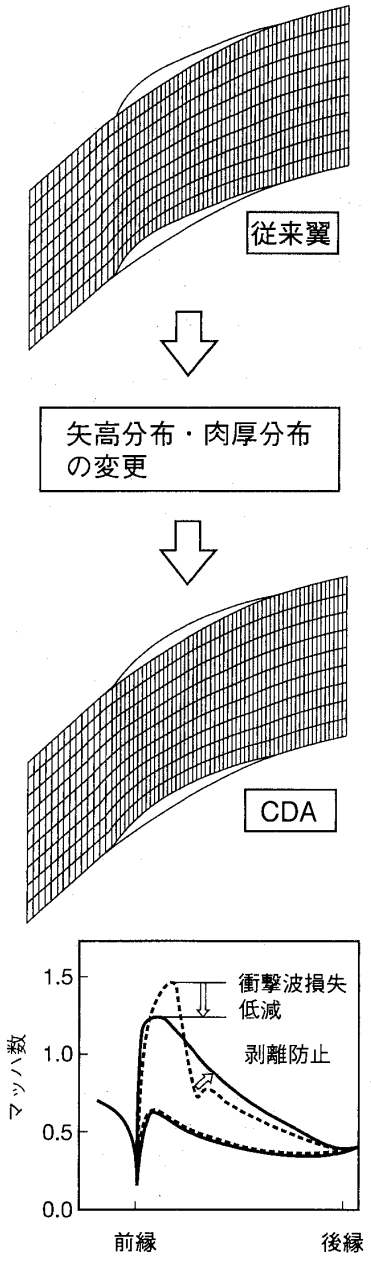


図9 CDAの設計指針

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

(Computational Fluid Dynamics) により，ポテンシャル流と境界層流れが平衡した境界層外縁のマッハ数分布を解き，流出角を保ちながら図9に示した指針にて損失の最小化を図る方法である。

又，エンドウォール流れをコントロールし，損失を低減した三次元粘性CFD設計による三次元設計翼（図10）も図11に示すような実験検証を踏えつつ実用化時代に移行している。

但し，CFDは万能ではなく，図12に示すような境界層計算法と組合せて，損失の定量化と高精度化を図りつつ利用するレベルでもある。

2.4 チップ・リーケージ損失低減

チップクリアランスを詰める努力はアブレイダブル・コーティングが一般的に実用化レベルにあり，スクイラーチップを加味して，接触時の翼振動対策にしているものが多い。

ACC（アクティブ・クリアランス・コントロール）は各社共研究レベルである。陸用では航空用と比較して肉厚の大きなケーシングを採用しているのでACCの適用のためには構造の見直しが必要で，あわせてコストダウンがポイントと考えられる。

2.5 耐サージ技術

多種少量生産で且つ大型大容量陸用機は，その性格上，試験用駆動機設備を備える事が難しい。そのため，精度良いサージ試験データが殆んど無いが，各社共数点もしくは1，2点のフィールドサージデータや，小型スケール少段数モデル機の試験データに基づいたサージ予測手法にて，設計段階でサージ線を予測しており，その確度は航空用と同等レベルかそれ以上であろう。

特に陸用では，堆積する翼汚れによる前方段翼の性能（昇圧）劣化に対し，一年間の全負荷連続運転を可能とするため，サージマージンは必要最小且つ充分なレベルまで予測する技術力が培かわれている。

アクティブ・サージ・コントロールは陸用大型圧縮機用途では大容量且つ高速アクチュエーター機構の成立性及びコストの観点から未だ研究段階にある。

2.6 可変静翼・抽気

発電用では，起動時，降速時の過渡状態を除いて，低速サージの発生がない運用である。従って，IGV可変以外の可変静翼の採用は航空転用型を除いて実例が少ない。理由は常用回転数が定格回転数±5%範囲で殆ど一定速度であるためである。部分負荷は，IGVと燃料制御のみで充分制御可能な負荷制御方法がコンバインド用の最適制御として選ばれている。

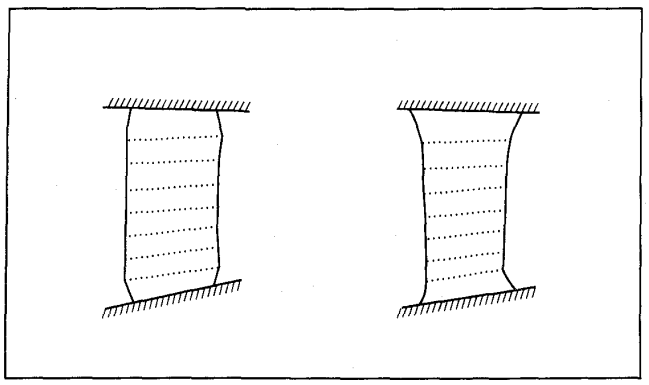


図10 3次元設計翼例

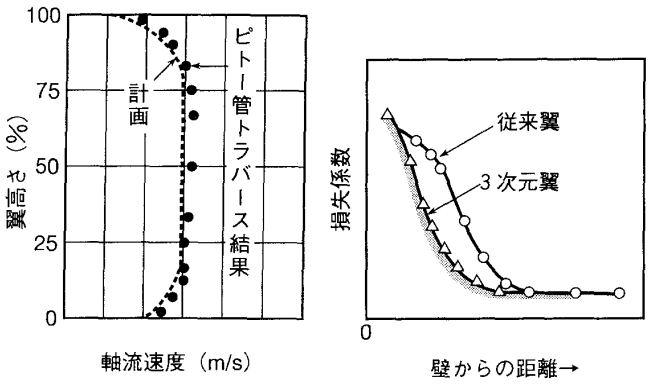


図11 エンドウォール損失低減3次元設計静翼の効果の検証例

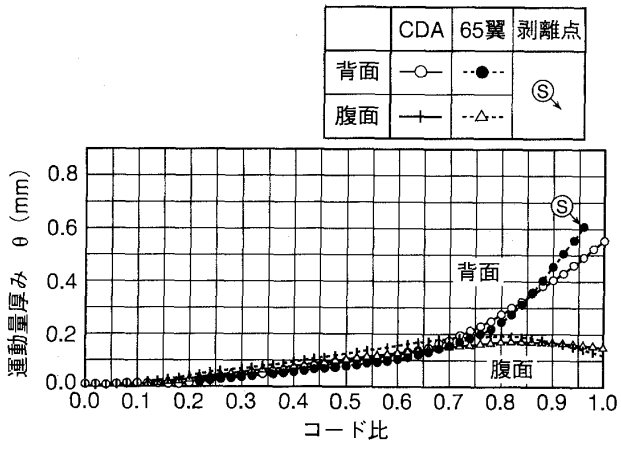


図12 境界層計算法による翼面上境界層分布の予測例

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/25

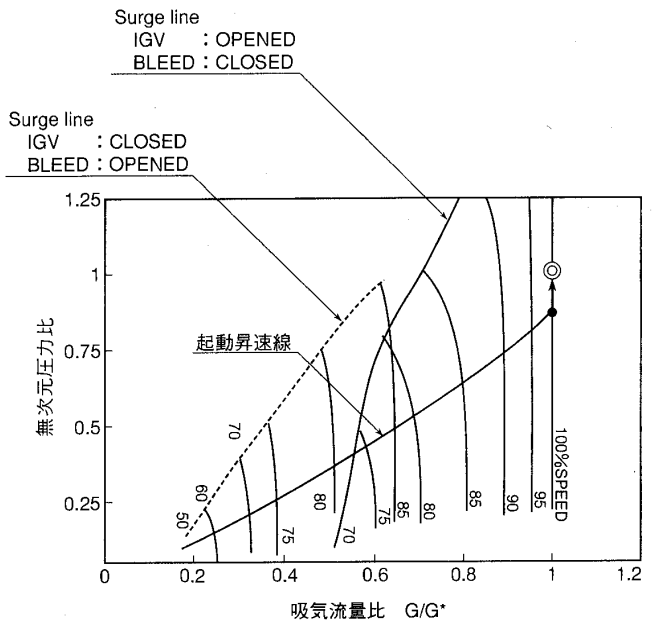


図13 高圧力比圧縮機の起動昇速マップ例

一方，図13に示すように一軸で高圧比設計機をサージ無しで安全に昇速させるため，IGV角度と各抽気量を回転数依存により制御する起動方法と抽気構造を各社共簡素化しつつ，迅速起動を第一にした起動機構が選択されている。

3．あとがき

陸用ガスタービン圧縮機の技術動向を開発設計者の立場で紹介したが，ここで説明した技術は，10年前には無かった顕著な新技術ポイントに限っている。即ち，その本意は，実際に開発設計にたずさわり，多くの実機試験を経験してみると，新型圧縮機の成功は，2%が新技術で，98%が先輩等が残してくれた従来技術による設計と試験データの蓄積の産物であり，その秘訣は，過去の圧縮機の実測データの中から流動パターンをイメージアップして正しく評価分析していた事を付け加えて結言にしたい。

本会協賛・共催行事

会合名	開催日・会場	詳細問合せ先
高温エネルギー変換システム及び関連技術に関する国際シンポジウム	平成7年12月4日～6日 名大 シンポジオン	The Society of Chemical Engineers Japan Heat Transfer Society of Japan Combustion Society of Japan TEL 052-789-3913
第23回可視化情報シンポジウム	平成7年7月18日～20日 国立教育会館	㈱可視化情報学会 TEL 03-3364-1762
燃焼場の可視化と計測法	平成7年5月16日 東大 山上会館	㈱可視化情報学会 TEL 048-858-3445
腐食現象と解析法	平成7年6月22日～23日 日本私学振興財団	㈱日本金属学会 TEL 022-223-3685
第27回乱流シンポジウム	平成7年7月26日～28日 ホテル アウィーナ大阪	㈱日本流体力学会 TEL 03-3714-0427
乱流の物理と数理モデル	平成7年5月11日～13日 中大 駿河台記念館	㈱日本数値流体力学会 TEL 06-879-7248
第2回アジア学術会議	平成7年2月6日～9日 三田共用会議所	㈱日本学術会議 TEL 03-3403-6291

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/30

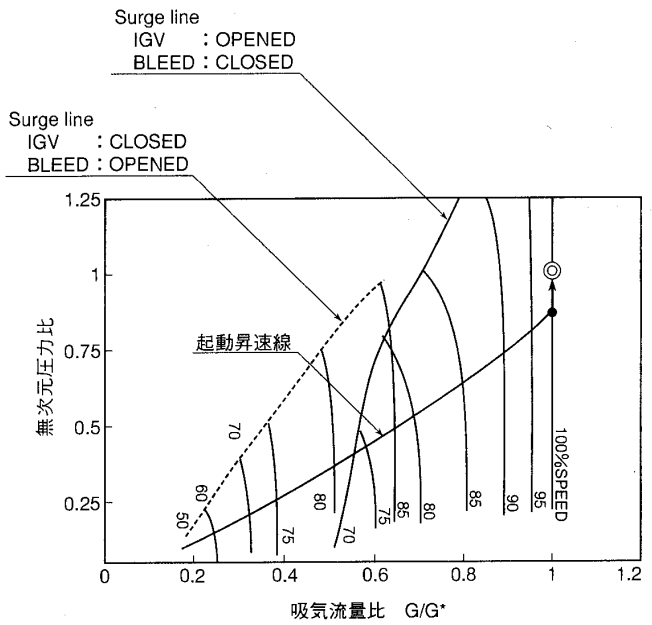


図13 高圧力比圧縮機の起動昇速マップ例

一方，図13に示すように一軸で高圧比設計機をサージ無しで安全に昇速させるため，IGV角度と各抽気量を回転数依存により制御する起動方法と抽気構造を各社共簡素化しつつ，迅速起動を第一にした起動機構が選択されている。

3．あとがき

陸用ガスタービン圧縮機の技術動向を開発設計者の立場で紹介したが，ここで説明した技術は，10年前には無かった顕著な新技術ポイントに限っている。即ち，その本意は，実際に開発設計にたずさわり，多くの実機試験を経験してみると，新型圧縮機の成功は，2%が新技術で，98%が先輩等が残してくれた従来技術による設計と試験データの蓄積の産物であり，その秘訣は，過去の圧縮機の実測データの中から流動パターンをイメージアップして正しく評価分析していた事を付け加えて結言にしたい。

本会協賛・共催行事

会合名	開催日・会場	詳細問合せ先
高温エネルギー変換システム及び関連技術に関する国際シンポジウム	平成7年12月4日～6日 名大 シンポジオン	The Society of Chemical Engineers Japan Heat Transfer Society of Japan Combustion Society of Japan TEL 052-789-3913
第23回可視化情報シンポジウム	平成7年7月18日～20日 国立教育会館	㈱可視化情報学会 TEL 03-3364-1762
燃焼場の可視化と計測法	平成7年5月16日 東大 山上会館	㈱可視化情報学会 TEL 048-858-3445
腐食現象と解析法	平成7年6月22日～23日 日本私学振興財団	㈱日本金属学会 TEL 022-223-3685
第27回乱流シンポジウム	平成7年7月26日～28日 ホテル アウィーナ大阪	㈱日本流体力学会 TEL 03-3714-0427
乱流の物理と数理モデル	平成7年5月11日～13日 中大 駿河台記念館	㈱日本数値流体力学会 TEL 06-879-7248
第2回アジア学術会議	平成7年2月6日～9日 三田共用会議所	㈱日本学術会議 TEL 03-3403-6291

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/30

中小型ガスタービンの圧縮機

三井造船㈱ 井 上 良 雄

1．はじめに

中小型ガスタービン圧縮機といえば，軸流及び遠心圧縮機が対象となるが，本文では遠心圧縮機について述べる。

遠心圧縮機が用いられる産業用の小型ガスタービンは，従来主として非常用発電機に使用が限定されてきたが，近年，発電と熱供給を同時に行うコージェネレーションシステムの普及およびNO_x排出量の少ない原動機として，一躍脚光を浴びる様になった[1]。経済性を追求する市場ニーズにより，より高効率なシステムが要求されている。

ガスタービンの熱効率向上には，タービン入口ガス温度の高温化と共に，圧縮機，タービン等の構成要素の効率向上が有効である。ちなみに，圧縮機の効率が1%向上すると，ガスタービンの熱効率は約2%向上する。そのため，地道ではあるがたゆまない努力が続けられている。

その中でも，CFD，特に3次元圧縮性粘性流動解析が，定常問題では既に実用化の段階に達しており，今後圧縮機の性能向上に重要な役割を果たしていくと思われる。

そこで，関連した最近の研究状況及び具体的な応用例について紹介したい。

2．内部流れの理解

遠心圧縮機の羽根車内の流れは複雑で，軸流方向から半径方向への流路の曲率の影響と，遠心力の作用により2次流れが発生し，この2次流れと羽根車翼端とケーシングの間の隙間からの漏れ流れにより低運動量流体が主流中に運ばれ，ウエークが発達する。このウエークは羽根車の損失と大きく関係していると共に，後流側のディフューザーの性能に大きな影響を与える。

性能改善を行うためには，羽根車内で大きな減速をおこないつつ，ウエークの発達を抑え羽根車出口で一様な流れを実現する必要がある。そのためには，まず羽根車内部の流れを良く理解する必要があり，レーザー等による内部流れの計測[2]~[5]と，3次元の粘性流動解析[6]~[9]が行われている。

NASAでは，直径約1.5 m，周速約150 m/sの大型で低速の羽根車を用いて詳細な計測と計算を行っている[10]。

図1は計算によるトレーサの軌跡であり，翼面

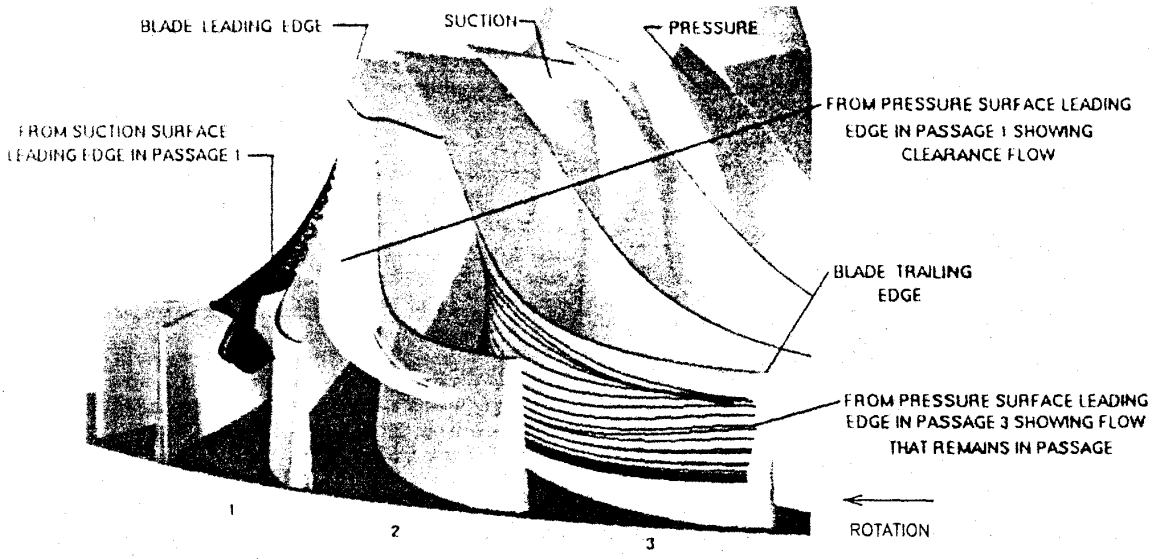


図1 NASA低速度羽根車のCFDトレーサの軌跡[10]

（平成7年1月13日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

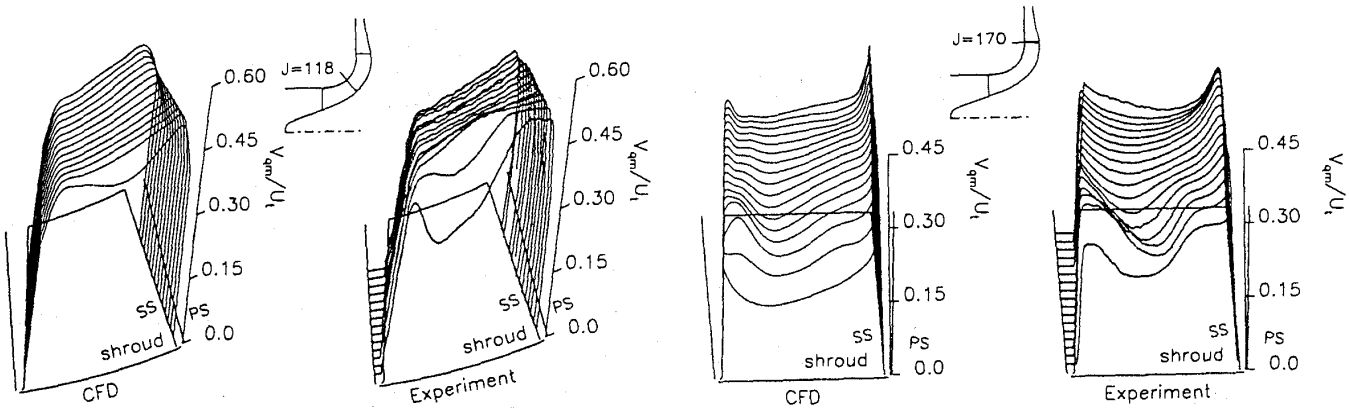


図2 NASA低速度羽根車の流速分布の比較[10]

近くの低運動量流体が，2次流れによって翼端に運ばれ，負圧面の流体はそのまま，圧力面の流体は翼端をのりこえて隙間漏れ流れに乗り，シュラウド側圧力面近くに運ばれている様子が示されている。

図2は羽根車中央および出口における子午面速度の計算値を計測結果と比較したもので，両者は定性的には良く一致しているが，特に羽根車中央では計算されたウエークの大きさは，計測値と比べてかなり小さいものとなっている。

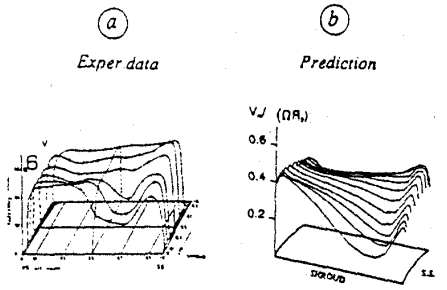


図3 Eckardt羽根車の流速分布の比較[11]

同様の研究として，Tourlidakis[11]は圧力補正法を用いてEckardtの羽根車[3]の解析を行っており子午面速度分布の比較を図3に示す。図4は羽根車出口の全圧損失を比較したもので，先端隙間のない計算ではウエークがシュラウド負圧面に若干みられるものが，先端隙間1%の計算ではウエークの領域がシュラウド壁の中央まで拡大し，ウエークの発達に隙間漏れ流れの影響が大きいことがここでも示されている。

また，計測ではウエークがシュラウド壁側の翼間中央流路部分にあるのに対して，計算ではシュラウド負圧面に寄っている。この違いの理由として考えられることとして，乱流モデルの限界，数値拡散の影響の他に，羽根車入口条件，翼形状や厚み分布が実際と異なること，あるいは，隙間モデルが粗いこと（図5）をあげている。

つぎに，遷音速インデューサーをもつ羽根車の例をあげる。羽根車の大流量係数化は，小型軽量化につながるばかりでなく，後流のディフューザーや次段の圧縮機の流路幅が広がることから圧縮機全体として高効率化に結びつく。しかし，高圧力比において大流量係数の羽根車は，目玉径が

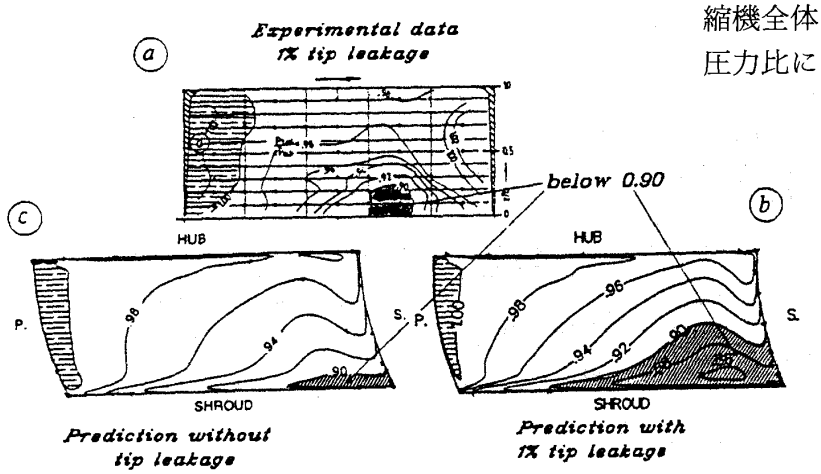


図4 Eckardt羽根車の全圧損失の比較[11]

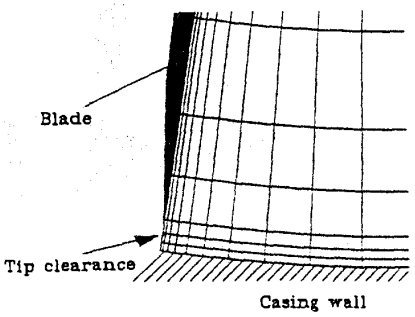


図5 先端隙間のモデル[11]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

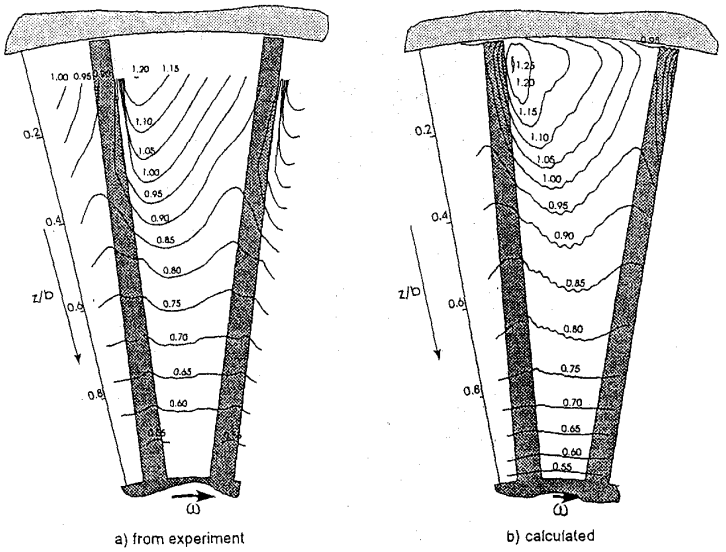


図6　遷音速圧縮機の羽根車入口におけるマッハ数の比較[12]

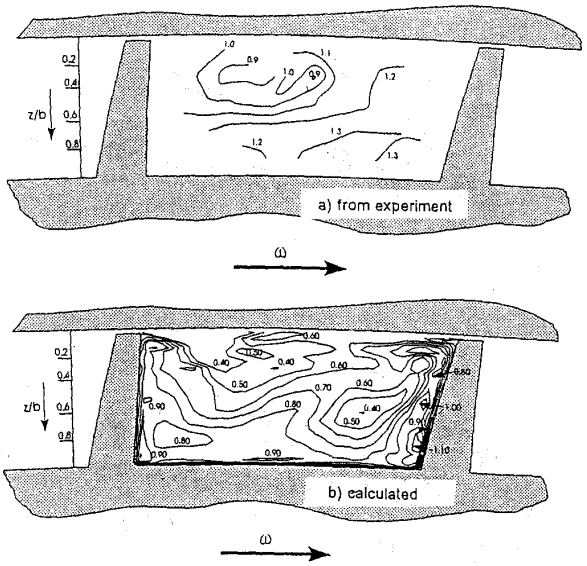


図7　遷音速圧縮機の羽根車出口におけるマッハ数の比較[12]

大きくシュラウド入り口の周速も高くなることから，相対流入マッハ数が音速を越え衝撃波が発生する。衝撃波の前後の急激な圧力上昇により，境界層が発達し，最悪の場合には剝離し効率の低下をもたらす。

図6[12]は，最大圧力比4.9の圧縮機の非設計点回転数での羽根車入り口付近におけるマッハ数分布を示し，計算でも衝撃波の様子がとらえられている。この場合の最高マッハ数は1.2で計算と実測は定量的にもパターン的にも良く一致している。

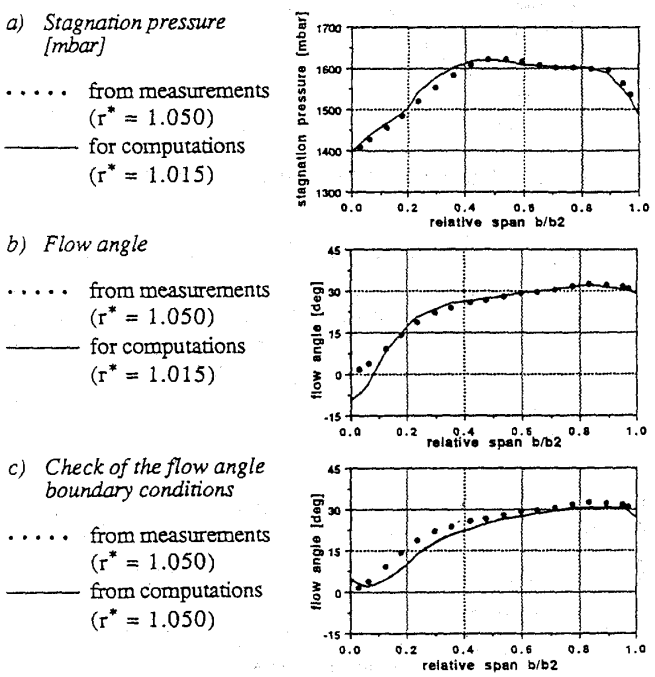


図8　ディフューザー入口の境界条件[13]

また羽根車出口における比較を図7に示すが，パターンとしては比較的一致しているものの，マッハ数のレベルは実測値の方が非常に高くなっている。この理由としても，先ほどと同様，乱流モデル，翼形状，隙間の違い及び隙間モデルがあげられている。

こうした羽根車出口の非一様な流れ（図8）[13]が流入するためディフューザーの性能低下が発生するが，ディフューザー内部の流れを理解する試みも行われている。

Dalbert[13]は産業用圧縮機の翼付きディフューザーの内部流れを計算し，一般に行われている壁面静圧や壁面流れの計測のみでは，複雑なディフューザー内部の流れを正しく理解できないことを示している。図9はサージ近くにおける負圧面

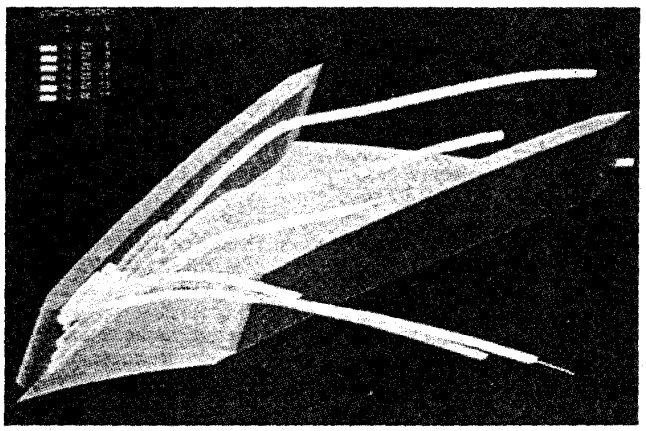


図9　サージ付近における CFD トレーサの軌跡[13]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

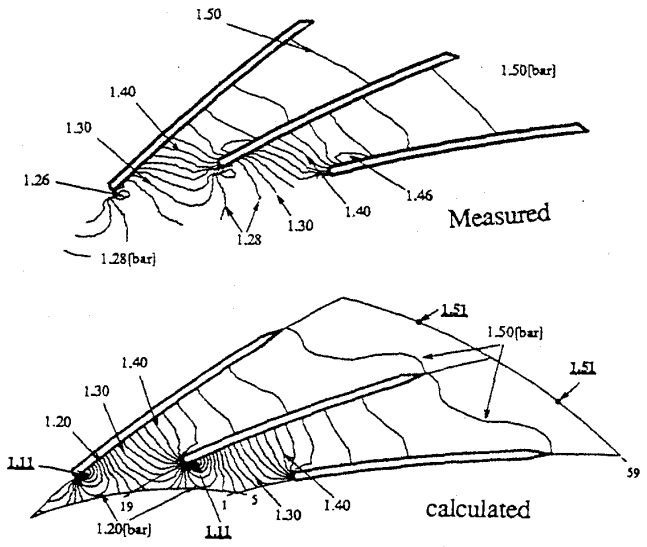


図 10 サージ付近における静圧分布の比較[13]

近くの流線を示したもので，シュラウド付近で流れが逆流し，スロートを通過する流れがほとんどない。こうした逆流は図 10 に示す壁面静圧からだけでは予測できないとしている。

3．性能改善への応用例

つぎに 3 次元粘性解析の具体的な応用例について紹介する。

図 11 は産業用のシュラウド付き羽根車の負圧面近傍のマッハ数の計算結果[14] を示し，シュラウド側に大きな剝離域が認められる。図 12 はシュラウドの曲率および翼角分布を変更した改良型羽根車で，剝離域はほとんど見られなくなっている。両者の羽根車の性能試験結果を図 13 に示す。改良型の羽根車は，効率が向上しているとともに，特に，低流量域での圧力係数の上昇が大きくなっている。

この例ではオリジナルの羽根車から形状変更と数値解析を数回繰り返し，剝離域が小さくなる形状を求めている。実際に設計に適用する場合には繰り返しに多大な時間がかかる事から，必ずしも十分な最適化ができるとは限らない。そこで，逆に望ましい流速分布を与えて，それを実現する翼形状をもとめる逆解法が提案されているが，ここでは，Zangeneh[15] の例を紹介する。

翼形状は非粘性計算によって求められるため，粘性の効果をブロッケージとして扱う方法と，エントロピー勾配として扱う方法の 2 種類の方法で間接的に取り入れている。図 14 は Eckardt の羽

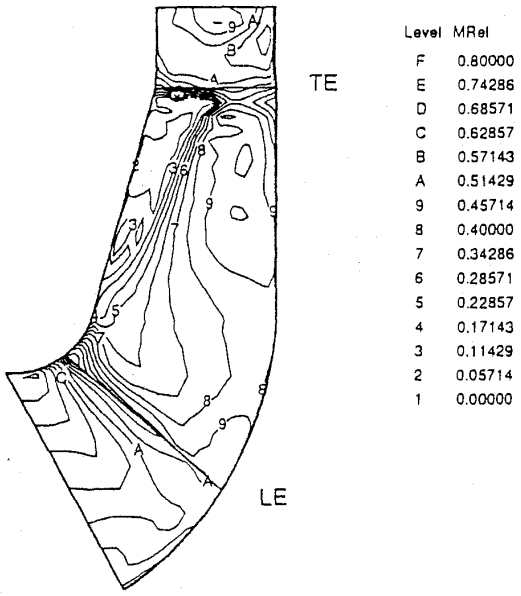


図 11 性能改善前の羽根車のマッハ数分布[14]

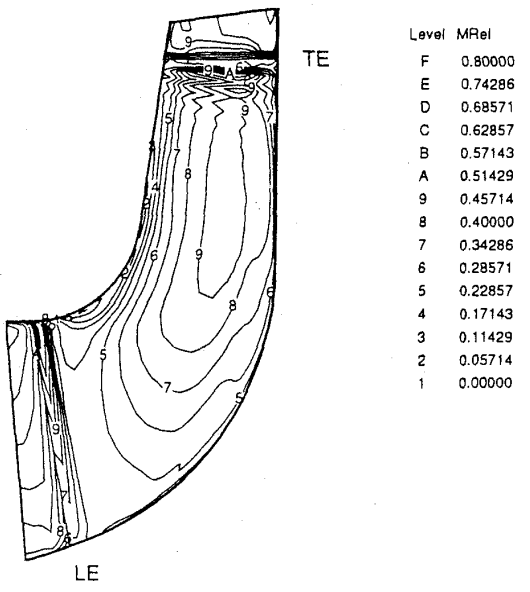


図 12 性能改善後の羽根車のマッハ数分布[14]

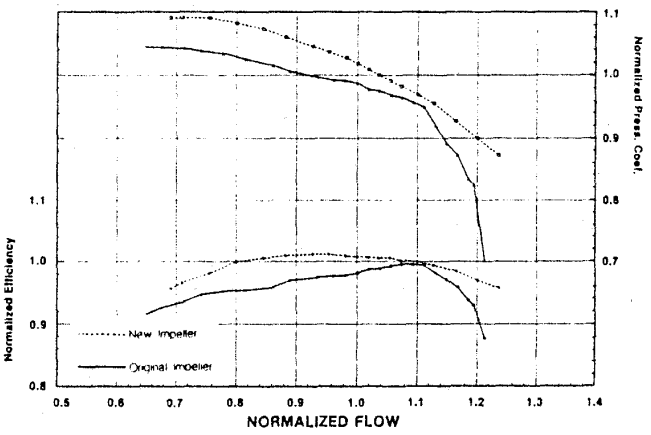


図 13 性能改善効果の確認試験結果[15]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

根車[11]を高速仕様とした羽根車の出口流速を比較したもので，エントロピー勾配を用いた方法の方が粘性効果を良く表している。

また，表1に粘性解析の結果を示すが，非粘性の設計（HSO）では衝撃波と境界層の干渉により境界層が剥離しているため，羽根車出口周方向流速が設計値（332 m/s）より13低くなっている。これに対し逆解法の結果はいずれも設計値と近い流速が得られており，特に，エントロピー勾配を用いた方法（HS 1-entropy）では損失が大幅に減少している。

ディフューザーでは，粘性解析によりスプリッター付きのディフューザー（図15）の最適化を実施し，圧力回復性能を実験値と比較している[16]。図16に示すように，B 2 designのサージ近くでの圧力回復率のおおきな変化が正確に予測されている。

以上，比較的逆流域の大きい流れの解析に対して3次元粘性解析が有効である例を示した。

今後は，内部流れの理解が進むにつれ2次流れを制御しウエークの発達を抑える翼型，あるいはケーシングトリートメントのような漏れ流れを積極的に利用するような試みにより，高効率で広作動範囲の新しい形の圧縮機が出現するものと思われる。

4．おわりに

3次元粘性解析の遠心圧縮機への応用例を紹介したが，定量的な予測精度が不十分であること，あるいは非粘性解析と比較して膨大な計算時間が

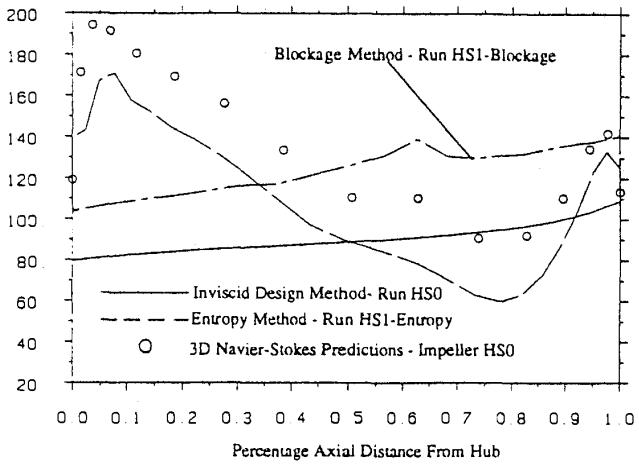


図14　逆解法により設計した羽根車の出口速度の比較[15]

表1　逆解法により設計した羽根車の性能[15]
－粘性解析結果－

Run	m (kg/s)	V_θ (m/s)	Loss (%)
HS0	7.183	288	19.1
HS1 - Entropy	7.10	326	14.8
HS2 - Entropy	7.22	329.7	16.1
HS1 - Blockage	7.16	321.8	19.4
HS2 - Blockage	7.12	320	18.9

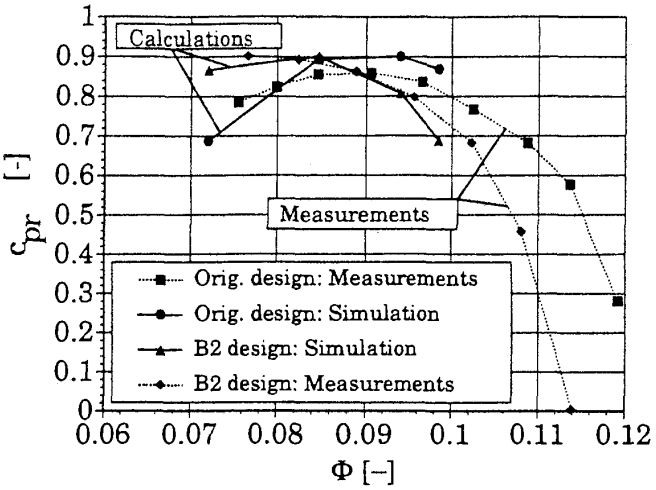


図16　スプリッター付きディフューザーの性能[16]

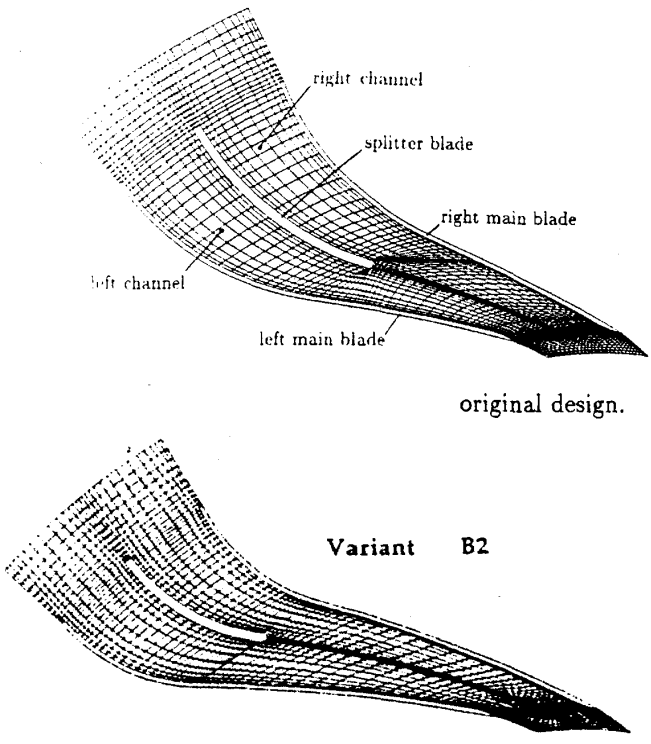


図15　スプリッター付きディフューザーの形状[16]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

かかることなど，多くの問題が残されていることも事実である。

設計開発者の立場より，手軽に使用でき，高精度の結果が得られる，計算コード，乱流モデルの改良，計算機ハードのさらなる進歩を期待する。

参考文献

(1) 杉村, ガスタービン学会誌, Vol.22, No.85, (1994)
(2) Eckardt D., ASME Journal of Fluids Engineering, (1976)
(3) Eckardt D., ASME CP Performance Prediction of Centrifugal Pumps and compressors, (1980)
(4) Krain H., ASME Journal of Turbomachinery, (1988)
(5) Ahmed N. A. and Elder R. L., ASME paper, 90-GT-233
(6) Casey M. V. ほか2名, ASME paper, 90-GT-2
(7) Hah C. ほか3名, ASME paper, 88-GT-39, (1988)
(8) Krain H. and Hoffman W., ASME paper, 89-GT-159, (1989)
(9) Hah C. and Krain H., ASME journal of Turbomachinery, (1990)
(10) Hathaway M. D. ほか3名, ASME Paper, 92-GT-213, (1992)
(11) Tourlidakis A. and Elder R. L., ASME paper, 93-GT-109, (1993)
(12) Pak H. ほか2名, AGARD Meeting on Technology Requirements for Small Gas Turbine, (1993)
(13) Dalbert P. ほか2名, ASME Paper, 93-GT-53, (1993)
(14) Sorokes J. M., Proceeding of the Twenty-second Turbomachinary Symposium (1993)
(15) Zangeneh M., ASME Paper, 93-GT-103
(16) Drtina P. ほか3名, ASME Paper, 93-GT-110

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

流体数値解析の進展と設計への適用

航空宇宙技術研究所　田　村　敦　宏
航空宇宙技術研究所　野　崎　　理

1．まえがき

最近のCFD技術は計算流体力学という学問的なジャンルとしては大きな発展を遂げたと言える。実際のターボ機械の要素の改良あるいは設計にCFD技術を応用する努力も近年盛んになってきている。これは，過去の設計例に基づく経験的発想の延長では根本的技術革新が難しくなってきたことと，そもそもプロトタイプハードウェアの試作とその実験もコスト及び開発期間の点で困難になってきたためであろう。しかしながら学問としてのCFD技術をストレートフォワードに実際問題に適用した場合，単純な形状，現象では比較的よい結果が得られるが，複雑な形状及び粘性や衝撃波などが干渉し合う問題では，乱流モデル，境界条件の与え方などに問題が多く数値解法も含めて改良のための努力が必要である。ここに学問としてのCFD技術を実用的なツールとして工学的設計問題にいかに適用するかと言う新しい課題を系統的に研究しなければならない時期に来ている。

2．CFD技術の信頼性

数値解析を現象の解明や設計に使う段になって，常に問題となるのが数値計算結果がどのくらい信頼できるのかと言う素朴な疑問である。当事者は実験データやワークショップなどに参加して他のコードと比較する事によって，自らのコードの信頼度をある程度認識する事になる。たとえ最新の解法と適切な乱流モデルを採用したとしても，コードにバグはつきもので大きなミスは発見も容易だが小さいミスはなかなか発見しにくく誤った結果になる事もある。また，ある程度完成したコードでも，計算格子の良否，境界条件の設定の仕方などの使い方のノウハウが十分にないと比較対象である実験と合わない事が少なくない。特に実験の設定条件が数値解析の条件と許容範囲内で一致しているか否かも大きな問題である。高負荷遷音速翼列の二次元翼列試験などは，たとえ軸流速度密度比を考慮してもその二次元性に疑問があり数値解析と条件が異なる場合が多い。

わが国の翼列数値解析技術の“信頼性”は，過去に2回実施された翼列ワークショップ[1),2)]（日本機械学会）の結果を相互比較する事によって大まかに知ることができる。第一回目は広範な問題点の摘出を主な目的として二次元翼列を扱い，第二回目はその問題点のうち特に乱流モデルによる影響を分析する事を主としながら，はじめて三次元タービン翼列を取り上げた。二回のワークショップ(以下WS)を相互比較すると，翼間に衝撃波をもつ遷音速圧縮機翼列の課題C2B（第一回），A2，A3（第二回）は，実験との一致は極めて悪い。二回目のWSでは乱流モデルとしてBaldwin-Lomax，Johnson-King，k-ε（壁関数），k-ε（明-笠木），q-ωなどを適用して比較しているが，各コード間の一致も悪い結果になっている。特に入口マッハ数が課題A2からA3のように増加するにつれてコード間及び実験との一致が極度に悪化している。原因を分析してみると，初回のWSでの成績の悪かったC2Bについては大方の見方は乱流モデルに原因があると考えられていたが，第2回WSのA2とりわけA3をいくつかの乱流モデルについてテストした結果は数値解析相互及び実験との隔たりを説明できなかった。この事実は，乱流モデルだけでなく，実験の二次元性への疑念及び境界条件の設定の仕方の問題である可能性が濃厚である。前回のWSでも亜音速タービン翼列で比較的穏やかな流れの課題T1で，数値解析が実験と良く合うことが期待されたにもかかわらず，解答者相互でもかなり相違があり，かつ翼列背面後縁側で圧力分布が実験とかなり異なるなどの問題があった。これも出口圧力境界条件を出口マッハ数が実験と一致するよう

（平成7年1月11日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/26

反復する出題であったため，出口圧力が正しく設定されていなかった事が大きな要因ではなかったかと推測される。境界条件については後の章でさらに議論する事にする。

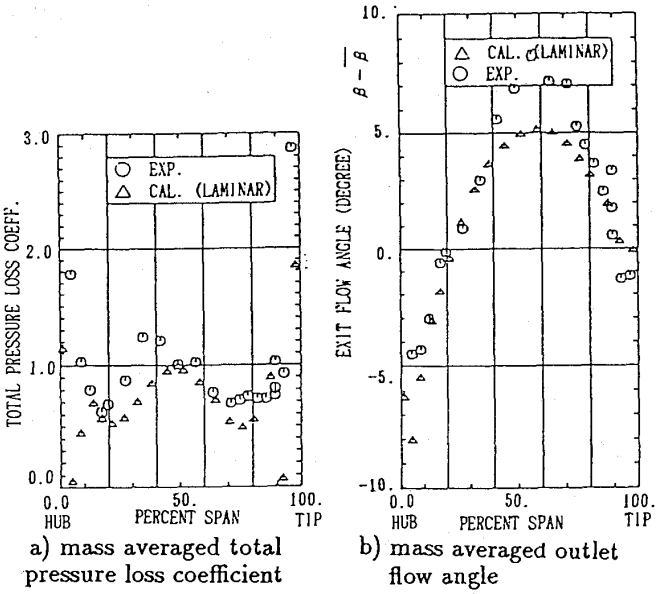
3．航技研における CFD 技術の設計への適用

CFD 技術を使って翼列を改良する場合，単段の場合はオイラーコードを，また多段の場合は流線法とオイラーコードの併用によってプロトタイプの翼列を設計し，詳細なリグテストを実施する。多くの場合このプロトタイプは設計目標を達成していない。試験データの分析から翼列をいかに改良するかの指針を得ると共に，三次元 NS コードによる解析を実施して実験データの再現を試みる。これはいわば CFD 技術のキャリブレーションのようなものでコードの信頼性を確認する段階である。ついで実験データと CFD 解析を比較検討して，設計目標を達成できなかった要因を分析し，翼の反りや厚み，翼配備，仕事分布などを系統的に変更した CFD によるケーススタディを実施する。最適と思われるケースを特定して，これをハードウェアの改良に反映させて第二段階に入る。第二段階のリグ試験及び解析から改良情報を取り出す……を反復して設計目標を達成する。大事なことは，CFD の解析結果の絶対値を単純にうのみにするのではなく，系統的に変更したパラメータに対する損失などの sensitivity に着目して改良の指針を得ることである。又同時に現象のメカニズムを CFD 解析の助けを借りて詳細に検討することも忘れてはならないことである。このように定量性について未だ不完全な CFD 技術を実験でキャリブレーションしながら，ケーススタディから要因の sensitivity を手がかりに改良設計を実施することになる。

以下に航技研と民間企業との間で共同研究として進められた CFD 技術の検証と設計への適用例の二，三をあげてみる。

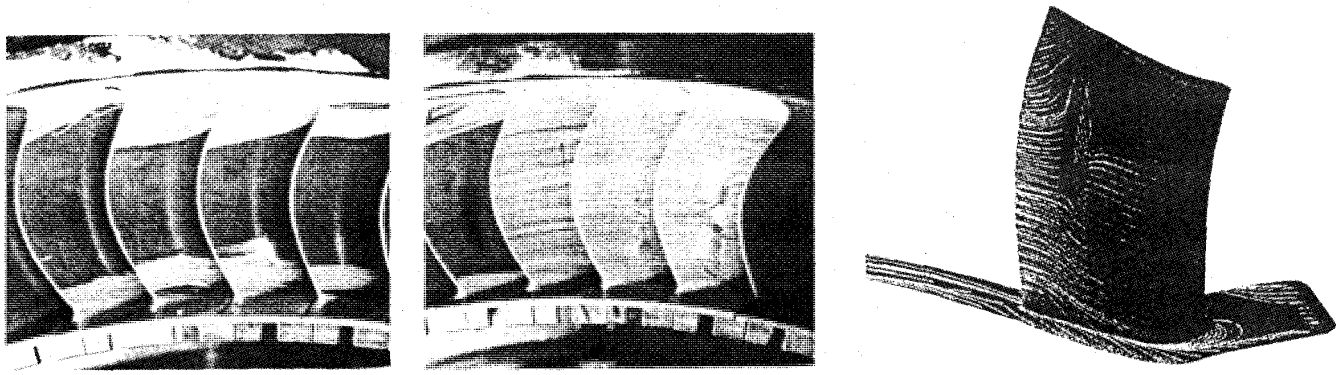
3.1　BSA タービン翼列の改良

高負荷の翼列では，三次元粘性流れ特有の二次流れが生じ，これによる損失は翼形の形状損失よりはるかに大きい。二次流れには流路渦(Passage vortex)，翼端間隙のある場合のもれ流れ渦(leakage vortex)，コーナー渦 (corner vortex)，ホースシュー渦 (horseshoe vortex) などがあり，これらを抑制することが翼列の効率改善につながる。タービン翼列を改良するために翼の周方向リーン



a) mass averaged total pressure loss coefficient　　b) mass averaged outlet flow angle

図1　original BSA の圧力損失と流出角
(0.76 翼弦下流)



a）experiment　　b）calculation (laminar)

図2　original BSA のオイルフロー

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

の応用として，翼をスパン方向に湾曲させてハブ側もチップ側も負圧面側で壁と鈍角になるようにすることによって，二次流れを抑制することを試みた。これを翼形を湾曲させてスタッキングさせた翼列としてBSA（bowed stacking airfoil）と称することにする。研究課題は湾曲させる程度や翼厚分布がどのように総圧損失や転向角に影響するかをリグ試験とCFDのケーススタディで調べ，最終的に最も効率のよい高負荷翼列を実現することにある。第一段階としてオイラーコードによりoriginal BSA翼列を設計し環状翼列試験を実施した。同時に三次元NSコードによりoriginal BSA翼列流れの再現を試み，リグ試験と比較した。図1のa)及びb）はそれぞれ圧力損失と流出角分布を示している。実験との一致は概ね良好であるが，残念ながらoriginal BSA翼の空力性能は，内壁側では改善されているがミッドスパンで剝離を起こし，損失が増大している様子が実験のオイルフロー及び数値実験のオイルフロー図2 a)，b)によってわかる。original BSA翼列は湾曲が強すぎたと考えられる。改良の方法として，この湾曲スタッキングの程度を直線スタッキング（0%）からoriginalスタッキング（100%）の間で変えたケーススタディをCFDで実行し，originalの75%の湾曲スタッキングが最も損失が少ないことが判明した。又，翼厚分布を厚翼と薄翼の二種類について同様に数値実験を試みた結果，厚翼の方が損失が小さくなることがわかった。これらの結果をもとに改良BSA翼列図3を再設計し，リグ試験を実施した。改良BSA翼列の圧力損失係数と流出角分布の実験とCFDの結果をそれぞれ図4 a)，b)に示す。改良設計翼列のCFDと実験はよく一致していると共に，損失は直線スタッキング翼列より25%減少し，段効率で1.9%の改善が達成された。図5に改良BSA翼列のオイルフローパターンの実験と数値実験結果を示す。両者は良く一致しており，original BSA翼列のミッドスパンにおける剝離がなくなっていることがわかる。

本研究は数年前にNALとIHIとの共同研究[4]で実施したもので，コードは三次元圧縮性時間平均NSコードで薄層近似を施しAF法によって構成されたものが使われた。

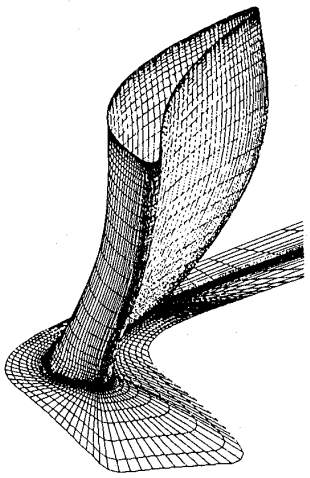
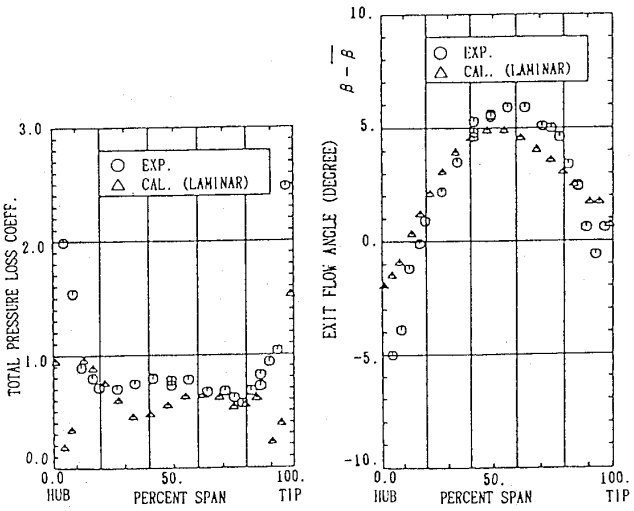


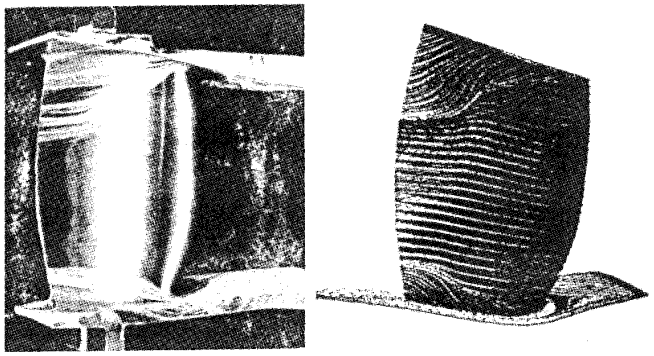
図3 改良BSA



a) mass averaged total pressure loss coefficient

b) mass averaged outlet flow angle

図4 改良BSAの圧力損失と流出角



a）experiment b）calculation (laminar)

図5 改良BSAのオイルフロー

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

3.2 高速圧縮機翼列の性能改善

次の例は，動翼の強い剪断流をうける静翼の性能を改善することを目的としたもので，NALとIHIとの共同研究として実施したもの[5]である。高速圧縮機の静翼の流入条件，即ち全圧分布が半径方向に比較的平坦なものと，ミッドスパン付近にピークをもつ二ケースについてリグ試験とCFD解析を実施した。異なる剪断流は半径方向に仕事分布の異なる動翼を用いて作られ，それぞれの動翼は，静翼に対する流れ角が同じになるように設計されている。櫛形全圧管のトラバース結果及びCFD解析の結果を比較すると，入口全圧が比較的大きな変化を持つケースは，外壁付近に高い圧力損失領域が存在することが観察された。CFD解析による図6のa）を見ると，大きな入口全圧分布を持つケースは外壁と翼の負圧面とのコーナーに強い二次流れが存在し，その高圧損領域が下流に向かって発達しながら，ミッドスパンの方向に偏向している様が見られる。要するに，入口全圧の半径方向の大きな変化は，静翼の内部で大きな二次流れを生み，ミッドスパン付近で大きな圧力損失を生んでいたことになる。この静翼の性能を改善するため，上述のリグ試験及びCFD解析結果をもとに二次流れを抑制する改良設計を実施した。改良型の静翼はミッドスパン付近の翼形はそのままにして外壁側を主に改良した。この改良形の静翼についてCFD解析とリグ試験を実施した結果，図6のb)に見られるように外壁付近の二次流れを大幅に抑制することができ，圧力損失を図7のようにオリジナルに較べ約23%減少させることができた。又このケースのようにハブ側の入口マッハ数分布及び流入角分布が比較的平

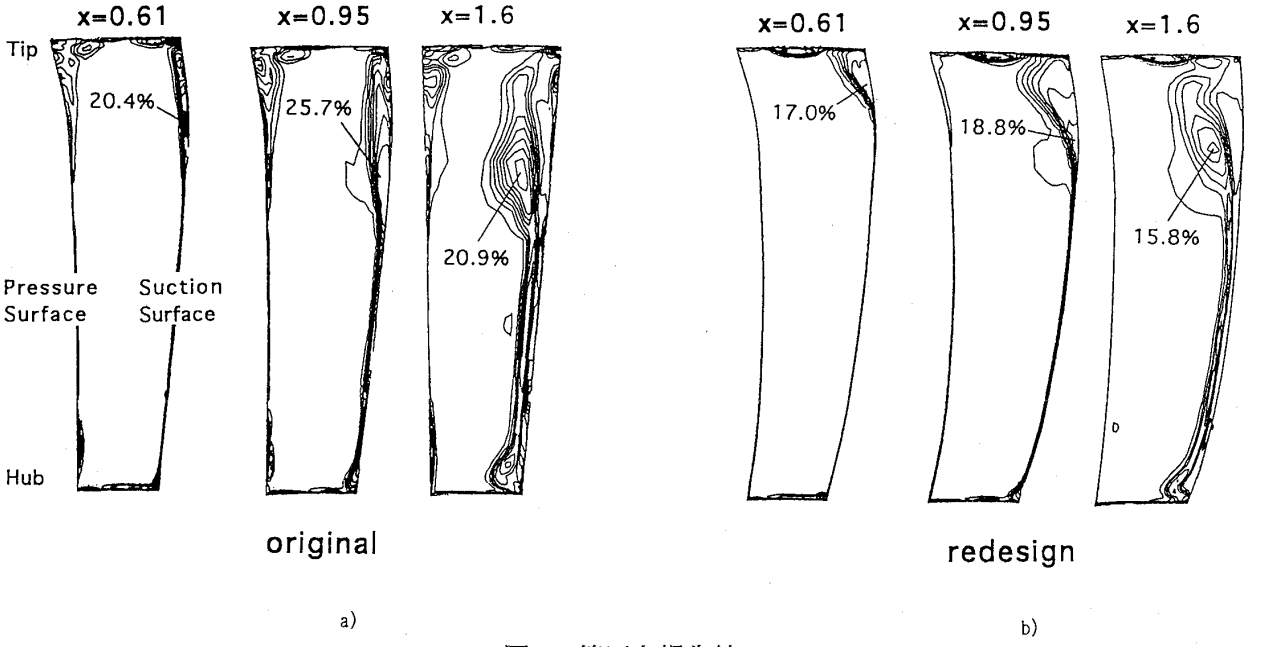


図6 等圧力損失線

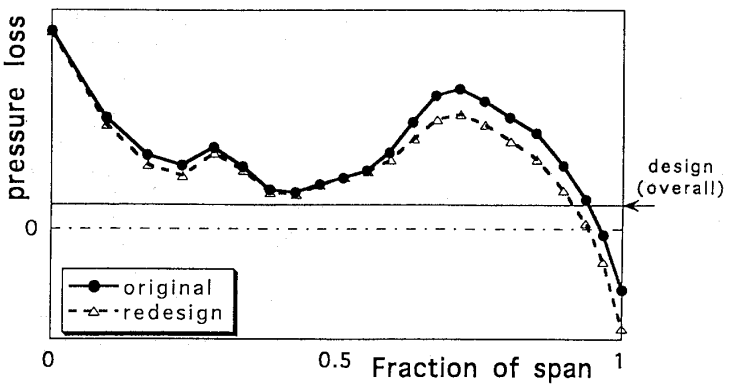


図7 圧力損失の半径方向分布（実験値）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

坦な場合は，ハブ側は損失も少なく改良前とほとんど差異は生じていない。なお本解析に用いた数値実験は時間平均Full NSにTVDスキームを用いたもので，乱流モデルはBaldwin-Lomax代数モデルを使用した。

3.3 翼端間隙付多段翼列流れの実験と数値解析

第三の応用例は，通産省の超音速輸送機用推進システムの研究開発の一環としてNALとMHIの共同研究として実施されたもの[6]である。本研究は，多段翼列の性能に及ぼす翼端間隙の影響を明らかにすることを目的として実施された。多段翼列の数値解析は，動翼と静翼を周方向流量平均処理をして接続する方法がとられている。翼端間隙の取扱い方として最も一般的に行われている方法は，図8a)に示すように翼の周囲に形成した格子を翼端間隙部で背面側と腹面側を一致させそこを流れが通り抜けるよう設定するものである。この場合，翼端の形状は原型をとどめず，かつ計算格子も大きく変形するが，翼端間隙の影響を定性的に予測でき，計算負荷の少ない簡易的手法としてもよく用いられる。一方筆者ら[6]はこのような簡易手法ではなく図8b)のように，翼端間隙の中に埋め込んだ計算格子と翼周辺の計算格子を用いる複合格子による方法を開発した。この方法によれば平坦な翼端面及びその角の形状も表すことができ，そこで発生する剝離泡などの現象も詳細に捉えることが可能である。数値解法はTVDスキームを採用した高精度NS解析コードを用い，タービン翼列の段解析を次の三種類について実施してリグ試験結果と比較した。すなわちcase(a)と

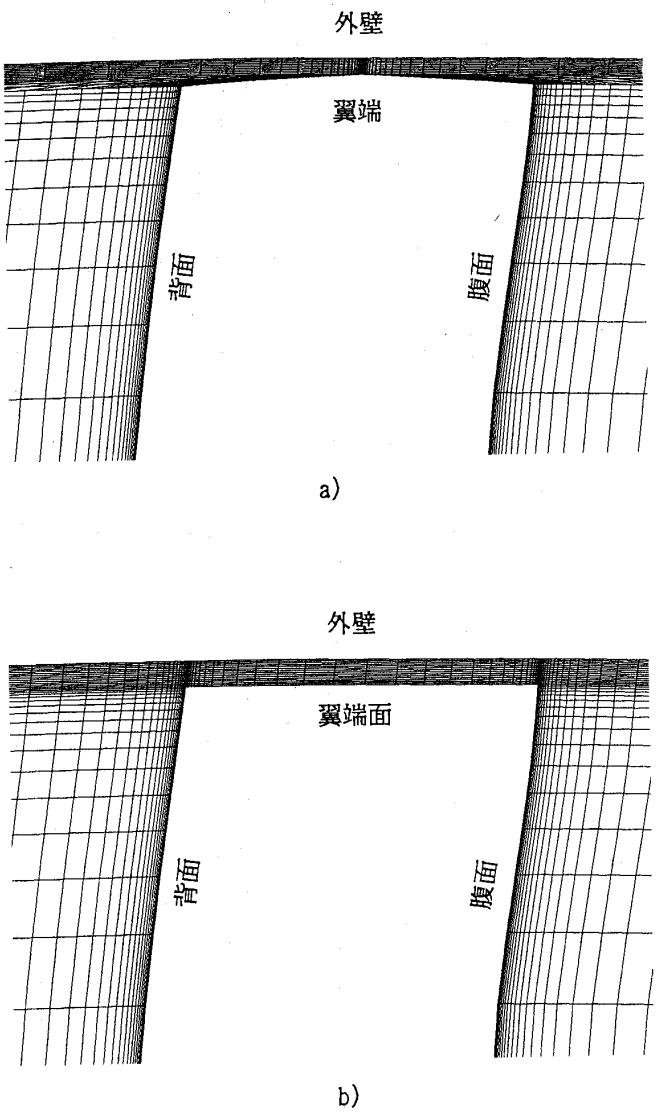


図8　翼端間隙部の計算格子

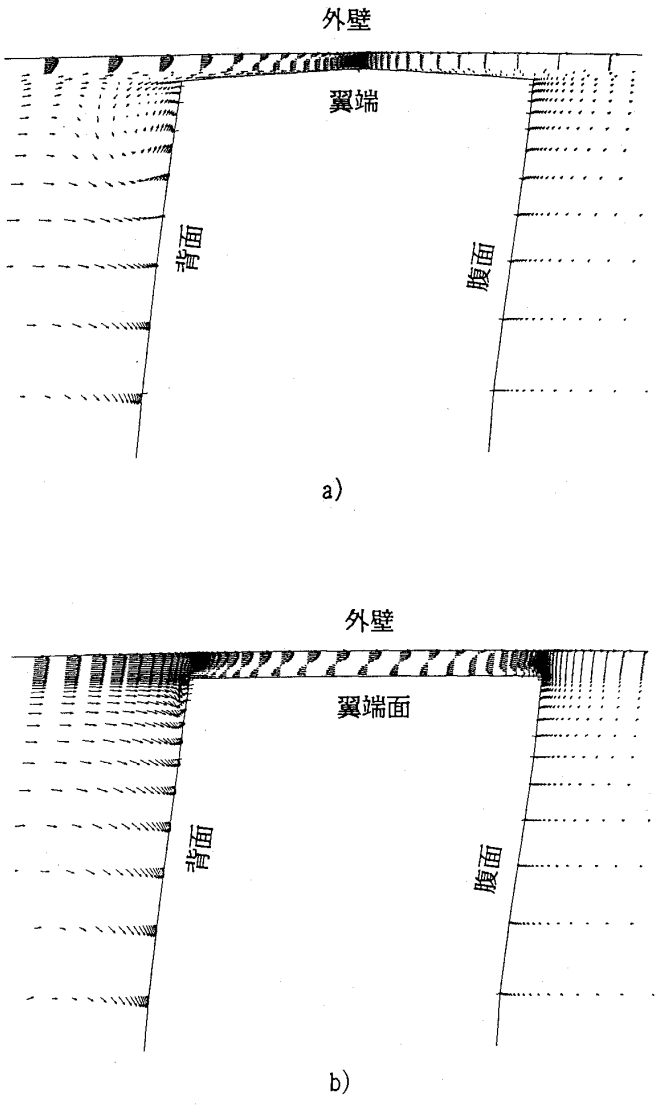


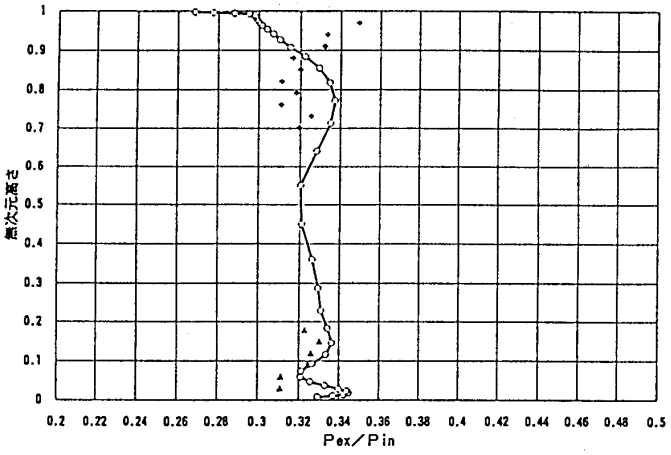
図9　翼端間隙部の速度ベクトル

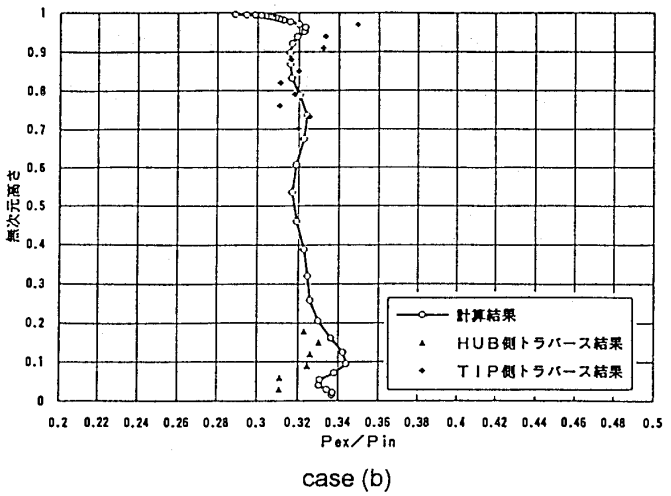
Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

して翼端間隙を考慮しない場合，case(b)は一般的な単一格子による簡易法によるもの，case(c)は翼端間隙に埋め込み格子を用いた複合格子による解析である。実験条件その他の詳細は文献[6]を参照されたい。計算格子点数は，case(a)で静翼が90(流れ方向)x 49(周方向)x 49(径方向)，動翼が99(流れ方向) x 49 (周方向) x 49 (径方向) であり，case(b)は，動・静翼共に 101 x 51 x 51，case(c)は，101 x 51 x 55 で，さらに間隙部は 57 x 33 x 15 である。case(b)と case(c)については，動静翼間距離を実際の2倍とした。境界条件は実験条件を用い，計測結果から入口境界層厚さを与えた。出口静圧は，ハブの静圧を固定して半径方向平衡式を用いた。数値解析結果の簡易型及び複合型の翼端もれ流れのベクトル図をそれぞれ図9の(a)，(b)に示す。翼端間隙部分を通って，背側に出る流れや，もれ流れ渦が形成される様子がわかる。実験結果と比較した例として図10の(a)，(b)，(c)に間隙なし，簡易格子間隙，複合型格子間隙の動翼出口全圧分布を実験と対比して示してある。全圧分布は，翼端間隙を考慮した case(b)，(c)では，チップ側での分布の傾向が改善され全体的に実験結果に近づいている。最後に case(a)，(b)，(c)に対する相対全圧分布をそれぞれ図11の(a)，(b)，(c)に示す。全体の傾向として，ミッドスパン付近に損失の大きな領域があり，下流に向かって拡散していく様子が捉えられている。翼端間隙のある case(b)，(c)では，翼端もれ渦によりミッドスパン付近に発生した損失領域が下流に行くにつれハブ側に押し下げられていく様が現れている。実機では翼端のもれ渦の影響がハブ側まで及んでいるため，翼端間隙を考慮した(b)，(c)とりわけ複合型格子による数値実験が外壁側のみならず全体的に予測精度向上につながっている。このように低アスペクト比の翼列では，翼端もれ流れ渦の影響が流路全体に及ぶため，予測精度向上のためには簡易的手法であっても翼端間隙を考慮した解析が有効である。更に精度よく，細かい現象を把握するためにはたとえCPU的な負荷が大きくても複合型の格子を用いる方が良い。

4．CFDの設計ツール化の課題

本節では，CFD技術の信頼性を高めるために解決しなければならない課題について議論してみよう。CFD技術の設計ツール化には二つの視点がある。即ち，現象を極力正しく再現する定量性と設





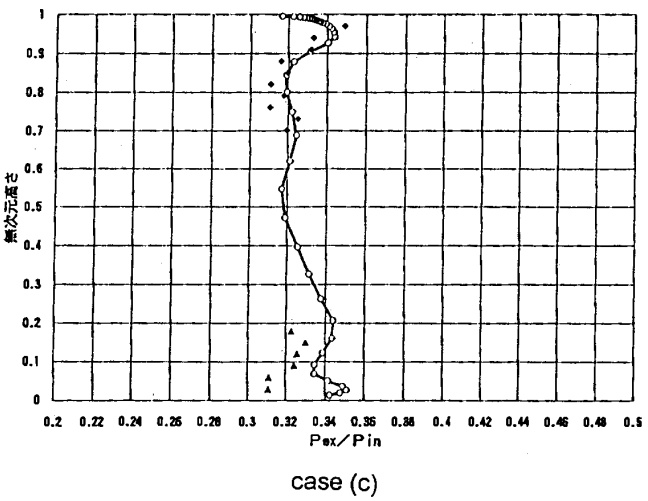


図10 動翼出口全圧分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

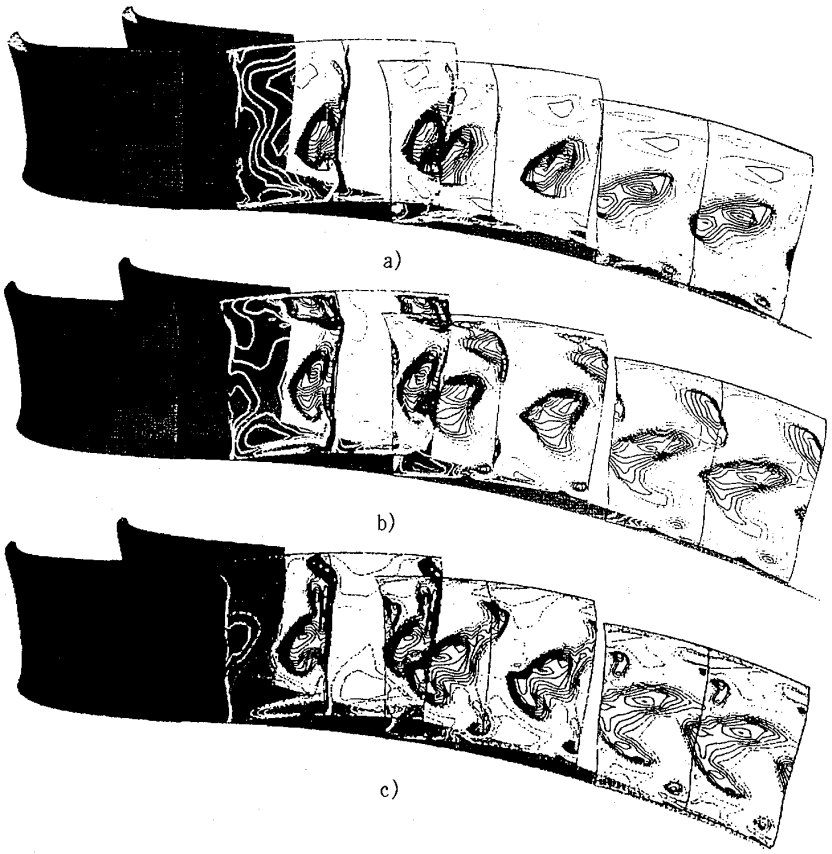


図11 相対全圧分布

計における反復試行に充分応える計算効率の良さである。設計では最終形に到達するまでに格子生成を頻繁にやり直さねばならないため，人的依存性の強い格子生成の自動化や，計算領域の接続の仕方，境界条件の与え方など設計のターンアラウンドに影響するものは多い。又定量性の観点でも格子の良否，乱流モデルの適，不適など数値解法アルゴリズムだけではなく，上述の全ての効率化，精度向上が必要なのは言うまでもない。又三次元翼列特有の二次流れや翼端間隙流れなどを評価するためにも環状翼列試験が実機開発のベースであると共にCFDの検証対象でもある。次に，CFDの精度向上の一つとして，前節の多段翼列のケースで簡単にふれた動翼列と静翼列の接続の問題を考えてみる。近似的な接続の仕方として前段の周方向流量平均値で接続するのがよく使う方法であるが，元来前置翼列の周方向に大きく変化する後流を切るように後置翼列に流れが入るため，当然きわめて大きな非定常現象が起きており，これをいかにモデル化するかが問題である。周方向平均化による接続は，実際とかなり異なることが予想され，損失の過小評価につながるきらいがある[7]。今後の課題として，段接続部をより正しく扱うため，非定常段接続を用いて多段解析を実施して，接続の仕方による影響を詳しく分析しなければならない。しかしこのような非定常接続は計算時間もメモリーも大きくなり，設計ツールとしてはあまりに負荷が重い。従って非定常接続をした場合の解析結果を分析して，よりすぐれた周方向平均接続のモデルを研究しなければならない。

最後に，最も基本的な境界条件について筆者の考えを示しておく。翼列の数値実験を行う場合，入口側で全圧分布，全温分布と流入角分布もしくは流入マッハ数分布を与え，出口側で静圧分布を与えるのが通常のやり方である。実際的には入口側ではほとんどの場合与え易い流入角分布を，出口側では実験の出口圧力分布を使うことが多い。又その変形として出口のハブ側の圧力を基に半径方向平衡の考えで出口圧力分布を与えたり，圧力比を与える場合もある。しかしながらこの設定で実験と比較すると第二節のWSの遷音速高負荷圧縮機翼列のケースのように，今までのCFDの

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

信頼性を覆してしまう程実験と異なる解が出ることがある。その一つの要因は翼列試験の二次元性や乱流モデルの問題もあるが，それ以前に実験と相似な現象を再現するために何か境界条件の設定に問題があると考えるべきである。上述のCFDと実験が大きく異なるケースでは，計算結果の入口マッハ数分布が実験とかなり異なる。言い替えれば結果として総流量が実験とかなり異なる現象を計算したことになる。流量型の流体機械である軸流圧縮機などでは，CFDと実験を比較する場合流量が一致していることが一つの前提条件ではなかろうか。この意味で，入口側のマッハ数分布が実験と一致するように出口圧力の境界条件を反復修正することができれば一つの解決方法となる。しかしながら，これは事実上かなり困難なため，計算結果の総流量が実験と一致するように，出口圧力を反復修正することに置き換えれば実行可能になる。筆者らは二次元翼列の場合について異なる出口圧力境界条件と対応する総流量の関係から，数回の試行で同一流量となる出口圧力境界条件を反復的に定めることに成功している。その結果，総流量が一致している場合とそうでない場合には圧力分布にかなり大きな差があることが判明した。続いて三次元翼列について，時間ステップを進めながら，反復的に総流量が一致するよう出口圧力境界条件を自動修正する方法をテスト中で，興味深い結果が期待される。反復的に出口圧力を修正し，総流量が実験と一致するようにすることは，近似的に実験の入口側流入マッハ数を境界条件として取り込んだのと同等である。その結果入口側の条件は全て実験とCFDが共通のものとなり，出口側はその計算結果で必ずしも出口圧力が実験と一致はしない。これは，入口が同一条件でも翼列内部の散逸機構が実験とCFDとでは異なるため当然のことである。又このようにすれば，ある翼列に入口条件を与えた時どの位の圧力比がとれるか，などの工学的な問いに答えることができる。このように数学的境界条件と工学的な意味での境界条件は必ずしも同一ではない点を充分に考えなければならない。

5．圧縮機翼列へのCFDの適用論文の紹介

1994年にハーグで開催されたASMEミーティングの発表論文の中から圧縮機翼列にCFD技術を適用したいくつかの例について紹介する。Dawes, W. N. 94-GT-156[7]では遷音速ファンにおける非定常な動静翼干渉の数値計算を実施し，外壁近傍の流れ場，損失の生成機構について検討している。対象は，5段のNASA研究用圧縮機の第一段で，総合効率は計算と計測結果でよく一致している。翼端間隙もれ流れ渦は動翼の3/4ピッチ及び10%スパンを占めている。外壁は損失の生成に大きく作用し，そのうち動翼の22%，静翼の16%が外壁近傍の10%スパンで生成される。動翼と静翼では非定常流れによる損失の生成機構が異なり，段における時間平均損失と比較して，時間平均流れによるそれは16%小さく見積もられる。非定常な損失生成が大きいことは，周方向の時間平均量による解析では時間平均の作動状態を模擬出来ないことを示す。ミッドスパンでは静翼で動翼後流が切られるが，そのミキシングは弱い。後流により静翼の負圧面側の境界層が周期的に変動し，動翼では，衝撃波は周期運動する。翼端もれ流れにより静翼への流入角，流速が周方向に変動し，翼面の境界層及び後流はミッドスパンと比較して厚くなる。動翼後流が静翼負圧面50%翼弦付近に達するとその前方に強い剝離を伴う逆渦が生成され，流出する。

Sanger, N. L., 94-GT-236[8]では単段軸流圧縮機の設計/解析プロセスを示している。

Outa, E., Kato, D., Chiba, K., 94-GT-257[9]では単段コンプレッサーの種々の負荷状態におけるストールの構造，挙動をN-S数値シミュレーションにより解析している。

Copenhaver, W. W., Mayhew, E. R., Hah, C., 94-GT-363[10]は翼端間隙近傍における詳細な流れ場とその空力特性に及ぼす影響を低アスペクト比大流量ファンについて検討した。数値計算は4種類の翼端間隙について実施した。解析結果から翼端間隙の増加による動翼性能の低下は計算により模擬でき，翼端もれ渦と流路衝撃波とが強く干渉することが解る。流量を下げると外壁近傍に逆流域が生じ，翼端間隙の増大と共に大きくなり入り口側に移動する。流跡線により翼端間隙もれ渦の生成，流量および間隙の影響がより鮮明になる。衝撃波はスパン方向に斜めの構造をもつが，外壁ではnormalとなる。損失は衝撃波と境界層の干

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

渉の影響で負圧側で大きく，翼端間隙渦により外壁近傍でも大きい。又前縁近傍でも負圧面と外壁のコーナーにおいて翼端間隙渦と衝撃波の干渉効果により大きくなる。

Kang, S., Hirsch, C., 94-GT-364[11] なども翼端間隙流れを扱っている。

Suder, K. L., Celestina, M. L., 94-GT-365[12] はNASA Lewisの単段遷音速圧縮機の動翼列を対象として翼端もれ流れの影響を検討している。設計回転数では，翼前半の翼端もれ流れは渦を形成し，流路を横切って正圧側に移行する。その結果，流路衝撃波と干渉し，衝撃波の下流に半ピッチに及ぶ動圧の低い領域を形成する。60%部分負荷状態では，相対マッハ数分布は前と似ているが，第二の動圧の低い領域が現れる。これは負圧側の超音速領域が狭まり，その終端での圧力勾配により負圧面に沿って半径方向に移動することに起因している。この流れはもれ流れを巻き込んで渦を形成する。以上の現象は実験的にも確認され，詳細に検討されている。

Falchetti F., Quiniou H., and Verdier L., 94-GT-477[13] ではSnecmaの大流量のswept wide chord fanの3D N-S計算による最適化を行っている。即ち流線法でフローパターンを，準三次元逆解法で翼型を設計し，性能予測を三次元オイラー及び準三次元N-Sで実行し，空力性能の詳細解析に三次元N-Sを用いている。設計目標は，翼面上の衝撃波の位置の安定制御及び，種々の運転状態で不始動をさけることにあった。設計された翼列は，三次元N-S解析の結果，動翼効率91%で設計点で充分な始動マージンが得られることが判明した。

6．むすび

急速に発展を遂げたCFD技術も実際の現象と突き合わせてみると，まだまだいろいろな点で問題をかかえており今後の研究を待たねばならない。特に動静翼の接続に対するモデル化など工学的目的に合致した境界条件の設定の仕方について，早急に詳しく検討しなければならない。又CFD技術を設計の中心に据えるには，コンピューターハードウェアの高速大容量化のみを頼りにするのではなく，解法や計算格子生成法などの高速化，自動化を進めるべきであろう。又CFD技術の改良，熟成を進める上で三次元リグ試験による精度の高い実験データが極めて重要なことをつけ加えておく。

本稿では大きなテーマを与えられたため，いくつかの課題が羅列的で不充分なものになっているがこれは筆者の力不足の故でご容赦願いたい。

最後に，最新の参考文献及びその抄録については松永康二氏（石川島播磨重工業）の御助力に負うところが大きいので，ここで改めて謝意を表します。

参考文献

(1) 日本機械学会 第3回CFDワークショップ成果報告集 1990年.
(2) 日本機械学会 RC 104 流れ解析プログラム検証研究分科会成果報告書 1994年.
(3) 日本ガスタービン学会 調査研究委員会成果報告書 1992年.
(4) K. Matsunaga et al. AIAA 90-2129 1990.
(5) Ohkita et al., 1995. IGTI Gas Turbine Conference.
(6) Nozaki et al., 2nd. International Symposium on Japan's National Project for a Super/Hypersonic Transport Propulsion system, 1995.
(7) 94-GT-156; W. N. Dawes.
(8) 94-GT-236; Nelson L. Sanger.
(9) 94-GT-257; E .Outa, D. Kato, K .Chiba.
(10) 94-GT-363; W. W. Copenhaver, E. R. Mayhew, C. Hah.
(11) 94-GT-364; S. Kang, C. Hirsch.
(12) 94-GT-365: K. L. Suder, M. L. Celestina.
(13) 94-GT-477; F. Falchetti, H. Quiniou, L.Verdier.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

軸流圧縮機翼列内の流動現象と流動モデル

九州大学工学部　井　上　雅　弘

1．はじめに

軸流圧縮機の動静翼の流れは，遠心圧縮機に比較すると，ターボ機械の準三次元理論（子午面流れと翼間流れの重ね合わせ）とよく一致する流れである。しかし，ハブおよびケーシング付近の環状領域では，端壁境界層と翼との干渉，翼端洩れ流れおよびその他の二次流れのために理論とのずれが著しい。それにもかかわらず，環状領域の流動損失は全損失の半分以上を占めるうえ，流れが失速の発生と密接に関係するので，この領域の流動状態を正しく把握することが重要である。

筆者は12年前の本誌に，理論とのずれを生む要因と諸現象および流動解析モデルについて説明し，個々の圧縮機によって各要因の関わり方が違うので普遍的流動解析モデルを作るのは容易でないことを述べた[(1),(2)]。その後，内部流動に関して多くの研究成果が公表されたが，現象の解釈は当時と本質的に変わっていない。しかし，計測技術と数値解析技術の進歩により当時より遥かに詳細に流動現象が提示されている。とくに，翼先端隙間流れ，失速初生のメカニズム，遷音速流れにおける衝撃波の挙動，動静翼干渉の影響について，ここ数年の成果は目覚ましい。これらは新しい流動解析モデルの作成に貢献するのみでなく，圧縮機翼列の高性能化に多くの示唆を与えている。本稿ではこれらの中から内部流動に関するトピックスを数例とりあげ，流動現象の解釈に注意すべき点や流動解析モデルとの関係にも触れながら，解説する。

2．流動現象把握の必要性

筆者には圧縮機開発の経験が無いので聞きかじりの話で恐縮だが，軸流圧縮機の高性能化に内部流動現象の把握が重要であることを示すために，GE社の航空機エンジンの開発にまつわる話から始めよう。

1950年代の中頃，J 79エンジン（図1; 17段軸流圧縮機，圧力比13，流量77.1 kg/s，回転数7680 rpm）の開発を巡って圧縮機の静翼をシュラウド付にするか否かが議論され，静翼シュラウドが効率および失速マージンに及ぼす影響を調査する必要が生じた。当時John Hopkins大学を卒業して入社したばかりのLeroy H. Smith Jr.氏は，この問題を解決するために内部流動の詳細が計測できる直径1.5 mの縦軸形低速回転翼列試験装置の建設を提案した。「低速回転翼列試験で得られた結果は実際の圧縮機の高速流れに適用できる訳がない」，「なぜ，直径1.5 mもの大きさが必要か。なぜ，製作が困難な縦軸形にするのか」など，反対意見もでたが，Smith Jr.氏は，圧縮性流れとの相似則，レイノルズ数の相似，翼列モデルの可換性および計測の信頼性の観点から装置の有用性を力説し，当時の圧縮機空気力学部門のマネージャーのR. Novak氏はその建設を許可した。

この装置による研究の結果，静翼シュラウドの問題が解決したばかりか，失速マージンに及ぼすアスペクト比の影響も明らかになり，圧縮機翼列は低アスペクト比/高ソリディティ化へ移行することになる。

以後30数年，圧縮機の性能改善は，効率および失速マージンを下げることなく，いかに翼列の高速化および高負荷化を実現するか，すなわち，段当たりの圧力比をどれだけ上げられるかに焦点が絞られ，当時17段で圧力比13であったものが，現在では10段で圧力比23に達している。その間，

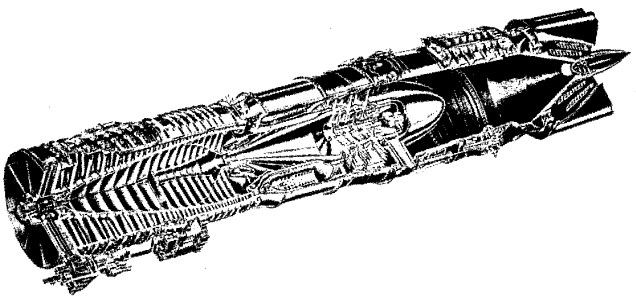


図1　J 79エンジン

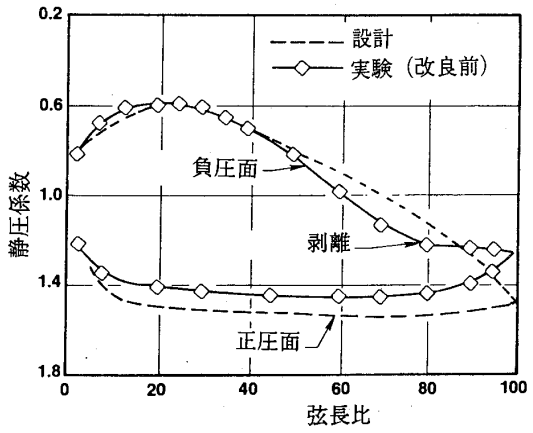
（平成7年1月25日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

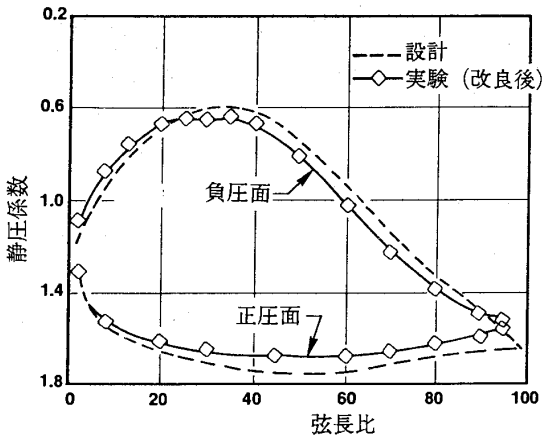
この低速回転翼列試験装置は新機種の開発のたびに利用され，今でも活躍している。例えば，1970年代の後半に開発されたF 101/CFM 56エンジンの圧縮機の開発の際，低速回転翼列試験において，高圧圧縮機4～9段の動翼のハブ付近で図2(a)の翼面圧力分布が示すように剝離の存在が認められた。そこで，ハブ付近で翼後縁側の反りを小さく翼前縁側の反りを大きくし，最大翼厚の位置を前縁側にずらした翼形を採用した結果，低速回転翼列試験において図2(b)に示すような圧力分布が得られ，0.8%の効率改善がなされた。この結果に基づいて製作されたF 101/CFM 56エンジンの高圧圧縮機は0.6%高い効率を示した。またE^3エンジンの圧縮機の開発においては，低速回転翼列試験結果に基づき，環状壁領域で静翼の旋回角が大きくなるようなエンドベンド翼(図3)を採用することにより，0.4%の効率向上が実現でき，失速マージンも大きくなった。この結果，単軸(single spool) 圧縮機としては記録的な圧力比29の高い値を得ることに成功した。

GE社において，この低速回転翼列試験装置は，まさに内部流動を把握するためのシミュレーション機の役割を果たしたのである。シンシナティにあるGE社の航空エンジン博物館には，エンジン開発に貢献した人達の名前が刻まれているが，その中にLeroy H. Smith Jr.の名があるのは当然である。

現在は，数値解析コードによるシミュレーションを駆使して内部流動の詳細が把握できる。しかし，数値解析コードは万能ではない。格子生成や境界条件の設定など使用法を誤ると実際とかけ離れた結果をもたらす。信頼性の高い情報を得るには，実験と数値解析の併用が望ましい。筆者は，信頼性の高い実験データと数値解析を併用して複雑な流れ場を診断する方式を「ハイブリッド診断」と呼んでいる。ハイブリッド診断では，実験において計測しやすい物理量を計測しやすい場所で測定し，その結果を数値解析結果と比較する。両者が一致しなければ，一致するように数値解析コードのチューニングを行う。両者が一致したとき，数値解析結果は，計測できない場所や物理量について有用かつ詳細な情報を提供してくれる。これ



(a) 改良前



(b) 改良後

図2 低速回転翼列試験による翼根元断面の圧力分布

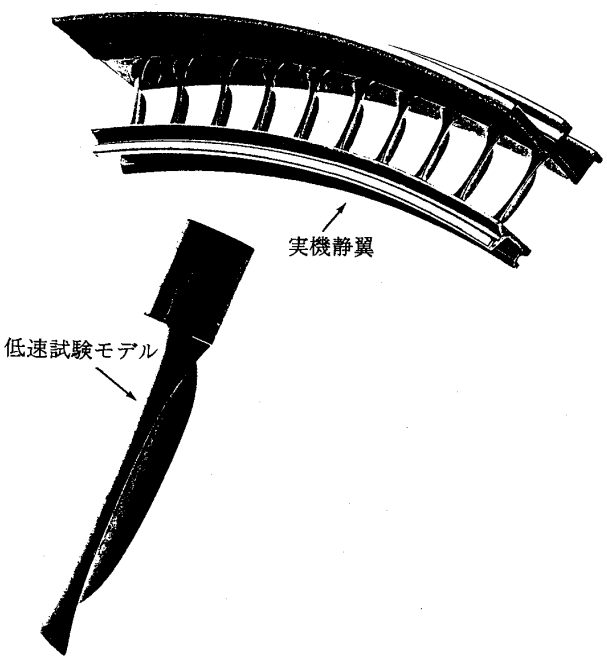


図3 エンドベンド静翼

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

が，複雑な流れのメカニズムの解明に役立ち，高性能で信頼性の高い圧縮機の開発に役立つことはいうまでもない。

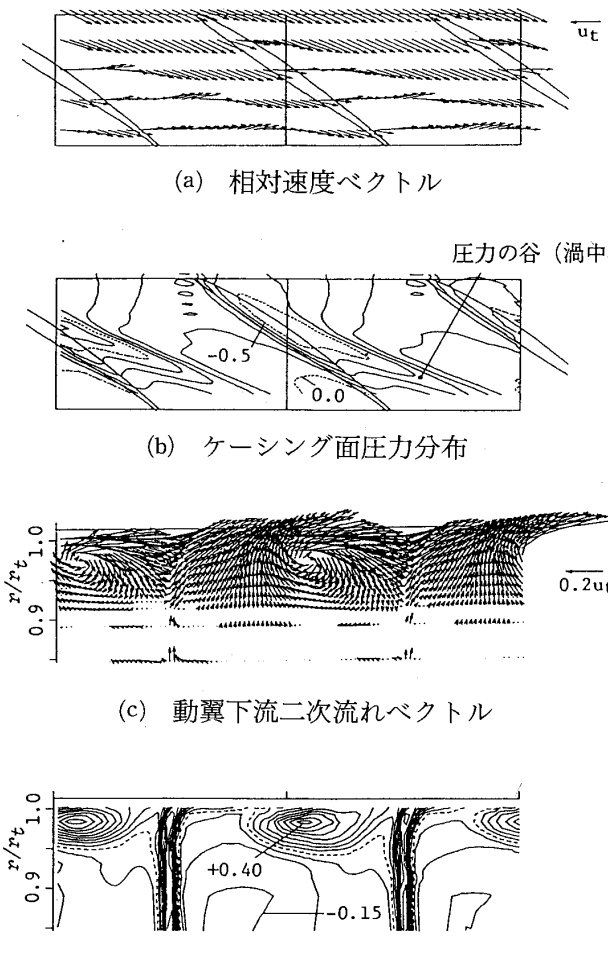
3．翼先端隙間流れ

軸流圧縮機の動翼先端から渦が発生することはRaines（1954）によるポンプの翼端キャビテーションの観察以来よく知られていたが，翼端洩れ渦の挙動と先端隙間流れの構造が詳細に調べられるようになったのは，計算機支援による計測技術と流動解析技術が発達した1980年代に入ってからである。すなわち，先端隙間流れは変動が激しく測定値がばらつくので流れの構造が調べ難かったが，計算機支援計測法により1点につき500以上のデータのアンサンブル平均が取れるようになり，平均的な構造が明確になった。また，三次元粘性流動解析によるシミュレーションが測定結果と一致することから，ハイブリッド診断によりさらに詳細な構造も明らかにされている。

図4は，先端隙間の相対速度ベクトル，壁面圧力分布，動翼下流ケーシング付近二次流れベクトルおよび相対運動エネルギー欠損率の分布の計測例である[3]。同図より，洩れ流れと上流からの通り抜け流れの領域が明確に識別され，その境界に沿って洩れ流れ側に渦の中心軸を示す圧力の谷があり，下流に大きな渦が形成され，そこに低エネルギー流体が集積しているのがよく分かる。ここで，注意すべき点は，動翼下流の二次流れベクトルは一つの平面に投影した速度成分ではなく，準三次元流動解析による軸対称流れに垂直な速度成分で定義されていることである。一つの平面に投影すると面の方向によって渦が見えたり見えなかったりすることが，最近のレーザーによる計測においても報告されている[4]。

流れの構造が明らかになると，簡便な解析モデルができる。Chenら[5]は，流れ方向の座標と時間座標の相似性を仮定して三次元的な定常洩れ渦の発達を非定常二次元非粘性渦の挙動に置き換えた。図5に，この二次元非粘性渦モデルによる計算結果と実験結果を比較している。StorerとCumpsty[6]は，洩れ流れと上流からの通り抜け流れの速度の大きさと方向が異なることに着目して両者の混合損失より翼端隙間損失を簡便に計算する方法を提案している。

遷音速圧縮機においても，翼先端隙間の影響は大きいので，実験と数値解析の両面から内部流動が調べられているが，実験での計測には限界があるので，詳細は専ら数値解析によるハイブリッド診断が使用されている。たとえばAdamczyk[7]らは，NASA Rotor 67の動翼下流の全圧，全温分布計測，LDVによる翼間マッハ数分布計測，およびレーザホログラムによる翼端漏れ渦と衝撃波の可視化の結果が計算結果と一致することを確認した後，数値シミュレーションにより遷音速圧縮機動翼の洩れ渦が衝撃波と干渉するようすを解明している。また，Copenhaverら[8]は圧力比1.92の低アスペクト比の動翼において先端隙間が流動現象に及ぼす影響を数値シミュレーションにより調べ，動翼のエントロピ生成は先端部で最も大きく，とくに先端隙間が大きいと顕著になると述べている。



(a) 相対速度ベクトル

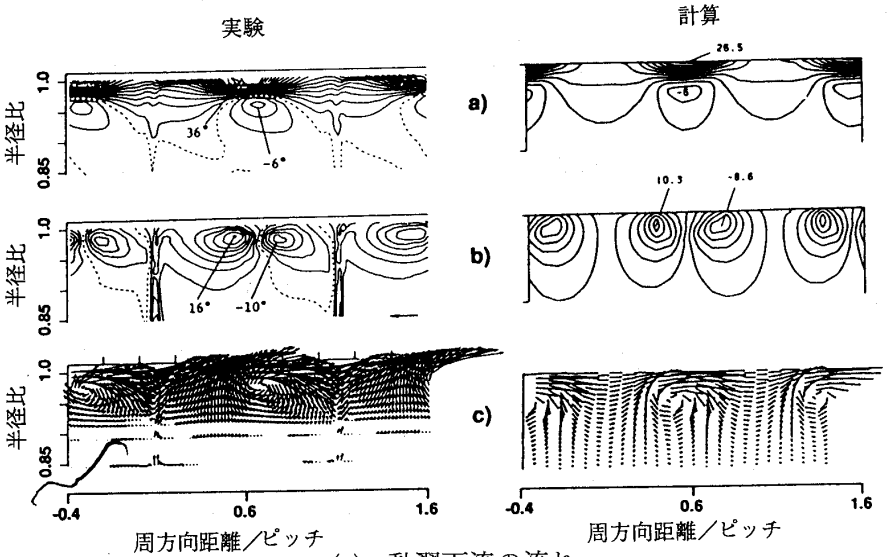
(b) ケーシング面圧力分布

(c) 動翼下流二次流れベクトル

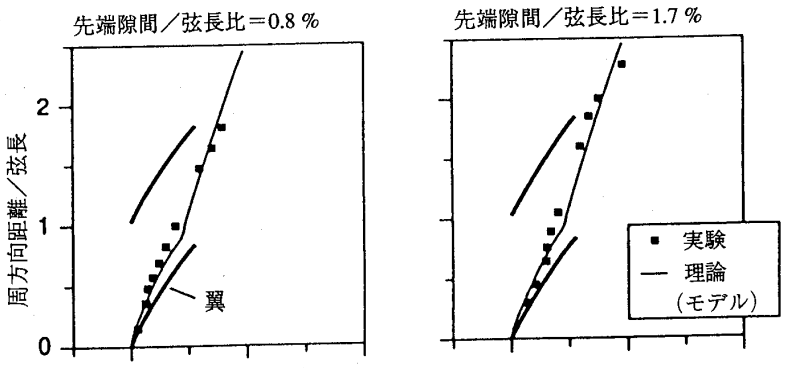
(d) 動翼下流運動エネルギー欠損率

図4 動翼先端隙間および下流の流れ[3]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.



(a) 動翼下流の流れ



(b) 漏れ渦中心の軌跡

図5 翼先端漏れ渦モデルによる計算と実験の比較[5]

4．翼先端付近の流れと失速の初生

翼先端付近の流れは翼の失速と密接に関係する。流量が現象するにつれて漏れ渦の軌跡は周方向に傾き隣接翼の圧力面側に到達してその下流に低エネルギー流体が集積する。低エネルギー流体には遠心力によって先端に運ばれてきた翼背面の境界層や局所剝離域の流体も含まれる[9]。失速の初生点では，この洩れ流れまたは低エネルギー流体の一部が動翼の上流へ間欠的に吐き出されているらしい[10),(11)]。失速初生点近くの流量において動翼上流で速度または圧力の波形を調べると，スパイク場の擾乱が現れる[12]が，これは上流への間欠的逆流が成長したもので，旋回失速の引金になる。これに呼応して壁面からジェットを噴出することにより旋回失速を能動制御する方法が提案されている[13]。また，翼端隙間が比較的大きく失速前に先端部の低エネルギー流体領域が大きい場合には，低エネルギー流体は翼のピッチとは無関係の微小擾乱を形成して翼の回転速度とは別の速度で旋回する[11]。先端部の微小擾乱が集まって大きく成長するとき，不安定解析で現れる旋回擾乱[14]となり，動翼上流でも検知される[12),(14)]ものと思われる。

なお，遷音速圧縮機動翼においても，翼先端流れは失速の初生と密接に関係する。Adamczyk[7]らは，衝撃波と干渉した洩れ渦が流量の減少により隣接翼の圧力面に達すると，低エネルギー流体が流れをブロックして失速すると述べている。この現象は，圧力比が1.9を越える低アスペクト比の遷音速動翼における数値シミュレーションでも確かめられている[15]。

5．コーナー剝離

二次流れにより，ハブ面と翼背面とのなす角に低エネルギー流体が集積し，翼負荷が大きい場合

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

には剝離し，いわゆる，コーナー剝離域を形成する。剝離の存在は，実験的には種々の可視化法で捉えられるが，粘性流動解析では壁面せん断応力の方向を示す限界流線（近似的には壁面に最も近い格子点の速度の方向）を調べるとよい。三次元剝離のトポロジーによると，限界流線の包絡線として現れる通常剝離（ordinary separation）のほかに，接点（nodal point），鞍点（saddle point），渦焦点（focal point）などの特異剝離（singular separation）がある。例えば，前縁半径が大きいタービンノズル前方ハブ面の鞍点の存在はよく知られている

静翼内では，主流の旋回成分に応じて半径方向内向きの圧力勾配が生じるが，翼面境界層の旋回速度成分は主流に比べて小さいので低エネルギー流体はハブ側に集まりやすく，翼負荷が大きい場合には，大きなコーナー剝離域が現れる。図6は

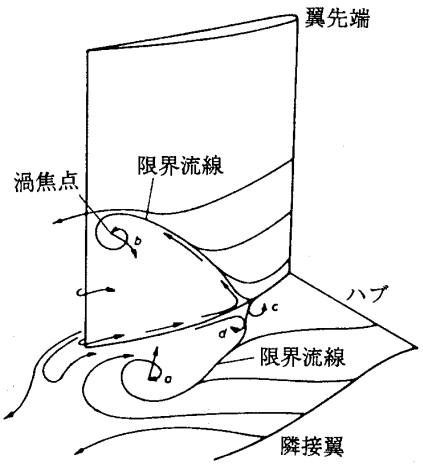


図6 コーナー剝離のトポロジー[16]

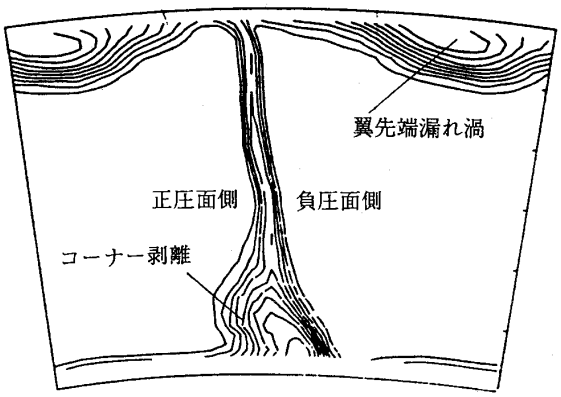


図7 圧縮機動翼下流の全圧分布

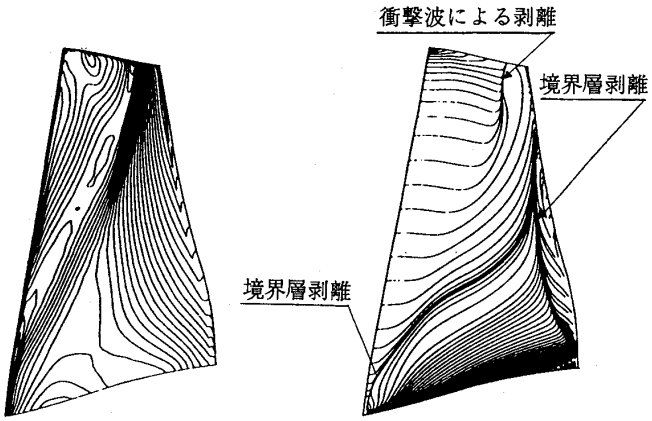
可視化と数値シミュレーションより得られた限界流線のスケッチ[16]であるが，コーナー剝離は翼面およびハブ面上に大きな渦焦点状の特異剝離を含んでいる。この場合剝離域には渦焦点を起点とする龍巻状の流れがある。

Crook ら[17]はハブ面のケーシングトリートメントの効果を数値的に調べた研究の中で，静翼とハブ面の間に隙間がある場合には漏れ渦が生じるが，渦の誘起速度によりコーナーに主流から速度の大きい流体が流れ込むのでコーナー剝離が抑制されると述べている。

動翼の場合，剝離域の低エネルギー流体は遠心力により翼面に沿って半径の大きい方へ運ばれるのでハブ面上の剝離域は小さく，動翼下流の全圧分布を見ると，図7のように翼根元でウェークが厚くなる。この場合の剝離線は通常剝離である。しかし，翼根元の負荷が大きい場合，渦焦点状の剝離が現れる。

図8は遷音圧縮機 NASA Rotor 67 の最高効率点における翼背面の限界流線の計算例[18]である。動翼根元の前縁付近に小さな剝離が認められるが，その下流の限界流線は遠心力により外向きに流れているものの包絡しておらず，大きなコーナー剝離はない。一方，ミッドスパンの翼後縁付近には境界層剝離，翼先端付近には衝撃波－境界層干渉による剝離の存在が認められ，剝離域の限界流線はほとんど径方向であることが分かる。

図9は遷音速ファンのコーナー剝離域に渦焦点状の剝離が現れた計算例[19]であり，コーナー剝離



(a) 圧力分布 (b) 限界流線（近似）

図8 NACA 遷音速動翼 67 背面の圧力分布と限界流線[18]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

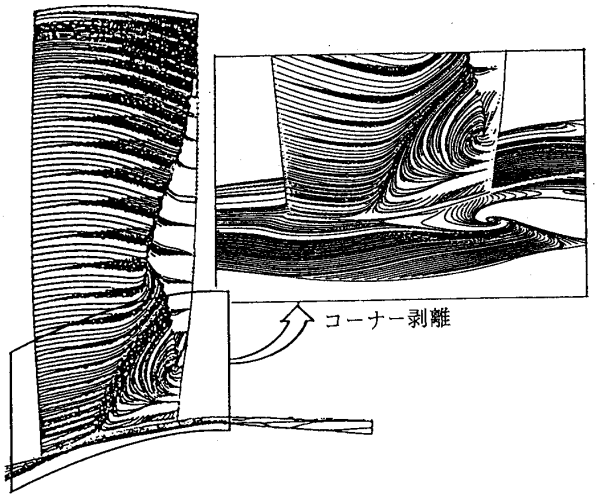


図9 遷音速ファン翼背面の限界流線[19]

域が翼面の衝撃波ー境界層干渉による剝離域とつながっているのが分かる。

6．動静翼の非定常損失

軸流圧縮機における動静翼非定常干渉問題は，翼に作用する非定常力の問題として古くから取り扱われてきたが，最近では，非定常損失の観点からも詳細に研究されるようになった。たとえば，Schulz ら[16]は，上流の動翼からの非定常流が静翼のコーナー剝離域に及ぼす影響を調べている。

Daws[20]は非定常粘性流動解析で得られるエントロピ増加の時間平均値と定常粘性流動解析で得られるエントロピ増加の差を非定常損失によるエントロピ増加として，数値シミュレーションにより遷音速動静翼の非定常干渉を検討している。その結果，ケーシング付近では非定常干渉は無視できず，ケーシングからスパンの10%の領域で非定常損失によるエントロピ増加は，上流動翼では動翼のエントロピ増加の9%，下流静翼では静翼エントロピ増加の29%になると述べている。Howard ら[21]は，拡散制御翼を用いた多段圧縮機で翼先端隙間の影響を実験的に調べ，先端隙間の大きい動翼下流にある静翼のケーシング付近の損失が先端隙間の小さい場合より大きくなることを明らかにし，その理由はケーシング付近の静翼迎え角が過大になるためであると述べているが，上記の非定常損失も無視できないと思われる。

7．子午面流れの混合作用(Spanwise Mixing)

三次元粘性流れ解析による多段圧縮機の流れの数値シミュレーションは現状では実用的でなく，とくに設計計算においては，準三次元解析が必要である。しかし，準三次元解析では半径の異なる翼素間の干渉を無視するので，高速回転の多段圧縮機に準三次元解析を適用すると，損失の大きい端壁付近で温度上昇が大きいために後段に進むほど主流との温度差が大きくなり，実際の流れに適わない結果を生じる。この問題を最初に論じたのは Adkins と Smith, Jr.[22]で，彼らは二次流れによって混合が行われるとして，古典的二次流れ理論によって子午面流れにおける翼スパン方向の拡散係数を求めた。Gallimore と Cumpsty[23]は混合作用が乱流拡散によると考え，エチレンをトレーサーとして翼列の上流から流して下流の濃度分布を調べ，実験的に拡散係数を求めた。混合作用 (spanwise mixing) が二次流れによるか，乱流拡散によるか，しばらく議論されたが，Leylok と Wisler[24]は数値解析と実験によるハイブリッドな流動診断で両者とも重要な役割を果たしていることを確認した。子午面流れの混合作用モデルについてその後も多くの研究報告がある。

8．子午面流れ解析における流動モデル化

多段軸流圧縮機の環状壁付近に生じる諸現象を考慮に入れた子午面流れの解析法に二つの考え方がある。

第一の方法は，環状壁境界層の積分方程式に基づく方法で，古くは境界層のブロッケージ効果および損失を評価するために排除厚さや運動量厚さなどの積分パラメータのみが求められた。しかし，De Ruyck と Hirsh[25]が振れ境界層の速度分布則や翼力欠損モデルをとりいれた計算法を提案して以来，環状壁付近の速度分布も計算できる手法が種々提案されている。Dunham[26]は環状壁の二次流れモデル，漏れ渦モデル，および混合作用モデルを導入して De Ruyck-Hirsh の計算法を改良し，図10に示すように速度および流れ角分布が既存の実験データとよく一致することを示した。

第二の方法は，ハブからケーシングまでの損失分布や転向角の分布を経験的に与えて子午面流れを解く手法で，前記の混合作用モデルは，はじめこの方法による計算値を補正するために提案された[22]。Gallimore と Cumpsty[23]は子午面流れ解析の基礎方程式に流線方向のエントロピ変化を考慮したエネルギーの式を加えてこの手法の経験的

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

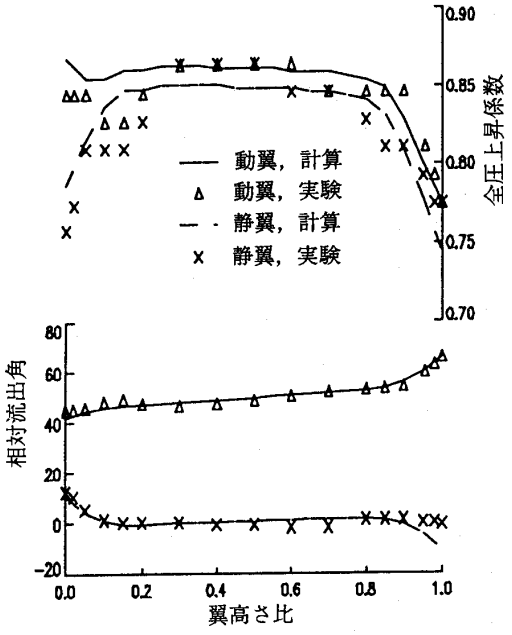


図10　環状境界層理論を導入した子午面流れ解析結果と実験値の比較[26]

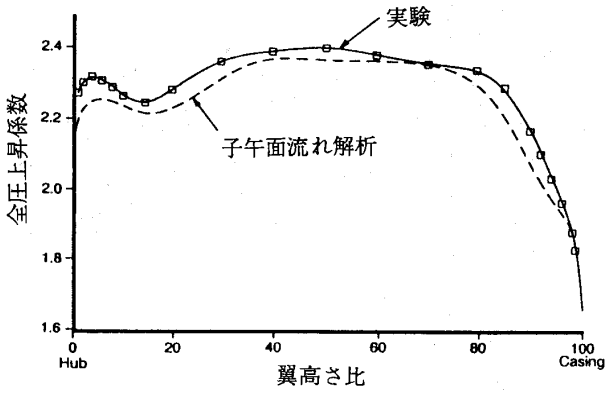


図11　混合作用モデルを導入した子午面流れ解析結果と実験値の比較[27]

要因を減らし，さらにHawardとGallimore[27]は環状壁における速度＝0の条件を満足するように粘性モデルを導入して解法の改良を計っている。

図11はHawardとGallimoreによる計算と実験結果の比較例である。

9．おわりに

軸流圧縮機の高性能化において，効率および失速マージンを減らすことなく，これ以上の高負荷化を実現するには，従来と異なった新しい設計コンセプトが必要になる。例えば，三次元翼や環状壁付近の流れとよく適合するエンドベンド翼の採用のみでなく，環状壁の流れを制御できる三次元翼の開発である。そのためには，流動現象の把握は不可欠である。また，そのような翼の最適設計には，遺伝的アルゴリズムによる設計手法が有力であろう。三次元粘性流動解析が著しい進展を続けるなかで，準三次元流動解析のような古典的手法の研究が続くのは奇異に感じられるかもしれないが，遺伝的アルゴリズムによる設計ツールとして三次元粘性流動解析の使用は不可能に近く，実際の流動現象に即した流動モデルも必要である。

参考文献

(1)　井上雅弘,「軸流圧縮機動翼列の流れ（その1内部流動に現れる諸現象)」, ガスタービン学会誌, 10-40, (1983) 13-22

(2)　井上雅弘,「軸流圧縮機動翼列の流れ（その2流動解析モデル)」, ガスタービン学会誌, 11-41, (1983) 48-55

(3)　(Inoue, M. and Kuroumaru, M., "Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor", ASME Journal of Turbomachinery, 111-3, (1989) 250-256

(4)　Stauter, R. C. "Measurement of the Three Dimensional Tip Region Flow Field in an Axial Compressor", ASME Journal of Turbomachinery, 115-3, (1993) 468-476

(5)　Chen, G. T., Greitzer, E. M., Tan, C. S. and Marble, F. E., " Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure", ASME Journal of Turbomachinery, 113-2, (1991) 260-271

(6)　Storer, J. A. and Cumpsty, N.A., "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors", ASME Journal of Turbomachinery, 116-4, (1994) 648-656

(7)　Adamczyk, J. J., Celestina, M. L., and Greitzer, E. M., "The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall", ASME Journal of Turbomachinery, 115-1, (1993) 28-39

(8)　Copenhaver, W. W., Mayhew, E. R., and Hah, C., "The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor", ASME Paper, 94-GT-363, (1994) 1-12

(9)　井上雅弘, 九郎丸元雄, 安東洋一,「軸流羽根車の小流量域における翼先端の流れ」, 日本機械学会論文集, 56-526, (1990) 1690-1695

(10)　McDougall, N. M., Cumpsty, N. A. and Hynes,T. P., "Stall Inception in Axial Compressors", ASME Journal of Turbomachinery, 112-1, (1990) 116-125

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

(11) Inoue, M., Kuroumaru, M., and Ando, Y., "Pressure Fluctuation on Casing Wall of Isolated Axial Compressor Rotors at Low Flow Rate", ASME Journal of Turbomachinery, 115-1, (1993) 19-27

(12) Day, I. J., "Stall Inception in Axial Flow Compressors", ASME Journal of Turbomachinery, 115-1, (1993) 1-9

(13) Day, I. J., "Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors", ASME Journal of Turbomachinery, 115-1, (1993) 40-47

(14) Garnier, V. H., Epstein, A. H. and Greitzer, E. M., "Rotaing Waves as a Stall Inception in Axial Compressors", ASME Journal of Turbomachinery, 113-2, (1991) 290-302

(15) Wadia, A. R., and Law, C. H., "Low Aspect Ratio Transonic Rotors: Part2 —— Influence of Location of Maximum Thickness on Transonic Compressor Performance", ASME Journal of Turbomachinery, 115-2, (1993) 226-239

(16) Schulz, H. D., Gallus, H. E., Lakshminarayana, B., "Three-Dimensional Separated Flow Field in the Endwall Region of an Annular Compressor Cascade in the Presense of Rotor-Stator Interaction", ASME Journal of Turbomachinery, 115-2, (1993) 226-239

(17) Crook, A. J., Greitzer, E. M., Tan, C. S. and Adamczyk, J. J., "Numerical Simulation of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena", ASME Journal of Turbomachinery, 112-4, (1990) 669-678

(18) Arnone, A., "Viscous Analysis of Three-dimensional Rotor Flow Using a Multigrid Method", ASME Journal of Turbomachinery, 116-3, (1994) 435-445

(19) Nozaki, O., Nakahashi, K. and Tamura, A., "Numerical Analysis of Three-Dimensional Cascade Flow by Solving Navier-Stokes Equation", Proc, 1987 Tokyo Intern. Gas Turbine Cong., Vo 1. 2, (1987) 325-331

(20) Dawes, W. N., "A Numerical Study of the Interaction of a Transonic Compressor Rotor Overtip Leakage Vortex with Following Stator Blade Row", ASME Paper, 94-GT-156, (1994) 1-14

(21) Howard, M. A., Ivey, P. C., Barton, J. P., and Young, K. F., "Endwall Effects at Two Tip Clearances in a Multistage Axial Flow Compressor With Controlled Diffusion Blading", ASME Journal of Turbomachinery, 116-4, (1994) 635-647

(22) Adkins, G. G. Jr. and Smith, L. H. Jr., "Spanwise Mixing in Axial Flow Turbomachines", ASME Journal of Engineering for Power, 104-1, (1982) 97-110

(23) Gallimore, S. J. and Cumpsty, N. A., "Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors:Part I —— Experimental Investigation; Part II —— Through flow Calculations Including Mixing", ASME Journal of Turbomachinery, 108-1, (1986) 2-16

(24) Leylok, J. H. and Wisler, D. C., "Mixing in Axial-Flow Compressors: Conclusion Drawn From Three-Dimensional Navier-Stokes Analyses and Experiments", ASME Journal of Turbomachinery, 113-2, (1991) 139-160

(25) De Ruyck, J. and Hirsh C., "Investigations of an Axial Compressor End-Wall Boundary Layer Prediction Method", ASME Journal of Engineering for Power, 103-1, (1981) 21-33

(26) Dunham, J., "A New End Wall Model for Axial Compressor Throughflow Calculations", Defence Research Agency, DRA/AS/PDT/TR 94010/1, (1994) 1-10

(27) Haward, M. A. and Gallimore, S. J., "Viscous Throughflow Modeling for Multistage Compressor Design", ASME Journal of Turbomachinery, 115-2, (1993) 296-304

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/05/03.

旋回失速流れとその制御
－軸流圧縮機における近年の成果－

早稲田大学理工学部　大田英輔
早稲田大学大学院　加藤大

1．はじめに

圧縮機の運転流量が絞られ，圧縮機圧力上昇がその極大値に近づくと，不安定運転状態が発生する。航空エンジンでは，飛行加速時にエンジン運転点が圧縮機の安定限界線に近づき，インレットディストーションなどの擾乱によって圧縮機は失速し易くなる。安定限界余裕を大きく取ることが加速性能上要求されるが，これは圧縮機の性能や効率を犠牲にすることになる。不安定領域の安定化法や速やかな離脱法を開発することが高性能ガスタービンにおける主要な課題の一つとなる。

圧縮機の低流量側の運転範囲を制限する不安定現象は，旋回失速とサージに分類されてきている。
旋回失速: 低流量あるいは逆流流量の単一あるいは複数個の翼列内領域（失速セル）が圧縮機周方向に回転する2次元あるいは3次元の変動。
サージ: 通路平均の流量と圧力上昇が圧縮系全体にわたって振動する1次元軸対称の不安定。

それらの基本的な現象と力学系に対する説明は，Emmonsらの研究[1]に遡り，議論が体系化されるようになったのは，Greitzer[2]のサージサイクルに関する非線形力学系モデルの研究に始まる。いわゆるB値とよばれる圧縮系のパラメーターが，失速とサージのいずれに入るかを決定する。

失速セルの構造は3次元的な難しさを持つが，DayとCumpsty[3]は，多段機の実験により，セルを横切る翼列の圧力上昇やセルの位相角は各段で変らないことを示した。翼列の圧力上昇には時間遅れが生じ，その周方向分布と圧縮機前後の流れに誘起され得る変動が平衡するように失速セルの挙動が定まる［Takata & Nagano[4]］。この系は圧縮機特性が関係する非線形性を持つが，セル後縁での段圧力上昇の線形和を用いることで，セル速度がほぼ定まることがわかり，多段機についても旋回失速の要点が把握出来るようになった[5]。

このような背景に基づき，Moore[6]は軸流速度の微小変動に対する固有値問題として失速条件とセル速度を定めた。さらにMoore-Greitzer[7]のモデルには旋回失速系とサージ系が含まれ，失速に続いてサージに入る過程などが扱われる。比較的最近になるが，計測技術の進展により，この時間経過も分析出来るようになった［Day[8]］。

このように，圧縮機の不安定運転に対処するには，まず旋回失速の発生を遅らせることが目標となる。信頼性の高いケーシングトリートメントが実績を挙げてきたが，1989年にEpstein, Ffowcs WilliamsおよびGreitzerは，旋回失速の発達を抑止するフィードバック制御の可能性を示した[9]。失速に先だって顕在化する軸流速の変動に人工的擾乱を付加することにより，系に減衰効果が生じるという理論である。理論の対象となる変動は圧縮機周方向に長尺度の調和モードを持つ波であるが，この変動波から失速が発生する経過も実験で確認できるようになった[10]。

この長尺度変動に対する制御を実現するために，MITでは案内翼によるハードウェアの開発と制御性評価が系統的に展開される［Paduano, et al[11], Haynes, et al[12]］。ジェット噴射による制御はCambridgeで実施されるが，これは予兆なく失速に入る短尺度擾乱に対しても局部的に高速で作動する方式に発展する［Day[8],[13]］。最近提案された空力－機械的フィードバック制御方式［Gysling, Greitzer[14]］では，自律型流量制御弁を用いたコンパクトな圧縮機系が構成されている。

本稿では，以上の経緯に沿って，旋回失速の構造，その力学および制御法について概説する。

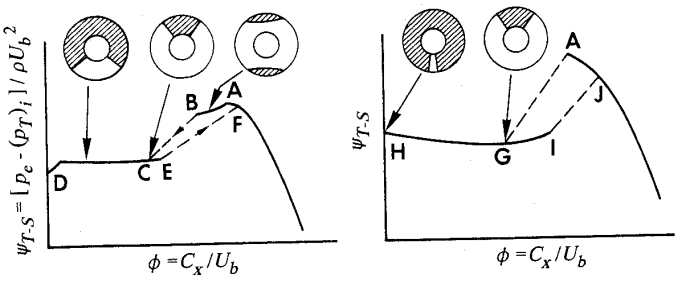
2．失速セルの構造と旋回の機構

2.1　失速運転特性の性格

系統的な実験[3]の結果，失速運転の特性は図1のように分けられる[15]。ϕは動翼周速U_bに対す

（平成7年1月30日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/15



(a) Progressive stall　　(b) Abrupt stall

図1　代表的な軸流圧縮機の旋回失速運転特性[15]

る軸流速 C_X を，Ψ_{T-S} は圧力上昇を表す。

圧縮機流量を絞ると点Aで失速に入るが，その後の推移は失速セルの領域が成長する過程を表す。図(a)の機械では部分翼幅失速の過程 A → B が現れ，圧力上昇 Ψ_{T-S} の低下は小さい。さらに絞ると非平衡的に全翼幅失速の点Cまで移り，全閉Dまで，Ψ_{T-S} がほぼ一定で，絞りに平衡しながら ϕ が低下する。図(b)の機械では，失速開始と共に全翼幅失速の点Gまで非平衡的に移る。Ψ_{T-S} の低下は激しい。

図2において，圧縮機を準定常の並列通路で考える。失速セルでの圧力上昇は全閉の圧縮機圧力上昇(点S)に等しく，セル外の翼列は失速セルが定める圧力上昇に適応して作動している（点U）と仮定できる。失速セルの通路面積割合を λ とすると，運転点Oにおける圧縮機流量 $\bar{\phi}$ は，

$$\bar{\phi}=(1-\lambda)\phi_u \qquad (1)$$

部分翼幅失速がある臨界値 λ_{ps} まで成長すると全翼幅が失速し，全翼幅失速は，ある臨界値 λ_{fs} まで縮退すると，部分翼幅失速か正常状態へ戻る[実験では，$\lambda_{ps},\lambda_{fs}\approx 0.3$[15]]。運転点Aで失速状態に入り，負荷Iに沿ってB[$\lambda_B=$BD/LD]に達したとき，

$\lambda_B<\lambda_{ps}$ であれば；部分翼幅失速運転が維持。

$\lambda_B>\lambda_{ps}$ であれば；全翼幅失速運転Cへ遷移し，CS上を運転点が推移する。

また，絞りを開き，運転点Eで $\lambda<\lambda_{fs}$ となったとき，運転点は負荷IIIに沿って正常運転点へ復帰する。従って，全翼幅失速から離脱するためには，負荷をIIIのレベルまで下げる必要が生じる。

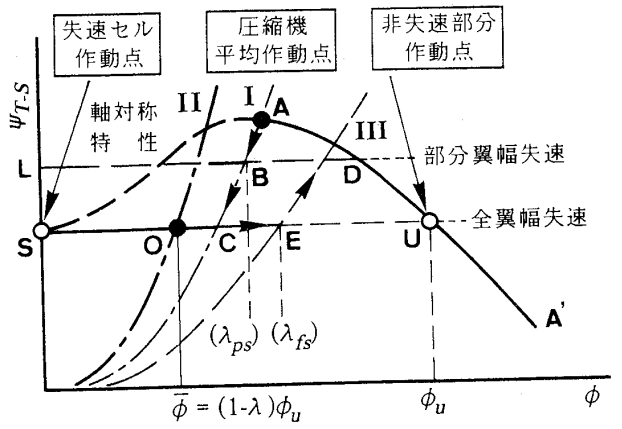


図2　圧縮機の旋回失速運転状態

以上の捉え方[15]をもとに，旋回失速の力学的課題が，(1)全翼幅失速運転の平衡性，(2)失速開始点での失速セルの形成過程，(3)部分翼幅失速の成長過程，などに系統化される。また，圧力上昇の低下が激しく非可逆的な全翼幅失速への過程を制御することが圧縮機技術上の重要な目標となる。

2.2　失速セルの周方向2次元構造

失速の初生は乱れの尺度によって異なり，部分翼幅失速は3次元性を持つので，失速セルの構造と挙動はかなり複雑である。ここでは，2次元圧縮性N－S解析[16]による流れ場を紹介しておく。

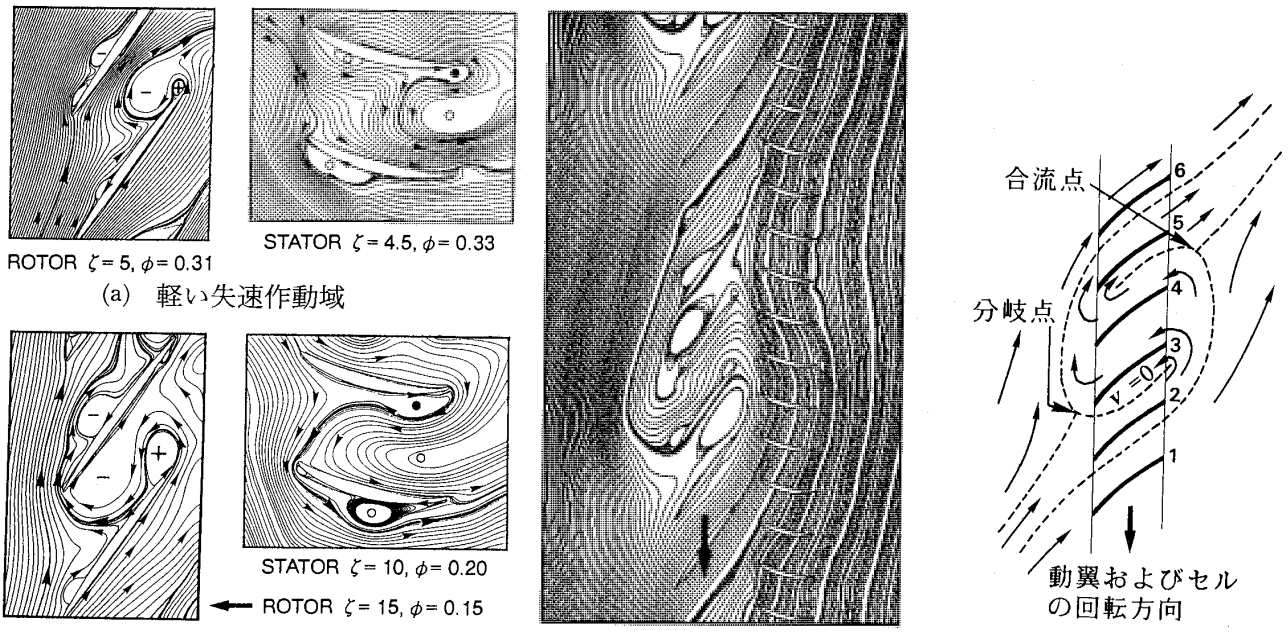
(3～12) 枚の動翼と (5～20) 枚の静翼で構成される直線翼列系を対象とする。下流境界に設けた負荷抵抗 ζ によって作動点を設定する。代表的な失速運転点における相対瞬時流線を図3に示す。動翼反動度が80%を超えるこの系では，静翼失速セルは動翼セルに先行して成長する。

軽い失速状態(a)では，失速渦が明確に形成されている。この渦によって後続翼の流入角が大きくなり，後続翼の失速が誘起される。この渦は後縁下流に流出して先行翼間通路は正常流へ回復する。この様相は，失速セルの伝播機構の基本とされるEmmonsら[1]のモデルに合っている。

さらに発達した段階(b)では，翼間は完全にブロックされている。しかし，動翼セルと静翼セルを連結する逆流はまだ現れず，動翼セルの伝播速度は動翼速度の70%程度，静翼セルは30%程度で別々に移動している。

動翼セルと静翼セルが合体して伝播する段階を図(c)に示す。セルは5翼程度に広がり，その両端は完全な正常流れになっている。セル後縁から進入する動翼は急激に大きな流体力を受け，前縁から離脱する翼，すなわち正常へ回復する翼には流体力の変化は殆ど生じない。セル後縁で流れが大

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.



(a) 軽い失速作動域　(b) 深い失速作動域[16]　(c) 深い失速作動域 $\zeta=16$, $\phi=0.11$ [(a), (b), (c): $M_b=0.3$, $Re_b=2.8\times10^5$]　(d) 壁面圧力分布計測より推定されたスケッチ[17]

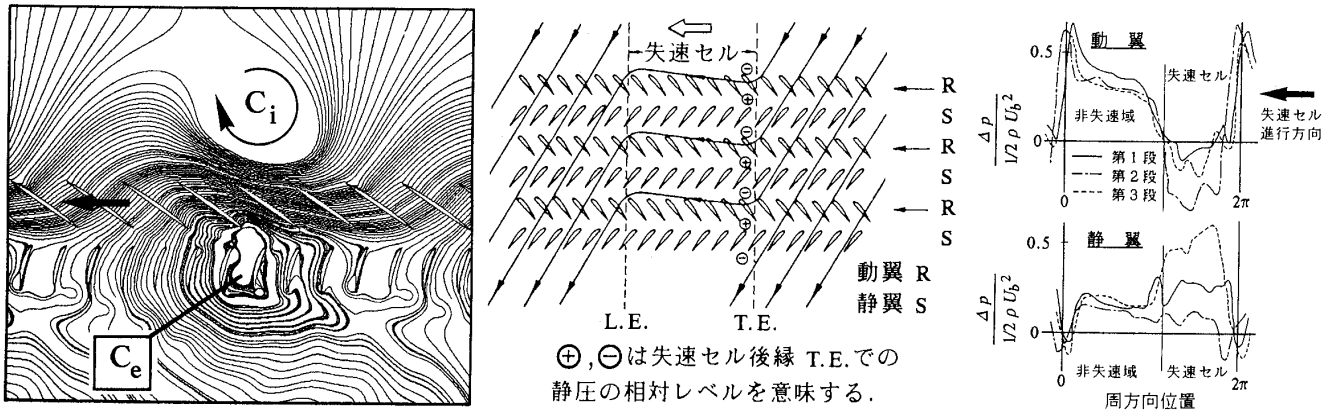
図3 各作動点における瞬時相対流れと旋回失速セルの構造

きく変動する旋回失速の特徴[5]が現れている。セルの伝播速度は60%程度で，実験での50%に近い。図(d)に示すスケッチ[17]は，ケーシング内面で計測した変動圧力から予測されたものであるが，計算結果はこれに良く類似している。この段階まで発達すると，2次元性のある全翼幅失速セルの構造が表現されているものと言える。

2.3 失速セルの軸方向構造

図3(c)の流線を絶対系で表すと[図4(a)]，動翼上流に顕著なポテンシャル渦 C_i が存在することがわかる。流体は動翼周速にほぼ等しい速度で，やや逆流気味に失速セルを通過し，セル前縁で正常流れに回復し，そのまま非失速の静翼間通路を通って圧縮機下流へ流出する。渦 C_i に対をなして静翼列内に渦 C_e が現れ，この渦に捉えられた流体はセルの後縁から翼列間通路に逆流する。

このように各翼列の失速セルが軸方向に同位相角でならぶ構造は多段機の計測で見いだされ，“Active cell” と呼ばれる[3]。図4(b)に，その流線図を示す。軸方向に揃った失速領域が動翼Rと同方向に移動し，流体は後縁T.E.からセルに入る。圧力は動翼上流では渦 C_i の作用で低下，静翼上流では渦 C_e による合流によって上昇する。セル後縁において，動翼圧力上昇には正のパルスが，



(a) 動翼静翼失速セルの配置と絶対系流線　(b) 多段機のアクティブセル配置と翼列前後静圧上昇[5]

図4 旋回失速セルの軸方向構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

静翼では負のパルスが発生する[図(b)]。それらの振幅は各段共通にそれぞれ同程度である。

このような構造により，旋回失速の力学モデルでは，軸流速度成分と周方向速度成分の変動が同位相角で旋回すること，および非失速の流れが静止状態へ変り再び回復する際の慣性効果を考慮することが基本となる。図(a)の動翼前方渦は，全圧一定の軸流流れを周方向に転向させる必要上現れるものであるが，確認の実験を進めている。

3．旋回失速の力学モデル

3.1 基本構成

失速セルが定常速度 V_s で旋回している非圧縮性流れを考える[6]。流れ系の構成として，

(1) 圧縮機無限遠上流: 一定全圧 P_T の一様流。

(2) 圧縮機入口までのポテンシャル流れ: 圧縮機前面で，流速の平均軸方向成分 $\Phi = C_x/U_b$ に変動 $g(\theta,t)$が，周方向成分には変動 $h(\theta,t)$ が重畳する。

(3) 圧縮機 (全翼列): セルを横切る翼列部分の静圧上昇には流体の慣性効果が現れる。非失速対称流れの静圧上昇 $F(\phi)$ に軸流速 ϕ の変化に対する時間遅れを加えて局所圧力上昇とする。

(4) 周方向の変化は各段で同時・同位相とする。流量の連続条件より，速度変動と翼列の静圧上昇の振幅は軸方向には変化しない。

(5) 圧縮機後面での変動: 前面の変動に等しい。

(6) 後面下流には速度せん断があり，運動は Euler 方程式で表される。下流出口では一定の静圧 p_e とする。

図5は，$V_s = fU_b$ で旋回する失速域に相対的な流れの変化の模式図である。圧縮機の平均半径を R とし，横軸は相対円周角 $\theta^* = (\theta - V_s t/R)$ を表す。正常軸流速度 Φ に軸流速変動 $g(\theta^*)$ が生じたとき，これに誘起される周方向速度変動 $h(\theta^*)$ と各翼列の静圧上昇 $\Delta p(\theta^*)$ が軸方向 (y) に分布する様子を示している。翼列の慣性効果 $\tau \mathrm{d}\phi/\mathrm{d}\theta^*$ は翼間での流体の加速に必要な圧力差に相当し，その時定数 τ はスタッガ角 γ と翼列軸方向長さ L_b を用いて表される。IGV の静圧上昇には，$h(\theta^*)$ による流入角の変化によって，$K_1 h^2$ が加わる。

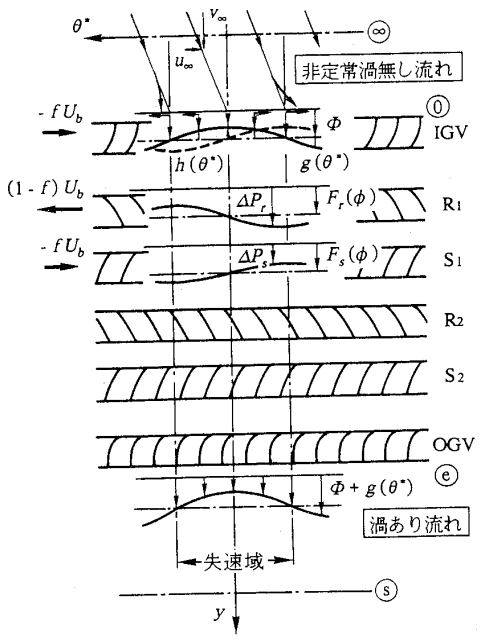
軸方向に，入口通路，N 段の圧縮機および出口通路における圧力上昇の線形和をとると，

$$\Lambda \frac{\mathrm{d}g}{\mathrm{d}\theta^*} - mfh + \frac{1}{2}h^2 - \frac{1}{2}K_1 h^2 + \Psi(\theta^*) - \psi_c = 0 \tag{2}$$

$$\psi_c(\phi) \equiv NF(\phi) - \frac{1}{2}\phi^2 \tag{3}$$

$$\Lambda \equiv U_b\left[\frac{N\tau}{R}\left(\frac{1}{2} - f\right) - \frac{f}{2R}(\tau_{IV} + \tau_{OV})\right] \tag{4}$$

ここで，Ψ は周方向に変動する圧縮機圧力上昇であるが，これが旋回失速のない圧縮機特性 ψ_c に



∞ : $p_s = \text{const.}$, $v_\infty/U_b = \Phi$, $u_\infty/U_b = -f$

$p_0 - P_T = -\frac{1}{2}\rho U_b^2(\phi^2 + h^2 - 2fh)$

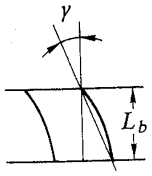
前面 : $v_0/U_b = \Phi + g(\theta^*)$, $u_0/U_b = -f + h(\theta^*)$

$$\left[\frac{\Delta P(\theta^*)}{\frac{1}{2}\rho U_b^2}\right]_{IGV} = \tau_{IGV} f \frac{U_b}{R}\frac{\mathrm{d}\phi(\theta^*)}{\mathrm{d}\theta^*} + K_1 h(\theta^*)^2$$

$$\left[\frac{\Delta P(\theta^*)}{\frac{1}{2}\rho U_b^2}\right]_{Ri} = F(\phi)_{Ri} - \tau_{Ri}(1-f)\frac{U_b}{R}\frac{\mathrm{d}\phi(\theta^*)}{\mathrm{d}\theta^*} \qquad \tau = 2\frac{L_b}{U_b}\frac{\kappa}{\cos^2\gamma}$$

$$\left[\frac{\Delta P(\theta^*)}{\frac{1}{2}\rho U_b^2}\right]_{Si} = F(\phi)_{Si} - \tau_{Si} f \frac{U_b}{R}\frac{\mathrm{d}\phi(\theta^*)}{\mathrm{d}\theta^*}$$

$$\left[\frac{\Delta P(\theta^*)}{\frac{1}{2}\rho U_b^2}\right]_{OGV} = \tau_{OV} f \frac{U_b}{R}\frac{\mathrm{d}\phi(\theta^*)}{\mathrm{d}\theta^*}$$



後面 : $v_e/U_b = \Phi + g(\theta^*)$, $u_e/U_b = -f$

$p_s - p_e = \rho U_b^2(m-1)fh$, (急拡大 : m=1, 平行路 : m=2)

S : $p_s = \text{const.}$

図5 微小擾乱による旋回失速モデル[6]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

平衡するように，旋回速度比 f が定まる。

このようにコンパクトなモデルが旋回失速の基本とされる。しかし，Takata, Nagano[4] は，上記の慣性効果に偏差角の時間遅れを加え，入口および出口の流れの非定常運動方程式を数値解析して，失速セルの非線形挙動を明かにしている。

3.2 失速セルの旋回速度

軸流速変動を微小振幅の周方向調和変動とすると，次数 n の成分の速度比 f_n は以下に示すように定められる。

$\phi_c(\phi)$ を Φ のまわりに展開して式(2)に代入し，g と h の高次項を省略すると，

$$\Lambda\dot{g}(\theta^*) - mfh - g\dot{\phi}_c(\Phi) + \Psi(\theta^*) - \phi_c(\Phi) = 0 \tag{5}$$

ここで，入口通路は渦なし流れであるから，

$$g(\theta^*) = \sum(a_n \sin n\theta + b_n \cos n\theta) \tag{6}$$

とおくと，その速度ポテンシャルはラプラス方程式の解として得られる。θ^* 方向微分をとると，

$$h(\theta^*) = \sum(a_n \cos n\theta - b_n \sin n\theta) \tag{7}$$

式(5)に代入し，0 ではない任意振幅の乱れが存在する条件を定めると，

$$[1]: \Lambda n = mf, \quad [2]: \mathrm{d}\phi_c/\mathrm{d}\Phi = 0$$
$$\text{and}\ [3]: \Psi(\theta^*) = \phi_c(\Phi)$$

条件 [2] は，軸対称の圧縮機特性において圧力上昇が極大となる点あるいは流量に対し一定となる領域(図 2，点 A あるいは区間 C－S)を示している。旋回速度は条件 [1] より定まり，

$$f = \frac{1}{2}\left[1 + \frac{m}{\varkappa}\cos^2\gamma\frac{R}{2nNL_b} + \frac{1}{N}\frac{\tau_v}{\tau}\right]^{-1} \tag{8}$$

段数 N とセル数 n が多くなると旋回速度は増加し，多段では案内翼の慣性 τ_v の影響は少ないことがわかる。通常 m と $\varkappa$ は 1～2 程度の値をとる。図 6 に，各種設計流量の圧縮機実験データ[3] と比較しておく。単一セル($n=1$)の全翼幅失速では，$m/\varkappa = 1$ とすると，実験によく一致している。

4．圧縮機安定性と旋回失速制御

4.1 失速セルの発生

定常的な旋回失速について述べてきたが，旋回失速ひいてはサージの制御のためには，失速セルの発生過程を知る必要がある。運転点が安定限界線に近づくと，周長程度の波長を持つ周方向モードの乱れが現れる[10]。これは可逆的で，有限振幅の非可逆的な失速セル変動とは異なる。したがって，このモーダル波から失速に入る過程と直接に失速セルが発生する過程を考えねばならない。

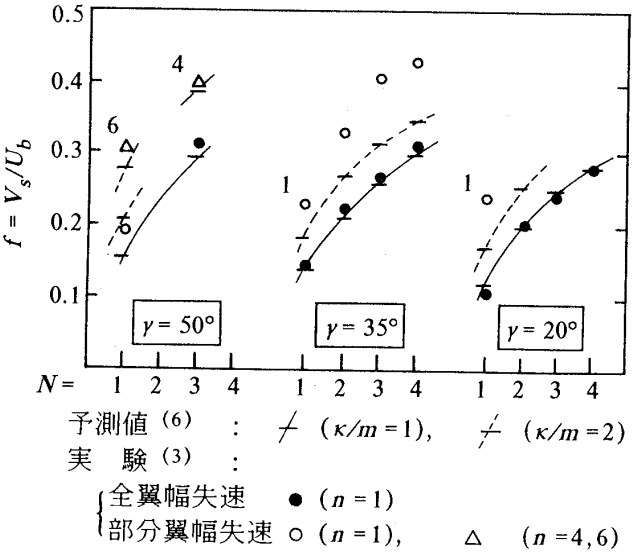


図 6　セル旋回速度の予測値と実験値との比較

Day[18] は等間隔の周方向計測点で採取した軸流速の時系列データおよび周方向空間フーリエ解析データを分析し，発生過程と対比させて，失速セルをつぎのように分類している。

(1) 短尺度の失速セル: 予兆無しに，数翼程度の範囲の失速セルが発生する。動翼相対の旋回速度は初期の 70%程度から数回転の間に 40%程度まで減小する。翼端渦などが発生源である。

(2) 長尺度のセル: 失速セルの発生に先立ち，モーダル波が顕在する。セルの旋回速度はこの波の速度と同じで 40%程度である。発達の過程では，速度は変らず，振幅が激増する。

(3) 長短尺度複合のセル: 短尺度セルが発生した後，低速の長尺度セルが発生する。動翼 2 回転程度の間に，短尺度セルが追い付き，合体する。

長尺度セルについての力学系は比較的明確にされているが，短尺度セルについては，発生源が 3 次元現象でもあり，今後の課題と言える。

4.2 圧縮機安定性モデル

圧縮機の安定性には，翼列内の流体慣性とともに粘性散逸による全圧損失の時間的変化が影響する。偏差角の応答は影響が少ないとされる。Haynes ら[12] のモデルでは，流量 ϕ の変動を無次元時間 $\bar{t} = tU_b/R$ と周方向角度 θ の関数とし，圧縮機の非定常全圧上昇を，次のように表す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

$$\frac{p_e - P_{Ti}}{\rho U_b^2} = \psi_c(\phi) - \mu\frac{\partial\phi}{\partial\bar{t}} - \lambda\frac{\partial\phi}{\partial\theta} \tag{9}$$

ここで，動翼だけが θ による変化を受け，μ は圧縮機全翼列の慣性効果，λ は動翼のみに現れる慣性効果を表す時定数である。

圧力上昇（全圧－静圧）ψ_c と断熱可逆的圧力上昇 ψ_{IS} の差が動翼と静翼における全圧損失の和 $(L_R + L_S)$ になるとする。定常損失を L_{std} とし，時定数 τ をもちいて，非定常損失を次のように表す。

$$L(\phi, t) = L_{std}(\phi) - \tau\left(\frac{\partial L}{\partial\bar{t}} + \frac{\partial L}{\partial\theta}\right) \tag{10}$$

ϕ に微小変動 $\delta\phi$ が発生した場合を考え，2次以上微小項を無視すると，式(9)，(10)は，

$$\frac{\delta p_e - \delta P_{Ti}}{\rho U_b^2} = \frac{\mathrm{d}\bar{\psi}_{IS}}{\mathrm{d}\phi}\delta\phi - \delta L_R - \delta L_S - \mu\frac{\partial\delta\phi}{\partial\bar{t}} - \lambda\frac{\partial\delta\phi}{\partial\theta} \tag{11}$$

$$\tau_R\left(\frac{\partial\delta L_R}{\partial\bar{t}} + \frac{\partial\delta L_R}{\partial\theta}\right) = \frac{\partial\bar{L}_R}{\partial\phi}\delta\phi - \delta L_R \tag{12}$$

$$\tau_S\left(\frac{\partial\delta L_S}{\partial\bar{t}}\right) = \frac{\partial\bar{L}_S}{\partial\phi}\delta\phi - \delta L_S \tag{13}$$

ここで，$\delta(\ )$ は微小変動，$\overline{(\ )}$ は定常対称流を表す。

変動の n 次成分を，$\delta\phi_n = A_n\exp(s_n\bar{t})\exp(in\theta)$ によって表すと，複素速度 $s_n = \alpha_n - i\omega_n$ は，$\delta\phi_n$，δL_{Rn} と δL_{Sn} に対する連立方程式(11-13)の固有値として決定する。その実部 α_n が正であれば n 次成分は指数関数的に成長し，虚部 ω_n がその旋回速度を与える。なお，δP_{Ti} と δp_e はラプラス方程式（出口では近似的に）の解であり[9]，

$$\delta P_{Ti} = -\delta p_e = -\rho U_b^2\frac{1}{|n|}\frac{\partial\delta\phi_n}{\partial\bar{t}} \tag{14}$$

図7は，3段機について，変動成分の成長率と旋回速度を実験と比較したものである。流量減少に対して α は増大し，1次モードがまず不安定域に入る。失速の実験点を矢印で示すが，解析結果とよく一致している。旋回速度についても，その値と傾向が共に合う。全圧損失が定常であるとすると，中立安定の流量はモード次数に関わらず一定となる。これは，失速制御法を設計する上で全圧損失の非定常性が重要になることを意味する。

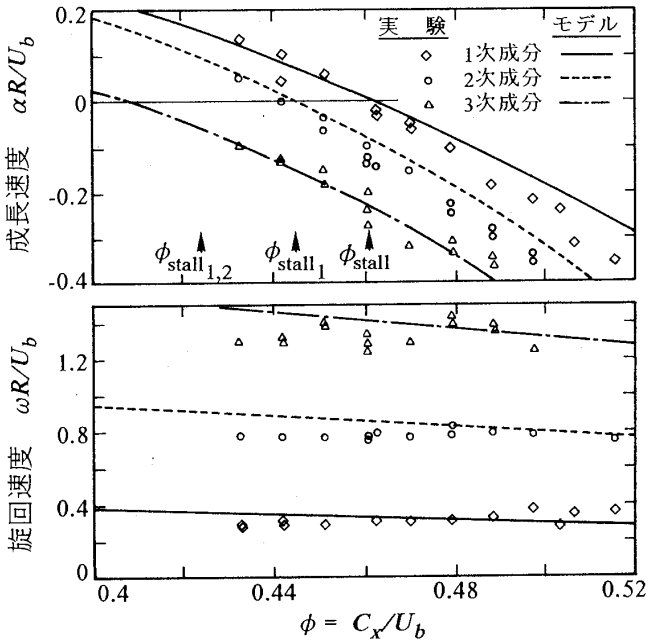


図7　失速発生に関する実験との比較[12]

4.3　旋回失速の能動制御

非定常全圧損失項がない場合，中立安定条件は，

$$\frac{\mathrm{d}\bar{\psi}}{\mathrm{d}\phi} = 0, \qquad \frac{R\omega}{U_b} = \frac{n|n|\lambda}{2+\mu|n|} \tag{15}$$

となり，全圧上昇の極大点が安定限界となる。

ここで，入口流れにモード変動 $\delta\phi$ に比例するような付加変動 $\delta\phi' = Z\delta\phi$ を加えると，δP_{Ti} と δp_e が修正されて，中立安定条件は，

$$-\frac{i\omega R}{U_b|n|}(2 - Z + \mu|n|) = Z\bar{\phi} + \frac{\mathrm{d}\bar{\phi}}{\mathrm{d}\phi} - in\lambda \tag{16}$$

となる。Z が実数の場合には，

$$\frac{\mathrm{d}\bar{\phi}}{\mathrm{d}\phi} = -Z\bar{\phi}, \qquad \frac{R\omega}{U_b} = \frac{n|n|\lambda}{2 - Z + \mu|n|} \tag{17}$$

$Z < 0$ すなわち，発生する軸流速のモーダル変動に位相差180度の付加変動を加えると，安定範囲は圧力上昇特性が正勾配の領域まで拡大し，変動の旋回速度も減少する。Epstein ら[9]は，軸流速の変動を付加するようにフィードバックすることで減衰効果が発生し，旋回失速およびサージの制御が可能になることを理論的に初めて示した。

MIT では，12個の制御用案内弁を圧縮機入口に周方向に配置し，その揺動により制御する方式で検証を行った。Paduano ら[11]は3次モードまで制御するハードウェアの開発を行い，単段機で安定流量範囲を25%拡張した。さらに，3段機についても[12]その制御効果が確認された（図8(a)）。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

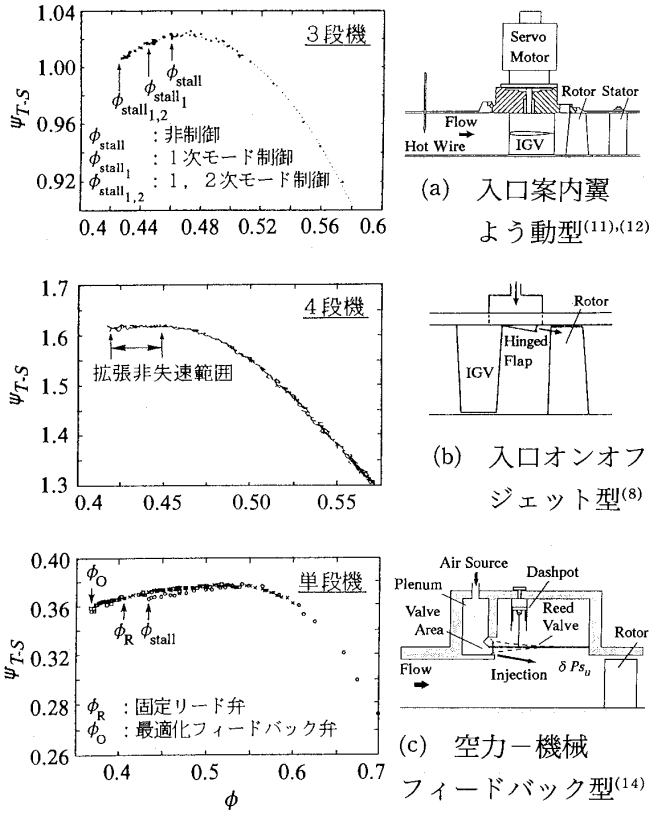


図8 アクティブ制御の代表例

一方，Cambridgeでは，周方向に配置した12個のオンオフ制御噴射弁を用い，間欠噴流で失速制御を行っている。特に，発生が局所的で成長が急激な短尺度失速に対処するように，噴射弁の開閉を高速化し，各噴射弁の開閉シーケンスを工夫している。圧縮機流量の0.2%程度の噴射により，安定範囲は6%拡張された（図8(b)）(8,13)。

これらの制御法には，モード変動あるいは失速セルの発生を検知する高精度センサーと，周方向空間フーリエ解析などの演算を行い，アクチュエーターの作動指令を行う外部高速演算装置が必要になる。この欠点を解決するために，個々にその位置での圧力変動を検知し，適切な流量の制御噴流を発生する自律型のアクチュエーターがGysling, Greitzer(14)により開発された。空力－機械的フィードバック方式と呼ばれ，圧力変動により薄板片が変位して噴射口面積が変る構造である。単段機の動翼前方に24箇の噴射弁を周方向に設け，流量範囲改善は10%となっている（図8(c)）。この制御系の特性には，流速の一様化と共に，噴流による運動量付加が減衰効果を与える。

5．あとがき

旋回失速の基礎的な考え方からその制御に至る背景を概説した。近年の系統だったアクティブ制御研究の展開は一つのハイライトであろう。ケーシングトリートメントも併用し，高速多段機ひいては航空エンジン実機での実験も進められているようである。気体の圧縮性が大きく影響する高速機についても，集中して研究されるであろう。一つの手法として圧縮機翼列系のN－S解析がどのように利用されていくか，興味ある点である。

参考文献

(1) Emmons, H. W., Trans. ASME, 77 (1955), 455.
(2) Greitzer, E. M., J. Engineering for Power, Trans. ASME, 98-2 (1976), 190.
(3) Day, I. J., Cumpsty, N. A., Journal Mechanical Engineering Science, 20-2 (1978), 101.
(4) Takata, H., Nagano, S., J. Engineering for Power, Trans. ASME, 103-2 (1972), 279.
(5) Cumpsty, N. A., Greitzer, E. M., J. Engineering for Power, Trans. ASME, 104-1 (1982), 170.
(6) Moore, F. K., J. Engineering for Gas Turbines and Power, 106-2 (1986), 313.
(7) Moore, F. K., Greitzer, E. M., J. Engineering for Gas Turbines and Power, Trans. ASME, 108-1 (1986), 68 (part I), 108-2 (1986), 231 (part II).
(8) Day, I. J., J. Turbomachinery, Trans. ASME, 115-1 (1993), 40.
(9) Epstein, A. H.,ほか2名, J. Propulsion for Power, 5-2 (1989), 204.
(10) McDougall, ほか2名, J. Turbomachinery, Trans. ASME, 112-1 (1990), 116.
(11) Paduano, J. D.,ほか5名, J. Turbomachinery, Trans. ASME, 115-1 (1993), 48.
(12) Haynes, J. M.,ほか2名, J. Turbomachinery, Trans. ASME, 116-2 (1994), 226.
(13) Day, I. J., 11th ISABE, Tokyo, ISABE 93-7011.
(14) Gysling, D. L., Greitzer, E. M., ASME-IGTI Paper, 94-GT-292 (1994).
(15) Day, I. J., ほか2名, J. Engineering for Power, Trans. ASME, 100-1 (1978), 100.
(16) Outa, E. ほか2名, ASME-IGTI Paper, 94-GT-257 (1994).
(17) Larguier, R, J. Engineering for Power, Trans. ASME, 103-2 (1981), 415.
(18) Day, I. J., J. Turbomachinery, Trans. ASME, 115-1 (1993), 1.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

超音速通過流ファン

九州大学工学部　難　波　昌　伸

1．まえがき

1970年代に超音速輸送機の先駆けとしてデビューしたコンコルドは商業的には完全な不成功に終わった。しかしそれに代わる経済性の優れた新しい長距離超音速輸送機の要求が高まっている現在，種々の推進システムが研究されているが，超音速通過流ファンは一つの興味ある推進システム要素である。現用のターボファン・ターボジェットエンジンは全て亜音速軸流速度で作動するものであるが，超音速通過流ファンエンジンは超音速軸流速度で作動する単段のファン段を有するもので，空気取り入れ部が短く且つ軽く，全圧回復率が高く，段当たり全圧比が高く，バイパス比と飛行速度の整合性がよいなどの利点を有する。これはまだ実用化されていない研究途上にある推進システムであって多くの未解明の技術的課題を抱えているが，ここではその概念と得られている知見を簡単に述べる。

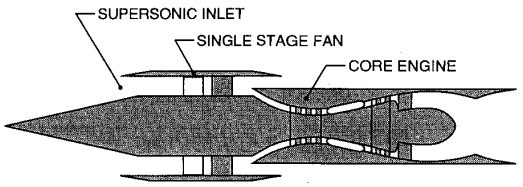
2．構　想

超音速航空機の推進における超音速状態での流入空気の圧縮の利点を指摘したのは，Ferri[1]が最初とされる。全スパンにわたって相対速度が超音速の圧縮機の研究は1950年代に米国で盛んに行われたが垂直衝撃波を伴う内部流動形式では高い効率を達成することが出来なかった[2]。軸流速度が超音速の圧縮機の先駆的な研究としてBreugelmanns[3]の実験があるが，設計点速度に到達する前に羽根の破損が生じ不成功に終わった。

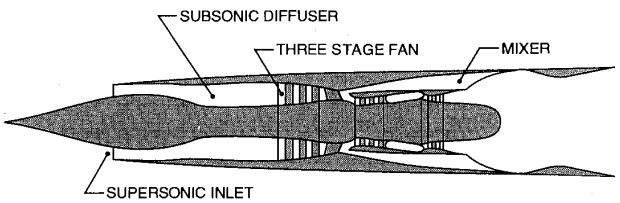
その後Franciscus[4]によって超音速通過流ファンエンジンの性能についての研究が続けられていたが，近年の超音速・極超音速輸送への新たな興味の高まりに伴い，1980年代後半から新しい超音速推進システムとして超音速通過流ファンの研究がNASA Lewis R. C.で始められた[5]~[9]。

この基本構想は，動・静翼列単段，入り口軸流マッハ数約2から出口まで超音速軸流速度，バイパス比2程度，全圧比2.5程度，翼後縁上下面静圧は等しくして後縁から発生する衝撃波をなくし，前縁に付着した翼間流路内の弱い斜め衝撃波のみからなる衝撃波構造とすること，から成っている。特に高飛行マッハ数ではサイクル計算上の最適バイパス比は低いことを注意したい。これを同程度のバイパス比の亜音速軸流速度ファンエンジンと比べると（図1），空気取り入れ口からファン前面迄の間に亜音速まで減速する必要がないので，入り口ディフューザーの長さ及び重量が半減し，空気取り入れ口抗力も低くなり，ディフューザー部の全圧回復率も高い。また最大比推力は約40%高く，燃料消費率は約12%低く，航続距離は約25%向上すると推算されている。

このエンジンに予想される困難な問題の一つは超音速作動状態への始動である。一つの解決方法として離陸前に超音速作動に遷移させてしまう方式が考えられている。このためには低速飛行時に



(a)　Supersonic through-flow fan engine.



(b)　Conventional mixed flow turbofan engine.

図1　Engine concepts. (Franciscus, L. C., The Supersonic Through-Flow Turbofan for High Mach Propulsion, AIAA Paper 87-2050, 1987 (NASA TM-100114).)

（平成7年1月9日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

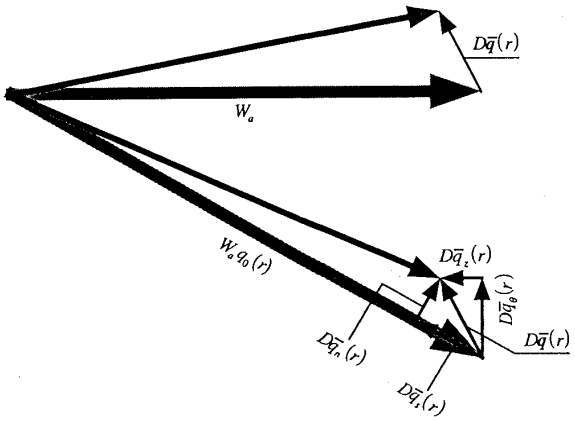
はインレットは，亜音速から超音速へ加速するノズルとして作動し，また衝撃波を吸い込んで始動状態に移すためにも，可変形状であることが必要となる。

3．定常性能

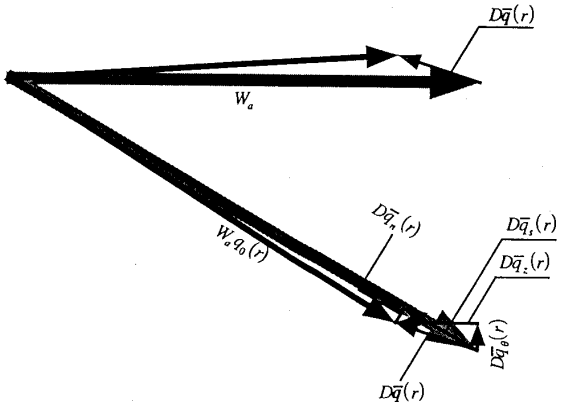
設計変数と定常性能との関係を調べた研究としてこれまで公表されているものに，数値流体力学手法による解析[5),6),15)]と線形揚力面理論による解析[10),11)]などがある。文献(15)によれば，揚力係数の計算においては非線形オイラーコードと非線形ナビエ・ストークスコードとの間に殆ど差はなく，線形理論はそれらに比べて約10%大きめに見積もる。一方，抗力あるいは全圧損失の見積においては，ナビエ・ストークス解と粘性摩擦を無視するオイラー解との間にも大きな差がみられる。全圧比と設計変数との系統的な関係を調べる場合に線形理論は極めて有力であるので，上記のような不正確さを含むことを承知の上で，ここでは線形理論解析[10),11)]によって得られた知見を述べる。

まず翼列の空力的な基本的特徴を指摘しておく。図2は，流体に仕事を与える（圧縮機）翼列として見る場合に，速度三角形において(a)亜音速翼列，(b)亜音速軸流速度の超音速翼列，(c)超音速通過流翼列との間にどのような違いがあるかを示す。但し W_a は流体の絶対速度ベクトルであり，$W_a q_0(r)$ は動翼に対する相対速度ベクトルである。また極太線は翼列上流，太線は翼列下流の速度ベクトルを示す。(a)(b)(c)に共通することは，絶対速度は翼列によって翼列の回転方向に転向されることであるが，相対速度ベクトルは，(b)では羽根の背面側へ向かって曲げられる。もっと注意すべきことは，(a)，(b)では翼列が流体に与える仕事は静エンタルピー（静圧）の上昇・運動エネルギー（流速）の減少をもたらすのに対し，(c)では翼列によって流体の運動エネルギー（流速）が増大され，静エンタルピー（静圧）が下げられることである。これはファン下流のノズルでの静圧低下の必要度が小さいことを意味する。

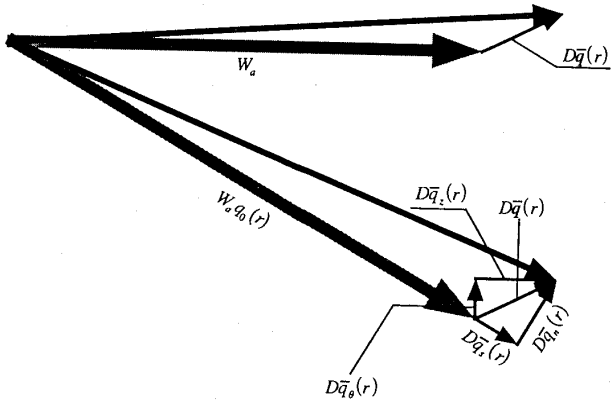
翼面上の圧力分布は隣接翼の前縁から発生するマッハ波の反射位置（図3のLU 1，LD 1）に強く依存する。羽根の迎え角，反り及び厚みの効果が互いに独立となる線形理論に基づけば，迎え角効果による圧力分布は前縁-LU 1で正揚力，LU 1-LD 1で零揚力，LD 1-後縁で負揚力となり，反り効果による圧力分布はそれぞれ負揚力，正揚力，更に大きい正揚力となり，厚み効果による圧力分布はそれぞれ零揚力，正揚力，負揚力となる。これらの内，反り効果が非常に大きいこと，弦節比を大きくするとLD 1-後縁区間の占める割合が



(a) 亜音速圧縮機翼列



(b) 超音速圧縮機翼列（亜音速軸流速度）



(c) 超音速通過流ファン翼列

図2 各翼列の速度三角形の比較

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

増大すること，マッハ数を大きくすると反射点LU1とLD1が後縁側へ移動することなどによって，揚力の設計変数に対する依存性を理解することが出来る。図4及び5は迎え角 α_0，反り比 μ_0，厚み比 τ_0 をパラメータとして，全圧比のそれぞれ弦節比及び軸流マッハ数 M_a に対する依存性を示したものである。ただし N は羽根枚数，C_a は翼列先端半径に対する翼弦の軸方向長さの比であって，軸流速度に対する先端周速の比を Ω とすれば，半径比 r における弦節比は $NC_a\sqrt{(1+\Omega^2r^2)}/2\pi r$ に等しい。なお $h=0.7$ はハブ比である。弦節比が大きいほど全圧比が高く，弦節比の効果は反り比が大きいほど強い。また全圧比を最大にする最適マッハ数が存在し，最適マッハ数は迎え角が小さいほど，また反り比が大きいほど低い。さらに全圧比が反り比に強く依存することも明白である。

なおナビエ・ストークスコードを用いた計算[15]では，翼列における全圧回復率は約85%である。

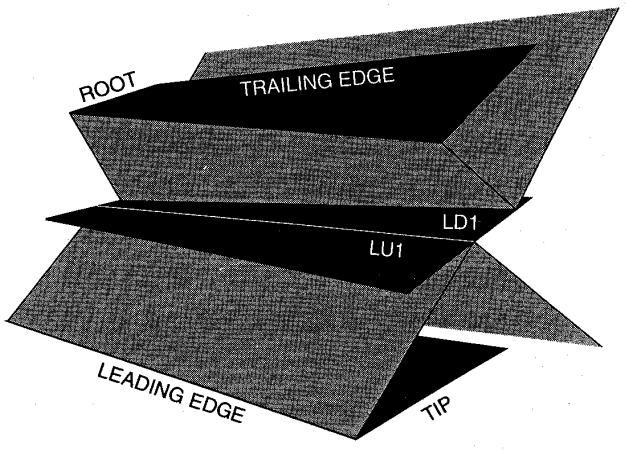


図3 翼前縁マッハ線の反射構造
$N=58$, $NC_a=16.4$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$, $M_a=2.3$

4．非定常空力特性

超音速通過流ファンは高負荷であり，衝撃波損失を小さくするためには薄い羽根であることが望ましい。これはフラッターなどの空力弾性振動破壊に対して極めて不利な条件にあることを意味する。特に翼列フラッターにおいて定常負荷の効果が非常に重要であることはよく知られていることであるが，これまでに公表されている非定常空力解析・フラッター解析[8]~[14]の内，定常負荷効果を考慮した研究として，Ramsey[9]のピストン理論の応用及び利光ら[13]と花田・難波[13]の二重線形理論の応用がある。ただし前者は，隣接翼前縁からのマッハ波反射点より上流の翼面にのみピスト

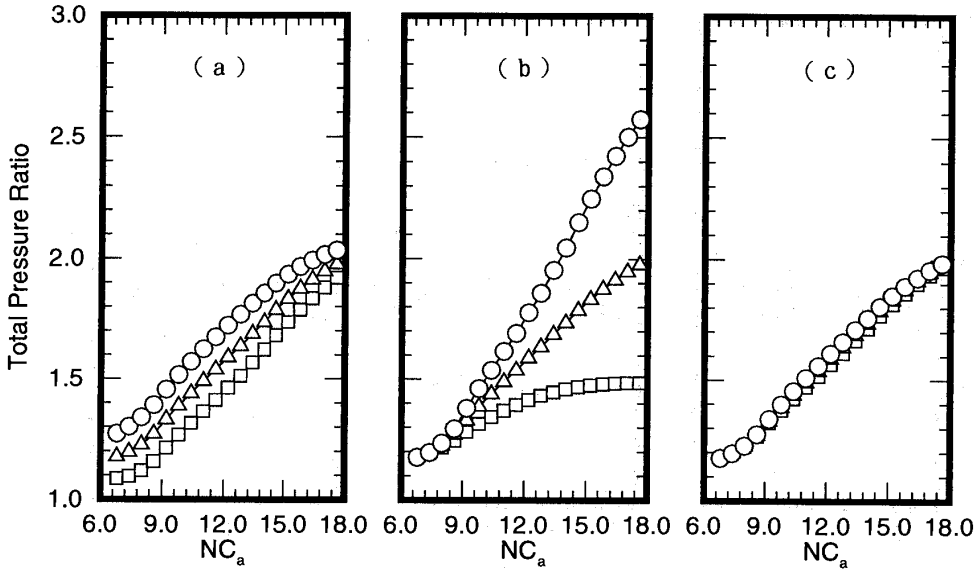


図4 全圧比に対するN×Caの影響
$N=58$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$, $M_a=2.3$
(a) 迎え角効果 $\alpha_0=2°$(□), $4°$(△), $6°$(○), $\mu_0=0.06$, $\tau_0=0.03$
(b) 放物型反り効果 $\alpha_0=4°$, $\mu_0=0.03$ (□), 0.06 (△), 0.09 (○), $\tau_0=0.03$
(c) 放物型厚み効果 $\alpha_0=4°$, $\mu_0=0.06$, $\tau_0=0.02$ (□), 0.03 (△), 0.04 (○)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

ン理論を当てはめて反り・厚み効果を取り入れたという不完全さに加えて，隣接翼との相対運動に基づくマッハ波反射点の移動効果という重要な因子が全く無視されているので，殆ど定常負荷効果を考慮したという意味をなさない。従ってここでは文献(13)(14)による知見を述べる。

上述のように定常性能は反りに対して敏感であるから，非定常空力特性も定常負荷効果を通じて反りの影響を強く受ける。図6は一次曲げ一自由度フラッター限界迎え角を翼間位相差 $2\pi\sigma/N$ の関数として3種類の反り比について表したものである。ただし $\omega C_a=0.094$ は翼弦長基準無次元振動数である。全ての翼間位相差に対して安全な迎え角範囲は反り比が増大するほど狭くなり，反り比3%において $0.2°<\alpha_o<1.8°$（可能最大全圧比1.4），反り比6%において $2.8°<\alpha_o<4.0°$（可能最大全圧比1.9）であるが，反り比9%では安全迎え角は存在しない。これはフラッターの発生のために定常性能を高くすることが出来ないことを意味する。図7に示すように，一次ねじり一自由度フラッターの安全なねじり軸位置 Z_e/C_a の範囲もまた反り比に強く依存し，反り比が増大するほど安全ねじり軸範囲が狭くなる。最も危険なねじり軸位置は前縁から約30%近傍である。

ただし上記の計算例は無次元振動数が非常に低い場合に相当し，図8に示すように，無次元振動数が高くなれば安全迎え角範囲も十分に広がる。ちなみにNASA Lewis R. C.の試験機の曲げ無次元振動数は0.376である(8)。なお曲げ一自由度フラッターが，亜音速軸流速度の超音速圧縮機翼列では腹面側位相進みで起こるのに対し，超音速通過流ファンでは増速翼列であるために背面側位相進みで起こることを注意しておく。

5．あとがき

超音速通過流ファンエンジンは研究途上の未確立技術であり，特に公表された実験的資料がないので，筆者の能力の範囲内では，おおまかな且つ断片的な解説しかできない。なお，このエンジンに対するわが国における関心は大変低いが，わが国でも独自に研究する価値は十分にあると信ずる。

参考文献

(1) Ferri, A., AGARDograph No.27, AGARD, France, (1956), pp. 48-62.

(2) Klapproth, J. F., J. of Engineering for Power, 83 (1961), pp. 258-268.

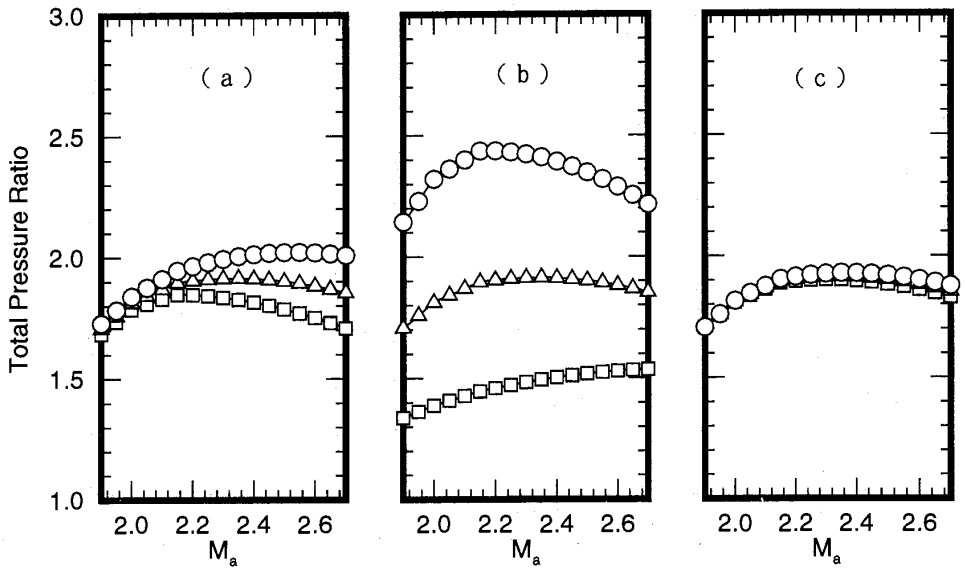


図5 全圧比に対する M_a の影響

$N=58$, $NC_a=16.4$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$

(a) 迎え角効果 $\alpha_0=2°$（□），4°（△），6°，（○），$\mu_0=0.06$，$\tau_0=0.03$

(b) 放物型反り効果 $\alpha_0=4°$，$\mu_0=0.03$（□），0.06（△），0.09（○），$\tau_0=0.03$

(c) 放物型厚み効果 $\alpha_0=4°$，$\mu_0=0.06$，$\tau_0=0.02$（□），0.03（△），0.04（○）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

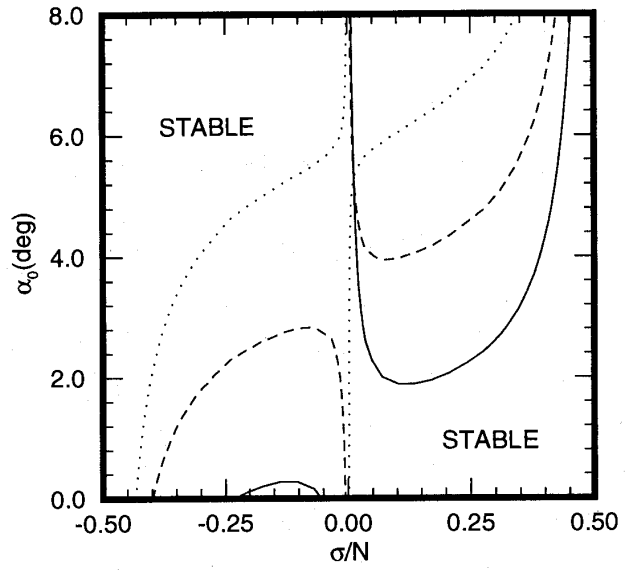


図6 曲げ振動の限界迎え角（反り効果）
$N=58$, $NC_a=16.4$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$,
$\omega C_a=0.094$, $M_a=2.3$,
$\mu_0=0.03$ (——), 0.06 (- - -),
0.09 (····), $\tau_0=0.03$

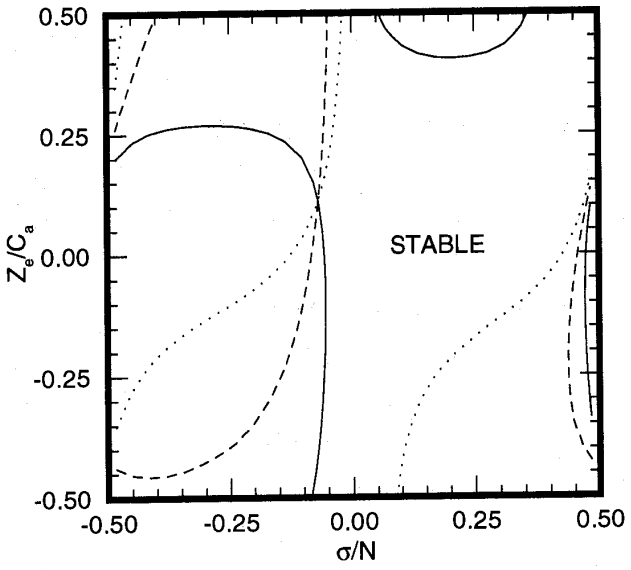


図7 ねじり振動のフラッタ境界（反り効果）
$N=58$, $NC_a=16.4$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$,
$\omega C_a=0.094$, $M_a=2.3$, $\alpha_0=4°$,
$\mu_0=0.03$ (——), 0.06 (- - -),
0.09 (····), $\tau_0=0.03$

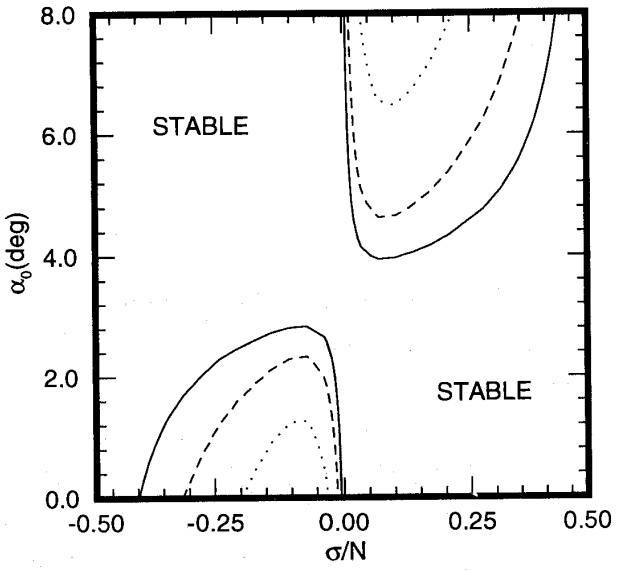


図8 曲げ振動の限界迎え角に対するωC_aの影響
$N=58$, $NC_a=16.4$, $\Omega=0.5791$, $h=0.7$,
$M_a=2.3$, $\mu_0=0.06$, $\tau_0=0.03$
$\omega C_a=0.094$ (——), 0.188 (- - -),
0.376 (····)

(3) Breugelmans, F. A. E., ASME Paper 75-GT-26, (1975).
(4) Franciscus, L. C., NASA TM-100114, (1987).
(5) Wood, J. R., ほか4名, J. of Turbomachinery, 110 (1988), pp. 270-279.
(6) Schmidt, J. F., ほか3名, AIAA-87-1746, (1987), (NASA TM-88908).
(7) Ball, C. L. & Moore, R. D., NASA CP 3049, (1990), pp. 453-468.
(8) Kielb, R. E. & Ramsey, J. K., J. of Turbomachinery, 111 (1989), pp. 462-467.
(9) Ramsey, J. K., J. Propulsion, 7-3 (1991), pp.404-411.
(10) 難波・花田, 機械学会論文集 (B編), 58-548 (平4-4), pp. 1142-1149.
(11) 難波・花田, 機械学会論文集 (B編), 58-548 (平4-4), pp. 1150-1157.
(12) 難波・花田, 機械学会論文集 (B編), 58-553 (平4-9), pp. 2757-2764.
(13) 利光, ほか2名, 機械学会論文集 (B編), 59-567 (平5-11), pp. 3414-3421.
(14) 花田・難波, 機械学会論文集 (B編), 60-569 (平6-1), pp. 161-168.
(15) 山崎, ほか2名, 機械学会論文集, 投稿中.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

リフトファン

航空宇宙技術研究所　齊　藤　喜　夫

1．はじめに

リフトファンは垂直離着陸機（VTOL機）が翼で揚力を得られない離着陸時に直接揚力を得るために使用するファンである。

ジェット機が実用化した後の1950年代から60年代にかけて，VTOL機は航空技術の次の目標として競って試作され，リフトファンを用いる方式のVTOL機も飛行に成功している。さまざまなVTOL機の形態の中でもリフトファン方式は高速のVTOL輸送機に適しており，その後もこの方式の輸送機が何度か検討されたが，当時の技術水準で実用化することは無理であった[1]。

近年になり，航空技術が進歩したことと交通輸送手段としての必要性が高まったことから，再びVTOL輸送機が注目されるようになり，主に回転翼式のVTOL輸送機の開発が始められた。筆者らは，21世紀初頭には，交通機関として現在のジェット輸送機に相当する，より本格的なVTOL機の実用化が可能と考え，最新のエンジン技術に基づいた新しいリフトファン方式のエンジン・システムとそれを応用する高速VTOL輸送機の成立性をエンジン・メーカーおよび機体メーカーの協力を得て検討し，実現性が高いとの見通しを得た。そのリフトファンおよびエンジン・システムの概要を紹介する[2]~[5]。

2．従来のリフトファン

これまでに試作または検討されたリフトファンには，その駆動方式により，軽量で短いターボファン・エンジンの形態をした一体型ファン方式，ファン動翼の先端をタービン翼にしてターボジェット・エンジンまたはターボファン・エンジンのファンの排気で駆動するリモートファン方式，ターボシャフト・エンジンで駆動するシャフト駆動方式などがある。しかし，これらの方式のリフトファンでは，以下のような理由により，高速で飛行する大型のVTOL輸送機は成立し難い。

(1)　一体型ファン方式

騒音の少ない低圧力比のファンにすると断面積が大きくなり機体を高速飛行に適した形状にまとめるのが難しい。また，エンジンの作動がファンのインレットディストーションの影響を受け易いことや，それぞれのファンが独立になるため，1基のエンジンにトラブルが発生した場合の制御が難しいなどの問題がある。

(2)　リモートファン方式

ファンを駆動するための空気（ガス）を供給するダクトが太いため，エンジン配置の自由度が少ない。また，構造的な制約が大きく複合材などの最新技術を取り入れにくい。

(3)　シャフト駆動方式

長い駆動軸と傘歯車を用いるため，重量と振動から大出力のファンには適さない。

3．新しいリフトファンの概念

最新の技術と十年以内に実用化が確実な技術を基に検討した新しいリフトファンの概念は次のようなものである。

3.1　基本的なエンジンの構成

このリフトファンの基本となるエンジンの概念を図1に示す。このエンジンはターボファン・エンジンのコア・エンジンに相当する部分をファンと分離して設置し，駆動用の燃焼器，タービンおよび減速ギアをもつファン部（ファン・エンジン）に外部から高圧空気を供給するようにしたもので

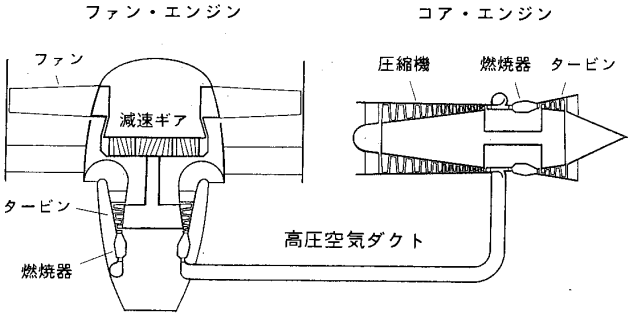


図1　基本となるエンジンの概念

（平成7年1月12日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

ある[6]。この方式のファンは，大型のリフトファンに必要な以下のような特徴を同時に兼ね備えることができる。

(1) 高速飛行に適した薄いファン・エンジン

リフトファンは巡航時には無用なため，高速飛行に支障のない形状にすることが高速のVTOL機を実現するための条件となる。この方式ではファン・エンジンがコア・エンジンから切り離されるため薄くなり，ファン・エンジンを機体の両側に垂直に取り付けても高速飛行に適した機体形状が成り立つ。

(2) 安定した作動

リフトファンでは入り口の気流の方向が飛行状態によって極端に変化するため，強いインレットディストーションを避けることができない。この方式ではファンは常に安定した駆動動力を供給され，十分な推力を発生できる。

(3) 自由度が大きいエンジンの配置

コア・エンジンとファン・エンジンを接続するのは細いダクトであり，コア・エンジンとファン・エンジンを離れた位置に搭載することができるため，エンジン配置の自由度が大きい。

(4) 大推力に適した形態

タービンやファンの大型化に特別な制約がないため，大推力のファンに適している。

(5) 最新技術の応用

リフトファンのローターを除くエンジン構成要素の技術は基本的に高バイパス比ターボファン・エンジンと共通であり，最新のエンジン技術が容易に応用できる。

3.2 リフトファンの検討例

この方式のリフトファンの成立性をさぐるために技術的な概念検討を行った具体例を図2および表1に示す。想定したリフトファンは，空力的および構造的に実現が容易で，100席級の高亜音速輸送機用として適当と思われる推力100 kN級のものである。リフトファンは複合材翼の実用化を想定し，駆動系は既存技術を基本として，以下のような考え方に基づいて構想をまとめたものである。

(1) リフトファン

リフトファンは低速飛行専用であるため圧力比を一般の推進用ファンよりも低い1.12に設定し，直径を大きくして軸流速度を低く抑えてある。ファンの最大周速は必要な圧力比を得る下限に近い約250 m/s (回転数2,000 rpm) として複合材動翼の強度に余裕を持たせてある。

このリフトファンの大きな特徴となるのは翼数が極めて多い複合材の一体型ローターである。動翼は空力性能が大きく低下しない範囲で翼数を多くするため，中間部で翼数が変化する特殊な構造で，翼数は翼端側で200枚，翼根側で100枚とした。これは，ワイドコード化が進む推進用ファンとは逆の方向であるが，リフトファンの厚みを薄くして軽量化と機体の空力抵抗の低減を図ると同時に，騒音を大幅に低減するためである。

ファン・エンジンから発生する騒音には排気のジェット騒音と翼列騒音があるが，ジェット騒音

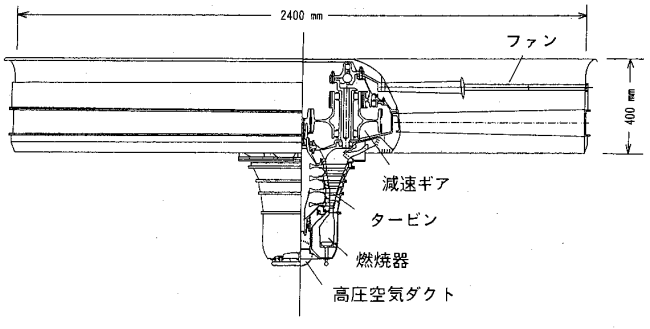


図2 100 kN級リフトファンの概念

表1 100 kN級リフトファンの諸元

全長	875 mm
最大径	2,500 mm
重量	494 kg
推力	106,000 N (地上静止)
リフトファン	
直径	2,400 mm
段数	1
空気流量	743 kg/s
圧力比	1.12
回転数	2,000 rpm
ローター構造	シュラウド付き一体構造
(動翼数	翼端側 200, 翼根側 100)
燃焼器	
入口圧力	3.37 MPa
空気流量	8.31 kg/s
タービン	
段数	4
入口温度	1,450 ℃
回転数	30,000 rpm
減速装置	
形式	コンパウンドスター形
減速比	15

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

はファンの圧力比を低くして排気速度を130 m/s程度としたため十分に小さく，翼列騒音を小さくできれば静かなリフトファンになる。高周波数の音は指向性が強く，減衰が早く，しかも，吸音材の効果が大きいという性質があるため，回転軸が垂直となるリフトファンの翼列騒音は，動翼数を多くし周波数を高めると，音の伝播する方向がファンの上方および下方に限定され，遠方まで伝播しにくくなり，さらに吸音材で効果的に減衰されるようになる。このリフトファンでは翼列騒音の原因となる動翼の通過周波数を約6.7 kHzと極めて高くしてある。

このようなファン動翼を従来のような材料，構造で実現することは困難である。そのため，このリフトファンのローターは全翼と翼端および翼中間部のシュラウドおよびディスクを一体化したCFRP複合材の一体型構造とした。このようなローターの製作方法を検討して応力の予測をした結果から，動翼に加わる応力が極めて低いレベルに保たれることが確かめられている。このように翼弦長を小さくすることは性能や効率の点では好ましくないが，リフトファンの使用時間がごく短いために成り立つ形態である。

静翼では，構造部材としてのストラットを兼ねることと，吸音構造を採用することを考慮して十分な翼弦長を確保してある。

(2) 駆動系

リフトファンを駆動するタービンは高圧空気のシールと高圧空気ダクトの配管を容易にするために，リフトファンとは逆向きに配置し，コンパウンドスター形の減速ギアを介してリフトファンを駆動する。タービンに空気を供給する圧縮機の圧力比は35，タービン入口温度は1450°Cと現在の同規模の高バイパス比ターボファン・エンジンの水準としてある。タービンは4段で，回転数30,000 rpmと高速回転のため，ファンに比べて極めて小さい。

このファンを駆動する高圧空気を供給するダクトは，空気の体積流量が極めて小いため，流速を十分小さくしても内径が十数センチメートルであり，熱遮蔽などを考慮してもダクトのために大きなスペースを設ける必要はない。

(3) 制御

リフトファンは安全性と応答性を高く保ち，さらに，騒音対策が容易なように回転速度一定の制御を基本的とする。そのため，推力の制御にはリフトファンの出口にルーバーを取り付けることが必要になる。

4．エンジン・システムとVTOL輸送機の概念

このリフトファンを応用したVTOL輸送機のエンジン・システムの概念を図3に示す。推進用ファン（クルーズファン）もリフトファンと同じ方式で，3基のコア・エンジンと6基のリフトファン・エンジンおよび2基のクルーズファン・エンジンで一つのエンジン・システムを構成する。この方式では重心を挟んで対称に配置された一対のリフトファン・エンジンに共通のコア・エンジンを使用して制御を容易にするとともに，リフトファン・エンジンとクルーズファン・エンジンに共通のコア・エンジンを使用することでシステム全体の軽量化を図っている。このエンジン・システムを装備することを前提に検討した100席の高

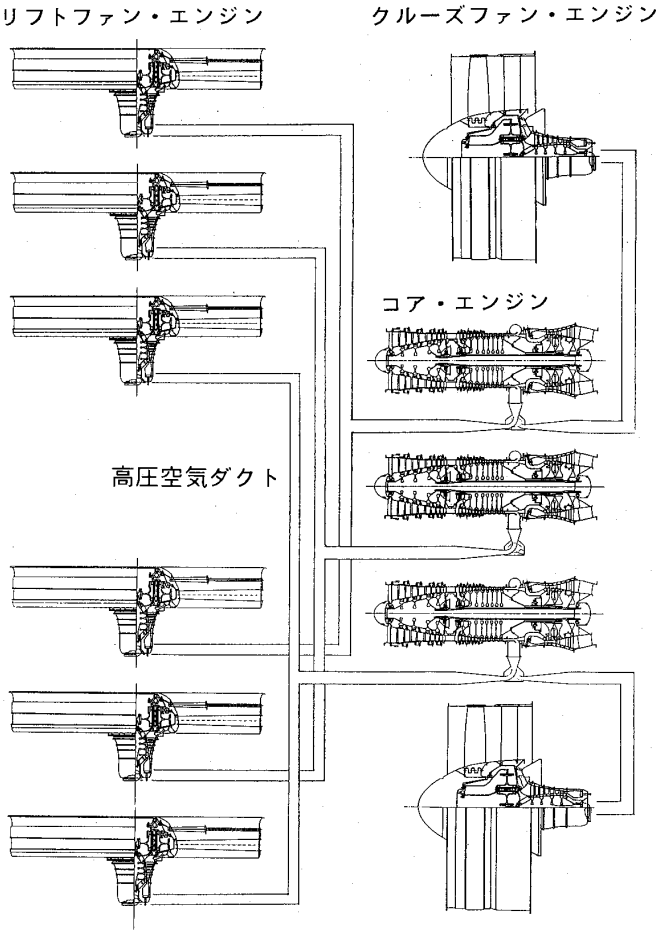


図3 VTOL輸送機のエンジン・システムの概念

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/16

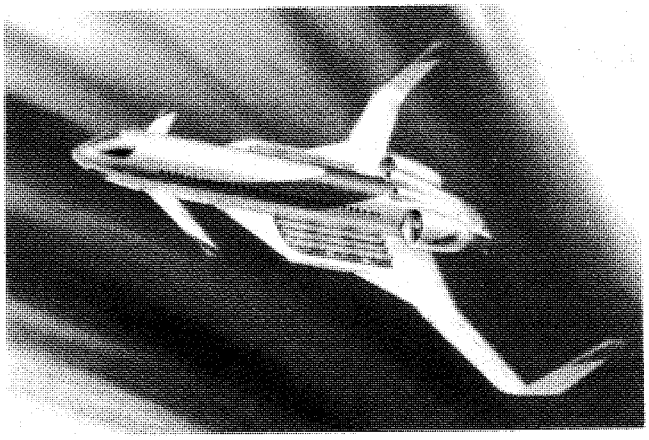


図4 高速VTOL輸送機の概念図

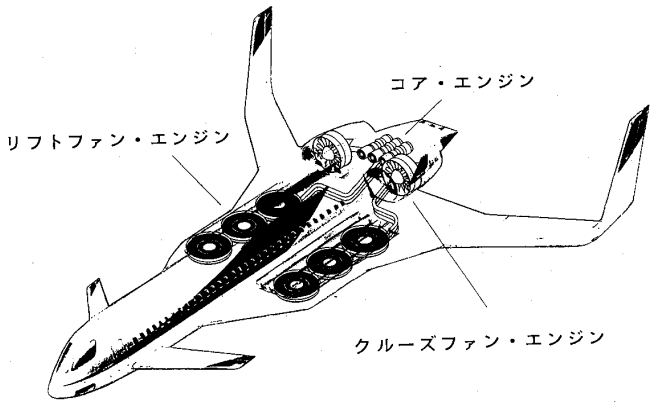


図5 エンジン・システムの配置

速VTOL輸送機の概念図を図4に示す。試算では，全複合材製の機体は総重量約40,000 kgで巡航マッハ数0.8，航続距離2,500 km以上の性能を備える。図5にエンジン・システムの配置を示す。

図6はこのVTOL輸送機が高度500 ftにおいて最大推力の状態でホバーしている場合の騒音の推定値を現在のヘリコプターの騒音およびICAOの基準値と比較したもである。このエンジン・システムを装備したVTOL機のジェット騒音は十分低いレベルにあり，ファン騒音も吸音材を使用することによって，ジェット騒音のレベルまで下げることが可能と予想している。リフトファン方式のエンジンによって，小型ヘリコプターより静かな100席級の高亜音速VTOL輸送機が実現する可能性は十分にある。

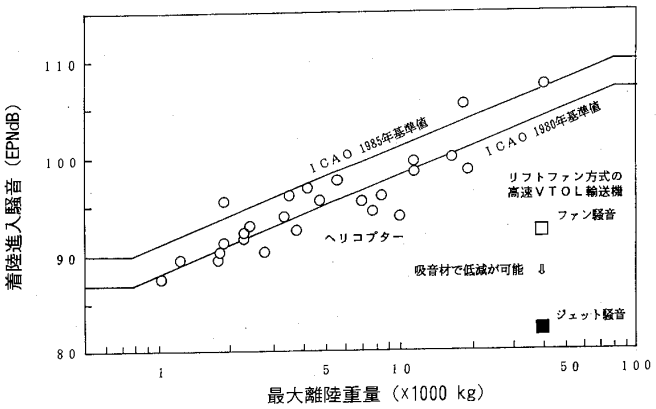


図6 高速VTOL輸送機の騒音

5．あとがき

概念検討の結果からは，このリフトファンには克服が困難と思われる技術的課題は見当たらない。現在の航空技術と社会環境はかって，大きな期待がかけられながら開発を断念されたVTOL輸送機を実現できる段階に達したと思われる。現在の技術から予測可能な期間内に限れば，航空技術の分野では高速VTOL輸送機が実現可能な最大のテーマであろう。

VTOL輸送機を実用化するためには十数年の研究開発期間が必要であり，先ず，リフトファンを含むエンジンの研究開発に着手しなければならない。リフトファンにはこれまで研究対象とされなかった数多くの課題がある。空力では極めてディストーションに強い翼型，推力の大きさと方向を制御するためのルーバーの形状など，構造では複合材による一体型ファンの成型法，大きな動力を伝達する減速ギアなどの課題があり，制御では離着陸と遷移飛行時のファンの制御法，飛行中のファンの起動方法，緊急時の制御方法などの研究が必要である。多くの研究者，技術者がこの新しい分野の研究開発に目を向けられることを期待したい。

参考文献

(1) NASA CR-2184, (1973-1)
(2) 遠藤，ほか4名，第28回飛行機シンポジウム講演論文集，(平2-11)，620
(3) 齊藤，ほか4名，第31回航空原動機に関する講演会講演論文集，(平3-2)，80
(4) 松田，ほか5名，第31回航空原動機に関する講演会講演論文集，(平3-2)，86
(5) Saito, Y., ほか3名, Journal of Propulsion and Power, 9-6 (1993-11), 867
(6) 齊藤，ほか4名，第30回飛行機シンポジウム講演論文集，(平4-10)，518

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

多段軸流圧縮機におけるスパン方向ミキシング

石川島播磨重工業㈱ 今 成 邦 之

1．まえがき

－スパン方向ミキシング現象とその重要性－

図1.1に典型的な単段軸流圧縮機の性能を示す。図1.1(a)は，動翼における全温上昇のスパン方向分布であり，動翼から空気への仕事入力を表す。動翼および静翼内における圧損は，側壁の影響により，一般的に図1.1(b)に代表されるようなミーンスパンで小さく両側壁で大きな値をとる分布となる。この結果，段出口（静翼出口）における全圧のスパン方向分布は，図1.1(c)に示すようにミーンスパンで高く，側壁で低い値をとる。

次に，上記の圧縮機と同等の性能を有する単段圧縮機から構成される多段圧縮機を考える。もし，多段圧縮機の性能が，単段性能の単なる重ね合わせにより作られるのであれば，図1.2に示されるように全圧分布は，後段へ進むほどミーンスパンでの値と側壁でのそれの差が開いて行くであろう。しかし，実際の多段圧縮機では，図1.3に示されるように，ある段より後方における全圧分布はほぼ同じ形となり，これはリピーティングステージ現象として知られる。この現象の存在から，スパン方向に何らかの全圧の再配分が生じていることが示唆される。この再配分がスパン方向ミキシング現象であり，それは運動量だけでなくエネルギーや角運動量に対しても起こる性質のものである。

さて，この現象が，圧縮機の設計や実機試験結果の解析に及ぼすインパクトについて考えてみる。今，ある1つの翼列の上下流において，速度3成分と全温の定常計測データが，ハブからチップまでの各スパン位置において得られていると仮定する。従来の手法では，翼列内に流線面なるものを想定し，翼列上下流の全温と速度データは，いわゆるオイラーの式によって関連づけられることになっている。しかし，実際のデータ，特に多段マシンの後段のデータでは，この式が成り立たない場合が多い。そもそもオイラーの式は，隣接する流線面との運動量やエネルギーの授受が無い場合にのみ正しく，その授受が無視できない場合，すなわちスパン方向ミキシング現象が存在する場合には正しくないからと考えられる。従って，翼列内で発生する圧損源を調査する場合でも，半径方向ミキシングの影響を考慮せずに翼列上下流の計測値から非粘性的に算出すると，圧損源の出所を見誤る可能性がある。間違った結論に基づいて翼型を改良しても性能が改善されるはずもなく，この現象が翼型設計に及ぼす影響は大きい。

（平成7年1月20日原稿受付）

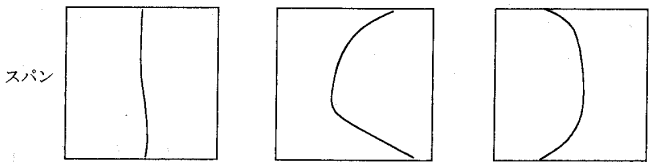


図1.1 典型的な単段軸流圧縮機性能

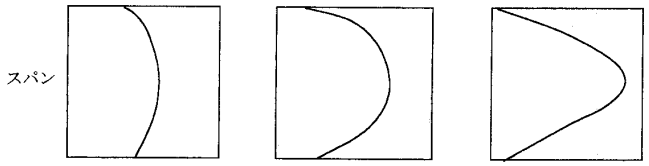


図1.2 単純重ね合わせにより求めた多段軸流圧縮機内全圧分布

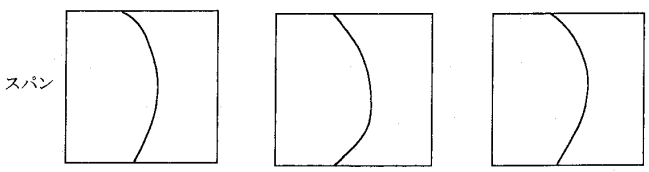


図1.3 実際の多段圧縮機内全圧分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

2．スパン方向ミキシングのメカニズム

多段軸流圧縮機におけるスパン方向ミキシングのメカニズムについて最初に具体的なモデルを提示したのは，Adkins と Smith (1982) であると思われる。彼らは，それを2次流れによる対流と関連づけた。これに対し，Gallimore と Cumpsty (1986) は，トレーサーガス法を用いた実験を行ない，2次流れよりも乱流拡散が主メカニズムであることを示した。これら2つの異なった主張に対し，その相対的重要性を明らかにすべく，Wisler ら (1987) および Leylek と Wisler (1991) は，トレーサーガス法，ホットワイヤー，さらに3次元粘性解析を用いて詳細な調査を行なった。この結果，いわゆる主流部においては乱流拡散によるミキシングが支配的であるが，側壁付近では2次流れによる寄与も乱流拡散によるそれと同レベルであることが判明した。今日ではこれが通説となっている。

3．多段軸流圧縮機内流れの解析

3.1 支配方程式

原理的には，非定常3次元の連続，運動およびエネルギー方程式を解けば良い。しかし，現在の一般的な計算リソースを考慮し，各変数を周方向平均値，定常周方向擾乱，周期性を持つ非定常擾乱，乱れ成分の4つに分離して方程式を書き直す。こうして得られるのが，いわゆる Average-Passage 方程式系 (Adamczyk (1985)) である。この方程式系から，スパン方向のミキシングは，分子粘性による拡散項，レイノルズ応力に関連する項，周期性を持つコヒレントな非定常速度場により発生する応力に関連する項，そして定常的な周方向の非一様性に起因して生じる2次流れに関連する項により起こることが分かる。

分子粘性の効果は小さく無視してもよいと思われる。第2，第3項の影響は，乱流渦粘性の概念を導入し，乱流拡散項としてまとめてモデル化する。2次流れに関連する項については，前述の実験事実によればその影響は圧縮機の場合にはそれ程大きくないことから，ここでは無視する。ただし，空力負荷の大きいタービンの場合には，この項の影響は無視できないことが指摘されており (Lewis(1993))，圧縮機でも負荷の高い場合は考慮する必要があると思われる。

最後に，Gallimore (1986) にならい，各物理量の軸方向変化は十分小さく，軸方向の面からの運動量，エネルギーの授受は無視できると仮定すれば，運動方程式およびエネルギー方程式は以下のように簡単化できる。

運動方程式

半径方向

$$\rho\left(\frac{DV_r}{Dt}-\frac{V_\theta^2}{r}\right)=-\frac{\partial p}{\partial r} \tag{1}$$

周方向

$$\rho\left(\frac{DV_\theta}{Dt}+\frac{V_rV_\theta}{r}\right)=\frac{\partial}{\partial r}\left[\mu_t\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r}-\frac{V_\theta}{r}\right)\right]+\frac{2\mu_t}{r}\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r}-\frac{V_\theta}{r}\right) \tag{2}$$

軸方向

$$\rho\frac{DV_z}{Dt}=-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\mu_t r\frac{\partial V_z}{\partial r}\right) \tag{3}$$

エネルギー方程式

$$\rho T\frac{Ds}{Dt}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk_t\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\mu_t\left[\left(\frac{\partial V_z}{\partial r}\right)^2+\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r}-\frac{V_\theta}{r}\right)^2\right] \tag{4}$$

ここで，D/Dt は実質微分を，μ_t と k_t はそれぞれ乱流渦粘性係数および乱流熱伝導係数を表す。なお，後者は乱流プラントル数を一定値に仮定できれば前者から算出される。ここでは，乱流プラントル数は全計算領域で 0.9 を仮定する。

上記の方程式は流線曲率法により解かれる。解法の詳細については，Gallimore を参照されたい。なお，側壁における境界条件としては，壁付近における粘性剪断応力の影響を取り入れるため，Howard と Gallimore (1993) と同様，実際の側壁の僅か外側に仮想的な境界を設定し，そこで滑りなし条件を課す。

3.2 解析例

この節では，上記の方程式系を実際に解いた計算例を2つ紹介する。1つは低速3段圧縮機の設計点付近流れ，他の1つは高速6段圧縮機の最終段静翼まわりの設計点外流れである。解析に使用される乱流渦粘性係数は，後述の Gallimore と Cumpsty のモデルにより予測した値を用いた。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

(1) 低速3段圧縮機における設計点付近流れ

圧縮機の仕様等についてはBehlkeら(1979)を参照されたい。図3.1(a), (b)に圧縮機出口の全圧, 全温について, スパン方向ミキシングを考慮した計算結果, 考慮しないもの, および実験値を比較して示す。ミキシング計算については, 側壁で前述の滑りなし条件を課した場合と課さずに滑りを許した場合の2ケースを示した。各計算では, 動翼については翼間の全温上昇と圧損係数が, また, 静翼では翼間の流れ角と圧損係数が入力条件として与えられた。全ての計算は, 同一の入力条件で実施されている。

図より, 滑りなし条件を課したミキシング計算結果が全圧, 全温の両方について実験値と最も良く一致しているのが分かる。ミキシングを考慮しない計算では, 全圧分布は実験値と比較的良い一致を示すが, 全温分布については全く合わない。

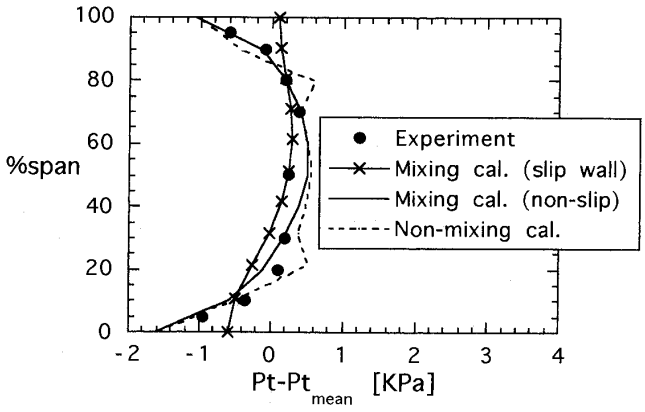


図3.1(a) 低速3段圧縮機設計点付近流れ 全圧分布

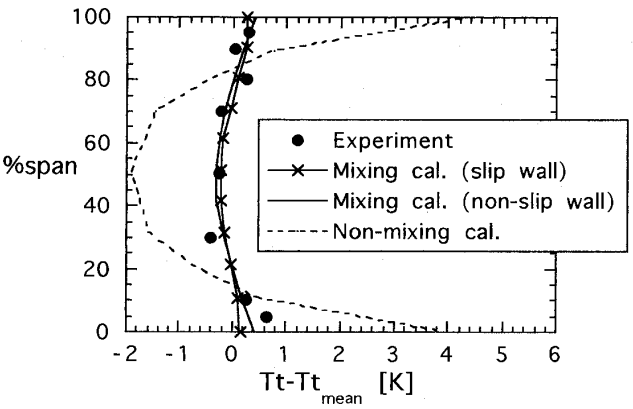


図3.1(b) 低速3段圧縮機設計点付近流れ 全温分布

一方, 滑りを許したミキシング計算では, 全温については良い結果を出しているが, 全圧分布は過度に平滑化され実験値との一致は良くない。

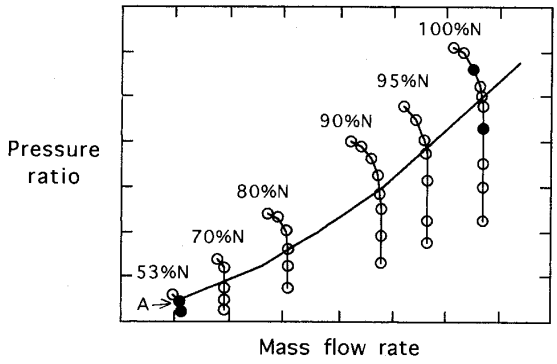


図3.2 高速多段圧縮機の全体性能線図と解析ポイント

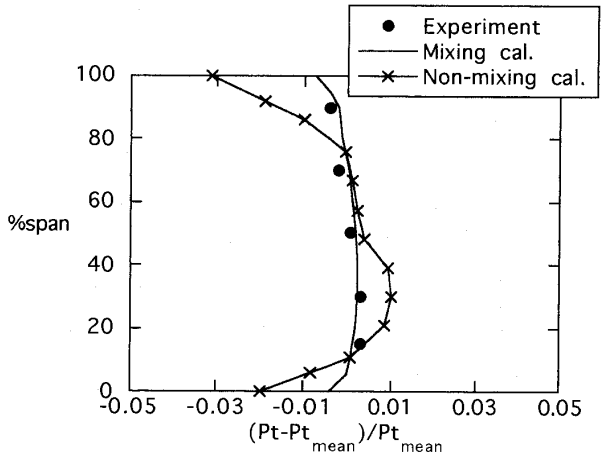


図3.3(a) 高速多段圧縮機最終段静翼53%部分回転数作動線上流れ 全圧分布

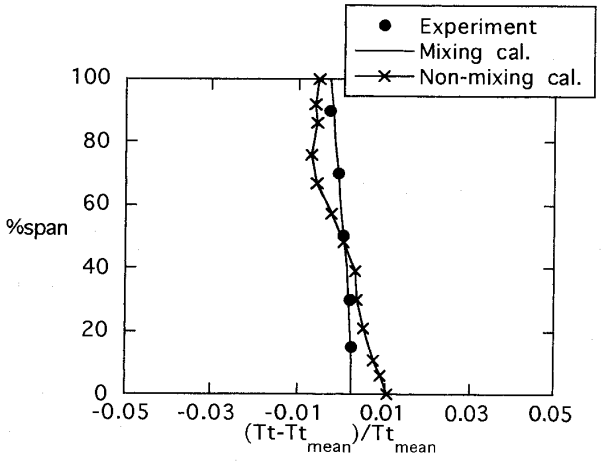


図3.3(b) 高速多段圧縮機最終段静翼53%部分回転数作動線上流れ 全温分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

(2) 高速多段圧縮機最終段静翼まわりにおける設計点外流れ

ここでは，設計点外の流れの場合について調査した結果を述べる。詳しくは，児玉ら（1994）を参照されたい。

解析は，図3.2に示す圧縮機性能線図上の黒丸の各点で行なわれたが，53%設計回転数の作動線上の点Aの結果のみ図3.3(a), (b)に示す。ミキシング計算は側壁で滑りなし条件を課したものである。この場合についても，ミキシング計算値はミキシングを考慮しないものに比べて大きな改善が見られる。図3.2上の他の3点でも同様の結果が得られている。

以上の(1), (2)の結果から，軸対称流の計算でも，主要な粘性効果を考慮することにより，実際の多段圧縮機内の複雑な流れ場と整合した解が得られることが分かる。

4．乱流渦粘性係数の予測法

前節に示した解析の精度は，使用される乱流渦粘性係数の値に依存する。ここでは，その予測法について，リピーティングステージ状態に達した後と達する以前とに分けて述べる。

(1) リピーティングステージ達成後

リピーティングステージ状態における乱流渦粘性係数の予測法は，GallimoreとCumpstyにより初めて提唱された。ここではその概略を述べる。

今，各段の入口における速度場と乱れ度が，出口におけるそれらの値と等しいリピーティングステージを考える。リピーティングステージが達成された状態では，段の内部において，境界層等から生成される乱流エネルギーと粘性効果により減衰する乱流運動エネルギーが釣り合っていると仮定する。この結果，下式が得られる。

$$V_z dP_L = \frac{3}{2} q^3 \frac{\rho L_s}{l} \tag{5}$$

ここで，左辺は前者のエネルギーを，右辺は後者のエネルギーをそれぞれ表す。dP_L は段を通しての静圧損失，Vz は軸流速度の平均値，ρ は密度，q は乱流強度，l は乱流渦スケール，Ls は段の軸方向長さを示す。

渦粘性係数は，乱流強度と渦スケールに比例し，その比例定数を A とすれば，下式のように記述される。

$$\nu = Al\left(\frac{\frac{2}{3} dP_L V_z l}{\rho L_s}\right)^{1/3} \tag{6}$$

彼らの論文によれば，上式から予測した乱流渦粘性係数は，2つの異なる多段圧縮機に対して，実験値と比べて10%から50%ほど値を小さく見積っていた。過小評価する理由としては，乱流渦スケールの仮定（乱流渦のスケールは翼厚程度としている）に一般性がないことおよび前述の2次流れによるミキシング効果を無視していることが挙げられるだろう。

(2) リピーティングステージ達成前

リピーティングステージに達する前における乱流渦粘性係数を予測する研究はあまりなされていない。特に，入口流れに任意の乱れがある場合については殆ど手付かずと思われる。ここでは，ある程度研究がなされている周期的流入ウェイクに関連する乱流渦粘性係数を求める方法について述べる。

De RuyckとHirsch（1988）は，ウェイクに起因する乱流渦粘性係数は，ウェイク内に含まれる乱流渦のみによって決まり，従って，ウェイク部の運動量損失に比例すると考えた。そして，実験で得られた乱流渦粘性係数の値から直接的に比例定数を定めた。しかし，この比例定数は圧縮機の作動状態に依存しており，彼らのモデルは一般性のあるものとは考えにくい。

これに対しImanari(1994)は，ウェイクに起因する乱流渦粘性係数は前述と同じメカニズムによるとした上で，流入ウェイクが翼列内で周期的にチョップされて通過していく状況をモデル化し，翼列内の各位置，各時点における乱流渦粘性係数の分布を定式化した。ウェイク部の運動量損失の算出に際しては，De Ryuckらの方法と同様，ウェイク幅とウェイク内速度欠損について何らかのモデル化が必要である。理論値と実験値を比較するためには，理論で求められた渦粘性係数の分布について時間平均をとる必要があるが，図4.1(a), (b)に，その時間平均の計算値と実験値，さらにDe Ruyckらの計算値を比較して示す。これらの結果は，入口乱れが無視できるIGVなし単段軸流圧縮機の静翼内流れに対してのもので，実験

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19

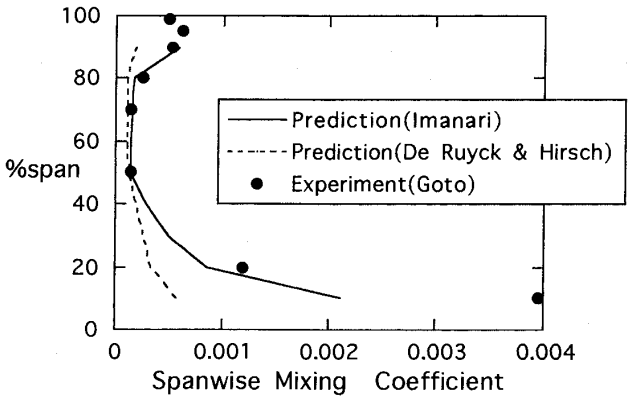


図 4.1(a) 単段圧縮機静翼内における乱流渦粘性係数分布 上流動翼チップクリアランス 0.7%コード長の場合

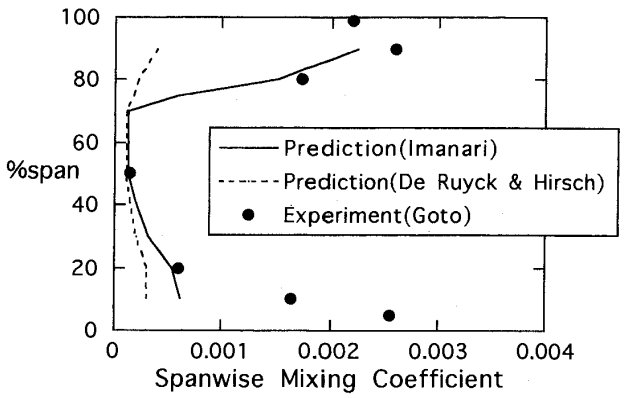


図 4.1(b) 単段圧縮機静翼内における乱流渦粘性係数分布 上流動翼チップクリアランス 3.0%コード長の場合

データは Goto (1993) により取得された。図には2つの動翼チップクリアランスに対して静翼内の乱流渦粘性係数値が示されており，(a)がクリアランス 0.7%コード長の場合，(b)が 3%の場合に対応している。実験値に注目すると，チップクリアランスの増大により 70%スパン位置からチップにかけて値が急増しているのが分かる。この増大は，チップクリアランス流れと関連してウェイク幅が増大したためと考えられ，著者の計算値と非常に良い一致を示す。これに対し，De Ruyck らの予測値はミーンスパン付近を除き一致が悪い。

5．あとがき

多段軸流圧縮機における最近のトピックスの1つである半径方向ミキシング現象とその解析方法について述べた。内容的に不十分な点があるかもしれないが，紙面の都合もありご容赦願いたい。本解説が少しでもターボマシナリーの研究・設計に関わる人達の役に立てば幸いである。

参考文献

(1) Adkins, G.G. and Smith, L. H., 1982, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp97-110.
(2) Adamczyk, J. J., 1985, ASME Paper 85-GT-226.
(3) Behlke, R. F. ほか 3 名, 1979, NASA-CR-159812.
(4) De Ruyck, J. and Hirsch, Ch., 1988, ASME Paper 88-GT-68.
(5) Gallimore, S.J., and Cumpsty, N.A., 1986, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.108, pp 2-9.
(6) Gallimore, S. J., 1986, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.108, pp10-16.
(7) Goto, A., 1992, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.114., pp 675-685.
(8) Howard, M.A. and Gallimore, S.J., 1993, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp 296-304.
(9) Imanari, K., 1994, ASME Paper 94-GT-153.
(10) 児玉秀和ほか 5 名, 1994, 第 34 回航空原動機・宇宙推進講演会講演集, pp 225-229.
(11) Lewis, K.L., 1993, ASME Paper 93-GT-289, 290.
(12) Leylek, J. H. and Wisler, D. C., 1991, ASME Journal of Turbomachiney, Vol. 113, pp 139-160.
(13) Wisler, D.C., ほか 2 名, 1987, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp 455-482.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

講義

CFDによる乱流解析（1）

東京大学生産技術研究所　小林敏雄

1．最近の乱流解析の話題

21世紀へ向けての産業はコンピュータとソフトウェアの急速な成長により大きな構造変革を強いられるが，産業の随所に現われる伝熱，燃焼，反応などに関する現象の解析と制御は乱流現象と絡んで恰好の計算流体力学（Computational Fluid Dynamics: CFD）の対象である。このCFDは漸く20年の歴史をもとうとしており，格子の作成・配列，境界条件，計算安定性と数値粘性，計算結果の表示等の課題を克服しながら産業の多くの分野での適用が試みられている。乱流解析という観点からこのCFDを眺めると現時点の最大の課題は乱流モデルの選択であろう。工業における当面の乱流解析は乱流モデルなしには考えられない。乱流モデルを大別するといわゆるレイノルズ方程式を基礎とする時間平均型乱流モデル（RANS）と格子平均モデルとになる。前者についてはk－εモデル[1]が主流である。これは市販プログラムを始め多くのコード，多くの計算ノウハウが蓄積されていること，計算機に対する負荷が現時点で合理的であると認められているためであろう。k－εモデルは，そのままでは剝離乱流や旋回乱流に弱点をもつことは知られており，最近では市販コードにも代数応力モデルや応力方程式モデルが組み込まれている。しかし，実用的な計算例としては殆ど現われてこない。これは実用面での流れ場の幾何形状が複雑であり，また，格子数の不足や他の誤差要因が大きくこれらのモデルの優位性が現われないためであろう。この事情は非等方k－εモデルやゾーナルモデルについても同様であると思われる。

後者はLarge Eddy Simulation（LES）に代表される。LES[2]は乱流場に存在する渦を計算格子にかかるスケール（resolvable scale）の渦とそれ以下のスケール（subgrid scale, SGS）の渦とに分け，前者はナビエ・ストークス方程式を直接に解くことによって求め，後者については渦の消散的作用をモデル化して前者の計算に組み込むものである。ここでもSGS領域に対して乱流モデルの選定が必要となる。LESは本来，格子が細かく生成されているとの前提からモデルとしては単純なSmagorinskyモデルが採用されることが多いが，最近ではモデルの修正や複雑なモデルの使用が試みられ始めている。この解析法は特に非定常流れに有望であるが，計算負荷が大きいこと，一般座標系におけるSGSモデルの記述や精度評価が未確定であること等の課題を遺しており，実用的な乱流場に十分な精度で適用された例は多くはない。幾何形状が単純で比較的低いレイノルズ数の乱流場を乱流の特性長さや時間より細かい格子で分割して直接シミュレーションを適用する試みがある[3]。これらの結果は乱流の構造自体の解明に役立つと同時に乱流モデルの評価や再構築のための基本的データベースとして利用され始めている。しかしながら，この手法が工業の実用面に効果的に利用されることはコンピュータ負荷の面から当分あり得ない。この他に高次風上差分スキーム[4]を用いることによる数値粘性を乱流粘性と見做して上述のLESと同じように考えようとする手法も利用されているが，スキームのもたらす数値粘性の性質が解明されていないこと，格子依存性が非常に強いという難点をもっている。図1に乱流解析の方法の分類を示す。

乱流解析は一般に大規模（長時間）計算であることが多く，したがって，数値計算手法にも課題がある。数値計算法における動向として注目すべき点は計算格子系であろう。従来より格子系としては直交座標系や境界適合座標系（BFC，一般座標系）が主流であったが，今後，非構造型の格子系の利用や有限要素法による解析例が増大するとともに有限体積法と有限要素法の間の垣根が低くなることが予想される。

（平成7年2月1日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

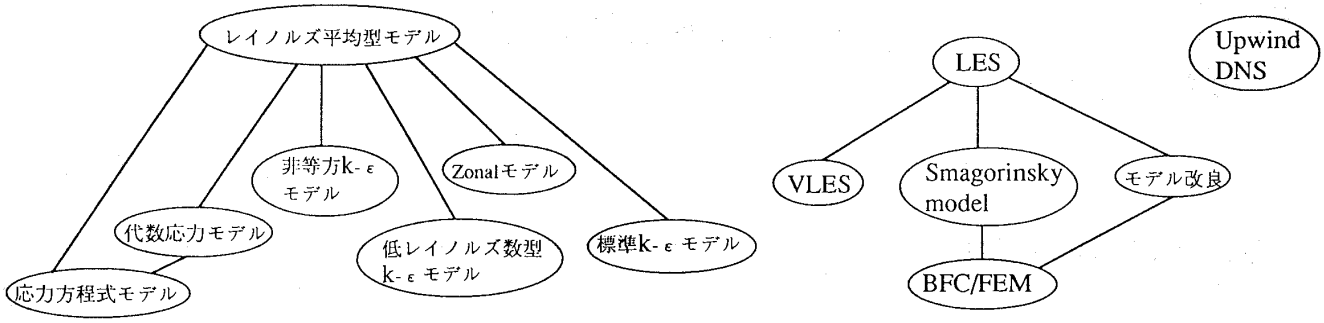
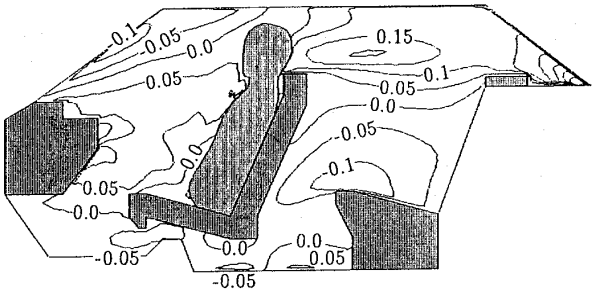


図1 乱流解析と乱流モデル

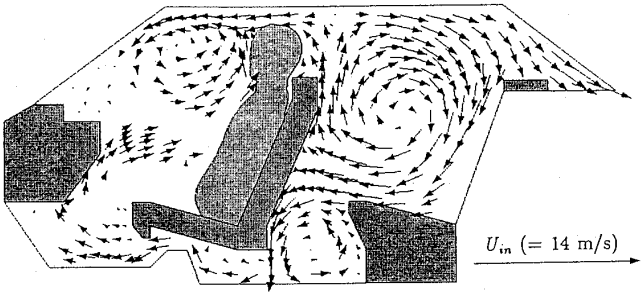
本講議では，まず第1回目に乱流解析の全体像を紹介する。続いて第2，3回目に，数値解析手法上の問題点および乱流モデルとしての問題点を具体点な計算例とともに詳細に紹介することにしよう。

2．乱流解析の実例

乱流数値解析に際しては多くの経験が必要である。そこで，k－ε モデルと LES を中心に乱流モデルによる解析例を示そう。図2は自動車車室内の温冷風の3次元乱流計算例[5]である。流れ場の形状は境界適合座標系によって構成されている。

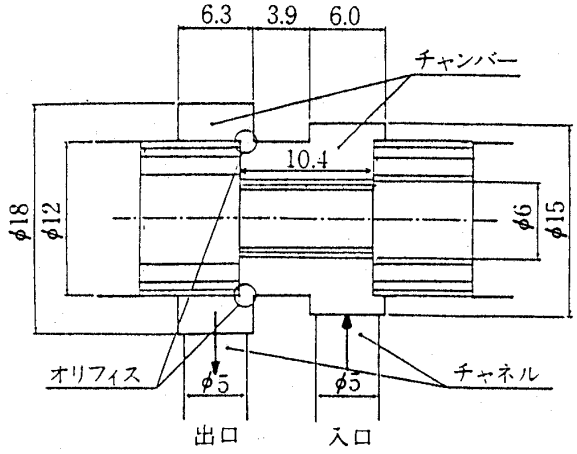


u/U_{in} 分布

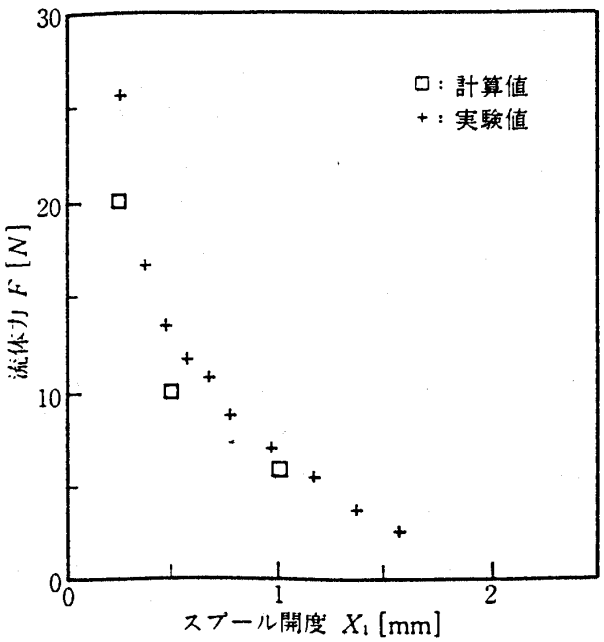


運転者中心断面速度ベクトル

図2 自動車車室内の空調



解析対象

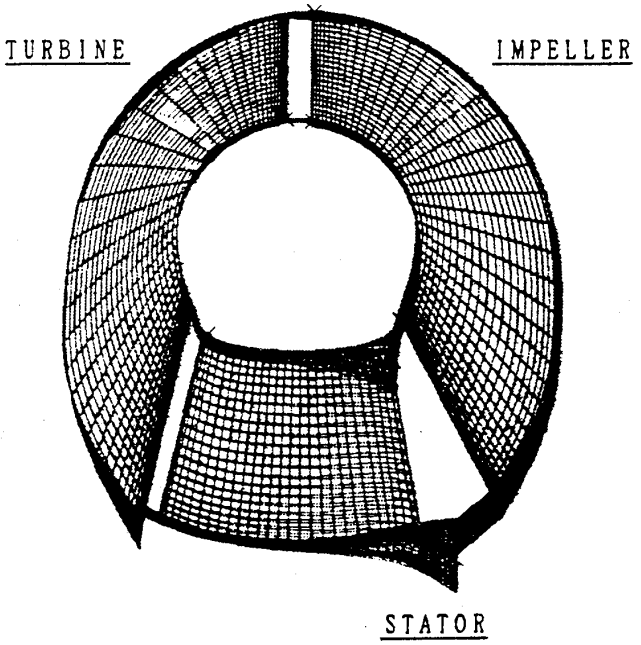


流体力

図3 スプール弁に作用する流体力の予測

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

格子数は60×55×83の3次元計算で標準k−εモデルを用いている。計算結果はLDVによる実験結果と流速および乱れの強度のレベルで比較されており，乱れ（たとえば乱流エネルギーk）の絶対値には差異があるものの，CFDが車室内の温度，流れに関する快適性の予測に適用される環境ができつゝある。図3はスプール弁の性能解析にCFDを応用した例[6]である。弁開度と弁に作用する流体力との関係が標準k−εモデルによって求められ，実験データと比較されている。3次元計算で格子数は100×64×46である。比較的粗い格子数でマクロな量をある程度推定できると思われる。図4はトルクコンバータのステータ翼列まわり流れの解析結果[7]である。計算は3次元で格子数は45×24×23，乱流モデルは標準k−εモデルである。トルクコンバータでは流れはステータ→ポンプ→タービン→ステータと循環しており非常に複雑な流れを形成している。実験データも少なく，また数値解析の例も少なくCFD適用の段階としては初動段階であろう。一般にこの種の翼列流れに乱流解析を適用する目的は，損失の評価あるいは設計点を外れた場合の性能や過渡応答であることが多い。現状は設計点性能の検証がなされている段階である。図5は平面噴流の構造をLESで解析した結果[8]である。計算は3次元で格子数は200×150×34，乱流モデルとしては通常のSmagorinskyモデルを用いている。特に，計算領域の出口境界条件，入口境界条件，エントレイメントの条件設定に工夫がなされている。噴流速度プロフィルや半値幅の計算結果は実験データとよい一致を示しており，この手法によるミクロ構造の予測が噴流の制御に新しい知見を与えることが期待される。次に円管内旋回乱流の解析例[9]を示す。後述するように，k−εモデルは旋回乱流の予測に弱点をもつことはよく知られている[10]。これをLESで解析するには，円筒座標系を用いる場合と一般座標系を用いる場合とがあるが，いずれも難点をもっている。比較的粗い格子数で計算精度を向上させるために，一般座標系を基調に，速度勾配の関与する項を円筒座標系に転換して計算する手法が開発されている。図6はこの方法による直円管内旋回乱流の平均速度予測結果を実験データ[11]と比較したものである。乱流モデルはSmagorinskyモデルを用い，格子数は40×40×100である。格子数，格子配列，境界条件等の最適化が行われていないが，軸流成分，旋回成分ともに予測の可能性を十分に示すものであると思われる。



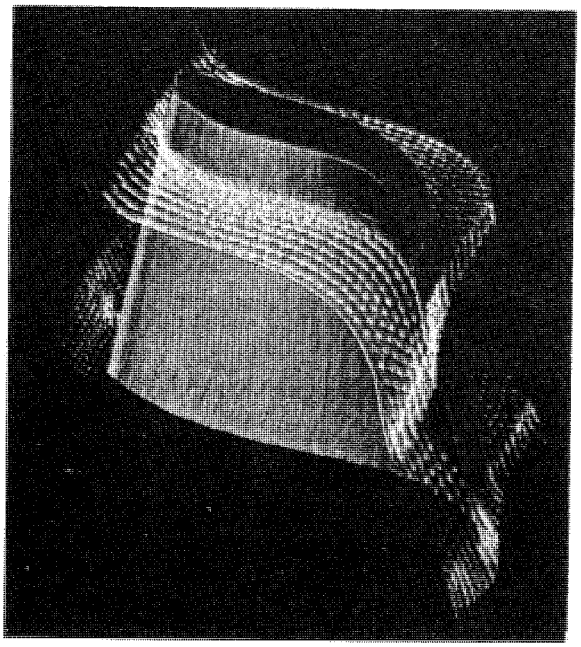
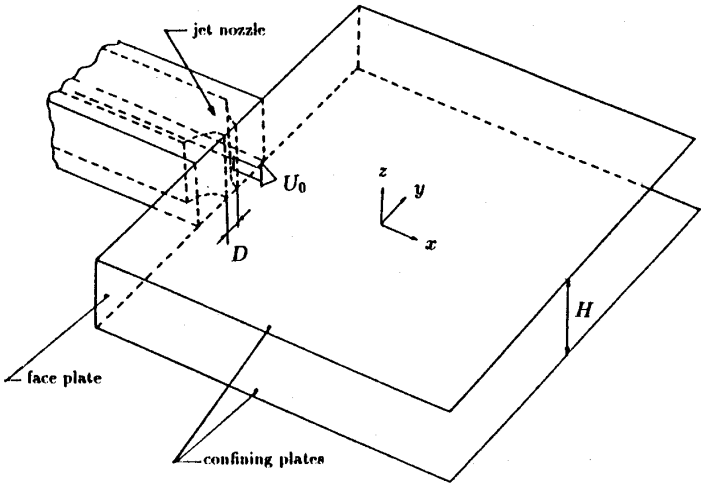


図4　トルクコンバータのステータ内部流

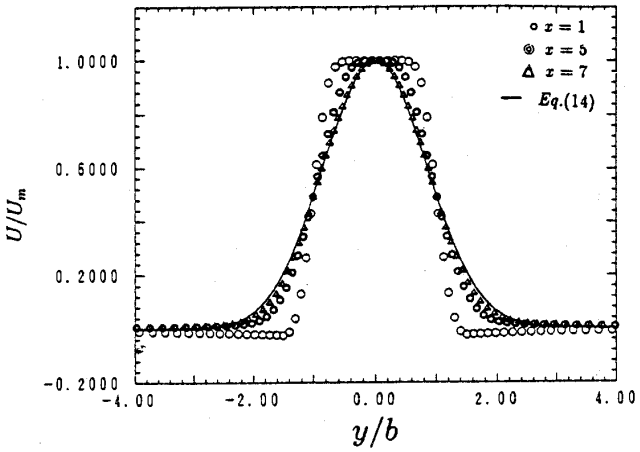
3．計算結果の検証から評価へ

われわれのまわりには既に市販あるいは大学研究室などの開発した多くの乱流解析プログラムが存在しており，それを用いれば計算結果が比較的容易に得られるようになりつつある。多くの研究

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

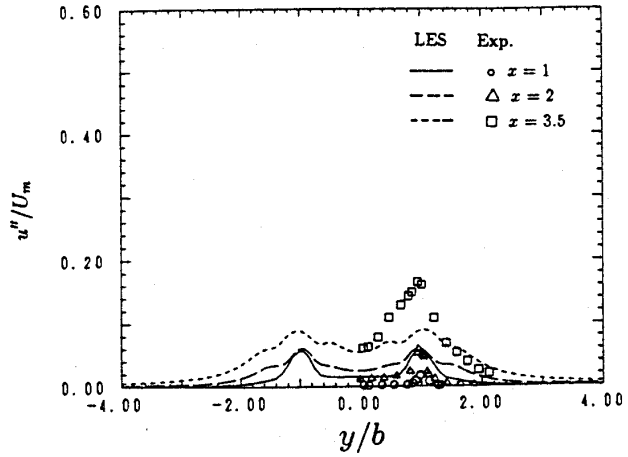


(a)　乱流噴流の計算領域



(b)　軸方向平均速度分布

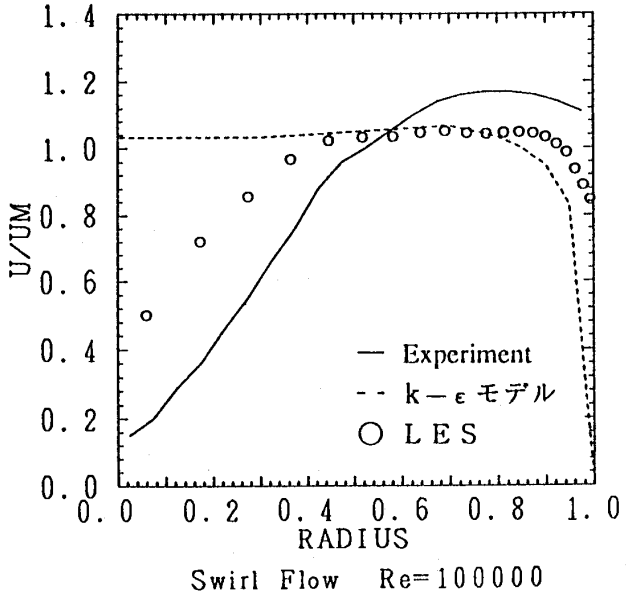
図5　平面乱流噴流の構造



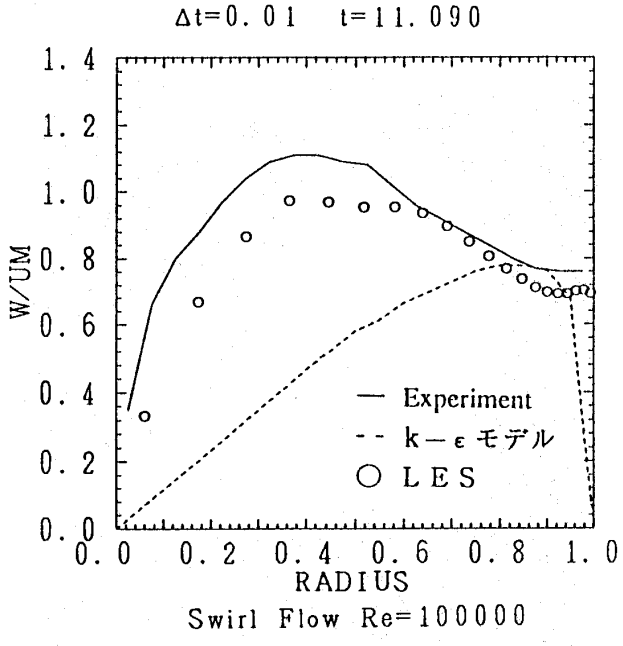
(c)　噴出口周辺の変動速度分布

(Experiment: Thomas 1986)

者，設計者にとっての問題は得られた計算結果をどのように評価するかであろう。そこで多くの検証のための研究会，ワークショップが開催されている。たとえば，日本機械学会の研究協力分科会RC−104では，バックステップ乱流，非円形断面の第2種2次流れ，矩形柱まわりの乱流，曲がり管内乱流，翼列まわりの乱流について国内の主として大学の研究者のもつプログラムでの計算比較[12]を通して，モデル，境界条件等の計算結果に



主流方向平均速度分布



周方向平均速度分布

図6　円管内旋回乱流の速度プロフィル

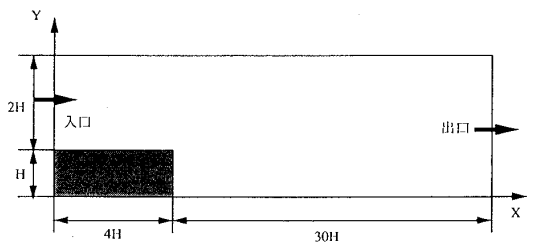
Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

及ぼす影響を詳細に検討している。ここでは始めに，バックステップ流れについて市販の6種類の汎用コードを用いて計算した例を示そう。バックステップを過ぎる流れは流入条件に強く影響されるので，流入条件として十分に発達したチャネル乱流をLESで精密に計算した値を用い，出口境界条件および壁境界条件を同一に設定する。比較の対象としてステップ側の壁面上の付着位置を選ぶと表1のようになる。使用コードあるいは計算条件（格子数，モデル定数）の相違によって結果が異なること，たとえ，同一格子数，同一モデル定数であってもコードによって結果が異なってくることが示されており，計算結果の評価に対して経験が必要なことが分かるであろう。このような比較検証によって，一般には計算結果の不一致は主として，①格子数，格子配列（たとえば集中度），②差分スキーム(特に対流項スキーム，時間進行法）の選定，③境界条件，④乱流モデルの選択に依存することが知られている。

表1　市販コードによるバックステップ乱流の付着位置予測の比較

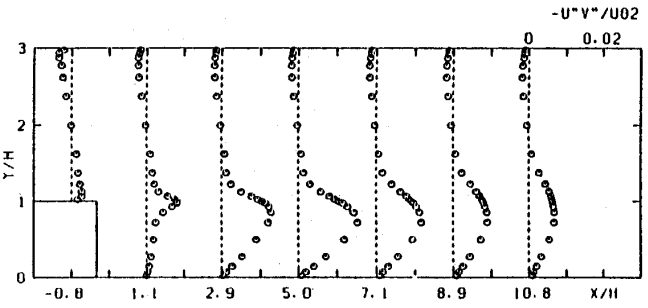
No.	ソフトウエア	MESH	差分スキーム	再付着距離	備考
1	A	171*31	一次風上	5.2	
2	B	171*31	一次風上	4.6	
3	C	171*31	一次風上	5.5	
4	D	171*31	一次風上	5.0	定常流解析
5	A	171*31	QUICK	5.8	
6	C	171*31	QUICK	5.9	
7	A	171*31	QUICK	6.5	C_μ=0.07
8	E	230*40	一次風上	6.0	
9	F	230*50	一次風上	6.0	定常流解析
10	E	270*50	一次風上	6.3	
11	B	341*46	一次風上	5.4	
12	A	681*46	一次風上	6.0	
13	C	681*46	一次風上	5.9	
14	D	681*46	一次風上	5.9	定常流解析
15	A	681*46	QUICK	6.3	
16	C	681*46	QUICK	5.9	
17	A	681*46	QUICK	7.1	C_μ=0.07

（乱流モデルはすべてk−εモデル，Re=4.6x10⁴）

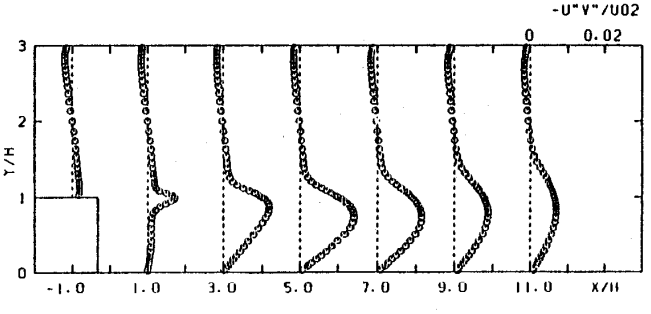


工業における流れの現場では流路形状は多くの場合，曲面で構成され比較的複雑であり，形状の表現が大きな仕事となる。CFDを設計現場に導入している所では，格子生成の自動化，AI化が図られている。いずれの格子を用いても格子数，格子構成の決定に際してはそれぞれの数値解がそれらに依存しないことを確かめなくてはならない。一般的には流れの様相の変化の著しいと思われる領域（たとえば，せん断の強いところ，固体壁付近あるいはよどみ点）では格子数を細かく設定する必要がある。このような注意を払うと格子数を相当大幅に減少させても数値解に差が生じないこともある。たとえば，図7は表1のバックステップ乱流のステップ後方断面におけるレイノルズ応力の分布である。計算は2次元として行なわれ，格子数は流れ方向，壁直角方向にそれぞれ，粗い格子の場合は54×40，細かい格子では234×54である。乱流モデルは標準k−ε モデルである。両者に大きな相違が生じていないことが示されている。数値解の信頼性を評価するときの最も初歩の作業は解の格子数依存性がないということを確認することであろう。

格子の選択に続いて，解析結果の精度に大きな



(a)　粗い格子



(b)　細かい格子

図7　格子の数と集中

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

影響を与える要因としてナビエ・ストークス式の各項の差分スキーム精度がある。特に対流項の差分スキームのもつ誤差は数値粘性と呼ばれ，物理現象の粘性と数式上で同じ振舞いをする。したがって，数値粘性が加わったコードで計算した流れはレイノルズ数などの重要なパラメタが実際の流れ場のそれと異なってしまう恐れがある。数値粘性を含まない中心差分スキームの利用が望まれるが，この中心差分スキームは高い格子レイノルズ数で不安定となりやすいことが広く知られている。高次精度の対流項風上スキームを利用すれば，このような無条件不安定をもたらさず安定した計算結果が得られるとされるが，高次の数値粘性の解に及ぼす影響[13]については紙面の都合でここでは触れないこととする。

乱流モデル検証の第2の例として上述の機械学会分科会 RC−104 の比較検証例をあげておく[12]。表2は標準 k−ε モデル，非等方 k−ε モデル，および代数応力モデルによるバックステップ乱流の解析例の一部である。ここでも表1と同様に付着位置を比較対象としている。一般に k−ε モデルは，①固体壁に衝突する流れの乱れエネルギーの過大評価，②旋回乱流の予測困難，③非円形断面流路における第2種2次流れの予測不能，④c_μ＝

表2 研究者コードによるバックステップ乱流の付着位置予測の比較

乱流モデル／計算手法	MESH	計算領域 (x/H)	アルゴリズム	対流項	再付着距離
k-ε（壁関数）	230*50	-4 ~ 30	SIMPLE	HYBRID	5.8
	50*31	-50 ~ 50			5.17
	238*21	-4 ~ 30		POWER-LAW	4.4
	476*42				4.9
	238*21			QUICK	4.9
	238*42				5.1
	250*30		SIMPLE（コロケート）		5.7
	500*60				5.8
	131*15	-10 ~ 30		1次風上	4.0
	241*26				4.9
	201*41				5.3
	221*36				4.8
	131*23				5.8
	131*51				5.7
k-ε（壁関数）($C_{\varepsilon 1}$=1.62)	238*21	-4 ~ 30	SIMPLE	QUICK	6.6
k-ε（壁関数）(k方程式拡散項修正)	230*50	-4 ~ 30	SIMPLE	HYBRID	6.4 7.1
非等方k-ε（壁関数）	250*30	-4 ~ 30	SIMPLE（コロケート）	QUICK	5.8
	500*60	-4 ~ 30			5.9
k-ε（低Re型）	255*75	-5 ~ 50	MAC	3次風上＋1次風上	6.5
ASM（壁関数）	230*50	-4 ~ 30	SIMPLE	HYBRID	6.3
ASM（壁関数）(k方程式拡散項修正)	230*50	-4 ~ 30	SIMPLE	HYBRID	6.6 7.3
RSM（壁関数）	2901(要素数)	-4 ~ 30	GSMAC	風上化なし	6.7
NS+3次風上	115*40	-10 ~ 50	MAC	3次風上	7.67
q-ω（低Re型）＋TVD	601*101	-90 ~ 40	Finite Volume Implicit TVD Scheme		6.4
BEM+渦法	340*30	-4 ~ 30			5.2
		再付着距離測定値			6.51

ASM: 代数応力モデル，RSM: レイノルズ応力モデル，BEM: 境界要素法

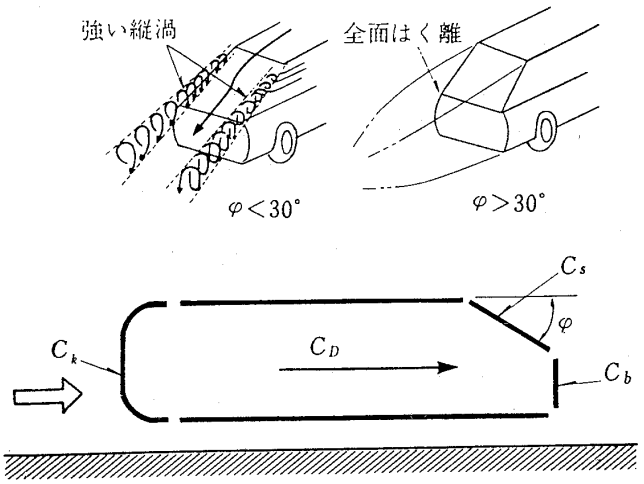
Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

一定の仮定の適否，⑤壁付近の扱い＝壁法則の適用の適否，⑥急拡大，曲管路の流線の曲がりの影響の表現不備，⑦ε方程式のモデリングの疑問，⑧非定常流対応の適否などが弱点あるいは課題として議論されており，レイノルズ平均モデルを基礎に多くの対応モデル，改善モデルが提案されている。それらは特定した乱流場について改善されたものであり，原則的には解析しようとする乱流場に合ったモデルを選択的に使用することになる。

4．非定常流の解析

流れの解析においては定常状態の値のみを必要とする場合と時間的変化をも必要とする場合とがある。実用上の解析では定常値のみを必要とすることの方が多いかも知れない。流れが乱流の場合は，たとえ定常値を得ることが目的であっても，厳密には時間変動を追わなくてはならない筈である。すなわち，非定常流を解くということが乱流解析の基本であろう。一方，機器装置の高機能化は流れの時間制御を必要とし，非定常解析が不可欠となる。たとえば乱流音を流体解析で捕らえることができるかどうかは圧力の時間微分値を高精度で計算できるかどうかに依存する。現在のところ剝離による乱流音を再現できる程高精度の計算がなされている訳ではないが，近い将来には，乱流音と剝離泡，剪断渦構造との関係も解明されることも期待される[14]。

非定常流の数値解析における興味ある例として，双安定的な流れが解析可能かどうかに対する例を挙げておく。図8は車両に類似した簡易形状についての抗力係数の時間履歴を高次風上差分を用いた擬似直接解法によって求めた例[15]である。この種の形状で後面傾斜角（スラント角）φが30～35度のケースは臨界形状と呼ばれており，ここでは2つのフローパターンが存在し，各々のフローパターンに応じて異なる抗力係数をもつことが実験的に知られている。図において抗力係数の値自体はここでは論じないとして，問題とすべきは高い抗力係数と低い抗力係数の二つの値を予測することが出来るかどうかという点である。双安定的な流れパターンを計算することは可能と思われるが，そのときには，一方の流れパターンに外乱を与えることによって他のパターンが出現することを確認するなどの作業が必要である。たとえばカルマン渦のような流れに関しては数値計算上の誤差が流れ場の非対称性のトリガーになると考えられる。実際に高い精度の計算例では数値誤差のみでは非対称性の出現が遅れ計算時間の損失となることも多いため計算の初期に非対称性を与えてしばらくしてそれを除くという操作で非対称性の出現を早めることが行なわれる。図8の課題は格子数が約130万点という大規模計算であり，二つのパター



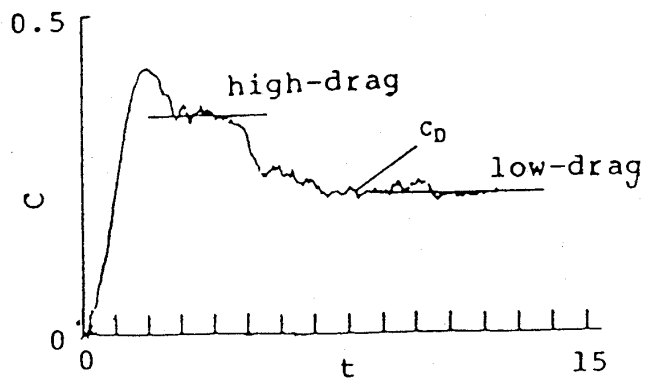


図8　Ahmedモデルの臨界形状と2つの抗力係数

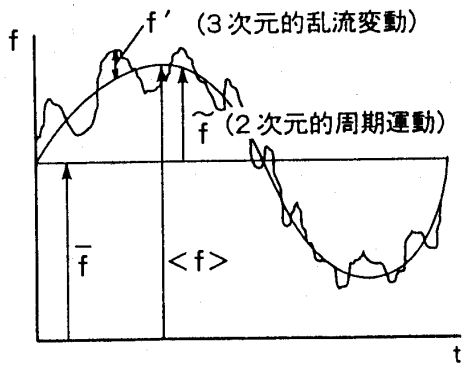


図9　カルマン渦の周期変動と乱流

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

表3　正方形柱に作用する変動揚抗力の振幅と振動数の比較

	時間平均型モデル			LES	実験
乱流モデル	k-ε モデル	応力方程式モデル	応力方程式モデル	スマゴリンスキーモデル	
壁境界	2層モデル	壁関数	2層モデル		
S_t	0.124	0.136	0.159	0.132	0.135/0.129
$\overline{C_D}$	1.79	2.15	2.43	2.10	2.03~2.23
$\tilde{C_D}$	現れず	0.383	0.079	0.12	
$\tilde{C_L}$	0.323	2.11	1.84	1.58	

S_t: 無次元振動数，ストローハル数
$\overline{C_D}$: 抗力係数の時間平均値
$\tilde{C_D}$: 抗力係数の時間変動分の振幅（片振幅）
$\tilde{C_L}$: 揚力係数の時間変動分の振幅（片振幅）

ンの出現の確認には長時間の計算が必要となる。

非定常乱流場の第2の興味は，層流解析や直接シミュレーションあるいはLESは非定常解析が原理的に可能であるが，k－ε モデルのような時間平均型の乱流モデルを非定常解析に適用することがそもそも許されるかどうかという問題である。たとえば，正方形柱を過ぎる高レイノルス数乱流では図9に示すように2次元的な渦放出の周期運動に組織的な3次元乱流変動が付加されることになる。乱流変動f'は周期運動にかなりの影響をもっていると思われるが，時間平均型乱流モデルでこの$\overline{f'^2}$と$\tilde{f}$とを分離して評価することが可能であろうか。この問題に対しては漸く最近になって研究が進み始めている。それらはまだ研究途上であるが，表3に示すように時間平均型乱流モデルによって揚抗力の周期変動の振幅，周波数が計算されており，モデルの改善（および境界条件の適正化）によって周期運動も乱流変動と分離して評価される可能性が高いことが分かる[16]。したがって，非定常流の場合にも，その性質によって乱流解析の手法を選択して利用することになろう。

5．まとめ

産業の発展は予測すべき対象，制御すべき現象をますます複雑にしつつあり，数値流体解析に寄せられる期待は大きい。数値解析と実験解析の優劣を論ずる場合には，①コストパーフォーマンス，②データベース化の容易さ，③結果の評価，信頼性，④将来性が検討項目になろう。数値解析を推進しようとする立場から上記項目を眺めると第3の信頼性が現在の最大のネックである。実験的計測はすでに長い歴史と蓄積をもっており，精度に関する多くのノウハウを有している。現在の数値解析がこれに対応する評価システムをもっているとはいえない。特に，乱流の解析の場合には，学術的成果と実用上の効果の間にはギャップがあるように感じられる。

次回には結果の評価，信頼性に大きな影響を与える数値解析上の諸要因を，第3回目には学術上の成果と実用上の適用に大きなギャップがあるといわれる乱流モデルについて詳しく論じることにする。

参考文献

(1) Launder, B. E. & Spalding, D. B., Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press (1972)
(2) 小林・森西, 東京大学生産技術研究所報告 38－3 (1993)
(3) 笠木, 造船学会誌 751 (1992), 29
(4) Himeno, R., et al., SAE paper 900319, (1990)
(5) 小森谷, 自動車技術会学術講演会前刷集, 924, 2 (1992), 113
(6) 住田ほか, 春季油空圧講演会講演論文集 (1991), 125
(7) 小林ほか, ターボ機械協会北九州講演会講演論文集 (1994), 102
(8) Dai, Y. & Kobayashi, T., JSME Intern. J., Ser. B, 37－2 (1994), 242
(9) Togashi, S. & Kobayashi, T., Proc. 2nd JSME-KSME Fluid Engng. Symp., (1994), 102
(10) 小林・依田, 日本機械学会論文集 B 54－481 (1986), 3230
(11) 村上ほか, 日本機械学会論文集 B 41－346 (1975), 1793
(12) 小林編, 日本機械学会 RC 104 研究成果報告書 (1994)
(63) 松宮ほか, 日本機械学会論文集 B 59－566 (1993), 2937
(14) 小林・戴, 騒音制御, 18－1 (1994), 2
(15) 橋口・河口, 第2回数値流体力学シンポジウム講演論文集 (1988), 495
(16) Rodi, W., J. Wind Engineering 52 (1992), 1

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

技術論文

周期的後流の影響を受けるタービン翼前縁まわりの熱伝達に関する研究（熱伝達促進効果のモデル化）

岩手大学工学部　船　崎　健　一

Abstract

In this paper, a simple method is newly developed to predict heat transfer around the leading edge of a turbine blade that is affected by the periodic wake passage. In consideration of the intense wake turbulence, it employs a quasi-steady approach to evaluate the effect of wake turbulence on the time-resolved heat trasfer. Accordingly, in conjunction with the experimental finding about the wake turbulence profile, it can be assumed that the time-resolved heat transfer around the leading edge responds directly to the wake turbulence so that it behaves like a Gaussian distribution about time. In this case, the maximum heat transfer attained by the wake is calculated by the steady flow correlation of Lowey and Vachon. Moreover, the overlapping effect between the neighboring wakes is also taken into account to some extent. A comparison is made between the experiments conducted by several researchers including the present author. It follows that the proposed method yields reasonable prediction of the time-averaged heat transfer around the leading edge of the test models which are subjected to the periodic wakes. However, there appears some discrepancy between the experimental data and the prediction, hence some discussion is made to spot the causes of this discrepancy.

1．緒　言

著者は先に，航空エンジンなどのタービン段において，上流からの周期的な後流がタービン翼前縁まわりの流れ場や熱伝達に及ぼす影響を明らかにするため，タービン翼前縁部を模擬する鈍頭な供試体を用いた実験を行った[1]。タービン冷却翼設計において必要となる，翼前縁部での熱伝達の定量的予測を可能にするためには，翼前縁部の伝熱特性に直接的に影響する主流乱れの効果を把握するための研究を行う一方[2][3]，そこでの熱伝達のメカニズムの解明やモデル化が必要である。本研究では，周期的後流が存在する場合のタービン翼前縁まわりの熱伝達に関するモデル化を試みる。

主な記号

$b_{1/2}$	：速度分布に関する半値幅
D	：供試体前縁直径
d	：後流発生用円柱径
Fr	：Frossling 数（$=Nu_D/Re_D^{1/2}$）
f	：後流通過周波数（$=nn_c/60$）
h	：熱伝達率
l	：後流発生器と供試体前縁までの軸方向距離
max[ ],min[ ]	：[ ]内の最大値，最小値をとる関数
Nu_D	：前縁直径に基づくヌセルト数（$=hD/\lambda$）
Nu_x	：局所ヌセルト数（$=hx_{surf}/\lambda$）
n, n_c	：円盤回転数，円柱本数
P	：円柱列ピッチ
Pr	：プラントル数
$\dot{q}$	：熱流束
R	：供試体前縁半径
Re_D	：前縁直径に基づくレイノルズ数（$=U_{in}D/\nu$）
Re_x	：局所レイノルズ数（$=U(x_{surf})x_{surf}/\nu$）
S	：ストローハル数（$=fD/U_{in}$）
St	：局所スタントン数（$=Nu_x/(Re_xPr)$）

（平成6年10月6日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

$St_{Tu=0}, St_{Tub}$ ：主流乱れなし，主流乱れありの場合の熱伝達特性（スタントン数）
ΔSt_{max} ：後流通過による熱伝達の増加量
T, T_∞ ：温度，主流温度
Tu ：乱れ度
$U(x_{surf})$ ：表面速度
U_{in}, U_m ：入口速度，円柱移動速度
X ：円柱からの相対流出角方向への距離
x, x_{surf} ：軸方向長さ，供試体表面長さ
y ：ピッチ方向への座標
$\Delta\alpha$ ：後流による熱伝達促進効果（$\overline{St}/St_{Tub}-1$ または $\overline{Nu_D}/Nu_{D,\theta=0,Tu_b}-1$）
γ ：間欠度
λ ：熱伝導率
ν ：動粘度
θ ：よどみ点からの角度（$\theta=0$：よどみ点）
ρ ：密度
τ ：後流通過周期
$\tau_{1/2}$ ：乱れ度分布における時間に関する半値幅

添字など

b ：主流乱れ（バックグラウンドの乱れ）で決定される値
avg, L.E. ：前縁部での平均値，前縁よどみ点での値
max ：後流内の最大乱れ度で決定される値またはよどみ点での値
$\bar{f}$ ：関数 f の時間平均値

2．熱伝達促進効果のモデル化

2.1 Van Dresar, Mayle の方法[4]

著者が先に行った実験では，周期的な後流が供試体まわり，特に前縁付近の熱伝達を促進すること，そしてその効果は後流通過周波数（ストローハル数）に強く依存することが明らかにされた。一方，Van Dresar, Mayle[4] は，上流側の静止円柱からの後流の影響を受ける円柱まわりの熱伝達を計測し，そこで得られた知見を元に，周期的後流の影響を受ける前縁まわりの時間平均熱伝達特性，特によどみ点での熱伝達特性 $\overline{Nu}$ を次のように推定した。

$$\overline{Nu}=\frac{1}{\tau}\int_t^{t+\tau}Nu(Tu(t'))dt'$$
$$=Nu_b+(Nu_{max}-Nu_b)\int_0^1\gamma(y)d\left(\frac{y}{P}\right) \quad (1)$$

ここで，$Nu_b=Nu(Tu_b)$，$Nu_{max}=Nu(Tu_{max})$。Van Dresar, Mayle は，この式に後流通過周波数が含まれていないことから，この式で評価される前縁部での時間平均熱伝達は後流通過周波数（またはストローハル数）によらない，と述べた。一方で，Dullenkopf, Mayle[5] は，間欠度 γ の代わりに乱れ度 Tu を用いた

$$\overline{Nu}=\frac{1}{\tau}\int_t^{t+\tau}Nu(Tu(t'))dt'$$
$$=\int_0^1Nu(Tu(y))d\left(\frac{y}{P}\right) \quad (2)$$

を用いて，前縁部よどみ点近傍と類似の流動状況（流れが加速状態）にある翼腹面側での熱伝達特性を，次式で与えた。

$$\overline{Nu}=Nu_b+\frac{S}{3.8}[\overline{Nu}_{S=3.8}-Nu_b] \quad (3)$$

ここで，隣接する後流はそれぞれ重なり合わないものとする。この表現は，式(1)と異なり時間平均熱伝達は後流通過ストローハル数に依存し，かつ，ストローハル数に対し直線的に増加することを示している。しかしながら，Dullenkopf, Mayle は，ストローハル数の増加率（$[\overline{Nu}_{S=3.8}-Nu_\infty]/3.8$）を予測する方法については言及しておらず，冷却設計への適用という観点からは，十分に検討を行ったとはいえない。

2.2 O' Brien の方法[6]

O' Brien は，移動円柱からなる後流発生器を用い，翼前縁を模擬する円柱表面の非定常及び時間平均熱伝達特性を調べた。そして，Lowey, Vachon[7] がよどみ点熱伝達特性に対して与えた次式

$$\frac{Nu_{max}}{Re_D^{1/2}}=1.010+2.624\left[\frac{TuRe_D^{1/2}}{100}\right]$$
$$-3.070\left[\frac{TuRe_D^{1/2}}{100}\right]^2\equiv F(TuRe_D^{1/2}) \quad (4)$$

において，主流乱れ Tu の代わりに後流内乱れ度分布を準定常的に用いることにより，後流によるよどみ点近傍での非定常熱伝達促進効果を推定している。その結果と実験値の比較例を図1(a)およ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

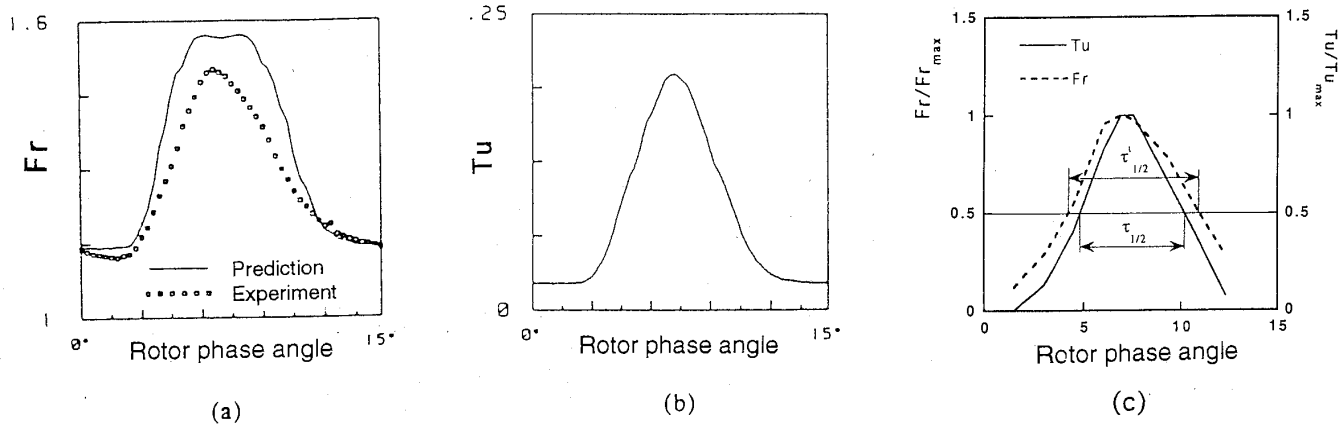


図1 円筒部での周期的後流による非定常熱伝達（O' Brien[6]）
(a) 非定常熱伝達 (b) 後流内乱れ度分布 (c) 半値幅の比較

び(b)に示す。ここで，図1の横軸は，後流発生器の円柱の位相角（回転円内における円柱の位置）を表す。この図から，推定値が実験値よりも熱伝達促進効果（Frossling 数 Fr）を大きく評価していることがわかる。また，後流内乱れ度分布と比較すると，推定値では式(4)の非線形性から生ずる「頭打ち」現象が現れているが，実験値は乱れ度分布に類似の（正規分布に近い）分布になっていることがわかる。しかし，全体としては，手法の簡便さを考慮すれば，かなりよい予測精度となっている。

2.3 後流による時間平均熱伝達促進効果の予測法

2.3.1 一般的表示

以上の考察をもとに，上流側からの周期的後流によるタービン動翼前縁付近での熱伝達促進効果の予測法について検討する。

はじめに，前縁まわりでの後流と境界層との干渉について考察する。翼前縁付近では，境界層が薄く，また，流れがよどみ点以降の急激な加速状態にあるため，強い乱れを伴う後流の通過によっても，平板境界層のような乱流スポット群（乱流パッチ）[8]は発生しないものと考えられる。従って，実験で確認された後流による熱伝達の促進は，主流乱れの効果は除き，後流が供試体表面上を通過することのみによって生じたものと推測される。言い換えると，後流が通過している間は，表面境界層は乱流の状態になっているが，後流通過後はそれ以前の状態に回復するものと考えられる。以上の仮定はO' Brien[6]の薄膜センサーを用いた実験においても確認されている。また，前節でも述べたように，O' Brien の実験では，前縁付近での非定常熱伝達特性は，後流内の乱れ度分布に類似の分布（正規分布）になることも示されている。以上の点を踏まえて，次のようなモデルを考える。まず，後流内乱れ度分布を次式のように表す[9]。

$$Tu(t)=\max\left[Tu_b,\ Tu_{\max}\exp\left(-\ln 2\left(\frac{t}{\tau_{1/2}}\right)^2\right)\right] \quad (6)$$

ここで，Tu_b は主流乱れ度，$Tu_{\max}$ は後流内での乱れ度の最大値，また $\tau_{1/2}$ は乱れ度分布（正規分布の部分）の半値幅である。これに応じて熱伝達が変化すると仮定すると，非定常熱伝達はスタントン数を用いて次のように表せる。(図2)。

$$St(t)=\max\left[St_{Tu_b},\ St_{Tu=0}+\Delta St_{\max}\exp\left(-\ln 2\left(\frac{t}{\tau'_{1/2}}\right)^2\right)\right] \quad (7)$$

ここで $\tau'_{1/2}$ は熱伝達分布の半値値である。図1(a)，(b)から正規分布に対応する部分を抜き出し，それぞれの最大値で無次元化したFrossling数

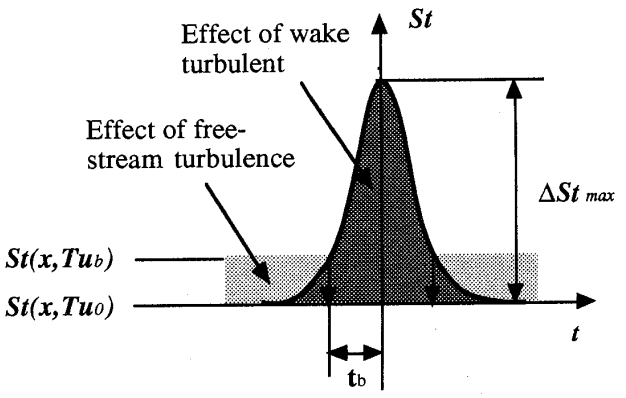


図2 周期的後流による非定常熱伝達のモデル図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

Fr および乱れ度 Tu の分布から，$\tau'_{1/2}$ と $\tau_{1/2}$ の間の関係を次のように規定する（図1(c)）。

$$\tau'_{1/2} \cong 1.2\tau_{1/2} \tag{8}$$

式(7)のモデルでは，熱伝達促進効果は乱れ度のみによって決まり，他の要因，例えば乱れ長さスケールなどの効果は無視できると仮定して導かれている。実際には，この効果は必ずしも無視できるものではなく[5][10]，更なる議論が必要である。

時間平均の熱伝達は，この式から

$$\begin{aligned}\overline{St} &= \frac{1}{\tau}\int_{-\frac{\tau}{2}}^{\frac{\tau}{2}} St(t)dt \\ &= \frac{2}{\tau}\left\{\int_{tb}^{\frac{\tau}{2}} St_{Tu_b}dt \right. \\ &\quad + \int_0^{t_b}[\Delta St_{\max}\exp(-\ln 2(t/\tau_{1/2})^2) \\ &\quad \left. + St_{Tu=0}]dt\right\} \\ &= \frac{2}{\tau}\left\{St_{Tu_b}\left(\frac{\tau}{2}-t_b\right)\right. \\ &\quad + \Delta St_{\max}\int_0^{t_b}\exp(-\ln 2(t/\tau_{1/2})^2)dt \\ &\quad \left. + t_b St_{Tu=0}\right\}\end{aligned} \tag{9}$$

ここで，t_b は後流による乱れ度と主流乱れとが交わる時刻であり，(図2)，式(6)から次のように与えられる。

$$t_b = \tau_{1/2}\sqrt{-\frac{1}{\ln 2}\ln\left(\frac{St_{Tu_b}-St_{Tu=0}}{\Delta St_{\max}}\right)^2} \tag{10}$$

後流による実質的な熱伝達促進効果を以下のように評価する（St_{Tu_b} 以上の面積）。

$$\begin{aligned}&(\overline{St}-St_{Tu_b})\tau \\ &= 2\left\{-t_b St_{Tu_b}\right. \\ &\quad + \Delta St_{\max}\int_0^{t_b}\exp(-\ln 2(t/\tau_{1/2})^2)dt \\ &\quad \left. + t_b St_{Tb=0}\right\}\end{aligned} \tag{11}$$

または，

$$\begin{aligned}\Delta\alpha &\equiv \left(\frac{\overline{St}}{St_{Tu_b}}-1\right) \\ &= 2\left\{\left(\frac{St_{Tu=0}}{St_{Tu_b}}-1\right)\frac{t_b}{\tau}\right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta St_{\max}}{St_{Tu_b}}\frac{1}{\tau}\int_0^{t_b}\exp(-\ln 2(t/\tau_{1/2})^2)dt\right\}\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}&= 2\left\{\left(\frac{St_{Tu=0}}{St_{Tu_b}}-1\right)\frac{t_b}{\tau}\right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta St_{\max}}{St_{Tu_b}}\frac{\tau_{1/2}}{\tau}\int_0^{t'_b}\exp(-\ln 2t'^2)dt'\right\}\end{aligned}$$

$$t'_b = \frac{t_b}{\tau_{1/2}} = \sqrt{-\frac{1}{\ln 2}\ln\left(\frac{St_{Tu_b}-St_{Tu=0}}{\Delta St_{\max}}\right)^2} \tag{13}$$

2.3.2 準定常的手法の導入

式(11)または式(12)から後流による熱伝達促進効果が評価できる。ただし，そのためにはベースとなる St_{Tu_b} や $\Delta St_{\max}$ などを与える必要がある。次にこの点を検討する。

Addison, Hodson[11] は，後流内の乱れ運動エネルギが後流通過周期と比べ十分に短い時間で境界層内に拡散すること示すとともに，これによって後流が境界層に与える効果（遷移など）に対して定常的な関係式が適用できるとする，いわゆる準定常的な取り扱いの可能性も示した（詳細な検討に関しては付録Aに記す）。彼らの考えを援用して，式(4)の関係が後流内乱れ度の最大値 $Tu_{\max}$ に対しても成立するものと仮定する。即ち，

$$\Delta St_{\max} = F(Tu_{\max}Re_D^{1/2}) - F(0) \tag{14}$$

ただし，式(4)は，$TuRe_D^{1/2} = 42.7$ で最大値を示しそれ以後減少することを考慮して，式(14)を最大値以降一定になるように書き換える。

$$\begin{aligned}\Delta St_{\max} &= F(Tu_{\max}Re_D^{1/2}) - F(0), \\ &\qquad Tu_{\max}Re_D^{1/2} \leqq 42.7 \\ &= Th, Tu_{\max}Re_D^{1/2} > 42.7\end{aligned} \tag{15}$$

ここで，Th は $\Delta St_{\max}$ の上限値（$\cong 1.57$）である。後流の半値幅に関しては，速度分布に関する次の実験式[12]

$$\frac{b_{1/2,\text{velocity}}}{d} = 0.308\sqrt{C_d}\left(\frac{X}{d}\right)^{1/2} \tag{16}$$

および船崎らの研究の結果[9]から，

$$\tau_{1/2} = \frac{b_{1/2}}{U_m\cos(\lambda_c)}, \lambda_c = \tan^{-1}\left(\frac{U_m}{U_{in}}\right) \tag{17}$$

なお，上に現れた記号等の説明を図3に示す。

3．実験結果との比較

以下に，周期的後流によるタービン翼前縁部での熱伝達促進効果に関するいくつかの実験結果と，本研究で展開した予測法による結果との比較を行

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

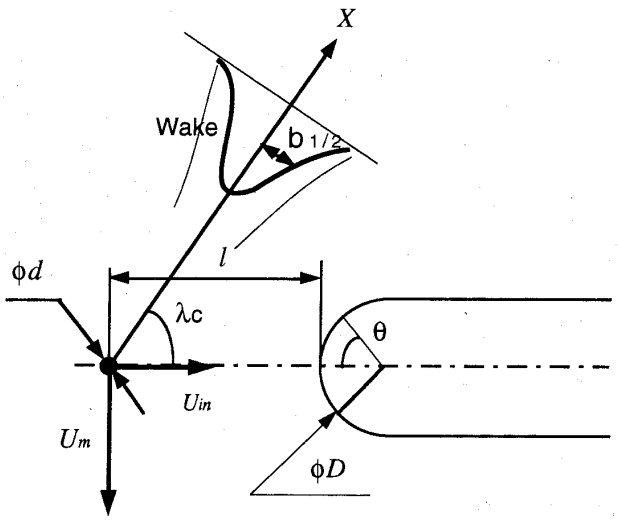


図3 円柱下流の後流と供試体に関する諸元値

う。計算に必要となる緒元値を表1にまとめておく。なお，主流乱れ Tu_b や後流内最大乱れ度 Tu_{max} については，試験条件等による変動は小さいものと考え，代表的な値を用いている。

3.1 O' Brien の実験[6] との比較

図4に，O' Brien の実験で得られた後流によるよどみ点での熱伝達促進効果と，前節で展開した予測法による評価値との比較の結果を示す。ここで，$S'=2\pi fd/U_{in}$。O' Brien の実験では，ストローハル数が S' が 0.25 以下の時，$\Delta\alpha(=Nu_{\theta=0,S=0}-1)$ はほぼ一定（≅0.08）であるが，予測値でもほぼこれに近い値を示している。S' が 0.25 以上になると，実験および予測による $\Delta\alpha$ は両者とも S' の増加により上昇し，また予測値と実験値とは定量的によく一致している。

3.2 Dullenkopf らの実験[12] との比較

Dullenkopf らは，O' Brien と同様の後流発生器を用いて，後流による熱伝達促進に関する翼列試験を行った。彼らの実験のうち，2つのレイノルズ数についての実験結果（前縁部における熱伝達の最大値から算出）および予測値との比較を図5に示す。ここでは，実験で用いられた最も長い l（後流発生器と翼列前縁までの軸方向距離）を用いている（彼らの論文では，l の効果は十分に小さいとして，実験結果がどの距離の時に得られたものか明記されていないため）。レイノルズ数が 2.8×10^4 の場合，ストローハル数が 0.15 以下の範囲では予測値は実験値とかなりよく一致しているが，それ以降は本研究で展開された予測法は実験値よりも低い値を与えるようになる。レイノルズ数が 4.1×10^4 の場合，予測値は定性的には実験値と同様の傾向になるものの，特に高ストローハル数の範囲で定量的には実験値よりも低い値を示すようになる。

表1 実験条件の比較

	O'Brien[6]	Dullenkopf et al.[5]	Funazaki et al.[1]
d[m]	0.003175	0.0015	0.005
D[m]	0.0127	0.0094	0.10
d/D	0.25	0.16	0.05
l[m]	0.05	0.091	0.15
n_c	24	4, 7,14,28	3, 6
Tu_b[%]	1.2	1.5	0.6
Tu_{max}[%]	18	6	8

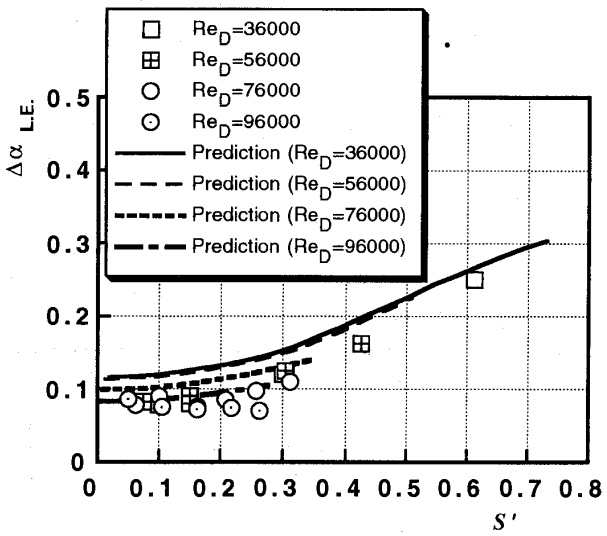


図4 周期的後流によるよどみ点での熱伝達促進効果（O'Brien[6] の実験と予測値との比較）

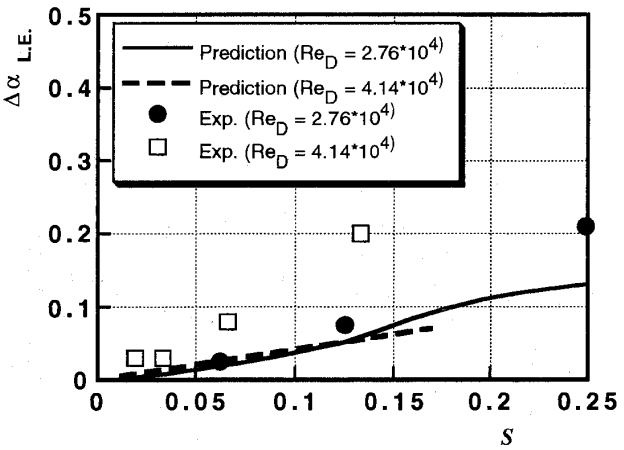


図5 周期的後流によるよどみ点での熱伝達促進効果（Dullenkopfらの翼列実験[12] と予測値との比較）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

3.3 船崎らの実験との比較[1]

船崎らは，半円筒の前縁部を有する供試体を用いて，周期的後流による熱伝達促進効果を調べた。その結果（前縁部における熱伝達の最大値から算出）と予測値値との比較を図6に示す。予測値は定性的には実験値と同様の傾向を示すが，定量的には熱伝達促進効果を過小評価している。この場合も前節と同様に，レイノルズ数の増加と共に実験値と予測値との差異が拡大する傾向にある。図7には，前縁部（$\theta = 0° - 40°$）の熱伝達の平均値から算出した熱伝達促進効果 $\Delta\alpha_{avg}$ を示す。この結果から，前縁部における平均的な熱伝達促進効果に関しては，予測値は定量的にも実験値に近い値を与えていることがわかる。

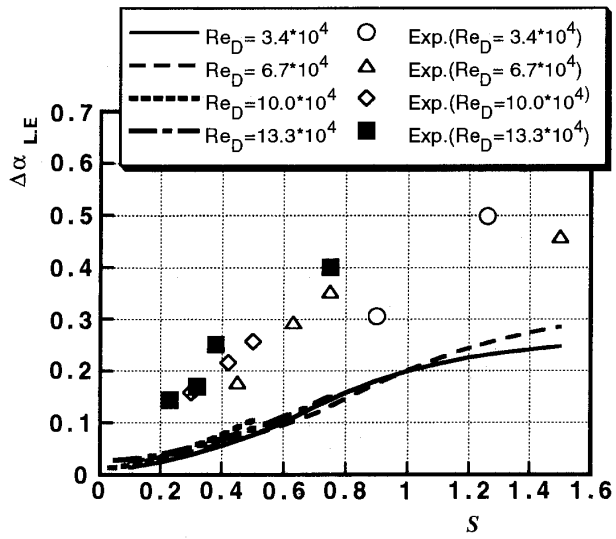


図6 周期的後流によるよどみ点での熱伝達促進効果の比較（船崎らの実験と予測値との比較[1]）

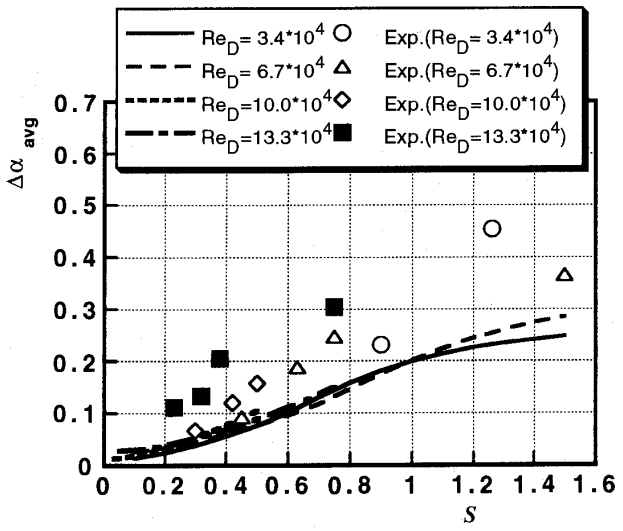


図7 周期的後流によるよどみ点周辺での平均熱伝達促進効果の比較
（船崎らの実験と予測値との比較[1]）

なお，船崎らの実験や前述のDullenkopfらの実験を対象にした計算では，3.1節でのO' Brienの実験を対象とした場合よりもレイノルズ数の効果が小さくなっている。$\Delta\alpha$ にはレイノルズ数 Re_D は $Tu_{max}Re_D^{1/2}$ の形で関与するが，船崎らの実験やDullenkopfらの実験での Tu_{max} がO' Brienの実験のそれと比較して小さいため，結果として $\Delta\alpha$ に対するレイノルズ数の効果が小さくなったものと考えられる。

4. 考 察

前節で示したように，本研究で展開した予測法は，ストローハル数の増加による熱伝達促進効果の変化に関する定性的な予測は可能であるが，定量的予測という面でやや難がある。この原因としては，以下のような点が考えられる。

(1) 後流と供試体との干渉効果を無視している点

図8に供試体上流（点F）および供試体前縁近傍（点N）での後流波形の計測例（アンサンブル平均値）を示す[13]。なお，試験条件は船崎らの実験[1]と同じである。また，乱れ度は局所速度で無次元

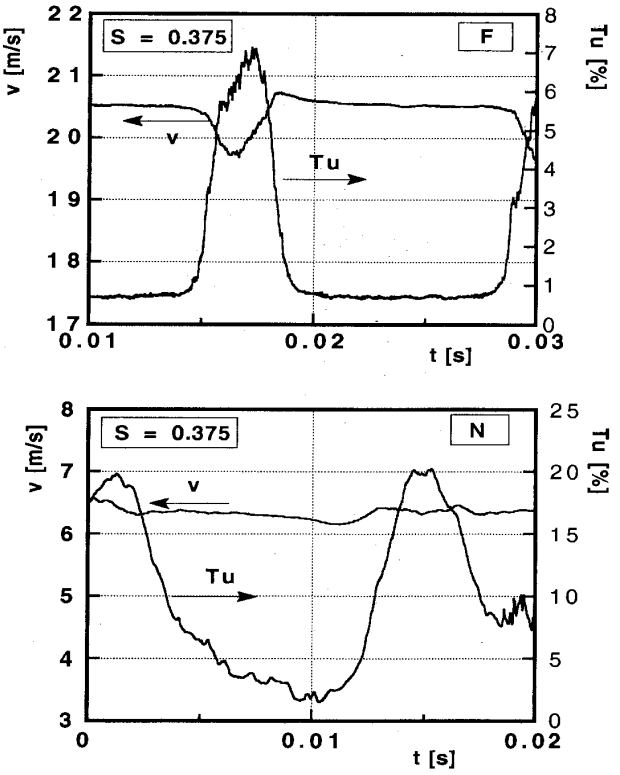


図8 供試体前方（上）・近傍（下）での円柱後流の計測例

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

化されている。この図から，供試体近傍では，速度分布には減速域が現れず，また乱れの領域が拡大するなど，後流波形の変形が著しいことがわかる。このような変形は，供試体前縁まわりの流れ場と大きく関係し，供試体前縁の径と後流を発生する円柱の径との比 D/d が大きいほど，また入口流速が大きいほど，後流波形の変形は大きいと考えられる（付録B参照）。これが，3.2節，3.3節での結果に現れたレイノルズ数効果の原因と考えられる。後流の変形，特に乱れの領域の拡大は熱伝達促進効果に直接関係するため，この効果を適正に評価することが，予測精度の向上に繋がると思われる。

(2) 後流同士の干渉効果を無視している点

図9には上と同様に，船崎らの研究で得られた高ストローハル数（$S=1.5$，$Re_D=6.7\times10^4$）における後流波形（点F）を示す。なお，比較のために，式(6)で計算された後流乱れ度分布を併記する（式(6)は変形を受ける前の後流乱れ度分布をかなりよく予測することが可能であることがわかる）。ここで注目すべきことは，高ストローハル数の場合，後流同士が互いに干渉し，その結果乱れ度が主流乱れ度 Tu_b よりも常に高い値を示すようになる点である。本研究での予測法では，後流同士が干渉し合う場合，式(12)の積分の上限をその交点に設定しているため，図から明らかなように，予測は乱れの領域を過少評価していることになる。高ストローハル数における予測値と実験値との違いが比較的大きいのはこれが関係していると思われる。

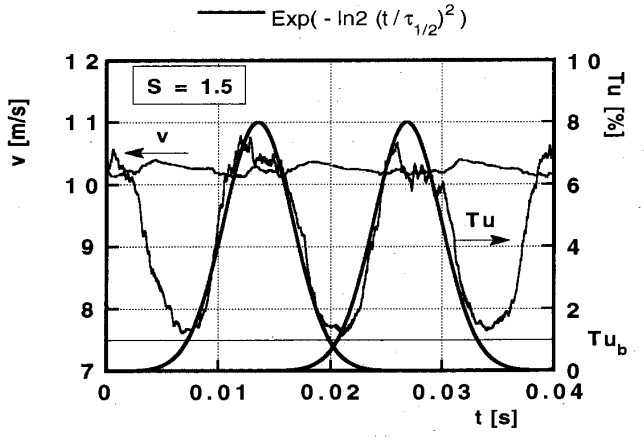


図9 後流波形間の干渉
（後流波形とモデル式との比較）

5．結 言

本研究では，周期的後流によるタービン翼前縁まわりの熱伝達に関して，準定常的な熱伝達メカニズムに基づいた簡易モデルを用いて後流の熱伝達促進効果の予測法を展開し，主に時間平均熱伝達率に関する3種類の実験データとの比較によりその妥当性の検討を行った。その結果，O' Brienの実験結果とは定量的にも良好な予測結果を得ることができたが，他の2つの実験結果に関しては予測法は低めの値を与えたので，その原因を検討した。今後，この検討結果をもとに，予測法の改良を進める予定である。

参考文献

(1) 船崎，山下，山脇，ガスタービン秋季講演会講演論文集 (1993)，201
(2) Ou, S., Mehendale, A. B. and Han, J. C., J. Turbomachinery, Vol. 114, 1992, 716-723
(3) 船崎，山下，山脇，日本機械学会熱工学部門講演会講演論文集 (1993)，47
(4) Van Dresar, N. T., Mayle, R. E., J. Turbomachinery, Vol. 111, 1989, 483
(5) Dullenkopf, K., Mayle, R. E., ASME Paper 92-GT-377, 1992
(6) O' Brien, J. E., J. Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 522
(7) Lowey, G. W., Vachon, R. I. Int'l J. Heat and Mass Transfer, Vol. 18, 1975, 1229
(8) 船崎，目黒，山脇，山下，議論，59-558, B (1993)，357
(9) 船崎，山下，山脇，日本ガスタービン学会誌，20-80, 1993, 77
(10) Young, C. D. et al., J. Heat Transfer, Vol. 114, 65-72
(11) Addison, J. S., H. P. Hodson, J. Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 216-222
(12) Dullenkopf, K., Schulz, A., Witting, S., ASME Paper 90-GT-121, 1990
(13) 山下，岩手大学大学院修士論文（平成5年度）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

付録 A

レイリー問題から，壁面から粘性の影響の及ぶ範囲，即ち境界層厚さ δ のオーダーは，拡散方程式から次のように与えられる(付1)。

$$\delta \sim \sqrt{\nu t} \tag{A.1}$$

ここで，ν は動粘度である。これから，粘性が δ の距離の範囲内に影響を与えるに要する時間 τ_ν は $\tau_\nu \sim \delta^2/\nu$ で与えられる。動粘度において渦動粘度が支配的であると仮定し，τ_ν と後流通過周期 τ との比をとり，境界層厚みが局所レイノルズ数の−1/2 乗に比例することを考慮して，次式を得る。

$$\frac{\tau_\nu}{\tau} \sim \frac{\delta^2}{\nu_t \tau} \sim \frac{x}{U_e \tau}\frac{\nu_m}{\nu_t} = \frac{D}{U_{in}\tau}\frac{U_{in}}{U_e}\frac{x}{D}\frac{\nu_m}{\nu_t}$$
$$= S\frac{U_{in}}{U_e}\frac{\theta}{2}\frac{\nu_m}{\nu_t} \tag{A.2}$$

ここで，x は前縁よどみ点から計った長さ，θ は角度，ν_m は分子動粘度である。供試体前縁まわりの流れを円柱まわりのポテンシャル流れで近似し，よどみ点近傍($\theta < 30°$)について考えると，$U_e/U_{in} = 2\sin\theta \cong 2\theta$ と表せ，さらに $S \sim O(1)$ であるから，結局，後流内の乱れの影響が境界層内に拡散する時間と後流通過周期との比は，

$$\frac{\tau_\nu}{\tau} \sim \frac{\nu_m}{\nu_t} \tag{A.3}$$

で評価できる。円柱後流の場合，$\nu_t = 0.0225 C_d U_{in} d$ (C_d：効力係数) より(付2)，本研究の場合，($d = 0.005$) では $\tau_\nu/\tau \cong 1/150$ になる。即ち，後流通過周期の 1%以下の時間で後流の影響が供試体前縁近傍における境界層内に拡散する。このことから，準定常的な取り扱いがほぼ妥当なものであると認められる。

付録 B

前縁近傍での後流波形の変形は，前縁まわりでの後流中心線の変形に起因する部分が大きいと考えられる。この変形量はタイムラインの変形量によって評価することが可能である。ここで，次の関数 $\Delta(x, y_0^i)$ を定義する。

$$\Delta(x, y_0^i) = \int_{x_0}^{x} \frac{d\xi}{U(\xi, y_0^i)} \tag{B.1}$$

ここで，$\Delta(x, y_0^i)$ はドリフト関数(付3)と呼ばれ，流体粒子の移動時間を表す関数である。y_0^i は対象とする流体粒子が移動する流線 i の上流側 x_0 での y 座標であり，ドリフト関数が考えている流線に依存することを表す。タイムラインの変形は，隣接する流線上でのドリフト関数（移動時間）の差が関与するので，これから任意の流線間での差を取る。即ち，

$$\delta_{ij} = \Delta(x, y_0^i) - \Delta(x, y_0^j)$$
$$= \int_{x_0}^{x} \frac{d\xi}{U(\xi, y_0^i)} - \int_{x_0}^{x} \frac{d\xi}{U(\xi, y_0^j)}$$
$$= U_{in} \int_{x_0}^{x} \left[\frac{1}{U(\xi, y_0^i)/U_{in}} - \frac{1}{U(\xi, y_0^j)/U_{in}} \right] d\xi \tag{B.2}$$

ここで，$U(\xi, y_0^i)/U_{in}$ は入口速度に対する局所速度の比を表すが，亜音速流においてはこの比は入口速度により変化しないと考えてよい。従って，δ_{ij}，即ち後流波形の変形は，入口速度 U_{in} が大きくなるほど大きくなる。

(付 1) 日野, 流体力学, 1992, 220

(付 2) 生井, 井上, 粘性流体の力学, 1978, 224

(付 3) Lighthill, M. J., J. Fluid Mech., 1, 1956, 31

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

技術論文

希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究（第3報）
— 予混合気濃度の不均質性の影響 —

慶應大学大学院　畦上　修
慶應大学大学院　斎藤武雄*1
慶應大学理工学部　川口　修

Abstract

Among various low NOx combusion technology proposed up to the present, the lean premixed combustion technology may be the most available and feasible for the continuous combustion systems to reduce NOx emission remarkably. However, this technology has some restrictions in applying different from the conventional diffusion combustion technology. One of the restrictions is caused by the mixture non-uniformity. Fuel must be mixed with air just before the combustor to avoid flash-back and it causes non-uniformity of mixture which will bring the emission characteristics to the worse.

The experiments were conducted to verify the influence of mixture non-uniformity on the emission characteristics using a model combustor which can settle the extent of mixture non-uniformity. The fluctuating concentration of the mixture flowing to the combustor was measured using a hot wire concentration probe for various unburned conditions. Mixture non-uniformity was quantified for the scale and intensity using the probability and statistical theory used for turbulent flow. Temperature and exhaust gas emission were measured to verify the influence of mixture non-uniformity (concentration fluctuation in this case) on them.

1．はじめに

ガスタービン燃焼器などの連続流燃焼器では，希薄予混合燃焼法を用いることで，燃焼温度を低く抑えてNOxの低減を試みている。本研究においても，まず第一報において単純化したモデル燃焼器を用い，燃焼器形状及び作動条件をパラメータとして，排気温度，排気組成などを測定し，各々のパラメータがこれらに及ぼす影響を明らかにした。そして安定燃焼範囲の狭さをカバーした希釈空気による燃焼器出口温度の制御及び振動燃焼・騒音の発生についての実験を行なった(1)。

第二報においては，燃焼器内部の循環流領域と主流との間の熱交換速度に着目し，これが可燃限界附近の火炎安定化の役割を果たしていると考え，循環流領域と主流間の交換過程を体積交換流束，質量交換速度，熱交換速度で定量化し，燃焼器の作動条件とそれらとの関係を調べた。また，希薄可燃限界の拡大方法として，燃焼器の保炎器根元から燃料を供給する方法により希薄側での火炎の安定性を高める実験を試みた。これらの研究により希薄予混合燃焼法がNOx低減に有効であり十分に実用化可能であることが確認された(2)。

そして本報においては，予混合燃焼法を実機で用いる際に燃料と空気の混合気の均質性が燃焼にどの様な影響を与えるかという点に注目して実験を行なった。実用化されている予混合方式の燃焼器においては，安全性などを考慮し，燃料と酸化剤とを燃焼器の直前で混合させている。ゆえに完全に均質な混合気を形成させることは不可能であり，混合気中に燃料の過濃な領域と希薄な領域が存在することが考えられる。ゆえに，予混合気の濃度分布及び濃度変動の定量化を行い，予混合気の不均質性が燃焼にどの様な影響を及ぼしているかを調べることは，希薄予混合燃焼器の開発のためにも極めて重要なことである。

F. Pompei と J. B. Heywood(3)，J. P. Appleton と J. B. Heywood(4) は，微粒化した液体燃料を用

（平成6年7月11日原稿受付）

＊1　現在　㈱日立製作所勤務

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

いた連続流燃焼器において，燃料と空気の混合が完全でないために流れの中に不均質な状態が存在することに注目した。そしてケロシンを燃料とした大気圧バーナによる実験及び理論計算を行い，混合の不均質性のNO生成に及ぼす影響を調べた。この研究の中で燃焼ガスが非常に多くの流体渦からなり，それが燃料・空気混合気の当量比の正規分布になっていると仮定している。当量比の分布関数を標準偏差（σ）と平均値（$\bar{\phi}$）を用いて

$$f(\phi)=\frac{1}{\sigma*\sqrt{2\pi}}\exp\left\{\frac{-(\phi-\bar{\phi})^2}{2\sigma^2}\right\}$$

と表した。流れの非一様性の目安となる混合パラメータs

$$s=\frac{\sigma}{\bar{\phi}}$$

を導入しデータの整理をしている。sは混合の程度を表す値であり，ノズルからバーナまでの距離およびノズル噴射圧などにより変化する。完全混合はs=0となる。

sが大きい時はNO生成速度はϕにあまり影響を受けないが，sが小さい時はϕによって強く影響を受けると結論づけている。

またV. J. Lyons[5]の研究も，燃料・空気の混合度合いのNOxへの影響について調べた研究である。不均質な燃料・空気混合気におけるNOx生成理論を示し，実験結果と比較して混合気の不均質度を表わす尺度Sに対するNOxレベルを予想することを可能にしている。不均質の度合いは，不均一パラメターSによって表わした。

$$S=\left[\int_0^{r_{max}}(\phi_t-\phi)^2 rdr\Big/\int_0^{r_{max}} rdr\right]^{1/2}$$

このパラメターは，局所当量比の平均値からの標準偏差である。NOxの算出には，実験により求められた空間的不均質（ϕ_t）の分布を用いたものと，ガウス分布の重みづけをしたものの2つの方法を用いて算出している。

梶谷と澤[6],[7]は，希薄予混合気中の燃料雲群を微細なシャボン玉中に燃料を封入する方法によって作り，燃料雲の分散する希薄予混合気の燃焼について逆円錐バーナを用いて実験を行った。そして，燃料雲群の拡散速度及び燃料雲群内の濃度を変化させた場合の燃料雲群と燃焼速度，平均火炎温度の関係について検討を行っている。

以上のいずれの研究も混合気濃度の不均質性について実験的な裏付けに基づく定量的な評価をしておらず，濃度不均質度と燃焼場の定量的な関係を求めるに至っていない。また，今までに不均質混合気の燃焼場への影響についても基礎的な研究によって十分なデータが得られていない。

そこでまず混合気の不均質の中で時間変動に注目し，乱流場の流れの定量化に用いられる確率統計理論を用いて混合気濃度の時間変動の定量化を試みた。そして前報までのモデル燃焼器を用いて混合気の濃度不均質度の影響を実験的に調べた。

2．実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図1及び図2に実験に用いたモデル燃焼器を示す。図1は，上流に半径流スワラーを備えた燃焼筒内径100 mmの大気開放型の缶型燃焼器である。図2は，燃焼器形状及び燃焼器寸法は図1と同じであるが，燃焼場の圧力の影響を調べるために加圧条件での燃焼実験が行える加圧型燃焼器である[8]。

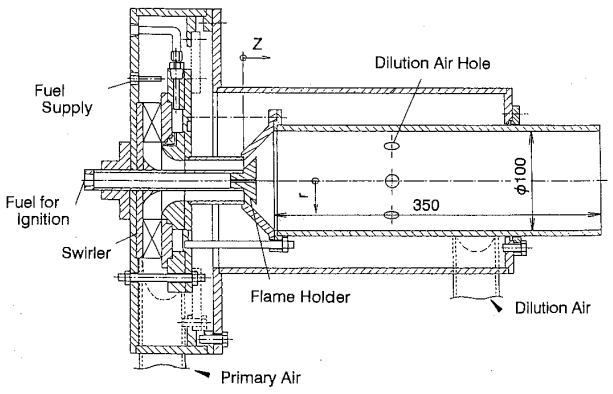


図1 大気開放型燃焼器

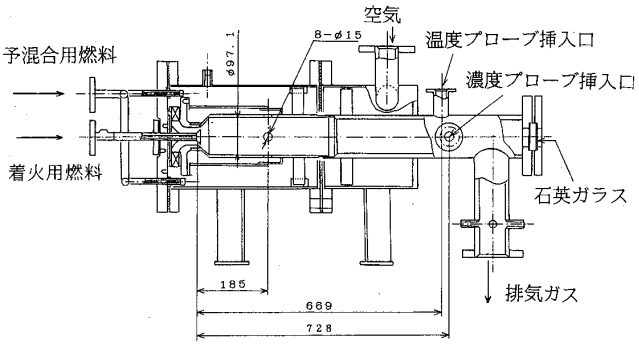


図2 加圧型燃焼器

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

形状のパラメータは，前報までの実験をもとに一定の値とし，代表流速，当量比，入口空気圧力など作動条件を変化させて実験を行った。

2.2 実験方法

実用燃焼器の燃料として天然ガスを想定して，その主成分であるメタンを燃料として用いた。燃料は半径流スワラー直前の円周方向8ヶ所に設けたノズルから噴射され，一次空気とともにスワラーを通って燃焼室に送られる。燃焼器入口における濃度分布及び濃度変動を変化させるために燃料を噴射するノズルの本数を8本，4本，2本と変化させた。

2.3 測定方法

混合気の濃度変動の測定は，非燃焼状態において熱線濃度プローブ(図3)及び定温度型熱線流速計制御システムを用いた熱線濃度計で測定した。熱線濃度計は，Brown[9]，江良他[10],[11]，田辺他[12]によって開発された濃度測定法であり，気体の密度によりその熱伝導率が変化することを利用し，熱線周りの放熱変化により濃度を測定する方法である。測定部の熱線濃度プローブ以外は，定温度型熱線流速計の制御回路を用いたものである。燃焼筒入口環状口における空気分布及び濃度変動の測定を行なった。

排気温度及び排気組成に関しては，大気開放型燃焼器において燃焼筒出口直後および燃焼筒内部で測定を行った。温度測定にはR型熱電対の水冷プローブを用い，排気組成の測定には水冷式のサンプリングプローブを用いた。O_2計(ジルコニア式，柳本EZE-77 A)，CO・CO_2計（非分散型赤外線法，柳本E IR-S)，NOx計（化学発光法，柳本ECL-77 A)，THC計（水素炎イオン化法，柳本EHF-710）を用いて各種濃度を測定した。

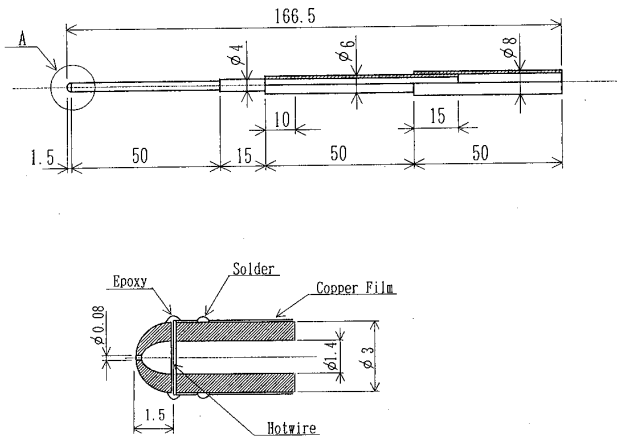


図3　熱線濃度プローブ

燃焼筒出口に関しては，円周方向には分布がほとんど存在しないため，出口断面において半径方向に5ポイントを測定し加算平均を行なった。燃焼筒内部については，微動装置を用いてプローブを移動させ，半径方向には5 mmおき下流方向は40 mmおきに測定を行なって燃焼筒内部分布を求めた。

加圧型の燃焼器においては，排気温度は保炎器より下流670 mmの排気管断面に設けた熱電対を用いて，また排気ガス濃度は保炎器より下流720 mmの排気管中心軸上に設けたステンレス製水冷式のサンプリングプローブを用いて測定した。

2.4 濃度変動の定量化

予混合燃焼における予混合気の不均質度と燃焼特性及び燃焼排気成分との関係を調べるためには，まず予混合気の不均質度を定量的に表現することが必要となる。混合気濃度の不均質度には，

(1) 局所濃度の時間変動はないが，濃度の空間分布がある場合

(2) 濃度の空間分布はないが，局所濃度の時間変動が存在する場合

(3) (1)，(2)の両方が存在する場合

が考えられ，燃焼器などの実際の場においては空間分布と時間変動の両方が存在する場であると考えられる。

乱流は，不規則に変動する速度の時系列として観察される。乱流場のこの不規則変動を統計理論で説明したのは，G. I. Taylorであるが，以後乱流速度変動は，統計的手法により乱れ強さ，乱れスケール（ミクロスケール，マクロスケール）などで評価されている。

本研究において乱流速度変動場において用いられるこの統計的手法を濃度変動の定量化に用いることを試みた。まず，濃度の時間変動を熱線濃度プローブによって測定し，濃度変動の時系列データを得て，そのデータを基に自己相関関数，周波数スペクトル，ヒストグラムを求めた。測定結果及びデータ処理の例を図4に示す。そして不均質度を定量化するために濃度変動強さと時間スケール，空間スケールを定義した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

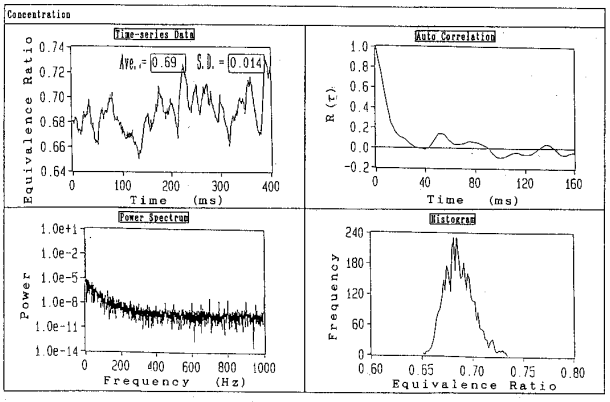


図4 濃度測定結果及びデータ処理

(1) 濃度変動強さ

濃度変動強さは濃度の時間変動の二乗平均値である。

(2) 時間スケール

自己相関関数とは，変動するある状態量がある時間隔たった時点において，元の値とどの程度の相関があるかをみるものである。

ある場所の時刻tにおける濃度C(t)は，時間平均濃度Cと濃度変動分C'(t)によって

$$C(t)=C+C'(t)$$

で表される。

そこで局所濃度の自己相関関数R'c(τ)を変動成分C'(t)を用いて次のように求めることができる。

$$R'c(\tau)=\lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}C'(t)C'(t+\tau)dt$$

そしてR'c(τ)を$\tau=0$から$\tau=\tau_e$(R'c(τ_e)$=0$)までの区間を積分したものを濃度の時間スケールτ_cとした。これらの時間スケールは，空間に与えられた観測点を通って1つの性質を保った濃度の領域が通りすぎるのに必要な時間の平均値を表しているものである。

(3) 空間スケール

さらに，濃度塊の移動が対流によって行われるとし，濃度の空間スケールを時間スケールと時間平均流速によって次のように定義した。

$$\Lambda_c=U*\tau_c$$

U 時間平均流速

τ_c 濃度の時間スケール

Λ_c 濃度の空間スケール

3．未燃混合気の濃度変動

燃焼器の流入する予混合気の濃度の定量化には，以下の4つを考慮した。

(1) 燃焼筒入口の予混合気濃度の空間分布

(2) 空間分布の平均値からの偏差

(3) 濃度変動の変動強さ

(4) 濃度変動の時間スケール及び空間スケール

燃焼筒入口における未燃混合気の円周方向空間分布は，どのノズルの本数の場合にも同じ様な分布であり，空間分布の平均値からの偏差も同様な値を示した。そして同じ測定位置における濃度変動強さを図5に示す。設定当量比は0.6の条件である。円周方向にばらつきがあるもののノズルの数が8本，4本，2本と減少するにしたがい，濃度変動強さが増加していることがわかる。ノズルの本数を変化させることにより1本のノズルから噴射される燃料の量が変化するために噴出速度が変化し，濃度変動強さに影響を与えたものと考えられる。代表値として円周方向の平均値をとった結果，ノズル2本の場合の濃度変動強さが0.054，ノズル4本の場合が0.044，ノズル8本の場合が0.039という値が得られた。時間スケールはどの条件においてもおよそ16 msという値が得られた。

4．濃度変動を変化させた場合の排気特性

(1) 吹き消え当量比の変化

予混合気の濃度変動が燃焼場にどの様な影響を

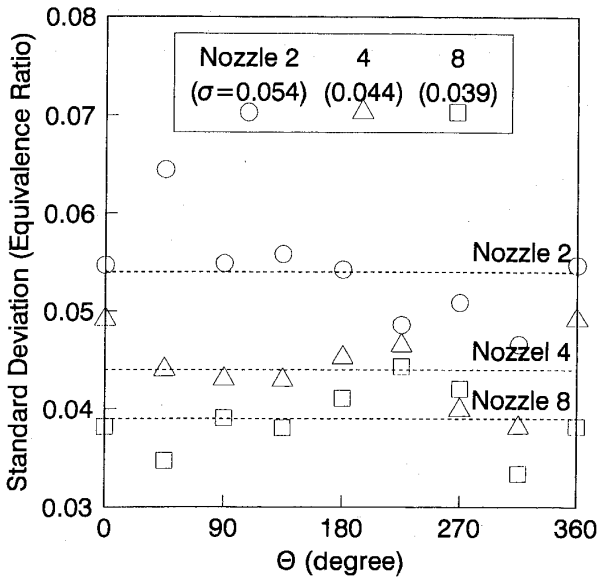


図5 燃焼筒入口における濃度変動強さ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

及ぼすかを調べるために，ノズルの本数が8本(濃度変動強さ0.039)，4本（濃度変動強さ0.044)，2本（濃度変動強さ0.054）の3つの条件において燃焼実験を行なった。まず吹き消え当量比の変化を図6に示す。濃度変動強さの小さい条件ほどまた代表流速の遅い条件ほど低当量比側に安定燃焼範囲が広がっている。濃度変動強さが大きいほど可燃範囲外の濃度がより多く燃焼場に流れてくるために循環流領域の温度の低下などにより，吹き消え限界付近では火炎保持が不可能になると考えられる。

(2) 温度場への影響

燃焼筒断面の温度分布を測定した結果，断面における温度分布はほとんどなく循環流領域の温度も一様である。スワラーによる強い旋回流のために混合が促進されて各断面における円周方向の分布がないと考えられる。よって下流方向への燃焼筒内温度分布を測定する際には一断面のみを測定した。ノズルの本数を3条件変化させた場合の燃焼筒内等温度線を図7に示す。3つの条件を比較すると，ノズルの本数が少ないほど燃焼筒内における高温度場の領域が上流側により小さく形成されているのがわかる。さらに燃焼全体の温度もおよそ50K低く観察される。ノズルの本数が少ないほど濃度変動強さが大きいために，安定した火炎伝播が行なわれなず循環流領域が半径方向に大きく形成されないと考えられる。そのため循環流領域内の温度も低下すると考えられる。図8は，ノズルの本数を変化させた場合の燃焼筒流れ方向のそれぞれの位置における断面平均温度を示したものである。燃焼筒内温度分布で示されたようにz/D＝1付近においてはノズルの本数が少ないほど平均温度は高いが，下流のz/D＝3においては逆にノズルの本数が多いほど平均温度は高くなっている。

(3) 窒素酸化物への影響

濃度変動が燃焼筒内の温度分布に影響を与えているということは，NOxの生成にも影響を与え

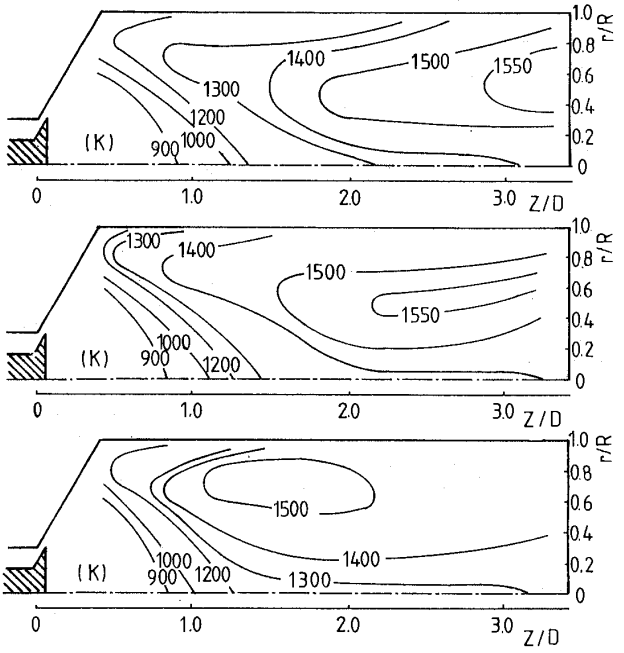


図7 燃焼筒内等温度線図
（上：ノズル8本，中：4本，下：2本）

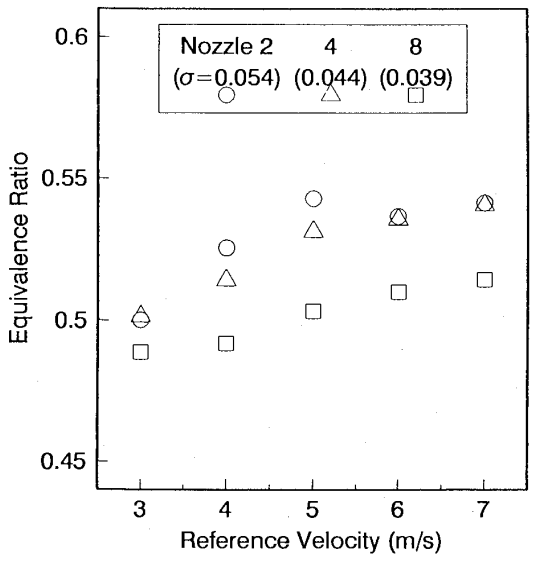


図6 吹き消え当量比の変化

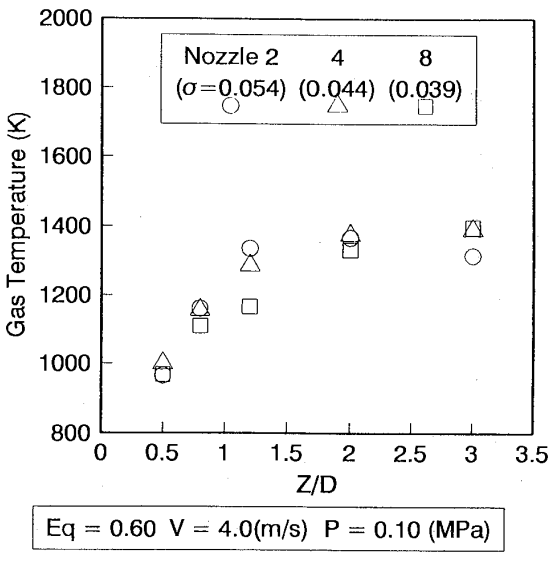


図8 燃焼筒内温度分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

るのではないかと考えられる。そこで燃焼筒内部の排気ガス組成について検討した。温度測定の場合と同様に燃焼筒断面における円周方向への濃度分布はほとんどないため，下流方向へある一断面を測定した。ノズルの本数を変化させた場合の燃焼筒内 NOx 分布を図 9 にそして燃焼出口における半径方向分布を図 10 に示す。温度分布と傾向が似ており，濃度変動が大きいほど高濃度の領域が上流側に形成されており，最高濃度は低い値を示している。燃焼筒出口のおいては濃度変動が大きい場合の方が NOx 濃度が約半分の値を示している。NOx の生成は燃焼ガス温度に大きく影響を受けるために，濃度変動の増加による燃焼場の温度の低下で生成される NOx が減少していると考えられる。

循環流領域が上流側に小さく形成されている様子は，燃焼筒内 CO 分布図 11 にも表れている。ノズルの本数が少ない（濃度変動強さの大きい）条件の方がより上流側で反応が終了し CO 濃度が早く低下する。

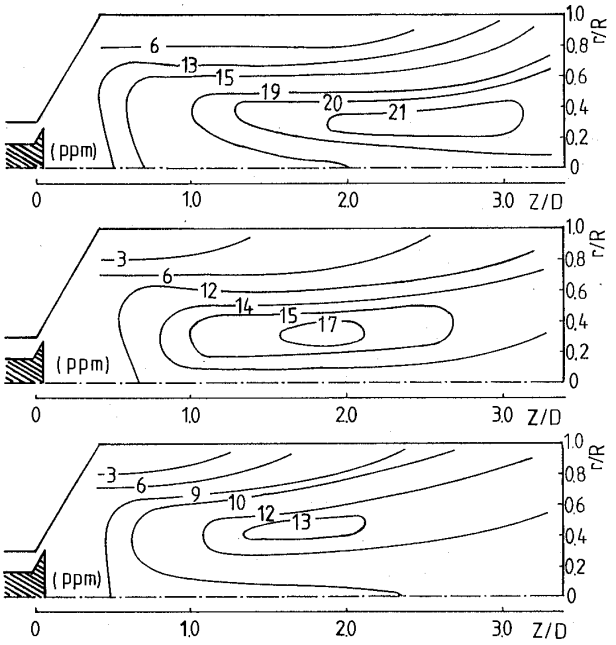


図 9 燃焼筒内 NOx 分布
（上：ノズル 8 本，中：4 本，下：2 本）

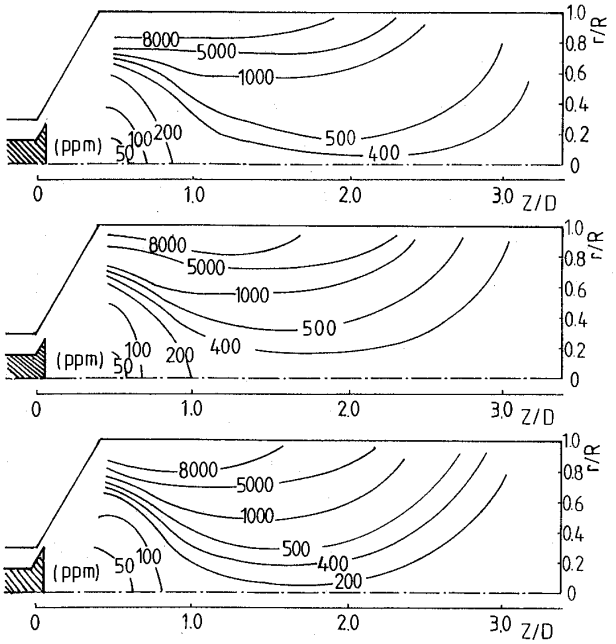


図 11 燃焼筒内 CO 分布
（上：ノズル 8 本，中：4 本，下：2 本）

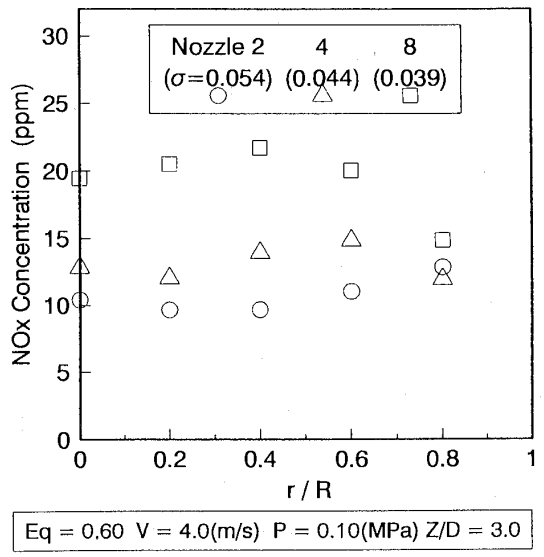


図 10 燃焼筒出口の濃度分布

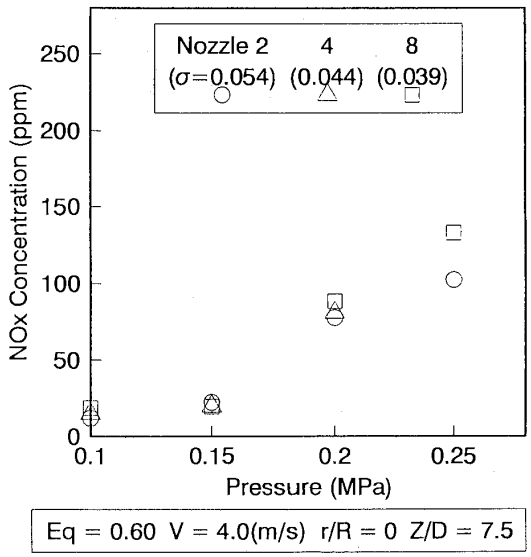


図 12 作動圧力に対する NOx

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

(4) 燃焼筒内圧力の影響

図12に燃焼筒内圧力を変化させた場合のNOxの値を示す。圧力の上昇とともにNOxの値は増加する。そして濃度変動強さの影響は大気圧場の条件と同様に，濃度変動強さの大きいほどNOxの値は減少し，圧力が増加するほどその傾向は顕著に表れる。

5．結　論

予混合気の濃度不均質性が燃焼に及ぼす影響を調べることを目的とし，予混合気の濃度変動の定量化を行ない，希薄予混合燃焼器において予混合気の不均質性と燃焼特性の関係を明らかにした。

(1) 予混合気の濃度変動強さの大きい条件ほど安定した火炎伝播が行われないために吹き消え限界当量比が上昇し安定燃焼範囲が狭くなる。

(2) 予混合気の濃度変動強さの大きい条件ほど燃焼筒内における高温度場の領域が上流側により小さく形成され，燃焼場全体の温度も低い値を示す。燃焼場の温度の低下とともに，生成されるNOxの量も減少する。

(3) 濃度変動強さの大きいほど燃焼場の温度の低下とともにNOxの値は減少するが，その傾向は圧力が増加するほど顕著に表れる。

参考文献

(1) 畦上　修他，日本ガスタービン学会誌技術論文，Vol. 21, No.83, (1993-12), 79-86.
(2) 畦上　修他，日本ガスタービン学会誌技術論文，Vol. 21, No.83, (1993-12), 87-96.
(3) Ponpei, F. and Heywood, J. B., Combustion and Flame 19, (1972), 407-418.
(4) Appleton, J. P. and Heywood, J. B., 14 th Symposium (Inter.) on Comb., The Combustion Institute, (1973), 777-786.
(5) Lyons, V. J., AIAA JOURNAL, Vol.20, No.5, (1982), 660-665.
(6) 梶谷　修一他，第19回燃焼シンポジウム前刷集, (1981), 296-298.
(7) 梶谷　修一他，第20回燃焼シンポジウム前刷集, (1982), 61-63.
(8) 畦上　修他，日本ガスタービン講演論文集，第20回定期講演会，(1992-6), 95-100.
(9) G. L. Brown and M. R. Rebollo, AIAA JOURNAL, VOL. 10, NO.5, (1972), 649-652.
(10) 江良　嘉信，日本機械学会論文集，56-528, 214-219.
(11) 江良　嘉信他，日本機械学会論文集，56-528, 220-227.
(12) 田辺　秀明他，日本設計製図学会誌，79-1, 75.

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

技術論文

ガスタービンモデルの同定とαパラメータ制御系設計法

川崎重工業㈱ 田 中 泰太郎
川崎重工業㈱ 永 留 世 一

Abstract

An advanced control system for a gas turbine needs an adaptive function which is called Performance Seeking Control (PSC). PSC technology includes the engine model update logic and the optimization of the control laws. Using PSC, it is possible to adapt control laws for off-nominal design conditions, for example, various flight conditions, engine performance deteriorations and component variations among engines and so on. The most important thing for an adaptive system like PSC is to confirm that the control will not run out of the proper control. For this reason, it is necessary to assess stability and performance of an adaptive system exactly. In addition, the software for the assessment and a tuning of control must be simple enough to be implemented in an apparatus.

In this paper, α parameter method which analyzes and assesses a control system is mentioned. This is suitable for an adaptive system of a gas turbine.

The identification of a gas turbine model using the ARMA model and Kalman filter, and auto tuning method of control parameters of the control system of a gas turbine, and experimental results of the adaptive control system of a gas turbine are mentioned.

1. まえがき

ガスタービンの制御は，航空用，発電，船舶用のいずれをとっても回転数制御を主目的として燃料流量を操作する場合が多い。このとき，回転数制御の応答性を高めようとして燃料流量を急激に変化させると，サージング，あるいは，吹き消えが起こる。このため，制御系には，回転数，温度，圧力で規定される許容運転範囲に保つための機能が加わる。このような機能をもつガスタービン制御の特徴は，その制御則にエンジンの特性モデルを用いることである。例えば，タービン入口温度を制限する機能において，ガスタービン出口の排気温度からエンジンモデルを用いてタービン入口温度を推定する方式，あるいは，サージングおよび吹消えを防止するのにガスタービンの運転状態のひとつである回転加速度等のガスタービン状態を制御する方式がある。これらの制御方式は，FADEC (Full Authority Digital Electronic Control)により，可能あるいは高精度で行えるようになってきている。

最近では，このようなガスタービンモデルに基づく制御をさらに発展させディジタルコンピュータを使った有効な制御方式が研究されている[1]。航空機の高度，速度，姿勢などにより周囲の大気条件が変わってガスタービン特性が変化したとき，これらの変数を航空機制御系よりガスタービン制御系に取り入れ最適な制御を行うものである。これは，IFPC (Integrated Flight and Propulsion Control) のひとつである性能追求制御 PSC (Performance Seeking Control) と呼ばれる。機体運動によるもの以外でも，ガスタービンの経年変化が起こったり，同じ機種のガスタービンにおいても個体差に応じて，ガスタービンのモデルは異なってくる。このままで，同じ制御系で制御を続けると，制御装置が理解しているモデルと実際のモデルが異なるために，十分な制御性能が得られなくなる。性能追求制御というのは，ガスタービンからのセンサ情報によるガスタービンの変化を同定して，新しいモデルに対して制御ロジックを自動的，適応的に変化させ，常に最大の制御性能を得るものである。そこでの，技術課題のひとつ

(平成6年7月8日原稿受付)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

は，このような適応制御システムを評価する技術である。制御系設計の前提となるモデルが変化し，それに応じて制御系を自動的に変えてしまうため，安定性等の安全性を損なうことがないことを確実に保証する制御系の評価技術が必要である。これは，一種のロバスト制御問題である。

αパラメータ制御系設計法[2),3),4)]は，ガスタービンモデル上の変化するパラメータに応じてきめ細かく安定性，制御性能を評価できる特長をもつ，ガスタービンに適したロバスト制御系設計法である。これにより，PSCに適用することが有効になる。本論では，PSCの実用化をめざした基礎研究として，カルマンフィルタによるシステム同定とαパラメータ制御系設計法を用い，制御系を評価し制御パラメータの自動調整を行う手法とガスタービンの運転試験での実例を示す。

2．ガスタービンモデル変動の法則性とガスタービンに適した制御系設計法

ガスタービンの制御系を設計もしくは評価する上で，ガスタービン特性の変化の基本的な法則性をつかむことが重要である。航空用ガスタービンは，負荷の変化，飛行高度，速度によるエンジン入口，出口の大気条件によって，特性が大きく変動する。Fig.1は，Altitude Test Facility（高空性能試験装置）を用いたジェットエンジンの動特性試験結果である。ジェットエンジンを，ある負荷(回転数に相当)，飛行高度，飛行速度の下で定常的に運転しておいて，ステップ的に微小燃料流量変化を与え，その後のエンジンの動特性を計測し，回転数の燃料制御弁に対する(1)式の伝達関数のパラメータ変化をまとめたものである。

$$\frac{\text{回転数}}{\text{燃料制御弁}}=\frac{K_E}{1+T_E S} \tag{1}$$

負荷（回転数に相当），飛行条件の変化により，エンジンのゲインおよび時定数は大きく変動するが，そこにはマクロ的な法則性がある。すなわち，エンジンゲインが大きくなると時定数も大きくなる性質である。これは，エネルギが回転数の3乗で効くこと，あるいは，高度等による空気密度の変化による特性変化などの相似則に基本的に基づくものである。たとえば，高空で，空気密度が小さくなると修正量から回転数変化に対する燃料流量は少なくなりゲインが大きくなる。他方，燃料流量，空気流量が小さくエネルギーも小さくなっている反面，機械力学的慣性モーメントは不変であるから時定数は長くなる。

以上のようなガスタービンの特性変化に相似則等の基本的物理法則に基づくグローバルな法則性があることは，ロバスト制御系設計に大きな影響を与える[2)]。したがって，このようなガスタービンのパラメータ変化の性質を取り入れ易い制御系設計法がガスタービンにとって有効な制御系設計法となってくる。αパラメータ制御系設計法は，このような考え方に基づく実用的制御系設計法である。

3．αパラメータ制御系設計法の概要

αパラメータ制御系設計法は，フィードバック制御における部分的モデルマッチング法のひとつであるが，制御対象の特性変化を考慮したロバスト制御であること，および，極配置と関係付けることで多変数制御への応用を可能としたことが新

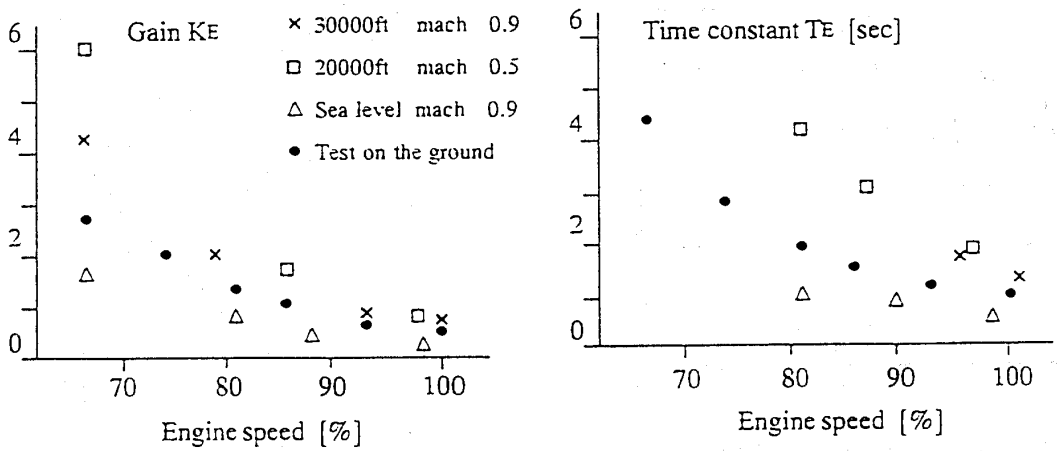


Fig.1 ガスタービン動特性試験結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

たに特徴となる点である[5]。伝達関数の特性多項式あるいは分母系列表現の分母多項式を(2)式とする。σ を使うと時間の無次元表示が可能であり，同一無次元式では σ が小さいほど速い応答式となる。

$$\begin{aligned}F(s)&=a_0+a_1s+a_2s^2+a_3s^3+\cdots+a_ns^n\\&=a_0(1+(\sigma s)+a_2'(\sigma s)^2+\\&\quad\cdots+a_n'(\sigma s)^n)\\&=a_0(1+s^*+a_2's^{*2}+a_3's^{*3}+\\&\quad\cdots+a_n's^{*n})\\&\quad(s^*=\sigma s,\sigma=(a_1/a_0),a_i'=(a_i/a_0)/\sigma^i)\\&\quad(a_i>0,n\geqq3)\quad(i=2,3,\cdots,n)\end{aligned}\qquad(2)$$

(2)式の特性多項式における連続する項の係数の減衰性を表すパラメータとして(3)式の α_1 を α パラメータとして定義する。

$$\begin{aligned}\alpha_i&=\frac{a_{i+1}}{a_i}\Big/\frac{a_i}{a_{i-1}}\\&=\frac{a_{i-1}a_{i+1}}{a_i^2}\qquad(i=1,2,\cdots,n-1)\end{aligned}\qquad(3)$$

(2)式が安定であるための十分条件は(4)式である[3]。

$$\alpha_i<0.68\quad(i=1,2,\cdots,n-1)\qquad(4)$$

また，オーバーシュートが起こらない制御系を実現するための，全ての根が実根である十分条件は(5)式である[3]。

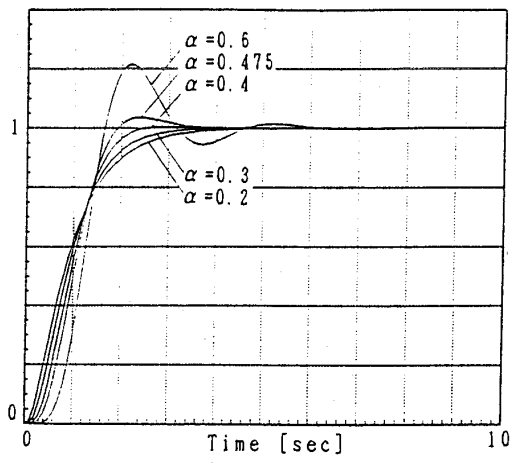
$$\alpha_i\leqq0.25\quad(i=1,2,\cdots,n-1)\qquad(5)$$

根と係数の連続性および任意の根がその根に応じた特定の α と対応関係にあることから[4]，α を0.25に近い小さい値にするほど実軸に近い極配置を実現できる。例として，α 一定で $a_0=1$，$a_1=1$ と時間を無次元化した6次多項式の根の実軸中心の扇型での存在範囲とこれを分母とする伝達関数のステップ応答とを Fig.2 に示す。

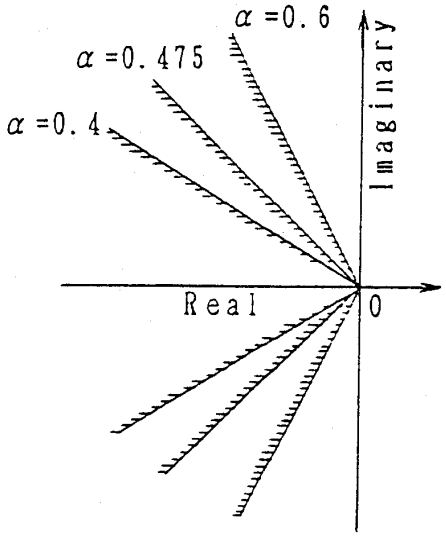
ひとつの望ましい応答を得る α の値は $\alpha=0.5$ である。オーバーシュートを防止することと高周波特性の安定確保を考慮すると，本制御系に対しては，$\alpha=0.3$ が望ましい[2),3)]。制御対象の特性が変動したとしても，制御系の α を各項でこの値に近づけることで，望ましい制御性能の範囲に入るように制御系を設計できる。また，実際の制御系の α とこれらの値との差および(4)式の条件とが，簡単で応用範囲の広い制御系評価基準となる。制御系の設計は，(4)式の条件のもとで目標の α である α_{si} を設定し，制御系モデルの制御パラメータが関係する項の範囲の α が α_{si} に近くなるように制御パラメータを算出する。すなわち，伝達関数多項式を α パラメータの評価で整形する。この目的で，非線形性による制御対象のパラメータ変動に応じて，目標の α_{si} と制御系の特性多項式から導かれる α とを近付ける(6)式の評価関数を導入する。

$$J=\sum_i(\log(\alpha_i/\alpha_{si}))^2\qquad(6)$$

制御対象モデルの想定される変化の範囲にわたってこの評価関数を最小にする制御パラメータを求めることでロバスト制御を実現する。



a) Step response of 1/F(s)



b) Pole allocation region

Fig.2 ステップ応答，極配置と α パラメータとの関係

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

4．オンラインシステム同定法と制御系調整・評価法

経年変化によって制御パラメータの制御対象との不適合が起こり，調整し直すことは，様々な産業分野の製品でしばしば経験されることである。今後のガスタービン制御において，最適化，高性能化を指向し，このような調整を自動化する適応システムを実用化しようとすれば，ロバスト制御として確実に制御性を自動的に評価する技術が必要である。ここでは，ガスタービンの特性をカルマンフィルタで同定し，その結果に基づいて制御系を α パラメータ制御系設計法を用いて評価して最適な制御パラメータを調整する手法，および，これを適用した試験結果を示す。

Fig.3 に制御系を示す。一軸ジェットエンジンの I-P 制御による回転数制御系である。

以下に，システム同定から制御パラメータの自動調整までの手順を示す。

(1) 同定手法

・制御対象のモデル

システム同定に用いる制御対象のモデルは種々のものが考えられるが，簡単で，少ないパラメータ数で正確に同定できるものとして(7)式の 5 次の ARMA モデル（自己回帰移動平均モデル）を用いた。

$$\frac{\text{回転数}}{\text{燃料制御弁指令}}=\frac{y}{x}=\frac{b_1^*z^{-1}+b_2^*z^{-2}+b_3^*z^{-3}+b_4^*z^{-4}+b_5^*z^{-5}}{1+a_1^*z^{-1}+a_2^*z^{-2}+a_3^*z^{-3}+a_4^*z^{-4}+a_5^*z^{-5}} \quad (7)$$

・オンライン逐次同定法

簡単で，速く，安定な収束性が得られるカルマンフィルタ（逐次型最小二乗法）を用いた。初期値 P_0 は収束性からできるだけ大きい値が望ましいが，一般的な 10000 を使用した。

$$\theta=[a_1^*,a_2^*,\cdots,a_5^*,b_1^*,b_2^*,b_3^*,\cdots,b_5^*]^T \quad (8)$$

$$\phi_K=[-y_{K-1},-y_{K-2},\cdots,-y_{K-5},x_{K-1},x_{K-2},\cdots,x_{K-5}]^T \quad (9)$$

$$\theta_K=\theta_{K-1}+P_K\phi_K(y_K-\phi_K^T\theta_{K-1}) \quad (10)$$

$$P_K=P_{K-1}-\frac{P_{K-1}\phi_K\phi_K^TP_{K-1}}{1+\phi_K^TP_{K-1}\phi_K} \quad (11)$$

$$P_0=\mathrm{diag}[10000,10000,\cdots,10000] \quad (12)$$

・システム同定結果の離散系から連続系への近似

α パラメータ制御系設計法は，連続系の伝達関数の係数により制御系を評価する方法である。(7)式の離散系モデルを(13)式の 3 次の *Padé* 近似を用いて，(14)式の連続時間系モデルに近似した。

$$e^{-ts}=\frac{1-(1/2)ts+(1/10)(ts)^2-(1/120)(ts)^3}{1+(1/2)ts+(1/10)(ts)^2+(1/120)(ts)^3} \quad (13)$$

$$\frac{\text{回転数}}{\text{燃料制御弁指令}}=\frac{y}{x}=\frac{b_0+b_1s+b_2s^2+b_3s^3+b_4s^4+b_5s^5}{a_0+a_1s+a_2s^2+a_3s^3+a_4s^4+a_5s^5} \quad (14)$$

(2) 制御パラメータ調整法

・制御パラメータ調整のための評価関数

システム同定で得られた結果に応じ，α パラメータ制御系設計法[2),3)]にならって制御パラメータを決める。目標の α を $\alpha_{si}=0.3$（$i=1$，2，3，4，5）と設定し，本設計では応答速度を規定して(15)式の $\sigma=1.0$ の条件を加えた。この条件の下で(16)式の評価関数を最小にするように制御パラメータを決めた。これにより，エンジン特性変化に対しても制御性能（応答速度，応答波形）が変化しにくい制御系とした。

$$\sigma=\frac{a_0+b_0k_P+b_1k_I}{b_0k_I}=1.0 \quad (15)$$

$$J=\sum_{i=1}^{5}(\log(\alpha_i/\alpha_{si}))^2 \quad (16)$$

・評価関数の最小化法

最急降下法を使用し，(16)式を最小にする制御パラメータを求めた。

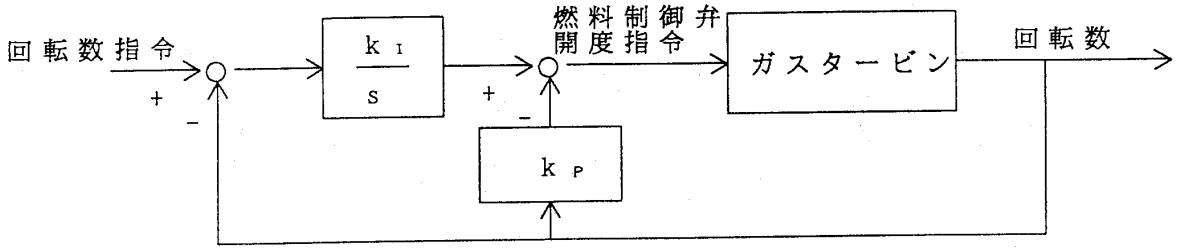


Fig.3 ガスタービン回転数制御系

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

5．ガスタービンのシステム同定試験，制御系調整試験結果

試験用のガスタービン制御装置は，32 bit の CPU を用いて，制御演算を行う CPU とシステム同定および自動調整を行う CPU とのマルチ CPU 構成とした。

最初に開ループ試験として燃料制御弁ステップ変化試験を行った。また，I-P 制御のパラメータの初期値として，種々の値を与え目標値変化の閉ループ試験を行った。この 2 つの試験結果からシステム同定を行い，その結果に基づいて閉ループ試験の場合の制御系の α を評価した。この結果を Fig.4 に示す。

各々のケースで α の値に対応した制御性の特徴が現れており調整の余地を残す不適正な応答となっている。次に制御パラメータの調整を自動的に行わせた結果も Fig.4 に示す。初期の閉ループの応答は異なるが，ほぼ一定の I-P 制御のパラメータが自動調整されている。Fig.4 のケース②の調整値を用いた目標値変化閉ループ試験結果は，Fig.5 に示すものであり，望ましい制御性能となっている。これにより，本手法の有効性が確認できた。

6．あとがき

新しいガスタービン制御技術である性能追求制御は波及性の高い有用な技術である。しかし，これは，一般産業界で実用化しにくかった適応システムの一種である。よく知られているように，その鍵は，設計段階で予測しなかった危険な制御に陥ることがないようにする安全性である。本論で

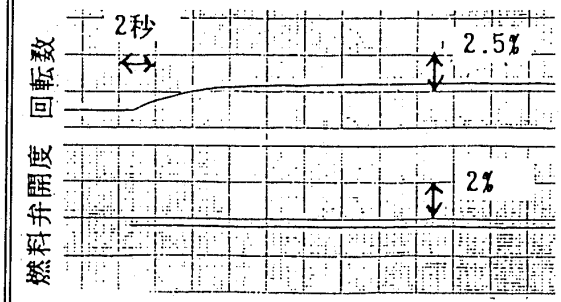
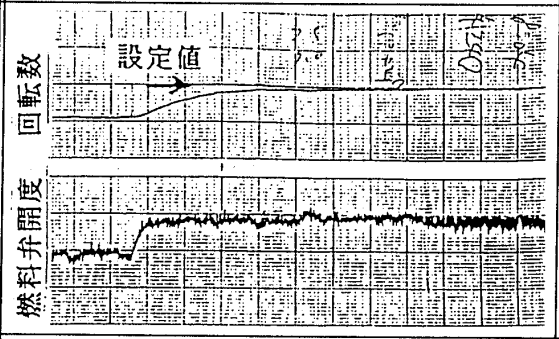
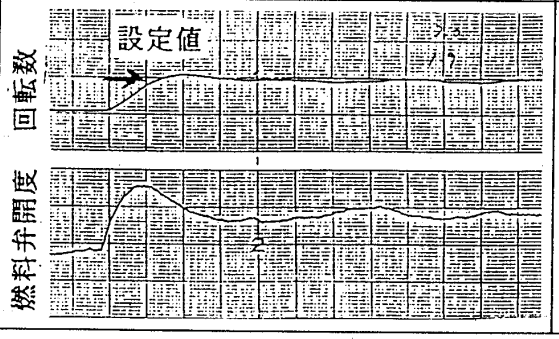
試験項目	試験結果	システム同定結果と制御系の性能評価	最適調整値と対応する α
①開ループ試験結果		$a_0 = 1.0$ $b_0 = 0.93$ $a_1 = 2.86$ $b_1 = -0.016$ $a_2 = 0.22$ （高次の係数はほぼ零）	$k_I = 11.5$ $k_P = 10.5$ $\sigma = 1.0$ $\alpha_1 = 0.25$ $\alpha_2 = 0.32$
②閉ループ試験結果 $k_I = 2.5$ $k_P = 7.0$		$a_0 = 1.0$ $b_0 = 0.90$ $a_1 = 3.17$ $b_1 = -0.005$ $a_2 = 0.304$ （高次の係数はほぼ零） $\alpha_1 = 0.13$ $\alpha_2 = 0.23$ 比例制御ゲインは高いが α_1 が小さいため応答は遅い	$k_I = 11.4$ $k_P = 10.3$ $\sigma = 1.0$ $\alpha_1 = 0.30$ $\alpha_2 = 0.32$
③閉ループ試験結果 $k_I = 2.0$ $k_P = 1.9$		$a_0 = 1.0$ $b_0 = 0.79$ $a_1 = 3.15$ $b_1 = -0.018$ $a_2 = 0.30$ （より高次係数は零） $\alpha_1 = 0.81$ $\alpha_2 = 0.08$ ループゲインが小さいものの、α_1 が大きいために応答は振動的	$k_I = 11.4$ $k_P = 10.4$ $\sigma = 1.0$ $\alpha_1 = 0.33$ $\alpha_2 = 0.31$

Fig.4 システム同定試験結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

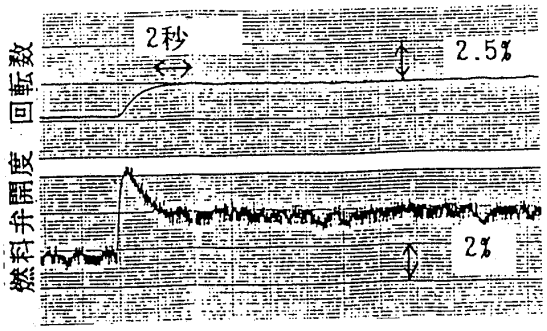
試験項目	試験結果	制御系の評価
Fig.4のケース②によって得られた最適調整値 kI = 11.4 kP = 10.3		k_I = 11.4 k_P = 10.3 σ = 1.0 α_1 = 0.30 α_2 = 0.32 ループゲインも高く、応答も速い。オーバーシュートもみられない。制御性は良好。

Fig.5 最適調整確認試験結果

は，この目標を解決する基礎技術として，適応的に変化した制御系の評価を含む制御系の自動調整技術を示した。設計時点からの制御対象の特性変化に対して，制御パラメータはこのままでよいかの評価，また自動調整する場合に，運用上想定される全範囲で変化したガスタービン特性に対して，許容される性能を満足する制御パラメータの調整が行える。

αパラメータは，ガスタービン制御系の評価あるいは制御系調整を行う方法として，簡単で確実であるという特長をもっている。そのため，これを用いた適応制御系は，リアルタイム性が必須の制御装置に組み込み易いという利点も備えている。したがって，αパラメータ制御系設計法は，実用的PSCのための有効な制御系設計法となり得ると考えられる。

参考文献

(1) G. Gilyard J. Orme: Subsonic Flight Test Evaluation of a Performance Seeking Control Algorithm on an F-15 Airplane, AIAA-92-3743 (1992)

(2) 田中, 足利: ガスタービンの低感度ロバスト制御, 計測自動制御学会論文集, 28-2,255/263, (1992)

(3) 田中泰太郎: ロバスト制御系設計のためのαパラメータ, 計測自動制御学会論文集, 28－12, 1501/1503, (1992)

(4) 田中泰太郎: αパラメータ限界感度法, 計測自動制御学会論文集, 31-4, (1994)

(5) 田中, 小川: 触媒燃焼方式ガスタービンのロバスト制御システムの開発, SICE実システムにおける制御理論応用シンポジウム, 107/112, (1991)

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

研究だより

三菱重工業㈱・長崎研究所における ガスタービンの研究・開発

三菱重工業㈱長崎研究所　松　尾　栄　人

1．まえがき

長崎造船所・長崎研究所におけるガスタービン開発の歴史は古く，昭和20年代に運輸省航海練習船「北斗丸」の主機500 PSのガスタービン開発が始まりである。その後，昭和30年代に防衛庁の艦艇用ガスタービン開発過程でローテイティング・ストール等の種々の技術問題を経験している。これらの研究開発は，日本における舶用ガスタービンの先駆的研究開発の一つである。相前後して，ディーゼル機関用の過給機開発，蒸気タービンの技術導入・自主開発に伴う翼列，材料，強度等の要素開発・研究が行われている。この時期に培われた基礎・要素技術研究を重視する姿勢は，現在まで貫かれており，過給機，小型ガスタービン，各種ターボ機械の研究開発の基盤をなしている。

現在の長崎研究所の主要研究開発テーマは，エネルギーと物流であり，トラック用二軸ガスタービンの研究開発，乗用車用セラミックスガスタービンの研究開発，高速艇用ガスタービン搭載等にも参画している。

以下に主要開発機種毎に研究開発状況を紹介する。

2．過給機

三菱重工業㈱では，乗用車用の小型ターボから舶用ディーゼル機関用の大型過給機迄生産しており，その研究開発を長崎研究所で担当しており，材料，強度，振動，軸受等の基礎要素研究から，タービン，コンプレッサの空力設計，軸系安定性，信頼性設計と確認試験，過給機単体性能試験迄の全般に亘る有機的研究開発を行っている。エネルギー節約のため，一時的に減速運行をしていたトラックや船舶も物流量の回復，鮮度確保等の要求から高速化が必要となり，エンジンの小型高出力化が，環境汚染防止の面からの燃焼改善が望まれ，フレキシビリティーのある高過給機関の開発が必須となっている。この様な要請に対応すべく，可変容量型（写真1），高圧力比型，大容量型等の新アイデアの案出，これらの技術の統合化・実用化等にもチャレンジしている。

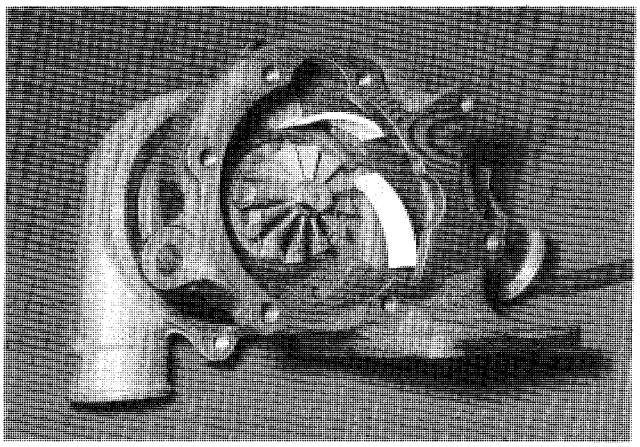


写真1　可変容量型過給機
（バリアブルインレットガイドベーン(VI)タイプ）

3．小型航空用ガスタービン

小型航空用ガスタービンには，軽量・コンパクト化が重要であり，その最重要要素である高圧力比遠心圧縮機の研究開発を重点的に行っている。ターボジェットエンジン用の大容量の圧力比7，ターボシャフトエンジン用の圧力比12の高性能遠心圧縮機の空力計画に加え，1,200 kW，80,000 rpmの高速大容量ダイナモ（写真2）を使用した単体性能試験，インレットディストーション，FOD等の信頼性確認試験を実施している。

4．トラック用2軸ガスタービン

排気公害対策，積載スペース拡大の為の小型高出力化，トルク特性改善，燃費低減，燃料多様化等を狙いとし，圧力比5の遠心圧縮機，ガスジェネタービン用空冷ラジアルタービン，パワータービン用可変ノズル付き軸流タービン，2個のセラミックコアを持つ回転蓄熱式交換器，1120℃の低公害燃焼器の研究開発を行った。実用化には至らなかったが，この研究開発で得られた技術は，その後のガスタービンの自主開発，過給機の高性能

（平成7年1月27日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

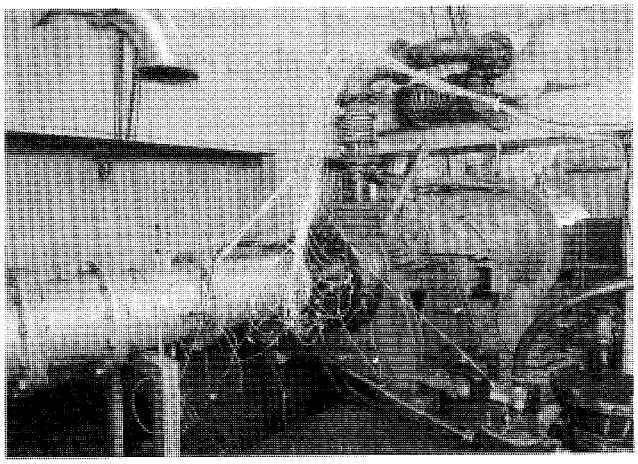


写真2 高速大容量ダイナモメータ
（最大入出力: 1200 kW，最高回転数: 80,000 rpm）

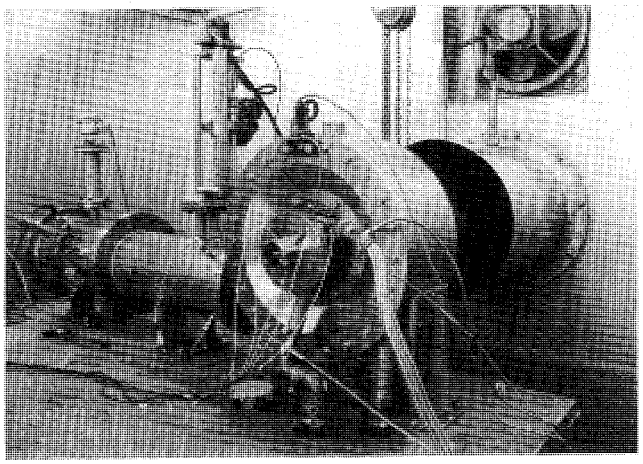


写真3 ホットスピンテスト装置
（タービン入口温度 1350°C，最高周速 850 m/s）

化に生かされ続けている。次世代の車両用ガスタービンとして復活開発されることを期待したい。

5．乗用車用 100 kW セラミックガスタービン

'80 年より三菱自動車工業・日本碍子に協力してホットスピンテストを実施，その成果が国家プロジェクト（'90～96）スタートの一つの基盤として使用され，その後，石油産業活性化センターのホットスピンテスト装置（写真 3）の設計・製作，試験の遂行に協力し，MMC 担当のラジアルタービンの空力設計，信頼性評価，試験を分担している。

構造用セラミックスの実用化のため材料・強度・寿命評価等の基礎研究から短時間寿命から長時間寿命の実機への順次実用化開発を推進中である。

耐熱性，強度（短時間寿命）では，既に在来金属材料を越えたセラミック材料を使用した製品の実用化が期待されている。

6．基礎技術

ターボ機械開発に共通の技術として，(1)流動解析，(2)材料強度評価，(3)軸計安定性解析，(4)軸受，(5)製造技術が挙げられる。流動解析は，自主開発と導入の準 3 次元，非粘性及び粘性 3 次元解析プログラムを翼列試験等で検証して使っている。各種の金属材料，セラミック材料，複合材料に対する材料・強度・振動の評価システムは，設計ツールとしても活用されている。ターボ機械関連技術開発は，その技術分野を担当する研究室を中心に各研究室が協力する形で推進されている。

7．あとがき

長崎研究所におけるガスタービン，特に小型ガスタービン関係の研究開発状況について，機種毎にその概要を紹介した。既に多くの分野で活用されている大型ガスタービンに比べて，小型ガスタービンの適用分野は，小型航空エンジン，非常用発電セット等に限られているが，今後車両用，小型電源ユニット用等の広範な分野に拡大していくことが期待される。そのための基礎要素技術及び製品開発を関係先と協力して積極的に推進する所存である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第7回翼列の非定常空気力学及び空力弾性学に関する国際シンポジウム

九州大学工学部　難　波　昌　伸

1994年9月25日から29日まで標記シンポジウムが福岡市サンパレスを会場として開催された。組織委員長谷田教授（東海大）のもとで実行委員長として開催の準備・運営に携わった立場から，会議の内容を反省を込めて報告する。

本シンポジウムが日本で開催されるに至った経緯は既に梶教授（東大）が第6回シンポジウムの報告（日本ガスタービン学会誌，19-75，pp. 78-79（1991））で述べられているので省略する。

本シリーズのシンポジウムの始まりは1976年のパリに遡るが，会議名に含まれるキーワードは主催国の判断で回を追って増やされてきた。即ち第1回のターボ機械・空力弾性学に始まり，第3回からこれにプロペラ・非定常空気力学が加わり，更に第6回には空力音響学が追加された。今回，名称を標記（英文名　Unsteady　Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines）に短縮した理由は，プロペラはターボ機械に含まれ，空力音響学は非定常空気力学の範疇に属すると牽強付会して，余りにも長い名称を避けたためであり，対象分野を狭めたわけではない。論文募集公告には，空力音響やプロペラなどをも対象分野に含むことが明記されているので誤解は無かったものと思う。

採択論文数は，招待講演1件，一般講演52件であり，その国別の内訳は，日本22，米国11，ロシア5，ドイツ4，英国4，ウクライナ2，フランス，スイス，中国，ポーランド，ベルギー各1であった。但しそのうちロシア3件及び米国2件はそれぞれ発表者が経済的理由及び健康上の理由で来日できず講演取りやめとなった。それでも過去のシリーズ最高の44を上回っている。主催国の発表論文数が占める割合をシリーズごとに調べてみると，パリ5(13)/24，ローザンヌ2(14)/31，ケンブリッジ9（23)/39，アーヘン2（14)/41，北京19/44，ノートルダム25/43，福岡22/53となる。但し(　)は西欧諸国総数である。一般に西ヨーロッパで開催される場合には，主催国論文数が突出して多くもなければ，必ずしも最高数にもならない。これは西欧人が西欧内開催と自国内開催との間に本質的な差を感じていないからであろう。そこで西欧諸国を一纏めにしてみれば，今回の日本の論文数の割合は過去の主催国の論文数の割合に比べて決して多くはなく，国際会議の体裁を立派に保っていると言っても差し支えなかろう。

会議プログラムは，特別講演(英国　Whitehead博士の一様梁のせん断変形)，一般講演13セッション及び締めくくりのパネルディスカッションと第3日目の午後の見学会（九州大学工学部航空工学教室及び機械エネルギー教室の流体力学・フラッター・流体機械関連実験設備）より構成された。一般講演を分野別に見ると，振動翼列の非定常空気力学25，動静翼列干渉またはガストとの干渉による非定常空気力学12，フラッター限界予測・フラッター抑止問題4，空力音響3，乱れや渦に起因する非定常流れや衝撃波の非定常挙動7，旋回失速・旋回キャビテーション8である。但し複数分野にまたがる論文は重複して数えている。一方，手法別に分類すると，解析的解法13，離散化数値解法28（内，非粘性流13，粘性流15），実験的手法18となった。

今回は特に旋回失速などの純流体力学的不安定現象あるいは渦や乱れに起因する非定常現象を扱うものが過去に比べて目立ち，しかもその問題を数値流体力学手法で捉える研究が多い。

第4回アーヘン以来，離散化数値解法が解析的解法を論文数において上回るようになったが，今回は前者が完全に研究手法の主流を占めたと言える。しかも前回までは少なかった粘性流コードを用いた研究が，今回は飛躍的に増えているが，これは旋回失速や乱流・渦誘起非定常現象に関わる論文が増えたことと無縁ではない。振動翼列や

（平成7年1月5日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

動・静翼列干渉問題では非粘性流コードの使用が依然として多い。

振動翼列問題では遷音速領域を数値流体力学的に取り扱う研究が半数以上を占めている。この領域は解析的手法が通用しない非線形問題を含み，しかも実用的に重要な領域であるから当然であろう。また3次元モデルを取り扱った論文数が2次元モデルのそれと拮抗するほどに増加していることも今回の特徴の一つである。

一方，動静翼列干渉問題では，3列にまたがる干渉の数値解を求める段階に研究が進んでいる。

CFDの観点からみれば，翼列の非定常流れ問題に固有の斬新なスキームの提案はないが，専ら高能率化・高精度化への努力が続けられている。

新しい着目としては，旋回失速のカオス理論による評価，音波による翼列フラッターの能動的抑止，翼列の不始動フラッターなどが挙げられる。

なおプロシーディングスは現在編集中であり，1995年4月頃にElsevier社から出版予定である。

国際会議を主催する際に共通する心配事は外国からの参加者の推定と資金集めである。先ず1992年にアンケート形式の予備調査を外国人に対して行ったところ，約40人から論文発表による参加意志の表明があった。これにより歩留まりを少な目に50%と見積もっても国際会議の体面は保てるとの感触を得た。

本シンポジウムは母体となる学会を持っているわけではない。よほど高額の参加登録費を設定しない限り，参加登録費のみによる自給自足を実現することは不可能であって，当初から問題外である。本シンポジウム開催については毎年3月末に開かれる翼列研究会の席上で関係者の方々にお知らせし協力をお願いしていたが，1993年6月にガスタービン・ターボ機械関連の企業・研究機関からご参加いただいて組織委員会を発足させ，特に経済面でのご支援をお願いした。さらに日本ガスタービン学会，日本航空宇宙学会及び日本機械学会には協賛団体となっていただき，広報面でご協力を得た。

また日本万国博覧会記念協会及び福岡市で数年前に開催された博覧会の利益金を基にしている「よかトピア記念国際財団」に申請して国際事業助成金を受ける契約を結ぶことが出来た。さらに福岡市の主要企業にも資金援助をお願いした。

プロシーディングスと行事参加費全てを含む参加登録費¥38,000は昨今の国内で開催される国際会議の参加登録費に比べれば安いと思っているが，過去の外国における本シリーズの参加登録費に比べれば明確に高いことは否定できない。遠距離渡航費・不況・円高の3悪条件のため特に大学関係者が多い外国人には大きな重荷である。そこで上記の万博・よかトピアの助成金は，会場借り上げ費，プロシーディングス出版費のほか外国人参加者への渡航費・滞在費補助に使用が限定されていることもあって，外国人の論文発表者及び座長には渡航費・滞在費の部分的補助を行った。

最終的に参加登録者は，日本77，米国9，ドイツ4，英国4，フランス3，スイス2，スウェーデン1，ロシア2，ウクライナ1，ポーランド1，中国2，韓国1，合計108名となった。特にDrs. Whitehead, Ffowcs Williams, Gallus, Boelcs, Fransson, Atassi, Verdon, Platzer, Carstens, Sarenなどを含む常連・中堅・若手の外国人が参加し，全会期に亘って，ほとんど欠席なしに活発な討論を行って頂いたことは主催者にとって何よりも嬉しいことであった。また東欧から数名の参加者があったことも今回の特筆事項である。余談であるが，発表するに足る新しい成果がないから参加を見合わせるという良心的な？返事をよこした二三のヨーロッパ人の態度は，変わりばえしない内容の論文を何度も発表する人が目立つ昨今において印象的であった。

付帯行事として，顔合わせパーティ（サンパレス），歓迎レセプション（サンパレス），国際委員会夕食会（稚加栄），シンポジウム晩餐会（セントラーザ博多），同伴者プログラム（名所観光，窯元での陶器作り）を実施した。

翼列の非定常現象に係わる研究は当分の間終わりそうにはなく，会期中に開いた国際科学委員会会合において，次回は1997年9月にストックホルムで王立工科大学のFransson教授の世話役で開催されること，更に次次回（2000年）はリヨンが候補地と決まったことをお伝えしたい。

最後に，資金援助をいただいた諸企業・団体と，その窓口として個人的にお骨折りいただいた方がた，準備金の無利息融資，記念品提供，晩餐会の

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

博多駒芸のサービスなどのご協力をいただいた福岡コンベンションビューローに厚く御礼申し上げたい。本シンポジウムのように小規模の国際会議の運営には，出来るだけ少人数で意志決定と実務を行うことが時間・経費能率を高める秘訣と思っているが，献身的に仕事をしていただいた筆者の研究室スタッフの諸君には感謝の念に耐えない。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

米国自動車関連技術アニュアルミーティング (DOE/CCM)

(財)石油産業活性化センター　CGT 開発室　半　田　統　敏

米国のエネルギー省（DOE）は輸送技術の研究開発について，ビッグスリーなど自動車業界や国立研究所，その他関連企業にエンジン，駆動システム，代替燃料等の研究開発を委託している。

CCM 会議（Annual Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting）は，その契約者の年次報告会である。

会場があるデアボーンはデトロイト空港から車で 20 分，10 月末になると小雪がちらつく程の寒い場所であるが，会場であるホテル・リッツカールトン周辺は青空をバックに鮮明な紅葉が印象的であった。しかし，米国の都市の中にはロサンゼルスなどのように青空が見られない都市が増加しており，DOE では自動車の排気ガス清浄化によって，これらの都市から青空を取り戻すべく，数十年がかりの大きな計画が進行中である。

また，地球温暖化にブレーキを掛けるために，自動車用石油燃料の消費割合が多い米国では特に自動車の燃費向上が要請されており，この点からも将来の自動車の研究開発に大きな期待がかかっている。この自動車の排気清浄化と燃費向上が今回の CCM 会議の 2 大テーマと言える。

開期は 10 月 24 日から 4 日間，セッション数は 14，発表件数 97 件，出席者は約 500 名で米国の政府関係者，自動車メーカー，公私の研究機関，セラミックス材料メーカー関係者などであった。

プログラムは 2 室に分かれて展開され，その内容は以下の通りである。

大部屋（Grand Ballroom）
- Welcome and Opening Remarks
- Hybrid Propulsion Systems
- Advanced Energy Storage
- Fuel Cell Development
- Energy Policy Act Implementation
- Propulsion System Materials, No.1
  Heat Engine Ceramics
- Propulsion System Materials, No.2
  Heat Engine Ceramics
- Vehicle System Materials

中部屋（Plaza Ballroom）
- Diesel Engine Technology, No.1
- Diesel Engine Technology, No.2
- Light Duty Engine Development, No.1
  Advanced Automotive Piston Engine
- Light Duty Engine Development, No.2
  Hybrid Vehicle Turbine Engine
  Ceramic Technology Support
- Light Duty Vehicle Alternative Fuels
- Heavy Duty Alternative Fuels Projects
- Urban Bus Alternative Fuels Projects

ガスタービン関係では，米国は従来セラミックガスタービンに必要なセラミック技術開発，低公害燃焼器や熱交換器などの主要コンポーネントの開発プログラム（ATTAP）を推進してきたが，今回は，米国政府の環境エネルギー政策の強化により，ハイブリッドシステムの研究開発とハイブリッド車用セラミックガスタービン開発に大きく二分化した。

即ち，従来の ATTAP（Advanced Turbine Technology Application Project）は，GM，フォードが開発を担当するハイブリッドシステム開発とアリソンエンジンが開発する HVTETS（Hybrid Vehicle Turbine Engine Technology Support）の 2 本立てとなって，1995～1998 年の計画のプログラムに引き継がれる。

GM，フォードのハイブリッドシステムは，レシプロエンジンの他，ガスタービン，フライホイール，燃料電池/バッテリ等を含んでいる。また，ガスタービン開発担当のアリソンエンジンでは，

（平成 7 年 1 月 17 日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

GMからの実験設備等の移転中で主としてコンセプト固めをしているが，従来のセラミック材料，低公害燃焼器，蓄熱式熱交換器に加えて，断熱材をキーテクノロジーとして開発項目に入れているのが注目される。アリソンエンジンの目標は，上記の計画期間内にサイクル最高温度（TIT）が2500°F（1371°C），寿命が3500時間の自動車用ガスタービンの商品化に必要なキーテクノロジーを開発することである。

ゲストスピーカーとして，わが国は㈶石油産業活性化センター（PEC）から筆者が，通産省資源エネルギー庁の補助事業としてPECで推進している自動車用100 KWセラミックガスタービンおよび同エンジンによるハイブリッドシステムの調査結果について，同じくNEDOで推進している300 KWセラミックガスタービンの開発状況について工業技術院の内山芳忠氏，NEDOの荻山久雄氏らのご協力を得て紹介し，好評であった。一方，EUからのゲストスピーカーとして，ボルボからAGATA計画のその後が紹介された。

ヨーロッパのAGATA計画ではハイブリッドシステムとAPU（補機駆動ユニット）を目的とした一軸式60 kWセラミックエンジン用（TIT＝1350°C）の触媒燃焼器，セラミックレキュペレータ，セラミックタービンロータの共同開発が継続されている。

上述のようにプログラムは大部屋と中部屋に別れて展開されたが，今年は昨年まで中部屋で発表されたハイブリッドシステムが大部屋に変更になったことからも，ハイブリッド車開発に対する政府の力の入れようが分かる。

このハイブリッドシステム開発を強化するに至る背景は以下の通りである。DOEの報告によると米国のエネルギーの25%はハイウエーで消費されている。現状では1883年から2010年の間で二酸化炭素の排出量は25%増加する。今これを1990年のレベルに戻す必要があるというものである。

そのために，ハイブリッドシステム，ヒートエンジン，ガスタービンなどを含めた開発予算総額は，1994年度の216百万$から1995年度には245.4百万$に増額される。

また，クリーン・シティ・プログラムが提案されており，これは政府，民間会社，研究所などのチームワークにより1994年には24都市となり，更に増加していく汚染都市を漸次減少させていこうというものである。研究項目は代替燃料などを含み，合衆国政府，州政府，自動車会社，利用者，サービス分野の人々を巻き込んでのプログラムである。

1993年7月，米ビッグスリーはクリントン大統領の呼び掛けによって新世代車両開発にむけての協力体制の発足を発表した。それはPNGV（Partnership for a New Generation of Vehicles）と呼ばれるもので，その狙いは(1)生産技術の開発によって自動車開発の時間短縮と費用低減を計る。(2)燃費向上と排気清浄化を進める。(3)現在の車両の安全，性能，価格を維持或いは向上させながら燃費を3倍改善することであるが，最終目標は燃費80マイル/ガロンの生産試作車を10年以内に造ることである。（現行車の平均は26.5マイル/ガロンである。）

このPNGVで公表された80マイル/ガロンの実現と将来の排気規制に適合する車両としては，最終的には燃料電池のシステムが考えられるが，それはまだかなり先のことで，その前に内燃機関とバッテリーのハイブリッド車が実現するだろう。そして，その内燃機関は最終的にはセラミックガスタービンが最適であろう，というのが米国政府，自動車メーカーの見解であり，セラミックガスタービンの開発に携わる一員として，更に夢を膨らませることができたCCMへの出席であった。

最後に，今回の発表に資料提供などのご支援を戴いた皆様，CCMに同行して調査活動にご協力戴いた㈶日本自動車研究所の住江　新氏にこの場を借りて感謝の意を表します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

新製品紹介

日産　樹脂インペラターボチャージャ

日産自動車㈱　畑　中　啓　治

1．はじめに

ターボ車の加速性能向上，いわゆるターボラグの低減への要求は年々増してきている。

当社では，ターボ搭載車は1979年に国内で初めて発表して以来，1985年にセラミックターボを，1989年には軸受方式をボールベアリングとしたボールベアリングターボを発表してきた。

また，1993年，ターボエンジンシステムとして，運転車の加速フィーリングを自然に近づけたリニアチャージコンセプトのRB 25 DET エンジンを発表した。

本稿では，このリニアチャージコンセプトを更に進化させる為，コンプレッサインペラを従来のアルミ製から比重の小さい繊維強化樹脂製とすることで回転体慣性モーメントを低減した樹脂インペラターボについて紹介する。

尚，本ターボは1994年9月マイナーチェンジしたローレルに搭載し世界で初めて実用化した。

2．樹脂インペラターボの効果

2.1　樹脂インペラターボ緒元

図2に樹脂インペラターボの構造を示す。前述のRB 25 DET エンジン用ターボであるCNRB-1改をベースに，コンプレッサインペラを，アルミ材の約50%の比重である繊維強化樹脂製とすることで，ターボチャージャー回転体の慣性モーメントを27%低減した（表1）。

2.2　加速応答性能

開発した樹脂インペラターボを用いての全開加速試験結果の一例を図3に示す。樹脂インペラターボ化によって，インターセプトタイム（アクセルを踏んだ時から設定過給圧に到達する時間）を8～19%短縮することができた。これにより，トルクの立ち上がりについても同様の改善効果が得られた。

（平成6年12月26日原稿受付）

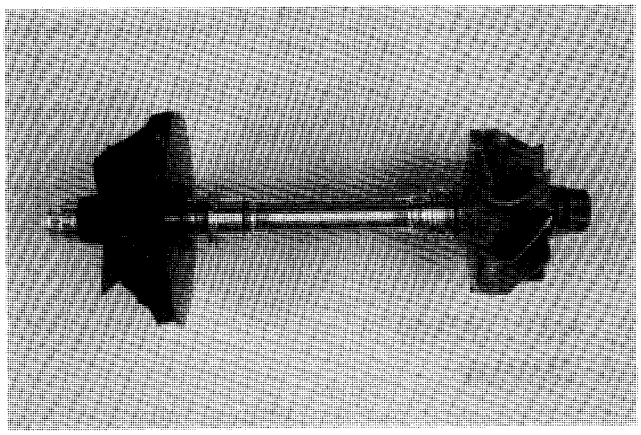


図1　ターボチャージャ回転体

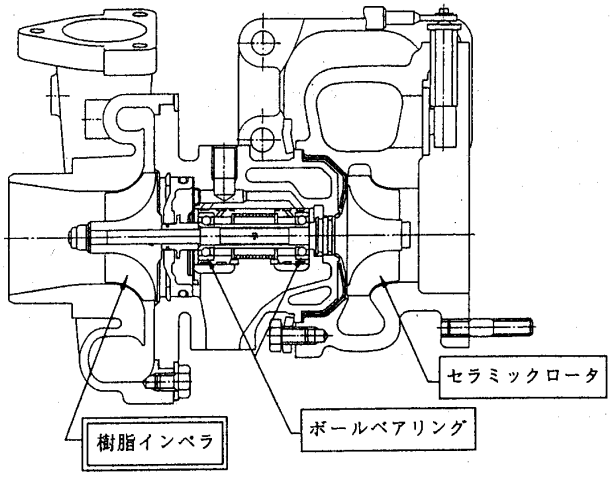


図2　樹脂インペラターボの構造

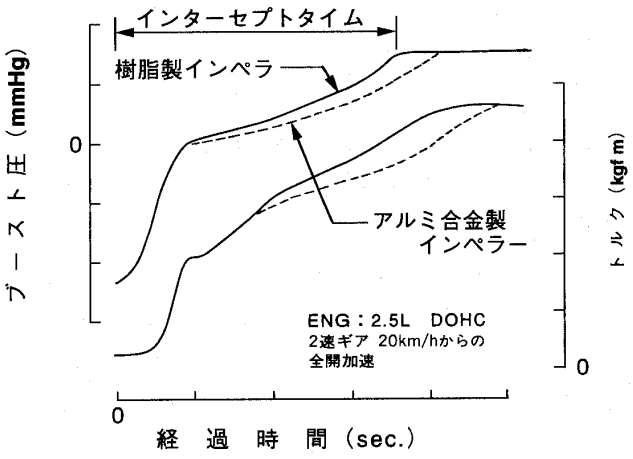


図3　インペラ樹脂化による加速応答性能の向上

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

表1　ターボ主要緒元一覧

		樹脂インペラ仕様	アルミインペラ仕様
ターボ型式		CNRB - 1 改	←
コンプレッサ	インペラ材料	PKU / CF30	JIS AC4D相当材
	インペラ製造方式	射出成形	ラバーモールド法
	インペラ入口径／出口径 （mm）	48.6／66.6	←
	インペラ重量（g）	31.9	61.5
タービン	ローター材質	セラミックス（窒化硅素）	←
	ローター入口径／出口径 （mm）	51.5／42.3	←
軸受	ベアリングTYPE	ボールベアリング式	←
	冷却方式	全周水冷式	←
ターボ回転体慣性モーメント（$\times 10^{-6}$ kg m s^2）		2.13	2.92

3．材料工法開発

3.1　材料仕様

コンプレッサインペラの材料は，100°C以上という高温仕様雰囲気において強度，靱性のバランスが良く，耐久性（クリープ，疲労，熱，薬品）に優れた必要があり，今回新たに超耐熱樹脂複合材「PKU/CF 30」を開発した。

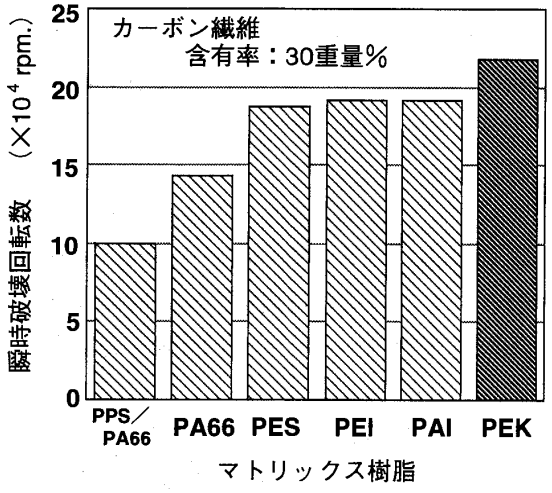
3.2　カーボン繊維の表面処理技術

繊維強化樹脂材の強度を向上させる方法として，繊維とマトリクス樹脂の界面接着強さを高める手法がある。この接着強さを得る為に，サイジング剤を用いるのが一般的であるが，スーパーエンプラは成形加工温度が400°C前後と高い為，既存のサイジング剤では熱分解を起こしてしまい，十分な接合効果が期待できない。今回新たに開発した熱安定性と接着性に優れたサイジング剤によって，繊維強化樹脂材の強度を飛躍的に向上させることができた。

3.3　新規ポリマアロイ材料 PKU の開発

代表的な汎用エンプラ及びスーパーエンプラの30 w%カーボン繊維強化グレードを用いて試作した樹脂インペラの瞬時破壊回転数を図4に示す。ポリエーテルケトン樹脂を用いたインペラが最も高い瞬時破壊回転数を示している。

また，長時間の連続耐久試験でも，このポリエーテルケトンが最も優れた耐久性を持つことが確認されている。しかし，ガラス転移温度が154°Cと比較的低い為，ポリエーテルケトン樹脂をベースとする新規のポリマアロイ材 PKU を開発し，耐熱性の改良を図った。



PEK：ポリエーテルケトン
PAI：ポリアミドイミド
PEI：ポリエーテルイミド
PES：ポリエーテルサルホン
PA66：ポリアミド66
PPS：ポリフェニレンサルファイド

図4　マトリクス樹脂とインペラ瞬時破壊回転数の関係

3.4　樹脂インペラ用材料　PKU/CF 30

表2に今回開発したPKUの30 w%カーボン繊維強化グレードである PKU/CF 30 の機械的特性を示す。引張強度はアルミ合金に比べて小さい。しかし，発生応力の大部分を，遠心応力がしめるインペラの場合，密度で除した比強度の高さが重要となる。PKU/CF 30 は比強度として見るとアルミ合金を凌ぐ。また，疲労限度でも，アルミ合金を上回る特性を有する。

3.5　カーボン繊維の配向制御

樹脂インペラ内部のカーボン繊維の配向制御も

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

表2　樹脂インペラ用材料　PKU/CF 30 とアルミ合金の機械的特性

項目＼材料		樹脂製インペラー用 ポリマーアロイ材料 PKU／CF30	インペラー用 アルミ合金 JIS AC4D 相当材料
比重	—	1.38	2.7
引張強さ	MPa	290 (180)	320 (265)
比強度	MPa	210 (130)	119 (98)
引張弾性率	GPa	25.3	72.5
破断伸び	%	1.6	3.8
10^7疲労限度	MPa	155 [140]	— [123]
比重換算値＊1	MPa	112 [101]	— [46]
クリープ破断応力＊2	MPa	— (127)	— (132)
比重換算値＊1	MPa	— (92)	— (49)

[ ]、( ) 内は それぞれ試験温度100℃、150℃ のデータ。
＊1　10^7疲労限度、クリープ破断応力をそれぞれ比重で除した値。
＊2　1000時間で試験片が破断する応力を、クリープ破断応力と定義した。

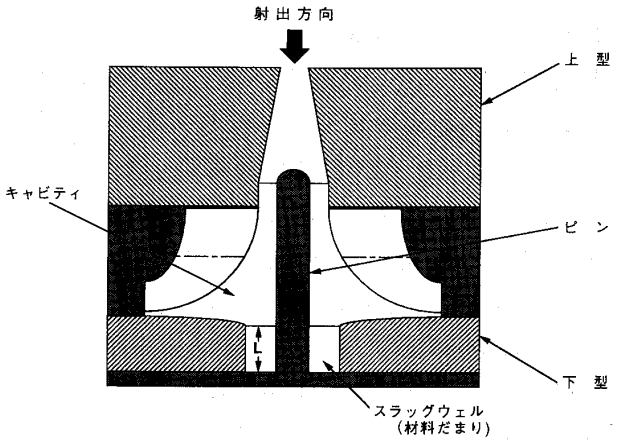


図5　樹脂インペラ射出成形用金型の構造

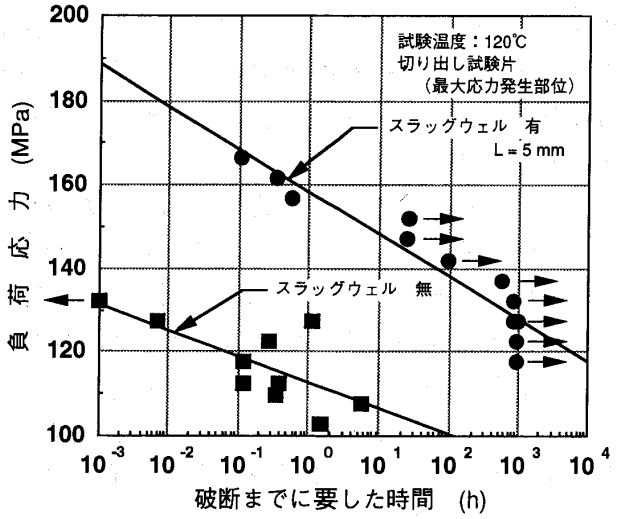


図6　カーボン繊維の配向制御による樹脂インペラ切り出し試験片のクリープ寿命の向上

非常に効果的であり，樹脂インペラの耐久信頼性を向上させる為には，最大応力発生部位の強度や長期寿命が大きくなるようにカーボン繊維の配向を制御すればよい。

このため，図5に示したように，下型に深さ寸法Lの調節可能な材料だまり（スラッグウェル）を設けて，カーボン繊維の配向の最適化を可能にしている。図6に，材料だまりの有無と樹脂インペラよりの切出し試験片のクリープ寿命の関係を示す。材料だまりを設けることによって，クリープの寿命が大幅に改良されることがわかる。

3.6　自動金型の開発

樹脂インペラの射出成形金型は，翼間に入る型を総入れ子にし，回転を伴って抜く複雑な構造を有する。抜き勾配，偏心，回転角の決定や干渉の検討には最先端のCAE技術を駆使した三次元脱型シミュレーションが活用されている。

4．おわりに

当社が発表したリニアチャージコンセプトを進化させる一手段として樹脂インペラターボを開発，実用化したが，今後も更に向上させ，市場ニーズに合った製品開発を続けていきたい。尚，本樹脂インペラは三井東圧化学㈱，㈱エンプラス殿の協力を得て開発いたしました。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

報告

日本ガスタービン学会

平成6年度第2回見学会報告
東京電力㈱富津火力発電所
TEPCO新エネルギーパーク並びに
㈱荏原製作所袖ヶ浦工場発電所

石川島播磨重工業㈱ 永盛和夫

平成6年11月25日㈮に，本年度第2回見学会が開催された。見学先は，①東京電力㈱富津火力発電所，②「TEPCO新エネルギーパーク」並びに，③㈱荏原製作所袖ヶ浦工場発電所の3か所であった。どれもガスタービン技術者として興味ある見学地であり，総勢43名の参加者が集まり事務局も含めるとチャーターされたバスが狭く感じるほどの盛況であった。

見学に先立ち，学会企画委員会の和田委員長より見学会の開催を快く引き受けていただいた両会社のご厚意に感謝の挨拶があり，引き続き東京電力㈱富津火力発電所の見学に入った。本発電所は，GE社製F9E型ガスタービン7台のコンバインドサイクルが設置され稼働しており，壮観であった。中央制御室周辺で本プラントの特徴・構成等につき，①高熱効率（43%）であり，CO_2の発生が少なく従来火力に比べ年間15万トンのLNG節約になること。②比較的小型の機器の複数配置のため，起動性に優れ，起動から最大負荷まで短時間に可能であること。また，出力調整も簡単であること。③LNG使用により，ばいじん・SO_xの排出が少ないことに加え，排気脱硝装置によりNO_xも数ppmのオーダーとしている等説明を伺った。まさにGTの特徴を生かしたプラントであり，この方面でのGT需要の増大を期待される。プラント周辺は，一部定期点検中の建屋に対してはバスの中からの見学となった。

引き続き隣接の「TEPCO新エネルギーパーク」へ移動した。新エネルギーの体験空間「新エネルギーパーク」では，太陽電池・風力発電・燃料電

富津火力発電所制御室近くの展示室にて

（平成7年1月24日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

パークレディーから説明を聞く見学者
「新エネルギーパーク」にて

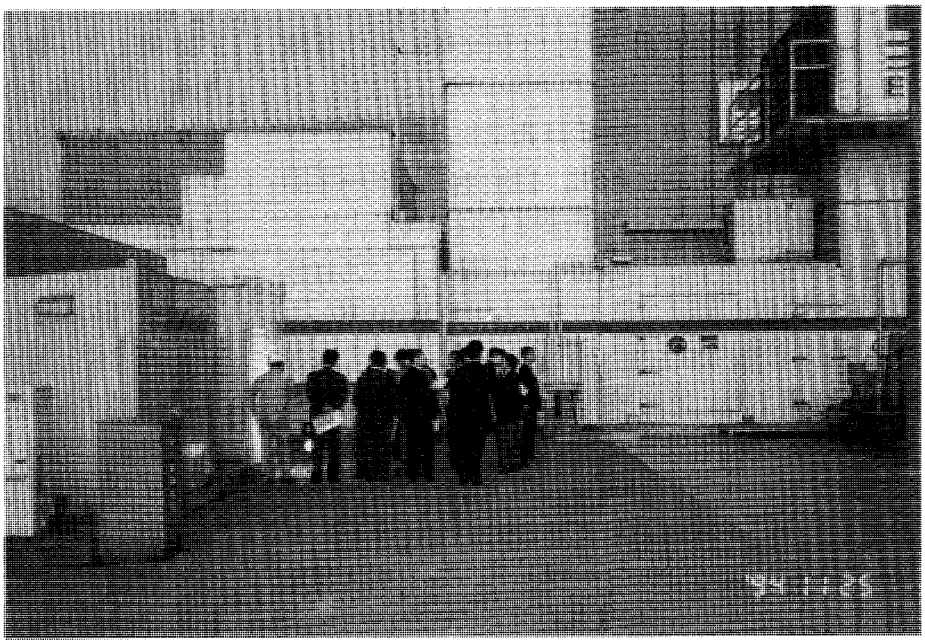
池等の新エネルギーについて女性の案内者「パークレデイー」から説明を受けた。一般・子供向けにもわかり良い説明で，東京電力殿の一般への新エネルギーに関する啓蒙活動に感服した次第である。また，ソーラーカーの試乗もあり楽しいひとときを過ごすことができた。

富津火力発電所周辺を後にし，約1時間の道中で㈱荏原製作所袖ヶ浦工場発電所へ移動した。移動の車中で，袖ヶ浦工場発電所の建設過程のビデオの上映及び次回以降の見学希望先のアンケートが実施され，移動中の時間も効率的に使用できた。きめ細かい日程で計画された学会見学担当の委員の方々に敬意を表したい。

㈱荏原製作所袖ヶ浦工場発電所では，日本初のP&W社製FT8が稼働されている。25 MWクラスでは単純サイクルで世界最高レベルの熱効率38.1%を達成しているとのことである。このプラントは，荏原製作所がガスタービン設備の製造販売を進めていく上で，より一層の地球環境の保全と省エネルギーを目指して実証試験・耐久試験研究を行うために自社の研究設備として設置したもので，同社のガスタービン設備の製造販売へのひとかたならぬ意気込みが感じられた。今後，運転を重ねられて良いデータを蓄積されることを期待したい。プラント概要の全体説明のあと，薄暮の中，屋外型FT8パッケージの見学となった。600 kWクラスのP&WC社製ST6ガスタービンを用いたコージェネレーション設備のデモプラントも隣接されておりその運転状況と合わせて見学することができた。

午後1時に君津駅に集合してからの，約5時間の見学会であったが，非常に充実した半日であった。最後に，周到な準備と親切なご対応をいただいた東京電力並びに荏原製作所の方々に，心から感謝申し上げます。また，今回バス車中で取られたアンケートを参考に，次回以降も今回のような魅力ある見学会の企画を期待しております。

（企画委員）



荏原製作所　袖ヶ浦工場発電所

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

平成6年度第2回特別講演会報告

航空宇宙技術研究所　橋本良作

平成7年1月31日に30余名の参加者を得て平成6年度第2回特別講演会が航空宇宙技術研究所講堂で開催されました。講演に先立ち企画委員会の和田委員長から挨拶が有り引続き座長（航技研坂田室長）の講師紹介後講演が始まりました。講師は，米国スタンフォード大学のJ. P. Jonston教授で，文部省学術振興財団により招聘を受けて来日されました。この機会に日本各地で講演される第1回目として講演して頂きました。教授は乱流境界層，曲り流路境界層，乱流遷移，乱流熱伝達，冷却などの専門家で，The Effects of Rotation (Coriolis Force) on Turbulence Structure－a Review of Work Relevant to Turbomachinery Flows－という題目で午後3時より約2時間講演して頂きました。内容はインペラーのブレードの乱流境界層挙動についてであり，OHPによる説明の後，実験方法，実験の様子（可視化による乱流の発生状況）を収めたVTRを見せて頂きました。講演終了後2，3の質問も有り有意義な講演会であったものと思います。

（企画委員）

（平成7年2月14日原稿受付）

第23回ガスタービンセミナーを終えて

㈱東芝　重電技術研究所　野本秀雄

平成7年1月19日，1月20日の2日間にわたり恒例のガスタービンセミナーが川崎産業振興会館にて開催された。今回のテーマは「環境保全に向けてのガスタービン技術の現状と将来」をメインテーマに2日間合計89名の参加者を得て実施された。

今日のガスタービン技術は発電用，航空用，コジェネレーション用，舶用，自動車用，機械駆動用のいずれを取っても環境保全に向けた努力が不可欠になっている。この様な点に鑑み，今回は広範な技術内容を網羅するセミナーを企画・立案した。

第1日目は圧縮機の内部性能に関わる空力技術，燃焼器の低NO_x燃焼技術，ならびに，より高温化に向けた耐熱材料技術などが取り上げられた3件の講演が行われた。続いて，第2日目には加圧流動床を使用した実際の複合発電所の運転状況，ゴミ発電技術と環境問題への関わり，空力騒音問題，脱硝装置技術等を扱った4件の講演が行われた。いずれも，深い内容と最新の技術動向が盛られた講演内容であり，参加者の方からも大きな評価とご満足を頂けた。

本セミナーの企画内容，運営内容についても参加者の方々からアンケートのご協力を頂いており，これらの結果を今後のセミナーに反映していきたいと考える。

尚，今回のセミナーの特記事項としては関西大震災の直後であった事が上げられる。関西地方の交通機関の寸断により，第1日目の講演の一つをやむなく中止せざるを得なかったが，幸いそれ以外は順調に運営できた。中止した講演についても配布資料で重要な技術情報のかなりの部分が網羅されていると考える。

最後に，交通機関や情報の大混乱の中，参加頂いた皆様と，多大なる貢献を頂いた講師の方々に深い感謝の念を表す次第である。

（企画委員）

（平成7年2月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

平成6年度第2回特別講演会報告

航空宇宙技術研究所　橋本良作

平成7年1月31日に30余名の参加者を得て平成6年度第2回特別講演会が航空宇宙技術研究所講堂で開催されました。講演に先立ち企画委員会の和田委員長から挨拶が有り引続き座長（航技研坂田室長）の講師紹介後講演が始まりました。講師は，米国スタンフォード大学のJ. P. Jonston教授で，文部省学術振興財団により招聘を受けて来日されました。この機会に日本各地で講演される第1回目として講演して頂きました。教授は乱流境界層，曲り流路境界層，乱流遷移，乱流熱伝達，冷却などの専門家で，The Effects of Rotation (Coriolis Force) on Turbulence Structure－a Review of Work Relevant to Turbomachinery Flows－という題目で午後3時より約2時間講演して頂きました。内容はインペラーのブレードの乱流境界層挙動についてであり，OHPによる説明の後，実験方法，実験の様子（可視化による乱流の発生状況）を収めたVTRを見せて頂きました。講演終了後2，3の質問も有り有意義な講演会であったものと思います。

（企画委員）

（平成7年2月14日原稿受付）

第23回ガスタービンセミナーを終えて

㈱東芝　重電技術研究所　野本秀雄

平成7年1月19日，1月20日の2日間にわたり恒例のガスタービンセミナーが川崎産業振興会館にて開催された。今回のテーマは「環境保全に向けてのガスタービン技術の現状と将来」をメインテーマに2日間合計89名の参加者を得て実施された。

今日のガスタービン技術は発電用，航空用，コジェネレーション用，舶用，自動車用，機械駆動用のいずれを取っても環境保全に向けた努力が不可欠になっている。この様な点に鑑み，今回は広範な技術内容を網羅するセミナーを企画・立案した。

第1日目は圧縮機の内部性能に関わる空力技術，燃焼器の低NO_x燃焼技術，ならびに，より高温化に向けた耐熱材料技術などが取り上げられた3件の講演が行われた。続いて，第2日目には加圧流動床を使用した実際の複合発電所の運転状況，ゴミ発電技術と環境問題への関わり，空力騒音問題，脱硝装置技術等を扱った4件の講演が行われた。いずれも，深い内容と最新の技術動向が盛られた講演内容であり，参加者の方からも大きな評価とご満足を頂けた。

本セミナーの企画内容，運営内容についても参加者の方々からアンケートのご協力を頂いており，これらの結果を今後のセミナーに反映していきたいと考える。

尚，今回のセミナーの特記事項としては関西大震災の直後であった事が上げられる。関西地方の交通機関の寸断により，第1日目の講演の一つをやむなく中止せざるを得なかったが，幸いそれ以外は順調に運営できた。中止した講演についても配布資料で重要な技術情報のかなりの部分が網羅されていると考える。

最後に，交通機関や情報の大混乱の中，参加頂いた皆様と，多大なる貢献を頂いた講師の方々に深い感謝の念を表す次第である。

（企画委員）

（平成7年2月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

後記

今期より編集委員を務めることになり，本号の担当者として永野進理事のお手伝いを致しました。主として特集記事の編集に関する仕事を担当しましたが，初めての仕事なので不手際が多く，ご関係の方々にご迷惑をおかけしたことと存じます。この場を借りてお詫び申し上げます。

「圧縮機技術」という標題によって包括される分野は多岐に亘るため，特集の計画段階で紙数を睨みながら内容を取捨選択するのは大変困難な作業でした。要素効率の極限的な向上や，高圧力比化といった観点から，近年の設計における進展を纏めようとした結果，空力設計に関わる技術と工学の最近の進歩を中心とする，ご覧のような内容に落ち着きましたが，多くの重要な技術進歩を除かざるを得なかったことは大変残念です。ただ，選択したテーマについては第一線でご活躍中の皆様にご執筆いただくことができ，有益な情報を提供できているのではないかと愚考しております。本特集が会員の皆様のお役に立てば幸甚です。

特集にも顕著なように，最近の空力技術には流体数値解析が不可欠の要素として取り込まれていますが，本号から東京大学生産技術研究所の小林敏雄先生による講義，「CFDによる乱流解析」が3回にわたって掲載されます。空力技術に携わる会員にとって，大変有意義な講義になるであろうと期待されます。

このほか見聞記や随筆などを含め，ご多忙な中で原稿を快くご執筆頂いた方々に，厚く御礼申し上げます。

本号の編集は永野編集理事（石川島播磨重工）以下，岩本編集委員（川崎重工），川池委員（日立製作所），古賀委員（三菱重工），出川委員（三井造船）および渡辺（東京大学）が担当致しました。

（渡辺紀徳）

〔事務局だより〕

あの忌しい阪神大震災から一ヶ月以上たちましたが，被災された方々に心からお見舞申し上げます。明日は我が身で，この新宿もあのような震災に襲われたらと思うととても人ごとは思えません。とにかく今は被災された方々が一日も早く少しでも元の生活に近づけるよう祈るのみです。

例年なら春一番が吹きはじめると花粉症が猛威を奮いはじめるのですが，今年はインフルエンザの嵐が襲い花粉症もすっかり鳴りをひそめてしまっています。事務局のスタッフも次々とかかり，最後にかかった者は，咳，高熱，下痢，嘔吐と風邪のフルコースを体験しました。

そうこうしているうちに暦は着実に進み，もうあと一ヶ月で年度末。今年度の行事予定もすべてクリアし，残るは年度末〆の決算をはじめとする事業報告，と共に予算や事業計画のまとめです。毎年のことながら締切日のスケジュールに追われながらの追いこみ。今年も何とか順調にはこんでほしいものです。さて，最後にお願いです。昨年度より会費の納入に銀行引落し制を導入させていただきましたが，引き落しの手続きをせず，今年度分未納という方が200人程いらっしゃいます。たぶんついうっかりという方もいらっしゃると思いますので，納入忘れのないように是非この方々は自動引き落しの手続きをなさるようお願い致します。

巻末の“預金口座振替依頼書”にご記入の上，事務局へお送り下さい。平成7年度分と一緒に引き落すことも出来ます。また既に今年度分納入済の方でも手間も送金手数料もかからず便利なこの銀行引落し制度をご利用下さい。

以上病み上がりの事務局からお送りしました。 [A]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

訃　報

終身会員　甘利　昂一君　91才　平成6年7月16日逝去
ご 遺 族　世田谷区成城2－16－21　甘利矩子 殿
本会に関する記事　昭和47年6月入会

正 会 員　飯沼　一男君　71才（法政大学）平成6年9月6日逝去

謹しんで哀悼の意を表します。

〔平成7年度会費納入のお願い〕

平成7年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，平成7年度は平成7年6月23日に貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員	1口	70,000円
正 会 員		5,000円
学生会員		2,500円

郵便振替	00170－9－179578
銀　行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座　1703707

いずれも口座名は㈳日本ガスタービン学会です。

かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書にご記入の上，4月末日迄に事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

入 会 者 名 簿

正 会 員

萩 原 秀 典（神戸製鋼所）	上 松 一 雄（三菱重工業）	石 井　力（日本真空技術）
近 藤 泰 啓（I H I）	小 林 哲 也（日本航空）	北 川 三 郎（東京ガス）
安 部 貴 幸（東京ガス）	池 浦 栄 一（東京ガス）	吉 成　明（日立製作所）

学生会員から正会員へ

江 藤 浩 一（荏原製作所）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

訃　報

終身会員　甘利　昂一君　91才　平成6年7月16日逝去
ご 遺 族　世田谷区成城2－16－21　甘利矩子 殿
本会に関する記事　昭和47年6月入会

正 会 員　飯沼　一男君　71才（法政大学）平成6年9月6日逝去

謹しんで哀悼の意を表します。

〔平成7年度会費納入のお願い〕

平成7年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，平成7年度は平成7年6月23日に貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員	1口	70,000円
正 会 員		5,000円
学生会員		2,500円

郵便振替	00170－9－179578
銀　行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座　1703707

いずれも口座名は㈳日本ガスタービン学会です。

かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書にご記入の上，4月末日迄に事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

入 会 者 名 簿

正 会 員

萩 原 秀 典（神戸製鋼所）	上 松 一 雄（三菱重工業）	石 井　力（日本真空技術）
近 藤 泰 啓（I H I）	小 林 哲 也（日本航空）	北 川 三 郎（東京ガス）
安 部 貴 幸（東京ガス）	池 浦 栄 一（東京ガス）	吉 成　明（日立製作所）

学生会員から正会員へ

江 藤 浩 一（荏原製作所）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

訃　報

終身会員　甘利　昂一君　91才　平成6年7月16日逝去
ご 遺 族　世田谷区成城2－16－21　甘利矩子 殿
本会に関する記事　昭和47年6月入会

正 会 員　飯沼　一男君　71才（法政大学）平成6年9月6日逝去

謹しんで哀悼の意を表します。

〔平成7年度会費納入のお願い〕

平成7年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，平成7年度は平成7年6月23日に貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員	1口	70,000円
正 会 員		5,000円
学生会員		2,500円

郵便振替	00170－9－179578
銀　行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座　1703707

いずれも口座名は㈳日本ガスタービン学会です。

かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書にご記入の上，4月末日迄に事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

入 会 者 名 簿

正 会 員

萩 原 秀 典（神戸製鋼所）	上 松 一 雄（三菱重工業）	石 井　力（日本真空技術）
近 藤 泰 啓（I H I）	小 林 哲 也（日本航空）	北 川 三 郎（東京ガス）
安 部 貴 幸（東京ガス）	池 浦 栄 一（東京ガス）	吉 成　明（日立製作所）

学生会員から正会員へ

江 藤 浩 一（荏原製作所）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第20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7年4月21日㈮　13：00～16：30
会　場：機械振興会館　地下2階ホール
(1)　第20期通常総会（13：00～15：20）
議　事：1）平成6年度事業報告
2）同決算報告，監査報告
3）平成7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（15：30～16：30）
講　師：妹尾　泰利氏（九州大学名誉教授，㈱三浦研究所顧問）
演　題：「理想の熱機関を追求した人々の影」

平成7年度　第1回見学会のお知らせ

平成7年度　第1回見学会を下記の要領で開催いたします。今回は，航空転用型ガスタービンのなかで，現在単純サイクルで世界最高効率・単機出力最大であるLM 6000型ガスタービン発電設備を中心に見学を行ないますので奮ってご参加下さい。

1．日　　時：平成7年7月14日㈮　13：00～16：00
2．見　学　会：石川島播磨重工業㈱航空宇宙事業本部
瑞穂工場ガスタービン発電研究所（LM 6000）
（東京都西多摩郡瑞穂町殿が谷229，最寄り駅はJR青梅線羽村駅）
3．スケジュール：13：00　集　合（JR青梅線羽村駅の予定）
13：30～14：00　概要説明
14：00～15：10　見学
15：10～15：50　質疑応答
16：00　解　散

4．参加要領：
1）定員50名（申込超過の場合は抽選。結果は応募者全員にご連絡致します。
2）参加ご希望のかたは「IHI見学」と書き，氏名・会員番号・所属・連絡先住所・電話番号・FAX番号を明記の上，往復ハガキあるいはFAXにて学会事務局へお申し込み下さい。記載漏れのないようにご注意下さい。（締切り　平成7年6月16日）
3）参加費3,000円（当日受付けにてお支払い下さい。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第20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7年4月21日㈮　13：00～16：30
会　場：機械振興会館　地下2階ホール
(1)　第20期通常総会（13：00～15：20）
議　事：1）平成6年度事業報告
2）同決算報告，監査報告
3）平成7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（15：30～16：30）
講　師：妹尾　泰利氏（九州大学名誉教授，㈱三浦研究所顧問）
演　題：「理想の熱機関を追求した人々の影」

平成7年度　第1回見学会のお知らせ

平成7年度　第1回見学会を下記の要領で開催いたします。今回は，航空転用型ガスタービンのなかで，現在単純サイクルで世界最高効率・単機出力最大であるLM 6000型ガスタービン発電設備を中心に見学を行ないますので奮ってご参加下さい。

1．日　　時：平成7年7月14日㈮　13：00～16：00
2．見　学　会：石川島播磨重工業㈱航空宇宙事業本部
瑞穂工場ガスタービン発電研究所（LM 6000）
（東京都西多摩郡瑞穂町殿が谷229，最寄り駅はJR青梅線羽村駅）
3．スケジュール：13：00　集　合（JR青梅線羽村駅の予定）
13：30～14：00　概要説明
14：00～15：10　見学
15：10～15：50　質疑応答
16：00　解　散

4．参加要領：
1）定員50名（申込超過の場合は抽選。結果は応募者全員にご連絡致します。
2）参加ご希望のかたは「IHI見学」と書き，氏名・会員番号・所属・連絡先住所・電話番号・FAX番号を明記の上，往復ハガキあるいはFAXにて学会事務局へお申し込み下さい。記載漏れのないようにご注意下さい。（締切り　平成7年6月16日）
3）参加費3,000円（当日受付けにてお支払い下さい。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第23回ガスタービン定期講演会・開催のお知らせ

日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第23回ガスタービン定期講演会を下記のように開催します。会員多数の方々の参加をお願い致します。

開催日時　1995年（平成7年）6月2日㈮　9時－17時

開催場所　機械振興会館

所在地　東京都港区芝公園3－5－8

電　話　03－3434－8211（代表）

・講演プログラムは次ページをご覧下さい。

・講演会終了後に懇親会を開催します。参加登録者は無料ですのでお気軽にご参加下さい。

参加登録費（講演論文集代金を含む）

共催学会正会員	6,000円
同　学生会員	3,000円
会員外	11,000円

参加申し込み方法

はがき（またははがき大の用紙）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・会員資格、(3)勤務先、(4)連絡先、(5)送金額・送金方法および送金予定日を記入し、学会事務局あてにお送り下さい。講演者も参加登録をお願いします。

準備の都合上できるだけ5月20日までにお申し込み下さい。当日の参加登録も受け付けます。

参加登録費の送金方法

参加登録費は下記により5月25日までにご送金下さい。会社名にて銀行送金される場合は、お手数でも送金日および送金内訳を電話またはFAXにて御一報下さい。

・郵便振替　東京　7－179578　㈳日本ガスタービン学会

・銀行振込　第一勧業銀行西新宿支店　普通No.067－1703707　㈳日本ガスタービン学会

・現金書留

講演論文集

講演論文集は講演会当日、会場でお渡しします。論文集のみをご希望の方は、講演会終了後に残部を実費（3000円、送料共）にて頒布いたしますので学会事務局までお問い合わせ下さい。

㈳日本ガスタービン学会事務局

〒160 新宿区西新宿7－5－13　第3工新ビル402

TEL 03－3365－0095　FAX 03－3365－0387

郵便振替番号 00170－9－179578

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第２３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じです。）

第１室

9:10 《一般講演》流れ数値解析

A-1　ＣＦＤによる過給機用タービンスクロールの内部流れ解析

＊峯岸裕明、松下博美、榊田　勝、磯島好彦、石田士朗、高田謙一（石川島播磨）

A-2　超音速通過流ファンの始動遷移に関する数値解析

＊阪野貴彦（東大院）、藪田祥三（石川島播磨）、梶昭次郎（東大）

A-3　超音速ノズル内部の流れの解析

＊辻田星歩（法政大）、佐々木誠（航技研）
水木新平（法政大）

10:25

10:35 《オーガナイズドセッション》制御・診断・計測－Ⅰ

A-4　ガスタービンのオンライン・システム同定について

＊杉山七契（航技研）

A-5　ガスタービン制御への光応用研究

＊海老名康祐、遠藤　誠（石川島播磨）

A-6　コンバインドサイクルプラントにおける運転支援装置

＊田中聡史、岡町正雄（三菱重工）

11:50

13:00 《特別講演》
「ガスタービン用耐熱材料の現状と将来」　河合　久孝（三菱重工）
14:00

14:10 《オーガナイズドセッション》制御・診断・計測－Ⅱ

A-7　ウェーブレット変換を利用したガスタービン異常診断アルゴリズムの開発

中井昭祐、中本政志、＊宮部圭介、松本茂（東芝）

A-8　固定電極型放電式翼端すきま測定法の研究（その２）

＊渡辺高幸、松木正勝（日本工業大）

A-9　硬度法によるラジアルタービンロータの温度分布の計測

＊築山宜司、佐山純一、宮崎昭二（トヨタ自動車）

15:25

15:35 《オーガナイズドセッション》制御・診断・計測－Ⅲ

A-10 テレメータシステムによるガスタービンロータの温度、ひずみ計測

＊皆川伸也、飯沼秀靖（石川島播磨）

A-11 燃焼器の流動変動計測

＊伊藤和行、坪井信義、西村　豊、永渕尚之、小林成嘉（日立）

A-12 1900℃レベル高温燃焼ガス測定用イリジウム多点熱電対温度計

＊田丸　卓、下平一雄、黒沢要治（航技研）

16:50

第２室

9:10 《一般講演》伝熱・燃焼Ⅰ

B-1　境界積分法による複数熱源の推定と冷却タービン翼への応用

＊橋本孝明、井上祥史（愛知技術短大）

B-2　層流燃焼速度の予熱温度による影響
－実験値と数値計算値との比較

＊倉田　修、高橋三餘、内山芳忠（機械技研）

B-3　高負荷乱流予混合燃焼場におけるＮＯｘの生成

＊広瀬宏一（東京電機大・学）、謝　林（ノーリツ）
林　茂（航技研）

10:25

10:35 《一般講演》燃焼Ⅱ

B-4　高速気流中における燃料混合解析

柏木　武、＊小出芳夫、今井　究（石川島播磨）

B-5　高負荷ラム燃焼器の研究（第２報）

柏木　武、＊永原元一郎（石川島播磨）
棚次亘弘、佐藤哲也（ＩＳＡＳ）

B-6　フリージェット試験用メタン燃料ラム燃焼器の研究　（第１報　要素基礎試験結果）

＊木下康裕、北嶋潤一、小田剛生（川崎重工）

11:50

14:10 《一般講演》サイクル・性能

B-7　タービン冷却空気の予冷によるガスタービンの性能向上に関する考察

＊田頭　剛、杉山七契、吉田豊明（航技研）

B-8　蒸気冷却ガスタービンを用いた複合発電サイクルの検討

＊池口　隆、川池和彦、杉田成久、圓島信也、樋口眞一（日立）

15:00

15:10 《一般講演》空力・圧縮機・ターボチャージャ

B-9　周期的後流による平板境界層の遷移に関する研究　（熱線流速計による境界層計測）

船崎健一（岩手大）、＊北澤　貴（岩手大院）

B-10 不均一翼列に作用する後流励振力に関する研究

船崎健一（岩手大）、＊佐々木淳（岩手大院）

B-11 小型ガスタービン用低比速度遠心圧縮機の研究

＊野角忠司、藤井秋男、斉藤正泰（石川島播磨）

B-12 樹脂製インペラを用いたターボチャージャの開発

＊畑中啓治、半田浩一（日産自動車）

16:50

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

第10回ガスタービン秋季講演会(新潟)・講演論文募集のお知らせ

日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第10回ガスタービン秋季講演会・見学会を下記のように開催しますので、講演の申込みをお願い致します。

開 催 日　1995年（平成7年）9月7日㈭（講演会）・8日㈮（見学会）
開催場所　新潟市
講演申込締切　1995年（平成7年）4月10日㈪
講演原稿締切　1995年（平成7年）7月10日㈪

募集論文

応募論文内容は最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。

1．一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論および技術を扱ったものとします。ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎します。

2．オーガナイズドセッション

(1)「アドバンスドコンバインドサイクルの計画と運転実績」

(2)「耐熱材料、先端材料および製造技術」

講演者の資格　本会会員もしくは日本機械学会会員で、1人1題目に限ります。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送して下さい。
郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX等でご連絡下さい。
(FAXで申し込みを行った場合は、郵便でも申し込み書をお送り下さい。)

申込先　160　東京都新宿区西新宿　7−5−13　第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会
TEL 03−3365−0095　　FAX 03−3365−0387

講演発表の採否は両学会において決定し、5月10日までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4用紙44字×40行（1ページ）2〜6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙とともに期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集(A4版)を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

(1)　原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。詳細については原稿執筆要領を御覧ください。

(2)　講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物（論文集およびInternational Journal）への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することができます。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

（講演申込書）

第10回ガスタービン秋季講演会（新潟）講演申込み

講演題目:

講演種目: 一般講演・オーガナイズドセッション（　　）

著者氏名 （講演者に○印）	勤務先 （略　称）	所属学会 （GTSJ・JSME・他）	会員資格 （正員・学生員）

連絡者氏名:　　会員番号:

勤務先:

所在地: 〒＿＿

TEL　　（　　）　　FAX　　（　　）

講演内容（100～200字）

講演申込期限は1995年4月10日です。早めにお申し込み下さい。
講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.

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。
ワードプロセッサーを使用する場合は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。
〒105 東京都港区西新橋1－17－5
ニッセイエブロ株式会社 制作部 編集室
ガスタービン学会誌担当（越司）
TEL 03-3508-9061 FAX 03-3580-9217

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22巻 第88号
平成7年3月10日
編 集 者 荒 木 達 雄
発 行 者 濱 田 邦 雄
㈳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 ニッセイエブロ㈱
東京都港区西新橋2－5－10

©1995㈳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㈳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を複写したい方は，著作権者から複写権の委託をうけている次の団体から許諾を受けて下さい。
学協会著作権協議会
〒107 東京都港区赤坂9－6－41
社団法人日本工学会内
Phone: 03－3475－4621
Fax : 03－3403－1738

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.142.196.27, 2024/04/19.