



ガスタービンの非定常空力 問題研究の発展に寄せて

東京大学宇宙航空研究所 田中英穂

ガスタービンにおける非定常空力問題は、特に翼列翼の振動による疲労破損の問題と密接に関連しており、したがってガスタービン開発の初期の段階から問題となり、その研究もガスタービン開発の歴史と平行して進展して来ていると云える。

ガスタービンの開発は、温度比を大きくとり易いというサイクル的に有利な条件を持っている航空用ガスタービン、即ちジェットエンジンの開発に端を発している。第2次世界大戦後、わが国の航空に関する諸事業は研究も含め総て禁止されていたが、この間に世界の航空用原動機は従来のレシプロエンジンからジェットエンジンへと変り、この分野におけるわが国の研究開発は世界の水準に対して大きな遅れをとることとなった。この間わが国では、戦時中陸海軍において手掛けられていたジェットエンジンの開発技術の芽生え、ならびに当時入手され始めたわずかの外国文献などを頼りに、ジェットエンジンを陸船用に転用したガスタービンの研究開発を手掛けとして細々とした研究が始められていた。この時点からガスタービン用翼列の設計に空気力学的手法が導入されるようになり、関連の大学、研究所、企業などに次々と翼列風洞が設置され、翼列の空力性能に関する資料が得られ始めるようになった。この時期は原動機の分野に本格的に空気力学的手法が導入されるようになったという意味で、画期的な時期であったと思う。これに伴って翼の振動に関連する問題も、従来の機械力学的な捉え方から空力弾性学的あるいは非定常空気力学的問題として認識されるようになって来た。

当時工業技術庁の機械試験所におられた現東京大学航空学科塩入淳平教授は、逸早くガスタービンの非定常空力問題に関連する翼列フラッタの研究に着手され、従来単独翼では起らないとされていた非失速の一自由度フラッタが、翼列の場合には理論的に起り得ることを世界に先駆けて発表され、また実験的にも検証されて非定常翼列理論の基礎を築き、わが国の流体機械における非定常空力問題研究に対し大きな刺激を与えられた。

昭和27年平和条約の発効により漸く航空に関する諸行事を再開できることになり、大学においては昭和29年東京大学工学部に航空学科が再開され、また当時の理工学研究所（現宇宙航空研究所*）にも航空関係の部門が復活され、一方昭和30年に総理府に全国共同利用の航空技術研究所（現航空宇宙技術研究所）が設立され、戦後のわが国における航空研究体制が整えられた。

上記に伴い理工学研究所に新設されたターボジェット機関部門の担当教授として赴任された筆者の恩師八田桂三先生が、「ジェットエンジンの内部の流れは、航空機の翼まわり流れのようなきれいで定常な流れでない、これからはいよいよ乱のある流れの中での翼列の問題などを中心に研究を進めて行き度い」という主旨のことをいわれたことを記憶している。先生はさらにこの構想を八田先生の恩師であり筆者にとっても大先生である故中西不二夫先生に話された時、中西先生から

* 現東京大学宇宙航空研究所は昭和56年4月1日以降発展的に改組され、宇宙科学・宇宙工学を中心とした文部省直轄の宇宙科学研究所及び東京大学工学部境界領域研究施設に移行する予定

（昭和56年2月13日原稿受付）

『いゝ所に目をつけたね。だけど大変な分野だから泥沼に入る覚悟でやり給え』と激励された旨つけ加えておられた。この時八田先生は非定常空気力学という言葉はお使いにならなかったが、今考えて見ると、当時の八田先生の研究構想は正にガスタービンにおける非定常空力問題の研究そのものであり、夙にその重要性を見抜いておられた先生の先見の明に改めて感服している次第である。

わが国におけるガスタービンの揺籃期であった昭和30年、当時MITの教授であられたProf. E. S. Taylorをお招きしてのガスタービンに関する講演が、3日間に亘って東京大学で行れた。海外における研究情報に乏しかったわが国のガスタービン関係者に対しProf. Taylorの講演は大きな感銘を与えた。その講演の中で始めて軸流圧縮機に起る非定常空力現象としての旋回失速の話がうかがい、これからガスタービンの非定常空力問題を手掛けて行こうとしていた筆者には大きな刺激となった。丁度その時期に八田先生の実験室に設置を終り稼動を始めた単段の軸流回転翼列試験においてブラウン管オシロスコープ上に捉えられた旋回失速の波形を見た感激は今も忘れることはできない。こゝで得られた研究成果は、当時わが国で行われていたガスタービンの研究開発にも寄与し得たものと思っている。

このような経過を経て始められたわが国の非定常内部流体学に関連する研究は、その後研究者の層も逐次厚くなり、各分野での研究者の御努力により、本特集号にもその一端がうかがえるように世界的にも秀れた成果が数多く得られるまでに成長して来た。最初中西先生が評された泥沼の研究分野は四半世紀の間に見事に整地され、夫々の専門分野毎に大系化され、立派な収穫を得られる段階に辿りついたといえると思う。文献を調べて見るとこの時期は世界的にも非定常内部流体学発展の時期に当っており、この分野におけるわが国の研究水準も世界的水準に肩を並べる所まで発展して来たことは、この分野の一人として御同慶に堪えない。

研究の発展に伴って、最近では世界各国において非定常空力問題に関連する国際会議も可成り頻繁に開催されるようになって来ている。筆者の関係するターボ機械の空力弾性の分野でも1976年

に初めてパリにおいてIUTAM(国際応用力学連合)主催のターボ機械の空力弾性に関する第1回の国際シンポジウムが開かれ、24編の論文が発表され、日本からも3編の論文が発表された。昨年9月(1980年)、この第2回のシンポジウムがローザンヌにおいて開催され、この時は81編のうち日本から8編の論文が発表され、この分野におけるわが国の研究水準が改めて評価されたものと思っている。このシンポジウムに関しては既に本誌の8巻31号(1980-12)に詳細な報告が掲載されているが、第1回と第2回の内容を比較してみると、理論の面ではアクチュエータディスク理論、特異点法、加速度ポテンシャル法他に有限要素法、差分法などと解析手法も多彩となり、これらを駆使して圧縮性の影響、三次元性の影響、そりや翼厚の効果を含め、より実際の翼の場合に近付ける努力が成されており、また実験の面でも二次元翼列による翼全体に加わる非定常流体力の測定から、振動中の翼面の非定常圧力分布の計測とか、三次元的な実際の回転翼における非定常流体力の測定とか、より詳細な且つより実際に近付いたデータ集積の方向へと進んで来ているように思われる。このような結果をふまえ、会議最終日の総括において、翼型を定め各種計算法による計算結果を、その翼型についての非定常圧力分布に関する実験結果と比較検討する国際共同研究を考えようという提案が出され、アンケート調査などの具体的活動が始まっている。

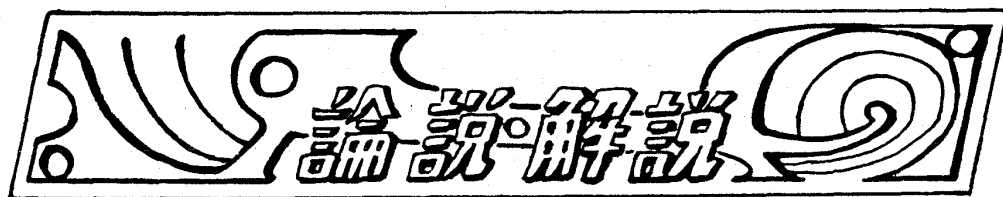
先にも触れたように現実のターボ機械の内部の流れ場は、ストラットの後流あり、動・静翼列の後流ありまたインレットディストーションありというもので、本来決して定常なものではない。このような面でもより現実的な流れ場における非定常翼列の問題として、各種の周期的ガストを考慮した非定常空気力学の問題が理論的にも実験的にも活発に研究されるようになって来ている。また旋回失速についても二次元翼列としての基本的問題はほぼ解明され、この分野でも非線形性、三次元性の効果という風により実際の状態に近付ける努力がなされ、またケーシングトリートメントによるサージマージンの拡大など実用的にも重要な問題へと発展している。

昨年8月から9月にかけてスイスのローザンヌ

で開かれた上記第2回 IUTAMシンポジウムに参加した際、その前後に英国では Cambridge Univ. の Whittle Lab. に Prof. D. S. Whitehead を、フランスでは ONERA に Mr. J. Fabri を、西ドイツでは Aachen T. H. に Prof. H. Gallus を訪ね、またローザンヌではシンポジウム会場となっていた EPFL (ローザンヌ工科大学) の Institut de Thermique Appliquée など幾つかの研究室を見学し、また親しく話しをする機会を得たが、上記のように非定常空気力学の研究が進み、可成り実際に近い状態にまで達して来ているためか、受託研究とか共同研究とかを通じ、大学あるいは研究所と企業との間に可成り密接な協力関係が確立されているような印象を受けた。このことは勿論国による研究費確保のシステムの違い、あるいは研究成果の公表の問題などがあり一概には云えない

が、研究の段階が実用状態に近付いて来ると、研究者、メーカー、ユーザーがより密接な関係を持ち情報の交換が容易に行えるようになることは、研究者にとっても、メーカーにとっても、またユーザーにとってもプラスになることで、このような面が学会の場を通じて有効に機能して行くことを期待している。

先にも述べたように、泥沼から出発した非定常空気力学の研究分野も整地され、各専門分野毎に大系づけられて来たが、その成果を実用的に活用できるようにするためには更に圧縮性、粘性、三次元性、非線形性などの影響を考慮して行く必要があり、新たな泥沼に踏み込むことになるのかも知れないが、これらを踏み越えて更に発展して行くことを切望して筆を擱く。



流体・構造系における振動問題

早大理工田島清瀬

1. はじめに

昨年12月に「機械工学における流体関連振動—その実情と対策」が分科会報告書として日本機械学会より発行された⁽¹⁾が、流体およびその流れの存在が主役を演じる振動問題を流体関連振動と呼ぶことは大体定着したようである。流体関連振動が大きく取り上げられてきたのは、工業面において現実に解決が求められる重要な問題が電力あるいは化学プラントなどで生じているためであるが、反面その解明の武器としての解析あるいは計測手法の発展を見逃すことはできない。しかしながら、個々の問題についての詳細な検討とともに、一般的に流体系と機械系の力学的接点について基本的な考察を行い、考え方の整理を試みることも必要であろう。

2. サージング座談会⁽²⁾

昭和18年3月に、「液体機械におけるサージング現象について」の座談会が開催された。その記録は学問の発展の歴史的証言として誠に興味深い。種々の経験や現象観察が述べられているが、稲尾が結びにサージングを幽霊にたとえ、その現われる地域や時期は研究済でも、その正体がわからないと総括したように隔靴搔痒の感があった。八田が述べた「過給機の(サージング)問題は一つの自励振動、要するに電気の三極真空管の発振回路と全然同じような振動じゃないか……という気がする」という達見も議論が発展しないままに終わっている。

ポンプ系のサージング現象の正体をつかまえた藤井⁽³⁾はその苦心を「ポンプの揚程に対して加わ

っている水頭のほうが低い場合、ポンプ仕事の余剰分は管路内の水の運動エネルギーとして蓄積されるというエネルギーの関係式を思いつき、これからポンプを含んだ管路内の流体の運動方程式を導き、さらに振動的現象を生じるために容量の概念をもち込む必要があることに気がついたと述べている。

流体の運動を記述するのにはオイラー座標系を使用するのが普通であるが、慣性力を問題にすると、質点や剛体の運動を扱う場合と異なり、出入口から出入する流体の慣性力を境界から流出入する運動量の形で保障しなければならない。定常流の場合の動圧差に相当する。しかも、対象としている管路系や物体の運動を考える場合には、流出入流体の慣性力はその運動に減衰力あるいは励振力として作用する場合も生じる。いずれにしても、質点や剛体の慣性力とは一味違うといえる。管路内の水の運動エネルギーという発想から運動方程式を導いた苦心が、この種の問題と直接結びつくかどうかはわからないが、慣性力に類するような基礎は現在でもあまり明確でないままに計算していることが多い。

このような見地から、最近の研究を紹介することよりも、なるべく簡単な例を使って慣性力と減衰あるいは励振力の性質を考え直すことを主体に話を進めよう。

3. 慣性力と付加質量

慣性力あるいは付加質量にはわかっているようでも結構不明のことも多い。次に簡単な例を挙げておく。

3-1 管路内の流体の慣性力⁽⁴⁾

図1に示す管路を考える。管軸中心に沿ってx軸をとり、断面はA(x)、非圧縮性かつ非粘性流体

(昭和56年2月5日原稿受付)

とする。t を時間とし、密度 ρ は一定とする。

$$\text{質量保存: } \bar{u}(x, t) \cdot A(x) = Q(t) \quad (1)$$

運動方程式:

$$\alpha \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

流体要素の加速度

上式において、 $Q(t)$ = 流量、 p = 圧力、 α = 速度

分布不均一による、輸送運動量拡大率 = $\frac{1}{A(\bar{u})^2} \int_A (u) dA$, u = 断面内流速である。運動方程式を管軸に沿って①～②まで積分をし、次式を得る。

$$p_2 - p_1 = - \underbrace{\alpha \rho \frac{\partial}{\partial t} \int_{①}^{②} \bar{u}(x, t) dx}_{\text{(i) 系内における運動量の時間的变化}} - \underbrace{\frac{\alpha \rho}{2} [(\bar{u}_2)^2 - (\bar{u}_1)^2]}_{\text{(ii) 単位時間内に①および②から流入出する運動量}} \quad (3)$$

(i) 系内における運動量の時間的变化 (ii) 単位時間内に①および②から流入出する運動量

系内流体の慣性力から生じた圧力差

(3)式の右辺の第1項(1)は、系内に限られた運動を考える際の慣性を代表し、

$$- \left(\alpha \rho L_{eq} \frac{1}{A_0} \right) \frac{\partial Q}{\partial t}, \quad L_{eq} = \int_{①}^{②} \frac{A_0}{A(x)} dx \quad (4)$$

となる。質量に相当する慣性係数 $\left(\alpha \rho L_{eq} \frac{1}{A_0} \right)$ を求めるときは①②間の静圧の差ではなく、全圧の差と dQ/dt から求めるべきである。(この場合、全圧は $p + \alpha \left[\frac{1}{2} \rho (\bar{u})^2 \right]$ で示される。)

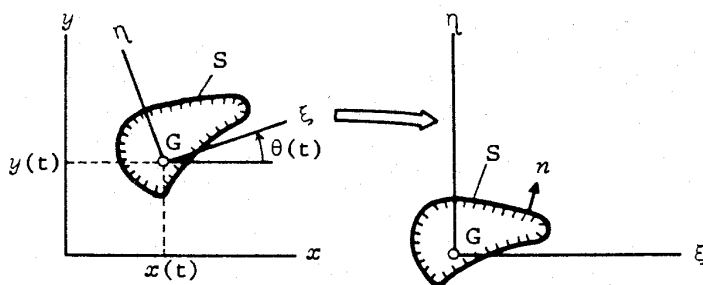


図2. 静止流体中の剛体の運動

(7)式を満たすノイマン問題として ϕ_1 , ϕ_2 , X を決定でき、これより剛体に作用する力 F_x , F_y およびモーメント M を求めることができる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} \frac{p}{\rho} &= - \frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{1}{2} q^2 + C, \quad q^2 = \left(\frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right)^2, \quad C = t \text{ の関数} \\ F_x &= - \oint_S p s l_x dS, \quad F_y = - \oint_S p s l_y dS, \quad M = - \oint_S p s (l_y x - l_x y) dS \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

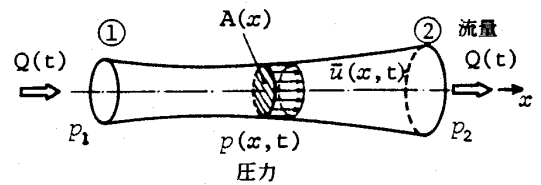


図1. 一次元の管路

3-2 剛体の2次元運動の付加質量^{(5),(6)}

剛体の重心をG、質量をM、重心まわりの慣性モーメントをJとする。Gのxy平面の位置を、 $x(t)$, $y(t)$ とし、Gまわりにx軸から角度 $\theta(t)$ 回転をする。剛体に固定された座標系を ξ, η とすれば $\xi\eta$ 平面で考えた剛体まわりの流体の速度ポテンシャルは、(流体は非圧縮性、非粘性、うずなし流れ)

$$\phi = \dot{x}(t) \phi_1(\xi, \eta) + \dot{y}(t) \phi_2(\xi, \eta) + \dot{\theta}(t) X(\xi, \eta) \quad (5)$$

剛体表面Sの外向き法線方向にとった座標をnとし、外向き法線方向余弦を l_ξ , l_η とすれば、剛体表面S上において、

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = l_\xi (\dot{x} - \dot{\theta} \eta) + l_\eta (\dot{y} + \dot{\theta} \xi) \quad (6)$$

上式に(5)式を代入すると、S上の各点で、

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_1}{\partial n} &= l_\xi, \quad \frac{\partial \phi_2}{\partial n} = l_\eta, \\ \frac{\partial X}{\partial n} &= l_\eta \xi - l_\xi \eta \end{aligned} \quad (7)$$

$\Delta \phi = 0$ であるから、(5)式より $\Delta \phi_1 = 0$, $\Delta \phi_2 = 0$, $\Delta X = 0$ である。($\Delta = \partial^2 / \partial \xi^2 + \partial^2 / \partial \eta^2$) ゆえに、

Cは無限遠点その他の条件から定まり、 P = 圧力、 $p_s = P$ の S 上の点における値、 l_x, l_y は S の外向き法線の x, y 軸に関する方向余弦である。その結果は、

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -m_x \ddot{x} - m_{xy} \ddot{y} - J_{\theta x} \ddot{\theta}, & F_y &= -m_{xy} \ddot{x} - m_y \ddot{y} - J_{y\theta} \ddot{\theta} \\ M &= -J_{\theta x} \ddot{x} - J_{y\theta} \ddot{y} - J_{\theta} \ddot{\theta} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

になる。ただし、

$$\left. \begin{aligned} m_x &= -\rho \phi_S \phi_1 l_x dS, & m_y &= -\rho \phi_S \phi_2 l_y dS, & J_{\theta} &= -\rho \phi_S X (l_y x - l_x y) dS \\ m_{xy} &= -\rho \phi_S \phi_1 l_y dS = -\rho \phi_S \phi_2 l_x dS, & J_{\theta x} &= -\rho \phi_S \phi_1 (l_y x - l_y y) dS = -\rho \phi_S X l_x dS \\ J_{y\theta} &= -\rho \phi_S \phi_2 (l_y x - l_x y) dS = -\rho \phi_S X l_y dS \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

後の3式はマクスウェルの相反定理から導かれる条件である。 m_x, m_y はそれぞれ x および y 方向の付加質量を、 J_{θ} は付加慣性モーメントを与える。 $m_{xy}, J_{\theta x}, J_{y\theta}$ は周囲の流体の存在による xy 方向の運動、 $J_{\theta x}$ は x 方向の運動と回転、 $J_{y\theta}$ は y 方向の運動と回転の慣性連成係数を与える。この種の問題は三次元の場合も含めて古くから理論解が求められていた。⁽⁵⁾

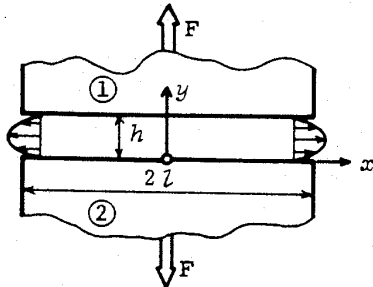


図3. ポンプ作用

3-3 ポンプ作用^{(4), (7)}

図3に示すように、せまいすきま h をはさんで向かい合う平行平板が逆方向に運動するときには、すきま内部の流体をすきまの減少・拡大に応じて排除または吸引する必要がある。すきまが狭く、平行部分の長さ l が大きいときにはポンプ作用によるすきま内の流速は平板の速度に比して非常に大きくなる。すきま内の流体を一次元流れとみて、次式を考える。

$$\alpha \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \bar{u} h = -\dot{h} x \quad (11)$$

上式を積分して、 $x = \pm l$ で $p = 0$ とすれば、

$$p/\rho = \alpha \left[\frac{\ddot{h}}{h} - 2 \left(\frac{\dot{h}}{h} \right)^2 \right] \frac{l^2 - x^2}{2} \quad (12)$$

ポンプ作用による流体慣性力の単位幅当りの大きさ F は、

$$F = 2 \int_0^l P dx = \frac{2\alpha\rho l^3}{3} \left[\frac{\ddot{h}}{h} - 2 \left(\frac{\dot{h}}{h} \right)^2 \right] \quad (13)$$

$(\dot{h}/h)^2$ が (\ddot{h}/h) に比して無視できる場合には、図3の①と②の加速度は $(\ddot{h}/2)$ の大きさになるからそれぞれの付加質量は、単位幅当りで、

$$\left(\frac{4\alpha\rho l^3}{3h} \right) \text{ になる。したがって } h \ll l \text{ のときの付}$$

加質量は非常に大きくなる。すきまの中心 $(y = \frac{h}{2})$ では、運動の対称性から速度も加速度も0であるから、この結果は静止壁面の効果を与える。壁面が運動物体に近づく程、壁面に垂直な運動の付加質量が増すが、壁面とのすきまが小さい時は特に著しい。

3-4 流体を介した連成振動

質量 m 、ばね定数 k の振動系が図4に示すように流体中に置かれているとする。上下の質量が同方向に動くときの付加質量を m_+ 、逆方向に動く

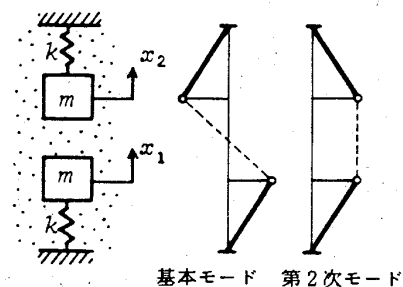


図4. 流体を介した連成振動(直列配置)

ときの付加質量を m_- とすれば、両者の任意の運動は同方向の運動と逆方向の運動の和に分解されるから次式が成

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= m \left[\frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2} + \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{2} \right] = -m_+ \left(\frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2} \right) - m_- \left(\frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{2} \right) - kx_1 \\ m\ddot{x}_2 &= m \left[\frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2} - \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{2} \right] = -m_+ \left(\frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2} \right) + m_- \left(\frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{2} \right) - kx_2 \end{aligned} \right\}$$

これを整理すると、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} (m + m_1)\ddot{x}_1 + m_{12}\ddot{x}_2 + kx_1 &= 0 \\ m_{12}\ddot{x}_1 + (m + m_2)\ddot{x}_2 + kx_2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad m_1 = m_2 = \frac{m_- + m_+}{2}, \quad m_{12} = \frac{m_- - m_+}{2} \quad (14)$$

3-3に述べたポンプ作用からも推定できるようにこの場合には $m_+ < m_-$ であるから、図4に示すように基本モードは逆位相のものになる。図5の

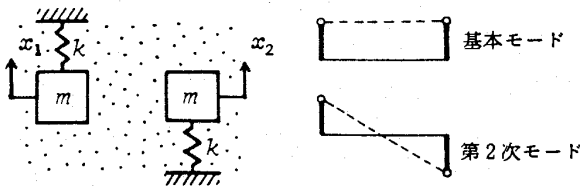


図5. 流体を介した連成振動（並列配置）

ように2つの振動系が配置されているときには、同方向に運動するときの方が付加質量が増加して $m_+ > m_-$ となり、基本モードは同位相の場合になる。BWR形原子炉の燃料棒群の耐震問題とも関連して、棒群の流体を介した連成振動の多数の研究が報告されている^{(8), (9)}。

3-5 粘性、圧縮性およびボイドの影響

粘性が増加すると運動量の拡散範囲が増加する。したがって、付加質量も増加する。半径 a の円柱が動粘度 ν の流体中を角振動数 ω で正弦振動をする場合には、レイノルズ数 $R = \omega a^2 / \nu$ の関数として付加質量 m_f は次式で示される⁽⁸⁾。ただし、振幅が小さいなどの条件で、非線形項が無視されると仮定している。 $i = \sqrt{-1}$ とし、 $\text{Re}[\]$ は $[\]$ の実数部を示す。

$$m_f = (\pi \rho a^3) \cdot \text{Re} \left[1 + 4K_1 (\sqrt{iR}) / \{ K_0 (\sqrt{iR}) \sqrt{iR} \} \right] \quad (15)$$

ただし、 K_0, K_1 は第2種の変形ベッセル関数である。なお上記関数の虚数部に $(-\omega)$ を乗じたもの

は減衰係数を与える。 $R > 2000$ では、付加質量に対する粘性効果を無視してよい。

圧縮性が加わると非定常じょう乱は有限の速度（微小じょう乱では音速 c ）で伝わる。角振動数 ω で周期的に振動する物体から生じた微小じょう乱は波長 $\ell = 2\pi(c/\omega)$ の波動の形で伝わる⁽⁷⁾。波長が物体の代表寸法よりも小さくなると、物体と共に振動している流体質量が減少するから、付加質量も減少する。 $a/\ell = ka < 1$ ($k = 1/\ell =$ 波数) では圧縮性の効果は比較的少ない。

十分な長さをもった円柱が、同心円筒内で横振動をするとき、両者の間の円環状部分に空気と水の混合物を流し、二相流体の流れが及ぼす付加質量および減衰比に与える効果を実験的に求めた報告がある⁽¹⁰⁾。軸方向の単位長さ当りの付加質量を m_h 、単位長さ当り円柱質量を m_c 、空気だけを流すときの共振振動数を f_a 、二相流体を流すときの共振振動数を f_h とすれば、空気の付加質量を無視して次式を得る。

$$m_h = m_c \left[\left(\frac{f_a}{f_h} \right)^2 - 1 \right] \quad (15)$$

α を平均ボイド率とするとき、 $0 \leq \alpha < (70 \sim 80)\%$ において次の実験式が成立する。ただし、結果は α も含めて%で示す。

$$m_h / m_{h, \alpha=0} = 100 - 1.46 \alpha \quad (16)$$

α が $(70 \sim 80)\%$ を越えると流動状態は環状流になって中央部分に空気が集まり、付加質量は実質的には0になる。図6に $m_h / m_{h, \alpha=0}$ と α の関係を示し、参考として図7に減衰比 ζ_t と α の関係を示す。二相流の場合0から20m/sまで軸方向の流速を変化しても共振振動数 f_h の減少は0.5%程度

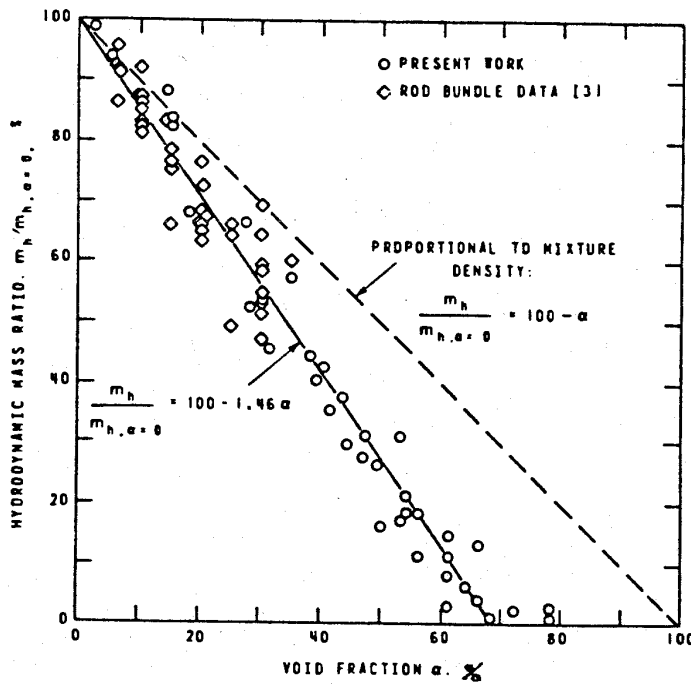


図6. 円柱および棒群の付加質量とボイド率の関係⁽¹⁰⁾

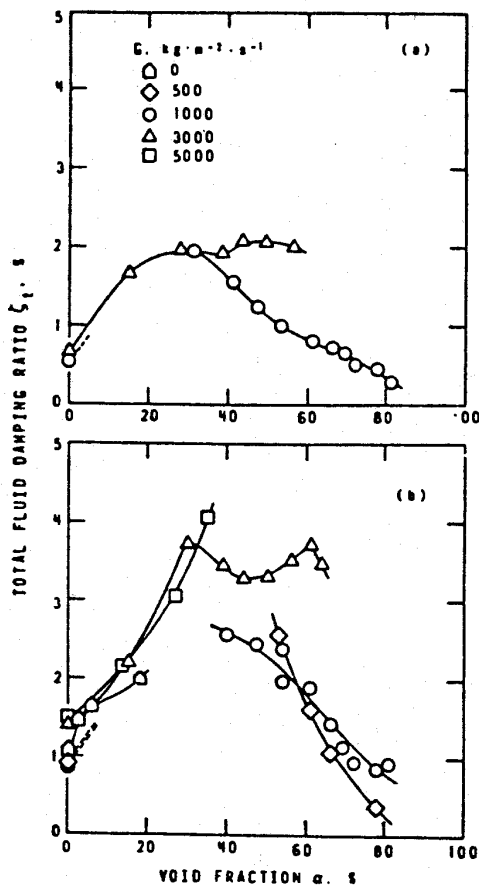


図7. ボイド率と流量による円柱振動の減衰比の変化⁽¹⁰⁾

(a) $D/d = 1.57$, (b) $D/d = 1.24$
 D = 円筒内径, d = 円柱外径
 G = 単位面積当り重量流量

なので、流速の効果は無視できる。

Chen と Wambsganss^{(11),(12)}が行った両端固定円柱の横振動の実験でも、軸方向の流速が共振振動数すなわち付加質量に及ぼす効果は非常に小さい。軸方向流速はむしろ減衰比に影響し、減衰比は流速の増加とともにほぼ直線的に増す結果を得ている。

なお、ボイドの効果は流れの状態に大きく依存するから振動系と流動モデルで様子が異なることを注意すべきである。

4. 減衰力と励振力

ターボ機械のサージング現象、ある種の弁の振動、上流にサージタンクをもつ蒸発管内流体の振動などは、流体のある共振回路に負抵抗が加わった自励振動である。翼などの流れの中の物体や、内部に流体が流れる弾性管のフラッタでは、流体系のエネルギーが構造系に入ってきて構造物の自励振動を発生する。これらの現象はすべて負の減衰力をもつ振動系として処理できる。

振動を助長するにせよ、逆に鎮めるにせよ減衰力がキーになる。また、3-5に述べたように、正の減衰力でも性質が明らかでない場合も多い。以下に正負の減衰力について考えてみたい。

4-1 管内非定常流の抵抗

管内定常流はレイノルズ数によって層流と乱流になり、流れの機構が異なる。したがって流体に管壁から作用する抵抗も異なる。振動流の場合には、各瞬間の流速は0から正負の値まで周期的に変化するが、これに伴って管内流が乱流化と再層流化を繰り返すことが報告されている⁽¹³⁾。その切

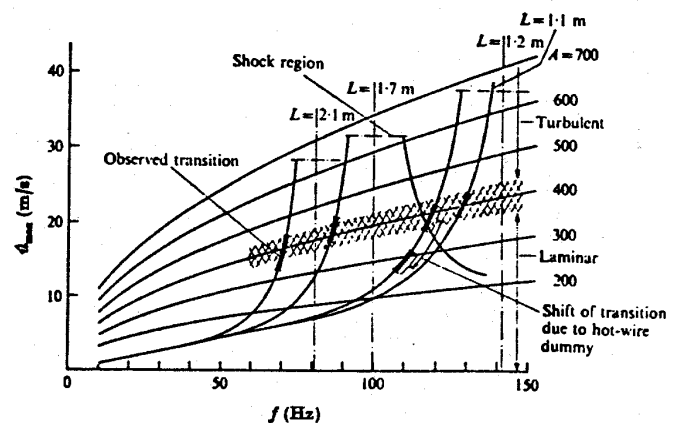


図8. 振動流の層流と乱流の遷移⁽¹³⁾

換わりは管中心における最大速度の瞬間値を \hat{u}_{\max} とするとき、 $A = 2 \hat{u}_{\max} / \sqrt{\nu \omega} = 400$, (ν = 動粘度, ω = 角振動数) において生じる。 $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\nu}{\omega}}$ は粘性流体中のせん断波の波長 ℓ であるから、 A は、 $\ell \hat{u}_{\max} / \nu$ すなわち ℓ 基準のレイノルズ数に対応する。これは速度比例形の層流抵抗を採用する際の妥当性を測る目安になる。

管路および管路要素の減衰力を管内平均流速に比例する形で見積る多くの報告がある。層流の場合でも振動数が高くなると管断面内の振動モードの効果が入ってくる。この場合には減衰係数は振動数の関数になる。円管の場合 r_0 を断面内径とすると上記波長の比 r_0 / ℓ に相当する $r_0 \sqrt{\omega / \nu}$ がこの影響を考える目安になる^{(7),(14)}。その他に熱エネルギー損失を考えて温度伝導率⁽¹⁵⁾や、レイノルズ応力を考えてうず動粘度⁽¹⁶⁾を流体の動粘度に加えて考える場合もあるが、いずれも速度の時間変化部分を微小と考えて2次以上を略す微小振動の立場が基礎になっている。しかしながら、3に述べたように慣性力の中には系の出入口から流出入する流体

粒子とともに流出入する運動量もある。十分に広い空間に系から流出した運動量はもどってこないから、仮に粘性がない場合でも出口から失われる運動エネルギーは減衰力として作用する⁽⁷⁾。

線形減衰力の場合には共振点における共振倍率は減衰比をとするとほぼ $1/2\zeta$ になるが、工業面では共振点における最大振幅を正しく推定できることが重要である場合が多い。葉山⁽¹⁷⁾は速度の二乗に比例する非線形減衰を採用し、共振点におけるエネルギー

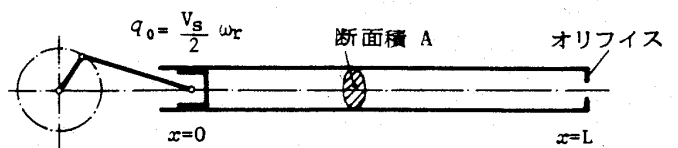


図9. ピストンによる加振

バランスから共振振幅を求め、相当大きな変動速度の場合でも実験値とよく一致し、共振点の次数による振幅の変化などを説明できるような結果を得ている。この方式では上述の運動エネルギーの流出も系の要素

の損失を考える際に計算に組込まれている。図9に示す系について結果を示すと、

$$\left. \begin{aligned} \text{流速} : u &\doteq \left(\frac{V_s \omega_r}{2A} \right) \phi_r \sin \left(\frac{\omega_r x}{c} \right) \sin \left(\omega_r t - \frac{\pi}{2} \right) \\ \text{圧力} : p &\doteq p_0 + \rho c \left(\frac{V_s \omega_r}{2A} \right) \phi_r \cos \left(\frac{\omega_r x}{c} \right) \cos \left(\omega_r t - \frac{\pi}{2} \right) \\ r \text{ 次共振振動数} : \omega_r &= \frac{\pi c}{2L} (2r-1), (r=1, 2, \dots) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{共振倍率} : \phi_r &= \frac{3\pi}{4} \sqrt{\left(\frac{2AD}{V_s} \right) \left(\frac{c}{L\omega_r} \right) \left(\frac{1}{A} \right)} \\ A &= \lambda + \frac{3\pi D}{4L} \zeta_e \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

ただし、 p_0 = 管内平均圧力、 V_s = ピストン行程容積、 A 、 D = 管の断面積と直径、 L = 管路長さ、 c = 波動伝播速度、 λ = 管摩擦係数、 ζ_e = 出口端の損失係数（一般に正流と逆流をわけて考え、流出エネルギーを損失に含めて考える）。この考察は低周波の場合を対象としており、 λ も定常流の値を使用している。

脈動流の場合には流速の二乗に比例する減衰力を考えると見掛け上の減衰係数は定常流の速度に比例する項が加わることになる。しかし共振点近くでは振動項の振幅が大きくなるから、定常流の

影響は少なくなる⁽¹⁸⁾。

4-2 負抵抗による流体系の自励振動

図10に示すように、管路系を駆動側と負荷側にわけ、運転点近傍における微小変化を考えよう。圧力差を p 、流量を q とするとき、駆動側の性能曲線 $p = p_D(q)$ あるいは負荷特性曲線 $p = p_L(q)$ の勾配からそれぞれの内部抵抗 r および抵抗 R が求められる。すなわち $r = \tan \theta$ 、 $R = \tan \varphi$ である。それぞれが定圧力負荷および定圧力源に接続されときの運転点の動的不安定は $r < 0$ 、または $R > 0$ になる。すなわち、性能曲線の右上り特性、およ

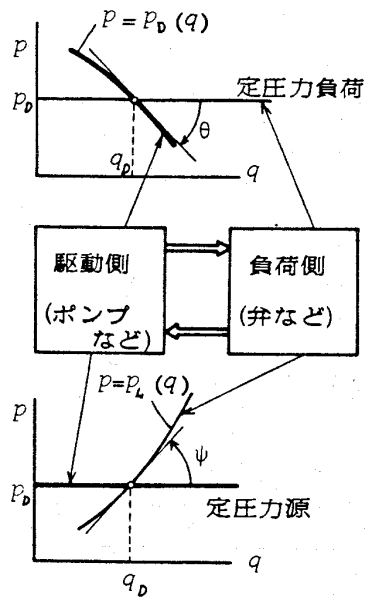


図10. 管路の抵抗

び負荷特性曲線の右下り特性である。もしも内部抵抗 r の駆動源が抵抗 R の負荷に結ばれているときには系全体の抵抗が負になること、 $(r+R)<0$ が動的不安定になる。式で示すと、

$$r+R<0, \text{ すなわち, } \frac{\partial PL}{\partial q} < \frac{\partial PD}{\partial q} \quad (19)$$

このことは図11に示すように、運転点において駆動側の性能曲線が負荷曲線に対して左下から右上に向けて交叉する場合である。このような抵抗要素が適当な同調回路、たとえば管路内流体の慣性とタンクあるいは送風機の吐出管路などに接続

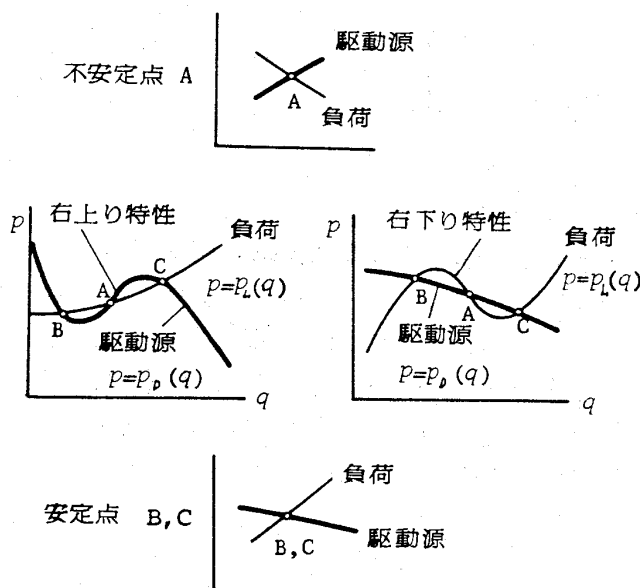


図11. 運転点の動的不安定

されれば自励振動が発生する。

さて、負抵抗の例は、駆動側ではポンプ⁽¹⁹⁾、送風機⁽²⁰⁾、圧縮機⁽²¹⁾の特性曲線の右上り特性があり、負荷側の例では、押上弁⁽²²⁾、ポペット弁⁽²³⁾、スプール弁⁽²⁴⁾、その他⁽⁸⁾の弁類がある。また、蒸発管⁽²⁵⁾や沸騰チャンネル⁽²⁶⁾ではボイド率が増すにつれて右下り特性部分をもつ圧力損失曲線を生じる。

本文の冒頭に、昭和18年のサージング座談会における八田の「三極真空管の発振回路と全然同じ」という言葉を紹介したが、竹矢⁽²¹⁾は多段圧縮機を前後段に分けて図12に示すような等価電気回路に置き換え、全体の抵抗が正、すなわち $R_1+R_2>0$ の場合でも R_1 か R_2 のいずれかが負のときには、あ

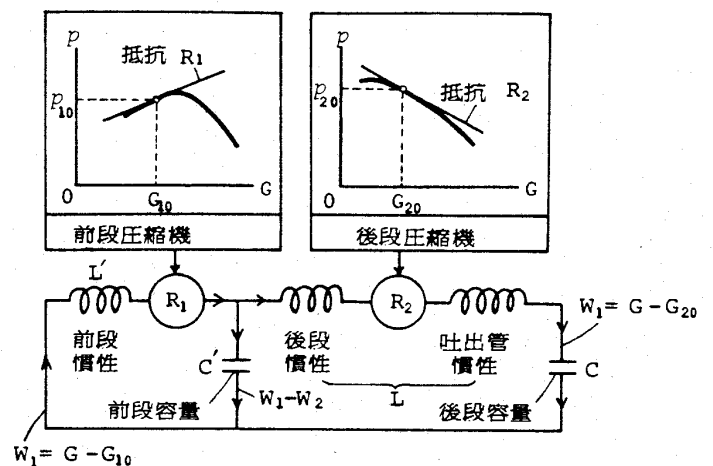


図12. 多段圧縮機の等価電気回路

(p = 圧力上昇, G = 重量流量)

る条件の下に不安定になることを示している。

4-3 流れによる弾性管の振動

流れに接している構造物の振動を考えると

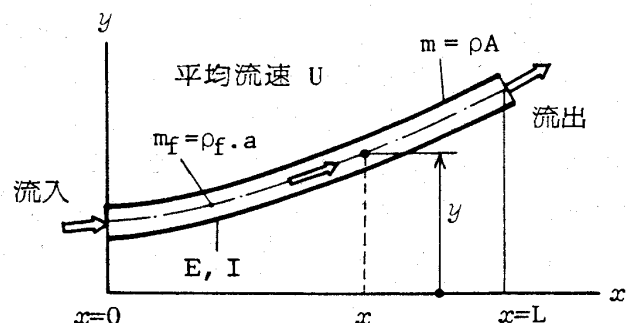


図13. 内部を流体が流れる弾性管

(ρ, ρ_f = 管, 流体の密度)
(A, a = 管, 流体の断面積)

は、構造物側の振動系に固定された検査領域の境界から流出入する流体とともに流出入するエネルギーを考える必要がある。運動方程式では検査領域の境界から系に流出入する流体の運動量の項すなわち流出入流体の慣性力に対応する。当然のことなが

$$\underbrace{EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}}_{\text{弾性復原力}} + \underbrace{m_f \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 y}_{\text{流体要素の慣性力}} + \underbrace{m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}}_{\text{管要素の慣性力}} = 0 \quad (20)$$

ただし、 E = 管材料の縦弾性係数、 I = 管の断面2次モーメント、 m = 管の単位長さ当り質量、 m_f = 流体の単位長さ当り質量である。 y は管軸の横変位、 x は管軸に沿う座標、 t は時間を示す。

上式に $\partial y / \partial t$ を乗じ、 x に関して0から L まで

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left(\underbrace{\int_0^L \left[\frac{1}{2} (m + m_f) \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 \right] dx}_{\text{運動エネルギー}} + \underbrace{\frac{1}{2} EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2}_{\text{弾性エネルギー}} - \underbrace{\frac{1}{2} m_f U^2 \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2}_{\text{遠心力の仕事}} \right) \\ &= \underbrace{\left[m_f U \left(\frac{\partial y}{\partial t} + U \frac{\partial y}{\partial x} \right) \cdot \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right) \right]_{x=0}}_{\text{流入運動量(慣性力)のした仕事}} - \underbrace{\left[m_f U \left(\frac{\partial y}{\partial t} + U \frac{\partial y}{\partial x} \right) \cdot \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right) \right]_{x=L}}_{\text{流出運動量(慣性力)のした仕事}} \quad (21) \end{aligned}$$

上式左辺は系の全エネルギーの時間変化率を示し、右辺が正なら自励振動、負なら減衰振動が起る。両端の変位が0に拘束されているときは右辺が0になるから定常振動を生じるが、流速が増すと遠心力効果で復原力が減少しいわゆる静的不安定になる。

さて、 $m_f U$ は流体の質量流量、 $\frac{\partial y}{\partial t} + U \frac{\partial y}{\partial x}$ は流体粒子の速度ベクトルの y 方向成分であるから、

$m_f U \left(\frac{\partial y}{\partial t} + U \frac{\partial y}{\partial x} \right)$ は単位時間に管断面を通過する流体運動量の y 方向成分である。これに管の y 方向速度 $\left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)$ を乗じたものは、この運動量流れすなわち慣性力が管に対してなした単位時間当りの仕事である。したがって、(21)式の右辺は $x = 0$ から流入する流体の慣性力が単位時間にした仕事と、 $x = L$ から流出する流体の慣性力が単位時間にした仕事との差を示している。(21)式の右辺が正のときの自励振動をフラッタと呼ぶ。

軸方向流れで生じる振動は管の曲げ振動だけではない。Paidoussis と Denise⁽²⁹⁾ は円筒かく内を流体が流れるとき、円周および軸方向の高次モード

ら単位時間に流出入する運動量は力の単位をもつ。

図13に示したように、内部を流体が平均速度 U で流れる弾性管の横振動を考えよう。ただし微小振動とする。このときは次式が成立する⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾。

積分し、 $x = 0$ および $x = L$ における境界条件を適当に選べば(例えば、固定、支持、ローラ、自由など)、系のエネルギーバランスの式が次のように求められる。

の振動が発生することを解析と実験で示している。管内を流れる流体が軸まわりの回転運動をしているときには、流体で運ばれる運動量が増すから、不安定になる臨界流速が低下する⁽³⁰⁾。

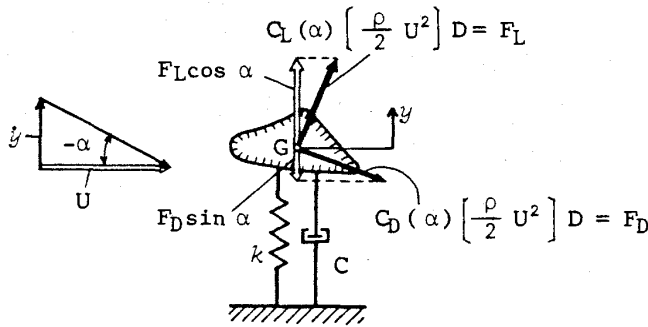
以上に述べたのは流れが一樣流の場合であるが(20)式からわかるように m_f あるいは U が周期的な時間変化をすると係数励振形の振動が生じる。流速が正弦的に変化する場合の解析⁽³¹⁾や、気液二相流が流れるときの水スラグの周期的到来による励振の解析と実験⁽³²⁾⁽³³⁾などが報告されている。

4-4 流れの中の物体の振動

図14に示すように、一樣流速 U の平行流中に置かれた物体に流れから作用する力は、物体の単位長さ当りに対して次のようになる^{(6), (34)}。

$$\left. \begin{aligned} \text{流れに直角方向: } F_L &= C_L \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D \\ \text{流れの方向: } F_D &= C_D \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

ただし、 C_L = 揚力係数、 C_D = 抗力係数、 ρ = 流体密度、 D = 代表長さである。 C_L と C_D は物体に流れが当たる角度すなわち迎角 α およびレイノルズ数の関数である。

図14. 見掛けの迎角 α

いま、物体の運動は流れに直角な y 方向に限られるとし、物体の速度を \dot{y} とするとき (\dot{y}/U) の2次以上が略される微小振動を仮定しよう。このときは物体に作用する y 方向の力 F_y は図14に示したように、 $\alpha = -\text{Arctan}(\dot{y}/U) \doteq -\dot{y}/U$ となるから、

$$F_y = F_L \cos \alpha + F_D \sin \alpha = \left[C_L(\alpha) \cos \alpha + C_D(\alpha) \sin \alpha \right] \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D$$

上式を $|\alpha| \doteq |\dot{y}/U| \ll 1$ として α に関して展開し、その一次の項までをとると、

$$C_L'(\alpha) = \frac{dC_L(\alpha)}{d\alpha} \quad \text{と} \quad \text{おいて、}$$

$$\begin{aligned} F_y &= \left[C_L(0) + \{ C_L'(0) + C_D(0) \} \alpha \right] \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D \\ &= \left[C_L(0) - \{ C_L'(0) + C_D(0) \} (\dot{y}/U) \right] \times \\ &\quad \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D \end{aligned} \quad (23)$$

ゆえに図14に示すように物体がばね定数 k のばねと減衰係数 c の減衰器を通じて固定されているときには、物体の質量を M 、流体の付加質量を M_f とすれば、

$$(M + M_f) \ddot{y} + c \dot{y} + ky = F_y = C_L(0) \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D - \{ C_L'(0) + C_D(0) \} \left(\frac{1}{2} \rho U D \right) \dot{y}$$

上式を整理して、平衡点 $y_0 = \frac{1}{k} \cdot C_L(0) \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) D$ からの変位を $z = y - y_0$ とおけば、

$$(M + M_f) \ddot{z} + \left[c + \{ C_L'(0) + C_D(0) \} \left(\frac{1}{2} \rho U D \right) \right] \dot{z} + kz = 0 \quad (24)$$

ゆえに、

$$c + \{ C_L'(0) + C_D(0) \} \left(\frac{1}{2} \rho U D \right) < 0 \quad (25)$$

の場合には自励振動が発生する。同様なメカニズム

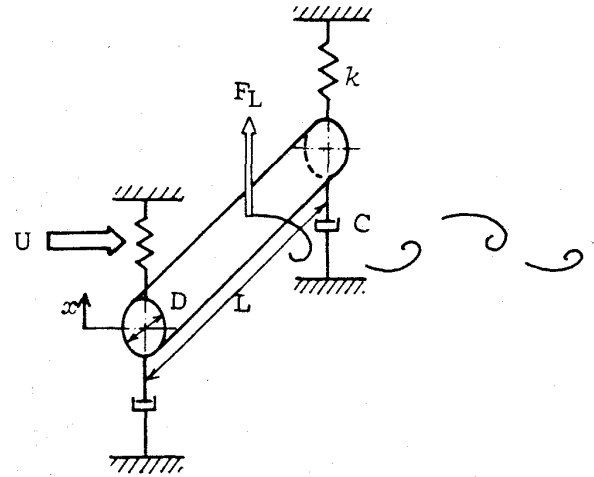
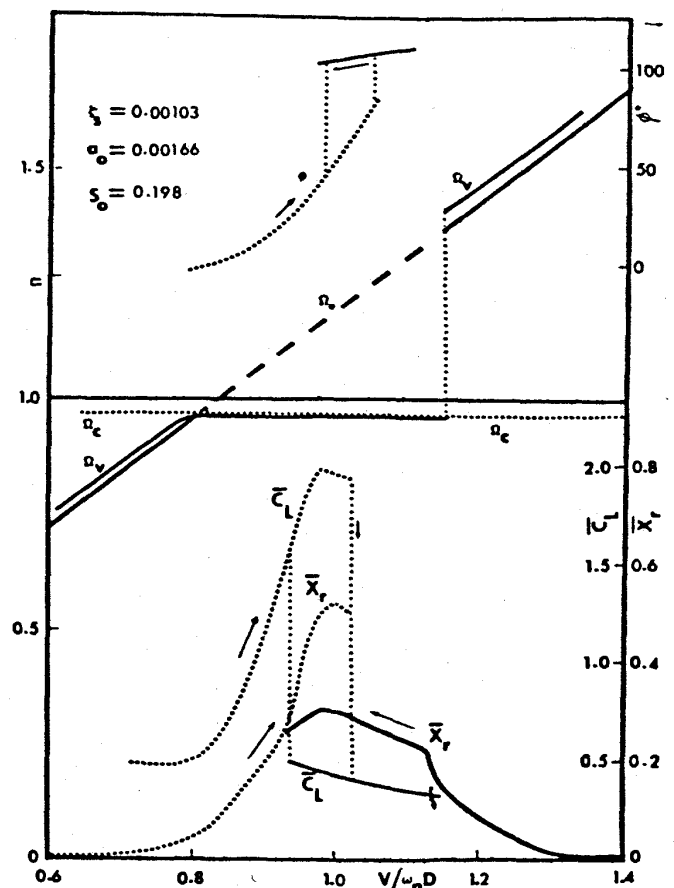


図15. カルマンうずによる振動

$$\left(\begin{aligned} S_s &= C / 2\sqrt{mk}, \\ F_L &= C_L \left(\frac{1}{2} \rho U D L \right) \end{aligned} \right)$$

図16. 一様流中におかれた円柱の振動特性⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾

(\bar{x}_r, \bar{C}_L は x_r, C_L の振幅を示す)
他のパラメータは本文参照

ムによる自励振動は流れの方向の運動、物体の回転運動でも発生し、これらの運動間の連成も考えられる^{(6),(34)}。Gallopig vibrationや翼の失速フラッタは同じメカニズムのものである。なお、非失速翼のフラッタの発生条件は図式と異なり、y方向の振動とねじり振動の位相差に強く依存する。1自由度のものは存在しない。翼および翼列のフラッタ現象については谷田⁽³⁵⁾の優れた解説がある。

4-5 放とうずによる振動

あるレイノルズ数範囲で一樣流中に置かれた物体は周期的なうずの放出のために流れに直角方向に励振される。放とうずの振動数は流速Uに比例するが、物体の固有振動数 f_n の前後で物体の振幅が増してくると振動数の引き込み現象が起って放とうずの振動数はある流速範囲で f_n の値に保たれる。この範囲をロック・イン領域などと呼んでいる⁽³⁶⁾。図16に Feng の実験結果を示す^{(36),(37)}。HartlenとCurrieは弾性支持された円柱が一樣流中で放とうずによって加振されるモデルとして、van der Pol形の非線形揚力発振器、物体の振動系すなわち弾性系として線形振動のモデルを考えた。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_r + 2\zeta_s \dot{x}_r + x_r &= a_0 \Omega_0^2 C_L \\ \ddot{C}_L - \alpha \Omega_0 \dot{C}_L + (\gamma / \Omega_0) (\dot{C}_L)^3 + \Omega_0^2 C_L &= B \dot{x}_r \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

上式において、

$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$, $\Omega_0 = f_0 / f_n$, $\Omega_c = f_c / f_n$, $\Omega_v = f_v / f_n$, $\tau = \omega_n t$, $(\cdot)' = \frac{d}{d\tau}(\cdot)$, $x_r = x / D$, $C_L = F_L / (\frac{1}{2} \rho U^2 L D)$, $S_0 = f_0 D / U$, $a_0 = \rho L D^2 f_0^2 / (2 m S_0^2 \omega_n^2 \Omega_0^2)$, α , γ = 係数, B = 干渉パラメータ, ζ_s = 弾性系の減衰比であり, f_0 = 円柱を固定したときの放とうずの振動数, f_c = ロック・イン領域の共通振動数, f_v = 振動および放とうずの振動数とする(図15を参照)。

(24)式のモデルはパラメータ α , γ , B を適当に与えることにより基本的な性質をかなりよく表わすが図16に示す跳躍現象やヒステリシスの説明には不十分である。そのために、弾性系の減衰項に流れの効果を考えた非線形減衰を考えたり、弾性復原力の項に非線形項を加えたり、又は流体系の非線形減衰項に \dot{C}_L の5次の項を追加するなど種々の検討がなされている⁽³⁶⁾。ロック・イン領域の振幅は、ストロハル数 $S = f_n D / U$ と $K = m \zeta / (\rho D^2)$ が重要な因子となる。 $f_c \approx f_n$ とみなして、 $x = A \phi(z) \cos \omega_n t$

とすれば⁽³⁴⁾,

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{A} &= \frac{0.07 r}{(\delta_r + 1.9) S^2} \left[0.30 + \frac{0.72}{(\delta_r + 1.9) S} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \gamma &= \phi_{\max} \left(\frac{z}{L} \right) \frac{\int_0^L \phi^2(z) dz}{\int_0^L \phi^4(z) dz} \\ \delta_r &= \frac{2 m (\zeta_s)}{\rho D^2} = 4 \pi K \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$\phi(z)$ は円柱軸に沿う方向のモード形を表わす。

無次元速度 $V_r = 1/S = U/f_n D$ が流れに直角方向の振動発生範囲よりやや小さい所で流れの方向の円柱の振動が生じる⁽³⁶⁾⁽³⁸⁾⁽³⁹⁾。その主な範囲は2つあって、 $1.25 < V_r < 2.5$ と $2.7 < V_r < 3.8$ である。最大振幅はそれぞれ $V_r \approx 2.1$ と $V_r \approx 3.2$ で生じ、前者は対称うず放出を伴い、後者は交互にうずを放出する。

(24)式のモデルで述べた流れに直角方向の振動発生は円柱の場合には $4.75 < V_r < 8$ 程度(空気の場合)になるが、これ以上の V_r のときは4-4に述べた gallopig vibration などの別の励振機構が問題になる⁽³⁴⁾。最近熱交換器の出力上昇のために管群の稠密化や流れの高速化が生じているが、この場合にも V_r は非常に大きくなる。(逆にストロハル数 S は小さくなる。) V_r および S の値に応じて種々の励振モデルが検討されている。例えば文献(1)を参照されたい⁽⁴⁰⁾⁽⁴¹⁾。気液二相流中に置かれた単一棒および管群のうず励振では、ボイド率の増加とともに交互のうず放出が押えられる傾向⁽⁴¹⁾⁽⁴²⁾をもつ。

5. おわりに

以上において、流体系および流体・構造系の振動現象に関連して、慣性力と減衰および励振力の基本的な例を説明してきた。サージ現象が幽霊であった時代から見ると、最近の文献に述べられている各種の幽霊の正体を示す解析モデルは誠に複雑精緻になってきたものである。

流体の流れには、乱れ、はく離、衝撃波、キャビテーションなど種々の不安定要因が存在している。さらに、流体の存在は熱エネルギーが機械的エネルギーに変換される熱系自励振動に重要な役割を果たしている。又表面波や界面波が関与する現象も

複雑である。したがって流体が関係する振動現象には正体のわからない幽霊が数多く残っている。この解説でも言い残した問題が多いが、いささかでも御参考になれば幸いである。残された問題については文献1を参照していただきたい。

文 献

- (1) P-SC10 流体関連振動分科会成果報告書, 日本機械学会(昭55-12)。(2) 機械学会誌, 48-331,(昭20-1), 16~42。(3) 藤井, 機械学会誌, 75-646,(昭47-10), 1503~1512。(4) 大橋, 機械学会講習会教材449(昭52-5), 33~43。(5) Lamb, H., Hydrodynamics, 6th Ed., Camb. Univ. Press(1932)。(6) 葉山, 文献(1), 17~33。(7) 大橋・梶, 文献(1), 35~44。(8) 下郷, 文献(1), 73~87。(9) 富田・佐々木, 文献(1) 96~107。(10) Carlucci, L. N., Trans ASME, J. Mech. Design, 102-3(1980-7) 597。(11) Chen, S. S. and Wambsganss, M. W., Nucl Engng Design, 18(1972), 253。(12) Paidoussis, M. P., Annals of Nucl. Sci. Engng, 1-2(1974-2), 83。(13) Merkli, P., J. Fluid Mech., 68, Part 3(1975), 567。(14) 機械工学便覧(改訂第6版), 機械学会(昭51-6), 8-32。(15) Crandall, I. B., Theory of Vibrating Systems and Sound, D. Van Norstrand, (1927), 229。(16) Binder, R. C., J. Acous. Soc. Amer. 15-1(1943-7), 41。(17) 葉山, 機械学会論文集, 42-364,(昭51-12), 3825。(18) 葉山, 機械学会講習会教材, 453,(昭52-6), 49。(19) 藤井, 機械学会論文集, 13-44(昭22-5), 184, 192; 14-48(昭23-9), 3-12, 3-17。(20) 甲藤, 機械の研究, 19-1(昭42-1), 208。(21) 竹矢, 機械学会論文集, 27-183(昭36-11), 1801, 1809。(22) 鷗沢, 機械学会論文集, 26-165(昭35-5), 691; 26-171(昭35-11), 1507。(23) 小島, 機械学会論文集, 38-310(昭47-6), 1426, 1437。(24) 斉藤, 機械学会誌, 64-515(昭36-12), 1681。(25) 斉藤ほか2, 文献(1), 391。(26) 葉山, 機械学会論文集, 28-195(昭38-11), 1607; 29-201(昭38-5), 944。(27) Stein, R. S. and Torbriner, M. W., ASME, Paper No 70-APM-SSS(1970), (28) Chen, S. S., J. Acoust. Soc. Amer., 51-1(Part 2),(1972-1), 223。(29) Paidoussis, M. P. and Denise, J. P., J. Fluid Mech., (1972), 9。(30) Chen, T. L. C. and Bert, C. W., Trans ASME, Ser. E, 44-1(1977-3), 112。(31) Paidoussis, M. P. and Sundararajan, C., Trans. ASME, Ser. E, 42-4(1975-12), 780。(32) 原, 機械学会論文集, 42-360,(昭51-8), 2400。(33) Hara, F., Preprints 2nd Int. Conf. on Struct. Mech. in Reactor Technol., Berlin, 2(1973), F5/1。(34) Blevins, R. D., Flow-Induced Vibration, Van Norstrand Reinhold Comp., (1977)。(35) 谷田 文献(1), 235。(36) Sarpkaya, T., Trans. ASME, J. Appl. Mech., 46(1979-6), 241。(37) Parkinson, G. V., Flow-Induced Structural Vibrations, Springer-Verlag, (1974), 81。(38) King, Rほか2, J. Sound & Vib., 29-2(1973-7), 169。(39) Griffin, O. M. and Ramberg, S. E., J. Fluid Mech., 75-2(1976-5), 257。(40) 小林・船川, 文献(1), 116。(41) 藤田, 文献(1), 123。(42) 原, 機械の研究, 32-5(昭55-3), 578。

最後に, 流体関連振動研究会および分科会を通じて御世話になった各位に改めて御礼を申し上げます。又, 図面のトレースに協力して下さった中野政身君に感謝する。

圧縮機における非定常空力問題とその対策

石川島播磨重工業株式会社 永野 進

1. ま え が き

軸流圧縮機の非定常空力現象はサージングをはじめとしてその機械装置の運転不能あるいは破損といった重大な不具合をもたらす性質のものが多く、圧縮機を開発する上での重要な関心事の一つである。特に航空エンジン用軸流圧縮機の場合、各段の空力負荷が高いこと、エンジンの急加減速あるいは高度・機速の変化により広い作動範囲が使われること、機体の運動による入口不均一流を生じ易いこと、軽量化のための翼の剛性が低目であること等の要因により空力的な不安現象あるいは振動現象を生じ易い。このような圧縮機の非定常空力問題については幾多の研究が発表されており、これらを通して発生メカニズムの理解が進みまた発生予測の精度も向上しつつあるが、実際の圧縮機内の流れは極めて複雑であり特に空力的にも構造的にも限界設計を行なう航空用の場合、設計段階で非定常空力現象の発生範囲を精度よく予測し必要な措置をとることにより作動範囲外へ追いやめることは現時点ではまだ難しい場合が多い。本稿では航空用軸流圧縮機を対象とし、サージングは古くから知られていた現象の実例とその対策について紹介し、またインレット ディストーションについても簡単にふれ、御参考に供したい。

2. サージング

圧縮機あるいはポンプを含む管路系のサージングは古くから知られており、また一次元的な現象であるため早くから理論解析も進められ基本的な発生メカニズムは解明されている。⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾ 圧縮機と管路・タンク系を分離して考えられる単純な系の場合にはサージングの発生限界を大づかみに表現すれば、圧縮機の流量-圧力比特性が右下りの領域では安定、右上りの領域では不安定でサージング発生、といえる。航空用多段軸流圧縮機の場合には各段がそれぞれの流量-圧力比特性を持

ち、またサージングの振動特性を支配する容量部も各段に分布しているためやや複雑になり、圧縮機全体としての流量-圧力比特性が右下りでも一部の段が右上りの特性領域で作動していればサージングに入ることもある。図1には7例の多段圧縮機特性曲線を示し、サージ点は黒塗りで示してあるが、図から明らかなようにI~IVについては右下り特性のままサージングが発生している。このような多段圧縮機のサージング発生予測については圧縮機内部をいくつかの部分に分割し、各部分に対して流量-圧力比特性を与えて一次元の振動系としての安定解析を行なう方法が種々のアプローチで研究され、実験データとのよい一致を示す報告例もみられる。⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾ また、Gre-

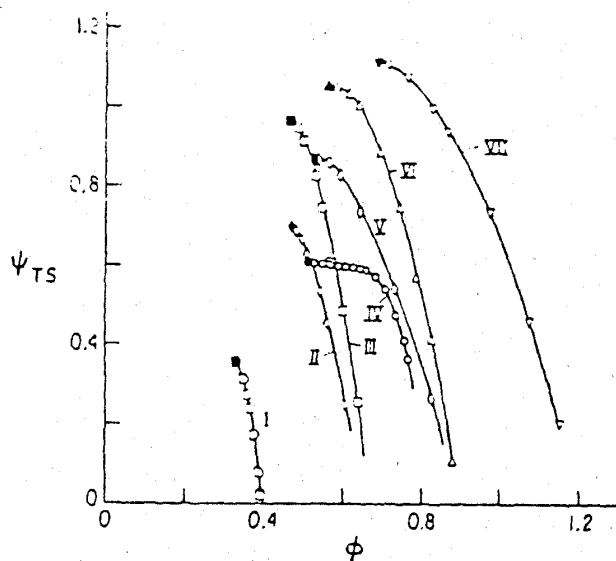


図1 軸流圧縮機特性曲線⁽¹⁸⁾

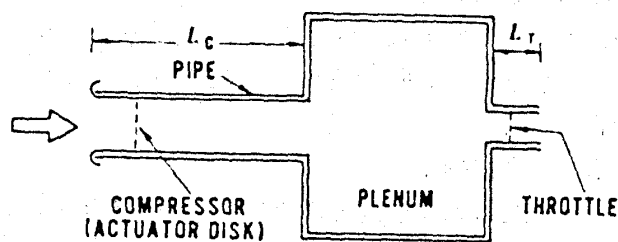


図2 サージング解析モデル⁽⁸⁾

(昭和56年2月16日原稿受付)

itzer⁽⁸⁾は図2に示すモデルについて過渡応答特性を調べ、系が不安定となる場合にサージングに入るか旋回失速に入るかを支配するパラメータとして次の式を提唱している。

$$B = \frac{U}{2\omega L_c} = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}}$$

但し、 U ：圧縮機周速、 ω ：ヘルムホルツ共鳴周波数、 V_p ：容積、 A_c ：圧縮機通路断面積、 L_c ：圧縮機通路長さ、 a ：音速

このパラメータ B は系の圧力上昇と振動する流体の慣性力との比を示し、この値が 0.8 以上ではサージングとなりそれ以下では旋回失速に入っている。実際、圧縮機の低回転域 (U ：小、即ち B ：小) では絞り込むと旋回失速が現われ、高回転域 (U ：大、即ち B ：大) ではサージングが現われること、また圧縮機出口側の容量が大きい (V_p ：大、即ち B ：大) とサージングが現われ、これを小さくすると消滅する場合があること等圧縮機運転時に一般的に現われる傾向がこのパラメータにより定性的に説明される。これまで現象間のつながりが明らかでなかったサージングと旋回失速とを結びつける考え方として注目すべき試みと考えられる。

実際の航空エンジンは高負荷であること、急加減速を行なうこと等のため産業用の圧縮機やガスタービンに比べサージングを起し易い条件下にある。このためサージング防止対策として次のような手段が講じられる。

1) 可変静翼

入口案内翼を含む前段静翼の取付角を可変とし、低回転域で角度をねかせることにより入口絞りとして働かせ、圧縮機特性曲線をサージ線も含めて小流量側へシフトさせる。一方、作動線は出口絞りにより決まるため、静翼可変の有無により殆ど動かない。この結果、サージ線が作動線から遠のき、サージングに入りにくくなる。また最終段静翼を可変とし、高回転域サージ特性の改善を図った例もある。

2) 中間段抽気

低回転では通常前段と後段のマッチング不良のため後段での容積流量が通路面積に対して過大となり、絞りの効果を持つため前段では迎え角が大

きくなり失速し易くなる。これを避けるため中間段で抽気するとマッチングが改善されてサージ圧力比が高くなりサージ線が作動線から遠のく。

3) 多軸化

軸を二重にして前段と後段とで別々の回転系とし、低回転時には前段の回転を後段に比べて遅くして前段可変静翼と同様の効果を得る。ロールスロイス社のエンジンは 3 軸化も採用している。

以上は多段軸流圧縮機の場合であるが、翼列単位で作動範囲を改善する方法として次の手段が用いられる。

1) 高ソリディティ翼

翼のソリディティを上げることにより作動範囲が拡大することは二次元翼列試験データからも明らかであるが、濡れ面積が増え効率が低下する恐れがある上、重量、価格面からも望ましくない。

2) 低アスペクト比翼

ソリディティ一定のまま翼弦長の大きい、即ちアスペクト比の低い翼を用いると作動範囲が拡大する。⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾ 例を図3に示す。この場合、重量および長さが増すが翼枚数が減るため価格が安くなること、加工精度を保ち易いこと、耐エロージョン性がよくなること等により最近のエンジンでは採用されるケースが増えている。

3) ケーシング トリートメント

動翼先端に面するケーシングに溝を加工することにより作動範囲が拡大することは 1960 年代終りに NASA で見出され、その後研究が重ねられて効果の大きい溝形状、効率低下を最低限に抑える形状などが明らかにされている。にも拘らず、作動範囲の拡大するメカニズムは未だ明確で

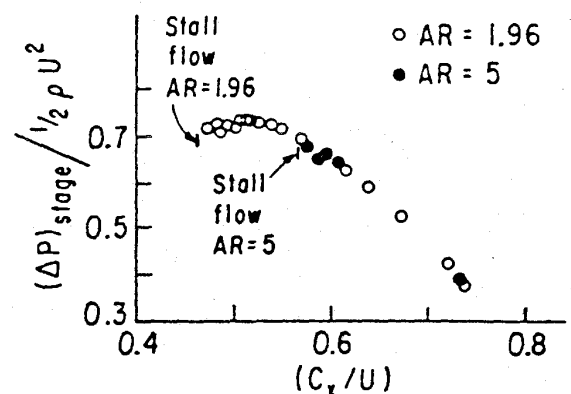


図3 アスペクト比の作動範囲へ及ぼす影響⁽¹⁰⁾

はなく、溝を動翼が通過する時に溝から動翼間通路に高速ジェットが吹出していることは実験的に確かめられているものの⁽¹¹⁾、これがどのように失速を遅らせる働きをするかは今後の研究課題として残されている。なお、これまでの研究の状況については高田⁽¹²⁾の文献に詳しい。

実用面でケーシング トリートメントの採用を考える場合には次のような点について考慮を払う必要がある。

(i) 対象とする動翼の翼端部で失速が始まる場合にのみ有効で、内径側から失速が始まる場合には効果を期待できない。またGreitzer⁽¹³⁾は翼端部で失速が始まる場合でも翼面から失速が始まる場合には効果が少なく、ケーシング境界層から剥離が始まる、いわゆる Wall Stall の場合に顕著な効果がみられるとしている。

(ii) 一般にケーシング トリートメントの適用により効率は0.5～2.0%程度低下する。効率低下の小さい溝としては円周溝が代表的なものであるが作動範囲の拡大量も小さい。

図4、5に筆者らが二段遷音速圧縮機の初段動翼へ適用したケーシング トリートメントの溝形状およびその効果を示す。この場合は二段圧縮機であるため低回転域では初段が空力的につらく、ケーシング トリートメント効果が顕著である。一方、高回転域では効果が全くみられず、二段目が先に失速に入ると考えられる。なお、図4と同様な Axial Skewed Slot は実用エンジンでも使用例がみられる。

3. 旋回失速

旋回失速は圧縮機動翼の一部に失速が生じ、この失速域が回転数の約半分速度で旋回するもので、旋回の定性的なメカニズムについては周知と思われるのでここでは説明を省く。この現象をモデル化して線形解析により失速開始点を求める研究は1950年代から始められ、⁽³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾現在では数値解法を用いた非線形解析により失速セル数、伝播速度、失速セルの波形、失速深さ等も計算可能となっている。⁽¹⁷⁾

実際の圧縮機における旋回失速は翼の振動応力さえ許容できれば継続的な計測が可能であり、サージングに比べ、現象の把握が容易である。図6は筆者らが行った遷音速多段圧縮機の低回転域

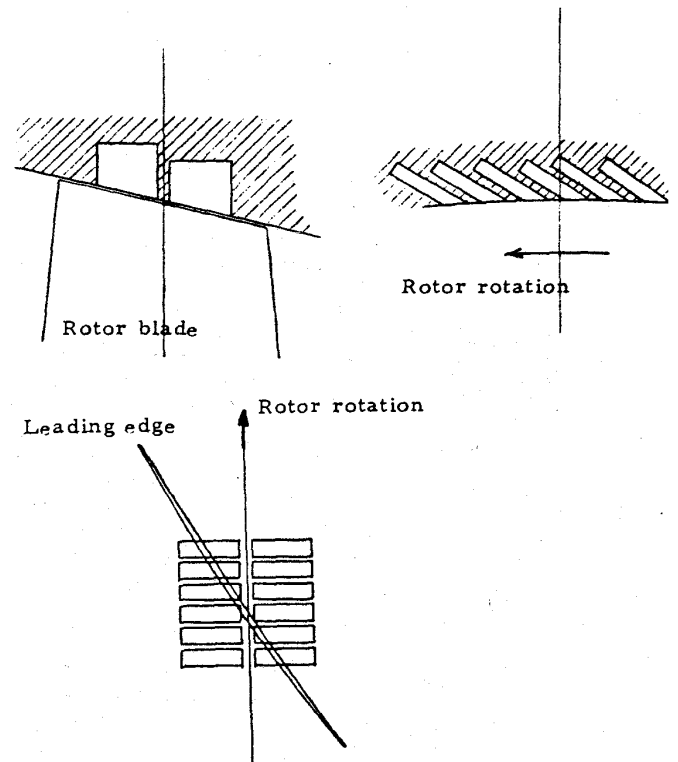


図4 ケーシングトリートメント形状

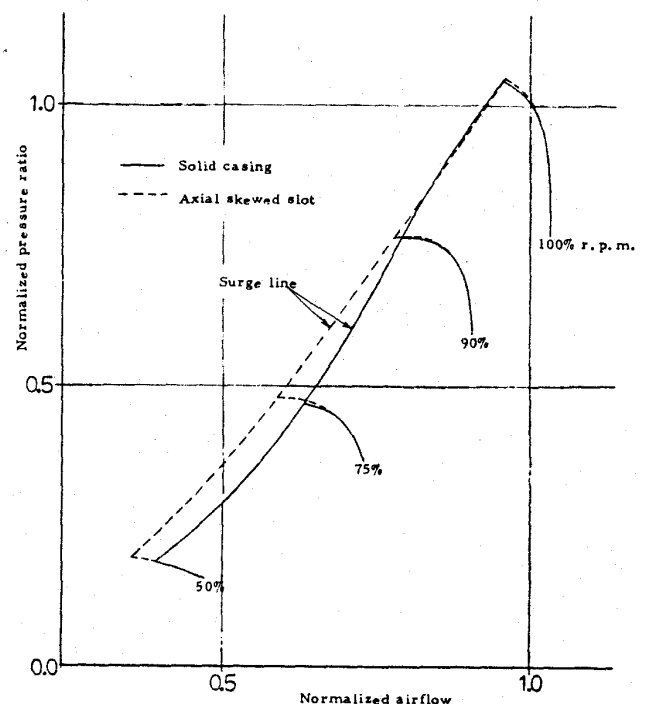


図5 ケーシングトリートメント効果

における特性曲線である。横軸、縦軸はそれぞれ設計点の値に対する無次元流量、無次元圧力上昇を示し、%表示は回転数である。図中、黒塗り丸印は旋回失速が生じていることを表わし、白ぬき

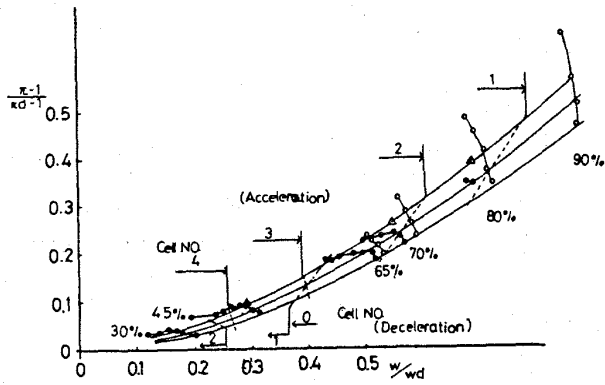


図6 旋回失速時の圧縮機特性曲線

丸印は旋回失速のない作動点を示す。この圧縮機では65%, 70%および80%回転でヒステリシスによる各二本の等回転線が計測されている。即ち、低回転から増速してゆく場合(図中、Acceleration)には80%回転付近までの旋回失速状態が観測され、85%回転付近で始めて旋回失速が消滅する。一方、高回転域から減速してゆく場合(図中 Deceleration)には50%回転付近まで旋回失速が現われない。また図中に示してあるように失速セル数は回転数により変化し、増速の場合には4から1まで、減速の場合には1から2へと変っている。このセル数の変化を示したのが図7および図8である。このグラフは熱線風速計の出力信号を細かい回転数きざみでフーリエ解析し、各回転数での周波数スペクトルを少しずつずらして表示したものである。従って縦軸は

回転数を、横軸は周波数を示す。旋回失速の回転周波数は圧縮機の回転数に比例するため、このグラフ上では斜めの直線として現われる。線が複数本現われているのは高調波によるもので、旋回失速の周波数を示すのは最も左寄りのものである。失速セルの旋回速度を圧縮機回転数の約半分とすると、このグラフからセル数を求めることができる。図7の場合は回転数の上昇と共にセル数が2から1へと変化し、ある回転数で旋回失速が消滅していることがわかる。また図8の場合はセル数

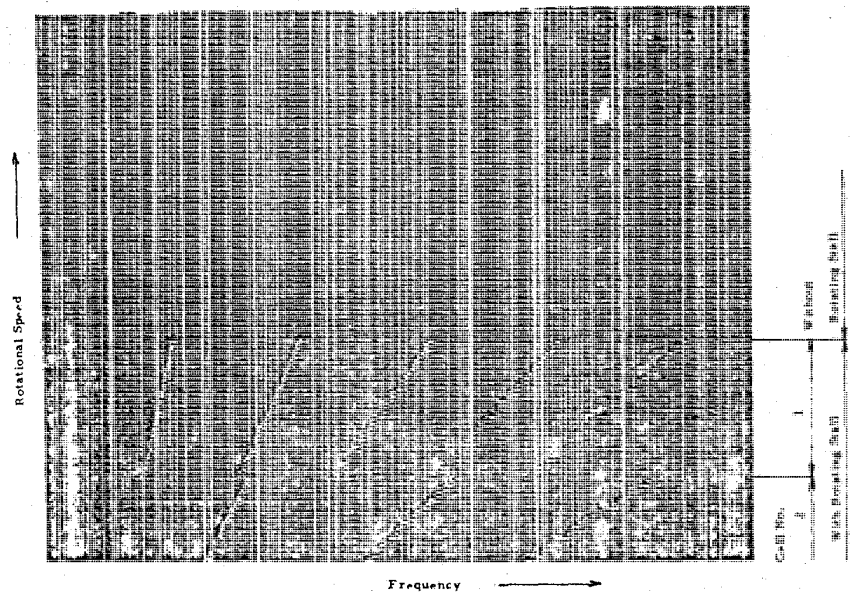


図7 旋回失速時の熱線風速計出力信号スペクトル(a)

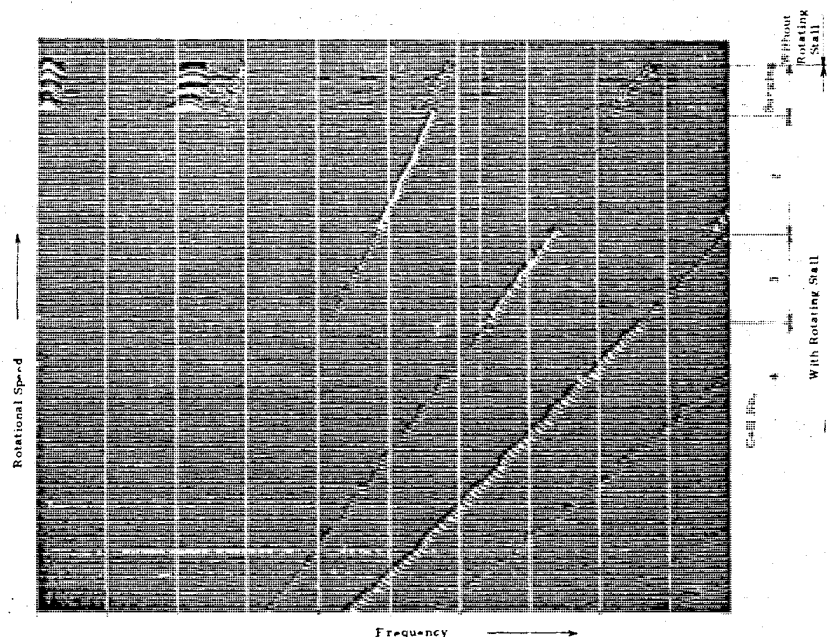


図8 旋回失速時の熱線風速計出力信号スペクトル(b)

が4, 3, 2と変化し、最後に1となると同時にサージングに入っている。

旋回失速はこのようにセル数に変化があるため翼振動の面から空力励振源として注意を要するが、強度に余裕を持たせることのできる産業用圧縮機あるいはガスタービンの場合、同じ非定常空力問題としてはサージングに比べ旋回失速の方が危険度の低い現象と考えられ勝ちである。しかし、航空エンジンの場合には必ずしもそうではない。特に最近のアフターバーナ付エンジンでスタグネーション ストールが問題となって以来、航空エンジンに関する限り、旋回失速の方がサージングより厄介な問題となる場合がある、との考え方が広まりつつある。⁽¹⁸⁾ここでスタグネーション ストールについてふれておきたい。

スタグネーション ストールはアフターバーナ付エンジンを搭載した機体が高空低速飛行から加速するためにアフターバーナに点火しようとして着火ミスを起こした時、エンジンの高圧圧縮機に旋回失速が生じて推力および回転数が落ち、タービン入口温度のみが上昇してパイロットが一旦エンジンをカットして回転数がアイドル以下に下るまで回復しない現象を指す。この現象の典型的な発生経過は次のようなものである。⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾

1) アフターバーナが何らかの原因で一旦吹消えを起す。

2) コアエンジンの熱い排気ガスによりアフターバーナが自然再着火する。

3) 再着火の際、強い圧力波が生じ、ファンダクトを通してファン出口部に達する。

4) 圧力波の到達によりファンは背圧が上り瞬間的に失速状態となり、コア側への流量が減少して高圧圧縮機も旋回失速状態となる。

5) 圧力波がファンを通り抜けてファンが失速状態から回復する。この時、高圧圧縮機はまだ失速状態にあり十分な流量を通過させることが出来

ず、高圧圧縮機入口部で流れがつまり気味となり圧力が上がる。

6) つづいて高圧圧縮機も旋回失速から回復するが、この瞬間、高まっていた圧縮機入口圧が急に下って負圧パルスを生じる。

7) この負圧パルスにより高圧圧縮機が再び旋回失速状態となり、回転がアイドル以下に下らないと回復しない。

この他にもサージングに伴うアフターバーナの不安定燃焼による圧力パルスがファンダクトを通り高圧圧縮機入口に達して旋回失速を誘起する場合もある。対策として図9に示すように次の改良が行われている：

1) プロキシメント スプリッタの採用。即ち、ファン出口をバイパス部とコア部とに分けるスプリッタの先端部を延ばし、ファン最終段に近づける。これによりファン最終段の失速からの回復がゆるやかになり、ファンにつづいて高圧圧縮機が失速から回復する際の負圧パルスが小さくなって再度の旋回失速に入りにくくなる。

2) サージング発生時にアフターバーナの燃料を減少し、再着火時の圧力波を弱めるよう燃料コントロールを改良。

3) サージング発生時にアフターバーナの排気ノズルを開き、再着火時の圧力波を弱めるようコントロールを改良。

以上のスタグネーション ストールはやや特殊なケースであるが、一般には旋回失速に対する対策は前項のサージング対策と一致する。

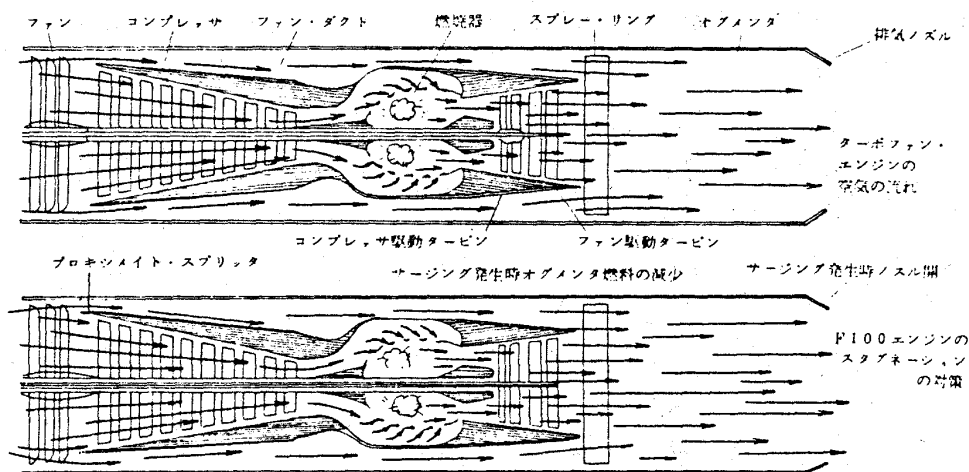


図9 マタグネーションストール対策

4. インレット ディストーション

インレット ディストーションの問題はディストーション自体が定常・非定常、半径方向・円周方向、温度・圧力・速度と多岐にわたる上、その影響に関しても作動範囲、流量、圧力比、効率、下流側要素へのディストーション等対象となるパラメータが広い範囲にわたる。本稿ではこれら全体を概括する紙面の余裕がないので、最も一般的な問題である定常全圧ディストーション下での流量-圧力比特性の予測について筆者らの経験を紹介するにとどめる。これは多段圧縮機の外径ディストーション、内径ディストーションおよび円周ディストーションの各場合についての性能の解析による予測と実験とを比較したものである。⁽²¹⁾ 解析手法としては、外径および内径ディストーションについては軸対称流線解析、円周ディストーションについては流線解析の結果に Parallel Compressor 理論を適用した。また、実験は図10に示すパターンのディストーション スクリーンを用いて行なった。図11は内径ディストーションの場合、図12は外径ディストーションの場合であるが、いずれも予測計算結果が実験とよく一致している。一方、図13は円周方向ディストーションの場合であるが計算と実験との間に少なからぬ相違がみられる。この結果から、多段圧縮機の場合、半径方向ディストーションは流線解析等の軸対称流れ計算で十分予測が可能であるが円周方向ディストーションは単純な Parallel Compressor 理論では十分よい精度での予測が期待できない場合がある、といえる。より精度あるモデルによる解析手法の確立が必要と考えられる。

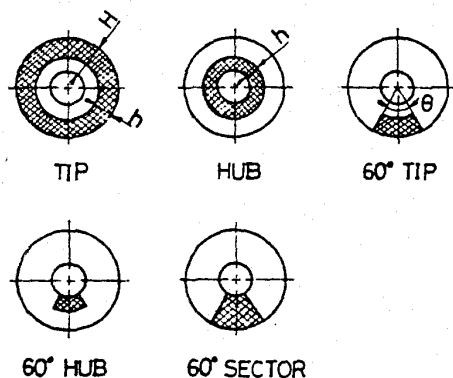


図10 ディストーションスクリーン

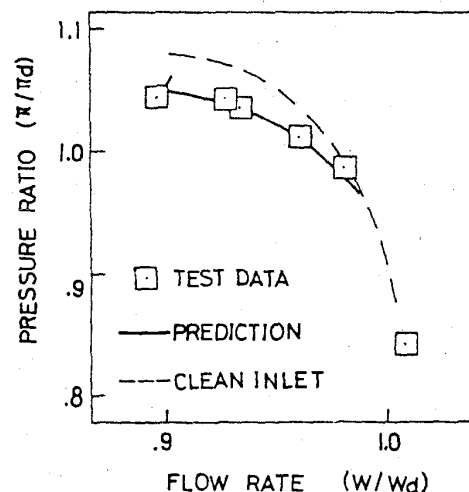


図11 内径ディストーション性能

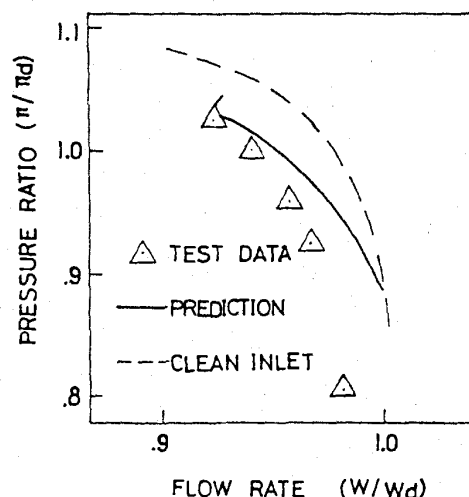


図12 外径ディストーション性能

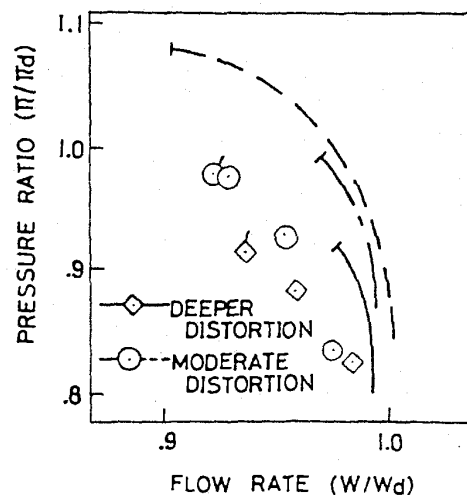


図13 円周ディストーション性能

5. む す び

非定常空力問題は航空用産業用を問わず高性能化に伴って今後更に重要性を増してゆくと考えられる。本稿はこれらの問題についての筆者の限られた経験に基づいて記したものである。些かなりとも読者の方々のお役に立てば幸いである。

参考文献

- (1) 藤井, 機械学会論文集(第1, 2報) 13-44 (昭22-5) pp.184~201, (第3, 4報), 14-48 (昭23) pp.3.12~3.25
- (2) 甲藤, 機械の研究, 19-1(昭42) pp.208
- (3) Emmons, H.W., ほか2名, Trans. ASME, 77(1955-4) pp.455~469
- (4) 竹矢, 機械学会論文集(第1, 2報) 27-183 (昭36-11) pp.1801~1816
- (5) 山口, 三菱重工技報, 15-5(昭53-9)
- (6) 大山, 機械学会論文集, 44-387(昭53-11) pp.1810~1817
- (7) Willoh, R.G., Seldner, K., NASA TM X-1880(1969)
- (8) Greitzer, E.M., Trans. ASME, J. Engineering for Power, 98(1976-4), pp.190~198
- (9) Swan, W.C., Trans. ASME, J. Engineering for Power, (1964-7) pp.243~246
- (10) Smith, L.H., Jr., Flow Research on Blading, Elsevier Publishing Co., (1970)
- (11) Takata, H., Tsukuda, Y., ASME Paper 75-GT-13(1975-3)
- (12) 高田, 第4回日本ガスタービン学会セミナー資料
- (13) Greitzer, E.M., ほか4名, Trans. ASME, J. Fluid Engineering, 101, (1979-6) pp.237~244
- (14) Iura, T., Rannie, W.D., Trans. ASME 76(1954-4)
- (15) Stenning, A.H. ほか2名, NACA TN 3580(1956-6)
- (16) 高田, 航研集報, 2-6(昭36-6)
- (17) 高田, 永野, 機械学会論文集(第1, 2報) 37-296(昭46-4), (第3, 4報) 37-298(昭46-6)
- (18) Greitzer, E.M., Trans. ASME, J. Fluid Engineering, 102(1980-6) pp.134~151
- (19) Jet Service News, 19-1(1980) pp.1067~1069
- (20) Flight (1979-10-20)
- (21) Tamaki, T., Nagano, S., Paper on 4th ISABE, Orlando, (1979)

高速翼列の振動とフラッタ

九州大学工学部 難波昌伸

1. まえがき

翼列フラッタの研究が本格的に行われ出して以来すでに四半世紀を越える。その足跡を振り返れば、初期の低速翼列実験あるいは非圧縮性流理論から最近の高速翼列実験あるいは超音速流理論への発展という流れを見ることができる。これはもちろん航空機エンジンを始めとして軸流機械の作動点が時代と共に高速化してきたことの現れであるが、一方において複雑な問題を扱うことを可能にする電子計算機と計測技術の進歩に負うところも大きい。

軸流機械の空力弾性的現象は航空機翼のそれに比べてはるかに多くのパラメータに支配される。しかし一般に軸流機械では羽根の材質密度が空気密度に比べて圧倒的に大きいので、極端に薄い羽根や剛性の弱い羽根を使用しない限り、羽根自身の振動形態あるいは羽根・車盤・シュラウドから成る系の振動形態の決定に及ぼす空気力の影響は小さい。したがって翼列のフラッタ問題では、空気力を無視して純粋に弾性力学的に決めた固有振動形態が空気力によって励振されるか否かを判定するという手法をとることが多い⁽³⁾。

さて高速翼列では低速翼列に比べて空気力が大きいこと、回転数が高いこと、さらにまた薄い羽根を用いることなどのために、多数の振動モードが考慮の対象となる。しかしそれらの振動モードと固有振動数を弾性力学的に求めることが低速の翼列の場合に比べて特に困難になる理由はなさそうに思われる。一方、空気力学的現象は、高速流では流体の圧縮性や衝撃波の発生などのために低速流での現象とは本質的な違いを示し、低速流での理論や実験データの適用は許されなくなる。

以上のような背景に立って本稿では、高速流中において与えられた任意の振動モードと振動数で振動する翼列、あるいは与えられた変動速度流中

にある翼列に作用する非定常空気力の特性とそれを予測する理論的手法についての概観を述べることにする。弾性力学的観点にも十分考慮を払った解説、あるいは基礎理論まで掘り下げた解説については文献(1)～(7)を参照されたい。

2. 無負荷平板翼列

羽根の振動振幅比あるいは外乱変動流速の主流速度に対する比が十分に小さく、羽根の時間平均迎え角、反り比および厚み比もせいぜいそれと同程度に小さい場合には、非定常じょう乱は定常じょう乱には全く無関係となり、一様流中の線形音響方程式に支配される。これは時間平均揚力ゼロの平板翼列を意味し、二次元流でのこのモデルにおける非定常空気力の計算法は非圧縮性流、亜音速流および超音速流のいずれにおいても確立されている。

亜音速翼列において一般に用いられる方法は、速度ポテンシャルあるいは加速度ポテンシャルを基本関数として、翼上下面圧力差分布に関する積分方程式を導き、それを数値的に解く方法^{(8)～(11)}、あるいは速度ポテンシャルのフーリエ変換をウィナーホッフ法によって求める方法⁽¹²⁾⁽¹³⁾などであるが、いずれにしても非圧縮性流単独翼、超音速流単独翼あるいは超音速翼列とは異なり亜音速流では単独翼においてすら、非定常空気力を陽的に表現する解は見出されていない。しかしこのことはランダムな振動あるいは変動流に対する空気力応答を求めようとする場合を除けば、現在の電子計算機の能力より見て特に不便を感じずるものではない。

圧縮性流中での翼列における非定常現象は、圧力波動が有限な音速で伝ばすること、および音響的共振現象が存在することにおいて非圧縮性流でのそれと異なる。亜音速流においては音速有限性は数学的取扱いを複雑にする割には非定常空気力に非圧縮性流の場合と本質的な違いを生ずることはないが、音響的共振現象は本質的な違いをもたらす。翼列が生ずる圧力波動は位相が周方向に回

(昭和56年2月3日 原稿受付)

転する音響モードの和として表すことができ、周方向位相速度の流れに対する相対速度が超音速のモードは無限遠に減衰なしに伝ばするので伝ばモード（カットオンモード）と呼ばれ、亜音速のモードは発生源から遠去かるにつれて指数関数的に減衰するので減衰モード（カットオフモード）と呼ばれる。翼列において最大周方向位相速度のモードは羽根の振動や変動速度流の翼間位相差に対応して決まり、そのモードが伝ばモードのときをスーパーレゾナンス状態、すべてのモードが減衰モードあるときをサブレゾナンス状態と呼ぶ⁽⁸⁾。

翼間位相差ゼロの場合は周方向位相速度無限大の平面波モードが生じ、必ずスーパーレゾナンス状態にある。亜音速流の場合には伝ばモードの数は有限個に限られ、角周波数 ω 、翼弦長 c 、代表流速 U を用いて $\lambda = \omega c / U$ で定義される無次元角周波数が大きいほど、あるいはマッハ数が高いほど伝ばモード数は増える。

図1の例は速度 $qe^{i\omega t}$ で並進振動する翼に作用する揚力 $Le^{i\omega t}$ から $\tilde{C}_{L0} = L / (\pi \rho U c q)$ で定義される非定常揚力係数を翼間位相差 $2\pi\sigma$ の関数として種々のマッハ数 M について示したものである⁽²⁸⁾。図中R.P.は基本音響モードが減衰モードから伝ばモードに変る点（レゾナンス状態）を表し、それぞれのマッハ数につき2個のR.P.点の σ にはさまれて $\sigma = 0.5$ を含む翼間位相差範囲がサブレゾナンス状態に相当する。非圧縮性流 $M = 0$ は全域がサブレゾナンスであるが、厳密に言えば同位相振動 $\sigma = 0$ は（周期性から $\sigma = 1$ も同じく）レゾナンス状態に対応する特異な点である。サブレゾナンス領域では、マッハ数の増大は \tilde{C}_{L0} の絶対値を増大し位相をやや遅らす、定性的には非圧縮性流での特性の延長上にある。スーパーレゾナンス領域での \tilde{C}_{L0} はサブレゾナンス領域での \tilde{C}_{L0} に比べて小さい。またこのような線形理論はレゾナンス点で非定常空気力ゼロの解を与える。この \tilde{C}_{L0} の定義では、その実数部が正のとき並進振動が空気力によって励振されることを意味するが、図1が示すように、いかなる場合でも \tilde{C}_{L0} の実数部は負となり、零平均揚力の平板翼列は、曲げ一自由度フラッタを生じることはない。

一方、ねじり一自由度フラッタは起り得るが、一般にサブレゾナンス領域では圧縮性効果は空力減

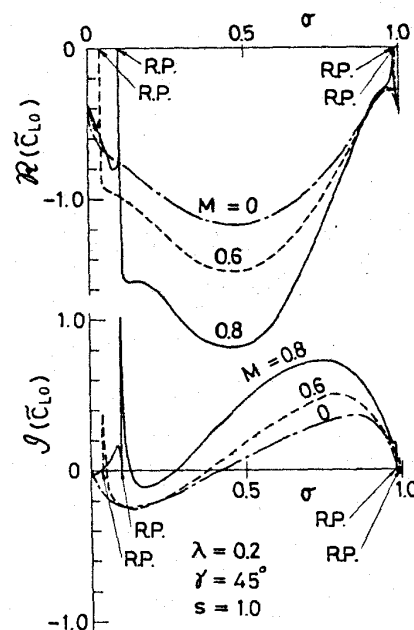


図1 亜音速零入射角平板翼列の並進振動における非定常揚力係数 \tilde{C}_{L0} 。M：マッハ数， λ ：無次元角周波数， $2\pi\sigma$ ：翼間位相差， γ ：食違角， s ：節弦比

衰効果を高める方向に働き、マッハ数の増大はフラッタ限界無次元風速を上げる⁽¹⁴⁾。最も危険なねじり軸位置は、非圧縮性流の場合の $3/4$ 弦長点からマッハ数の増大に伴って多少前縁側に移る。またレゾナンス点近傍の極めて狭い翼間位相差範囲にレゾナンスフラッタと呼ばれるねじり振動の不安定が予測される。

零平均迎え角の平板翼列における線形非定常方程式は、無次元角周波数 λ が大きければ遷音速流でも物理的意義を失わない。しかし翼列で実際上問題となる λ はせいぜい1のオーダーであり、この範囲ではこのモデルの正当性は失われる。

超音速翼列の非失速フラッタはターボファンエンジンの設計点附近で起り得る⁽³⁾ので、過去数年の間に各国でこの問題の研究が行われた。軸流速度および相対速度共に超音速の翼列⁽¹⁵⁾では、翼列上流にはじょう乱が伝ばしないので数学的取扱いは容易であるが実用的興味は薄く、専ら研究の対象となるのは軸流速度亜音速で相対速度超音速の翼列であり、これは二次元流では各翼前縁から発する片方のマッハ線が翼列前方に延びるためにsubsonic leading-edge locus問題と称される。

超音速単独翼では翼上下面圧力差分布を陽的に

表現する解がある⁽¹⁶⁾。翼列でもこのような陽的な解を得ようとする努力がなされ、Kurosaka⁽¹⁷⁾は速度ポテンシャルを無次元角周波数のべき級数に展開し、その一次のオーダーでの陽的表現を得た。また Adamczyk and Goldstein⁽¹⁸⁾は速度ポテンシャルのフーリエ変換にウィナーホッフ法を適用し、実質上閉じた形の解の表現を得ている。

一方、西山・菊地⁽¹⁹⁾、Nagashima and Whitehead⁽²⁰⁾、Verdon and McCune⁽²¹⁾および Verdon⁽²²⁾は翼面圧力差分布を直接的あるいは間接的に与える関数に関する積分方程式を数値的に解く方法を採用している。

いずれにしても前後縁マッハ線の反射パターンに応じた場合の分類が必要であり、計算量の上で上記の方法の間に大きな優劣はないと思われる。

さて超音速流では、じょう乱が後方マッハ円錐内のみ及ぶために、前後縁マッハ線の反射パターンが翼間干渉の度合を実質的に決めてしまう。また亜音速の場合と異なり、じょう乱圧力波を音響モードに分解すると伝ぱモードが無数に生じ、減衰モードが有限個に限られる。

図2は並進振動の場合の非定常揚力係数 \tilde{C}_{L0} が翼間位相差 $2\pi\sigma$ を変えたときに複素平面上で描く軌跡を示すものである⁽²⁹⁾。ただしここでは減衰モードが全く生じない場合をスーパーレゾナンス、減衰モードが1個でも存在する場合をサブレゾナンスと称している。この図が示すように \tilde{C}_{L0} の実数部はいかなる場合にも負であるため、無負荷の平板翼列の曲げ一自由度フラッタは、亜音速流の場合と同様に超音速流においても生じない。

一方、ねじり一自由度振動は空力的に不安定となり得る。図3は、ねじり軸位置 η まわりの角度変位 $\alpha e^{i\omega t}$ （頭下げ正）における空気力モーメントを $Me^{i\omega t}$ として、 $\tilde{C}_{M0} = M / (\pi \rho U_c^2 \alpha i \lambda)$ で定義したモーメント係数を種々の η について示したものである。この例では \tilde{C}_{M0} の実数が正すなわち空気力が励振力となる翼間位相差 $2\pi\sigma$ が、翼弦上（ $\eta = -0.5$ が前縁、 0.5 が後縁）どの位置にねじり軸があっても、存在する。また、前縁マッハ線が反射せずに翼間を通り抜ける図3の例の場合よりも、前縁マッハ線が下側の隣接翼面で反射する場合の方が、空力的不安定な翼間位相差範囲が広い⁽²⁾。

実際の超音速ファンでは、車盤の振動の支配を

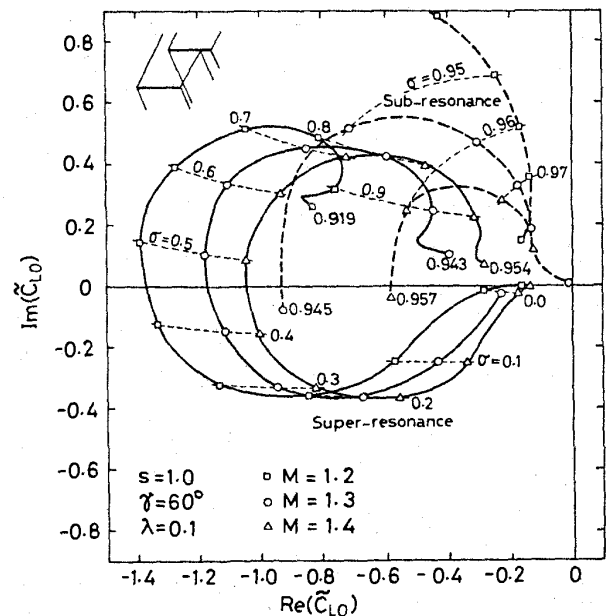


図2 超音速零入射角平板翼列の並進振動における非定常揚力係数 \tilde{C}_{L0} 。

受け、羽根は曲げモードがねじりモードより 90° 進んだ二自由度振動を行い⁽²³⁾、モード間空力連成、すなわちねじり振動による空気力が曲げ振動になす仕事および曲げ振動による空気力がねじり振動

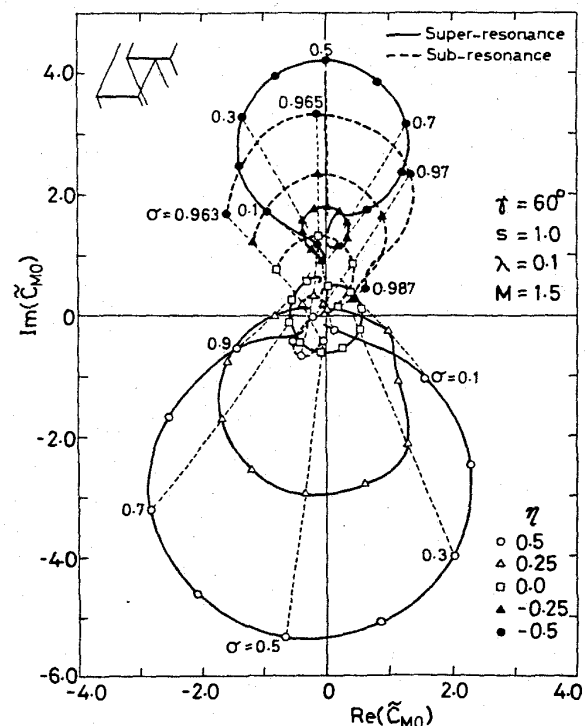


図3 超音速零入射角平板翼列の角振動における非定常モーメント係数 \tilde{C}_{M0} 。

η : 弾性軸位置

になす仕事が空力的不安定の最大要因となることが示されている⁽²⁴⁾。

3. 定常負荷効果

翼列の羽根の微小振幅振動や、翼列と微小変動流との干渉によって生ずる非定常じょう乱場が、羽根の平均迎え角、反りおよび厚みのために生ずる定常じょう乱場から受ける影響は次の二つの種類に分けられる。一つはじょう乱伝ぱを支配する音速および対流速度が定常じょう乱のために空間的に一様でなくなることであり、他の一つは定常迎え角、反りおよび厚みの効果を生ずる羽根の位置が変位することに基づいて生ずる非定常じょう乱の存在である。翼列では単独翼の場合に比べて定常じょう乱は大きく、また他翼の変位効果を受けるため、定常負荷が非定常じょう乱場に与える影響は重要である。

さて非定常じょう乱は小さいとして線形化できるとすると、定常じょう乱のために局所音速および局所対流速度が一様でないことは、例えば非定常圧力場を支配する波動方程式の係数が空間の関数となって定数係数でなくなることとなって現れる。一方、定常じょう乱源の変位効果は境界条件に現れると共に、波動方程式の非斎次項に追加的な非定常じょう乱源となって現れる。すなわち図4および5に示すように、束縛渦 Γ およびわき出し Q が原点を中心に $eae^{i\omega t}$ の上下変位を行う場合、束縛渦効果は圧力場では $\rho U \Gamma$ の上向き圧力双極子に加えて、 $i\epsilon a \omega \rho \Gamma e^{i\omega t}$ の流れ方向圧力双極子および $\epsilon a \rho U \Gamma e^{i\omega t}$ の垂直縦列圧力四重極のじょう乱源となって現われ、わき出し効果は UQ の流れ方向圧力双極子、 dQ/dt の圧力単極子、 $i\epsilon a \omega Q e^{i\omega t}$ の上向き圧力双極子および $\epsilon a U Q e^{i\omega t}$ の並列圧力四重極のじょう乱源となって現われる⁽²⁵⁾。この定常じょう乱源の変位効果は一般に相対変位効果と呼

ばれ、非圧縮性流では各羽根の各瞬間の配置に対応する定常解から求めることができる⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾。しかし圧縮性流中では他翼の変位効果といえども有限音速で伝ばするじょう乱として感じとるわけであるから、準定常的取扱いは正しい評価はできないことに注意しなければならない。

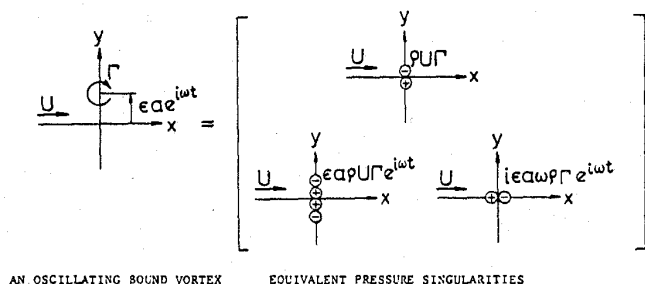
定常迎え角、反り比および厚み比が振動振幅比に比べては十分に大きい、定常じょう乱自身は線形理論で評価できる程度に小さく、無次元角周波数もそれと同程度の大きさであるとする、定常束縛渦およびわき出しの変位効果は羽根の振動速度効果と同程度であるが、局所音速および局所対流速度が非一様であることの効果は無視できるほどに小さい⁽²⁵⁾⁽²⁸⁾。したがってこの場合には非定常じょう乱の波動方程式は定数係数となる。

難波⁽²⁵⁾⁽²⁸⁾⁽²⁹⁾はこのような前提のもとに、定常じょう乱源の変位効果を上述の追加的な非定常じょう乱源として導入した解析を行い、非圧縮性流の場合と同様に亜音速流や超音速流においても、この効果のために曲げ一自由度フラッタが起る可能性があることを示した。この解析では定常流場の解も線形理論で求めているので、定常迎え角 α 、最大反り比 μ および最大厚み比 τ の効果の寄与の線形重ね合せが許され、非定常揚力係数 \tilde{C}_L は、

$$\tilde{C}_L = \tilde{C}_{L0} + \alpha \tilde{C}_{L\alpha} + \mu \tilde{C}_{L\mu} + \tau \tilde{C}_{L\tau}$$

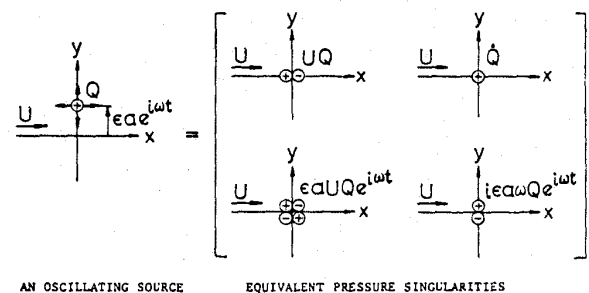
と表すことができる。ただし \tilde{C}_{L0} は前節の理論で得られる非定常揚力係数であって羽根の振動速度効果を表す。前述のように並進振動では、 \tilde{C}_{L0} は常に減衰力として働くが、例えば図6および7に示すように $\tilde{C}_{L\alpha}$ 、 $\tilde{C}_{L\mu}$ および $\tilde{C}_{L\tau}$ においては、それらの実数部の符号が翼間位相差に依存して変り得る。したがって α 、 μ または τ が大きくなると \tilde{C}_L の実数部が正となって空力的不安定が起り得る。

超音速翼列では前後縁から出るマッハ線の反射



AN OSCILLATING SOUND VORTEX EQUIVALENT PRESSURE SINGULARITIES

図4 上下振動する束縛渦と等価圧力特異点



AN OSCILLATING SOURCE EQUIVALENT PRESSURE SINGULARITIES

図5 上下振動するわき出しと等価圧力特異点

点で定常翼面圧力の不連続が生じるので、羽根の振動に伴って生じる反射点の微小変位効果は、線形近似においては反射点の平均位置に作用する集中交番力となって現れる。図8において点線の、 $F_{T1}/i\pi\lambda$ は $\tilde{C}_{L\alpha}$ 中に占めるこの集中交番力の寄与を示すものであり、この例ではこの寄与が全 $\tilde{C}_{L\alpha}$ の圧倒的割合を占めることがわかる。

さて厚み比 τ および反り比 μ を与えると、いかなる翼間位相差においても \tilde{C}_L の実数部が正とならない迎え角 α の上限および下限が他のパラメータの関数として決まる。図8および9は反り比ゼロの場合の上下限界迎え角を厚み比 τ に対して図示したものである。各限界線上に適宜に定常揚力係数 \tilde{C}_L の値が記入されているが、正の \tilde{C}_L は圧縮機翼列、負の \tilde{C}_L はタービン翼列を意味する。亜音速(図8)および超音速(図9)のいずれの場合もマッハ数 M および無次元周波数 λ が一定の限界線上において、圧縮機翼列では薄い翼(τ 小)、タービン翼列では厚い翼(τ 大)の方が定常負荷 \tilde{C}_L を大きくとれることが示される。また亜音速ではマッハ数の上昇は限界負荷を上げる効果をもつが、超音速では限界負荷を低下させる。

さて定常じょう乱の大きさおよび無次元周波数の大きさに制約を与えないで、しかも線形的取扱いを可能にするモデルとしてセミアクチュエータディスク理論がある。これは流れ場を翼列上流、

翼列内部および翼列下流の3領域に分け、時間平均量が空間的に一様なそれぞれの領域では、一樣流中を伝ばする非定常じょう乱としての取扱いを行い、各領域の境界で適当な接合条件を課するものであって、定常じょう乱すなわち転向角は大きくてよい。また全圧損失係数の導入により失速フラッタの解析も可能になる。しかしセミアクチュエータディスクモデルは翼間ピッチが変動の波長に比べて十分に小さいことが要求される。また流れの転向が前縁境界面で不連続的に起るとせざるを得ないために、ねじり振動への適用には問題がある。

梶・岡崎⁽³⁰⁾および梶⁽³¹⁾は亜音速および超音速翼列にセミアクチュエータディスク理論を適用し、亜音速翼列では転向角の増大は曲げ一自由度フラッタ限界風速を低下させ、圧縮性は安定化の効果をもつこと、および超音速翼列ではレゾナンス点の極めて近傍で曲げ振動の空力的励振が起ることなどの結果を得ている。

区分的に一樣な定常流場をモデルとしたいま一つの例としてGoldsteinら⁽³²⁾の前縁垂直衝撃波超音速翼列の非定常理論がある。彼らは各翼の前縁から腹側の隣接翼上面に降りる垂直衝撃波を通じて超音速から亜音速へ減速される平板翼列の振動の解析を行った。この解析では超音速部分にはウィナーホッフ法を適用し、垂直衝撃波前後をラン

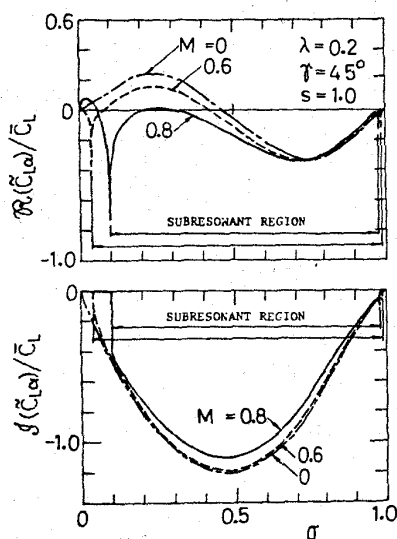


図6 亜音速平板翼列の並進振動における迎え角寄与成分の非定常揚力係数 $\tilde{C}_{L\alpha}$ 。ただし \tilde{C}_L は定常揚力係数。

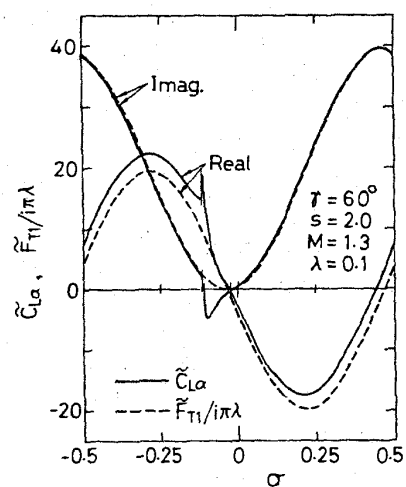


図7 超音速平板翼列の並進振動における迎え角寄与成分の非定常揚力係数 $\tilde{C}_{L\alpha}$ 。ただし $\tilde{F}_{T1}/i\pi\lambda$ は後縁マッハ線反射点の変位の寄与。

キン・ユゴニオの関係で接合し、亜音速後縁にはクッタの条件を課しており、それを通じて垂直衝撃波の非定常変位も決まる。このモデルによってもやはり、翼列の背圧の増大、すなわち定常負荷の増大は曲げ一自由度フラッタを生じさせ、一方ねじり一自由度振動は安定化することが示される。

ここで衝撃波の変位と羽根の振動およびその不安定性との関係に着目した谷田・斎藤のチョーキ

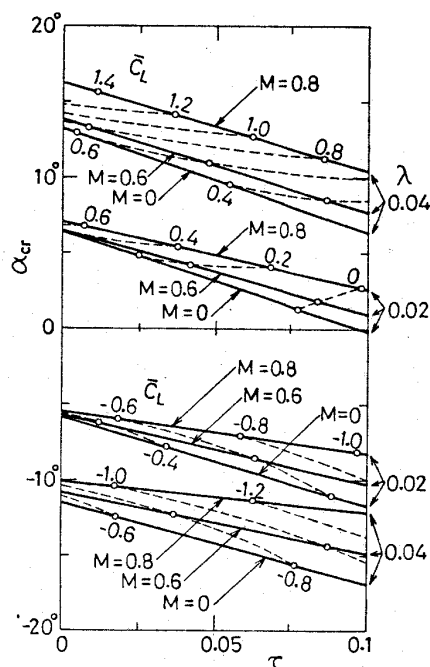


図8 対称翼の亜音速翼列の並進振動における空力安定限界迎角 α_{cr} と最大厚み比 τ .
 $\gamma = 45^\circ$, $s = 1$.

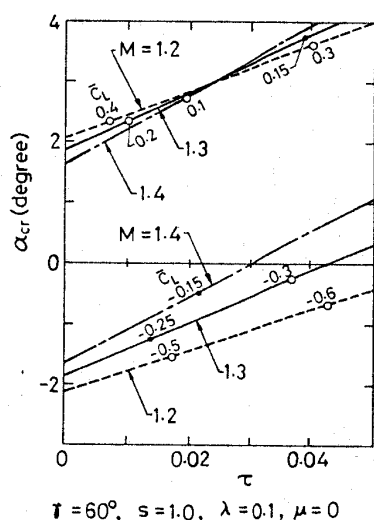


図9 対称翼の超音速翼列の並進振動における空力不安定限界迎角 α_{cr} と最大厚み比 τ .
 $\gamma = 60^\circ$, $s = 1.0$, $\lambda = 0.1$, $\mu = 0$

ングフラッタの研究^{(33),(34)}を挙げておかななくてはならない。彼らは風洞壁間の二次元対称翼をモデルとし、翼面と風洞壁との間に垂直衝撃波が存在して超音速から亜音速へ減速する流れにおいて、翼のピッチング振動に伴う衝撃波の非線形的変位を一次元非定常流理論を適用して求め、またチョーキングの状態で空気力が励振力として働くという実測値とよい一致を示す結果を得ている。

定常じょう乱による空間的非一様性を近似的に取扱ういま一つの試みとして西山・菊地⁽³⁵⁾の局所線形化法の適用がある。これは要するに、マッハ数を一様として解いた非定常ポテンシャルの解の表現中のマッハ数に、空間座標の関係である局所マッハ数を代入する方法である。

定常じょう乱の空間的非一様性を厳密に取り入れようとすれば、必然的に数値解法に依らねばならないが、近年の電子計算機の発達と能率のよいアルゴリズムの開発に裏付けられて、この方面の研究は大きな進展を見せようとしている。

数値解に依る場合でも、流れ場を非定常じょう乱とは独立な非線形な定常じょう乱場と、定常じょう乱の影響を受けているが線形な非定常じょう乱場とに分離して解く方法が一般に採用される。Verdon and Caspar⁽³⁶⁾は速度ポテンシャルを用い、定常流れは finite area method⁽³⁷⁾により、また非定常流れは差分法によって解いており、Whitehead and Grant⁽³⁸⁾は定常および非定常の双方に有限要素法を適用し、亜音速圧縮機翼列の強制加振法による空気力の実験値とよい一致を得ている。⁽³⁹⁾ Caruthers は差分法を用いているが、非定常じょう乱場は、定常流れの流線座標を用いて表すという工夫が見られ、またエントロピー変動流や渦度変動流と翼列との干渉も考慮している。Ni and Sisto⁽⁴⁰⁾は非定常流速や密度等を $\bar{u}(x, y, t) e^{i\omega t}$ のように表し、時間の関数である「振幅」 $\bar{u}(x, y, t)$ 等に関する線形一階連立偏微分方程式を Time-marching 法によって解いている。

以上の例では非定常じょう乱の方程式の線形化により、翼面の時間平均位置にて境界条件を満足させることができるが、一方、定常じょう乱場の非線形方程式を解くという手間が必要である。これに対し高原ら⁽⁴¹⁾は定常じょう乱場と非定常じょう乱場の分離を行わずに非定常の準線形一階連立偏

微分方程式に書かれる連続、運動およびエネルギー式を変形 Fluid-in-cell 法によって解いており、変動する翼面に接する cell について流体の保存則を適用することによって処理している。また亜音速タービンの翼群の振動問題に適用し、空気力においてよい一致を得ている。この方法は計算時間が長くなることさえ覚悟すれば衝撃波が発生する遷音速翼列にも適用可能であろう。遷音速では特に定常じょう乱の存在が非定常じょう乱場に与える影響が大きいと考えられるが、いまだに有意義な数値解を公表した研究は見当らない状態にあり今後の研究の進展が望まれる。

4. 三次元効果

翼列の振動・フラッタに及ぼす三次元効果はその機構上から3種類に分類することができる。第一は羽根の振動振幅あるいは外乱変動流速が翼幅方向に一樣でないことによるもの、第二は時間平均流が翼幅方向に一樣でないことによるもの、および第三は翼列の幾何学的三次元構造に起因するものである。

第一の効果のみを評価するには、平行で剛な側壁間の一樣な時間平均流中の直線翼列をモデルとすればよい。この場合にはじょう乱圧力波動を形成する音響モードの翼幅方向波形を表す固有関数は余弦関数となる。そこで羽根の振動振幅分布や、外乱変動流速分布も同じ余弦関数でフーリエ分解してしまえば、各翼幅方向モード成分は互に独立になって解析が容易になる。このモデルによる研究としては、西山・小林⁽⁴²⁾⁽⁴³⁾の亜音速翼列の振動と動静翼列干涉、菊地⁽⁴⁴⁾の超音速翼列の前置翼列後流との干涉がある。一般的に言えることは、当然であるが、高次翼幅モード成分において三次元効果は大きく、羽根の振動の場合には三次元効果は空気力の絶対値をストリップ理論で与えられるそれに比べて小さくする方向に働く。また三次元効果は周波数が低いほど大きい。

第二の効果を取扱ったものとしては、平行壁間において時間平均流が翼幅方向に非一樣なせん断流となっているモデルに関する研究があり、山崎ら⁽⁴⁵⁾は単独翼の振動の厳密解を、また梶ら⁽⁴⁶⁾は翼列の振動のセミアクチュエータディスク理論解を求めている。これらはいずれも速度勾配一様の非圧縮せん断流の場合を扱っているが、この主流速度分布の

翼幅方向非一樣性による三次元効果は第一の振動振幅非一樣性による三次元効果に比べて小さいことが明らかにされている。せん断流のように時間平均流が渦度を有する場合には非定常圧力じょう乱と非定常渦じょう乱とは独立でなくなるという、一樣流中のじょう乱と異なる事情がある。この現象は音速有限の圧縮性流中では特に重要な意味をもつものと思われる、それ自体で研究の題材となっている⁽⁴⁷⁾⁽⁴⁸⁾。この現象は圧縮性せん断流中の非定常じょう乱の数学的取扱いを大変難しくし、圧縮性せん断流中の振動翼を取扱った研究はまだ見当らない。

第三の効果の評価するには、実機に近い環状翼列モデルを取扱う必要がある。このモデルにおいて時間平均流が旋回のない一樣な軸流速の流れの場合には渦なし流れであるから数学的取扱いに原理的な困難はない。しかも回転している動翼から眺めれば流れの相対速度は翼幅方向に一樣では

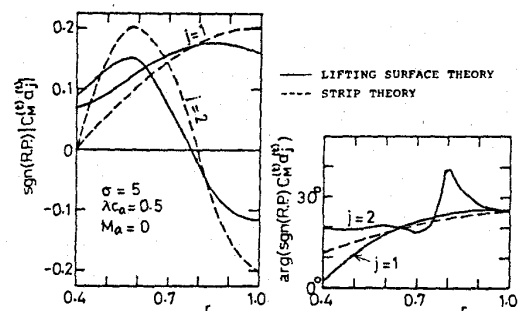


図10 亜音速回転翼列のねじり振動における非定常モーメント係数 $CM^{(1)} a_j^{(1)}$ サブレゾナンスの場合

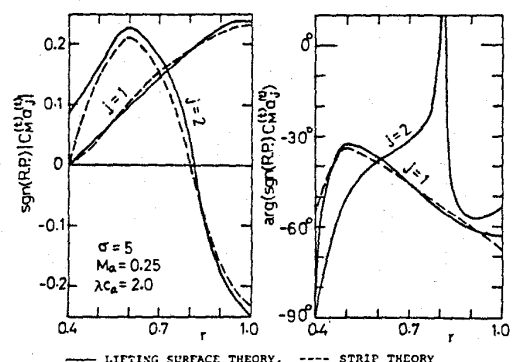


図11 亜音速回転翼列のねじり振動における非定常モーメント係数 $CM^{(1)} a_j^{(1)}$ スーパーレゾナンスの場合

なく、さらに翼幅方向に一様でない振動振幅あるいは外乱変動流速も同時に取入れることができる。

本モデルに基づく研究として、亜音速回転翼列の振動⁽⁴⁹⁾および亜音速回転翼列とインレットディストーションとの干渉⁽⁵⁰⁾に関する理論解析がある。得られた結果のうち特筆すべきことは、主要音響モード、すなわち羽根の振動形に近い半径方向波形と翼間位相差で決まる最低周方向波数とに対応する音響モードが減衰モードならば三次元効果は一般に大きく、それは羽根に働く空気力の絶対値を減小させ、かつ位相を進ませ、ねじり一自由度振動を不安定化することである。これに対し主要音響モードが十分に伝ばモード状態に入っている場合、すなわちスーパーレゾナンス状態の場合には、羽根に働く空気力分布における三次元効果は小さく、ストリップ理論はよい近似を与える。図10および11は、ねじり角変位の翼幅方向分布が $a_j^{(t)}(r)e^{i\omega t}$ の場合の空気力モーメントの翼幅方向分布を $M^{(t)}(r)e^{i\omega t}$ とするとき、

$$C_M^{(t)} a_j^{(t)}(r) = M^{(t)}(r) / \{ \pi \rho Q^2(r) c^2(r) \}$$

で定義される非定常モーメント係数の絶対値と、 $a_j^{(t)}(r)$ に対する位相差の翼幅方向分布を、それぞれサブレゾナンス状態およびスーパーレゾナンス状態の場合について示したものである。ここに $j=1$ および $j=2$ はそれぞれ一次および二次のねじりモードを意味し、 $Q(r)$ は流れの各翼幅位置での相対速度、 $c(r)$ は翼弦長、 M_a は軸流マッハ数、 $2\pi\sigma/N$ ($N=40$ は翼枚数) は翼間位相差、さらに λc_a は無次元角周波数である。

このように主要音響モードが伝ばモードになっている亜音速回転翼列において三次元効果が小さいということは、全翼幅で超音速流の超音速回転翼列でも同様に三次元効果が小さいことを予想させる。事実、筆者らの最近の研究はこの予想を支持する結果を得ている。一例として一次曲げ振動を行っている超音速回転翼列の翼上下面非定常圧力差分布を図12に示す。実線は三次元理論、点線はストリップ理論であって、両者の一致は翼根元を除いて非常によい。なお翼根元で亜音速、翼先端では超音速の相対流速を有する遷音速回転翼列ではストリップ理論はよい近似を示さないという結果が得られていることを附言しておく。

5. あとがき

最初にお断りしたように、圧縮性流中の翼列に関する非定常空気力学理論の解説に終始し、与えられた題意にそぐわない結果となり、かといって非定常翼列理論の全容を伝える解説にもならなかったことをお詫びしたい。筆者なりに振返って見れば、非定常遷音速翼列、あるいは定常負荷効果を含んだ三次元理論など、計算の進め方の見当はつくが忍耐力を必要とするものが今後に残された主要問題として目につく。また本稿で述べた諸理論と直接的に対応比較できるような実験資料の積重ねと整理の必要性を痛感する。

文 献

- (1) 塩入, 機械学会誌, 68-552 (昭40-1), 107
- (2) 花村, 航空学会誌, 15-160 (昭42-5), 166
- (3) Mikolajczak, A. A. ほか3名, J. Aircraft, 12-4 (1975-4), 325
- (4) Sisto, F., Trans. ASME, Ser. I, 99-1 (1977-3), 40

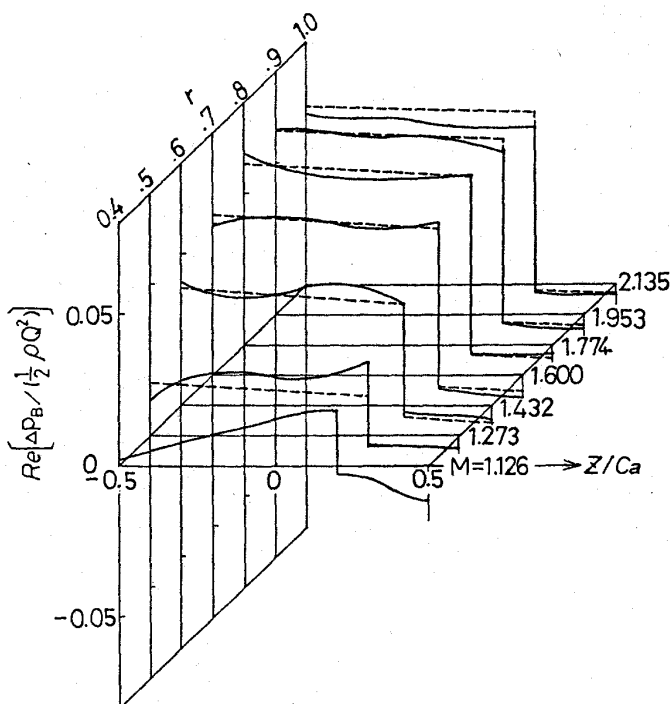


図12 超音速回転翼列の曲げ振動における非定常翼上下面圧力差分布 $\Delta P_B(r, z)$.
 ボス比 0.4, 軸流マッハ数 0.8, 周速/軸流速度比 2.474, 翼枚数 30, 軸方向翼弦長/ダクト半径比 1/15, 無次元角周波数 0.2, 翼間位相差 72°

- (5) 難波, ターボ機械, 6-6 (昭53-6), 371, および 6-8 (昭53-8), 489
- (6) 村田・三宅, 機械の研究, 30-4~9 (昭53-4~9), 553, 671, 775, 881, 991, 1095
- (7) Fleeter, S., J. Aircraft, 16-5 (1979-5), 320
- (8) 梶・岡崎, 機械学会論文集, 35-273 (昭44-5), 339
- (9) 西山・小林, 機械学会論文集, 39-324 (昭48-8), 2381
- (10) Smith, S. N., ARC R&M 3709 (1972)
- (11) Whitehead, D. S., ARC R & M 3685 (1972)
- (12) Mani, R. & Horvey, G., J. Sound and Vib., 12-1 (1970), 59
- (13) Koch, W., J. Sound and Vib., 18-1 (1971), 111
- (14) Whitehead, D. S., ARC R & M 3754 (1973)
- (15) Lane, F., J. Aeron. Sci., 24-1 (1957), 65
- (16) Miles, J. W., The Potential Theory of Unsteady Supersonic Flow, (1959), 49, Cambridge Univ. Press.
- (17) Kurosaka, M., Trans. ASME, Ser. A, 96-1 (1974-1), 13, 23, および 98-4 (1976-10), 553
- (18) Adamczyk, J. J. & Goldstein, M. E., AIAA J., 16-12 (1978-12), 1248
- (19) 西山・菊地, 機械学会論文集, 39-324 (昭48-8), 2399
- (20) Nagashima, T. & Whitehead, D. S., ARC R & M 3811 (1977)
- (21) Verdon, J. M. & McCune, J. E., AIAA J., 13-2 (1975-2), 193
- (22) Verdon, J. M., Trans. ASME, Ser. A, 99-4 (1977-10), 509, 517
- (23) Carta, F. O., Trans. ASME, Ser. A, 89 (1969-7), 419
- (24) Halliwell, D. G., ARC R & M 3789 (1977)
- (25) 難波, 機械学会講演論文集, 770-8 (1977-7), 166
- (26) Shioiri, J., Trans. Japan Soc. Aero. Engrg., 1-1 (1958), 26
- (27) Whitehead, D. S., ARC R & M 3386 (1962)
- (28) 難波, 機械学会論文集, 41-345 (昭50-5), 1447
- (29) Namba, M., Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines (Proceedings) (1980)
- (30) 梶・岡崎, 機械学会論文集, 38-309 (昭47-5), 1023
- (31) Kaji, S., 2nd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, (1980-9), I. M. E.
- (32) Goldstein, M. E. ほか2名, J. Fluid Mech., 83-3 (1977), 569
- (33) 齊藤・谷田, 機械学会論文集, 42-364 (昭51-12), 3871
- (34) Tanida, Y. & Saito, Y., J. Fluid Mech., 82-1 (1977), 179
- (35) 西山・菊地, 機械学会論文集, 45-392 (昭54-4), 441
- (36) Verdon, J. M. & Caspar, J. R., AIAA J., 18-5 (1980-5), 540
- (37) Caspar, J. R. ほか2名, AIAA J., 18-1 (1980-1), 103
- (38) Whithead, D. S. & Grant, R. J., Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines (Proceedings), (1980)
- (39) Caruthers, J. E., ibid.
- (40) Ni, R. H. & Sisto, F., Trans. ASME, 98-2 (1976-4), 165
- (41) Takahara, S. ほか3名, Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines (Proceedings), (1980)
- (42) 西山・小林, 機械学会論文集, 41-345 (昭50-5), 1457
- (43) 西山・小林, 機械学会論文集, 43-370 (昭52-6), 2188
- (44) 菊地, 機械学会論文集, 46-412 (昭55-12), 2247
- (45) 山崎・難波, 機械学会講演論文集, 800-14 (昭55-8), 58
- (46) Kaji, S. ほか2名, Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines (Proceedings), (1980)
- (47) Goldstein, M. E., J. Fluid Mech., 84-2 (1978), 305
- (48) Goldstein, M. E., J. Fluid Mech., 91-4 (1979), 601
- (49) 難波, 機械学会論文集, 42-360 (昭51-8), 2431
- (50) 難波, 機械学会論文集, 43-367 (昭52-3), 975

米国における航空機用ガスタービンの非定常空力に関する研究について

テネシー大学航空宇宙研究所 黒 坂 満

1. まえがき

米国における航空機用ガスタービンの空力弾性に関する研究で組織的に且つ重点的に行われているのは軍用機において発生した問題によるのが大半であると称しても過言ではない。この理由は御承知のごとく推力重量比が軍用機において高まるにつれて圧縮機タービン翼が薄くなる一方で、このために非定常空力に対して翼の機械材料的減衰力が減る一方だからである。当地でよく言われるジョークに次のものがある。即ち「翼厚を縦軸に年代を横軸にとると、現在までの傾向がこのまま続けばここ近々に翼厚はマイナスになる」。冗談はさておき、実際に研究試作用のファン翼の中のあるものなどは手で触れるときに気をつけなければ、うっかりすると指を切るおそれがあるほどに薄い。

かかる空力弾性的問題に対処するために米国では1975年前後からNASA、空・海軍が中心となってかなりの研究費を投入してこの方面の研究を鋭意に進めている。つい最近も1980年10月にNASAでここ近年の全米での成果を総括する目的でのシンポジウムが開かれ、筆者も参加する機会があったが、この際に発表された論文は50編を上まわる盛況であった。

但し米国での軍用研究の常として、一時期に集中的に研究投資を行ってある程度目鼻をつけると細かいことは残しても次の全く違った問題に重点を移してしまうという傾向が強い。従って空力弾性面での現在の盛んな研究がいつまで維持されるかは疑問であるが、ここ数年はこの勢いが続きそのような気配である。

一口に航空機用ガスタービンの非定常空力の問題点といっても、入口のtwin-intakeの非対称流れをもたらすduct instabilityよりはじまり、after-

burner tail pipeの圧力波振動に至るまで広く、大袈裟に言えば、非定常空力が問題にならないコンポーネントはないといってもよいくらいである。こうした各コンポーネントに生ずる非定常空力の諸問題は少し古いがAlford⁽¹⁾によりうまくまとめられている。又Alfordの別論文⁽²⁾は特にラビリンスシールに関したもののだけを取扱ったものであるが、これはF100エンジンでもまだ問題⁽³⁾として発生しており、active clearance controlの採用にともなって、ますます実用上重要と思われるので一読の価値がある。(Alfordは大変有能な技術者でGEのengineerの最高の栄誉とされるSteinmetz賞を受けたほどであるが、Old schoolに属するために、ラビリンスシールの問題でもTaylor cellによる周期的非定常流⁽⁴⁾などによるものは全然とりあつかっていないので読む際に十分の注意を要する。)

ただし、非定常研究の主流としては依然として翼列に関するものが中心を占めており、前述のNASAのシンポジウムでも一、二を除き他の全論文がこれをあつかっている。したがって本解説でも主に翼列に関して米国での研究動向の本質的な面を浮彫りするように努め、実機での重大な未解決の問題点と対照して今後どの点に研究目標を選定されるべきかにつき私見を述べて参考に供したい。かかる趣旨ゆえ、我田引水のお叱りを受けるのではないかと危ぶむが、平板的な記述型式を選ぶよりも日本での今後のこの面での研究に何らかのお役に立つのではないかと思うので、意のあるところを汲んでいただければ幸いである。又編集者より米国での研究動向という御注文なので日本での各研究者諸氏のこの方面における数々の世界的研究成果については本論文の趣旨以外のことになるゆえ、触れることができないのが残念であるが、なにとぞ御了承いただきたい。

(昭56年1月19日原稿受付)

御承知のように翼列での非定常空力の問題はフラッタと強制振動によるものに大別され、与えられた翼列振動がいずれの原因によるものかはCampbell線図で容易に判定できる。(これは私見であるが、これまで米国ではフラッタの問題が研究の主体を占めたが、実機上の経験から言うと強制振動の方がより頻発しやすいので、今後は重点が移行するのではないかと思う。) 本稿では、始めにフラッタに触れた後で、強制振動につき述べる。

2. フラッタ

図1はフラッタの境界線を圧縮機性能曲線上に重ねて描いたものである。図に示されているように境界は次の四つに大別される。すなわち①Supersonic unstalled flutter, ②Supersonic stalled flutter, ③Subsonic/transonic stalled flutter, 及び④Choke/negative incidence flutterであり、以下にこの順序に従って略述する。

2-1 Supersonic unstalled flutter

これは相対速度が超音速のときに起きるもので、境界層が衝撃波との干渉により局所的にはく離する以外には全体として流れははく離していない状態で起るフラッタである。他のフラッタと異なり

ファンの設計点自体ないしは近傍で起るので、これが一旦発生すると設計自体を根本から変える必要が生ずるほどに厄介な代物である。このフラッタは速度が100%のときに起らなくとも100%をこえたときで起きることもしばしばある。このことは現設計マッハ数ではフラッタが起こらずとも、今後設計マッハ数が上昇するにともない将来は設計点でのフラッタがますます起こりやすくなることを意味するので特に留意する必要がある。

このフラッタの物理的機構であるが、風洞でのシュリーレン写真を見ると衝撃波が翼振動にともない揺れ動くので(又これだけしか目には見えないので)つい衝撃波と境界層の干渉による局所はく離した部分により衝撃波の自励振動によるものと誤解されがちであるが、それよりも流れの大部分を占める非粘性部分による流れと翼振動の位相差にもとづくものと現在考えられている⁽⁵⁾。この後者の見方を支持する実験的証拠も単独翼についてではあるが、この仮定にもとづいた翼列計算の結果も実測値に比較して不十分ながらもどうやら合い、又この機構をくつがえす理由も発見されておらず定説化しつつある現在である。ただし

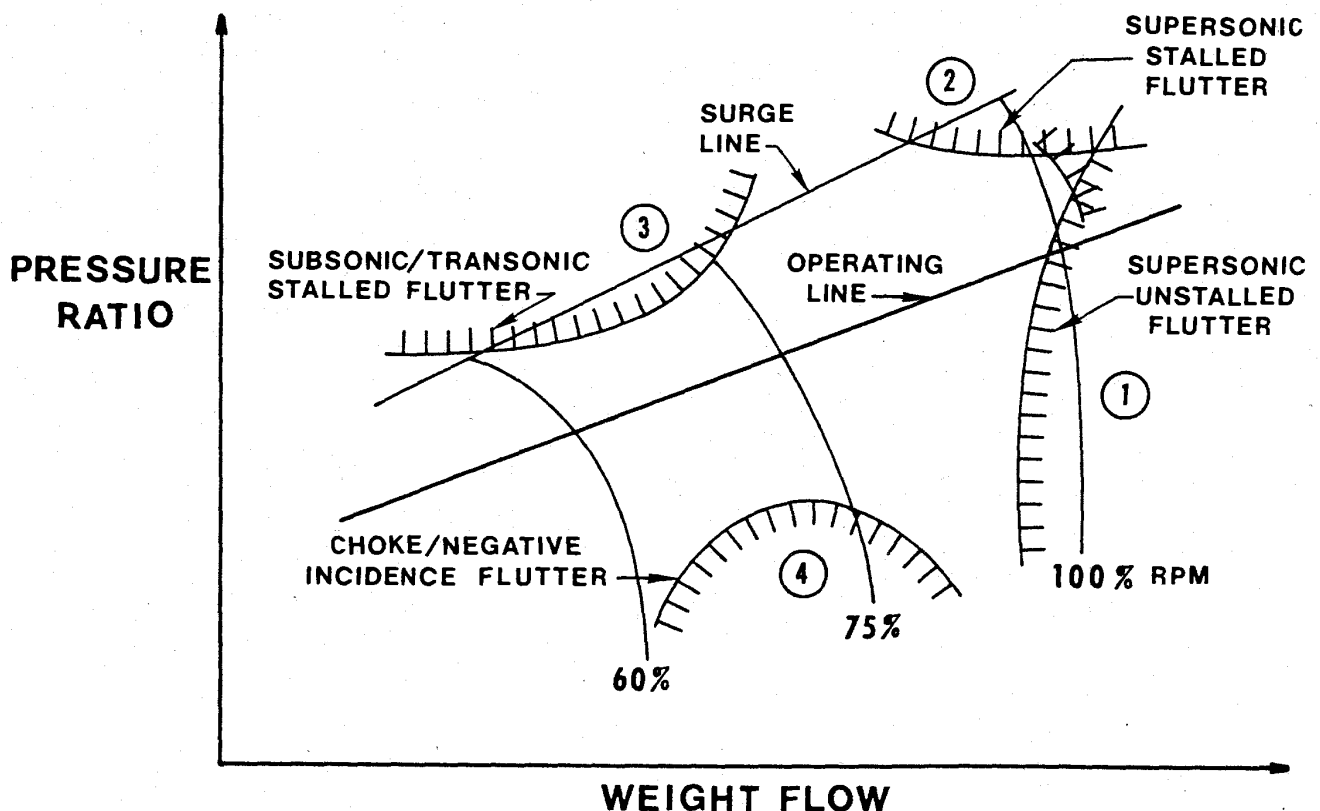


図1 圧縮機性能曲線上のフラッタ境界線

これらはあくまで情況証拠であり決定的な動かぬ結論を与える実験はまだなされていないので、これは今後の重要な課題である。

Supersonic unstalled の際の定常状態での流れは圧力比により変化する。図2(1-a)に示されているように圧力比が低いときには出口速度も又超音速であり、衝撃波は微小な斜め衝撃波群よりなる。圧力比が上昇するにつれて、衝撃波の様子は(1-a)→(1-b)→(1-c)へと変化していく。したがって次に述べる非定常解析もこの変化に対応して当然異なってくる。

翼型を平板で近似した解析方法としては(1-a)の状態に対応しては文献(6)~(10)までがあり、(1-b)及び(1-c)に対応しては(11)、(12)がある。ファンの先端はほぼ平板に近い型であることには間違いがないが勿論厚み分布があり、この厚みの微妙な違いがフラッタ境界に重大な変化をもたらすことが実機の数々の例で知られている。特にそれと注意さ

れなければ見過しがちな翼型の僅少な差によりフラッタが消失することがある。簡単な放物線型翼について計算しても、ごく薄い厚さのものでも平板翼にくらべて非定常圧力分布がかなり異なっており⁽¹³⁾、この物理的理由も知られている⁽¹⁴⁾。これより推しはかるに実機についてフラッタ境界を予測するには翼型のみならず境界層厚みとも考慮しなければならないこととなるが、このような解析はいまだない。

以上は流れを二次元に近似した解析であるが、三次元流れの影響は米国ではほとんど研究されていない。この点に関しては当面の問題として、三次元流れの正確なモデル化よりも、むしろ外側ケーシング壁の音響インピーダンスの影響がフラッタにどのような変化をもたらすかの方が第一義的に重要な問題と考えられる。これまでの supersonic unstalled flutter が起きたのは軍用機用エンジンに限られ、民間用では起きておらず、この

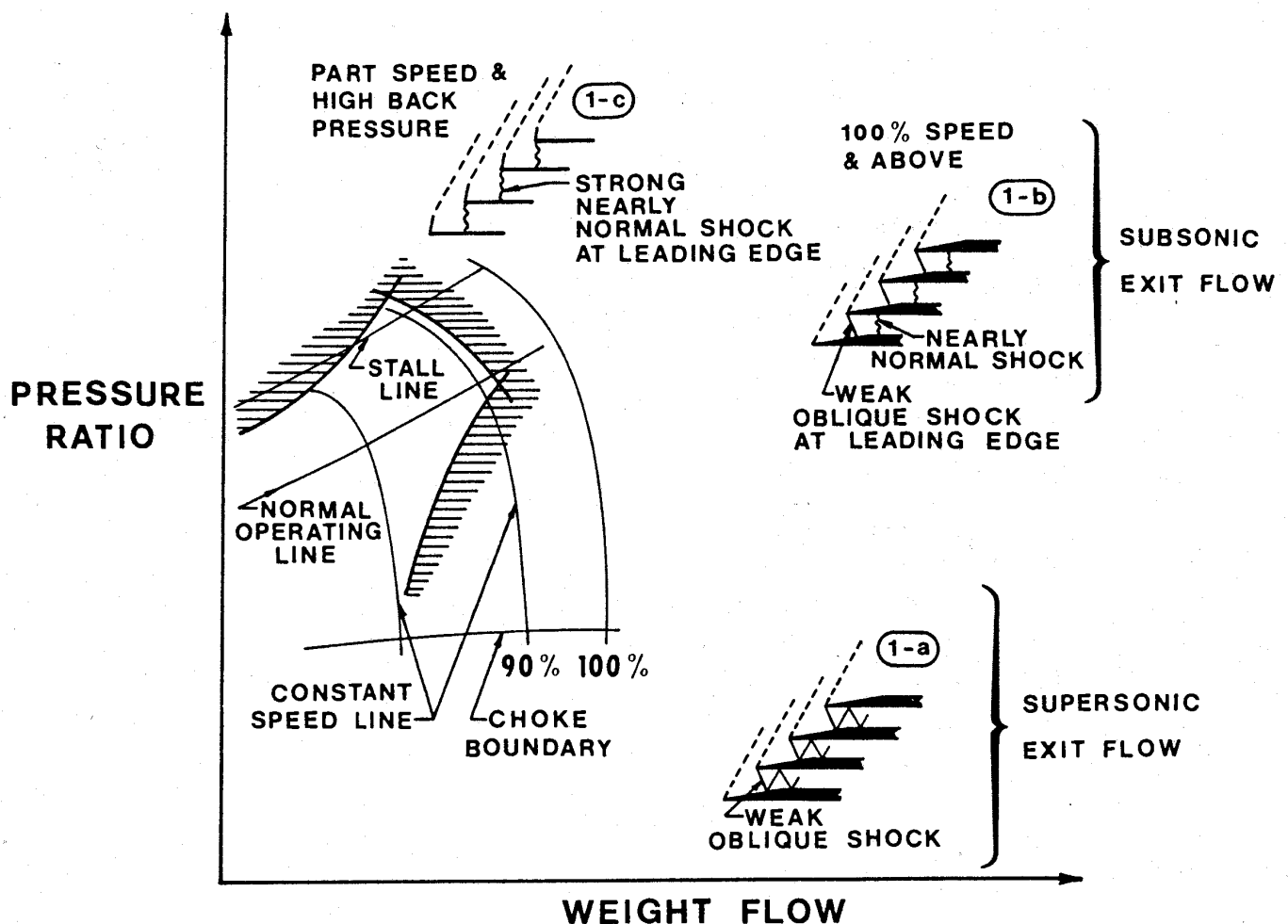


図2 超音速非失速翼列内流れの変化

ことを軍用機用エンジンでは音響ライナがないのに対して、民間機ではライナがあるのと考えあわせると興味が深い。筆者らの簡単な予備計算⁽¹³⁾でもケーシングの音響ライナがフラッタ境界に大きな影響を及ぼす結果がでている。

実験装置については、Detroit Diesel Allison に二次元翼列風洞装置（5枚翼）が既にあり、又 NASAでも最近九枚翼を採用した同種のものが最近完成したので、データが近々出まわってくるものと思う。ただしこれらには風洞壁よりの反射波の影響を含めて種々の問題点が潜在しそうなので、現在 Naval Postgraduate School ではロータによる試験装置を計画の段階である。

2-2 Supersonic stalled flutter

これは図1②の領域に相当し、inlet distortionがあるときのファンに特に起きやすいものである。流れは全体として翼からはく離しているものと考えられている。この領域に関する研究はunstalled flutterに較べてごく少ない。文献⁽¹⁵⁾はactuator diskに基づいた解析である。実験はQuiet Engine Program (QEP)のFan Cの32%のscale modelを用いたものがGEで行われている。⁽¹⁵⁾の解析はこの実験結果と比較的良く合うようであるが、流体はく離の立場から見た研究はまだない。

2-3 Subsonic/transonic stalled flutter

これはcore compressorの前段で部分負荷の際のpositive incidenceで起こりやすく、その起きる詳細は可変静翼の角度、翼間抽気量により左右される。この面での研究はこれまでメーカが膨大な実験データにもとづくアスペクト比、節弦比、翼材料及び空気密度等により整理したデータバンクを持ち、これによっていたために日の目を見ることがあまりなかったのであるが、最近GEのannular cascade⁽¹⁶⁾、NASAでの実機及び翼列風洞での結果が出はじめている。解析的にはSistoなどの永年の努力にもかかわらず、流体のfirst principleを出発点とする研究はまだなされておらない。これは流れがはく離しているために取扱いが厄介であるのに起因しているからである。これに関してあるいは読者諸士の中でお気づきになられた方もあると思うが次の事実は重要な解決のヒントを与えているのではないかと思う。すなわち、実機翼の一つのstagger angleを故意に変えて、

incidenceが他よりも大きいようにすると、たとえば $1/4$ 度の差でも、この翼がstall flutterに必ず落ちいる。この後でこれに付随して他の残りの翼が、stall flutterに入る。換言すれば、翼間空気力干渉に関しては基盤となる定常状態を設定する上では勿論重要であるが、非定常状態については翼全体が振動するとして取扱わなくてもstall flutterの境界は予測できそうである。（ちなみにincidenceを故意に大きくした翼はsentinel bladeと呼ばれている。）

2-4 Choke/negative incidence flutter

前者に比し、これは部分負荷下のcore compressorの中・後段で起こりやすくまたあるときにはファンのOGVでも起きる。この際、定常流についてはnegative incidenceとチョークとが同時に発生するので、このいずれが直接原因であるかは最近まで判然とせず論議の的であった。annular cascade⁽¹⁶⁾で初めてこの二つともそれぞれ単独にフラッタの原因となることが確認された。

negative incidenceはpositive incidenceと逆に流れが翼の下面からはく離しているので原理上からの解析はまだなされていない。choke flutterそのものについての解析は最初SAIでNASAの受託研究下で数年前に試みられたが、数々の困難があり一頓挫をきたしたが、最近NASA及びPrinceton大学で進行中である。ある実機での経験からいえば、このchoke flutterは不連続的に現われ整数比で整理されるので（真の意味での）acoustic resonance現象とみられる。したがって解析が本当に成功するか否かはこの点を的確に捉えることができるかがキーポイントと思う。

2-5 その他

subsonic unstalled flutterは実例はあまりないようであるが、基準となる解析はVerdon⁽¹⁷⁾、Atassi⁽¹⁸⁾がある。

3. 強制振動

強制振動としての外力となる非定常空気力には、inlet distortion, wake等によるものがあり、このもっとも詳しい分類及び詳論はDanforth（彼も又前述のSteinmetz賞受賞者）の有名な1975年の論文⁽¹⁹⁾に細かく述べられているので、ここでは重複を避け、1975年以降の発展動向につき略述する。

強制振動の問題として、解析的には上流の定常流が一樣でないものとして指定された際の翼列の非定常空気を計算するのが典型的な取扱いであるが、これに関して subsonic flow では Caruthers⁽²⁰⁾ のがあり、transonic flow は NASA で現在進行中である。少し特殊な場合として、高圧コンプレッサと低圧コンプレッサの中間にあるストラットによるコンプレッサ翼の非定常空力計算は Greitzer により行われている。実験面では Detroit Diesel Allison で低速コンプレッサ静翼上で上流動翼により誘起された非定常空気が測定されつつある。

これは軸流機械の場合であるが、ラジアル機械についての非定常空力の研究では公表されているものでは米国では見当らない。しかしラジアル圧縮機でもディフューザとインペラとの相互干渉による強制振動が問題を起すことは良く知られたことであり今後この面での研究が open literature に出てくるものと思われる。筆者と当大学での同僚の Caruthers 博士とで NASA の委託研究でこの面での基礎研究の一つとして圧縮回転流体での周期的非定常流れの解析を行っており、簡略化したモデルについてではあるが、コリオリの力によって回転周期の 2 倍と非定常周期が一致すると流体に共鳴現象が起くという結果がでており、これらが確認されれば流体力学の本質的な現象としても面白い問題がありそうである。

強制振動に関する非定常空力現象として最近注目を集めつつあるものとして vortex whistle⁽²¹⁾ の問題があり、これについて少し頁を割いて述べてみたい。vortex whistle は旋回流がある際に、そのためだけで起きる純音を伴った自励振動で、その振動数は旋回速度に比例するところに特徴がある。この速度との関連だけからみれば、カルマン渦によるものと似ているが、後者との違いはストローハル数が異なるのはもとより、後流が存在しなくても起きる点である。すなわち旋回流があると、この旋回が静止した円筒壁の斜めスロットにより与えられたものでもこの現象が起き、(wake によるものとは異なり) 旋回流が周方向に一樣で変化せずとも周期的な非定常現象が自然発生し、翼列その他の構造物に強制外力を与える。この際非定常波の波形自体も周方向に回転している。旋回流にこのような非定常波を自励的に維持する能

力があるが、非圧縮性流体についてはあるが、Kelvin⁽²²⁾ の昔から予測され、又実際上でも水力タービンの draft tube surge⁽²³⁾ として現在知られているのが、vortex whistle の一例にあたると思うが、この問題はガスタービンについては今まで公表されていなかった。しかしガスタービンでもこの vortex whistle はよく発生し、特に軸流のタービン冷却空洞、ラジアルタービンでは可変 IGV の下流に起きやすいことが知られている。これによる非定常空力は異常なほど大きくなることがあり、1.25 インチ厚みのタービン軸にクラックを生じさせた例や、タービン翼、インペラに損傷を与えた例がある。

vortex whistle は空力弾性上重要のみならず、騒音対策上も問題となることは予測に難くない。このことはこれまでターボ機械の騒音の一機構として見すごされていたが、この点でラジアルタービンでこれが対策に現在手をやいている実例を筆者は知っている。

これらのほかに、もっとも興味をそそられるのはこの vortex whistle が一旦起きると、定常流自体に変化をもたらす現象である。温度についてみると半径方向に定常の(非定常ではない!)の全温度が分離し、外径近くでは全温度が上昇し、逆に内径近くでは温度が低下するという、いわゆる Ranque-Hilsch 効果が出てくることである。vortex whistle を何らかの方法で除去すると、この温度分離はたちどころに消失する。このことは現在までよく解明されていない Ranque-Hilsch 効果の機構自体について、重要な示唆を与えているものと思う。すなわち Ranque-Hilsch 効果は非定常現象により誘起された定常現象と考えるのが妥当で、換言すれば流体運動の非線形の影響により A・C の部分が D・C に変わる acoustic streaming と呼ばれる現象の一例と推定される⁽²⁴⁾。ガスタービンに関していえば、これは定常状態として測定された空気データ(圧力・温度等)が非定常現象により汚染されている可能性があることを示すものである。言葉を換えれば、通常非定常現象は定常状態にはよるが、前者は後者には影響を与えない一方交通として考えられがちなのに反し、二者とも相互に関連し合う場合があることを示すものとして意味が深いと思う。

4. あとがき

以上米国での研究動向につき述べたが、全体として当地では研究が実機での経験により刺激されたのが殆んどであることと、研究成果が実機に直接間接に反映する点が一番の特色と痛感する。米国での研究動向及び程度をヨーロッパ(英国をも含めた)でのそれと比較すると、現在のところでは少なくとも米国の方が5年は先に進んでいるという実感を免がれがたいが、これもひとえに実機開

発の経験の深浅の差の表われと思われる。

本稿が読者に何らかの御参考になれば幸いであり、何らかの御意見を聞かせていただければ本望である。又米国に来られる折りがあればぜひ当地に足を運ばれ、日本で実際に遭遇なさった流体振動関連問題を御教示していただければ誠にこれに過ぐるものはない。末尾ながら、本稿を書くにあたり御協力をいただいた当大学に留学中の黒田紀元氏に深く感謝致します。

参考文献

- (1) Alford, J. S., Trans. A. S. M. E., Journal of Engineering for Power, Oct., (1967), 513.
- (2) Alford, J. S., Journal of Aircraft, 12-4 (1975) 313.
- (3) Lewis, D. A., ほか2名, AIAA Paper No 78-1087 (1978).
- (4) Coles, D. Journal of Fluid Mechanics, 21 (1965), 385.
- (5) Kurosaka, M., ほか1名, Revue Francaise Mecanique, Numero Special, Symposium IUTAM Sur Laéro-Elasticité Dans Les Turbo-machines, (1976), 57.
- (6) Krosaka, M., Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, January, (1974), 13. 及び同, October (1976), 553.
- (7) Verdon, J. M., ほか1名, AIAA Journal, 13-2 (1975), 193.
- (8) Ni, R. H., ほか1名, Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 98-2 (1976), 165.
- (9) Strada, J. A. ほか1名, ASME, Paper 78-GT-151, (1978).
- (10) Adamczyk, J. J. ほか1名, AIAA Journal, 16-12 (1978), 1248.
- (11) Goldstein, M. E. ほか2名, Journal of Fluid Mechanics, 83-3, (1977), 569.
- (12) Goldstein, M. E., 私信, (1980).
- (13) Kurosaka, M. AFOSR-TR-78-1055, (1978).
- (14) Kurosaka, M., Journal of Fluid Mechanics, 83-4, (1977), 751.
- (15) Adamczyk, J. J. NASA TP 1345.
- (16) Ellis, D. H. ほか2名, AIAA Paper No 78-1089, (1978).
- (17) Verdon, J. M. ほか1名, AIAA Journal, 18-5, (1980), 540.
- (18) Atassi, H., Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines, Lausanne, Switzerland (1980), Paper No 3-1.
- (19) Danforth, C. E., Journal of Aircraft, 12-4, (1975), 216.
- (20) Caruthers, J. E., Symposium on Aeroelasticity in Turbomachines, Lausanne, Switzerland, (1980), Paper No 5-2.
- (21) Kurosaka, M. AIAA Paper No 81-0212 (1981).
- (22) Kelvin, Lord, Philosophical Magazine, 5, (1880), 155.
- (23) Rheingans, W. J., Trans. ASME, 62, (1940), 171.
- (24) Kurosaka, M. AFOSR-TR-80-0509, (1980).

講義

ガスタービン燃焼器 (3) (実用燃焼器に即して)

航空宇宙技術研究所 田丸 卓

1. はじめに

今回は主として実用燃焼器ライナ（内筒）の冷却構造とその評価について現在の技術のアウトラインを述べる。

通常、ライナ内の燃焼火炎は2,000 Kを越える高温となるため、圧縮機から流入する空気の一部を冷却に用いてライナ壁面を保護する。しかし、冷却用空気を過剰に用いた場合には、燃焼反応を阻害(chilling, または quenching)し、未燃焼排出物を増加させる。

最近のガスタービンは高効率化の要請から、高圧力比でかつタービン入口温度がますます上昇する傾向にあるが、少ない冷却空気量でライナを耐熱許容温度以下に保つには高度の冷却構造設計技術が要求される。

2. ライナの耐久性

ライナ壁の冷却に用いる空気の温度は、圧縮機で中間冷却などを行わない場合、圧力比の増大に伴って図1のように上昇する。同時に燃焼ガス温度（図1では空燃比20～60の範囲）も上昇しライナへの熱伝達も大きくなる。したがってライナ壁温を許容温度以下に保つには高圧力比の燃焼器ほど効果的な冷却構造を採用する必要がある。

現在、ライナ材としてよく用いられる金属は、ステンレス、Hastelloy X, HA-188 (Haynes Alloy No 188) などである。後2者の成分を表1に示す。いずれの金属も1,000 K以上では急激に抗張力が低下する。HA-188は低サイクル疲労(LCF)にたいして比較的すぐれており、例えば、1,200 KでのLCF試験で同一繰返し数にたいしてハステロイ X のほぼ2倍の破断抗張力をもつ¹⁾。

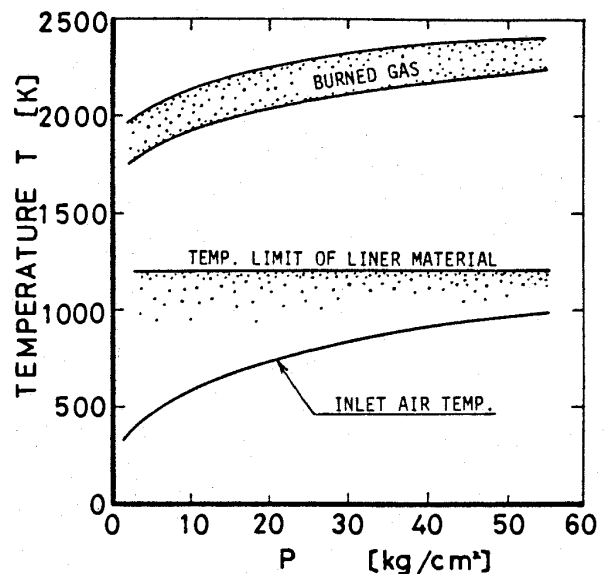


図1 燃焼器入口圧力にたいする空気温度と燃焼ガス温度

実用燃焼器の耐久使用時間は、通常数千時間であるが、最適の冷却構造を採用したものでは、無制限、すなわち半永久的とみなされるものまで存在する。多くの実用燃焼器ライナの寿命は、燃料噴霧の劣化や、気流の偏りに起因する部分的な焼

表1 ライナ材の成分¹⁾

HASTELLOY X		HA-188	
Ni-base		Co-base	
Cr	22 %	Cr	22 %
Fe	18	Ni	22
Mo	9	W	14
Co	1.5	La	0.08
W	0.5	C	low

(昭和56年1月26日原稿受付)

損、あるいは LCF に基づくクラックの発生が限界となる。これらもある程度充分な壁面冷却を行うことによって防止することができる。

3. 冷却構造例

現在までに、実際のライナに適用され、あるいは適用が試みられている冷却構造には、大別して次のようなものがある。

- (1) 膜冷却 (Film Cooling)
- (2) インピンジメント冷却 (Impingement Cooling)
- (3) 吹出し (または浸出し) 冷却 (Effusion, または Transpiration Cooling)
- (4) 複合冷却 (Hybrid Cooling)
- (5) 遮熱 (または耐熱) コーティング (Thermal Barrier Coating)

膜冷却構造の代表的なものを図 2 に示す。同図 (a) に示す構造は比較的小型の燃焼器や局所的冷却に採用される。これは軽量で加工が容易である反面、切欠き部にクラックが発生することがある。伝熱特性については Burggraf ら²⁾の研究がある。

図 2 の (b) と (c) は板金構造のライナにかなり古くから用いられている膜冷却構造で、比較的製作・加工が容易である。同図 (d) は板金、または削り出し機械加工により製作する膜冷却構造で、冷却用空気孔 (metering hole) の穴径を変えることによって冷却空気量を容易に制御できる利点がある。

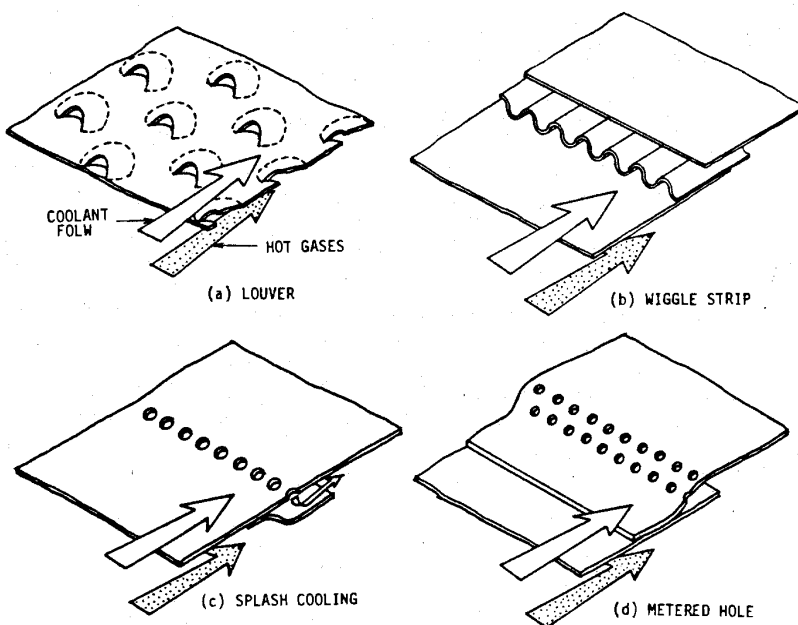


図 2 代表的膜冷却構造

またこれに類した形として図 3 に示すような冷却空気導入部に滞留室 (plenum chamber) を設け、流入噴流の静圧回復をはかって冷却空気膜を層流状に流出させ、長い距離にわたって高い膜冷却効率を保とうとする構造も最近使われている。

図 4 はインピンジメント冷却構造を示す。これは被冷却板背面に多孔からの冷却空気噴流を衝突させるもので、保炎領域などのように冷却空気の流出が悪影響となる場所への適用には特に有利な

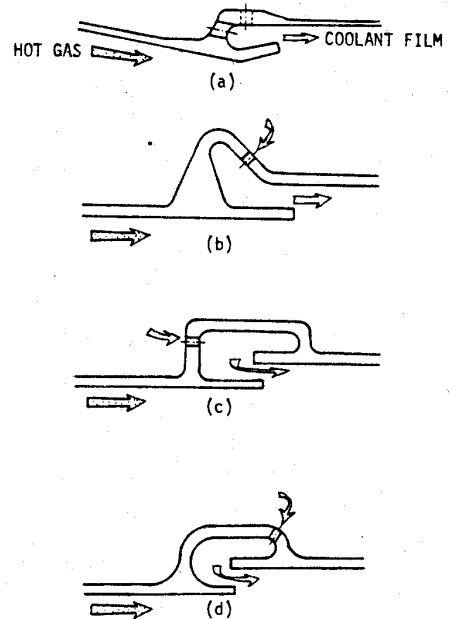


図 3 改良型膜冷却構造

構造である。

吹出し冷却は 0.3 ~ 1.0 mm 程度の小孔を多数あけ冷却空気を浸出させる方法がよく用いられているが、網構造 (mesh) や多孔質板を用いたライナも試験されている³⁾。実際の燃焼器では図 5 にライナ表面の静圧分布を示すように空気孔付近などで静圧が局所的に低くなり冷却空気の浸出が劣化して焼けを生ずるなど難かしい点がある。

(4) で複合冷却と呼んだものは、熱伝達様式からは (2) と (3) を組合わせた構造である。(3) の冷却法を含むことから、Transpiration cooling のひとつと分類することもある。第 1 講 (本誌 30 号) で示した GE の E³ 燃焼器もこの種の冷

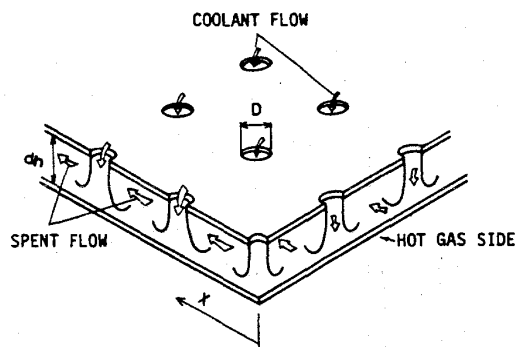
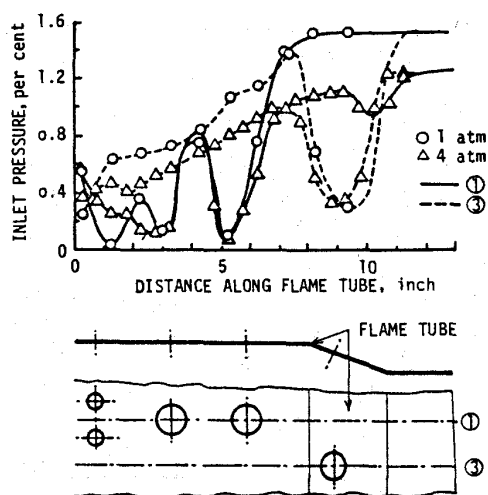


図4 インピンジメント冷却構造

図5 ライナ冷却通路側の静圧分布実測例³⁾

却法といえよう。開発試験中のものでは、積層構造とも呼ばれる、表面に chemical etching など冷却空気通路を設けた板を2~3枚拡散接合させた構造がある。図6に示す Lamilloy⁴⁾⁵⁾や Transply⁶⁾が公表されている。

遮熱コーティングはライナ金属面をセラミックなど耐熱材料で被覆し遮熱と耐蝕の効果をもたせたものである。コーティングの表面放射率が比較的小さいことから輻射熱流束の大きい場所で有利である。ただ機械的強度にやや欠け、LCF条件に際しコーティング層のひび割れや剥離などが起きることがある。コーティングの一例は、

- ① ニッケルアルミナイド(厚さ0.1mm)
- ② 35%ニッケルアルミナイド+65%安定化ジルコニア(0.1mm)
- ③ 安定化ジルコニア(0.3mm)

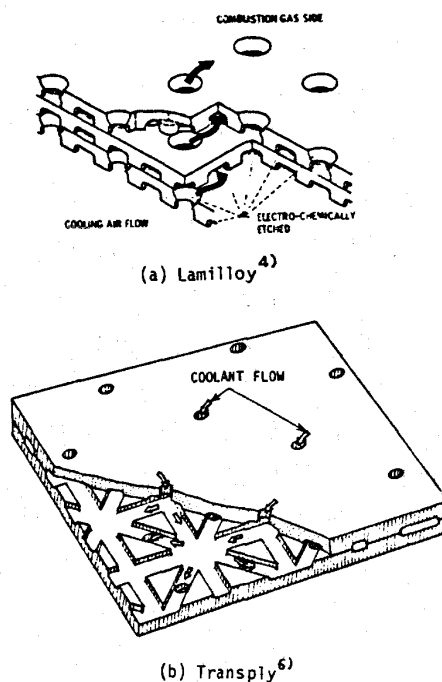


図6 複合冷却(積層)構造の例

を母材の上に層状に溶射する。なお安定化ジルコニアとは、 ZrO_2 の1,000K付近でおきる結晶変態をMgO添加によって改善したものである。

そのほか、NASAが中心となって開発した、イットリア(Y_2O_3 12%)で安定化した ZrO_2 を結合剤(Niベース16%Cr, 6%Al, 0.6%Y)の上に被覆する二層遮断コーティングもすぐれた特性を示している⁷⁾⁸⁾。

4. ライナの伝熱解析

ライナ壁にたいする熱伝達基本式は、

$$R_1 + C_1 + \Delta K = R_2 + C_2 \quad (1)$$

と表わせる。ここで、 R_1 および C_1 は、それぞれ燃焼室内の火炎または高温ガスから輻射および対流によってライナへ伝えられる熱量であり、 R_2 および C_2 はそれぞれ外筒に面したライナ面で放出される輻射および対流伝熱量である。 ΔK はライナの主軸方向への熱伝導を示す。これはライナ面積にくらべ板厚が十分薄いとみなし無視されることがある。

R_1 の見積り 温度 T_f (K)の燃焼火炎から温度 T_w (K)のライナへの輻射熱流束 R_1 (W/m²)は、Lefebvre-Herbert⁸⁾によれば、

$$R_1 = \sigma \frac{(1 + \epsilon_w)}{2} \epsilon_f T_f^{1.5} (T_f^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad (2)$$

ここで σ はStefan-Boltzmann定数(5.7×10^{-8} W/

m^2K^4), ϵ_w はライナ壁表面の輻射率, ϵ_f は火炎輻射率である。セラミックコーティングした場合は $(1 + \epsilon_w)/2 = 0.5$ とおいてよいとしている⁸⁾。

ϵ_f に関しては Lefebvre ら⁹⁾ が余り輝度の高くない火炎に対し,

$$\epsilon_f = 1 - \exp[-1.6 \times 10^4 AP(f \cdot l)^{0.5} T_f^{-1.5}] \quad (3)$$

を提唱した。ここで P および f は、それぞれ圧力 (atm) および燃空比であり, l は光路長 (ft) で、通常一次燃焼領域の長さと同じ $0.6d$ とする。 d は、筒形燃焼器の場合、ライナ内径、環状の場合、 $4 \times (\text{流路断面積})/(\text{濡れ周長})$ をとるものとした。詳細にはその文献を参照されたい。 A は輝度係数で $C/H > 5.7$ の燃料に対し次式で与えられるとした。

$$A = 7.53 \left(\frac{C}{H} - 5.5 \right)^{0.84} \quad (4)$$

たとえば航空用ケロシンを燃料とした筒形燃焼器で 32 気圧までの加圧燃焼を行った Marsland ら¹⁰⁾ の実験結果では、一次燃焼領域の ϵ_f が図 7 のようになり、(3) 式の A の値は 4 となった。また同文献によると、流入空気酸素濃度は図 8 に示すように輻射熱流束や火炎温度に直線的な影響を及ぼす。

燃料の種類が火炎輻射へ及ぼす影響については、Moses-Naegeli¹¹⁾ が図 9 のような結果を得た。これによると、

- 1) 燃料の水素含有割合の多いほど、
- 2) 低温・低圧条件ほど、

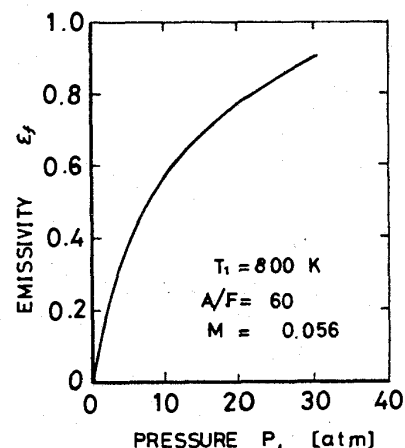


図 7 燃焼室内圧力と火炎輻射率実測例¹⁰⁾

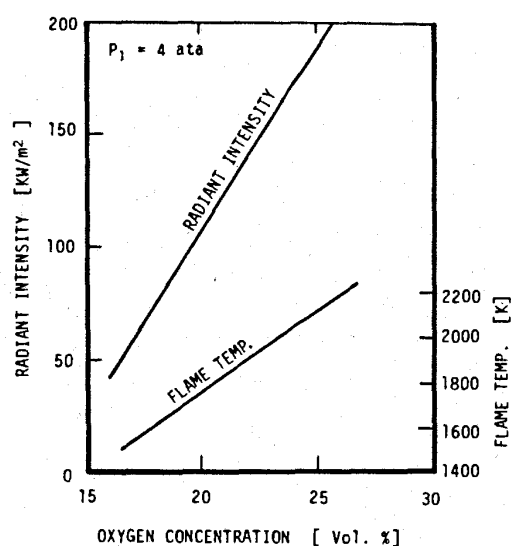


図 8 酸素濃度が輻射と火炎温度に及ぼす影響¹⁰⁾

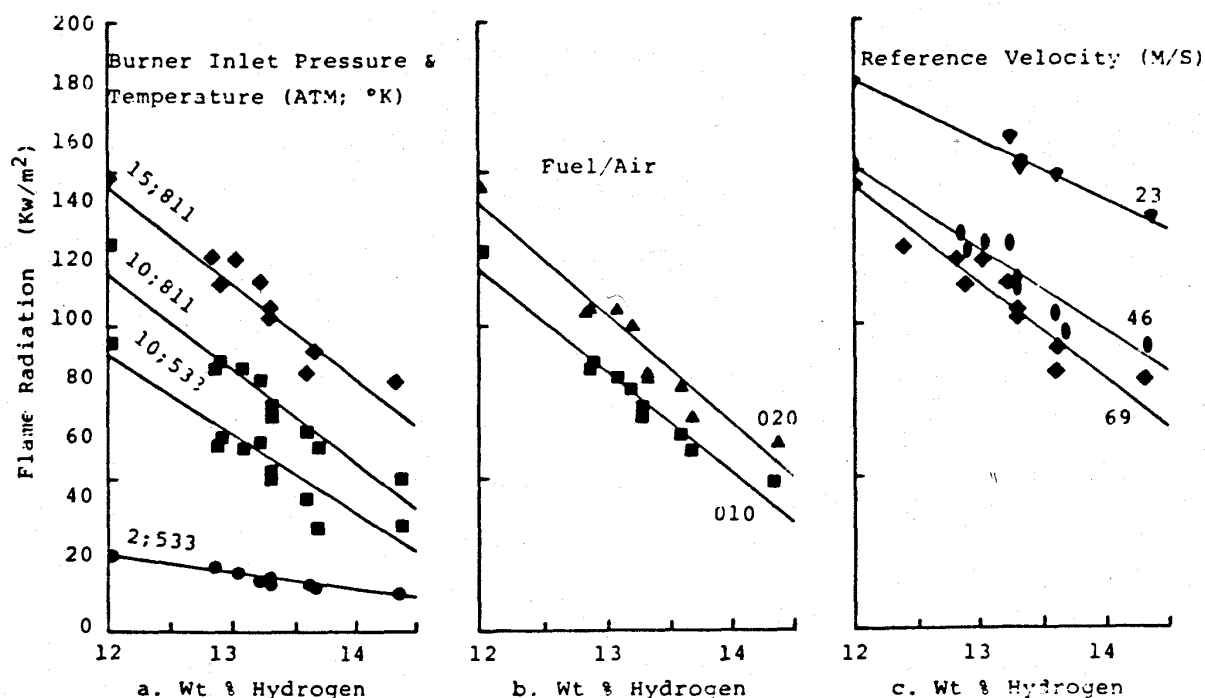


図 9 燃料の水素含有量と各作動条件にたいする火炎輻射量¹¹⁾

3) 稀薄混合気ほど,

4) 断面平均風速の大きいほど,

火炎輻射が少ないことを示した。図9の実験値の勾配, すなわち燃料中の水素含有割合にたいする輻射量の変化率 dR/dh をとってみると, 図10のように輝炎が光学的に厚く (Optically thick) になると ϵ_f はほとんど1となり燃料の種類の影響が小さくなることを示した。

C_1 の見積り 膜冷却や吹出し冷却を行っていない場合は, T_g を燃焼ガス温度, T_w をライナ壁面温度として,

$$C_1 = \alpha (T_g - T_w) \quad (5)$$

を用い, α にはライナを直管壁面と考えた乱流熱伝達率を適用する。

膜冷却の場合には, (5) 式の T_g の代りに膜温度 T_{ad} を用いる。 T_{ad} は本来, 膜冷却効率 η_{ad} を求める際用いられる断熱壁面温度である。 η_{ad} は,

$$\eta_{ad} = \frac{T_g - T_{ad}}{T_g - T_c}$$

で定義される。ここで T_c は冷却空気の温度である。

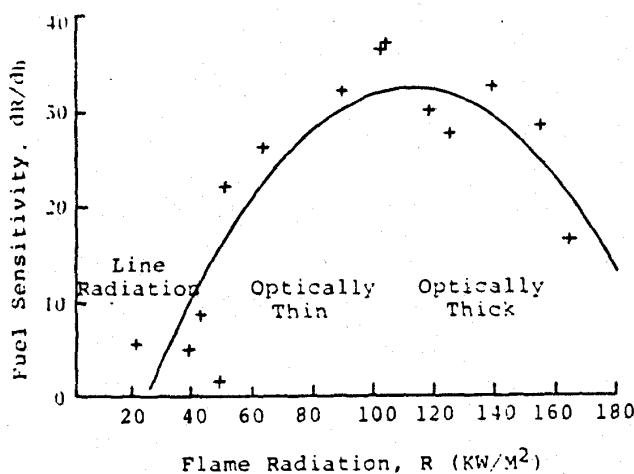


図10 火炎輻射に及ぼす燃料種類の影響¹¹⁾

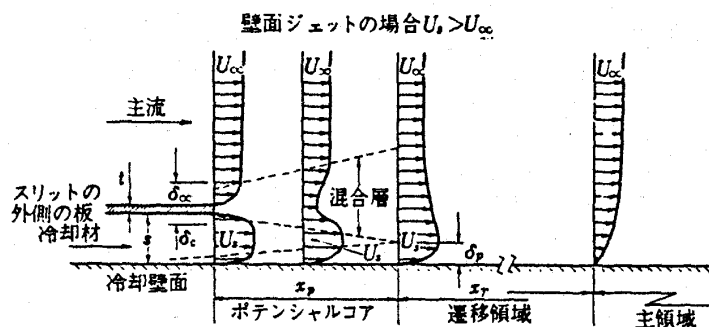


図11 膜冷却における Wall jet モデル

各種膜冷却構造にたいする η_{ad} の実験式に関しては, タービン翼を対象にしたものも含め多くの研究があり, Goldstein¹³⁾, 相波¹⁴⁾, Juhasz & Marek¹⁵⁾ らによってまとめや比較がなされている。

以下に C_1 の計算の1例として Ballal-Lefebvre¹²⁾ の方法を記す。

使用する熱伝達率は膜冷却空気と燃焼ガスのモメンタム比, $M = (\rho_g U_g) / (\rho_\infty U_\infty)$ の大きさによって流れのモデルを異ならせて考える。すなわち, $0.5 < M < 1.3$ の範囲なら境界層モデルに従い,

$$C_1 = 0.09 \left(\frac{k}{x} \right) Re_x^{0.7} (T_{ad} - T_w) \quad (6)$$

$M > 1.3$ のときには膜冷却流の運動量が主流より強いので図11のような wall jet モデルを考え,

$$C_1 = 0.10 \left(\frac{k}{x} \right) Re_x^{0.8} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0.36} (T_{ad} - T_w) \quad (7)$$

とする。これらの式で C_1 の単位は (W/m²), k は空気の熱伝導率 (W/m.K), x は膜冷却開始点からの距離 (m), s は膜スロット高さ (m) である。 Re_x は x を代表長さとしたスロット冷却流のレイノルズ数である。

以上の式は古くから用いられているが, 最近では, 主流や膜の乱れに対する考慮がなされ, いくつか修正式や膜冷却構造自体への改良提案がなされている¹⁶⁾¹⁷⁾。

R_2 の見積り R_2 はライナ表面, すなわち外筒へ面する側の輻射熱伝達である。ライナをインピンジメント構造で二重とした場合や, キャニュラ形ライナ配置で対面する壁が他のライナなどの場合には, この輻射放熱がほとんど期待できない。

ライナと外筒間が環状通路である場合, R_2 は,

$$R_2 = \frac{\epsilon_w \epsilon_c \sigma}{\epsilon_c + \epsilon_w (1 - \epsilon_c) \left(\frac{A_w}{A_c} \right)} (T_w^4 - T_c^4) \quad (8)$$

で与えられる⁸⁾。ここで ϵ と A は, それぞれ外筒またはライナの表面輻射率と表面積で, 添字 c と w は, それぞれ外筒とライナを示す。

C_2 の見積り R_2 はライナと外筒の表面輻射率とライナ金属の耐久温度に限界があることから余り大きな値とならず, 事実上高負荷な燃焼器ほどライナからの放熱は対流熱伝達 C_2 に大きく依

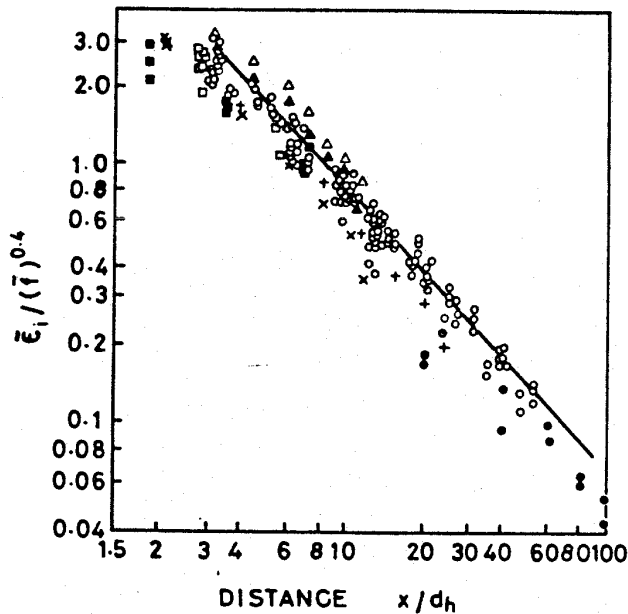


図12 種々の実験者によるインピンジング冷却
実験点(記号○が Kevcher-Tabakoff)¹⁸⁾

存せざるを得ない。現在、対流熱伝達はインピンジメント冷却が最も効果的な方法のひとつと考えられている。たとえば、図12に Dyban¹⁸⁾によって整理された関係(図中の実線),

$$\bar{\epsilon}_i = 10 \left(\frac{x}{d_h} \right)^{-1.1} (\bar{f})^{-0.4} \quad (9)$$

と Kercher-Tabakoff¹⁹⁾(図中記号:○), Tabakoff Clevenger²⁰⁾(記号:●), Huang²¹⁾(△,▲) Word²²⁾(□), Friedman-Mueller²³⁾(□), Chance²⁴⁾(+,×)らの実験値を示す。 x および d_h は図4に示すようにそれぞれスペントフロー(spent flow)方向の距離, および板間距離, \bar{f} は開口率, $\bar{\epsilon}_i$ は d_h を基準長とする「局所」Nu数と冷却板全体としての「平均」Nu数の比である。これによるといろいろな実験者によるインピンジメント冷却の局所熱伝達率がかなり良い一致でスペントフローの距離や開口率に密接な関係があることがわかる。

Kercherの求めた関係式¹⁹⁾によって計算した冷却熱流束の一例を図13に示す。計算条件は雰囲気圧が1.9 MPa, 冷却空気温度が727 Kで, 被冷却ライナ板温度が1127 Kとなっているときの冷却熱流束 Q_c を求めたものである。ただし,

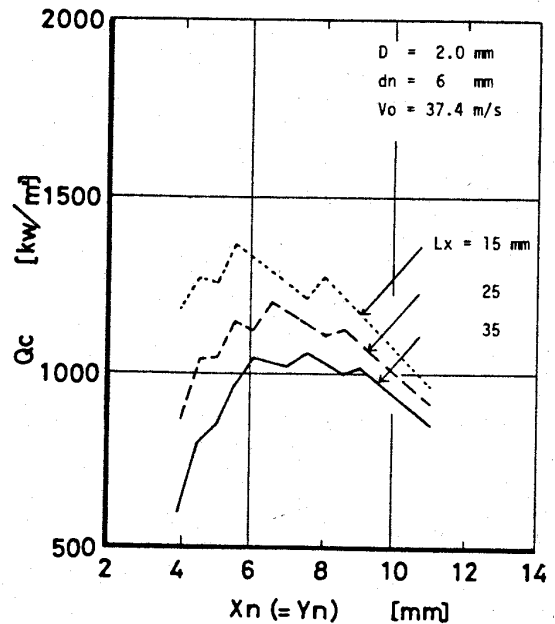


図13 インピンジング小孔ピッチと冷却熱流束

冷却空気噴流速度 v_o は一定とみなした。図13の結果は, 最大の Q_c を得る噴流空気孔ピッチ $X_n (= Y_n)$ には最適値が存在し, スペントフロー出口までの距離 L_x が短いほど Q_c の極大値は上昇することを示している。

最近の複合冷却構造などで, 図14のようにインピンジメント被冷却板に多孔をあけてスペントフローの排出とその吹出しによる膜冷却効果を期待したものがある。Hollworth-Daganの実験²⁵⁾では, 上記の構造は一方の端からスペントフローの排出を行ったものにくらべ20~30%の熱伝達率の向上が得られた。しかし衝突噴流孔とスペントフロー排出孔を相対する面の同位置に設けた場合(in-line, 図15参照)には, くいちがえてあげた場

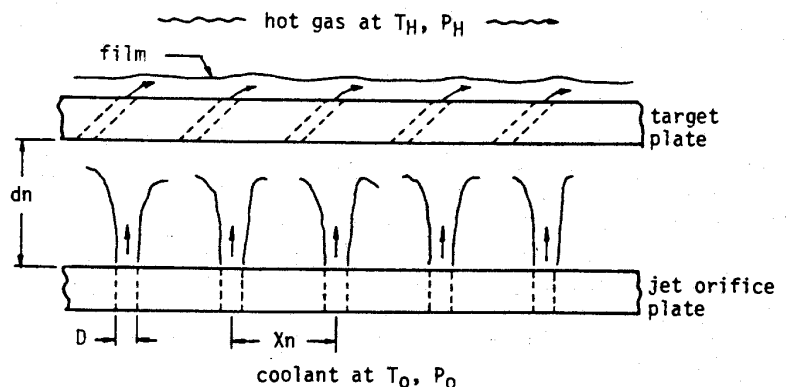


図14 複合冷却構造²⁵⁾

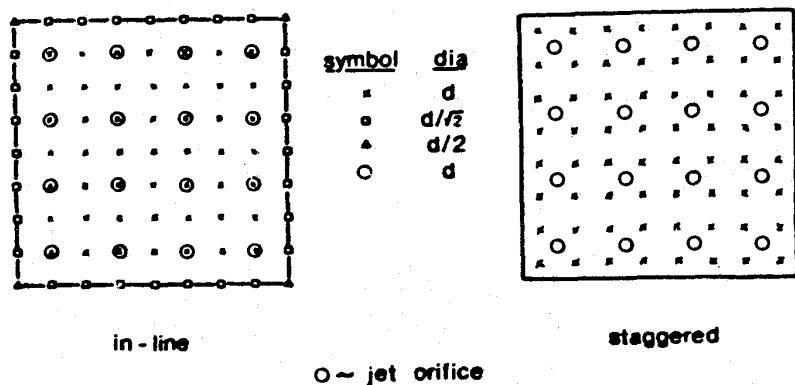


図15 インピンジング小孔（○印）と被冷却板のスペント
フロー孔（×，□，△印）の配置²⁵⁾

合（staggered）の50～90%の熱伝達率に低下するという結果を示している。

5. ライナ冷却構造の評価

上記に冷却構造の伝熱的な側面を概観したが、実用ライナへ適用するには更に次のような事柄が重要である。

5-1 燃焼器適用への要件 ある冷却構造を燃焼器ライナへ採用しようとする場合、

- 1) 利用可能な冷却空気量
- 2) ライナ壁をよぎる静圧差
- 3) 製作・加工性
- 4) 構造強度、航空用では重量

なども十分に検討する必要がある。

冷却空気量に関しては、図1に示したように、ライナ材料の使用温度に限界があるのにたいし、冷却用空気と燃焼ガスの温度が圧縮機出口圧力の増加に伴って上昇するので高圧力比の燃焼器ほど多量に必要となる。Sjöblom²⁶⁾によれば、膜冷却構造のキャニュラ型燃焼器のライナ壁温を一定限界値に保つために必要な冷却空気量割合は、タービン入口（絶対）温度の2.4乗、圧力比の0.85乗に比例して増大する。最近の複合冷却構造ではこの冷却空気量を大巾に低減できるといわれる。たとえば、図16に、

$$E_c = \frac{T_g - T_w}{T_w - T_c}$$

で定義した冷却有効度⁴⁾にたいし、複合冷却（この場合 Lamilloy）の方がはるかに少い冷却空気量で同等の効果を得ていることを示す。ただ、この種の複合冷却構造は、上記事項3)や4)の点で未だ

一般的な利用段階には至っていない模様である。

従来用いられている図2(d)や図3の冷却構造は、燃焼試験の結果に応じてメータリング小孔のあけ方を調整でき、冷却空気量を増減できる上、冷却構造自体がリブとして剛性を確保できる利点がある。

5-2 輻射熱伝達の見積り

現在、ガスタービンの高圧力比化と低質燃料使用の趨勢にあって火炎中にすすが生成し易く、それによる輝炎輻射がライナ加熱の主要因子となってきた

ところ。ところが輻射熱流束の大きさを決定する火炎の形状、温度分布、輻射率、およびライナ板表面の輻射率を相応の精度で求めることは、必ずしも容易でない。

式(2)～(4)によると輻射熱流束は高温火炎ほど単調増大することになるが、実際には輝炎の ϵ_f は1に漸近し、かつ Optical thicknessが増大するためその増加割合は高圧条件で鈍化する。一方、対流による放熱は高圧で冷却空気の密度が増大することから有利となり、差し引き壁温の上昇は頭うちになる。Marslandら¹⁰⁾の結果では、ほぼ20気圧でそのピークに達している。

5-3 ライナ壁温の計測 実際の燃焼器開発上は、前項までの冷却構造の検討と共に燃焼試験を行いライナ壁温を実測し局所的過熱に対処し

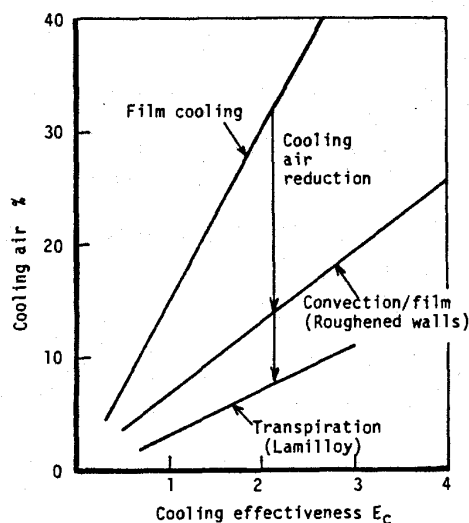


図16 複合冷却構造による冷却空気の減少⁴⁾

ていかなければならない。

ライナ壁温を知る実用的な方法は、

- (1) ライナ材表面の酸化色を見る、
- (2) 示温塗料を塗布しその変色を見る、
- (3) シース熱電対を取り付ける、

などである。

(1)の方法は新製ライナの場合最も明確に判断できる。燃焼試験で経験した温度により、ハステロイ X の場合、低温時の白銀色より茶、紫、青、銀青、焦茶色などの順で高温化したことを示す色変化がある。

市販の示温塗料の場合も、低温から 1,100 K、特殊なものでは 1,300 K までの履歴最高温度を知ることができる。

(1), (2)の方法は、ライナ表面全般にわたって経験した最高の分布を知る上で非常に便利であるが、ライナを取り出してみるまでわからないこと、変色の段階が数十～数百度の幅であること、どのような燃焼条件でその温度に到達したかわからないことなどの欠点がある。

一方、(3)の方法は高温化が予想される部分などに熱電対をとりつけ、燃焼試験の全過程で比較的正確な温度測定を行うことができる。ただしライナ壁は一般に 1～2 mm と薄く、かつその表面、裏面を流れるガスの温度差が大きいので、精度の良い判定を行うためには十分な注意を要する。また、この方法はライナに直接熱電対取り付けの加工を行い、外筒から取り出すため実用機そのものには適用し難い。

6. む す び

3回にわたってごく大まかに現在の実用燃焼器技術の概要を述べた。現在のガスタービン燃焼器開発の方向は「省資源」と「大気汚染成分排出低減」が重点である。

省資源を目標に、米国では航空用に E³エンジン、我国では発電用高効率ガスタービン²⁷⁾の開発がすすめられているが、それぞれ 40、あるいは 55 気圧を越える圧力条件で大気汚染成分排出の少い耐久性のある燃焼器開発を必要としている。

また、石油系燃料の高騰に伴い、石炭ガス、その他低質な燃料の使用がせまられてきている。これらの環境汚染に対しても燃焼器技術の対応が期待されている。そのためにも燃焼器の設計・開発

に際して既存技術の有効利用と最新技術の体得応用がますます必要となる。

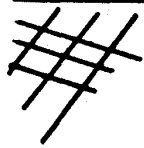
3回の講義を通じて紙面の制約から深くふれられなかったことと、重要な事柄ながら割愛した部分の多かった点をおわびしたい。

参 考 文 献

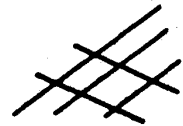
- (1) Aerospace Structural Metals Handbook, 1972
- (2) Burggraf, F., J. H. Chin & L. E. Hayes; J. Heat Transfer, Trans. ASME, 1961, pp. 281-286
- (3) Bayley, F. J., J. W. Cornforth & A. B. Turner; Proc Instn Mech Engrs Vol. 187 17/73, pp. 158-169
- (4) Wear, J. D., et al.; AIAA/SAE 78-997
- (5) Nealy, D. A. & S. B. Reider; ASME Paper 79-GT-100
- (6) Wassell, A. B. & J. K. Bhangu; ASME 80-GT-66
- (7) Stepka, F. S.; NASA TMX-73584, 1977
- (8) Claus, R. W., J. D. Wear & C. H. Liebert; NASA TP-1323, 1979
- (9) Lefebvre, A. H. & M. V. Herbert; Proc Instn Mech Engrs, Vol. 174, No 12, 1960
- (10) Marsland, J., J. Odgers & J. Winter; 12th Symp. (Int.) on Comb., The Combustion Institute, 1969, pp. 1265-1276
- (11) Moses, C. A. & D. W. Naegeli; ASME 79-GT-178
- (12) Ballal, D. R. & A. H. Lefebvre; Cranfield Report SME, No 4, 1973
- (13) Goldstein, R. J.; Advances in Heat Transfer, Vol. 7, Academic Press, 1971, pp. 321-379
- (14) 相波; 航技研報告 TR-327, 1973
- (15) Juhasz, A. J. & C. J. Marek; NASA TN D-6360, 1971
- (16) Shao-Yen Ko & Deng-Ying Liu; AIAA J. Vol. 18, No 8, Article No 79-7047R, pp. 907-913
- (17) Sturgess, G. J.; ASME Paper 79-GT-200
- (18) Dyban, E. P., A. I. Mazur & V. P. Golovanov; Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, 1980, pp. 667-676
- (19) Kercher, E. M. & W. Tabakoff; J. of Engng Power, 92A, Trans. ASME, 1970, pp. 73-82
- (20) Tabakoff, W. & W. Clevenger; J. of Engng Power, 94A, 1972, pp. 51-60
- (21) Huang, G. C.; J. Heat Transfer 85C, 1963, pp. 237-243
- (22) Ward, J., et al.; J. Mech Engng Sci, 14, 1972, pp. 389-392

- ②③ Freidman, S. J. & Mueller; Proc. General Discussion on Heat Transfer, Inst Mech Engrs, London, 1951, pp. 138-142
- ②④ Chance, J. L.; Tappi 57, 1974, pp. 108-112
- ②⑤ Hollworth, B. R. & L. Dagan; J. Engng Power, Trans. ASME, Vol. 102, 1980, pp. 994-999
- ②⑥ Sjöblom, B. G. A.; J. Aircraft, Vol. 17, No 5, 1980, pp. 292-
- ②⑦ 竹矢; ガスタービン学会誌, Vol. 8, No 30, 1980





技 術 論 文



圧縮残留応力のあるロータディスクの脆性破壊強度

日立製作所機械研究所 梅 沢 貞 夫
日立製作所機械研究所 佐 藤 善 美
日立製作所機械研究所 松 田 憲 昭
日立製作所機械研究所 照 沼 福 寿

1. 緒 言

ガスタービンのロータディスクに使用される C_r-M_o 系耐熱鋼は比較的低温靱性が低いため、起動時に欠陥を起点として脆性破壊を生じる可能性がある。ディスクの脆性破壊については、使用中に破壊したディスクの破壊原因を破壊力学的手法により解析した例⁽¹⁾、起動停止の繰返しによる疲労き裂の進展を考慮して初期欠陥の許容寸法を破壊力学的に検討した例⁽²⁾などがある。一方蒸気タービンやタービン発電機軸材から切出した円板を用いて、欠陥の大きさや形状が回転円板の脆性破壊強度に及ぼす影響なども調べられ、回転円板の脆性破壊の基準としての線形破壊力学の妥当性が検討されている^{(3),(4)}。しかし従来の研究ではディスクの使用状態における温度及び応力と材料の破壊靱性から、そのディスクに許容される初期欠陥の寸法を求めることに主眼が置かれており、ディスクの脆性破壊強度を積極的に増加させる手法について検討したものは少ない。タービン発電機軸材に関して、熱処理後に残存する残留応力が中心孔近傍で圧縮応力となっていることにより、見掛け上脆性破壊強度が増加することを指摘した報告⁽⁵⁾もあるが、残留応力と脆性破壊強度の関係については未知な点が多い。

本研究では以上の観点から、中心孔近傍に人工的に圧縮残留応力を生じさせたディスクを用い、これに人工的に疲労き裂を導入した後回転破壊試験を行い、その脆性破壊強度と残留応力の関係を

線形破壊力学の手法によって評価することの妥当性を検討した。

2. 実験方法

2-1 供試材料とその機械的性質 材料は C_r-M_o-V 鍛鋼を使用した。供試鍛鋼材の同一部分から図1に示す形状のディスクを6枚切出し、そのうちの1枚からは更に引張り試験片とシャルピー衝撃試験片を接線方向に採取して機械的性質を調べた。表1、表2に供試材料の化学成分と機械的性質を示す。

2-2 残留応力付与法 ディスクの中心孔近傍に人工的に圧縮残留応力を付与する方法として、本研究では遠心力によって中心孔近傍を降伏させた後除荷する方法を用いた。図2は供試ディスクを所定の回転速度まで昇速させるために用いた構造を示す。

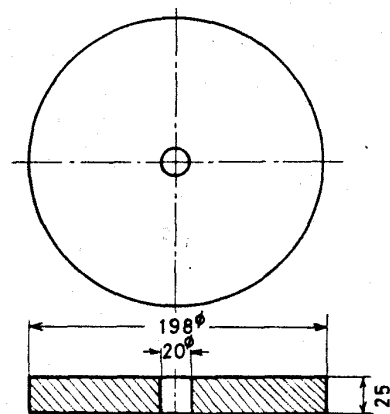


図1 供試ディスクの形状

(昭和55年11月4日原稿受付)

表1 供試材の化学成分

(wt.%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
0.36	0.22	0.78	0.012	0.012	0.40	1.05	1.27	0.30

表2 供試材の機械的性質

YIELD STRENGTH 0.2 % OFFSET (kg/mm ²)	TENSILE STRENGTH (kg/mm ²)	ELONGATION (%)	YOUNG'S MODULUS (kg/mm ²)	FATT (°C)
64.5	83.6	18.8	20800	115

2-3 残留応力測定法 遠心力によって付与された残留応力の分布状態を求めて、後述する残留応力の解析結果と比較するために、残留応力を実測した。測定方法はひずみゲージを貼付した後、供試ディスクを切断細分して解放されるひずみから残留応力を求める方法である。測定点は同一半径上の表裏2面とし、応力勾配の大きいと考えられる中心孔縁から20mmまでの間は2mm間隔、それ以降は5~13mm間隔とした。用いたひずみゲージはゲージ長さ1mmで、中心孔内面では周方向のみの単軸ゲージ、ディスク側面では周方向と半径方向に直交する2軸ゲージである。

2-4 疲労き裂導入方法 残留応力を付与したディスク及び付与しないディスクのそれぞれに、図3右上に示すような幅0.3mm、長さ2~10mmのスリットを放電加工し、図3左に示すようにスリット線上に繰返し圧縮荷重を加えることによって疲労き裂を発生、進展させた。有効な破壊靱性値を得るための疲労き裂導入条件は、供試材と同種の材料について先に検討した結果⁽⁴⁾を適用し、この条件に適合する範囲内で疲労き裂を導入した。

2-5 回転破壊試験 疲労き裂を導入したディスクを図4に示す構造に組立て、これを室温真空中で回転破壊させた。

3. 計算方法

3-1 残留応力解析 遠心力によって付与された残留応力を有限要素法によって解析した。図5に残留応力解析のための要素分割を示す。降伏判定にはMisesの降伏条件を用い、ひずみ硬化則としては等方硬化則を用いた。応力—ひずみ

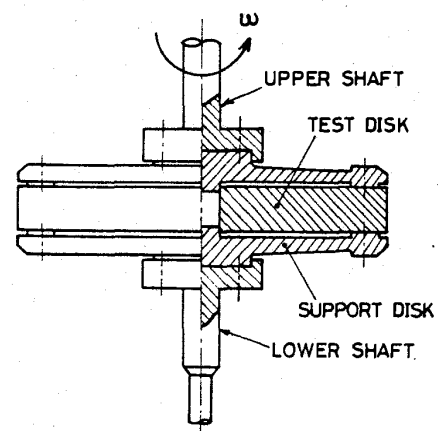


図2 圧縮残留応力付与に用いた取付治具

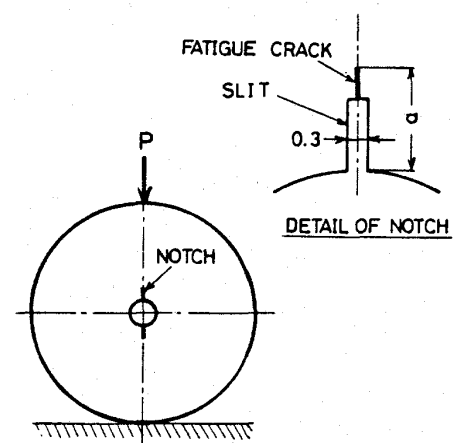


図3 ディスクへの疲労き裂導入法

の関係は図6に示すように、供試材料の引張り試験における応力—ひずみ曲線をひずみ2%まで3直線近似したものを用いた。

3-2 応力拡大係数解析 ディスク中心孔表面にき裂がある場合の、遠心力及び残留応力に

よる応力拡大係数を、有限要素法により解析した。解析方法としては、十分な精度が確認されている宮田⁽⁶⁾の二次元応力拡大係数解析法を用いたが、残留応力による応力拡大係数については、(1)式で示される温度分布を有するディスクの熱応力による応力拡大係数に等しいとして解析した⁽⁵⁾。

$$T = -\frac{1}{\alpha E} (\sigma_{\theta} + \sigma_r) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 σ_{θ} : 周方向残留応力
 σ_r : 半径方向残留応力
 T : 温度
 α : 線膨張率
 E : 縦弾性係数

図7に応力拡大係数解析のための要素分割を示す。

4. 結果と検討

4-1 遠心力により付与された残留応力

ディスクに残留応力を付与するに先立ち、計算によってディスク内の弾塑性応力分布を求め、所定の残留応力を得るために必要な回転速度について検討した。その結果ディスク内周から外周までの約 $\frac{1}{3}$ の領域が降伏するには、ディスクを40,000rpm程度まで回転させる必要のあることがわかった。図8は回転速度と共に降伏領域が拡大していく状況を示す計算結果である。40,100rpmで内周から約27mmまで降伏するが、そこから除荷することにより内周に約40 kgf/mm²の圧縮残留応力が生じることを計算結果で確認し、ディスクの回転速度を、40,100rpmと定めた。

図9に40,100rpmまで回転させ除荷したディスクの残留応力を実測した結果と、計算結果とを一緒に示した。ひずみゲージで測定した残留応力はディスクの表と裏でほとんど差が見られなかったもので、図では表、裏の区別なしに測定値をプロットしてある。計算値は表面の値を示してあるが、ディスク板厚中心部の残留応力は周方向応力については表面とほとんど差が無く、半径方向応力は中心部が幾らか高い残留応力となる。残留応力の計算値と実測値を比較すると周方向応力、半径方向応力とも良く一致していると言える。図9にはX線で測定した値も合わせて示したが、ひずみゲージによる測定値にくらべるとばらつきは大きいものの、残留応力の分布状況をかなり良く表わしている。

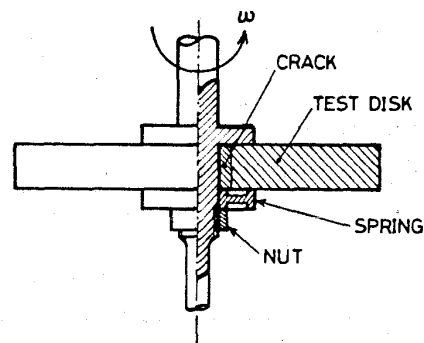


図4 回転破壊試験に用いた取付治具

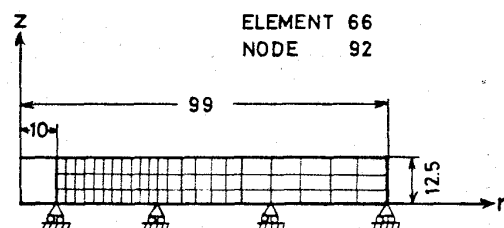


図5 ディスクの残留応力解析モデル

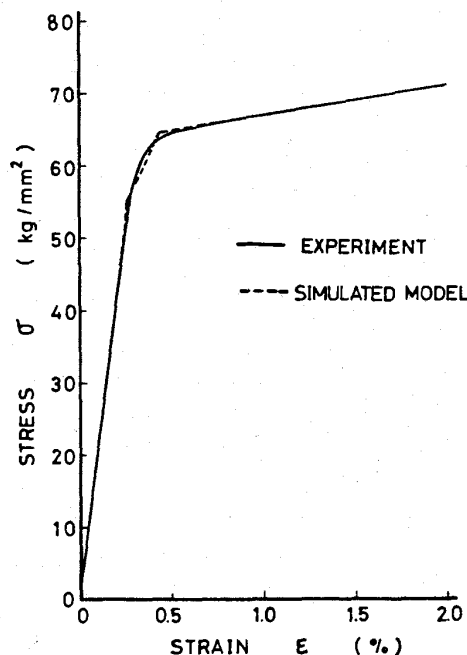


図6 応力—ひずみ線図

ひずみゲージによる残留応力の測定では、図9左上に示したよう ディスクを測定線と直角な直径線に沿って切断し、更に測定線を挟んで幅30mmの短冊形に切断した。切断による残留応力の解放状況を検討するため次のような計算を試みた。前述したようにディスクの残留応力分布は(1)式で示

される温度によって生じる熱応力分布に等しい⁽⁵⁾と考えられるが、この点を確認するために次のような検討を行った。(1)式において残留応力として図9に示した計算値を用い、 $\alpha = 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$ 、 $E = 20,800 \text{ kgf/mm}^2$ として温度分布を求め、この温度分布による熱応力を有限要素法で計算した。結果を図10に示す。この結果から上述のようにして求められる熱応力は残留応力とほぼ等価であると見なせる。従ってディスクを直径線上で2分割に切断することによって解放される残留応力は、(1)式の温度分布を有するディスクの熱応力と、2分割されたディスクに(1)式の温度分布がある場合の熱応力との差に等しいはずである。図11は2分割にすることによって解放される残留応力を上述の方法で熱応力に置換して計算した値と、ひずみゲージで実測した値とを比較したものである。両者は非常に良く一致しており、残留応力の測定精度が十分高いことが示されている。

4-2 応力拡大係数 遠心力による応力拡大係数 $K_{I\omega}$ と、残留応力による応力拡大係数 K_{IR} とを、き裂長さ4, 7, 10, 14mmの場合について計算した結果を図12及び図13に示す。応力拡大係数は二次元平面応力として計算したが、 K_{IR} の計算においては残留応力としてディスク板厚中心部の残留応力計算値を用いた。

4-3 回転破壊試験結果 残留応力を付与したディスクと付与しないディスク各2枚に、破壊の起点となる疲労き裂を導入した後回転破壊試験に供した。残留応力は2枚とも前述の残留応力実測に用いたディスクと同一の40,100 rpmの回転によって付与したものである。図14に破壊したディスクの外観と破面の状況を示す。4枚の供試ディスクの回転破壊試験結果を表3に示す。き裂長さは破面から測定したもので、板厚の $1/4$, $1/2$, $3/4$ の3つの位置におけるき裂長さの平均値を応力拡大係数の計算に用いた。また、中心孔の両側のき裂長さが異なる場合は長い方のき裂長さを用いた。 $K_{I\omega}$ は破壊回転速度から図12の關係を用いて求めた応力拡大係数で、残留応力がある場合は無い場合にくらべ30~50%程度大きくなることがわかる。宮本らはタービン発電機軸材について、回転円板の破壊強さは回転円板の応力拡大係数 K_S と円板材料の破壊靱性 K_{IO} を等置することによって評価で

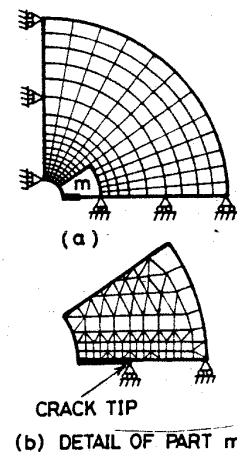


図7 応力拡大係数解析モデル

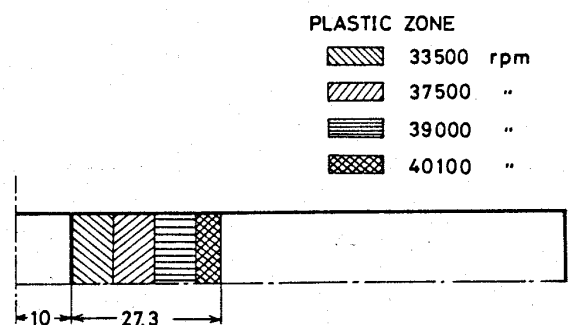


図8 ディスクの塑性領域の拡大状況

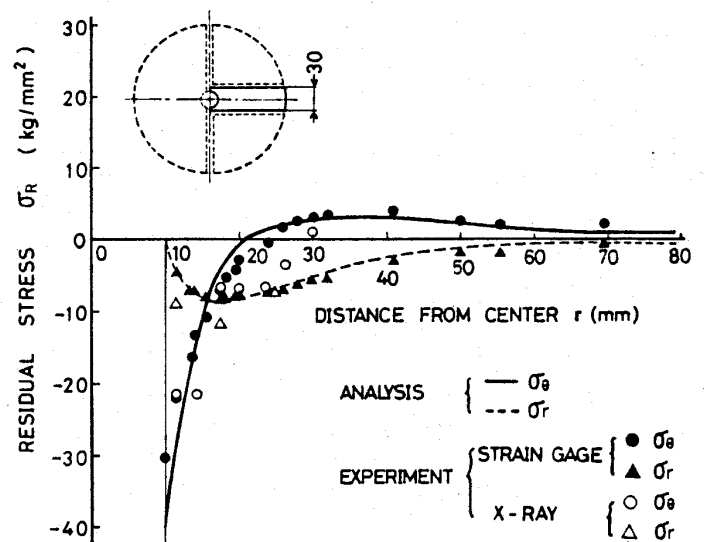


図9 ディスクの残留応力分布

きるが、円板に残留応力がある場合は残留応力の影響を無視できないことを報告している⁽⁵⁾。筆者らの結果も残留応力がディスクの回転破壊強度に影響を及ぼしていることを明瞭に示している。又、宮本らは残留応力による応力拡大係数 K_R と、回転

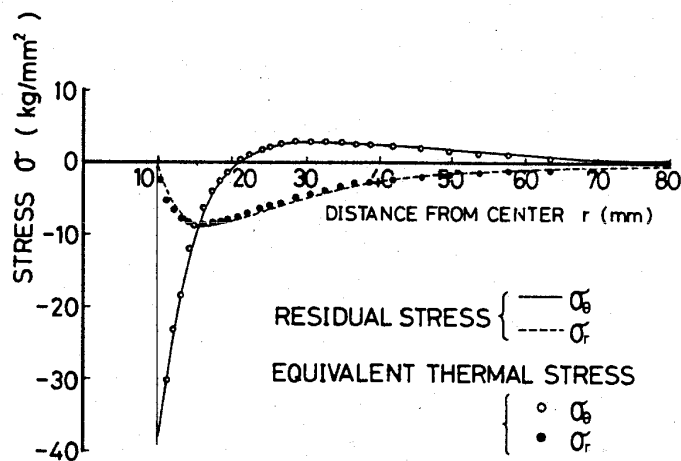


図10 残留応力と等価な熱応力

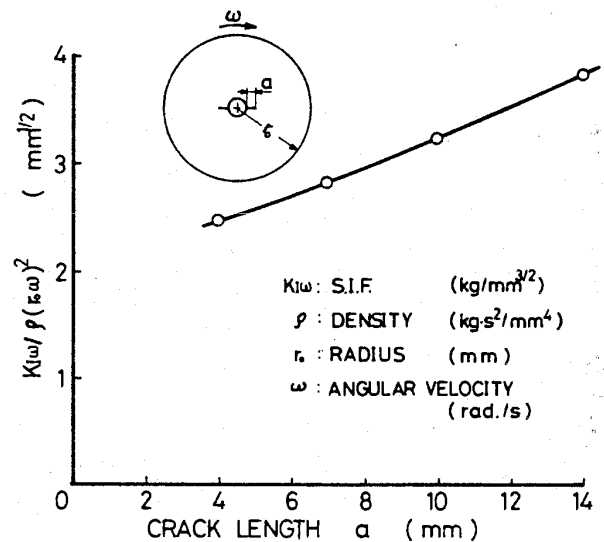


図12 遠心力による応力拡大係数

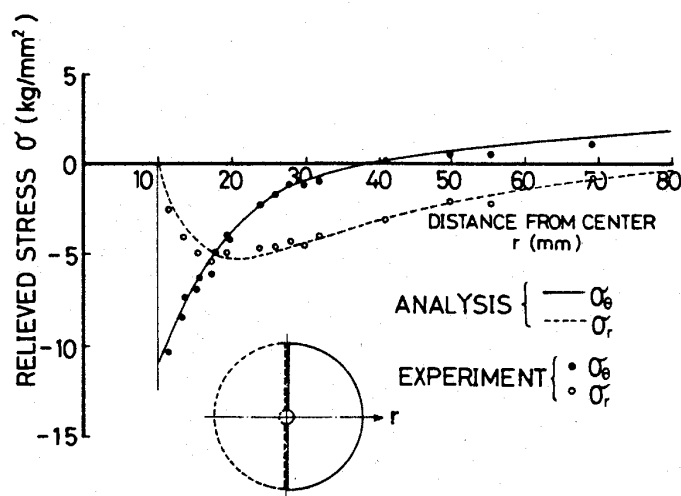


図11 ディスクを2分割して解放される残留応力

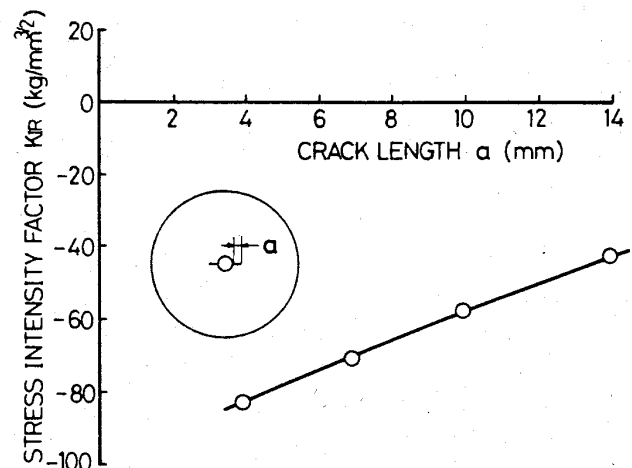


図13 残留応力による応力拡大係数

応力による K_S の和を回転円板の破壊靱性 K_{IC}^* として、材料の破壊靱性 K_{IC} と比較することにより残留応力の影響を定量的に評価することを試みている⁽⁵⁾。筆者らの結果を同様な方法で整理するため、残留応力による応力拡大係数 K_{IR} を図13によって求めた。その結果を表3に示すが、 K_{IR} は $K_{I\omega}$ にくらべ無視できな

い大きさであることがわかる。 $K_{I\omega}$ と K_{IR} の和を K_{IC}^* として、残留応力のある場合と無い場合の、 K_{IC}^* をくらべると、残留応力のある場合が、無い場合にくらべやや大きい傾向にある。この傾向が

表3 回転破壊試験結果

COMPRESSIVE RESIDUAL STRESS	CRACK LENGTH (mm)	FRACTURE SPEED (rpm)	STRESS INTENSITY FACTOR K_I ($\text{kg}/\text{mm}^{3/2}$)		
			$K_{I\omega}$	K_{IR}	K_{IC}^* ($K_{I\omega} + K_{IR}$)
NON	9.90	26,900	201	0	201
NON	4.40	31,300	216	0	216
EXIST	6.36	36,300	311	-73	238
EXIST	13.43	29,200	276	-44	232

有意のものか否かを検討するために、本研究で用いた供試材料と同種の材料について、筆者ら及び他の研究者によって報告されている K_{IC} の値と比較してみる。ガスタービン、蒸気タービン及びタービン発電機などの軸材として使用される C_r-M_o-V 、 N_i-M_o-V 及び $N_i-C_r-M_o-V$ 鍛鋼材料には、 K_{IC} と $FATT$ ^{注1)} の間に良い相関のあることが知られている⁽³⁾⁽⁴⁾。図15は筆者ら及び他の研究者によって求められた軸材の K_{IC} を、 T_e (=試験温度 - $FATT$) で整理した結果を分散帯で示したものである。図15に表3の値をプロットしてみると、残留応力があるディスクの $K_{I\omega}$ は明らかに分散帯をはずれており、ばらつきとは考え難い。一方、残留応力が無いディスクの K_{IC} は分散帯の中であって、ほぼ妥当な値と言える。また、残留応力のあるディスクの $K_{I\omega}$ と K_{IR} の和を K_{IC}^* とすると、 K_{IC}^* は K_{IC} にくらべ幾らか高い傾向にあるものの、いずれも分散帯の中にあり、ばらつきの範囲で一致していると見なせる。これより、残留応力のあるディスクの脆性破壊強度は、回転による応力拡大係数 $K_{I\omega}$ と残留応力による K_{IR} の和を材料の破壊靱性 K_{IC} と等置することによって評価できることがわかる。

5. 結 言

C_r-M_o-V 鍛鋼材より切り出した等厚中空ディスクに過大な遠心力を与えた後除荷して残留応力を発生させ、これに破壊の起点となる疲労き裂を導入した後回転破壊試験を行った結果は次の通りである。

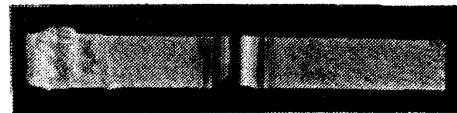
(1) 残留応力が存在するディスクの脆性破壊強度は、回転による応力拡大係数と残留応力による応力拡大係数の和を、材料の破壊靱性と等置することによって評価できることが明らかになった。

(2) 中心孔を有するディスクに過大な遠心力を与えた後除荷して、中心孔近傍に圧縮残留応力を発生させることにより、中心孔近傍に欠陥が存在する場合の脆性破壊強度を著しく増大させ得ることを明らかにした。

注(1) $FATT$ (Fracture Appearance Transition Temperature ; 破面遷移温度) ; シャルピー衝撃試験において、試験片破面に占める脆性破力の割合が50%になるような温度。



(a) APPEARANCE



(b) FRACTURE SURFACE

図14 ディスクの破断外観と破面状況

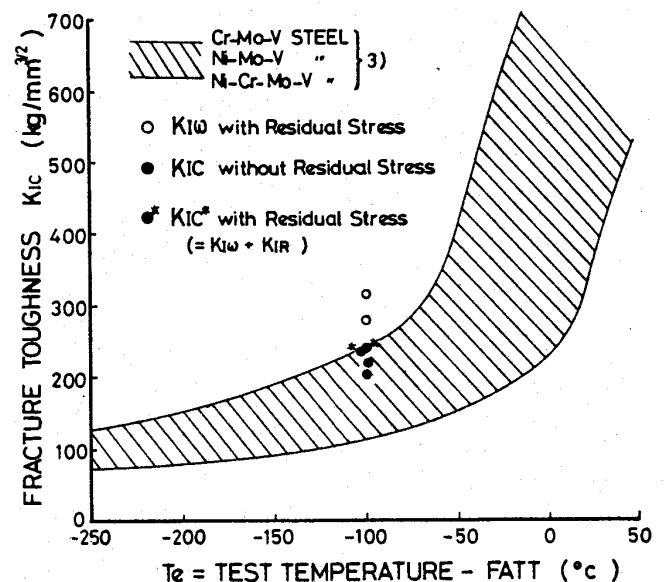


図15 ディスクの破壊靱性値の比較

文 献

- (1) Thomas, A. C., Int. Symposium on Fracture Mech. (1978-9)
- (2) R. E. Frishmuth, J. of Engineering Mat. and Tech., 101 (1979-1)
- (3) K. Kumeno, ほか3名, ASME Paper No 75-Pwr-10, (1975)
- (4) 回転体の強さ試験研究分科会編, 回転体の強さ試験研究分科会成果報告書 (昭52-6), 日本機械学会
- (5) 宮本, ほか4名, 機械学会論文集, 45-396 (昭54-8), 858
- (6) 宮田, ほか2名, 第15回構造強度に関する講演会講演論文集, (昭48-7)

●●● 研究所だより ●●●

東京芝浦電気株式会社 総合研究所 機械研究所の紹介

東京芝浦電気株式会社 荒 木 達 雄

昭和36年に全社的な研究センターとして川崎市小向地区に中央研究所が設立され、昭和44年に専門別の研究所で構成される総合研究所として発展した。それぞれの研究所は先行研究から開発研究までを遂行し、これ等を総合一体化して総合研究所として運営されている。現在では13の研究所により構成されており、機械研究所はそのなかの一つで昭和51年に機械関係の研究者を集めて発足し、全社共通の基盤技術の研究開発が行なわれている。場所は川崎の臨界コンビナート地区である浮島にあり、大型な構造物の実験が可能な設備を有している。

ガスタービンに関しては、将来石油の代替燃料であるLNGや石炭利用のコンバインドサイクル用として重要視し、研究テーマと取り上げられている。また通産省の工業技術院における、ムーンライト計画の「高効率ガスタービンの研究開発」に参画している。東芝では重電事業部が中心となってガスタービンの開発が進められており（本学会誌 VOL. 5, No 18 参照）、機械研究所では翼を中心とした要素の開発研究が行なわれている。

現在行なわれているのは空気冷却翼の冷却性能、空力性能試験及び温度分布応力解析、水冷却翼についての基礎研究、セラミック翼の強度解析である。それ以外に従来から行なっている火力発電所の騒音対策の一環としてコンバインドサイクル発電所の騒音低減の研究に着手している。

機械研究所では火力発電、原子力発電の機器、産業エレクトロニクスの機器、家庭電気製品を対象として流体、振動、機構、応力、熱の各分野での研究を行っている。

以下各分野での研究の概要を紹介する。

(1) 流 体

ガスタービン、蒸気タービン、水車の効率と性能をあげるため、高速風洞、低速風洞を用いた翼列試験と内部流動の数値解析を行っている。ガスタービンについては低速風洞を用いて空気冷却翼の冷却効率の測定を進めている。そのほか熱水を有効利用のため熱水をフラッシュさせる二相流ノズルの開発、原子炉の安全性解析のため流熱的な過渡現象の実験、解析を行っている。

(2) 振 動

重電機器、原子炉の耐震構造解析、大型の加振台を用いた大型構造物の耐震実験を行っている。タービン発電機などの回転体の基礎や液体を内蔵した回転体の振動解析、人工衛星など複雑な機構を有する機器の振動解析を進めている。機械インピーダンス法の応用も進めており送風機の羽根の振動モードの解析に役立っている。

(3) 騒 音

重電機器、産業エレクトロニクス機器、家電機器など全ての機器について騒音の発生原因の解明、防音遮音対策の研究を行っている。無響室による測定、計算機による音場解析とともに現地での実測データをもとにした騒音解析も進めており、火力発電所の周辺や発電所建家内の騒音低減に成功している。

(4) 構造物強度

重電機器、原子炉の構造強度解析、破壊力学の研究を行っている。ガスタービンに関してはセラミック翼についての有限要素法による熱応力の解析を進めている。

(5) 機 構

計算機の入出力機器、自動化機器など高速処理

（昭和56年2月9日原稿受付）

を行う機器の開発、高速化の研究を進めている。
また油圧、制御についての研究も行っており、最近需要の増しつつある油圧エレベータの乗心地の改善に成功している。

(6) 熱

最近電子機器の発熱、冷却対策が問題となって来ておりこれ等の機器の熱制御技術の研究を進めており、ヒートパイプの応用を積極的に進めている。

以上機械研究所の概要を述べたが、総合研究所ではエネルギー機器研究所で熱交換器などの新省エネルギー機器の開発研究、金属セラミック材料研究所でセラミック材料の開発、セラミックユーテングを熱しゃへいに用いるための部品化技術の開発を行っており、互に連携してガスタービンの高温化のための開発研究を進めている。

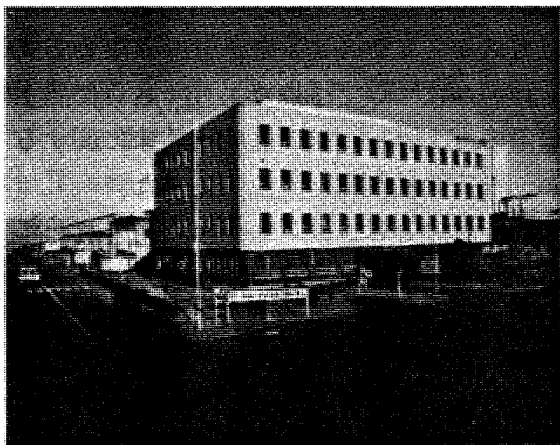


写真1 総合研究所 機械研究所

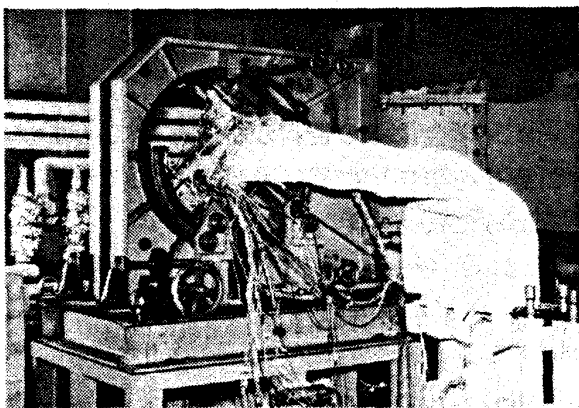


写真2 冷却翼冷却効率試験

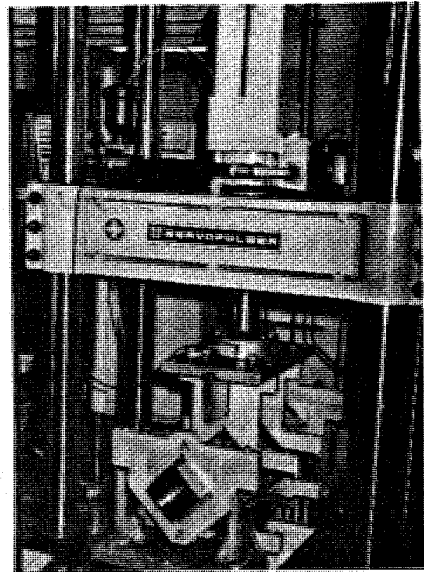


写真5 疲労試験機

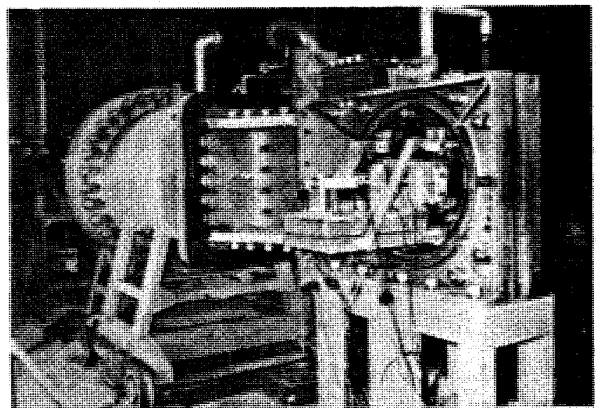


写真6 高速翼列風洞

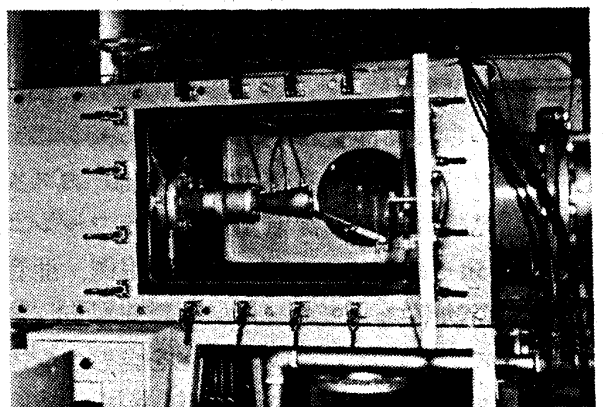
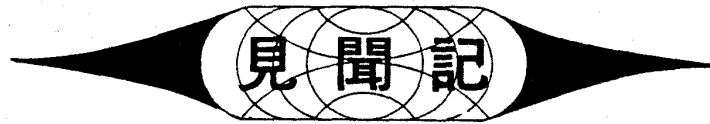


写真7 二相流実験装置



オーストラリアに於る国際ガスタービン会議の紹介

川崎重工業株式会社 ジェットエンジン事業部 黒川 英二郎

SAE-AustralasiaのGas Turbine Section主催の第6回国際ガスタービン会議が昨年の11月12, 13, 14日の3日間、オーストラリア・メルボルン市で開催された。日本からは1大学, 1社が参画予定であったがいずれも現地でのストライキによる航空便のキャンセル等により中止されたが, その後に現地から寄せられた情報により、その概要を紹介する。

このGas Turbine SectionはASME Gas Turbine Div.の協力により組織されたもので、今回の国際ガスタービン会議はASMEのものと同様、その規模は小さいもののガスタービンのオーストラリアに於る使用経験の報告、技術紹介、製品展示、情報交換の場とされており、登録会社数計62社、登録者数113名、その他参加者を含めて開催された。

会議のプログラムとしては、論文関係は20点（海外から11点、オーストラリア国内からは9点）の発表が成された。これらの中で15点は会場で各登録者に配布され、5点がSAE-Australasiaの国際ガスタービン会議特集号に掲載された。特集された論文は船用ガスタービンの高温腐食のコントロール、産業用10,000 HPガスタービンの開発設計と実績、航空用ターボファンエンジンの“on-condition”運航使用例、亜音速航空機用高効率ファンエンジンの将来動向、大型産業用ガスタービンの石炭ガス化を含むコンバインドサイクルプラント等であった。

一方発表された15点の論文の中で設計に関するものは、疲れ寿命、寿命予測、ファンの振動、軸流コンプレッサーの翼面圧力分布についての4

点、航空用エンジンに関するものは、ユーザーによるメンテナンスについて1点、産業用ガスタービンに関するものは、新燃料と燃料の多角化について2点、電力向け大型ガスタービンのメンテナンスおよび石油産業に於るメンテナンス実績について2点、コンバインドサイクルについて1点、プラント建設工事について1点、さらに船用ガスタービンに関するものは、大型の航空転用型について1点、小型高速艇用のものについて1点、ガスタービン・エレクトリック駆動方式のコントロールについて1点であり、さらに陸上輸送機器用のガスタービンの歴史と将来に関するSawyer氏の特別編が1点であった。

製品展示の方は、ガスタービンメーカーについて、川崎重工が結局中止を余儀なくされた為、2社にとどまり、他は電気機器メーカー、関連機器メーカー、コントロール機器メーカー等、合計で13社であった。

今回の紹介でも判る様に、オーストラリアはガスタービンについてはむしろ利用側であり、SAE-Australasiaの事務局としても日本からの参画に非常に興味を示しており、今後日本のメーカー、研究機関からの参加が増える事が期待されている。

尚今回の論文等は、川崎重工により、日本ガスタービン学会にその資料が提供されていますので、お問合せを事務局に戴ければ参考に供する事が出来るようになっております。

（昭和56年2月5日原稿受付）

Whittle Laboratory 紹介

日本鋼管KK技術研究所 白井 俊一

筆者は昭和53年9月末から約2年間にわたり英国ケンブリッジ大学に留学し、Research StudentとしてWhittle Laboratoryに籍を置く機会が得られた。この研究所は大学の工学部に属し、ターボ機械の内部流れに関する世界有数の研究所の一つである。我が国からも毎年多くの留学生、訪問者が滞在しすでに詳細な情報が与えられていることとは思いますが、筆者の滞在中に得られた情報をもとに最近の同研究所の研究動向についてその一面を紹介させて頂く。ただ筆者の勉強不足から個々の研究内容の詳細に関しては不明な点が多く、極く表面的な説明しかできないこと、また記憶の不確かさから内容に不正確な部分を含んでいるかも知れない点をお許し頂きたい。

Whittle Laboratoryは初代DirectorであったProf. Horlockの尽力により1973年Science Research Councilの資金で設立され、それまで工学部内にあったターボ機械関連の研究設備が移設され、当初Turbomachinery Laboratoryと命名された。その後ジェットエンジンの発明者Sir Frank Whittleの名に因んでWhittle Laboratoryと改め、超音速翼列風洞や大型回転翼列風洞が増設され充実した設備が完備している。ケンブリッジの街の西はずれ、物理学で有名なCavendish Laboratoryの隣りに位置するこの研究所は、低速流実験棟、高速流実験棟、ワークショップならびに研究者の居室部分とから成る。設立当時は十分な広さをもって設計されたであろう研究所も、実験設備の増大と研究員・大学院学生の増加により最近では手狭まの感じがしないでもないが、これは逆にこの研究所の充実さ・研究の活発さを表わしているものと考えられる。

二次流れの研究で有名な前DirectorのProf. Sir William Hawthorneは昨年8月をもって退官され、代って非常翼列の研究で知られるDr. Whiteheadが

Directorとなった。ノイズの研究で知られるDr. Cumpsty、三次元Time-marching法で有名なDr. Denton、湿り蒸気の研究を行っているDr. Youngの他5～6名の研究員およびVisitor（長期滞在者）、7～8名の技術職員、それに約10名の大学院学生とから構成されている。外部との交流が盛んで常時2～3名の国内外からの短期訪問者が滞在し国際色も豊かである。私の滞在中に海外からの留学生は10ヶ国にも及んでいた。さて先ずこの研究所に設置されている主たる実験設備から紹介する。

低速流実験棟には

1. 二次元翼列風洞：測定部約45cm×90cm、最大風速約80m/sの吹出し式風洞で、現在は主として学生実験に用いられている。写真1では



写真1 二次元翼列風洞とムービング・ベルト

動翼と壁面の相対運動をシミュレートする為のムービング・ベルトが設置してある。

2. 汎用風洞：45cm×70cm角と約35cmφの二つの吹出口を持つ風洞でプローブの較正および汎用実験に用いられている。最近では長方形断面を持つ曲がりダクト内の二次流れの詳細な計測が行われた。

3. No 1 回転翼列風洞（テストコンプレッサ）

（昭和56年1月26日原稿受付）

：測定部は外径1.5 m、内径0.6 mの一段テストコンプレッサ（外観は写真3のテストタービンとはほぼ同一）で、動翼の上流に入口案内翼、下流に軸流ファンおよび流量制御用弁を持ち任意の負荷設定が可能である。テストブレードはプラスチック成形され、最近完了したケーシング処理に関する研究はこの装置を用いて行われた。

4. 大型ゲッチング型風洞：極く最近工学部より移設されたが、私の帰国時には未だ稼動状態ではなくその詳細は不明である。

高速流実験棟には

1. 超音速翼列風洞：二つの測定部（タンク）を持つ密閉型の風洞で、地下に空気源となる遠心コンプレッサおよび駆動モータを配している。可変密度型である為マッハ数とレイノルズ数を独立に変化させ得ることが特長である。最大マッハ

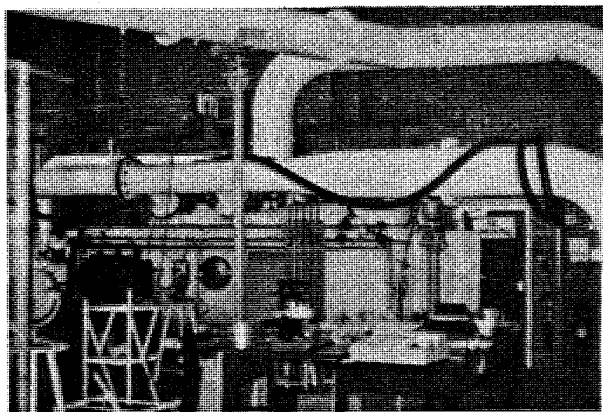


写真2 超音速風洞No.1 タンクと配管類

数は1.2程度と記憶している。写真2はNo.1タンクとその配管等であるが、この中では超音速冷却翼の空力特性計測が、またNo.2タンクでは円環翼列を用いた超音速フラッタ実験が進行中であつた。

2. No.2回転翼列風洞（テストタービン）：当初はNo.1風洞と同じ測定部を持っていたが、最近一段テストタービンとして改造された。外観はNo.1リグとはほぼ同一であるが（写真3）、測定部は外径1.5 m、内径1.0 mの平行壁を持ち、36枚の静翼と51枚の動翼（写真4、5）とから成る自由渦形の空気タービンである。動翼は油圧モータで定速度回転され、下流に設置された遠心ファンと弁により任意の負荷で運転される。このリグ

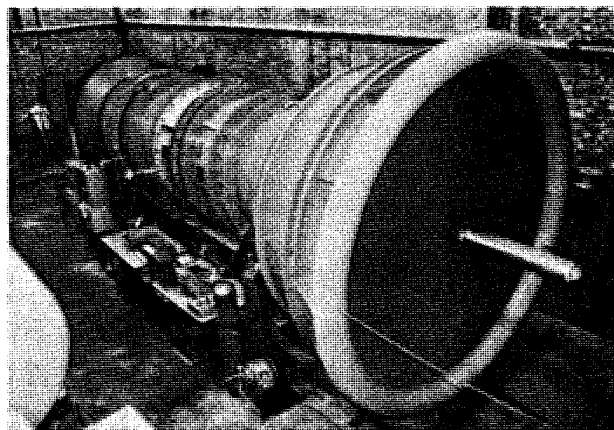


写真3 No.2回転翼列風洞（テストタービン）とトレーサガスシステム

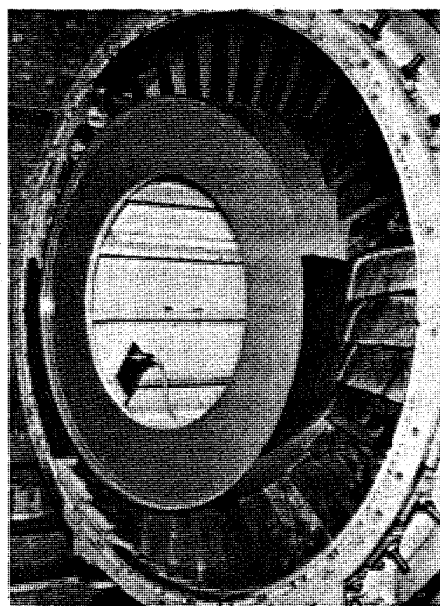


写真4 テストタービン静翼

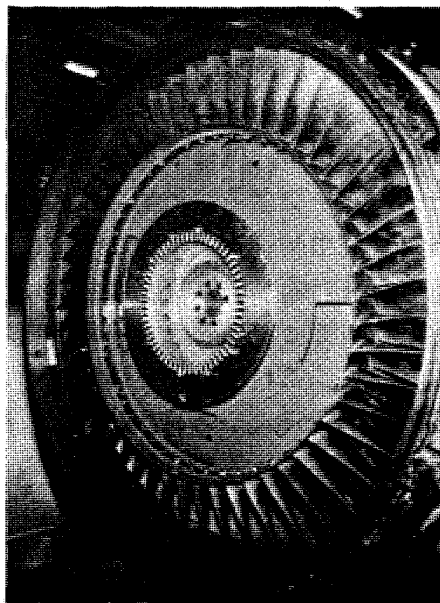


写真5 テストタービン動翼

を用いてタービン流路内の二次流れの計測、トレーサガスを用いた境界層の挙動計測等が行われ、近い将来静翼のウェークが動翼の損失に及ぼす影響に関する実験が行われる予定である。この装置は発生する騒音が大きい為超音速風洞とともに、隣接する防音処理された制御室から遠隔操作され、測定されたデータはミニコンを用いたオンラインシステムにより、リアルタイムでブラウン管やプリンタに出力される。

3. 多段軸流コンプレッサ：非一様流入や旋回失速等の研究用小型多段コンプレッサで、各段において翼の取付角度、翼弦長、翼枚数が可変であり、種々の組合せ時の特性計測が行える。

以上が現在Whittle Laboratoryにおける主たる実験設備であるが、次にこれらの装置を用いての、あるいは理論的ないし数値解析による研究動向の概要について紹介する。

定常流の数値解析では主として遷音速領域での解析に主力が注がれている。Dr. Dentonにより開発された非粘性三次元Time-marchingプログラムは現在一段特性（静翼と動翼）の解析が可能で、多段への拡張の為の計算時間の短縮と計算精度の向上の試みが行われている⁽¹⁾。筆者はこのプログラムを用いて非粘性煎断流による翼列内二次流れの解析を試みたが、計算結果は当研究所のテストタービンや翼列風洞での測定結果と良く一致している。図1はテストタービン静翼出口での

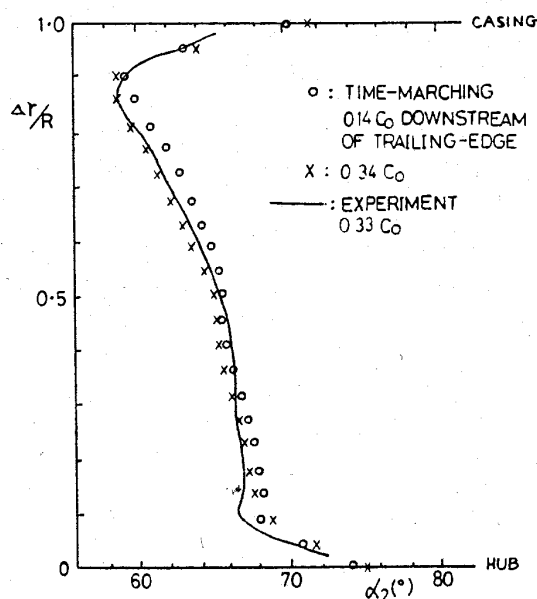


図1 タービン・ノズル出口の流出角分布

流出角分布の計算例である。このプログラムは冷却翼における冷却空気の流れ、軸流コンプレッサにおけるウェークと動翼の干渉の解析等にも応用されている。写像を用いた緩和法による三次元遷音速流解析プログラム、境界層-衝撃波干渉解析を目的とするSpace-marchingプログラム等の開発が進められ、Time-marching法に比していくつかの利点が掲げられているが詳細は不明である。この他流線曲率法を用いたthrough-flow計算に各種損失や流出角分布推定法を組み入れる試みが行われ、いくつかの計算例が得られている。

ターボ機械内の二次流れの解明に関しては大型実験装置を用いて計測が行われ、二次流れの詳細なデータが得られている。長方形断面を有する曲りダクト内において⁽²⁾、また前述の一段テストタービンにおいて流路内流れ状態の詳細な計測が行われ⁽³⁾、得られたデータはこの種の計測に関しての大型装置の有用性を示している。更にこの二つの装置を用いてトレーサガスによる境界層の挙動測定が筆者の当地でのプロジェクトの一つとして行われた。流路内に流入されたトレーサガスの下流での濃度分布を検知し、境界層と主流の混合、二次流れによる偏流等を解明する試みである⁽⁴⁾。浮力の影響を避ける為にトレーサとしてエチレンを用い、Flame Ionisation Detectorを検知器とするシステムが開発され、図2はテストタービン内での測定結果を示す。静翼上流の壁面境界層内図中⊗印の位置に流入されたトレーサガスは、静

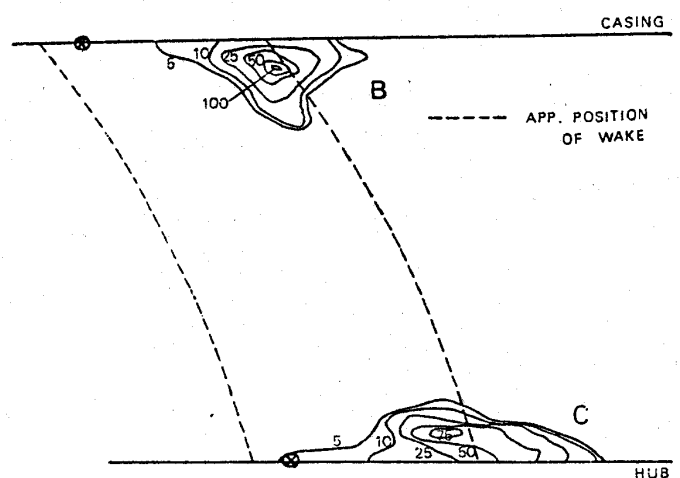


図2 トレーサガス計測の一例
(タービン・ノズル内流れ)

翼流路内で正圧側から負圧側へと偏流し、静翼出口ではその殆んどが二次渦内に検出される。このシステムは今後境界層と主流の混合、ウェークや吹出空気の影響、燃焼器からのHot-patchの影響等多方面への応用が考えられる。

テストコンプレッサ(No.1回転翼列風洞)では軸流コンプレッサのケーシング処理に関する実験により、ストール・マージン増加のメカニズム解明が行われPh.D論文として発表された⁽⁵⁾。動翼と共に回転するプローブを用いて得られた動翼内流れのデータをもとに、数種のケーシング・スリットに対して流れ状態のマップが得られている。

超音速風洞のNo.1タンクではフィルム・クーリングを伴う超音速翼列特性の計測が進行中である。主流と吹出空気の密度差をシミュレートする為に吹出しに二酸化炭素を用い、二者の熱伝導率の差を利用して混合度合を計測している。各種の吹出口形状、吹出量に関して上記計測の他翼面圧力分布、ウェークトラヴァース等も行われ、これと同時に二次元Time-marchingプログラムによる冷却空気を伴う流れの解析も進んでいる⁽⁶⁾。

蒸気タービン内の湿り蒸気の研究では、湿り蒸気流れにおける水滴成長過程の解析ならびにこの解析手法の流線曲率法によるThrough-flow計算への取込みの試みが行われている。新たに計算時間の短縮を目的として水滴成長方程式が考案され、これと蒸気の状態方程式との組合せによる一次元湿り蒸気流れの解析では従来の解析に比して大巾な計算時間の短縮が可能となっている。またこの手法をもとに非平衡状態を考慮した蒸気タービン内湿り蒸気流れの解析法を開発中で、水滴サイズ、湿り損失分布等の推定、さらには過冷却の影響を考慮したチョーキング流量推定の精度向上を目指している。

非定常問題に関しては、有限要素法を用いたそのの大きい振動する翼に加わる力とモーメントの数値計算プログラムが開発され、計算結果は超音速風洞No.2タンクで行われつつある円環翼列による実験結果と比較される。この実験では16枚の翼で構成される円環翼列を予め設定された位相差を持って加振し、翼に加わるモーメントの計測を行なっている。写真6はこの加振装置を示す。

軸流コンプレッサの非一様流入に関する研究も

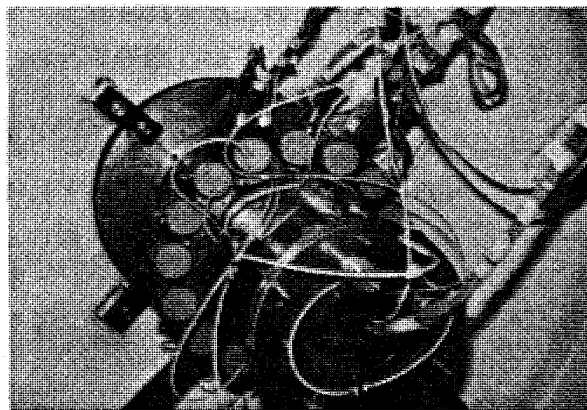


写真6 非定常空気力測定装置

いくつか行われている。単独の翼列に対する非均一流入の影響解析手法が開発され、非設計点における失速領域の推定に用いられている。上流翼列のウェークによる翼列間干渉解析も試みられ、これらの解析結果はテストコンプレッサで実証されつつある。さらに最近の高性能コンプレッサの安定作動領域の推定を行う為に actuator disc 理論を用いての非一様流入時における二次元解析モデルが考えられ、多段軸流コンプレッサ実験により妥当性が調べられる予定である⁽⁷⁾。

この他レーザドップラ流速計によるターボ機械内流れの計測技術の開発が進められ、二次元翼列風洞内の二次流れの計測結果はTime-marchingプログラムの数値解析結果と良く一致している。テストコンプレッサ内流れの計測結果からは、そのウェークの形状は流量係数とスパン方向の位置に依存することが明らかになっている。更に高速ジェット流での結果はプローブによる計測結果と2%以内の誤差で一致し、現在は、遷音速・高負荷翼列での計測が進行中である。

以上ざっとWhittle Laboratoryで現在行われつつある、あるいは最近完了した研究の概要を述べてみたが、これらの研究の多くは企業等からの資金援助(特にRolls-Royce, C.E.G.B.)によるプロジェクトとして行われており、これらの成果は各企業へフィードバックされている。一般に英国での研究は彼らの生活態度を反映して、悠々とじっくり対象に取組み、一步一步の研究過程を重視している様に思える。我々には少々非能率的に感じられる点もあるが、彼らの

持つ深い洞察力から時には我々の考えも及ばぬ発想が生じる。基礎学問に秀でた英国人の特色はこうした研究態度から生れるのではないだろうか。ともすれば研究の成果のみに目を向けがちな時代にあって、彼らのこの研究過程を重視する態度は、少くとも私に反省の材料を与えてくれた。

ローマ時代に始まり、12世紀に大学都市としてスタートしたケンブリッジの街は、街自体が大学という感じで、その生活・研究環境はすばらしい。私の滞在中、指導教官であったDr. Dentonをはじめ研究所の皆様から大変親切にして頂き、充実した留学生活を送ることができた。何年か後に是非再び訪問したい地である。

References

1. Denton, J.D., VKI Lecture Series 79 1979.
2. Bruun, H.H., CUED/A-Turbo/TR95 1979
3. Hunter, I.H., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1979
4. Denton, J.D. & Usui, S., 26th Int. Gas Turbine Conf. 1981
5. Smith, G.D.J., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1980
6. Haller, B., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. To be submitted 1981
7. Mitchell, N.A., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1979

「第9回液体の微粒化に関する講演会」案内

共催 燃料協会、日本ガスタービン学会他9学協会
協賛 応用物理学会他7学協会

1. 日 時 昭和56年6月4日(木)・5日(金) 10:00~17:00
2. 会 場 東京鴻池ビル大会議室
東京都千代田区神田駿河台2-3-11 TEL 03-295-0481
3. 費 用 参加費 500円 前刷集1部 3,500円(送料共)
4. 申 込 方 法 5月22日(金)までに参加申込書(ハガキ大の用紙に氏名、所属、通信先、所属学協会を明記したもの)参加費を添え、下記あてお申込み下さい。
5. 連絡、申込先 〒101 東京都千代田区外神田6-5-4 倍楽ビル
社団法人 燃料協会 TEL 03-834-6456~8

プ ロ グ ラ ム

第1日 6月4日(木)

- 開会の辞 10:00 倉林 俊雄(群馬大工)
- 微粒化機構Ⅰ 10:05~11:05 (講演 3件) (司会 徳岡 直静(慶応大工))
- 微粒化機構Ⅱ 11:10~12:10 (講演 3件) (司会 佐賀井 武(群馬大工))
- 壁面上での挙動 13:00~14:00 (講演 3件) (司会 柄沢 隆夫(群馬大工))
- ★特別講演Ⅰ 14:00~15:00 (座長 永井 伸樹(東北大工))
- …………… 超音波微粒化に関して …………… 千葉 近(山形大工短)

- 測定法 15:20~16:40 (講演 4件)

第2日 6月5日(金)

- 噴霧の特性Ⅰ 10:00~11:00 (講演 3件) (司会 中山 満茂(群馬大工))
- 噴霧の特性Ⅱ 11:10~12:10 (講演 3件) (司会 村上 昭年(九州大工))
- その他 13:00~13:40 (講演 2件) (司会 松本 史朗(埼玉大工))
- ★特別講演Ⅱ 13:40~14:40 (座長 高島 洋一(東工大原研))
- …………… COMの燃焼 …………… 松浦 彦男(電源開発)

- ★懇談会 14:55~16:55

燃料多様化にともなう噴霧燃焼について

司会・パネリスト 宮崎 周三 (日本ファーンズ工業)

パネリスト 岩間 彬 (東大宇宙研)

松浦 彦男 (電源開発)

- 閉会の辞 16:55

佐藤 豪(慶応大工)

(講演題目等、詳細は燃料協会宛お問合せ下さい。)

持つ深い洞察力から時には我々の考えも及ばぬ発想が生じる。基礎学問に秀でた英国人の特色はこうした研究態度から生れるのではないだろうか。ともすれば研究の成果のみに目を向けがちな時代にあって、彼らのこの研究過程を重視する態度は、少くとも私に反省の材料を与えてくれた。

ローマ時代に始まり、12世紀に大学都市としてスタートしたケンブリッジの街は、街自体が大学という感じで、その生活・研究環境はすばらしい。私の滞在中、指導教官であったDr. Dentonをはじめ研究所の皆様から大変親切にして頂き、充実した留学生活を送ることができた。何年か後に是非再び訪問したい地である。

References

1. Denton, J.D., VKI Lecture Series 79 1979.
2. Bruun, H.H., CUED/A-Turbo/TR95 1979
3. Hunter, I.H., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1979
4. Denton, J.D. & Usui, S., 26th Int. Gas Turbine Conf. 1981
5. Smith, G.D.J., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1980
6. Haller, B., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. To be submitted 1981
7. Mitchell, N.A., Ph.D. Thesis, Cambridge Univ. 1979

「第9回液体の微粒化に関する講演会」案内

共催 燃料協会、日本ガスタービン学会他9学協会
協賛 応用物理学会他7学協会

1. 日 時 昭和56年6月4日(木)・5日(金) 10:00~17:00
2. 会 場 東京鴻池ビル大会議室
東京都千代田区神田駿河台2-3-11 TEL 03-295-0481
3. 費 用 参加費 500円 前刷集1部 3,500円(送料共)
4. 申 込 方 法 5月22日(金)までに参加申込書(ハガキ大の用紙に氏名、所属、通信先、所属学協会を明記したもの)参加費を添え、下記までお申込み下さい。
5. 連絡、申込先 〒101 東京都千代田区外神田6-5-4 倍楽ビル
社団法人 燃料協会 TEL 03-834-6456~8

プ ロ グ ラ ム

第1日 6月4日(木)

- 開会の辞 10:00 倉林 俊雄(群馬大工)
- 微粒化機構Ⅰ 10:05~11:05 (講演 3件) (司会 徳岡 直静(慶応大工))
- 微粒化機構Ⅱ 11:10~12:10 (講演 3件) (司会 佐賀井 武(群馬大工))
- 壁面上での挙動 13:00~14:00 (講演 3件) (司会 柄沢 隆夫(群馬大工))
- ★特別講演Ⅰ 14:00~15:00 (座長 永井 伸樹(東北大工))
- …………… 超音波微粒化に関して …………… 千葉 近(山形大工短)

- 測定法 15:20~16:40 (講演 4件)

第2日 6月5日(金)

- 噴霧の特性Ⅰ 10:00~11:00 (講演 3件) (司会 中山 満茂(群馬大工))
- 噴霧の特性Ⅱ 11:10~12:10 (講演 3件) (司会 村上 昭年(九州大工))
- その他 13:00~13:40 (講演 2件) (司会 松本 史朗(埼玉大工))
- ★特別講演Ⅱ 13:40~14:40 (座長 高島 洋一(東工大原研))
- …………… COMの燃焼 …………… 松浦 彦男(電源開発)

- ★懇談会 14:55~16:55

燃料多様化にともなう噴霧燃焼について

司会・パネリスト 宮崎 周三 (日本ファーンズ工業)

パネリスト 岩間 彬 (東大宇宙研)

松浦 彦男 (電源開発)

- 閉会の辞 16:55

佐藤 豪(慶応大工)

(講演題目等、詳細は燃料協会宛お問合せ下さい。)

新設備 紹介

日立-GE MS9001型大容量ガスタービン 使用の排熱回収型複合サイクル発電設備

(株) 日立製作所 長 友 龍 男

近年エネルギー価格の高騰にともない、中間負荷運用火力として高効率の排熱回収型複合サイクル発電設備が、注目をあつめている。

今般、日立-GE MS9001B型ガスタービンを使用した我が国初の本格的排熱回収型複合サイクル発電設備を、日本国有鉄道川崎火力発電所旧1号機（昭和33年運転開始）の取替設備として納入したので、その概略を紹介する。

1. プラントの概要

主要設備は、ガスタービン発電設備1組とその排ガスを熱回収する排ガスボイラ設備1缶、およびその発生蒸気で駆動される蒸気タービン発電設備1組であり、合計出力141.3MWである。

配置は、限られた用地内で旧1号機設備を可能な限り利用して行った。

系統構成図と全体配置図を図1、図2に示す。

なお、この設備は、プラントの性格上毎日起動停止が行われるので、計画段階から各設備の協調をはかるとともに制御システムに大幅な自動化を導入した。即ち、ガスタービンの起動準備、起動、点火、昇速にはじまるプラント起動から目標負荷までと、所定負荷から停止までとの運転監視制御を電子計算機と数々のサブグループ制御装置の組合せで中央制御室より総合的に行っている。

プラント性能を表1に示すが、試運転結果では出力、効率ともに計画値を満足する良好な成績が

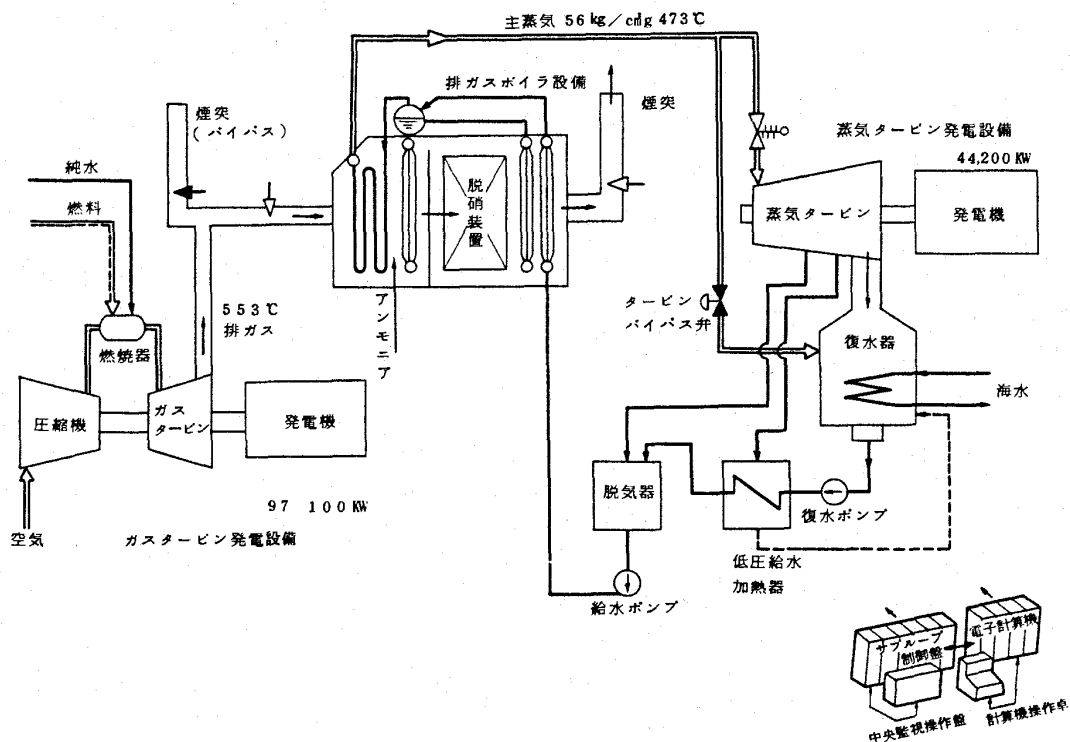


図1 系統構成図

(昭和56年2月10日原稿受付)

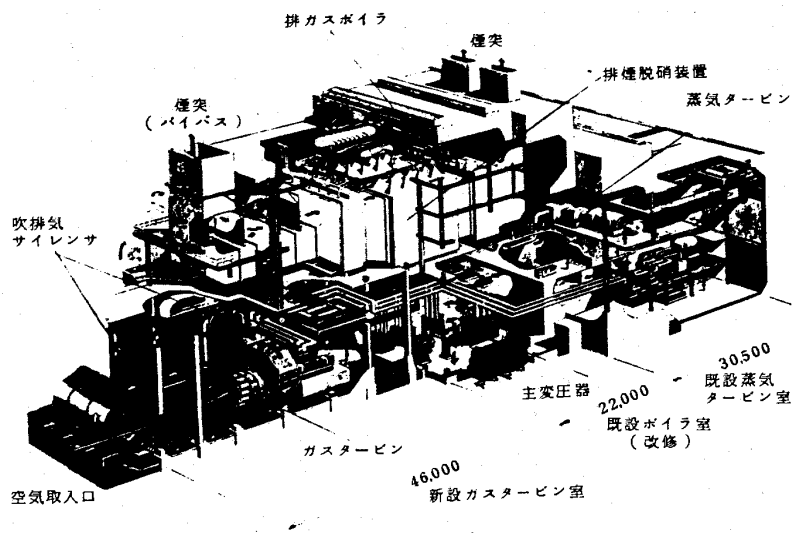


図2 複合サイクル発電設備配置図

表1 複合サイクル発電設備性能表

プラント		単位	新1号機		備考
ガスタービン負荷		—	ピーク	ベース	(旧1号機)
出力	総合	kw	141,300	125,500	(60,000)
	ガスタービン	kw	97,100	87,800	—
	蒸気タービン	kw	44,200	37,700	(60,000)
熱量消費率	発電端HHV	kcal/kWh	2,146	2,206	
	発電端LHV	kcal/kWh	2,024	2,081	
	発電端HHV	%	40.07	38.98	(32.0)
主蒸気	圧力	atg	56	56	
	温度	°C	473	451	
	流量	T/H	163.1	143.0	ボイラ出口
最終給水温度		°C	115.8	111.4	
復水器真空		mmHg	734.0	734.0	冷却水温度8°C
ガスタービン水噴射量		kg/H	12,720	12,720	入口空気量比1%
補給水量		kg/H	1,631	1,430	ボイラブロー1%
ガスタービン排ガス流量		kg/H	1,302,780	1,300,370	WET
ガスタービン排ガス温度		°C	553	513	
ボイラ出口ガス温度		°C	218	220	

大気温度4°C 使用燃料灯油

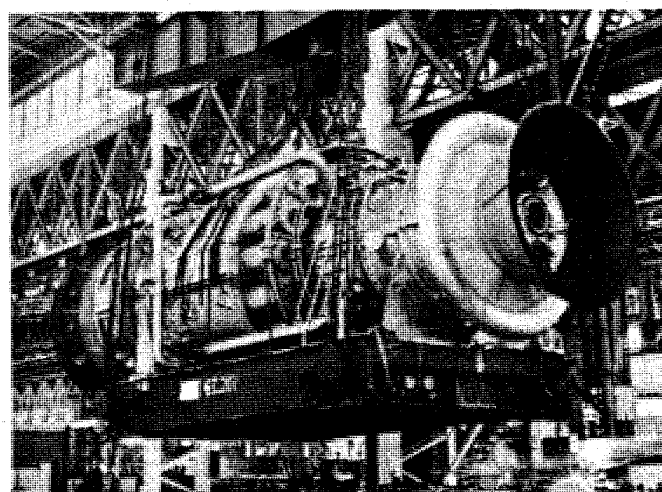


写真1 ガスタービン本体

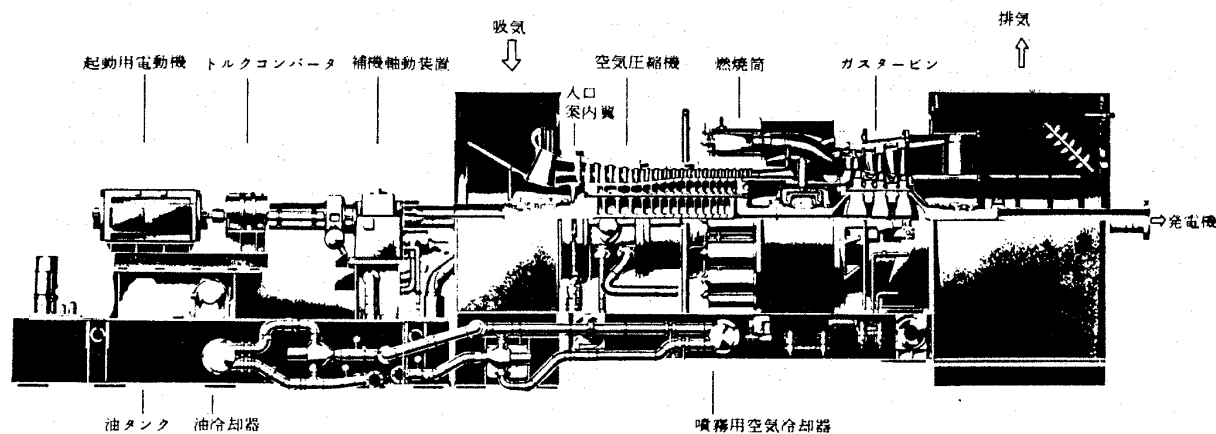


図3 ガスタービン構造断面図

得られ期待通りの高出力化、高効率化を実現した。

2. ガスタービン発電設備

このプラントに使用された日立-GE MS9001B型ガスタービンの全体外形と構造を写真1、図3に、性能および主要仕様を表2に示す。

構造について1部補足説明すると、圧縮機入口案内翼は油圧制御の可変翼で、起動時のサージング防止のほかに常時入口空気流量を制御することによりプラント部分負荷時の効率改善を行っている。タービンの第1段動翼は冷却孔が貫通しており、車軸中心孔から導かれる圧縮機16段後からの抽気圧縮空気により冷却される。圧縮機出口空気は、14個の燃焼室に導かれ、

表2 ガスタービン性能ならびに主要仕様

型 式 MS 9001 B 開放単純および複合両用サイクル1 軸型				
ガスタービン負荷	単位	定 格	ベ ース	大気温度 4℃
出 力	kw	100,000	90,810	3,000 r. p. m.
熱効率 (LHV 基準)	%	30.12	29.86	使用燃料 : 灯油
入 口 空 気 流 量	kg / H	1,271,470	1,271,470	
水 噴 射 量	kg / H	12,720	12,720	入口空気量比 1%
燃 焼 温 度	℃	1,062	1,004	複合サイクル時 1,065
排 気 温 度	℃	543	503	
燃 料 噴 射 方 式	低 圧 空 気 噴 射 方 式			
起 動 装 置	モ ー タ 1,100 kw			
空 気 圧 縮 機	軸流 17 段 (圧縮比 : 約 9.0) 3,000 r.p.m 入口案内翼 (可変), 出口案内翼付			
タ ー ビ ン	材 料	衝 動 3 段 3,000 r.p.m		
		動翼 1, 2 段 IN-738 3 段 U-500 静翼 1, 2, 3 段とも FSX-414		
燃 焼 器	逆流型 14 筒 (燃料ノズル, 水噴射ノズル付)			
吸 気 サ イ レ ン サ	パラレルバッフル型 (9 m 長)			
排 気 サ イ レ ン サ	パラレルバッフル型 (8 m 長)			

燃焼筒ライナールーバー孔を通じて燃焼域に流入し、適切な燃焼域、希釈領域を形成するとともにライナーを冷却する。

3. 排ガスボイラ設備 (含排煙脱硝装置)

このボイラは、単胴自然循環式横置型バブコック日立排ガスボイラ (屋内式) であり、ガスタービン単独試運転時にそなえてバイパス煙突を有しシャッターダンパにより切替えられる。ボイラの構造は、ガス上流側より過熱器管群、前部蒸発管群、排煙脱硝装置、後部蒸発管群、節炭器管群、煙突の配列でドラムは別置である。

各管群はすべてスパイラルフィンチューブを使用し、有効に排熱回収を行っている。なお蒸発管群中間の最適温度領域に全量排煙脱硝装置 (乾式アンモニア接触還元分解法) が組込まれ、全体としてガスタービンの特性に充分マッチした構造となっている。

ボイラ性能は、定格時蒸発量 163.1 T/H, 蒸気圧力 (過熱器出口) 62.7 kg/cm²g, 蒸気温度 (過熱器出口) 478℃ である。

4. 蒸気タービン発電設備

蒸気タービンは、非再熱式 1 車室、1 流排気型 (日立 SF-23), 段落数 15 段、抽気段数 2 段で、コンバインドガバニング方式の蒸気加減弁、前圧制御装置およびタービンバイパス系統を含む蒸気調整装置等をそなえてシステム協調をはかっている。発電機は、旧設備を改修し容量の変更を行った。主要性能 (表 1 参照)。

5. 制御設備

電子計算機は、日立 HIDIC-80 を使用し通常の運転操作は、CRT をそなえたオペレータコンソールにより行う。中央監視操作盤および補助盤とあわせ、プラントの運転監視、制御操作はすべて中央制御室で一元管理できる。

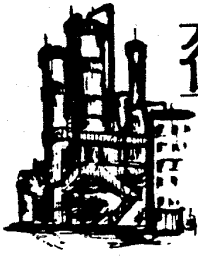
ほかに計測制御設備として、別室にサブグループ制御盤、シーケンサ盤、ガスタービン制御盤があるが、このうちガスタービン制御盤にはガスタービン制御の中枢をなす電子式制御装置 (スピードトロニック) が収納されている。

これはソリッドステート化した多数のプリント板からなりたっていて、ロジック、デジタル、アナログ、リレーの制御要素が相互に関連してガスタービンを制御している。制御機能の基本は、速度/負荷の要求に応じて燃料量の調節をすることであるが、保安装置の機能、燃焼系の監視機能、水噴射制御監視機能も備えている。

6. 運転状況

国鉄の負荷は、電気運転用でありその特性上深夜の時間帯は信濃川水系の千手、小千谷両水力発電所ではほぼ全量供給される。

このため、本プラントは毎日起動停止操作がなされるものであるが、昭和 55 年 10 月、ガスタービンの初点火後試運転調整に入り、すでに現地起動回数も昭和 56 年 2 月現在 80 回を越える。この間、予定通り使用前検査を含む試験工程を順調に消化し、昭和 56 年 3 月、営業運転の運びとなる予定である。



後記

編集理事 谷 田 好 通

本号は「非定常空力」特集号となっております。

航空用ガスタービンは言う迄もなく、原子力や産業などの発展と相まって、ガスタービンは今後増々利用されることが期待されていますが、その高性能化にともなって、流れに起因する振動や空力弾性的問題がその安全性や信頼性にとって重要になってきております。

流れに密接に関連した振動問題の代表的なもの一つに航空機の翼のフラッタがあります。それは構造力学と非定常空気力学とが見事に結合したもので、構造屋と空力屋とがお互いの垣根を越えて勉強した結果ではないかと思えます。

これに対し、ガスタービンを含むターボ機械については、現象が複雑で取扱いが難しいこともあって、今迄は振動屋と流力屋とが余り接触せずに、夫々の土俵で研究を行ってきたようです。しかし、振動や空力弾性問題を解決するためには、

今後両者の垣根を取去って、相互理解を深める必要があります。ターボ機械以外の流体関連の領域でも、構造と流れの相関関係が今日の問題として盛んに議論されるようになっており、ターボ機械でも同様な動きが世界的に見られるようになってきたことは喜ばしい限りです。

このような背景のもとに、本号では、構造物と流体との間の関係の基礎的な考え方を田島教授に、多くの実際の経験をふまえての解説を永野氏に、高速翼列における研究の動向と問題提起を難波教授に、さらに米国における非定常空力の研究の動向を、米国でご活躍中の黒坂教授に、夫々書いていただきました。

最新の話題を、最も先端的な方々に解説していただき、編集担当の一人として厚く御礼申し上げますとともに、本特集号が関連分野のよい刺激になることを期待する次第です。

事務局 だより

雑踏と喧騒のこの新宿の街もショーウィンドウの飾りつけが春の訪れを感じさせます。いよいよ今年度最後の学会誌となりました。事務局も3月は年度末とあって、一年のしめくりに忙しい時期です。なかでも3月31日にしめる決算報告が大きな仕事で、4月の会計監査、評議員会、総会を控えて大騒動します。

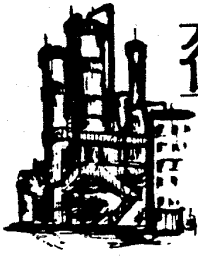
そこで、お願いですが、会費、会員名簿代、その他学会より請求書をお送りしました代金を未納の方は、会計の処理上、大変困っておりますので大至急お払い込み下さい。

またそのお支払方法について一つ、お願いしたいことがあります。郵便振替・現金書留などの送金方法については余り問題はないのですが、銀行振込をご利用で、会社名で振込なさる時は、あとで必ず個人名と何の代金かをご連絡下さい。会社の名前で振込まれますと、どなたの何の代金か調べるのに大変苦勞致します。調べましてわかる場合はまだいいのですが、結局わからないまま預り金として処理し、次年度の会費請求の時、やっと判明ということもありました。

4月の新年度は日本ガスタービン学会前身の日本ガスタービン会議時代よりかぞえて10年目にあたります。会員の方々も当初より3倍位にふくれあがり事務局も倍になり(1人から2人)事務所も5階から8階へと移りました。これから15年、20年とより大きく発展させるため、会員の増加と共に事務局も充実させたいと思います。

今後も事務局に対するご意見・ご希望などございましたらどんどんお寄せ下さい。お待ちしております。

(A)



後記

編集理事 谷田 好通

本号は「非定常空力」特集号となっております。

航空用ガスタービンは言う迄もなく、原子力や産業などの発展と相まって、ガスタービンは今後増々利用されることが期待されていますが、その高性能化にともなって、流れに起因する振動や空力弾性的問題がその安全性や信頼性にとって重要になってきております。

流れに密接に関連した振動問題の代表的なもの一つに航空機の翼のフラッタがあります。それは構造力学と非定常空気力学とが見事に結合したもので、構造屋と空力屋とがお互いの垣根を越えて勉強した結果ではないかと思えます。

これに対し、ガスタービンを含むターボ機械については、現象が複雑で取扱いが難しいこともあって、今迄は振動屋と流力屋とが余り接触せずに、夫々の土俵で研究を行ってきたようです。しかし、振動や空力弾性問題を解決するためには、

今後両者の垣根を取去って、相互理解を深める必要があります。ターボ機械以外の流体関連の領域でも、構造と流れの相関関係が今日の問題として盛んに議論されるようになっており、ターボ機械でも同様な動きが世界的に見られるようになってきたことは喜ばしい限りです。

このような背景のもとに、本号では、構造物と流体との間の関係の基礎的な考え方を田島教授に、多くの実際の経験をふまえての解説を永野氏に、高速翼列における研究の動向と問題提起を難波教授に、さらに米国における非定常空力の研究の動向を、米国でご活躍中の黒坂教授に、夫々書いていただきました。

最新の話題を、最も先端的な方々に解説していただき、編集担当の一人として厚く御礼申し上げますとともに、本特集号が関連分野のよい刺戟になることを期待する次第です。

事務局 だより

雑踏と喧騒のこの新宿の街もショーウィンドウの飾りつけが春の訪れを感じさせます。いよいよ今年度最後の学会誌となりました。事務局も3月は年度末とあって、一年のしめくりに忙しい時期です。なかでも3月31日にしめる決算報告が大きな仕事で、4月の会計監査、評議員会、総会を控えて大騒動します。

そこで、お願いですが、会費、会員名簿代、その他学会より請求書をお送りしました代金を未納の方は、会計の処理上、大変困っておりますので大至急お払い込み下さい。

またそのお支払方法について一つ、お願いしたいことがあります。郵便振替・現金書留などの送金方法については余り問題はないのですが、銀行振込をご利用で、会社名で振込なさる時は、あとで必ず個人名と何の代金かをご連絡下さい。会社の名前で振込まれますと、どなたの何の代金か調べるのに大変苦勞致します。調べましてわかる場合はまだいいのですが、結局わからないまま預り金として処理し、次年度の会費請求の時、やっと判明ということもありました。

4月の新年度は日本ガスタービン学会前身の日本ガスタービン会議時代よりかぞえて10年目にあたります。会員の方々も当初より3倍位にふくれあがり事務局も倍になり(1人から2人)事務局も5階から8階へと移りました。これから15年、20年とより大きく発展させるため、会員の増加と共に事務局も充実させたいと思います。

今後も事務局に対するご意見・ご希望などございましたらどんどんお寄せ下さい。お待ちしております。

(A)

国 際 会 議 案 内

Symposium on Particulate Laden Flows in Turbomachinery ASME 1982
Spring Fluids Engineering Division Conference

(主催 The Fluid Machinery and Polyphase Flow Committee of the
ASME Fluids Engineering Division. The Turbomachinery
Committee of the ASME Gas Turbine Division)

講演論文募集

上記、シンポジウムの講演論文募集を下記により行っております。

記

- i) 開催年月日：1982年6月7日～11日
- ii) 開催地：米国, MISSOURI, ST. LOUIS
- iii) 対象分野：
 - THREE-DIMENSIONAL INVISCID AND VISCOUS PARTICULATE FLOWS IN TURBOMACHINERY.
 - BOUNDARY LAYERS IN PARTICULATE FLOWS FOR APPLICATION IN TURBOMACHINERY.
 - ANALYTICAL MODELS FOR PREDICTING PERFORMANCE DETERIORATION CAUSED BY AIRFOIL SURFACE ROUGHNESS BUILDUP, ROTOR BLADE TIP CLEARANCE WEAR AND BLADE CONTOUR EROSION.
 - DOCUMENTATION FOR INSPECTION OF SERVICE PARTS - MECHANICAL DETERIORATION OF THE COMPRESSOR AND TURBINE GAS PATH PARTS.
 - MAINTENANCE COST - DUE TO PRESENCE OF PARTICULATE FLOWS IN THE ENGINE.
 - PERFORMANCE RETENTION
 - (a) SHOULD EROSION BE TAKEN INTO ACCOUNT IN THE INITIAL DESIGN PHASE OF NEW ENGINES?
 - (b) WHAT ARE THE TRADE-OFFS BETWEEN SUPER INITIAL PERFORMANCE BLADE, BUT SHORT LIFE, AND NOT SUPER INITIAL PERFORMANCE BUT MECHANICALLY LONG LIVED BLADES?
 - DIFFERENT PROBLEMS CONNECTED WITH PARTICULATE FLOW IN TURBOMACHINERY:
 - (a) HEAT TRANSFER
 - (b) STRUCTURE DEVICES
 - (c) OTHERS.
- iv) 発表の採否：アブストラクト(500語、目的、結果および結論を明記のこと)、もしくは全文3部提出し、それにより採否を決定する。
- v) 提出先：
 - Dr. Widen Tabakoff
Dept. of Aerospace Engineering and Applied
Mechanics, Mail Location 70, Univ. of Cincinnati
Cincinnati, Ohio 45221
 - Dr. C.T. Crowe
Dept. of Mechanical Engineering
Washington State Univ.
Pullman, WA 99163
 - Dr. David B. Cale Director
Appl. Tech. Lab.
U.S. Army Research & Tech. Lab.
Ft. Eustia, VA 23604
- vi) 提出期限：アブストラクト…1981年4月15日
最終原稿(アブストにより提出連絡のあった場合)
…1981年8月15日

第9回ガスタービン定期講演会

共 催 日本ガスタービン学会 日本機械学会
期 日 昭和56年6月5日(金)
会 場 機械振興会館 地下3階研修1,2号室
東京都港区芝公園3-5-8, 東京タワー前
TEL 434-8211
地下鉄 日比谷線 神谷町駅下車, 徒歩5分
次 第 (講演時間20分, 討論時間5分。 ※印講演者。)
(発表者の所属は, 筆頭者と同じ場合, 省略しました。)

第 1 室 (研修1号室)		第 2 室 (研修2号室)	
9:00	<p>座長 久保田道雄(日立製作所)</p> <p>A-1. 2万5千馬力級航空転用型ガスタービンの開発 ※竹生健二(石川島播磨)</p> <p>A-2. 140MWコンバインドサイクル用大容量ガスタービン ※龍花清作(日立製作所)・高橋浩二</p> <p>A-3. 60MW級ガスタービン発電バージについて 青木千明(石川島播磨)・吉本建一郎・※植松功雄</p> <p>A-4. ガスタービン利用によるアンモニアプラントの省エネルギー ※宇治茂一(石川島播磨)・池田三樹夫</p>	9:00	<p>座長 荒木達雄(東芝)</p> <p>B-1. 高圧力比遠心圧縮機の研究 星野昭史(川崎重工)・※杉本隆雄・河岸優・山下一郎</p> <p>B-2. 旋回流れのある円錐ディフューザについて(第4報 高い静圧回復率を得る条件) ※田代伸一(東大院)・吉識晴夫(東大生研)</p> <p>B-3. パワータービン・ディフューザの開発 ※高村東作(日産)・小香秀風</p> <p>B-4. ファン騒音に及ぼす飛行効果の研究(第1報 吸入整流ハニカムの音響特性) ※小林紘(航技研)・進藤重美</p>
10:40		10:40	
10:50	<p>座長 高原北雄(航技研)</p> <p>A-5. 曲面上のフィルム冷却に関する実験(第2報) ※進藤重美(航技研)・坂田公夫・吉田豊明・後藤哲哉(日大院)</p> <p>A-6. 船用ガスタービン翼の内部冷却孔の熱伝達率と圧力損失 森下輝夫(船研)・青進・※平岡克英</p> <p>A-7. 強制対流を伴うガスタービン翼の液体冷却に関する数値解析 ※天野良一(米国ウィスコンシン大)</p> <p>A-8. 管内流の熱伝達促進に関する研究 ※鶴野省三(防衛大)・高尾吉郎</p>	10:50	<p>座長 青木千明(石川島播磨)</p> <p>B-5. 回転翼振動の非接触計測法の研究(第Ⅲ報) ※遠藤征紀(航技研)・松田幸雄・松本正勝</p> <p>B-6. 動翼ダブテール部の変形, すべり挙動 ※服部敏雄(日立製作所)・森崎・岡本紀明</p> <p>B-7. ガスタービン動翼の振動計測 ※岡村淳輔(石川島播磨)・鈴木章夫・上遠野紘一</p> <p>B-8. ガスタービンのロータのつりあい振動とその低減に関する一考察 ※宮地敏雄(航技研)</p>
12:30		12:30	
13:20 ~ 14:10 特別講演 座長 高田 浩之(東大) 「航空用ガスタービンエンジン材料の現状と開発の動向」 塩 入 淳 平(東大)			
14:15	<p>座長 菅 進(船研)</p> <p>A-9. ガスタービン燃焼器の詳細設計とその実験結果 ※鈴木邦男(機械技研)</p> <p>A-10. モデル燃焼器排出ガス中のNO_2/NO_x ※堀守雄(東大宇宙研)</p> <p>A-11. 旋回ジェット燃焼時の非燃焼時特性 ※五味光男(航技研)・藤井昭一・江口邦久</p>	14:15	<p>座長 宮城靖夫(船研)</p> <p>B-9. セラミック回転体強度の評価 ※佐々木正史(日産)・佐々木直人・山崎慎一</p> <p>B-10. 高温強度セラミックスの強度評価について ※松本勝利(航技研)・高原北雄・橋本良作</p> <p>B-11. Ni基超合金の高温強度に及ぼす二, 三の雰囲気の影響 宗像良幸(船研)・※千田哲也</p>
15:30		15:30	
15:35	<p>座長 鈴木邦男(機械技研)</p> <p>A-12. 連続流燃焼器に関する研究 ※中村直(慶大院)・伊藤法彦・川口修(慶大工)・佐藤豪</p> <p>A-13. 連続燃焼器による低質油の燃焼特性 ※熊倉孝尚(船研)・羽鳥和夫</p> <p>A-14. ガスタービン用低カロリーガス燃焼器の開発(第2報 低カロリーガス発熱量の影響について) ※江波戸智(三井造船)・山田茂豊・杉本富男</p>	15:35	<p>座長 遠藤征紀(航技研)</p> <p>B-12. ガスタービン対話型設計システムについて ※青木素直(三菱重工)</p> <p>B-13. ガスタービンの実時間シミュレーション ※杉山七契(航技研)・西尾健二</p> <p>B-14. 状態制約を受ける2軸型ガスタービンの最適加速制御 ※稲垣琢一(理科大学工)・須之部量寛</p>
16:50		16:50	

<参加登録について>

事前申込締切 5月15日(金)

- 参加登録費 事前登録 4,000円(学生会員 2,000円)
当日登録 5,000円(学生会員 2,000円)
会 員 外 10,000円
- 事前登録の方法 はがきに「第9回ガスタービン定期講演会申込」と標記し, (1)氏名(2)所属学会(3)会員資格(4)勤務先(5)連絡先(6)送金方法と送金予定日を記入して, 下記までお送り下さい。なお, 著者も参加登録をお願いします。
- 事前申込先 〒160 東京都新宿区新宿3-17-7 紀伊国屋ビル助産師工学会内 日本ガスタービン学会
- 送金方法 次のいずれかをご利用下さい。
・現金書留
・郵便振替 (東京7-179578, 社団法人日本ガスタービン学会)
・銀行振込 (富士銀行新宿支店 ①No-503141, 社団法人日本ガスタービン学会)
- 講演論文集配布
5月15日(金)までに入金の方には事前にご送付します。その他の方には当日会場にてお渡しします。
なお, 当日会場でも, 入会申し込み, 参加登録を受け付けます。準備の都合上, なるべく期日までにお申し込み下さい。

<懇親会案内>

第9回定期講演会終了後, 会員各位の親睦をはかり, ご懇談いただくため下記のような懇親会を開催いたすことになりました。お誘いあわせの上お気軽にご参加ください。

日 時 昭和56年6月5日(金) 17:15~19:00
会 場 機械振興会館 6階65号室
参加費 無料(登録者に限る)

＜第 6 期 通常 総会 開催のお知らせ＞

標記、総会を下記により開催いたします。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。

止むえずご欠席の場合は別送いたします委任状を必ずご提出下さい。



開催日時：昭和56年4月24日（金） 13時～14時

会 場：機械振興会館地下2階ホール

議 事：主な議案は以下の通りです。

1. 昭和55年度事業報告の件
2. 同 決算報告の件
3. 昭和56年度役員選出の件
4. 同 事業計画の件
5. 同 予算の件

など

＜特 別 講 演 会 の お 知 ら せ＞

例年の通り通常総会終了後特別講演会を次の要領で開催致します。

日 時：昭和56年4月24日（金） 総会終了後14：10～17：00

場 所：機械振興会館地下2階ホール

参加費：無 料

講演題目：(1) 「1981年ASME国際ガスタービン会議ヒューストン大会に参加して」

(2) IEA国際会議報告

講演者は本大会に参加した方に依頼する予定です。

＜第 6 期 通常 総会 開催のお知らせ＞

標記、総会を下記により開催いたします。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。

止むえずご欠席の場合は別送いたします委任状を必ずご提出下さい。



開催日時：昭和56年4月24日（金） 13時～14時

会 場：機械振興会館地下2階ホール

議 事：主な議案は以下の通りです。

1. 昭和55年度事業報告の件
2. 同 決算報告の件
3. 昭和56年度役員選出の件
4. 同 事業計画の件
5. 同 予算の件

など

＜特 別 講 演 会 の お 知 ら せ＞

例年の通り通常総会終了後特別講演会を次の要領で開催致します。

日 時：昭和56年4月24日（金） 総会終了後14：10～17：00

場 所：機械振興会館地下2階ホール

参 加 費：無 料

講演題目：(1) 「1981年ASME国際ガスタービン会議ヒューストン大会に参加して」

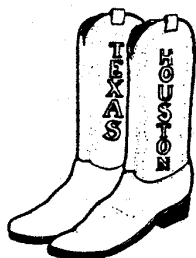
(2) IEA国際会議報告

講演者は本大会に参加した方に依頼する予定です。

the gas turbine division newsletter



January 1981



1981 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE IN HOUSTON

David A. Nealy, Technical Program Chairman

The 1981 International Gas Turbine Conference and Exhibit will be held at the Albert Thomas Convention Center, Houston, March 8-12. The Conference's technical program is now in place and promises to continue the tradition of technical depth and relevance which has made this annual conference the centerpiece forum for gas turbine technology.

The technical paper and panel session offerings are noteworthy in terms of technical subject area diversity as well as in extent of international participation. In addition to the usual high level of overseas participation, several papers from the Peoples Republic of China will be presented.

At press time, over 80 individual technical sessions are planned, of which approximately 80% will be papers sessions, and the remain-

der, panel or workshop sessions. In addition, a special all day forum on the ANSI B133 Gas Turbine Procurement Standard will be held. This special symposium is certain to be of considerable interest to both manufacturers and users.

The scope of the program is evident in the broad spectrum of subject areas addressed by the authors. These are reflected in the many design and component technology related sessions collectively organized by the Ceramics, Combustion and Fuels, Controls, Heat Transfer, Manufacturing, Structures and Dynamics, and Turbomachinery Committees. A roughly equal number of systems and applications sessions have been developed by the Aircraft, Closed Cycles, Coal Utilization, Electric Utilities, Marine, Process Industries,

Pipelines and Applications, and Vehicular Committees. In addition, three sessions covering a broad range of special subjects have been planned by the Education and Technology Resources Committees.

The technical program continues to reflect traditional design and development concerns such as component performance, analytical/experimental methodology, and design verification. However, an increasing number of papers now appear to address such contemporary, user-oriented concerns as cost of ownership, enhanced durability, procurement standards, alternate fuel capability, emissions, and total energy concepts. *Approximately 40 percent of the technical program is, in fact, directly user-oriented.*

In summary, the 1981 Gas Turbine Conference promises to be one of the major events of the year for the gas turbine community. Recognizing that the measure of success of any technical forum lies principally in the degree of active participation by the technical community, the ASME Gas Turbine Division encourages your attendance, and welcomes your participation in this outstanding program.

THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER MEANS SERVICE

- ★ The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER recently produced a directory of technical papers from ASME Gas Turbine Division Conferences dating back to 1957. The directories are available without charge and individual papers may be purchased from the Center in Atlanta for \$5.00 each prepaid.
- ★ After reviewing proposals from several leading universities, the ASME Gas Turbine Division's Executive Committee selected Arizona State University for production of a correspondence or home study course on basic gas turbine technology. Development of this course is being financed by the ASME Gas Turbine Division and will run over \$42,000.00. Upon completion, the course will be offered and administered by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER.
- ★ The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is now accepting requests for the 1981 ASME Gas Turbine Division Annual Report. The Annual Report is being produced by the Center in Atlanta and will consist of reports on activities from companies and organizations involved in gas turbine technology or manufacturing. To reserve your free copy, contact the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER.
- ★ The 1980 ASME Gas Turbine Division Committee Roster was produced and distributed by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and additional copies are available without charge. The Roster contains an alphabetical listing of committee members and their business addresses.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is sponsored by the ASME Gas Turbine Division and funded primarily with income received from Division activities such as the annual INTERNATIONAL GAS TURBINE EXHIBIT.

The International Gas Turbine Center
6065 Barfield Road • Suite 218 • Atlanta, Georgia 30328 • 404/256-1744

Arthur J. Wennerstrom, Chairman: Division Highlights



Arthur J. Wennerstrom

Once again we are on the eve of a Gas Turbine Conference and Exhibit in Houston; the scene of several of our most successful past Conferences. It now appears that the number of papers surviving the review process and meeting printing deadlines will number approximately 220, in addition to oral only presentations and panel sessions. The tradition of having at least 40 percent of the sessions "user oriented" has been maintained and this year's Conference and Exhibit should offer something for nearly everyone associated with the gas turbine and turbomachinery fields.

A service which the Gas Turbine Division's INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER has been studying for some time is the creation of a correspondence or home study course dealing with basic gas turbine engine technology. This would be available to interested people through the GAS TURBINE CENTER in Atlanta. Proposals were solicited and several excellent responses received. The competition was won by Arizona State University and the course should be available in early 1982.

On the subject of Division personnel, it gives me great pleasure to announce that Sue Collins of the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta has been promoted from Staff Assistant to Administrative Assistant to the Director of Operations of the Gas Turbine Division, effective January 1st.

CALL FOR PAPERS

27th ASME International Gas Turbine Conference, London, England, April 18-22, 1982

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

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

Authors wishing to submit a paper should forward an abstract by **June 1, 1981**, to the appropriate Gas Turbine Division technical committee chairman, if known, or to the Program Chairman: Dr. Walter F. O'Brien, Jr., Professor of Mechanical Engineering,

Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, VA. 24061; (703) 961-7191.

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

Gas Turbine Marine Applications, 27th ASME International Gas Turbine Conference, London, England April 18-22, 1982

The Marine Committee of the ASME Gas Turbine Division is soliciting papers for the 1982 Gas Turbine Conference in London encompassing all aspects of gas turbine usage for marine applications. Subject areas of interest include:

- Gas Turbine Support
- Gas Turbine Engine Development for Marine Applications
- Marine Gas Turbine Experience
- Marine Gas Turbine Machinery
- Marine Gas Turbine Components and Accessories

The schedule for submission of papers is as follows:

June 1, 1981: Abstracts due (use ASME June 1, 1981: "green sheet")

September 1, 1981: Manuscripts due

You should act now to assure a place for your paper at the 1982 London Conference. Send abstracts to:

M. D. Parker
Chief Engineer
Industrial Engines and Products
The Garrett Corporation
111 South 34th Street, Mail Stop 503-1C
P.O. Box 5217
Phoenix, Arizona 85010

Combustion and Fuels Sessions, ASME WAM Washington, D.C., November 15-20, 1981 and 27th ASME International Gas Turbine Conference, London, England April 18-22, 1982

The ASME Gas Turbine Division's Combustion and Fuels Committee will sponsor technical sessions in two future meetings. The first meeting is the ASME Winter Annual Meeting in Washington, D.C., November 15-20, 1981. The second meeting, the 27th ASME International Gas Turbine Conference in London, England, April 18-22, 1982. Four paper sessions are planned for the 1981 Winter Annual Meeting including one each jointly sponsored by the Fuels and Heat Transfer Divisions. Six sessions have been planned for the 27th International Gas Turbine Conference.

Papers are being solicited for both of these meetings at this time. Subject areas of particular interest are: advanced combustor performance and emissions; fuel injection and fuel spray research; combustion system modeling; liner cooling technology; alternate fuel combustor technology; fuel corrosion and deposition; advances in combustion durability; and control of fuel nitrogen conversion to NOx. Wide participation in these meetings is desired so please make sure your colleagues see this announcement. Schedules and organizers for these meetings are:

1981 Winter Annual Meeting, Washington, D.C. Feb. 1, 1981 Abstracts Due (Green Sheets)

June 1, 1981 Manuscripts for Review Send abstracts to:

Robert E. Jones
NASA Lewis Research Center
21000 Brookpark Road
Mail Stop 86-6
Cleveland, OH 44135
(216) 433-4000 Ext. 6155

27th International Gas Turbine Conference, London

June 1, 1981 Abstracts Due (Green Sheets) Sept. 1, 1981 Manuscripts for Review

Dr. Stanley Mosier
Pratt & Whitney Aircraft
Government Products Division
P.O. Box 2691
Mail Stop R-131
West Palm Beach, FL 33402

Symposium on Particulate Laden Flows in Turbomachinery, 1982 ASME Fluids Engineering Division Conference St. Louis, Missouri, June 7-11, 1982

In view of the present urgency for energy saving and building turbomachinery which can maintain good performance for a long time, the Fluid Machinery and Polyphase Flow Committee of the ASME Fluids Engineering Division are co-sponsoring a Symposium on Particulate Laden Flows in Turbomachinery for the 1982 ASME Fluids Engineering Division Conference, St. Louis, Missouri, June 7-11, 1982.

The purpose of the symposium is to provide a forum for the presentation, discussion and interchange of ideas in regard to the turbomachinery performance deterioration caused by the presence of solid particles in the gas. All aspects in this area must be considered, especially the new approaches for prevention of engine performance deterioration. Theoretical and experimental works will be considered.

Contributed papers are solicited in the following areas: three dimensional inviscid and viscous particulate flows for application in turbomachinery; boundary layers in particulate flows for application in turbomachinery; analytical models for predicting performance deterioration caused by airfoil surface roughness buildup, rotor blade tip clearance wear and blade contour erosion; documentation for inspection of service parts-mechanical deterioration of the compressor and turbine gas path parts; maintenance cost-due to presence of particulate flows in the engine; and different problems connected with particulate flow in turbomachinery.

Acceptance of presentations for the symposium will be on the basis of 500 word abstracts or completed papers, submitted in triplicate. Abstracts should state the purpose, results and conclusions of the work presented.

Please submit abstracts and author identification to the symposium organizers:

Dr. Widen Tabakoff
Department of Aerospace Engineering and Applied Mechanics
Mail Location 70
University of Cincinnati
Cincinnati, Ohio 45221
(513) 475-2849

Dr. C.T. Crowe
Department of Mechanical Engineering
Washington State University
Pullman, WA 99163
(519) 335-3231

Dr. David B. Cale, Director
Appl. Tech. Lab.
U.S. Army Research and Tech. Lab.
Ft. Eustis, VA. 23604
(804) 878-2400

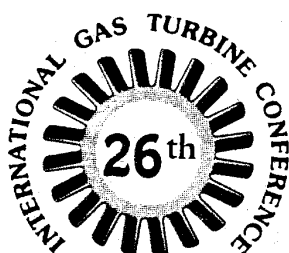
Abstracts are due April 15, 1981. Authors will be notified of tentative acceptance by May 30, 1981. Authors must then submit drafts of their final papers by August 15, 1981 for review by the symposium organizers. Notification of final paper acceptance will be mailed by November 15, 1981. Author-prepared mats of the complete paper, ready for reproduction, must be submitted by December 30, 1981. Papers accepted for the symposium may also be submitted for review for publication in the Journal of Fluids Engineering. Papers presented at the symposium will be available in a bound volume.

Special Medal Awarded To S. O. Kronogard

At a meeting of Swedish Mechanical Engineering Societies, on 12 December 1980, the Ljungstrom Medal was awarded to Professor Sven-Olof Kronogard, President of United Turbine.

This medal is awarded every third year to persons who have done outstanding work in science as related to mechanical engineering technology including certain areas such as machine design, shipbuilding, and aeronautics. There have been only three other prior recipients of this honor.

Professor Kronogard is a long time member of the ASME Gas Turbine Division Vehicular and Ceramics Committees and has written a number of ASME papers.



Houston
March 8-12, 1981

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



A. Louis London

A. Louis London Receives Honors

A. Louis London, Professor Emeritus, Stanford University, and Past Chairman of the ASME Gas Turbine Division received two high awards during the past year.

The James Harry Potter Gold Medal was conferred at the Honors Assembly during the ASME Winter Annual Meeting in Chicago, November 19, 1980. "In recognition of his forty-year career as an innovative educator, as exemplified by his original concepts of entropy, energy, mass, and reversibility, which have taught countless engineers to analyze anything involving applied thermodynamics, and to apply similar principles in other fields."

Honorary Membership in ASME was conferred at the Honors Assembly, August 15, 1980, during the Emerging Technology/Century 2 Conferences, San Francisco, California. "For distinguished service as an educator, researcher and pioneer, and for outstanding contributions to applied thermodynamics."

CIMAC CONGRESS IN HELSINKI, FINLAND, JUNE 7-15, 1981

The CIMAC (International Council on Combustion Engines) Congress is scheduled June 7-15, 1981 in Helsinki, Finland. The preliminary technical program includes 80 diesel engine papers and 30 gas turbine papers. The technical program is supplemented by a number of interesting plant tours to nearby gas turbine and diesel engine installations, factories, shipyards and power stations.

For more details or registration forms, contact: Herbert P. Tinning, Director, Power Department, ASME, 345 East 47th Street, NY, NY 10017; Telephone: 212-644-3624.

Thru The Years . . .

Tom Sawyer
Publisher Emeritus



The Australian International Gas Turbine Conference, November 12-14, was a big success. I arrived in Melbourne on November 7 and then went to Adelaide for the weekend where I was about 50 years ago doing a short job for

the railways. It was delightful seeing many old friends.

At the Conference there were 19 papers plus oral and panel sessions making a total of 12 sessions. The authors were from Germany, France, the United Kingdom, U.S.A. and Australia. It was sponsored by S.A.E.-Australasia and covered practically all applications on land, sea and in the air.

The 140 that attended had lunch together every day. In the center of the exhibition room, next to the session room, tea and coffee were served in the middle of the morning and afternoon. This gave everyone a chance to discuss the various papers. I saw many friends there and had dinner with a group each evening, some I had known over 50 years.

Several people should be congratulated for having such a fine conference, especially Ken Cuming, Chairman of the Gas Turbine Section which was in charge of the conference. Ken was in charge of the SAE-Australasia Sixth International Gas Turbine Conference in Melbourne. He is also General Manager of Solar Turbines Australia, a division of International Harvester Australia Ltd. Also to be congratulated is B. Van de Water, Senior Power Plants Engineer, Qantas Airways Ltd., who received an award for the paper he presented, "Ten Years of On-Condition Turbine Operation".

When I left for home, I stopped one night in Sydney and saw six friends I have known for years. I then stopped four days in Chicago at the ASME Winter Annual Meeting which was just as active as ever. I was pleased to see one of the sessions the Gas Turbine Division had was on Closed Cycle Gas Turbines, the only session presenting papers.

SPECIAL SEMINAR ON HIGH STRENGTH CERAMICS

A three-day course entitled "Impact of High Strength Ceramics on Modern Engineering", sponsored by the American Society for Metals, will be held March 4, 5, and 6 at the Galleria Plaza Hotel, 5060 West Alabama, Houston, Texas. The course will be instructed by Mr. David Richerson and will provide a

Continued...

Seminar...continued from page 3

structural understanding of why ceramics differ from metals, a basic understanding of the properties and applications of important ceramics, a description of ceramic processing techniques, and a discussion of the unique design concepts necessary for brittle material utilization. Although physical, thermal, mechanical, electrical, magnetic and optical properties and related applications will be included, emphasis will be on gas turbine application.

The course is intended for engineers, scientists, technicians and instructors who are interested in obtaining a better understanding of ceramic materials and in learning approaches by which ceramics can provide benefits in modern technology applications.

Contact Mr. Nick Jesson or Randy Cicen of the American Society for Metals, 216/338-5151, for further information.

ASME Membership Information

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

Order Information: GTD Lapel Buttons and Records

To order an ASME Gas Turbine Division turbine wheel (3/4-inch diameter) lapel button, send name, address and type of ASME membership along with \$25.00 check (no charge to committee chairmen, vice-chairmen and exhibitors) to R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, NJ, 07423. Copies of the 45 RPM record, "Onward and Upward with Gas Turbines" are also available for \$2.00 each.



the gas turbine division
newsletter

Volume 22, Number 1, January 1981

Published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, Gas Turbine Division, A.S.M.E., 6065 Barfield Road, Suite 218, Atlanta, Georgia 30328, U.S.A. (404/256-1744). Donald D. Hill, Director of Operations - Sue Collins, Administrative Assistant.

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

HOTEL INFORMATION

Blocks of rooms have been reserved at the Houston hotels listed below for the 26th International Gas Turbine Conference and Exhibit to be held in Houston, March 8-12, 1981.


Hyatt Regency Houston (Headquarters Hotel)
Single \$60; Double \$75

Holiday Inn Downtown
Single \$56; Double \$66

Meridien
Single \$75; Double \$89

Whitehall
Single \$86; Double \$103

Sheraton, Houston
Single \$65; Double \$77



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

IMPORTANT NOTE: In all correspondence, be sure to identify yourself as a participant of the ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit.

Requests for reservations should be sent before February 13, to **ASME HOUSING BUREAU, 1522 Main Street, Houston, Texas 77002**. After February 13, reservations will be accepted on a space available basis only.

FUTURE GAS TURBINE DIVISION CONFERENCES and EXHIBITS

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

1982 APRIL 18-22
Wembley Conference Centre
London, England

1983 MARCH 27-31
Civic Plaza
Phoenix, Arizona

EXECUTIVE COMMITTEE 1980-81

CHAIRMAN
ARTHUR J. WENNERSTROM
Aero Propulsion Lab (APRAL/POT)
Wright Patterson AFB, Ohio 45433
513-295-7183/4738

VICE-CHAIRMAN
KENNETH A. TEUMER
Woodward Governor Company
1000 E. Drake Road
Fort Collins, Colorado 80526
303-482-9811

**CHAIRMAN of
CONFERENCES**
NORMAN R. DIBELIUS
General Electric Co.
1 River Road, Bldg. 53-322
Schenectady, N.Y. 12346
518-385-9514

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

**FINANCE COMMITTEE &
PAST CHAIRMAN**
JOHN P. DAVIS
Transcontinental Gas Pipeline Corp.
P.O. Box 1390
Houston, Texas 77001
713-671-2346

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

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

OPERATIONS
ASSISTANT TREASURER
THOMAS E. STOTT
Sta-Laval, Inc.
525 Executive Blvd.
Elmsford, N.Y. 10523
914-882-4710

NEWSLETTER EDITOR
ROBERT A. HARMON
55 Schaefer Drive
Latham, N.Y. 12110
518-785-8861

EXHIBIT MANAGER
ROBERT L. WHITENER
P.O. Box 17413
Dulles International Airport
Washington, D.C. 20041
703-471-6781
Telex: 889133

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

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

学 会 誌 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執事を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。
4. 原稿用紙は横書き440字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷上り1頁約1900字であって、

1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。

論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内

6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7、
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン学会事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし学会誌への掲

載は投稿後6～9ヶ月の予定。

4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 投稿原稿は次の各項に該当すること。
 - 1) 投稿論文は著者の原著で、ガスタービン技術に関するものであること。
 - 2) 投稿論文は日本語に限る。
 - 3) 投稿論文は本学会以外の刊行物に未投稿で、かつ本学会主催の講演会（本学会との共催講演会を含む）以外で未発表のものに限る。

2. 投稿原稿の規定頁数は原則として8頁以内とする、但し1頁につき10,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は正1部、副2部を提出すること。
4. 投稿原稿は原稿執筆要領に従うこと。尚、投稿論文の採否は本学会に一任願います。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第 8 巻 第 32 号

昭和56年 3月10日

編 集 者 高 田 浩 之

発 行 者 円 城 寺 一

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7

紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内

TEL (03) 352-8926

振替 東京179578

印刷所 日青工業株式会社

東京都港区西新橋2の5の10

TEL (03) 501-5151

非 売 品

