ζ : 短週期減衰係数
 ζ_{sp} : 同上
 ζ_p : フゴイド減衰係数
 C : 翼弦長
 f_n : 短週期振動数
 F_s : 昇降舵操舵力
 g : 重力加速度
 I_Y : 縦慣性能率
 K_θ : $\theta(s)/\delta(s)$ ゲイン
 K_α : $\alpha(s)/\delta(s)$ "
 K_{n_z} : $n_z(s)/\delta(s)$ "
 m : 飛行機質量
 n_z : 垂直加速度, g
 S : 翼面積
 s : Laplace 演算子
 T_n : 短週期振動週期
 $1/T_n$: $h(s)/\delta(s)$ 分子項
 $1/T_{\theta 2}$: $\theta(s)/\delta(s)$ 分子項
 V : 飛行速度
 X_u : $-(\rho VS/m)(C_{Du} + C_D)$
 X_w : $(\rho VS/2m)(C_{Lw} - C_{Dw})$
 X_δ : $-(\rho V^2 S/2m)C_{D\delta}$
 Z_u : $-(\rho VS/m)(C_{Lu} + C_{Lu})$
 Z_w : $-(\rho VS/2m)(C_{Lw} + C_{Dw})$
 Z_δ : $-(\rho V^2 S/2m)C_{L\delta}$
 M_u : $(\rho VSc/I_Y)(C_m + C_{mu})$
 M_w : $(\rho VSc/I_Y)C_{mw}$
 $M_{\dot{w}}$: $(\rho Sc^2/4I_Y)C_{m\dot{w}}$

M_δ : $(\rho V^2 Sc/2I_Y)C_{m\delta}$
 M_{F_s} : $M_\delta(\partial\delta/\partial F_s)$
 L_α : $(\rho VS/2m)(C_{La} + C_D)$

参考文献

- 1) ANON: Military Specification, "Flying Qualities of Piloted Airplanes", MIL-F-8785 B (ASG), April, 1969.
- 2) CHALK, NEAL, HARRIS, PITCHARD & WOODCOCK: Background Information and Users Guide for MIL-F-8785 B, Aug. 1969.
- 3) CHALK, C.R.: Airplane Flying Qualities Specification Revision, AIAA Paper No. 68-245.
- 4) ANON: Proposal for a Revised Military Specification, "Flying Qualities of Piloted Airplanes," NADC-ED-6282, 1963.
- 5) CHALK, C.R.: Simulator Investigation of the Effect of L_n and True Speed on Longitudinal Handling Qualities, J. Aircraft, Nov. 1964.
- 6) BISGOOD, P.L.: A Review of Recent Research on Handling Qualities, and its Application to the Handling Problems of Large Aircraft, ARC, R&M 3458(1964), 3606 (1970).
- 7) KEHRER, W.T.: Longitudinal Stability and Control of Large Supersonic Aircraft at Low Speed, ICAS Paper Aug. 1964.
- 8) SHOMBER, H.A.: Longitudinal Handling Qualities Criteria, An Evaluation, J. Aircraft, July, 1967.
- 9) MABLI, R.A., Carlson, J.W., Sickler, R.O.: Results of Handling Qualities Research for the C-5 A, AIAA Paper No. 65-740.
- 10) HOLLEMAN, E.C., Gilyard, G.B.: In Flight Pilot Evaluations of the Flying Qualities of a Four-Engines Jet Transport, NASA TN-D-6811.

航空用ガス・タービン・シールの現状と将来*

Aircraft gas Turbine Seals Present Status and Prospects

古賀 忠**・中山重信**
 Tadashi KOGA and Shigenobu NAKAYAMA

1. はじめに

絶え間なく躍進を続ける航空産業において、航空機の大型化、高速化が進められており、これらに使用されるエンジンは、ますますその性能を向上させる目的のために、回転速度はより速く、周囲温度はより高くなる傾向を示している。このために、これらに取り付けられるベアリング部のシールは、より苛酷な条件で使用されることになり、特にコンプレッサーの高圧側

シールについては、クリアランス・シール（例えばラビリンス・シール、フローティング・シール等）の漏洩によりコンプレッサーの効率を 1% も減じると推定されており、高性能化への手段としてシールの開発が係っているといっても過言ではない。第 1~3 図はタービン・ベアリング部シールの周速、負荷圧力、周囲温度の過去の実績と将来の要求値を示したものである¹⁾。このようにシールとして臨界条件の近くで使用され、かつ長期の高信頼性を要求されるものであるため各種のシールが欧米諸国において開発が行なわれており、数多くの報告がなされている。

* 昭和 47 年 9 月 7 日原稿受理

** 日本シールオール株式会社開発製品部

第1図 過去と将来のシール面周速の要求

第2図 過去と将来のシール作動圧力の要求

第3図 過去と将来のシール部作動空気温度の要求

ここにガス・タービンの主軸を中心とした、シールの現状と将来について述べてみたい。

2. シールの使用個所と現状

2-1 メイン・ベアリング・シール 第4図は代表的な旅客機、B-707, DC-8 に搭載されているP&W JT 3 D ターボファン・エンジンのメイン・ベアリングと各部仕様を示したものである²⁾。

シールは各ベアリングと2軸, 3軸となる場合はインナー・シャフトとアウター・シャフトの間のシールが必要となる。シールの型式としては、一般にメカニカル・シール, カーボン・セグメント・シール, スプリット・リングおよびラビリンス・シールが用いられている。エンジンの種類およびエンジン・メーカーによりその採用方法は異なるが、一般に高圧・高温部はメカニカル・シールとカーボン・セグメント・シールを採用する例が多い。ここで代表的なシールの型式について述べることにする。

1) メカニカル・シール 約50年程前に実用に供せられたメカニカル・シールは諸機械の開発, 進歩に伴って, 重要な役割を果たすようになり, 幾多の開発により現存する回転軸部のシールの中で, 漏洩率が最小のシールであると言っても過言ではない。その機能上よりシール能力は潤滑性のない流体に比較的限定されることなく, ほとんどの流体に適用できる万能性を有しており, 現在では次のような使用範囲まで適用されている。

軸径: 3~500 mm

圧力: 10^{-5} mmHg・ $a \sim 450$ kg/cm²G

温度: $-200^{\circ}\text{C} \sim +450^{\circ}\text{C}$

速度: $\sim$ 約 170 m/sec

代表的高速・高温用メカニカル・シールを第5図に示す。

EBU 800 型シールは溶接ベローズ型で, 二次シール (ここで言う二次シールとは, シール本体作動部のシールでOリングまたはV, U パッキン等を用いている) を用いておらず, また, 板, コイル状のスプリン

第4図 P&W JT 3 D ターボ・ファンエンジンのメインベアリングと各仕様

EBU 800 タイプ

- ① シールリング
- ② リテーナー
- ③ スプリング
- ④ タンパ
- ⑤ アダプター
- ⑥ ケース

EKU 700 タイプ

- ① シールリング
- ② リテーナー
- ③ スプリング
- ④ オリング
- ⑤ ケース

第5図 代表的な高速・高温用メカニカル・シール

グを用いていない。

EKU 700 型シールは二次シールに合成ゴムのリングを用いているタイプであるが、両タイプ共回転側に単純な形状をした部品を用い、ダイナミック・バランスが取りやすい構造とし、高速使用化をはかっている。

さてエンジン用シールは、第5図に示したシールを種々改良、改善されたタイプのものを用いており、特に高温性能を中心に改善が行なわれている。第6図に示すものはエンジンのベアリング部の潤滑と冷却を行

なわせるための油の流れの一例で、油タンクの油は油冷却器を通してジェット・ノズルよりベアリングに供給され、排油は排油ポンプにより強制的に排出され、油こし器を経て油タンクに戻る。排油ポンプの能力は、送油ポンプの能力に比べて2倍以上にしてあるので、ベアリング部の部屋は大気圧よりやや高めな圧力以下で使用される³⁾。ベアリング部の概略構造は第7図に示す⁴⁾。エンジン部高温空気が直接軸封部に進入しないようエンジンの前部、または後部のコンプレッサーより空気を導入しベントさせているが、供給する

第6図 ターボ・ジェット・エンジンの潤滑系の一例

第7図 ベアリングとシール部の概略図

第8図 飛行速度と空気温度の上昇

第9図 供給、排出の油温度の一例
(供給油は 26.7°C の燃料にて冷却を行なった) 第10図 減速飛行時の典型的な油温度
(供給油は 26.7°C の燃料にて冷却を行なった)

空気温度は、飛行速度により大きく変わる。第8図は飛行速度とファンまたは前部コンプレッサー入り口部の空気温度を示し、第9,10図は飛行速度と油温度の関係を示したものである⁵⁾。

以上のような雰囲気を用いられるシールは、前にも述べたようにエンジンの種類により異なるが、第11～14図にその代表的な例を示す。第11図はP&W JT-3 D、第12図はP&W JT-8 D、第13図ターボ・ファンエンジンの2軸シール、第14図ターボ・シャフト・エンジンのシール例である。ターボ・シャフトエンジンの例を除いては、二次シールにピストン・リングを用い耐熱性の向上をはかり、第12図の如くメイティング・リングの冷却効果を向上させ、シール摺動面の負荷を低減させている。軸の回転数はターボ・シャフト・エンジンを除いては、5,000～20,000 r.p.m 前後であるが、軸径が大きいシール面周速は非常に大で、120 m/sec 程度まで現在使用されている。

汎用に用いられている高速用メカニカル・シールの速度限界を第15図に示すが、低差圧用であるため差圧負荷が大な場合、当然速度限界は低下する。

第16図はシール開発試験を行なったときの各周速における圧力と空気漏洩量の関係を示した図である。

第11図 P&W JT 3 D ターボ・ファンエンジンの
No. 5 ベアリングとシール

第12図 P&W JT 8 D No 5 ベアリング・シールと潤滑油の系統

第13図 ターボ・ファン・エンジンの2軸シールの例

第14図 ターボ・シャフト・エンジンのシール取り付け例
 スが少ない等の諸条件を満たしたシールで、特にターボ・ジェット・エンジンに多く用いられている。第17図にはカーボン・セグメント・シールの基本構造を示す。

7 kg/cm² までは各周速においても安定した漏洩を示しているが、それ以上の圧力では各周速共著しく増大しており、高圧には適さないが、低圧シールとしては非常に安定しているシールと言える。

2) カーボン・セグメントシール⁶⁾ 約15年ほど前に開発されたシールで、このシールの基本はスプリット・リング(一般にはピストン・リングと称している)の応用で、回転型に改良したものである。エンジン用シールとして必要な高性能、低漏洩、かつ使用スパー

シールリングは軸に直角なハウジング面に取りつけられ、ローテーション・ロックによりゆるく固定されており、シール・リング外周部にはエクステンション・スプリング、軸方向に対してはコンプレッション

ン・スプリングにて静止状態での接触を保持し、ハウジング面および軸または、スリーブ面に軽く押圧されている。一次シールはシールリング内径面と軸（またはスリーブ）外径面で回転摺動を行ない、二次シールは軸に直角なハウジング面で静的シールを行なう。シールに必要な摺動面圧および静止面圧は、高圧側の空気圧力によりその荷重を得ている。シール・リングは、軸に取り付け可能にするために実際には数個に分割されており、その分割部隙間よりの流体の漏洩を防止するために種々工夫されている。第18図は代表的な3リング方式のカーボン・セグメント・シールの図で、シール・リング、カバー・リングおよびバック・リングより形成されている。第19図はJ79-IHI-11

第15図 油潤滑状態における800タイプ（溶接ペローズ型）および700タイプ（二次シールにOリングを使用）メカニカル・シールの速度限界

第16図 油潤滑におけるメカニカル・シール（二次シールにピストン・リングを用いた）の漏洩量（油：MIL-L-7808 E 121.1°C）

A ターボ・ジェット・エンジンの No. 3 ベアリングシール（注、J79エンジンは1軸軸流のターボ・ジェットで1軸3ベアリング支持である。）で軸回転数は max. 7,700 r.p.m.、空気と油の差圧は max. 5.6 kg/cm²、空気温度 max. 38.8°C で使用されるよう設計されている。第20図は他エンジンの使用例である。

カーボン・セグメント・シールは前述図例の如きベアリング部のシールとして用いられるが、ベアリング部の潤滑に用いる油では冷却としてのみ行ない、実際には機能上潤滑は行なわない。厳密には乾燥・高温ガス・シールとして用いられるシールである。

特性として

イ) 構造上軸周面シールであるため、一般の接触型

第17図 カーボン・セグメント・シールの基本構造

シール（特にメカニカル・シール）に比べ、軸の変動が許容され、特に軸方向の動きに対して軸またはスリーブの仕上り幅に等しい数値を許容できる。

第18図 カarbon・セグメント・シール

第19図 J 79-IHI-11 A ターボ・ジェット・エンジンの No. 3 ベアリング・シール

第20図 カarbon・セグメント・シールの取り付け例

ロ) シールの必要とするスペースは少なく、200mmの軸径のものでも、通常 20 mm×20 mm 程度のたて断面スペースで十分である。

ハ) カarbon・セグメント・シールは、本質的にフ

第21図 油潤滑（冷却）状態におけるカarbon・セグメント・シールの速度限界（差圧 3 kg/cm² とした場合）

ェイル・セイフ機構を有する。

等があり、また空気の漏洩量は 170 mm の軸径で差圧 5.6 kg/cm²、静的状態において、15 stand l/min 以下におさえることができ、代の接触型のシールと比較できうる漏れ量である。第 21 図はカーボン・セグメント・シールの冷却状態下における速度限界値を示したものである。このように他のシールに比べ異なった特性を有する接触型シールで今後の応用開発が期待されるシールである。

2-2 補機類のシール シールの使用されている箇所は大略

- イ) 主燃料ポンプ
- ロ) アフターバーナー・燃料ポンプ
- ハ) 主燃料コントロール
- ニ) アフターバーナー・燃料コントロール
- ホ) トランスファー・ポンプ
- ヘ) トランス・ミッション
- ト) スターター
- チ) ジェネレーター
- リ) ハイドロリック・ポンプ
- ヌ) ルーブ리케이션・ポンプ
- ル) スカベンジ・ポンプ
- ヲ) キャビン・コンプレッサー

ワ) 補助動力装置 (APU: Airbone Auxiliary Power Unit)

カ) ギヤー・ボックス

- (1) ハイドロリック・ポンプ・ドライブ
- (2) C.S.D. (Constant Speed Drive) ドライブ
- (3) スターター・ドライブ
- (4) デイ・オイル・ドライブ
- (5) フェイル・ドライブ

ヨ) センター・チューブ

に取りつけられており、その型式はオイル・シール (リップ・シール) およびメカニカル・シールである。最近の高性能化により雰囲気条件が苛酷となり、シール安定性よりメカニカル・シールの採用例が多くなっている。主に取りつけられているメカニカル・シールは、2-1 項の第 5 図に記載した如く高速・高温型を採用している。

第 22 図は P&W JT-8D のギヤー・ボックスの一例である。メカニカル・シールはギヤー部、ベアリング部の潤滑、冷却に使用される油を洩らさないように取り付けられているものである。

3. メイン・ベアリング・シールの将来

現在使用されているシールは、2-1 項で述べたが、

第 22 図 ギヤー・ボックス部 (P&W JT 8 D) のシール取り付け例

表 1 エンジンの要因

エンジン	推力 (離陸時) kg	推力/重量	単位推力あたりの燃料消費率 (kg/hr)/kg	最大 dn 値 mm×rpm	シール最大周速 m/sec
JT 3 D	7,700	4.1/1	0.74~0.79	140×10 ⁴	85
JT 9 D	19,000	5/1	0.60~0.66	180×10 ⁴	104
JT "X"	4,500~6,800	5~10/1	0.70~0.80	220×10 ⁴	130
JT "Y"	2,300~3,600	5~10/1	0.70~0.80	260~10 ⁴	149

表 2 非接触シール分類図

将来予想される条件は、第 1~3 図に示す如く接触型シールでは耐久性の点で問題がある。第 1 表は現在使用されているターボファン・エンジンと計画中のタンボファン・エンジンの条件を記載したものであるが、近い将来 150 m/sec 程度の周速で用いられるようになる。

エンジン・メーカーである Pratt & Whitney 社が接触型シール (メカニカル・シール) で各周速の試験を行なったところ次に示すような寿命しかなかったと報告されている⁷⁾。

122 m/sec or higher.....125 h

145 m/sec or higher..... 83 h

137 m/sec 25 h

圧力 8.8 kg/cm², 温度 482.2°C

このように接触型のメカニカル・シールでは、極限を越える条件の使用のため、種々のシールについて開発が進められている。次に将来予想されるシールを 2~3 紹介してみたい^{8)~11)}。

今まで述べたように、接触型シールは極限に來たと言え、将来計画されるシールは非接触型シールと言えよう。

非接触型シールとは、回転する円板 (メイティング・リング) と静止端面 (シール・リング) とのギャップを技術的に可能な限り最小に保ち、漏れを制御す

るタイプのシールである。そのギャップを維持させる方法によりシールの型式が分類されるが、その方法を第 2 表に示す。

各シールともに長所短所があり、機器、条件によりその適用が決定されるが、メイン・シャフト・シールとして自力式制御のハイブリット型端面シールが最適であると言える。Pratt & Whitney 社および NASA (National Aeronautics and Space Administration の略) により種々試験が行なわれており、第 23 図は静圧型のオリフィス補償型シールの例であるが、高压空気によりシール面のギャップを維持させる方法のため起動、停止時等の圧力変動および熱歪み等により接触するとの報告がなされている。第 24 図はハイブリット型レイレー・ステップ・シールの一例で、供給溝より供給される空気がメイティング・リングの回転により、浅いくぼみにまき込まれコンプレスされ、静止端面をフローティングさせるシールである。

その試験を行なった結果を第 25 図に示す。第 26 図はハイブリット型のスパイラル・グループ型シールの一例である。静止端面にスパイラル・グループをつくり、メイティング・リングの回転に伴い流体の粘性剪断作用による圧力上昇を利用して、静止端面をフローティングさせるシールである。その試験結果を第 27 図に示す。

第 23 図 静圧型オリフィス補償型シール

第 24 図 ハイブリッド型レイレー・ステップ・シール

第 25 図 ハイブリッド型レイレー・ステップ・シールの 120 時間耐久試験時の漏洩量
(摺動面周速: 121.9 m/sec. 空気温度: 537.8°C. 空気圧力: 15.05 kg/cm²A)

ここで代表的なハイブリッド型のスパイラル・グリップ型シールの理論を参考に述べる¹⁰⁾¹¹⁾。

静止端面のシール・リング表面には第 28 図の如くスパイラル状の溝が機械加工または放電加工によりつくられている。元来この種のものは、動圧型気体軸受 (スラスト) として 1950 年代に英国原子力公社の

Whipple や Whitley によって実用化されたものである。このシールは粘性の小さい気体でも、かなり大きな圧力上昇比を生み出すことができ、周速度に比例してキャップ間の流体フィルムの圧力も高くなり、負荷能力も増すと言う便利な性質をもっている。従来メカニカル・シール等の接触型シールでは考えられ

第26図 スパイラル・グループ型シール

第27図 スパイラル・グループ型シールの漏洩量

第28図 スパイラル・グループ型シール

第28図において、回転環が回転し始めると静止環表面のスパイラル状の溝による粘性剪断作用によりシール面の流体圧力が上昇し、このためシール部ではある間隙を保持することになる。流体圧力により回転環背面にはシール・ギャップを閉じる方向に閉方向力が働らく、一方、シール・ギャップ部では前述の粘性剪断作用により、シール・ギャップの開方向力は略ギャップの2乗に逆比例するためギャップがせめられればこれに対抗して負荷能力は大きくなり、また逆にギャップが開きすぎれば負荷能力は小さくなるため、結局は固定環を背面から押す閉鎖力と、シール・ギャップ部に出来る開方向力が平衡するギャップに保持される。

この現象だけに着目すれば非接触シールと言える。

第28図については、さらに高圧側より低圧側に多数個のオリフィスをもうけ、シール・ギャップ部の圧力を高め固体壁対固体壁の接触をさせている。実際のシール・ギャップは数ミクロンより十数ミクロンに保持出来るように設計されており、漏洩は微少になるように設計・製作されている。

次にこのスパイラル溝の粘性剪断作用による圧力上昇についての概略の関係式を述べれば、

- μ : 流体の絶対粘度
- a_r : 山の幅
- U : 平均周速度
- a_g : 溝の幅
- L : 環の半径方向のスパンの長さ
- P_0 : 入口圧力
- e : 溝の深さ
- h : ギャップ
- A : 溝山比 $A = a_g/a_r$
- H : $(e+h)/h$ (ギャップ比)
- θ : ヘリカル角

圧力上昇率 $\bar{P}_1$ は次の如くなる。

ない高周速のシールとして、大いに期待できるものである。

第29図 圧力流量特性

$$\bar{P}_1 = \frac{P}{P_0} = A \cdot K_1 + 1, \quad A = \frac{6\mu UL}{P_0 h^2}$$

$$K_1 = \frac{(H^3 - 1)(H - 1)^*}{(H^3 + 1)^2 + 2H^3(A + A^{-1})} \cdot \frac{\sin 2\theta}{+(H^3 - 1)^2 \cos 2\theta}$$

この式は流量がゼロの場合の圧力上昇率であり詳細解析によれば、流体が液体でも気体でも、また気体断熱指数が変化してもこの式を使用することが出来る。第29図に $\bar{P}_1$ と流量 ($K_3 \bar{W}$) との関係が ($A K_1$) をパラメーターとして表わされている。これでわかるように、流量がゼロの点では ($A K_1$) に1を加えたものが $\bar{P}_1$ であることが示されている。この第29図は、たとえば遠心ポンプの $Q \sim H$ 特性カーブに相当するもので、断熱指数1.4にて計算されているので空気流には直接使用することが出来る。

圧力上昇率の基礎式からわかる如く、圧力上昇率は K_1 が大きいほど大きい上昇率が得られる。したがって、溝山比 $A=1.93$ と固定し、ヘリカル角度 θ とギャップ比 H を変化させて K_1 をプロットしたものが第30図である。これによりヘリカル角度は大略 $\theta=70$ 度付近が最適であることがわかる。

次に、ヘリカル角度 θ を固定して溝山比 A とギャップ比 H をパラメーターとして変化させて、プロットしたものが第31図である。

この第30図、第31図より概略次のような設計諸元が最適値を示すことがわかる。

溝山比 A は1~1.5程度、ヘリカル角度 θ は70度前後、としてギャップ比 H が3~4の間に入るように保持されつつ運転されれば最大の圧力上昇率を得ることが出来る。

以上より、このスパイラル・グループ型シールが回転したことによる粘性剪断作用の解析方法が明らかになったため、これにより表面の圧力分布が算出され、

第30図 特性数 $K_1 \sim H$ (A 一定として) 第31図 特性数 $K_1 \sim H$ (θ 一定として)

これを数値計算的に面積・積分すれば、粘性剪断作用による負荷能力が計算される。ここでは、無限平行平板について一般的に解いているので、直径が小さく、その割に collar の span の幅の広いものは曲率の補正が必要である。このスパイラル・グループのポンプ作用をコンプレッサーと見れば、同一気体で、同一周速度のターボ圧縮機に比較して、より高圧縮比が得られるが、その場合は shut off 圧力状態であるので、何ら吐出流量を得られない。したがって、気体の運搬を念頭においた圧縮機としては応用できなく、結局は軸受やシールへの応用が最適と言える。また気体の圧縮性は、その評価係数 A が大きくなると現われ、同時に A が大きくなると気体の状態変化の影響が大きく現われる。

4. おわりに

以上、航空用ガス・タービン・シールと補機類のシールについて、現状と将来を述べたが、メカニカル・シール、オイル・シール (リップ・シール) およびラビリンス・シールの詳細に触れることを紙面の関係上

省略した。ガス・タービンのコンプレッサー効率を上げるには、まず流体力学的な翼列の改善が考えられるが、これには多額の投資が要る割には大幅なメリットが出るとは限らない。そこで各段部やベアリング・シールからの漏洩を減ずる方が、より経済的で、リスクの少ない改善方法であると NASA では結論づけられ、軸シールの開発が続けられ、以上述べた如き接触型および非接触型シールが開発された。このように密封技術の問題は全システム上の観点からメリットを比較してシールの種類の選択を行なうべきであろうと考える。また、スパイラル・グリーブ・シールの理論式を参考に述べたが、これはあくまでも書面上のものであり、今後多くの開発試験を行ない、補正を行ないつつ応用化へ導びかなければならないであろう。

おわりに資料の提供をしていただいた日本航空株式会社 技術部諸兄に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) A. H. MCKIBBIN and A. J. PARKS: Aircraft Gas Turbine Mainshaft Face Seals-Problems and Promises asle fics Preprint Number 28 (1969).
- 2) 佐藤陽, 川島靖司: タービン・エンジン, 航空技術, 1969年1月号 p 53-56.
- 3) 宮川行雄: ジェット・エンジンの軸受, 機械設計, 第10巻, 11号, p 41-46.
- 4) J. A. DALEY: Lubrication of the SST Engine. S. A. E 660711 (1966).
- 5) A. G. SUNDBERG and E. H. WEHNER: A Look at the MIL-L-23699 (W. E. P) Lubrication S. A. E 650816 (1965).
- 6) Koppers Company INC: Dynamic Sealing; Theory and Practice.
- 7) RICHARD P. SHEVCHENKO: Shaft, Bearing and Seal Systems for a Small Engine SAE 670064 (1967).
- 8) R. L. JOHNSON and W. R. LOOMIS: Performance and Analysis of Seals Forinerted Lubrication Systems of Turbine Engines. NASA TMX-52413 (1968).
- 9) P. W. A and M. T. I: Semi-Annual Report No. 1, No. 2. Development of Compressor end Seals Stator Interstage Seals, and Stator Pivot Seals in Advanced air Breathing Propulsion Systems Pratt & Whitney Aircraft Report PWA-2683, 2879 (1966).
- 10) Mechanical Technology in incorporated: Viscous Shear Compressor. MTI-62 TR 21 (1962).
- 11) 古賀忠: 非接触シールとその応用, 機械の研究, 第24巻, 第6号 (1972).

(446 ページから続く)

べた MIRELS の理論に沿って計算した流速変化と比較するとほぼ満足のゆく一致を示した。このような事実から、この実験範囲では測定される流速変化は、境界層の影響によるとみなせる。

3. アルゴン中の電離衝撃波の研究 III. プラズマの熱力学的性質 神元五郎, 手島光司 *Study on Ionizing Shock Waves in Argon: III. Thermodynamic Properties of the Plasma*. 183-192.

電子温度と電子密度が分光学的方法によって決められている。すなわち、可視域におけるスペクトル線および連続光の強さの比から電子温度が、連続光の強さから、IIにおいて述べられたマイクロ波反射プローブによる測定結果と比較することにより、電子密度が測定されている。電離平衡に達した状態でのこれらの値は、衝撃波の関係式とサハの式から決まる理論値と実験誤差および輻射の理論における未知の因子を考えるならばよく一致している。観測された輻射強度の減衰は線スペクトルも含めた輻射エネルギー損失を考えるとよく説明されることが示されている。

4. 衝撃波管における境界層による衝撃波の減衰 飯田周助, 東田秋生 *Shock Attenuation in a Shock Tube Due to Boundary Layer*. 191-207. 実際の衝撃波管内の流れでは、管壁上に生ずる境界層によって、衝撃波の強さは理論値よりも減衰する。MIRELS,

TRIMPI と COHEN らはこの問題を取り扱っているが、いずれも境界層厚さが管径に比べ小さいとして、すなわち二次元的な理論計算を行なっている。実際細長い衝撃波管の場合は、境界層が管内いっばいに広がることも考えられる。本論文はこのような場合に対して考察を加えたもので、境界層の発達を軸対称的にとらえて衝撃波の減衰の理論計算を行なっている。ただし衝撃波の減衰は MIRELS の発想と同じように、境界層外縁における流れの垂直方向速度成分をその断面における mass source に置き換え、これによる圧力変動が衝撃波の減衰を起こしていると考えている。

まず境界層は $1/7$ 乗速度分布を持つ乱流であるとし、軸対称な管内に生ずる境界層の発達を運動量積分方程式から計算する。これにより境界層厚さ δ が軸方向の距離の関数として求められる。さらに連続の条件により境界層外縁における垂直方向速度成分 v_e を知り、これが管各断面上に分布する mass source を形成し、この mass source が圧力変動を生ずる原因をなしており、結局 δ と v_e とから変動圧力 Δp が求められる。

いまの計算は境界層厚さが管の半径の $0.1n \sim 0.1(n+1)$ なる区間ごとに分割して ($n=0 \sim 9$)、その各区間ごとで上の方法により変動圧力を求める。したがって

(445 ページに続く)