

航空宇宙技術研究所報告

TECHINICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1130

液体酸素ターボポンプ用セグメントシールの密封特性

尾池 守・渡辺 義明
菊池 正孝・野坂 正隆

1991年11月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

TR-1120T	On the Görtler Instability of Boundary Layers	July, 1991	J. M. Floryan
TR-1121T	Effects of Cooling-Air Injection on Secondary Flows and Losses in a Turbine Cascade	September, 1991	Atsumasa YAMAMOTO Yasuhiro KONDO Rinichi MURAO
TR-1122	液晶型フラット・パネル・ディスプレイのシミュレータ評価試験 その1:5インチ型EADI Liquid Crystal Flat Panel Display Evaluation Tests Using a Flight Simulator	1991年9月	川原弘靖, 若色 薫 渡辺 顯
TR-1123	ロケット用小型LH ₂ ポンプの研究試作 (その2)構造基本設計 An Experimental Study of A Small High Speed LH ₂ Rocket Pump (2nd Report : Fundamental Mechanical Design)	1991年9月	菊池正孝, 鈴木峰男 志村 隆, 渡辺光男 上條謙二郎, 野坂正隆 藁科彰吾
TR-1124	酸素-メタン・燃料リッチプリバーナの燃焼特性 Combustion Characteristics of the LO ₂ /GCH ₄ Fuel-Rich Preburners for Staged Combustion Cycle Rocket Engines	1991年9月	小野文衛, 田村 洋 坂本 博, 佐々木正樹
TR-1125	航空機用マルチターミナル光データバスの研究 An Optical Fiber Multi-Terminal Data Bus System for Aircraft	1991年10月	真柳光美, 滝沢 実 渡辺 顯, 若色 薫
TR-1126T	Characteristics of Heat Transfer to Nickel Plated Chamber Walls of High Pressure Rocket Combustors	October, 1991	Akinaga KUMAKAWA Masaki SASAKI Kazuo SATO Fumiei ONO Hiroshi SAKAMOTO Nobuyuki YATSUYANAGI
TR-1127	ケーブル支持動的風洞試験模型の数学モデルによる運動特性解析 Simulation Analysis of a Cable-Mount System Used for Dynamic Wind Tunnel Tests	1991年10月	柳原正明, 永安正彦 佐々修一, 下村 卓
TR-1128T	On Stability and Control of SSTD Spaceplane in Super-and Hypersonic Ascending Phase	November, 1991	Andreas DIEKMANN Koichi MATSUSHIMA
TR-1129	STOL全機模型バフエット対策風洞試験 A Wind Tunnel Investigation to Determine Buffet Countermeasures for STOL Aircraft α -Sweep Flight Testing	1991年11月	高橋 作, 中谷輝臣 林 良生, 萱場重男 野口正芳, 野中 修 外立正隆, 星野秀雄 馬場滋夫, 井上 隆

液体酸素ターボポンプ用セグメントシールの密封特性*

尾 池 守^{*1} ・ 渡 辺 義 明^{*1}
 菊 池 正 孝^{*1} ・ 野 坂 正 隆^{*2}

Sealing Characteristics of a Carbon Segmented Circumferential Seal for a Liquid Oxygen Turbopump

Mamoru OIKE, Yoshiaki WATANABE
 Masataka KIKUCHI, Masataka NOSAKA

ABSTRACT

The liquid oxygen turbopump for the LE-7 rocket engine is driven by fuel enriched hot gas, and has a helium purge seal placed between the pump and the turbine to separate the turbine drive gas from the oxygen. An experimental study on a carbon segmented circumferential seal with Rayleigh steps was conducted in order to develop a helium purge seal with low leakage and high durability.

The experimental and analytical results concerning the sealing characteristics of this carbon segmented seal are described, with comparisons between these results showing that the effects of both the seal pressure and rotational speed on the leakage rate are fairly dependent on the opening force induced by the Rayleigh steps. Since the carbon sealing surface was worn in conformity with the profile of the deformed runner sealing surface, the time dependent relationships which exist between the static/dynamic leakage rates and the sealed pressure, which are caused by progression of carbon wear, were clarified.

Keywords : carbon segmented seal, helium purge seal, LE-7, liquid oxygen turbopump, Rayleigh step,

概 要

液体ロケットエンジンの液体酸素ターボポンプ（OTP）は、燃料過多な燃焼ガスでタービンを駆動している。そのため、ターボポンプのタービンとポンプの間にはヘリウムパージシールを設け、液体酸素とタービン駆動ガスの混合・爆発を防いでいる。LE-7ロケットエンジンのOTPに組込むため、密封性と耐久性に優れたヘリウムパージシールを開発する目的で、レイリーステップを有するカーボン製セグメントシールの研究を行なった。

本報告は、ヘリウムパージシール用に設計された当該シールの、密封性能に関する実験結果及び解析結果について述べたものである。両者の比較より、密封特性に及ぼすシール差圧とシール動速度の影響は、レイリーステップの発生するシール面開口力の効果に強く依存することが分かった。更に、カーボンの摩耗に伴って生じる、静的及び動的漏れ流量のシール差圧に対する特性の変化は、変形したライナーシール面に適合する形でカーボンシール面の摩耗が進行すると考えることによって、理解出来ることが明らかとなった。

* 平成3年10月2日受付 (received 2 October, 1991)

*1 角田支所 (Kakuda Research Center)

*2 宇宙開発事業団 (National Space Development Agency of Japan)

1. 緒 言

液体ロケットエンジンに用いられる液体酸素ターボポンプ(OTP)は、燃料過多な燃焼ガスでタービンが駆動される。このため、OTPは、ポンプとタービンとの間に軸シール・システム¹⁾を設け、ポンプの作動流体である液体酸素(LOX)とタービン駆動ガスの軸封を行なうとともに、両者が混合しないように、完全に分離する必要がある。この軸シール・システムは、一般に次の3種類のシールで構成される。すなわち、LOXを軸封するLOXシール、タービン駆動ガスを軸封するタービンガスシール、更に、両シールの間に位置するヘリウムパージシールである。ヘリウムパージシールは、対面合せにされた一对のシールリングから構成されており、その中間に不活性なヘリウムガス(GHe)をパージすることで、両側に存在するLOXとタービン駆動ガスとの間にGHeの障壁を形成し、両流体の混合・爆発を防いでいる。したがって、OTPの信頼性と耐久性は、このシールによって決まると言っても過言ではない。更に、シールに供給されるGHeは、燃料やLOXとは別にロケットに搭載しなければならないため、その消費量は少ないことが望ましい。すなわち、ヘリ

ウムパージシールは信頼性が高く、耐久性に優れ、しかも、GHeの消費量(漏れ量)が少ないことが要求される。

図1は、現在我が国で開発が進められているH-2ロケットのLE-7エンジン²⁾に組込まれるOTP用軸シール・システム^{3,4)}の構成図である。同ヘリウムパージシールに求められている仕様諸元を表1に示す。図中に示したように、この軸シール・システムの場合、タービンガスシールは高温のタービン駆動ガスを直接軸封するのではなく、タービンガスシール内に、低温でかつタービン駆動ガスより僅かに高圧な水素ガスをパージすることで、高温燃焼ガスのシール部への流入を防いでいる。このため、ヘリウムパージシールの両側に

シール径	100 mm
軸回転数	18,000~20,000 rpm
LOX側漏れ室温度	90~100 K
タービン側漏れ室温度	170 K
GHeパージ圧力	0.4~0.6 MPa
LOX側漏れ室圧力	0.2 MPa 以下
タービン側漏れ室圧力	0.2 MPa 以下
GHe漏れ流量	0.012 kg/s 以下
寿命	2,510 sec
起動回数	28 回

表1 ヘリウムパージシールに対する要求仕様諸元

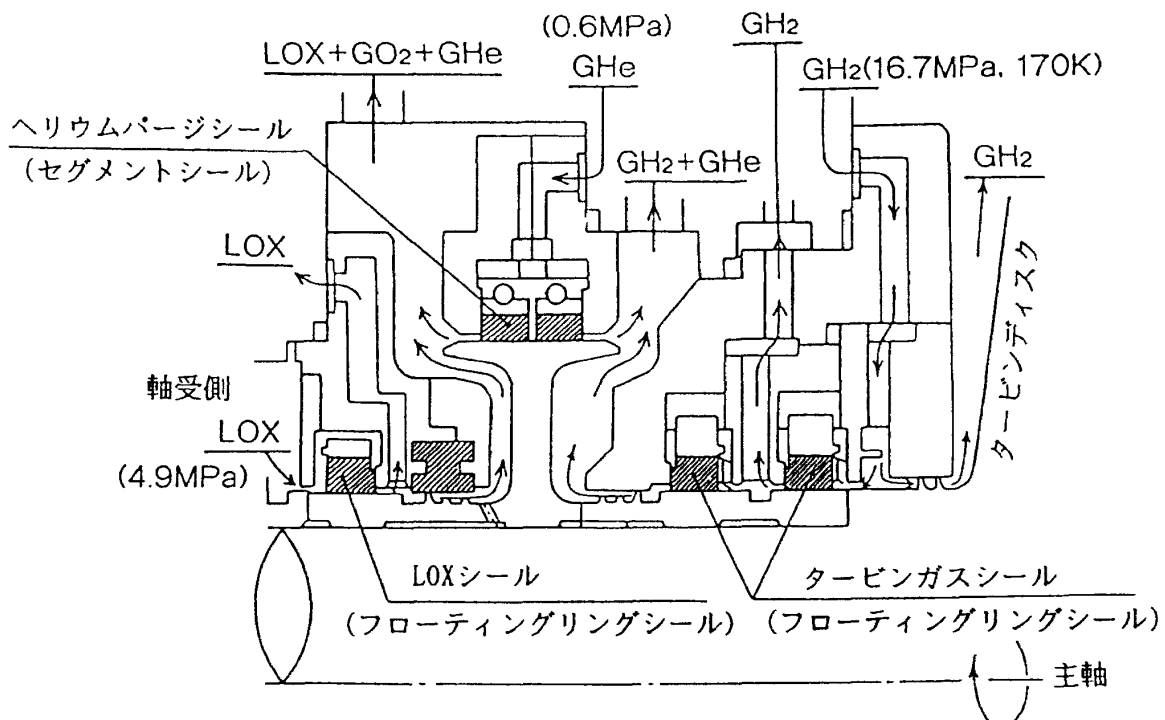


図1 LE-7エンジン用液体酸素ターボポンプ(OTP)の軸シール・システム

存在する流体は、気液二相化した LOX と低温酸素ガス(170K)であり、両者の温度差は 100K 以下と比較的小さい。その結果、熱歪の影響を大きく受ける断面が T 字形をしたランナーでも使用することが可能となり、タービン側のオーバハングは最小限に押えられ、回転軸の動的安定性の向上に大きく寄与している⁵⁾。このヘリウムパージシールは、ランナーの変形⁶⁾に対する適応性を高めるために、円周状に 3 分割された一対のカーボン製セグメントシール¹⁾で構成されている。セグメントシールは一種の接触シールであるから、円筒クリアランスシールのような非接触シール⁶⁾に比べ、同一パージ圧力に対しては漏れ量が少なく、ヘリウムパージシールを構成した場合 GHe 障壁としては確実である。また、シール直径が大きくなっても漏れ量を低く押えることが出来る。しかしその反面、シール材料の摩耗という点で、耐久性に問題がある。このため、本セグメントシールはシール面上にシュラウド付レイリーステップを有しており、その動圧効果でシール面間に開口力を発生させ、摩耗の軽減化を計っている。

シュラウド付レイリーステップを有するセグメントシールを、ヘリウムパージシールとして使用することは、H-1 ロケットの LE-5 エンジン用 OTP で、既に実績⁷⁾がある。また、G.P. Allen は、同種のヘリウムパージシールに対して、非接触状態（摩耗の進行が 0 に近い状態）での運転が可能なることを報告⁸⁾している。LE-5 での使用実績は、本ターボポンプのヘリウムパージシールを開発する上で、技術的な裏付けとなり得るものである。しかし、本シールの場合、LE-5 に比較して、周速で約 3 倍、パージ圧で約 2 倍（シール差圧では約 2.5 倍）と使用条件が格段と厳しくなっている。更に、周囲温度は 170K から LOX 温度と極めて低く、シール材料は低温の GHe 雰囲気中でしゅう動することになり、カーボンの摩耗に悪影響を及ぼす可能性が高い。このように、本シールの使用条件は、シール材料の摩耗を助長する方向に移行しており、その開発に際しては未知の部分が多く存在する。これに対して、Allen が対象にしたシールの使用条件は、本シールに比較して、

周速で約 1.5 倍、パージ圧力は同程度と、重なり合う部分も存在する。しかしながら、彼の主眼が非接触状態での使用が可能なることを実証することにあつたためか、実験状態や実験結果に対する詳細な報告はなされていない。特に、外的条件の変化により非接触状態が乱れた場合、シールの密封特性がどのように変化するかという、シールの信頼性や耐久性を評価する上で不可欠な点に対する考察は不十分である。

以上のような背景の下に、本報告は、LE-7 エンジンでの使用に十分耐え得る、信頼性と耐久性を有するヘリウムパージシールの研究開発を目的として行なった一連の実験結果を基に、レイリーステップを有するカーボン製セグメントシールの密封特性について述べたものである。なお、シール材料の摩耗特性を中心とした耐久性能については別報にて詳しく論じる。

2. 供試シール

2.1 構造

供試シールは、図 1 に示した LE-7 エンジン用 OTP 軸シールシステムに組込む目的で試作されたヘリウムパージシールである。その外観写真を図 2 に、構造図を図 3 に示す。表 2 は供試シール

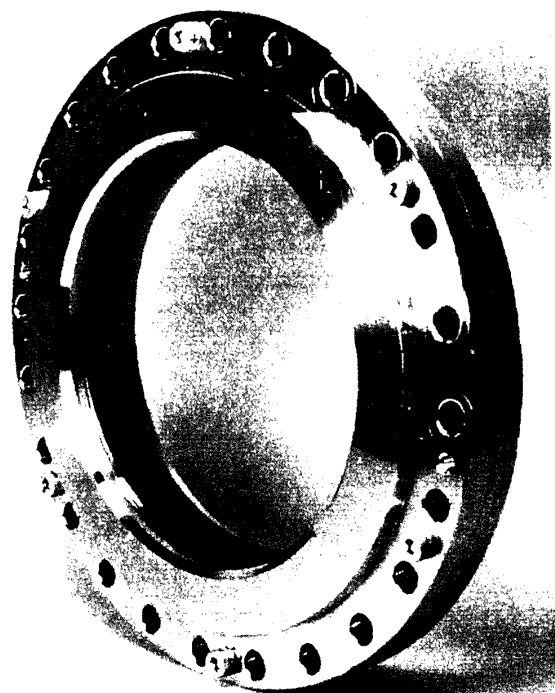


図 2 ヘリウムパージシールの外観写真

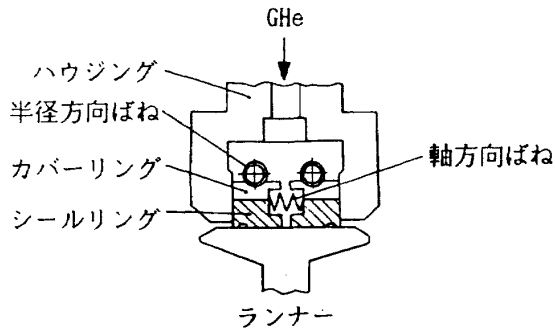


図3 ヘリウムパージシールの構成図

シール名	供試シール	シール5A	シール5B
シール径 (mm)	100	40	70
シールリング分割数	3	2	3
シール幅 (mm)	7	7	7
ステップ数	21	10	15
ポケット長 B_1 (mm)	7.77	5.90	7.21
ランド長 B_2 (mm)	3.89	2.90	3.54
ステップ比 B_2/B_1	0.49	0.49	0.49
ポケット幅 l (mm)	4	4	4
ポケット深さ h_m (μm)	30	25	25
シールダム幅 l_s (mm)	0.6	0.6	0.6
半径方向スプリング荷重 (N)	6.16	2.46	4.32
半径方向受圧相当面積 (mm^2)	116.0	51.7	87.0

表2 セグメントシールの主要設計諸元の主要設計諸元である。このヘリウムパージシールは、対面合せにされた一対のセグメントシールから構成されている。セグメントシールは、シール面を構成するシールリングとそれを外周から覆うカバーリングとからなる。両リングとも円周上で3分割されているが、互いの分割部は位相が60度ずれるように重ね合わされている。これにより分割部からの過剰な漏れを防いでいる。カバーリングの分割部には回り止め用のキーが組込まれており、このキーを介してシールリングの回転を防止している。

シールリングは、カバーリングの外周上に配置された円周状の半径方向ばねにより、ランナーシール面上に押しつけられている。図4に示したよ

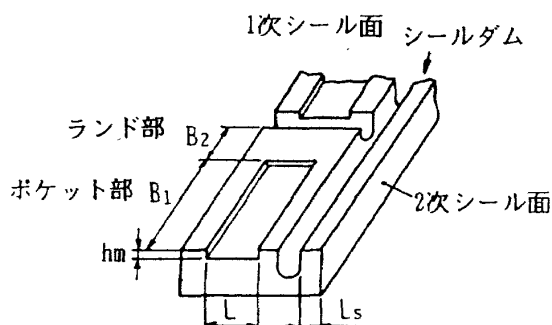


図4 カーボンセグメントの模式図

うに、シールリング表面はシュラウドを有するレイリーステップ部とシールダム部とに分けられるが、このシールダム部とランナー表面とが形成するすきまによってGHeの密封を行なっている。したがって、1次シール面間（シールリング内周面とランナー表面）には、上記ばね力とシールダム部での圧力降下に伴って発生する半径方向の不平衡流体力とが、押し付け力として働く。この力に対抗するための開口力を発生するレイリーステップは、各セグメント毎に7個設置されており、シールリング全体としては21個になる。対面するセグメントシール間に円周状に配置された6個の軸方向ばねにより、シールリング端面はハウジング端面に押し付けられている。この両端面で構成される2次シール面間には、軸方向の不平衡流体力とばね力とが押し付け力として作用する。この力が誘起する摩擦力により、各セグメントの半径方向の円滑な動きは損われる可能性がある。このため、本供試シールでは、ハウジング2次シール面上に厚さ約 $1\mu\text{m}$ の二硫化モリブデン (MoS_2) スパッタ被膜を施し、摩擦力の軽減化³⁾を計っている。

シールリングとカバーリングは、粉末焼結された硬質カーボンを経機加工したものである。ランナーはNi系耐熱合金であるInco718製で、シール面上には硬質被膜が施されている。また、その形状は図1に示したOTPのランナーを模擬している。

比較のため、LE-5のOTPに用いられている2種類のセグメントシール（シール5A、5B）に対しても試験を行なった。これらのシールの詳細は既に報告⁷⁾されているので、表2中に主要設計諸元だけを示す。

2.2 開口力の推定

レイリーステップの動圧効果を概観するために、簡単な数式モデルを用いて開口力を推定した。すなわち、2次元無限展開したレイリーステップ部に働く圧力分布を、1方向等温圧縮粘性流れを仮定したレイノルズ方程式より求め⁹⁾、シールリング全面に働く開口力を算出した。開口力 W はベアリングナンバー A (Compressible number)、ポケ

ット深さ h_m 及びランド部のシールすきま h_2 の関数となる。

図5と図6に計算結果を示す。両図とも縦軸は、開口力 W を、シール差圧が $\Delta P = 0.5 \text{ MPa}$ のときの1次シール面（以下「シール面」と略す）上に働く押し付け力 F で、無次元化した値 (W/F) である。なお、押し付け力の算出にあたっては、2次シール面に働く摩擦力を無視した。図5はランド部のシールすきま h_2 と開口力の関係を示したものであるが、図中には、GHe温度を $T = 273 \text{ K}$ 、 183 K とした場合が示してある。ここで $T = 183 \text{ K}$ という値は、試験中に得られたシール入口部に

おける平均的なGHe温度である。計算は設計仕様に沿って回転数 $N = 20,000 \text{ rpm}$ 、ポケット深さ $h_m = 30 \mu\text{m}$ として行なったが、 W/F の値は1を下回っている。すなわち、シール差圧が $\Delta P = 0.5 \text{ MPa}$ の場合は、定常回転下においてもシール面間が摩擦接触するものと推定される。しかしながら、摩擦接触時のシールすきまを $h_2 = 1 \sim 2 \mu\text{m}$ 、GHe温度を $T = 183 \text{ K}$ 程度と仮定すれば、シール面に働く押し付け力の6割程度は、開口力が支持することになる。したがって、摩耗の軽減化という意味では、レイリーステップの効果が大きいものと予測される。

図6は、シールすきま h_2 をパラメータとして、ポケット深さ h_m と開口力の関係を示したものである。図から分るように、 $h_m \geq \text{約} 10 \mu\text{m}$ で、 h_2 が一定ならば、 h_m の減少に伴って開口力は増加する傾向を示している。たとえば、 $h_2 = 2 \mu\text{m}$ の場合に注目すると、初期時 ($h_m = 30 \mu\text{m}$) に比較して最大時 ($h_m = 8 \mu\text{m}$) には、開口力が6倍強にまで増加する可能性がある。実際には、押し付け力と開口力が平衡する点までカーボンの摩耗が進行し、その後は摩耗の進行が停止するものと予測される。すなわち、Allenが“Non contact operation”と呼んだ状態⁸⁾ が具現化されるわけである。しかしながら、この予測が成立するためには、カーボンの摩耗に対してランド部のシールすきま h_2 が、数 μm 程度の値を保持する必要がある。

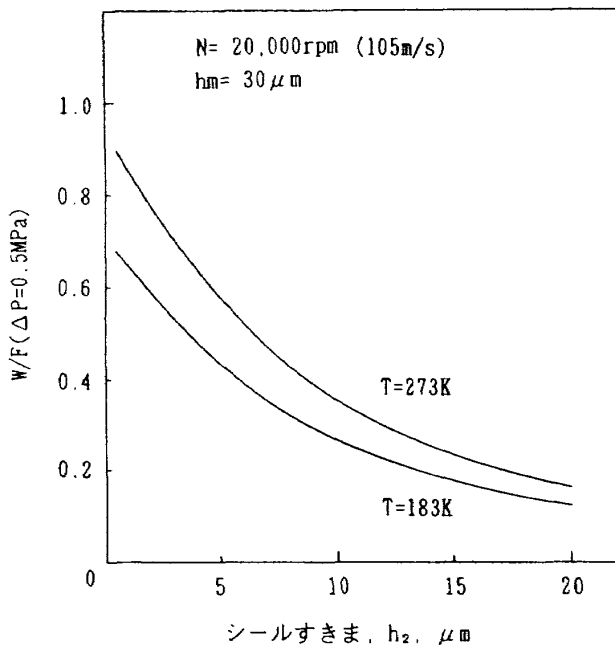


図5 シールすきまと開口力の関係（計算値）

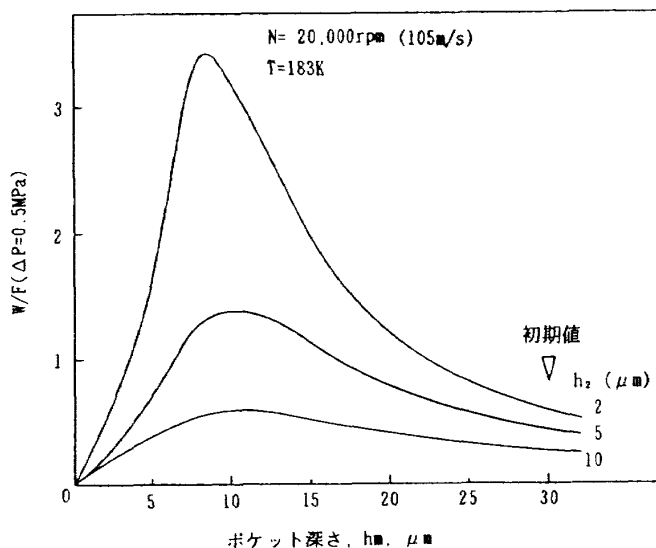


図6 ポケット深さと開口力の関係（計算値）

3. 実験方法

3.1 実験装置

図7に使用したシール試験機の概略図を示す。回転軸は2個の自己潤滑玉軸受で支持されており、一端に設置されたラジアルタービンで駆動される。タービン駆動ガスは窒素ガスである。自己潤滑玉軸受を冷却する液体窒素 (LN_2) は、一方をベローズタイプのメカニカルシールで、他方をフローティングリングシールで軸封されている。 LN_2 の供給流量は約 0.3 l/s である。メカニカルシールとタービンとの間に設置したヘリウムパージシール（シール5B）により、漏れた LN_2 （あるいは低

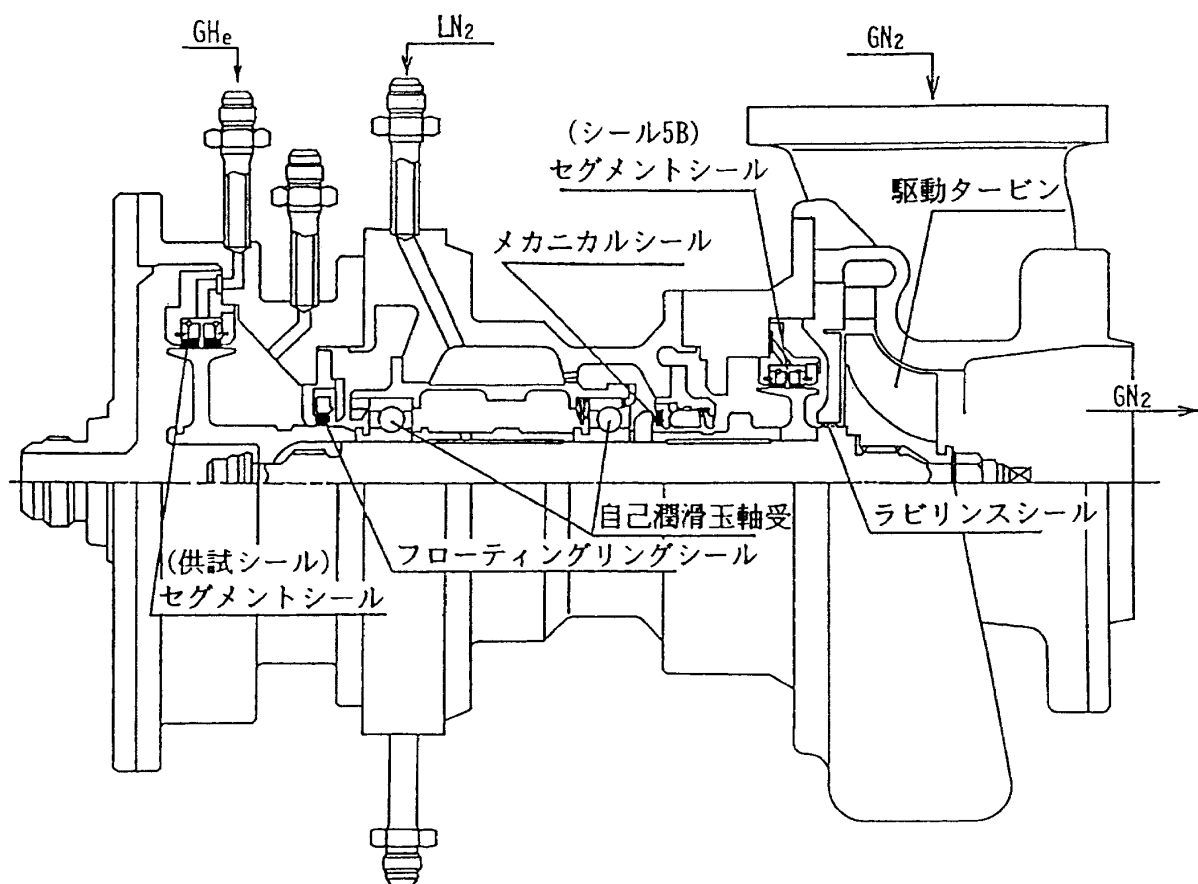


図7 シール試験機の概略図

温室素ガス)のタービン側への流入を防いでいる。供試シール用のランナーは、タービンとは反対側の軸端に取り付けられている。このため、供試シールとランナーの軸受側の面は、フローティングシールから漏れた LN_2 により直接冷却されることになる。このような状態は、図1に示したOTPにおける温度状態を忠実に模擬したものとなっている。図8に模式的に示したように、試験中にお

ける漏れ室の温度は、軸受側で約85 K、軸端側で約170 Kと表1に示した設計条件に近い値であった。なお、 LN_2 はLOXに物性が近く着火の危険性がないので、模擬液として使用している。

GHeは調圧弁で所定の圧力に設定された後、ガス吸着カラム、フィルタ、サーマルマス流量計を介して供試シールに供給される。ロケットで使用される高純度GHeを模擬するために、ガス吸着カラム中に充填されたゼオライトにより、GHe中に含まれる水分や不純物ガスを除去している。軸受側のセグメントシールから漏れたGHeは、フローティングリングシールから漏れた LN_2 と混合した状態で系外に排出される。これに対して、軸端側のセグメントシールから漏れたGHeは、熱交換器で常温付近にまで昇温した後、サーマルマス流量計を介して系外へ排出される。温度と圧力の測定には、それぞれJIS-CCタイプのシーす型熱電対と歪ゲージ式圧力変換器を用いている。

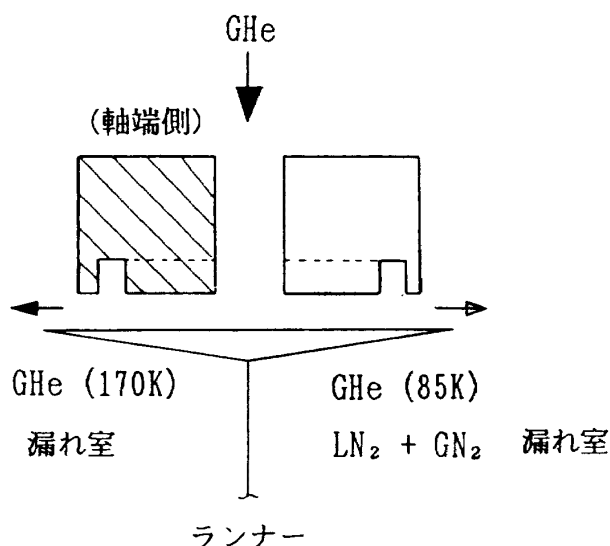


図8 試験時における供試シールの雰囲気温度

3.2 実験手法

各試験区間毎に次のような手順に沿って実験を

行なった。

- (1) 常温下で静的漏れ流量を測定する（常温静的漏れ試験）。
- (2) GHeパージ圧力を0.3MPaに設定後、軸受室にLN₂を供給し、設備及び試験機の予冷を行なう。
- (3) 軸受外輪温度がLN₂温度(77K)近傍の一定値になった所で、低温静的漏れ試験を行なう。
- (4) GHeパージ圧力0.3MPaにて試験機を急速起動し、回転数を所定の値に設定する。
- (5) GHeパージ圧力、回転数、LN₂供給流量等が安定していることを確認した後、GHeパージ圧力を所定の値にまで段階的に加圧する。
- (6) 定常回転試験を所定の時間行なう。
- (7) GHeパージ圧力を0.3MPaに減圧後、試験機を急速停止する。

以上の実験を行なう度に試験機を分解し、供試シールの検査、点検を行なった。カーボンシールリングの摩耗量は、シール面の表面形状の変化より求めた。

4. 実験結果

4.1 密封特性に及ぼす速度の影響

レイリーステップが密封特性に及ぼす効果を端的に把握するために、漏れ流量に対するしゅう動

速度の影響を調べた。前述した簡単なモデルを考えると、レイリーステップの発生する開口力 $W(A, h_m, h_2)$ は、ランナー周速の増加、すなわち、ベアリングナンバー A の増加とともに単調に増加する。したがって、シール差圧を一定に保った状態で回転数を増加させると、ある回転数まではシール面押し付け力 F が $W(A, h_m, h_2)$ を上回るため、シール面間は摩擦接触状態を保持する。しかし、一定の回転数を越えると $F < W(A, h_m, h_2)$ となり、 $F = W(A, h_m, h_2)$ なる平衡状態が成立するまで、シールすきま h_2 が増加するものと予測される。すなわち、シール面間はいわゆる浮上状態に移行するものと考えられる。

図9と図10は、表2に示したシール5Aと5Bに対して求めた、軸回転数と漏れ流量の関係を示したものである。縦軸の総漏れ流量は、一对のセグメントシール間に供給したGHeの全流量であり、各々のシールの1次と2次シール面間から漏れた流量の総和である。GHeパージ圧力は起動時に0.30MPaに設定したが、試験中は再調圧しないので、最大漏れ流量時には0.03MPa程度低下した。さて図9に着目すると、総漏れ流量の測定値は、回転数30,500rpm付近まではほぼ一定値を保つが、その時点で不連続的な増加が生じ、その後は回転数とともに増加する傾向を示している。総漏れ流

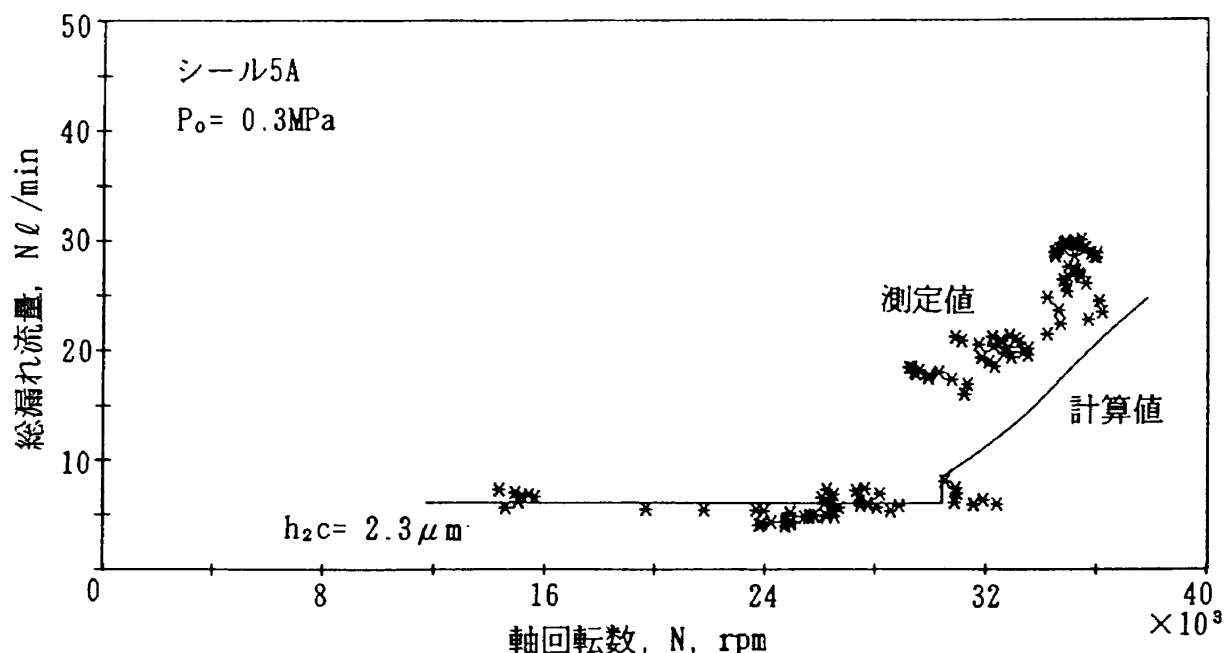


図9 しゅう動速度と漏れ流量の関係（シール5A）

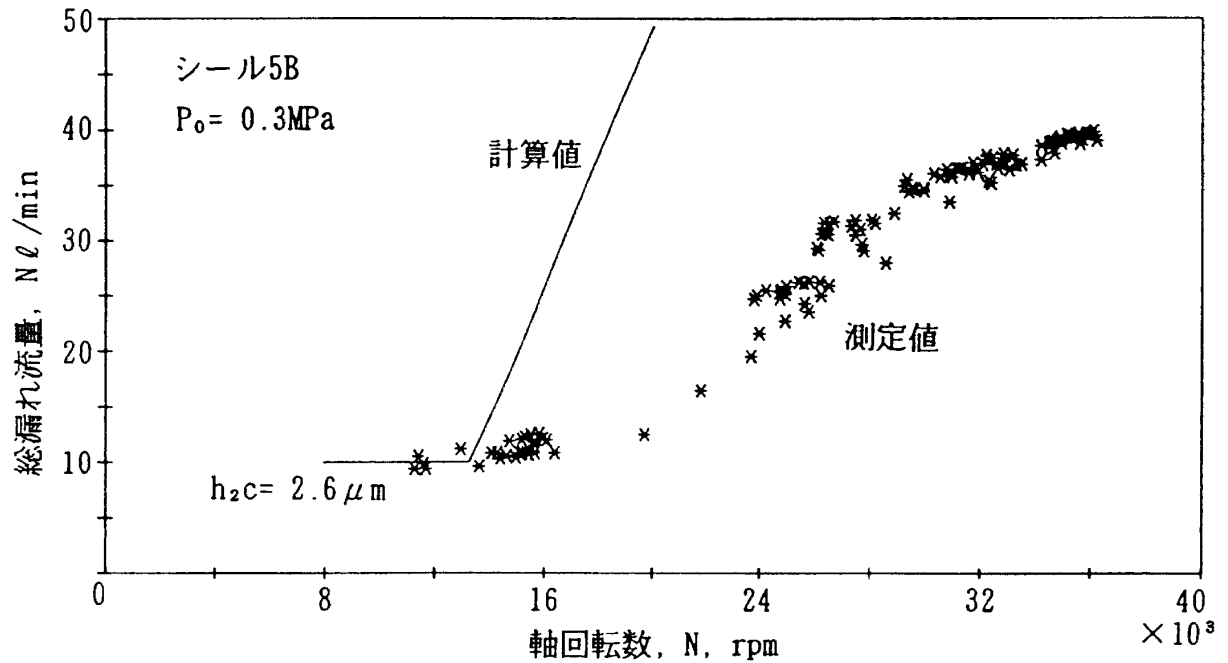


図10 しゅう動速度と漏れ流量の関係 (シール5B)

量が一定値を保つ低回転数側では、シール面間が摩擦接触状態にあると仮定し、更にその平均総漏れ流量の半分が一つのセグメントシールから漏れると考え、摩擦接触時の相当平均シールすきま h_2c を求めた。この値 ($h_2c = 2.3 \mu\text{m}$) を用いて各回転数における開口力 $W(A, h_m, h_2c)$ を算出した。 $W(A, h_m, h_2c)$ が押し付け力 F を上回る範囲では、 $F = W(A, h_m, h_2)$ を満足するシールすきま h_2 を求め、その h_2 の値より漏れ流量を計算した。1次シール面からの漏れ流量の計

算には、一次元断熱圧縮粘性流れの式を用い¹⁰⁾、回転の影響は無視した。また、2次シール面からの漏れ流量の計算には、次節で述べる方法を用いて静的漏れ流量より求めた。図9中に示した実線は、このようにして求めた計算結果であるが、測定結果と計算結果は良く一致している。したがって、回転数 30,500 rpm 付近以後で生じた総漏れ流量の増加は、レイリーステップの効果により、シール面間が摩擦接触状態から浮上状態に移行したことを物語るものである。

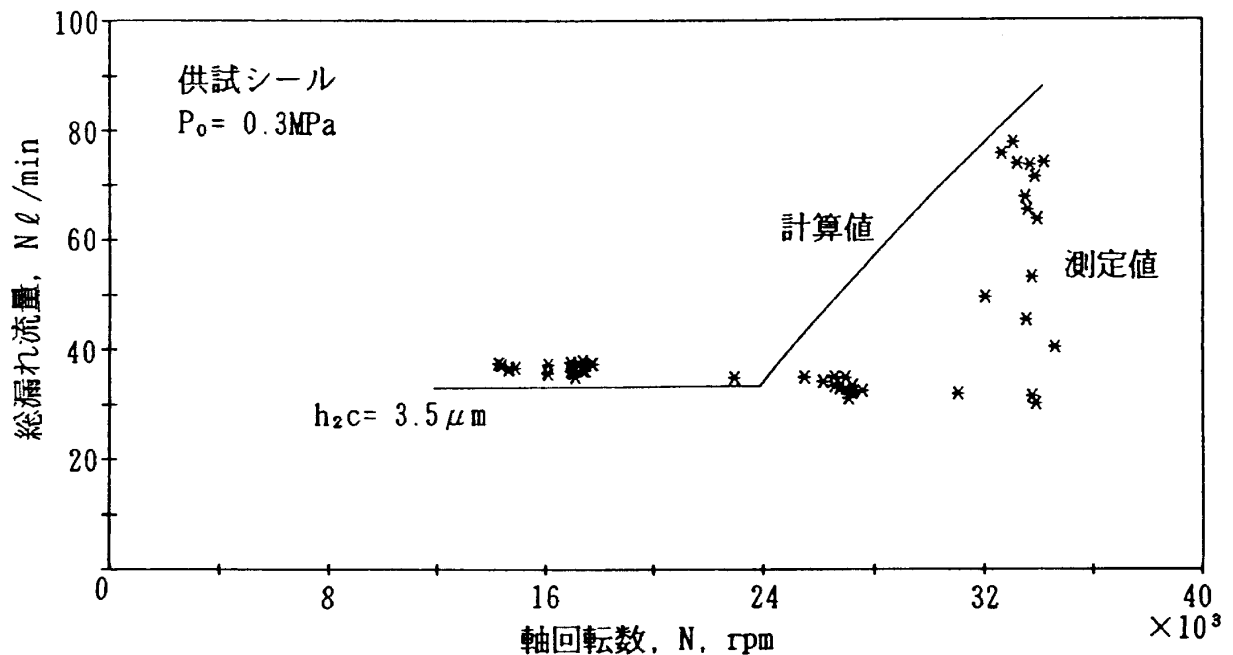


図11 しゅう動速度と漏れ流量の関係 (供試シール)

図10は、シール径70mmのシール5Bに対して得られた結果である。この場合も、高速回転側では回転数とともに総漏れ流量が増加しており、シール面間が浮上状態に移行したことが分る。しかしながら、測定結果と計算結果は大きく離れている。

図11は、供試シールに対する試験結果であるが、この場合もシール5Bと同様に測定値と計算値の差は大きい。しかし、高速回転側では総漏れ流量が増加しており、レイリーステップの効果を確認することが出来る。

4.2 摩耗の進行と密封特性

カーボンセグメントの摩耗が進行すると、シール面上に設けられたレイリーステップのポケット深さ h_m が減少し、同一回転数下でも、シール面開口力 W は増加するものと予想される。本節では、カーボンセグメントの摩耗に伴って生ずる密封特性の推移について述べる。

さて、図8に模式的に示したように、供試シールの漏れ室温度は左右で異なるため、ランナーは遠心力による歪と熱歪の両方を受ける。特に、OTP

のタービン側に相当するシール試験機の軸端側では、両歪が同一方向に作用するため、ランナーシール面の変形が大きくなる。この結果、軸端側のセグメントシールの方が摩耗の進行が速く³⁾、耐久性を議論する上では軸端側シールの摩耗が問題となる。したがって、以後においては、軸端側のセグメントシールに話を絞って論を進めることにする。すなわち、以下に示す実験結果は軸端側セグメントシールに対するものである。

図12にカーボンセグメントの摩耗進行曲線を示す。カーボンの摩耗量は、各試験区間毎に側定したランド部の表面形状より求めたもので、その周方向単位長さ当りの体積摩耗量である。横軸は、GHeパージ圧力を0.6MPa（要求仕様）以上に設定した際の総試験時間を表わしている。供試シールは、シール面上に MoS_2 被膜を施したカーボン製シールリングと Cr_2O_3 プラズマ溶射膜で被覆されたランナーの組合せである。図中に示したように、3種類の条件下で定常回転試験を行なっているが、試験開始時及び試験条件を変化させる毎に急激な摩耗の進行が生じている。しかしながら、同一条件を保持すると摩耗率は低下する。

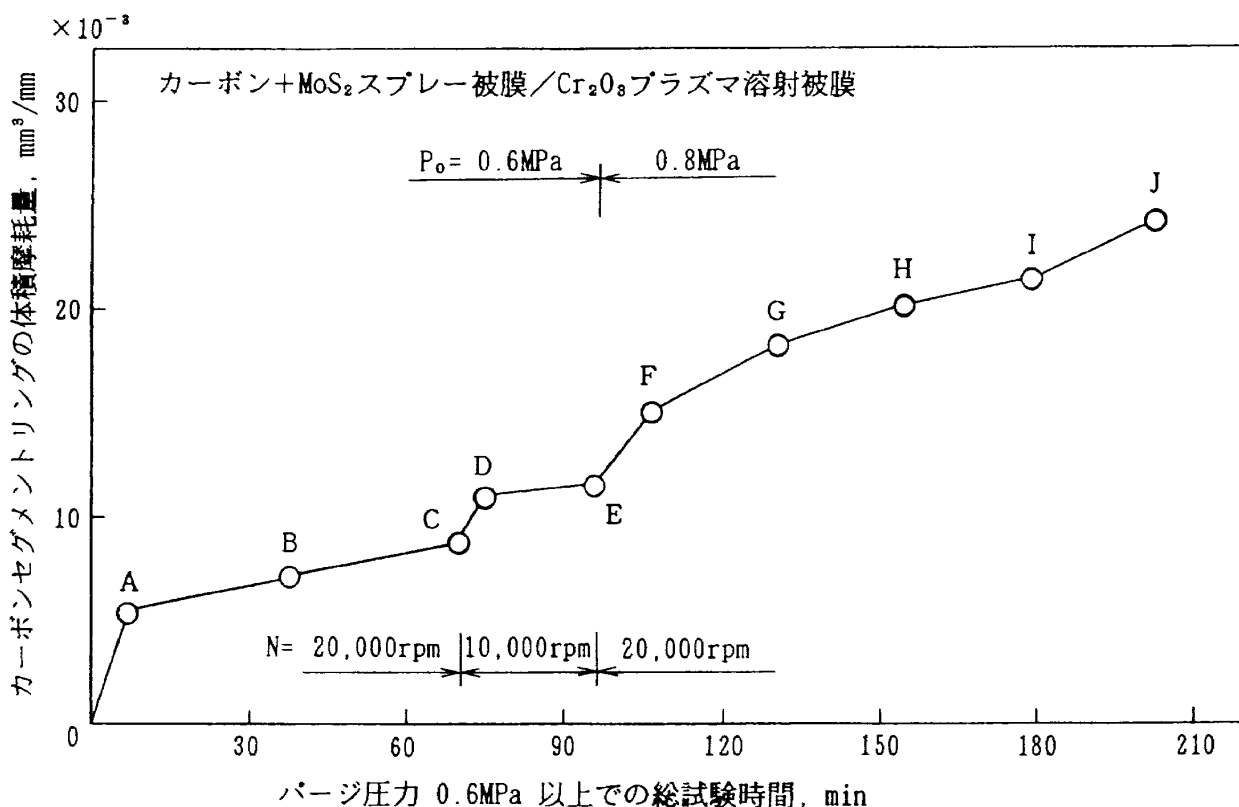


図12 カーボンセグメントリングの摩耗進行曲線

図13の(a)と(b)に一例として、C点とJ点で得られたカーボンセグメントの表面形状を示す。図中にはランド部とポケット部を示したが、摩耗はシールダム側で多く発生している。摩耗の進行は、その範囲が内側（反シールダム側）へ向って拡大するとともに、シールダム側の摩耗深さ*が増加する形で生じている。J点における最大摩耗深さは $10\mu\text{m}$ 程度である。図13(d)にはJ点で得られたランナーシール面の表面形状を示したが、シールダム部に対面する部分で最大 $1.5\mu\text{m}$ 程度の摩耗が生じている。ここで注目すべきことは、カーボンシール面もランナーシール面ともに摩耗した面の方が処女面よりも平滑化されている点である。図13(c)には、J点で得られたカーボン2次シール面の表面形状を示したが、顕著な面あれなどは認められない。以下、図12に示した摩耗進行曲線に沿

って生じた、静的及び動的密封特性の推移について述べる。

4.2.1 静的密封特性の推移

図14は、図12に示した摩耗進行曲線上の各点で得られた、シール差圧と常温静的漏れ流量との関係を示したものである。この漏れ流量は、常温静的漏れ試験で測定された軸端側セグメントシールに対するものであり、1次及び2次シール面間から漏れた流量の和となっている。図から明らかなように、摩耗の進行とともに常温静的漏れ流量は増加する傾向を示している。

さて、未使用時のカーボンシールリングは、1次シール面間も2次シール面間と同様に接触状態にあるから、両者のシールすきまから漏れる流量は等しいものと考えられる⁸⁾。図13に示したように、カーボン1次シール面の摩耗が進行して

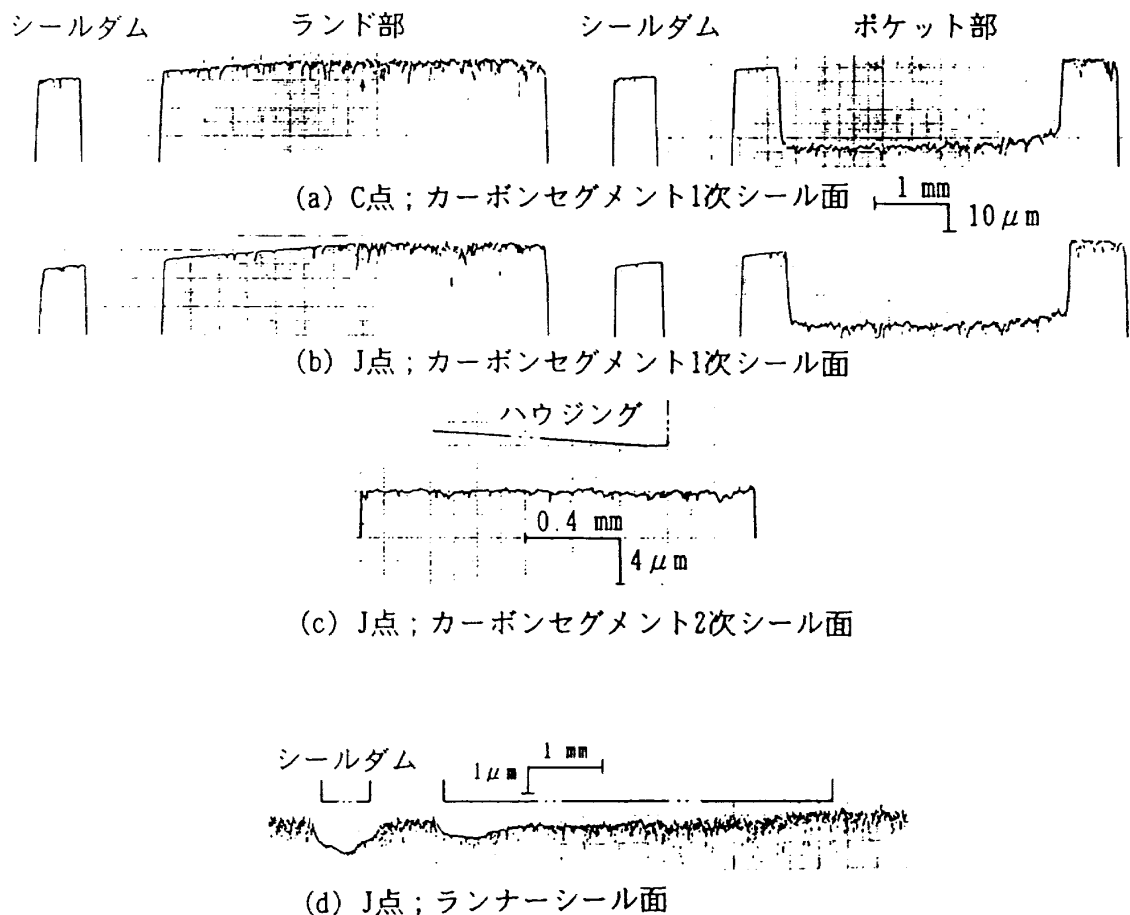


図13 シール面の表面形状

「注」* 摩耗深さとは、未使用時のシール面表面形状に比較して、どの程度摩耗が進んだかを深さ方向の高低差として表わしたものである。

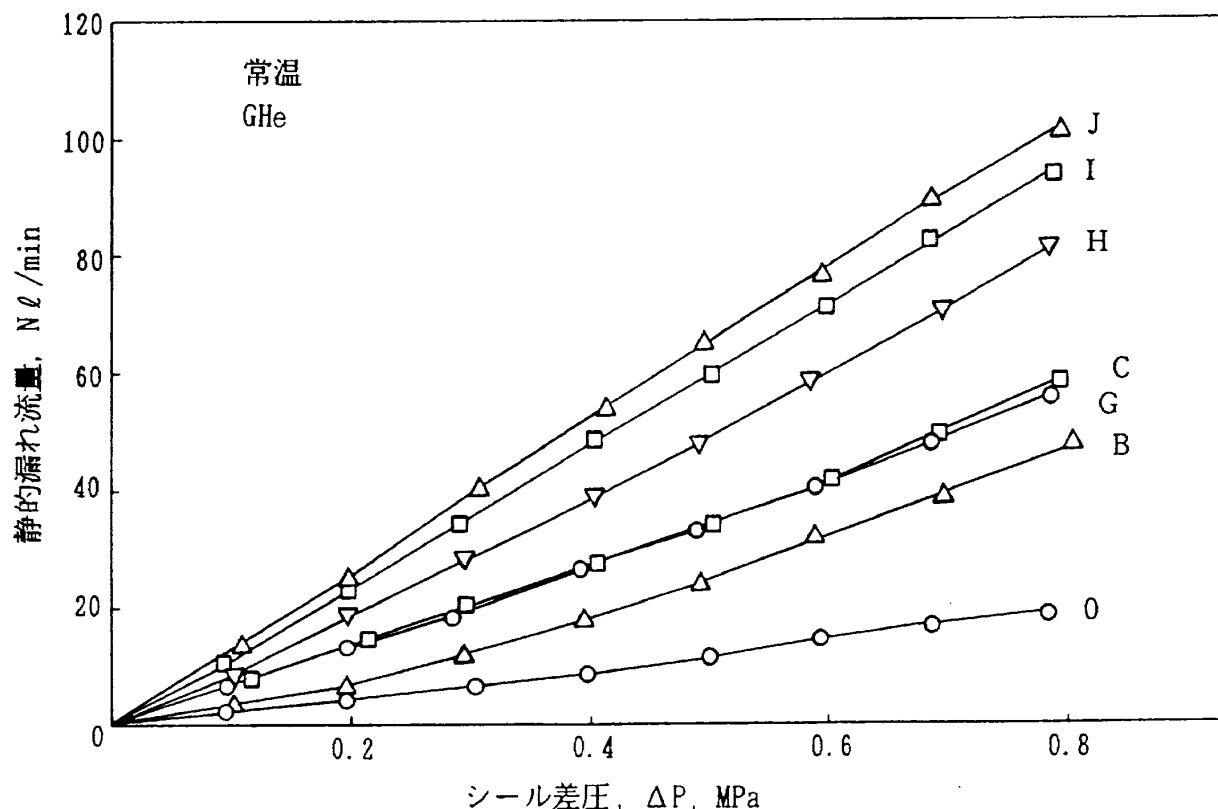


図14 常温静的密封特性の推移

も2次シール面には顕著な面あれの発生もなく、また、2次シール面間は常に接触状態を維持するため、その漏れ流量は摩耗の進行に対してあまり変化しないものと考えられる。したがって、2次シール面間からの常温静的漏れ流量は、0点で得られた常温静的漏れ流量の半分に等しいと仮定し、1次シール面間、すなわち、シールダム部におけるシールすきまからの漏れ流量を求めた。その結果を図15に示す。図中には、測定値を数例とシ-

ルすきまを一定と仮定して算出した計算結果を示した。両者を比較すると、1次シール面間からの漏れ流量は、シールすきま h を一定とした計算値程、シール差圧 ΔP の上昇に対して増加しないことが分る。しかも、両者の差は摩耗が進行する程大きくなる傾向を示している。たとえば、0点では $\Delta P = 0.1 \text{ MPa}$ の測定値が $h = 2 \mu\text{m}$ の計算に一致するが、 $\Delta P = 0.8 \text{ MPa}$ になると、 $h = 1.5 \mu\text{m}$ の結果に相当する値となり、その差は $0.5 \mu\text{m}$ である。これに対して J 点での測定結果は、 $\Delta P = 0.1 \text{ MPa}$ で $h = 4.5 \mu\text{m}$ であるが $\Delta P = 0.8 \text{ MPa}$ では $h = 3.5 \mu\text{m}$ に相当する値までしか増加せず、その差は $1 \mu\text{m}$ である。ここに示した h の絶対値にどれ程の意味があるかは問題であるが、常温静的漏れ流量がシールすきま h を一定とした計算結果と一致しないという点、更に、その差が摩耗の進行とともに増加するという点には注目する必要がある。

図16は、シールダム部の相対的摩耗深さに対して、シール差圧 $\Delta P = 0.8 \text{ MPa}$ で測定された1次シール面間からの漏れ流量をプロットしたものである。横軸は、カーボンセグメントの表面形状よ

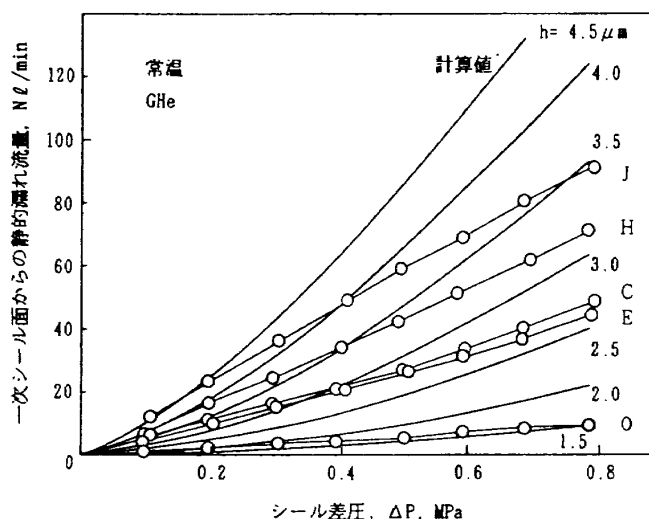


図15 常温静的漏れ流量と計算値の比較

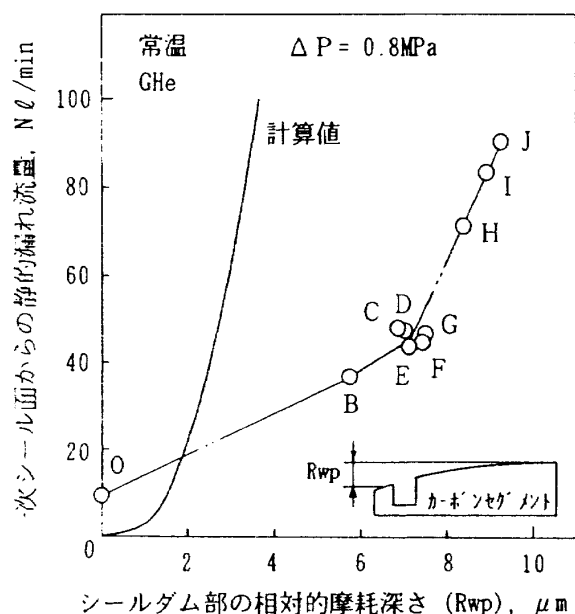


図16 シールダム部の摩耗深さと
常温静的漏れ流量の関係

り求めたシールダム部の相対的な摩耗深さである。図より明らかなように、シールダム部の相対的な摩耗深さが増加すると、静的漏れ流量も一様に増加することが分る。すなわち、シールダム側が選択的に摩耗するために、常温静的漏れ流量が増加するものと理解出来る。同図中に示した実線は、シールダム部の相対的な摩耗深さが、そのシールすきまに等しいと仮定して求めた計算結果である。計算値と測定値は、定量的には大きな差があるが、傾向としては良い一致を示している。

次に、予冷後の静的漏れ流量の推移について述べる。予冷後、すなわち、低温雰囲気下における軸端側セグメントシールの静的漏れ流量とシール

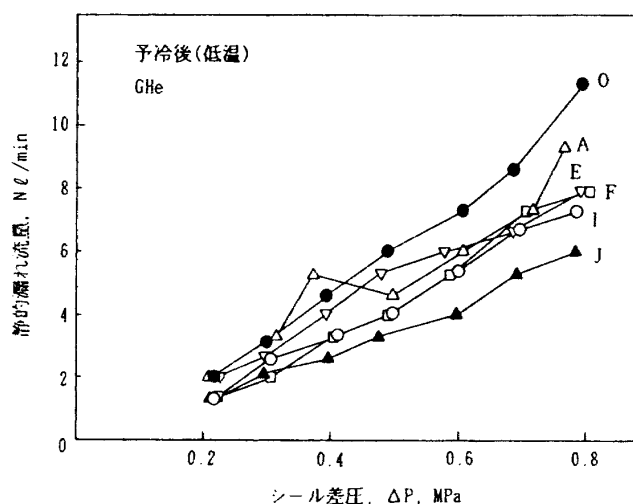


図17 予冷後(低温) 静的密封特性の推移

差圧の関係を図17に示す。雰囲気温度を厳密に制御しているわけではないので、測定値にバラツキがあるが、全体としては、摩耗の進行とともに静的漏れ流量が減少する傾向を示している。これは、常温静的漏れ試験で得られた結果とは全く逆の傾向である。更に、両状態下における静的漏れ流量を比較すると、0点においても低温下の方が低く、両者の差は摩耗の進行とともに増加し、J点では15倍程度にまで達する。これらのことより、低温下においては摩耗が進行しても、1次シール面間は2次シール面間と同様に、接触状態を維持するものと考えられる。したがって、測定された漏れ流量のうち半分が1次シール面間から漏れたと仮定し、計算値と比較した。図18に、結果を数例示したが、計算に際してはGHe入口温度として実測値を用いている。測定値は、シールすきま h を一定として求めた計算値と比較的良好な一致を示している。測定値に相当する h の値は、0点に比べF点、J点では減少しており、低温下では、摩耗の進行によりカーボンシール面とランナーシール面との適合性が良くなったものと理解出来る。

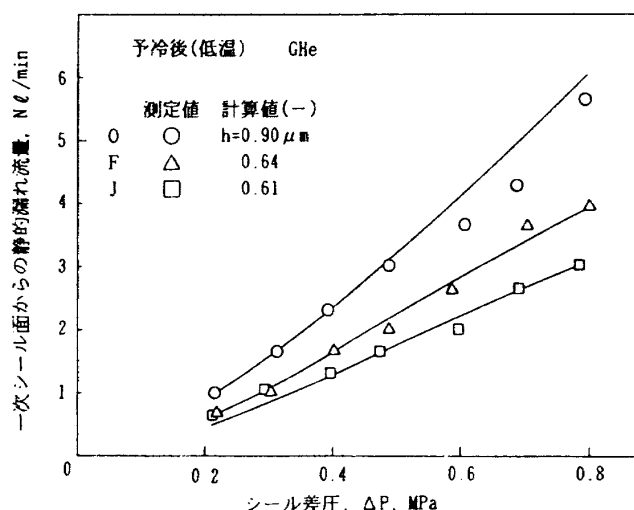


図18 予冷後静的漏れ流量と計算値の比較

4.2.2 動的密封特性の推移

前述したように、回転試験はGHe パージ圧力 0.3 MPa で起動し、所定の回転数に達した後、パージ圧力を段階的に所与の値にまで加圧している。この加圧時に収録したシール差圧と漏れ流量の関係を、図19と図20に示す。図19は試験区間OAで、また図20は試験区間GHで、それぞれ測定された

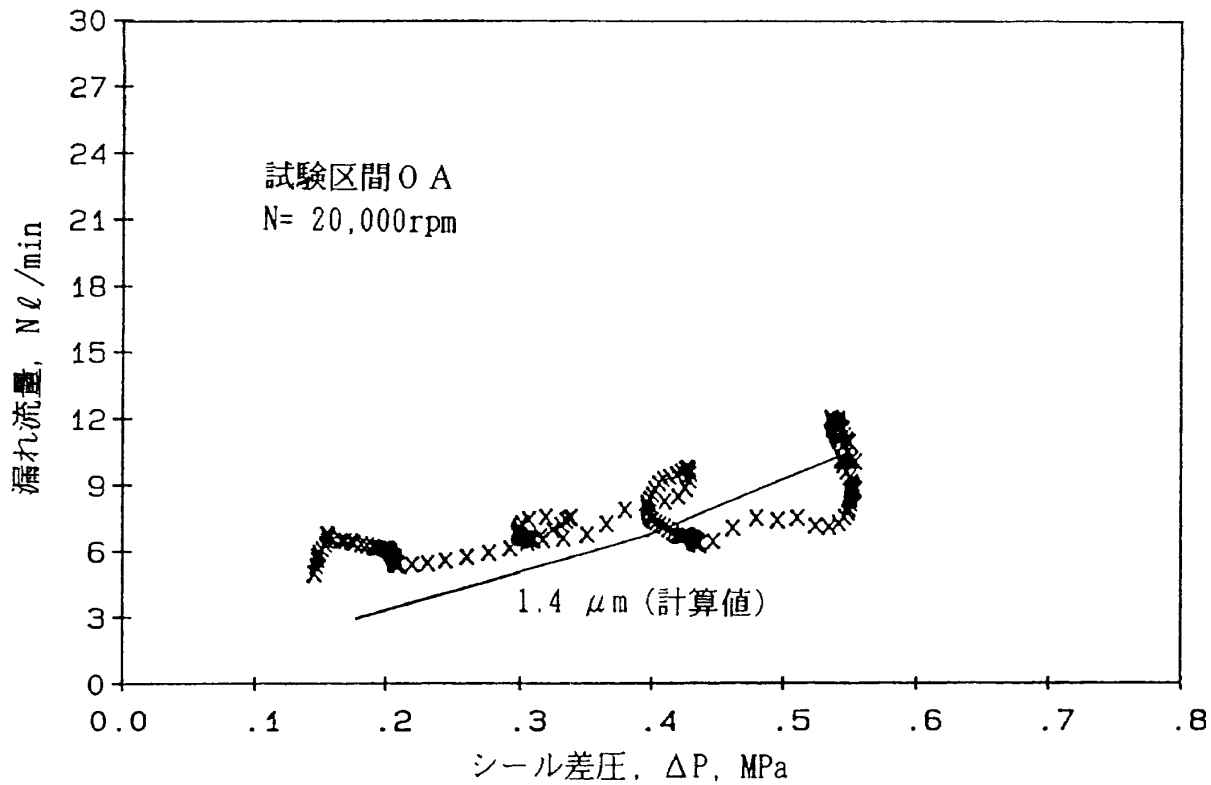


図19 試験区間OAにおける密封特性

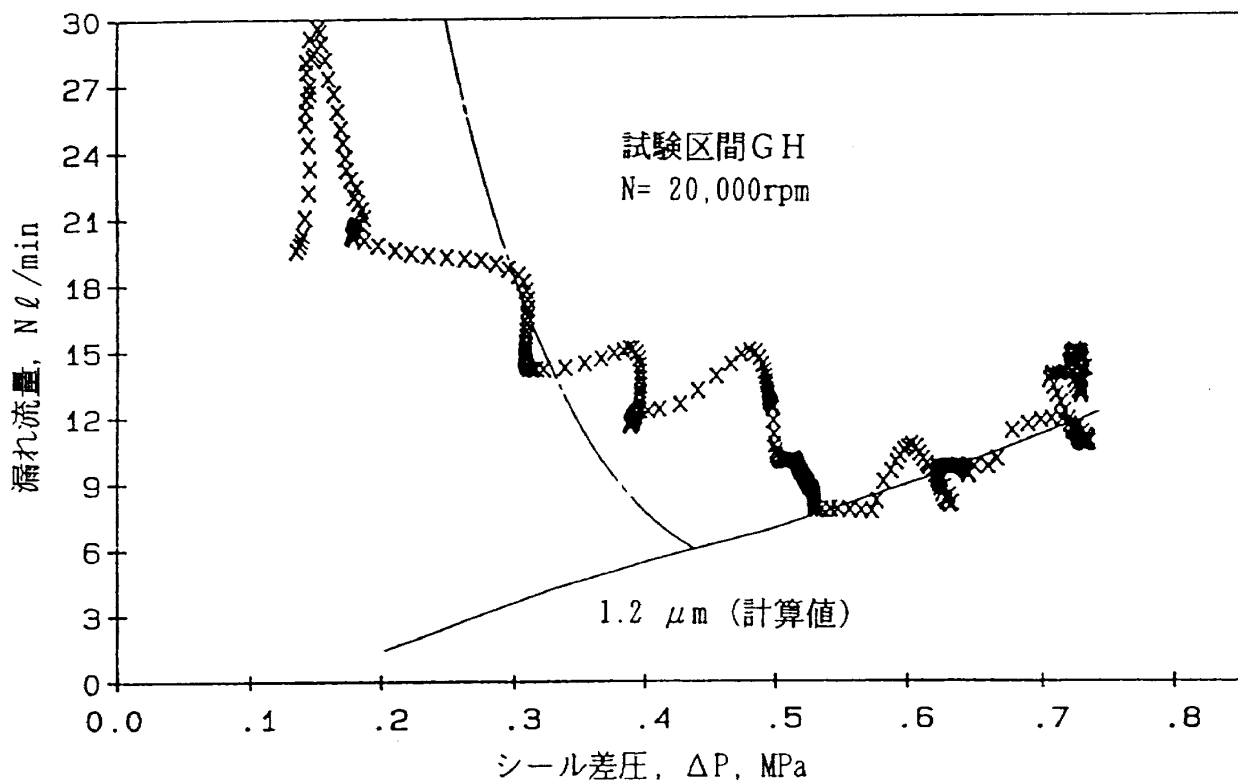


図20 試験区間GHにおける密封特性

結果である。なお、両試験区間とも回転数は約20,000rpmである。図中に示した実線は、シールすきま h を一定として求めた計算値に、予冷後の静的漏れ流量より求めた2次シール面間からの漏れ流量を、加算したものである。但し、計算に際し

ては回転の影響を無視している。

試験当初の区間である図19に着目すると、回転時の漏れ流量は、 $h = 1.4 \mu\text{m}$ とした計算値に一致していることが分る。このことは、シール差圧の増加に対して h が一定な状態を保つことを意味し

ている。すなわち、この試験下では、カーボンセグメントとランナーとが摩擦接触状態にあるものと考えられる。これに対して、カーボンの摩耗がかなり進行した状態にある試験区間GHでは、全く様相が異なる。図20から分るように、シール差圧が約0.53MPaより低い領域では、シール差圧の上昇に対して漏れ流量が減少する傾向を示すが、シール差圧がその値より高くなると、 $h=1.2\mu\text{m}$ とした計算値と一致するようになる。この場合も、高压側ではカーボンセグメントとランナーとが摩擦接触しているものと考えられる。しかし、低压側ではシール差圧の増加に対し、漏れ流量が急激に減少しており、 h が変化する状態にあることが分る。図20中に示した一点鎖線は、カーボンセグメントが浮上したものと仮定し、前節で述べた計算手法と同様な方法で算出した漏れ流量の計算結果である。測定値と計算値は定量的には差があるが、定性的には良く一致しており、低压側で生じている漏れ流量の挙動が、レイリーステップの効果に由来していることが分る。すなわち、低压側では、レイリーステップの効果によりカーボンセグメントが、ランナーシール面上でいわゆる浮上状態にあるものと理解出来る。したがって、図19と図20に見られる動的密封特性の差は、カーボンセグメントの摩耗に伴い、レイリーステップの

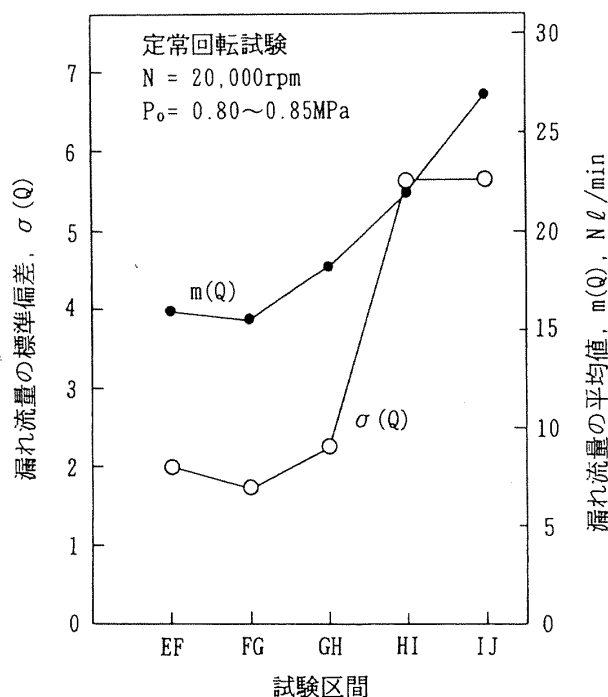


図21 定常回転試験における漏れ流量の推移

発生する開口力 W が増加したことを端的に物語るものである。

次に、定常回転下における漏れ流量の挙動について述べる。GHeパージ圧力と漏れ流量は、約1.5秒間隔でデジタル計測している。図21は、定常回転試験中に測定された漏れ流量の全計測値を母集団として求めた標準偏差と平均値を各試験区毎にプロットしたものである。図中には、定前回転試験条件が $N=20,000\text{rpm}$ 、 $P_0=0.8\text{MPa}$ であるE点以後の5試験区間で得られた結果を示した。図から明らかなように、試験区間HI以後では漏れ流量の標準偏差が急激に大きくなっている。一方、図12に示したカーボンセグメントの摩耗進行曲線を見ると、試験区間HIを境に、摩耗率が再び上昇する兆しが認められる。これらの結果は、試験区間HI以後、摩擦接触しているシール面間の魔耗状態に、何らかの変化が生じたことを示唆している。図22は、J点で観察されたカーボンセグメントの

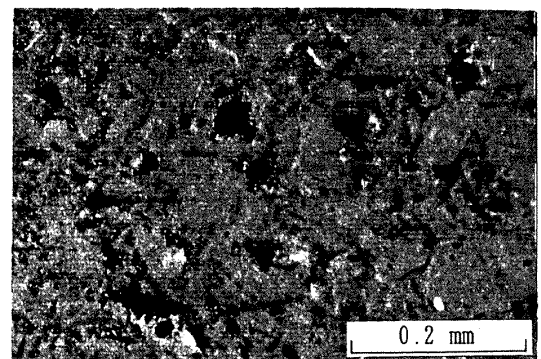


図22 J点で観察されたシールダム部の顕微鏡写真

シールダム部における顕微鏡写真である。カーボンシール面は極めて平滑であり、光沢すらある。しかしながら、表面には、写真上で黒い影のように見える大きさ数十 μm の穴が多数認められる。目視検査によれば、これらの穴が多数観察され始めたのはI点以後であった。これらの穴は、カーボン粒子が表層部から離脱した痕跡と考えられるが、シール面が極めて平滑であるだけに、離脱したカーボン粒子が接触状態を擾乱する度合いは、大きいものと推察される。したがって、この擾乱の結果が漏れ流量の分散の増加として現われたのではなかろうか。

5. 考 察

以上に示した密封特性に関する実験結果は、OTPを模擬した試験条件下においても、数式モデルから予測されるレイリーステップの効果が十分発揮されることを明確に示している。しかし、それはあくまでも定性的な範囲であり、定量的には差も大きい、以下その理由については若干の考察を試みたい。

さて図13に示したように、カーボンセグメントの1次シール面は、全面が一様に摩耗するのではなく、シールドラム側に偏った形で摩耗が進行している。図23は、供試シールのランナーが20,000rpmで回転する際に、遠心力によって起こされ

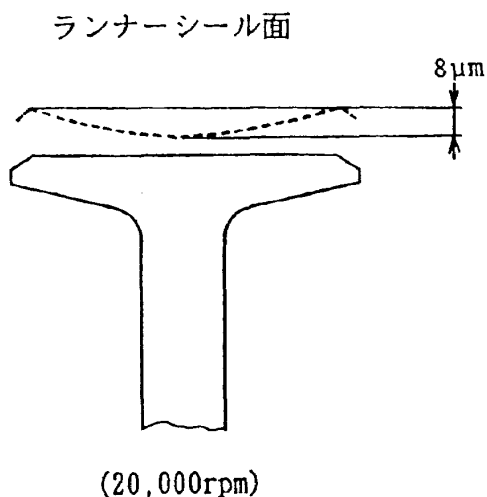


図23 回転に伴うランナーシール面の変形

るシール面の変形状態を、模式的に示したものである³⁾。計算は有限要素法を用いて行なったが、シール面の両端部では中心部に比較して、8μm程度余分に变形することが分る。実際の試験時には、遠心力による応力歪に加えて、図8に示した温度差による熱歪や摩擦発熱に伴う熱歪が生じるから、軸端側ランナーシール面の変形は更に助長される。したがって、カーボンシール面の不均一な摩耗形状は、変形したランナーシール面に適合した結果であると考えられる。

さて、シール5Aのランナーは回転軸にスリーブをはめ込んだもの⁷⁾で遠心力や熱応力による変形を受けにくい形状となっている。これに対してシール5Bの場合は、供試シールと同様に、ラン

ナー断面はT字形をしており⁷⁾、シール面は変形し易い。したがって、供試シールとシール5Bに対しては、図24に示すようなランナー変形を加味

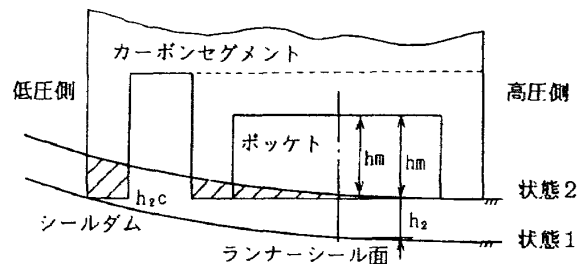


図24 ライナー変形接触モデル

した、シール面間接触モデルを考える必要がある。すなわち、カーボンシール面が摩耗していない試験当初においては、図24の状態1に示すような接触状態となる。このため、総漏れ流量の測定値から算出したシールドラム部のシールすきま h_{2c} と、レイリーステップ部のシールすきま h_2 との間には、 $h_{2c} < h_2$ なる関係が生じる。図9、図10及び図11に示した測定結果は、それぞれ未使用のカーボンシールリングとランナーを使用して行なった最初の試験で得られたものである。したがって、上記 h_{2c} に基づいて開口力 $W(A, h_m, h_{2c})$ を推定した場合、供試シールとシール5Bに対しては開口力 $W(A, h_m, h_2)$ を過大評価したことになる。その結果、測定値と計算値との差をもたらしたものと考えられる。

図13に示したカーボンシール面の摩耗形状にしたがえば、シール面間の接触状態が、図24に示した状態1から状態2へ変化する形で、カーボンの摩耗が進行するものと考えられる。したがって、ランナーの変形が回復する常温での静的漏れ流量は、摩耗の進行とともに増加する傾向を示す結果となる。また、常温における両シール面間の接触部は、摩耗が進行する程反シールドラム側へと範囲が狭められる。このため、シールドラム部の圧力降下に起因する押し付け力 F は、反力との偶力作用により、シールドラム部のすきま h_{2c} を閉じようとする傾向を強める。その結果、図15や図16に示したように、摩耗が進行する程、静的漏れ流量の測定値とシールすきまを一定とした計算値とのずれが、大きくなるものと考えられる。これに対して、図17や図18に見られるように、低温下の静的漏れ

流量は、摩耗が進行しても、僅かではあるが減少する傾向さえ示している。この結果は、ランナーシール面の変形に対しては、両漏れ室の温度差による熱歪が支配的であることを示唆している。

さて、図13に示したカーボンセグメントの表面形状を見る限り、試験終了後のJ点で得られた結果においても、ポケット深さ h_m の減少量は僅かである。しかしながら、図20から分るように、動的密封特性に及ぼすレイリーステップの効果は、試験開始時に比べ激的な形で表われている。この点も、図24に示したランナーシール面変形接触モデルを考えることで容易に理解することが出来る。すなわち、この段階では、 h_m よりも h_2 の減少が開口力 W (A , h_m , h_2) の増加に大きく関与しているのである。またそのことは、試験開始時の区間OAに比べ続く区間ABでは、摩耗率が急激に減少することからも分る。

以上のように、ランナーシール面の変形を考慮したシール面間接触モデルを考えることで、数式モデルと実験結果の間に生じた矛盾点をある程度説明することが出来る。また見方をかえれば、これらの実験結果は、供試セグメントシールが密封特性やレイリーステップの効果を損うことなく、ランナーの変形に対して適応出来ることを物語っている。

6. 結 言

液体酸素ターボポンプを模擬した条件下で、レイリーステップを有するカーボンセグメントシールの実験を行ない、その密封特性を明らかにした。主な結果は次のとおりである。

- (1) 密封特性は数式モデルから予測されるレイリーステップの効果に強く依存する。
- (2) レイリーステップの効果はランナーシール面変形の影響を大きく受ける。それ故、ランナーの変形を加味したシール面間接触モデルを考える必要がある。
- (3) シールの摩耗進行と静的及び動的密封特性の推移との間には強い相関関係がある。

試験機は石川島播磨重工業㈱に、供試シールはイーグルEG&Gエアロスペース㈱に製作して頂いた。ここに、厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-Shaft Seals, NASA SP-8121 (1978).
- 2) 十亀英司；ロケットおよび人工衛星用エンジン，日本機械学会誌，Vol. 93, No. 855 (1990) pp. 158 - 164.
- 3) M. Oike, M. Nosaka, Y. Watanabe, M. Kikuchi & K. Kamijo ; Experimental Study on High-Pressure Gas Seals for a Liquid Oxygen Turbopump, STLE Trans., Vol.31, No.1 (1988) pp.91-97.
- 4) 野坂正隆，尾池守；ロケット用ターボポンプの軸シール，トライボロジスト，Vol. 35, No.4 (1990) pp. 233 - 238.
- 5) 吉田誠，長谷川敏，志村隆，橋本亮平；LE-7 液酸ターボポンプの振動測定，ターボ機械，Vol. 18, No. 2 (1990) pp. 79 - 85.
- 6) A. Artiles, W. Shapiro & H. F. Jones ; Design Analysis of Rayleigh-Step Floating Seals, ASLE Trans., Vol.27, No.4 (1984) pp.321-331.
- 7) 鈴木峰男，上條謙二郎，渡辺義明，森雅裕；液酸ターボポンプ・軸シールのシール性能と耐久性，航技研報告 TR-717(1982)。
- 8) G. P. Allen ; Self-Acting Geometory for Noncontact Seals, Lubrication Eng., Vol.39, No.5 (1983) pp.300-305.
- 9) 金子礼三；流体潤滑の数値計算における離散値化手法，潤滑，Vol. 29, No. 9 (1984) pp.633-638.
- 10) F. C. Hsing & M. J. Carrano ; Analysis of Compressible Fluid Flow in Gas Turbine Mainshaft Seals, ASLE Trans., Vol.23, No.3 (1980) pp.237-243.

航空宇宙技術研究所報告 1130 号

平成 3 年 11 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町 7 丁目 44 番地 1
電話三鷹 (0422) 47-5911 (大代表) ㊞182
印刷所 株式会社 セイコー社
東京都調布市西つつじヶ丘 1 丁目 5 番地 15
