

高圧遠心圧縮機シール機構の安定性試験

Stability Test of Oil Film Seal Mechanism in High Pressure Centrifugal Compressor

吐出し圧力250気圧ないし350気圧のバーレル形高圧遠心圧縮機を試作し、そのオイルフィルムシール機構について機械的振動過酷試験を行なった。試験は軸振動 75μ 、圧縮機内圧250気圧、回転数14,600rpmにて100時間の耐久試験とした。なお、API (American Petroleum Institute) STANDARD617によれば、この回転数における許容振幅は 23μ である。試験の結果、試作圧縮機のシール機構、シールシステムの機械的安定性が確認された。

また、取扱いガスに硫化水素などの腐食性ガスが含まれている場合、ガス側シールリングにスラッジがたまり、焼損する場合があるが、本試作で用いたシールリング用バビット材の硫化水素に対する耐食性試験を行ない、試作バビット材が硫化水素に対して十分な耐食性があることを確認した。

横山英二* Eiji Yokoyama

金木 忠* Tadashi Kaneki

1 緒 言

化学プラントに用いられる遠心圧縮機は、プラントの心臓部といってもよく、その安全性、信頼性はプラント全体の信頼性を大きく左右する。

高圧遠心圧縮機の構成要素を信頼性という面から考えると、低圧機との最も顕著な相違は、オイルフィルムシール機構にある。

本論文では、筆者らが行なった高圧遠心圧縮機のオイルフィルムシール機構の安定性に関する試作試験の結果について報告する。

ここでいう高圧遠心圧縮機とは、吐出し圧力250気圧ないし350気圧のアンモニア合成プラントや、原子力プラントなどに用いられるバーレル形遠心圧縮機を意味する。

オイルフィルムシール機構の役目は、圧縮機内圧よりもわずかに高い油圧をシールリング内径とシャフト外径に囲まれる環状部分に導き、圧縮機内のガスを封じ込めることにあり、可燃性ガスや毒性ガスの場合、その役割は特に重要である。

以下、高圧遠心圧縮機のオイルフィルムシール機構の機械的振動過酷試験、及び硫化水素に対する化学的安定性試験について述べる。

2 オイルフィルムシール機構とその問題点

2.1 オイルフィルムシール機構

一般的なオイルフィルムシール機構の構造を図1に示す。ガス圧力よりもわずかに高い圧力に調整されたオイルは、ガス側シールリングと大気側シールリングの間に導かれ、ガス、及び大気との圧力差により、それぞれガス側リング、大気側リングとシャフトとの環状部分を通過する。大気側リングの排油(以下、大気側ドレンという)は、オイルリザーバに回収され、再び循環に供される。一方、ガス側リングの排油(以下、サワー ドレンという)は内側のガス(リファレンスガス)と接触し、ドレントラップに集められる。取扱いガスが汚れていたり、腐食性のある場合、サワー ドレンは捨てられるか、脱ガス装置を通して清浄に戻す必要がある。

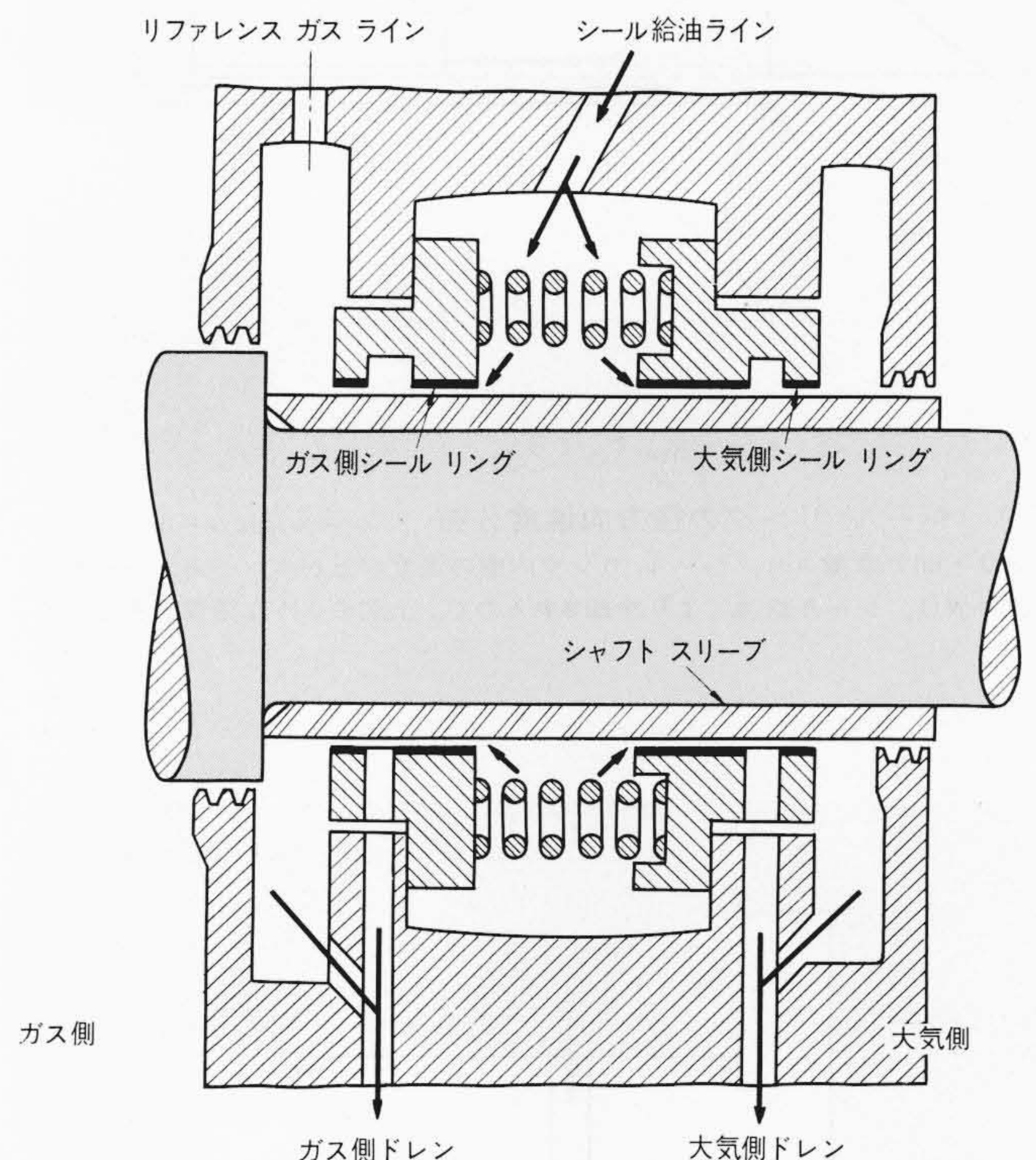


図1 一般的なオイルフィルムシール機構 ガス側シールリングと大気側シールリングとの間に導かれたシール油は、それぞれのリングとシャフト間を通してドレンとして排出される。

2.2 ガス側リングの問題点

ドレントラップへのサワー ドレン量は少量なことが望ましい。普通この量は、1日当たり数十リットルとされている。このドレン量を少量にするため、

- (1) 差圧を小さくする。
- (2) ガス側リング内径とシャフトのクリアランスを小さくする。

* 日立製作所土浦工場

(3) ポンプ作用又は逆らせんを利用する。
などのくふうがなされている。

差圧を小さくしすぎると、ガス漏れしやすくなり、クリアランスを小さくしすぎると、ガス側リング内面における温度上昇が大きくなりバビット面を焼損させたり、図2に示すように、ガス側リングの径方向の温度こう配が急になり、バビットの平均温度とバックメタルの平均温度の差が大きくなってバビット面とシャフトの熱膨張により、クリアランスをま

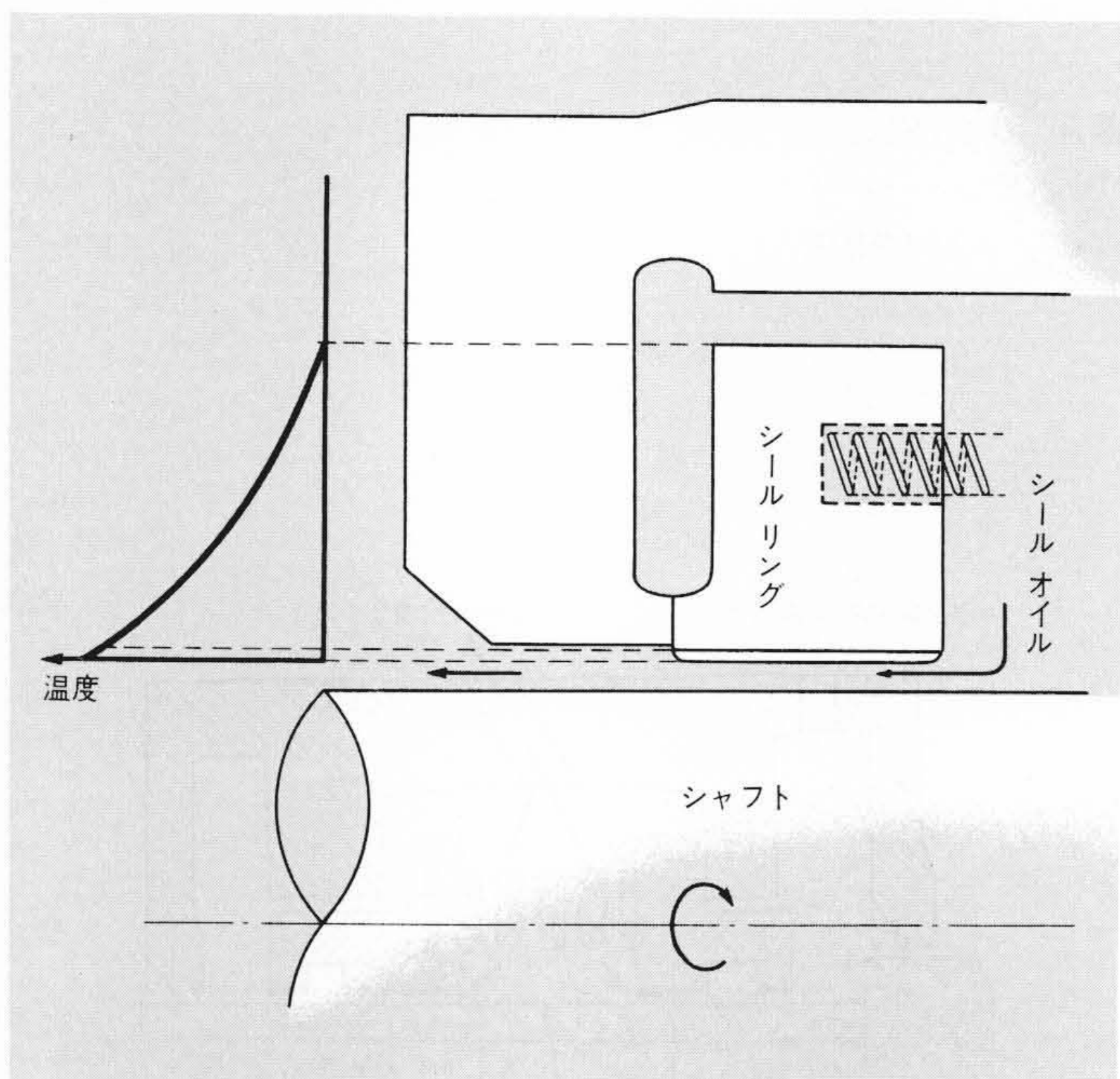


図2 シールリングの径方向温度分布 シール油はシールリングとシャフト間で摩擦され、シールリング内側の温度が上がる。一方、シールリング外側は、シール給油により冷却されるので、上図のような温度分布となる。

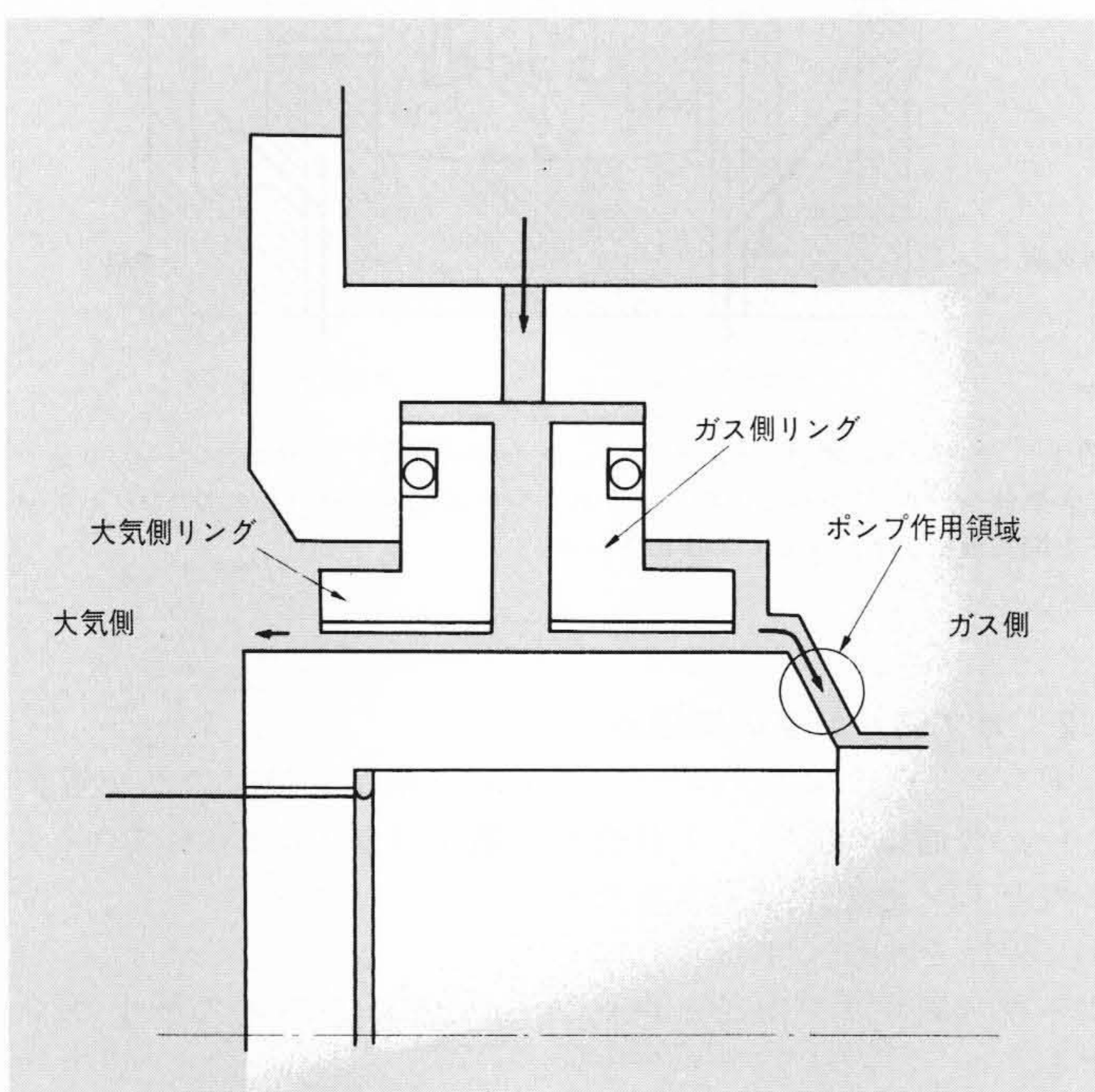


図3 ポンプ作用を利用する方法の原理 シャフトの回転による遠心力により、ガス側リングを通過するサワー ドレンの量が減少する。

すまず小さくして焼損、又はバビットとシャフトの接触の危険性を増大させる。

リングの軸方向長さと摩擦損失とはほぼ比例関係にあり、軸方向長さを短くすることは、温度こう配を緩やかにする効果が期待でき、リング自身の重量を軽減できるので振動に対する追従性という点でも有利である。

図3にポンプ作用を利用する方法の原理を示す。この方法は、回転数の低下に伴い、サワー ドレン量が増加する欠点があり、またオイル中の塵埃が径方向の隙間部に入って抜け出さなくなったりする可能性がある。

オイルフィルム シールでは、リング内面及びシャフト外面に極めて近い場所におけるオイルの相対速度は理論的にゼロとなる。このため、ガス側リングについては、圧縮機内のリファレンス ガスが拡散作用により、わずかつ大気側に漏れる可能性が残されている。この量は極めて微量で、通常の運転状態では感知し得ないことが多いが、オイル リザーバに窒素などの不燃性ガスを吹き込んでおく必要がある。

ガス側リングのもう一つの大きな問題点は、取扱いガスとの関連である。取扱いガスに硫化水素などの腐食性ガスを含む場合、スラッジがたまることによってガス側リングとシャフトとのクリアランスが小さくなり、(2)と同様、焼損の可能性を大きくする。この場合の最良の解決策は、リファレンス ガス ラインにバッファ ガスなどの清浄なガスを吹き込むことであるが、プラントによっては高圧のバッファ ガスが得にくい場合もある。スラッジ除去のため、オイルとガスの差圧をときどき大きくとってスラッジを洗い流すという考え方もあるが、差圧を大きくする程度でスラッジが洗い流せるかどうかは疑問である。

2.3 大気側リングの問題点

図4において大気側リングにかかるスラスト力 F は、

$$F = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \times (P_1 - P_2) \dots\dots\dots(1)$$

但し、 D_o : シールリングとハウジング接触部外径

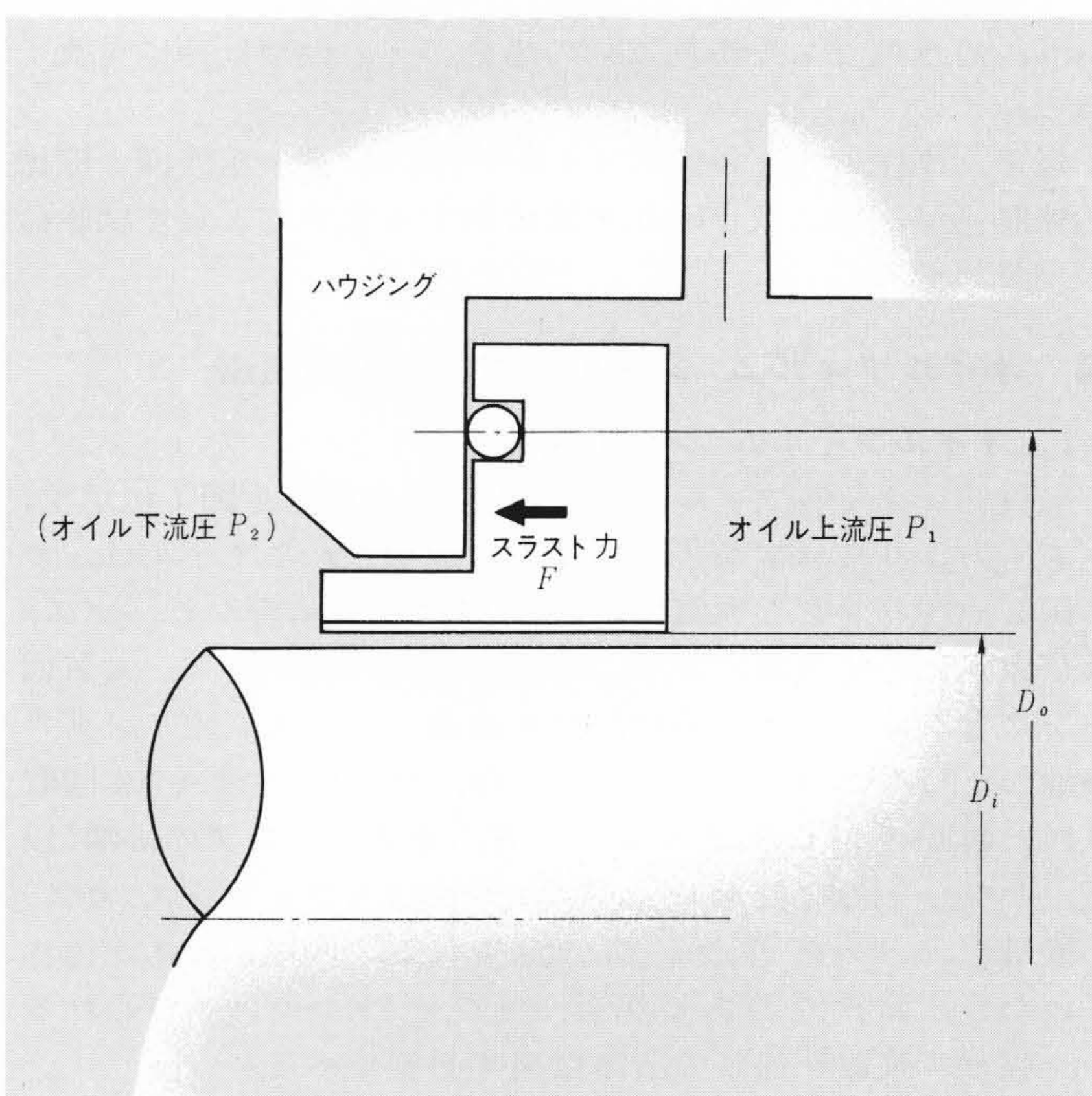


図4 大気側シールリングのスラスト力 シールリング前後の差圧により、シールリングはハウジングに押し付けられ、径方向の動きに対する抵抗を生ずる。

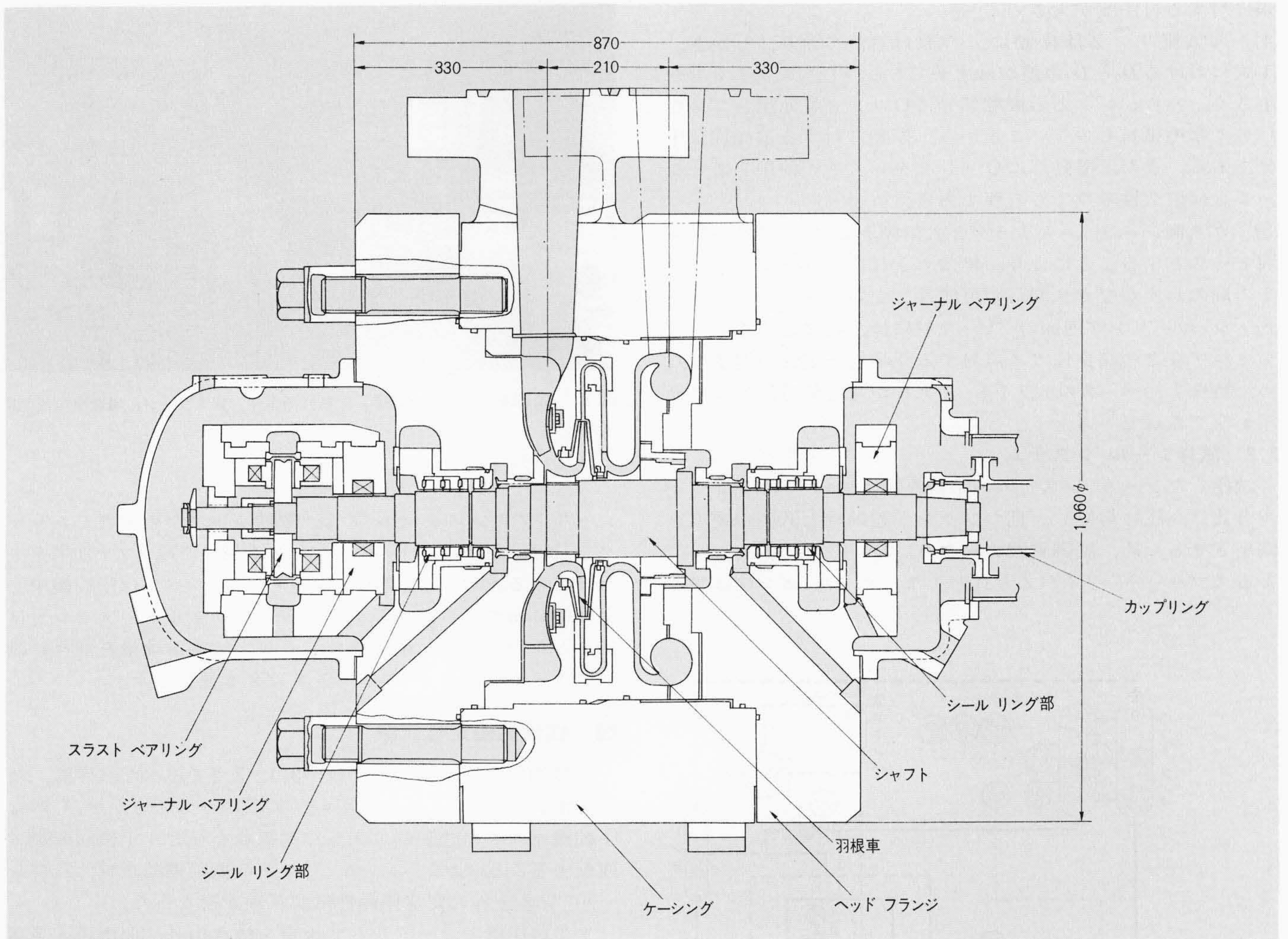


図5 試作機本体断面図 設計圧力350kg/cm²G、回転数14,600rpmの単段圧縮機であり、テイルティンクパッド型ジャーナル ベアリング、及びキングスベリ型スラスト ベアリングを装着している。

D_i : シール リング内径

P_1 : オイル上流圧

P_2 : オイル下流圧

であり、内圧が高いほど、また、ハウジングとの摩擦抵抗が大きいほど、リングの振動に対する追従性が失われる。

また、プラント起動時など、低圧運転時には大気側リングを流れる油量が減少するため、大気側ドレンの温度上昇をもたらし、リングが焼損しやすくなる。

3 試作機の概要

3.1 試作機本体とシール機構

試作機本体断面を図5に示し、シール機構部詳細を図6に示す。試作機の設計圧力は350気圧、設計回転数は14,600rpmである。

シール機構に関する問題点については既に述べたが、本試作機のシール機構の特長、及び設計上の注意点として、

- (1) シール リングはいずれもストレートで、ポンプ作用や逆らせんの助けを借りていない。
- (2) シール オイルはガス側リング外側を通過したあと、給油され、ガス側リングは重量に対する表面積の割合が大きいため、十分な冷却効果がある。
- (3) ガス側リングには、図10のように径方向のスリットがあり、(2)の冷却効果だけではなく、リング自身の径方向の熱膨

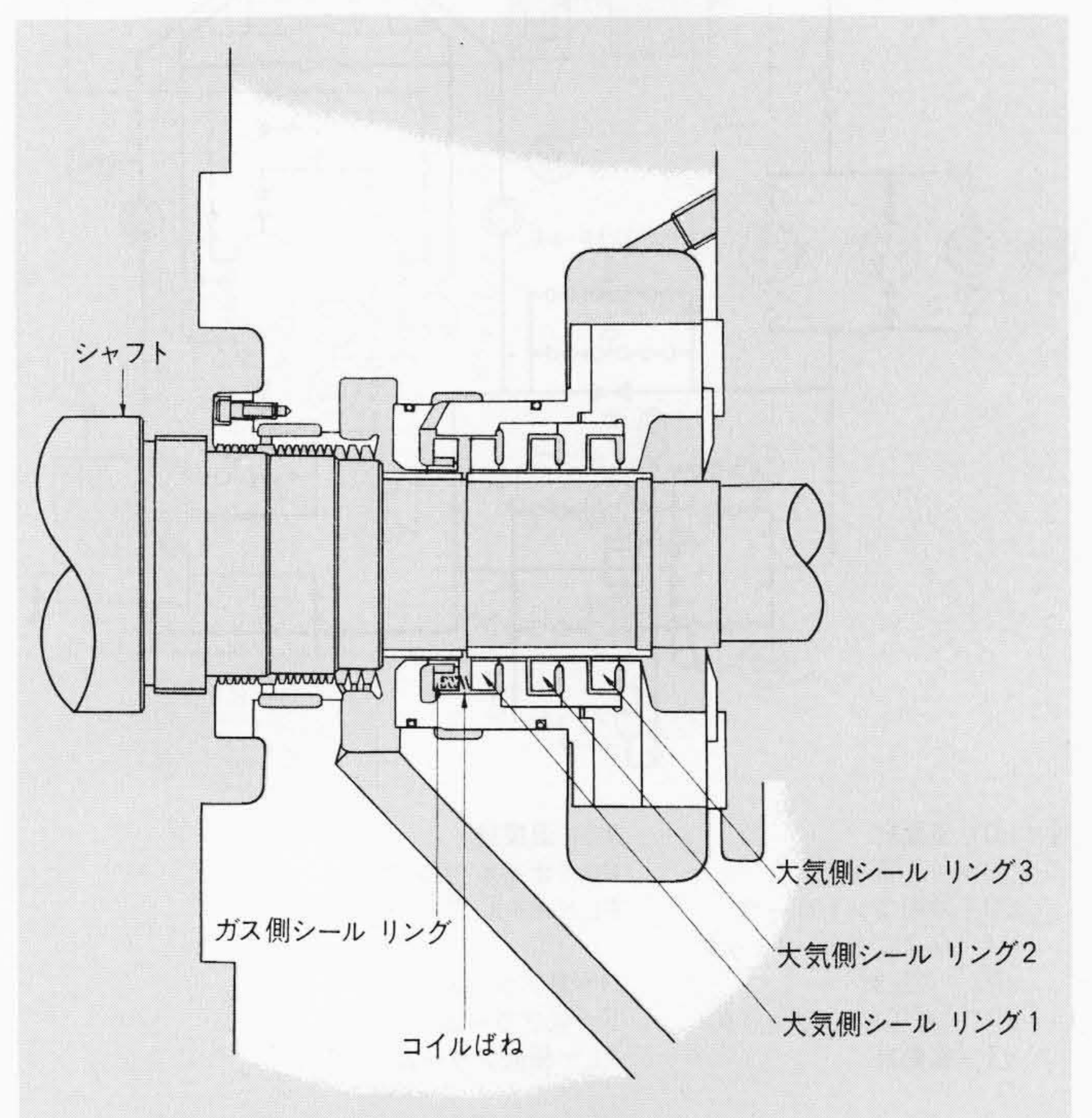


図6 シール機構部詳細図 大気側リングはそれぞれの軸端に3個ずつ設けられ、ガス側リングは冷却、熱膨張に対する考慮が払われている。

張に対する自由度が大きい。

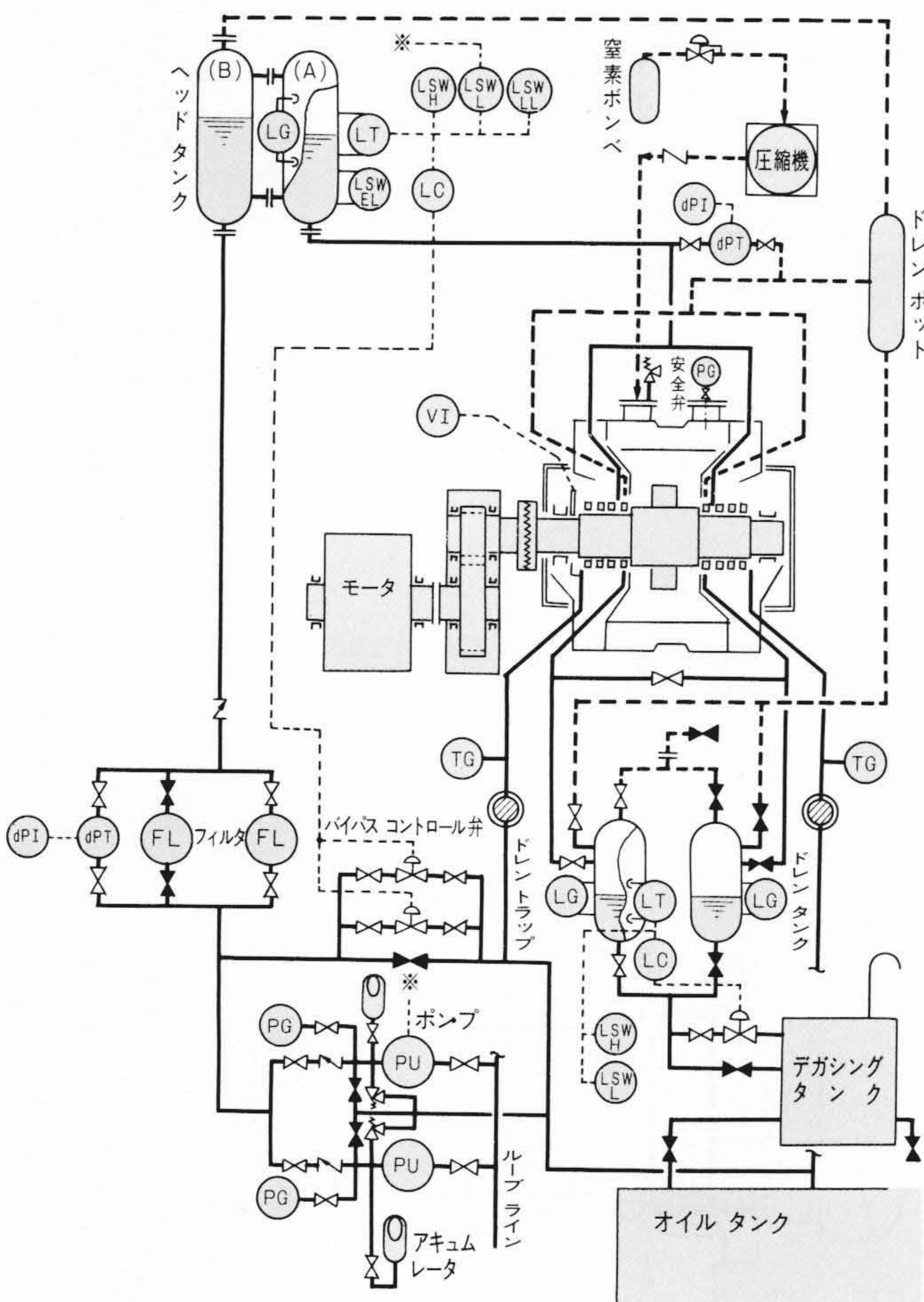
(4) 大気側リングは片側に三つ設けられており、しかも、(1)式における D_0 と D_i の差がわずかであるので、スラスト力が小さく、ハウジングとの接触部分に O リングを使用していないので摩擦抵抗も少ないことから、振動に対する追従性は十分である。また、摺動部に O リングをいっさい使用していないことは耐久性の点でも有利である。

(5) ガス側シャフト スリーブと大気側シャフト スリーブを別ピースとすることにより、焼ばめされたスリーブとシャフトの間のわずかなガス漏れの可能性はない。

(6) シール リング内面のバビット材には、特に硫化水素、アンモニアなどの腐食性ガスに対する化学的安定性の追求のため、特殊な鉛ベースのホワイト メタルが遠心鑄造法によりライニングされている。

3.2 試作シール システム

試作したシール システムの系統を図 7 に示す。コントロール方式は高圧に対処し、且つプラント起動時と低圧の要求を満足させるため、制御範囲の大きい、レベル コントロールによるスプリット バイパス方式とした。オイル ポンプはアキ



注：LG=液面計
LSW=液面スイッチ
LC=液面コントローラ
LT=レベルトランスミッタ
dPI=差圧計
dPT=差圧トランスミッタ
VI=振動計
TG=温度計
PU=オイルポンプ
FL=オイルフィルタ
H=高アラーム
L=低アラーム
FL=極低アラーム

図 7 シール システム系統図及びシール テスト系統図 試作機の羽根車を取り外し、羽根車と等価なディスクを焼きばめ、入口・出口フランジを密閉し、窒素圧縮機で $250\text{kg/cm}^2\text{G}$ の内圧を得た。

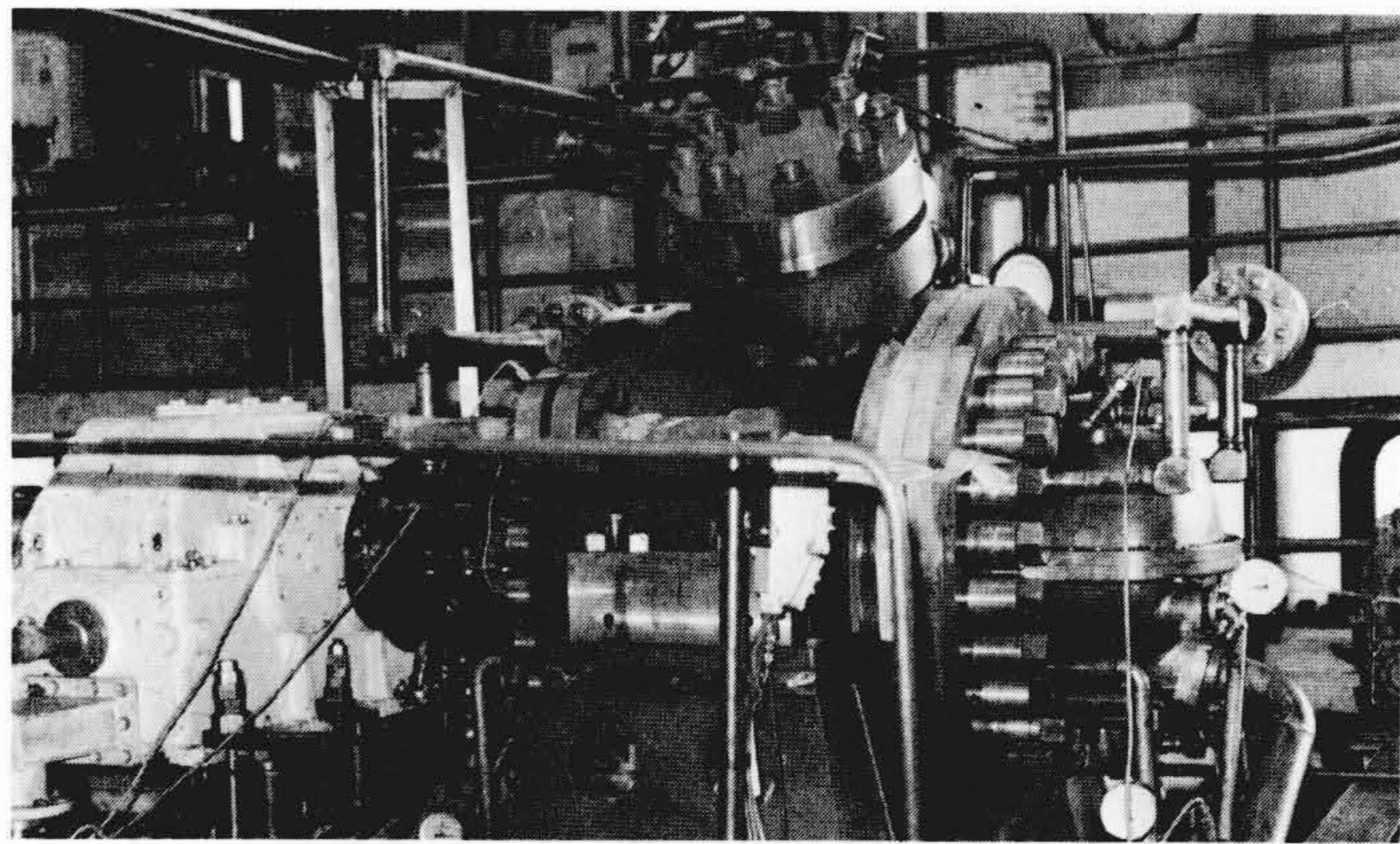


図 8 機械的安定性試験 試作機本体、盲フランジ、増速機などが見える。

シャル プランジャ ポンプで、脈動防止のためアキュムレータを設け、更にヘッド タンクを 2 本用いてバッファ効果をもたせている。ヘッド タンク内のオイル レベルは圧縮機中心より約 8m の高さにある。またオイル フィルタのメッシュは 10μ とした。更に、両軸端のシール大気側排油量を別々に測定できるようにドレン トラップは 2 本使用した。

4 機械的安定性試験

機械的安定性試験としては、3.1、3.2 で述べた試作機、及び試作シール システムを用い、実際にガス圧をかけ、しかも圧縮機ロータに強制的に大きな軸振動を与え、定格回転数で運転することにより、シール リングの振動過酷試験、及びシール システムの安定作動性確認試験を行なった。

まず試作機のロータから羽根車を抜き出し、羽根車と等価なディスクを焼きばめした。安全面から取扱いガスを窒素ガスとし、図 7 に示すように市販の窒素ボンベ (140気圧) に高圧ガス圧縮機を連結して 250気圧 まで昇圧し、圧縮機内に導いた。またロータには、あらかじめ定格回転数 ($14,600\text{rpm}$) において 75μ の軸振動を示すよう、アンバランスを与え、定格回転数で 100 時間の連続運転試験を行ない、シール大気側排油温度、サワードレン量などを測定した。

その後、低圧運転試験として圧縮機内の窒素ガスを徐々にページし、データを記録しつつ内圧を下げていき、 30気圧 において 4 時間の運転試験を行なってから圧縮機を開放し、シール リングなどの部品を点検した。運転試験中の状況を図 8 に示す。

運転試験の結果、図 9、10 に示すようなデータが得られた。大気側排油量はバイパス コントロール弁の開度から、ほぼ設計値どおりの量と推定された。図 10 では大気側排油温度の設計値との比較がされている。

試験終了後の開放検査では、シール リングは全数異状なく、試作したシール機構は機械的に十分な安定性があることが確認できた。なお、図 11 は試験後のリングの一例を示す。

また、この機械的安定性試験中、試作シール システムは極めて順調に作動し、高圧遠心圧縮機のシール システムとして有効であることが確認された。

5 化学的安定性試験

試作機のシール リングのバビット材に対する硫化水素による耐食試験を行なった。比較用として、すずベースのホワイト メタル (WJ1) を加えて、両者による比較試験を行なっ

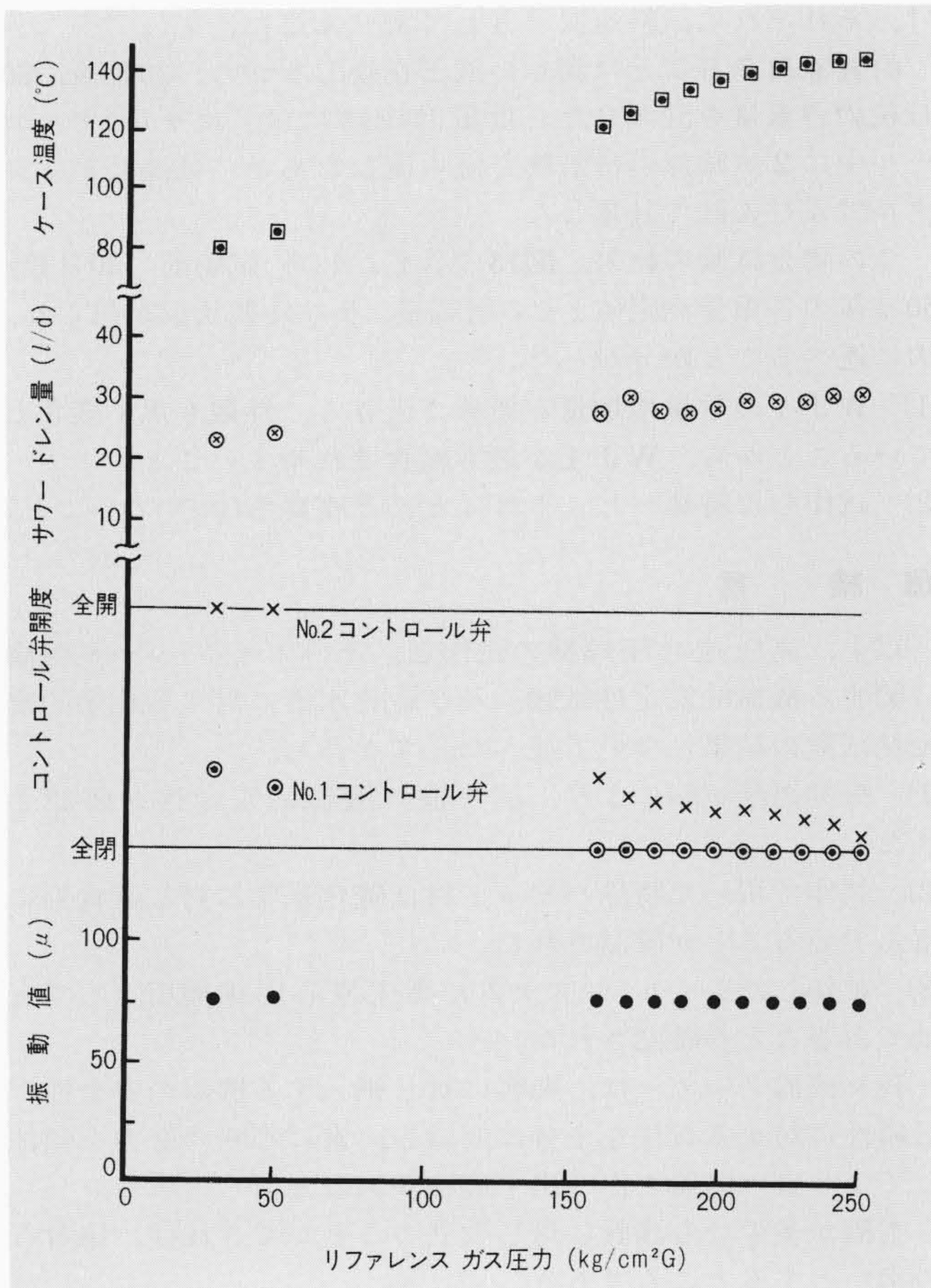


図9 機械的試験の測定値(1) 図中の●は振動値, ○はNo. 1 コントロール弁開度, ×はNo. 2 コントロール弁開度, ⊗はサワー ドレン量及び□はケース温度をそれぞれ示す。

た。試験方法は次に述べるとおりである。

図12(a)に示す鑄込装置を用いて各試料を鑄造し、同図(b)のように試験片を7個ずつ用意した。機械加工後の試験片をエメリー紙にて研磨し、四塩化炭素、エチルアルコールにて洗浄し試料とした。

耐食液については、硫化第一鉄に希硫酸を徐々に加えて発生した硫化水素ガスを純水の入ったコニカル ビーカーに捕集し、硫化水素の水溶液を作った。この溶液を三つの容器に分

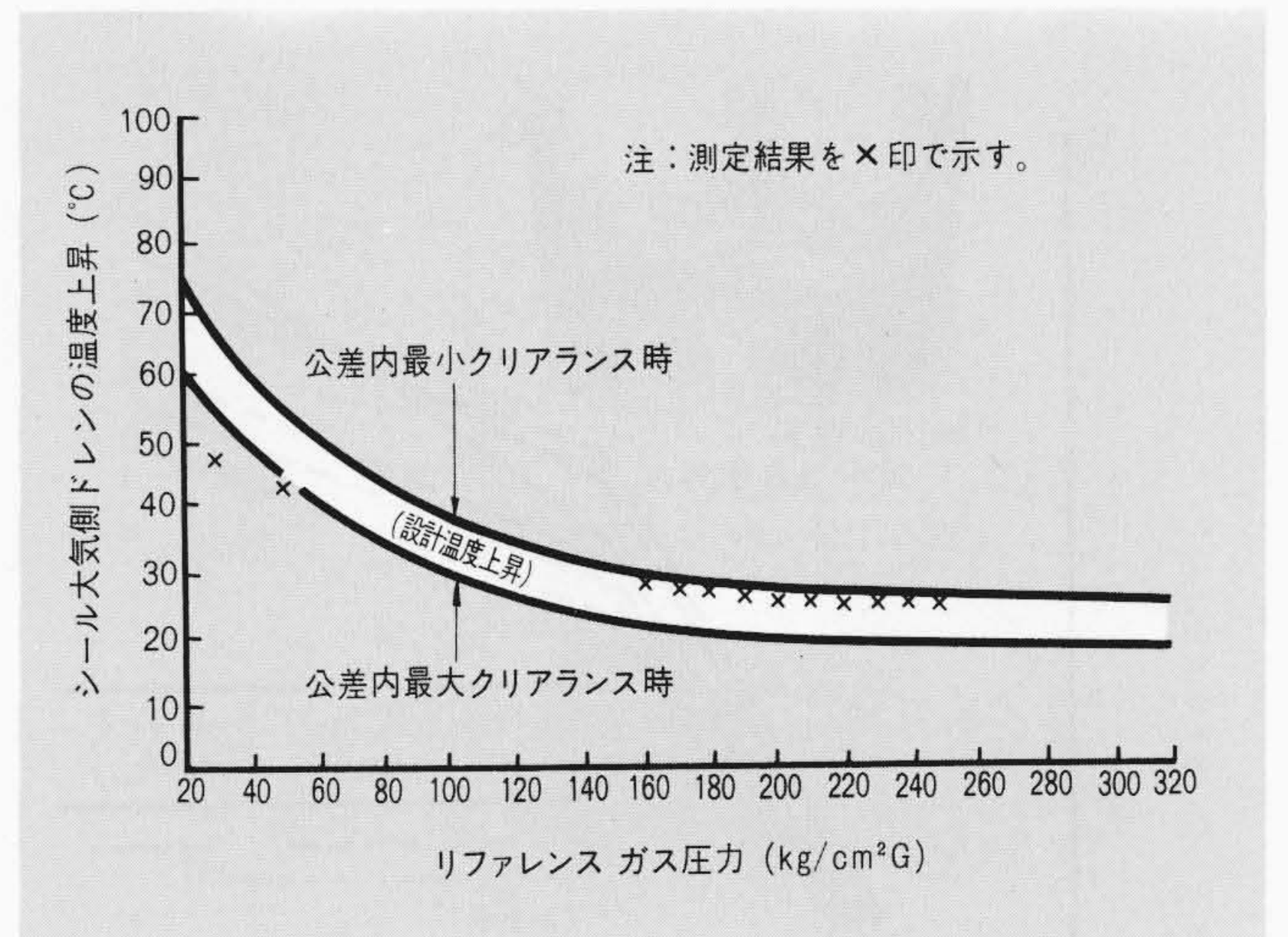


図10 機械的試験の測定値(2) シール大気側排油温度上昇の設計値との比較を表わした。図中の×印は測定値を示す。

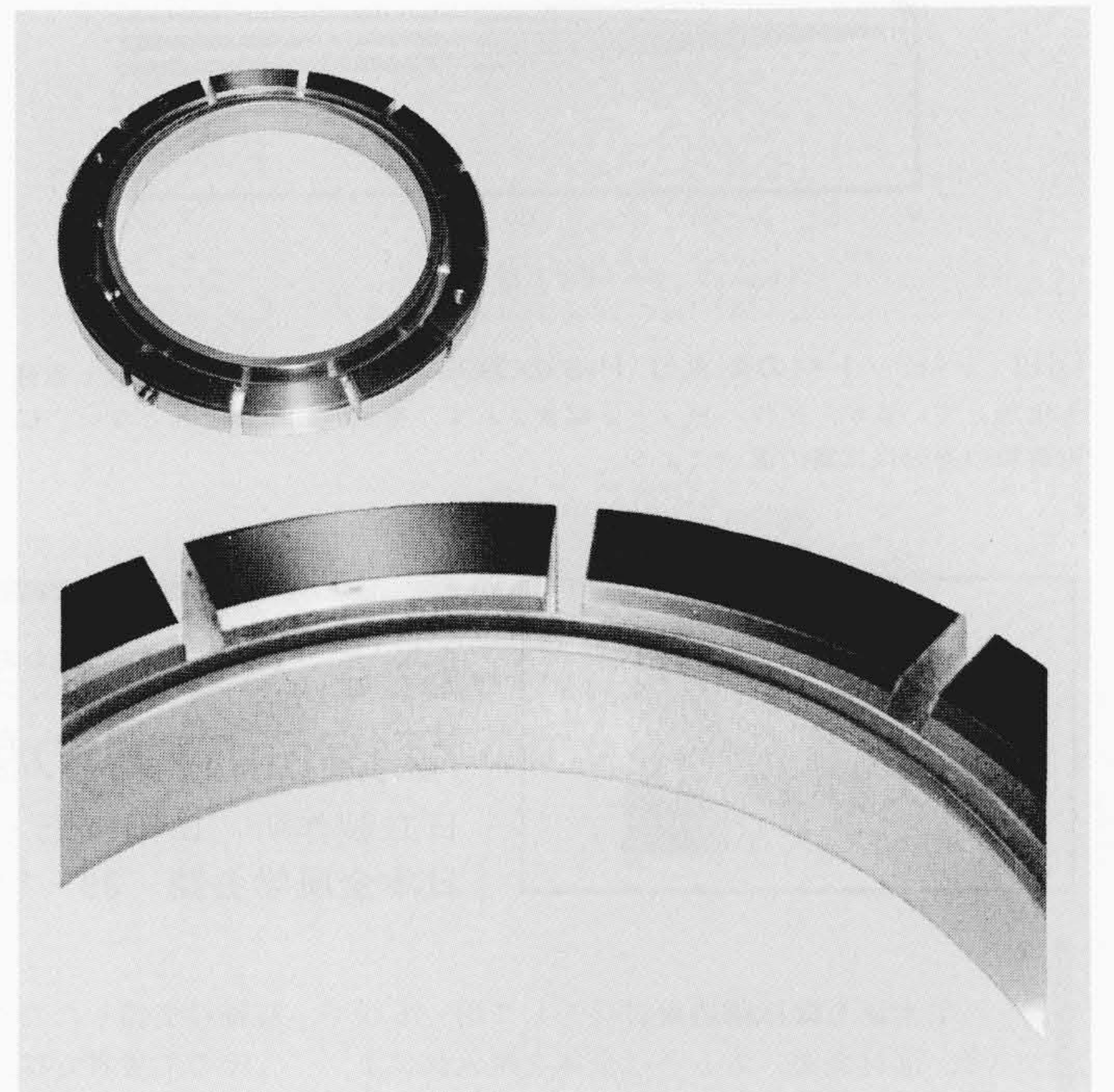


図11 試験後のシール リング 健全であることが分かる。

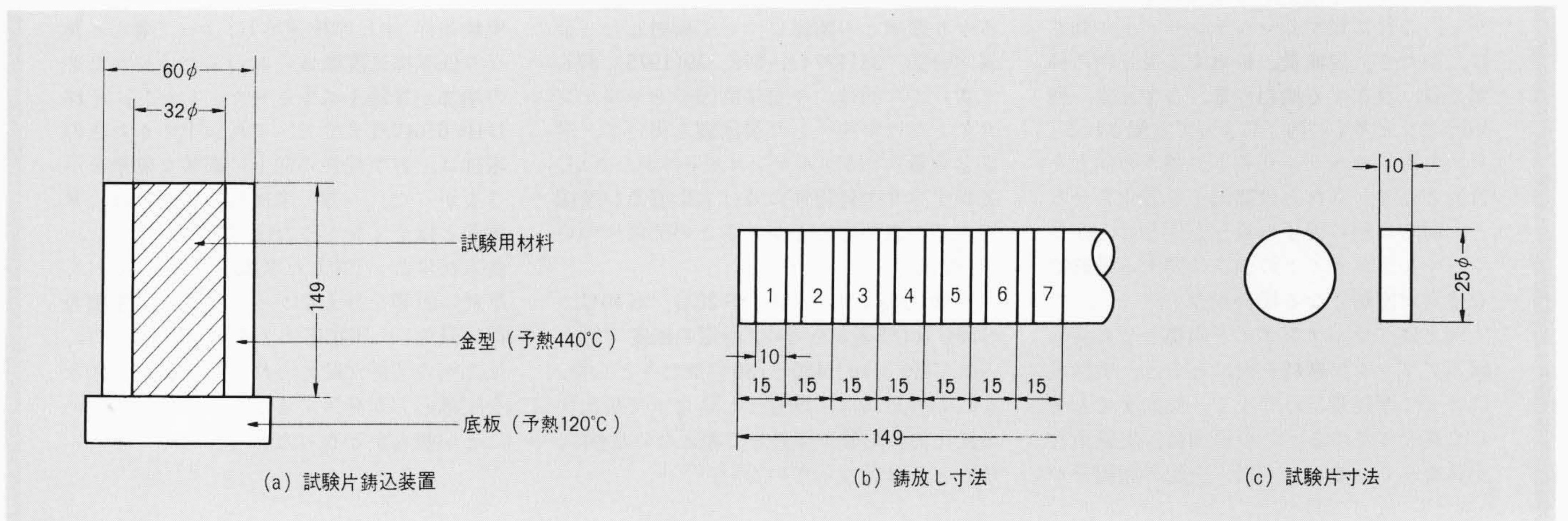


図12 試験片の製作 試験片は、(a)のように鑄込み、7個のピースを製作した。

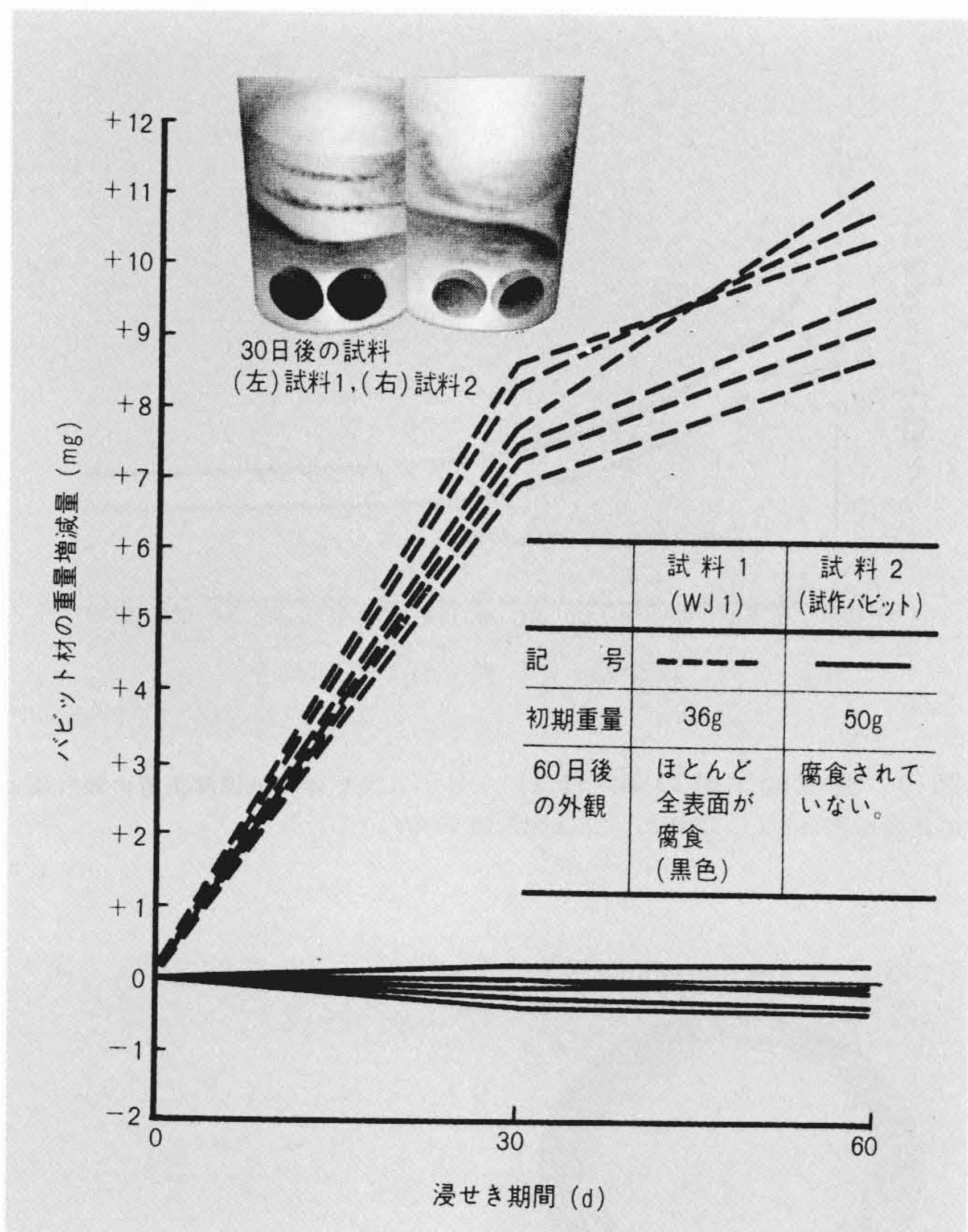


図13 バビット材の耐食性(H_2S)試験結果 WJ1は黒く腐食し重量も増加しているが、試作バビットは腐食されず、重量変化もほとんどない。初期重量の違いは比重の違いによる。

け、それぞれに試料を浸せきして密せんした。

耐食液は7日ごとに新しい液と交換しながら、30日後、60日後の各重量を計測した。重量計測時には、エチルアルコール中に2試験片の付着物を洗い流したあと、乾燥しデジタルてんびん計で計量した。

この耐食試験の結果、図13に示すように、試験前、30日後、60日後の各重量測定値とその増減量、及び外観状況が得られ、次に述べる事が分かった。

- (1) WJ1の重量増加量が極めて大きく、外観も黒く変色していることから、WJ1が最も腐食されやすいこと。
- (2) 試作した特殊バビットはほとんど腐食されていないこと。

6 結 言

以上、高圧遠心圧縮機の試作と、そのオイルシール機構に関する機械的安定性試験、及び硫化水素に対する化学的安定性試験の結果について述べた。すなわち、

- (1) 振動過酷試験により、試作機の機械的安定性が確認された。
- (2) 試作で用いた特殊バビット材は硫化水素に対し耐食性に富んでいることが確認された。
- (3) 試作したシールシステムが高圧遠心圧縮機用として有効であることが確認された。

我々機器メーカーは、顧客に対し納入する機器の安全性、信頼性に対する責任を十分に認識し、常に不断の努力を傾注してより良い機器を作り出す義務があると信じている。

本稿が多少でも諸賢に対し役立つことができれば、筆者らの幸いとするところである。

論文抄録

焼き入れた炭素鋼の乾燥摩耗特性とかたさ及び摩擦面応力の関係

日立製作所 山田俊宏・佐々木敏美

日本金属学会誌 39—11, 1199 (昭50-11)

炭素鋼を機械構造用材料として用いる場合、部材表面、あるいは全体を焼入れによってマルテンサイト組織とする場合が多い。これは、引張り強さなどの静的強さの向上とともに、耐摩耗性、疲れ強さ、ころがり疲れ強さなどを向上させるためである。しかし、これに対するマルテンサイトの強さは、かたさ、炭素量、析出する炭化物の種類と量、混在する他相の量、合金元素、残留応力など多くの因子によって支配される。そのため、マルテンサイトの強さの向上を目的として、これらの諸因子を変化させると、同時に他の因子の変化を伴うことが多く、マルテンサイトの強さに関する最終的な推定が困難となる場合が多い。

例えば、マルテンサイト組織とした炭素鋼のアブレイブ摩耗を例にとると、実験者によって摩耗量だけでなく、傾向までも著しく異なっている。この原因は、実験条件が異なっていると同時に、上記の諸因子が

複雑に交錯したためと考えられる。

そこで著者らは、マルテンサイトの強さに影響を及ぼす諸因子を各単独に変化させて、各因子の影響を明らかにすることを目的とした実験を行っており、先に表面硬化した際に生じた残留応力とすべり及びころがり摩擦との関係について検討した(金属学会誌, 38(1974), 599, 39(1975), 87)。

次いで今回は、や金学的因子をマルテンサイトだけに統一した炭素鋼を用いて、炭素含有量によるマルテンサイトのかたさが、乾燥すべり摩耗特性に及ぼす影響及び摩擦で生じた表面応力とかたさとの関係について検討した。

実験試料には、市販のS20C, S40C, S58C及びSK5を用い、所定の温度で焼き入れてHv(1kg)480~780のかたさとした。これらの試料は、焼もどしによって析出する炭化物の影響を除外して考えたいために、焼もどしは行っていない。

このような試料を用いて乾燥すべり摩耗特性について検討した結果、かたさの増加は、いわゆる **severe wear** に対しては効果を示すが、同時に摩擦面の温度上昇を誘起しやすいことが明らかとなった。また、マルテンサイトのかたさに及ぼす影響は、実験条件(主に摩擦速度)によって著しく異なり低摩擦速度領域においてだけ、かたさの増加が摩耗を減少させた。しかし、それはHv 650程度までで、それ以上のかたさの増加は、耐摩耗性の向上に顕著な効果を示さなかった。一方、摩擦後の表面には、摩擦前とは全く異なった圧縮応力が発生し、焼入れによって生じた摩擦前の圧縮応力は、摩耗に影響を与えなかった。また、摩擦表面に発生した圧縮応力と摩耗量との間には、反比例の関係が認められ、摩擦表面に大きな圧縮応力が発生する試料の摩耗は少ないことが明らかとなった。