

(技術資料)

# 高圧遠心圧縮機

## High-pressure Centrifugal Compressors



伊藤三彦\*  
Mitsuhiko Ito



金川博幸\*  
Hiroyuki Kanagawa

High-pressure centrifugal compressor (about 20 MPa) was developed about 20 years ago and we have been receiving orders of such compressor. To produce a high pressure compressor a number of problems have to be overcome. These include rotor stability, shaft seal problems, and overall reliability. One of big breakthrough in the high-pressure centrifugal compressor field was the introduction of the dry gas seal from oil film seal. This paper introduces related advancements in this field over the years.

まえがき = 遠心圧縮機は、昇圧プロセスを決定付ける回転速度とインペラ径との組み合わせを、インペラ形状に応じて、許容できる範囲で選択できるという設計上の柔軟性もあって、往復式圧縮機が主に用いられている高圧用途分野にも、30年以上前から進出している。当社は、出口圧 20MPa レベルの石油精製循環水素圧縮機を開発して以来、本用途向けに遠心圧縮機の納入を継続している<sup>1)</sup>。

高圧用途では、高速回転ロータの振動安定性とロータのケーシング貫通部の軸シールが、主要な技術課題となる。当社の 20MPa レベル圧縮機の開発時期である 20 年ほど前は、軸シールは油膜シールに限られていたが、近年ではシール油を用いないドライガスシールが主流である。本稿では、開発当時の主要課題を現時点で評価し直し、その後の技術的な進展を含めて記述する。

### 1. 圧縮機の構造

開発圧縮機は、垂直分割のいわゆるバレル形で、6 段形の圧縮機である。軸シールは当社独自の油膜シールである TBS (Trapped Bushing Seal) であり、インペラは、

ブレードが 3 次元に成型された形状の溶接構造で、軸に焼ばめで固定されている。ジャーナル軸受はティルティングパッド油潤滑軸受、スラスト軸受は同じくティルティングパッドのダブルキングスベリ形油潤滑軸受であり、その断面組立図を図 1 に示す。また圧縮機の仕様を表 1 に示す。

その後、同一圧力レベルで油膜シールのかわりに 20MPa 仕様のドライガスシールを搭載し、ティルティングパッド形油潤滑軸受のかわりに磁気軸受を搭載した圧縮機を開発した。その断面図を図 2 に示す<sup>2)</sup>。

### 2. 軸シール

ケーシング内の高圧のガスを、軸がケーシングを貫通する部分でシールする軸シールは、狭いスペースの中で大きな圧力差をシールする必要があり、過酷な条件下で使用される部品である。このため軸シールは、他の部品に比べてトラブルが発生しやすい部品であり、圧縮機の信頼性を決定付ける上で非常に重要な部品である。

#### 2.1 油膜シール

高圧 20MPa 機を開発した当時は、油膜シールがこの圧力クラスの唯一のシール機構であり、詳細に渡って実験を重ねて実用化した。油膜シールの断面図を図 3 に示

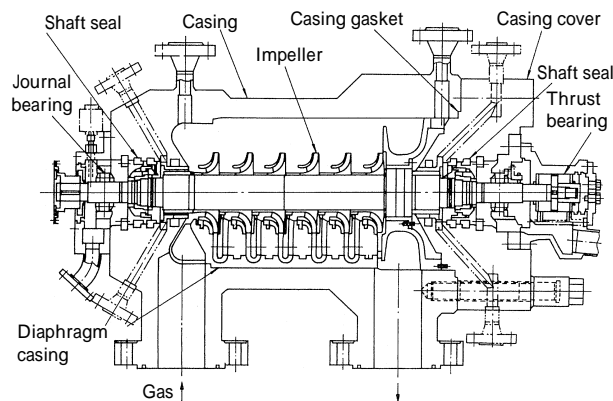


図 1 油膜シール搭載の圧縮機断面組立図  
Fig. 1 Sectional assembly of compressor with oil film seal

表 1 リサイクル遠心圧縮機の仕様

Table 1 Specifications of recycle-gas centrifugal compressor

Model	VH106	
Type	Barrel casing, 6 stages	
Gas	H <sub>2</sub> gas, HC etc., MW = 3.6	
Suction volume	(m <sup>3</sup> /h)	1 416
Suction press.	(MPa)	15.6
Disch. press.	(MPa)	18.3
Design press.	(MPa)	20.6
Speed	(rpm)	12 054
Steam turbine	(kW)	1 380

\*神鋼テクノ(株) 回転機設計室

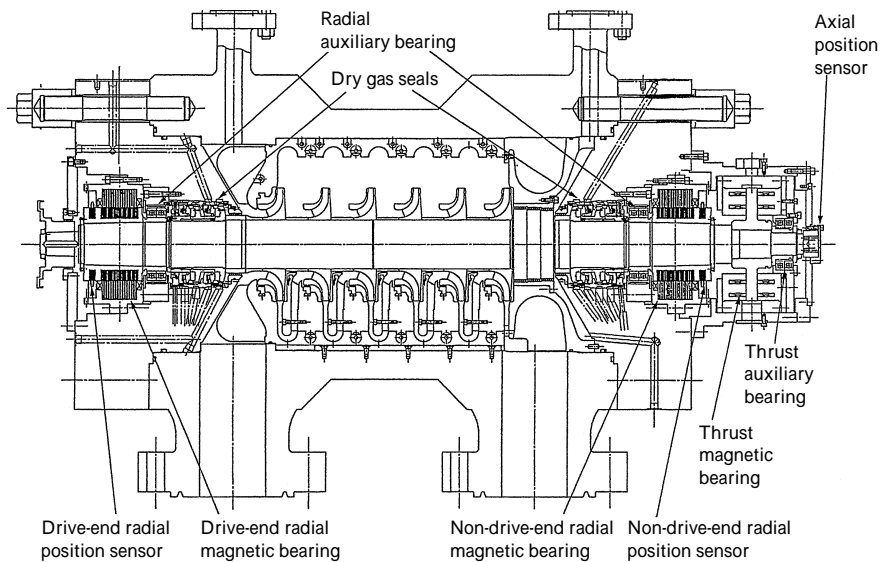


図2 ドライガスシール及び磁気軸受搭載の圧縮機断面組立図  
Fig. 2 Sectional assembly of compressor with dry gas seal and magnetic bearing

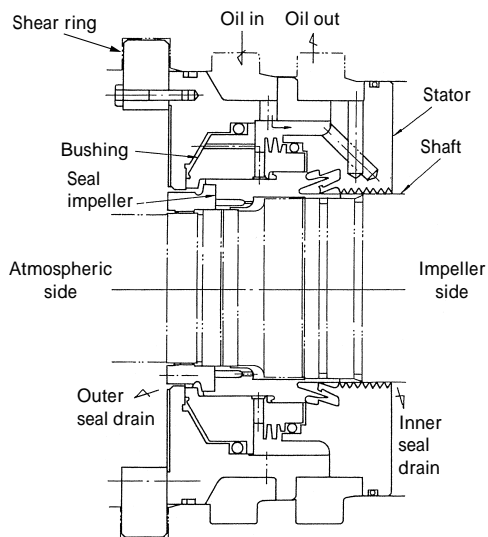


図3 TBS 油膜軸シール  
Fig. 3 Trapped bushing seal as shaft seal

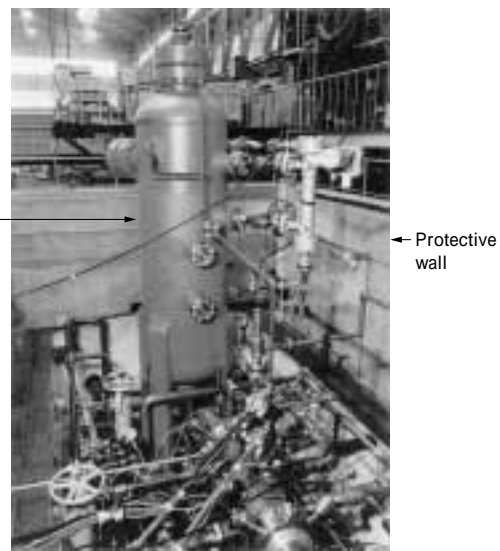


写真1 TBS テスト装置外観  
Photo 1 Outline of TBS unit test

す。

当社の油膜シールは、シールインペラのポンピング効果により、インナシールドレン量が適切な量で維持でき、回転速度や圧力変動などの運転条件変化に対する信頼性が高い。これは、油膜シールとしては軸とシールブッシングとの隙間が比較的大きく、隙間が小さい場合に比べて発熱による状態変化が少ないことからもたらされるもので、この油膜シールの最大の特徴である。油膜シールには、シールヘッドタンクや油面レベル調整などに必要な複雑な付属機器が必要であり、ケーシング内部側へのインナシールドレンの処理など、一般的に、運転にはほかの部品に比べて注意が必要であり、メンテナンスにはある程度の熟練を要する。

油膜シールの高圧化に向けての開発における主要課題は以下のようなものであるが、いずれも実験による実証が重要である。

#### 1) 実験方法

通常の工場内テストでは、圧力 20MPa レベルの試験

は安全や効率の面から実施することはまれであり、通常とは異なる慎重な対応をしなければならない。

20MPa レベルの昇圧は、低圧側で供給できるガスポンプでまかなうことはできず、ダイヤフラム式の Haskel ポンプを用いて行った。高圧のテストリグ全体を防護壁の中に収め、計器類は全て防護壁の外へ導き、遠隔監視として行った。高圧機器類は、ほとんどを出荷予定の製品を用いて、その確認を兼ねて行った。

実験装置全体の写真を写真 1 に示す。テストは、停止状態から、ブッシング内径での軸周速 100m/s レベルまでを実施した。また圧力は、最高 20MPa レベルまでを行い、シール制御システムの安定性及び制御性や、油膜シールの各種条件での各部温度分布、インナシールドレン量、アウトシールドレン量、メカニカルロス、循環油系統へ吸収される熱量割合などの基本的な特性を確認した。テストリグの左右ブッシングには、一方は設計隙間、他方は

この30%増のものを組込んだものとし、高圧テストの条件維持が厳しい中で、同時に隙間の影響を特定しようと試みた。また、駆動機は可変速モータで増速機とテストリグのカップリングは、FM テレメータ歪ゲージ式トルクメータを採用して、常時メカニカルロスを計測した。高圧部の油量は、超音波式流量計を用いて計測した。

2) シールブッシングの大気側への洩量(アウトシールドレン量)は、シールオイルシステム全体の大きさを決定付けるものだけに、この量のある程度の精度で見積もることができるようにすることが重要である。

ケーシング内部高圧側と大気側との差圧20MPa レベルを、ブッシング内径100mm、軸方向20mm 余の短い長さでシールするもので、アウトシールドレンは、ブッシングの大気側の端で、内圧20MPa レベルでは50m/s のレベルで油が噴流となって流出する。実験結果の一例が図4である。圧力増加に伴ってアウトドレン量は増大するが、ドレン量は単純に圧力に比例して増大せず、高圧側で、ブッシングの内外径の圧力差による隙間の減少や、狭い隙間内での温度や圧力による油の特性変化により、図4のような量となる。油の温度上昇は、運転中には大量に流れるアウトシールドレン量のため、静止時の倍のレベルに収まる程度で、静止時には最高圧でアウトシールドレンは10 レベルの温度上昇を生じて、油の圧力レベルに見合った変化を生じる。むしろ、アウトシールの温度上昇は、低圧高速時の場合が大きく、特にO・リングの耐性や、油の析出物の堆積による問題が出かねない。

ブッシングは、ケーシング内外の大きな圧力差により軸方向の力を受け、大気側端面で拘束されると、ロータに振動問題が発生するが、厳密な寸法設定と部品の表面管理により、これが発生しない構造としている。

3) シールブッシングからケーシング内部側へ漏れこむインナシールドレン量は、通常は硫化水素などの油に有害なガス成分と接触するため、これを除去してシール油は循環使用されるが、ドレン量は極小レベルに維持する必要がある。

インナシールドレン量は、基本的には、シール差圧(シール油圧とシールすべきガス圧力との差)とロータの回転によるシールインペラのポンピング効果とにより決定される。これには、回転速度に応じてインナシールドレン量が極小レベルとなる適切なシール差圧が存在し、実験結果の一例である図5に示すように、同一の回

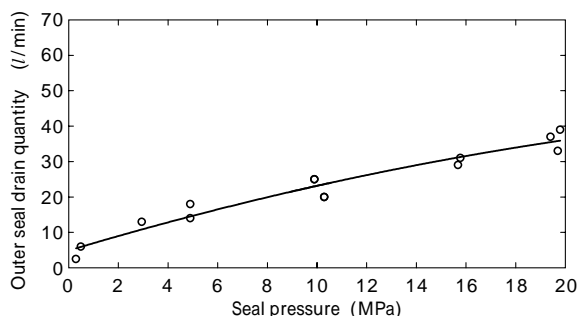


図4 TBS アウトシールドレン量  
Fig. 4 Outer seal drain of TBS

転速度では、限界シール差圧が存在し、限界以下のシール差圧では、インナシールドレン量は極小に維持される。本TBSは比較的大きなシール隙間であるが、静止時でポンピング作用のない条件でも規定のシール差圧でドレン量は百数十 l/d のレベルに抑えられており、同一の規定シール差圧で使用可能回転速度範囲では、20 l/d 以下のレベルが得られている。

4) 実験を進める中で、高圧域ではそれに特有な現象が発生している。高圧用途では、高圧から低圧へのケーシング内部圧の脱圧条件があるが、脱圧に十分な時間をかけない場合、ガスと油を遮断する境界のO・リングがプリスタリングと称するいぼ状のブツブツが発生したり、裂けたりする。その一例が写真2である。実験では、想定する脱圧条件より早く減圧して、シール油制御システムの追従性に問題ないことを確認したが、シール部品を分解してみると、上記のプリスタリングが発生していた。耐プリスタリング性の良いO・リングを、その新材料を含めて、各種使用条件を想定して実験した。プリスタリングは、O・リング内に浸透したガスが脱圧で膨張する際に逃げきれず、膨張してO・リングに損傷を与える現象である。実験結果によれば、温度が高く、脱圧時間が短い場合に発生しやすい。いずれにしても、硬度の高い材質のO・リングがプリスタリングに対する耐性が大きい。脱圧経過の例を図6に示す。

また、20MPa 域の高圧レベルでは、シール油膜の破断現象が発生する場合がある。これは、内部の高圧ガスが吹抜けるには至らないまでも、外部に現れる現象としては、シールヘッドタンク油面は変動せずに、狭いシール油給油温度範囲内で、軸の回転トルクとシール差圧が自然発生的に変動することで識別できる。軸周速を増加さ

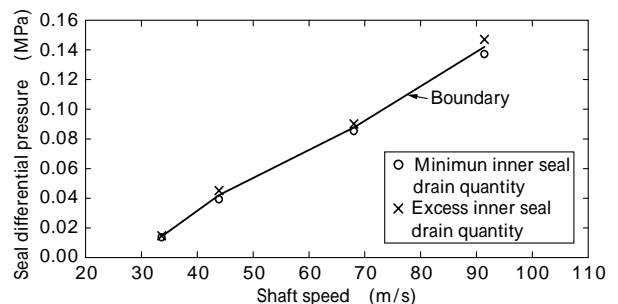


図5 TBS インナシールドレン量良好の限界のシール差圧  
Fig. 5 Relationship between seal differential pressure and shaft speed for inner seal drain quantity

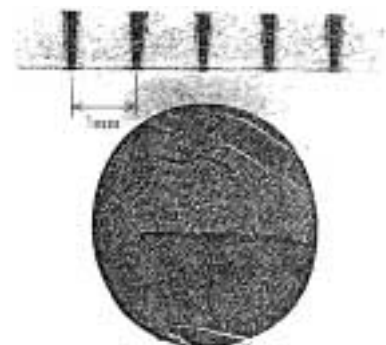


写真2 急な脱圧でのO・リングの破裂  
Photo 2 Burst of O-ring due to rapid decompression

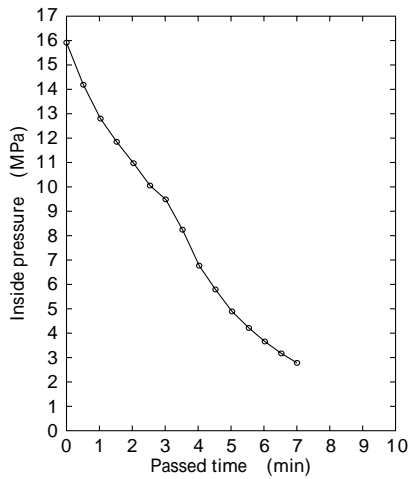


図6 TBS 脱圧経過時間と系内圧力

Fig. 6 Typical relationship between inside pressure and time required during decompression

せると、より低いシール差圧で破断現象が発生するようになる。ほかにも、油膜シールはその断面積にかかるガススラスト力を最終的にはシェアリングで受けるが、ケーシングとの角部の応力集中部では塑性域に達する。

## 2.2 ドライガスシール

油膜シールは長年の経験を経た軸シールであるが、シール油の取扱いに付随する煩雑さは避けられない。一方、油膜にかわって、油を全く用いない完全ドライのドライガスシールが、20MPa レベルの高圧用途にも10年程度以前から徐々に適用されるようになってきた。極端なものでは、油田のガスリインジェクション用で30MPa以上の高圧用に使用される場合も見られるようになった。

ドライガスシールそのものは、30 数年前から低圧用途に徐々に用いられており、近年ではガス用軸シールのほとんどを占めるまでになっている。

図2は高圧ケーシングにドライガスシールを組み込んだ例であり、図7にこのドライガスシールの組立図を示す。

ドライガスシールは、垂直端面の狭いシール部で回転によりガス圧を発生させ、ガス膜により非接触として（隙間は数ミクロンのレベル）、極小のガス洩れを発生させながらシールの機能を発揮するものである。トラブルは少なく、油膜シールに比べて信頼性は高いものであり、洩量は、同一軸方向寸法の場合のラビリンスシールに比べ、数百分の1という極小レベルになる。また、大掛かりな付属機器類も必要としない。

高圧用では、高い圧力差を短い距離で確保するための特有の設計が必要であり、図の例では以下のような工夫がなされている。

ドライガスシールは、通常同一設計のセット品を2段に並べるタンデム設計とされ、2段目の入口側の部屋の圧力は、各々のでき上がりの洩量特性でバランスする圧力になり、これはケースごとに異なる。いずれにせよ、最高ではシール圧をほとんど1段のみでシールしなければならず、2段目は少しの差圧のみを負担して運転される場合がある。回転によりガス圧を発生させるシール面の溝形状には各種の形状が存在するが、数ミクロンの極小隙間での流れ解析も進められており、高圧ではガスの

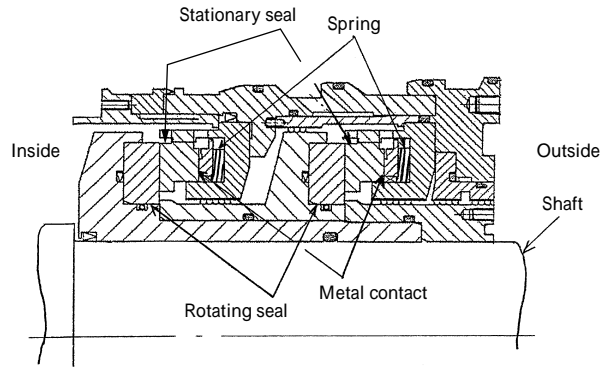


図7 高圧用ドライガスシール組立図

Fig. 7 Assembly of dry gas seal for high pressure

密度も大きく、ガスをかき回すメカニカルロスは、油潤滑軸受に匹敵するようになる。

シール面の背面は、回転側と静止側とも2次シールとして極めて重要で、支点の特定、シール材へのテフロン使用や、メタルタッチ面ではラップ仕上げで洩れを止めるなど、最終的には手仕上げで一品ごとの調整もなされる。

## 3. 磁気軸受の高圧用途への適用

磁気軸受は、ドライガスシールとの組合わせで、油を用いない特徴を活かして、各種用途に用いられている。高圧用にも適用が拡大しており、数年前には、30MPa 前後の上記ガスリインジェクション用に磁気軸受が適用された実績がある。高圧用途では、耐振動設計が基本的な技術となるが、ガスからもたらされる不安定化力の影響解明と、磁気軸受での油潤滑軸受と同等以上の減衰効果機能の実現とが、磁気軸受の適用をもたらしている。

むすび = 高圧遠心圧縮機用途に最も基本的な、軸シールと軸受技術及びその動向について解説した。高圧ガスには、耐振動設計、ガスの実ガス挙動の性能設計への影響、耐圧設計、ガススラスト力の解明など、技術内容は少なくない。当社で20MPa クラスを開発した20年前当時から、設計技術面で進展著しいのは、設計全般に浸透しているCAEである。開発当時は、高圧ケーシングの応力解析を実施するにも、有限要素法のメッシュ切りなどに専門的な技巧を要したが、近年では3次元形状のモデル化を始めとして、各種の解析が設計部門で比較的日常的に行われるようになってきている。物理現象の解明が一層進み、今後ますます高度で信頼性のある圧縮機実現にCAEが利用されていくものと思われる。

## 参考文献

- 1) 伊藤三彦ほか：R&D 神戸製鋼技報，Vol.41, No.1(1991) p.39.
- 2) 佐成弘毅ほか：R&D 神戸製鋼技報，Vol.49, No.1(1999) p.12.