

よって達成されるものでなく、各ケースの固有条件（建屋構造、熱負荷等）に応じた適切な空調システムと他の給排気システムの組合せによる、その設置場所に応じたエンヤリング手法によって、一層その効果が発揮されるものであることを申し添える。

最後に、本研究にあたり、ご助言、ご協力を戴いた皆様に謝意を表します。

文 献

1. Harold G. Elrod, Jr., HPAC, 26-3 (1954-3), 149.
2. 新津靖, ほか1名, 衛生工業協会誌, 32-10 (昭33-10), 1.
3. 赤川浩爾, ほか1名, 機械学会論文集, 31-221 (昭40-1), 105.
4. 多賀正夫, ほか3名, 機械学会論文集, 36-283 (昭45-3), 385.
5. 多賀正夫, ほか1名, 機械学会論文集, 36-283 (昭45-3), 397.
6. 神山恵三, ほか数名, 生気象学, 紀伊国屋書店 333.

冷 凍 編 集 委 員 会

副会長（編集担当）加藤舜郎

編 集 理 事

- 委員 長 田 中 和 夫 東京水産大学
- 豊 中 俊 之 環境システム(株)
- 樋 口 金次郎 東京農工大学

編集委員

（圧縮機部会）

- 阿・部 徹 (株)前川製作所
- 飯 田 健 二 東京芝浦電気(株)
- 堺 田 進 (株)荏原製作所
- 塚 本 信 雄 三菱電気(株)
- 土 岐 保 雄 三菱ヨーク(株)
- 原 田 磯 一 ダイキンプラント(株)

（熱交換装置部会）

- 小 口 幸 成 慶応義塾大学
- 関 正 史 (株)東洋製作所
- 服 部 賢 東京工業大学

三 堀 友 雄 東京水産大学

森 田 敏 男 東京大学

（冷凍応用部会）

- 安 達 晏 之 木下工業(株)
- 稲 生 稔 日本冷蔵(株)
- 高 田 保 日新興業(株)
- 三刀谷 毅 日立プラント建設(株)

（空調制御部会）

- 倉 沢 健 治 新日本空調(株)
- 佐 藤 治 正 山武ハネツェル(株)
- 田 中 博 国 三機工業(株)
- 吉 田 亨 高砂熱学工業(株)

（食品部会）

- 小 嶋 秩 夫 東京水産大学
- 田 中 武 夫 東海区水産研究所
- 長谷川 良 雄 (株)日通総合研究所
- 萩 沼 之 孝 食品総合研究所

研 究 報 告 大形密閉形圧縮機のクランク軸と軸受の潤滑に関する一実験例

The experimental study for the lubrication of the crankshaft and journal bearings on multi-cylinder hermetic compressor.

河 村 求*
Motomu Kawamura
土 屋 邦 彦*
Kunihiko Tsuchiya
長 田 毅 信*
Yoshinobu Osada
河 原 寛*
Hiroshi Kawahara

Summary

The lubrication between the crankshaft and journal bearings is most important from the view point of reliability for a hermetic compressor, and we have improved on the design of lubrication with trial and error. This time, we have made an experiment in metal contact between a crankshaft and bearings and the crankshaft motion to investigate the state of lubrication with a large hermetic compressor. In this experiment, we sent an electric direct current between crankshaft and bearings and investigated the metal contact from that electric resistance changing the operating condition of compressor. We also measured the direction and the amplitude of the crankshaft motion using the Variable Impedance Transducer. Those results are not enough, but we can get some clues for grasping the state of lubrication in practical hermetic compressor. And this experiment is considered to be useful for clearing the journal bearing lubrication in the hermetic compressor.

1. はじめに

密閉形圧縮機のクランク軸と軸受間の潤滑は信頼性の面より最も重要視されるものであり、従来より幾多の試行錯誤をくり返して改善が進められてきた。今回筆者らは上記の潤滑状態を把握すべく、クランク軸と軸受間の金属接触及びクランク軸の動きに着目して大形密閉形圧縮機を用いて実験を行った。本実験では密閉形圧縮機の運転条件を各種変化させ、クランク軸と各軸受間に直流電流を流して、その電気抵抗からクランク軸と軸受が接触しているか否かを知ると同時に、軸受部の近くのクランク軸の動きの量と方向をインピーダンス変換器に依り測定した。これらの結果は未だ十分なものでないが、実際の圧縮機に於ける潤滑状態の手がかりを幾つか得ることが出来た共に今後この実験を進展させることに依り、密閉形圧縮機の潤滑の解

明に有効であると考えられるのでここに報告する。

2. 試験装置及び試験方法

図1に試験装置の配管図、配線図を示す。また使用した圧縮機の内部構造及び給油機構を図2に示す。圧縮機は三菱電機製5気筒密閉形電動圧縮機D-090T-Aを使用した。

2.1 軸、軸受間の金属接触の測定

上中下3個の軸受をハウジングから絶縁材を使って電氣的に絶縁し、軸と軸受間に図1に示す回路で直流電流を流し、運転中、回路に流れる電流を電磁オシロに記録させて、電流値より軸と軸受間の金属接触の有

*三菱電機株式会社静岡製作所
原稿受付 昭和50年3月31日

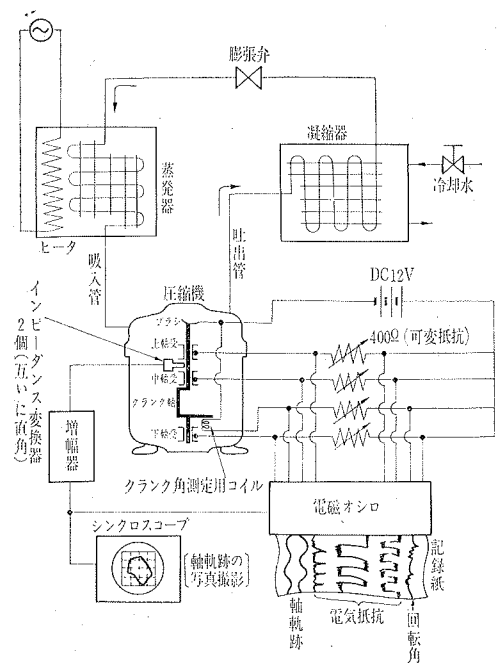


図1 試験装置

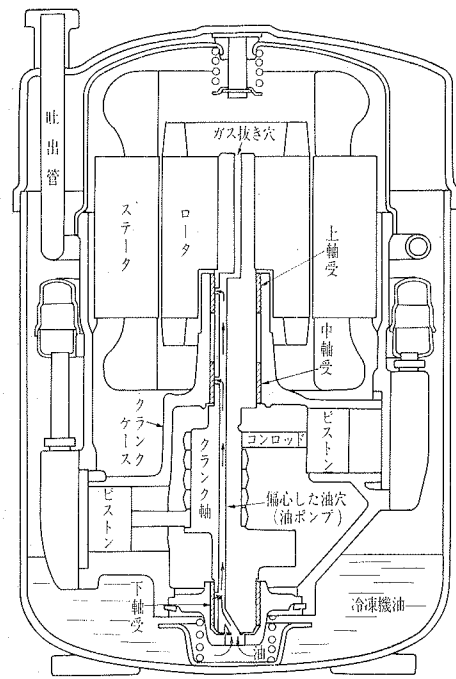


図2 圧縮機の構造

無を測定した。つまり軸、軸受間で流体潤滑が行なわれている場合は軸一軸受間の電気抵抗は無限大に近くなり、上記回路に電流は流れない。又金属接触到に依り

境界潤滑に近づくにつれて電気抵抗は減少し、回路を流れる電流は増加する。

2.2 クランク軸の軌跡の測定

図1に示す様に上軸受と中軸受の間に2個のインピーダンス変換器を互いに直角にハウジングに固定し運転中の軸と変換器間の距離の変化を電圧の変化に変換して電磁オシロに記録し、同時にシンクロスコープに入力して軸の軌跡を描かせた。

インピーダンス変換器は米国 KAMAN 社製、モデル KD-2300-ISUM KAMAN MULTI-VIT を使用した。

2.3 クランク軸の回転角の測定

クランク軸のつり合重りが真上を通るようにコイルを置き、電流を流してその電流の変化を電磁オシロにて記録させた。

2.4 冷凍サイクル

図1に示すように圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器と配管し、冷却水の流量、膨張弁の開き度、ヒータの入力などを適当に調整して任意の圧力条件を設定した。冷媒はフロン22、冷凍機油はスニソー3GSである。

2.5 データの分析方法

得られたデータの一部を図3に示す。最上段の曲線はクランク軸の回転角を示し、その下に上中下の各軸受とクランク軸間の電気抵抗の変化を示す。抵抗が無

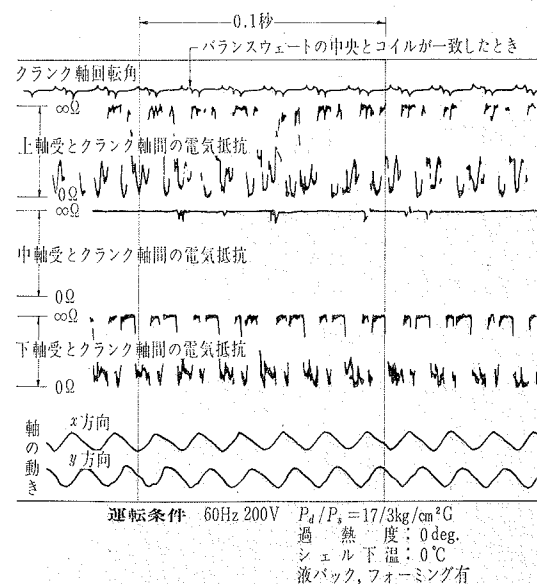


図3 データ例

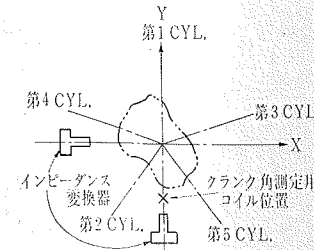
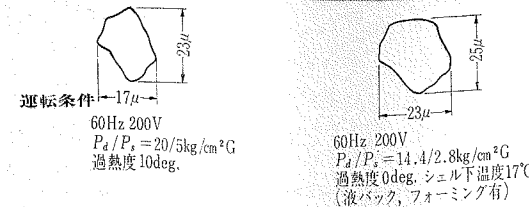
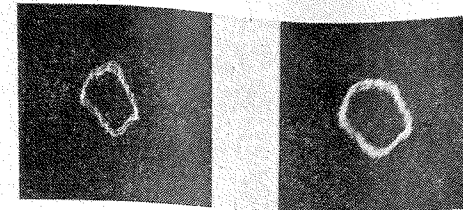


図4 軸の軌跡写真の一例及び変換器の位置を示す図

限大の位置は電流が回路を流れていない時で、金属接触が行なわれていない事を示し、抵抗が 0Ω の位置は軸と軸受が接触して電流が流れている事を示している。従って図3の例では上軸受と下軸受は軸との金属接触を周期的にくり返しており、また中軸受と軸は完全に離れて居り流体潤滑状態にあると推定される。

最下段の2本の曲線は上軸受と中軸受の中間の位置に於ける軸の x 方向、y 方向の動きを示しており、これを x y 座標上に合成してシンクロスコープに描かせたものが図4である。この軸の軌跡は圧縮機が5気筒であるため大体五角形を成している。また軌跡の大きさも軸と軸受のクリアランスから考えて妥当な値と思われる。インピーダンス変換器の位置、クランク角測定用コイル位置も図4に示す。

潤滑状態の評価方法として、軸受と軸間の電気抵抗をもとに次の様にした。

- (1) 抵抗0の状態が続く場合……境界潤滑 (※)
- (2) 抵抗0の部分が約50%以上を占める場合……やや境界潤滑 (×)
- (3) 抵抗∞の状態が続く場合……流体潤滑 (◎)
- (4) 抵抗∞の部分が約50%以上を占める場合、又は抵抗0の部分が皆無である場合……やや流体潤滑 (○)
- (5) 以上のどれにもあてはまらない場合……流体潤滑 (○)

滑ぎみと境界潤滑ぎみの状態を交互にくり返している (△)

以上の5ランクに各試験によって得られたデータを分類し、() に示した記号を使ってまとめた。

3. 試験結果及び考察

3.1 運転条件の変化に依る軸一軸受の接触

圧縮機の吸入圧力、吐出圧力、シェル下温度を各種変化させて軸一軸受間の金属接触の状態を上軸受について図5に、中軸受については図6に、下軸受については図7に示す。これらの図には吐出圧力、吸入圧力、シェル下温度を各々3軸方向に表し、吐出圧力一吸入圧力、吐出圧力一シェル下温度、吸入圧力一シェル下温度の平面に各軸受と軸との金属接触を前記の基準で分類してプロットした。尚シェル下温度を変化するため吸入ガスの過熱度を変化させたが、ある温度以下では過熱度 0 deg となり液バック運転を行わせたがこれを図中に示す。

上、中、下の各軸受と軸との金属接触状態は上、下軸受間では余り大きな差がないのに比し中軸受のみ大きく異っている。上、下両軸受では軸と完全に離れている状態がほとんどみられないのに対し、中軸受では半分以上の点で全然金属接触がみられず流体潤滑が行われていることを示している。これは軸と軸受のクリアランス、形状誤差を別にすると構造的に軸受負荷の

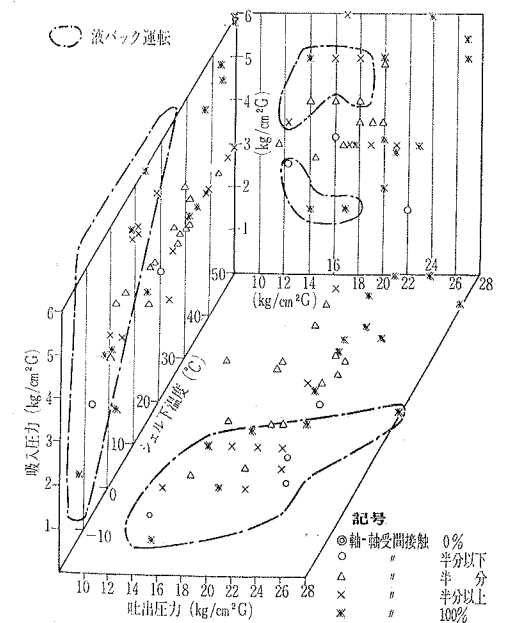


図5 上軸受の軸との金属接触状態

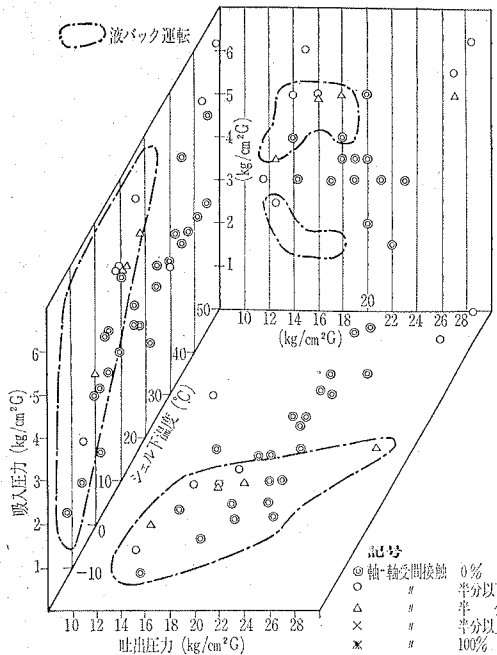


図6 中軸受の軸との金属接触状態

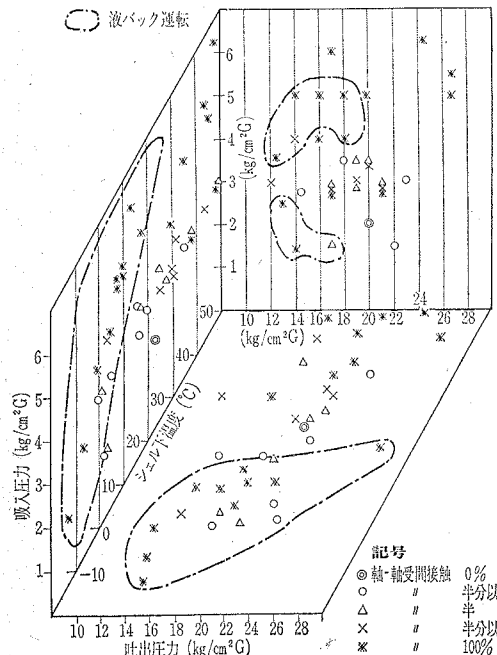


図7 下軸受と軸との金属接触状態

最も高い下軸受と油ポンプからの給油ヘッドが最も高いために給油圧力が低いことと共にロータの振れ回りの影響を受け易い上軸受の潤滑が苛酷であることを示していると考えられるが、他に軸が中軸受部を中心にして才差運動を行っている可能性もあるが今回の試験デ

ータからは明確でない。

一方軸受と軸との金属接触と各運転条件に関連して各軸受共次の様な傾向を示している。

- (1) 液バック運転の領域では軸と軸受の金属接触が多くなって居り、圧力条件、シェル下温度に余り関係なく起きているが特に上、下軸受で明確に表れて居り中軸受ではそれほど明確でない。
- (2) 吐出圧力、吸入圧力についてはより高圧の領域で金属接触が多くなっているが、次に述べる温度との関係で今回のデータだけでは断定出来ない。
- (3) シェル下温度は圧縮機の潤滑油の代表温度として考えるがシェル下温度が上ると金属接触は増加する傾向にあるが、述に下げる場合液バックを起させると(1)で述べた様に金属接触が増加する。シェル下温度との関係を確認するため圧力条件を一定にして圧縮機の吸入ガス温度を変化させて金属接触の状態を調査したが、その結果を表1に示す。このデータからも上記の傾向が示されているが上軸受については液バック運転に入っても逆に金属接触が減少している点更に調査してみる必要がある。

軸と軸受の金属接触の発生は基本的には軸受の最少油膜厚さと軸、及び軸受の表面あらさの相対関係に依り決定されるが、最少油膜厚さの面からみると今回のデータは定性的に一致する。金属接触が多くなっている領域は何れも軸受荷重が大きく、油温の上昇或いは冷媒液に依る希釈のため油の粘度が低下するところにある。これらは何れも最少油膜厚さを薄くするものであり、従って軸と軸受はより接触し易くなる。

表1 シェル下温度と軸一軸受間金属接触

Pd/Ps(kg/cm²G)	17/3	16.9/3.1	17/3.1	17/3.1
過熱度deg	0	5	10	15
シェル下温(°C)	0	38.2	43	46.5
上軸受と軸間の電気抵抗の変化				
中軸受と軸間の電気抵抗の変化				
下軸受と軸間の電気抵抗の変化				
備考	液バック有 フォーミング無し	液バック有 フォーミング無し	液バック有 フォーミング無し	液バック有 フォーミング無し

表2 油の粘度を変化したときの軸と軸受の金属接触

吐出圧力(kg/cm²G)	吸入圧力(kg/cm²G)	S-3G使用の場合		S-4G使用の場合	
		シェル下温度(°C)	軸受と軸との金属接触	シェル下温度(°C)	軸受と軸との金属接触
20	5	10	上軸受 中軸受 下軸受	11	上軸受 中軸受 下軸受
20	5	35	上軸受 中軸受 下軸受	38	上軸受 中軸受 下軸受
18	5	10	上軸受 中軸受 下軸受	10	上軸受 中軸受 下軸受
17	3	47	上軸受 中軸受 下軸受	47	上軸受 中軸受 下軸受

備考 油の粘度 S-3G: 150SSU S-4G: 300SSU (100°F)

上記でシェル下温度を下げるると金属接触が減少する傾向が判明したので潤滑油を Sun-oil 社のスニソー 3GS とスニソー 4GS で比較してみた。Sun-oil 社仕様書に依ると粘度は 100°F でスニソー 3GS; 150~160 SSU, スニソー 4GS; 280 SSU である。これらの結果を表2に示す。

両潤滑油の粘度差は温度-粘度曲線から 11deg 程度である。表2の結果からは上軸受で粘度の高いスニソー 4GS の方が若干金属接触が減少していることを示している程度である。このことからシェル下温度を下げた場合、金属接触が減少するのは単に給油時の粘度だけでなく、シェル下温度を下げるため吸入ガスの温度を下げたので、これに依る軸受部の冷却効果の影響も大きいと推定される。

何れにしても今回の結果から軸と軸受の金属接触に関しては液バック運転時の冷媒液とシェル下温度とがかなり相関を有していることが判った。前者については冷媒液に依り潤滑油が希釈されて油の粘度が低下して最少油膜厚さが減少するためと考えられ、後者についてはシェル下温度が上昇するとシェル底に溜っている油の温度上昇に依る粘度低下のみでなく吸入ガスに依る軸受部の冷却作用も影響していたためと考えられる。尚吐出圧力、吸入圧力の高いときに金属接触が多いのは軸受荷重の上昇と共に潤滑油、軸受部の温度が上昇して相乗作用に依り油膜厚さが減少したと推定される。従ってこの種の圧縮機の通常の運転状態では吐出圧力 15~20 kg/cm²G, 吸入圧力 4~5 kg/cm²G, 吸入ガスの過熱度 5~10 deg を考えるとシェル下温度 15~30°C 位で比較的金属接触の少ない条件で運転さ

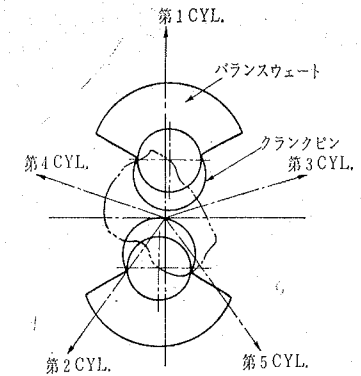


図8 クランク軸の軌跡と軸の向きとの関係

れていることが推定されるが、この辺の条件でも液バックが起きると金属接触が多くなり、潤滑上境界潤滑が増加して厳しくなるので注意を要する。ただ今回の試験では金属接触を起している場合、その程度が計測出来なかつたのでこれを更に追求する要がある。

3.2 クランク軸の軌跡

クランク軸の動きを調べるために図1に示す様に中軸受の上端よりわずか離れた位置にてクランク軸のラジアル方向を2方向測定し、これから軸の動きを計測すると同時にクランク角を検出してクランク軸の向きとの関係を図8に、クランク軸の代表的な軌跡を図4に示す。これらから当然のことながらクランク軸は各シリンダからその圧縮行程のとき受ける力の方向にピークを持つ変形した五角形を有している。第4、第5シリンダ方向に動く量が多いのは軌跡の測定点に第4、第5シリンダが近いと推定される。

軸の動く量は吐出圧力 20 kg/cm²G, 吸入圧力 5 kg/cm²G, 吸入ガス過熱度 10 deg (吸入ガス温度 15°C) で 17~23 μ 位であり、軸受クリアランスからみて妥当と考えられるが、軌跡の中心が判らないので最少油膜厚さは不明である。

次に各条件に於けるクランク軸の軌跡を図9、各シリンダのガス圧に依る中軸受の軸受荷重(計算値)を図10に示す。これからクランク軸の軌跡と中軸受の軸受荷重の形状が比較的近似していることが判るが、これは先に述べたシリンダ配列との関係である。一方運転条件とクランク軸の軌跡から液バック運転、吐出圧力が低い程その動きは大きくなっている。液バック運転時には軸受荷重が少ないにもかかわらずクランク軸の軌跡が大きいのは金属接触の所で述べた様に冷媒液に依り油の粘度が低下したためと考えられる。一方吐出圧力が高くなった場合、軸の軌跡は荷重が大きくな

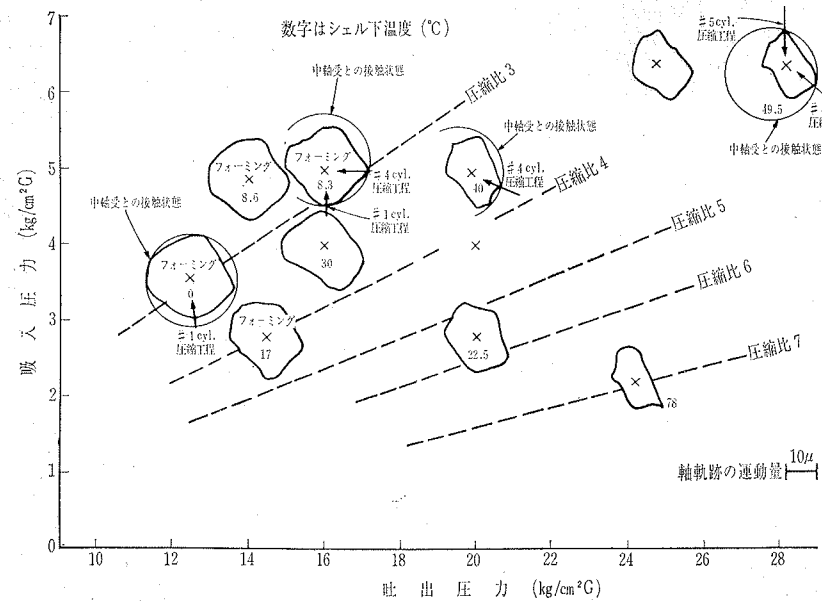


図9 クランク軸の軌跡

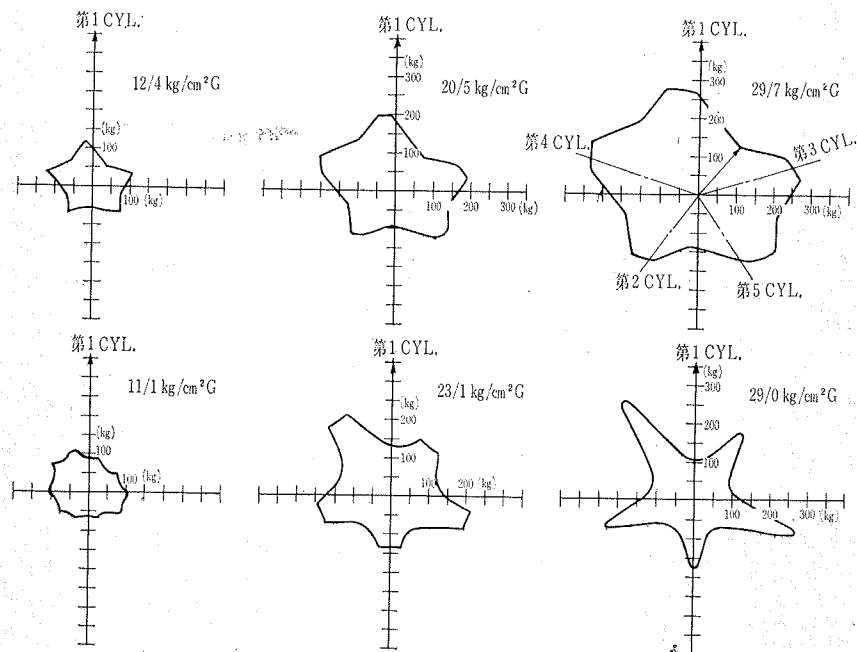


図10 シリンダガス圧に依る中軸受荷重(計算値)

るので大きくなると予想していたが逆の結果が出て居り、今回のデータでは理由が判らない。考えられることはクランク軸の軌跡を2次元でしかとらえなかったが、もみすり運動の様に3次元的に運動していることであり、今後の課題である。

先にクランク軸と軸受の金属接触について述べた

が、軸の軌跡と中軸受とクランク軸の金属接触の関係の代表的なもの図9上に示す。中軸受との金属接触を選んだのは軸の軌跡の測定点の中軸受に最も近いからである。図9上には接触点を表わすために中軸受内周を円で表わした。円の大きさは軸一軸受のクリアランスを意味するが軸軌跡と同一スケールでない。

空冷式の標準的な条件の吐出圧力 20 kg/cm²G, 吸入圧力 5 kg/cm²G, シェル下温度 40°C ではクランク軸の動き(軌跡)は最大 23 μm であるが、第4シリンダの圧縮行程でクランク軸と軸受は金属接触を起していることを示している。又圧縮機としては非常に重負荷と考えられる吐出圧力 28 kg/cm²G, 吸入圧力 6.4 kg/cm²G, シェル下温度 49.5°C にも軸の動き(軌跡)は同じ最大 23 μm 最少 10 μm 程度であるが、この場合クランク軸と軸受の接触は第4, 第5シリンダの両圧縮行程にて発生していることを示している。一方液バック運転を行なった吐出圧力 16 kg/cm²G, 吸入圧力 5 kg/cm²G, シェル下温度 8.3°C, 或いは吐出圧力 12.5 kg/cm²G, 吸入圧力 3.5 kg/cm²G, シェ

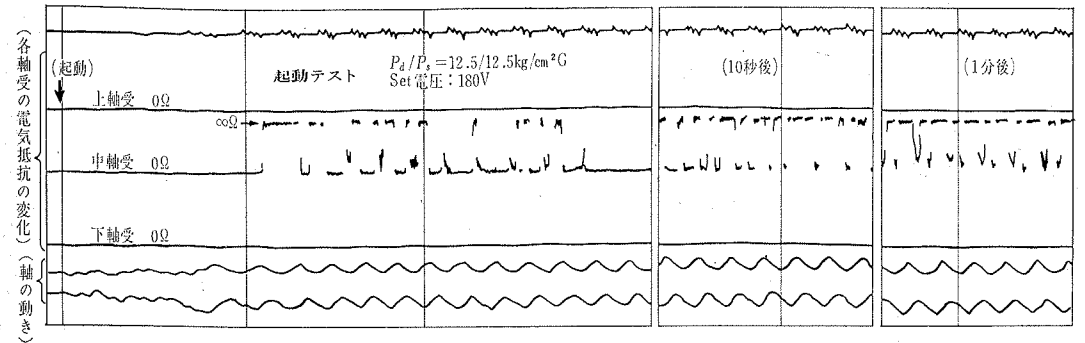
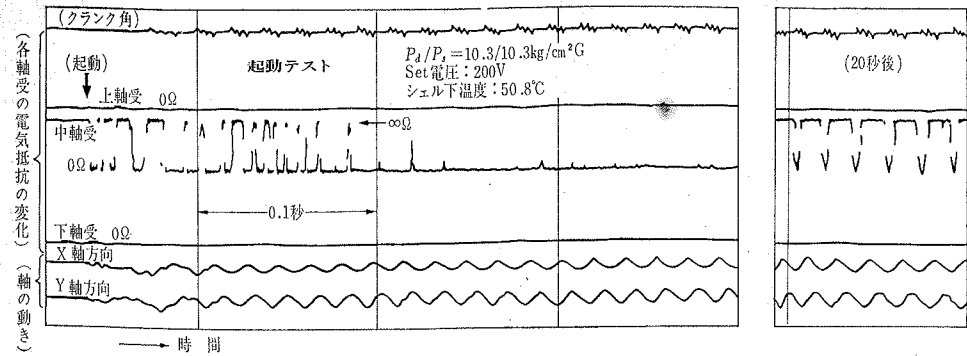


図11 バランス起動時のデータ

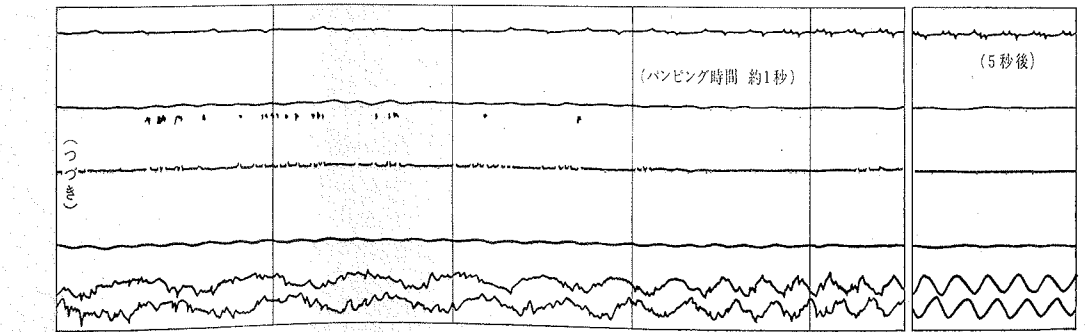
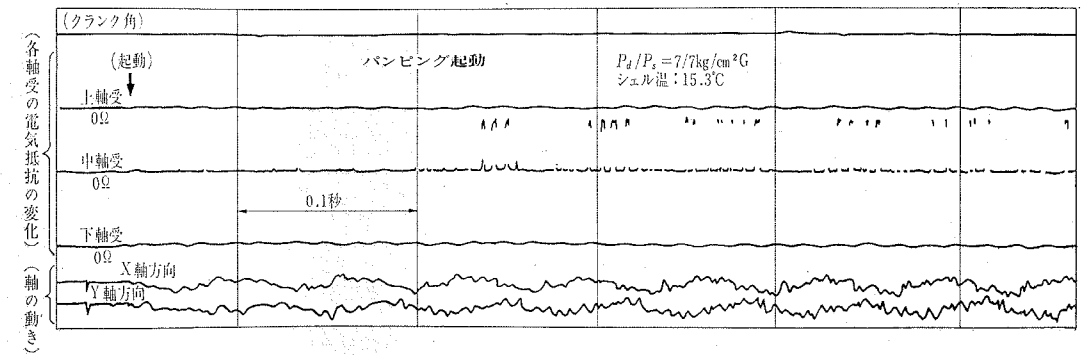


図12 バンピング起動時のデータ

ル下温度 0°C の場合には軸の動き(軌跡)は 26 μm 程度の比較的円形に近い形状で、軸との金属接触も第4, 第5シリンダの中軸受に近いシリンダの圧縮行程

のときより第1シリンダの様に最も中軸受に近いシリンダの圧縮行程でも発生していることを示している。これらから前者の様に軸受負荷の比較的大きい場合に

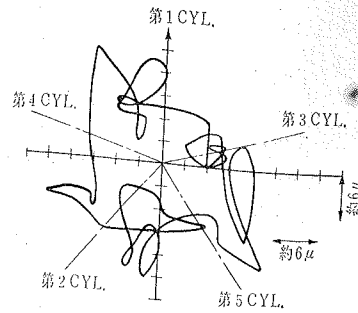


図13 パンピング時の軸の軌跡

は軸の動き(軌跡の形)がそれほど大きくなくても中軸受に近いシリンダの圧縮ガスの圧力を受けてそれらのシリンダの反対方向に片寄った運動をして、そのピークの所で軸受と金属接触をしている。一方後者の様に軸受負荷の少ない条件でも液バック運転の場合には軸の軌跡の中心と軸受の中心の偏心は少ないが、冷媒液のため油膜が薄くなり何れにしても軸-軸受の接触が起り易いと考えられる。従って潤滑面からみれば高負荷の前記条件より液バック運転の後者の方が厳しい条件になると考えられる。

3.3 起動時の軸の動きと軸受との接触

起動時の軸の動き及び軸受との接触は連続運転と異なるが、更に通常の起動時とパンピング起動時と異なる。通常時の起動時の軸-軸受接触の代表例を図11に、パンピング起動時の軸-軸受接触及び軸の動きの一例を図12、図13に示す。

図11では通常起動の2例を示す。起動時の圧力条件は何れも吐出、吸入圧力はバランスして居り10.3 kg/cm²G、12.5 kg/cm²Gの場合である。起動後は両者共上、下軸受は軸-軸受間の電気抵抗は0Ωである。中軸受のみ起動直後に軸と軸受は若干離れるときはあるがすぐ(0.15~0.2秒程度)接触したままになり軸が中軸受より浮くにはかなりの時間(図11では20~60秒)を要することを示す。従って圧縮機起動直後の1分間位は潤滑上厳しいところである。

一方パンピング起動では軸-軸受の接触を示す電気抵抗のデータは起動直後では大差ないと考えられるが、時間が経過しても前者の様に中軸受で軸が浮く傾向が出てこないことは更に厳しい条件であることを示している。又クランク軸の動き通常の起動に比べてはるかに激しい動きを示して居り図13に示す様に最大変位は36μにもなる。軸-軸受間の接触抵抗が同じ0Ωでもパンピングの場合軸受にぶつかる軸の力は軸の動きから非常に激しいものであることが推察されるが、今後は軸と軸受の金属接触の強さを判る様にする必要がある。

4. ま と め

大形密閉形圧縮機に於けるクランク軸と軸受の潤滑をクランク軸と軸受の金属接触とクランク軸の動きという面から検討した。今回の実験から十分とはいえないが一応初期の目的を達することが出来た。

- (1) クランク軸-軸受間の金属接触及び軸の動き(軌跡)の測定技術が確立出来た。
- (2) クランク軸と軸受の金属接触は主としてシェル下温度と深い関連があり、シェル下温度が上ると金属接触は増加する。
- (3) 運転圧力が高くなると金属接触は増加する様だがこれはシェル下温度の上昇も影響している。
- (4) シェル下温度を下げるため液バック運転をすると金属接触は大巾に増加し、軽負荷だが潤滑上非常に厳しいことを予想させる。
- (5) 中軸受の上端近くに於けるクランク軸の動きは通常の運転条件(空冷条件)で10~20μで第4、第5シリンダのガス圧縮力の影響が大きく、クランク軸の動きの中心は軸受中心に対し偏心して、金属接触もこの点で起きている。
- (6) 一方液バック運転では軽負荷のためかシリンダの圧縮力の影響は少なく、クランク軸の動きの中心と軸受中心の偏心は少なく円形に近いが、冷媒液の影響で油膜が薄いためクランク軸の動きは26μと大きく、金属接触も全周で起きる可能性が強く、これからも潤滑は境界潤滑が主体になり厳しいことを裏付けている。
- (7) 起動時に於いては潤滑の比較的良好と思われ中軸受でも起動後20~60秒位は全面的に金属接触が起きて居り、更にパンピング起動時にはクランク軸の動きが36μにも達しており、軸受と強烈な力でぶつかっていることを推測させる。
- (8) 以上から液バック運転、パンピングを防止することは圧縮機の潤滑の上で極めて重要であると共にクランク軸と軸受の金属接触を減少して流体潤滑を増加する必要がある。
- (9) 今回の実験ではクランク軸、軸受等のアライメント関係を余り考慮していないが、今後検討する必要がある。又軸の動きを3次的にとらえる必要がある。

5. あとがき

密閉形圧縮機の潤滑は冷媒との共存下で行なわれるため軽負荷にても液バック運転下では軸受の損傷が起り易いことは経験上知られていた。今回の試験でも一応それを裏付ける結果が出ると共に、今後この試験を進展させることに依り密閉形圧縮機の潤滑を設計する上で有用なデータが得られることが期待出来る。何れ機会を得て報告したい。

最後に今回の試験で測定上多くのアドバイスをいただいた当社中央研究所機械1グループ管波研究員、増田氏に深く御礼申し上げます。

解 説 片持ベアリングの負荷特性解析

Analysis of Load Properties of Cantilever-type Journal Bearing

久山 貴美雄*
Kimio Kuyama
境野 恵 樹*
Keiju Sakaino

1. ま え が き

近年、流体潤滑によるすべり軸受の負荷特性に関する研究は機械の高速度・高性能化に伴い、非常に重要な意味をなすものとなってきている。今日、すべり軸受の流体潤滑理論の基礎となっているのは、レイノルズによって導かれた圧力方程式である。すべり軸受の理論解析はすべてこの圧力方程式を個々の境界条件のもとに解くことから出発している。

しかし、これらの研究はいずれも回転軸の偏心率が一定の場合に限られているようである。このような、いわゆる片持ベアリングの理論解析については、各種の工夫のもとに近似解や解析方法が提案されているが、有限幅軸受の場合には解析的にまとまった解を得るのに非常に困難を呈することはまぬがれない。

現在、小型冷凍機用圧縮機においてクランクシャフトを支えているのはすべり軸受であるが、この場合先に記述した両持ベアリングとは異なり、軸の一端に負荷を受ける片持ベアリングの形式を採用しているにも拘らず、特性が明らかとなっている両持ベアリングに対し、片持ベアリングについては未だその特性は明らかにされていないようである。さらに軸受内部において回転軸の偏心率が一定でないため、従来両持ベアリングに対して提案されて来ている理論解析方法はどれも適当でなく、理論的に解析解を得ることは極めて困難と思われる。

そこで本文は、他の分野においても実際の応用が大きい差分法による数値解法を採用することによって、片持ベアリングの負荷特性の一端なりともつかってみようというものである。

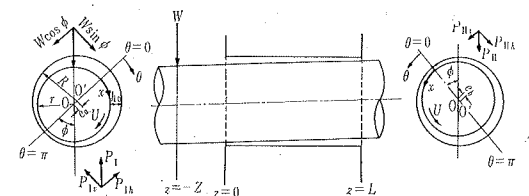


図1 軸受形状と座標系

2. 基礎方程式

図1に示すような座標系を用いる。すなわち回転軸の円周方向に沿ってx軸、軸受長さ方向にz軸をとる。軸受形状としては長さL、半径Rとする。軸受中心線と回転軸中心とは一点で交わるとして、軸受両端において軸はそれぞれe_a、e_bだけ偏心しているとすれば軸受すきまh₀は次式で示される。

$$h_0 = C_r [1 + \{n_a + (n_b - n_a)z/L\} \cos \theta] \dots (1)$$

ここでC_r、n_a、n_bは次の通りである。

$$\left. \begin{aligned} C_r &= R - r && \text{半径すきま} \\ n_a &= e_a / C_r && z=0 \text{ における偏心率} \\ n_b &= e_b / C_r && z=L \text{ における偏心率} \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

荷重は時間について変化しない静荷重とすればレイノルズの圧力方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h_0^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h_0^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6 \mu U \frac{\partial h_0}{\partial x} \dots \dots \dots (2)$$

上式中Pは一定圧力P₀を基準とする圧力で、μは潤滑流体の粘性係数、Uは軸の回転速度を示す。次に応用範囲を広げるために物理量はすべて無次元化することにする。そこで次のような無次元量を導入す

*三菱電機株式会社静岡製作所
原稿受付 昭和50年4月14日