

(技術資料)

無給油式スクリュ圧縮機用サイレンサの設計技術

青山新輔^{*1}・林 雅人^{*1}・高木秀剛^{*1}・菊池政寛^{*2}・山極伊知郎^{*2}・片岡保人^{*2} (博士(工学))

Design Technologies of Silencer for Oil-free Screw Compressor

Shinsuke AOYAMA・Masato HAYASHI・Shugo TAKAKI・Masahiro KIKUCHI・Ichiro YAMAGIWA・Dr.Yasuto KATAOKA

要旨

カーボンニュートラルの実現に向け、自然エネルギー由来の電力を活用した環境関連設備の需要拡大が見込まれており、自然エネルギーを活用するために生じる設備の負荷変動に対応できる圧縮機が求められている。無給油式スクリュ圧縮機は、可変速駆動を適用することで、環境関連設備の負荷変動や風量調節・動力削減に対応することができる。しかしながら、可変速駆動によって、圧力脈動が特定の周波数だけでなく、広帯域の周波数で発生するため、対策が難しく、振動・騒音の原因となる。本稿では、無給油式スクリュ圧縮機の圧力脈動、サイレンサの構成要素の原理と特性、およびサイレンサの設計技術について述べるとともに、広帯域で減音性能を発揮する無給油式スクリュ圧縮機用サイレンサの開発について紹介する。

Abstract

To realize carbon neutrality, the demand for environmental application facilities that utilizes electricity derived from natural energy is expected to increase, and compressors that can handle the load fluctuations of such equipment are required. By applying a variable speed drive, an oil-free screw compressor can handle the load fluctuations of environment-related equipment, as well as gas capacity control and power reduction.

The variable speed driver, however, generates pressure pulsation at a wide band of frequencies which causes vibration and noise.

This paper describes the pressure pulsation of oil-free screw compressors, the principles and characteristics of silencer components, and the design technology of silencers. Also introduced is the development of a silencer for oil-free screw compressors that exhibits wide-band sound reduction performance.

検索用キーワード

スクリュ圧縮機、無給油式、圧力脈動、サイレンサ、可変速駆動、振動・騒音防止

まえがき＝近年、カーボンニュートラルの実現に向け、水素製造設備をはじめとする環境関連設備の設置が検討されており、これらに使用される圧縮機の需要拡大が見込まれる。スクリュ圧縮機は容積式圧縮機の一つで、幅広いガス種・用途で使用されており、分子量が変動するガスやダストの多いガスにも対応可能、容量調整が容易という特長がある。いっぽうで、スクリュ圧縮機は吸込・吐出の圧縮機構により高エネルギーの圧力脈動を発生させる。圧縮機から生じた圧力脈動は、圧縮機本体のみならず配管や付属機器を振動させ、大きな騒音源となる場合があり、圧力脈動の低減が重要となる。

そのため、高速で回転し大きな圧力脈動が発生する無給油式スクリュ圧縮機は、配管部にサイレンサを設けることにより、圧縮機から伝搬する圧力脈動を低減させ、振動・騒音防止を図っている。

本稿では、スクリュ圧縮機の静音設計技術として、スクリュ圧縮機から生じる圧力脈動の発生原理、無給油式スクリュ圧縮機のサイレンサを構成する要素の原理と特性、および設計手法について説明する。

1. スクリュ圧縮機の圧力脈動

スクリュ圧縮機は図1に示すように雄ロータと雌口

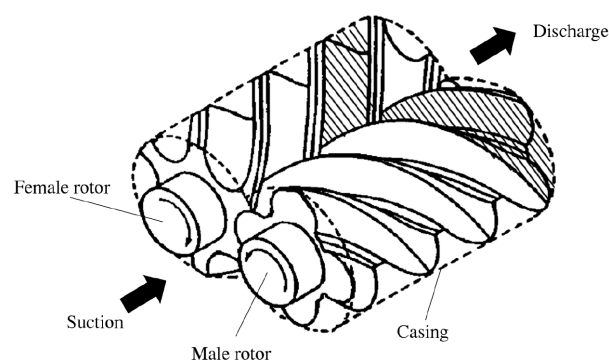


図1 スクリュ圧縮機の圧縮原理

Fig.1 Principle of screw compressor

ータと呼ばれる、大きくねじれた特殊な歯形をもつ2本のロータがわずかな隙間を保って、ケーシング内で回転する。図1の斜線部に示すように、ロータ間の歯溝とケーシングに囲まれた空間の体積がロータの回転とともに変化することにより、ガスの吸込、圧縮、吐出が行われる。この圧縮機構がロータの歯溝ごとに繰り返し行われることにより、スクリュ圧縮機の吸込および吐出部に周期的な圧力脈動が生じる。

圧力脈動は吸込および吐出部の圧力に生じる変動成分であり、媒質内を微小な圧力変動を生じながら伝搬する

^{*1} 機械事業部門 技術本部 回転機・機器技術部 ^{*2} 技術開発本部 機械研究所

音波と同じ振動現象である。以後、吐出部圧力脈動を対象に説明するが、吸込部圧力についても同じである。圧力脈動の変動の大きさを音圧として、音圧の実効値 p は式（１）であらわされる。

$$p = \rho c u \cdots \cdots \cdots (1)$$

ここに、 p ：音圧の実効値
 ρ ：ガス密度
 c ：音速
 u ：粒子速度の実効値

ここで、式（１）をスクリュ圧縮機の圧力脈動に置き換えると、粒子速度は各歯溝から吐出される体積速度の合計を、吐出管の断面積で除したものであらわされ、圧力脈動音圧 p の実効値は式（２）となる。

$$p = \rho c \frac{U}{S} \cdots \cdots \cdots (2)$$

ここに、 U ：吐出部の合計体積速度の実効値
 S ：吐出管の断面積

このスクリュ圧縮機の圧力脈動の変動波形は、雄ロータの歯数と圧縮機の回転数から求まる周波数成分と、その整数倍の周波数成分の周期的波形の複合波となる¹⁾。

ここで、実機試験による吐出脈動音圧測定結果を図２に示す。図２は代表的な無給油式スクリュ圧縮機である16型で、大気圧の空気を110 kPaGまで昇圧したときの脈動音圧をプロットしている。音圧の評価は、各次数成分の音圧を計算し、通常用いられるdB単位に換算した。

図２の比較結果より、圧力脈動音圧を計算にて精度よく予測できていることが確認できる。なお、3次脈動成分の実測値が高い値となっているが、これは圧縮機吐出部以後の配管などの空間の共鳴特性の影響である。

図２に示すように、スクリュ圧縮機の脈動音圧は、低周波から高周波まで高い音圧となり、圧縮機本体のみならず配管や付属機器の振動・騒音の要因となる。

2. サイレンサの原理と特性

振動・騒音防止のため、スクリュ圧縮機の吐出部直後にサイレンサを設け、圧縮機から吐出配管に伝搬する圧力脈動を低減させる。スクリュ圧縮機のサイレンサは音の吸収、反射、および干渉効果を利用し、圧力脈動として圧縮機から伝搬してくる音響エネルギーを低減する。本章では、サイレンサに用いられている構成要素の基本的原理と特性について説明する。

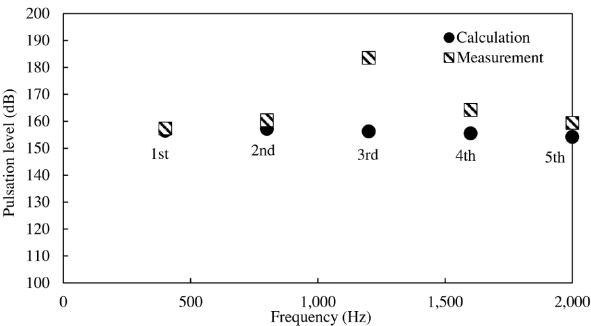


図2 実機試験による吐出脈動音圧の測定結果
 Fig.2 Discharge pulsation level of screw compressor

2.1 膨張室

サイレンサに膨張室を設け、管路を急拡大・縮小させることで、入射音と反射音の干渉現象を生じさせる。膨張室に伝搬してきた音波のうち、平面波として膨張室内を進行する波は、出口端面で一部が入口側へ反射する。膨張室に入射してきた直接音（入射音）と反射音が干渉することで音響エネルギーが増減する。ここで、直接音と反射音が逆位相で干渉して、それぞれの音波を打ち消し合うように膨張室の寸法を調整することで、音響エネルギーを減衰させることができる。膨張室の概略図を図３に示す。ここで、周波数とガスの波長は反比例の関係にあり、周波数が高くなるほどガスの波長は短くなる。スクリュ圧縮機から生じる圧力脈動成分のうち、ガスの波長が膨張室の内径寸法よりも短くなる高周波音は、平面波として膨張室内を進行しなくなるため、干渉効果が限定的となる。このため高周波音に対しては、膨張室による音響エネルギーの減衰効果も低下する。

2.2 挿入管

サイレンサの管路入口および出口部に挿入管として小径配管を設けることにより、膨張室に管路を挿入した箇所に入射音と反射音の干渉現象を生じさせる。膨張室と同じように、入射音と反射音それぞれの音波を打ち消し合うように、挿入管の寸法を調整することで、音響エネルギーを減衰させることができる。挿入管の概略図を図４に示す。干渉による減衰は、挿入管の長さに応じた特定の周波数に対して高い減衰性能を得られるが、単一周波数成分の減衰効果しか得られない。そのため、広帯域にわたって減衰効果を得たい場合には、複数の挿入管要素を用いる、または後述の吸音材との併用のように、ほかの減音要素と挿入管を組み合わせる用いるのが一般的である。

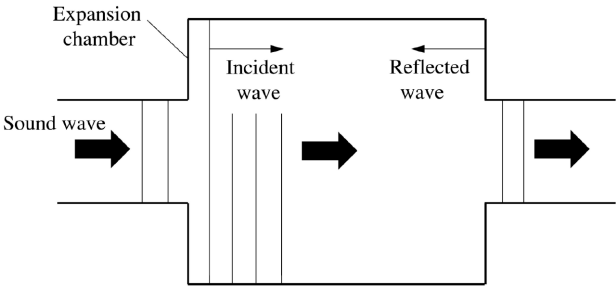


図3 膨張室モデル図
 Fig.3 Model of expansion chamber

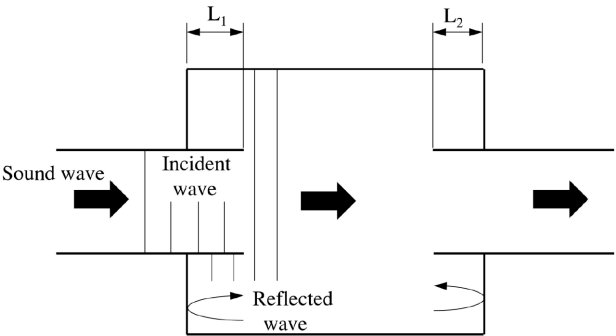


図4 挿入管モデル図
 Fig.4 Model of choke tube

2.3 吸音材

ステンレスウールやロックウールなど多孔質性の材料に音波が伝搬したときに、細かい空隙と繊維との間での流体摩擦および細かい繊維の振動による固体摩擦が生じることによって音響エネルギーを熱エネルギーに変換し減衰させる。サイレンサ内壁に吸音材を張り付ける場合の概略図を図5に示す。吸音材による減衰性能は、吸音材の材質、厚み、充填密度といったパラメータにより決まるが、800 Hz以上の高周波成分に対してとくに高い減衰効果を得ることができる。実際には、吸音材はガス種に応じた材料の選定や使用制限がある。

2.4 多孔板

微細孔を有する多孔板を、背後空気層と呼ばれる空間を仕切り板によって確保したうえで、サイレンサの壁面近傍に設置すると、多孔板の微細孔をガスが周期的に往復運動することにより、微細孔壁面との粘性摩擦が生じ、多孔板に入射した音波の音響エネルギーを減衰させる。また、多孔板前後に圧力差が生じ、微細孔を通過したガスにより、孔後流に流体渦を生じさせてさらに音響エネルギーを減衰させる。多孔板吸音構造の概略図を図6に示す。多孔板による減衰性能は板厚、孔径、開口率や背後空気層厚さといったパラメータにより決まる。実際には、脈動音圧の高い用途では強度上の理由から多孔板の厚みを薄くすることはできないなどの使用制限がある²⁾。

2.5 オリフィス

管路内にオリフィスを配置し、オリフィスを通過したガスにより、オリフィス後流に流体渦を生じさせて音響エネルギーを減衰させる。脈動音圧減衰用のオリフィスの概略図を図7に示す。オリフィスの配置により脈動音圧の減衰効果が得られるが、同時にオリフィス前後で圧力損失も発生する。圧力損失は動力や吐出温度にも影

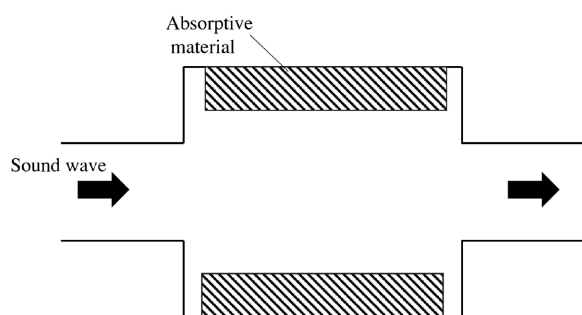


図5 吸音材モデル図
Fig.5 Model of absorptive material

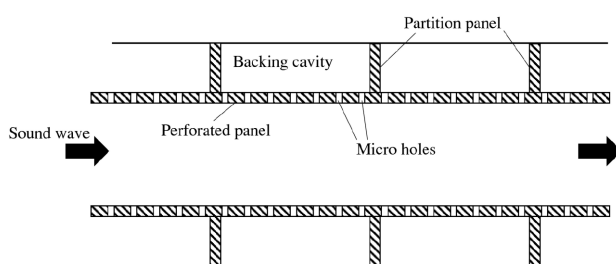


図6 多孔板モデル図
Fig.6 Model of perforated panel

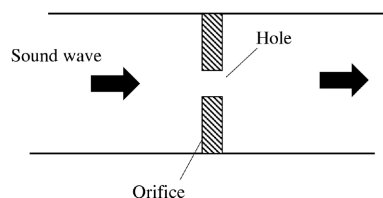


図7 オリフィスモデル図
Fig.7 Model of orifice plate

響するため、脈動音圧の減衰効果と圧力損失のバランスを考慮しながら、最適な開口率を決定する必要がある。

3. サイレンサの設計技術

当社は前述の構成要素を組み合わせたサイレンサの減音性能を予測する技術・ツールを有しており、ガスの物性、回転数や吐出温度などの運転条件・仕様に合わせて最適なサイレンサを設計している。具体的には以下の流れにて必要減音量を確認し、サイレンサの設計を行う。

- ・圧縮機から生じる吐出脈動音圧 P_i を求める。
- ・API規格にて規定される脈動音圧の許容値 P_{o1} ³⁾、サイレンサ通過後配管で生じる振動および騒音を抑制できる脈動音圧の許容値 P_{o2} および P_{o3} をそれぞれ算出する。
- ・図8に示すように、前述の発生圧力脈動音圧 P_i とサイレンサ通過後の許容脈動音圧 P_{o1} 、 P_{o2} 、 P_{o3} それぞれの差分の内、最も大きい値をサイレンサの必要減音性能とする。
- ・運転条件やお客様の仕様を考慮したうえで、前述のサイレンサ構成要素を適切に組み合わせ、サイレンサの必要減音性能を満足するようにサイレンサ構成・寸法を決定する。

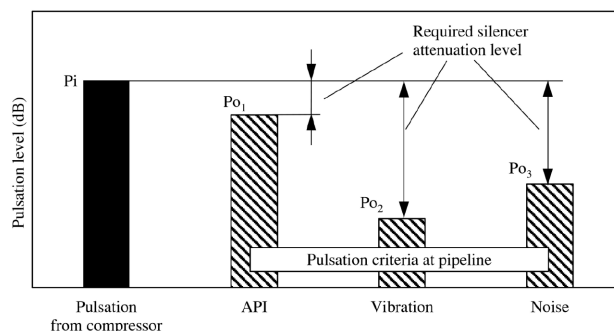


図8 サイレンサ必要減音量
Fig.8 Required silencer attenuation level

4. 可変速対応の広帯域サイレンサ開発

近年、風量調整・消費動力削減の観点から、無給油式スクリュ圧縮機に可変速駆動の要求が増えている。可変速駆動の場合、圧縮機回転数の変化により圧力脈動の周波数も変動するため、圧力脈動を低減するサイレンサは定速運転のように特定の周波数の脈動音圧を低減するだけでは不十分で、広帯域にわたる周波数の圧力脈動を低減できる性能が必要となる。このため、当社では可変速駆動に対応可能な、広帯域にわたって減音性能を発揮するサイレンサの設計技術開発に取り組んだ。

4.1 サイレンサの減音性能評価

サイレンサの開発においては、可変速駆動によって特定周波数のみならず、広帯域にわたる周波数で圧力脈動が生じることを想定し、前述の計算による必要減音量を特定の周波数だけでなく、広帯域にわたり設定した。また、必要減音量を設定する際の圧縮機から生じる吐出脈動音圧 P_i および許容値 P_{01} , P_{02} , P_{03} は、脈動音圧 P_i が高く必要減音量が大きいプロセスを想定して設定した。音波の進行方向に垂直な方向、すなわちサイレンサ胴体の径方向に生じる共鳴現象に伴う減音量の低下を抑制するように複数の挿入管を適切に配置するとともに、膨張室効果および挿入管効果による減音効果をサイレンサ全体で積み上げていくことで、可変速駆動を想定した広帯域にわたる必要減音量を運転範囲全域で満足するように、試作サイレンサの設計を行った。図9に開発にて試作したサイレンサを示す。

設計されたサイレンサの性能を確認するため、無給油式スクリュ圧縮機16型の吐出部に試作サイレンサを取り付け、実機試験によりサイレンサの減音性能を検証した。図10に実機試験風景を示す。実機試験では空気ガスを用いて、6,000 r/min～8,000 r/minまで回転数を変化させ、圧縮機吐出部直後およびサイレンサ後流配管部における脈動音圧を測定し、脈動音圧差をサイレンサによる減音性能として評価した。

実機試験による試作サイレンサの減音性能測定結果を図11に示す。回転数を変化させた実機試験における、各回転数での1次から5次までの圧力脈動周波成分のサイレンサ減音性能を測定結果としてプロットしている。図11より試作したサイレンサが特定の周波数だけでなく、広帯域にわたり高い減音性能を発揮することが確認できた。さらに実機試験による測定結果と当社予測技術による減音性能がよく一致しており、サイレンサの性能予測技術が適切であることを確認できた。

4.2 サイレンサの強度評価

サイレンサの開発において、強度的な信頼性を確保するために、周波数応答解析によるケーススタディ、および実機試験における応力測定を行った。解析に用いたサイレンサの3次元解析モデルを図12に示す。サイレンサ入口を圧縮機本体と接続する都合で圧縮機本体に生じる振動がサイレンサへ伝搬することを想定した固体伝搬加振力と、圧縮機からサイレンサへ流入するガスの圧力脈動によってサイレンサ内部に生じる圧力脈動加振力を加味した解析を行い、サイレンサ各部に生じる応力値を確認した。

試作サイレンサを用いた実機試験において、周波数応答解析にて確認された比較的応力の高い箇所を中心に、サイレンサ各部にひずみゲージを取り付け、運転中のサイレンサに生じる応力の測定を行った。周波数応答解析による応力評価および実機試験での応力測定結果より、溶接部も含めたサイレンサ各部に生じる応力は、静的強度と疲労強度、二つの観点から定めた許容応力値に対し十分な余裕があることが確認できた。

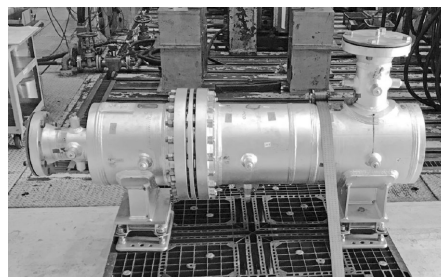


図9 開発したサイレンサの外観
Fig.9 Appearance of test silencer

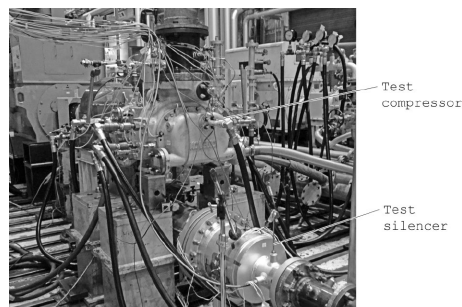


図10 実機試験風景
Fig.10 View of running test

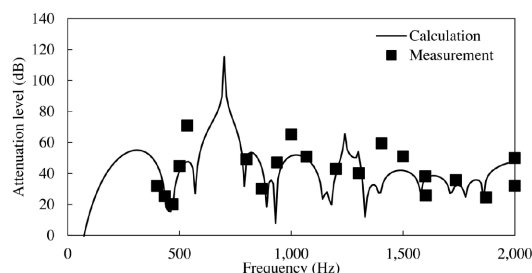


図11 実機試験によるサイレンサ減音性能測定結果
Fig.11 Silencer attenuation level result of running test

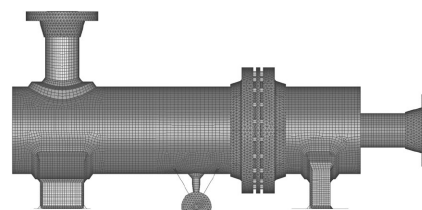


図12 周波数応答解析に用いた3次元モデル
Fig.12 3D model for frequency response analysis

むすび＝本稿では、無給油式スクリュ圧縮機の圧力脈動、サイレンサの設計技術について概説した。また、スクリュ圧縮機から生じる吐出脈動音圧、およびサイレンサの減音性能を予測する技術をもって、可変速駆動に対応した広帯域にわたり減音性能を発揮するサイレンサを開発した内容について述べた。

当社は、スクリュ圧縮機の高圧力・高効率・大容量と性能向上を日々追及している。性能追及とあわせて、振動・騒音の予測技術および低減技術についても追及していく必要がある。今後もより高性能の優れた静音設計を実現していく所存である。

参考文献

- 1) 山田 諭. 神鋼テクノ技報. 1992, Vol.4, No.7.
- 2) 木村康正ほか. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, P.13
- 3) API STANDARD 619 FIFTH EDITION, DECEMBER 2010.