

レシプロ圧縮機の振動抑制技術に関する研究 (基本モデルに対する検討)

盆子原 康博^{a)}・池 美慧^{b)}・稲垣 耕^{c)}・近藤 孝広^{d)}・濱畑 貴之^{e)}

Vibration Suppression of a Reciprocating Compressor (Investigation Using Fundamental Model)

Yasuhiro BONKOBARA, Mie IKE, Ko INAGAKI, Takahiro KONDOU,
Takayuki HAMAHATA

Abstract

The self-standing support method using the theory of the center of percussion is newly proposed in order to achieve the vibration reduction of a reciprocating compressor for refrigerators. In a typical compressor, the drive unit corresponding to the compressor body is flexibly supported inside the shell by four coil springs. Because the natural frequencies of the drive unit are relatively-low, the increase in vibration is inevitable while driving the compressor in a low rotation region. In contrast, in the proposed method, the drive unit of which the spherical element is attached on the bottom is placed directly on the shell. The self-standing state can be stably-maintained by the effect of the tangential component of the gravity. This restoring force is smaller than that of the coil springs, so the natural frequencies of the drive unit become lower compared with spring supports. In addition, the drive unit is optimally designed so that the contact point between the drive unit and the shell coincides with the center of rotation. It is possible to suppress the vibration transmission from the drive unit to the shell. In this study, the fundamental model with an unbalance motor was developed in order to investigate the effective of the proposed method. The results of the numerical analyses and experiments confirm that the present method is very effective to suppress the vibration of the compressor.

Keywords: Vibration reduction, Natural frequency, Center of percussion, Compressor

1. はじめに

一般的な家庭用冷蔵庫には容積式のレシプロ圧縮機¹⁾が搭載されている。この圧縮機は、密閉容器（以下、シェルと呼ぶ）の中にピストン・クランク機構やモータなどから構成される圧縮機本体（以下、駆動ユニットと呼ぶ）が収納されている。モータを駆動してピストンを往復運動させると、シリンダー内に吸入した冷媒ガスが圧縮され、その後、冷凍サイクルの凝縮行程と膨張行程を経て庫内の空気と熱交換が行われる。冷蔵庫の消費電力はこのような圧縮機の運転にかかる割合が大きいため、省エネルギーの観点からは、圧縮機をなるべく低回転数域で運転する必要がある²⁾。このため、近年では、真空断熱材を利用して冷蔵庫本体の断熱性能を向上させることで、低回転数域での運転に対応した製品も開発されている³⁾。しかしながら、現

在使用されている圧縮機では、固有振動数が比較的低い周波数領域に多く存在しており、運転回転数が固有振動数に近づくるとピストンの質量に起因した不釣り合い力によって大きな振動が発生する。その振動が冷蔵庫本体に伝達すると、騒音等が発生させる原因となり得るため、圧縮機を低回転数領域で運転することが困難な状況となっている。

そこで、本研究では、レシプロ圧縮機の低振動化を実現するとともに、運転領域の拡大を図るために、駆動ユニットの支持方式として自立支持方式を新たに提案する。この方式では、底面が球面形状のブロックを駆動ユニットの下面に取り付けてシェルに直接設置する。そして、重力に基づく復元モーメントを利用して駆動ユニットを自立⁴⁾させることで、固有振動数の低減化を図る。さらに、この方式では、駆動ユニットに対して打撃の中心⁵⁾を利用する。これにより、球面とシェルとの接地点に作用する周期的な摩擦力が最小化され、駆動ユニットからシェルへ伝達する振動を抑制することができる。

本報では、不釣り合いモータを加振源として搭載した基本モデルを対象として、自立支持方式の有効性について、実験と数値計算の両面から検討する。

a)機械設計システム工学科准教授

b)工学専攻大学院生（現 株式会社オーレック技術員）

c)パナソニック株式会社アプライアンス社技術員

d)九州大学大学院工学研究院機械工学部門教授

e)教育研究支援センター技術職員

2. 自立支持方式の提案

従来の圧縮機では、図 1(a)に示すように、駆動ユニットは比較的剛性の小さい 4 個のコイルばねによってシェル内に支持されている。この系の固有振動数を低減して運転領域から除外するには、コイルばねの剛性を小さくすれば良い。しかしながら、コイルばねの剛性はすでに圧縮機本体の自重を支え得る必要最低限の大きさとなっており、これ以上に小さくすることは難しい。これに対して、本研究では、以下のような自立支持方式を提案する。

自立支持方式では、図 1(b)に示すように、支持要素としてコイルばねを設置する代わりに球面形状のブロック（以下、球面支持要素と呼ぶ）を駆動ユニットの下面に設置する。このとき、球面の曲率中心 O が駆動ユニットの重心 G よりも上に位置すれば、駆動ユニットが安定な平衡状態となり、重力による復元モーメントによって駆動ユニットは自立した状態を維持することができる。また、重力による復元モーメントはコイルばねの反力による復元モーメントに比べて小さいので、従来のばね支持方式よりも駆動ユニットに対する支持剛性が低くなる。さらに、接地点 Q まわりの慣性モーメントは重心 G と接地点 Q 間の距離に応じて大きくなる。自立支持方式では、これらの効果によって低回転数域に存在する駆動ユニットの固有振動数を低減することが可能となる。

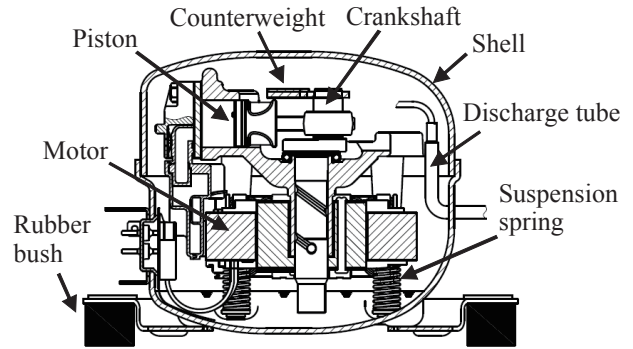
一方、駆動ユニットには、ピストンの往復運動によって生じる不釣り合い力が水平方向に作用することによって、接地点 Q を瞬間中心として転がり振動が発生する。このとき、接地点 Q には周期的な摩擦力が作用するため、駆動ユニットからシェルへ振動が伝達することになる。とくに、不釣り合い力は回転数に応じて増大するので、高回転数域では接地点 Q に作用する摩擦力が増大して伝達する振動も大きくなってしまふ。そこで、この振動伝達を抑制するために、球面の接地点 Q に対して不釣り合い力の作用点 P が打撃の中心となるように駆動ユニットを設計する。これにより、原理的には不釣り合い力が作用点 P に働いても接地点 Q には摩擦力が発生しなくなるので、シェルへ伝達される振動を最小限に抑えることができる。

以上のように、自立支持方式によれば、駆動ユニットの固有振動数の低減化とシェルへの振動伝達の抑制とを同時に実現することができる。以下では、単純な基本モデルを対象として、自立支持方式の有効性について検証する。

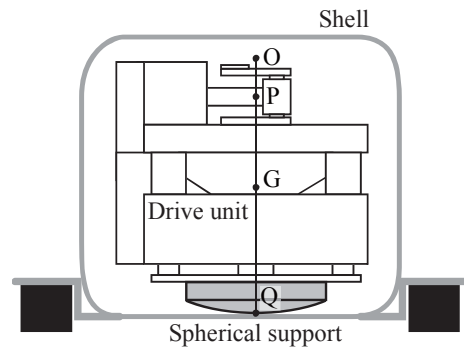
3. 基本モデル

3.1 実験装置

図 2, 3 に製作した基本モデルと実験装置を示す。まず、駆動ユニットは、底面が球面体となっている球状ブロックに支柱が立てられ、その支柱に 2 個の真鍮ブロック（ブロック 1、ブロック 2）が取り付けられた構造となっている。ブロック 1 には振動子として、不釣り合いモータを搭載し



(a) 圧縮機の構造（ばね支持方式）



(b) 自立支持方式

図 1. 駆動ユニットの支持方法.

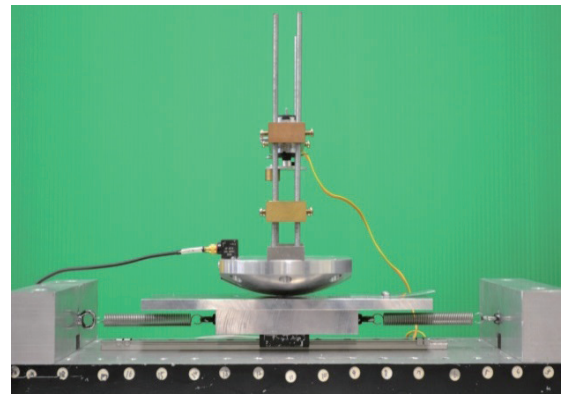


図 2. 基本モデル.

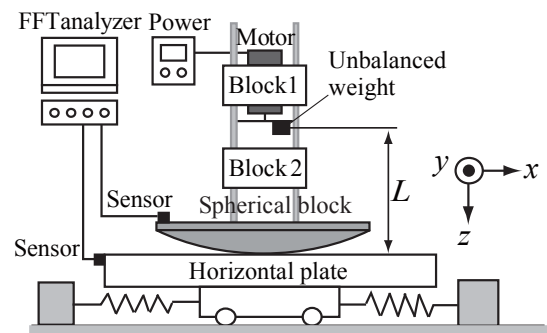


図 3. 実験装置.

ており、不釣り合いおもりは水平面内で回転する。2個のブロックは、それぞれ設置位置を変更することが可能であり、これにより不釣り合い力の作用点、重心の高さおよび慣性モーメントの大きさを調整することができる。

また、基本モデルでは、シェルの代わりに水平台（以下、プレートと呼ぶ）を用い、その上に駆動ユニットを設置している。プレートは、スライドガイドにより水平方向のみ移動可能であり、両端はコイルばねで支持されている。なお、駆動ユニットが鉛直軸まわりに回転することを防ぐために、球面体とプレート間を板ばねで結合している。

3.2 駆動ユニットの設計条件

図4に示す解析モデルを対象として、打撃の中心に基づく駆動ユニットの設計条件を導出する。図4に示すように、駆動ユニットは一つの剛体として考え、プレートは質点として考える。駆動ユニットおよびプレートともに、鉛直水平面で運動するものとし、この間に滑りは生じないものとする。駆動ユニットの任意の位置に水平方向に作用する遠心力タイプの加振源が存在するものとする。駆動ユニットの質量を M 、駆動ユニットの重心回りの慣性モーメントを I_G とし、プレートの質量を m 、プレートを支持するばね定数（両側の合計）を k 、プレートの水平方向の変位を x とする。さらに球面体の半径を a 、曲率中心 O と剛体の重心 G 間の距離を s 、曲率中心 O と加振点 P 間の距離を b とする。加振力の振幅は $F(=U\Omega^2)$ 、不釣り合い量は U 、加振角振動数は Ω 、駆動ユニットの角変位は θ として取り扱う。

角変位 θ を微小として駆動ユニットとプレートの運動方程式を求めると、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} (M+m)\ddot{x} - M(a-s)\ddot{\theta} + kx &= -F \cos \Omega t \\ -M(a-s)\ddot{x} + \{I_G + M(a-s)^2\}\ddot{\theta} + Mgs\theta &= F(a+b) \cos \Omega t \end{aligned} \right\} (1)$$

式(1)の右辺を零とした同次方程式を解くと、1次および2次の固有振動数 f_{n1} 、 f_{n2} が次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} f_{n1} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 - \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - 4\gamma\omega_1^2\omega_2^2}}{2\gamma}} \\ f_{n2} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - 4\gamma\omega_1^2\omega_2^2}}{2\gamma}} \end{aligned} \right\} (2)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{\frac{k}{M+m}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{Mgs}{I_G + M(a-s)^2}} \\ \gamma &= \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\gamma_1 + 1}, \quad \gamma_1 = \frac{m}{M}, \quad \gamma_2 = \frac{I_G}{I_G + M(a-s)^2} \end{aligned} \right\} (3)$$

式(2)からわかるように、固有振動数 f_{n1} 、 f_{n2} の大きさは ω_1 、 ω_2 に依存する。このうち、 ω_2 は駆動ユニットを置くプレートを固定した場合 ($x=0$ とした場合) の固有角振

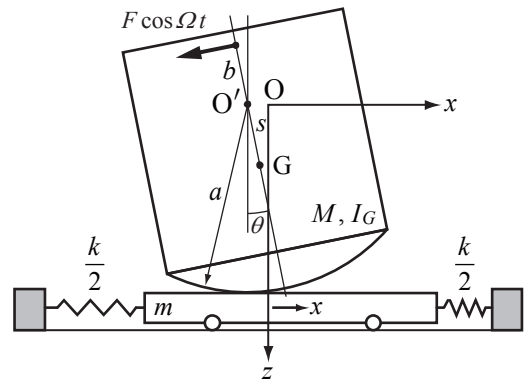


図4. 解析モデル.

動数である。式(3)から分かるように、 ω_2 の大きさは曲率中心 O と重心 G 間の距離 s に依存する。このように、駆動ユニットの重心の位置によって固有振動数の大きさを変更できることが自立支持方式の特長である。

次に、式(1)の特解の加速度 \ddot{x} および角加速度 $\ddot{\theta}$ は、次式のように求められる。

$$\ddot{x} = A_x \cos \Omega t, \quad \ddot{\theta} = A_\theta \cos \Omega t \quad (4)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} A_x(\Omega) &= \tilde{A}_{x1} + \tilde{A}_{x2} \\ \tilde{A}_{x1} &= \frac{MgsU\Omega^4}{D} \\ \tilde{A}_{x2} &= \frac{\{M(a-s)(b+s) - I_G\}U\Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} (5)$$

$$\left. \begin{aligned} A_\theta &= \tilde{A}_{\theta1} + \tilde{A}_{\theta2} \\ \tilde{A}_{\theta1} &= -\frac{k(a+b)U\Omega^4}{D} \\ \tilde{A}_{\theta2} &= \frac{\{M(b+s) + m(a+b)\}U\Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} (6)$$

$$D = \{k - (M+m)\Omega^2\} [Mgs - \{I_G + M(a-s)^2\}\Omega^2] - \{M(a-s)\Omega^2\}^2 \quad (7)$$

ここで、プレートに着目すると、式(5)より加速度振幅 A_x の右辺第1項の \tilde{A}_{x1} は、分母分子ともに Ω^4 のオーダーである。そこで、固有振動数 f_{n1} 、 f_{n2} を十分に低減した上で、曲率中心 O と重心 G 間の距離 s を小さくすれば、 Ω の増加とともに \tilde{A}_{x1} も小さくすることができる。一方、右辺の第2項の \tilde{A}_{x2} は、分母が Ω^4 のオーダーに対して分子は Ω^6 のオーダーであるため、 Ω が大きくなると値（振幅）が増大することになる。これを避けるためには、 \tilde{A}_{x2} の分子の係数を零とすればよく、 \tilde{A}_{x2} を恒等的に零とすることができる。その条件式は次式となる。

$$M(a-s)(b+s) - I_G = 0 \rightarrow M(a-s)(b+s) = I_G \quad (8)$$

接地点 Q に対して不釣り合い力の作用点 P が打撃の中

心となるための条件式と同一である。作用点 P が打撃の中心であれば、不釣り合い力が作用しても接地点 Q に摩擦力が発生しなくなるので、駆動ユニットからプレートへの振動伝達を抑えることができる。これも、自立支持方式の特長である。

以上のように、プレートの振動を抑制するためには、接地点が回転の中心となるように、式(4)を用いて駆動ユニットの重心位置や慣性モーメント、および加振点の位置を決定すれば良いことがわかる。

4. 実験結果および数値計算結果

4.1 打撃の中心による振動抑制効果

本実験では、図 3 に示すように、加振点の位置が $L=120\text{ mm}$ となるようにブロック 1 を固定し、ブロック 2 の位置を調節することで重心位置を変更した。また、駆動ユニットの下部ブロックの左端とプレートの左端に加速度センサーを設置した。そして、振動子に印加電圧 2.0 V または 3.0 V を与えて駆動させ、駆動ユニットとプレートの水平方向 (x 方向) の振動加速度を測定し、FFT アナライザを用いて加速度を測定し、発生振動数を調べた。なお、表 1 に系パラメータを示す。

図 5 に、駆動ユニットとプレートの振動加速度を測定した結果を示す。ここに、図中の横軸は曲率中心 O と重心 G

Table 1 System parameters

M [kg]	1.62	a [m]	0.12
m [kg]	0.74	b [m]	0.0
k [N/m]	144		

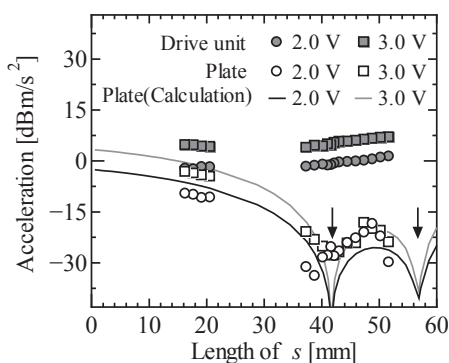


図 5. 振動加速度の測定結果.

表 2. 固有振動数の測定結果 [Hz]

Order	1st	2nd
Spring support	17.2	33.6
Self-standing	0.9	2.1

間の距離 s をとり、縦軸は加速度信号に対して周波数分析を行って求めたパワースペクトルのオーバーオール値をとっている。図中の矢印は、打撃の中心に関する条件式(4)を満足する距離 s の位置を示している(左側 : 41.7 mm、右側 : 56.7 mm)。また、実線は式(3)を用いて加速度振幅を数値的に求めた結果である。

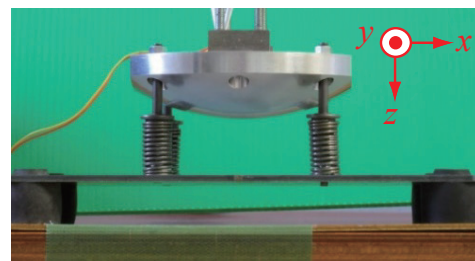
図 5 の駆動ユニットの結果を見ると、距離 s を変化させても、振動加速度があまり変化していないことが分かる。一方、プレートの結果を見ると、加速度振幅は距離 s の変化に応じて大きく変化しており、とくに、加振点が接地点に対する打撃の中心となるように距離 s を調節した場合には、プレートの振動加速度が大きく減少しており、計算結果とも良く一致している。

以上の結果から、打撃の中心を利用すれば、駆動ユニットに生じる振動がプレートに伝達することを抑制できることが分かる。

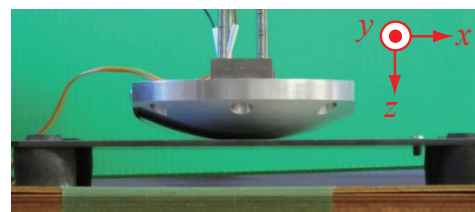
4.2 ばね支持方式との比較

基本モデルに従来のばね支持方式を適用した場合と自立支持方式を適用した場合とで振動応答の比較を行った。図 6 にそれぞれの実験装置を示す。本実験では、実際の圧縮機で使用されているゴム脚で支持された平板の上に 2 種類の支持方式によって基本モデルを設置した。表 2 は、打撃試験によりそれぞれの固有振動数を測定した結果である。この結果から自立支持方式では、ばね支持方式に比べると固有振動数が大幅に低減されていることがわかる。

次に、与える印加電圧により振動子の回転数を 5 Hz から 40 Hz の範囲で調整して、駆動ユニットとプレートの振動加速度のオーバーオール値を測定した。得られた結果をそれぞれ図 7 および図 8 に示す。図中の破線は実験により求めた固有振動数の位置を示している。



(a) ばね支持方式



(b) 自立支持方式

図 6. 支持方式の違いによる比較.

まず、駆動ユニットの結果を見ると、両者の結果に大きな違いは無く、回転数が大きくなるにつれて振動加速度が大きくなっている。一方、平板の結果を見ると、ばね支持方式の場合では、固有振動数に対応する点で振幅が大きくなっており、駆動ユニットが共振することによって平板の振動が大きくなるのがわかる。これに対して、自立型支持方式の場合では、表2で示したように固有振動数が非常に低いので実験を行った範囲では共振によるピークは現れていない。また、全領域にわたって振動加速度が 0.1 m/s^2 以下まで小さくなっている。

以上の結果から、自立支持方式では、固有振動数の低減できるだけでなく、駆動ユニットから平板への振動伝達を大域的に抑制可能であることが確認された。

5. 結論

レシプロ圧縮機の低振動化を実現する目的として、駆動ユニットの新たな支持方式である自立支持方式を提案するとともに、その有効性について検討した。その結果、自立支持方式では、駆動ユニットの固有振動数を大幅に低減することが可能であり、共振の発生を防止できることがわかった。さらに、打撃の中心を利用することによって、駆動ユニットから平板への振動伝達を大域的に抑制できることが確認された。

なお、本報では、簡単化のため、不釣り合いモータを用いた基本モデルを対象としたが、レシプロ圧縮機のように、ピストン・クランク機構を搭載した駆動ユニットに対しても、自立支持方式の適用が可能であると考えられる。この点については、今後の課題としたい。

参考文献

- 1) 日本冷凍空調学会編: 冷媒圧縮機, 日本冷凍空調学会, pp.34-50, 2013.
- 2) 田中 秀尚, 浜岡 孝二, 大内山 智則: “矩形波駆動による冷蔵庫圧縮機の運転領域の拡張”, パワーエレクトロニクス学会誌, Vol.29, No.1, pp.79-85, 2003.
- 3) 湯浅 明子, 栗山 誠, 上迫 豊志, 井下 美桃子, 杉本 修平: “高性能真空断熱材の開発および冷蔵庫への適用”, パナソニック技報, Vol.60, No.2, pp.96-101, 2014.
- 4) 青木 弘, 木谷 晋: 工業力学, 森北出版株式会社 p.p.42-43, 1994.
- 5) 日本機械学会編: 機械工学便覧基礎編 $\alpha 2$ 機械力学, 丸善, p.p.31, 2004.

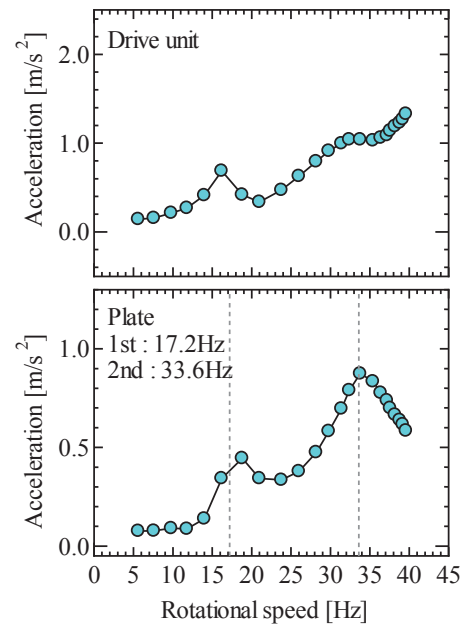


図7. 振動加速度の測定結果.
(ばね支持方式)

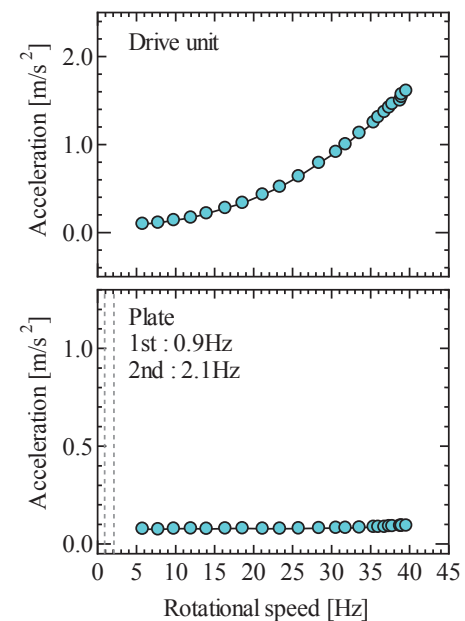


図8. 振動加速度の測定結果.
(自立支持方式)