

低振動型冷蔵庫用圧縮機の開発

稲垣, 耕

<https://hdl.handle.net/2324/2236224>

出版情報 : Kyushu University, 2018, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

低振動型冷蔵庫用圧縮機の開発

2019 年 1 月

九州大学大学院 工学府 機械工学専攻

稲垣 耕

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.1.1 家庭におけるエネルギー消費	1
1.1.2 冷蔵庫の省エネルギー化	3
1.1.3 冷蔵庫用圧縮機の構成と作用	6
1.2 冷蔵庫用圧縮機の振動課題	8
1.3 本論文の目的と構成	9
第2章 圧縮機の外部支持による振動伝達抑制	11
2.1 圧縮機の振動分析	12
2.1.1 実験に用いた圧縮機の概要	12
2.1.2 打撃試験および駆動時の振動特性	14
2.1.3 四点支持された圧縮機の自由振動特性	18
2.2 新しい支持方式の提案	22
2.2.1 五点支持方式	22
2.2.2 五点支持された圧縮機の自由振動特性	24
2.2.3 五点支持方式の有効性検証実験	26
2.3 結論	32
第3章 自立支持方式の提案と簡易モデルによる検証	33
3.1 自立支持方式の提案	34
3.2 簡易モデル	36
3.2.1 実験装置	36
3.2.2 駆動ユニットの設計条件	39
3.2.3 数値計算結果	43
3.3 検証実験結果	48
3.3.1 打撃の中心を利用することによる振動低減効果	48
3.3.2 支持方式の違いによる振動抑制効果の比較	52
3.4 結論	55

第4章 自立支持方式の圧縮機能を有する実機モデルへの適用	56
4.1 自立支持方式の概要	56
4.2 実機モデル	59
4.2.1 実験装置	59
4.2.2 駆動ユニットの設計条件	61
4.2.3 吐出管の仕様	65
4.2.4 数値計算結果	68
4.3 実験的検証	70
4.3.1 実験装置	70
4.3.2 非圧縮運転時の振動	71
4.3.3 圧縮運転時の振動	73
4.3.4 支持方式の違いによる振動抑制効果の比較	75
4.4 結論	78
第5章 総括	79
参考文献	82

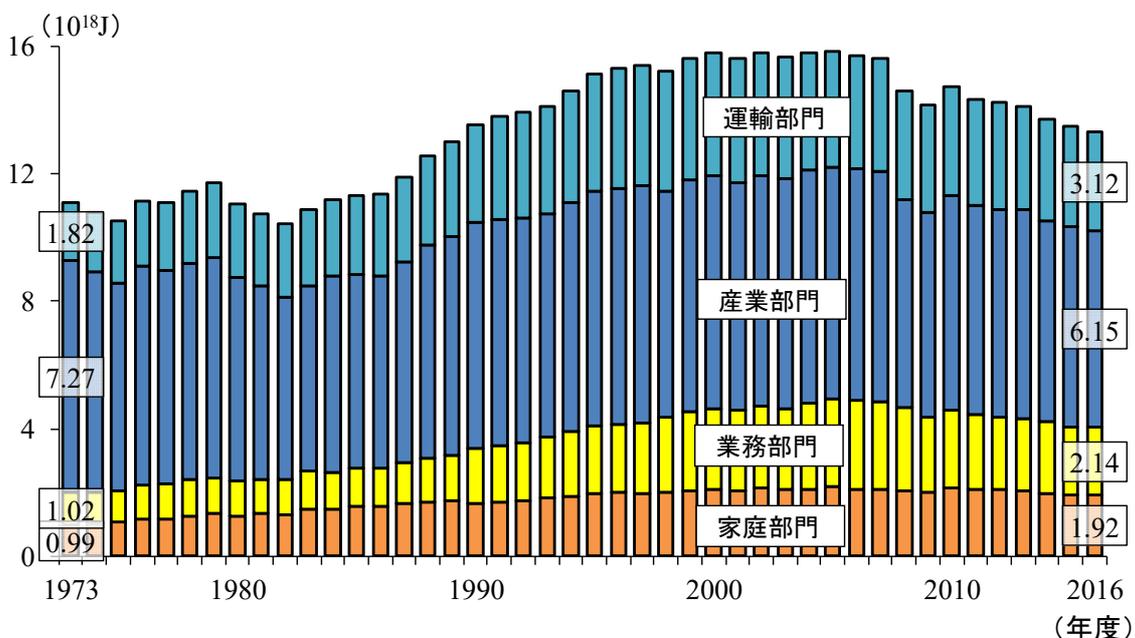
第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 家庭におけるエネルギー消費

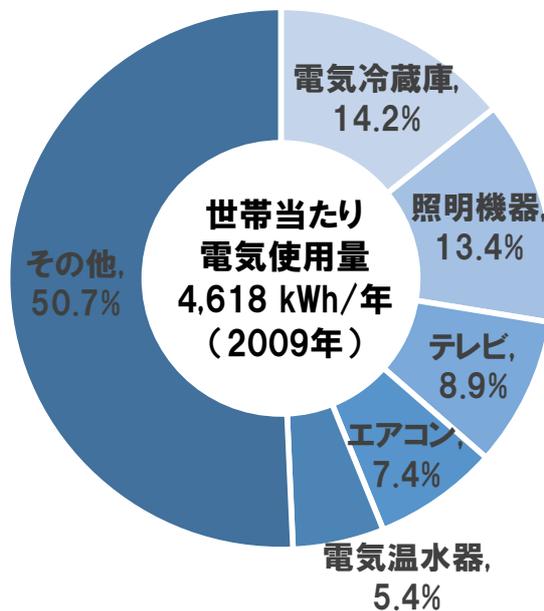
近年の我が国のエネルギー消費量は、工場などの産業用は減少しているものの、事務所・商店などの業務部門や家庭部門とからなる民生部門と、自動車などの運輸部門での増加が大きいため、全体として増加している。図 1-1 に示すエネルギー消費動向⁽¹⁾によれば、2016 年時点で、家庭部門は全体のエネルギー消費の 14.4%をしめており、石油ショック前の 1973 年から 2016 年までの間に 1.9 倍に増加している。

家庭における機器別の電気使用量(2009 年)を図 1-2 に示す⁽²⁾。これによれば、電気冷蔵庫(以下、冷蔵庫という)の消費電力が家庭における機器のなかでは最も多く、全体の 14.2%を占める。冷蔵庫などのエネルギー消費量の多い電気機器に対して、省エネルギー化に向けた取り組みが強化されており、1998 年の改正省エネ法に基づきトップランナー方式による省エネ基準が適用されている。図 1-3 に主要家電製品のエネルギー消費(代表的な機種)の変化を示す⁽¹⁾。近年は省エネルギーへの取組の強化により、冷蔵庫などの家電製品のエネルギー消費量の低減が進んでいる。



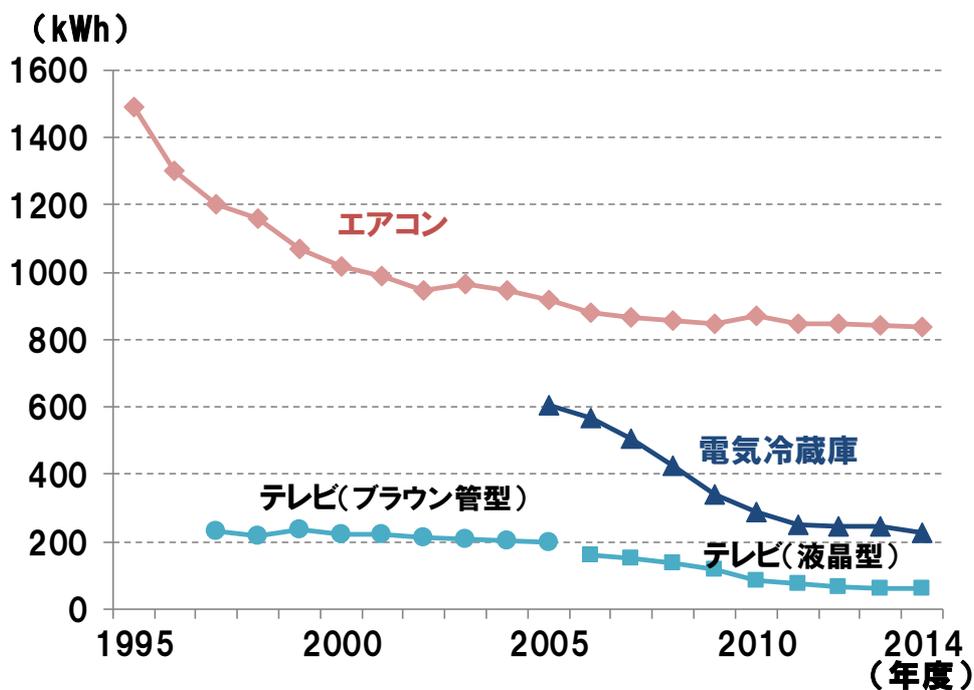
出所 経済産業省 資源エネルギー庁 平成 29 年度エネルギーに関する年次報告

Fig. 1-1 Annual energy consumption trend⁽¹⁾



出所 経済産業省 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会 (第17回)
 参考資料1 トップランナー基準の現状等について (平成23年12月26日)

Fig. 1-2 Breakdown of electricity consumption per household ⁽²⁾



出所 経済産業省 資源エネルギー庁 平成29年度エネルギーに関する年次報告

Fig. 1-3 Changes in power consumption of major household appliances ⁽¹⁾

1.1.2 冷蔵庫の省エネルギー化

冷蔵庫は、庫内の熱を奪い、庫外で放熱を行うことで庫内の冷却を行う冷凍サイクルと、作り出した庫内の低温条件を効率的に維持する断熱筐体から構成されている。家庭用冷蔵庫の内容積は概ね 40～700L の範囲であり、中心となるのは 450L 程度の冷蔵庫である。

図 1-4 に家庭用冷蔵庫の一例を示す。冷蔵庫は、断熱筐体の内部に温度帯の異なる冷凍室、冷蔵室、野菜室などの収納スペースを有している。また、冷凍室の背面側には蒸発器（冷却器）および送風機が配置されている。冷凍サイクル（後述）の作用により、蒸発器で熱を奪われて冷却された空気は、送風機により庫内の各部へ送られ、冷凍室、冷蔵室、野菜室などの各室は所定の温度に維持される⁽³⁾。

断熱筐体は、冷蔵庫の冷却・保鮮という本質機能と密接に関係しているだけでなく、断熱性を高めることにより、地球温暖化防止や省エネニーズに応え、消費電力量が少ない冷蔵庫を提供に寄与している。2002 年に断熱性能の高い真空断熱材を冷蔵庫筐体に適用した冷蔵庫が商品化され、消費電力量の低減に大きく低減した。その後の研究開発により、真空断熱材の断熱性能は当初の約 2.4 倍に向上し、汎用の断熱材であるグラスウールの約 45 倍、硬質ウレタンフォームの約 24 倍の断熱性能を達成している⁽⁴⁾。

冷蔵庫は、限られた設置スペースでより大きい庫内容積を確保することが望ましく、このため、冷蔵庫に用いられる圧縮機には小型化が要望されている。また、圧縮機は冷蔵庫の背面下部に配置されることが多いが、図 1-4 に示した冷蔵庫では圧縮機が背面上部に配置されている。このような冷蔵庫では、圧縮機をユーザの手の届きにくい冷蔵室の最上段の奥に配置することで、下部の野菜室などの収納スペースの奥行きを確保し、使い勝手の改善に寄与している。

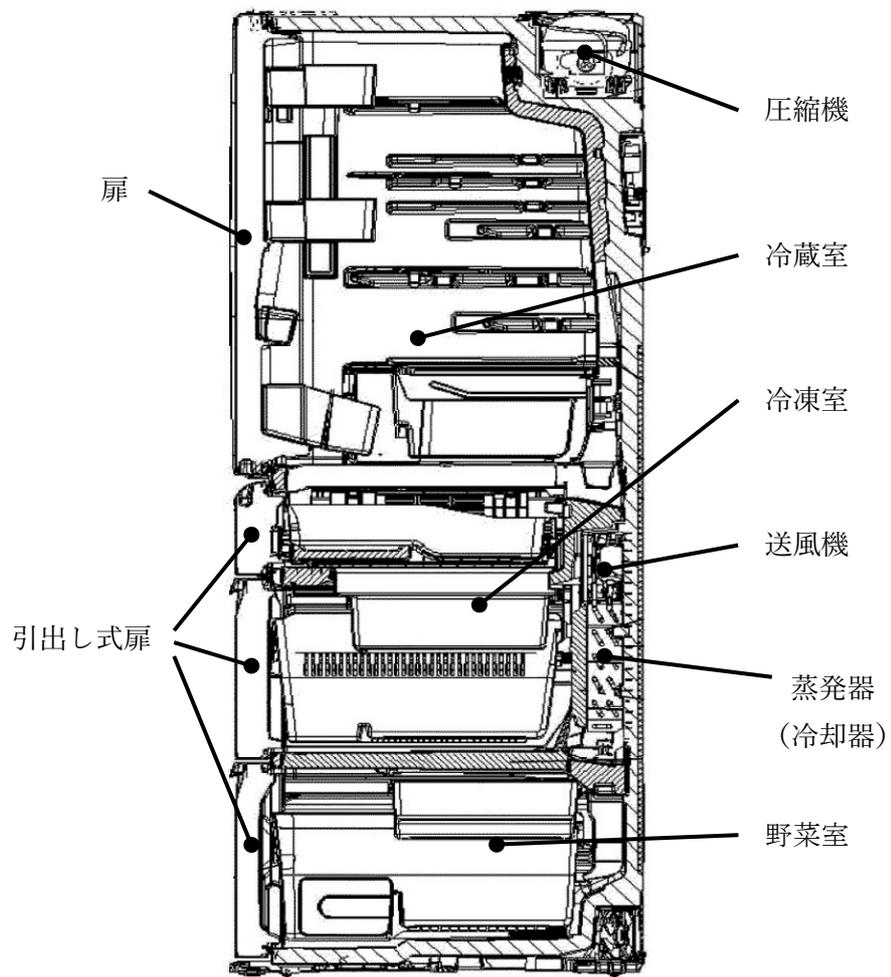


Fig. 1-4 Cross-sectional view of a household refrigerator

図 1-5 は、冷蔵庫で用いられる一段圧縮冷凍サイクルの概略図である。蒸気圧縮式の冷凍サイクルは、作動流体（以下、冷媒という）の相変化を利用するサイクルであり、圧縮機、凝縮器、毛細管、蒸発器から構成される。冷凍サイクルでは、飽和蒸気または過熱蒸気の状態の冷媒が圧縮機に吸入され、圧縮されて高圧の過熱蒸気となる。次に、凝縮器で冷媒が冷却されて凝縮し、飽和液または過冷却液となる。冷媒は毛細管を通過するときに絞り膨張をして、低圧で低温の湿り蒸気となる。最後に、蒸発器で等圧的に加熱されて蒸発して蒸気に戻り、再び圧縮機に吸入される⁽⁵⁾。

表 1-1 に冷蔵庫用の冷媒を示す。家庭用冷蔵庫の冷凍サイクルの冷媒には、従来、代替フロンであるハイドロフルオロカーボン（R134a）が用いられていたが、地球温暖化防止の観点から、日本国内では 2001 年より温暖化係数が低い炭化水素のイソブタン（R600a）への切り替えが進んでいる⁽⁵⁾。

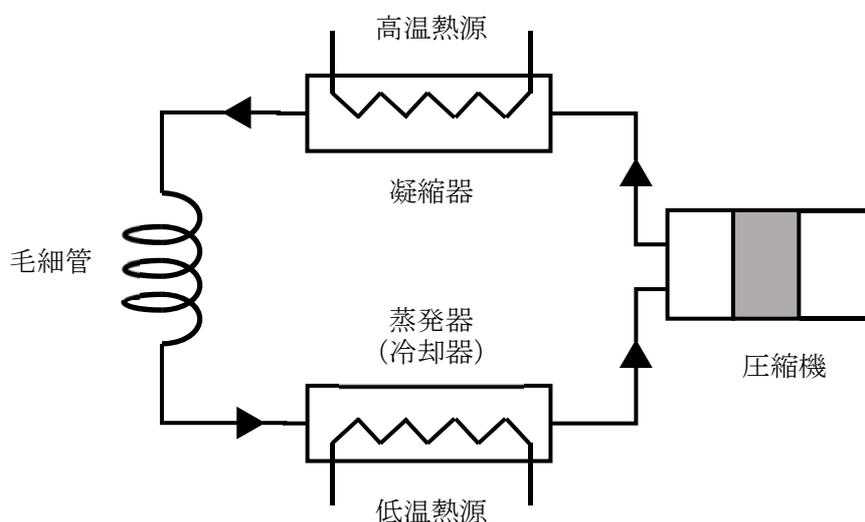


Fig. 1-5 Vapor compression refrigerating cycle⁽⁵⁾

Table 1-1 Refrigerant⁽⁵⁾

	特定フロン R12	代替フロン R134a	炭化水素 R600a(イソブタン)
化学式	CCl ₂ F ₂	CH ₂ FCF ₃	CH(CH ₃) ₃
分子量 (kg/kmol)	120.9	102.0	58.1
オゾン破壊係数 ^{*1}	1	0	0
地球温暖化係数 ^{*2} (CO ₂ を1とした場合)	10,900	1,300	3

*1 オゾン層保護法等に規定された値

*2 IPCC第4次報告書100年値

1.1.3 冷蔵庫用圧縮機の構成と作用

圧縮機は容積式圧縮機と遠心式圧縮機に分類されるが、家庭用の冷蔵庫では容積式の単気筒のレシプロ圧縮機が広く利用されている。単気筒のレシプロ式の圧縮機としては、コネクティングロッド方式やスコッチヨーク方式がある。

図 1-6 および図 1-7 は、レシプロ圧縮機の外観と断面図である。図示した圧縮機は、コネクティングロッド方式のレシプロ圧縮機であり、シェルの内部に圧縮機構とモータを備えた駆動ユニットが収納されている。圧縮機は、モータを駆動してシャフトを回転させ、コネクティングロッドにより、シャフトの偏心軸とピストンを連結することで、ピストンを往復運動させてシリンダー内に吸入された冷媒を圧縮する。

偏心軸などに作用する遠心力による不釣り合いはクランクシャフトに取り付けたカウンタウェイトで釣り合わせることができるが、単気筒のレシプロ圧縮機では、ピストンなどの往復部分の不釣り合いをカウンタウェイトで完全に釣り合わせることはできないため、駆動ユニットの不釣り合いにより運転回転数成分を有する振動が発生する。この振動が冷蔵庫筐体に伝わると庫内に異音を発生させる原因となるため、実際の冷蔵庫では、駆動ユニットをコイルスプリングによりシェルに対して弾性的に支持するとともに、比較的柔らかい防振ゴムなどを介して圧縮機を冷蔵庫に据え付けることで、圧縮機の振動が冷蔵庫筐体へ伝わることを抑制している。

また、圧縮機を駆動するモータには、商用電源周波数である 50Hz または 60Hz で回転する誘導モータが広く用いられてきた。1996 年に DC ブラシレスモータを採用してインバータで駆動される圧縮機が開発され、2000 年には、より効率の高い集中巻方式の DC ブラシレスモータを搭載した圧縮機が開発されている⁽⁶⁾。

圧縮機をインバータ駆動することで、従来の商用電源周波数（50Hz または 60Hz）から回転数を変更することが可能となる⁽⁷⁾。これにより庫内外の温度によって変化する冷蔵庫の熱負荷に応じた運転を行うことで、大きな冷凍能力を有する圧縮機が頻繁に起動と停止を繰り返すことがなくなり、電力を多く消費する圧縮機の起動運転の回数が減ることになるので消費電力が低減される。

さらに冷蔵庫の断熱筐体に高い断熱性能を有する真空断熱材を用いて冷蔵庫外からの侵入熱を大幅に低減することにより、冷凍能力は低い消費電力の少ない低回転数で圧縮機を運転することが可能となって来た。圧縮機の消費電力は運転回転数が低いほど少なくなるので、冷蔵庫の省エネルギー効果を更に向上させることができる。

以上のように、冷蔵庫の省エネルギー効果を更に向上させるためには、圧縮機の運転回転数を低下させることが有力な手段であると考えられる。



Fig. 1-6 Reciprocating compressor

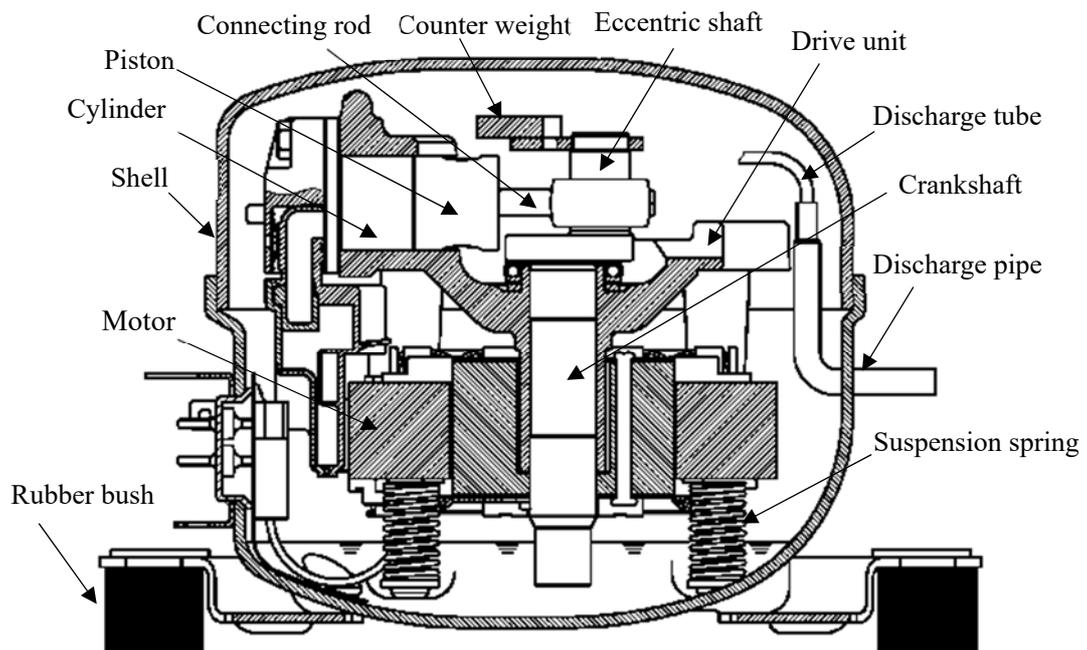


Fig. 1-7 Schematic view of reciprocating compressor

1.2 冷蔵庫用圧縮機の振動課題

圧縮機では運転回転数成分を有する振動が発生するため、この振動が冷蔵庫筐体へ伝わることを抑制するため、圧縮機は防振ゴムなどで支持されるとともに圧縮機内部で駆動ユニットがコイルばねで支持されている（以下、支持系と呼ぶ）。この支持系の固有振動数が比較的低い振動数領域に現れるので、これらの近傍の回転数で圧縮機を運転すると共振による振動が冷蔵庫筐体に伝達され、騒音の原因になりやすい。このような振動や騒音の問題が圧縮機の低回転数化を実現するうえで大きな障害となっている。

従来、圧縮機は 50Hz または 60Hz の商用電源周波数で運転され、回転数が支持系の固有振動数よりも十分に高かったため、圧縮機の振動が冷蔵庫筐体に伝達されにくく、振動が大きな課題として認識されることが無かった。このためレシプロ圧縮機の振動問題に関しては、今市らによる駆動ユニット支持のばね定数を実験的に決定する⁽⁸⁾などの報告事例はあるものの、本研究で対象としているレシプロ圧縮機の振動問題、とくに支持系の共振現象に起因する振動課題に着目し、これを分析し対策を行った例はなかった。

ところが近年の省エネルギー化の進展に伴う低回転数化のニーズもあり、支持系の共振現象に起因する振動課題に対応し、圧縮機の低回転数化を実現する振動低減技術の必要性が高まっている。

共振現象に起因する振動を回避するためには、圧縮機の固有振動数を運転回転数域から除外することが有効な手段である。圧縮機の駆動ユニットはシェルの内部でコイルばねにより支持されているが、固有振動数を低減するためにコイルばねの剛性を現在より低減すると、剛性が不足して駆動ユニットを安定して支持することができないなどの問題が生じる。また、逆に固有振動数を高くする方法では、駆動ユニットではピストンなどの往復運動による不釣り合いで振動が発生するため、支持系のばね定数を高くすると振動が外部へ伝わりやすくなる問題が生じる。このように、支持系の共振現象に起因する振動の回避は容易ではない。

さらに、冷媒が R134a から密度の小さな R600a（イソブタン）に変更になったことにより、冷蔵庫の冷却に必要な気筒容積が大きくなり、振動の原因となるピストンの重量や振幅など往復部分の不釣り合いが大きくなっていることも、問題の解決をより困難にしている。また、冷蔵庫の使い勝手の向上のため、圧縮機を上部に設置した冷蔵庫が製品化されており、このような製品では圧縮機の振動が冷蔵庫筐体へ伝達した場合、その影響が顕在化しやすいという新しい課題も生じている。

以上を踏まえ、本研究では圧縮機の固有振動数を運転回転数域から除外し、圧縮機の低回転数化を実現する振動低減技術の確立をめざす。

1.3 本論文の目的と構成

本研究は、冷蔵庫用のレシプロ圧縮機の振動問題、とくに圧縮機を低回転で運転する際の振動問題の解決を目的とする。このための一方策として、圧縮機の固有振動数を運轉回転数域から除外することを狙いとして、2種類の新たな圧縮機の支持方式を開発する。そのひとつは、圧縮機自体の変更は行わず、圧縮機外部の支持構成を変更することで圧縮機の振動が外部へ伝達されることを抑制する「五点支持方式」である。他のひとつは、圧縮機内部の駆動ユニットの支持構成を変更し、圧縮機自体の振動を低減する「自立支持方式」である。

本論文は以下の5つの章から構成される。

第1章では、本研究が対象とする冷蔵庫および圧縮機の概要を示した、そして、冷蔵庫の省エネルギー化を図るうえで、レシプロ圧縮機の低回転化の必要性が高いにも関わらず、圧縮機を低回転数領域で運転する際には支持系の共振現象に起因する振動が発生することが、低回転化を行う上での課題となっていることを説明した。

そのうえで、この振動課題に対しては単に従来の支持系の設計で支持系のばね定数の調整を行うだけでは対応は困難であることから、本研究では、圧縮機の固有振動数を運轉回転数域から除外することを狙いとし、2種類の新たな圧縮機の支持方式を開発することを目的とすることを説明してきた。

第2章では、レシプロ式圧縮機を対象として振動測定実験および数値解析を実施して、圧縮機の振動特性について分析する。とくに、圧縮機自体に改良を加えるのではなく、圧縮機のシェルを外部から支持する方法を変更することによって、圧縮機から冷蔵庫筐体へ伝達する振動を抑制する可能性について分析を行う。さらに、圧縮機の外部支持の方法である五点支持方式を新たに提案する。この方式では、支持要素を圧縮機の自重を支えるためのものと圧縮機の静的安定性を維持するためのものとに分けることで、従来の防振ゴムを利用した支持方式と比べて圧縮機をより柔軟に支持することで、固有振動数の低減が可能となり得る。このため、冷蔵庫実機で用いられている圧縮機を対象として、五点支持方式の有効性について実験と解析の両面から検証する。

第3章では、圧縮機内部で駆動ユニットをシェルに対して支持する方法である自立支持方式を提案する。この方式では、底面が球面形状のブロック（球面支持要素と呼ぶ）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とともに、駆動ユニットに対して打撃の中心を利用することで、駆動ユニットからシェルへ伝達する振動を抑制する。まず本章では、圧縮機の構造に基づいて製作した簡易モデルを対象として、実験と解析の両面から自立支持方式の有効性について検証する。

第4章では、第3章で提案した自立支持方式の実用化を図るうえで解決すべき課題について検討を行う。冷媒圧縮運轉を行うためには、圧縮した冷媒を吐出するために吐出管が必要であるが、吐出管の剛性により駆動ユニットからシェルへ振動が伝達される課

題が想定される。また、冷媒圧縮の負荷により圧縮機の回転速度変動が生じ、圧縮機の振動へ影響することが懸念される。このため、冷媒圧縮運転が可能な圧縮機に自立支持方式を適用し、自立支持方式の有効性を確認するとともに、吐出管や冷媒圧縮による負荷の振動への影響について述べる。

第5章では、第4章までの内容を踏まえ、本論文を総括する。

第2章 圧縮機の外部支持による振動伝達抑制

本研究では、圧縮機の振動問題に対して、圧縮機の支持方法を変更することによって圧縮機の固有振動数の低減を図る。インバータ駆動される圧縮機は、30Hz以下の領域に圧縮機の固有振動数が存在し、共振に伴い冷蔵庫筐体へ振動が伝達されることを抑制するため、支持系の固有振動数より高い30Hz以上の回転数で運転されることが多かった。しかしながら、冷蔵庫の省エネルギー化の観点では、これより低い15 Hz～30Hzの回転数範囲で運転することが要望とされている。

本章では、圧縮機の固有振動数を小さくして低回転数域（15 Hz～30 Hz）の範囲外に移動することと、仮に圧縮機に共振による振動が発生しても圧縮機から冷蔵庫筐体への振動伝達を抑制することで、冷蔵庫筐体の振動を低減することを目標とする。

このため、圧縮機を外部から支持する方法である五点支持方式を提案する。この方式では、支持要素を圧縮機の自重を支えるためのものと圧縮機の静的安定性を維持するためのものに分ける。これにより、従来の防振ゴムを利用した支持方式と比べて圧縮機をより柔軟に支持することができ、固有振動数の低減が可能となり得る。また、冷蔵庫実機で使用される圧縮機を対象として、五点支持方式の有効性について実験と解析の両面から検証する。

2.1 圧縮機の振動分析

2.1.1 実験に用いた圧縮機の概要

圧縮機の振動特性について調べるために、圧縮機単体を対象として打撃試験および駆動実験を行った。実験で使用した圧縮機の外観を図 2-1 に、その断面図を図 2-2 に示す。この圧縮機は、冷蔵庫などの機器で一般的に用いられる単気筒のレシプロ圧縮機である。シェルの内部にある駆動ユニットは、モータの上にピストン・クランク機構が搭載された構造となっており、クランク軸は鉛直軸回りに回転し、ピストンは水平方向に往復運動する。駆動ユニットは、下面部を 4 個のコイルばねで支持された状態でシェルに取り付けられている。また、圧縮した冷媒をシェル外に放出するために、駆動ユニットとシェルの間は吐出管によって連結されている。

クランク軸の上端にはカウンタウェイトが取り付けられており、クランク軸のもつ回転質量に対して釣り合わせを行っている。一方、ピストンの往復運動によって生じる不釣り合い力については完全に打ち消されておらず、この不釣り合い力によって圧縮機には運転回転数成分を有する振動が発生する。このため、実際の圧縮機では、シェルの下面部にある脚を 4 個の防振ゴムで支持した状態で冷蔵庫筐体に設置することで、圧縮機から冷蔵庫筐体へ振動が伝達することを抑制している。以下では、この方法を四点支持方式と呼ぶ。本実験では、図 2-1 に示すように、冷蔵庫筐体の代替として鋼製の厚板（以下、ベースと呼ぶ）を用い、その上に四点支持方式により圧縮機を設置した。また、シェルに取り付けられた吸入パイプは封止し、吐出パイプはシェル内空間に接続している。なお、各要素の具体的な仕様については後述する。

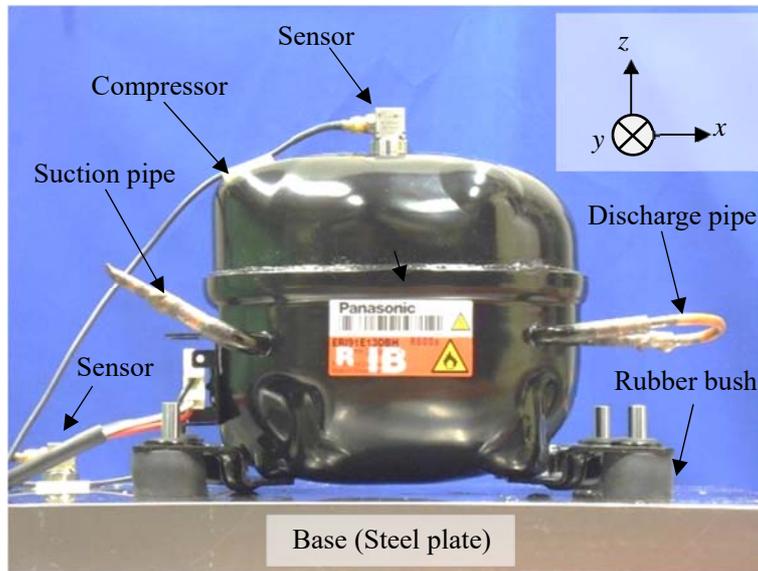


Fig. 2-1 Reciprocating compressor and base

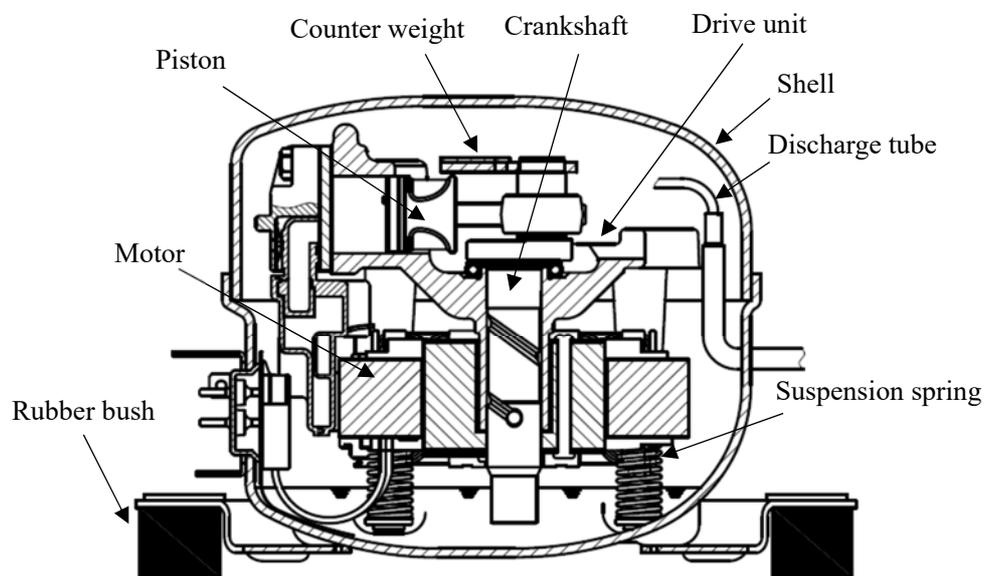
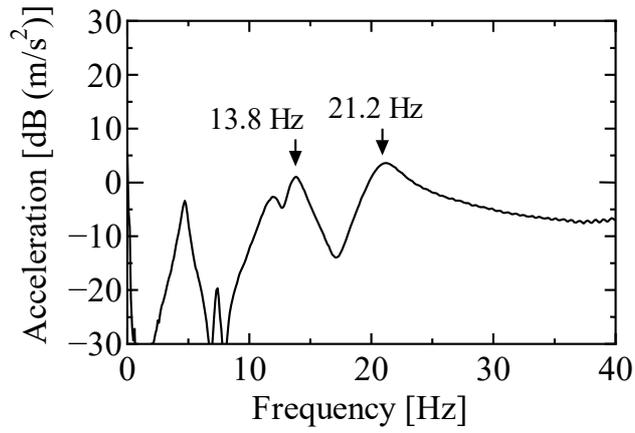


Fig. 2-2 Schematic view of reciprocating compressor

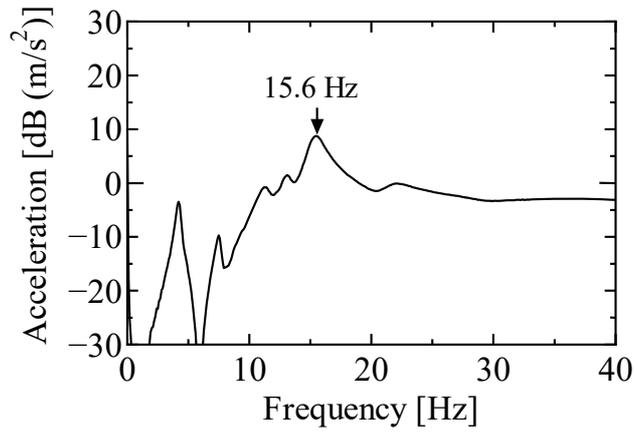
2.1.2 打撃試験および駆動時の振動特性

まず、四点支持された圧縮機に対して駆動していない状態で打撃試験を行った。実験にあたり、図 2-1 に示すように、圧縮機の上面中央に 3 軸加速度センサを設置した。水平面内の、ピストンが往復運動する方向に x 軸をとり、それと直交する水平面内の方向に y 軸、鉛直方向に z 軸をとっている。この打撃試験では、ハンマを用いて圧縮機を水平 2 方向 (x 方向および y 方向) と鉛直方向 (z 方向) に打撃し、打撃方向と同じ方向の加速度信号を測定した。図 2-3 は、測定された加速度信号に対して FFT アナライザを用いて周波数分析を行い、パワースペクトルを求めた結果である。それぞれの結果に現れたピーク周波数から、圧縮機の固有振動数を読み取ると、 x 方向は 13.8 Hz および 21.2 Hz、 y 方向は 15.6 Hz、 z 方向は 12.6 Hz および 34.7 Hz となっている。なお、10Hz 以下のピークについては、15 Hz 以上の対象領域より十分離れており影響が小さいと考えられるため無視した。

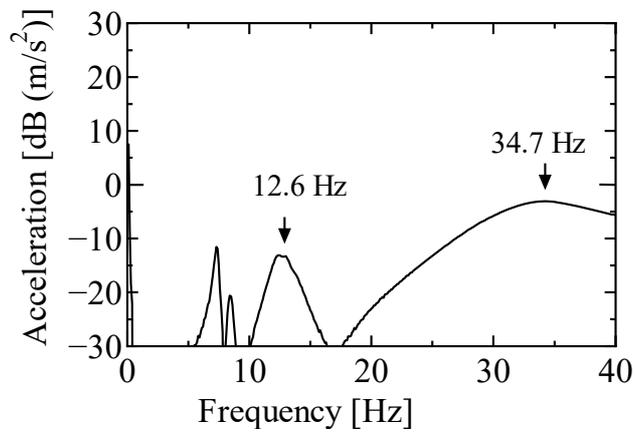
以上から、圧縮機の固有振動数は対象とする 15 Hz から 30 Hz までの低回転数域に複数存在していることがわかる。



(a) *x* direction



(b) *y* direction



(c) *z* direction

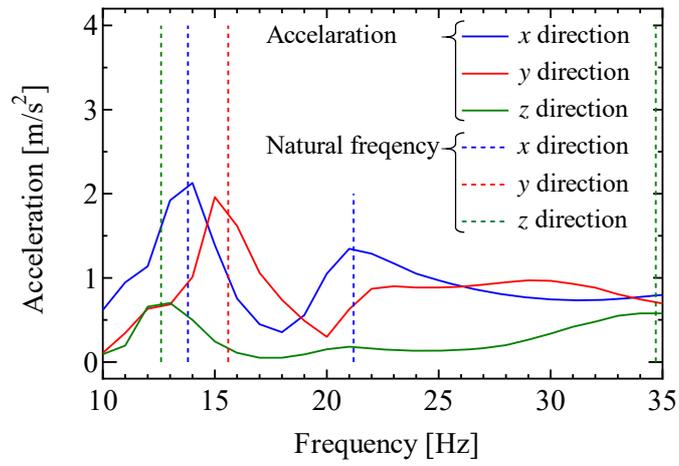
Fig. 2-3 Acceleration of the compressor with the four points support

次に、圧縮機を駆動して振動測定を行った。実験にあたり、図 2-1 に示すように、圧縮機の上面中央とベース上面左端の 2 カ所に 3 軸加速度センサを設置した。この実験では、インバータ制御により運転回転数を 10 Hz から 35 Hz まで 1 Hz 刻みで変動させながら圧縮機とベースに生じる 3 方向の加速度信号を測定した。図 2-4 は、回転数毎に測定した各方向の加速度信号に対して RMS 値を求めた結果である。図 2-4 の横軸は圧縮機の回転数を示し、縦軸は加速度応答の RMS 値を示す。また、図中の破線は図 2-3 に示した固有振動数の位置を示している。

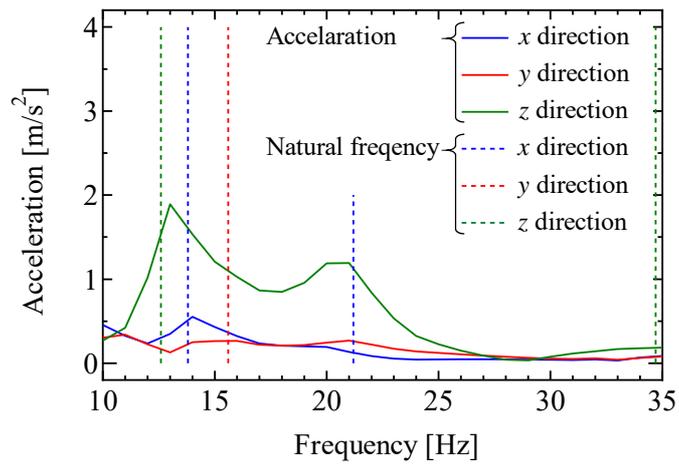
まず、図 2-4(a) に示した圧縮機の加速度応答を見ると、 x 方向では 14 Hz 付近および 21 Hz 付近にピークがあり、 y 方向では 15 Hz 付近にピークが現れている。これらは、いずれも固有振動数の近傍に位置していることから、ピストンの往復運動に伴う不釣り合い力ならびに、カウンタウェイトで解消しきれていない遠心力による不釣り合いとに起因して圧縮機が共振したものと考えられる。一方、 z 方向の加速度応答を見ると、固有振動数の近傍にピークがあるものの、 x 方向や y 方向の応答と比べると全体的に小さくなっている。以上のことから、圧縮機では主に x 方向と y 方向に振動が発生することがわかる。

次に、図 2-4(b) に示したベースの加速度応答を見ると、 z 方向では 13 Hz 付近および 21 Hz 付近にピークが現れている。これらは、いずれも x 方向の固有振動数の近傍に位置していることから、圧縮機が共振して x 方向に大きく振動した際にベースも z 方向に振動したものと考えられる。このように、圧縮機を防振ゴムで支持した場合でも、共振点付近では圧縮機からベースへ振動が伝達することがわかる。

以上の実験結果から、圧縮機が x 方向に大きく振動したときにベースが z 方向に振動する傾向であることが判明した。この結果を踏まえて、次節以降では、圧縮機からベースへの振動伝達を抑制するための方法について検討する。なお、13 Hz 付近で生じるベースの振動は対象とする低回転数域 (15 Hz~30 Hz) から外れているものの、15 Hz 付近の振動を増加させる原因となっているため、この振動についても低減する必要があると考える。



(a) Compressor



(b) Base

Fig. 2-4 Acceleration response spectra of the compressor and the base with the four points support

2.1.3 四点支持された圧縮機の自由振動特性

本項では、四点支持された圧縮機の自由振動特性について解析的に検討する。2.1.2 項で示した実験結果では、圧縮機が x 方向に大きく振動したときにベースが z 方向に振動した。そこで、本検討では、圧縮機をシェルとその内部の駆動ユニットとに分け、 xz 面内における駆動ユニットとシェルの水平方向の並進運動と回転運動を考慮した 4 自由度系としてモデル化する。図 2-5 に解析モデルを示す。図 2-5(a)は、シェルと駆動ユニットが静的平衡状態にあるときの様子である。解析にあたり、シェル底面の中央に原点 O を置き、ピストンが往復運動する水平方向を x 軸（右向きを正）にとり、鉛直方向を z 軸（上向きを正）にとる。

シェルと駆動ユニットは左右対称な形状を持った剛体として取り扱い、それぞれの質量を m_1 および m_2 、重心まわりの慣性モーメントを J_{G1} および J_{G2} とする。シェルを支持する防振ゴム、および駆動ユニットを支持するコイルばねについては、それぞればね要素として取り扱う。シェルは、距離 $2p_1$ だけ離れた点 a_1 、 b_1 において、 x 方向と z 方向のばね要素で基礎と結合している。このばね要素のばね定数は防振ゴム 4 個分でそれぞれ k_{x1} 、 k_{z1} とする。一方、駆動ユニットは、距離を $2p_2$ だけ離れた点 a_2 、 b_2 において、 x 方向と z 方向のばね要素でシェルと結合している。このばねのばね定数はコイルばね 4 個分でそれぞれ k_{x2} 、 k_{z2} とする。また、静的平衡状態における、シェル底面からシェルの重心 G_1 までの高さを h_1 、駆動ユニット底面から駆動ユニットの重心 G_2 までの高さを h_2 、シェル底面から駆動ユニット底面までの高さを h_3 とする。

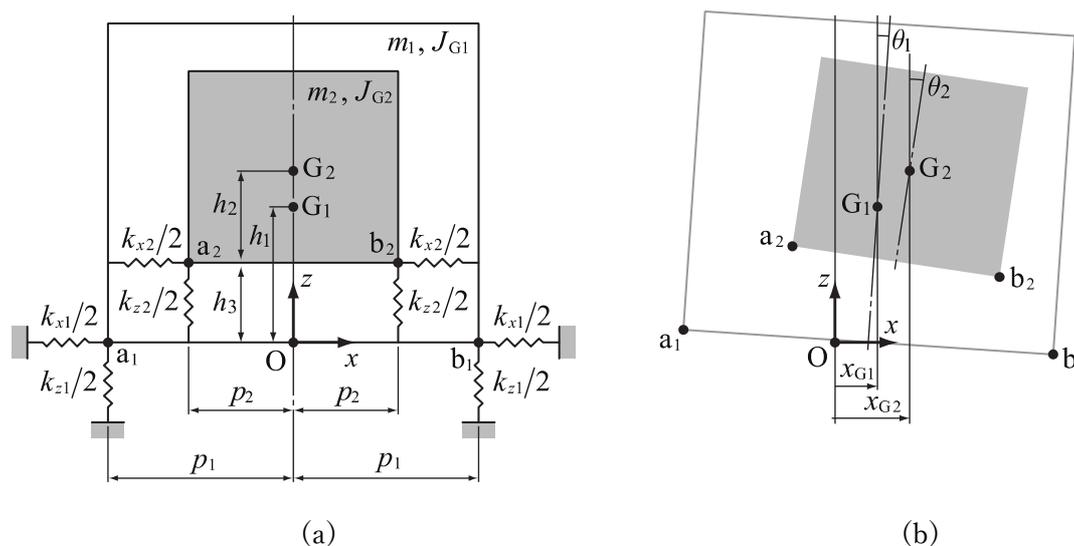


Fig. 2-5 Analytical model

図 2-5(b)に示すように、シエルと駆動ユニットの重心の x 方向の変位をそれぞれ x_{G1} , x_{G2} , シエルと駆動ユニットの重心回りの角変位をそれぞれ θ_1 , θ_2 とする. このとき, 線形化された不減衰自由振動の運動方程式は次のようになる.

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_{G1} + (k_{x1} + k_{x2})x_{G1} - k_{x2}x_{G2} - \{k_{x1}h_1 + k_{x2}(h_1 - h_3)\}\theta_1 + k_{x2}h_2\theta_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_{G2} - k_{x2}x_{G1} + k_{x2}x_{G2} + k_{x2}(h_1 - h_3)\theta_1 - k_{x2}h_2\theta_2 &= 0 \\ J_{G1} \ddot{\theta}_1 - \{k_{x1}h_1 + k_{x2}(h_1 - h_3)\}x_{G1} + k_{x2}(h_1 - h_3)x_{G2} \\ + \{k_{x1}h_1^2 + k_{z1}p_1^2 + k_{x2}(h_1 - h_3)^2 + k_{z2}p_2^2\}\theta_1 - \{k_{x2}(h_1 - h_3)h_2 + k_{z2}p_2^2\}\theta_2 &= 0 \\ J_{G2} \ddot{\theta}_2 + k_{x2}h_2x_{G1} - k_{x2}h_2x_{G2} - \{k_{x2}(h_1 - h_3)h_2 + k_{z2}p_2^2\}\theta_1 + (k_{x2}h_2^2 + k_{z2}p_2^2)\theta_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

また, 実験装置の系パラメータを表 2-1 に示す. ここに, 質量 m_1, m_2 および間隔 p_1, p_2 は実測値であり, 高さ h_1, h_2, h_3 および慣性モーメント J_{G1}, J_{G2} は CAD を用いて求め, ばね定数 $k_{x1}, k_{z1}, k_{x2}, k_{z2}$ は打撃試験などを通じて推定した値である. これらの系パラメータを式(2.1)に代入して固有値解析を行い, 固有振動数を求めた. 得られた計算結果を表 2-2 に示す.

Table 2-1 System parameter

m_1 [kg]	2.900	p_1 [m]	0.1025
m_2 [kg]	4.026	p_2 [m]	0.041
J_{G1} [kg/m ²]	0.0309	k_{x1} [N/m]	14,000
J_{G2} [kg/m ²]	0.0154	k_{x2} [N/m]	6,200
h_1 [m]	0.05	k_{z1} [N/m]	48,000
h_2 [m]	0.04	k_{z2} [N/m]	11,000
h_3 [m]	0.02		

Table 2-2 Natural frequencies

Order	Natural frequency [Hz]
1st	3.8
2nd	6.9
3rd	13.0
4th	22.4

表 2-2 の結果と図 2-3 および図 2-4 に示した実験結果を比較すると、実験で測定された 13.8 Hz と 21.2 Hz のピーク周波数は、それぞれ解析結果の 3 次と 4 次の固有振動数に近い値となっている。この結果から、ベースに生じた振動は、3 次と 4 次の固有振動数付近で圧縮機が共振したことが原因である可能性が高い。したがって、ベースの振動を抑制するには、3 次と 4 次の固有振動数を運転回転数の対象領域から除外して、圧縮機が共振するのを回避する必要がある。

圧縮機に変更を加えることなく固有振動数を低減するためには、シェルの支持条件を変更するしかない。四点支持方式の場合では、シェルの支持要素のばね定数や設置位置を調節することで、圧縮機に作用する復元力や復元モーメントを小さくすることができる。そこで、このような系パラメータの変更が固有振動数に及ぼす影響について調べるために、支持要素のばね定数 k_{x1}, k_{z1} および設置間隔 p_1 の値を変動させて固有振動数を求めた。その際、 k_{x1}, k_{z1} および p_1 以外のパラメータは表 2-1 に示した値を用いた。

まず、支持要素のばね定数を $k_{x1} = 14,000 \text{ N/m}$ 、 $k_{z1} = 48,000 \text{ N/m}$ に固定して、支持要素の設置間隔を変動させた。図 2-6 は、設置間隔を $p_1 = 0.1025 \text{ m}$ から減少させながら固有振動数の変化の推移を求めた結果である。この結果を見ると、 p_1 を短くすると 1 次と 2 次の固有振動数はほとんど変化しないものの、3 次と 4 次の固有振動数は徐々に低下している。ただし、 $p_1 < 0.02 \text{ m}$ では 4 次の固有振動数が 15 Hz を少し超えた値に収束しており、すべての固有振動数を 15 Hz 以下とすることはできないようである。

次に、支持要素の設置間隔を $p_1 = 0.1025 \text{ m}$ に固定して、支持要素のばね定数を変動させた。図 2-7 は、ばね定数を元の $k_{x1} = 14,000 \text{ N/m}$ 、 $k_{z1} = 48,000 \text{ N/m}$ から減少させながら固有振動数の変化の推移を求めた結果である。図中では、横軸に k_{z1} をとっているが、 k_{x1} については元の値を基準として両者の比率を $k_{x1} / k_{z1} = 7 / 24$ で一定にしている。この結果を見ると、ばね定数の値が小さくなるにつれて固有振動数が低下しており、 k_{z1} がおよそ 20,000 N/m 以下では 4 次までの固有振動数がすべて 15 Hz 以下に低減している。

このように、シェルを支持する防振ゴムの剛性や、その設置間隔を適切に設定することで、3 次と 4 次の固有振動数を低下させる効果が得られるようである。ところが、実際に使用されている防振ゴムは圧縮機の自重を支えるために必要な剛性しか有しておらず、剛性を現状よりも大幅に小さくすることは困難である。また、設置間隔を短く設定し過ぎると圧縮機の支持の安定度が低下し、圧縮機を水平に維持できなくなるという深刻な欠点が予想される。そこで次節では、四点支持方式が持つこのような問題を克服した上で固有振動数を低下させることのできる、より実用的な圧縮機の支持方法を提案する。

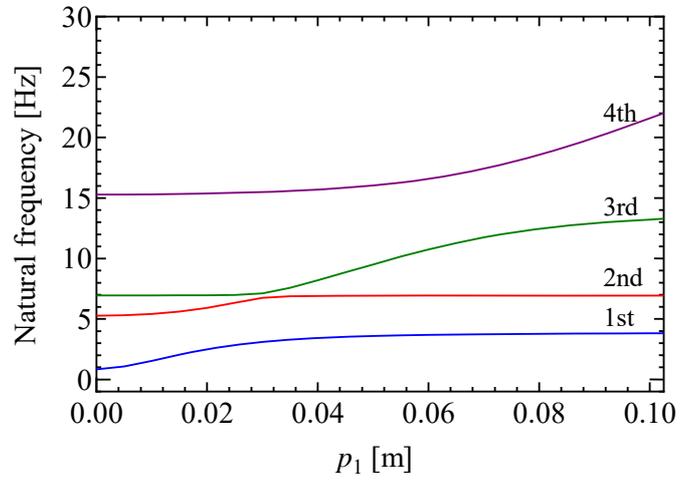


Fig. 2-6 Variation of natural frequencies with length p_1

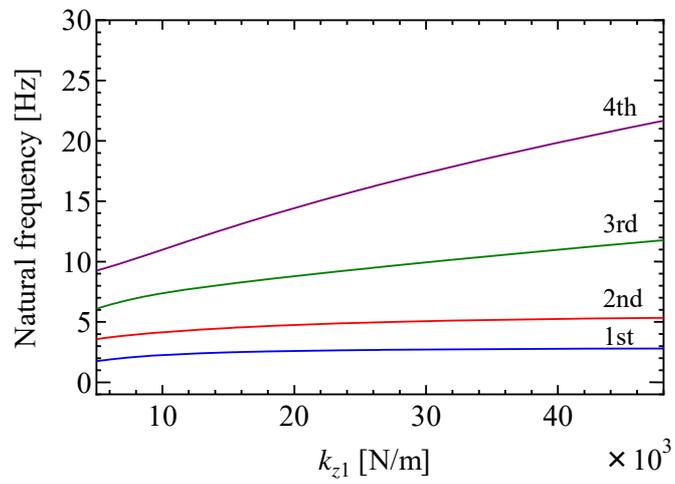


Fig. 2-7 Variation of natural frequencies with spring constant k_{z1}

2.2 新しい支持方式の提案

2.2.1 五点支持方式

本項では、固有振動数の低減と静的平衡状態の維持とを同時に実現する新しい支持方式として、五点支持方式を提案する。五点支持方式の概念図を図 2-8 に示す。五点支持方式では、四点支持方式と同様に圧縮機の下面部にある脚に 4 個の支持要素（以下、周辺支持要素と呼ぶ）を設置することに加えて、圧縮機の下面中心部に支持要素（以下、中心支持要素と呼ぶ）を 1 個設置する。中心支持要素は、主に圧縮機を鉛直方向に支持することを目的としており、高い剛性を有する防振ゴムを用いる。一方、周辺支持要素は、圧縮機が水平に支持された状態を維持することを目的としており、圧縮機の自重を支える必要はない。また、2.1.3 項で述べたように、周辺支持要素の剛性が低いほど固有振動数を低減できることから、周辺支持要素の剛性は圧縮機を水平な状態に安定的に維持し得る最小値に調整すればよい。このように、五点支持方式は、高剛性の中心支持要素と低剛性の周辺支持要素を併用することにより、圧縮機が水平に支持された状態を維持しつつ、固有振動数の低減を図るものである。

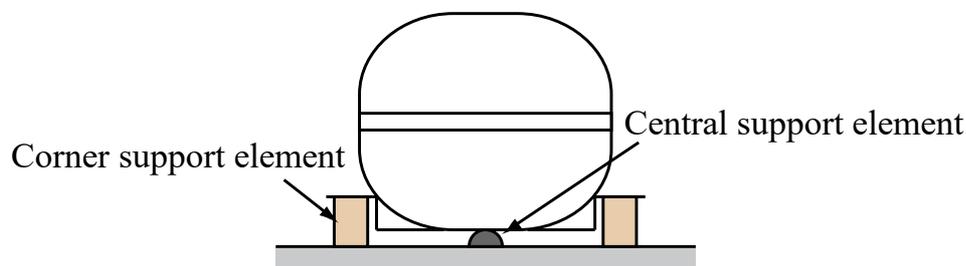
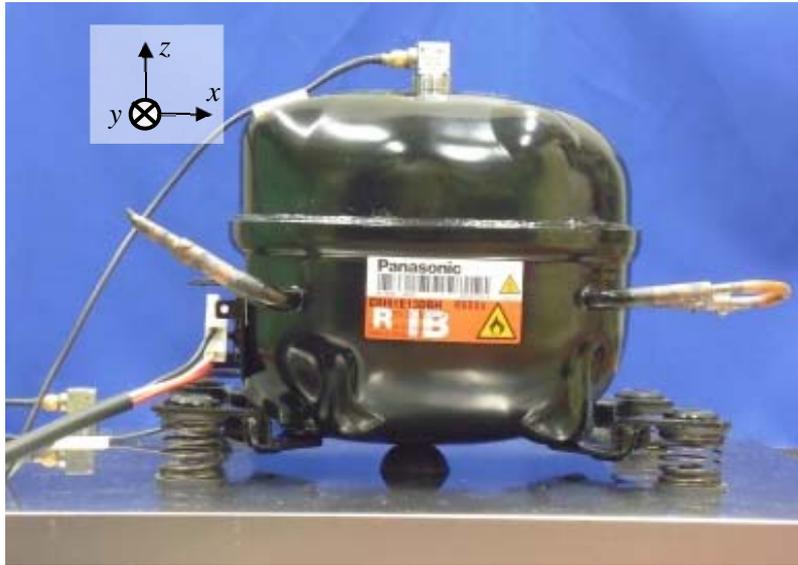


Fig. 2-8 Concept of five points support

図 2-1 と同じ圧縮機に五点支持方式を適用した実験装置を図 2-9(a)に示す。中心支持要素には、図 2-9(b)に示すような半球状のゴム部材を 1 個用い、圧縮機の重心の直下で点接触するように球面を上向きにしてベース上に設置している。このゴム部材は、図 2-2 で示した防振ゴムに比べて剛性が高いため、圧縮機の重量による変形量は非常に小さい。一方、周辺支持要素には、図 2-9(c)に示すようなコイルばねを 4 個用いている。このコイルばねは、中心支持要素に比べて剛性が非常に低いものであり、コイルばねの両端に取り付けたゴム製の部材を介してベースとシェルに固定している。



(a) Compressor with five points support



(b) Central support element
(Hemispherical rubber)



(c) Corner support element

Fig. 2-9 Experimental apparatus with five points support

2.2.2 五点支持された圧縮機の自由振動特性

まず、五点支持方式の有用性を確認するために、五点支持された圧縮機の自由振動特性について解析的に検討する。本検討では、圧縮機をシェルとその内部の駆動ユニットとに分け、 xz 面内における駆動ユニットの水平方向の並進運動と回転運動、およびシェルの回転運動を考慮した3自由度系としてモデル化する。図 2-10 に解析モデルを示す。

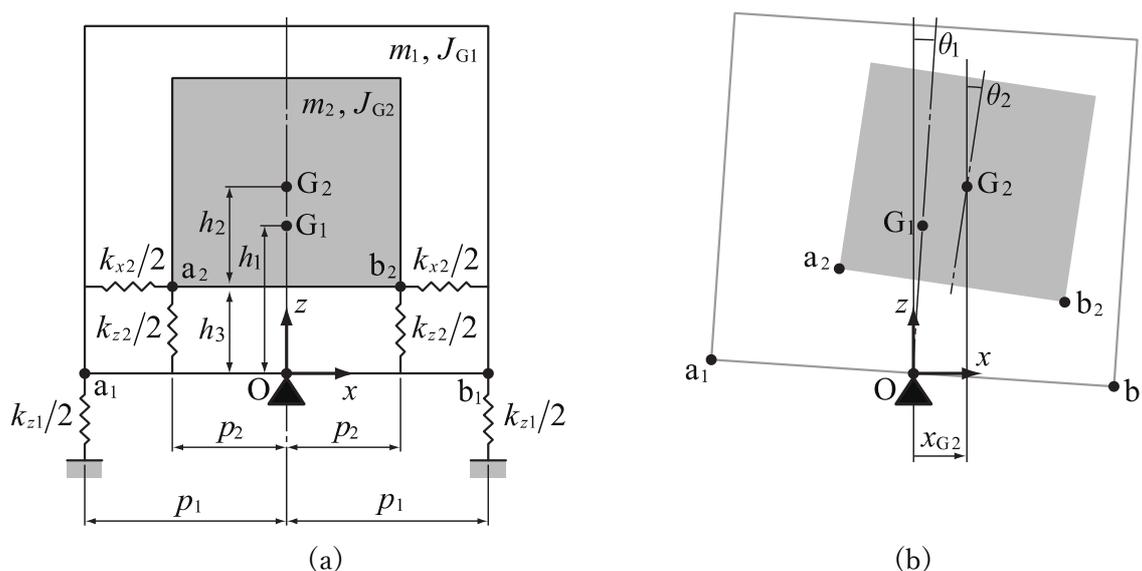


Fig. 2-10 Analytical model

図 2-10(a)は、シェルと駆動ユニットが静的平衡状態にあるときの様子である。解析にあたり、シェル底面の中央に原点 O を置き、ピストンが往復運動する水平方向を x 軸（右向きを正）にとり、鉛直方向を z 軸（上向きを正）にとる。図 2-10 の解析モデルは、基本的には図 2-5 の解析モデルと同様である。図 2-10(a)に示すように、シェルと駆動ユニットは左右対称な形状を持った剛体として取り扱い、それぞれの質量を m_1 および m_2 、重心を G_1 および G_2 、重心まわりの慣性モーメントを J_{G1} および J_{G2} とする。駆動ユニットの支持要素の取り扱いも同様であり、点 a_2, b_2 に取り付けられたばね要素のばね定数を k_{x2}, k_{z2} とする。一方、シェルの支持要素については四点支持方式とは異なり、シェルの下面中央が中心支持要素によってピン支持されている。シェルは、この支持点を中心として回転運動のみ可能であるものとする。また、点 a_1, b_1 には周辺支持要素として z 方向のばね要素が設置されており、そのばね定数をコイルばね 4 個分で k_{z1} とする。その他、点 a_1, b_1 間の距離を $2p_1$ 、点 a_2, b_2 間の距離を $2p_2$ 、静的平衡状態におけるシェル底面からシェルの重心 G_1 までの高さを h_1 、駆動ユニット底面から駆動ユニットの重心 G_2 まで高さを h_2 、シェル底面から駆動ユニット底面までの高さを h_3 とする。

図 2-10(b)に示すように，駆動ユニットの重心の x 方向の変位を x_{G2} ，シェルと駆動ユニットの重心回りの角変位をそれぞれ θ_1, θ_2 とする．このとき，線形化された不減衰自由振動の運動方程式は次のようになる．

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_{G2} + k_{z2} x_{G2} - k_{x2} h_3 \theta_1 - k_{x2} h_2 \theta_2 &= 0 \\ (J_{G1} + m_1 h_1^2) \ddot{\theta}_1 - k_{x2} h_3 x_{G2} + (k_{x2} h_3^2 + k_{z1} p_1^2 + k_{z2} p_2^2) \theta_1 + (k_{x2} h_2 h_3 - k_{z2} p_2^2) \theta_2 &= 0 \\ J_{G2} \ddot{\theta}_2 - k_{x2} h_2 x_{G2} + (k_{x2} h_2 h_3 - k_{z2} p_2^2) \theta_1 + (k_{x2} h_2^2 + k_{z2} p_2^2) \theta_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

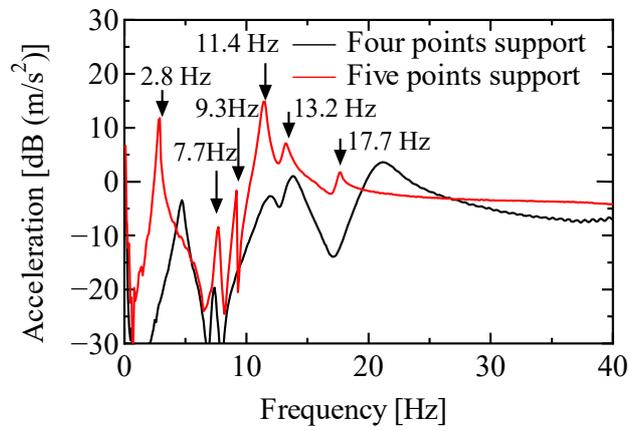
実験装置の周辺支持要素の z 方向のばね定数は $k_{z1} = 3,000 \text{ N/m}$ であり，これ以外の系パラメータは表 2-1 に示した四点支持方式における系パラメータと全く同一である．これらの系パラメータを式(2.2)に代入して固有値解析を行い，固有振動数を数値的に求めた．得られた計算結果を表 2-3 に示す．表 2-2 に示した四点支持方式の結果と比べると，固有振動数が大幅に低減しており，最大の 3 次の固有振動数が目標とする 15 Hz を大きく下回っている．このことから，五点支持方式によれば，対象とする低回転数域において共振の発生を回避できると考えられる．

Table 2-3 Natural frequencies

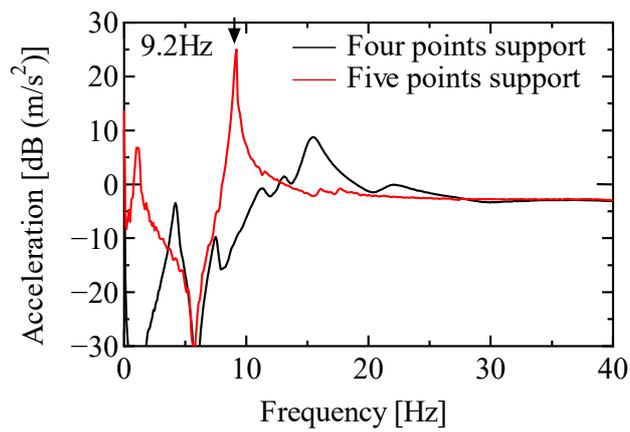
Order	Natural frequency [Hz]
1st	2.9
2nd	6.5
3rd	8.3

2.2.3 五点支持方式の有効性検証実験

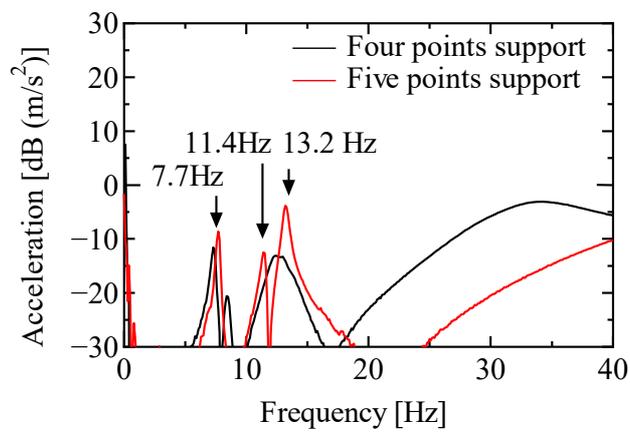
次に、五点支持方式の有効性について検証するため、四点支持方式と同様の実験を行った。まず、図 2-9 の実験装置を対象として打撃試験を行い、非駆動時における圧縮機の固有振動数を調べた。図 2-11 は、2.1.2 項と同様の実験方法により加速度のパワースペクトルを求めた結果である。図中には、比較のために図 2-3 に示した四点支持方式の結果も示している。まず、 x 方向の結果と表 2-3 の結果を比較すると、ピークのある位置と固有振動数とに差が生じているものの、比較的周波数が近い、2.8 Hz, 7.7 Hz, 11.4 Hz の位置にあるピークが表 2-3 の固有振動数に対応していると推察される。その他の固有振動数を読み取ると、 y 方向は 9.2 Hz にピークがあり、これは x 方向に現れている 9.3 Hz と同じピークであると考えられるため、表 2-3 に示した xz 平面内で発生する振動モードとは異なると考えられる。また、 x 方向の結果では、13.2 Hz と 17.7 Hz にもピークが存在しているが、これらは、後述する駆動実験において、鉛直軸まわりの回転振動に関する固有振動数に対応することを確認している。 z 方向の結果では、四点支持方式で 34.7 Hz にあるピークが、五点支持方式では高い周波数へ変化しているが、これは中心支持要素に高剛性の防振ゴムを用いたことに起因すると考えられる。



(a) x direction



(b) y direction



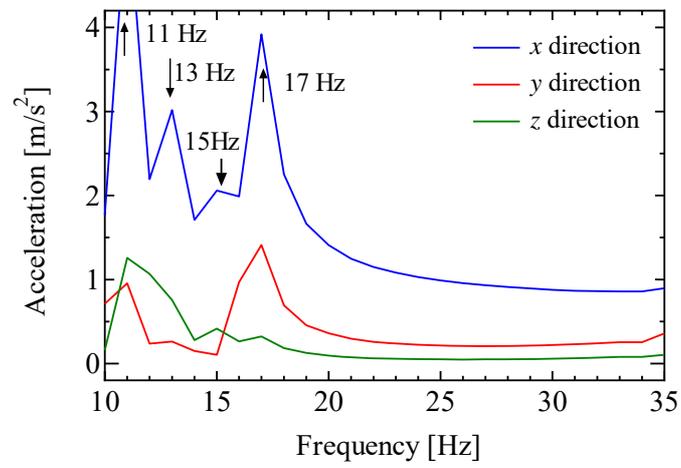
(c) z direction

Fig. 2-11 Acceleration of the compressor with five points support and four points support

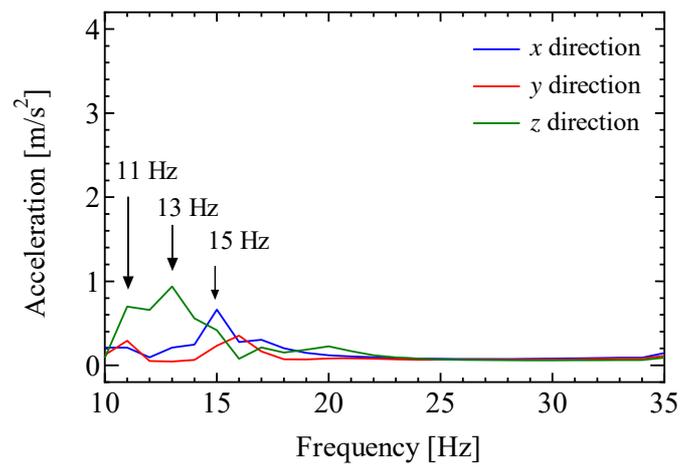
次に、圧縮機を駆動させて振動測定実験を行った。図 2-12 は、2.1.2 項と同様の実験方法により、運転回転数を 10 Hz から 35 Hz まで 1 Hz 刻みで変動させながら圧縮機とベースに生じる 3 方向の加速度信号を測定した結果である。図 2-12 の横軸は圧縮機の回転数を示し、縦軸は加速度応答の RMS 値を示す。

まず、図 2-12(a)に示した圧縮機の加速度応答を見ると、とくにピストンの運動方向である x 方向の振動が大きくなっており、 x 方向の応答では 11 Hz 付近、13 Hz 付近、および 17 Hz 付近にピークが現れている。このうち、11 Hz 付近のピークについては、圧縮機の 3 次の固有振動数に対応している。また、13 Hz 付近と 17 Hz 付近のピークについては、実験により、それぞれの回転数で駆動した場合、圧縮機の鉛直軸回りに回転振動が発生していることを確認されたことから、鉛直軸回りの回転運動に関する固有振動数に対応するものと考えられる。

一方、図 2-12(b)に示したベースの加速度応答を見ると、11 Hz 付近、13 Hz 付近、および 15 Hz 付近にピークが存在している。このうち、11 Hz 付近と 13 Hz 付近のピークについては、圧縮機の振動がベースへ伝達したものと考えられる。15 Hz 付近のピークについては、振動の形態は明らかではないものの、レベルが低く影響は小さいと考えられる。また、圧縮機では 17 Hz 付近で大きな回転振動が発生したものの、ベースには振動が伝達しないようである。



(a) Compressor



(b) Base

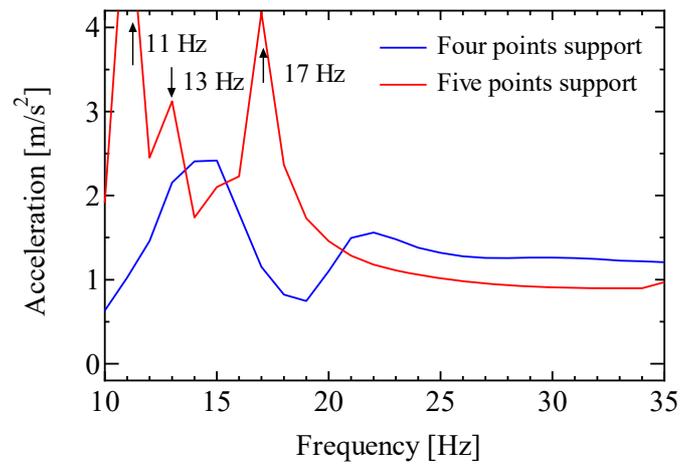
Fig. 2-12 Acceleration response spectra of the compressor and the base with the five points support

次に、四点支持方式と五点支持方式の結果を比較する。図 2-13 は、図 2-4 と図 2-12 に対して、圧縮機とベース毎に各方向の加速度応答の合成値を求めた結果である。

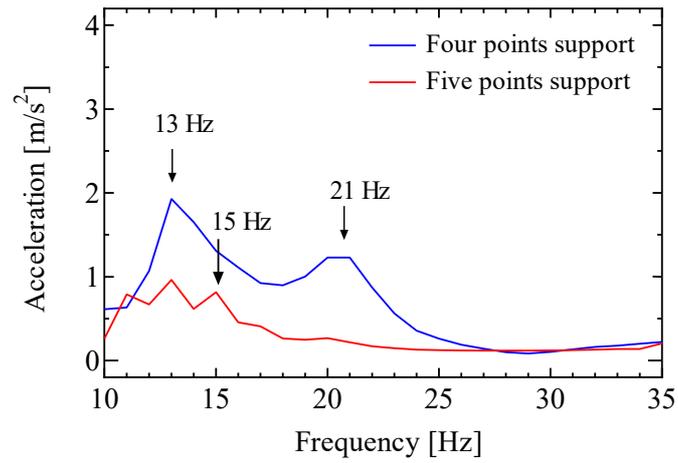
まず、図 2-13(a)の圧縮機の結果を見ると、四点支持方式に比べて五点支持方式の方がピークの値が大きくなっている。この理由として、五点支持方式で用いた周辺支持要素はコイルばねであり、四点支持方式で用いた防振ゴムに比べると減衰が小さいためであると考えられる。

一方、図 2-13(b)のベースの加速度応答を見ると、五点支持方式の方が全体的に応答が小さくなっており、ピークのある領域を含めて 0.9 m/s^2 以下に低減している。四点支持方式では対象領域内の 21 Hz 付近に固有振動数が存在したため、ベースの加速度応答にも大きなピークが現れ、13Hz のピークから 21Hz のピークまで全体的に振動が大きくなっているが、五点支持方式では固有振動数が大幅に低減されており、15 Hz に存在しているピークもあまり大きな値ではない。さらに、15 Hz 以上の領域にも顕著なピークは存在せず、全体的に振動レベルが低い。

以上から、五点支持方式は、四点支持方式の場合にベースへの振動伝達が顕著であったピストン往復方向の振動を伴う共振について、固有振動数を低回転数領域(15Hz～30Hz)の範囲外へ低減することで影響を防止した。また、その他の振動モードについては仮に共振により圧縮機の振動が大きくなっても、五点支持方式では支持剛性が低いのでベースへの振動伝達を小さくすることができる。以上から、五点支持方式による振動抑制効果の有効性が確認できた。



(a) Compressor



(b) Base

Fig. 2-13 Acceleration response spectra of four points support and five points support
(Combined acceleration in three axial directions)

2.3 結論

本章では、低回転数域においてレシプロ式圧縮機から冷蔵庫に伝達する振動の抑制を図るために、圧縮機の固有振動数を運転回転数の範囲外に変更する方法について以下の検討を行った。

(1)圧縮機の支持状態が固有振動数に及ぼす影響について解析的に調べた。この結果、圧縮機を支持する支持要素の間隔やばね定数を小さくすることで固有振動数が低減できることを確認した。

(2)支持状態の分析結果を踏まえ、周辺支持要素に加えて中心支持要素を用いる五点支持方式を新たに提案した。五点支持方式は、圧縮機の支持方法を変更するという簡便な方法であるものの、従来の四点支持方式よりも固有振動数を大幅に低減できることを実証した。

(3)実際の冷蔵庫で使用される圧縮機を用いて五点支持方式の駆動実験を行った。その結果、とくに振動伝達への影響が大きいピストン往復方向の圧縮機振動に関し、低回転数域から圧縮機の固有振動数を除外したことで、低回転数域で駆動しても圧縮機がピストン往復方向に共振することが無くなった。さらに、これ以外の振動についても圧縮機から外部への伝達を軽減できるので、ベースの振動加速度を 0.9 m/s^2 以下にまで低減できることを確認した。

なお本論文で用いた五点支持方式の実験装置では、周辺支持要素として防振ゴムのかわりに減衰が小さなコイルばねを用いたため、共振が発生した際に四点支持方式の場合よりも圧縮機自体の振動が大きくなった。圧縮機が大きく振動すると、圧縮機に結合する配管への負荷が大きくなるという問題がある。このため、五点支持方式を実際の冷蔵庫に適用する場合には、周辺支持要素に減衰を付加する必要がある。

第3章 自立支持方式の提案と簡易モデルによる検証

第2章では、圧縮機を外部から支持する方法として五点支持方式を提案した。五点支持方式によれば、圧縮機外部の支持方法のみを変更するという簡易な方法により、圧縮機の平衡状態を維持しつつ、従来の周辺支持要素だけを用いる四点支持方式よりも固有振動数を低下させ得ることが確認され、圧縮機を駆動した際に外部へ伝達される振動が低減できることを示した。

一方で、五点支持方式の実験装置では、周辺支持要素として従来の四点支持方法で用いられる防振ゴムのかわりにコイルばねを用いたために、支持要素のもつ減衰が低下し、共振が発生した際に圧縮機自体の振動が大きくなることが確認された。

そこで、圧縮機の振動が支持要素を介して冷蔵庫筐体にも伝達して、冷蔵庫から騒音を発生させることを防止するため、圧縮機の振動を低減することを目的に、圧縮機の固有振動数を運転回転数域から除外することを試みる。

固有振動数の低減を図るためには、駆動ユニットをなるべく柔軟に支持する必要がある。そこで、圧縮機自体の低振動化を実現するために、シェルの内部にある駆動ユニットに対する支持方法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（球面支持要素と呼ぶ）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させる（本設置状態を自立支持と呼ぶ）。このとき、従来のようにコイルばねを用いて駆動ユニットを支持する必要が無くなるので、支持剛性が低くなることで駆動ユニットの固有振動数を大幅に低減することができる。さらに、この方式では、駆動ユニットに対して打撃の中心を利用する。これにより、圧縮機を駆動した際に球面とシェル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。

本章では、実際の圧縮機の構造に基づいて製作した自立支持方式の簡易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解析の両面から検証する。

3.1 自立支持方式の提案

図 3-1 は、家庭用冷蔵庫に搭載されている一般的な単気筒のレシプロ圧縮機の構造図である。この圧縮機は、主にシェルと駆動ユニットからなり、シェル内部に流入した冷媒を駆動ユニットによって圧縮し、吐出管を通して外部へ排出する。駆動ユニットには、クランク軸を回転させるモータがあり、その上に冷媒を圧縮するためのピストン・クランク機構が搭載されている。また、駆動ユニットは、下面に取り付けられた 4 個のコイルばねを介してシェルの底面に支持されている。第 2 章で述べた通り、固有振動数の低減を図るには、これらのコイルばねのばね定数を小さくすればよいが、ばね定数は駆動ユニットの自重を支え得る必要最低限の大きさに調整されており、これ以上小さくすることは難しい。そこで、本研究では、駆動ユニットを支持する新しい方法として自立支持方式を提案する。

図 3-2 は自立支持方式の概念図である。この方式では、コイルばねの代わりとして球面支持要素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、実際の圧縮機で用いられているコイルばねの反力による復元モーメントと比べると重力による復元モーメントは小さいので、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、重心 G と接地点 Q 間の距離が長いほど、接地点 Q まわりの慣性モーメントは大きくなり、同時に重力による復元モーメントは小さくなる。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圧縮機の固有振動数を低減することが可能となる。

一方、自立支持された駆動ユニットでは、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、高回転数域では不釣り合い力が増大するので、接地点 Q に作用する摩擦力も増大して伝達する振動が大きくなる。そこで、自立支持方式では、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、自立支持方式は、剛体の静的平衡点の安定性と打撃の中心を利用することによって、駆動ユニットの固有振動数の低減とシェルへの振動伝達の抑制とを同時に実現するものである。シェルの振動が抑制されれば、圧縮機から冷蔵庫筐体に伝達する振動も抑制できるので、低回転数域を含む広い領域で圧縮機を運転することが可能となると考えられる。

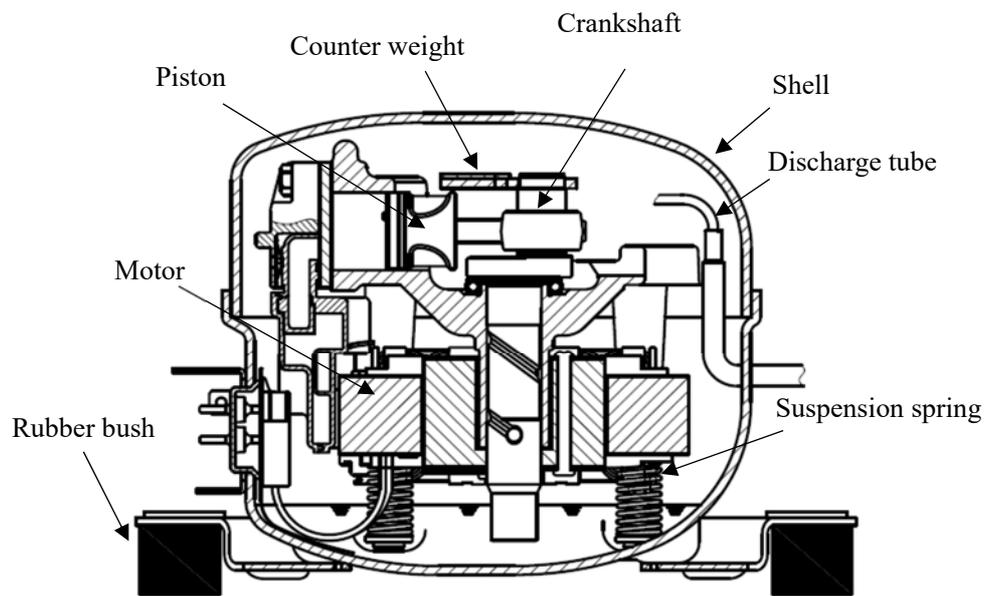


Fig. 3-1 Schematic view of a reciprocating compressor

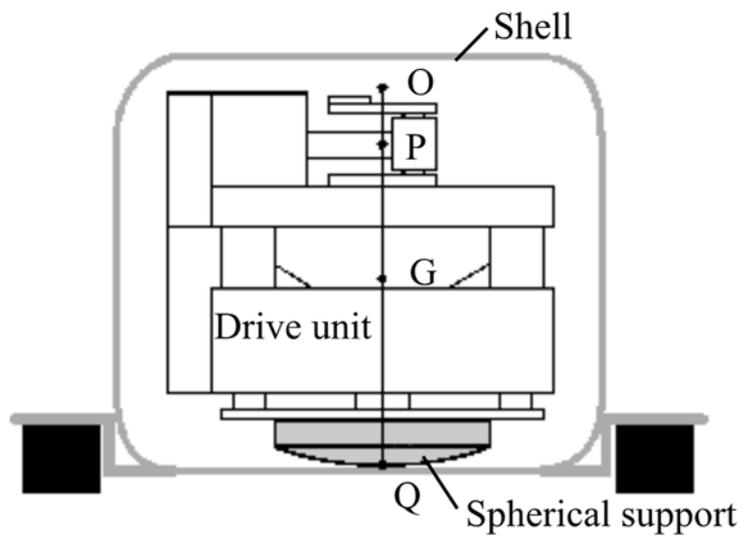


Fig. 3-2 Concept of self-standing support

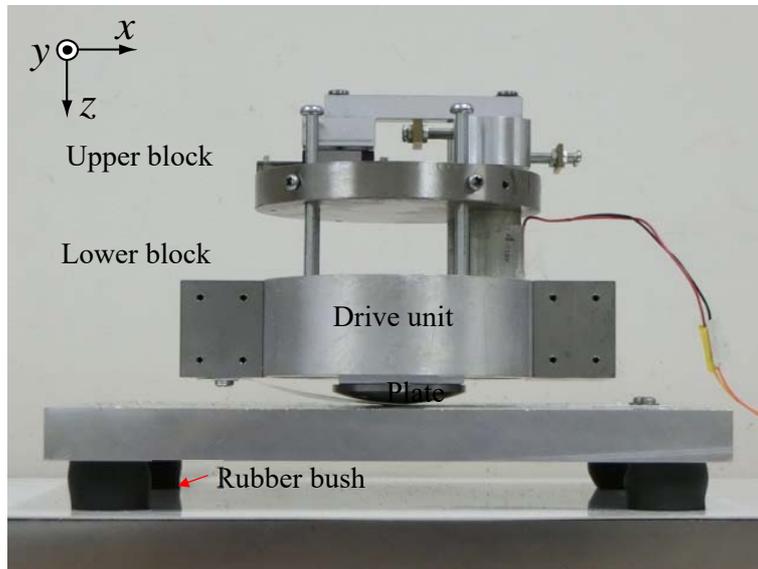
3.2 簡易モデル

3.2.1 実験装置

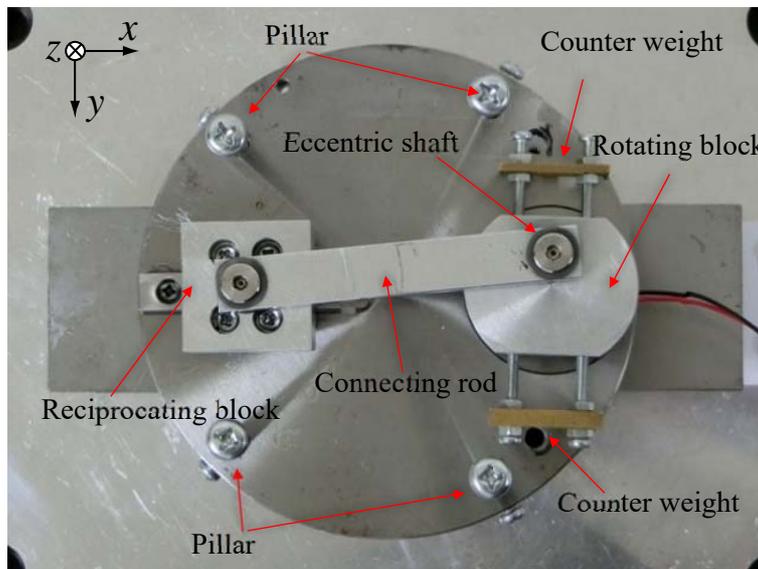
本章では、図 3-3、図 3-4 に示すような実験装置を対象として、自立支持方式の有効性について検証する。この実験装置は、実際の圧縮機の構造から検証を行う上で必要な要素だけを抽出した簡易モデルである。図 3-3(a)に示すように、駆動ユニットは支柱を介して結合した上下 2 個の剛体ブロックからなり、それぞれ上部ブロックおよび下部ブロックと呼ぶ。図 3-3(b)および図 3-4(b)に示すように、上部ブロックには DC モータおよびピストン・クランク機構に相当するリンク機構が搭載されている。リンク機構では、シリンダーの代わりにリニアガイドを用い、レールの上に実機のピストンブロックと同程度の質量をもつブロック（往復動ブロックと呼ぶ）を取り付けている。DC モータの回転軸には、偏心軸を備える回転ブロックを取り付け、その偏心軸と往復動ブロックに取り付けた軸とをコネクティングロッドで結合している。また、下部ブロックは円柱状のブロックであり、図 3-4(a)に示すように、ブロックの両側に質量および慣性モーメントを調整するためのおもりを取り付け、さらに下面中央に支持要素として球面支持要素を設置している。球面の半径は、駆動ユニットを安定的に自立させるために、曲率中心が駆動ユニットの重心よりも上に位置するように設計している。なお、この駆動ユニットでは、上部ブロックを支柱に固定する高さを調整することで、重心位置、不釣り合い力の作用点、および慣性モーメントの大きさを変更することができる。

一方、図 3-3(a)に示すように、シェルについてはアルミ製の厚板（プレートと呼ぶ）で代用し、プレートの四隅は実機で使用されるものと同じ防振ゴムによって水平に支持している。このプレートの中央に駆動ユニットを設置する際、図 3-4(a)に示すように、駆動ユニットとプレート間を樹脂製の薄板（板ばね）で結合している。これにより、接地点に滑りや鉛直軸周りの回転が生じることを抑制することができる。ただし、この板ばねの曲げ剛性は低いので、後述するように駆動ユニットの転がり運動に対してはほとんど影響が無い。

以下では、往復動ブロックの運動方向を x 方向、水平面内で x 方向と垂直な方向を y 方向、鉛直方向を z 方向とする。 xy 面内においてリンク機構が駆動するとき、回転軸には往復動ブロックやコネクティングロッドの質量に起因する不釣り合い力が作用する。この不釣り合い力によって、接地点には振動伝達の原因となる摩擦力が作用することになる。そこで、まず y 方向の不釣り合いに対しては、図 3-3(b)に示すように、回転ブロックに 2 個のカウンタウェイトを設置して釣り合わせを行う。これにより、接地点に作用する y 方向の摩擦力を最小化する。一方、 x 方向の不釣り合いに対しては、釣り合わせを行う代わりに接地点に対して不釣り合い力の作用点が打撃の中心となるように駆動ユニットを設計することによって、接地点に作用する x 方向の摩擦力を最小化する。

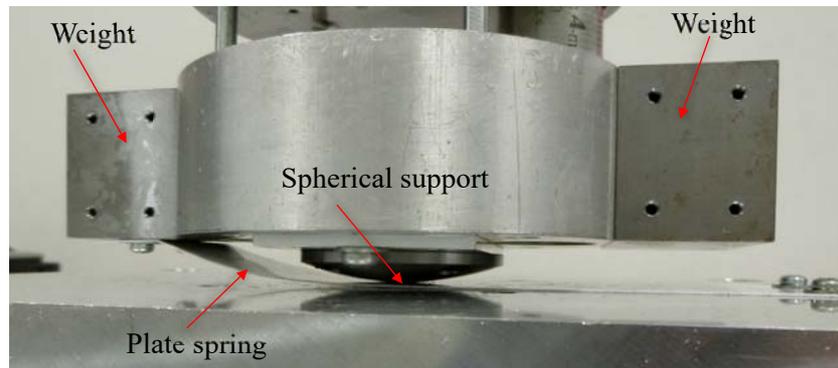


(a) Front view

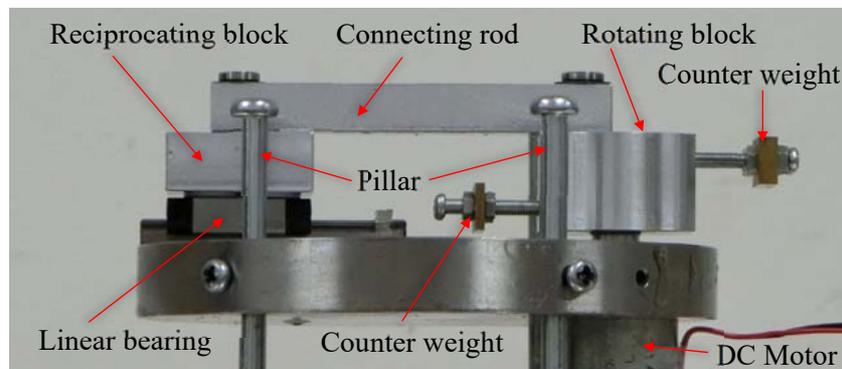


(b) Top view

Fig. 3-3 Experimental apparatus (Simplified model with the self-standing support)



(a) Lower block

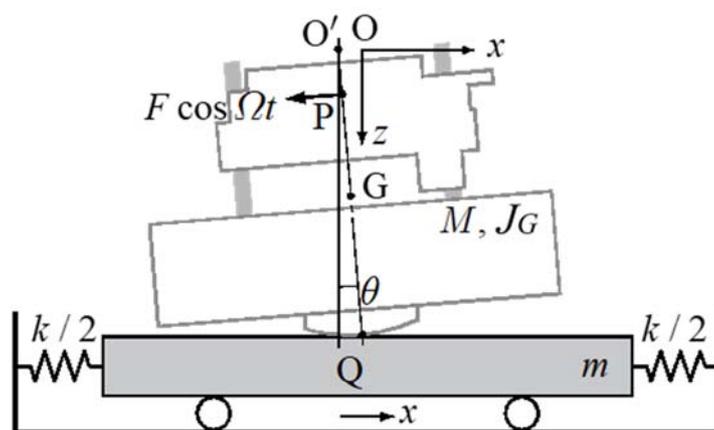


(b) Upper block

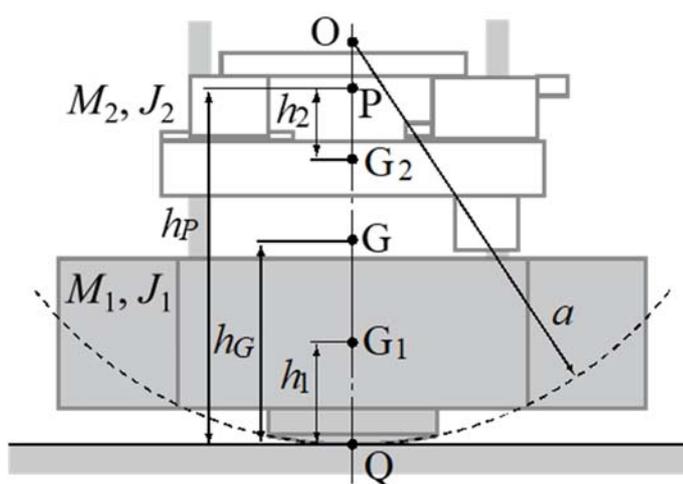
Fig. 3-4 Experimental apparatus (Detail view of the simplified model)

3.2.2 駆動ユニットの設計条件

ここでは、図 3-5 に示す解析モデルを対象として、固有振動数の最小化と接地点に作用する x 方向の摩擦力を最小化するための設計条件について考察する。解析にあたり、図 3-5(a)に示すように、静的平衡状態における球面の中心 O を空間に固定された原点として、鉛直面内に静止座標系 $O-xz$ をとる。駆動ユニットとプレートは、それぞれ剛体として取り扱い、両者ともに xz 面内で運動するものとする。プレートは x 方向にのみ移動可能であり、駆動ユニットはプレート上を滑ることなく転がるものとする。なお、駆動ユニットとプレートを結合する板ばねの影響については考慮しない。



(a) Simplified model



(b) Drive unit

Fig. 3-5 Analytical model

図 3-5(a)に示すように，駆動ユニットの質量を M ，駆動ユニットの重心 G 回りの慣性モーメントを J_G ，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 とする．また，図 3-5(b)に示すように，下部ブロックの質量を M_1 ，下部ブロックの重心 G_1 回りの慣性モーメントを J_1 ，上部ブロックの質量を M_2 ，上部ブロックの重心 G_2 回りの慣性モーメントを J_2 ，球面の半径を a ，不釣り合い量を U ，モータの角速度（加振角振動数）を Ω ，不釣り合い力の振幅を $F(=U\Omega^2)$ とする．さらに，静的平衡状態における球面の接地点 Q から不釣り合い力の作用点 P までの距離を h_p ，接地点 Q から駆動ユニットの重心 G までの距離を h_G ，接地点 Q から下部ブロックの重心 G_1 までの距離を h_1 ，作用点 P から上部ブロックの重心 G_2 までの距離を h_2 とする．ただし，駆動ユニットを安定して自立させるために， $a > h_G$ とする．

プレートの水平方向の変位を x ，駆動ユニットの角変位を θ とする．このとき，角変位 θ を微小として運動方程式を求めると次式を得る．

$$\begin{bmatrix} M+m & -Mh_G \\ -Mh_G & J_G + Mh_G^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & Mg(a-h_G) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F \\ Fh_p \end{bmatrix} \cos \Omega t \quad (3.1)$$

なお，式(3.1)は球面とプレート間には滑りが生じないものとして導出しているため，拘束力である摩擦力は陽に含まれていない．

式(3.1)の右辺を零とした同次方程式から 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．

$$\left. \begin{aligned} f_{n1} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 - \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - 4\gamma\omega_1^2\omega_2^2}}{2\gamma}} \\ f_{n2} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - 4\gamma\omega_1^2\omega_2^2}}{2\gamma}} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

ここに，

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{\frac{k}{M+m}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{Mg(a-h_G)}{J_G + Mh_G^2}} \\ \gamma &= \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\gamma_1 + 1}, \quad \gamma_1 = \frac{m}{M}, \quad \gamma_2 = \frac{J_G}{J_G + Mh_G^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

式(3.2)に示すように，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) の固有角振動数である．また，式(3.2)の第 1 式および第 2 式からわかるように， ω_1 の大きさはプレートの支持ばね定数 k に依存するのに対して， ω_2 の大きさは接地点から重心までの距離 h_G に依存する．このように，支持要素のばね定数だけでなく，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(3.1)の特解の加速度 \ddot{x} および角加速度 $\ddot{\theta}$ を，

$$\ddot{x} = A_x \cos \Omega t, \quad \ddot{\theta} = A_\theta \cos \Omega t \quad (3.4)$$

として，式(3.1)よりプレートの加速度振幅 A_x および駆動ユニットの角加速度振幅 A_θ を求めると，次式を得る．

$$\left. \begin{aligned} A_x &= \tilde{A}_{x1} + \tilde{A}_{x2} \\ \tilde{A}_{x1} &= \frac{Mg(a-h_G)U\Omega^4}{D}, \quad \tilde{A}_{x2} = \frac{\{Mh_G(h_p-h_G) - J_G\}U\Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

$$\left. \begin{aligned} A_\theta &= \tilde{A}_{\theta1} + \tilde{A}_{\theta2} \\ \tilde{A}_{\theta1} &= -\frac{kh_p U \Omega^4}{D}, \quad \tilde{A}_{\theta2} = \frac{\{M(h_p-h_G) + mh_p\}U\Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

$$D = \{k - (M+m)\Omega^2\} \{Mg(a-h_G) - (J_G + Mh_G^2)\Omega^2\} - (Mh_G\Omega^2)^2 \quad (3.7)$$

ここでは，制振対象であるプレートの加速度振幅 A_x に着目する．まず，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} を運転回転数の範囲外まで低減して共振を避けた上で， $a > h_G$ の条件下で $a - h_G$ の値を小さくすれば，運転回転数の範囲で \tilde{A}_{x1} の値を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，共振を避けたとしても Ω が大きくなると振幅が増大することになる．これを回避するためには， \tilde{A}_{x2} の分子の係数を零とすれば良いことから，次のような条件式が得られる．

$$Mh_G(h_p - h_G) = J_G \quad (3.8)$$

式(3.8)を満たすように駆動ユニットの重心位置や慣性モーメントなどを決定すれば、 Ω の大きさに関わらず加速度振幅 \tilde{A}_{x_2} を零とすることができる。なお、式(3.8)は接地点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。

図 3-3 に示した実験装置では、上部ブロックを固定する位置を変更することにより、接地点から不釣り合い力の作用点までの距離 h_p を調整することができる。そこで、次節以降で行う検討のために、式(3.8)から距離 h_p に関する設計条件（最適値） \hat{h}_p を導出すると次式のようになる。

$$\hat{h}_p = \frac{J_1 + J_2 + M_1 h_1^2 + M_2 h_2^2}{M_1 h_1 + M_2 h_2} \quad (3.9)$$

3.2.3 数値計算結果

自立支持方式による固有振動数の低減効果と振動伝達の抑制効果を確認するため、3.2.2 項で導出した式を用いて数値計算を行った。表 3-1 に実験装置の系パラメータを示す。ここでは、圧縮機の低速回転域の目標値を 15 Hz として検討する。

簡易モデルでは、上部ブロックの設置位置を調節して接地点から不釣り合い力の作用点までの距離 h_p を変動させることができる。距離 h_p が変動すると、接地点から重心までの距離 h_G が変化し、さらに 1 次および 2 次の固有振動数 f_{n1} , f_{n2} も変化する。そこでまず、距離 h_p を変化させながら距離 h_G および重心まわりの慣性モーメント I_G を求め、さらにその結果を式(3.2)に代入して固有振動数 f_{n1} , f_{n2} を求めた。得られた結果を図 3-6 に示す。図中の横軸は距離 h_p [m] を示し、縦軸は上から、距離 h_G [m] および固有振動数 f_{n1} [Hz], f_{n2} [Hz] を示している。なお、 h_p の値は実験で設定可能な範囲としている。

図 3-6 の結果を見ると、距離 h_p を増加させると、距離 h_G は増加し、1 次の固有振動数 f_{n1} は減少している。これは、式(3.3)の第 2 式に示した駆動ユニット単体の固有角振動数 ω_2 が減少したことによる。 f_{n1} が最大となるのは、 h_p が最も短い 0.08 m ($h_G = 0.04$ m) のときであり、 $f_{n1} = 2.21$ Hz である。そして、 h_G が球面の半径 a と同じ 0.120 m のときには、 $f_{n1} = 0$ Hz となっている。一方、2 次の固有振動数 f_{n2} については、設定した h_p の範囲では h_G や ω_2 の変化に対する増減量は僅かであり、 $9.27 \text{ Hz} < f_{n2} < 9.62 \text{ Hz}$ の範囲で変化している。ただし、目標値の 15 Hz と比べると十分に固有振動数が低減されていることから、自立支持方式の有効性が確認できる。なお、プレートの支持ばね定数 k を小さくして、 ω_1 を小さくすれば、2 次の固有振動数 f_{n2} を更に低減することができる。

Table 3-1 System parameters

M_1 [kg]	2.16	h_1 [m]	0.0291
M_2 [kg]	1.52	h_2 [m]	0.0236
J_1 [kgm ²]	6.59×10^{-3}	a [m]	0.12
J_2 [kgm ²]	1.42×10^{-3}	U [kg·m]	0.4×10^{-3}
m [kg]	2.72	k [N/m]	16,300

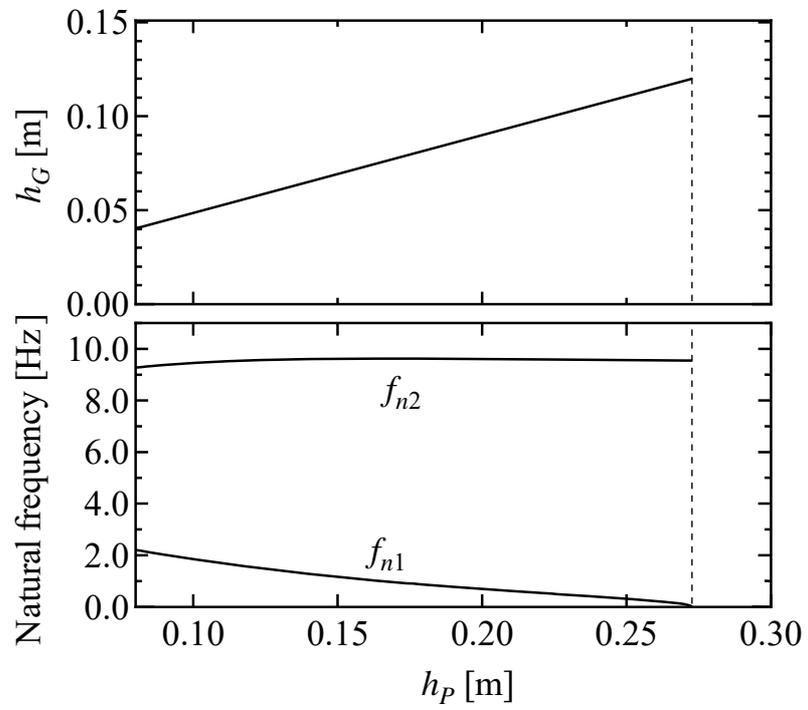


Fig. 3-6 Variation of natural frequencies with distance h_p

次に、プレートに対する振動抑制効果について検証する。まず、不釣り合い力の作用点を接地点に対する打撃の中心とするために、式(3.9)により距離 h_p の最適値を求めると、 $\hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ を得る。そこで、この最適値を含めて h_p を 0.085 m , 0.108 m , 0.130 m の3種類に設定して、モータの回転数 ($\Omega / 2\pi$) を変動させながら式(3.5)および式(3.6)によりプレートの加速度振幅 $|\tilde{A}_{x1}|$, $|\tilde{A}_{x2}|$, $|A_x| (=|\tilde{A}_{x1} + \tilde{A}_{x2}|)$ および駆動ユニットの角加速度振幅 $|\tilde{A}_{\theta1}|$, $|\tilde{A}_{\theta2}|$, $|A_\theta| (=|\tilde{A}_{\theta1} + \tilde{A}_{\theta2}|)$ を求めた。得られた応答曲線をそれぞれ図 3-7 および図 3-8 に示す。

図 3-7 の $|A_x|$ および図 3-8 の $|A_\theta|$ の応答曲線を見ると、どちらの結果にも 1 次共振と 2 次共振のピークが現れている。先に述べたように、自立支持方式によれば固有振動数を十分に低減することができるので、目標とする 15 Hz 以上の運転回転数域にはピークが存在していない。 15 Hz 以上の回転数域を見ると、 $h_p = 0.085 \text{ m}$ および $h_p = 0.130 \text{ m}$ の場合では、回転数の増加とともに $|A_x|$ と $|A_\theta|$ はどちらも増大している。これに対して、 $h_p = \hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ の場合では、回転数の増加とともに $|A_\theta|$ は増大しているものの、 $|A_x|$ は小さな値に収束している。確認のため、 $|\tilde{A}_{x1}|$ および $|\tilde{A}_{\theta1}|$ の応答曲線を見ると、どちらも h_p の値によらず回転数の増加とともに小さな値に収束している。具体的な結果は省略するが、 $|\tilde{A}_{x1}|$ については、球面の半径 a の値をなるべく距離 h_G に近づけることでさらに低減することができる。一方、 $|\tilde{A}_{x2}|$ および $|\tilde{A}_{\theta2}|$ の応答曲線を見ると、 $h_p = 0.085 \text{ m}$ および $h_p = 0.130 \text{ m}$ の場合では、どちらも回転数の増加とともに増大しているのに対して、 $h_p = \hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ では、 $|\tilde{A}_{\theta2}|$ は増大しているものの、 $|\tilde{A}_{x2}|$ は全領域で零となっている。

このように、駆動ユニットに対して打撃の中心を利用して $|\tilde{A}_{x2}|$ の増大を抑制することによって、プレートの加速度振幅 $|A_x|$ を大幅に低減できることが確認された。さらに、自立支持方式によれば、固有振動数の低減も同時に実現することができるので、固有振動数を運転回転数域から除外することによって、運転回転数域全体にわたってプレートの振動を抑制することが可能となると考えられる。

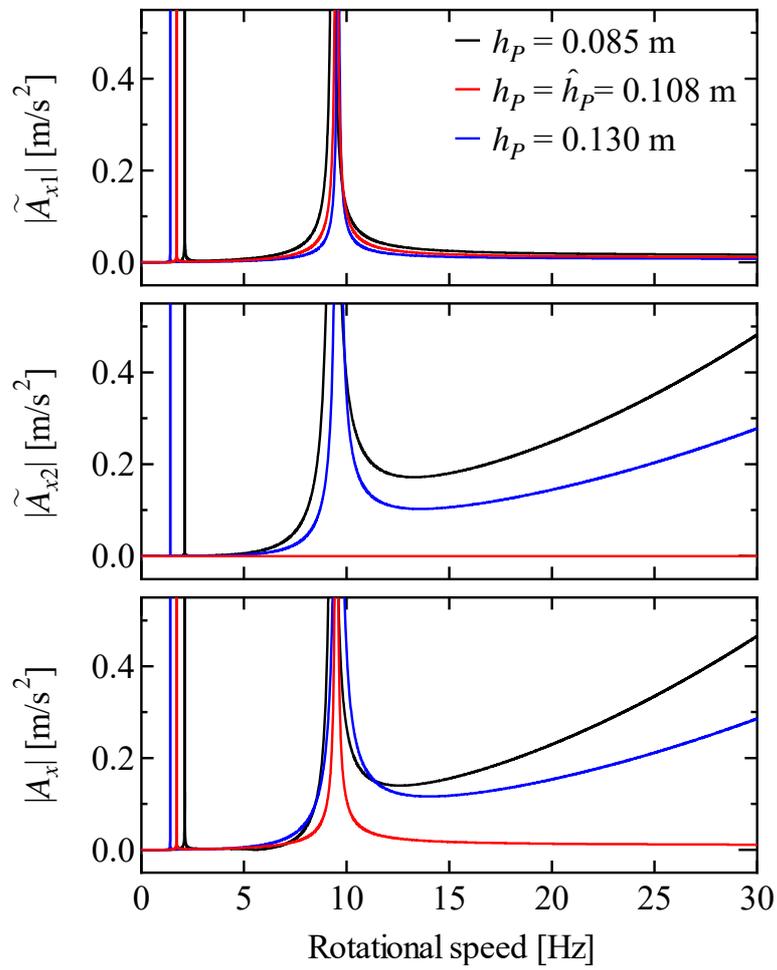


Fig. 3-7 Calculated response curves of the plate

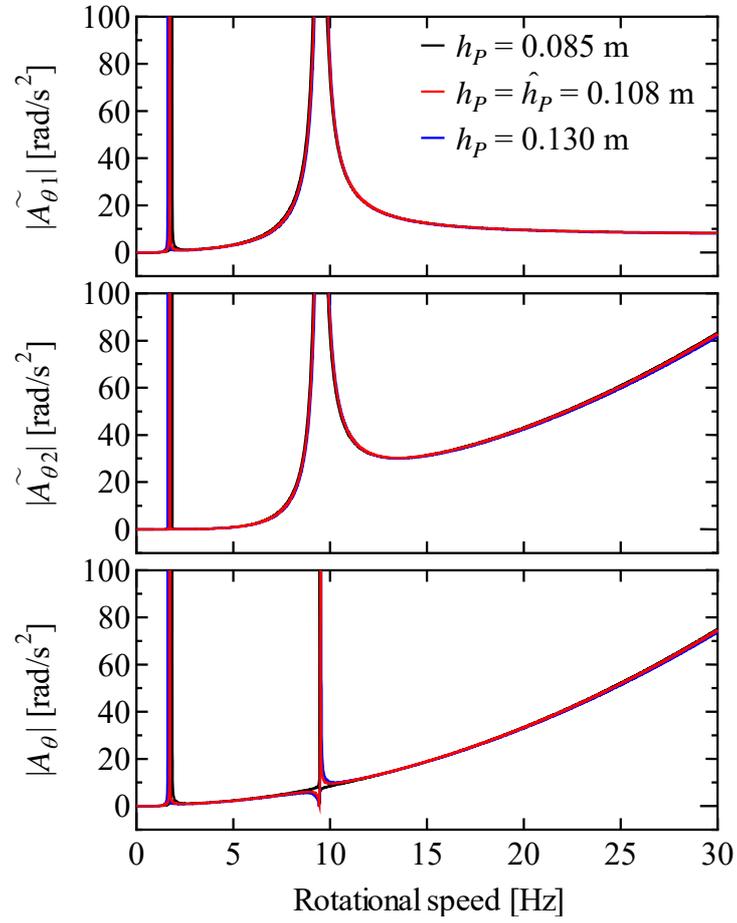


Fig. 3-8 Calculated response curves of the drive unit

3.3 検証実験結果

3.3.1 打撃の中心を利用することによる振動低減効果

3.2.3 項で行った解析結果の妥当性について検証するため、図 3-3 に示した簡易モデルを対象として実験を行った。実験にあたり、図 3-9 に示すように、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 3 軸加速度センサを設置した。そして、DC モータに印加電圧を与えて駆動させ、駆動ユニットとプレートに生じる振動加速度を測定した。さらに、測定された加速度信号に対して FFT アナライザを用いて周波数分析を行い、各方向に生じた振動加速度の大きさを求めた。なお、実験の準備として、回転軸に取り付けたカウンタウェイトの固定位置を調整することにより、y 方向に対して回転軸の釣り合わせを行った。

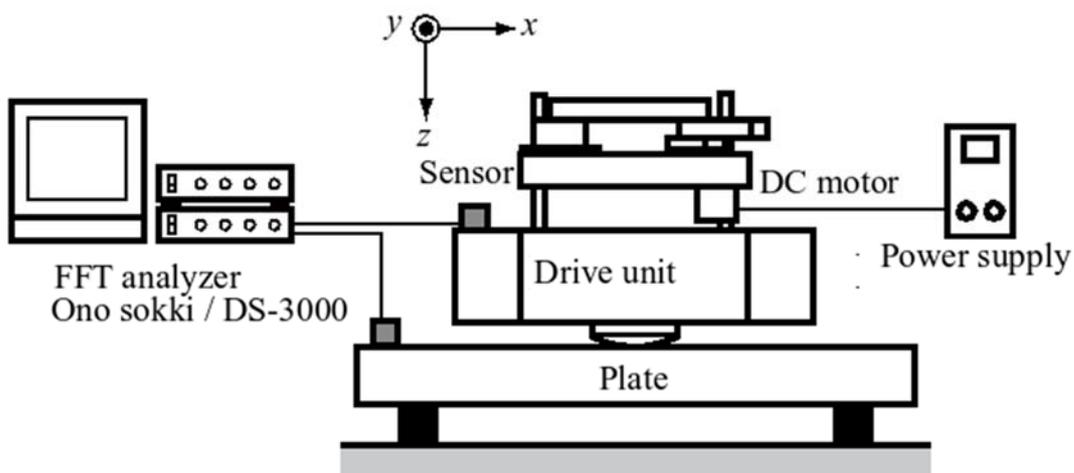


Fig. 3-9 Experimental setup

まず、駆動ユニットの上部ブロックの固定位置を調節することにより、接地点から不釣り合い力の作用点までの距離を変更しながら駆動ユニットを駆動し、駆動ユニットおよびプレートの加速度信号を測定した。図 3-10 に測定した各軸方向の加速度応答を示す。加速度の値は、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である。なお、駆動ユニットを駆動する際には、DC モータへの印加電圧を 2.6 V に固定したが、駆動ユニットの回転数は 17.0 Hz から 19.4 Hz の範囲で変化した。

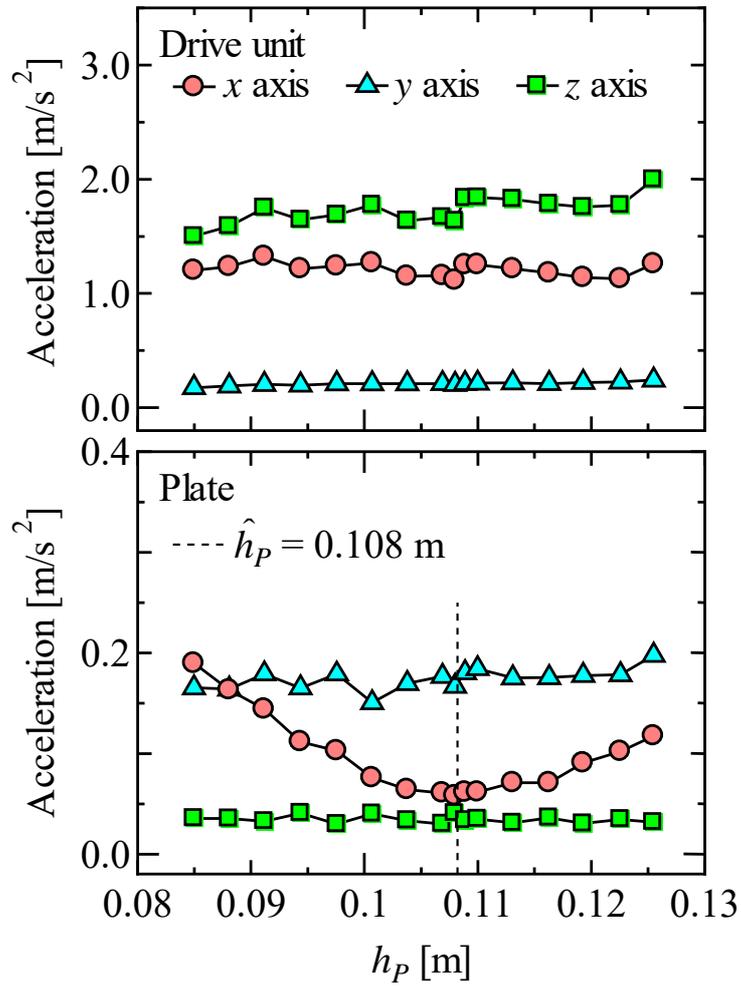


Fig. 3-10 Measured acceleration responses for various values of h_p

図 3-10 中の駆動ユニットの結果を見ると、 x 方向と z 方向の加速度が 1.0 m/s^2 以上の値で推移していることがわかる。一方、 y 方向の加速度は、カウンタウェイトを適正に調整したことにより約 0.2 m/s^2 で推移している。この結果は、往復動ブロックの運動に伴う不釣り合い力が駆動ユニットに対して x 方向に作用することにより、 xz 面内で転がり振動していることを示している。一方、図 3-10 中のプレートの結果を見ると、 h_p の変化に対して x 方向の加速度は 0.05 m/s^2 以下と小さく、 z 方向の作用力がほとんど作用していないことがわかる。この結果から、不釣り合い力の作用点を接地点に対する打撃の中心とすることで、駆動ユニットからプレートへの振動伝達を抑制できることがわかる。なお、 y 方向の加速度が x 方向に比べるとやや大きくなっているが、これを低減するにはカウンタウェイトによる釣り合わせをより厳密に行う必要がある。ただし、本論文の目的は、打撃の中心を利用することによる振動伝達の抑制効果について調べることであるため、以下の議論では、 x 方向の加速度応答のみに着目して検証を行う。

次に、印加電圧を調節することにより、DC モータの回転数を変更しながら駆動ユニットおよびプレートの x 方向の加速度信号を測定した。なお、図 3-7、図 3-8 で示した数値計算結果との比較を行うため、接地点から不釣り合い力の作用点までの距離 h_p は、最適値である 0.108 m と 0.085 m の 2 種類に設定した。図 3-11 に得られた結果を示す。図中の横軸はモータの回転数であり、縦軸は上から駆動ユニットおよびプレートの各軸方向の加速度（オーバーオール値）を示す。また、破線は、 $h_p = \hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ とした場合において、 x 方向に打撃実験を行って測定した固有振動数を示している。ただし、1 次の固有振動数が 1.7 Hz （理論値 1.72 Hz ）、2 次の固有振動数が 9.5 Hz （理論値 9.50 Hz ）であったため、図中には 2 次の固有振動数のみ表示している。

まず、駆動ユニットの結果を見ると、両結果とも同程度の加速度応答となっており、回転数の増加とともに加速度が増加している。これは、駆動ユニットが xz 面内で転がり振動していることを意味している。一方、プレートの結果を見ると、不釣り合い力の作用点が打撃の中心となる $h_p = \hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ とした場合では、回転数に関わらず加速度が 0.1 m/s^2 以下となっているのに対して、 $h_p = 0.085 \text{ m}$ とした場合では、回転数の増加とともに加速度が増加している。このような特徴は、図 3-7、図 3-8 に示した解析結果とも定性的に類似している。ただし、実験結果では、2 次の固有振動数である 9.5 Hz 付近に共振ピークが現れていない。この理由としては、低回転数域では加振力となる不釣り合い力が小さいことや、図 3-7、図 3-8 の数値計算結果では考慮していない減衰の影響によるものと考えられる。

以上のように、不釣り合い力の作用点を打撃の中心とすることで、幅広い回転数の範囲で駆動ユニットからプレートへの振動伝達を抑制可能であることが実験的に確認された。

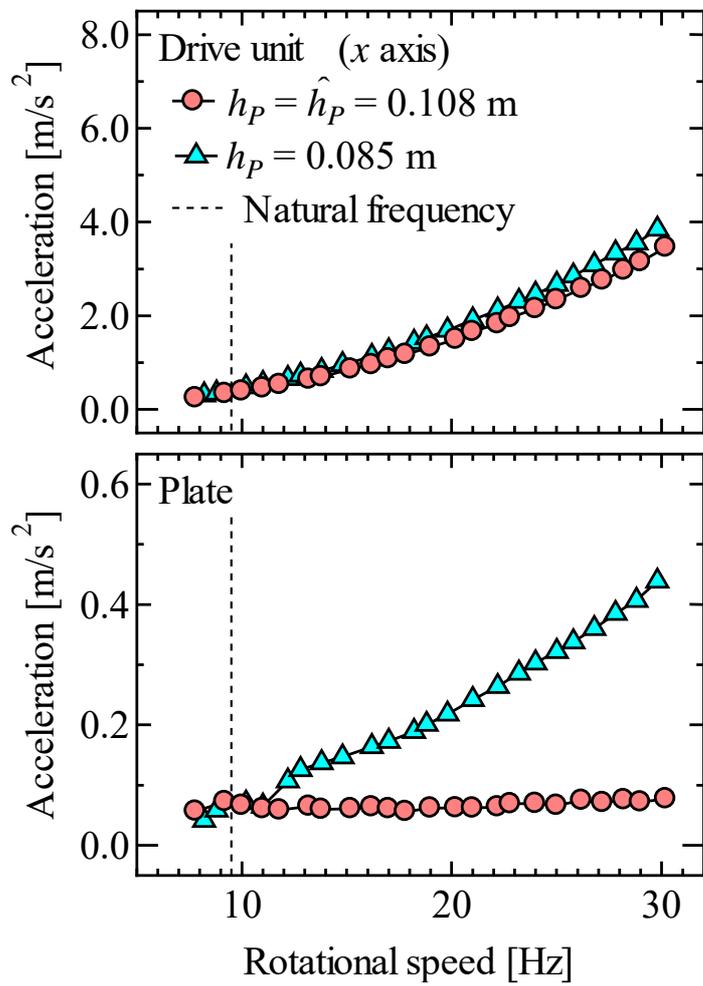


Fig. 3-11 Measured acceleration responses for various values of the rotational speed

3.3.2 支持方式の違いによる振動抑制効果の比較

次に、自立支持方式と従来のばね支持方式とで振動抑制効果について比較を行った。自立支持方式では、距離 h_p を最適値 $\hat{h}_p = 0.108 \text{ m}$ に設定した駆動ユニットを用いた。一方、ばね支持方式では、図 3-12 に示すように自立支持方式と同じ駆動ユニットの下面に 4 個のコイルばねを設置して支持した。使用したコイルばねのばね定数は 1 個あたり $2,118 \text{ N/m}$ (カタログ値) であり、実際の圧縮機で使用されているものと同程度の大きさである。コイルばねの設置間隔も実際の圧縮機と同様であり、下部ブロックの下面とプレートの上面に取り付けられたボルトの頭部に差し込む方法で固定した。

まず、それぞれの支持方法を適用した実験装置に対して打撃試験を行い、 x 方向の固有振動数を測定した。得られた結果を表 3-2 に示す。3.3.1 項でも述べたように、自立支持方式の固有振動数は、 10 Hz 以下まで低減されているのに対して、ばね支持方式の場合では、2 次の固有振動数が目標値である 15 Hz よりも高くなっている。なお、自立支持方式において駆動ユニットとプレート間に設置している板ばねを除いた場合でも、表 2 の結果と全く同じ固有振動数が測定されたことから、板ばねの影響は非常に小さいことが確認された。

次に、印加電圧を調節することにより、DC モータの回転数を変更しながら駆動ユニットおよびプレートの x 方向の加速度を測定した。図 3-13 に得られた結果を示す。図中の横軸はモータの回転数であり、縦軸は上から駆動ユニットおよびプレートの各軸方向の加速度 (オーバーオール値) を示す。また、破線はばね支持方式の固有振動数を示している。

まず、駆動ユニットの結果を見ると、両結果の加速度応答は同等であることが分かる。一方、プレートの結果を見ると、ばね支持の場合では、 25 Hz 以下の領域では加速度が大きくなっており、とくに固有振動数付近では共振により加速度が 0.3 m/s^2 程度まで増大している。実際の圧縮機においても、低回転数域で運動すると固有振動数付近で大きな振動が発生する。これを避けるためには、固有振動数を運転回転数域から除外する必要がある。

前述したように、自立型支持方式では、固有振動数が目標値である 15 Hz 以下まで低減されており、共振は発生していない。その上、打撃の中心を利用することで、回転数の増加に伴って駆動ユニットの振動が増大した場合でも、プレートの振動は 0.1 m/s^2 以下まで抑制されていることがわかる。

以上のように、ばね支持方式と比べて自立支持方式はプレートの振動抑制効果が高いことが確認された。

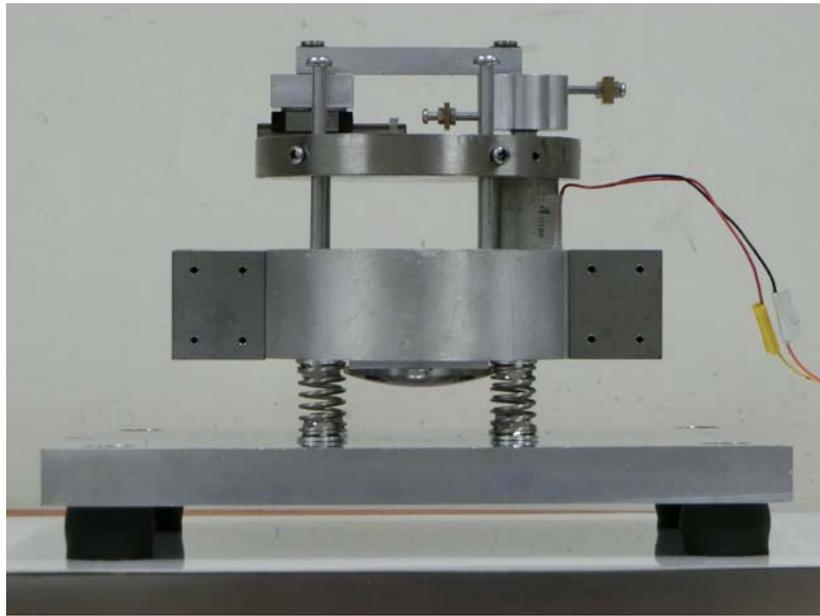


Fig. 3-12 Experimental apparatus (Simplified model with the spring support)

Table 3-2 Comparison of natural frequencies between the models
with the self-standing support and with the spring support

Order	Self-standing support [Hz]	Spring support [Hz]
1st	1.7	8.4
2nd	9.5	16.9

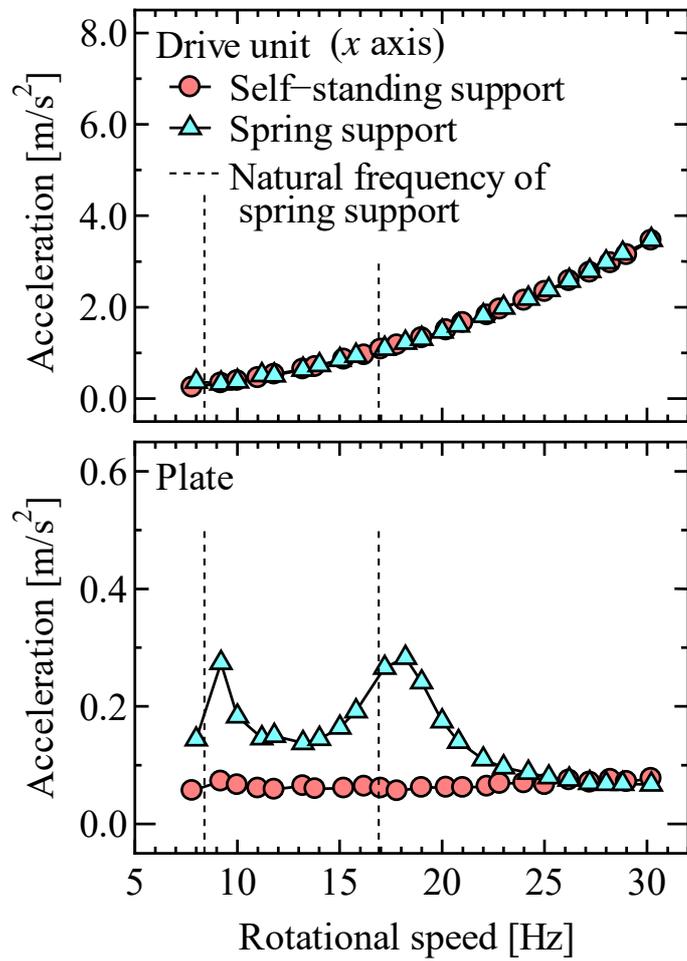


Fig. 3-13 Comparison between the acceleration responses

3.4 結論

レシプロ圧縮機の低振動化を図るために、圧縮機のシェル内部にある駆動ユニットに対して自立支持方式を提案した。本章では、圧縮機の構造に基づいて製作した駆動ユニットとプレートからなる簡易モデルを対象として、実験と数値計算の両面から振動抑制効果の有効性について検証した。得られた結果は次の通りである。

(1)自立支持方式では、駆動ユニットの下面に球面支持要素を取り付けてプレートに直接設置するものであり、従来のように支持ばねを設置する必要がないので、固有振動数の大幅な低減が可能である。これにより、運転回転数の範囲から固有振動数をすべて除外することができ、低回転数域において共振による振動の発生を回避できることを確認した。

(2)不釣り合い力の作用点を球面の接地点に対する打撃の中心とすることで、不釣り合い力が作用しても接地点に作用する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。これにより、高回転数域において駆動ユニットに作用する不釣り合い力が増大した場合でも、プレートへの振動伝達を十分抑制可能であることを確認した。

なお、実際の圧縮機では、圧縮した冷媒を搬送するために駆動ユニットとシェル間を吐出管で結合する必要がある。また、ピストン・クランク機構によって冷媒を圧縮した場合、駆動ユニットはガス力の影響を受けることになる。さらに、自立支持方式では駆動ユニットをコイルばねで拘束していないため、圧縮機が外部から衝撃を受けた場合に駆動ユニットの位置がずれるなどの実用上の問題が生じる恐れがある。これらのことを踏まえて、次章では、冷媒を圧縮する機構を備えた駆動ユニットに自立支持方式を適用した試作機を開発するとともに、実際の圧縮機の運転状況に近い条件で駆動実験を行う。そして、自立支持方式の振動抑制効果および冷蔵庫用圧縮機としての実用可能性についてさらに詳しく検証する。

第4章 圧縮機能を有する実機モデルへの自立支持方式の適用

第3章では、圧縮機自体の低振動化を実現するために、シェル内部にある駆動ユニットに対する支持方法として自立支持方式を新たに提案した。本章では、第3章で提案した自立支持方式の実用化を図るうえで解決すべき課題について検討を行う。

冷媒圧縮運転を行うためには、圧縮した冷媒を吐出するために吐出管が必要であるが、吐出管の剛性により駆動ユニットからシェルへ振動が伝達される課題が想定される。また、冷媒圧縮による負荷により圧縮機の回転速度変動が生じ、圧縮機の振動に影響をおよぼす。このため、冷媒圧縮運転が可能な圧縮機に自立支持方式を適用し、自立支持方式の有効性を確認するとともに、吐出管や冷媒圧縮による負荷の振動への影響について述べる。

4.1 自立支持方式の概要

図4-1は、家庭用冷蔵庫に搭載されている一般的な単気筒のレシプロ圧縮機の構造図である。この圧縮機は、主にシェルと駆動ユニットからなり、シェル内部に流入した冷媒を駆動ユニットによって圧縮し、吐出管(Discharge tube)および吐出パイプ(Discharge pipe)を経由して圧縮機の外部へ排出する。駆動ユニットには、クランク軸を回転させるモータがあり、その上に冷媒を圧縮するためのピストン・クランク機構が搭載されている。また、駆動ユニットは、下面に取り付けられた4個のコイルばねを介してシェルの底面に支持されている。固有振動数の低減を図るには、これらのコイルばねのばね定数を小さくすればよいが、ばね定数は駆動ユニットの自重を支え得る値よりも小さくすることは難しい。

図4-2は駆動ユニットを支持する新しい方法として提案した自立支持方式の概念図である。第3章で述べたように、この方式では、コイルばねの代わりとして球面支持要素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、実際の圧縮機で用いられているコイルばねの反力による復元モーメントと比べると重力による復元モーメントは小さいので、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、重心 G と接地点 Q 間の距離が長いほど、接地点 Q まわりの慣性モーメントは大きくなり、同時に重力による復元モーメントは小さくなる。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圧縮機の固有振動数を低減することが可能となる。

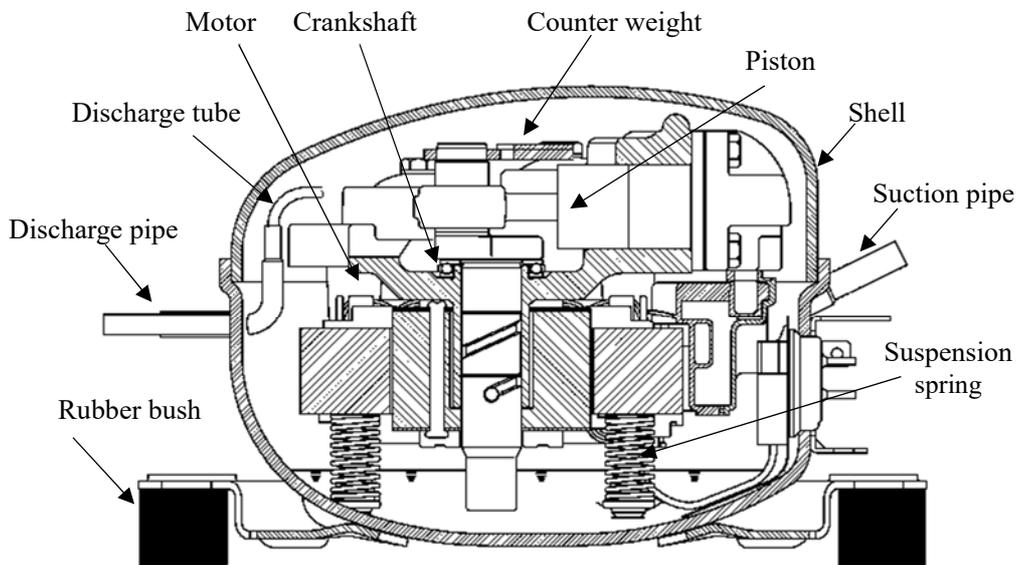


Fig. 4-1 Schematic view of a reciprocating compressor

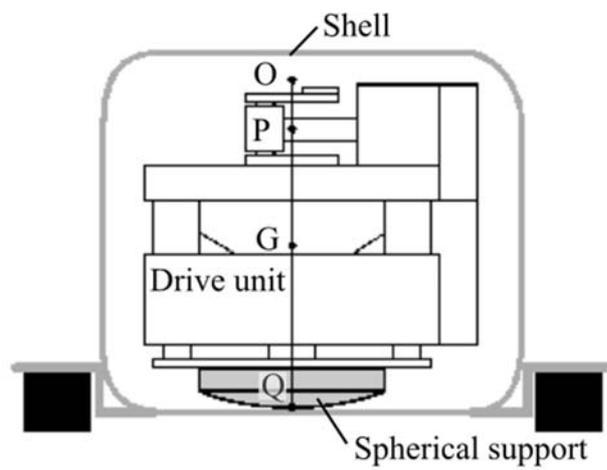


Fig. 4-2 Concept of self-standing support

一方、自立支持された駆動ユニットでは、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、高回転数域では不釣り合い力が増大するので、接地点 Q に作用する摩擦力も増大して伝達する振動が大きくなる。そこで、自立支持方式では、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低減することができる。

以上のように、自立支持方式は、剛体の静的平衡点の安定性と打撃の中心を利用することによって、駆動ユニットの固有振動数の低減とシェルへの振動伝達の抑制とを同時に実現するものである。シェルの振動が抑制されれば、圧縮機から冷蔵庫筐体に伝達する振動も抑制できるので、低回転数域を含む広い領域で圧縮機を運転することが可能となると考えられる。

4.2 実機モデル

4.2.1 実験装置

本章では、圧縮機能を有する実験装置を対象として自立支持方式の有効性について検証する。本章の実験装置は、実用化を想定した実機に近いモデルであり、第3章で取り扱った簡易モデルと比べると、圧縮したガスを吐出するための吐出管により駆動ユニットとシェルが接続されている点で大きく異なっている。

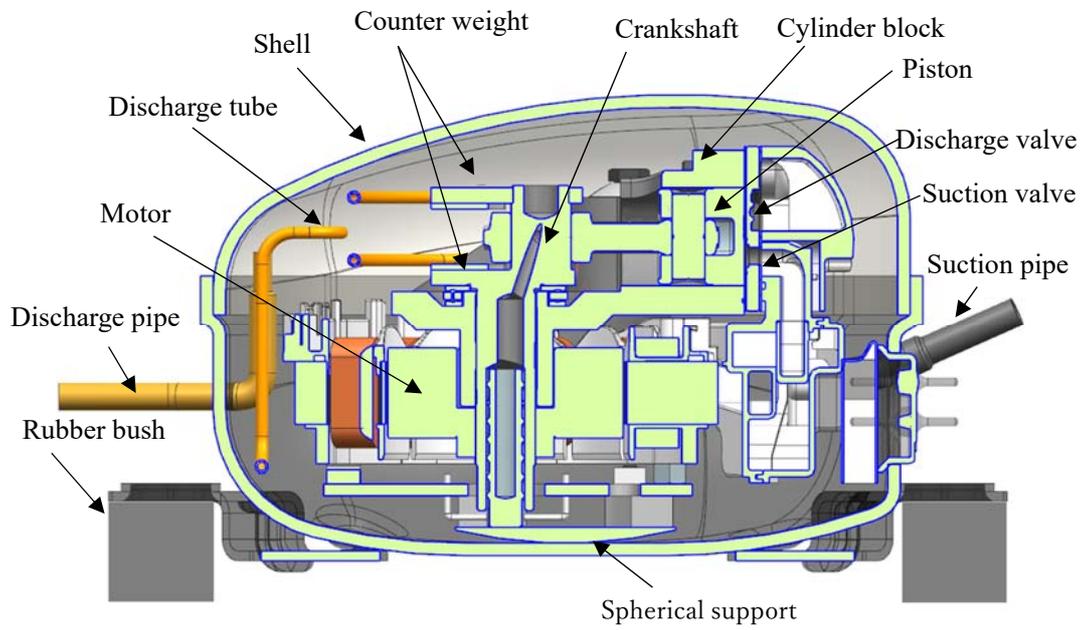
以下、図4-3に示す実験装置について説明する。実験装置は実際に冷蔵庫に搭載されている圧縮機と同様に、シェルの内部に駆動ユニットを配置したもので、駆動ユニットはシェルに対し自立支持方式により支持される。図4-3に示すように、駆動ユニットは、下部のモータと、上部に配置されモータにより駆動される圧縮機構とから構成される。圧縮機構は、シリンダブロックに形成されたシリンダー内にピストンが配置され、クランクシャフトの偏心軸とピストンがコンロッドで連結されるクランク機構により、モータの回転運動がピストンの往復運動に変換される。また、駆動ユニット下面には、シェルに対して駆動ユニットを支持する球面支持要素を設置している。球面の半径は、駆動ユニットを安定的に自立させるために、曲率中心が駆動ユニットの重心よりも上に位置するように設計している。

また図4-3に示すように、シェルは鉄板を成型して形成された上シェルと下シェルからなり、下シェルには脚部が取り付けられ、脚部の四隅に取り付けられた防振ゴムによってシェルは水平に支持されている。

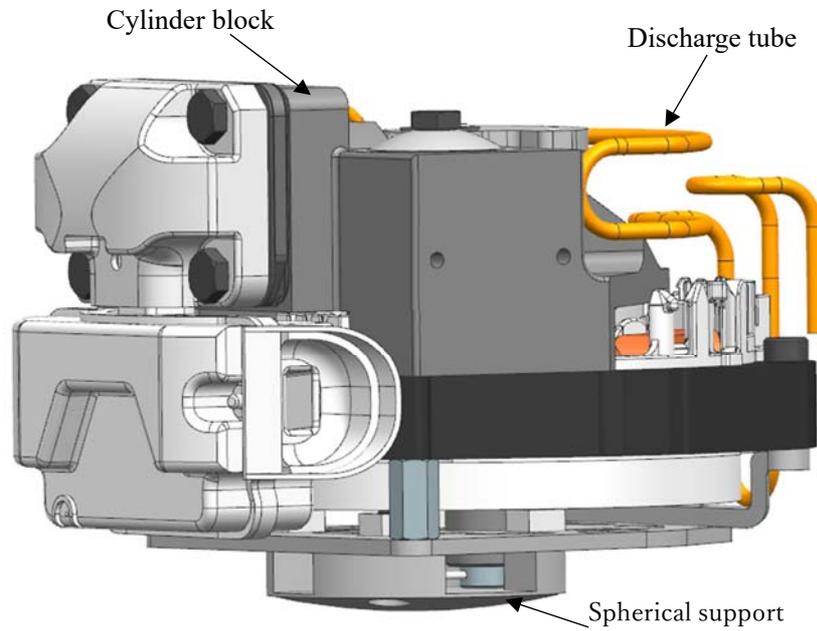
以下では、ピストンの運動方向を x 方向、水平面内で x 方向と垂直な方向を y 方向、鉛直方向を z 方向とする。 xy 面内においてクランク機構が駆動するとき、クランクシャフトにはピストンなどによる往復部質量や、偏心軸の回転部質量に起因する不釣り合い力が作用する。通常、単気筒のレシプロ機構では、往復部による不釣り合いは釣り合わせることができないので、回転部の質量の釣り合わせを行ったうえで、往復部の質量による不釣り合いを軽減するような付加質量を回転軸に取り付けることが一般的である。

図4-3の実験装置では、まず y 方向の不釣り合いに関しては、クランクシャフトの偏心軸の上下にカウンタウェイトを設置して、回転部質量に起因する釣り合わせを行うことで、 y 方向の不釣り合いを小さくする。一方、 x 方向の不釣り合いに対しては、釣り合わせを行う代わりに接地点に対して不釣り合い力の作用点が打撃の中心となるように駆動ユニットを設計することによって、接地点に作用する x 方向の摩擦力を低減する。

また、本実験装置では、冷媒を圧縮するために吸入弁および吐出弁を備えている。吐出管は弾性変形可能な鉄管で形成され、駆動ユニットとシェルを接続している。ピストンにより圧縮された高圧の冷媒は吐出管を經由して圧縮機外部へ吐出される。



(a) Schematic view



(b) Drive unit

Fig. 4-3 Experimental apparatus (Actual model with the self-standing support)

4.2.2 駆動ユニットの設計条件

第3章では、簡易モデルに基づき吐出管を有しない解析モデルについて、その設計条件について述べた。ここでは、図4-4に示す解析モデルを対象として、自立支持方式で支持された駆動ユニットに、吐出管が加わった場合の振動への影響について考察する。解析にあたり、静的平衡状態における球面の中心 O を空間に固定された原点として、鉛直面内に静止座標系 $O-xz$ をとる。駆動ユニットとシェルは、それぞれ剛体として取り扱い、両者ともに xz 面内で運動するものとする。シェルは x 方向にのみ移動可能であり、駆動ユニットはシェル上を滑ることなく転がるものとする。

図4-4に示すように、駆動ユニットの質量を M 、駆動ユニットの重心 G 回りの慣性モーメントを J_G 、シェルの質量を m 、シェルを支持するばね定数（両側の合計）を k とする。また、球面の半径を a 、モータの角速度（加振角振動数）を Ω 、不釣り合い力の振幅を $F(=U\Omega^2)$ とする。また、静的平衡状態における球面の接地点 Q から不釣り合い力の作用点 P までの距離を h_P 、接地点 Q から駆動ユニットの重心 G までの距離を h_G とする。ただし、駆動ユニットを安定して自立させるために、 $a > h_G$ とする。

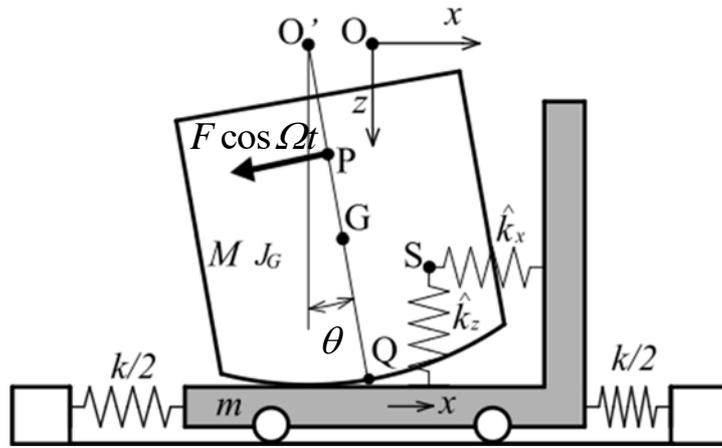
吐出管の質量は 25 g であり、駆動ユニットやシェルの質量に比べて十分小さいので、吐出管は質量を有しないばねとして取り扱うことにする。吐出管の水平方向および垂直方向の等価ばねのばね定数を \hat{k}_x, \hat{k}_z 、接地点 Q から等価ばねの結合点 S までの x 方向および z 方向の距離をそれぞれ c, d とする。シェルの水平方向の変位を x 、駆動ユニットの角変位を θ とする。このとき、角変位を微小として運動方程式を求めると次式を得る。

$$\begin{bmatrix} M+m & -Mh_G \\ -Mh_G & J_G + Mh_G^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & Mg(a-h_G) + \hat{k}_x c^2 + \hat{k}_z d^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F \\ Fh_P \end{bmatrix} \cos \Omega t \quad (4.1)$$

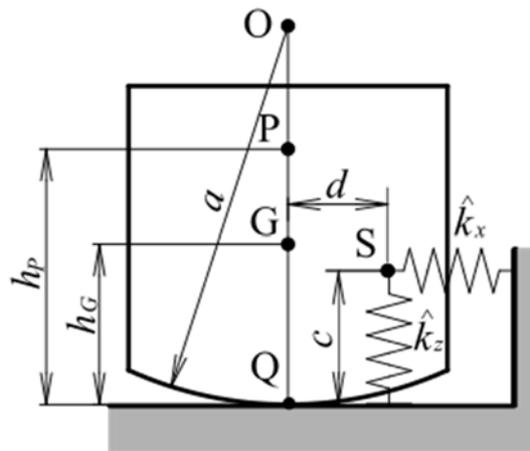
なお、式(4.1)は球面とシェル間には滑りが生じないものとして導出しているため、拘束力である摩擦力は陽に含まれていない。

式(4.1)の特解の加速度および角加速度を、

$$\ddot{x} = A_x \cos \Omega t, \quad \ddot{\theta} = A_\theta \cos \Omega t \quad (4.2)$$



(a) Actual model



(b) Drive unit

Fig. 4-4 Analytical model

として、式(4.1)よりシエルの加速度振幅および駆動ユニットの角加速度振幅を求めると、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} A_x &= \tilde{A}_{x1} + \tilde{A}_{x2} \\ \tilde{A}_{x1} &= \frac{\{Mg(a-h_G) + \hat{k}_x c^2 + \hat{k}_z d^2\} U \Omega^4}{D}, \tilde{A}_{x2} = \frac{\{Mh_G(h_P - h_G) - J_G\} U \Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

$$\left. \begin{aligned} A_\theta &= \tilde{A}_{\theta1} + \tilde{A}_{\theta2} \\ \tilde{A}_{\theta1} &= -\frac{kh_P U \Omega^4}{D}, \tilde{A}_{\theta2} = \frac{\{M(h_P - h_G) + mh_P\} U \Omega^6}{D} \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

$$D = \{k - (M + m)\Omega^2\} \{Mg(a - h_G) + \hat{k}_x c^2 + \hat{k}_z d^2 - (J_G + Mh_G^2)\Omega^2\} - (Mh_G \Omega^2)^2 \quad (4.5)$$

ここで、制振対象であるシエルの加速度振幅 A_x に着目する。まず、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。従って、 $\Omega \rightarrow \infty$ に対して一定値に漸近し、 $a > h_G$ の条件下で $a - h_G$ の値を小さくすることで低減可能であるが、吐出管のばね定数 \hat{k}_x, \hat{k}_z や球面の接地点 Q から等価ばねの結合点 S までの距離 c, d を含む項が存在し、これらが大きくなるほど振幅が大きくなる。なお、もし $c=0$ かつ $d=0$ 、すなわち吐出管が球面とシエルの当接部と等価ばねの接合点 S を一致させることができれば、第1項 \tilde{A}_{x1} から吐出管のばね定数の影響を消去することができる。

一方、右辺の第2項の \tilde{A}_{x2} には、ばね定数 \hat{k}_x, \hat{k}_z など吐出管に関する変数は含まれない。第3章の(3.5)式の場合と同様に、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、共振を避けたとしても Ω が大きくなると振幅が増大することになる。これを回避するためには、 \tilde{A}_{x2} の分子の係数を零とすれば良いことから、次のような条件式が得られる。

$$Mh_G(h_P - h_G) = J_G \quad (4.6)$$

従って、式(4.6)を満たすように駆動ユニットの重心位置や慣性モーメントなどを決定すれば、 Ω の大きさに関わらず加速度振幅を零とすることができる。式(4.6)は接地点 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点は、第3章で示した吐出管がない場合の解析モデルの場合と同様である。

ここで、表 4-1 に実験装置の系パラメータを示す。なお、表 4-1 に示す系パラメータは式(4.6)を満たすように選択されており、接地点 Q に対して不釣り合い力の作用点 P が打撃の中心となっていることを確認している。

Table 4-1 System parameters

M [kg]	2.99	h_p [m]	0.0781
J_G [kgm ²]	4.24×10^{-3}	h_G [m]	0.0499
a [m]	0.12	U [kg·m]	0.505×10^{-3}
m [kg]	2.72	k [N/m]	16,300

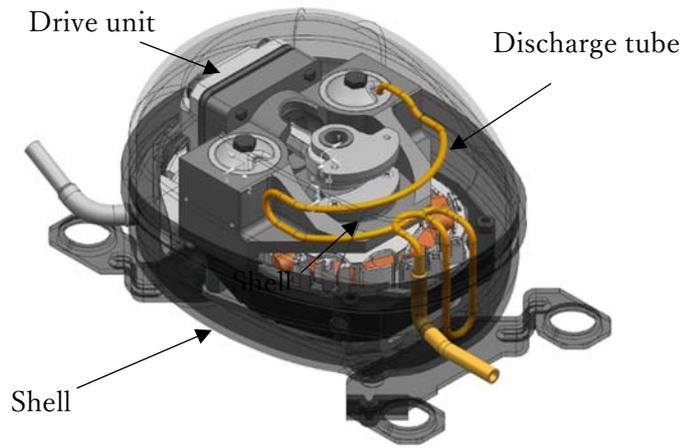
4.2.3 吐出管の仕様

冷蔵庫用の圧縮機の吐出管は外径 3 mm 程度の鋼管で形成されるのが一般的であり、吐出管の剛性は低くするほど吐出管を経由した振動の伝達を抑制することが可能である。しかしながら、剛性を低くすると吐出管の固有振動数が低くなり、固有振動数が運転回転数に近づくことで共振により吐出管の振動が大きくなることで吐出管の損傷に至る可能性がある。このため、吐出管は通常運転回転数範囲よりも固有振動数が高くなるように設計される。今回の検討では、吐出管の全長 L がほぼ等しく、駆動ユニットへの取り付け位置を変更した 2 種類の吐出管を用いて検討を行った。各吐出管を取り付けた圧縮機を図 4-5 に、吐出管の有限要素モデルを図 4-6 に、各吐出管に関するパラメータと有限要素解析によるばね定数及び固有値の計算結果を表 4-2 に示す。

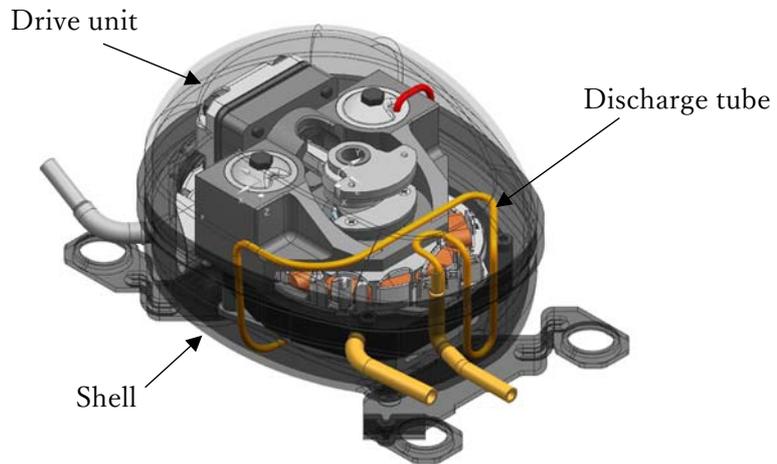
各吐出管ともに一端はシェルの吐出パイプに接続されている。Model 1 は吐出管を駆動ユニットの上部に接続したものである。また、Model 2 は吐出管を駆動ユニット下部の球面支持部の近傍で固定したものであり、吐出管の弾性変形可能な部分の長さはほぼ等しい。なお、Model 2 の吐出管は、球面支持部近傍の固定部から駆動ユニット上部へ接続されているが、この部分は両端が固定されており、弾性体としては機能しない。(図 4-5(b), 図 4-5(c)の赤色部)

Model 1 の球面の接地点 Q から等価ばねの結合点 S までの z 方向の距離は $c=0.088$ m であるのに対し、 x 方向の距離は $d=0.0087$ m であり、 z 方向の距離が約 10 倍大きい。式(4.3)~(4.5)より、吐出管の剛性の影響は、各方向の距離の 2 乗とばね定数の積で表されるため、 z 方向のばね定数の影響は、 x 方向のばね定数の約 1/100 程度となる。従って、Model 1 の場合、 z 方向のばね定数の影響は、 x 方向のばね定数に比べ、相対的に小さいといえる。

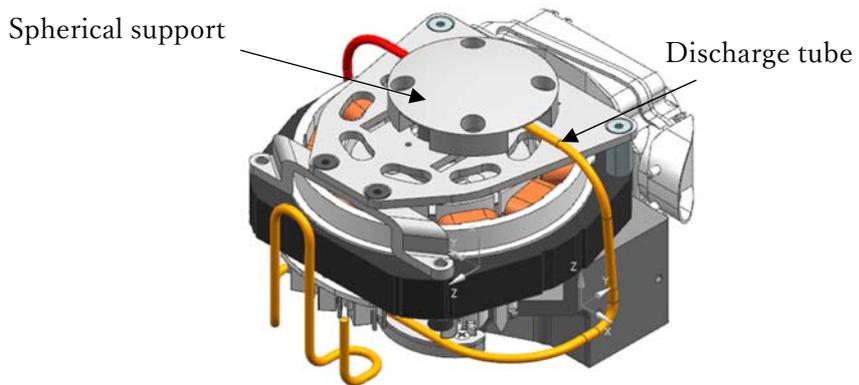
これらの吐出管について有限要素解析(NX 7.5)にて、両端完全固定の条件でモード解析を行って求めた固有振動数は、Model 1 は 114.9Hz、Model 2 は 140.4Hz である。いずれとも吐出管の固有振動数としては一般的な値であり、通常 80Hz 程度までの圧縮機の回転数範囲の上限より高い値となっている。また、有限要素解析(NX 7.5)でシェル側の端部を完全固定とし、駆動ユニット側の端部に x 方向および z 方向の荷重を与え、それぞれの荷重方向の変位から求めた等価ばね定数 \hat{k}_x, \hat{k}_z は、Model 1 で $\hat{k}_x=504$ N/m、 $\hat{k}_z=332$ N/m であり、Model 2 のばね定数、 $\hat{k}_x=379$ N/m、 $\hat{k}_z=240$ N/m より高い値となっている。



(a) Compressor (Model 1)



(b) Compressor (Model 2)



(c) Bottom side of drive unit (Model 2)

Fig. 4-5 Compressor with discharge tube

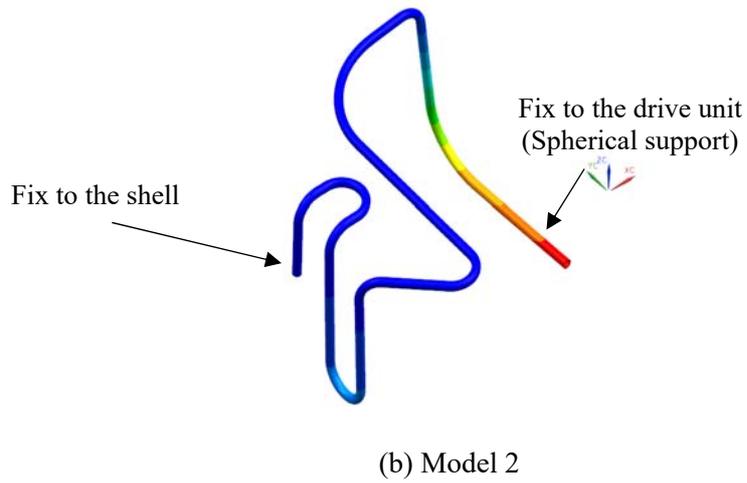
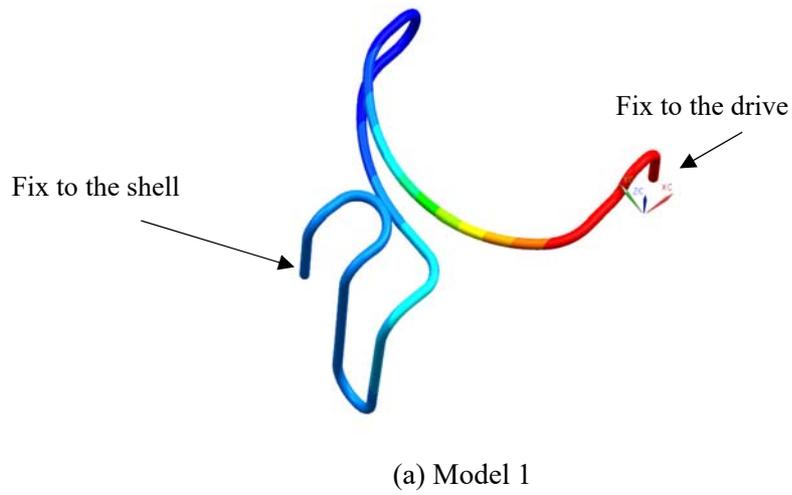


Fig. 4-6 Discharge tubes (FE model)

Table 4-2 System parameters of the discharge tubes

Discharge tube	Model 1	Model 2
L [m]	0.476	0.477
f [Hz]	114.9	140.4
\hat{k}_x [N/m]	504	379
\hat{k}_z [N/m]	332	240
c [m]	0.088	0.007
d [m]	0.0087	0

4.2.4 数値計算結果

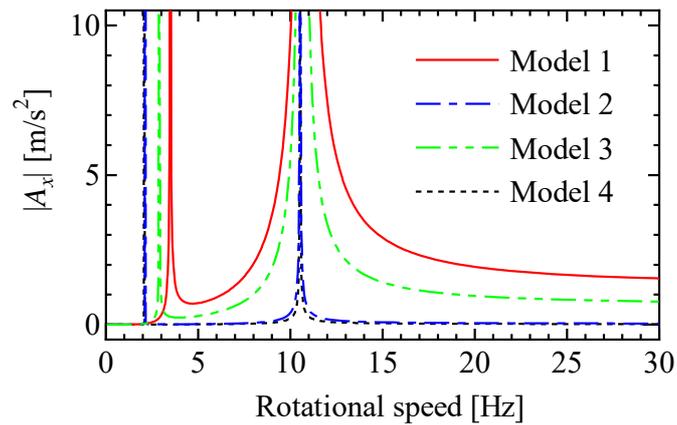
自立支持方式による固有振動数の低減効果と振動伝達の抑制効果を確認するため、4.2.2 項で導出した式を用いて数値計算を行った。ここでは、圧縮機の低速回転域の目標値を 15 Hz として検討する。計算対象の吐出管として、吐出管 Model 1 と Model 2、ばね定数を Model 1 の 1/2 とした Model 3、吐出管の影響がない場合に相当するばね定数を 0 とした Model 4 の 4 種類に設定した。そして回転数を変動させながら式(4.3)および式(4.4)よりシェルの加速度振幅 $|A_x|$ および駆動ユニットの角加速度振幅 $|A_\theta|$ を求めた。吐出管の各仕様のパラメータおよび固有振動数を表 4-3 に、応答曲線を図 4-7 に示す。

図 4-7 中の $|A_x|$ および $|A_\theta|$ の応答曲線を見ると、どちらの結果にも 1 次共振と 2 次共振のピークが現れている。これらの固有振動数は、吐出管のばね定数 \hat{k}_x, \hat{k}_z が大きくなると、1 次、2 次とも固有振動数は上昇する傾向であるが変化量は小さい。また、駆動ユニットの角加速度振幅 $|A_\theta|$ は、固有振動数に若干の差はあるものの 15Hz 以上の回転数領域では差はない。

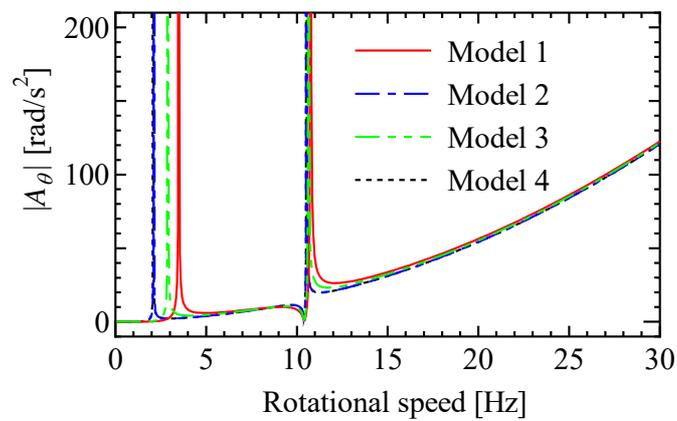
またシェルの加速度振幅 $|A_x|$ については、1 次の固有振動数は最大でも 3.5Hz であり、15Hz 以上の運転回転数範囲を考慮すると加速度振幅 $|A_x|$ への影響は小さいといえる。一方で、2 次の固有振動数は 10.5~10.8Hz であるが、Model 1 と Model 2 を比較するとピーク周辺の回転数領域における加速度振幅 $|A_x|$ の大きさに差が生じている。Model 1 では 10.8Hz の固有振動数のピークの周辺に加速度振幅 $|A_x|$ が大きい領域がより広く存在し、15Hz における加速度振幅 $|A_x|$ は 2.7m/s^2 と大きくなっている。一方、Model 2 および吐出管がない場合の Model 4 ($\hat{k}_x = 0, \hat{k}_z = 0$) は、15Hz の加速度振幅 $|A_x|$ は 0.1m/s^2 より小さい。一方、ばね定数が Model 1 の 1/2 である Model 3 でも、ばね定数がこれより大きい Model 2 より加速度振幅 $|A_x|$ が大きい。このことから、15Hz 付近で Model 2 の加速度振幅が、Model 1 および Model 3 より低い理由は、ばね定数 \hat{k}_x, \hat{k}_z の影響に比べ、球面の接地点 Q から等価ばねの結合点 S の距離 c および d の影響が大きいと考えられる。また、このことから、距離 c および d の値を十分小さくすることができれば、吐出管が無い状態とほぼ同じ状態になり、シェルの振動を抑制できると推察される。

Table 4-3 Natural frequency of the discharge tubes

Discharge tube		Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
\hat{k}_x [N/m]		504	379	252	0
\hat{k}_z [N/m]		332	240	166	0
c [m]		0.088	0.007	0.088	—
d [m]		0.0087	0	0.0087	—
Natural frequency [Hz]	1st	3.5	2.1	2.1	—
	2nd	10.8	10.5	10.5	—



(a) Shell



(b) Drive unit

Fig. 4-7 Calculated response curves

4.3 実験的検証

4.3.1 実験装置

4.2.4 項で行った解析結果の妥当性について検証するため、図 4-3 に示した圧縮機を対象とした実験を行った。実験にあたり、図 4-8 に示すように、圧縮機の上面に 3 軸加速度センサを設置し、ドライバーにより圧縮機のモータを駆動して、圧縮機の加速度信号を測定した。さらに、測定された加速度信号に対して FFT アナライザを用いて周波数分析を行い、パワースペクトルのオーバーオール値より各方向に生じた振動加速度の大きさを求めた。なお、実験の準備として、偏心軸の上下に取り付けたカウンタウェイトの質量を調整することにより、y 方向に対して回転軸の釣り合わせを行った。また、駆動ユニットは不釣り合い力の作用点が接地点に対する打撃の中心と一致するように調整されている。さらに、圧縮機の吸入パイプと吐出パイプに柔軟性を有する配管を接続することでサイクルを形成し、バルブにより圧力を調整することで圧縮負荷が作用した状態で実験を行う。なお、駆動ユニットに加速度センサーと取り付けるため、作動流体には R600a のかわりに空気を使用し、実機同等の負荷となるよう圧力を調整した。

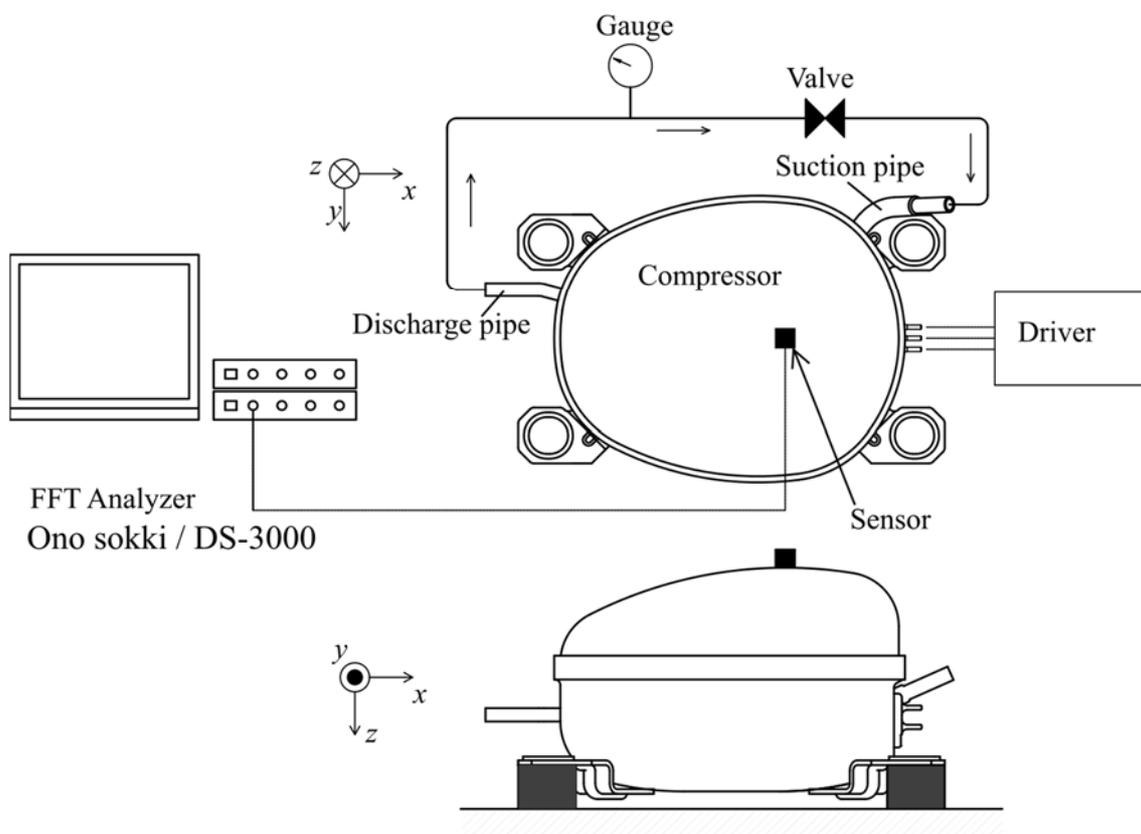


Fig. 4-8 Experimental setup

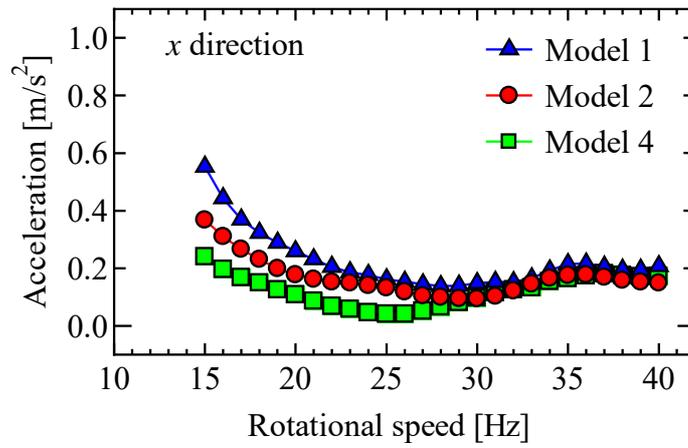
4.3.2 非圧縮運転時の振動

図 4-8 の実験装置を用い、モータの回転数を変更しながら圧縮機を駆動して加速度信号の計測を行った。実験は、吐出管が無い状態(Model 4)と、吐出管を駆動ユニットの上部に接続した Model 1 と吐出管を駆動ユニットの下部に接続した Model 2 の合計 3 仕様で行った。また実験は、バルブを解放して吸入と吐出の圧力差が生じないようにし、圧縮負荷が作用しない状態で行った。

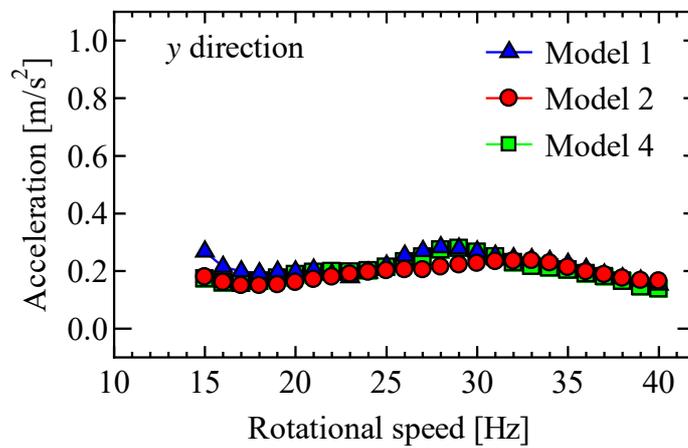
図 4-9 にシェルの加速度応答を示す。シェルの加速度は、吐出管が無い場合(Model 4)は回転数によらず各方向概ね 0.2m/s^2 以下である。駆動ユニットの上部に吐出管を接続した Model 1 では、吐出管が無い場合に比べ、とくに 20Hz 以下の低回転数領域で x 方向の加速度が大きくなる傾向である、これに対して、吐出管を駆動ユニットの下部に接続した Model 2 では、吐出管が無い場合に比べ若干大きいものの、Model 1 に比べると 20Hz 以下の領域で x 方向の加速度は低く、吐出管無しの場合との差が小さい。

この結果は、図 4-7 で示した理論計算の結果と傾向が一致し、吐出管の取り付け位置が低回転数領域での振動に影響することが確認できる。また、各方向の加速度応答から判断して、15Hz 以上の回転数領域に共振によるピークが存在しない点も理論計算の結果と一致している。

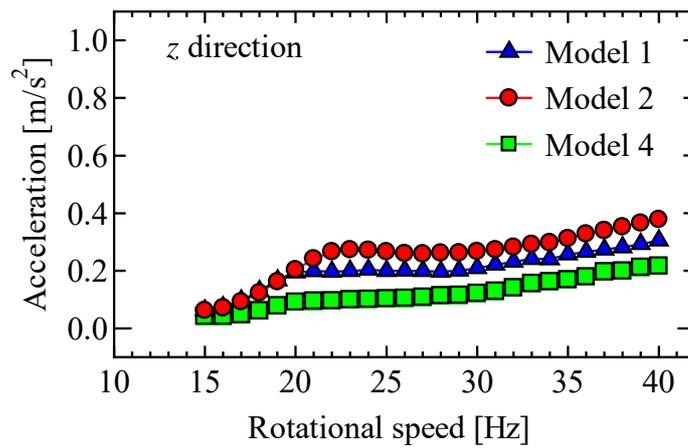
なお、 z 方向の加速度は Model 4 にくらべ、Model 1, Model 2 の値が増加する傾向であり、回転数の上昇に伴い加速度がやや増加する傾向であるが、理論解析とは異なる傾向であり、その要因については解明できていない。また、 y 方向の振動はいずれの仕様も加速度は 0.4m/s^2 以下であり、仕様による顕著な差はない。



(a) x direction (shell)



(b) y direction (shell)



(c) z direction (shell)

Fig. 4-9 Measured acceleration responses for various values of the rotational speed

4.3.3 圧縮運転時の振動

次に、図 4-8 の実験装置を用い、圧縮負荷が作用した状態で、モータの回転数を変更しながら圧縮機を駆動して、圧縮機の加速度信号を測定した。吐出管は、駆動ユニットの上部に接続した Model 1 と吐出管を駆動ユニットの下部に接続した Model 2 の 2 仕様を用いた。運転に際して実際の機器で発生する圧縮負荷と同等のトルク変動が発生するように、バルブを調整して吸入と吐出の圧力差を 200kPa とした。

図 4-10 にシェルの加速度応答を示す。4.3.2 項の圧縮負荷を与えない場合の結果に比べ加速度の絶対値は大きい。x 方向の加速度は、駆動ユニットの上部に吐出管を接続した Model 1 と吐出管を駆動ユニットの下部に接続した Model 2 でほとんど差がない。一方、y 方向の加速度は、x 方向の加速度と同様に低回転で大きくなる傾向であり、20Hz 以下の低回転数領域で Model 1 より Model 2 の加速度が低い。また、圧縮負荷を与えた場合に、y 方向の加速度が 20Hz 以下の低回転数域で増大する傾向は、圧縮負荷を与えない場合と異なっている。

このように、負荷の無い場合と傾向が若干異なるが、これは低回転数ほど圧縮負荷により回転変動が増加し鉛直軸まわりの振動の影響が大きくなっている影響であると推察される。また、吐出管のばね定数と駆動ユニットへの取り付け位置のいずれの影響が大きいかについては明確にはできていないが、圧縮負荷が作用した際も Model 1 より Model 2 の振動が低い結果である。

なお、z 方向の加速度は圧縮負荷の無い場合と同様に、回転数の上昇に伴い加速度がやや増加する傾向であるが、その要因については解明できていない。

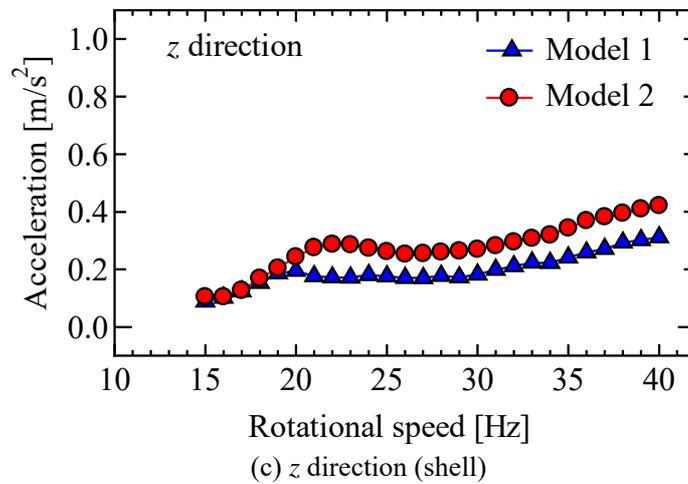
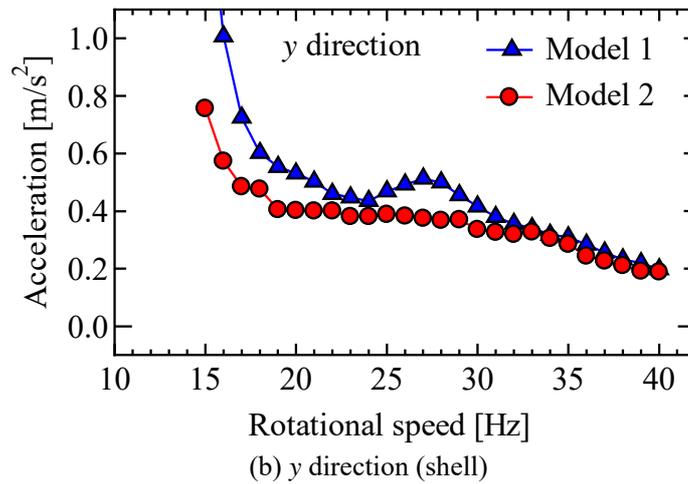
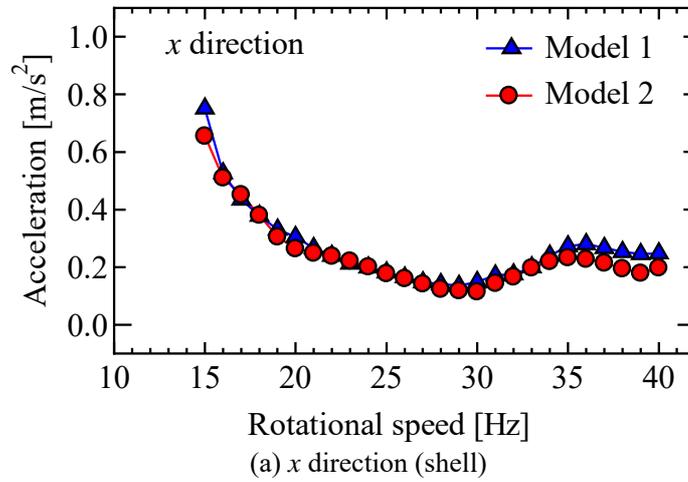


Fig. 4-10 Measured acceleration responses for various values of the rotational speed (200kPa)

4.3.4 支持方式の違いによる振動抑制効果の比較

次に、自立支持方式と従来のばね支持方式とで振動抑制効果について比較を行った。自立支持方式として、吐出管を駆動ユニットの下部に接続した Model 2 の圧縮機を用いた。また、ばね支持方式では、図 4-1 に示した従来のレシプロ式圧縮機を用いた。ばね支持方式の圧縮機の駆動ユニットは、シェルに対して駆動ユニット下面の 4 個のコイルばねにより支持される。また、自立支持方式の駆動ユニットとばね支持方式の駆動ユニットはピストンの質量や振幅は同じであるが、自立支持方式のほうが高さは低く、駆動ユニットの質量も小さい。

これら 2 つの支持方法の圧縮機について、4.3.3 項と同様に図 4-8 に示す実験装置を用いて振動の計測を行った。駆動ユニットの振動の違いを確認するため、シェルに加えて駆動ユニットに加速度センサを取り付けた。また実験に際して、吸入と吐出の圧力差がいずれも 200kPa となるように調整し、モータの回転数を変更して圧縮機の加速度信号を測定した。図 4-11 にシェルの加速度応答、図 4-12 に駆動ユニットの加速度応答を示す。なお、点線はばね支持での固有振動数を示す。

図 4-12 に示す自立支持方式による駆動ユニットの x 方向の加速度は、回転数の上昇とともに増加する。また、自立支持方式の駆動ユニットの加速度は、ばね支持方式による加速度より大きい。これは、同じ不釣り合い力が質量の小さい駆動ユニットに作用した影響と推察される。

一方、図 4-11 に示すシェルの加速度は、ばね支持方式では x 方向の 19Hz、 y 方向の 15Hz に加速度のピークが存在している。これらは点線で示す固有振動数の周辺で発生しており、ばね支持に起因する共振の影響と考えられる。また、これらのピーク以外の領域でも、ばね支持方式は自立支持方式より振動が高い領域が多い。

一方 z 方向では、ばね支持方式の加速度は固有振動数の周辺で若干増加するものの、自立支持方式より加速度がやや低い領域が多い。ただし、ばね支持方式は x 方向および y 方向の加速度が大きいことから、各方向の振動を総合的に判断すると、全体としてばね支持方式の振動は自立支持方式を上回る。これに対して、自立支持方式は 15Hz 以上の運転回転数範囲から圧縮機の固有振動数を除外し、共振の影響を抑制することで圧縮機の振動を低減していることが確認できる。

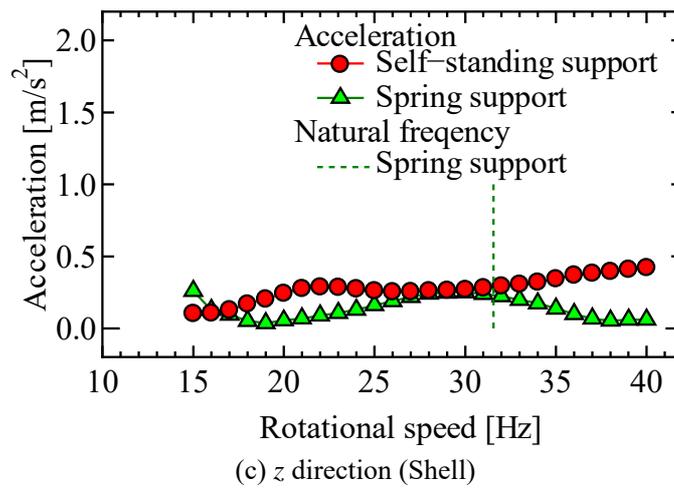
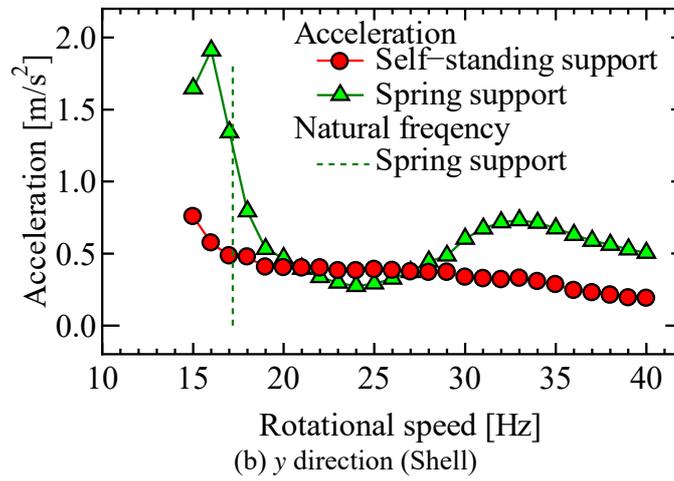
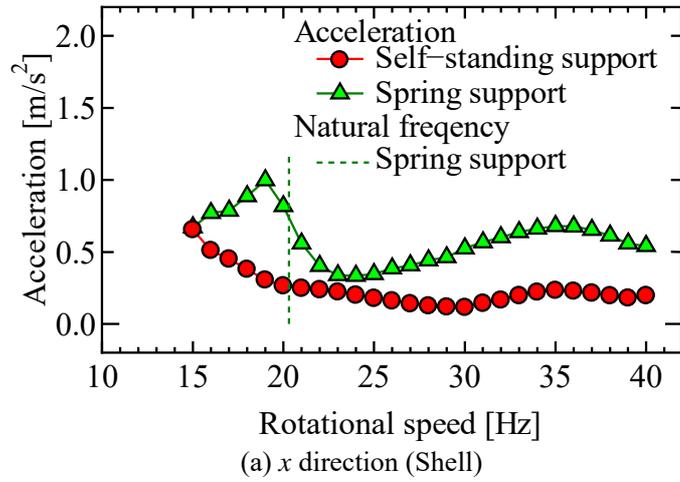
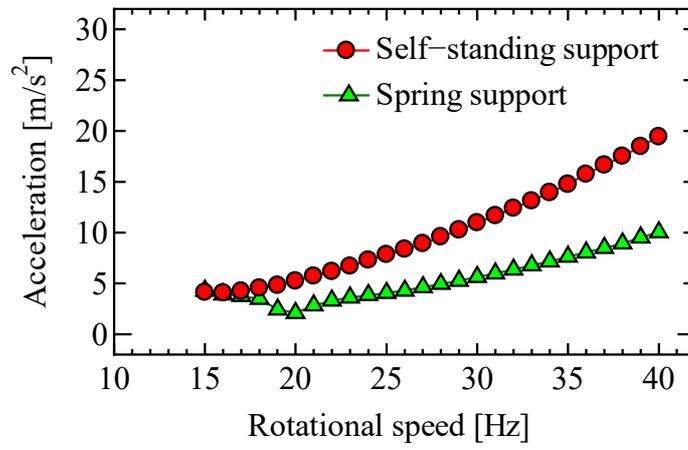
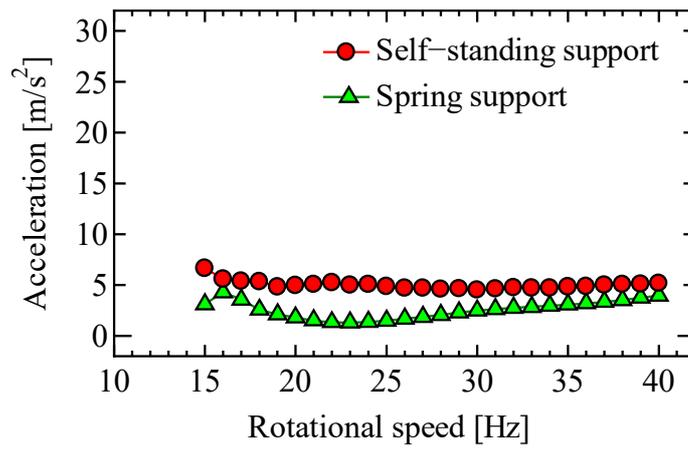


Fig. 4-11 Measured acceleration responses of shell for various values of the rotational speed (200 kPa)



(a) x direction (Drive unit)



(b) y direction (Drive unit)

Fig. 4-12 Measured acceleration responses of drive unit for various values of the rotational speed (200 kPa)

4.4 結論

レシプロ圧縮機の低振動化を図るために提案した、圧縮機のシェル内部にある駆動ユニットの支持方法である自立支持方式について、実用化を図るうえで解決すべき課題について検討を行った。

このため、圧縮運転が可能な圧縮機に自立支持方式を適用し、実験と数値計算の両面から振動抑制効果の有効性について検証した。得られた結果は次の通りである。

(1)自立支持方式では固有振動数の大幅な低減が可能であり、運転回転数の範囲から固有振動数をすべて除外することができる。実際に圧縮運転を行う圧縮機に適用した場合でも、低回転数域において共振による振動の発生を回避でき、従来のばね支持方式に比べて圧縮機の振動を低減できることを確認した。

(2)圧縮した冷媒を搬送するために駆動ユニットとシェル間を結合する吐出管は、駆動ユニット側の取り付け位置を駆動ユニットの下面に配置した球面支持部近傍とすることで、吐出管による駆動ユニットからシェルへの振動伝達を抑えることができることを確認した。

第5章 総括

本研究は、冷蔵庫用のレシプロ圧縮機の振動問題、とくに圧縮機を低回転で運転する際の振動問題の解決を目的とした。このため、圧縮機の固有振動数を運転回転数域から除外することを狙いとして、2種類の新たな圧縮機の支持方式の開発を行った。そのひとつは、圧縮機自体の変更は行わず、圧縮機外部の支持構成を変更することで圧縮機の振動が外部へ伝達されることを抑制する「五点支持方式」である。他のひとつは、圧縮機内部の支持構成を変更し、圧縮機自体の振動を低減する「自立支持方式」である。

第1章では、本研究が対象とする冷蔵庫および圧縮機の概要を説明した。冷蔵庫の省エネルギー化を図るうえで、レシプロ圧縮機の低回転化の必要性が高いが、圧縮機を低回転数領域で運転する際には、支持系の共振現象に起因する振動が発生すると、低回転化に伴う振動問題について述べた。

この振動問題に対しては、単に従来の支持系の設計で支持系のばね定数の低減をするなどの方策では支持の安定性が失われるなどの問題があり、その対応は容易ではない。このため本研究では冷蔵庫用のレシプロ圧縮機を低回転で運転する際の振動問題の解決のため、圧縮機の固有振動数を運転回転数領域から除外することを目指して、2種類の新たな圧縮機の支持方式を開発するという本研究の目的を示した。

第2章では、低回転数域(15~30 Hz)においてレシプロ式圧縮機から冷蔵庫に伝達する振動の抑制を図るために、圧縮機の固有振動数を運転回転数の範囲外に変更する方法について以下の検討を行った。

- (1)圧縮機の支持状態が固有振動数に及ぼす影響について解析的に調べた。この結果、圧縮機を支持する支持要素の間隔やばね定数を小さくすることで固有振動数が低減できることを確認した。
- (2)支持状態の分析結果を踏まえ、周辺支持要素に加えて中心支持要素を用いる五点支持方式を新たに提案した。五点支持方式は、圧縮機の支持方法を変更するという簡便な方法であるものの、従来の四点支持方式よりも固有振動数を大幅に低減できることを実証した。
- (3)実際の冷蔵庫で使用される圧縮機を用いて五点支持方式の駆動実験を行った。その結果、とくに振動伝達への影響が大きいピストン往復方向の圧縮機振動に関し、低回転数域から圧縮機の固有振動数を除外したことで、低回転数域で駆動しても圧縮機がピストン往復方向に共振することが無くなった。さらに、これ以外の振動についても圧縮機から外部への伝達を軽減できるので、ベースの振動加速度を 0.9 m/s^2 以下にまで低減できることを確認した。以上から、主要な振動モードに関し固有振動数を運転回転数域から除外し、かつ圧縮機から外部への振動伝達が抑制可能であることから、五点支持方式の有効性を確認した。

第3章では、レシプロ圧縮機の低振動化を図るために、圧縮機のシェル内部にある駆動ユニットに対して新たに自立支持方式を提案し、圧縮機の構造に基づいて製作した駆動ユニットとプレートからなる簡易モデルを対象として、実験と数値計算の両面から振動抑制効果の有効性について検証した。得られた結果は次の通りである。

(1)自立支持方式では、駆動ユニットの下面に球面支持要素を取り付けてプレートに直接設置するものであり、従来のように支持ばねを設置する必要がないので、固有振動数を大幅な低減が可能である。これにより、運転回転数の範囲から固有振動数をすべて除外することができ、低回転数域において共振による振動の発生を回避できることを確認した。

(2)不釣り合い力の作用点を球面の接地点に対する打撃の中心とすることで、不釣り合い力が作用しても接地点に作用する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。これにより、高回転数域において駆動ユニットに作用する不釣り合い力が増大した場合でも、プレートへの振動伝達を十分抑制可能であることを確認した。

第4章では、レシプロ圧縮機の低振動化を図るために提案した自立支持方式について、実用化を図るうえで解決すべき課題について検討を行った。このため、圧縮運転が可能な圧縮機に自立支持方式を適用し、実験と数値計算の両面から振動抑制効果の有効性について検証した。得られた結果は次の通りである。

(1)自立支持方式では固有振動数の大幅な低減が可能であり、運転回転数の範囲から固有振動数をすべて除外することができる。実際に圧縮運転を行う圧縮機に適用した場合でも、低回転数域において共振による振動の発生を回避でき、従来のばね支持方式に比べて圧縮機の振動を低減できることを確認した。

(2)圧縮した冷媒を搬送するために駆動ユニットとシェル間を結合する吐出管は、駆動ユニット側の取り付け位置を駆動ユニットの下面に配置した球面支持部近傍とすることで、吐出管による駆動ユニットからシェルへの振動伝達を抑えることができることを確認した。

以上のように、本研究では冷蔵庫用のレシプロ圧縮機の低回転数域の振動問題に対応する、2種類の新たな圧縮機の支持方式の開発を行った。圧縮機外部の支持構成である「五点支持方式」と圧縮機内部の支持構成である「自立支持方式」の双方が、圧縮機の固有振動数を運転回転数域から除外可能であり、低回転数域の振動低減により冷蔵庫の省エネルギー化に寄与しうる実用的な手法であることを確認した。

謝 辞

九州大学大学院工学研究科機械工学専攻 近藤孝広教授には、博士後期課程への入学試問に始まり、研究の遂行、本論文の取りまとめにおいても終始、熱心にご指導ご鞭撻を頂くとともに、本論文の主査を務めていただくなど、多大なるご尽力を頂きました。ここに心より深く感謝申し上げます。

同専攻の雉本信哉教授、井上卓見教授には副査としてご助言を頂くとともに本論文の細部にわたりご指導を頂きました。ここに深く感謝いたします。

共同研究者である宮崎大学工学教育研究部 機械設計システム工学科 盆子原康博准教授には、研究の当初より多くのご指導ご助言を頂きました。深く感謝申し上げます。

宮崎大学工学部教育研究支援技術センター 濱畑貴之氏には、本研究にかかる実験装置の構築にご尽力いただき感謝申し上げます。また、実験データ取得を行ってくれた宮崎大学機械設計システム工学科の学生諸君にも感謝申し上げます。

本研究の遂行にあたり、社会人として大学へ在学することを認めていただいた パナソニック株式会社 アプライアンス社 技術本部 エアコン・コールドチェーン開発センター 所長 西山吉継氏、同開発センター 部長 森本敬氏、同開発センター 課長 引地巧氏、同開発センター課長 金城賢治氏に深く感謝申し上げます。また、九州大学大学院での研究のきっかけを作ってくくださった同開発センター 室園宏治に深く感謝申し上げます。さらに、本研究に際し、ご協力、ご助言を頂いた同開発センター開発五部の皆様にもこの場を借りて感謝申し上げます。

最後に、本論文の作成にあたっての家族の理解と協力に心より感謝します。

参考文献

- (1) 経済産業省 資源エネルギー庁 平成 29 年度エネルギーに関する年次報告
(エネルギー白書 2018) ウェブサイト
<http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2018/>
- (2) 経済産業省 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会
第 17 回 配布資料 (平成 23 年 12 月 26 日)
参考資料 1 トップランナー基準の現状等について
http://www.meti.go.jp/committee/summary/0004310/017_haifu.html
- (3) 今田 寛訓, 藤田 智弘, 堀井 克則,
「コンパクト大容量を実現した 7days 冷蔵庫 X シリーズの開発」
パナソニック技報, Vol.64 ,No.2(2018)
- (4) 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(2014)
- (5) 日本機械学会 機械工学便覧 γ 3 熱機器 (2005 年 11 月 10 日)
- (6) 梅岡 郁友 「冷蔵庫用レシプロ圧縮機の技術史」
2007 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2007.10.22-24, 東京)
- (7) 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(2003), No.1, P79-85
- (8) 今市憲作, 石井徳章, 鹿籠六信夫,
「小形往復圧縮機の振動」
日本機械学会論文集, vol.41, No.348(1975), pp.2333-2346