

電気冷蔵庫用圧縮機の振動解析

Analysis of Vibrations of the Compressors for Refrigerators

松村 帝男* 横山 精*
 Kimio Matsumura Akira Yokoyama

内 容 梗 概

近年家庭用電気冷蔵庫の普及とともに、騒音の問題がますます大きくなりあげられるようになった。電気冷蔵庫の最大の騒音源は圧縮機であるが、これを収容している鋼板製チャンバの振動特性が、騒音に大きな影響を有することが予想されたので、その究明を行なった。

1. 緒 言

電気冷蔵庫の騒音源は冷媒を圧縮循環させる圧縮機である。その騒音はバルブの開閉によって生ずる振動、衝撃音、およびガス音、電動機の電磁音、潤滑油による騒音、ピストンとシリンダの間げきのガス漏れ音、圧縮機の振動がチャンバに伝達されて生ずる騒音など、いくつかの原因によるものである。

本研究は圧縮機で発生した振動が固体音として圧縮機を収容するチャンバに伝達され、チャンバの音響、振動特性によってどのように外部に放射されるかを究明し、騒音低減の資料としたものである。

2. 電気冷蔵庫および圧縮機の騒音、振動

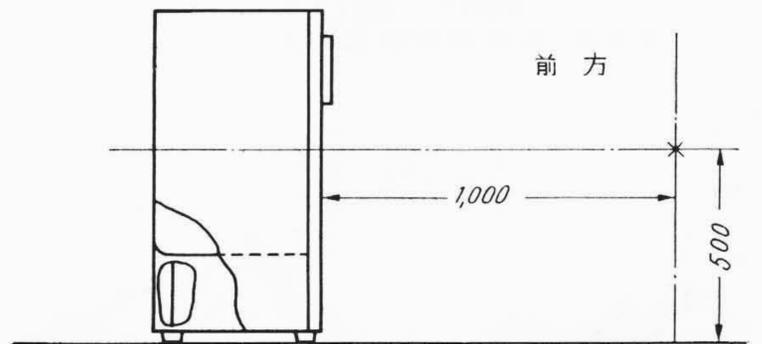
供試冷蔵庫および圧縮機の仕様は第1表に示すとおりである。冷蔵庫の騒音は第1図に示すように前方1m、高さ0.5mにおける値で表わし、その値は電源周波数が50~のとき26~28ホン、60~のとき27~29ホン程度である。供試冷蔵庫の騒音分析結果を第2図に示す。騒音振動分析に用いた計器は第2表の仕様のものである。

冷蔵庫の前方1mにおける騒音は、低周波域では電源周波数の整数倍のところにピークを有するが、高周波域では1/3オクターブバンドの中心周波数が1,600 c/sおよび2,000 c/sの部分のみにピークが現われており、聴感補正を行なうと1,600 c/sと2,000 c/sの音が全体の騒音を支配していることがわかる。

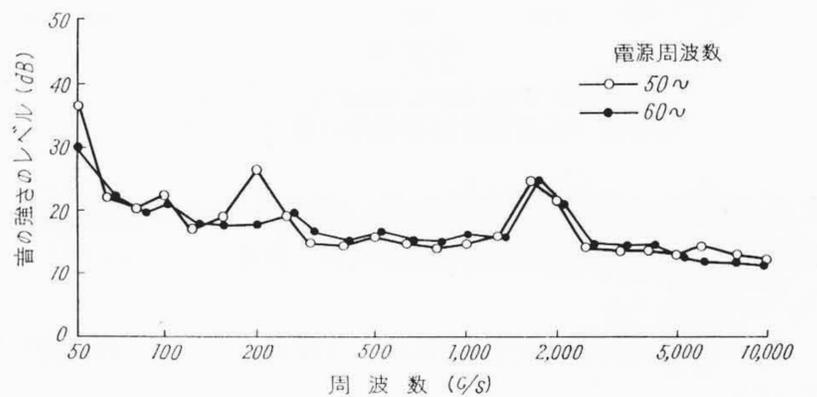
圧縮機の内部構造を第3図に示す。これは第4図に示すようなチャンバに収容され、フランジ面を溶接して全密封となっている。第

5図に示すA~Dの位置の騒音を、冷媒運転および空気運転を行なって測定分析したのが第6図および第7図である。冷媒、空気運転いずれの場合も1,600 c/sを中心として1,250 c/sと2,000 c/sのレベルが大きくなっている。

圧縮機をチャンバに収容しない単独の状態では第7図の上方に示すスペクトルのようになり、1,000 c/sから3,000 c/sにわたって比較的平坦なレベルを有している。また、圧縮機の空気運転時の圧縮機各部の振動スペクトルは第8図のようであり1,000 c/sから2,000 c/sの間にピークを有している。第7図からわかるよう



第1図 冷蔵庫の騒音測定位置 (×印)



第2図 冷蔵庫運転時の騒音スペクトル (前方1m)

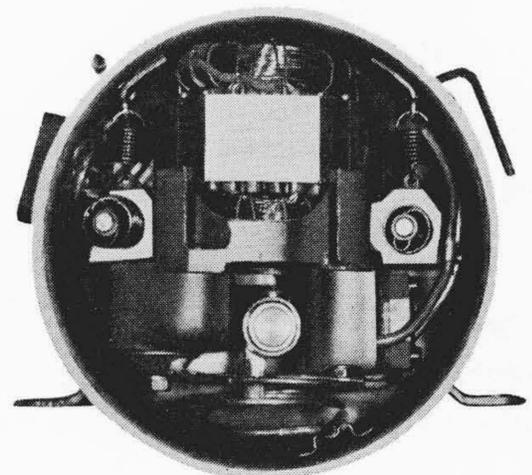
第1表 供試冷蔵庫用圧縮機仕様

項目	仕様
圧縮機	型式 MD-650B 出力 65W シリンダ径×行程 23φ×8mm 理論押除量 0.597m ³ /h 冷凍機油 #150 (500 cc)
冷蔵庫	型式 R-60 内容積 55 l 冷媒 R-12 (0.13kg)

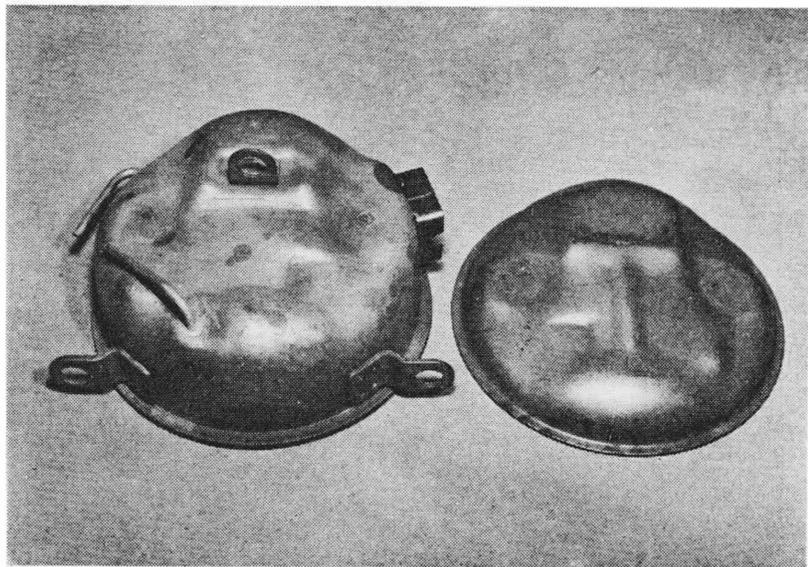
第2表 騒音振動周波数分析器仕様 (Brüel Kjaer 社製)

項目	仕様
可聴周波自動分析記録装置	測定範囲 20~160 ホン 増幅器周波数特性 2~35,000 c/s ±0.5 dB 1/3オクターブフィルタ 40~32,000 c/s 30個所 周波数精度 2%
マイクロホン	コンデンサマイクロホン 感度 5 mV/μbar 周波数範囲 20~20,000 c/s
振動ピックアップ	チタン酸バリウム 感度 35~70 mV/g 周波数範囲 5~10,000 c/s

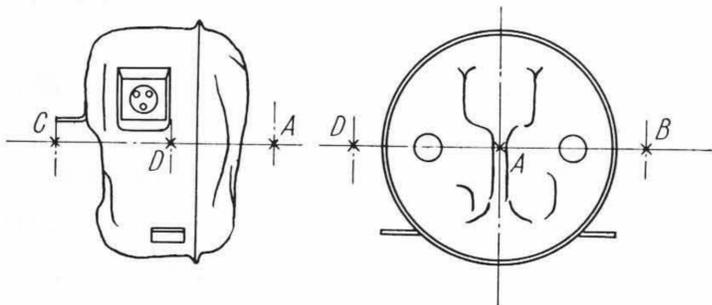
* 日立製作所栃木工場



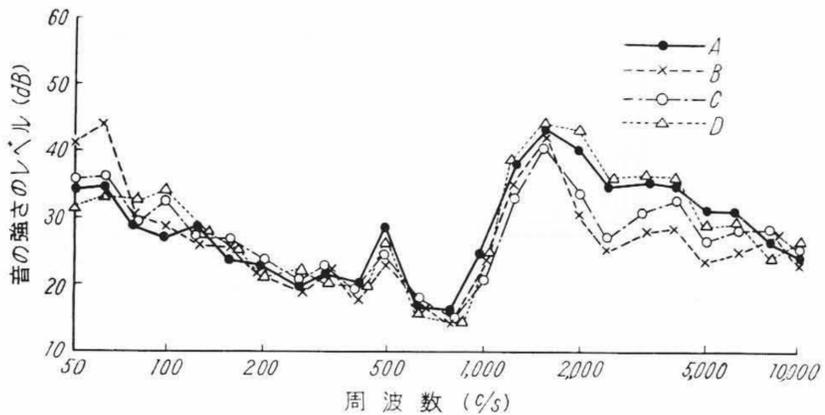
第3図 圧縮機内部構造



第4図 チャンバの外観



(距離はすべて表面より 3 cm)
第5図 圧縮機の騒音測定位置 (×印)



(吐出圧力 10 kg/cm²G, 吸込圧力 0.5 kg/cm²G)
第6図 圧縮機冷媒運転時の騒音スペクトル

に圧縮機のチャンバ内に收容すると 1,600 c/s の音が強調されるのはチャンバの持つ音響振動的特性が大きく影響していると考えられる。

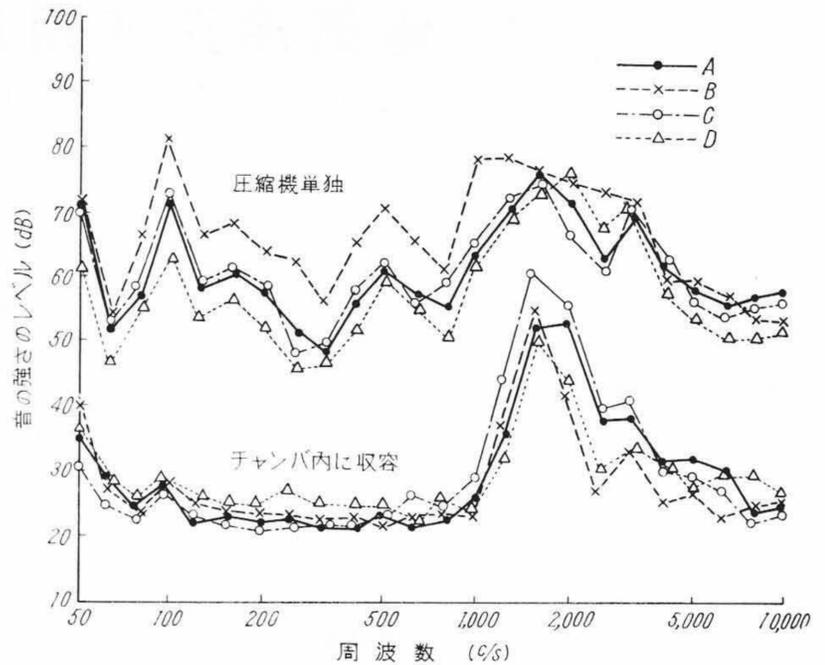
そこで本研究では、チャンバに関して次のような項目の検討を行った。

- (1) チャンバの板厚の効果
- (2) チャンバの形状の効果
- (3) チャンバの固有振動数
- (4) チャンバの遮音特性
- (5) チャンバの音響減衰特性
- (6) 圧縮機運転時のチャンバ表面の振動, 騒音分布
- (7) 圧縮機とチャンバとの支持方法

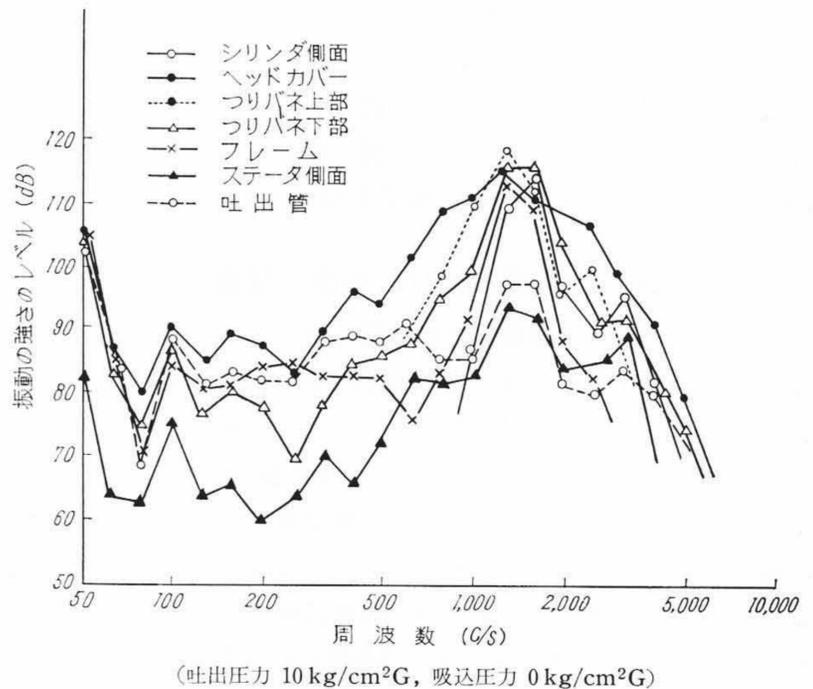
3. チャンバの諸特性

3.1 供試品

チャンバの形状および板厚がチャンバの諸特性に及ぼす影響を調べるため第3表に示す3種類の形状のものを、それぞれ板厚を 2.3 mm, 3.2 mm, 4.5 mm に変えて製作した。チャンバの材質はアルミキルド(ホット)鋼板である。



(吐出圧力 10 kg/cm²G, 吸込圧力 0 kg/cm²G)
第7図 圧縮機空気運転時の騒音スペクトル



(吐出圧力 10 kg/cm²G, 吸込圧力 0 kg/cm²G)
第8図 圧縮機空気運転時の各部の振動スペクトル

3.2 固有振動数

上述のような形状の複雑なチャンバの固有振動数を計算で求めることは困難なので、チャンバを自由につるしてその腹部に衝撃を与え、そのとき生ずる騒音をテープレコーダに録音し、これを反復再生して分析を行ないそのピークから固有振動数を求めた。測定結果を第4表に示す。板厚が大きくなると固有振動数も高いほうに変化する。しかし、3種類の形状による固有振動数の変化はわずかであり、明りょうな差異はみられない。また、板厚が薄いときはいくつものモードの振動が生じやすい。

3.3 音響減衰特性

固有振動数を測定したと同様に、チャンバをたたいて生ずる音響の減衰を測定し、60 dB 減衰する時間を減衰時間として求めた。その結果を第5表に示す。板厚が薄くなるほど減衰時間は大きくなる傾向がみられる。Z形のチャンバはほかよりも減衰が良くない。

第3表 供試チャンバ仕様

チャンバ記号	ふ た	底
X	ピストン部にへこみがある。 ステータ部の絞りが深い。	ピストン部にわずかにへこみがある。 下部のふくらみは小さい。
Y	ステータ部に+印の絞りがある。	ステータ部の絞りが浅い。 下部のふくらみは小さい。
Z	ステータ部の絞りが深い。 中央に縦方向の絞りがある。	ステータ部の絞りが深い。 ピストン部の絞りも深い。 下部のふくらみが大きい。

第4表 チャンバの固有振動数 (単位 kc/s)

チャンバ記号	板厚 (mm)	ふ た				底		
X	2.3	1.4	1.7			0.9	1.3	2.0
	3.2		1.6	2.0			1.7	
	4.5			2.0	2.5			1.9
Y	2.3	1.6		2.5		1.2	2.2	2.8
	3.2		2.0				1.6	
	4.5			2.5				2.0
Z	2.3	1.0	1.7	2.2	3.3	1.2	1.5	
	3.2			2.0	2.9		1.5	
	4.5			2.5				1.8

第5表 チャンバの音響減衰時間 (単位 秒)

記号	板厚 (mm)		
	2.3	3.2	4.5
X	1.20	1.00	0.90
Y	1.30	1.00	0.80
Z	1.50	1.30	1.30

第6表 遮音効果から求めたチャンバの共振周波数

機 種	板厚	種	共振周波数 (c/s)			
X	4.5t	ふ た	1450	1650	2250	
	3.2	ふ た	1430	2300	3300	
	2.3	ふ た	1250	1420	2220	
Y	4.5	ふ た	1460	1750	2380	
	3.2	ふ た	1580	2230	3250	
	2.3	ふ た	1270	1467	2250	3180
Z	4.5	ふ た	1403	2200	3200	
	3.2	ふ た	1400	1685	1890	
	2.3	ふ た	1340	1470	1800	2210
X	4.5	底	1600	1780	1860	2070 2600
	3.2	底	1280	1780	2070	2630
	2.3	底	1160	1780	2640	
Y	4.5	底	1780	2650		
	3.2	底	1260	1780	2060	2630
	2.3	底	1100	1860	2630	
Z	4.5	底	1750	2060	2600	
	3.2	底	1190	1750	2070	2600
	2.3	底	1000	1740	2580	

3.4 遮音特性

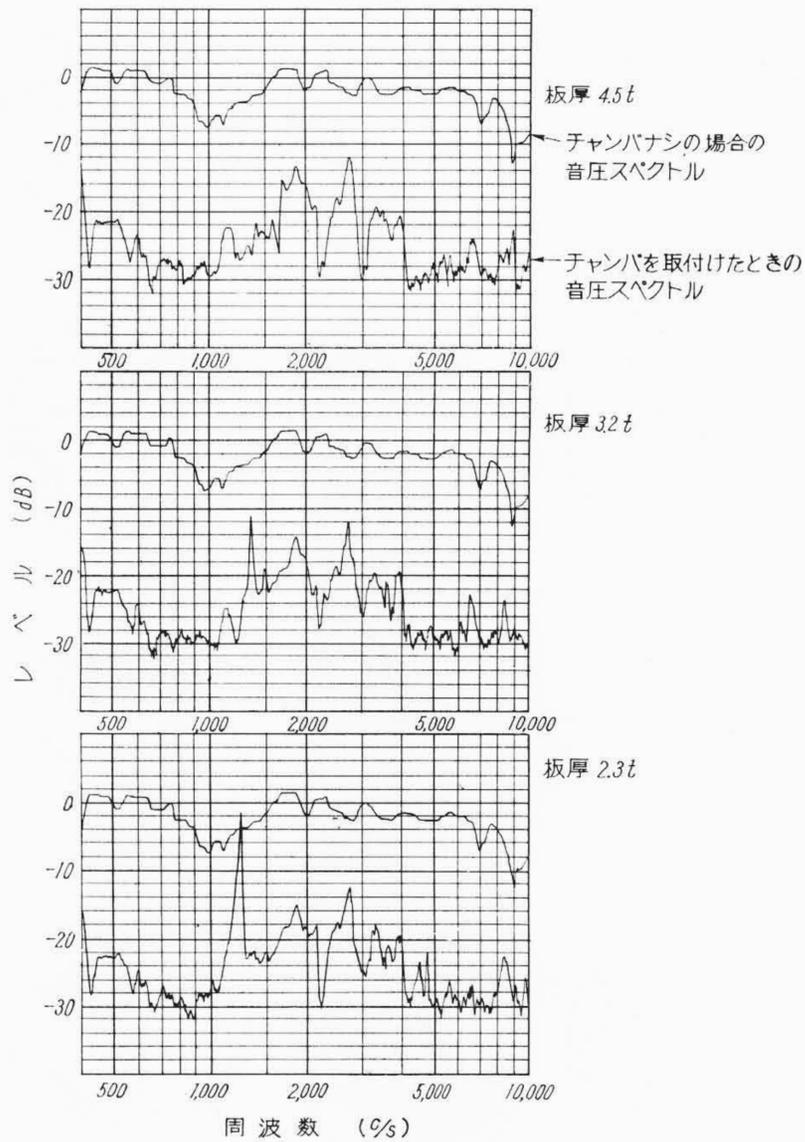
スピーカボックスの前面にチャンバを取り付け、チャンバを透過した音をマイクロホンで受け、チャンバの遮音効果を求めた。400~10,000 c/s における遮音効果の周波数特性を測定した結果の一例を第9図に示す。このように測定したスペクトルから、チャンバの音響透過の共振周波数を正確に求めた結果を第6表に示す。

音響の減衰は 1,000 c/s 以下、4,000 c/s 以上では 25~30 dB あるが、1,000~4,000 c/s の間では概して減衰は悪く、特に共振周波数においては 0~10 dB 程度の減衰である。この傾向は3種類のチャンバとも一致している。チャンバの板厚が薄くなると透過周波数は低いほうに移行し、同時に減衰量も小さくなっていることは前述の固有振動数および音響減衰特性の結果と同一である。

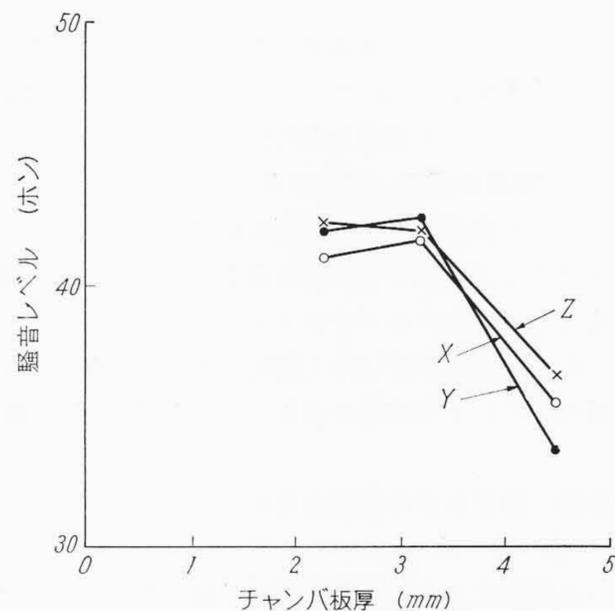
3.5 チャンバの板厚、形状と圧縮機騒音との関係

既述の板厚、形状の異なる9種類のチャンバに同一圧縮機を組み込んで冷媒運転を行ない騒音を測定した。その結果は第10図のとおりである。騒音は圧縮機のふたチャンバから前方1mの位置で測定した。チャンバの板厚が薄くなると騒音レベルは増すが、3.2tと2.3tとではほとんど同一レベルを示している。また、形状による差異は明りょうでない。

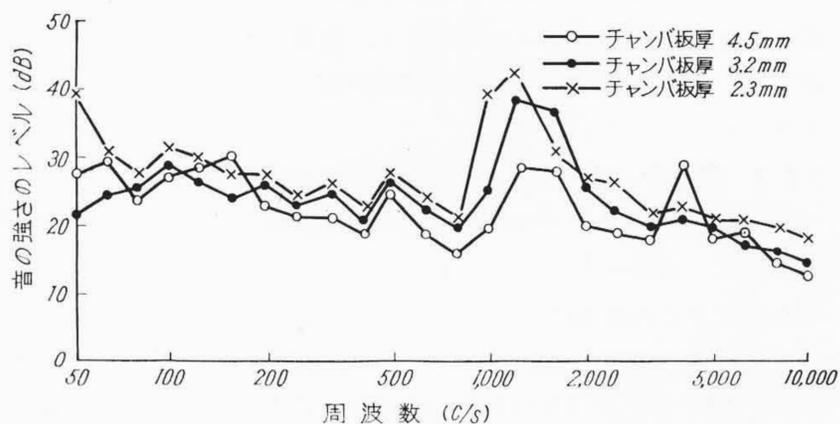
第11図にX形チャンバを使用したときのチャンバ板厚による圧縮機騒音スペクトルの変化を示す。図において板厚が薄くなるにつれピークを示す周波数がチャンバの固有振動の場合と同様に



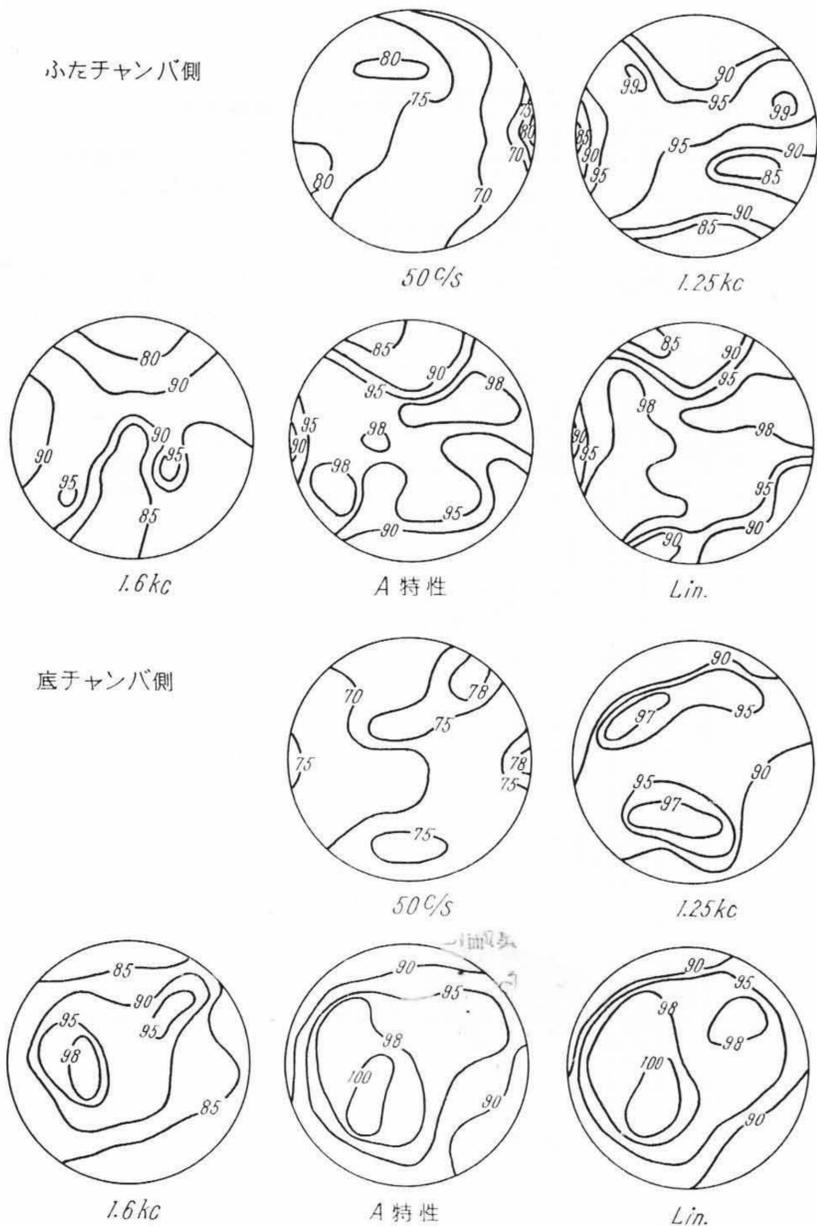
第9図 チャンバの遮音特性測定結果



第10図 チャンバ板厚、形状と圧縮機騒音の関係



第11図 チャンバ板厚と騒音スペクトル



第 12 図 Z 形チャンバを使用したときの振動分布

1,250 c/s となり、そのレベルも大きくなる。これは各形状のチャンバとも、同一の結果を示した。チャンバ形状と圧縮機の騒音スペクトルの関係については、Y 形が比較的良好な結果を示した。

3.6 チャンバ表面の騒音、振動分布

圧縮機のチャンバ表面を 3 cm 間隔に縦横に区分し、各交点において振動ピックアップをあてて振動分布を測定した。また騒音分布は上記の各交点でマイクロホンチャンバ表面から 5 mm の位置において測定した。測定結果を 50, 1,250, 1,600, 2,000 c/s および A 特性, Lin. 特性について等高線で表示した例を第 12 図と第 13 図に示す。

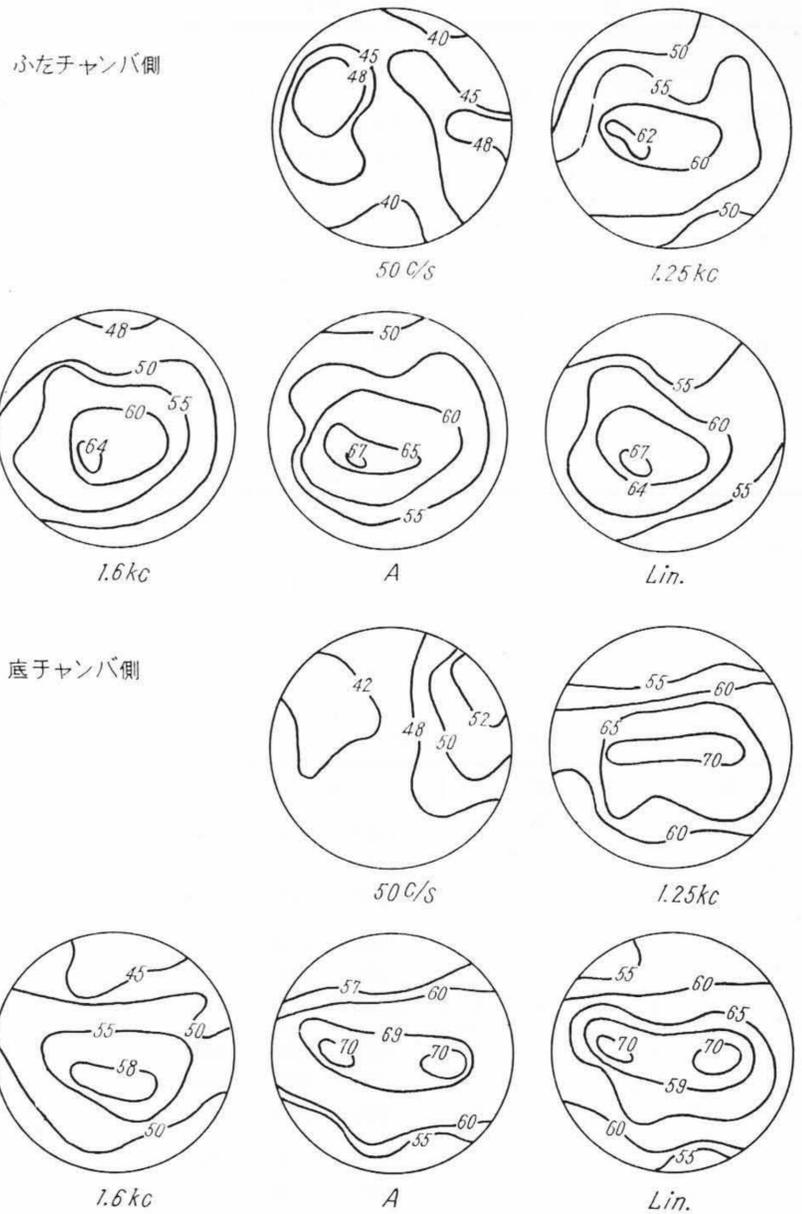
これらの振動、騒音分布の測定結果から次のことがわかった。

3.6.1 振動分布

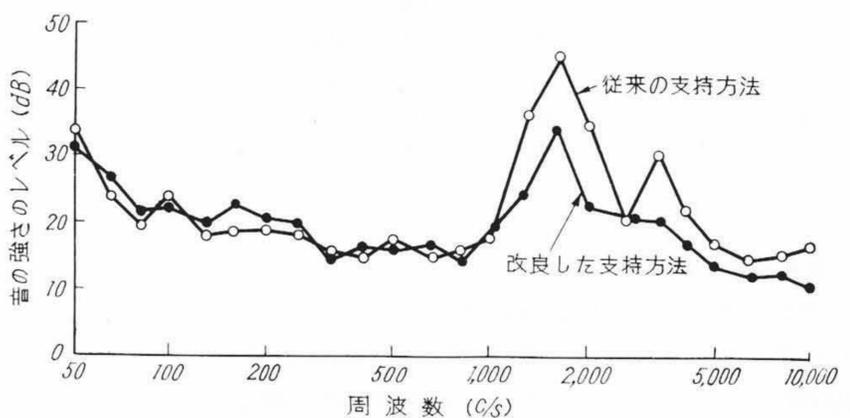
チャンバの板厚による固有振動数の帯域で振動レベルは最も大きく、Lin. 特性の振動分布と類似している。振動が固体中を伝達してチャンバを加振する座の位置は、板厚が大きいときは特にレベルは大きくならないが、板厚が小さいときは、チャンバのふた、底ともに座の部分のレベルが大きく、加振の影響が大きいことを示している。また、チャンバの板厚が薄くなるほど振動レベルは大きくなっている。

3.6.2 騒音分布

1,250~1,600 c/s の帯域の分布が Lin. 特性の分布に類似していることは、振動分布と同様である。また座の部分を中心としてレベルが大きく円筒部に近づくにしたがってレベルは同心円的に減少している。板厚が 4.5 t のチャンバは遮音がよく、レベルは小さいが、3.2 t および 2.3 t はほぼ同程度に遮音効果が悪い。チャンバの形状による分布状態の差異は振動分布と同じく明りょうでない。



第 13 図 Z 形チャンバを使用したときの騒音分布



(空気運転吐出圧力 10 kg/cm²G, 吸込圧力 0 kg/cm²G, 前方 1 m)
(Z 形 3.2 t チャンバ使用)

第 14 図 圧縮機支持方法と騒音スペクトル

4. 圧縮機の支持方法について

以上述べたように、圧縮機の騒音特性はチャンバの影響を大きく受ける。すなわち、圧縮機で発生した振動が圧縮機とチャンバの支持接続部を伝達しチャンバを加振し、チャンバの固有振動と一致する振動数で共振をおこし、その騒音勢力が大きくなっている。

そこで、圧縮機の振動が直接チャンバを加振しないような支持機構を考案し、その振動、騒音を測定した。第 14 図に 3.2 t チャンバを用いたときの空気運転時の騒音スペクトルを従来の支持方法のものと比較して示す。図からもわかるように騒音ピークの周波数は変わらないが、そのレベルは約 10 dB 減少し、騒音の大きさも 47 ホンから 36 ホンに低減した。この構造を 4.5 t のチャンバに適用するとさらに低減することが期待できる。

支持方法を変更した圧縮機チャンバの振動、騒音分布に関しては、従来座の部分にみられた高いレベルはなくなり中央部が高く周囲が

低い同心円状の分布を示し、そのレベルも振動で 20 dB、圧縮機の表面 3 cm の騒音で 10 dB 小さくなった。

この圧縮機を使用した冷蔵庫の騒音は 27/29 ホン (50/60 \sim) であり、4.5 t チャンバを使用した従来の支持方法による圧縮機の場合と同じレベルを得ることができた。

5. 結 言

電気冷蔵庫用圧縮機の騒音を低減するため、チャンバの影響について検討を行ない、圧縮機の振動が直接チャンバに伝達しないようにすれば低減できることがわかった。これを要約すると次のとおりである。

(1) 圧縮機の騒音はチャンバの固有振動に相当する最大の騒音ピークを有する。

(2) チャンバの固有振動数は板厚に関係し、4.5 t では 2,000 \sim 2,500 c/s、3.2 t では 1,600 \sim 2,000 c/s、2.3 t では 1,250 \sim 1,600 c/s にある。しかしチャンバの形状によって大きな変化はない。

(3) チャンバの音響減衰時間は板厚が大きいほど短くなる。

(4) チャンバの遮音は 1,000 \sim 2,500 c/s の範囲で悪く、板厚が薄くなるほど低い周波数のほうで透過しやすくなる。

(5) 振動、騒音分布は座の位置でレベルが大きく、ここで加振されていることがわかった。

(6) 圧縮機の支持機構を変えて加振を減少すると圧縮機の騒音および振動レベルはいちじるしく低減する。

終わりに臨み本研究を行なうにあたりご指導いただいた中央研究所の関係各位に厚くお礼申し上げます。



特 許 の 紹 介



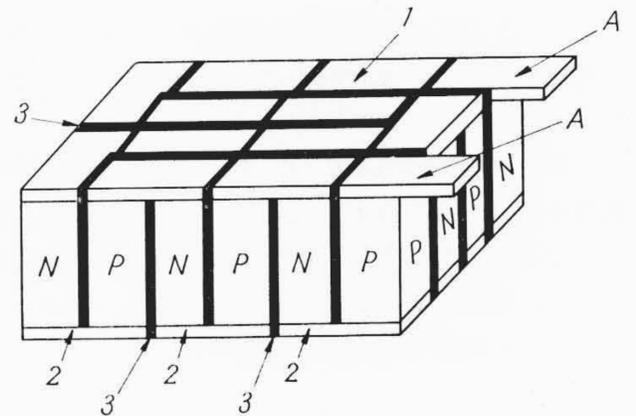
特 許 第 278892 号 (特公昭 35-18317)

平 井 忠 正・光 石 知 国

熱 電 装 置

一般に熱電素子として使用される金属間化合物半導体は結晶構造に異方性があり、ある一方向の応力に対して非常に弱い性質を有している。たとえば上記熱電材料として使用されている Bi_2Te_3 系化合物結晶は菱面体構造で Bi と Te の原子が結晶中に配位しているため Bi 層と Te 層間できわめてへき開しやすい。したがって異方性を考慮してない従来の組み立てによる熱電素子群の強度はきわめて弱いものである。

この発明はこの点にかんがみ、異方性を考慮して半導体各片相互を絶縁性接着剤によって接着固定し、これに電極を取り付けたものである。図においてたとえばいずれも Bi_2Te_3 から成る P 形熱電片 P および N 形熱電片 N を、それらのへき開面の方向が互いに直角になるように配列し、かつアラルダイトなどの絶縁性接着剤 3 によって接着固定せしめる。この場合へき開面の向きは結晶方向から容易に判別できる。そして N, P を一組として図に示すように、それぞれ電極 1, 2 (アルミ板) を半田付して熱電素子を構成し、同時にこ



これら素子の一群を直列接続せしめて熱電装置とする。

(志村)

第 25 卷 目 次 第 4 号

目 次

- ・巻頭随筆“雪国”.....寺田竹雄
- ・マイ・カーのマスコット“日立カーラジオ”
- ・パネコン冷蔵庫と食品貯蔵法
- ・電波のハイウェイ印刷回路
- ・日立倉庫荷役機械
- ・超短波を目でみる装置“日立シンクロスコープ”の新製品
- ・水をつくる工場“東京都金町浄水場の日立ポンプ群”
- ・小さな魔術師“ヒメネット”のすべて

- ・“手軽な電力測定の聴診器 QH₇₁-M 形日立小形記録計”
- ・電線百話第 27 話 深夜の外科手術
- ・新しい照明施設 日立製作所習志野工場
- ・読者の声 日立テレビに生きる日立技術とは
- ・明日への道標：東京都水道局金町浄水場取水ポンプ設備
- ・日立ハイライト：回転展望台
- ・日立だよ

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸の内1丁目4番地
振替口座 東京 71824 番
取次店 株式会社 オーム社書店 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地
振替口座 東京 20018 番