

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

Development of X Series Refrigerator Realizing High Volume Efficiency

今田 寛訓
Hironori Imada

藤田 智弘
Tomohiro Fujita

堀井 克則
Katsunori Horii

要 旨

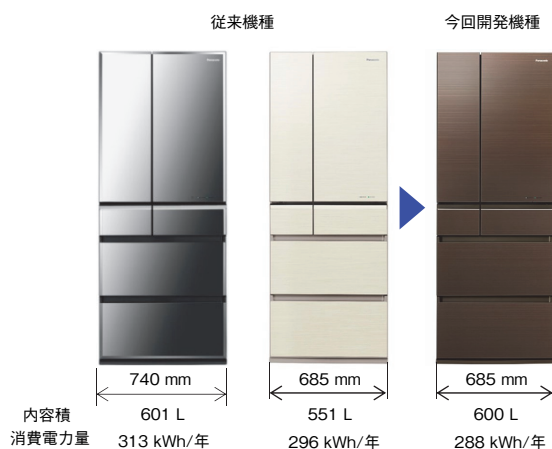
週1~2回の買い物で食品をまとめて購入する生活スタイルが増加していることから、冷蔵庫の置き幅そのままで大容量化を実現しつつ、背反する課題である消費電力量の低減を図り、2021年度省エネ目標値を達成した2017年度冷蔵庫を商品化した。筐体（きょうたい）のスクエア化を含む高断熱箱体と、冷蔵庫内の温度変動を抑制した『フラット冷却』などの冷却効率を向上させた『高効率冷却システム』の新技术を開発し、置き幅685 mmのままで、容量50 L増と高い省エネ性能を実現した。

Abstract

We developed a new refrigerator have large volume with the same width as the previous model which achieved the target efficiency of FY2021 with to fill bulk buying needs. The refrigerator have the new technology that were the high insulated chassis and the high efficient cooling system called flat cooling to suppress temperature fluctuations. In these developments, the new refrigerator increased 50 L volume with low energy consumption.

1. はじめに

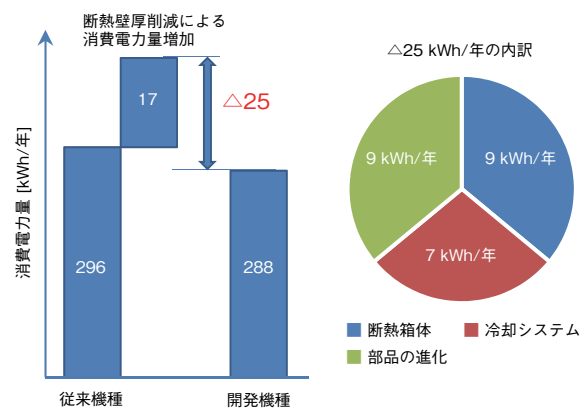
近年、冷蔵庫に対しては、共働き世帯などにおける1週間分の食材を1~2回で大量に購入する「まとめ買い」や週末に下ごしらえをする作り置きに対応できる大容量化と、マンションのように設置幅には制限があるため省スペース化のニーズが多い。しかし、設置幅そのままで大容量化（+50 L）するために、冷蔵庫の断熱壁厚を削減すると冷却負荷が増加し、消費電力量増加という背反課題を有している。それらの課題を解決し量産化開発した冷蔵庫の概要を第1図に示す。



第1図 従来機種と開発機種の諸仕様

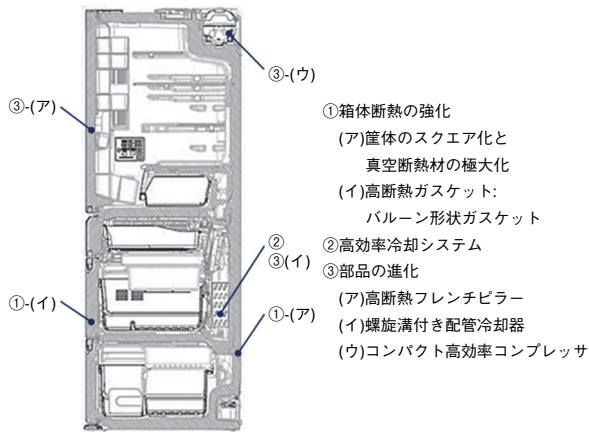
Fig.1 Spec of previous model and new model

第2図に示すように、今回開発した冷蔵庫は、箱体の断熱性能向上、冷却システムの効率向上、部品の進化により、従来の置き幅を維持したままで+50 Lの大容量化に伴う断熱壁厚削減による17 kWh/年の消費電力量の増加を吸収し、前年度機種比8 kWh/年減少させ業界トップクラスの省エネ性を実現する2017年度冷蔵庫（以下Xシリーズ）を商品化した。第3図に開発した技術の全体概要を示す。本報では、箱体の断熱の強化に関する筐体（きょうたい）のスクエア化と真空断熱材（VIP：Vacuum Insulation Panel）の極大化、バルーン形状ガasketおよび高効率冷却システムの開発を中心に報告する。



第2図 消費電力量に対する断熱箱体の影響

Fig. 2 Effect of heat insulated body on energy consumption



第3図 断面図と開発技術
Fig. 3 Sectioned drawing of developed technology

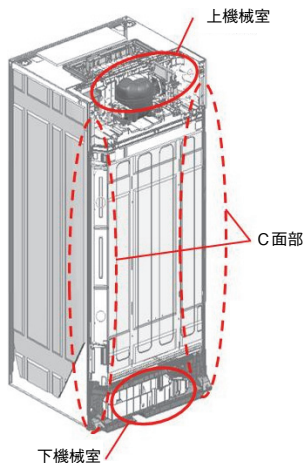
2. 箱体断熱の強化

以下に述べる取り組みにより、コンパクト大容量に対応し断熱壁厚を削減しながらも、筐体の吸熱負荷量（以下吸熱量）の低い高断熱箱体を新開発した。

2.1 筐体のスクエア化および真空断熱材の極大化

今回、目標とした+50 Lの大容量化のうち、上下機械室や風路の小型化などの徹底的な無効内容積の見直しで18 Lを創出した。

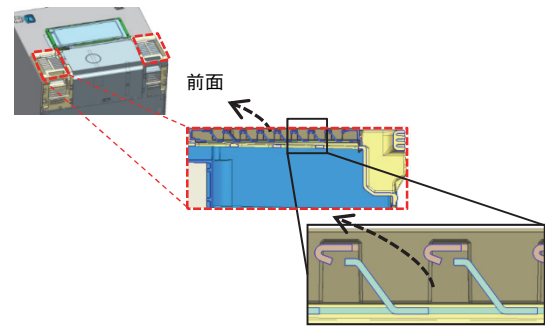
従来の冷蔵庫背面は、第4図に示すように背面両縁を面取り形状（以下C面部）にしており、内容積を減少させていた。しかし、これは高温となるコンプレッサや高圧配管からの放熱のため、3方を壁面に囲まれた条件でもC面部を通して、背面の上下方向に外気の吸入および排



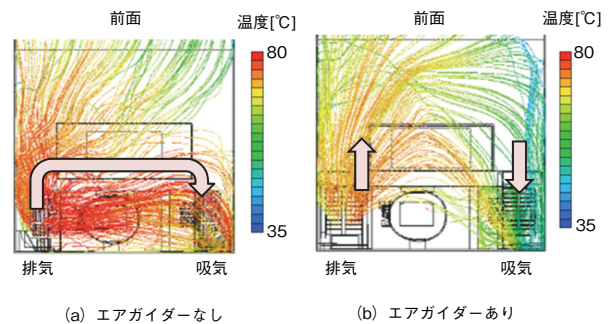
第4図 背面斜視図
Fig. 4 View of refrigerator back side

出を行う風路であり、容易にこのC面空間を排して内容積に還元することができなかった。

そこで、C面部に依存せず冷蔵庫上部機械室の吸排気を行うため、第5図に示すエアガイドを冷蔵庫天面の機械室部分に設置し、機械室天面から出た風が冷蔵庫天面の前面方向でショートサーキットすることなく排出される新たな風路構成を開発した。この結果、第6図に示す冷蔵庫天面の給排気流れの解析結果に示すように前年機種からC面部を削除した場合でも、吸排気の混入を起さず、従来と同程度のコンプレッサ温度低減効果を確保することができた。これにより、冷蔵庫背面のC面部を削除した筐体のスクエア化によって内容積を最大化させた。



第5図 エアガイド概略図
Fig. 5 Air guider of top machine room



第6図 エアガイドによる吸・排気の解析結果
Fig. 6 Analysis result of air flue

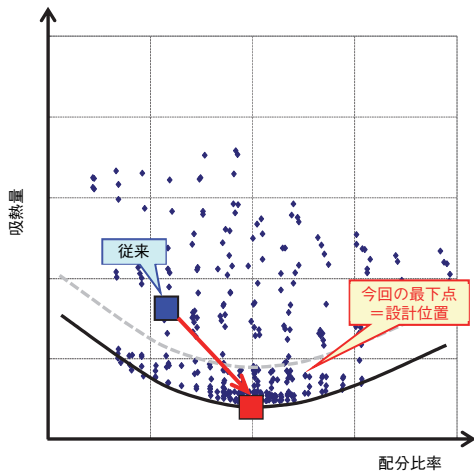
また、残りの32 Lは断熱筐体の薄壁化で断熱部の体積を約17%減少させることで実現した。一般に、冷蔵庫の断熱筐体は筐体外郭（鉄板）と内箱（樹脂）で形成される閉空間にVIPやウレタンで構成され、VIPやウレタンによる断熱は、下式により算出される。断熱壁厚を一律に削減すると（2）式における δ が減少し Kc が増加し、吸熱量は9%の増加となる。

$$Q_c = K_c A (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (1)$$

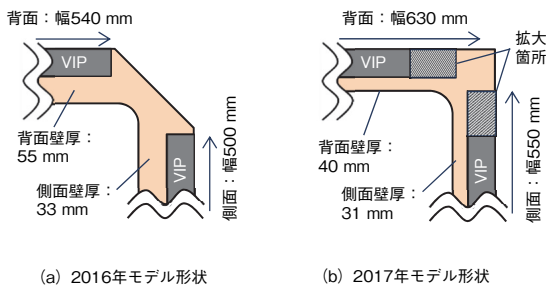
$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{out}}} \dots\dots\dots (2)$$

- Q_c : 吸熱量 [W]
- K_c : 庫内外の熱貫流率 [W/m²K]
- A : 伝熱面積 [m²]
- T_{out} : 外表面温度 [°C]
- T_{in} : 内表面温度 [°C]
- α_{in} : 庫内熱伝達率 [W/m² K]
- α_{out} : 庫外熱伝達率 [W/m² K]
- λ : 断熱壁の熱伝導率 [W/mK]
- δ : 断熱壁の厚み [m]

しかし、冷凍室は冷蔵室と比較し、 T_{in} が小さく Q_c が大きくなるため、独自開発した断熱性能計算ソフトにより冷蔵室、冷蔵室それぞれの最適断熱壁厚を算出した。この計算は、冷蔵庫の外形寸法と必要な内容積から断熱壁として使用できる体積を算出、その体積を冷蔵室側、冷凍室側への配分を変化させることにより行われる。その解析結果を第7図に示す。この最適断熱壁厚と、前述した筐体のスクエア化によって第8図に示すとおり、従来



第7図 最適壁厚解析結果
Fig. 7 Analysis results of optimum insulated thickness

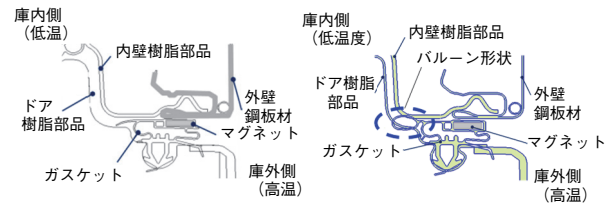


第8図 冷蔵庫背面コーナー部の形状とVIP設置のイメージ
Fig. 8 Corner shape and buried VIP images of refrigerator

製品よりも筐体端部にまでVIPを配置することができ、側面壁内で約10%、背面壁内で約15%のVIPの被覆面積を増加させたため、吸熱量を2.5%低減することができた。

2.2 高断熱ガスケット「バルーン形状ガスケット」

第9図 (a) に示すように一般的な冷蔵庫はドアと筐体の間口をクッション樹脂材（以下、ガスケット）により密閉することで庫内外の空気の流れを遮断している。しかし、ガスケットの樹脂材料はドア閉時の騒音の防止や衝撃の吸収のため、クッション性のある形状・材質としており、ウレタンやVIPを用いて断熱壁を構成している筐体やドアの平面部と比較して、断熱性が劣っている。そのガスケット部からの庫内への吸熱は下式により算出される。



(a) 従来のガスケット断面 (b) 新ガスケット断面

第9図 ドアガスケット断面比較
Fig. 9 Gasket of new development

$$Q_s = K_s S d (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (3)$$

$$K_s = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{d}{\lambda_{all}} + \frac{1}{\alpha_{in}}} \dots\dots\dots (4)$$

$$\lambda_{all} = \lambda_1 + \lambda_2 \dots\dots\dots (3)$$

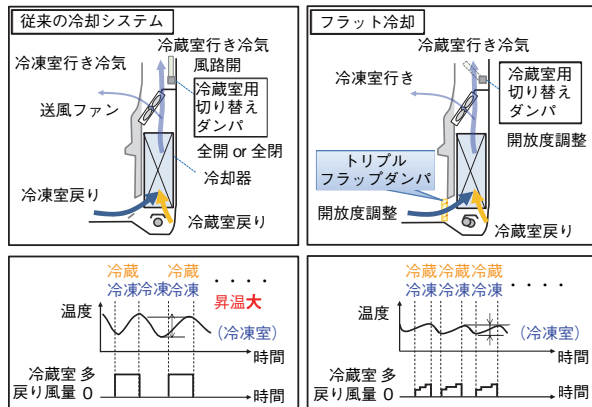
- Q_s : ガスケット部の吸熱量 [W]
- K_s : ガスケット部の熱貫流率 [W/m² K]
- S : ガスケット部の辺長さ [m]
- d : ガスケットの厚み [m]
- T_{out} : 外表面温度 [°C]
- α_{out} : 庫外空気の熱伝達率 [W/m² K]
- α_{in} : 庫内空気の熱伝達率 [W/m² K]
- λ_{all} : ガスケット全体の熱伝導率 [W/mK]
- λ_1 : 従来ガスケットの熱伝導率 [W/mK]
- λ_2 : バルーン形状部の熱伝導率 [W/mK]

そこで今回は、第9図 (b) に示すように従来のガスケットの形状に、バルーン形状を追加し、ガスケットに新たな空気断熱層を形成することで断熱性の強化を行った。(3)式における K_s はガスケット材やガスケット材で囲まれた空気の熱伝導率と熱の伝達経路上の空気層の熱伝達率を合成することで算出されるため、バルーン形状によ

って空気断熱を増加させることができ、吸熱量を2.5%低減することができた。

3. 冷却システムの効率化

第10図に従来の冷却システムと、今回新たに開発した『フラット冷却』の構成および温度変化の比較を示す。従来の冷却システムでは冷凍室背面に設置された冷却器により作り出された冷気を、ファンと冷蔵室風路内に設置された冷蔵室用切り替えダンパの開閉2段階制御で冷蔵室と冷凍室を同時に冷却する「全室冷却モード」と冷凍室のみを冷却する「冷凍室単独冷却モード」と冷却OFFの3モードを繰り返すことで各室温度をコントロールしていた。



(a) 従来の冷却方式 (b) 新冷却方式

第10図 各冷却方式の温度・風量履歴
Fig. 10 Cooling history images of several systems

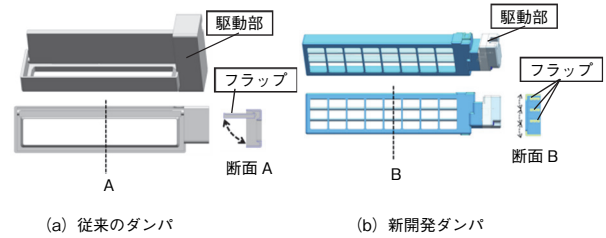
しかしながら、これまでの単純なコントロールでは「全室冷却モード」運転中に下述の冷凍室と冷蔵室の温度差による昇温ロスが大きく発生し消費電力量が増加するという課題があった。

「全室冷却モード」で冷凍室と冷蔵室を同時に冷却することで、冷凍室にとっては比較的高温の冷蔵室空気の影響を受け、昇温するロスが発生させ、冷蔵室にとっては、非常に低温の冷凍室空気の影響を受けて短時間で冷やしすぎるといったロスが発生させていた。

そこで、前述の温度変動を抑制するために、新たに冷凍室戻り風路に切り替えダンパを追加した「フラット冷却」を開発した。

第11図に新たに冷凍室風路に追加した切り替えダンパを示す。ダンパフラップの可動域には部品などを設置することができず、大きなフラップを持つシングルフラ

ップでは、内容積が大幅に減少するが、新開発のトリプルフラップダンパを業界初採用することにより、十分な風路面積を確保するとともに内容積への影響を最小限にした。このトリプルフラップダンパにより冷凍室冷却風路の抵抗を変えることで、「全室冷却モード」中に冷凍室に供給される風量を減少させ、冷凍室の温度上昇を抑制することができた。



第11図 ダンパ概略図
Fig. 11 Overview of damper

またさらに、既存の冷蔵室用切り替えダンパについても、開閉2段階の単純制御から基準温度により冷却能力を微調整するため、風量変化と庫内温度への応答性から12段階での開放度コントロールに変更し、トリプルフラップダンパと組み合わせることで冷蔵室への過剰な低温空気の流入を抑制し、冷蔵室の温度変動を抑制することができた。このフラット冷却により庫内温度変動を抑制するだけでなく、冷却器温度や冷凍サイクルの変動も低減することで、消費電力量を2.2%低減させることができた。

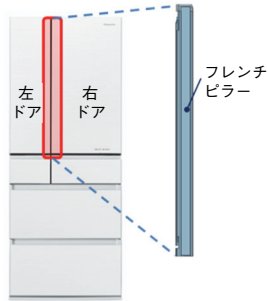
4. 機能部品の進化

4.1 高断熱フレンチピラー

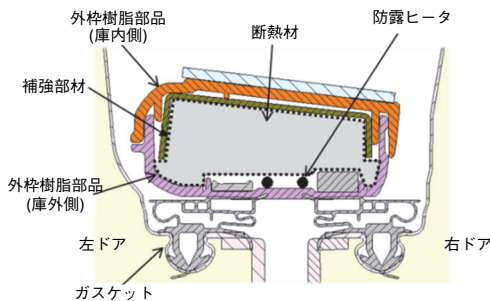
第12図に示すように観音開き冷蔵庫の左右ドアの中央に位置する冷蔵室仕切り板部（以下フレンチピラー）は、樹脂製外枠、強度を確保するための金属製補強部材、断熱材と結露防止用のヒータで構成されており、ヒータの熱が金属製補強部材を通じて、庫内の吸熱負荷となっている。

これに対して、今回のXシリーズでは、フレンチピラーの幅を5mm拡大することで、金属製補強部材とヒータの距離を確保した。しかし、従来の形状を単純に大きくした場合、フレンチピラーの強度は低下する。そこで、形状をスクエア化し、補強部材の形状を最適化することで、強度を確保した。また、スクエア化に伴い、フレンチタイプのドア片開き時に他方のドア部材に干渉し開閉できなくなるという課題に対して、ドア部材の形状変更を行うことで対応した。その結果、熱の周り込みを小さ

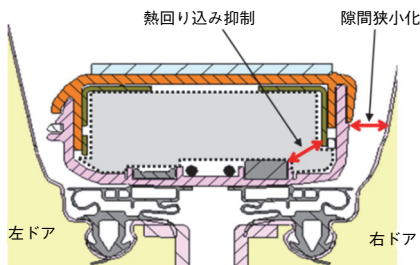
くするとともに、強度とドアの開閉性を保ちながら、吸熱量を2%低減することができた。



(a) 従来のフレンチピラー形状



(b) 従来のフレンチピラー形状



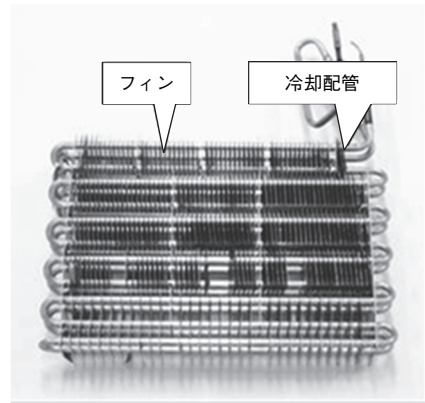
(c) 新開発のフレンチピラー形状

第12図 フレンチピラーの設置場所と断面図
Fig. 12 French pillar set point and section of French pillar

4.2 螺旋(らせん)溝付き管冷却器

冷蔵庫に用いられるフィンコイル方式の冷却器は第13図に示すようにアルミ合金製の冷却配管とフィンで構成されており、冷凍能力の増加や熱交換面積の拡大で省エネを図ってきた。

しかしながら、従来方法の延長による省エネ改善はコンパクト大容量化の目標に反するとともに、フィンの枚数増加も限界があり、フィンピッチの詰まりすぎによる冷却器の着霜目詰まりが早くなるため実使用上の性能が



第13図 一般的な冷却器
Fig. 13 Overview of standard evaporator

低下し、採用することができなかった。

そのため、Xシリーズにおいてはコンパクト性を損なうことなく高能力化するために、庫内の空気と冷却器(空気側)の伝達率の向上とアルミ合金製の冷却配管と冷却配管内の冷媒(冷媒側)の熱交換量の向上に取り組んだ。空気側の熱交換量の向上には配管配列を千鳥配列とするなどの改善を行い、これまで特に改善が遅れていた冷媒側の熱交換量の向上には螺旋溝付き配管を新たに開発採用した。冷却器での熱交換量は下式により表される。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{m}{\alpha_r}} \dots\dots\dots (5)$$

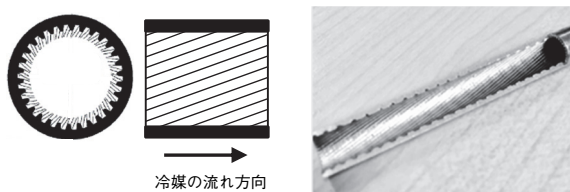
- K: 冷却配管の熱貫流率 [W/m² K]
- α_a : 空気側熱伝達率 [W/m² K]
- α_r : 冷媒側熱伝達率 [W/m² K]
- δ : 管の厚み [m]
- λ : 管の熱伝導率 [W/mK]
- m: 内外伝熱面積比 [m²]

螺旋溝付き配管はエアコンやエコキュート(注1)などでは既に用いられており、冷却配管内部に螺旋溝形状を形成することで冷媒側の熱交換量が向上することが知られている[1]。しかしながら、これらの商品の冷却配管には溝加工が容易な銅が使用されているのに対して、冷蔵庫の冷却器配管は冷媒などからの腐食対策でアルミ合金製となっているうえ、熱交換量を上昇させるため、その肉厚は非常に薄くなっている。これらの要因により、加工性が低く冷蔵庫用の冷却器への螺旋溝加工はこれまで実例がなかった。

今回、比較的加工性の高いアルミ合金への材料変更と転造加工の条件見直しによって、配管への螺旋溝加工を

(注1) 関西電力(株)の登録商標。

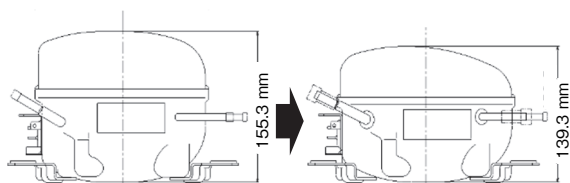
可能とするとともに、配管内部を液体により加圧拡大することでフィンとの密着性を上げる液圧拡管加工法を採用し、形成した溝を破壊することなく従来の冷却器と同程度のフィンと冷却配管の密着性を確保した新しい冷却器の製造に成功した。その結果、冷却配管内壁には第14図に示すような、冷媒の流れ方向に対して螺旋形状の溝を形成し冷媒側の伝達を向上させながら、従来同等のフィンとの高い密着性を維持することで年間消費電力量を0.6%削減することができた。



第14図 アルミ合金製パイプの溝形状
Fig.14 Overview of aluminum alloy pipe's groove shape

4.3 コンパクト高効率コンプレッサ

冷蔵庫のコンパクト大容量化と省エネニーズに対応するため、第15図に示すコンプレッサの小型化(高さ16mm減)と効率向上(+2%)とを実現する、TKシリーズコンプレッサを開発した。小型化により、冷蔵庫の無効容量を2.2L削減することができ、またモータ材の変更などによる効率向上により年間消費電力量を1.2%低減することができた。



第15図 高効率低背コンプレッサ
Fig. 15 Low height and high efficiency compressor

5. まとめ

新風路を導入したスクエア化とVIPの極大化を実現した薄壁筐体および新たに空気断熱層を追加したバルーンガスケットにより、庫内容量を50 L増加しつつ、消費電力量9 kWh/年の削減を達成した。

また、業界初の新トリプルフラップダンパと新ダンパ制御を用い温度変動を抑制した新冷却システム（フラッ

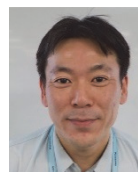
ト冷却)により、消費電力量9 kWh/年の削減を達成した。

さらに、新たに開発・改善した形状変更によって熱侵入を低減したフレンチピラー、螺旋溝形状の冷却配管を用いて、冷媒側熱交換効率を向上させた冷却器および従来品よりも低背かつモータ効率を改善したコンパクト高効率コンプレッサによって、消費電力量7 kWh/年の削減を達成した。

参考文献

- [1] 柴田豊, "空調機用熱交換器の高性能化における研究開発," 日本機械学会熱工学コンファレンス講演論文集, pp. 25-30, 京都, Nov. 2007.

執筆者紹介



今田 寛訓 Hironori Imada
アプライアンス社 冷蔵庫事業部
Refrigerator Business Div., Appliances Company



藤田 智弘 Tomohiro Fujita
アプライアンス社 冷蔵庫事業部
Refrigerator Business Div., Appliances Company



堀井 克則 Katsunori Horii
アプライアンス社 技術本部
Engineering Div., Appliances Company
工学博士