

CO₂ヒートポンプ給湯機の省エネ技術開発

Development of Energy-Saving Technology for CO₂ Heat Pump Water Heater

安藤 智朗
Toshiaki Andou

町田 和彦
Kazuhiko Machida

今川 常子
Tsuneko Imagawa

山本 照夫
Teruo Yamamoto

要 旨

CO₂ヒートポンプ給湯機の省エネを目的として、水冷媒熱交換器の高効率化技術開発とシステム効率シミュレーション技術開発を行った。水冷媒熱交換器開発では、冷媒管のツイスト化および表面へのディンプル加工により、水側熱伝達率に従来比 約2倍を実現した。システム効率シミュレーション技術開発では、熱伝導抵抗値に対流の影響を加味した熱回路網モデルとヒートポンプユニットの動作特性式を用いて、年間システム効率の高速かつ高精度予測計算（計算時間約10分で実測との誤差約2%以内）が可能になった。

Abstract

For the purpose of reducing the energy consumption of CO₂ heat pump water heaters, we have developed water-refrigerant heat exchangers enhancement technology and system efficiency simulation technology. As a result, the water-side heat transfer coefficient was increased by about 2 times in comparison to conventional systems by using twisted and dimpled tubes. The system efficiency simulation technology makes it possible to predict precisely the behavior of a heat pump system in a short time (the calculation time was about 10 minutes and the error margin was about 2%). It uses simple empirical formulas and thermal network models corrected for the influence of thermal conductivity and convection of the water in a storage tank.

1. はじめに

地球環境面から、給湯機分野において省エネルギーかつ地球環境への影響が小さいCO₂ヒートポンプ給湯機の普及が進んでいる。今後、更なる省エネルギーを推進するには、CO₂ヒートポンプ給湯機を構成する機能部品の高効率化への継続的な取り組みに加え、実使用時のシステム効率向上を目的とし、多様な給湯使用パターンに対応できる沸き上げ制御開発といったソフト&ハード両面からの取り組みが不可欠である。沸き上げ制御開発を進める上で、少なくとも1年間にわたる分単位のシステム挙動を短時間で精度よく解析できるツールが必要である。

今回、重要な機能部品である水冷媒熱交換器の高効率化技術、および最適な沸き上げ制御開発を行う上で必要な年間を通したシステム挙動を解析するシミュレーション技術を開発したので、以下で述べる。

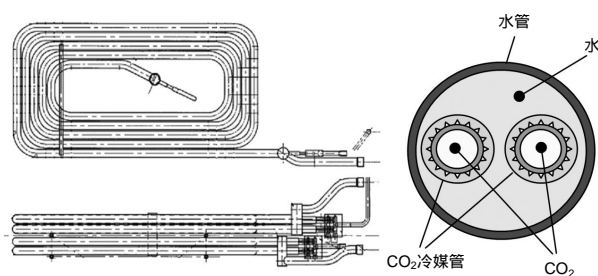
2. 水冷媒熱交換器の高効率化技術

水冷媒熱交換器の高効率化は、圧縮機の高圧を低下せしめ入力低減に寄与できるため、CO₂ヒートポンプ給湯機の省エネルギーに欠かせない重要な技術である。筆者らは、高効率化への継続的な取り組みを進め、水冷媒熱交換器を進化させてきた。

2.1 基本構成

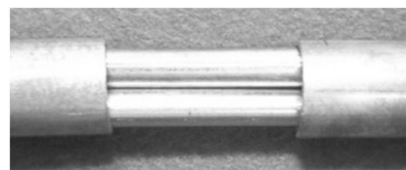
水冷媒熱交換器の基本構成は、水とCO₂が互いに対向に流れ、水流路となる水管内にCO₂流路となる2本のCO₂冷媒管を内包した伝熱管を環状に巻いた二重管式熱交換器である（第1図）。

2本のCO₂冷媒管はストレート状に構成されており、以降この形状の伝熱管をTYPE-Aと呼ぶ（第2図）。



第1図 水冷媒熱交換器の外観と伝熱管

Fig. 1 Schematic view of water heat exchangers and heat transfer tube



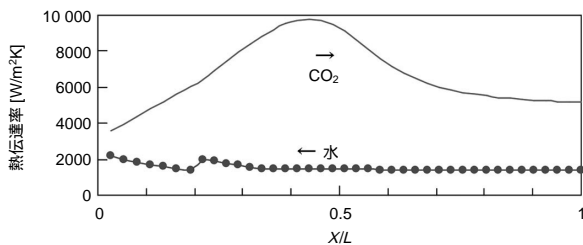
第2図 TYPE-A

Fig. 2 TYPE-A

2.2 伝熱特性

管長方向に要素をブロックとして分割し、分割したブロックの熱量バランスを順次計算するブロック細分化¹⁾を用い、水側およびCO₂側の熱伝達率を予測計算した。計算条件とTYPE-Aの熱伝達率特性を、第3図に示す。横軸は無次元化した水管長さ X/L 、縦軸は水側およびCO₂側の熱伝達率を示す。水側の熱伝達率は全般的にCO₂側と比べて非常に低くなっており、水側熱伝達率の向上が水冷媒熱交換器の高効率化に効果的である。

計算条件	CO ₂ 側	入口圧力・温度 / 出口温度	9.8 MPaG・85 / 20
	水側	入口温度 / 流量	17 / 1.4 kg/min



第3図 熱伝達率特性

Fig. 3 Heat transfer coefficient characteristics

2.3 高効率伝熱管仕様

TYPE-BからTYPE-Dの3仕様の伝熱管を順次考案し、水側熱伝達率の高効率化を実現した(第1表)。

TYPE-Bは、2本のCO₂冷媒管を互いにねじり合わせたツイスト構成である。ツイスト形状に沿って水が旋回流となり乱流促進する。

TYPE-Cのディンプル・ツイスト仕様は、TYPE-BのCO₂冷媒管外表面にくぼみ、いわゆるディンプルを設けた構成で、水側の伝熱面積の拡大と共に、CO₂冷媒管の外表面

第1表 高効率伝熱管仕様

Table 1 Enhancement heat transfer tubes specifications

		仕様	写真	作用効果	
ベース	TYPE-A	ストレート		-	
	↓	TYPE-B	ツイスト		・水を旋回流として乱流促進
開発品	↓	TYPE-C	ディンプルツイスト		・水側伝熱面積の拡大 ・CO ₂ 冷媒管外表面近傍の温度境界層の攪乱
	↓	TYPE-D	高密度ディンプルツイスト		・上記TYPE-C仕様の更なる効果促進

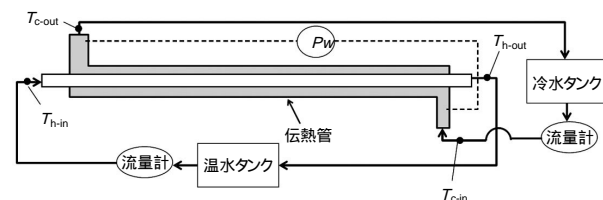
近傍の温度境界層を攪乱(かくらん)する。

TYPE-Dの高密度ディンプル・ツイスト仕様は、TYPE-Cのディンプル数を約2倍に増加した高密度ディンプルを設けた構成であり、更なる水側伝熱面積の拡大と温度境界層の攪乱促進を図る。

2.4 試験方法

伝熱管の評価は、ウイルソンプロット法²⁾を用いた温水試験により水側熱伝達率を算出比較して行った。

温水試験装置の概略構成と実験条件を、第4図に示す。試験部は伝熱長1 mの伝熱管を用い、CO₂冷媒管内側に温水を、水流路側に冷水を流し、温水の流量を変化させて水流路側の熱抵抗を求め、水側熱伝達率を算出した。



温水側 (CO ₂ 側)	入口温度 T_{h-in}	55
冷水側 (水側)	入口温度 T_{c-in}	33

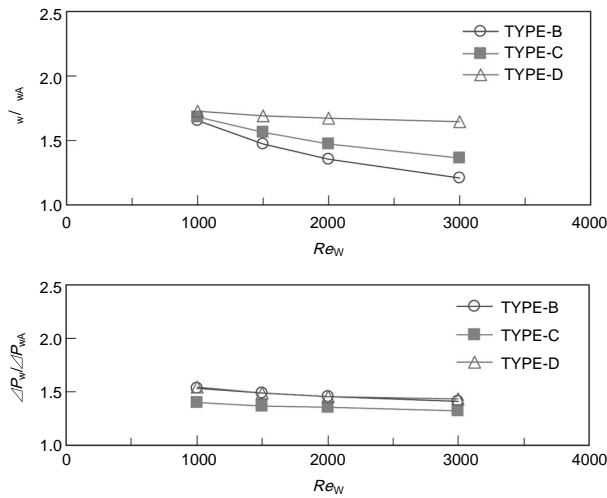
第4図 温水試験装置と実験条件

Fig. 4 Experimental apparatus

2.5 開発結果

TYPE-A (ストレート仕様) に対するTYPE-B (ツイスト仕様), TYPE-C (ディンプル・ツイスト仕様), TYPE-D (高密度ディンプル・ツイスト仕様) の水側熱伝達率の向上率 w/w_A , および水側圧力損失の増加率 $\Delta P_w/\Delta P_{wA}$ を、第5図に示す。

流体の乱れの指標である水側レイノルズ数 Re_w 1000 ~



第5図 水側熱伝達率と水側圧力損失
Fig. 5 Heat transfer and pressure drop characteristics in water

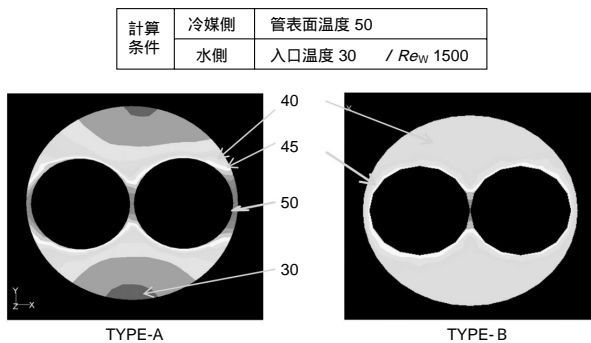
Re_w 3000の範囲では、TYPE-Aに比べTYPE-Bの水側熱伝達率は20%~60%向上しており、水側圧力損失は約40%増加している。

次に、TYPE-Cは、TYPE-Bに比べ水側圧力損失の増加を抑えながら、水側熱伝達率が向上している。TYPE-Dは、TYPE-Cと同様にTYPE-Bに比べ水側圧力損失の増加を抑えながら、水側熱伝達率が最大50%向上している。

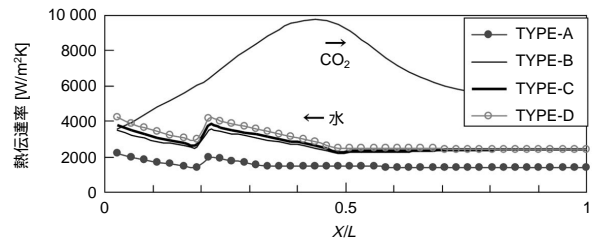
特に、TYPE-DはTYPE-B・Cと比較して高レイノルズ数域まで高い向上率を維持している。

汎用の熱流体ソフトで解析した水管出口の水温分布を、第6図に示す。TYPE-Bの水温分布はTYPE-Aと比較して均一化しており、効果的に攪乱している。

今回開発した3仕様の伝熱管を搭載した水冷媒熱交換器の熱伝達率特性について、前述のブロック細分化法を用いて計算した結果を、第7図に示す。なお、各仕様の水側熱伝達率については、第5図の特性を考慮した。TYPE-Aに対しTYPE-Bの水側熱伝達率は約1.5倍、TYPE-Dでは約



第6図 水温分布
Fig. 6 Water temperature distribution



第7図 熱伝達率特性
Fig. 7 Heat transfer coefficient characteristics

2倍と著しい高効率化を実現した。特にTYPE-Dでは、水冷媒熱交換器の同等サイズで約15%の熱交換能力向上を達成した。

3. システム効率の解析技術

実使用条件下におけるCO₂ヒートポンプ給湯機の高効率化にあたっては、家庭により異なる給湯使用パターンと環境条件に適応できる制御方式を開発することが大きな課題の一つであり、その開発を進める上で、少なくとも1年間にわたる分単位のシステムの挙動を短い計算時間で精度よく解析できるツールが必要であった。

今回、CO₂ヒートポンプ給湯機の貯湯槽内の水温分布や配管経路などの伝熱計算については熱回路網を用いてモデル化し、ヒートポンプユニットの動作特性を簡易な実験式で表現した上で、実機と同等の機能を有する制御プログラムを組み込むことによって、簡易な方法でシステムの挙動を解析することを試みた。さらに、実機を用いた1年間のフィールドテストの実測値と、このシミュレーションによる計算結果との比較検討を行った。

3.1 システム構成

対象としたシステムの仕様を、第2表に示し、第8図にシステム構成を示す。

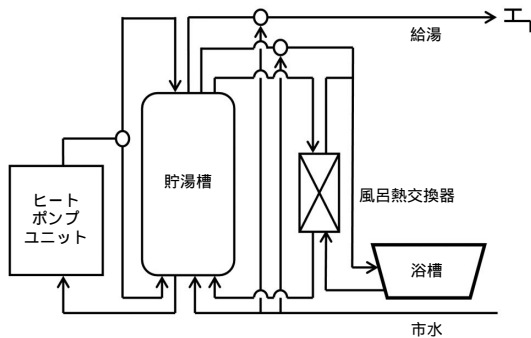
貯湯槽内部へはヒートポンプユニットによって沸き上げられた湯が上部から供給され、温度成層が形成されて湯が貯えられる。

第2表 シミュレーションモデルの仕様

Table 2 Specification to be simulated

	仕様
システム	沸き上げ温度 65 ~ 90
ヒートポンプユニット	消費電力 0.93 kW
	定格能力 4.5 kW
	定格COP 4.8
貯湯槽	容量 370 L

COP : Coefficient of Performance



第8図 システム構成
Fig. 8 System configuration

3.2 シミュレーション構成

シミュレーションプログラムは、貯湯槽、ヒートポンプユニット、風呂熱交換器、浴槽とそれらを接続する配管をモデル化し、沸き上げ制御モデルを組み込んだ。

給湯負荷と外気温、給水温の気象条件を入力して各計算モデルの計算を行い、湯の温度変化やシステム性能を出力する。

3.3 貯湯槽モデル

上部から湯を供給して温度成層を形成する方式の貯湯槽において、湯と水の接する部分の熱移動は垂直方向の熱伝導が支配的である。そのため、貯湯槽内の水の伝熱計算には一次元の熱回路網を用いて熱伝導抵抗でモデル化し、対流の影響は実験によって求めた値でこの熱抵抗値を補正する方法を検討した。

〔1〕熱回路網モデル

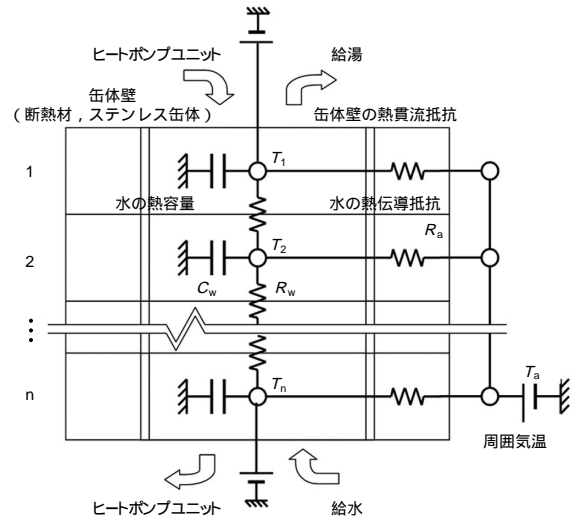
貯湯槽内に湯が流入する状況をモデル化するため、貯湯槽内の湯を上下方向のn個の要素に分割し、湯の流入量の積算が分割要素の体積に達するごとに、0番目の分割要素に対して流入した湯温を与え、i番目の分割要素については、隣接するi+1番目の分割要素に順次伝達する処理で対応した。

第9図に示す熱回路網において、i番目の分割要素における熱収支は次の式で表される。

$$C_w (dT_i / dt) = (T_{i-1} - T_i) / R_w + (T_{i+1} - T_i) / R_w + (T_a - T_i) / R_a \quad (1)$$

- ここで、 C_w : 分割要素の水の熱容量 [J/K]
- T_i : i番目の分割要素の水温 [K]
- T_{i-1} : i-1番目の分割要素の水温 [K]
- T_{i+1} : i+1番目の分割要素の水温 [K]
- T_a : 周囲気温 [K]
- R_w : 分割要素間の水の熱伝導抵抗 [K/W]

R_a : 分割要素缶体壁の熱貫流抵抗 [K/W]
シミュレーションプログラムへは、(1) 式を差分化した式を組み込んだ。

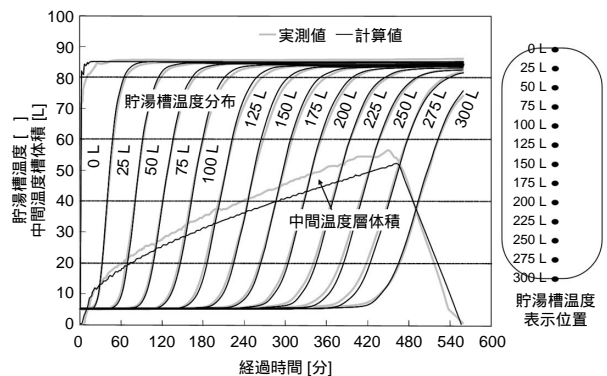


第9図 貯湯槽の熱回路網モデル
Fig. 9 Thermal network models of storage water heater

〔2〕対流の影響の考慮

第10図、第11図に、計算結果と実験結果の比較を示す。図は、貯湯槽における垂直方向25 Lごとの水温の時間的な変化と、20 ~ 60 の中間的な温度層（中間温度層）の水の量の変化を示している。

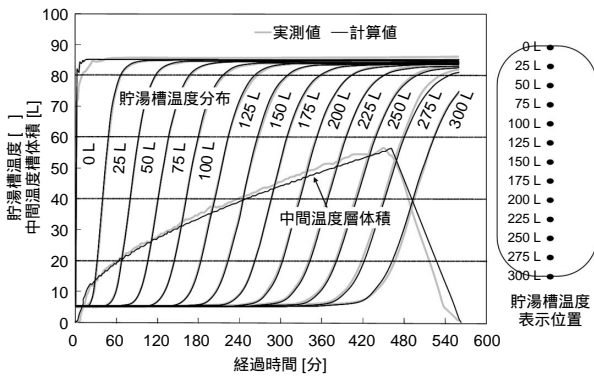
第10図は、対流の影響を考慮しない場合の、沸き上げ開始から沸き上げ完了までの貯湯槽内の温度推移の比較を示す。シミュレーションの結果の方が中間温度層の水の量が少なく、沸き上げが進むにつれこの差が大きくなる。対流の影響を考慮するには、従来の熱解析の方法のように水の密度差から熱移動を解く方法があるが、年間



第10図 貯湯槽の温度推移比較（熱伝導のみ）
Fig. 10 Comparison between measured value and calculated value of temperature in storage

単位での計算を必要とするシステムシミュレーションには計算速度の観点で適している方法とはいえない。

そこで、中間温度層の水の量が実験結果とほぼ一致するように、水の熱伝導抵抗に一律に0.85の補正係数を乗じる方法を用いた。第11図に、対流を考慮した場合の計算結果と計測結果の比較を示す。熱伝導抵抗を補正する方法で中間温度層の水の量、および温度変化を精度良く計算できることが見てとれ、簡易な手法によって実使用上の精度を確保できることがわかる。



第11図 貯湯槽の温度推移比較（対流考慮）

Fig. 11 Comparison between measured value and calculated value of temperature in storage (result of considering thermal convection)

3.4 ヒートポンプユニットモデル

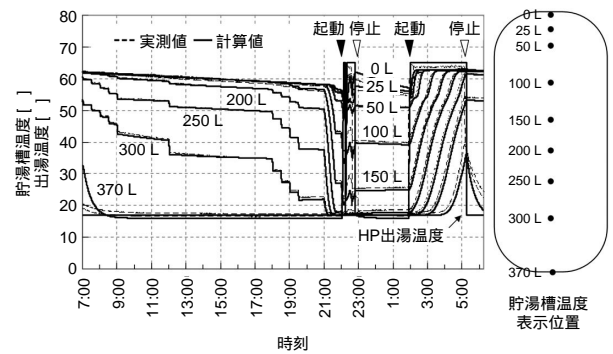
モデル化には、実験における計測データを基に、動作特性を実験式で線形近似した式を用いた。近似式は、(2)式に示すように、沸き上げ温度と、外気温度と、ヒートポンプユニットへの入水温度を変数としてCOPを求める関数であり、必要に応じて実験的に求めている。そのため、それぞれの係数はヒートポンプユニットの型式により異なる。

$$COP = f(\text{沸き上げ温度, 入水温度, 外気温度}) \quad (2)$$

3.5 精度評価

〔1〕モデル負荷実験との比較

実験室でモデル負荷（JRA4050:2007R）を与えた実験結果と、シミュレーション結果の比較を行った。第12図に、貯湯槽における垂直方向へほぼ50 Lごとの水温と、ヒートポンプユニットからの出湯温度の時間的な変化の比較を示す。温度推移がよく一致し、ヒートポンプの起動/停止タイミングも一致していることがわかる。



第12図 モデル負荷における温度推移比較

Fig. 12 Comparison between measured value and calculated value of temperature

〔2〕年間フィールドテストとの比較

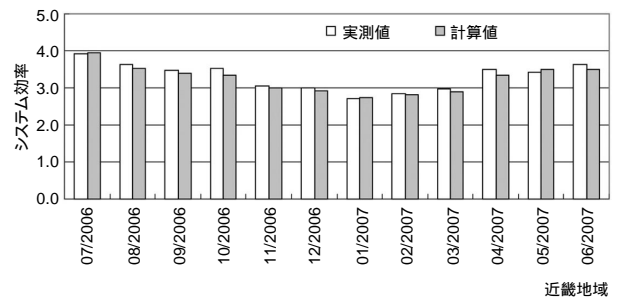
実機を用いたフィールドテストにおいて計測した実測値と、計測した給湯負荷と外気温、給水温を入力条件とした計算結果との比較を行った。ここで、比較のためのシステム効率を次の式で定義する。

システム効率

$$= \text{給湯負荷} / \text{給湯機総消費電力量} \quad (3)$$

第13図に、(3)式で求めた月ごとのシステム効率の比較を示す。外気温の変化に伴う季節ごとの効率の変化が、実測値とよく一致していることが見て取れる。

年間システム効率は、実測結果が3.17、計算結果が3.12で、誤差約2%と良好な結果が得られた。なお、計算時間間隔は1分ごととし、このとき、一般的なパソコンを用いた所要時間は年間計算で約10分であった。



第13図 月ごとのシステム効率比較

Fig. 13 Comparison of monthly system efficiency between measurement and calculation

4. まとめ

CO₂ヒートポンプ給湯機の更なる省エネルギーを目的として、水冷媒熱交換器の高効率化技術開発と年間のシステム挙動を解析し、高精度でシステム効率を算出するシミュレーション技術開発を行った。

水冷媒熱交換器においては、ツイスト仕様・ディンプル・ツイスト仕様・高密度ディンプル・ツイスト仕様を開発した。特に、高密度ディンプル・ツイスト仕様は、従来ストレート仕様比 約2倍の水側熱伝達率向上を実現し、同等サイズで約15 %の熱交換能力向上が図れ、ヒートポンプ給湯機の省エネルギーに大きく貢献した。

また、シミュレーション技術開発では、対流の影響を補正した熱伝導抵抗を組み込んだ熱回路網モデルとヒートポンプユニットの簡易動作特性式を用い、短時間で高精度な年間システム効率算出を可能にし、ハードウェア構成検討や給湯使用パターンに合わせた効率的な沸き上げ制御開発を可能にした。

今後も、ソフト&ハードの両面から更なる省エネルギーを可能にする技術開発を進めていく。

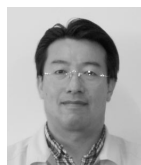
参考文献

- 1) 木田琢己 他：CO₂ヒートポンプ給湯器用熱交換伝熱特性向上に関する研究 第43回日本伝熱シンポジウム講演論文集 pp.429-430 (2006).
- 2) 新津靖 他：フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究 空気調和・衛生工学 39, No.4, pp.8-22 (1965).

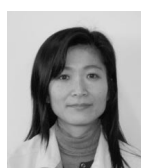
著者紹介



安藤智朗 Toshiaki Andou
ホームアプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div.,
Home Appliances Company



町田和彦 Kazuhiko Machida
ホームアプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div.,
Home Appliances Company



今川常子 Tsuneko Imagawa
ホームアプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div.,
Home Appliances Company



山本照夫 Teruo Yamamoto
ホームアプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div.,
Home Appliances Company