

4章 暖冷房エネルギー消費量の評価方法

4章 暖冷房エネルギー消費量の評価方法

暖冷房のエネルギー消費量は住宅全体のエネルギー消費量の一次ベースで 20～40%程度を占め、住宅全体の省エネを達成するためには、暖冷房エネルギー消費量の削減が非常に重要であるといえる。暖冷房の主な目的は室温を快適な温度に維持することであり、そのためには暖房期であれば室内に熱を加え、冷房期であれば室内から熱を除去する必要がある、この必要な熱量のことをそれぞれ暖房負荷、冷房負荷と呼ぶ。暖冷房エネルギー消費量を削減するには、この暖冷房負荷を効率良く処理する暖冷房方式、機器仕様を選ぶことが重要であるとともに、断熱の強化や熱交換換気の導入、通風の利用などにより、暖冷房負荷そのものを削減することも欠かせない。暖冷房負荷の計算方法は第3章にゆずるとし、本章では計算された暖冷房負荷から暖冷房エネルギー消費量を計算する方法について示す。

「4.1. 評価対象とする暖冷房設備と特徴」では、本基準の評価対象としてどのような暖冷房設備を取り上げるのかを示す。「4.2. 各種暖冷房設備のエネルギー消費量評価方法」では、暖冷房設備ごとに求められる一次エネルギー消費係数および最大処理能力、暖冷房負荷から暖冷房エネルギー消費量を求める方法について示し、暖房時の未処理負荷等の評価方法、冷房時の負荷の繰り越し方法についても述べる。「4.3. 各種暖冷房設備の一次エネルギー消費係数と最大処理能力」では、「4.1. 評価対象とする暖冷房設備と特徴」で示した暖冷房設備それぞれの一次エネルギー消費係数と最大処理能力の求め方（計算式）を示すとともに、その根拠について示す。「4.4. 計算事例」では、本評価方法による計算例を示し、計算例の暖冷房機器の設定値と暖冷房の一次エネルギー消費量を地域・暖房種別ごとに示す。また、この章で、本基準がクリアすべき一次エネルギー消費量の目標値を決める際に想定した暖冷房設備の仕様（標準仕様）および計算結果（標準一次エネルギー消費量）についてもその決定の根拠と共に示す。「4.5. 今後の展開」では、新たな省エネルギー技術開発へインセンティブを与えるような今後検討すべき評価項目について示す。

4.1. 評価対象とする暖冷房設備と特徴

評価対象とする暖冷房設備は、下記の6種類を想定した。

- ・ルームエアコンディショナー
- ・温水暖房設備
- ・FF式暖房設備
- ・ヒートポンプ式セントラル空調システム
- ・電気蓄熱暖房機
- ・電気ヒーター式床暖房

このうち、温水暖房設備とダクト式全館は一般的に熱源機1つで各部屋を暖冷房する方式であり、ルームエアコンディショナー等のその他の暖冷房設備は、各部屋に個別に機器を設置し、暖冷房する方式である。

(1) ルームエアコンディショナー

本基準が対象とするルームエアコンディショナーの範囲は、機器のトップランナー基準¹⁾が対象としている機器の範囲と同じであり、「暖房の用に供することができるものを含み、冷房能力が28kWを超えるもの及び水冷式のものその他経済産業省令で定めるものを除く。」と定義されている。具体的には、冷暖房の用に供するエアコンディショナーのうち直吹き形、壁掛け形のもので、家庭用のものに限る。ただし、機器のトップランナー基準では、マルチタイプについて、「マルチタイプ(セパレート形のうち1の室外機に2以上の室内機を接続し、かつ室内機を個別に制御するもの)のエアコンディショナーについては、最近出荷状況等を勘案して、単体での冷房能力が50.4kWまでのものを対象範囲に含めることにする。」とあるが、本基準では計算方法が確立していないため対象としない。

(2) 温水暖房設備

温水暖房設備は図4.1.1に示すように熱源機と各部屋に設置された放熱器および両者をつなぐ温水配管で構成される。

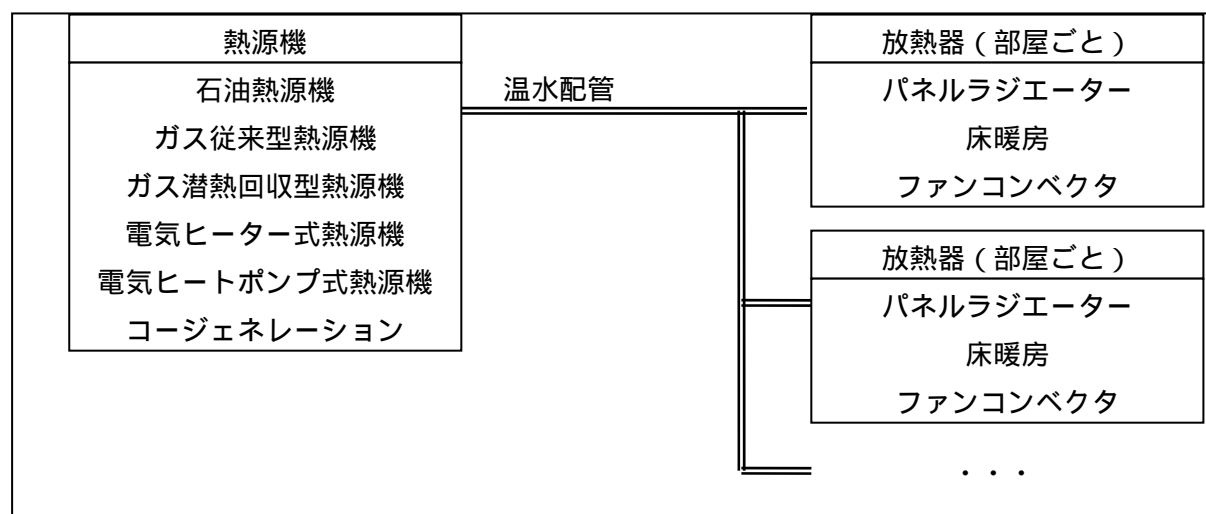


図 4.1.1 温水暖房設備の構成

1) 熱源機

熱源機は様々な種類が存在するが、本評価方法では、石油熱源機およびガス従来型熱源機、ガス潜熱回収型熱源機、電気ヒーター式熱源機、電気ヒートポンプ式熱源機、コージェネレーションの5種類を想定した。

ガス従来型熱源機およびガス潜熱回収型熱源機については、機器のトップランナー基準¹⁾が対象としている機器を想定し、家庭用であって表示ガス消費量が70kW以下のもののうち都市ガス13A又はLPガスを使用するものに限る。ただし、ガス貯湯湯沸器、ガス常圧貯蔵湯沸器、ガスふろがまのうち内がま形のもの及び特殊な用途に使用するものは対象除外である。

表 4.1.1 ガス温水器の区分

| 区分 | 製品特性 | 燃焼方式 | 循環方式 | 給排気方式 |
|-----|--------------------------|-----------------------|------|-------------|
| | ガス瞬間湯沸器 | 自然燃焼 | - | 開放式 |
| | | | | 半密閉式 |
| | | 密閉式 | | |
| | | 強制燃焼 | - | 半密閉式 |
| 密閉式 | | | | |
| | ガスふろがま (給湯なし) | 自然燃焼 | 自然循環 | 半密閉式 |
| | | | | 密閉式 (BF-DP) |
| | | | | 密閉式 (BF) |
| | | | | 屋外式 |
| | | 強制燃焼 | 自然循環 | 半密閉式 |
| | | | | 密閉式 |
| | | | 屋外式 | |
| | | | 強制循環 | 半密閉式 |
| 密閉式 | | | | |
| | ガスふろがま (給湯付) | 自然燃焼 | 自然循環 | 半密閉式 |
| | | | | 密閉式 (BF-DP) |
| | | | | 密閉式 (BF) |
| | | | | 屋外式 |
| | | 強制燃焼 | 自然循環 | 半密閉式 |
| | | | | 密閉式 |
| | | | 屋外式 | |
| | | | 強制循環 | 半密閉式 |
| 密閉式 | | | | |
| 屋外式 | | | | |
| | A | ガス暖房専用機 (平成16年に追加) | | |
| B | ガス暖房・給湯兼用機 (平成16年に追加) | | | |

石油熱源機については、機器のトップランナー基準¹⁾が対象としている機器を想定し、家庭で使用するものに限るが、しん式石油ふろがま、ポット式石油ふろがま、薪だき兼用の石油ふろがま、温水ボイラのうち使用水頭圧が10m超20m以下で伝熱面積が2m²以下のものは対象除外である。

表 4.1.2 石油温水器の区分

| 区分 | 用途 | 加熱形態 | 給排気方式・制御方式 |
|----------|---------|------------|--------------|
| | 給湯用 | 瞬間形 | |
| | | 貯湯式（急速加熱形） | |
| | | 貯湯式（その他） | |
| | 暖房用 | 瞬間形 | 開放形 |
| | | | 半密閉式 |
| | | | 密閉式 |
| | | 貯湯式（急速加熱形） | オン・オフ制御によるもの |
| | | | 上記以外のもの |
| 貯湯式（その他） | | | |
| ふる用 | 煙管のあるもの | | |
| | 煙管のないもの | | |

電気ヒーター式熱源機は一般的に貯湯タンクを有し、貯湯タンク内の温水は夜間あるいは日中にタンク内の電気ヒーターにより暖められる機能を有する機器をいう。電気ヒートポンプ式熱源機とは、エアコン同様ヒートポンプにより熱交換器を介して、循環する温水を暖める方式をいう。コージェネレーションについては、詳しくは第8章を参照にされたい。

2) 放熱器

放熱器についても様々種類が存在し、またその呼称はあまり統一されていないが、各々のJIS^{2),3),4)}を参考に表 4.1.3 のようにまとめた。

表 4.1.3 放熱器の分類

| 熱交換方式 | 本基準における呼称 | 種類 | | 備考 |
|--------------|-----------|---------------------|-----------|---------------------------|
| 自然対流式 | 床暖房 | 床暖房 | | 床暖房のJIS基準はなく、明確な定義はなし |
| | パネルラジエーター | コンベクター類 | コンベクター | *JISにおける名称：暖房用自然対流・放射形放熱器 |
| | | | ベースボードヒータ | |
| | | ラジエーター類 | パネルラジエーター | |
| セクショナルラジエーター | | | | |
| 強制対流式 | ファンコンベクタ | ファンコンベクタ（温水ルームヒーター） | | |
| | | ファンコイルユニット | | 住宅用では出荷台数が少なく取り扱わない |

放熱器は、一般的にファン等により積極的に空気を動かし放熱量を稼ぐ方式（強制対流式）と、その機能を有しないもの（自然対流式）に分けることができる。自然対流式で主に使用される放熱器として、パネルラジエーターやパネルコンベクタと呼ばれるタイプ（図 4.1.2）が一般的であり、JIS²⁾では「暖房用自然対流・放射形放熱器」と呼ばれ、主に表 4.1.4 および表 4.1.5 に示すように分類されており、「暖房を必要とする室内などに設置し、外部から配管を通じて温水又は上記の供給を受けて、自然対中又は放射若しくはその双方によって放熱を行う機器で、熱源部を持たないものをいう。」と定義されている。本基準ではこれらをまとめてパネルラジエーターと呼ぶことにする。

自然対流式では他に床暖房が取り上げられる。床暖房は、根太上に放熱パネルを設置するタイプ、根太間に放熱パネルを設置するタイプ等様々なタイプが存在し、本基準では床パネルを敷設する方法、いわゆる乾式工法を評価対象とする。土間等によく見られるような、温水パイプを敷設してからコンクリートやモルタル等を流し仕上げ材を貼る湿式工法については、本評価方法の対象外とする。

強制対流式では、ビル等の非住宅では冷温水共用のファンコイルユニットが一般的であり、表 4.1.6 に示すように分類される。JIS³⁾では「冷暖房を必要とする室内などに設置し、外部から配管を通じて冷温水の供給を受けて、冷暖房を行う機器で、熱源部をもないものをいう。」と定義されており、JISA4008-1995 の適用範囲として、定格風量 40m³ / min 以下で、工場で冷却・加熱コイル及び送風機を一体に組み立てた完成品で、空気を直接室内に吹き出すは、又は静圧損失 100Pa 以下のダクトが施工できる環境冷暖房用のファンコイルユニットについて規定されている。ファンコイルユニットについては、本基準では住宅用では出荷台数が少ないため、評価対象外とする。

住宅用では温水専用の形状がガスファンヒーターに似た小型の強制対流式の放熱器が一般的に使用され、温水ルームヒーターやファンコンベクタと呼ばれる（図 4.1.3）。JIS⁴⁾では表 4.1.7 のように分類され、「暖房を必要とする室内などに設置し、外部から配管を通じて温水又は蒸気の供給を受けて暖房を行う機器で、熱源部をもたないものをいう。」と定義され、定格暖房能力 35kW 以下で、工場で加熱コイル及び送風機を一体に組み立てた完成品で、空気を直接室内に吹き出すか、又は静圧損失 100Pa 以下のダクトが成功できる暖房機で、温度 100℃、圧力 0.5MPa 以下の温水、又は蒸気圧力 0.2Pa 以下の蒸気を使用するものについて規定している。ただし住宅用では通常、温水を使用するため、蒸気を使用するものについては評価対象外とする。本基準ではこのタイプの放熱器をファンコンベクタと呼ぶことにする。

表 4.1.4 パネルラジエーターの構造及び放熱の形態による分類

| 種類 | 名称 | 内容 |
|---------|-------------|--|
| コンベクター類 | コンベクター | 管とフィンからなるエレメント（熱交換部）を、対流作用を促進させるためのケーシング内に納めたもので、主として自然対流によって放熱する形式のもの。 |
| | ベースボードヒータ | 管とフィンからなるエレメント（熱交換部）と、これを保護するためのカバーからなり、室内壁面下部の幅木部分に沿って取り付けて放熱する形式のもの。 |
| ラジエーター類 | パネルラジエーター | 次のようなエレメントの形状のもので、室内に露出する表面板そのものが熱交換部を形成し、自然対流及び放射の双方によって放熱する形式のもの。 パネル形：一枚又は複数の一体形成されたパネル状のエレメントで構成されるもの。 さく（柵）形、格子形：内部を熱媒が通るようにした、柵状又は格子状のエレメントで構成されるもの。 フィンチューブ形：管とフィンからなるエレメントで構成されるもの。 複合形；上記の各形状を組み合わせたもの。 |
| | セクショナルラジエータ | 節状のエレメントを組み合わせて一体にしたもので、自然対流及び放射の双方によって放熱する形式のもの。 |

（暖房用自然対流・放射形放熱器 JISA4004-2007）



パネルコンベクタ



パネルラジエーター

図 4.1.2 参考写真：コロナホームページ

表 4.1.5 パネルラジエーターの熱媒及び設置形態による分類

| 区分 | 形式 | 内容 |
|-----------|------|-----------------------|
| 熱媒による区分 | 温水用 | 温水を使用するもの。 |
| | 蒸気用 | 蒸気を使用するもの。 |
| 設置形態による区分 | 床置き形 | 床面又は床面に相当する場所へ設置するもの。 |
| | 壁掛け形 | 壁面又は壁面に相当する場所へ設置するもの。 |

(暖房用自然対流・放射形放熱器 JISA4004-2007)

表 4.1.6 ファンコイルユニットの種類

| 区分 | 形式 | 内容 |
|-----------|-------|-----------------------|
| 機能による区分 | 風量可変形 | 風潮制御装置をもつもの |
| | 風量固定形 | 風量は一定で固定のもの |
| 構造による区分 | 露出形 | 外郭のすべてが室内に露出しているもの |
| | 埋込み形 | 全体又は一部を埋め込み、設置するもの |
| 設置形態による区分 | 床置き形 | 床面又は床面に相当する場所へ設置するもの。 |
| | 壁掛け形 | 壁面又は壁面に相当する場所へ設置するもの。 |
| | 天井つり形 | 天井又は天井内部へ設置するもの |

ファンコイルユニット JISA4008-1995

表 4.1.7 ファンコンベクタの種類

| 区分 | 形式 | 内容 |
|-----------|-------|-----------------------|
| 熱媒による区分 | 温水用 | 温水を使用するもの。 |
| | 蒸気用 | 蒸気を使用するもの。 |
| 機能による区分 | 風量可変形 | 風潮制御装置をもつもの |
| | 風量固定形 | 風量は一定で固定のもの |
| 構造による区分 | 露出形 | 外郭のすべてが室内に露出しているもの |
| | 埋込み形 | 全体又は一部を埋め込み、設置するもの |
| 設置形態による区分 | 床置き形 | 床面又は床面に相当する場所へ設置するもの。 |
| | 壁掛け形 | 壁面又は壁面に相当する場所へ設置するもの。 |
| | 天井つり形 | 天井又は天井内部へ設置するもの |

ファンコンベクタの JIS による定義 (ファンコンベクタ JISA4007-1995)



ファンコンベクタ

図 4.1.3 写真参考：コロナホームページ

3) 配管

配管の種類には、銅管、架橋ポリエチレン管など、材質による分類、ペアチューブかどうか、あるいはヘッダー方式かどうかなど、配管の引き回しによる分類、断熱被覆の有無などによって様々に分類することができる。本基準では、配管の熱損失という面から、配管周りの断熱材の有無についてのみ区別し、断熱材の厚さについては勘案しないこととする。

(3) FF式暖房設備

FF式とは、Forced draught balanced Flue の略であり、強制給排気型のストーブを指す。FF式暖房設備は機器のトップランナー基準¹⁾ではストーブの密閉式暖房機器として位置づけられる。対象とする範囲も機器のトップランナー基準¹⁾と同様とする。ストーブは燃料の種別によりガスストーブと石油ストーブとに分類される。

表 4.1.8 ストーブの区分

| 区分 | 給排気・熱交換方式 |
|----|-----------------|
| | 密閉式自然対流式 |
| | 密閉式強制対流式 |
| | 半密閉式放射式 |
| | 半密閉式自然対流式・強制対流式 |

ガスストーブ（都市ガス 13A 又は LP ガスを使用するものに限る。）については、「密閉式強制対流式」が対象となっており、開放式のもの、半密閉式のものは評価対象除外である。

石油ストーブは「密閉式自然対流式」「密閉式強制対流式」「半密閉式放射式」「半密閉式自然対流式・強制対流式」が対象となっており、開放式のもの、密閉式で燃料消費量が 2.75L/h を超えるもの、半密閉式で燃料消費量が 4.0L/h を超えるものは対象除外である。

1) ガスストーブ

- ・開放型ガスストーブ：開放型は対象としない。
- ・半密閉型ガスストーブ：出荷台数が年間 500 台（2000 年）（機器のトップランナー基準¹⁾ 参考文献 C）と少ないので対象としない。
- ・密閉型ガスストーブ：今回詳細には検討しなかったが石油密閉型ガスストーブの評価式を用い

て評価して良いこととする。なお、2007 時点で強制対流式以外の出荷は無い。

ロ) 石油ストーブ

- ・開放型石油ストーブ：開放型は対象としない。
- ・半密閉式石油ストーブ：燃料消費量が 4.0L/h を超えるものは対象としていない。(機器のトップランナー基準¹⁾参考文献 C)) 放射式と自然対流式が存在する。本年度では検討しなかった。
- ・密閉式石油ストーブ：機器のトップランナー基準¹⁾では、燃料消費量が 2.75L/h を超えるものは対象としていない。(機器のトップランナー基準¹⁾参考文献 C)) なお、密閉式石油ストーブで床暖房兼用のものについては評価対象外とする。資料機器のトップランナー基準¹⁾参考文献 C)) には「密閉式及び半密閉式石油ストーブには床暖房機能付の機種があるが、その出荷割合は全体の約 14%であり、付加的機能と見なせることから、区分を捨象し、床暖房機能なしの機種と同一区分により基準を策定することとした。」と記述されている。

(4) ヒートポンプ式セントラル空調システム

熱源機で暖冷房された空気をダクトを通じて各部屋に送って空調する設備を指す。熱源機には石油やガス等の燃焼式の熱源機や電気ヒートポンプ式熱源機が想定されるが、本基準では電気ヒートポンプ式熱源機のみを扱う。

(5) 電気蓄熱暖房機

電気蓄熱式暖房機器は、夜間時間帯に電力を通电して本体内部の蓄熱材(蓄熱レンガ)に熱エネルギーとして蓄え、暖房に利用するものである。放熱の方法により、自然放熱式(ファンレスタイプ)と強制放熱式(ファンタイプ)に分類される。

自然放熱式は、機器表面からの放射と、上部グリルからの自然対流による温風吹出しによって放熱される。強制放熱式は、蓄えた熱をファンの運転によって前面下部のグリルから温風として吹き出すものが一般的である。強制放熱式も、自然放熱式に比べれば比率は少ないものの、表面からの放射による放熱は多い。

自然放熱式は厳密な室温制御を目標にしてはいないので、主要な居室以外の暖房機器として使われるケースが多い。したがって、居室の暖房器として強制放熱式(ファンタイプ)を対象とする。

(6) 電気ヒーター式床暖房

床の放熱パネル内の電気を流すと発熱する素材により暖房する床暖房である。発熱する素材では、電熱線を用いたものや、PTCヒーターを用いたものが存在し、さらに蓄熱タイプと非蓄熱タイプが存在する。本評価方法では、これらの電気ヒーター式床暖房すべて評価対象とする。

4.2. 各種暖冷房設備のエネルギー消費量評価方法

(1) 暖房設備のエネルギー消費量

1) エネルギー消費量の計算方法

告示

(1) Eh：暖房設備の一次エネルギー消費量（単位 1年につきギガジュール）

暖房設備の一次エネルギー消費量は、住戸全体又は各室ごとの単位時間当たりの暖房設備の一次エネルギー消費量の暖房期間（1年間のうちで日平均外気温が15以下となるすべての期間をいう。以下同じ。）における合計とし、次の式により算出するものとする。ただし、住宅の新築時に暖房設備が設置されていない場合において、当該住宅の外壁、窓等を通しての熱の損失の防止のための措置が、住宅に係るエネルギーの使用の合理化に関する建築主等及び特定建築物の所有者の判断の基準（平成18年経済産業省・国土交通省告示第3号。以下「判断基準」という。）又は住宅に係るエネルギーの使用の合理化に関する設計、施工及び維持保全の指針（平成18年国土交通省告示第378号。以下「設計施工指針」という。）に適合するときは、別表第1に掲げる地域の区分に応じて別表第2に掲げる暖房設備の一次エネルギー消費量を基準とする。なお、一次エネルギー消費量は、当該住宅の外壁、窓等を通しての熱の損失の防止のための措置及び熱交換型換気の効果を勘案して計算することとする。

$$Eh = \sum_t^n \sum_i^m (Ch_{i,t} \times Qh_{i,t} + Hh_{i,t} \times ECEL \div 3600) \times 10^{-6}$$

Eh：暖房設備の一次エネルギー消費量（単位 1年につきギガジュール）

Ch_{i,t}：時刻tにおける暖房設備iの一次エネルギー消費係数

Qh_{i,t}：時刻tにおける暖房設備iによる1時間あたりの処理負荷
（単位 1時間につきキロジュール）

Hh_{i,t}：時刻tにおける暖房設備iにより処理されない1時間あたりの負荷
（単位 1時間につきキロジュール）

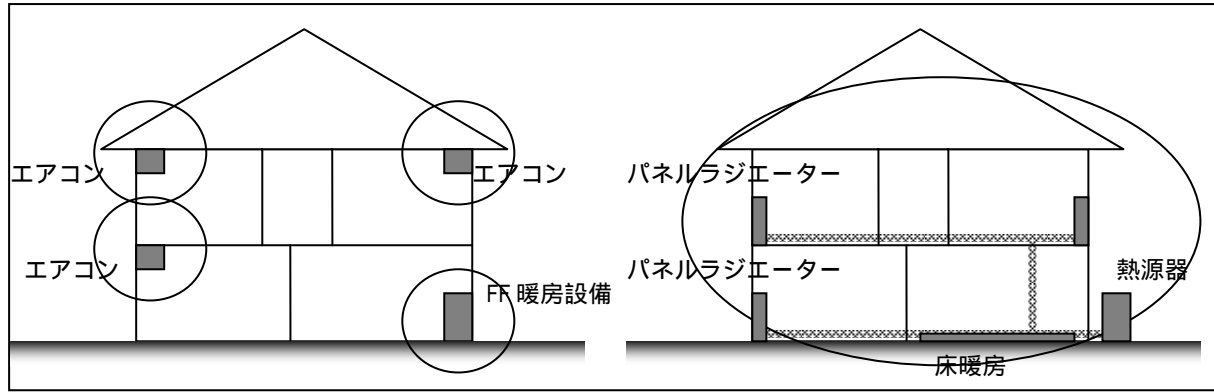
m：暖房設備の数

n：1年に暖房する時間（単位 時間）

ECEL：電気の一次エネルギー換算係数（単位 1キロワット時につきキロジュール）

暖房設備の一次エネルギー消費量は、暖房設備1台ごとに時々刻々の暖房一次エネルギー消費量を暖房負荷から求め、その一次エネルギー消費量を評価対象とする住宅に設置された暖房設備全てに対して年間を通して合計することで求まる。

ここで暖房設備1台とは、暖房エネルギー消費量を計算する際に他の機器に影響を与えず単独で暖房エネルギー消費量を計算できる単位であり、ルームエアコンディショナー1台、FF暖房機器1台、電気蓄熱式暖房機器1台および電気ヒーター式床暖房1台がこれに該当する。一方で、主に寒冷地に見られるような、各部屋にパネルラジエーターを設置し、パネルラジエーターと熱源機を温水配管で結ぶような温水暖房設備の場合、それぞれの部屋の暖房負荷の多寡が熱源機の効率に影響を及ぼすため、熱源機および熱源機に接続されている温水配管および放熱器すべてを1台の暖房設備と考える。同様にヒートポンプ式全館空調システムも熱源機およびダクトを含めて1台と考える。



a) 部屋ごとに1台の場合

b) 家全体で1台の場合

図 4.2.1 暖房設備単位の考え方

暖房設備を設置しない場合

暖房設備を設置しない場合の暖房エネルギーは、各地域において最も一般的と思われる暖房設備および性能を表 4.2.1 のように想定して計算する。

表 4.2.1 暖房設備を設置しない場合に想定する計算条件

| 地域 | 暖房方式 | 想定した暖房設備 |
|-------|--------|----------------|
| a、 b | 全館連続暖房 | 石油温水式パネルラジエーター |
| 、 | 部分間欠暖房 | FF式暖房設備 |
| a、 b、 | 部分間欠暖房 | ルームエアコンディショナー |

未処理負荷の評価方法

暖房設備1台ごとのエネルギー消費量は、下式のように暖房設備の一次エネルギー消費量に暖房設備で処理できなかった暖房負荷（未処理負荷）を足して評価する。

$$E_h = \sum_t^n \sum_i^m \left(\underbrace{Ch_{i,t} \times Qh_{i,t}}_{\text{暖房設備の一次エネルギー消費量}} + \underbrace{Hh_{i,t} \times ECEL \div 3600}_{\text{暖房設備で処理できなかった暖房負荷（未処理負荷）}} \right) \times 10^{-6} \quad (4.2.1)$$

暖房設備の一次エネルギー消費量 暖房設備で処理できなかった暖房負荷（未処理負荷）

通常、暖房設備の一次エネルギー消費量は、上式の第1項のみで評価するのが妥当であるが、未処理負荷が発生すると室温が設定温度まで達しない、あるいは電気ヒーターやこたつ等の補助暖房器具で部屋を暖めるということがなされることを勘案し、本基準では暖房設備の一次エネルギー消費量に、未処理負荷を一次エネルギーに換算した値（結果的に、こたつ、ホットカーペット等の電熱ヒーターを用いた暖房器具の一次エネルギー消費量に相当）を加算することで評価値とする。

2) 暖房設備の一次エネルギー消費係数

イ $Ch_{i,t}$: 時刻 t における暖房設備 i の一次エネルギー消費係数

暖房設備の一次エネルギー消費係数は、設備の種類、性能、仕様並びに外気の温湿度及び暖房設備による処理負荷等を勘案した数値とする。

暖房設備の一次エネルギー消費係数は、設備の種類ごとに定められた計算方法により求まる。詳しくは「4.2. 各種暖冷房設備の一次エネルギー消費係数と最大処理能力」を参照されたい。

3) 暖房設備による処理負荷と処理されない負荷（未処理負荷）

告示

ロ $Qh_{i,t}$: 時刻 t における暖房設備 i による処理負荷（単位 1 時間につきキロジュール）

暖房設備による処理負荷は、暖房負荷が暖房設備による最大処理負荷を超えない場合は暖房負荷とし、暖房負荷が暖房設備による最大処理負荷以上となる場合は当該暖房設備による最大処理負荷とする。この場合において、最大処理負荷は、設備の種類、性能、仕様及び外気の温湿度等を勘案した数値とする。

ハ $Hh_{i,t}$: 時刻 t における暖房設備 i により処理されない負荷（単位 1 時間につきキロジュール）

暖房設備により処理されない負荷は、暖房負荷が暖房設備による最大処理負荷以上となる場合において暖房負荷から最大処理負荷を減じた値とし、暖房負荷が暖房設備による最大処理負荷を超えない場合は 0 とする。

暖房設備による処理負荷は基本的に暖房負荷と等しいとする。ただし、暖房設備の最大処理負荷あるいは、温水暖房の二次側放熱器の最大処理負荷を暖房負荷が超える場合は未処理負荷が発生するとし、その場合の処理負荷は暖房設備の最大処理負荷あるいは、温水暖房の二次側放熱器の最大処理負荷とする。例えば最大処理負荷が 4kW のエアコンを LDK に設置している場合に暖房負荷が 6kW だったとすると、処理負荷を 4kW、未処理負荷を 2kW と考える。また、温水暖房の場合、パネルラジエーターの最大放熱量（最大処理負荷）が 4kW で暖房負荷が 6kW だったとすると、エアコンと同様に、処理負荷を 4kW、未処理負荷を 2kW と考える。その際、エアコンの最大能力は外気温度に著しく影響を受け、温水暖房のパネルラジエーターの最大放熱量（最大処理負荷）は送水温度に著しく影響を受けるなど、最大処理負荷は設備の種類、性能、仕様及び外気の温湿度等を勘案して計算しなければならない。この計算方法の詳細は次章で述べる。

暖房運転開始直後（運転立ち上がり時）の処理負荷

暖房運転開始直後（運転立ち上がり時）には暖房負荷が大きく、未処理負荷も大きくなる。本評価方法では、立ち上がり時に発生する未処理負荷は、タイマー運転を使用するなどして暖房設備の運転開始時間を早めることで対応可能であるととらえ、暖房運転開始直後は暖房設備の最大処理能力の 2 倍まで負荷を処理できると仮定する。その際、暖房設備は、最大能力で動くと仮定して、最大能力でのエネルギー効率を採用する。図 4.2.2 暖房運転開始直後の暖房設備の最大処理負荷および未処理負荷は、暖房運転開始直後の暖房設備の最大処理負荷および未処理負荷の関係を図示したものである。仮に 9 時に暖房負荷が 10000(W)発生したとし、その時刻の条件下における暖房設備の最大処理負荷が 4000(W)であるとすると、未処理負荷は 10000 - 4000

= 6000(W)であると考えるのが通常であるが、暖房運転開始直後に限り、さらに前の時刻から予熱運転をしていたと仮定して、4000(W)を処理負荷として認め、結果として $10000 - 4000 - 4000 = 2000(W)$ が未処理負荷となる。なお、暖房運転開始直後以外の時刻、例えば 10 時においては、暖房設備の最大処理負荷として認められるのは 4000(W)までである。

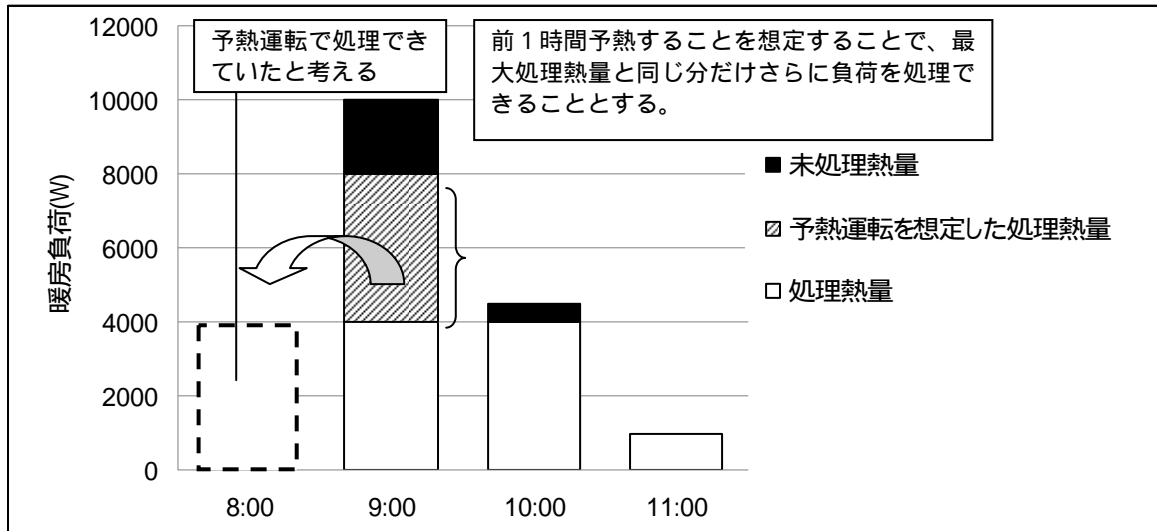


図 4.2.2 暖房運転開始直後の暖房設備の最大処理負荷および未処理負荷

4) 暖房負荷

二 暖房負荷 (単位 1 時間につきキロジュール)

(イ) 暖房負荷の計算においては、次に掲げるスケジュール等を勘案すること。

...(以下省略)

暖房負荷の計算方法については、第 3 章を参照されたい。

(2) 冷房設備のエネルギー消費量

1) エネルギー消費量の計算方法

告示

冷房設備の一次エネルギー消費量は、住戸全体又は各室ごとの単位時間当たりの冷房設備の一次エネルギー消費量の冷房期間(1年間のうちで暖房期間以外の期間をいう。以下同じ。)における合計とし、次の式により算出するものとする。ただし、住宅の新築時に冷房設備が設置されていない場合において、当該住宅の外壁、窓等を通しての熱の損失の防止のための措置が、判断基準又は設計施工指針に適合するときは、別表第1に掲げる地域の区分に応じて別表第2に掲げる冷房設備の一次エネルギー消費量を基準とする。なお、一次エネルギー消費量は、当該住宅の外壁、窓等を通しての熱の損失の防止のための措置及び通風のための措置を勘案して計算することとする。

$$E_c = \sum_t^n \sum_i^m (C_{c,i,t} \times Q_{c,i,t}) \times 10^{-6}$$

E_c : 冷房設備の一次エネルギー消費量(単位 1年につきギガジュール)

$C_{c,i,t}$: 時刻 t における冷房設備 i の一次エネルギー消費係数

$Q_{c,i,t}$: 時刻 t における冷房設備 i による1時間あたりの処理負荷
(単位 1時間につきキロジュール)

m : 冷房設備の数

n : 1年に冷房する時間(単位 時間)

冷房の一次エネルギー消費量も、暖房の一次エネルギー消費量の求め方同様、冷房設備1台ごとの時々刻々の冷房一次エネルギー消費量を冷房負荷から求め、その一次エネルギー消費量を評価対象とする住宅に設置された冷房設備全てに対して年間を通して合計することで求まる。なお、冷房設備1台の考え方は暖房設備1台の考え方と同様である。

冷房設備を設置しない場合

冷房設備を設置しない場合の冷房エネルギーは、冷房が無い a および b 地域を除き、部分間欠方式のルームエアコンディショナーを想定して計算する。

未処理負荷の評価方法

冷房設備1台ごとのエネルギー消費量は、暖房の計算のように未処理負荷を足さずに計算する。発生した未処理負荷は、未処理負荷を処理するような補助暖冷房設備が一般的に存在しないことから、次の時刻も冷房運転をする場合に限り、次の時刻に繰り越すと想定した。

$$E_c = \sum_t^n \sum_i^m (C_{c,i,t} \times Q_{c,i,t}) \times 10^{-6} \quad (4.2.2)$$

冷房設備の一次エネルギー消費量

2) 冷房設備の一次エネルギー消費量

イ $C_{c,i,t}$: 時刻 t における冷房設備 i の一次エネルギー消費係数

冷房設備の一次エネルギー消費係数は、設備の種類、性能、仕様並びに外気の温湿度及び冷房設備による処理負荷等を勘案した数値とする。

冷房設備の一次エネルギー消費係数は、設備の種類ごとに定められた計算方法により求まる。詳しくは次節を参照されたい。

3) 冷房設備による処理負荷と処理されない負荷（繰り越し負荷）

ロ $Q_{c,i,t}$: 時刻 t における冷房設備 i による処理負荷（単位 1 時間につきキロジュール）

冷房設備による処理負荷は、次に掲げる処理顕熱負荷量及び処理潜熱負荷量の合計とする。この場合において、最大処理負荷は、設備の種類、性能、仕様及び外気の温湿度等を勘案した数値とし、最大処理負荷を超えた冷房負荷は、次の時刻の冷房負荷に加える（次の時刻に冷房設備が稼働する場合に限る。）ものとする。

(イ) 冷房設備による処理顕熱負荷は、冷房顕熱負荷が冷房設備による最大処理顕熱負荷を超えない場合は冷房顕熱負荷とし、冷房顕熱負荷が冷房設備による最大処理顕熱負荷以上となる場合は当該冷房設備による最大処理顕熱負荷とする。

(ロ) 冷房設備による処理潜熱負荷は、冷房潜熱負荷が冷房設備による最大処理潜熱負荷を超えない場合は冷房潜熱負荷とし、冷房潜熱負荷が冷房設備による最大処理潜熱負荷以上となる場合は当該冷房設備による最大処理潜熱負荷とする。

冷房負荷や処理される負荷を計算する際は、顕熱負荷と潜熱負荷とを区別して計算する。冷房設備による顕熱処理負荷および潜熱負荷はそれぞれ顕熱冷房負荷と潜熱冷房負荷に等しいとする。ただし、顕熱と潜熱それぞれにおいて、冷房設備の最大処理負荷を冷房負荷が超えた場合は未処理負荷が発生するとし、その場合の処理負荷は冷房設備の最大処理負荷とする。例として、図 4.2.3 のような負荷を想定して説明する。運転開始時（9 時）に冷房負荷が冷房設備の最大処理負荷を超えて発生し、その値が 6000W だったとする。冷房設備の最大処理負荷が 4000W だったとすると、残りの 2000W が処理されない負荷、つまり未処理負荷となる。この未処理負荷は次の時刻に繰り越す。10 時の負荷が 3500W であったとすると、前の時刻（9 時）から繰り越してきた未処理負荷 2000W を足すので、合計 5500W となる。ここでも最大処理負荷が 4000W だったとすると、差し引き 1500W が未処理負荷となり、次の時刻（11 時）に未処理負荷を繰り越すものとする。11 時の段階でも同様の計算を行い、仮に未処理負荷が 500W でたとすると、次の時刻（12 時）に繰り越す。ここで、12 時は冷房設備が稼働していないため、告示本文中の括弧内「（次の時刻に冷房設備が稼働する場合に限る。）」にもあるように、繰り越された負荷を加えることはせずに、自然に負荷は消滅するものとして計算する。

その際、エアコンの最大能力は外気温度に著しく影響を受けるなど、最大処理負荷は設備の種類、性能、仕様及び外気の温湿度等を勘案して計算しなければならない。この計算方法の詳細は次章で述べる。

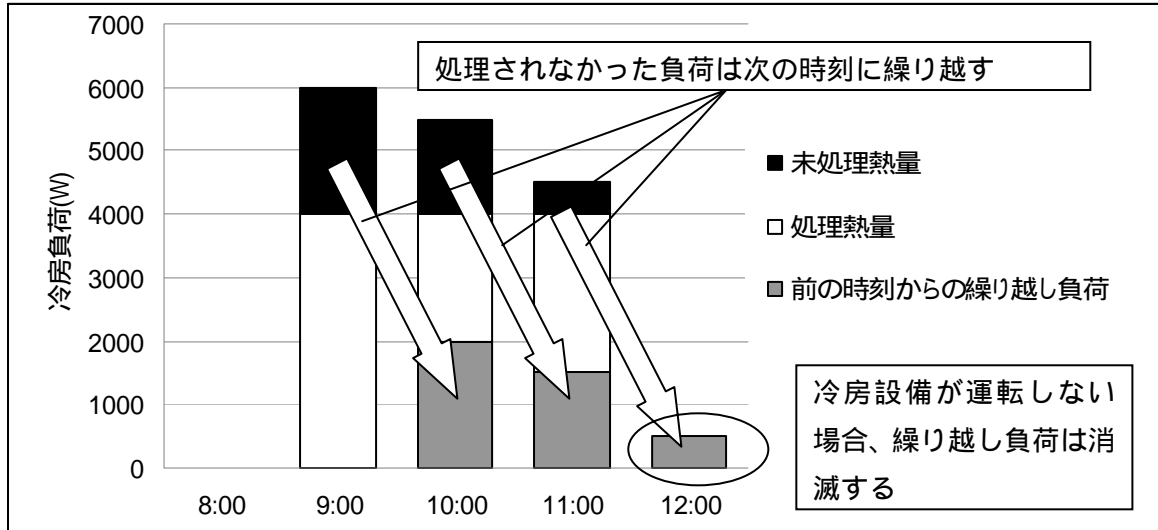


図 4.2.3 冷房運転開始直後と運転終了時の冷房設備の最大処理負荷および未処理負荷

4) 冷房負荷

ニ 冷房負荷 (単位 1時間につきキロジュール)

(イ) 冷房負荷の計算においては、次に掲げるスケジュール等を勘案すること。

...(以下省略)

冷房負荷の計算方法については、第3章を参照されたい。

4.3. 各種暖冷房設備の一次エネルギー消費係数と最大処理負荷

(1) ルームエアコンディショナー

1) 記号と定義

本節で用いる記号と定義を表 4.3.1 に示す。

表 4.3.1 記号と定義

| 記号 | 意味 (単位) | 定義 |
|-------------|---|--|
| C_{af} | 室内機吹き出し風量に関する能力の補正係数 | 一般的に通常の運転条件における室内機吹き出し風量が、JIS 条件とは異なることを鑑み、室内機吹き出し風量が能力に与える影響を考慮した係数である。 |
| $C_{af,c}$ | 室内機吹き出し風量に関する能力の補正係数 (冷房) (= 0.85) | |
| $C_{af,h}$ | 室内機吹き出し風量に関する能力の補正係数 (暖房) (= 0.8) | |
| C_{df} | デフロストに関する能力の補正係数 (デフロスト時 0.9、非デフロスト時 1.0) | デフロスト発生時に処理暖房負荷が減少することを表した係数。外気温度が 5 未満かつ相対湿度が 80% 以上の場合にデフロストが入ると仮定する。 |
| C_{hm} | 室内機吸い込み湿度に関する能力の補正係数 (= 1.15) | 一般的に通常の運転条件における室内相対湿度が、JIS 条件とは異なることを鑑み、室内機吸い込み空気相対湿度が能力に与える影響を考慮した係数である。 |
| C_c | 一次エネルギー消費係数 (冷房) | |
| C_h | 一次エネルギー消費係数 (暖房) | |
| E | 一次エネルギー消費量 (kJ/h) | 評価対象とする機器の一次エネルギー消費量。ただし、本節では未処理負荷分は考慮していない。 |
| E_c | 一次エネルギー消費量 (kJ/h) | |
| E_h | 一次エネルギー消費量 (kJ/h) | |
| e | エネルギー消費効率 | |
| e_c | 冷房エネルギー消費効率 | 任意の負荷率におけるエネルギー消費効率 |
| e_h | 暖房エネルギー消費効率 | |
| e_{rtd} | COP (エネルギー消費効率) (カタログ値) | |
| $e_{c,rtd}$ | 冷房 COP | 1 |
| $e_{h,rtd}$ | 暖房 COP | |
| er | 定格 COP により基準化したエネルギー消費効率 | |
| er_c | 冷房 COP により基準化した冷房エネルギー消費効率 | 任意の負荷率におけるエネルギー消費効率を定格 COP で除した値。 |
| er_h | 暖房 COP により基準化した暖房エネルギー消費効率 | |
| k_{stir} | 運転開始時を勘案した負荷割り増し係数 (立ち上がり運転時 2、非立ち上がり運転時 1) | |
| Lc_{sen} | 冷房顕熱負荷 (kJ/h) | 2 |
| Lc'_{lat} | 冷房潜熱負荷 (補正值) (kJ/h) | 冷房潜熱負荷を補正した値。補正值とは、除湿運転をしない限り潜熱負荷の処理熱量が顕熱負荷の処理量に依存することを勘案し、顕熱負荷の 1.5 倍を上限として僭越負荷が処理されるという過程を勘案したものである。 |
| Lc_{lat} | 冷房潜熱負荷 (kJ/h) | 2 |
| Lh | 暖房負荷 (kJ/h) | 2 |
| P | 消費電力 (W) | 評価対象とする機器の消費電力。 |
| P_c | 冷房消費電力 (W) | |
| P_h | 暖房消費電力 (W) | |
| P_{rtd} | 定格消費電力 (W) | 定格条件における消費電力で、定格能力を定格効率で除した値。 |
| $P_{c,rtd}$ | 定格冷房消費電力 (W) | |
| $P_{h,rtd}$ | 定格暖房消費電力 (W) | |

| 記号 | 意味 (単位) | 定義 |
|--------------|-------------------------|--|
| Pr | 消費電力比 | 定格消費電力で基準化した消費電力で、定格条件での消費電力は1となる。 |
| Pr_c | 冷房消費電力比 | |
| Pr_h | 暖房消費電力比 | |
| Q_c | 処理冷房全熱負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機種により処理される全熱量で、処理冷房顕熱負荷と処理冷房潜熱負荷の和。 |
| $Q_{c,lat}$ | 処理冷房潜熱負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機種により処理される潜熱量。 |
| $Q_{c,max}$ | 最大処理冷房全熱負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機器が処理することができる1時間あたりの熱量の最大値。 |
| $Q_{c,sen}$ | 処理冷房顕熱負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機種により処理される顕熱量。 |
| Q_h | 処理暖房負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機種により処理される熱量であり、立ち上がり運転時に行う余熱運転で処理される熱量を含む。暖房負荷が最大処理暖房負荷を超えない範囲で暖房負荷に等しく、超える場合は最大処理暖房負荷となる。 |
| Q_h' | 予熱運転を除いた処理暖房負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機種により処理される熱量であり、立ち上がり運転時に行う余熱運転で処理される熱量を含まない。暖房負荷が最大処理暖房負荷を超えない範囲で暖房負荷に等しく、超える場合は最大処理暖房負荷となる。 |
| $Q_{h,max}$ | 最大処理暖房負荷 (kJ/h) | 評価対象とする機器が処理することができる1時間あたりの熱量の最大値。 |
| q_{max} | 最大能力 (カタログ値) (W) | 1 |
| $q_{c,max}$ | 最大冷房能力 (カタログ値) (W) | |
| $q_{h,max}$ | 最大暖房能力 (カタログ値) (W) | |
| q_{rtd} | 定格能力 (カタログ値) (W) | 1 |
| $q_{c,rtd}$ | 定格冷房能力 (W) | |
| $q_{h,rtd}$ | 定格暖房能力 (W) | |
| qr | 負荷率 | 定格能力に対する処理負荷。 |
| qr_c | 冷房負荷率 | |
| qr_h | 暖房負荷率 | |
| qr' | 補正負荷率 | 冷房においては室内機吹き出し風量補正および室内機吸い込み湿度補正、暖房においては室内機吹き出し風量補正およびデフロスト補正した負荷率。 |
| qr'_c | 補正冷房負荷率 | |
| qr'_h | 補正暖房負荷率 | |
| qr_{max} | 最大負荷率 | 評価対象とする機器が最大で処理することができる負荷を、定格能力に対する比で表した係数。外気温度や評価対象とする機器の仕様 (最大能力比) に依存する。 |
| $qr_{c,max}$ | 最大冷房負荷率 | |
| $qr_{h,max}$ | 最大暖房負荷率 | |
| r_c | 定格冷房能力に対する最大冷房能力の比 | 定格冷房能力に対する最大冷房能力の比であり、評価対象とする機器の仕様のみにより定まる。 |
| r_h | 定格暖房能力に対する最大暖房能力の比 | 定格暖房能力に対する最大暖房能力の比であり、評価対象とする機器の使用のみにより定まる。 |
| θ | 外気温度 () | |
| $ECEL$ | 電気の一次エネルギー換算係数 (kJ/kWh) | |

1 本計算でエネルギー消費量を求める際に、カタログ等を参考に入力するパラメータ

2 負荷計算により与えられるパラメータ

2) 計算式

暖房

1) 最大処理暖房負荷

最大処理暖房負荷 $Q_{h,max}$ は以下の式により算出される。

$$Q_{h,max} = Lr_{h,max} \times q_{h,rtd} \times C_{af,h} \times C_{df} \times 3.6 \quad (4.3.1)$$

(3.6 は単位換算 (W kJ/h) するための係数である。)

$qr_{h,max}$ は最大暖房負荷率であり、外気温度や評価対象とする機器の仕様（定格暖房能力に対する最大暖房能力の比 r_h ）に依存し、以下の式により求められる。

$$qr_{h,max} = -1 \times 10^{-6} \times (1 + (r_h - 1)/1.8) \times (\theta - 7)^3 + 2 \times 10^{-4} \times (1 + (r_h - 1)/1.8) \times (\theta - 7)^2 + (0.0134 + (0.0457 - 0.0134) \times (r_h - 1)/1.8) \times (\theta - 7) + r_h \quad (4.3.2)$$

ここで、定格暖房能力に対する最大暖房能力の比 r_h は定格暖房能力（カタログ値） $q_{h,rtd}$ に対する最大暖房能力（カタログ値） $q_{h,max}$ の比であり、評価対象とする機器の仕様のみにより定まり、以下の式で定義される。

$$r_h = \frac{q_{h,max}}{q_{h,rtd}} \quad (4.3.3)$$

暖房時の室内機吹き出し風量に関する能力の補正係数 $C_{af,h}$ は 0.8 とする。

デフロストに関する能力の補正係数 C_{df} は、外気温度が 5 未満かつ相対湿度が 80% 以上の場合にデフロストが入ると仮定し、 C_{df} の値を 0.9 とし、それ以外の条件では、 C_{df} の値を 1.0 とする。

ロ) 一次エネルギー消費係数

一次エネルギー消費係数 Ch は以下の式で算出される。

$$Ch = \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \times \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h})}{qr'_h \times f_{h,\theta}(\frac{1.9}{r_h}) \times e_{h,rtd}} \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.4)$$

補正暖房負荷率 qr'_h は、暖房負荷率 qr_h が通常使用される運転状況と定格条件において、室内機の吹き出し風量が異なることやデフロスト運転が処理暖房負荷に与える影響をあらかじめ含んでいるため、これらの補正係数で割り戻した値となり、以下の式で求められる。

$$qr'_h = qr_h \times \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} = \frac{Qh'}{q_{h,rtd}} \times \frac{1}{3.6} \times \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \quad (4.3.5)$$

（3.6 は単位換算（W kJ/h）するための係数である。）

余熱運転を除いた処理暖房負荷 Qh' は最大処理負荷 Qh_{max} を超えない場合は、暖房負荷 Lh に等しいとし、最大処理負荷を超える場合は最大処理負荷に等しいとする。すなわち、

$$Qh' = \begin{cases} Qh_{max} & (Lh > Qh_{max}) \\ Lh & (Lh \leq Qh_{max}) \end{cases} \quad (4.3.6)$$

である。

$f_{h,\theta}(x)$ は外気温度 θ に応じて以下の式で与えられる。

$$f_{h,\theta}(x) = a_4x^4 + a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (4.3.7)$$

$$a_4 = 0.006\theta^2 - 0.022\theta + 0.3051$$

$$a_3 = -0.0021\theta^2 + 0.0757\theta - 1.0448$$

$$a_2 = 0.0026\theta^2 - 0.0981\theta + 1.6971$$

$$a_1 = -0.0011\theta^2 + 0.0222\theta - 0.1444$$

$$a_0 = 0.002\theta^2 - 0.0069\theta + 0.3487 - 0.074000000000000003$$

ハ) 処理暖房負荷

予熱運転を含む処理暖房負荷 Qh は、暖房負荷 Lh が最大処理負荷 Qh_{max} を超えない場合は暖房負荷 Lh に等しいとし、最大処理負荷を超える場合は最大処理負荷に等しいとする。ただし、余熱運転時は最大処理暖房負荷 Qh_{max} の2倍まで、処理されるとする。すなわち、

$$Qh = \begin{cases} Qh_{max} \times k_{strt} & (Lh > Qh_{max} \times k_{strt}) \\ Lh & (Lh \leq Qh_{max} \times k_{strt}) \end{cases} \quad (4.3.8)$$

である。ここで、運転開始時を勘案した負荷割り増し係数 k_{strt} とは運転開始時に予熱運転で処理する負荷を勘案して、最大処理暖房負荷を2倍にするための係数であり、運転開始時の場合は2.0、その他の場合は1.0をとる。

冷房

イ) 最大処理冷房負荷

最大処理冷房全熱負荷 $Q_{c,max}$ は以下の式により算出される。

$$Q_{c,max} = qr_{c,max} \times q_{c,rtid} \times \left(\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2} \right) \times 3.6 \quad (4.3.9)$$

(3.6は単位換算(W kJ/h)するための係数である。)

$qr_{c,max}$ は最大冷房負荷率であり、外気温度や評価対象とする機器の仕様(定格冷房能力に対する最大冷房能力の比 r_c)に依存し、以下の式により求められる。

$$qr_{c,max} = -1 \times 10^{-5} \times r_c \times (\theta - 35)^3 + 2 \times 10^{-4} \times (0.5 + 0.5 \times r_c) \times (\theta - 35)^2 - (0.0147 + 0.014 \times (r_c - 1)) \times (\theta - 35) + r_c \quad (4.3.10)$$

ここで、定格冷房能力に対する最大冷房能力の比 r_c は定格冷房能力(カタログ値) $q_{c,rtid}$ に対する最大冷房能力(カタログ値) $q_{c,max}$ の比であり、評価対象とする機器の仕様のみにより定まり、以下の式で定義される。

$$r_c = \frac{q_{c,max}}{q_{c,rid}} \quad (4.3.11)$$

冷房時の室内機吹き出し風量に関する能力の補正係数 $C_{af,c}$ は 0.85 とする。

室内機吸い込み湿度に関する能力の補正係数 C_{hm} は、本基準において室内の相対湿度を 60% に想定しているため、JIS で計測した定格条件の室内相対湿度が異なることに起因して定格能力が異なることを補正するための係数である。

ロ) 一次エネルギー消費係数

一次エネルギー消費係数 C_c は以下の式で算出される。

$$C_c = \frac{1}{\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}} \times \frac{f_{c,\theta}(1.0) \times f_{c,\theta}(qr'_c \times \frac{1.5}{r_c})}{qr'_c \times f_{c,\theta}(\frac{1.5}{r_c}) \times e_{c,rid}} \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.12)$$

補正冷房負荷率 Lr'_c は、冷房負荷率 Lr_c がここで想定した運転状況と定格条件において室内機の吹き出し風量や室内機吸い込み空気の相対湿度が異なることが処理暖房負荷に与える影響をあらかじめ含んでいるため、これらの補正係数で割り戻した値となり、以下の式で求められる。

$$\begin{aligned} qr'_c &= qr_c \times \frac{1}{\left(\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}\right)} \\ &= \frac{Q_c}{q_{c,rid}} \times \frac{1}{3.6} \times \frac{1}{\left(\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}\right)} \end{aligned} \quad (4.3.13)$$

(3.6 は単位換算するための係数 (kJ/h)/W) である。

処理冷房全熱負荷 Q_c は処理冷房顕熱負荷 $Q_{c,sen}$ と処理冷房潜熱負荷 $Q_{c,lat}$ との合計とし、下式であらわされる。

$$Q_c = Q_{c,sen} + Q_{c,lat} \quad (4.3.14)$$

処理冷房顕熱負荷 $Q_{c,sen}$ は冷房顕熱負荷 Lc_{sen} と冷房潜熱負荷 (補正值) Lc'_{lat} の合計が最大処理冷房全熱負荷 $Q_{c,max}$ をこえる場合は、最大処理冷房全熱負荷 $Q_{c,max}$ を冷房顕熱負荷 Lc_{sen} と冷房潜熱負荷 (補正值) Lc'_{lat} で按分するとし、超えない場合は冷房顕熱負荷 Lc_{sen} に等しいとする。

$$Q_{c,sen} = \begin{cases} \frac{Lc_{sen}}{Lc_{sen} + Lc'_{lat}} \times Q_{c,max} & (Lc_{sen} + Lc'_{lat} > Q_{c,max}) \\ Lc_{sen} & (Lc_{sen} + Lc'_{lat} \leq Q_{c,max}) \end{cases} \quad (4.3.15)$$

処理冷房潜熱負荷 $Q_{c,lat}$ も同様に、以下の式で表される。

$$Q_{c,lat} = \begin{cases} \frac{Lc'_{lat}}{Lc_{sen} + Lc'_{lat}} \times Q_{c,max} & (Lc_{sen} + Lc'_{lat} > Q_{c,max}) \\ Lc'_{lat} & (Lc_{sen} + Lc'_{lat} \leq Q_{c,max}) \end{cases} \quad (4.3.16)$$

ここで、冷房潜熱負荷（補正值） Lc'_{lat} の補正值とは、除湿運転をしない限り潜熱負荷の処理量が顕熱負荷の処理量に依存することを勘案し、顕熱負荷の 1.5 倍を上限として潜熱負荷が処理されるという仮定をとり入れたものである。冷房潜熱負荷（補正值） Lc'_{lat} は下式で表される。

$$Lc'_{lat} = \begin{cases} Lc_{sen} & (Lc_{lat} > Lc_{sen} \times 1.5) \\ Lc_{lat} & (Lc_{lat} \leq Lc_{sen} \times 1.5) \end{cases} \quad (4.3.17)$$

$f_{c,\theta}(x)$ は外気温度 θ に応じて以下の式で与えられる。

$$f_{c,\theta}(x) = a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0 \quad (4.3.18)$$

$$a_3 = 0.0148\theta + 0.0089$$

$$a_2 = -0.0153\theta + 0.1429$$

$$a_1 = 0.034\theta - 0.4963$$

$$a_0 = -0.0012\theta + 0.288 + 0.0322$$

3) 計算式の導出

消費電力比と負荷率の関係

消費電力比 Pr と負荷率 qr' の関係は以下の式で表すことができる。ここで、最大能力比 r （暖房 r_h 、冷房 r_c ）は暖房においては 1.9、冷房においては 1.5 とした。負荷率は、後述する負荷の補正を反映するために qr ではなく補正をかけた値である qr' で表現する。

$$Pr = f_{\theta}(qr') \quad (4.3.19)$$

暖房については、

$$Pr_h = f_{h,\theta}(qr'_h) \quad (4.3.20)$$

で表されるとし、 $f_{h,\theta}$ は外気温度 θ と補正暖房負荷率 qr'_h の関数であり、以下の式で与えられる。

$$f_{h,\theta}(qr'_h) = a_4 qr_h'^4 + a_3 qr_h'^3 + a_2 qr_h'^2 + a_1 qr_h' + a_0$$

$$a_4 = 0.006\theta^2 - 0.022\theta + 0.3051$$

$$a_3 = -0.0021\theta^2 + 0.0757\theta - 1.0448$$

$$a_2 = 0.0026\theta^2 - 0.0981\theta + 1.6971$$

$$a_1 = -0.0011\theta^2 + 0.0222\theta - 0.1444$$

$$a_0 = 0.002\theta^2 - 0.0069\theta + 0.3487 - 0.074000000000000003$$

冷房についても同様に、

$$Pr_c = f_{c,\theta}(qr'_c) \quad (4.3.21)$$

で表されるとし、 $f_{c,\theta}$ は外気温度 θ と補正冷房負荷率 Lr'_c の関数であり、以下の式で与えられる。

$$f_{c,\theta}(qr'_c) = a_3 qr_c'^3 + a_2 qr_c'^2 + a_1 qr_c' + a_0 \quad (4.3.22)$$

$$a_3 = 0.0148\theta + 0.0089$$

$$a_2 = -0.0153\theta + 0.1429$$

$$a_1 = 0.034\theta - 0.4963$$

$$a_0 = -0.0012\theta + 0.288 + 0.0322$$

消費電力比 Pr （暖房 Pr_h 、冷房 Pr_c ）は、定格消費電力 P_{rtd} （暖房 $P_{h,rtd}$ 、冷房 $P_{c,rtd}$ ）に対する消費電力 P （暖房 P_h 、冷房 P_c ）の比であり、以下のように表される。

$$Pr = \frac{P}{P_{rtd}} \quad (4.3.23)$$

最大能力比 r （暖房 r_h 、冷房 r_c ）は、定格条件における最大負荷率であり、

$$r = qr_{\max} \Big|_{\theta=\text{定格条件}} \quad (4.3.24)$$

であるが、最大負荷率 qr_{\max} （暖房 $qr_{h,\max}$ 、冷房 $qr_{c,\max}$ ）は外気温度に依存するため、定格条件以外では最大能力比 r とは異なる値となる。任意の外気温度における最大負荷率を求める際に、最大負荷で動く時の電力消費量は外気温度に依らず一定であると仮定すると、定格条件と異なる外気温度での最大負荷率は、以下の式で求められる。

$$qr_{h,\max}(\theta) = f_{h,\theta}^{-1}(f_{h,7}(1.9)) \quad (4.3.25a)$$

$$qr_{c,\max}(\theta) = f_{c,\theta}^{-1}(f_{c,35}(1.5)) \quad (4.3.25b)$$

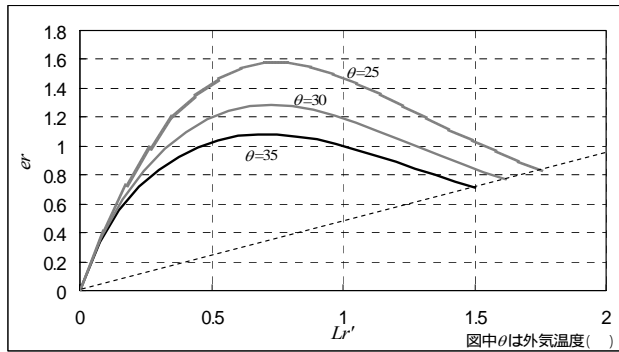
エネルギー消費効率

式(4.3.1.1)を負荷率とエネルギー消費効率の関係を表す式にすると下式となる。

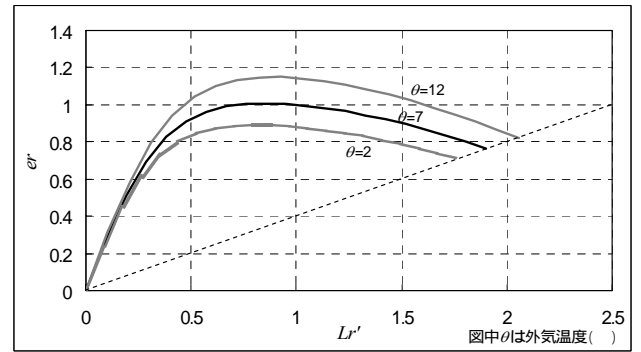
$$er = \frac{qr'}{Pr} = \frac{qr'}{f_{\theta}(qr')} \quad (4.3.26)$$

ここで er は定格COPにより基準化したエネルギー消費効率であり、上式は定格条件では分母・分子ともに1.0となるので、 er も1.0となる。

上式を図示すると、図 4.3.1 のようになる。図中、原点を通る直線（波線）は電力消費量が一定の線である。最大能力時の電力消費が外気温度に依存せず一定と仮定したため、各外気温度での効率曲線の終端はこの直線に接する。また、定格条件（暖房 $\theta=35$ 、冷房 $\theta=7$ ）では、必ず $(x,y) = (1.0,1.0)$ の点を通る。



冷房時



暖房時

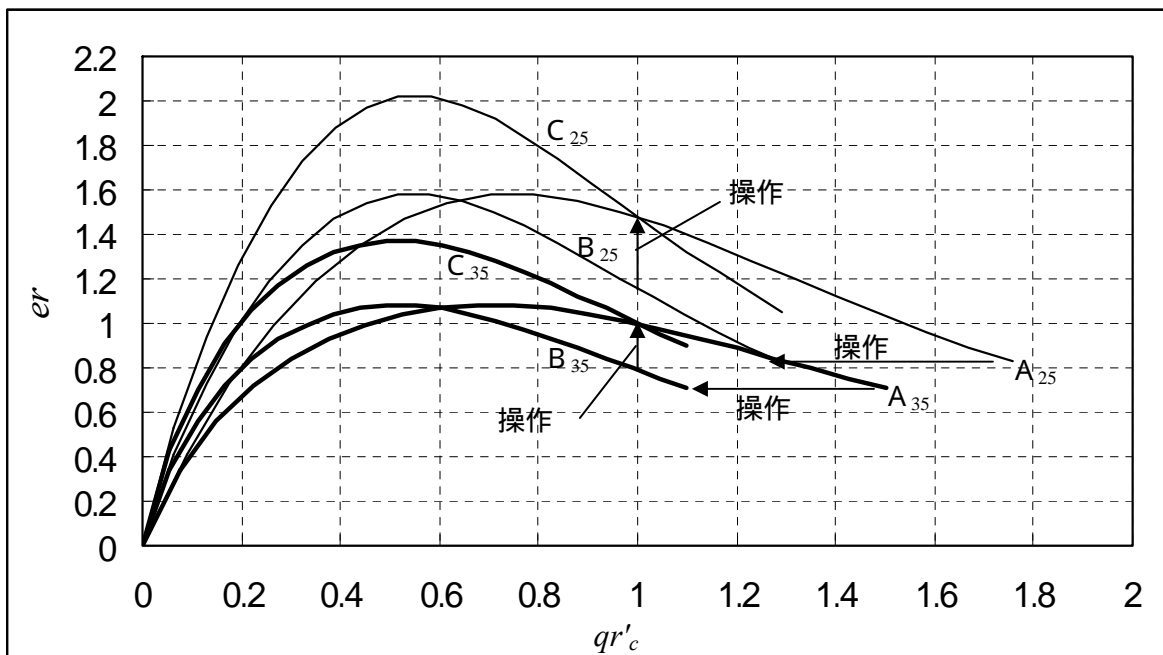
図 4.3.1 負荷率と基準化したエネルギー効率

最大負荷率が 1.5 倍（冷房）および 1.9 倍（暖房）と異なるケースへの対応

通常、最大能力比 r は機種により様々な値をとる。ここでは、最大能力比 r が異なる場合の補正方法を示す。例として、外気温度 35（定格条件）のときと 25 のときの冷房時の効率曲線を図 4.3.2 に示す。

まず、最大冷房能力比 r_c が 1.5 の効率曲線 A を任意の最大冷房能力比 r_c （図では $r_c = 1.1$ ）となるように効率曲線 A 上の点を x 軸方向に移動する（操作）。そうすると、曲線 A において $qr'_c = 1.0$ のときの er_c を曲線 B は通らなくなるため、今度は曲線 B 上の点を y 軸方向に移動し曲線 A における $Lr'_c = 1.0$ のときの er_c を通るようにする（操作）。この 2 つの操作を式で示すと以下のようになる。なお、それぞれの曲線の区別をつけるため、[A] [B] [C] のように表す。

$$[A] er_c = \frac{qr'_c}{f_{c,\theta}(qr'_c)} \xrightarrow{\text{操作}} [B] er_c = \frac{qr'_c \times x}{f_{c,\theta}(qr'_c \times x)} \xrightarrow{\text{操作}} [C] er_c = \frac{qr'_c \times x}{f_{c,\theta}(qr'_c \times x)} \times y$$



曲線 A：最大冷房能力比が 1.5 のときの効率曲線

曲線 B：最大冷房能力比が 1.1 となるように、曲線 A 上の点を x 軸方向に移動させた効率曲線

曲線 C : 最大冷房能力比が 1.1 かつ曲線 A における $Lr' = 1.0$ の時の er を通るように曲線 B 上の点を y 軸方向に移動させた効率曲線
添え字は、外気温度

図 4.3.2 効率曲線の補正方法 (冷房の例)

操作 はグラフ上で x 軸方向に $r_c/1.5$ 倍の拡大・縮小に相当するため、

$$x_c = \frac{1.5}{r_c} \quad (4.3.27)$$

となる。

また、負荷率が 1.0 の時に $[A]er_c$ と $[C]er_c$ の値が等しいことから、

$$[A]er_c \Big|_{qr'_c=1.0} = [C]er_c \Big|_{qr'_c=1.0} \quad (4.3.28)$$

であり、

$$\frac{1.0}{f_{c,\theta}(1.0)} = \frac{1.0 \times x_c}{f_{c,\theta}(1.0 \times x_c)} \times y_c \quad (4.3.29)$$

とるため、 y_c は

$$y_c = \frac{f_{c,\theta}(x_c)}{f_{c,\theta}(1.0) \times x_c} = \frac{f_{c,\theta}\left(\frac{1.5}{r_c}\right)}{f_{c,\theta}(1.0) \times \frac{1.5}{r_c}} \quad (4.3.30)$$

となる。従って、曲線 C の er_c は、

$$er_c = \frac{f_{c,\theta}\left(\frac{1.5}{r_c}\right)}{f_{c,\theta}(1.0) \times f_{c,\theta}\left(qr'_c \times \frac{1.5}{r_c}\right)} \quad (4.3.31)$$

となる。暖房の場合も同様に下式となる。

$$er_h = \frac{f_{h,\theta}\left(\frac{1.9}{r_h}\right)}{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}\left(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h}\right)} \quad (4.3.32)$$

また、任意の負荷率および外気温度のエネルギー消費効率 e は、

$$\begin{aligned} e &= \frac{q'}{P} \\ &= \frac{qr' \times q_{rtd}}{Pr \times P_{rtd}} \\ &= er \times e_{rtd} \end{aligned} \quad (4.3.33)$$

一次エネルギー消費量 E_h は、処理負荷に室内機吸い込み湿度、吹き出し風量、デフロスト等

の補正をし、上式のエネルギー消費効率 e で除し、一次エネルギー換算をして算出し、暖房の場合、

$$\begin{aligned}
 Eh &= Qh \times \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \times \frac{1}{e_h} \times ECEL \div 3600 \\
 &= Qh \times \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \times \frac{1}{er_h \times e_{h,rtd}} \times ECEL \div 3600 \\
 &= Qh \times \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \times \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h})}{qr'_h \times f_{h,\theta}(\frac{1.9}{r_h}) \times e_{h,rtd}} \times ECEL \div 3600
 \end{aligned} \tag{4.3.34a}$$

であり、冷房の場合、

$$\begin{aligned}
 Ec &= Qc \times \frac{1}{\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}} \times \frac{1}{e_c} \times ECEL \div 3600 \\
 &= Qc \times \frac{1}{\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}} \times \frac{1}{er_c \times e_{c,rtd}} \times ECEL \div 3600 \\
 &= Qc \times \frac{1}{\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}} \times \frac{f_{c,\theta}(1.0) \times f_{c,\theta}(qr'_c \times \frac{1.5}{r_c})}{qr'_c \times f_{c,\theta}(\frac{1.5}{r_c}) \times e_{c,rtd}} \times ECEL \div 3600
 \end{aligned} \tag{4.3.34b}$$

となる。

従って、エネルギー消費効率は、

$$Ch = \frac{1}{C_{af,h}} \times \frac{1}{C_{df}} \times \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h})}{qr'_h \times f_{h,\theta}(\frac{1.9}{r_h}) \times e_{h,rtd}} \times ECEL \div 3600 \quad (\text{暖房の場合}) \tag{4.3.35a}$$

$$Cc = \frac{1}{\frac{C_{af,c} + C_{hm}}{2}} \times \frac{f_{c,\theta}(1.0) \times f_{c,\theta}(qr'_c \times \frac{1.5}{r_c})}{qr'_c \times f_{c,\theta}(\frac{1.5}{r_c}) \times e_{c,rtd}} \times ECEL \div 3600 \quad (\text{冷房の場合}) \tag{4.3.35b}$$

である。

異なる外気温度における最大能力比

式(4.3.43)を暖房の場合についてのみ書き直すと、

$$Eh = q_{h,rtd} \times 3.6 \times \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h})}{f_{h,\theta}(\frac{1.9}{r_h}) \times e_{h,rtd}} \times ECEL \div 3600 \tag{4.3.36}$$

となる。

まず、定格条件（外気温度 35 ）の場合の消費電力を求める。この場合の負荷率 qr'_h は、定義から定格能力に対する最大能力である r_h に等しいので、上記の式に $\theta=35$ および $qr'_h=r_h$ を代入すると、

$$Eh = q_{h,rd} \times 3.6 \times \frac{f_{h,35}(1.0) \times f_{h,35}(1.9)}{f_{h,35}\left(\frac{1.9}{r_h}\right) \times e_{h,rd}} \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.37)$$

となる。一方、任意の外気温度における消費電力は、

$$Eh = q_{h,rd} \times 3.6 \times \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}\left(qr'_{h,max} \times \frac{1.9}{r_h}\right)}{f_{h,\theta}\left(\frac{1.9}{r_h}\right) \times e_{h,rd}} \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.38)$$

となる。最大負荷で動いている場合、外気温度が異なっても消費電力は変わらないとすると、式(4.3.37)と式(4.3.38)は等しくなるため、

$$\frac{f_{h,35}(1.0) \times f_{h,35}(1.9)}{f_{h,35}\left(\frac{1.9}{r_h}\right)} = \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}\left(qr'_{h,max} \times \frac{1.9}{r_h}\right)}{f_{h,\theta}\left(\frac{1.9}{r_h}\right)} \quad (4.3.39)$$

が成り立つ。ここで、

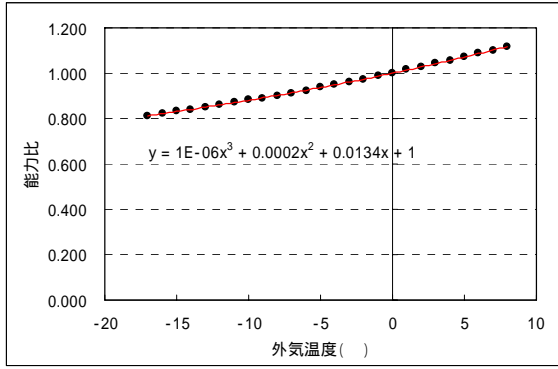
$$F_{\theta,r_h}(qr'_h) = \frac{f_{h,\theta}(1.0) \times f_{h,\theta}\left(qr'_h \times \frac{1.9}{r_h}\right)}{f_{h,\theta}\left(\frac{1.9}{r_h}\right)} \quad (4.3.40)$$

と置くと、

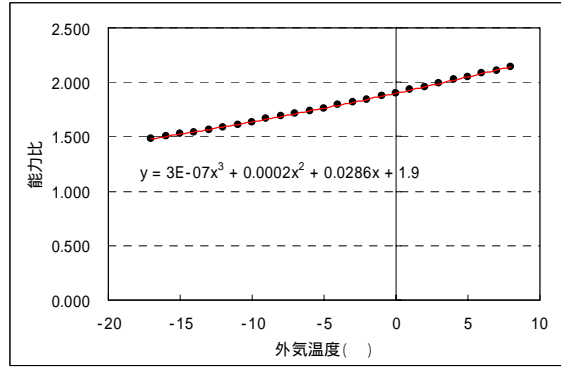
$$F_{35,r_h}(r_h) = F_{\theta,r_h}(qr'_{h,max}) \quad (4.3.41)$$

の式を任意の外気温度および定格暖房能力に対する最大暖房能力の比 r_h ごとに $qr'_{h,max}$ について解いてやればよいが、関数 F は非常に複雑なため、逆関数を求めることができない。そこで、 $r_h = 1.0, 1.9, 2.0, 2.8$ 、 $\theta = -17 \sim 8$ の 1 刻み、合計 4×26 通りについて収束計算により $qr'_{h,max}$ を計算し、得られた結果から r_h と θ を変数とする近似式を作成した。設定した r_h ごとに外気温度ごとの最大能力比を示す（図 4.3.3）。

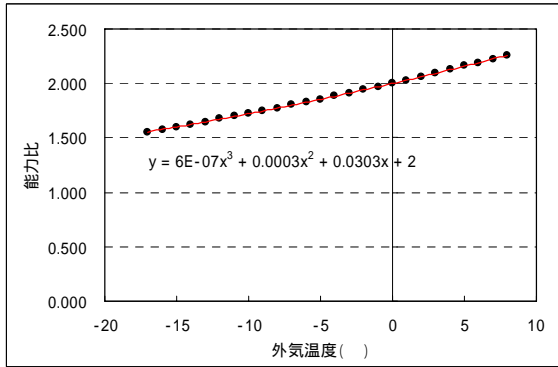
暖房と同様に冷房についても収束計算を行った結果を図 4.3.4 に示す。



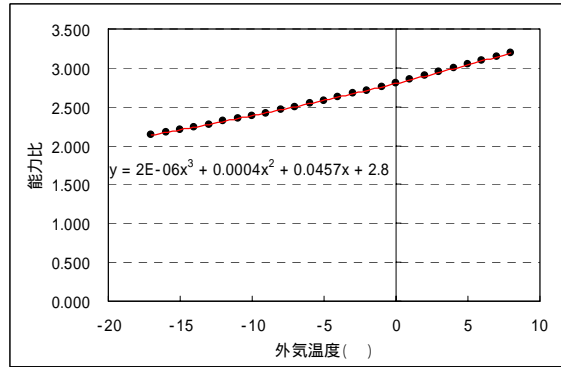
$r_h = 1.0$



$r_h = 1.9$

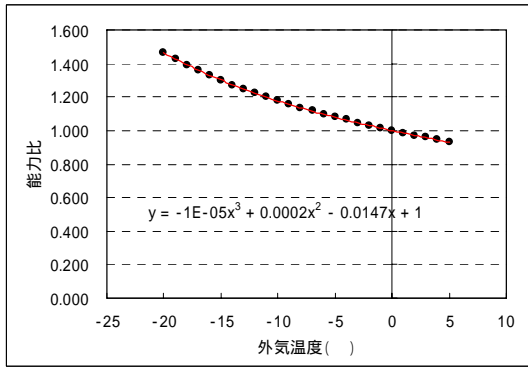


$r_h = 2.0$

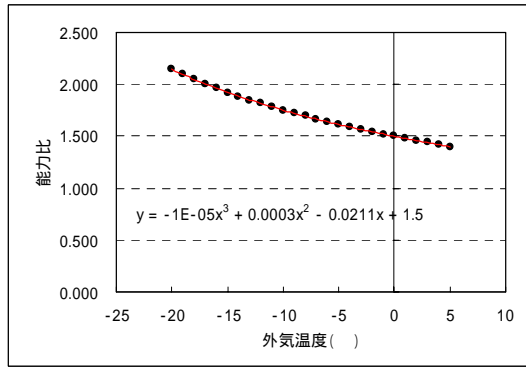


$r_h = 2.8$

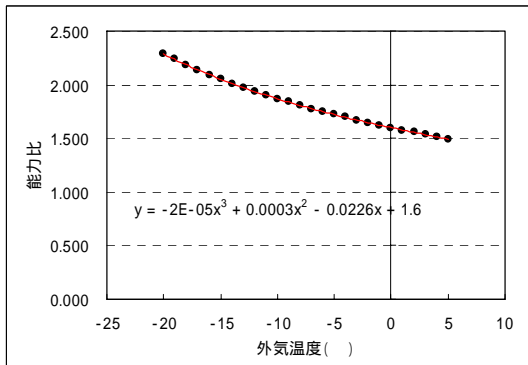
図 4.3.3 外気温度ごとの最大能力比



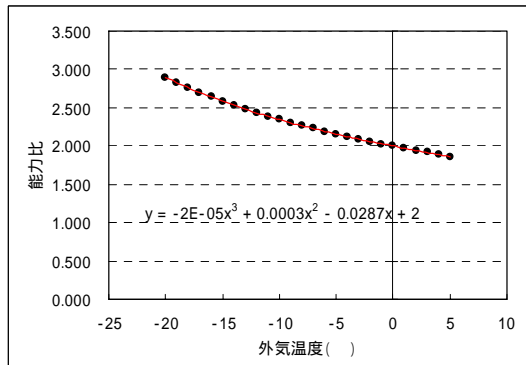
$r_h = 1.0$



$r_h = 1.5$



$r_h = 1.6$



$r_h = 2.0$

図 4.3.4 外気温度ごとの最大能力比

これらの近似式の係数を r_h および r_c についてさらに線形近似をとったものが、最大能力比の計算式である。

デフロストの対応

暖房時、外気温度が低温高湿になるとデフロストが発生する。デフロストがいつ発生するかについては、霜の発生メカニズムが非常に複雑なため一概には言えないが、図 4.3.5 に示す領域でデフロストが発生しやすいという知見を踏まえ、外気温度が 5 未満かつ、相対湿度が 80%以上の領域でデフロストが発生すると仮定する。デフロストが発生した場合暖房能力は 10%低下すると仮定する。

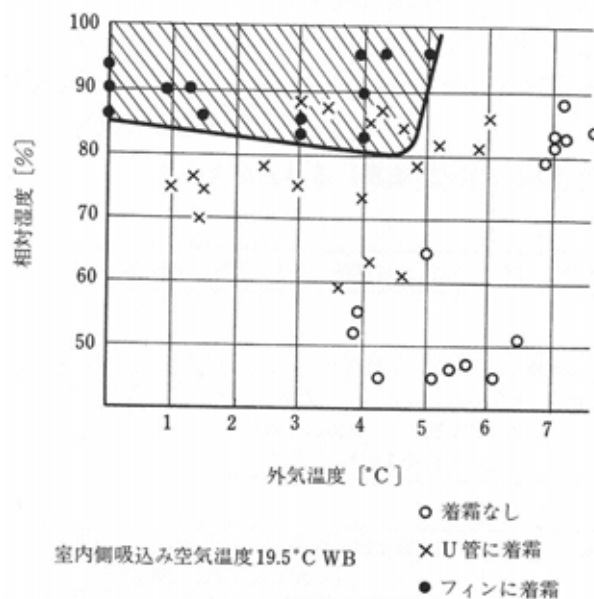


図 4.3.5 デフロスト発生領域⁵⁾

4) 計算式の根拠

本節では、上述の入能力曲線や各補正係数の算出根拠となった実験および算出方法の要点について記す。より詳しい内容は、参考文献⁶⁾を参照されたい。

実測方法

表 4.3.2 に測定条件を示す。室内の湿度条件は JIS B 8615-1⁷⁾の冷・暖房能力試験(乾球温度 27、湿球温度 19)に準じている。

図 4.3.6 に示す人工気候室の A 室を外気側条件室として室外機を設置し、B 室を室内側条件室として室内機を設置した。A 室、B 室それぞれを表 4.3.2 に示す実験条件に設定し、温湿度が安定した後にエアコンの運転および測定を開始した。測定したエアコンの仕様を表 4.3.3 に、測定項目を表 4.3.4 に示す。エアコンの室内熱負荷処理量(能力)は、室内機吸込と吹出エンタルピー差に風量を乗じて算出した。風量は自動モードに設定し、上下左右のフラップ角度は設定の中央に固定した。

表 4.3.2 測定条件

| | 外部 | | 内部 | | |
|----|--------|----------|--------|----------|-----------------|
| | 温度 () | 湿度 (%) | 温度 () | 湿度 (%) | 高湿度モードの湿度 (%) |
| 冷房 | 25 | 40 | 27 | 47 | 55, 60, 65 |
| | 30 | 40 | 27 | 47 | 55, 60, 65 |
| | 35 | 40 | 27 | 47 | 55, 60, 65 |
| 暖房 | -3 | 87 | 20 | 59 | |
| | 2 | 87 | 20 | 59 | |
| | 7 | 87 | 20 | 59 | |
| | 12 | 87 | 20 | 59 | |

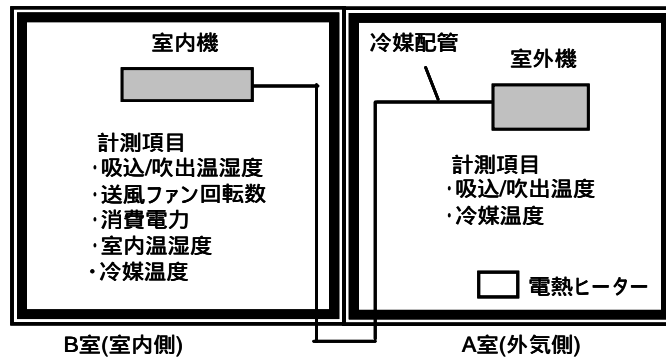


図 4.3.6 測定状況

表 4.3.3 エアコンの仕様

| | 冷房 | 暖房 |
|--------|---------|---------|
| 定格能力 | 2.2 kW | 2.5 kW |
| 定格COP | 5.37 | 5.81 |
| 定格消費電力 | 0.41 kW | 0.43 kW |

表 4.3.4 測定項目

| | 項目 | センサー | 計測間隔 |
|-------------|--------------|-------------|------|
| 室内機 | 吹出し温度 | 熱電対 (3点) | 5秒 |
| | 吹込み温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | 吹出し湿度 | 静電容量式 | 5秒 |
| | 吹込み湿度 | 静電容量式 | 5秒 |
| | 吹出し風量 | フォトマイクロセンサー | 連続 |
| | 消費電力 | クランプメーター | 1分 |
| | (冷媒) ガス管温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | (冷媒) 液管温度 | 熱電対 | 5秒 |
| 室外機 | 吹出し温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | 吹込み温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | (冷媒) ガス管温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | (冷媒) 液管温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | (冷媒) コイル表面温度 | 熱電対 | 5秒 |
| | (冷媒) コイル出口温度 | 熱電対 | 5秒 |
| B室 (室内側) | 空気温度 | アスマン通風温湿度計 | 5秒 |
| | 相対湿度 | アスマン通風温湿度計 | 5秒 |
| A室 (外部側) | 空気温度 | アスマン通風温湿度計 | 5秒 |
| | 相対湿度 | アスマン通風温湿度計 | 5秒 |

修正理論 COP による入能力曲線の導出

実測の結果、例えば図 4.3.7 に示す、負荷率（定格能力に対する能力(%)）と外気温度に伴う冷媒温度の変化特性が得られた。図に例示する負荷率と冷媒温度の近似式を用いて、任意の負荷率に対するエアコン各部の冷媒温度を推定した。その推定結果を、日本冷凍空調学会冷凍サイクル計算プログラムソフト Ver.2 に代入して算出した冷房理論 COP 曲線を図 3 に示す。理論 COP は機械効率の損失や、送風ファンの消費電力も考慮しないため、特に低負荷領域で実測 COP より大きな値となっている。そこで、理論動力 P (kW) に対し、圧縮効率 c ()、機械効率 m ()、ファン等消費電力 P_B (kW) を考慮した修正動力 P^* (kW)、および冷凍能力 (kW) に配管での熱損失など効率に関する係数 () を考慮した修正冷凍能力 Q^* (kW) を用いた修正理論 COP (COP*と標記) を以下の式で求めた。

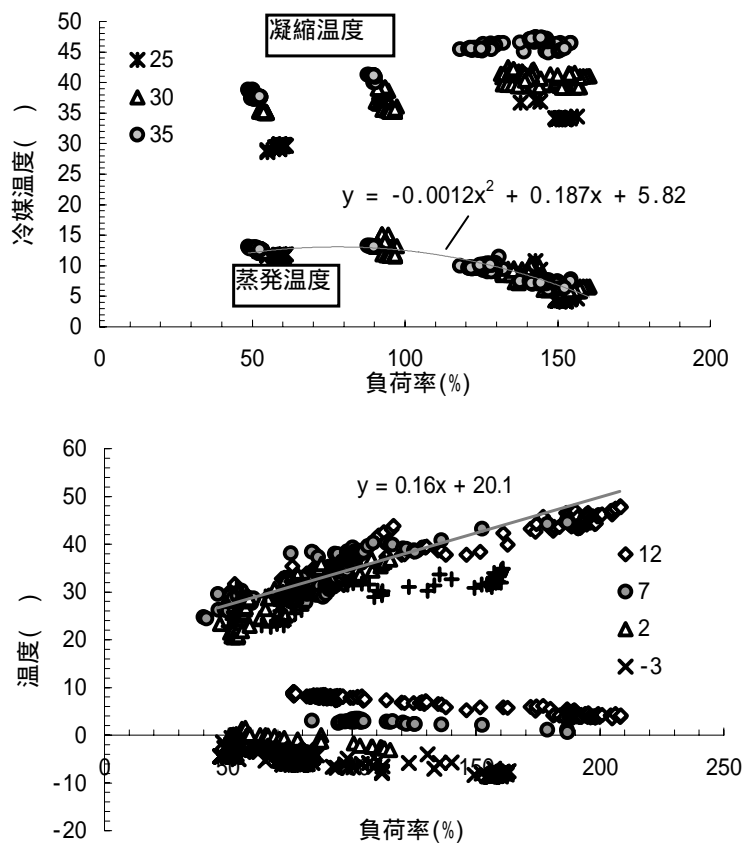


図 4.3.7 凝縮温度と蒸発温度の実測結果（上段；冷房 下段；暖房）

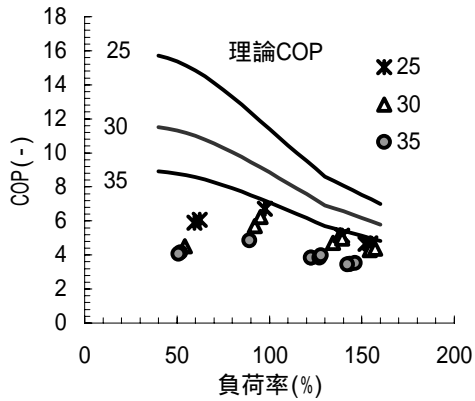


図 4.3.8 外気温度別冷房理論 COP

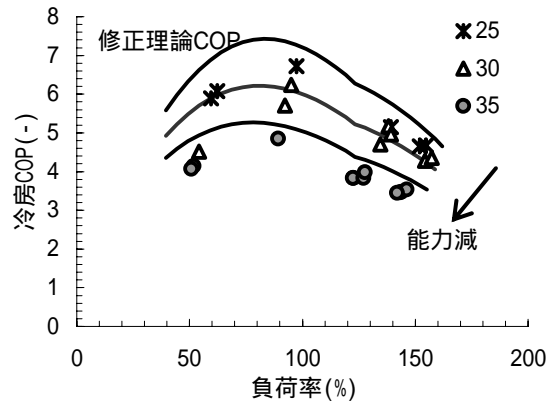


図 4.3.9 修正理論 COP と実測結果の比較

$$COP^* = \frac{\phi^*}{P^*} = \frac{\eta_c \cdot \eta_m \cdot \gamma \cdot \phi}{P + \eta_c \cdot \eta_m \cdot P_B} \quad (4.3.42)$$

実測 COP と修正理論 COP の比較を図 4.3.9 に示す。このような方法により、負荷率や外気温度、室内湿度などの COP 変動要因と冷媒温度変化の近似式を用いて、実験では網羅できない任意の条件を含めた COP を算出した。任意の負荷率と外気温度に対する COP の関係を、入能力の関係に変換した結果が式(4.3.20)および式(4.3.21)である。

入能力曲線の補正

1) 最大能力の比による補正

上述の方法により、実測した機種 of 任意の負荷率と外気温度に対する入能力や COP は推定可能となったが、市販されている様々なメーカーや、COP、定格能力の異なる機種に対して本推定方法を適用するために、入能力曲線を補正する。

図 4.3.10 は、あるメーカーのカタログより作成した入能力の関係である。凡例は定格能力と、冷房定格 COP を示す。当然、定格能力が異なれば入能力のレンジが異なり、定格 COP が異なれば入能力曲線の相対的位置が異なる。この入力 P と能力 ϕ に、定格能力 4.0kW、冷房定格 COP 4.62 の機種を基準とする以下の操作を行った結果を P' 、 ϕ' とすると、図 4.3.11 が得られる。

$$P' = P \times r_\phi \times r_{cop} \quad (4.3.43)$$

$$\phi' = \phi \times r_\phi \quad (4.3.44)$$

r ; 基準機種の最大能力に対する最大能力の比

r_{cop} ; 基準機種の定格 COP に対する定格 COP の比

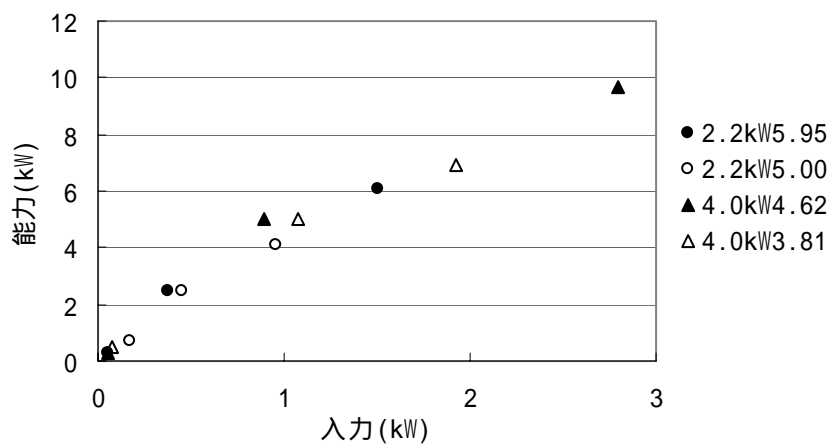
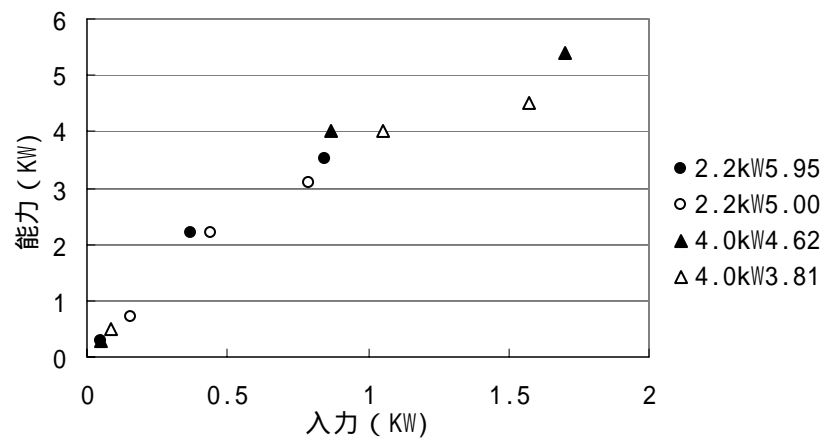


図 4.3.10 カタログ値から作成した入能力の関係 (上段; 冷房 下段; 暖房)

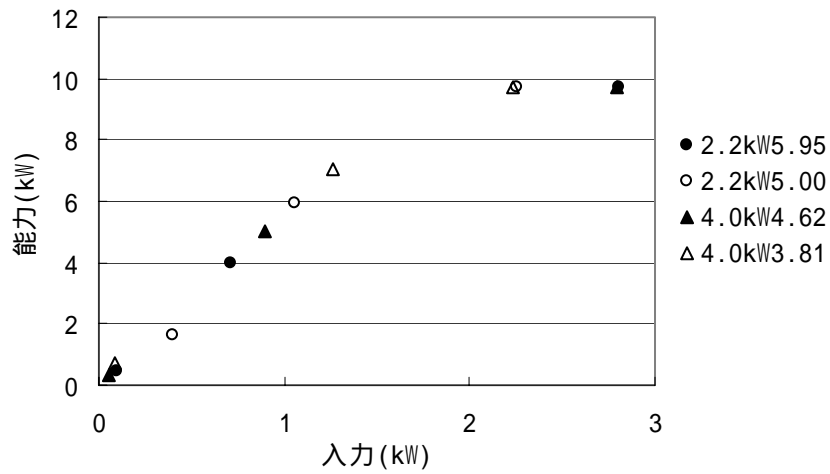
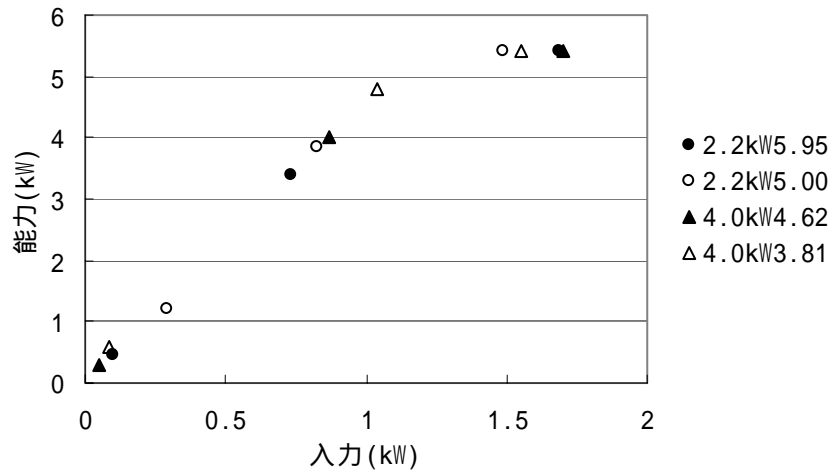


図 4.3.11 COP と最大能力比により補正した入能力

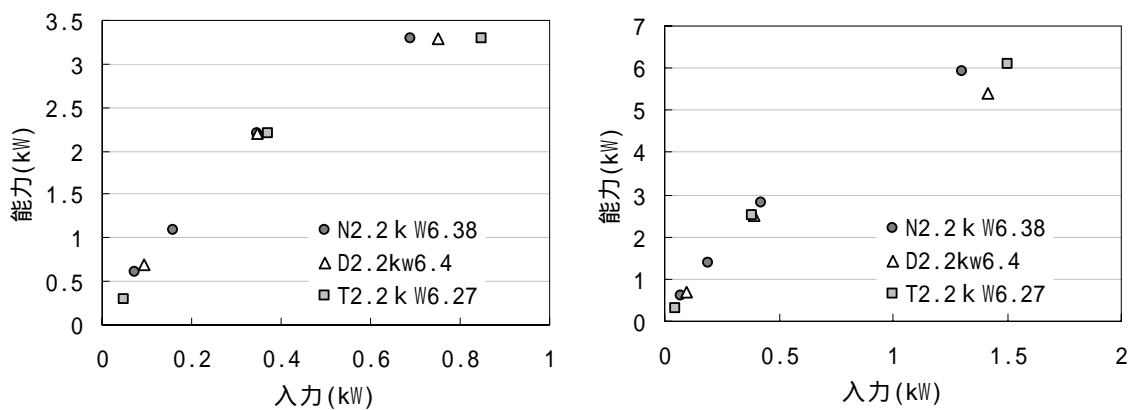


図 4.3.12 主要メーカーの入能力の比較

上述の操作は、図 4.3.10 の入能力曲線を基準機種の入能力のレンジに合わせて相似に拡大、縮小し、かつ、基準機種の定格 COP を通るように調整したことに相当する。その結果、図 4.3.11 に示すように、定格の能力や COP に関わらず入能力の曲線がほぼ一致することが分かる。一方、

図 4.3.12 は国内の主要メーカーが市販している COP 同等機種の入能力の比較である。最大能力近傍でバラつきはあるが、一つの曲線による近似が可能なので、主要メーカー機種の入能力曲線、すなわち負荷率、COP 曲線は近似していると考えられる。これらのカタログ値による検討結果から、入力もしくは能力を COP で補正した入能力曲線は近似的に相似となるので、COP 補正を行った負荷率と COP の曲線はメーカーや定格能力、COP が異なる場合でも相似とみなした。これが、計算式の導出で述べた「効率曲線の形がどの機種でも同じという仮定」の根拠である。定格能力に対する最大能力の比による補正も、この「効率曲線の相似性」の仮定を基にしている。

ロ) 室内相対湿度による補正

エアコン使用時の室内相対湿度の実態調査^{8),9)}によれば、相対湿度は 60% である。JIS の定格能力試験⁷⁾では、室内相対湿度を約 48% に設定するので、相対湿度に関する補正が必要となる。図 4.3.13 は、表 4.3.2 の高湿度モードの実測結果であり、表 4.3.5 は外気温度や負荷率別の COP 補正係数を整理した結果である。相対湿度 60% の場合、補正係数は負荷率と外気温度によって 1.12 ~ 1.26 の値となる。坂本ら¹⁰⁾の研究によれば冷房負荷のほとんどは外気温度 25 ~ 30 の間で発生する。また既往の研究¹¹⁾により冷房負荷の大部分は負荷率 100% 以下になることが分かっているから、補正係数としては、表 4.3.5 の外気温度 30、負荷率 100% 以下の係数が適切と考えられる。これらの検討から、室内機吸い込み湿度に関する能力の補正係数を決定した。

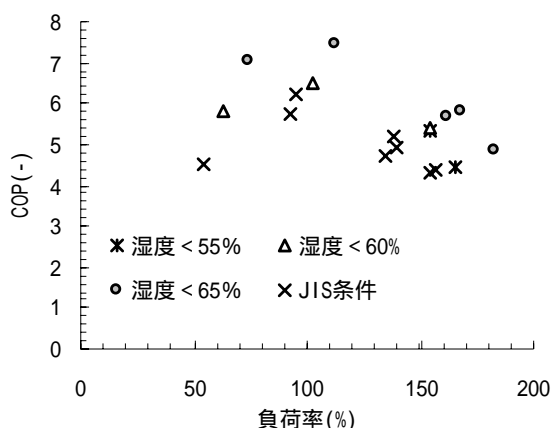


図 4.3.13 高湿度モードの負荷率と COP

表 4.3.5 室内相対湿度による COP 補正係数

| 外気温度 () | 湿度条件 | 基準負荷率 ^{*1} | | | | |
|----------|----------|---------------------|------|------|------|------|
| | | 50% | 75% | 100% | 125% | 150% |
| 30 | 相対湿度 60% | 1.16 | 1.14 | 1.13 | 1.12 | 1.12 |
| | 相対湿度 65% | 1.49 | 1.32 | 1.24 | 1.19 | 1.16 |
| 35 | 相対湿度 60% | 1.20 | 1.23 | 1.24 | 1.25 | 1.26 |
| | 相対湿度 65% | 1.41 | 1.37 | 1.36 | 1.34 | 1.34 |

*1：湿度 JIS 条件の場合の負荷率

ハ) 吹出し風量に関わる補正

表 4.3.6 は、2つの機種種の風量と能力、COP の冷房時の実測結果である。機種 A は同じ機械を JIS 測定機関と建築研究所の実使用状態を模擬する集合住宅^{12),13)}に設置した場合の結果を記載している。表から明らかなように、能力が同等でも、風量が少ないと COP は悪化する。これは、図 4.3.14 に示すように、風量が減少すると、冷房の場合であれば蒸発温度を下げる必要があり、COP が低下するためである。既往のエアコンの実測結果¹⁴⁾では、実使用状態では定格能力時の COP がカタログ値より低くなるという報告が多数ある。JIS に基づく測定時の風量については公表されていないが、機種 A の JIS 測定機関における風量は、ほぼ本機種種の最大風量に相当している。また、上述の人工気候室におけるエアコンの測定においては、定格能力相当の運転時の風量は、最大風量の 80%程度である場合が多かった。これらの事実から、実使用状態と JIS 測定時の風量には乖離があると推定され、既往の実測結果において COP がカタログ値よりも悪化する主たる要因と考えられる。図 4.3.15 は表 4.3.6 の風量比と COP 比を整理した結果である。前述のように定格能力相当運転時の風量が最大風量の約 80%であったことから、冷房時の風量に関する COP 補正係数として 0.85 を採用した。暖房時の補正係数も同様のプロセスから決定した。

表 4.3.6 吹出し風量が COP に与える影響 (冷房)

| | 風量 (m ³ /min) | 能力 (W) | COP | 風量比 | COP 比 |
|-----------------|-----------------------------|-----------|-----|------|-------|
| 機種 A (JIS 測定機関) | 11.8(*) | 2364 | 5.5 | 1.00 | 1.00 |
| 機種 A (建研実使用状態) | 4.5 | 2303 | 3.6 | 0.38 | 0.66 |
| 機種 B | 10.9(*) | 1643 | 8.2 | 1.00 | 1.00 |
| | 9.1 | 1471 | 7.4 | 0.83 | 0.90 |
| | 7.3 | 1360 | 6.8 | 0.67 | 0.83 |

(*) 最大風量に相当

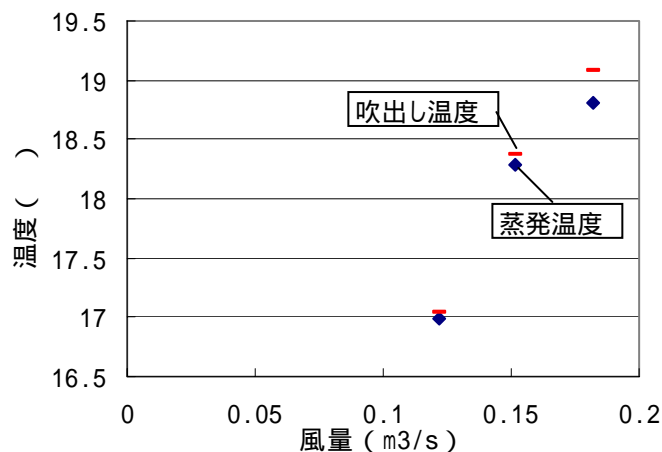


図 4.3.14 吹出し風量と蒸発温度の関係 (冷房)

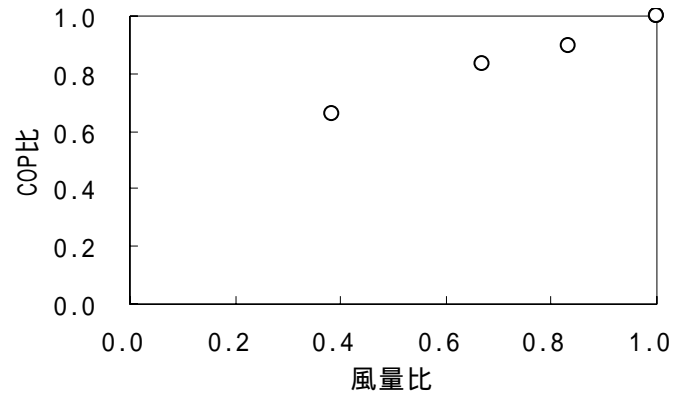


図 4.3.15 風量変化に伴う COP 補正係数 (冷房)

(2) 温水暖房設備

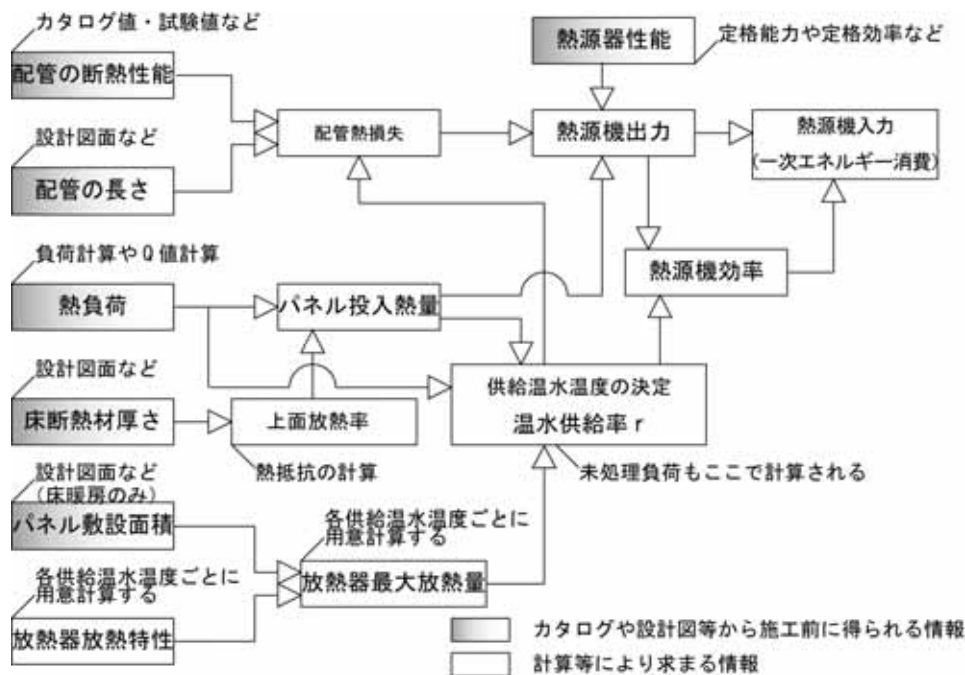
1) 記号と定義

| 記号 | 意味 (単位) | 定義 |
|------------------|---|--|
| $A_{th,i}$ | 床暖房パネル i の敷設面積 (m^2) | 床暖房パネルを敷設する面積。 |
| Ch | 一次エネルギー消費効率 | |
| $C_{pnl,i}$ | 床暖房パネル i の上面放熱率 | 床暖房パネルの上面放熱量 (居室側への放熱量) がパネル投入熱量に占める割合。 |
| $C_{pp,i}$ | 配管 i の熱損失係数 (W/mK) | 配管内の温水と配管周りの空気温度との差が 1 のときに $1m$ あたりの配管からの放熱量。 |
| Ee_h | コージェネレーションが分担する暖房の用途に消費される電力 (Wh/h) | コージェネレーションが分担する暖房の用途に消費される電力であり、ガス・石油熱源器の補器の消費電力や未処理負荷等も含まれる。 |
| Eh | 一次エネルギー消費量 (kJ/h) | |
| e_{hs} | 熱源機の一次エネルギー消費効率 | 熱源機の一次エネルギー消費効率で熱源器出力を熱源器が消費した燃料および電力の一次エネルギー消費量で除した値であり、熱源器の出力等に依存する。 |
| Hh | 未処理負荷 (kJ/h) | 放熱器 i の未処理負荷の合計と熱源器の未処理負荷の和。 |
| Hh_{hs} | 熱源機の未処理負荷 (kJ/h) | 熱源器の温水負荷から熱源器能力を減じた未処理負荷。 |
| $Hh_{rd,i}$ | 放熱器 i の未処理負荷 (kJ/h) | 暖房負荷が放熱器の最大処理能力を超える場合に、暖房負荷から放熱器の最大処理能力を減じた値。 |
| i | 二次側放熱器の番号 ($1 \sim n$) | |
| Lh_i | 放熱器 i 設置された部屋の暖房負荷 (kJ/h) | |
| Lhw | コージェネレーションが分担する温水暖房負荷 (kJ/h) | コージェネレーションが分担する温水暖房負荷で、熱源器の温水負荷に等しい。 |
| $l\alpha_{pp,i}$ | 配管 i の断熱区画外の長さ (m) | 床下空間等の断熱区画外の配管の長さであり、配管の長さは、往管および還管それぞれについて計算する。 |
| $l\beta_{pp,i}$ | 配管 i の断熱区画内の長さ (m) | 階間空間等の断熱区画内の配管の長さであり、配管の長さは、往管および還管それぞれについて計算する。 |
| $P_{fc,min,i}$ | ファンコンベクタの消費電力の下限値 (W) | ファンコンベクタが最小出力で運転する際の消費電力。 |
| $P_{fc,rd,i}$ | ファンコンベクタの定格消費電力 (W) (カタログ値) | ファンコンベクタの定格消費電力。 |
| P_{hs} | 熱源機の消費電力 (W) | 熱源器の排熱ファンや送水ポンプなどの補器の消費電力。 |
| $P_{rd,i}$ | 放熱器 i の消費電力 (W) | ファンコンベクタの送付器ファンの消費電力。 |
| $P'_{rd,i}$ | 予熱運転時の放熱器 i の消費電力 (W) | 予熱運転時のファンコンベクタの送付器ファンの消費電力。 |
| Q_i | 放熱器 i の処理暖房負荷 (kJ/h) | |
| Q'_i | 予熱運転時の放熱器 i の処理暖房負荷 (kJ/h) | |
| $Q_{rd,max,i}$ | 放熱器 i の最大放熱量 (kJ/h) | 放熱器 i の最大放熱量であり放熱器の仕様 (構造や放熱面積など) と放熱器に送水される温水温度に依存する。 |
| $q_{fc,max,i}$ | ファンコンベクタの暖房能力 (W) (カタログ値) | JIS 試験結果から想定されるファンコンベクタの定格暖房能力。 |
| $q_{fc,min,i}$ | ファンコンベクタの暖房能力の下限値 (W) | ファンコンベクタの最小出力。 |
| $q_{fc,rd,i}$ | ファンコンベクタの定格暖房能力 (W) (カタログ値) | JIS 試験結果から想定されるファンコンベクタの定格暖房能力。 |
| $q_{hs,L}$ | 熱源機の温水負荷 (W) | 熱源機に求められる温水負荷であり熱源機の最大容量以下である場合は、熱源機の出力と等しい。 |
| $q'_{hs,L}$ | 予熱運転時の熱源機の温水負荷 (W) | 予熱運転時の熱源機に求められる温水負荷であり熱源機の最大容量以下である場合は、熱源機の出力と等しい。 |
| $q_{hs,max}$ | 熱源機能力 (W) | 定格条件で試験された熱源機能力 (カタログ値)。 |
| $q_{hs,out}$ | 熱源機の温水出力 (W) | 熱源器の温水出力で放熱器への投入熱量と配管熱損失の合計。 |

| 記号 | 意味 (単位) | 定義 |
|----------------------------|------------------------------|---|
| $q'_{hs,out}$ | 予熱運転時の熱源機の温水出力 (W) | 予熱運転時の熱源機の温水出力で予熱運転時の放熱器への投入熱量と予熱運転時の配管熱損失の合計。 |
| $q_{pp,i}$ | 配管 i の熱損失 (W) | 配管からの熱損失。 |
| $q'_{pp,i}$ | 予熱運転時の配管 i の熱損失 (W) | 予熱運転時の配管からの熱損失。 |
| $q_{pr,rd,i}$ | パネルラジエーター i の定格暖房能力 (W) | JIS 試験結果から想定されるパネルラジエーターの暖房能力 (カタログ値) |
| $q_{pr,max,i}$ | パネルラジエーター i の暖房能力 (W) | JIS 試験結果から想定されるパネルラジエーターの暖房能力 (カタログ値) |
| $q_{rd,i}$ | 放熱器 i への投入熱量 (W) | 放熱器への投入熱量で床暖房の場合は床裏への熱損失を考慮した値とし、パネルラジエーターやファンコンベクタの場合は暖房負荷に等しいとする。 |
| $q'_{rd,i}$ | 予熱運転時の放熱器 i への投入熱量 (W) | 予熱運転時の放熱器への投入熱量。 |
| R | 対流型暖房に対する放射型暖房の負荷低減率 (= 0.9) | 床暖房で暖房するとき、床の表面温度が高い分、対流型暖房に比べて居住者の空気温度を低く設定することができることを考慮した係数。 |
| r_i | 温水供給運転率 | 温水温度一定で発停運転を行う場合にある一定時間 (1時間) の間に送水される時間がどれぐらいかを示す係数。 |
| r'_i | 予熱運転時の温水供給運転率 | 予熱運転時の温水温度一定で発停運転を行う場合にある一定時間 (1時間) の間に送水される時間がどれぐらいかを示す係数。 |
| θ_{out} | 外気温度 () | |
| $\theta_{\alpha_{pp,am}b}$ | (床下空間等の)断熱区画外の温度 () | 断熱区画外の温度であり、主に床下の温度を想定する。床下の温度は居室温度と外気温度を按分して定める。 |
| $\theta_{\beta_{pp,am}b}$ | (階間空間等の)断熱区画内の温度 () | 断熱区画内の温度であり、居室温度と等しいとする。 |
| $\theta_{w,spv}$ | 温水温度 () | 放熱器および放熱系統に送水される温水温度。 |
| $ECEL$ | 電気の一次エネルギー換算係数 (kJ/kWh) | |

2) 計算手順と必要なパラメータ

計算手順と必要なパラメータを図 4.3.16 に示す。



3) 計算式

処理暖房負荷

1) 最大処理暖房負荷の算定

最大処理暖房負荷は、放熱器 i の最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ および熱源機で処理できる能力に依存する。放熱器からの最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ は、放熱器の仕様（構造や放熱面積など）と放熱器に送水される温水温度 $\theta_{w,spy}$ に依存する。熱源機で処理できる能力は、熱源機が供給する温水の行き温度と帰り温度の差および流量によって決まるため、定格条件で試験された熱源機能力（カタログ値） $q_{hs,max}$ とは異なる。本基準では熱源機の温水出力が熱源機容量を超えた場合は、（熱源機における）未処理負荷として計算する。本来であれば熱源機能力と実際に熱源機で処理できる能力とは異なることに留意されたい。

熱源機 1 台に複数の放熱器が接続される場合は、熱源機能力の不足が生じる場合がある。ただし、複数の放熱器に温水を供給するためには、熱源機能力の他にも十分な送水ポンプ能力を選定する必要がある。そのため、一般的な方法で熱源機が選択される限り、全館運転や全居室運転を採用している家がかつ立ち上がり運転が行われた時などの特殊な場合を除き、熱源機能力が不足する場合はほとんど生じないと考えられ、一般的に未処理負荷は放熱器の最大放熱量不足に起因して生じると考えられる。熱源機能力が不足する場合、送水温度が低下するため、それに応じて放熱器の最大放熱量も低下し、本来であれば熱源機能力の不足は放熱器における未処理負荷として計算されるが、熱源機において能力が不足する場合は希であることや計算方法が煩雑になることなどから、単純に熱源機の温水負荷 $q_{hs,l}$ が熱源機能力 $q_{hs,max}$ を超す場合は、熱源機の温水出力 $q_{hs,out}$ を熱源機能力 $q_{hs,max}$ とし、熱源機の温水負荷 $q_{hs,l}$ から熱源機能力 $q_{hs,max}$ を減じた分を熱源機の未処理負荷 Hh_{hs} として計算する。

2) 放熱器の最大放熱量

放熱器 i の最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ は、放熱器の種類ごとに以下のように求められる。

i) パネルラジエーター

最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ は、JIS¹⁵⁾試験によって暖房能力と定義され、表 4.3.7 のように定められる。JIS 試験ではパネルの温水温度が平均温水温度として定義されている一方で、本基準では最大放熱量を放熱器に送水される温水温度で計算することに留意されたい。

表 4.3.7 パネルラジエーターの暖房能力の計測方法（JIS A 1400-2007）

| 計測項目 | 概要 |
|----------------|--|
| 暖房能力 | 平均温水温度 70 ()、温水温度降下 10 (K)、空気温度 20 () において計測された能力。 |
| 定格通水量 | 暖房能力計測時の通水量。 |
| 暖房能力(80 ・50) | 上記定格通水量のもとで、平均温水温度を 80 および 50 にして測定された能力。 |

放熱器に送水される温水温度 $\theta_{w,spy}$ によって、最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ は以下の式で計算される。

$$\begin{aligned}
 Q_{rd,max,i} &= q_{pr,max,i} \\
 &= q_{pr,rd,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{75 - 20} \times 3.6 \quad (4.3.47)
 \end{aligned}$$

（3.6 は単位換算（W kJ/h）するための係数である。）

ここで、 $q_{pr,rd,i}$ は JIS 試験から想定されるパネルラジエーターの暖房能力である。この暖房能力試験時の送水温度は、JIS 試験条件である、平均温水温度 70 および温水温度降下 10K から、簡単のため $70+10 \div 2 = 75$ () とした。

なお、最大放熱量はより正確には下式のように求められる。この場合、下式の係数 B および n を実験により求める必要があるが、今回は計算の簡単のため採用を見送る。

$$Q_{rd,max,i} = B_i (\theta_{w,spy} - 20)^{n_i} \times 3.6 \quad (4.3.48)$$

(3.6 は単位換算 (W kJ/h) するための係数である。)

ii) 床暖房

最大放熱量 $Q_{rd,max,i}$ は次式により求める。

$$Q_{rd,max,i} = q_{fh,max,i} \times A_{fh,i} \times 3.6 \quad (4.3.49)$$

(3.6 は単位換算 (W kJ/h) するための係数である。)

ここで、床暖房の単位面積あたりの最大放熱量 $q_{fh,max,i}$ は下表により与えられる。

表 4.3.8 単位面積あたりの最大放熱量

| 温水温度 | 床暖房の単位面積あたりの最大放熱量 (W/m ²) |
|-------------|---------------------------------------|
| 45 未満 | 81.0 |
| 45 以上 55 未満 | 121.5 |
| 55 以上 | 162.0 |

なお、本来であれば、パネルの形状により上表の値は変動するが、ここでは温水温度のみに依存するとした。上面放熱率と同様に、仕様 (例えば床暖房パネルの居室側の部材の種類や厚さ等) からその値を決定することが困難であることや、その値を計測する試験方法などが十分に定まっていなかったことが主な理由である。一方で、近年パネルに流す温水温度を比較的低温 (例えば 40) にすることを前提として温水パネルから上面への放熱を大きくするように改良したパネルも作られていることから、今後、何らかの計算方法あるいは試験方法の作成が望まれる。

iii) ファンコンベクタ (温水ルームヒーター)

最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ は、JIS³⁾によって定格暖房能力と定義され、表 4.3.9 のように定められる。

表 4.3.9 ファンコンベクタの暖房能力の計測方法 (JIS A 4007)

| 計測項目 | 概要 |
|--------|---|
| 定格暖房能力 | 入口温水温度 80 ()、温水温度降下 10 (K)、入口空気温度 20 () における場合の暖房能力。この暖房能力には消費電力による発熱が含まれている。 |
| 定格通水量 | 定格暖房能力計測時の通水量。 |
| 定格風量 | メーカーが定める状態における吹き出し風量。 |
| 定格消費電力 | 定格風量運転時における消費電力 |

JIS 試験における定格暖房能力試験時の温水温度 (80) と熱源機の制御により定まる温水温度 $\theta_{w,spy}$ が異なる場合は、以下の式により補正する。

$$\begin{aligned}
Q_{rd,max,i} &= q_{fc,max,i} \\
&= q_{fc,rd,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} \times 3.6
\end{aligned}
\tag{4.3.50}$$

(3.6は単位換算(W kJ/h)するための係数である。)

本来であれば、定格暖房能力の値にはファンの消費電力が含まれているため、例えば定格暖房能力については以下の式のようになるが、簡単のため上式のようになる。

$$Q_{rd,max,i} = \left((q_{fc,rd,i} - P_{fc,rd,i}) \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} + P_{fc,rd,i} \right) \times 3.6
\tag{4.3.51}$$

ハ) 処理暖房負荷と熱源機から送水される温水温度の決定

温水暖房の制御方法は、暖房負荷に応じて熱源機の行き温度を制御する方式、返り温度を制御する方式、送水する温水流量を制御する方式、発停等により送水する時間を制御する方式、あるいはこれらの制御を組み合わせたものなど、多くの種類がある。本基準では、これら全ての制御方法を網羅できないため、温水の送水時間を制御し、行き温度は一定であると想定した。ただし、電気ヒートポンプ式熱源機と潜熱回収型ガス熱源機については、未処理負荷が発生するかどうかによって温水温度を選択できるようにした。熱源機ごとの温水温度を示す。

表 4.3.10 熱源機の種類と供給される温水温度

| 熱源機の種類 | 温水温度 ($\theta_{w,spy}$) | | | 熱源機の種類 | 温水温度 ($\theta_{w,spy}$) | | |
|------------|---------------------------|------------|------------|--------------|---------------------------|------------|------------|
| | θ_1 | θ_2 | θ_3 | | θ_1 | θ_2 | θ_3 |
| 石油熱源機 | 60 | / | / | 電気ヒートポンプ式熱源機 | 55 | 45 | 35 |
| 従来型ガス熱源機 | 60 | / | / | 電気ヒーター式熱源機 | 60 | / | / |
| 潜熱回収型ガス熱源機 | 60 | 40 | / | 燃料電池 | 60 | / | / |

複数の送水温度が選択できる機器については、暖房負荷 Lh_i が送水温度 θ_3 の場合の最大放熱量 $Q_{rd,max,i} (\theta_{w,spy} = \theta_3)$ を全ての放熱器において超えない場合は $\theta_{w,spy} = \theta_3$ とし、暖房負荷 Lh_i が送水温度 θ_2 の場合の最大放熱量 $Q_{rd,max,i} (\theta_{w,spy} = \theta_2)$ を全ての放熱器において超えない場合は $\theta_{w,spy} = \theta_2$ とし、それ以外の場合は $\theta_{w,spy} = \theta_1$ とする。以上を表すと下式のようになる。

全ての放熱器において (A) $\left(Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_3} \geq Lh_i \right)$ を満たす場合、

$$\theta_{w,spy} = \theta_3、
\tag{4.3.52a}$$

条件 (A) を満たさず、かつ全ての放熱器において (B) $\left(Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_2} \geq Lh_i \right)$ を満たす場合、

$$\theta_{w,spy} = \theta_2、
\tag{4.3.52b}$$

条件 (A) および (B) を満たさない場合、

$$\theta_{w,spy} = \theta_1
\tag{4.3.52c}$$

である。

二) 処理暖房負荷と予熱運転時の処理暖房負荷

放熱器 i が設置された室の処理暖房負荷 Q_i は、放熱器 i が設置された部屋の暖房負荷 Lh_i が放熱器 i の最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ を超えない場合は暖房負荷 Lh_i に等しいとし、最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ を超える場合は、最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ に等しいとする。

$$Q_i = \begin{cases} Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \\ Lh_i & (Lh_i \leq Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \end{cases} \quad (4.3.53)$$

予熱運転における処理暖房負荷 Q'_i は、以下の式により計算される。

$$Q'_i = \begin{cases} Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \times 2) \\ Lh_i - Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \times 2 \geq Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \\ 0 & (Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \geq Lh_i) \end{cases} \quad (4.3.54)$$

放熱器 i の未処理負荷 $Hh_{rd,i}$ は、

$$Hh_{rd,i} = Lh_i - Q_i - Q'_i \quad (4.3.55)$$

となる。

一次エネルギー消費効率

温水暖房設備の一次エネルギー消費量は複数の放熱器が組み合わさることなどから計算手順が非常に複雑であり、単純に暖房負荷に一次エネルギー消費効率を乗じて求めることはできず、次節以降に示す手順によって一次エネルギー消費量そのものが直接計算される。一次エネルギー消費効率 Ch を定義すると、以下の式ようになるが、あえて Ch を計算することはせず、次節以降に示すように告示注の $Ch \times Lh$ にあたる一次エネルギー消費量が計算される。

$$Ch = \frac{Eh}{\sum_i^n (Q_i + Q'_i)} \quad (4.3.56)$$

1) 基礎式

一次エネルギー消費 Eh は、熱源機の温水出力 $q_{hs,out}$ および予熱運転時の熱源機の温水出力 $q'_{hs,out}$ を熱源機の一次エネルギー消費効率 e_{hs} で除した値に、放熱器の消費電力 $P_{rd,i}$ と予熱運転時の放熱器の消費電力 $P'_{rd,i}$ を放熱器ごとに合計した値と熱源機の温水の送水ポンプ等の補器の消費電力 P_{hs} を足した値を一次エネルギー換算した値を加えた値とする。

$$Eh = \left((q_{hs,out} + q'_{hs,out}) \times \frac{1}{e_{hs}} + \left(\sum_i^n (P_{rd,i} + P'_{rd,i}) + P_{hs} \right) \times ECEL \div 3600 \right) \times 3.6 \quad (4.3.57)$$

(3.6 は単位換算 (W kJ/h) するための係数である。)

ここで、熱源機の温水出力 $q_{hs,out}$ および $q'_{hs,out}$ は、熱源機の温水負荷 $q_{hs,L}$ および $q'_{hs,L}$ が熱源機能力 $q_{hs,max}$ を上限として温水負荷に等しいとする。

$$q_{hs,out} = \begin{cases} q_{hs,max} & (q_{hs,L} > q_{hs,max}) \\ q_{hs,L} & (q_{hs,L} \leq q_{hs,max}) \end{cases} \quad (4.3.58)$$

$$q'_{hs,out} = \begin{cases} q_{hs,max} & (q'_{hs,L} > q_{hs,max}) \\ q'_{hs,L} & (q'_{hs,L} \leq q_{hs,max}) \end{cases} \quad (4.3.58')$$

熱源機の温水負荷 $q_{hs,L}$ および $q'_{hs,L}$ は放熱器への投入熱量 $q_{rd,i}$ および $q'_{rd,i}$ に配管熱損失 $q_{pp,i}$ および $q'_{pp,i}$ をそれぞれ足した値を放熱器ごとに合計した値とし、以下の式により求めることとする。

$$q_{hs,L} = \sum_i^n (q_{rd,i} + q_{pp,i}) \quad (4.3.59)$$

$$q'_{hs,L} = \sum_i^n (q'_{rd,i} + q'_{pp,i}) \quad (4.3.59')$$

コージェネレーション評価のための消費電力 Ee_h は、放熱器の消費電力 $P_{rd,i}$ および $P'_{rd,i}$ の和に、未処理負荷を加え、一次エネルギー換算したものとする。

$$Ee_h = \sum_i^n ((P_{rd,i} + P'_{rd,i}) + Hh \div 3.6) \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.60)$$

また、温水暖房負荷 Lhw は、以下の式で求められる。

$$Lhw = (q_{hs,L} + q'_{hs,L}) \quad (4.3.61)$$

ロ) 放熱器への投入熱量

イ) 床暖房

放熱器 i (床暖房) の投入熱量 $q_{rd,i}$ および予熱運転時の投入熱量 $q'_{rd,i}$ は次式により求める。

$$q_{rd,i} = \frac{Q_i \times R}{C_{pnl,i}} \div 3.6 \quad (4.3.62)$$

$$q'_{rd,i} = \frac{Q'_i \times R}{C_{pnl,i}} \div 3.6 \quad (4.3.62')$$

対流型暖房に対する放射型暖房の負荷低減率 R とは、床暖房で暖房するとき、床の表面温度が高い分、対流型暖房に比べて居住者の空気温度を低く設定することができることを考慮した係数である。設定温度を変えて負荷計算を行い、対流型暖房と放射型暖房それぞれに負荷計算結果を用意しておく方法もあるが、ここでは簡単のため、室温を下げられる分だけ暖房負荷が減少することを係数 R で表すことで、対流型暖房および放射型暖房ともに同じ暖房負荷を使用することとしている。別途、放射成分の評価は作用温度で評価した結果、 R は 0.9 とする。

上面放熱率の定義は、パネル上部の空気温度と下部の空間（一般的に 1 階においては床下、2 階においては階間温度）の空気温度が同じとした条件における、パネルから上面へ放熱される熱量をパネルに投入した熱量で除した値である。この値はパネル上下の温度に左右されないため、

床部材の熱的特性（パネル上下の熱抵抗）のみによって一意に定まり、床下の断熱材の種類と厚さから床下側熱抵抗値を計算し、表 4.3.11 にもとづいて定める。

なお、温水パネルから居室側への熱抵抗値は一定として計算した。これは、床下側熱抵抗と違い、仕様（例えば床下断熱材の種類や厚さ等）からその値を決定することが困難であることや、その値を計測する試験方法などが十分に定まっていないことが主な理由である。温水パネルから上面への放熱を良くしたパネルも作られていることから、今後、何らかの計算方法あるいは試験方法の作成が望まれる。

表 4.3.11 パネル上面放熱率

| 床下側断熱材の熱抵抗 (Km ² /W) | パネル上面放熱率 |
|---------------------------------|----------|
| 0.44 未満 | 0.7 |
| 0.44 以上 0.66 未満 | 0.75 |
| 0.66 以上 1.00 未満 | 0.8 |
| 1.00 以上 1.62 未満 | 0.85 |
| 1.62 以上 | 0.9 |

ii) パネルラジエーター

放熱器 i (パネルラジエーター) の投入熱量 $q_{rd,i}$ および予熱運転時の投入熱量 $q'_{rd,i}$ は処理暖房負荷 Q_i および Q'_i に等しいとし、次式により求める。

$$q_{rd,i} = Q_i \div 3.6 \quad (4.3.63)$$

$$q'_{rd,i} = Q'_i \div 3.6 \quad (4.3.63')$$

iii) ファンコンベクタ (温水ルームヒーター)

放熱器 i (ファンコンベクタ) の投入熱量 $q_{rd,i}$ および予熱運転時の投入熱量 $q'_{rd,i}$ は処理暖房負荷 Q_i および Q'_i に等しいとし、次式により求める。ここでいう放熱量は温水により供給された熱量であり、ファンの発熱によるものは含んでいない。

$$q_{rd,i} = Q_i \div 3.6 \quad (4.3.64)$$

$$q'_{rd,i} = Q'_i \div 3.6 \quad (4.3.64')$$

なお、本来であれば処理暖房負荷の一部はファンの発熱によってもまかなわれるため、投入熱量は処理暖房負荷よりも少なくなるはずである。より正確には下式のように表されるが、ファンの発熱量が消費電力量に等しいとすると処理暖房負荷に占める割合は 1% に満たないため、ここでは計算を簡単にするため、上式の計算方法を採用する。

$$q_{rd,i} = Q_i \times \frac{q_{fc,rd,i} - P_{fc,rd,i}}{q_{fc,rd,i}} \div 3.6 \quad (4.3.65)$$

ハ) 配管の熱損失の計算方法

配管熱損失 $q_{pp,i}$ および $q'_{pp,i}$ は次式により求める。

$$q_{pp,i} = C_{pp,i} \times \left(l\alpha_{pp,i} \times (\theta_{w,spy} - \theta\alpha_{pp,amb}) + l\beta_{pp,i} \times (\theta_{w,spy} - \theta\beta_{pp,amb}) \right) \times r_i \quad (4.3.66)$$

$$q'_{pp,i} = C_{pp,i} \times \left(l\alpha_{pp,i} \times (\theta_{w,spy} - \theta\alpha_{pp,amb}) + l\beta_{pp,i} \times (\theta_{w,spy} - \theta\beta_{pp,amb}) \right) \times r'_i \quad (4.3.66')$$

配管の熱損失係数 C_{pp} は、温水温度と配管の周りの温度との差が 1 の時の単位長さあたりの熱損失を表し、次表で与える。

表 4.3.12 配管の熱損失

| | |
|----------------|------|
| 配管周りに断熱被覆の無いもの | 0.21 |
| 配管周りに断熱被覆の有るもの | 0.15 |

配管の長さ $l\alpha_{pp,i}$ および $l\beta_{pp,i}$ は設計図より読みとる。

床下空間等の断熱区画外の温度 $\theta\alpha_{pp,amb}$ は、主に床下の温度を想定し、以下の式で与えられる。

$$\theta\alpha_{pp,amb} = 20 \times 0.3 + \theta_{out} \times 0.7 \quad (4.3.67)$$

階間空間等の断熱区画内の温度 $\theta\beta_{pp,amb}$ は居室の空気温度と等しいとし 20 であるとする。

温水供給運転率 r_i および r'_i とは、温水温度一定で発停運転を行う場合にある一定時間(1時間)の間に送水される時間がどれぐらいかを示す係数であり、放熱器ごとに以下の式によって与えられる。ただし、 r_i および r'_i の最大値は 1 であり、次式により $r_i \cdot r'_i$ が 1 を超える場合は、1 とする。

i) 床暖房

$$r_i = \frac{Q_i \times R}{Q_{rd,max,i}} \quad (4.3.68)$$

$$r'_i = \frac{Q'_i \times R}{Q_{rd,max,i}} \quad (4.3.68')$$

ii) パネルラジエーター

$$r_i = \frac{Q_i}{Q_{rd,max,i}} \quad (4.3.69)$$

$$r'_i = \frac{Q'_i}{Q_{rd,max,i}} \quad (4.3.69')$$

iii) ファンコンベクタ

$$r_i = \frac{Q_i}{q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} \times 3.6} \quad (4.3.70)$$

$$r'_i = \frac{Q'_i}{q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} \times 3.6} \quad (4.3.70')$$

二) 放熱器の消費電力

i) 床暖房

床暖房の消費電力は0である。

ii) パネルラジエーター

床暖房の消費電力は0である。

iii) ファンコンベクタ

$$P_{rd,i} = \begin{cases} P_{fc,min,i} \times r_i & (Q_i \leq q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} \times 3.6) \\ P_{fc,min,i} + (P_{fc,rd,i} - P_{fc,min,i}) \times \frac{\frac{Q_i}{3.6} - q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20}}{q_{fc,max,i} - q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20}} & (q_{fc,min,i} \times \frac{\theta_{w,spy} - 20}{80 - 20} \times 3.6 < Q_i < q_{fc,max,i} \times 3.6) \\ P_{fc,rd,i} & (q_{fc,max,i} \times 3.6 \leq Q_i) \end{cases} \quad (4.3.71)$$

ホ) 熱源機能力

熱源機能力 $q_{hs,max}$ は、熱源機の種類に応じて以下のように算出される。

i) 石油熱源機

熱源機能力 $q_{hs,max}$ は定格能力に等しいとする。

ii) ガス熱源機

熱源機能力 $q_{hs,max}$ は定格能力に等しいとする。

iii) 電気ヒートポンプ式熱源機

最大暖房出力は、外気温度 θ_{out} と温水温度 $\theta_{w,spy}$ の影響を受けるとし、以下の式で表されるものとする。

$$q_{hs,max} = \left(a_0 + a_1 \times \theta_{out} + a_2 \times \theta_{out}^2 + a_3 \times \theta_{w,spy} + a_4 \times \theta_{w,spy}^2 + a_5 \times \theta_{out} \times \theta_{w,spy} \right) \times \frac{C_{df}}{0.85} \times \frac{q_{hp,rd}}{6000} \quad (4.3.72)$$

ここで、係数 $a_0 \sim a_5$ は下表に示す値とする。

表 4.3.13 係数の値

| a_0 | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 |
|-------|-------|-------|--------|-------|-------|
| 11620 | 278.1 | -1.13 | -127.1 | 0.0 | -3.63 |

デフロストに関する能力の補正係数 C_{df} は、外気温度が 5 未満かつ相対湿度が 80% 以上の場合にデフロストが入ると仮定し、 C_{df} の値を 0.85 とし、それ以外の条件では、 C_{df} の値を 1.0 とする。

iv) 電気ヒーター式熱源機

一般的に、ヒーター式熱源機は温水をタンクに貯める方式が主流であることから、熱源機能力

を計算するのはタンク内の温水温度に依存し、大変複雑である。また、本基準では、熱源機能力を超えた未処理負荷は電熱ヒーターで処理することになっているため、電気ヒーター式熱源機に関しては、未処理負荷の計算をしてもしなくても、最終的に求まる暖房用途のエネルギー消費量は変わらない。以上から、熱源機能力 $q_{hs,max}$ の上限は設けないこととする。

ハ) 熱源機効率

熱源機能力 e_{hs} は、熱源機の種類に応じて以下のように算出される。

i) 石油熱源機

熱源機効率を求めるに当たり、まず負荷率 qr_{out} を求める。負荷率は以下の式によって求まる。

$$qr_{out} = \begin{cases} \frac{q_{hs,out} \times 0.75}{\theta_{w,spy} \times 100} & (q_{hs,out} < q_{hs,rtd}) \\ \frac{q_{hs,rtd} \times 0.75}{\theta_{w,spy} \times 100} & (q_{hs,rtd} \leq q_{hs,out}) \end{cases} \quad (4.3.73)$$

熱源機は以下の式により求まる。

$$e_{kr} = \begin{cases} \frac{0.1 \times 0.75}{0.1 + \theta_{w,spy} \times 0.001} & (qr_{out} < 0.1) \\ \frac{qr_{out} \times 0.75}{qr_{out} + \theta_{w,spy} \times 0.001} & (0.1 \leq qr_{out} < 1.0) \\ \frac{1.0 \times 0.75}{1.0 + \theta_{w,spy} \times 0.001} & (1.0 \leq qr_{out}) \end{cases} \quad (4.3.74)$$

ここで、 qr_{out} は負荷率を表し、以下の式によって求まる。

ii) ガス熱源機

$$e_{gs} = \begin{cases} \frac{\alpha \times \left(\frac{q_{hs,rtd}}{6} + 2 \times \theta_{w,spy} \right)}{\frac{q_{hs,rtd}}{6}} \times \frac{0.1 \times \frac{q_{hs,rtd}}{6}}{0.1 \times \frac{q_{hs,rtd}}{6} + 2 \times \theta_{w,spy}} \times e_{hs,rtd} & (q_{hs,out} < 0.1 \times \frac{q_{hs,rtd}}{6}) \\ \frac{\alpha \times \left(\frac{q_{hs,rtd}}{6} + 2 \times \theta_{w,spy} \right)}{\frac{q_{hs,rtd}}{6}} \times \frac{q_{hs,out}}{q_{hs,out} + 2 \times \theta_{w,spy}} \times e_{hs,rtd} & (0.1 \times \frac{q_{hs,rtd}}{6} \leq q_{hs,out} < \frac{q_{hs,rtd}}{6}) \\ e_{hs,rtd} + (e_{hs,rtd} \times (1 - \alpha)) \times \frac{q_{hs,out} - q_{hs,rtd}}{\frac{5}{6} \times q_{hs,rtd}} & (\frac{q_{hs,rtd}}{6} \leq q_{hs,out} < q_{hs,rtd}) \\ e_{hs,rtd} & (q_{hs,rtd} \leq q_{hs,out}) \end{cases} \quad (4.3.75)$$

ここで α は、定格効率に対する、最低燃焼能力時の熱源機効率を表し、温水温度が 60 の場合は 0.9 とし、温水温度が 40 の場合は 0.96 とする。

iii) 電気ヒートポンプ式熱源機

$$e_{hs} = \left((c_0 + c_1 \times \Delta\theta) \times (1 - qr_{out})^2 + (c_2 + c_3 \times \Delta\theta) \times (1 - qr_{out}) + 1 \right) \times e_{rtd} \frac{q_{hs,max}}{P_{hs,max}} \quad (4.3.76)$$

ここで、 qr_{out} は負荷率を表し次式によって表される。

$$qr_{out} = \frac{q_{hs,out}}{q_{hs,max}} \quad (4.3.77)$$

また、 $\Delta\theta$ は温水温度と外気温度の差である。

$$\Delta\theta = \theta_{w,spy} - \theta_{out} \quad (4.3.78)$$

最大消費電力は、定格消費電力 $P_{hp,rtd}$ から下式により求められる。

$$P_{hs,max} = 2.5 \times \frac{P_{hp,rtd}}{1.5} \quad (4.3.79)$$

係数は、下表によって与えられる。

表 4.3.14 係数の値

| c_0 | c_1 | c_2 | c_3 |
|----------|----------|----------|----------|
| 1.120656 | -0.03703 | -0.36786 | 0.012152 |

iv) 電気ヒーター式熱源機

温水の出力は電気ヒーターで処理するため効率 1.0 とする。なお、温水タンクからの熱損失は考慮しない。

ト) 熱源機の補器の消費電力

熱源機の補器の消費電力 P_{hs} は熱源機ごとに以下のように計算される。

i) 石油熱源機

$$P_{hs} = P_{hs,pmp} + \frac{q_{hs,out}}{e_{hs}} \times \tau \quad (4.3.80)$$

ここで、 $P_{hs,pmp}$ は温水を送水するためのポンプの消費電力であり、本基準では全ての石油熱源機について 90W を与える。

また、 τ は排気ファンの消費電力を求める際の係数であり、排気ファンの消費電力が燃料消費量に比例すると仮定したときの比例係数であり、0.003 を与える。

ii) ガス熱源機

$$P_{hs} = P_{hs,pmp} \times r + \frac{q_{hs,out}}{e_{hs}} \times \tau \quad (4.3.81)$$

ここで、 $P_{hs,pmp}$ は温水を送水するためのポンプの消費電力であり、本基準では全てのガス熱源

機について 73W を与える。

また、 τ は排気ファンの消費電力を求める際の係数であり、排気ファンの消費電力が燃料消費量に比例すると仮定したときの比例係数であり、0.003 を与える。

iii) 電気ヒートポンプ式熱源機

電気ヒートポンプ式の補器の電力消費は、熱源機効率 e_{hs} から求められる一次エネルギー消費量の中に含まれているとし、ここでは 0 とする。

iv) 電気ヒーター式熱源機

$$P_{hs} = P_{hs,pmf} \quad (4.3.82)$$

ここで、 $P_{hs,pmf}$ は温水を送水するためのポンプの消費電力であり、本基準では全ての電気ヒーター式熱源機について 90W を与える。

4) 計算式の根拠

床パネル上面放熱率

1) 熱損失と投入エネルギーの重ね合わせ

床暖房使用時の暖房負荷は、床暖房が躯体から放熱されるため、躯体内部の放熱パネルを有する層に発熱を与えて室温が設定温度となるように収束計算をさせるか、あるいは床暖房パネル部分からの熱損失をあらかじめ除いて負荷計算をし、その負荷とつりあう投入エネルギーを別途床暖房パネル内で計算するという方法を採用するのが望ましい。しかし、本基準では暖房設備をあらかじめ設定しない状況で負荷計算を行うため、そこで計算された暖房負荷(床からの熱損失も含む)から、床暖房の投入エネルギーを推定するという方法を採用した。

i) エアコン等、床暖房以外の暖房機器の場合

通常の負荷計算およびその時の投入熱量は図 4.3.17 のようになる。

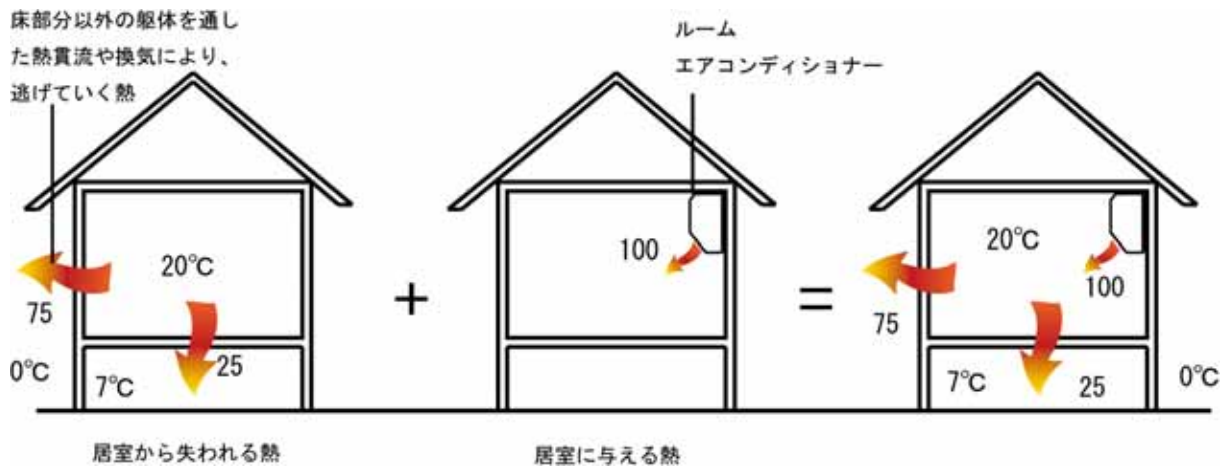


図 4.3.17 エアコン等床暖房以外の暖房機器を設置した場合の熱損失と投入エネルギー

ii) 床暖房の場合

床暖房を設置した場合、熱流として図 4.3.18 のような重ね合わせを想定する。

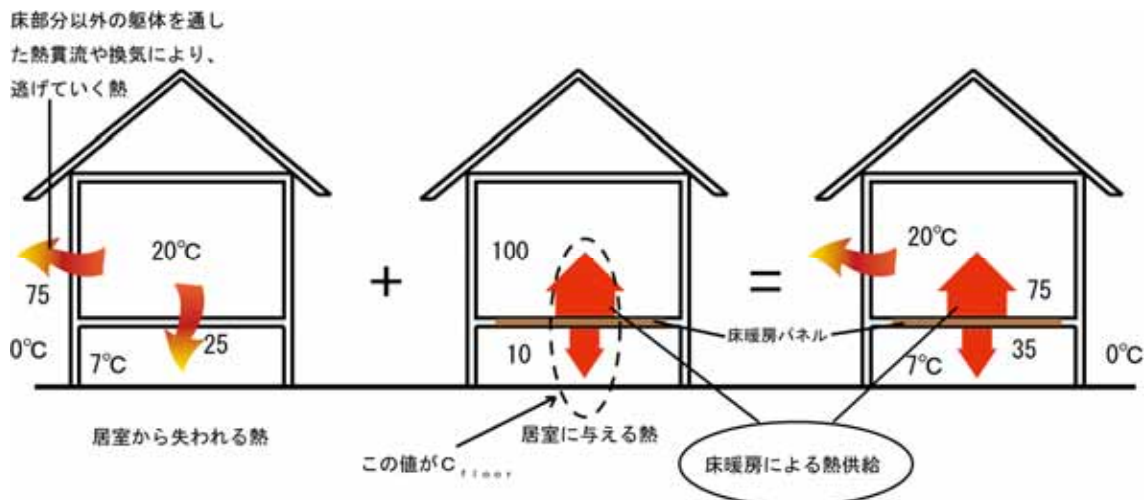


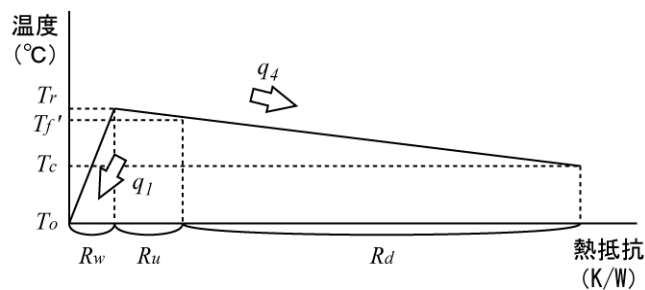
図 4.3.18 床暖房を設置した場合の熱損失と投入エネルギー

ここに、 C_{floor} は、居室と床下の温度が同じ場合の上面放熱率として定義される。通常、上面への放熱率は例えば BL 基準¹⁶⁾等、床下と居室の温度が異なるという想定をして定義される場合が多い。一方、本基準で定める上面放熱率は床上側と床下側が同じ温度であるため、通常の上面放熱率よりも割合が大きくなることに留意されたい。

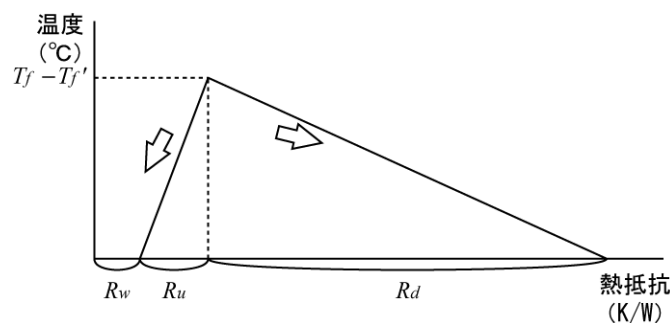
床下への熱損失は、負荷計算で計算された熱損失と設備側で考慮される熱損失との足し合わせで表現される。

ロ) 数式による表現

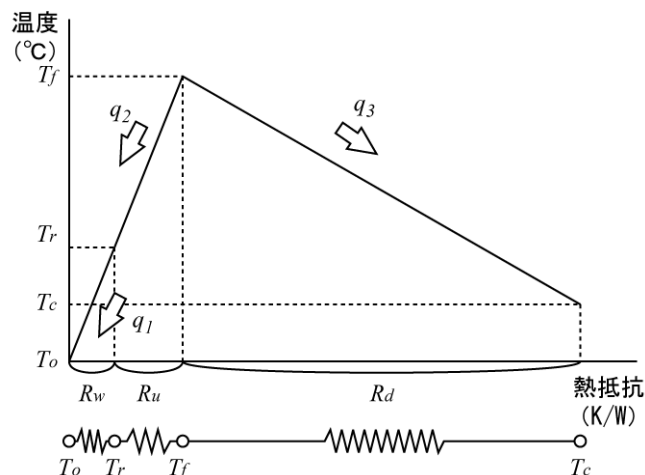
床上側および床下側への熱流を図 4.3.19 に示す。縦軸に温度、横軸に熱抵抗を表し、熱流は傾きとなる。(a)は床暖房を考慮しない場合の熱流の流れであり、居室から床下へ温度差に起因して熱損失が生じている。(b)は居室と床下温度が 0 と想定した場合の床暖房運転時の床上側の熱流と床下側の熱流を示している。(c)は床暖房運転時の実際の熱流を表しており、(a)と(b)の足し合わせでもある。



(a) 床暖房を運転していない場合の熱の流れ



(b) 床上側と床下側が 0 と仮定した場合の床暖房運転時の熱の流れ



(c) 床暖房運転時の熱の流れ ((a)と(b)の重ね合わせ)

図 4.3.19 床暖房時の熱抵抗、熱流および代表点の温度

- T_o : 外気温度
 T_r : 居室温度
 T_f : パネル温度
 $T_{f'}$: 床暖房に投入熱量がない場合のパネル温度
 T_c : 床下温度
 q_1 : 床パネル部分を除く外皮を通した熱流量
 q_2 : 床パネルから居室への熱流量
 q_3 : 床パネルから床下への熱流量
 q_4 : 床暖房に投入熱量がない場合の居室から床下への熱流量
 R_w : 熱抵抗 (居室 ~ 外気)
 R_u : 熱抵抗 (居室 ~ パネル)
 R_d : 熱抵抗 (パネル ~ 床下)

図から、

$$q_1 = q_2 = \frac{T_r - T_o}{R_w} = \frac{T_f - T_r}{R_u} \quad (4.3.83)$$

および、

$$q_4 = \frac{T_r - T_c}{R_u + R_d} = \frac{T_r - T_{f'}}{R_u} = \frac{T_{f'} - T_c}{R_d} \quad (4.3.84)$$

熱負荷計算等で求まる暖房負荷 L_h は、床パネル部分を除く外皮を通した熱損失と床パネル部分を通した熱損失の和として表され、以下の式となる。

$$L_h = q_1 + q_4 \quad (4.3.85)$$

この式を変形すると、

$$\begin{aligned}
 L_h &= q_1 + q_4 \\
 &= \frac{T_r - T_o}{R_w} + \frac{T_r - T_c}{R_u + R_d} \\
 &= \frac{T_f - T_r}{R_u} + \frac{T_r - T_{f'}}{R_u} \\
 &= \frac{T_f - T_{f'}}{R_u}
 \end{aligned} \quad (4.3.86)$$

となる。一方、この負荷に対するパネル投入熱量 L_{rad} は、

$$\begin{aligned}
L_{rad} &= \frac{T_f - T_r}{R_u} + \frac{T_f - T_c}{R_d} \\
&= \left(\frac{T_f - T_r}{R_u} + \frac{T_f' - T_c + T_f - T_f'}{R_d} \right) \\
&= \frac{T_f - T_r}{R_u} + \frac{T_f' - T_c}{R_d} + \frac{T_f - T_f'}{R_d} \\
&= \frac{T_f - T_r}{R_u} + \frac{T_r - T_f'}{R_u} + \frac{T_f - T_f'}{R_d} \\
&= \frac{T_f - T_f'}{R_u} + \frac{T_f - T_f'}{R_d} \\
&= (T_f - T_f') \times \left(\frac{1}{R_u} + \frac{1}{R_d} \right)
\end{aligned} \tag{4.3.87}$$

である。

従って、暖房負荷 L_h とパネル投入熱量 L_{rad} との関係をとると、

$$\begin{aligned}
C_{floor} &= \frac{L_{rad}}{L_h} \\
&= \frac{(T_f - T_f') \times \left(\frac{1}{R_u} + \frac{1}{R_d} \right)}{\frac{T_f - T_f'}{R_u}} \\
&= \left(\frac{R_u + R_d}{R_d} \right)
\end{aligned} \tag{4.3.88}$$

となる。

見かけの上下放熱率と床上側と床下側が等しい温度の場合の上下放熱率

ここでは、パネル上面と下面の空気温度に差がある場合の上面放熱率 e_{panel} と C_{panel} との対応関係を示す。 e_{panel} は次式で表される。

$$e_{panel} = \frac{q_2}{q_2 + q_3} \tag{4.3.89}$$

一方、 C_{panel} を変形すると、次式のようにになる。

$$\begin{aligned}
C_{panel} &= \frac{R_d}{R_u + R_d} \\
&= \frac{\frac{T_f - T_f'}{q_3 - q_4}}{\frac{T_f - T_f'}{q_2 + q_4} + \frac{T_f - T_f'}{q_3 - q_4}} \\
&= \frac{q_2 + q_4}{(q_2 + q_4) + (q_3 - q_4)} \\
&= \frac{q_2 + q_4}{q_2 + q_3}
\end{aligned}
\tag{4.3.90}$$

ただし、

$$R_u = \frac{T_f - T_f'}{q_2 + q_4} \quad R_d = \frac{T_f - T_f'}{q_3 - q_4}
\tag{4.3.91}$$

である。

(補足) 実験から求めた上下放熱割合

実験から床の上下放熱量を求め、式(4.3.90)より実質的な床上下放熱割合 C_{panel} を求める。 C_{panel} は、式(4.3.90)にもあるように、床の熱抵抗のみによって定まる。しかし実際には、床上側熱抵抗および床下側熱抵抗を定めることは以下の理由から難しい。

- ✓ パネルからの熱流（特に床上側）は水平方向に非均一であるため、熱流が1次元的に鉛直方向のみに流れると仮定した上式における床上側熱抵抗と、実際のパネルより上側の熱抵抗とが対応しない。
- ✓ 実際の施工条件下では、床パネルの上下に空気層が生じる。この値を評価することは困難である。（特に床上側においては、生じた空気層の熱抵抗値が床上側熱抵抗に占める割合は床下側の場合と比べて大きいため、この空気層の存在が無視できない。）
- ✓ パネル自身の作りが製品によって様々である。これにより、パネル自身が持つ熱抵抗や、床上側と床下側を分ける境界を適切に定めることが難しい。

従って、床部材（床合板、断熱材、根太、大引きなど）の熱抵抗のみから算出する近似式を作成する。

既往文献¹⁷⁾および建築研究所^{18),19)}における実験結果を図 4.3.20 にプロットした。ここで横軸にとった床下側熱抵抗には、床を構成する構造部材（合板、根太、大引き）および断熱材の熱抵抗が含まれている。パネル自身の熱抵抗は含まれていない。

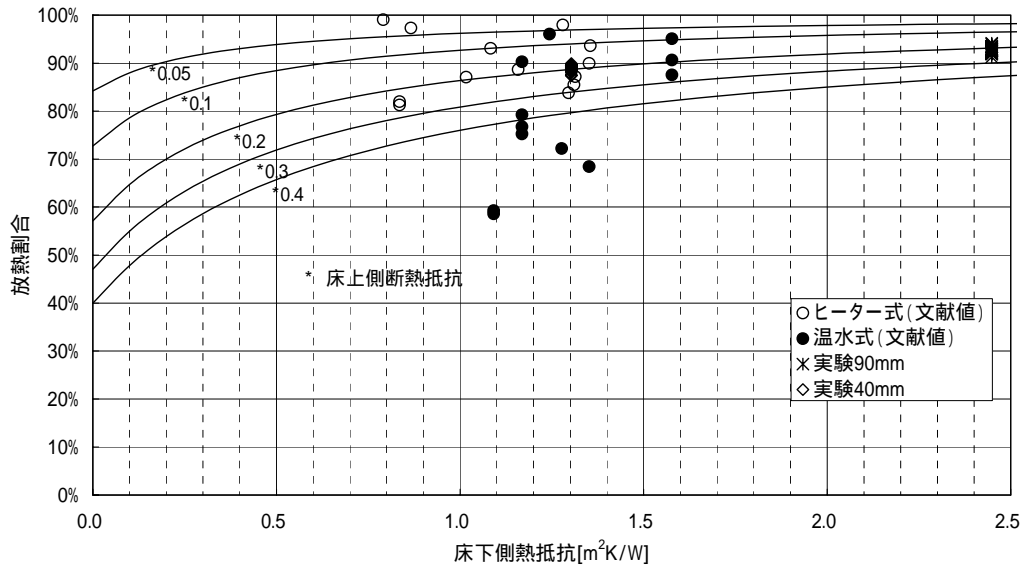


図 4.3.20 床下側の熱抵抗に対する放熱割合

床上側熱抵抗はパネルや床上側の床材を含む工法により変化し、各場合の床下側熱抵抗に対する放熱割合の計算値を実線で示した。

図 4.3.21 は各プロット点からの誤差が最小となるように床上側熱抵抗を決めたものである。

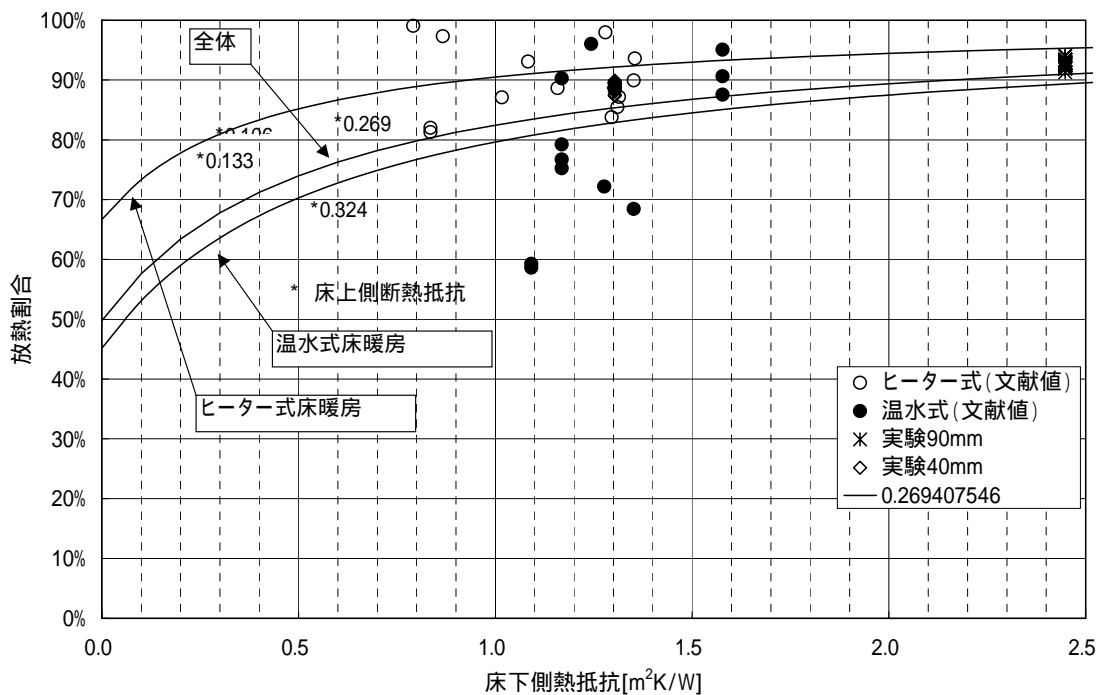


図 4.3.21 床下側の熱抵抗に対する放熱割合（近似式を決定）

図 4.3.21 で表される式を用いて、床下側熱抵抗に対する放熱割合の表を作成する。断熱性能の値は図 4.3.22 に表すようにとった。

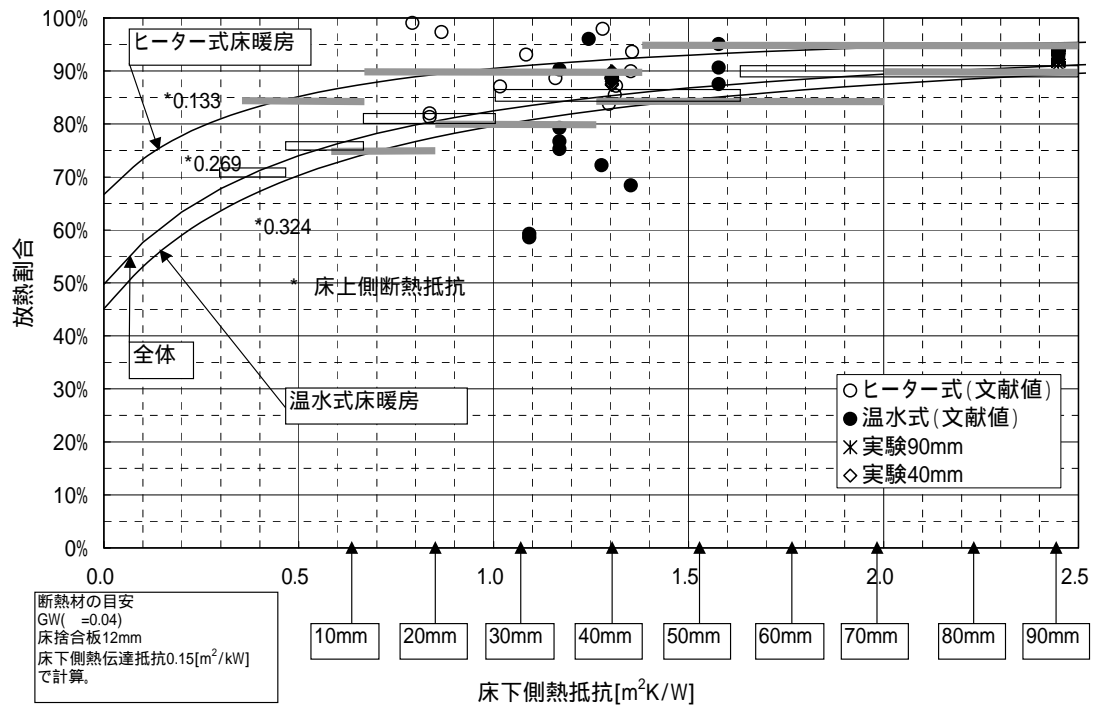


図 4.3.22 床下側の熱抵抗に対する放熱割合（表作成用）

パネル最大放熱量

ここでは、パネルから居室への最大放熱量の決めた根拠を示す。下図は建築研究所における実験結果である。

横軸は温水発停が起きているときの発停 1 サイクル中の運転時間。実験では 1 サイクル 20 分であったので温水供給運転率 $r=0.9$ とは 18 分運転し 2 分停止を意味する。

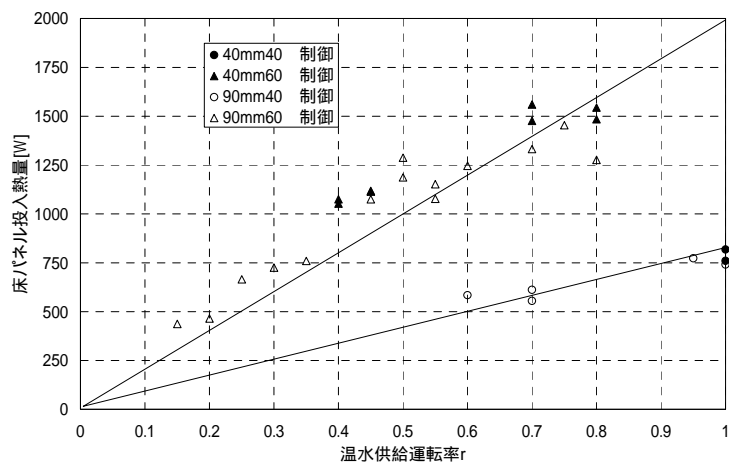


図 4.3.23 温水供給運転率と床パネル投入熱量の関係（実験結果）

本パネルの連続通湯時の投入熱量は約 $180 (W/m^2)$ であった。なお、カタログ値も $1348(W/枚)$ で $7.83(m^2)$ であったので約 $180(W/m^2)$ である。

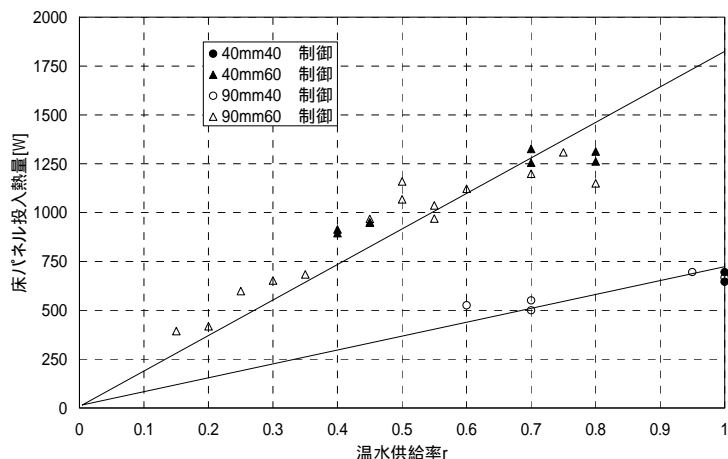


図 4.3.24 温水供給運転率と床パネル放熱量の関係 (実験結果)

図 4.3.24 は実験結果を 90mm については 0.9、40mm については 0.85 を乗じたものである。実験結果から、最大放熱量は温水温度に大きく依存し、床下の断熱材の厚さにはほとんど依存していないことがわかる。従って、60 通湯時の放熱量は $172(\text{W}/\text{m}^2)$ とし、他の温度については以下の式により補正する。

$$q_{\max} = q_{\max,60} \times \frac{T_w - 20}{60 - 20} \quad (4.3.92)$$

ここに、

q_{\max} : 温度 T_w で通湯した時の上面放熱量 (W/m^2)

$q_{\max,60}$: 60 で通湯した時の上面放熱量 (W/m^2)

T_w : 通湯温度 ()

フロアパネル仕様

| | | | | | |
|----------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 長さ(m) | 1.6 | 1.6 | 0.75 | 0.75 | 0.75 |
| 幅(m) | 0.909 | 0.606 | 0.909 | 0.606 | 1.515 |
| 上面放熱能力(kW/枚) | 0.232 | 0.157 | 0.104 | 0.069 | 0.18 |
| 上面放熱能力(kW/m^2) | 0.159516 | 0.161922 | 0.152549 | 0.151815 | 0.158416 |

根太間パネル

| | | | | | |
|----------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 長さ(m) | 3.3 | 2.4 | 1.5 | 0.5 | 2.4 |
| 幅(m) | 0.26 | 0.26 | 0.26 | 0.26 | 0.26 |
| 上面放熱能力(kW/枚) | 0.168 | 0.122 | 0.075 | 0.035 | 0.122 |
| 上面放熱能力(kW/m^2) | 0.195804 | 0.195513 | 0.192308 | 0.269231 | 0.195513 |

図 4.3.25 参考 他の温水パネル (小根太付きハードマット) (出典: コロナカタログ)

熱負荷同等性に関する計算結果

対流型暖房と放射型暖房それぞれについて、室内作用温度 (Operative Temperature) がどちらも 20 になるのに必要なエネルギー消費量を求めた。計算方法は定常計算で行った。対流型暖房のエネルギー消費量に対する放射型暖房のエネルギー消費量の割合をもとに係数 R を定めた。

1) 計算条件 (全体)

住宅の省エネルギー基準の解説書に示されている「設備次世代検討モデル」 戸建 地域 (下

図)の LDK 部分を想定して計算を行った。ただし簡単のため、室内壁(間仕切り・1階天井)は断熱扱い(隣室との熱のやりとりは無し)とした。

平面図、計算モデルの物性値および計算に用いた各部材の熱性能を下図、下表に示す。

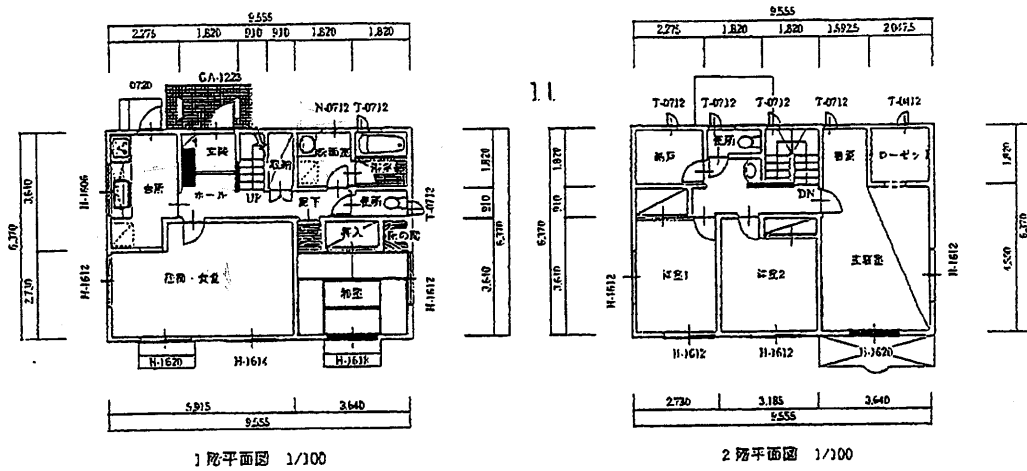


図 4.3.26 検討に用いた住宅モデル

表 4.3.15 計算モデルの物性値

| | 容積 (m^3) | 面積 (m^2) | 自然 換気 回数 (1/h) | 室内側 | | 熱貫流率 [$W/m^2 K$] | | | | 外気側 S A T [] | | |
|--------|-----------------|-----------------|-------------------------|------------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------------|------------------|-----------------------|---------------------|------------------|-----------------------|
| | | | | 対流熱伝率 ($W/m^2 K$) | | 放射 熱伝率 ($W/m^2 K$) | | 床断熱厚 30mm | | | 床断熱厚 40mm | |
| | | | | 床 暖 房 時 | 空 気 暖 房 時 | 床 暖 房 時 | 空 気 暖 房 時 | 床 暖 房 時 | 空 気 暖 房 時 | | 床 暖 房 時 | 空 気 暖 房 時 |
| 空気 | 67.27 | - | 0.5 | - | - | - | - | - | - | - | | |
| 天井 | - | 27.74 | - | 6.4 | 4.7 | (断熱面) | | | | - | | |
| 間仕切り壁 | - | 24.27 | - | 4.4 | 4.7 | (断熱面) | | | | - | | |
| 床(床暖房) | - | 19.42 | - | 6.0 | 2.0 | 4.7 | 0.674 | 0.650 | 0.543 | 0.527 | 6.0 | |
| 床(一般) | - | 8.32 | - | 2.0 | | 4.7 | 0.650 | | 0.527 | | 6.0 | |
| 窓 | - | 9.72 | - | 4.4 | | 4.7 | 6.510 | | | | 0.0 | |
| 外壁 | - | 25.59 | - | 4.4 | | 4.7 | 0.850 | | | | 0.0 | |

表 4.3.16 OTの重み係数

| | O T 重み係数 | |
|--------|-------------|-------------|
| | 床暖房面 0.1 | 床暖房面 0.2 |
| 空気 | 0.5000 | 0.5000 |
| 天井 | 0.1160 | 0.0870 |
| 間仕切り壁 | 0.1015 | 0.0761 |
| 床(床暖房) | 0.1000 | 0.2000 |
| 床(一般) | 0.0348 | 0.0261 |
| 窓 | 0.0407 | 0.0305 |
| 外壁 | 0.1070 | 0.0803 |

表 4.3.17 計算に用いた各部材の熱性能

(a) 床暖房面 (床断熱厚 40mmの場合)

| 材料等 | 厚さ (mm) | 熱伝導率 (W/mK) | 総合熱伝達率 (W/mK) |
|--------------|---------|----------------|------------------|
| 室内表面 | - | - | 10.7 |
| 合板 | 12.0 | 0.160 | - |
| 合板 | 15.0 | 0.160 | - |
| 押出ポリスチレンフォーム | 40.0 | 0.028 | - |
| 床下表面 | - | - | 6.7 |

$$K = 0.543$$

(b) 一般床面 (床断熱厚 40mmの場合)

| 材料等 | 厚さ (mm) | 熱伝導率 (W/mK) | 総合熱伝達率 (W/mK) |
|--------------|---------|----------------|------------------|
| 室内表面 | - | - | 6.7 |
| 合板 | 12.0 | 0.160 | - |
| 合板 | 15.0 | 0.160 | - |
| 押出ポリスチレンフォーム | 40.0 | 0.028 | - |
| 床下表面 | - | - | 6.7 |

$$K = 0.527$$

(c) 外壁

| 材料等 | 厚さ (mm) | 熱伝導率 (W/mK) | 総合熱伝達率 (W/mK) |
|--------------|---------|----------------|------------------|
| 室内表面 | - | - | 9.1 |
| 軽量骨材コンクリート1種 | 10.0 | 0.810 | - |
| 通気層 | 20.0 | - | - |
| 合板 | 9.0 | 0.160 | - |
| 住宅用GW 10K相当 | 45.0 | 0.050 | - |
| せっこうボード | 12.5 | 0.220 | - |
| 外気側表面 | - | - | 25.0 |

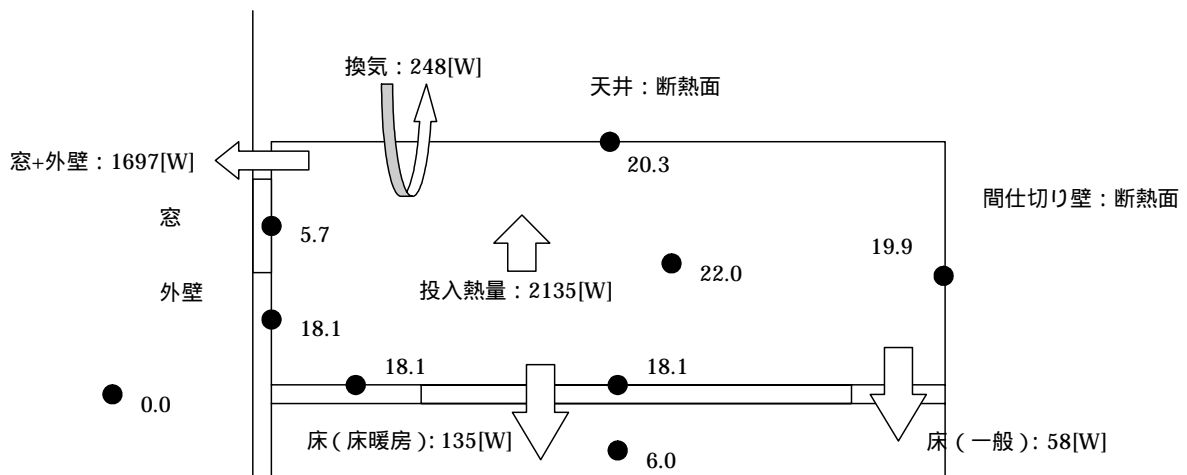
$$K = 0.851$$

(d) 窓

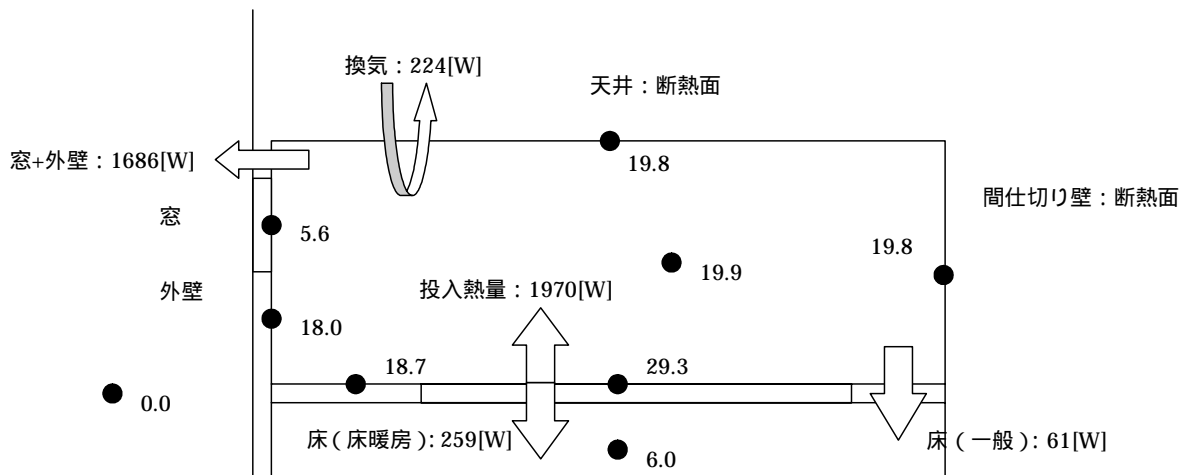
| 材料等 | 厚さ (mm) | 熱伝導率 (W/mK) | 総合熱伝達率 (W/mK) |
|-------------|---------|----------------|------------------|
| 室内表面 | - | - | 9.1 |
| ガラス・フレーム等総合 | 3.0 | 0.804289544 | - |
| 外気側表面 | - | - | 25.0 |

$$K = 6.510$$

ロ) 計算結果 1 (床断熱厚 40mm、床暖房面重み 0.1 のケース)



(a) エアコン



(b) 床暖房

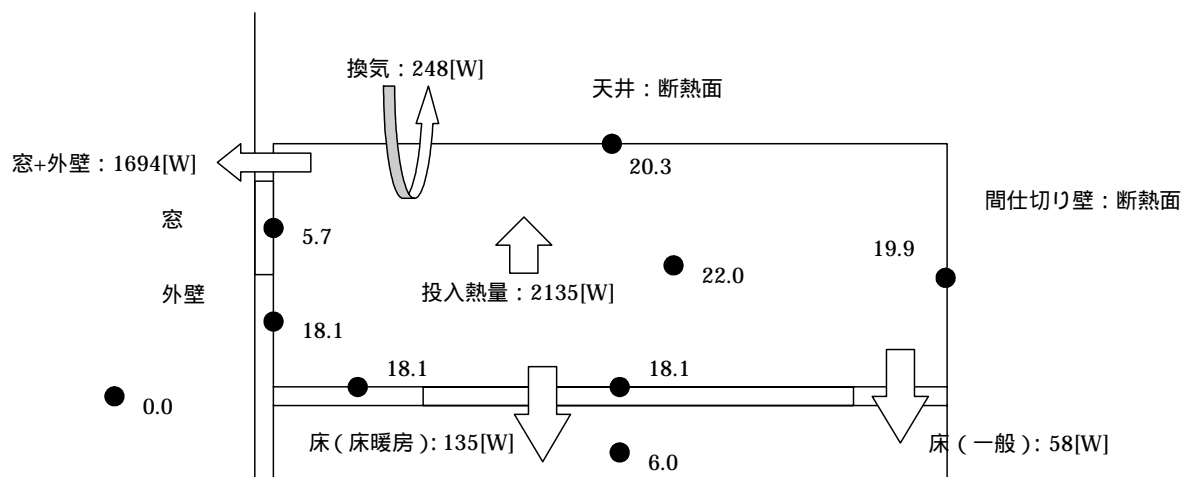
床暖房の(見かけの)投入熱量: 1970[W]

+ 居室温度と床下温度差のみによる床暖房パネル部分の熱損失: 142[W]

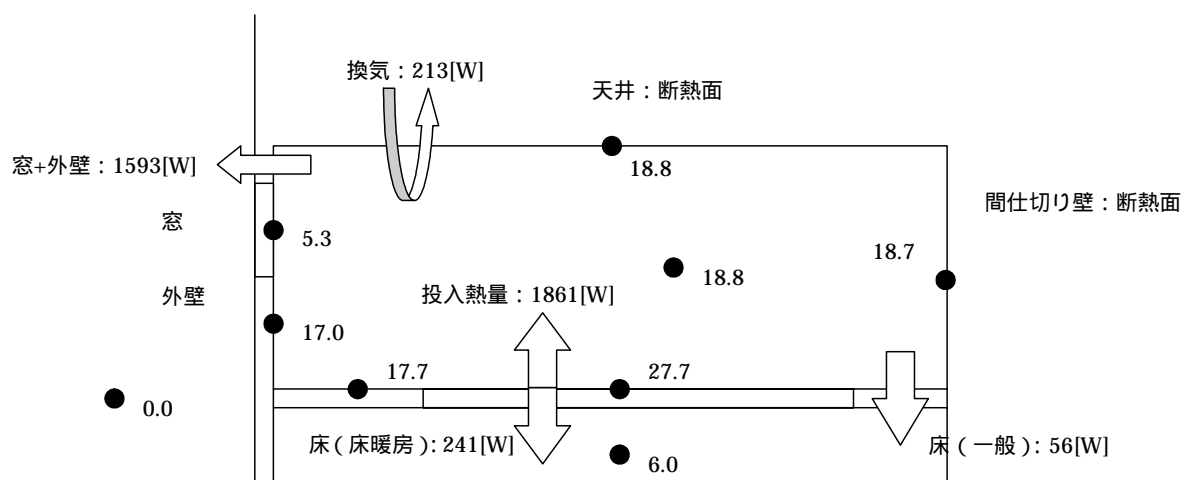
= 床暖房の純投入熱量: 2112[W]

これは、空気暖房の 99%にあたる。

ハ) 計算結果 2 (床断熱厚 40mm、床暖房面重み 0.2)



(a) エアコン



(b) 床暖房

床暖房の (見かけの) 投入熱量 : 1861[W]

+ 居室温度と床下温度差のみによる床暖房パネル部分の熱損失 : 131[W]

= 床暖房の純投入熱量 : 1992[W]

これは、空気暖房の 93%にあたる。

二) まとめ

重み係数 0.2 の場合の結果から、室内作用温度 20 を実現するために必要なエネルギー消費量は、対流型暖房が 2135[W]、放射型暖房が 1861[W]となり、対流型暖房に対する放射型暖房のエネルギー消費割合は 93%となった。以上より、 $R=0.9$ とする。

熱源機の試験結果

1) 試験条件

建築研究所の試験室に床暖房パネルを設置し、暖房負荷を様々に変えることにより、熱源器出力に対する熱源器効率を計測した。実験の詳細は文献^{18),19)}を参照にされたい。

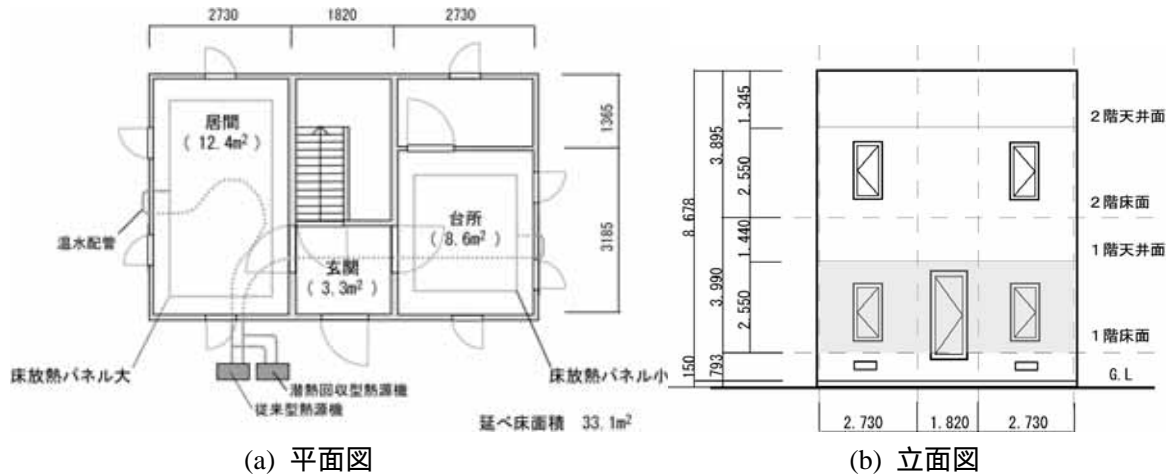


図 4.3.27 実験施設

2) ガス熱源機の試験結果について

i) 試験結果

図 4.7.28 にガス熱源機の試験結果を示す。立ち上がり運転時の試験結果は参考値である。立ち上がり運転時を除き、燃料消費量および熱源機出力の瞬時値をそれぞれ 1 時間で平均し、熱源機出力を燃料消費量のエネルギー消費量換算値で除した値を効率とした。熱源機内のバーナーの出力を絞ることにより連続燃焼運転で熱源機出力を調節していた。ただしある出力帯（本試験機では、2500W 近辺）以下では、バーナーの発停が見られた。熱源機の効率は出力が小さくなるにつれて徐々に低下し、バーナーの発停が行われると同時に急激に減少した。

ii) 熱源機のモデル化

バーナーの発停の有無は熱源機の出力により判断することとし、連続燃焼の下限出力を境に熱源機のバーナーの発停の有無を判断し、それぞれ計算式を作成した。連続燃焼の下限出力は機器によりばらつきがあるものの、熱源機の仕様の調査から定格効率の 1 / 6 の出力であるとした。

< 連続燃焼時の効率（バーナーの発停なし） >

連続燃焼の下限出力における運転時の効率が、定格効率に比して 60 運転で 10% 減少し、40 運転で 4% 減少すると仮定し、連続燃焼時の任意の出力における効率は、定格運転時の効率と連続燃焼の下限出力における運転時の効率とを直線で補間して下式のように求めた。

$$e_{gs} = e_{hs,rd} + (e_{hs,rd} \times (1 - \alpha)) \times \frac{q_{hs,out} - q_{hs,rd}}{\frac{5}{6} \times q_{hs,rd}} \quad (4.3.93)$$

ここで α の値は 60 運転時で 0.9、40 運転時で 0.96 である。

< 断続燃焼時の効率（バーナーの発停あり）>

熱源機における熱損失は、排気による熱損失と機体からの熱損失に分類され、断続燃焼時の効率をモデル化するにあたって、以下の仮定をおいた。

- ・排気による熱損失は熱源機入力に比例する。
- ・機体からの熱損失は熱源機入力に関係なく一定である。

これらの仮定を踏まえると、熱源機出力は以下の式となる。

$$q_{hs,out} = q_{hs,in} \times a - b \quad \left(\text{ただし、} q_{hs,out} < \frac{q_{hs,rtd}}{6} \text{ である。} \right) \quad (4.3.94)$$

式中の係数 a は排気による熱損失の影響を表す係数であり機器固有の値とする。一方、 b は機体からの熱損失の影響を表す係数であり送水温度 $\theta_{w,spy}$ に比例すると仮定し、以下の式であらわされるものとする。

$$b = c \times \theta_{w,spy} \quad (4.3.95)$$

式(4.3.94)から熱源機効率を求めると、以下の式となる。

$$\begin{aligned} e_{gs} &= q_{hs,out} / q_{hs,in} \\ &= \frac{a \times q_{hs,out}}{q_{hs,out} + b} \\ &= \frac{a \times q_{hs,out}}{q_{hs,out} + c \times \theta_{w,spy}} \end{aligned} \quad (4.3.96)$$

熱源機の調査から、機体からの熱損失（上式 b の値）は、60 運転時で 100～140W、40 運転時で 60～80W であったため、上式において $c=2$ とした。

熱源機出力が連続燃焼の下限出力の場合、(4.3.96) 式から求まる効率は

$$e_{gs} = \frac{a \times \frac{q_{hs,rtd}}{6}}{\frac{q_{hs,rtd}}{6} + c \times \theta_{w,spy}} \quad (4.3.97)$$

となる。なお、連続燃焼の下限出力は $q_{hs,rtd}/6$ である。この値が、連続燃焼時の計算方法の仮定から、定格効率の α 倍つまり、 $e_{hs,rtd} \times \alpha$ と等しいことから、 a の値は、

$$a = \frac{e_{hs,rtd} \times \alpha \times \left(\frac{q_{hs,rtd}}{6} + c \times \theta_{w,spy} \right)}{\frac{q_{hs,rtd}}{6}} \quad (4.3.98)$$

となり、断続運転時の熱源機効率は、

$$e_{gs} = \frac{\alpha \times \left(\frac{q_{hs,rtd}}{6} + 2 \times \theta_{w,spy} \right)}{\frac{q_{hs,rtd}}{6}} \times \frac{q_{hs,out}}{q_{hs,out} + 2 \times \theta_{w,spy}} \times e_{hs,rtd} \quad (4.3.99)$$

となる。

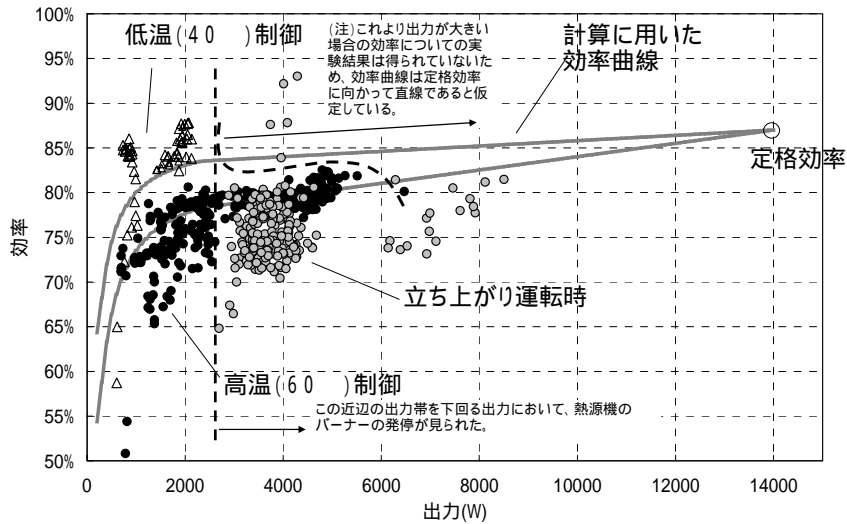


図 4.3.28 ガス熱源器の効率

ハ) 石油熱源機の試験結果について

石油熱源機は、ON-OFF で熱源機出力を調整する方式で試験を行った。試験結果を図 4.3.29 に示す。発停を行う場合の熱源機効率は式(4.3.96)と同じ考え方により、以下の式で表されるものとする。

$$e_{gs} = \frac{a \times q_{hs,out}}{q_{hs,out} + b} \quad (4.3.100)$$

ここで、実験結果と合うように、係数を以下のように定めた。

$$a = \frac{0.75}{0.87} \times e_{rd} \quad (4.3.101)$$

$$b = 0.1 \times \theta_{w,spy}^2 \quad (4.3.102)$$

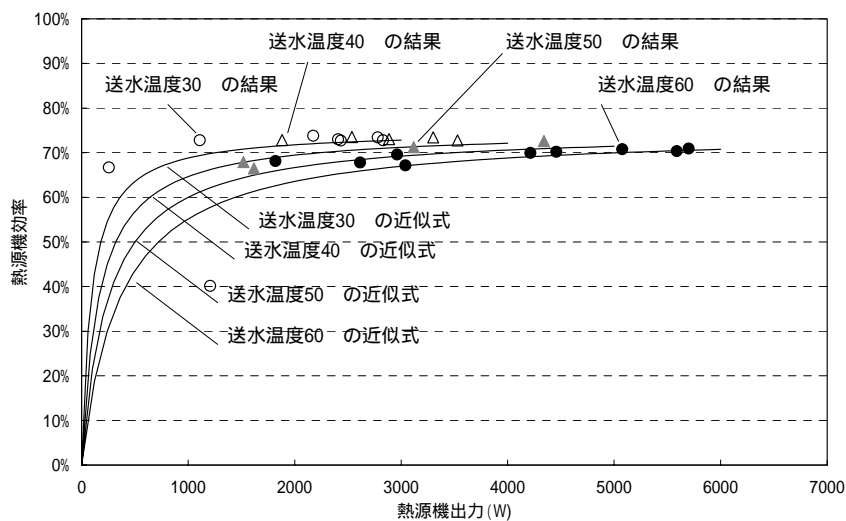


図 4.3.29 石油熱源機の効率

(3) FF式暖房設備

FF式暖房設備について、以下にJIS²⁰⁾における分類を示す。

1.(JIS3030 4.1 燃焼方式による機器の区分)

FF石油ストーブは、「ポット式」、「圧力噴霧式」、「回転霧化式」、「気化式」に分類される。

2.(JIS3030 4.2 給排気方式による機器の区分)

FF式石油ストーブは、全て密閉式の「強制給排気形」で分類される。

3.(JIS3030 4.3 用途別方式による機器の区分)

FF石油ストーブは、「自然対流形」、「強制対流形」に分類される。

自然対流式と強制対流式があるが、そのうち自然対流式が占める割合は1%にも満たないため、強制対流式のみを検討対象とした。また、ヒアリングの結果、回転霧化式は現在ほとんど製作されていないこと、噴霧式は容量が大きいもの(非住宅用)に限られることから、気化式・ポット式に分けるのが適当であると考えられた。

1) 記号と定義

| 記号 | 意味(単位) | 定義 |
|------------|--|---|
| Eh | 一次エネルギー消費量(kJ/h) | |
| e | 燃焼効率 | 処理熱量を燃料消費量で除した値。 |
| k_{strt} | 運転開始時を勘案した負荷割り増し係数 (立ち上がり運転時2、非立ち上がり運転時1) | 運転開始時に予熱運転で処理する負荷を勘案して、最大処理暖房負荷を2倍にするための係数であり、運転開始時の場合は2.0、その他の場合は1.0をとる。 |
| Lh | 暖房負荷(kJ/h) | |
| P | 消費電力(W) | ファン等の消費電力量。 |
| Qh | 処理暖房負荷(kJ/h) | |
| q_{max} | 定格最大出力(W) | 定格時の暖房能力。 |
| $ECEL$ | 電気の一次エネルギー換算係数 (kJ/kWh) | |

2) 計算式

処理暖房負荷

処理暖房負荷 Qh は定格最大出力 q_{max} を上限として暖房負荷 Lh に等しいとする。すなわち、

$$Qh = \begin{cases} Lh & (Lh \leq q_{max} \times 3.6 \times k_{strt}) \\ q_{max} \times 3.6 \times k_{strt} & (q_{max} \times 3.6 \times k_{strt} < Lh) \end{cases} \quad (4.3.103)$$

である。ここで、運転開始時を勘案した負荷割り増し係数 k_{strt} とは運転開始時に予熱運転で処理する負荷を勘案して、最大処理暖房負荷を2倍にするための係数であり、運転開始時の場合は2.0、その他の場合は1.0をとる。

一次エネルギー消費係数

一次エネルギー消費は下式により求まる。

$$Eh = Qh \times \frac{1}{e} + P \times 3.6 \times ECEL \div 3600 \quad (4.3.104)$$

従って、一次エネルギー消費係数は下式となるが、 Ch を求めるまでもなく、直接、告示中の $Qh \times Ch$ にあたる評価対象とする機器の一次エネルギー消費が求まる。

$$\begin{aligned}
 Ch &= \frac{Eh}{Qh} \\
 &= \frac{1}{e} + \frac{P \times 3.6}{Qh} \times ECEL \div 3600
 \end{aligned}
 \tag{4.3.105}$$

ここで、エネルギー消費効率 e は一定値とし、定格エネルギー消費効率と等しいとする。

最大出力時の消費電力は定格消費電力 P_{rd} に等しいとし、部分負荷運転時の消費電力は、出力に比例するものとし、次式で与える。ただし、処理暖房負荷が出力の下限値 q_{min} を下回る場合は断続運転に入るものとする。通常 FF 暖房設備は断続運転時には消費電力が大きくなり、その値は燃焼方式や機種に依存するが、本基準では簡単のため一律 40W を加えるものとする。つまり、

$$P = \begin{cases} P_{rd} \times \frac{Qh}{q_{max} \times 3.6} + 40 & (Qh \leq q_{min} \times 3.6) \\ P_{rd} \times \frac{Qh}{q_{max} \times 3.6} & (q_{min} \times 3.6 < Qh \leq q_{max} \times 3.6) \\ P_{rd} & (q_{max} \times 3.6 < Qh) \end{cases}
 \tag{4.3.106}$$

である。例として、図 4.3.27 に定格消費電力が 30W および出力の下限値が最大出力の 30% である場合を示す。

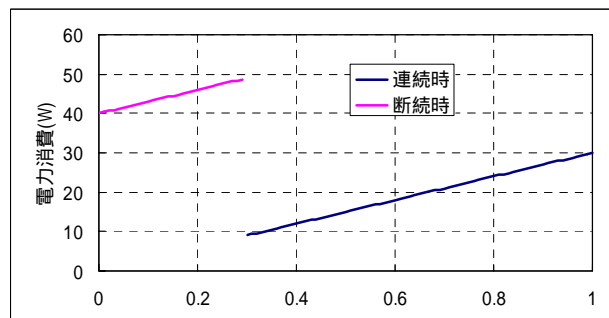


図 4.3.27 負荷率に対する消費電力の例

3) 計算式の根拠

FF 石油暖房機の実験

1) 代表機種の選定

日本燃焼機器検査協会 FF 暖房機器認証試験²¹⁾をもとに点火方式別に FF 暖房機の種類を選定した。また、これとは別に主要製造者にヒアリングを行った。結果、回転霧化式は現在ほとんど製作されていないこと、噴霧式は容量が大きいもの（非住宅用）に限られること、対流式のシェアは非常に少ないことから、気化式・ポット式に分類するのが適当であるという結論に至った。

主要製造者 2 社の気化式およびポット式の試験を実施した。

表 4.3.18 日本燃焼機器検査協会 FF 暖房機器認証試験をもとにした点火方式別の集計結果

| メーカー | 種類 | | | | |
|-------|-------|------|------|------|------|
| | 回転・強対 | ボ・強対 | 気・強対 | 圧・強対 | ボ・自対 |
| サンヨー | 30 | | | | |
| コロナ | | 58 | 43 | 3 | 6 |
| サンポット | 6 | 61 | 5 | 8 | |
| 三菱 | 1 | | 19 | | |
| 長府 | | 18 | 3 | 9 | |
| サンデン | 10 | | | | |
| トヨトミ | | 38 | | | |

注：数字は認証型式の種類（出荷台数・シェアではない）

ロ) 試験概要

試験方法は、強運転連続、中運転連続、弱運転連続、断続運転で実施した。連続運転時の火力固定方法は製造者の技術資料を参照した。断続運転は、室温検知部分（サーモスタット）の電圧を与えることにより、室温変動を模擬することで再現した。試験機の様子を図 4.3.28 に示す。(a)は試験器と ON/OFF を行うリレー装置である。試験機となりのボックス（黄色の機器）がタイマー付きのリレーであり、この装置で自動的にサーモスタットの電圧を制御している。(b)は試験器を上から見たところであり、隣の部屋が室外側と想定している。試験時には試験器上に付けてあるカバーを取り付け、実際の運転と同じように実験を実施している。吸排気筒の電対設置位置は JIS 試験と同じ位置とした。(c)はサーモスタットの電圧を変換する装置であり、電圧はつまみ（デジタル）をまわすことにより調節する。あらかじめつまみ位置と試験器に表示される温度を予備実験にて確認しておく。(d)は排気および空気中の成分を検出する装置であり、試験器の排気筒からサンプリングを行う。排気空気中には多量に水分が含まれ、サンプリングチューブ内で結露するので、頻繁に水抜きを実施する必要がある。(e)は燃料消費量の計測であり、重量を計測している。



(a)試験器とリレー装置



(b)試験器



(c)電圧調整装置



(d)排気および空気中の成分検出装置



(e)燃料計測

図 4.3.28 試験の様子

試験結果

試験結果の例を以下に示す。熱効率は暖房出力に寄らずほぼ一定であることがわかる。一方、出力が小さくなるにつれて、消費電力も小さくなっており、原点に向かって線形的関係があるようである。一方、出力の下限値を下回る場合は消費電力が大きくなっていることがわかる。この消費電力の増加分はきしゅによってもまちまちだが、ここでは一律 40W としたことは前述のとおりである。

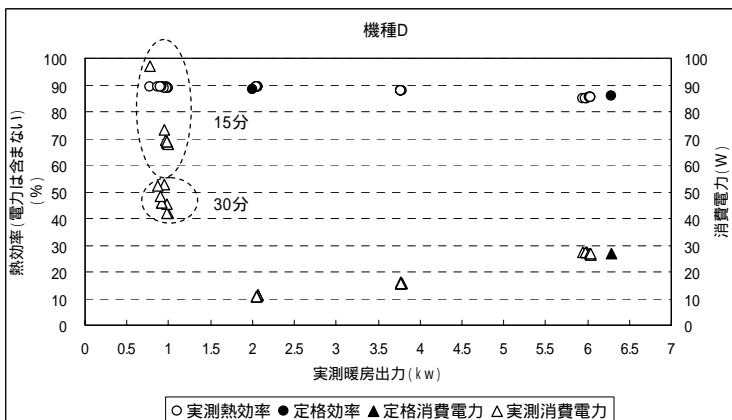
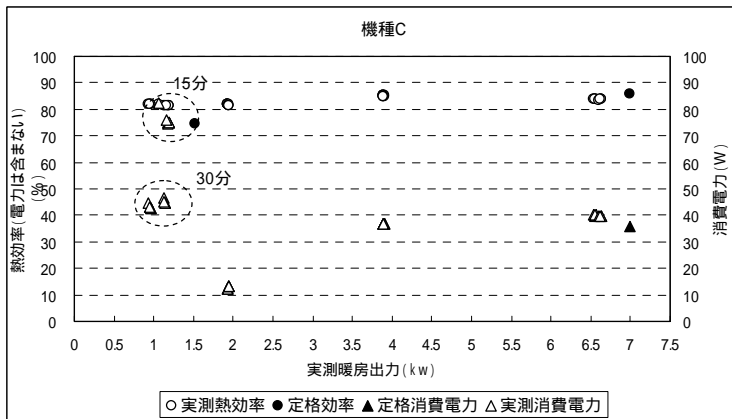
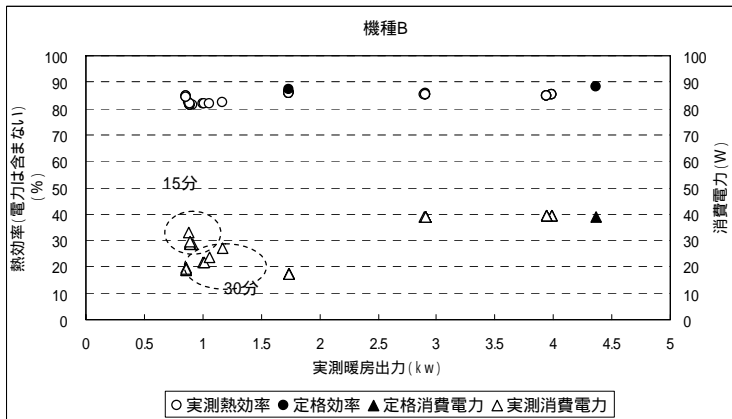
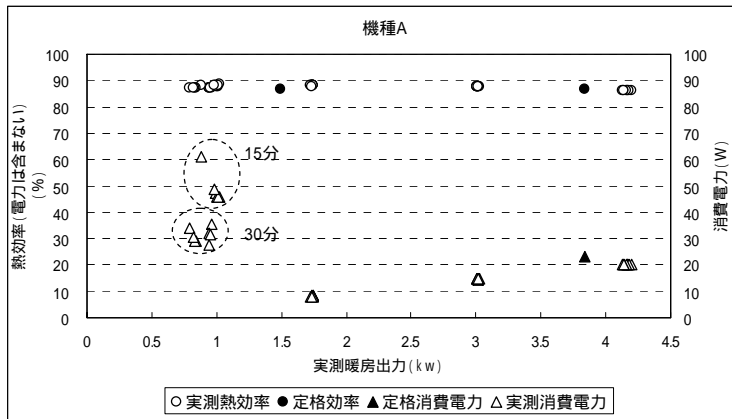


図 4.3.29 FF 暖房機効率試験結果

(4) ヒートポンプ式セントラル空調システム

1) 計算式

消費電力の算定

第3章で計算された各時刻の暖冷房熱負荷と、その時刻における外気条件、使用している機器の性能により以下の式を用いてエネルギー消費量を求める。

1) 暖房の場合

$$Eh = Er \times Ehd$$

$$= \left(a1 \times (b1 \times To + b2 \times \ln(Lr) + b3) \right)^{a2} + c1 \times \left(Lr / (d1 \times To + d2 \times \ln(Lr) + d3) \right)^{c2}$$

$$/ 3600 / 10^6 \times Ehd \quad (4.3.107)$$

- Er 消費電力比[-]
- Eh 暖房エネルギー消費量(二次)[GJ]
- Ehd 暖房の定格消費電力[kW]
- Lr 定格能力に対する処理熱量[-](0.3~1)
- To 外気温度[]

| | | | |
|------|-----------|------|-----------|
| a1 = | 0.0003124 | c1 = | 0.003955 |
| a2 = | 1.923 | c2 = | 2.001 |
| b1 = | -0.7945 | d1 = | 7.442E-05 |
| b2 = | 21.54 | d2 = | 0.09156 |
| b3 = | 73.02 | d3 = | 0.2344 |

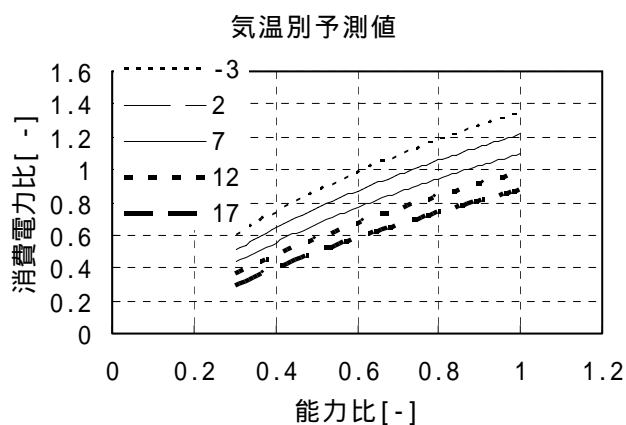


図 4.3.30 能力比と消費電力比の関係(暖房)

□) 冷房の場合

$$Ec = Er \times Ehd$$

$$= (a1 \times (To - (b1 \times To + b2 \times \ln(xo) + b3 \times \ln(Lr) + b4)))^{a2} + c1 \times (\exp(d1 \times To + d2 \times \ln(xo) + d3 \times \ln(Lr) + d4))^{c2} / 3600 / 10^6 \times Ehd \quad (4.3.108)$$

ただし、 $To - (b1 \times To + b2 \times \ln(xo) + b3 \times \ln(Lr) + b4) < 0$

のときには、 $To - (b1 \times To + b2 \times \ln(xo) + b3 \times \ln(Lr) + b4) = 0$

とする。

- Er 消費電力比[-]
- Ec 冷房エネルギー消費量(二次)[GJ]
- Ecd 冷房の定格消費電力[kW]
- Lr 定格能力に対する処理熱量[-](0.3~1)
- To 外気温度[℃]
- xo 外気絶対湿度[kg/kg(DA)]

| | | | |
|------|----------|------|----------|
| a1 = | 0.001052 | c1 = | 0.003939 |
| a2 = | 2.051 | c2 = | 1.058 |
| b1 = | 0.2410 | d1 = | 0.05930 |
| b2 = | 0.04985 | d2 = | 0.08193 |
| b3 = | 0.2083 | d3 = | 1.257 |
| b4 = | -2.391 | d4 = | 1.586 |

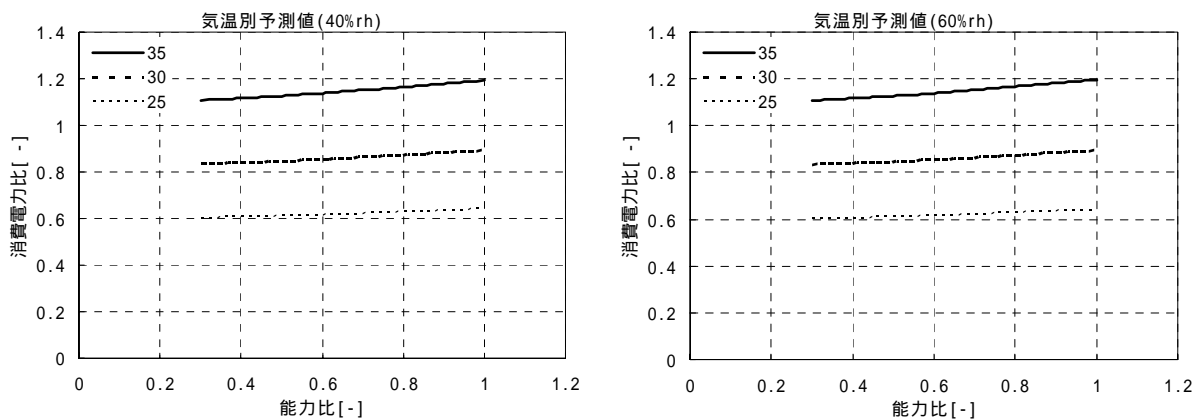


図 4.3.31 能力比と消費電力比の関係(冷房)

電力消費量と処理能力の範囲

1) 最大能力

セントラル暖冷房システムでは、連続運転のため暖冷房運転開始時の立ち上がり負荷は暖冷房期間の初日以外は発生しないので、最大の処理能力は定格能力とする。(最大能力がカタログに記載されているとは限らず、インバータにより定格よりも1～2割程度の余裕を見込んでいると見られる。JIS 条件による外気温度よりそのときの外気温度が、暖房では低い場合、冷房では高い場合には、この余裕が無くなると考える。)

2) 最小能力

各社のカタログ値などから定格能力の0.3倍とする。

3) デフロストの対応

エアコンと同じように、外気温度5℃未満、相対湿度80%以上でデフロストが入り、暖房能力が20%削減されると考える。

4) 極低負荷時への対応

能力比 L_r が0.3未満の場合は、そのときのエネルギー消費効率として能力比 L_r が0.3のときの値を用いる。

2) 計算式の根拠

概要

ここでは、電気式ヒートポンプで用意した熱を、一軒の住宅に一台だけ設置された室内機により、ダクトを経由する空気ですべて全館に送るタイプの暖冷房器を対象とする。電気式ヒートポンプ以外の熱源や、一台の室外機を複数台の室内機の熱源とするタイプ、ダクトを用いないタイプ等は対象としない。

全館空調システムのエネルギー効率を明らかにするため、実験用の戸建て住宅に全館空調システムを設置してその実働効率の測定を実施した。

測定対象住戸

茨城県つくば市にある建築研究所の敷地内に建てられた実験用の木造戸建て住宅を測定対象とした。

表 4.3.19 実験住宅の概要

| | |
|-------|-------------------------|
| 建築面積 | 113.25m ² |
| 延べ床面積 | 148.25 m ² |
| 1階面積 | 109.25 m ² |
| 2階面積 | 75.00 m ² |
| 工法 | 木造軸組工法 |
| 熱損失係数 | 2.63W/ m ² K |

測定方法

全館空調システムおよび計測システムの設置完了後、冷房モード(換気強)と暖房モード(換気強)の運転を行い、各点の冷媒温度および空調機全体、室外機 A,B それぞれの消費電力のデータ、外界気象(気温、湿度、風向、風速)を継続して記録した。測定・記録間隔はいずれも1分である。

測定および検討結果

1) 検討方法

定常状態における実働効率を明らかにするため、測定データから以下の条件を満たす場合を抽出して検討した。

表 4.3.20 定常状態の確認条件

| 定常状態の確認条件 | 値 |
|-----------------------------------|-----|
| 室外機が運転していると判断する最小電力 [W] | 100 |
| ロスナイ換気ユニットの消費電力 (50Hz,強) [W] | 78 |
| 直前の定常を確認する時間 [分] | 10 |
| 定常と判断する最低継続時間 [分] | 20 |
| 短時間の傾きによる定常判断の時間 [分](階段状の経時変化に対応) | 5 |

「直前の定常を確認する時間」、「定常と判断する最低継続時間」、「短時間の傾きによる定常判断の時間」に関しては、以下の閾値により定常状態を判定した。

表 4.3.21 定常状態の判断の閾値

| | 圧縮機後冷媒温度 | | | |
|--------------------------------------|----------|------|------|------|
| | 室外 A | 室外 B | 外気温 | 処理熱量 |
| 定常とみなす最大の傾き (/min, kJ/min) | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.01 |
| 定常とみなす最大の分散(SD2) (2 , kJ 2) | 1 | 1 | 1 | 0.25 |
| 短時間データから定常とみなす最大の傾き (/min, kJ/min) | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.1 |

2) 暖房モード

外気温度と処理熱量の関係を図 4.3.32 に示す。外気温度の上昇に伴って処理熱量はほぼ連続的に減少している。建物の断熱性が一定で設定温度も変更していないことから、想定される結果である。

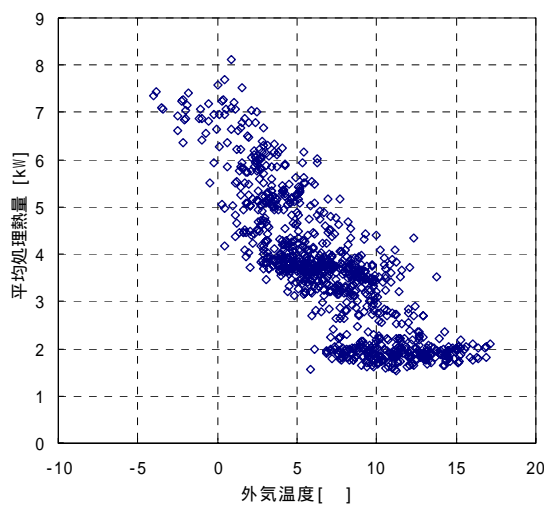


図 4.3.32 外気温度と処理熱量の関係

外気温度と負荷率から必要電力比（必要電力/定格時消費電力）を求める予測式の検討
 必要電力比を室外機の消費電力とファンの消費電力に分けてまず考える。

室外機の消費電力は、外気温度と加熱後の冷媒温度の差によって決まると考えてその相関をとる。また、冷媒温度は外気温度、負荷率によって決まると考えて、重回帰式により予測する。

ファンの消費電力は風量により決まると考えて、その相関をとる。風量は、冷媒温度と室内機への戻り温度（コイル入口気温：リターン温度）の差、および負荷率によって決まると考えてその相関から求める。コイル入口気温は、外気温度、負荷率によって決まると考えて、重回帰式により予測する。

外気温度、処理熱量によるコイル入口気温の予測（重回帰）

$$Tbc = e1 \times To + e2 \times \ln(Lr) + e3$$

e1= 0.188038256

e2= 0.087447595

e3= 18.09064377

r2= 0.800434631

Tbc コイル入口気温

Lr - 負荷率

To 外気温度

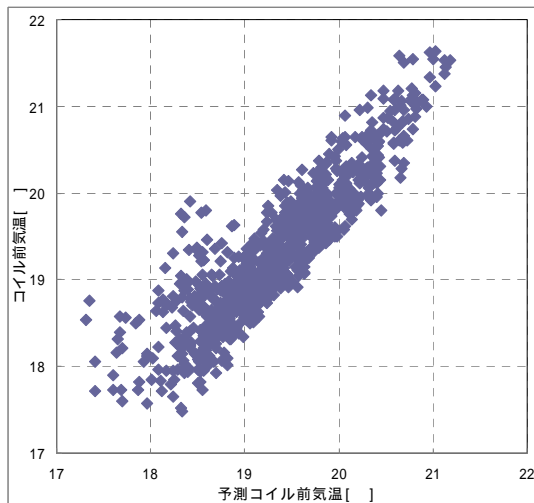


図 4.3.33 コイル入口気温の予測（重回帰）

外気温度、処理熱量による冷媒温度の予測（重回帰）

$$Tref = d1 \times To + d2 \times \ln(Lr) + d3$$

d1= 0.20547596

d2= 21.54040843

d3= 73.02280313

r2= 0.931911262

Tref 冷媒温度

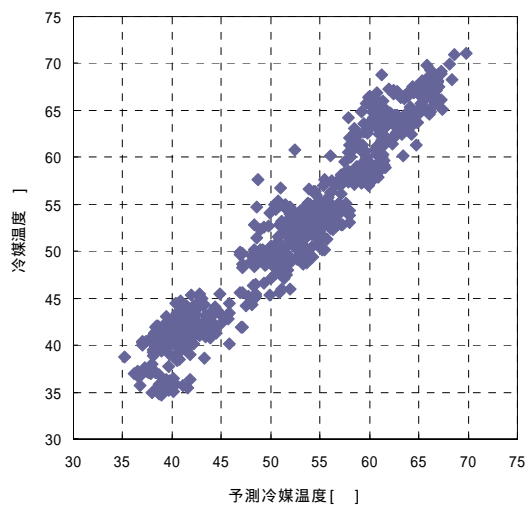


図 4.3.34 冷媒温度の予測（重回帰）

外気温度、冷媒温度と室外機電力の関係

$$a1 \times (T_{ref} - T_o)^{a2} = E_{ref} / E_{hd}$$

a1= 0.000312386

a2= 1.922688398

r2= 0.9364

E_{ref} kW 室外機電力

E_{hd} kW 暖房の定格消費電力

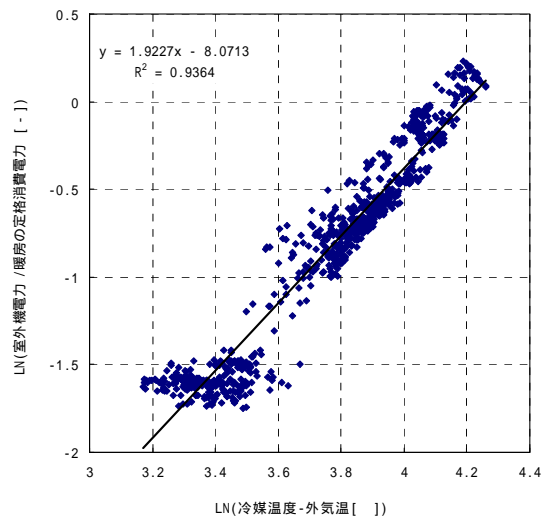


図 4.3.35 外気温度、ガス管温度と室外機電力の関係

風量、液管温度と処理熱量の関係

$$b1 \times V^{b2} = Lr / (T_{ref} - T_{bc})$$

b1= 0.00426795

b2= 0.447391868

r2= 0.7249

V m3/min 風量

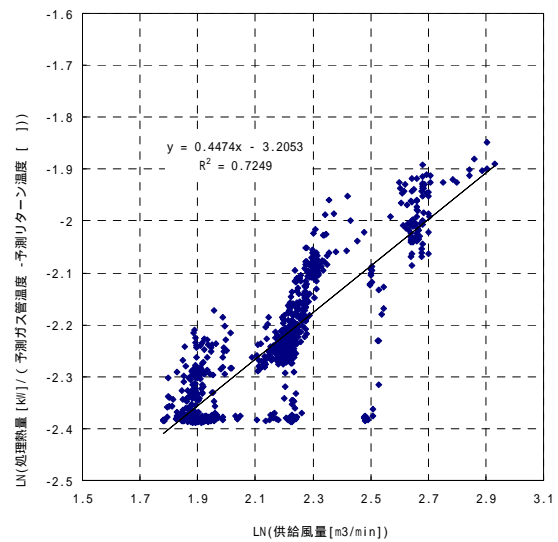


図 4.3.36 風量、ガス管温度と処理熱量の関係

$$\therefore V = (Lr / b1 / (T_{ref} - T_{bc}))^{(1/b2)}$$

$$\therefore T_{ref \min} = (Lr / b1 / V_{\max}^{b2}) + T_{bc}$$

V_{max}= 24

V_{max} m3/min 装置の最大風量

T_{refmin} 最大風量により決まるガス管最低温度

風量とファン動力の関係

$$c1 \times V^{c2} = Efan / Ehd$$

$$c1 = 0.003954579$$

$$c2 = 0.895039827$$

$$r2 = 0.74474363$$

Efan kW ファン動力

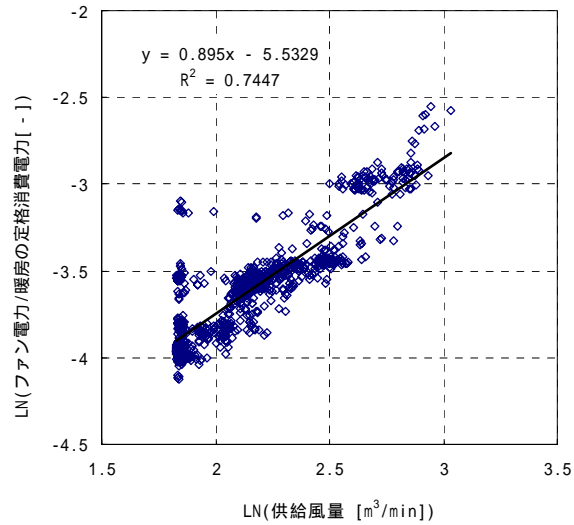


図 4.3.37 予測供給風量とファン動力の関係

まとめると

$$\begin{aligned}
 Er &= Eref / Ehd + Efan / Ehd \\
 &= a1 \times (Tref - To)^{a2} + c1 \times V^{c2} \\
 &= a1 \times (Tref - To)^{a2} + c1 \times (Lr / b1 / (Tref - Tbc))^{(c2/b2)} \\
 &= a1 \times (Tref - To)^{a2} + c1 \times (Lr / b1 / (Tref - (e1 \times To + e2 \times \ln(Lr) + e3)))^{(c2/b2)} \\
 &= a1 \times (d1 \times To + d2 \times \ln(Lr) + d3 - To)^{a2} \\
 &\quad + c1 \times (Lr / b1 / (d1 \times To + d2 \times \ln(Lr) + d3 - (e1 \times To + e2 \times \ln(Lr) + e3)))^{(c2/b2)} \\
 &= a1 \times ((d1 - 1) \times To + d2 \times \ln(Lr) + d3)^{a2} \\
 &\quad + c1 \times (Lr / (b1 \times (d1 - e1) \times To + b1 \times (d2 - e2) \times \ln(Lr) + b1 \times (d3 - e3)))^{(c2/b2)} \\
 &= a1 \times (d1' \times To + d2' \times \ln(Lr) + d3')^{a2} + c1 \times (Lr / (e1' \times To + e2' \times \ln(Lr) + e3'))^{(c2')} \\
 & \hspace{15em} (4.3.109)
 \end{aligned}$$

$$d1' = d1 - 1 = -0.79452404$$

$$c2' = c2 / b2 = 2.000572409$$

$$e1' = (d1 - e1) \times b1 = 7.44232E-05$$

$$e2' = (d2 - e2) \times b1 = 0.090230156$$

$$e3' = (d3 - e3) \times b1 = 0.234447689$$

となる。

ハ) 冷房モード

外気温度と処理熱量の関係を図 4.3.38 に示す。平均処理熱量が 5kW 付近とそれ以下に 2 分されている。また、それに応じて冷媒の蒸発温度も明らかに 2 分されている(図 4.3.39)。平均処理熱量が小さい場合には、室外機をごく弱く運転していると考えられるが、他製品のカタログ値などの情報では冷房時最小能力が定格能力の 2 ~ 4 割となっているため、以下では平均処理熱量が 5kW 付近の場合のみを対象とする。

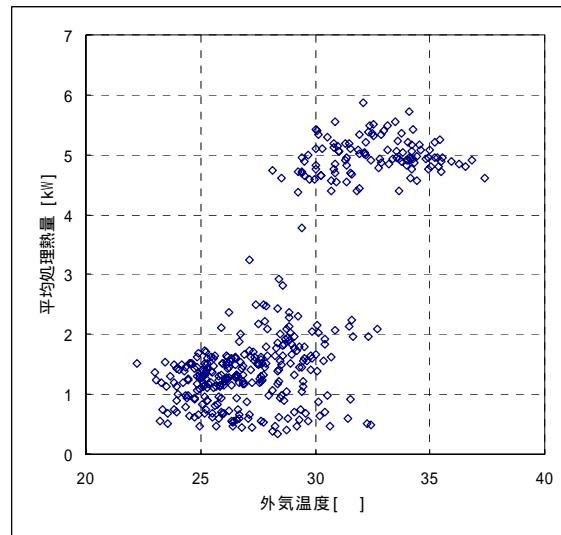


図 4.3.38 外気温度と処理熱量の関係

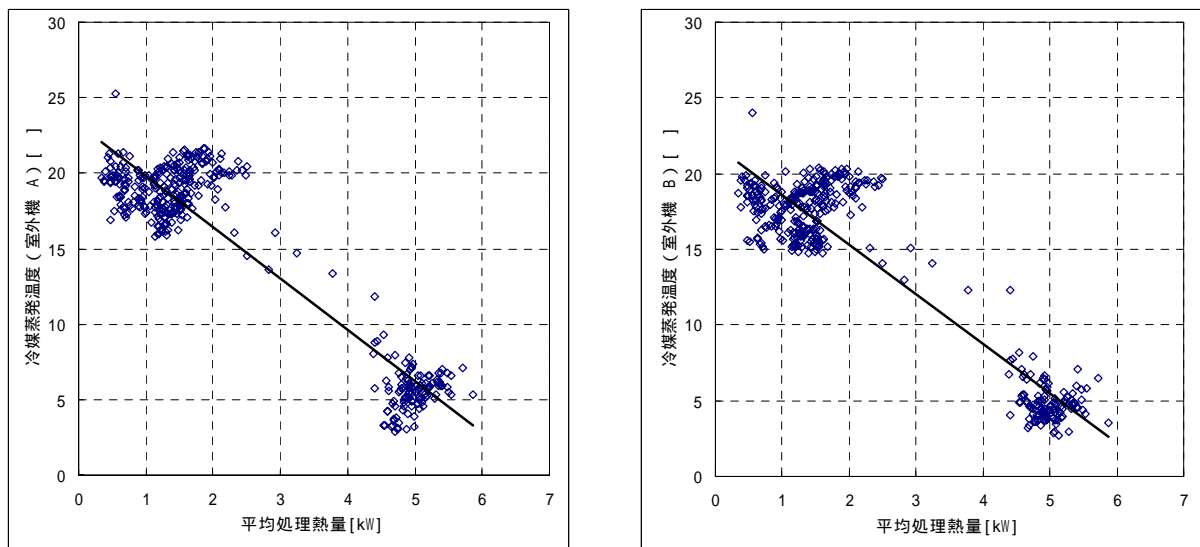


図 4.3.39 処理熱量と冷媒蒸発温度の関係

外気温度と処理熱量から必要電力を求める予測式の検討

基本的には暖房時と同様な検討を行ったが、以下の点を変更した。

加熱後の冷媒温度を冷却後の冷媒温度とした。

夏季には絶対湿度が上がりその影響が大きくなるため、その影響を取り入れる様に重相関の独立変数として外気の絶対湿度を加えた。

風量の予測が暖房時と同様の方法では相関が非常に低くなってしまったため、外気温度などからの重相関で予測することとした。

外気温度、外気絶対湿度、負荷率による冷媒蒸発温度の予測（重回帰）

$$T_{ref} = d1 \times To + d2 \times \ln(xo) + d3 \times \ln(Lr) + d4$$

d1= 0.240975102

d2= 0.049851274

d3= 0.208301594

d4= -2.391255111

r2= 0.239080954

Tref 冷媒蒸発温度

To 外気温

xo kg/kg(DA) 外気絶対湿度

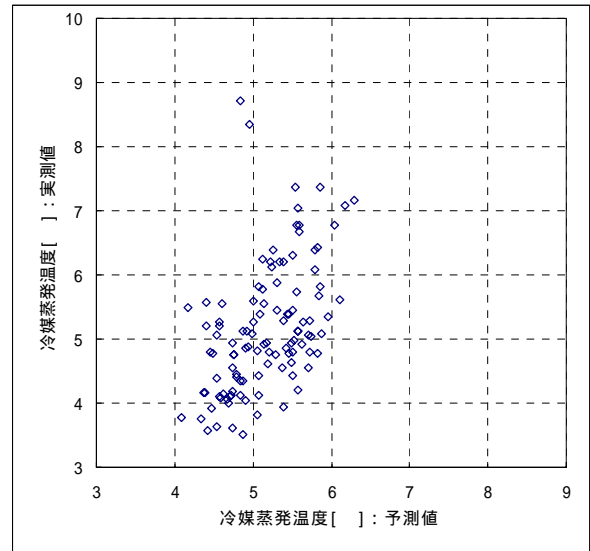


図 4.3.40 冷媒蒸発温度の予測（重回帰）

外気温と冷媒蒸発温度の差と室外機電力の関係

$$a1 \times (To - T_{ref})^{a2} = E_{ref} / E_{cd}$$

a1= 0.001052429

a2= 2.05088187

r2= 0.496892559

Eref kW 室外機電力

Ecd kW 冷房の定格消費電力

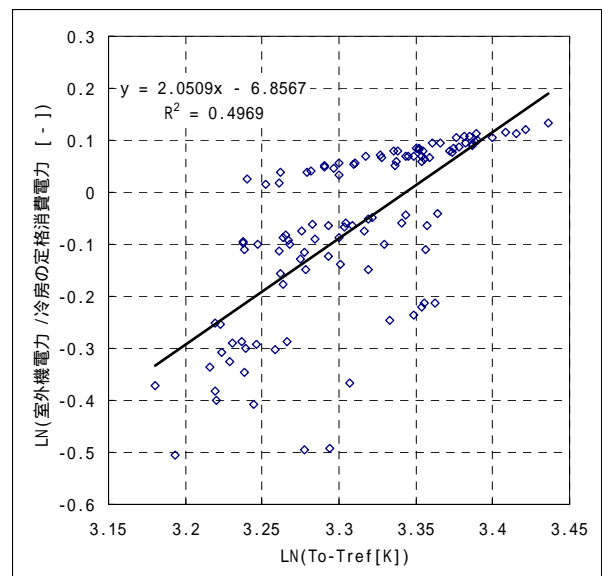


図 4.3.41 外気温度、ガス管温度と室外機電力の関係

外気温度、外気絶対湿度、処理熱量によるコイル入口気温の予測（重回帰）

$$Tbc = e1 \times To + e2 \times \ln(xo) + e3 \times \ln(Lr) + e4$$

e1= 0.053648897
 e2= 0.028731144
 e3= 1.224905014
 e4= -0.116317123
 r2= 0.666864129
 Tbc

コイル入口気温

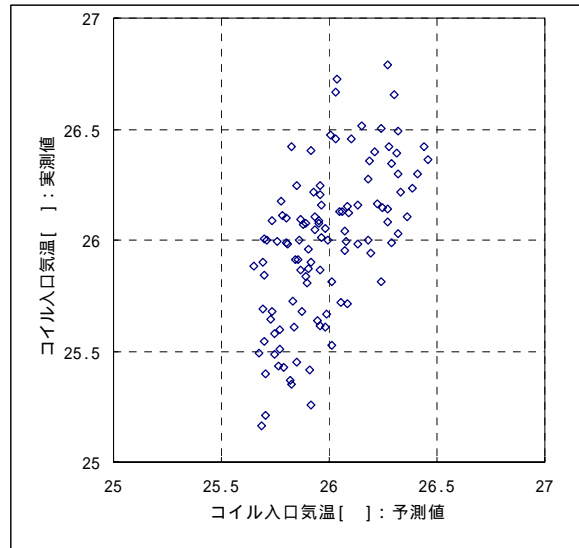


図 4.3.42 コイル入口気温の予測 (重回帰)

外気温度、外気絶対湿度、処理熱量によるコイル入口絶対湿度の予測 (重回帰)

$$xbc = \exp(f1 \times To + f2 \times \ln(xo) + f3 \times \ln(Q) + f4)$$

f1= 4.28236E-05
 f2= 0.008058917
 f3= -0.006699914
 f4= 0.038944314
 r2= 0.456942202
 xbc kg/kg(DA)

コイル入口絶対湿度

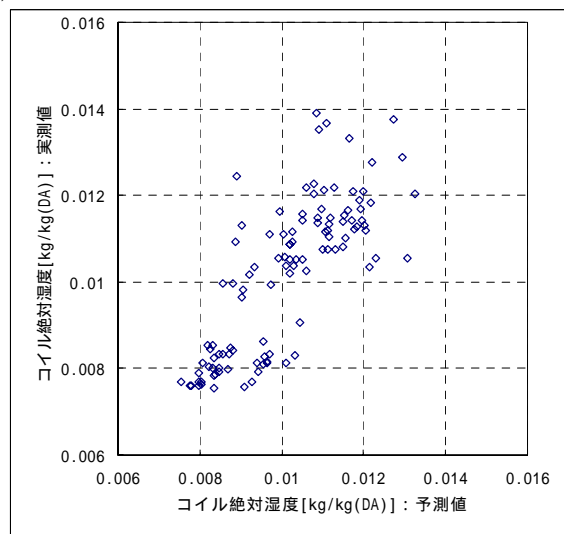


図 4.3.43 コイル入口絶対湿度の予測 (重回帰)

風量、冷媒蒸発温度と処理熱量の関係

$$b1 \times V^{b2} = Lr / (href - hbc)$$

b1= 0.014896548
 b2= 0.077646827
 r2= 0.031868036
 hbc kJ/kg(DA)
 コイル入り口空気の比エンタルピ
 V m³/min 風量

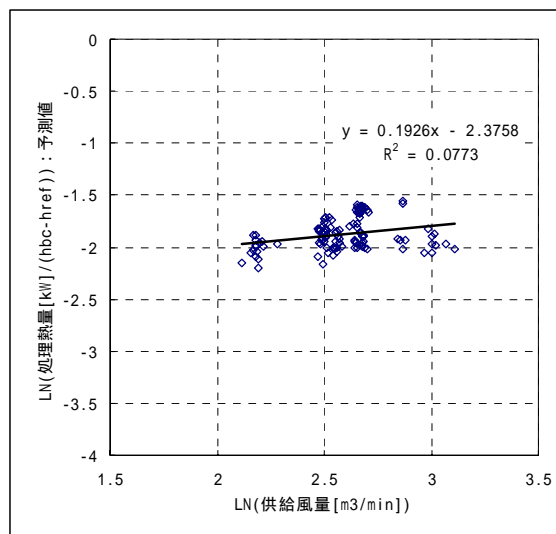


図 4.3.44 風量、ガス管温度と処理熱量の関係

図 4.2.4.15 に示す様に、暖房時と同じ方法では、供給風量の予測が困難となった。そこで、供給風量も外気温度、外気絶対湿度、処理熱量を独立変数とする重回帰により求めた。

外気温度、外気絶対湿度、処理熱量による供給風量の予測（重回帰）

$$V = \exp(g1 \times To + g2 \times \ln(xo) + g3 \times \ln(Lr) + g4)$$

g1= 0.059299252
 g2= 0.08192904
 g3= 1.257169562
 g4= 1.5862709
 r2= 0.447971132

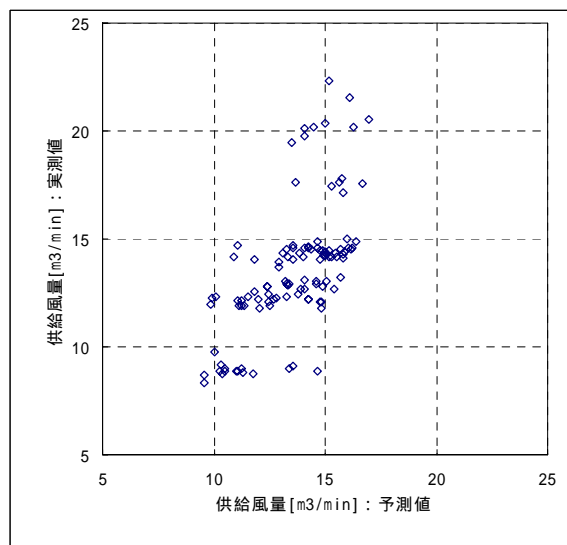


図 4.3.45 供給風量の予測（重回帰）

風量とファン動力の関係

$$c1 \times V^{c2} = Efan / Ecd$$

$$c1 = 0.003939264$$

$$c2 = 1.057697845$$

$$r2 = 0.41412415$$

Efan kW ファン動力

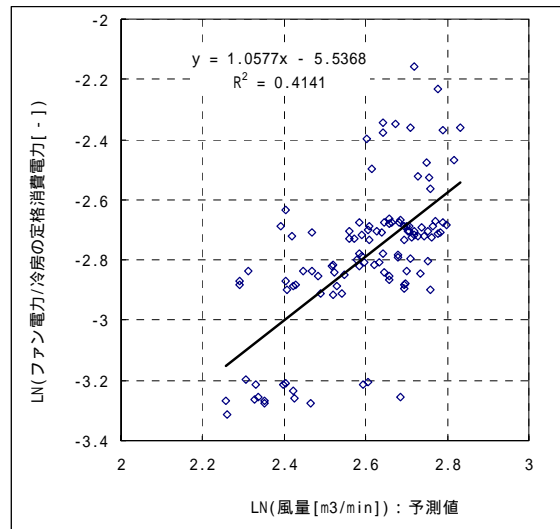


図 4.3.46 風量とファン動力の関係

まとめると

$$\begin{aligned}
 Er &= Eref / Ecd + Efan / Ecd \\
 &= a1 \times (To - Tref)^{a2} + c1 \times V^{c2} \\
 &= a1 \times \left(To - (d1 \times To + d2 \times \ln(xo) + d3 \times \ln(Lr) + d4) \right)^{a2} \\
 &\quad + c1 \times \left(\exp(g1 \times To + g2 \times \ln(xo) + g3 \times \ln(Lr) + g4) \right)^{c2}
 \end{aligned}
 \tag{4.3.110}$$

となる。

(5) 電気蓄熱暖房機

1) 計算式

電気蓄熱式暖房機器は、夜間時間帯に電力を通电して本体内部の蓄熱材（蓄熱レンガ）に熱エネルギーとして蓄え、暖房に利用するものである。放熱の方法により、自然放熱式（ファンレスタイプ）と強制放熱式（ファンタイプ）に分類される。

自然放熱式は、機器表面からの対流・放射と、上部グリルからの自然対流による温風吹出しによって放熱される。自然放熱式は厳密な室温制御を目標にしておらず、主要な居室の暖房機器として使われることは少ないため、計算の対象としない。

強制放熱式は、蓄えた熱をファンの運転によって前面下部のグリルから温風として吹き出すものが一般的であり、ファンのON/OFFにより室温を制御する。強制放熱式も、自然放熱式に比べれば少ないものの、表面からの対流・放射による自然放熱がある。したがって、暖房負荷にかかわらず、ある一定以上の放熱が常に生じ、それによって暖房負荷よりも多くの熱エネルギーが消費されることになる。この点を考慮し、エネルギー消費量は次式で計算する。

$$E = \frac{L}{R} \quad (4.3.111)$$

ここで、E：エネルギー消費量[kW]、L：暖房負荷[kW]、R：暖房効率

暖房効率は、暖房負荷を超える放熱（過放熱量）を損失とみなし、次式で定義している。

$$R = 1 - \frac{OH}{RC} \quad (4.3.112)$$

R : 効率[-]

OH : 過放熱量[kW]

RC : 放熱量[kW]

この暖房効率の値は、機器の蓄熱性能により以下のように定める。

表 4.3.22 蓄熱効率と暖房効率

| 機器の蓄熱効率 | 暖房効率 |
|---------------|------|
| 蓄熱効率 90%以上の機器 | 0.9 |
| 蓄熱効率 90%未満の機器 | 0.85 |

厳密には、機器性能のほか、建物の熱特性、日射などの取得熱の変動特性などにより変化するものである。また、ファンの消費電力はヒーターの消費電力より十分小さいため無視する。

2) 計算式の根拠

対象とする機器と機器の特性

電気蓄熱式暖房機器は、夜間時間帯に電力を通电して本体内部の蓄熱材（蓄熱レンガ）に熱エネルギーとして蓄え、暖房に利用するものである。放熱の方法により、自然放熱式（ファンレスタイプ）と強制放熱式（ファンタイプ）に分類される。

自然放熱式は、機器表面からの放射と、上部グリルからの自然対流による温風吹出しによって放熱される。強制放熱式は、蓄えた熱をファンの運転によって前面下部のグリルから温風として

吹き出すものが一般的である。強制放熱式も、自然放熱式に比べれば比率は少ないものの、表面からの放射による放熱は多い。

自然放熱式は厳密な室温制御を目標にしてはいないので、主要な居室以外の暖房機器として使われるケースが多い。したがって、居室の暖房器として強制放熱式（ファンタイプ）を対象とする。

電気蓄熱式暖房機器の放熱特性は、放熱器に使用されている断熱材の性能やダンパー部等の密閉性で異なる。その違いは、蓄熱効率（有効蓄熱率）で比較できる。蓄熱効率は次式で定義される。

$$RSE = \frac{SE}{EC \times EH} \quad (4.3.113)$$

RSE : 蓄熱効率（有効蓄熱率）[-]

SE : 有効蓄熱量[kW]

EC : 容量（投入熱量、通電熱量）[kWh] ex.) 3kW、5kW...

EH : 通電時間[h]

ここで、有効蓄熱量とは、夜間の通電時間帯で放熱器に蓄えられる量である。

図 4.3.47 に、残熱量（蓄熱量）に対する自然放熱量と強制放熱力の関係を示す。蓄熱効率の低いものは自然放熱量が多いことがわかる。

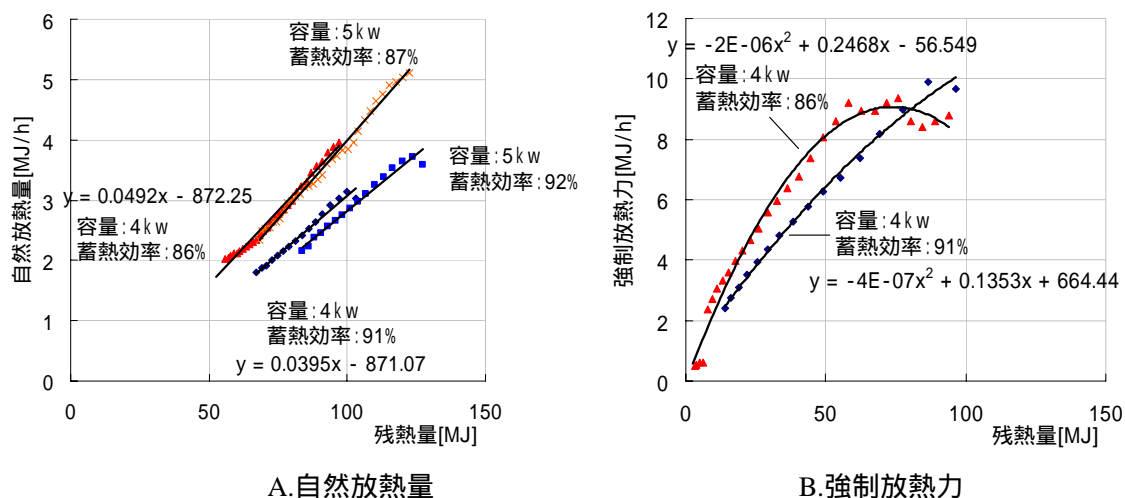


図 4.3.47 電気蓄熱暖房器の残熱量と放熱量の関係（メーカーの測定値）

電気蓄熱式暖房機器は、熱が蓄えられている限り放射熱（自然放熱）を完全に抑えることはできないため、暖房負荷が小さく放射熱（自然放熱）だけで所定の室温以上に達するような状況では、必要な暖房負荷以上に熱を供給することになる。特に自然放熱量が多い機器は、この日射熱取得があるなどの負荷の少ない時間において必要な負荷以上に供給される余剰放熱量（以下、過放熱量とする）は多くなる。過放熱量を機器の蓄熱損失と考えて、暖房効率を次式で定義する。

$$R = 1 - \frac{OH}{RC} \quad (4.3.114)$$

R : 効率[-]

OH : 過放熱量[kW]

RC : 放熱量[kW]

過放熱量は、居住者が暑いために窓開けをする等で外へ排出されることになるが、排出しすぎると暖房負荷が増加することもある。

過放熱量と暖房効率の推定

過放熱量を以下の手順により計算する。

1) 住宅の毎時負荷を計算する。

2) 日最大負荷から放熱器の容量を決定する。

3) 各月の負荷から各月ごとの蓄熱設定率を決定する。

4) 蓄熱量と負荷から放熱量と過放熱量、暖房効率を計算する。

ここで、過放熱量は、設定温度+2 までを許容温度として、+2 の負荷を超える熱量とする。

1) 住宅の毎時負荷計算

負荷計算ソフト：SMASH for Windows

計算モデル：集合住宅（図 4.3.48） 戸建住宅（図 4.3.49）

計算条件：表 4.3.23

負荷計算は、+2 の設定でも行う。



図 4.3.48 集合住宅計算モデル



図 4.3.49 戸建住宅計算モデル

表 4.3.23 負荷計算モデル

| モデル | | a. 集合住宅 | | b. 戸建住宅 | |
|---------|-------|------------------------------|---|------------------------------|-----------------------------|
| 断熱水準 | | a-1. 新省エネ | a-2. 次世代省エネ | b-1. 新省エネ | b-2. 次世代省エネ |
| 住戸モデル | 構造 | RC | | 木造 | |
| | 占有面積 | 72.23 m ² | | 130.01 m ² | |
| | 開口部面積 | 11.51 m ² | | 22.55 m ² | |
| | 住戸位置 | 最上階端部 | | - | |
| 断熱仕様 | 外壁 | K=0.436 W/(m ² K) | K=0.318 W/(m ² K) | K=0.434W/(m ² K) | K=0.336W/(m ² K) |
| | 屋根 | K=0.238 W/(m ² K) | K=0.175 W/(m ² K) | K=0.245 W/(m ² K) | K=0.167W/(m ² K) |
| | 基礎・床 | - | - | K=0.432 W/(m ² K) | K=0.308W/(m ² K) |
| | 開口部 | K=2.33 W/(m ² K) | 南面 K=2.33 W/(m ² K) その他の面 K=1.86W/(m ² K) | K=2.33 W/(m ² K) | K=2.33 W/(m ² K) |
| | 断熱工法 | 内断熱 | 外断熱 | 充填 | 充填 + 付加 |
| スケジュール等 | 発熱 | 学会標準問題 | | | |
| | 暖房 | 20 24 時間 | | | |
| | 換気回数 | 0.5 回/h | 0.5 回/h | 0.5 回/h | 0.5 回/h |
| | 気象条件 | 拡張アメダス気象データ旭川・札幌標準年 | | | |

ロ) 放熱器の容量と放熱器の設定

で計算した結果から、各室の日最大負荷を 8 時間通電でまかなえる容量を決定する。

$$EC > \frac{0.28 \times MDL}{EH} \quad (4.3.115)$$

MDL : 日最大負荷[MJ]

例えば、図 4 に示す 1 部屋の日最大負荷は 100.38MJ であるので、容量は 4kw と設定する。

$$0.28 \times 100.38 / 8 = 3.51 < 4[\text{kWh}]$$

放熱器は、図 4.3.47 で示したとおり放熱特性の異なる機種があるので、次の 2 種類に分類する。

- ・蓄熱効率（有効蓄熱率）90%以上
- ・蓄熱効率（有効蓄熱率）90%未満

ただし、2kw は 90%以上のデータがないので、最大の 89%のものを 90%以上の分類にして計算する。

ハ) 蓄熱設定率の設定

次に、蓄熱設定率を決定する。夜間から翌朝の通電時間で蓄熱する量（蓄熱設定量）は、居住者がダイヤルで設定できる。蓄熱設定率は、夜間最大蓄熱量または有効蓄熱量を最大値として、それに対する割合を意味する。

$$RFC = \frac{FC}{SE} \quad (4.3.116)$$

RFC : 蓄熱設定率[-]

FC : 蓄熱設定量（満蓄）[kW]

蓄熱設定率は居住者によるため、計算では、各月の負荷の 99%を供給できることを前提に、以下の 2 つの条件を設ける。

A : 各月の負荷に合わせて 0.05 刻みで調整

B：各月の負荷に合わせて0.25、0.5、0.75、1の4段階で調整

図 4.3.50 に、各月の蓄熱設定率の例を示す。

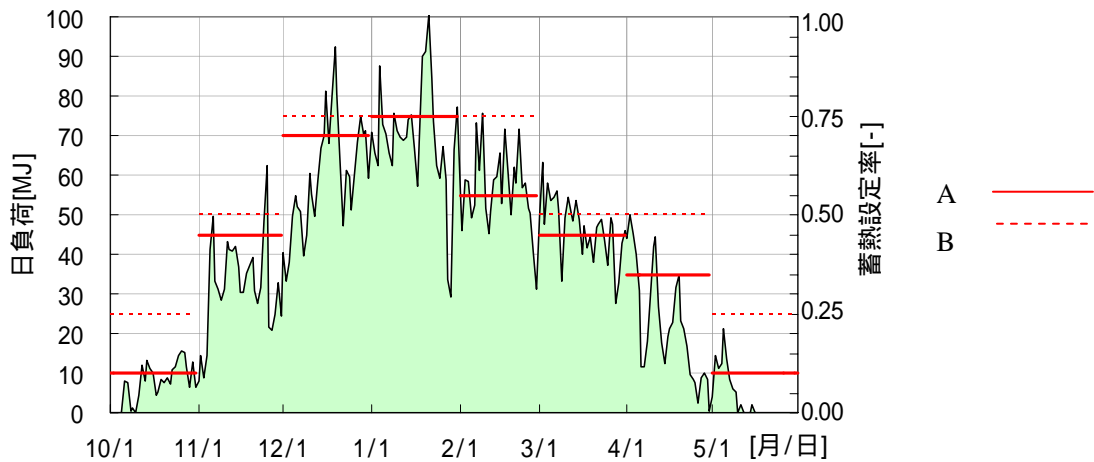


図 4.3.50 日負荷と蓄熱設定率

二) 過放熱量・暖房効率計算

まず、各放熱器の自然放熱量と強制放熱能力と残熱量（蓄熱量）の関係を、図 4.3.47 に示すように近似式で求める。

$$NR_t = a \times LC_t + b \quad (4.3.117)$$

$$FR_t = c \times LC_t^2 + d \times LC_t + e \quad (a \sim e \text{ は、近似式の係数}) \quad (4.3.118)$$

次に、ある時間 t の暖房器の放熱量は、

$$HL_t < NR_t \quad \text{のとき} \quad RC_t = NR_t$$

$$NR_t < HL_t < FR_t \quad \text{のとき} \quad RC_t = HL_t$$

$$HL_t < FR_t \quad \text{のとき} \quad RC_t = FR_t$$

となるので、ある時間 t の残熱量は、前時間 $t-1$ の残熱量と放熱量から以下で求められる。

23時から7時の間（夜間通電時間）

$$LC_t = LC_{t-1} + EC \times t - RC_{t-1} \quad (4.3.119a)$$

（ただし、 $LC_t < 0$ のとき $LC_t = 0$ 、 $LC_t > FC$ のとき $LC_t = FC$ ）

その他の時間（通電なし）

$$LC_t = LC_{t-1} - RC_{t-1} \quad (4.3.119b)$$

（ただし、 $LC_t < 0$ のとき $LC_t = 0$ ）

LC : 残熱量[kW]

NR : 自然放熱力（最小放熱力）[kW]

FR : 強制放熱力（最大放熱力）[kW]

RC : 放熱量[kW]

HL : 暖房負荷[kW]

$t, t-1$: ある時間 t 、 t の前ステップの時間

図 4.3.51 に、上記による暖房負荷、自然放熱力、強制放熱力、放熱量の計算結果の例を示す。このような各時間の放熱量と設定温度+2℃暖房負荷 $HL_t (at+2)$ の結果から、過放熱量 OH を

次式により求める。

$$OH_t = \text{MAX} (0, RC_t - HL_t (at+2)) \quad (4.3.120)$$

さらに、次式により効率 R を求める。

$$R = 1 - \frac{\sum_t OH_t}{\sum_t RC_t} \quad (4.3.121)$$

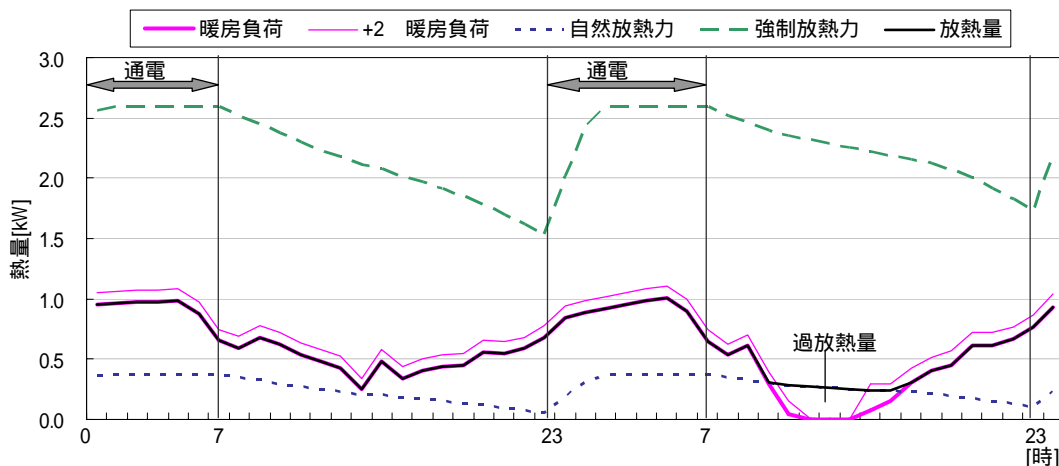


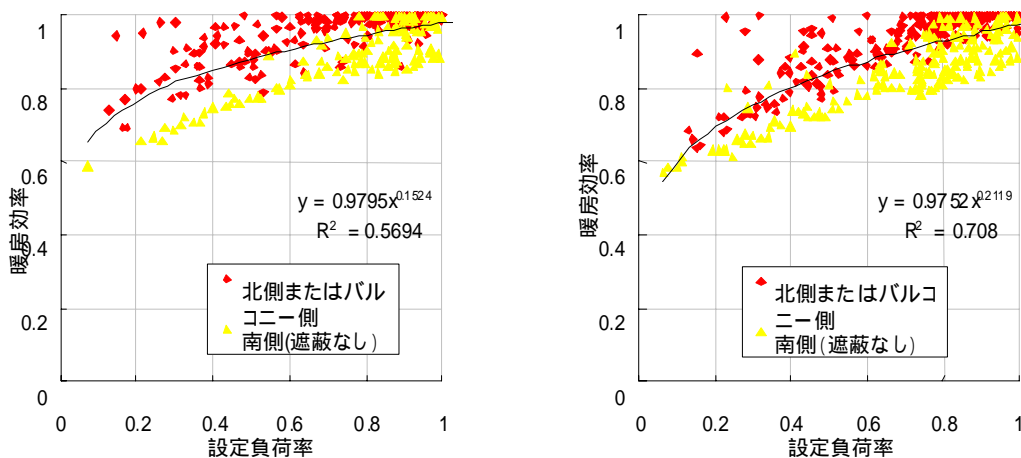
図 4.3.51 過放熱量

図 4.3.52 に、蓄熱効率の分類別に設定負荷率と暖房効率の関係を示す。

ここで、設定負荷率は、居住者の蓄熱設定量に対する翌日の負荷の割合のことである。

設定負荷率[-] = 日負荷[kW/day] / (有効蓄熱量[kW/day] × 蓄熱設定率[-])

図から、居住者が翌日の気候を予測して負荷に合った設定をする（設定負荷率が大さい）と暖房効率は良くなるが、蓄熱設定率を負荷に対して大きく設定しすぎる（設定負荷率が小さい）と暖房効率が悪くなることが分かる。また、日射取得の多い部屋でも、北側や日射の遮蔽がある場合に比べて、効率は 5%程度悪くなる。また、図の a と b を比較すると、蓄熱効率の低い熱器の方が、特に設定負荷率の小さいところで暖房効率が低いことがわかる。



a)蓄熱効率 90%以上

b)蓄熱効率 90%未満

図 4.3.52 設定負荷率に対する暖房効率

日射取得の多い部屋では日射取得の少ない部屋に比べて暖房負荷が小さくなるので、効率が5%程度低くなくても消費エネルギー量にするとその差は小さくなる。それよりも、居住者による設定負荷率と機器の蓄熱効率の方が効率に影響すると考えられる。

図 4.3.53 に、機器の蓄熱効率別に住宅平均の暖房効率を示す。これを見ると、蓄熱効率の高い機器を用いた住宅の方が、平均して暖房効率の高いことがわかる。また、蓄熱設定率を 0.05 刻みで比較的精度良くした方が、0.25 刻みで大雑把に設定するよりも、効率が高いことがわかる。蓄熱設定率は、居住者により設計者が意図したとおりに使用されるとは限らないので、設計段階で想定することは困難である。安全側（効率の悪い側）の 0.25 刻み設定として効率の平均値で見ると、有効蓄熱率 90% 以上で暖房効率は 0.9、それ以下では 0.85 である。

なお、蓄熱暖房器のファンの定格電力は 6～50W で、年間のファン稼働による消費電力は、年間の合計過放熱量の 0.1% にも満たず、効率には影響がないので、無視している。

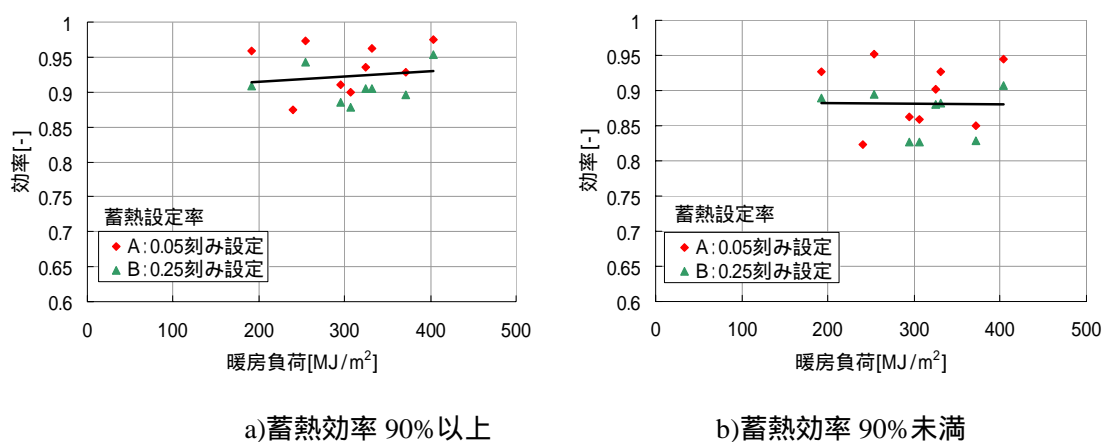


図 4.3.53 住宅の平均暖房効率

(6) 電気ヒーター式床暖房

1) 計算式

投入熱量の計算

暖房負荷 Lh から消費電力 Eh は次式により求める。

$$Eh = \frac{Lh \times R}{C_{pnl}} \quad (4.3.122)$$

ここで、

Eh : エネルギー消費量 [W]

Lh : 暖房負荷 (kJ/h)

R : 対流型暖房に対する放射型暖房のエネルギー消費率

C_{pnl} : パネル上面放熱量がパネル投入熱量に占める割合 (以下、上面放熱率)

である。

対流型暖房に対する放射型暖房のエネルギー消費率 R は 0.9 とする。 R の値の決定方法については温水暖房の床暖房の節を参照のこと。床暖房の上面放熱率は温水暖房の床暖房と同様の方法で求められる。パネルの単位面積あたりの最大放熱量を下表により与える。

表 4.3.24 単位面積あたりの最大放熱量

| 温水温度 | 床暖房の単位面積あたりの最大放熱量 (W/m ²) |
|-------------|---------------------------------------|
| 45 未満 | 81.0 |
| 45 以上 55 未満 | 121.5 |
| 55 以上 | 162.0 |

放熱器 i が設置された室の処理暖房負荷 Q_i は、放熱器 i が設置された部屋の暖房負荷 Lh_i が放熱器 i の最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ を超えない場合は暖房負荷 Lh_i に等しいとし、最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ を超える場合は、最大放熱量 $Q_{rd,i,max}$ に等しいとする。

$$Q_i = \begin{cases} Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \\ Lh_i & (Lh_i \leq Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \end{cases} \quad (4.3.123)$$

予熱運転における処理暖房負荷 Q'_i は、以下の式により計算される。

$$Q'_i = \begin{cases} Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \times 2) \\ Lh_i - Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} & (Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \times 2 \geq Lh_i > Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1}) \\ 0 & (Q_{rd,max,i} \Big|_{\theta_{w,spy}=\theta_1} \geq Lh_i) \end{cases} \quad (4.3.124)$$

放熱器 i の未処理負荷 $Hh_{rd,i}$ は、

$$Hh_{rd,i} = Lh_i - Q_i - Q'_i \quad (4.3.125)$$

となる。

2) 計算式の根拠

計算の根拠は温水暖房設備の床暖房の節を参照されたい。

4.4. 計算事例

(1) 基準一次エネルギー消費量

本基準が5年後に達成すべき目標である「基準一次エネルギー消費量」は、地域区分および暖冷房方式、換気方式別に、標準プランに基づき、現行の省エネルギー判断基準（平成11年基準）を満たす断熱性能を有し、標準仕様（平成20年時点における一般的な性能の設備）を設置した場合の一次エネルギー消費量に対し一次エネルギー消費量を10%削減する水準に定めている。本節では暖冷房設備に関して、地域区分ごとに暖冷房方式をどう設定したか、標準仕様の決め方、および一次エネルギー消費量の計算結果を示す。

1) 基準一次エネルギー消費量を決定する際に想定した暖冷房設備

目標値を決定する際に、地域別および暖房方式別に使用される暖房設備と冷房設備の想定を決めた。暖房設備においては、全館連続運転の場合、地域では温水暖房設備（石油熱源パネルラジエーター）、地域以南ではヒートポンプ式セントラル空調システムを想定した。全居室連続運転の場合、温水暖房設備（石油熱源パネルラジエーター）を想定した。部分間欠運転の場合、地域および地域ではFF式暖房設備、地域以南ではルームエアコンディショナーを想定した。冷房設備においては、全館連続運転の場合は、ヒートポンプ式セントラル空調システムを想定し、部分間欠運転の場合は、ルームエアコンディショナーを想定した。各暖冷房設備の詳細設定については次節を参照されたい。

表 4.4.1 地域別標準一次エネルギー消費量算定のための設備仕様

| 地域 | 基準における 暖冷房方式の区分 | 左欄：暖房または冷房の方式 / 右欄：設定した暖房または冷房 の設備 | | |
|--------------------------------------|---|---|------------------------|------------------------|
| | | 暖房 | 冷房 | |
| a b | すべての暖房方式 | 全館連続運転 | | |
| | | 石油熱源 温水パネルラジエーター | | |
| | ダクト式全館空気調和設備その他の住宅全体を連続的に暖房又は冷房する方式 | 全館連続運転 | 全館連続運転 | |
| | | ヒートポンプ式 セントラル空調システム | ヒートポンプ式 セントラル空調システム | |
| | 温水暖房、蓄熱暖房その他の全居室を連続的に暖房又は冷房する方式 | 全居室連続 | 部分間欠運転 | |
| | | 石油熱源 温水パネルラジエーター | 標準型 ルームエアコンディショナー | |
| | ルームエアコンディショナー以外の設備により主たる居室を間欠的に暖房又は冷房する方式 | 部分間欠運転 | 部分間欠運転 | |
| | | FF式暖房設備 | 標準型 ルームエアコンディショナー | |
| | ルームエアコンディショナーにより主たる居室を間欠的に暖房及び冷房する方式 | 部分間欠運転 | 部分間欠運転 | |
| | | 高効率型 ルームエアコンディショナー | 高効率型 ルームエアコンディショナー | |
| | a b | ダクト式全館空気調和設備その他の住宅全体を連続的に暖房又は冷房する方式 | 全館連続運転 | 全館連続運転 |
| | | | ヒートポンプ式 セントラル空調システム | ヒートポンプ式 セントラル空調システム |
| | | ルームエアコンディショナー以外の設備により主たる居室を間欠的に暖房又は冷房する方式 | 部分間欠運転 | 部分間欠運転 |
| | | | 標準型 ルームエアコンディショナー | 標準型 ルームエアコンディショナー |
| ルームエアコンディショナーにより主たる居室を間欠的に暖房及び冷房する方式 | | 部分間欠運転 | 部分間欠運転 | |
| | | 高効率型 ルームエアコンディショナー | 高効率型 ルームエアコンディショナー | |
| | ダクト式全館空気調和設備その他の住宅全体を連続的に暖房又は冷房する方式 | | 全館連続運転 | |
| | | | ヒートポンプ式 セントラル空調システム | |
| | ルームエアコンディショナー以外の設備により主たる居室を間欠的に暖房又は冷房する方式 | | 部分間欠運転 | |
| | | | 標準型 ルームエアコンディショナー | |
| | ルームエアコンディショナーにより主たる居室を間欠的に暖房及び冷房する方式 | | 部分間欠運転 | |
| | | | 高効率型 ルームエアコンディショナー | |

標準型ルームエアコンディショナー：機器効率は家電トップランナーの目標年度を迎えた基準値相当

高効率ルームエアコンディショナー：機器効率は、家電トップランナー2010年度基準相当

2) 暖冷房設備の仕様とその根拠

機器容量と効率の設定の基本的な考え方

1) 機器容量の選定

全館連続運転、全居室連続運転の場合は、H11年断熱基準の各地域の負荷計算結果より最大暖房負荷を満たす容量を選定した。部分間欠運転の場合は、一般にカタログ等に記載されている機器の選定方法に従った。その際、ルームエアコンディショナーやFF式暖房設備など機器の容量を豊数で選定する機器については表 4.4.2 に示す値を用いた。

表 4.4.2 各室の面積と選定畳数

| | | | | | |
|---------------|-------|------|-------|-------|-------|
| | 居間 | 台所 | 寝室 | 子供室 | 子供室 |
| 面積 (㎡) | 21.57 | 8.28 | 13.25 | 10.77 | 10.77 |
| 畳数 (1.66 ㎡/畳) | 13.0 | 5.0 | 8.0 | 6.5 | 6.5 |
| 選定畳数 | 18 | | 8 | 8 | 8 |

ロ) 機器効率

家電トップランナー対象機器である石油熱源機、FF式暖房機については、目標年度を迎えた機器効率の基準値のうち、直近の値を参考とする。ルームエアコンディショナーについては、設置する場合の仕様は、家電トップランナー基準における2010年度目標基準値を参考とし、ルームエアコンディショナー以外の機器を設置する場合及び暖冷房設備を設置しない場合の仕様は、目標年度を迎えた機器効率の基準値のうち、直近の値を参考とした。(例えば、4kW以下の場合は、2010年度の目標基準値ではなく、2004冷凍年度における目標基準値を参考とした)。ヒートポンプ式セントラル空調システムについては、最新の情報(統計、メーカーへのヒアリング、カタログ値等)より、容量ごとの効率平均値を用いた。

ルームエアコンディショナー

イ) 機器容量を選定する際に用いた室の面積と選定畳数

表 4.4.2 に機器容量を選定する際に用いた室の面積と選定畳数を示す。なお、居間と台所は1台のルームエアコンディショナーで暖冷房すると想定した。通常カタログに記載されるエアコンの選定に関する目安²²⁾(表 4.4.3)と選定畳数からエアコンの冷房能力を決定した。

表 4.4.3 エアコンの選定に関する目安²³⁾

| | | | | | | | | |
|--------------|------|-----|-----|------|------|-----|-----|-----|
| 冷房能力ランク (kW) | ~2.2 | 2.5 | 2.8 | ~3.6 | ~4.5 | 5.0 | 5.6 | 6.3 |
| 畳数 (畳) | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 |

ロ) 標準型と高効率型

ルームエアコンディショナーに関しては、2010年に機器のトップランナー基準の目標年度を迎えることから、高効率機器が導入されるということが確実である。ここでは、ルームエアコンディショナーに標準型と高効率型の2機種を想定し、主たる部屋にルームエアコンディショナーを設置した場合の目標値を決定する際に高効率型の設定値を使用し、主たる部屋にルームエアコンディショナーを設置しない場合の目標値(FF式暖房設備や温水暖房等を設置する場合の目標値)を設定する際に標準型の設定値を使用して計算した。

ハ) 標準型の設定値

機器効率は目標年度を迎えた基準値のうち直近の値を使用した。つまり、2004年から2006年に販売された機種より、4kW以下の機種については2004冷凍年度、4kW以上の機種については2007冷凍年度における省エネ基準達成率100%相当の機種を抽出し、各容量における平均値を採用した(2.5kW機種(n=65)、5.6kW機種(n=3))。暖房定格能力については、2004年~2006年に販売された選定対象機種より、平均値を採用した。最大出力については、2004年~2006年に

販売された選定対象機種より、最大出力の平均値と定格出力の平均値より比を求め、定格能力に乘じることによって求める。表 4.4.4 に設定した値を示す。

表 4.4.4 設定した機器能力と効率

| 設置場所名称 (選定畳数) | 暖房 COP | 暖房定格能力 (W) | 暖房最大容量 (W) | 冷房 COP | 冷房定格能力 (W) | 冷房最大容量 (W) |
|------------------|-----------|---------------|---------------|-----------|---------------|---------------|
| LD+台所(18畳用) | 3.48 | 6,700 | 9,200 | 2.91 | 5,600 | 5,800 |
| 寝室(8畳用) | 5.47 | 3,000 | 4,540 | 5.09 | 2,500 | 3,050 |
| 子供室1(8畳用) | 5.47 | 3,000 | 4,540 | 5.09 | 2,500 | 3,050 |
| 子供室2(8畳用) | 5.47 | 3,000 | 4,540 | 5.09 | 2,500 | 3,050 |

二) 高効率型の設定値

高効率型のルームエアコンディショナーは 2010 年度トップランナー基準を満たす機種を想定した。標準型と同様に選定畳数からエアコンの機種(能力)を定めた。設定した値を表 4.4.5 に示す。COP は 2010 年度省エネ基準達成率 100%相当の機種を想定し、2.5kW 機種については「寸法規定」の目標値を参考とした。ただし、目標基準は年間エネルギー消費効率(APF)で表示されているため、以降に示すような別途推計を行い設定した。暖房定格能力は 2008 年カタログデータを参考に 5.6kW 機種(n=10)、2.5kW 機種(n=15)の平均値とした。最大出力も同様に、2008 年カタログデータより、最大出力の平均値と定格出力の平均値より比を求め、定格能力に乘じることによって求めた。

表 4.4.5 設定した機器能力と効率

| 設置場所名称 | 暖房 COP | 暖房定格能力 (W) | 暖房最大容量 (W) | 冷房 COP | 冷房定格能力 (W) | 冷房最大容量 (W) |
|-------------|-----------|---------------|---------------|-----------|---------------|---------------|
| LD+台所(18畳用) | 4.62 | 6,900 | 9,330 | 3.77 | 5,600 | 5,820 |
| 寝室(8畳用) | 5.93 | 2,800 | 5,490 | 5.48 | 2,500 | 3,390 |
| 子供室1(8畳用) | 5.93 | 2,800 | 5,490 | 5.48 | 2,500 | 3,390 |
| 子供室2(8畳用) | 5.93 | 2,800 | 5,490 | 5.48 | 2,500 | 3,390 |

2010 年トップランナー基準の目標値は APF 表示である。本基準ではルームエアコンディショナーのエネルギー消費量を算出する際に COP を用いて計算するため、APF から COP への読替を行った。APF は部分負荷効率も考慮した指標であるため、APF と COP は 1 対 1 の関係にはなく、特に定格能力に対する最大能力の比率によってその関係が変わる。ここでは、直近のルームエアコンディショナーのカタログ(表 4.4.6)から暖房定格能力に対する暖房最大容量の比、冷房定格能力に対する冷房最大容量の比、暖房 COP と冷房 COP の比等を仮定し、冷房 COP を 3.00 から 6.00 まで 1 刻みで設定し、それぞれに対応する APF を求めた。設定した COP と求めた APF とを線形で近似し、2010 年度トップランナー基準の目標値相当に対応する冷房 COP を定めた。推計結果を表 4.4.7 に示す。

表 4.4.6 2008 年カタログデータ

| | APF | 暖房 定格能力 (kW) | 暖房 最大能力 (kW) | 暖房 COP | 冷房 定格能力 (kW) | 冷房 最大能力 (kW) | 冷房 COP | 備考 |
|-------------------|------|--------------------|--------------------|-----------|--------------------|--------------------|-----------|---|
| 5.6kW (n = 10) | 4.38 | 6.90 | 9.33 | 3.87 | 5.60 | 5.82 | 3.16 | 4kW以上の機種は2008年度に目標値が策定されたため、市場にはまだ目標基準値相当の製品はない |
| 2.5kW (n = 15) | 5.80 | 2.80 | 5.49 | 5.75 | 2.50 | 3.39 | 5.32 | 既に「寸法規定」の目標基準に達している機種の平均 |

表 4.4.7 推計結果

| 容量 | | 推計値 | | | | 2010 年度 目標値 相当 |
|-------|--------|------|--------|--------|--------|----------------------|
| | | APF | 冷房 COP | 暖房 COP | 冷房 COP | |
| 5.6kW | APF | 3.98 | 5.30 | 6.62 | 7.95 | 5.00 |
| | 冷房 COP | 3.00 | 4.00 | 5.00 | 6.00 | 3.77 |
| 2.5kW | APF | 3.18 | 4.24 | 5.29 | 6.34 | 5.80 |
| | 冷房 COP | 3.00 | 4.00 | 5.00 | 6.00 | 5.48 |

石油熱源パネルラジエーター

1) 石油熱源機

石油熱源機の設定値を下表に示す。熱源機効率は2006年度石油熱源機(瞬間型開放式)省エネ基準達成率100%相当の機種(「省エネ性能カタログ」²⁴⁾)を選定した。暖房最大出力は暖房用瞬間型開放型給湯器における省エネ基準達成率100%相当の製品のうち、地域ごとの暖房負荷を賄う出力を参考にした(「省エネ性能カタログ」²⁴⁾)。定格ポンプ消費電力およびファン消費電力費は建築研究所における実験から設定した。送水温度は60一定とした。

表 4.4.8 石油熱源機の設定値

| 地域の区分 | 定格効率(%) | 定格能力(W) |
|-------|---------|---------|
| a、 b | 85.3 | 14,000 |
| 、 | 85.3 | 8,700 |

2) パネルラジエーター

| 地域の 区分 | 容量(W) t=60° | | | | | | | | | |
|-----------|-------------|------|------|-------------------|----------|----------|------------|------|-----------|-----------|
| | 和室 | 居間 | 台所 | 寝室+ クロー ゼット | 子供室 1 | 子供室 2 | 浴室+ 洗面所 | ホール | 一階 手洗い | 二階 手洗い |
| a | 0.89 | 2.68 | 0.89 | 1.34 | 0.89 | 0.89 | 0.54 | 0.26 | 2.38 | 0.26 |
| b | 0.89 | 2.68 | 0.89 | 1.19 | 0.89 | 0.89 | 0.54 | 0.26 | 2.08 | 0.26 |
| | 1.19 | 2.68 | 0.89 | 1.19 | 0.89 | 0.89 | | | | |
| | 1.19 | 2.68 | 0.89 | 1.19 | 0.89 | 0.89 | | | | |

ハ) 配管

| | 配管長さ [m] | | | | | | | | | |
|-----------|------------|------|------|-------------------|------|------|------------|-----|-----------|-----------|
| | 和室 | 居間 | 台所 | 寝室+ クロー ゼット | 子供室 | 子供室 | 浴室+ 洗面所 | ホール | 一階 手洗い | 二階 手洗い |
| A | 16.4 | 16.4 | 13.2 | 0 | 0 | 0 | 3.6 | 6.4 | 14.6 | 0 |
| B | 0 | 0 | 0 | 22.9 | 19.2 | 25.1 | 0 | 0 | 17.7 | 20.5 |
| 配管の 種類 | 断熱配管 | | | | | | | | | |

(A) 床下等の断熱区画外における配管の長さ

(B) 階間等の断熱区画内における配管の長さ

FF 式暖房設備

熱源機効率は、2006 年度ストーブ省エネ基準達成率 100%相当の機種を選定した(「省エネ性能カタログ」²⁴⁾)。最大および最小能力、定格消費電力については、18 畳用 (n=18) と 8 畳用 (n=5) それぞれについて「省エネ性能カタログ」²⁴⁾を参考に、平均値を採用した。

| 設置場所名称 | 最大能力 | 最低連続 燃焼能力 (W) | 定格効率 (%) | 定格消費電力 (W) |
|---------------|-------|---------------------|-------------|---------------|
| LD+台所 (18 畳用) | 7,000 | 1,700 | 86 | 41 |
| 寝室 (8 畳用) | 3,000 | 1,600 | 86 | 29 |
| 子供室 1 (8 畳用) | 3,000 | 1,600 | 86 | 29 |
| 子供室 2 (8 畳用) | 3,000 | 1,600 | 86 | 29 |

ヒートポンプ式セントラル空調システム

暖冷房定格消費電力は、2008 年 7 月時点カタログデータより、暖房能力 8kW 機種 (n=19) の平均値を採用した。

| 暖房定格能力 (W) | 暖房定格消費電力(W) | 冷房定格能力 (W) | 冷房定格消費電力(W) |
|------------|-------------|------------|-------------|
| 8,000 | 2,540 | 7,100 | 2,360 |

3) 計算結果

図 4.4.1 及び図 4.4.2 に 2) の仕様に基づき計算した地域別標準一次エネルギー消費量の計算結果を示す。

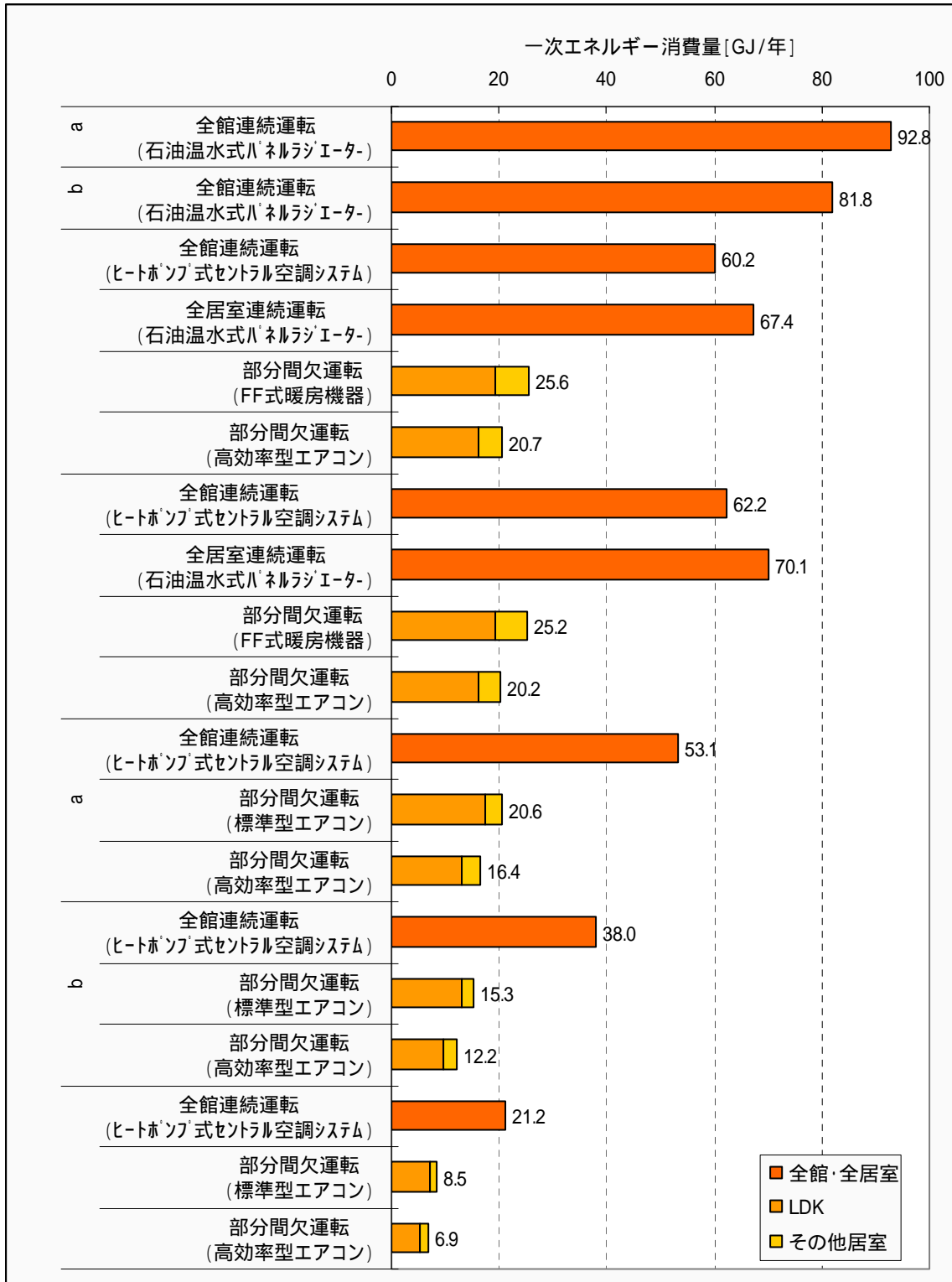


図 4.4.1 暖房標準一次エネルギー消費量計算結果

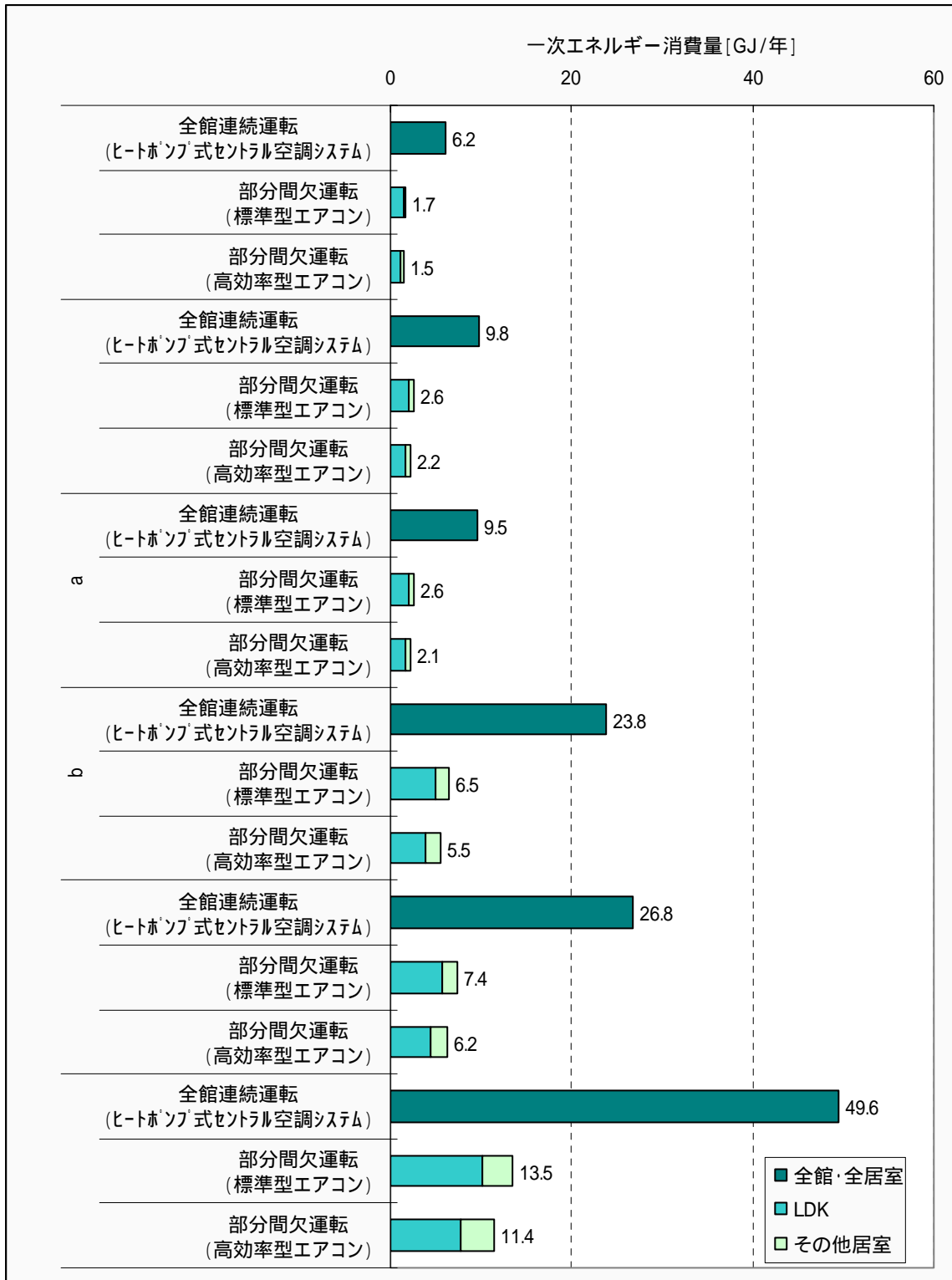


図 4.4.2 冷房標準一次エネルギー消費量計算結果

(2) その他の暖冷房設備および仕様の計算例

基準一次エネルギー消費量の計算に用いた暖冷房設備以外の評価対象設備について、試算例を示す。

1) 設定した機器仕様

以下に、温水暖房、電気ヒーター式床暖房、電気蓄熱暖房機の機器仕様を示す。機器の容量は、各室の面積及び負荷計算結果に応じ、カタログ等で示されている選定方法に従った。

温水暖房

1) 熱源機

表 4.4.9 設定した熱源器の仕様

| | 地域の区分 | 暖房方式 | 定格効率 [%] | 定格能力 [W] | 定格消費電力 [W] |
|--------------------|-------|-------|---------------|---------------|-----------------|
| 石油瞬間式従来型給湯器 | a、 b | 全館連続 | 85.3 | 14,000 | |
| | 、 | 全居室連続 | 85.3 | 8,700 | |
| 電気温水器 (ヒートポンプ式) | a、 b | 全館連続 | | 11,500 | 2,950 |
| | 、 | 全居室連続 | | 11,500 | 2,950 |
| | ~ | 部分間欠 | | 6,000 | 1,500 |
| ガス瞬間式従来型給湯器 | a、 b | 全館連続 | 83 | 17,400 | |
| | 、 | 全居室連続 | 83 | 10,800 | |
| | ~ | 部分間欠 | 83 | 10,800 | |
| ガス潜熱回収型給湯器 | a、 b | 全館連続 | 87 | 17,400 | |
| | 、 | 全居室連続 | 87 | 10,800 | |
| | ~ | 部分間欠 | 87 | 10,800 | |

2) 二次側放熱器

表 4.4.10 パネルラジエーターの設定した仕様

| 地域の区分 | 容量 [W] t=60° | | | | | | | | | |
|-------|----------------|------|------|---------------|----------|----------|------------|------|-----------|-----------|
| | 和室 | 居間 | 台所 | 寝室+ クローゼット | 子供室 1 | 子供室 2 | 浴室+ 洗面所 | ホール | 一階 手洗い | 二階 手洗い |
| a、 b | 0.89 | 2.68 | 0.89 | 1.34 | 0.89 | 0.89 | 0.54 | 0.26 | 2.38 | 0.26 |
| 、 | 1.19 | 2.68 | 0.89 | 1.19 | 0.89 | 0.89 | | | | |

表 4.4.11 ファンコンベクタの設定した仕様

| 地域の区分 | 設置場所名称 | 最小暖房能力 [W] | 最大暖房能力 [W] | 最小消費電力 [W] | 最大消費電力 [W] |
|-------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 、 | 和室 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 居間 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 台所 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 寝室 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 子供室 1 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 子供室 2 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| 、 | LD+台所 | 3,000 | 6,000 | 8 | 38 |
| | 寝室 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 子供室 1 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |
| | 子供室 2 | 2,000 | 4,000 | 8 | 25 |

表 4.4.12 床暖房の設定した仕様

| 設置場所名称 | 敷設率 [%] | 上面放熱率 | 床暖房面積 [m ²] |
|--------|---------|-------|-------------------------|
| LD | 75 | 0.9 | 16.2 |
| 台所 | 75 | 0.9 | 6.2 |

ハ) 配管

表 4.4.13 設定した配管の仕様

| | 配管長さ [m] | | | | | | | | | |
|-----------|------------|------|------|-------------------|------|------|------------|-----|-----------|-----------|
| | 和室 | 居間 | 台所 | 寝室+ クロー ゼット | 子供室 | 子供室 | 浴室+ 洗面所 | ホール | 一階 手洗い | 二階 手洗い |
| A | 16.4 | 16.4 | 13.2 | 0 | 0 | 0 | 3.6 | 6.4 | 14.6 | 0 |
| B | 0 | 0 | 0 | 22.9 | 19.2 | 25.1 | 0 | 0 | 17.7 | 20.5 |
| 配管の 種類 | 断熱配管 | | | | | | | | | |

(A) 床下等の断熱区画外における配管の長さ

(B) 階間等の断熱区画内における配管の長さ

電気ヒーター式床暖房

表 4.4.14 電気ヒーター式床暖房の仕様

| 設置場所名称 | 敷設率 [%] | 上面放熱率 | 床暖房面積 [m ²] |
|--------|---------|-------|-------------------------|
| LD | 75 | 0.9 | 16.2 |
| 台所 | 75 | 0.9 | 6.2 |

電気蓄熱暖房機

表 4.4.15 電気蓄熱暖房機の仕様

| 有効蓄熱率 [%] | 定格能力 [W] |
|-----------|------------|
| 90 | 10,000 |
| 85 | 10,000 |

2) 計算結果

図 4.4.3 ~ 図 4.4.23 に、1) の仕様設定における断熱性能別地域別の暖冷房一次エネルギー消費量の計算結果を、暖房は熱交換型換気システムの有無別（熱交換あり、熱交換なし）、冷房は通風措置の有無別（通風あり、通風なし）に示す。

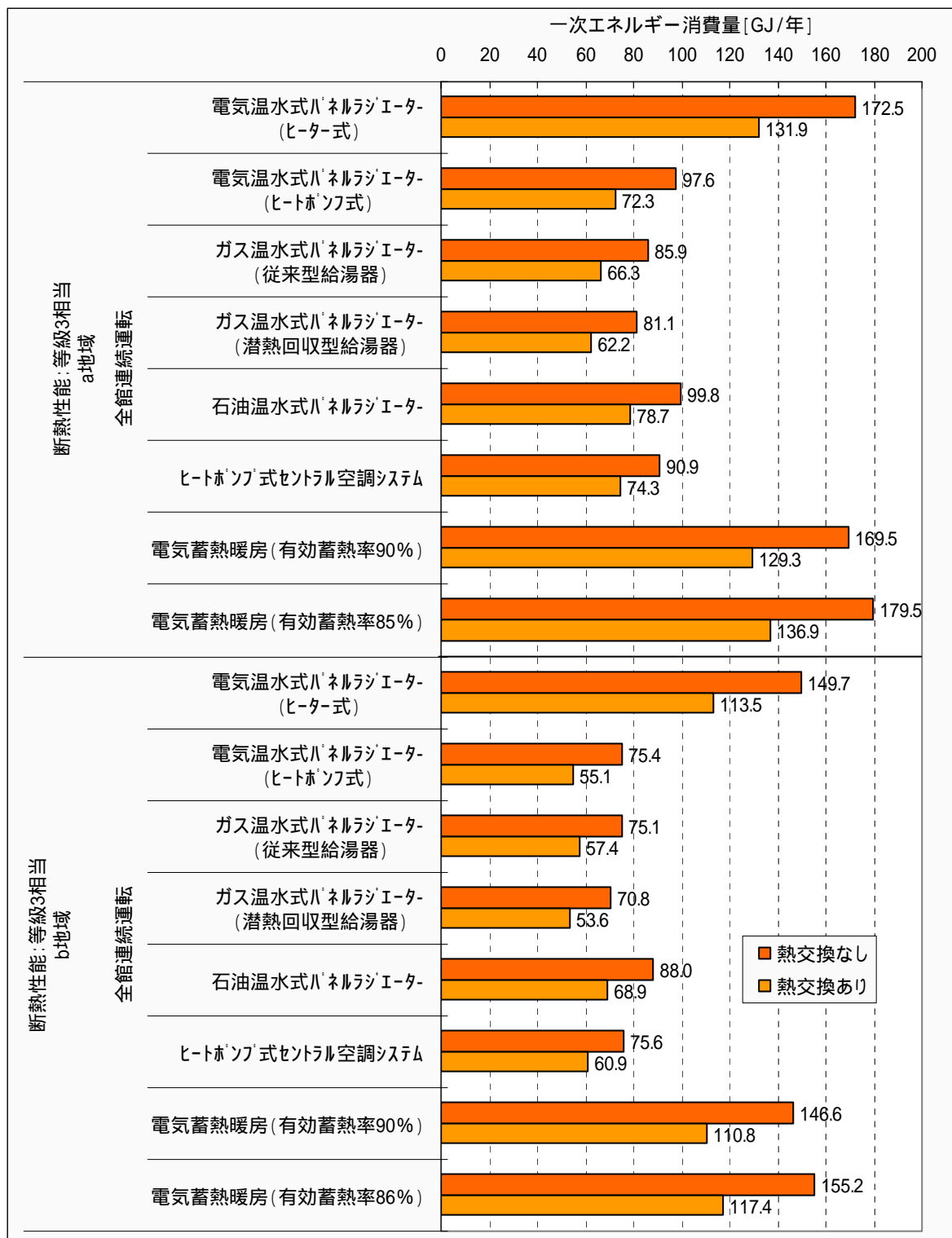


図 4.4.3 暖房設備別エネルギー消費量（等級3相当 a地域・b地域）

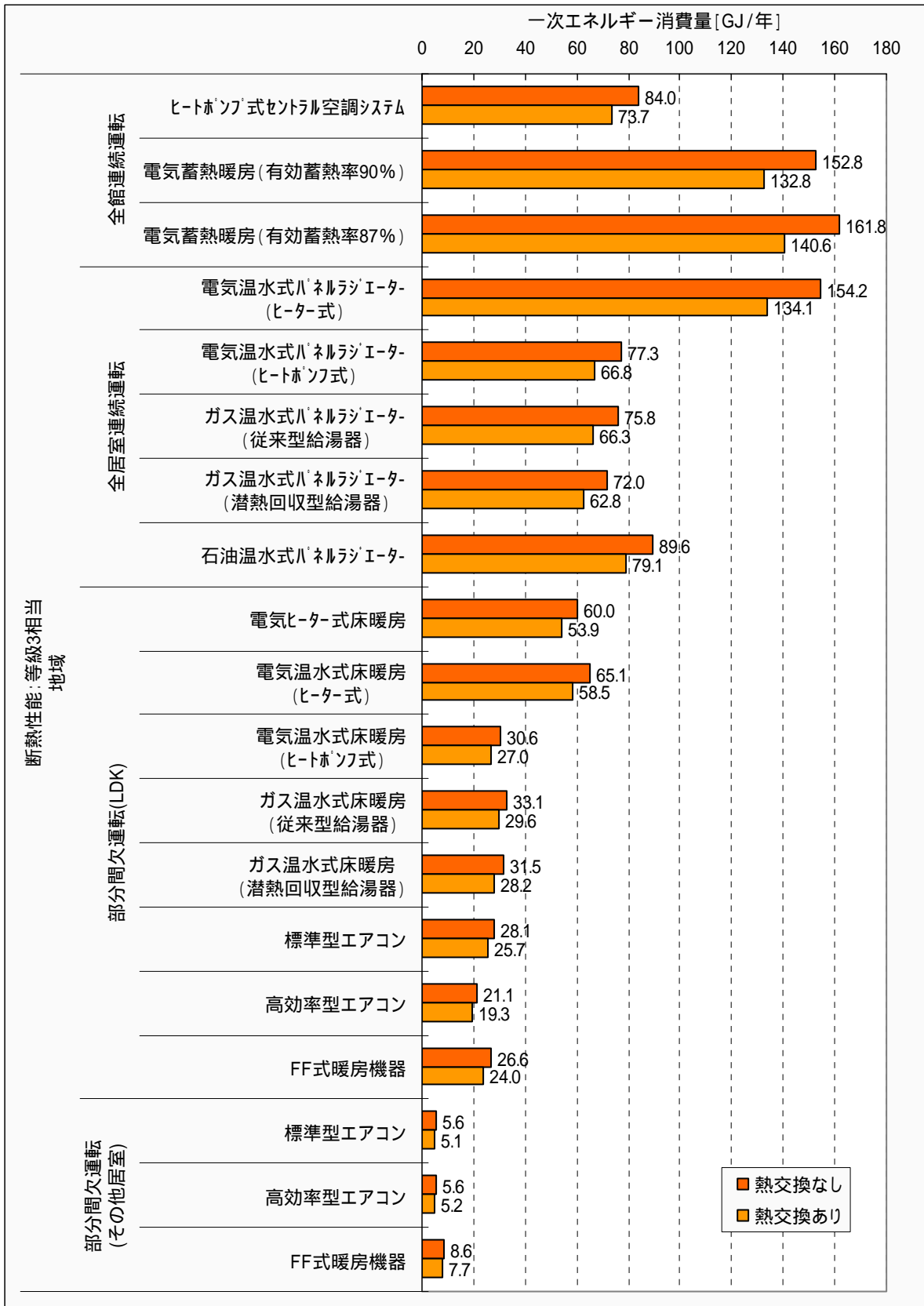


図 4.4.4 暖房設備別エネルギー消費量(等級3相当 地域)

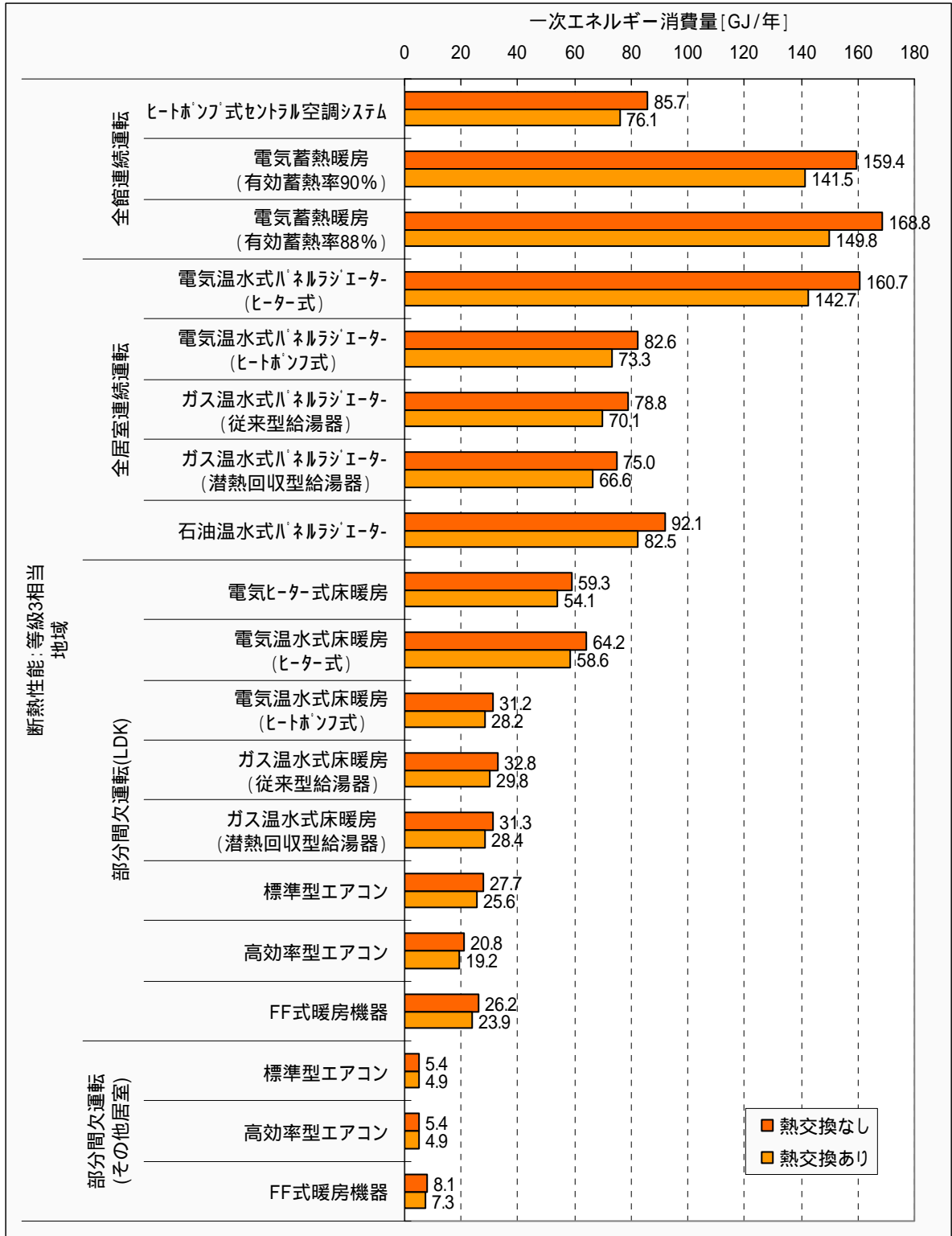


図 4.4.5 暖房設備別エネルギー消費量 (等級3相当 地域)

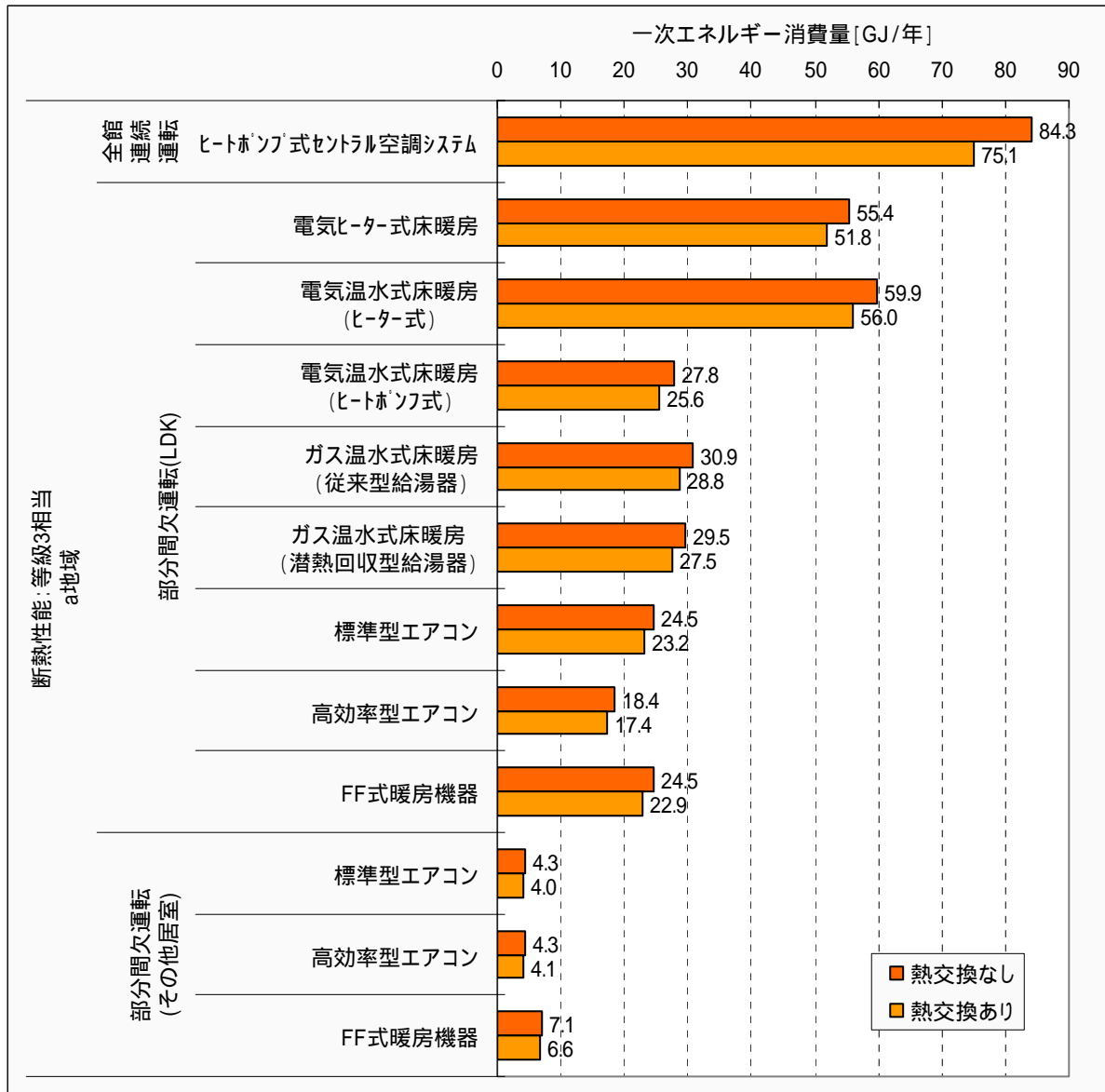


図 4.4.6 暖房設備別エネルギー消費量 (等級3相当 a地域)

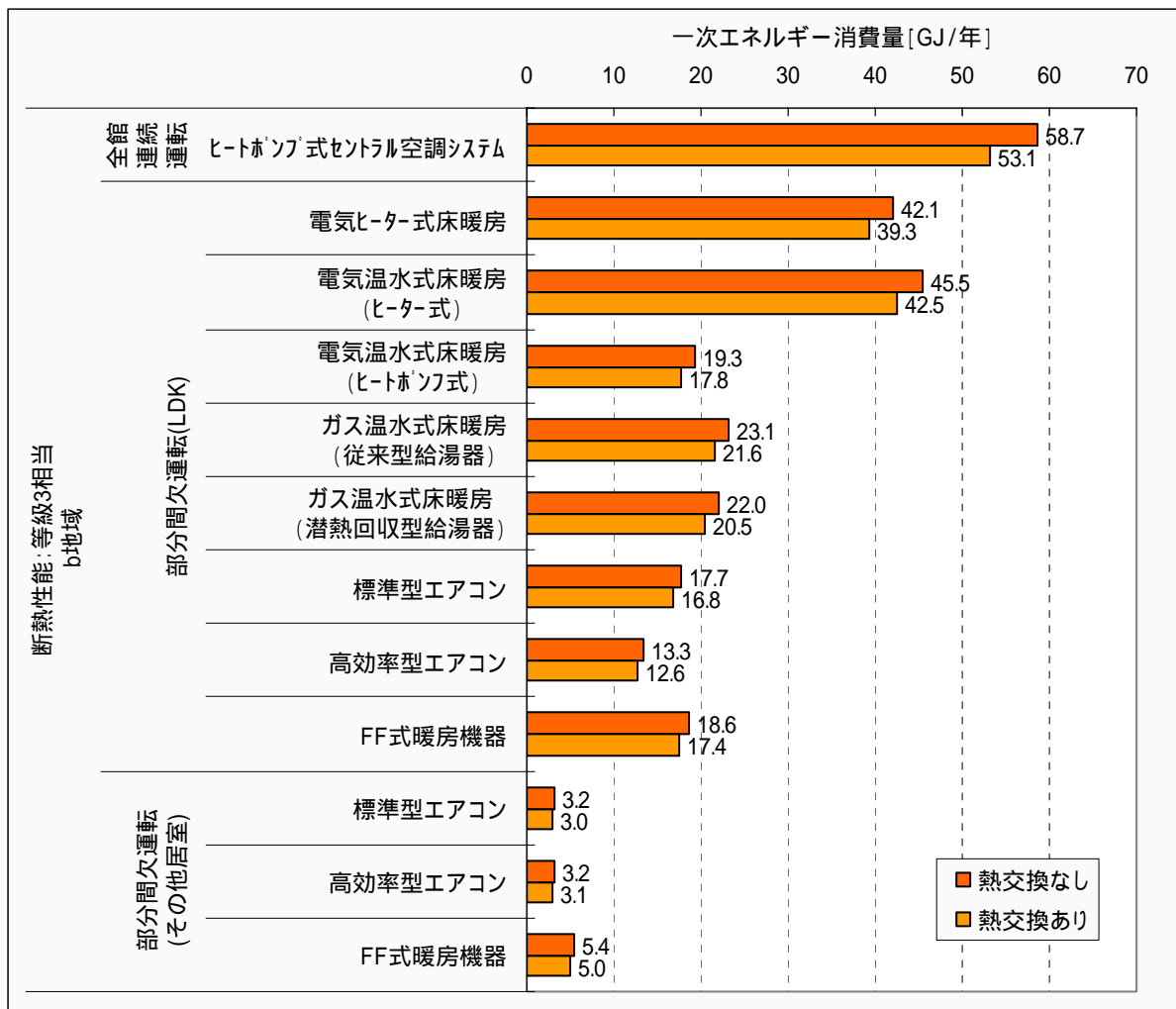


図 4.4.7 暖房設備別エネルギー消費量 (等級3相当 b地域)

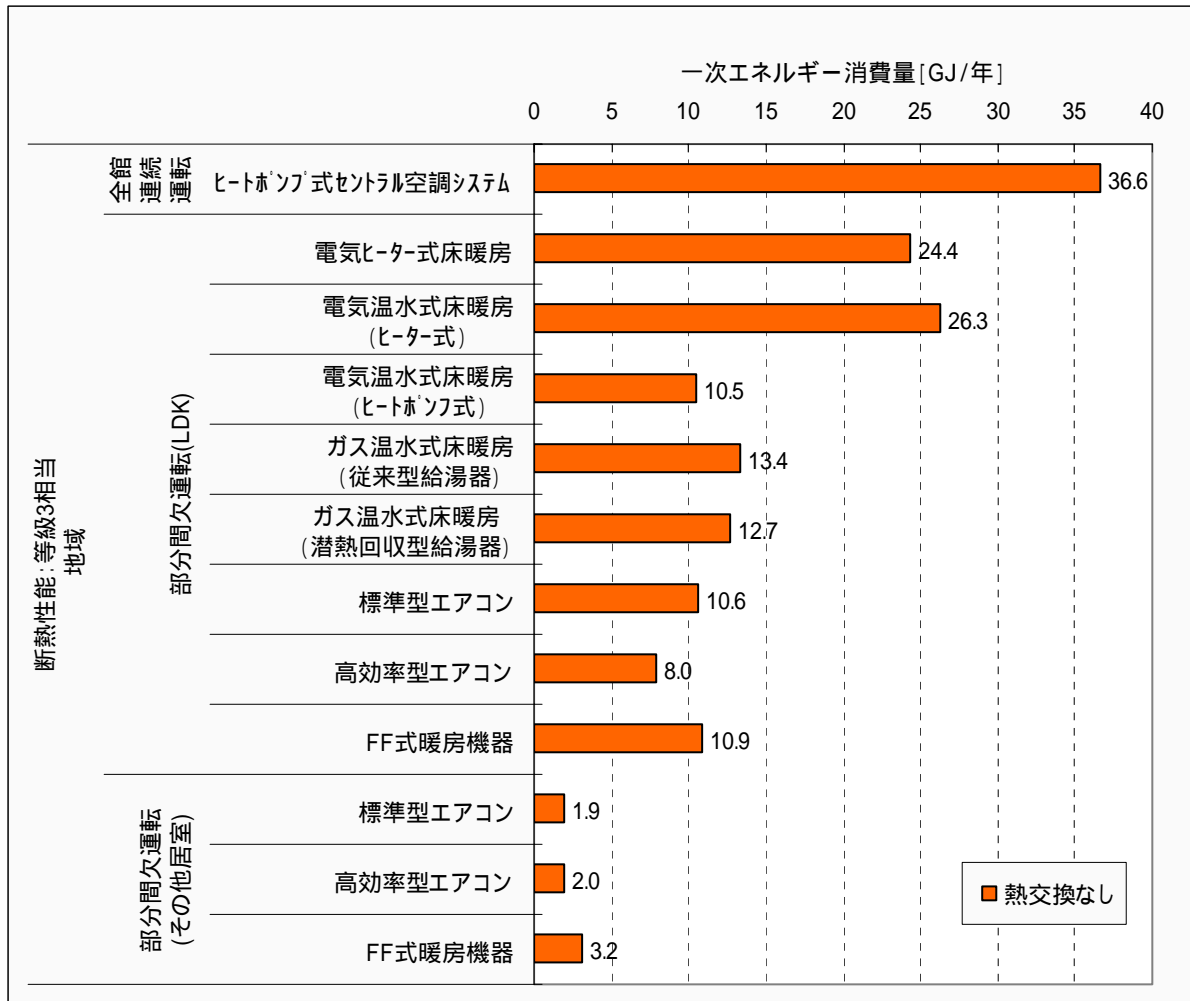


図 4.4.8 暖房設備別エネルギー消費量 (等級3相当 地域)

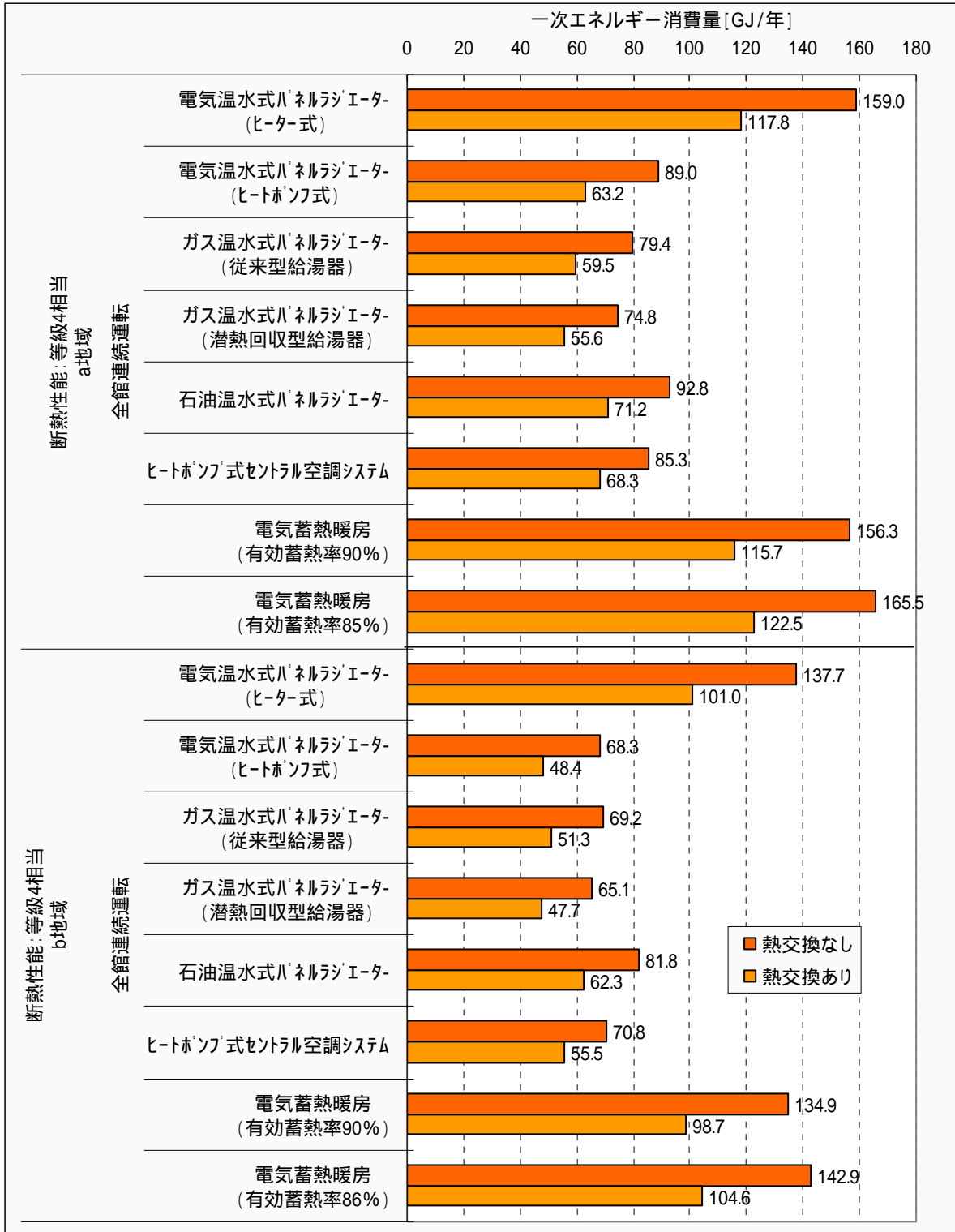


図 4.4.9 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4相当 a地域・ b地域)

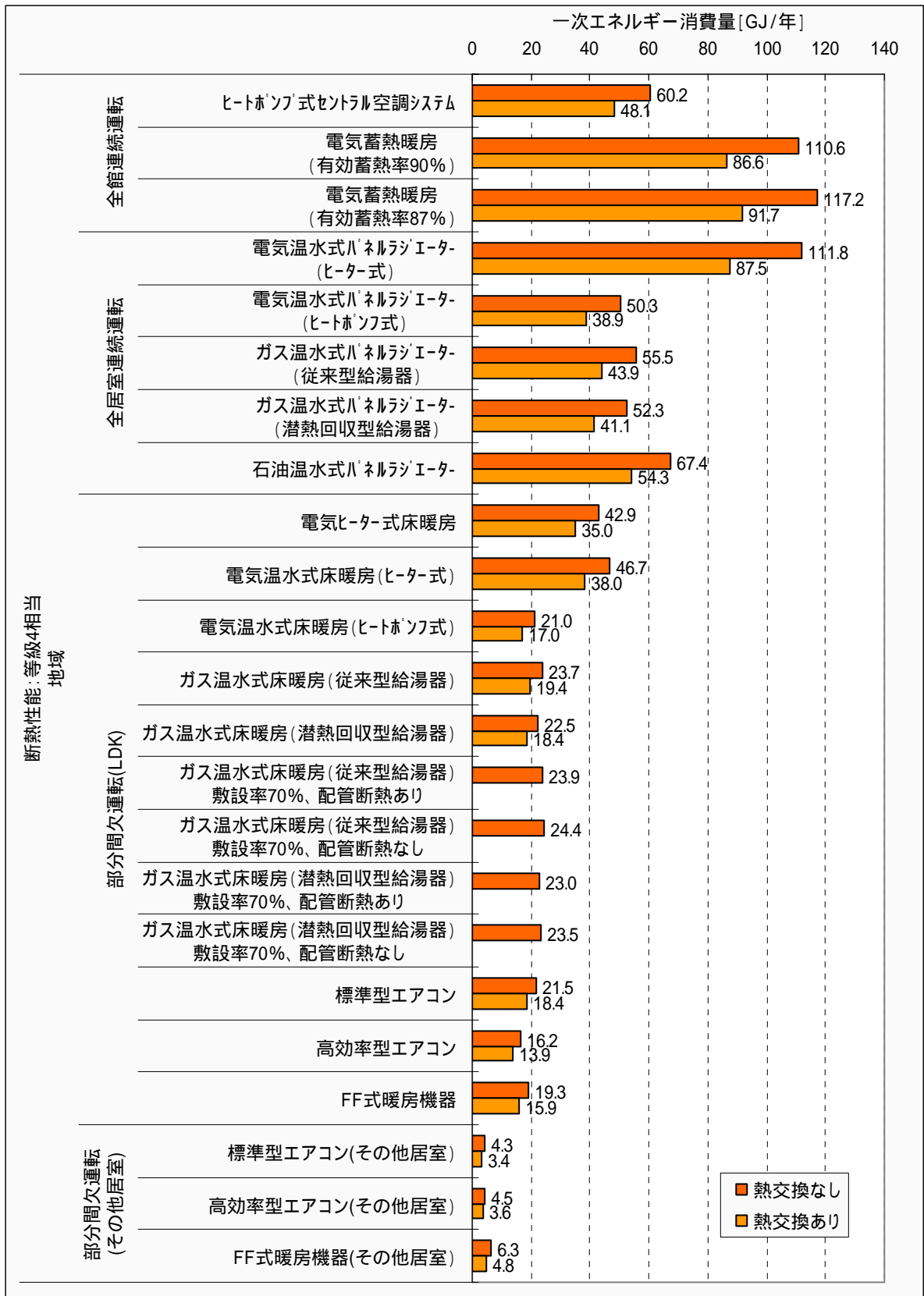


図 4.4.10 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4相当 地域)

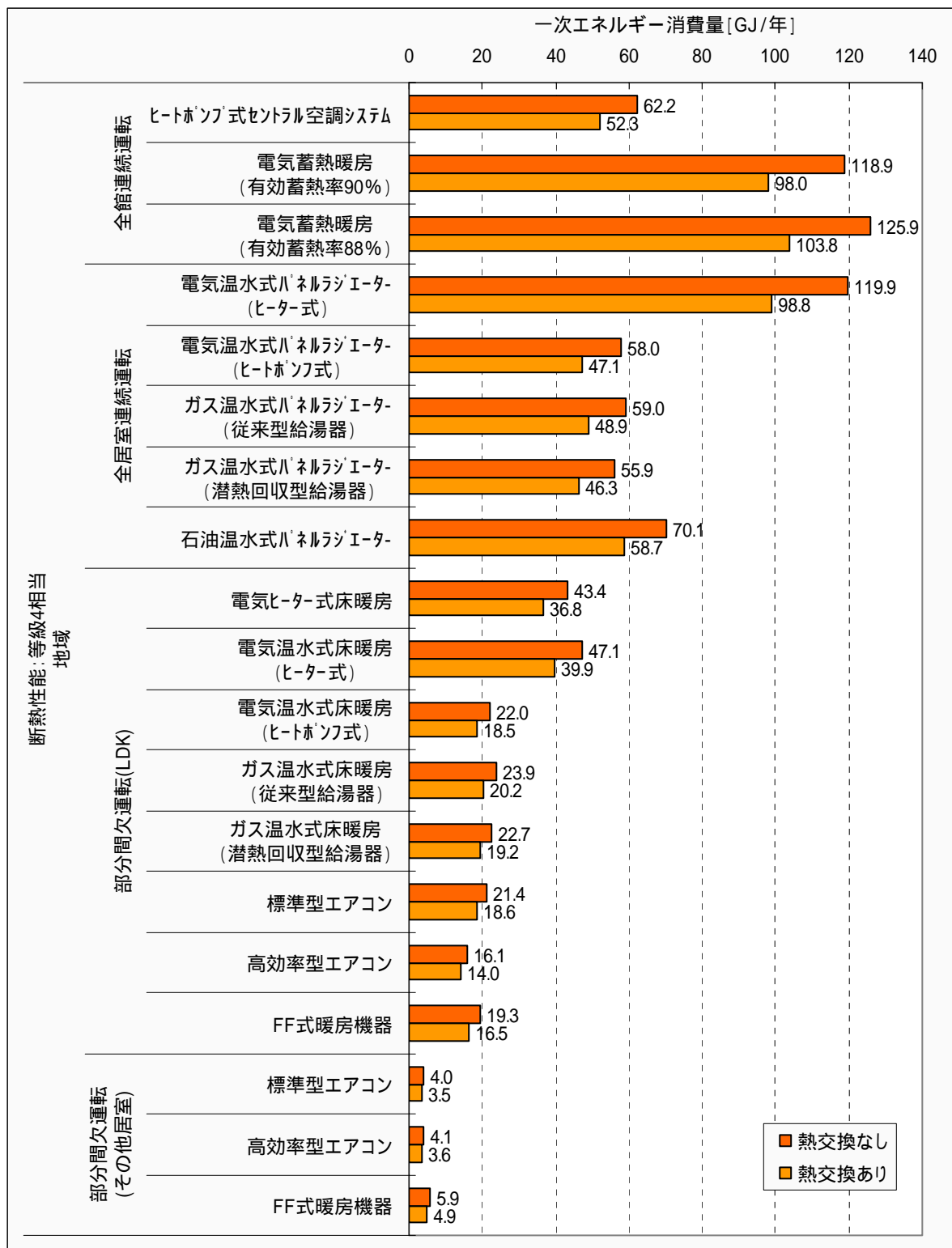


図 4.4.11 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4相当 地域)

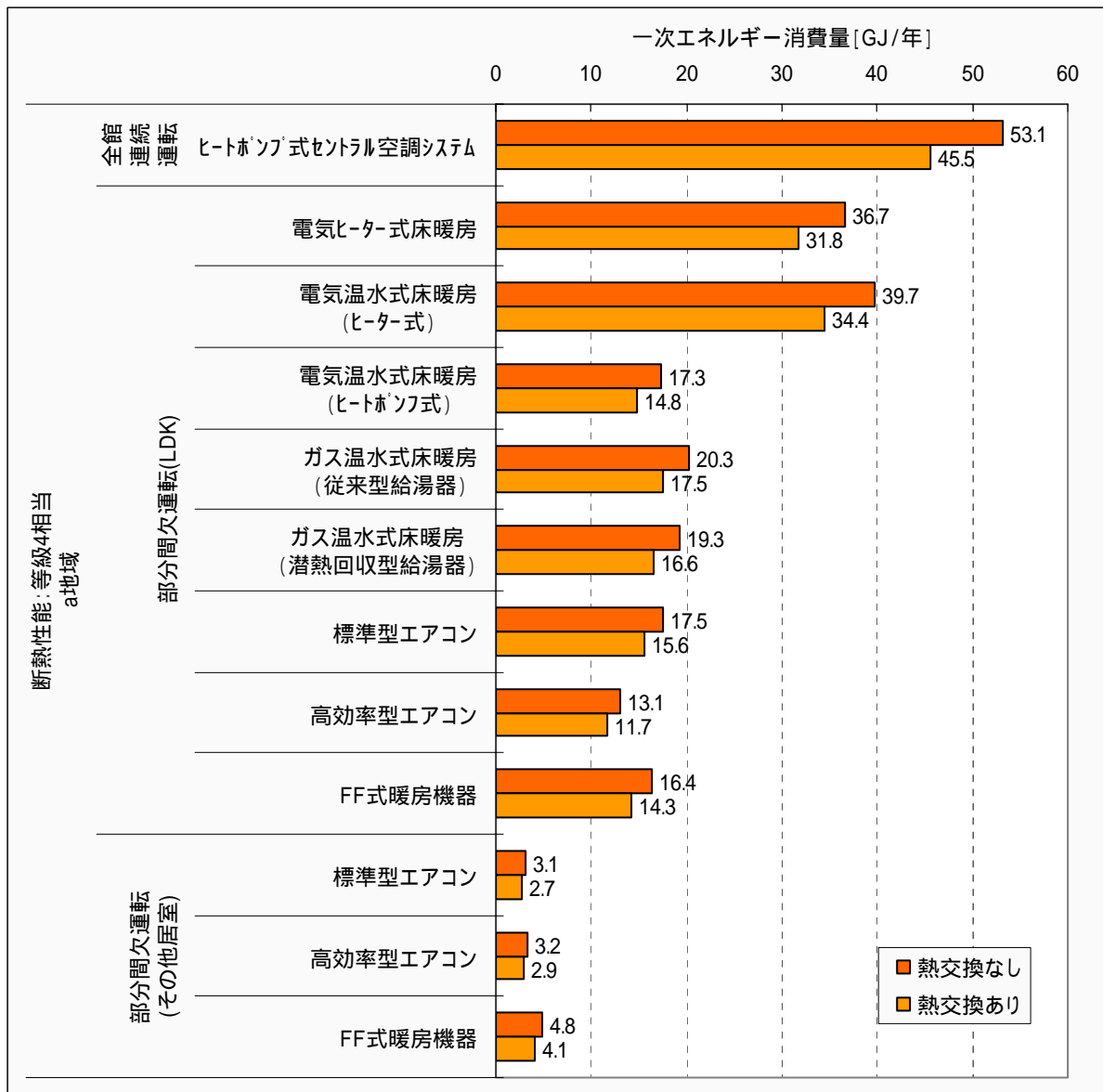


図 4.4.12 暖房設備別エネルギー消費量(等級4相当 a地域)

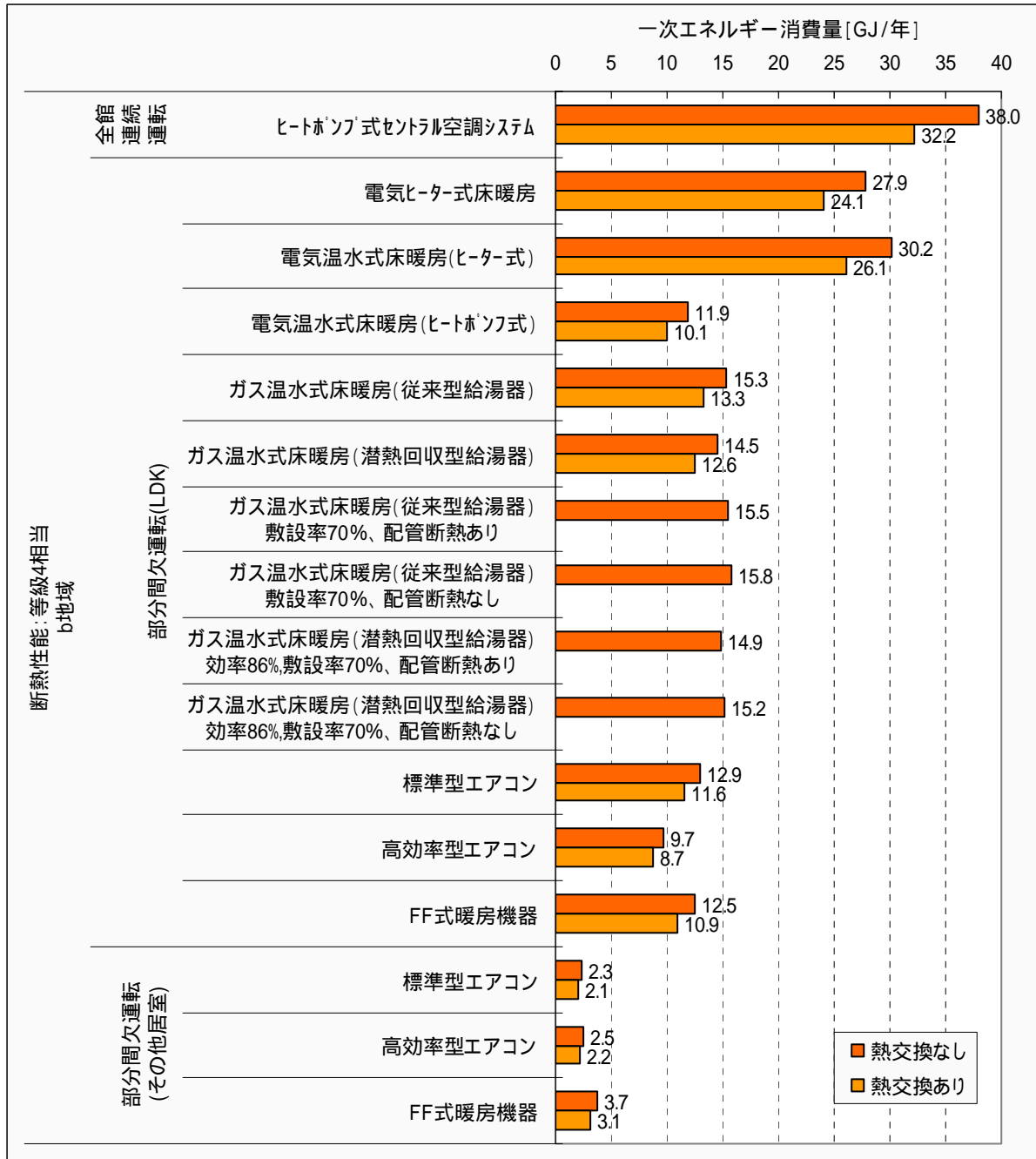


図 4.4.13 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4相当 b地域)

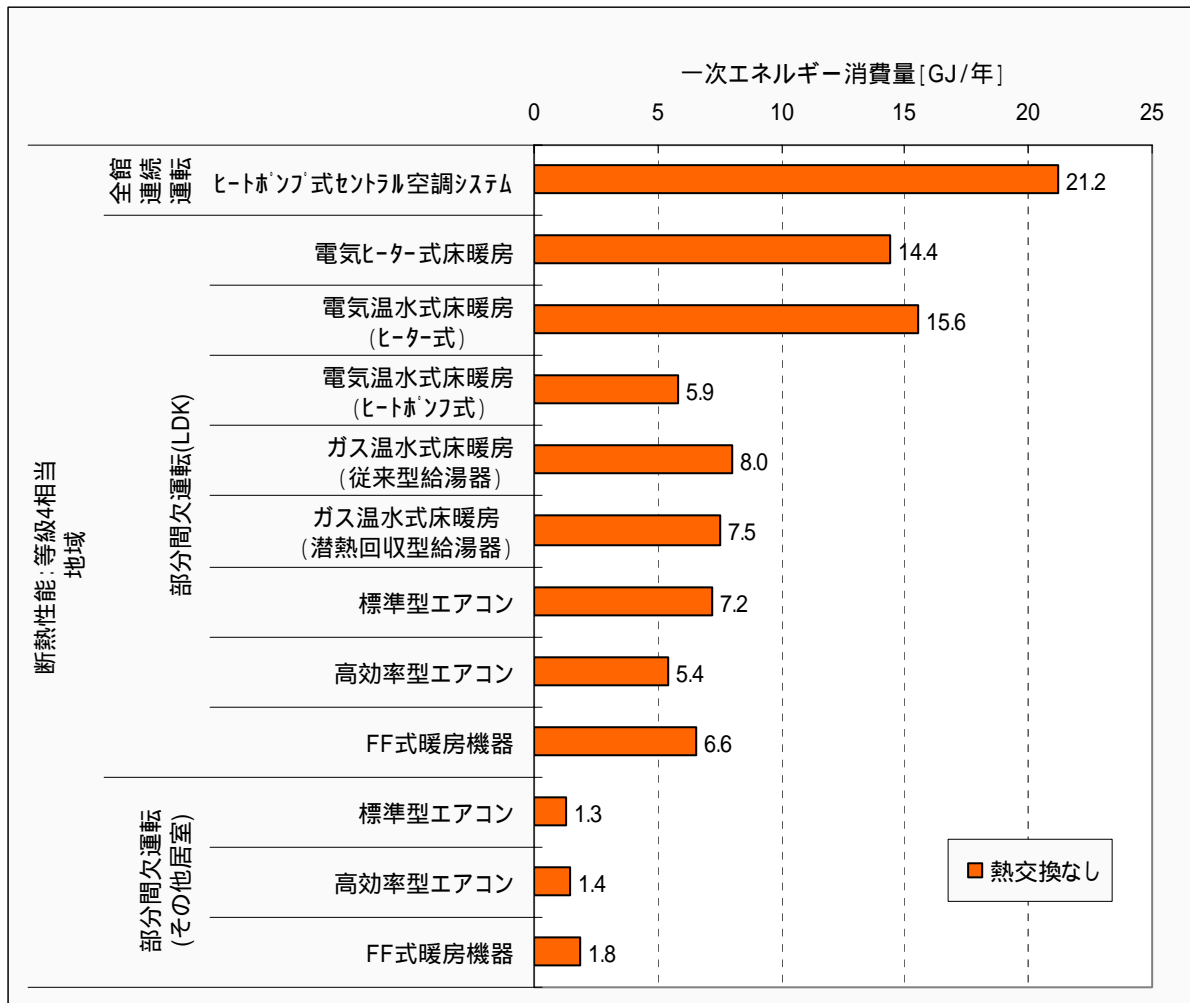


図 4.4.14 暖房設備別エネルギー消費量(等級4相当 地域)

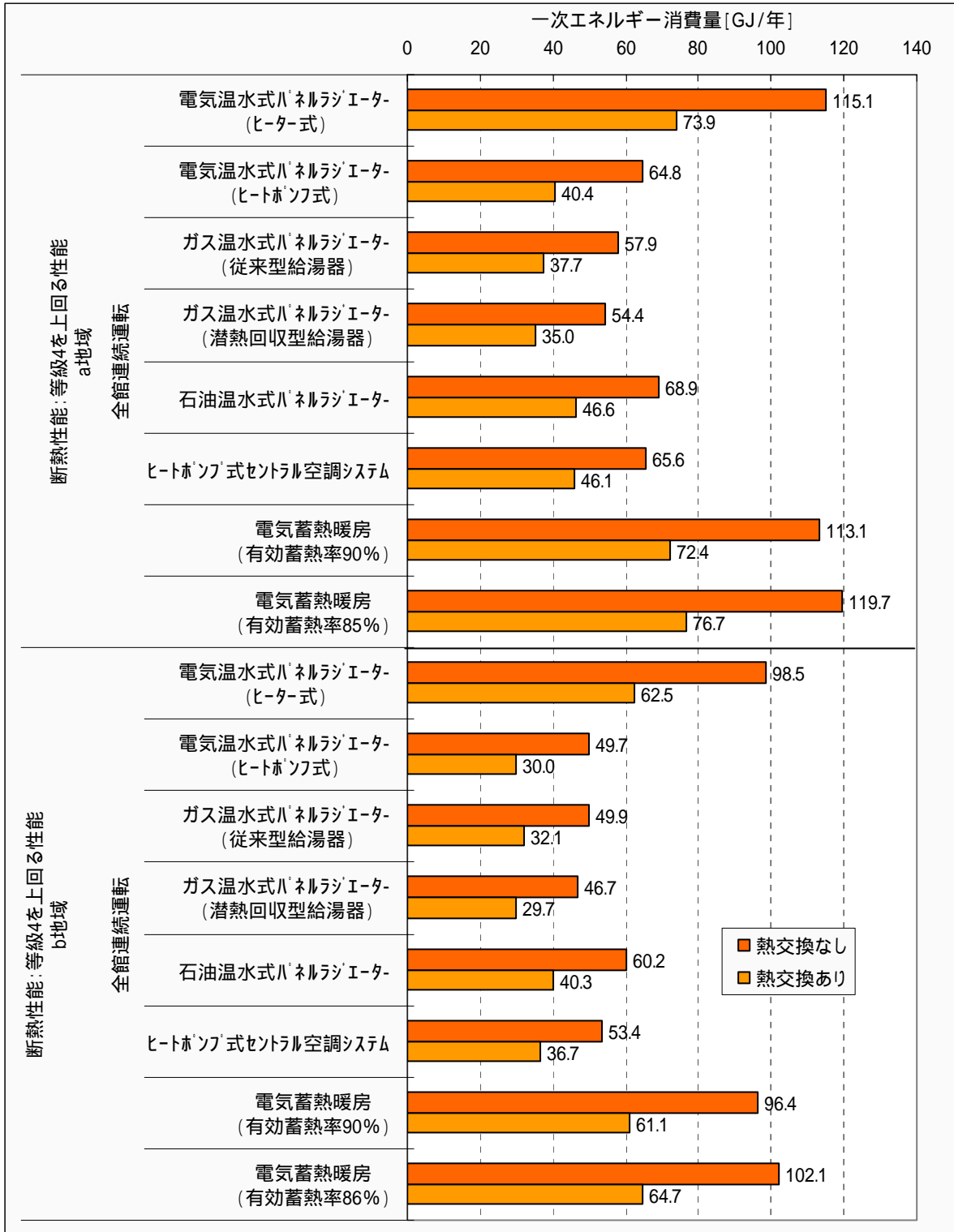


図 4.4.15 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能 a 地域、 b 地域)

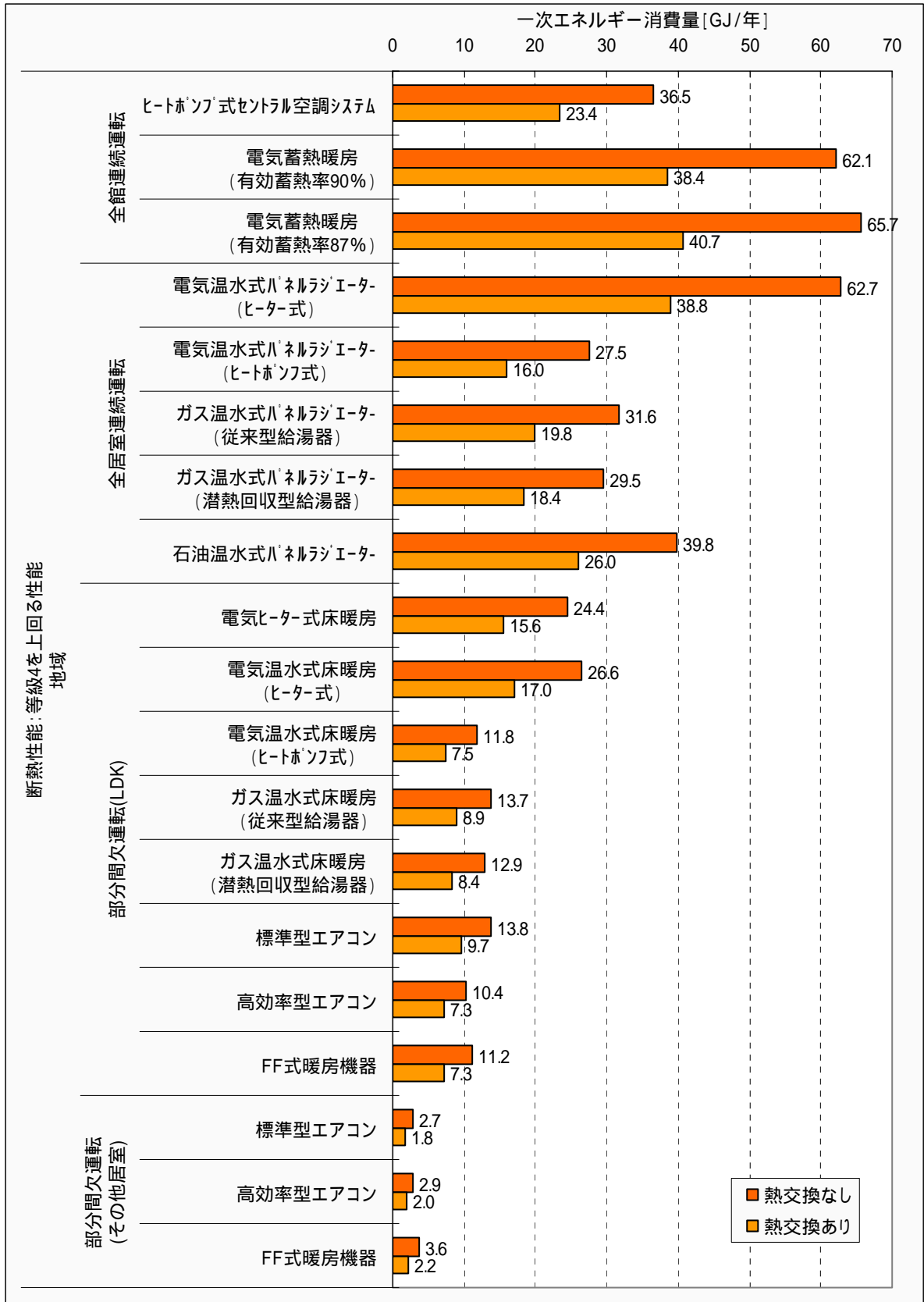


図 4.4.16 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能 地域)

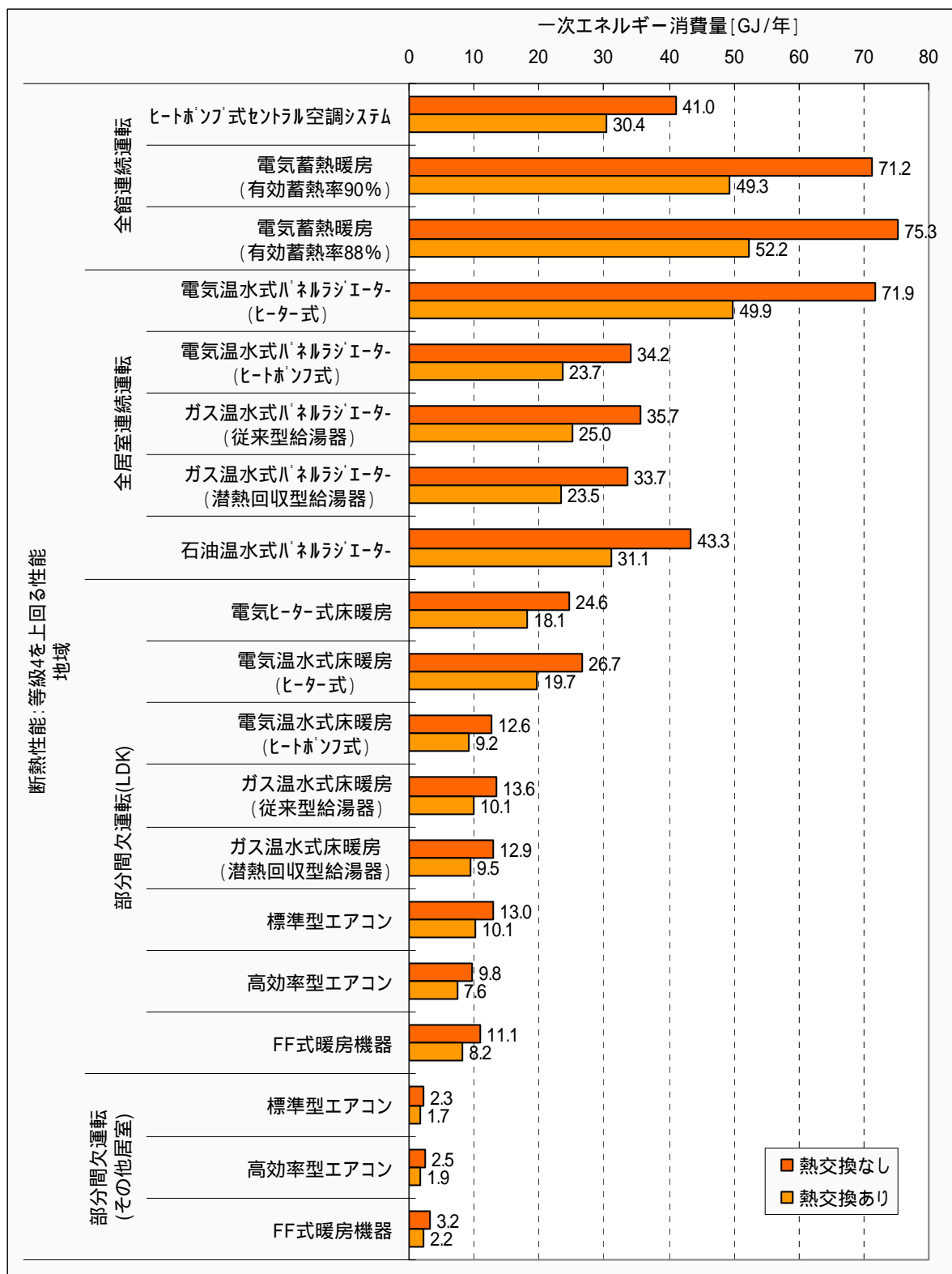


図 4.4.17 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能 地域)

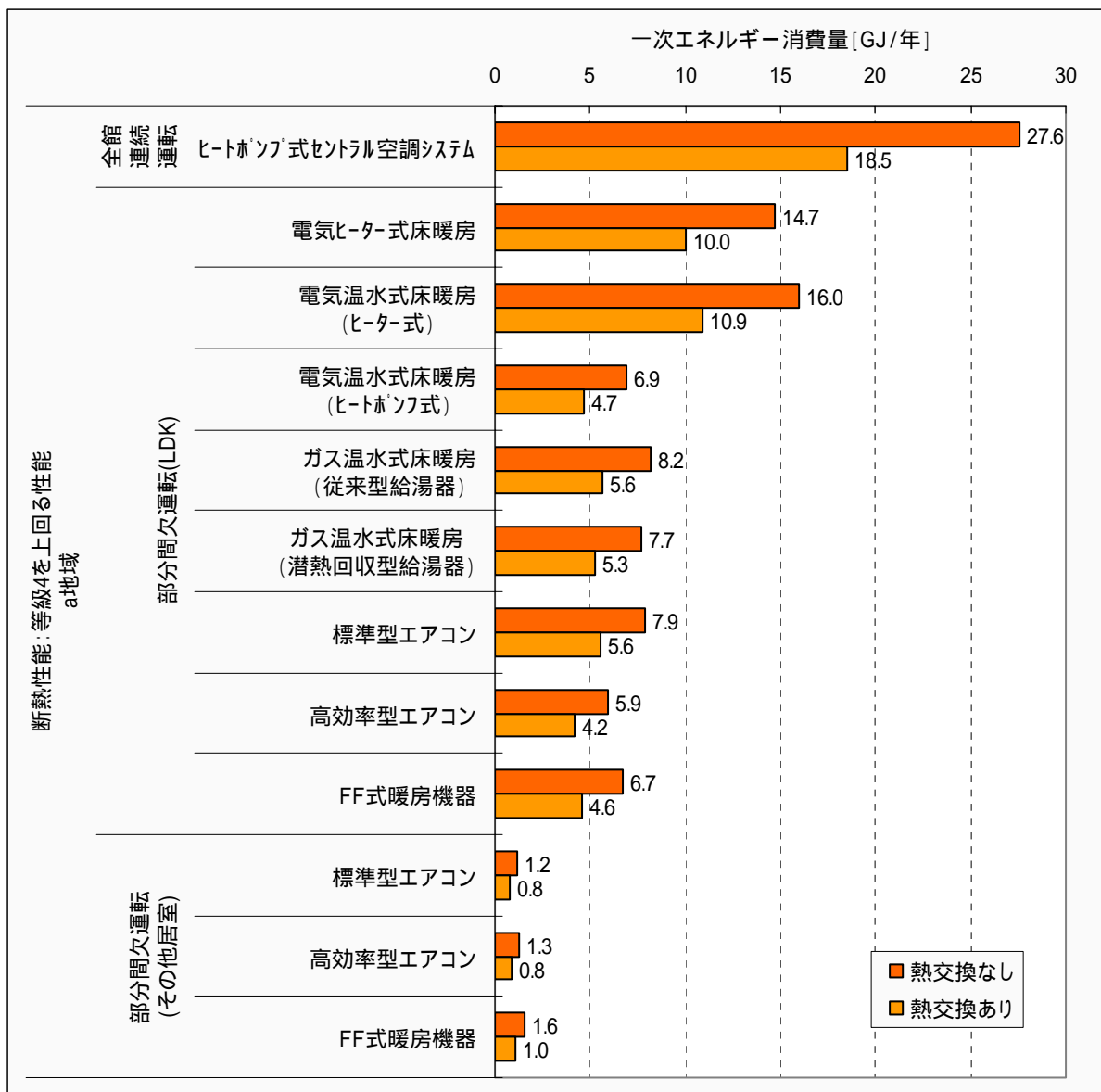


図 4.4.18 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能 a地域)

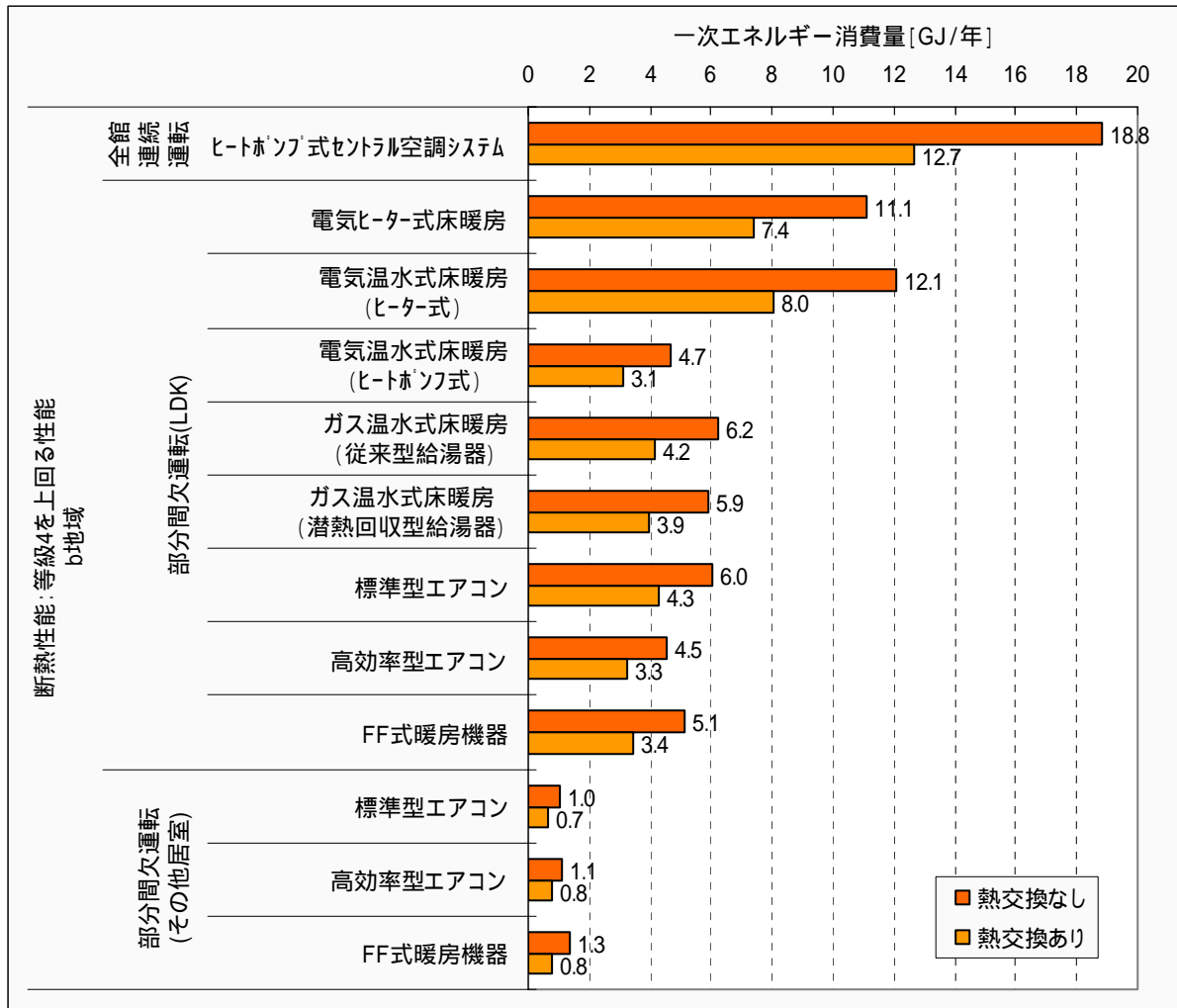


図 4.4.19 暖房設備別エネルギー消費量（等級4を上回る性能 b地域）

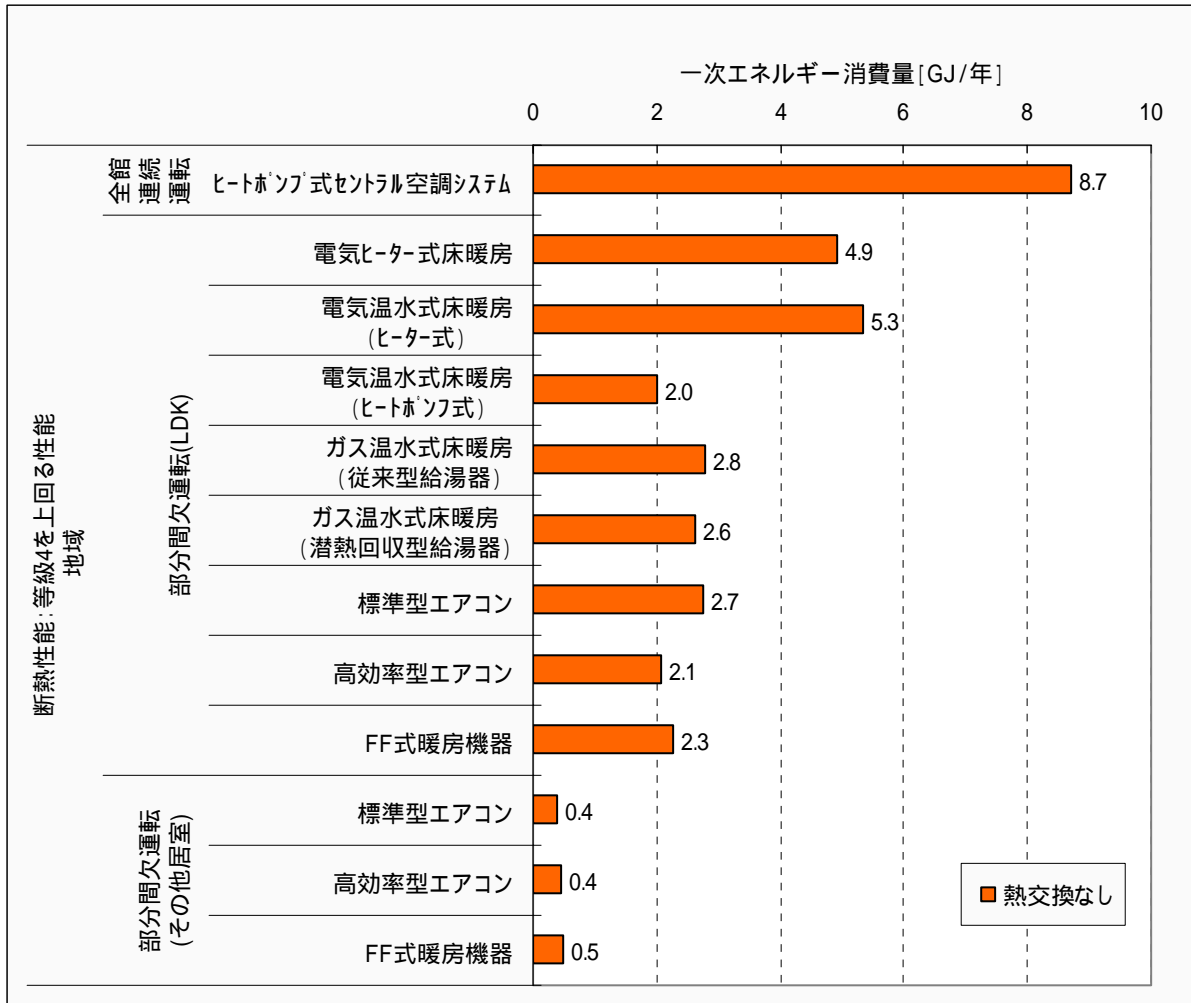


図 4.4.20 暖房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能 地域)

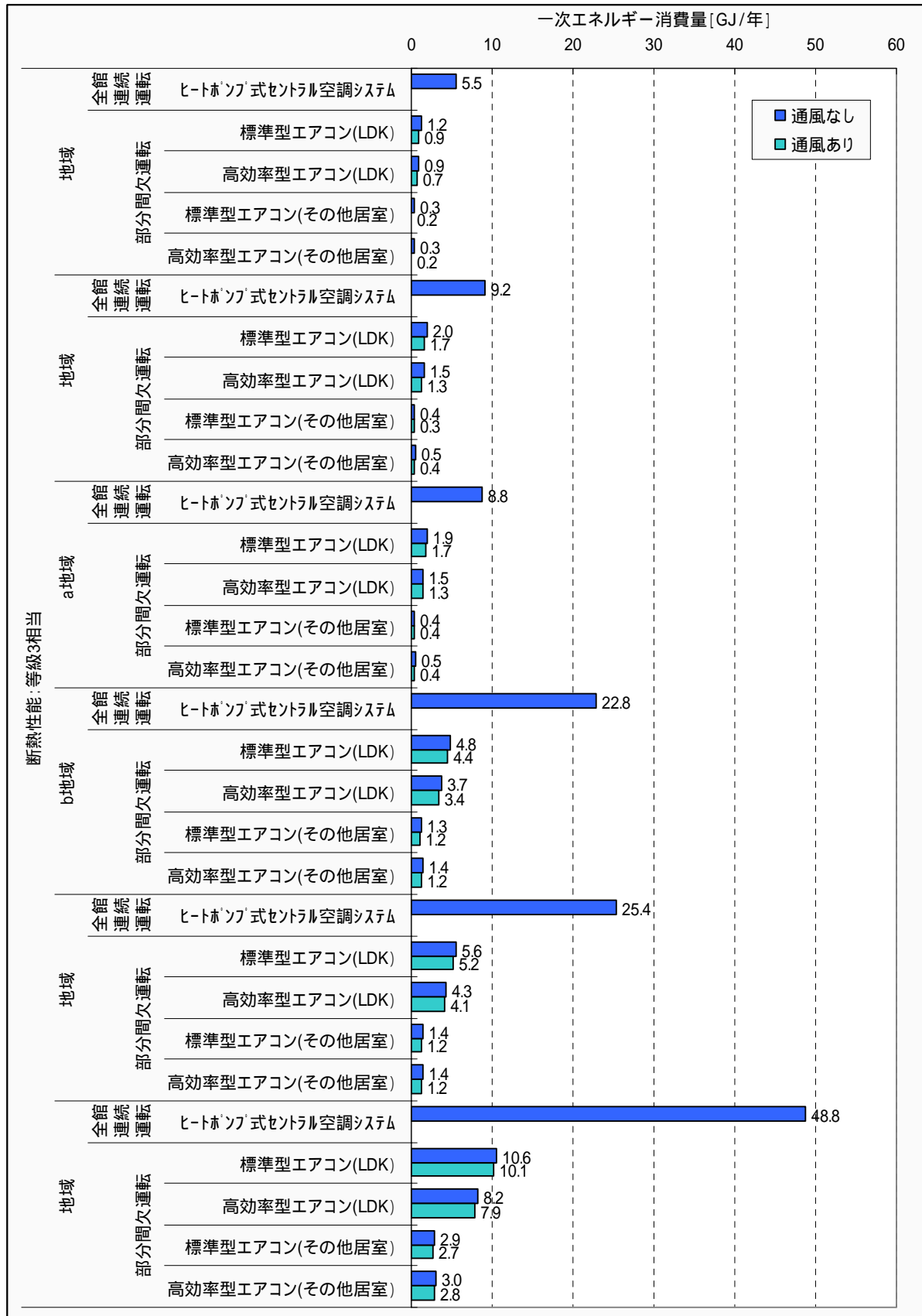


図 4.4.21 冷房設備別エネルギー消費量 (等級 3 相当)

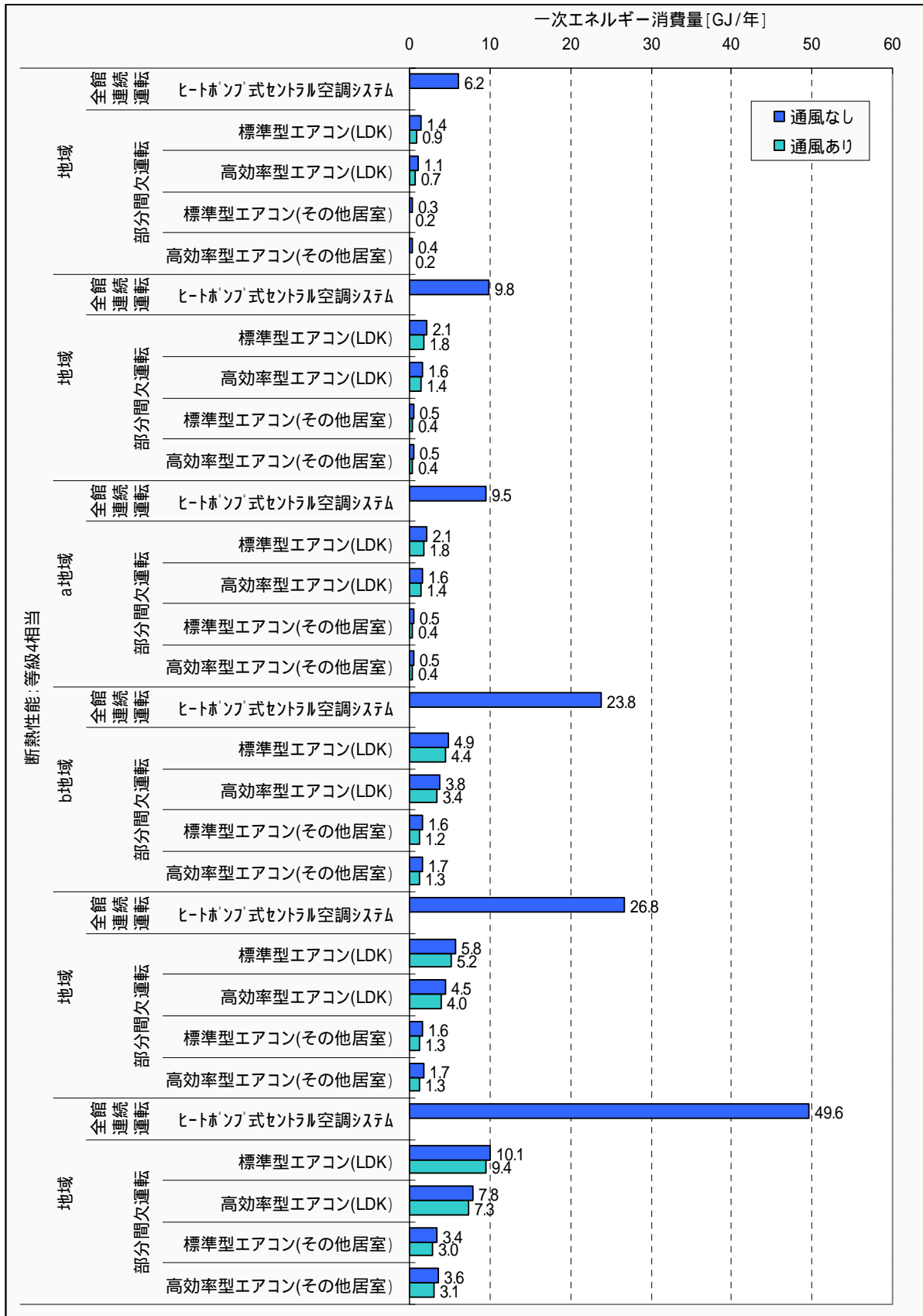


図 4.4.22 冷房設備別エネルギー消費量（等級4相当）

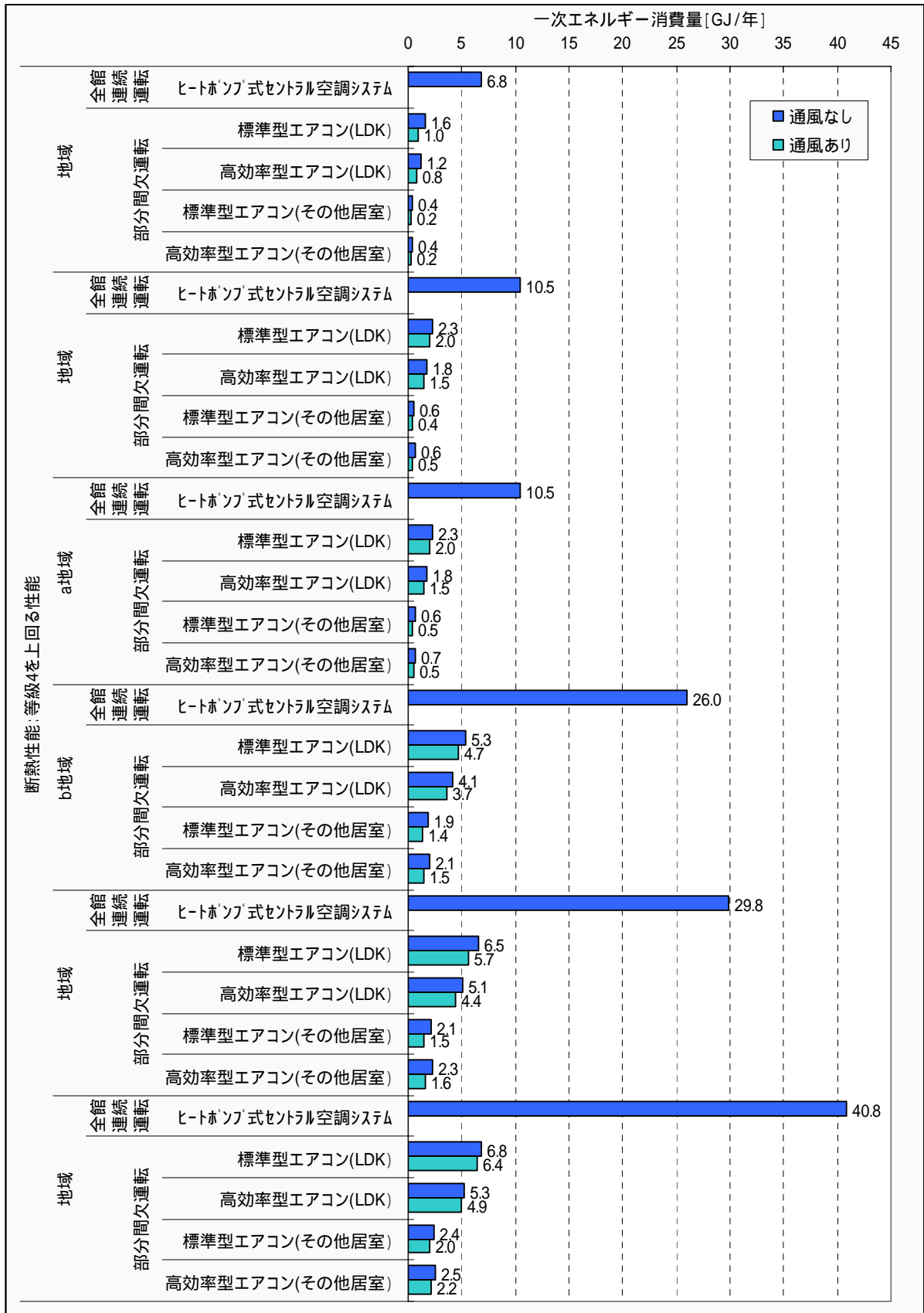


図 4.4.23 冷房設備別エネルギー消費量 (等級4を上回る性能)

4.5. 今後の展開

本章では暖冷房機器をその方式で6種類に分類したが、それぞれの暖冷房方式ひとつを見ても、例えば温水暖房ではガス・石油・電気を熱源とする様々な方式があるように、実に多種多様である。本基準は、給湯など他の用途も含めて、様々な暖冷房方式を暖冷房負荷などの同じ制約条件の下、横並びで評価しているということが特徴であり、そのために各々の機器で網羅的に評価方法を構築してきた。今回の基準作成はこういった新しい評価の枠組みのいわばスタートラインであり、今後、各暖冷房方式の評価方法の精緻化、多様な運転方式への展開が必須である。今後の検討への足がかりとするため、検討課題の候補を以下にいくつか列挙する。

(1) 評価方法の精度の検証と精緻化

今回、限られた機種による実験データからエネルギー消費量の評価方法を作成することになったが、同じ運転方式でも機種や機器容量、制御方式の違い等により、評価方法が異なることは容易に予想されるため、今後、複数機種を対象に検証実験等で評価方法の精度を上げていく必要がある。このことはすべての機種について言えるが、検討項目の例を以下に列挙する。

- ・ ルームエアコンディショナーの低負荷領域における負荷効率曲線の精緻化
- ・ 温水暖房設備における制御方式の異なる熱源機へ評価の拡充（例えば、石油熱源機の比例制御タイプや潜熱回収型石油熱源機の評価など）
- ・ 床暖房以外のラジエーター暖房方式を採用した場合の熱源機効率特性の評価
- ・ ヒートポンプ式熱源におけるデフロスト発生条件の再検討

(2) 試験方法の拡充と精緻化

今回の評価方法は JIS などの従来からの試験値を利用することとしたが、省エネ技術開発へのインセンティブができるような、新たな評価方法の検討が求められる。例えば、今回評価しなかった性能に、温水暖房の配管断熱や床暖房パネル最大放熱量が挙げられ、今後の評価の枠組みに組み入れていく必要がある。また、ルームエアコンディショナーの APF 表示との関係の整理や、JIS などの試験方法が整備されていない暖房方式への対応なども今後の課題である。

(3) 使用実態に即した評価手法の開発

本基準は各部屋で単体の暖房設備のみ使用することを想定して評価を行った。しかし、居住者が暖房するには複数の暖房設備・機器を組み合わせることが多いとの調査もある。今後はこのような使用実態を踏まえながら評価方法を更新していく必要がある。

(4) 室内環境を考慮した評価

暖冷房方式により、形成される室内環境は異なり、暖冷房方式によりそれぞれ長所と短所を有する。一方で、本基準がエネルギー消費量を評価する基準であることや室内環境の評価方法に統一的な見解が無いことなどを理由に、室内環境については、評価しないかあるいは補正をかける方法（温水暖房の R 値）で対処した。当然、エネルギー消費量評価とともに室内環境の評価が重要であることは変わりなく、今後必要に応じて評価する枠組みを導入していく必要がある。

(5) 暖冷房機器選定・運転方法の提案

本基準はエネルギー消費量の評価方法ではあるが、暖冷房機器容量などの選定方法次第ではそのエネルギー性能が変化するため、躯体の断熱性能を勘案した機器選定方法・運転方法を提案していく必要がある。例えばヒートポンプ熱源機の容量選定や、温水暖房の送水温度選定方法が挙げられる。

参考文献

- 1) 機器のトップランナー基準：「エネルギーの使用の合理化に関する法律」であり「エネルギーの使用の合理化に関する施行令」第21条で定められる機器を対象とする。以下に参考資料を示す。
 - A) 総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会 エアコンディショナー判断基準小委員会 最終取りまとめ（平成18年7月）、経済産業省
 - B) 総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会エアコンディショナー判断基準小委員会（第4回）配布資料 中間とりまとめ（案）、経済産業省
 - C) 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会ガス・石油機器判断基準小委員会最終とりまとめ（平成14年4月）、経済産業省
 - D) 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会ガス・石油機器判断基準小委員会最終とりまとめ（平成16年5月）、経済産業省
- 2) 暖房用自然対流・放射形放熱器, JISA4004-2007
- 3) ファンコンベクタ, JISA4007-2008
- 4) ファンコイルユニット, JISA4008-1995
- 5) 小型エアコンの取扱いと修理, オーム社編, (株)オーム社, pp.145, 平成17年12月
- 6) 細井昭憲, 澤地孝男, 三浦尚志, 人工気候室における測定結果に基づく冷暖房 COP の部分負荷特性, ルームエアコンディショナーの冷暖房 COP およびエネルギー消費量に関する研究 その1, 日本建築学会環境系論文集 NO.622, pp.65-73, 2006.12
- 7) エアコンディショナー 第1部：直吹き形エアコンディショナーとヒートポンプ - 定格性能及び運転性能試験方法, JIS B8615-1-1999
- 8) 羽原宏美, 三浦尚志, 細井昭憲, 西澤繁毅, 澤地孝男, 夏期および中間期における通風冷房行為の再現による RC 集合住宅の室内温熱環境および冷房消費電力量に関する研究 住宅のための省エネルギー手法の実験的研究に関する研究 その2, 日本建築学会環境系論文集 NO.633, pp.1321~1329, 2008.11
- 9) 日本建築学会エネルギー実態調査（関東）
- 10) 坂本雄三, 澤地孝男, 中村美紀子, 住宅のエアコン暖冷房における消費エネルギー計算の標準化に関する研究(その1:暖冷房負荷の標準化に関する検討), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1105~1106, 2006.9
- 11) 細井昭憲, 澤地孝男, 三浦尚志, 坂本雄三, 堀祐治, 負荷率と外気温度に応じたルームエアコンディショナーの冷暖房 COP の変動特性, 空気調和・衛生工学会大会論文集, pp.1081~1084, 2006.9
- 12) 澤地孝男, 堀祐治, 細井昭憲, 前真之, 秋元孝之, 桑沢保夫, 三浦尚志, 三木保弘, 田島昌樹, 齋藤宏昭, 戸倉三和子, 西澤繁毅, 羽原宏美, 青木正論, 宇梶正明, 省エネルギー効果検証を目的とした実験住宅研究のための生活模擬手法の開発, 日本建築学会環境系論文集 NO.621, pp.69~76, 2007.11
- 13) 細井昭憲, 澤地孝男, 堀祐治, 桑沢保夫, 前真之, 秋元孝之, 宇梶正明, 自立循環型住宅システムに関する実証的研究(第八報) ルームエアコンの電力消費量の推定, 日本建築学会学術講演梗概集, pp.163~164, 2004.9
- 14) 細井昭憲, 長谷川絢子, 澤地孝男, 田中堤子, 坂本雄三, 負荷率と外気温度を考慮したルームエアコンディショナーのエネルギー消費効率, 日本建築学会学術講演梗概集, pp.231~232, 2006年9月
- 15) 暖房用自然対流・放射形放熱器 - 性能試験方法, JIS A 1400-2007
- 16) 優良住宅部品 (BL 部品) 認定基準, 暖冷房システム / 床暖房ユニット, 2007
- 17) 清水則夫: 床暖房システムの放熱量に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No.516, pp.61-68, 1999.2
- 18) 三浦尚志, 澤地孝男, 堀祐治, 細井昭憲: 定常状態における温水床暖房のエネルギー消費量の推定法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, pp.1149-1150, 2006.9
- 19) 三浦尚志, 澤地孝男, 堀祐治, 細井昭憲: 定常状態における温水床暖房のエネルギー消費量の推定法, 日本建築学会計画系論文集, No.626, p.487-494, 2008.4
- 20) 石油燃焼機器の構造通則, JIS S3030, 2002
- 21) 日本燃焼機器検査協会 (<http://www.jhia.or.jp/>) ホームページ (2007年)
- 22) 日本電機工業会規格 JEM1447 ルームエアコンディショナーの冷房及び暖房面積算出基準, 1989
- 23) 省エネルギーカタログ (エアコンの選び方より) (財) 省エネルギーセンター
- 24) 省エネルギーセンター「省エネ性能カタログ」2008年1月参考