

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その4 個別分散空調システムのモデル化と実験データによる検証

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 4. Modeling of multi-split air-conditioning systems and validation with experimental data

正会員 ○富樫 英介 (工学院大学)

正会員 芹川 真緒 (神奈川大学)

正会員 辻丸のりえ (佐藤エネルギーリサーチ)

正会員 佐藤 誠 (佐藤エネルギーリサーチ)

正会員 宮田 征門 (国土技術政策総合研究所)

正会員 柳原隆司 (RY 環境・エネルギー設計)

Eisuke TOGASHI*¹ Mao SERIKAWA*² Norie TUJIMARU*³

Makoto SATOH*³ Masato MIYATA*⁴ Ryuji YANAGIHARA*⁵

*¹ Kogakuin University *² Kanagawa University *³ Satoh Energy Research Co.

*⁴ National Institute for Land and Infrastructure Management *⁵ RY Environment & Energy Design

A new simulation model for multi-split air-conditioning systems has been developed, which can be applied to cases with unequal heat loads of indoor units and various inlet air temperatures and humidity levels. The accuracy of the model was verified by comparison with actual measurements.

はじめに

本研究では、快適かつ省エネルギーな個別分散型空調システムの設計を可能にするガイドラインの策定を目標としている。

一般に設備機器の容量は、一定の危険率を考慮した上で負荷が最大となる条件のもとに選定される。しかし、このような最大負荷条件が発生することは極めて稀で、現実の負荷は時間的、空間的に大きな分布を持つ。このため、期間的なエネルギー効率を高めるためには、非最大負荷条件において機器がどのような効率で運転できるのかを評価し、これを設計内容に反映しなければならない。

しかし、負荷の組み合わせは無数にあり、そのすべての条件に対する性能を、実験や実測によって確かめることは難しい。このような場面では、シミュレーションモデルによる理論的な検討が有効になる。

ところで、個別分散型空調システムのエネルギー性能は、単純に負荷率のみで決まらず、室内機の負荷の組み合わせや、それぞれの室内機がさらされる室内の温湿度条件にも影響を受ける。このため、検討に使うシミュレーションモデルは、これらの条件の変化を適切にエネルギー性能に反映できなければならない。

そこで本研究では、物理モデルと特性モデルを組み合わせることで、上記の条件変化を評価できる新たなシミュレーションモデルを開発した。本報では、モデルの概要、精度検証結果、応用例について、報告する。

1. 計算モデルの説明

本モデルは既に報告しているため、詳細については文献1を参照されたい。ここでは、本研究の検討に関連の深い特徴のみを概説する。

1.1 個別分散型空調システムのエネルギー特性

室内で温熱環境に分布があり、室内機ごとに負荷率や吸込温湿度条件が異なると、個別分散型空調システムのエネルギー性能は大きく変わる。この主たる原因は、これらの条件が、システムとしての蒸発温度や凝縮温度に影響を与えるためである。

一般に、個別分散型空調システムは、1系統の室外機に複数の室内機が接続されるが、蒸発温度や凝縮温度は室内機ごとに異ならず、システムとして共通の値に制御される。このため、システムの蒸発・凝縮温度は、最も負荷条件の厳しい室内機によって決まる。この蒸発・凝縮温度は圧縮比に直結するため、圧縮仕事に影響を与える。従って、特定の室内機の負荷条件は、システム全体のエネルギー性能を左右することになる。

以上により、現実の建物で発生する室内の温熱環境の分布を反映して、個別分散型空調システムのエネルギー性能を評価するためには、個別の室内機が様々な負荷条件のもとでどのような蒸発・凝縮温度を必要とするのかを適切に推定できなければならない。

1.2 蒸発・凝縮温度の推定法

本研究で開発した個別分散型空調システムのモデルは、室内機と室外機でそれぞれ行われる空気と冷媒との熱交

換を、式1 を使って解き、蒸発・凝縮温度を推定する^{註1)}。

$$Q = \begin{cases} m_a c_a (t_{a,i} - t_{a,o}) \\ \varepsilon m_a c_a (t_{a,i} - t_r) \\ m_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 Q [W]、 m [kg/s]、 c [J/(kg·K)]、 t [°C]、 h [kJ/kg]、 ε [-]はそれぞれ、熱流、質量流量、比熱、温度、比エンタルピー、熱通過有効度で、添字の a 、 r 、 o 、 i はそれぞれ、湿り空気、冷媒、出口、入口、を意味する。

式1 を使えば、室内機の負荷の大きさ、吸込空気の温湿度、風量、がそれぞれ冷媒温度 (圧力) にどのような影響を与えるのかを推定できる。

1.3 消費エネルギーの推定

蒸発・凝縮温度から圧縮機の出入口の圧力 ($P_{cmp,o}$ [Pa] と $P_{cmp,i}$ [Pa]) を求められれば、必要な圧縮仕事 H_{ad} [W] との関係から式2 で冷凍サイクルの運転点を特定することができる。

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{cmp,i} v_r \left\{ \left(\frac{P_{cmp,o}}{P_{cmp,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (2)$$

ここで κ [-] は比熱比、 v_r [m³/s] は冷媒の体積流量である。

圧縮仕事 H_{ad} は個別分散型空調システム全体のエネルギー収支から計算する。図1 にモデルのエネルギー収支を示す。

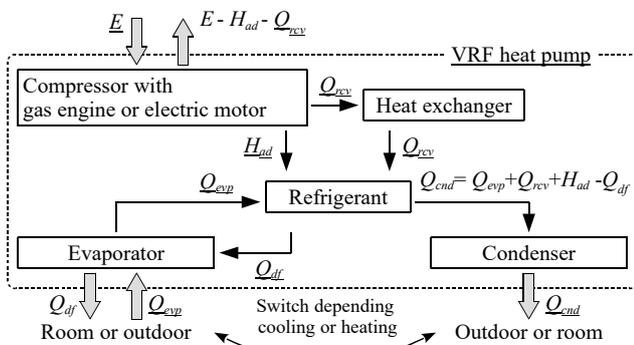


図1 モデルのエネルギー収支

点線の内側は個別分散型空調システム内部でのエネルギーの流れを表す。冷却運転か加熱運転かに応じて室外機は凝縮器または蒸発器に切り替わり、外気へ放熱 (Q_{cnd} [W]) したり、外気から吸熱 (Q_{evp} [W]) したりする。加熱時に除霜運転が発生すると、氷を溶かすために Q_{df} [W] のエネルギーがシステムの外に放出される。圧縮機には外部から E [W] のエネルギーが供給され、この内の一部が圧縮仕事 H_{ad} になる。ガスエンジンヒートポンプの場合に限り、 Q_{rev} [W] の熱が回収され、残余の ($E - H_{ad} - Q_{rev}$) は損失として外部に放出される。

図1 のエネルギー収支と式2 を連成させれば、システ

ムのエネルギー消費が推定できる。

2. 精度検証

前報で報告したそれぞれの試験条件について、計測された吸込温湿度と負荷をシミュレーションモデルに入力した。消費電力の実測値とモデルによる予測値を表1 および表2 に示す。ただし、誤差率は定格消費電力に対する比率とした。

表1 冷房運転時の消費電力 (実測値と予測値)

Case	8 1	8 2	10	20	21	9	11	12
実測値	7.49	7.25	3.88	3.82	4.07	6.00	2.06	1.36
予測値	7.23	7.29	3.70	4.85	4.21	5.70	2.22	1.81
誤差率	4.2%	0.7%	2.8%	16.6%	2.3%	4.7%	2.6%	7.2%
Case	13	13.5	14	15	16	17	18	19
実測値	6.64	6.68	4.96	2.63	7.32	4.33	2.44	3.88
予測値	5.88	5.71	4.42	2.31	7.39	4.49	2.33	4.23
誤差率	12.2%	15.6%	8.6%	5.1%	1.2%	2.6%	1.7%	5.5%

表2 暖房運転時の消費電力 (実測値と予測値)

Case	22 1	22 2	24	28	34	35	23	25	25 2
実測値	6.89	7.01	2.63	1.66	3.16	3.05	4.62	1.42	1.03
予測値	6.79	6.89	2.38	2.21	3.11	3.40	4.84	1.42	1.42
誤差率	1.7%	2.0%	4.4%	9.3%	0.8%	6.0%	3.7%	0.0%	1.7%
Case	26	26 2	27	29	30	31	32	33	-
実測値	0.84	0.72	5.86	1.06	6.89	2.97	1.54	3.13	-
予測値	1.03	0.95	5.61	1.35	6.89	3.63	1.68	3.05	-
誤差率	3.2%	3.9%	4.3%	4.9%	0.0%	11.3%	2.5%	1.4%	-

図2 と図3 に負荷と消費電力の関係を示す。参考に、製造者カタログに記載された JIS 条件下の性能も記した。JIS 条件である Case 8, 10, 22, 24, 28 は、モデルのパラメータの初期化に使った。これらのケースでは、モデルの予測値と実測値はほぼ合致しており、パラメータ推定が適切に行われたと判断できる。ただし、カタログに記載の性能と実測値は完全には一致していない。実測値が入手できず、カタログ性能からパラメータを初期化する場合には、やや誤差が生まれる可能性がある点には留意する必要がある。

図4 に消費電力の予測値と実測値の関係を示す。プロットは総じて45度線上にある。これらのエネルギー消費の傾向が物理的に妥当かについて、暖房運転と冷房運転に分けて、以下に考察を記す。

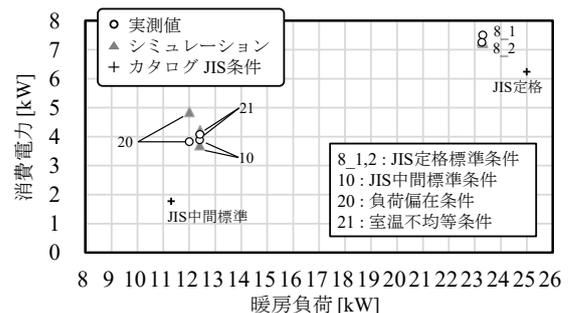


図2 負荷と消費電力の関係 (暖房運転時)

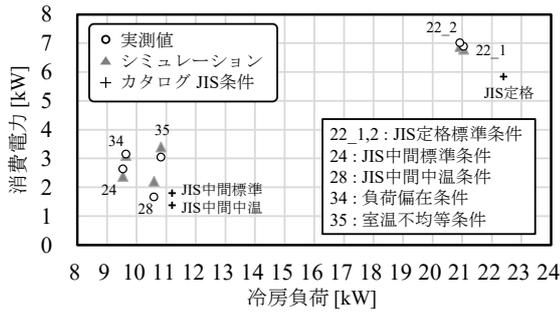


図3 負荷と消費電力の関係 (冷房運転時)

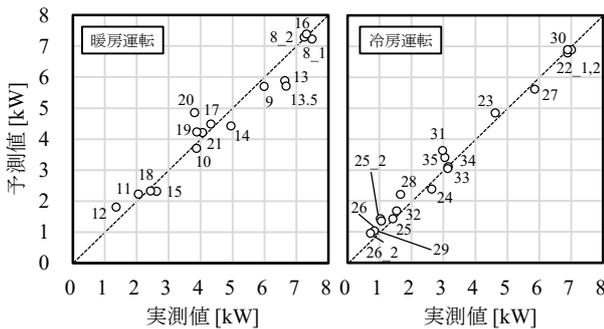


図4 消費電力の実測値と予測値の関係

2.1 暖房運転

1) 負荷率の均等減少

Case 8, 9, 10, 11, 12 は室内機の負荷率を均等に100%から75%、50%、25%、15%へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

2) 外気条件 (室外機吸込温度) の変化

Case 8 と 13、Case 10 と 14、Case 11 と 15、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。Case 13、14、15 は相対的に外気温度が低いため、蒸発温度を高めなければならず、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 13 は過負荷となるため、単純には比較ができない。Case 10 と 14、Case 11 と 15 に関しては、モデルは傾向を捉えられている。なお、Case 13、13.5、14 では、それぞれ1.80、1.11、0.37kW の除霜負荷が発生している。

3) 室内機吸込温度の変化

Case 8 と 16、Case 10 と 17、Case 11 と 18、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、室内機吸込温度を変化させている。Case 16、17、18 は相対的に吸込温度が高いため、凝縮温度を上げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 16 は過負荷となるため、単純には比較ができない。シミュレーションでも未処理負荷が出力されている。

4) 不均等な室内機負荷率

Case 19 と 20 は Case 10 と同様にシステム全体の負荷

率は50%だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が1台でも高いと、当該室内機が高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先に説明したように50%までは凝縮温度が変わらないため、ほぼ同等の消費電力となっている。

5) 不均等な室内機吸込温度

Case 21 は Case 10 と同様にシステム全体の負荷率は50%だが、半分の室内機の吸込温度が高い。このため当該室内機は高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先述の理由により、ほぼ同等の消費電力となっている。

2.2 冷房運転

1) 負荷率の均等減少

Case 22, 23, 24, 25, 26 は室内機の負荷率を均等に100%から75%、50%、25%、15%へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

2) 外気条件 (室外機吸込温度) の変化

Case 22 と 27、Case 24 と 28、Case 25 と 29、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。Case 27、28、29 は相対的に外気温度が低いため、凝縮温度を低くすることができ、圧縮比が小さくなり、消費電力が低下する。その効果は負荷率が高いほどに大きい。シミュレーションは傾向を捉えることができている。

3) 室内機吸込温度の変化

Case 22 と 30、Case 24 と 31、Case 25 と 32、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、室内機吸込温度を変化させている。Case 30、31、32 は相対的に吸込温度が低いため、蒸発温度を下げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 30 は負荷率が100%のため、VRFの最大能力を超えてしまう。このため、シミュレーションでは消費電力はCase 22 とほぼかわらず、代わりに1.5kW程度(定格能力比7%)の未処理負荷が発生する。

4) 不均等な室内機負荷率

No. 33 と 34 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は50%だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が1台でも高いと、当該室内機が低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

5) 不均等な室内機吸込温度

No. 35 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は50%だが、半分の室内機の吸込温度が低い。このため当該室内機は低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

3. 外調機の系統分割効果の計算

開発したモデルの応用として外気処理機の系統分割について検討した。計算対象のシステムを図 5 に示す。Model A は非外調室内機と外調機 (OA) を同一の室外機 (O-1) に接続する。Model B は非外調室内機用の室外機 (O-2) とは別に、外調機専用の室外機 (O-3) を設ける。室外機の仕様を表 3 に示す。建物は参考文献 2 に記載の事務所建物の南側区画とした。

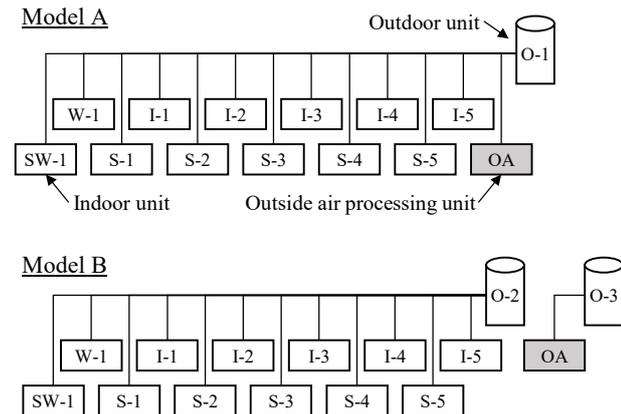


図 5 計算対象のシステム

表 3 室外機の仕様

		条件	O-1	O-2	O-3
冷却	能力 [kW]	JIS 定格	94.0	60.7	33.3
		JIS 中間標準	42.3	27.3	15.0
		JIS 中間中温	43.5	28.1	15.4
	電力 [kW]	JIS 定格	29.5	19.1	10.5
		JIS 中間標準	11.4	7.4	4.0
		JIS 中間中温	7.6	4.9	2.7
加熱	能力 [kW]	JIS 定格	104.9	67.7	37.2
		JIS 中間標準	47.2	30.5	16.7
	電力 [kW]	JIS 定格	35.2	22.7	12.5
		JIS 中間標準	10.0	6.4	3.5
ファン	風量 [m ³ /min]		639	412	226
	消費電力 [kW]		2.84	1.83	1.01

外調機と非外調室内機を同一の室外機に接続すると、主に 2 つの理由でエネルギー性能に違いが現れる。

1 つは、外調機と非外調室内機とでは負荷特性が異なるため、蒸発温度や凝縮温度を調整しづらくなるという点である。例えば室内機の負荷が小さくても、外調機の負荷率が高ければ、システム全体としては圧縮比を高く維持する必要があり、増エネとなる。

もう 1 つは、外調機を接続すると、当該システムの蒸発温度は固定されるという点である。おそらくこれは外調機の潜熱処理能力を担保することを目的とした制御と想像できるが、明らかに冷房運転時の効率を低下させる。

これらの効果は、運転条件が蒸発温度や凝縮温度にどのように影響を与えるかを明示的に解くモデルでなければ評価することはできない。

本研究で開発したモデルを使って年間のエネルギー計算を実施した。負荷率と圧縮比の関係を図 6 に示す。同じ負荷率であっても Model B の方が圧縮比を下げる事ができる。

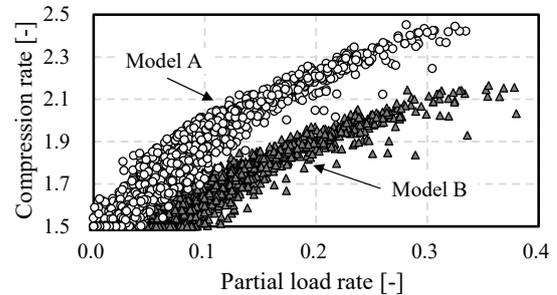


図 6 負荷率と圧縮比の関係

冷房運転、暖房運転、年間で、期間的な処理熱量、消費電力量、COP を集計した結果を図 7 に示す。圧縮比を下げる事ができたため、Model B の方が効率が高い。なお、冷房時に Model B の方が処理熱量が小さいのは、蒸発温度を上げることで潜熱処理量自体が減ったためである。

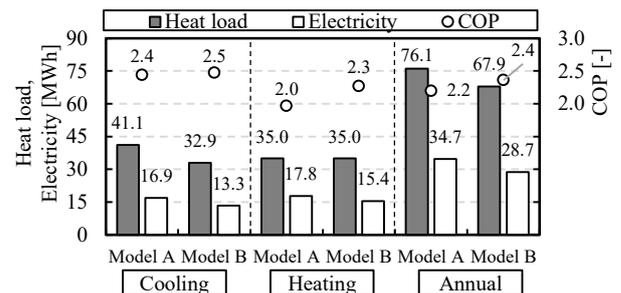


図 7 期間処理熱量、消費電力量、COP

まとめ

本報では、室内機の負荷が偏在したり、吸込温湿度に分布がある場合にも適用することができる、新たな個別分散型空調システムのシミュレーションモデルを開発と、実測値による精度検証の結果について、報告した。

参考文献

- 1) Eisuke Togashi and Makoto Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, IBPSA, Vol. 14, No. 5, pp. 554-585, 2021
- 2) 空気調和・衛生工学会, SHASE-G 1008-2016, 建物エネルギーシミュレーションツールの評価手法に関するガイドライン, 2016

注 1) ここでは簡略化して表現したが、実際には伝熱面を濡れ領域、乾き領域、着霜領域にわけた上で、熱流を解いている。詳細は文献 1 を参照されたい。

【謝辞】 その 1 にまとめて記す

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その4 個別分散空調システムのモデル化と 実験データによる検証

本研究は国立研究開発法人・新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○富樫 英介（工学院大学）
佐藤 誠、芹川 真緒、辻丸 のりえ、
宮田 征門、柳原 隆司

問題の所在

- 現実の熱負荷は空間的・時間的に分布を持つため、室内機は安定した定格条件ではほとんど動かない
- VRFのエネルギー効率、室内機ごとの負荷率や温湿度条件に強く影響を受ける
- この無数の条件の組み合わせに対して、網羅的に機器特性を用意することはできない

問題の所在

- 現実の熱負荷は空間的・時間的に分布を持つため、室内機は安定した定格条件ではほとんど動かない
- VRFのエネルギー効率、室内機ごとの負荷率や温湿度条件に強く影響を受ける
- この無数の条件の組み合わせに対して、網羅的に機器特性を用意することはできない
→特性モデルの限界

問題の解決法

- 特性モデルに物理モデルを組み合わせた、新たなエネルギー計算モデルを開発する
- モデルのパラメータはJIS試験点情報から初期化できるようにする

本日の発表内容

1) モデルの概要説明

2) モデルの精度検証

3) モデルの応用

モデルの詳細

The screenshot shows the article page on Taylor & Francis Online. The article title is "Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation" by Eisuke Togashi and Makoto Satoh. The page includes a navigation bar, a search bar, and a sidebar with metrics (691 Views, 0 CrossRef citations). The abstract is visible, and there are buttons for "Full Article", "PDF | EPUB", and "Related research".

Taylor & Francis Online

Home ▶ All Journals ▶ Journal of Building Performance Simulation ▶ List of Issues ▶ Volume 14, Issue 5 ▶ Development of variable refrigerant flow

Journal of Building Performance Simulation ▶
Volume 14, 2021 - Issue 5

Submit an article | Journal homepage

691 Views
0 CrossRef citations to date
0 Altmetric

Articles

Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation

Eisuke Togashi & Makoto Satoh

Pages 554-585 | Received 03 Apr 2021, Accepted 23 Sep 2021, Published online: 19 Oct 2021

Download citation | <https://doi.org/10.1080/19401493.2021.1986573> | Check for updates

Full Article | Figures & data | References | Citations | Metrics | Licensing | Reprints & Permissions | PDF | EPUB

Abstract

In this study, a model of a variable refrigerant flow (VRF) heat pump is developed that combines multiple physical equations into only one characteristic equation. The parameters of the characteristic equation are estimated according to the specifications in the manufacturer catalog published based on the definitions established by the Japanese Industrial Standards. This model allows the evaluation of effects that cannot be represented by the conventional models; for example, defrost, unbalanced heat loads, changes in pipe length, and changes in indoor and outdoor temperature, and humidity. The model is sufficiently fast for use in practical applications because it can perform calculation for building with 10,000 m² floor area in 1 min. The effects of the above-described characteristics on the

Related research

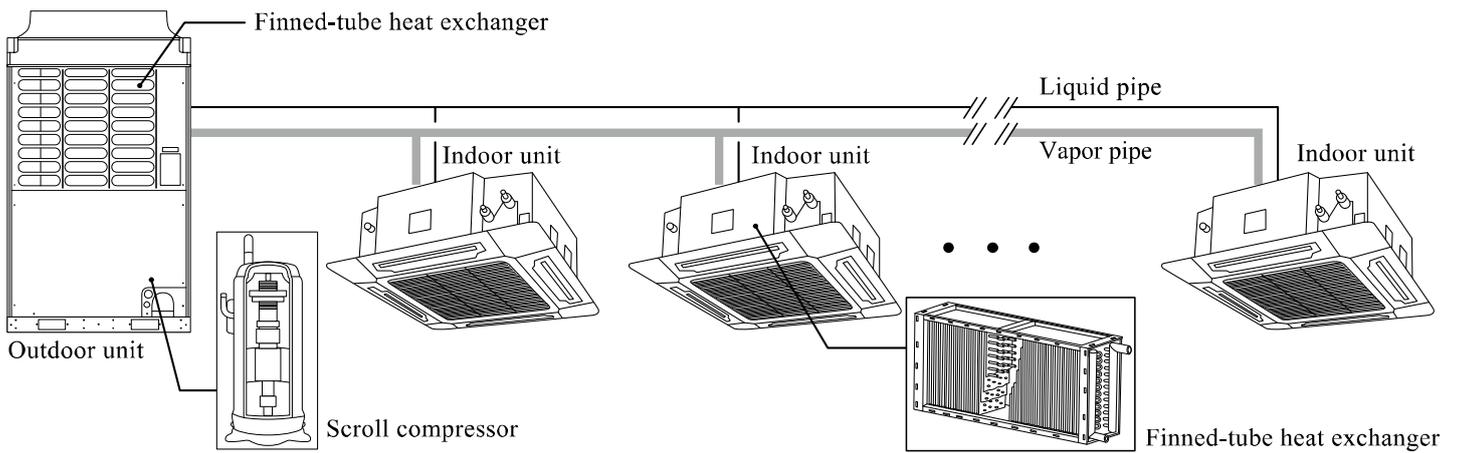
People also read | Recommended articles | Cited by

Building optimization testing framework (BOPTTEST) for simulation-based benchmarking of control strategies in buildings >

David Blum et al.
Journal of Building Performance Simulation
Published online: 27 Oct 2021

Eisuke Togashi and Makoto Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, IBPSA, Vol. 14, No. 5, pp. 554-585, 2021

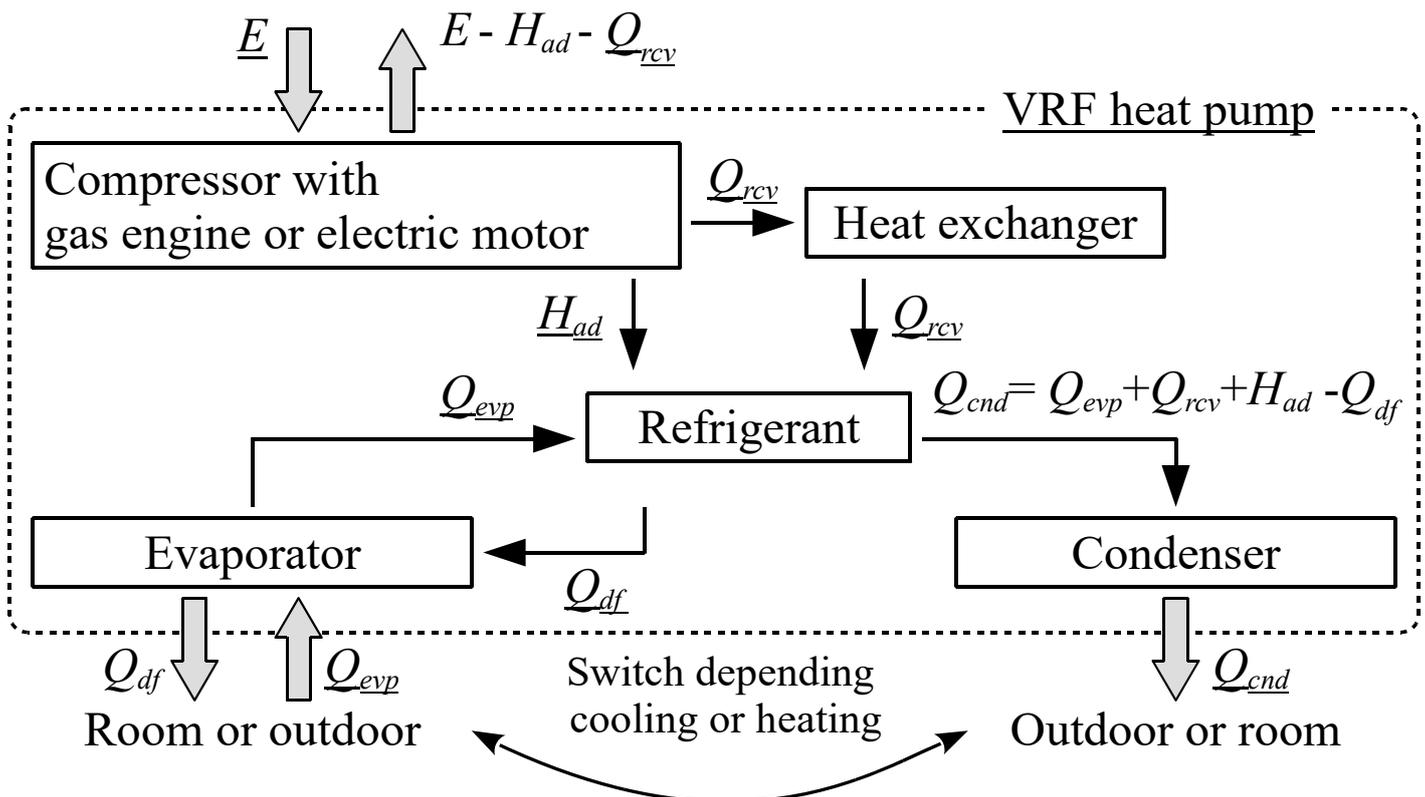
モデル化対象のVRFシステム



$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{cmp,i} v_r \left\{ \left(\frac{P_{cmp,o}}{P_{cmp,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

$$Q = \begin{cases} m_a c_a (t_{a,i} - t_{a,o}) \\ \varepsilon m_a c_a (t_{a,i} - t_r) \\ m_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \end{cases}$$

モデルのエネルギーフロー

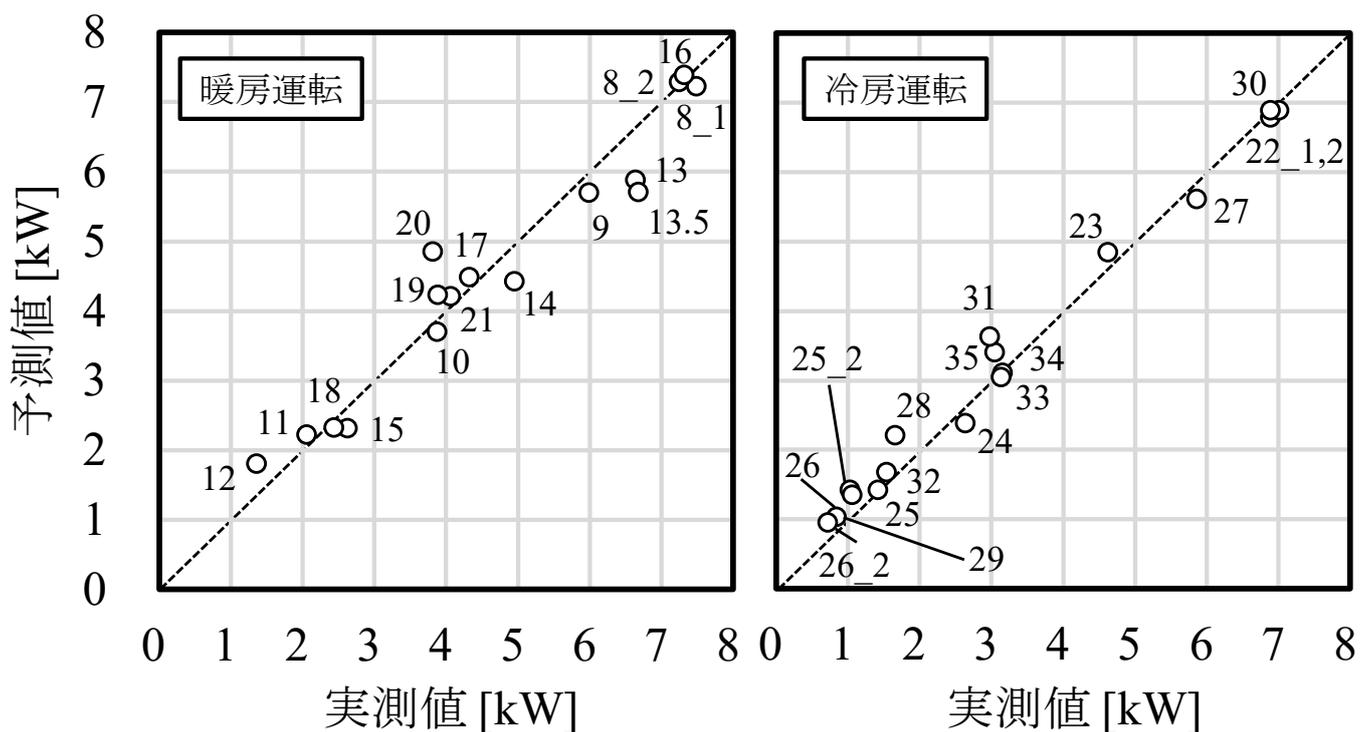


モデルの特徴

1. 室内機ごとの条件（負荷率・吸込空気）の違い
2. ガスエンジンヒートポンプの熱回収の効果
3. 除霜運転に必要なエネルギー
4. 配管長の影響
5. 冷房時の室外機散水の効果

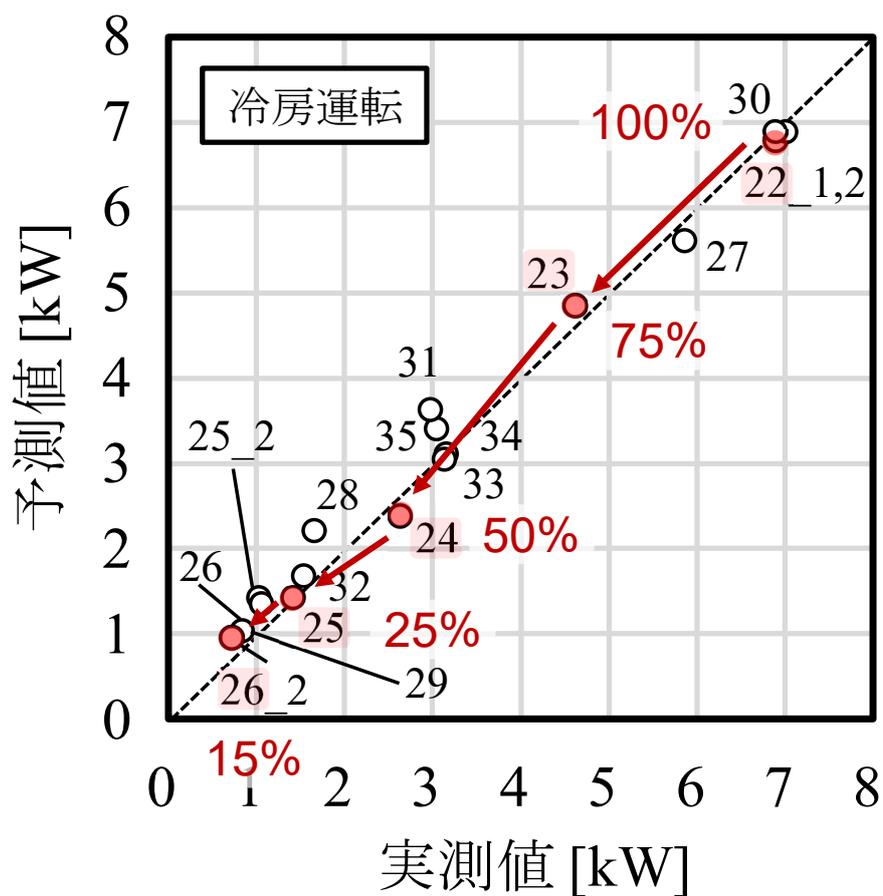
を物理式で表現できる

実験結果と予測値の比較

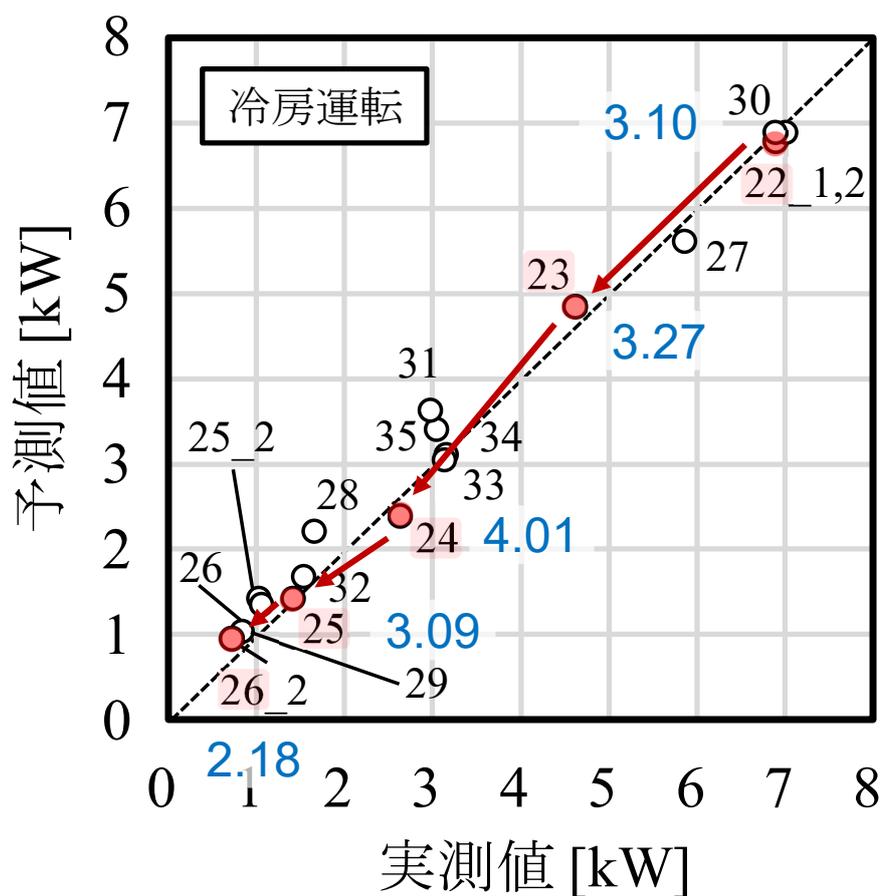


消費電力の実測値と予測値の関係

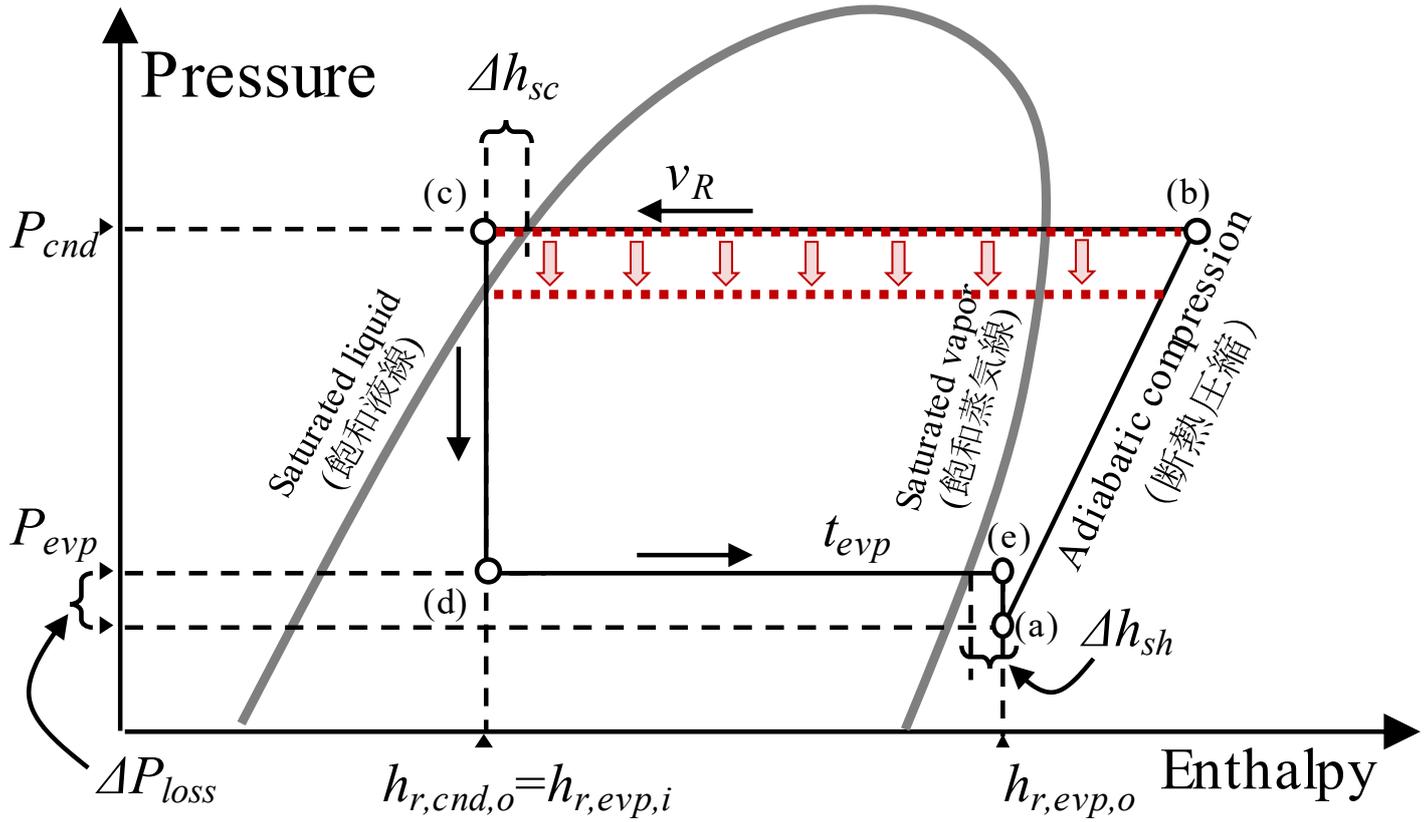
室内機負荷率の均等減少



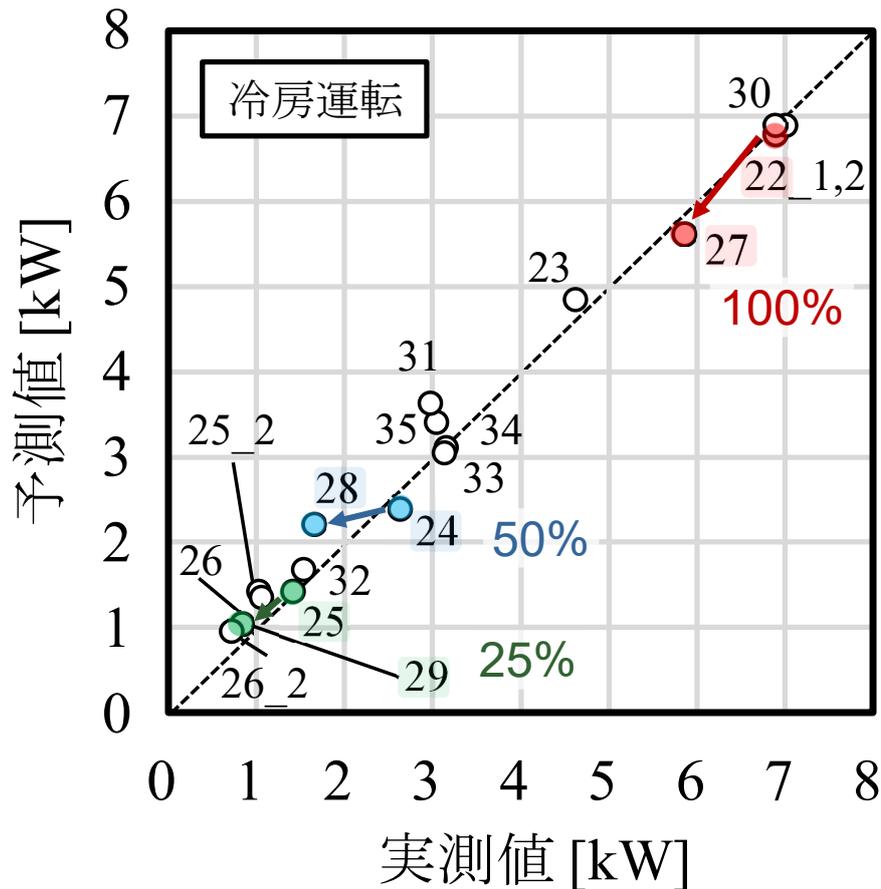
室内機負荷率の均等減少 (COP)



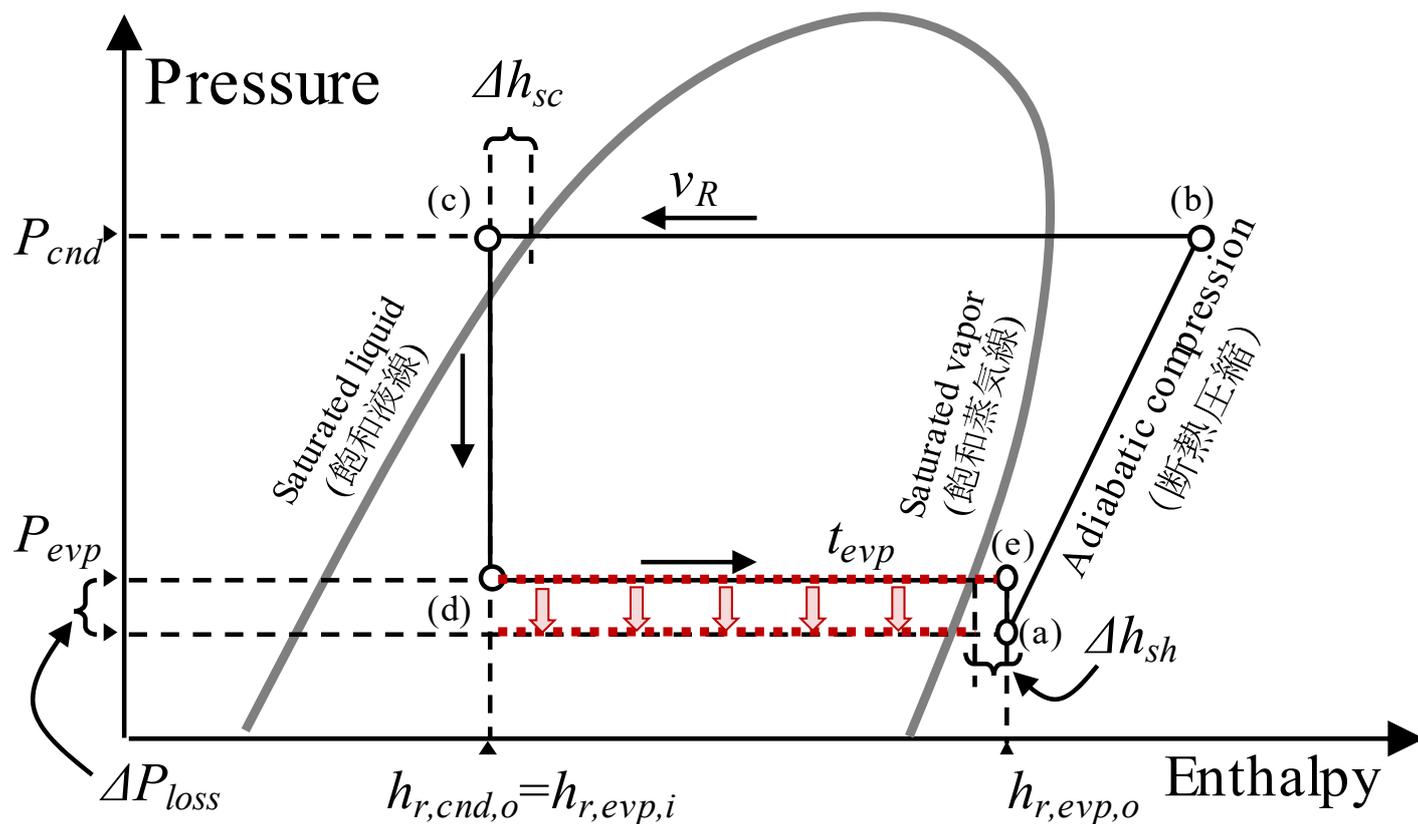
室外機吸込温度 (35→29CDB) の変化



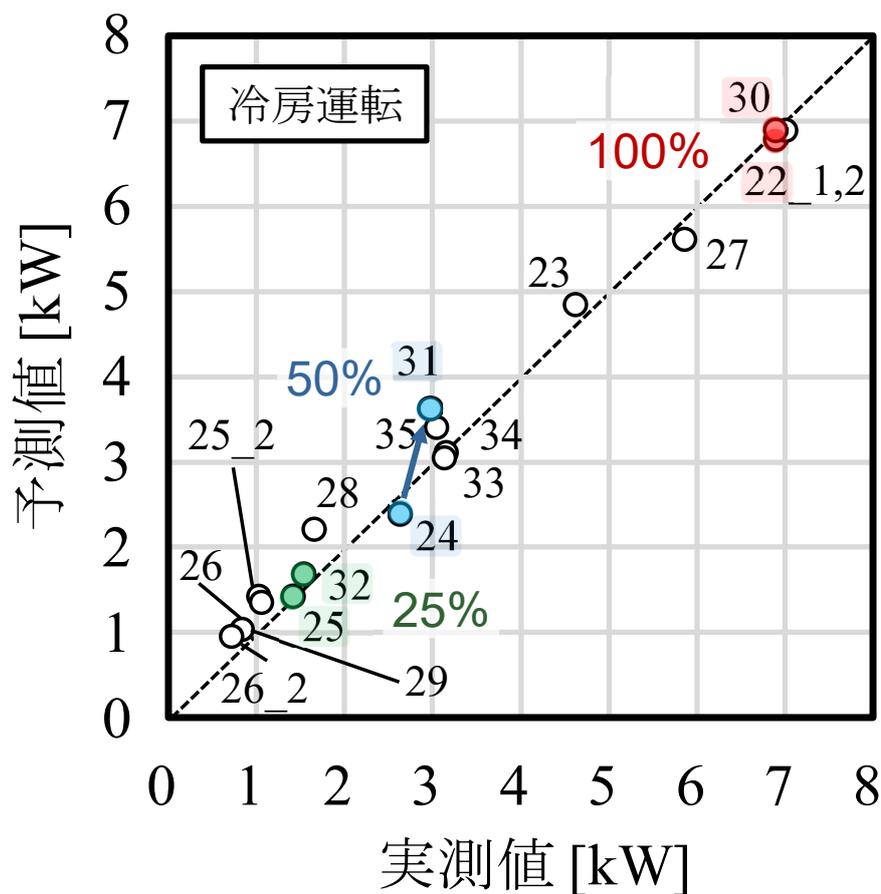
室外機吸込温度 (35→29CDB) の変化



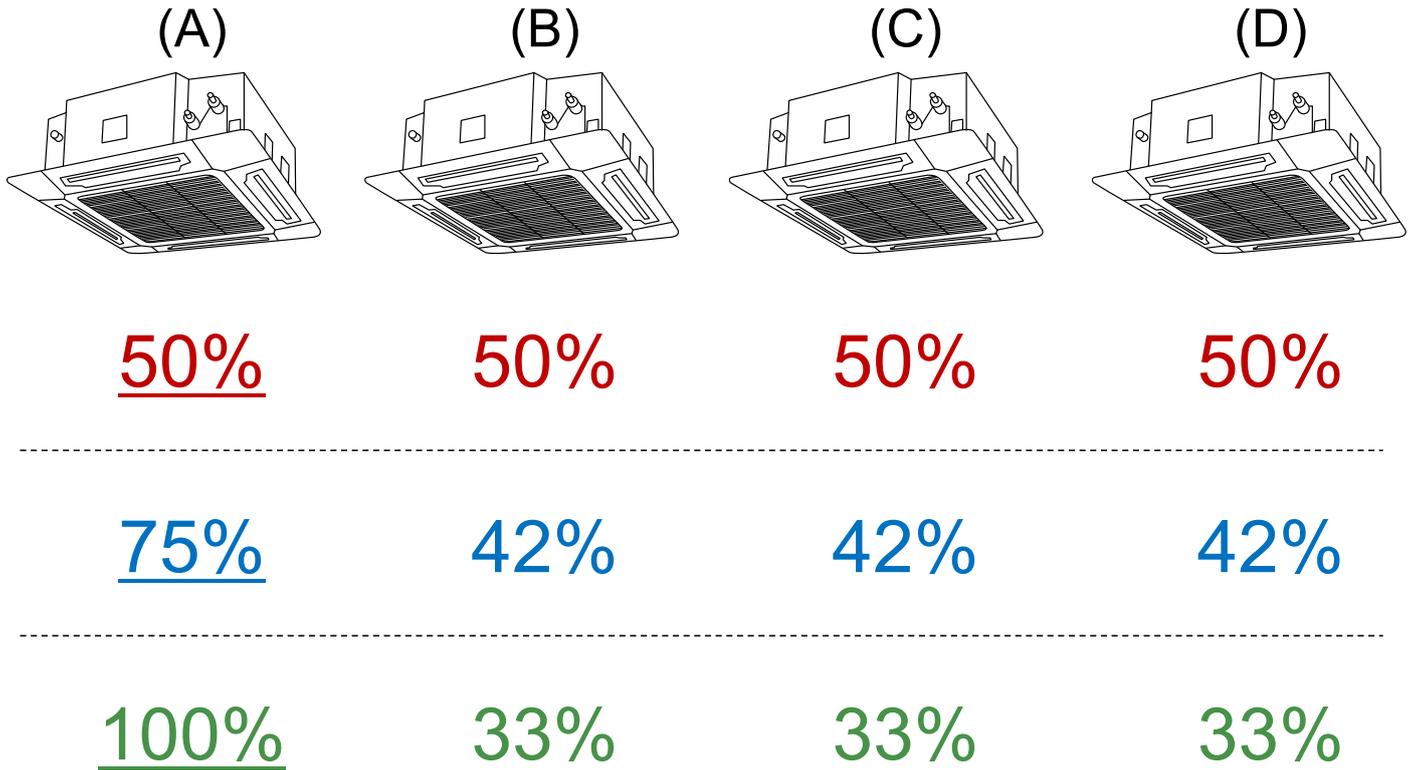
室内機吸込温度 (27→22CDB) の変化



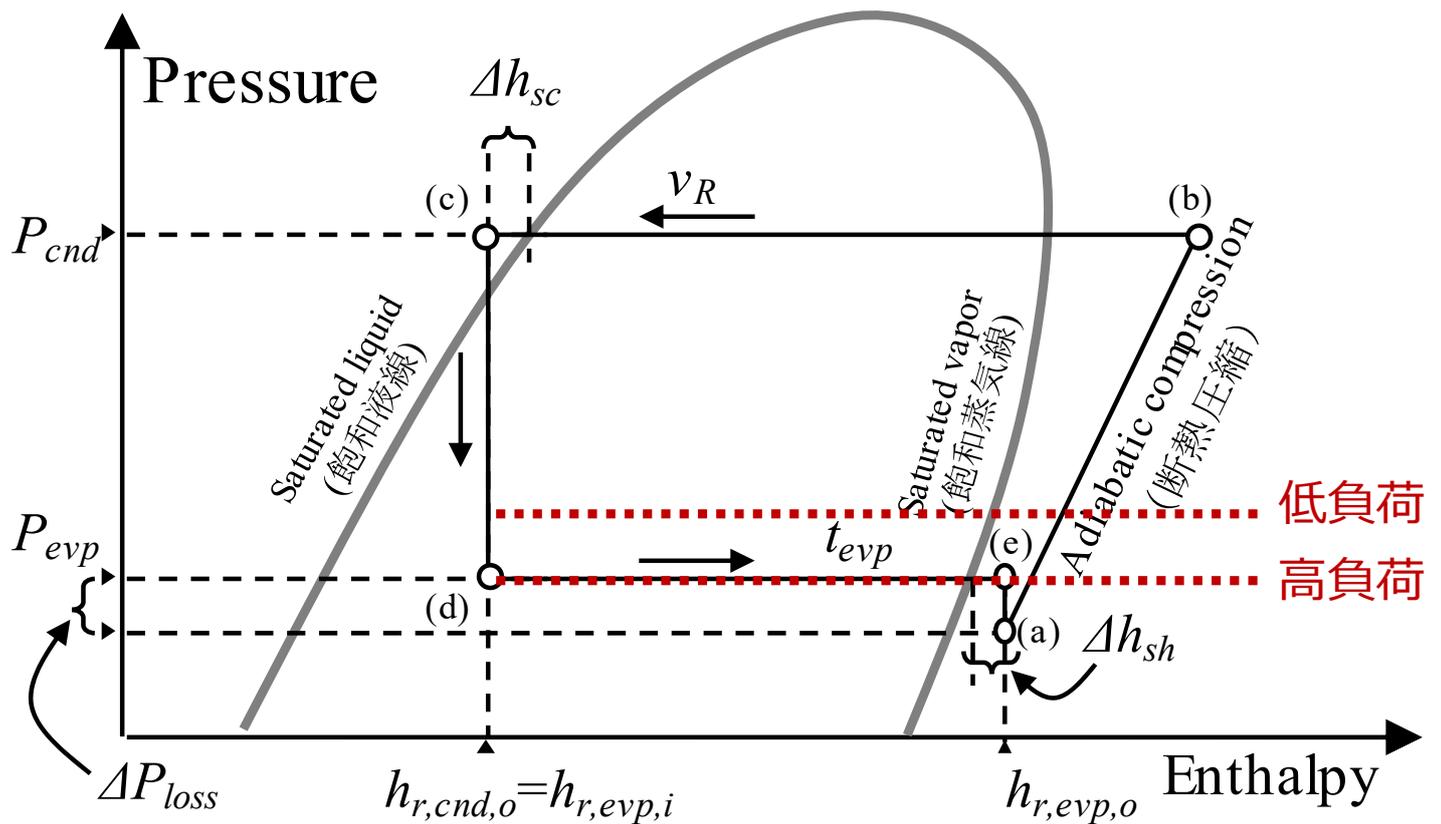
室内機吸込温度 (27→22CDB) の変化



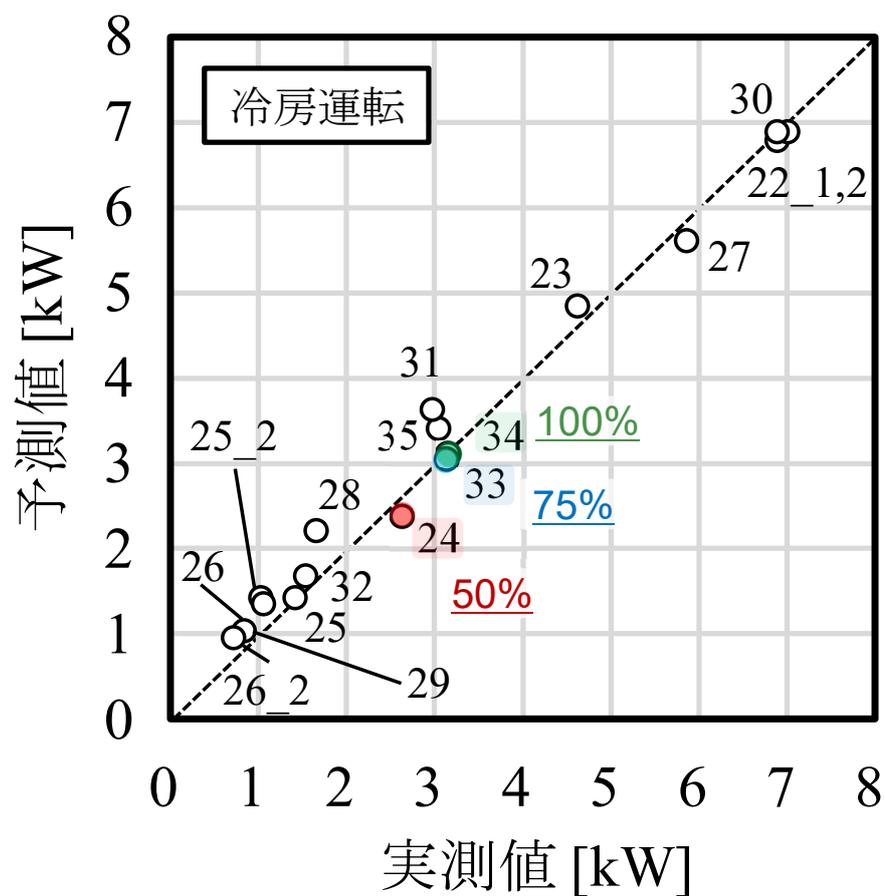
不均等な室内機負荷率



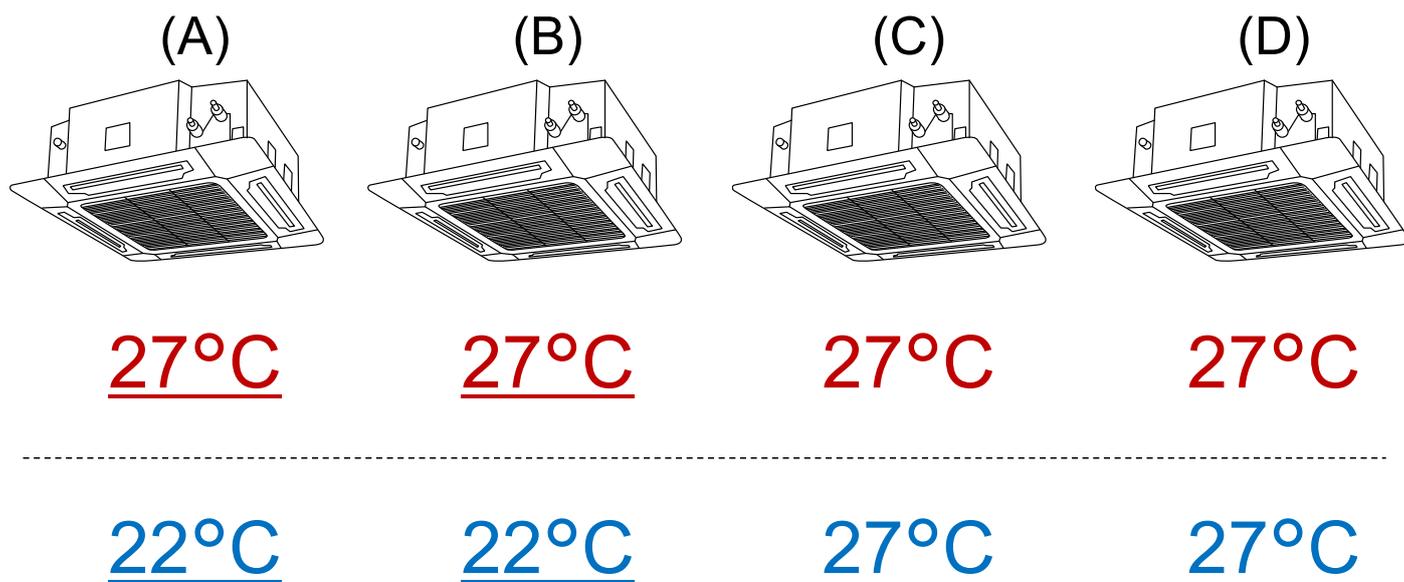
不均等な室内機負荷率



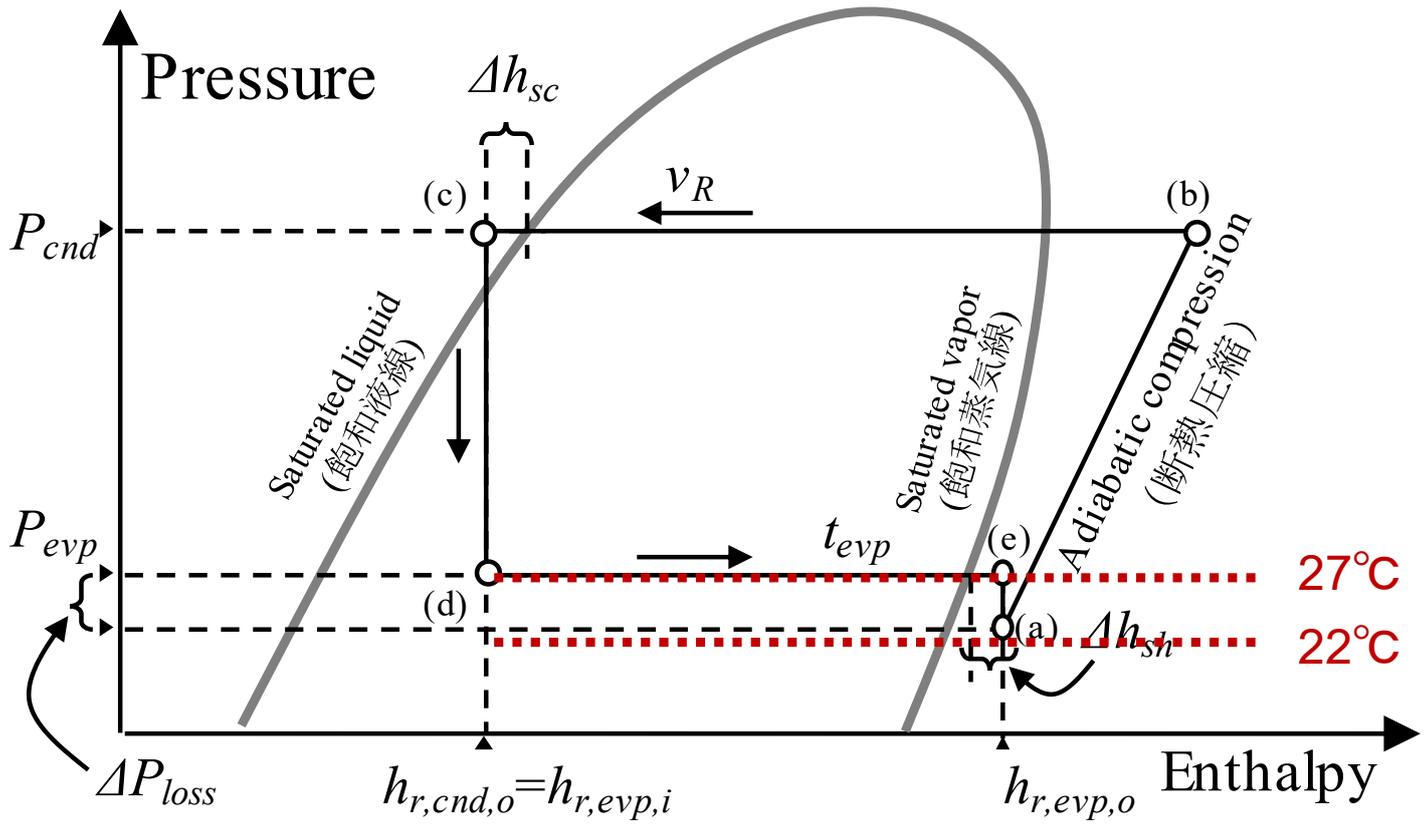
不均等な室内機負荷率



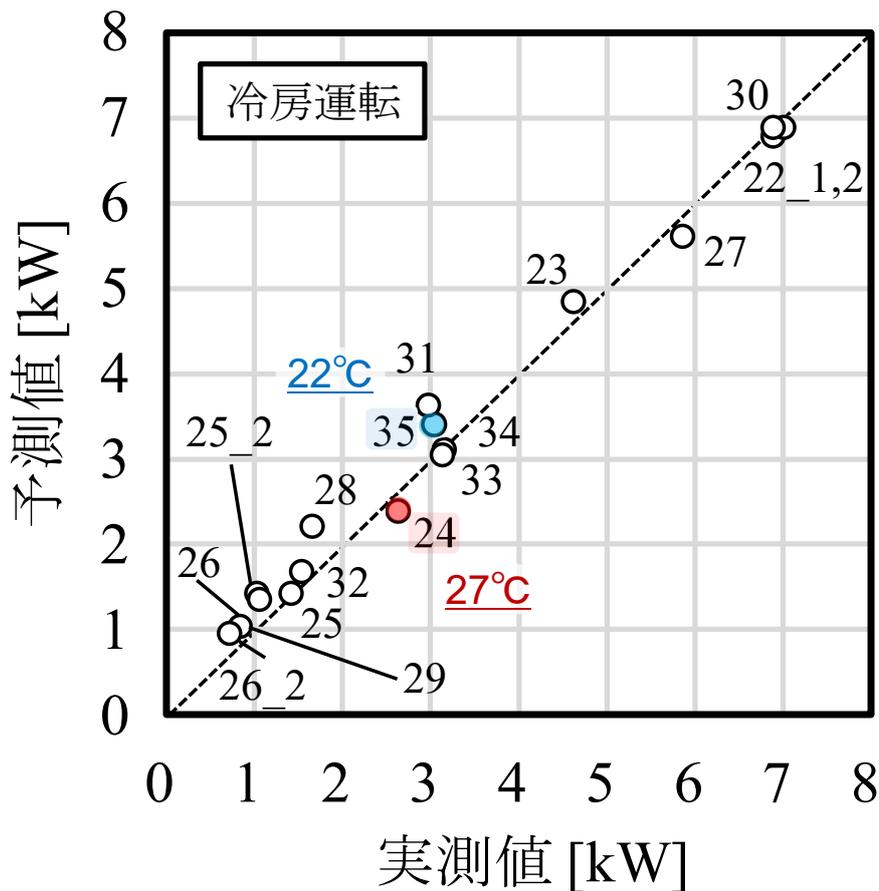
不均等な室内機吸込温度



不均等な室内機吸込温度

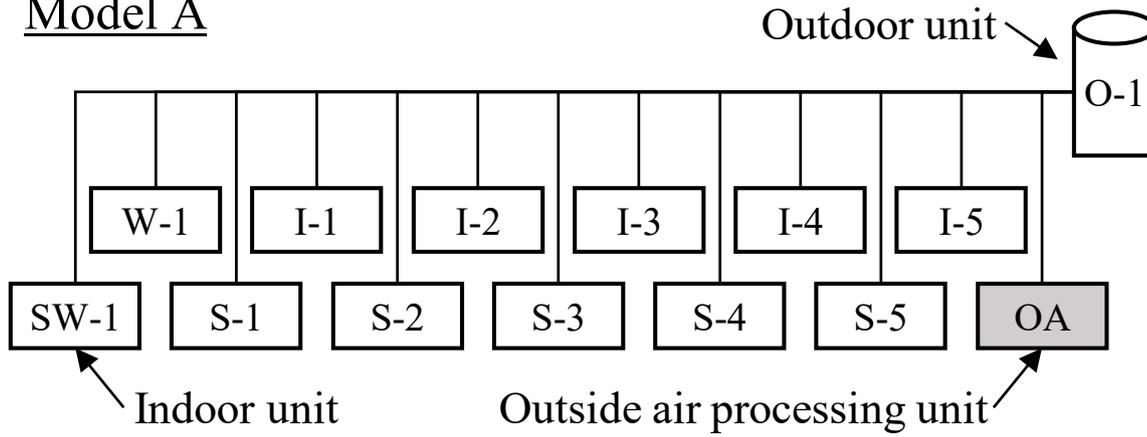


不均等な室内機吸込温度

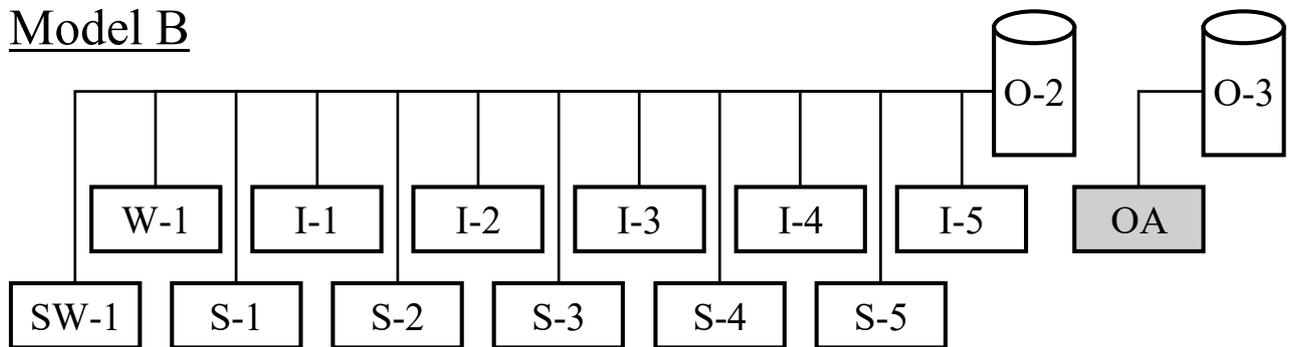


外調機の系統分割効果

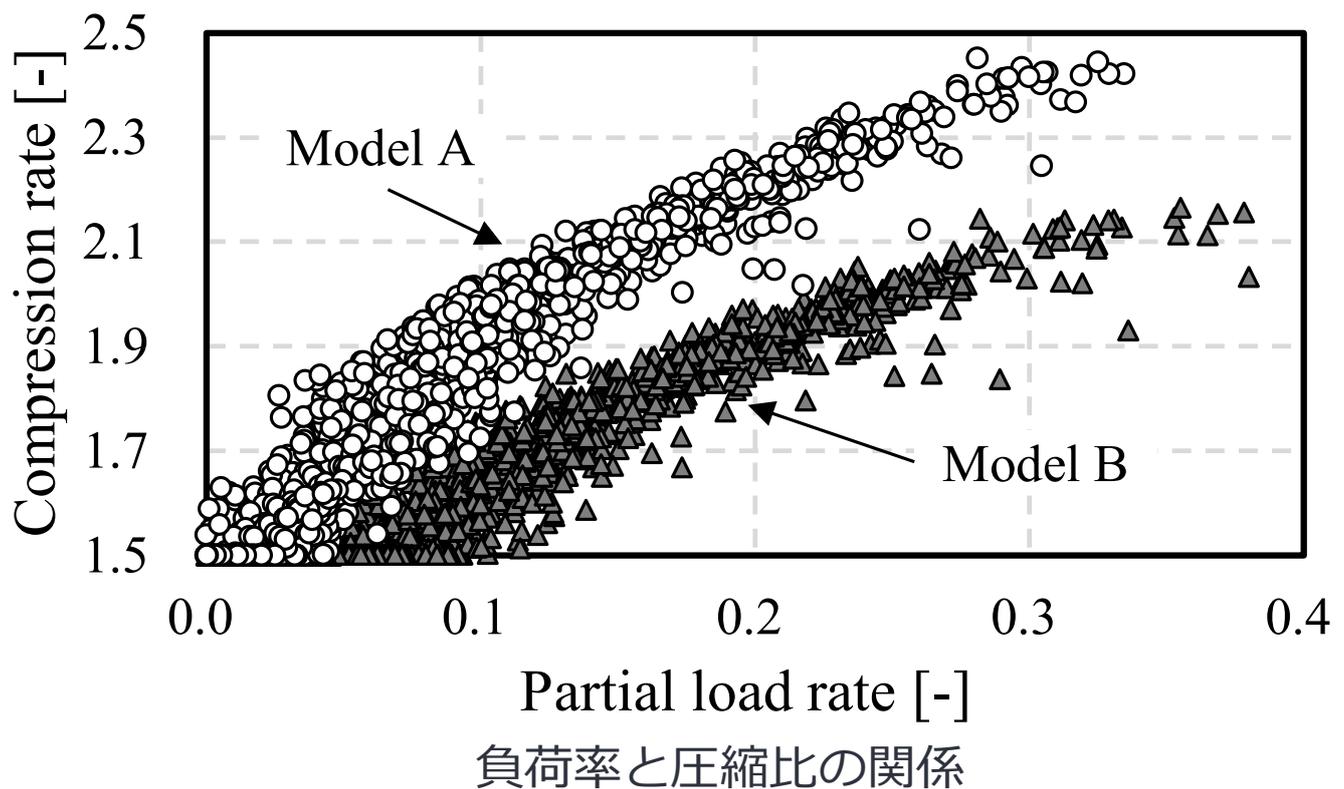
Model A



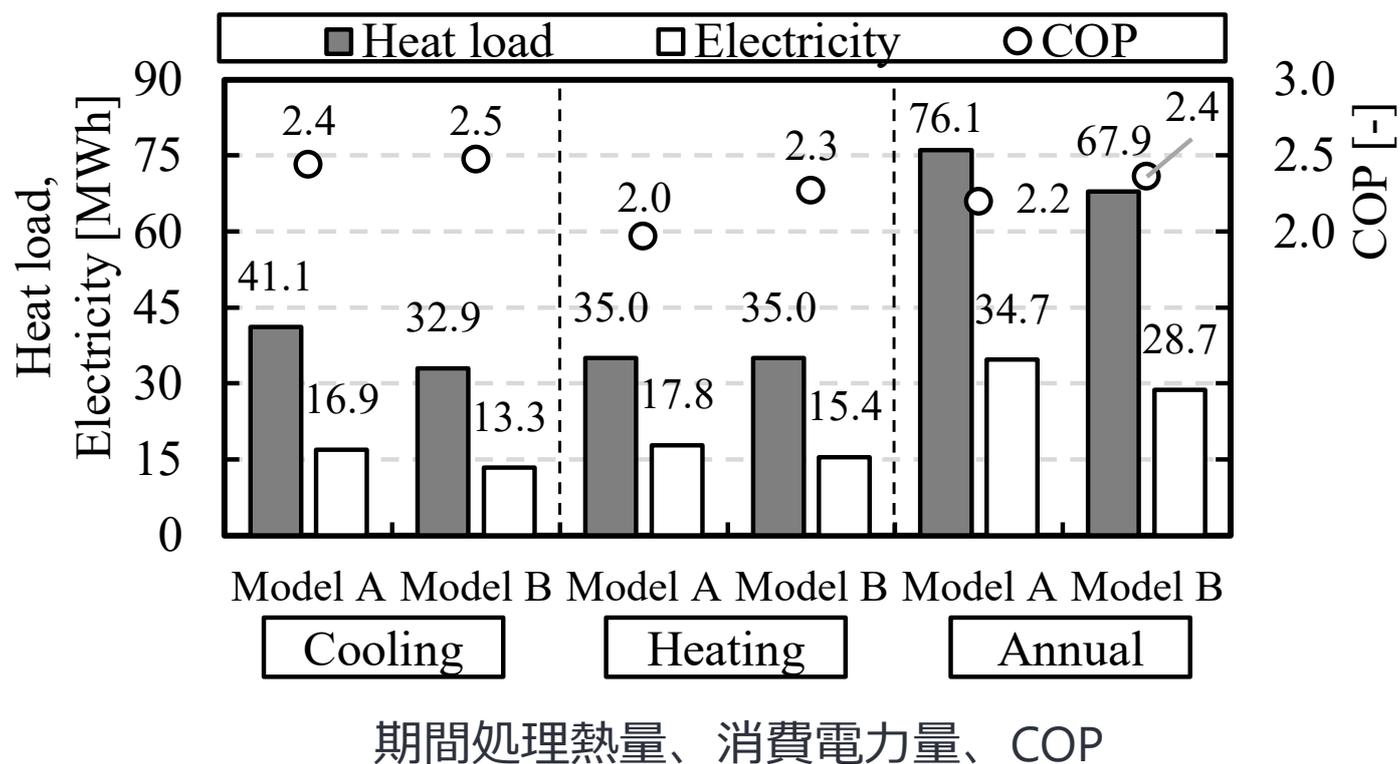
Model B



外調機の系統分割効果



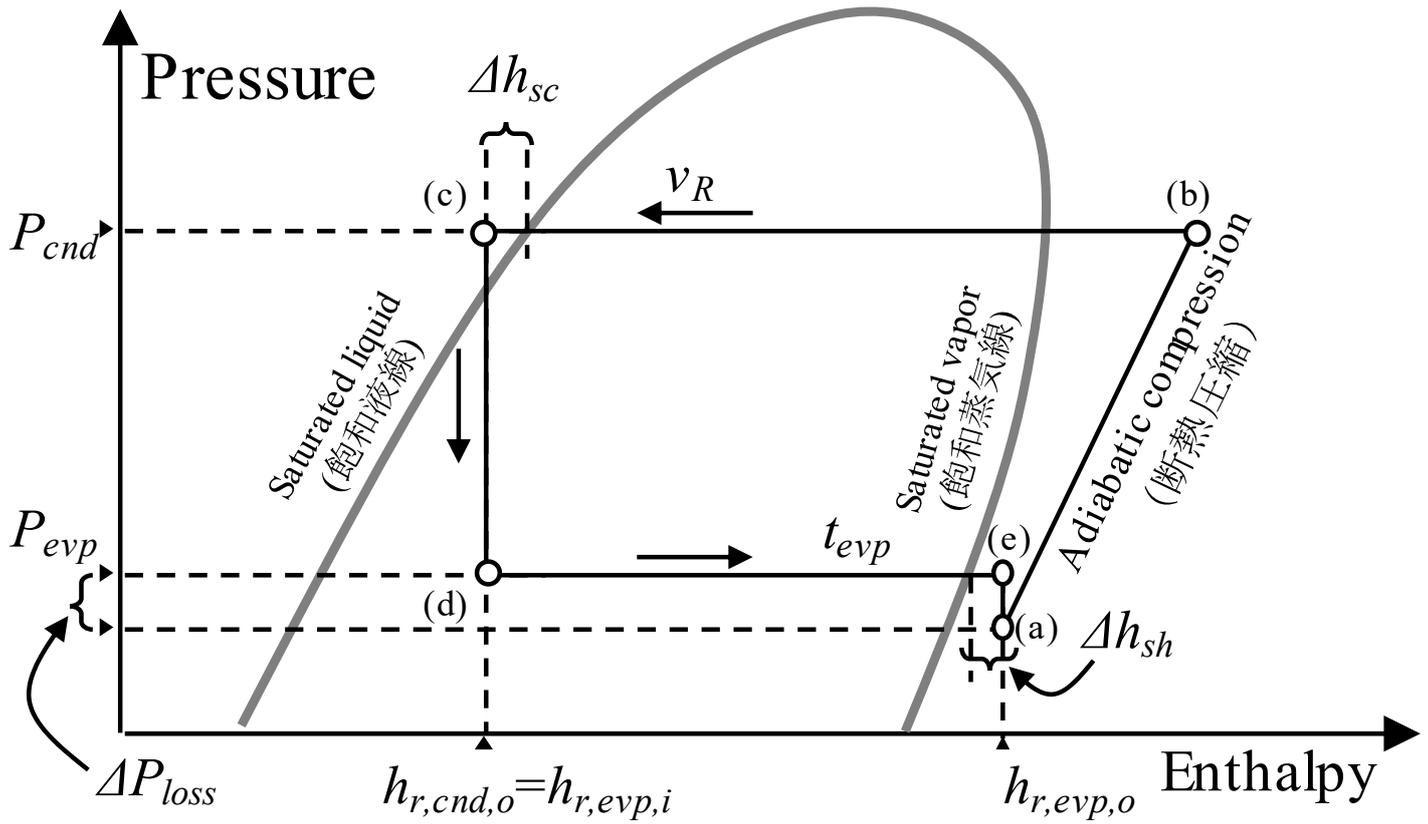
外調機の系統分割効果



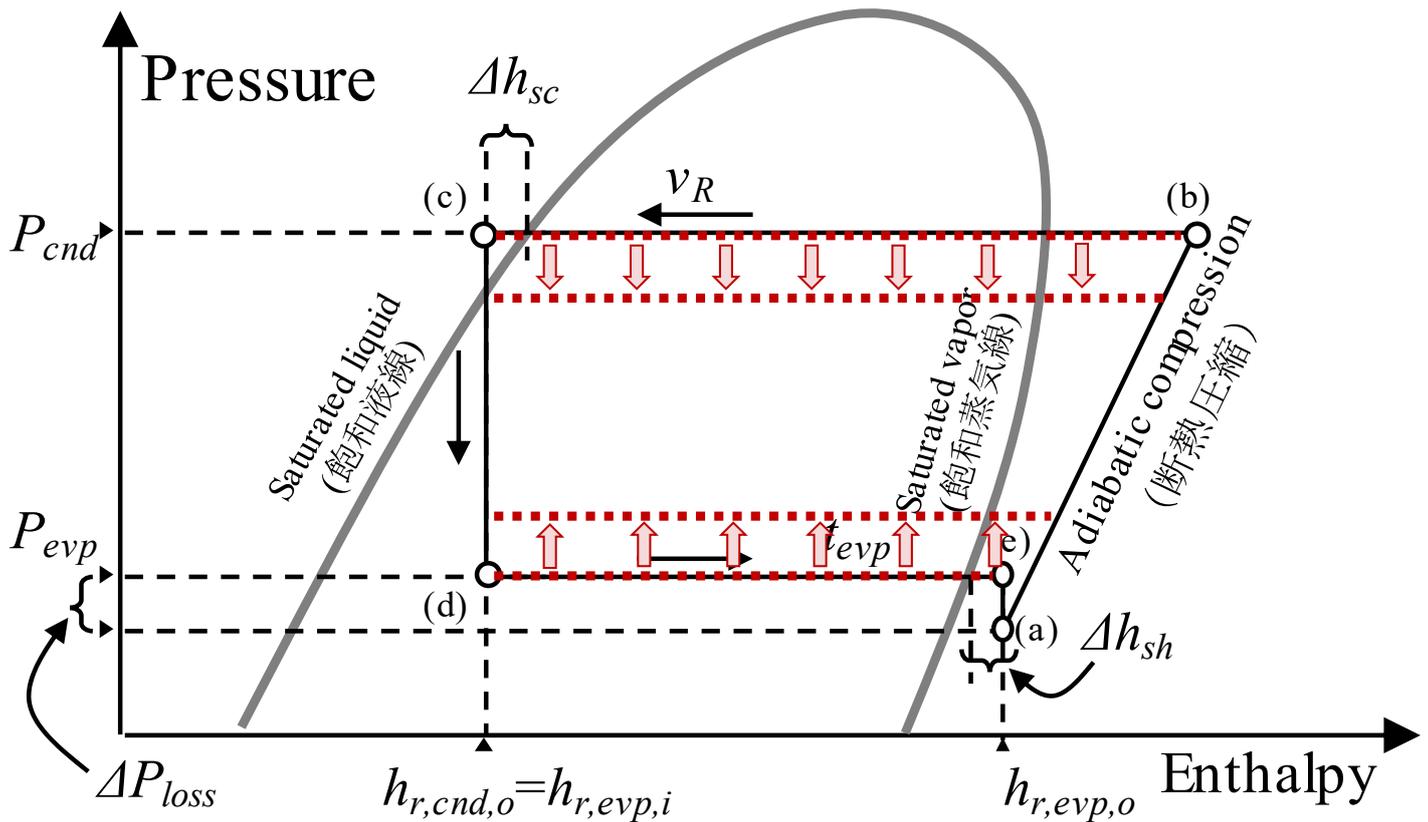
まとめ

- 室内機の負荷率の偏在や吸い込み空気条件の違いを反映できる新たなVRFのモデルを開発した
- 実験室実験の実測値とモデルの予測値を比較することで、上記の条件変更に対して物理的に妥当な傾向が得られていることを確認した
- モデルの応用として、外気処理機を他の室内機と同一室外機系統に統合した場合と、分離した場合のエネルギー消費の違いを予想した。

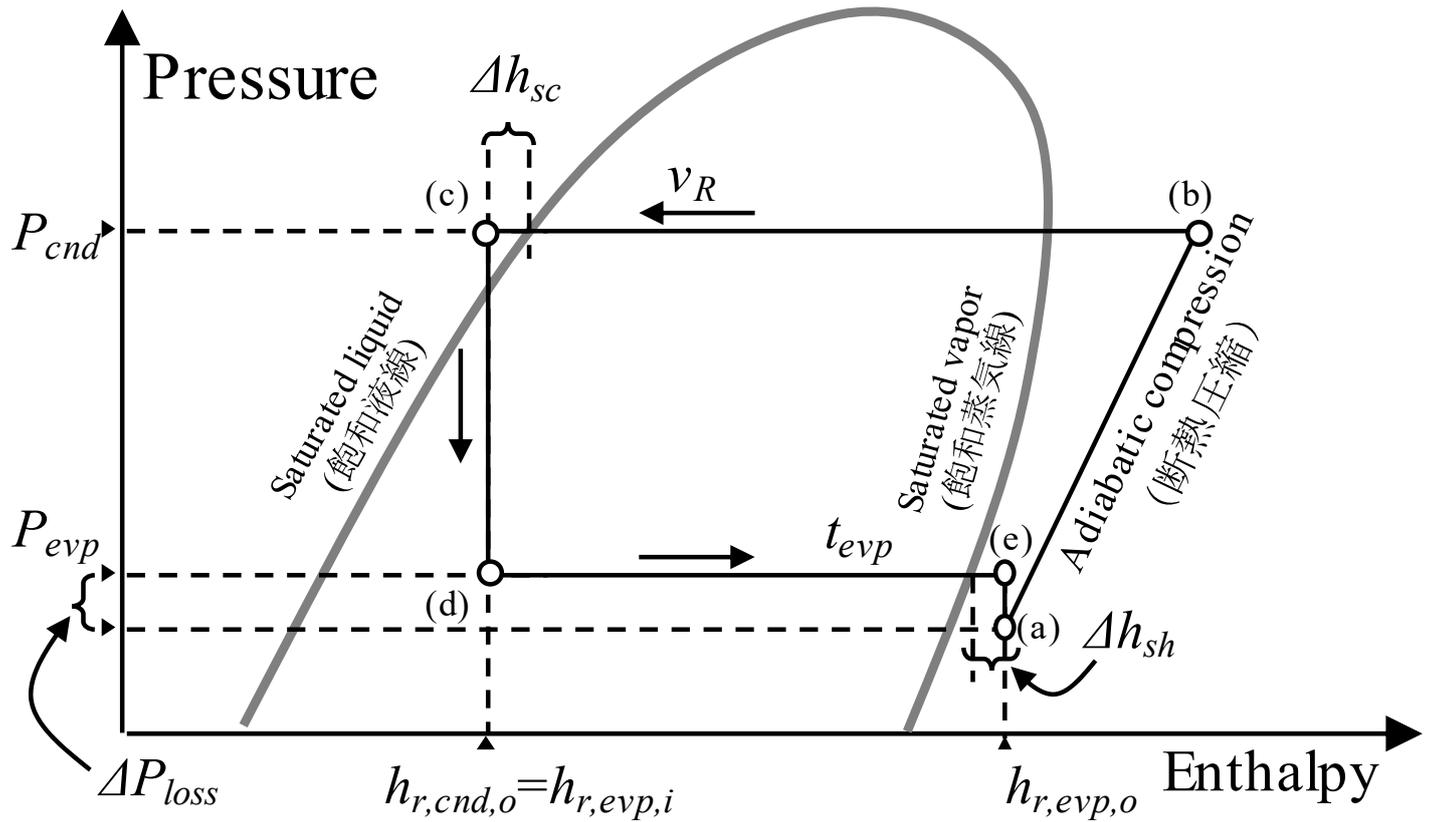
負荷率の均等減少



負荷率の均等減少



室内機吸込温度 (27→22CDB) の変化



室外機吸込温度 (35→29CDB) の変化

