



Title	空調システムにおける信頼性と冗長構成に関する評価
Author(s)	羽山, 広文; 阿南, 陽介; 渡邊, 均 他
Citation	日本建築学会技術報告集 : journal of architecture and building science, 15(31), 817-822 https://doi.org/10.3130/aijt.15.817
Issue Date	2009-10
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50493
Rights	日本建築学会
Type	journal article
File Information	AIJT.15.817-822.pdf



空調システムにおける信頼性と冗長構成に関する評価

EVALUATION OF RELIABILITY AND REDUNDANT COMPOSITION IN AIR-CONDITIONING SYSTEMS

羽山広文 — * 1 阿南陽介 — * 2
渡邊 均 — * 3 森 太郎 — * 4
木下 学 — * 5

Hirofumi HAYAMA — * 1 Yousuke ANAMI — * 2
Hitoshi WATANABE — * 3 Taro MORI — * 4
Manabu KISHITA — * 5

キーワード：
空調システム, 信頼性, 冗長設計, 不稼働率

Keywords:
Air-conditioning system, Reliability, Redundancy design, Unavailability

The concentration and performance of the information processing devices that make up these systems are increasing rapidly, and this has led to an increase in the heat concentration of Data Centers as well. For this reason, air conditioning systems for Data Centers must offer a high level of reliability to constantly maintain appropriate room temperatures. In this paper, we will use the previously proposed calculation method to conduct the following studies, targeting cases in which the systems have actually been implemented. 1) Simulation to grasp the reliability characteristic in the system. 2) Examination for introducing thermal storage equipment to an information processing room.

1. はじめに

社会の高度化にともない、建物インフラ設備に高い信頼性が求められる。例えば、高度な医療機器を備える医療施設や、多数の情報処理機器を有する研究・教育・金融・物流等の施設では、電源設備だけでなく、それら機器を冷却する空調設備の故障が人命や事業への損失につながる重大な問題となる。情報化社会を支えるデータセンターもそのような施設の一つで、ICT (Information and Communication Technology) 機器の高密度・高性能化の進展からデータセンターの発熱密度が著しく増加しており、これを冷却する空調設備には僅かな中断も許されない高い信頼性が求められている。

故障により空調機が停止した場合、発熱密度の高いデータセンターの室温は時間の経過とともに上昇する。ところが、空調機が停止しても室温が許容温度を超過する前に修復が完了すれば、その役割は損なわれない。このため、空調機停止後の室温変化を求め、許容温度に達するまでの時間を考慮することが、実態に即した信頼性評価といえる。不合理な冗長システムを採用すると、過大な設備投資が必要になるため、経済性と信頼性のバランスに配慮した設計が重要である。

一方、空調システムは、空冷・水冷パッケージ方式、中央熱源方式さらにコージェネレーションシステムや蓄熱システムを併用する方式など多岐にわたる。しかも、これらの機器は外気や室温の条件でその能力特性が変化するため、これを考慮する必要がある。

建築設備分野における信頼性および保全性に関しては、これまでに多くの研究^{1), 2), 3)}がある。また、筆者らは空調機の停止後の室温変化を考慮した空調設備の信頼性評価方法⁴⁾および、コージェネレーションシステムなどの複数の機器で構成されたシステムでも高速で解析できる手法を提案し^{5), 6)}、コージェネレーションシステムに蓄熱

設備を設置した場合の検討⁷⁾を実施している。さらに関口らは、水冷空調機を対象に配管内の冷却水の熱容量および冷却塔の台数が信頼性に与える影響を検討している^{8), 9)}。本報告では、既報で提案した計算方法^{4)~7)}を用い、以下の検討を行う。

- 1) 空調機が室温および外気温度によりその冷却能力が変化する場合について、この特性を考慮した信頼性評価方法を用い、空調不稼働率と空調機台数の関係を明らかにする。
- 2) 個別分散方式と中央熱源方式を併用した空調システムにおいて、中央熱源の分割数が信頼性に与える影響を評価し、空調不稼働率と中央熱源の分割数の関係を明らかにする。
- 3) 蓄熱設備を有する空調システムにおいて、蓄熱容量が信頼性に与える影響を評価し、有効蓄熱時間と空調システムの不稼働率の関係を明らかにする。

2. 高発熱機械室用空調設備の信頼性の考え方

2.1 室温上昇が機器に与える影響

室内に設置される情報処理機器は、多くの電子部品で構成されている。この機器の動作保証は室温あるいは機器の吸込み温度で規定される。これらの温度が機器の許容する温度を超過すると、機器の誤動作あるいは機能が停止し、情報通信サービスに支障をきたす。特に、空調機が停止し許容温度を大きく超過すると、部品に熱破壊が生じ、甚大な障害を与えることがある。したがって、機器の信頼性を確保するためには、空調設備により室温を許容温度の範囲に維持することが重要といえる。

空調設備が正常な場合、内部発熱、外壁の貫流熱による負荷は空調機により除去され、室温は設定温度に維持される。しかし、室温は空調機が停止すると室内に設置された機器の発熱量、建物や室内

本稿の一部は、空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会および空気調和・衛生工学会大会学術講演会において発表したものである。

¹⁾ 北海道大学大学院工学研究科 教授・博士 (工学)
(〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

²⁾ 鹿島建設 修士 (工学)

³⁾ 東京理科大学工学部第二部 教授・博士 (工学)

⁴⁾ 釧路工業高等専門学校 准教授・博士 (工学)

⁵⁾ NTT ファシリティーズ研究開発本部 博士 (工学)

¹⁾ Prof., Graduate School of Engineering, Hokkaido Univ., Dr. Eng.

²⁾ Kajima Co., M. Eng.

³⁾ Prof., Faculty of Engineering Division II, Tokyo Univ. of Science, Dr. Eng.

⁴⁾ Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng.

⁵⁾ NTT Facilities Inc., Dr. Eng.

の熱容量のバランスにより時刻の経過とともに変化する。高発熱の機械室の場合、室温は室内の冷房負荷に応じ上昇することから、空調設備の信頼性評価では、室温が許容温度を超過した時点で空調設備の機能が停止したと認識して、信頼性理論を適用することが妥当と考えられる(図1)。したがって、許容温度に到達するまでの時間(以下、許容修復時間と呼ぶ)を考慮することにより、実態に即した信頼性の評価および空調設備の設計が可能となる。

2.2 対象システム

対象とする空調システムの構成を図2に示す2種類の方式(A. 個別分散方式、B. 個別分散と中央熱源併用方式)とする。本報告で扱う空調システムは、AHU (Air Handling Unit)およびPAC (Packaged Air Conditioner)の2種類の空調機と、これらが稼働するためのエネルギーを供給する機器からなる。

A. 個別分散方式のPACは、商用電源(以後CS)あるいは予備発電機(以後GT)から供給される電源で稼働し、空調対象室を冷却する。空調対象室には通信用機器および建物の熱容量がある。

一方、B. 個別分散と中央熱源併用方式にはPACとAHUが併設されている。AHUは冷凍機(以後REF)から冷水の供給を受けて室内を冷却する。またREFは冷却塔(以後CT)で大気へ排熱する。AHU、REF、CTはともにCSあるいはGTから電源の供給を受け稼働する。個別分散方式と同様に空調対象室には通信用機器および建物の熱容量がある。さらに、蓄熱槽などの蓄熱機器(以後TS)が設置された場合はREFに代わり冷水をAHUへ供給する。

なお、一般に空調システムはここで紹介する主要機器のほかに、ポンプやバルブなどの配管系統、制御系・電源系なども含むが、ポンプは他の機器と比較し安価であり、複数台設置による信頼性の向上が容易なことから、ここでは制御系・電源系とともに省略している。各部における動作と予備装置の役割及び信頼性を考える上で考慮すべき事項は以下である。

(1) 冷凍機(REF)と冷却塔(CT)

REFは、CSあるいはGTから供給される電力を利用して冷水を発生する。発生した冷水はAHU部分へ供給する。REFの台数は一般には複数である。一方、CTはREFから送水された冷却水の排熱を大気へ放出する。CTの台数とREFの台数は必ずしも同一ではない。

(2) 空調機(AHU・PAC)

AHUはREF部分から供給される冷水を受けて、また、PACは電力によって動作し、対象の室内を冷却する。これら空調機は回転機器を有するため、機器単体で高い信頼性を確保するには限界がある。そこで、信頼性向上のため、空調機も一般に複数台設置される。故障により停止するAHUおよびPACの台数が多くなるほど冷却能力は低下し室温が許容値を超えるまでの時間は短くなる。

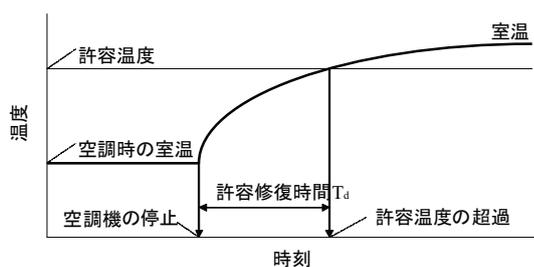


図1 空調機停止後の室温変化とシステム不稼働の概念

一方、一般的な空調設備設計において、空調機の冷却能力は定格能力を用いることが多い。しかし、一部の空調機が故障した場合、室温は定格能力を定めた温度より高くなり、温度上昇に伴い空調機の冷却能力は増大する。そのため、信頼性の検討では温度条件と空調機の冷却能力の関係を考慮することにより、空調機の予備機台数が削除できる場合がある。空調機の冷却能力は、室温および外気温度と必ずしも比例関係ではないが⁴⁾、取扱いの簡便化のため、空調機の冷却能力を次式のように各温度の一次関数で表し信頼性の評価に用いる。

$$H_A = H_{BA} - C_r \{ \theta_{Br} - \theta_r(t) \} - C_o (\theta_o - \theta_{Bo}) \quad (1)$$

PACおよびAHUの能力と台数は、信頼性とコストに関連する大きな要因である。PACおよびAHUのトータル冷却能力に余裕を持たせその台数を多くすれば、一部の機器が故障して停止した際にも室温上昇速度を小さくすることができる。これらは、システム構成上の重要な決定事項である。

(3) 蓄熱設備

蓄熱設備は、REFが故障した際に、室温の上昇を抑制する効果がある。水あるいは氷などの蓄熱媒体に蓄熱し、AHUの熱源として利用する。

(4) 電力部分

通常時はCSを受電し各機器に供給する。CSが停止すると、GTからの受電に切り替わる。容量は全ての機器を稼働させるのに必要な量とする。

(5) 空調気流方式

一般に、高発熱の機器が設置される情報処理室では、室内の発熱密度が高い。情報処理機器の適正な冷却には、二重床吹出しの空調気流方式を用いることが多い¹⁰⁾。この方式は、二重床内をチャンバーに利用していることから、一部の空調機が故障により停止しても、空調給気の供給が滞ることがなく、直ちには、空調システムのダウ

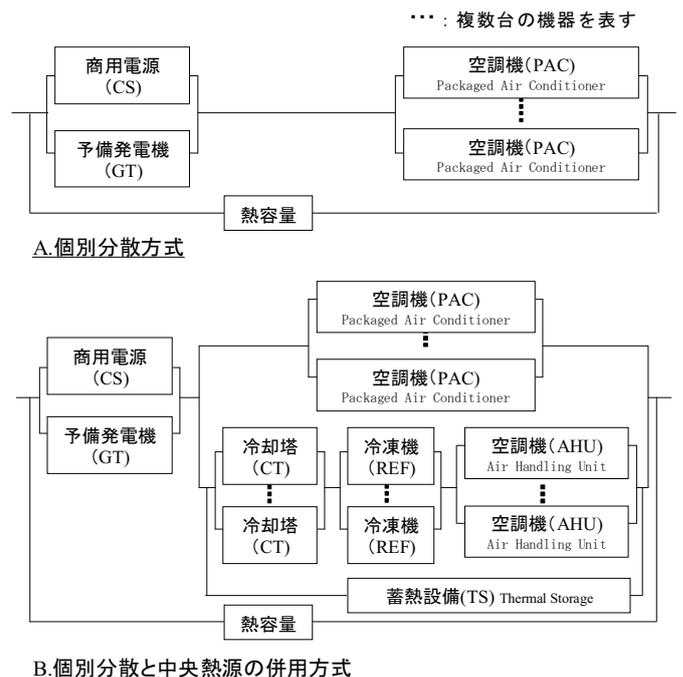


図2 空調システムの信頼度モデル

ンには結びつかない。

3. 評価方法

空調システムの信頼性の尺度としては、冷却対象システムの動作が保障できない程に室温が上昇する時間の割合を用いるのが妥当である。以下、これを「空調システムの不稼働率」と定義する。室温が許容値以上に上昇するには、空調機の故障発生後、一定の時間(許容修復時間)を要するので、これを盛り込んだ解析が必要である(図1)。

まず、修復時間が指数分布で、平均修理時間 $MTTR_c$ が平均故障間隔 $MTBF_c$ と比べて十分小さいことを仮定した。すなわち、許容修理時間 T_d を考慮した不稼働率 U_T は故障率 λ_c を用いた次式で得られ、 P_c は室温が許容温度を超過する確率と見なし導出した⁴⁾。

$$U_T = \sum_{c=1}^N (\lambda_c MTTR_c P_c), \quad P_c = \exp\left(\frac{-T_d}{MTTR_c}\right) \quad (2)$$

空調システムが複数の機器で構成された場合、故障パターン毎に直列・並列結合の合成によりシステムの故障率 λ_c と平均修理時間 $MTTR_c$ を求め、さらに N 個の故障パターン毎に室内負荷から許容修理時間 T_d を求め不稼働率を得る方法を用いた。

3.1 解析理論

空調システムを構成する要素それぞれの故障率を一定(時刻毎に変化しない)とし、さらに修理時間が指数分布に従うこととすると、システム全体の故障・修理の過程は単純マルコフ過程になる。単純マルコフ過程とは、1つ前の状態が決まれば、次の状態への遷移が、それ以前の過去の状態及び1つ前の状態での経過時間に無関係に確率的に決まる確率過程のことをいう。

ここで、各状態で稼働している空調機の台数は決まっているので、その状態における室温が許容値を超過するまでの時間も定まる。そこで、各状態に遷移してからの時間と室温が許容値を超過するまでの時間を比較し、状態が許容時間を超えている部分のみをシステム不稼働状態としての不稼働率を積算することで、システム信頼性評価を行う(図3)。ここでは概要のみを記しており、詳細は既報⁵⁾で述べられている。

3.2 許容室温に達するまでの時間と外気条件の関係

空調機が故障して停止した後、室温が許容温度に達する許容修復時間を求める方法を示す。外気温度および日射などの外気条件は故障前後で一定であり、外壁の熱容量を無視すると、室内の熱平衡式は次式になる。

$$Q_r \frac{d\theta_r(t)}{dt} = W_s \{\theta_s - \theta_r(t)\} + W_v \{\theta_o - \theta_r(t)\} + N_c [C_r \{\theta_{Br} - \theta_r(t)\} + C_o (\theta_o - \theta_{Bo})] + H_c \quad (3)$$

(a)項 (b)項

$$\text{ただし、} H_c = H_r - N_c H_{BA} \quad (4)$$

(3)式の(a)項は室温により、また(b)項は外気温により変化する空調機の冷却能力を示している。 N 台の内 i 台が同時に故障し、 $N_c = N - i$ 台の空調機が動作している場合、空調機故障により室温が空調機の定格能力を求めた基準室温より高く、また外気温が基準外気温より低くなると、室内の発熱量は減少する。初期条件として $t = 0$ のとき $\theta_r(0) = \theta_c$ として(3)式を解く。また室温 $\theta_r(t)$ が故障時の室温 θ_c から許容室温 $\theta_{r,max}(t)$ までの温度差を $\Delta T = \theta_{r,max}(t) - \theta_c$ とすると、故障発生後に許容室温に達するまでの時間 $t = T_d$ と外気条件の関係は次式になる。外気条件を示す θ_{so} は時間 t の関数である。

$$\theta_{so} = \theta_c + \frac{\Delta T}{1 - \exp\left(-\frac{W_s + W_v + N_c C_r T}{Q_r}\right)} - \frac{N_c C_o (\theta_o - \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r} \quad (5)$$

$$\text{ただし、} \theta_{sw} = \frac{W_s \theta_s + W_v \theta_o + N_c \cdot C_o \theta_{Br}}{W_s + W_v + N_c C_r} \quad (6)$$

一方、(5)式の逆関数は外気条件 θ_{so} で故障が発生した場合の許容修理時間 $T_d = t(\theta_{so})$ であり、次式になる。

$$t(\theta_{so}) = -\frac{Q_r}{W_s + W_v + N_c C_r} \cdot \ln \left\{ 1 - \frac{\Delta T}{\theta_{so} - \theta_c + \frac{N_c C_r (\theta_o - \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r}} \right\} \quad (7)$$

ただし、 $0 \leq t(\theta_{so}) < \infty$ のため以下の条件を満たさなければならない。

$$0 < 1 - \frac{\Delta T}{\theta_{so} - \theta_c + \frac{N_c C_r (\theta_o - \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r}} \leq 1 \quad (8)$$

3.3 蓄熱設備の有効時間

蓄熱設備により設定室温が維持されている場合、定常状態での室内の熱平衡式は次式で表される。

$$H_s = \{W_s (\theta_s - \theta_c) + W_v (\theta_o - \theta_c) + N_c \cdot C_o (\theta_o - \theta_{Bo}) + H_c\} T_s(\theta_{so}) \quad (9)$$

$$\text{ただし、} H_c = H_r - N_c H_{BA}$$

式(6)と式(9)から蓄熱設備の有効時間 T_s は次式となる。すなわち、蓄熱設備の有効時間は外気条件 θ_{so} の関数であり、外気条件が低くなると有効時間は長くなる。この有効時間を前節で求めた許容時間に加算し不稼働率を求める。

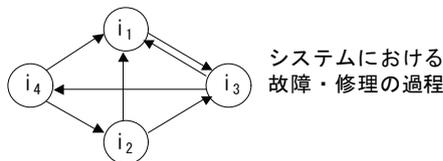
$$T_s(\theta_{so}) = \frac{H_s}{(W_s + W_v + N_c C_r)(\theta_{so} - \theta_c) + N_c \{C_r (\theta_c - \theta_{Br}) + C_o (\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c} \quad (10)$$

$$\text{ただし、} 0 \leq T_s(\theta_{so}) < \infty$$

3.4 外気条件

換気、空調機能力補正がある場合の日平均相当外気条件 θ_{so} は、任意に発生する故障に対し、故障の前後で変化しないものとして扱い、(6)式を用い日平均値で定めた。また、建物の外壁に当たる日射量は、外壁の方位、面積、日射吸収率を考慮し、相当外気温度の日平均値 θ_s とした。さらに外気温度 θ_o は日平均値とした。

各地域の一年分の標準年気象データから365日分の外気条件 θ_{so} を求める。なお、故障が翌日以降におよぶ場合も、外気条件は故障発生日の平均温度が継続するものと考えた。なお、換気が無い場合は



システムにおける遷移状態(故障・修理)の繰り返し

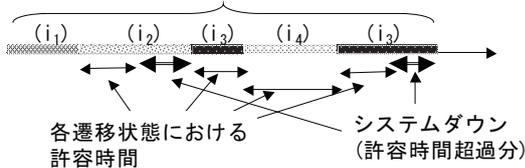


図3 状態の繰り返しと許容時間超過部分

$W_v = 0$ 、空調機能力の補正を行わない場合は $N_c = 0$ として算出することもできる。

3.5 許容温度の超過確率

外気条件が θ_{so} の場合、故障発生後 $T_d + T_s$ に室温が許容温度を超過すると考えると、許容温度を超過する確率 P_c は(2)式から次式になる⁴⁾。ただし、 q は確率密度と考え、修理時間および室温が許容温度を超過する時間は指数分布で表されるものとする。

$$P_c = \int_x^{\infty} q \exp\left(-\frac{T_d + T_s}{MTTR}\right) d\theta_{so} \quad (11)$$

ここでは、外気条件が365個のデータとして得られているので、次式でさらに近似できる。空調システムの不稼働率 U_r は、各故障パターンの故障率、平均修理時間、許容温度の超過確率を求め、(2)式で得られる。

$$P_c = \sum_{i=1}^{365} \exp\left(-\frac{T_d + T_s}{MTTR}\right) / 365 \quad (12)$$

以上、説明した空調システムの信頼性評価手法は、PC上で稼働するソフトウェアとして完成させ、空調システム的设计用ツールとし

表1 計算条件 (空調機能力変化の影響)

床面積	780 m ²	PAC平均修理時間	50 h
総発熱量	117~1560 kW	CS故障率	4 × 10 ⁻⁷ -
室内発熱密度	150~2000 W/m ²	CS平均修理時間	1 h
空調機の冷却能力	56 kW/台	GT故障率	2 × 10 ⁻⁴ -
許容温度上昇	13 K	GT平均修理時間	30 h
室内熱容量	30 Wh/(m ² K)	基準室温 θ_{Br}	27 °C
PAC故障率	1 × 10 ⁻⁴ -	基準外気温度 θ_{Bo}	32.5 °C
室温による空調機冷却能力の変化係数 C_r			1111 W/K
外気温による空調機冷却能力の変化係数 C_o			758 W/K

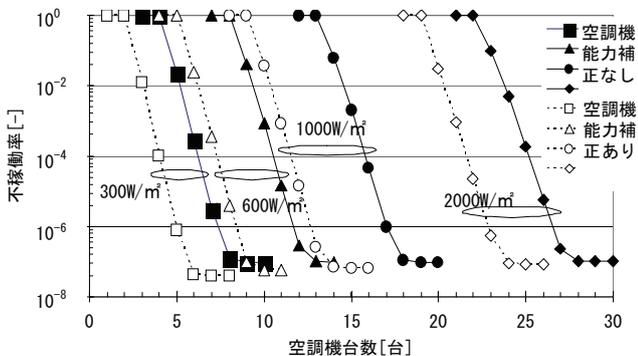


図4 空調機能力変化の影響 (不稼働率)

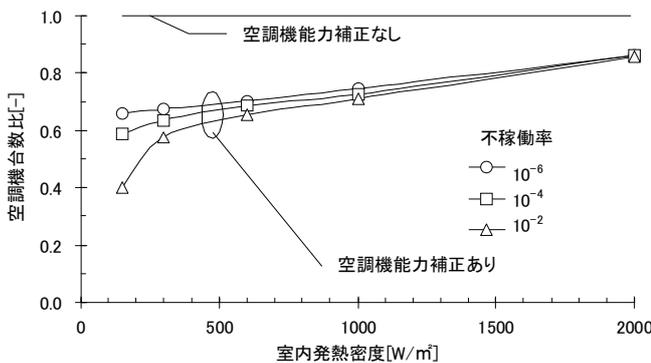


図5 空調機能力変化の影響 (空調機台数比)

ている。この信頼性評価手法を用い、以下にいくつかの検討例を示す。

4. 分散方式と中央熱源方式の信頼性評価

4.1 空調機冷却能力の変化の影響

空調機の冷却能力の変化が空調システムの信頼性に与える影響を評価するため、図2のA. 個別分散方式の機器構成を用い、表1に示す条件で検討した。

各発熱密度別の空調機台数と不稼働率の関係を図4に示す。その結果、空調機能力補正あり・なし双方とも空調機台数を増やすと不稼働率は低下し、最終的に不稼働率は電源の不稼働率に収束する。今回検討した計算条件の場合、空調機台数が1台増加すると不稼働率は約10⁻²ずつ低下し、その傾向は発熱密度の上昇にともない低下の割合は減少する。

一方、空調機能力補正を行うことにより、同じ空調機台数であっても不稼働率は約10⁻⁴ほど低下する。このことは、同じ信頼性を少ない空調機台数で実現できることを意味しており、空調システムの建設費削減に結びつく。

次に、図5に空調システムの不稼働率をパラメータに室内発熱密度と空調機能力補正あり・なしによる空調機台数比 (空調機能力補正ありの場合の空調機台数 / 空調機能力補正なしの場合の空調機台数) を示す。この結果から、空調機能力補正ありの場合、室内発熱密度の低下にともない空調機台数比は減少する。その傾向は不稼働率の値が大きな場合ほど顕著になる。

以上の結果から、温度による空調機の能力変化を考慮することは空調システムの信頼性評価にあたり、無視できない項目といえる。なお、空調機冷却能力の温度特性はメーカーおよび機種により異なるためその特性を個々に評価する必要がある。

4.2 個別分散と中央熱源併用方式の評価

図2のB. 個別分散と中央熱源併用方式を検討する際、熱源機器の分割数は重要な事項になる。ここでは図2(B)の機器構成を対象に、表2に示す計算条件で検討した。

発熱密度1000W/m²、総発熱量500kWのケースについて、許容温度上昇10Kおよび20Kにおける熱源分割台数とAHUおよびPACの各台数での不稼働率の関係を図6に示す。なお、熱源の分割台数は常用機台数+予備機1台の構成としている。

これらの結果から、不稼働率を低くするには熱源分割台数に最適値がある。一般に少ない台数で分割すると、同時に複数台の同時故障も考慮するため、その不稼働率は高くなる。しかし、分割台数が

表2 計算条件 (熱源分割台数の検討)

床面積	500 m ²	AHU故障率	1 × 10 ⁻⁵ -
総発熱量	500 kW	AHU平均修理時間	50 h
室内発熱密度	1000 W/m ²	CT故障率	5.6 × 10 ⁻⁵ -
PAC・AHU定格能力	56 kW/台	CT平均修理時間	25 -
PAC・AHU予備機数	1・2台	CS故障率	4 × 10 ⁻⁷ -
許容温度上昇	10 K	CS平均修理時間	1 h
室内熱容量	30 Wh/(m ² K)	GT故障率	2 × 10 ⁻⁴ -
PAC故障率	1 × 10 ⁻⁴ -	GT平均修理時間	30 h
PAC平均修理時間	50 h	基準室温 θ_{Br}	27 °C
REF故障率	1 × 10 ⁻⁴ -	基準外気温度 θ_{Bo}	32.5 °C
REF平均修理時間	50 h		
室温による空調機冷却能力の変化係数 C_r			1111 W/K
外気温による空調機冷却能力の変化係数 C_o			758 W/K

多くなると、1台あたりの容量が小さくなり、予備機の容量も低下する。このため、同一容量の熱源機器を複数台に分割する方式の場合、熱源分割数を増加させるだけでは不稼働率の低下が望めないことがわかる。

次に、同一のPAC台数比において、PAC・AHUの予備機台数が1から2になることで、不稼働率は約 10^{-2} 低下する。これは、予備機台数の増加により空調機の故障停止にともなう冷却能力の低下が少なくなるためである。

さらに、PACの全空調機台数に占める台数比（PAC台数比）が増加するほど不稼働率は低下する。これは、中央熱源方式のAHUよりもPACの方がシステムとしての信頼性が高いことが原因である。

また、室内の許容温度上昇を10Kから20Kにすることで、不稼働率が約1/25低下する。これは、室内に設置される機器の耐熱性を高めることは、空調システムの信頼性向上およびコスト低下に繋がることを示唆している。

以上のことから、中央熱源方式の場合、冷却塔、冷凍機、AHUとシステムを構成する機器が多段階に構成されているため、システム全体の信頼性を高くするには予備機台数を増加する必要がある。しかし、予備機台数を増加させるにはコストが増加することから、PACとの併設により要求される信頼性を確保することが望ましい。

5. 蓄熱設備の信頼性評価

個別分散方式の空調システムは中央熱源方式と比較し、室外機の台数が多くなる。また、高層の建物の場合、冷媒配管長の制約から、室外機の設置場所の確保が困難になる。このため、個別分散と中央熱源の併用方式の場合、AHUの比率を高めることが望まれる。

しかし、中央熱源方式の空調システムは、図2Bに示すように、冷凍

機（REF）、冷却塔（CT）、空調機（AHU）から構成され、信頼性を向上させるためには多くの予備機が必要となる。このようなことから、蓄熱設備が信頼性に与える影響を吟味することは意義がある。ここでは蓄熱設備を設けた場合について、以下に検討結果を示す。なお、検討は表3に示す条件で計算を行う。

5.1 蓄熱設備の冷却容量と信頼性の関係

空調機が故障したとき、蓄熱設備を設置することで、室温の上昇を抑制することができる。ここでは、蓄熱設備の容量と不稼働率の関係について検討する。

AHUとPACを各々1台ずつ増減させた場合について、有効蓄熱時間（蓄熱量／総発熱量）と不稼働率の関係を図7に示す。

この結果、蓄熱設備の有効蓄熱時間は約1h以上にならないと、信頼性向上には寄与しないことがわかる。また、有効蓄熱時間の増加とともに不稼働率は減少し、有効蓄熱時間が100hになると空調システムの不稼働率は約 10^{-2} 低下する。これは、PAC台数を減らしAHU

表3 計算条件（蓄熱装置の検討）

床面積	700 m ²	CT故障率	5.6×10^{-5}
総発熱量	350 kW	CT平均修理時間	25 -
室内発熱密度	500 W/m ²	CT台数	常用機2台 予備機1台
PAC・AHU定格能力	36 kW	CS故障率	4×10^{-7}
許容温度上昇	5 K	CS平均修理時間	1 h
室内熱容量	30 Wh/(m ² K)	GT故障率	2×10^{-4}
PAC故障率	1×10^{-4}	GT平均修理時間	30 h
PAC平均修理時間	50 h	基準室温 θ_{Br}	25 °C
REF故障率	1×10^{-4}	基準外気温 θ_{Bo}	32.5 °C
REF平均修理時間	50 h	建物の熱逡流率 W_b	4.0 W/(m ² ·K)
REF台数	常用機2台 予備機1台	日射吸収率	0.7
AHU故障率	1×10^{-5}	検討地域	東京
AHU平均修理時間	50 h		
室温による空調機冷却能力の変化係数 C_r			750 W/K
外気温による空調機冷却能力の変化係数 C_o			285 W/K

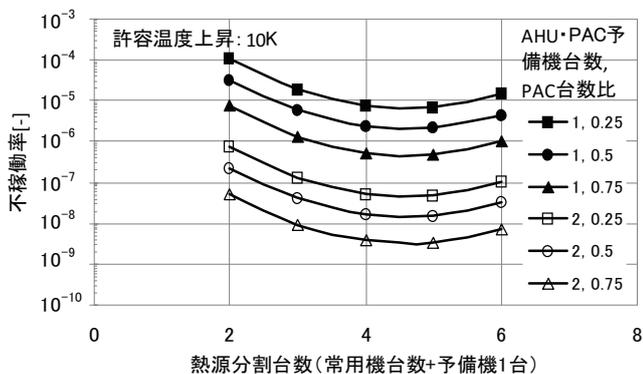


図6 熱源分割台数と不稼働率の関係

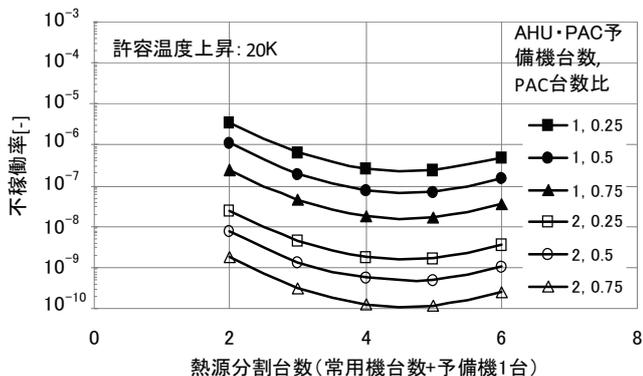


図6 熱源分割台数と不稼働率の関係

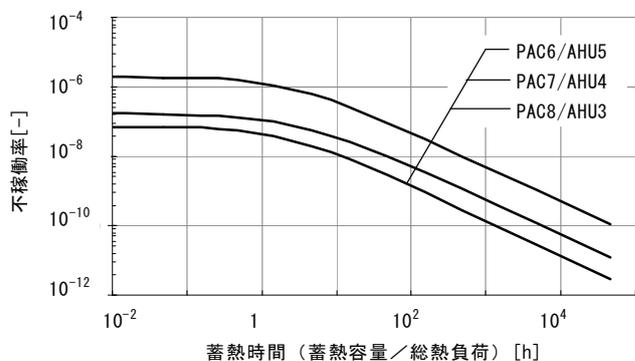


図7 有効蓄熱時間と不稼働率の関係

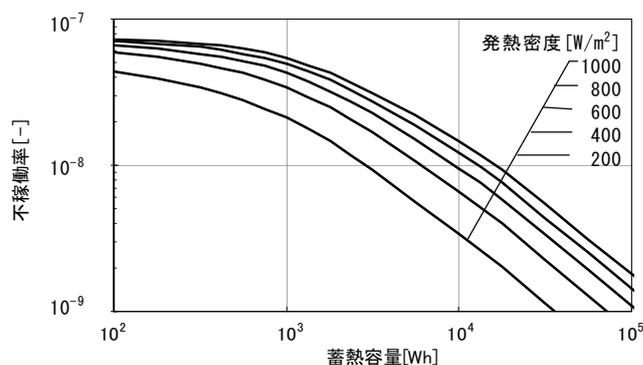


図8 有効蓄熱容量・発熱密度と不稼働率の関係

台数を増やす場合、必要な蓄熱設備の冷却容量を確保することにより実現できることを意味している。

5.2 室内発熱密度と不稼働率の関係

発熱密度と蓄熱設備の冷却容量の関係を検討する。ここでは、空調機台数をPAC 8台・AHU 3台に固定し、表3の計算条件をもとに、総発熱量350kWを一定にし、室面積をパラメータに発熱密度を変化させた。計算結果を図8に示す。この結果、蓄熱容量の増加にともない不稼働率は低下し、信頼性が向上する。その傾向は発熱密度が小さいほど顕著である。また、発熱密度が小さいほど、小さい蓄熱設備で不稼働率を減少させることができる。

このように、本信頼性評価手法を用いることで、空調機の増加だけでなく、蓄熱設備の効果も検討することが可能である。

6. まとめ

高発熱の機械室を対象に、個別分散空調方式および中央熱源方式を併設した空調方式、さらに蓄熱設備を導入した空調方式について、信頼性評価手法を示し、各条件における不稼働率を求め、空調システムの信頼性評価に関し検討した結果、以下の知見を得た。

- 1) 空調機が室温および外気温度によりその冷却能力が変化する場合について、この特性を考慮した信頼性評価方法を示し、空調不稼働率と空調機台数の関係を明らかにした。その結果、検討した範囲において、同一の不稼働率を確保しながら空調機台数比を約20～40%低減できる。空調機の特性は機器により異なるが、信頼性評価において無視できない要素といえる。
- 2) 個別分散方式と中央熱源方式を併用した空調システムにおいて、中央熱源の分割数が信頼性に与える影響を評価し、空調不稼働率と中央熱源の分割数の関係を明らかにした。その結果、同一容量の熱源機器を複数台に分割する方式（常用機台数+予備機1台の構成）の場合、分割台数が多くなると、1台あたりの容量が小さくなり、予備機の容量も低下することから、中央熱源機器の分割数には最適な分割数があらわれる。
- 3) 蓄熱設備を有する空調システムにおいて、蓄熱容量が信頼性に与える影響を評価した。その結果、蓄熱容量の増加にともない不稼働率は低下し、信頼性が向上する。その傾向は発熱密度が小さいほど顕著である。また、発熱密度が小さいほど、小さい蓄熱設備で不稼働率を減少できる。一般に、蓄熱設備を設ける場合、ポンプやバルブなどの配管システムの機器が増加し、信頼性が低下する。本検討ではこれらの機器を略しているが、本手法の信頼度モデルに組み込み検討することも可能である。

謝辞

本研究の一部はNTT ファシリティーズとの共同研究で実施した。記して謝意を表す。

本論文に関する既発表論文

- (1) 阿南陽介, 羽山広文, 絵内正道, 森太郎: 情報処理用空調システムの信頼性評価に関する研究—空調システムにおける信頼性の特性把握と計算例—, 気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会, pp. 5-8, 2003. 3
- (2) 羽山広文, 絵内正道, 菊田弘輝, 金子英樹: 空調システムの信頼性評価に関する研究—信頼性に与える要因の分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 971-974, 2007. 9

- (3) 羽山広文, 絵内正道, 菊田弘輝, 阿南陽介: 空調システムの信頼性評価に関する研究 その2 信頼性と冗長構成の評価, 空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会論文集, pp. 239-242, 2008. 3

参考文献

- 1) 松浦房次郎, 松島修: 建築設備の信頼性(1)～(4), 空気調和・衛生工学, 第60巻, 第7号～第10号, 1986
- 2) 高草木明: 空調機の信頼度・保全度調査研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第436号, pp. 1-9, 1992. 6
- 3) 高草木明: 状態基準予防保全の信頼性向上効果と経済性の分析, 日本建築学会計画系論文報告集, 第441号, pp. 43-52, 1992. 11
- 4) 羽山広文, 大島一夫, 高草木明, 松島修: 空調機停止後の室温変化を考慮した空調設備の信頼性評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 507, pp. 71-78, 1998. 5
- 5) 渡邊均, 林正博, 羽山広文: コージェネレーションシステムを用いた空調システムの信頼性評価法に関する研究その1 信頼性評価手法と基本特性, 日本建築学会計画系論文集, No. 564, pp. 63-70, 2003. 2
- 6) 羽山広文, 阿南陽介, 渡邊均, 林正博, 絵内正道, 森太郎: コージェネレーションシステムを用いた空調システムの信頼性評価法に関する研究 その2 信頼性の要因分析とシステム構成の提案, 日本建築学会環境系論文集, No. 584, pp. 53-59, 2004. 10
- 7) 羽山広文, 阿南陽介, 絵内正道, 森太郎: 蓄熱設備を有する空調システムの信頼性評価方法, IBPSA-Japan 講演論文集, pp. 45-50, 2005. 1
- 8) 関口圭輔, 中尾正喜, 藁谷至誠, 植草常雄, 羽山広文: 水冷パッケージ空調システムの信頼性評価に基づく冷却塔設計手法の研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 617, pp. 57-64, 2007. 7
- 9) 関口圭輔, 中尾正喜, 藁谷至誠, 植草常雄, 羽山広文: 水冷パッケージ空調システムの信頼性評価に基づく冷却塔設計手法の研究 その2 空調機と冷却塔の冗長性に関する検討, 日本建築学会環境系論文集, No. 623, pp. 53-60, 2008. 1
- 10) 羽山広文, 木下学, 倉淵隆, 絵内正道: 空調機停止後の発熱分布を考慮した室温上昇に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 543, pp. 41-47, 2001. 5

記号表

C_o	: 外気温度による空調機の冷却能力の変動係数[W/(K台)]
C_r	: 室温による空調機の冷却能力の変動係数[W/(K台)]
H_d	: 空調機の冷却能力[W/台]
H_{da}	: 空調機の定格能力[W/台]
H_s	: 蓄熱設備の冷却容量[Wh]
H_c	: 故障時の室内発熱量[W]
N_c	: 稼働空調機台数[台]
Q_r	: 室内熱容量[Wh/K], [J/K]
T_s	: 蓄熱設備の有効時間[h]
W_s	: 壁体の総合熱貫流率[W/K]
W_v	: 換気の総合熱貫流率[W/K]
θ_{Bo}	: 基準外気温度[°C]
θ_o	: 外気温度[°C]
$\theta_f(t)$: 故障後のtの室温[°C]
θ_{so}	: 外気条件[°C]
θ_s	: 相当外気温度[°C]
θ_c	: 故障時の室温[°C]
θ_{Br}	: 基準室温[°C]

[2009年2月20日原稿受理 2009年4月16日採用決定]