Architectural Institute of Japan

【カテゴリーII】

日本建築学会計画系論文集 第507号, 71-78, 1998年5月
J. Archit. Plann. Environ. Eng., AIJ, No. 507, 71-78, May, 1998

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

EVALUATING RELIABILITY OF AIR-CONDITIONING SYSTEM CONSIDERING TEMPERATURE CHANGE AFTER A SHUTDOWN IN AIR-CONDITIONING UNITS

羽山広文*, 大島一夫**, 高草木 明*, 松島 修*
Hirofumi HAYAMA, Kazuo OSHIMA, Akira TAKAKUSAGI and Osamu MATUSHIMA

Room temperature in a high heat-generating machine room increases with time after a shutdown in air-conditioning units according to the heat capacity of devices installed in the same room and along the outside of the building. This paper reports on the following studies that examined simple and convenient methods for evaluating and improving the reliability of air-conditioning system.
1) A method is presented for determining the probability that room temperature will exceed allowed temperature after a shutdown in air-conditioning units. Using this method, a simple method is proposed for calculating the reliability of air-conditioning system.
2) Using this simple calculation method, simulations are performed to investigate a method for improving the reliability of air-conditioning facilities in a high heat-generating machine room.
3) Taking into account the fact that the cooling performance of air-conditioning equipment changes according to temperature conditions, it is shown that the number of necessary air-conditioning units can be reduced while maintaining the same level of reliability.

Keyword: *Air-conditioning, Reliability, Redundancy design, Unavailability*
空気調和, 信頼性, 冗長設計, 不稼働率

1. はじめに

文字・音声・映像・データなど多様なメディアを大量・高速に処理・伝達する情報処理システムは、今日の高度情報化社会の中で、重要な役割を果たしている。情報処理機器の技術進歩は目覚ましく、機器の高密度・高性能化が進んでいるが、それを上廻る大容量化で情報処理室の発熱密度が著しく高くなっている。このため、情報処理室用の空調設備は、不可欠となり、僅かな中断も許されない高い信頼性が求められている。

情報処理室用空調設備の役割は、室内に設置された機器が許容する室温を維持することであり、この空調設備の信頼性を確保するには、構成機器の冗長化が有効である。しかし、これには多くの投資が必要となるため、投資と信頼性のバランスを考慮した設計が重要と考えられる。

故障により空調機が停止した場合、発熱密度の高い機械室の室温は、建物の外壁や室内に設置された機器の熱容量の影響を受け、時刻の経過に伴い上昇する。しかし、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、空調設備の役割に影響を与えないと考えることができる。このため、空調機停止後の室温変化を考慮することが、実態に即した信頼性評価といえる。

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[3)~5)]がある。しかし、信頼性の評価に空調機停止後の室温変化を考慮した研究は、ほとんど見られない。Lindmanら[7)]は通信用の電力および空調設備について、機器の故障に加えバッテリや蓄熱設備を考慮した信頼性の評価方法を提案している。しかし、これらの研究では機器の故障に伴う室温変化は考慮されていない。一方、松浦・佐々木[8), 9)]は、通信機室用空調設備の信頼性評価に関し、空調機故障後の許容温度の超過確率を考慮した評価方法を提案している。しかし、故障毎の室温変化が求められていないことを課題として残した。これに対し、松島ら[10)]、大島ら[11)]は故障後の室温変化を指数関数1項で近似した関数で表し、各故障パターンにおける許容温度の超過確率を簡便に求める方法を提案している。

そこで本研究では、高発熱な機械室の空調設備に関し、松島、大島らの検討結果を発展させ、空調機停止後の室内の温度変化を考慮した空調設備の簡便な信頼性評価方法の実現、および信頼性を向上させる方法の明確化を目的に以下の検討を行う。

1) 空調機停止後に室温が許容温度を超過する確率を用い、空調設備の不稼働率を算出する簡易計算方法を提案する。
2) この簡易計算法を用いたシミュレーションを行い、高発熱の機械室における、空調設備の信頼性を向上させる方法を検討する。

* NTTファシリティーズ 博士(工学) NTT Power and Building Facilities Inc., Dr. Eng.
** NTTファシリティーズ NTT Power and Building Facilities Inc.

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

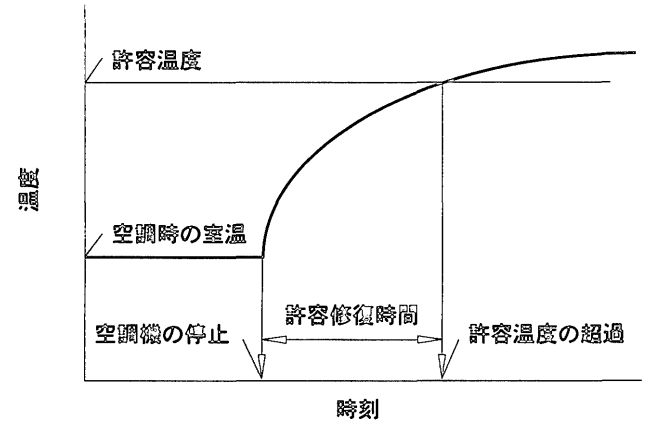


図１　空調機停止後の室温の変化

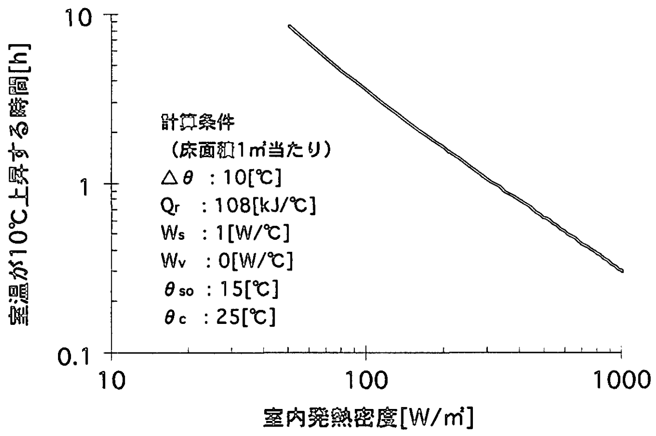


図２　空調機停止後に室温が10℃上昇する時間の計算例

3) 温度条件により空調機の冷却能力が変化する特性を考慮し、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数の削減効果を検討する。

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

室内に設置される通信機や電算機は、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で規定され、また、電子部品の動作保証は機器内の部品周囲温度で規定されることが多い。室温が機器の許容する温度を超過すると、機器は誤動作したり、部品の寿命が短くなる。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必要といえる。

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、室温は設定温度近辺に維持される。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迄の時間（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　機械室の発熱密度と室温上昇の関係

空調機停止後の室温上昇は、室内発熱密度の増加に伴い顕著となる。室内が完全混合され、室内の熱容量が１点に集中していると考えると、室温が10[℃]上昇するのに要する時間は図２に示すとおりとなる。この結果、室内発熱密度の増加に伴い、室温は短時間で上昇することがわかる。

２．３　空調設備の構成機器と信頼度モデル

機器の発熱量が大きな電算機および通信機を収容した機械室では、複数の空調機で冷却されることが多い。パッケージ形空調機の場合、空調設備は図３に示すように構成され、要求される信頼性に応じ非常用換気設備や非常用蓄熱設備などのバックアップ設備を設けることが有効と考えられる。

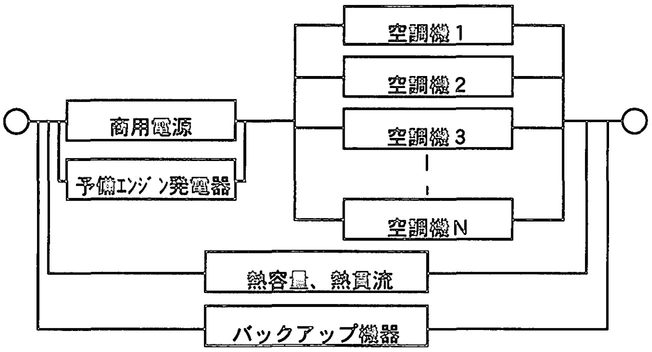


図３　空調設備の信頼性評価モデル

（１）　空調電源

高発熱機械室における空調電源の構成は、商用電源を基本とするが、信頼性向上のため予備エンジン発電器を商用電源と並列に設置する方式が多く用いられている[12]。この機器は、商用電源が停止した場合起動し給電する。

（２）　空調機

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Ｎ台を並列設置する方式が多い。この設置方式における信頼性評価モデルはＮ台のユニットのうちｎ台に異常なければ、その系としては正常であるとする、修理系システムの n out of N(G) 系[13]として扱うことができる。

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、また外気温は定格能力を定めた温度よりも低い状態が多い。そのため、信頼性の検討では、これらの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減できることもある。図４に高発熱通信機室に用いている空調機[14]の冷却能力の変化の例を示す。この空調機の冷却能力は、室温および外気温と必ずしも比例関係ではないが、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こととする[注1]。

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

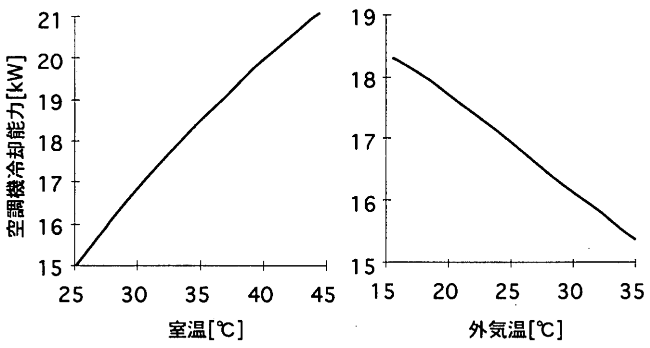


図4　温度による空調機冷却能力の変化の例

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

（3）　非常用バックアップ設備

非常用バックアップ設備は、空調電源および空調機が故障した際に、室温の上昇を抑制する効果がある。以下に機器の概要を示す。

1) 非常用換気設備は、空調設備の故障により室温が上昇した場合に動作する。換気風量は、外気条件、外壁からの熱負荷、室内発熱負荷などの条件を考慮し設計する必要がある。
2) 非常用蓄熱設備は、水あるいは氷などの蓄熱媒体に蓄冷し、空調設備の故障により室温が上昇した際に室温上昇を遅延する。蓄熱容量は、外壁からの熱負荷、室内発熱負荷などの条件を考慮し設計する必要がある。

２．４　空調設備の信頼性の評価方法

修理系システムの信頼性評価に用いる不稼働率（定常アンアベイラビリティ）について示す。佐々木[6]は故障が発生しても一定の時間内（許容修復時間）で修復が完了すれば運用に支障のないシステムについて、アベイラビリティの解析方法を示している。この考え方を用いると、単一機器の場合、許容修理時間 T_d を考慮した不稼働率 U は、修復時間の確率密度 $g(t)$、平均故障間隔 $MTBF$、平均修復時間 $MTTR$ を用い次式で表すことができる[注2]。なお、tは故障後の経過時間を表している。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty}(t - T_d)g(t)dt}{MTBF + MTTR} \qquad (2)$$

修復時間が指数分布によって表現できると仮定すると、修復時間の確率密度 $g(t)$ は次式で表される[13]。

$$g(t) = \frac{1}{MTTR}\exp\left(\frac{-t}{MTTR}\right) \qquad (3)$$

(3)式を(2)式に代入し解くと次式になる。

$$U = \frac{MTTR}{MTBF + MTTR}\exp\left(\frac{-T_d}{MTTR}\right) \qquad (4)$$

(4)式は平均修復時間 $MTTR$ が故障間隔 $MTBF$ と比べ十分小さな場合、次式で近似できる。

$$U \cong \lambda\, MTTR\, P \qquad (5)$$

ただし、

$$\lambda = \frac{1}{MTBF} \qquad (6)$$

$$P = \exp\left(\frac{-T_d}{MTTR}\right),\quad 0 < P \le 1 \qquad (7)$$

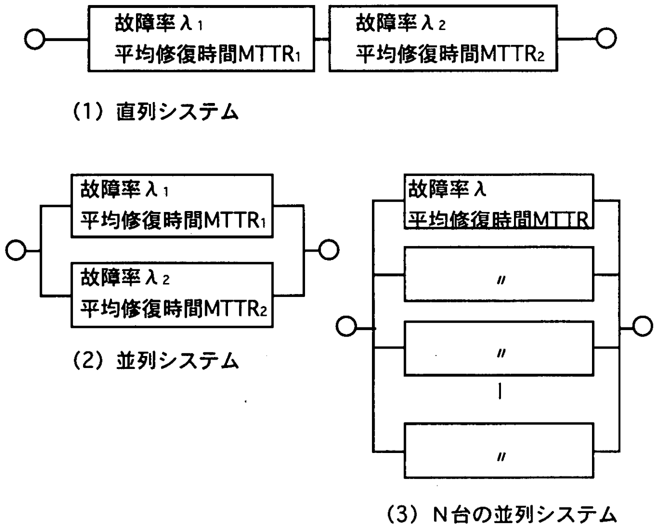


図5　基本的なシステムの信頼性評価モデル

すなわち、不稼働率 U は故障率 λ、平均修復時間 $MTTR$、許容修復時間 T_d により求めることができる。なお、ここでは(5)式に示す P のことを、室温が許容温度 $\theta_{r,MAX}$ を超過する確率と考えることができ、許容修復時間 T_d が短くなるほど P の値は大きくなる。これは、室内の発熱密度が増加すると、許容温度に達するまでの許容修復時間が短くなり、空調設備を構成する各機器の故障率、平均修復時間が同じ値であっても、不稼働率が大きくなることを意味している。

２．５　システムの故障率と平均修復時間

複数の機器で構成されている空調設備の信頼性を検討するため、図5に示す基本的なシステム構成における、システム全体の故障率および平均修復時間の算出方法を示す。

（1）　直列システム

故障率 λ_1、λ_2、平均修復時間 $MTTR_1$、$MTTR_2$ の機器が直列で構成されているシステムの各故障パターンにおける故障率 λ_c、平均修復時間 $MTTR_c$、不稼働率 U_c は次式となる[13]。なお、ここでは平均修復時間MTTRが故障間隔MTBFと比べ十分に小さな値であることを想定し近似している。

1)故障率　　　：$\lambda_c = \lambda_1 + \lambda_2$ (8)

2)平均修復時間：$MTTR_c = \dfrac{\lambda_1\, MTTR_1 + \lambda_2\, MTTR_2}{\lambda_1 + \lambda_2}$ (9)

3)不稼働率　　：$U_c = U_1 + U_2$ (10)

（2）　並列システム

故障率 λ_1、λ_2、平均修復時間 $MTTR_1$、$MTTR_2$ の機器が並列で構成されているシステムの故障率 λ_c、平均修復時間 $MTTR_c$、不稼働率 U_c は次式となる[13]。

1)故障率　　　：$\lambda_c = \lambda_1\, \lambda_2 (MTTR_1 + MTTR_2)$ (11)

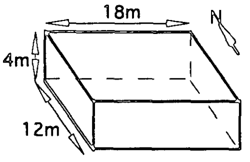
2)平均修復時間：$MTTR_c = \dfrac{MTTR_1\, MTTR_2}{MTTR_1 + MTTR_2}$ (12)

3)不稼働率　　：$U_c = U_1\, U_2$ (13)

（3）N台の並列システム

故障率 λ、平均修復時間 $MTTR$ の N 台の機器が並列で構成されているシステムの故障率 λ_c、平均修復時間 $MTTR_c$、不稼働率 U_c は次

NII-Electronic Library Service



床面積	：216[㎡]	室外側熱伝達率	：23.3[W/(㎡/・℃)]
外壁の熱伝導率	：1.63[W/(m・℃)]	室内側熱伝達率	：9.3[W/(㎡/・℃)]
外壁の比熱	：0.88[J/(kg・℃)]	外壁の日射吸収率	：0.7[-]
外壁の比重量	：2200[kg/㎥]	故障発生時の室温	：27[℃]
外壁の厚さ	：0.15[m]	気象ﾃﾞｰﾀ	：標準気象ﾃﾞｰﾀ新東京
室内の熱容量*	：41.8[kJ/(㎥・℃)]	室内の発熱密度	：100～1000[W/㎡]
室内容積	：864[㎥]		*：室内に設置された機器の熱容量を考慮した、室容積1㎥当たりの熱容量

図6　計算モデル

式となる[13]。ただし、全ての機器の故障率、平均修復時間は同一と考える。なお、iはN台の機器の内、同時に故障する台数を示している。

1)故障率　　　$:\lambda_c = \lambda\ {}_N C_i\, U^{i-1}$　　(14)

$$ただし、{}_N C_i = \frac{N!}{(N-i)!\,i!},\quad U = \lambda\, MTTR \tag{15}$$

2)平均修復時間：$MTTR_c = \dfrac{MTTR}{i}$　　(16)

3)不稼働率　　$:U_c = {}_N C_i\, U^i$　　(17)

2．6　空調設備の不稼働率の計算方法

図3に示したようなシステム全体の不稼働率U_Tは、(5)式を用い各故障パターン毎に故障率λ_c、平均修復時間$MTTR_c$のほか、許容温度の超過確率P_cを求め、次式により得られる。

$$U_T = \sum_{c=1}^{N} \left(\lambda_c\, MTTR_c\, P_c\right) \tag{18}$$

なお、許容温度の超過確率P_cは、建物の熱特性、内部発熱量、外気条件により異なる。具体的な算出方法は次節に示す。

3．許容温度の超過確率の計算方法

3．1　故障後の室温変化

図2に示した室温上昇の時間は、外気温度および日射量といった外気条件を一定と仮定して算出したものである。しかし、実際の外気条件は、空調機の停止後、時刻の経過と共に変化し、また、故障はランダムに発生するものと考えると、故障発生後、許容温度に達する許容修復時間は、一義的に決定できない。

これを示す例として、空調機停止後の室温変化の例を図6に示す建物条件で求め、結果を図7に示す。この図は、空調機の停止時刻を0時から6時間毎に18時まで4種類に変化させたものである。この結果、故障発生後、許容温度に達する許容修復時間は、故障発生時刻により異なる。これは、室温変化のパターンが故障発生時刻における外気条件に依存するためと考えられる。故障日時が特定できれば、故障後の室温は動的熱負荷計算法などを用い求めることができる。しかし、故障はランダムに発生すると考えると、この方法で全故障パターンの室温を求めるには膨大な計算量が必要となる。したがって、許容温度に達する許容修復時間の算出には、故障の前後で外気条件が変わらないものとした簡易計算方法が有効と考えられる。

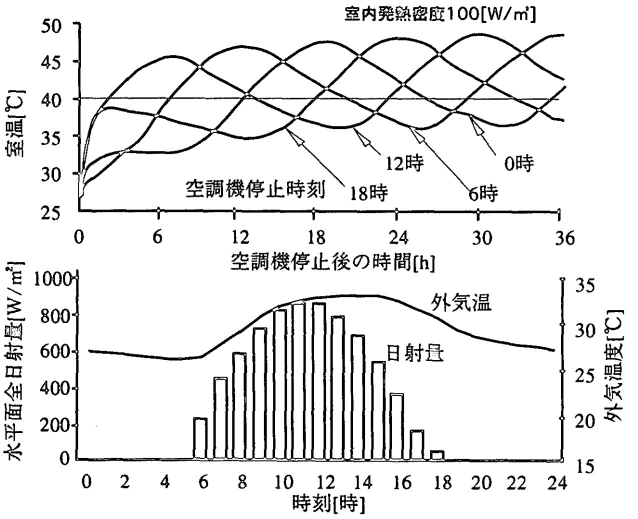


図7　空調機停止後の室温変化の計算例

3．2　許容温度に達する許容修復時間

空調機の故障後、室温が許容温度に達する許容修復時間を求める簡易な方法について示す。外気温度および日射などの外気条件が故障前後で一定であり、外壁の熱容量を無視すると、熱平衡式は次式となる。

$$\begin{aligned} Q_r \frac{d\theta_r}{dt} &= W_s(\theta_s - \theta_r) + W_v(\theta_o - \theta_r) \\ &\quad + N_c\{C_r(\theta_{Br} - \theta_r) + C_o(\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c \end{aligned} \tag{19}$$

$$ただし、W_s(\theta_s - \theta_r) = \sum_{m=1}^{M} W_{s,m}(\theta_{s,m} - \theta_r)$$

$$N_c\{C_r(\theta_{Br} - \theta_r) + C_o(\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c = H_r - N_c\, H_A$$

$$H_c = H_r - N_c\, H_{BA}$$

これはN台のうちi台の同時故障に対し、N_c=N-i台の空調機が稼働している状態を表している。本検討では、空調機が(1)式に示す冷却能力で運転されている状態での、室温が許容温度へ達するまでの許容修理時間T_dを評価することとなる。

初期条件として、$t=0$で$\theta_r = \theta_c$を用い(19)式を解く。さらに、室温θ_rが故障発生時の室温θ_cから$t=T_d$時間後に許容温度$\theta_{r.MAX}$まで変化した場合、その温度差を$\Delta\theta = \theta_{r.MAX} - \theta_c$とすると、許容修理時間$T_d$と外気条件の関係は次式となる。

$$\theta_{so} = \theta_c + \frac{\Delta\theta}{1 - \exp\left(-\dfrac{W_s + W_v + N_c C_r}{Q_r} T_d\right)} - \frac{N_c(C_r\theta_{Br} - C_o\theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r} \tag{20}$$

$$ただし、\theta_{so} = \frac{W_s\,\theta_s + (W_v + N_c\, C_o)\theta_o}{W_s + W_v + N_c\, C_r} \tag{21}$$

さらに、許容修復時間は(20)式の逆関数で求められ、外気条件θ_{so}の関数となり次式で表される。

$$T_d = \frac{-Q_r}{W_s + W_v + N_c\, C_r} \ln\left\{1 - \frac{\Delta\theta}{\theta_{so} - \theta_c + \dfrac{N_c(C_r\theta_{Br} - C_o\theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c\, C_r}}\right\} \tag{22}$$

ただし、$0 \leqq T_d < \infty$のため以下の条件を満たさなければならない。

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

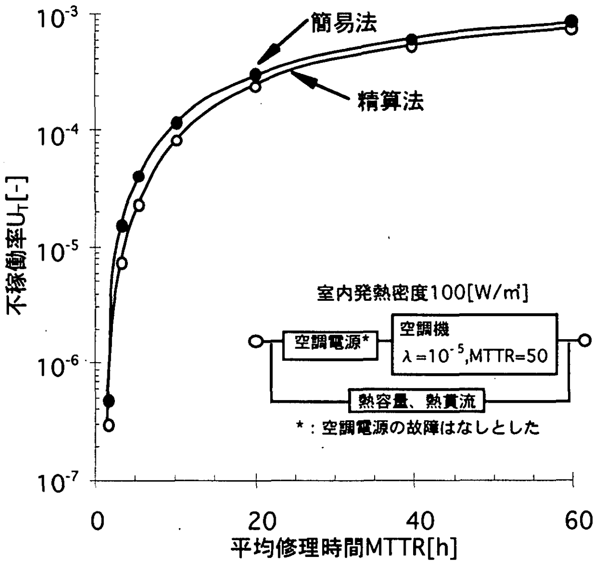


図８　簡易法と精算法の比較

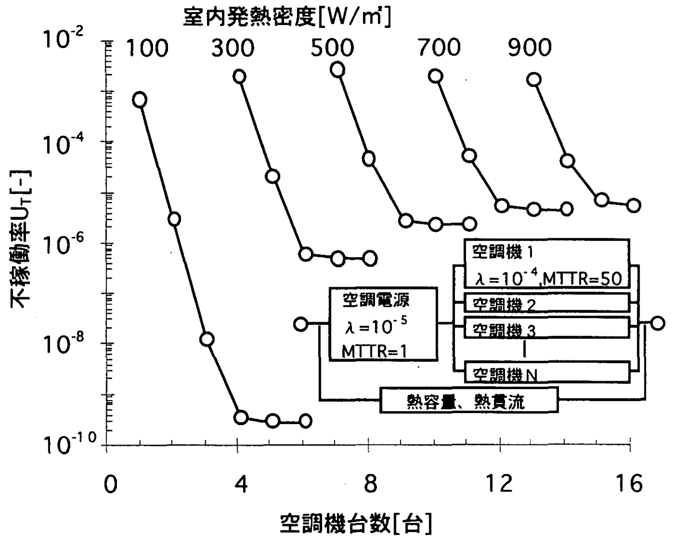


図９　空調機台数と不稼働率の関係

$$0 < 1 - \frac{\Delta\theta}{\theta_{so} - \theta_c + \dfrac{N_c(C_r\theta_{Br} - C_o\theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c\, C_r}} \le 1 \tag{23}$$

３．３　蓄熱設備の有効時間

空調機の故障後、蓄熱設備が作動し、T_s時間室温が設定室温が維持されている場合、蓄熱設備の熱量H_sは次式で表される。

$$H_s = \{W_s(\theta_s - \theta_c) + W_v(\theta_o - \theta_c) + N_c(C_r\theta_{Br} - C_o\theta_{Bo}) + H_c\}T_s \tag{24}$$

ただし、$N_c\{C_r(\theta_{Br} - \theta_r) + C_o(\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c = H_r - N_c\, H_A$

$H_c = H_r - N_c\, H_{BA}$

(21)と(24)式から、蓄熱設備の有効時間T_sは次式となる。

$$T_s = \frac{H_s}{(W_s + W_v)(\theta_{so} - \theta_c) + N_c(C_r\theta_{Br} - C_o\theta_{Bo}) + H_c} \tag{25}$$

ただし、$0 \leqq T_s < \infty$の条件を満たさなければならない。

３．４　外気条件

外気条件θ_{so}は、任意の故障に対し、故障の前後で変化しないものとして扱うこととし、(21)式を用い日平均値で定めた。建物の外壁に当たる日射は、外壁の方位、面積、日射吸収率などを考慮し、相当外気温度の日平均値とした。また、外気温度θ_oは日平均値とした。一年分の標準気象データ[16)]から365個の外気条件θ_{so}を求める。なお、故障が翌日以降に及ぶ場合でも、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、(7)式から次式で近似できる。ただし、qは外気条件の確率密度と考える。また、修復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考える。

$$P_c = \int_{-\infty}^{\infty} q \exp\left\{-\frac{T_d + T_s}{MTTR_c}\right\} d\theta_{so} \tag{26}$$

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、(26)式はさらに次式で近似できる。

$$P_c = \sum_{d=1}^{365} \exp\left\{-\frac{T_d + T_s}{MTTR_c}\right\} \Big/ 365 \tag{27}$$

空調設備全体の不稼働率U_Tは、各故障パターン毎に故障率、平均修復時間、許容温度の超過確率を求め、(18)式から得られる。

４．計算精度の検討

前節に示した簡易計算法の計算精度を検証するため、精算法との比較を行った。精算法における室温の計算には差分法を用い、各故障につき故障後100時間[注3)]まで0.25時間間隔で求めた。故障は年間(8760時間中)3時間毎[注4)](2920回)に発生したと仮定した。

検討は図６の条件で行い、室温が40℃を超過する確率を求め、結果を図８に示す[注5)]。この結果、簡易計算法の値は、精算法と比較しやや大きな値となった。誤差は、壁体の熱貫流を定常熱伝導で扱ったこと、また、室温を指数関数１項の近似式と日平均の外気条件を用い算出していることなどが原因と考えられる。しかし、信頼性の評価としては、実用的な範囲と考えられる。

室温計算の精度向上には、外壁の熱容量を考慮し、複数の質点で熱平衡式を立て算出する方法[17)]などもある。しかし、バックアップ設備の効果および空調機の冷却能力の変化を考慮しながら、簡易に空調設備の信頼性を評価する本計算法は、各種方式の信頼性を評価する上で有効なものと考えられる。

５．建築設備の信頼性の評価

建築設備の信頼性を評価するため、機器構成を各種変化させ、空調設備の不稼働率を求めた。なお、いずれの検討でも図６に示す建物条件を用いた。

５．１　空調機台数の影響

空調機台数と空調設備の不稼働率の関係を検討するため、室内発熱密度をパラメータとし空調設備の不稼働率を求め、図9に示す。その結果は、室内発熱密度が増加した場合でも、空調機台数の増加により信頼性を容易に確保できることを示している。一方、発熱密度の増加に伴い、空調機台数の増大による不稼働率の削減効果が見ら

NII-Electronic Library Service

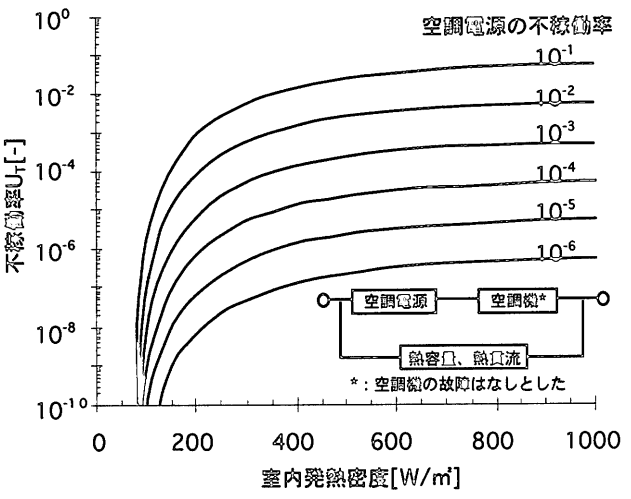


図10　空調電源の不稼働率を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

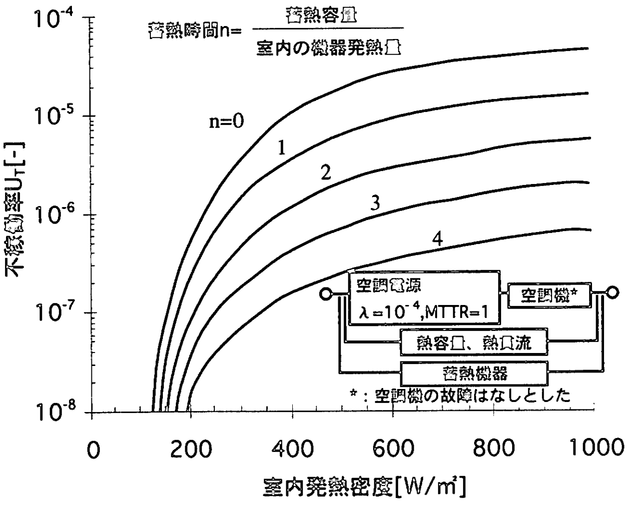


図12　蓄熱量を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

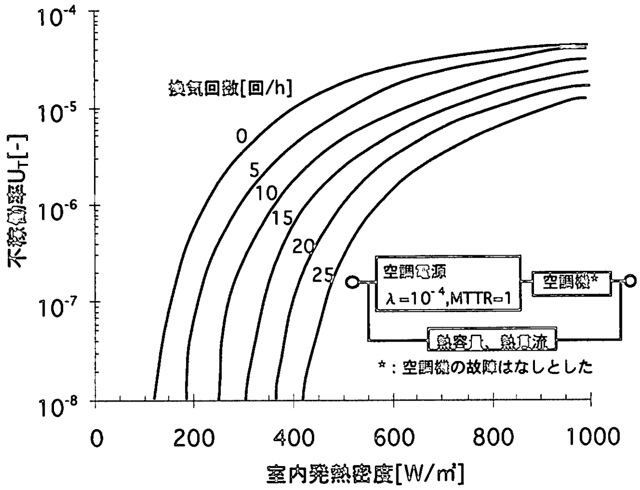


図11　換気回数を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

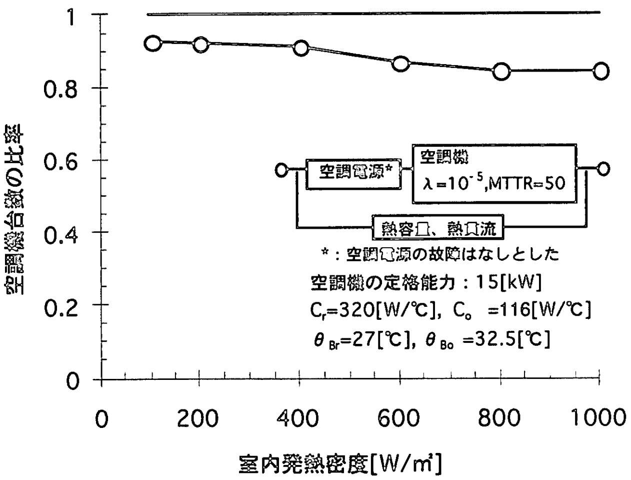


図13　温度による空調機冷却能力の変化を考慮した場合の空調機台数の比

れなくなる。これは、空調電源の信頼性がネックになっているためである。

5．2　室内発熱密度と不稼働率の関係

室内発熱密度と空調設備の不稼働率の関係を明らかにするため、空調電源の不稼働率をパラメータとし空調設備の不稼働率を求め、結果を図10に示す。この結果、室内の発熱密度が小さな場合、空調電源の不稼働率が大きくても空調設備の信頼性を保てるが、発熱密度の増加に伴い空調設備の不稼働率は増大し、最終的には空調電源の不稼働率に収斂することがわかる。このことから、室内の発熱密度の増加に伴い、空調設備の信頼性を維持するためには、空調機台数の確保のみならず、空調電源の信頼性を確保することが重要といえる。

5．3　換気設備による不稼働率の低減効果

空調設備の信頼性向上に対する換気設備の効果を評価するため、換気回数をパラメータとし空調設備の不稼働率を求め、結果を図11に示す。その結果、換気回数を増加させることにより不稼働率は低下する。また、室内発熱密度が小さなほど不稼働率を減少させる効果があり、空調電源の信頼性向上が困難な場合には有効な方式といえる。換気によるバックアップ方式は、換気設備の電源をバッテリなどでのバックアップする必要がある。しかし、一般的に空調機の電源をバックアップするより電源の容量が小さくなるため、経済的にも有効な場合が多い方式といえよう。

5．4　蓄熱設備による信頼性向上の効果

空調設備の信頼性向上に対する蓄熱設備の効果を評価するため、蓄熱時間をパラメータとし空調設備の不稼働率を求め、結果を図12に示す。この結果、蓄熱容量の増大により不稼働率は減少するが、空調設備の不稼働率を大幅に減少させるには、室内の熱負荷を数時間分冷却できるだけの蓄熱容量が必要となる。

5．5　温度による空調機冷却能力の変化を考慮した場合の影響

空調機の冷却能力が室温および外気温により変化することを考慮した場合と、考慮しなかった場合の双方について評価するため、室内の発熱密度を変化させ、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数を求めた。計算結果から空調機台数の比率を求め図13に示す。この結果、室内の発熱量（設置する空調機台数）が大きな程、冷却能力の変化を考慮した場合の空調機台数の比率が小さくなる。このことから、温度による空調機冷却能力の変化を考慮することにより、

NII-Electronic Library Service

同じ信頼性を確保するための建設費が安価になることがわかる。

6．結論

高発熱な機械室における、空調設備の信頼性に関し検討した結果、以下の結論が得られた。

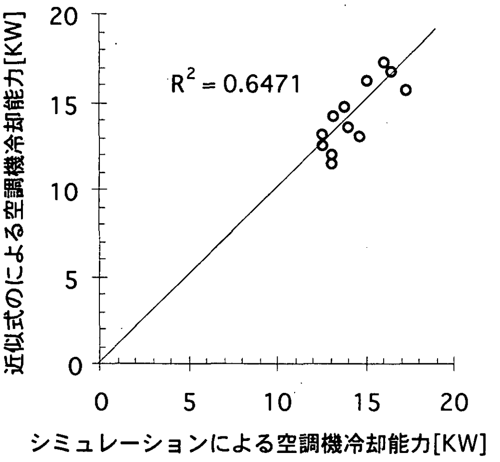
1) 機械室内に設置される機器の熱容量、空調機の冷却能力の変化、各種バックアップ設備を考慮しながら、空調機停止後に室温が許容温度を超過する確率を求める方法を示した。また、これを用い、空調設備の不稼働率を算出する簡易計算方法を提案した。
2) 簡易計算法によるシミュレーションの結果、室内発熱密度が増加した場合でも、n out of N(G)系で構成された空調機の冗長度を増すことにより、信頼性が向上する。また、室内発熱密度の増加に伴い、空調設備の不稼働率は、空調電源の不稼働率に収斂する。このことから、高発熱の機械室において、空調設備の信頼性を確保するには、室内発熱密度を低く押さえること、空調機の冗長構成をとること、空調電源の信頼性向上を図ることの3点が空調設備の信頼性を向上する方法といえる。
3) 高発熱の機械室において、空調設備の信頼性を向上させる方法として、換気設備、蓄熱設備の効果を定量的に示した。この結果、これらの方式は空調設備の信頼性向上に有効といえる。
4) 温度により空調機の冷却能力が変化することを考慮すると、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数は少なくなり、建設費が安価となる。

謝辞

本研究を進めるに当たり、ご指導・ご協力を頂いた、NTTの中尾正喜氏、能條哲氏、渡辺均氏、四宮光文氏、古保静男氏に感謝いたします。

注

1) 空調機の冷却能力を(1)式で近似することによる誤差を評価するため、空調機のシミュレーションの結果と(1)式で求めた結果を図-A.1に示す。この結果、(1)式の近似式の結果は空調機の空調機のシミュレーション結果と比較し約±10%の範囲に収まることが確認できた。



高発熱機器室用冷却装置ｻｰﾋﾞｽﾏﾆｭｱﾙ，ﾀﾞｲｷﾝ工業，1995.9による

図A.1　空調機冷却能力の比較

2) 故障発生後、許容修理時間T_d以上経過した時点で、はじめて故障と見なす場合、不稼働率Uは次式で表される。なお、g(t)は修復時間の確立密度、MTBFは平均故障間隔、MTTRは平均修復時間を表している。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty} dg(t)}{MTBF + MTTR} \cdot \frac{\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) dg(t)}{\int_{T_d}^{\infty} dg(t)} \qquad \text{(A.1)}$$

(A.1)式の右辺第1項は故障の発生頻度であり、第2項は故障状態の平均時間長である。(A.1)式を整理し本文の(2)式が得られる[15)]。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) dg(t)}{MTBF + MTTR} \qquad (2)$$

3) 故障はランダムに発生するとした場合、精算法において、年間の故障発生頻度を高くして計算することは計算精度向上につながる。しかし、本検討では、計算時間を短縮するため3時間毎に故障が発生し、各故障が100時間継続したと想定し、空調設備の不稼働率を算出した。
4) 修復時間は一般に対数正規分布に乗ることが知られている[4)]。すなわち、平均修復時間MTTR以上の修復時間を要する故障は故障件数から見ればごく少ない。ここで主に検討しているパッケージ型空調機の平均修復時間を50時間と想定していることから、室温の超過確率の計算においては、修復時間が平均修復時間の2倍（MTTR×2）以上の故障を無視することとした。
5) 空調機の冷却能力は、(1)式に示すように外気温度および室温により変化する。しかし、精算法と簡易法の比較は、外壁の熱的な取り扱いの違いによる影響の評価を主眼としていること、また、室温が空調機の冷却能力に与える影響は約2%/℃程度で大きな誤差の要因と考えにくいことの理由から、空調機の冷却能力の違いを考慮せず、空調機台数を1台とした。

本研究に関連した既発表文献

a) 羽山広文，三瓶実，中尾正喜，渡辺均，四宮光文：空調設備の信頼性設計方法の検討（その1空調設備の信頼度簡易計算方法），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.1005～1008, 1991.10
b) 三瓶実，羽山広文，中尾正喜，渡辺均，四宮光文：空調設備の信頼性設計方法の検討（その2バックアップ機器の効果），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.1009～1012, 1991.10

参考文献

1) 市田蒿：改訂　保全性工学入門，日科技連，1984
2) 三根久，河合一：信頼性・保全性の数理，朝倉書店，1982
3) 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
4) 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
5) 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
6) 佐々木正文，小林博文，柳繁：許容修理時間のあるシステムのアベイラビリティ，電子通信学会技術研究報告（信頼性），Vol.84, No.236, R84-47, pp.19～24, 1984.12
7) Lindman,P. and Wolpert,T. : The Reliability of Power and Cooling Eqipment, Ericsson Review.: No.3, pp.94～104, 1986
8) 松浦房次郎，佐々木隆：空調装置の多重化に関する検討（その1），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.297～300, 1976
9) 松浦房次郎，佐々木隆：空調装置の多重化に関する検討（その2），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.85～88, 1978
10) 松島修，末永徹夫，大島一夫：通信機室における空調装置の信頼度設計法

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.94 ~ 104, 1984.10
11) 大島一夫, 実川博史：通信装置用空調システムの信頼度の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.197 ~ 200, 1989.10
12) Y. Koizumi, K. Yotumoto, H. Hirofumi, S. Furubo, Design Considerations of Power Systems for the Air Conditioner Used in Telecommunication Networks, INTELEC'91 (International Telecommunication Energy Conference), pp.410 ~ 415, 1991
13) 藤木正也, 塩見弘：エレクトロニクスにおける信頼性, 電気通信学会, 1978
14) 中尾正喜, 羽山広文：高発熱通信機械室用空調システムの開発, 空気調和・衛生工学会, 第64巻第12号, pp.63 ~ 71, 1990.12
15) 四宮光文, 能條哲：故障時間長さをパラメータとした信頼性の評価尺度の一検討, 電子情報通信学会春期全国大会, A-171, p.1-171, 1989
16) 松尾陽ほか：空調設備の動的熱負荷計算入門, 建築設備技術者協会, 1980
17) 羽山広文, 木下学, 中尾正喜：高発熱通信機械室用空調システムの信頼度の検討（その2）, 日本建築学会学術講演梗概集, pp.977 ~ 978, 1994.9

記号表

c_p	：空気の熱容量[J/(kg℃)]
C_o	：外気温による空調機冷却能力の変動係数[W/(℃台)]
C_r	：室温による空調機冷却能力の変動係数[W/(℃台)]
d	：日数
g	：修復時間の確率密度[−]
H_A	：空調機の冷却能力[W/台]
H_{BA}	：空調機の定格冷却能力[W/台]
H_c	：故障時に空調機で冷却されない熱量[W] $H_c=H_r-N_c H_{BA}$
H_r	：機器発熱量[W]
H_s	：蓄熱設備の蓄熱容量[J]
$MTBF$	：平均故障間隔[h]
$MTTR$	：平均修復時間[h]
M	：壁体の数
m	：壁体を示すインデックス
N	：空調機台数[台]
N_c	：稼働している空調機台数[台]
P_c	：室温が許容温度を超過する確率[−]、cは故障パターンを示すインデックス
Q_r	：室内の熱容量[J/℃]
q	：外気条件の確率密度[−]
T_d	：許容修理時間[h]
T_s	：蓄熱設備の有効時間[h]
t	：時間[h]
U	：不稼働率（定常アンアベイラビリティ）[−]
U_c	：各故障パターンにおける不稼働率
U_T	：システム全体の不稼働率
V_r	：換気量[m^3/h]
W_s	：壁体の総熱貫流率[W/℃]
W_v	：換気の総熱貫流率[W/℃] $W_v=c_p \rho V_r$
$\Delta\theta$	：故障発生時の室温から許容温度までの温度差[℃]
θ_{Bo}	：空調機冷却能力の算出用基準外気温度[℃]
θ_{Br}	：空調機冷却能力の算出用基準室内温度[℃]
θ_c	：故障発生時の室温[℃]
θ_o	：外気温度[℃]
θ_r	：室温[℃]
$\theta_{r,MAX}$	：室温の許容温度[℃]
θ_s	：相当外気温度[℃]
θ_{so}	：計算用の外気条件[℃]
λ	：故障率[-]
ρ	：空気の密度[kg/m^3]

（1997年7月10日原稿受理, 1997年12月9日採用決定）

NII-Electronic Library Service