

機械換気と外気処理による省エネルギー効果の評価

松尾, 康介
九州大学総合理工学府総合理工学専攻機械・システム理工学メジャー

<https://hdl.handle.net/2324/7178767>

出版情報：九州大学, 2023, 修士, 修士
バージョン：
権利関係：

機械換気と外気処理による省エネルギー効果の評価

熱エネルギー変換システム学研究室 2ES22104W 松尾 康介

1. 研究背景及び研究目的

近年、地球温暖化と都市部のヒートアイランド現象が人々の生活に多岐にわたる影響を与えている。特に夏期には健康に害を及ぼすほどの高温となり、学校施設でも体育の授業や学校行事、部活動などで熱中症が発生している。政府や自治体はこの課題に対処するために学校施設の空調設備の整備に取り組んできたが、教室の空調普及率に比べて体育館の普及率は未だに低く、約5%にとどまっている^[1]。体育館はスポーツ施設としてだけでなく、学校行事や災害時の避難所、さらには COVID-19 のワクチン接種会場など、多目的に利用される空間であり、その温熱環境の改善が必要である。しかし、大空間で適切な断熱が確保されていない体育館では通常の空調設備の導入には高いコストがかかり、過剰設計になることが多い。

そこで、本研究では、年間の最大負荷基準設計ではなく、それよりも小さい負荷処理能力を持った外気処理空調機を使うことで設備コストを抑えたシステムの導入した場合について、外気処理空調機が作り出す室内空間の温熱環境を調べ、その結果を踏まえながら、省エネルギー性向上を目的にシステム解析を行う。

2. 外気処理空調機とは

外気処理空調機とは、空調利用時に外気を導入する際に外気負荷を処理するための装置である。通常の空調機と異なり、外気を取り込む際に冷暖房や除湿処理を施し、負荷を低減させることができる。この空調機は換気性と快適性を重視し、コストを抑えながら効果的な換気及び空気調和を実現している。今回導入した装置は1時間に約10000 m³の給気が可能であり、容積が約8600 m³の体育館に対して十分な換気能力を持つ。

3. 研究手法

3.1 研究手法その1（環境測定と温熱環境評価）

体育館の平面方向に5箇所、上下方向に3箇所、作成した温湿度センサーを設置して体育館の各箇所における温湿度分布を測定する。また、風速計で室内の各箇所の風速を測定する。

PMV (Predicted Mean Vote) はファンガー教授によって提唱され、国際規格化された室内の温熱環境評価(快適性評価)である。方程式に温熱環境の6要素である活動量、着衣量、温度、放射温度、気流、相対湿度を代入することで、大多数の人が感じる温冷感を数値として表現する。表1にPMVの適用範囲と温冷感尺度を示す。

Table1 PMVの適用範囲と温冷感尺度^[2]

PMV 適用範囲		温冷感尺度	
PMV	-3 < PMV < +3	+3	暑い
活動量	0.8 ~ 4.0 met	+2	暖かい
着衣量	0.0 ~ 2.0 clo	+1	やや暖かい
空気温度	10 ~ 30 °C	0	中立
放射温度	10 ~ 40 °C	-1	やや涼しい
気流	0.0 ~ 1.0 m/s	-2	涼しい
相対湿度	30 ~ 70 %	-3	寒い

3.2 研究手法その2（システム解析）

図1に外気処理空調機のシステム概略図を示す。本サイクルは両熱源流体に湿り空気である外気、冷媒にR410Aを用いたヒートポンプサイクルである。熱交換器及び圧縮機に関する式を式(1)から式(5)に示す。外気処理空調機の供給する湿り空気の温度について、冷房時の場合は $T_{cs.out}$ 、暖房時の場合は $T_{ws.out}$ である。

$$Q_{ref.evap} \approx Q_{cs.evap} = (\rho V)_{cs} c_p (T_{cs.in} - T_{cs.out}) \quad (1)$$

$$Q_{ref.cond} \approx Q_{ws.cond} = (\rho V)_{ws} c_p (T_{ws.out} - T_{ws.in}) \quad (2)$$

$$W_{ref.comp} = Q_{ref.cond} - Q_{ref.evap} \quad (3)$$

$$\eta_{m.comp} = W_{ref.comp} / E_{comp} \quad (4)$$

$$COP_{system.c} = \frac{Q_{ref.evap}}{E_{comp}}, COP_{system.h} = \frac{Q_{ref.cond}}{E_{comp}} \quad (5)$$

ここで $Q_{ref.evap}$ 、 $Q_{ref.cond}$ はそれぞれ冷房熱負荷[kW]、暖房熱負荷[kW]である。また、 $\eta_{m.comp}$ は圧縮機機械効率[-]、 E_{comp} は圧縮機消費電力[kW]である。

次に、送風機に関する式を式(6)から式(8)に示す^[3]。

$$La = (V_{cs}, V_{ws}) \times P_{blower} / (1 \times 10^3) \quad (6)$$

$$\eta_{blower} = La / L \quad (7)$$

$$\eta_{m.blower} = L / E_{blower} \quad (8)$$

ここで La は空気動力[kW]、 L は軸動力[kW]、 V は供給する湿り空気の体積流量[m³/s]である。また η_{blower} は送風機効率[-]、 $\eta_{m.blower}$ は送風機機械効率[-]、 E_{blower} は送風機消費電力[kW]である。

さらに、圧縮機消費電力 E_{comp} と送風機消費電力 E_{blower} の和を総消費電力 E_{sum} [kW]とすると、式(9)で表される。

$$E_{sum} = E_{comp} + E_{blower} \quad (9)$$

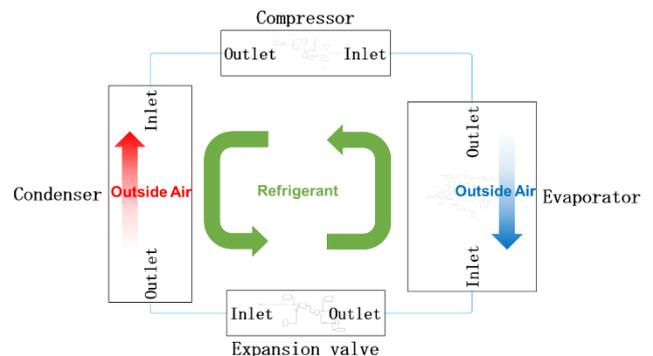


Fig.1 外気処理空調機のシステム概略図

4. 結果と考察

図2に冷房使用時, 図3に暖房使用時の体育館中央, 床面からの高さ0.5m地点のPMVの推移を示す. 活動量は1.0met, 冷房時の着衣量は0.60clo, 暖房時の着衣量は1.60cloで計算した. 放射温度は空気温度と等しいと近似した. 図2より, 冷房時のPMVはおおよそ-1以上+1以下であることから, やや快適な空間を作っていることが分かる. 一方, 暖房時のPMVは, 図3より, おおよそ-3以上-2以下であることから, 快適な空間が作られていないことが分かる.

表2に各熱負荷や, 外気温度, 外気相対湿度を条件として, 供給する空気の温度や相対湿度などの各種パラメータを解析した結果を示す. また, 断熱効率は0.75, その他の諸効率は0.90としている.

図4に冷房熱負荷を97.0kWとして, 供給する湿り空気の体積流量 V_{cs} と供給する湿り空気の温度 $T_{cs.out}$ を変化させたとき, 総消費電力 E_{sum} がどのように変化するか解析したものを示す. また, 図5に, 暖房熱負荷を65.9kWとして, V_{ws} と供給する湿り空気の温度 $T_{ws.out}$ を変化させて, 総消費電力 E_{sum} がどのように変化するか解析したものを示す.

図4より, 同じ冷房熱負荷において, 総消費電力 E_{sum} は, 供給温度 $T_{cs.out}$ が約18°C, 供給流量 V_{cs} が約4.68m³/sのとき最小値をとることが分かる. 特に, 冷房実験時, 図2に示す通り, 室内はやや快適な空間が作られていたが, 実験時の冷房供給温度を14.3°Cから約18°Cに, 供給流量を2.78m³/sから4.68m³/sに上げて運転すれば, 室内の快適度はやや低下し, 多少不快になる可能性があるが, 総消費電力を約5.32%低減させることが期待できる. また, 図5より, 同じ暖房熱負荷において, 総消費電力 E_{sum} は, 供給温度 $T_{ws.out}$ が約26°C, 供給流量 V_{ws} が約2.31m³/sのとき最小値をとることが分かる. 特に, 暖房実験時, 図3に示す通り, 室内空間は快適度の低い空間が作られていたが, 実験時の暖房供給温度を22.3°Cから約26°Cに, 供給流量を2.78m³/sから2.31m³/sに下げて運転すれば, 室内温度上昇によるの快適度の向上に加え, 総消費電力を約1.64%の低減が期待できる.

図6に冷房熱負荷を97.0kWとして, 放熱側熱交換器の入口温度 $T_{ws.in}$ を変化させたとき, 冷房システムCOPがどのように変化するか解析したものを示す. また, 図7に暖房熱負荷を65.9kWとして, 放冷側熱交換器の入口温度 $T_{cs.in}$ を変化させたとき, 暖房システムCOPがどのように変化するか解析したものを示す. この解析は, 放熱側あるいは放冷側の熱源に, 一度処理された室内空気を一部利用するという状況を想定している. 室内空気の一部を使った場合, 室内環境の快適度は低下すると予測されるが, システムCOPは上昇することが分かる. 具体的には, 冷房時の場合, 放熱側熱交換器の入口温度を2~8°C下げると, 冷房システムCOPは約6~30%上昇する. また, 暖房時の場合, 放冷側熱交換器の入口温度を2~8°C上げると, 暖房システムCOPは約7~35%上昇する. 特に, 冷房実験時, 図2に示す通り, 室内空間は十分快適な空間が作られており, 多少の不快感が許容できるのであれば, 一度冷やされた室内空気の一部を放熱側熱交換器に取り込むことで, 圧縮機消費電力の低減が期待できる.

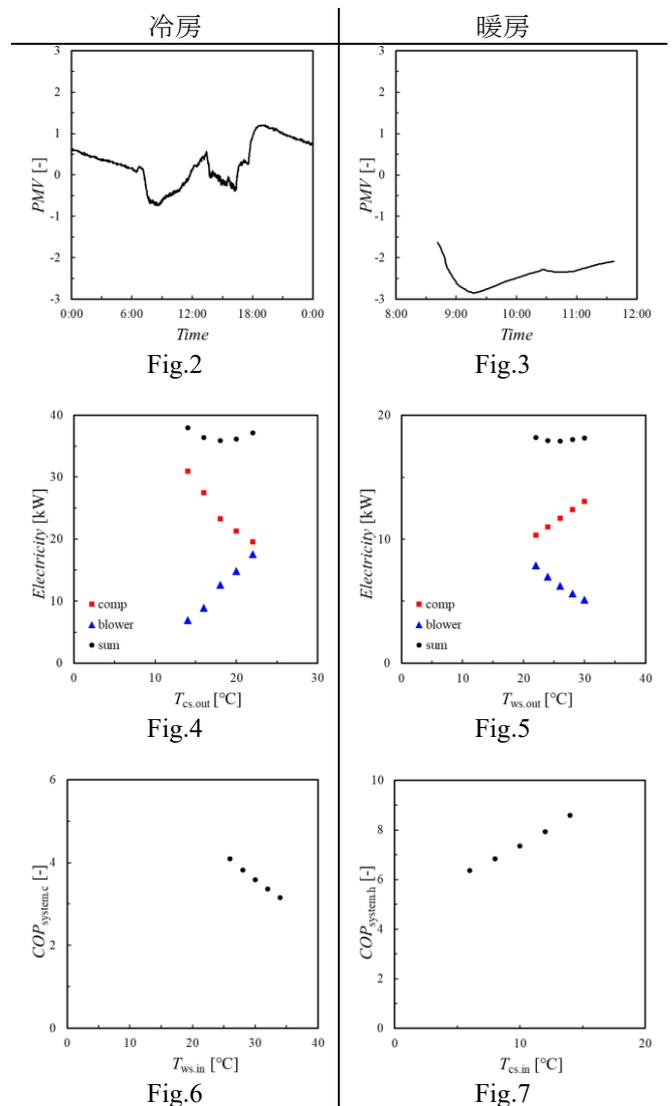
5. 結言

外気処理空調機が作る室内環境の測定実験と外気処理空調機のシステム解析を行い, 以下に成果を纏める.

- 1) 様々な条件で空調シミュレーションを行い, 外気処理空調機のシステム特性を明らかにした.
- 2) 実測した室内環境の快適度評価結果を交えながら, 消費電力の観点で外気処理空調機の最適運転への手がかりを示した.

Table2 パラメータ解析

		冷房	暖房
実験条件	熱負荷	97.0 kW	65.9 kW
	外気温度	33.7 °C	5.77 °C
	外気湿度	36.2 %	61.1 %
	供給流量	2.78 m ³ /s	2.78 m ³ /s
解析結果	圧縮機仕事	27.4 kW	9.38 kW
	供給温度	14.3 °C	22.3 °C
	供給湿度	84.0 %	20.9 %



参考文献

- [1] 文部科学省. 令和2年度公立学校施設空調設備設置状況について
- [2] 公益社団法人 日本冷凍空調学会
- [3] 冷凍空調便覧 I 巻 基礎編