

数値流体力学解析による簡易設置型パッドアンドファンシステムの 基本性能評価

畔柳武司・吉越恆

キーワード：施設園芸，環境制御，蒸発冷却，シミュレーション

目 次

I 緒 言	1	2 数値流体力学シミュレーションによる 模型実験の再現	6
II 材料および方法	1	3 シミュレーションによる 冷却効果の試算	7
1 模型実験	1	IV 摘 要	9
2 数値流体力学シミュレーションによる 模型実験の再現	3	謝 辞	10
3 シミュレーションによる 冷却効果の試算	4	引用文献	10
III 結果および考察	5	Summary	11
1 模型実験	5		

I 緒 言

簡易設置型パッドアンドファンシステムは、岐阜大学を中心に開発と実証が進められてきた中小規模の温室を対象とした暑熱対策技術である⁹⁾。大風量のファンを用いる通常のパッドアンドファンシステムは、比較的大規模の温室を対象とした技術であるのに対し、本システムはファンとパッドを一体化・小型化することによって、中小規模の温室への導入に配慮した構成となっている。設置が容易であることが特徴であり、作物の栽培空間を局所的に冷房するという設計思想の下、床面積 100 ~ 300m² の温室への導入が推奨されている⁹⁾。しかし、パッドとファンの一体型、ダクト利用型など多様な導入方法があるにもかかわらず、温室への導入の際の設置方法について具体的な情報が不足しており、導入効果については個別の温室の事例報告があるのみである⁸⁾。

簡易設置型パッドアンドファンシステムの基本性能を評価するには、数値流体力学解析が有用である。数値流体力学は、任意空間における任意流体の挙動を表現する保存式を数値的に解くことにより、対象

とする流体の挙動を推定する手法である。汎用性の高いシミュレーション手法であるため、施設園芸分野においても多くの研究が進められており²⁾、通常のパッドアンドファンシステムを導入した温室内の気流あるいは気温分布の解析にも使用されている^{6, 7, 10)}。

そこで、本研究では数値流体力学解析を用いて簡易設置型パッドアンドファンシステムの基本性能の評価を行った。はじめに、実物大の実験用模型を用いて送風および冷房性能を評価し、数値流体力学解析に最低限必要なデータを収集・整理したうえで、得られた結果をもとに温室へ導入した際に期待される冷房効果について基礎的なシミュレーションを実施した。

II 材料および方法

1 模型実験

農研機構西日本農業研究センター四国研究拠点の大型実験室内にダクト利用型の簡易設置型パッドアンドファンシステムの実験用模型（ダクト長さ 17.0 m）を設置した（写真 1，第 1 図）。実験用模型にはパッド（1.12 m × 0.28 m × 0.10m, 体積孔隙率 0.956）

を計6枚設置した。ファンには、ダクトファン (DF-40ESD1, 株式会社ソーワテクニカ, 60Hz 時の定格風量 $72 \text{ m}^3/\text{min}$) を用いた。ダクト資材には農業用プラスチックフィルムを供試し、フィルム留め材を加工した支持材を用いて、計3パターンのダクト形状を作成した (第2図)。パッドの通水には水中ポンプ (C4SP2, 有限会社プティオ, 最大吐出量 $14 \text{ L}/\text{min}$) を用い、パッド2枚あたり1台の水中ポンプを使用した。水中ポンプに供給する電圧と電流を調整し、パッド1枚あたりに供給する水量が $2.1 \text{ L}/\text{min}$ となるように設定した。

実験用模型の基本性能を調査するため、周辺空気の状態および相対湿度、パッドからの吹き出し風速、気温および相対湿度を測定した。気温および相対湿度の測定には温湿度計 (HMP155, ヴァイサラ株式会社)、風速の測定には熱線風速計 (クリモマスター 6533, 日本カノマックス株式会社) を用い、測定値はデータロガー (CADAC21, 江藤電気株式

会社) で記録した。パッド1枚あたり32点の風速、16点の気温および相対湿度を移動観測によって測定した。測定値の記録間隔は1秒とし、1点あたり120秒間の測定値を記録した。測定は、2016年8月23日から同年9月1日の間に実施した。

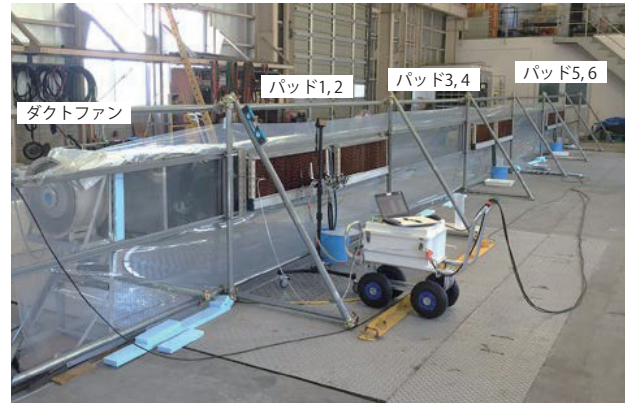
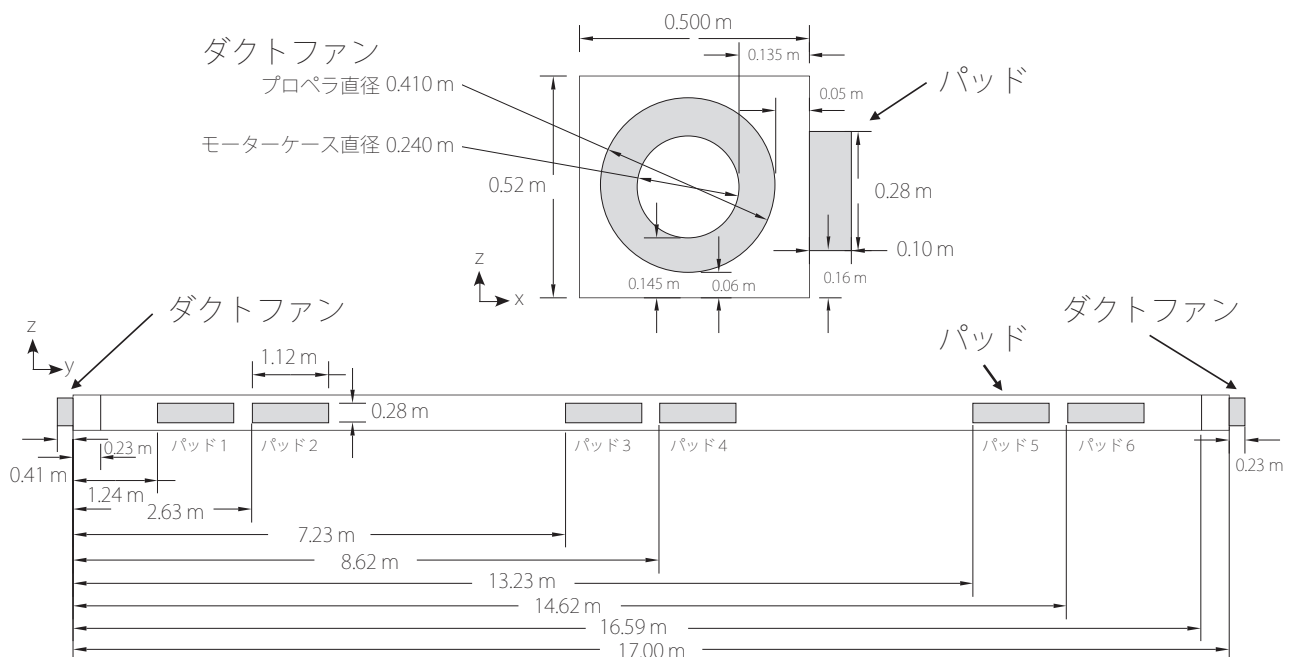
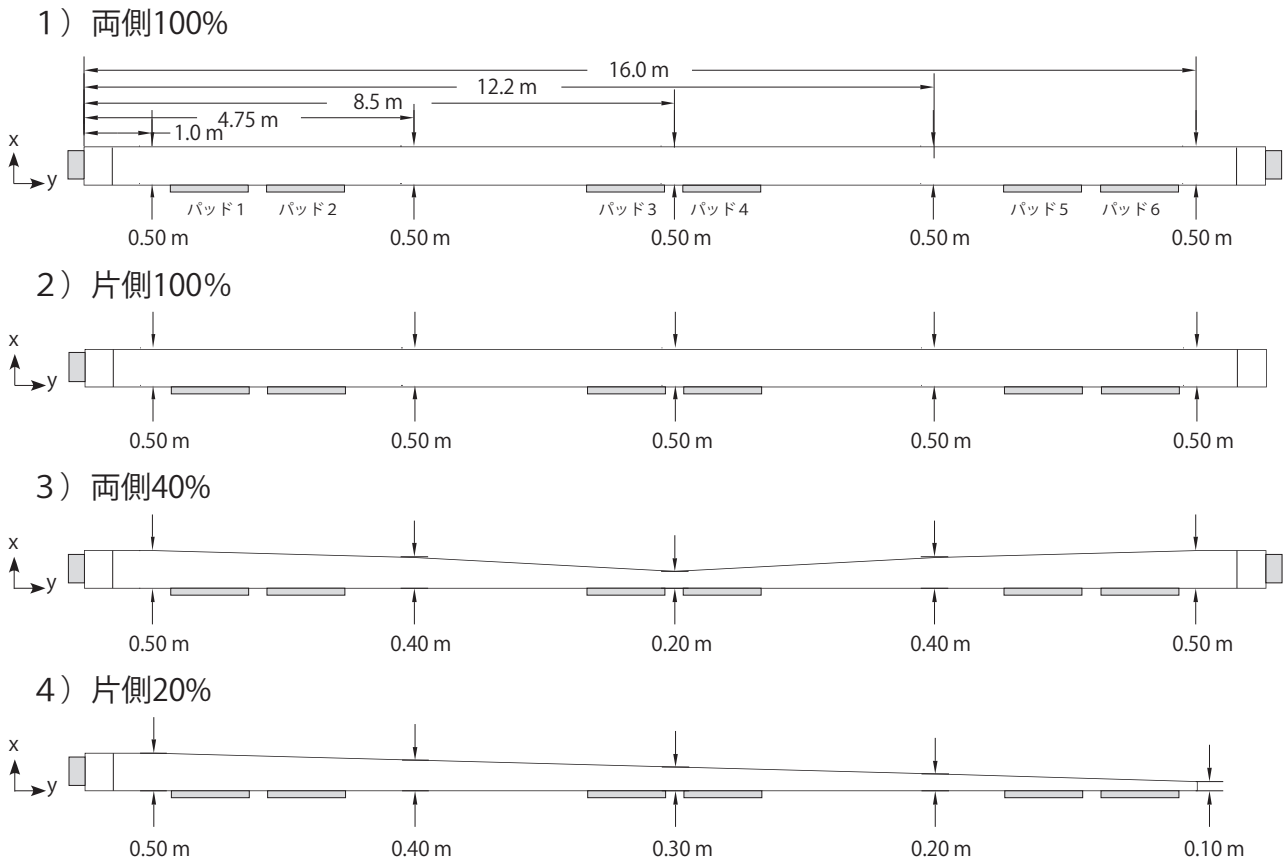


写真1 ダクト利用型の簡易設置型パッドアンドファンシステムの実験用模型



第1図 実験用模型の概略図



第2図 検討に用いたダクト形状の概略図と略称

2 数値流体力学シミュレーションによる模型実験の再現

実験用模型（第1図，第2図）を再現した解析空間を生成し，空間内の空気の挙動を数値流体力学の手法を用いて計算し，その計算精度を検証した。

解析空間およびメッシュ生成には，ANSYS DesignModeler および ANSYS Meshing (ANSYS, Inc.) を，数値流体力学解析には ANSYS Fluent 17.2 (ANSYS, Inc.) を用いた。解析では，空気の質量，運動量，乱流エネルギーとその散逸に関する保存式を対象とした。乱流モデルには，予備計算の結果，標準 $k-\epsilon$ モデルを選択し，定常状態の計算を行った。

解析の境界条件として，ダクトファンの吸い込み

口を圧力流入 (pressure-inlet) 境界，ダクトファンの吹き出し口をファン (fan) 境界，パッドの吹き出し口を圧力流出 (pressure-outlet) 境界，そのほかの表面を壁 (wall) 境界とした（第1表）。ファン境界には，ダクトファンの静圧流量特性曲線を多項式として設定した。パッドの圧力損失の計算には，試行錯誤の結果，多孔質ジャンプ (porous-jump) 境界を適用した（式1⁴⁾）。多孔質ジャンプ境界への入力値を決定するため，Miguel (1998) の式⁴⁾を用いて，物体の面積孔隙率 ϕ (-) から得られる透過率 K (m^2)，慣性係数 Y (-) について試行錯誤的に検討した（第2表）。パッドの吹き出し風速の計算値と実測値を比較することで，計算精度を検証した。

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\mu}{K} + \left(\frac{Y}{K^{0.5}}\right) \rho v^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、p は圧力 (Pa), μ は動粘性係数 (Pa s), ρ は流体密度 (kg/m³), v は流体速度 (m/s) である。

3 シミュレーションによる冷却効果の試算

渡邊ら (2016)⁹⁾ の簡易設置型パッドアンドファンの標準的な設置方法について、同様の配置が温室

第1表 模型実験の再現シミュレーションの境界条件

場所	境界条件	流体に関する設定
ダクトファン吸い込み口	圧力流入境界	Zero gradient
ダクトファン吹き出し口	ファン境界	多項式 (polynomial)
ダクトファンカバー	壁境界	標準壁関数
パッド表面	多孔質ジャンプ境界	式1
パッド吹き出し口	圧力流出境界	Zero gradient
ダクト	壁境界	標準壁関数

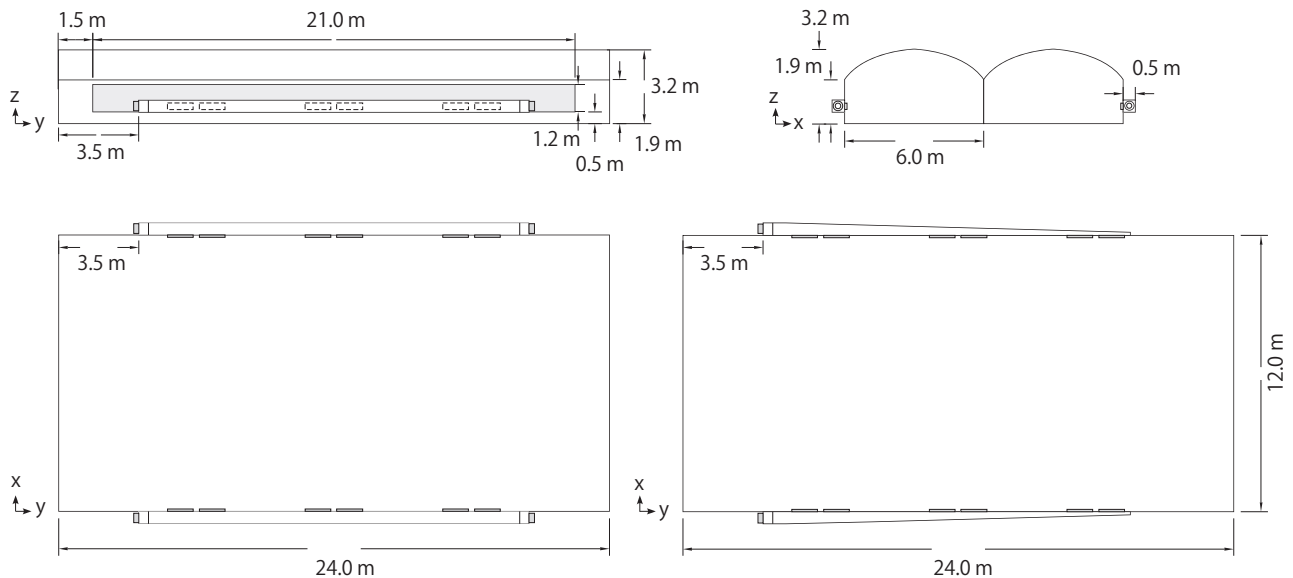
第2表 パッド部分に適用した多孔質ジャンプ境界への入力値の候補

面積孔隙率 ϕ (-)	透過率 K (m ²)	慣性係数 Y (-)
0.9	2.91E-09	0.054
0.8	2.41E-09	0.069
0.7	1.94E-09	0.092
0.6	1.52E-09	0.128

内の気流および気温分布に及ぼす影響について検討した。

床面積約 20 m²あたりパッド1枚となるように配置した仮想の温室 (第3図) について、ANSYS DesignModeler および ANSYS Meshing (ANSYS, Inc.) を用いて解析空間およびメッシュを生成し、ANSYS Fluent 17.2 (ANSYS, Inc.) を用いて数値流体力学解析を行った。仮想温室は、間口6.0 m、奥行き24.0 mの2連棟とした。この温室はYZ平面を境界面とすると対称構造となることから、計算資源の節約のため、1棟分の解析空間を作成した。解析では、空気の質量、運動量、エネルギー、乱流エネルギーとその散逸に関する保存式を対象とした。乱流モデルには標準 k- ϵ モデルを使用し、タイムステップ 0.1 s で 60 s までの非定常計算を行った。初期条件は、温室内の風速は 0 m/s、気温は 306 K (33℃) とした。

計算を簡略化するため、温室は無植栽の状態とし、外気は無風状態、日射や地表伝熱などの放射やそれに起因するエネルギーは発生しないと仮定した。具体的には、解析の境界条件として、パッド吹き出し口を風速流入 (velocity-inlet) 境界、側窓を圧力流出 (pressure-outlet) 境界、棟間の面を対称 (symmetry) 境界、温室の床、側壁および天井を壁 (wall) 境界とした (第3表)。パッドの吹き出し口に設定する風速および気温には前項および前々項で得られた



第3図 数値流体力学シミュレーションによる検討に用いた温室の概略図

第3表 冷却効果の試算シミュレーションの境界条件

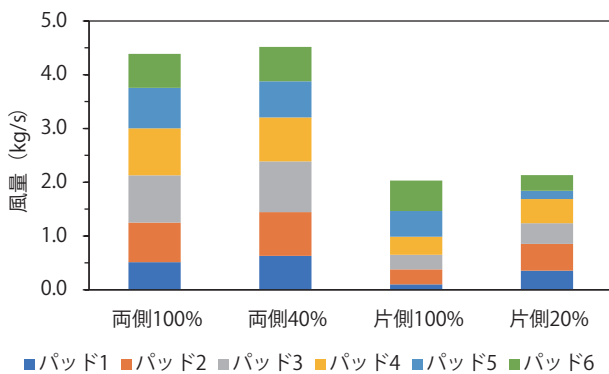
場所	境界条件	流体に関する設定
パッド吹き出し口	風速流入境界	後述 (第4表)
温室の側窓	圧力流出境界	Zero gradient
温室の床, 側壁, 天井	壁境界	標準壁関数

データを元に試算した数値を用いることとした。ただし、吹き出し口の気温の試算は、気温 33℃、相対湿度 60% の外気がパッド内での蒸発冷却により加湿冷却されるとの仮定の下で行った。

Ⅲ 結果および考察

1 模型実験

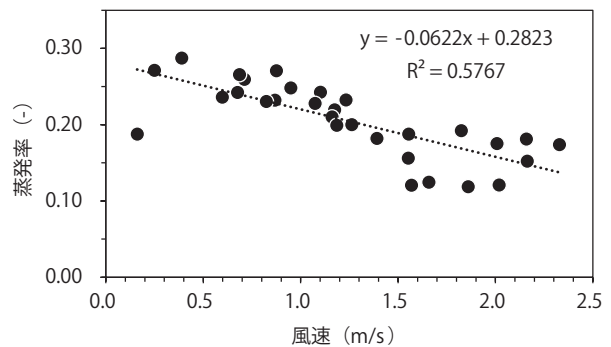
パッド吹き出し風速から算出したパッドごとの吹き出し風量を第4図に示す。パッド吹き出し風量はダクトファンの数に大きく依存する一方、ダクト形状の違いへの依存は無視できるほどであった。ダクト形状の違いは、ダクトファンが1台の場合において、パッド間の風量を均一に近づける効果を示されており、ダクト形状が直方体から四角錐台となることで、標準偏差は 0.16 kg/s から 0.12 kg/s に減少した。一方、ダクトファンが2台の場合には、パッド間の風量の差は変化せず、標準偏差は 0.14 kg/s から 0.13 kg/s とわずかに減少するにとどまった。



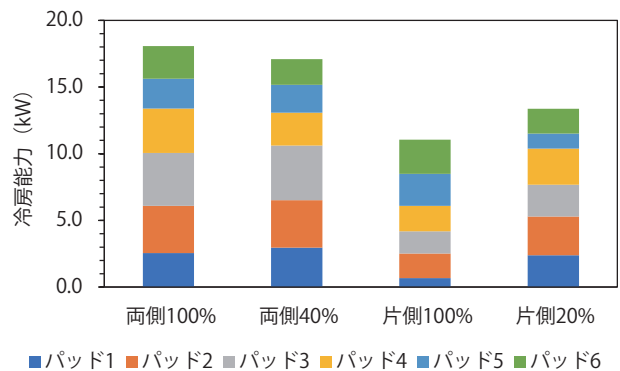
第4図 パッドごとの吹き出し風量の実測値

大気飽差に対するパッド通過後の水蒸気濃度の増分の比を蒸発率として定義すると、測定値から算出した蒸発率は、パッド吹き出し風速とは有意な負の相関関係 ($R = -0.76, p < 0.001$) にあった (第5図)。渡邊ら (2016)⁹⁾ は、パッドアンドファンの冷却効率は風速に依存するとしている。本実験においても吹き出し風速が大きくなるにつれて蒸発率が低下しており、同様の結果が示された。

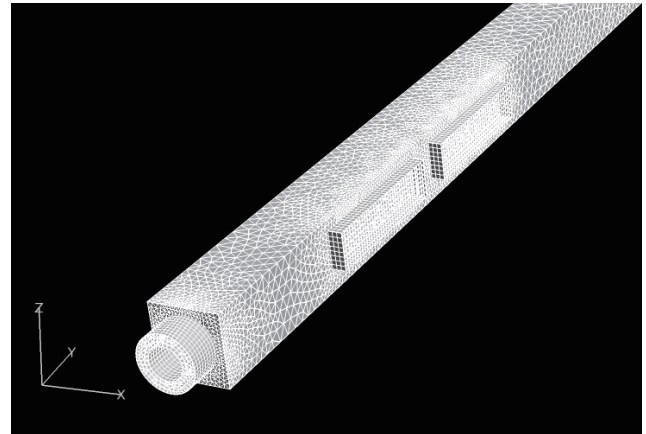
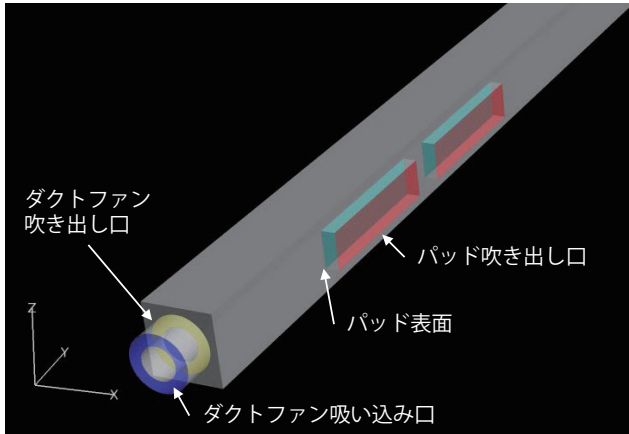
外気が気温 33℃、相対湿度 60% と仮定して大気飽差を算出し、パッド吹き出し風量、蒸発率の実測値から各ケースの冷房能力をパッドごとに推定した結果を第6図に示した。冷房能力はダクトファンを2台使用したケースで最大となった。ダクトファンを1台使用したときの冷房能力は、2台使用したときの 69.5% となり、風量の低下を蒸発率の向上が補う効果が示された。



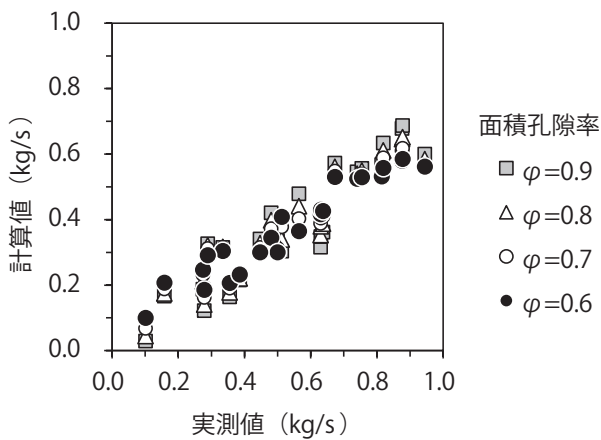
第5図 パッドを流下する水の蒸発率とパッド吹き出し風速の関係



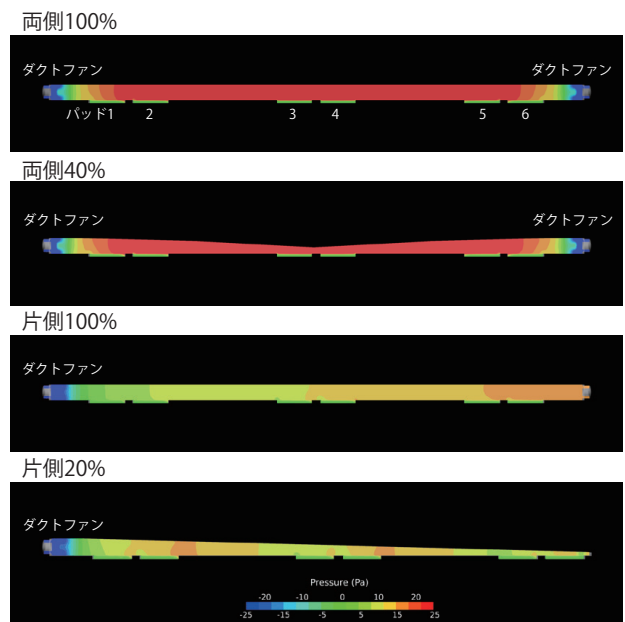
第6図 ダクト利用型の簡易設置型パッドアンドファンシステムの冷房能力



第7図 模型実験を再現した解析空間 (両側100%の場合)



第8図 パッド吹き出し風量の計算値と実測値



第9図 ダクト内部の静圧分布の計算値

2 数値流体力学シミュレーションによる模型実験の再現

模型実験を再現した解析空間を第7図に示した。ダクトファン、ダクトおよびパッド部分の解析空間のメッシュ数は、23.7万から25.3万となった。メッシュ形状はダクトファン部分が6面体、ダクト部分が4面体、パッド部分が6面体となった。

パッド吹き出し風量の計算値と実測値を第8図に示した。パッド吹き出し風量の計算値は実測値を過小評価する傾向にあったが、計算値と実測値の相関係数はいずれも0.92以上となり、孔隙率0.6のときに最大 ($R=0.96$) となった。相関係数は多孔質ジャンプ境界への入力値に依存しており、孔隙率が0.6

より高い場合にはパッド間の風量の差を過大評価する傾向にあった。

ダクトファン、ダクトおよびパッド内部の静圧分布を第9図に示した。ダクト内の静圧は、ダクトファンが2台の場合はダクト形状に関わらずほぼ均一であった。ダクトファンが1台の場合、ダクト形状が直方体のケースでは下流部分の静圧が高くなったが、四角錐台のケースでは静圧分布は均一に近づいた。この計算結果は、ダクトファンが1台の場合、ダクト形状を片側100%から片側20%にすることがパッド間の風量を均一に近づける効果をもたらした実験結果(第4図)を裏付けている。

3 シミュレーションによる冷却効果の試算

試算対象としたのは、パッド間の風量が均一に近い2つのケースとした。1つは両側にダクトファンを設置し、直方体のダクト形状を有するケース（両側 100%）、他方は片側にダクトファンを設置し、四角錐台のダクト形状を有するケース（片側 20%）である。

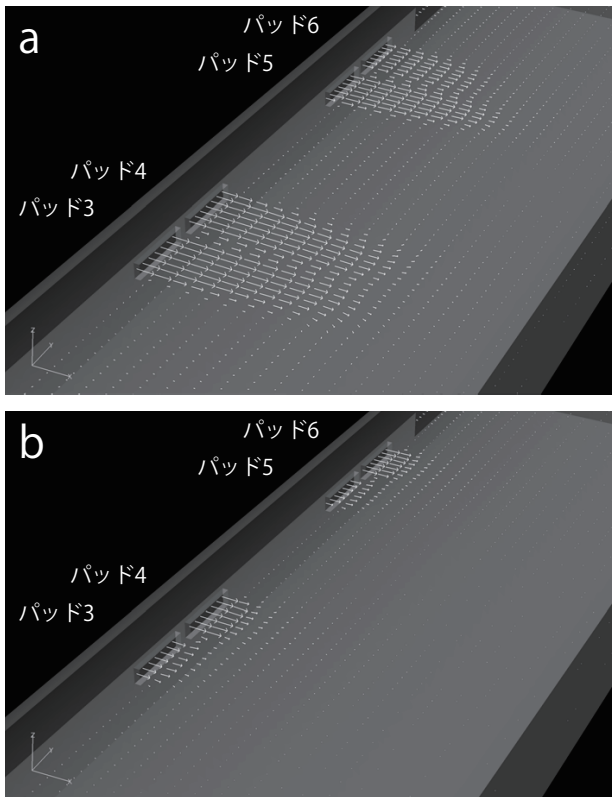
第4表 パッド吹き出し口に適用した風速および気温

	両側100%		片側20%	
	ダクトファン2台		ダクトファン1台	
	風速 (m/s)	温度 (K)	風速 (m/s)	温度 (K)
パッド1	1.01	300.6	0.51	299.8
パッド2	1.29	301.0	0.74	300.1
パッド3	1.43	301.2	0.57	299.9
パッド4	1.44	301.2	0.74	300.1
パッド5	1.31	301.0	0.51	299.8
パッド6	1.03	300.6	0.72	300.1

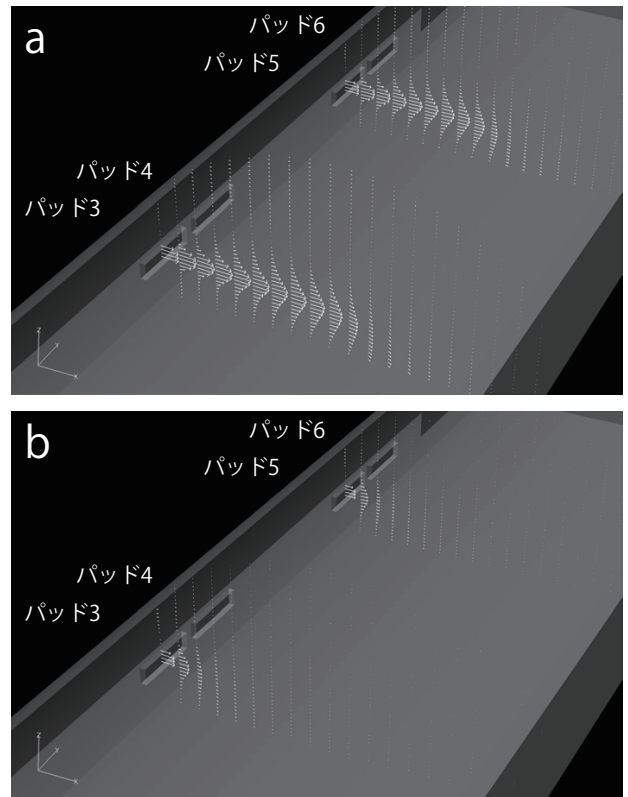
各パッドの吹き出し口に設定する風速および気温を第4表に示す。風速は、前項で計算した風量（第8図）をパッド吹き出し口の面積と空気密度で除した値とした。気温の計算では、はじめに各パッドの吹き出し口の風速と第5図から蒸発率を計算し、それにパッド吹き出し流量 Q (m^3/s)、大気飽差 h (g/m^3)、潜熱 λ (kJ/kg) を乗じ、パッド体積 V (m^3) で除することで、パッド体積あたりの吸熱量 E (W/m^3) を算出した（式2）。つぎに各パッドの吹き出し口の風速 u (m/s) とパッドの厚さ L (m) から空気がパッドの通過に要する時間 t (s) を算出し、これと吸熱量 E に乗じた数値を容積比熱 c ($J/(m^3\text{C})$) で除すことによって、蒸発冷却による気温低下 ΔT ($^{\circ}C$) を算出した（式3）。大気飽差 h には気温 $33^{\circ}C$ 、相対湿度 60% の状態の数値を用いた。

$$E = \lambda Q h V^{-1} \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta T = E L u^{-1} c^{-1} \dots\dots\dots (3)$$



第10図 仮想温室内の風速ベクトルの高さ0.8mの平面図
a) 両側 100% b) 片側 20% (送風冷却開始 60 秒後)



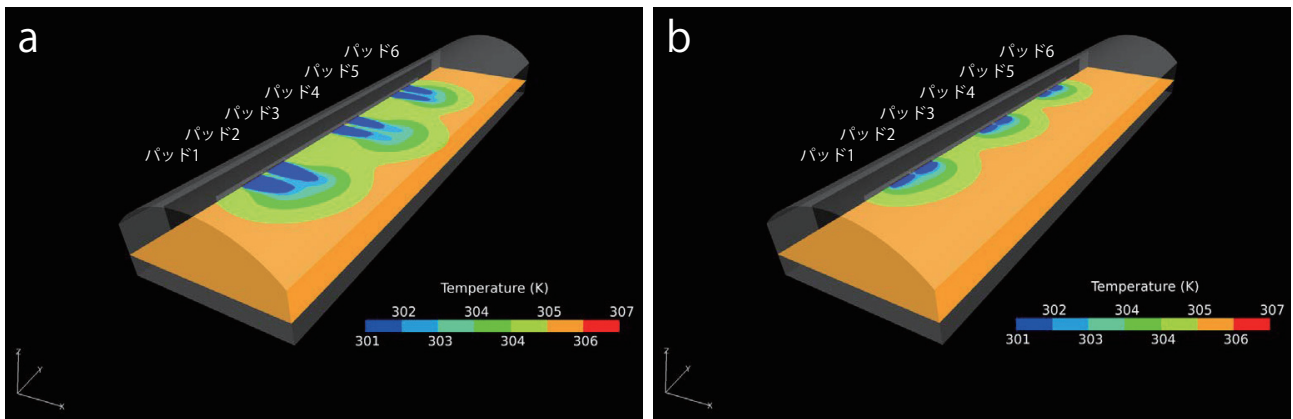
第11図 仮想温室内のパッド付近の鉛直断面の風速ベクトル
a) 両側 100% b) 片側 20% (送風冷却開始 60 秒後)

送風冷却の開始後60 sにおける温室内の高さ0.8mの風速ベクトルを第10図に、パッド付近の鉛直断面の風速ベクトルを第11図に示した。風速は、パッド吹き出し口付近から離れるにつれて減衰し、パッド間の空間や温室中央付近では吹き出し口から側窓への還流も含めてほとんど確認できなかった。この傾向は、ダクトファンが1台のケースでより顕著であった。

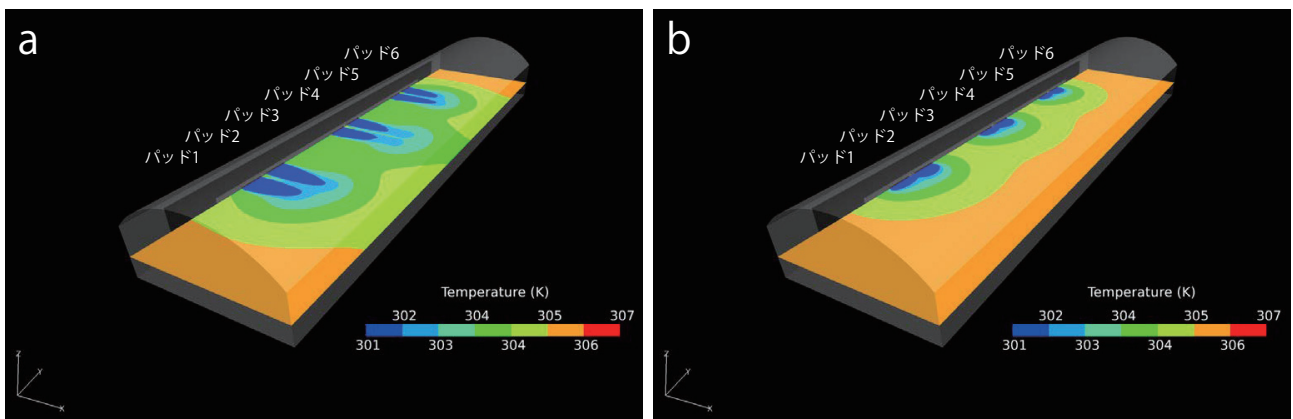
送風冷却の開始後30 sおよび60 sにおける温室内の高さ0.8mの気温分布図を第12図、第13図に示した。また、送風冷却の開始後60 sにおける温室内の鉛直方向の気温分布図を第14図に示した。

パッドから噴き出す冷却された空気は、温室内に徐々に拡がったが、ダクトファンが2台のケースでは送風冷却の開始後60 sにはパッドのある面の反対側まで到達したのに対し、ダクトファンが1台のケースではその到達距離は温室の中央付近に留まった。冷却された空気の到達範囲は、パッド吹き出し口の法線方向に向けて速やかに拡大し、法線から外れる空間や気流の到達しない空間では徐々に広がる傾向がみられた。こうした傾向はダクトファンが1台の場合に顕著であり、冷却された空気の到達範囲はパッド近傍に限定されることが示された。

本シミュレーションでは、温室内は無植栽の状態

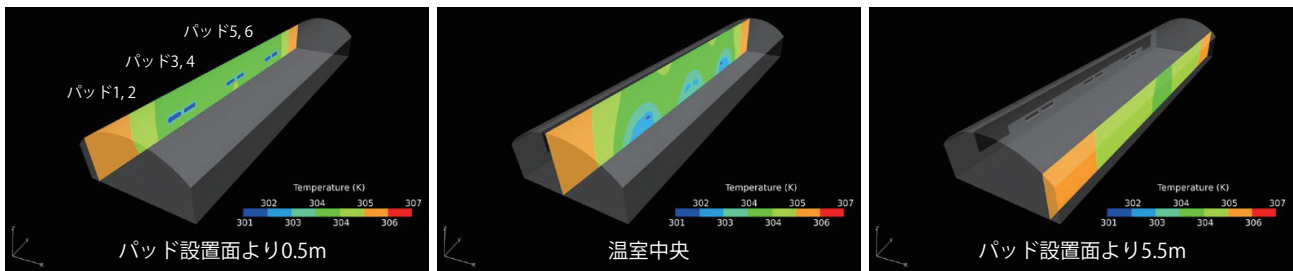


第12図 仮想温室内の高さ0.8mの気温分布の平面図
a) 両側100% b) 片側20% (送風冷却開始30秒後)

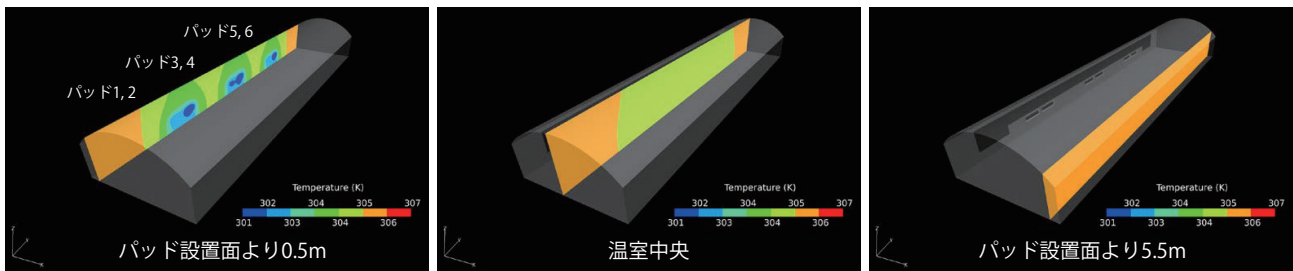


第13図 仮想温室内の高さ0.8mの気温分布の平面図
a) 両側100% b) 片側20% (送風冷却開始60秒後)

a) 両側100%



b) 片側20%



第14図 仮想温室内の鉛直方向の気温分布
a) 両側 100% b) 片側 20% (送風冷却開始 60 秒後)

とし、外気は無風状態、日射や地表伝熱などの放射やそれに起因するエネルギーは発生しないと仮定している。実際の温室では、作物による気流の遮蔽、蒸発冷却される以前の比較的高温の状態にある外気の側窓からの流入、日射による温室床および構成部材の昇温が随時発生する。日射に関しては、大風量のファンを用いる通常のパッドアンドファンシステムにおいても、パッドを通過した冷却空気は日射が強いほど昇温する傾向にあることが示されている¹⁾。同様にパッドアンドファンシステムでは冷却効果を最大限発揮させるためには遮光がかかせないとする一方、より強い遮光は作物の光合成速度の減少と収量低下を引き起こすことに留意しなければならないと指摘されている³⁾。

ここで得られた結果は、送風冷却の開始後 60 s の計算結果であるため、より風量の大きい送風機を用いて定常状態に達するまで冷却を継続することができれば、温室内の気温分布はより均一になる。しかし、実際には外気や日射などの継続的な熱源が存在するため、簡易設置型パッドアンドファンシステムの冷却効果はより限定されると考えられる。したがって、本システムは、遮光が併用可能な品目や生育段階⁵⁾、あるいは日射の少ない時季における利用がより望ましいと考えられる。

IV 摘 要

ダクト利用型の簡易パッドアンドファンシステム(ダクト長さ 17.0 m)の基本性能を調査し、数値流体力学シミュレーションを用いて本システムの冷却効果の試算を行った。

ダクト利用型の簡易パッドアンドファンシステムの送風性能は、ダクトファンの数に大きく依存する一方、ダクト形状の違いへの依存は無視できるほどであった。パッドにおける水の蒸発率は、パッド吹き出し風速とは有意な負の相関関係にあった。冷房能力は、ダクトファンを 2 台使用したケースで最大となった。数値流体力学シミュレーションを用いて本システムの送風性能を再現したところ、計算値と実測値の相関係数は 0.9 以上となった。得られた結果を用いて、本システムを導入した無植栽の温室内の気流および気温分布について数値流体力学シミュレーションを用いた冷却効果の試算を行った。その結果、風速はパッド吹き出し口付近から離れるにつれて急激に減衰し、冷却された空気の到達範囲はパッド近傍に限定される傾向にあり、ダクトファンが 1 台のときにはより顕著に表れることが示された。

謝 辞

本研究では、農林水産研究情報総合センターの科学技術計算システムのHPCライセンスを用い、ANSYS Fluent Solverによる数値流体力学解析を実施した。

引用文献

- 1) Al-Helal, I.M. 2007. Effects of ventilation rate on the environment of a fan-pad evaporatively cooled, shaded greenhouse in extreme arid climates. *Applied Engineering in Agriculture*. 23: 221-230.
- 2) Bournet, P.E. and Boulard, T. 2010. Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses: A review of experimental and CFD studies, *Computers and Electronics in Agriculture*. 74:195-217.
- 3) Kittas, C., Bartzanas, T., and Jaffrin, T. 2003. Temperature gradients in a partially shaded large greenhouse equipped with evaporative cooling pads. *Biosystems Engineering*. 83:87-94.
- 4) Miguel, A.F., 1998. Airflow through porous screens: from theory to practical considerations. *Energy Build*. 28 : 63-69.
- 5) 村上健二・杉浦誠・川嶋浩樹・吉越恆・村井恒治・鈴江康文・山崎敬亮 2018. 簡易設置型パッドアンドファンシステム装置を用いたトマト育苗システムの開発. *新近畿中国四国農業研究*. 1:7-19.
- 6) Sapounas, A.A., T. Bartzanas, T., Kittas, C. and Nikita-Martzopoulou, Ch. 2008. Fan and pad evaporative cooling system for greenhouses: Evaluation of a numerical and analytical model. *Acta Horticulturae*. 797: 131-138.
- 7) 東海林孝幸・住暁浩・下村徳仁・熊崎忠・鈴木邦典・三枝正彦 2018. 循環扇がパッドアンドファン冷房温室内の気流分布に与える影響. *植物環境工学*. 29: 17-25.
- 8) 渡邊圭太・中西幸太郎・光川嘉則・櫻井基生 2014. 簡易設置型パッドアンドファン冷房が高湿期のハウス内温度飽差並びにトマトの生育, 収量に及ぼす影響. *兵庫農技総セ研報 (農業)*. 62:14-18.
- 9) 渡邊圭太・吉越恆・川嶋浩樹・杉浦誠 2016. 小規模施設園芸における簡易設置型パッドアンドファンシステムの利用法. <http://hyogonourinsuisangc.jp/99nouka/PFmanual.pdf>
- 10) 趙淑梅・山口智治・星典宏・畔柳武司・李保明 2005. CFDによるパッドアンドファン冷房温室内の気流および温度分布解析. *農業施設*. 36:17-26.

Fundamental Performance Report of Simple Fan and Pad Evaporative Cooling System using Computational Fluid Dynamics

Takeshi KUROYANAGI and Hisashi YOSHIKOSHI

Keywords: Protected Horticulture, Greenhouse climate control, Simulation

Summary

Fundamental performance of duct-type simple fan and pad evaporative cooling system was evaluated based on mock experiment and computational fluid dynamics simulation.

Airflow rate of the simple fan and pad evaporative cooling system depended on the number of fans, while the shape of the duct was not significant on the airflow rate. Significant negative correlation was observed between evaporation efficiency of the pads and air velocity at the outlet of the pads. The experimental results also showed that cooling capacity of the system using two duct fans was better than the one using a duct fan. Airflow rate of the simple fan and pad system calculated by computational fluid dynamics method was similar with the mock experiment. Preliminary simulation results suggested that the simple fan and pad evaporative cooling system provided air motion and evaporative cooled air to a space near the pads in a greenhouse without crop.

