ノンパラメトリック感度解析を用いた産業車両における エンジンルームの熱管理手法*

中川 修一^{*1}, 桃瀬 一成^{*2}, 池島 薫^{*2}

An Approach to Thermal Management in Engine Compartments of Industrial Vehicles Using Non-Parametric Sensitivity Analysis

Shuichi NAKAGAWA^{*1}, Kazunari MOMOSE and Kaoru IKEJIMA

^{*1} Yanmar CO., LTD. Research Center
Umegahara 1600-4, Maibara, Shiga, 521-8511 Japan

Thermal management of industrial vehicles is severe due to heavy load and low traveling speed under operation. And amount of noise exposure tends to increase compared to passenger cars because the industrial vehicles often stay in an area for a long time. Speed-up of a cooling fan and enlarging open area on an engine compartment enhance cooling performance but noise exposure rises. Therefore means to satisfy both of the thermal management and the low noise are required in design of industrial vehicles. In this study, non-parametric sensitivity analysis has been applied to an engine compartment of an agricultural tractor to obtain sensitivity on design variables to coolant temperature. The non-parametric sensitivity analysis has brought in less computational load compared to conventional parametric approach regarding the engine compartment design.

Key Words : Heat Transfer Design, Thermal Equilibrium, Cooling, Non-Parametric, Sensitivity Analysis, Computational Fluid Dynamics

1. 緒 言

農業機械や建設機械をはじめとする産業車両の多くは、乗用車両と比較して稼働時のエンジン負荷率が高く発熱量が多い。また、高負荷稼働時の走行速度が低く、冷却ファン全圧と比較してラム圧は無視できる。これらはエンジンルームの熱管理において過酷な条件となっている。一方、一定空間内での稼働時間が長く周囲騒音の暴露量が多くなる傾向にあるが、過酷な熱問題に対応するために冷却ファンの高速化やエンジンルームの開口面積拡大を行うと、騒音暴露を加速してしまう。国土交通省および欧州連合における音響パワーレベルの認証制度やユーザーの快適性確保を動機として、周囲騒音の増大は抑制されているが、産業車両のエンジンルーム設計には熱管理と低騒音を両立する手段が求められている。

設計検討の手段として、数値流体解析(CFD)を用いてエンジンルームの熱対流場を考察する取り組み⁽¹⁾⁽²⁾がある。しかし歴史的に進化してきた設計をさらに最適化することは容易ではない。また、パラメータスタディにより回帰式や応答曲面等を求め目的関数に対する設計変数の感度を得る方法や、勾配法および大域探索法等の最適化アルゴリズムにより最適解を得る方法⁽³⁾がある。これらのパラメトリック手法は設計指針が得られる一方、適切な設計変数の選択や多数の CFD 結果が必要となる。別のアプローチとして、変分法に基づいて熱対流場の設計問題を定式化し、得られた随伴問題を数値計算によって解くノンパラメトリック感度解析がある。例えば、圧縮性対

* 原稿受付 2013 年 5 月 7 日

^{*1} 正員, ヤンマー (株) 中央研究所 (〒521-8511 滋賀県米原市梅ヶ原 1600-4)

^{*2} 正員, (株) アドバンスドナレッジ研究所 (〒162-0065 東京都新宿区住吉町 1-20)

E-mail: shuichi_nakagawa@yanmar.co.jp

流場における翼の形状最適化に関する研究⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾や、非圧縮性熱対流場における建築物内部の換気を対象としたレイアウト最適化の研究⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾がある。この手法は、初期解を得るためのCFD（順解析）と境界条件の微小変化に対する目的関数の変化として定義される感度を得るための数値計算（逆解析）によって、境界面における設計変数の感度が得られる。

本研究は、農用トラクタのエンジンルーム熱問題にノンパラメトリック感度解析を適用し、エンジン冷却水温度の制御因子であるボンネット等の開口率に関する設計感度を求め、従来のパラメトリック手法と比較して少ない計算負荷で設計指針が得られることを示した。

2. 問題設定

本研究の対象は、図1に示す定格出力21kWの水冷ディーゼルエンジンを搭載した農用トラクタである。

Fig. 1 Configuration of the agricultural tractor

車両設計者は、エンジンのオーバーヒートを避けるためにラジエータ入口水温 T_{W1} を評価する必要がある。したがって、ラジエータ入口水温 T_{W1} の基礎方程式を考える。エンジンルームが熱平衡の状態にあるときを考え、エンジン燃焼室から冷却水へ流れる熱量 Q_E は式(1)のとおりとなる。

$$Q_E = \beta LBH \quad (1)$$

β 、 L 、 B 、 H はそれぞれ冷却水損失、出力、燃料消費率、燃料の低位発熱量である。ここで、冷却水損失 β とは燃料の低位発熱量に対する冷却水熱量の比である。ラジエータ入口水温 T_{W1} および出口水温 T_{W2} と冷却水の放熱量 Q_W は式(2)の関係となる。

$$Q_W = m_W c_W (T_{W1} - T_{W2}) \quad (2)$$

ここで、 m_W 、 c_W はそれぞれ冷却水の質量流量と比熱である。一方、ラジエータにおいて冷却風が受け取る熱量 Q_A はラジエータ通過前の冷却風温度 T_{A2} および通過後の冷却風温度 T_{A1} と式(3)の関係がある。

$$Q_A = m_A c_A (T_{A1} - T_{A2}) \quad (3)$$

ここで、 m_A 、 c_A はそれぞれ冷却風の質量流量と比熱である。また、ラジエータにおいて式(4)のニュートンの冷却則が成立する。

$$Q = A_r K \Delta T \quad (4)$$

$$\Delta T = \frac{T_{W1} + T_{W2}}{2} - \frac{T_{A1} + T_{A2}}{2} \quad (5)$$

ここで、 A_r と K はそれぞれラジエータの伝熱面積と熱通過率である。エンジンルームが熱平衡の状態では、式(6)のとおり各熱量が等しくなる。

$$Q_E = Q_W = Q_A = Q \quad (6)$$

したがって、式(1)から式(6)を整理するとラジエータ入口水温 T_{W1} は式(7)のとおりとなる。

$$T_{W1} = Q_E \left(\frac{1}{A_r K} + \frac{1}{2m_W c_W} + \frac{1}{2m_A c_A} \right) + T_{A2} \quad (7)$$

本研究はエンジンルーム設計の立場から、エンジンに関する変数は設計変数としない。即ち冷却水の質量流量を定数とすると、熱通過率 K は式(8)のように冷却風の質量流量の関数で近似できる。

$$K = \alpha m_A^\gamma \quad (8)$$

ここで、 α 、 γ はある冷却水量におけるラジエータ固有の定数である。また、対象とした農用トラクタはラジエータ風上側に熱源が無いことから、ラジエータ通過前の冷却風温度 T_{A2} を定数とすると、変数は冷却風の質量流量のみとなる。したがってエンジンルームの熱問題において、ラジエータ入口水温 T_{W1} を目的関数とした最小化問題は、冷却風の質量流量 m_A を目的関数とした最大化問題に置き換えられる。

一方、冷却風質量流量 m_A の最大化において、騒音増大が伴う冷却ファンの増速はできないため、ボンネットの開口部位置を最適化してエンジンルームの圧力損失を最小化する必要がある。したがって、本最適化問題における設計変数は、ボンネット等のエンジンルーム構成部品に関する開口率とした。

3. ノンパラメトリック感度解析の定式化

3・1 基礎方程式および境界条件

本研究で取り扱う農用トラクタのエンジンルームは、非圧縮性の流れ場であるため基礎方程式は式(9)の質量保存則および、式(10)の運動量保存則となる。

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (9)$$

$$-(\rho \mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} - \nabla p + [\nabla \cdot (\mu \nabla)] \mathbf{u} + \mathbf{f} = 0 \quad (10)$$

ここで、 $\mathbf{u}$ 、 p 、 μ 、 $\mathbf{f}$ はそれぞれ流速ベクトル、圧力、粘性係数、外力ベクトルである。なお、本報では圧力と流速からなる従属変数ベクトルを式(11)と定義し、

$$\Phi = [p, \mathbf{u}]^T \quad (11)$$

基礎方程式を式(12)のとおりベクトル表記する。

$$\mathbf{A}(\Phi) = 0 \quad (12)$$

これらの基礎方程式は順解析により求解し、初期設計パラメータに対する解を式(13)のように記述する。

$$\bar{\Phi} = [\bar{p}, \bar{\mathbf{u}}]^T \quad (13)$$

また、境界 Γ は流速 $\mathbf{u}$ が与えられる境界 Γ_u と応力 $\boldsymbol{\sigma}$ が与えられる境界 Γ_σ からなるとして、式(14)のように定義する。

$$\Gamma \equiv \Gamma_u \cup \Gamma_\sigma \quad (14)$$

なお、与えられた体積力および境界条件は制御可能であるとみなし、壁面上も流速が制御可能とみなす。

3・2 目的汎関数および Lagrange 関数

前節の問題設定に基づき、冷却風質量流量を最大化したい目標領域を Ω_t 、この領域を含む全設計空間を Ω 、として目的汎関数 J を式(15)のとおり定義する。

$$J = \int_{\Omega_t} F(\mathbf{u}) d\Omega \quad (15)$$

$$F(\mathbf{u}) = |\mathbf{u}| \quad (16)$$

ノンパラメトリック感度解析の目的は、目的汎関数 J を増加させるのに必要な設計変数の修正量を見積もることであるが、目的汎関数のとり得る範囲は対流場の基礎方程式を満足している必要があるため、これを制約条件とした Lagrange 関数 L を式(17)のように定義する。

$$L = J + \int_{\Omega} [\Phi^*]^T \mathbf{A}(\Phi) d\Omega \quad (17)$$

$$\Phi^* = [p^*, \mathbf{u}^*]^T \quad (18)$$

ここで、式(18)は質量および運動量保存に対する制約の重み関数ベクトルであるが、これらは後述する随伴問題の解となるため、本報では p^* および $\mathbf{u}^*$ を随伴圧力および随伴流速ベクトルと呼ぶ。各物理量が各保存則を満足していれば $L = J$ となり、目的汎関数と Lagrange 関数は一致する。本研究では対流場の保存則は満足されているものとし、以下の記述では Lagrange 関数を目的汎関数と同値とみなし J と記す。

3・3 目的汎関数の第一変分

何らかの設計変数（境界条件、開口率等）が微小変化したとき、対流場の圧力および流速ベクトルも微小変化するものとして、

$$\Phi = \bar{\Phi} + \delta\Phi \text{ in } \Omega \quad (19)$$

とする。式(19)を基礎方程式に代入し、

$$\mathbf{A}(\bar{\Phi} + \delta\Phi) = 0 \text{ in } \Omega \quad (20)$$

における二次以上の微小量を無視して線形化すると、式(21)の摂動方程式が得られる⁽⁴⁾。

$$\tilde{\mathbf{A}} \delta\Phi = 0 \text{ in } \Omega \quad (21)$$

よって、目的汎関数の第一変分は式(22)および式(23)で与えられる。

$$\delta J = \int_{\Omega} \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \cdot \delta \mathbf{u} d\Omega + \int_{\Omega} [\Phi^*]^T \tilde{\mathbf{A}} \delta\Phi d\Omega \quad (22)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \equiv \left[\frac{\partial F}{\partial u_1}, \frac{\partial F}{\partial u_2}, \frac{\partial F}{\partial u_3} \right] = \frac{1}{|\mathbf{u}|} [u_1, u_2, u_3] \quad (23)$$

ここで、 u_1, u_2, u_3 はカーテシアン座標系における流速ベクトル $\mathbf{u}$ の各方向成分である。

3・4 随伴問題とノンパラメトリック感度

式(22)右辺第二項に広義の部分積分を適用すると、式(24)のとおり領域積分と境界積分に分離できる。

$$\delta J = \int_{\Omega} \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \cdot \delta \mathbf{u} d\Omega + \int_{\Omega} [\delta\Phi]^T \mathbf{A}^* \Phi^* d\Omega + \int_{\Gamma} (\boldsymbol{\sigma}^* \cdot \delta \mathbf{u} + \mathbf{u}^* \cdot \delta \boldsymbol{\sigma}) d\Gamma + \int_{\Omega} \mathbf{u}^* \cdot \delta \mathbf{f} d\Omega \quad (24)$$

ここで、 $\mathbf{A}^*$ は $\tilde{\mathbf{A}}$ に対する随伴作用素からなる行列であり⁽⁴⁾、 $\boldsymbol{\sigma}^*$ は随伴応力ベクトルである。式(24)において設計空間内の未知の変化量 $\delta \mathbf{u}$ を含む領域積分項を消去するため、随伴問題として式(25)を選ぶ。

$$\mathbf{A}^* \Phi^* = \begin{cases} 0, -\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} & \text{in } \Omega_t \\ 0 & \text{in } \Omega - \Omega_t \end{cases} \quad (25)$$

さらに、境界上の制御不可能な変化量である境界 Γ_u 上の $\delta \sigma$ および境界 Γ_σ 上の $\delta \mathbf{u}$ を含む境界積分項を消去するため、随伴問題の境界条件として

$$\mathbf{u}^* = 0 \text{ on } \Gamma_u \quad (26)$$

$$\sigma^* = 0 \text{ on } \Gamma_\sigma \quad (27)$$

を選ぶと、式(24)は制御可能な変化量のみを含む式(28)の境界積分方程式となる。

$$\delta J = \int_{\Gamma_u} \sigma^* \cdot \delta \mathbf{u} d\Gamma + \int_{\Gamma_\sigma} \mathbf{u}^* \cdot \delta \sigma d\Gamma + \int_{\Omega} \mathbf{u}^* \cdot \delta \mathbf{f} d\Omega \quad (28)$$

したがって、境界条件および体積力の微小変化に対する目的汎関数の変化、即ち汎関数微分は、制御可能な境界上および全領域内で式(29)、式(30)および式(31)のように与えられる。

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}} = \sigma^* \text{ on } \Gamma_u \quad (29)$$

$$\frac{\partial J}{\partial \sigma} = \mathbf{u}^* \text{ on } \Gamma_\sigma \quad (30)$$

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{f}} = \mathbf{u}^* \text{ in } \Omega \quad (31)$$

本報ではこれらをノンパラメトリック感度と呼ぶ。随伴問題式(25)を境界条件式(26)および式(27)のもとで数値計算を援用して求解することで、パラメトリック手法と異なり、境界条件を変更した数値計算を複数回実行することなく設計感度が得られる。また、体積力変化 $\delta \mathbf{f}$ は、圧力損失係数 C_f を介して流体抵抗の変化 δp と関係付けることができ、さらに圧力損失係数 C_f と開口率 ε の関係から開口率に関する感度を得ることができる。これらの関係式を式(32)、式(33)、式(34)に示す。

$$\delta \mathbf{f} = \frac{\delta p}{\delta x} \quad (32)$$

$$\delta p = 0.5 \rho C_f u^2 \quad (33)$$

$$C_f = \frac{1.7(1-\varepsilon)}{\varepsilon^2} \quad (34)$$

ここで u は流速、 δx は数値計算における計算格子幅である。

なお、本ノンパラメトリック感度は株式会社アドバンスドナレッジ研究所が開発した FlowDesigner10 をソルバとして求解した。

4. 数値計算

4・1 計算モデル

計算モデルを図2に示す。図2(a)に示したアンダーボディ上に各構成部品がレイアウトされ、それらを遮蔽するボンネットおよび図2(b)に示すパンチングメタル材で構成された開口部により、エンジンルームが形成されている。冷却ファンは図2(b)のとおりラジエータ風下側に設けられている。その他の構成部品は図2(c)に示すとおりである。なお、図2(a)に示した n は境界面の法線方向を示す。

Fig. 2 Numerical computation model of the agricultural tractor

4・2 境界条件および計算条件

数値計算は非圧縮性対流場を定常計算した。上図 2 のようにボンネット (0.93m×0.53m×0.62m) の周囲六面に計算境界 (2m×1.5m×1.5m) を設け、車両前後の境界面にそれぞれ走行速度相当の流入境界と流出境界を適用した。その他の四面はノンスリップの壁面とし、壁関数を適用した。

本計算では、図 2(b)に示した車両前方の開口部、側方の開口部におけるパンチングメタル材は詳細形状をモデル化せず、開口率 59%相当の圧力損失面としてモデル化した。ラジエータコアも同様に、フィン形状はモデル化せず上図 2(b)に示したコア風上面を開口率 35%相当の圧力損失面としてモデル化した。冷却ファンについては、上図 2(b)に示したような円盤状の面に、ハブ部相当の場所を除いて、圧力流量特性を設定した。今回、ファン径方向の速度分布は考慮せず簡易に均一としたが、詳細なモデル化が必要な場合、分布を考慮可能である。また、ファン後流方向の単位ベクトルについても簡単に、円盤の法線方向を設定したが、任意の単位ベクトルを設定することで旋回流の表現が可能である。上図 2(a)のボンネットおよびアンダーボディについては、開口率感度に関する設計変数とするため壁面条件は適用せず、開口率 0.0001%相当の圧力損失面とした。上図 2(c)に示したその他の構成部品は、開口率感度の設計変数と考えないため、ノンスリップの壁条件を適用し、壁関数を適用した。

離散化は図 3 に示すとおり直交六面体格子を用いた有限体積法である。圧力と速度の連成は SIMPLEC 法、乱流モデルは標準型 $k-\epsilon$ モデルを選択した。計算格子数は約 9000000 であった。

Fig.3 Meshes of the agricultural tractor

4・3 順解析の結果

対流場の初期解 Φ を得るために順解析を実施した．今回は計算負荷低減のため，比較的狭い計算領域としたが，収束解を得ている．計算結果を図4に示す．図4(a)のとおり車両前方のボンネット開口部からエンジンルームに流入した流れは，バッテリーを避けてラジエータを通過する．ラジエータ通過後の流れは冷却ファンにより昇圧され，エンジンおよび補機類を避けてボンネット側方の開口部やボンネットの隙間からエンジンルーム外部へ流出している．図4(b)において開口部，バッテリー，ラジエータに起因する圧力損失が観察できる．当然であるが圧力損失はボンネットが内部流れを形成するが故に発生するため，適切なボンネット開口部位置を知ることができれば，開口面積を小さくしても圧力損失の増大が抑制可能と考えられる．

(a) Velocity contours

(b) Pressure contours

Fig. 4 Initial convective flow in the agricultural tractor

4・4 逆解析の結果

逆解析の目的は，上記2章の問題設定のとおり，ラジエータ冷却風質量流量の増大である．したがって目標領域 Ω_t の場所は，上図2(b)に示したラジエータコア前面とした．開口率感度についての設計変数は，上記4.2節に示したとおり，ボンネット，ボンネット開口部，ラジエータコア，アンダーボディであり，上式(31)の対象となる．なお，これらは上図2(a)(b)において名称にアスタリスク*を表記し図示した．

開口率感度の計算結果を図5に示す．赤色は冷却風の質量流量増大と正の関係にある感度を示し，青色は負の関係にある感度を示す．ボンネットおよび開口部において質量流量の増大に対して高感度となった場所は，車両前方に設けられた開口部の側方(図5(a)a点)とボンネット天井面の一部であった．ラム圧の影響が小さいため，車両前方面(図5(a)b点)は低感度となった．最大感度は図5(b)のとおりラジエータ面であった．これは圧力損失が比較的大きいためであるが，正負両方の感度が高かった．負の感度を示した場所(図5(b)c点)は，冷却ファン近傍であった．一方，正の感度を示した場所(図5(b)d点)はラジエータ四隅とバッテリー後方であった．圧力損失は流速に比例するため，流速が高い場所は負の感度，即ち開口率の低減が提案され，流速が低い場所は正の感度，即ち開口率の増大が提案されたと考えられる．視点を変えると，ラジエータ通過風速の平均化を示唆した結果となった．

Fig. 5 Sensitivity on open area ratio to cooling air flow rate

5. 設計変更による逆解析結果の検証

5・1 設計変更の内容

初期設計のラジエータ入口水温 T_{w1} は 84.4°C であり、オーバーヒートまで余裕があった。これ以上の開口は必要なく、騒音低減を目的に開口部を遮蔽することとした。高感度である場所と低感度である場所をそれぞれ遮蔽し、冷却風の質量流量 m_A およびラジエータ入口水温 T_{w1} を評価することで、本ノンパラメトリック感度解析を逆説的に検証した。ただし、騒音については、エンジンルーム外部へ漏れる音響エネルギーは、エンジンルーム開口率と相関関係にあるとした巨視的取り扱いを前提とし、本研究では音響解析等は実施していない。

ボンネット開口部において正の高感度を示した図 5(a)点 a 付近に図 6(a)に示すような開口率ゼロの物体を配置し、エンジンルームの遮蔽を行った。これをモデル A とする。一方、開口率感度が低い図 5(a)点 b 付近に、モデル A に設けた開口率ゼロの物体と同一の物体を配置した。これをモデル B とする。

Fig.6 Design changed model

5・2 計算結果および考察

設計変更したモデル A および B を順解析し、設計変更前後の比較を行った。冷却風の質量流量とエンジンルームの圧力損失の計算結果を図 7 に示す。モデル A は初期設計と比較して質量流量が 6.2% 低減し、モデル B は 1.3% 低減した。モデル A はモデル B と同じ部品で遮蔽したにもかかわらず、質量流量の低減量は 4.8 倍となった。したがって、本ノンパラメトリック感度解析の結果が妥当であったと言える。また、図 7(b) に示したエンジンルームの圧力損失については、冷却ファンの風上側近傍と風下側近傍の差圧を評価した。モデル A の圧力損失が最も大きく、図 7(a) に示した質量流量の低減は、エンジンルームの圧力損失が増大したことに伴う冷却ファンの作動点移動に起因している。

Fig.7 Comparison among the models regarding the internal flow

設計変更前後の各モデルにおける冷却風質量流量と式(7)および式(8)からラジエータ入口水温を評価した。図 8 に結果を示す。設計変更後はどちらも温度が上昇したが、モデル A がより高温となった。ボンネット開口部を同一面積で遮蔽したにもかかわらず、遮蔽する場所によってラジエータ入口水温に 1.5℃の差が生じる結果となった。

Fig. 8 Comparison regarding coolant temperature at inlet of the radiator

6. 結 語

対流場の支配方程式を制約条件とした目的汎関数の第一変分から初期設計における対流場近傍で線形化された随伴問題を定義するノンパラメトリック感度解析を産業車両におけるエンジンルームの熱問題に適用し、以下の成果を得た。

- (1) 設計変数の感度を得るために、設計変数をパラメトリックに決定することなく、開口率感度に関する対象の全境界を設計変数とすることが可能となった。

- (2) パラメトリック手法と比較して、少ない計算負荷で設計感度が得られた。
- (3) 得られた感度に基づき設計変更されたエンジンルームにおいて、設計変更前後を比較し、目的汎関数の変化およびその物理を考察する事で、本ノンパラメトリック感度解析の結果が妥当であることを示した。
- (4) 産業車両の熱管理において、設計指針を得ることができる新たな手法を提案した。

文 献

- (1) 中谷利和, 下田三四郎, 矢部充男, 草場泰介, 藤原英晃, “建設機械のエンジンルーム内流れ解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.7-01 (2001), pp. 1-4.
- (2) Kohri, I. and Kobayashi, Y., “Vehicle Thermal Management with CFD”, *Proceedings of JSAE Annual Congress*, No.72-12 (2012), pp. 9-12.
- (3) 大林茂, “CFD 利用の新段階 数値最適化”, 日本機械学会誌, Vol.105, No.999 (2002), pp. 64-73.
- (4) Jameson, A., “Aerodynamics Design via Control Theory”, *Journal of Scientific Computing*, Vol.3, No.3 (1988), pp.233-260.
- (5) Jameson, A., “Aerodynamic Shape Optimization Using the Adjoint Method”, *Lecture Note at the Von Karman Institute* (2003).
- (6) 雷忠, 牧野好和, 岩宮敏幸, “Adjoint 感度解析を用いた勾配法による空力形状最適設計”, 宇宙航空研究開発機構研究報告, JAXA-RR-07-049 (2008), pp. 1-21.
- (7) 桃瀬一成, 池島薫, “感度解析に基づく熱対流場設計支援システムの開発(変分法に基づく感度解析)”, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, Vol.2006, No.1 (2006), pp. 403-406.
- (8) 池島薫, 桃瀬一成, “感度解析に基づく熱対流場設計支援システムの開発(システムの概要と応用例)”, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, Vol.2006, No.1 (2006), pp. 407-410.
- (9) Momose, K. and Ikejima, K., “Optimization of Convective and Mass Transfer using Nonparametric Sensitivity Analysis”, *Proceedings of 20th International Symposium on Transport Phenomena CD-ROM*, No.162(2009).