

LBMを用いたコーナーベーン形状の最適化について

AN OPTIMIZATION FOR SUITABLE SHAPE OF CORNER VANES USING THE LBM

吉野 正人¹⁾, 木村 竜也²⁾, 松原 雅春³⁾

Masato YOSHINO, Tatsuya KIMURA and Masaharu MATSUBARA

- 1) 信州大学工学部機械システム工学科 (〒380-8553 長野市若里 4-17-1, E-mail: masato@shinshu-u.ac.jp)
2) 信州大学工学部機械システム工学科 (〒380-8553 長野市若里 4-17-1)
3) 信州大学工学部機械システム工学科 (〒380-8553 長野市若里 4-17-1, E-mail: mmatsu@shinshu-u.ac.jp)

This study aims to develop an optimization process for the suitable shape of corner vanes to minimize pressure drop between the inlet and the outlet of a corner duct. The shape of the vane was determined by a calculation for elastic deformation of two arc plates. For the pressure drop estimation, numerical simulations of fluid flow around corner vanes were carried out using the lattice kinetic scheme, which is an improved scheme of the lattice Boltzmann method. The present process of a hybrid simulation for solid deformations and flow fields works well for minimization of the pressure drop, showing that extension of the end straight part of the vane is effective in reducing the pressure drop.

Key Words: Corner Vane, Optimization, Drag Reduction, Lattice Boltzmann Method (LBM), Lattice Kinetic Scheme (LKS)

1. 緒言

回流風洞などの流路のコーナー部では、流線が急激に曲げられるため流れの剥離が発生する場合があります、圧力損失が増加する原因の一つとなっている。この圧力損失を低減させる手段として、コーナー部にコーナーベーンを並べることがある。一般に、コーナーベーンは円弧状であるが、ベーン形状を翼形にすると圧力損失が軽減することが知られている⁽¹⁾。Lindgrenら⁽²⁾らは、ベーン形状やベーンの翼列間隔の最適化を行い、最も効率の高い場合、圧力損失係数が5%程度になると報告している。これは、一般に10%以上の損失を持つ円形ベーン⁽³⁾よりもはるかに良いベーン設計が可能であることを示している。

しかしながら、最適化された形状のベーンを作るには、削出しや押し出しなどの大掛かりな加工工程が必要になり、非常に製作コストが高くなる。この問題の解決策として、薄板の弾塑性変形からコーナーベーンを製作する方法が考えられる。この方法を用いると低コスト化および軽量化が可能になる一方、ベーン形状は加工条件による制約を受けるという新たな問題点も発生する。以上のことから、加工の条件が許容できる範囲内で、実用的な性能を発揮する最適なベーン形状を調べることは、工学的見地からも重要な課題と言える。

そこで本研究では、薄板の弾性変形計算からコーナーベーン形状を決定し、ベーンまわりの流れ解析により圧力損失を評価することにより、最適なコーナーベーン形状を求める

ことを目的とした。なお、計算手法としては、質量および運動量の保存性に優れておりアルゴリズムの簡単な格子ボルツマン法(LBM)を使用した。また、メモリの使用量が少なく、高レイノルズ数流れに対しても数値安定性の高いLattice Kineticスキーム⁽⁴⁾を導入した。

2. ベーン形状の作成方法

2.1. 薄板の曲げ加工

薄板をベーン形状に曲げ加工する行程の概略をFig. 1に示す。図において、(a)~(c)の行程が塑性加工、(c)~(d)の行程が弾性加工である。まず、一枚の薄板を二つに折り曲げる[(a)]。このとき、折り曲げた二つの板端が δ だけ離れるようにする[(b)]。次に、この重ねた板を任意の曲率半径 r の円弧部分と長さ h の直線部を形成するように塑性変形させ[(c)]、離れた板端を一致させるように荷重を作用させると、弾性変形により上側の板が膨らみベーン形状となる[(d)]。以下では、このベーンの前縁と後縁との距離を翼弦長 L と定義する。

2.2. 薄板の弾性変形計算

2.1節の作成方法に基づき、球面殻要素による有限要素法を用いて荷重と変位(たわみ角)の数値計算を行った。計算の初期条件には、Fig. 1(c)の状態を設定し、板端に荷重を加え両板端が一致するように収束計算を行うことでベーン形状を求めた。なお、薄板は、片端を固定した曲がりはりとして近似

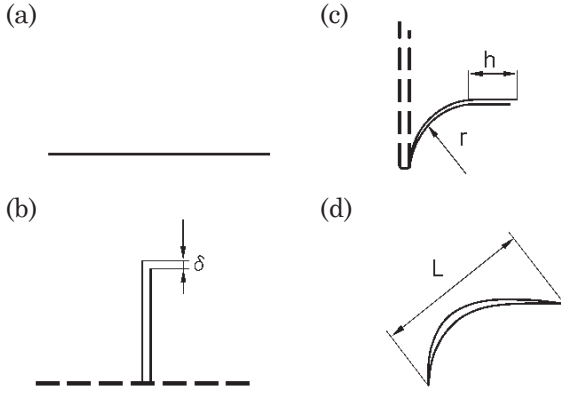


Fig. 1 Procedure of bending for a corner vane.

して解析を行った。

3. 流れの数値計算法

LBM では、流体を有限個の速度をもつ多数の仮想粒子の集合体（格子気体モデル）で近似し、各粒子の衝突と並進とを粒子の速度分布関数に対する格子ボルツマン方程式を逐次計算し、得られた速度分布関数のモーメントから巨視的な流れ場（流速、圧力など）を求める。使用される物理量は、代表長さ H 、粒子の代表速さ c 、時間スケール $t_0 = H/U$ (U : 流れの代表速さ)、および基準密度 ρ_0 を用いて無次元化したものである⁽⁵⁾。以下の計算では、格子気体モデルとして 2次元9速度モデルを用いた。このモデルにおける粒子速度 c_i の成分は、 $c_1 = 0$ 、 $c_i = [\cos(\pi(i-2)/2), \sin(\pi(i-2)/2)]$ ($i = 2, 3, 4, 5$)、および $c_i = \sqrt{2}[\cos(\pi(i-11)/2), \sin(\pi(i-11)/2)]$ ($i = 6, 7, 8, 9$) で与えられる。

この計算アルゴリズムに Lattice Kinetic スキームを導入した手法では、時刻 t に格子点 x における流体の密度 ρ および流速 u は、それぞれ次式で定義される。

$$\rho(x, t) = \sum_{i=1}^9 f_i^{\text{eq}}(x - c_i \Delta x, t - \Delta t) \quad (1)$$

$$u(x, t) = \frac{1}{\rho(x, t)} \sum_{i=1}^9 c_i f_i^{\text{eq}}(x - c_i \Delta x, t - \Delta t) \quad (2)$$

ここで、

$$f_i^{\text{eq}} = E_i \rho \left[1 + 3c_{i\alpha} u_\alpha + \frac{9}{2} c_{i\alpha} c_{i\beta} u_\alpha u_\beta - \frac{3}{2} u_\alpha u_\alpha + A \Delta x \left(\frac{\partial u_\beta}{\partial x_\alpha} + \frac{\partial u_\alpha}{\partial x_\beta} \right) c_{i\alpha} c_{i\beta} \right] \quad (3)$$

および、 $E_1 = 4/9$ 、 $E_i = 1/9$ ($i = 2, 3, 4, 5$)、 $E_i = 1/36$ ($i = 6, 7, 8, 9$) である。ここで、 $\alpha, \beta = x, y$ であり（添字 α, β はデカルト座標を表し、総和規約に従う）、 Δx は格子間隔、 Δt は時間刻み、また $A = O(1)$ は粘性係数に關係しているパラメータである。なお、 Δt は、仮想粒子がちょうど隣の格子点まで移動する時間と等しくなるように選ぶ。このように、Lattice Kinetic スキームでは、巨視的変数が局所平衡分布のみで定義されており、LBM における粒子の速度分布関数が不要であるため、計算メモリの削減が可能となるという利点がある。

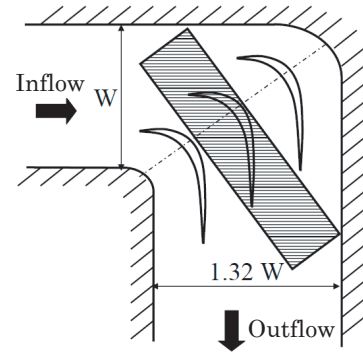


Fig. 2 Schematic view of corner with vanes.

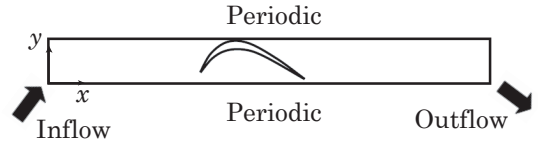


Fig. 3 Calculation domain and coordinates.

圧力 p は流体の密度 ρ と次式の關係がある。

$$p = \frac{1}{3} \rho \quad (4)$$

流体の動粘性係数 ν は、 A と Δx に關係し次式で与えられる。

$$\nu = \left(\frac{1}{6} - \frac{2}{9} A \right) \Delta x \quad (5)$$

なお、式 (3) における流速の 1 階微分には、以下の差分近似を用いた。

$$\frac{\partial u_\beta}{\partial x_\alpha} \approx \frac{1}{6\Delta x} \sum_{i=2}^9 c_{i\alpha} u_\beta(x + c_i \Delta x) \quad (6)$$

Lattice Kinetic スキームを用いた手法では、通常の LBM の場合と同様に、非圧縮性粘性流体の流速 u および圧力 p を相対誤差 $= O[(\Delta x)^2]$ で計算できる⁽⁴⁾。

4. 計算条件

Fig. 2 に示すように、流入口に対し流出口が 32% 拡大する直角コーナーを考える。斜線を施した $L_x \times L_y = 1400\Delta x \times 140\Delta x$ の長方形を計算領域とし、長辺および短辺方向をそれぞれ x, y 方向とする (Fig. 3)。領域入口には、コーナー部における広がり考慮して右斜め上 53° 方向の一樣流（速さ $U_{\text{in}} = 0.035$ ）ならびに圧力一定 ($p_{\text{in}} = 1/3$) の境界条件を与えた。また、出口の境界条件は、 $\partial u_\alpha / \partial x = 0$ および $\partial p / \partial x = 0$ とした。一方、ベーンは翼列方向に等間隔（間隔を d とする）に並べられているため、上下の境界には周期条件を用いた。なお、ベーン形状は実際には曲線形であるが、本計算では正方形格子を用いるため、一般には境界点と計算格子点は一致しない。そこで以下では、境界に最隣接する外側の格子点を境界点とみなし、その点における流速を $u = 0$ （すべりなし境界条件）とすることにより、ベーン形状を階段状の格子で近似した。

ところで、Lindgren ら⁽²⁾ によると、 $L/d \approx 3$ のとき、圧力損失が最小になると報告されている。翼列間隔は、計算領域

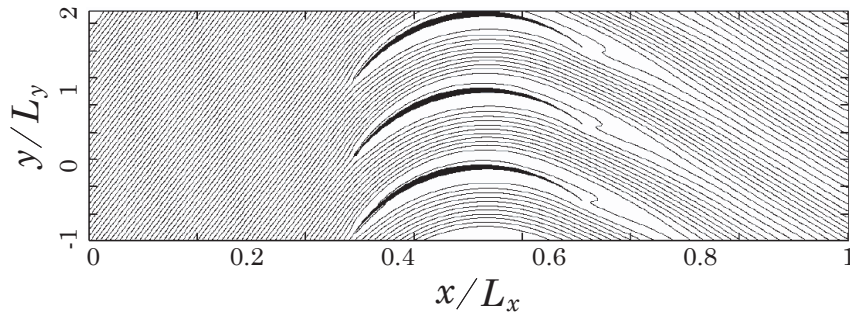


Fig. 4 Streamlines for arc vanes.

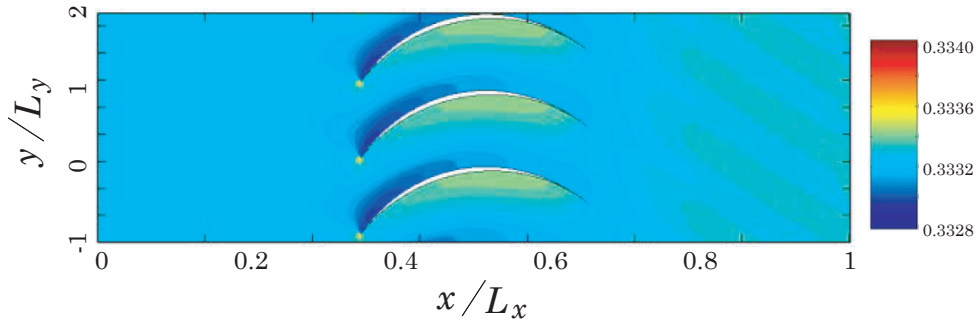


Fig. 5 Static pressure contour for arc vanes.

の上端と下端の間隔に対応しており、ここでは $L = 3d = 3L_y$ となるように計算領域に合わせて翼弦長 L を設定した。また、一般的にはベーンの形状パラメータ δ, r, h は翼弦長 L により規格化されるが、この値は曲げ計算の結果得られるため、初期値として与えにくい。そこで、薄板の曲率半径 r をもつ部分の長さを ℓ と定義し、この値を用いて規格化を行うことにした。つまり、 r および h は ℓ で規格化し、 δ は上側の板の全長である $\ell + h$ によって規格化することにした。

上記の初期条件および境界条件に対し、過渡状態後の各点における流速の相対変化率が 5×10^{-4} 以下になるまで計算を実行した。入口の一樣流速と円弧長 ℓ に基づくレイノルズ数は $Re = 3,600$ である。

5. 結果と考察

5.1. 円弧形ベーン

ベーン形状のパラメータを $r/\ell = 2/\pi$, $h/\ell = 0$ とすると、形状は $1/4$ 円弧となる。以下の計算では、これを初期形状とし、 δ を操作変数としてベーン形状の最適化を試みた。

$\delta/(\ell + h) = 0.02$ のときの計算結果を Fig. 4 および Fig. 5 に示す。なお、以下の結果については周期境界面で接続することにより、3つのベーン列として表示する。Fig. 4 は流線を示した図である。流入した流れがベーンによって曲げられ、ベーンの後部の上面壁から剥離していることがわかる。また、ベーン列を通過した流線とベーン後縁の方向が一致していないことがわかる。これは、ベーンの長さが短いため、流れがベーンによって完全に曲げられていないためと思われる。これは、Fig. 5 の圧力（静圧）分布図を見るとさらに明らかである。ベーンによって流れが曲げられる下壁面近傍の領域では静圧の高い部分が確認でき、この領域はベーンの後縁まで続いている。この高圧部がベーン後縁まで分布してい

るのは、ベーンの出側長の長さが足りないために、流れは十分に曲げられることなく下流側で高い静圧分布が得られたと考えられる。

5.2. 後部延長形ベーン

前節で見たように、円弧形ベーンではベーン後部で流れの剥離が起こることが確認された。そこで本節では、ベーン後部の長さを延長し、剥離の抑制を試みたベーンについて流れ解析を行った結果を示す。

ベーンの円弧部分は前節と同様に $1/4$ 円弧とする。また、 $h/\ell = 0.7$ と固定してベーン後部を延長した初期形状から δ を操作することで、ベーン形状を変化させるようにした。境界条件ならびにレイノルズ数は、円弧形ベーンのケースと同様である。

$\delta/(\ell + h) = 0.035$ のときの計算結果を Fig. 6 および Fig. 7 に示す。結果の表示方法は、円弧形ベーンのケースと同様である。流線図 Fig. 6 を見ると、下流での流線がベーンの出方向に沿っており、流れの剥離は生じていないことがわかる。一方、圧力（静圧）の分布図 Fig. 7 を見ると、円弧形ベーンの分布（Fig. 5）に比べて、下壁面上の高圧領域が後縁まで達しておらず、流れ方向の圧力勾配が小さくなっている。このことから、流れがベーン列内で出方向に沿うようになったものと考えられる。以上の結果より、ベーンの後部を延長することで、円弧形ベーンより良い性能が得られる可能性が示唆された。

5.3. 圧力損失係数

板端距離 δ を変化させたときの圧力損失を調べた。圧力損失係数 C_p は次式で定義される⁽²⁾。

$$C_p = \frac{\bar{p}_t|_{\text{out}} - \bar{p}_t|_{\text{in}}}{\frac{1}{2}\rho_{\text{in}}U_{\text{in}}^2} \quad (7)$$

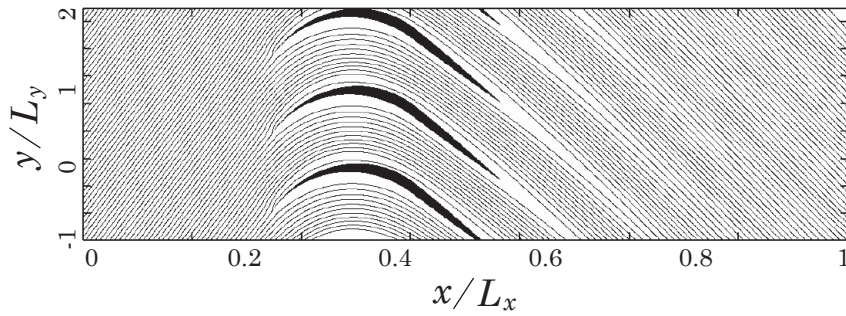


Fig. 6 Streamlines for rear-extended vanes.

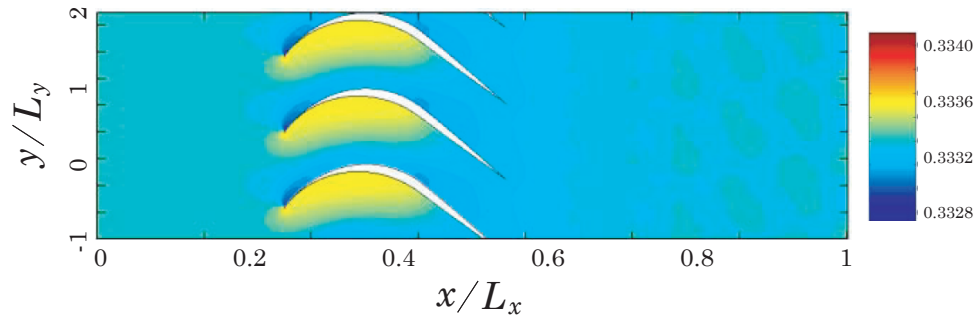


Fig. 7 Static pressure contour for rear-extended vanes.

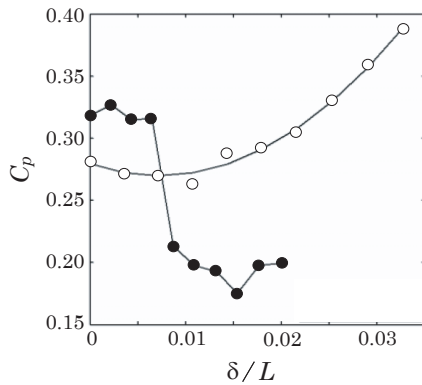


Fig. 8 Pressure drops versus edge distance between two straight plates: \circ , arc vane; \bullet , rear-extended vane.

ここで、 $\bar{p}_t|_{in}$, $\bar{p}_t|_{out}$ はそれぞれ、領域の入口および出口において時間・空間平均された全圧であり、 ρ_{in} ($= 1$) は入口での流体の密度である．計算結果を Fig. 8 に示す．円弧形ベーンの場合、 δ が増加するとともに C_p 値は減少し、 $\delta/L = 0.01$ のとき極小値 $C_p = 0.26$ をとった後再び増加する．一方、後部延長ベーンの場合、 $\delta/L = 0.008$ 付近で C_p 値が急激に減少しその後ほぼ一定値をとる．この場合の最適化には、さらに広い範囲 δ/L で計算が必要である．しかし、後部延長ベーンのこの範囲における極小値は $C_p = 0.17$ となり、円弧ベーンの場合の $2/3$ 程度にまで減少している．よって、後部を延長したベーンでは、円弧形ベーンのとくに生じていた剥離を抑制することができ、圧力損失を低減することが可能であるという結果が得られた．このことは、Fig. 6 および Fig. 7 の流線ならびに圧力分布図を見ても、妥当な結果と言える．

6. 結言

薄板の弾性変形計算からベーン形状を求め、ベーンまわり

の流れ解析を行うことにより、円弧形ベーンと後部延長ベーンの 2 種類のベーンに対して、圧力損失を最小にする形状の最適化を試みた．得られた結論は次のようになる．

- 円弧形ベーンでは、ベーン後部の長さが短いために流れが完全に曲がりきれず、ベーン後部から流れが剥離する現象が得られた．
- 円弧形ベーンの後部を延長したベーン（後部延長ベーン）を用いた場合、上記の流れの剥離が抑制された．
- 後部延長ベーンを用いることにより、圧力損失係数（コーナー入口・出口の全圧差を一樣流の動圧で除した値）が、円弧形ベーンの場合の $2/3$ 程度に減少した．

最後に、本研究では曲線形のベーン形状を階段状の二次元正方形格子により近似しているため、計算結果から得られる抗力・揚力係数の値と実際の値との間には誤差が生じるものと思われる．したがって、さらに定量的な最適化を行うためには、三次元計算を実施し、不等間隔格子や非構造格子などを用いた詳細な解析が必要と考えられる．これについては今後の課題である．

参考文献

- (1) A. Sahlin and A.V. Johansson : Design of Guide Vanes for Minimizing the Pressure Loss in Sharp Bends, Phys. Fluids A, **3**(1991), pp. 1934–1946.
- (2) B. Lindgren, J. Österlund and A.V. Johansson : Measurement and Calculation of Guide Vane Performance in Expanding Bends for Wind-Tunnels, Exp. Fluids, **24**(1998), pp. 265–272.
- (3) G.J. Klein, K.F. Tupper and J.J. Green : The Design of Corners in Fluid Channels, Can. J. Res., **3**(1930), pp. 272–285.
- (4) T. Inamuro : A Lattice Kinetic Scheme for Incompressible Viscous Flows with Heat Transfer, Philos. Trans. R. Soc. Lond. A, **360**(2002), pp. 477–484.
- (5) T. Inamuro, M. Yoshino and F. Ogino : Accuracy of the Lattice Boltzmann Method for Small Knudsen Number with Finite Reynolds Number, Phys. Fluids, **9**(1997), pp. 3535–3542.