

すきまを考慮したねじ溝真空ポンプ内の3次元流れ 3D Flow Simulation of a Spiral Grooved Turbo-Molecular Pump

五十嵐 三武郎, いわき明星大学理工学部, いわき市中央台飯野5-5-1, Email: igarashi@iwakimu.ac.jp

S. IGARASHI, Iwaki Meisei University, Chuohdai Iino, Iwaki 970-8551, JAPAN

A spiral-grooved turbo-molecular pump is widely used in vacuum technology. Available rotational speed of a rotor becomes larger and larger, and reaches 18,000 to 50,000 rpm. The pumping performance can be predicted from the computation of the three-dimensional flows. In the present paper, a flow in a spiral groove of turbo-molecular pump is simulated on the basis of the NS equation to cover a wide range of pressure ratio and mass flow rate. Fully three-dimensional analysis is made to take account of the effect of centrifugal and Coriolis forces. The performance of a pump is shown in comparison with that of the channel flow approximation.

1. 緒言

近年高真空域からより低真空域までカバーするポンプとしてターボ分子ポンプにねじ溝をつけたポンプが用いられている。本研究では, Fig.1のようなねじ溝真空ポンプ内の3次元流れを数値シミュレーションする。従来, Fig.1の円筒面に巻き付いているねじ溝を展開(Fig.2)して3次元の直線的なチャンネルとしてモデル化し,これに対してボルツマン方程式に基づいたDSMCによるシミュレーション⁽¹⁾,BGKモデルによる計算⁽²⁾が行われてきた。他方,連続流に基づいた計算は南部ら⁽³⁾によって3次元チャンネル近似のもとで行われた。五十嵐⁽⁴⁾は遠心力やコリオリ力を考慮した3次元のシミュレーションを行った。最近では,高圧力比や高流量の要求によってローターの回転数は50,000rpmに増加している。そこではロータとケーシングのすきまの影響が重要となってくる。

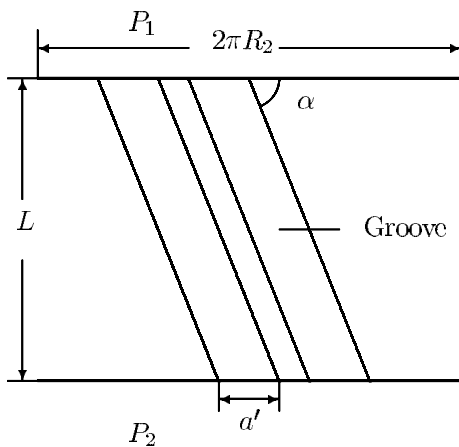


Fig. 2 Plane view of rotor at $r = R_2$

そこで本研究では連続流で温度一定の近似のもとにすきまを考慮した3次元流れの数値シミュレー

ションを行う。得られたポンプの排気性能とこれまでのシミュレーション結果および実験と比較する。



Fig. 1 Spiral groove

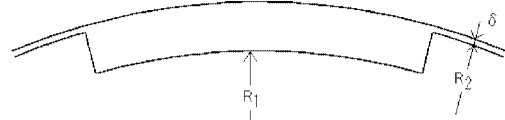


Fig. 3 Cross section of $x=\text{constant}$

2. 基礎式と計算法

ローターが角速度 $\omega = (\omega, 0, 0)$ で回転している系に乗った座標系を考えよう。絶対速度 u と相対速度 w とは $u = w + \omega \times r$ の関係がある。温度変化は小さいと仮定,したがって圧力は $p = R\rho T$ より求められる。相対運動は円筒座標では次のようになる^(5, 6)。

$$\frac{\partial U}{\partial t} + L(U) = 0$$

ここに

$$L(U) = \frac{\partial E_1}{\partial x} + \frac{\partial E_2}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial E_3}{\partial \theta} + \frac{H}{r} \frac{\partial S_1}{\partial x} - \frac{\partial S_2}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial S_3}{\partial \theta} - \frac{S_4}{r}$$

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho w_x \\ \rho w_r \\ \rho w_\theta \end{pmatrix}, E_1 = \begin{pmatrix} \rho w_x \\ \rho w_x^2 + p \\ \rho w_x w_r \\ \rho w_x w_\theta \end{pmatrix}, E_2 = \begin{pmatrix} \rho w_r \\ \rho w_r w_x \\ \rho w_r^2 + p \\ \rho w_r w_\theta \end{pmatrix},$$

$$E_3 = \begin{pmatrix} \rho w_0 \\ \rho w_0 w_x \\ \rho w_0 w_r \\ \rho w_0^2 + p \end{pmatrix}, S_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ \Pi_{xx} \\ \Pi_{rx} \\ \Pi_{0x} \end{pmatrix}, S_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ \Pi_{rx} \\ \Pi_{rr} \\ \Pi_{r0} \end{pmatrix},$$

$$S_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ \Pi_{0x} \\ \Pi_{0r} \\ \Pi_{00} \end{pmatrix}, S_4 = \begin{pmatrix} 0 \\ \Pi_{rx} \\ \Pi_{rr} - \Pi_{00} \\ 2\Pi_{r0} \end{pmatrix},$$

$$H = \begin{pmatrix} \rho w_r \\ \rho w_r w_x \\ \rho[(w_r^2 - w_0^2) - \omega^2 r^2 - 2r\omega w_0] \\ 2\rho(w_r w_0 + r\omega w_r) \end{pmatrix}.$$

なお U にはエネルギーの項が含まれていない⁽³⁾. 粘性項 $S_i (i=1\sim 4)$ の Π_{ij} は圧力を含まず, たとえば次のようになる.

$$\Pi_{x_1 x_1} = \frac{2}{3} \mu (2e_{x_1 x_1} - e_{x_2 x_2} - e_{x_3 x_3}),$$

ここに $e_{x_i x_i}$ は歪み速度成分で詳細は文献⁽⁴⁾にある. 遠心力とコリオリ力は H の項に含まれている.

数値計算は Beam-Warming の delta form を用い, さらに近似因子化法を用いた. なおここではポンプの性能予測を目的としているので定常流の計算結果のみを求めることにした. そのため完全な Beam-Warming 法とは若干異なり, 左辺に現れるべき粘性効果を無視すると次のようになる.

$$\left(1 + \Delta t \frac{1}{r} \frac{\partial A_3}{\partial \theta}\right) \left(1 + \Delta t \frac{\partial A_2}{\partial r}\right) \left(1 + \Delta t \frac{\partial A_1}{\partial x}\right) \Delta U = -\Delta t L(U^{(n)})$$

ここに $\Delta U = U^{(n+1)} - U^{(n)}$, $A_i = \partial E_i / \partial U$, すなわち

$$A_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -w_x^2 + RT & 2w_x & 0 & 0 \\ -w_x w_r & w_r & w_x & 0 \\ -w_x w_0 & w_0 & 0 & w_x \end{pmatrix},$$

$$A_2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ -w_x w_r & w_r & w_x & 0 \\ -w_r^2 + RT & 0 & 2w_r & 0 \\ -w_r w_0 & 0 & w_0 & w_r \end{pmatrix},$$

$$A_3 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ -w_x w_0 & w_0 & 0 & w_x \\ -w_r w_0 & 0 & w_0 & w_r \\ -w_0^2 + RT & 0 & 0 & 2w_0 \end{pmatrix}.$$

実際の数値計算においては θ の代わりに $\theta' = \theta - \theta_0(x)$, $\theta_0(x) = (L-x)/R_2 \tan \alpha$ なる変数を用いる. ここに R_2 はローターの外半径, α は溝の傾き角である (Fig. 2). すると周方向の計算領域は x に依存しなくなる.

3. 結果と考察

数値計算は前と同じ形状のパラメーター⁽⁴⁾を用いた. すなわち, Fig.2の展開図に示されるように溝の断面積は $a \times h$ で, その長さは ℓ である. したがって周方向の入り口幅は $a' = a/\sin \alpha$, 軸長は $L = \ell \sin \alpha$ である. なおローターの内外半径はそれぞれ R_1, R_2 である. それらの値は次のように選んだ.

$a' = 50.5 \text{ mm}$ ($\sim 13.06/\sin \alpha$), $h = 4 \text{ mm}$, $\alpha = 15^\circ$, $L = 115 \text{ mm}$, $R_1 = 64.8 \text{ mm}$, $R_2 = 68.8 \text{ mm}$, すき間 $\delta = 0.6 \text{ mm}$, 周方向に外半径 R_2 における 1 ピッチの区間 $= 74.14 \text{ mm}$ を計算領域とした.

作動流体として窒素ガスを考え, その粘性係数は 300 K のときの値 $\mu = 1.786 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ を採用した. ロータの回転数は $n = 18000 \text{ rpm}$ とした. 排気圧を $p = P_2 = 1 \text{ Torr}$ と一定にした. そして入口圧力を $p = P_1 = 1, 0.75$ および 0.5 Torr に変えてポンプの排気性能を計算した.

計算領域は x, r, θ 方向にそれぞれ $101 \times 70 \times 61$ のメッシュを用いた. 溝の部分は $101 \times 61 \times 43$, すきまの部分は $101 \times 9 \times 61$ である. 時間ステップ Δt は CFL 条件を十分満足するように小さく選んだ.

流量 Q は SCCM 単位では次のようになる.

$$Q = -\frac{6 \times 10^6}{\rho_0} \iint_S \rho w_x r \, dr d\theta,$$

ここに S は x -軸に垂直方向の断面積, ρ_0 は標準状態での窒素ガスの密度で, 単位は Q を除いてすべて MKS 単位系で表されている. 断面内の平均圧力 $\bar{p}$ は同じように次の式で表される.

$$\bar{p} = \frac{1}{S} \iint_S p r \, dr d\theta.$$

計算は 1 つの溝について行われ, ポンプの排気性能は 6 つの溝からなっているものとして換算した.

図4は $P_1 = P_2 = 1 \text{ Torr}$, $n = 18000 \text{ rpm}$ における軸方向の流量分布を示す. 以下の図における横軸の x は $L - x \rightarrow x$ としている. すなわち図の $x = 0, L$ はそれぞれポンプ吸入側および排気側を示している. 図から吸入側, 排気側付近を除いてほぼ一定であることがわかる. したがって流れは定常状態であると考えられよう. そして中心部においては流量は 1138 SCCM と推定できる. これはすきまのない場合の流量⁽⁴⁾ 1239.7 SCCM より小さい. すきまの存在による面積の増加は 21% である. しかしすきまの存在によって流量が減少していることがわかる.

図5は $P_1 = P_2 = 1 \text{ Torr}$, $n = 18000 \text{ rpm}$ における軸方向の圧力分布を示す. 領域全体ではほぼ一様であるが, 比は 1 よりわずかに小さい.

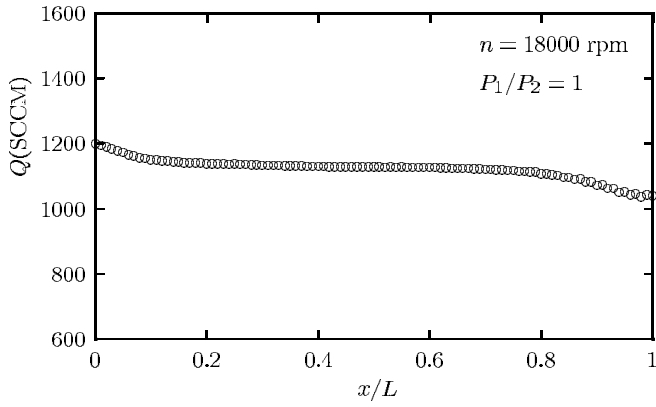


Fig. 4 Averaged flow rate distribution for $P_1/P_2 = 1$

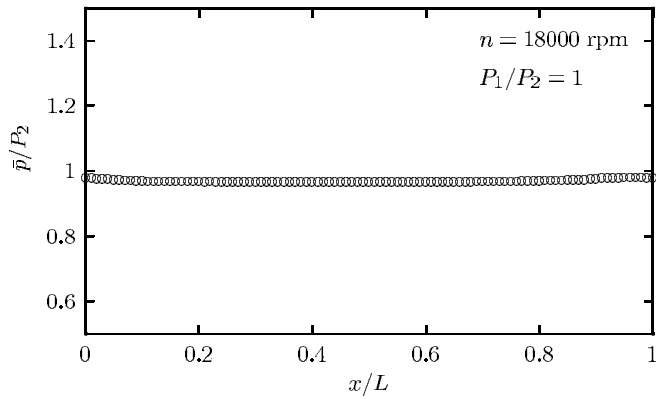


Fig. 5 Averaged pressure distribution for $P_1/P_2 = 1$

つぎに逆圧力勾配の流れ,すなわち圧力比 $P_1/P_2 = 0.75$ における流量と圧力分布を図6,7に示す. 図6から,各断面で一定でなく,従って流れはまだ定常流とはなっていない. しかしながら,この図から流量を推定することは可能である.図7は圧力分布で,すきまのない場合にみられる入り口付近でのほぼ一定の圧力から徐々に上昇する傾向はみられず,ほぼ直線的に増加している.

図8,9は圧力比 $P_1/P_2 = 0.5$ における圧力分布と流量を示す. 圧力比 $P_1/P_2 = 0.75$ の場合と同じように,圧力,流量ともに定常状態ではない.

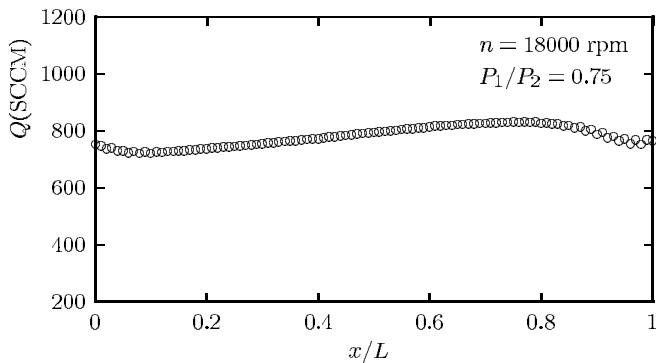


Fig. 6 Averaged flow rate distribution for $P_1/P_2 = 0.75$

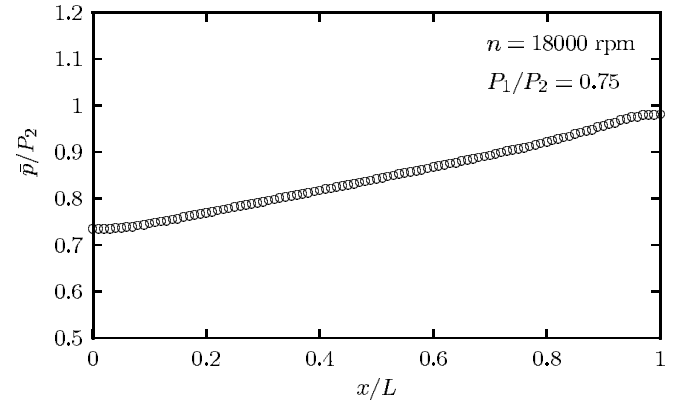


Fig. 7 Averaged pressure distribution for $P_1/P_2 = 0.75$

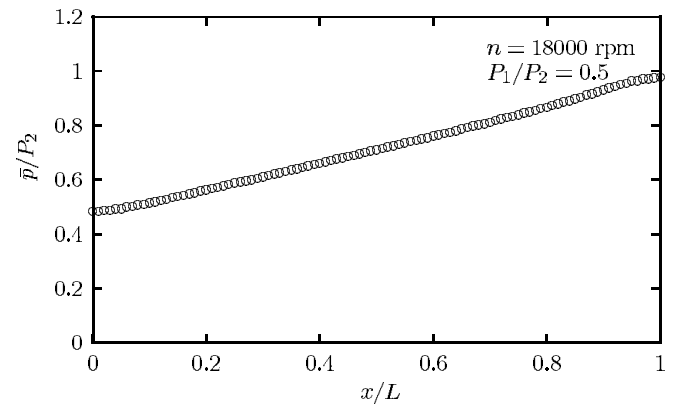


Fig. 8 Averaged pressure distribution for $P_1/P_2 = 0.5$

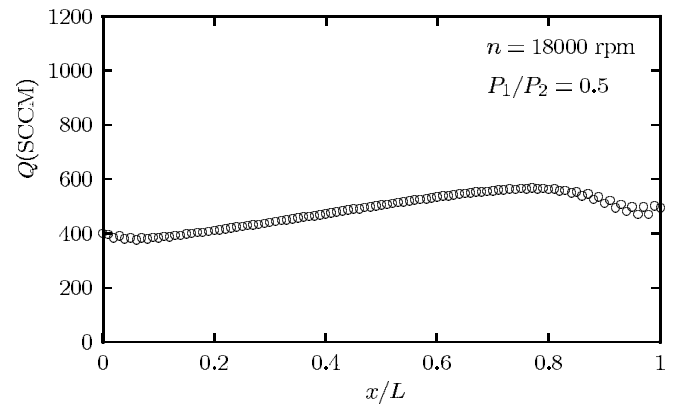


Fig. 9 Averaged flow rate distribution for $P_1/P_2 = 0.5$

図10はポンプの排気性能を示す.横軸に圧力差,縦軸に流量をとって $n = 18000$ rpm の場合の結果をすきまを考慮しない結果⁽⁴⁾ やチャンネル流れ近似と実験結果⁽²⁾ とを比較して示している. チャンネル近似は圧力差が大きくなるにつれて流量を過大に見積もる傾向がある. すきまを考慮しない結果も同じような傾向がみられる. 3次元効果を考慮した本計算結果の方が全般的に実験結果と一致しているといえる.

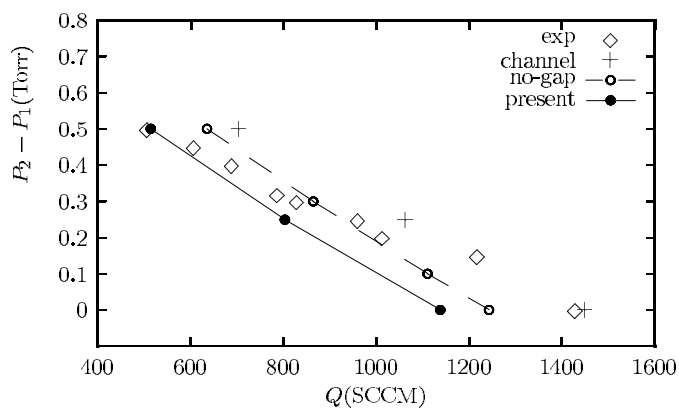


Fig. 10 Pressure difference versus flow rate for $n = 18000$ rpm

4. 結論

ねじ溝真空ポンプ内の3次元定常流れを連続流の立場から数値シミュレーションを行った。圧縮流ではあるが層流かつ等温の仮定の下にNavier-Stokes方程式を単純化しBeam-Warmingのdelta formを用いて数値計算を実行した。ローターとケーシングとのすきまを考慮した本計算結果は定性的には、実験結果と一致したが、大きな圧力差の場合には定常解を得るためにはさらに計算を実行する必要がある。

また、回転数がさらに大きくなると等温流の仮定が疑わしくなり、完全な圧縮流のもとでシミュレーションを行わなければならないであろう。

参考文献

- (1) 南部, 窪田, 五十嵐, 浦野, 江野沢, "ターボ分子ポンプねじ溝の排気性能", 日本機械学会論文集(B編), Vol.57(1991), pp.172-177.
- (2) Kanki T., "Flow of a rarefied gas in a rectangular channel with a moving plate", Rarefied Gasdynamics 19 Vol.1, edited by J. Lord and G. Harvey, Oxford Univ. Press, 1995, pp.375-381.
- (3) Nanbu K. and Igarashi S., "Three-dimensional low-density flows in the spiral groove of turbo-molecular pump", Comp. Fluids, Vol. 22 (1992), pp.221-228.
- (4) Igarashi S., "3D Flow Simulation in the Spiral Groove of Turbo-Molecular Pump", 8th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, ISCFD'99 CD-ROM, Bremen, Germany, 1999.
- (5) Anderson D. A., Tannehill J. C. and Pletcher R.H., "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer", Hemisphere Pub. Co., 1984, Chapter 5.
- (6) 保原, 大宮司編, "数値流体力学", 東京大学出版会, 1992, pp.485-490.