

# 油圧制御弁におけるスプール回りの流れの数値解析

A numerical study of flow around a spool in a hydraulic control valve

小 林 敏 雄\*・住 田 隆\*\*

Toshio KOBAYASHI and Takashi SUMITA

## 1. は じ め に

油圧機器の性能を改善するために内部の流れの状態を定量的に把握する必要性が近年ますます強くなってきている。流れの様子を理解する一つの有力な手段として CFD (数値流体力学) があり、最近のスーパー・コンピュータの目覚ましい進歩により、CFD はその応用分野を広げつつある。

油圧機器の内部の流れの解析においても CFD を用いた研究<sup>1)~3)</sup>は過去にいくつかは見られるが、それらは 2 次元流れおよび軸対称流れあるいは層流に限られていた。しかし、現実の油圧機器においてはこのような制約条件が常に成立しているわけではない。そこで本研究では油圧機器の内部流れを対象として、より一般性のある 3 次元の  $k-\epsilon$  乱流モデルによる CFD 解析を行い実験結果と比較検討することにより、油圧機器の内部の流れ解析における CFD 解析の可能性を検討する。

## 2. 計 算 対 象

油圧機器として基本的な機器の一つであるスプール弁を対象として、スプール回りの流れを計算対象にする。具体的な解析対象の形状を図 1 に示す。スプールバルブ本体には円筒上の同軸の穴が開いており中にスプールが入っている。バルブ本体の各チャンバーと呼ばれる部分には一本ずつチャンネルと呼ばれる横穴が通じており、これらはそれぞれ入口、出口につながっている。入口から入った油は入口チャンネル、入口チャンバーを通過して、バルブ本体とスプールで構成されるオリフィスで絞られて、出口チャンネル、出口チャンバーを通過して出口へと流れていく。スプールが動いてオリフィス部分の開口面積 (スプール開度) を変えることにより流れを制御している。

スプールと各チャンバー室は軸対称な形状であるが、チャンネル室に油の流入、流出するチャンネル部分が軸対

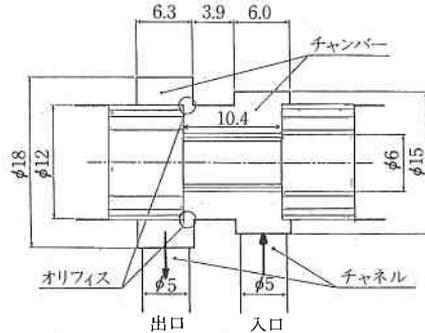


図 1 解析対象

称でないので、スプール回りの流れは強い 3 次元性を示している。

図 1 に示される寸法は市販されている CETOP3 サイズの方向切替弁の寸法に相当するものを使用した。

## 3. 計 算 手 法

### 3.1 基礎方程式

解析に際して 2 つの仮定を置いている。1) 流体は非圧縮性である。2) 流れの中でキャビテーションは起こらない。この仮定のもとで  $k-\epsilon$  モデルを用いた流れの支配方程式は次のようになる。

連続の式は

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

運動方程式は

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{p}{\rho} + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \tag{2}$$

ここで、渦粘性  $\nu_t$  は

$$\nu_t = C_d \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3}$$

また、 $k$  と  $\epsilon$  の輸送方程式は

\*東京大学生産技術研究所 第 2 部

\*\*民間等共同研究員 (㈱トキメック)

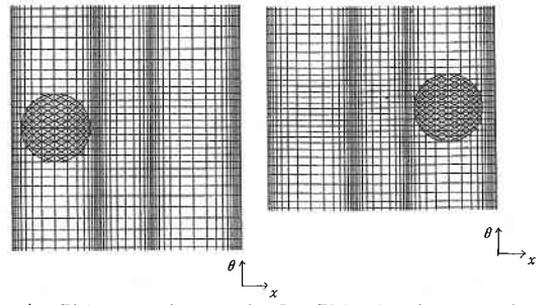
研究速報

表1 計算手法

乱流モデル	k-εモデル
座標系	円筒座標系
グリッド	スタaggerド
時間解法	1次のオイラー陽解法
空間の離散化	2次の中心差分 (対流項のみQuick)
圧力解法	H-S MAC
入口条件 速度 k, ε	一様流入 定数 (k=3.2×10 <sup>-3</sup> , ε=7.1×10 <sup>-4</sup> )
出口条件	自由流出 (勾配が0)
壁面条件 速度 k, ε	壁関数 壁関数による補正

表2 計算条件

スプール開度	0.25, 0.5, 1.0mm
レイノルズ数	4.24×10 <sup>4</sup> , 2.12×10 <sup>4</sup> , 1.06×10 <sup>4</sup>
メッシュサイズ	48×32×46, 48×32×46, 54×32×46
流量 動粘度	40l/min 20cSt.
時間ステップ	1/1000 (無次元時間)
モデル定数	Cd=0.09, C1=1.44, C2=1.92, σ1=1.0, σ2=1.3



出口側チャンネル (r=9mm) 入口側チャンネル (r=7.5mm)  
図3 チャンネルの接合部分 (スプール開度0.25mm)

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_1} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_2} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

ここで、生成項Gは

$$G = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

3.2 メッシュについて

計算領域をチャンパー室内に限定すると形状的には軸対称で、流れの様子は3次元性があるので円筒座標で取り扱うことにする。また、少ないメモリー容量で計算精度を保つために不等間隔格子を使用した。図2にスプール開度0.25mmでのメッシュの分割図を示す。この場合、軸方向に48、半径方向に32、角度方向に46分割しており、

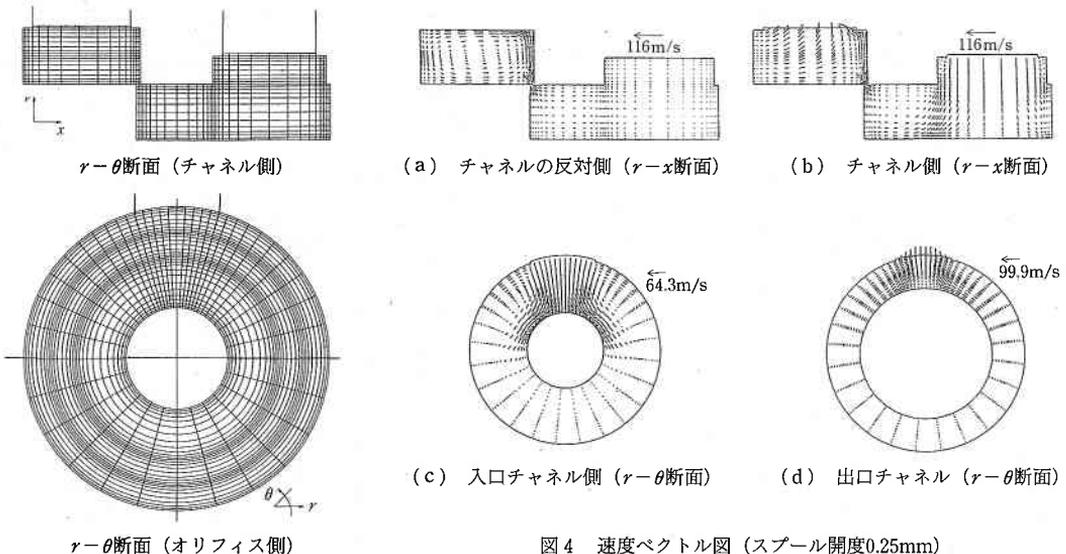


図4 速度ベクトル図 (スプール開度0.25mm)

図2 メッシュ分割図 (スプール開度0.25mm)

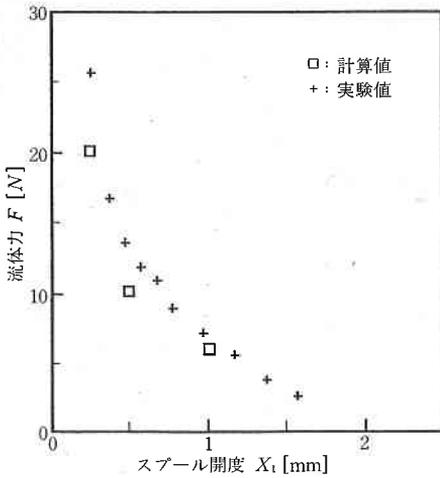


図5 流体力

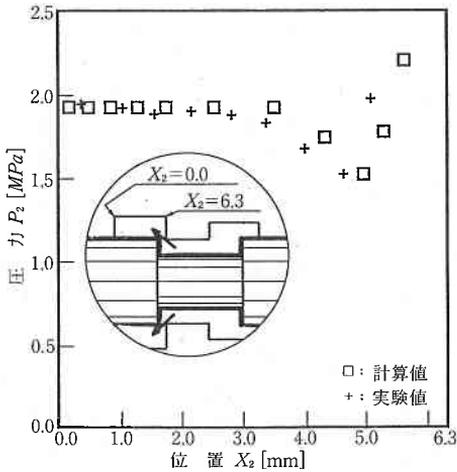


図6 出口チャンパー室壁面上の圧力分布 (スプール開度0.25mm)

要素数の合計は7万点を越えている。

入口、出口にあたるチャンパー室とチャンネルの接合部分は、計算を簡単にするために図3に示すように階段上にチャンネルの円形部分を近似している。

3.3 計算手法と計算条件

計算手法を表1に示す。各基礎式を円筒座標で表記したのに対して離散化を行い、差分法により数値的に解いた。差分格子はスタガード格子を用い、離散化の手法は、時間方向には1次の陽解法、空間方向には2次の中心差分を用いた。ただし、対流項は空間的にはQuick法により離散化した。連続の式と運動方程式の結合には、速度圧力の同時緩和法であるHSMAC法を使用した。

境界条件として、入口条件は流入速度が一定値の一樣

流入とした。 $k$ はLauferによる発達管内乱流の実測値<sup>6)</sup>により、 $\epsilon$ は $k$ の実測値と局所平衡の仮定から計算される値により、 $k$ 、 $\epsilon$ とも断面内の平均値を用いている。出口条件は速度、 $k$ 、 $\epsilon$ とも勾配が0の自由流出条件を用いている。壁面境界条件は、壁面摩擦応力と速度勾配を2層モデルの壁関数を用いて与える方法を使用している<sup>6)</sup>。

計算条件を表2に示す。計算の初期値はすべての点の速度を0としている。スプール開度をパラメータとして、0.25、0.5、1.0mmの3ケースについて計算を行っている。レイノルズ数はスプール長さを代表長さとし、オリフィス部分の平均速度を代表速度として計算している。 $k$ - $\epsilon$ モデルの各定数の値は表2に示す<sup>7)</sup>。

4. 計算結果と考察

計算はVP100を使用した。各ケースともCPU時間は約10時間である。図4にスプール開度0.25mmでの各断面の速度ベクトル図の計算結果を示す。この図をみると、 $r$ - $\theta$ 断面ではチャンネル方向に対する流れの対称性が再現されており、 $x$ - $r$ 断面ではチャンネル側と反対側で流れの様子が異なっており、強い3次元性が示されているのがわかる。

計算結果の検証は、スプールに作用する軸方向の流体力と出口側のチャンパー室のチャンネルと反対側の壁面上の圧力分布を測定して計算結果と比較することにより行った。CFDの計算による流体力はスプール端面の圧力を積分することにより求めている。図5が流体力の結果、図6が3ケースの中で圧力の変化が一番激しいスプール開度0.25mmでの圧力分布の結果である。これをみると圧力分布はかなりよく一致している。流体力については定性的な傾向は良く合っているが、数値的には最大25%

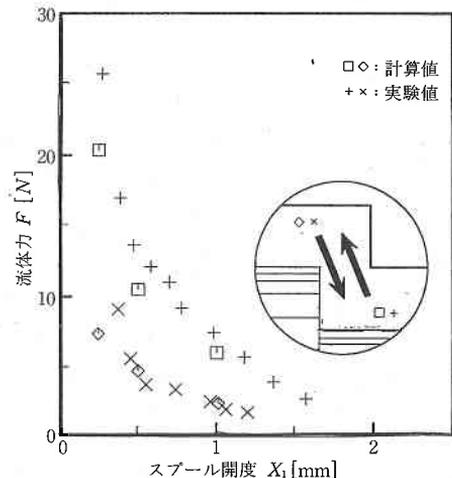


図7 流体力 (流れ方向の影響)

## 研究速報

位の違いがある。これは、本計算結果は定性的には流れの様子をよく再現しているが、メッシュサイズ、対流項の計算スキーム、乱流モデル等、定量的にはまだ改善すべき個所があることを示唆しているものと思われる。これは今後の研究課題である。

最後に、流れ方向を逆にした場合の流体力の実験結果と計算結果を付け加えたものを図7に示す。これは形状などは全く同じで、流れの入口と出口だけを逆にした場合である。実験値は流れを逆にすると流体力が1/2から1/3程度に小さくなることを示している。

従来、スプールに作用する流体力の評価は流れを2次元として扱い運動量理論より行ってきた。その場合、流体力はオリフィス部分の噴流の速度と噴出角度により決まる。2次元で仮定すると噴出角度は流れ方向には関係なく、スプール開度やスプールとバルブ本体の穴のクリアランスにより決まる<sup>9)</sup>。すなわち、従来の流体力の評価方法では、流れ方向による流体力の違いは求まらない。実際の流れにおいては、ここに示したように流体力が流れ方向により大きく変わるということは、2次元という仮定にかなり無理があることを示唆している。スプール回りの流れを3次元の乱流として取り扱った本研究では、図7に示されるように流れ方向による流体力の違いがはっきりと再現されているのがわかる。これは本研究の有用性を示す一例であると考えられる。

## 5. ま と め

油圧制御弁のスプール回りの流れを $k-\epsilon$ モデルにより、3次元乱流解析を行い、スプールに作用する流体力とチャンパー室の壁面上の圧力分布により計算結果を検証した。定性的には流れの様子はかなりよく再現してお

り、従来説明のできなかった現象が計算により再現されるなど、CFD計算による油圧機器の流れ解析は十分有効である。しかし、CFDによる油圧機器の内部流れ解析の実用化のためにはまだ定量的に改善すべき点も残されている。

本研究を進めるにあたり、小林研究室の森西洋平氏には多大の有益な助言をいただきました。ここに記して厚く感謝の意を表するものです。(1990年10月25日受理)

## 参 考 文 献

- 1) Hayashi, S., Matsui, T. and Ito, I., Study of Flow and Thrust in Nozzle-Flapper Valves, Trans. ASME, Series D, Vol. 95, 39/50 (1975).
- 2) Pountney, D. C., Weston, W. and Banieghbal, M. R., A numerical study of turbulent flow characteristics of servo-valve orifices, Proc. Instn Mech Engrs, Vol. 203, 139/147 (1989).
- 3) 郭, 中野: 境界要素法によるスプール弁内流れの数値解析, 油圧と空気圧, 20-6, 546 (1989).
- 4) 中野, 渡辺, 郭: スプール弁の流体力軽減法に関する実験的研究, 油圧と空気圧, 18-6, 475 (1987).
- 5) Laufer, J., The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow, NACA, Rep. 1174 (1953), 1.
- 6) Amano, R. S., Development of a turbulence nearwall model and its application to separated and reattached flows, Numerical Heat Transfer, Vol. 7, 59/75 (1984).
- 7) Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., Turbulence Models for Near-wall and Low Reynolds Number Flow: A Review, AIAA, J. 23-9, 1308 (1982).
- 8) Lee, S. Y. and Blackburn, J. F., Contribution to Hydraulic Control, I. Steady-State Axial Force on Control-Valve Pistons, Trans. ASME, 74, 1005 (1952).