オイルダンパの内部流れの数値解析*

(2 次元円筒座標系による円環流路型オイルダンパの解析)

浅見 敏彦^{*1}, 本田 逸郎^{*2}, 上山 篤史^{*3}

Numerical Analysis of the Internal Flow in an Oil Damper (Analysis Based on the Two-Dimensional Cylindrical Coordinates to the Damper with Annular Cross-Sectional Flow Channel)

Toshihiko ASAMI^{*4}, Itsuro HONDA and Atsushi UHEYAMA

^{**} Graduate School of Engineering, University, of Hyogo,
2167 Shosha, Himeji-shi, Hyogo, 671-2280 Japan

The purpose of this study is to know the fluid flow of an oil damper by a numerical analysis, so as to obtain the exact values of the damping coefficient of an oil damper. The Finite Difference Method (FDM) was used for solving the governing equation of the fluid caused by the moving piston. Each time step proceeded in the Fractional Step method, and the Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) method was adopted for the moving boundary. In order to stabilize the computation in the moving boundary problem, we employed the masking method with a single block grid system. That is, the algebraic grid generation using stretching function was used for the moving piston. The time dependent coordinate system in physical domain which coincides with a contour of moving boundary is transformed into a fixed rectangular coordinate system in computational domain. The computational results were compared with the experimental ones and the approximate analytical solution. The results of present analysis show good agreement with the experimental results over a wide range of piston diameter.

Key Words: Damper, Finite Difference Method, Computational Fluid Dynamics, Axisymmetric Flow, Oil Damper, Damping Coefficient, Arbitrary Lagrangian-Eulerian Method, Moving Boundary Problem

1. 緒 言

オイルダンパは、大きさの割に大きな減衰力を発生させることができ、制動油や流路面積、調圧弁の形状などを変えれば、用途に応じて減衰特性を様々に変化させることが可能である。このことから、建築物の制振用ブレースダンパや自動車・鉄道車両のショックアブソーバなどに代表される幅広い用途に用いられている。

ところがこのように多方面に用いられているにも関わらず、現在でもオイルダンパの減衰係数を解析的手法によって正確に見積もることは非常に困難である。このことは、オイルダンパ内部の作動流体の流れが複雑で、ピストンに作用する流体抵抗の正確な計算が困難であることに起因している。すなわち、オイルダンパの減衰係数を正確に見積もるには流路内部だけでなく、ピストン前背面における制動油の流れの様子を説明することが必要不可欠であるが、代数的な手法ではこの流れの計算は不可能である。そのため、これまで

にオイルダンパの設計式として与えられているものは、ピストンとシリンダ間の円環隙間やピストンに設けられたオリフィスを制動油の流路とする簡単な構造のオイルダンパに限られる^{(1),(2)}。これらの設計式においても、流路の外で発生する圧力損失の影響は考慮されていないので、その精度と適用範囲には限界がある。一方、複雑な構造のオイルダンパについては、実験に基づいて決定される補正係数なる流量係数を用いることを余儀なくされている⁽³⁾。そのため、実際の設計現場では実験による試行錯誤的な設計が行われており、多大な労力やコスト、時間を要しているのが現状である。

一方、こういった複雑な流れを伴う流体機械に対しては、コンピュータの高性能化に伴い数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics, CFD) を適用する事例が増えつつある。オイルダンパの設計段階において CFD を適用し、従来よりも高い精度で減衰係数を見積もることができるになれば、開発にかかる労力やコスト、時間を大きく抑えることが可能になると考えられる。しかしながら、オイルダンパ内の流れはピストンが周期運動をするため、移動境界問題となり、数値解析においても簡単には取扱えない。

* 原稿受付 2006 年 10 月 6 日。

^{*1} 正員、フェロー、兵庫県立大学大学院工学研究科(〒671-2280 姫路市書写 2167)。

^{*2} 正員、兵庫県立大学大学院工学研究科。

^{*3} 学生員、兵庫県立大学大学院工学研究科。

E-mail: asami@eng.u-hyogo.ac.jp

このような移動境界問題に対する数値解析については、各時刻ごとに格子生成を行わなければならないという困難さのために、これまであまり多くは行われてはいない。定岡らは、管内の流体の強制振動の場合についての解析を行っている⁽⁴⁾が、物体表面の圧力境界条件に若干の疑問が残る。市岡らは、管群の振動問題に対し移動メッシュを採用し、流体力学振動の実験値と一致する結果を得ている⁽⁵⁾。また松本らは、流れ方向に強制振動する円柱周りの流れについて、非慣性座標系での解析を行っている⁽⁶⁾。さらに高藤らは、一樣流中に置かれた平板の弾性振動の問題を取り上げて実験値と比較している⁽⁷⁾。これらの解析では定式化に問題はないものの、計算値の定量的評価に曖昧さが残り、さらに格子の変形量が微小であるために、大変形を伴う現象の解析に対する指針が示されていないという問題が残る。

先に述べたように、オイルダンパの減衰係数を正確に見積もるという要求があるにも関わらず、いまだに実現していないのは、大きな変位を伴う移動境界問題を精度良く解析するという命題が解決していないからであると考えられる。そこで本研究では、円筒形のピストンとシリンダから構成される最も単純な構造である円環流路型オイルダンパについて、差分法 (Finite Difference Method, FDM) による流れ解析を行い、その結果から得られるオイルダンパの減衰係数を、著者の一人が以前に発表した実験結果⁽⁸⁾、および解析的方法によって得られた近似設計式⁽¹⁾と比較し、この問題に対して差分法による数値解析が適用可能かどうかについて検討を行った。

2. 記号

$a(a_r, a_z)$	格子加速度ベクトル
A_p	ピストン面積 ($=\pi r_p^2$)
c	減衰係数
D	全抵抗 ($=D_p + D_f$)
D_f	摩擦抵抗
D_p	圧力抵抗
l_c	シリンダ長さ
l_p	ピストン長さ
p	無次元圧力
Re	Reynolds 数
r_c	シリンダ半径
r_p	ピストン半径
R_r	シリンダとピストンの半径比 ($=r_p/r_c$)
$r(r, z)$	物理座標
t	物理空間における無次元時間

v_p	ピストン速度振幅
$V(u, v)$	無次元速度ベクトル
$V_G(u_G, v_G)$	無次元格子移動速度ベクトル
ω	角振動数
ξ, η	計算座標
$\square^n$	時間ステップ
$\square_{NG}$	時刻 $n+1$ の格子位置における
	時刻 n の物理量の補間値
$\square_\xi, \square_\eta$	添字による偏微分

3. 計算手法

本論文の計算対象とする円環流路型オイルダンパは、計算領域内に移動境界が含まれる。ここでは、このような移動境界を含む流れ場を差分法によって解析する方法について述べる。

3.1 支配方程式 オイルダンパ内の計算領域はピストンの移動により、流体領域が時間とともに変動する移動境界問題となる。この問題に対し本研究では ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) 法⁽⁹⁾を用いた。ALE 法はこのような移動境界を有する流れ問題に対して有効な手法であり、流れ場を Euler 的に表現するが、用いる格子は移動境界に対応して領域を移動し、Lagrange 的に扱う。この ALE 記述に基づく Navier-Stokes 方程式と連続の式は以下のように表される。

$$\frac{\partial V}{\partial t} + [(V - V_G) \cdot \nabla] V = -\text{grad } p + \frac{1}{Re} \nabla^2 V \quad (1)$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial t} (J) + \text{div} (V - V_G) = 0 \quad (2)$$

ここで J は Jacobian であり $J = r_{\xi} z_{\eta} - r_{\eta} z_{\xi}$ である。円環流路型オイルダンパは円筒形のピストンおよびシリンダから構成されており、軸対称形状であることから、計算は円周方向に物理量の変化がないとする軸対称流れを仮定し、2次元円筒座標系で行った。これらの支配方程式の解法には、Kim, Moin⁽¹⁰⁾の Fractional Step 法を用いた。まず式 (1) の圧力勾配を除いた方程式

$$\tilde{V} = V^n + \Delta t \left\{ [(V - V_G) \cdot \nabla] V + \frac{1}{Re} \nabla^2 V \right\} \quad (3)$$

を時間積分することで中間速度場 $\tilde{V}$ を計算し、さらに圧力勾配項に対して時間積分を行うことで、次ステップの流速を次式により計算する。

$$V^{n+1} = \tilde{V} - \Delta t \text{ grad } p^{n+1} \quad (4)$$

ここで、式 (4) の発散を取り、連続の式 (2) を代入することで、以下の圧力に関する Poisson 方程式

$$\nabla^2 p^{n+1} = \frac{1}{\Delta t} \text{div } \tilde{V} \quad (5)$$

が得られ、これを解くことにより次ステップの圧力解を求めることができる。なお、時間進行法には対流項に 3 次精度 Adams-Bashforth 法、粘性項に 2 次精度 Crank-Nicolson 法を用い、空間微分項については、対流項に 3 次精度風上差分⁽¹¹⁾、粘性項に 4 次精度中心差分、圧力項、metric の離散化には 2 次精度中心差分を用いて離散化を行った。これらの差分スキームを用いると物体内部に仮想点が必要となるが、この点の流速は鏡像の原理に基づいて与えた。また、数値安定性を高めるため、対流項の数値粘性項については陰的に取り扱い、圧力の Poisson 方程式と粘性項の反復計算には LGS (Line Gauss-Seidel) 法を用いた。

3.2 移動境界の圧力境界条件 前述したように本手法では、移動境界を含む流れ問題を移動変形格子である物理面から静止した計算面に写像することによって計算を行う。このため、計算面は非慣性座標系となる。そこで、移動境界上の圧力境界条件については格子加速度を考慮し、見かけの慣性力を付加した次式で与えた⁽¹²⁾。

$$\frac{\partial p}{\partial r} = -a \quad (6)$$

式 (6) は移動境界面上における Navier-Stokes 方程式の粘性項を無視することによって得られる。

3.3 再観測 本研究で用いた移動境界適合座標系では、時間進行とともに移動する境界に合わせて領域内に格子生成を行うため、各時間ステップごとに格子点の位置が変化する。そのため次ステップの格子位置における物理量として前ステップの値をそのまま用いることができない。そのため、式 (7)、(8) に示す再観測 (Rezoning)⁽¹³⁾を用いて補間を行った。

$$V_{NG}^n = V^n + (r^{n+1} - r^n) \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^n \quad (7)$$

$$p_{NG}^n = p^n + (r^{n+1} - r^n) \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^n \quad (8)$$

これらは線形補間に基づくもので多少の誤差が発生する危険性があるが、本論文では計算の高速化を重視し、この方法を採用した。

4. 計算精度の検証

移動境界問題に対する本手法の計算精度を検証するために、移動ピストン問題およびオイルダンパ内流れについて計算を行った。

4.1 移動ピストン問題 まず、図 1 に示す円管内部における移動ピストン問題 (ピストンの移動により生じる波の伝播問題) の流れ解析を行った⁽¹⁴⁾。計算領域は半径 1、初期長さ 20 とし、格子数は半径方向、軸

方向にそれぞれ 21×201 である。ピストンの移動については静止状態から $t = 10$ まで加速度 $a_z = 0.1$ で加速させた後、 $t = 20$ まで $v = 1.0$ の等速度で運動させた。時間刻みは $\Delta t = 0.0001$ とし、等速運動時のピストン速度と管半径に基づく Reynolds 数は 50 に設定した。また、境界条件として管出口に速度自由流出条件および圧力固定 ($p = 0$)、壁面では速度に No-slip 条件、圧力に Neumann 型条件を課し、移動壁面については圧力の境界条件として式 (6) を課した。

$t = 30$ の管出口における速度分布を図 2 に示す。図より計算結果が円管内流れの理論解と非常に良く一致していることが確認できる。速度の最大値は $v = 1.994$ (99.7%)、圧力勾配は $\partial p / \partial z = 0.160$ (100.0%) であった。ここで、括弧内の値は厳密解 ($v = 2.0$, $\partial p / \partial z = 0.16$) に対する割合を示している。この結果から、移動境界問題に対する本手法の有効性が確認された。

Fig. 1 Moving piston problem

Fig. 2 Velocity profile of outlet

4.2 オイルダンパ内の流れ解析 円環流路型オイルダンパ内の流れ解析を行い、ピストン・シリンダ間の流路内速度分布およびピストンに作用する流体抵抗の計算結果を従来の近似設計式⁽¹⁾と比較した。この近似設計式は、周期的圧力勾配が作用する同軸 2 重円筒問題に関する解析解で構成されており、層流域において高精度な流路内速度分布を与えるが、流体抵抗についてはピストン前後で発生する剥離渦の影響が考慮されていない。そこで、この比較により、計算された速度場の評価を行うとともに、流体抵抗に対する剥離渦の影響を明らかにする。図 3 に計算対象としたオイ

ルダンパの諸元を示す。ここで R_m は、初期シリンダ室高さに対する振幅の比であり、次式によって定義している。

$$R_m = \frac{v_p}{\omega(l_c - l_p)/2} \quad (9)$$

Fig. 3 Cross-sectional view of an oil damper

オイルダンパ内流れは、図から分かるようにピストン・シリンダ間の隙間と上下シリンダ室の領域の大きさが極端に異なる。本研究では、このような領域においても計算精度を確保するため、上下シリンダ室、流路部、ピストン部の4つのブロックについて計算格子を別個に作製し、これらを接合して全領域の計算格子とした。このときピストン部は固体であるため、固体と流体を識別する Flag 関数を導入した。計算は、半径比 R_r が 0.5 と 0.8 の場合について、格子数を半径方向と軸方向にそれぞれ 41×101 として行い、ピストンの速度振幅およびシリンダ半径に基づく Reynolds 数は 1 に設定した。このように Reynolds 数を低い値とした理由は、比較の対象である近似設計式が Navier-Stokes 方程式の対流項を省略した Stokes 流れに対する解析解によって構成されていることによる。本研究では、低 Reynolds 数にも関わらず対流項を含めた離散化を行っており、近似設計式の導出に用いられた Stokes 近似とは異なったアプローチである。これらの手法による差異の検証として、対流項を含んだ Navier-Stokes 方程式を用いた数値解と Stokes 近似による数値解との比較を行い、両者が十分な精度で一致することを確認している。また、近似設計式がピストン棒の影響を考慮していないことから、計算においてもピストン棒はないものとして解析を行った。

オイルダンパの減衰力はピストンに作用する流体抵抗によって発生し、これにはピストン前背面に作用す

る圧力差 Δp による圧力抵抗 D_p とピストン側面に作用するせん断力による摩擦抵抗 D_f とがある。これらはそれぞれ以下に示す式 (10) と (11) により算出される。

$$D_p = \int_{A_p} \Delta p dA \quad (10)$$

$$D_f = -\frac{2\pi R_r}{Re} \int_{l_p} \frac{\partial v}{\partial r} \bigg|_{r=r_p} dz \quad (11)$$

$\omega t = 0 \sim \pi$ の半周期におけるピストン中心部の流路内速度分布を図 4 に示す。これらの図は、横軸左端がピストン側壁、右端はシリンダ壁を表している。ピストンが正の速度（上向き）で運動している場合には、上部シリンダ室が高圧となり、制動油は上部シリンダ室から下部シリンダ室へ流れるため、流路内の流れは負方向となる。逆にピストンが負の速度（下向き）で運動しているときには、流路内の流れは正方向となる。また、 $\omega t = \pi \sim 2\pi$ については図で示した速度分布の正負が逆転するだけであるので、ここでは省略している。これらの図より、計算結果は近似設計式による速度分布とすべての位相において非常に良く一致しており、本計算によって得られた速度場が正確であることが実証された。

次に、ピストンの運動開始後 2～4 周期における圧力抵抗 D_p と摩擦抵抗 D_f の計算結果を近似設計式と比較し、その結果を図 5 と 6 に示す。図 6 に示す摩擦抵抗については近似設計式の値と良く一致していることが分かる。一方、図 5 に示す圧力抵抗については近似設計式よりもかなり大きな値となっており、特にシリンダ半径に比べてピストン半径が小さい場合（半径比 R_r が小さい場合）にその差が顕著になっていることが確認できる。これは近似設計式がピストン前背面で生じる剥離渦による圧力損失の影響を考慮していないことによるものである。隙間が広いほど両者の差が大きくなっているのは、流路内部での圧力損失が小さくなり、剥離渦の影響が相対的に大きく現れるためである。以上のことから、摩擦抵抗については計算値と近似設計式との間にそれほど大きな差は見られないものの、圧力抵抗については計算値が近似設計式よりも大きな値となることが確認できた。このことから、圧力抵抗に関しては、低 Reynolds 数域においても Stokes 近似による影響が無視できないほど大きく、本手法でその影響を捉えることが可能になったといえる。

5. オイルダンパへの適用

5.1 減衰係数の比較 次にオイルダンパの減衰係数について、計算値と実験値⁽⁸⁾および近似設計式⁽¹⁾による値との比較を行い、本手法の有効性について検

 (a) Radius ratio $R_r = 0.5$

 (b) Radius ratio $R_r = 0.8$

Fig. 4 Velocity profile through the flow channel

討した。計算は、直径 36 mm のシリンダに直径 26, 30, 32, 34 mm のピストンを用いた 4 通りの場合について、それぞれピストン長さを 5 ~ 20 mm まで 5 mm おきに変化させて行った。このとき、ピストン棒の有無による影響についても調査するため、数値解析では直径 10 mm のピストン棒を含めた場合と含まない場合の両方について計算を行った。なお、ピストン棒を付加した場合についてはピストン棒とピストンの接触面にシリンダ上面と等しい圧力が作用しているものとした。また、オイルダンパの減衰係数は、ダンパ内部の流れ解析から算出される全抵抗 $D(=D_p + D_f)$ によるピストン 1 周期分の散逸エネルギーが速度比例減衰による

 (a) Radius ratio $R_r = 0.5$

 (b) Radius ratio $R_r = 0.8$

Fig. 5 Pressure drag

散逸エネルギーと等価であるとして、次式により算出した。

$$c = 2 \int_0^1 D(T_p) \cos(2\pi T_p) dT_p \quad (12)$$

ここで T_p は周期 T によって無次元化された時間を表している

$$T_p = \frac{t}{T} \quad (13)$$

と定義されている。この計算結果との比較に用いた実験値の実験条件は表 1 に示している。

各ピストン直径において、ピストン長さ（流路長さ）に対するオイルダンパの減衰係数の変化の様子を比較した結果を図 7 (a) ~ (d) に示す。これらの図では数値解析に基づく結果を丸印、近似設計式による値を一点鎖線、実験値を四角印で示している。また数値解析の結果については、ピストン棒を考慮した場合と考慮していない場合について、それぞれ白抜きと塗りつぶしによって区別している。これらの図より、計算結果は

Fig. 6 Friction drag

Table 1 Experimental condition

Piston diameter [mm]	26.0	30.0	32.0	34.0
Vibration frequency [Hz]	50.5	51.1	49.7	31.8
Velocity amplitude [m/s]	0.424	0.283	0.283	0.0707
Reynolds number [-]	76.3	50.9	50.9	12.7

全てのピストン直径に対して近似設計式の値より小さくなっているが、これは前に述べたように、数値解析ではピストン前後の剥離渦による圧力損失の影響が含まれているからである。また、いずれの場合についても数値解析により求めた減衰係数は実験値と良く一致している。また、ピストン棒の有無によって減衰係数の値は少し変化するが、特にピストン直径が 26 mm

と 30 mm の場合にはオイルダンパの減衰係数の値そのものが小さいため、相対的にその差が大きく現れる結果となった。このピストン棒の影響を考慮した流れ解析では、考慮していない場合と比べて実験値とさらに良く一致しており、流路幅が広い場合にはピストン棒による影響が無視できないことが確認された。

これらの結果から、本論文が提案する計算手法は、従来の近似設計式で扱うことができなかった領域まで適用することが可能であり、実験に頼らなくてもオイルダンパの減衰係数を極めて高い精度で予測できることが明らかになった。

5.2 可視化実験との比較

オイルダンパ内の制動油の流れが実際の流れを精度良く模擬できているかを評価するために、可視化実験と数値解析との比較を行った。可視化実験は、透明なアクリル製シリンダを用いて行い、作動流体にはトレーサ粒子として、比重 1.02、平均粒径 $50 \mu\text{m}$ の日本カノマックス社製 ORGASOL 粒子を添加した水を用いた。そして、粒子を混入させた作動流体に側壁側からスリット光を照射し、粒子からの反射光をビデオカメラによって撮影した。このときの詳細な実験条件を表 2 に示す。

Table 2 Experimental condition

Cylinder diameter [mm]	36.0
Piston diameter [mm]	30.0
Piston length [mm]	5.0
Vibration frequency [Hz]	1.0
Amplitude [mm]	4.5
Reynolds number [-]	509

一方、数値解析においては、質量のない仮想粒子の挙動を粒子追跡法によって計算した。この粒子の座標の計算には予測・修正子法を用いた。その手順はまず Euler Forward 法によって、次の時刻における位置 $\tilde{\mathbf{r}}$ を予測する。

$$\tilde{\mathbf{r}} = \mathbf{r}^n + \Delta t \cdot \mathbf{V}^n \quad (14)$$

この $\tilde{\mathbf{r}}$ は予測子と呼ばれるが、さらに陰的に時間進行を行うことによって予測子を修正し $\mathbf{r}^{n+1}$ を得る。

$$\mathbf{r}^{n+1} = \mathbf{r}^n + \frac{\Delta t}{2} [\mathbf{V}^n + \mathbf{V}(\tilde{\mathbf{r}})] \quad (15)$$

続けて、式 (15) を予測子とした反復計算を行うことによって、仮想粒子の座標を求める。この計算はピストン棒を考慮して行い、格子数は 41×101 である。投入した仮想粒子は 2946 個であり、格子点上を初期配置とした。ピストンが上死点および下死点に達したときの計算結果と実験結果を比較した結果を、それぞれ図

Fig. 7 Relation between damping coefficient and piston length

8の(a)と(b)に示す。この図より、ピストン前背面に形成される剥離渦の発生位置や渦の大きさが計算と実験において良く一致していることが認められる。

以上の結果から、本手法によって求めた流れ場は、可視化実験による結果と定性的に良く一致しており、本手法が制動油の挙動を説明する上でも、有効であることが確認された。

6. 結 言

オイルダンパの減衰特性を数値的に評価する手法を確立するため、差分法による内部流れの数値解析に基づいて、円環流路型オイルダンパの減衰係数および制動油挙動について検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 本手法は、これまで考慮することが困難であったピストン前背面で発生する剥離渦の影響を考慮す

Fig. 8 Comparison between experimental and numerical results

ることにより、従来の近似設計式と比較して、減衰係数を非常に高精度で予測することが可能となった。

- (2) 半径比が小さい(隙間が広い)場合にはピストン棒の影響が無視できなくなることが確認された。
- (3) 粒子追跡法による計算結果は可視化実験の結果と定性的に良く一致しており、本手法がオイルダンパ内部の制動油挙動を正しく模擬できていることを確認した。

以上より、本手法により円環流路型オイルダンパの減衰係数や制動油の挙動を高い精度で予測することが可能となり、今後、実用化されている複雑な構造・機構を有するオイルダンパについても減衰特性を解明する端緒を得た。

最後に、本数値解析に最初に取り組み、実験に協力して頂いた本学の平成16年度大学院修士課程修了生、石田諭嗣氏に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Asami, T., Sekiguchi, H., Fundamental Investigation on an Oil Damper (3rd Report, Comparison of Analyses Based on Cylindrical Coordinates and Cartesian Coordinates), *Bulletin of the JSME*, Vol.27, No.224(1984), pp.309-316.
- (2) Asami, T. et al., Study on the Oil Damper with Variable Damping Mechanism (1st Report, Damping Characteristics of the Damper with a Piston Having Cylindrical Orifices), *Bulletin of the JSME*, Vol.28, No.246(1985), pp.2978-2985.
- (3) Nakane, Y., et al. Springs, Absorbers and Brakes (in Japanese), (1966), p.196, Seibundo - Shinkosha.
- (4) Sadaoka, N., Umegaki, K., Numerical Method to Calculate Flow-Induced Vibration in a Turbulent Flow (1st Report, Derivation and Analysis of Oscillating Circular Cylinder), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.60, No.570(1994), pp.409-416.
- (5) Ichioka, T. et al., Research on Fluidelastic Vibration of Cylinder Arrays by Computational Fluid Dynamics (1st Report, Analysis on Two Cylinder and a Cylinder Row), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.61, No.582(1995), pp.503-509.
- (6) Matsumoto, H. et al., Three-Dimensional Analysis of Incompressible Flow around an In-line Forced Oscillating Circular Cylinder, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.66, No.644(2000), pp.1004-1012.
- (7) Takato, K., et al., Numerical Analysis of Flow around a Vibrating Elastic Plate (An Approach Considered with Interaction of Distortion), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.64, No.627(1998), pp.3720-3728.
- (8) Sekiguchi, H., Asami, T., Fundamental Investigation of an Oil Damper (1st Report, Case of Its Analysis as Steady Flow), *Bulletin of the JSME*, Vol.25, No.205(1982), pp.1135-1142.
- (9) Hirt, C. W., Amsden, A. A., Cook, J. L., An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds, *Journal of Computational Physics*, **14**(1974), pp.227-253.
- (10) J. Kim, P. Moin, Application of a Fractional-Step Method to Incompressible Navier-Stokes Equations, *Journal of Computational Physics*, **59**(1985), pp.308-323.
- (11) Kawamura, T., Kuwahara, K., Computation of High Reynolds Number Flow around Circular Cylinder with Surface Roughness, *AIAA Paper*, 84-0340(1984).
- (12) Izumi, H. et al., Three-Dimensional Flow Analysis around a Circular Cylinder (1st Report, In the Case of a Stationary Circular Cylinder), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.60, No.579(1994), pp.3797-3804.
- (13) Ohba, H., Kuroda, S., Numerical Study of Flows around a Rotating Square Cylinder, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.58, No.549(1992), pp.1446-1451.
- (14) Inomoto, T., Matsuno, K., A Moving-Grid Finite-Volume Method for Three Dimensional Incompressible Flows, *Proceedings of the 18th Computational Fluid Dynamics Symposium*, (2004), D2-3.