

多段遠心ポンプの流体—構造連成解析

—第一報：LES による非定常内部流れ解析—

Fluid-Structure Coupled Analysis of a Multi-stage Centrifugal Pump 1st Report:
Large Eddy Simulation of Unsteady Flow in a Centrifugal Pump

王 宏*・加藤 千幸**・山出 吉伸***
桂 裕之****・吉田 哲也****

WANG Hong, Chisachi KATO, Yoshinobu YAMADE, Hiroyuki KATSURA and Tetsuya YOSHIDA

1. はじめに

近年の流体機械、特に多段遠心ポンプの高速・高圧化に伴い、動静翼干渉に起因した圧力脈動により発生する騒音の低減が、ポンプの水力性能の向上と並んで重要な技術課題となっている。

動静翼干渉に関する研究では、Dring¹⁾ は動静翼の干渉現象を動静翼の幾何学位置の相対的な変化に基づくポテンシャル（非粘性）干渉、及び上流翼の後流が下流翼に及ぼす後流（粘性）干渉という2種類の効果に分けて扱っている。久保田ら²⁾ は動静翼干渉による回転圧力場の存在を波動論的立場から説明している。Tsukamotoら^{3,4,5)} は実験だけでなく、特異点法、渦法及び汎用流れ解析コード STAR-CD によって、ディフューザポンプにおける非定常二次元および三次元流れを解析し、ポテンシャル干渉や後流干渉の原因を解明している。このように、既往の研究では、動静翼干渉による圧力変動の性質を明らかにしようとしたものが多い。しかし、この圧力変動によりポンプ本体から発生する騒音と振動に着目した研究は少ない。一方、Katoら⁶⁾ は工学的に重要な複雑流路の LES 計算を実現し、流れの中に置かれる任意形状の物体から放射される乱流音のスペクトルを定量的に予測する手法を開発している。

本研究では、多段遠心ポンプ（図1(a)）から発生する騒音の起源と伝播の経路を定量的に把握するために、大規模な流体構造連成解析を行う。本報告では、そのための第一ステップとして、単段の遠心ポンプ（図1(b)）を対象に LES 解析を行い、実験値と比較することにより、LES 解析自体の精度検証を行った。その結果、動静翼干渉に起因する変動圧力場を定量的に予測できる見通しが得られた。

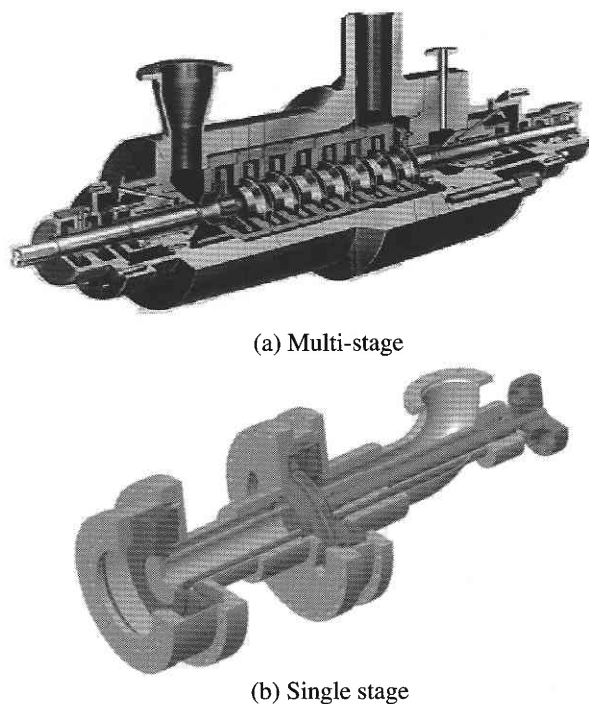


Figure 1 Test centrifugal pumps

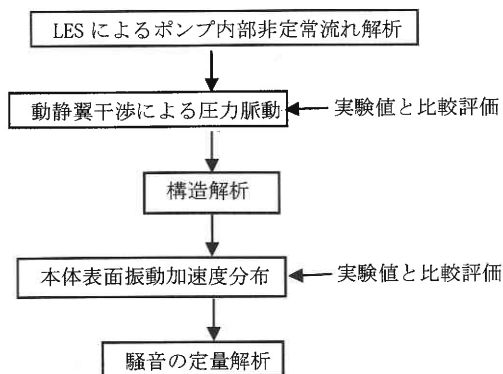


Figure 2 Procedure of fluid-structure coupled analysis

*東京大学生産技術研究所 計算科学技術連携研究センター
**東京大学生産技術研究所 人間・社会部門
***アドバンスソフト株式会社
****株式会社日立インダストリイズ 社会インフラ事業部

2. 流体—構造連成解析方法

本研究では、圧力変動により発生する構造物の振動は元の流れに影響を与えることはないものと仮定する。この場合、図2に示すような手順で多段遠心ポンプから発生する騒音を解析することができる。即ち、まず、LES解析によりポンプの動翼、静翼、及びケーシング表面の圧力変動を解析する。次に、この圧力変動を入力データとして、陽的な有限要素法解析により、ポンプ構造物内を伝播する固体伝播音を解析し、構造物表面の振動加速度を求める。最後に、この振動加速度を入力データとして周囲に放射される音を解析する。

3. 非定常流れの解析方法

本研究では、大規模解析に対応でき、移動境界を含む任意形状の流れ場に適用可能な有限要素法を用いてLES解析を行う。LES解析の基礎式は、直交座表系で記述された、格子フィルタにより平均化された連続の式(1)とNavier-Stokes方程式(2)である。すなわち、

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j + \tau_{ij}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\nu (\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i})] \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 \bar{u}_i ($i=1, 2, 3$) は格子フィルタにより平均化された x_i 方向の流速成分、 \bar{p} は同静圧であり、また、 ρ , ν はそれぞれ流体の密度および動粘性係数を表す。

SGSモデルとしてはダイナミック・スマゴリンスキー・モデルを用いている。すなわち、

$$\tau_{ij} = \bar{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j = -2(C_s \Delta)^2 |\bar{S}| \bar{S}_{ij} + \frac{1}{3} \delta_{ij} \tau_{kk} \dots\dots\dots (3)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right\}, \quad |\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 C_s はスマゴリンスキー係数、また、 Δ は格子フィルタ幅であり、Germano⁷⁾ および Lilly⁸⁾ の提案に従って、式(5)から(8)により C_s の値を計算する。すなわち、

$$C_s^2 = \frac{1}{2\Delta^2} \frac{\langle M_{ij} l_{ij} \rangle}{\langle M_{ij} M_{ij} \rangle} \dots\dots\dots (5)$$

$$M_{ij} = |\bar{S}| \bar{S}_{ij} - \alpha^2 |\tilde{S}| \tilde{S}_{ij} \dots\dots\dots (6)$$

$$l_{ij} = (\bar{u}_i \bar{u}_j - \tilde{u}_i \tilde{u}_j) - \frac{1}{3} \delta_{ij} (\bar{u}_k \bar{u}_k - \tilde{u}_k \tilde{u}_k) \dots\dots\dots (7)$$

$$\alpha \equiv \frac{\tilde{\Delta}}{\Delta} \dots\dots\dots (8)$$

有限要素法によるDSMの定式化の詳細は参考文献を参照されたい⁹⁾。

4. 流れ場の予測結果

単段ポンプ(図1(b))内の非定常流れを全流路にわたって解析するために図3に示すような解析領域を設定する。計算領域は入口配管、インペラ、ディフューザおよび戻り流路から構成され、総格子点数は約470万である。座標系は各部分で設定することができ、インペラ部分は回転系、それ以外は静止系として扱う。各部分で計算される流れ場はオーバーセット法に基づき必要に応じて情報が交換される。

4.1 ポンプの定常特性

図4はポンプの定常特性曲線である。図中には設計点、流量比60%および20%における全揚程とオイラーヘッドの計算値が実験値と比較されている。図に見られるように全揚程の計算値は実験値より約8%大きくなっている。全揚程の予測偏差の原因は、オイラーヘッドの約10%の過大評価であることがわかる。後に説明するが、本計算では解像度の不足のため境界層を正確に捉えられていないことがオイラーヘッドの過大評価の原因になっている。

図5はインペラ出口のシュラウド付近の局部領域D(図3参照)における平均速度場である。図からよみとれる境界層厚さは境界層近似により推定される境界層厚さにくらべ過小評価されていることがわかった。境界層が薄くなるので、インペラ流路では相対速度は小さくなる。したがって、オイラーヘッドは実験値より過大評価された。この間

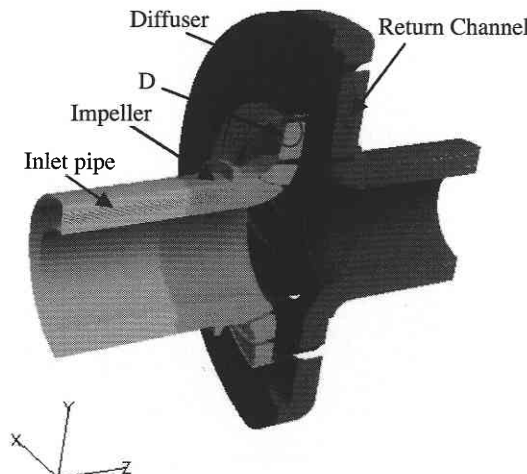


Figure 3 Computational mesh for a diffuser pump, composed of meshes for an inlet pipe, an impeller, a diffuser and a return channel

研 究 速 報

題の根本的な原因は壁面近傍のメッシュ解像度が不十分であることにある。翼周り流れのLESの従来研究¹⁰⁾では、翼面近傍のメッシュ解像度が解析の結果に大きく影響することが分かっている。本来、壁面近傍において解像度が不足しているようなデータにLESを適用することは適当ではないと考えられるが、境界層を解像しようとした場合、計算の規模が現状では扱えないほど大きくなってしまい、現実的ではない。これはLES解析の工学的応用の一つ課題であると思われる。

4.2 ポンプ内の圧力脈動

図6は羽根高さ方向の中央断面における、インペラとディフューザ部分の圧力場の瞬時値である。流量は設計流量であり、後述の図7も含めて圧力の値は設計点の全揚程 H_0 (実験値)により無次元されている。図から分かるように動静翼干渉による圧力場は動静翼の相対位置によって、ディフューザ流路だけではなく、インペラ流路においても大きく変動している。

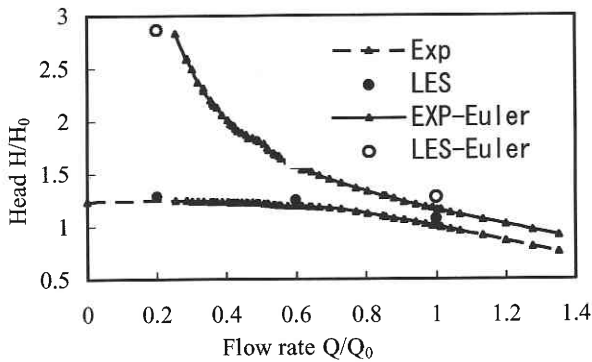


Figure 4 Pump characteristic curve

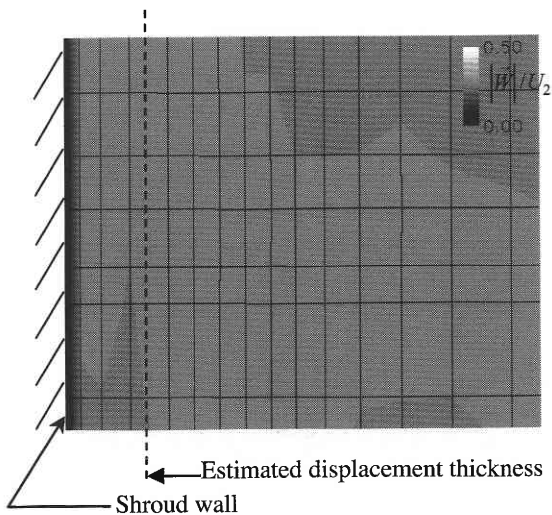


Figure 5 Time-averaged velocity contour in local region D near shroud wall in impeller passage (see Fig. 3)

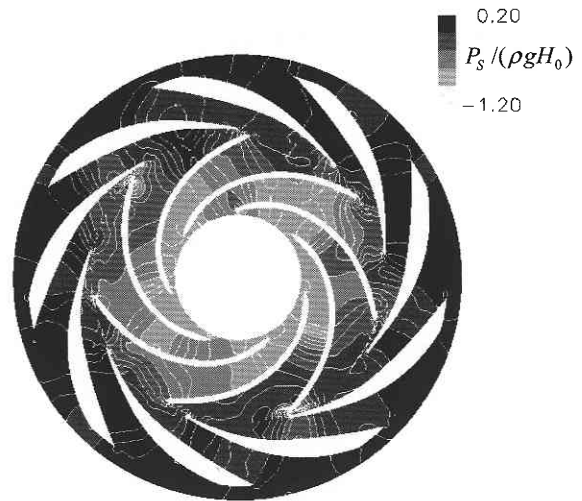


Figure 6 Instantaneous pressure field at design point

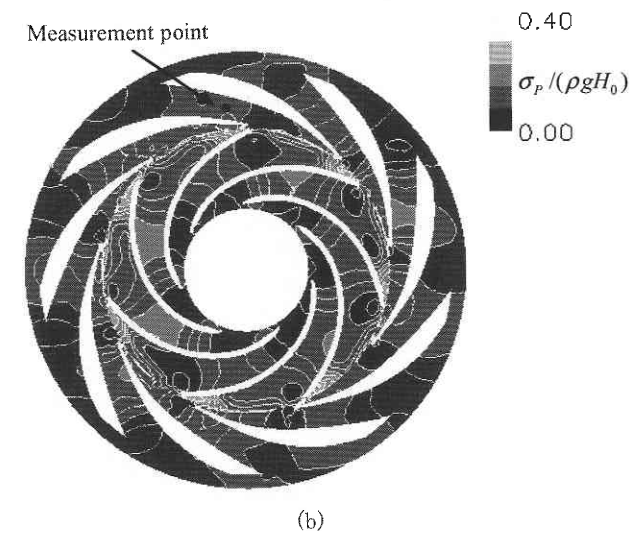
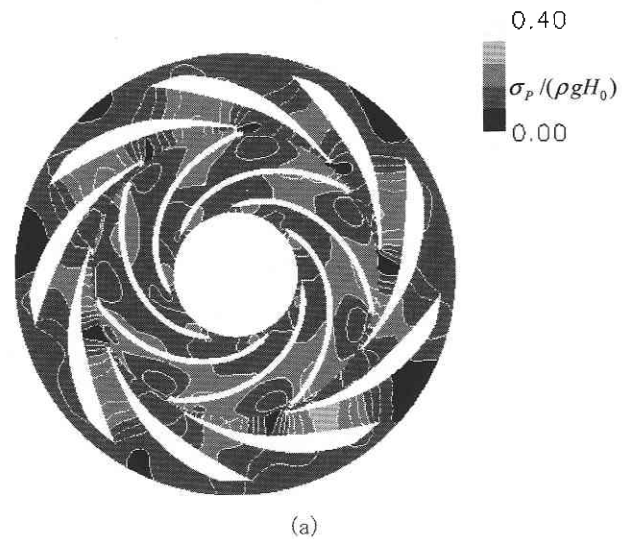


Figure 7 Pressure deviation field. (a) Design point, (b) 60% of design flow rate

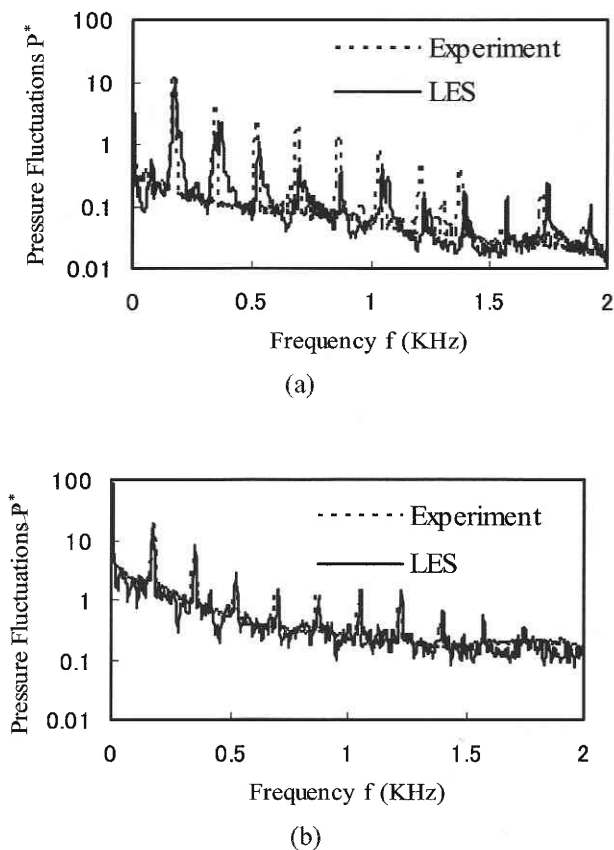


Figure 8 Computed and measured frequency spectra of fluctuating pressure in diffuser passage. (a) Design point, (b) 20% of design flow rate

図7には前図と同じ断面における設計点及び流量比60%の圧力標準偏差の計算値を示す。図(a)と図(b)を比較すると、低流量においては圧力の変動は設計点より大きい。一方、設計点における圧力の最大変動がディフューザ流路で発生しているのに対して、流量比60%の低流量の場合には、圧力の最大変動が羽根車出口近傍の圧力面側で発生していることが分かる。

図8は図7に示されているディフューザ流路の測定点における設計点及び流量比20%の変動圧力の周波数スペクトル分布である。ここで、 $P^* = 100\sqrt{S_{xx}(p)} / (\rho g H_0)$ であり、 $S_{xx}(p)$ は変動圧力のパワースペクトル密度関数である。図から分かるようにLESによる計算値は実験値とよく一致している。これによりLESを用いてポンプ内圧力脈動を定量的に予測できる見通しがえられた。

5. おわりに

多段遠心ポンプの流体—構造連成解析の第一歩として高精度な乱流解析手法であるLESに基づいて、単段ポンプの非定常流れ場と動静翼干渉による圧力変動を数値的に予測した。動静翼干渉による圧力変動の周波数分布の計算値は実験値と良く一致した。したがって、本研究の次の段階として、ここで得られた変動流れ場を入力データとする構造解析を行いポンプの振動及び騒音の定量的な予測ができると思われる。

しかし、予測されたポンプの全揚程は実験値より約8%高い。これは、羽根壁面付近におけるメッシュ解像度不足のために、乱流境界層の厚さが定量的に予測できないことによって、ポンプのオイラーヘッドが過大評価されたことが原因であると考えられる。

今後、乱流境界層を定量的に捉えるため、高精度の数値スキームと乱流境界層に対する適当な壁面モデルの導入が必要であると筆者らは考えている。

6. 謝 辞

本研究の一部は文部科学省ITプログラム「戦略的基盤ソフトウェアの開発」プロジェクトの一環として行われた。ここに謝意を表す。

(2003年11月19日受理)

参 考 論 文

- 1) Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardin, L. W. and Wagner, J. H., 1982, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 729-742.
- 2) 久保田裕二・他4名, 1983, 日本機械学会論文集C編, 49巻439号, pp. 307-313.
- 3) Qin, W., and Tsukamoto, H., 1997, *ASME J. of Fluids Engineering*, Vol. 119, pp. 647-652.
- 4) Shi, F. and Tsukamoto, H., 2001, *ASME J. of Fluids Engineering*, Vol. 123, pp. 466-474.
- 5) Wang, H. and Tsukamoto, H., 2001, *ASME J. of Fluids Engineering*, Vol. 123, pp. 737-747.
- 6) Kato, C., et al., 2003, *ASME J. of Applied Mechanics*, Vol. 70, pp. 32-43.
- 7) Germano, U., et al., 1991, *Physics of Fluids*, Vol. 3, No. 7, pp. 1760-1765.
- 8) Lilly, D. K., 1992, *Physics of Fluids*, Vol. 4, No. 3, pp. 633-635.
- 9) 加藤千幸・他3名, 2001, 第16回生研NSTシンポジウム講演論文集, pp. 48-59.
- 10) 加藤千幸・他4名, 2002, 生産研究, Vol. 54, No. 1, pp. 55-58.