



ISSN 1349-1121  
JAXA-RM-11-017

# 宇宙航空研究開発機構研究開発資料

## JAXA Research and Development Memorandum

---

軸方向の動特性を考慮したロケット用ポンプ内部流路の最適設計

川崎 聡, 志村 隆, 内海 政春, 林 光昭, 松井 純

2012年3月

宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency

# 軸方向の動特性を考慮したロケット用ポンプ内部流路の最適設計\*

川崎 聡<sup>\*1</sup>, 志村 隆<sup>\*1</sup>, 内海 政春<sup>\*1</sup>, 林 光昭<sup>\*2</sup>, 松井 純<sup>\*3</sup>

## Optimal Design of Internal Flow System in Rocket Pump Considering Axial Dynamic Characteristics\*

Satoshi KAWASAKI<sup>\*1</sup>, Takashi SHIMURA<sup>\*1</sup>, Masaharu UCHIUMI<sup>\*1</sup>  
Mitsuaki HAYASHI<sup>\*2</sup> and Jun MATSUI<sup>\*3</sup>

### Abstract

In a rocket turbopump, an axial thrust balancing system with the balance piston is often applied to reduce the axial thrust. The leakage flow through the balance piston is affected by the configuration of the balance piston and the balancing point in the axial direction. In designing the internal flow system, the balancing point and flow rate have been estimated by the static analysis code of the internal flow. On the other hand, the analysis code for dynamic response of the internal flow through the balance piston was developed. In this study, optimal calculation considering the axial dynamic characteristics of the internal flow system was carried out by using the dynamic analysis code. As the results, the balancing point in the steady state significantly affects the leakage flow rate and the axial vibration

**Key Words** : Pump, Internal Flow, Balance Piston, Rocket, Optimal Design, Axial Dynamic Characteristics

### 1. はじめに

ロケットエンジン用ターボポンプは高圧の推進剤を燃焼室に供給するため、ポンプ内部の圧力分布状況によってはロータに過大な軸スラストが生じる。そのため軸スラスト低減のためにロータが軸方向に移動して軸スラストを自律調整させるバランスピストン（以下、BP）機構が多く採用されている。BP機構は羽根車背面とケーシング間の隙間部で構成されるため、BP形状や軸方向釣合位置によって羽根車背面の漏れ流量は影響を受ける。従来の設計では静的な釣合点と漏れ流量を推定してBP

およびポンプ内部流路の形状や形態が決定されてきた。

ポンプ内部流れと軸スラストを予測する定常解析の研究は古くから行われ、ロケット用ポンプに対して適用可能であることが示されている<sup>(1)(2)</sup>。一方、BPの軸方向の動的な挙動に対しても研究が進められ、ロケット用液体水素ポンプの場合、液体の圧縮性に影響を受ける軸方向振動が動特性モデル計算において確認されている<sup>(3)(4)</sup>。極めて高い信頼性を要求されるロケット用ターボポンプの場合、BPオリフィス部の接触や軸受への影響等から軸方向振動は可能な限り抑制すべきであり、静的特性と併せて設計段階で考慮すべき問題である。そこで、著者らは上記動特性モデルを用いたポンプ内部流路の最適化計算を試み、漏れ流量やBP釣合位置といった静的特性に加えて動的特性である軸方向振動を考慮した最適設計方法について示した<sup>(5)</sup>。

\* 平成24年1月18日受付 (Received 18 January 2012)

\*1 宇宙輸送ミッション本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター  
(Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Space Transportation Mission Directorate)

\*2 (株) IHI (IHI Corporation)

\*3 横浜国立大学 (Yokohama National University)

本研究では、修正を加えた最新の動特性モデルを用い、設計因子の水準見直しを行ってロケット用液体水素ポンプ内部流路の最適設計を再度実施した。その計算結果を示すとともに、ポンプ内部流路の最適設計に関する知見や注意点をまとめた。

## 2. モデルと計算方法

### 2.1 対象モデル

計算対象は代表的なロケット用液体水素ポンプとした。システム解析ツール AMESim (Rev.10 SL1)<sup>(6)</sup>を用いて羽根車背面流れをモデル化し<sup>(3)(4)</sup>、内部流路の動特性を考慮した計算を行った。Fig. 1 に内部流路とそのモデルを示す。羽根車出口から BP 室を通り軸受冷却流路

を経て羽根車入口に戻る流路と BP 室途中から羽根車入口に戻るバランスホールの流路を模擬している。ロータは軸方向に移動可能であり、BP 室の圧力より生じる軸スラストと BP 以外で発生する軸スラストが等しくなる点で軸方向位置が決定する。ただし、オリフィス #1 およびオリフィス #2 の隙間が  $1\mu\text{m}$  の位置でストッパーを設定し、それより隙間が狭くならないように機械的に抑えている。これは本モデルではオリフィス隙間 0 (流れ流量 0) において解が得られないための計算上の措置である。Fig. 2 に後述する各設計因子の平均値におけるオリフィス #1 隙間に対する静的な BP の軸スラスト特性を示す。なお、本動特性モデルは既報 (参考文献 (5)) のモデルをベースにして修正を加え、実機の BP 機構をより正確に表現するように改良している。

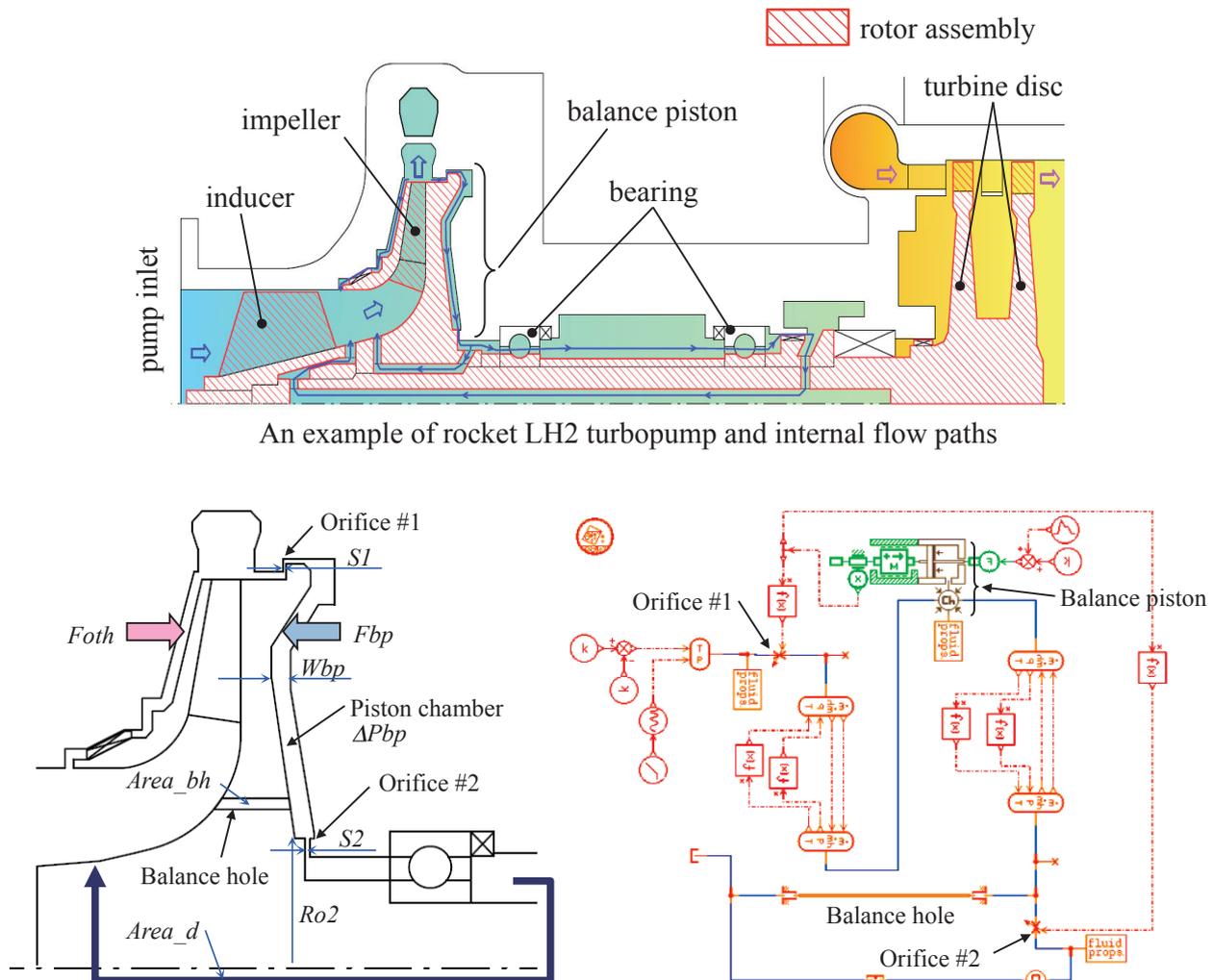


Fig. 1 Schematic drawing of leakage flow and calculation model

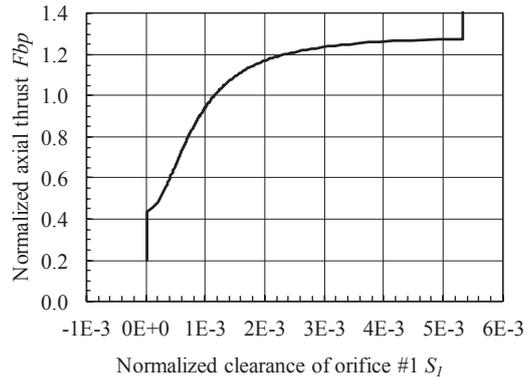


Fig. 2 Static axial thrust characteristics of balance piston in mean case

Table 1 Design factors and characteristic values

	symbol	term	Mean	Lower	Upper
Design factors	$W_{bp}$	Width of BP chamber	0.0200	0.0067	0.0333
	$Ro_2$	Radius of orifice #2	0.3	0.2	0.4
	$S1+S2$	Total orifice clearance	$2.67 \times 10^{-6}$	$1.33 \times 10^{-6}$	$4.00 \times 10^{-6}$
	$Area_{bh}$	Equivalent area of balance hole	$2.0 \times 10^{-4}$	0	$4.0 \times 10^{-4}$
	$Area_d$	Equivalent area of downstream path from BP	$1.13 \times 10^{-3}$	$2.83 \times 10^{-4}$	$1.98 \times 10^{-3}$
	$\Delta P_{bp}$	Pressure drop in BP chamber	0.25	0.10	0.40
	$F_{oth}$	Axial thrust generated by other than BP	1.0	0.9	1.1
Characteristic values	$Q_{int}$	Flow rate of leakage flow	Smaller the better		
	$K_{bp}$	Static Stiffness of BP	Larger the better		
	$A_{ax}$	Max amplitude of dynamic axial vibration	Smaller the better		
	$S_b$	Clearance of orifice #1 at the balancing	Larger the better		

## 2.2 設計因子と特性値

Table 1 に設計因子と特性値を示す。長さは羽根車半径  $Rim$ ，面積は羽根車正面面積  $\pi Rim^2$ ，圧力は羽根車昇圧量，流量はポンプ流量にて基準化し，スラストと質量および剛性は Table 1 に示す平均条件における値を基準値として基準化した。

設計因子  $W_{bp}$  は BP 室隙間， $Ro_2$  はオリフィス #2 半径位置， $S1+S2$  はオリフィス #1，#2 の隙間の合計， $Area_{bh}$  は複数のバランスホールを 1 本として置き換えたモデルにおける等価面積である。 $Area_d$  は BP 下流から羽根車入口までの抵抗をオリフィスとして置き換えたモデルにおける等価オリフィス面積である。 $\Delta P_{bp}$  は BP 室内の圧力降下量であり，主に BP 室内の旋回流れの遠心力効果によって生じるものである。ケーシングにスワールブレイカを設置すると旋回流れの抑制が可能であり<sup>(7)</sup>，設計因子として扱った。 $F_{oth}$  は BP 以外で発生する軸スラストの合計であり，羽根車や内部流路だけでは決まらない因子であるが，羽根車前面ケーシングにスワールブレイカを設置することで調整がある程度可能なため，設計因子として扱った。なお，既報<sup>(5)</sup> では BP 下流の等価オリフィス面積  $Area_d$  を実機と比較して過小

に入力していたため，今回の計算では見直した。併せて他の設計因子の水準値も見直しを加えている。

特性値（目的関数）は，漏れ流量  $Q_{int}$ ，静的釣合位置のオリフィス #1 隙間  $S_b$ ，静的な BP 剛性  $K_{bp}$ （BP の変位に対する BP で生じる静的な軸スラスト変化の比），動的な軸方向振動振幅の最大値  $A_{ax}$ （後述）を選んだ。

ロケット用ポンプでは内部流れを用いて BP 室下流の軸受の冷却を行うため，漏れ流量  $Q_{int}$  は一定量確保する必要がある。また，釣合時のオリフィス #1 隙間  $S_b$  が大きくなると逆にオリフィス #2 隙間が小さくなる。実設計では，漏れ流量の確保やオリフィス #2 隙間の下限値，製造上の各種制約などを制約条件として設定し，最適化を図る必要がある。

## 2.3 計算方法

初めに定常釣合状態を計算して釣合位置  $S_b$  を求め，BP 以外で発生する軸スラスト  $F_{oth}$  を台形ステップ状に変化させて釣合位置を変えて静的剛性  $K_{bp}$  を求めた。次に BP 入口に圧力脈動を与え，脈動周波数を徐々に変化させて軸方向振動の最大振幅  $A_{ax}$  を求めた。最適化計算においては圧力脈動の最大周波数を 5000 Hz にしたが，予



備解析では 2000 Hz 以上の圧力脈動を与えても著しい軸方向振動は見られなかった。計算例として Table 1 に示す平均条件における軸方向位置変化の結果を Fig. 3 に示す。

### 3. 結果と考察

#### 3.1 設計因子の効果

全体の様相を把握するため 2 水準による計算により特性値に対する設計因子の効果を調査した。主効果を見るために設計因子の各水準における特性値の平均値変化を整理して Fig. 4 に示す。なお、全ての特性値が望小特性となるように、 $Kbp$  と  $Sb$  は逆数を取って整理した。右上がりの傾きを示す場合は設計因子の値の増加に対して特性が悪化することを示し、左上がりの傾きを示す場合は、設計因子の値の増加に対して特性が改善されることを示す。Fig. 4 において、前者の効果が大きいケースを

赤枠、後者の効果が大きいケースを青枠で囲っている。以下に設計因子と特性値に関する主な特徴を示す。

- 1) BP 室圧力降下量  $\Delta P_{bp}$  とオリフィス #2 半径位置  $Ro_2$  を除く各設計因子に関しては、漏れ流量  $Q_{int}$ 、静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  および振動振幅  $A_{ax}$  に対する効果は同じ傾きを示すが、釣合位置の逆数  $1/S_b$  に対する効果は逆の傾きを示す。
- 2) BP 室圧力降下量  $\Delta P_{bp}$  は全ての特性値に対して強い効果を示しており、特に重要な設計因子である。つまり、BP 室の旋回流れの制御の重要性を示している。
- 3) 漏れ流量  $Q_{int}$  に対しては、 $F_{oth}$  および  $W_{bp}$  を除く各設計因子の効果が大きい。効果の大きい設計因子は流れの抵抗に関係するものであり、妥当な結果と言える。
- 4) BP 室隙間  $W_{bp}$  およびオリフィス #2 半径位置  $Ro_2$  は  $A_{ax}$  に対して効果が強い。BP の軸方向振動は液体の圧縮性影響を強く受けることが分かっている<sup>(3)(4)</sup>。

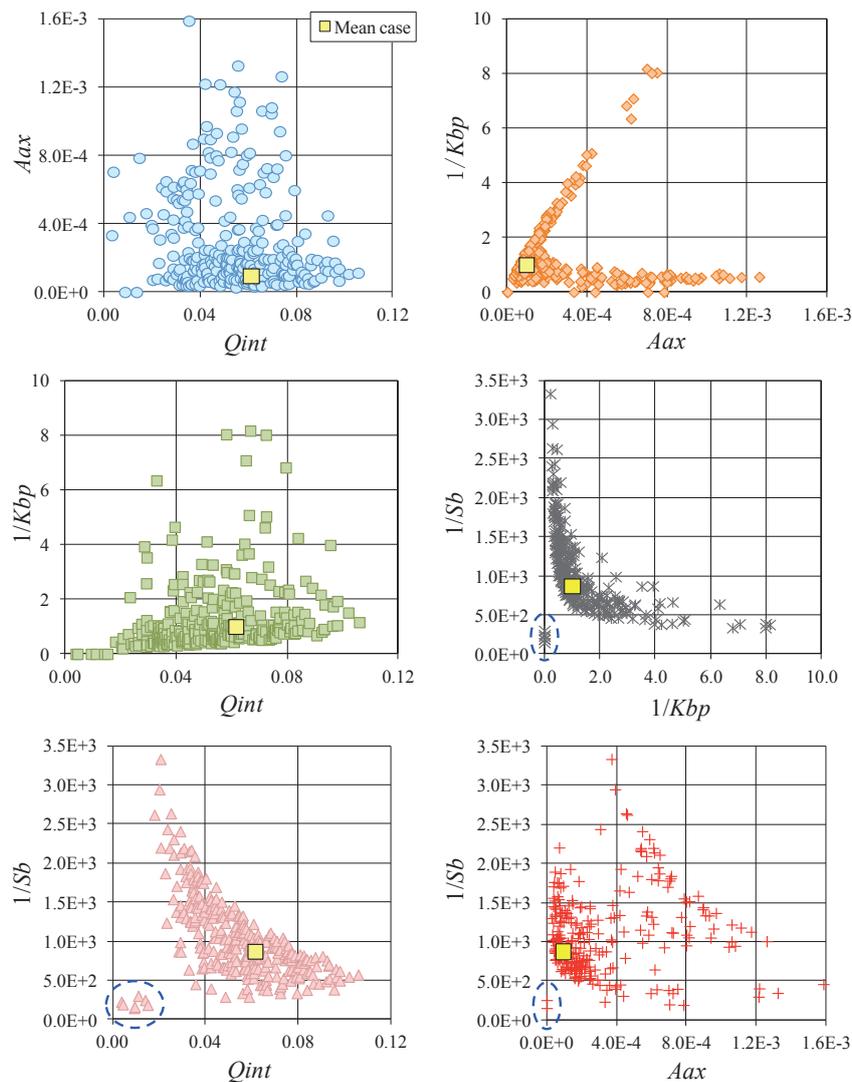


Fig. 5 Results of Monte Carlo simulation

従って、BP 室容積を増加させる方向に設計因子が変化すると(例えば  $W_{bp}$  が増加すると)振動は増大する。

- 5)  $1/S_b$  に対しては全ての設計因子の効果は同じ傾きを示す。
- 6) 総じて漏れ流量  $Q_{int}$  と釣合位置の逆数  $1/S_b$  は競合関係を示す。

既報<sup>(5)</sup>にて計算した主効果の結果では  $F_{oth}$  の効果が強く、他の設計因子の効果は余り大きくなかったが、今回の計算では他の設計因子の効果も十分大きい。この原因は設計因子の水準値見直しによる影響と考えられ、最適化計算における水準値設定の重要性を示している。なお、主効果の定量的な違いはあるが、傾きの傾向は既報における結果とほぼ同じである(半径位置  $Ro_2$  の効果傾向は既報と一部異なるが、これはモデル修正による影響である)。

### 3.2 特性値の関係

Fig. 5 にモンテカルロシミュレーションにより得られた各特性値の関係を示す。漏れ流量  $Q_{int}$  に対して静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  および振動振幅  $A_{ax}$  は必ずしも強い相関は示していないがおおよそ右上がり傾向にあり、これらの特性値は同時に改善可能であると考えられる。一方、静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  と振動振幅  $A_{ax}$  は右上がりの強い相関を示す解集合と  $1/K_{bp}$  によらず  $A_{ax}$  が変化する解集合の2つの集合にはっきりと分かれる。この点については、3.3 節で詳しく説明する。

釣合位置の逆数  $1/S_b$  は漏れ流量  $Q_{int}$ 、静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  および振動振幅  $A_{ax}$  と競合関係を示しており、破線内の解を除けばパレートフロントと考えられる解群が得られている。釣合位置と漏れ流量の競合関係は従来の研究や設計において把握されていたが、釣合位置と軸方向振動特性も同様の競合関係が見られることが分かった。通常、オリフィスの接触を避けるため定常状態のオリフィス #1 隙間を一定量確保して釣合するように設計するが、過度な隙間量の確保には注意する必要がある。

Fig. 5 において、極端に各特性値が小さい解がいくつか見られる(例えば、漏れ流量  $Q_{int}$  と釣合位置の逆数  $1/S_b$  のグラフの破線内)。これは軸スラストが釣り合わずにオリフィス #1 の隙間が開ききり、オリフィス #2 の隙間  $1\mu\text{m}$  に設置されたストッパーで止まっている状態の解である。機械的に BP の動きが止められているため振動振幅  $A_{ax}$  および静的剛性の逆数  $1/S_b$  は 0 になるが、釣り合わない軸スラストを軸受で受けている状態であり、望ましくない解である。そこで最適化計算ではストッパーで止まる状態の解を省くために、オリフィス #2 の隙間に制約条件を設けて計算を実施した。

### 3.3 静的剛性と振動振幅の関係について

3.2 節において静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  と振動振幅  $A_{ax}$  が 2 パターンの解集合に分かれることを示した。Fig. 6 に上記 2 パターンの代表的な解の計算結果を示す。パターン 1 (◇印) では静的剛性が大きい ( $1/K_{bp}$  が小さい) にも拘わらず振動が発散している。パターン 2 (×印) では圧力脈動の低周波数領域で大きな振動を示すが発散はしていない。低周波数領域での振動振幅は静的剛性と反比例するため、このパターン 2 の振動が生じる解の集合は、 $1/K_{bp}$  と  $A_{ax}$  が比例した対応関係となる。なお、Fig. 6 においてパターン 1 とパターン 2 の中間的な解が無い点特徴的である。このメカニズムの詳細は不明であるが、軸方向振動の安定/不安定性に関連すると考えており、今後更に検討を進める。

以上より、静的剛性が十分大きな場合においても振動が発散するケースがあり、最適設計の目的関数に動的な特性を取り入れる必要性が示されている。一方、振動振幅  $A_{ax}$  を目的関数として最適化を行えば静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  も小さく抑えられるため、静的剛性の逆数  $1/K_{bp}$  は目的関数から外しても問題ないと考えられる。

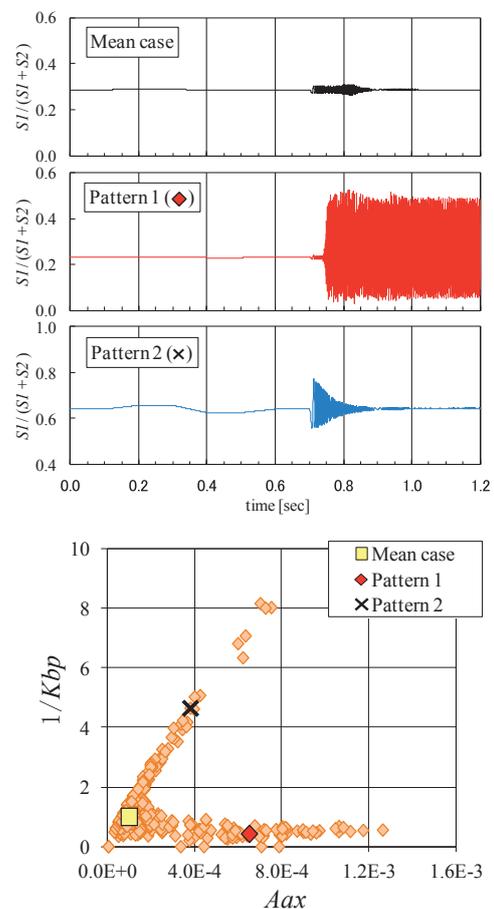


Fig. 6 Comparison of typical axial vibration patterns

### 3.4 最適化計算結果

最適化計算はシステム解析ツール<sup>(6)</sup>に装備された遺伝的アルゴリズム (GA) を用いて実施し、最適解を選定した。ここでは傾向把握のために設計問題を単純化し、Table 1 に示す平均状態の結果を基準 (添え字  $M$ ) とし、釣合位置  $Sb \geq Sb_M$ 、動的振動振幅  $Aax \leq Aax_M$  を制約条件として漏れ流量  $Q_{int}$  を最小化する単目的の最適化問題として計算した (Case1)。また比較として、釣合位置制約を 2 割厳しくして  $Sb \geq 1.2 \times Sb_M$  とした場合の最適解も求めた (Case2)。計算は母集団サイズを 50、世代数を 20 とした。

Fig. 7 に基準点 (Mean) と Case1, Case2 の最適解をモンテカルロシミュレーション結果と重ねて示す。Case1 では漏れ流量が基準より 30% 低減でき、ポンプ流量に対する体積効率として約 2 pt の改善が得られた。3.3 節の検討結果より静的剛性の逆数  $1/Kbp$  を目的関数から外したことにより剛性係数  $Kbp$  は Case1 で 16% 低下している。この低下分も漏れ流量の大幅な低減に寄与していると考えられる。一方、釣合位置制約を厳しくした Case2 では漏れ流量は基準より 7% 弱増加し、体積効率としては約 0.5 pt 低下した。

Fig. 8 に最適解における軸方向振動の様子と静的な BP 軸スラスト特性を示す。両最適解とも最適化により、基準 (Mean) に見られる圧力脈動 1200 Hz 近傍に生じる強い振動は抑制されている。静的剛性の制約を入れていないため圧力脈動の低周波数領域では基準より振動振幅は大きいですが、最大振動振幅  $Aax$  を制約としているので 5000 Hz までの周波数領域では基準での  $Aax$  以下に抑えられている。なお、これらの最大振動振幅は  $10\mu\text{m}$  以下であり、ターボポンプの運転上問題にならないレベルである。軸スラスト特性を見ると、Case1 ではオリフィス総隙間量を小さくすることで全体的に漏れ流量を抑えており、Fig. 4 の  $S1+S2$  の効果と対応している。Case2 では、厳しくした釣合位置制約により  $S1$  を大きくして、かつ振動振幅を抑えるために剛性を確保する必要があり、 $S1+S2$  を Case1 ほど減少できなかったと考えられる。結果として、Mean と似たような軸スラスト特性を持つ解が選ばれたと推測される。

### 3.5 最適解における設計因子の影響

Fig. 9 に最適化による設計因子の変化を比較して示す。BP 室隙間  $Wbp$  は最適解では小さい値を取っている。Fig. 4 の主効果図より  $Wbp$  が大きく影響するのは振動振幅  $Aax$  のみであり、他の特性値に余り影響を与えず振

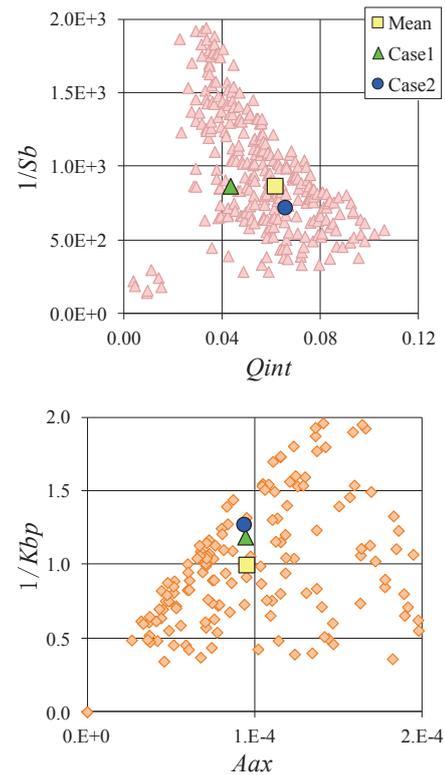


Fig. 7 Results of optimal calculation

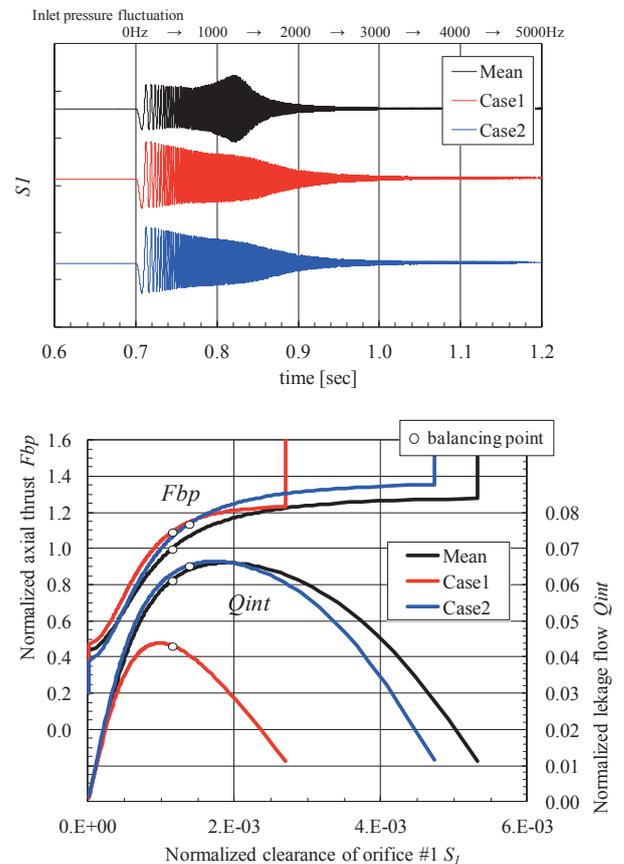


Fig. 8 Axial vibrations and static characteristics of balance piston in optimal solutions

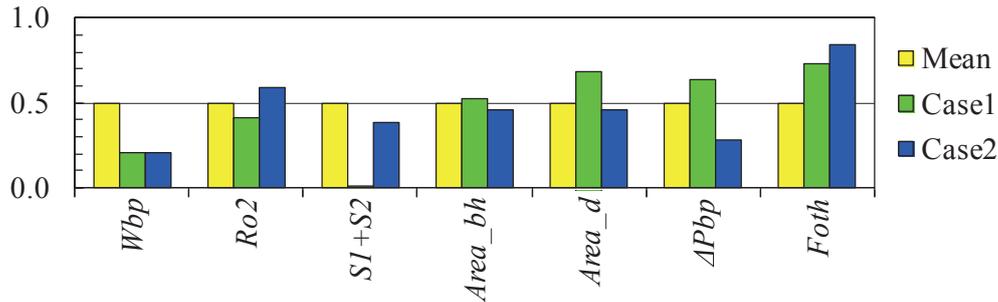


Fig. 9 Comparison of design factors in optimal solutions

動振幅を抑えられるパラメータと言える。オリフィス総隙間  $SI+S2$  については 3.4 節にて述べた通りであり、釣合位置制約を厳しくしなければ、各特性値を向上させるパラメータと言える。その他のパラメータについては、Fig. 4 の主効果図から分かるように各特性値に対して影響があり、かつ競合する関係であるため、制約条件の設定状況等により全体のバランスで決定されることが考えられる。これらを手動で探索することは難しく、最適化計算により解の傾向を把握して設計を進めることが必要と考える。

#### 4. おわりに

ロケット用液体水素ポンプの内部流路モデルを用いて漏れ流量、釣合位置および振動特性に対する各設計因子の影響を調べ、以下の知見を得た。

- 1) バランスピストン釣合位置に対して、漏れ流量および軸振動特性はおおよそ競合関係にある。オリフィス #1 の接触を避けるためにオリフィス隙間を過度に確保した場合（釣合位置を大きくした場合）、漏れ流量の増加によるポンプ効率の低下や軸方向振動の増加の可能性があるため、設計時のバランスピストン釣合位置の設定には注意する必要がある。
- 2) バランスピストンの静的剛性が大きい場合でも軸方向振動が発散するケースがあるため、ポンプ内部流路の最適設計においては軸方向の動的特性も目的関数として取り入れる必要がある。

最後に、本計算においてはターボポンプの軸方向振動の安定／不安定性に関する目的関数を直接的には取り入れていないが、ターボポンプの信頼性にとっては重要な評価項目の一つである。現在、本研究の動特性モデルを用いて軸方向振動の安定／不安定性の調査を進めており、次のステップとして安定／不安定性に関する目的関数を取り入れた最適設計を試みる予定である。

#### 参考文献

- (1) Kurokawa, J., Kamijo, K. and Shimura, T., “Axial Thrust Behavior in LOX-Pump of Rocket Engine,” *Journal of Propulsion and Power*, 10(2) (1994), pp. 244-250.
- (2) Shimura, T., Kawasaki, S., Uchiumi, M. and Matsui, J., “Internal Flow and Axial Thrust Balancing of a Rocket Pump,” *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, AJK2011-06027 (2011).
- (3) Kawasaki, S., Shimura, T., Uchiumi, M. Hayashi, M. and Matsui, J., “Unsteady Response of Flow System around Balance Piston in a Rocket Pump,” *Proceedings of 4th European Conference For Aerospace Sciences*, (EUCASS2011) (2011).
- (4) 志村隆, 川崎聡, 内海政春, 林光昭, 松井純, “ロケット用ポンプ内部流れの動特性解析”, 日本機械学会 2011 年度年次大会講演論文集, J051041 (2011).
- (5) 川崎聡, 志村隆, 内海政春, 林光昭, 松井純, “ロケット用ポンプ内部流路の動特性を考慮した最適設計”, 日本機械学会 2011 年度年次大会講演論文集, J051042 (2011).
- (6) URL: <http://www.lmsintl.com/>
- (7) Kimura, T., Kawasaki, S., Shimagaki, M. and Uchiumi, M., “Effects of Swirl Brakes on the Leakage Flow between the Casing and the Shroud of a Centrifugal Impeller,” *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, AJK2011-06048(2011).