

[論文]

バランスピストン機構の軸方向減衰特性に関する理論的検討

平木博道*¹ 内海政春*² 木村俊哉*² 吉田義樹*²

Theoretical Study on Axial Damping Characteristics of Balance Piston Mechanism

Hiromichi HIRAKI, Masaharu UCHIUMI, Toshiya KIMURA and Yoshiki YOSHIDA

One of the problem of liquid rocket engine is an axial vibration of turbopump. For its high rotational speed and discharged pressure, many turbopumps use balance piston mechanism to balance axial direction thrust, but sometimes axial vibration occurs because of decreased axial damping. In this report, axial damping characteristic is studied by 1-dimensional model in analytical way, and the effect of axial vibration frequency and bulk-modulus is investigated.

Keywords : Pump, Vibration, Turbopump

1. 緒言

ロケット用ターボポンプは推進薬を高圧にして燃焼室に送り出す役割を担っているが、重量の制約から高回転数でコンパクトなサイズに設計される。サイズに比して非常に高圧力となるため、ポンプ吐出圧により発生する軸方向推力は軸受だけで吸収することができず、バランスピストン(以下、BP と略す)機構と呼ばれる軸推力の自律調整機構が用いられることが多い。しかし、BP 機構は流体圧力によるいわば“流体バネ”で軸方向にバランスさせており、

実際のロケット用ターボポンプでは軸方向の減衰が低下することで自励振動が発生し問題となる場合がある。また、軸方向減衰の予測手法や振動設計の手法は確立されておらず、新規ターボポンプの設計の際の課題の一つとなっている。林⁽¹⁾らはロケット用ターボポンプの内部流れを一次元的にモデル化し、軸方向の安定性について検討している。また、木村⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾らはBP の CFD 解析を行い、軸方向の減衰特性を明らかにする研究を実施している。しかし、BP の軸方向減衰特性がどのようなメカニズムにより発生するのか、詳細についてはまだ十分明らかになっていない。本報では林らの行ったBP の一次元モデル化の考え

*1 宇宙航空研究開発機構 宇宙輸送ミッション本部
Email : hiraki.hiromichi@jaxa.jp

*2 宇宙航空研究開発機構 宇宙輸送ミッション本部

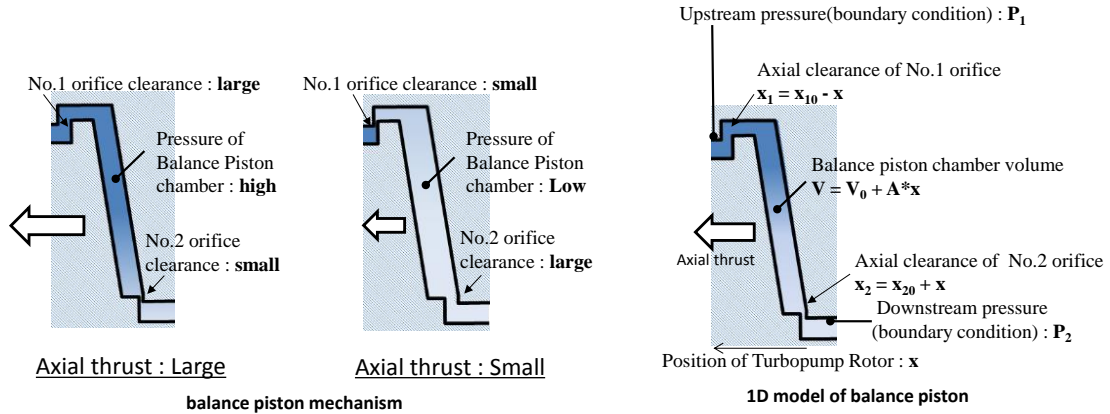


Fig.1 Axial thrust balancing of balance piston mechanism, and 1D model

方に基づき、BP 単体の軸方向減衰特性について、理論解析により調べた結果を示す。

2. バランスピストン (BP) 機構

図 1 に BP 機構の概要を示す。インペラ背面に設けられた No1 オリフィス, BP 室, No2 オリフィスから構成される。BP 室における圧力が高く発生する軸方向推力が過大な場合にはロータ全体が移動し, No1 オリフィス隙間が狭まることで No1 オリフィスでの圧損が増大し, かつ No2 オリフィス隙間が広がることで No2 オリフィスの圧損が減少するため, BP 室圧力が低下し, 推力が低減されバランスする。また, BP 室圧力が低く, 発生する軸方向推力が小さい場合には, ロータ全体が No1 オリフィスを広げ No2 オリフィスを狭める方向に移動し, BP 室圧力が上昇することでバランスするため, 自律的に軸方向推力を調整する機構となっている。上記のように, 準静的には安定な機構だが, 林ら⁽¹⁾の検討によると条件によっては動的に不安定となる結果が示されており, BP 機構の安定性判別のためには動特性の把握が重要である。

3. 一次元モデルによる理論解析

理論解析を行うにあたり, BP 機構を以

下のように一次元モデル化する。

- BP 機構は, No1 オリフィス, BP 室, No2 オリフィスにより構成される。

- ロータの変位に伴い, No1/No2 オリフィス隙間および BP 室容積が変化する。符号は, No1 オリフィス隙間はロータ変位と反対方向, No2 オリフィス隙間および BP 室容積は同方向に比例するものとする。

- No1 オリフィスおよび No2 オリフィス流量は幾何学的な流路面積に比例し, 圧損係数は一定とする。

- No1 オリフィス上流および No2 オリフィス下流の圧力は境界条件で一定とする。

- 大胆な仮定ではあるが, BP 室圧力は均一であり圧力分布はないものとする。

ロータの変位に対する圧力応答を求めため, ロータの変位は正弦波の入力として検討した。

使用する記号の一覧を下記に示す。

ρ : 流体密度

K_f : 流体の体積弾性率

P_1 : No1 オリフィス上流圧力

P_2 : No2 オリフィス下流圧力

P : バランスピストン室圧力

P_0 : 平衡状態のバランスピストン室圧力

G_1, G_2 : No1/No2 オリフィス流量

U_1, U_2 : No1/No2 オリフィス流速

ζ_1, ζ_2 : No1/No2 オリフィス圧損係数

x : ローター変位
 x_0 : 平衡状態のローター変位
 $x_{10} - x_0$: 平衡状態の No1 オリフィス隙間
 $x_{20} + x_0$: 平衡状態の No2 オリフィス隙間
 D_1 : No1 オリフィス径
 D_2 : No2 オリフィス径
 A : バランスピストン面積
 V_0 : 平衡状態のバランスピストン室容積

3-1 流体が非圧縮の場合

(1)オリフィス上下流に差圧のある場合

No1 オリフィス上流圧 P_1 が No2 オリフィス下流圧 P_2 よりも高い場合($P_1 > P_2$)を考える。

流体を非圧縮とした場合、流量と圧力の関係式は以下となる。

$$\begin{aligned} G_1 - G_2 &= \rho A \frac{dx}{dt} \\ P_1 - P &= 0.5 \zeta_1 \rho U_1^2 \quad \dots (1) \\ P - P_2 &= 0.5 \zeta_2 \rho U_2^2 \end{aligned}$$

また、No1/No2 オリフィスの流量は以下で表される。

$$\begin{aligned} G_1 &= \rho U_1 A_1 = \rho U_1 \pi D_1 x_1 = \rho U_1 \pi D_1 (x_{10} - x) \\ G_2 &= \rho U_2 A_2 = \rho U_2 \pi D_2 x_2 = \rho U_2 \pi D_2 (x_{20} + x) \\ \dots (2) \end{aligned}$$

以上より、

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} (P_1 - P)^{0.5} \pi D_1 (x_{10} - x) \\ - \rho \left(\frac{2}{\zeta_2 \rho}\right)^{0.5} (P - P_2)^{0.5} \pi D_2 (x_{20} + x) &= \rho A \frac{dx}{dt} \\ \dots (3) \end{aligned}$$

となる。式(3)を作動点 (x_0, P_0) の近傍で線形近似すると左辺第一項は、

$$\begin{aligned} &\cong G_{10} + \rho \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 \frac{\partial[(P_1 - P)^{0.5} (x_{10} - x)]}{\partial x} \Big|_{x=x_0, P=P_0} * \Delta x \\ &+ \rho \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 \frac{\partial[(P_1 - P)^{0.5} (x_{10} - x)]}{\partial P} \Big|_{x=x_0, P=P_0} * \Delta P \\ &= G_{10} - \rho \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 (P_1 - P_0)^{0.5} * \Delta x \\ &- \rho \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 (x_{10} - x_0) \frac{1}{2(P_1 - P_0)^{0.5}} * \Delta P \end{aligned}$$

・・・(4)

となる。同様に、左辺第二項についても線形近似を行うと以下の式が求まる。

$$\Delta P = -\frac{A}{Q_p} \frac{dx}{dt} - \frac{Q_x}{Q_p} \Delta x \quad \dots (5)$$

ただし、係数は以下のように置き換えた。

$$\begin{aligned} Q_x &= \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 (P_1 - P_0)^{0.5} \\ &+ \left(\frac{2}{\zeta_2 \rho}\right)^{0.5} \pi D_2 (P_0 - P_2)^{0.5} \\ Q_p &= \left(\frac{2}{\zeta_1 \rho}\right)^{0.5} \pi D_1 \frac{(x_{10} - x_0)}{2(P_1 - P_0)^{0.5}} \\ &+ \left(\frac{2}{\zeta_2 \rho}\right)^{0.5} \pi D_2 \frac{(x_{20} + x_0)}{2(P_0 - P_2)^{0.5}} \end{aligned}$$

・・・(6)

ローターに働く軸方向推力は BP 室圧力に比例するため、速度比例項である式(5)の右辺第一項は等価粘性減衰力を、変位比例項である右辺第二項はばね力を表している。減衰力を表す項の係数 $-A/Q_p$ は静的な作動条件により決まる定数であり、BP の減衰係数は変位の周波数によらず一定の値となる。

また、変位が $x = x_0 + a_x e^{j\omega t}$ で与えられる場合、速度は $dx/dt = j\omega a_x e^{j\omega t}$ で与えられるため、圧力応答は以下の式で表される。

$$\Delta P = -a_x \left(\frac{Q_x + j\omega A}{Q_p} \right) e^{j\omega t}$$

すなわち変位 x に対し $\{Q_x^2 + (\omega A)^2\}^{0.5}/Q_p$ 倍の大きさで、位相は $\tan^{-1}(\omega A/Q_x) - \pi$ だけ変化することになる。

(2)オリフィス上下流に差圧のない場合

木村⁽³⁾らは、BP の特性を理解するため BP の上下流に差圧が無い場合($P_1 = P_2$)の CFD 解析も実施している。この結果を図 2 に引用するが、変位の周波数により減衰係数の値が変化する傾向が確認されている。しかし、式(5)より求まる減衰係数の値は上記で述べたように周波数によらず一定で

ある．そこで BP 上下流に差圧が無い場合について以下に検討する．

式(4)の線形近似は、 $P_1 > P_2$ では成立するが、 $P_1 = P_2$ の場合には P_0 近傍での傾きが無限大であるため線形化できない．しかし、平衡状態においては No1 および No2 オリフィスでの圧力損失がないため、 $P_1 = P_2 = P_0$ である．式(3)において $P = P_0 + \Delta P$ とすると

$$-\rho\left(\frac{2}{\zeta_1\rho}\right)^{0.5}\pi D_1\Delta P^{0.5}(x_{10}-x) - \rho\left(\frac{2}{\zeta_2\rho}\right)^{0.5}\pi D_2\Delta P^{0.5}(x_{20}+x) = \rho A \frac{dx}{dt}$$

となり、線形化を行わずとも ΔP について整理することが可能となる．ただし $\Delta P > 0$ とする．整理すると

$$\Delta P = (A dx/dt)^2 \div \left\{ -\left(\frac{2}{\zeta_1\rho}\right)^{0.5}\pi D_1 x_{10} - \left(\frac{2}{\zeta_2\rho}\right)^{0.5}\pi D_2 x_{20} + \left(\frac{2}{\zeta_1\rho}\right)^{0.5}\pi D_1 - \left(\frac{2}{\zeta_2\rho}\right)^{0.5}\pi D_2 \right\} x^2$$

ここで、変位の振幅 x が十分小さい場合には、分母の x を含む項を無視できるので、

$$\Delta P = (A dx/dt)^2 \div \left\{ -\left(\frac{2}{\zeta_1\rho}\right)^{0.5}\pi D_1 x_{10} - \left(\frac{2}{\zeta_2\rho}\right)^{0.5}\pi D_2 x_{20} \right\} \dots (7)$$

となる．式(7)の右辺は減衰力を表す項のみであり、また速度二乗の比例形となっている．一般に、流体がオリフィスから噴出

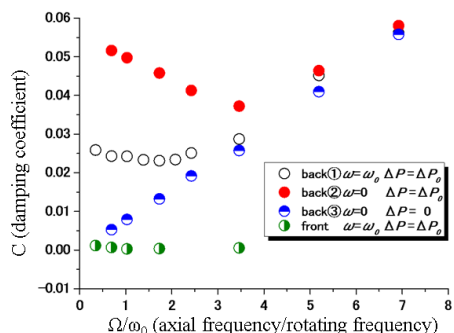


Fig.2 Damping C versus Ω/ω_0 from(3)

するような場合は速度二乗形の比例減衰となる⁽⁵⁾が、差圧が無い場合の BP はオリフィスがついたピストンと同様である．

(3)一次元数値解析との比較

上述の理論解析の結果を確認するため、一次元モデル化した BP の数値解析を行った．ローター変位を $x = x_0 + a_x \sin \omega t$ で与え、各時間 t における式(3)を満たす BP 室圧力 P を計算した．振幅の大きさ a_x はオリフィス総隙間(No1 隙間と No2 隙間の合計)の 5%とした．理論解析は差圧ありの場合は式(5)、差圧無しの場合は式(7)を用いているが、数値解析は差圧有り無しによる式の違いは無い．一次元モデル化に際しては 3 項に示した理論解析と同様の仮定を用い、圧力と流量の関係式は式(1)と同じである．理論解析結果と数値解析結果の比較を図 3 に示す．一次元数値解析の結果を先に述べた木村⁽³⁾らの 3 次元 CFD 解析の結果と比較すると、BP オリフィスの上下流で差圧が無い場合(図 2 の back③と図 3 の■)は減衰係数が変位周波数に比例し、差圧がある場合(図 2 の back②と図 3 の▲)は変位周波数の増加と共に一時減少するものの、ある範囲から再び減衰係数が増加し差圧が無い場合に漸近していくという傾向が共通している．

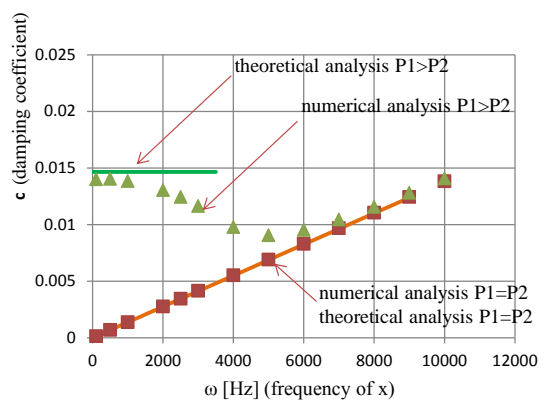


Fig.3 Result of numerical and theoretical analysis

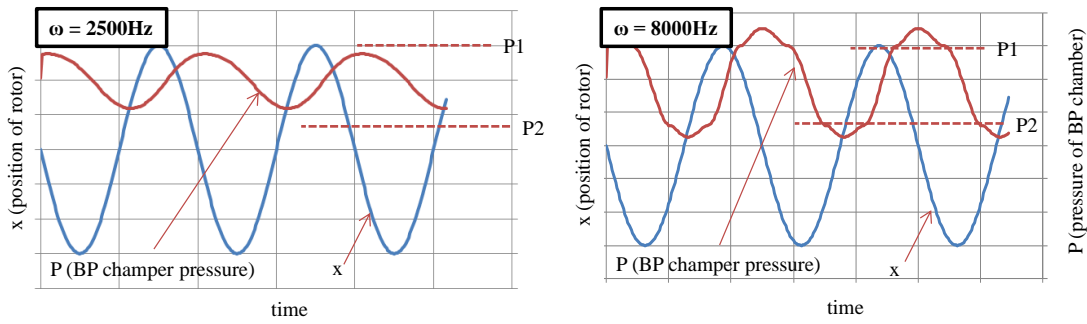


Fig.4 Response of BP chamber pressure of different ω (numerical analysis)

一方、本検討の理論解析と一次元数値解析を比較すると、上下流の差圧が無い ($P_1 = P_2$) 場合の理論解析と数値解析はほぼ一致しており、減衰係数は変位周波数 ω に比例する速度二乗の比例減衰の形となっている。

差圧がある ($P_1 > P_2$) 場合は ω が低い領域では減衰係数の値が数値解析と理論解析ではほぼ一致するが、先に述べたように ω が大きくなるにつれて数値解析では減衰が変化し、理論解析と数値解析の差異が大きくなる。これは ω が大きくなるにつれて P の応答が大きくなり、 $P_1 > P > P_2$ の範囲を超えるため差圧無しの場合に近い状態になったと考えられる。図 4 に示した数値解析の結果をみると、 ω が大きい場合(図右、 $\omega=8000\text{Hz}$)には BP 室圧 P が P_1 を上回るまたは P_2 を下回る領域があり、 $P_1 > P > P_2$ と $P > P_1$, $P_2 > P$ の領域では圧力応答の様相が異なっている。ただし、実際のターボポンプでは $P_1 > P > P_2$ の状態で作動すること、また実用上軸方向振動が問題となるのはポンプの回転数と一致する $\omega \sim 1500\text{Hz}$ 程度の領域であり、 ω が非常に大きい領域の検討についてはこれ以上の言及は避ける。

3.2 圧縮性を考慮した場合

流体の圧縮性を考慮する場合の方程式

は以下となる。ただし、オリフィス上下流に差圧がある ($P_1 > P_2$) ものとする。

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{K_f}{V_0} \left(\frac{G_1}{\rho} - \frac{G_2}{\rho} - A \frac{dx}{dt} \right) \\ P_1 - P &= 0.5 \zeta_1 \rho U_1^2 \\ P - P_2 &= 0.5 \zeta_2 \rho U_2^2 \end{aligned} \quad \dots (8)$$

ここで、 V_0 は平衡状態の BP 室容積、 K_f は体積弾性率である。オリフィスにおける圧力損失の式は式(1)と同じである。非圧縮の場合と同様に式を整理し、式(4)により線形化すると以下の式が得られる。

$$\frac{dp}{dt} = K \left(-Q_x \Delta x - Q_p \Delta P - A \frac{dx}{dt} \right) \quad \dots (9)$$

$K = K_f / V_0$, Q_x と Q_p は(6)と同じである。ここで、変位 x は正弦関数であり圧力応答 p は x に対して θ だけ位相がずれるとすると、 x と p は以下のように表される。

$$\begin{aligned} \Delta x &= a_x e^{j\omega t} \\ \Delta P &= a_p e^{j(\omega t + \theta)} \end{aligned} \quad \dots (10)$$

a_x , ω は変位の振幅、周波数であり、 a_p は圧力応答の大きさである。式(10)を式(9)に代入すると、

$$\begin{aligned} \frac{j\omega a_p}{K} e^{j(\omega t + \theta)} + Q_p a_p e^{j(\omega t + \theta)} \\ = -j\omega A a_x e^{j\omega t} - Q_x a_x e^{j\omega t} \end{aligned}$$

となる。両辺を $e^{j\omega t}$ で割って整理する。

$$a_p e^{j\theta} = \frac{(-Q_x - j\omega A)}{\left(Q_p + j \frac{\omega}{K} \right)} a_x \quad \dots (11)$$

式(11)より、圧力応答の大きさ a_p と位相差 θ は以下のように表すことができる。

$$a_p = a_x \sqrt{\frac{(Q_x)^2 + (\omega A)^2}{(Q_p)^2 + \left(\frac{\omega}{K}\right)^2}}$$

$$\theta = \theta_x - \theta_p \quad \dots (12)$$

ただし、

$$\theta_x = \tan^{-1}\left(\frac{\omega A}{Q_x}\right) - \pi, \quad \theta_p = \tan^{-1}\left(\frac{\omega}{Q_p K}\right)$$

$$\dots (13)$$

上記の式から、位相差は非圧縮の場合と同様の項 (θ_x) と、圧縮性に起因する項 (θ_p) の足し合わせとなっていることがわかる。

流体の圧縮性を考慮した場合については、志村ら⁽⁶⁾がターボポンプの内部フローネットワークの解析に用いているソフトウェア AMESim を用い、理論解析との比較を行った。AMESim のモデルはバランスピストン部分のみをモデル化してシミュレーションを実施し、変位を入力とした時の圧力応答を算出した。流体は圧縮性のある液体水素とし、物性は NIST データベースから値を引用し近似式化して用いている。圧縮性を示すパラメータである体積弾性率は解析した作動条件で約 50MPa であり、水の体積弾性率約 2200MPa と比較するとかなり小さい。AMESim によるシミュレーション結果により求めた位相差 θ と

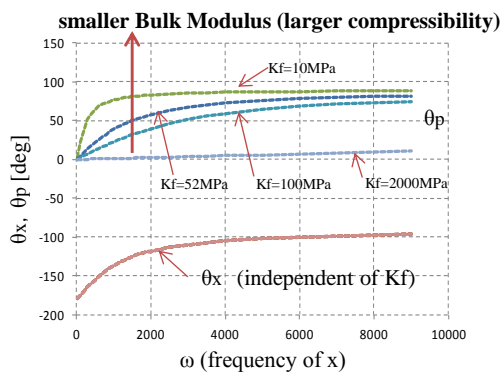


Fig.6 θ_p and θ_x for varied values of Bulk Modulus(K_f) (theoretical analysis)

理論解析により計算した θ の比較を図 5 に示すが、両者は概ね一致していると言える。

式(12)と(13)により体積弾性率 K_f を変えて計算した θ_x 、 θ_p および θ の値を図 6, 7 に示す。 θ_x の値は圧縮性の影響をうけないため K_f の値によらないが、変位周波数が大きくなるにつれて -90° に漸近している。一方 θ_p は、 K_f の値が 2000MPa ではほぼゼロだが、 K_f の値が小さくなるにつれて θ_p の値が大きくなっており、変位の周波数が増えるに従い増加していく。結果として θ_x と θ_p の差分である θ の値は、 K_f の値が小さくなるとともに減少する傾向を示す(図 7)。減衰は、変位に対して圧力応答の位相がずれることにより発生するため、 $\theta = -90^\circ$ の

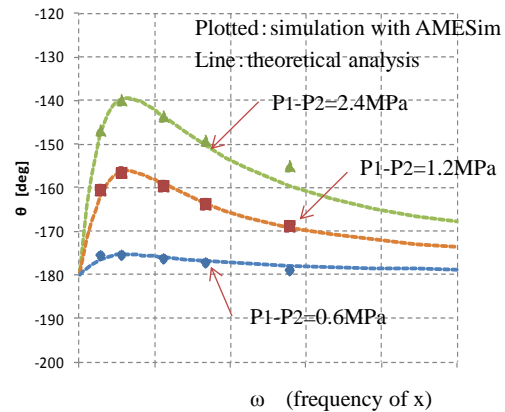


Fig.5 Result of numerical and theoretical analysis (compressible)

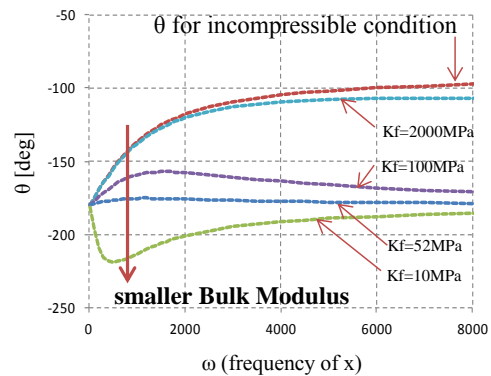


Fig.7 Phase difference for varied values of Bulk Modulus(K_f) (theoretical analysis)

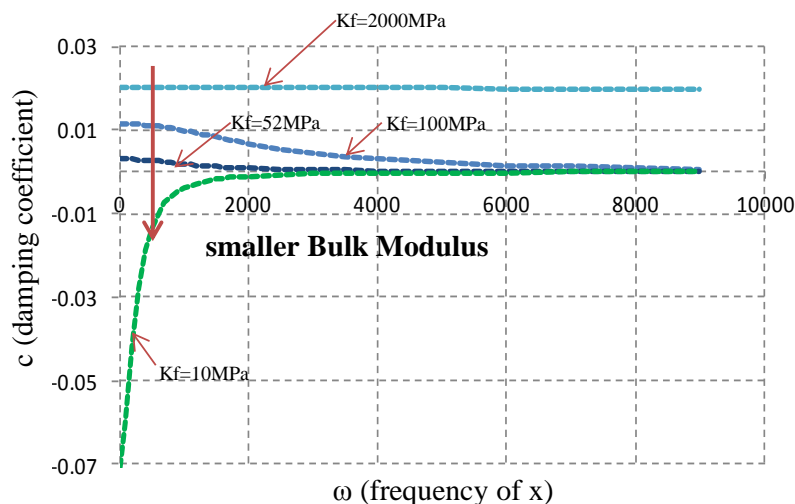


Fig.8 Damping coefficient for varied values of Bulk Modulus(K_f) (theoretical analysis)

時に最も大きくなる。圧縮性の影響により θ が小さくなることは、減衰が減少していくことを意味する。図 8 に種々の K_f の値に対する減衰係数を示すが、 K_f の減少と共に減衰が低下していき $K_f = 10\text{MPa}$ では減衰の値が負となっている。

4. 結言

バランスピストン機構を一次元モデル化し理論解析を実施した。

非圧縮性の場合についてはオリフィス上下流の差圧の有無による違いを示し、減衰の変位周波数による影響を示した。また圧縮性を考慮した場合については、圧力応答の位相遅れが圧縮性に由来する項と圧縮性によらない項の足し合わせになっていることを示し、体積弾性率の違いによる変位と圧力応答の位相差と減衰の大きさについて論じた。

実際の BP 機構では、ポンプの回転による旋回速度の影響をはじめ 3 次元的な要素が含まれているが、一次元的なモデルでも BP の減衰特性が現れることを示すことができた。今後、試験による実証や本報で示した特性が軸方向の固有振動数にどのような影響を与えるかなどについて検討

を進めていく。

<参考文献>

- (1) 林・他 4 名, バランスピストン機構による軸方向振動の安定性に関する検討, ターボ機械, 41-10(2013), 625
- (2) 木村・他 5 名, 軸方向に振動するバランスピストンに作用する非定常流体力の数値解析, 日本機械学会論文集(B 編), 78 巻 787 号(2012-3), 588
- (3) 木村・他 4 名, 軸方向に振動するバランスピストンに作用する非定常流体力の数値解析 (第二報: ロータ前面及び背面の動特性), 日本機械学会論文集, Vol.80-No.809(2014)
- (4) 吉田・他 2 名, 軸方向に振動する遠心羽車に働く流体力の動特性に関する研究動向, ターボ機械, 41-10(2013), 593
- (5) 國枝正春, 実用 機械振動学, (1995), 79, 理工学社
- (6) Shimura T.・他 5 名, Stability of an Axial Thrust Self-Balancing System, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.135(2013), 011105-1