遠心圧縮機による配管内圧力脈動に関する研究* (第 3 報, 配管系に接続されたドラム内の圧力脈動に関する検討)

林 慈 朗^{*1}, 金子 成 彦^{*2}

Pressure Pulsations in Piping Systems Excited by a Centrifugal Compressor (3rd Report, The Characteristics of the Pressure Pulsations in the Drum Connected to the Piping System)

Itsuro HAYASHI^{*3} and Shigehiko KANEKO

^{*3} Chiyoda Advanced Solutions Corporation,
1-1-25 Shin-Urashima-cho, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 221-0031 Japan

The characteristics of the pressure pulsations in the drum connected to the piping system excited by centrifugal compressors or blowers at blade-passing frequency were investigated. In this study, the equivalent resistance of a compressor and that of piping systems were introduced to the three dimensional calculation model, so that the non-linear damping proportional to velocity squared in the system is properly incorporated. As a result, the pressure response in the drum as well as pipe can be well evaluated by this model. Furthermore, the effect of the acoustic dynamic absorber on the pressure pulsations in the pipe and drum is evaluated. It is shown that the maximum pressure amplitude in the drum is obtained when the resonant frequency in the pipe is slightly shifted from the resonant frequency in the drum under the small damping conditions. The effect of the damping in the drum and the mode shape in the drum on the maximum pressure amplitude in the drum is discussed.

Key Words: Pressure Pulsation, Centrifugal Compressor, Centrifugal Fan, Blade Passing Frequency, Acoustic Dynamic Absorber

1. 緒 言

配管内に設置された遠心圧縮機や遠心送風機はインペラの回転に伴い羽根通過周波数成分(Z_n 成分)の圧力脈動を生じ, 配管の振動や高騒音の発生要因となることがある。したがって, 設計段階で配管内の脈動応答を評価する必要があることから, これまで管路内の伝播特性に着目した検討が行われてきた^{(1)~(3)}。著者ら^{(2)~(4)}は遠心圧縮機を含む配管系システム全体の減衰を等価抵抗係数としてモデル化することで, 配管内の脈動応答を 1 次元波動モデル^{(5)~(7)}により評価する手法を構築した。その結果, 平均流量 0 を含む幅広い運転点において, オリフィスによる脈動低減効果も含めて配管内の脈動応答が 1 次元波動モデルにより評価できる

ことを示した。一方, 配管系システムにドラムやタンクなどの大口径容器が接続されている場合には, 脈動の周波数が高くなると容器内で 3 次元の音響共振が生じることがあり⁽⁸⁾⁽⁹⁾, 脈動に起因した高周波振動によって構造物が破損し得ることも報告されている⁽⁸⁾。そのため, 容器内脈動応答に関しては 3 次元の脈動分布を評価する必要がある。

本研究では, 配管にドラムが接続された系において, 遠心圧縮機によって生じる圧力脈動に対するドラム内の脈動応答を評価するために, これまでに構築してきた 1 次元の配管内圧力脈動の評価モデル^{(2)~(4)}を 3 次元に拡張した。本モデルでは配管内流速に依存した速度二乗形の非線形減衰を, 圧縮機励振部の集中抵抗として扱うことにより, 配管内脈動応答の算出においては, 無減衰で計算を行うことが可能となるため, 汎用の音響解析コードが適用できる。構築した 3 次元モデルを用いた検討結果から, 配管内と容器内の共振周波数が近接した場合に発生する音響動吸振効果に関しても, 本モデルにより良好に評価できることを示した。また, 容器内の減衰や容器内のモード形状が系全体の脈動応答に与える影響に関して検討を行った。

* 原稿受付 2008 年 4 月 28 日。

^{*1} 正員, 千代田アドバンス・ソリューションズ(株)(〒221-0031 横浜市新奈川区新浦島町 1-1-25)。

^{*2} 正員, フェロー, 東京大学大学院工学系研究科(〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)。

E-mail: itsuro.hayashi@chas.chiyoda.co.jp

2. 主な記号

A	: 面積[m ²]
c	: 音速[m/s]
D	: 配管径[m]
F	: 圧縮機励振力[N]
f	: 周波数[Hz]
f_n	: 固有振動数[Hz]
$f_{n,pip}$	: 配管内無次元固有振動数[-]（ドラム内固有振動数に対する比）
f_{peak}	: 卓越周波数[Hz]
ℓ	: 配管要素長さ[m]
m	: 質量流量の変動成分[kg/s]
$\bar{m}$	: 平均質量流量[kg/s]
$\hat{m}$	: 等価線形質量流量[kg/s]
p	: 圧力の変動成分[Pa]
p_a	: 無次元圧力脈動振幅[-]
R	: 等価線形抵抗係数[kg/m ² s]
u	: 流速の変動成分[m/s]
$\bar{u}$	: 平均流速[m/s]
Δx	: 圧縮機励振部長さ[m]
γ	: ドラム内線形減衰[Ns/kgm]
λ	: 管摩擦係数[-]
ρ	: 密度[kg/m ³]
ω	: 角振動数[rad/s]
ξ	: 減衰比[-]
ζ	: 集中抵抗の抵抗係数[-]

添字

c	: 圧縮機励振部
d	: 圧縮機励振部吐出側
$drum$	: ドラム内
in	: 配管入口
out	: 配管出口
p	: 配管要素
pip	: 配管全体
r	: 配管系集中抵抗
s	: 圧縮機励振部吸入側
t	: システム全体

3. 配管内脈動の計算手法

3-1 計算モデル

本研究では、配管系に接続されたドラム内の3次元脈動応答を評価するため、図1に示すとおり、圧縮機を含む配管系の3次元モデルを構築した。また、脈動計算において汎用の音響解析ソフトの適用を可能にするため、配管系のモデルを圧縮機舌部付近の断面（以下圧縮機励振部とする）で吸入側モデルと吐出側モデルに分割し（図2）、両モデルの

境界に対して、後述する圧力境界条件を与えた。このようにモデルを分割することで、音響解析ソフトに特殊な機能を付加することなく、圧縮機励振部における励振力および配管系全体に亘る速度二乗形の非線形減衰を扱うことが可能となる。なお、脈動応答計算には汎用音響解析ソフトSYSNOISEを用い、計算手法として有限要素法を適用した。計算手法の詳細に関して以下に述べる。

Fig.1 Three dimensional simulation model for finite element method.

Fig.2 Connection part of the suction and discharge model

3-2 脈動励振モデル

圧縮機励振部で発生する圧力脈動は、既報^{(2)~(4)}同様、1次元で取り扱うものとし、式(1)により、圧縮機励振部の流体に外力として与えた。また、配管内の減衰に関しては、非線形減衰を扱うことができない汎用音響解析コードを用いて、脈動応答計算を行うために、既報^{(2)~(4)}同様に圧縮機励振部に対して式(1)~式(4)を適用し、ドラムを除く配管系システムと圧縮機内部の減衰を表す等価抵抗係数 ζ_r を導入した。式(4)に示す等価抵抗係数を用いることで、配管内流速に依存した速度二乗形の非線形減衰を、圧縮機励振部の集中抵抗として扱うことができるため、脈動応答算出時には配管各要素毎の減衰の計算が不要となる。すなわち配管内では無減衰で脈動応

答を算出すれば良いため、汎用音響解析コードが適用可能となる。なお、式(1)～式(4)において、 x は配管の軸方向とし、 u, m は配管の軸方向成分とした。

$$\frac{\partial m_d}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial m_d}{\partial x} + A_c \frac{p_d - p_s}{\Delta x} + \frac{R_t}{\Delta x} u_d = \frac{F}{\Delta x} \quad (1)$$

$$m_d = m_s - \frac{\partial p_d}{\partial t} \cdot \frac{A_c \Delta x}{c^2} \quad (2)$$

$$R_t = \frac{\zeta_t}{2} \hat{m} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \zeta_t = & \zeta_c + \zeta_{rin} \frac{(\rho_c A_c)^2}{(\rho_{rin} A_{rin})^2} \frac{\bar{m}_{rin} m_{rain}^2}{\bar{m}_c m_{ca}^2} \\ & + \zeta_{roul} \frac{(\rho_c A_c)^2}{(\rho_{roul} A_{roul})^2} \frac{\bar{m}_{roul} m_{raoul}^2}{\bar{m}_c m_{ca}^2} \\ & + \sum_{i=1}^N \lambda \frac{\Delta \ell_i}{D_i} \frac{(\rho_c A_c)^2}{(\rho_p A_p)^2} \frac{\bar{m}_{pi} m_{pai}^2}{\bar{m}_c m_{ca}^2} \end{aligned} \quad (4)$$

3-3 ドラム内減衰 本研究で吐出側配管に接続したドラムは、配管に対して十分容積が大きいことから、ドラム内平均流速に起因した圧力損失による減衰は小さいと考えられる。したがって、ドラム内の減衰は気体の粘性、熱伝導、分子の回転緩和現象等に起因した音響減衰が支配的になると考えられることから、式(5)に示すようにドラム内各要素において変動速度に比例した線形減衰 γ を与えることで、ドラム内の減衰を評価した。なお、線形減衰 γ の算出手法については、5・3節に示す。

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla p + \gamma u = 0 \quad (5)$$

3-4 計算手順 図3に本手法による脈動計算手順を示す。最初に吸入側・吐出側両モデルの圧縮機励振部に対して適当な圧力境界条件を与え、無減衰での配管内速度分布を算出する。次に、式(2)を満たすように圧縮機励振部の変動質量流量を変化させる。なお、式(2)右辺第二項は第一項に対して十分小さいため、簡単のため $m_d = m_s$ とした。次に算出した配管内速度分布を用いて、等価線形質量流量および等価抵抗係数を式(4)より算出する。続いて圧縮機励振部において励振力に対する式(1)左辺各項の大きさを求め、励振力と釣り合う(式(1)を満たす)ように変動質量流量 m_d, m_s を変

化させる。最後に収束した変動質量流量条件から配管全体の脈動応答を求める。なお、無減衰での配管内速度分布算出においては、線形計算であるため、初期の圧力境界条件に対する速度分布形状を一度だけ計算しておけば良く、圧縮機励振部の変動質量流量の変更毎に再計算する必要はない。したがって、SYSNOISEを用いた応答計算は一度だけであり、収束計算は等価線形質量流量の算出時にのみ実施することから、計算負荷を大幅に低減できる。また、ドラム内の脈動応答計算は以下に示す2通りの手法で算出した。

①分離型モデル：配管とドラムのモデルを分離し、配管・ドラム接続部を開口端の境界条件として、配管内の脈動応答を算出した後に、配管・ドラム接続部の変動速度をドラムへの入力条件としてドラム内脈動応答を算出する。

②一体型モデル：図1に示す通り吐出配管にドラムが接続された配管・ドラム一体型モデルを用いて、配管と同時にドラム内の脈動応答を算出する。

なお、分離型モデルを用いた計算では、配管モデルを1次元で作成することが可能であり、計算負荷を低減できることから、容器を含む配管システム内の脈動応答計算⁽⁸⁾⁽⁹⁾に用いられているものの、ドラム内応答が配管内応答に与える影響は考慮されていない。本研究では、ドラム内の脈動応答が系全体の脈動応答に与える影響を把握するために、①②の両手法に関する比較検討を行った。

Fig.3 Calculation flow

4. 実験装置および方法

本研究では図4に示す実験装置を用いて、配管内圧力脈動ならびにドラム内圧力脈動を計測した。実験に用いた遠心圧縮機および配管は既報⁽²⁾⁽³⁾と同じ機器であり、内径31mmの吐出配管に径1.0m、高さ0.6mのドラムが設置されている。ドラム内の音響減衰を算出する際には、配管系を取り外し、ドラムノズルから打撃音を投入することで、対象モードでの自由振動波形を計測した。

Fig.4 Experimental setup

5. 結果および考察

5・1 配管内脈動応答 図5および図6に本計算モデル（分離型モデルおよび一体型モデル）によって算出した吐出配管内脈動の周波数応答と実験結果を併せて示す。圧力脈動振幅は、遠心圧縮機羽根車外周速度を用いた動圧により無次元化した。圧縮機励振力、抵抗係数などの圧縮機励振部諸量に関しては、既報⁽²⁾⁽³⁾同様に実験的に算出した。すなわち、配管端部よりスピーカで音響加振を行い、圧縮機前後の圧力脈動を計測することにより、圧縮機の伝達マトリックスを算出した上で、運動方程式に基づき圧縮機励振力および圧縮機内の抵抗係数を算出した。図5、図6より、分離型モデルおよび一体型モデルの両手法において、圧縮機励振部に等価抵抗係数を適用することで、配管内脈動応答が良好に評価できることが示された。なお、配管内3次モード（206Hz）においては、ドラム内で図7に示す径方向の音響共振（色の濃さが圧力変動の大きさを表す）が発生することから、配管内脈動応答がドラム内脈動応答の影響を受ける。図8に示すドラム内共振周波数付近の配管内脈動応答計測結果では、ドラム内と配管内の共振周波数が一致したときに配管内の脈動応答が低減することがわかる。しかしながら、分離型モデルによる配管内脈動応答算出結果では、ドラム

内と配管内の共振周波数が一致したときに最も脈動応答が大きくなっており、実験結果と傾向が異なる。一方、図9に示す一体型モデルによる配管内脈動応答算出結果では、配管とドラムの分離型モデルでは評価できない配管内三次モードとドラム内径方向モードの共振周波数一致に伴う脈動応答の低減（音響動吸振効果）が良好に評価できることが明らかとなった。この現象は、ドラム内共振によってドラム接続部における圧力振幅と速度振幅の比（以下インピーダンスとする）が変化することに対応している。図10に一体型モデルにおいて算出した配管・ドラム接続部におけるインピーダンスを示す。図10より、ドラム内の径方向モードの共振周波数近傍では、インピーダンスが急激に大きくなるため、ドラム接続部を開口端とした配管内のモードが存在しなくなり、図9に示すように配管内の脈動応答が低減すると考えられる。

なお、ドラム内脈動応答に関しては、図11に示すように分離型モデルでは、実験結果の10倍以上の脈動応答が算出された。一方、図12に示す一体型モデルでは、ドラム内脈動応答に関しても良好に評価できることが明らかとなった。

Fig.5 The frequency response of pressure pulsations in the discharge pipe. Separated model is applied.

Fig.6 The frequency response of pressure pulsations in the discharge pipe. Integrated model is applied.

Fig.7 Pressure response of the diametral resonant mode in the drum at 206Hz.

Fig.8 The frequency response of pressure pulsations in the discharge pipe around the resonant frequency in the drum. Separated model is applied.

Fig.9 The frequency response of pressure pulsations in the discharge pipe around the resonant frequency in the drum. Integrated model is applied.

Fig.10 Impedance at the drum inlet nozzle. Integrated model is applied.

Fig.11 The frequency response of pressure pulsations in the drum around the resonant frequency in the drum. Separated model is applied.

Fig.12 The frequency response of pressure pulsations in the drum around the resonant frequency in the drum. Integrated model is applied.

5・2 配管内共振周波数とドラム内脈動応答

前述5・1項に示したとおり、等価抵抗係数を適用した配管・ドラムの一体型モデルによって、配管内の共振周波数とドラム内の共振周波数が一致した条件でもドラム内脈動応答が良好に評価できることが示された。したがって、以降では一体型モデルにより、配管内の共振周波数がドラム内の脈動応答に与える影響に関する検討を行った。図13および図14に配管内共振周波数を変化させたときの、吐出配管内およびドラム内脈動の周波数応答を示す。本検討では、配管内共振周波数を任意に変化させるため、計算上配管内の音速を変化させた。なお、図13、図14では各音速条件における配管内3次モードとドラム内径方向モードの共振周波数の比 $f_{n,pip}^*$ をパラメータとして示す。図13より、配管内脈動応答の最大値は、配管内共振周波数が変化してもほぼ一定の値になることが分かる。一方、図14に示すドラム内脈動応答に関しては、配管内共振周波数とドラム内共振周波数の比に応じて、最大脈動応答が変化することが明らかとなった。

次に、ドラム内最大脈動応答が変化する原因に関して検討するため、図15に示すように配管内共振周波数とドラム内最大脈動応答の関係について検討する。図15中 γ はドラム内線形減衰を表しており、 γ

$\gamma=2.216$ [Ns/kgm] が実験により同定した線形減衰である。ドラム内減衰に関しては次項で詳細を述べる。図 15 ($\gamma=2.216$) より、ドラム内最大脈動応答は、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が完全に一致したときではなく、両者が数%ずれたときに最も大きくなるということが明らかとなった。本現象の原因に関して検討するため、図 16 にドラム内卓越周波数と配管内共振周波数 $f_{n,pip}^*$ の関係を示す。図 16 より $f_{n,pip}^*$ が 1.0 に近づくにつれ、ドラム内最大脈動応答を与える周波数がドラム内共振周波数から離れることが分かる。 $f_{n,pip}^*$ が 1.0 において卓越周波数が不連続に変化するの図 9 に示すように配管内の脈動応答が $f_{n,pip}^*=1.0$ において 2 つのピークを有することに起因していると考えられる。図 16 に示すようにドラム内の卓越周波数が $f_{n,pip}^*$ に応じて変化するため、図 17 ($\gamma=2.216$) に示すドラム内の応答倍率 (ドラム内圧力脈動振幅と、ドラムノズル部における変動速度振幅の比) は $f_{n,pip}^*$ が 1.0 に近づくにつれ小さくなる。一方、ドラムへの加振力となる配管内脈動応答に関しては、図 18 に示す通り、 $f_{n,pip}^*$ が 1.0 に近づくにつれて大きくなる。したがって、ドラム内脈動応答は、加振力と応答倍率の積によって求められることから、図 15 ($\gamma=2.216$) に示すように、 $f_{n,pip}^*$ 1.0 付近で極小値が存在することになる。

Fig.13 The frequency response of pressure pulsations in the discharge pipe. The resonant frequency in the pipe is changed.

Fig.14 The frequency response of pressure pulsations in the drum. The resonant frequency in the pipe is changed.

Fig.15 The relation between the maximum pressure amplitude in the drum and the resonant frequency in the pipe.

Fig.16 The relation between the peak frequency in the drum and the resonant frequency in the pipe. $\gamma=2.216$ [Ns/kgm].

Fig.17 The relation between the ratio of the pressure response to the velocity excitation and the resonant frequency in the pipe.

Fig.18 The relation between the pressure amplitude in the discharge pipe at the peak frequency in the drum and the resonant frequency in the pipe. $\gamma=2.216$ [Ns/kgm].

5・3 ドラム内減衰の影響 ドラム内の音響減衰に関しては、音響加振試験の結果から、式(6)を用いて臨界減衰係数に対する減衰比を実験的に算出した。さらに、その減衰比を用いて、モード重合法により求めた脈動応答とドラム内流体に均質な線形減衰を与えて算出した脈動応答が等しくなるように等価な線形減衰を求めた。実験より算出したドラム内の減衰比は0.07%であり、等価な線形減衰 γ は2.216[Ns/kgm]であった。

$$p_a(t) = p_a(0)e^{-\xi\omega t} \quad (6)$$

ドラム内流体の音響減衰は、流体の物性、温度、圧力などのプロセス条件によって変化する。そこで、ドラム内減衰がドラム内の脈動応答に与える影響に関して検討するため、本実験条件で算出した減衰比の1/10である減衰比0.007% ($\gamma=0.2216$ [Ns/kgm])ならびに減衰比0.5% ($\gamma=15.83$ [Ns/kgm])に関して同様の計算を行った。図15にドラム内線形減衰を変化させて算出した配管内共振周波数とドラム内最大脈動応答の関係を示す。図15 ($\gamma=0.2216$)より、ドラム内の減衰が小さくなると $f_{n,pip}$ *が1.0に近づくにつれドラム内最大脈動応答が小さくなる傾向がより顕著になることが明らかとなった。一方、ドラム内減衰が大きくなると ($\gamma=15.83$)、逆に $f_{n,pip}$ *が1.0に近づくにつれドラム内最大脈動応答が大きくなることが示された。このようにドラム内減衰によって、 $f_{n,pip}$ *とドラム内最大脈動応答の関係が異なるのは、図17に示すドラム内の応答倍率 (ドラム内圧力脈動振幅と、ドラムノズル部における変動速度振幅の比)に関連している。図17より、ドラム内減衰が小さくなると ($\gamma=0.2216$) $f_{n,pip}$ *が1.0に近づくにつれ応答倍率が小さくなるが、ドラム内減衰が大きい場合 ($\gamma=15.83$) には $f_{n,pip}$ *によらずほぼ一定の応答倍率となるため、配管内脈動応答の特性に応じて、ドラム内脈動応答も $f_{n,pip}$ *が1.0で最大になることが明らかとなった。したがって、配管から伝播される圧力脈動によってドラム内で励起される最大脈動応答を算出する際には、ドラム内減衰が大きい流体に関しては、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が一致した条件を求めればよく、減衰が小さい流体の場合には両共振周波数がずれた条件に関してもドラム内脈動応答を求める必要があると言える。

5・4 ドラム内音響モードの影響 配管内共振周波数とドラム内共振周波数との関係がドラム内脈動応答に与える影響に関しては、前述のとおり図7に示す径方向モードを対象として検討を行

った。しかしながら3次元ドラムの形状、音速、対象周波数が異なれば、ドラム内では径方向のみならず様々な形態の音響モードが存在することから、ドラム内音響モード形状が配管内およびドラム内脈動応答に与える影響を把握するため、図19に示す縦方向の音響モードに関して、同様の検討を行った。なお、図19ではドラム内の音速を変化させることで、図7同様206Hzで縦方向のドラム内音響モードを励起した。

図20にドラム内縦方向モード付近におけるドラム内最大脈動応答と配管内共振周波数の関係を示す。図20より、ドラム内減衰によらず $f_{n,pip}$ *が1.0のときドラム内脈動応答が最も大きくなることが明らかとなった。これは、対象としたドラム内縦方向モードでは、配管とドラムの接続部が圧力モードの節に位置していることに起因している。すなわち、図19のモードでドラム内共振が発生しても配管・ドラム接続部の圧力振幅が小さく、ドラム内脈動応答が配管内脈動応答に与える影響が小さいため、図7に示したドラム内径方向モードのような音響動吸振効果が現れないと考えられる。このことは図10に示すドラム接続部のインピーダンスからも確認できる。図10より、ドラム内で縦方向モードが励起される場合には、共振周波数においてもインピーダンスが変化しないため、ドラム内の共振が配管内の脈動応答に影響を与えないことがわかる。したがって、配管・ドラム接続部がドラム内圧力分布の節に相当する場合には、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が一致した条件に関して、ドラム内脈動応答を求めれば最大値を評価することができる。

Fig.19 Pressure response of the vertical resonant mode in the drum at 206Hz.

Fig.20 The relation between the maximum pressure amplitude in the drum and the resonant frequency in the pipe. Vertical resonant mode is excited in the drum.

Fig.21 The relation between the maximum pressure amplitude in the drum and the resonant frequency in the pipe. Diametral resonant mode is excited in the drum with $\gamma=2.216$ [Ns/kgm].

5・5 計算手法の比較 5・1項で述べたように配管内脈動応答の最大値の算出においては、配管モデルからドラムを分離し、配管・ドラム接続部を開口端境界として扱えることが示された。一方、ドラム内脈動応答に関しては、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が一致した条件において、分離型モデルと一体型モデルとで、計算結果が大きく異なることが示された。そこで、両計算手法に関して、配管内共振周波数 $f_{n,pip}$ およびドラム内音響モードが異なる条件で、ドラム内脈動応答の比較検討を行った。図 21 にドラム内径方向モード、図 22 にドラム内縦方向モードが励起される条件で、配管内共振周波数を変化させたときに得られるドラム内最大脈動応答の算出結果を示す。図 21 より、ドラム内で径方向モードが励起される場合には、分離型モデルを用いた計算では、 $f_{n,pip}^*=1.0$ においてドラム内脈動応答が最大となることから、ドラム内共振を考慮した一体型モデルを用いた計算結果との差異が $f_{n,pip}^*=1.0$ において最も大きくなることが明らかとなった。一方、図 22 より、ドラム内で図 19 に示すような縦方向モードが励起され、配管接続位置がドラム内圧力分布の節の位置に相当する場合には、 $f_{n,pip}^*$ によらず、どの条件においても分離型モデルと一体型モデルの差異は同程度となることが示された。本比較検討結果から、配管系に接続されたドラム内の脈動応答算出においては、ドラム内で励起されるモード形状によらず、分離型モデルを適用することで安全側の評価が可能であることが明らかとなった。なお、音響動吸振効果が小さい条件でも両計算手法の結果が異なっているのは、配管・ドラム接続部における径方向速度分布の違いが影響していると考えられる。

Fig.22 The relation between the maximum pressure amplitude in the drum and the resonant frequency in the pipe. Vertical resonant mode is excited in the drum with $\gamma=2.216$ [Ns/kgm].

6. 結 言

ドラムを含む配管系に設置された遠心圧縮機から生じる圧力脈動に関して、ドラム内の 3 次元脈動応答を評価するために、1 次元で構築した配管内圧力脈動の評価モデル⁽²⁾⁽³⁾を 3 次元の音響要素モデルに拡張した。本モデルでは配管系内で生じる非線形減衰を等価抵抗係数としてモデル境界における集中定数として扱うことにより、配管内の脈動計算時には、配管内減衰を考慮せずに配管内およびドラム内の 3 次元脈動応答が良好に評価できることを示した。また、ドラム内脈動応答の評価手法に関して、以下の知見を得た。

- ・本計算手法により、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が一致した条件で生じる音響動吸振効果が良好に評価できる。
- ・ドラム内減衰、ドラム内音響モードの影響で、ドラム内共振時に配管・ドラム接続部の圧力振

幅が大きくなる場合には、配管内共振周波数とドラム内共振周波数が数%ずれた条件でドラム内脈動応答が最大となる。

- ・配管とドラムを分離した計算手法では、ドラム内脈動応答が実際より大きく算出されるため、機器の防振の観点からは安全側の設計が可能となる。

- (9) Tanaka, K., and Mori, M., Study on Pressure Pulsation of Reactor Pressure Vessel and PLR-Piping Systems, *Proceedings of the Dynamics and Design Conference 2007, the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.07-8, 818 (2007)

文 献

- (1) Ohta, Y., Outa, E., and Tajima, K., Characteristics of Blade Passing Frequency Noise of a Centrifugal Fan, and a Method for Noise Reduction, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 54, No.500 (1987), pp. 890-899
- (2) Hayashi, I., and Kaneko, S., Pressure Pulsations in Piping Systems Excited by a Centrifugal Compressor (1st Report, Evaluation Model and Characteristics of Pressure Pulsations under Resonant Conditions), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No.732 (2007), pp. 2255-2262.
- (3) Hayashi, I., and Kaneko, S., Pressure Pulsations in Piping Systems Excited by a Centrifugal Compressor (2nd Report, Effect of Operating Conditions on Damping Characteristics), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 74, No.739 (2008), pp. 650-657.
- (4) Matsuda, M., Izuchi, H., Hayashi, I., Takeda, M., Maeda, S., "Pressure Pulsation Analyser", Japanese Patent Disclosure No. 2007-018040 (2007)
- (5) Desmet, B., and Barrand, J. P., *Proceedings of the 13th IAHR Symposium Montreal*, No.18(1986), pp.1-14.
- (6) Goto, M., Pressure Pulsation in a Centrifugal Pump-Piping System (1st Report, Experimental Examination of Characteristics for Pressure Pulsation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 54, No.502 (1987), pp. 1364-1370.
- (7) Goto, M., Pressure Pulsation in a Centrifugal Pump-Piping System (2nd Report, Pressure Distribution in a Pipe and Effects of Pump Configuration on Pressure Pulsation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 54, No.502 (1987), pp. 1371-1377.
- (8) Hayashi, I., and Guo, S., Acoustically Induced Vibration of Drums Excited by Rotating Machinery, *ASME, PVP2005 Vol.4*, No71380 (2005), pp.525-534.