配管系の多モード振動制御*

蓑 和 武^{*1}, 背 戸 一 登^{*2}
飯 山 文 也^{*3}, 袖 山 博^{*3}

Multi-Mode Vibration Control of Piping System

Takeshi MINOWA, Kazuto SETO^{*4},
Fumiya IIYAMA and Hiroshi SODEYAMA

^{*4} Nihon University, College of Science and Technology, Dept. of Mechanical Engineering,
1-8 Kanda Surugadai, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8308 Japan

In this paper, dual dynamic absorbers are applied to the piping system in order to control the multiple vibration modes. ANSYS, which is one of the software based on FEM, is used for the design of dual dynamic absorbers as well as for the determination of their optimum installing positions. The dual dynamic absorbers designed optimally for controlling the first three vibration modes perform just like a houle damper in higher frequency and have an effect on controlling higher modes. To use this advantage, three dual dynamic absorbers are installed in positions where they influence higher modes, and not only the first three modes of the piping system but also the extensive modes are controlled. Practical experimental study has also been carried out and it is shown that a dual dynamic absorber is suitable for controlling the vibration of the piping system.

Key Words: Vibration Control, Piping System, Dynamic Absorber, Modal Analysis, Finite Element Method, Houde Damper

1. 結 言

配管系を設計する際にしばしば問題となる点は、配管の肉厚を薄くすることによって熱応力による配管の損傷を避けようとする要求と、衝撃や振動に対して剛強な配管を作るという相反した要求の妥協点を見出すことである。しかし、原子力プラントやロケットエンジンに用いられる冷却用配管系では、配管内を流れる流体が極端に高温であるために否応なく配管の肉厚は薄くしなければならない⁽¹⁾。その結果、配管系の固有の減衰量は低下し、外部から何らかの減衰を加えない限り、配管は衝撃や振動によって金属疲労を起こし、損傷に至るといった問題が発生する。

このような問題を抱える配管系の振動対策として、一つに固定面を利用して配管を支持し、配管系の減衰量を増加させる方法があるが、これでは配管系の設置位置やループの取り方に制限を加えることになり、配

管系の設計に支障をきたす。そして、この方法では配管系の共振を避けるために、振動源とその周波数域を正確に見積もることが求められ、困難なものとなる。

また、レストレイントやメカニカルスナバなどの支持装置を用いた方法もあるが、配管系とのメカニカルギャップが存在するために、地震動のような振幅の大きい振動に対しては効果を発揮するが、流体関連の微振動に対しては難点があるといえる。

そこで、これまで著者らは動吸振器を用いた配管系の振動制御を提案し、伝達マトリックス法を用いた制振法の研究を進めてきた⁽²⁾⁽³⁾。動吸振器を用いる制振方法の研究はほかにも種々行われているが⁽⁴⁾⁽⁵⁾、いまだ制振対象となるモード次数は一次モードにとどまり、三次元の振動を有し、数次程度の影響が大きく出るといわれている配管系⁽⁶⁾に対しては充分ではないと考えられる。

本報ではこれまでの伝達マトリックス法に代わる解析手法として、有限要素法解析汎用ソフト ANSYS を用いて動吸振器の設計とその設置位置の決定を行うことにする。ANSYS の利点は解析モデルを組み込むことによって容易にその振動モード形、周波数応答などを出力できる点であり、構造物設計の指針にもなる。また、これまでは一つの制振モードに対して一つ

* 原稿受付 1998 年 11 月 20 日。

^{*1} 学生員, 日本大学大学院 (〒101-8308 東京都千代田区神田駿河台 1-8)。

^{*2} 正員, 日本大学理工学部。

^{*3} 正員, 三和テッキ(株) (〒329-1192 栃木県河内郡河内町中岡本 2703)。

E-mail: seto@mech.cst.nihon-u.ac.jp

の動吸振器を用いることを原則としてきたが、本報では一〜三次モードまでの各モードに対して動吸振器を設計し、それ以上の高次モードに対しては動吸振器のフードダンパ的效果を用いて制振を試みることにする。その結果、低次モード用に設計した動吸振器が高次モードへの減衰付与に貢献することを示すとともに

Fig. 1 The configuration of the piping system

Fig. 2 Vibration mode shapes of the piping system

に、その定量的見積りができる方法を得ることができたので報告する。

2. 動吸振器の設置位置の決定

2.1 配管系モデルの概要 本報で制振対象とする配管モデルの形状を図1に示す。これは、全長3200 mm、外径25 mm、内径19 mmの鉄パイプであり、両端固定されたものである。この配管モデルを例に以下の解析と設計および減衰評価を行う。

2.2 振動モード形 ANSYSによって得られた1〜10次までの振動モード形および固有振動数を図2に示す。また、各モードの最大振幅点の場所をMaxで表すことにする。さらに、最大振幅点の振幅方向と振幅の大きさの比を図3に示す。

2.3 動吸振器の設置位置とその場所の等価質量

本報では動吸振器を用いて配管系の一〜三次モードを制振対象とするが、動吸振器のフードダンパ的效果を利用して高次モードまでを制振することを目的としている。動吸振器のフードダンパ的效果とは、図4に示すように i 次モードに最適設計された動吸振器のばね要素が、それ以上の j 次モードにおいては効力を失い、あたかもフードダンパのように働くというものである。ここに、

m : 動吸振器の質量 [kg]

k : 動吸振器のばね定数 [N/m]

c : 動吸振器の減衰係数 [Ns/m]

M : 配管系の等価質量 [kg]

Mode	Direction		Amplitude ratio	
	δ_{xy} [deg]	δ_{xz} [deg]	L_{xy} [-]	L_{xz} [-]
1st	110.5	234.2	1	0.60
2nd	11.7	313.8	0.71	1
3rd	160.9	91.3	0.02	1
4th	63.8	82.2	0.31	1
5th	121.3	202.9	1	0.56
6th	248.5	101.6	0.55	1
7th	260.8	260.6	1	0.98
8th	91.3	268.0	1	0.64
9th	359.1	5.47	1	1
10th	141.5	91.8	0.04	1

Fig. 3 Direction and amplitude ratio of the vibration

Fig. 4 Effect as house damper

Fig. 5 The installed positions of dynamic absorbers

K : 配管系のばね定数 [N/m]

i, j : モード次数

そこで、その効果を利用するに当たり、動吸振器の設置位置を二つのパターンに分けて検証する。一つは図5(a)のように一～三次モードの最大振幅点に設置する場合で、動吸振器の制振効果が最も大きく現れることが知られている。もう一つは図5(b)のように一～三次モードの振幅は最大値から若干小さくなるが、高次モードにおいても振幅が大きい位置に設置する場合である。これによって、制振対象とする一～三次モードの制振効果をあまり損なうことなく、高次モードに対しても制振効果を与えようとしている。これより、図5(a), (b)の方法をそれぞれ Case 1, Case 2 とする。さらに、動吸振器の設置方向は図3に基づいて定める。

次に動吸振器設置位置の等価質量を求める。その際、動吸振器の設置位置に既知の付加質量を取り付けることによって配管系の固有振動数を変化させ、等価質量 M_i を同定する方法を用いる。次にその式を示す。

$$M_i = m_{ai} \frac{\Omega_{ai}^2}{\Omega_{ni}^2 - \Omega_{ai}^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

m_{ai} : 付加質量 kg

Ω_{ni} : 付加質量を付ける前の固有振動数 Hz

Ω_{ai} : 付加質量を付けた後の固有振動数 Hz

i : モード次数

この式より求められた動吸振器の設置位置の等価質量と等価剛性は表1のようになる。この表より、Case 2

Table 1 Equivalent mass and equivalent stiffness

(a) Case 1

Mode	Equivalent Mass [kg]	Equivalent Stiffness [N/m]
1st	2.113	1.50×10^4
2nd	2.556	3.24×10^4
3rd	1.553	3.46×10^4

(b) Case 2

Mode	Equivalent Mass [kg]	Equivalent Stiffness [N/m]
1st	2.087	1.49×10^4
2nd	2.977	3.78×10^4
3rd	2.315	5.30×10^4

Table 2 Parameters of D. D. A. (Simulation)

(a) Case 1

Mode	μ_i [-]	m_{1i}, m_{2i} [kg]	k_{1i} [N/m]	k_{2i} [N/m]	c_{1i} [Ns/m]	c_{2i} [Ns/m]
1st	0.05	0.106	539	754	1.86	2.68
2nd	0.05	0.128	1168	1634	3.01	4.34
3rd	0.05	0.078	1245	1743	2.42	3.94

(b) Case 2

Mode	μ_i [-]	m_{1i}, m_{2i} [kg]	k_{1i} [N/m]	k_{2i} [N/m]	c_{1i} [Ns/m]	c_{2i} [Ns/m]
1st	0.05	0.104	537	752	1.84	2.66
2nd	0.05	0.149	1363	1907	3.50	5.05
3rd	0.05	0.116	1907	2669	3.66	5.27

は Case 1 に比べて最大振幅点より多少小さい振幅となるので、等価質量は若干大きくなっている。

3. 二重動吸振器の設計

本報では、制振効果が高く、配管系のパラメータ変動に対してロバスト性を持ち合せている二重動吸振器 [Dual dynamic absorber (D. D. A)] を用いる。設計パラメータとして質量比を定めれば、以下の設計式によって各二重動吸振器のパラメータが求まる。ここでは一～三次までの質量比を 0.05 として二重動吸振器の設計を行う。

$$\begin{aligned} m_{1i} &= m_{2i} = \mu_i M_i \\ k_{1i} &= m_{1i} \frac{K_i}{M_i} \left[\frac{1}{2.48} (\mu_i + 0.13)^{-0.434} \right]^2 \\ k_{2i} &= m_{2i} \frac{K_i}{M_i} (1.04 - 0.72 \mu_i)^2 \dots\dots\dots (2) \\ c_{1i} &= 2 \sqrt{m_{1i} k_{1i}} \left[\left(\frac{\mu_i}{17.6} \right)^{0.285} - 0.065 \right] \\ c_{2i} &= 2 \sqrt{m_{2i} k_{2i}} \left[\left(\frac{\mu_i}{3.06} \right)^{0.377} - 0.062 \right] \end{aligned}$$

ここに、

Fig. 6 Dual dynamic absorber

Fig. 8 Amplitude ratio of dual dynamic absorber

(a) Case 1

(b) Case 2

Fig. 7 Calculated frequency responses

μ_i : 質量比

m_i : 動吸振器の質量 [kg]

k_i : 動吸振器のばね定数 [N/m]

c_i : 動吸振器の減衰係数 [Ns/m]

M_i : 配管系の等価質量 [kg]

K_i : 配管系のばね定数 [N/m]

i : モード次数

4. 制 振 効 果

4.1 シミュレーション 式(2)より最適設計された二重動吸振器の各パラメータを表2に示す。図7には周波数応答を示す。図7は、一次モードの最大振幅点における Y 方向の応答である。Case 1 は制振対

象である一〜三次モードまでよく制振されており、良好な結果が得られた。しかし、四次モードも制振されているか、それ以上の高次モードはほとんど影響を受けていない。それに対して、注目すべきは Case 2 のほうであり、一〜三次モードまでよく制振されているだけでなく、五次モードを除き高次モードにまで制振効果が現れている。これより本手法が多モードにおいて制振可能であることが証明された。もしも、五次モードが問題にあるような場合は、同様な手法で五次モード用の動吸振器を取付ければよい。

4.2 フードダンパ的効果の検証

4.2.1 変位振幅比 図8に M_i , K_i , C_i で表される配管系と、それに設置されている質量、ばねおよび減衰で構成される二重動吸振器の力学モデルを示す。ここで、 C_i は配管系の内部減衰とする。この図より運動方程式は式(3)のように表される。

$$\begin{aligned} M_i \ddot{x}_i + C_i \dot{x}_i + K_i x_i \\ + \sum_{n=1}^2 \{ c_{ni} (\dot{x}_i - \dot{x}_{ni}) + k_{ni} (x_i - x_{ni}) \} = f \\ m_{ni} \ddot{x}_{ni} + c_{ni} (\dot{x}_{ni} - \dot{x}_i) + k_{ni} (x_{ni} - x_i) = 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、

n : 動吸振器の個数 (n 番めの動吸振器)

i : モード次数

次に、配管系の振動が定常であるとする、

$$x_i = X_i e^{j\omega t}$$

$$x_{ni} = X_{ni} e^{j\omega t}$$

$$f = F e^{j\omega t}$$

と置き換えることができるので、式(3)より配管系の変位振幅 X_i は次のように表せる。

$$X_i = \frac{F}{(-M_i \omega^2 + j\omega C_i + K_i) - \sum_{n=1}^2 \frac{m_{ni} \omega^2 (j\omega c_{ni} + k_{ni})}{-m_{ni} \omega^2 + j\omega c_{ni} + k_{ni}}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、配管系に作用する強制力 f の振幅 F と配管系の剛性 K_i の比 F/K_i を静たわみ X_{st} と定義し、次の無次元数を用いると、変位振幅比 $|X_i/X_{st}|$ は式(5)

のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \left| \frac{X_i}{X_{st}} \right| &= (A_i^2 + B_i^2)^{-1/2} \\ A_i &= (1 - \lambda_i^2) - \sum_{n=1}^2 \frac{\mu_{ni} \lambda_i^2 \{ \gamma_{ni}^2 (\gamma_{ni}^2 - \lambda_i^2) + (2 \zeta_{ni} \lambda_i)^2 \}}{(\gamma_{ni}^2 - \lambda_i^2)^2 + (2 \zeta_{ni} \lambda_i)^2} \\ B_i &= 2 \lambda_i \left\{ \zeta_i + \sum_{n=1}^2 \frac{\mu_{ni} \zeta_{ni} \lambda_i^4}{(\gamma_{ni}^2 - \lambda_i^2)^2 + (2 \zeta_{ni} \lambda_i)^2} \right\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、

$$\lambda_i = \frac{\omega}{\sqrt{K_i/M_i}} : \text{強制振動数比}$$

$$\zeta_i = \frac{C_i}{2\sqrt{M_i K_i}} : \text{配管系の減衰率}$$

$$\mu_{ni} = \frac{m_{ni}}{M_i} : \text{動吸振器の質量比}$$

$$\gamma_{ni} = \frac{\sqrt{k_{ni}/m_{ni}}}{\sqrt{K_i/M_i}} : \text{動吸振器の固有振動数比}$$

$$\zeta_{ni} = \frac{C_{ni}}{2\sqrt{m_{ni} k_{ni}}} : \text{動吸振器の減衰率}$$

4・2・2 フードダンパの効果 ここで、どの程度のフードダンパ的效果が現れているかを検証する。

まず、 i 次モードに対して最適設計された動吸振器のばね要素は、それ以上の j 次モードにおいてその効力を失うので、式(5)において $\gamma_{ni}=0$ とすると、 j 次モードにおける変位振幅比 $|X_j/X_{st}|$ は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} \left| \frac{X_j}{X_{st}} \right| &= (A_j^2 + B_j^2)^{-1/2} \\ A_j &= (1 - \lambda_j^2) - \sum_{n=1}^2 \frac{4 \mu_{nj} \zeta_{nj}^2 \lambda_j^2}{\lambda_j^2 + (2 \zeta_{nj})^2} \dots\dots\dots (6) \\ B_j &= 2 \lambda_j \left\{ \zeta_j + \sum_{n=1}^2 \frac{\mu_{nj} \zeta_{nj} \lambda_j^2}{\lambda_j^2 + (2 \zeta_{nj})^2} \right\} \end{aligned}$$

次に、 i 次モードに対して最適設計された動吸振器の質量比を μ_{ni} とすると、 j 次モードに対する動吸振器の質量比 μ_{nj} は

$$\mu_{nj} = \frac{m_{ni}}{M_j} \dots\dots\dots (7)$$

となり、同様に j 次モードにおける減衰係数 ζ_{nj} は

$$\zeta_{nj} = \frac{C_{ni}}{2 m_{ni} \sqrt{K_j/M_j}} \dots\dots\dots (8)$$

と表される。

フードダンパの最大変位振幅比を求めるには、式(6)を λ_j について微分し、

$$\frac{d(X_j/X_{st})}{d\lambda_j} = 0$$

となるような λ_j を算出すればよい。

以上の式より求めた変位振幅比によって、フードダンパ的效果を表3, 4に示す。ただし、配管系の減衰係数を 0.005 とすると、二重動吸振器が設置されていない

Table 3 Houde damper effect on high-order modes of dual dynamic vibration absorbers designed for 1st, 2nd and 3rd modes in case 1

Mode	D.D.A. for 1st mode		D.D.A. for 2nd mode		D.D.A. for 3rd mode	
	μ_j	$ X_j/X_{st} $	μ_j	$ X_j/X_{st} $	μ_j	$ X_j/X_{st} $
1st	-	-	-	-	-	-
2nd	0.041	28.51	-	-	-	-
3rd	0.014	89.04	0.017	63.64	-	-
4th	0.069	31.46	0.084	20.72	0.015	82.94
5th	0.008	231.7	0.008	188.1	0.004	251.5
6th	0.007	286.5	0.007	258.5	0.003	324.4
7th	0.031	136.3	0.040	90.42	0.019	128.7
8th	0.010	289.9	0.012	224.9	0.004	318.8
9th	0.019	219.1	0.023	164.3	0.002	393.4
10th	0.001	481.9	0.001	468.3	0.021	161.1

Table 4 Houde damper effect on higher-order modes of dual dynamic vibration absorbers designed for 1st, 2nd and 3rd modes in case 2

Mode	D.D.A. for 1st mode		D.D.A. for 2nd mode		D.D.A. for 3rd mode	
	μ_j	$ X_j/X_{st} $	μ_j	$ X_j/X_{st} $	μ_j	$ X_j/X_{st} $
1st	-	-	-	-	-	-
2nd	0.040	29.16	-	-	-	-
3rd	0.013	91.61	0.034	34.16	-	-
4th	0.072	31.56	0.064	27.83	0.002	327.8
5th	0.010	197.1	0.037	58.43	0.016	98.80
6th	0.015	193.0	0.065	49.53	0.016	124.1
7th	0.001	453.9	0.023	130.7	0.046	60.18
8th	0.012	261.7	0.002	408.0	0.052	61.91
9th	0.036	146.0	0.010	259.0	0.030	109.5
10th	0.002	459.7	0.001	293.5	0.014	212.5

いときの配管系の変位振幅比は、 $|X_j/X_{st}|=100$ である。図2によれば、Case 1では四次モードに及ぼす効果が最も大きいことがわかる。そこで、表3では一次、二次、三次モードに取付けられた動吸振器の四次モードに及ぼすフードダンパ的效果を質量比と共振点の振幅倍率 $|X_j/X_{st}|$ で示している。これによると、二次モード用の動吸振器のもたらす効果が最も大きいことがわかる。Case 2では、四次モード以外にも効果があることを示している。表4によれば、一次モード用の動吸振器は四次モードにのみ効果があるが、二次モード用の動吸振器は三、四、六次、三次モード用の動吸振器は七、八次モードに効果を及ぼすことがわかる。

4・3 実験

4・3・1 二重動吸振器の概要 図9に本実験で用いた二重動吸振器の概要を示す。この二重動吸振器は平行板ばね、導体として用いられる質量、永久磁石を用いたダンパで構成されている。図9のように永久磁

Table 5 Parameters of D. D. A. (Experiment)

(a) Case 1

Mode	μ_i [-]	m_{1i}, m_{2i} [kg]	k_{1i} [N/m]	k_{2i} [N/m]	c_{1i} [Ns/m]	c_{2i} [Ns/m]
1st	0.05	0.088	511	714	1.94	2.37
2nd	0.05	0.087	864	1209	2.51	3.06
3rd	0.05	0.065	1235	1728	2.60	3.17

(b) Case 2

Mode	μ_i [-]	m_{1i}, m_{2i} [kg]	k_{1i} [N/m]	k_{2i} [N/m]	c_{1i} [Ns/m]	c_{2i} [Ns/m]
1st	0.05	0.092	548	767	2.06	2.52
2nd	0.05	0.109	1101	1541	3.18	3.88
3rd	0.05	0.080	1540	2155	3.23	3.94

Fig. 9 Configuration of D. D. A.

石を配置して一様な磁場を作り出し、その間に質量である銅板が通過することによって減衰力を生むのである。こうした永久磁石を用いるダンパは、機械的な接触がなく、温度変化に対しても影響を受けないために大変安定しているという利点がある。

式(2)より最適設計された二重動吸振器の各パラメータを表5に示す。製作された二重動吸振器はシミュレーションで示した値にほぼ合致していることがわかる。本実験では質量比を0.05とした。

4・3・2 周波数応答 図10に実験による周波数応答を示す。図10より、動吸振器の風袋の質量の影響があつて、必ずしもシミュレーションどおりにはなっていないが、広範囲の周波数領域において共振ピークが制御されており、フードダンパ的效果を予測できることがわかった。

5. 結 論

- (1) 配管系の振動制御に二重動吸振器を適用し、本手法が有効であることを証明した。
- (2) 広範囲の周波数領域において共振ピークを制

(a) Case 1

(b) Case 2

Fig. 10 Frequency response (Experiment)

御する手法を示し、今回は三つの二重動吸振器を用いることで、制振対象の一次から三次モードだけでなく高次モードまでを制御した。

- (3) 低次モード用に設計した動吸振器の高次モードに及ぼすフードダンパ的效果を定量的に予測することができるとを示した。

文 献

- (1) 小林圭二, 高速増殖炉もんじゅ, (1994), 181-188, 七つ森書館。
- (2) 背戸一登・山下繁生・原文雄, 動吸振器による配管系の振動制御(第1報, 伝達マトリックス法による三次元振動解析と制振設計), 機論, 54-508, C(1988), 2966-2972。
- (3) 山下繁生・猿渡克己・背戸一登, 動吸振器による配管系の振動制御(第2報, 広帯域制振配管系の実現), 機論, 55-518, C(1989), 2511-2518。
- (4) 猫本善統・田中守・松本一博, 配管用制振装置の開発, D&D' 97 21世紀のダンピング技術シンポジウム講演論文集, (1997), 121-124。
- (5) 小林博栄・相田重一, フードダンパによる配管の振動制御, 機械力学・計測制御講演論文集(Vol. B), (1996), 557-560。
- (6) 岡田晏・高橋賢三, 配管設計の諸問題と対策, (1979), 210, 工学図書。