メカニカルスナッパで支持されたはりの地震応答*

大 亦 絢一郎^{*1}, 石 津 誠 司^{*2}

Earthquake Responses of a Beam Supported by a Mechanical Snubber

Kenichiro OHMATA and Seiji ISHIZU

The mechanical snubber is an earthquakeproof device for piping systems under particular circumstances such as high temperature and radioactivity. It has nonlinearities in both load and frequency response. In this report, the resisting force characteristics of the snubber and earthquake responses of piping (a simply supported beam) which is supported by the snubber are simulated using Continuous System Simulation Language (CSSL). Digital simulations are carried out for various kinds of physical properties of the snubber. The restraint effect and the maximum resisting force of the snubber during earthquakes are discussed and compared with the case of an oil damper. The earthquake waves used here are El Centro *N-S* and Akita Harbour *N-S* (Nihonkai-Chubu earthquake).

Key Words: Mechanical Snubber, Piping, Earthquake Response, Vibration, Nonlinear Vibration, Digital Simulation

1. ま え が き

メカニカルスナッパは原子力発電所や火力発電所などの高温環境中における配管系の耐震用支持装置として開発されたもので、配管の熱膨張によるゆっくりとした変形には抵抗なく追従するが、地震時には大きな抵抗力を与えて配管の変形を拘束するという特性をもっている。このメカニカルスナッパは振動数と荷重の両方に対して非線形特性を有するため、これを配管系に取付けたときの正確な地震応答解析を行うことはむずかしく、従来はメカニカルスナッパを等価な質量-ばね-減衰系に置き換えて解析が行われている⁽¹⁾⁽²⁾。

著者の一人は既報⁽³⁾において、メカニカルスナッパの正確な抵抗力特性と、このスナッパで支持された配管(単純支持ばり)が正弦波状加振を受けたときの応答をデジタルシミュレーションと実験によって検討した。本報告では、地震時におけるメカニカルスナッパの拘束効果と最大抵抗力を確かめることを目的として、連続系シミュレーション言語を用いたデジタルシミュレーションにより、メカニカルスナッパで支持

された配管(単純支持ばり)の地震応答解析を行ったので、その結果を報告する。

2. メカニカルスナッパの構造

メカニカルスナッパの原理図を図1に示す。メカニカルスナッパは一般に配管の運動を直接伝達するロードコラム、直線運動を回転運動に変換するボールねじ、加速度を感知して抵抗力を与えるブレーキ部分(はずみ車、回転伝達球、ブレーキ板、摩擦片)、および抵抗力を受け止めるハウジングから成っている。回転伝達球(鋼球)が置かれている溝の形状は図2に示すような円すい面または球面で近似でき、以後前者の場合をタイプA、後者の場合をタイプBと呼ぶことにする。両タイプの場合とも、溝の数は図1のA-A断面図に示すように四つとする。

配管が熱膨張によってゆっくりと変形するときは、はずみ車とブレーキ板が一体となって回転するのでブレーキ力が働かないが、地震時にはブレーキ板の慣性によってはずみ車とブレーキ板の間に回転角のずれが生じ、ブレーキ板が摩擦片に押しつけられてブレーキ力が働くことになる。

* 平成元年3月11日 北海道支部第30期総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年6月6日。

^{*1} 正員、明治大学工学部 (〒214 川崎市多摩区東三田 1-1-1)。

^{*2} 学生員、明治大学大学院。

1. Load column 2. Slide key 3. Ball bushing 4. Screw shaft
5. Ball nut 6. Thrust bearing 7. Flywheel 8. Steel ball
9. Return spring 10. Brake disk 11. Brake shoe 12. Housing

図1 メカニカルスナップの概念図

3. メカニカルスナップの抵抗力特性

3.1 運動方程式 タイプBのスナップの抵抗力は既報⁽³⁾において求めた。その解析モデルの妥当性は、文献の実験例とスナップで支持されたはりの振動実験により検証されている。振動時におけるタイプAのスナップの抵抗力 F_s とブレーキ板 J_2 に関する運動方程式は、タイプBの場合と同様に次式で与えられる。

$$F_s = \beta^2 J_1 \ddot{Z} + 4\beta F_H R_1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - 4F_H R_1 + T_2 \text{sign}(\dot{\theta}_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{ただし, } \beta = 2\pi/L \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 Z はスナップの取付孔間の相対変位、 θ_2 はブレーキ板の回転角、 T_2 は摩擦片がブレーキ板に及ぼす摩擦トルク、 F_H は鋼球がはずみ車とブレーキ板に及ぼす円周方向の力、 J_1, J_2 はそれぞれはずみ車およびブレーキ板の慣性モーメント、 L はボールねじのリード、 R_1 ははずみ車の回転中心から溝の中心までの距離であり、 $\text{sign}(\dot{\theta}_2)$ は $\dot{\theta}_2$ の負、零、正に応じて -1, 0, 1 の値をとる符号関数である。 F_H と T_2 はブレーキ板が摩擦片に接触している場合と接触していない場合で異なり、以下のように与えられる。

(1) 非接触時 はずみ車の回転角 θ_1 とブレーキ板の回転角 θ_2 のずれを θ とすると

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 = \beta Z - \theta_2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

θ のずれが生ずると、ブレーキ板は q だけ摩擦片に近づく。図3(a)を参照すると

$$q = R_1 |\theta| \tan \alpha \quad \dots\dots\dots (5)$$

このときブレーキ板はばね定数 k のリターンスプリングによって kq なる復元力を受けるから、鋼球1個当たりの円周方向成分は

$$F_H = F_v \text{sign}(\theta) \tan \alpha$$

図2 溝の形状

図3 鋼球の移動状態と反力

$$= \frac{kq}{4} \text{sign}(\theta) \tan \alpha \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 $\text{sign}(\theta)$ は θ の負、零、正に応じて -1, 0, 1 の値をとる符号関数である。式(5)、(6)より

$$F_H = \frac{kR_1}{4} \theta \tan^2 \alpha \quad \dots\dots\dots (7)$$

非接触時には摩擦トルクは生じないから

$$T_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$q = \delta$ に達するとブレーキ板は摩擦片に接触する。このときの θ を θ_0 とすると

$$|\theta_0| = \frac{\delta}{R_1 \tan \alpha} \dots\dots\dots (9)$$

(2) 接触時 この場合の F_H はリターンスプリングのばね力および鋼球と溝の間の弾性接触圧力によって生ずる。図 3 (b) を参照すると

$$\left. \begin{aligned} F_H &= \left(\frac{k\delta}{4} \tan \alpha + P_H \right) \text{sign}(\theta) \\ T_2 &= 4\mu P_V R_2 \\ P_H &= P \sin \alpha, P_V = P \cos \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 μ はブレーキ板と摩擦片の間の動摩擦係数、 R_2 はブレーキ板の回転中心から各摩擦片の中心までの距離、 P は Hertz の接触論から求まる分布負荷の合力を表す。 q の増加分は鋼球と溝の弾性接触変位 $2Y_b$ の水平方向 (q 方向) 成分に等しいから

$$R_1(|\theta| - |\theta_0|) \tan \alpha = 2Y_b \cos \alpha \dots\dots\dots (11)$$

Hertz の公式から

$$Y_b = \sqrt[3]{\frac{9}{16R_b} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b} \right)^2 P^{2/3}} \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 ν はポアソン比、 E はヤング率を表し、添字 1, b はそれぞれ溝と鋼球を表す。式 (11) と式 (12) より

$$P = \sqrt{\frac{16}{9} R_b \left\{ \frac{\tan \alpha}{2 \cos \alpha} R_1(|\theta| - |\theta_0|) \right\}^3 / \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b} \right)} \dots\dots\dots (13)$$

3.2 数値計算例 式 (1), (2), (7), (8), (10) および式 (13) を連続系シミュレーション言語 (FACOM SLCS-4) を用いてプログラムし、タイプ A のスナップが $Z = a \sin \omega t$ なる変位加振を受けたときの変位 Y と抵抗力 F_s のリサージュ波形をシミュレートした。またタイプ B のスナップについても、既報のプログラムを用いて同様なデジタルシミュレーションを行った。シミュレーションに用いたタイプ A およびタイプ B のスナップの諸元を表 1 に示す。表 1 中の α はタイプ A のみに、また r はタイプ B のみに用いられる値であり、基準値は定格 10 kN 用のもの

に近い値である。

シミュレーションはまず表 1 の全項目を基準値にした場合について行い、次に 1 項目ずつ基準値前後の値に変えて行った。その際、加振振幅 a は最大抵抗力が 10 kN 以下になるように、タイプ A の場合は 0.11 mm 以下、タイプ B の場合は 0.085 mm 以下とし、振動数は 0.4, 1, 10 Hz の三つの場合を考えた。

スナップの諸元が基準値をとる場合のリサージュ波形の一例を図 4 および図 5 に示す。図 4, 5 および表 1 の範囲で諸元を変えて行ったシミュレーション結果から以下のことがわかる。

(1) リサージュ波形の形および最大抵抗力の値は振動数と振幅 (荷重) によって大きく変化する。しかし、表 1 の諸元を変えても波形の形はほとんど変化しない。

(2) R_b, k, J_1 の値を変えても最大抵抗力の値はほとんど変化しない。

(3) R_1, R_2 を大きくすると、最大抵抗力がやや増大する。

(4) J_2 が大きいほど、また L が小さいほど最大

表 1 メカニカルスナップの諸元

		Standard value	
R_1, R_2 (mm)	40	50	60
R_b (mm)	3	4	5
L (mm)	4	5	8
δ (mm)		0.2	
k (N/m)	2×10^3	5×10^3	1×10^4
J_1 (kg·m ²)	5×10^{-5}	2×10^{-4}	1×10^{-3}
J_2 (kg·m ²)	5×10^{-3}	1×10^{-2}	2×10^{-2}
α (rad)	0.0873	0.1047	0.1222
r (mm)	40	50	60

図 4 タイプ A のスナップのリサージュ波形

図5 タイプBのスナップのリサージュ波形

抵抗力は増大する。

(5) タイプAでは α が小さいほど、タイプBでは r が大きいほど最大抵抗力は低下する。

4. メカニカルスナップで支持された配管の地震応答解析

4.1 配管モデル 本報では、配管を簡略化して単純支持ばりと考えた。地震応答解析に際しては、この単純支持ばりを図6に示すように質量のない板ばねでつながれた等しい大きさの質量をもつ n 個の質点系に置き換え、スナップは i 番目の質点に取付けられているものとした。このスナップ取付点は、はりが地震加速度入力を受けたときの最大変位点である。

j 番目の質点の絶対変位を y_j 、支持壁に対する相対変位を Z_j 、支持壁に作用する入力加速度を $\ddot{U}_H$ とすると、各質点の運動方程式は影響係数マトリックス $[A]$ を用いて次のように表される。

$$\{\ddot{Z}\} = -[M]^{-1}([A]^{-1}\{Z\} + \{F\}) - \{\ddot{U}_H\} \quad \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 $\{\ddot{Z}\} (= \{\ddot{y}\} - \{\ddot{U}_H\})$ は相対加速度ベクトル、 $\{Z\}$ は相対変位ベクトル、 $\{F\}$ は抵抗力ベクトル、 $[M]$ は質量マトリックスであり、それぞれ次式のように与えられる。

$$\begin{aligned} \{\ddot{Z}\} &= \{\ddot{Z}_1, \dots, \ddot{Z}_n\}^T \\ \{\ddot{y}\} &= \{\ddot{y}_1, \dots, \ddot{y}_n\}^T \\ \{\ddot{U}_H\} &= \{\ddot{U}_H, \dots, \ddot{U}_H\}^T \\ \{Z\} &= \{Z_1, \dots, Z_n\}^T \\ \{F\} &= \begin{bmatrix} 0 \\ f_1 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}, \quad [M] = \begin{bmatrix} m_1 & & 0 \\ & m_i + \beta^2 J_1 & \\ 0 & & m_n \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

ここで、 f_i は式(1)で与えられるスナップの抵抗力 F_s からはずみ車の慣性力 $\beta^2 J_1 \ddot{y}_i$ を差引いた力を表し

$$f_i = 4\beta F_H R_1 - \beta^2 J_1 \ddot{U}_H \quad \dots\dots\dots(16)$$

図6 配管モデル

また、質量マトリックス中の $\beta^2 J_1$ ははずみ車の等価質量効果を表す。

4.2 配管の地震応答 式(14)および式(2)を連続系シミュレーション言語を用いてプログラムし、支持壁に実地震波が作用したときの配管(はり)の応答とスナップの抵抗力をデジタルシミュレーションによって求めた。シミュレーションははりを11質点系に置き換え、四次の固定間隔ルンゲ・クッタ法の倍精度積分を用いて行った。シミュレーションに用いたはり(圧力配管用炭素鋼管)の諸元を表2に示す。

スナップの諸元は表1の基準値と同じであるが、 J_2 、 L 、 α (タイプAの場合)および r (タイプBの場合)を基準値前後の値に変えた場合についてもシミュレーションを行った。また、使用した地震波はImperial Valley地震(1940年)のEl Centro N-S成分および日本海中部地震(1983年)の秋田港 N-S成分であり、各地震波を最大 2 m/s^2 に基準化して入力した。

最初に、スナップを取付けない状態で支持壁に地震波を作用させたときのはりの各質点の最大変位を計算した。計算結果を図7に示す。図7からわかるように、

両地震波の場合ともはりの最大変位は中点（質点6）に生ずるので、以後においてスナッパの取付点ははりの中点とした。El Centro 地震波および秋田港地震波を入力したときのはりの中点の最大たわみ $(Z_6)_m$ と絶対加速度の最大値 $(\ddot{y}_6)_m$ およびスナッパの最大抵抗力 $(F_s)_m$ の値を表3に示し、応答波形の一例を図8に示す。表3には、スナッパを取付けない場合およびはりの中点にスナッパの代わりに油圧防振器を取付けた場合のシミュレーション結果も併せて示してある。表3および図8から、シミュレーションを行った範囲内で以下のことがいえる。

(1) はりが実地震波を受ける場合、はりの中点にメカニカルスナッパを取付けたときの中点の最大変位は、スナッパなしのときの $1/100 \sim 1/10$ に低下する。この拘束効果はタイプAよりもタイプBのほうが大きく、スナッパの最大抵抗力もタイプBのほうが大きい。

(2) タイプAのスナッパで支持する場合、スナッパ取付点の最大変位は J_2 が大きいほど、 L が小さいほど、また α が小さいほど小さくなる。また、スナ

ッパ取付点の絶対加速度およびスナッパの抵抗力の最大値は J_2 が小さいほど、 L が小さいほど、また α が小さいほど小さくなる。

(3) タイプBのスナッパで支持する場合、 r の値が変わっても中点の最大変位はほとんど変化せず、約 0.12 mm となる。しかしながら、スナッパ取付点の絶対加速度とスナッパの抵抗力の最大値は r が大きくなるほど小さくなる。

(4) タイプAの場合は入力地震波によってはりを拘束する効果および最大抵抗力がかなり異なるが、タイプBの場合は入力地震波の違いによるこれらの値の違いは少ない。

(5) はりを拘束する効果をあまり低下させることなくスナッパの最大抵抗力を低下させるためには、タ

図7 各質点の最大変位（スナッパなしの場合）

表3 はりの中点におけるたわみと加速度の最大値およびスナッパの最大抵抗力の値

Type	J ₂ (kg・m ²)	L (mm)	α(rad) or r (mm)	El Centro N-S			Akita N-S		
				(z ₆) _m (mm)	($\ddot{y}_6$) _m (m/s ²)	(F _s) _m (N)	(z ₆) _m (mm)	($\ddot{y}_6$) _m (m/s ²)	(F _s) _m (N)
A	5×10 ⁻³	5	0.1047	0.27	25.1	1264	0.44	8.0	941
		8	0.1047	0.28	75.0	2489			
	1×10 ⁻²	5	0.0873	0.10	36.8	1980			
			0.1047	0.16	43.3	2136	0.19	11.7	980
			0.1222	0.23	49.3	2254	0.65	22.6	1078
		8	0.1047	0.22	121.5	2783			
B	1×10 ⁻²	5	40	0.12	123.6	5027			
			50	0.12	62.1	3910	0.12	63.8	3548
			60	0.12	33.4	2078			
Without snubber				9.14	21.1		6.28	14.4	
With oil damper c ₀ =1.6×10 ⁵ (N・s/m)				0.14	2.0	199	0.16	2.0	163

図 8 はりの中心の相対変位波形

イプ A のスナッパを使用し、 J_2, L, α を基準値よりも小さめにすることが必要である。

(6) スナッパと同程度の拘束効果を与えるような油圧防振器を使用した場合、防振器の最大抵抗力はスナッパの場合の $1/10 \sim 1/6$ に低下し、防振器取付点の絶対加速度はスナッパの場合の $1/20 \sim 1/6$ に低下する。

5. ま と め

メカニカルスナッパの抵抗力特性とこのメカニカルスナッパで支持された単純支持はりの地震応答を数値解析し、スナッパの拘束効果と最大抵抗力について検討した。主な結果は以下のとおりである。

(1) メカニカルスナッパの抵抗力は振動数と荷重によって変化する非線形特性を有する。この非線形特性は伝達球が置かれている溝の形状によって異なるが、リサージュ波形の形は溝の形状にあまり影響されない。

(2) タイプ A のスナッパはタイプ B のスナッパに比べて地震時におけるはりの変位を拘束する効果は劣るが、最大抵抗力が小さいので、スナッパの強度の点では優れている。

(3) はりを拘束する効果をあまり低下させることなくスナッパの最大抵抗力を低下させるためには、タイプ A のスナッパを使用し、 J_2, L, α の基準値よりも小さめにすることが必要である。

終わりに、貴重なご助言をいただいた日本発条 (株) 矢島俊男氏に謝意を表する。なお、本研究の一部は文部省科学研究費補助金によることを付記する。

文 献

- (1) 川口・ほか 4 名, 三菱重工技報, 15-1 (1978), 26.
- (2) Hulbert, G. M. and Schott, G. A., 82-PVP-48 (1982), 10, ASME.
- (3) 大亦, 機論, 53-492, C (1987), 1697.