研究論文

クレーンの高所監視用カメラの振動減衰装置の開発とその動的機構の解析*

山 本 耕 治**, 谷 井 悟**
吉 田 一 人**, 田 中 和 博***

Design and Analysis of Oil-damper to Stabilize Oscillation of a Monitoring Camera on the Top of Mobil Crane

Kouji YAMAMOTO, Satoshi TANII, Kazuto YOSHIDA, Kazuhiro TANAKA

A monitoring camera, which is usually set on top of a mobil crane boom for the purpose of keeping safety and ease of operation, plays an important role as an another eye for the crane operator. Recently, the total length of a mobil crane has been increased much more as buildings become higher and a crane boom has been lightened so as to carry many loads faster at one time. As a result, the stiffness of the crane boom becomes low. These low stiffness and lengthening of the crane boom amplify a small oscillation which does appear in the conventional ones. The monitoring camera at the top of a crane boom often oscillates strongly making monitoring by the operator difficult. A new device for damping the oscillation of the monitoring camera is needed.

In the present paper, we developed a new oil-damper to stabilize the oscillation and investigated its characteristics in simulation as well as by experiments. Simulation is based on the Bondgraphs method, which represents systems from the viewpoint of energy flow and is a very attractive method for simulating the dynamic behavior of systems composed of electric, hydraulic and mechanical components. The simulation results agree well with the experiments and the dynamical model has been established.

Key Words: Hydraulics, Components, Vibration control, Transient response, Bondgraphs, Simulation, Oil-damper

1. 結 言

ブーム先端に取り付けられたクレーンの高所監視用カメラ（図1参照）は、安全性と操作の容易性を目的として、従来よりビル高所（屋上）など運転位置から目視確認でき難い所へ運搬作業する際のオペレータのもう1つの目として活用されている。

近年、機械式クレーンと比較して組み立て作業の要らない移動式クレーン（以下クレーン）は、めざましいビルの高層化に伴い大型化（長尺化）が進んでいる。その一方では、目的物を一度により数多くより高く運搬するために、クレーンのブームの軽量化を図る必要性が発生している。しかし、ブーム軽量化は剛性の低

下を余儀なくしている。ブームの長尺化と剛性の低下は、従来のクレーンでは問題にならなかったブーム先端の僅かな揺れを増幅し、高所監視用カメラの揺れを促進させ、モニターの見づらさから運搬作業に影響を与えている。そこで、高所監視用カメラがブーム先端

Fig. 1 Example of an oil-damper

*平成8年5月27日 原稿受付

**例タダノ（所在地 〒761-01 高松市新田町甲34）

***九州工業大学、情報工学部（機械システム工学科）
（所在地 〒820 福岡県飯塚市川津680-4）

揺れの影響を受けないように、振動減衰装置を付加する必要がある。

監視カメラの揺れで問題になるのは、ブームの1次モードの振動ではなく、起伏時のショックで発生する高次の振動により、監視カメラが動揺することにある。また、クレーンブーム先端に取り付けられた監視カメラはブームが $0^\circ \sim 80^\circ$ を起伏したとき、常に下を監視できるようにしなければならないことから一点支持で可能なオイルダンパー装置として回転式タイプが一番相応しく、これを選定した。

本研究は、試作された回転式振動減衰装置について、実験とボンドグラフ・シミュレーションを実施して動特性解析を行った。また、振動減衰装置に影響を及ぼす様々な因子についての比較検討を行い、今後の設計指針を確立した。

2. 主な記号

e	: エフォート変数	
f	: フロー変数	
g	: 重力加速度	$[\text{m/s}^2]$
H	: M_2 の端までの半径方向距離	$[\text{m}]$
h	: 隙間	$[\text{m}]$
I	: 慣性モーメント	$[\text{kgm}^2]$
I_m	: 付加質量の慣性モーメント	$[\text{kgm}^2]$
K	: 体積弾性係数 ($=1.86 \times 10^9$)	$[\text{Pa}]$
L	: 集中質量までの半径方向距離	$[\text{m}]$
ℓ	: 円筒の長さ ($=50, 100 \times 10^{-3}$)	$[\text{m}]$
M_1	: おもりの名称および質量	$[\text{kg}]$
M_2	: 支柱(ロッド)の名称および質量	$[\text{kg}]$

M_3	: 回転ピストンの名称および質量	$[\text{kg}]$
M_4	: 回転円筒の名称および質量	$[\text{kg}]$
P_1, P_2	: V_1, V_2 室内の圧力	$[\text{Pa}]$
Q	: 体積流量	$[\text{m}^3/\text{s}]$
R_1	: S_s の半径	$[\text{m}]$
R_2	: 回転円筒内壁の半径	$[\text{m}]$
R_3	: 回転円筒外壁の半径	$[\text{m}]$
r	: 半径方向座標軸	
S_1, S_2	: 回転ピストンの V_1, V_2 言うに面している矩形面の面積	$[\text{m}^2]$
Sp	: S_s に取り付けられた仕切板	
S_s	: 静止中心軸	
T	: トルク	$[\text{Nm}]$
t	: 時間	$[\text{s}]$
u	: 流速	$[\text{m/s}]$
V	: 容積全体	$[\text{m}^3]$
V_1, V_2	: ダンパー室の名称およびその体積	$[\text{m}^3]$
W	: Sp の幅	$[\text{m}]$
x, y	: 流れ方向とそれに垂直方向座標軸	
θ	: 支柱とおもりの角度	$[\text{rad}]$
ϕ	: ロータリーピストンの頂角 ($=2/3\pi\text{rad}$)	
μ	: 粘度	$[\text{pa} \cdot \text{s}]$
ν	: 動粘度	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ρ	: 密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
τ	: 回転部に働くせん断応力	$[\text{N}/\text{m}^2]$
ω	: 回転角速度	$[\text{rad}/\text{s}]$
添字	A: A部 B: B部 C: C部

Fig. 2 Schematic view of Oil-damper

D : D部

3. 振動減衰装置

3.1 原 理

試作された振動減衰装置を図2に示す。また、おもり M_1 、支柱 M_2 、ロータリーピストン M_3 と回転円筒 M_4 は全て連結されており、固定された軸中心に周方向に揺動できる（以下、揺動部）ようになっている。装置内部は液体が満たされており、静止板 Sp とロータリーピストン M_3 によって2つの室 V_1 、 V_2 に仕切られている。中心軸に平行な隙間は、静止板と回転円筒 M_4 との間のA部に h_A （調整可能）、ロータリーピストン M_3 と中心軸との間のD部に h_D が設けてある。また、中心軸に垂直方向隙間として、静止板とベアリング箱との隙間B部に h_B 、ロータリーピストン M_3 とベアリング箱との隙間C部に h_C が設けてある。これらの4つの隙間が2つの部屋を行き来する液体の通路になっている。

はじめ、おもり M_1 が $\theta=90^\circ$ （水平方向）で固定されており、おもりを自由にすると揺動部のモーメントの不釣り合いによって揺動部が時計方向に回転し始める。すると、 V_1 の圧力が上昇し、液体は隙間を通して V_2 へと流れていく。揺動部はそのまわりの力学的釣り合いより $\theta=180^\circ$ （垂直下方）を通過後、揺動を停止し、次に逆方向に回転し始める。こうして往復運動を繰り返しながら、液体の粘性によるせん断力により徐々に揺動運動が減衰する。

3.2 実験条件および実験方法

表1～表3に実験条件を示す。表1の◎を基準として実験を行う。この基準は、実機にてモニターの見づらさより減衰率限界の基準として決めたものである。表1～3の各条件ごとに、おもり M_1 を $\theta=90^\circ$ まで持ち上げ、 M_1 を放した後の M_1 の挙動を測定する。図2に示すように、 M_1 の挙動のデータは、回転円筒ケーシングに連結されたエンコーダにより検出され、A/D変換ボードを経由して、角度 θ としてパソコンに入力される。

4. ボンドグラフ¹⁾

ボンドグラフは動力（＝単位時間当たりのエネルギーの変化）に着目して、システムをモデル化する表現法の1つである。ボンドグラフは、システムが機械系と流体系のように違った系で構成されていても、唯一の方法でシステムをグラフ表現できる利点がある。

4.1 ボンドグラフの概要

エネルギーの伝達の観点から物理系を構成する要素は次の4要素に分類される。

1) エネルギー供給要素（SE素子）

2) エネルギー貯蔵要素（C, I素子）

3) エネルギー消費要素（R素子）

4) エネルギー伝達要素（TF素子）

ボンドグラフはこれら要素に対する素子をボンドで結合して、システム構成を表現している。ボンドには片矢印が付いていてこれがエネルギーのある瞬間の流れを表す。1つのボンドはエフォートとフローの変数が割り当てられ、その積はボンドを伝わるパワーを表している。表4に代表的な素子の特性則を示す。

4.2 振動減衰装置のボンドグラフ化

振動減衰装置を、ボンドグラフで表すと図3になる。このモデルは回転運動系と流体系の混在するシステム

Table. 1 Experimental parameters (1)

$v = 1000\text{cst}$, $Q = 100\text{mm}$		L(mm)		
$h_A = 0.55\text{mm}$		175	350	700
$M_1(\text{kg})$	2.1	—	—	○
	8.5	○	○	◎
	17.0	—	—	○

Table. 2 Experimental parameters (2)

$v = 1000\text{cst}$, $Q = 50\text{mm}$		L(mm)		
$h_A = 0.15\text{mm}$		175	350	700
$M_1(\text{kg})$	8.5	○	○	○

Table. 3 Experimental parameters (3)

$v = 125\text{cst}$, $Q = 100\text{mm}$		L(mm)		
$h_A = 0.1\text{mm}$		175	350	700
$M_1(\text{kg})$	8.5	○	○	○

Fig. 3 System Bondgraphs

である。回転部による回転トルク (SE素子) が、システムへの入力である。入力された回転トルク T は、慣性モーメントを持つ回転部 (I素子) を動かす。ロータリーピストンの V_1 部屋に面している矩形面は、ピストンの役割 (TF₁素子) をしており、ロータリーピストンのトルクと角速度を V_1 室の圧力上昇 (C_1 素子) と V_1 室から V_2 室へ移動する流量 Q に変換する。この流量は、 V_1 室と V_2 室の圧力差により隙間を通過する流量であり、漏れ損失 (R 素子) となる。 Q とロータリーピストンの V_2 室に面している矩形面 (TF₂素子) が動く体積の差により、 V_2 室の圧力 (C_2 素子) が決定されている。蓄積された圧力はTF₂素子によってトルクに変換され、回転部にトルクを与える。また、隙間の流れから生じるせん断力が、回転を抑制するブレーキトルクになる。全トルクは、重り M_1 と支柱 M_2 からなる駆動トルクと、ロータリーピストンと壁面剪断応力によるブレーキトルクからなる。

4.3 各素子の特性式

表4の特性則および図3のボンドグラフに従って、各要素の特性式を立てる。

(1) SE素子：入力トルク

おもりに M_1 ・支柱 M_2 による駆動トルク T_1 、 T_2 と、ロータリーピストン M_3 と3つの隙間の流れから生じるせん断応力に基づくブレーキトルク T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_6 の総和である。

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 \quad (1)$$

T_1 : M_1 による駆動トルク

$$T_1 = M_1 \times g \times L \times \sin \theta \quad (2)$$

T_2 : M_2 による駆動トルク

$$T_2 = M_2 \times g \times \frac{(H + R_3)}{2} \times \sin \theta \quad (3)$$

T_3 : M_3 によるブレーキトルク

$$\begin{aligned} T_3 &= - \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{M_3}{\frac{1}{3}\pi(R_2^2 - R_1^2)} (r^2 dr d\phi) g \sin \theta \\ &= - \frac{2}{3} M_3 \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} g \sin \theta \end{aligned} \quad (4)$$

3つの隙間の流れのレイノルズ数は、 $Re = 1$ 程度と非常に小さいので、ここではクエット流れと考えることができる。流速分布 u および壁面せん断応力 τ_0 は次式で与えられる²⁾ (図4参照)。

$$u = \frac{y}{2\mu} (y - h) \frac{dP}{dx} + \frac{y}{h} r\omega \quad (5)$$

$$\tau_0 = \mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=h} \quad (6)$$

T_4 : 静止板下部の隙間A部で発生する、回転円筒内壁

Table. 4 Basic elements of Bondgraphs

Basic Elements	Bond Graph	Mathematical model
Energy Supplying	SE $\frac{e}{f}$	$e = E(t) : \text{given}$
Energy Storing	$\frac{e}{f} \leftarrow C$	$e = C \int f dt$
	$\frac{e}{f} \leftarrow I$	$f = I \int e dt$
Energy Consuming	$\frac{e}{f} \rightarrow R$	$e = R(f)$
	$\frac{e}{f} \rightarrow R$	$f = R(e)$
Energy Transforming	$\frac{e_1}{f_1} \rightarrow \text{TF} \frac{e_2}{f_2}$	$e_1 = m \cdot e_2$ $f_1 = 1/m \cdot f_2$

Fig. 4 Laminar Couette flow

Fig. 5 Flow field in A clearance

面に働く壁面せん断力に基づくブレーキトルク。

もっとも隙間の狭くなった隙間 h_A で、 $(W \times \ell)$ の部分に働く壁面せん断力のみを考慮した (図5参照)。

$$\begin{aligned} T_4 &= -\tau_0 \times W \times \ell \times R_2 \\ &= -W \ell R_2 \left(\mu \frac{R_2 \omega}{h_A} + \frac{h_A}{2} \frac{P_1 - P_2}{W} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

T_5 : ロータリーピストンの扇形の側面に働く壁面せん断応力に基づくブレーキトルク。

Fig. 6 Flow field in C clearance Fig. 7 Flow field in D clearance Fig. 8 Flow field in B clearance

面内では、半径方向速度と軸方向速度を無視して流体が全て一様に円周方向のみに流れるとした (図 6 参照)。

$$T_5 = - \int_0^{\frac{2}{3}\pi} \int_{(R_1+h_D)}^{R_1} r \tau_0 r dr d\theta$$

$$= -\mu \frac{\pi \omega}{6 h_C} (R_2^4 - R_1^4) + \frac{h_C (R_2^2 - R_1^2)}{4} (P_1 - P_2) \quad (8)$$

ただし、 $R_1 + H_D \approx R_1$

T_6 : ロータリーピストン下部の隙間 D 部で発生するロタリーピストンに働く壁面せん断応力に基づくブレーキトルク (図 7 参照)。

$$T_6 = -(\tau_0 \times R_1 \times \frac{2}{3} \pi \times \ell \times R_1)$$

$$= -\frac{2}{3} \pi \ell R_1^2 \left(\mu \frac{R_1 \omega}{h_D} + \frac{3 h_D}{4 \pi R_1} (P_1 - P_2) \right) \quad (9)$$

(2) I 素子: この場合、フロー変数は $f = \text{角速度 } \omega$, エフォート変数は $e = \text{入力トルク } T$ である。特性式の定義より以下ようになる。

$$\omega = \frac{1}{I} \int (T - T_7 + T_8) dt \quad (10)$$

ただし、 $I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_m$,

$$T_7 = T F_1 \times P_1, \quad T_8 = T F_2 \times P_2 \quad (11)$$

$$I_1 = M_1 \times L^2, \quad (12)$$

$$I_2 = \frac{1}{3} M_2 (H^2 + H R_3 + R_3^2), \quad (13)$$

$$I_3 = \frac{1}{2} M_3 (R_2^2 + R_1^2), \quad (14)$$

$$I_4 = \frac{1}{2} M_4 (R_3^2 + R_2^2), \quad (15)$$

$$I_m = \frac{\pi}{16} \rho \ell R_2^4. \quad (16)$$

(3) C_1 : V_1 室の容積効果による圧力上昇量。

$$P_1 = \frac{K}{V_1} \int \Delta Q_1 dt \quad (17)$$

(4) C_2 : V_2 室の容積効果による圧力上昇量。

$$P_2 = \frac{K}{V_2} \int \Delta Q_2 dt \quad (18)$$

初期値としては、 V_1 と V_2 室の圧力は 0 とした。

また、各部屋の体積は $\theta = \pi/2$ を初期値として以下のように表現される。

$$V = \pi (R_2^2 - R_1^2) \ell, \quad V_1 = V \times (\theta - \pi/3) / 2\pi,$$

$$V_2 = V \times (5\pi/3 - \theta) / 2\pi. \quad (19)$$

(5) R 素子: 漏れ。因果律の関係から、ここでは漏れ流量を定義する。

$$Q = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D \quad (20)$$

ただし、 Q_A, Q_B, Q_C, Q_D は、それぞれ A, B, C, D 部隙間を通過する体積流量である。

$$Q_A = \int_0^{h_A} u dy$$

$$= \left(\frac{1}{2} R_2 \omega - \frac{h_A^2}{12\mu} \frac{P_2 - P_1}{W} \right) \ell h_A \quad (21)$$

面内では、半径方向速度と軸方向速度を無視して流体が全て一様に円周方向のみに流れるとした。

$$Q_B = 2 \int_0^{h_B} \int_{R_1}^{R_2} u dy dr$$

$$= -\frac{h_B^3}{6\mu} (R_2 - R_1) \frac{P_2 - P_1}{W} \quad (22)$$

$$Q_C = 2 \int_0^{h_C} \int_{R_1}^{R_2} u dy dr$$

$$= -\frac{\log R_2 - \log R_1}{4\mu\pi} h_C^3 (P_2 - P_1)$$

$$- \frac{1}{2} h_C (R_2^2 - R_1^2) \omega \quad (23)$$

$$Q_D = \ell \int_0^{h_D} u dy$$

$$= -\frac{\ell}{8\mu\pi R_1} h_D^3 (P_2 - P_1) - \frac{1}{2} \ell R_1 h_D \omega \quad (24)$$

(6) $T F_1, T F_2$: $T F_1$ は $(T_1, \omega) \rightarrow (P_1, Q_1)$ に、 $T F_2$ は $(P_2, Q_2) \rightarrow (T_2, \omega)$ の変換を行う。変換係数は (面積 $\times$ 腕の長さ) であり因果律の関係から次のように定義する。

$$S_1 \times (R_1 + R_2) / 2, 2 / (S_2 \times (R_1 + R_2)). \quad (25)$$

4.4 状態方程式

図2のボンドグラフと4.3の特性式よりシステムの全ての関係式が導かれる。その中から代数関係を除去すれば以下に示すシステム状態方程式が得られる。この状態方程式を4次のルンゲクッタ法で計算した。

$$I \frac{d\omega}{dt} = T - P_1 \times T F_1 + \frac{P_2}{T F_2} \quad (26)$$

$$\frac{V_1(\theta)}{K} \frac{dP_1}{dt} = -Q + \omega \times T F_1 \quad (27)$$

$$\frac{V_2(\theta)}{K} \frac{dP_2}{dt} = Q - \frac{\omega}{T F_2} \quad (28)$$

Fig. 9 Damping effect of the parameter L under the condition of $\nu=1000$ cst

Fig. 10 Damping effect of the parameter M_1

5. 実験結果および考察

5.1 パラメータ L , M_1 に関する減衰効果

表1中の◎印 ($M_1=8.5$ kg, 円筒長さ $\ell=100$ mm, 液体の粘度 $\nu=1000$ cst, 隙間 $h_A=0.55$ mm) を基準として, おもりに M_1 , 距離 L を変化させた時の減衰効果の検討を実験とシミュレーションによって行う。

図9, 10は, 表1に示す実験条件での実験値 (実線) とシミュレーション結果 (破線) である。図9, 10より, 本減衰装置の能力は, おもりに $M_1=8.5$ kg以下, 距離 $L=700$ mm以下であれば監視用カメラの振動を十分抑制できることがわかった。また, シミュレーション結果と実験結果は良く一致しており, モデルの妥当性を表している。

5.2 パラメータ ℓ に関する減衰効果

円筒長さ ℓ を変化させた時の減衰効果を図11に示す。 ℓ が小さくなると減衰効果が弱くなるために, $\ell=50$ mmのときは $h_A=0.15$ mmとしている。それにもかかわらず, ℓ が小さくなると極端に減衰効果が弱まること

Fig. 11 Damping effect of the parameter ℓ

Fig. 12 Damping effect of the parameter L under the condition of $\nu=125$ cst

がわかった。

5.3 パラメータ ν に関する減衰効果

液体のとり扱い易さより、液体の粘度を $\nu=125\text{cst}$ と基準より小さくした場合でも、図12より隙間 h_A を 0.1mm にすれば、おもり M_1 が 8.5kgf 以下、距離 L が 350mm 以下であれば減衰効果を得られることがわかった。

5.4 各隙間の減衰効果

振動減衰装置の減衰調整をするために、動特性解析から3つの隙間 h_A , $h_C (=h_B)$, h_D の振動減衰に及ぼす個々の影響を調べる。図13は、 $(h_A, h_B, h_C, h_D) = (0.5, 0.5, 0.5, 0.5)$ の状態から、各隙間を 0.1mm ずつ大きくした場合の減衰効果のシミュレーション結果である。この結果から、隙間の大きさが同じ変化であれば h_A の変化の影響が他の影響より大きいことがわかる。そのことから、隙間調整による減衰効果は $h_A > h_D > h_C$ に順に高いことがわかった。

図14は、試作された減衰装置の隙間に関する設計パラメータ $(h_A, h_B, h_C, h_D) = (0.1, 0.6, 0.6, 0.1)$ の状態から各隙間を 0.1mm ずつ大きくした場合の減衰効果のシミュレーション結果である。この場合は、 h_C を大きくした場合が最も影響が大きくでている。図13, 14の検討結果より、1つの隙間が他の隙間より5倍程度以上大きければ、その隙間が振動減衰装置の減衰をほとんど支配してしまうことがわかった。

5.5 解析からのクエット流れ式中の速度項と圧力

実験からもわかるように、振動減衰装置の動きは遅い(約 0.5Hz 以下)ため、圧力項に比べ速度項は極めて小さいと考え、層流クエット流れ式から速度項を削除して解析を行ってみた。その結果を図15に示す。速度項を削除しても振動減衰装置の動きは、速度項が有る場合の解析結果と重複している。このことから速度の極めて遅い振動減衰装置の動特性解析を行うときは、速度項を考慮しなくても問題ないことがわかった。

6. ま と め

試作した減衰装置の実験結果およびシミュレーション結果から以下のことが明らかになった。

- (1) 実験により、試作した本振動減衰装置はクレーンの高所監視用カメラの揺れを十分抑制できる。
- (2) クエットの流れとなる隙間構造にすることで、減衰効果を高く採れ、鮮明なメカニズムを持つ振動減衰装置を作製できる。
- (3) 3つの隙間の内、隙間 h_A を調整することで振動減衰装置の減衰を容易に制御できる。

本動特性解析により、今後の振動減衰装置を開発

Fig. 13 Influence of three clearances on damping effects (1)

Fig. 14 Influence of three clearances on damping effects (2)

Fig. 15 Effect of the velocity term

していく上での設計指針が確立された。なお、本振動減衰装置の動特性解析にボンドグラフでは有用であった。

参 考 文 献

- 1) Karnopp, D.C., Margoils, D.L. and Rosenberg, R.C., System Dynamics: A Unified Approach, John Wiley & Sons, 1990.
- 2) Schlichting, H., Boundary Layer Theory, Macgraw-Hill, 1968, pp. 76-78