

4. タワークレーン模型の振動実験*

大幢勝利**, 鈴木崇伸***

4. Vibration Test on Model of Construction Tower Crane

by Katsutoshi OHDO** and Takanobu SUZUKI***

Abstract: The Hanshin Awaji earthquake caused much damage to construction tower cranes, and some cranes collapsed or fell to the ground. Fortunately, the earthquake occurred in the early morning, so fatal accidents by the collapsed cranes had not been happened. However, if the earthquake had occurred in the daytime, it was assumed that not only the construction workers but also many pedestrians or car drivers around the sites would had been killed or injured.

The earthquake resistant design for overhead traveling cranes have been proposed, but the earthquake resistance of the construction tower cranes were not so much considered. Therefore, the horizontal and vertical motion of the construction tower cranes was investigated experimentally and analytically to obtain the fundamental data for a new earthquake resistant designs. Vibration tests to a tower crane model were performed by a shaking table and free vibration analyses were performed by using a rigid-body pendulum model, which was proposed to calculate the complex motion of the tower cranes simply. Both results were compared and the earthquake resisting of the tower cranes was examined.

The results of the experiments and analyses were summarized as follows.

- (1) Natural frequencies of the tower crane were similar in both results of the experiments and analyses. Therefore, it was found that natural frequencies of it were calculated simply by using the proposed rigid-body pendulum model.
- (2) The rotational angles of the vibration modes of the tower crane in the experiments were bigger than those in the analyses due to the vibration of the jib. Therefore, the vibration of the jib needs to be considered in the analyses.
- (3) It was assumed that the tower crane which was the object of this study had a similar natural frequency to the dominant frequency in the Hanshin Awaji earthquake by the experiments and analyses.

Keywords; Rigid-body pendulum, Tower crane, Earthquake-resistant design, Mode of vibration

1. はじめに

阪神・淡路大震災において、建設用タワークレーン

* 平成9年7月第24回地震工学研究発表会に一部発表した。

** 建設安全研究部 Construction Safety Research Division

*** 東洋大学工学部 College of Engineering, Toyo University

が大きな被害を受けた。その中には、ジブの折れ曲がりやクレーンと建物を結ぶステーの破損、あるいはマストが転倒したものもみられた。このような地震が昼間時に発生した場合には、作業員の安全が問題となることに加え、現場周辺にも大きな被害を及ぼすものと推定される。

阪神・淡路大震災が発生する以前は、天井クレーンに対してのみ耐震設計方法が示されていた。しかし、建

設用タワークレーンに対しては、クレーン構造規格¹⁾等においても明確な耐震設計方法が示されていない。今回の地震により重大な被害が発生したことを考えると、新たな耐震対策を行うことが必要である。

そこで、建設用タワークレーンの耐震設計・免震設計基準を作るための基礎資料を得ることを目的として、模型のタワークレーンに対する振動実験を行い、鉛直面内と水平面内の運動を調べた。さらに、タワークレーンを簡易な剛体振り子モデルに置き換えて自由振動解析を行い、模型実験の結果と比較することによりタワークレーンの耐震性について検討した。

2. 被害状況

阪神・淡路大震災時に、阪神地区では約 100 台のタワークレーンが使用されていた。そのうち、Photo 1 に示すようにジブが折れたもの、転倒・落下したもの等も含め、約 30 台のクレーンが何らかの被害を受けていた²⁾。

Fig. 1 に被災したタワークレーンの据付方法と損傷



Photo 1 Collapsed tower crane.
被災したタワークレーン

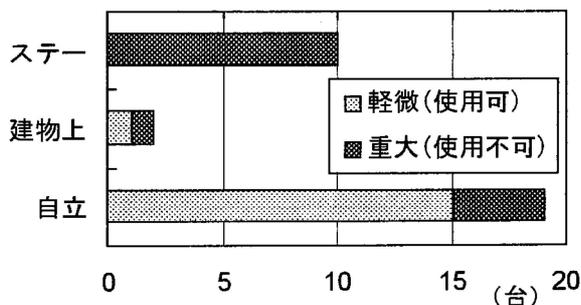


Fig. 1 Relation between standing method of the collapsed cranes and the extent of the damage.
被災したクレーンの自立方法と損傷の程度

の程度を示す。Fig. 1 のように据付方法は、1) 建設中の建物との間にステーを取り付ける、2) 建設中の建物上に固定する、3) 地盤上から自立する、の主に 3 種類に分類される。その中で、被災総数は自立の場合に最も多かった。また、損傷の程度でみると、自立の場合には軽微な損傷の割合が高かったが、ステーを取り付けた場合には、被災したクレーンの全てが重大な被害を受けていた。

これらの被害は、地震動とタワークレーンが共振したことにより発生したと考えられる。しかし、タワークレーンの振動特性についてはほとんど明らかにされていないのが現状である。そこで、以下に示す模型実験と自由振動解析を行い、その結果を比較し共振の可能性について検討した。

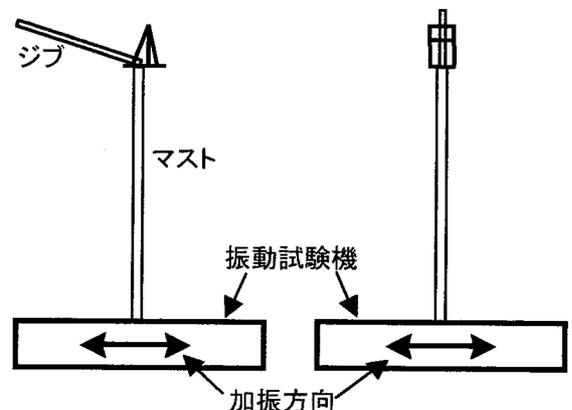
3. 実験方法

実際に転倒したタワークレーンの寸法比約 1/30 の模型を製作し、これに対し振動実験を行った。クレーンの主要構造部材であるマストとジブは複雑なトラス構造であるが、簡易な模型として曲げ変形のみを考慮して設計し、円筒状の亚克力パイプを用いて製作した。模型と実物の振動数比 t_v は、 m_v を質量比、 k_v をマストのバネ定数比とすると、

$$t_v = \sqrt{m_v/k_v} \quad (1)$$

で表すことができるが、曲げ変形のみを考慮したため質量比により $t_v = 1/6$ となった。

この模型を Fig. 2 に示すように振動試験機で水平方向に加振し、タワークレーンの鉛直面内の運動と水平面内の運動を調べた。実験では、(a) ジブの向きと同じ方向、(b) ジブと直角方向に、周波数を 0.5~20 Hz まで等振幅で上昇させながら加振した。その際、クレー



(a) ジブと同じ方向 (b) ジブと直角方向

Fig. 2 Outline of experiments.
実験概要

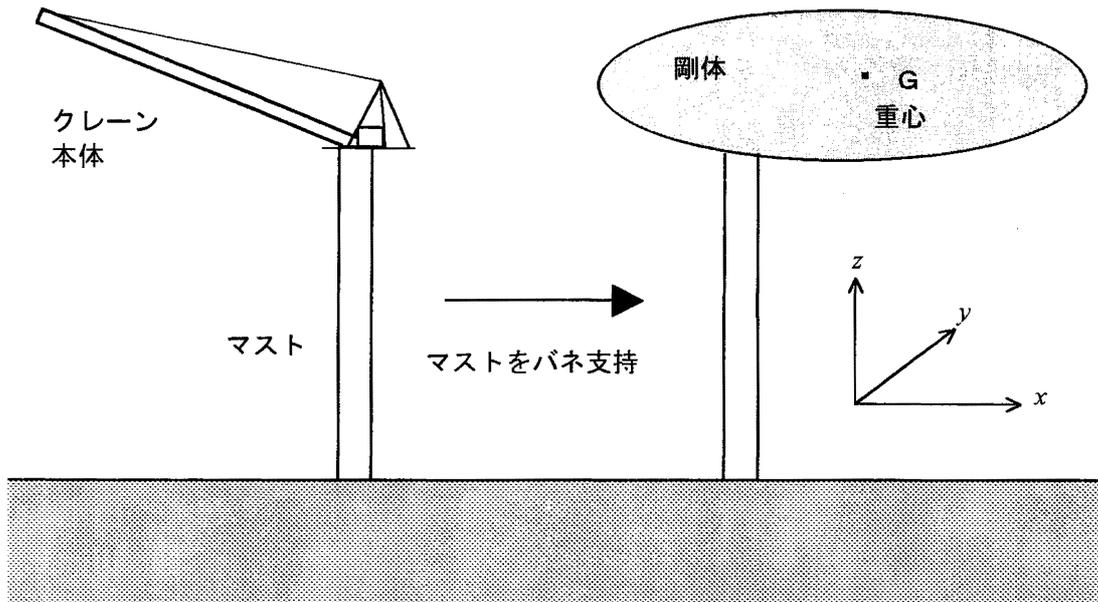


Fig. 3 Model of rigid-body pendulum.
剛体振り子モデル

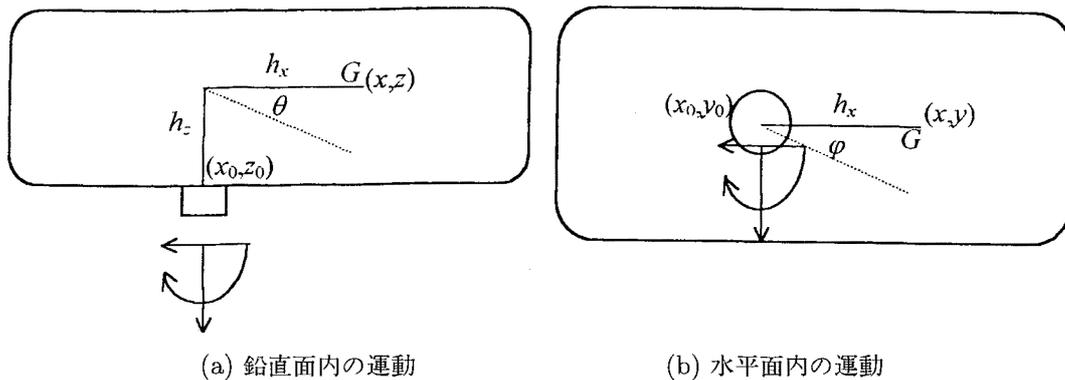


Fig. 4 Motion of rigid-body pendulum.
剛体振り子の運動

ン各部に加速度計を設置して測定を行い、共振する振動周波数およびクレーンの挙動を調べた。

4. 解析方法

建設用タワークレーンの構造は、1) マストがスレンダー、2) クレーン本体が重くトップヘビー、3) 重心がマストの芯からずれている、4) マストは曲げ変形が主体、5) 3次元の運動を行う、などの特徴がある。これを、Fig. 3に示すようにクレーン本体を剛体とし、この剛体がマストによりバネ支持されているものとしてモデル化した。この剛体振り子モデルに対し、鉛直面内と水平面内における2自由度の運動を考える。

4.1 鉛直面内の運動 (縦振れ)

Fig. 4(a)に示すように剛体支点の座標を (x_0, z_0) 、剛体の回転角を θ 剛体支点からみた重心座標を $(h_x,$

$h_z)$ とすると、全体系での重心座標と速度は次のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \text{全体系での} & \quad \begin{cases} x = x_0 + h_z \sin \theta + h_x \cos \theta \\ z = z_0 + h_z \cos \theta - h_x \sin \theta \end{cases} \quad (2) \\ \text{重心座標} & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{速度} & \quad \begin{cases} \dot{x} = \dot{x}_0 + \dot{\theta}(h_z \cos \theta - h_x \sin \theta) \\ \dot{z} = \dot{z}_0 + \dot{\theta}(-h_z \sin \theta - h_x \cos \theta) \end{cases} \quad (3) \end{aligned}$$

このとき、運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は、以下ようになる。

$$\begin{aligned} T &= \frac{I_{y_0}}{2} \dot{\theta}^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{z}^2) \\ &= \frac{1}{2} (I_{y_0} + m h_x^2 + m h_z^2) \dot{\theta}^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}_0^2 + \dot{z}_0^2) \\ &\quad + m \dot{\theta} (-h_x \dot{z}_0 + h_z \dot{x}_0) \quad (4) \end{aligned}$$

$$U = \frac{6EI}{l^3}x_0^2 - \frac{6EI}{l^2}x_0\theta + \frac{2EI}{l^2}\theta^2 + \frac{EA}{2l}z_0^2 \quad (5)$$

ここで、

I_{y_0} : 剛体支点における剛体の y 軸周りの回転慣性モーメント

m : 剛体の質量

E : バネ (マスト) の弾性係数

I : バネの y 軸周りの断面 2 次モーメント

l : バネの長さ

A : バネの断面積

$L = T - U$ より、次のラグランジェ関数を用いて導いた運動方程式が求められる。

$$\begin{pmatrix} I_{y_0} + mh_x^2 + mh_z^2 & mh_z & -mh_x \\ mh_z & m & 0 \\ -mh_x & 0 & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_0 \\ \ddot{z}_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 4EI/l & -6EI/l^2 & 0 \\ -6EI/l^2 & 12EI/l^3 & 0 \\ 0 & 0 & EA/l \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ x_0 \\ z_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

剛体支点の上下動を無視すると次のようになる。

$$\begin{pmatrix} I_{y_0} + mh_x^2 + mh_z^2 & mh_z \\ mh_z & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 4EI/l & -6EI/l^2 \\ -6EI/l^2 & 12EI/l^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ x_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

これより、式 (9) に示す振動数方程式が得られる。式 (9) の 2 つの実根 $\omega_1 < \omega_2$ が、鉛直面内運動の 1 次、2 次の固有振動数である。

$$\omega_\theta^2 = \frac{4EI}{l(I_{y_0} + mh_x^2)}, \quad \omega_x^2 = \frac{12EI}{ml^3} \quad (8)$$

として、

$$\omega^4 - \left\{ \omega_\theta^2 + \omega_x^2 \left(1 + \frac{h_z(h_z + l)}{I_{y_0}/m + h_x^2} \right) \right\} \omega^2 + \frac{1}{4}\omega_\theta^2\omega_x^2 = 0 \quad (9)$$

θ, x_0 について振動モード形を求めマトリックス表示すると、以下のようになる。

$$[\phi] = \begin{pmatrix} A_1 & A_2 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$A_n = \frac{1 - \omega_n^2/\omega_x^2}{l/2 + h_z\omega_n^2/\omega_x^2} \quad (n = 1, 2) \quad (11)$$

4.2 水平面内の運動 (横振れ)

Fig. 4(b) に示すように剛体支点の座標を (x_0, y_0) 、剛体の回転角を φ 、剛体の重心位置と支点の距離を h_x とすると、全体系での重心座標と速度は次のように表すことができる。

$$\begin{matrix} \text{全体系での} \\ \text{重心座標} \end{matrix} \begin{cases} x = x_0 + h_x \cos \varphi \\ y = y_0 + h_x \sin \varphi \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{matrix} \text{速度} \end{matrix} \begin{cases} \dot{x} = \dot{x}_0 - h_x \dot{\varphi} \sin \varphi \\ \dot{y} = \dot{y}_0 + h_x \dot{\varphi} \cos \varphi \end{cases} \quad (13)$$

このとき、運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は、以下のようになる。

$$T = \frac{I_{z_0}}{2}\dot{\varphi}^2 + \frac{m}{2}\dot{y}^2 = \frac{1}{2}(I_{z_0} + mh_x^2)\dot{\varphi}^2 + \frac{m}{2}\dot{y}_0^2 + mh_x\dot{\varphi}\dot{y}_0 \quad (14)$$

$$U = \frac{3EI}{2l^3}y_0^2 + \frac{GJ}{2l}\varphi^2 \quad (15)$$

ここで、

I_{z_0} : 剛体支点における剛体の z 軸周りの回転慣性モーメント

G : バネのせん断弾性係数

J : バネの z 軸周りの断面 2 次極モーメント

I : バネの x 軸周りの断面 2 次モーメント

4.1 節と同様に、 $L = T - U$ より、次のラグランジェ関数を用いて導いた運動方程式が求められる。

$$\begin{pmatrix} I_{z_0} + mh_x^2 & mh_x \\ mh_x & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\varphi} \\ \ddot{y}_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} GJ/l & 0 \\ 0 & 3EI/l^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi \\ y_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (16)$$

これより、次の振動数方程式が得られる。式 (18) の 2 つの実根 $\omega_1 < \omega_2$ が、水平面内運動の 1 次、2 次の固有振動数である。

$$\omega_\varphi^2 = \frac{GJ}{I_{z_0}l}, \quad \omega_y^2 = \frac{3EI}{ml^3} \quad (17)$$

として、

$$\omega^4 - \left\{ \omega_\varphi^2 + \omega_y^2 \left(1 + \frac{mh_x^2}{I_{z_0}} \right) \right\} \omega^2 + \omega_\varphi^2\omega_y^2 = 0 \quad (18)$$

4.1 節と同様に、 φ, y_0 について振動モード形を求めマトリックス表示すると、以下ようになる。

$$[\phi] = \begin{pmatrix} B_1 & B_2 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad (19)$$

$$B_n = \frac{\omega_y^2 / \omega_n^2 - 1}{h_x} \quad (n = 1, 2) \quad (20)$$

5. 実験結果と解析結果の比較

クレーン模型の固有振動数に対する実験結果と、式

Table 1 Comparison of natural frequency between the experiments and the analyses.
実験と解析での固有振動数の比較

解析結果 (Hz)				実験結果 (Hz)			
鉛直面内運動		水平面内運動		ジブ方向加振		ジブ直角方向加振	
ω_1	0.83	ω_1	0.86	1次	0.83	1次	0.83
ω_2	5.6	ω_2	2.9	2次	5.9	2次	3.3
				3次	17.7	3次	5.9

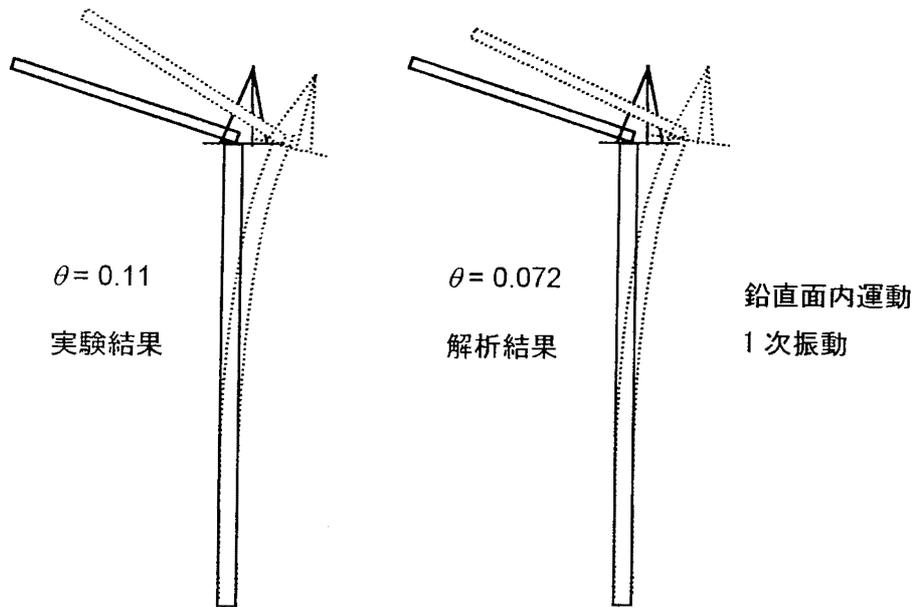


Fig. 5 Comparison of mode of vibration between the experiments and the analyses.
(In case of 1st mode of vertical motion)
実験と解析での振動モード形の比較 (鉛直面内運動, 1次振動)

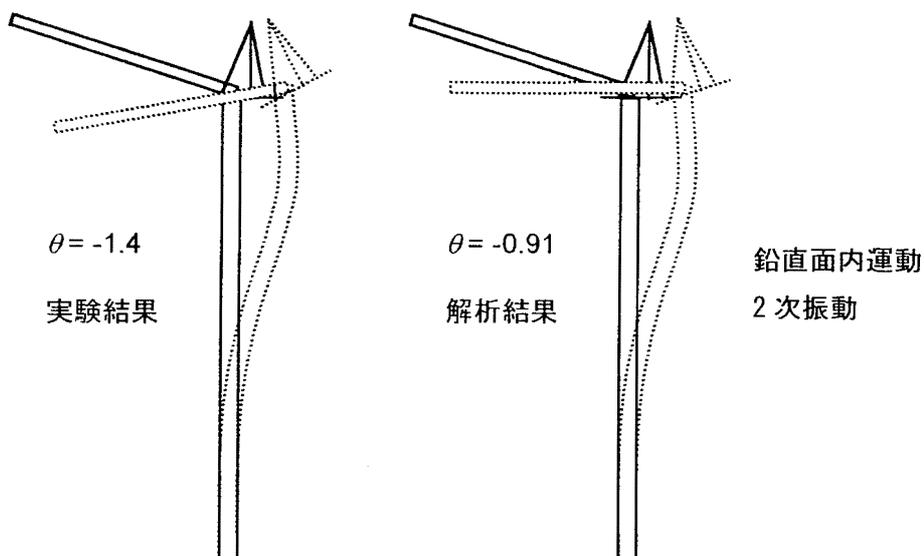


Fig. 6 Comparison of mode of vibration between the experiments and the analyses.
(In case of 2nd mode of vertical motion)
実験と解析での振動モード形の比較 (鉛直面内運動, 2次振動)

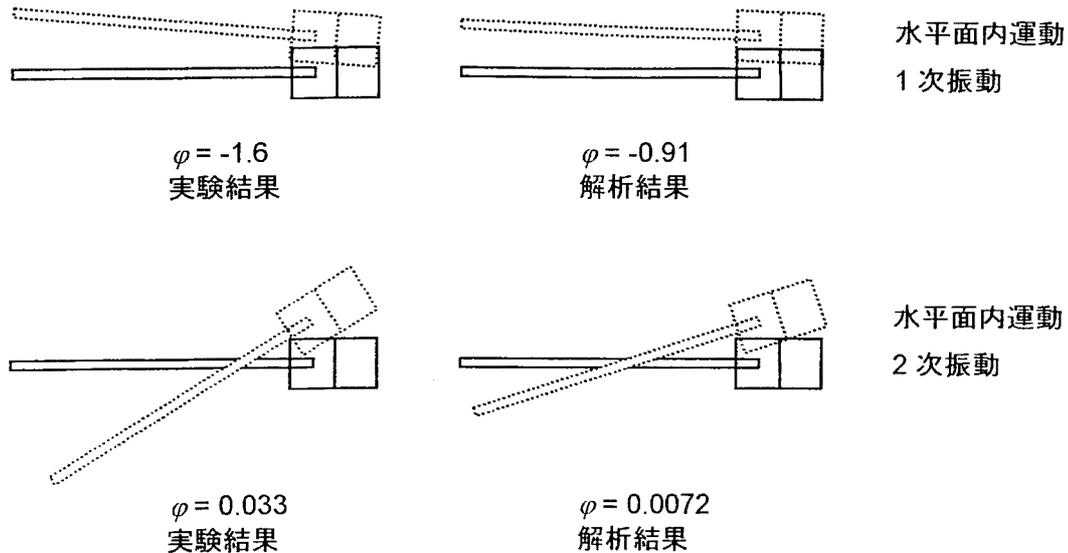


Fig. 7 Comparison of mode of vibration between the experiments and the analyses.
(In case of horizontal motion)
実験と解析での振動モード形の比較 (水平面内運動)

(9), (18) による解析結果を Table 1 に示す。Table 1 より、実験ではジブ方向 (鉛直面内) に加振した場合に、0.83, 5.9, 17.7 Hz で共振していた。また、ジブと直角方向 (水平面内) に加振した場合には、0.83, 3.3, 5.9 Hz で共振していた。

鉛直、水平面内とも 2 次の振動数で若干実験結果の方が大きくなっているが、これは、模型を製作する際に接合部近辺を過剰に剛にしたためと考えられる。この影響を除けば、実験結果と解析結果はほぼ一致していると考えられ、簡易な計算で固有振動数を求められることがわかった。

以上の結果、対象としたタワークレーンは阪神・淡路大震災で問題となった 1 Hz (模型では振動数比より 6 Hz) 前後の固有振動数を持つと推定される。

次に、振動モード形を実験と式 (10), (19) による解析から求めたが、それを図化すると Fig. 5 から Fig. 7 のようになる。実験での重心の変位 x_0 および y_0 は、マスト上端で測定した加速度振幅より求めた。また、クレーン本体の回転角 θ および φ は、ジブの先端と付け根で測定した加速度振幅の差より求めた。

Fig. 5 から Fig. 7 では、重心の変位 x_0 および y_0 を基準化して表したが、回転角は全ての場合において解析より実験の方が大きくなった。これは、ジブに生じる加速度により回転角を求めたためであり、剛体の運動とは別にジブ自身が振動したため先端での加速度が非常に大きくなり、その結果クレーン本体の回転角を大きく見積もることになったと考えられる。このため、ジブの振動の影響を取り除けば実験結果と解析結

果は近づくと考えられるが、Photo 1 のようにジブの折れ曲がりも報告されているため、ジブの振動を考慮した解析も行う必要がある。

6. まとめ

建設用タワークレーンの固有振動数および振動モード形を模型実験により調べ、それを簡易な剛体振り子モデルを用いて解析した。その結果、以下のことがわかった。

- (1) タワークレーンの固有振動数は実験結果と解析結果でほぼ一致しており、本研究で提案した簡易な計算方法で求められることがわかった。
- (2) 振動モード形はジブの振動の影響により、実験結果の方が解析結果よりクレーン本体の回転角が大きくなった。よって、ジブの振動を考慮した解析を行う必要がある。
- (3) 本実験および解析結果から、対象としたタワークレーンは阪神・淡路大震災で問題となった 1 Hz (模型では振動数比より 6 Hz) 前後の固有振動数を持つと推定される。

参考文献

- 1) 労働省安全衛生部編, 平成 11 年度版安衛法便覧, 労働基準調査会, (1999).
- 2) 橋内良雄, 兵庫県南部地震によるクレーンの被害状況, クレーン, 35-3, pp. 7-14, (1997).

(平成 12 年 1 月 11 日受理)