



地震応答解析による機械式連続アンローダの免震装置の検討

古賀倫子¹⁾、増田洋人²⁾、早津昌樹³⁾

1) (株)日立製作所機械研究所、主任研究員

e-mail : tomoko.koga.bf@hitachi.com

2) (株)日立プラントテクノロジー、主任研究員

e-mail : hiroto.masuda.hv@hitachi-pt.com

3) (株)日立プラントテクノロジー、部長、工博

e-mail : masaki.hayatsu.wz@hitachi-pt.com

要 約

大規模地震時に港湾施設のアンローダが損傷・倒壊することを防止するため、免震装置への要求が高まっている。免震装置の有効性の検証及びその仕様決定のためには、解析による検討が有効である。本研究では、アンローダの汎用的な振動解析モデルを構築するため、振動測定結果を基に設計最適化手法により、主要な部分の剛性を同定して解析モデルを構築した。次に、構築したモデルを用いて、地震応答解析を行い免震装置の有効性を検証した。

キーワード： 地震、解析、アンローダ、設計最適化、免震

1. はじめに

1995年の兵庫県南部地震（阪神・淡路大震災）の際、当時国内で最大の国際コンテナ港であった神戸港では、ほぼすべてのコンテナクレーン（港でコンテナ貨物の積み降ろしを行うクレーン）が損傷あるいは倒壊した。その後、国土交通省では重要な港湾施設を耐震強化施設と位置づけ、耐震性能を確保できる強化岸壁の整備を行ってきている。一方、コンテナクレーンは耐震強化施設の一部として岸壁と同等の耐震性能を備えることが求められており、各メーカーで免震装置付コンテナクレーンの開発が進められている^{1)~3)}。このような状況の中、コンテナクレーンと同様に港湾での荷役作業に使用されているアンローダにも、免震装置を付加する要求が出てきている。

免震装置の有効性の検証及びその仕様決定のためには、解析による検討が有効である。そこで、アンローダの地震時の応答を明らかにするための、実機解析モデルの作成に着手した。このような地震応答解析としては、コンテナクレーンにおいて、縮小模型による実験と解析による検討が多くなされている^{4)~6)}。しかし、これらの解析モデルは簡易モデルであり、実機に対して高精度なモデル化を行うためには、多くの知見や実験との合わせこみが必要となる。

本研究では、汎用的な振動解析モデルを、実機の振動測定結果を基に、設計最適化手法を用いて主要部分の剛性を同定して解析モデルの構築を行った。さらに、構築したモデルを用いて、地震応答解析を行い免震装置の有効性を検証した。

2. 機械式連続アンローダの概要

図1に、今回の解析モデルを作成した機械式連続アンローダの構造を示す。アンローダは、バラ物（荷物を箱詰めや袋詰め等をしないで運搬されるもの）貨物、鉄鉱石、石炭、穀物、木材チップを船から陸揚げするのに使用される荷役機械である。船倉に保管されている荷物は、まず、垂直ブーム先端のフィーダで荷揚げされ、垂直ブーム、水平ブーム内をコンベアベルトで搬送される。水平ブーム及び垂直ブームは、荷役作業時は、走行方向に対して垂直の位置で使用するため、運転室より上部は走行方向に対して、直交、平行の位置に旋回する機構になっている。装置全体は、走行レール上を移動する4本の脚で支持され、荷役作業時はロック機構で走行レールに固定される。

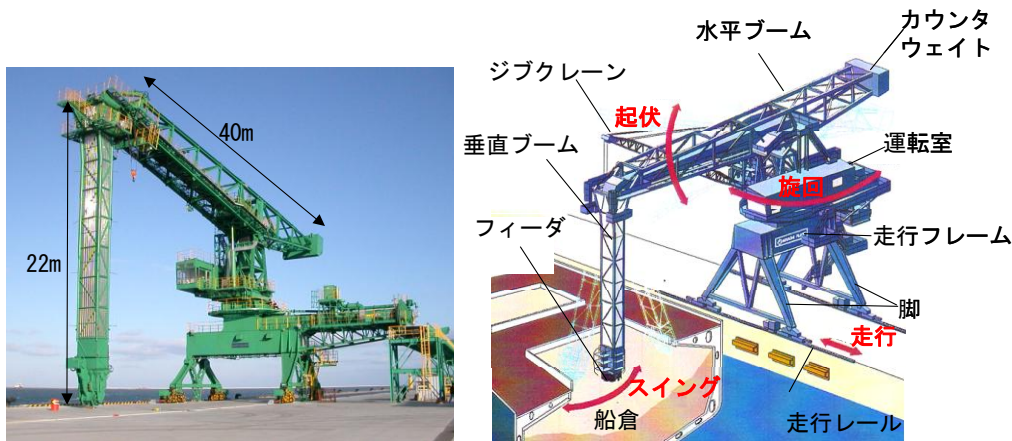


図1 機械式連続アンローダの概観及び構造

3. 設計最適化手法によるアンローダのモデル化

3.1 解析モデルの作成

アンローダは作業中か休止中かによって、水平ブームの位置や姿勢が異なるが、今回の検討では、水平ブームは地震による振動の影響を受けやすい走行レールに対して平行となる位置（すなわち休止中の位置）にした。詳細検討時には、異なる位置や姿勢での検討も必要である。図2に作成した解析モデルを示す。走行レールに垂直な方向をX方向、平行な方向をZ方向、鉛直方向をY方向とする。地震応答解析は、必要な計算ステップ数が多く、静解析に比べて数倍のメモリ、時間を必要とする。そこで、計算規模ができるだけ小さくなるように、主要構成部材のみビーム要素とシェル要素で作成し、解析に直接影響しない部材であるジブクレーンやカウンタウェイトなどは付加質量により定義した。また、運転室下の旋回部のベアリングは、ビーム要素でモデル化し、Y方向に高い剛性を持つように、Y方向の変位を拘束し、回転剛性のみ与えた。荷役対象物は分布荷重として考慮する必要があるが、今回は休止中の位置であるため、モデル化していない。表1に各部のモデル化方法を示す。

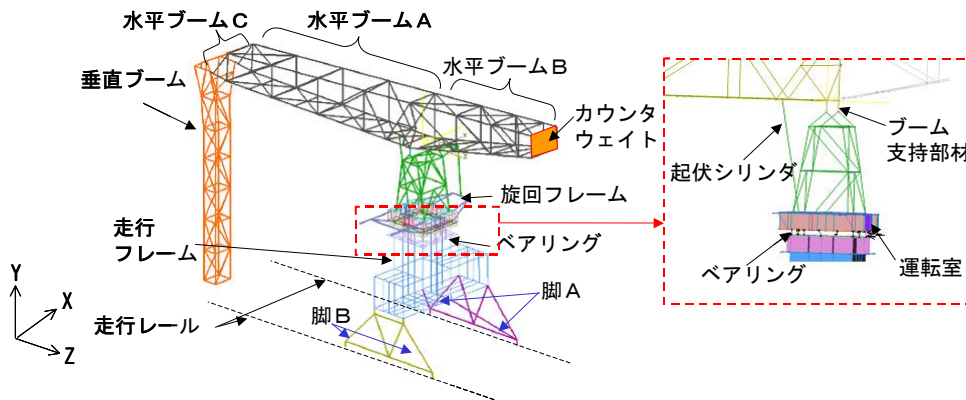


図2 機械式連続アンローダ振動解析モデル

表1 各部のモデル化

対象部	モデル化
垂直ブーム、水平ブーム、旋回フレーム 脚、起伏シリンダ、ブーム支持部材	等価な断面二次モーメントとなる 梁要素で作成
運転室、走行フレーム	主な壁をシェル要素で作成
ジブクレーン、カウンタウエイト、他	集中質量
ベアリング	ビーム要素とY方向変位拘束
荷役対象物（バラ物、貨物、鉄鉱石等）	休止中の位置であるため考慮しない

3.2 設計最適化手法による剛性の調整

実機において垂直ブームと水平ブームを動作させたときの各部の振動を測定した結果、解析モデルを作成した機種の振動モードは、表2のとおり3次まで計測されている。各振動モードの固有周波数とその振動の様子は、1次が0.2Hzで、「垂直ブームがX方向に首ふり」、2次が0.39Hzで「水平ブームが旋回」、3次が0.44Hzで「水平ブームが起伏」である。

これら3つの振動モードが合うように、設計最適化手法⁷⁾を用いて、作成したモデルの各部のヤング率を調整した。表3に、調整前のヤング率と調整後のヤング率を示す。調整の結果、水平ブーム、垂直ブームは、調整前の約25~35%、旋回フレーム、脚は、調整前の約50%のヤング率となった。この理由は、これらが組立構造物であり、結合部の影響があるためと考えられる。設計最適化には、MSC. NASTRAN[®]の設計最適化ソリューションシーケンスを用いた。

表2 実機における固有周波数

モード	固有周波数 (Hz)	振動の様子
1	0.20	垂直ブームが首を振るようにX方向に振動
2	0.39	水平ブームが旋回方向に振動
3	0.44	水平ブームが起伏動作時に動く方向に振動

表3 最適化によるヤング率の調整

材料番号	部位	調整前のヤング率 (Pa)	調整後のヤング率 (Pa)
1	水平ブームA (垂直ブーム側)	2.60×10^{11}	9.31×10^{10}
2	水平ブームB (カウンタウエイト側)	2.60×10^{11}	7.25×10^{10}
3	水平ブームC (スウィングシリンダ部)	2.60×10^{11}	6.19×10^{10}
4	垂直ブーム	2.60×10^{11}	6.88×10^{10}
5	旋回フレーム	2.60×10^{11}	1.20×10^{11}
6	走行フレーム	2.60×10^{11}	2.93×10^{11}
7	脚A	2.60×10^{11}	1.16×10^{11}
8	脚B	2.60×10^{11}	1.23×10^{11}
9	運転室	2.60×10^{11}	2.97×10^{11}
10	起伏シリンダ	2.60×10^{11}	1.50×10^{11}
11	水平ブーム支持部	2.60×10^{11}	2.87×10^{11}
12	旋回ベアリング	2.60×10^{11}	7.89×10^{10}

4. 解析結果

第3章で作成したモデルを用いて、固有値解析、応答解析を行った。解析に使用したソルバは、MSC. NASTRAN、構造化ソリューションシーケンスの実固有値解析とモーダル過渡応答解析である。

4.1 アンローダの固有値解析

固有値解析を行った結果、得られた固有周波数を表4に、モード形状を図3に示す。1次から3次の固有周波数は、設計最適化手法によりヤング率を調整したため、表2の測定結果と同じ固有周波数と振動の様子を示す。続いて、4次のモードは固有周波数0.76Hzで垂直ブームがZ方向に揺れる挙動を、5次のモードは固有周波数0.89Hzでアンローダ全体がX方向に揺れる挙動を、6次のモードは、固有周波数

1. 53Hzで水平ブームがY方向に上下する挙動をそれぞれ示した。

アンローダが転倒するメカニズムとして、アンローダがX方向に大きく揺れ、脚部にY方向の反力が発生して脚が浮き上り、走行レールから外れることが考えられる。固有値解析から得られた各モードの刺激係数を表5に、各モードにおける有効質量比を表6に示す。刺激係数と有効質量比は、各方向の加振力が構造物の振動に寄与する程度を表しており、X方向の加振力は5次のモードへの寄与度が大きいことがわかる。すなわち、X方向に加振力を受けると、5次のモードが励起されてアンローダが転倒する可能性があることがわかる。

表4 固有周波数

モード	固有周波数 (Hz)	振動の様子
1	0.20	垂直ブーム X方向ゆれ
2	0.39	水平ブーム 旋回 (RY)
3	0.44	水平ブーム 起伏 (RX)
4	0.76	垂直ブーム Z方向ゆれ
5	0.89	全体 X方向ゆれ
6	1.53	水平ブーム 上下 (Y)

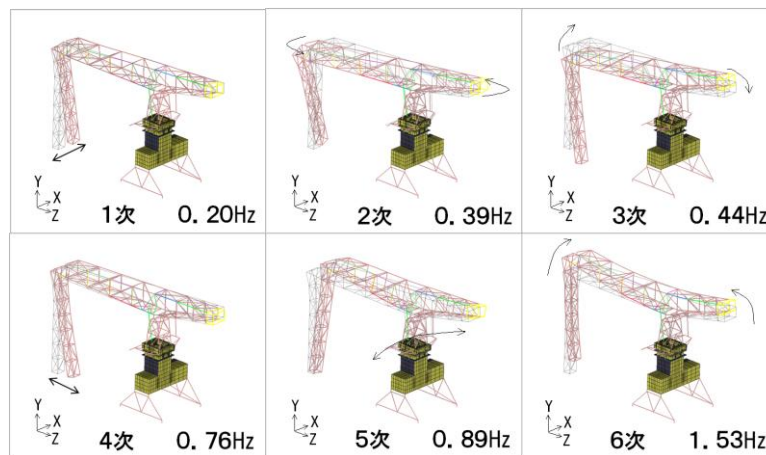


図3 固有モード図

表5 各モードの刺激係数

モード	周波数 (Hz)	X方向	Y方向	Z方向	RX方向	RY方向	RY方向
1	0.20	48.38	0.04	2.78	2.33	-3497.32	1927.02
2	0.39	139.45	-4.42	-9.10	489.99	4096.34	-377.75
3	0.44	8.64	52.00	-21.56	-5640.26	334.37	-30.86
4	0.76	-4.77	-71.43	156.58	744.95	2.02	18.18
5	0.89	-353.38	0.23	8.47	-23.28	932.94	530.11
6	1.53	-2.62	-313.49	24.50	-694.84	0.72	-50.79

表6 各モードの有効質量比

モード	周波数 (Hz)	X方向	Y方向	Z方向	RX方向	RY方向	RY方向
1	0.20	0.01595	0.00000	0.00030	0.00000	0.40780	0.89675
2	0.39	0.13250	0.00018	0.00322	0.00726	0.55946	0.03446
3	0.44	0.00051	0.02549	0.01805	0.96137	0.00373	0.00023
4	0.76	0.00016	0.04809	0.95234	0.01677	0.00000	0.00008
5	0.89	0.85084	0.00000	0.00279	0.00002	0.02902	0.06786
6	1.53	0.00005	0.92624	0.02331	0.01459	0.00000	0.00062

4.2 免震装置のモデル化

4.1の結果より、X方向の加振力により5次のモードが励起されやすく、アンローダが転倒する可能性があることがわかった。この対策としては、5次のモードが励起されないように免震装置を付加する対策が考えられる。そこで、免震装置を以下のようにモデル化した。

免震装置は、図4に示すようにアンローダ脚部と地面との接地点に、ばねとダンピングでモデル化した。アンローダの5次の固有周波数は0.89Hzであるので、応答加速度を低減するため、X方向への振動に対する免震周期を、4秒（装置全体の固有周波数：0.25Hz）とした⁸⁾。解析モデル総質量が 2.85×10^5 kgであるので、免震周波数が0.25Hzとなるよう横方向のばね定数は、

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{m}} \quad (1)$$

より、 1.76×10^5 N/mと算出し、ダンピングは免震周波数における減衰比を5%に設定した。また、上下方向のばね定数は、アンローダを安定的に支持するため、 6.00×10^8 N/m（固有周波数15Hz）とした。

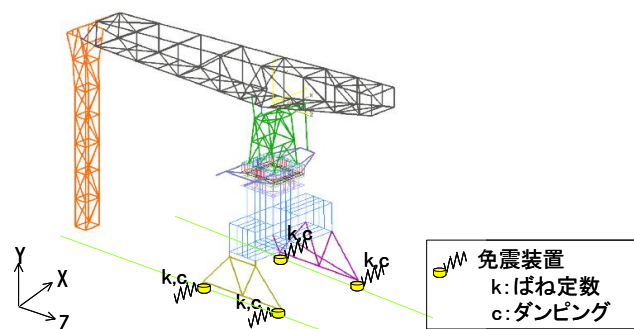


図4 免震機構のモデル化

4.3 アンローダの過渡応答解析

第3章で作成したモデルに免震装置を付加し、免震装置を付加したモデルと付加しないモデル双方の地面との接地点に地震波を入力として与え、モーダル過渡応答解析を行った。入力地震波は阪神・淡路大震災（1995年発生）の地震波であるポートアイランド（NS）波を用い、地震波入力方向は、脚の車輪が脱輪する方向である走行レールに対して直角方向（モデルではX方向）とした。解析に必要なモーダル減衰比は、実機の振動測定による実験データから求めた。表7に、応答解析の概要を、図5に入力地震波の波形を示す。

表7 応答解析の概要

NO.	項目	概要
1	入力地震波	兵庫県南部地震（阪神・淡路大震災）（1995年） ポートアイランド（NS）波 最大加速度 3.41 m/s^2
2	地震波入力方向	レールに対して直角方向 モデルX方向
3	モーダル減衰	0Hz ~ 0.32Hz 0.06% 0.32Hz ~ 2.2Hz 0.03% 2.2Hz ~ 0.05%
4	解析きざみ幅	0.01 秒
5	解析ステップ	3100 (31 秒)

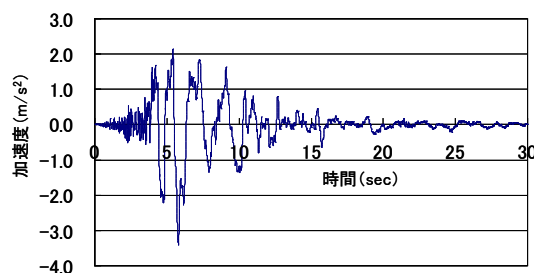


図5 入力地震波形（ポートアイランド（NS）波）

図6～図11に、免震なしの場合と免震あり場合の、過渡応答解析結果を示す。図中の数値は、各グラフにおける最大値（絶対値）を示す。図6、図7の加速度波形と図8、図9の変位波形から、免震なしの場合は、地震波入力の影響により、水平ブーム中央部（A点）と重心位置（C点）が地震波の持つ周波数で振動していることがわかる。

一方、免震ありの場合は、地震波入力の影響による細かい波はあるものの、入力地震波形のピークがある6秒前後に、最大加速度、最大変位となった後は、ほぼ免震周波数（0.25Hz）で振動していることがわかる。

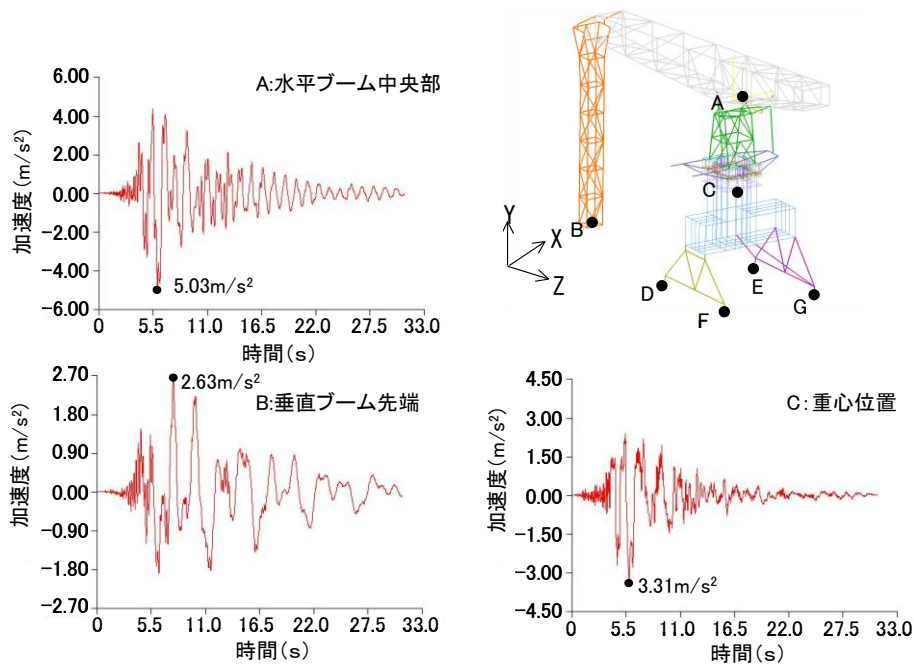


図6 応答解析結果（免震なし） 加速度

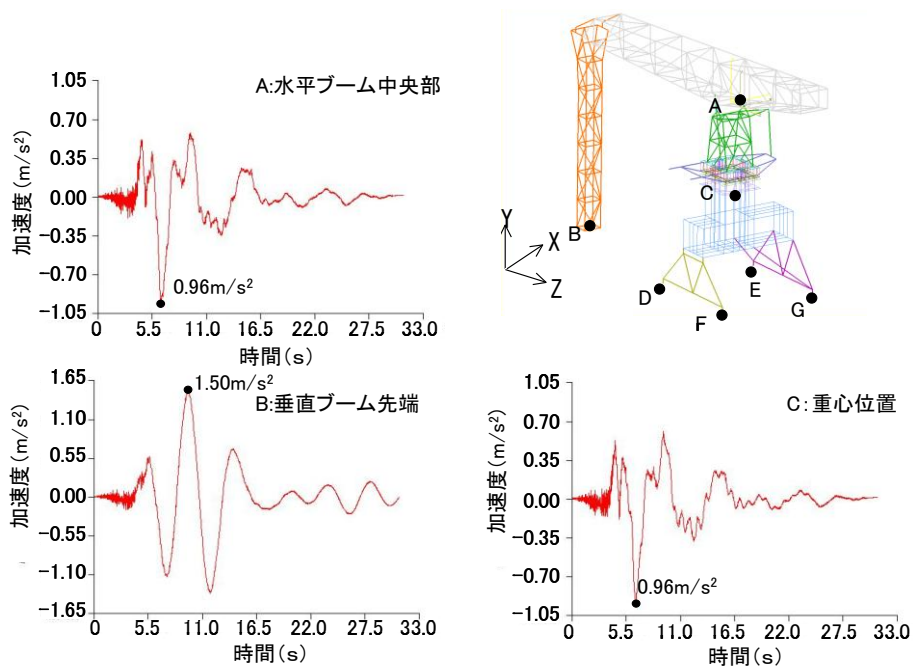


図7 応答解析結果（免震あり） 加速度

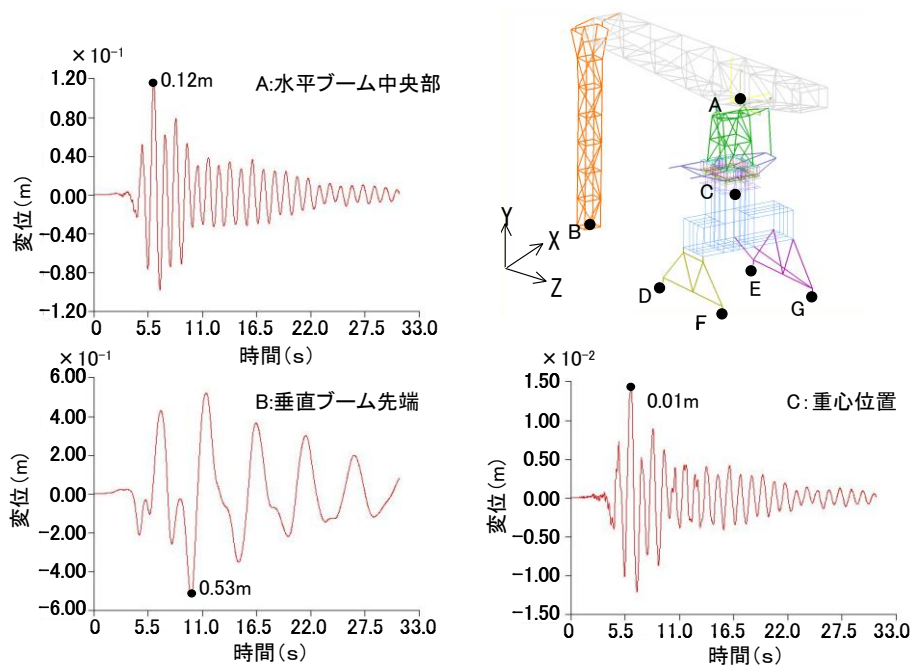


図8 応答解析結果（免震なし） 変位

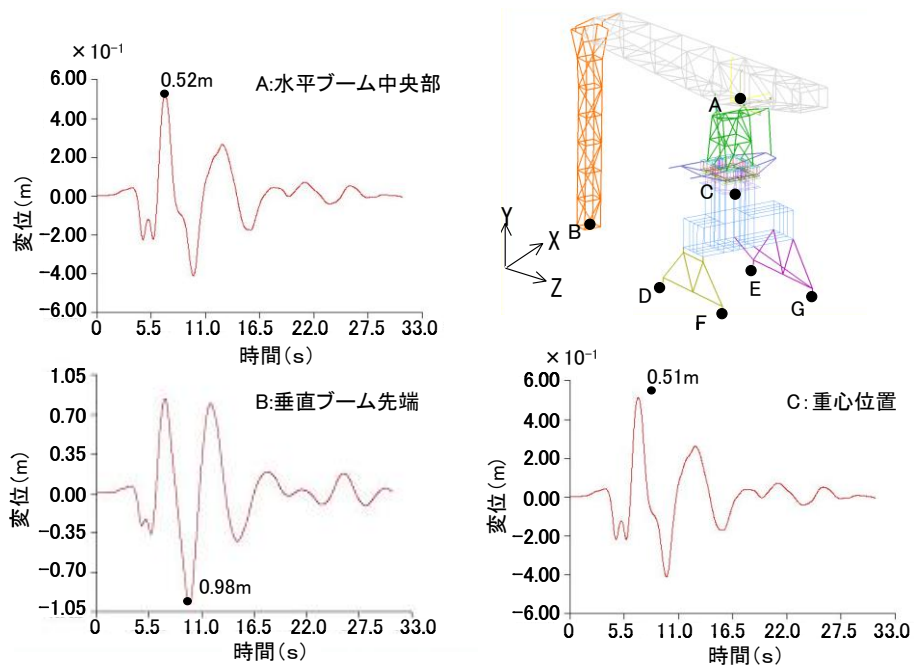


図9 応答解析結果（免震あり） 変位

図10、図11は、脚接地点でのY方向の反力を示している。反力も加速度や変位と同様に、免震なしの場合は地震波入力の周波数で反力が変化し、免震ありの場合は免震周波数(0.25Hz)で反力が変化していることがわかる。

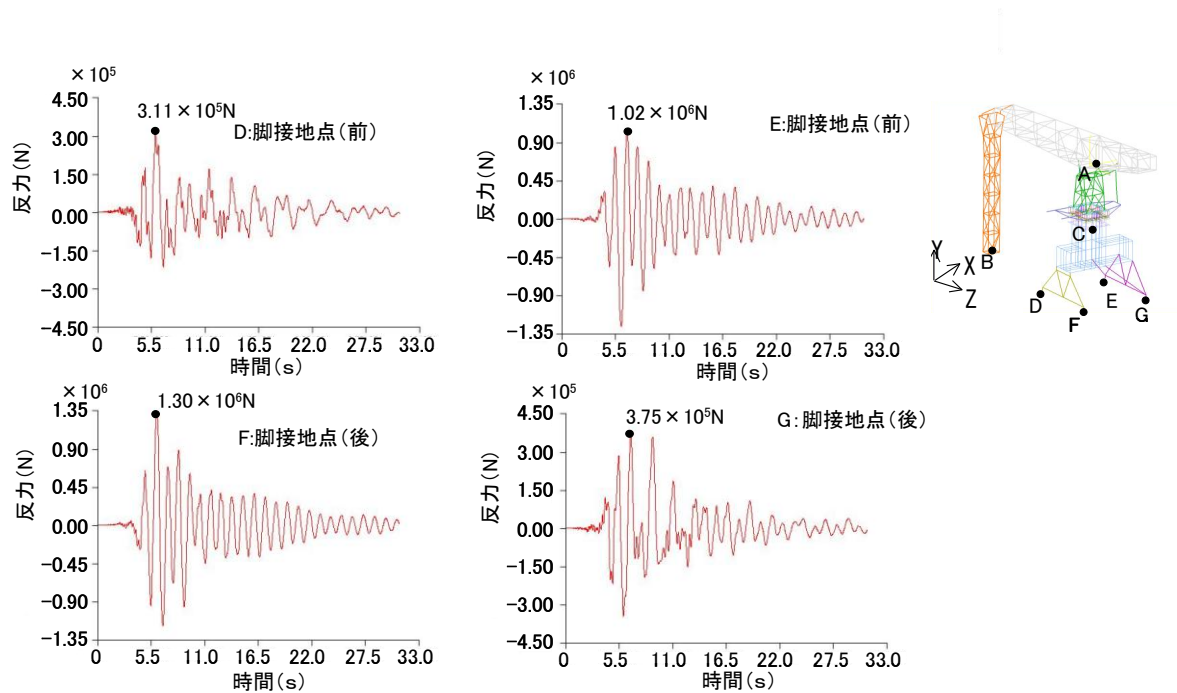


図10 応答解析結果(免震なし) 反力

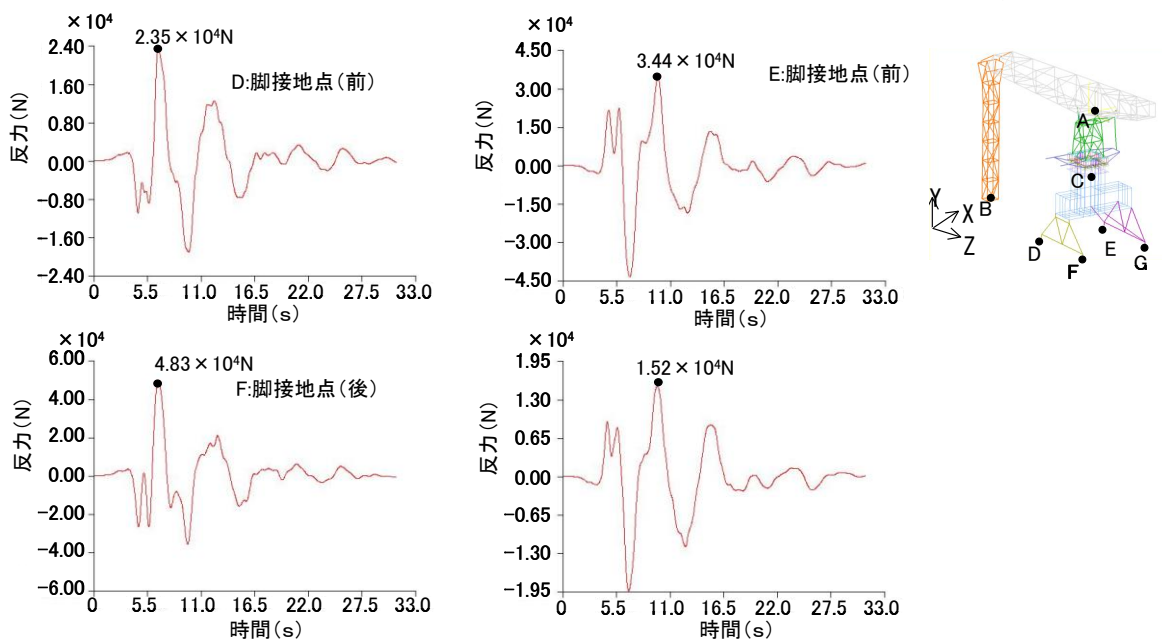


図11 応答解析結果(免震あり) 反力

図6から図11の結果をまとめると、表7のようになる。

はじめに、X方向の最大加速度を見ると、免震ありの場合、免震なしの場合に比べて、重心位置での加速度を約30%に低減できることがわかる。

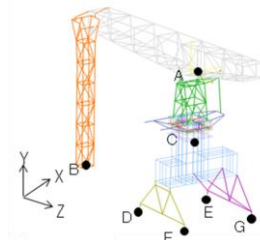
次に、X方向の最大変位を見ると、免震なしの場合は、重心位置よりも水平ブーム中央部での変位が大きくなっていることから、装置全体が倒れるように振動していることがわかる（ロッキング振動）。免震ありの場合は、垂直ブームが局所的に振動しているが、装置全体はX方向に横振動しており、脚部にかかる反力も大きく軽減されている。

さらに、Y方向の最大反力を見ると、免震なしの場合1脚あたりの自重 ($6.98 \times 10^5 \text{N}$) を越えた反力が発生しており、脚の浮き上がりが起こることを示している。脚が浮き上がった場合、同じ位置に戻る可能性は低いので、装置の転倒や脚のレールからの脱輪が予想される。免震ありの場合は、浮き上りは起こらない。

表7 各部のX方向最大変位、X方向最大加速度、Y方向最大反力

	X方向 最大加速度 (m/s^2)			X方向 最大変位 (m)		
	水平ブーム中央部 (A点)	垂直ブーム先端部 (B点)	重心位置 (C点)	水平ブーム中央部 (A点)	垂直ブーム先端部 (B点)	重心位置 (C点)
免震なし	5.03	2.63	3.31	0.12	0.53	0.01
免震あり	0.96	1.50	0.96	0.52	0.98	0.51

	Y方向 最大反力 (N)			
	脚(D点)	脚(E点)	脚(F点)	脚(G点)
免震なし	3.11×10^5	1.02×10^6	1.30×10^6	3.75×10^5
免震あり	2.35×10^4	3.44×10^4	4.83×10^4	1.52×10^4



以上の結果から、免震周期4秒（ばね定数 $1.76 \times 10^5 \text{N/m}$ 、減衰比5%）の免震装置を付加すると、アンローダのロッキング振動を抑え、加速度を免震なしの場合の30%に低減できることを確認した。また、免震なしの場合に発生すると考えられる脚の浮き上りを防止することができ、アンローダの倒壊・損傷の防止に効果があることを確認した。

5. まとめ

本研究では、設計最適化手法を用いて、振動測定結果を基に主要な部分の剛性を決定して、アンローダの解析モデルを構築した。今回のモデル構築方法は、汎用性があり、機種が異なる場合にも適用可能である。

また、構築したモデルを用いて固有値解析、免震装置を模擬したばねとダンピングを付加して地震応答解析を行った。これにより、大規模地震時にアンローダが損傷・倒壊する振動現象の確認や、免震装置の有効性を検証することができる。

今後、免震装置のばね定数・減衰比の算出に設計最適化手法を適用し、より適正な仕様を決定する一助としてゆく。

謝 辞

本報告の地震応答解析の入力地震波形には、独立行政法人 防災科学技術研究所のK-NET、KiK-netの観測記録を使用させて頂きました。記して御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 川井紀久男、小柳誠一：耐震コンテナクレーン、社団法人港湾荷役機械システム協会機関紙「港湾荷役」、第46巻、2号、2001年、pp. 209-214.
- 2) 永松健一郎、小柳誠一：栈橋式耐震強化岸壁に設置した免震装置付コンテナクレーン、社団法人港湾荷役機械システム協会機関紙「港湾荷役」、第47巻、1号、2002年、pp. 124-129.
- 3) 菅野高弘：ガントリークレーンの耐震性向上に関する研究、社団法人港湾荷役機械システム協会機関紙「港湾荷役」、第48巻、6号、2003年、pp. 615-620.
- 4) 金山維史、柏崎昭宏：大地震時におけるコンテナクレーンの脚の浮き上が挙動評価、日本機械学会論文集（C編）、第64巻、618号、1998年、pp. 100-106.
- 5) 本多智一、小林信之、渡辺昌宏、栗原博：コンテナクレーンの地震時における3次元挙動解析、日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2000 CD-ROM論文集、vol.2000、2000年.
- 6) 南部俊彦、須賀野高弘、ほか：耐震コンテナクレーンの地震時挙動に関する実験と解析、第26回地震後学研究発表会講演論文集、第26巻、2001年、pp. 961-964.
- 7) 川面恵司、横山正明 ほか：有限要素法のモデル化技術と応用技術、養賢堂、2007年、pp. 240-264.
- 8) 長松昭男、内山勝 ほか：ダイナミクスハンドブック、朝倉書店、1993年、pp. 734-799.

(受理：2009年3月26日)

(掲載決定：2009年7月15日)

Study of Seismic Isolation of Mechanical Continuous Unloader by Earthquake Reply Analysis

KOGA Tomoko ¹⁾, MASUDA Hiroto ²⁾ and HAYATSU Masaki ³⁾

1) Senior Researcher, Hitachi, Ltd. Mechanical Engineering Research Laboratory

2) Senior Researcher, Hitachi Plant Technologies, Ltd. Matsudo Research Laboratory

3) Director, Hitachi Plant Technologies, Ltd. Matsudo Research Laboratory, Dr. Eng.

ABSTRACT

A generic vibration model for analyzing the design of a mechanical continuous unloader of the harbor facilities was constructed. It optimizes the design on the basis of vibration measurements to obtain rigidity of the main portion of the unloader. The objective is to design an aseismatic device that is immune to damage or collapse during a major earthquake. This analytical approach was demonstrated to be an efficient way to optimize the specifications of an aseismatic device and to verify its effectiveness.

Key Words: Earthquake, Analysis, Unloader, Design Optimization Method, Aseismatic