

地震荷重における洋上プラントの制振技  
術に関する研究

吳 琮

埼玉工業大学 大学院 システム工学

# 目 次

第1章 緒論 .....	1
1-1 本研究の背景 .....	1
1-2 従来の研究成果 .....	2
1-2-1 パッシブ型の動吸振器 .....	3
1-2-2 セミアクティブ型の動吸振器 .....	5
1-2-3 アクティブ型の動吸振器 .....	5
1-2-4 洋上プラントに適用する動吸振器 .....	7
1-3 本研究の目的 .....	8
1-4 本研究の研究内容と構成 .....	9
第2章 洋上プラントの振動特性解析 .....	11
2-1 ジャッキアップ式洋上プラントと実験モデル .....	11
2-2 洋上プラントの固有振動特性の解析 .....	14
2-2-1 基本運動方程式 .....	14
2-2-2 調和加振による強制振動特性の解析 .....	19
2-3 地震荷重およびそのスペクトル解析.....	22
2-4 地震荷重による振動応答の評価基準 .....	24
2-5 地震荷重による強制振動特性の解析 .....	26
2-6 振動特性の測定システム構成 .....	32
2-7 実験結果による振動特性の検証 .....	35
2-7-1 正弦波加振による検証 .....	35
2-7-2 固有振動特性の測定 .....	38
2-7-3 地震波加振による検証 .....	43

2-8	本章のまとめ	43
第3章 初期 High Response 型の動吸振器による		
	洋上プラントの地震応答低減技術	45
3-1	初期 High Response 型の動吸振器の提案	45
3-2	解析モデルと運動方程式	48
3-3	中心差分法による振動応答解析	50
3-4	振動実験による制振効果の検証	52
3-4-1	動吸振器 TMD の最適同調	52
3-4-2	周波数応答による制振効果の検証	54
3-4-3	正弦波による制振効果の検証	55
3-4-4	地震波による時間領域の制振効果の検証	56
3-4-5	地震波による周波数領域の制振効果の検証	59
3-4-6	地震波による制振評価指標の検証	62
3-5	考察	63
3-5-1	初期 High Response 性能に関する考察	63
3-5-2	相対運動に関する検討	67
3-6	本章のまとめ	69
第4章 複合型の動吸振器による洋上プラントの地震応答低減技術		
4-1	混合型の動吸振器 TMD の提案	71
4-2	解析モデルと最適同調	73
4-3	中心差分法による振動応答解析	74
4-4	混合型の動吸振器 TMD のギャップ幅の設定	78
4-5	振動実験による制振効果の検証	81
4-5-1	周波数応答による制振効果の検証	82

4-5-2	正弦波による制振効果の検証	83
4-5-3	地震波による時間領域の制振効果の検証	86
4-5-4	地震波による周波数領域の制振効果の検証	89
4-5-5	地震波による制振評価指標の検証	92
4-6	考察	93
4-6-1	緩衝材への衝突による制振特性について	93
4-6-2	初期 High Response 性能について	94
4-6-3	エネルギー吸収性能について	96
4-7	本章のまとめ	97
第5章	非線性の永久磁石式動吸振器による	
	洋上プラントの地震応答低減技術	99
5-1	非線形の磁石動吸振器 TMD の提案	99
5-2	解析モデル及び運動方程式	103
5-3	中心差分法による振動応答解析	105
5-4	振動実験による制振効果の検証	106
5-4-1	動吸振器 TMD の最適同調	107
5-4-2	周波数応答による制振効果の検証	109
5-4-3	正弦波による制振効果の検証	109
5-4-4	地震波による時間領域の制振効果の検証	112
5-4-5	地震応答周波数領域の制振効果の検証	115
5-4-6	地震波による制振評価指標の検証	117
5-5	考察	118
5-5-1	永久磁石による非線形等価剛性について	118
5-5-2	初期 High response 性能について	120

5-5-3 エネルギー吸収性能について .....	122
5-6 本章のまとめ .....	123
第6章 結論 .....	125
参考文献 .....	131
本研究に関する公表成果 .....	137
謝辞 .....	139

# 記号表

$c$	: ダンパ係数
$c_1$	: 水抵抗から等価した減衰係数
$c_b$	: 緩衝材の減衰係数
$d$	: ギャップ幅
$f$	: 永久磁石の反発力
$J$	: RMS 値の評価指標
$k$	: バネ定数
$k_1$	: 洋上プラントの細長い脚から換算した等価剛性係数
$k_2$	: TMD のばね定数
$k_b$	: 緩衝材の等価ばね定数
$k_m$	: 永久磁石による等価ばね定数
$m$	: 集中質量
$m_1$	: 洋上プラントの主質量
$m_2$	: TMD の副質量
$RMS_{ctrl}$	: 制振装置を使用する場合の振動応答 RMS 値
$RMS_{unctrl}$	: 制振装置を使用しない場合の振動応答 RMS 値
$t_i$	: 時間ステップ
$\ddot{x}_V$	: 地震入力加速度信号
$x_1$	: 洋上プラントの主質量の変位
$\dot{x}_1$	: 洋上プラントの主質量の速度
$\ddot{x}_1$	: 洋上プラントの主質量の加速度
$x_2$	: TMD の副質量の変位
$\dot{x}_2$	: TMD の副質量の速度
$\ddot{x}_2$	: TMD の副質量の加速度
$x_d$	: 永久磁石の移動距離
$X_1$	: $x_1$ の複素振幅
$X_2$	: $x_2$ の複素振幅
$X_{st}$	: 主振動系の静たわみ
$y$	: 変位または加速度
$y_{\max-ctrl}$	: 制振装置を使用する場合の最大振動応答相対比
$y_{\max-unctrl}$	: 制振装置を使用しない場合の最大振動応答相対比
$\beta$	: 最大値の評価指標

$\eta$  : 固有振動比

$\lambda$  : 強制振動数

$\omega_1$  : 主振動系の固有振動数

$\omega_2$  : 動吸振器の固有振動数

$\bar{D}$  : 距離係数

# 第1章 緒論

## 1.1 研究の背景

近年、世界人口の増加と生活レベルの向上による一人あたりエネルギー消費量の増加に伴い、全世界で消費されるエネルギー量は増加しつつある。海洋エネルギー開発が魅力のある一つの研究テーマとして、洋上プラントに関する研究開発は、従来から数多く検討されている[1]。

海洋石油資源開発のために設計開発されている洋上プラントは、使用する環境条件などに従い、図 1-1 に示すように、固定式プラットフォーム、コンプライアント・タワー、半潜水式プラットフォーム、ジャッキアップ式の洋上プラント、ドリルシップ式、浮体式生産貯蔵積出設備、緊張係留式プラットフォームとスパーなどに分類される。

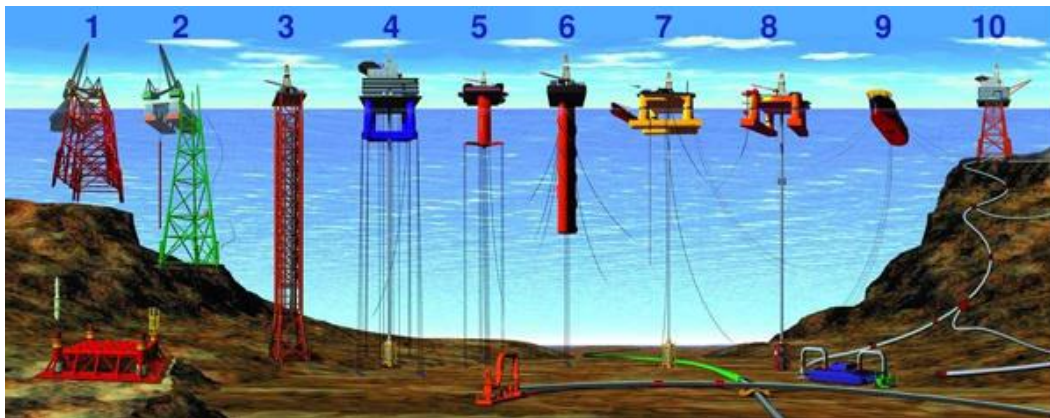


Figure1-1 Classification of offshore platforms

本研究では、図 1-1 の 3 番目の示す典型的なジャッキアップ式の洋上プラントを研究対象とする。ジャッキアップ式の洋上プラントは甲板昇降型プラットフォームとも呼ばれる。近海に使用される海底に固定するプラットフォームであり、コンクリートや鋼鉄でつくられた脚（レグ）を持ち、その脚を直接海底に固定して建設される。脚の上に掘削設備、石油生産設備や作業員のための設備などを設置するデッキを載せている。必要に応じてデッキ構造を上下に昇降することが可能である。ジャッキアップ式の洋上プラントは、海底に固定されていて動かない性質を利用し、長期間の使用を想定して設計されており、設計上では、約 520m までの深さならば経済的であると指摘されている[2-4]。

海洋で利用される洋上プラントは、地震、波浪や台風等の厳しい環境条件においては、



長期間にわたり繰返し、複雑な外力荷重を受けており、洋上プラントの安全性、作業性や居住性を確保するために、複雑な環境における洋上プラントの振動特性解明および制振技術の開発は大変重要な研究課題となっている[5-7]。

この研究課題を解決する第一歩としては、複雑な海洋環境による外力荷重に対する認識を深め定量的に整理することが非常に重要であるが、通常の洋上プラントの受けられる海洋環境の荷重条件を分類すると、波浪、強風や地震などが挙げられる。それらの荷重条件について、それぞれ調査を行い、統計的に荷重条件をまとめて、その荷重条件に沿って洋上プラントの強度、剛性および振動問題をそれぞれ検討して、それらの検討結果を取りまとめて、最終的に洋上プラント構造の力学的な性能解明と設計開発の問題を解決できる知見を提供することを目標となる。

本研究では、洋上プラントの受ける複雑な外力荷重の中から安全性に最も影響が多きい地震荷重だけを取扱い、ジャッキアップ式の洋上プラントは、地震の発生する時の振動特性および制振方法を検討した上で、特に突発的に発生する地震に対応できる制振技術について検討する。

## 1.2 従来の研究成果

従来から、鉄塔や高層ビルなどが強風または地震による揺れを低減するために、構造物の振動特性および制振技術について、多くの研究成果が発表されている。その主な研究方法または基本的な考え方は以下のようにまとめられる[8-10]。

- (1) 構造物の固有振動解析を行い、特に構造物の共振特性を把握し、共振点を避けるように構造設計を検討する。
- (2) 構造物の減衰特性を把握し、その減衰効果を活かした構造設計および制振装置を開発する。
- (3) 衝撃振動が構造物に伝わらないように工夫し、即ち振動伝達経路などを考慮した構造設計を検討する。
- (4) 構造物と環境条件に適合する動吸振器を利用した振動制御法を開発する、即ちパッシブ振動制御法を検討する。
- (5) 振動検出センサー、コンピュータやアクチュエータなどを利用した主動的な振動制御法を開発し、すなわちアクティブ振動制御法を検討する。

実際に洋上プラントに適用される制振装置としては、主にパッシブ型、セミアクティブ型とアクティブ型の動吸振器があり、パッシブ型の動吸振器は、質量-ばね-ダンパーから構成する動吸振器が主流になるが、セミアクティブ型の動吸振器は、質量-ばね-ダンパーから構成する動吸振器に、ばね或いはダンパーに調整機能を持たせたもので

ある[11-13]。アクティブ型の動吸振器は、まずセンサーで振動信号を計測して、それからコンピュータを使いリアルタイムで信号を処理して、最後にアクチュエータで制振装置を動かして、能動的に振動制御を行うシステムで構成されるものである。

### 1.2.1 パッシブ型の動吸振器

パッシブ型の動吸振器の制振原理は、図 1-2 に示すように簡単に理解できる。図 1-2 の左図に示すのは、本研究での制振の対象とする洋上プラントの主構造であり、主質量  $m_1$ 、ばね  $k_1$  とダンパー  $c_1$  から主振動システムを構成し、固定端から振動荷重  $F(t)$  を受けて振動する[14]。ここで、主構造の振動を低減するために、図 1-2 の右図に示すように、主質量にもう 1 つ質量  $m_2$ 、ばね  $k_2$  とダンパーから構成する副振動システムを取り付けて、図 1-2 の左図と同様に固定端から振動荷重  $F(t)$  を受けて振動する場合、適切に主振動システムと副振動システムの構成パラメータの関係を調整すると、副振動システムを大きく振動させ、主振動システムの振動を低減することが出来る[15-17]。ここでは、主質量に取り付ける副振動システムはパッシブ型の動吸振器と呼ばれる。特定の主振動システムおよび加振力の特性に合わせて、適切に動吸振器の構成要因を決定することは重要な設計ファクターとなる。このように実用上ではパッシブ型の動吸振器を、ダンパーのない動吸振器とダンパーのある動吸振器の 2 種類に分類することができる。また、図 1-2 に示す動吸振器を TMD (Tuned Mass Damper) とも呼ばれる[18]。

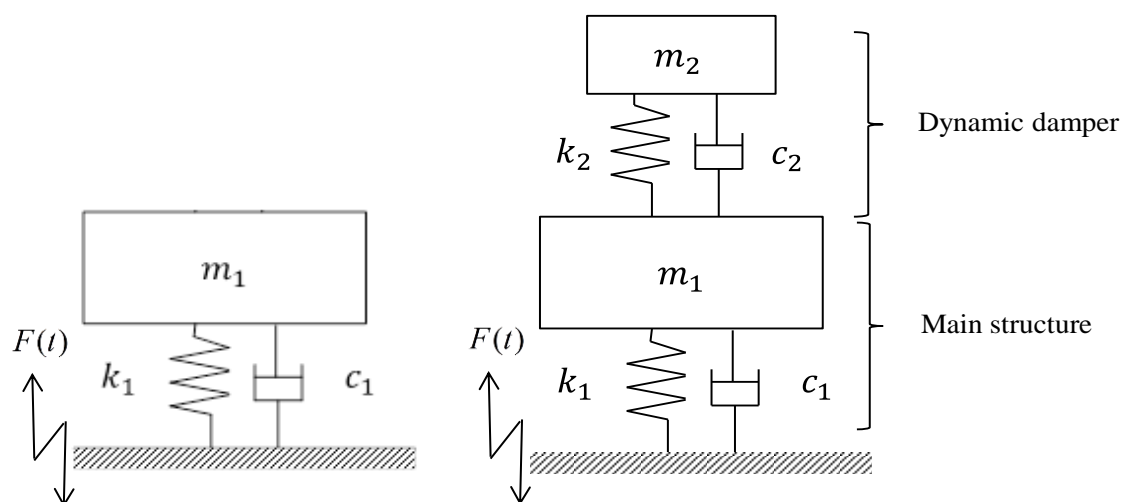


Figure 1-2 Vibration reduction theory of passive damper

パッシブ型の動吸振器 TMD は、構造的に簡単で利用しやすい点から、基本的な動吸振器として最も実用されている制振装置とも言われている。図 1-3 に示すのは、台湾の台北 101 高層ビルに設置されている 730ton の振り子を利用するパッシブ型の動吸振器

TMDの実用例であり、現時点では、世界中で最も大きい重量をもつパシブ型の動吸振器 TMD とも言われている。

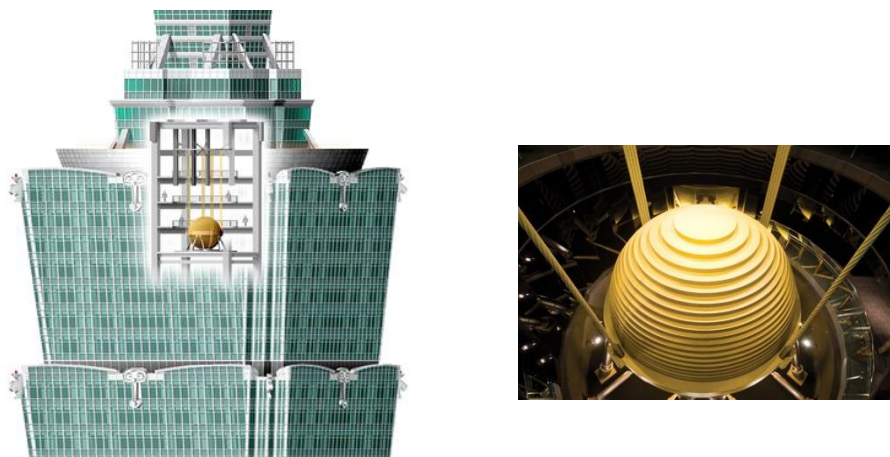


Figure1-3 Passive Tuned mass damper installed in Taipei 101

(<https://ja.wikipedia.org/wiki/%E5%8B%95%E5%90%B8%E6%8C%AF%E5%99%A8>)

近年、図 1-2 に示す TMD 構造の代わりに、鋼球や粒状体などの衝突によるエネルギー損失を利用して振動を吸収する衝撃ダンパーが広く研究されている[19]-[24]。具体的には、主振動体内に設けた容器内に適当な数の鋼球または粒状体を封入しただけで構成する制振装置であり、主振動体が加振される時に制振装置の中にある衝突体同士が群れとなり転がりしながら衝突しあうことによってエネルギーを吸収することが検討されている[25]。このような衝撃ダンパーによる制振効果は、緩衝材と構造物が接触し、互いに変形することによる反発力と内部減衰や、接触点でのすべりによる衝突力などに起因するエネルギー散逸にあると考えられ、構造物の振動振幅に対して非線形な特性を持つことが知られている[26]。

このような複雑な運動量吸収型の衝撃ダンパーに力学特性と制振効果をシミュレーションで再現し予測するために、1 自由度振動系を対象に個別要素法を用いて制振効果を予測する方法[27]や、多自由度のばね-減衰-質量系を対象に、粒状体による重量付加のみを考慮して、有限要素法を用いて制振効果を予測する方法[28]などの報告がなされているが、しかし、一般的な 3 次元複雑構造物を対象として粒状体の制振効果を予測する研究例はまだ見受けられていない[29-31]。

パシブ型の動吸振器 TMD は、定常的な外力に対して高い制振性能を持つことや、コンパクトかつ安価なため設置が比較的容易であることなどの長所を持つことから、建築系の構造物の振動制御に広く用いられている。しかし、複雑な海洋自然環境における洋上プラントの振動制御に実用している応用例はほとんど見受けられないのが現状

である。

一方、パシブ型の動吸振器 TMD の短所としては、地震力や衝撃力など非定常性が高い外力に対する制振効果が限られていることが挙げられる。そのため、セミアクティブ型などの改良案を検討することによって、パシブ型の動吸振器 TMD の短所を補い、制振性能を向上させようとする試みが検討されている。

## 1.2.2 セミアクティブ型の動吸振器

セミアクティブ型の動吸振器 TMD は、ばね或いはダンパーに調整機能を持たせることで、外部から少量のエネルギーを供給することですみ、更に信号検出用のセンサーと特殊な制御機構が必要なので、セミアクティブ型の動吸振器 TMD の可能な用途は限られている[32-33]。

基本的には、セミアクティブ型の動吸振器 TMD は半受動的な振動制御であり、具体的な振動制御対象の状態に応じて、パシブ型の動吸振器 TMD の能動性を適応的に変化させる方法と、アクティブ型とパシブ型を組み合わせる振動制御を行う方法に分けられる。Zhou [34]らは線形二次レギュレータ最適制御理論に基づいて、エネルギー吸収原理を用いたセミアクティブ制御方式を提案し、動吸振器のダンパーを可変にしたものを提案している。Kawano [35] はジャッキアップ式海洋プラントに適用されるセミアクティブマスダンパー振動抑制装置を調べ、制振性能と特性を検討し、洋上プラントに適用できるセミアクティブマスダンパーに関する研究成果を示した。

## 1.2.3 アクティブ型の動吸振器

パシブ型の動吸振器 TMD の効果は特定の周波数範囲内に限られ、使用環境からの加振力が特定の周波数範囲外となると制振効果が大きく落ちるなどの欠点がありロバスト性が低い。

この問題を改善するため、1967 年頃から、動吸振器のアクティブ化の萌芽的研究が始まり、振動信号をセンサーで検出し、外部からエネルギーを供給して制振する能動的な制振装置が開発されている[36]。アクティブ型の動吸振器は、振動検出センサー、コントローラとアクチュエータで構成され、ばね定数や減衰係数などをコントローラによってアクティブに変更できるようにしたものである。よって、パシブ型の動吸振器が固有のロバスト性の不足を補い、さらに大きな制御効果をもたらすことが明になったために、盛んに研究されるようになってきた[37]。

背戸[38]らは、アクティブ型の動吸振器について詳しく検討し、具体的な設計法を提案している。Zhang らは、ネットワークベースのモデリングによるアクティブ的な同調マスダンパー (Tuned mass damper) を利用することを考え、その制振性能予測及び設計方法の確立を検討している [39]。Gattulli と Ghanem [40] 海洋構造物における振動の抑制のためのアクティブマスダンパーの制御技術を開発し、その制振装置の性能を実験及び理論によって確かめた。

本格的なアクティブ型の振動制御技術を実用化するのは、超高層ビルに適用することで世間に知られている日本の横浜にあるランドマークタワーに採用されているアクティブ型の多段振り子式動吸振器は代表的な例である。図 1-4 に示すのはランドマークタワーの超高層ビルの外観と制振装置の概要図である[41]。

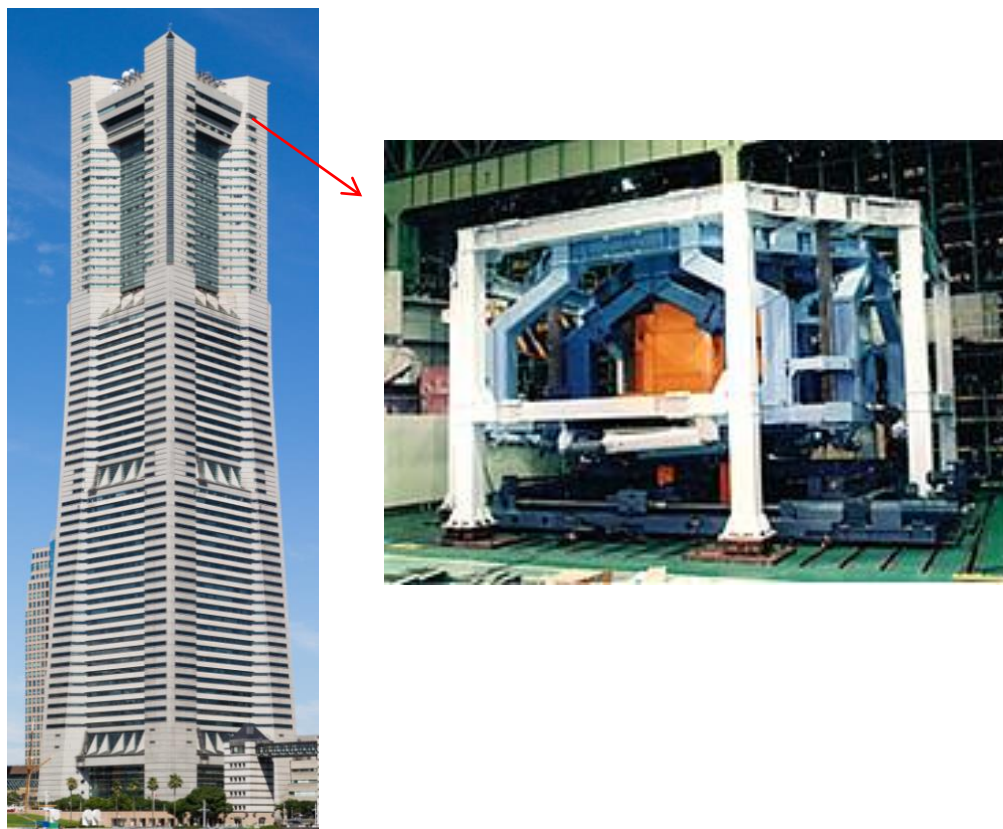


Figure 1-4 Landmark tower with active vibration damping  
(<http://www.mhims.co.jp/products/steelstructures/vibration/index.html>)

## 1.2.4 洋上プラントに適用される動吸振器

これまで、開発された動吸振器および関連成果を分析すると、実際に洋上プラントの制振問題に適用である可能性が高いのは、アクティブ型の動吸振器とパッシブ型の動吸振器である。

アクティブ型の動吸振器は、複雑な環境条件に対応できる主動的な自動制御システムが必要であり、複雑な地震荷重を受ける洋上プラントの制振問題に安定的に実用されることは非常に困難であり、さらに実用化した後の運用面でもランニングコストはかなり高いと言われている[42-44]。

一方、動吸振器の構成は単純であり、実際に構造物に適用する利点もあると思われる。しかしながら、海洋環境が複雑なので、海洋構造物に適用できる動吸振器の研究成果は殆ど見られないのが現状である。

洋上プラントの制振問題に動吸振器 TMD を適用する場合、一般的な振動低減を求めほかに、次の2つの問題が非常に重要な研究課題となっている。

- (1) 突発的発生する地震被害を軽減するために、動吸振器 TMD には初期 High Response 性能が求められる。初期 High Response 性能とは、地震が発生する際に、動吸振器が瞬時に地震の衝撃振動に反応して、制振効果が早く発揮する性能のことであり、洋上プラントの地震初期被害を軽減することができる可能をなす。
- (2) 大地震が発生する時、洋上プラントおよび TMD 制振装置が破壊しないように、できるだけ多く動吸振器に衝撃振動エネルギーを吸収させるほうが有利である。これを実現するために、動吸振器 TMD には減衰係数の高いダンパーを取り付けるのが通常の手段として適切と思われる。

ただし、この2つの設計目標の間に競合関係があり、これらを同時に満たすことは困難である。初期 High Response 性能を高めようとするれば、できるだけダンパーを弱く設計する必要があるが、衝撃振動エネルギー吸収性能を高めようとするれば、できるだけダンパーを強く設計する必要がある。

よって、如何に双方のバランスを取れるように減衰材料および動吸振器 TMD の構成パラメータを適切に調整するかは大きな研究課題となっている。

### 1.3 本研究の目的

複雑な海洋環境における洋上プラントに制振装置を適用することによって、洋上プラントの安全性と作業性を向上すると考えられるが、特に地震荷重をはじめ沢山の複雑な問題が影響し合って、未だに洋上プラントの制振問題が十分に検討されていない。

このような現状を踏まえて、本研究は、地震荷重を受ける洋上プラントの衝撃振動被害を最小限に抑えることを主な研究目的とし、具体的には、以下の4つの研究項目を中心に研究を展開する。

(1) 洋上プラントの振動特性などを出来るだけ実物と同様に実験室で再現できるように、実際の洋上プラントの構造形状と寸法を参考に、幾何学的な相似性と双方の比例関係を十分に考慮して洋上プラント振動モデルを設計する。またコンピュータ上での振動解析方法と、実験室での振動実験測定システムを確立し、洋上プラント振動モデルに対しながら、それぞれ固有振動特性、正弦波および地震波による強制振動特性を検討して、洋上プラントの振動特性を解明する。

(2) 突発的に地震が発生することを想定し、洋上プラントの地震初期被害を防ぐために、初期 High Response 型の動吸振器 TMD およびその設計法を提案し、数値解析と実験測定を用い、初期 High Response 型の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムについて検討する。

(3) 初期 High Response 性能と衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮したうえで、混合型の動吸振器 TMD を提案し、数値解析と実験測定を用い、提案した混合型の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムについて検討する。

(4) 非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD を提案し、数値解析と実験測定を用い、提案した永久磁石式の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムについて検討する。

以上までの研究項目を実施することによって、地震荷重における洋上プラントの制振技術に関する基礎理論と応用技術の研究開発を行うことが実現できる。



## 1.4 本研究の研究内容と構成

本論文は「地震荷重における洋上プラントの制振技術に関する研究」と題し、以下に示すように第1章～第6章で構成である。

第1章の「緒論」では、本論文の研究背景を述べ、従来の関連研究成果について概説し、本論文の研究目的と研究内容および論文構成を示す。

第2章の「洋上プラントの振動特性解析」では、ジャッキアップ式の洋上プラントの制振問題を研究する第一歩として、実際の洋上プラントの形状と寸法を参考に、実験用の洋上プラント振動モデル装置を開発する。そして、次章以降の研究展開に用いる研究手段として、洋上プラント振動モデルの振動運動方程式に基づき理論的な振動解析手法や、計測センサー及びFFTアナライザーを使用した振動実験測定による検証システムの構築などを述べて、更にジャッキアップ式の洋上プラントの振動特性解明について検討を行う。

第3章の「初期 High Response 型の動吸振器による洋上プラントの地震応答低減技術」では、突発に地震が起こる際に、洋上プラントの主構造の振動より早く動作できる初期 High Response 型の動吸振器を提案と、その運動方程式をベースとした数値解析法と振動実験による実測検証を利用し、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器の妥当性と有効性を確認する。

第4章の「複合型の動吸振器による洋上プラントの地震応答低減技術」では、洋上プラント振動モデルに地震荷重をかける際に、地震初期振動に瞬時に応答できる初期 High Response 特性と、大地震が発生する時に高い衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮した複合型の動吸振器 TMD を提案する。さらに、提案した混合型の動吸振器 TMD に対して理論的な分析を行い、その運動方程式をベースとした数値解析法と振動実験による実測検証を組み合わせ、提案する混合型の動吸振器 TMD の制振効果、High Response 特性および大地震時での衝撃振動エネルギー吸収性能などについて詳細な検討を行う。

第5章の「非線形の永久磁石式動吸振器による洋上プラントの地震応答低減技術」では、非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD を提案して、実験による永久磁石式の動吸振器 TMD の永久磁石間の反発力と副質量の移動距離との関係を測定し、非線形等価ばね剛性曲線および補間関係式を求める。永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数を測定し、ジャンプ現象を含めた漸硬性の非線形周波数応答特性を検討して、最後に、本章で提案する永久磁石式動吸振器の制振効果と制振メカニズムについて詳細な検討を行う。



第 6 章の「結論」では、本研究から得られた結論をまとめる。

## 第2章 洋上プラントの振動特性解析

前章では、海洋の自然環境や作業条件などにより、様々な洋上プラントが開発され使用されており、それらの洋上プラントの構造特徴と振動特性はそれぞれ異なることを述べるが、本研究では、海底に細長い脚が固定されるジャッキアップ式の洋上プラントを取扱い、その振動特性と制振方法について詳しく検討を行う。

洋上プラントの設計開発において考慮すべき最も重要な要因の一つとしては、波浪や地震などによる振動被害と言われている。長期間にわたり繰り返し作用する自然界からの振動荷重による構造部材の疲労損傷を累積していることも考えられるから、洋上プラント全体の安全性と使用寿命を高めるために、複雑な自然環境における洋上プラント構造の振動特性を解明し、その振動被害を制御し低減することは有効な手段と考えられて、いわゆる洋上プラント構造の動特性を自然環境に合うように良好なものとする動的設計(dynamic design)の重要性が日々に増している[45-51]。

本章と次章からの研究では、典型的なジャッキアップ式洋上プラント構造として、中国の渤海湾に建設された渤海センター5号と称する洋上プラントを具体的な研究対象として、その振動特性を解析し、地震が発生する際に洋上プラントの被害を最小限に抑えるために、地震荷重による振動を如何に低減する技術開発について検討する。

本章では、研究の第一歩として、ジャッキアップ式の洋上プラントの振動特性解明について、実際の洋上プラントの形状と寸法を参考に、実験用の洋上プラント振動モデルを開発する。次に、章以降の研究展開に用いる研究手段として、振動運動方程式に基づき理論的な振動解析法や、計測センサー及びFFTアナライザーを使用した振動実測システムの構築などを述べて、更にジャッキアップ式の洋上プラントの制振問題解決に用いられる制振装置について調査しまとめる。本章の検討結果は、以降の研究展開のために必要な研究基礎を与える。

### 2.1 ジャッキアップ式洋上プラントと実験モデル

ジャッキアップ式洋上プラントは、甲板昇降型の洋上プラントとも呼ばれ、コンクリートや鋼鉄などでつくられた脚(レグ)を持ち、その脚を直接海底に固定して建設される。脚の上に掘削設備や石油の生産設備、作業員の生活ための設備などを設置するデッキを載せている。

この種の洋上プラントは、固定されていて動かない性質をもつため、長期間の使用を想定して設計されている。洋上プラントの構造としては、鋼鉄やコンクリートのケー

ンなどが用いられる。鋼鉄のケーソンは、中空の鋼鉄管のようなものを使い、海底にねじ込まれる。コンクリートのケーソンは、コンディープ(Condeep)と呼ばれる構造によって使われ、内部が石油を貯蔵できるタンクになっていることが多い[52-53]。

図 2-1 に示すのは、中国の渤海湾に建設された渤海センター5号と称するジャッキアップ式の洋上プラントである。この洋上プラントは脚と主船体から構成され、船のように移動して、備え付けられた脚を海底に降ろして、甲板をジャッキアップして設置することができ、浅い海域でよく用いられる。

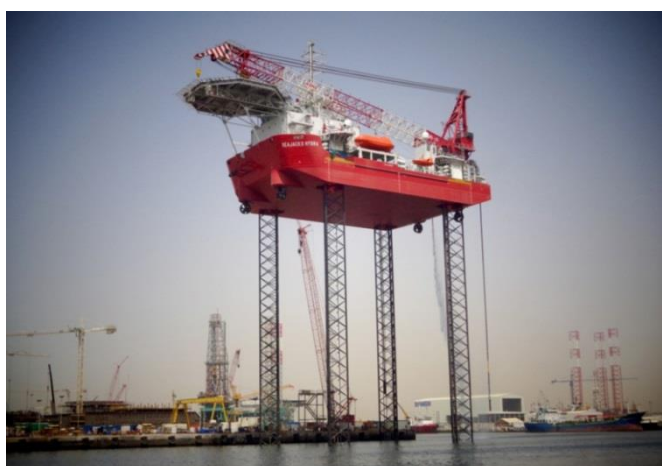


Figure 2-1 Model of Jack-up offshore platform  
(<http://bostek.no/referanse/test-5/>)

検討のため、実際の洋上プラントの構造形状と寸法を参考に、幾何学的な相似性と双方の比例関係を十分に考慮し縮小して設定した洋上プラント振動モデルを図 2-2 に示す。実際の洋上プラントの主船体としては  $20 \times 30 \times 10\text{m}$ 、柱の長さは  $98\text{m}$ 、直径は  $1.2\text{m}$  であることを参考に、およそ  $1:200$  の比例関係に従い、図 2-1 と図 2-2 に示すように、洋上プラントの振動モデルの主船体として、 $100 \times 150 \times 50\text{mm}$  の作業台の上に  $50 \times 50 \times 50\text{mm}$  の質量ブロックを取り付けて構成させ、柱には直径  $6\text{mm}$  のパイプとし、洋上プラント振動モデルの高さを  $500\text{mm}$  とした。洋上プラント振動モデルの柱の下に円台状の脚を取り付けて、実際に振動測定を行う際に、図 2-3 に示すように脚の上までを砂の中に埋めて洋上プラント振動モデルを水槽の中に入れて、このような条件で洋上プラントの拘束および荷重条件を模擬した。なお、水面と主船体の距離は  $100\text{mm}$  とした。さらに水槽全体を振動台の上に取り付けて、振動台に地震など加振信号を入力し、振動台の加振により水槽および洋上プラント振動モデルを振動させて、実際に加速度計とレーザー変位計との計測センサーを用いて、洋上プラント振動モデルの振動特性および地震応答特性を測定し検討を行う。

一般的な構造振動特性を検討する場合、1次固有振動だけでなく、高次固有振動を考

慮する必要があるが、本研究の場合、海洋波浪による加振力は低く、洋上プラントの支配的な振動成分は1次固有振動であることを考え、本研究では、洋上プラントの制振技術研究の第1歩として、洋上プラントを1自由度の構造システムに簡略して、1次固有振動だけを取扱い、支配的な振動特性および制振性能を明らかにすることを主な研究目的として、次の研究ステップに入ってから、引き続き高次固有振動の影響について研究していく予定である。

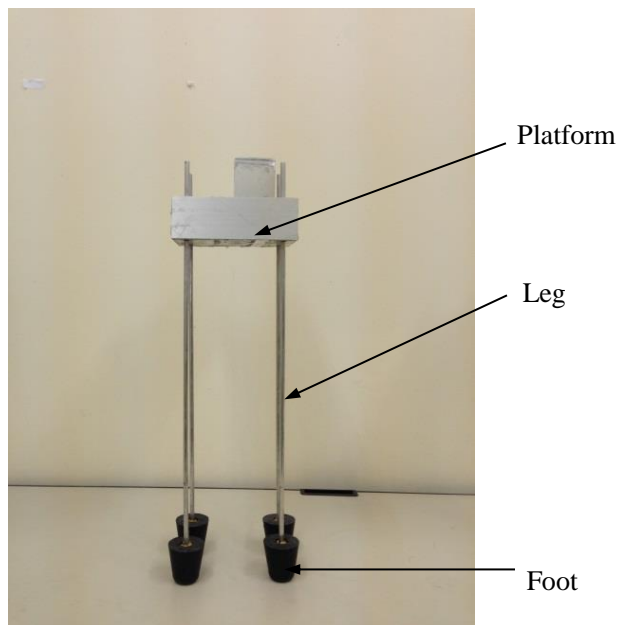


Figure 2-2 Experiment model of Jack-up offshore platform

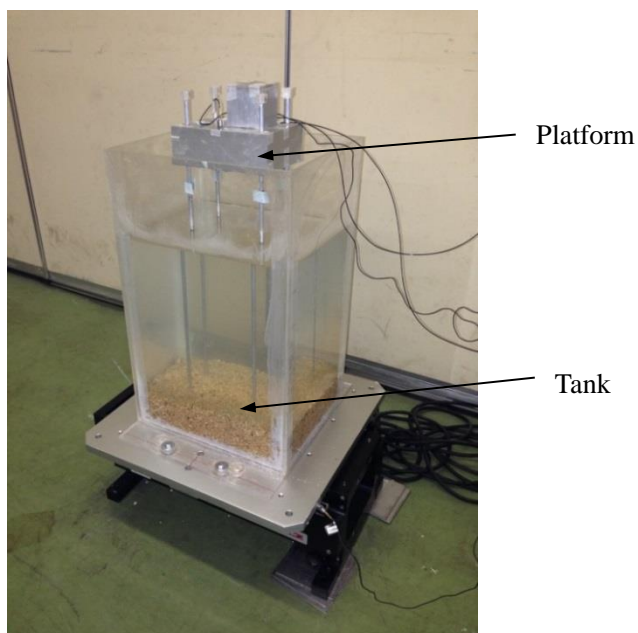


Figure 2-3 Experiment model of Jack-up offshore platform in the tank

## 2.2 洋上プラントの固有振動特性の解析

### 2.2.1 基本運動方程式

洋上プラント構造の振動解析のために最も重要なのは、振動解析モデルおよび運動方程式の構築と言える。解析モデルが正しく作られれば、それを数学的に扱うことによって、洋上プラント構造の固有振動特性および実働時における動的応答を正確に予測することができる。

図 2-4 の左図に示すように、洋上プラント振動モデルの大部分な質量がプラント上部に集中しており、細長い脚の部分が大きな弾性曲げ剛性により質量ブロックを支え、さらに水槽の中にある水から脚を通して振動モデルに抵抗力を与え減衰作用を果たしている。よって、洋上プラント振動モデルの振動特性を解析するため、図 2-4 の右図に示すように、洋上プラント振動モデルをばね-質量-減衰から構成する 1 自由度の振動解析モデルに簡略化する。

図 2-4 では、洋上プラントの上部にある主構造を集中質量  $m$ 、細長い脚の弾性曲げ剛性を換算した横方向に沿う等価ばね  $k$ 、水槽にある水からの振動に対する減衰効果をダンパー  $c$  と簡略化して、ここでは、文献[1]の結果を参考にして、水の抵抗による減衰力を速度に比例するように  $c\dot{x}$  と近似する。集中質量  $m$  に対して、バネ  $k$  による復元力  $kx$  とダンパーによる減衰力  $c\dot{x}$  を考慮して、式 (2-1) に示すような振動運動方程式が得られる。

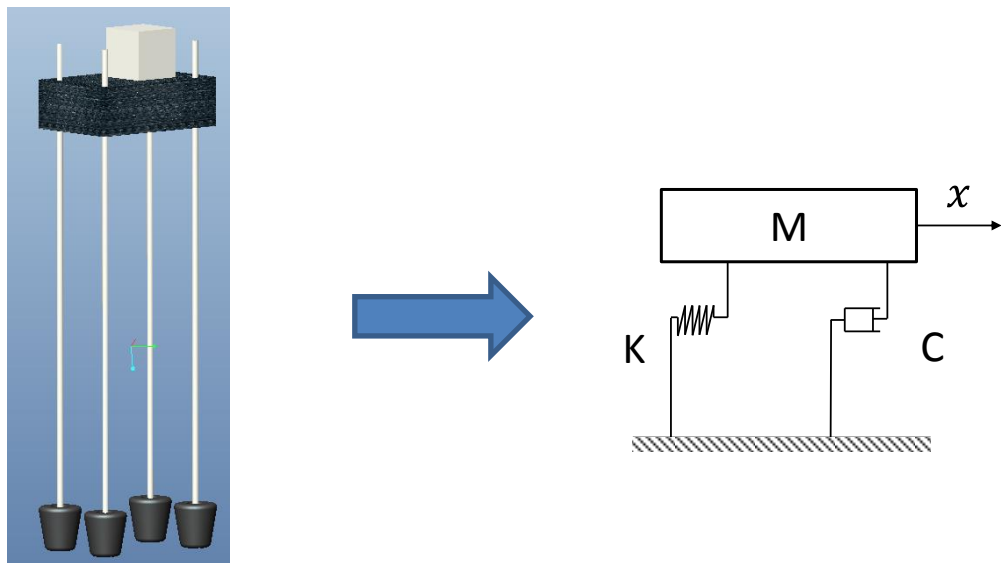


Figure 2-4 Schematic of a jack-up offshore platform

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2-1)$$

ここで、片持ち梁の曲げたわみ  $\delta$  と荷重  $P$  の関係式

$$\delta = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (2-2)$$

より、細長い脚の弾性曲げ剛性  $k$  を次式のように表される。

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \quad (2-3)$$

ここで、 $l$  は細長い脚の長さ、 $E$  は材料の弾性ヤング率、 $I$  は4本の細長い脚の合わせた断面二次モーメントであり、図 2-5 に示す4本の細長い脚の横断面を考慮して、次式で計算できる。

$$I = 4\left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{2} a^2\right) = \frac{\pi d^2}{8} (d^2 + 16a^2) \quad (2-4)$$

ただし、 $d$  は細長い脚の直径、 $a$  は断面曲げ変形の中立軸から細長い脚の中心までの距離である。

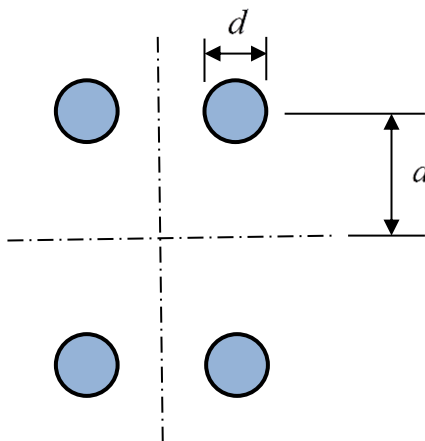


Figure 2-5 The section shape of legs

ここで、運動方程式(2-1)の解を  $x = Ae^{st}$  とおき、 $A$  と  $s$  は未定係数である。速度  $\dot{x}$  と加速度  $\ddot{x}$  を次の式のように表される[54]。

$$\dot{x} = sAe^{st} \quad (2-5)$$

$$\ddot{x} = s^2 Ae^{st} \quad (2-6)$$

式(2-5)と(2-6)を式(2-1)に代入して、次式が得られる。

$$(ms^2 + cs + k)Ae^{st} = 0 \quad (2-7)$$

式(2-7)では、 $Ae^{st} \neq 0$ のため、 $ms^2 + cs + k = 0$ となるような運動しか生じられない。さらに、次のように

$$2n = c/m \quad (2-8)$$

$$\omega^2 = k/m \quad (2-9)$$

係数を書きかえると、次式が得られる。

$$s^2 + 2ns + \omega^2 = 0 \quad (2-10)$$

式(2-10)を解くと、その根を次式のように表される。

$$s_1, s_2 = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega^2} \quad (2-11)$$

式(2-11)をばね-質量-減衰から構成される 1 自由度振動系の特性方程式と呼ばれる。式の右辺にある  $n$  と  $\omega$  の関係により、次のように 3 つの振動状態に分けられる。

(1)  $n^2 - \omega^2 > 0$  の場合

$$s = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega^2} \quad (2-12)$$

特性方程式(2-12)の根は、次式で表される。

$$\begin{aligned} s_1 &= -n + \sqrt{n^2 - \omega^2} < 0 \\ s_2 &= -n - \sqrt{n^2 - \omega^2} < 0 \end{aligned} \quad (2-13)$$

従って、運動方程式の一般解は、次式のようになる。

$$x = A_1 e^{(-n + \sqrt{n^2 - \omega^2})t} + A_2 e^{(-n - \sqrt{n^2 - \omega^2})t} \quad (2-14)$$

ただし、 $A_1$  と  $A_2$  は初期条件により定まる。式(2-14)で表される運動は、図 2-6 に示すように、単調に平衡点にもどる運動(無周期運動)をする。

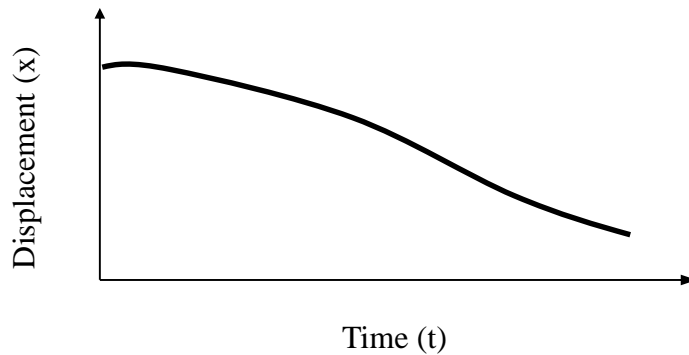


Figure 2-6 Displacement of main structure under  $n^2 - \omega^2 > 0$

(2)  $n^2 - \omega^2 = 0$  の場合

特性方程式(2-11)の根は、次式で表される。

$$s_1 = s_2 = -n \quad (2-15)$$

運動方程式の一般解は、次式のようになる。

$$x = Ae^{-nt} \quad (2-16)$$

この場合も図 2-6 に示すように、時間の経過とともに平衡点に運動をする。

(3)  $n^2 - \omega^2 < 0$  の場合

特性方程式(2-11)の根は、次式のような複素数となる。

$$s = -n \pm j\sqrt{\omega^2 - n^2} \quad (2-17)$$

ここで、 $j^2 = -1$  である。従って、運動方程式の一般解は、次式のようになる。

$$x = e^{-nt} (A_1 e^{j\sqrt{\omega^2 - n^2}t} + A_2 e^{-j\sqrt{\omega^2 - n^2}t}) = e^{-nt} (a_1 \sin \sqrt{\omega^2 - n^2}t + a_2 \cos \sqrt{\omega^2 - n^2}t)$$

$$x = ae^{-nt} \sin(\sqrt{\omega^2 - n^2}t - \phi) \quad (2-18)$$

式(2-18)で表される振動は、振幅  $ae^{-nt}$  が時間とともに減少する振動であるため、減



減衰振動と呼ばれる。また、減衰振動の固有振動数  $\omega_d$  は次式で表される。

$$\omega_d = \sqrt{\omega^2 - n^2} \quad (2-19)$$

式(2-18)の中にある  $\phi$  は初期位相値である。減衰振動波形を図(2-7)に示し、時間の増加とともに振動変形がだんだん小さくなることが分かる。

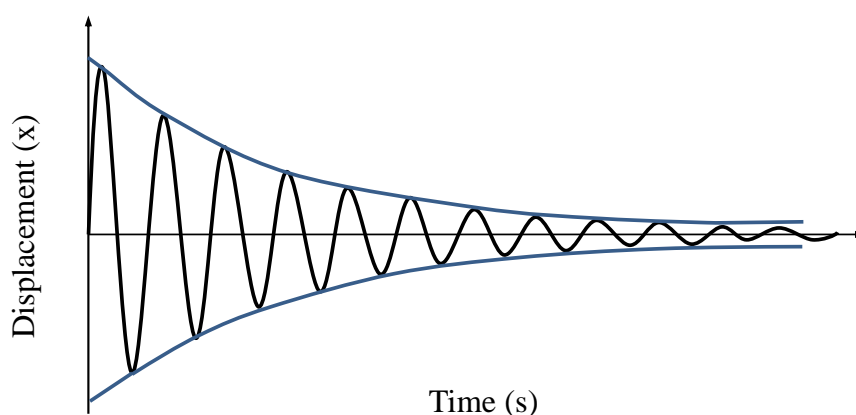


Figure 2-7 Displacement of main structure under  $n^2 - \omega^2 < 0$

ここでは、 $n = \omega$  は、単調減少運動するか減衰振動するかの境界となり、単調減少運動と減衰振動の境界にあたる減衰係数  $c$  を臨界減衰係数  $c_c$  とする。式(2-8)と(2-9)より、臨界減衰係数  $c_c$  は、次式で表される。

$$c_c = 2\sqrt{mk} \quad (2-20)$$

よって、減衰係数  $c > c_c$  の場合に単調減少運動、減衰係数  $c < c_c$  の場合に減衰振動、減衰係数  $c = c_c$  の場合に臨界減衰運動することになる。

## 2.2.2 調和加振による強制振動特性の解析

外力の中で、最も簡単なのは、一定の振幅で作用する正弦波外力であり、さらに複雑な振動を単純な調和振動の組み合わせに分解できることを考えて、本節では、洋上プラットフォーム振動モデルに対し、調和加振力  $F(t) = F \cos \omega t$  を与える場合の応答振動について検討し、その結果をまとめる[55-57]。

図 2-8 に示すのは調和加振による強制振動解析モデルである。図 2-1 に示す自由振動の解析モデルに比べ、下部の固定端に強制調和加振力  $F(t) = F \cos \omega t$  を加えるだけとなっている。

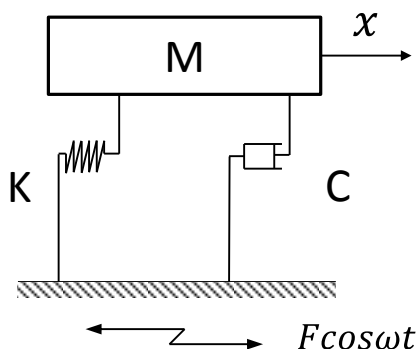


Figure 2-8 Schematic of a jack-up offshore platform under sin wave

図 2-8 に示す振動モデルの運動方程式は、自由振動の運動方程式(2-1)の右辺に調和加振力  $f(t) = F \cos \omega t$  を加えて得られる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \cos \omega t \quad (2-21)$$

運動方程式(2-21)を

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{1}{2} F (e^{j\omega t} + e^{-j\omega t}) \quad (2-22)$$

の形に書き直す。方程式(2-22)を重ね合わせの原理を用いて解くため、方程式(2-22)を次の2つの方程式に分解することを考える。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{1}{2} F e^{j\omega t} \quad (2-23)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{1}{2} F e^{-j\omega t} \quad (2-24)$$

方程式(2-23)の解  $x_1$  を

$$x_1 = X_1 e^{j\omega t} \quad (2-25)$$

とおいて求められれば

$$x_1 = \frac{F e^{j\omega t}}{2(-m\omega^2 + jc\omega + k)} \quad (2-26)$$

となるが、同様に方程式(2-24)を解けば、解  $x_2$  は

$$x_2 = \frac{F e^{-j\omega t}}{2(-m\omega^2 + jc\omega + k)} \quad (2-27)$$

となる。重ね合わせの原理によって、方程式(2-22)の解は

$$x = \frac{F}{2} \left( \frac{e^{j\omega t}}{-m\omega^2 + jc\omega + k} + \frac{e^{-j\omega t}}{-m\omega^2 - jc\omega + k} \right) \quad (2-28)$$

と表される。

この結果は、方程式(2-20)の右辺を形式的に  $F e^{j\omega t}$  と置き、それを解いて得た結果の実部を取って求めたものと一致する。

式(2-28)に示す解を変形すると

$$x = X \cos(\omega t - \phi) \quad (2-29)$$

の形となる。ただし、式(2-29)の中にある振幅  $X$  と初期位相  $\phi$  を

$$X = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (2-30)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c}{k - m\omega^2} \quad (2-31)$$

で求められる。ここでは、無減衰系の自由振動の固有振動数  $\omega_n = \sqrt{k/m}$ 、減衰比

$\xi = c/(2\sqrt{mk})$  を導入すれば、式(2-31)は

$$X = \frac{F/k}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} \quad (2-32)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\xi\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (2-33)$$

となる。式(2-29)に示す振動応答の変位結果は調和振動であることを示している。また変位応答の周波数は加振力の周波数に等しい、加振力と比べて  $\phi$  だけの位相差が存在することが分かる。

式(2-29)に示す振動解は、減衰効果が作用するときの強制振動を表し、微分方程式の理論で言う特殊解であるが、運動方程式(2-20)の一般解としては、自由振動の解と強制振動の解を加えて

$$x = X \cos(\omega t - \phi) + ae^{-\alpha t} (a \cos \omega_d t + b \sin \omega_d t) \quad (2-34)$$

で表される。ここで、 $\omega_d$  を減衰固有角振動数である。

式(2-34)から判るように、自由振動の方は時間が経つにつれて減衰することに対して、強制振動は一定振幅でいつまでも持続される。ここで、いつまでも持続される振動を定常振動という。式(2-34)に示す洋上プラント振動モデルは一次自由度粘性減衰系であり、その強制振動が定常振動となる。

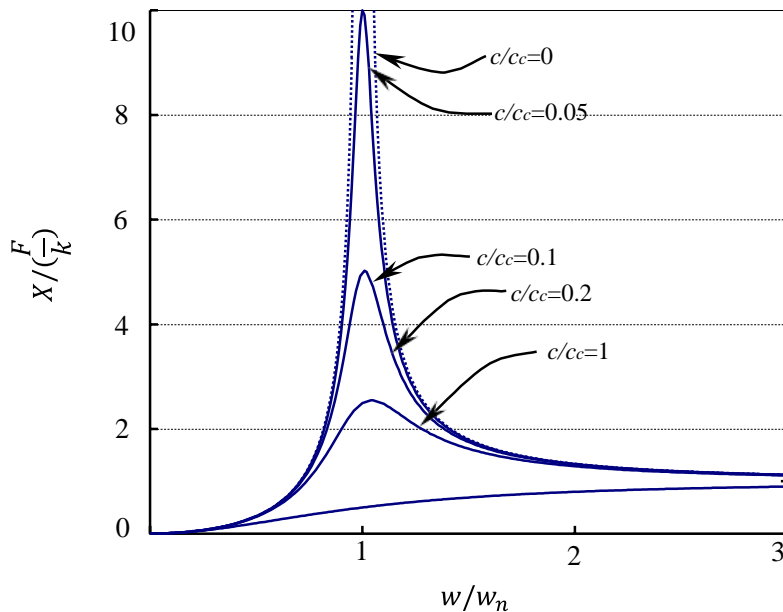


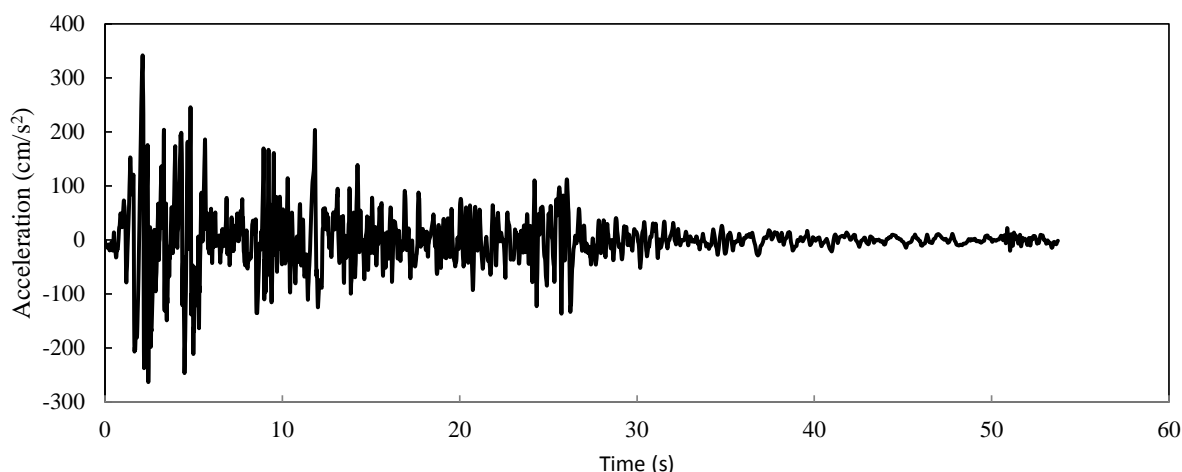
Figure 2-9 Resonance curve of vibration system

図 2-9 に示すのは、減衰係数を変えて、減衰のある場合とない場合の強制振動応答の比較結果である。図より、減衰がない( $c \rightarrow 0$ )の場合、破線で示した無減衰自由振動の共振現象が発生する様子が見える。減衰がある( $c \neq 0$ )場合、減衰係数  $c$  が大きくなるにつれて、加振周波数  $\omega = \omega_n$  の付近で発生する共振現象の振幅が段々小さくなること がわかる。

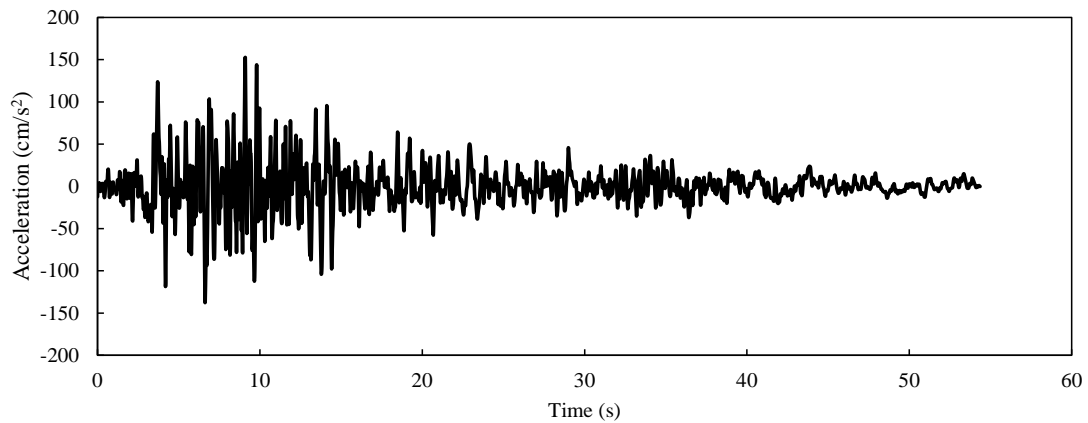
## 2.3 地震荷重およびそのスペクトル解析

本研究では、地震の振動応答解析および実測検証のために、洋上プラント振動モデルに加振入力波として用いる実際の地震の加速度波形を図 2-10 に示す。その詳細は次の通りである[58]。

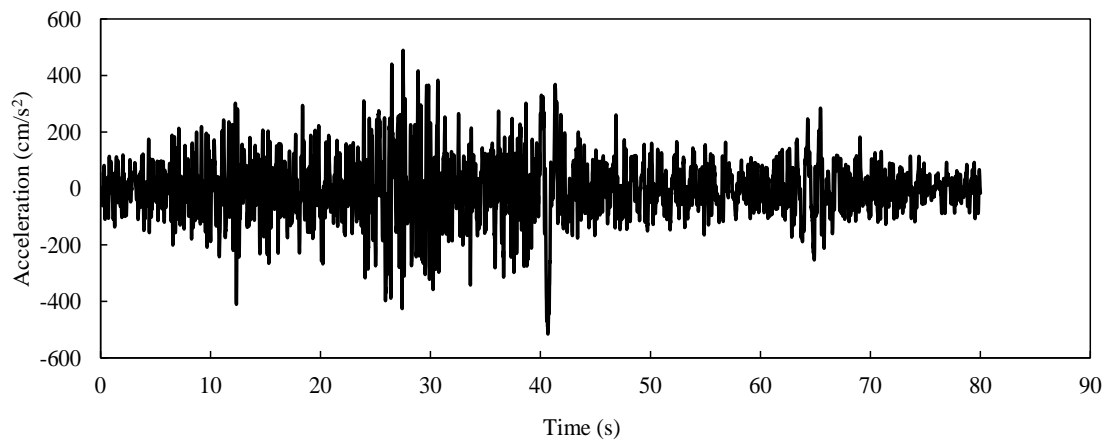
- (a) El Centro NS 地震波形は、1940 年にアメリカで Imperial Valley 地震が発生した際に El Centro で観測された南北方向 NS の加速度波形であり、その最大加速度は  $341.7\text{cm/s}^2$  で、震度は 7 である。(図 2.10(a))
- (b) Taft EW 地震波形は、1952 年にアメリカで Kern Country 地震が発生した際に Taft で観測された東西方向 EW の加速度波形であり、その最大加速度は  $152.7\text{ cm/s}^2$  で、震度は 7.7 である。(図 2.10(b))
- (c) 東北地方太平洋沖地震 NS 地震波形は、2011 年に東日本大震災が発生した際に涌谷町新町で観測された南北方向 NS の加速度波形であり、その最大加速度は  $489\text{cm/s}^2$  で、最少加速度は  $-515.27\text{ cm/s}^2$  で震度は 7 である。(図 2.10(c))



(a) Time history under El Centro NS seismic wave



(b) Time history under Taft EW seismic wave

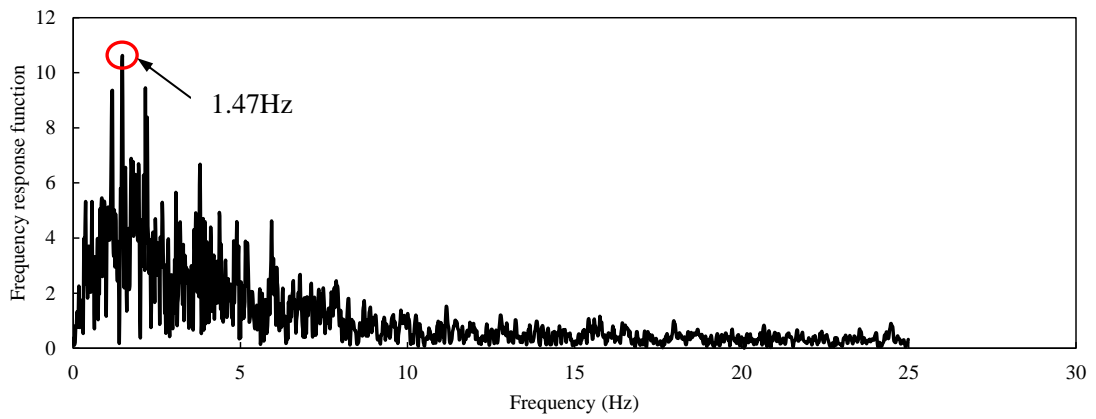


(c) Time history under Fukushima NS seismic wave

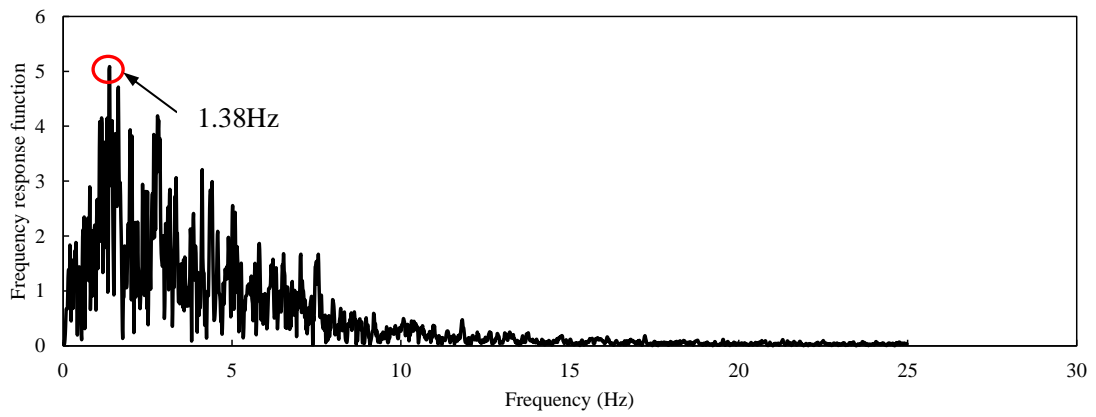
Figure 2-10 Time history under seismic waves

実際の地震波は不規則な波形をしており、その中には種々の周波数成分が含まれている。複雑な地震波信号に対してフーリエ変換を行い、その信号を周波数ごとに分解して、周波数を横軸とし、それぞれの成分の強さをグラフに示したものが周波数スペクトルと呼ばれる。

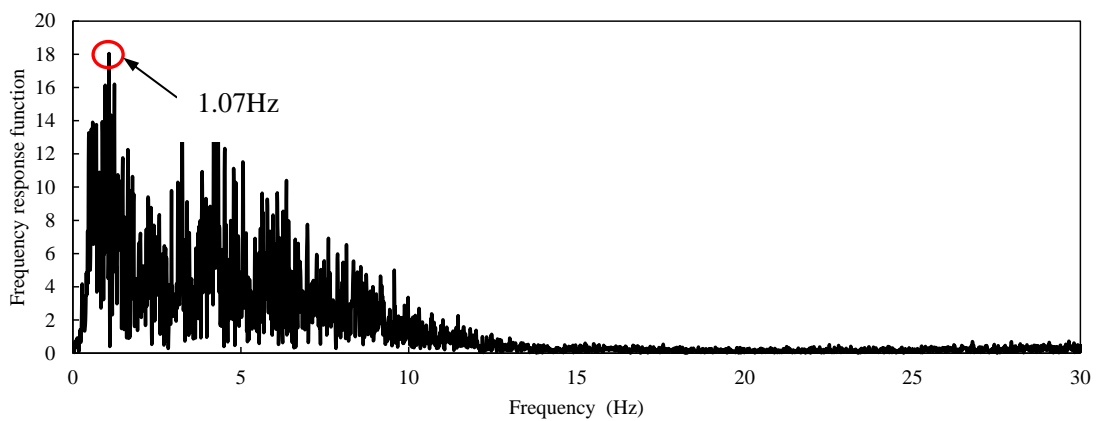
図 2-10 に示す時系列の各地震加速度の入力信号に対して、それぞれフーリエ変換を行い、図 2-11 に示すように周波数領域における各地震加速度信号のスペクトルが得られるが、図 2-11 より、各地震加速度の時系列信号に含まれる周波数成分の強さが容易に見える。El Centro NS 波のピークは周波数 1.47Hz、Taft EW 波のピークは周波数 1.38Hz、東北地方太平洋沖地震 NS 波のピークは周波数 1.07Hz にあることが判る。



(a) Acceleration response spectrum under El Centro NS seismic wave



(b) Acceleration response spectrum under Taft EW seismic wave



(c) Acceleration response spectrum under Fukushima NS seismic wave

Figure 2-11. Acceleration response spectrum

一方、地震が発生した時、図 2-10 に示す加振信号の作用により、洋上プラント構造の振動応答(加速度、変位)は時間とともに変化する。計測センサーより測定した振動応答の時系列波形に対しても、入力信号と同様にフーリエ変換を行い、時間領域における振動応答波形を周波数領域に変換することによって、各周波数成分のスペクトル情報を調べて、最も振動応答の大きい支配的な周波数成分が明らかにしておけば、洋上プラント振動モデル全体の振動特性が把握することができる。

さらに、支配的な周波数成分を中心にし、その部分的な振動応答だけを低減することが実現できれば、他の支配的でない周波数成分の振動応答が小さいため、それらの影響を無視しても、洋上プラント振動モデルの振動応答レベルが十分に抑えることができる。よって、振動応答のスペクトル解析は洋上プラントの制振技術開発にとって重要な研究手段になる。

## 2.4 地震荷重による振動応答の評価基準

洋上プラント構造に作用する地震荷重は不規則なランダム入力信号であり、その振動応答も図 2-12 に示すようなランダム波形となる。図 2-12 では、横軸は時間で、縦軸 y は振動応答の変位または加速度である。

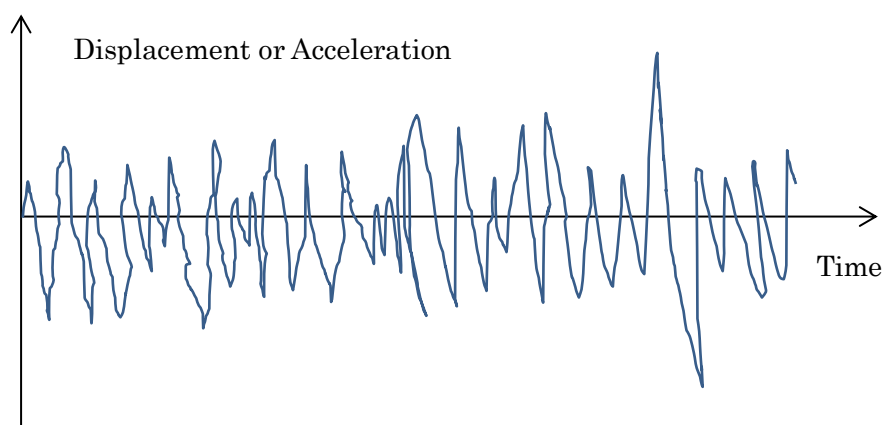


Figure 2-12 Random vibration wave

本研究では、実際にランダムな振動応答を評価するために、次の 2 つの評価指標を使用している[59]。制振効果を検証するため、図 2-22 に示すように洋上プラント主質量に変位と加速度の計測点を設定して、レーザー変位計および加速度センサーを利用して計測した変位と加速度信号を用い、洋上プラントの制振効果を評価する。



- (1) 二乗平均平方根 (Root mean square, RMS) は、 $y$  (変位または加速度) に対して、 $n$  個のサンプルデータ  $y_i (i=1,2,\dots,n)$  が得られたとして、振動応答値  $y$  の二乗平均平方根は式(2-35)のように定義され、実際に地震荷重を受ける洋上プラントの制振効果を評価するために用いる評価指標  $J$  は、式(2-36)のように定義される。ただし、 $RMS_{ctrl}$  は制振装置を使用する場合の振動応答 RMS 値、 $RMS_{unctrl}$  は制振装置を使用しない場合の振動応答 RMS 値である。

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2} \quad (2-35)$$

$$J = \frac{RMS_{ctrl}}{RMS_{unctrl}} \quad (2-36)$$

- (2) 最大応答値の相対値 (Maximum relative response value) は、ある振動応答値  $y$  (変位または加速度) の最大値を注目して、 $n$  個のサンプルデータ  $y_i (i=1,2,\dots,n)$  の中から、最大ピーク値  $y_{\max} = \max\{y_i\}$  だけを選択して、振動応答を評価するが、実際に地震荷重を受ける洋上プラントの制振効果を評価するために用いる評価指標  $\beta$  は、式(2-37)のように定義される。ただし、 $y_{\max-ctrl}$  は制振装置を使用する場合の最大振動応答相対比、 $y_{\max-unctrl}$  は制振装置を使用しない場合の最大振動応答相対比である。

$$\beta = \frac{y_{\max-unctrl} - y_{\max-ctrl}}{y_{\max-unctrl}} \quad (2-37)$$

## 2.5 地震荷重による強制振動特性の解析

地震荷重による洋上プラント振動モデルの解析モデルは図 2-13 に示し、図 2-8 に示す調和加振による強制振動解析モデルに比べ、下部の固定端に強制調和加振力の代わりに地震荷重による慣性力  $-m\ddot{x}_e$  を加えるだけであり、ここでは、 $\ddot{x}_e$  は地震加速度の入力信号である。

図 2-13 に示す振動モデルの運動方程式は、次式で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{x}_e \quad (2-38)$$

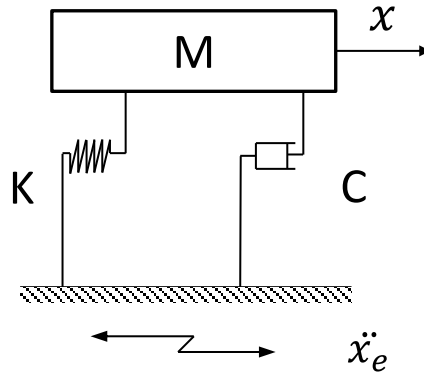


Figure 2-13 Schematic of a jack-up offshore platform under external force

運動方程式(2-38)の右辺にある地震加速度  $\ddot{x}_e$  による加振力は、不規則的なランダム入力信号なので、中心差分法を用いて運動方程式の解を求める[60-65]。

ある時間  $t$  における変位  $x(t)$  を考える。 $x(t)$  は十分に滑らかであると仮定すると、 $t$  より微小時間  $\Delta t$  だけ進んだ  $x(t + \Delta t)$  がテイラー展開によって

$$x(t + \Delta t) = x(t) + \frac{\partial x(t)}{\partial t} \Delta t + \frac{\partial^2 x(t)}{\partial t^2} \frac{\Delta t^2}{2!} + \dots \quad (2-39)$$

と表される、 $\partial x(t) / \partial t$  について整理すると

$$\frac{\partial x(t)}{\partial t} = \frac{1}{\Delta t} (x(t + \Delta t) - x(t)) - \frac{\partial^2 x(t)}{\partial t^2} \frac{\Delta t}{2!} = \frac{1}{\Delta t} ((x(t + \Delta t) - x(t)) + O(\Delta t)) \quad (2-40)$$

を得る。上式の第2項を無視した近似

$$\frac{\partial \phi(t)}{\partial t} \approx \frac{1}{\Delta t} ((\phi(t + \Delta t) - \phi(t))) \quad (2-41)$$

は前進差分法(forward difference method) と呼ばれる。 $O(\Delta x)$  は  $\Delta t$  の一次項以上の項から

なる打ち切り誤差である。このように前進差分法は  $\Delta t$  に比例して誤差が小さくなる 1 次精度の差分スキームである。

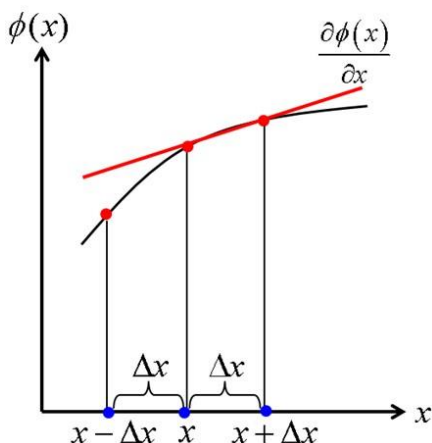


Figure 2-14. Forward difference method

一方、 $x(t - \Delta t)$  について  $x(t)$  の周りに Taylor 展開すると

$$x(t - \Delta t) = x(t) - \frac{\partial x(t)}{\partial t} \Delta t - \frac{\partial^2 x(t)}{\partial t^2} \frac{\Delta t^2}{2!} - \dots \quad (2-42)$$

となる。式(2-42)を  $\partial x(t) / \partial t$  について解くと

$$\begin{aligned} \frac{\partial x(t)}{\partial t} &= \frac{x(t) - x(t - \Delta t)}{\Delta t} + \frac{\partial^2 x(t) \Delta t}{\partial t^2} \frac{\Delta t^2}{2!} - \dots \\ &= \frac{x(t + \Delta t)}{\Delta t} + O(\Delta t) \\ &\approx \frac{x(t + \Delta t)}{\Delta t} \end{aligned} \quad (2-43)$$

を得る。この近似は後退差分法(backward difference method)と呼ばれ、前進差分と同様に 1 次精度を持っている。

ここでは、式(2-39)から(2-42)を引くと

$$\begin{aligned} \frac{\partial x(t)}{\partial t} &= \frac{x(t + \Delta t) - x(t - \Delta t)}{2\Delta t} - \frac{\partial^3 x(t)}{\partial t^3} \frac{\Delta t^3}{3!} - \dots \\ &= \frac{x(t + \Delta t) - x(t - \Delta t)}{2\Delta t} + O(\Delta t^2) \\ &\approx \frac{x(t + \Delta t) - x(t - \Delta t)}{2\Delta t} \end{aligned} \quad (2-44)$$

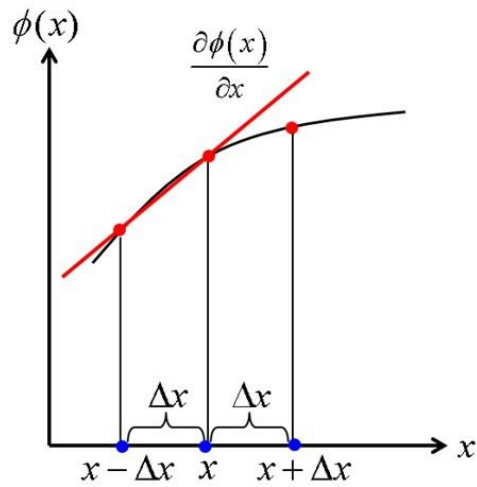


Figure 2-15. Forward difference method

を得る。この近似は中心差分法と呼ばれ、打ち切り誤差は  $\Delta t$  の二乗以上の項からなる 2 次精度のスキームである。

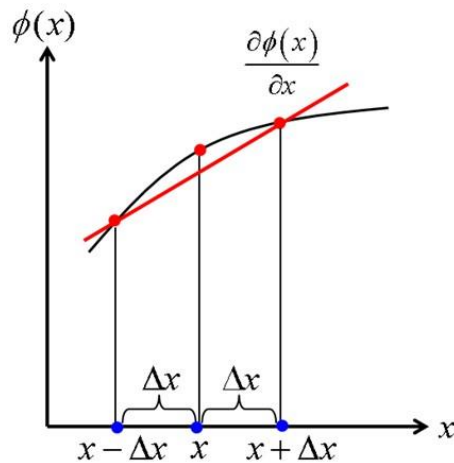


Figure 2-16 Central difference method

次に、2 階微分を差分近似するために、式(2-38)と式(2-41)の和を取り、 $\partial^2 x(t) / \partial t^2$  について解くと

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial^2 x(t)}{\partial t^2} &= \frac{x(t + \Delta t) - 2x(t) + x(t - \Delta t)}{\Delta t^2} - \left( \frac{\partial^4 x(t)}{\partial t^4} \frac{\Delta t^2}{2} + \dots \right) \\
 &= \frac{x(t + \Delta t) - 2x(t) + x(t - \Delta t)}{\Delta t^2} + O(\Delta t^2) \\
 &\approx \frac{x(t + \Delta t) - 2x(t) + x(t - \Delta t)}{\Delta t^2}
 \end{aligned}
 \tag{2-45}$$

となる。本スキームは2階の中心差分近似と呼ばれ、上式から明らかなように2次精度のスキームである。

ここでは、運動方程式(2-38)に中心差分法を適用して、加速度と変位の差分方程式は次の式のように表される。

$$\ddot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - 2x^{(i)} + x^{(i-1)}}{\Delta^2 t} \quad (2-46)$$

$$\dot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - x^{(i-1)}}{2\Delta t} \quad (2-47)$$

式(2-46)と(2-47)を運動方程式に代入して

$$m \frac{x^{(i+1)} - 2x^{(i)} + x^{(i-1)}}{\Delta^2 t} + c \frac{x^{(i+1)} - x^{(i-1)}}{2\Delta t} + kx^{(i)} = m\ddot{x}_e \quad (2-48)$$

が得られる。式(2-48)を整理して、新しい時間ステップ点における変位解

$$x^{(i+1)} = \frac{m\ddot{x}_e - kx^i + (2 + 0.5c\Delta t)x^{i-1}}{m + 0.5c\Delta t} \quad (2-49)$$

で求められる。

さらに、静止状態からスタートとする初期条件は次の式で表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \quad \dot{x}_1^{(0)} = 0 \quad (2-50)$$

初期条件式(2-50)を式(2-49)に代入して、次の時間ステップの変位  $x_1^{(1)}$  が得られる。

$$x_1^{(1)} = 0 \quad (2-51)$$

よって、変位  $x_1^{(0)} = 0$  と  $x_1^{(1)} = 0$  を式(2-49)に代入することで、次の時間ステップの変位  $x_1^{(2)}$  が得られる。同様に、時間ステップ  $i-1$  と  $i$  の変位値  $x_1^{(i-1)}$  と  $x_1^{(i)}$  が分かれば、それらを式(2-49)に代入して、次の時間ステップの変位  $x_1^{(i+1)}$  が得られる。このように繰り返し解を求めて行けば、すべての時間領域の変位解が求められる。

以上の解析方法を整理し、C++言語を用い、洋上プラントの振動特性解析の専用プログラムを開発した。そのプログラムのフローチャートを図 2-17 に示す。図より、洋上プラントの振動特性の解析手順は次の通りである。

- (1) 計算時間領域、差分点数と初期条件を入力する。
- (2) 差分計算の時間刻み  $\Delta t$  と時間時刻  $t$  を設定する。
- (3) 時刻  $t$  における変位値  $x_t$  と加速度値  $\ddot{x}_t$  計算する。
- (4) 変位値  $x_t$  と加速度値  $\ddot{x}_t$  を入力する。
- (5) 次の計算時時刻  $t$  を設定する。
- (6) 現在の計算時刻  $t$  は、最大計算時刻  $t_{\max}$  より、小さいであれば、手順(3)に戻して、繰り返し計算を続ける。
- (7) 現在の計算時刻  $t$  は最大計算時刻  $t_{\max}$  より大きいであれば、計算を終了する。

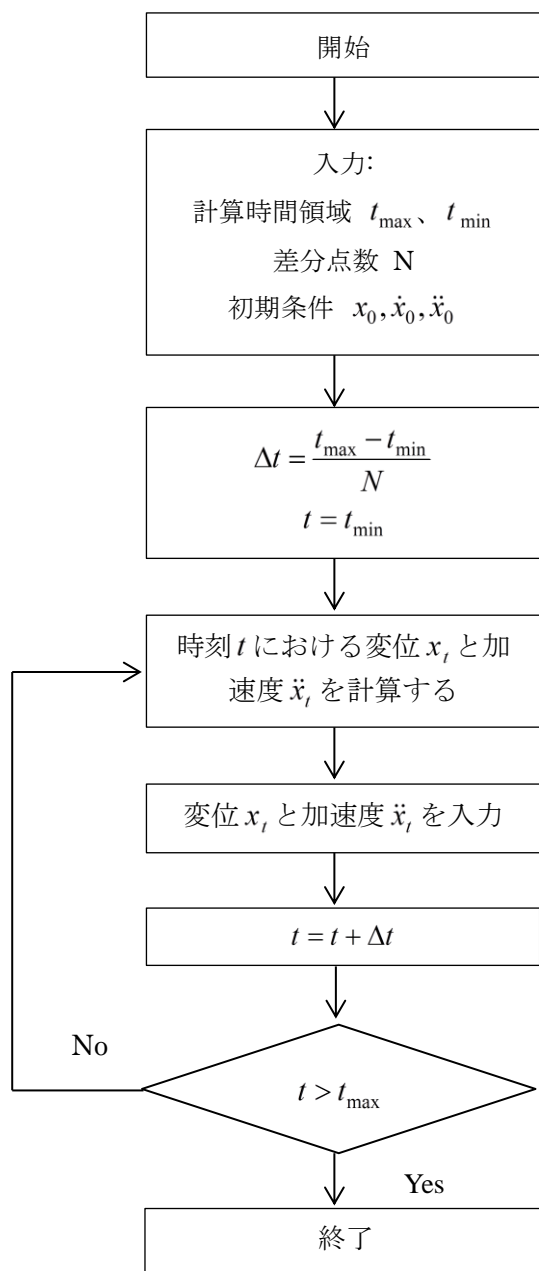


Figure 2-17 Flow chart of central difference method

## 2.6 振動特性の測定システム構成

本研究では、洋上プラント振動モデルを測定対象とし、主に単純調和加振による構造固有振動特性測定と、外部から地震荷重加振による振動応答測定の2つの測定検討を行い、その主な測定流れとしては、加振器により洋上プラント振動モデルを加振して、それから信号検出器を使い、変位または加速度信号を計測して、さらに計測した信号をFFTアナライザーに送り時間領域と周波数領域におけるデータに処理し出力する[66]。

よって、以上の実験を行うために必要な実験システムには、加振部、信号検出部及び信号処理部から構成される。まず、加振部は、加振信号を発生する信号発生器、加振信号に電気エネルギーを付加する電力増幅の加振コントローラ、電気エネルギーを力学エネルギーに変換することによって動的な力を発生する加振器から構成される[67]。本実験の振動台を左図 2-18 に示す。右図はアンプと信号発生器である。

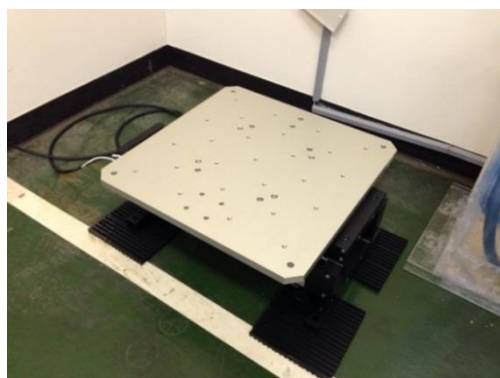


Figure 2-18 Vibration table and Amplitude



(a) Accelerometer(NP-3414)



(b) Laser vibrometer(CD22-100)

Figure 2-19 Sensor devices



Figure 2-20 DS3000-FFT analyzer

信号検出部は、変位または加速度の振動応答を電気信号に変換して検出する部分である。本研究では、実測の必要に応じて、変位測定にはレーザー変位計、加速度測定には加速度センサーをそれぞれ利用する[68-70]。図 2-19(a)に示すのは加速度センサー、図 2-19(b)に示すのはレーザー変位計である。

信号処理部は、FFT を主体として測定信号処理を行って、時系列の振動応答グラフまたは周波数応答関数を出力する。本研究の信号処理部には、図 2-20 に示す小野測器(株)製の DS-3000-FFT アナライザーを利用する。

従って、本研究に使用する洋上プラント振動モデルの振動特性の測定システム構成は図 2-21 に示すように、振動台、加振コントローラ、FFT アナライザーと結果処理用パソコンから構成される。

実際の洋上プラント振動モデルは、実際の洋上プラントより 1/200 の比例関係で縮尺し作成したが、水槽の中にはある砂の高さは 80 mm、水の深さ 400 mm である。洋上プラント振動モデルの上部にある質量は 2.346kg である。さらに、水槽を振動台の上に固定させて、振動台に正弦波または地震波を入力し加振することによって、洋上プラントの振動実験を実施する。

図 2-22 に示すのは、洋上プラント振動モデルの振動実験のフローチャートである。まず、信号発生器より正弦波または地震波信号を発生し加振コントローラに送り、加振コントローラで増幅した加振信号を振動台に送って、振動台に固定した洋上プラント振動モデルを加振する。次に、レーザー変位計から変位信号、加速度センサーから加速度信号をそれぞれ検出して、FFT アナライザーに送る。最後に、FFT アナライザーで計測した振動応答信号を時間領域または周波数領域の結果データを処理し出力する。



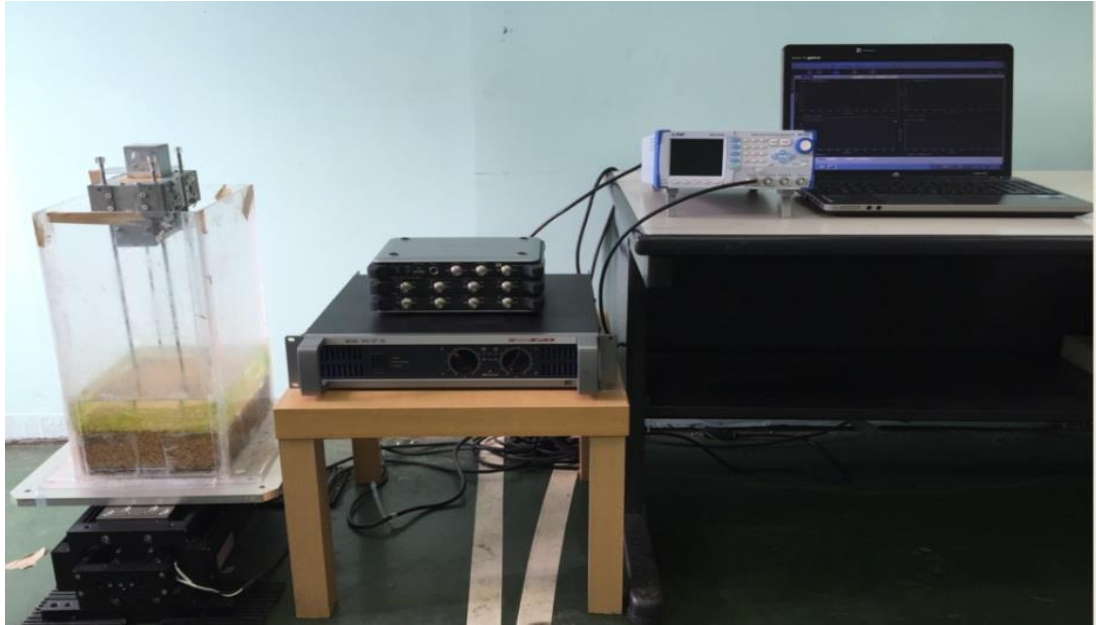


Figure 2-21 Experimental system

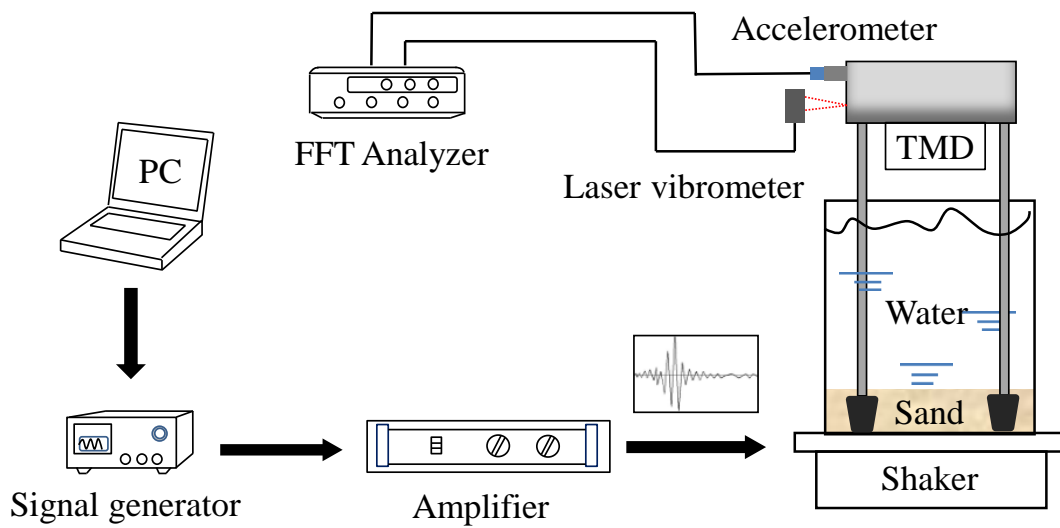


Figure 2-22. Diagram of testing system

## 2.7 実験結果による振動特性の検証

### 2.7.1 正弦波加振による検証

図 2-23 に示すのは、正弦波を入力した際に、洋上プラント振動モデルの時系列変位応答波形であり、実線は実測した結果、点線は数値解析の結果を示している。このように、別々に得られた解析結果と実験結果が良く一致していることが分かる。

よって、本研究の使用した中心差分法を用いる数値解析法と、振動実測システムを利用して、洋上プラントの振動応答特性を正確に解析できることが確認できた。

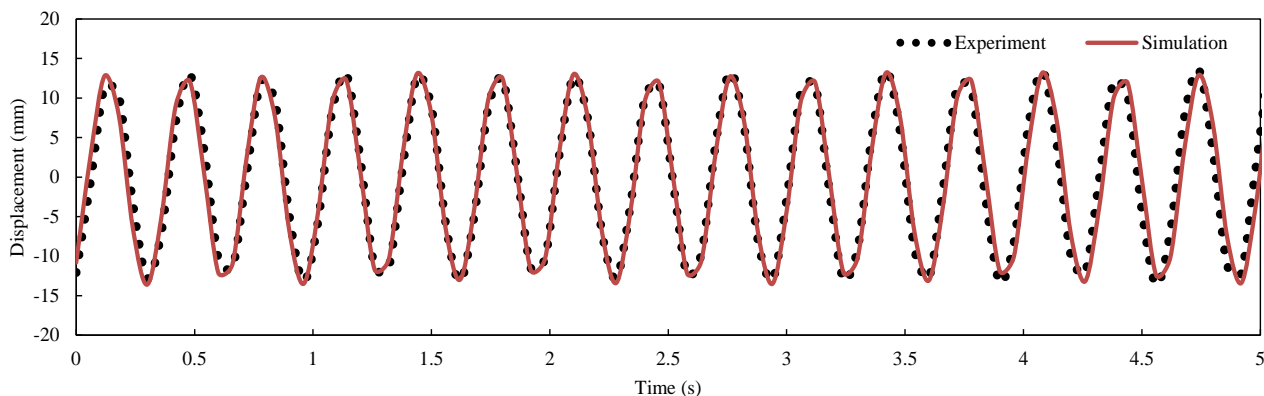
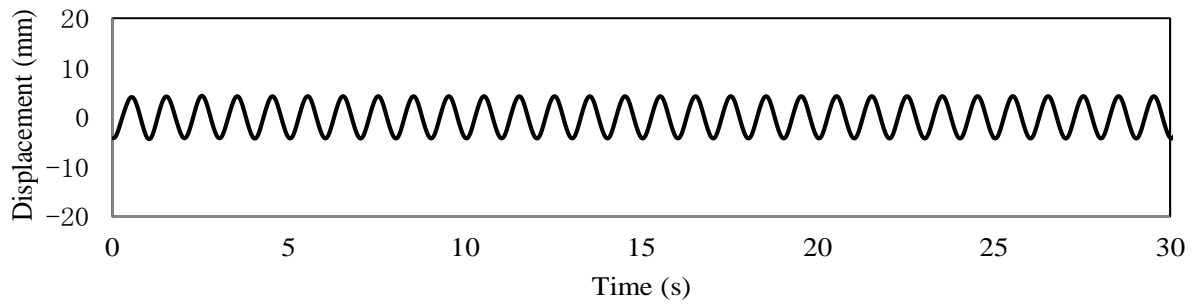
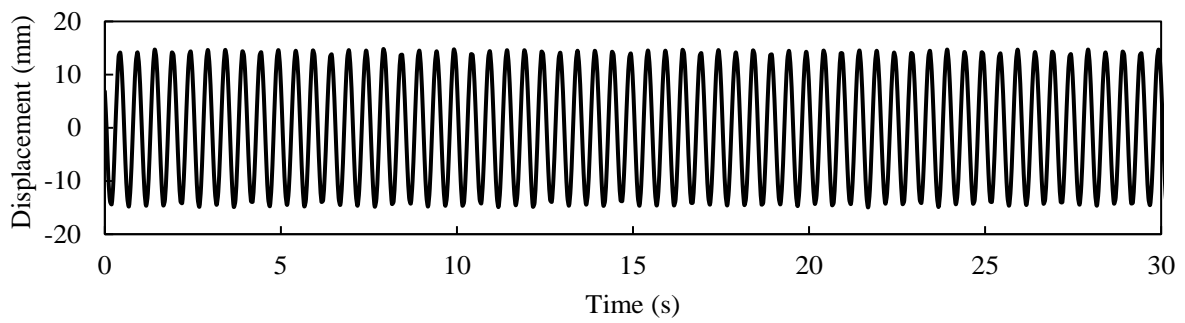


Figure 2-23 Displacements of the offshore platform model under sinusoidal excitation

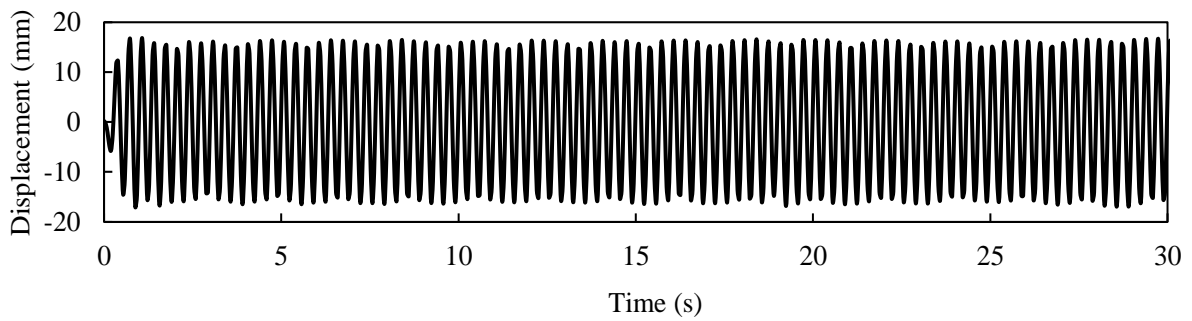
洋上プラント振動モデルの振動特性を検討するため、加振周波数を 1Hz~4Hz として正弦波加振実験を行って、図 2-24 に示すのは変位応答、図 2-25 に示すのは加速度応答の結果である。図より、正弦波の入力信号周波数は 3Hz である場合、洋上プラント振動モデルの変位と加速度の応答が最も大きくなり、すなわち、洋上プラント振動モデルの固有周波数は 3Hz の付近にあることを示している。



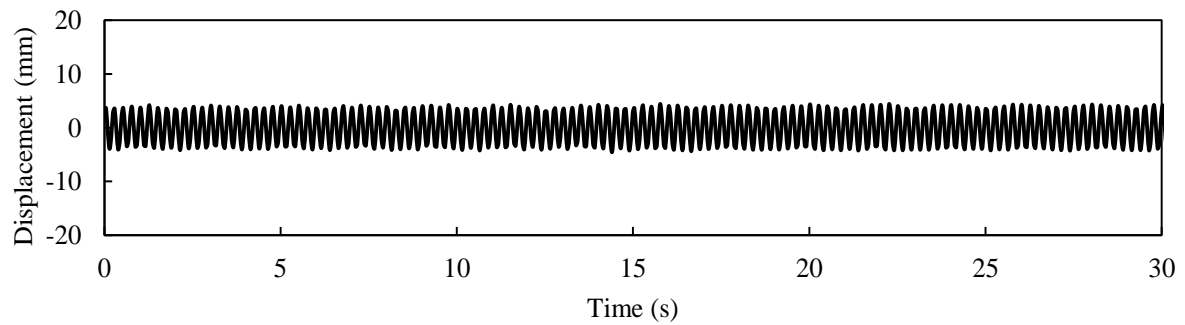
(a) Displacement responses under the 1Hz sin wave



(b) Displacement responses under the 2Hz sin waves

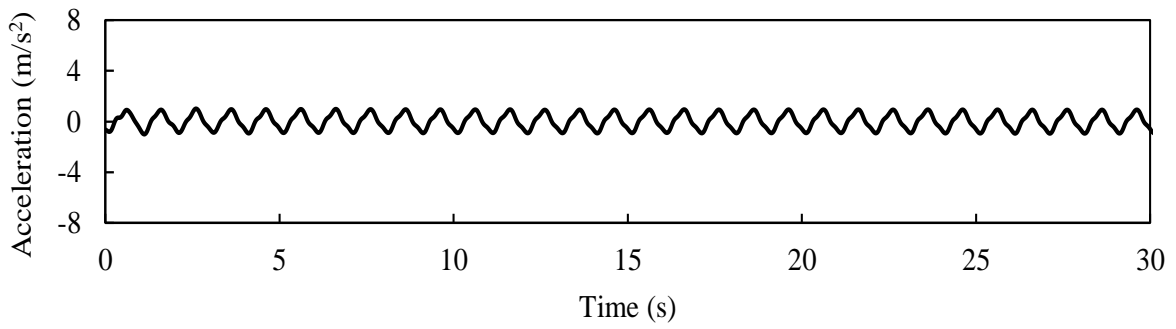


(c) Displacement responses under the 3Hz sin waves

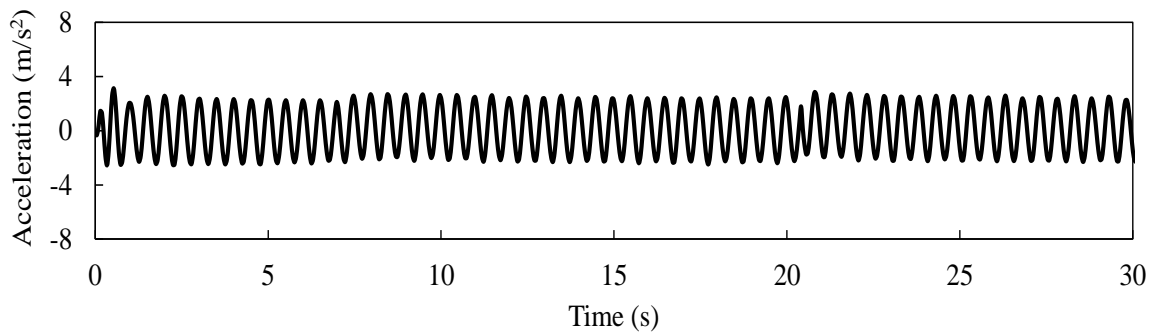


(d) Displacement responses under the 4Hz sin waves

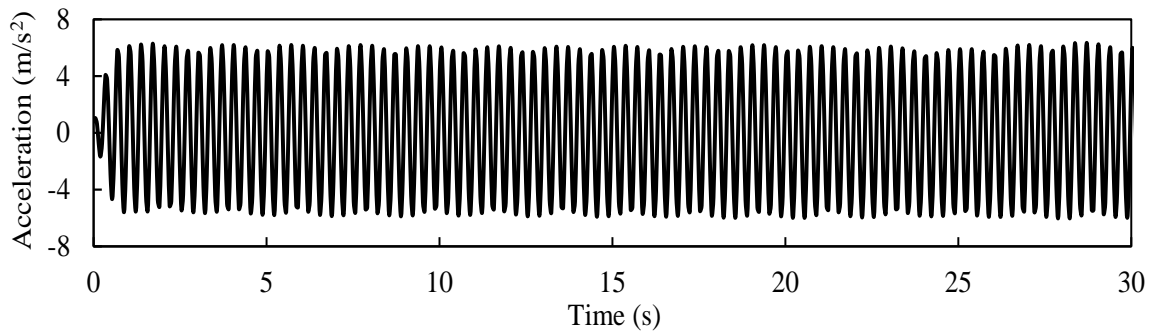
Figure 2-24 Displacement responses under the sin waves



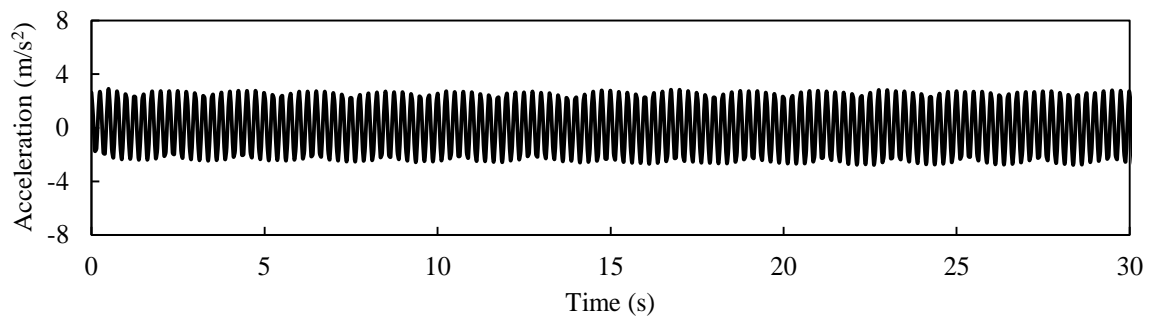
(a) Acceleration responses under the 1Hz sin waves



(b) Acceleration responses under the 2Hz sin waves



(c) Acceleration responses under the 3Hz sin waves



(d) Acceleration responses under the 4Hz sin waves

Figure 2-25 Acceleration responses under the sin waves

## 2.7.2 固有振動特性の測定

洋上プラントの振動応答特性を検討するために、固有振動特性の測定は非常に重要である。外部からの加振力の加振周波数または支配的な周波数成分は、洋上プラント構造の固有振動数に近づける場合、洋上プラント構造は共振現象が生じるため激しく振動し、大きな損害を生ずる可能性がある。

洋上プラント振動モデルの固有振動数を測定するため、正弦波加振周波数を0～5Hzとするスイープ加振を実施し、その入力と出力の関係を表す周波数応答関数の変化を測定した結果を図2-26に示す。

図より、周波数応答関数のピーク値に対応する加振周波数2.92Hzであるため、洋上プラント振動モデルの固有振動数は2.92Hzであることが判る。この結果は前節の正弦波加振測定の結果に良く一致することを示している。

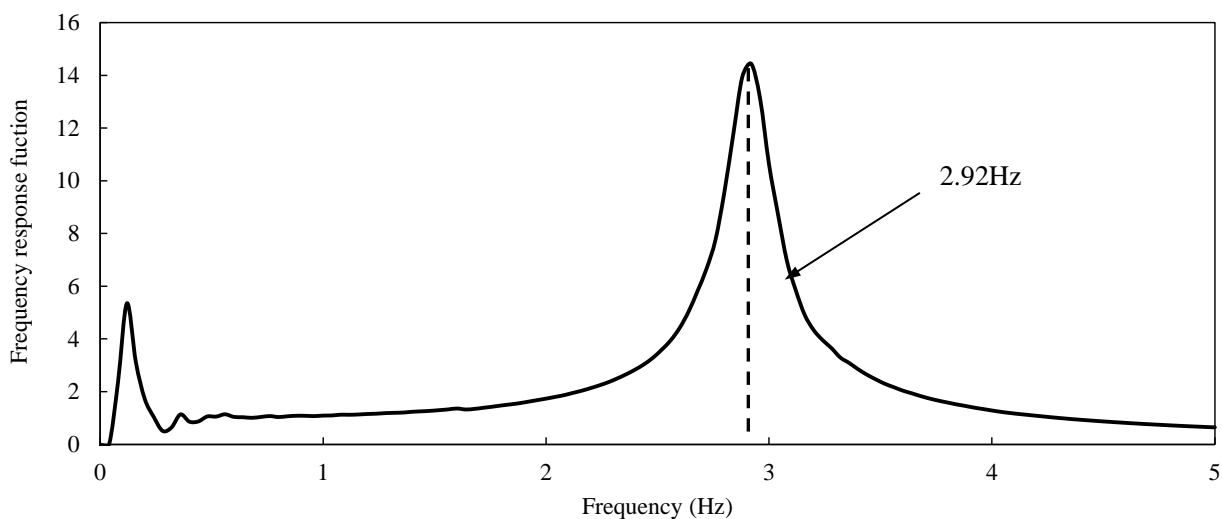
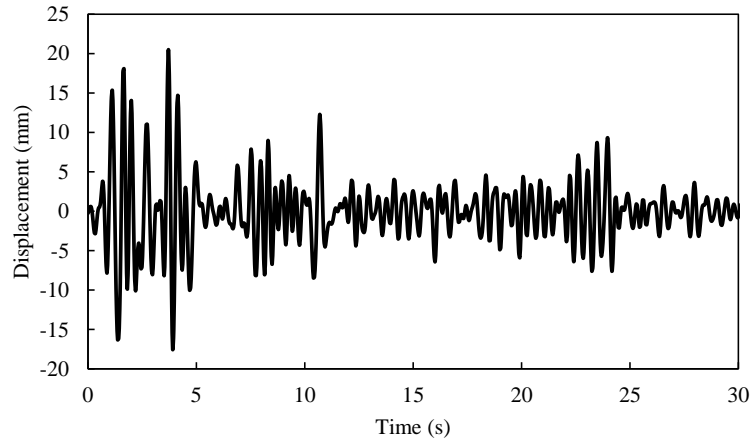
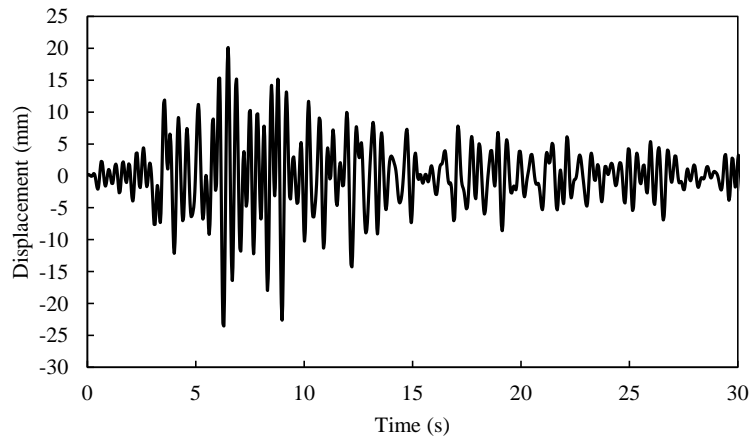


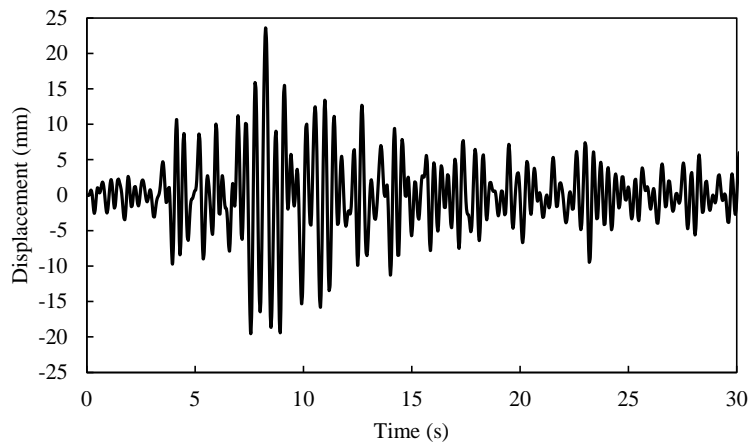
Figure 2-26 Frequency response analysis of the offshore platform



(a) Displacement responses under the EI-Centro NS

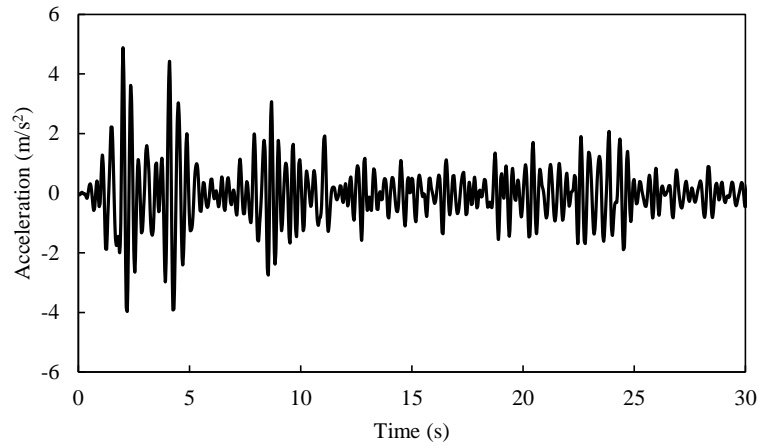


(b) Displacement responses under the Taft EW

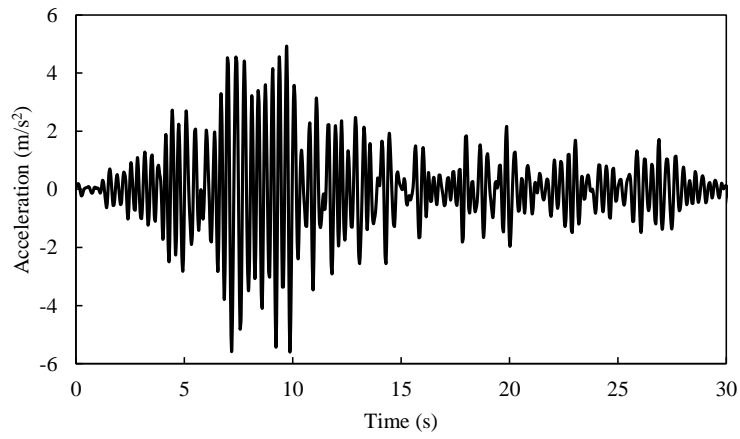


(c) Displacement responses under the Fukushima NS

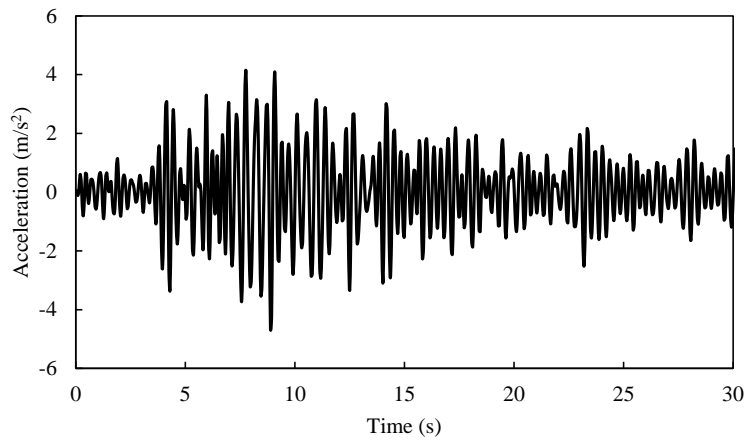
Figure 2-27 Displacement responses under the EI-Centro NS, Taft EW and Fukushima NS seismic waves



(a) Acceleration responses under the EI-Centro NS

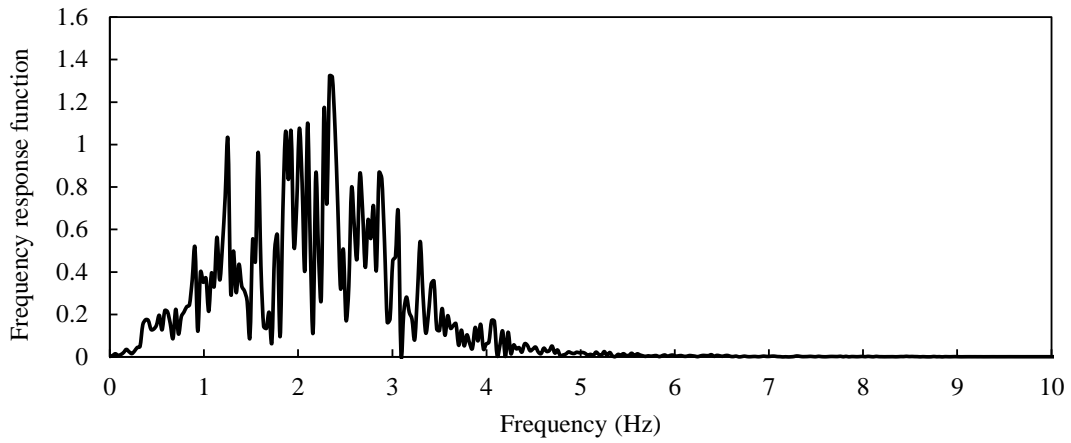


(b) Acceleration responses under the Taft EW

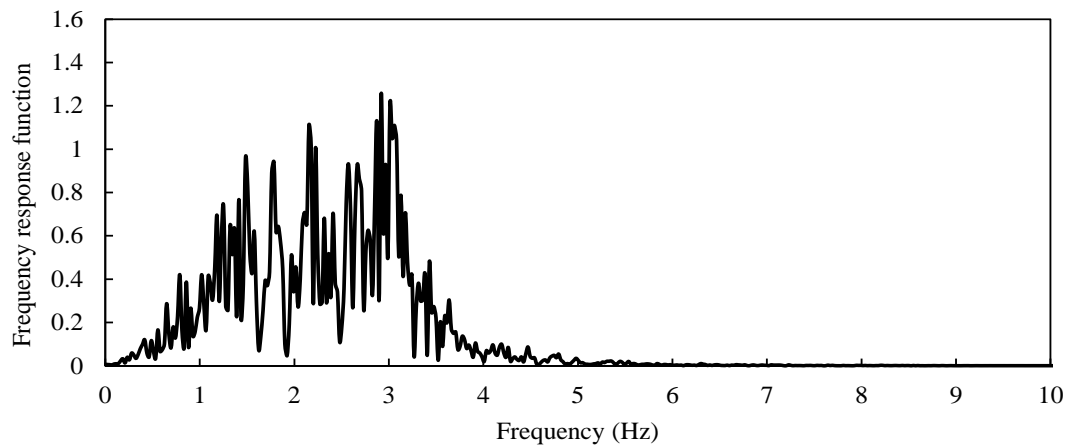


(c) Acceleration responses under the Fukushima NS

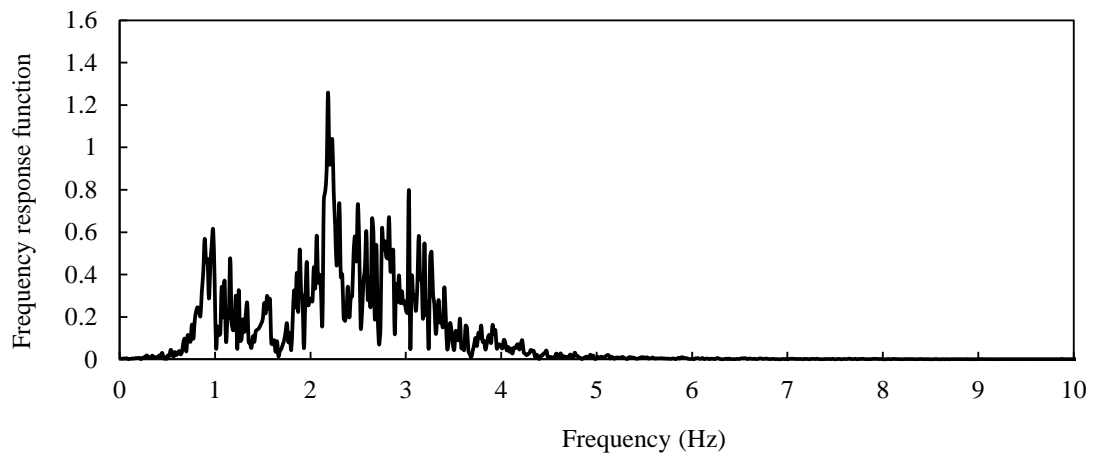
Figure 2-28 Acceleration responses under the EI-Centro NS, Taft EW and Fukushima NS seismic waves



(a) Displacement of frequency response function under El-Centro NS seismic wave



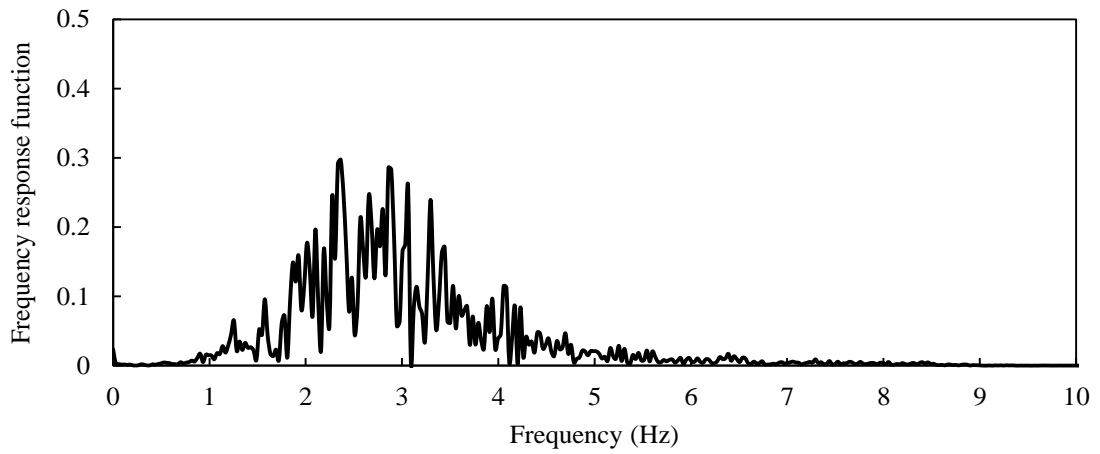
(b) Displacement of frequency response function under Taft EW seismic wave



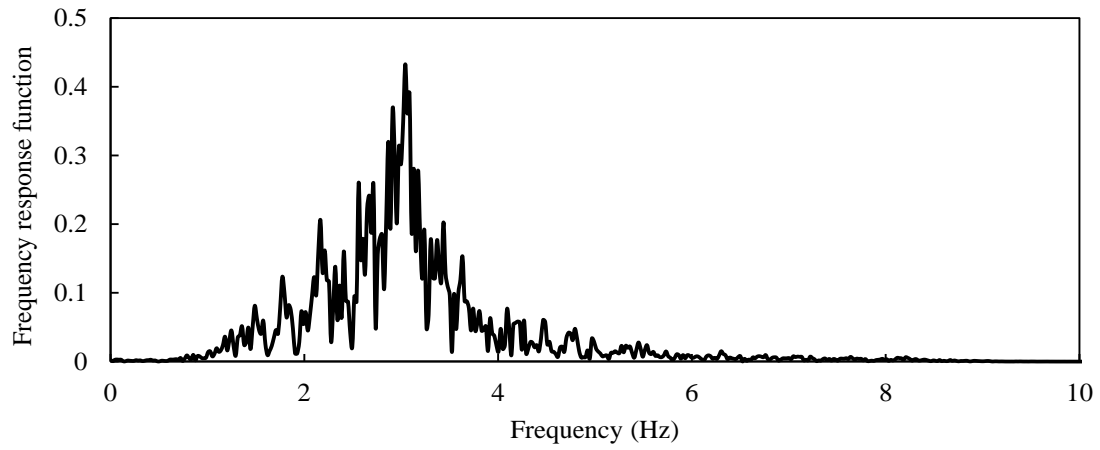
(c) Displacement of frequency response function under Taft EW seismic wave

Figure 2-29 Displacement of frequency response function

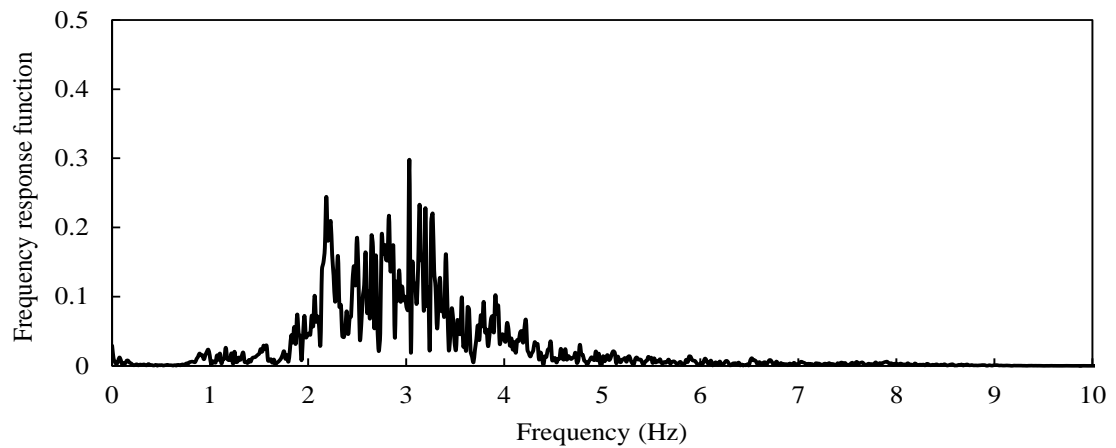




(a) Acceleration of frequency response function under El-Centro NS seismic wave



(b) Acceleration of frequency response function under Taft EW seismic wave



(c) Acceleration of frequency response function under Taft EW seismic wave

Figure 2-30 Acceleration of frequency response function

### 2.7.3 地震波加振による検証

地震荷重を受ける洋上プラント振動モデルの振動特性を検討するため、実際の El Centro NS、Taft EW と Fukushima NS の地震波形を振動台に入力し加振実験を行って。図 2-27 に示すのは変位応答、図 2-28 に示すのは加速度応答の結果である。図中より、各地震による振動応答結果はランダム波形となり、最大応答ピーク値が現れる時間はそれぞれ違い、El Centro NS は約 4 秒、Taft EW は約 6 秒、Fukushima NS は約 9 秒で振動応答は最も激しくなることが分かる。

さらに、洋上プラント振動モデルが地震荷重を受ける時の振動応答特性を検討するために、図 2-27 に示す変位応答結果と図 2-28 に示す加速度応答結果に対してフーリエ変換を行い、時間領域にある変位応答結果を周波数領域に変換して、その結果を図 2-29 と図 2-30 に示す。図中より、地震入力波形が違っても、変位応答の最も大きい部分は、洋上プラント振動モデルの固有周波数の 2.92Hz 周辺に集中している傾向があることを示している。

## 2.8 本章のまとめ

本章では、ジャッキアップ式の洋上プラント振動モデルの振動特性の数値解析および振動実験による検証方法について詳しく検討を行い、それらの結果を以下のように要約する。

- (1) 検討のため、実際の洋上プラントの構造形状と寸法を参考に、幾何学的な相似性と双方の比例関係を十分に考慮し洋上プラント振動モデルを設計製作した。
- (2) 洋上プラント振動モデルの固有振動特性を検討し、また調和振動と地震波による強制振動特性を検討した。運動方程式を用いて、洋上プラントの変位と加速度応答を表現することが出来、さらに、中心差分法を使い数値解析を行っていくことで、洋上プラントの振動応答を得ることが確認できた。
- (3) 振動実験の測定システムの構成を検討し、本研究に使用する加振部、信号検出部と信号処理部をそれぞれ構築した。さらに実験の測定結果を数値解析結果に比較して、両方の結果が良く一致することを示し、洋上プラントの振動特性を正確に再現できることを確認した。
- (4) 振動実験によって洋上プラントの振動特性を検討するため、加振入力波には、正弦波と自然観測で得た地震波を用いて、洋上プラント振動モデルの変位と加速度応答を測定し、さらにフーリエ変換を行い周波数応答が得られた。洋上プラント振動モデル

の固有周波数 2.92Hz 周辺で変位と加速度応答が最も大きいことを明らかにした。この結果はスイープ加振により測定した固有振動数の結果に良く一致することが確認できた。

本章の検討結果を得ることにより、ジャッキアップ式の洋上プラントの振動問題に関する研究としては一歩前進して、次章からの洋上プラントの制振技術の開発のための重要な基礎理論と実験システムが用意できた。

## 第3章 初期 High Response 型の動吸振器による洋上プラントの地震応答低減技術

前章では、洋上プラントを研究対象とし、その振動特性解析および振動実験を行い詳細な検討を行った。しかし、その検討の延長線として、より複雑な地震荷重を受ける洋上プラントの地震被害を最小限に低減する技術を開発ことは大きな研究課題となっている。

このため、近年、洋上プラントに適用する動吸振器に関する研究開発が多く行われており、それらの研究成果を大きく分けて、アクティブ動吸振器とパッシブ動吸振器が挙げられる[71-75]。その内、アクティブ動吸振器は複雑な環境条件に対応できる主動的な自動制御システムが必要となり、ランダムな地震荷重を受ける大型洋上プラントに実用されることは非常に困難である。一方、パッシブ動吸振器の構成は単純であり、実際に洋上プラントに適用することは比較的有利と思われる。

パッシブ動吸振器の中には、ダンパー付き TMD (Tuned Mass Damper) はよく使われているが、地震荷重を受ける洋上プラントの振動被害問題を解決するために使用する動吸振器には、減衰材料を使う動吸振器 TMD の応答速度が遅れることがあり、突発に起こった地震に対応できるように、洋上プラント構造に損害が生じる前に制振効果が果たせる機能、いわゆる初期 High Response 型の動吸振器に関する研究開発が求められる。本研究では、地震初期被害回避に求められるダンパーなし動吸振器を提案する。[76-79]。

本章では、洋上プラントに適用する動吸振器が、突発地震が起こる際に、洋上プラントの主構造の振動より早く起動できる初期 High Response 型動吸振器を提案して、その運動方程式をベースとした数値解析と振動実験による実測検証を利用して、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器の妥当性と有効性を確認する。

### 3.1 初期 High Response 型の動吸振器の提案

前章では、実際のジャッキアップ式の洋上プラントフォームを参考にし、図 3-1 の左図に示すような洋上プラント振動モデルを設計して、数値解析および測定実験の 2 つの方法を用い洋上プラント振動モデルの振動応答特性を詳しく検討した。

実際の洋上プラントの振動応答を低減するために、図 3-1 に示すように洋上プラント

の上部にある主質量（デッキ部分に相当する）の下に動吸振器を取り付けることが考えられる。

パシップ動吸振器は、質量、ばね及びダンパーの組合により、構造全体の共振を抑制するために洋上プラントに取り付けられる制振装置である。地震が起こる際に、洋上プラントの主振動系に対して、動吸振器の副振動系を最適条件に合わせて調整することで、主振動系の振動エネルギーを副振動系の減衰機構により吸収し、主振動系に対する制振効果を働かせることが出来る。その代表的な動吸振器としては、同調型マス・ダンパー(Tuned mass damper)が上げられ、短縮して TMD と呼ばれている。

一般に出来るだけ多く衝撃振動エネルギーを吸収させるように動吸振器にダンパーを設けることがほとんどであるが、突発に地震が起こる場合にダンパーの特性により動吸振器の起動する速度が遅れることがあるため、洋上プラントは動吸振器が起動する前に、既に衝撃被害が生じる可能性がある。この問題を解決するために、本章では、図 3-1 に示すようなダンパーなしの TMD 動吸振器を考案して、その基本構成や制振効果など、特に突然に起こった地震に対する応答速度について詳細な検討を行う。

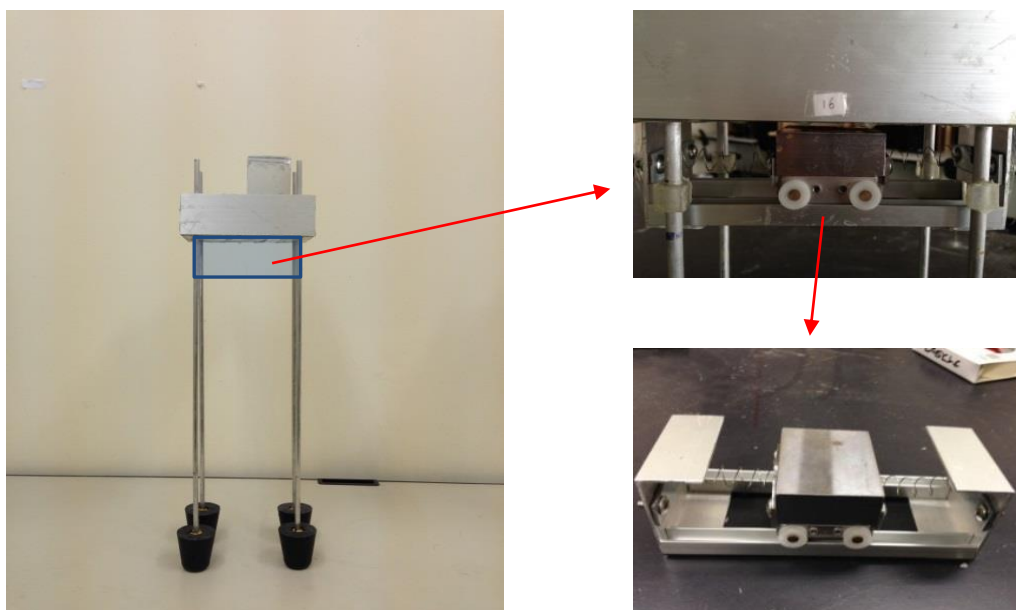


Figure 3-1 Experiment model of offshore platform and TMD

図 3-1 の右図に示すように、本章の提案するダンパーなしの動吸振器 TMD は振り子式 TMD であり、下に車輪付きの集中質量と両側に設置するバネから構成している。さらに、動吸振器 TMD を図 3-1 の左図に示すように、洋上プラント振動モデルの上部にある集中質量の下に取り付ける。動吸振器 TMD の集中質量は 0.588kg、ばねのばね定数

は  $2.27 \times 10^3 \text{N/m}$  であり、必要に応じてそれらを調整することは可能である。

ここでは、洋上プラントの主質量  $m_1$ 、TMD の副質量  $m_2$  の質量比については、制振原理と制振効果を検討することを研究目的とするため、本研究に用いる洋上プラント振動モデルの質量比  $m_1/m_2 = 0.25$  とする。今後の応用研究の段階に入ってから、質量比  $m_1/m_2$  の適用範囲の拡大について検討する予定である。

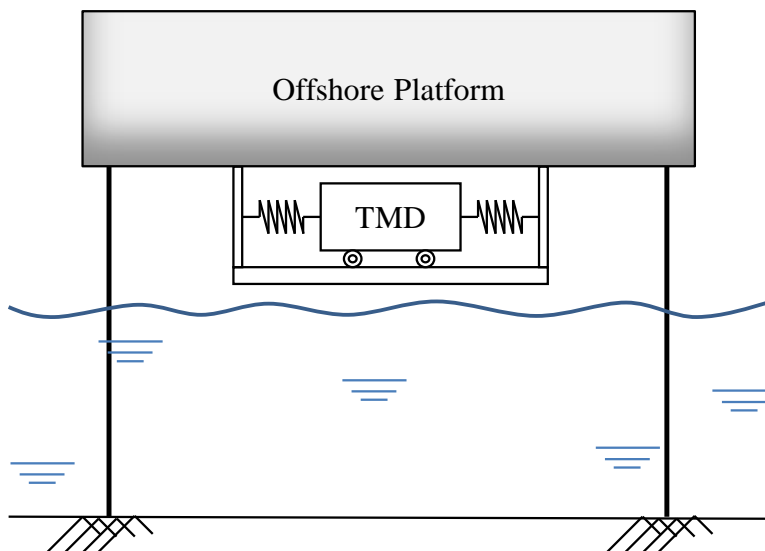


Figure 3-2 Schematic of a jack-up offshore platform with a tuned-mass damper

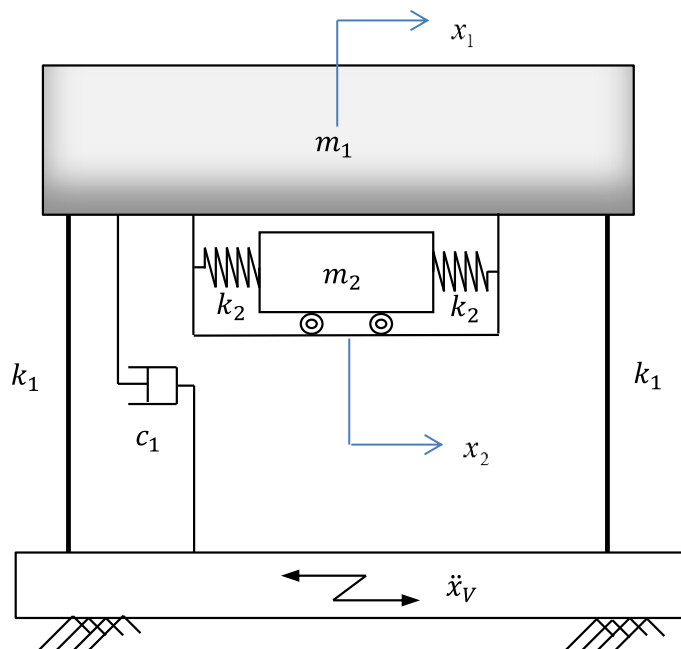


Figure 3-3 Systemic modeling of a jack-up offshore platform with a tuned-mass damper

## 3.2 解析モデルと運動方程式

前節に考案した TMD の有効性を確認するために、洋上プラント振動モデルおよび水槽を図 3-2 に示すように単純化して、さらに図 3-3 に示すような 2 自由度の振動解析モデルとして考える。

図 3-3 では、 $m_1$  は洋上プラントの主質量、 $k_1$  は洋上プラントの細長い脚から換算した等価剛性係数、 $c_1$  は水抵抗から等価した減衰係数、 $m_2$  は TMD の副質量、 $k_2$  は TMD のばね定数である。 $\ddot{x}_v$  は地震入力加速度信号である。洋上プラントの主質量の変位を  $x_1$ 、TMD の副質量の変位を  $x_2$  とする。

洋上プラントの固有振動特性に合わせて、その制振効果が持たせるように、TMD の特性を適切に調整することが必要である。それを検討するため、まず正弦波で加振して、TMD の特性と洋上プラント振動モデルの振動応答特性の関係を調べて、最適な TMD 質量-ばねの構成を求める。この作業は最適同調と呼ばれる。

正弦波で加振する場合、図 3-3 に示す解析モデルの運動方程式は、以下のように表される。

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 - k_2(x_2 - x_1) = -m_1\omega^2 e^{j\omega t} \quad (3-1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = -m_2\omega^2 e^{j\omega t} \quad (3-2)$$

ここでは、 $\omega$  は加振力の周波数である。主質量と副質量の変位を、それぞれ

$$x_1 = X_1 e^{j\omega t} \quad (3-3)$$

$$x_2 = X_2 e^{j\omega t} \quad (3-4)$$

とおき、 $X_1$ 、 $X_2$  は  $x_1$ 、 $x_2$  の複素振幅である。式(3-3)と(3-4)を運動方程式(3-1)と(3-2)に代入して、整理すれば、振幅  $X_1$ 、 $X_2$  を次のように表される。

$$X_1 = \left| X_1 e^{j\omega t} \right| = \frac{m_1\omega^2(k_2 - m_2\omega^2)}{\sqrt{c_1^2\omega^2(k_2 - m_2\omega^2)^2 + [(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2]^2}} \quad (3-5)$$

$$X_2 = |X_2 e^{j\omega t}| = \frac{m_2 \omega^2 k_2}{\sqrt{c_1^2 \omega^2 (k_2 - m_2 \omega^2)^2 + [(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2]^2}} \quad (3-6)$$

さらに、主振動系の静たわみを  $X_{st} = F/K$ 、固有振動比を  $\eta = \omega_2 / \omega_1$ 、強制振動数を  $\lambda = \omega / \omega_1$ 、主振動系の固有振動数を  $\omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}$ 、動吸振器の固有振動数を  $\omega_2 = \sqrt{k_2 / m_2}$ 、減衰比を  $\lambda = \omega / \omega_1$  とすれば、各項を式(3-5)に導入して、 $x_1$  の複素数振幅を実振幅で次式のように表される。

$$\left| \frac{X_1}{X_{st}} \right| = \sqrt{\frac{(\eta^2 - \lambda^2)^2}{[(\eta^2 - \lambda^2)(1 - \lambda^2) - \mu \eta^2 \lambda^2]^2 + [2\xi_1 \lambda (\eta^2 - \lambda^2)]^2}} \quad (3-7)$$

ここでは、 $|X_1 / X_{st}|$  は主質量の動的変位と静的変位の振幅比であり、それが小さくなればなるほど、洋上プラントの振動応答が小さくなるので、この値を最小化することが動吸振器 TMD 設計の目標となり、この目標を達成するように TMD の構成パラメータを調整する過程は最適同調となる。

式(3-7)より、 $\eta = \lambda$  となれば、変位振幅  $|X_1 / X_{st}|$  は 0 となる。すなわち動吸振器 TMD の固有振動数と加振力の周波数が同じになるとき、TMD の制振効果が最も良くなることが分かる。

一方、洋上プラントの 1 次固有振動モードによる振動応答は最も大きくなるがあるので、本章の TMD 設計では、TMD の 1 次固有振動数を洋上プラント構造の 1 次固有振動数に等しくなるように設定する。

その理由としては、複雑な地震荷重を受ける場合、入力する地震加速度波形の中にたくさんの周波数成分が含まれるが、そのうち、洋上プラント構造の 1 次固有振動数に一致した周波数の加振成分に対応する振動応答は最も大きいので、TMD の 1 次固有振動数を洋上プラント構造の 1 次固有振動数に等しくなるように設定することで、式(3-7)の関係に従い TMD の制振効果を生じることになり、洋上プラントの振動応答の中に最も大きい応答成分を低減することが可能になると考えられる。



### 3.3 中心差分法による振動応答解析

ランダムな地震加速度  $\ddot{x}_v$  により、洋上プラント振動モデルおよび動吸振器 TMD を加振し振動応答を求める場合、図 3-3 に示す解析モデルの運動方程式は、以下のように表される。

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 - k_2(x_2 - x_1) = -m_1\ddot{x}_v, \quad (3-8)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = -m_2\ddot{x}_v, \quad (3-9)$$

ここでは、前章に示した 2 次精度の中心差分法を式(3-8)と(3-9)に適用するため、現在の時間ステップ  $t_i$  とその前後の時間ステップ  $t_{i-1} = t_i - \Delta t$ 、 $t_{i+1} = t_i + \Delta t$  の間で、時間微分項を差分化すると、加速度と速度が次式のように表される。

$$\ddot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - 2x^{(i)} + x^{(i-1)}}{\Delta^2 t} \quad (3-10)$$

$$\dot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - x^{(i-1)}}{2\Delta t} \quad (3-11)$$

これらを、式(3-8)と(3-9)に代入して、整理すれば、次式が得られる。

$$x_1^{(i+1)} = \frac{(2m_1 - k_1\Delta^2 t - k_2\Delta^2 t)x_1^{(i)} + k_2\Delta^2 tx_2^{(i)} + (-m_1 + 0.5c_1\Delta t)x_1^{(i-1)} - m_1\ddot{x}_v\Delta^2 t}{m_1 + 0.5c_1\Delta t} \quad (3-12)$$

$$x_2^{(i+1)} = \frac{(2m_2 - k_2\Delta^2 t)x_2^{(i)} + k_2\Delta^2 tx_1^{(i)} - m_2x_2^{(i-1)} - m_2\ddot{x}_v\Delta^2 t}{m_2} \quad (3-13)$$

ここで、静止状態から運動が始まるとすれば、初期条件は次の式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \dot{x}_1^{(0)} = 0, \ddot{x}_1^{(0)} = 0 \quad (3-14)$$

$$x_2^{(0)} = 0, \dot{x}_2^{(0)} = 0, \ddot{x}_2^{(0)} = 0 \quad (3-15)$$

初期条件式(3-14)と(3-15)を差分式(3-10)と(3-11)に代入して、次の時間ステップの変位を得る。

$$x_1^{(1)} = 0, x_2^{(1)} = 0 \quad (3-16)$$

次に、変位  $x_1^{(0)} = 0$ 、 $x_2^{(0)} = 0$ 、 $x_1^{(1)} = 0$ 、 $x_2^{(1)} = 0$  を式(3-12)と(3-13)に代入して計算すれば、次の時間ステップの変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  が得られる。このように時間ステップ  $t_i$  について、繰り返し計算すれば、全ての時間ステップの変位  $x_1^{(i)}$  と  $x_2^{(i)}$  が得られる。

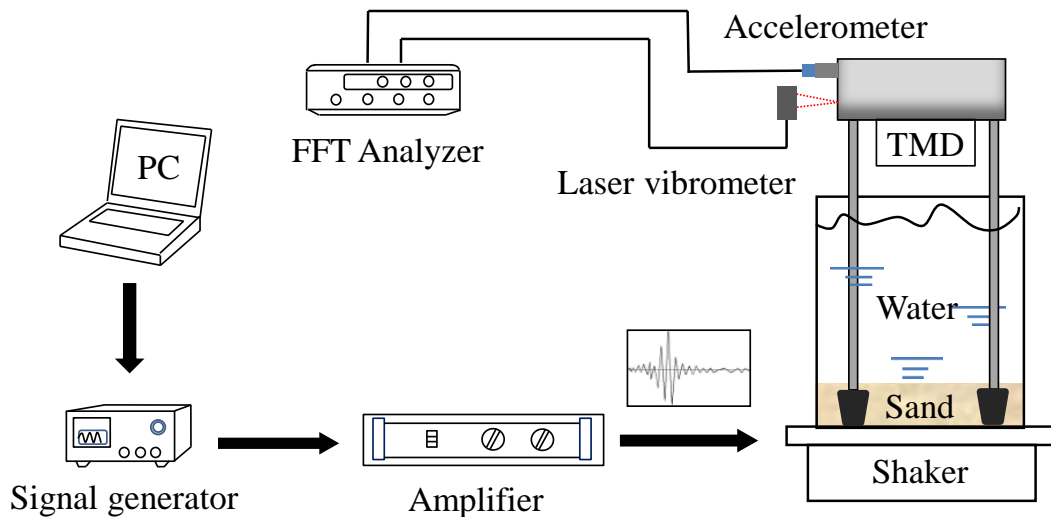


Figure 3-4 Diagram of testing system (PC—personal computer, TMD—tuned-mass damper, FFT Analyzer—fast Fourier transform analyzer)

### 3.4 振動実験による制振効果の検証

本章の振動実験に使用する測定システムは図 3-4 に示すように、信号発生器、加振コントローラ、振動台、加速度センサー、レーザー変位計、FFT アナライザーと結果処理用パソコンから構成される。

実際の洋上プラントを 1/200 スケールに縮尺した小型実験モデルで、水槽の中には砂の高さは 80 mm、水の深さ 400 mm である。洋上プラント振動モデルの主質量は 2.346kg、TMD の副質量は 0.588kg である。さらに、水槽を振動台に固定させて、信号発生器から地震加速度波を加振コントローラおよび振動台に送って、地震荷重による洋上プラント振動モデルの振動応答実験を実施する。図 3-5 に示すのは、振動台の上に固定した水槽、洋上プラント振動モデルおよび動吸振器 TMD の外観である。

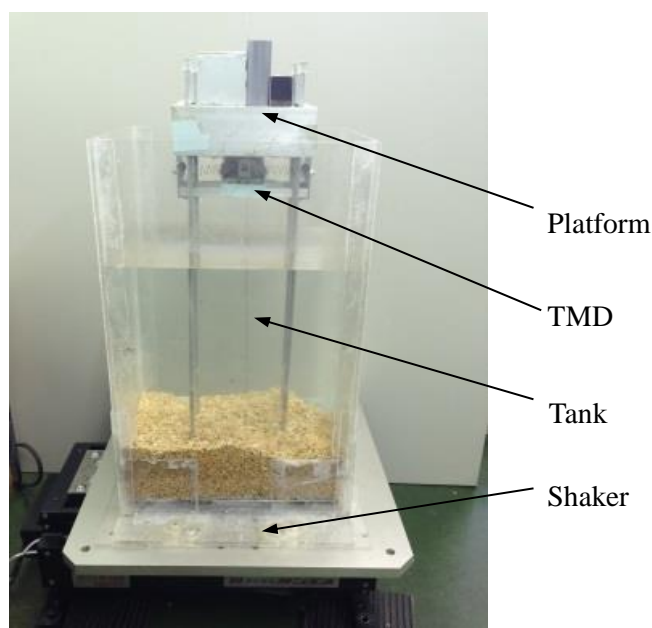


Figure 3-5 Experimental setting (Offshore platform model and vibration table)

#### 3.4.1 動吸振器 TMD の最適同調

動吸振器 TMD を利用して、洋上プラント振動モデルの振動応答を最大限に低減するように、動吸振器 TMD に対して最適同調の作業手順は次の通りである。

- (1) 洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を測定するために、まず、動吸振器

TMD を洋上プラント上部の主質量の下に取り付けて、TMD の副質量が洋上プラント主質量の間に相対運動が発生しないように TMD の副質量を TMD のフレームに固定させる。それから、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で順番に正弦波で加振する Sweep 波を与えて、洋上プラント振動モデルの周波数応答関数を測定して、その周波数応答関数グラフから、洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を求める。

- (2) 動吸振器 TMD と洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数が等しくなるように TMD の構成する副質量とばねを調整する。それを実施するために、まず、TMD を洋上プラント振動モデルから外して、図 3-6 に示すように振動台の上台面に固定して、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で Sweep 波を与えて、動吸振器 TMD の固有振動数を測定する。それから、動吸振器 TMD と洋上プラント振動モデルの固有振動数が等しくなるように、繰り返し TMD の副質量とばね剛性を調整する。本章の最適同調実験で測定し調整した結果を図 3-7 に示す。図 3-7 により、両方の周波数応答関数のピーク値は 2.56 Hz であり、すなわち、洋上プラント振動モデルと動吸振器の 1 次固有振動数は共に 2.56Hz であることを示している。
- (3) 動吸振器 TMD を再び洋上プラント振動モデルに取り付けて最適同調作業が完成する。

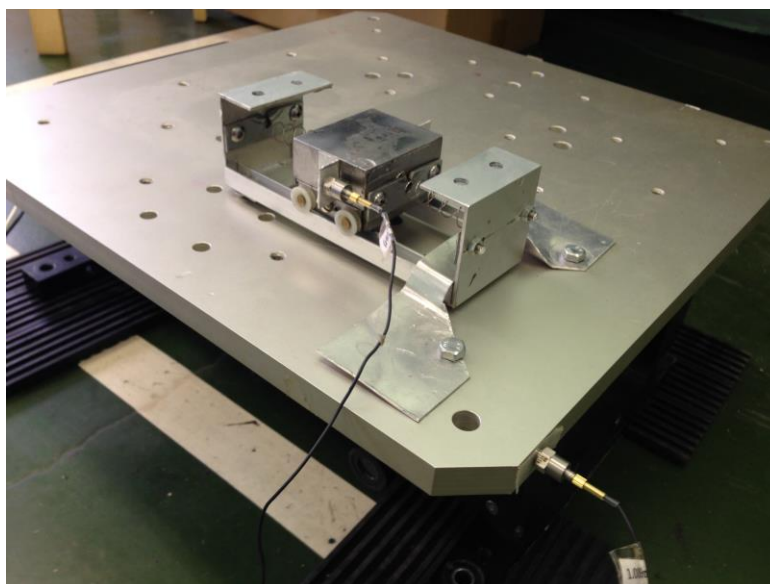


Figure 3-6 Resonance frequency experiment of Tuned mass damper

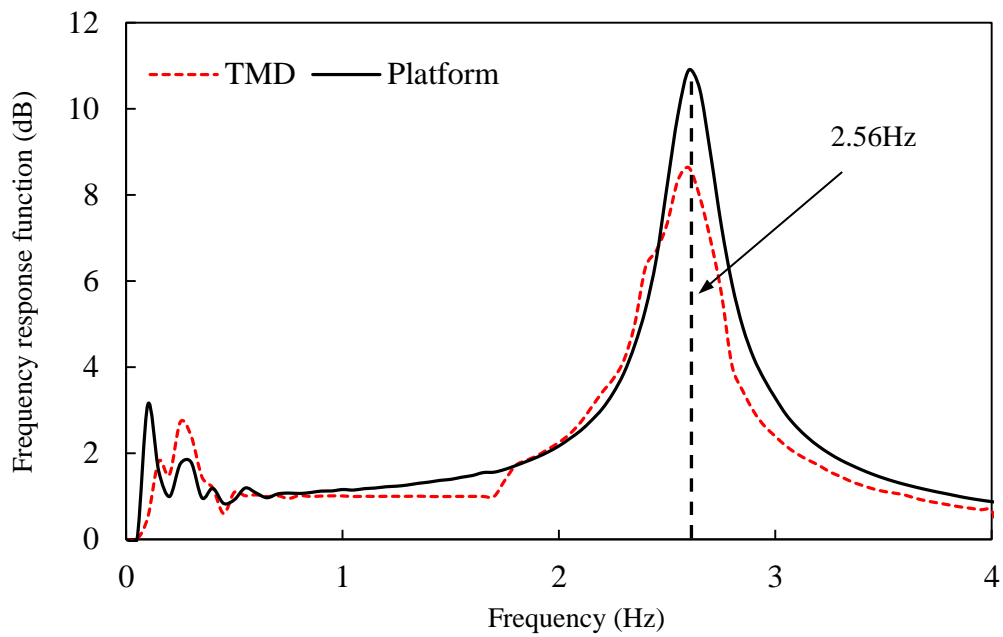


Figure 3-7 Frequency response analysis of the tuned-mass damper (TMD) and platform

### 3.4.2 周波数応答による制振効果の検証

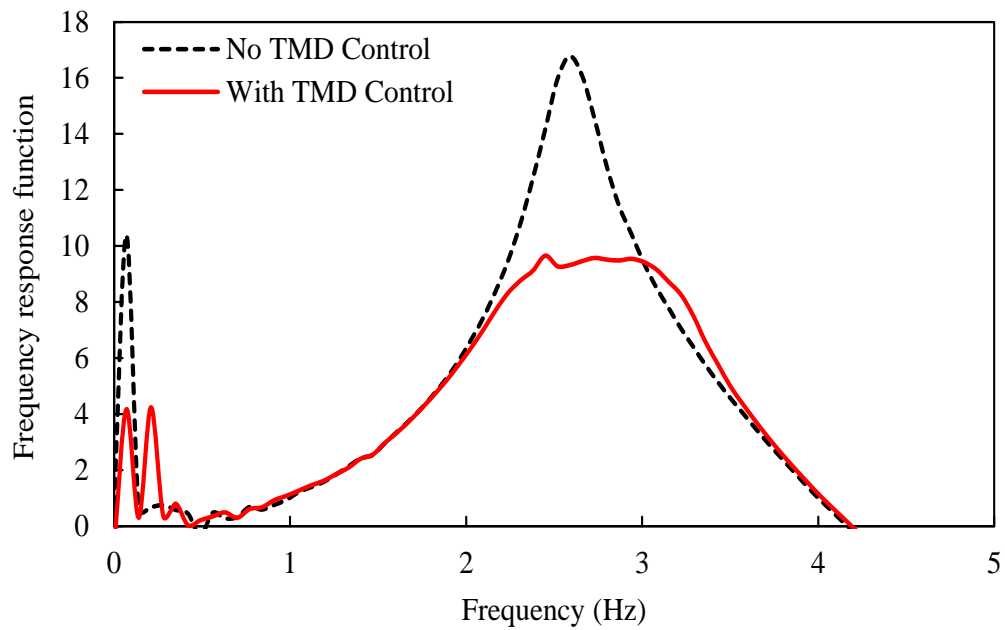


Figure 3-8 Frequency response function of the offshore platform

図 3-8 にスイープ加振実験で得られた共振曲線の検証結果を示す。スイープ加振実験では、スイープ振動数として 0.1Hz~5Hz の間に 0.05Hz 間隔で順番に異なる振動数の正弦波を入力し、洋上プラント主質量の変位周波数応答の共振曲線を描いた。

図中より、非制振時に比べ、制振装置 TMD の使用するほうが、制振対象の共振点における応答が大幅に低減し、共振ピークが良好に抑えられていることが確認出来る。この結果から、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD は良好な制振性能を有すると言える。

### 3.4.3 正弦波による制振効果の検証

本章の提案する動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を検証する第 1 歩として、複数の正弦波を加振信号として振動台に入力して、動吸振器 TMD を使用する場合と使用しない場合 2 種類の測定ケースに分けて、それぞれ振動応答を測定した結果を図 3-9~図 3-12 に示す。図中より、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数 2.56Hz に近い周波数の正弦波で加振する場合、動吸振器 TMD を使用した場合、振動応答変位が明らかに小さくなったことが分かり、動吸振器の制振効果があることが確認できた。

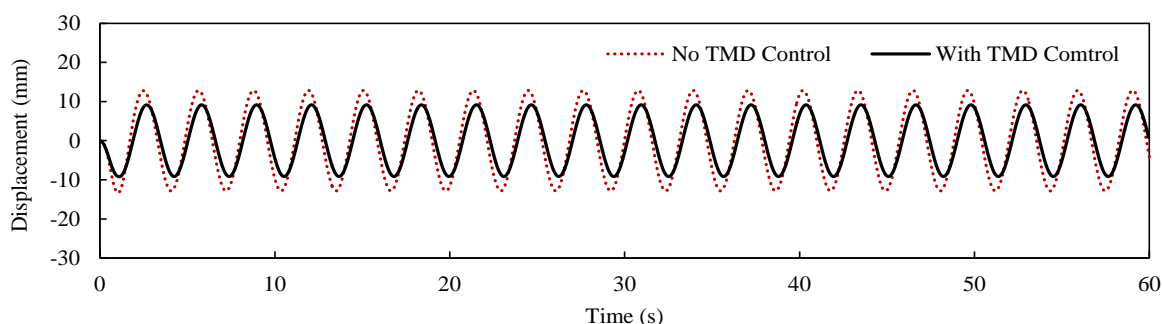


Figure 3-9 Displacement responses under 2Hz sin waves

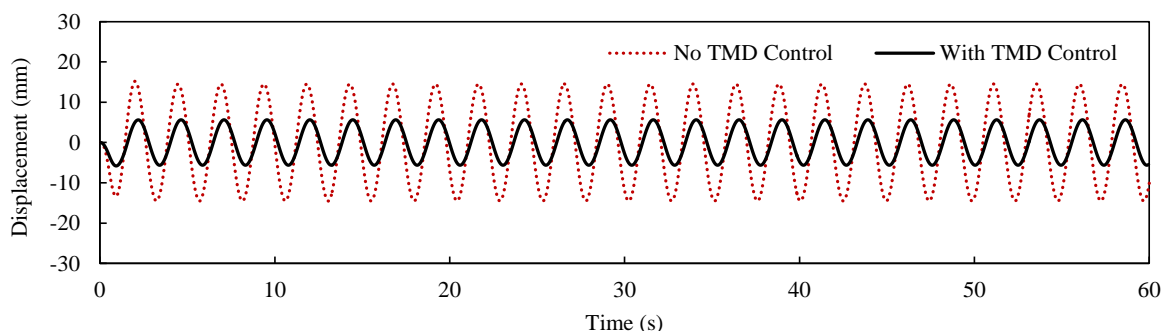


Figure 3-10 Displacement responses under 2.56Hz sin waves

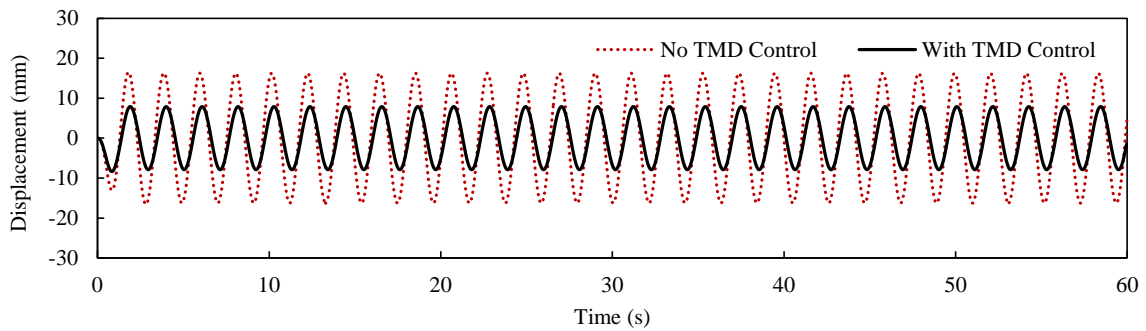


Figure 3-11 Displacement responses under 3Hz sin waves

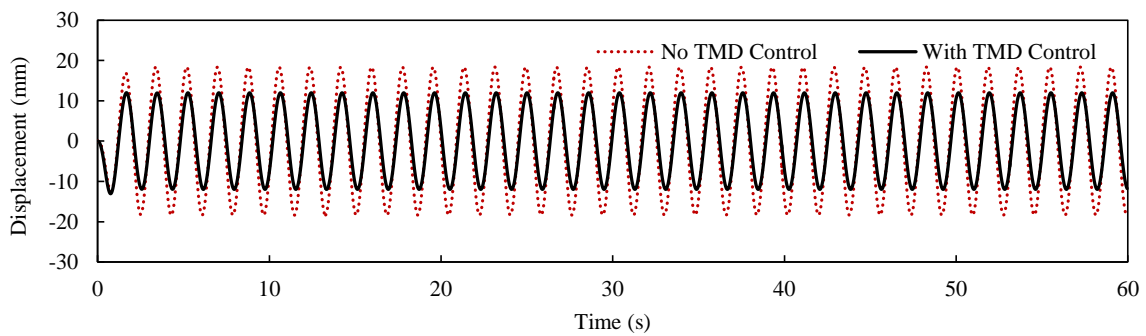
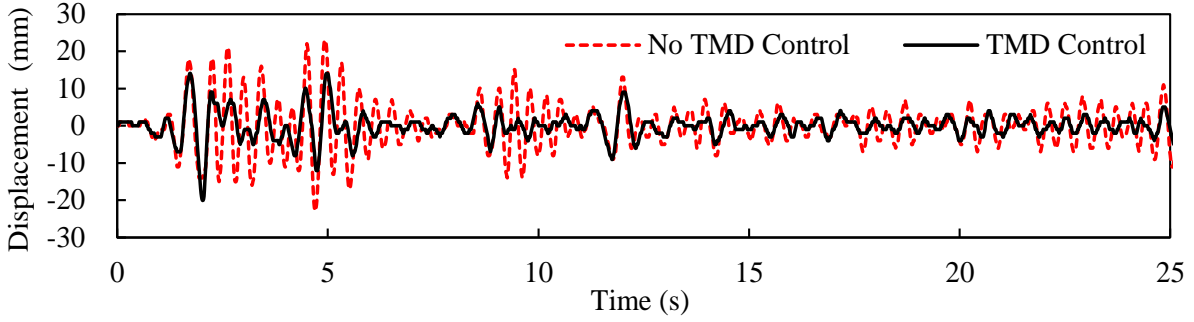


Figure 3-12 Displacement responses under 3.5Hz sin waves

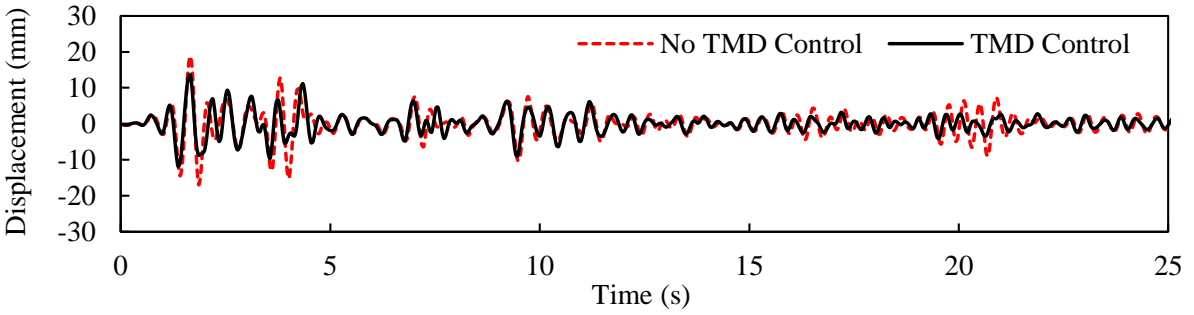
### 3.4.4 地震波による時間領域の制振効果の検証

ここでは、実際の地震加速度波形の El Centro NS 地震波と Taft EW 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振して、それぞれの洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度を測定して、更に同じ条件の下で中心差分法を用いた数値解析結果と比較して、その結果を図 3-12～図 3-15 に示し、図中では、赤い点線で示すのは TMD 制振なしの結果で、黒い実線で示すのは TMD 制振ありの結果である。

図 3-13(a)と(b)には、それぞれ El Centro NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位の数値解析結果と実験測定結果である。図 3-14(a)と(b)に示すのは、それぞれ Taft EW 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位の数値解析結果と実験測定結果である。図 3-15 には、東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位の実験測定結果である。図 3-16 には、それぞれ El Centro NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の加速度の実験測定結果である。図 3-17 に示すのは、それぞれ Taft EW 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の加速度の実験測定結果である。図 3-18 には、東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位の実験測定結果である。

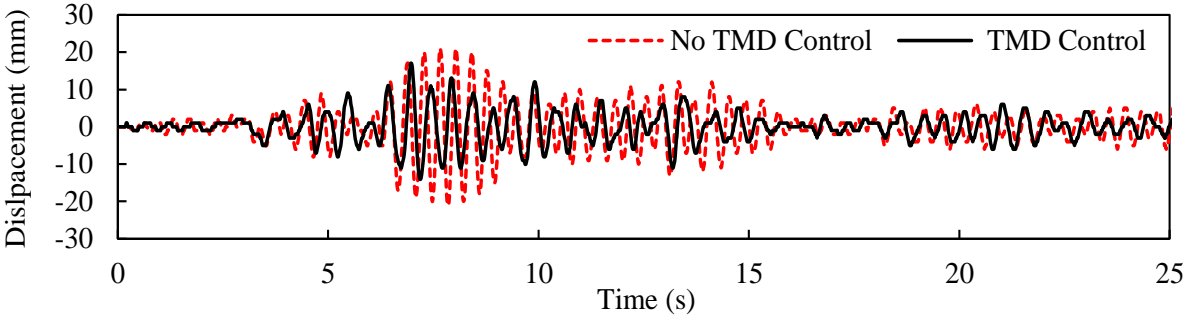


(a) Numerical analysis result

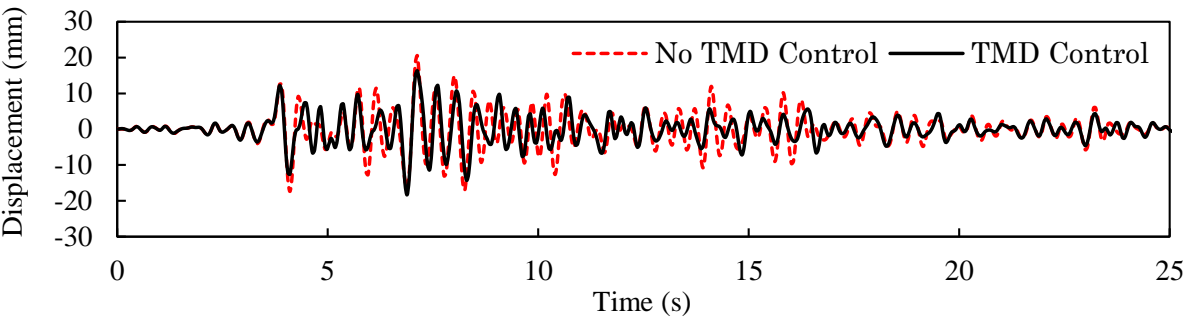


(b) Experimental result

Figure 3-13 Displacement responses under the EI-Centro NS seismic waves



(a) Numerical analysis result



(b) Experimental result

Figure 3-14 Displacement responses under the Taft EW seismic waves



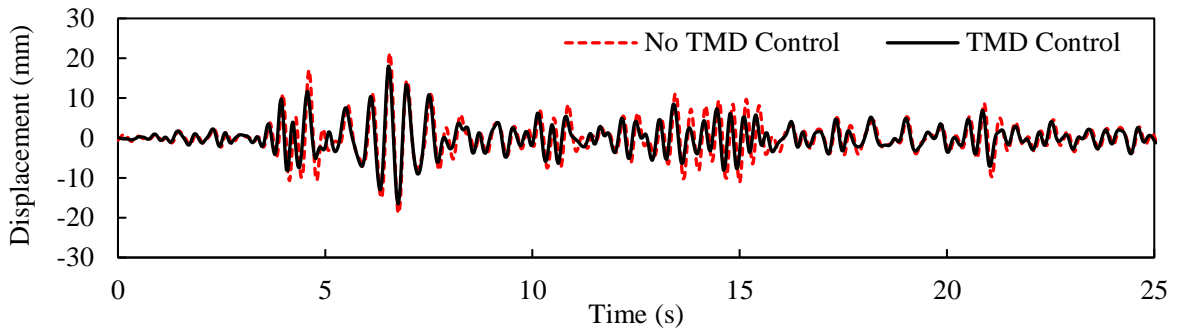


Figure 3-15 Displacement responses under the Fukushima NS seismic waves

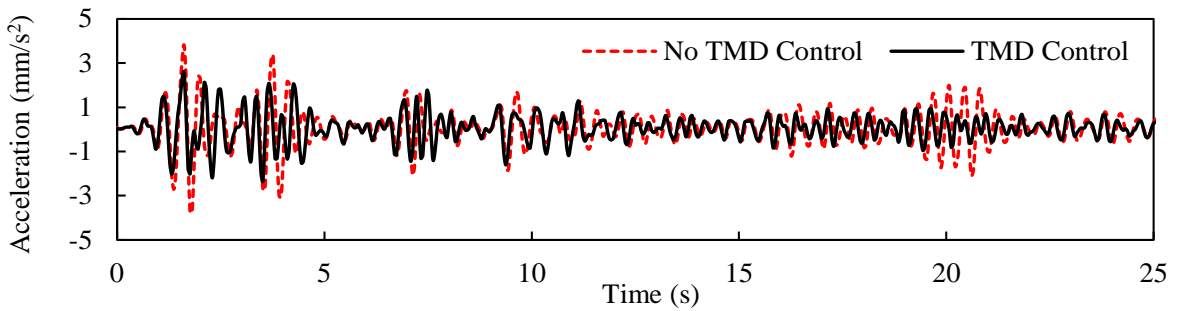


Figure 3-16 Acceleration responses under the EI-Centro NS seismic waves

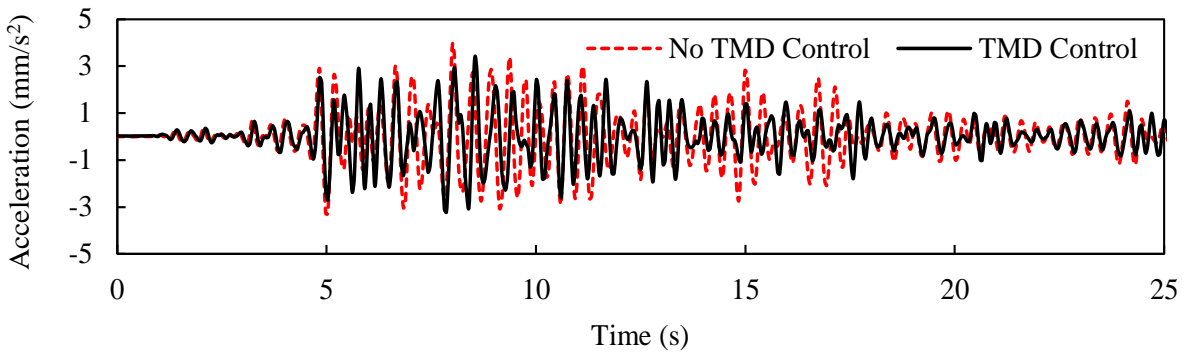


Figure 3-17 Acceleration responses under the Taft EW seismic wave

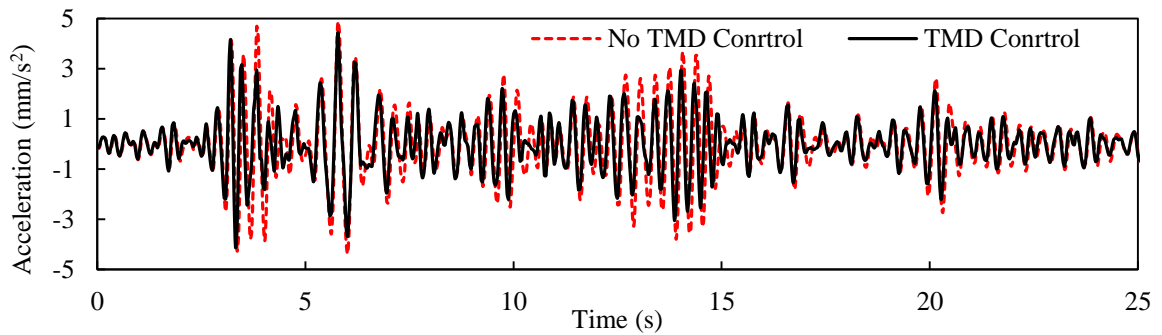


Figure 3-18 Acceleration responses under the Fukushima NS seismic wave

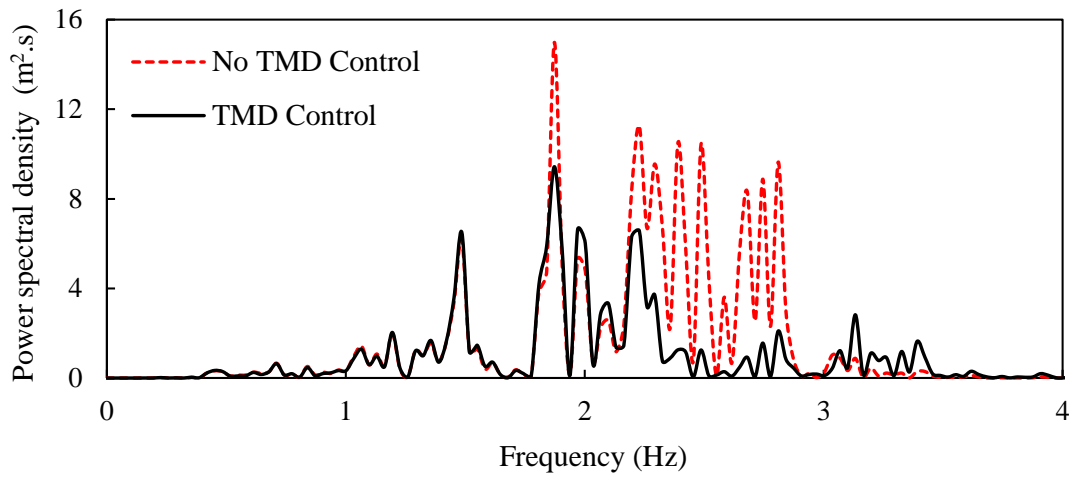
図 3-13～図 3-18 に示す時間領域における変位と加速度の結果より、次の結論が得られた。

- (1) 動吸振器 TMD を使用しない状態に比べ、動吸振器 TMD を使用したほうが、時間領域における変位と加速度は低減することが確認できた。本章の提案する動吸振器 TMD は洋上プラントの衝撃振動エネルギーを吸収する制振装置として有効であることを示している。
- (2) 動吸振器 TMD を使用することによって、地震による振動応答が激しい部分の変位と加速度は比較的に大幅に低減されたことに対して、地震による振動応答が小さい部分の変位と加速度の制振効果が比較的に小さい傾向が見える。これは、振動応答が小さいことに起因して、TMD の副質量と洋上プラントの主質量の間に発生する相対変位が小さいことが考えられる。
- (3) 数値解析と実験測定の結果を比較して、振幅の変化傾向がある程度一致しているが、数値解析で得られた波形ピークの数、実験測定よりも多く見られ、一部の実験を解析の誤差が大きく見られており。これは、洋上プラント振動モデルは砂や足の固定条件などから簡略したため、数値解析の理想的な条件設定として扱われことに起因すると考えられる。この問題については、引き続き検討する必要がある。

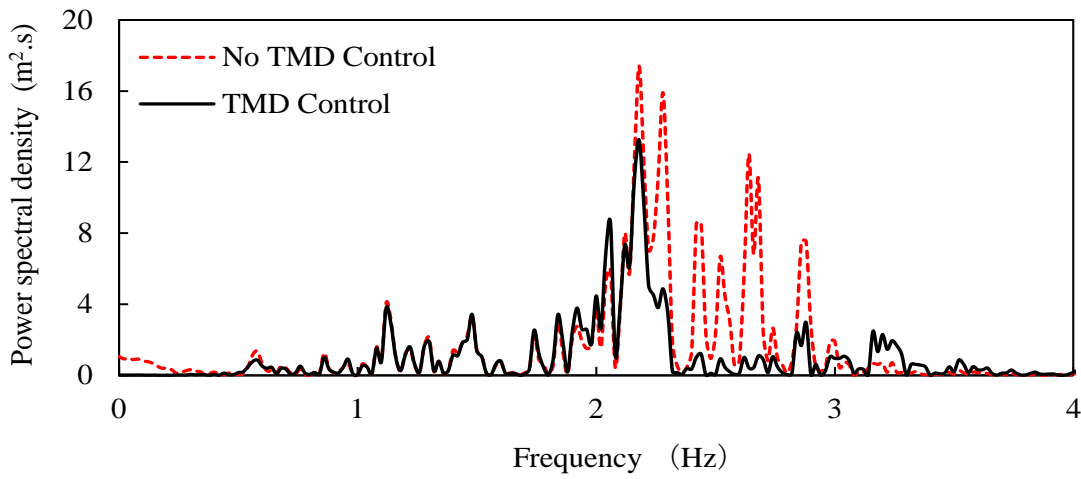
### 3.4.5 地震波による周波数領域の制振効果検証

実際の地震加速度波形の El Centro NS 地震波と Taft EW 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振して、測定した洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度に対して、それぞれフーリエ変換を行い、その結果を図 3-16～図 3-17 に示し、図中では、赤い点線で示すのは動吸振器 TMD を使用しない結果で、黒い実線で示すのは動吸振器 TMD を使用した結果であり、図の横軸は周波数で、縦軸はパワースペクトル密度 (PSD) である。

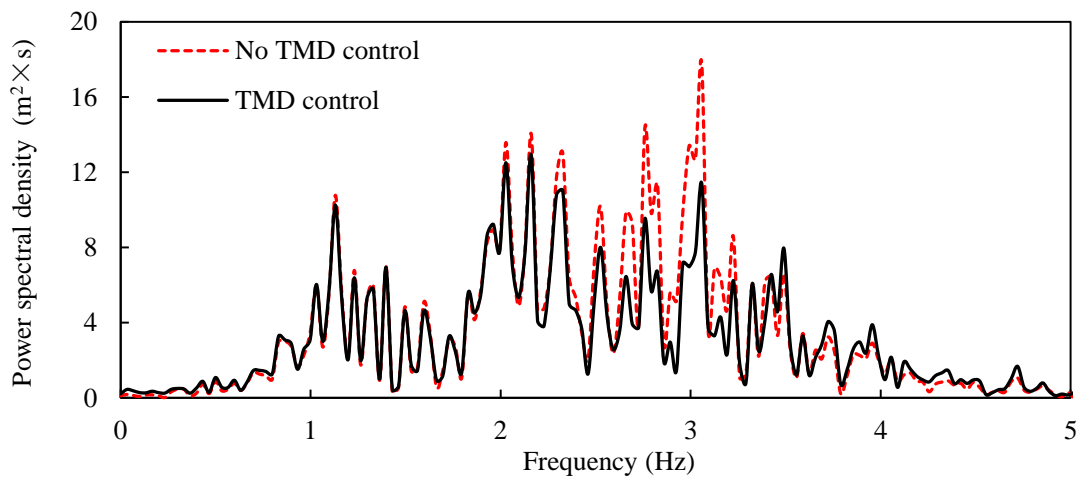
図 3-16(a)、(b)と(c)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量変位の周波数応答グラフである。図 3-17(a)、(b)と(c)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量加速度の周波数応答グラフである。



(a) Power spectral density under the El-Centro NS seismic wave

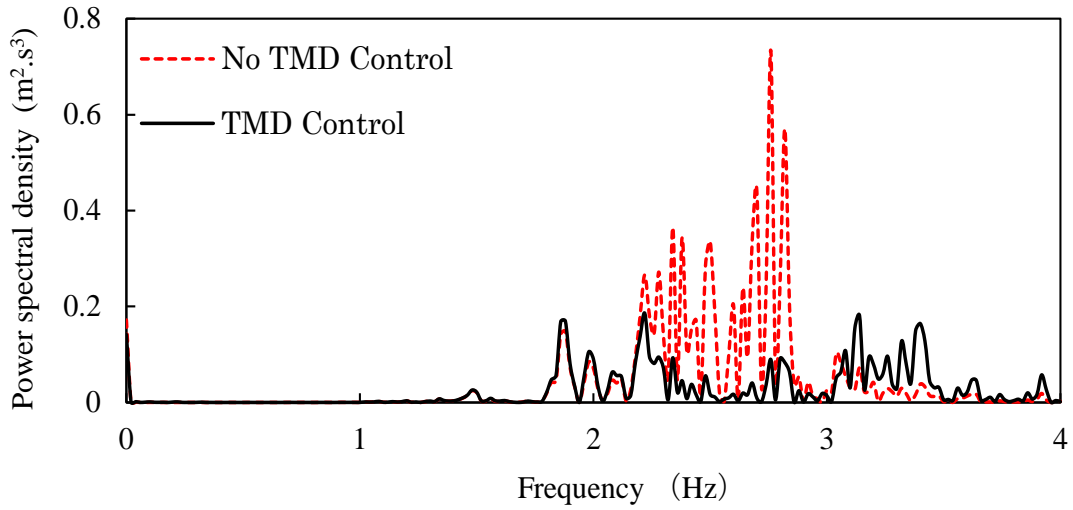


(b) Power spectral density of the Taft EW seismic wave

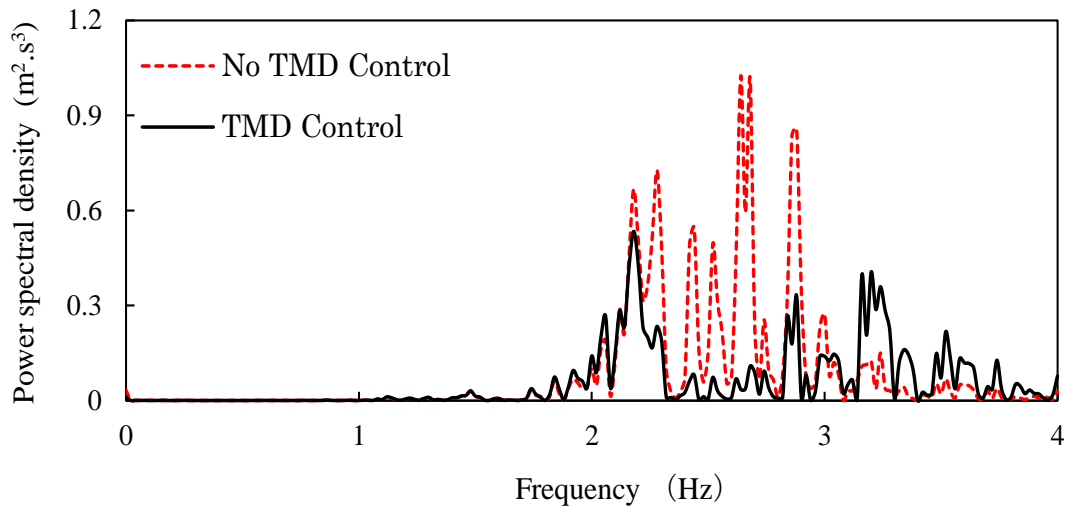


(c) Power spectral density of the Fukushima NS seismic wave

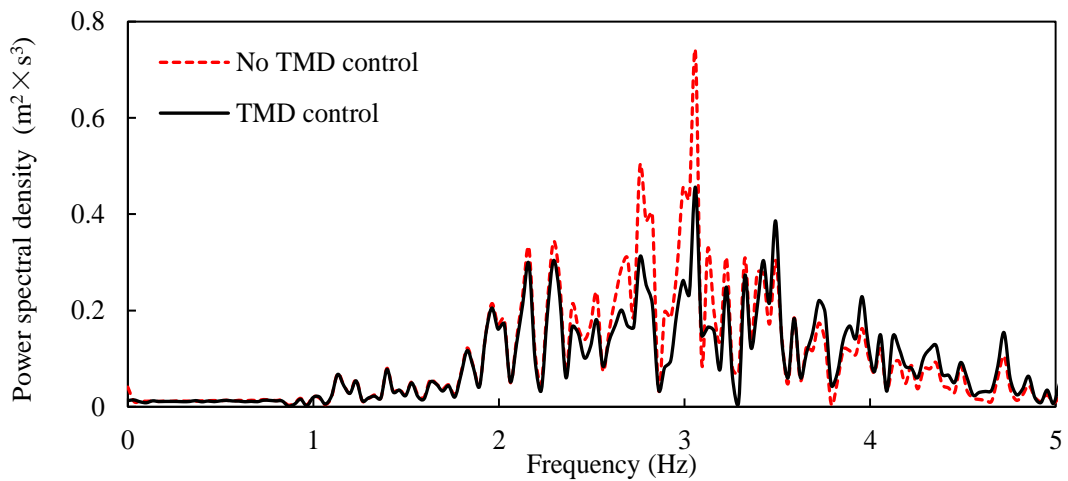
Figure 3-19 Power spectral density of the displacement under seismic wave



(a) Power spectral density of the acceleration under El-Centro NS seismic wave



(b) Power spectral density of the acceleration under Taft EW seismic wave



(c) Power spectral density of the Fukushima NS seismic wave

Figure 3-20 Power spectral density of the acceleration under seismic waves

図 3-19 と図 3-20 に示す周波数領域における変位と加速度の周波数応答結果より、次の結論が得られた。

- (1) 動吸振器 TMD を使用しない場合、すべての変位と加速度の振動応答は、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数 2.56Hz 周辺で最大となるピークになっている。これは地震加振入力波形の中に含まれる 2.56Hz に近い周波数成分により洋上プラント振動モデルに発生した共振現象と考えられる。
- (2) 動吸振器 TMD を使用する場合では、動吸振器 TMD を使用しない場合と比べて、周波数応答が最も激しい周波数 2.56Hz 周辺のパワースペクトル密度値は大幅に低減することを示しており、これは図 3-12～図 3-15 に示す時間領域における変位と加速度が動吸振器 TMD を使用することにより大きく低減する原因となっている。
- (3) 洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数を中心とし、その 1 次固有モードの振動応答を低減することによって洋上プラント全体の振動応答を有効に低減させることを示しており、本章の考案する洋上プラントの主質量と TMD の副質量の 1 次固有振動数を一致させる手法は、洋上プラントに適用する動吸振器 TMD の設計法としての妥当性と有効性を確認できた。

### 3.4.6 地震波による制振評価指標の検証

地震荷重を受ける洋上プラントの制御性能を評価するため、前章の式(2-34)と式(2-35)で定義した評価指標  $\beta$  と  $J$  を用いて、本章の提案した動吸振器 TMD の制振効果を評価する。ここでは、 $\beta$  値は TMD を使用する場合の平均的な振動応答と TMD を使用しない場合の平均的な振動応答の比率を表す評価指標であり、 $\beta$  値が小さいほど制振効果が大きくなる。また、 $J$  値は TMD を使用する場合の振動応答の最大値と TMD を使用しない場合の振動応答の最大値の比で表す評価指標であり、 $J$  値が小さいほど制振効果が大きくなる。

表 3.1 に示すのは、地震波 El-Centro NS、Taft EW と東北地方太平洋沖地震 NS 加振する場合、動吸振器を用いて得られた制振効果の評価結果である。

表中より、地震波 El-Centro NS で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.8049) \times 100\% = 19.51\%$ 、変位応答の最大値は 28.05% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.7722) \times 100\% = 22.78\%$ 、加速度応答の最大値は 32.39% 低減した。

一方、地震波 Taft EW で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.8189) \times 100\% = 18.09\%$ 、変位応答の最大値は 27.44% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.7283) \times 100\% = 27.17\%$ 、加速度応答の最大値は 44.06% 低減した。

地震波東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.8547) \times 100\% = 14.53\%$ 、変位応答の最大値は 22.74% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.8154) \times 100\% = 18.46\%$ 、加速度応答の最大値は 8.53% 低減した。

これらの評価結果より、本章の提案する動吸振器 TMD は、洋上プラント振動モデルの制振装置として有効であることが確認できた。

Table3-1 Results of the evaluation indices

Seismic excitation	Displacement response		Acceleration response	
	$\beta$	$J$	$\beta$	$J$
El-Centro NS	0.2805	0.8049	0.3239	0.7722
Taft EW	0.2744	0.8191	0.4406	0.7283
Fukushima NS	0.2274	0.8547	0.0853	0.8154

### 3.5 考察

ここでは、本章の提案する動吸振器 TMD を適用することによって、洋上プラント振動モデルの振動応答が確実に低減できる性能を確認した上で、さらに、TMD 自身の性能特性および制振メカニズムなどについて考察と詳細な検討を行う。

#### 3.5.1 初期 High Response 性能に関する考察

突発発生する地震による衝撃振動被害は、地震の初期段階で生じるものが多いため、動吸振器 TMD の設計開発に対して、初期 High Response 性能が要求されている。すなわち、洋上プラント構造の衝撃振動被害が発生する前に、動吸振器 TMD が運動し始め、洋上プラントに対する制振効果が表れることが望ましい。

ここでは、本章の提案する動吸振器 TMD の初期 High Response 性能を検証するため、地震が発生する 3 秒以内に限定し、中心差分法を用いて洋上プラント振動モデルおよび動吸振器 TMD に関する運動方程式を解析し、洋上プラント主質量と TMD 副質量の運動開始時間を比較して、動吸振器 TMD の初期 High Response 性能について検討を行う。

地震の発生する初期条件は次式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \quad x_2^{(0)} = 0 \quad (3-17)$$

$$\dot{x}_1^{(0)} = 0, \quad \dot{x}_2^{(0)} = 0 \quad (3-18)$$

初期条件(3-17)と(3-18)を式(3-12)と式(3-13)に代入すると、次の時刻の変位  $x_1^{(2)}$  と

$x_2^{(2)}$  を得る。

$$x_1^{(2)} = \frac{-m_1 \ddot{x}_v \Delta^2 t}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} \quad (3-19)$$

$$x_2^{(2)} = -\ddot{x}_v \Delta^2 t \quad (3-20)$$

変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  の比は、次式で表される。

$$\frac{x_1^{(2)}}{x_2^{(2)}} = \frac{m_1}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} < 1 \quad (3-21)$$

$$x_2^{(2)} > x_1^{(2)} \quad (3-22)$$

式(3-22)により、地震が発生する時に、動作開始から  $t_2$  (s)における変位を比較すると、動吸振器 TMD 副質量の変位  $x_2^{(2)}$  は、洋上プラント主質量の変位  $x_1^{(2)}$  より大きいことを示しており、これは、洋上プラント主質量より TMD 副質量は先に動作が開始することが判る。

この現象を検証するために、地震波形の El-Centro NS 波と Taft EW 波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振する時、最初の 3 秒までの振動応答を求め、洋上プラント主質量と TMD 副質量の変位および加速度を比較して、その結果を図 3-21～図 3-24 に示す。

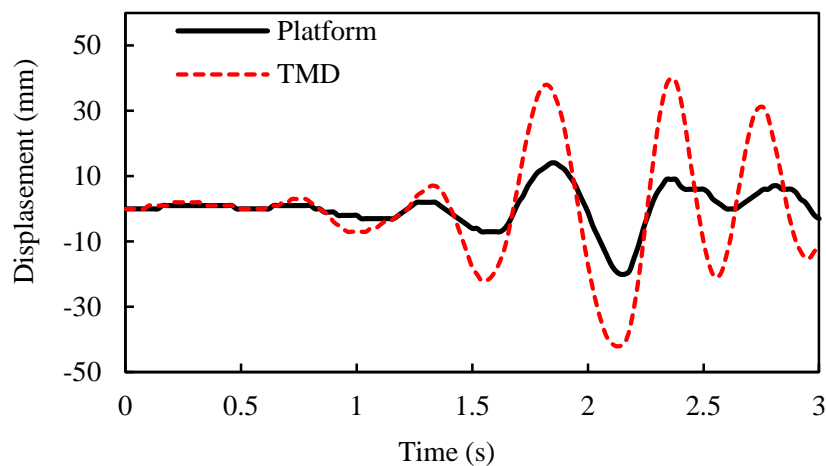


Figure 3-21 Displacement responses under El-Centro NS seismic wave

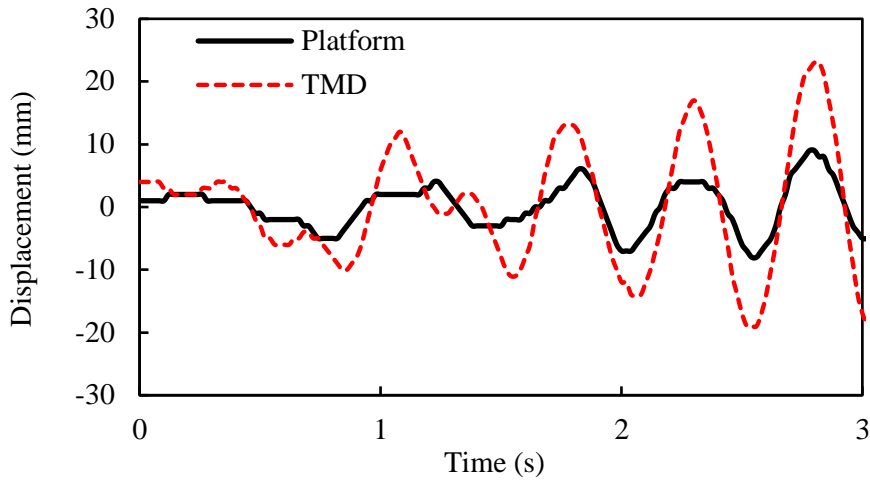


Figure 3-22 Displacement responses under Taft EW seismic wave

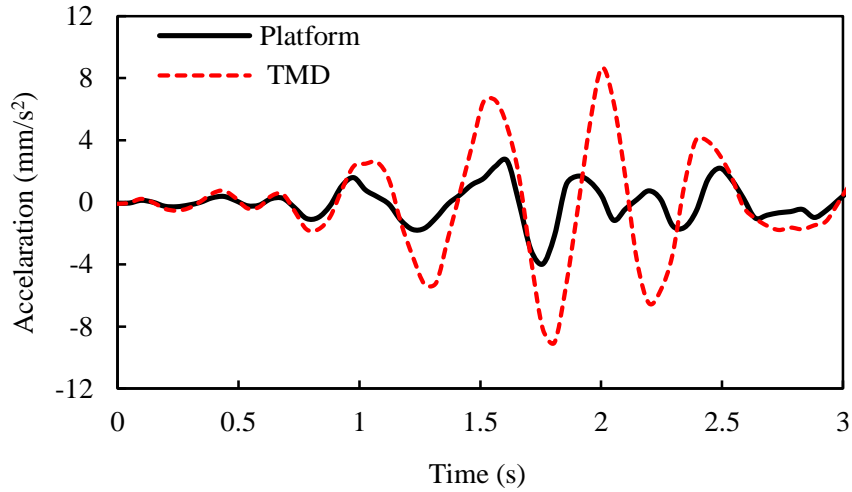


Figure 3-23 Acceleration responses under El-Centro NS seismic wave

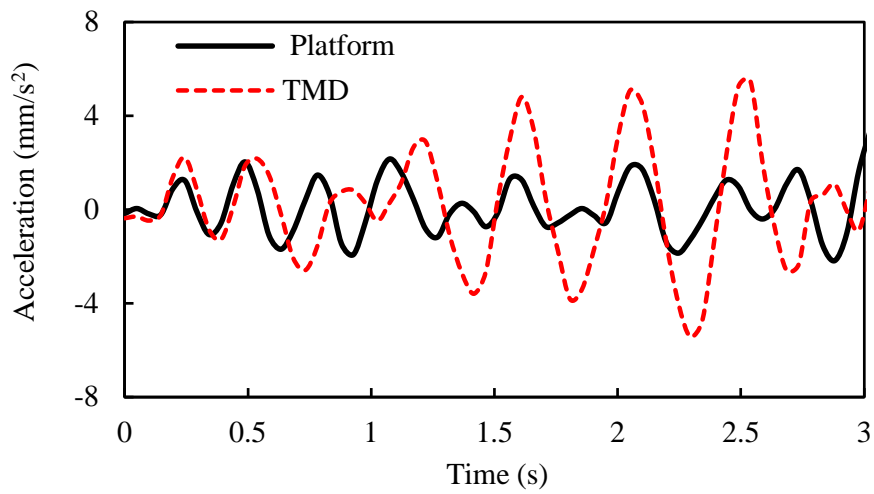


Figure 3-24 Acceleration responses under Taft EW seismic wave



図 3-21 に示すのは El-Centro NS 地震波における変位結果、図 3-22 に示すのは Taft EW 地震波における変位結果、図 3-23 に示すのは El-Centro NS 地震波における加速度結果、図 3-24 に示すのは Taft EW 地震波における加速度結果である。

図中より、地震が発生する 3 秒以内では、すべての変位または加速度の結果から、洋上プラント主質量より、TMD 副質量が先に運動し始まることを示している。よって、本章の提案する動吸振器 TMD の初期 High Response 特性を持つことが確認できた。

更に動吸振器 TMD の初期 High Response 特性を検証するため、図 3-21 と図 3-22 に示す変位結果に対して、それぞれフーリエ変換を行い、洋上プラント主質量と TMD 副質量の振動の位相差を計算して、図 3-25 と図 3-26 に示す。図より、El-Centro NS と Taft EW 地震波に加振する最初から位相差が生じていることが判る。すなわち、地震波で加振してから、すぐ TMD 副質量が洋上プラント主質量から離れて、振動エネルギー吸収に貢献することを示している。

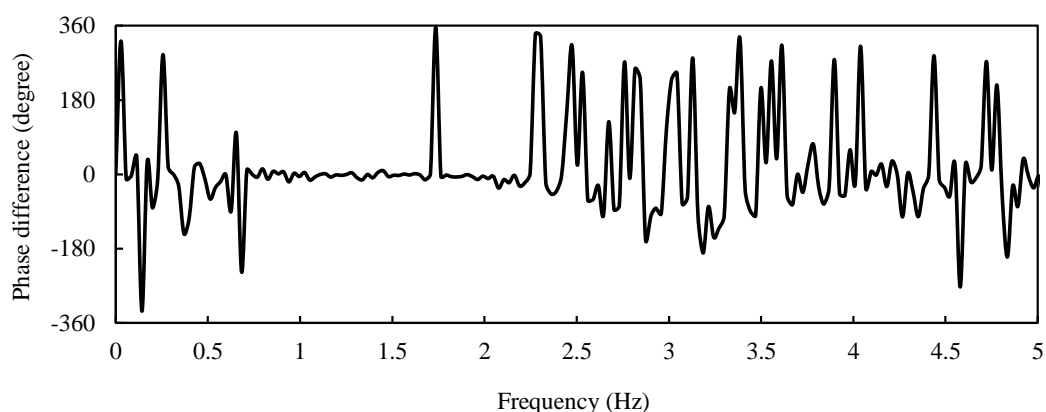


Figure 3-25 Phase difference of the TMD and platform under El-Centro NS seismic wave

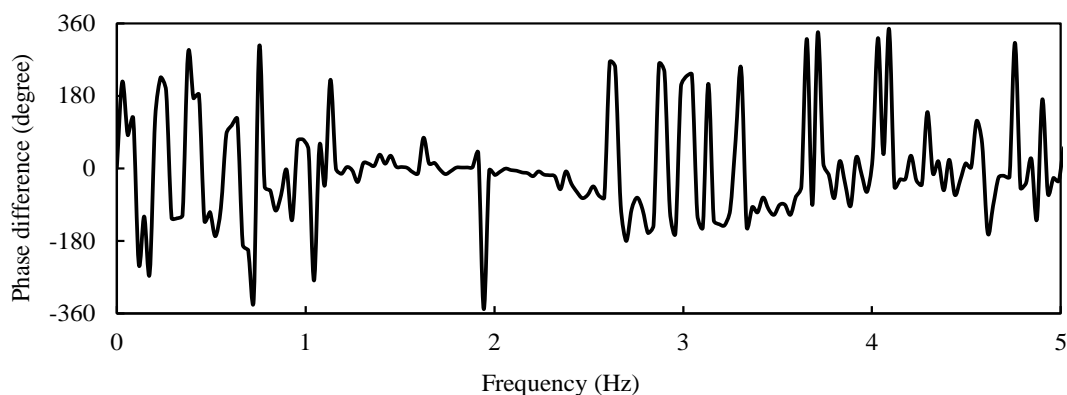
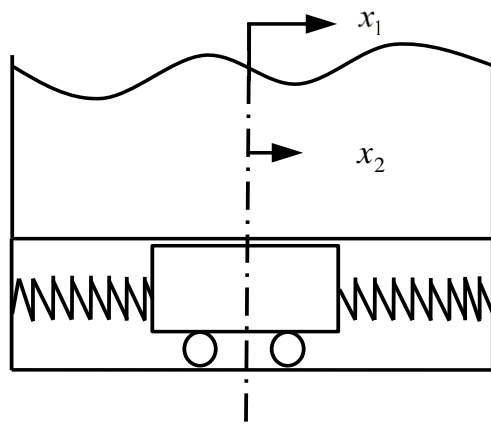


Figure 3-26 Phase difference of the TMD and platform under Taft EW seismic wave

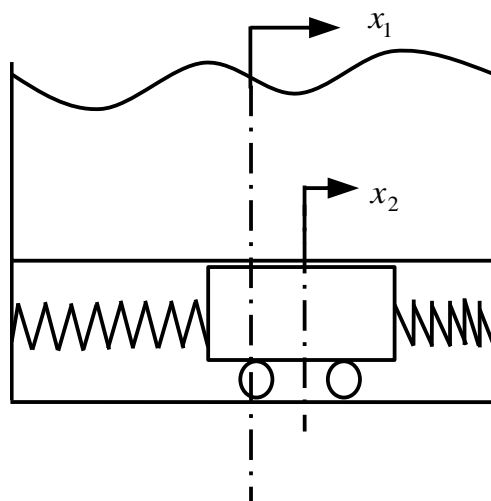
### 3.5.2. 相対運動に関する検討

動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答が低減できる最も重要な要因としては、TMD 副質量と洋上プラント主質量の間に相対運動が生じることによって、一部の衝撃振動エネルギーを吸収することができるからであると考えられる。

ここでは、洋上プラント主質量と TMD 副質量の間に存在する相対運動を検討する。図 3-27 に示すように相対運動は、洋上プラント主質量の変位  $x_1$  と、TMD 副質量の変位  $x_2$  の差  $|x_2 - x_1|$  で表さる。もし  $|x_2 - x_1| = 0$  であれば相対運動がなく、 $|x_2 - x_1| \neq 0$  であれば相対運動があるということである。



(a)  $|x_2 - x_1| = 0$



(b)  $|x_2 - x_1| \neq 0$

Figure 3-27 Diagrams showing different relative motions: (a) no relative motion ( $|x_2 - x_1| = 0$ ) and (b) relative motion ( $|x_2 - x_1| \neq 0$ )

TMD に貯える弾性ポテンシャルエネルギーは、次式で表される。

$$E_k = \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_1)^2. \quad (3-16)$$

$|x_2 - x_1| = 0$  の時、洋上プラント主質量と TMD 副質量の間に相対運動はないので、TMD に貯える弾性ポテンシャルエネルギーはゼロとなるが、 $|x_2 - x_1| \neq 0$  の時、地震荷重による振動エネルギーの一部は TMD の弾性ポテンシャルエネルギーとして吸収するとともに、洋上プラントの振動を低減されると思われる。

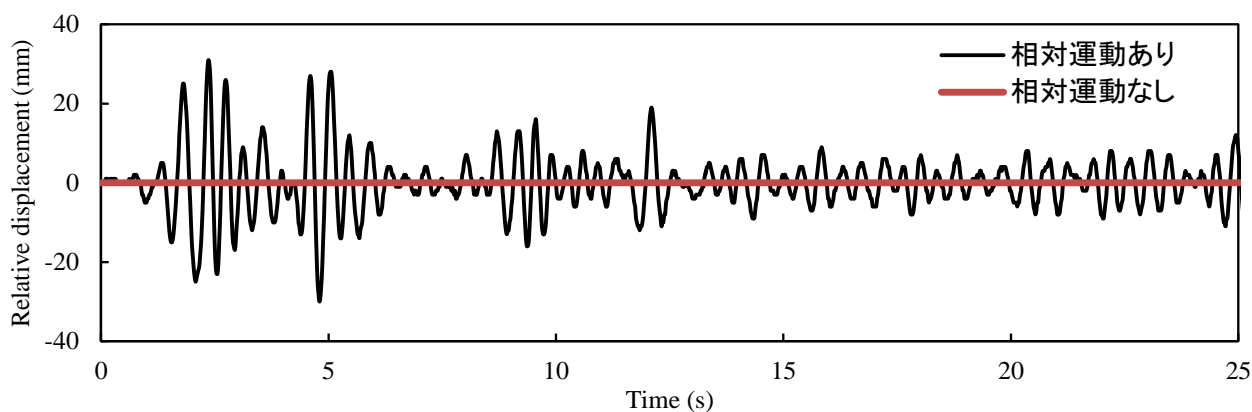


Figure 3-28 Relative displacement  $|x_2 - x_1|$  under the El-Centro NS seismic wave

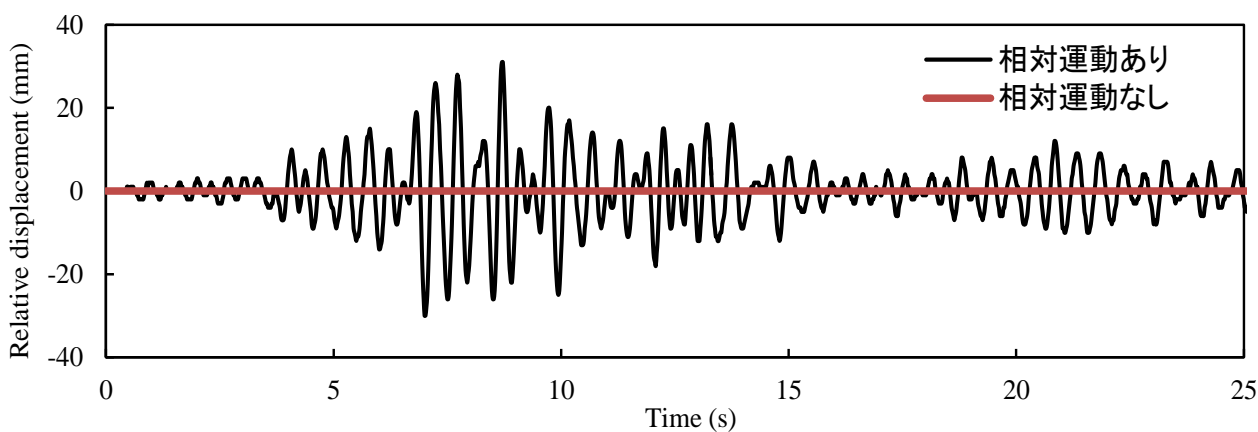


Figure 3-29 Relative displacement  $|x_2 - x_1|$  under the Taft EW seismic wave

図 3-28 と図 3-29 に示すのは、El-Centro NS と Taft EW の地震波で加振する時、洋上プラント主質量と TMD 副質量の相対変位である。図中より、全時刻歴にわたり相対運動  $|x_2 - x_1| \neq 0$  が確認でき、本章の提案する動吸振器 TMD が有効に洋上プラントの衝撃振動エネルギーを吸収することを示している。

### 3.6. 本章のまとめ

本章では、一般的な地震による振動応答を抑える制振機能を持たせるうえで、突発な地震が発生することを想定し、今までほとんど検討されていない洋上プラントの地震初期被害を防ぐ問題を解決するために、独自に初期 High Response 型の動吸振器 TMD を提案して、数値解析と実験測定を用いて、初期 High Response 型の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムを検討した結果、以下の結論が得られた。

- (1) 洋上プラント振動モデル及び動吸振器 TMD を対象とする運動方程式に中心差分法を用いて振動応答解析法を提案し、更に振動実験測定と組み合わせて、洋上プラント振動モデルの振動応答解析および制振効果の検証方法を確立し、その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことから、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。
- (2) 初期 High Response 型の動吸振器 TMD の設計法として、洋上プラント振動モデルと動吸振器 TMD の 1 次固有振動数を一致させる方法を提案し、数値解析と実験測定による検証を行い、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD の設計法の有効性が確認できた。
- (3) 正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの多角的な視点から詳しく検証を行い、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD を用いて確実に洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定性的に確認できた。
- (4) 地震波加振による制振評価指標を用いて、TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、地震波 El Centro NS で加振した場合、変位応答の平均値は 19.51%、変位応答の最大値は 28.05% 低減し、加速度応答の平均値は 22.78%、加速度応答の最大値は 32.39% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振した場合、変位応答の平均値は 18.09%、変位応答の最大値は 27.44% 低減し、その加速度応答の平均値は 27.17%、加速度応答の最大値は 44.06% 低減した。地震波東北地方太平洋沖地震 NS で加振した場合、その変位応答の平均値は 14.53%、変位応答の最大値は 22.74% 低減し、その加速度応答の平均値は 18.46%、加速度応答の最大値は 8.53% 低

減した。これらのことから章で提案した初期 **High Response** 型の動吸振器 **TMD** を用いて確実に洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定量的に確認できた。

- (5) 洋上プラント主質量と **TMD** 副質量の運動開始時間の比較と相対運動の発生など多角的な視点から詳しく検討を行い、本章の提案する初期 **High Response** 型の動吸振器 **TMD** の制振メカニズムが明らかにした。
- (6) 本報の提案した初期 **High Response** 型の動吸振器 **TMD** は、地震の初期には瞬時に応答できる制振性能を持ち、従来の動吸振器 **TMD** より大きく改善できたが、初期 **High Response** 性能を追求するためには、ダンパーを省略して **TMD** 構造が簡略化された影響により、大きな地震荷重に対応する性能が低くなる欠点も存在しており、引き続き検討する必要がある。

## 第4章 複合型動吸振器による洋上プラント の地震応答低減技術

前章では、初期 High Response 型の動吸振器 TMD を提案して、その制振効果と初期 High Response 性能を確認したが、その動吸振器 TMD は比較的振幅の小さい振動を対象に有効であるだけでなく、大地震時にも振動抑制効果を発揮し対応できることが望まれる。

しかしながら、大地震が発生する時には動吸振器 TMD が大きな応答を示すことから、動吸振器 TMD の設置のための十分な空間が必要になる。そこで、地震時に TMD のストロークを一定範囲以内に制限しても制振効果が得られる新たな動吸振器 TMD が求められている。更に、想定外の大震災が発生することを考えて、動吸振器 TMD にはストロークオーバーによる TMD 装置の損傷を回避する制御技術も必要となる。

通常、大地震による振動低減手段としては、大きな減衰効果がある動吸振器 TMD を用いることが考えられるが、減衰材料を使う動吸振器 TMD の応答速度が遅れることがあり、地震初期被害回避に求められる初期 High Response 特性が劣る可能性が高いと考えられる。すなわち、洋上プラントに適用する動吸振器の研究開発には、大地震に対応するエネルギー吸収性能向上と地震初期に早く応答する性能確保の間に競合関係が存在しており、如何に双方のバランスを取れるように減衰材料および TMD の構成を適切に調整するかは大きな研究課題になっている[80-85]。

本章では、洋上プラント振動モデルに地震荷重を与える際に、地震初期振動に瞬時に応答できる初期 High Response 特性と、大地震が発生する時に高い衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮した複合型の動吸振器 TMD を提案する。さらに、提案した混合型の動吸振器 TMD に対して理論的な分析を行い、その運動方程式をベースとした数値解析と振動実験による実測検証を組み合わせ、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の制振効果、初期 High Response 特性および衝撃振動エネルギー吸収性能などについて詳細な検討を行う。

### 4.1 混合型の動吸振器 TMD の提案

前章では、洋上プラントに適用する動吸振器 TMD が、突発に地震が起こる際に、洋上プラントの主構造の振動より早く起動する性能を持つ初期 High Response 型の動吸振器 TMD を提案し、数値解析と振動実験による検証を行い、提案した初期 High Response 型の動吸振器 TMD の有効性を確認した。

ただし、前章の提案した初期 High Response 型の動吸振器 TMD には、初期 High Response 性能を追求するためにダンパーを省略したので、大地震による衝撃振動には対応できない欠点が存在する。

この問題を解決するため、出来るだけ初期 High Response 性能を維持して、地震初期振動に瞬時に応答できることと、大地震にも多く衝撃振動エネルギーが吸収できるという双方の制振性能を同時にもつように、本章では、図 4-1 に示すような混合型の動吸振器 TMD を提案する。

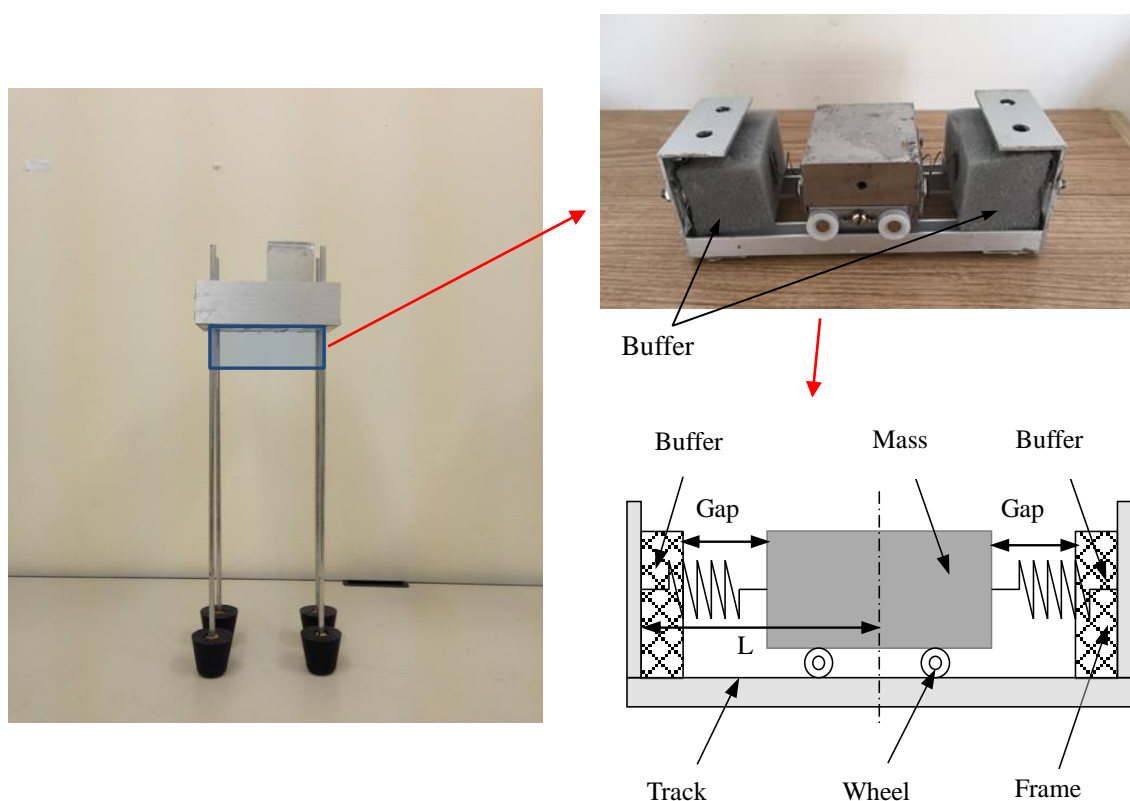


Figure 4-1 Experiment model of offshore platform and bufferable TMD model

図 4-1 により、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD は、従来の TMD 構造に緩衝材を加えて組み合わせたものとも言える。従来の TMD 構造は、質量と弾性ばねから構成される。図 4-1 の右図に示すように、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の質量部の両側に一定の幅 Gap を空けて、TMD の外枠に弾性緩衝材を設置して構成している。

図 4-1 の右図に示す混合型の動吸振器 TMD を使用する場合、地震初期に衝撃振動が与えられる時、TMD の中央部にある質量の周辺には緩衝材はなく、質量はフリー状態であるため、前章の提案した動吸振器 TMD と同様な初期 High Response 特性を持っている。一方、大地震が発生する時、質量は大きく運動し TMD の両側に設置した緩衝材

に衝突することで、従来の動吸振器 TMD の制振効果を発揮すると同時に、衝撃力による振動抑制効果が得られる。さらに、緩衝材を設置することにより、質量部のストロークを小さくしても良いことから、混合型の動吸振器 TMD はコンパクトに設計できる利点がある。

実際に混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する場合、図 4-1 の左図に示すように、洋上プラントの上部にある主質量の下に取り付ける。混合型の動吸振器 TMD の副質量は  $0.588\text{kg}$ 、ばねの弾性係数は  $2.27 \times 10^3 \text{N/m}$  であるが、必要に応じてそれらを調整することは可能である。また、副質量の両側にある空白部分の幅と緩衝材の厚さとの関係は、混合型の動吸振器 TMD の重要な設計要因になると考えられる。

## 4.2 解析モデルと最適同調

前節に考案した混合型の動吸振器 TMD の有効性を確認するために、洋上プラント振動モデル、動吸振器 TMD および水槽を図 4-2 に示すように単純化して、さらに図 4-3 に示すような 2 自由度の振動解析モデルとして考える。

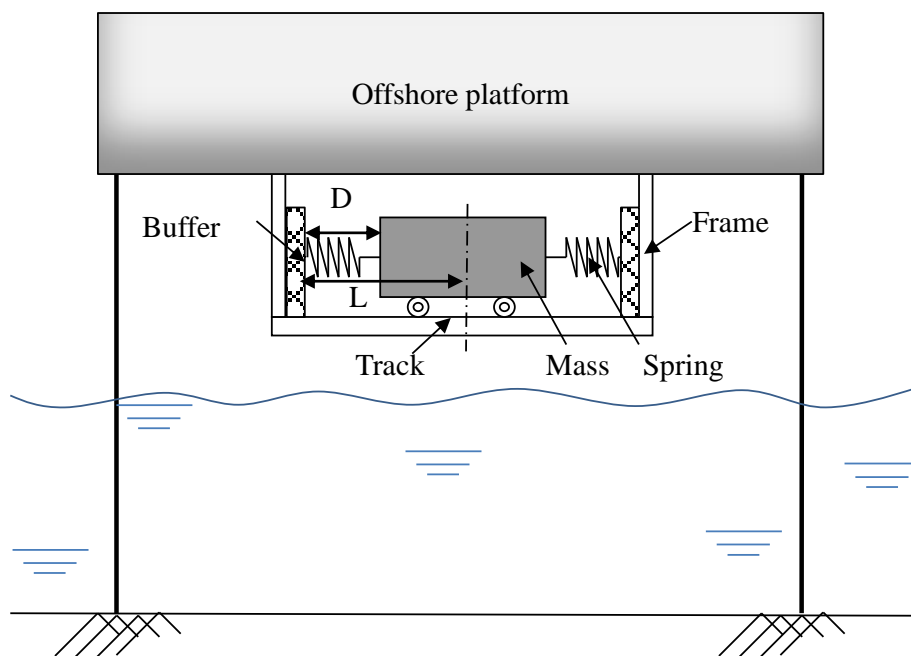


Figure 4-2 Schematic of a jack-up offshore platform with a bufferable TMD



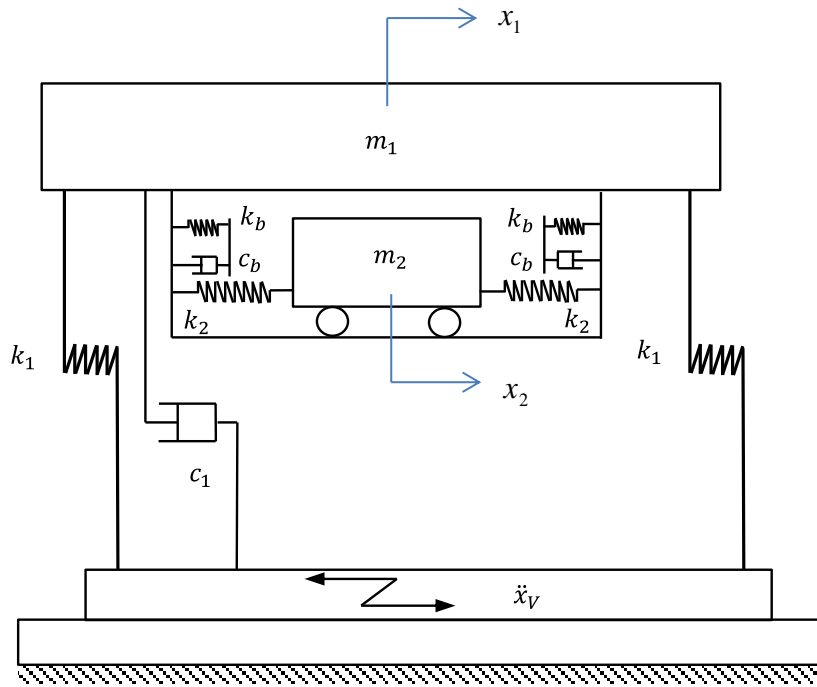


Figure 4-3 Systemic model of a jack-up offshore platform with a bufferable TMD

図 4-3 では、 $m_1$  は洋上プラントの主質量、 $k_1$  は洋上プラントの細長い脚から換算した等価ばね定数、 $c_1$  は水抵抗から等価した減衰係数、 $m_2$  は TMD の副質量、 $k_2$  は TMD のばね定数である。 $k_b$  は緩衝材の等価ばね定数、 $c_b$  は緩衝材の減衰係数である。

$\ddot{x}_v$  は地震入力加速度信号であり、洋上プラントの主質量の変位を  $x_1$ 、TMD の副質量の変位を  $x_2$  とする。

洋上プラントの固有振動特性に合わせて、制振効果が持たせるように、TMD の特性を適切に調整する最適同調を行う必要がある。

図 4-1 に示した混合型の動吸振器 TMD では、副質量の振動する振幅があまり大きい場合、TMD の両側外枠に設置する緩衝材に衝突して振動エネルギーを吸収することになるが、副質量が TMD の中央部分で左右に振動して制振効果を発揮する立場から見れば、前章で提案した初期 High Response 型の動吸振器 TMD と同じになることを考慮して、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD に対しても、前章と同様な方法で最適同調を行い、動吸振器 TMD の 1 次固有振動数を洋上プラント構造の 1 次固有振動数に等しくなるように、TMD の各パラメータを設定する。

### 4.3 中心差分法による振動応答解析

図 4-3 に示す解析モデルの運動方程式は、洋上プラント主質量と TMD 副質量の相対変位の絶対値  $|x_2 - x_1|$  とギャップ幅  $d$  の関係により、非衝撃時及び衝撃時に分けられて、

別々に表される。

非衝撃( $|x_2 - x_1| \leq d$ )の場合

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = -m_1 \ddot{x}_V \quad (4-1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = -m_2 \ddot{x}_V \quad (4-2)$$

ただし、 $x_1$ 、 $\dot{x}_1$ と $\ddot{x}_1$ は洋上プラントの変位、速度と加速度であり、 $x_2$ と $\ddot{x}_2$ はTMDの変位と加速度である。 $\ddot{x}_V$ は加振力の加速度である。

衝撃( $|x_2 - x_1| > d$ )の場合

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_B (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) - k_b (|x_2 - x_1| - d) \operatorname{sgn}(x_2 - x_1) = -m_1 \ddot{x}_V \quad (4-3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_B (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) + k_b (|x_2 - x_1| - d) \operatorname{sgn}(x_2 - x_1) = -m_2 \ddot{x}_V \quad (4-4)$$

ただし、 $k_B$ と $c_B$ は緩衝材のばね定数と減衰係数である。

ここで、中心差分法を用いて、加速度と変位は次式のように表される。

$$\ddot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - 2x^{(i)} + x^{(i-1)}}{\Delta^2 t} \quad (4-5)$$

$$\dot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - x^{(i-1)}}{2\Delta t} \quad (4-6)$$

式(4-5)と式(4-6)を運動方程式(4-1)~(4-4)に代入して、洋上プラント主質量とTMD副質量の変位 $x_1$ と $x_2$ が次のように得られる。

非衝撃 $|x_2 - x_1| \leq d$ の場合

$$x_1^{(i+1)} = \frac{(2m_1 - k_1 \Delta^2 t - k_2 \Delta^2 t)x_1^{(i)} + k_2 \Delta^2 t x_2^{(i)} + (-m_1 + 0.5c_1 \Delta t)x_1^{(i-1)} - m_1 \ddot{x}_V \Delta^2 t}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} \quad (4-7)$$

$$x_2^{(i+1)} = \frac{(2m_2 - k_2 \Delta^2 t)x_2^{(i)} + k_2 \Delta^2 t x_1^{(i)} - m_2 x_2^{(i-1)} - m_2 \ddot{x}_V \Delta^2 t}{m_2} \quad (4-8)$$

衝撃  $|x_2 - x_1| > d$ 、 $x_2 > x_1$  の場合

$$x_1^{(i+1)} = \frac{Ak_{22} - Bk_{12}}{k_{11}k_{22} - k_{21}k_{12}}, \quad (4-9)$$

$$x_2^{(i+1)} = \frac{Bk_{22} - Ak_{12}}{k_{11}k_{22} - k_{21}k_{12}}, \quad (4-10)$$

ただし、

$$\begin{aligned} A = & -(2m_1 + k_1\Delta^2t + k_2\Delta^2t + k_b\Delta^2t)x_1^{(i)} - (-k_2\Delta^2t - k_b\Delta^2t)x_2^{(i)} \\ & - (m_1 - 0.5c_1\Delta t - 0.5c_b\Delta t)x_1^{(i-1)} \\ & - 0.5c_b\Delta tx_2^{(i-1)} - k_b\Delta^2t \cdot d^2 - m_1\ddot{x}_v^2\Delta^2t \end{aligned} \quad (4-11)$$

$$\begin{aligned} B = & -(-k_2\Delta^2t - k_b\Delta^2t)x_1^{(i)} - (-2m_2 + k_2\Delta^2t + k_b\Delta^2t)x_2^{(i)} \\ & - 0.5c_b\Delta tx_1^{(i-1)} - m_2x_2^{(i-1)} + k_b\Delta^2t \cdot d \\ & - m_2\ddot{x}_v\Delta^2t \end{aligned} \quad (4-12)$$

$$\begin{aligned} k_{11} &= m_1 + 0.5c_1\Delta t \\ k_{12} &= -0.5c_b\Delta t \\ k_{21} &= -0.5c_b\Delta t \\ k_{22} &= m_2 + 0.5c_b\Delta t \end{aligned} \quad (4-13)$$

衝撃  $|x_2 - x_1| > d$ 、 $x_2 \leq x_1$  の場合

$$x_1^{(i+1)} = \frac{A'k_{22} - B'k_{12}}{k'_{11}k_{22} - k'_{21}k_{12}} \quad (4-14)$$

$$x_2^{(i+1)} = \frac{B'k_{22} - A'k_{12}}{k_{11}k_{22} - k_{21}k_{12}} \quad (4-15)$$

ただし、

$$\begin{aligned} A' = & -(2m_1 + k_1\Delta^2t + k_2\Delta^2t + k_b\Delta^2t)x_1^{(i)} - (-k_2\Delta^2t - k_b\Delta^2t)x_2^{(i)} \\ & - (m_1 - 0.5c_1\Delta t - 0.5c_b\Delta t)x_1^{(i-1)} \\ & - 0.5c_b\Delta tx_2^{(i-1)} + k_b\Delta^2t \cdot d^2 - m_1\ddot{x}_v^2\Delta^2t \end{aligned} \quad (4-16)$$

$$\begin{aligned}
B' = & -(-k_2\Delta^2t - k_b\Delta^2t)x_1^{(i)} - (-2m_2 + k_2\Delta^2t + k_b\Delta^2t)x_2^{(i)} \\
& - 0.5c_b\Delta tx_1^{(i-1)} - (m_2 - 0.5c_b\Delta t)x_2^{(i-1)} \\
& - k_b\Delta^2t \cdot d - m_2\ddot{x}_v\Delta^2t
\end{aligned} \tag{4-17}$$

初期条件は次式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \dot{x}_1^{(0)} = 0, \ddot{x}_1^{(0)} = 0 \tag{4-18}$$

$$x_2^{(0)} = 0, \dot{x}_2^{(0)} = 0, \ddot{x}_2^{(0)} = 0 \tag{4-19}$$

初期条件(4-18)と(4-19)を式(4-5)に代入すると、次の時間ステップの変位を得る。

$$x_1^{(1)} = 0, x_2^{(1)} = 0 \tag{4-20}$$

次に、変位  $x_1^{(0)} = 0$ 、 $x_2^{(0)} = 0$ 、 $x_1^{(1)} = 0$ 、 $x_2^{(1)} = 0$  を式(4-7)～(4-15)に代入して

計算すれば、次の時間ステップの変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  が得られる。このように時間ステ

ップ  $t_i$  について、繰り返し計算しすると、全ての時間ステップの変位  $x_1^{(i+1)}$  と  $x_2^{(i+1)}$  が得られる。

ここで、中心差分法による数値解析精度を検証するため、洋上プラントの1次固有振動数に近い正弦波を入力した同じ条件の下で、解析と実験により洋上プラント主質量の応答変位を求めて、その結果を図4-4に示す。図中より、解析結果と実験結果が良く一致して、正確に洋上プラントの振動応答が得られることを示している。

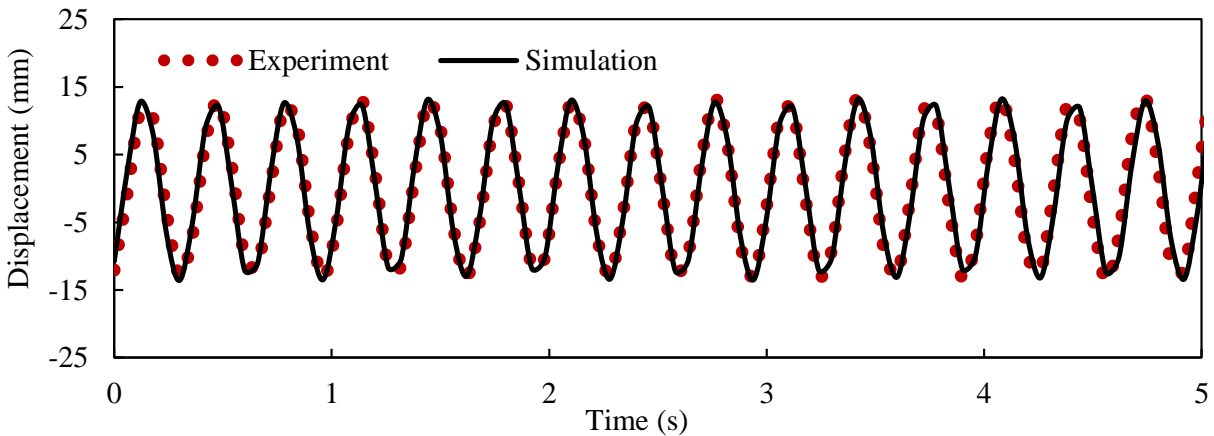


Figure 4-4 Displacements of the offshore platform with the bufferable TMD under sinusoidal excitation

#### 4.4 混合型の動吸振器 TMD のギャップ幅の設定

図 4-1 の右図に示した混合型の動吸振器 TMD の副質量の両側にある空白のギャップ幅が洋上プラント振動モデルの振動応答に大きく影響していることが考えられる。そのためここでは、前節で検討した数値解析法を用いて最適なギャップ幅を求める。検討のため、次式で表す距離係数

$$\bar{D} = d/L \quad (4-21)$$

ただし、 $d$  は副質量から緩衝材までの距離、 $L$  は TMD 全長の半分である。また、ギャップ幅を表す距離係数  $\bar{D}$  を 7% ~ 27% の範囲以内で等分割して、それぞれ変位応答を解析し比較する。ただし、ギャップ幅だけを検討するため、他のパラメータについては、実験装置の実測値を参考に固定しておき、洋上プラント主質量と TMD 副質量の比は 0.25、緩衝材の減衰係数は 0.012 とする。

まず、前章と同様の方法で、洋上プラント振動モデルに対してスイープ加振をして固有振動数を測定して得られた固有振動数は 3.2Hz であった。そこで周波数 3.2Hz の正弦波を使って、加振振幅が 5v で、洋上プラント振動モデルを加振した変位応答を測定した。図 4-5 により、距離係数は 17% である時に洋上プラントの変位応答が最も小さいことを示している。検証のため、動吸振器 TMD を使用すると使用しない場合に分けて、それぞれ解析を行い、その変位応答のピーク値の比をまとめて図 4-6 に示す。

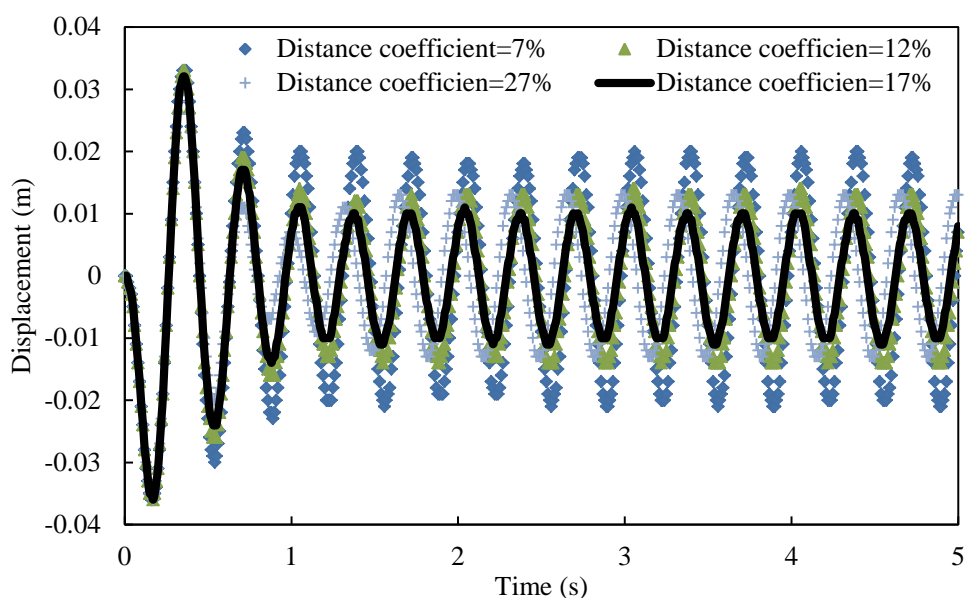


Figure 4-5 Displacement responses of the modeled offshore platform corresponding to various distance coefficients under sinusoidal waves

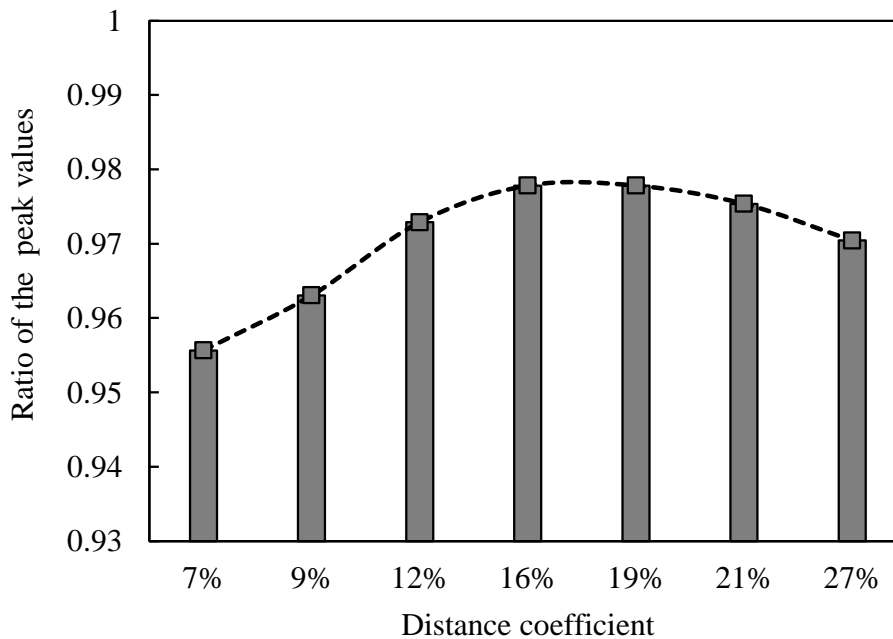


Figure 4-6 Ratios of the peak values of the modeled offshore platform with and without bufferable TMD for various distance coefficients under sinusoidal waves

図 4-6 により、距離係数 16%～19%の場合に、洋上プラントに対する制振性能が最も高いことが分かる。よって、正弦波で加振する場合の距離係数を 17%とすることが妥当であると考えられる。

更に、検討のため、地震波の加速度信号を加振信号として洋上プラントを加振して解析して、加振振幅が 5v で、得られた動吸振器 TMD を使用すると使用しない場合の変位応答のピーク値の比をまとめた結果を図 4-7 と図 4-8 に示す。図 4-7 は東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による変位応答ピーク値の比であり、図 4-8 は Taft EW 地震波による変位応答ピーク値の比である。

図 4-7 と図 4-8 の結果より、距離係数はおよそ 17%になる時に、正弦波で加振する場合と同様に、洋上プラントの制振効果に対する制振効果が最も良いことが分かる。

従って、本章の混合型の動吸振器 TMD のギャップ値については、距離係数が 17%となるように設定する。

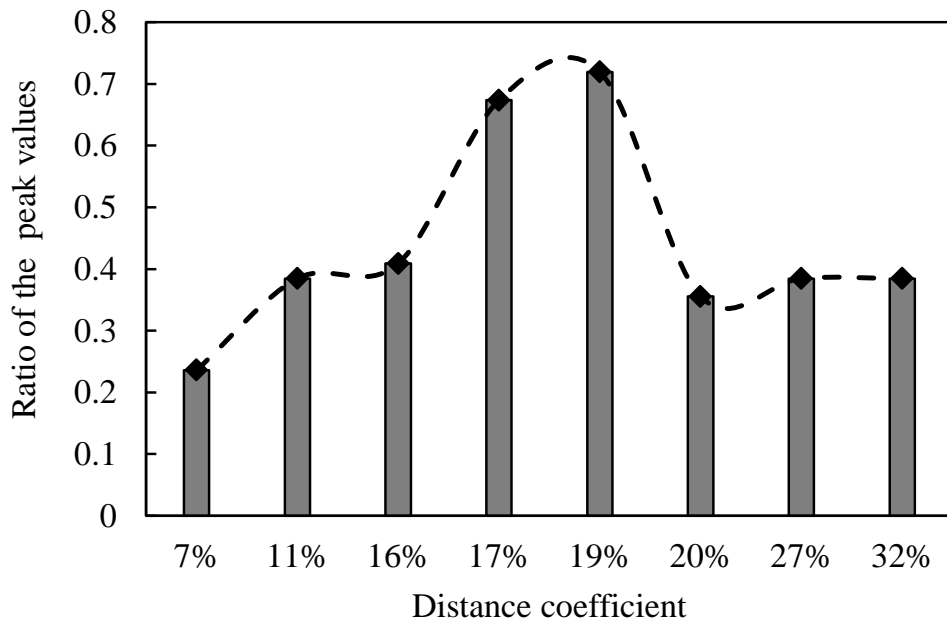


Figure 4-7 Ratios of the peak values for the offshore platform with and without bufferable TMD for different distance coefficients under Taft EW seismic wave

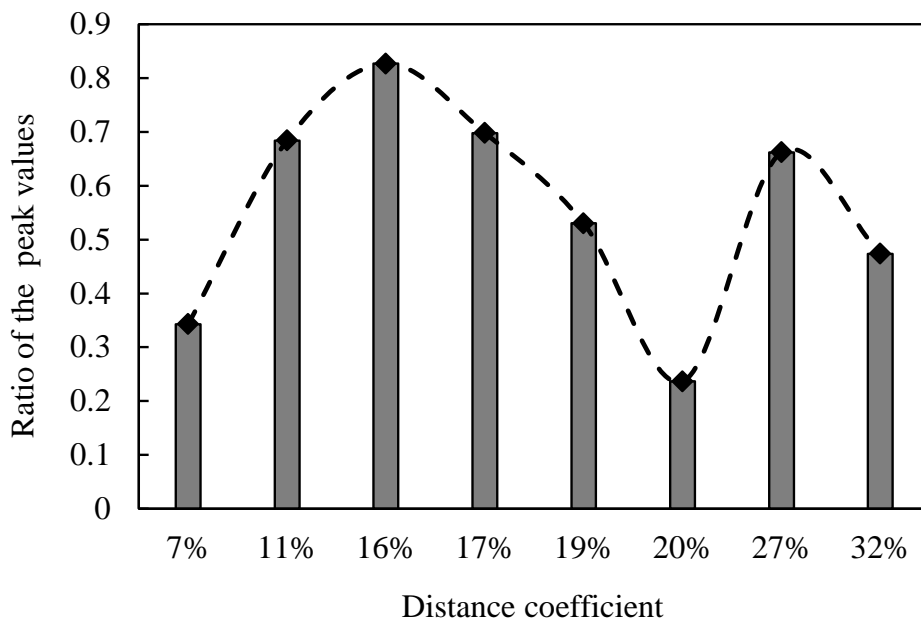


Figure 4-8 Ratios of the peak values for the offshore platform with and without bufferable TMD for different distance coefficients under Fukushima NS seismic waves

## 4.5 振動実験による制振効果の検証

本章の振動実験に使用する測定システムは図 4-9 に示すように、信号発生器、加振コントローラ、振動台、加速度センサー、レーザー変位計、FFT アナライザーと結果処理用パソコンから構成される。

実際の洋上プラントを縮尺した小型実験モデルを用い、水槽の中にある砂の高さは 80 mm、水の深さ 400 mm である。洋上プラント振動モデルの主質量は 2.346kg、TMD の副質量は 0.588kg、水から洋上プラントへの減衰係数は 0.012 である。さらに、水槽を振動台に固定させて、信号発生器から地震加速度波を加振コントローラおよび振動台に送って、地震荷重による洋上プラント振動モデルの振動応答実験を実施した。

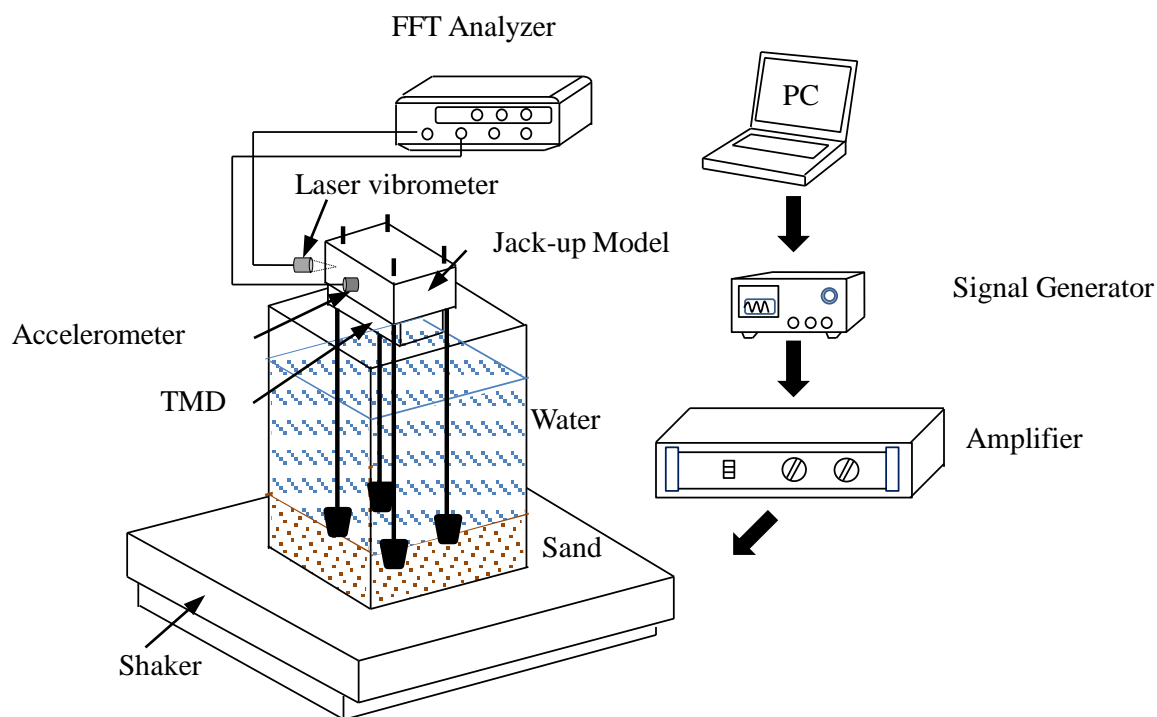


Figure 4-9 Diagram of the testing system (PC—personal computer, TMD—bufferable tuned-mass damper, FFT Analyzer—fast Fourier transform analyzer)

混合型の動吸振器 TMD を利用して、洋上プラント振動モデルの振動応答を最大限に低減するように、前章と同様に動吸振器 TMD に対して最適同調を行う必要がある。

まず、洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を測定するために、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で順番に正弦波で加振する Sweep 波を与えて、洋上プラント振動モデルの周波数応答関数を測定した。その周波数応答関数グラフから、洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を求めた。その結果、混合型の動吸振器 TMD を取



り付けた洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数は 3.2Hz となる。この結果が前章の洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数 2.56Hz と比べて、やや大きくなる理由は、緩衝材を追加することによって TMD 副質量の可動範囲（振動の振幅）が小さくなるからと考えられる。

次に、TMD を洋上プラント振動モデルから外し、振動台の上台面に固定して、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で Sweep 波を与えて、動吸振器 TMD の固有振動数を測定する。それから、動吸振器 TMD と洋上プラント振動モデルの固有振動数が等しくなるように、繰り返し TMD の副質量とばね剛性を調整する。

最後に、動吸振器 TMD を再び洋上プラント振動モデルに取り付けて最適同調作業を完成して、実際の洋上プラント振動モデルの振動応答が測定できる状態となる。

#### 4.5.1 周波数応答による制振効果の検証

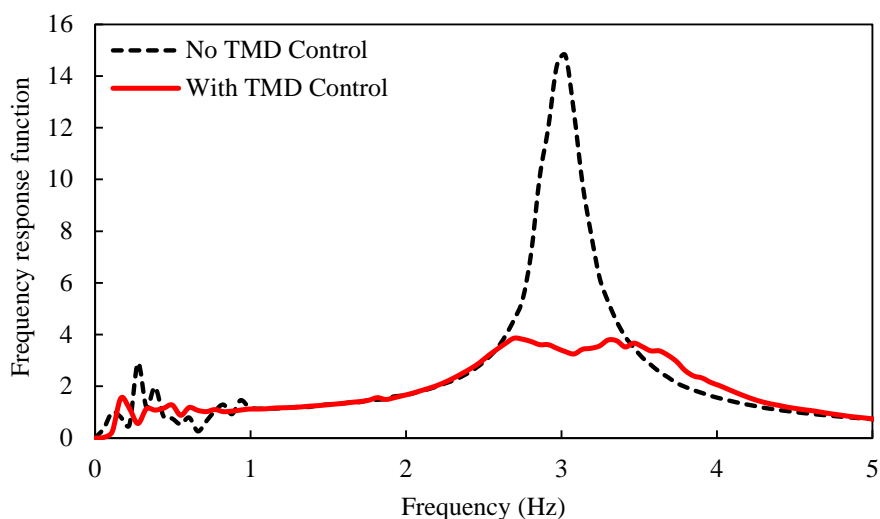


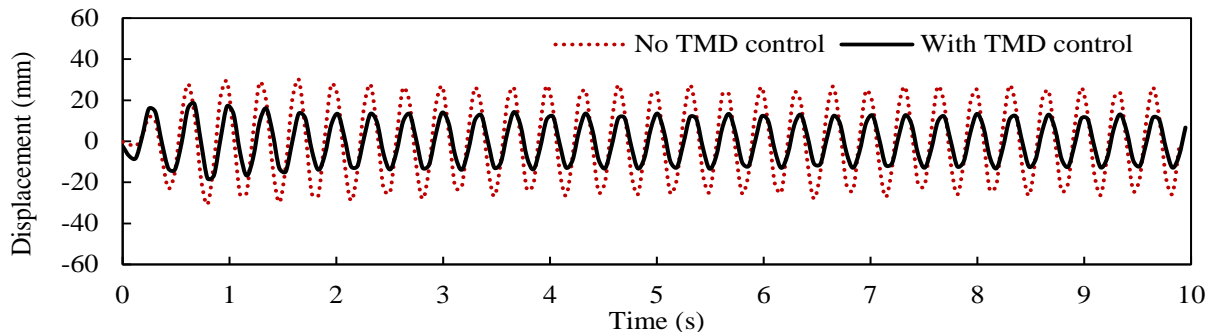
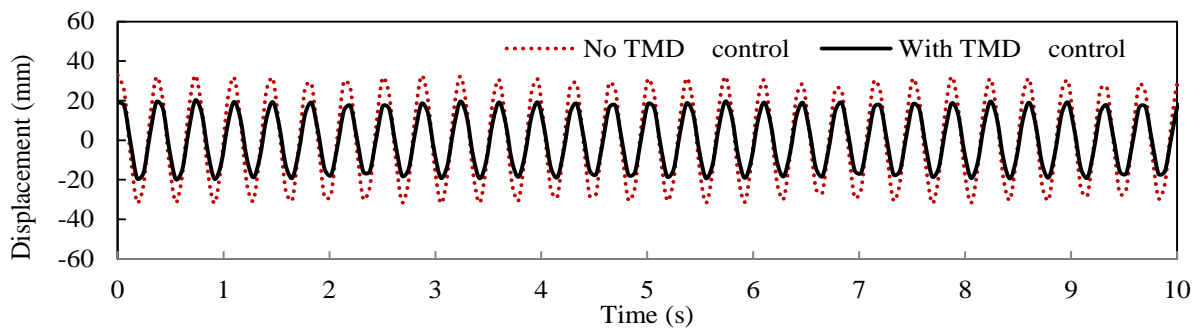
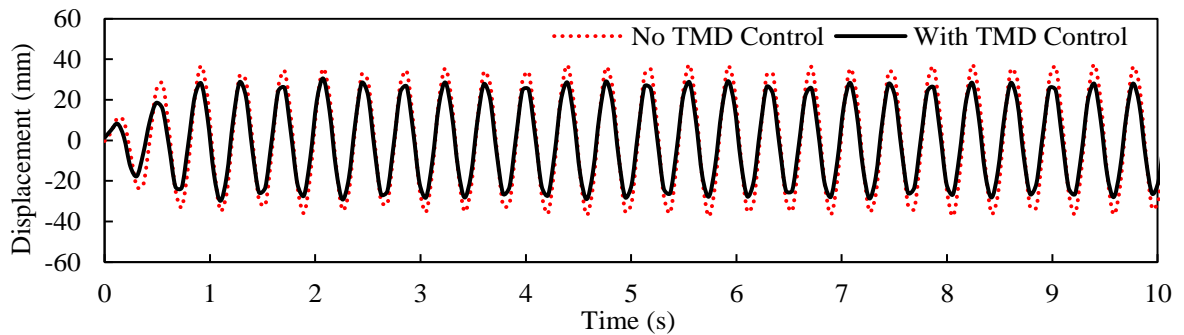
Figure 4-10 Frequency response function of the offshore platform

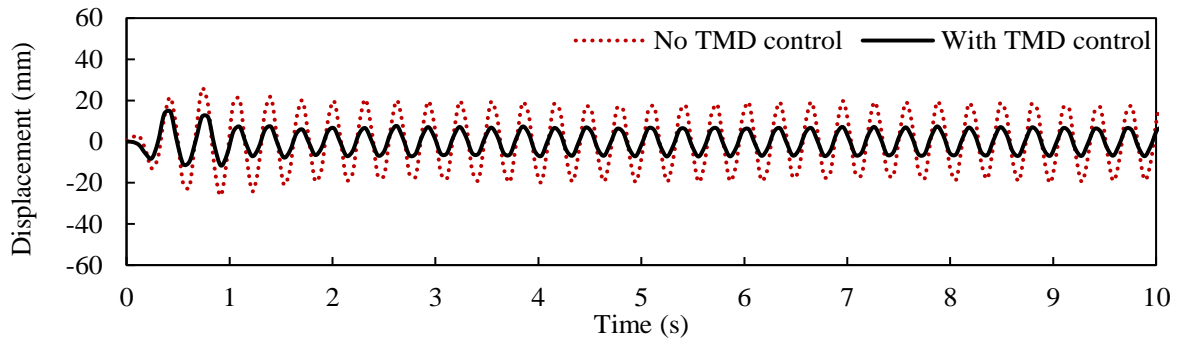
図 4-10 にスイープ加振実験で得られた共振曲線の検証結果を示す。スイープ加振実験では、スイープ振動数として 0.1Hz~5Hz の間に 0.05Hz 間隔で順番に異なる振動数の正弦波を入力し、洋上プラント主質量の変位周波数応答の共振曲線を描いた。

図中より、非制振時に比べ、制振装置 TMD の使用するほうが、制振対象の共振点における応答が大幅に低減し、特に前章の提案した初期 High Response 型の動吸振器に比べて、新たに TMD 副質量の両サイドに制振材を設定する改善により、共振ピークが一層よく抑えられていることが確認出来る。この結果から、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD は良好な制振性能を有すると言える。

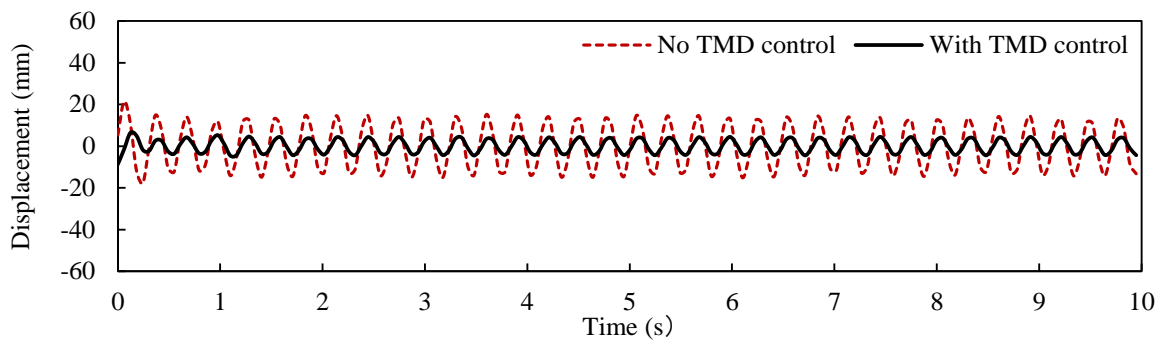
## 4.5.2 正弦波による制振効果の検証

本章の提案した複合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用して、その変位と加速度への制振効果を検証するために、加振振幅が 5v で、加振周波数を 2.56Hz、2.8Hz、3Hz、3.2Hz と 3.4Hz とした正弦波による加振実験を行い、その結果を図 4-11 と図 4-12 に示す。図 4-10 は変位、図 4-11 は加速度の測定結果である。図より、共振周波数 3.2Hz 付近では混合型の動吸振器 TMD の制振効果が最も大きいことを示している。



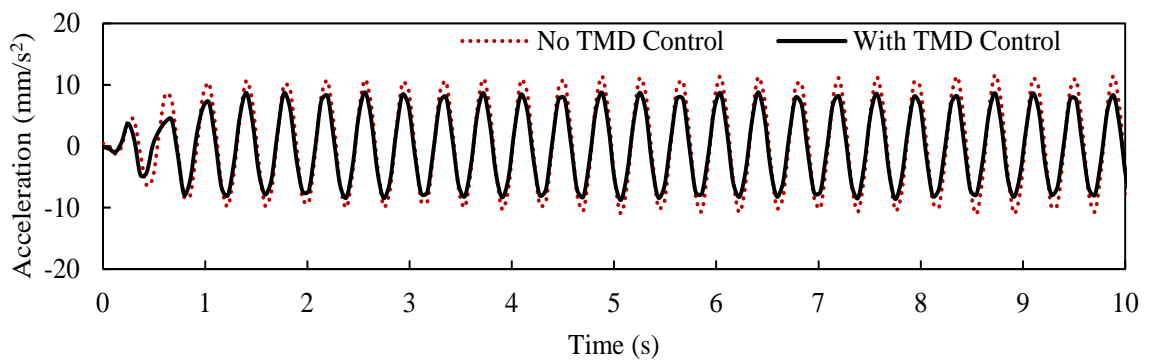


(d) Displacement responses under 3.2Hz sin wave

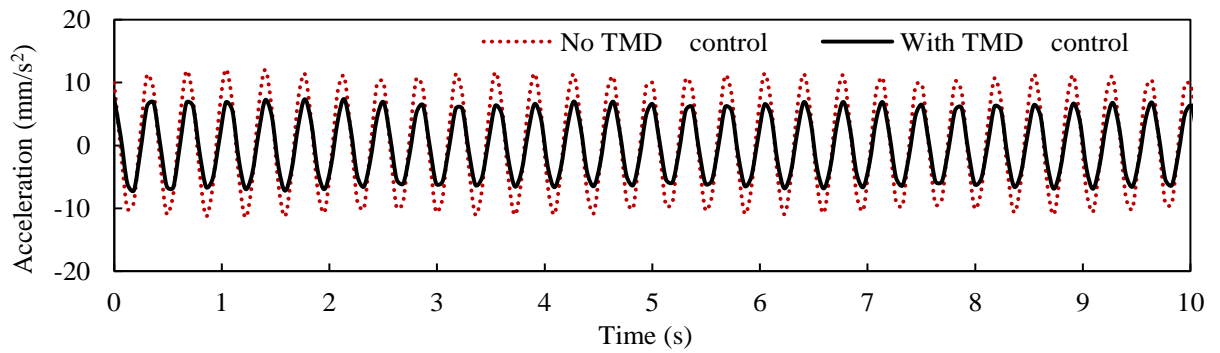


(e) Displacement responses under 3.4Hz sin wave

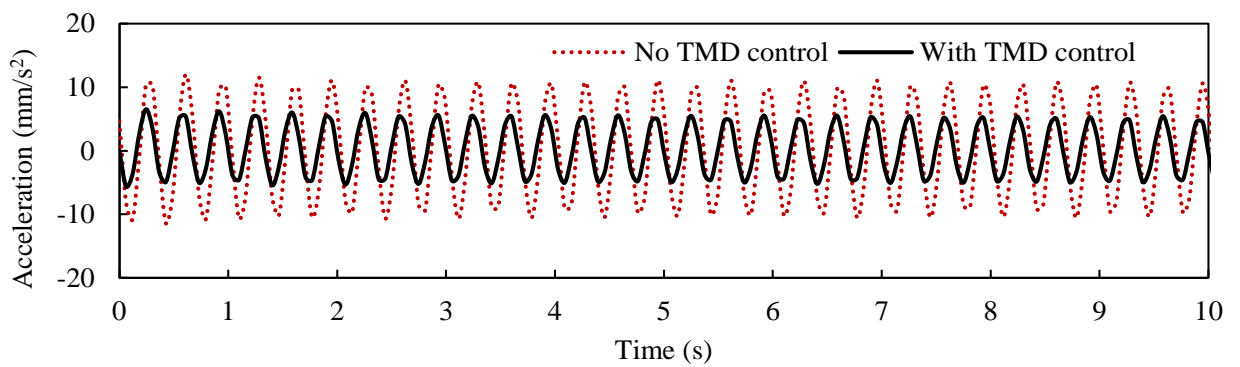
Figure 4-11 Displacement responses under sin wave



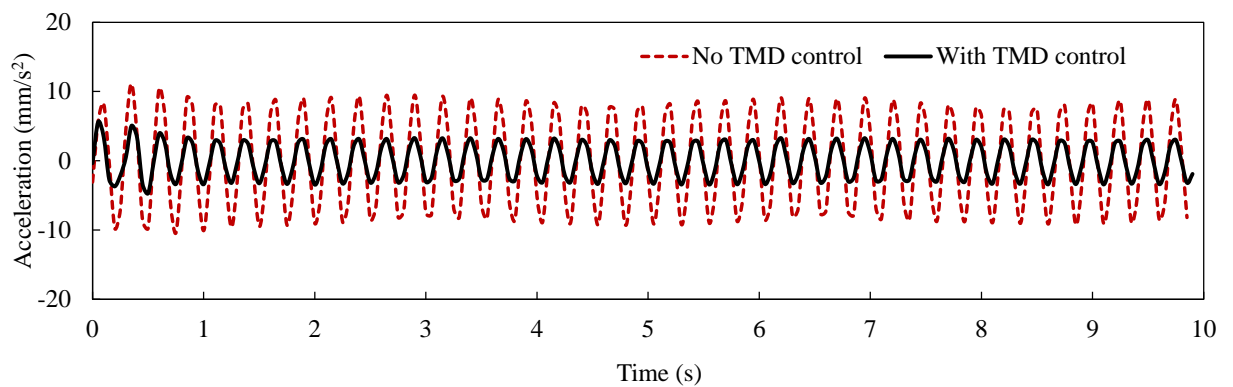
(a) Acceleration responses under 2.6Hz sin wave



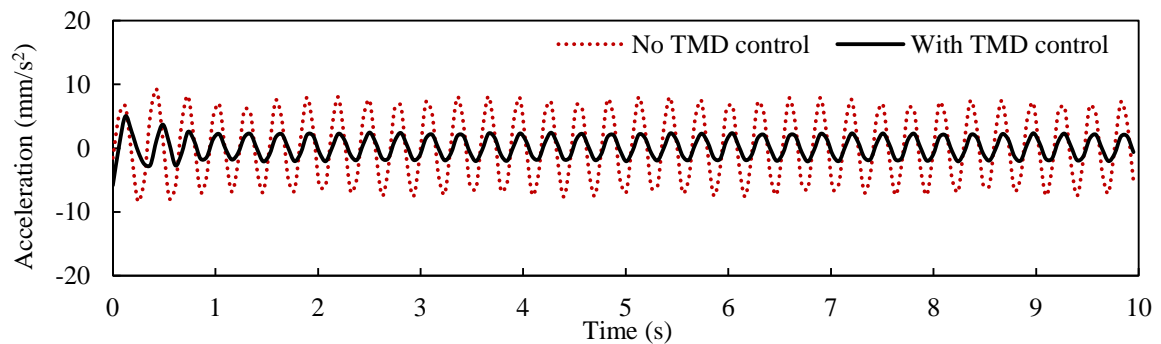
(b) Acceleration responses under 2.8Hz sin wave



(c) Acceleration responses under 3.0Hz sin wave



(d) Acceleration responses under 3.2Hz sin wave



(e) Acceleration responses under 3.4Hz sin wave

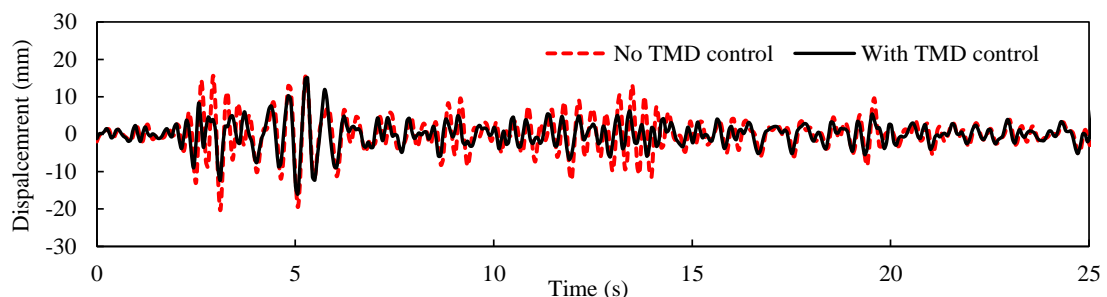
Figure 4-12 Acceleration responses under sin wave

### 4.5.3 地震波による時間領域の制振効果検証

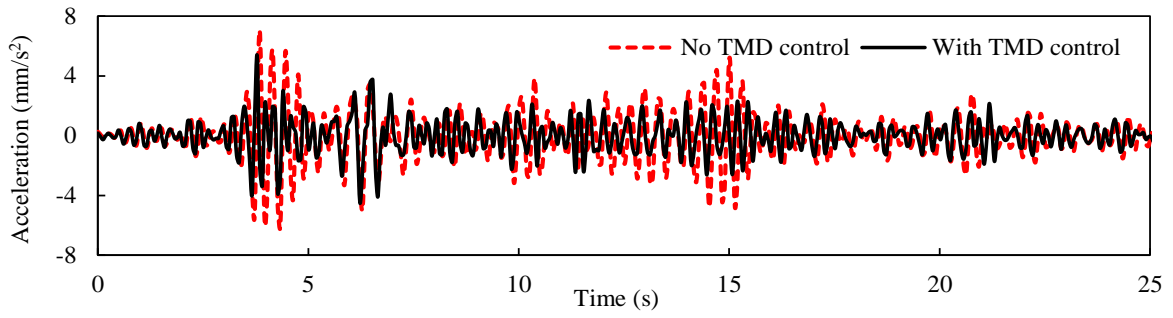
ここでは、実際の地震加速度波形の東北地方太平洋沖地震 NS 地震波、Taft EW 地震波と El Centro NS 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振して、それぞれの洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度を測定し比較する。得られた結果を図 4-13～図 4-15 に示し、図中では、赤い点線で示すのは TMD 制振なしの結果で、黒い実線で示すのは TMD 制振ありの結果である。

図 4-13(a)と(b)は、それぞれ東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度の測定結果である。図 4-14(a)と(b)は、それぞれ Taft EW 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度の測定結果である。図 4-15(a)と(b)に示すのは、それぞれ El Centro NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度の測定結果である。

さらに、緩衝材から制振効果への影響を検討するため、東北地方太平洋沖地震 NS、Taft EW 地震波と El Centro NS 地震波で加振する場合、得られた変位応答の結果から、洋上プラント主質量と TMD 副質量の相対変位をまとめて、緩衝材の位置に合わせて図 4-16 と図 4-17 に示す。

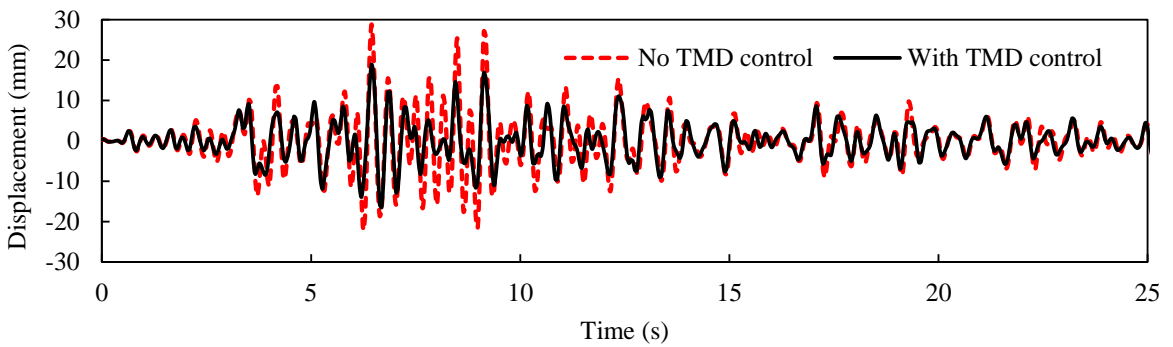


(a) Displacement results

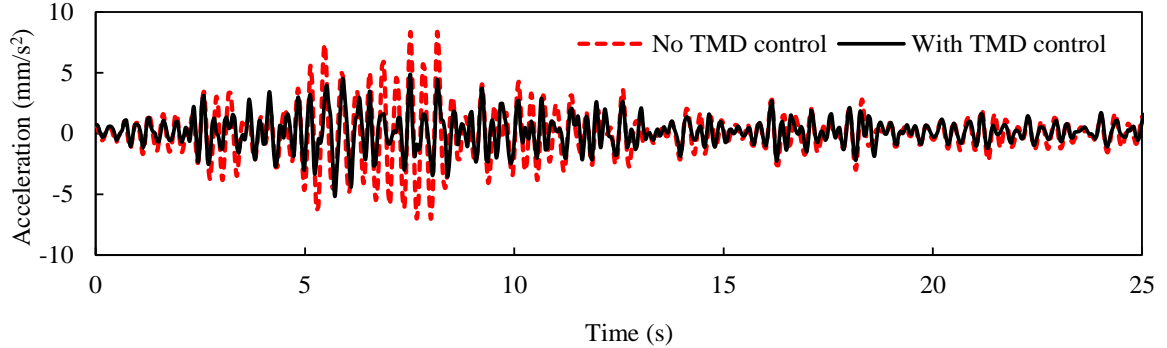


(b) Acceleration results

Figure 4-13 Responses of the platform subjected to the Fukushima NS seismic wave

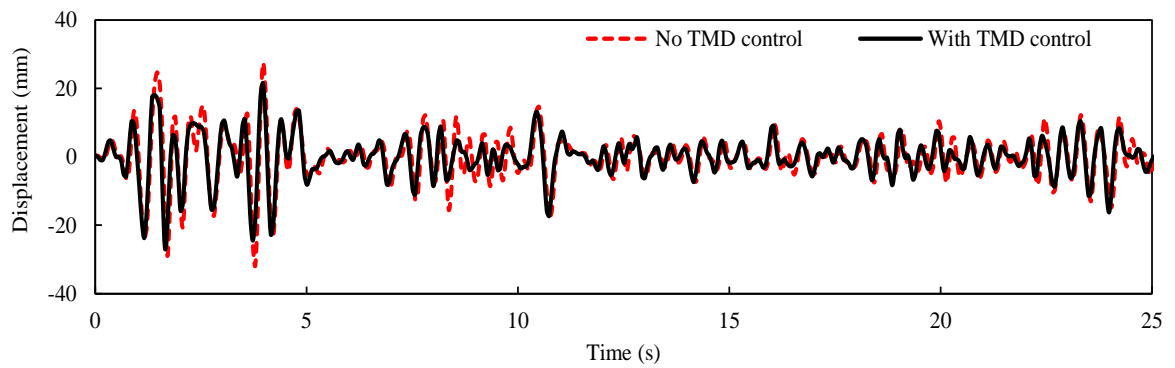


(a) Displacement results

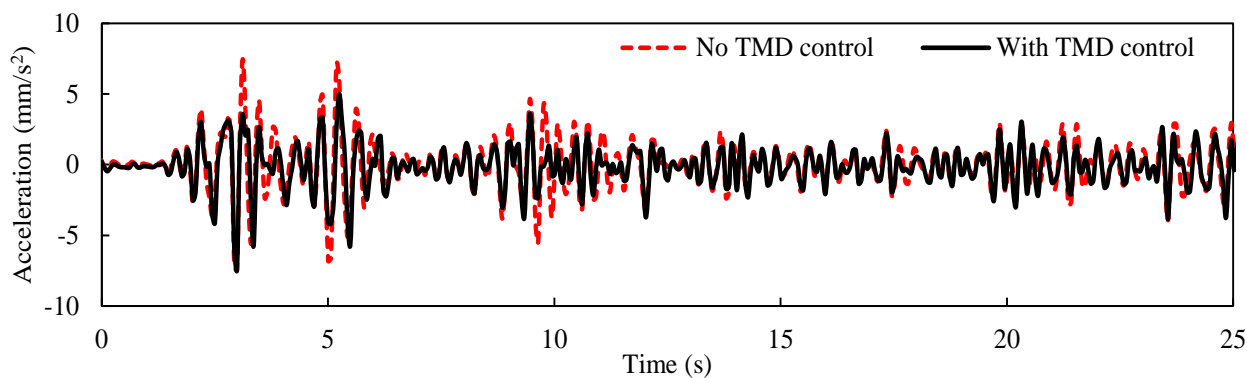


(b) Acceleration results

Figure 4-14 Responses of the platform subjected to Taft EW seismic wave



(a) Displacement results



(b) Acceleration results

Figure 4-15 Responses of the platform subjected to El Centro NS seismic wave

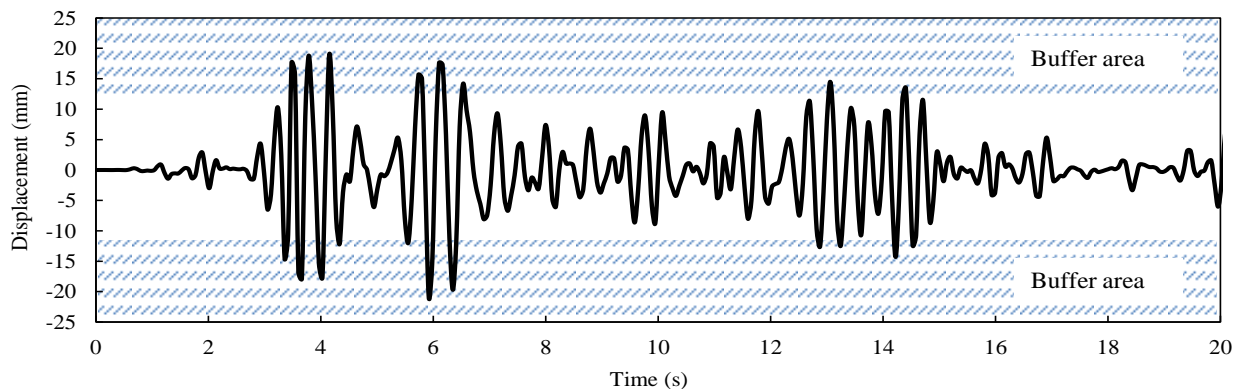


Figure 4-16 Relative displacement of the mass under Fukushima NS seismic waves

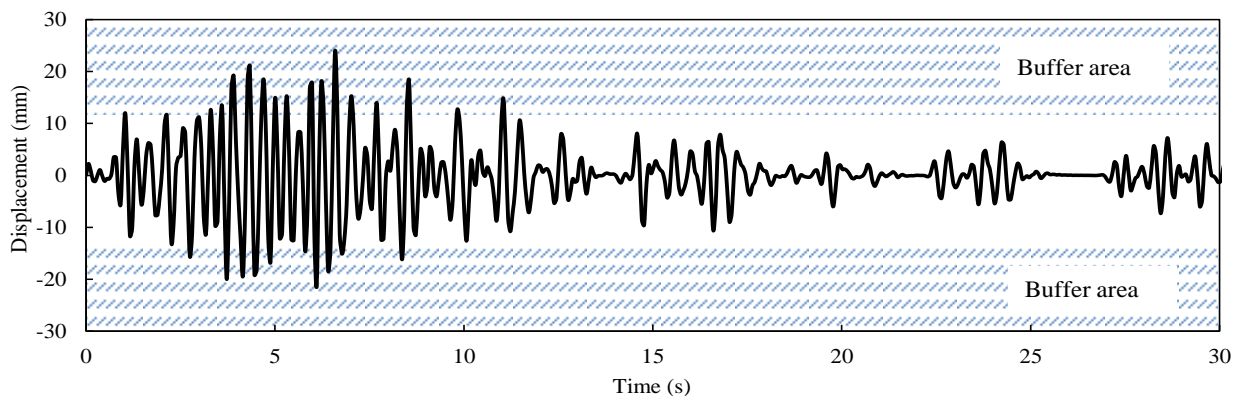


Figure 4-17 Relative displacement of the mass under Taft EW seismic waves

図 4-13～図 4-15 に示す時間領域における変位と加速度の結果より、次の結論がまとめられる。

- (1) 混合型の動吸振器 TMD を使用することによって、使用しない状態に比べ、時間領域における変位と加速度は低減することが確認できた。本章の提案する混合型の動吸振器 TMD は洋上プラントの衝撃振動エネルギーを吸収する制振装置とし

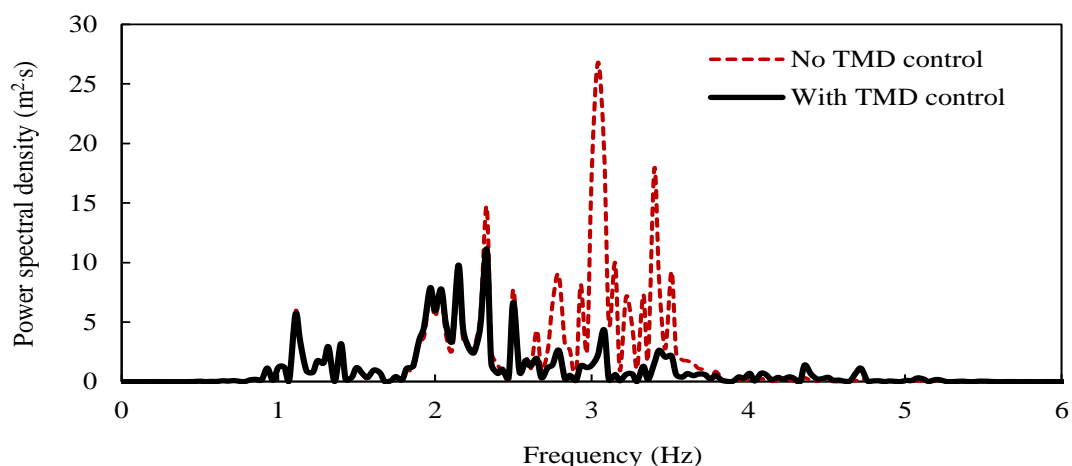
て有効であることを示している。

- (2) 混合型の動吸振器 TMD を使用することによって、地震による振動応答が激しい部分の変位と加速度は比較的大きく低減されたことに対して、地震による振動応答が元々小さい部分の変位と加速度の制振効果が比較的小さい傾向が見られる。これは、前章で提案した動吸振器 TMD と同様な理由で、振動応答が小さいことに起因して、TMD の副質量と洋上プラントの主質量の間に発生する相対変位が小さいことが原因と考えられる。
- (3) 図 4-16 と図 4-17 に示すように、洋上プラント主質量と TMD 副質量の間に生じる相対変位と、TMD 副質量の両側にあるギャップの相互関係を調べて、TMD 副質量が緩衝材部分に当たり、衝撃振動エネルギーを吸収したことが分かる。

#### 4.5.4 地震波による周波数領域の制振効果の検証

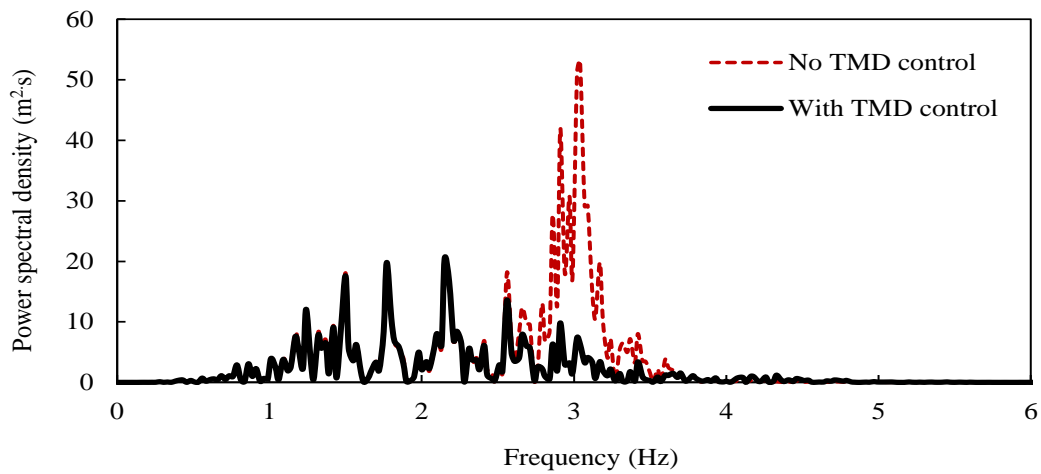
実際の地震加速度波形の東北地方太平洋沖地震 NS 地震波と Taft EW 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振して、測定した洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度に対して、それぞれフーリエ変換を行い、その結果を図 4-18、図 4-19 に示す。図では、赤い点線は TMD 制振なしの結果、黒い実線は TMD 制振ありの結果である。図の横軸は周波数で、縦軸はパワースペクトル密度 (PSD) である。

図 4-18(a)、(b)と(c)は、それぞれ東北地方太平洋沖地震 NS 地震波、Taft EW 地震波と El Centro NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量変位の周波数応答グラフである。図 4-19(a)、(b)と(c)は、それぞれ東北地方太平洋沖地震 NS 地震波、Taft EW 地震波と El Centro NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量加速度の周波数応答グラフである。

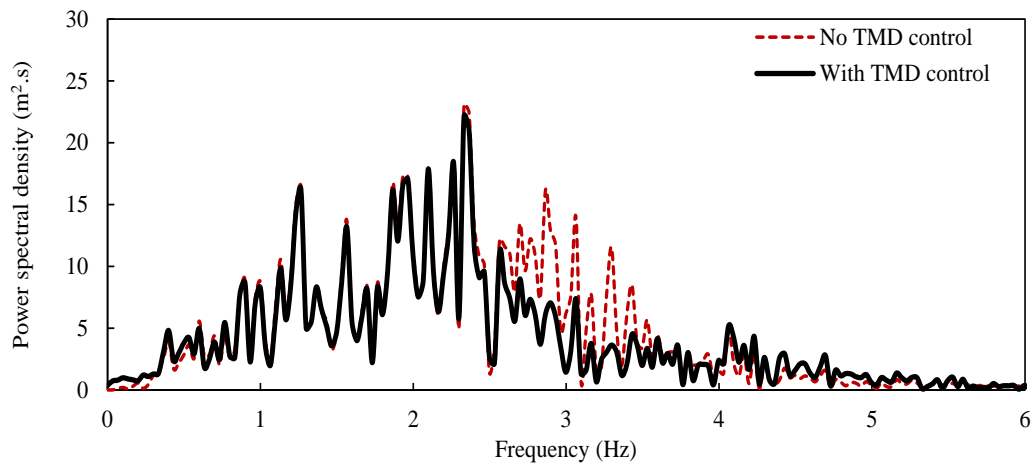


(a) Under the Fukushima NS seismic wave



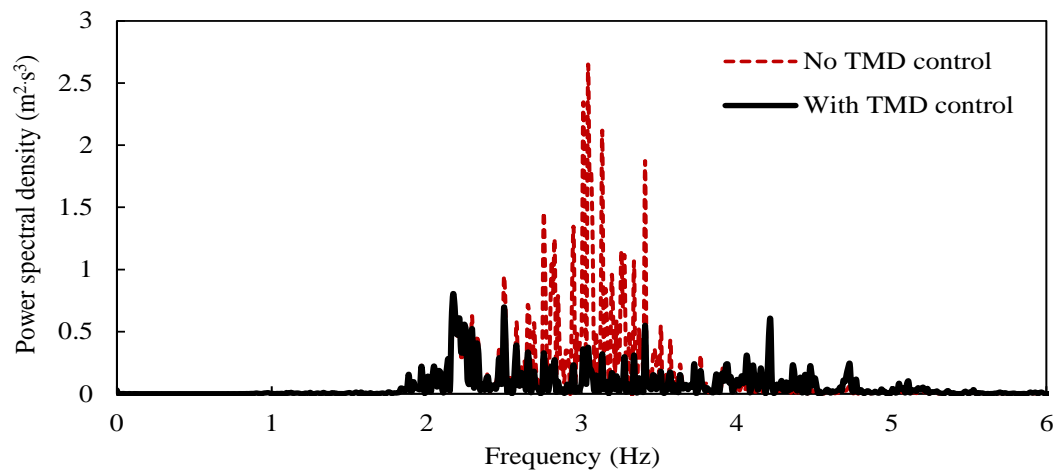


(b) Under the Taft EW seismic wave

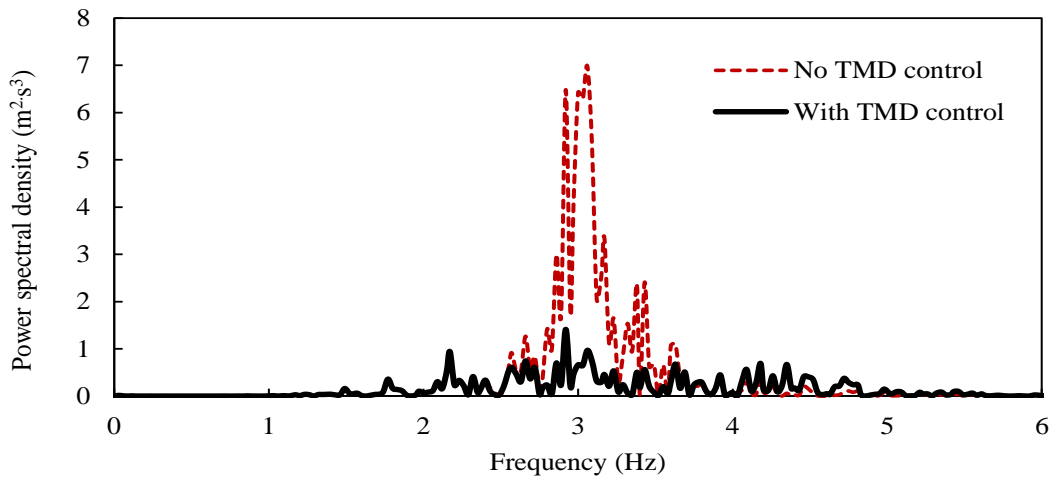


(c) Under the El Centro NS seismic wave

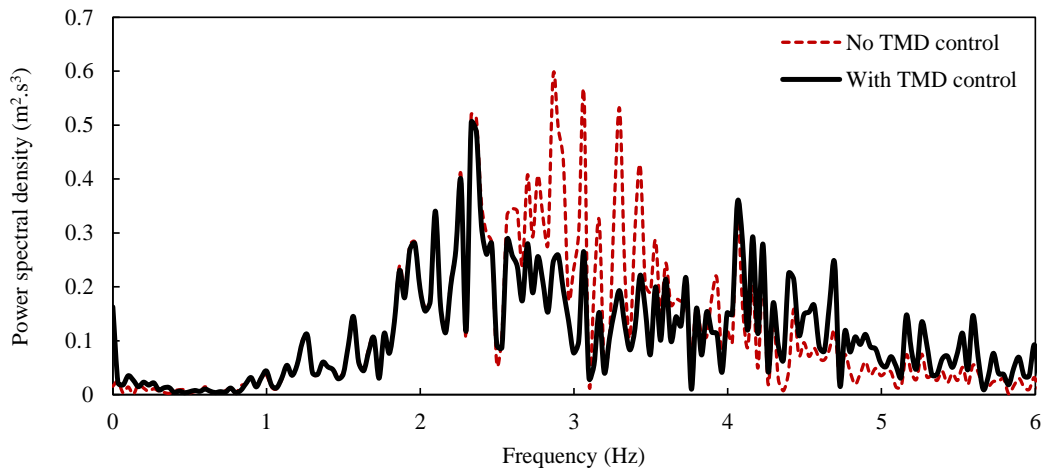
Figure 4-18 Power spectral density of the displacements



(a) Under the Fukushima NS seismic waves.



(b) Under the Taft EW seismic waves.



(c) Under the El Centro NS seismic wave

Figure 4-19 Power spectral density of the accelerations

図 4-18 と図 4-19 に示す周波数領域における変位と加速度の周波数応答結果より、次の結論が得られる。

- (1) 混合型の動吸振器 TMD を使用しない場合、すべての変位と加速度の振動応答は、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数 3.2Hz 周辺で最大となるピークになっている。これは地震加振入力波形の中に含まれる 3.2Hz に近い周波数成分により洋上プラント振動モデルに発生した共振現象と考えられる。
- (2) 混合型の動吸振器 TMD を使用する場合では、混合型の動吸振器 TMD を使用しない場合と比べて、周波数応答が最も大きい周波数 3.2Hz 周辺のパワースペクトル密度値が大幅に低減することが分かる。これは図 4-13～図 4-15 に示す時間領域における変位と加速度が動吸振器 TMD を使用することにより大きく低減することが重要

な原因となっていると考えられる。

- (3) 前章と同様に、本章では考案する洋上プラントの主質量と TMD の副質量の 1 次固有振動数を一致させる手法について、洋上プラントに適用する動吸振器 TMD の設計法としての妥当性と有効性を確認できた。

#### 4.5.5 地震波による制振評価指標の検証

地震荷重を受ける洋上プラントの制御性能を評価するため、前章と同様に評価指標  $\beta$  と  $J$  を用いて、本章の提案した混合型の動吸振器 TMD の制振効果を評価する。

ここでは、 $\beta$  値は TMD を使用する場合の平均的な振動応答と TMD を使用しない場合の平均的な振動応答の比率を表す評価指標である。一方、 $J$  値は TMD を使用する場合の振動応答の最大値と TMD を使用しない場合の振動応答の最大値の比で表す評価指標である。

表 4.1 に示すのは、地震波東北地方太平洋沖地震 NS、Taft EW と El Centro NS とで加振した場合の複合型動吸振器 TMD を用いて得られた制振効果の評価結果である。

表中より、地震波東北地方太平洋沖地震 NS で加振した場合、その変位応答の平均値は  $(1 - 0.746) \times 100\% = 25.4\%$ 、変位応答の最大値は 42.2% 低減し、その加速度応答の平均値は  $(1 - 0.784) \times 100\% = 21.6\%$ 、加速度応答の最大値は 23.8% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振した場合、その変位応答の平均値は  $(1 - 0.731) \times 100\% = 26.9\%$ 、変位応答の最大値は 34.5% 低減し、その加速度応答の平均値は  $(1 - 0.655) \times 100\% = 34.5\%$ 、加速度応答の最大値は 47.9% 低減した。地震波 El Centro NS で加振した場合、その変位応答の平均値は  $(1 - 0.882) \times 100\% = 11.8\%$ 、変位応答の最大値は 21.4% 低減し、その加速度応答の平均値は  $(1 - 0.827) \times 100\% = 17.3\%$ 、加速度応答の最大値は 67.3% 低減した。

これらの評価結果より、本章の提案する複合型の動吸振器 TMD は、洋上プラント振動モデルの制振装置として有効であることが確認できた。

Table 4-1 Results of the evaluation indices

Seismic excitation	Displacement response		Acceleration response	
	$\beta$	$J$	$\beta$	$J$
Fukushima NS	0.422	0.746	0.238	0.784
Taft EW	0.345	0.731	0.479	0.655
El Centro NS	0.214	0.882	0.673	0.827

## 4.6 考察

ここまでに、数値解析および実験結果から本章の提案する複合型の動吸振器 TMD の制振性能を確認し、大地震による大きな振動応答を低減し適用できることを示してきた。引き続き複合型の動吸振器 TMD の基本性能を検討するために、複合型の動吸振器 TMD の衝突による制振特性、初期 High Response 特性およびエネルギー吸収性能について考察と詳細な検討を行う。

### 4.6.1 緩衝材への衝突による制振特性について

図 4-20 と図 4-21 は、地震波東北地方太平洋沖地震 NS と Taft EW による加振にて、前章で提案した緩衝材なしの動吸振器 TMD を用いる場合と、本章の提案する緩衝材ありの混合型の動吸振器 TMD を用いる場合との変位応答の数値解析結果である。

ここでは、大地震荷重による洋上プラントの振動応答を検討する目的で、地震波入力信号の振幅を大きくして加振したため、前章で提案した緩衝材なしの動吸振器 TMD を用いた時の TMD 副質量の運動があまり大きく、TMD の外枠フレームを超える現実でない変位応答が数値解析上で表現させて、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いる場合と比較し検討する。

図 4-20 と図 4-21 の縦軸は、洋上プラント主質量と TMD 副質量の相対変位を示す。点マークで囲む部分は緩衝材の領域を示し、縦軸に示す緩衝材の境界 $\pm 50\text{mm}$ は TMD の外枠フレームを示しており、緩衝材の内側に挟む空白部分は TMD 副質量が自由に運動できる自由領域であり、緩衝材の外側にある部分は外枠フレームの外側に当たり、数値解析上で TMD 副質量の変位がこのエリアに来た場合、すでに大地震により TMD 構造が破損していることを意味する。

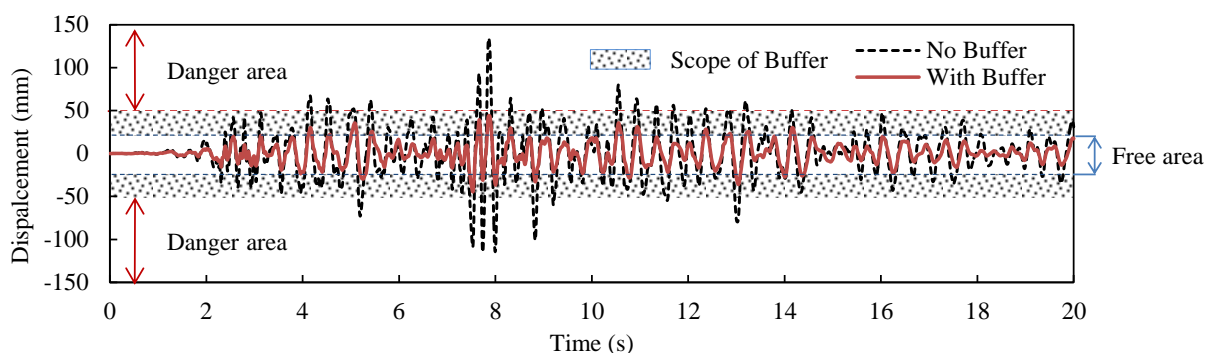


Figure 4-20 Relative displacement results for a TMD mass with a Fukushima NS seismic wave

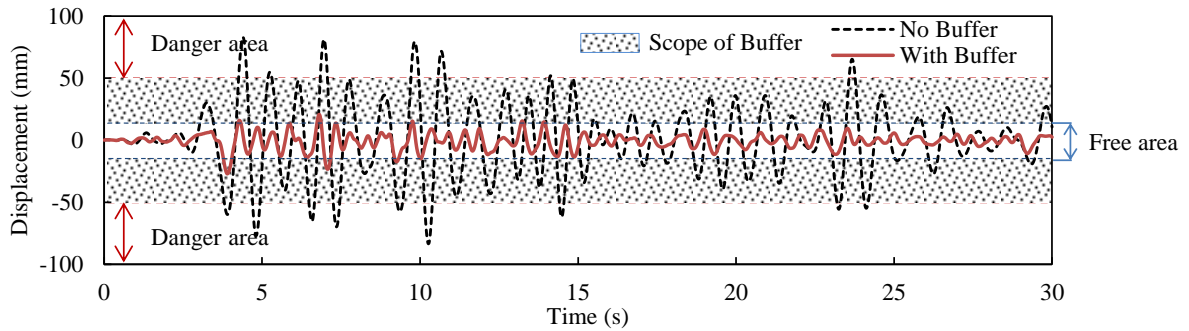


Figure 4-21 Relative displacement results for a TMD mass with a Taft EW seismic wave

図 4-20 と図 4-21 に示す数値解析の結果により、同じの大地震荷重を受ける場合、前章で提案した緩衝材なしの動吸振器 TMD を用いた時の相対変位がかなり大きく、すでに限界の  $\pm 50\text{mm}$  より大きい相対変位が発生している。一方、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いる場合は、緩衝材の衝撃振動エネルギー吸収性能により、相対変位が全て TMD フレームの中に収まり、緩衝材による制振効果が向上すると同時に、大地震荷重に対応できる安全性も確保できたと思われる。

#### 4.6.2 初期 High Response 性能について

ここでは、前章と同様に、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の初期 High Response 性能を検証するため、地震が発生する 3 秒以内に限定し、中心差分法を用いて洋上プラント振動モデルおよび混合型の動吸振器 TMD に関する運動方程式を解析した。洋上プラント主質量と TMD 副質量の運動開始時間を比較し、動吸振器 TMD の初期 High Response 性能について検討を行う。

地震の発生する初期条件を次式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \quad x_2^{(0)} = 0, \quad (4-22)$$

$$x_1^{(1)} = 0, \quad x_2^{(1)} = 0. \quad (4-23)$$

初期条件(4-22)と(4-23)を式(4-7)と式(4-8)に代入すると、次の時刻の変位  $x_1^{(2)}$  と

$x_2^{(2)}$  を得る。

$$x_1^{(2)} = \frac{-m_1 \ddot{x}_V \Delta^2 t}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} \quad (4-24)$$

$$x_2^{(2)} = -\ddot{x}_V \Delta^2 t \quad (4-25)$$

変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  の比は、次式で表される。

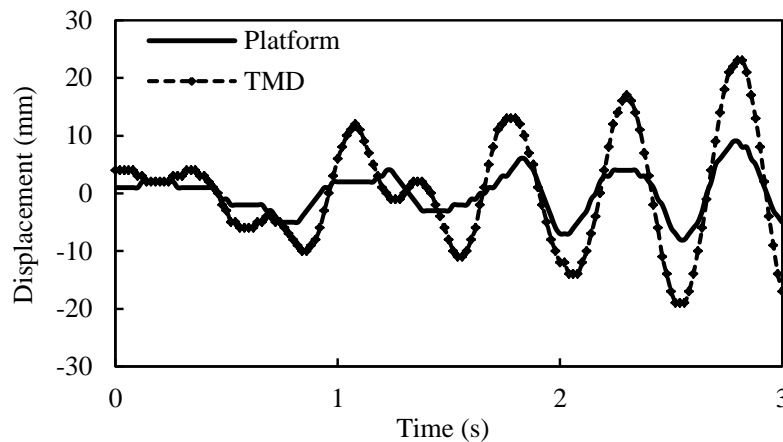
$$\frac{x_1^{(2)}}{x_2^{(2)}} = \frac{m_1}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} < 1. \quad (4-26)$$

すなわち、次の関係が存在する。

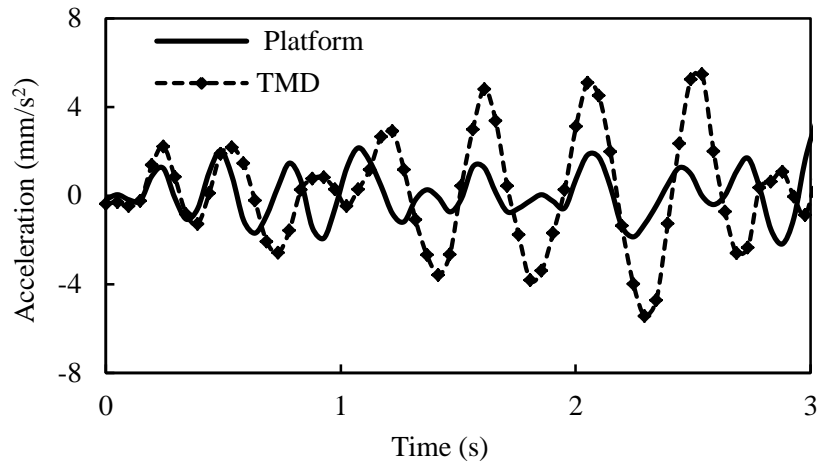
$$x_2^{(2)} > x_1^{(2)} \quad (4-27)$$

式(4-27)により、地震が発生する時に、動作開始後  $t_2$  における変位を比較した。動吸振器 TMD 副質量の変位  $x_2^{(2)}$  は、洋上プラント主質量の変位  $x_1^{(2)}$  より大きいことを示していることから、洋上プラント主質量より TMD 副質量のほうは先に運動し始まることが分かる。

この現象を検証するために、地震波 Taft EW を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振した時、開始から 3 秒後までの振動応答を求め、洋上プラント主質量と TMD 副質量の変位および加速度を比較した。その結果を図 4-22 に示す。図より、地震が発生する 3 秒以内では、すべての変位または加速度の結果から、洋上プラント主質量より、TMD 副質量のほうに先に運動し始めることを示している。よって、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の初期 High Response 特性を持つことが確認できた。



(a) Displacement responses



(b) Acceleration responses

Figure 4-22 Experimental responses for the Taft EW seismic wave

### 4.6.3 エネルギー吸収性能について

ここでは、本章の提案する複合型の動吸振器 TMD の衝撃振動エネルギー吸収性能を検討するため、同じ地震波で加振する条件の下で、前章で提案した緩衝材なしの動吸振器 TMD と、本章の提案する複合型の動吸振器 TMD を使用する場合における洋上プラットフォーム振動モデルのエネルギー吸収量をそれぞれ計算して、その結果を図 4-22 と図 4-23 に示す。

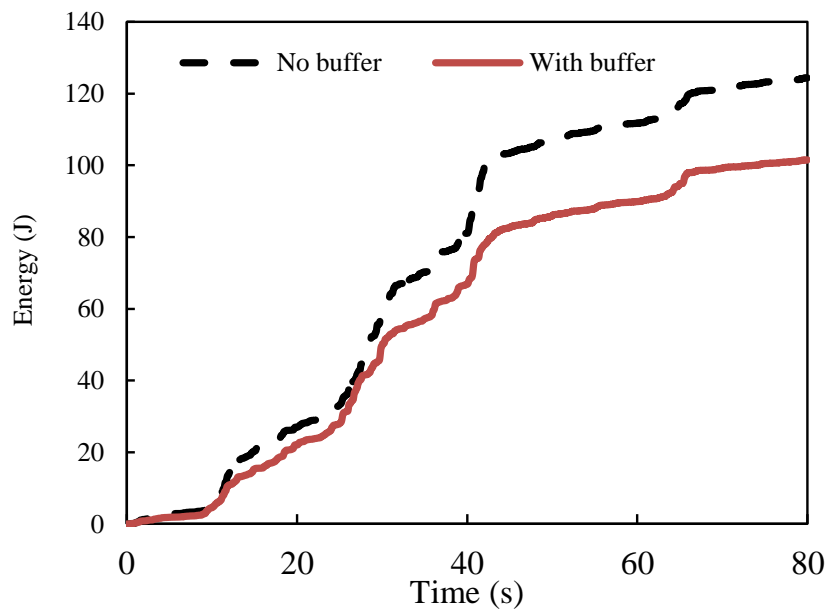


Figure 4-23 Cumulative energy dissipations with Fukushima NS seismic wave

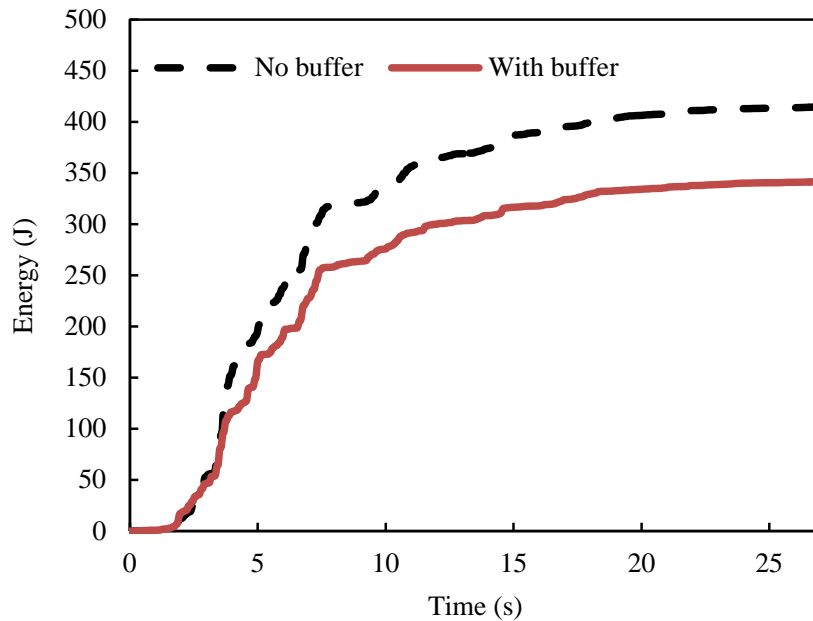


Figure 4-24 Cumulative energy dissipations with Taft EW seismic wave

図 4-22 は、東北地方太平洋沖地震 NS 波で加振する場合の衝撃振動エネルギー吸収量比較であり、図 4-23 は、Taft EW 波で加振する場合の衝撃振動エネルギー吸収量比較である。図より、緩衝材なしの動吸振器 TMD に比べ、本章の提案する複合型の動吸振器 TMD を使用したほうが、より多く衝撃振動エネルギーが吸収できることが確認できる。

#### 4.7 本章のまとめ

本章では、突発な地震に対応する初期 High Response 性能と、大地震による衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮したうえで、従来の動吸振器の構成と異なり、独自に混合型の動吸振器 TMD を提案した。また、数値解析と実験測定を用いて、提案した混合型の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムを検討して、以下の結論が得られた。

- (1) 本章の提案した混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用できる運動方程式を立て、中心差分法を用いて振動応答解析および振動実験測定を組み合わせ、振動応答解析および制振効果の検証方法を確立した。その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことより、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。
- (2) 複合型の動吸振器 TMD の設計として重要なギャップ幅を、正弦波および地震波の加振条件の下で設定する方法を考案した結果。本章の取り扱う洋上プラント振動モ



デルとして最適な距離係数は 17%であることが分かった。

- (3) 混合型の動吸振器 TMD の設計法として、洋上プラント振動モデルと混合型の動吸振器 TMD の 1 次固有振動数を一致させる方法を適用した。その結果数値解析と実験測定による検証を行い、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の設計法の有効性が確認できた。
- (4) 数値解析および実験測定の結果から、本章で提案した混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する場合、突発な地震に対応する初期 High Response 性能と、大地震による衝撃振動エネルギー吸収性能を発揮し効果があることが確認できた。
- (5) 正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの角度から詳しく検証を行い、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いて確実に洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定性的に確認できた。
- (6) 地震波加振による制振評価指標を用いて、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、地震波東北地方太平洋沖地震(Fukushima) NS で加振した場合、変位応答の平均値は 25.4%、変位応答の最大値は 42.2% 低減し、加速度応答の平均値は 21.6%、加速度応答の最大値は 23.8% 低減した。また、地震波 Taft EW で加振した場合、変位応答の平均値は 26.9%、変位応答の最大値は 47.9% 低減し、その加速度応答の平均値は 34.5%、加速度応答の最大値は 47.9% 低減した。地震波 El Centro NS で加振した場合、その変位応答の平均値は 11.8%、変位応答の最大値は 21.4% 低減し、その加速度応答の平均値は 17.3%、加速度応答の最大値は 67.3% 低減した。
- (7) 本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いて確実に洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定量的に確認できた。
- (8) 混合型の動吸振器 TMD に使用している緩衝材への衝突による制振性能や衝撃振動エネルギー吸収性能などについて詳細な検討を行い、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD に関する有益な知見を得られた。
- (9) 本章の提案した混合型の動吸振器 TMD は、地震の初期には瞬時に応答できる制振性能を持っていると同時に、大地震が発生する時に有効に衝撃振動エネルギーを吸収することができる。これまで存在していた、洋上プラントに TMD を適用する際の動吸振器 TMD の設計に競合していた 2 種類の問題を 1 つの動吸振器 TMD の中に取り込む方式による解決することができた。

# 第5章 非線形の永久磁石式動吸振器による 洋上プラントの地震応答低減技術

前章では、地震初期の突然衝撃振動に対応する初期 High Response 特性と、大地震の高い衝撃振動エネルギーを吸収する性能を同時に考慮して、混合型の動吸振器 TMD を提案し、数値解析と実験測定によって提案した混合型の動吸振器 TMD の制振特性などを検証した。従来、前章の検討と同様に、ばね-質量-ダンパーから構成した線形特性をもつ動吸振器 TMD が数多く開発され、有効な制振装置とされている。

一般に、ばね-質量-ダンパーから構成した線形をもつ動吸振器 TMD は、共振周波数に近い周波数加振荷重に対してのみ制振効果が顕著に持っており、他の周波数加振荷重に対する制振効果が大幅に低下する欠点があり、より幅広い周波数範囲の加振荷重に対応できる新しい動吸振器 TMD の研究開発は大きな課題となっている。

本章では、この問題を解決する試みとして、同極の永久磁石間の反発力と距離との非線形関係を活かして、通常のばねの弾性復元力の代わりに、TMD 構造の振動システムに適用して、新たな非線形動吸振器 TMD を提案し検討を行う。

## 5.1 非線形の磁石動吸振器 TMD の提案

本章の提案する磁石動吸振器 TMD は、通常のばね-質量システムの代わりに、図 5-1 に示す永久磁石-質量を利用して考案する。

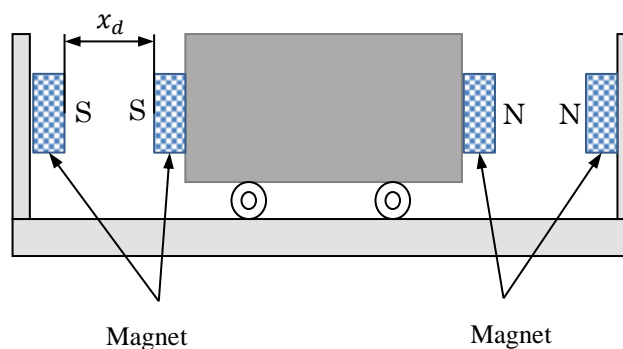


Figure 5-1 Model of magnet damper

図 5-1 では、中央部にある移動質量の両側に永久磁石を取り付けて、さらにその外側

にある固定フレームに同様な永久磁石を取り付ける。永久磁石と対面する永久磁石の間に、同極の永久磁石による反発力を利用して振動システムを構成する。もし地震のような外部振動荷重を受け移動質量が左側に揺れると、左側の磁石と移動質量の距離が縮小し、左側の磁石の反発力が強くなり移動質量を右側に押し出し、同様に、移動質量が右側に揺れると、右側の磁石の反発力が強くなり移動質量を左側に押し出す。この動作により主構造の振動を抑制することが考えられる。

このように、ばね—質量の代わりに永久磁石—質量を適用する場合、最も大きな違いとしては、復元力と質量の変位の間に非線形の関係があることが挙げられる。その特性を利用して、動吸振器 TMD の適用周波数範囲が広がることを期待し検討を行う。

通常、2 つの永久磁石の間に存在する反発力  $f$  は、永久磁石の表面間の距離  $x_d$  の自乗に反比例する形で与えられる。ただし、図 5-1 に示すように、本章の考案する永久磁石—質量の動吸振器 TMD には、4 つの永久磁石が互いに影響しながら構成されており、移動質量が運動する時に永久磁石間の反発力の関係がより複雑になる。

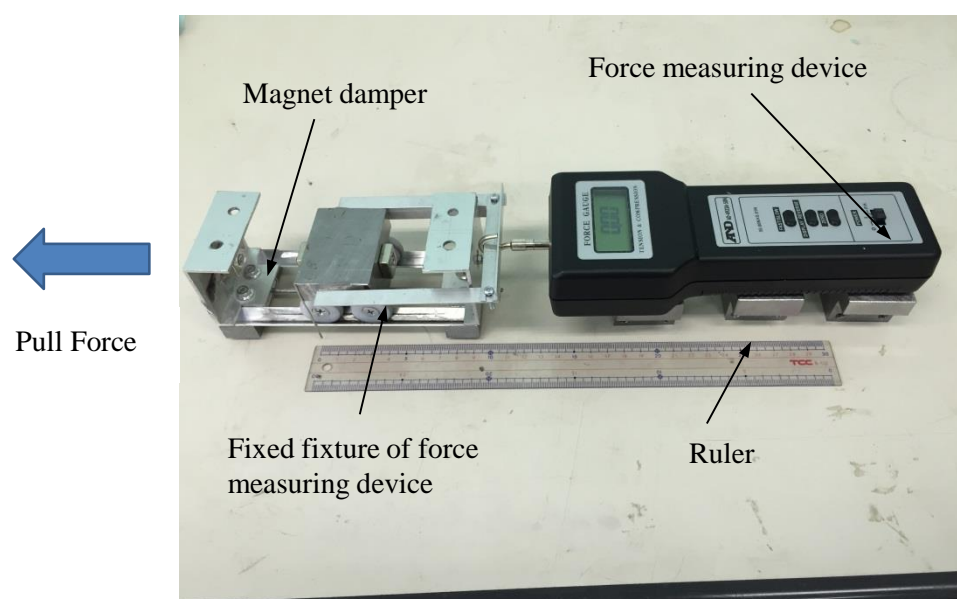


Figure 5-2 Model of experiment method

実際に図 5-1 に示す永久磁石—質量の動吸振器 TMD の永久磁石間の反発力と永久磁石の表面間の距離の関係を定量的に把握するため、図 5-2 に示す実験装置を使い測定する。図 5-2 では、反発力の計測に用いるフォースゲージ（型番: AD-4932A-50N）は台湾 A&D 社製で、その測定精度は 0.01N であり、測定する際に、外力で動吸振器 TMD の外枠フレームを左方向へ引っ張って、横に設置するメジャーを使い、永久磁石の移動

距離  $x_d$  を読み取り、さらにフォースゲージから永久磁石の反発力  $f$  を測定する。

図 5-3 は、永久磁石の移動距離  $x_d$  と永久磁石の反発力  $f$  の測定結果である。図中より、移動距離  $x_d$  は 0 の時、質量は中央にある平衡位置にあるので、反発力  $f$  は 0 になるが、移動距離  $x_d$  は大きくなるにつれて、反発力  $f$  は移動距離  $x_d$  と明らかに非線形関係となる。特に移動距離  $x_d$  が 15mm 以上になると、反発力  $f$  は急激に大幅に高くなる傾向が見えられる。

図 5-1 に示す動吸振器 TMD として、質量が移動する初期段階では、永久磁石の反発力  $f$  は小さく、質量の移動距離は大きくなり、特に質量の移動距離がある一定値を超えてから反発力は急激に高くなること特性は。前章の提案した混合型の動吸振器 TMD において、振動初期に副質量が早く応答するように復元力が小さく、振動の振幅が大きい時にエネルギー吸収のため復元力が大きくする性能要求と一致するので、永久磁石一質量から構成する動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルの制振装置として適用できることが期待できると思われる。

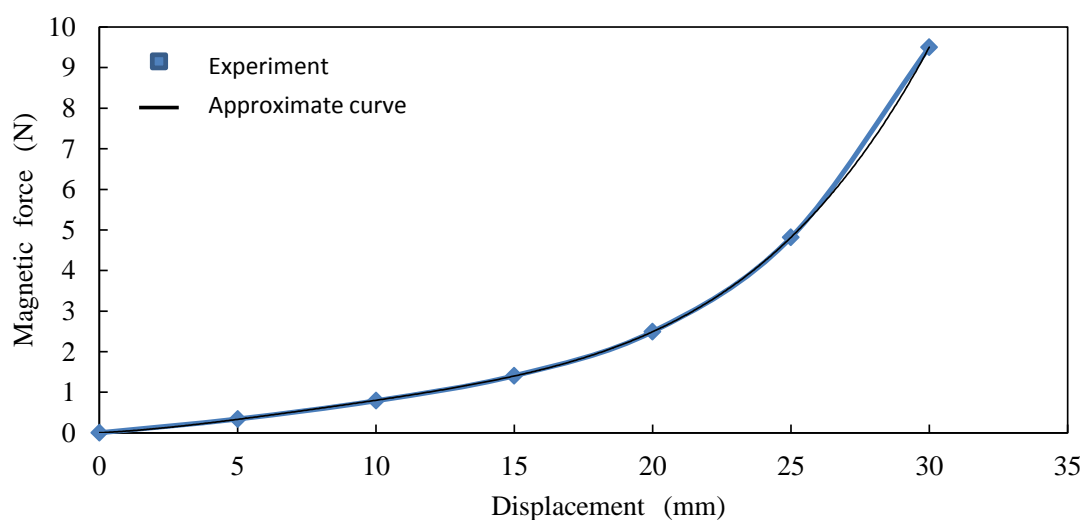


Figure5-3 Repelling force of magnet damper

数式的に図 5-3 に示す永久磁石の移動距離  $x_d$  と永久磁石の反発力  $f$  の関係を表現するため、多項式で測定結果に対して補間解析を行い、得られた非線形補間関係式は次式のように表される。

$$f = -0.0008x_d^3 + 0.01x_d^2 + 0.0323x_d \quad (5-1)$$

さらに、式(5-1)に対して移動距離  $x_d$  に関する微分をすれば、次式のような永久磁石による等価ばね定数  $k_m$  が得られる。

$$k_m = \frac{\partial f}{\partial x_d} = -0.0024x_d^2 + 0.02x_d + 0.0323 \quad (5-2)$$

式(5-2)より、永久磁石による等価ばね定数 $k_m$ は強い非線形特性を有しており、また、  
 図 5-3 により、式(5-2)の近似精度は非常に高いことが判る。

以上のように検討した永久磁石－質量の振動システムを用い、図 5-4 に示すような非線形特性を持つ永久磁石式動吸振器 TMD を提案する。

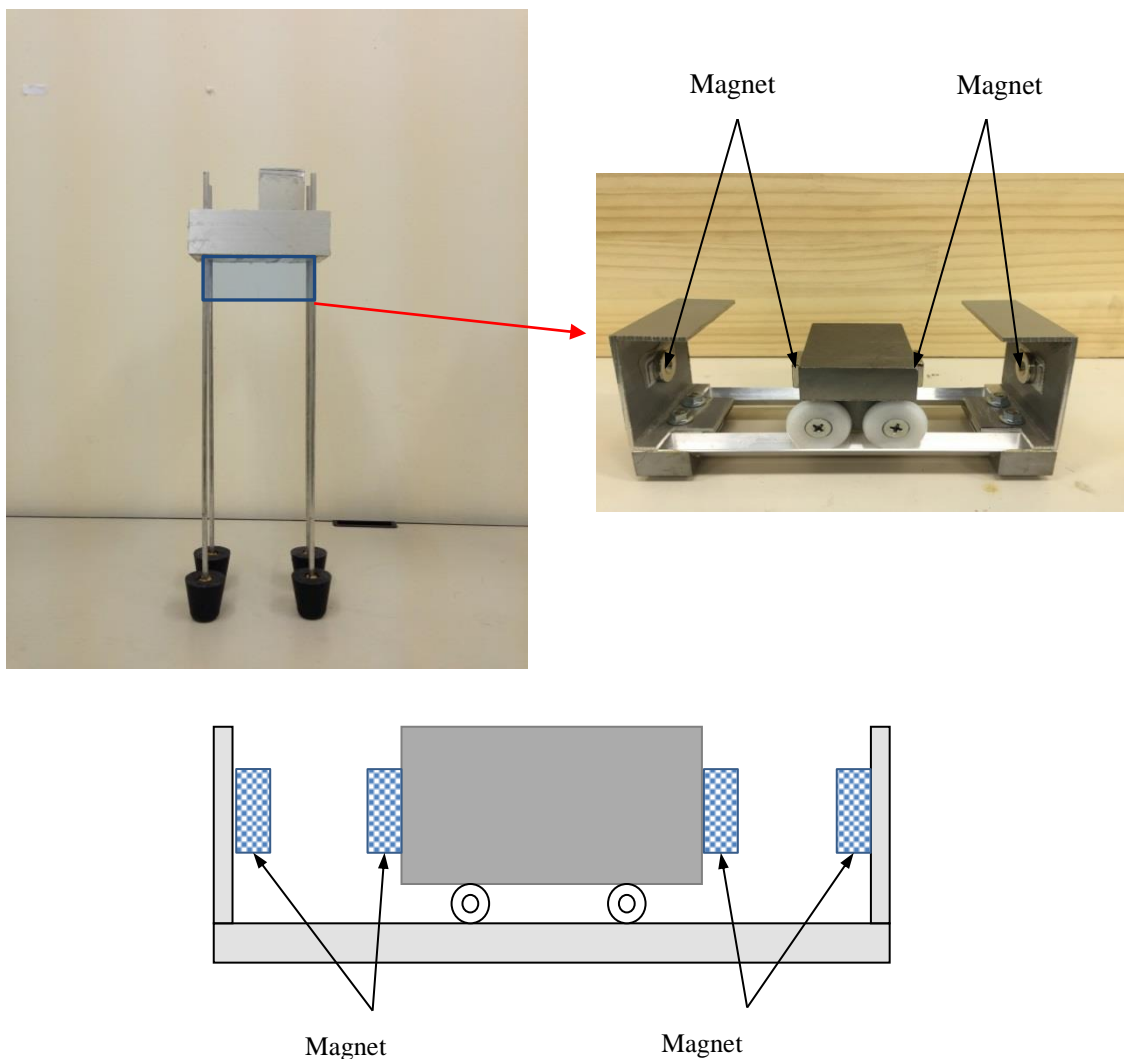


Figure 5-4 Model of magnet damper

図 5-4 により、本章の提案する永久磁石式動吸振器 TMD は、従来の TMD 構造の弾性ばねの代わりに永久磁石利用するものとも言える。従来の TMD 構造は、質量と弾性ばねから構成されるが、図 5-4 の右図に示すように本章の提案する永久磁石式の動吸振

器 TMD の質量部の両側に永久磁石を取り付け、対向する外枠にも永久磁石を設置して構成している。地震波で洋上プラントが加振されると、洋上プラント主質量と TMD 副質量の間に相対変位が生じて、永久磁石による反発力が大きくなり、従来の動吸振器 TMD の弾性ばねと同様な効果が発揮することができる。

実際に永久磁石式動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する場合、図 5-4 の左図に示すように、洋上プラントの上部にある主質量の下に永久磁石式動吸振器 TMD を取り付ける。また、大地震で TMD 副質量が激しく振動して極端に外枠に接近する場合、理論上では永久磁石の同極同士が距離の 0 に近い所まで接近させる時に反発力が無限大になり、すなわち、永久磁石式の動吸振器 TMD の副質量は外枠フレームに衝突することはないので、永久磁石式の動吸振器 TMD の安全確保ができていないと考えられる。

## 5.2 解析モデル及び運動方程式

前節で考案した永久磁石式の動吸振器 TMD の有効性を確認するために、洋上プラント振動モデル、動吸振器 TMD および水槽を図 5-5 に示すように単純化して、さらに図 5-6 に示すような 2 自由度の振動解析モデルとして考える。

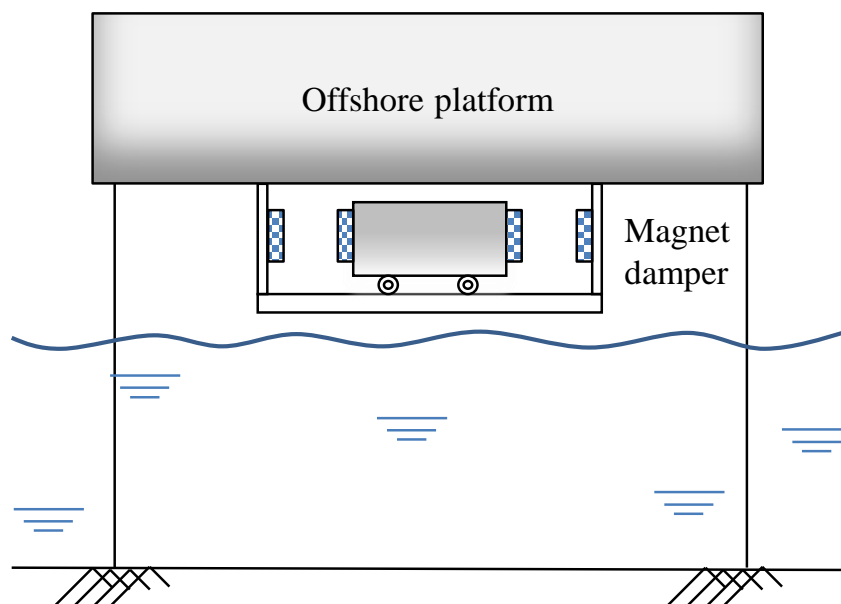


Figure5-5 Schematic of a jack-up offshore platform with Magnet damper

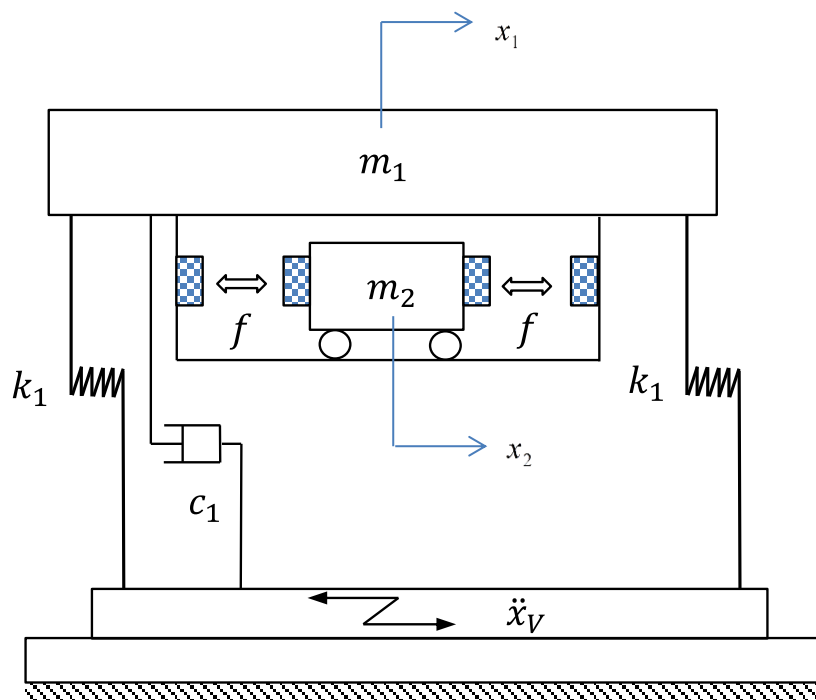


Figure 5-6 Systemic model of a jack-up offshore platform with Magnet damper

図 5-6 では、 $m_1$ は洋上プラントの主質量、 $k_1$ は洋上プラントの細長い脚から換算した等価ばね定数、 $c_1$ は水抵抗から等価した減衰係数、 $m_2$ は TMD の副質量、 $f$ は永久磁石の反発力である。 $\ddot{x}_v$ は地震入力加速度信号である。洋上プラントの主質量の変位を  $x_1$ 、TMD の副質量の変位を  $x_2$  とする。

図 5-6 に示す解析モデルの運動方程式は以下のように表される。

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - k_m (x_2 - x_1) = -m_1 \ddot{x}_v, \quad (5-3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_m (x_2 - x_1) = -m_2 \ddot{x}_v, \quad (5-4)$$

ここで、永久磁石による反発力から換算した等価ばね係数  $k_m$  は実験から得られた非線形の補間式(5-2)で与えるが、ただし、図 5-3 に示す移動距離  $x_d$  は、洋上プラントの主質量の変位  $x_1$  と TMD の副質量の変位  $x_2$  の差で表し、次式で計算される。

$$x_d = |x_1 - x_2| \quad (5-5)$$

### 5.3 中心差分法による振動応答解析

ここでは、前章と同様に2次精度を持つ中心差分法を利用して、運動方程式(5-3)と(5-4)を解くには、加速度と変位は、次式のように表される。

$$\ddot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - 2x^{(i)} + x^{(i-1)}}{\Delta^2 t} \quad (5-6)$$

$$\dot{x}^{(i)} = \frac{x^{(i+1)} - x^{(i-1)}}{2\Delta t} \quad (5-7)$$

式(5-6)と式(5-7)を運動方程式(5-3)と式(5-4)に代入して、洋上プラント主質量の変位  $x_1$  と TMD 副質量の変位  $x_2$  を次のように得られる。

$$x_1^{(i+1)} = \frac{(2m_1 - k_1\Delta^2 t - k_m\Delta^2 t)x_1^{(i)} + k_m\Delta^2 t x_2^{(i)} + (-m_1 + 0.5c_1\Delta t)x_1^{(i-1)} - m_1\ddot{x}_V\Delta^2 t}{m_1 + 0.5c_1\Delta t} \quad (5-8)$$

$$x_2^{(i+1)} = \frac{(2m_2 - k_m\Delta^2 t)x_2^{(i)} + k_m\Delta^2 t x_1^{(i)} - m_2 x_2^{(i-1)} - m_2\ddot{x}_V\Delta^2 t}{m_2} \quad (5-9)$$

初期条件は次の式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, \quad \dot{x}_1^{(0)} = 0, \quad \ddot{x}_1^{(0)} = 0 \quad (5-10)$$

$$x_2^{(0)} = 0, \quad \dot{x}_2^{(0)} = 0, \quad \ddot{x}_2^{(0)} = 0 \quad (5-11)$$

初期条件(5-10)と式(5-11)を式(5-6)と(5-7)に代入すると、次の時刻の変位を得る。

$$x_1^{(1)} = 0, \quad x_2^{(1)} = 0 \quad (5-12)$$



次に、変位  $x_1^{(0)} = 0$ 、 $x_2^{(0)} = 0$ 、 $\dot{x}_1^{(1)} = 0$ 、 $\dot{x}_2^{(1)} = 0$  を式(5-8)と式(5-9)に代入して計算すれば、次の時間ステップの変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  が得られる。このように時間ステップ  $t_i$  について、繰り返し計算して行けば、全ての時間ステップの変位  $x_1^{(i+1)}$  と  $x_2^{(i+1)}$  が得られる。

ここでは、永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した振動応答問題に中心差分法を用いる数値解析精度を検証するため、同じ正弦波を入力した際に、それぞれ数値解析と実験測定を行い、洋上プラント振動モデルの時系列変位応答を図 5-7 に示す。図中より、解析結果と実験結果が良く一致していることが分かる。よって、本研究の考案した中心差分法を用いる数値解析法と、振動実測システムを利用することで、洋上プラントの振動応答特性を正確に解析できることが確認できた。

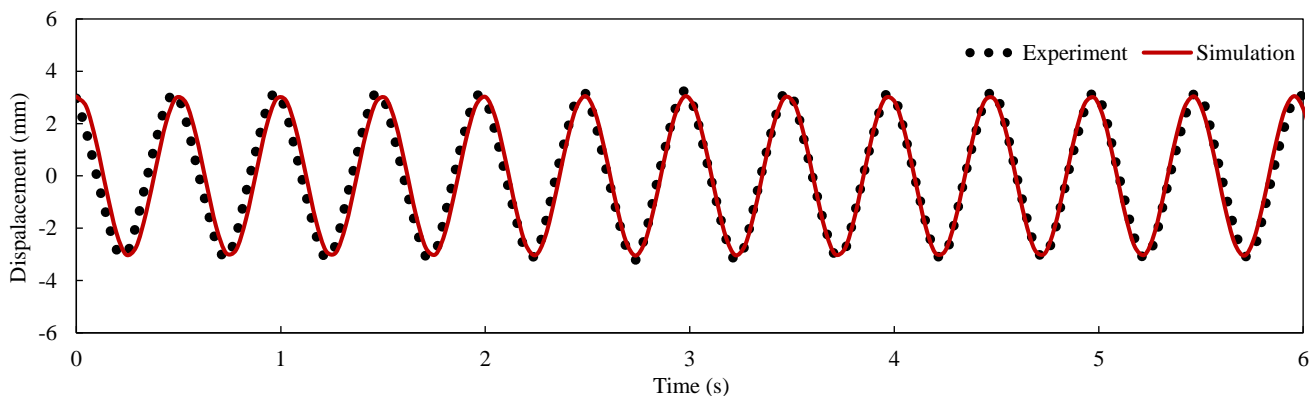


Figure 5-7 Displacements of the offshore platform model under sinusoidal excitation

## 5.4 振動実験による制振効果の検証

本章の振動実験に使用する測定システムは図 5-8 に示すように、信号発生器、加振コントローラ、振動台、加速度センサー、レーザー変位計、FFT アナライザーと結果処理用パソコンから構成される。

前章と同様に、実際の洋上プラントを 1/200 スケールに縮尺した小型実験モデルを製作し、水槽中の砂の高さは 80 mm、水の深さ 400 mm とした。洋上プラント振動モデルの主質量は 2.346kg、TMD の副質量は 0.591kg、水から洋上プラントへの減衰係数は 0.012 である。さらに、水槽を振動台に固定させ、信号発生器から地震加速度波を加振コントローラおよび振動台に送り、地震荷重による洋上プラント振動モデルの振動応答

実験を実施する。

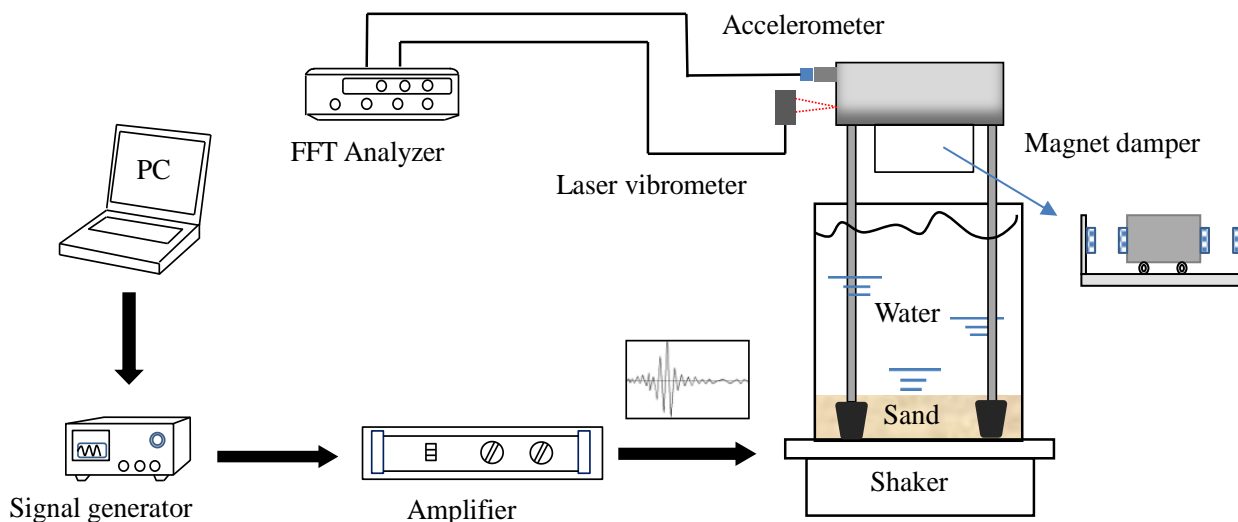


Figure 5-8 Diagram of the testing system

### 5.4.1 動吸振器 TMD の最適同調

永久磁石の動吸振器 TMD を利用して、洋上プラント振動モデルの振動応答を最大限に低減するように、前章と同様に動吸振器 TMD の最適同調を行う必要がある。

まず、永久磁石の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに取り付けて、洋上プラント主質量と TMD 副質量の間に相対変位を発生しないように固定させた状態で、洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を測定した後、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で順番に正弦波で加振する Sweep 波を与え、洋上プラント振動モデルの周波数応答関数を測定し、その周波数応答関数グラフから、洋上プラント振動モデルの 1 次固有周波数を求める。その結果、図 5-9 に示すように永久磁石の動吸振器 TMD を取り付けた洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数は 2.64Hz となった。

次に、永久磁石式 TMD を洋上プラント振動モデルから外し、振動台の上台面に固定した後、振動台に周波数 0~8Hz の範囲を 0.02Hz の間隔で Sweep 波を与えて、動吸振器 TMD の固有振動数を測定する。その結果、式(5-2)に示す永久磁石による反発力から換算した漸硬性の非線形等価ばね剛性に起因して、得られた周波数応答関数は図 5-10 に示すように、ジャンプ現象を含めた不安定な周波数応答曲線になっている。比較のため、Sweep 加振の強度を変更して測定した周波数応答曲線を図 5-10 に示している。図

中より、通常のばね-質量系が図 5-9 のように単点ピークの形の周波数応答関数と異なって、漸硬性のある非線形の等価ばね剛性をもつ永久磁石-質量系の周波数応答関数は 1.5Hz~3.5Hz の範囲で高い値となっていることが分かる。

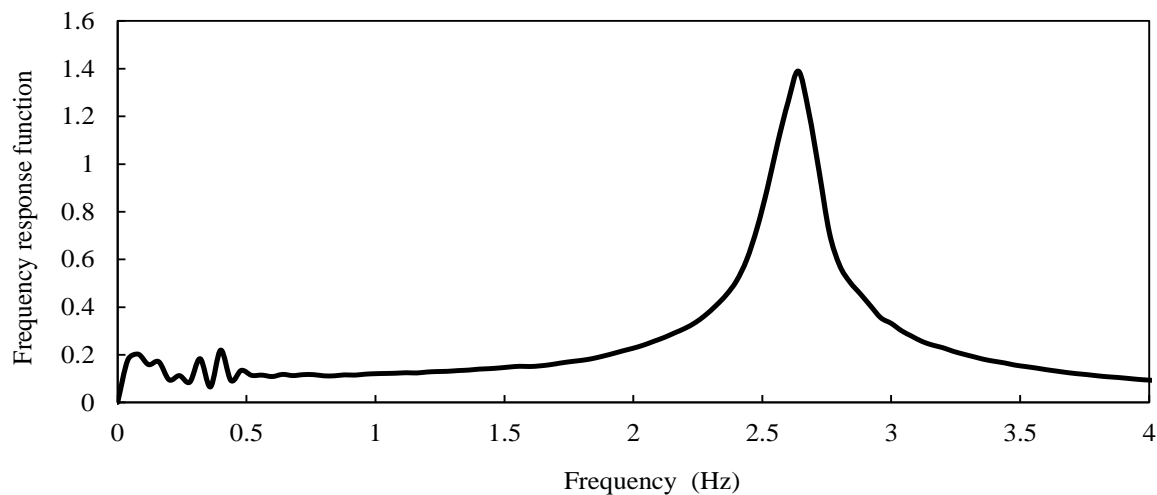


Figure 5-9 Frequency response analysis of offshore platform

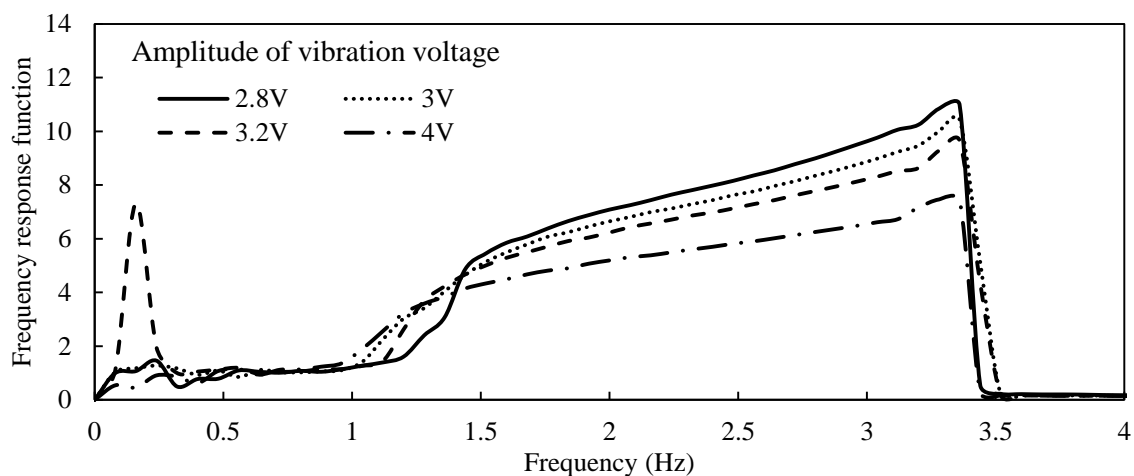


Figure 5-10 Frequency response analysis of the magnet damper at different vibration amplitude

この周波数応答特性を利用して、ここでは、図 5-11 に示すように洋上プラント振動モデルの固有振動数 2.64Hz が、動吸振器 TMD の周波数応答の最も高い領域 1.5Hz~3.5Hz の中央付近になるように、洋上プラントと動吸振器 TMD の構成パラメータを調整して、洋上プラントの制振特性を検討する。

## 5.4.2 周波数応答による制振効果の検証

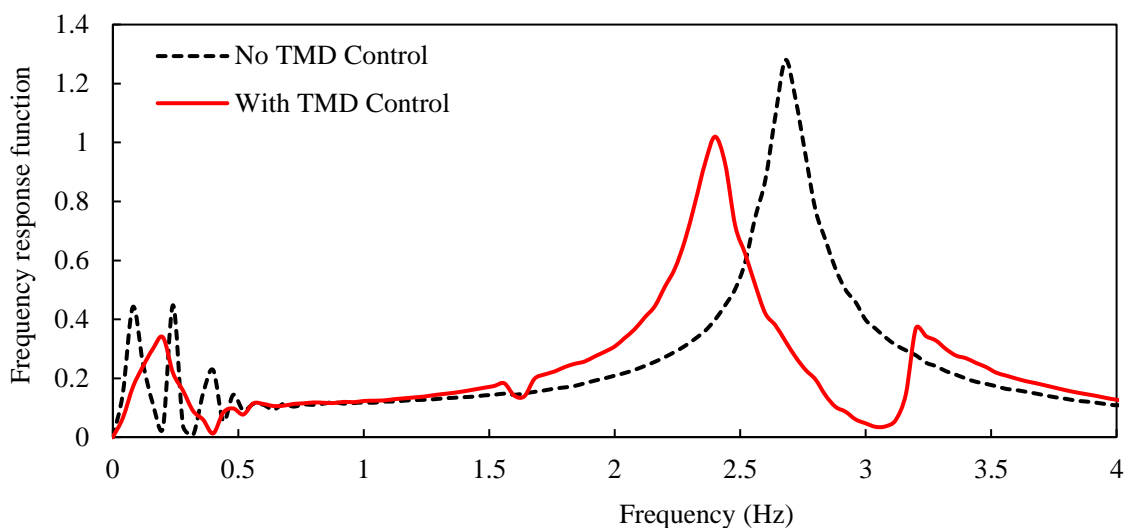


Figure 5-11 Frequency response function of the offshore platform

図 5-11 にスイープ加振実験で得られた共振曲線の検証結果を示す。スイープ加振実験では、スイープ振動数として 0.1Hz~5Hz の間に 0.05Hz 間隔で順番に異なる振動数の正弦波を入力し、洋上プラント主質量の変位周波数応答の共振曲線を描いた。

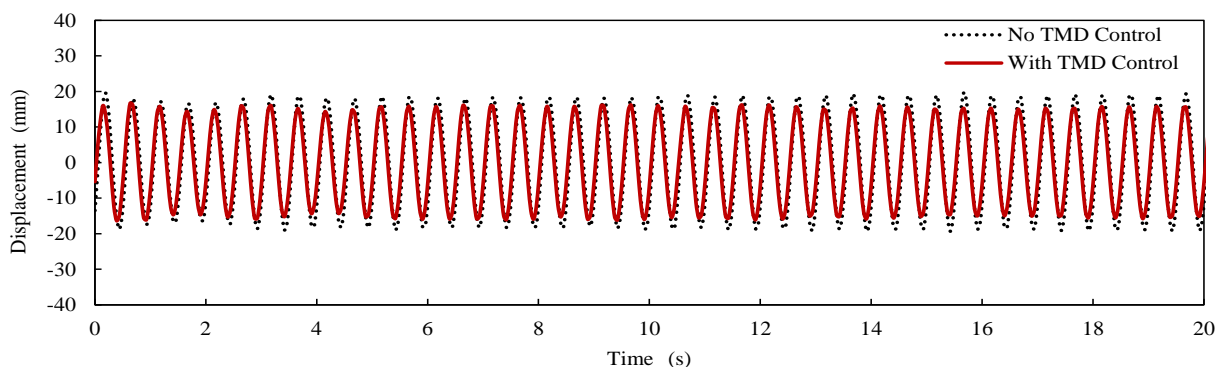
図中より、非制振時に比べ、制振装置 TMD の使用するほうが、制振対象の共振点における応答が 1 つの大きな共振ピークから 2 つの小さい共振ピークに分解して全体的に低減する傾向が見え、これは永久磁石の回復力の非線形性能からの影響によるものだと考えられる。しかし、第 2 章と第 4 章の提案した質量-ばねから構成する線形型の動吸振器に比べて、平均的な制振効果がある程度もつことが確認されているが、まだ大きな改善余地があることを示している。

## 5.4.3 正弦波による制振効果の検証

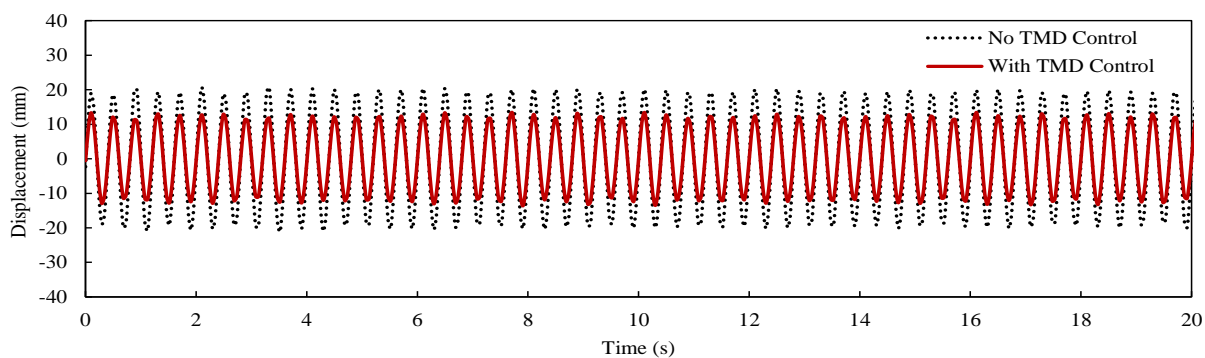
永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を検証するため、周波数 2Hz、2.5Hz、と 3Hz の正弦波を加振信号として振動台に入力して、永久磁石式の動吸振器 TMD を使用すると使用しない 2 つの測定ケースに分けて、それぞれ振動応答を測定した結果を図 5-12、図 5-13 に示す。

図では、黒い点線は動吸振器 TMD を使用しない場合、赤い実線は動吸振器 TMD を使用する場合の洋上プラントの応答を示している。図 5-12 は洋上プラントの変位応答であり、図 5-13 は洋上プラントの加速度応答である。

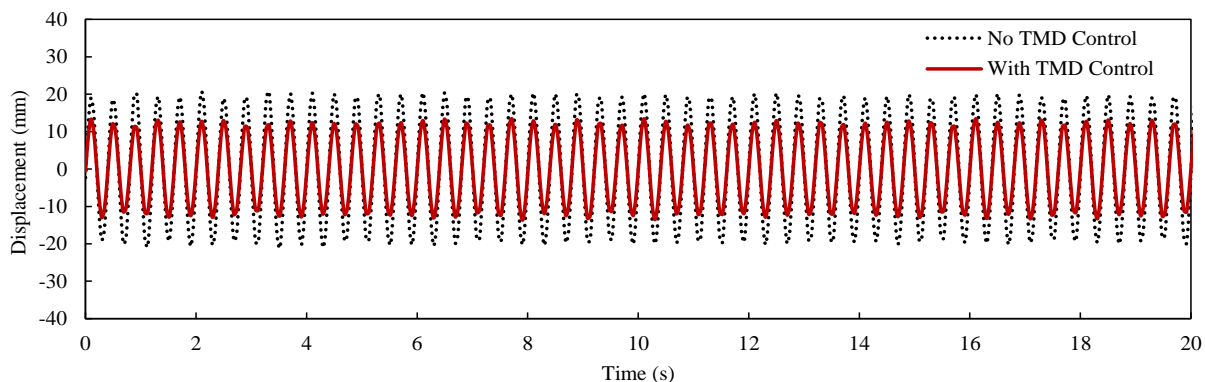
図より、洋上プラント振動モデルの振動応答が低減されていることが確認できる。特に、正弦波 2.5Hz と 3Hz における永久磁石式の動吸振器 TMD は良好な制振性能を有すると言える。



(a) Displacement results for sinusoidal sweep signal at 2Hz

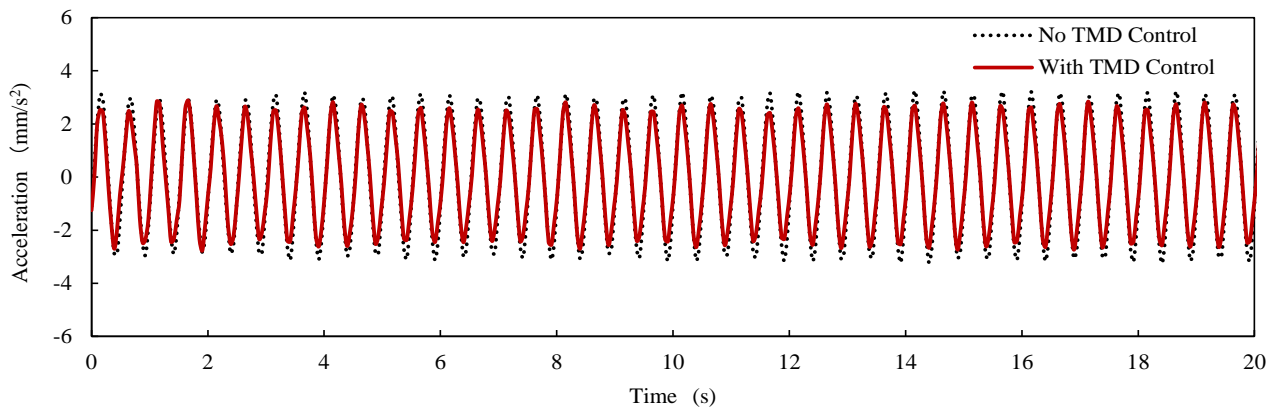


(b) Displacement results for sinusoidal sweep signal at 2.5Hz

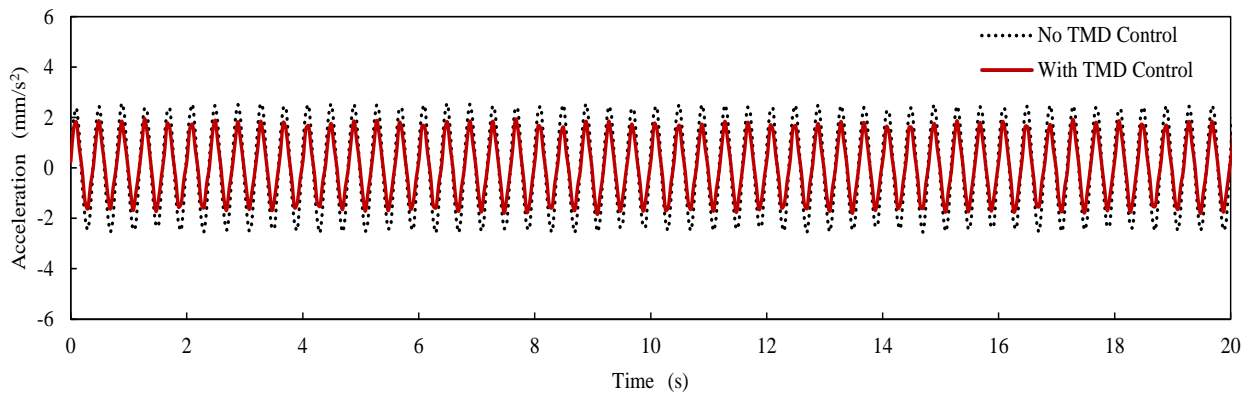


(c) Displacement results for sinusoidal sweep signal at 3Hz

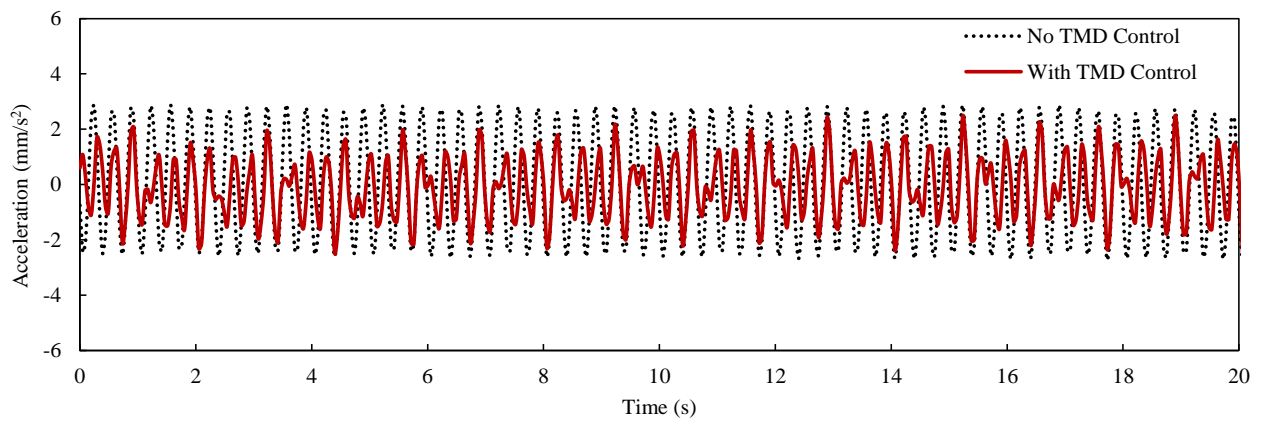
Figure 5-12 Displacement results for sinusoidal sweep signal



(a) Acceleration results for sinusoidal sweep signal at 2Hz



(b) Acceleration results for sinusoidal sweep signal at 2.5Hz



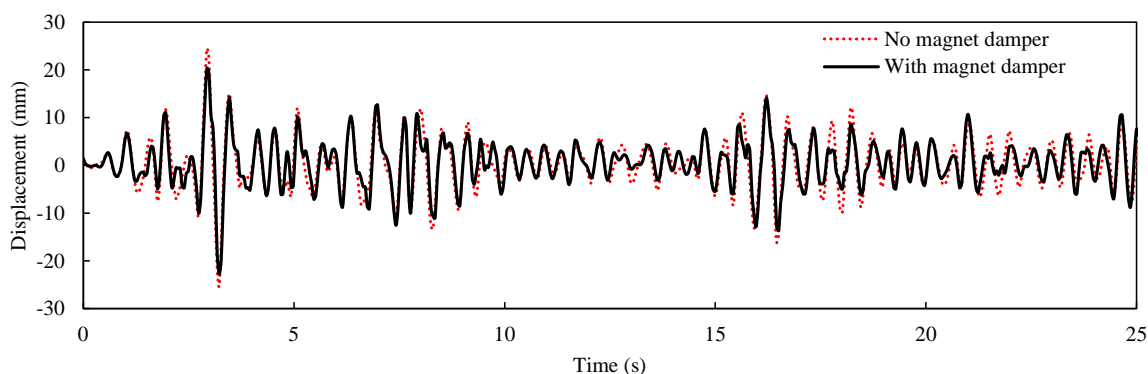
(c) Acceleration results for sinusoidal sweep signal at 3Hz

Figure 5-13 Acceleration results for sinusoidal sweep signal

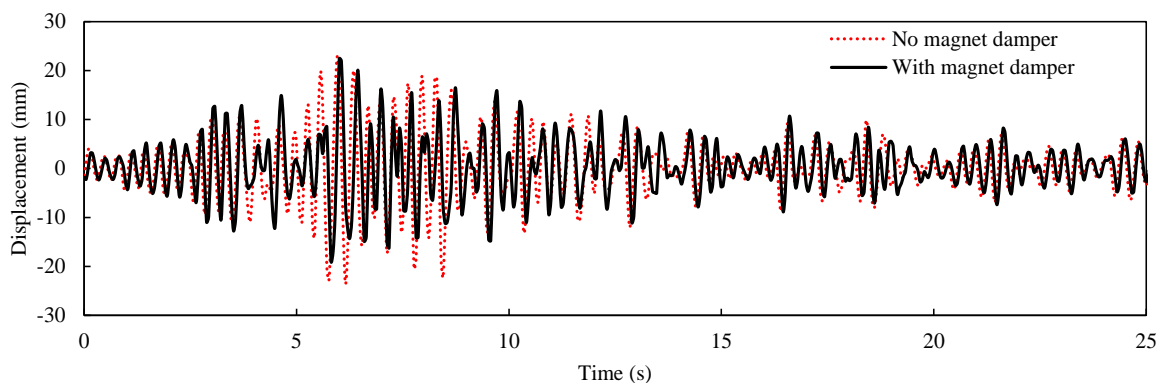
#### 5.4.4 地震波による時間領域の制振効果の検証

ここでは、実際の地震加速度波形の El Centro NS 地震波と Taft EW 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振し、それぞれの洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度を測定した。結果を図 5-13、図 5-14 に示し、図中の赤い点線は TMD 制振なしの結果で、黒い実線は TMD 制振ありの結果である。

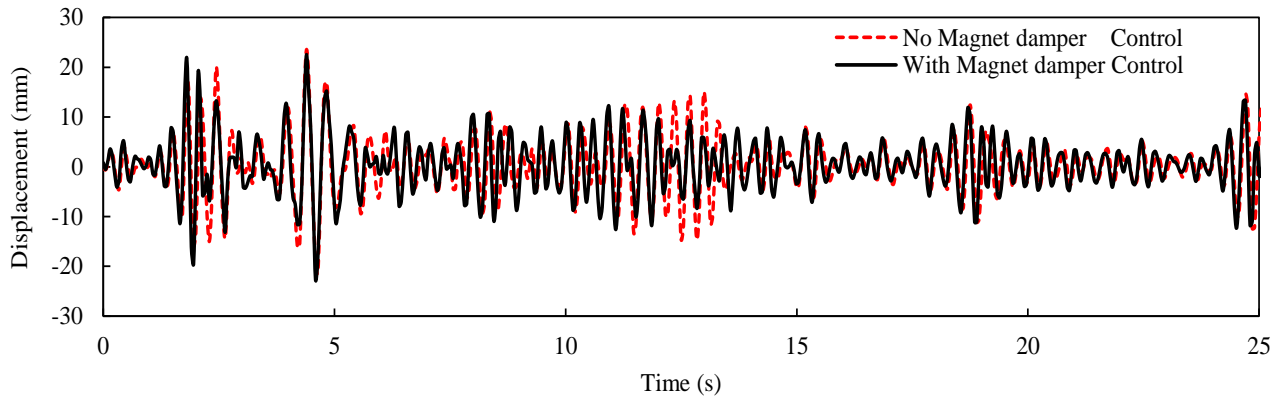
図 5-14(a)、(b)と(c)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震(Fukushima) NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の変位の測定結果である。図 5-15(a)、(b)と(c)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量の加速度の測定結果である。



(a) Displacement result under the El-Centro NS seismic wave

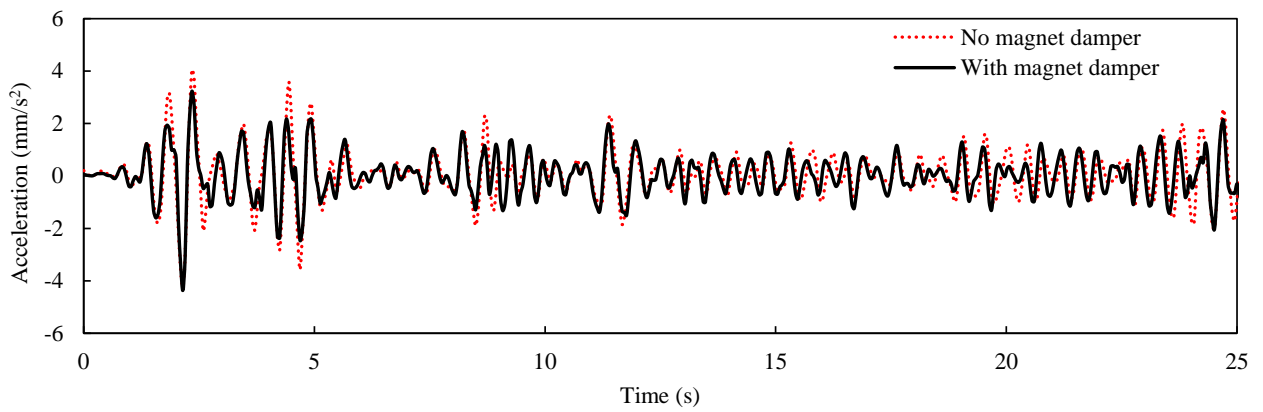


(b) Displacement result under the Taft EW seismic wave

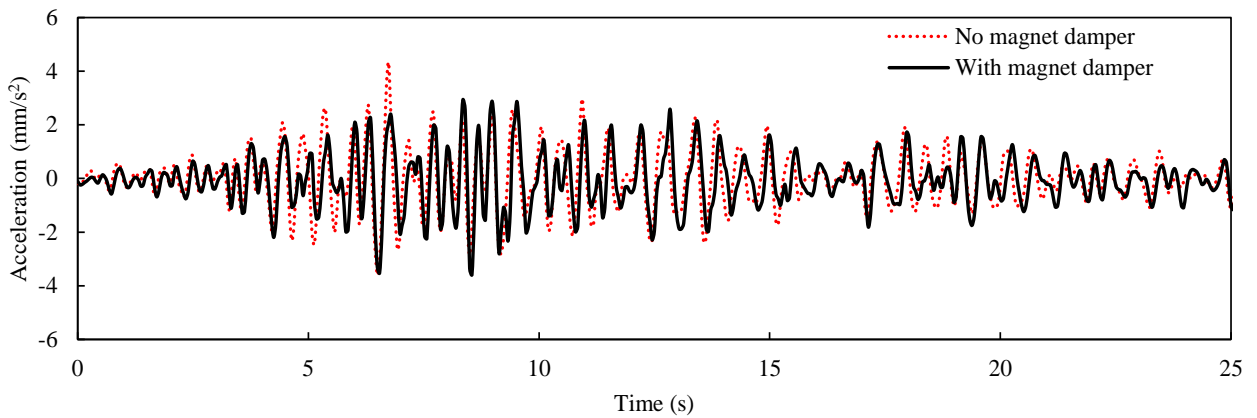


(c) Displacement result under the Fukushima NS seismic wave

Figure 5-14 Displacement responses of the platform subjected to the El-Centro NS, Taft EW and Fukushima NS seismic waves

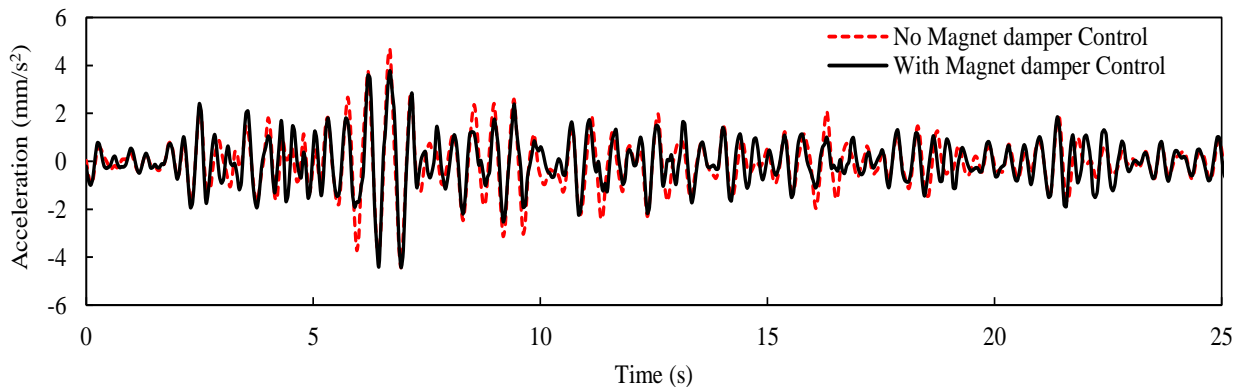


(a) Acceleration result under the El-Centro NS seismic wave



(b) Acceleration result under the Taft EW seismic wave





(c) Acceleration result under the Fukushima NS seismic wave

Figure 5-15 Acceleration responses of the platform subjected to the El-Centro NS, Taft EW and Fukushima NS seismic waves

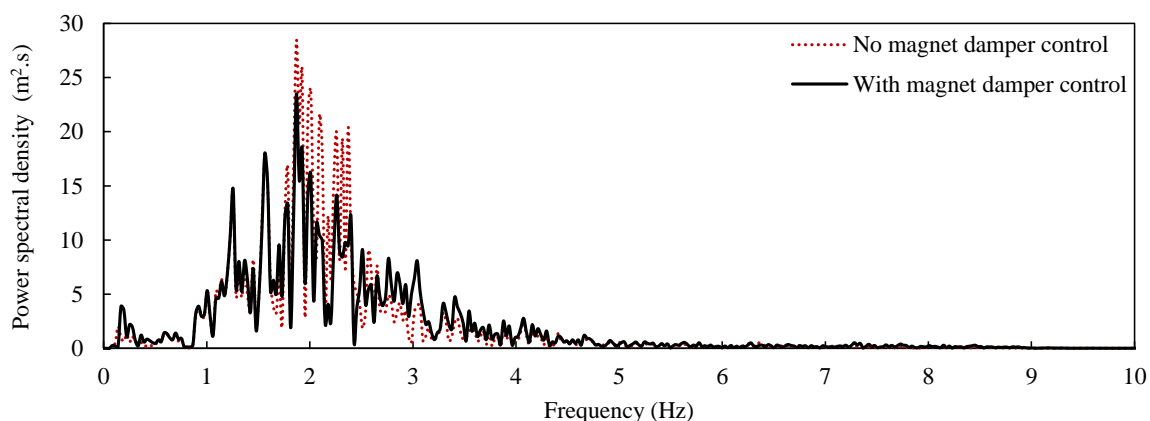
図 5-14、図 5-15 に示す時間領域における変位と加速度の結果より、次の結論が得られる。

- (1) 永久磁石式の動吸振器 TMD を使用しない状態に比べ、永久磁石式の動吸振器 TMD を使用したほうが、時間領域における変位と加速度は低減することが確認できた。
- (2) 前章までのばね-質量系から構成する動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答が元々激しい部分の変位と加速度は比較的に大きく低減され、地震による振動応答が元々小さい部分の変位と加速度の制振効果が比較的に小さい傾向があるが、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答振幅の大小と関係なく、広い範囲で低減する傾向が見える。これは、図 5-9 に示す非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のピーク幅が比較的に広い範囲であることの影響があると考えられる。
- (3) 本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を利用した場合、洋上プラント振動モデルの制振効果が全面的に振動応答を低減する傾向が見えるが、通常のばね-質量系の動吸振器 TMD に比較して、低減される振幅はやや小さいと見受けられており、これは、図 5-10 に示す非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のジャンプ現象で 3.5Hz 以上の周波数応答成分がほとんど 0 になっていることが原因と考えられ、この問題を解決するために引き続き検討を行う必要がある。

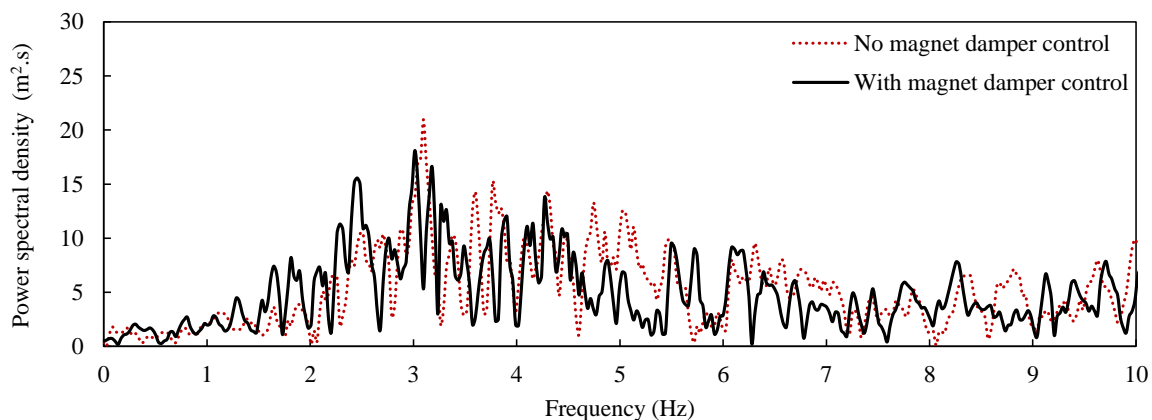
### 5.4.5 地震応答周波数領域の制振効果の検証

実際の地震加速度波形の El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振して、測定した洋上プラント振動モデルの主質量の変位と加速度に対して、それぞれフーリエ変換を行い、その結果を図 5-16、図 5-17 に示し、図中の赤い点線は TMD 制振なしの結果で、黒い実線は TMD 制振ありの結果であり、図の横軸は周波数で、縦軸はパワースペクトル密度 (PSD) である。

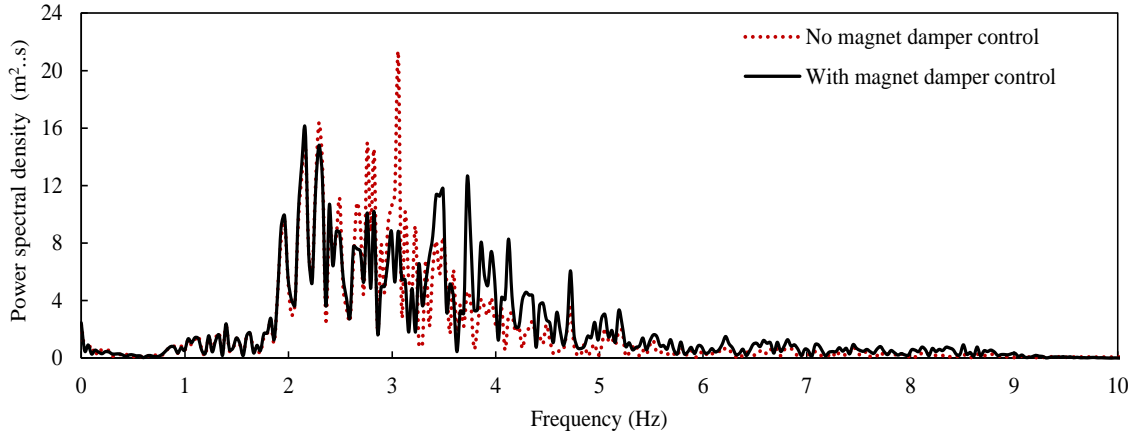
図 5-16(a)と(b)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量変位の周波数応答グラフである。図 5-17(a)と(b)は、それぞれ El Centro NS 地震波、Taft EW 地震波と東北地方太平洋沖地震 NS 地震波による洋上プラント振動モデルの主質量加速度の周波数応答グラフである。



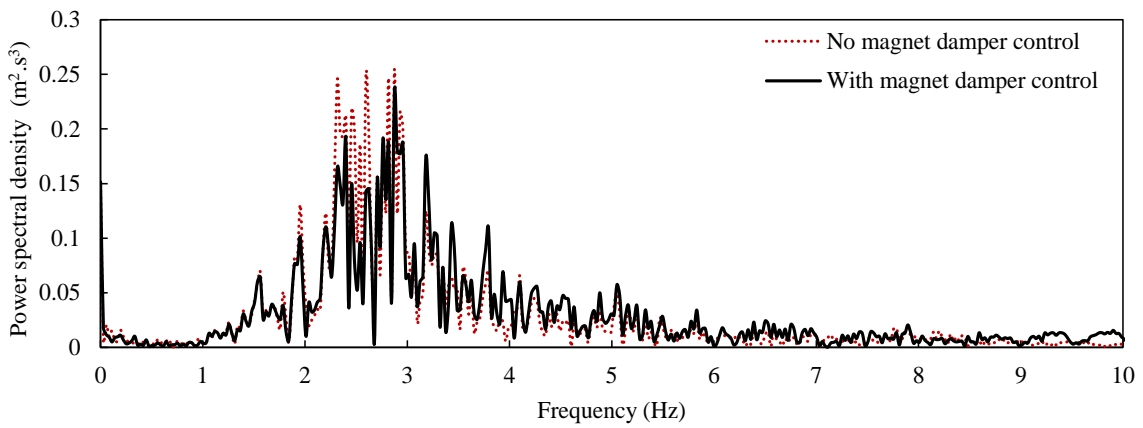
(a) Power spectral density of displacement for the El-Centro NS seismic wave



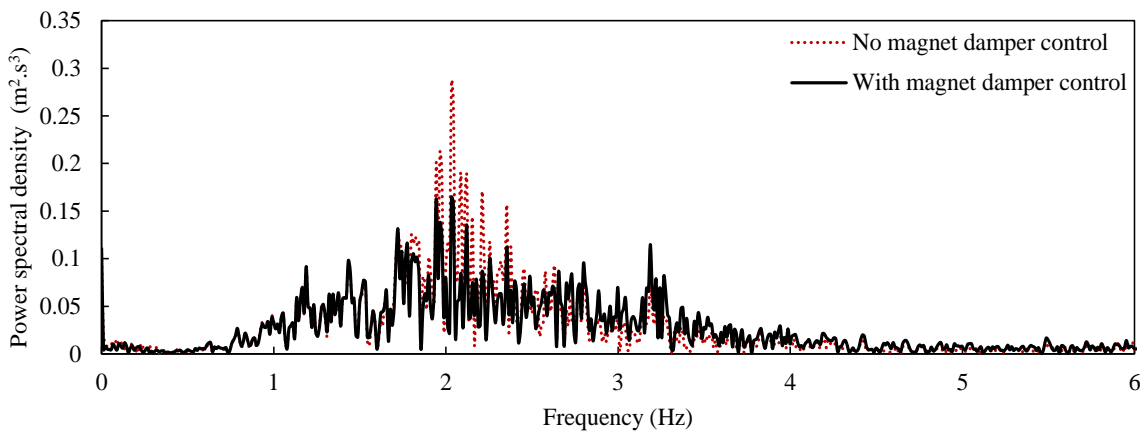
(b) Power spectral density of displacement for the Taft EW seismic wave



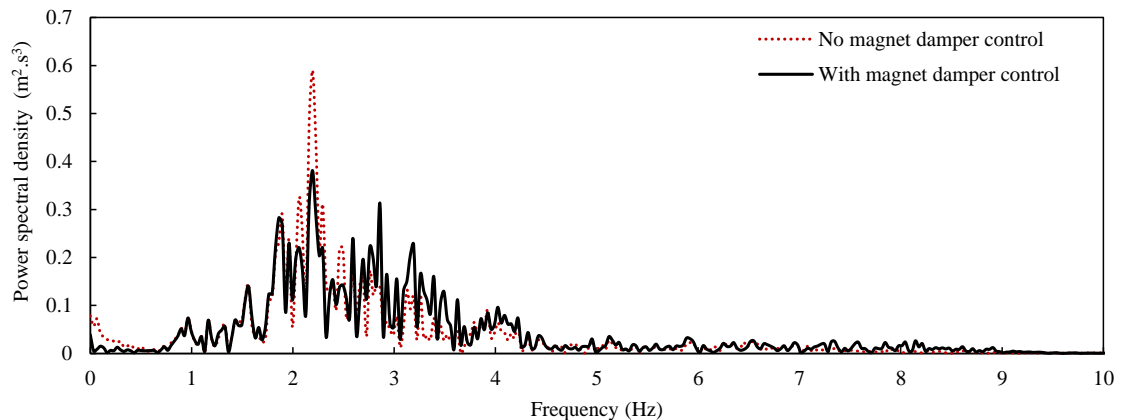
(c) Power spectral density of displacement for the Fukushima NS seismic wave  
 Figure 5-16 Power spectral density of the displacement under seismic waves



(a) Power spectral density of acceleration for the El-Centro NS seismic wave



(b) Power spectral density of acceleration for the Taft EW seismic wave



(c) Power spectral density of acceleration for the Fukushima NS seismic wave

Figure 5-17 Power spectral density of the acceleration under seismic waves

図 5-16 と図 5-17 に示す周波数領域における変位と加速度の周波数応答結果より、次の結論が得られる。

- (1) 動吸振器 TMD を使用しない場合、すべての変位と加速度の振動応答は、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数の周辺で最大となるピークになっている。これは洋上プラント振動モデルに発生した共振現象と考えられる。
- (2) 動吸振器 TMD を使用する場合では、動吸振器 TMD を使用しない場合と比べて、周波数応答が最も激しい周波数の周辺のパワースペクトル密度値は比較的大きく低減することを示している。
- (3) 本章の考案する洋上プラントの 1 次固有振動数を、永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数の最も大きい領域の中心に一致させる手法は、洋上プラントに適用する永久磁石式の動吸振器 TMD の設計法として有効であることが確認できた。

#### 5.4.6 地震波による制振評価指標の検証

複雑な地震荷重を受ける洋上プラントの制御性能を評価するため、前章と同様に評価指標  $\beta$  と  $J$  を用いて、本章の提案した永久磁石式の動吸振器 TMD の制振効果を評価する。

ここでは、 $\beta$  値は TMD を使用する場合の平均的な振動応答と TMD を使用しない場合の平均的な振動応答の比率を表す評価指標であり、一方、 $J$  値は TMD を使用する場合の振動応答の最大値と TMD を使用しない場合の振動応答の最大値の比で表す評価指標である。

表 5-1 は、地震波 El-Centro NS、Taft EW と東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、永久磁石式の動吸振器 TMD を用いて得られた制振効果の評価結果を示す。

表中より、地震波 El-Centro NS で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.856)*100\% = 14.4\%$ 、変位応答の最大値は 16.9% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.908)*100\% = 9.2\%$ 、加速度応答の最大値は 27.2% 低減した。

一方、地震波 Taft EW で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.902)*100\% = 9.8\%$ 、変位応答の最大値は 35.5% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.953)*100\% = 4.7\%$ 、加速度応答の最大値は 52.5% 低減した。

地震波東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、その変位応答の平均値は  $(1-0.986)*100\% = 1.4\%$ 、変位応答の最大値は 4.3% 低減して、その加速度応答の平均値は  $(1-0.943)*100\% = 5.7\%$ 、加速度応答の最大値は 19% 低減した。

これらの評価結果より、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD は、確かに洋上プラント振動モデルの制振装置として有効であることが確認できた。

Table 5-1 Results of the evaluation indices

Seismic excitation	Displacement response		Acceleration response	
	$\beta$	$J$	$\beta$	$J$
El-Centro NS	0.169	0.856	0.272	0.908
Taft EW	0.023	0.902	0.525	0.953
Fukushima NS	0.043	0.986	0.190	0.943

## 5.5 考察

以上のように、数値解析および実験結果から本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD の制振性能が確認できたが、ここでは、引き続き永久磁石式の動吸振器 TMD の基本性能を検討するために、永久磁石による非線形等価剛性、初期 High Response 特性およびエネルギー吸収性能について考察と詳細な検討を行う。

### 5.5.1 永久磁石による非線形等価剛性について

通常のばね-質量系の代わりに永久磁石-質量系の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルの制振問題に適用する際の主な利点としては次のように考えられる。

まず、地震荷重を受ける洋上プラントの制振装置としては、一般的な衝撃振動に対する制振効果を持つ以外に、地震初期に瞬時的に応答できる初期 High Response 性能と大地震の時に高い衝撃振動エネルギー吸収性能が求められる。

ここで、初期 High Response 性能を実現するには、TMD の副質量が中央部の平衡位置から運動し始まる時の運動の抵抗力が低いほど有利である。また、高い衝撃振動エネルギー吸収性能を実現するには、TMD の副質量が中央部の平衡位置から離れる時の運動の抵抗力が高いほど有利である。

一方、図 5-3 に示す永久磁石式の動吸振器 TMD の等価剛性曲線を観察して、副質量が 0 からスタートして、その移動距離が小さい時に反発力が小さく、TMD の等価剛性も小さいが、副質量の移動距離が大きくなるにつれて反発力も徐々に大きくなり、ある一定値を超えた後、即時に大幅な反発力向上がみられ、さらに、副質量の移動距離が TMD の外枠フレームに近づけることになればなるほど反発力が無限大になる特性を示している。

従って、永久磁石式の動吸振器 TMD の等価剛性特性は、洋上プラントに適用する動吸振器 TMD に求められる 2 つの性能要求に適用している。例えば、地震初期では、TMD 副質量は中央部の平衡位置、すなわち移動距離 0 の位置から運動が開始するので、その反発力がとても低く、TMD の初期 High Response 性能要求に応えられる。また、大地震荷重が作用する時、TMD 副質量の運動量が大きく、その反発力も大幅に大きくなって、衝撃振動エネルギー吸収にも有利になるため、TMD の大地震エネルギー吸収性能要求に応えられる。

更に大地震荷重が極端に大きい時、TMD 副質量の移動は激しく、TMD の外枠フレームに近づけようとする場合、反発力は無限大に大きくなるため、動吸振器 TMD の安全装置の機能が働く。すなわち、永久磁石式の動吸振器 TMD を使用する場合、TMD 副質量が外枠フレームに衝突することはないため、永久磁石式の動吸振器 TMD の衝突破壊を防ぐ安全が確保できる。

永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用するもう 1 つの利点としては、図 5-10 に示すように、TMD の周波数応答関数は漸硬性の非線形特性があり、その周波数応答の最も高い領域が比較的広いとため、動吸振器 TMD としての制振効果の発揮する有効周波数範囲も広がる可能性が考えられる。

表 5-1 の制振効果を、従来の第 3 章と第 4 章に示すばね-質量系の動吸振器 TMD の制振効果に比べた。ばね-質量系の TMD の最適同調は 2 つの線形システムの単点ピーク型の周波数応答特性を合わせることに對して、永久磁石-質量系の TMD の最適同調は 1 つの線形システムの単点ピーク型と、もう 1 つ非線形システムの連続ピーク型の周

波数応答特性を合わせることに違いがある。その影響により、ばね一質量系の動吸振器 TMD を使用する場合、振動応答が激しい部分に対して大きく低減しているが、逆に振動応答が小さい部分に対してあまり低減していない傾向が見える。一方、永久磁石一質量系の TMD を使用する場合、比較的に全面にわたって振動応答を低減する傾向が見える。

ただし、ばね一質量系の動吸振器 TMD に比べて、本章の提案する永久磁石一質量系の TMD の制振効果は、やや弱い傾向が見えるが、これは漸硬性の非線形特性を持つ永久磁石式 TMD の周波数応答関数にジャンプ現象があり、最も高い周波数応答領域以外の周波数応答成分がかなり低い原因になると考えられる。

今後の研究課題として、周波数応答が低い領域に対して、如何に制振効果を向上させる改善を検討する必要がある。

## 5.5.2 初期 High response 性能について

ここでは、第3章と第4章と同様に、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD の初期 High Response 性能を検証するため、地震が発生する3秒以内に限定し、中心差分法を用いて洋上プラント振動モデルおよび永久磁石式の動吸振器 TMD に関する運動方程式を解析して、洋上プラント主質量と TMD 副質量の運動開始時間を比較することにより、動吸振器 TMD の初期 High Response 性能について検討を行う。

地震の発生する初期条件を次式のように表される。

$$x_1^{(0)} = 0, x_2^{(0)} = 0 \quad (5-13)$$

$$x_1^{(1)} = 0, x_2^{(1)} = 0 \quad (5-14)$$

初期条件(5-13)と(5-14)を式(5-8)と式(5-9)に代入すると、次の時刻の変位  $x_1^{(2)}$  と

$x_2^{(2)}$  を得る。

$$x_1^{(2)} = \frac{-m_1 \ddot{x}_v \Delta t^2}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} \quad (5-15)$$

$$x_2^{(2)} = -\ddot{x}_v \Delta t^2 \quad (5-16)$$

変位  $x_1^{(2)}$  と  $x_2^{(2)}$  の比は、次式で表される。

$$\frac{x_1^{(2)}}{x_2^{(2)}} = \frac{m_1}{m_1 + 0.5c_1 \Delta t} < 1 \quad (5-17)$$

すなわち、次の関係が存在する。

$$x_2^{(2)} > x_1^{(2)} \quad (5-18)$$

式(5-18)により、地震が発生する時に、初めて動き出した時間ステップ  $t_2$  における変位を比較して、動吸振器 TMD 副質量の変位  $x_2^{(2)}$  は、洋上プラント主質量の変位  $x_1^{(2)}$  より大きいことを示しており、すなわち、洋上プラント主質量より TMD 副質量のほうは先に運動を開始することが分かる。

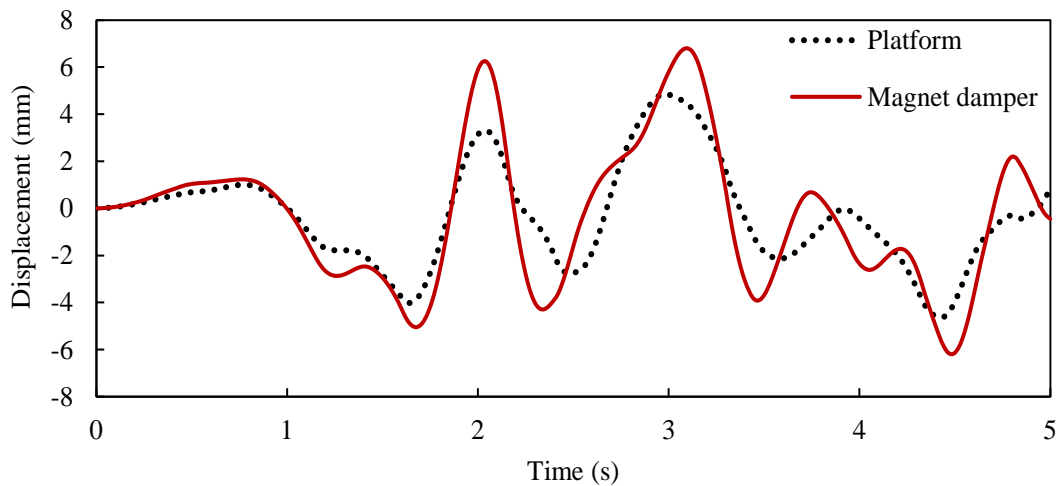


Figure 5-18 Displacement responses for the El Centro NS seismic wave



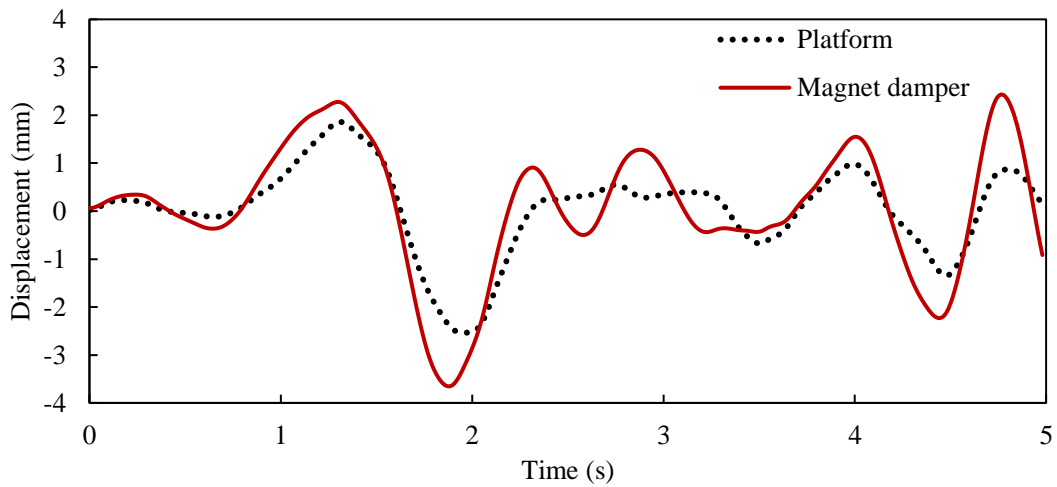


Figure 5-19 Displacement responses for the Taft EW seismic wave

この現象を検証するために、地震波 El Centro NS と Taft EW を入力信号として、洋上プラント振動モデルを加振する時、最初の3秒までの振動応答を求め、洋上プラント主質量と TMD 副質量の変位応答を比較した。その結果を図 5-18 図 5-19 に示す。

図中より、地震が発生する3秒以内では、すべての変位応答の結果から、洋上プラント主質量より、TMD 副質量のほうが先に運動を開始することを示している。よって、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD の初期 High Response 特性を持つことが確認できた。

### 5.5.3 エネルギー吸収性能について

ここでは、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD の衝撃振動エネルギー吸収性能を検討するため、同じ地震波で加振する条件の下で、永久磁石式の動吸振器 TMD を使用する場合と使用しない場合、洋上プラント振動モデルのエネルギー吸収量をそれぞれ計算した。その結果を図 5-20 と図 5-21 に示す。

図 5-20 は、El Centro NS 波で加振する場合の衝撃振動エネルギー吸収量比較であり、図 5-21 に示すのは、Taft EW 波で加振する場合の衝撃振動エネルギー吸収量比較である。図中より、緩衝材なしの動吸振器 TMD に比べ、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を使用したほうが、より多く衝撃振動エネルギーが吸収できることが確認できる。

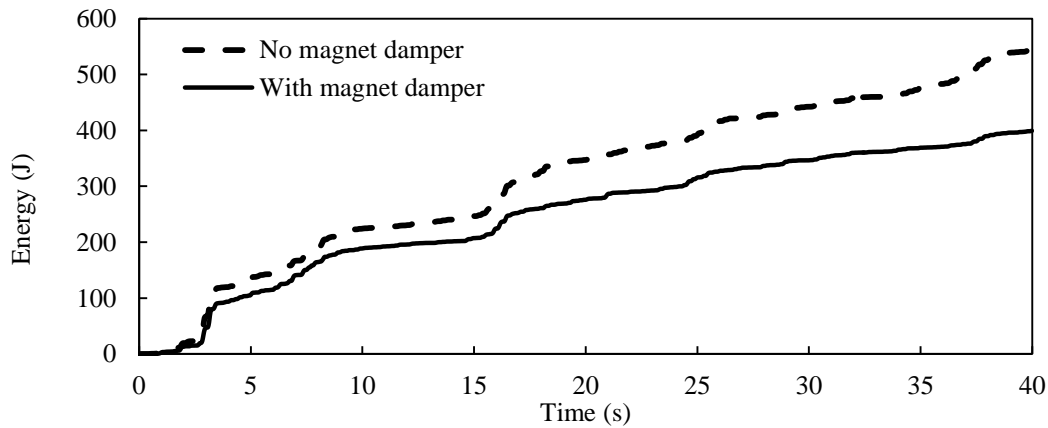


Figure 5-20 Cumulative energy dissipations with El Centro NS seismic wave

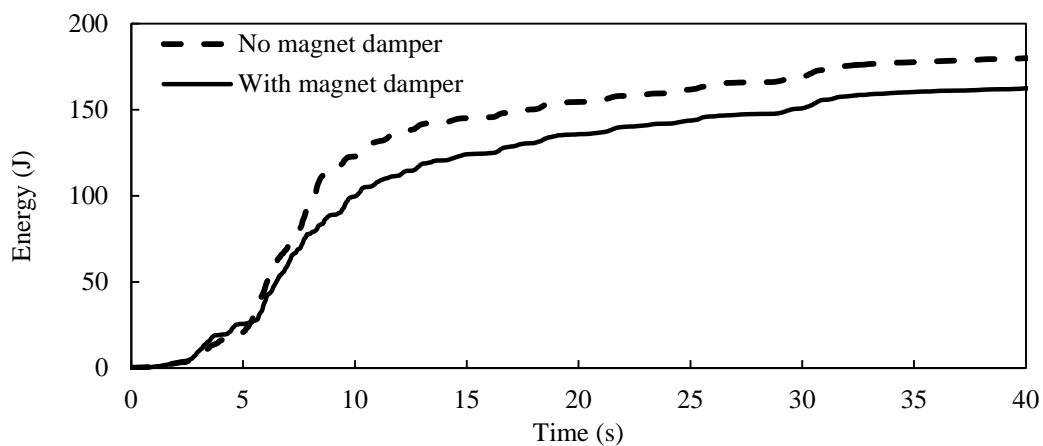


Figure 5-21 Cumulative energy dissipations with Taft EW seismic wave

## 5.6 本章のまとめ

本章では、従来の質量-ばねから構成する線形振り子型の動吸振器 TMD の適用周波数が狭いなどの問題を改善するため、独自に非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD を提案した。また、数値解析と実験測定を用いて、提案した永久磁石式の動吸振器 TMD の制振効果と制振メカニズムを検討して、以下の結論が得られた。

- (1) 永久磁石式の動吸振器 TMD の永久磁石間の反発力と副質量の移動距離との関係を測定し、非線形等価ばね剛性曲線および補間関係式が得られた。
- (2) 本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する非線形運動方程式を立て、中心差分法を用いて振動応答解析および振動実験測定を組み合わせ、振動応答解析および制振効果の検証方法を確立したところ、その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことより、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。

- (3) 永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数を測定し、ジャンプ現象を含めた漸硬性の非線形周波数応答特性を捉えて、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数を永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数の最も大きい領域の中心に一致させる設計法を提案した。
- (4) 正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの多角できな視点から詳しく検証を行ったところ、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を用いると洋上プラント振動モデルの振動応答を低減できることが定性的に確認できた。
- (5) 地震波加振による制振評価指標を用いて、永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、地震波 El-Centro NS で加振する場合、変位応答の平均値は 14.4%、変位応答の最大値は 16.9% 低減し、加速度応答の平均値は 9.2%、加速度応答の最大値は 27.2% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振する場合、変位応答の平均値は 11.2%、変位応答の最大値は 35.5% 低減し、その加速度応答の平均値は 4.6%、加速度応答の最大値は 52.5% 低減した。地震波東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、その変位応答の平均値は 1.4%、変位応答の最大値は 4.3% 低減して、その加速度応答の平均値は 5.7%、加速度応答の最大値は 19% 低減した。
- (6) 本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を用いると洋上プラント振動モデルの振動応答を低減できることが定量的に確認できた。
- (7) 従来のはね-質量系から構成する動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答が激しい部分の変位と加速度は比較的に大きく低減され、逆に振動応答が小さい部分の変位と加速度の制振効果が比較的に小さい傾向があるが、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答振幅の大小と関係なく、全面的に低減する傾向が見える。これは、非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のピーク幅が比較的に広くなることからの影響があると考えられる。
- (8) 通常のはね-質量系の動吸振器 TMD に比較して、永久磁石式の動吸振器 TMD による振動を低減する振幅はやや小さい現象が見受けられており、これは、非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のジャンプ現象によって、ある一定値より大きい周波数応答成分がほとんど 0 になっている原因が考えられる。今後、この問題を解決するために引き続き検討を行う必要がある。

## 第6章 結 論

本論文は、地震荷重を受ける洋上プラントの制振問題を取扱い、洋上プラントの振動特性解析法および振動実験システムを構築し、複雑な地震荷重を受ける洋上プラントの地震振動被害を最小限に抑えるための、3種類の動吸振器 TMD とその設計法を提案し、数値解析および実験測定により提案した 3 種類の動吸振器の制振効果と制振メカニズムを検討した。

まず、実際の洋上プラントの形状と寸法を参考に、実験用の洋上プラント振動モデルを開発した。次に、突発に発生する地震による衝撃振動被害を最小限に低減するように、初期 High Response 性能を持つ動吸振器 TMD を提案した。さらに、突発に発生した地震に対応できる初期 High Response 性能と大地震に対応できる高い衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮した混合型の動吸振器 TMD を提案した。最後、非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD を提案した。このように提案した動吸振器 TMD の制振特性について、それぞれ数値解析および振動実験を利用して詳細な検討を行い、提案した動吸振器 TMD の妥当性と有効性を確認した。

各章の主な成果は、次の通りである。

第1章は緒論であり、本研究の背景を述べ、洋上プラントの制振技術に関する従来の研究成果を概説し、本研究の目的と研究内容を述べた。

第2章では、まず、検討のため、実際の洋上プラントの構造形状と寸法を参考に、幾何学的な相似性と双方の比例関係を十分に考慮し洋上プラント振動モデルを設計した。次に、洋上プラント振動モデルの固有振動特性を検討し、また調和振動と地震波による強制振動特性を検討した。運動方程式を用いて、洋上プラントの変位と加速度応答を表現することができ、さらに、中心差分法を使い数値解析を行っていくことで、洋上プラントの振動応答を得ることができた。更に、振動実験の測定システムの構成を検討し、本研究に使用する加振部、信号検出部と信号処理部をそれぞれ構築して、さらに実験の測定結果を数値解析結果に比較し、両方の結果が良く一致することを示し、洋上プラントの振動特性を正確に再現できることを確認した。最後に、振動実験によって洋上プラントの振動特性を検討するため、加振入力波には、正弦波と自然観測で得た地震波を用いて、洋上プラント振動モデルの変位と加速度応答を測定し、さらにフーリエ変換を行い周波数応答も得られた。洋上プラント振動モデルの固有周波数の 2.92Hz 周辺に変位と加速度応答が最も大きいことが明らかになり、この結果はスイープ加振により測定した固有振動数の結果に良く一致することが確認できた。本章の検討結果を得ることにより、

ジャッキアップ式の洋上プラントの振動問題に関する研究としては一步前進して、次章からの洋上プラントの制振技術の開発のために重要な基礎理論と実験システムの準備ができた。

第3章では、突発に地震が発生することを想定し、洋上プラントの地震初期被害を防ぐために、初期 High Response 型の動吸振器 TMD を提案した。まず、洋上プラント振動モデル及び初期 High Response 型の動吸振器 TMD を対象とする運動方程式に中心差分法を用いて振動応答解析法を考案した。更に振動実験測定と組み合わせて、洋上プラント振動モデルの振動応答解析および制振効果の検証方法を確立し、その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことから、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。次に、初期 High Response 型の動吸振器 TMD の設計法として、洋上プラント振動モデルと動吸振器 TMD の1次固有振動数を一致させる方法を提案して、数値解析と実験測定による検証を行い、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD の設計法の有効性が確認できた。更に、正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの多角的な視点から詳しく検証を行い、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定性的に確認できた。また、地震波加振による制振評価指標を用いて、TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、地震波 El-Centro NS で加振する場合、変位応答の平均値は 71.95%、変位応答の最大値は 19.51% 低減し、加速度応答の平均値は 67.61%、加速度応答の最大値は 22.78% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振する場合、変位応答の平均値は 72.56%、変位応答の最大値は 18.09% 低減し、その加速度応答の平均値は 55.94%、加速度応答の最大値は 27.17% 低減した。東北地方太平洋沖地震 NS で加振した場合、その変位応答の平均値は 14.53%、変位応答の最大値は 22.74% 低減し、その加速度応答の平均値は 18.46%、加速度応答の最大値は 8.53% 低減した。本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定量的に確認できた。最後に、洋上プラント主質量と TMD 副質量の運動開始時間の比較と相対運動の発生が多角的な視点から詳しく検討を行い、本章の提案する初期 High Response 型の動吸振器 TMD の制振メカニズムを明らかにした。本章の提案した初期 High Response 型の動吸振器 TMD は、地震の初期には瞬時に応答できる制振性能を持ち、従来の動吸振器 TMD より大きく改善できた。しかし、初期 High Response 性能を追求するため、ダンパーを省略して TMD 構造が簡略化されるので、大きな地震荷重に対応する性能が低くなる欠点も存在しており、引き続き検討する必要がある。

第4章では、突発な地震に対応できる初期 High Response 性能と大地震に対応できる高い衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に考慮した混合型の動吸振器 TMD を提案した。まず、提案する混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する運動方程式

を立て、中心差分法を用いて振動応答解析および振動実験測定を組み合わせ、振動応答解析および制振効果の検証方法を確立して、その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことから、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。次に、複合型の動吸振器 TMD の設計として重要なギャップ幅を、正弦波および地震波の加振条件の下で設定する方法を考案し、本章の取り扱う洋上プラント振動モデルとして最適な距離係数は 17% であることが分かった。混合型の動吸振器 TMD の設計法として、洋上プラント振動モデルと混合型の動吸振器 TMD の 1 次固有振動数を一致させる方法を適用して、数値解析と実験測定による検証を行い、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD の設計法の有効性が確認できた。更に、数値解析および実験測定によって、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する場合、突発な地震に対応する初期 High Response 性能と、大地震による衝撃振動エネルギー吸収性能を同時に持っていることが確認できた。また、正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの多角的な視点から詳しく検証を行い、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定性的に確認できた。地震波加振による制振評価指標を用いて、本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、変位応答の平均値は 25.4%、変位応答の最大値は 42.2% 低減し、加速度応答の平均値は 21.6%、加速度応答の最大値は 23.8% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振する場合、変位応答の平均値は 26.9%、変位応答の最大値は 47.9% 低減し、その加速度応答の平均値は 34.5%、加速度応答の最大値は 47.9% 低減した。地震波 El Centro NS で加振した場合、その変位応答の平均値は、変位応答の最大値は 低減し、その加速度応答の平均値は、加速度応答の最大値は 低減した。本章の提案する混合型の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定量的に確認できた。最後に、混合型の動吸振器 TMD に使用している緩衝材への衝突による制振性能や衝撃振動エネルギー吸収性能などについて詳細な検討を行い、混合型の動吸振器 TMD に関する有益な知見を得られた。本章の提案した混合型の動吸振器 TMD は、地震の初期には瞬時に応答できる制振性能を持っていると同時に、大地震が発生する時に有効に衝撃振動エネルギーを吸収することができる。今まで、洋上プラントに適用する動吸振器 TMD の設計に競合関係のある 2 つの問題を 1 つの動吸振器 TMD の中に取り込む形で解決することができた。

第 5 章では、非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD を提案した。まず、永久磁石式の動吸振器 TMD の永久磁石間の反発力と副質量の移動距離との関係を測定し、非線形等価ばね剛性曲線および補間関係式が得られた。次に、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用する非線形運動方程式を立て、中心差分法を用いて振動応答解析および振動実験測定を組み合わせ、振動応答解析およ

び制振効果の検証方法を確立して、その数値解析と実験測定の結果がよく一致したことより、本章の解析と実験手法の妥当性が確認できた。また、永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数を測定し、ジャンプ現象を含めた漸硬性の非線形周波数応答特性を捉えて、洋上プラント振動モデルの 1 次固有振動数を永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数の最も大きい領域の中心に一致させる設計法を提案した。更に、正弦波加振による振動応答、地震波加振による時間領域における変位と加速度応答、地震波加振による周波数領域における変位と加速度の周波数応答などの多角的な視点から詳しく検証を行い、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定性的に確認できた。地震波加振による制振評価指標を用いて、永久磁石式の動吸振器 TMD を洋上プラント振動モデルに適用した制振効果を評価した結果、地震波 El-Centro NS で加振する場合、変位応答の平均値は14.4%、変位応答の最大値は16.9% 低減し、加速度応答の平均値は9.2%、加速度応答の最大値は27.2% 低減した。一方、地震波 Taft EW で加振する場合、変位応答の平均値は11.2%、変位応答の最大値は35.5% 低減し、その加速度応答の平均値は4.6%、加速度応答の最大値は52.5% 低減した。東北地方太平洋沖地震 NS で加振する場合、その変位応答の平均値は1.4%、変位応答の最大値は4.3% 低減して、その加速度応答の平均値は5.7%、加速度応答の最大値は19% 低減した。本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を用いて洋上プラント振動モデルの振動応答を低減することが定量的に確認できた。従来のばね-質量系から構成する動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答が激しい部分の変位と加速度は比較的大きく低減され、逆に振動応答が小さい部分の変位と加速度の制振効果が比較的に小さい傾向があるが、本章の提案する永久磁石式の動吸振器 TMD を使用する場合、地震による振動応答振幅の大小と関係なく、全面的に低減する傾向が見える。これは、非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のピーク幅が比較的に広くなることからの影響があると考えられる。通常のばね-質量系の動吸振器 TMD に比較して、永久磁石式の動吸振器 TMD による振動を低減する振幅はやや小さい現象が見受けられており、これは、非線形特性を持つ永久磁石式の動吸振器 TMD の周波数応答関数のジャンプ現象によって、ある一定値より大きい周波数応答成分がほとんど0になっている原因が考えられる。今後、この問題を解決するために引き続き検討を行う必要がある。

本論文の研究成果により、複雑な地震荷重を受ける洋上プラントの制振問題に対する有益な知見が得られて、独自に提案した初期 High Response 型の動吸振器 TMD、混合型の動吸振器 TMD と非線形特性をもつ永久磁石式の動吸振器 TMD について、それぞれ数値解析および実験測定の方法を用い、提案した動吸振器 TMD の制振メカニズムおよび制振特性を検証して、それぞれの有効性と妥当性が検証できた。本研究の研究成果を得ることによって、地震荷重を受ける洋上プラントの制振問題を解決する方向へ一歩前進することができた。

今後の研究課題としては、引き続き永久磁石式の動吸振器 TMD の制振効果を向上する改善を検討すると同時に、本研究の提案した 3 種類の動吸振器 TMD を、波浪や強風などの海洋環境における複雑な荷重条件による洋上プラントの制振問題に適用する可能性について詳細な検討を行い、更に、一方向だけではなく、複数の方向からの振動荷重を同時に受ける制振問題や洋上プラントの高次振動モードを含めて、実際の洋上プラントに適用できる動吸振器 TMD に関する実用化のための研究開発を進めて行く予定である。





## 参考文献

- [1] R. J. Hunt and P. D. Marsh, “Opportunities to improve the operational and technical management of jack-up deployments,” *Marine Structure*, vol. 17, no. 3–4, pp. 261–73, 2001.
- [2] M. J. Terro, M. S. Mahmoud, and M. A. Rohman, “Multi-loop feedback control of offshore steel jacket platforms,” *Computer Structures*, vol. 70, no. 2, pp. 185–202, 1999.
- [3] G. Housner, L. Bergman, T. Caughey, A. Chassiakos, R. Claus, S. Masri, R. Skelton, T. Soong, B. Spencer, and J. Yao, “Structural control: past, present, and future,” *Journal of Engineering Mechanics ASCE*, vol. 123, no. 9, pp. 897–908, 1997.
- [4] M. Zribi, N. Almutairi, M. A. Rohman, and M. Terro, “Nonlinear and robust control schemes for offshore steel jacket platform,” *Nonlinear Dynamic*, vol. 35, no. 1, pp. 61–80, 2004.
- [5] M. S. Williams, R. S. G. Thompson, and G. T. Houlsby, “Non-linear dynamic analysis of offshore jack-up units,” *Computers and Structures*, vol. 69, no. 2, pp. 171–180, 2012.
- [6] D. Xie, Introduction to Offshore Platform Design, *Huazhong University of Technology*, 2008.
- [7] K. Seto, Dynamic Vibration Absorber and its Application, CORONA Publishing, pp. 37, 2010.
- [8] R.M. クリステンセン: 粘弾性力学の基礎, 雄松堂出版社。
- [9] 日本機械学会編: 振動のダンピング技術, 79-80, 養賢堂。
- [10] D. I. G. Jones and A. D. Nashif: Damping and Isolation Treatments for noise and vibration control, University of Wisconsin-Extension: Department of Engineering & Applied Science (1978)
- [11] S. S. Rao, Mechanical Vibration, Fifth Edition, Prentise Hall, pp. 942–945, 2010.
- [12] J. L. Almazán, J. C. De la Llera, J. A. Inaudi, D. López-García, and L. E. Izquierdo, “A bidirectional and homogeneous tuned mass damper: a new device for passive control of vibrations,” *Engineering Structures*, vol. 29, no. 7, pp. 1548–1560, 2007.
- [13] I. Takewaki, A. Moustafa, and K. Fujita, “Improving the Earthquake Resilience of Buildings: The worst case approach,” *Springer Series in Reliability Engineering Publications*, ISBN: 1447162358, pp. 285–287, 2013.
- [14] J. P. Den. Hartog: Mechanical Vibration, 4ch ed., 87-106, McGraw-Hill (1956).
- [15] 背戸一登, 松本幸人: 振動の制御, 丸善, (1999).
- [16] K. Chen, C. Chou, S. Chang, and Y. Liu, “Intelligent active vibration control in an isolation platform,” *Applied Acoustics*, vol. 69, pp. 1063–1084, 2008.
- [17] H. H. Lee, S. H. Wong, and R. S. Lee, “Response mitigation on the offshore floating platform system with tuned liquid column damper,” *Ocean Engineering*, vol. 33, no. 8–9, pp. 1118–1142,

2006.

- [18] 背戸一登, 猿渡克己, 藤田勝久, 古石喜郎, 能動吸振器の研究, 機論 C 編, vol. 57, No. 538, pp. 1834-1841, 1991。
- [19] K. Li and A. P. Darby, “An experimental investigation into the use of a buffered impact damper,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 291, no. 3–5, pp. 844–860, 2006.
- [20] K. Li and A. P. Darby, “A buffered impact damper for multi-degree-of-freedom structural control,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 37, no. 13, pp. 1491–1510, 2008.
- [21] C. Saluena, T. Pöschel, and S. Esipov, “Dissipative properties of vibrated granular materials,” *Physical Review E*, vol. 59, no. 4, pp. 4422–4425, 1999.
- [22] T. Chen, K. Mao, X. Huang, and M. Wang, “Dissipation mechanisms of non-obstructive particle damping using discrete element method,” *Proceedings of SPIE International Symposium on Smart Structures and Materials*, vol. 4331, no. 4, pp. 294–301, 2001.
- [23] P. A. Cundall and O. D. L. Strack, “A discrete numerical model for granular assemblies,” *Geotechnique*, vol. 29, no. 1, pp. 47–65, 1979.
- [24] S. E. Osire and I. C. Desen, “Experimental study on an impact vibration absorber,” *Journal of Vibration and Control*, vol. 7, no. 4, pp. 475–493, 2001.
- [25] M. D. Thomas, W. A. Knight, and M. M. Sedek, “The impact damper as a method of improving cantilever boring bars,” *Journal of Engineering Industry, ASME*, vol. 97, no. 3, pp. 859–866, 1975.
- [26] S. Ema and E. Marui, “Fundamental study on impact dampers,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 34, no. 3, pp. 407–421, 1994.
- [27] M. Y. Yang, G. A. Lesieutre, S. A. Hambric, and G. H. Koopmann, “Development of a design curve for particle impact dampers,” *Noise Control Engineering Journal*, vol. 53, no. 1, pp. 5–13, 2005.
- [28] K. Li and A. P. Darby, “Experiments on the effect of an impact damper on a multiple-degree-of-freedom system,” *Journal of Vibration and Control* vol. 12, no. 5, pp. 445–464, 2005.
- [29] W. Liu, G. R. Tomlinson, and J. A. Rongong, “The dynamic characterization of disk geometry particle dampers,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 280, no. 3–5, pp. 849–861, 2005.
- [30] C. Wu, W. Liao, and M. Y. Wang, “Modeling of granular particle damping using multiphase flow theory of gas–particle,” *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 126, no. 2, pp. 196–201, 2004.
- [31] B. L. Zhang and Q. L. Han, “Network-based modelling and active control for offshore steel jacket platform with TMD mechanisms,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 33, no. 25, pp. 6796–6814, 2014.
- [32] C. Lin, L. Lu, G. Lin, and T. Yang, “Vibration control of seismic structures using semi-active friction multiple tuned mass dampers,” *Engineering Structures*, vol. 32, no. 10, pp. 3404–3417, 2010.
- [33] 阿部雅人, セミアクティブ制振原理と応用: 動吸振器系システムを中心として。  
<http://www.jsme.or.jp/>

- [34] Y. Zhou, L. Xu, and Z. Li, "Seismic response of semi-active control using magneto-rheological fluid dampers," *Journal of Civil Engineering*, vol. 34, no. 5, pp. 10–14, 2001.
- [35] K. Kawano, "Active control effects on dynamic response of offshore structures," *Proceedings of the 3rd International Offshore and Polar Engineering Conference*, pp. 594–598, 1993.
- [36] 大熊政明, 背戸一登, 山下繁生, 長松昭男, 動吸振器による構造物の振動制御, 機論 C 編, Vol. 52, No. 484, 1986。
- [37] 背戸一登: 動吸振器とその応用, コロナ社, (2006)。
- [38] 江連勝彦, 背戸一登, アクティブ動吸振器による 2 自由度の振動制御, 機論 C 編, Vol. 60, No.571, pp. 788-795, 1994。
- [39] B. L. Zhang, Q. L. Han, and X. M. Zhang, "Event-triggered  $H^\infty$  reliable control for offshore structures in network environments" *Journal of Sound and Vibration*, vol. 368, no. 25, pp. 1–21, 2016.
- [40] V. Gattulli and R. Ghanem, "Adaptive control of flow-induced oscillation including vortex effects," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 34, pp. 853–868, 1999.
- [41] 加藤直, 曾根彰, 増田新, 李明明, TMD と付加質量を生じさせるてこ装置による高層構造物の地震応答解析, 日本機械学会 2014 年度年次大会, J1010604. 2014.
- [42] 石湘, 松井徹哉, TMD による固定式海洋プラットフォームの振動制御に関する研究—TMD の最適化デザインと制御効果の確認, 日本建築学会大会学術講演集, 2002。
- [43] 石湘, 松井徹哉, TMD による固定式海洋プラットフォームの振動制御の長期効果について, 日本建築学会東海支部研究報告集, No. 41, 2003.12。
- [44] 横浜勝司, 三浦清一, 林秀人, 支持地盤の剛性及び強度変化を考慮した海洋構造物・地盤系の変形解析法, 海岸工学論文集, vol.50, pp.876-880, 2003。
- [45] J. Ou, X. Long, Q. Li, and Y. Xiao, "Vibration control of steel Jacket offshore platform structures with damping isolation systems," *Engineering Structures*, vol. 29, pp. 1525–1538, 2007.
- [46] S. Chakraborty and B. K. Roy, "Reliability based optimum design of Tuned Mass Damper in seismic vibration control of structures with bounded uncertain parameters," *Probabilistic Engineering Mechanics*, vol. 26, no. 2, pp. 215–221, 2011.
- [47] M. Domizio, D. Ambrosini, and O. Curadelli, "Performance of tuned mass damper against structural collapse due to near fault earthquakes," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 336, pp. 32–45, 2015.
- [48] H. Yu, X. Li, and S. Yang, "Dynamic analysis method of offshore jack-up platforms in regular and random waves," *Journal of Marine Science and Application*, vol. 11, no. 1, pp. 111–118, 2012.
- [49] C. Li and B. Zhu, "Estimating double tuned mass dampers for structures underground acceleration using a novel optimum criterion," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 298, no. 1–2, pp. 280–297, 2006.
- [50] G. Bekdaş and S. M. Nigdeli, "Estimating optimum parameters of tuned mass dampers using harmony search," *Engineering Structures*, vol. 33, no. 9, pp. 2716–2723, 2011.

- [51] Z. Zhang and T. Balendra, "Passive control of bilinear hysteretic structures by tuned mass damper for narrow band seismic motions," *Engineering Structures*, vol. 54, pp. 103–111, 2013.
- [52] M. Zribi, N. Almutairi, M. Abdel-Rohman, and M. Terro, "Nonlinear and robust control schemes for offshore steel jacket platforms," *Nonlinear Dynamics*, vol. 35, no. 1, pp. 61–80, 2004.
- [53] 洋上プラント・船舶・海洋技術, AVEVA 株式会社, 配管技術 2 月増刊, vol. 26, No. 3, 2014。
- [54] 片岡眞澄, 五百井俊宏, 振動工学の基礎, コロナ社, 1993。
- [55] 大崎順彦: 新・地震動のスペクトル解析入門, 鹿島出版会, 1994.
- [56] 平井一男, 水田洋司: 耐震工学入門, 森北出版, 1994.
- [57] 柴田明徳: 最新建築学シリーズ 9 最新耐震構造解析, 森北出版, 1981.
- [58] National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention, DOI: <http://www.kyoshin.bosai.go.jp/kyoshin/quake/>, January 10, 2015.
- [59] Q. Wu, X. L. Zhao, R. C. Zheng, and K. Minagawa, "High response performance of a tuned-mass damper for vibration suppression of offshore platform under earthquake loads," *Shock and Vibration*, no. 7383679, pp. 1-11, 2016. DOI: [10.1155/2016/7383679](https://doi.org/10.1155/2016/7383679).
- [60] T. Belytschko, W. K. Liu, B. Mortan, "Nonlinear Finite Element Analysis for Continue and Structures", John Wiley & Sons, LTD, (2000).
- [61] 国井隆弘: よくわかる構造振動学入門, 工学出版, 1995。
- [62] 川井忠彦, 藤谷義信: 振動及び応答解析入門(有限要素法の基礎と応用シリーズ 5), 培風館, 1991。
- [63] 国井隆弘: よくわかる構造振動学入門, 工学出版, 1995。
- [64] 川井忠彦, 藤谷義信: 振動及び応答解析入門(有限要素法の基礎と応用シリーズ 5), 培風館, 1991。
- [65] 山口宏樹: 構造振動制御(テキストシリーズ土木工学 8), 公立出版, 1996。
- [66] 加藤直, 曾根彰, 増田新, 李明明 TMD と付加質量を生じさせるてこ装置による高層構造物の地震応答解析, 日本機械学会 2014 年度年次大会, J1010604. 2014.
- [67] 上山真一, 曾根彰, 増田新, 酒井純, 質量比拡大機構であるてこ装置を用いた免震構造物の地震応答解析, The Japan Society of Mechanical Engineers, No. 440, 2014.7。
- [68] 橋本拓哉, 藤田皓平, 辻聖晃, 地下階に大質量比 TMD を有する免震建物の種々のタイプの地震動に対する応答抑制効果, 平成 26 年度日本建築学会, No.2054。
- [69] 齊藤大樹, 長周期地震動が超高層建築物に及ぼす影響, 日本地震工学会誌, No.11, pp. 16-19, 2010。
- [70] 土木学会: 動的解析耐震設計—動的解析方法, 技報堂出版, 1989。
- [71] C. Li and B. Zhu, "Estimating double tuned mass dampers for structures underground acceleration using a novel optimum criterion," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 298, no. 1–2, pp. 280–297, 2006.

- [72] G. Bekdaş and S. M. Nigdeli, “Estimating optimum parameters of tuned mass dampers using harmony search,” *Engineering Structures*, vol. 33, no. 9, pp. 2716–2723, 2011.
- [73] T. Pinkaew, P. Lukkunaprasit, and P. Chatupote, “Seismic effectiveness of tuned mass dampers for damage reduction of structures,” *Engineering Structures*, vol. 25, no. 1, pp. 39–46, 2003.
- [74] A. Ghosh and B. Basu, “Effect of soil interaction on the performance of tuned mass dampers for seismic applications,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 274, no. 3–5, pp. 1079–1090, 2004.
- [75] C. Lin, J. Ueng, and T. Huang, “Seismic response reduction of irregular buildings using passive tuned mass dampers,” *Engineering Structures*, vol. 22, pp. 513–524, 2000.
- [76] H. C. Tsai, “The effect of tuned-mass dampers on the seismic response of base-isolated structures,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 32, no. 8–9, pp. 1195–1210, 1995.
- [77] G. C. Marano, R. Greco, F. Trentadue, and B. Chiaia, “Constrained reliability-based optimization of linear tuned mass dampers for seismic control,” *Int. J. Solids Struct.*, vol. 44, no. 22–23, pp. 7370–7388, 2007.
- [78] C. Saluena, T. Pöschel, and S. Esipov, “Dissipative properties of vibrated granular materials,” *Physical Review E*, vol. 59, no. 4, pp. 4422–4425, 1999.
- [79] H. C. Tsai, “The effect of tuned-mass dampers on the seismic response of base-isolated structures,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 32, no. 8–9, pp. 1195–1210, 1995.
- [80] K. Li and A. P. Darby, “An experimental investigation into the use of a buffered impact damper,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 291, no. 3–5, pp. 844–860, 2006.
- [81] K. Li and A. P. Darby, “A buffered impact damper for multi-degree-of-freedom structural control,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 37, no. 13, pp. 1491–1510, 2008.
- [82] T. Chen, K. Mao, X. Huang, and M. Wang, “Dissipation mechanisms of non-obstructive particle damping using discrete element method,” *Proceedings of SPIE International Symposium on Smart Structures and Materials*, vol. 4331, no. 4, pp. 294–301, 2001.
- [83] S. Ema and E. Marui, “Fundamental study on impact dampers,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 34, no. 3, pp. 407–421, 1994.
- [84] M. Y. Yang, G. A. Lesieutre, S. A. Hambric, and G. H. Koopmann, “Development of a design curve for particle impact dampers,” *Noise Control Engineering Journal*, vol. 53, no. 1, pp. 5–13, 2005.
- [85] W. Liu, G. R. Tomlinson, and J. A. Rongong, “The dynamic characterization of disk geometry particle dampers,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 280, no. 3–5, pp. 849–861, 2005.
- [86] 背戸一登, 猿渡克己, 藤田勝久, 古石喜郎, 能動吸振器の研究, 機論 C 編, vol. 57, No. 538, pp. 1834-1841, 1991。
- [87] 福田健人, 出山聡, 中川裕希, 今井郷充, 運動エネルギーを利用するマイクロ電磁誘導発電デバイスの基礎検討, 2012 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, No.I08, 2012。
- [88] 中川紀壽, 正藤田, 杉本栄治, 大坪謙太, 永久磁石ばねを用いた 6 自由度振動制御装

- 置の特性, 日本機械学会講演論文集, vol.41, No.035-1, pp311-312, 2003。
- [89] 五十嵐悟, 渋川勝久, 中谷誠治, 関戸裕巳, 永久磁石を利用した動吸振器に関する研究, 北海道大学工学部研究報告, No.156, pp29-38, 1991。
- [90] 永永井健一, 小山富夫, 渡辺一実, 谷藤克也, 籠谷正則, 磁力吸引を受けるロータ付加タイミングベルトの非線形振動, 機論 C 編, vol59, No.560, pp.989-994, 1993。
- [91] 高山佳久, 近藤孝広, 木村貴裕, 雉本信哉, 里見健一郎, 組み合わせ磁石を用いた磁気ダンパの研究, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2010 CD-ROM 論文集, No10-8, 2010。
- [92] 中代重幸, 森田将文, 反発型磁気浮上装置のセルフパワー・アクティブ振動制御, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2006 CD-ROM 論文集, No.06-7, 2006。

## 謝 辞

本研究の遂行ならびに本論文の作成にあたり、終始丁寧なご指導を賜りました埼玉工業大学大学院工学研究科システム工学専攻の趙希禄教授に心より深く感謝申し上げます。

本研究を遂行するにあたり、研究の実施及び論文作成の詳細にわたり、ご検討とご助言を頂きました東京大学生産技術研究所の鄭仁成先生に深く感謝いたします。

また、有益なご教示とご指導を賜りました埼玉工業大学大学院工学研究科システム工学専攻の小西克享教授、福島祥夫教授、皆川佳祐准教授、高坂祐顕准教授および埼玉工業大学工学機械工学科の先生方々に対して、心より御礼を申し上げます。

私は埼玉工業大学の在学期間中において、非常に多くの友人に恵まれました。日頃に本研究室の博士前期課程の崔蘊博君、何帥君、田志磊君、郭林世君、博士後期課程の胡月さんと孔呈海君に心から感謝申し上げます。

また、本研究を進めていく上で必要な研究環境や設備などを整えるために多大なご協力を頂きました埼玉工業大学実習工場の中島慎介先生と向井竜二先生に心から感謝申し上げます。

最後に、私に博士課程へ進学する機会を与えてくださり、いつも温かく見守ってくれた両親に深く感謝の意を表し、謝辞とさせていただきます。