

# 天井制振構法「ロータリーダンパー天井制振システム」

青山 優也 奥田 浩文

達 富 浩  
(札幌支店営業第一部)

## Vibration Control System with Rotary Dampers for Suspended Ceiling

Yuya Aoyama Hirofumi Okuda

Hiroshi Tatsutomi

### Abstract

Vibration control system with rotary dampers for suspended ceiling (RDS) is a technology that enables a seismic relative response between the new suspended ceiling by the conventional construction method (**hereinafter** called “ceiling”) and the ceiling embedded cassette-type air conditioner (**hereinafter** called “air conditioner”) to be reduced by arranging the rotary dampers between them, thus preventing damages to the “ceiling” and “air conditioner.” Our experimental and analytical verifications indicate that when the seismic force specified by the Ceiling Notice (calculation route [response spectrum method]) acts on the ceiling surface, RDS prevents damages to the ceiling constituting member, reinforced frame including the “air conditioner”, and damper unit to ensure a clearance between the "ceiling" and "air conditioner" and between the "ceiling" and its adjoining walls.

### 概要

天井制振構法「ロータリーダンパー天井制振システム」(以下、RDS)は、在来工法で施工された新築吊り天井(以下、「天井」と天井埋込みカセット型室内機(以下、「空調機」と)の間に、それらの相対応答に追従して作用するロータリーダンパーを組み込むことで、「天井」および「空調機」の損傷を防止する技術である。実験的検証および解析的検証によって、RDSは「天井技術基準」(計算ルート[応答スペクトル法])で規定されている天井面に作用する地震力に対して、天井面構成部材、「空調機」を含めた補強フレームおよびダンパーユニットの損傷を防止できるとともに、「天井」と「空調機」との間、および「天井」と当該天井周辺に設置されている壁等との間のクリアランスを確保できることを確認した。

### 1. はじめに

平成23年3月に発生した東北地方太平洋沖地震、およびその余震による甚大な天井脱落被害を受けて、国土交通省は天井ブレースを多数設置することで揺らさない・衝突しない天井の構築を義務化した<sup>1)</sup>。しかし、その結果として、天井裏の設計的・施工的な制約が増大し、ひいては天井施工に係るコストが大幅にアップするという課題が発生している。また、同地震では揺れ方の異なる天井と設備機器の衝突に起因する被害事例が多数報告された。これらの問題を解決するために、筆者らは設備機器の一種である天井埋込みカセット型室内機(以下、「空調機」)をアングル材により補強し、「空調機」と在来工法吊り天井(以下、「天井」)をエネルギー吸収装置(以下、ロータリーダンパー)で接続することで地震の揺れを吸収するロータリーダンパー天井制振システム(以下、RDS)を開発した。各種天井補強方法と特徴の比較をFig. 1に示す。RDSにより、「天井」と設備双方の耐震性向上を合理的に達成することができるほか、天井裏の耐震ブレースが不要となるため、設備機器の設計的・施工的な自由度

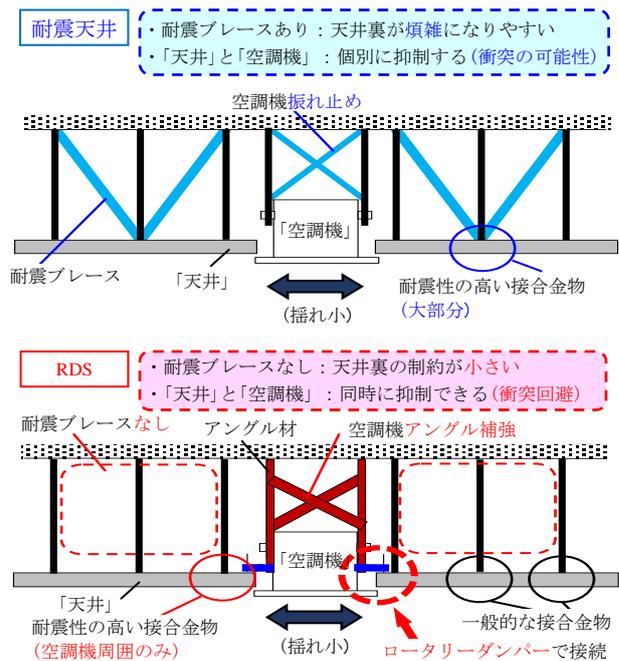


Fig. 1 天井補強方法の比較  
Comparison of the Ceiling Reinforcement

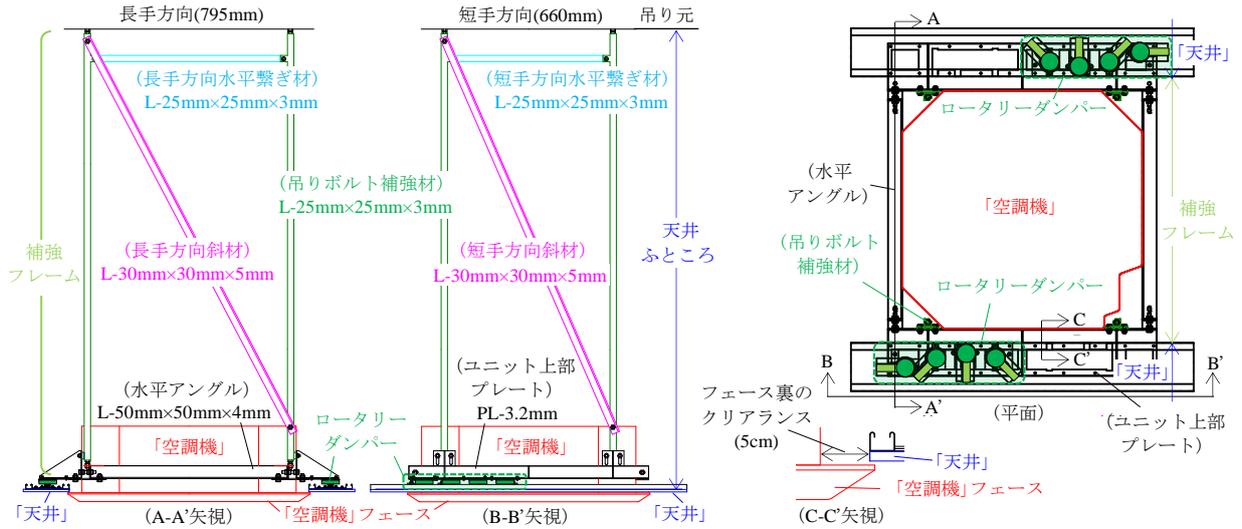


Fig. 2 基本構成および構成部材の概要  
Member Arrangement of RDS

が拡大し、ひいてはコストダウンに貢献する。

本報では、RDSの概要と、その性能確認、有用性確認を目的として行った各種試験結果、および試験結果に基づく解析方法とその妥当性について報告する。なお、RDSは、一般財団法人日本建築総合試験所の建築技術性能証明(GBRC性能証明 第17-29号)を取得している。

## 2. RDSの概要

### 2.1 基本概念と構成部材

RDSの基本構成および構成部材の概要をFig. 2に示す。RDSは、本技術を適用する「天井」および「空調機」に追加される部材、すなわちロータリーダンパー、ロータリーダンパーの取付金物、および「空調機」の水平耐力、水平剛性の向上を目的として設置する補強フレーム等から構成されている。ロータリーダンパーの外観をPhoto 1に示す。ロータリーダンパーにはシリコンオイルが充填されており、回転方向に粘性減衰力を発生させるダンパーである。RDSにおいては、Fig. 3に示すダンパー腕、ベアリングおよびスライドレールを用いた機構により、回転方向の減衰力を直進方向のそれに変換する。ロータリーダンパーの取付構成をFig. 4に示す。同図に示すとおり、RDSは水平方向の全方向にほぼ同じ減衰力を発揮させることを目的として、ダンパー腕の方向が8方向(0°, 45°, 90°, 135°, 180°, 225°, 270°, 315°)に向けた計8個のロータリーダンパーを基本として構成され、これをダンパー1組と呼称する。また、Fig. 5に機構を示すとおり、「空調機」および補強フレーム1箇所につき、ダンパーは2組まで設置することができる。「空調機」および補強フレームは、「天井」の面積、単位面積あたりの質量、形状、設置階に応じて複数配置する。解析の詳細については4章に述べるが、この配置および各所におけるダンパー組数については設計時における解析検討により決定する。

### 2.2 RDSの特長と前提条件

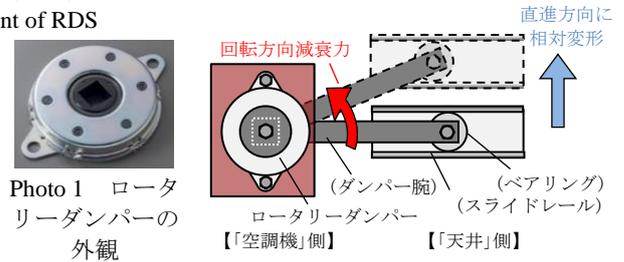


Photo 1 ロータリーダンパーの外観  
Appearance of Rotary Damper

Fig. 3 RDSのエネルギー吸収機構  
Energy Absorption Mechanism of RDS

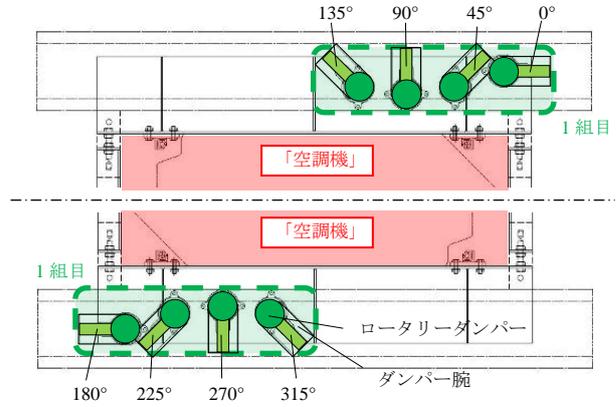


Fig. 4 ダンパー1組の構成  
Arrangement of One Set of Dampers

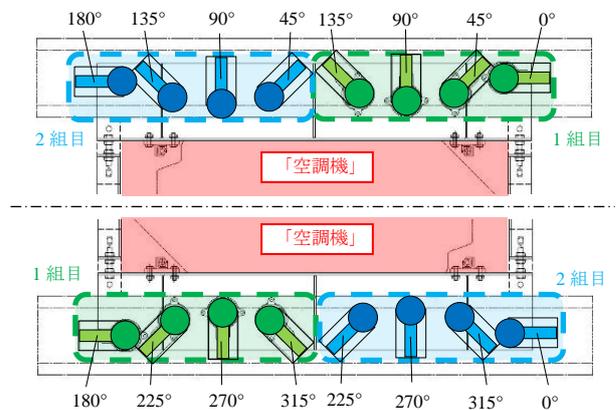


Fig. 5 ダンパー2組の構成  
Arrangement of Two Sets of Dampers

RDSの最大の特長は、「建築物における天井脱落対策に係る技術基準の解説」<sup>2)</sup>(以下、「天井技術基準」)の「計算ルート(応答スペクトル法)」で規定されている天井面に作用する地震力に対して、天井面構成部材等、「空調機」を含めた補強フレームおよびロータリーダンパーの損傷を防止できるとともに、「天井」と「空調機」および「天井」と当該天井周辺の壁等との衝突を防止できる点にある。なお、空調機以外の懸垂物が本技術における「空調機」および補強フレームと同等以上の剛性、耐力を有していれば、当該懸垂物を「空調機」の代替として用いることができる。

以下に、ロータリーダンパーを用いる際の前提条件を示す。

- 1) 「天井」と「空調機」の間、「天井」と壁等との間に最大5cmのクリアランスを確保する。この5cmは一般的な「空調機」のフェース裏のクリアランスが5cmであることに基づいている。
- 2) ロータリーダンパーは天井面積および天井質量に応じて必要組数を釣り合いよく配置する。
- 3) 「天井」に耐震ブレースは設置しない(Fig. 1参照)。

### 3. 性能確認試験

#### 3.1 試験項目

RDSの耐力および有用性の確認を目的として、ロータリーダンパー動的加力試験、空調機補強フレーム静的水平引張試験、ユニット振動台試験を行った。ロータリーダンパー動的加力試験では、周期・振幅を変化させた正弦波動的加力により、ロータリーダンパーが有する回転方向減衰力の定式化を行う。空調機補強フレーム静的水平引張試験では、空調機補強フレームの剛性を定式化するとともに、想定する外力に対して、同フレームが所定の耐力を有することを確認する。ユニット振動台試験では、「天井」と空調機補強フレームとをロータリーダンパーで接続した試験体を対象として、三次元振動台による動的加振を行うことにより、想定する外力に対してRDSの各種構成部材が損傷しないことを確認する。

#### 3.2 ロータリーダンパー動的加力試験

**3.2.1 試験概要** ロータリーダンパーが有する回転方向減衰力の定式化を目的として、動的加力試験を行った。加力に際しては、ロータリーダンパーが有する回転方向の減衰力を直進方向のそれに変換するための「くの字型」治具を用いた。「くの字型」治具の概要をFig. 6に示す。「くの字型」治具の反力側を固定し、加力側のみを左右に動かすことで、ロータリーダンパーは回転し減衰力を発生することになる。変位dの正弦波で左ブラケット側を加力し、その際のダンパー荷重Fを計測することで、ロータリーダンパーのトルクM(N\*m)と回転速度v(rad/s)を式(1)により求める。ただし、その際の支点間距離は  $l_s=250\text{mm}$ 、腕長さは  $l_u=200\text{mm}$  とする。

$$M = F \times l_h, \quad v = \dot{d}/l_h \quad (1)$$

$$\text{ただし, } l_h = \sqrt{l_u^2 - (l_s + d)^2}/4$$

試験体はRT1~RT4の4体とした。なお、正弦波振幅は110mmを基本とし、正弦波周期は1sおよび2sとした。当該振幅は、Fig. 3における直進方向相対変形3.5cmに相当する。また当該振幅は、2.2節で述べたクリアランス5cmに対して安全率1.5倍を考慮した値となる。

**3.2.2 試験結果** ロータリーダンパーの減衰力は粘性体の流動抵抗型として表されることから、同特性を係数  $c_s$  と係数  $\alpha$  を用いた式(2)で近似することを考える。

$$M = c_s |v|^\alpha \text{sign}(v) \quad (2)$$

ここで、 $\text{sign}(v)$ はvの符号を表しており、減衰力の符号は速度の符号と一致することを表している。まず、係数  $\alpha$  を0.1~0.4まで0.02刻みで変化させ、得られた試験値を

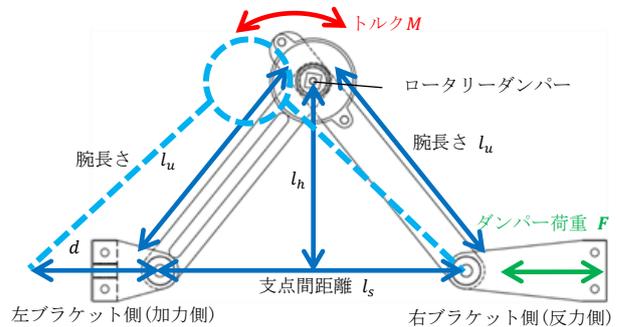


Fig. 6 「くの字型」治具の概要  
Outline of V-shaped Jig

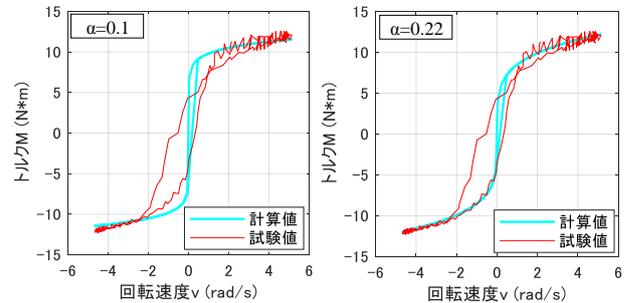


Fig. 7 試験値と計算値の比較 (αを变化)  
Comparison of Test and Calculated Values (α Parameter)

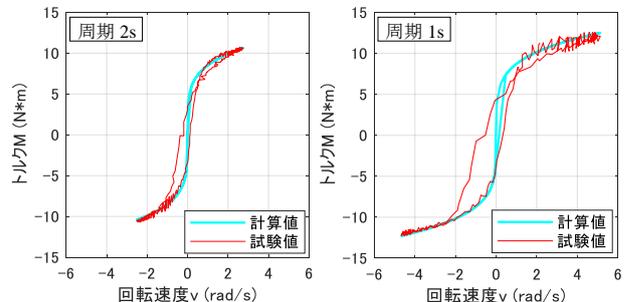


Fig. 8 試験値と計算値の比較 (RT-1の場合)  
Comparison of Test and Calculated Values (Case of RT-1)

Table 1 係数  $c_s$  一覧  
List of Coefficient  $c_s$

試験体	RT-1	RT-2	RT-3	RT-4	平均	
正弦波 周期	2s	8.52	8.71	9.05	8.80	8.77
	1s	8.52	8.60	8.90	8.73	8.68

最小二乗法により近似した。これら全ての比較結果から、係数 $\alpha$ は両者が最も整合する0.22とした。一例として、 $\alpha=0.1$ および0.22の場合の試験値と計算値(近似結果)の比較をFig. 7に示す。次に、 $\alpha=0.22$ としてRT-1~RT-4を対象として行った、周期1sおよび2sの正弦波加力における試験値と最小二乗法により求めた係数 $c_s$ をTable 1に一括して示す。また、一例としてRT-1の場合の試験値と計算値(近似結果)の比較をFig. 8に示す。これらの結果から、係数 $c_s$ に全加力の平均値である8.73を用いると、式(2)による計算値は試験値をよく近似できることを確認した。

### 3.3 空調機補強フレーム静的水平引張試験

**3.3.1 試験概要** 補強フレームで補強された「空調機」の水平剛性確認および水平耐力確認を目的として、水平方向の静的引張試験を行った。試験の概要をFig. 9に、試験体の詳細および本試験における加力方向をFig. 10に、試験ケースをTable 2にそれぞれ示す。空調機補強フレームのスパンは「空調機」の吊りボルトスパンに依存するが、ここでは一般的な空調機形状を念頭に置いて、660mm(短手方向)および795mm(長手方向)とした。長手方向および短手方向それぞれを対象として静的に加力し、その際の水平方向荷重F(kN)および水平方向変位d(mm)を計測した。なお、対象とする「空調機」の吊り長さおよび補強フレームの各部材長さは、天井ふところを1.0m、1.4m、1.8mとする「天井」を想定して設定した。

**3.3.2 試験結果** 試験後状況写真をPhoto 2に、荷重-変位関係をFig. 11にそれぞれ示す。ただし、試験後状

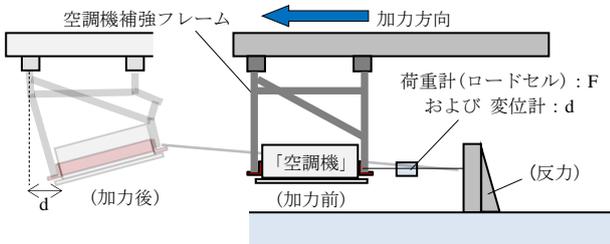


Fig. 9 空調機補強フレーム試験の概要  
Outline of Reinforced Frame Test on "Air Conditioner"

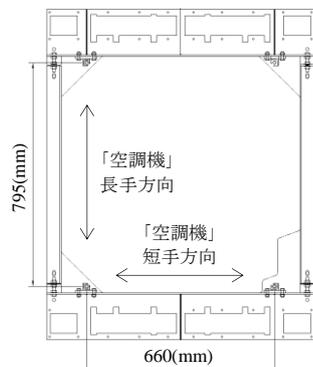


Fig. 10 試験体概要および加力方向  
Outline of Test Piece and Force Direction

Table 2 試験ケース  
Test Cases

試験体名称	天井ふところ	加力方向
KL-10	1.0m	長手
KS-10		短手
KL-14	1.4m	長手
KS-14		短手
KL-18	1.8m	長手
KS-18		短手

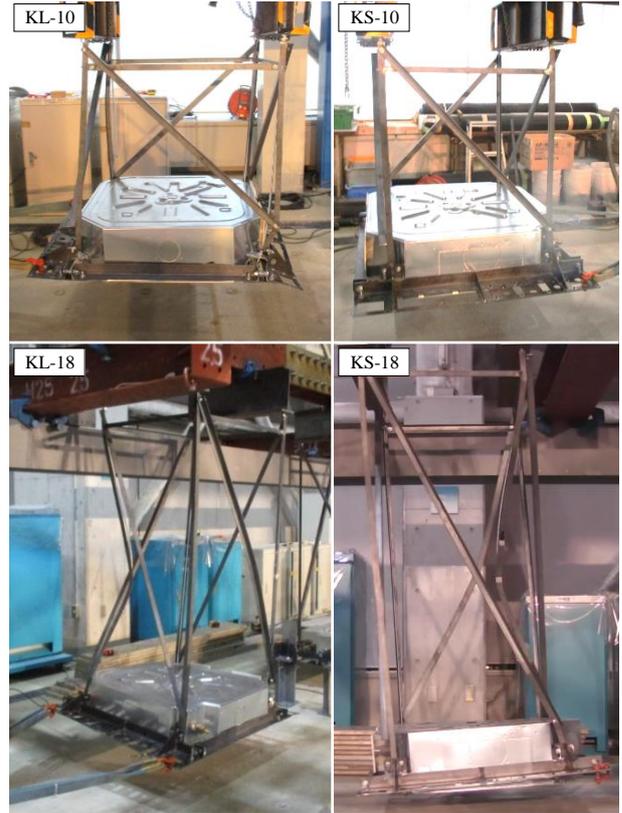


Photo 2 試験後状況  
Situation after Test

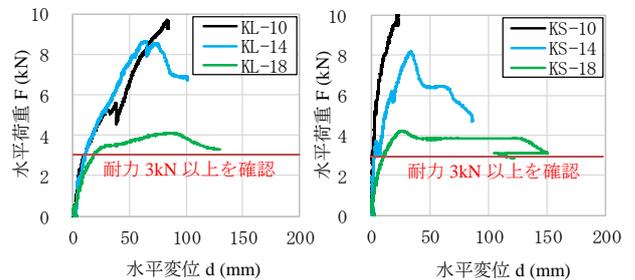


Fig. 11 荷重-変位関係  
(左: 長手方向加力 右: 短手方向加力)  
Load-Displacement Relationship  
(Left: Longitudinal Loading Right: Lateral Loading)

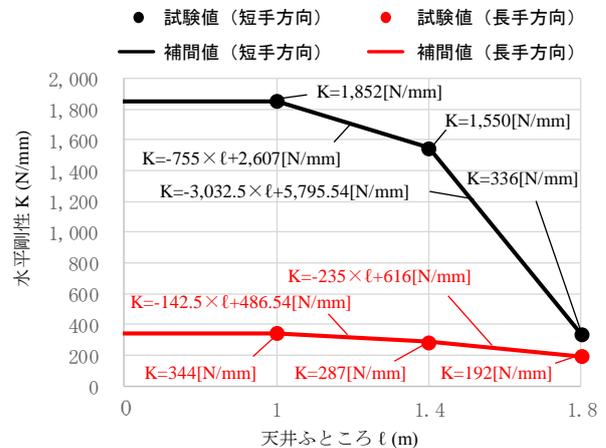


Fig. 12 水平剛性  
Horizontal Stiffness

況写真は天井ふところ1.0m, 1.8mの場合のみ示す。これらの結果から、空調機補強フレームの有する水平耐力Fは3kNとした。なお、当該耐力値は、全試験ケースで部材降伏することのない値である。また、空調機補強フレームの水平剛性K(水平荷重2.5kN時の等価剛性)をFig. 12に一括して示す。図中、黒●印が短手方向の、赤●印が長手方向の試験値をそれぞれ表している。空調機補強フレームの水平剛性は、試験値を線形補間して用いることとし、それぞれ黒線が短手方向の、赤線が長手方向の水平剛性-天井ふところ関係となる。なお、空調機補強フレームの水平剛性が十分に剛であれば、天井ふところが空調機反力に与える影響は限定的であるため、天井ふところが1.0m以下の場合には同1.0mの水平剛性を用いることとした。

### 3.4 ユニット振動台試験

#### 3.4.1 試験概要

想定する地震力に対して、RDSの構成部材が損傷しないことを確認するために、ユニット試験を行った。本試験は、三次元振動台上に「天井」および「空調機」の吊り元となる鉄骨架台を組み立て、約30m<sup>2</sup> (5,760mm×4,920mm)の「天井」を施工し、「天井」と空調機補強フレームとをロータリーダンパーで接続する形で行った。「天井」および「空調機」の仕様をTable 3に、試験体概要をFig. 13に、試験ケースをTable 4にそれぞれ示す。試験体は5体とし、天井ふところ、ボード枚数(天井質量)、および「空調機」の設置位置をパラメータとした。「天井」と空調機補強フレームを接続するダンパーは、必要な減衰量に応じて組数を1組または2組から選択する。天井2枚貼は概ね17kg/m<sup>2</sup>、3枚貼は概ね24kg/m<sup>2</sup>であり、これらは一般的な天井質量である。また、「空調機」の位置は、当該位置が天井中心部となる場合(偏心なし)と、天井中心部から一定量偏心している場合(偏心あり)の2種類とした。偏心ありの試験体は、「空調機」が「天井」に対して偏心した際の天井回転挙動の確認を目的としたものである。

振動台への入力波形は、「天井技術基準」の応答スペクトル法で規定されている天井面に作用する水平方向加速度を「天井」の5%加速度応答スペクトルとみなし、このスペクトルに適合する人工地震動波形とした。ここで、加速度スペクトルを網羅的に設定するため、3階建て、8階建て、15階建て、25階建ての建物を想定し、階数×0.1を1次固有周期とする逆三角形1次モードをもつ均等質量せん断質点系を仮定する。この時、位相特性は乱数位相を基本とし、比較的長周期の8階建て、15階建て、25階建てに対しては長周期成分を多く含む八戸位相も、比較的短周期の3階建てに対しては短周期成分を多く含む神戸位相もそれぞれ考慮した。一例として3階建て頂部・乱数位相で作成した波形のスペクトル(赤線)と「天井技術基準」スペクトル(青線)との比較、および作成した時刻歴波形をFig. 14に一括して示す。加振はX方向を基本とし、最も変位応答が大きくなる8階建て頂部・乱数位相の場合のみ、Y方向加振および45度方向加振も行った。

Table 3 「天井」および「空調機」の仕様  
Specification of "Ceiling" and "Air Conditioner"

「天井」仕様		「空調機」仕様	
シングル野縁	25mm×19mm×0.5mm	フェイスサイズ	950mm×950mm
ダブル野縁	50mm×19mm×0.5mm	本体サイズ	840mm×840mm
野縁受け	38mm×12mm×1.2mm	吊りボルトピッチ	795mm×660mm
クリップ	板厚0.6mm	吊りボルト	全ネジボルトW3/8
吊りボルト	全ネジボルトW3/8		

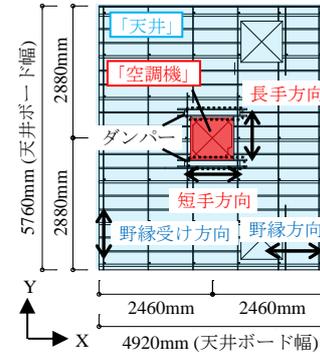


Fig. 13 試験体概要  
Outline of Test Piece

Table 4 試験ケース  
Test Cases

試験体名称	天井ふところ	ボード枚数	「空調機」偏心
A-10-3	1.0m	3枚貼	なし
A-14-3	1.4m		
A-18-2	1.8m		
B-14-2	1.4m	2枚貼	野縁受け方向 730mm
C-14-2	1.4m		野縁方向 420mm

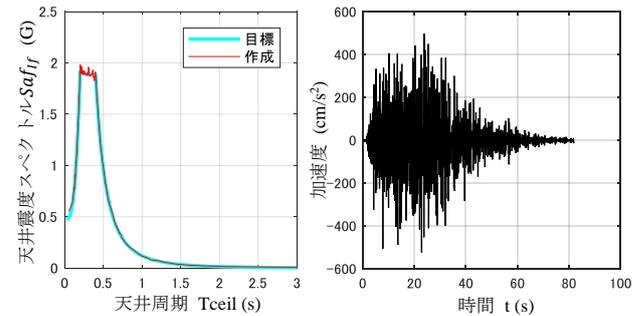


Fig. 14 スペクトル比較と時刻歴波形  
(3階建て頂部・乱数位相)

Response Spectrum Comparison and Time History Waveform  
(Top of 3-story Building, Random Phase)

Table 5 ダンパー組数一覧  
Number of Damper Sets

	3階建て頂部		8階建て頂部		15階建て頂部		25階建て頂部	
	乱数位相	神戸位相	乱数位相	八戸位相	乱数位相	八戸位相	乱数位相	八戸位相
A-10-3	1組	1組	2組	2組	2組	2組	2組	2組
A-14-3	1組	1組	2組	2組	2組	2組	2組	2組
A-18-2	1組	1組	2組	2組	2組	2組	1組	1組
B-14-2	1組	1組	2組	2組	2組	2組	1組	1組
C-14-2	1組	1組	2組	2組	2組	2組	1組	1組



Photo 3 試験後状況(試験体 A-14-3 の場合)  
Situation after Test (Test Piece A-14-3)

ダンパー組数一覧をTable 5に示す。ダンパー組数は、事前解析により試験体ごと、波形ごとに相対変位が3.3cm(「天井」-「空調機」間のクリアランス5cmに安全率1.5倍を見込んだ値)以内となることを意図して設定した。

**3.4.2 試験結果** 試験体A-14-3を対象として、3階建て頂上・乱数位相波形でX方向加振した直後の試験体状況例をPhoto 3に示す。本試験を含む全ての試験においてRDS構成部材に損傷は発生しなかった。このことから、RDSは「天井技術基準」の「計算ルート」で規定される天井面に作用する地震力に対して、天井面構成部材等、「空調機」を含めた補強フレームおよびロータリーダンパーの損傷を防止できるとともに、「天井」と「空調機」との間、および「天井」と当該天井周辺に設置されている壁等との間のクリアランスを確保できることを確認した。

4. 解析による検討

4.1 検討概要

RDSの解析モデルを構築するとともに、その妥当性を確認した。解析モデルの構築は、まずロータリーダンパー単体の試験結果(3.2節)に基づき、ロータリーダンパー8枚1組のモデル化(4.2節)を行う。その上で、「天井」の任意の場所に「空調機」を複数配置したRDSのモデル化(4.3節)を行う。構築した解析モデルの妥当性確認は、解析結果と3.4節で述べたユニット振動台試験結果との整合確認(4.4節)によって行う。

なお、本章の累乗計算は式(3)で定義するものとする。

$$v^\alpha \triangleq |v|^\alpha \text{sign}(v) \tag{3}$$

ただし、 $\text{sign}(v)$ は $v$ の符号を表しており、減衰力の符号は速度の符号と一致することを表している。

4.2 ロータリーダンパー8枚1組のモデル化

まず、ロータリーダンパー1個とダンパー腕、スライドレールを用いた機構の理論式を導出する。理論式導出に際しての座標系をFig. 15のように定義する。「天井」が $(x,y)$ 変位した時のスライドレールの移動距離 $y'$ は、スライドレール中心座標 $(L_i \cos \theta_i + x, L_i \sin \theta_i + y)$ が $-\theta_i$ 回転した時のY座標に等しいため、

$$y' = (-\sin \theta_i, \cos \theta_i) \cdot (L_i \cos \theta_i + x, L_i \sin \theta_i + y)^T = -x \sin \theta_i + y \cos \theta_i \tag{4}$$

で表される。したがって、 $\phi_i$ と $\theta_i$ には、

$$\sin \phi_i = \frac{-x \sin \theta_i + y \cos \theta_i}{L_i} \tag{5}$$

の関係が成り立つ。式(5)を辺々時間微分すると、

$$\dot{\phi}_i = \frac{-\dot{x} \sin \theta_i + y \dot{\theta}_i \cos \theta_i}{L_i \cos \phi_i} \tag{6}$$

が導かれる。3.2節で述べたとおり、ロータリーダンパーのモーメント $M_i$ は、減衰係数 $c_s$ と定数 $\alpha$ を用いて $M_i = c_s \phi_i^\alpha$ で表現できる。「天井」にかかる力 $F_i$ は、移動方向と逆向きにかかることから $-\theta$ 回転方向を正として、

$$F_i = \frac{M_i}{L_i} = \frac{c_s \phi_i^\alpha}{L_i} = \frac{c_s}{L_i} \left( \frac{-x \sin \theta_i + y \cos \theta_i}{L_i \cos \phi_i} \right)^\alpha \tag{7}$$

で表される。ここで、ダンパー腕を8方向、すなわち $\theta_i=45i$ ( $i=0\sim 8$ )に配置した時の1組のロータリーダンパー力のX方向荷重 $F_x$ 、Y方向荷重 $F_y$ はそれぞれ、

$$F_x = \sum_{i=0}^7 F_i \sin 45i = \sum_{i=0}^7 \frac{c_s \sin 45i}{L_i} \left( \frac{-x \sin 45i + y \cos 45i}{L_i \cos \phi_i} \right)^\alpha \tag{8}$$

$$F_y = \sum_{i=0}^7 -F_i \cos 45i = \sum_{i=0}^7 -\frac{c_s \cos 45i}{L_i} \left( \frac{-x \sin 45i + y \cos 45i}{L_i \cos \phi_i} \right)^\alpha \tag{9}$$

で導出できる。X方向またはY方向の「空調機」に対する「天井」の相対速度を $v_h$ 、初期変位 $X=Y=0$ cm、正弦波振幅3.3cm、周期1sとして、式(8)および式(9)を用いて式(10)による近似式を最小二乗法で求めると、それぞれ $u_{ch}=1553$ 、 $\beta=0.21$ となる。

$$F_x = F_y = u_{ch} v_h^\beta \tag{10}$$

この条件下で周期1s、2sの時の式(8)、式(9)の計算式と式(10)の近似式との比較結果をFig. 16に示す。両者はよく

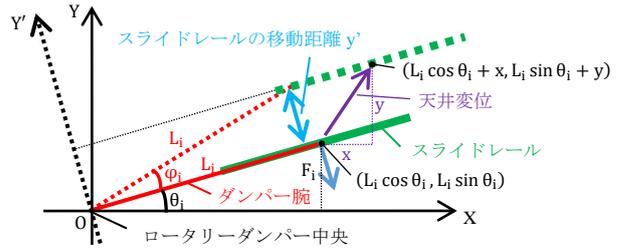


Fig. 15 ロータリーダンパー1個の機構の座標系  
Coordinate System Consisting of One Rotary Damper

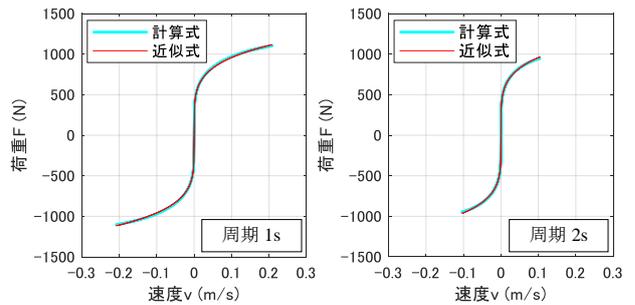


Fig. 16 近似式と計算式の比較  
Comparison of Approximated and Calculated Values

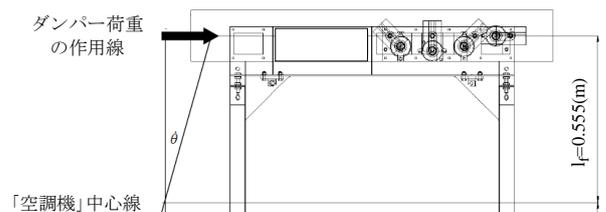


Fig. 17 ロータリーダンパー荷重の作用線  
Line of Action of Rotary Damper Load

一致していることから、式(10)[近似式]の妥当性が確認できる。

次に、「天井」が「空調機」に対して相対回転する際のトルク $F_\theta$ と相対回転速度 $\dot{\theta}$ との関係式を導出する。Fig. 17に示すようにダンパー荷重の作用線と空調機中央の距離を $l_f$ とすると、並進分の半分が $l_f$ 離れた所に作用すると考えることができるため、トルク $F_\theta$ は、

$$F_\theta = 2 \cdot \frac{u_{c\theta}}{2} \cdot (l_f \dot{\theta})^\beta \cdot l_f = u_{c\theta} \cdot l_f^{\beta+1} \cdot \dot{\theta}^\beta$$

$$= u_{c\theta} \cdot \dot{\theta}^\beta \quad (11)$$

で表される。なお、 $l_f=0.555(\text{m})$ の時、 $u_{c\theta}=761.7$ となる。

#### 4.3 RDSのモデル化

本節では、RDSのモデル化を行う。「天井」および各「空調機」の各諸元とその座標系をFig. 18で、 $\{X_a\}$ および $\{X_b\}$ を式(12)でそれぞれ定義する。

$$\{X_a\} = \begin{Bmatrix} x_a \\ y_a \\ a r_\theta \theta_a \end{Bmatrix}, \{X_b\} = \begin{Bmatrix} i x_b \\ i y_b \\ b r_{\theta i} \theta_b \end{Bmatrix} \quad (12)$$

ただし、 $a r_\theta$ 、 $b r_{\theta i}$ はそれぞれ「天井」、「空調機」の回転半径を示しており、「天井」の開口部を考慮したものである。

まず、「天井」および「空調機」に生じるロータリーダンパーの制御力を導出する。回転の相互作用を考慮した「空調機」と「天井」の相対速度 $i v_x$ 、 $i v_y$ 、 $i v_\theta$ は、

$$\begin{Bmatrix} i v_x \\ i v_y \\ i v_\theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{i l_y}{a r_\theta} & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\frac{i l_x}{a r_\theta} & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{a r_\theta} & 0 & 0 & -\frac{1}{b r_{\theta i}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{ \dot{X}_a \} \\ \{ \dot{X}_b \} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

で求められる。この相対速度およびダンパー組数 $i N_d$ を用いてロータリーダンパーによる制御力 $\{i F\}$ は、

$$\{i F\} = i N_d \cdot \begin{Bmatrix} u_{c\theta} \cdot i v_x^\beta \\ u_{c\theta} \cdot i v_y^\beta \\ u_{c\theta} \cdot i v_\theta^\beta \end{Bmatrix} \quad (14)$$

により求められる。ロータリーダンパーにより「天井」および「空調機」に生じる制御力 $\{i F_a\}$ 、 $\{i F_b\}$ は、回転を考慮してそれぞれ、

$$\{i F_a\} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \frac{i l_y}{a r_\theta} & -\frac{i l_x}{a r_\theta} & \frac{1}{a r_\theta} \end{bmatrix} \cdot \{i F\} \quad (15)$$

$$\{i F_b\} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{b r_{\theta i}} \end{bmatrix} \cdot \{i F\} \quad (16)$$

で求められる。

「天井」、「空調機」の運動方程式は、この $\{i F_a\}$ 、 $\{i F_b\}$ および空調機個数 $N_k$ を用いてそれぞれ、

$$[M_a] \{\ddot{X}_a\} + [C_a] \{\dot{X}_a\} + [K_a] \{X_a\} + \sum_{i=1}^{N_k} \{i F_a\} = -[M_a] \{\ddot{Z}\} \quad (17)$$

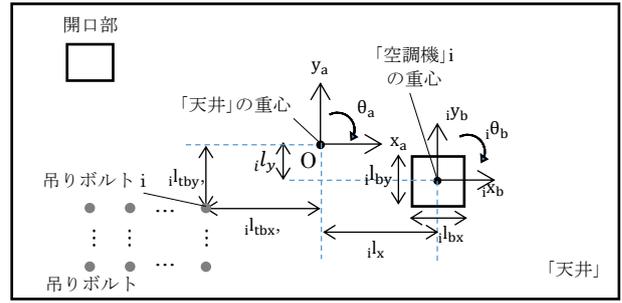


Fig. 18 「天井」および各「空調機」の座標系  
Coordinate System of "Ceiling" and "Air Conditioner"

$$[M_b] \{\ddot{X}_b\} + [C_b] \{\dot{X}_b\} + [K_b] \{X_b\} - \{i F_b\} = -[M_b] \{\ddot{Z}\} \quad (18)$$

で表すことができる。ただし、各行列および記号は式(19)に示すとおりである。なお、 $[E]$ は $3 \times 3$ の単位行列とする。

$$\begin{aligned} \{\ddot{Z}\} &= \{\ddot{z}_x, \ddot{z}_y, 0\}^T \\ [M_a] &= m_a [E], [M_b] = m_b [E] \\ [K_a] &= \begin{bmatrix} a k_x & 0 & a k_x \frac{e_y}{a r_\theta} \\ 0 & a k_y & -a k_y \frac{e_x}{a r_\theta} \\ a k_x \frac{e_y}{a r_\theta} & -a k_y \frac{e_x}{a r_\theta} & \frac{a k_\theta}{a r_\theta^2} \end{bmatrix} \\ [K_b] &= \left\{ b k_x, b k_y, \frac{b k_\theta}{b r_{\theta i}^2} \right\} \cdot [E] \\ [C_a] &= \{a c_x, a c_y, a c_\theta\} \cdot [E] \\ [C_b] &= \{b c_x, b c_y, b c_\theta\} \cdot [E] \\ m_a, m_b &: \text{天井質量, 空調機質量} \\ \ddot{z}_x, \ddot{z}_y &: \text{吊り元の絶対加速度(X方向, Y方向)} \\ e_x, e_y &: \text{「天井」の偏心距離(X方向, Y方向)} \\ a k_x, a k_y, a k_\theta &: \text{「天井」の剛性} \\ &\quad \text{(X方向, Y方向, 回転方向)} \\ b k_x, b k_y, b k_\theta &: \text{空調機補強フレームの剛性} \\ &\quad \text{(X方向, Y方向, 回転方向)} \end{aligned} \quad (19)$$

式(19)中、「天井」の偏心距離 $e_x$ 、 $e_y$ は、吊りボルト本数 $N_{tb}$ を用いて、

$$e_x = \frac{\sum_{i=1}^{N_{tb}} i l_{tbx}}{N_{tb}}, e_y = \frac{\sum_{i=1}^{N_{tb}} i l_{tby}}{N_{tb}} \quad (20)$$

により計算する。「天井」の剛性 $a k_x$ 、 $a k_y$ および $a k_\theta$ は、「体育館等の天井の耐震設計ガイドライン」<sup>3)</sup>に記載された方法で導出した天井周期 $T_a$ を用いて、

$$a k_x = a k_y = \frac{4\pi^2 m_a}{T_a^2}, a k_\theta = \frac{4\pi^2 a r_\theta^2 m_a}{T_a^2} \quad (21)$$

により計算する。空調機補強フレームの水平剛性 $b k_x$ 、 $b k_y$ は、3.3節で導出した値を用いる。一方、回転剛性 $b k_\theta$ は斜材に剛性が集中すると仮定して、

$$b k_\theta = 2 \cdot \frac{b k_x}{2} \cdot \frac{i l_{bx}}{2} \cdot \frac{i l_{bx}}{2} + 2 \cdot \frac{b k_y}{2} \cdot \frac{i l_{by}}{2} \cdot \frac{i l_{by}}{2}$$

$$= \frac{b_{k_x}^2 l_{b_x}^2 + b_{k_y}^2 l_{b_y}^2}{4} \quad (22)$$

により計算する。「天井」および「空調機」の減衰係数は、

$$\{a,b\}c_{[x,y,\theta]} = 2_{\{a,b\}h_{[x,y,\theta]}} \cdot \sqrt{m_{\{a,b\}} \cdot \{a,b\}k_{[x,y,\theta]}} \quad (23)$$

により計算する。なお、{ }内、[ ]内はそれぞれ複合同順である。ここで、 $a_{h_x}$ 、 $a_{h_y}$ 、 $a_{h_\theta}$ は「天井」の減衰定数を表しており、別途行った「天井」のみの場合の減衰自由振動試験結果の中で最も安全側であった(減衰定数が最も小さかった)試験体A-18-2の結果から、それぞれ0.45%、1.48%、0.72%とする。また、 $b_{h_x}$ 、 $b_{h_y}$ 、 $b_{h_\theta}$ は「空調機」の減衰定数を表しており、一律2%とする。

#### 4.4 RDSの解析とユニット振動台試験との結果比較

試験で得られた結果(試験値)と解析モデルにより求めた結果(計算値)とを比較することで、解析の妥当性を検証する。解析における入力波は、試験において「天井」および「空調機」の吊り元で計測した加速度データとした。試験値と計算値の各種最大応答値比較をTable 6に、時刻歴波形比較をFig. 19にそれぞれ示す。ただし、同表同図には偏心なしの一例として試験体A-14-3(3階建て・乱数位相の波形をX方向に入力)の結果を、偏心ありの一例として同B-14-2(25階建て・乱数位相の波形をX方向に入力)の結果を示している。これらの結果から、試験値と計算値とは概ね一致していることが確認できる。なお、紙面の都合上割愛したが、偏心なし、偏心ありの全ての試験ケースにおいて、試験値と計算値とは概ね一致していたことを付記しておく。

### 5. まとめ

「天井」と「空調機」をロータリーダンパーで接続することで双方の耐震性向上を合理的に達成することができる。天井制振構法RDSを開発した。RDSにより耐震ブレースが不要となるため、天井裏における設備機器等の設計的・施工的な自由度が拡大し、ひいてはコストダウンにも貢献する。

本報では、RDSの性能確認、有用性確認を目的とした各種試験を行い、同試験結果に基づきRDSの解析方法を確立した。得られた知見を以下に示す。

- 1) ロータリーダンパー動的加力試験により、ロータリーダンパーのトルクと回転速度の関係式を導出した。また本試験における試験値と同関係式による計算値とがよく整合していることから、ロータリーダンパーの定式化方法は妥当であることを確認した。
- 2) 空調機補強フレーム静的引張試験により、補強フレームを含めた「空調機」の水平耐力を確認するとともに、補強フレームを含めた「空調機」の水平剛性と天井ふところの関係式を導出した。

Table 6 試験結果と計算結果の最大応答値比較  
Comparison of Test and Analysis Maximum Values

試験体	A-14-3					B-14-2		
入力波	3階建て・乱数位相					25階建て・乱数位相		
比較箇所	絶対加速度		変位			回転角		
	天井	空調機	天井	相対	空調機	天井	空調機	相対
試験値	265.0gal	784.4gal	2.7cm	2.6cm	0.5cm	0.022rad	0.003rad	0.021rad
計算値	209.3gal	1146.0gal	2.7cm	2.6cm	0.3cm	0.019rad	0.004rad	0.019rad

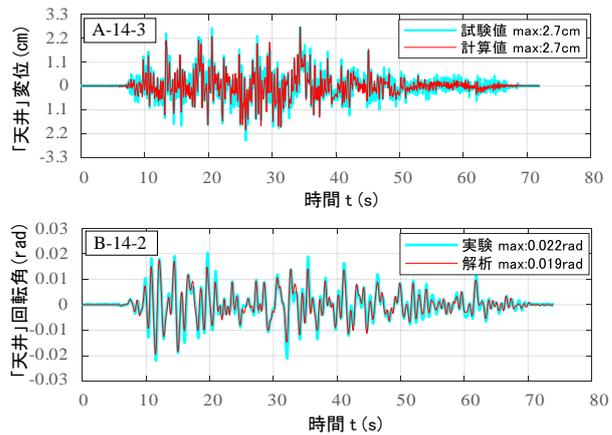


Fig. 19 時刻歴波形比較  
Time History Waveform Comparison of Test and Analysis

- 3) ユニット振動台試験により、RDSは「天井技術基準」の「計算ルート」で規定される天井面に作用する地震力に対して、天井面構成部材等、「空調機」を含めた補強フレームおよびロータリーダンパーの損傷を防止できるとともに、「天井」と「空調機」との間、および「天井」と当該天井周辺に設置されている壁等との間のクリアランスを確保できることを確認した。
- 4) RDSの解析モデルを構築するとともに、同モデルに基づく計算結果とユニット振動台試験結果との整合性を確認することで、解析手法の妥当性を検証した。

今後は、RDSの既存天井への展開など、本技術のさらなる適用範囲の拡充を目指すとともに、RDSの普及・展開に努めていく予定である。

#### 参考文献

- 1) 国土交通省:特定天井及び特定天井の構造耐力上安全な構造方法を定める件(平成25年国土交通省告示第771号), 2013.8
- 2) 国土交通省 国土技術政策総合研究所, 独立行政法人建築研究所, 一般社団法人 新・建築士制度普及協会:建築物における天井脱落対策に係る技術基準の解説(平成25年10月版), 2013.10
- 3) 一般財団法人 日本建築センター:体育館等の天井の耐震設計ガイドライン, 2005.5