

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5190652号
(P5190652)

(45) 発行日 平成25年4月24日(2013.4.24)

(24) 登録日 平成25年2月8日(2013.2.8)

(51) Int.Cl. F I
 E O 4 H 9/02 (2006.01) E O 4 H 9/02 3 4 1 A
 F 1 6 F 15/02 (2006.01) F 1 6 F 15/02 C

請求項の数 4 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2007-210214 (P2007-210214)	(73) 特許権者	000002299 清水建設株式会社 東京都中央区京橋二丁目16番1号
(22) 出願日	平成19年8月10日(2007.8.10)	(74) 代理人	100064908 弁理士 志賀 正武
(65) 公開番号	特開2008-163727 (P2008-163727A)	(74) 代理人	100108578 弁理士 高橋 詔男
(43) 公開日	平成20年7月17日(2008.7.17)	(74) 代理人	100089037 弁理士 渡邊 隆
審査請求日	平成21年12月25日(2009.12.25)	(72) 発明者	磯田 和彦 東京都港区芝浦一丁目2番3号 清水建設株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願2006-326982 (P2006-326982)	審査官	渋谷 知子
(32) 優先日	平成18年12月4日(2006.12.4)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 振動低減機構およびその諸元設定方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

曲げ変形が卓越する高層建物等の構造物を対象とする振動低減機構であって、
 振動低減対象の構造物における主構造体に対してその周囲に跳ね出す剛性部材を主構造体と一体に設け、

主構造体の周囲には、該主構造体に対して独立している軸力部材を並設してその一端部を固定するとともに、該軸力部材の他端部と前記剛性部材との間に、主構造体の曲げ変形が剛性部材を介して伝達されることにより錘が回転して回転慣性質量を生じる回転慣性質量ダンパーを介装し、

該回転慣性質量ダンパーにより生じる回転慣性質量と前記軸力部材の軸剛性とにより定まる固有振動数を前記主構造体の固有振動数に同調させるべく、前記軸力部材の軸剛性を前記回転慣性質量ダンパーの回転慣性質量で除した値を前記主構造体の固有1次角振動数の二乗にほぼ一致させてなることを特徴とする振動低減機構。

【請求項2】

請求項1記載の振動低減機構であって、
 軸力部材の軸剛性を調整するための付加バネを該軸力部材と直列に設置してなることを特徴とする振動低減機構。

【請求項3】

曲げ変形が卓越する高層建物等の構造物を対象とする振動低減機構の諸元設定方法であって、

振動低減対象の構造物における主構造体に対してその周囲に跳ね出す剛性部材を主構造体と一体に設け、

主構造体の周囲には、該主構造体に対して独立している軸力部材を並設してその一端部を固定するとともに、該軸力部材の他端部と前記剛性部材との間に、主構造体の曲げ変形が剛性部材を介して伝達されることにより錘が回転して回転慣性質量を生じる回転慣性質量ダンパーを介装し、

該回転慣性質量ダンパーにより生じる回転慣性質量と前記軸力部材の軸剛性により定まる固有振動数を前記主構造体の固有振動数に同調させるべく、前記軸力部材の軸剛性を前記回転慣性質量ダンパーの回転慣性質量で除した値を前記主構造体の固有1次角振動数の二乗にほぼ一致させるように、回転慣性質量ダンパーと軸力部材の諸元を設定することを特徴とする振動低減機構の諸元設定方法。

10

【請求項4】

請求項3記載の振動低減機構の諸元設定方法であって、

軸力部材に付加バネを直列に設置することによって軸力部材全体の軸剛性を調整することを特徴とする振動低減機構の諸元設定方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、高層建物等の曲げ変形が卓越する構造物の振動を低減させるための振動低減機構、およびその諸元設定方法に関する。

20

【背景技術】

【0002】

塔状の高層建物のように曲げ変形が卓越する構造物の振動を抑制するために、たとえば特許文献1に示されているように、構造物の頂部に所謂チューンド・マス・ダンパー(Tuned Mass Damper: TMD)を設置するという手法が知られている。これは、構造物に付加バネを介して付加質量を接続し、それら付加バネと付加質量により定まる固有振動数を構造物の固有振動数に同調させることにより構造物の共振点近傍における応答を低減させるというものである。

また、特許文献2には、構造物をコア(主構造体)と外周フレーム(または外周壁)とにより構成し、それらのいずれか一方の頂部にトップガーダーを張り出すように設けて、コアと外周フレームとの間にトップガーダーを介して制震装置を架設することにより、コアが曲げ変形した際には制震装置を作動させてその振動を減衰させるという曲げ変形制御型制震構造物の提案がある。

30

【特許文献1】特開昭63-156171号公報

【特許文献2】特開平7-26786号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

特許文献1に示されるような従来一般のTMDは、十分な振動低減効果を得るためには付加質量を大きくする必要があり、必然的に大型大重量とならざるを得ないが、構造物にあまり大きな質量を付加することは好ましくないし、TMDが大型大重量になるほど設置位置や設置スペースに関しての制約も大きくなるので、通常は付加質量を構造物の全質量の1~2%程度とすることが現実的であり、したがって振動低減効果にも自ずと限界がある。

40

また、特許文献2に示される曲げ変形制御型制震構造物では、頂部の曲げ戻しを利用することから大きな減衰を付与する割には振動低減効果は限定的で小さなものにしかない。

【0004】

上記事情に鑑み、本発明は従来一般のTMDのように過大な付加質量を必要とせず、また振動低減効果を飛躍的に向上させることのできる有効な振動低減機構とその諸元設定方

50

法を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明の振動低減機構およびその諸元設定方法は、曲げ変形が卓越する高層建物等の構造物を対象とするものであって、振動低減対象の構造物における主構造体に対してその周囲に跳ね出す剛性部材を主構造体と一体に設けるとともに、主構造体の周囲には該主構造体に対して独立している軸力部材を並設してその一端部を固定するとともに、該軸力部材の他端部と前記剛性部材との間に、主構造体の曲げ変形が剛性部材を介して伝達されることにより錘が回転して回転慣性質量を生じる回転慣性質量ダンパーを介装し、該回転慣性質量ダンパーにより生じる回転慣性質量と前記軸力部材の軸剛性とにより定まる固有振動数を前記主構造体の固有振動数に同調させるべく、前記軸力部材の軸剛性を前記回転慣性質量ダンパーの回転慣性質量で除した値を前記主構造体の固有1次角振動数の二乗にほぼ一致させるようにしたものである。

10

本発明においては、必要に応じて、軸力部材の軸剛性を調整するための付加バネを該軸力部材と直列に設置しても良い。

【発明の効果】

【0006】

本発明によれば次のような格別顕著な効果を奏する。

曲げ変形の卓越する構造物における主構造体に対し剛性部材を跳ね出させて設けるとともに軸力部材と直列に回転慣性質量ダンパーを付加するだけで、主構造体の共振特性を十分に改善でき、大幅な応答低減効果が得られ、地震動のみならず風や交通振動などの外乱に対しても振動を有効に抑制でき、居住性の改善に寄与する。

20

回転慣性質量と軸力部材の軸剛性とにより定まる振動数を主構造体の固有振動数に同調させるべく、軸力部材の軸剛性を回転慣性質量ダンパーの回転慣性質量で除した値を主構造体の固有1次角振動数の二乗にほぼ一致させることで、構造物の応答を大幅に低減できる。また、高振動領域においてもダンパー反力や軸力部材の反力が増大しない。

回転慣性質量ダンパーは実際の錘の質量の10～500倍もの回転慣性質量が得られ、したがって小質量の錘による小型軽量かつ小容量の回転慣性質量ダンパーであっても大きな質量を有するTMD等の他の振動低減機構と同等ないしそれ以上の性能が得られ、コスト的にも設置スペースの点でも有利である。

30

必要に応じて軸力部材に付加バネを直列に設置することにより、それらの全体の軸剛性を最適にかつ容易に設定することができ、振動数同調を確実にかつ精度良く行うことができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

本発明の振動低減機構の一実施形態を図1に示す。

本実施形態は、曲げ変形が卓越する塔状の高層建物への適用例であって、図1(a)は全体の概要図、(b)はその振動モデルである。

本実施形態における振動低減対象の構造物としての高層建物は、コア部を構成している主構造体1と、その頂部から周囲に跳ね出す形態で構造的には主構造体1と一体に設けられている剛性部材2と、主構造体1の周囲に構造的には独立に立設されて外周フレームを構成している軸力部材3とからなり、軸力部材3の上端部と剛性部材2の先端部との間に回転慣性質量ダンパー4を介装したことを主眼とするものである。

40

これは基本的には特許文献2に示されている曲げ変形制御型制震構造物と同様の構造のものであり、本実施形態における主構造体1、剛性部材2、軸力部材3、回転慣性質量ダンパー4は、それぞれ特許文献2に示される制震構造物におけるコア、トップガーダー、外周フレーム(ないし外周壁)、制震装置に相当するものである。

【0008】

但し、上記従来製の制震構造物における制震装置はたとえばオイルダンパー等の単なる一般的なダンパーであるのに対し、本実施形態における回転慣性質量ダンパー4は主構造体

50

1の曲げ変形が剛性部材2の回転を介して軸力として伝達されることによって錘が回転して所望の回転慣性質量を生じる構成のものでされている。

【0009】

すなわち、本実施形態において使用する回転慣性質量ダンパー4は、主構造体1の曲げ変形に伴う剛性部材2の鉛直面内での回転により軸方向(上下方向)に変形するような力を受けて作動し、それにより小質量の錘が水平面内において回転するものであって、その錘の回転慣性モーメントと回転角加速度とにより錘に生じる慣性モーメントを制御力として利用して振動低減効果を得る構成のものである。

具体的には、回転慣性質量ダンパー4に生じる加力(加振)方向の相対変位を x 、その際の錘の回転角を ϕ とし、それら相対変位 x と回転角 ϕ との間に $x = \alpha \phi$ の関係があるとき、摩擦等による回転ロスを無視すると、この回転慣性質量ダンパー4の変位方向の慣性力(制御力) P は次式で表される。

【数1】

$$P = \frac{I_\phi \ddot{\phi}}{\alpha} = \frac{I_\phi}{\alpha^2} \ddot{x} = \Psi \ddot{x}$$

$$\Psi = I_\phi / \alpha^2$$

P : 慣性力(制御力)

I_ϕ : 錘の回転慣性モーメント

$\ddot{\phi}$: 回転角加速度

α : 単位回転角に対する加力(加振)方向の変位量

\ddot{x} : 加力(加振)方向の相対加速度

Ψ : 回転慣性質量

上式は、一般的なバネが相対変位にバネ定数を乗じて負担力とするのと同様に、相対加速度に回転慣性質量を乗じて負担力とすることを意味しており、相対変位ではなく相対加速度を乗じる点で通常のパネによる場合と大きく異なるものである。

【0010】

上記のような回転慣性質量ダンパー4が発生する回転慣性質量の大きさは、回転する錘の実際の質量に対して10~500倍にもなるので、小質量の錘を回転させることのみで極めて大きな慣性回転質量を得ることができ、したがって錘が小質量であっても十分な制御力、つまりは十分な振動低減効果が得られるものである。

しかも、回転慣性質量の大きさは、錘の質量のみならずその径寸法および径方向の質量分布により決定されるものであり、錘の質量が大きいほど、径寸法が大きいほど、質量が内周部よりも外周部に分布しているほど回転慣性質量は大きくなるから、それらを適正に設定することによって回転慣性質量を所望の大きさに設定することができ、所望の振動低減効果を得られる。

【0011】

なお、この種の回転慣性質量ダンパーとしてはたとえば特許第3250795号公報や特開2004-44748号公報に免震装置として使用されるものが公知であり、本実施形態においてはそれらに示されているようなボールネジ式の回転慣性質量ダンパーが好適に採用可能であるが、回転慣性質量ダンパー4の構成は特に限定されるものではなく、所望の形式、特性のものを任意に採用することができる。

【0012】

そして本発明では、そのような回転慣性質量ダンパー4を用いたうえで、その回転慣性質量ダンパー4により生じる回転慣性質量と、軸力部材3の軸剛性 k_v (後述するように付加バネ5を設置する場合にはそのバネ剛性も考慮した総合的な軸剛性)により定まる固有振動数を主構造体1の固有振動数に同調させるようにそれらの諸元を設定することを要旨としている。

すなわち、一般に質量 m とバネ k による振動系における固有角振動数 ω は

$$\omega^2 = k / m$$

なる関係で定まるのと同様に、本発明のような回転慣性質量ダンパー4と軸力部材3とに

10

20

30

40

50

よる振動系においては、その固有角振動数 ω_0 は回転慣性質量 J および軸力部材の軸剛性 k_v から

$$\omega_0^2 = k_v / J$$

なる関係で定まる。したがって、その固有角振動数 ω_0 を主構造体 1 の固有 1 次角振動数 ω_1 にほぼ一致させれば、つまり

$$\omega_0^2 = k_v / J = \omega_1^2$$

の関係が成り立つように J および k_v の値を設定すれば、主構造体 1 の固有 1 次モードの振動に対する応答を大きく低減させることができる。

【 0 0 1 3 】

なお、上記の軸剛性 k_v は軸力部材 3 自体の軸剛性 k_c をそのまま利用しても良いが、その軸剛性 k_v を調整するために図 1 (b) に示すように軸力部材 3 の要所に適宜の付加バネ 5 を直列に組み込むようにしても良く、それにより軸力部材 3 全体の総合的な軸剛性 k_v の設定をより容易にかつ確実に行うことができる。そのような付加バネ 5 を付加する場合における軸力部材 3 の総合的な軸剛性 k_v は次式で求められる。

【 数 2 】

$$k_v = \frac{1}{1/k_c + 1/k_0 + 1/k_g}$$

k_v : 軸力部材の軸剛性

k_c : 軸力部材自体の軸剛性

k_0 : 付加バネ

k_g : 剛性部材のバネ

N_v : 軸力部材から剛性部材に伝わる軸力

δ_v : 剛性部材の曲げ変形量

$$k_g = N_v / \delta_v$$

【 0 0 1 4 】

また、図 1 (b) に示すようにこの振動低減機構には付加減衰 6 も必要であり、その付加減衰 6 は図示例のように回転慣性質量ダンパー 4 に対して並列に設置すれば良いが、あるいは上記の付加バネ 5 を設置する場合にはそれに並列に設置することでも良い。もしくは、回転慣性質量ダンパー 4 として付加減衰を並列に組み込み一体化したものをを用いても良く、その場合には他に格別の付加減衰を設置する必要はない。いずれにしても、そのような付加減衰 6 があることによってこの振動低減機構の固有角振動数は主構造体 1 の固有 1 次角振動数 ω_1 とは厳密には一致しないが、実質的にほぼ同等とすることができる。

【 0 0 1 5 】

なお、本実施形態における剛性部材 2 は主構造体 1 の頂部から側方に水平に跳ね出すように設けることが好ましいものの、それに限るものではなく、主構造体 1 の中間部分から跳ね出すことでも良いし、水平に限らず斜め上方や斜め下方に跳ね出すことでも良い。また、軸力部材 3 の固定端は基礎等の不動点でなくても良く、構造体の低層部のように変形が小さい箇所でも良い。さらに、剛性部材 2 を主構造体 1 の中間部に多段に設けても良く、その場合は固定端と各段の剛性部材 2 の間のそれぞれに軸力部材 3 と回転慣性質量ダンパー 4 を設ければ良い。

【 0 0 1 6 】

以上のように、本実施形態の振動低減機構は、塔状の主構造体 1 および剛性部材 2 となる主振動系に対して、軸力部材 3 と回転慣性質量ダンパー 4 とによる付加振動系を付加し、その付加振動系の固有角振動数を主振動系の固有 1 次角振動数 ω_1 に同調させるべく、軸力部材 3 の軸剛性 k_v を回転慣性質量ダンパー 4 の回転慣性質量 J で除した値を主構造体の固有 1 次角振動数 ω_1 の二乗にほぼ一致させることによって、主振動系（すなわち主構造体 1）の曲げ振動に対する共振特性および応答を有効に改善でき、大幅な振動低減効果が得られるものである。

【 0 0 1 7 】

この点に関し、特許文献 2 に示されている従来の曲げ変形制御型制震構造物と対比すれ

10

20

30

40

50

ば、従来の制震構造物では外周フレームと制震装置による付加振動系によりコアの曲げ変形に対する振動低減効果を得る点では本発明と共通するが、その制震装置としてはオイルダンパー等の単なるダンパーを用いるものに過ぎず、したがってその制震装置を全振動数領域において単に作動させるのみであって本発明のように主振動系との同調を行うものでもそれが可能なものでもなく、当然に本発明のような優れた共振特性の改善効果や応答低減効果が得られるものではない。

しかも、上記従来の制震構造物では、本発明における軸力部材 3 に相当する外周フレームないし外周壁の軸変形は制震効果を低下させるロスでしかなく、したがってそれらは十分に高軸剛性とする必要があるが、本発明においては軸力部材 3 の総合的な軸剛性 k_v を適切に設定して振動数同調に有効に利用するものであるし、必要に応じて軸力部材 3 自体の軸剛性 k_c を補完するように付加バネ 5 を設置してその総合的な軸剛性 k_v を最適に調整でき、それにより最適な振動数同調を容易に行い得るので構造的に極めて合理的である。

10

【 0 0 1 8 】

また、従来一般の TMD と対比すれば、従来一般の TMD は付加振動系により振動数同調を行うものである点で本発明と共通するといえるが、上述したように従来一般の TMD では十分な振動低減効果を得るためには大きな付加質量を必要とする点で難があるのに対し、本発明では小質量の錘を回転させる構成の回転慣性質量ダンパー 4 を用いることでその錘の 10 ~ 500 倍にも及ぶ大きな回転慣性質量が得られることから、従来一般の TMD に比べて遙かに小型軽量の回転慣性質量ダンパー 4 で同等ないしそれ以上の振動低減効果が得られる。換言すれば、従来一般の TMD により本発明と同等の効果を得ようとするならば、それに必要となる付加質量は著しく大きなものとなってしまって現実的ではない。

20

【 0 0 1 9 】

以下、本実施形態の振動低減機構の効果を確認するための解析手法とその結果について図 2 を参照して詳細に説明する。

図 1 (b) に示す振動モデルにおいて、主構造体 1 の曲げ剛性 EI 、その等価質量 m 、回転慣性モーメント I 、軸力部材 3 の総合的な軸剛性 k_v 、軸力部材 3 自体の軸剛性 k_c 、付加バネ k_0 、回転慣性質量ダンパー 4 による回転慣性質量、付加減衰 c_0 (回転慣性質量ダンパー 4 と並列に設置) とする。また、この構造物の全高 H 、主構造体 1 と軸力部材 3 との間の距離 b とする。なお、主構造体 1 (具体的にはコア部) が全てのせん断力を負担し、軸力部材 3 (具体的には外周フレーム) は軸方向力のみを負担するものとする。

30

【 0 0 2 0 】

頂部質点の水平変位を x 、回転角 θ とし、構造物に作用するせん断力を Q 、主構造体 1 の頂部で負担する曲げモーメントを M_1 とすると次式が成り立つ。

【 数 3 】

$$\begin{pmatrix} x \\ \theta \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{H^3}{3EI} & \frac{H^2}{2EI} \\ \frac{H^2}{2EI} & \frac{H}{EI} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} Q \\ M_1 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} Q \\ M_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{12EI}{H^3} & -\frac{6EI}{H^2} \\ -\frac{6EI}{H^2} & \frac{4EI}{H} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \theta \end{pmatrix}$$

40

【 0 0 2 1 】

主構造体 1 の脚部の固定端の水平変位 x_0 、主構造体 1 の減衰係数を C とすると、振動方程式は次の (1) 式で表される。ここで、 Z_k は回転慣性質量ダンパー 4 と軸力部材 3 の軸剛性 k_v の直列バネである。

【数4】

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + \frac{12EI}{H^3}(x-x_0) - \frac{6EI}{H^2}\theta = 0 \\ I_\theta\ddot{\theta} - \frac{6EI}{H^2}(x-x_0) + \frac{4EI}{H}\theta + 2Z_k b^2\theta = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (1)$$

【0022】

10

変位 x および回転角 θ が角振動数 ω で正弦波振動するとして、 $x_j = x_j e^{i\omega t}$ 、
 $\theta = \theta e^{i\omega t}$ ($j = 0, 1$) を用いて加振点変位 x_0 に対する頂部応答変位 x の比率 (応答倍率) は次の (2) 式で表される。

【数5】

$$\begin{cases} -\omega^2 mx + i\omega cx + \frac{12EI}{H^3}(x-x_0) - \frac{6EI}{H^2}\theta = 0 \\ -\omega^2 I_\theta\theta - \frac{6EI}{H^2}(x-x_0) + \frac{4EI}{H}\theta + 2Z_k b^2\theta = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (2)$$

20

【0023】

上記の (2) 式より

【数6】

$$\theta = \frac{\frac{6EI}{H^2}(x-x_0)}{-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2Z_k b^2}$$

30

$$Z_k = \frac{i\omega}{\frac{1}{i\omega\psi + c_0} + \frac{i\omega}{k_v}} = \frac{(-\omega^2\psi + i\omega c_0)k_v}{k_v - \omega^2\psi + i\omega c_0}$$

【0024】

これを (1) 式に代入して (3) 式が得られる。

【数7】

40

$$(-\omega^2 m + i\omega c)x + \left[\frac{12EI}{H^3} - \frac{\frac{(6EI)^2}{H^4}}{-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2Z_k b^2} \right] (x-x_0) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

【0025】

50

故に、応答倍率 (x) = x / x₀ は次の (4) 式で求められる。なお、(x) は、x の上部に (バー) がつくことを表すものである (以下、他の記号についても同様)

【数 8】

$$\bar{x} = \frac{x}{x_0} = \frac{\left[\frac{12EI}{H^3} - \frac{\frac{(6EI)^2}{H^4}}{-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2Z_k b^2} \right]}{(-\omega^2 m + i\omega c) + \left[\frac{12EI}{H^3} - \frac{\frac{(6EI)^2}{H^4}}{-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2Z_k b^2} \right]} \tag{10}$$

$$= \frac{\left(-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \frac{12EI}{H^3} - \frac{(6EI)^2}{H^4}}{\left(-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \left(-\omega^2 m + i\omega c + \frac{12EI}{H^3} \right) - \frac{(6EI)^2}{H^4}} \tag{20}$$

$$= \frac{\left(-\omega^2 I_\theta + \frac{EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \frac{12EI}{H^3}}{\left(-\omega^2 I_\theta + \frac{4EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) (-\omega^2 m + i\omega c) + \left(-\omega^2 I_\theta + \frac{EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \frac{12EI}{H^3}} \tag{4}$$

【0026】

ここで、検討を単純化するために構造物の回転慣性モーメントを無視し、I₁ = 0、 $\omega_1^2 = 3EI / (mH^3)$ とする。なお、 ω_1 は剛性部材 2 の曲げ戻し効果は無視したときの構造物の固有 1 次角振動数である。

これに対する構造物の減衰定数 $h = c / (2m\omega_1)$ とする。また、付加振動系に対して

【数 9】

$$\bar{\psi} = \psi / m$$

$$\omega_0^2 = \frac{k_v}{\psi}$$

$$h_0 = \frac{c_0}{2\sqrt{\psi \cdot k_v}} = \frac{c_0}{2\psi\omega_0} \tag{40}$$

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_1}$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\omega_0}{\omega_1}$$

とすると、応答倍率は次の (5) 式あるいは (6) 式により求められる。なお、これらの式は複素数表示しているのので、(x) の絶対値が応答倍率となる。

【0027】

【数10】

$$\bar{x} = \frac{4 \left(\frac{EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \omega_1^2}{\left(\frac{4EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) (-\omega^2 + 2hi\omega) + 4 \left(\frac{EI}{H} + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \omega_1^2}$$

$$= \frac{4 \left(\frac{mH^2}{3} \omega_1^2 + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \omega_1^2}{\left(\frac{4mH^2}{3} \omega_1^2 + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) (-\omega^2 + 2hi\omega) + 4 \left(\frac{mH^2}{3} \omega_1^2 + 2b^2 k_v \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} \right) \omega_1^2}$$

$$= \frac{1 + \frac{6b^2 k_v}{H^2 m \omega_1^2} \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0}}{(1 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega}) + \frac{3b^2 k_v}{2H^2 m \omega_1^2} \frac{-\omega^2 \psi + i\omega c_0}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} (4 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})} \dots (5)$$

主系によるもの

$$= \frac{1 + \frac{6b^2 \bar{\psi} \bar{\omega}_0^2}{H^2} \frac{-\bar{\omega}^2 + 2h_0 i \bar{\omega}_0 \bar{\omega}}{\bar{\omega}_0^2 - \bar{\omega}^2 + 2h_0 i \bar{\omega}_0 \bar{\omega}}}{(1 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega}) + \frac{3b^2 \bar{\psi} \bar{\omega}_0^2}{2H^2} \frac{-\bar{\omega}^2 + 2h_0 i \bar{\omega}_0 \bar{\omega}}{\bar{\omega}_0^2 - \bar{\omega}^2 + 2h_0 i \bar{\omega}_0 \bar{\omega}} (4 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})}$$

付加系によるもの

$$\dots (6)$$

【0028】

次に、比較のために、回転慣性質量ダンパー4を設置せず付加減衰のみを付加した場合を検討する。検討を単純化するため、軸力部材3の軸伸縮や剛性部材2の曲げ変形を無視して、(5)式において、 $\omega = 0$ 、 k_v とし、構造物の1次モードに対する付加減衰の減衰定数を $h_{01} = c_0 / (2m_{01})$ とおくと、回転慣性質量ダンパー4を使用しない場合の応答倍率は次式で求められる。

【数11】

$$\bar{x} = \frac{1 + \frac{6b^2 c_0 i}{H^2 m \omega_1} \bar{\omega}}{(1 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega}) + \frac{3b^2 c_0 i}{2H^2 m \omega_1} \bar{\omega} (4 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})} = \frac{1 + \frac{12b^2 h_{01} i}{H^2} \bar{\omega}}{(1 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega}) + \frac{3b^2 h_{01} i}{H^2} \bar{\omega} (4 - \bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})}$$

【0029】

一方、回転慣性質量ダンパー4の負担力Pは、I を無視して頂部回転角 θ より次式で求められる。

【数12】

$$P = Z_k b \theta = \frac{\frac{6EI}{H^2} b}{\frac{4EI}{H} + 2b^2 \frac{(-\omega^2 \psi + i\omega c_0) k_v}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0}} \cdot \frac{(-\omega^2 \psi + i\omega c_0) k_v}{k_v - \omega^2 \psi + i\omega c_0} (x - x_0)$$

【0030】

10
20
30
40
50

さらに、(b) = b / Hとして、加振力 m x 0 1 2 に対するダンパー反力倍率は、(7) 式で求められる。

【数 1 3】

$$\frac{P}{mx_0\omega_1^2} = \frac{\bar{b}\bar{\psi}\bar{\omega}_0^2(-\bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})(-\bar{\omega}^2 + 2h_0i\bar{\omega}_0\bar{\omega})}{-\left[\frac{2}{3}(\bar{\omega}_0^2 - \bar{\omega}^2 + 2h_0i\bar{\omega}_0\bar{\omega}) + 4\bar{b}^2\bar{\psi}\bar{\omega}_0^2(-\bar{\omega}^2 + 2h_0i\bar{\omega}_0\bar{\omega})\right]} \bar{x} \dots\dots\dots (7)$$

10

【 0 0 3 1】

この式は複素数表示しているのので、この絶対値が反力倍率となる。

また、回転慣性質量ダンパー 4 を使用せず付加減衰だけの場合は、(7) 式において = 0、k v として

【数 1 4】

$$\frac{P}{mx_0\omega_1^2} = \frac{\bar{b}(-\bar{\omega}^2 + 2hi\bar{\omega})}{-\left[\frac{1}{3} + 4\bar{b}^2h_0i\bar{\omega}\right]} \cdot h_0i\bar{\omega}_0\bar{x}$$

20

となる。

【 0 0 3 2】

以上の説明において、主系の b / H = 0 . 1、構造減衰 h = 0 . 0 2、付加減衰系の / m = 0 . 2、(0) = 0 / 1 = 1 . 0 1、付加減衰 h 0 = c 0 / (2 0) = 0 . 0 7 (これは、h 0 1 = c 0 / (2 m 1) = () (0) h 0 = 0 . 0 1 4 に相当)とした場合を例にとって、その場合の頂部応答倍率(加振振幅に対する頂部応答の比)を図 2 に示し、ダンパー反力倍率(軸力部材 3 の負担力でもある)を図 3 に示す。

30

また、図 2 ~ 図 3 には比較のために回転慣性質量ダンパーを使用せず減衰のみで構成した場合についても併せて示しているが、これは頂部の応答倍率が回転慣性質量ダンパー 4 を使用した場合と同等になるように減衰 h 0 1 = 0 . 7 とした場合である。

【 0 0 3 3】

以上の検討により、図 2 に示されるように回転慣性質量ダンパー 4 を使用することでそれを使用しない場合に比較して頂部応答を 6 割程度も低減できることがわかる。そして、これと同等の応答低減効果を減衰だけで得るためには減衰 h 0 1 を 5 0 倍 (= 0 . 7 / 0 . 0 1 4) とする必要がある、そのためには格段に大容量のオイルダンパーを必要とすることがわかる。

40

また、図 3 に示すように、共振振動数におけるダンパー反力(回転慣性質量と減衰の合計)は、回転慣性質量ダンパー 4 を使用した場合も減衰のみを付与した場合と同等であるが、前者では共振点近傍以外ではほとんどダンパーが反力を負担しないのに対し、後者では加振振動数の増大に伴いダンパーの負担力が増大している。したがって、地震のように種々の振動数成分をもつ加振の場合は、本発明の方がダンパーや軸力部材に作用する反力が小さくなり、より合理的な設計ができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 3 4】

【図 1】本発明の実施形態である振動低減機構の概念図および振動モデルである。

50

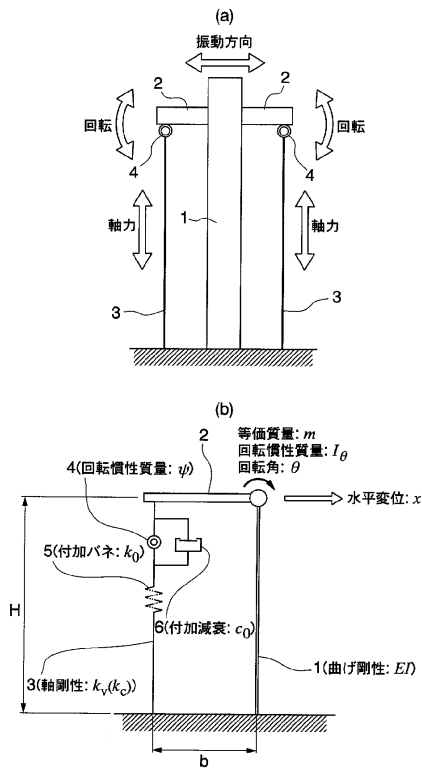
【図2】同、応答倍率についての解析結果を示す図である。
【図3】同、反力倍率についての解析結果を示す図である。

【符号の説明】

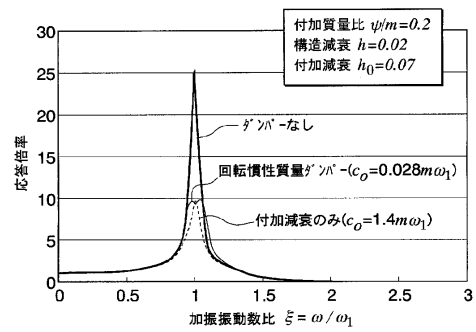
【0035】

- 1 主構造体
- 2 剛性部材
- 3 軸力部材
- 4 回転慣性質量ダンパー
- 5 付加バネ
- 6 付加減衰

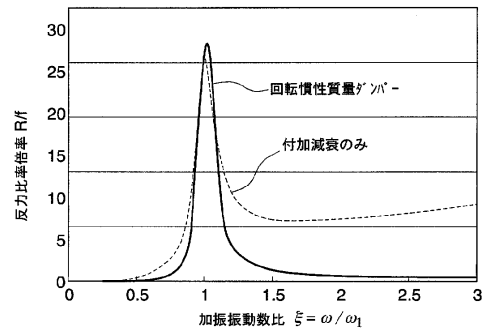
【図1】



【図2】



【図3】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平07-026786(JP,A)

特開平11-201224(JP,A)

特開2002-121704(JP,A)

特開2001-295493(JP,A)

特開平09-177875(JP,A)

特開2006-125110(JP,A)

特開平4-237778(JP,A)

特開平9-25740(JP,A)

特開平9-41715(JP,A)

柴田和彦,飯山文也,五十幡直文,袖山博,奥村敦史,久田俊明,慣性接続要素を用いた免制震装置の開発(その1~その4),日本建築学会2006年度大会(関東)学術講演梗概集B-2構造II,日本,日本建築学会,2006年9月,p.731-738

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

E04H 9/02

F16F 15/02