

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2013-152012

(P2013-152012A)

(43) 公開日 平成25年8月8日(2013.8.8)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 15/02 (2006.01)	F 1 6 F 15/02 C	3 J 0 4 8
F 1 6 H 25/22 (2006.01)	F 1 6 H 25/22 F	3 J 0 6 2

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2012-66011 (P2012-66011)	(71) 出願人	000002299
(22) 出願日	平成24年3月22日 (2012.3.22)		清水建設株式会社
(31) 優先権主張番号	特願2011-287152 (P2011-287152)		東京都中央区京橋二丁目16番1号
(32) 優先日	平成23年12月28日 (2011.12.28)	(74) 代理人	100064908
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 志賀 正武
		(74) 代理人	100108578
			弁理士 高橋 詔男
		(74) 代理人	100146835
			弁理士 佐伯 義文
		(74) 代理人	100161506
			弁理士 川淵 健一
		(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
		Fターム(参考)	3J048 AD06 BF14

最終頁に続く

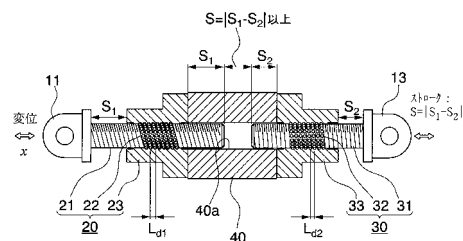
(54) 【発明の名称】 回転慣性質量ダンパー

(57) 【要約】

【課題】小形軽量で大きな慣性質量効果が得られ、構造が簡単でローコストに製造可能な回転慣性質量ダンパーを提供する。

【解決手段】第1ねじ軸21に対して第1ナット23を第1ボールねじ22を介して螺着した第1ボールねじ機構20と、第2ねじ軸31に対して第2ナット33を第2ボールねじ32を介して螺着した第2ボールねじ機構30と、双方のナットどうしを連結して一体に回転する回転錘40からなり、制振対象の二部材の間で生じる相対振動によって第1ナットと第2ナットと回転錘の全体が第1ねじ軸および第2ねじ軸に対して軸方向に相対変位しつつ一体に回転可能とする。第1ボールねじ機構20における第1ボールねじ22と第2ボールねじ機構30における第2ボールねじ32を同じ向きでそれらのリード L_{d1} 、 L_{d2} が互いに異なるものとする。

【選択図】図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

互いに離接する方向に相対振動を生じる制振対象の構造体である第 1 部材および第 2 部材の間に介装されて、前記第 1 部材および前記第 2 部材の間に生じる前記相対振動を低減するための回転慣性質量ダンパーであって、

第 1 ねじ軸に対して第 1 ナットを第 1 ボールねじを介して螺着した構成とされて前記第 1 部材に対して連結される第 1 ボールねじ機構と、第 2 ねじ軸に対して第 2 ナットを第 2 ボールねじを介して螺着した構成とされて前記第 2 部材に対して連結される第 2 ボールねじ機構とを有し、

前記第 1 ボールねじ機構における第 1 ねじ軸の基端を前記第 1 部材に対して回転不能に連結するとともに、前記第 2 ボールねじ機構における第 2 ねじ軸の基端を前記第 2 部材に対して回転不能に連結して、前記第 1 ボールねじ機構における第 1 ナットと前記第 2 ボールねじ機構における第 2 ナットとを間隔をおいて対向配置し、

前記第 1 ナットと前記第 2 ナットの双方に対して回転錘を一体に連結して、前記第 1 部材と前記第 2 部材との間で生じる前記相対振動によって前記第 1 ナットと前記第 2 ナットと前記回転錘との全体が前記第 1 ねじ軸および前記第 2 ねじ軸に対して軸方向に相対変位しつつ一体に回転可能とし、

かつ、前記第 1 ボールねじ機構における第 1 ボールねじと前記第 2 ボールねじ機構における第 2 ボールねじを同じ向きでリードが互いに異なるボールねじとして形成してなることを特徴とする回転慣性質量ダンパー。

【請求項 2】

請求項 1 記載の回転慣性質量ダンパーであって、

前記回転錘に形成した中心孔に前記第 1 ねじ軸および前記第 2 ねじ軸の先端部をそれぞれ緩挿状態で挿入し、前記中心孔内において前記第 1 ねじ軸と前記第 2 ねじ軸の先端部どうしを相対回転不能かつ軸方向相対変位可能に連結してなることを特徴とする回転慣性質量ダンパー。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転慣性質量ダンパーに関するものである。

【背景技術】

【0002】

回転慣性質量ダンパーとは、ダンパー両端の相対変位に比例して錘部材の回転量を生じる装置であり、錘部材の回転慣性モーメントと制動力の関係から「両端の相対加速度に比例した負担力」をもつ装置である。

【0003】

この種の回転慣性質量ダンパーの具体例としては、特許文献 1 に示すようにボールねじ機構と回転錘（フライホイール）を組み合わせた減衰コマと称される形式のものが知られており、これによれば実際の錘質量に比較して 1000 倍以上もの質量効果が得られる特徴がある。

【0004】

たとえば、1 組のボールねじ機構によって回転錘（円盤状のフライホイール）を回転させる構成のダンパーでは、回転錘の回転慣性モーメント I_0 と回転角加速度 A とによって回転錘に生じる角運動量の変化から軸方向の慣性抵抗力 P が得られる。その場合、ボールねじのリード（ねじ山ピッチ） L_d 、ダンパーの軸方向変位 x 、錘の回転角 θ とした場合、

【0005】

【数 1】

$$x = L_d \theta / (2\pi)$$

【0006】

10

20

30

40

50

の関係となり、ダンパーの負担力（制御力）Pは次式で表される。

【0007】

【数2】

$$P = \frac{2\pi}{L_d} I_\theta \ddot{\theta} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 I_\theta \ddot{x} \quad \text{なお、} \ddot{\theta} = A \text{（回転角加速度）} \cdots \cdots (1)$$

【0008】

ここで、回転錘（フライホイール）を環状の円盤としてその外径 D_1 、内径 D_2 、厚さ t 、密度 ρ とすると、その回転錘の回転慣性質量モーメント I_θ 、ダンパー負担力Pは、回転錘の質量 m によりそれぞれ次式で表される。

10

【0009】

【数3】

$$I_\theta = \frac{\pi}{32} \rho t (D_1^4 - D_2^4) = \frac{m}{8} (D_1^2 + D_2^2), \text{ここで回転錘の質量 } m = \frac{\pi}{4} \rho t (D_1^2 - D_2^2)$$

$$P = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 I_\theta \ddot{x} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{L_d} \right)^2 (D_1^2 + D_2^2) m \ddot{x}$$

【0010】

この種の大容量回転慣性質量ダンパーは $D_1 / L_d > 15$ としていることが一般的であり、その場合には

20

【0011】

【数4】

$$P > 1000 m \ddot{x}$$

【0012】

となる。これは、実際の回転錘の質量 m の1000倍以上の慣性質量効果（相対加速度に対する負担力の比）が得られることを表す。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0013】

【特許文献1】特開平11-201224号公報

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0014】

上記のように、ボールねじ機構を利用した回転慣性質量ダンパーは小型であっても比較的大きな慣性質量効果を得ることができることから広く普及する気運にあるが、更に大きな慣性質量効果を得ることが可能な回転慣性質量ダンパーや、同じ慣性質量効果でも更に小型化した回転慣性質量ダンパーの開発も望まれており、そのためには回転錘の外径 D_1 を可及的に大きくするか、あるいはボールねじのリード L_d を可及的に小さくすることが効果的であると考えられている。

【0015】

40

しかし、回転錘の外径 D_1 をあまり大きくすることは装置の大型化になり好ましくない。

また、単にリード L_d を小さくすると、ねじ溝に配置されるボールベアリングの径も小さくなり、耐荷重性能が低下してしまう（ベアリング径が小さくなると1つ当たりの耐力が激減し、同じ耐荷重を得るためにボールナットの長さを大きくする必要があり、コンパクト化できない）ことから、ダンパーの負担力Pを確保する点からはねじリード L_d をあまり小さくすることも困難である。

【0016】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、回転錘の外径を大きくする必要がなく、またボールねじのリードを小さくする必要もなく、大きな慣性質量効果を得ることができる有効適切な回転慣性質量ダンパーを提供することを目的としている。

50

【課題を解決するための手段】

【0017】

請求項1記載の発明は、互いに離接する方向に相対振動を生じる制振対象の構造体である第1部材および第2部材の間に介装されて、前記第1部材および前記第2部材の間に生じる前記相対振動を低減するための回転慣性質量ダンパーであって、第1ねじ軸に対して第1ナットを第1ボールねじを介して螺着した構成とされて前記第1部材に対して連結される第1ボールねじ機構と、第2ねじ軸に対して第2ナットを第2ボールねじを介して螺着した構成とされて前記第2部材に対して連結される第2ボールねじ機構とを有し、前記第1ボールねじ機構における第1ねじ軸の基端を前記第1部材に対して回転不能に連結するとともに、前記第2ボールねじ機構における第2ねじ軸の基端を前記第2部材に対して回転不能に連結して、前記第1ボールねじ機構における第1ナットと前記第2ボールねじ機構における第2ナットとを間隔をおいて対向配置し、前記第1ナットと前記第2ナットの双方に対して回転錘を一体に連結して、前記第1部材と前記第2部材との間で生じる前記相対振動によって前記第1ナットと前記第2ナットと前記回転錘との全体が前記第1ねじ軸および前記第2ねじ軸に対して軸方向に相対変位しつつ一体に回転可能とし、かつ、前記第1ボールねじ機構における第1ボールねじと前記第2ボールねじ機構における第2ボールねじを同じ向きでリードが互いに異なるボールねじとして形成してなることを特徴とする。

10

【0018】

請求項2記載の発明は、請求項1記載の回転慣性質量ダンパーであって、前記回転錘に形成した中心孔に前記第1ねじ軸および前記第2ねじ軸の先端部をそれぞれ緩挿状態で挿入し、前記中心孔内において前記第1ねじ軸と前記第2ねじ軸の先端部どうしを相対回転不能かつ軸方向相対変位可能に連結してなることを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0019】

本発明の回転慣性質量ダンパーは、ボールねじのリードが異なる2組のボールねじ機構を組み合わせて使用して双方のリード差を小さく設定することにより、各ボールねじ機構の変位をダンパーストロークに対して大幅に拡大できる変位増幅機能を有するものであり、そのような変位拡大機能は同時にボールねじの回転速度を増加させる増速機能でもあるから、双方のリードを実際に小さくせずとも、また回転錘の外径やダンパー全長を大きくせずとも、そのようにした場合と同等ないしそれ以上の効果が得られて大きな慣性質量効果が得られる。

30

特に本発明の回転慣性質量ダンパーは、各ボールねじ機構のねじ軸をそれぞれ制振対象の構造体に対して相対回転を拘束した状態で直接的に固定することが可能であるし、各ボールねじ機構をケーシング内に收容する必要もないので、全体構成が極めて簡単であって十分に小形軽量化を図ることができるし、ローコストで製造することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】本発明の実施形態である回転慣性質量ダンパーの概略構成を示す縦断面図である。

40

【図2】本発明の他の実施形態である回転慣性質量ダンパーの概略構成を示す図であって、(a)は縦断面図、(b)は横断面図である。

【図3】本発明の基礎となった先行発明の回転慣性質量ダンパーの概略構成を示す縦断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

本発明の実施形態を説明するに先立ち、まず本発明の基礎となった先行発明の回転慣性質量ダンパーについて図3を参照して説明する。

これは、本出願人が先に特願2010-141838として提案したもので、ボールねじのリードが異なる2組のボールねじ機構20、30をケーシング10内に同軸状態で対向配置した

50

状態で組み込んで、それら 2 組のボールねじ機構 20, 30 によって 1 つの回転錘 40 を回転させることにより、それ自体で回転錘 40 に対する変位拡大機能および増速機能を有する構成としたものである。

【0022】

すなわち、図 3 に示す先行発明の回転慣性質量ダンパーは、制振対象の構造体である二部材（第 1 部材および第 2 部材。いずれも図示せず）の間に介装されてそれらの間で生じる離接する方向の相対振動を低減させるためのものであって、一方（図示左側）の第 1 部材に対してクレビス 11 を介して回転不能に連結される第 1 ケーシング 12 と、他方（図示右側）の第 2 部材に対してクレビス 13 を介して回転不能に連結される第 2 ケーシング 14 と、それら第 1 ケーシング 12 および第 2 ケーシング 14 に対してスライド機構 15 を介して軸方向に相対変位可能かつ相対回転不能に装着された第 3 ケーシング 16 とによって全体の外殻をなすケーシング 10 が構成されている。

10

そして、そのケーシング 10 の内部に、第 1 ケーシング 12 に対して連結された第 1 ボールねじ機構 20 と、第 2 ケーシング 14 に対して連結された第 2 ボールねじ機構 30 とが収容され、それら第 1 ボールねじ機構 20 と第 2 ボールねじ機構 30 に対して回転錘 40 が連結された構成とされている。

【0023】

第 1 ボールねじ機構 20 は、第 1 ねじ軸 21 と、その第 1 ねじ軸 21 に対して第 1 ボールねじ 22 を介して螺着された第 1 ナット 23 とからなり、第 1 ねじ軸 21 の基端が第 1 ケーシング 12 の内面に対して回転不能に（したがって制振対象の構造体である第 1 部材に対して回転不能に）固着され、それに螺着されている第 1 ナット 23 はベアリング 24 を介して第 3 ケーシング 16 に対して回転可能かつ軸方向変位不能に支持されている。

20

同様に、第 2 ボールねじ機構 30 は、第 2 ねじ軸 31 と、その第 2 ねじ軸 31 に対して第 2 ボールねじ 32 を介して螺着された第 2 ナット 33 とからなり、第 2 ねじ軸 31 の基端が第 2 ケーシング 14 の内面に対して回転不能に（したがって制振対象の構造体である第 2 部材に対して回転不能に）固着され、それに螺着されている第 2 ナット 33 はベアリング 34 を介して第 3 ケーシング 16 に対して回転可能かつ軸方向変位不能に支持されている。

【0024】

そして、第 1 ボールねじ機構 20 における第 1 ナット 23 と第 2 ボールねじ機構 30 における第 2 ナット 33 とは第 3 ケーシング 16 の中央部において互いに間隔をおいて対向配置され、それら第 1 ナット 23 と第 2 ナット 33 の間には円筒状の回転錘 40 が配置されてその両端がそれぞれ第 1 ナット 23 と第 2 ナット 33 の先端面に対して相対回転不能に連結され、同時に第 1 ねじ軸 21 の先端部および第 2 ねじ軸 31 の先端部がそれぞれ回転錘 40 の中心孔 40a に対して相対回転可能かつ軸方向相対変位可能に挿入されている。

30

【0025】

これにより、制振対象の構造体である第 1 部材と第 2 部材との間で離接する方向の相対振動が生じた際には、ケーシング 10 の全長が伸縮するように変化し、第 1 ねじ軸 21 と第 2 ねじ軸 31 とは同軸状態を維持したまま離接するように軸方向に相対変位し、それに伴い、第 1 ナット 23 と第 2 ナット 33 およびそれらを連結している回転錘 40 の全体が第 1 ねじ軸 21 と第 2 ねじ軸 31 に対して軸方向に相対変位しつつ回転せしめられるようになっている。

40

なお、第 1 ナット 23 と回転錘 40 と第 2 ナット 33 の全体がケーシング 10 に接触することなくその内部において支障なく軸方向に変位可能であるためには、第 1 ナット 23 と第 1 ケーシング 12 との間に少なくとも第 1 ボールねじ機構 20 の作動量に相当するクリアランス（後述する相対変位量 S_1 ）を確保し、第 2 ナット 33 と第 2 ケーシング 14 との間に少なくとも第 2 ボールねじ機構 30 の作動量（同、相対変位量 S_2 ）に相当するクリアランスを確保する必要がある。さらに、第 1 ねじ軸 21 および第 2 ねじ軸 31 の先端部を回転錘 40 の中心孔 40a に対してそれぞれ少なくとも上記の寸法（相対変位量 S_1 、 S_2

50

）相当分は挿入するとともに、それらの間には後述するダンパーストロークS相当分のクリアランスを確保する必要がある。

【 0 0 2 6 】

そして、第 1 ボールねじ機構 2 0 における第 1 ボールねじ 2 2 と第 2 ボールねじ機構 3 0 における第 2 ボールねじ 3 2 は互いに同じ向き（図示例ではいずれも右ねじ）で形成されているが、第 1 ボールねじ 2 2 のリード L_{d1} と、第 2 ボールねじ 3 2 のリード L_{d2} とは互いに異なるものとされ（図示例では $L_{d1} > L_{d2}$ ）、これによりこの慣性慣性質量ダンパーはそれ自体で変位拡大機能と増速機構を有するものとされている。

【 0 0 2 7 】

すなわち、このダンパーの両端に変位 x が生じて、第 1 ねじ軸 2 1 が第 3 ケーシング 1 6 に対して 1 リード分の L_{d1} だけ右方に変位した場合、第 1 ナット 2 3 と回転錘 4 0 と第 2 ナット 3 3 の全体が 1 回転し、それに応じて第 2 ねじ軸 3 1 は 1 リード分の L_{d2} だけ右方に変位し、したがってダンパー全長は $L_{d1} - L_{d2}$ だけ変化する。

この場合、ダンパーストロークを S とすると、第 1 ボールねじ機構 2 0 の作動量（第 1 ねじ軸 2 1 に対する第 1 ナット 2 3 の相対変位量） S_1 、および第 2 ボールねじ機構 3 0 の作動量（第 2 ねじ軸 3 1 に対する第 2 ナット 3 3 との相対変位量） S_2 はそれぞれ次式で表され、いずれもダンパーストローク S に対して拡大されることになる。

換言すると、第 1 ボールねじ機構 2 0 と第 2 ボールねじ機構 3 0 はそれぞれのリード L_{d1} 、 L_{d2} に応じて大きく作動するが、ダンパー全体としての伸縮量であるダンパーストローク S は、第 1 ボールねじ機構 2 0 の作動量 S_1 と第 2 ボールねじ機構 3 0 の作動量 S_2 との差（絶対値）になる。

【 0 0 2 8 】

【 数 5 】

$$S_1 = \frac{L_{d1}}{L_{d1} - L_{d2}} S, \quad S_2 = \frac{L_{d2}}{L_{d1} - L_{d2}} S$$

【 0 0 2 9 】

そして、この場合における回転錘 4 0 の回転慣性モーメント I_θ （回転錘 4 0 と一体に回転する第 1 ナット 2 3 および第 2 ナット 3 3 による回転慣性モーメントも含む）、ダンパー変位 x とすると、ダンパー負担力 P は

【 0 0 3 0 】

【 数 6 】

$$P = \left(\frac{2\pi}{L_{d1} - L_{d2}} \right)^2 I_\theta \ddot{x} = \psi \ddot{x} \quad \psi \text{ は慣性質量}$$

【 0 0 3 1 】

となり、これは上述の（ 1 ）式における L_d （括弧内の分母）を $L_{d1} - L_{d2}$ に読み替えたもの、つまりリード L_d を $L_{d1} - L_{d2}$ とした単一のボールねじ機構によりダンパーを構成した場合と等価になり、それによりダンパー負担力 P が十分に拡大される効果が得られ、その効果はリード差 $L_{d1} - L_{d2}$ が小さいほど顕著に得られるものとなる。

【 0 0 3 2 】

具体例として、たとえば、 $L_{d1} = 25\text{mm}$ 、 $L_{d2} = 20\text{mm}$ とした場合には、リード $L_d = L_{d1} - L_{d2} = 5\text{mm}$ とした小リードの単一のボールねじ機構を用いた場合と等価になる。

その場合においてダンパーストローク $S = 60\text{mm}$ とした場合、上式より第 1 ねじ軸 2 1 に対する第 1 ナット 2 3 の相対変位量 $S_1 = 300\text{mm}$ 、第 2 ねじ軸 3 1 に対する第 2 ナット 3 3 の相対変位量 $S_2 = 240\text{mm}$ となり、回転錘 4 0 の所要長さはそれら S_1, S_2 にダンパーストローク S を加えて少なくとも 600mm 以上とすれば良い。

そこで、回転錘 4 0 の長さを必要最少限の 600mm とし、回転錘 4 0 の外径 $D_1 = 350\text{mm}$ ϕ 、内径 $D_2 = 150\text{mm}$ ϕ とすると、回転錘 4 0 の質量 $m = 0.37\text{ton}$ 、回転慣性モーメント $I_\theta = 6.71 \times 10^{-3} \text{ton} \cdot \text{m}^2$ となるから、その場合の慣性質量 ψ は下式から 10000ton 以上にもなる。

【 0 0 3 3 】

【数 7】

$$\psi = \left(\frac{2\pi}{L_{d1} - L_{d2}} \right)^2 I_g = 10600 \text{ton}$$

【0034】

そのような大きな慣性質量 ψ を、リード L_d が16mm程度とされることが限界である従来一般的な単一のボールねじ機構による回転慣性質量ダンパーによって実現しようとする、回転錘40の所要外径寸法は630mm ϕ にもなるから、それに比べてかなりのコンパクト化と軽量化、コストダウンを実現し得るものである。

【0035】

10

以上のように、図3示す先行発明の回転慣性質量ダンパーは、ボールねじのリードが異なる2組のボールねじ機構20, 30を組み合わせて使用して双方のリード差を小さく設定することにより、双方のボールねじ機構の作動量(それぞれのボールナットに対するそれぞれのボールねじ軸の相対変位量 S_1, S_2)をダンパーストローク S に対して大幅に拡大できる変位増幅機能を有するものであり、そのような変位拡大機能は同時に双方のボールねじの回転速度を増加させる増速機能でもある。したがって、双方のボールねじ機構のリード L_{d1}, L_{d2} を実際に小さくせずとも、また回転錘40の外径 D_1 やダンパー全長を過度に大きくせずとも、大きな慣性質量効果が得られるものであり、この点で十分に有効なものである。

【0036】

20

しかし、図3に示したものは、第1ボールねじ機構20と第2ボールねじ機構30と回転錘40の全体をケーシング10内に収容した構成であることから、そのケーシング10の全体を第1ケーシング12と第2ケーシング14と第3ケーシング16とをスライド機構15を介して軸方向相対変位可能かつ相対回転不能に組み合わせた構成とする必要があり、さらに第1ナット23および第2ナット33を第3ケーシング16に対してベアリング24, 34を介して回転可能かつ軸方向変位不能に支持する必要がある、それらの点でダンパーとしての構成がやや複雑に過ぎる嫌いがあるので、その点では改良の余地を残しているものでもあった。

【0037】

そこで本発明では、図3に示した先行発明の回転慣性質量ダンパーの基本構成を踏襲しつつもその構成のさらなる簡略化を実現するべく、図1～図2に示す実施形態のようにケーシングを省略したことを主眼とする。

30

【0038】

すなわち、図1に示す実施形態の回転慣性質量ダンパーにおいては、第1ボールねじ機構20における第1ねじ軸21の基端にクレビス11を直接的に固定して、その第1ねじ軸21をクレビス11を介して制振対象の一方の構造体である第1部材(図示せず)に対して相対回転不能に直接的に連結するものとしている。

同様に、第2ボールねじ機構30における第2ねじ軸31の基端にクレビス13を直接的に固定して、その第2ねじ軸31をクレビス13を介して他方の構造体である第2部材(図示せず)に対して相対回転不能に直接的に連結するものとしている。

40

なお、必要であればクレビス11, 13に代えてボールジョイントを用いることも可能であるが、いずれにしても第1部材や第2部材に対する第1ねじ軸21、第2ねじ軸31の相対回転は確実に拘束してそれら第1ねじ軸21、第2ねじ軸31からのトルクを制振対象の構造体に対して伝達する必要があるから、クレビス11, 13あるいはそれに代わるボールジョイントとしてはそのような機能を備えたものを用いる必要がある。

【0039】

そして、本実施形態の回転慣性質量ダンパーにおいても、第1ナット23は第1ねじ軸21に対して第1ボールねじ22を介して螺着されていてそのリード L_{d1} に応じて軸方向に相対変位しつつ回転し、かつ第2ナット33は第2ねじ軸31に対して第2ボールねじ32を介して螺着されていてそのリード L_{d2} に応じて軸方向に相対変位しつつ回転し、そ

50

れら第1ナット23と第2ナット33とそれらの間に連結されている回転錘40の全体が一体に回転するようにされている。

なお、図3に示した先行発明の回転慣性質量ダンパーにおけるケーシング10は省略されていることから当然にベアリング24、34も省略されているが、第1ナット23および第2ナット33を回転させるうえでは特に支障がない。

【0040】

したがって図1に示す本実施形態の回転慣性質量ダンパーによれば、図3に示した先行発明の回転慣性質量ダンパーと同様に機能して上述したような効果が得られることはもとより、ケーシング10を省略したことで全体構成のさらなる簡略化と小形化、コストダウンを実現し得るものである。

10

【0041】

図2(a)、(b)は本発明の他の実施形態を示す。

これは、回転錘40の中心孔40aの内径を図1に示した実施形態の場合よりも大きくして、その中心孔40aに第1ねじ軸21および第2ねじ軸31の先端部をそれぞれ緩挿状態で挿入して、それらをスリーブ50を介して連結したものである。

具体的には、第2ねじ軸31の先端部にスリーブ50を同軸状態で固定して、そのスリーブ50内に第1ねじ軸21の先端部を軸方向変位可能に挿入するとともに、第1ねじ軸21の先端部外周面に形成した2本のキー51をスリーブ50内面に形成したキー溝に嵌合させてそれらスリーブ50と第1ねじ軸21との間の相対回転を拘束している。なお、第1ねじ軸21の先端部の周面には、スリーブ50の内面に摺接する2本の補強リング52が形成されている。

20

これにより、回転錘40の中心孔40a内において第1ねじ軸21と第2ねじ軸31の先端部どうしがスリーブ50を介して相対回転不能(一体回転可能)かつ軸方向相対変位可能な状態で連結されている。

【0042】

本実施形態のように、第1ボールねじ機構20における第1ねじ軸21と第2ボールねじ機構30における第2ねじ軸31どうしが相対回転しないように連結することにより、第1ボールねじ機構20における第1ボールねじ22と第2ボールねじ機構30における第2ボールねじ32はそれぞれ第1ナット23および第2ナット33の内部において軸方向のみに移動し、したがって第1ナット23や第2ナット33の端部でベアリングに部分的な大きな支圧力が生じることがなく、双方のボールねじ機構の回転抵抗が増してしまうこともない。

30

また、本実施形態のように第1ねじ軸21とスリーブ50との間の相対回転を2本のキー51によって拘束することにより、第1ねじ軸21とスリーブ50とは十分な曲げ剛性をもって連結されるため、自重による曲げモーメントに対しても第1ねじ軸21と第2ねじ軸31とが軸直交方向に相対回転せず、双方のボールねじ機構が円滑に稼働し得るものである。

【0043】

本実施形態の場合において、回転錘40の回転慣性モーメント I_0 は、回転錘40の外径 D_1 、内径(中心孔40aの径) D_2 、密度 ρ 、長さ L とすると、次式で表される。回転慣性モーメント I_0 は径の4乗に比例することから、内径を多少大きくしても回転慣性モーメント I_0 はあまり変化せず、回転慣性モーメント I_0 に比例する慣性質量もあまり低下しない。

40

【0044】

【数8】

$$I_0 = \frac{\pi}{32} \rho L (D_1^4 - D_2^4)$$

【0045】

また、ダンパー負担力が P のとき、回転錘40の両側にある第1ボールねじ機構20および第2ボールねじ機構30で生じるトルク T_1 、 T_2 はそれぞれ次式となる。

50

【 0 0 4 6 】

【 数 9 】

$$T_1 = \frac{L_{d1}}{2\pi} P$$

$$T_2 = \frac{L_{d2}}{2\pi} P$$

【 0 0 4 7 】

第 1 ボールねじ 2 2 と第 2 ボールねじ 3 2 の向きが同じ（本例ではいずれも右ねじ）なので、双方のトルク T_1 、 T_2 は逆向きとなる。そして、第 1 ねじ軸 2 1 と第 2 ねじ軸 3 1 をスリーブ 5 0 を介して相対回転を拘束して連結しているため、トルク T_1 、 T_2 の大半は相殺され、ダンパー両端に生じるトルクの合計は次式となる。 10

【 0 0 4 8 】

【 数 1 0 】

$$\sum T = |T_1 - T_2| = \frac{|L_{d1} - L_{d2}|}{2\pi} P$$

【 0 0 4 9 】

それに対し、従来型の慣性質量ダンパーでは、リード L_d のときのトルク T は次式となる 20

【 0 0 5 0 】

【 数 1 1 】

$$\sum T = \frac{L_d}{2\pi} P$$

【 0 0 5 1 】

以上から、第 1 ボールねじ機構 2 0 のリード L_{d1} と第 2 ボールねじ機構 3 0 のリード L_{d2} のリード差が小さい本発明の回転慣性ダンパーでは、本体構造に作用する反力を小さくすることができる。たとえば、本発明において $L_{d1} = 25\text{mm}$ 、 $L_{d2} = 20\text{mm}$ とすれば、それらのリード差を従来型のダンパーにおけるリード L_d と読み替えられることから、リード $L_d = 5\text{mm}$ のダンパーが実現できたこととなる。従来一般のダンパーのリードが 16mm とすると、ダンパー負担力（軸力）が同じ場合の反力トルク合力は、本発明においてはリード比から従来型の $5/16 = 0.31$ 倍と大幅に低減されることがわかる。これは、構造体への負担が小さくなることを意味している。 30

【 0 0 5 2 】

以下、本発明の効果を列挙する。

(1) リードの異なる 2 組のボールねじ機構を併用することで、ダンパー両端の相対変位に対する各ボールねじの変位（ボールナットに対するボールねじ軸の移動量）を大幅に拡大でき、このような拡大機構はボールねじの回転速度を増加させる増速機構でもあり、その拡大率（増速率）はリード差を小さくするほど大きくなる。 40

これにより、従来よりダンパー外径を大幅に縮小でき、そのための設置スペースの縮減が図れて建築計画の阻害要因になり難くなる。たとえば、この回転慣性質量ダンパーを壁内に設置する場合は壁厚を小さくして有効スペースを増大させることが可能であり、建物外周に設置する場合はブラインドボックスを室内側に寄せる寸法を小さくすることが可能であり、床貫通孔に隣接して設置する場合には床貫通孔の位置を梁に十分に接近させることが可能となる。

【 0 0 5 3 】

(2) リードの異なる 2 組のボールねじ機構を併用して、ダンパー両端の相対変位に対するボールねじの変位（ボールナットに対する移動量）を大幅に拡大できる効果をもちつつ、 50

ダンパー両端に生じるトルク反力を大幅に低減し、構造躯体への負担を軽減することができる。

たとえば、第1ボールねじ機構におけるリード $L_{d1} = 25\text{mm}$ 、第2ボールねじ機構におけるリード $L_{d2} = 20\text{mm}$ とした場合、ボールねじ間を連結しない場合と比較してダンパー両端に生じるトルク反力（合力）を1/9に軽減できることとなり、リードが単一の1組のボールねじ機構による従来型のダンパーと比較しても1/3以下に軽減できる。

【0054】

(3) リードの異なる2組のボールねじ機構における双方のねじ軸どうしを相対回転不能かつ軸方向相対変位可能に連結することにより、ねじ端部の撓み角（勾配）も一致することになることから、回転錘の自重によるねじ軸の撓み（曲がり）を抑制し、ボールねじ機構におけるベアリングに部分的に大きな支圧力が生じず、ボールねじ機構が円滑に作動できる。

10

【0055】

(4) ダンパーを構成する部品として、従来はボールねじ機構の他に軸受けやシリンダー等が必要であったが、これらが不要であって構成部品が減り、メカニズムが大幅に簡略化される。そのため、大容量ダンパーをローコストに製造できる。

(5) ボールねじの実際のリードを小さくする必要がないので、ボールベアリングも過小な径とする必要はなく、そのため、ボールねじ径に合わせた適切なリードを確保できるので耐荷重性能の問題は生じない。

(6) 制振対象の構造体に接合するためにダンパー両端にクレビスあるいはボールジョイントを設けてそれらによりねじ軸まわりの回転を拘束しトルク伝達する必要があるが、伝達トルクは同じリードをもつ従来の慣性質量ダンパーと同じで拡大されることはないので、従来と同様に汎用のクレビスやボールジョイントをそのまま使用可能であり、その点においてもコスト増となることはない。

20

(7) この種の回転慣性質量ダンパーは静的な剛性を持たず復元力は保持しないし、手動で回転錘を回転させることも可能であるので、現場での設置工事の際に寸法調整を容易に実施することも可能である。

【符号の説明】

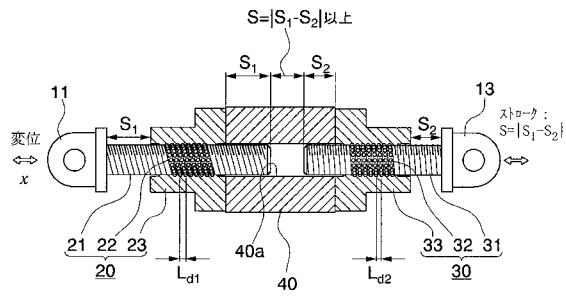
【0056】

- 11 クレビス
- 13 クレビス
- 20 第1ボールねじ機構
- 21 第1ねじ軸
- 22 第1ボールねじ
- 23 第1ナット
- 30 第2ボールねじ機構
- 31 第2ねじ軸
- 32 第2ボールねじ
- 33 第2ナット
- 40 回転錘
- 40a 中心孔
- 50 スリーブ
- 51 キー
- 52 補強リング

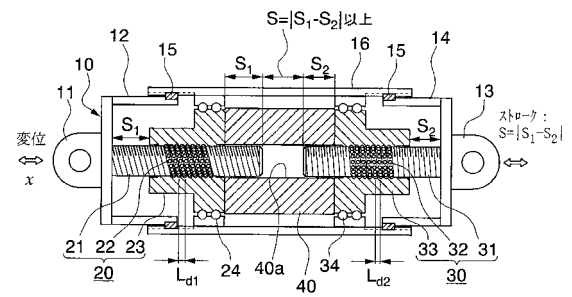
30

40

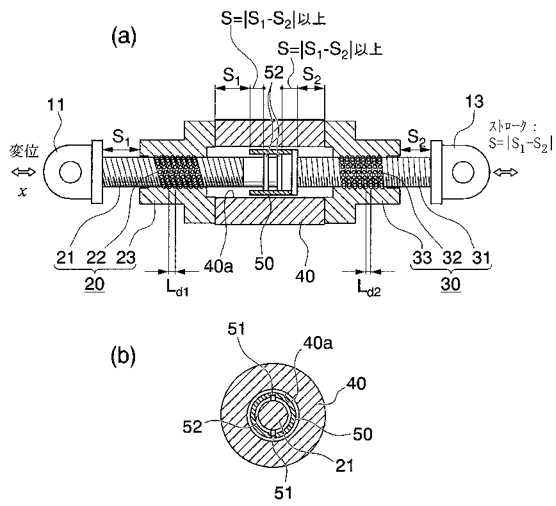
【図 1】



【図 3】



【図 2】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J062 AA60 AB22 AC07 BA12 BA25 BA31 CD12 CD22 CD50