



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104896007 A

(43) 申请公布日 2015. 09. 09

(21) 申请号 201510155620. 7

(22) 申请日 2015. 04. 02

(71) 申请人 国电联合动力技术有限公司

地址 100000 北京市海淀区西四环中路 16
号院 1 号楼 8 层

(72) 发明人 彭超 李明辉 张莹博

(74) 专利代理机构 北京方韬法业专利代理事务
所 11303

代理人 刘晶婷

(51) Int. Cl.

F16F 15/121(2006. 01)

F16F 15/30(2006. 01)

F03D 11/00(2006. 01)

F03B 13/26(2006. 01)

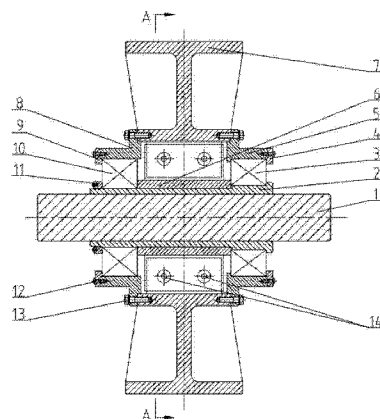
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

(54) 发明名称

一种传动系统扭振减振方法及其应用

(57) 摘要

本发明公开了一种传动系统扭振减振方法及其应用,所述方法是在传动轴上以并联形式增加扭振减振器,所述扭振减振器为调谐转动惯量阻尼器,并通过绕传动轴的扭转运动减小传动系统中某一阶扭转模态频率的振动水平。所述方法灵活性强、能够在不破坏传动系统原有结构的基础上有效减振,可用于传动系统的后期修复。将该方法应用于风力/潮流能发电机组中,在高速轴联轴器与发电机连接的轴上安装所述扭振减振器,用于大幅减小扭转振动中一阶模态分量,将使得传动系统运行更平稳,有利于提高结构的可靠性与寿命。



1. 一种传动系统扭振减振方法,其特征在于,是在传动轴上以并联形式安装扭振减振器,所述扭振减振器为调谐转动惯量阻尼器,并通过绕传动轴的扭转运动减小传动系统中某一阶扭转模态频率的振动水平。

2. 根据权利要求1所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述扭振减振器安装在所述传动系统的某一阶扭转模态振型的最大相对转角处。

3. 根据权利要求1所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述扭振减振器的设置参数按照以下方法获得:

A. 计算原传动系统的模态频率,确定需要减振的某一阶扭转模态频率 ω_r ;

B. 设 μ 为扭振减振器的转动惯量与所述某一阶扭转模态频率 ω_r 的模态质量之比,选定 μ 值,并根据 $f_{opt} = \frac{1}{1+\mu}$ 计算扭振减振器的自振频率与某一阶扭转模态频率的最佳频率

比 f_{opt} ; 根据 $\zeta_{d_{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$ 计算扭振减振器的最佳阻尼率 $\zeta_{d_{opt}}$;

C. 根据 $I_d = \mu I_{mode}$ 计算扭振减振器的转动惯量 I_d , 其中 I_{mode} 为待减振的目标模态的模态质量;

根据 $\omega_d = f_{opt} \omega_r$ 计算扭振减振器的自振频率 ω_d ;

根据 $K_{damper} = I_d \omega_d^2$ 计算扭振减振器的扭转刚度 K_{damper} ;

根据 $C_{damper} = 2\zeta_{d_{opt}} \sqrt{K_{damper} I_d} = 2\zeta_{d_{opt}} \omega_d I_d$ 计算扭振减振器的扭转阻尼 C_{damper} 。

4. 根据权利要求3所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述步骤B中 μ 取值为 0.01 ~ 0.05。

5. 根据权利要求1所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述扭振减振器为安装在所述传动轴上可转动的环形结构,包括外环部分的飞轮及内环部分的弹簧-阻尼结构,所述飞轮与弹簧-阻尼结构连接;当所述飞轮与传动轴发生相对转动时,所述弹簧-阻尼结构产生圆周方向的力。

6. 根据权利要求5所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述弹簧-阻尼结构包括内圈以及弹簧-阻尼单元,所述内圈上沿径向向外设有多个外凸,所述飞轮的内缘沿径向向内设有多多个内凸,所述外凸与内凸相互交叉布置且均匀分布,所述弹簧-阻尼单元连接在相邻的外凸与内凸之间。

7. 根据权利要求6所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述弹簧-阻尼单元按单列或多列设置,且每列沿以环心为圆心的圆周均匀分布。

8. 根据权利要求6所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述扭振减振器包括用于固定在所述传动轴上的安装套筒,所述内圈与安装套筒固定连接。

9. 根据权利要求7所述的传动系统扭振减振方法,其特征在于,所述安装套筒的两端分别安装有轴承,所述轴承的轴承座与所述外环部分的飞轮固定连接。

10. 权利要求1-9任一项所述的传动系统扭振减振方法的应用,其特征在于,是在风力/潮流能发电机组的高速轴联轴器与发电机连接的轴上安装所述扭振减振器,以减小传动系统一阶扭转模态频率的振动水平。

一种传动系统扭振减振方法及其应用

技术领域

[0001] 本发明涉及机械减振技术领域,特别是涉及一种传动系统扭振减振方法及其应用。

背景技术

[0002] 对于带有齿轮箱传动的风力发电机组和潮流能发电机组,其传动系统扭转振动以一阶模态频率为主。大幅减小扭转振动中一阶模态分量,将使得传动系统运行更平稳,各零部件的扭转疲劳载荷更小,有利于提高结构的可靠性与寿命。

[0003] 目前在风力发电机组和潮流能发电机组上,多采用齿轮箱减振支撑的形式减振。汽车行业上常见的减小传动系统扭转振动的技术方案有从动盘式和双质量飞轮式扭振减振器。从动盘式和双质量飞轮式扭振减振器相当于机械低通滤波器,可以有效减小高频振动。这两种方式都是在载荷传递路径上以串联形式加入弹簧-阻尼减振单元,但从动盘式和双质量飞轮式扭振减振器需要“断开”传动系统并以串联形式加入减振器,这就改变了原先传动系统的结构形式,因此,这两种技术方案在已经运行的传动系统上无法实施。

[0004] 因此,如何创设一种灵活性强,能够在不破坏传动系统原有结构的基础上有效减振的新的传动系统扭振减振方法,实属当前业界极需改进的目标。

发明内容

[0005] 本发明的目的是提供一种传动系统扭振减振方法,使其灵活性强、减振效果好,能够在不破坏传动系统原有结构的基础上显著减振,从而克服现有的减振结构不便后期修复的不足。

[0006] 本发明的又一个目的是提供应用上述系统在风力/潮流能发电机组的传动系统上的应用。

[0007] 为实现上述目的,本发明采用如下技术方案:

[0008] 一种传动系统扭振减振方法,是在传动轴上以并联形式安装扭振减振器,所述扭振减振器为调谐转动惯量阻尼器,并通过绕传动轴的扭转运动减小传动系统中某一阶扭转模态频率的振动水平。

[0009] 进一步地,所述扭振减振器安装在所述传动系统的某一阶扭转模态振型的最大相对转角处。

[0010] 进一步地,所述扭振减振器的设置参数按照以下方法获得:A. 计算原传动系统的模态频率,确定需要减振的某一阶扭转模态频率 ω_r ;B. 设 μ 为扭振减振器的转动惯量与

所述某一阶扭转模态频率 ω_r 的模态质量之比,选定 μ 值,并根据 $f_{opt} = \frac{1}{1+\mu}$ 计算扭振减振

器的自振频率与某一阶扭转模态频率的最佳频率比 f_{opt} ;根据 $\zeta_{d_{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$ 计算扭振减

振器的最佳阻尼率 ζ_{dopt} ; C. 根据 $I_d = \mu I_{\text{mode}}$ 计算扭振减振器的转动惯量 I_d , 其中 I_{mode} 为待减振的目标模式的模态质量; 根据 $\omega_d = f_{\text{opt}} \omega_r$ 计算扭振减振器的自振频率 ω_d ; 根据 $K_{\text{damper}} = I_d \omega_d^2$ 计算扭振减振器的扭转刚度 K_{damper} ; 根据 $C_{\text{damper}} = 2\zeta_{\text{dopt}} \sqrt{K_{\text{damper}} I_d} = 2\zeta_{\text{dopt}} \omega_d I_d$ 计算扭振减振器的扭转阻尼 C_{damper} 。

[0011] 进一步地, 所述步骤 B 中 μ 取值为 0.01 ~ 0.05。

[0012] 进一步地, 所述扭振减振器为安装在所述传动轴上可转动的环形结构, 包括外环部分的飞轮及内环部分的弹簧-阻尼结构, 所述飞轮与弹簧-阻尼结构连接; 当所述飞轮与传动轴发生相对转动时, 所述弹簧-阻尼结构产生圆周方向的力。

[0013] 进一步地, 所述弹簧-阻尼结构包括内圈以及弹簧-阻尼单元, 所述内圈上沿径向向外设有多个外凸, 所述飞轮的内缘沿径向向内设有多个内凸, 所述外凸与内凸相互交叉布置且均匀分布, 所述弹簧-阻尼单元连接在相邻的外凸与内凸之间。

[0014] 进一步地, 所述弹簧-阻尼单元按单列或多列设置, 且每列沿以环心为圆心的圆周均匀分布。

[0015] 进一步地, 所述扭振减振器包括用于固定在所述传动轴上的安装套筒, 所述内圈与安装套筒固定连接。

[0016] 进一步地, 所述安装套筒的两端分别安装有轴承, 所述轴承的轴承座与所述外环部分的飞轮固定连接。

[0017] 所述的传动系统扭振减振方法的应用, 是在风力 / 潮流能发电机组的高速轴联轴器与发电机连接的轴上安装所述扭振减振器, 以减小传动系统一阶扭转模态频率的振动水平。

[0018] 由于采用上述技术方案, 本发明至少具有以下优点:

[0019] (1) 从动盘式和双质量飞轮式扭振减振器相当于机械低通滤波器, 可以有效减小高频振动; 本发明在传动轴上以并联形式增加一个扭振减振器, 相当于机械陷波器, 可以有效减小传动系统上扭转方向某一特定模态频率的振动水平。

[0020] (2) 从动盘式和双质量飞轮式扭振减振器需要“断开”传动系统并以串联形式加入减振器, 这就改变了原先传动系统的结构形式, 在已经运行的传动系统上无法实施。本发明以并联形式加入扭振减振器, 不破坏原先传动系统的形式, 可用于已经运行的传动系统上, 降低振动或修复异常振动。

[0021] (3) 将本发明的方法可以应用于风机上但不局限于风机, 也可以应用于潮流能发电机组或者汽车传动系统等。以应用于发电机组为例, 可以在高速轴联轴器与发电机连接的轴上安装所述形式的扭振减振器, 通过减小扭转振动中一阶模态分量, 将使得传动系统运行更平稳, 各零部件的扭转疲劳载荷更小, 有利于提高结构的可靠性与寿命。

附图说明

[0022] 上述仅是本发明技术方案的概述, 为了能够更清楚了解本发明的技术手段, 以下结合附图与具体实施方式对本发明作进一步的详细说明。

[0023] 图 1A 是扭振减振器结构示意图。

[0024] 图 1B 是图 1A 中 AA 向剖视图。

[0025] 图 2 是原传动系统示意图。

[0026] 图 3 是带扭振减振器的传动系统示意图。

[0027] 图 4 是传动系统频响曲线前后对比图。

具体实施方式

[0028] 本发明提供一种传动系统扭振减振方法,主要为在传动系统上以并联形式加入扭振减振器,针对扭转方向上某一特定模态频率进行减振,效果显著,并且并联形式不改变原先的传动系统结构形式,可用于事后修复异常振动。

[0029] 该技术方案的动力学原理为调谐转动惯量减振,即把调谐转动惯量阻尼器(包括转动惯量块、弹簧和阻尼单元)连接到传动系统上,通过转动惯量块与传动系统的控制振型谐振将传动系统上的扭转振动能量转移到调谐转动惯量阻尼器上,从而抑制传动系统的扭转振动。

[0030] 基于上述原理,扭振减振器的结构可设计为如下形式:将一个具有较大转动惯量的飞轮通过弹簧-阻尼结构连接在原传动轴上,当飞轮与传动轴发生相对转动时,弹簧-阻尼结构产生圆周方向的力。

[0031] 下面以双馈式风力发电机组为例,介绍本发明的实施方式以及工作原理。

[0032] 如图 1A、图 1B 所示,扭振减振器安装在风力发电机组高速轴联轴器与发电机连接的轴上,扭振减振器的结构形式设置为安装在传动轴 1 上可转动的环形结构,包括外环部分的飞轮 7 及内环部分的弹簧-阻尼结构,所述飞轮 7 与弹簧-阻尼结构连接;当所述扭振减振器与传动轴 1 发生相对转动时,所述弹簧-阻尼结构产生圆周方向的力。

[0033] 安装套筒 2 与传动轴 1 通过过盈配合固定连接,扭振减振器内环部分的弹簧-阻尼结构具有内圈 6,内圈 6 固定在安装套筒 2 上。安装套筒 2 的两端安装有轴承,分别为右轴承 3、左轴承 10,对应的,所述右轴承 3 安装在右轴承座 5 上,外部装有右轴承盖 4;左轴承 10 安装在左轴承座 8 上,外部装有左轴承盖 9。锁紧螺母 11 通过螺纹连接于安装套筒 2 上,用于固定左轴承 10。左轴承盖 9、右轴承盖 4 通过螺栓 12 分别固定在左、右轴承 8、3 上;左轴承座 8、右轴承座 5 通过螺栓及垫片 13 与所述飞轮 7 固定连接。

[0034] 如图 1B 所示,所述弹簧-阻尼结构包括多个弹簧-阻尼单元 14,所述飞轮 7 的内缘沿径向向内设有多多个内凸,所述内圈 6 上沿径向向外设有多多个外凸,所述外凸与内凸互相交叉布置且均匀分布,相邻的外凸与内凸之间连接所述弹簧-阻尼单元 14。

[0035] 所述多个弹簧-阻尼单元 14 按轴向单列或多列设置,且每列沿以环心为圆心的圆周均匀分布。图 1A、图 1B 中的弹簧-阻尼单元 14 为双列布置的形式,每列圆周均布 8 个,仅为示例,可以采用圆周均布任意多个、任意列数布置的形式。弹簧-阻尼单元 14 中的弹簧包括但不限于拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧等,阻尼器包括但不限于气缸阻尼器、液压阻尼器等。

[0036] 此外,基于上述设计基本思想,扭振减振器的结构可以有如下变通形式:

[0037] 传动轴 1 与安装套筒 2 之间、安装套筒 2 与扭振减振器内圈 6 之间为固定连接,可以采用过盈配合、键连接、花键连接、销连接、胀套连接、型面连接、星盘连接等各种连接形式。

[0038] 轴承 3、10 为滚动轴承,包括但不限于深沟球轴承、圆锥滚子轴承等各类滚动轴

承。右侧轴承 3 通过右侧轴承盖 4、右侧轴承座 5 支撑飞轮 7，左侧轴承 10 通过左侧轴承盖 9、左侧轴承座 8 支撑飞轮 7。轴承 3、10 使得飞轮 7 可以绕传动轴 1 作圆周转动。

[0039] 基于上述实施形式，本发明所述减振方法的工作原理简介如下。

[0040] 未安装扭振减振器时，如图 2 所示，传动系统可简化为两质量弹簧振子，即风轮和发电机转子以扭转弹簧 - 阻尼单元连接。

[0041] 注：图 2 中风轮和发电机转子的转动惯量、传动系统刚度、阻尼系数均为等效至高速轴侧的数值，以下皆如此。

[0042] 原传动系统的无阻尼模态频率为：

$$[0043] \quad \omega_n = \sqrt{\frac{K_{drivetrain}(I_r + I_g)}{I_r I_g}}$$

[0044] 其中：

[0045] I_r ——风轮转动惯量

[0046] I_g ——发电机转子转动惯量

[0047] $K_{drivetrain}$ ——等效的传动系统扭转刚度

[0048] 阻尼率为：

$$[0049] \quad \zeta = \frac{C_{drivetrain}}{2\sqrt{K_{drivetrain} \cdot \frac{I_r I_g}{I_r + I_g}}}$$

[0050] 其中：

[0051] $C_{drivetrain}$ ——等效的传动系统扭转阻尼

[0052] 有阻尼模态频率为：

$$[0053] \quad \omega_r = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

[0054] 此处计算出的模态频率 ω_r 为传动系统一阶频率。风力发电机组传动系统上的零部件的扭转振动以该频率成分为主，因此，此处指定减小风力发电机组传动系统的一阶模态频率。

[0055] 在高速轴联轴器与发电机连接的轴上安装扭振减振器后，传动系统的动力学模型如图 3 所示：

[0056] 其中：

[0057] I_d ——扭振减振器的转动惯量

[0058] K_{damper} ——扭振减振器的扭转刚度

[0059] C_{damper} ——扭振减振器的扭转阻尼

[0060] 为方便讨论，引入符号：

$$[0061] \quad \mu \text{——扭振减振器与原传动系统的转动惯量之比, } \mu = \frac{I_d}{I_r + I_g}$$

$$[0062] \quad \omega^d \text{——扭振减振器的自振频率, } \omega_d = \sqrt{\frac{K_{damper}}{I_d}}$$

[0063] ζ_d ——扭振减振器的阻尼率, $\zeta_d = \frac{C_{damper}}{2\sqrt{K_{damper}I_d}}$

[0064] f ——扭振减振器的自振频率与原传动系统频率的比值, $f = \frac{\omega_d}{\omega_r}$

[0065] 当频率比 f 接近于 1 时,扭振减振器与原传动系统谐振,将原传动系统上的振动能量转移至扭振减振器上,从而抑制原传动系统的扭转振动。

[0066] 根据调谐转动惯量阻尼器的减振原理,扭振减振器的最佳参数为:

[0067] $f_{opt} = \frac{1}{1+\mu}$

[0068] $\zeta_{d_{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$

[0069] 对于带有齿轮箱传动的风力发电机组和潮流能发电机组,其传动系统扭转振动以一阶模态频率为主。利用本发明提供的方法大幅减小扭转振动中一阶模态分量,将使得传动系统运行更平稳,各零部件的扭转疲劳载荷更小,有利于提高结构的可靠性与寿命。如图 4 所示,安装扭转减振器后,传动系统的扭转振动响应幅值大幅减小。

[0070] 本发明的减振方法在实际应用时,不局限于在风力发电机组传动系统上安装所述形式扭振减振器,可应用于任意产品的传动系统上,如潮流能发电机组或者汽车传动系统。并且,可显著降低原传动系统在设定模态频率附近的扭转振动,设定模态频率可以是任意指定阶次的模态频率,比如第 2 阶或者第 5 阶等等,但只能针对某一阶进行减振,不能同时减小两阶模态分量的振动水平。

[0071] 针对不同的传动系统,扭振减振器的设计流程可按下述过程进行:

[0072] 首先计算原传动系统的模态频率,并确定需要减振的某一阶模态的频率 ω_r 和模态振型最大相对转角处。模态振型最大相对转角处为扭振减振器的安装位置,尽可能的安装在模态振型中相对转角大的地方,可提高减振效果。

[0073] 确定扭振减振器的惯量比 μ ,计算出扭振减振器的转动惯量 I_d 。 μ 越大,减振效果越好,但成本越高。根据工程实际经验,一般情况下, μ 取 0.01 ~ 0.05。

[0074] 对于风机传动系统, $I_d = \mu (I_r + I_g)$ 。

[0075] 对于其他传动系统, $I_d = \mu I_{mode}$ 。其中 I_{mode} 为待减振的目标模态的模态质量。

[0076] 根据选定的惯量比 μ ,计算最佳频率比 $f_{opt} = \frac{1}{1+\mu}$ 。

[0077] 则扭振减振器的自振频率为:

[0078] $\omega_d = f_{opt} \omega_r$

[0079] 扭振减振器的扭转刚度为:

[0080] $K_{damper} = I_d \omega_d^2$

[0081] 根据选定的惯量比 μ ,计算扭振减振器的最佳阻尼率 $\zeta_{d_{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$ 。

[0082] 则扭振减振器的扭转阻尼为:

$$[0083] \quad C_{d_{\text{damper}}} = 2\zeta_{d_{\text{opt}}} \sqrt{K_{d_{\text{damper}}} I_d} = 2\zeta_{d_{\text{opt}}} \omega_d I_d$$

[0084] 根据计算的扭振减振器的转动惯量 I_d 、扭转刚度 $K_{d_{\text{damper}}}$ 、扭转阻尼 $C_{d_{\text{damper}}}$ ，结合原传动系统的结构限制，参考图 1A、图 1B 进行扭振减振器的详细设计，包括结构形式、规格尺寸、弹簧-阻尼单元数量、弹簧-阻尼单元的刚度和阻尼系数、飞轮的转动惯量等。

[0085] 具体而言，飞轮 7、左轴承座 8、右轴承座 5、左轴承盖 9、右轴承盖 4、左轴承 10 的外圈、右轴承 3 的外圈及之间的连接螺栓的总的转动惯量即为计算得到的转动惯量 I_d ，弹簧-阻尼单元 14 的等效扭转刚度即为计算得到的 $K_{d_{\text{damper}}}$ ，等效扭转阻尼即为计算得到的 $C_{d_{\text{damper}}}$ 。

[0086] 对于图 1A、图 1B 中的结构，弹簧-阻尼单元 14 为双列布置，每列圆周均布 8 个，共计 16 个。以承压弹簧、承压阻尼为例，当飞轮 7 相对传动轴 1 顺时针或逆时针转动时，每列圆周上有 4 个弹簧-阻尼单元 14 产生恢复力抵抗飞轮 7 与传动轴 1 的相对转动，双列共计 8 个弹簧-阻尼单元 14 产生恢复力。设每个弹簧-阻尼单元 14 的刚度均为 K_1 ，阻尼均为 C_1 ；沿圆周均布的弹簧-阻尼单元 14 与传动轴 1 的轴心线距离为 R （弹簧-阻尼单元 14 形成的圆周的直径为 $2R$ ）。则有：

$$[0087] \quad K_{d_{\text{damper}}} = 8K_1 R^2$$

$$[0088] \quad C_{d_{\text{damper}}} = 8C_1 R^2$$

$$[0089] \quad \text{于是，弹簧-阻尼单元 14 的刚度为：} K_1 = \frac{K_{d_{\text{damper}}}}{8R^2}, \text{ 阻尼为：} C_1 = \frac{C_{d_{\text{damper}}}}{8R^2}。$$

[0090] 以上所述，仅是本发明的较佳实施例而已，并非对本发明作任何形式上的限制，本领域技术人员利用上述揭示的技术内容做出些许简单修改、等同变化或修饰，均落在本发明的保护范围内。

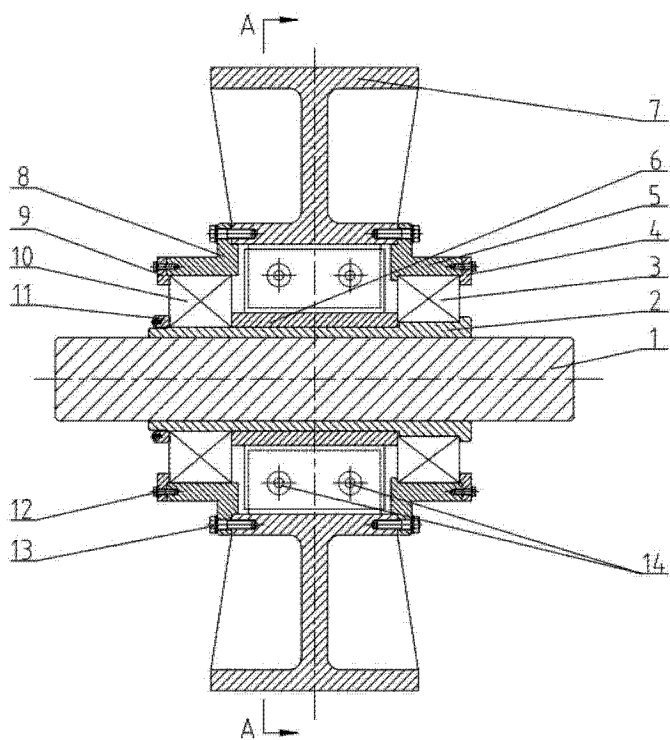


图 1A

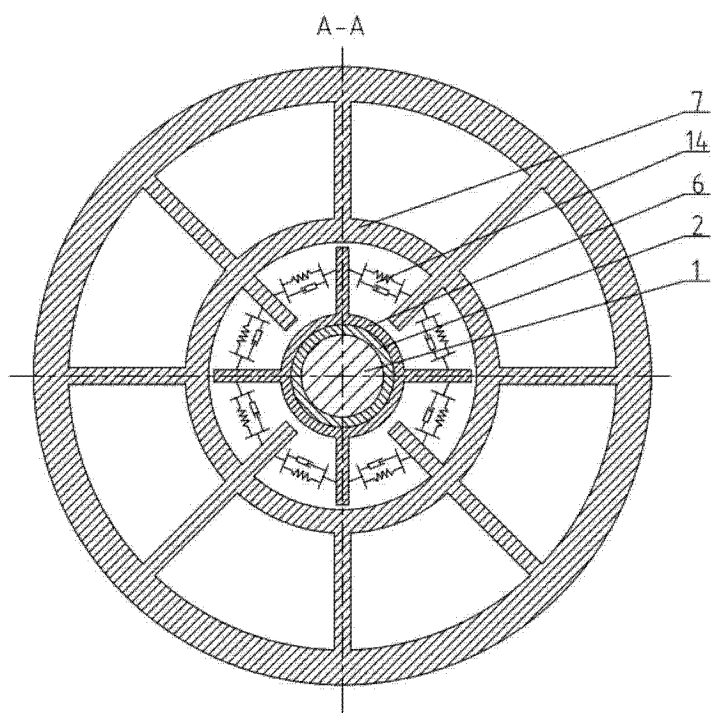


图 1B

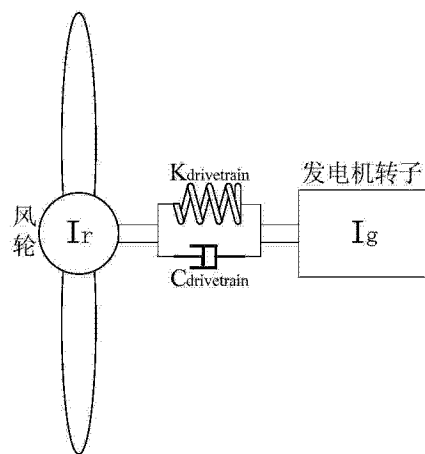


图 2

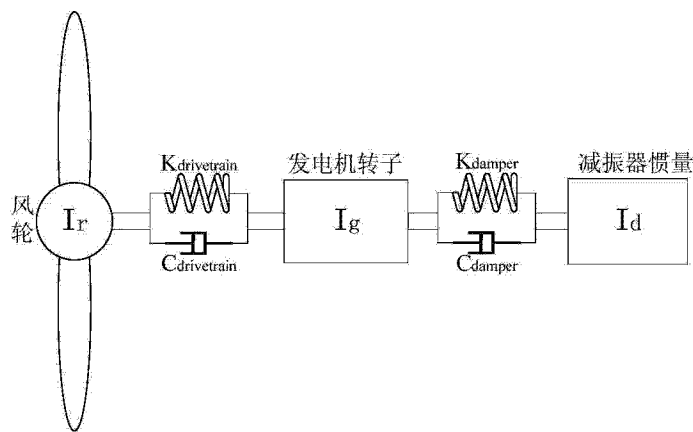


图 3

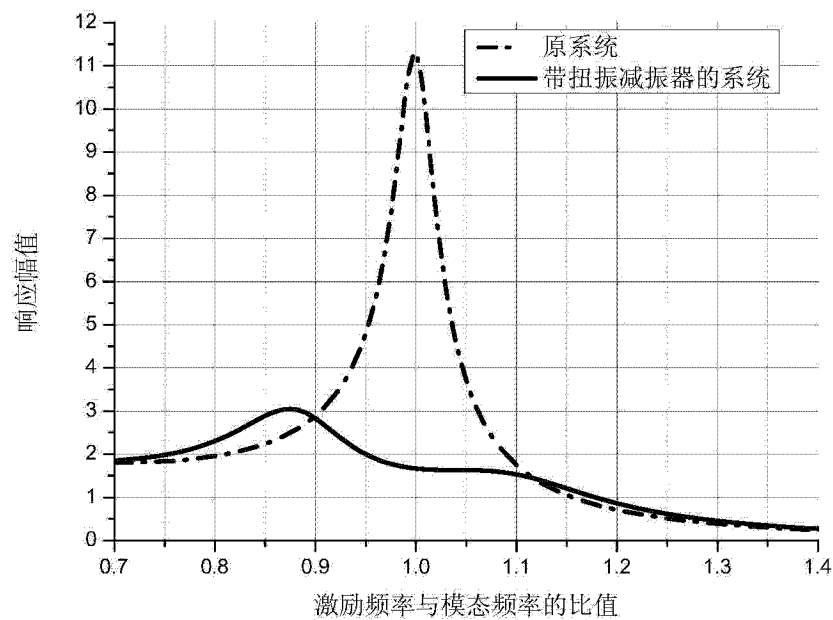


图 4