

集成圆柱弹簧弹性势能与转动动能的蓄能方法

孔祥伟, 霍晓佩, 刘公雨, 马明旭

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 利用圆柱螺旋弹簧作为蓄能主元件, 提出了一种使压缩后的弹簧发生转动, 实现弹簧弹性势能与其转动动能集成蓄能的方法, 并初步构想了集成蓄能器模型. 对各类常见弹簧材料的能量密度比进行对比计算, 选取蓄能效果最优的材料并以其为基础, 对一定参数范围内弹簧的转动动能和弹性势能的大小进行了匹配分析. 对集成方法的蓄能值与对照参数飞轮的蓄能值进行了对比, 表明提出的这种集成蓄能方法切实可行.

关 键 词: 圆柱螺旋弹簧; 弹性势能; 转动动能; 集成蓄能方法; 能量密度比

中图分类号: TH 135

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)01-0104-05

Energy Storage Method by Integrating Elastic Potential Energy and Rotational Kinetic Energy of Cylindrical Spring

KONG Xiang-wei, HUO Xiao-pei, LIU Gong-yu, MA Ming-xu

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: MA Ming-xu, E-mail: mxma@mail.neu.edu.cn)

Abstract: By utilizing cylindrical helical springs which were compressed then rotated, a new energy storage method which integrated elastic potential energy and rotational kinetic energy was mentioned and the equipment model was preliminarily built. Energy-density ratios of various common spring materials were contrastively calculated to get the optimal material in energy storage ability. The rotational kinetic energy and elastic potential energy of springs at a range of parameters were contrastively analyzed. The stored energy values of integration energy storage method and corresponding flywheel method were compared. The results show that the integration energy storage method is feasible.

Key words: cylindrical helical spring; elastic potential energy; rotational kinetic energy; integration energy storage method; energy-density ratio

当前, 能源危机和环境污染问题已日趋严峻, 探索能量的高效存储和利用是有效缓解能源危机的重要途径, 其中多种蓄能方式的集成应用是一个主要研究方向. 现有的蓄能方式主要有化学式储能和机械式储能两种. 尹建阁等^[1]对电能与动能集成方法的控制策略进行了研究, 这种方式采用电池与飞轮交替蓄能, 并不能在本质上提高蓄能系统的能量密度比. 国外有学者从材料、形状等方面对飞轮储能技术进行了研究, 并取得了一定的进展^[2-7], 飞轮蓄能能力进一步提高. 现阶段, 研制质量轻、蓄能高、环境污染小以及成本低的蓄能器对能量的高效存储与利用仍然具有重要意义.

本文从能量存储形式角度出发, 提出了一种

将弹簧势能与飞轮动能两种蓄能方式集成以提高蓄能器能量密度比的新方法. 这种方法是利用圆柱螺旋弹簧作为蓄能主元件, 在弹簧储存弹性势能的基础上, 使之发生转动进而存储转动动能. 集成蓄能方法使弹簧在质量不发生改变前提下同时蓄存有弹性势能和转动动能两种形式的能量, 从而提高了蓄能器的能量密度比. 本文对集成蓄能方法进行了初步的理论探索研究.

1 集成蓄能方法的工作原理

螺旋弹簧具有优良的可设计性, 通过选择弹簧的材料和几何参数, 就能得到满足各种设计要

求,具有综合力学性能和储能性能的弹簧^[8]. 美国有学者对复合材料螺旋弹簧进行了研究,蓄能更高,质量最多可减轻 90%^[9-10].

圆柱螺旋弹簧在自由状态下轴向长度大,受外部法向载荷作用时轴向可以产生大变形,弹簧丝截面受扭转力矩作用而承受剪切应力,在弹簧材料的弹性变形范围内,弹簧将外部载荷做功转化为弹性势能储存起来. 飞轮是典型储存转动动能的元件,储能大小与其转动惯量和转速密切相关. 基于上述理论本文将集成蓄能器外壳体设计为圆盘状,使若干组结构参数完全相同的圆柱螺旋弹簧以圆盘形外壳体中心点为中心,沿径向均匀对称布局于圆盘形外壳体上. 弹簧压缩变形后质心沿径向向外移动,从而在质量不变情况下增大了蓄能器的转动惯量. 不失一般性,选择 4 个圆柱螺旋弹簧进行集成方案设计,如图 1 所示.

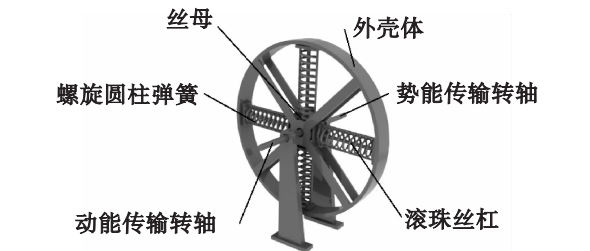


图 1 集成蓄能器初步三维模型

Fig. 1 Preliminary three-dimensional model of the integration energy storage equipment

集成蓄能器两端分别为动能传输转轴和势能传输转轴,其中动能传输转轴与外壳体固定连接,势能传输转轴通过锥齿轮组同时与 4 个滚珠丝杠连接. 弹性势能蓄能部件由滚珠丝杠、压板、丝母、圆柱螺旋弹簧、导杆和轴承组成,4 个均匀对称布局的弹性势能蓄能部件的结构参数完全相同. 能量输入过程可分为两个阶段. 第一阶段为弹性势能储存阶段,此时动能传输转轴和外壳体在外部机构作用下固定不动,外部能量经由势能传输转轴和锥齿轮组带动滚珠丝杠转动,丝母沿径向向外移动带动压板压缩圆柱螺旋弹簧,实现弹性势能的存储,蓄满能后,势能传输转轴与外壳体在外部机构作用下锁死,防止弹簧反弹造成能量泄漏;第二阶段,动能传输转轴恢复为自由状态,外部能量经由动能传输转轴带动集成蓄能器外壳体转动,从而带动压缩后的弹簧转动,实现弹簧转动动能的存储,其工作流程图如图 2 所示. 能量释放过程与上述过程相反.

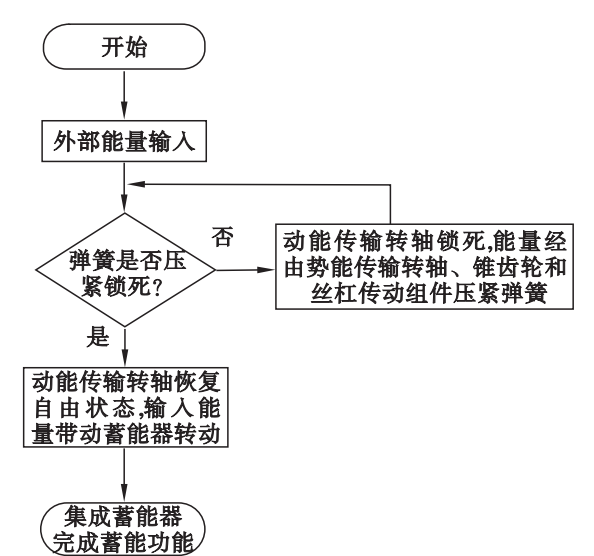


图 2 能量输入工作流程图
Fig. 2 Flow chart of energy input

2 数学模型构建与理论公式推导

集成蓄能器所储存的弹性势能与转动动能只有在同一数量级范围内,或者说两种能量的大小近似相等,才能够说明二者具有共同蓄能的意义,因此有必要对集成蓄能方法中弹性势能与转动动能两部分能量进行计算对比.

集成蓄能器能量分析数学模型的建立受到很多复杂因素的制约. 比如,使弹簧固定于集成蓄能器中并保证正常压缩的辅助结构件具有质量,而处于初步设计阶段的集成蓄能器整体结构设计尚不成熟,这些零部件的质量值不能确定;圆柱弹簧两端处的压紧磨平结构在其压缩过程中不参与变形,若将此结构参数引入到公式中会使计算难度大大增加;弹簧随着圆盘形蓄能器转动后产生的动力学响应会对蓄能效果产生影响,对于这种影响的理论评估难度很大. 结合圆柱螺旋弹簧的设计公式^[11],为易于初期的理论计算与分析,这里做出如下假设:

- 1) 忽略集成蓄能器中除弹簧外的所有其余零部件质量,弹簧外端固定于蓄能器外边缘上;
- 2) 忽略圆柱螺旋弹簧两端处的压紧磨平结构特征,螺旋线形弹簧整体均参与变形;
- 3) 忽略蓄能器转动时的动平衡效应以及弹簧自身的动力学响应对蓄能的影响;
- 4) 弹簧压缩应力达到强度极限时弹簧丝之间恰好紧密接触,以充分发挥弹簧材料的蓄能潜力.

根据上述假设,集成蓄能器的蓄能原理可以由图 3 表达. 任意时刻 t 集成蓄能器储存的机械能 E 等于弹簧的弹性势能 E_p 和以弹簧为质体的

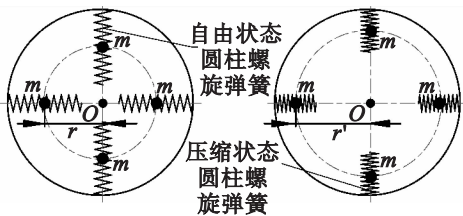


图 3 集成蓄能原理图

Fig. 3 Schematic diagram of integration energy storage

转动动能 E_k 之和,即

$$E(t) = E_k(t) + E_p(t). \tag{1}$$

根据转动动能的定义

$$E_k(t) = \frac{1}{2} \sum m_i r_i^2(t) \omega_i^2(t), \tag{2}$$

其中: m 为弹簧质量,

$$m = \int_0^L \frac{\pi d^2 \rho}{4} dl; \tag{3}$$

L 为弹簧展开长度,

$$L = \frac{\pi D l}{\left(\frac{1\,000 \pi D^2}{G d T} + d \right) \cdot \cos(\arctan \theta)}; \tag{4}$$

螺旋升角

$$\theta = \frac{1\,000 D}{G d T} + \frac{d}{\pi D}; \tag{5}$$

曲度系数

$$T = \frac{4D - d}{4D - 4d} + \frac{0.615d}{D}. \tag{6}$$

式中: d 为圆柱螺旋弹簧的弹簧丝直径; D 为弹簧中径; l 为弹簧自由状态长度; G 为弹簧材料的剪切弹性模量; ρ 为材料密度; $\omega(t)$ 为弹簧绕蓄能器中心点转动的角速度; $r_i(t)$ 为弹簧质心距蓄能器转动中心的距离,

$$r_i(t) = R - \frac{L}{2} + \frac{1}{2} s(i), \tag{7}$$

其中, R 为蓄能器外边缘半径,弹簧蓄满能量时的最大变形量为

$$s = \frac{1\,000 \pi d^3 D^2 l}{1\,000 \pi d^3 D^2 + G d^5 T}. \tag{8}$$

根据上述假设,弹簧丝之间恰好紧密接触时储存的弹性势能最大,依据胡克定律,弹性势能 E_p 为

$$E_p = \frac{\tau \pi^2 d^4 D^3 l}{16 T^2 D^2 d^3 G + 16\,000 \pi T D^4 d}. \tag{9}$$

弹簧储存弹性势能的能量密度比为

$$\eta = \frac{E_p}{m}. \tag{10}$$

3 材料选择与蓄能器的蓄能分析

转速低、体积小是本文研究集成蓄能器的前提条件,这样不仅降低了其加工制造难度,同时便于蓄存能量的释放与利用,避免了蓄能器高转速下的动平衡等问题,减小了其应用的不稳定性和风险性. 本文设定蓄能器转速为 1 000 r/min.

3.1 弹簧材料优化选择

常见的弹簧材料有碳素钢、合金钢以及不锈钢等,不同材质、不同结构参数的弹簧蓄能力也不同. 对于一般的普通圆柱螺旋弹簧,在弹簧设计中,人们对质量轻、体积小且承载能力大的弹簧需求更多. 本文以质量最小、蓄能最大作为追求目标,因此用能量密度比这个参数对不同弹簧进行比较选取.

本文设定弹簧丝直径 $d = 10\text{ mm}$, 弹簧中径 $D = 65\text{ mm}$, 弹簧长度 $l = 400\text{ mm}$. 弹簧的结构和设计假设与 2 节中相同,根据理论计算公式,对该结构参数弹簧赋以不同的材料,就可以得到相应材质弹簧的能量密度比值. 得到计算结果如表 1 所示.

表 1 相同结构弹簧不同材料下的能量密度比
Table 1 Energy-density ratio of the same structure springs made of different materials

材料	许用剪应力	剪切模量	质量	弹性势能	能量密度比
	GPa	MPa	kg	J	(J · kg ⁻¹)
45Mn	1 062. 5	79	0. 497 6	601. 924	1 209. 700
65	1 062. 5	79	0. 497 6	601. 924	1 209. 700
60Si2MnA	1 000	80	0. 533 3	563. 501	1 056. 598
50GrVA	900	79	0. 582 5	509. 865	875. 305
60Si2MnWA	1 190	79	0. 452 4	674. 155	1 490. 030
1Cr18Ni9	680	73	0. 706 1	398. 014	563. 679
4Cr13	940	77	0. 545 4	538. 289	986. 904
QSi4 - 3	560	40	0. 479 1	400. 947	836. 946
QBe2	750	43	0. 389 7	526. 302	1 350. 471
50CrVA	800	78	0. 643 9	455. 653	707. 660

从表 1 可以看出,以 60Si2MnWA 为材质的弹簧能量密度比值最大,为 1 490. 030J/kg. 相对于其他材质,同等质量下用 60Si2MnWA 材料加工的弹簧蓄能效果更好. 因此本文选择该种材料对集成蓄能器中的弹簧进行设计.

3.2 集成蓄能器弹性势能与转动动能的对比

根据上文,选择 60Si2MnWA 为弹簧材料,剪切弹性模量 $G = 79 \text{ GPa}$, 密度 $\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$. 依据 2 节中的集成蓄能器模型和理论计算公式,设定弹簧长度 $l = 400 \text{ mm}$,以弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 为自变量,分别求出对应参数下的弹性势能 E_p 和转动动能 E_k 值,并对二者进行比较. 立足于计算分析的优化设计方法可使设计过程更加合理^[12-13],机械优化设计中的一些设计变量不是连续变量而是离散变量,采用针对离散变量的优化方法更加适用于处理这类问题,为了降低问题的求解难度,可先将离散变量处理成连续变量,再对求得的结果附近取离散值,这在工程上是很实用的^[14]. 显然根据比例关系只针对一个弹簧进行计算即可. 设定弹簧参数 $5 \text{ mm} \leq d \leq$

15 mm , $50 \text{ mm} \leq D \leq 80 \text{ mm}$,蓄能器轮辐半径 $R = 500 \text{ mm}$,蓄能器转动角速度 $\omega = 104 \text{ rad/s}$. 依据国家标准对弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 取离散值,得到数据如表 2 所示.

从表 2 中可以看出,对应不同的弹簧丝直径和弹簧中径,弹簧的转动动能与弹性势能的比值都较大,介于 7 ~ 296 之间. 当弹簧丝直径 $d = 5$,弹簧中径 $D = 60$ 时,弹簧的转动动能是其弹性势能的 7 倍,比值最小;当弹簧丝直径 $d = 14$,弹簧中径 $D = 50$ 时,弹簧的转动动能是其弹性势能的 296 倍,比值最大. 在表 2 中,对于绝大多数规格的弹簧,转动动能相对于弹性势能的比值都远大于 10. 因此,要使集成蓄能方法的弹性势能和转动动能的共同蓄能作用得以明显发挥,有必要深入研究提高集成蓄能器中弹簧势能蓄能能力的方法,比如采用高储能的复合材料制作弹簧,设计变丝径弹簧改善应力分布以提高蓄能效果等. 未来高蓄能材料的突破会使集成蓄能方法的研究更有价值.

表 2 弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 标准化后的弹性势能 (E_p) 与转动动能 (E_k) 对比数据
Table 2 Comparison data of elastic potential energy and rotational kinetic energy with d and D standardized J

弹簧丝 直径 d/mm	弹簧中径 D/mm									
	50		60		65		70		80	
	E_p	E_k	E_p	E_k	E_p	E_k	E_p	E_k	E_p	E_k
5	158.47	2.19×10^3	145.49	1.75×10^3	138.99	1.59×10^3	132.74	1.47×10^3	121.21	1.29×10^3
8	428.58	2.46×10^4	433.84	2.03×10^4	429.97	1.85×10^4	423.44	1.69×10^4	405.69	1.43×10^4
10	615.29	6.92×10^4	663.33	6.18×10^4	674.15	5.76×10^4	678.52	5.35×10^4	673.42	4.60×10^4
12	776.34	1.49×10^5	886.02	1.43×10^5	921.98	1.37×10^5	947.52	1.31×10^5	973.80	1.16×10^5
14	0.90×10^3	2.67×10^5	1.08×10^3	2.76×10^5	1.15×10^3	2.72×10^5	1.20×10^3	2.66×10^5	1.28×10^3	2.46×10^5

3.3 集成蓄能器总蓄能与对照参数飞轮蓄能的比较分析

集成蓄能器可同时存储弹性势能和转动动能两种形式的能量,它是在弹簧储存弹性势能的基础上使之发生转动进而存储转动动能,显然这种方法比单纯的弹簧势能蓄能方法储存能量更多. 为进一步体现集成方法蓄能的优越性,设置一个外径、转速和质量参数等同于集成蓄能器的飞轮,对集成蓄能器总储能值和对照参数飞轮的储能值进行比较计算. 飞轮的转动惯量与其质量分布有关,本文假设飞轮的质量全部均匀分布于外边缘上从而使转动惯量取得最大值.

由于飞轮转速高时容易产生振动和动平衡问题,集成蓄能装置结构又比较复杂,因此转速不宜较大,设定集成蓄能器和对照飞轮的转速 $\omega = 104$

rad/s,半径 $R = 500 \text{ mm}$. 依据国家标准对弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 取离散值,得到集成蓄能器总储能 E_{k2} 和对照参数飞轮储能值 E_{k3} 的结果数据如表 3 所示.

从表 3 中可看出,弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 值不同,所对应的集成蓄能值和对照参数飞轮蓄能值大小也不同. 当 $d = 5 \text{ mm}$ 时,无论弹簧中径取何值,对照参数飞轮蓄能值都明显大于集成蓄能值;当 $d = 12$ 和 14 mm 时,无论弹簧中径取何值,集成蓄能值都明显大于对照参数飞轮蓄能值. 当 $d = 8$ 和 10 mm 时,集成蓄能值与对照参数飞轮蓄能值的大小与弹簧中径 D 有关. 因此弹簧丝直径取较大值时,集成蓄能方法的高储能效果更加突出. 为改善集成蓄能器两种形式能量的比值,可采取降低集成蓄能器的转速或者应用更高

能量密度比的弹簧材料等方法实现.

表 3 弹簧丝直径 d 和弹簧中径 D 标准化后的两种方法蓄能力对比数据

Table 3 Comparison data of energy storage ability for these two methods with d and D standardized kJ

弹簧丝 直径 d/mm	弹簧中径 D/mm							
	50		60		70		80	
	E_{k2}	E_{k3}	E_{k2}	E_{k3}	E_{k2}	E_{k3}	E_{k2}	E_{k3}
5	2.36	4.12	1.90	4.30	1.61	4.40	1.41	4.47
8	24.9	21.7	20.8	24.2	17.3	25.8	14.7	27.0
10	69.8	44.4	62.4	51.6	54.2	56.9	46.7	60.8
12	149	76	144	92	132	105	117	115
14	268	117	277	146	267	171	247	191

4 结 论

本文通过比较几种常见的弹簧材质,得出以 60Si2MnWA 制作的弹簧能量密度比最大. 所提出的集成蓄能器模型中,对于绝大多数规格的弹簧,转动动能相对于弹性势能的比值都远大于 10. 要使集成蓄能方法的弹性势能和转动动能的共同蓄能作用效果更加明显,高蓄能材料的发展对探索研究提高集成蓄能器中弹簧势能值的方法具有重要价值. 圆柱螺旋弹簧的弹簧丝直径取较大值时,集成蓄能方法的高储能效果更加突出,因此这种集成蓄能方法切实可行.

参考文献:

[1] 尹建阁,汤双清,曾东,等. 飞轮储能系统用集成式电动/发电机分析研究[J]. 装备制造技术,2009(1):36-39.
(Yin Jian-ge, Tang Shuang-qing, Zeng Dong, et al. A study on the integrated motor/generator for the flywheel energy storage system[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2009(1):36-39.)

[2] Widmer J. Woven ribbon composite flywheel with self-centering hub[J]. *Society of Automotive Engineers*, 1985, 164(2):538-543.

[3] Higgins M A, Plant D P, Ries D M. Flywheel energy storage for electric utility load leveling[C]//Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Boston, 1991:209-214.

[4] Xia Z, Chen Q Y. Designing and testing of high T_c super conducting magnetic bearing for fly wheel energy storage applications[C]//The 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Monterey, 1994:1496-1501.

[5] Vijay C, James R D, David B E. Low noise spacecraft attitude control systems [C]//Proceedings of the 26th

Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Boston, 1991:244-249.

[6] Moosavi-Rad H. A BVIF-integrated hybrid bus [J]. *Proceeding of Institution of Mechanical Engineering*, 1995, 209:95-101.

[7] Curtiss D H, Mongeau P P, Puterbaugh R L. Advanced composite flywheel structural design for a pulsed disk alternator[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1995, 31(1):26-30.

[8] 邹广平,刘虹,何蕴增,等. 并联组合弹簧的力学性能分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2002,23(6):48-51.
(Zou Guang-ping, Liu Hong, He Yun-zeng, et al. Mechanical property of shunt cluster spring [J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2002, 23(6):48-51.)

[9] Brian E S, Zachary B S. Composite springs and methods of manufacture:US,785794 B2[P]. 2010-12-28.

[10] Oussama Z, Rachid B, Franois T. Optimum design of a composite helical spring by multi-criteria optimization [J]. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 2009, 28:13-17.

[11] 秦大同,谢里阳. 现代机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2011:48-57.
(Qin Da-tong, Xie Li-yang. *Morden handbook of mechanical design* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011:48-57.)

[12] Kalicka R, Pietrenko D A. Improving full-scale transmission tower design through topology and shape optimization [J]. *Journal of Structural Engineering*, 2006, 13(5):781-790.

[13] Shokrieh M M, Rezaei D. Analysis and optimization of a composite leaf spring [J]. *Composite Structures*, 2003, 60(3):317-325.

[14] 刘义山,李骥昭. 普通圆柱螺旋弹簧的优化设计数学模型[J]. 机电产品开发与创新,2010,23(5):23-24.
(Liu Yi-shan, Li Ji-zhao. Mathematical model of general cylindrical helical spring optimization design [J]. *Development & Innovation of Machinery & Electrical Products*, 2010, 23(5):23-24.)