

基于惯容的振动能量收集背包设计与仿真分析^{*}

胡银龙^{1†} 王皓南¹ 陈欣锐² 张旭阳¹

(1. 河海大学 人工智能与自动化学院, 常州 213200)

(2. 河海大学 电气与动力工程学院, 南京 211100)

摘要 为收集人体运动中的振动能量, 基于惯容元件设计了嵌入背包的电磁式能量收集装置. 该装置有助于提升人体舒适度、解决传统俘能装置阻尼匹配困难的问题. 在建立数学模型和调研人体步态特征的基础上, 根据机电比拟法和最大功率传输定理分析装置的能量传输效率, 同时考虑人体承担该装置的载荷. 结果表明, 惯容元件的引入为系统参数选取增加了一个自由度, 可以有效调节俘能装置的固有频率与人体振动频率相匹配, 实现能量收集效率的最大化, 同时有效减轻人体的承重负担. 最后, 在基于人体关节活动机理和遗传算法构建的仿真平台上对理论分析进行验证, 证实了所提方法的有效性.

关键词 惯容, 振动能量收集, 人体荷载, 参数选取, 背包

中图分类号: TH136; TH113.2

文献标志码: A

The Design and Simulation Analysis of An Inerter-Based Vibration Energy Harvesting Backpack^{*}

Hu Yinlong^{1†} Wang Haonan¹ Chen Xinrui² Zhang Xuyang¹

(1. College of Artificial Intelligence and Automation, Hohai University, Nanjing 213200, China)

(2. College of Electrical and Power Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

Abstract In order to collect continuous and readily available human vibration energy, an electromagnetic energy-harvesting device embedded in a backpack is proposed based on the inerter component. The device also aims to enhance human comfort and overcome the challenge of damping matching in traditional energy harvesting devices. The energy transfer efficiency of the device was analysed using force-electricity analogy and the maximum power transfer theorem. The impact of the device on the load experienced by the human body was also taken into consideration by establishing mathematical models and researching human gait characteristics. The findings suggest that the device can enhance the efficiency of human vibration energy collection by introducing a new degree of freedom that enables effective adjustment of the system's natural frequency to match the human vibration frequency. Additionally, selecting appropriate inertance can significantly reduce the biomechanical load on the human body. Finally, the theoretical analysis was validated through a simulation platform based on the mechanism of human joint movement and a genetic algorithm, confirming the effectiveness of the proposed approach.

Key words inerter, vibration energy harvesting, biomechanical load, parameter selection, backpack

2024-04-29 收到第 1 稿, 2024-05-16 收到修改稿.

^{*} 国家自然科学基金面上项目(62173125), 中央高校基本科研业务费项目(B230192406), National Natural Science Foundation of China (62173125), Fundamental Research Funds for Central Universities(B230192406).

[†] 通信作者 E-mail: yinlonghu@outlook.com

引言

惯容^[1]是一种新型机械元件,其两端受力与两端相对加速度成正比的特性,在数学形式上与电路网络中的电容一致.基于此特性,可以建立弹簧—惯容—阻尼机械网络,与电感—电容—电阻电路网络之间严格的一一对应关系,使机械网络完备化.目前,惯容已被广泛应用于诸多领域,包括可再生能源产业^[2]、交通运输工业^[3]、建筑工程业^[4]、国防工业^[5]等.

自然界中普遍存在振动现象,其中蕴含的振动能量具有持续稳定、高能量密度和绿色环保的特点.近年来,收集土木建筑^[6]、交通工具、海洋波浪^[7]、声音^[8]和人体运动中的振动能量受到学者关注.随着智能可穿戴设备的普及,人体运动中产生的丰富振动能量引起重视,振动能量收集智能背包展现出广阔的应用前景.该技术利用人体行走、手臂摆动等产生的机械能量,为可穿戴智能设备提供持续的能源,满足其自供能需求.

近年来,关于振动能量收集背包的研究广泛开展.学者 Rome^[9]首次设计了电磁式振动能量收集背包;侯泽昊等^[10]建立了背包的俘能功率模型,详尽分析了人体运动状态、机械元件等因素对能量收集效率的影响. Xie 等^[11]将背包系统等效为弹簧—质量—阻尼系统,并设计了主动的弹簧刚度调节装置,能够调节装置机械阻尼以适应不同情境下的振动激励;Liu 等^[12,13]通过齿轮齿条配合单向轴承的方式,设计了一种全波机械整流装置,用以减小系统的冲程,改善系统的频带宽度;Mi 等^[14]则构造了原理类似的半波机械整流装置;Fan 等^[15]利用柔性条带和棘轮装置代替齿轮齿条进行整流,从而提高了人体舒适度.

以上装置都通过人体与背包相对运动来驱动直流发电机,将振动能量转化为电能.为提升能量转换效率,需要选取合适的机电元件参数,从而将能量收集装置的固有频率调谐到与振动激励频率一致,使系统共振.然而受资源和自由度的限制,元件最优参数的选取在物理实现上存在困难.此外,较重的装置质量会严重影响背包使用者的舒适性.为解决这些问题,本文设计了一种将滚珠丝杠惯容嵌入背包的能量收集装置.该装置具有更多参数选取的自由度,能够高效收集人体振动能量,并有效减轻背包使用者的承重负担.

1 背包设计与能量收集模型

1.1 背包结构设计

背包结构如图 1、图 2 所示.负载板通过弹簧、滑块、线性导轨和惯容连接到背板.两条线性导轨固定在背板的左右两侧,负载板通过滑块与线性导轨连接,使得负载板能够在线性导轨上做往复运动.负载板顶部的中间部分与齿条连接,两者共同上下运动;负载板顶部的两边与线性导轨的顶部之间接有缓冲弹簧,起到固定作用.齿轮齿条传动机构和发电机通过安装板固定在背板上.发电机转子与齿轮通过减速箱与连轴器耦合.

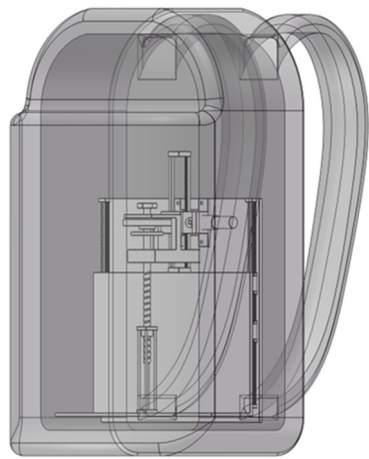


图 1 背包整体结构

Fig. 1 Overall structure of the backpack

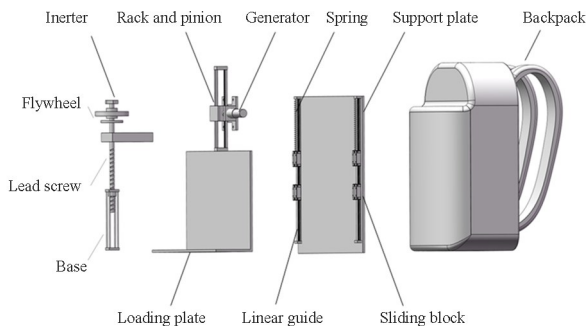


图 2 背包结构爆炸图

Fig. 2 Explosion diagram of the backpack structure

人体重心的移动,会带动负载板与背板在竖直方向上产生相对位移,该位移经由齿轮齿条转化为旋转运动,并通过联轴器传递给发电机转子,从而驱动直流发电机发电.惯容连接在背板与负载板之间,用于调节俘能装置的固有频率,使其与人体振动频率相匹配,从而提高振动能量收集效率.

1.2 惯容原理与滚珠丝杠惯容

惯容元件由 Smith 教授^[1]首次提出,是电路网络中的电容在机械网络中的对应元件.如图 3 所示,惯容在理想状态下满足动力学方程式:

$$F = b(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) \quad (1)$$

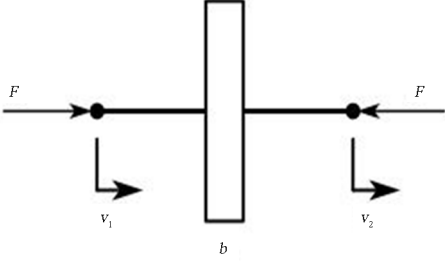


图 3 惯容原理图
Fig. 3 Schematic diagram of inerter

其两端受力与两端相对加速度成正比,该比例系数 b 称为惯容量(Inertance),具有质量的量纲.

本文所用的滚珠丝杠惯容的惯容量:

$$b = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 J \quad (2)$$

式中, J 为飞轮的转动惯量, p 为丝杠的导程.

1.3 能量收集模型

能量收集背包的数字模型如图 4 所示.步行时,人体重心的运动轨迹近似为一条正弦曲线,其振幅 A_0 为 2.25 cm,频率 f_0 为 1.9 Hz.记主角频率 $\omega_0 = 2\pi f_0$,下文均称之为主频率.

$$x = A_0 \sin \omega_0 t, \ddot{x} = -A_0 \omega_0^2 \sin \omega_0 t \quad (3)$$

能量收集系统中,电磁装置可等效为机械阻尼器 c_e 和惯容 b_e ;克服发电机电磁力做功,可等效为阻尼器输出机械功率^[12](下式中各物理量意义同附录).

$$c_e = \left(\frac{n}{r} \right)^2 \frac{K_t K_e}{R_a + R_L}, b_e = \left(\frac{n}{r} \right)^2 J_m \quad (4)$$

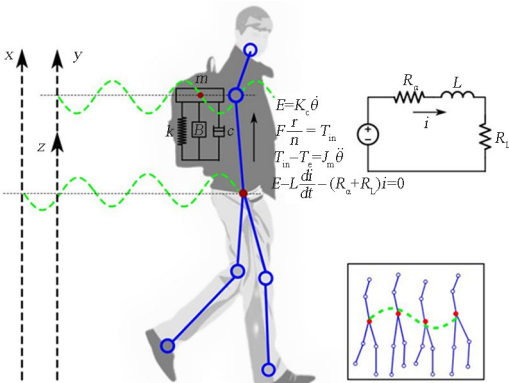


图 4 能量收集背包的数字模型

Fig. 4 Mathematical model of energy harvesting

(1) 传递函数

记背包负载板质量为 m ,滚珠丝杠惯容的惯容量为 b .将系统中的摩擦等效为机械阻尼 c_m ,则系统中总的阻尼 $C = c_m + c_e$,总惯容量 $B = b + b_e$.人体重心位移为 x ,背包负载板位移为 y ,两者相对位移 $z = y - x$.

由受力关系可得系统的微分方程如下:

$$(m + b + b_e)\ddot{z} + (c_e + c_m)\dot{z} + k \cdot z = -m\ddot{x} \quad (5)$$

拉普拉斯变换得传递函数:

$$G(s) = \frac{Z(s)}{X(s)} = \frac{-m}{(m + b + b_e)s^2 + (c_m + c_e)s + k} \quad (6)$$

式中 $X(s)$ 是 $\ddot{x}$ 的拉普拉斯变换

系统为典型的二阶系统,固有频率及阻尼为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m + b + b_e}}, \quad \xi = \xi_m + \xi_e = \frac{c_m + c_e}{2(m + b + b_e)\omega_n} \quad (7)$$

(2) 频域响应

记质量比 $\alpha_0 = b/m$, $\alpha_e = b_e/m$;频率比 $\sigma = \omega/\omega_n$ 系统的频域响应可计算为:

$$G(j\omega) = \frac{-m}{k - (m + b + b_e)\omega^2 + j(c_m + c_e)\omega} = \frac{-1}{1 + \alpha_0 + \alpha_e} \cdot \frac{1}{1 - \sigma^2 + 2j\xi\sigma} \quad (8)$$

输出响应 $z = A \sin(\omega_0 t - \phi)$

$$A = \frac{A_0 \omega_0^2}{1 + \alpha_0 + \alpha_e} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \sigma_0^2)^2 + 4\xi^2 \sigma_0^2}}, \quad \phi = \arctan \frac{2\xi\sigma_0}{1 - \sigma_0^2} \quad (9)$$

由图 5 可知,主频率比 $\sigma_0 = \omega_0/\omega_n = \sqrt{1 - 2\xi^2}$

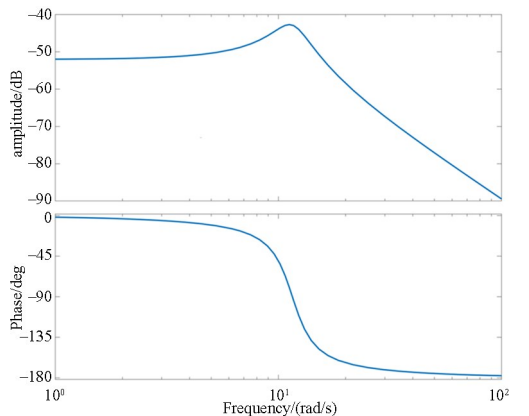


图 5 伯德图

Fig. 5 Bode diagram

时,振动响应达到最大.

1.4 能量收集功率

系统输出瞬时功率 $P_t=c_e\dot{z}^2$. 经直流发电机电枢电阻损耗,最终输出电功率 $P_e=P_t\cdot\eta_R$, 其中电效率 $\eta_R=\frac{R_L}{R_a+R_L}\approx 1$, 近似认为 $P_t=P_e$. 平均能量收集功率可计算为:

$$P=\lim_{T\rightarrow\infty}\frac{1}{T}\int_0^TP_tdt$$
$$=\frac{A_0^2\omega_0^6}{2}\cdot\frac{c_em^2}{[k-(m+b+b_e)\omega_0^2]^2+(c_m+c_e)^2\omega_0^2}$$

(10)

2 人体步态对能量收集的影响

能量收集功率受人体运动状态影响. 对于不同个体,或者相同个体在不同场合下,其行走的步频与身体重心上下振动的幅度存在差异. 要分析背包收集到的振动能量,必须考虑人体的不同步态.

2.1 人体步态分析

步态(gait)是指人体步行时的姿态和运动特征. 在分析时,可以使用多种时空参数来描述人体的步态特征. 本文主要通过研究人体行走时的步频来探究不同情况下人体的振动情况.

人体背着背包行走的过程中,躯干与背包产生相对位移,从而引发背包的振动. 人的步态受年龄、性别等诸多生理因素的影响,本文通过分析不同个体在不同情况下产生的振动来研究可穿戴设备所处的振动环境,可以得到更精确的惯容调节范围,从而提高背包的性能.

黄志奇等^[16]对人体主要穿戴部位在行走状态下所产生的振动情况进行了测试研究. 通过对振动测量数据进行统计分析,得到人体典型穿戴部位(上臂、胸部、腹部、腰部等)振动的频率集中在1~3 Hz之间,接近一般行走状态下人体振动的主频率.

邵企能等^[17]通过比较不同年龄、性别之间健康群体的步态差异,来探究年龄及性别因素对于人体步态特征的影响.

从表1数据可以看出,年龄、性别因素对人体振动有一定的影响. 因此,在研究背包性能时也需要考虑生理因素的影响.

表1 不同年龄与性别组的行走频率^[17]
Table 1 Walking frequency by age and sex group^[17]

	old men	old women	young men	young women
Frequency/Hz	1.82	1.96	1.86	1.93

除了生理因素,使用者本身的运动状态也会对背包所处的振动环境产生影响. 研究^[18]显示,跑动状态下人体的步频约为148步/分~149步/分,即跑步状态下人体振动频率约为2.48 Hz. 此外,行走和跑动时人体的垂直振幅也存在差异. 一般行走状态下的人体振幅约在2~2.5 cm之间,而跑动时的振幅较大,约在4~5.5 cm之间.

2.2 不同频率下的最大能量传输效率

式(10)中的能量收集功率的解析表达式过于复杂. 为分析上的简便,从人体直接传递给背包的能量出发,考虑能量传输的效率,并推导不同步态下装置的最大能量传输效率.

2.2.1 能量传输效率

首先计算背包从人体运动中直接吸收的功率^[11]:人体带动质量为的背包做正弦运 $x=A_0\cdot\sin\omega_0t$, 支持力 $F=mg+m\ddot{x}$, $v=\dot{x}$

平均能量吸收功率为:

$$P_i=\lim_{T\rightarrow\infty}\frac{1}{T}\int_0^TF\cdot vdt=\frac{1}{2mA_0^2\omega_0^3}$$

(11)

能量传输效率:

$$\eta=\frac{P}{P_i}=\frac{2\sigma_0^3\xi_e'}{(1+\alpha_0+\alpha_e)^2(1-\sigma_0^2)^2+4(\xi_m'+\xi_e')^2\sigma_0^2}$$

(12)

式中 $\xi_e'=\frac{c}{2m\omega_n}$.

上式表明,能量传输效率与人体重心的振动幅度无关,取决于人体行走的步频和各机械元件的参数. 接下来推导不同行走频率下的最大能量传输效率.

2.2.2 行走于主频率时的最大能量传输效率

假设人体行走的主要步频 f_0 为1.9 Hz. 理想情况,仅考虑人体行走的主频率,此时 $\sigma=\sigma_0=\omega_0/\omega_n$.

能量收集效率最大,对 η 满足费马引理:

$$\begin{cases} \frac{\partial\eta}{\partial\sigma}=0 \\ \frac{\partial\eta}{\partial\xi_e'}=0 \end{cases}$$

(13)

解得 $\begin{cases} \sigma=1 \\ \xi_e'=\xi_m' \end{cases}$ 时, $\eta_{\max}=\frac{1}{8\xi_m}$

(14)

由结果可知:

① $\sigma=1$,即要求系统固有频率等于振动激励频率,符合振动理论;

② $\xi'_e=\xi'_m$,体现了系统电阻尼需要与机械阻尼相匹配。

③当装置固有频率与振动激励频率一致,并且电阻尼与机械阻尼匹配时,能量收集效率最高。

2.2.3 行走于其他频率时的最大能量传输效率

实际情况,振动激励频率 f 可能会在 1.5~2.5 Hz 之间变化,记激励频率比 $\beta = \omega_r/\omega_0, \beta \in [0.79, 1.32], \sigma = \beta\sigma_0$ 。

此时的能量传输效率:

$$\eta = \frac{2\sigma_0^3\beta^3\xi'_e}{(1+\alpha_0+\alpha_e)^2(1-\sigma_0^2\beta^2)^2+4(\xi'_m+\xi'_e)^2\sigma_0^2\beta^2} \quad (15)$$

$$\text{解得} \begin{cases} \sigma=1/\beta \\ \xi'_e=\xi'_m \end{cases} \text{时}, \eta_{\max} = \frac{\beta^2}{8\xi_m} \quad (16)$$

可见最大能量传输效率与激励频率比 β 成正比,即行走越快,最大能量传输效率越高,反之会降低收集的振动能量。

3 机械元件的参数选取

为实现最大化的能量传输效率,系统中的各个元件需要选取适当的参数。无惯容系统在选择最优参数时存在一定困难,而引入惯容能够增加机械元件参数选择的自由度。下文通过力电比拟法与最大功率传输定理,推导引入惯容时系统最优参数的选择方法。

3.1 无惯容时参数选取的局限性

未引入惯容时,若选取小型发电机,发电机参数及外接电阻参数给定,式(4)表明电惯容 b_e 与电阻尼 c_e 实际上都由 n/r 决定,两者存在比例关系 $b_e = \lambda c_e$,比例系数 $\lambda = (R_a + R_L)J_m/(K_t K_e)$ 。

平均功率可计算为:

$$P = \frac{A_0^2 \omega_0^6}{2} \cdot \frac{c_e m^2}{[k - (m + \lambda c_e) \omega_0^2]^2 + (c_m + c_e)^2 \omega_0^2} \quad (17)$$

电惯容 b_e 与电阻尼 c_e 两者的比例约束会影响功率取到最大值。对比式(10)与式(11)可知,引入惯容可以增加一个参数选择的自由度,打破这种约束。

3.2 根据最大功率传输定理选定最优参数

依托惯容可以建立机械网络与电路网络之间严格的一一对应关系。根据电路理论中的最大功率传输定理能够更容易地选定机械网络中的最优参数,参数对应关系见表 2。

表 2 机械与电气网络间参数对应关系
Table 2 Equivalent terms of electrical and mechanical networks

Mechanical network		Circuit network	
$-m\ddot{x}$	Force	I	Current
k	Spring rate	$1/L_k$	Inductance
b, b_e	Inertance	C_b, C_e	Capacitance
m	Mass	C_m	Ground capacitance
c_m, c_e	Damping coefficient	$1/R_m, 1/R_e$	Resistance

能量收集模型的等效电路如图 6 所示。根据最大功率传输定理,当负载阻抗与电源内阻抗匹配,即 $Z_L = \bar{Z}_i$ 时,外接负载获得最大功率。

$$\begin{cases} j\omega_0 L + \frac{1}{j\omega_0(C_b + C_m + C_e)} = 0 \\ R_m = R_e \end{cases}, \text{electrical domain} \\ \begin{cases} j\omega_0/k + \frac{1}{j\omega_0(b + m + c_e)} = 0 \\ 1/c_m = 1/c_e \end{cases}, \text{mechanical domain} \quad (18)$$

解得

$$\begin{cases} b = \frac{k}{\omega_0} - m - \frac{(R_a + R_L)c_m}{K_t K_e} J_m \\ \frac{n}{r} = \sqrt{\frac{(R_a + R_L)c_m}{K_t K_e}} \end{cases} \dots \quad (19)$$

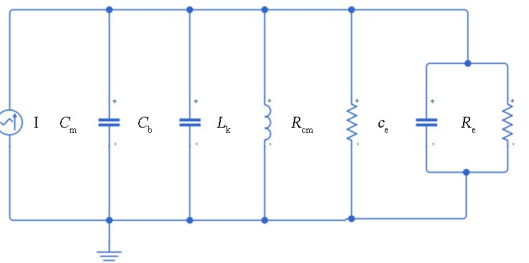


图 6 能量收集模型的等效电路图

Fig. 6 Equivalent circuit diagram of the energy harvesting model

运用同样的力电比拟法,可以得到无惯容系统最优参数的选择:

$$\begin{cases} k = (m + \lambda c_m) \omega_0^2 \\ \frac{n}{r} = \sqrt{\frac{(R_a + R_L) c_m}{K_t K_e}} \end{cases} \quad (20)$$

若无惯容系统中弹簧等元件的参数选取存在困难,引入惯容可以增加一个参数选择的自由度。

3.3 最优功率

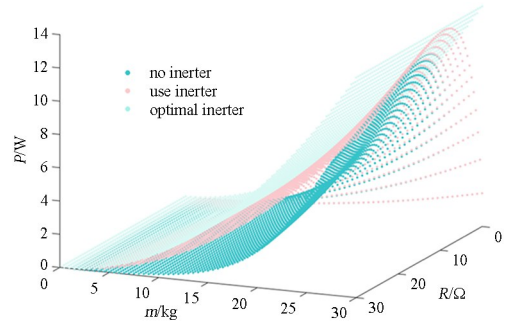
在引入惯容的情况下,如果系统各元件参数取得最优,并且忽略发电机电枢电阻的微小电损耗,可以得到理论最优功率的表达式:

$$P_{\max} = \frac{A_0^2 \omega_0^4}{8} \cdot \frac{m^2}{c_m} \quad (21)$$

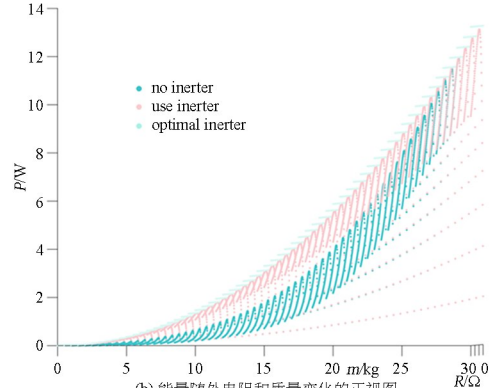
机电系统的质量负载与电路负载,变化时,通过调节惯容量的大小,可以使能量收集功率最大化。将不同负载下的最优含惯容系统与参数固定的无惯容系统作对比。($c_m = 85, \omega = 12.56, K_t = 8 \times 10^{-3}, J = 1.2 \times 10^{-6}$ 。固定,将 $k_{\text{总}} = 7000, \dots$ $R_L \times m$ 时引入惯容的能量最优系统,与 $R_L \in [0, 30] \times [0, 30]$ $20, m = 20$ 时不加惯容的能量最优系统进行对比。上述物理量单位同附录)。

实际系统部分情况无需引入惯容。不同电路负载和质量负载下的惯容量的最优选取值如图7所示。

如图8(a)所示,通过调节惯容量的大小,系统可以适应不同的电路负载和质量负载,得到接近理论最优值的能量收集功率。从图8(b)中可以更清晰地观察到,当负载电阻较大,即电损耗 $R_a/(R_a + R_L)$ 较小时,系统所得功率接近理论最优功率。负载电阻阻值过低时,电损耗增加,会造成功率的降低。与参数固定的无惯容系统相比,引入惯容可以明显提高振动能量收集效率。下文将定量分析引入惯容后系统提升的性能。



(a) 能量随外电阻和质量变化的三维图
(a) 3-D diagram of energy with external resistance and mass



(b) 能量随外电阻和质量变化的正视图
(b) Front view of energy with external resistance and mass

图8 不同电路负载和质量负载下的功率对比图
Fig. 8 Power under different circuit and mass loads

3.4 补偿能量

质量负载和外接电路负载的改变会减少系统收集到的能量。此外,为增加背包结构的刚度,弹簧的刚度系数的选取值通常较大。然而当背包负载较轻时,过大的刚度会使式(10)分母中 $[k - (m + b + b_e) \omega_0^2]^2$ 变大,从而降低收集到的能量。由此引入惯容元件可以补偿过大的弹簧刚度造成的能量损失。记使能量达到最大的惯容量为最优惯容量

$$b^* = \frac{k}{\omega_0^2} - m - \frac{(R_a + R_L) c_m}{K_t K_e} J_m \quad (22)$$

能量补偿效率可近似计算为:

$$\begin{aligned} \eta_{b^*} &= \frac{P_{b=b^*} - P_{b=0}}{P_{b=0}} \\ &= \frac{b^{*2} \omega^4}{b^{*2} \omega^4 + 4c_m^2 \omega^2} \\ &= \frac{1}{1 + 4c_m^2 / (b^{*2} \omega^2)} \end{aligned} \quad (23)$$

最优惯容量 b^* 值越大,引入惯容所能提升的能量补偿效率就越高。某些情况系统无需引入惯容,即 $b^* = 0$ 时,能量补偿效率 η_{b^*} 显然为零,与实际相符。

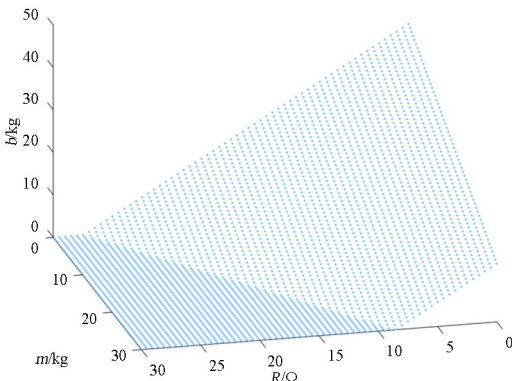


图7 不同电路和质量负载下的惯容量的最优取值
Fig. 7 The optimal selection of the inductance under different circuit loads and mass loads

4 减轻人体受力负担

引入惯容是否会增加人体的受力负担是本研究非常关心的问题. 人体承担装置的负荷力, 如图 4 所示.

$$\begin{aligned} F &= mg + m\ddot{y} \\ y &= x + z \end{aligned} \quad (24)$$

其中由加速度产生的惯性力

$$\begin{aligned} F_a &= m\ddot{y} = -m\omega_0^2 y \\ y &= A_0 \sin(\omega t) + A \sin(\omega t - \phi) \\ &= \sqrt{A^2 + A_0^2 + 2AA_0 \cos \phi} \cdot \sin(\omega t - \phi) \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \text{式中 } \phi &= \arctan \frac{A \sin \phi}{\sqrt{A^2 + A_0^2 + 2AA_0 \cos \phi}} \\ \text{惯性力体现在位移 } y \text{ 的振幅 } A_2 \text{ 上, 将式(9)} \\ \text{代入得} \\ A_2 &= A_0 \sqrt{1 + \frac{2m\omega^2 [m\omega^2/2 + k - (m+b+b_e)\omega^2]}{[k - (m+b+b_e)\omega^2]^2 + (c_m + c_e)^2}} \end{aligned} \quad (27)$$

(1) 要使加入惯容元件后受力减小, 即 $A_2 < A_2|_{b=0}$, 通过代数运算可解得, 当 $b > b_0$, 即惯容量大于下限惯容量 b_0 时均能减轻受力负载, 且随惯容量的增加, 受力负载还会继续减小. b_0 的解析表达式过于复杂, 但易从图 9 中看出.

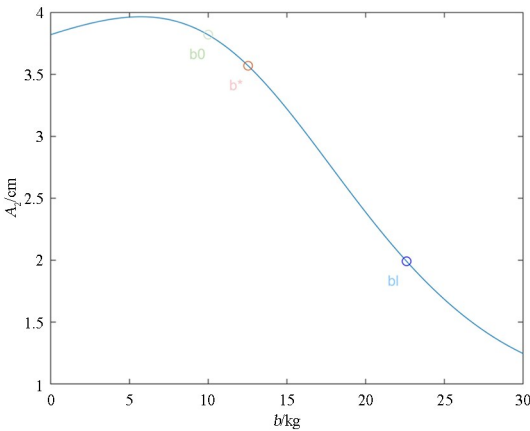


图 9 振幅随惯容量变化
Fig. 9 Amplitude vs. inertance diagram

(2) 要使加入惯容元件后, 受力小于直接将背包固定在身上的情况, 即需要满足 $A_2 < A_0$, 解得

$$b > b_1 = \frac{k}{\omega_0^2} - \frac{m}{2} - \frac{Rc_m}{K_t K_e} J_m \quad (28)$$

(3) 当系统收集到最大能量, 即 $b = b^*$ 时, 经过

简单而冗长的代数运算可知 $b^* > b_0$, 因此引入理论最优惯容能够减轻人体承重负担.

在机电系统其他参数选定的情况下, 仅改变惯容量大小, 观察振幅 A_2 随惯容增大的变化. ($A_0 = 2 \text{ cm}$, $\omega = 12.56 \text{ rad/s}$, $k = 7000$, $m = 20$, $c_m = 85$, $c_e = 85$, $b_e = 11.8$, 物理量单位同附录)

称振幅 A_2 为负载振幅. 负载振幅随惯容量的增加呈先缓慢增加后迅速减少的趋势. 引入理论最优惯容, 或者适当选用其他取值的惯容均可以有效减轻人体的受力负担.

5 多自由度人体仿真平台

5.1 仿真平台原理

人体重心运动轨迹并非完美的正弦曲线. 为更好模拟人体运动, 基于人体关节活动机理与遗传算法^[19], 搭建了人体仿真平台^[20] (如图 10 所示).

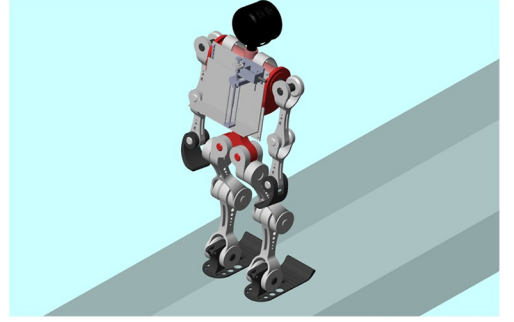


图 10 仿真平台模型
Fig. 10 Simulation platform model

设置人体脚踝, 膝盖, 臀部六个关节, 将人体脚部与大地的接触力视为弹簧阻尼力. 引入目标函数与惩罚项, 来评估行走状况的优劣, 并使用遗传算法来求解符合人体步行要求的关节驱动力.

$$\begin{aligned} \max f(F_{in}) &= w_1 v + w_2 t - w_3 p - w_4 x - \\ &\quad f_{\text{pen1}} - f_{\text{pen2}} \\ \text{s. t. } \begin{cases} f_{\text{pen1}} = \begin{cases} M, & \text{if } \Delta x, \Delta z, \Delta \theta > \text{bound} \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \\ f_{\text{pen2}} = w_5 \Delta v_y + w_6 \Delta z + w_7 \Delta \theta \\ B_1 \leq X \leq B_h \end{cases} \end{aligned} \quad (29)$$

上式中, v 为前进速度, t 为行走的总时间, p 为步行的平均能耗, x 为侧向位移, z 为竖直位移, θ 为关节倾角, Δx_i 为各物理量偏离各自约定范围的大小.

M 表示一个大数惩罚项, 如果物理量偏离约定范围过大, 系统会直接退出并进入下一次迭代.

5.2 收集人体振动能量的仿真分析

5.2.1 增加惯容前后功率对比

使用仿真平台模拟人体运动. 比较未引入惯容和引入最优惯容 b^* 的情况下, 振动的输出响应 z 和平均能量收集功率.

图 11 表明, 引入惯容后的振动响应明显增强.

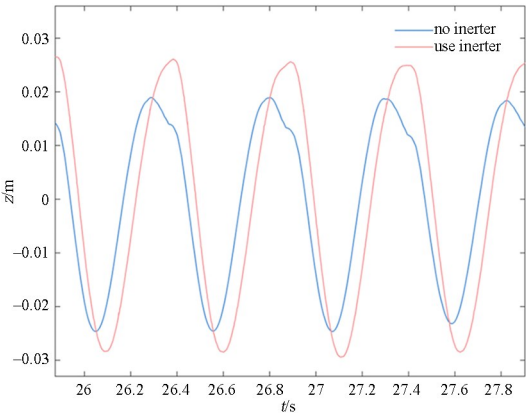


图 11 振动的时域响应
Fig. 11 Vibration time-domain response

记仿真时间为 t_s , 系统在仿真进行到一半时已达稳态. 平均能量收集功率可计算为:

$$P = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T c_e \dot{z}^2 dt$$
$$= 2/t_s \cdot \int_{t_s/2}^{t_s} c_e \dot{z}^2 dt \tag{30}$$

下面考虑不同步态下收集的振动能量. 系统参数除惯容量外与附录相同, 而惯容量取为不同情况下的理论最优值.

与无惯容系统相比, 引入惯容系统的平均能量收集效率提高了 211.48%. 步行时, 引入惯容的效果较好, 收集到的平均功率约为理论最优值的 79.53%. 随步频和振幅的加大, 受正弦谐波分量影响, 及惯容非线性影响, 收集到的功率偏小, 约为理论最优值的 72.14%. 大量仿真实验一致显示, 引入惯容能够有效提高系统的能量收集效率. 同时, 通过调整惯容量的大小, 系统能够适应人体在不同情况下的运动状态, 从而在各种应用场景中实现能量的高效采集.

5.2.2 受力负担与惯容

由式(25)知 $F_a = m\ddot{y} = -m\omega_0^2 y$, 负载惯性力 F_a 正比于负载位移 y 的振幅. 考虑到实际模拟中加速度 $\ddot{y}$ 可能出现尖峰, 因此用位移 y 的振幅 A_2 来表征负载惯性力. 使用与表 3 相同的模型数据进行仿真.

对负载振幅取 1 范数意义下的平均值 $\|\bar{A}_2\|_1$:

$$2/t_s \int_{t_s/2}^{t_s} \|\bar{A}_2\|_1 \sin \omega t \, dt = 2/t_s \int_{t_s/2}^{t_s} |y| \, dt \tag{31}$$

由图 12 可知, 加入理论最优惯容后, 相比无惯容系统, 平均负载减轻了 29.87%.

表 3 不同步态下收集的能量
Table 3 Energy collected under different gaits

Group	Gait			Power/W		
	F/Hz	A/cm	b/kg	use inerter	no inerter	optimal inerter
walk1	1.90	2.3	32.72	0.76	0.18	0.96
walk2	1.82	2.1	37.93	0.56	0.13	0.70
walk3	1.93	2.5	31.99	0.99	0.24	1.25
fast1	2.16	4.0	22.40	2.15	0.79	2.84
fast2	2.33	4.0	17.06	5.01	2.85	6.82
run	2.48	4.5	13.23	9.22	7.19	13.73

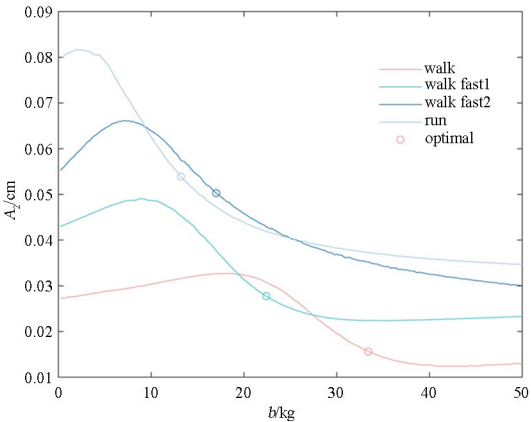


图 12 荷载振幅与惯容关系图
Fig. 12 Load amplitude vs. inertance diagram

继续增大惯容量, 将进一步降低人体的受力负担. 在具体选择惯容时, 可以在能量收集效率与受力负担之间做权衡.

仿真结果表明, 选用理论最优惯容, 或者适当选用其他取值的惯容, 能够有效减轻人体受力负担, 提高人体舒适度.

6 结论

- (1)为收集人体运动中源源不断的振动能量, 本文在分析调研了人体的步态特征的基础上, 设计了一种将惯容嵌入背包的能量收集装置, 能够将人体动能有效地转换为电能.
- (2)根据频域分析法和阻尼匹配理论分析, 当装置固有频率与振动激励频率一致, 电阻尼与机械阻尼匹配时, 能量收集效率最高.

(3)根据机电比拟法和电路中的最大功率传输定理,将机械系统等效为电路系统,进而推导出了最优惯容量的解析表达式.得出引入惯容能够为系统阻尼匹配增加一个自由度.

(4)分析了人体受力负担与惯容量的关系.荷载力随惯容量的增加呈先缓慢增大后迅速减少的趋势.因此,引入适当的惯容能够有效减轻人体负担.

(5)基于人体关节活动机理和遗传算法,搭建了人体仿真平台,并以此验证了前述理论分析所得结论.

参考文献

- [1] SMITH M C. Synthesis of mechanical networks; the inerter [J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, 47(10): 1648—1662.
- [2] LI J Y, ZHU S Y. Cable vibration mitigation by using an H-bridge-based electromagnetic inerter damper with energy harvesting function [J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2022, 29(12): e3120.
- [3] HUA J, SHEN Y J, YANG X F, et al. Optimal design of fractional-order electrical network for vehicle mechatronic ISD suspension using the structure-immittance approach [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2023, 14(1): 12.
- [4] 李小军,田超杰,黄绪宏.非堆积型多颗粒阻尼器等效力学模型及其减振性能分析[J].*振动与冲击*, 2024, 43(6): 19—28.
- LI X J, TIAN C J, HUANG X H. Equivalent mechanical model and vibration reduction performance analysis of a non-packed particle damper [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2024, 43(6): 19—28. (in Chinese)
- [5] 张赣波,赵耀.反共振双层隔振系统分析[J].*振动与冲击*, 2022, 41(15): 29—35, 70.
- ZHANG G B, ZHAO Y. Analysis of anti-resonant two-stage isolation system [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(15): 29—35, 70. (in Chinese)
- [6] WU D, XIA X Y, YANG F, et al. Sandwiched electromagnetic energy harvester based on the alternating north- and south-orientation magnet array [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2024, 365: 114907.
- [7] ZENG F Q, WANG T. In-situ wave energy harvesting for unmanned marine devices; a review [J]. *Ocean Engineering*, 2023, 285: 115376.
- [8] LU Z Q, ZHAO L, DING H, et al. A dual-functional metamaterial for integrated vibration isolation and energy harvesting [J]. *Journal of Sound Vibration*, 2021, 509: 116251.
- [9] ROME L C, FLYNN L, GOLDMAN E M, et al. Generating electricity while walking with loads [J]. *Science*, 2005, 309(5741): 1725—1728.
- [10] 侯泽昊,曹军义.人体运动俘能背包的输出功率建模与多参数耦合因素研究[J].*振动工程学报*, 2021, 34(2): 219—226.
- HOU Z H, CAO J Y. Output power model and multi-parameter coupling effect of a wearable energy harvesting backpack [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2021, 34(2): 219—226. (in Chinese)
- [11] XIE L H, CAI M J. Increased energy harvesting and reduced accelerative load for backpacks via frequency tuning [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 58: 399—415.
- [12] LIU M Y, QIAN F, MI J, et al. Dynamic interaction of energy-harvesting backpack and the human body to improve walking comfort [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 174: 109101.
- [13] 朱子恒,徐琳,邹俊逸,等.机械整流式振动能量回收器的研究[J].*振动与冲击*, 2020, 39(20): 286—294.
- ZHU Z H, XU L, ZOU J Y, et al. A study on a vibration energy harvester with mechanical rectification [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(20): 286—294. (in Chinese)
- [14] MI J, LI Q F, LIU M Y, et al. Design, modelling, and testing of a vibration energy harvester using a novel half-wave mechanical rectification [J]. *Applied Energy*, 2020, 279: 115726.
- [15] FAN K Q, XIA P W, LI R C, et al. An innovative energy harvesting backpack strategy through a flexible mechanical motion rectifier [J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 264: 115731.
- [16] 黄志奇,陈东义,王厚军.可穿戴计算机所处的人体振动环境研究[J].*振动与冲击*, 2007, 26(3): 146—149.
- HUANG Z Q, CHEN D Y, WANG H J. Study on vibration environment of a wearable computer [J].

Journal of Vibration and Shock, 2007, 26 (3): 146–149. (in Chinese)

[17] 邵企能, 王禾, 胡天昇, 等. 年龄与性别对人体步态生物力学特征的影响[J]. 应用力学学报, 2022, 39(6): 1193–1202.

SHAO Q N, WANG H, HU T Y, et al. Effects of age and gender on biomechanical characteristics of human gait [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2022, 39 (6): 1193 – 1202. (in Chinese)

[18] 马刚, 曹传宝, 郑国兵, 等. 12 周步频控制训练对跑步时步态、下肢刚度及髋股关节力学特征的影响[J]. 河北体育学院学报, 2023, 37(3): 77–83.

MA G, CAO C B, ZHENG G B, et al. Effects of 12-week cadence control training on running gait, lower limb stiffness and mechanical characteristics of the patellofemoral joint [J]. Journal of Hebei Sport University, 2023, 37 (3): 77 – 83. (in Chinese)

[19] KALVERAM K T, SCHINAUER T, BEIRLE S, et al. Threading neural feedforward into a mechanical spring: how biology exploits physics in limb control [J]. Biological Cybernetics, 2005, 92 (4): 229–240.

[20] THE MATHWORKS, INC. Train humanoid walker [EB/OL]. (2023-4-28) [2024-4-29]. https://ww2.mathworks.cn/help/sm/ug/humanoid_walker.html.

附录

表 1 仿真中主要使用的参数
Table 1 The main parameters used in the simulation

Parameter	Value
Load mass m/kg	8
Spring rate $k/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	7000
Mechanical damping $c_{\text{m}}/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	85
Torque constant $K_{\text{t}}/(\text{rpm}\cdot\text{V}^{-1})$	1.21×10^{-2}
Potential constant $K_{\text{e}}/(\text{rpm}\cdot\text{V}^{-1})$	790
Rotor moment of inertia $J_{\text{m}}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3.06×10^{-7}
Motor armature resistance R_{a}/Ω	0.275
External resistance R_{L}/Ω	20
Speed box reduction ratio n	25
Gear radius r/mm	7.3
Flywheel mass m_{f}/kg	1.061
Flywheel radius γ/mm	15
Lead of the lead screw $p/(\text{mm}\cdot\text{rev}^{-1})$	6
Inertance b/kg	32.726