文章编号:1674-2974(2024)10-0089-09 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2024202

胶泥缓冲器与高射机枪动力学性能优化匹配

徐忠四†,肖有才,符振荣
(中北大学 机电工程学院,山西 太原 030051)

摘 要:为了改善机枪的射击稳定性从而提高射击精度,设计一款应用于12.7 mm重型机枪的单出杆式黏弹性胶泥缓冲器,用变刚度Kelvin模型对其进行数学建模.用正交试验法对黏弹性胶泥缓冲器的刚度、阻尼系数和预压力进行优化匹配分析,获得胶泥缓冲器与高射机枪动力学匹配最好的一组性能优化参数.优化匹配的黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器动力学性能仿真比较结果表明,使用胶泥缓冲器的12.7 mm重型机枪后坐力更小,后坐速度变化更平稳,枪口波动更小.

关键词:黏弹性胶泥缓冲器;阻尼系数;性能优化匹配;射击精度;正交试验
中图分类号:TJ24 **文献标志码**:A

Dynamic Performance Optimization Matching of Elastomer Damper and Anti-aircraft Machine Gun

XU Zhongsi†,XIAO Youcai,FU Zhenrong
(School of Mechatronic Engineering, North University of China, Taiyuan 030051,China)

Abstract: To improve the shooting stability of machine guns and firing accuracy, a single rod viscoelastic elastomer damper applied to 12.7 mm heavy machine guns was designed, which was simulated by the variable stiffness Kelvin model. The three important performance parameters (stiffness, damping coefficient, and initial pressure) of the viscoelastic elastomer damper were optimized and matched by orthogonal experiments, and a set of performance optimization parameters best matched the dynamics of the elastomer damper and the anti-aircraft machine gun were obtained. Finally, the dynamic performance of the optimized matching viscoelastic elastomer damper was compared with the spring damper. The results showed that the recoil force of the machine gun using the elastomer damper was smaller, the recoil speed changed more smoothly, and the muzzle fluctuation was smaller than that of the 12.7 mm machine gun equipped with the spring damper.

Key words: viscoelastic elastomer damper; damping coefficient; performance optimization matching; firing accuracy; orthogonal experiments

* **收稿日期**:2023-07-26
基金项目:国家自然科学基金资助项目(11802273),National Natural Science Foundation of China(11802273);山西省基础研究计划资助项目(202103021224209), Fundamental Research Program of Shanxi Province (202103021224209)
作者简介:徐忠四(1977—),男,湖北通山人,中北大学讲师,博士
† 通信联系人,E-mail:xuzhongsi@126.com

现代战争对高射机枪的性能要求越来越高,普通弹簧缓冲器由于射击稳定性差、能量吸收率低,作为反后坐装置已经很难满足作战需求,所以,研制一款高性能缓冲器对机枪来说非常必要.弹簧缓冲器的优点是结构简单、保养维修方便、性能可靠、耐久性好、不受温度影响等,但在应用中,弹簧缓冲器复进时能量释放过快,在惯性的作用下容易产生强烈的回弹和振动,不适用于精度要求高、稳定性要求好的场合[1].黏弹性胶泥缓冲器是近年研发的一款新型高性能缓冲器,具有能量吸收率高、性能稳定、阻抗力低、运行平稳、检修周期长等优点[2].因此,研究黏弹性胶泥缓冲器在机枪反后坐装置的应用,对保持机枪射击稳定性,提高射击精度,降低机枪射击后坐力具有十分重要的意义.

本文以黏弹性胶泥缓冲器的性能参数优化匹配分析来提高机枪的射击精度为研究目标,用正交试验法对黏弹性胶泥缓冲器的3个重要性能参数(刚度、阻尼系数和预压力)进行优化匹配分析,最终获得胶泥缓冲器与高射机枪动力学匹配最好的一组性能优化参数.优化匹配的黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器的动力学性能仿真比较结果表明:1)使用弹簧缓冲器的最大后坐力是9 000 N,使用胶泥缓冲器的最大后坐力降低为6 000 N,后坐力明显降低,整个过程更加平稳.后坐力越小对机枪的稳定性和射击精度的提高都具有积极意义.2)胶泥缓冲器在提高射击精度方面作用明显:使用胶泥缓冲器机枪枪口的上下波动比使用弹簧缓冲器降低了2 mm;机枪枪口的左右波动比使用弹簧缓冲器降低了0.6 mm.

1 黏弹性胶泥缓冲器的结构设计

应用在机枪上的缓冲器要求主要是阻抗力小、能量吸收率高、复进快.考虑到实际应用环境,缓冲器的结构形式选择平动式单出杆.缓冲器主要由缸筒、活塞杆、活塞、螺纹管、缸盖组成,结构简单,成本低,可大范围推广.

缓冲器中活塞杆的主要作用是传递力,它不仅要受压力作用,还要受弯曲力和多次冲击振动,所以必须有足够的强度和刚度[3].活塞杆材料确定后,为保证应用过程中活塞杆不出现断裂和变形,要对活塞杆直径进行强度校核.

缸筒是缓冲器的主要零件,它与活塞组件、缸盖、螺纹管组件组合成一个封闭的容腔,用以容纳高压强的胶泥材料.设计缸筒时,要合理设计各部分尺寸及精度,以保证活塞运动平顺并且密封性好.合理选用制作材料,以保证缸筒具有足够的强度和冲击韧性.

黏弹性胶泥缓冲器的工作原理是活塞在缸筒内做往复循环运动,在压缩过程中胶泥在活塞与缸筒之间的间隙流动,在环状间隙的节流作用下产生阻尼力.同时,胶泥对活塞产生反作用力,阻碍其向内运动.缓冲器的间隙不宜过大也不宜过小,过大的间隙会导致非线性弹性胶体缓冲器产生的阻尼力较小,难以满足能量吸收率的要求;过小的间隙胶泥不容易通过,容易磨坏活塞与缸筒内壁,并且容易导致缓冲器内部压强过大而压坏缓冲器,同时,缓冲器阻抗力过大,难以满足设计要求.

缓冲器缸盖结构的设计主要考虑加工和密封的问题.为了合理设计缸盖尺寸同时保证密封,缸盖和缸体之间采用螺纹连接.考虑到活塞密封要求较高,本文选取活塞用加强型直角组合密封圈,该密封圈由一个PTFE材料的加强型直角密封环和一个O型橡胶圈组合而成,适用于液压往复运动单向密封.

图1为黏弹性胶泥缓冲器总体结构图,它由活塞杆、汽缸盖、活塞、缸体和螺纹管组成.螺纹管类似于一个单向阀,它不仅可以用来注入胶泥,而且有很好的密封作用.

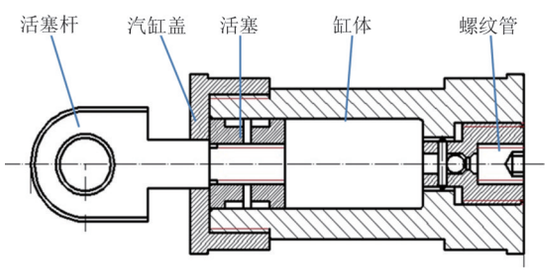


图1 黏弹性胶泥缓冲器总体结构图

Fig.1 General design of viscoelastic elastomer damper

2 高射机枪射击动力学模型与胶泥缓冲器的数学模型

2.1 机枪射击时的动力学模型

机枪射击时,在膛底合力的作用下,后坐部分向后运动.为了分析射击时缓冲器的受力情况,本文以后坐部分为研究对象进行受力分析.图2为机枪射

击动力学模型,其中,F_{pt}为膛底合力;F_R为缓冲器阻抗力;m为后坐部分质量;θ为缓冲器与水平面夹角;K和C分别为黏弹性胶泥缓冲器的刚度和阻尼系数.假设机枪射击时的翻转力矩很小,对后坐基本无影响,所有力均作用在枪膛轴线且与地面垂直[4].在这些假设的基础上,后坐部分就可以看作是平面力系内的刚体运动问题,根据牛顿第二定律可得[5]:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}=F_{pt}-F_R+mg\sin\theta \tag{1}$$

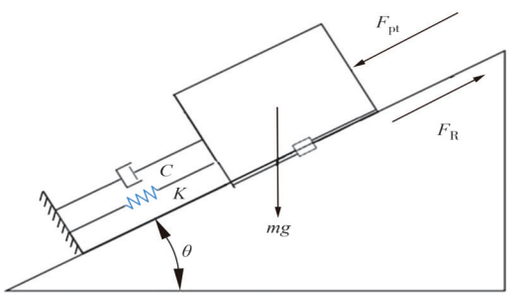


图 2　机枪射击动力学模型

Fig. 2　Machine gun firing dynamics model

2.2　胶泥缓冲器的数学模型

本文设计的黏弹性胶泥缓冲器应用在枪身,其作用是消耗后坐冲击能量和保持枪身稳定.因此,黏弹性胶泥缓冲器不但要具有黏滞阻尼特性,还要有弹性储能特性.Kelvin模型使用参数少,能与实验结果很好地拟合,比Maxwell模型要精确得多;Kelvin模型是由理想弹簧和理想黏壶并联组成的,其数学模型适合单出杆式胶泥缓冲器建模.由胶泥缓冲器的综合分析可知,该缓冲器数学模型可以视为Kelvin模型[6].此外,胶泥的压缩率并不是固定的,它随着外部压力的改变而改变,所以胶泥缓冲器的刚度是一个变刚度.同时缓冲器所使用的黏弹性胶泥具有流动性,其阻尼力随速度的变化而变化,因此,黏弹性胶泥缓冲器的模型可视为变刚度Kelvin模型,由变刚度弹性元件和阻尼力随速度变化的黏壶元件并联而成[7],如图3所示.F_v为黏壶元件所产生的阻尼力,F_s为弹性元件所产生的弹性力,F_R为阻尼力和弹性力以及预压力F_0组成的合阻抗力.

$$F_R=F_s+F_0+F_v \tag{2}$$

2.2.1　弹性回复力

黏弹性胶泥缓冲器的弹性力是指活塞压缩胶泥时,胶泥所产生的阻碍活塞向内运动的力.当缓冲器工作时,活塞向缸体内运动,胶泥被压缩并产生压强.胶泥所产生的弹性回复力为[2]:

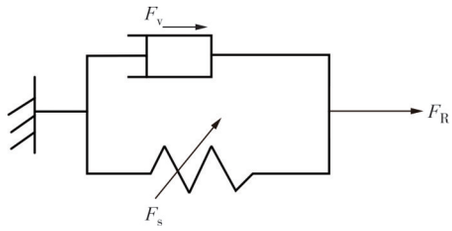


图 3　黏弹性胶泥缓冲器数学模型

Fig.3　Mathematical model of viscoelastic elastomer damper

$$F_s=P_\delta\cdot A \tag{3}$$

式中:δ为胶泥的压缩率;P_δ为压强;A为活塞截面积.

胶泥在不同压强下具有不同的压缩率,采用电子万能试验机测量胶泥的压缩率与压强之间的关系,如表1所示,根据表1可以拟合出胶泥的压缩率–压强曲线.

表 1　胶泥的压缩率与压强关系

Tab.1　The relationship of elastomer's compression rate and pressure

δ/%	0	0.28	1.14	2.13	3.55	4.40
P_δ/MPa	0	0.34	0.88	3.88	15.77	24.81

根据表1中的数据,可得关系表达式:

$$P_\delta=2.472\times10^6\times\mathrm{e}^{0.566\delta}-3.546\ (\mathrm{MPa}) \tag{4}$$

胶泥的压缩率表达式为:

$$\delta=\frac{AS}{V} \tag{5}$$

式中:V为未压缩胶泥体积;S为缓冲器位移.

2.2.2　预压力

预压力是缓冲器的重要性能指标,合适的预压力不仅可以增大缓冲器的容量,还可以加快缓冲器复位的速度.对缓冲器预压力的要求是下限应该能使缓冲器所支撑的部件与水平面成最大夹角时不被压缩[8],所以:

$$F_0\geqslant mg\sin\theta+fmg\cos\theta \tag{6}$$

式中:f为摩擦因数.

2.2.3　阻尼力

缓冲器是具有环状间隙的单出杆式缓冲器,受到外部力时,活塞向内运动压缩胶泥,一部分胶泥在活塞和缸筒之间的间隙流动,在环状间隙的节流作用下产生阻尼力.为了方便研究胶泥在环状间隙之间的流动问题,通常把活塞与缸筒之间的环状间隙展成平板,平板的等效长度L就是胶泥的等效长度,h为环状间隙高度.

因为碰撞总是在一瞬间就完成,所以通常研究的重点是缓冲器活塞和缸筒相对运动引起的胶泥流

动瞬时速度.

由胶泥的本构表达式[9]求得缓冲器内部胶泥稳态剪切应力表达式为:

$$\tau = k_1 \mu e^{-\vartheta(h+y)} v^n \tag{7}$$

式中:ϑ为引入空间的参数;k_1是与试验环境相关的切应力修正系数;v为缸体垂直方向的纵向速度.当$y=0$时,活塞边沿流体的流动剪应力为:

$$\tau_p = k\mu e^{-\vartheta h} v^n \tag{8}$$

由式(8)求得活塞在相对缸体运动时的阻尼力F_v为[10]:

$$F_v = \tau_p A = k\mu\pi dl e^{-\vartheta h} v^n = Cv^n \tag{9}$$

式中:d为活塞直径;l为活塞厚度;n为胶泥的流动指数;k为刚度;C为阻尼系数,其表达式如式(10)所示.

$$C = k\mu\pi dl e^{-\vartheta h} \tag{10}$$

3 黏弹性胶泥缓冲器参数的优化匹配和仿真分析

由第2节分析可知,黏弹性胶泥缓冲器阻抗力的数学公式为:

$$F_R = F_0 + F_s + F_v = F_0 + kx + Cv^n \tag{11}$$

式中:x为位移;$0<n<1$.

由式(11)可以看出,刚度、阻尼系数、预压力之间互不影响,单独作用.为得到最优阻抗力位移滞回曲线,需要得到一组合适的刚度、阻尼系数、预压力的配比[11].对于这种多影响因素的问题,通常采用正交试验法来进行分析[12].

3.1 胶泥缓冲器性能参数的优化匹配

3.1.1 胶泥缓冲器参数的选择范围

在后坐过程中,若刚度过大,后坐部分与缓冲器为刚性接触,则起不到缓冲作用;若刚度过小,则缓冲器瞬间被压缩,缓冲效果不理想[13-15].综上分析,选择刚度为300~900 N/mm.

后坐开始瞬间,活塞杆速度很大,如果阻尼系数过大,那么阻抗力就会过大,胶泥类似于刚体起不到缓冲作用.如果阻尼系数过小,在能量消耗方面基本不起作用,与设计缓冲器的初衷相悖[16].因此,选择胶泥阻尼系数为0.2~0.8 N·s/mm.

根据文献[4-5],预压力定为后坐部分质量的1.7~12倍.也就是300~2 100 N.胶泥缓冲器性能参数的选择范围如表2所示.

表2 胶泥缓冲器性能参数的选择范围

Tab.2 Selection range of elastomer damper parameters

刚度/(N·mm^{-1})	阻尼系数/(N·s·mm^{-1})	预压力/N
900	0.8	2 100
800	0.7	1 800
700	0.6	1 500
600	0.5	1 200
500	0.4	900
400	0.3	600
300	0.2	300

3.1.2 胶泥缓冲器参数的选取原则

黏弹性胶泥缓冲器参数的选择遵循如下3条原则[17-20]:

1)选择预压力为2 100 N,阻尼系数为0.8 N·s/mm,对7组刚度的应用效果进行对比,选出一个最优刚度.

2)改变阻尼系数,得到在预压力为2 100 N不同阻尼系数下对应的最优刚度.

3)把第2次得到的7组数据进行对比,即可得到在预压力为2 100 N时的最优刚度和最优阻尼系数.

以此类推,得到每个预压力下对应的最优刚度、阻尼系数.把得到的数据再进行一次对比,即可得出所有数据所对应的最优刚度、阻尼系数和预压力.

3.2 胶泥缓冲器性能优化的选择标准

黏弹性胶泥缓冲器代替弹簧缓冲器作为机枪反后坐装置,可提高机枪射击精度,降低射击后坐力.需要满足如下4条标准:

1)后坐力不大于6 000 N,且越小越好.

2)后坐到位不产生碰撞(活塞杆与缸体不能相撞,否则增加射击的不稳定性),速度越平稳越好.

3)后坐位移在不发生碰撞的基础上尽可能延长(总能量一定,位移越大,后坐力越小).

4)在缓冲器阻抗力相同的情况下,能量吸收率越高越好.

3.3 胶泥缓冲器性能参数仿真优化分析

3.3.1 不同刚度缓冲器动力学性能分析

当预压力为2 100 N、阻尼系数为0.8 N·s/mm时,不同刚度对应的后坐力-时间关系曲线如图4所示.后坐过程中,后坐力随着时间的增加而增大;复进过程中,后坐力随着时间增加而减小.由于复进过程中合阻抗力等于弹性回复力减去阻尼力,所以复进到位以后存在后坐力的突变.

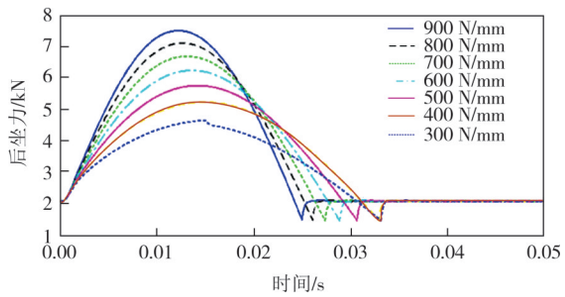


图 4　不同刚度对应的后坐力-时间关系曲线

Fig.4　Recoil force-time relation curve for different stiffness

从图 4 中可以看出,当刚度为 300 N/mm 时,复进到位以后,后坐力发生了突变,这是因为活塞杆与缸体产生了碰撞,速度瞬间降低,阻尼力随之减小,合力也就减小. 因为活塞杆与缸体产生碰撞会影响枪的稳定性,也就影响射击精度,所以要避免这种情况发生. 由图 4 可知,刚度越大,后坐力越大,相应的后坐时间减少. 这是因为总的冲量一定,作用力越大,作用时间也就相应减少.

根据后坐力不大于 6 000 N,且越小越好的标准,暂定刚度为 400 N/mm.

图 5 为不同刚度对应的后坐速度-时间关系曲线. 从图 5 可以看出,后坐运动先加速,后减速,减速到零后坐到位;复进运动一直加速,速度最大时候复进到位且与缸盖产生碰撞,速度迅速降低到零.

由图 5 可知,刚度越大,速度变化越快. 刚度为 300 N/mm 的后坐到位速度产生突变,这是因为后坐到位以后活塞速度没有降低到零,活塞杆与缸筒产生碰撞,速度瞬间降低到零. 这种情况会使机枪产生振动,影响射击精度,应该避免. 根据选择平稳性要求,刚度暂定为 400 N/mm.

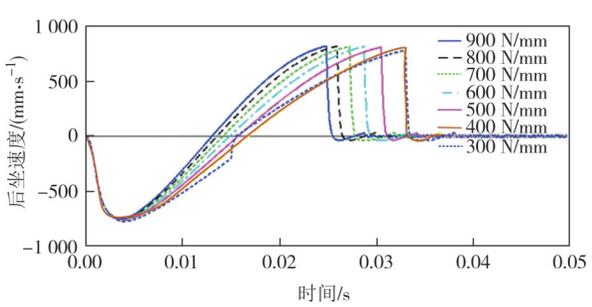


图 5　不同刚度对应的后坐速度-时间关系曲线

Fig.5　Recoil velocity-time relation curve for different stiffness

图 6 为不同刚度对应的后坐位移-时间关系曲线. 随着胶泥被压缩,活塞杆位移增大,后坐到位时,位移达到最大. 复进开始,胶泥膨胀,活塞杆复位. 胶泥刚度越大,后坐位移越小,这是因为总能量一定,当后坐位移增大时,后坐力减小. 因此,刚度暂定为 300 N/mm 或 400 N/mm.

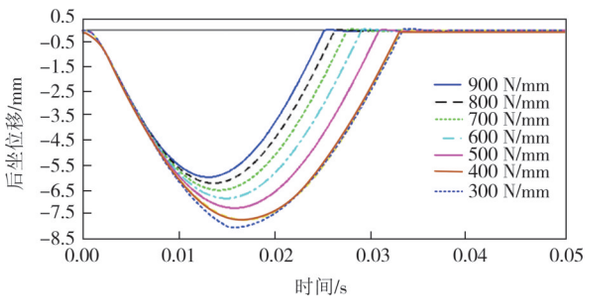


图 6　不同刚度对应的后坐位移-时间关系曲线

Fig.6　Recoil displacement-time relation curve for different stiffness

经过对比分析缓冲器在后坐复进过程中的力、位移、速度的时间变化曲线,并且依据选择标准,在预压力为 2 100 N,阻尼系数为 0.8 N·s/mm 的情况下,选择最优刚度为 400 N/mm.

同理,根据上述分析方法,当预压力为 2 100 N 时,其他阻尼系数对应的最优刚度如表 3 所示.

表 3　预压力为 2 100 N 时,刚度与阻尼系数最优匹配结果

Tab.3　The optimal matching results between the damping coefficient and the stiffness when the pre-pressure is 2 100 N

阻尼系数/(N·s·mm^{-1})	刚度/(N·mm^{-1})
0.8	400
0.7	400
0.6	400
0.5	400
0.4	500
0.3	500
0.2	500

3.3.2　不同阻尼系数对应的最优刚度缓冲器动力学性能分析

当预压力为 2 100 N 时,不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐力-时间关系曲线如图 7 所示. 从图 7 可以看出,后坐力均小于 6 000 N. 根据后坐力不大于 6 000 N 且越小越好的标准,暂定 400 N/mm、0.5 N·s/mm,400 N/mm、0.6 N·s/mm,400 N/mm、0.7 N·s/mm,400 N/mm、0.8 N·s/mm 这 4 种刚度和阻尼系数的优化匹配.

不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐速度-时间关系曲线如图 8 所示. 由图 8 可知,后坐速度一部分变化迅速,另一部分相对稳定. 根据速度越稳定越好的标准,暂定 400 N/mm、0.5 N·s/mm,400 N/mm、

0.6 N·s/mm，400 N/mm、0.7 N·s/mm，400 N/mm、0.8 N·s/mm 这4种刚度和阻尼系数的优化匹配.

不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐位移-时间关系曲线如图9所示. 由图9可知，位移最大基本为7.5~8.0 mm，400 N/mm、0.5 N·s/mm 的位移最大，为8.0 mm. 根据位移最大后坐力最小原则，选择预压力为2 100 N时的曲线组合为最佳组合.

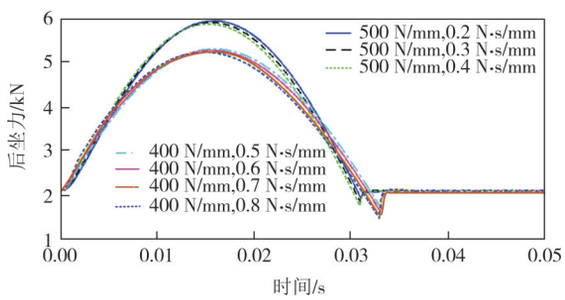


图7 不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐力-时间关系曲线

Fig.7 Recoil force-time relation curve after matching of different stiffness and damping coefficients

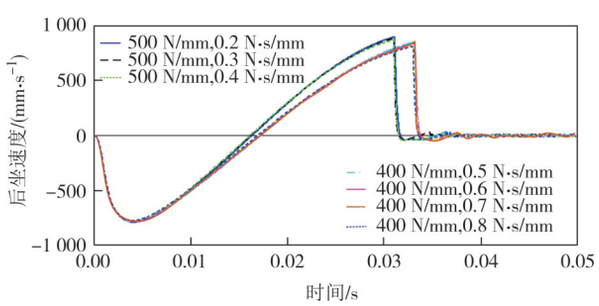


图8 不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐速度-时间关系曲线

Fig.8 Recoil velocity-time relation curve after matching of different stiffness and damping coefficients

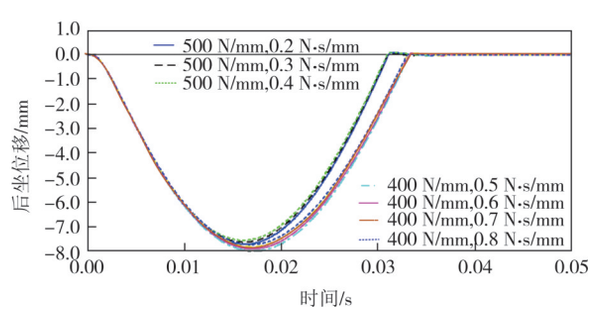


图9 不同刚度和阻尼系数匹配对应的后坐位移-时间关系曲线

Fig.9 Recoil displacement-time relation curve after matching of different stiffness and damping coefficients

经过对比分析胶泥缓冲器在不同阻尼系数和刚度的匹配下的机枪位移变化、速度变化、后坐力变化，最终选择在预压力为2 100 N时，刚度为400 N/mm，阻尼系数为0.5 N·s/mm的一组为最优组合.

3.3.3 不同预压力下最优刚度和阻尼系数的缓冲器动力学性能分析

基于3.3.2节方法，可以得到不同预压力下对应的刚度和阻尼系数优化匹配组合结果，如表4所示.

表4 不同预压力下对应的刚度和阻尼系数优化匹配组合

Tab.4 Optimal matching combination of corresponding stiffness and damping coefficient under different preloading forces

预压力/N	阻尼系数/(N·s·mm^{-1})	刚度/(N·mm^{-1})
2 100	0.5	400
1 800	0.6	500
1 500	0.7	600
1 500	0.8	600
1 200	0.8	600

图10为不同预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐力-时间关系曲线. 从图10中可以看出，最大后坐力基本稳定在5 000~6 000 N，并且各组数据之间的差别明显. 根据后坐力越小越好的原则，预压力2 100 N、刚度400 N/mm、阻尼系数0.5 N·s/mm和预压力1 800 N、刚度500 N/mm、阻尼系数0.6 N·s/mm这2组数据相对较好.

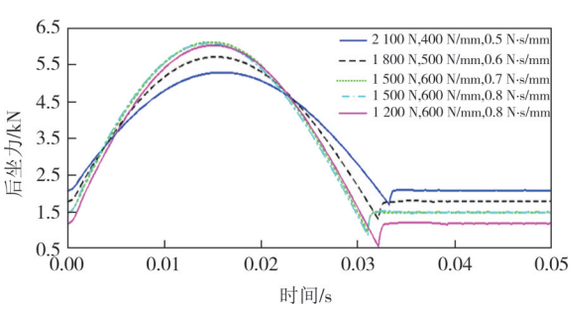


图10 不同预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐力-时间关系曲线

Fig.10 Recoil force-time relation curve after optimal matching of different prepressure, stiffness and damping coefficient

图11表示不同预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐速度-时间关系曲线. 从图11中可以看出，后坐速度都很平稳，各组数据间差别不大. 但是预压力2 100 N、刚度400 N/mm、阻尼系数0.5 N·s/mm和预压力1 800 N、刚度500 N/mm、阻尼系数0.6 N·s/mm这2组数据相对较好. 在速度变化上比另外几组更稳定.

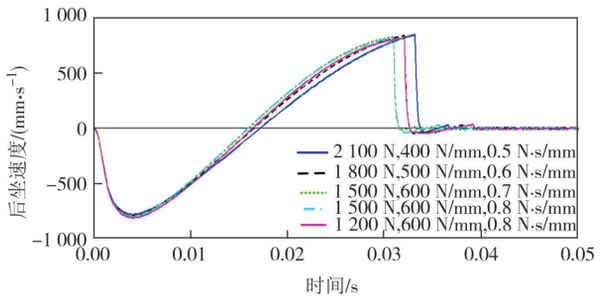


图 11　不同预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐速度-时间关系曲线

Fig.11　Recoil velocity-time relation curve after optimal matching of different prepressure, stiffness and damping coefficient

图 12 表示不同预压力、刚度和阻尼优化匹配后的后坐位移-时间关系曲线.从图 12 中可以看出,后坐位移基本稳定在 7.5~8 mm,但是预压力 2 100 N、刚度 400 N/mm、阻尼系数 0.5 N·s/mm,预压力 1 200 N、刚度 600 N/mm、阻尼系数 0.8 N·s/mm 和预压力 1 800 N、刚度 500 N/mm、阻尼系数 0.6 N·s/mm 相对位移更大更优.

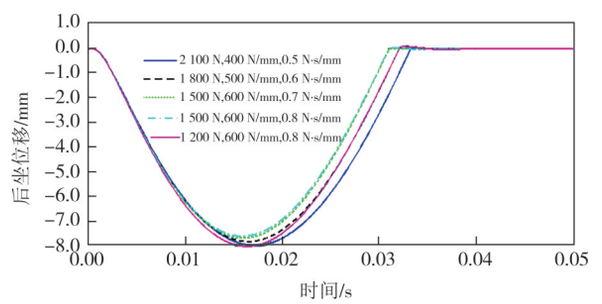


图 12　不同预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐位移-时间关系曲线

Fig.12　Recoil displacement -time relation curve after optimal matching of different prepressure, stiffness and damping

通过对比预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的后坐力、后坐速度、后坐位移变化以及能量消耗,可以确定预压力为 2 100 N、刚度为 400 N/mm、阻尼系数为 0.5 N·s/mm 时后坐力最小,位移最大,速度变化最平稳.因此,该组黏弹性胶泥缓冲器参数优化匹配是黏弹性胶泥缓冲器与高射机枪动力学性能匹配最好的一组.

4　黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器性能对比分析

将经过预压力、刚度和阻尼系数优化匹配后的黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器的 12.7 mm 重型机枪进行仿真对比分析,观察它们的后坐力、后坐速度、后坐位移以及枪口波动响应的变化规律.

4.1　2 种缓冲器后坐力对比分析

安装黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器的 12.7 mm 重型机枪的后坐力-时间对比曲线如图 13 所示.由图 13 可知,在后坐过程中,弹簧缓冲器后坐力随时间增加而增大,在复进过程中随时间增加而减小;黏弹性胶泥缓冲器后坐力随时间增加而增大,在复进过程中合力为弹性力减去阻尼力,所以,随着复进的进行弹性力减小,阻尼力增大,合力也不断减小,直到复进完成.从图 13 中可以看出,弹簧缓冲器的最大后坐力是 9 000 N,黏弹性胶泥缓冲器最大后坐力为 6 000 N,后坐力明显降低,整个过程更加平稳.后坐力越小对机枪的稳定性和射击精度的提高具有积极意义.

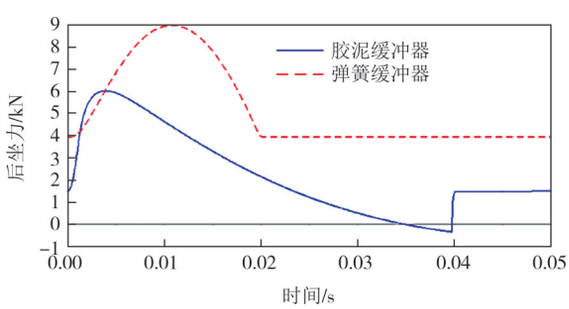


图 13　弹簧缓冲器与胶泥缓冲器后坐力-时间对比曲线

Fig.13　Recoil force-time contrast curve of spring damper and elastomer damper

4.2　2 种缓冲器后坐速度对比分析

安装黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器的 12.7 mm 重型机枪的后坐速度-时间对比曲线如图 14 所示.使用弹簧缓冲器的重型机枪,后坐过程先加速后减速,减速到 0 后坐到位,复进过程速度从 0 开始一直加速,直至碰到缸盖运动停止.

使用胶泥缓冲器的重型机枪,后坐过程也是先加速后减速,后坐到位减速到 0;复进过程中,当弹性力大于胶泥阻尼力时,一直加速;当弹性力等于阻尼力时,速度最大;当弹性力小于阻尼力时,开始减速,直至碰到缸盖.

从图 14 中可以看出,使用胶泥缓冲器以后机枪的运动速度有所降低,并且速度变化平稳,复进到位速度更低,更有利于保持机枪的稳定.

4.3　2 种缓冲器后坐位移曲线对比分析

安装有弹簧缓冲器与胶泥缓冲器 12.7 mm 的重型机枪的后坐位移-时间关系对比曲线如图 15 所示.

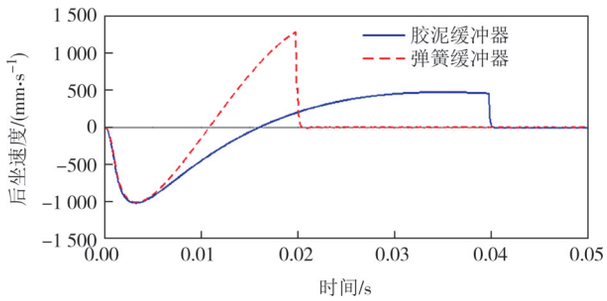


图 14 弹簧缓冲器与胶泥缓冲器后坐速度-时间对比曲线

Fig.14 Recoil velocity-time contrast curve of spring damper and elastomer damper

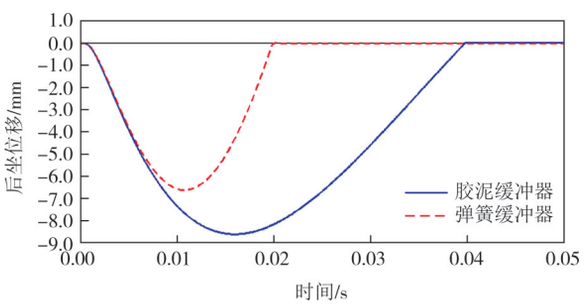


图 15 弹簧缓冲器与胶泥缓冲器的后坐位移-时间对比曲线

Fig.15 Recoil displacement -time contrast curve of spring damper and elastomer damper

由图 15 可知,使用弹簧缓冲器的重型机枪最大缓冲位移为 6.5 mm,使用胶泥缓冲器的重型机枪最大缓冲位移为 8.6 mm. 胶泥缓冲器相对弹簧缓冲器位移有所增加,整个运动过程更平稳,有利于保持机枪的稳定和降低后坐力.

4.4 枪口波动响应对比分析

机枪在射击过程中之所以枪口会产生波动,主要原因是翻转力矩. 由于重心和后坐力的方向不在一条直线上,所以每次射击就相当于把机枪进行翻转. 在建模时要贴近枪的真实结构,由于在射击过程中有人的参与,所以在建模过程中要充分考虑人的因素.

建模完成后,对各部分添加相应的约束并赋予其质量,保证模型在运动过程中接近实际. 由于模型在软件中默认为刚体,并不能很好地反映枪口的振动,所以要对枪进行柔性化处理. 同时要在枪口设置坐标点,方便精确检测枪口的波动情况.

4.4.1 枪口上下波动对比分析

在设定好步数与时间的基础上,进行多次射击,检测枪口的竖直方向位移.

图 16 是弹簧缓冲器与胶泥缓冲器枪口上下波动对比曲线图,该图是模拟 6 次射击枪口上下波动曲线. 从图 16 中可以看出,使用胶泥缓冲器的机枪枪口最大波动是 3 mm,而使用弹簧缓冲器的机枪枪口波动为 5 mm. 使用胶泥缓冲器的机枪枪口上下波动比使用弹簧缓冲器的机枪降低了 2 mm. 由此可见,胶泥缓冲器在提高射击精度方面作用明显.

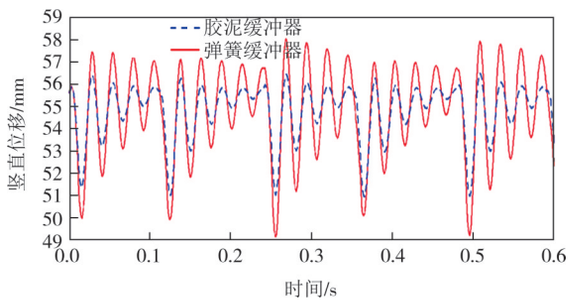


图 16 弹簧缓冲器与胶泥缓冲器枪口上下波动对比曲线

Fig.16 Contrast curve of upper and lower muzzle fluctuation between spring damper and elastomer damper

4.4.2 枪口左右波动对比分析

图 17 为弹簧缓冲器与胶泥缓冲器枪口左右波动对比曲线. 从图中可以看出:使用胶泥缓冲器的枪口左右波动比使用弹簧缓冲器的机枪降低了 0.6 mm,通过对比可以看出,胶泥缓冲器的波峰比弹簧缓冲器低,优势依然明显.

通过以上分析,可以清晰地看出:与以前配备弹簧缓冲器的 12.7 mm 的重型机枪相比,使用胶泥缓冲器的机枪后坐力更小,后坐速度变化更平稳,枪口波动更小,这些对机枪射击精度的提高具有积极意义. 所以,用胶泥缓冲器替代弹簧缓冲器是一种有效可行的方案.

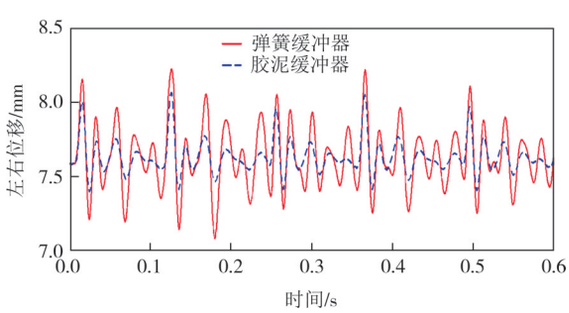


图 17 弹簧缓冲器与胶泥缓冲器枪口左右波动对比曲线

Fig.17 Contrast curve of left and right muzzle fluctuation between spring damper and elastomer damper

5 结 论

本文设计了一款应用于 12.7 mm 重型机枪的平动单出杆式黏弹性胶泥缓冲器. 用变刚度 Kelvin 模型对其进行数学建模. 用正交试验法对黏弹性胶泥

缓冲器的3个重要性能参数(刚度、阻尼系数,预压力)进行优化匹配分析,最终获得了黏弹性胶泥缓冲器与高射机枪动力学性能匹配最好的一组性能参数.最后,将性能参数优化匹配以后的黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器进行动力学性能仿真比较分析,研究结果表明:

1)通过对比分析预压力、刚度和阻尼系数优化匹配以后后坐力、后坐速度、后坐位移变化,可以确定预压力2 100 N、刚度400 N/mm、阻尼系数0.5 N·s/mm时候后坐力最小,位移最大,速度变化最平稳.因此,这组黏弹性胶泥缓冲器参数优化匹配是黏弹性胶泥缓冲器与高射机枪动力学性能匹配最好的一组.

2)将性能参数优化匹配以后的黏弹性胶泥缓冲器与弹簧缓冲器进行动力学性能仿真比较分析,结果表明:①使用弹簧缓冲器的最大后坐力是9 000 N,使用胶泥缓冲器以后,最大后坐力降低为6 000 N,后坐力明显降低,整个过程也更加平稳.后坐力越小对机枪的稳定性和射击精度的提高都具有积极意义.②胶泥缓冲器在提高射击精度方面作用明显:使用胶泥缓冲器的机枪枪口上下波动比使用弹簧缓冲器的机枪降低了2 mm;使用胶泥缓冲器的机枪枪口左右波动比使用弹簧缓冲器的机枪降低了0.6 mm.

通过以上分析,可以得到如下结论:与以前配备弹簧缓冲器的12.7 mm的重型机枪相比,使用胶泥缓冲器的机枪后坐力更小,后坐速度变化更平稳,枪口波动更小,这些对机枪射击精度的提高具有积极意义.所以,用胶泥缓冲器替代弹簧缓冲器是一种有效可行的方案.

参考文献

[1] 韩铁. 转管炮高效缓冲装置优化研究[D]. 沈阳: 沈阳理工大学,2015.
HAN T. Efficient buffer device optimization research of the spin tube artillery[D]. Shenyang: Shenyang Ligong University, 2015. (in Chinese)

[2] 徐忠四. 粘弹性胶体缓冲器非线性时滞动力系统建模及随机最优控制研究[D]. 太原:中北大学,2013.
XU Z S. Research on modeling and stochastic optimal control for viscoelastic elastomer damper's nonlinear dynamical systems involving time delays[D]. Taiyuan: North University of China, 2013.(in Chinese)

[3] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 8版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 8-10.
PU L G, JI M G. Mechanical design[M]. 8th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006:8-10.(in Chinese)

[4] 高跃飞. 火炮反后坐装置设计[M]. 北京:国防工业出版社, 2005:72-75.
GAO Y F. Design of anti-recoil system for artillery[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005:72-75. (in Chinese)

[5] 杜敏. 12.7 mm链式机枪缓冲装置的优化与设计[D]. 太原: 中北大学, 2014.
DU M. Optimization and design of 12.7 mm chain machine gun damper [D]. Taiyuan: North University of China, 2014. (in Chinese)

[6] CHANG T S, SINGH M P. Mechanical model parameters for viscoelastic dampers [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2009, 135(6):581-584.

[7] 柴新伟. 某履带车辆胶体缓冲器设计及其与悬挂系统的匹配研究[D]. 太原:中北大学,2010.
CHAI X W. Study on the design of elastomer damper of a tracked vehicle and its matching with suspension system [D]. Taiyuan: North University of China, 2010. (in Chinese)

[8] 申正宾. 自动武器架座设计[M]. 北京:国防工业出版社,2010: 101-105.
SHEN Z B. Automatic weapon frame design[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2010:101-105.(in Chinese)

[9] CONSTANTINOU M C, SYMANS M D. Experimental study of seismic response of buildings with supplemental fluid dampers [J]. The Structural Design of Tall Buildings, 1993, 2 (2): 93-132.

[10] RITTWEGER A, ALBUS J, HORNUNG E, et al. Passive damping devices for aerospace structures[J]. Acta Astronautica, 2002, 50(10):597-608.

[11] HAOCHUAN Z. Parameter identification and sensitivity analysis of the differential model of hysteresis [M]. Berkeley: University of California Press, 2008:76-79.

[12] PUNYAMURTULA V K, QIAO Y. Infiltration of pressurized promoter solutions in a mesoporous silica[J]. Microporous and Mesoporous Materials, 2007, 103(1/2/3):35-39.

[13] JIA J H, SHEN X Y, HUA H X. Viscoelastic behavior analysis and application of the fractional derivative maxwell model [J]. Journal of Vibration and Control, 2007, 13(4):385-401.

[14] CHATTERJEE A. Statistical origins of fractional derivatives in viscoelasticity [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284(3/4/5):1239-1245.

[15] GUO Y J, MENG G, LI H G. Parameter determination and response analysis of viscoelastic material[J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(2): 147-155.

[16] KNOWLES J. ParEGO: a hybrid algorithm with on-line landscape approximation for expensive multiobjective optimization problems [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2006, 10(1):50-66.

[17] KUNIEDA M, CHIBA T, KOBAYASHI H. Positive use of damping devices for piping systems: some experiences and new proposals[J]. Nuclear Engineering and Design, 1987, 104(2): 107-120.

[18] SORACE S, TERENZI G. Non-linear dynamic modelling and design procedure of FV spring-dampers for base isolation [J]. Engineering Structures, 2001, 23(12):1556-1567.

[19] QI H T, XU M Y. Unsteady flow of viscoelastic fluid with fractional Maxwell model in a channel[J]. Mechanics Research Communications, 2007, 34(2):210-212.

[20] WANG J L. Bessel functions and equations of mathematical physics[M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2019: 111-113.