



## **Analiza funkcjonalno-wytrzymałościowa tłumika z cieczą magnetoreologiczną przeznaczoną do dyssypacji energii odrzutu w broni kalibru 12,7 mm**

Marcin BAJKOWSKI\*, Marek RADOMSKI, Zdzisław LINDEMANN

*Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Produkcji, Instytut Mechaniki i Poligrafii,  
ul. Narbutta 85, 02-524 Warszawa*

*\* autor korespondencyjny, e-mail: granada@pompy.pl*

*Artykuł wpłynął do redakcji 27.06.2014. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano 26.03.2015*

DOI: 10.5604/20815891.1185944

**Streszczenie.** W pracy zaprezentowano sprawdzenie poprawności doboru parametrów charakteryzujących tłumik z cieczą magnetoreologiczną (MR), które zapewniają wymagany poziom dyssypacji energii odrzutu podczas strzelania ogniem seryjnym z broni kalibru 12,7 mm oraz spełnienie warunków wytrzymałościowych poszczególnych części tłumika, w ekstremalnych warunkach jego pracy. Przedmiotem analizy jest tłumik MR, opracowany na potrzeby modyfikacji zdalnie sterowanego modułu uzbrojenia ZSMU-A. W ramach pracy: wyznaczono ekstremalne wartości ciśnienia panującego we wnętrzu cylindra tłumika, zaproponowano modyfikację rozwiązania konstrukcyjnego uszczelnienia ruchomego tłoczyska tłumika oraz wykonano podstawowe obliczenia wytrzymałościowe cylindra tłumika i połączenia gwintowego.

**Słowa kluczowe:** mechanika, odrzut broni, tłumik magnetoreologiczny, ciśnienie w cylindrze

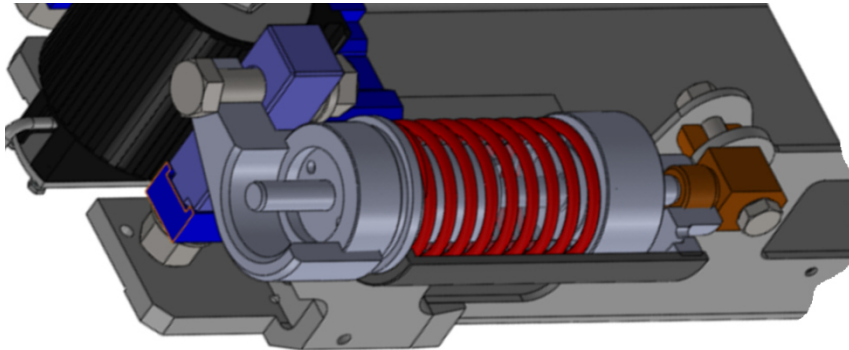
## 1. WSTĘP

W eksploatacji broni palnej, zjawiska związane z odrzutem znacząco wpływają zarówno na celność broni, jak i na komfort jej użytkowania. Prowadzone przez autorów pracy od kilku lat badania zjawisk zachodzących podczas strzelania różnymi rodzajami broni – zarówno ogniem pojedynczym, jak i seriami – potwierdziły, iż bardzo korzystny wpływ na zmniejszenie wartości parametrów charakteryzujących zjawisko odrzutu, a tym samym na poprawę parametrów eksploatacyjnych broni, mogą mieć właściwie dobrane tłumiki, m.in. z cieczą sterowalną zaliczaną do grupy tzw. „smart materials”.

Obok odpowiednio dobranych parametrów eksploatacyjnych, ich elementy konstrukcyjne muszą spełniać wiele wymagań wytrzymałościowych, które wynikają z obciążeń działających podczas strzelania. Prezentowana praca poświęcona jest sprawdzeniu prawidłowości doboru wartości parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych tłumika magnetoreologicznego, a więc sprawdzeniu, czy wybrane elementy składowe konstrukcji tłumika zapewniają odpowiednie warunki wytrzymałościowe i prawidłowe działanie eksploatacyjne broni.

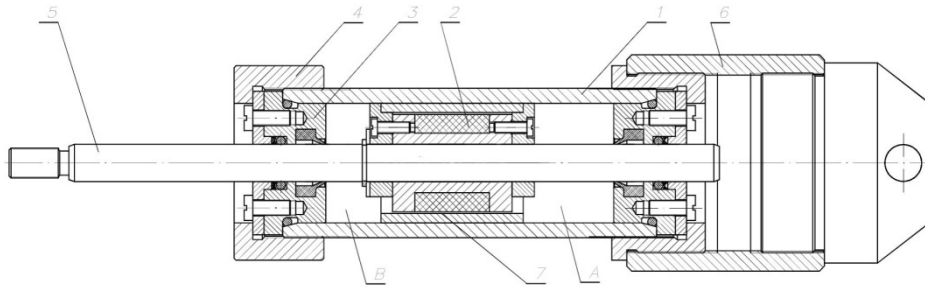
## 2. PRZEDMIOT I ZAKRES BADAŃ

Przedmiotem badań jest konstrukcja i wybrane elementy tłumika z cieczą magnetoreologiczną zastosowanego do tłumienia ekstremalnych zjawisk uderzeniowych powstających podczas eksploatacji karabinu WKM-A kalibru 12,7 mm, zamontowanego w podstawie ZSMU-A tego karabinu. Taką konstrukcję tłumika magnetoreologicznego (MR), który zastosowany został w module ZSMU karabinu WKM-A zilustrowano na rysunkach 1 i 2.



Rys. 1. Rysunek tłumika TR2-00-09 zaprojektowanego dla podstawy ZSMU w układzie ze sprężyną powrotną oraz układem mocowania

Fig. 1. Design of TR2-00-09 damper with return spring and mount, designed for ZSMU base



Rys. 2. Rysunek konstrukcyjny tłumika TR2-00-09 zastosowanego w podstawie ZSMU karabinu: 1 – cylinder, 2 – tłok wraz z głowicą, 3 – korek, 4 – nakrętka korka, 5 – tłoczysko, 6 – uchwyt, 7 – szczelina

Fig. 2. Design of the TR2-00-09 damper used in ZSMU rifle base: 1 – cylinder, 2 – piston head, 3 – plug, 4 – nut, 5 – piston rod, 6 – holder, 7 – gap

Głównymi elementami konstrukcyjnymi tłumika magnetoreologicznego są: zakończony gwintem naciętym z obu stron cylinder (1) wraz z odpowiednio dostosowanym zespołem korków (3), nakrętkami i pokrywami (4), osadzona na tłoczysku (5) kompletna głowica (2) z odpowiednio dobraną cewką oraz rdzeniem (karkasem). W opisywanej konstrukcji szczelina do transportu cieczy pomiędzy komorami tłumika (7) została utworzona w wyniku różnicy średnic wewnętrznej pierścienia otaczającego cewkę oraz zewnętrznej osadzonej na karkasie cewki.

Zasada pracy tłumika magnetoreologicznego jest niezwykle prosta. Polega na przetłaczaniu przez odpowiednio skonstruowaną szczelinę (7) cieczy magnetoreologicznej, której lepkością, a więc również zmianą wartości granicy plastyczności możemy sterować za pomocą pola magnetycznego, wytwarzanego przez umieszczony w głowicy tłumika, przepływający w solenoidzie prąd. Doprowadzenie prądu do głowicy odbywa się przewodami, które są umieszczone w wywierconym z jednej strony w osi tłoczyska osiowosymetrycznym otworze.

Podczas pracy tłumika zasadniczą część doprowadzanej energii jest zamieniana na:

- energię kinetyczną jego ruchomych części i cieczy przepływającej pomiędzy komorami tłumika,
- energię cieplną (rozpraszaną i pochłanianą), która jest efektem występowania oporów przepływu przez szczelinę i nieuporządkowanego ruchu cieczy w komorze, do której włączany jest czynnik roboczy.

O ilości rozpraszanej energii w tłumiku MR decydują w głównej mierze:

- jego parametry geometryczne, jak np. średnica głowicy, wielkość i długość szczeliny;
- właściwości cieczy magnetoreologicznej,

- sposób rozwiązania konstrukcyjnego transportu cieczy,
- wartości zadawanych parametrów sterowania polem magnetycznym, wytwarzanym wokół szczeliny do transportu cieczy MR.

Zakres badań, które są prezentowane w niniejszej pracy, obejmował wyznaczenie i analizę parametrów konstrukcyjnych tłumika, przy założeniu, że najważniejszym zadaniem jest wyznaczenie warunków wytrzymałościowych konstrukcji cylindra i jego połączenia gwintowego oraz sprawdzenie prawidłowości działania rozwiązania konstrukcyjnego elementów uszczelniających, a więc potwierdzenie, czy konstrukcja została zaprojektowana prawidłowo. W tym celu dokonano identyfikacji wartości ciśnień, jakie powstają w cylindrze tłumika, gdy jest on narażony na największe wartości obciążeń uderzeniowych, a więc przyjmując wartości obciążeń, jakie występują podczas eksploatacji karabinu WKM-A kal. 12,7 mm, w którego podstawie tłumik został zainstalowany. Do identyfikacji wykorzystano przebieg ciśnienia w komorze ładunkowej obliczony teoretycznie.

W wyniku badań potwierdzono prawidłowość zaprojektowanych węzłów konstrukcji oraz zaproponowano modyfikację rozwiązania konstrukcyjnego uszczelnienia ruchowego tłoczyska tłumika; opracowano również wnioski wynikające z przeprowadzonej analizy.

### 3. ANALIZA PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH TŁUMIKA

Na podstawie wyników wstępnej analizy zjawiska odrzutu w broni kal. 12,7 mm oraz broni kal. 7,62 mm można przyjąć, że maksymalna wartość siły obciążającej tłumik wynosi 4500 N, zaś występująca wówczas prędkość przemieszczania się tłoczyska wynosi 1,5 m/s [1].

Pomijając siły bezwładności d'Alemberta wynikające z ruchu zespołu tłoka i tłoczyska, ciśnienie panujące w cylindrze można wyznaczyć z warunku równowagi sił. Siła wymuszająca musi więc być równa sile wynikającej z parcia czynnika roboczego na powierzchnię czynną zespołu tłoka:

$$F_H(t) = p(t) \frac{\pi}{4} (d_z^2 - d_w^2) \quad (1)$$

gdzie:

- $F_H(t)$  – siła hamująca wytwarzana przez tłumik w funkcji czasu;
- $P(t)$  – ciśnienie cieczy roboczej we wnętrzu cylindra tłumika, w komorze tłoczącej ciecz MR w funkcji czasu;
- $d_z$  – średnica zewnętrzna tłoka;
- $d_w$  – średnica tłoczyska.

Przekształcając wzór (1), można wyznaczyć ciśnienie we wnętrzu tłumika, posługując się wzorem:

$$p(t) = \frac{4F_H(t)}{\pi(d_z^2 - d_w^2)} \quad (2)$$

Wykorzystując odczytane z dokumentacji technicznej parametry konstrukcyjne tłumika, po przyjęciu maksymalnej wartości siły obciążającej tłoczysko  $F_{H\max} = 4500$  N otrzymuje się następującą wartość ciśnienia maksymalnego:

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot 4500}{\pi(0,032^2 - 0,01^2)} = 6,2 \text{ [MPa]}$$

Obliczone ciśnienie maksymalne wg wzoru (2) powinno być zbliżone do wartości różnicy ciśnień niezbędnej do przetłoczenia cieczy MR przez szczelinę tłumika, różnicę ciśnień można wyznaczyć na podstawie zależności [2]:

$$\Delta p = \left[ 2,85 \frac{\tau_Y(i)}{s} + \frac{12\mu Q}{\pi d_{sr} s^3} \right] L \quad (3)$$

gdzie:

- $\tau_Y(i)$  – granica plastyczności cieczy MR w funkcji prądu sterowania ( $i$ );
- $s$  – szerokość szczeliny koncentrycznej;
- $\mu$  – współczynnik lepkości dynamicznej cieczy MR;
- $Q$  – wydatek objętościowy cieczy przepływającej przez szczelinę;
- $d_{sr}$  – średnia średnica szczeliny;
- $L$  – długość szczeliny.

Pierwszy składnik w nawiasie kwadratowym we wzorze (3) uwzględnia opory przepływu wynikające z oddziaływania pola magnetycznego, zaś drugi – z lepkości cieczy MR.

Na potrzeby analizy obliczono oddzielnie różnice ciśnień, wynikające z wymienionych zjawisk fizycznych. Różnicę ciśnień wynikającą z oddziaływania pola magnetycznego opisuje zależność:

$$\Delta p_{MR} = 2,85 \frac{\tau_Y(i)}{s} L \quad (4)$$

a różnicę ciśnień wynikającą z lepkości cieczy MR – wzór następujący:

$$\Delta p_{WIS} = \frac{12\mu Q}{\pi d_{sr} s^3} L \quad (5)$$

Wydatek objętościowy cieczy przepływającej przez szczelinę wyznaczający prędkość przemieszczania się zespołu tłoka wynosi:

$$Q = u_{\max} \frac{\pi}{4} (d_z^2 - d_w^2) \quad (6)$$

gdzie:

$u_{\max}$  – maksymalna prędkość przemieszczania się tłoka.

Opierając się na rezultatach prac [3], [4] oraz na danych geometrycznych, które zaczerpnięto z dokumentacji konstrukcyjnej tłumika, po podstawieniu stosownych danych liczbowych do wzorów (6), (4) i (5) otrzymuje się wartości:

$$Q = 1,5 \cdot \frac{\pi}{4} (0,032^2 - 0,01^2) = 10,8856 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$\Delta p_{MR} = 2,85 \frac{75 \cdot 10^3}{0,0005} 0,032 = 13,68 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{WIS} = \frac{12 \cdot 0,25 \cdot 10,8856 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0265 \cdot 0,0005^3} 0,032 = 10,05 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

Maksymalna wartość różnicy ciśnień w komorach tłumika wynosi więc:

$$\Delta p = \Delta p_{MR} + \Delta p_{WIS} \quad (7)$$

$$\Delta p = 13,68 + 10,05 = 23,73 \text{ [MPa]}$$

Porównanie wartości ciśnień, które zostały obliczone wg wzorów (2) i (7) pozwala stwierdzić, iż występuje bardzo duża różnica wartości między nimi. Należy jednak zaznaczyć, że różnica ciśnień  $\Delta p_{MR}$  została obliczona przy założeniu maksymalnego oddziaływania pola magnetycznego na ciecz MR. W praktyce taki przypadek nie będzie występował. Ponadto rozwiązanie konstrukcyjne tłumika umożliwia w miarę potrzeby zwiększenie szerokości szczeliny  $s$ , co pozwoli zmniejszyć różnicę ciśnień obliczaną wg wzoru (7). Po wykonaniu wstępnych badań obejmujących przewidywany zakres regulacji prądów sterowania wpływających na granicę plastyczności cieczy MR  $\tau_Y(i)$ , można będzie wykonać ewentualną korektę wielkości szczeliny  $s$  i wielkości prądów sterowania.

Podsumowując, można uznać zatem, że przyjęte rozwiązanie konstrukcyjne jest prawidłowe i po ewentualnej korekcie szerokości szczeliny tłumik będzie pracował zgodnie z założeniami projektowymi.

## 4. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE

### 4.1. Warunki wytrzymałościowe cylindra tłumika

Obliczenia obejmowały sprawdzenie warunków wytrzymałościowych cylindra tłumika oraz połączenia gwintowego cylindra z zespołami korków.

Do obliczeń wytrzymałościowych tłumika przyjęto wartość obliczeniową ciśnienia równą 24 MPa, która wynika ze wzorów (3) i (7). Jest to bowiem maksymalna wartość ciśnienia, jaka może się pojawić w cylindrze tłumika.

Założono, że cylinder jest sprężysto-plastyczną rurą grubościenną zamkniętą dnami, która jest obciążona jedynie na powierzchni wewnętrznej ciśnieniem  $p$ . Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera–Misesa–Hencky’ego (HMH) wyrażają się wówczas następującym wzorem [5]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \frac{k^2}{k^2 - 1} p \quad (8)$$

gdzie:

$k$  – stosunek średnicy zewnętrznej do średnicy wewnętrznej cylindra.

Po podstawieniu odpowiednich danych do równania (8) otrzymuje się:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \frac{1,25^2}{1,25^2 - 1} \cdot 24 = 115,47 \text{ [MPa]}$$

Otrzymana wartość naprężeń zredukowanych jest mniejsza od minimalnej wytrzymałości dla brązów w gatunkach BA i BK, która wynosi 150 MPa. Współczynnik bezpieczeństwa będzie zatem równy około 1,3, co w pełni zabezpiecza poprawną pracę modelu tłumika.

#### 4.2. Warunek wytrzymałościowy dla połączenia gwintowego

W analizowanym tłumiku zastosowano połączenie gwintowe M40 × 1 (rys. 2), dla którego założono liczbę współpracujących nitok  $n = 6$ .

Naciski dla tego połączenia określa wzór [5]:

$$p_n = \frac{4F_H}{\pi(d^2 - D_1^2)n} \quad (9)$$

gdzie:

$F_H$  – siła hamująca wytwarzana przez tłumik, wyznaczona wg wzoru (1), dla przypadku ciśnienia obliczeniowego;

$d$  – średnica zewnętrzna zarysu gwintu;

$D_1$  – średnica wewnętrzna zarysu gwintu;

$n$  – liczba współpracujących nitok połączenia gwintowego.

Po podstawieniu odpowiednich wartości danych liczbowych otrzymuje się:

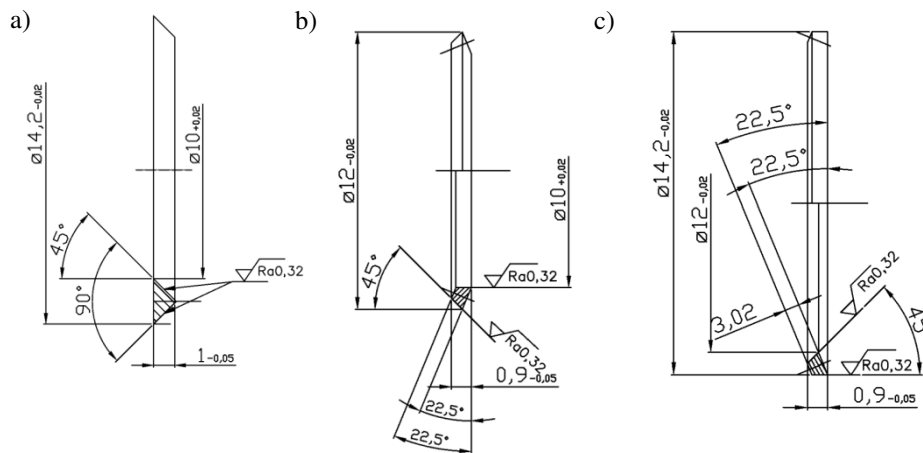
$$F_H = 24 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} (0,032^2 - 0,01^2) = 17416,8 \text{ [N]}$$

$$p_n = \frac{4 \cdot 17416,8}{\pi(0,04^2 - 0,038917^2)} \cdot 6 = 43,244 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

Otrzymana wartość nacisków jest kilkakrotnie mniejsza od wytrzymałości użytych do budowy tłumika materiałów ( $R_m = 150 \text{ MPa}$ ). Można zatem uznać, że analizowane połączenie gwintowe będzie pracowało prawidłowo.

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Dokonana podczas realizacji pracy identyfikacja największej wartości ciśnienia panującego we wnętrzu cylindra tłumika pozwoliła określić tę wartość na 24 MPa. W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, iż zastosowane w rozpatrywanym tłumiku uszczelnienia elementów tłumika nie gwarantują przy obliczonych wartościach ciśnień właściwego zabezpieczenia przed wyciekami cieczy, zwłaszcza przy długotrwałej pracy tłumika. Dlatego zaproponowano modyfikację rozwiązania konstrukcyjnego uszczelnienia ruchowego tłoczyska tłumika z zastosowaniem pierścieni antyekstruzyjnych i zgarniaczy. Konstrukcję zaproponowanych nowych elementów uszczelniających zilustrowano na rysunku 3.



Rys. 3. Proponowane nowe konstrukcje uszczelniających pierścieni antyekstruzyjnych:  
a) pierścień wewnętrzny, b) pierścień zewnętrzny, c) prowadnica pierścieni

Fig. 3. New types of anti-extrusion sealing rings: a) inner ring, b) outer ring, c) ring guide

Przeprowadzona analiza warunków wytrzymałościowych cylindra tłumika oraz zastosowanego połączenia gwintowego ( $M40 \times 1$ ) potwierdziła prawidłowość przyjętych parametrów konstrukcyjnych tłumika. Otrzymane wyniki mogą znaleźć zastosowanie we wstępnej fazie procesu projektowania tłumików MR, przewidzianych do stosowania w układach oporopowrotnych broni palnej.

*Artykuł zawiera wyniki pracy nr K1/IN1/16/155660/NCBR/12 finansowanej przez NCBiR z programu INNOTECH.*



## LITERATURA

- [1] Bajkowski M., Kaniewski J., Radomski M., *Wstępna analiza zjawiska odrzutu w broni palnej kal. 12,7 mm × 99 i 7,62 mm × 51*, raport nr 1.1/2013, maszynopis, IMiP PW-ka, Warszawa, 2013.
- [2] Gordanlnejad F., Fuchs A., Dogrour U., Kanakas S., Liu Y., Hu B. and Evrensel C., *A New Generation of Magneto-Rheological Fluid Dampers*, ADA426496, Department of Mechanical Engineering Univ. of Nevada, Reno, 2004, <http://www.dtic.mil/get-tr-doc/pdf?AD=ADA426496>.
- [3] Bajkowski J., Modelowanie i badania procesów pochłaniania i rozpraszania energii w tłumikach magnetoreologicznych, *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 3, no. 1, 2009.
- [4] Bajkowski M., Zalewski R., Analiza dynamiczna obiektu specjalnego z magnetoreologicznym tłumikiem, *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 3, no. 2, 2009.
- [5] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T., *Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe*, WNT, Warszawa, 1996.

## Magnetorheological Damper Intended for Dissipating Recoil Energy in 12.7 mm Gun

Marcin BAJKOWSKI, Marek RADOMSKI, Zdzisław LINDEMANN

**Abstract.** The paper concerning magnetorheological damper presents the evaluation of the parameters, which provide the required dissipation level of the energy of a recoil effect while shooting series from 12.7 mm gun, and required durability for particular parts of the damper for extreme working conditions. Special damper intended for the controlled arm module ZSMU-A was the subject of the study. The scope of the conducted study is as follows: identification of the maximum value of pressure inside the damper's chamber, modification of the sealing solution for the damper's rod, calculation of the strength of the housing and threaded connections.

**Keywords:** mechanics, firearm recoil, magnetorheological damper, pressure

