



**PROJEKT SPORTOWEGO PISTOLETU MASZYNOWEGO  
MPM 9 „BOHR”.**  
**CZĘŚĆ II – PODSTAWOWE OBLICZENIA KONSTRUKCYJNE**  
***DESIGN OF A SPORTS SUBMACHINE GUN MPM 9 „BOHR”.***  
***PART II – BASIC CONSTRUCTION CALCULATIONS***

Michał HRYNIEWICZ, [hryniewicz@witu.mil.pl](mailto:hryniewicz@witu.mil.pl)  
Wojskowy Instytut Techniczny Uzbrojenia  
*Military Institute of Armament Technology, Poland*

Mariusz MAGIER, [mariusz.magier@pw.edu.pl](mailto:mariusz.magier@pw.edu.pl), ORCID: 0000-0002-4431-9537  
Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Technologiczny  
*Faculty of Mechanical and Industrial Engineering, Warsaw's University of Technology, Poland*

DOI 10.5604/01.3001.0054.7439

**Streszczenie:** Celem niniejszej pracy było zaprojektowanie sportowego pistoletu maszynowego na podstawie przeglądu obecnych rozwiązań konstrukcyjnych wykorzystywanych w tego typu broni oraz stworzenie wstępnych założeń technicznych. W zakres pracy wchodził wybór naboju zasilającego pistolet maszynowy, dobór długości lufy, obliczenie średnicy zewnętrznej lufy, dobór masy zamka i sprężyny powrotnej oraz obliczenia kinematyki zamka, wykonanie modelu funkcjonalnego z wykorzystaniem techniki addytywnej, sprawdzenie poprawności działania mechanizmów broni oraz wskazanie możliwych usprawnień konstrukcyjnych. W części II dokonano zaprezentowano podstawowe obliczenia konstrukcyjne pistoletu maszynowego MPM 9 „Bohr”.

**Słowa kluczowe:** pistolet maszynowy, kinematyka, techniki addytywne

### **Wykaz symboli**

d-Kaliber/średnica pocisku  
q-Masa pocisku  
l-Droga dna pocisku w lufie  
S-Pole poprzeczne pocisku  
 $\omega$ -Masa prochu  
 $\varphi$ -Współczynnik fikcyjności masy pocisku

**Abstract:** The aim of this work was to design a sports submachine gun based on a review of current design solutions used in this type of weapon and to create preliminary technical assumptions. The scope of work included the selection of a cartridge for the submachine gun, the selection of the barrel length, the calculation of the outer diameter of the barrel, the selection of the mass of the bolt and the return spring as well as the calculation of the bolt kinematics, and the preparation of a functional model using the additive technique, checking the correct operation of the weapon's mechanisms and indicating possible design improvements. Part II presented the basic design calculations of the MPM 9 "Bohr" submachine gun.

**Keywords:** submachine gun, kinematics, additive technology

### **Specification of Symbols**

d-Calibre /diameter of bullet  
q-Mass of bullet  
l-Way of bullet base in barrel  
S-Bullet's cross-section surface  
 $\omega$ -Mass of powder  
 $\varphi$ -Coefficient of bullet mass fictitiousness

$\xi$ -Wielkość zależna od średnicy pocisku, masy pocisku i jego budowy	$\xi$ -Parameter dependant on bullet's diameter and mass, and structure
$\lambda$ -Wartość tabelaryczna zależna od budowy pocisku	$\lambda$ -Tabular value dependant on bullet's structure
a-Teoretyczna prędkość maksymalna dla lufy o nieskończonej długości	a-Theoretical maximal velocity for the barrel of infinite length
$p(l)$ -Ciśnienie w lufie w zależności od drogi dna pocisku	$p(l)$ -Maximal pressure in the barrel depending on the bullet base way
$p_{max}$ -Ciśnienie maksymalne w przestrzeni zapociskowej	$p_{max}$ -Maximal pressure in behind-bullet space
$l_w$ -Długość czynna lufy	$l_w$ -Barrel effective length
b-Połowa wartości współczynnika jest drogą dna pocisku, dla której wystąpiły maksymalne ciśnienie	b-Half of the coefficient value is the bullet base way for the maximal pressure
$v(l)$ -Prędkość pocisku w zależności od drogi dna pocisku	$v(l)$ -Bullet velocity depending on the bullet base way
$v_w$ -Prędkość wylotowa pocisku	$v_w$ -Bullet muzzle velocity
$l_c$ -Długość całkowita lufy	$l_c$ -Total length of barrel
$l_p$ -Długość pocisku	$l_p$ -Length of bullet
$l_n$ -Długość naboju	$l_n$ -Length of cartridge
k-Odległość na jaką nabój wystaje z komory naboju	k-The distance the cartridge sticks out from the cartridge chamber
$l_{w10}$ -Długość czynna lufy 10"	$l_{w10}$ -Effective length of 10" barrel
$l_{w16}$ -Długość czynna lufy 16"	$l_{w16}$ -Effective length of 16" barrel
$a_{7,5g}$ -Wartość współczynnika dla pocisku 7,5g	$a_{7,5g}$ -Coefficient value for 7.5g bullet
$b_{7,5g}$ -Wartość współczynnika dla pocisku 7,5g	$b_{7,5g}$ -Coefficient value for 7.5g bullet
$a_{8g}$ -Wartość współczynnika dla pocisku 8g	$a_{8g}$ -Coefficient value for 8.0g bullet
$b_{8g}$ -Wartość współczynnika dla pocisku 8g	$b_{8g}$ -Coefficient value for 8.0g bullet
$t(l)$ -Czas ruchu pocisku w zależności od drogi dna pocisku	$t(l)$ -Time of bullet movement depending on the bullet base way
$d_b$ -Średnica wewnętrzna lufy w bruzdach	$d_b$ -Inner diameter of barrel in groves
$d_z$ -Obliczona średnica zewnętrzna lufy	$d_z$ -Calculated outer diameter of barrel
x-Współczynnik bezpieczeństwa	x-Safety coefficient
$R_e$ -Granica plastyczności materiału	$R_e$ -Material plasticity limitation
s-Droga ruchu wstecznego zamka	s-Way of bolt backward movement
h-Grubość denka łuski	h-Thickness of case base
$m_{zmin}$ -Minimalna masa zamka	$m_{zmin}$ -Minimal mass of bolt
$m_{zmin10}$ -Minimalna masa zamka przy 10" lufie	$m_{zmin10}$ -Minimal bolt mass for 10" barrel
$m_{zmin16}$ -Minimalna masa zamka przy 16" lufie	$m_{zmin16}$ -Minimal bolt mass for 16" barrel
$V_z, v_z$ -Prędkość zamka	$V_z, v_z$ -Bolt velocity
$V_s, v_s$ -Prędkość suwadła	$V_s, v_s$ -Slide velocity
$x_1$ -Długość ramienia dźwigni do wektora prędkości zamka	$x_1$ -Length of the lever arm to the bolt velocity vector
$x_2$ -Długość ramienia dźwigni między wektorem	$x_2$ -Length of the lever arm between velocity vec-

prędkości zamka i suwadła	tors of bolt and slide
$m_z$ -Masa zamka	$m_z$ -Mass of bolt
$m_s$ -Masa suwadła	$m_s$ -Mass of slide
$m_m$ -Masa zespołu zamka i suwadła podczas opóźnienia	$m_m$ -Mass of bolt-slide unit during delay
n-Przełożenie dźwigni opóźniającej	n-Transmission ratio of delay lever
M-masa odrzucana	M-Recoiled mass
$m_1$ -Masa łuski	$m_1$ -Mass of case
$p_w$ -Ciśnienie wylotowe	$p_w$ -Muzzle pressure
$\beta$ -Współczynnik powylotowego działania gazów prochowych	$\beta$ -Coefficient of muzzle gases action
$s_0$ -Droga zamka w chwili zakończenia napędzania	$s_0$ -The way of bolt to the end of driving
$E_r$ -Energia rozporządzalna	$E_r$ -Disposable energy
$t_{n1}(l_{c16})$ -Czas przejścia pocisku przez lufę 16"	$t_{n1}(l_{c16})$ - Bullet travelling time in 16" barrel
$t_{n2}$ -Czas powylotowego działania gazów prochowych	$t_{n2}$ -Time of muzzle powder gases action
k-Sztywność sprężyny	k-Rigidity of spring
$F_w$ -Wstępne napięcie sprężyny powrotnej	$F_w$ -Initial strain of return spring
$L_c$ -Droga wsteczna zespołu zamka i suwadła	$L_c$ -Return way of the bolt-slide unit
$F_c$ -Napięcie końcowe sprężyny powrotnej	$F_c$ -Terminal strain of return spring
$D_z$ -Średnica zewnętrzna sprężyny powrotnej	$D_z$ -Outer diameter of return spring
$D_w$ -Średnica wewnętrzna sprężyny powrotnej	$D_w$ -Inner diameter of return spring
$d_s$ -Średnica drutu sprężyny powrotnej	$d_s$ -Wire diameter of return spring
$f_c$ -Ugięcie wstępne sprężyny powrotnej	$f_c$ -Initial deflection of return spring
$R_m$ -Wytrzymałość na rozciąganie	$R_m$ -Tension strength
G-Moduł sprężystości poprzecznej	G-Module of lateral elasticity
$\tau_{dop}$ -Naprężenia dopuszczalne	$\tau_{dop}$ -Acceptable stresses
$\tau_c$ -Naprężenia robocze odpowiadające największemu obciążeniu sprężyny	$\tau_c$ -Working stresses for the highest spring loads
$z_c$ -Liczba zwojów czynnych po korekcji	$z_c$ - Number of effective coils after correction
$F_c'$ -Obciążenie działające na sprężynę po korekcji	$F_c'$ -The load acting to the spring after correction
$\tau_c'$ -Naprężenia robocze w sprężynie po korekcji	$\tau_c'$ -Spring working stresses after correction
$k'$ -Sztywność sprężyny po korekcji	$k'$ -Spring rigidity after correction
z-Całkowita liczba zwojów	z-Total number of coils
$z_n$ -Liczba zwojów neutralnych	$z_n$ -Number of neutral coils
w-Wskaźnik sprężyny	w-Spring index
$\sum a_{min}$ -Suma prześwitów	$\sum a_{min}$ -Sum of clearances
$l_{bl}$ -Długość sprężyny zablokowanej	$l_{bl}$ -Length of blocked spring
$l_{cs}$ -Długość sprężyny zablokowanej z prześwitami	$l_{cs}$ -Length of blocked spring with clearances
$l_0$ -Długość sprężyny nieobciążonej	$l_0$ -Length of unloaded spring
$s_z$ -Skok zwojów sprężyny	$s_z$ -Spring coil pitch
$D'_z$ -Średnica zewnętrzna sprężyny zablokowanej	$D'_z$ -Outer diameter of blocked spring
$m_{zs}$ -Masa zespołu zamka i suwadła poza opóźnie-	

niem	$m_{zs}$ -Mass of the bolt-slide unit after the delay
$s'_0$ - Droga zamka w chwili zakończenia opóźnienia	$s'_0$ -Way of bolt until termination of delay
$f_1$ -Opory w ruchu wstecznym	$f_1$ -Backward movement resistances
$f_2$ -Opory w ruchu powrotnym	$f_2$ -Return movement resistances
$v_{zk}$ -Prędkość zamka pod koniec opóźnienia	$v_{zk}$ -Bolt velocity at the end of delay
$v_{sk}$ -Prędkość suwadła pod koniec opóźnienia	$v_{sk}$ -Slide velocity at the end of delay
$E_{kzs}$ -Energia kinetyczna zespołu zamka i suwadła pod koniec opóźniania	$E_{kzs}$ -Kinetic energy of the bolt-slide unit at the end of delay
$E_{kz}$ -Energia kinetyczna zamka pod koniec opóźniania	$E_{kz}$ - Bolt kinetic energy at the end of delay
$v_{zs}$ -Prędkość zespołu zamka i suwadła w ruchu wstecznym	$v_{zs}$ -Velocity of the bolt-slide unit in the backward movement
$B'_1$ -Współczynnik obliczeniowy	$B'_1$ -Calculating coefficient
$L'_c$ -Droga wsteczna zamka do pełnego zatrzymania	$L'_c$ -Bolt backward movement until complete arresting
$v_{ud}$ -Prędkość uderzenia zespołu zamka i suwadła w zderzak	$v_{ud}$ -Velocity of hitting by the bolt-slide unit into the buffer
$\omega'$ -Współczynnik obliczeniowy	$\omega'$ -Calculating coefficient
$\omega'_1$ -Współczynnik obliczeniowy dla drogi do końca opóźniania	$\omega'_1$ -Calculating coefficient of the way until the end of delay
$\omega'_2$ -Współczynnik obliczeniowy dla drogi od końca opóźniania do zderzaka	$\omega'_2$ -Calculating coefficient of the way from the end of delay to the buffer
$t_{w1}$ -Czas ruchu zamka od końca napędzania do końca opóźniania	$t_{w1}$ -Time of bolt movement from the end of driving to the end of delay
$t_{w2}$ -Czas ruchu zamka od końca opóźniania do zderzaka	$t_{w2}$ -Time of bolt movement from the end of delay to the buffer
$v_o$ -Początkowa prędkość powrotna zespołu zamka i suwadła	$v_o$ -Initial return velocity of bolt and slide unit
$\varepsilon$ -Współczynnik odbicia	$\varepsilon$ -Coefficient of rebound
$v_k$ -Prędkość końcowa w ruchu powrotnym	$v_k$ -Terminal velocity in return movement
$B'_2$ -Współczynnik obliczeniowy	$B'_2$ -Calculating coefficient
$t_w$ -Czas ruchu zamka w ruchu powrotnym	$t_w$ -Time of bolt return movement
$t_1$ -Czas od zwolnienia kurka do uderzenia iglicy w spłonkę	$t_1$ -Time between releasing the cock and hitting the cap by striker
$t_2$ -Czas pirostatyki	$t_2$ -Time of pyro-statics
$t_3$ -Czas przejścia pocisku przez lufę	$t_3$ -Bullet passing time by the barrel
$t_4$ -Czas powylotowego działania gazów prochowych	$t_4$ -Time of action for powder muzzle gases
$t_5$ -Czas wstecznego ruchu zamka na drodze od $s_0$ do $s'_0$	$t_5$ -Time of bolt backward movement on the way from $s_0$ to $s'_0$
$t_6$ -Czas wstecznego ruchu zamka na drodze od $s'_0$ do $L_c$	$t_6$ - Time of bolt backward movement on the way from $s'_0$ to $L_c$
$t_7$ -Czas powrotnego ruchu zamka	$t_7$ -Time of bolt return movement
$n_t$ -Szybkostrzelność teoretyczna	$n_t$ -Theoretical rate of fire
$T_A$ -Czas pełnego cyklu strzału	$T_A$ -Time of complete shot cycle

## 1. Wyznaczenie średnicy zewnętrznej lufy sportowego pistoletu maszynowego

### 1.1. Rozwiązanie problemu głównego balistyki wewnętrznej

Aby wyznaczyć minimalną zewnętrzną średnicę lufy, niezbędne jest rozwiązanie problemu głównego balistyki wewnętrznej w postaci przebiegu ciśnienia w funkcji drogi dna pocisku w lufie. Obliczenia przeprowadzono dla naboju 9x19 mm o masie pocisku 7,5 g (115 gr) oraz 8 g (124 gr), ponieważ taka amunicja najczęściej używana jest przez strzelców sportowych dyscyplin dynamicznych IPSC [1].

Tabela 1. Dane amunicji 9x19 mm, wymiary i ciśnienie [2]

Table 1. 9x19 mm ammunition data, geometry and pressure [2]

Dane amunicji wykorzystanej do obliczeń:

Ammunition data used in calculations:

Maksymalna średnica pocisku / <i>Bullet maximal diameter</i>	9,03 [mm]
Maksymalna długość całkowita / <i>Maximal total length</i>	29,69 [mm]
Maksymalna długość łuski / <i>Maximal length of case</i>	19,15 [mm]
Średnie maksymalne ciśnienie wg STANAG 4090 / <i>Maximal average pressure acc. to STANAG 4090</i>	230 [MPa]
Maksymalne dopuszczalne ciśnienie wg STANAG 4090 / <i>Maximal acceptable pressure acc. to STANAG 4090</i>	265 [MPa]

Tabela 2. Dane amunicji 9x19 mm, masy i prędkości [3]

Table 2. 9x19 mm ammunition data, mass and velocity [3]

Masa pocisku / <i>Mass of bullet</i>	7,5 [g]	8 [g]
Masa prochu (Viht. N330) / <i>Mass of powder</i>	0,33 [g]	0,32 [g]
Prędkość wylotowa (z lufy balistycznej 4,5") / <i>Muzzle velocity (with 4.5" ballistic barrel)</i>	361 [m/s]	359 [m/s]
Prędkość wylotowa (aproksymowana dla lufy 10") / <i>Muzzle velocity (approximated for 10" barrel)</i>	377,4 [m/s]	376,5 [m/s]
Prędkość wylotowa (aproksymowana dla lufy 16") / <i>Muzzle velocity (approximated for 16" barrel)</i>	384 [m/s]	383,5 [m/s]

Korzystając z metody Leduca-Wilniewczyca przyjmuje się, że przebieg ciśnienia ma postać hiperbolicznej zależności pomiędzy prędkością pocisku  $v$  i drogą  $l$  pocisku w lufie [4]:

## 1. Identification of Barrel Outer Diameter for Sports Submachinegun

### 1.1. Solution of the Main Problem of Internal Ballistics

Solution of the main problem of internal ballistics, in the form of pressure changing in function of the bullet base way inside the barrel, is needed to identify a barrel minimal outer diameter. Calculations were carried out for cartridge 9x19 mm with bullet mass 7.5 g (115 gr) and 8.0 g (124 gr), as such ammunition is commonly used by sports shooters in dynamic disciplines IPSC [1].

Using Leduce-Wilniewczyk's method it is accepted that the course of pressure has a hyperbolic form of dependence between bullet velocity  $v$  and barrel bullet way  $l$  [4]:

$$v(l) = \frac{al}{b+l} \quad (1.1)$$

Gdzie  $a$  i  $b$  są stałymi opisanymi w dalszej części artykułu.

Po przekształceniu powyższego równania wyprowadza się wzór opisujący zmianę ciśnienia w funkcji drogi dna pocisku w lufie [4]:

$$p(l) = \frac{\varphi q}{S} \frac{a^2 b l}{(b+l)^3} \quad (1.2)$$

gdzie  $S = 0,82d^2 = 66,4 \text{ mm}^2$ .

Należy wprowadzić stałą  $\varphi$  będącą współczynnikiem fikcyjności masy, który rekompensuje pominięcie prac drugorzędnych występujących podczas strzału. Przyjmuje on wartość wynikającą z równania [4]:

$$\varphi = 1 + \xi \quad (1.3)$$

gdzie  $\xi = \lambda \frac{q}{d^3}$ .

Zakładając, że  $q$  to masa pocisku,  $d$  to kaliber a  $S$  to pole przekroju poprzecznego pocisku. Wartość  $\lambda$  zależy od budowy pocisku i dobierana jest z tabeli 3:

Where  $a$  and  $b$  are the constants described in further part of the paper.

After transformation of the above equation a formula is derived for description of the pressure changing in function of the bullet base way inside the barrel [4]:

where  $S = 0.82d^2 = 66.4 \text{ mm}^2$ .

A constant  $\varphi$  is introduced as a coefficient of the mass fictitiousness to compensate the omission of secondary works occurring at the shot. It accepts the value resulting with equation [4]:

where  $\xi = \lambda \frac{q}{d^3}$ .

Assuming that  $q$  is the mass of bullet,  $d$  is the calibre and  $S$  is the bullet cross-section surface. The value  $\lambda$  depends on the bullet structure and can be selected from table 3:

Tabela 3. Wartości współczynnika  $\lambda$  dla pocisków [4]

Table 3. Values of  $\lambda$  coefficient for bullets [4]

Rodzaj pocisku / Type of bullet	$\lambda$
Pocisk stalowy o miedzianym pierścieniu wiodącym / Steel bullet with a copper leading ring	7-8
Pocisk ołowiany w płaszczu melchiorowym / Lead bullet in a Melchior's jacket	8-9
Pocisk ołowiany w płaszczu stalowym / Lead bullet in a steel jacket	9-12
Pocisk ołowiany z rdzeniem stalowym / Lead bullet with a steel core	12-15
Pocisk ołowiany w miękkim płaszczu miedzianym / Lead bullet with a soft copper jacket	7-8
Pocisk ołowiany bez płaszczka / Lead bullet without jacket	6-7

Rozpatrywane pociski są typu FMJ (Full metal jacket) tj. pełnopłaszczowe z rdzeniem ołowianym a zatem wartość  $\lambda$  jest w zakresie 7-8 a praktyka obliczeniowa wskazuje, że dla pocisków pistoletowych najlepiej jest przyjmować  $\lambda=8$ .

Obliczenia stałych  $a$  i  $b$  wykonywane jest na podstawie wzorów [4]:

The bullets under consideration are of FMJ (Full metal jacket) type, i.e. with a lead core and full jacket, so  $\lambda$  falls in the range of 7-8, and the calculating practice shows that the best option for the pistol bullets is  $\lambda=8$ .

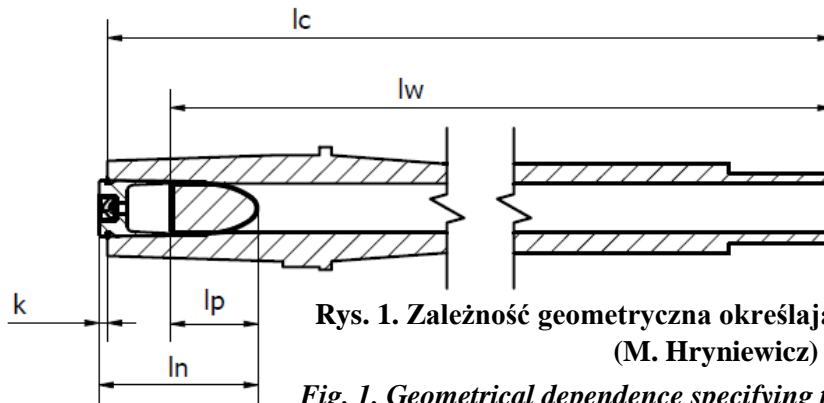
The constants  $a$  and  $b$  are calculated using the formulae [4]:

$$a = \frac{27p_{max}Sl_w}{8\phi qv_w} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{16\phi qv_w^2}{27p_{max}Sl_w}} \right) \quad (1.4)$$

$$b = \left( \frac{a}{v_w} - 1 \right) \cdot l_w \quad (1.5)$$

Gdzie:  $p_{max}$  - ciśnienie maksymalne,  $l_w$  - czynna długość lufy,  $v_w$  - prędkość wylotowa.

Where:  $p_{max}$  – Maximal pressure,  $l_w$  – effective barrel length,  $v_w$  - muzzle velocity.



Rys. 1. Zależność geometryczna określająca długość czynną lufy (M. Hryniewicz)

Fig. 1. Geometrical dependence specifying the barrel effective length (M. Hryniewicz)

Czynna długość lufy obliczana jest na podstawie zależności geometrycznej [4]:

The barrel effective length is calculated with the geometrical dependence [4]:

$$l_w = l_c - l_n + l_p + k \quad (1.6)$$

Gdzie:  $l_c$  - całkowita długość lufy,  $l_p$  - długość pocisku,  $l_n$  - długość naboju,  $k$  - długość na jaką nabój wystaje z komory. W oparciu o STANAG 4090, przyjęte rozwiązania konstrukcyjne oraz dostępne źródła ich wartości są równe:

Where:  $l_c$  – barrel total length,  $l_p$  - bullet length,  $l_n$  - cartridge length,  $k$  – distance of cartridge protrusion from the chamber. Basing on STANAG 4090, the accepted construction solutions and accessible sources of their values equal to:

$$l_p = 15,8 [mm], \quad l_n = 29,4 [mm], \quad k = 1,5 [mm]$$

Ponieważ wstępne założenia konstrukcyjne narzucają wykorzystanie luf o długościach 10” oraz 16”, będą one liczone osobno a ich długości całkowite wynoszą:

As the initial design specifications impose the use of the barrels with lengths of 10” and 16” they will be calculated separately, and their total lengths equal to:

$$l_{c10} = 254 [mm], \quad l_{c16} = 406,4 [mm]$$

Długości czynne luf mają wtedy wartości:

Effective lengths of barrels equal then to:

$$l_{w10} = 234,1 [mm], \quad l_{w16} = 386,2 [mm]$$

Posiadając powyższe wartości oraz dane tabelaryczne można przystąpić do rozwiązywania problemu głównego balistyki wewnętrznej.

A solution of the main problem of internal ballistics can be started when the above values and tabular data are known.

Ponieważ rozpatrywane są naboje o różnej masie pocisków i prochu należy dokonać obliczeń dla obu z nich a następnie zdecydować, który z przypadków bardziej wyęży lufę.

A) Nabój z pociskiem 7,5 g.

Współczynnik fikcyjności masy  $\varphi_{7,5g}$ :

$$\varphi = 1 + 8 \cdot \frac{0,0075}{0,009^3} = 1,082$$

Stałe a i b (przyjmując za  $p_{max}$  maksymalne dopuszczalne ciśnienie 265 MPa a za  $v_w$  aproksymowaną prędkość wylotową 377,4 m/s):

As cartridges with different masses of bullets and powder are considered then calculations have to be made for both cases to decide which one strains the barrel more.

A) Cartridge with 7.5 g bullet.

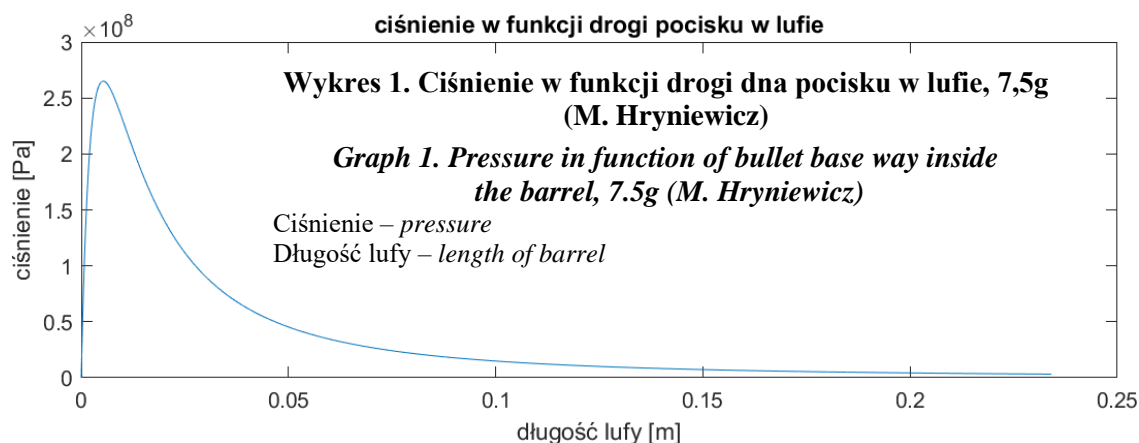
Coefficient of mass fictitiousness  $\varphi_{7.5g}$ :

Constants a and b (assuming for  $p_{max}$  maximal allowable pressure 265 MPa and for  $v_w$  approximated muzzle velocity 377.4 m/s:

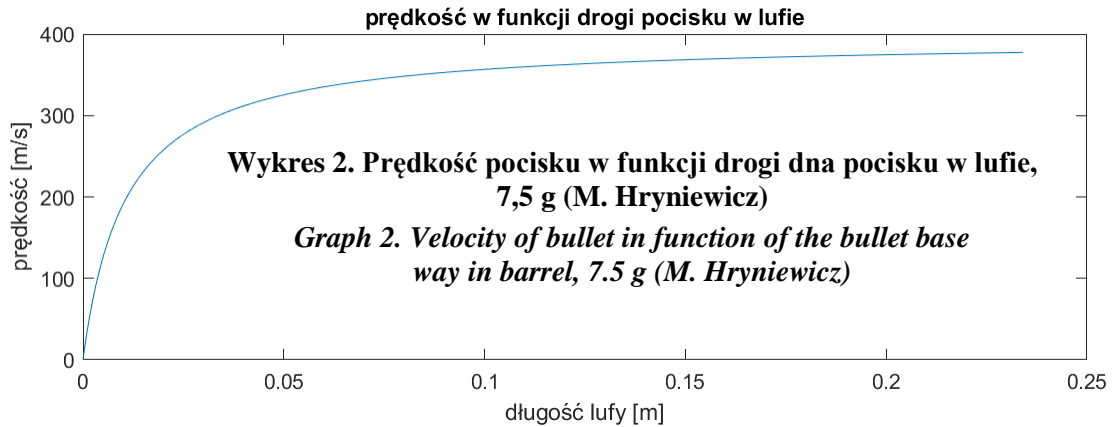
$$\begin{aligned} a_{7,5g} &= \frac{27p_{max}Sl_{w10}}{8\varphi qv_w} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{16\varphi qv_w^2}{27p_{max}Sl_{w10}}} \right) \\ &= \frac{27 \cdot 265 \cdot 10^6 \cdot 66,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2341}{8 \cdot 1,082 \cdot 0,0075 \cdot 377,4} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{16 \cdot 1,082 \cdot 0,0075 \cdot 377,4^2}{27 \cdot 265 \cdot 10^6 \cdot 66,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2341}} \right) = 394,55 \frac{m}{s} \\ b_{7,5g} &= \left( \frac{a}{v_w} - 1 \right) \cdot l_w = \left( \frac{394,55}{361} - 1 \right) \cdot 0,2341 = 0,0106 m \end{aligned}$$

Wykonując obliczenia ciśnienia oraz prędkości w funkcji drogi pocisku w lufie 10'' przy kroku obliczeń co 0,1mm otrzymuje się następujące wyniki:

Following results are obtained for calculations of pressure and velocity in function of the bullet way inside the 10'' barrel with the step of 0.1mm:







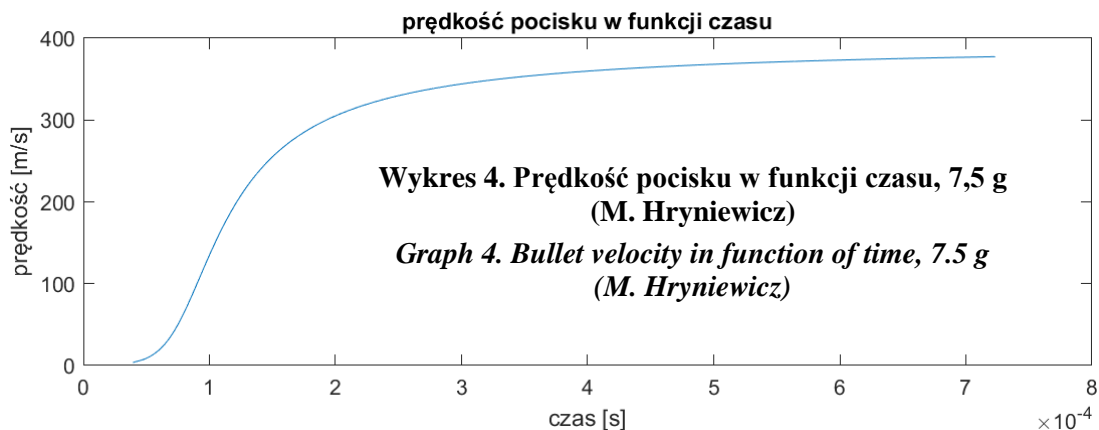
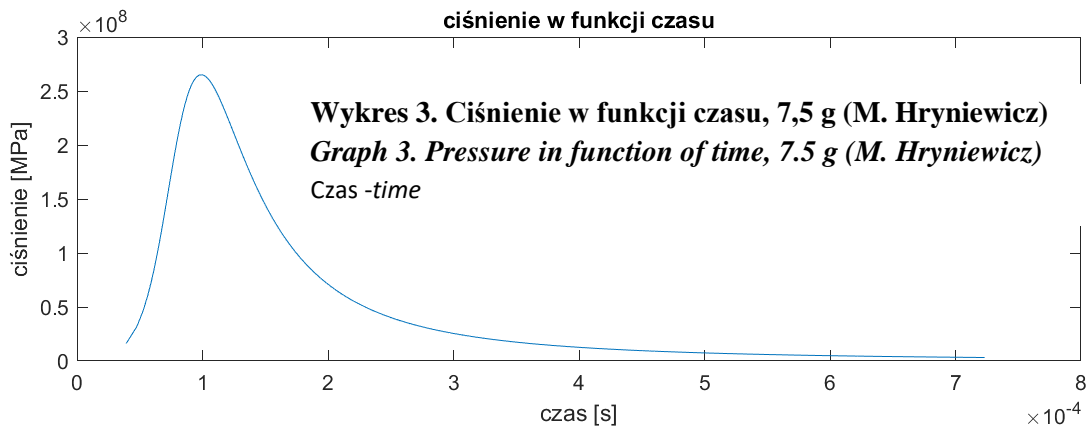
Czas ruchu pocisku w lufie jest w metodzie Leduca opisany równaniem [4]:

Leduc's method describes the time of bullet movement in barrel by equation [4]:

$$t(l) = \frac{b}{a} \left( 3,174 + \frac{l}{b} + \ln \frac{2 \cdot l}{b} \right) \quad (1.7)$$

Można dzięki niemu wyznaczyć ciśnienie i prędkość w funkcji czasu:

Due to it, the pressure and velocity in function of time can be identified:



B) Nabój z pociskiem 8 g.

Współczynnik fikcyjności masy  $\varphi_{8g}$ :

B) Cartridge with bullet 8 g.

Coefficient of mass fictitiousness  $\varphi_{8g}$ :

$$\varphi = 1 + 8 \cdot \frac{0,008}{0,009^3} = 1,088$$

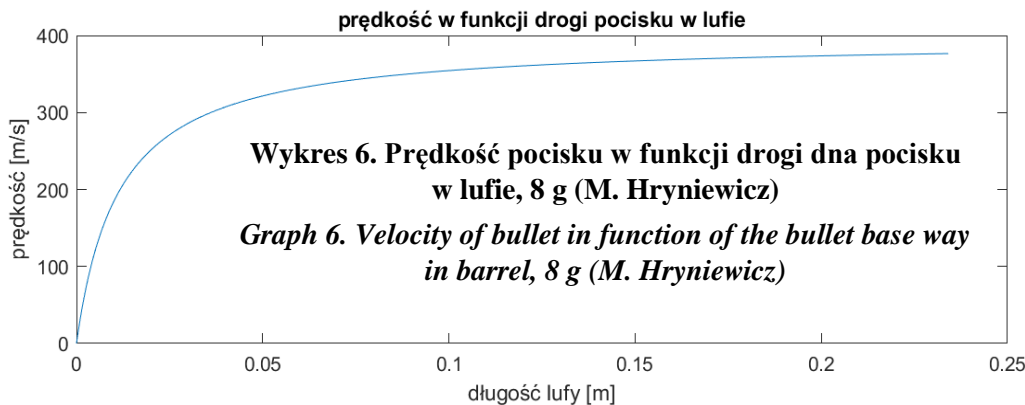
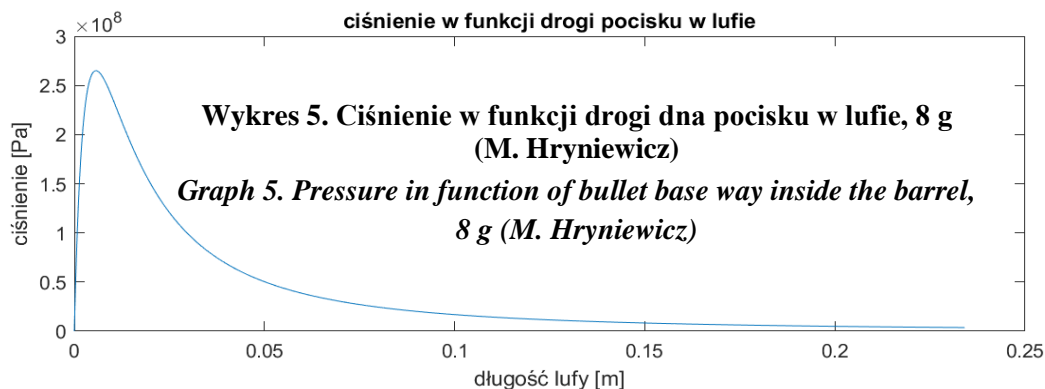
Stałe a i b (przyjmując za  $p_{max}$  maksymalne dopuszczalne ciśnienie 265 MPa a za  $v_w$  aproksymowaną prędkość wylotową 376,5 m/s):

Constants a and b (assuming for  $p_{max}$  maximal allowable pressure 265 MPa and for  $v_w$  approximated muzzle velocity 376.5 m/s):

$$\begin{aligned} a_{8g} &= \frac{27p_{max}Sl_{w10}}{8\varphi qv_w} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{16\varphi qv_w^2}{27p_{max}Sl_{w10}}} \right) \\ &= \frac{27 \cdot 265 \cdot 10^6 \cdot 66,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2341}{8 \cdot 1,088 \cdot 0,008 \cdot 376,5} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{16 \cdot 1,088 \cdot 0,008 \cdot 376,5^2}{27 \cdot 265 \cdot 10^6 \cdot 66,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2341}} \right) = 394,87 \frac{m}{s} \\ b_{8g} &= \left( \frac{a}{v_w} - 1 \right) \cdot l_w = \left( \frac{394,87}{376,5} - 1 \right) \cdot 0,2341 = 0,0114 m \end{aligned}$$

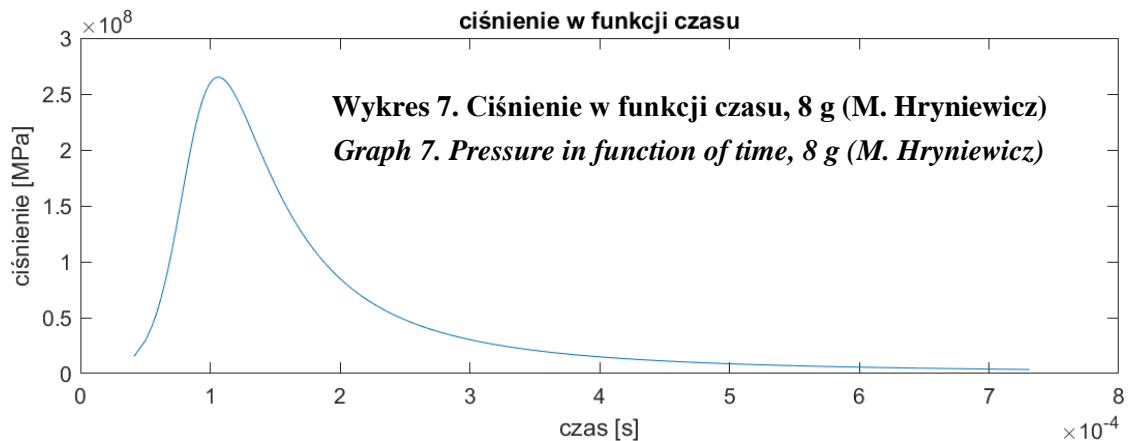
Obliczając ciśnienia i prędkości w funkcji drogi pocisku w lufie 10" przy kroku obliczeń co 0,1 mm otrzymuje się następujące wyniki:

Following results are obtained for pressure and velocity in function of the bullet way inside the 10" barrel at the calculation step of 0.1mm:

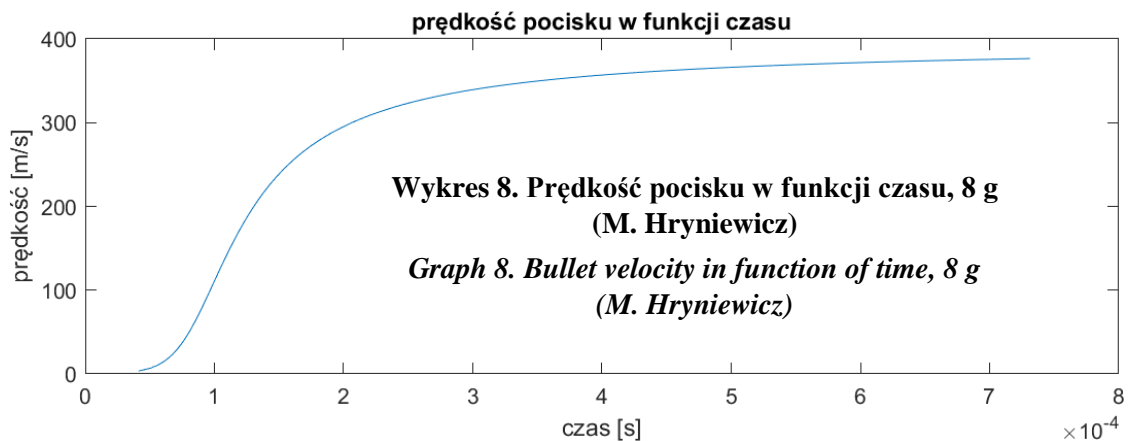


A względem czasu:

And versus the time:



Wykres 7. Ciśnienie w funkcji czasu, 8 g (M. Hryniewicz)  
 Graph 7. Pressure in function of time, 8 g (M. Hryniewicz)



Wykres 8. Prędkość pocisku w funkcji czasu, 8 g (M. Hryniewicz)  
 Graph 8. Bullet velocity in function of time, 8 g (M. Hryniewicz)

## 1.2. Obliczenia wytrzymałościowe lufy

Obliczenie minimalnej średnicy zewnętrznej lufy opiera się na Hipotezie Hubera, przebieg ciśnienia w funkcji drogi pocisku oraz zakłada, że w czasie strzału lufa może się odkształcać wyłącznie sprężysto, wzór ma postać [4]:

## 1.2. Barrel Strength Calculations

Calculation of minimal barrel outer diameter is based on Huber's hypothesis, and on changes of pressure in function of bullet's way, and on the assumption that the barrel at firing can be subjected only to elastic strains [4]:

$$d_z = \frac{d_b}{\sqrt{1 - \frac{p(l) \cdot x \cdot \sqrt{3}}{R_e}}} \quad (1.8)$$

gdzie  $d_b$  to średnica wewnętrzna lufy w brzdach,  $x$  to współczynnik bezpieczeństwa,  $R_e$  granica plastyczności materiału lufy,  $p(l)$  wartość ciśnienia w danym miejscu lufy.

Obliczenia wykonane są dla stali lufowej 30HN2MFA o granicy plastyczności  $R_e =$

where  $d_b$  is the inner diameter of barrel in grooves,  $x$  is a safety coefficient,  $R_e$  is the limiting of barrel material plasticity,  $p(l)$  is the value of pressure in a specific place of barrel.

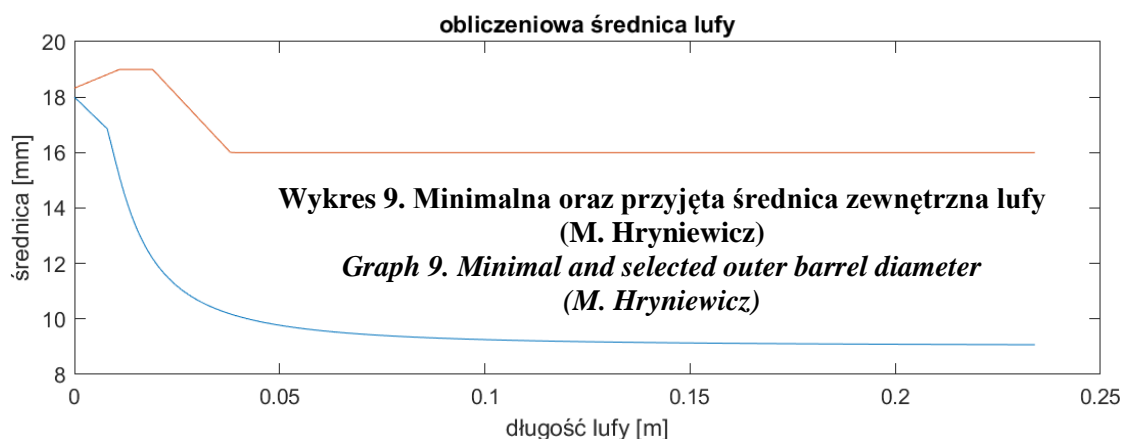
Calculations are made for the barrel steel 30HN2MFA with the limiting of plasticity

780 MPa. Średnica wewnętrzna w bruzdach  $d_b = 9,02$  mm, współczynnik bezpieczeństwa wynosi  $x = 1,2$  dla całego przewodu lufy. Wykorzystany zostanie sporządzony wcześniej przebieg ciśnienia dla naboju z pociskiem 8 g. Dodatkowo metodologia wymaga obliczenia ciśnienia działającego na zamek i dla tej wartości wyznaczenia minimalnej średnicy, która następnie linią prostą łączona jest z maksymalną wartością średnicy wynikającą z przebiegu ciśnienia. Ciśnienie działające na zamek:

$R_e = 780$  MPa. The inner diameter in grooves is  $d_b = 9.02$  mm, and safety coefficient is  $x = 1.2$  for the whole barrel bore. The course of pressure for the cartridge with 8.0 g bullet will be used. Additionally, the methodology demands the calculations of pressure acting against the bolt to be made, to identify a minimal diameter for this value which in the next step is connected with a straight line to a maximal value of diameter resulting from the course of pressure. Pressure acting into the bolt:

$$p_{tmax} = p_{max} + 15 \cdot 10^6 \cdot \left(1 + \frac{\omega}{4 \cdot q}\right) \quad (1.9)$$

$$p_{tmax} = 265 \cdot 10^6 + 15 \cdot 10^6 \cdot \left(1 + \frac{0,00032}{4 \cdot 0,008}\right) = 280,14 \text{ MPa}$$



Czerwona obwiednia pokazuje średnicę zewnętrzną wynikającą z przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.

Widoczny duży zapas materiału zapewnia nie tylko bezpieczeństwo strzelca, ale również większą pojemność cieplną lufy, z której będzie można oddać więcej strzałów bez potrzeby chłodzenia.

## 2. Wyznaczenie masy zamka

### 2.1. Warunek bezpieczeństwa broni

W broni z zamkiem swobodnym otwarcie przewodu lufy i cofanie się zamka za-

The red contour shows the outer diameter resulting with accepted designing solutions.

The visible large excess of material provides not only the safety for a shooter but a greater thermal capacity of the barrel what increases the number of shots fired without the need of its cooling

## 2. Identification of Bolt's Mass

### 2.1. Condition of Gun Safety

The barrel bore is opened and the back movement of the bolt starts in the free bolt

czyzna się w momencie, gdy pocisk wciąż jest w lufie, a więc w czasie działania gazów prochowych pod wysokim ciśnieniem. Jednocześnie z cofaniem się zamka następuje wysuwanie łuski z komory naboju co wprowadza niebezpieczeństwo rozerwania łuski, z uwagi na małą wytrzymałość cienkiej mosiężnej ścianki. Najodporniejszą częścią łuski jest grube denko, wobec tego uważa się, że nie trzeba martwić się o rozerwanie łuski, jeśli do momentu wyjścia pocisku z lufy nie wysunie się ona poza płask tylny lufy na więcej niż grubość denka [4].

Wzór na powyższy warunek bezpieczeństwa ma postać [4]:

$$s \leq h \pm k \quad (2.1)$$

Gdzie  $s$  to droga zamka (wysunięcie się łuski do chwili wyjścia pocisku z lufy),  $h$  grubość denka łuski,  $k$  długość na jaką nabój wystaje z komory (odległość od tylnego płasku zamka do podparcia denka łuski przy zamku zamkniętym).

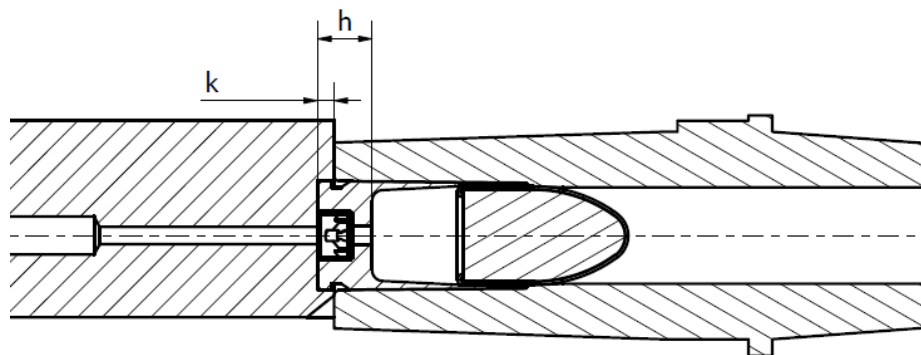
Przyjęto układ konstrukcyjny zgodny z rysunkiem 2.

gun in a moment when bullet is still present in the barrel, under the action of high pressure powder gases. Concurrently with the withdrawal of bolt, the case is pulled out from the cartridge chamber what creates a danger of case bursting out due to a low resistance of thin brass wall. The thick base of the case is the most resistant part, and it is accepted that any bursting of the case can be prevented if it shifts out beyond the barrel back plane not more than by the thickness of its base until the bullet leaves the barrel [4].

The above mentioned condition of safety can be expressed by [4]:

Where  $s$  is the way of the bolt (protrusion of the case until the moment of leaving the barrel by the bullet),  $h$  thickness of case base,  $k$  distance of cartridge protrusion from the chamber (distance from the back bolt plane to the resting of the case base at locked up bolt).

A structural configuration presented in Fig. 2 was accepted.



Rys. 2. Głębokość osadzenia naboju w przyjętym rozwiązaniu (M. Hryniewicz)

Fig. 2. Depth of cartridge location in accepted solution (M. Hryniewicz)

Grubość denka łuski zależy od technologii wykonania i różni się pomiędzy producentami, dlatego dokonano pomiaru wartości  $h$  dla sześciu popularnych producentów amunicji sportowej.

Thickness of the case base depends on the technology of manufacture and differs between manufacturers, and for this reason the value  $h$  was measured for six popular manufacturers of sports ammunition.

Tabela 10. Grubość denka łuski  
(M. Hryniewicz)

Table 10. Thickness of case base  
(M. Hryniewicz)

MXT	4 [mm]
Fiocchi	4,12 [mm]
GECO	4,07 [mm]
PMC	3,98 [mm]
STV	4,17 [mm]
Sellier&Bellot	3,9 [mm]

Ze względu na bezpieczeństwo konstrukcji do dalszych obliczeń wybrano łuskę z najcieńszym denkiem Sellier&Bellot.

Wzór na masę zamka wynikającą z warunku bezpieczeństwa [4]:

Due to the safety reasons of the design the case Sellier&Bellot with the thinnest base was taken for further calculations.

Mass of bolt resulting from the condition of safety can be expressed by [4]:

$$m_z \geq \frac{(q + \frac{1}{2}\omega) \cdot l_w}{h - k} \quad (2.2)$$

gdzie  $\omega$  to masa prochu.

Obliczenia zostaną wykonane dla naboju z pociskiem o masie 8g wystrzelonego z lufy o długości 10" oraz 16":

Where  $\omega$  is the mass of powder.

Calculations will be made for the cartridge with bullet of 8.0g mass fired with barrels of 10" and 16" lengths:

$$m_{zmin10"} \geq \frac{(q + \frac{1}{2}\omega) \cdot l_{w10}}{h - k} = \frac{(0,008 + \frac{1}{2} \cdot 0,00032) \cdot 0,2341}{0,0039 - 0,0015} = 0,798 [kg]$$

$$m_{zmin16"} \geq \frac{(q + \frac{1}{2}\omega) \cdot l_{w16}}{h - k} = \frac{(0,008 + \frac{1}{2} \cdot 0,00032) \cdot 0,3862}{0,0039 - 0,0015} = 1,318 [kg]$$

Ponieważ konstrukcja zakłada możliwość szybkiej wymiany lufy 10" i 16" to minimalna masa zamka nie może być mniejsza niż 1,318 kg, w praktyce jest to stanowczo za dużo.

Taka masa zamka swobodnego bardzo mocno oddziaływałaby na strzelca poprzez odrzut i podrzut broni, dobijanie zamka do płasku tylnego lufy, duże gabaryty i masa zamka wymagałyby zwiększenia pozostałych części broni i tym samym konstrukcja stałaby się bardzo ciężka i nieporęczna. Należy, wobec tego zastosować zamek półswobodny, który dzięki opóźniaczowi multiplikuje masę części zespołu zamka-suwadła.

As the design assumes a possibility of rapid replacement of 10" and 16" barrels then a minimal bolt mass cannot be lower than 1.318 kg what is certainly too much.

Such mass of the free bolt could strongly affect a gunman by the gun kicking back and up, and the ramming of the bolt into the barrel back plane, and large size and mass of the bolt could also require increased sizes and weights of remaining parts making the design difficult for handling. Regarding the above, a semi-free bolt has to be used with a delayer which multiplies the mass of the bolt-slide unit.

## 2.2. Opóźnienie zamka

Najpopularniejszym sposobem opóźnienia otwarcia zamka są rolki oraz dźwignie. Rozwiązania te polegają na wprowadzeniu części zespołu zamka-suwadła w ruch szybszy niż podpora łuski.

### A) Opóźniacz rolkowy

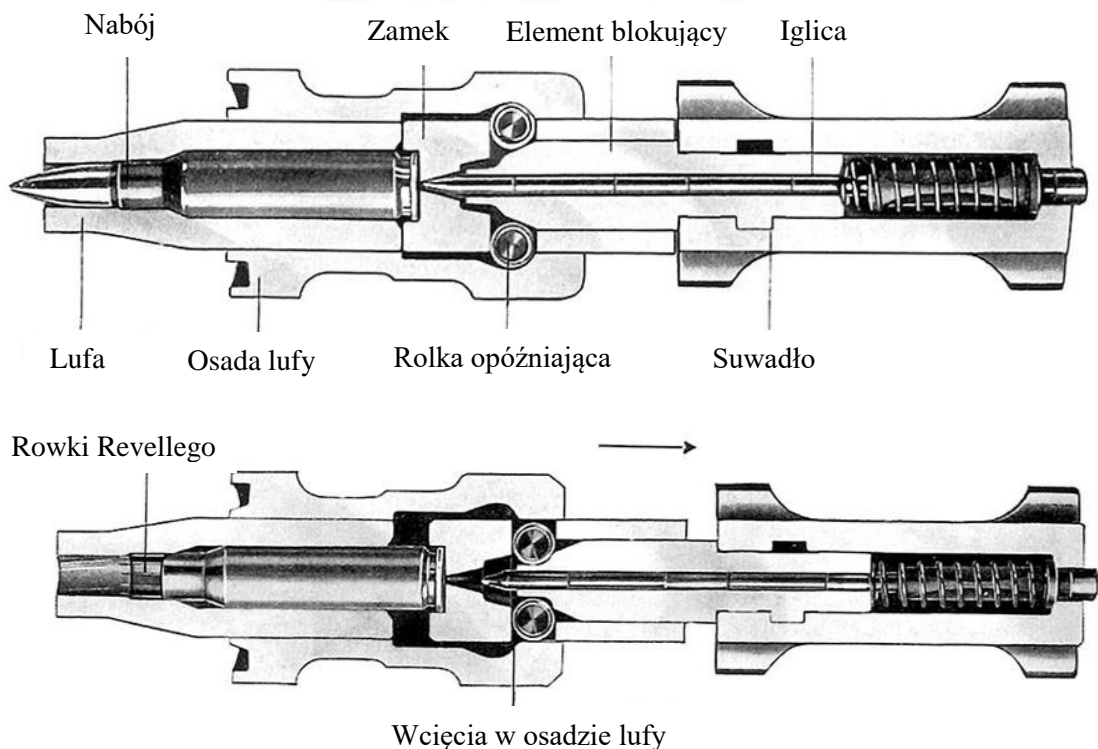
Przy skrajnym przednim położeniu czoła zamka dociśnięte jest do płasku tylnego lufy a element blokujący rozpycha rolki opóźniające do wcięć w osadzie lufy. Podczas strzału łuska poprzez zamek napiera na rolki a geometria wcięć w osadzie lufy sprawia, że przesuwają one element blokujący wraz z suwadłem względem zamka. W tym wypadku multiplikowana jest masa elementu blokującego, suwadła, iglicy i sprężyny iglicy (rys. 3).

## 2.2. Delay of the Bolt

Rolls and levers are most commonly used to delay the bolt opening. These solutions enforce a quicker movement of bolt-slide unit parts than the case support.

### A) Roll delayer

In the limiting forward position the head of bolt is pressed to the barrel back plane and a blocking element pushes out the delaying rolls into the notches of barrel stock. At the firing the case pushes into the rolls through the bolt, and the geometry of notches inside the barrel stock enforces the shifting of blocking element with the slide against the bolt. In this case the masses of blocking element, slide, striker and striker spring are multiplied (Fig. 3).



Rys. 3. Opóźniacze rolkowe w karabinie HK G3 [5]

Fig. 3. Rolls delayers in rifle HK G3 [5]

Nabój - Cartridge

Zamek - Bolt

Element blokujący - Blocking element

Iglica - Striker

Lufa - Barrel

Osada lufy - Barrel stock

Rolka opóźniająca - Delaying roll

Suwadło - Slide

Rowki Revellego - Revelli's grooves

Wcięcia w osadzie lufy - Notches in barrel stock



Rozwiązanie to sprawdza się doskonale w pistoletach maszynowych HK MP5 oraz karabinkach ZF-56, zastosowano je również w konstrukcjach strzelających nabojem karabinowym, gdzie cechowało się dużą niezawodnością kosztem większego odrzutu.

Do wad należy zaliczyć wydłużenie drogi zamka w komorze przez konieczność zastosowania przedłużonej osady lufy z wcięciami oraz skomplikowaną geometrię elementu blokującego i wcięć.

#### B) Opóźniacz dźwigniowy

Podczas strzału dźwignia podparta w zamku zaczyna być odchylana z jednej strony przez element komory zamkowej, druga strona dźwigni napiera na suwadło i przesuwa je względem zamka. Multiplikowana jest masa suwadła i wszystkich części z nim połączonych (rys. 4).

Zaletami tego rozwiązania jest prostota modelu kinematycznego, łatwość uzyskania wysokich przełożeń dźwigni a tym samym duża multiplikacji masy i prostota konstrukcji.

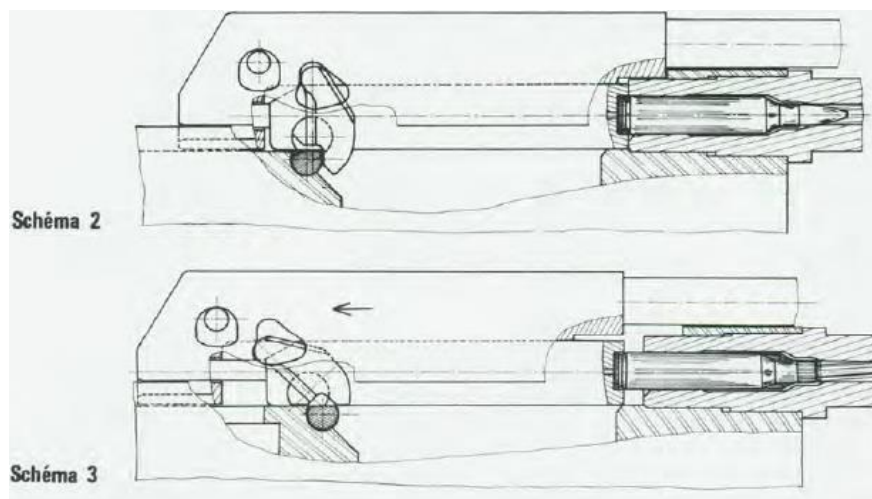
The solution works well in submachineguns HK MP5 and rifles ZF-56, and is also used in designs firing with rifle cartridges where it represents high dependability at a bit greater kick back.

Disadvantages include an extended way of the bolt in the chamber due to a need for using an extended barrel stock with the notches and complicated geometry of the blocking element and notches.

#### B) Lever delayer

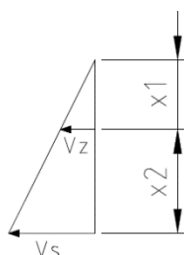
During the shot the lever supported in the bolt is deflected from one side by an element of the bolt chamber and the second side of the lever pushes to the slide shifting it against the bolt. The mass of slide and all parts connected with it is multiplied (Fig. 4).

Advantages include a simple kinematic model, and easiness in obtaining high transmissions of the lever, and in effect a high multiplication of the mass and a simple design.



**Rys. 4. Opóźniacz dźwigniowy w karabinku FAMAS F1 [6]**

**Fig. 4. Lever delayer in rifle FAMAS F1 [6]**



**Rys. 5. Schemat kinematyczny opóźniacza dźwigniowego:  $V_z$  - prędkość zamka,  $V_s$  - prędkość suwadła (M. Hryniewicz)**

**Fig. 5. Kinematic diagram of lever delayer.  $V_z$  - velocity of bolt,  $V_s$  - velocity of slide (M. Hryniewicz)**



Zależność tych prędkości opisywana jest następująco:

Dependence between these velocities is expressed in following way:

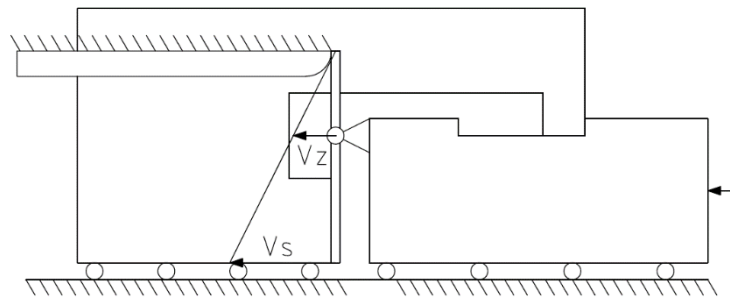
$$\frac{V_z}{x_1} = \frac{V_s}{(x_1+x_2)} \rightarrow V_s \cdot x_1 = V_z \cdot (x_1 + x_2) \rightarrow V_s = V_z + V_z \cdot \frac{x_2}{x_1} \rightarrow V_s = V_z \cdot \left(1 + \frac{x_2}{x_1}\right) \quad (2.3)$$

Potencjalną konstrukcję tak opóźnianego układu przedstawia rysunek 6:

Potential structure of a unit which can be delayed in such way is shown in Fig. 6:

**Rys. 6. Schemat kinetyczno-konstrukcyjny (M. Hryniewicz)**

**Fig. 6. Kinematic-structural diagram (M. Hryniewicz)**



Opóźnienie zamka w praktyce oznacza fikcyjne zwielokrotnienie masy zamka, równe przełożeniu w tym przypadku dźwigni opóźniającej - opisuje to równanie [7]:

The delay of the bolt in practice means a fictitious multiplication of the bolt mass which is equal to the transmission ratio of the delaying lever what can be described by equation [7]:

$$k \cdot M \cdot v = m \cdot V \quad (2.4)$$

gdzie k jest przełożeniem równym stosunkowi prędkości zamka i suwadła.

where k is the transmission ratio equal to relation of velocities of the bolt and slide.

Rozważano kilka układów zespołów zamek-suwadło o różnych masach i przełożeniu dźwigni opóźniającej (tabela 11).

A few configurations of the bolt-slide units were considered with different masses and transmissions of the delaying lever (table 11).

Tabela 11. Rozważane parametry przełożenia, zamka i suwadła (M. Hryniewicz)

Table 11. Considered parameters of transmission ratios, and bolt and slide (M. Hryniewicz)

przełożenie dźwigni opóźniającej / translation rate of delaying lever	2,5	2,5	2	<b>2,5</b>
masa zamka [kg] / mass of bolt	0,15	0,1	0,2	<b>0,2</b>
masa suwadła [kg] / mass of slide	0,46	0,5	0,55	<b>0,5</b>
masa suwadła mnożona [kg] / multiplied mass of slide	1,15	1,25	1,1	<b>1,25</b>
suma masy zamka i suwadła w okresie napędzania [kg] / summarised mass of bolt and slide in driving cycle	1,3	1,35	1,3	<b>1,45</b>
suma masy zamka i suwadła w spoczynku [kg] / summarised mass of bolt and slide at rest	0,61	0,6	0,75	<b>0,7</b>

Ostatecznie przyjęto, że masa zamka będzie równa  $m_z = 0,2$  [kg], masa suwadła  $m_s = 0,5$  [kg], dzięki czemu w spoczynku masa zespołu jest znacznie mniejsza od minimalnej masy zamka dla lufy 16", jednocześnie w czasie przechodzenia pocisku przez lufę multiplikowana dźwignią o przełożeniu  $n = 2,5$  masa zespołu  $m_m = 1,45$  [kg] jest stanowczo wyższa od minimalnej. Zawyżona masa zespołu wpływa również na bezpieczeństwo broni, ponieważ eliminuje ewentualne konsekwencje strzelania cięższą amunicją np. poddźwiękową Sellier&Bellot 9 g/9,7 g (przy lufie 10") [8].

### 3. Kinematyka zamka półswobodnego i charakterystyka sprężyny powrotnej

#### 3.1. I Okres-napędzanie zamka

I okres to czas działania gazów prochowych od  $t_r$  czasu ruszenia pocisku do  $t_k$  zakończenia powylotowego rozprężania gazów, jest to okres gromadzenia energii przez zamek od zera do wartości maksymalnej [4].

Odrzut zamka półswobodnego rozpatrywany jest tak samo jak odrzut zamka swobodnego z tą jednak różnicą, że w okresie działania opóźniacza masa zespołu odrzuconego jest mnożona według przełożenia opóźniacza [9]. W procesie odrzutu bierze udział nie tylko masa zespołu zamka-suwadła, ale również masa łuski oraz część masy sprężyny, która na tym etapie obliczeń zostanie pominięta [4].

Masa odrzucana:

$$M = m_z + m_s \cdot n + m_1 \quad (3.1)$$

$$M = 0,2 + 0,45 \cdot 2,5 + 0,004 = 1,454 \text{ kg}$$

Gdzie  $m_1$  to masa łuski, pozostałe wartości są wyznaczane w poprzednim punkcie.

Do obliczenia maksymalnej prędkości odrzutu zamka  $v_z$  oraz drogi odrzutu zamka w

Finally, it was accepted that the mass of bolt was  $m_z = 0.2$  [kg], and slide  $m_s = 0.5$  [kg], and in effect the mass of the unit at rest is significantly lower than the minimal mass of the bolt for 16" barrel, and at the same time the mass of the unit  $m_m = 1.45$  [kg] is significantly higher than the minimal one as it is multiplied by the lever with transmission ratio  $n = 2.5$ . Increased mass of the unit affects also the safety of weapon as it eliminates possible consequences of firing with heavier ammunition, e.g. subsonic Sellier&Bellot 9 g/9.7 g (for 10" barrel) [8].

### 3. Kinematics of Semi-free Bolt and Characteristics of Return Spring

#### 3.1. I Bolt driving cycle

I-st cycle is the time of powder gases action from  $t_r$  when the bullet starts to move to  $t_k$  when decompression of muzzle gases is terminated, and it is a cycle when the bolt accumulates the energy from zero to the maximal value [4].

The recoil of the semi-free bolt is considered identically as the recoil of the free bolt apart that in the cycle of delayer operation the mass of recoiled unit is multiplied accordingly to the delayer's transmission ratio [9]. The process of the recoil is participated not only by the mass of the bolt-slide unit but the mass of case and fraction of spring, as well, which at present calculations is neglected [4].

Recoiled mass:

Where  $m_1$  is the mass of case, and remaining values were identified earlier.

Maximal velocity  $v_z$  and distance  $s_0$  of bolt recoil can be calculated for the I-st

I okresie  $s_0$  potrzebne jest ciśnienie wylotowe gazów prochowych oraz współczynnik powylotowego działania gazów prochowych, obliczenia wykonywane są dla lufy o długości 16” oraz naboju z pociskiem 8 g.

Ciśnienie wylotowe gazów prochowych [4]:

$$p_w = \frac{\varphi \cdot q \cdot a^2 \cdot b \cdot l_w}{S(b+l_w)^3} \quad (3.2)$$

$$p_w = \frac{1,088 \cdot 0,008 \cdot 394,87^2 \cdot 0,0114 \cdot 0,3862}{66,4 \cdot 10^{-6}(0,0114 + 0,3862)^3} = 1,43 \text{ MPa}$$

cycle when both the pressure of muzzle powder gases and the coefficient of muzzle powder gases action are known – the calculations are performed for 16” barrel and cartridge with 8 g bullet.

The muzzle powder gases pressure [4]:

współczynnik powylotowego działania gazów prochowych [4]:

$$\beta = \frac{6,45}{\left(\frac{p_m \cdot l_w}{p_w \cdot d}\right)^{0,23}} \quad (3.3)$$

$$\beta = \frac{6,45}{\left(\frac{265 \cdot 10^6}{1,33 \cdot 10^6} \cdot \frac{0,3862}{0,009}\right)^{0,23}} = 0,818$$

coefficient of the muzzle powder gases action [4]:

Znając te wartości można obliczyć maksymalną prędkość odrzutu zespołu zamk-suwadło, przyjmując aproksymowaną prędkość wylotową  $v_w = 383,5$  [m/s] za prawdziwą [4]:

$$v_z = \frac{q + \beta \cdot \omega}{M} \cdot v_w \quad (3.4)$$

$$v_z = \frac{0,008 + 0,818 \cdot 0,00032}{1,454} \cdot 383,5 = 2,17 \frac{m}{s}$$

The knowledge of the mentioned values can be used to calculate the maximal velocity of recoil for the bolt-slide unit by acceptance of the approximated muzzle velocity  $v_w = 383.5$  [m/s] as the real one [4]:

Trzeba pamiętać, że prędkość zamka jest różna od prędkości suwadła, która przyjmie wartość:

$$v_s = v_z \cdot 2,5 = 5,43 \frac{m}{s}$$

It has to be remembered that the velocity of the bolt is different than the velocity of slide which equals to:

Droga wsteczna zamka w chwili zakończenia napędzania [4]:

$$s_0 = \frac{q + \beta \cdot \omega}{M} \cdot l_w \quad (3.5)$$

$$s_0 = \frac{0,008 + 0,818 \cdot 0,00032}{1,454} \cdot 0,3862 = 0,0019 \text{ m} = 1,9 \text{ mm}$$

The return way of the bolt in the instance when the driving is terminated [4]:

Energia rozporządzalna [4]:

Disposable energy [4]:

$$E_r = \frac{(q + \beta \cdot \omega)^2 \cdot v_w^2 \cdot (m_z + m_s)}{2 \cdot (m_z + m_s + m_t)^2} \quad (3.6)$$

$$E_r = \frac{(0,008 + 0,818 \cdot 0,00032)^2 \cdot 383,5^2 \cdot (0,2 + 0,5)}{2 \cdot (0,2 + 0,5 + 0,004)^2} = 7,05 \text{ J}$$

Czas napędzania zamka jest nierozdzielnie połączony z czasem balistycznym tj. czasem poruszania się pocisku w lufie do jej opuszczenia oraz czasem powylotowego działania gazów prochowych. Pierwsza wartość została już obliczona i wykorzystana do sporządzenia wykresu przebiegu ciśnienia i prędkości pocisku w funkcji czasu dla lufy o długości 10". Dla rozpatrywanej lufy 16" przyjmie wartość [4]:

The time of bolt driving is tightly connected with the ballistic time, i.e. the time of bullet's movement in the barrel until leaving it and the time of post-leaving action of powder gases. The first value has been already calculated and used to prepare the diagram of pressure and bullet velocity in function of time for 10" barrel. For considered 16" barrel it takes value [4]:

$$t_{n1}(l_{c16}) = \frac{b}{a} \left( 3,174 + \frac{l_{c16}}{b} + \ln \frac{2 \cdot l_{c16}}{b} \right) \quad (3.7)$$

$$t_{n1}(l_{c16}) = \frac{0,0106}{394,55} \left( 3,174 + \frac{0,3862}{0,0106} + \ln \frac{2 \cdot 0,3862}{0,0106} \right) = 0,00112 \text{ s} = 1,12 \text{ ms}$$

czas powylotowego działania gazów prochowych obliczany jest ze wzoru [4]:

the time of muzzle powder gases action is calculated with the formula [4]:

$$t_{n2} = \frac{\omega \cdot (2 \cdot \beta - 1) \cdot (b + l_w)^2}{a \cdot b \cdot \varphi \cdot q} \quad (3.8)$$

$$t_{n2} = \frac{0,00032 \cdot (2 \cdot 0,818 - 1) \cdot (0,0114 + 0,3862)^2}{394,87 \cdot 0,0114 \cdot 1,082 \cdot 0,008} = 0,000826 \text{ s} = 0,826 \text{ ms}$$

### 3.2. Charakterystyka sprężyny powrotnej

Do kontynuowania obliczeń kinematyki zamka niezbędne jest ustalenie parametrów sprężyny powrotnej, które w głównej mierze wpływają na ruch zespołu zamek-suwadło w II okresie. Znając wartość energii rozporządzalnej oraz założoną siłę napięcia wstępnego  $F_w = 33 \text{ N}$  można obliczyć sztywność sprężyny powrotnej [4]:

### 3.2. Characterisation of Return Spring

Calculations of bolt kinematics can be continued after establishment of parameters of the return spring strongly affecting the movement of the bolt-slide unit in the II-nd cycle. Knowing the value of disposable energy and the assumed force of the initial tightening  $F_w = 33 \text{ N}$  the rigidity of the return spring can be calculated [4]:

$$k = \frac{3 \cdot F_w^2}{2 \cdot E_r} \quad (3.9)$$

$$k = \frac{3 \cdot 33^2}{2 \cdot 7,05} = 231,62 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Na tym etapie obliczeń należy założyć całkowitą drogę wsteczną zespołu zamek-suwadło, która dla omawianej konstrukcji ma wartość  $L_c = 73 \text{ mm}$ , można wówczas obliczyć siłę napięcia końcowego danego wzorem [4]:

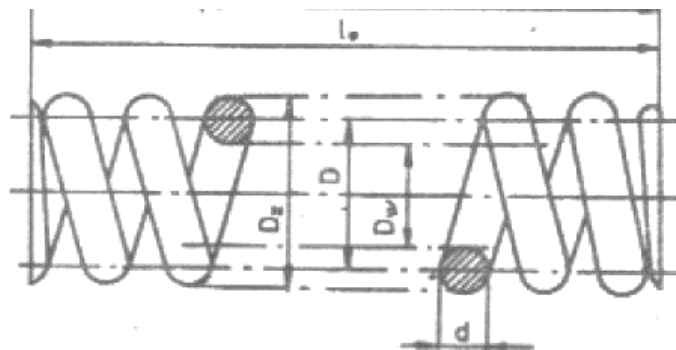
$$F_c = k \cdot L_c + F_w \quad (3.10)$$

$$F_c = 231,62 \cdot 0,073 + 33 = 49,91 \text{ N}$$

Ponownie trzeba wprowadzić założenia konstrukcyjne dla sprężyny powrotnej, metodą prób i błędów ustalono, że optymalne wymiary to średnica zewnętrzna  $D_z = 11,5 \text{ mm}$ , średnica wewnętrzna  $D_w = 9,25 \text{ mm}$  oraz średnica drutu  $d_s = 1,125 \text{ mm}$ . Średnica podziałowa równa jest:

$$D = \frac{D_z + D_w}{2} \quad (3.11)$$

$$D = \frac{11,5 + 9,25}{2} = 10,375 \text{ mm}$$



Rys. 7. Wymiary sprężyny powrotnej [4]

Fig. 7. Dimensions of the return spring [4]

Ugięcie wstępne sprężyny obliczane jest ze wzoru [4]:

$$f_c = \frac{F_c}{k} \quad (3.12)$$

$$f_c = \frac{49,91}{231,60} = 0,21547 \text{ m} = 215,47 \text{ mm}$$

Druty sprężynowe wykorzystywane w konstrukcji broni mają wytrzymałość na rozciąganie  $R_m = 1900 \text{ [MPa]}$  oraz moduł sprężystości poprzecznej  $G = 82000 \text{ [MPa]}$ , na-

On the present stage of calculations the complete return way of the bolt-slide unit has to be assumed, for the discussed design it is  $L_c = 73 \text{ mm}$ , and then the force of final tightening can be calculated with formula [4]:

The designing assumptions of the return spring have to be entered again, and using the method of trials and errors the following optimal dimensions were established: outer diameter  $D_z = 11.5 \text{ mm}$ , inner diameter  $D_w = 9.25 \text{ mm}$  and diameter of wire =  $1.125 \text{ mm}$ . The division diameter is:

The initial deflection of the spring is calculated with formula [4]:

Spring wires used in designs of weapons have the tension strength  $R_m = 1900 \text{ [MPa]}$  and the module of lateral elasticity  $G = 82000 \text{ [MPa]}$ , at the limiting stresses

prężenia dopuszczalne wynoszą dla niego [4]: | equal to [4]:

$$\begin{aligned}\tau_{dop} &= 0,5 \cdot R_m \\ \tau_{dop} &= 0,5 \cdot 1900 \cdot 10^6 = 950 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (3.13)$$

Maksymalne naprężenia robocze  $\tau_c$  odpowiadają największemu obciążeniu sprężyny, gdy zespół zamek-suwadło znajdują się w skrajnym tylnym położeniu i przyjmują wartość [4]:

Maximal working stresses  $\tau_c$  correspond to the highest load of the spring when the bolt-slide unit is in the limiting rear position and equal to [4]:

$$\begin{aligned}\tau_c &= \frac{8 \cdot D \cdot F_c}{\pi \cdot d_s^3} \\ \tau_c &= \frac{8 \cdot 0,010375 \cdot 49,91}{\pi \cdot 0,001125^3} = 926,07 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (3.14)$$

Warunek  $\tau_{dop} < \tau_c$  został tym samym spełniony. Liczbę zwojów czynnych oblicza się z poniższego wzoru [4]:

Condition  $\tau_{dop} < \tau_c$  was therefore met. The number of effective coils is calculated with the below formula [4]:

$$\begin{aligned}z_c &= \frac{G \cdot D \cdot f_c}{\pi \cdot d_s^3} \\ z_c &= \frac{82000 \cdot 10^6 \cdot 0,010375 \cdot 0,21547}{\pi \cdot 0,001125^3} = 63,47\end{aligned}\quad (3.15)$$

Ponieważ norma PN-64/M-80701 (aktualnie zastąpiona przez PN-EN 13906-1:2013-11) zakładała, że końcowe punkty szlifowanych powierzchni przylegania powinny być przesunięte względem siebie o  $180^\circ$ , całkowita liczba zwojów powinna być połówkowa [4]. Stąd rzeczywista liczba zwojów czynnych wynosi  $z_c = 63,5$ .

As the standard PN-64/M-80701 (currently replaced by PN-EN 13906-1:2013-11) demands that the terminal points of grinding for the sticking surfaces have to be shifted respectively by  $180^\circ$  then a total number of coils has to include a half of coil [4]. Hence the real number of effective coils is  $z_c = 63,5$ .

Obciążenie działające na taką sprężynę jest również inne i wynosi:

The load acting into such spring is also different and equals to:

$$\begin{aligned}F'_c &= \frac{d_s^4 \cdot f_c \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot z_c} \\ F'_c &= \frac{0,001125^4 \cdot 0,21547 \cdot 82000 \cdot 10^6}{8 \cdot 0,010375^3 \cdot 63,5} = 49,89 \text{ N}\end{aligned}\quad (3.16)$$

Ponownie obliczany jest warunek wytrzymałości:

The condition of strength is calculated once again:

$$\tau'_c = \frac{8 \cdot D \cdot F'_c}{\pi \cdot d_s^3} \quad (3.17)$$

$$\tau'_c = \frac{8 \cdot 0,010375 \cdot 49,89}{\pi \cdot 0,001125^3} = 925,97 \text{ MPa}$$

Warunek ponownie został spełniony, pozostało jedynie obliczyć aktualną sztywność sprężyny:

The condition was met repeatedly, and the existing rigidity of the spring was only left to be calculated:

$$k' = \frac{G \cdot d_s^4}{8 \cdot D^3 \cdot z_c} \quad (3.18)$$

$$k' = \frac{82000 \cdot 10^6 \cdot 0,001125^4}{8 \cdot 0,010375^3 \cdot 63,5} = 224,45 \frac{N}{m}$$

Do rzeczywistej liczby zwojów należy dodać 2 zwoje neutralne  $z_n$ , całkowita liczba zwojów równa jest  $z = 65,5$ . Do poprawnego obliczenia prześwitów potrzebny jest wskaźnik [4]:

Finally, 2 neutral coils  $z_n$  have to be added to the real number of coils to get total number of coils  $z = 65.5$ . For proper calculation of clearances an index is needed [4]:

$$w = \frac{D}{d_s} \quad (3.19)$$

$$w = \frac{0,010375}{0,001125} = 9,22$$

Na podstawie tego wskaźnika dobierane są wartości parametru  $x$  z tabeli 12.

On the basis of this index the values of parameter  $x$  are selected in table 12.

Tabela 12. Parametry obliczeniowe sprężyn powrotnych [4]

Table 12. Calculating parameters of return springs [4]

Średnica drutu [mm] Diameter of wire	$\Sigma a_{\min}$ [mm]	Wartości $x$ dla wskaźnika sprężyny $w$ Values $x$ for spring index $w$			
		od 4 do 6 From 4 to 6	powyżej 6 do 8 Above 6 to 8	powyżej 8 do 12 Above 8 to 12	powyżej 12 Above 12
0,1÷0,5	$0,5d+xd^2z_c$	0,50	0,75	1,00	1,50
0,6÷1,0	$0,4d+xd^2z_c$	0,20	0,40	0,60	1,00
1,1÷1,6	$0,3d+xd^2z_c$	0,05	0,15	0,25	0,40
1,7÷2,5	$0,2d+xd^2z_c$	0,035	0,10	0,20	0,30
2,6÷4,0	$1+xd^2z_c$	0,02	0,04	0,06	0,10
4,1÷6,0		0,015	0,03	0,045	0,06
6,1÷10,0		0,01	0,02	0,03	0,04
10,1÷16,0		0,005	0,01	0,018	0,022

Dla drutu z przedziału średnicy 1,1-1,6 i przedziału wskaźnika  $w$  8-12 suma prześwitów opisana jest równaniem:

For the wire within the range of diameters 1.1-1.6 and the range of index  $w$  8-12 the sum of clearances is described by equation:

$$\sum a_{min} = 0,3 \cdot d + x \cdot d_s^2 \cdot z_c \quad (3.20)$$

$$\sum a_{min} = 0,3 \cdot 1,125 + 0,25 \cdot 1,125^2 \cdot 63,5 = 25,62 \text{ mm}$$

Do obliczenia długości sprężyny nieobciążonej potrzebne są wartości:  
Sprężyny zblokowanej [4]:

Following values are needed to calculate the length of unloaded spring:  
Blocked spring [4]:

$$l_{bl} = z \cdot d_s \quad (3.21)$$

$$l_{bl} = 63,5 \cdot 1,125 = 73,69 \text{ mm}$$

Oraz długość sprężyny  $l_c$  [4]:

And length of spring  $l_c$  [4]:

$$l_c = l_{bl} + \sum a_{min} \quad (3.22)$$

$$l_c = 73,69 + 25,62 = 99,3 \text{ mm}$$

Ostatecznie długość nieobciążonej sprężyny jest równa [4]:

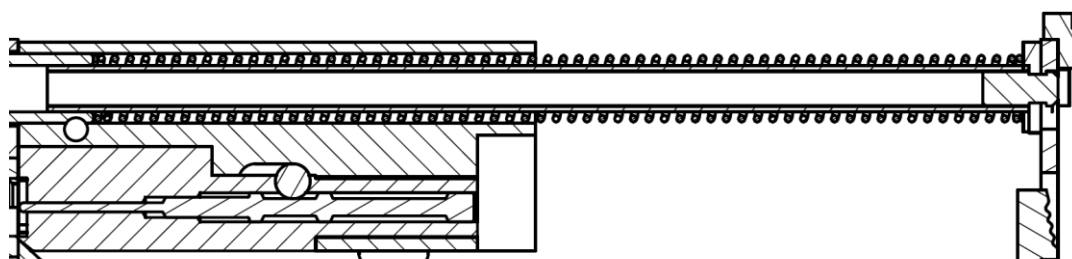
Finally the length of unloaded spring is equal to [4]:

$$l_0 = l_c + f_c \quad (3.23)$$

$$l_0 = 0,0993 + 0,21547 = 0,31477 \text{ m} = 314,77 \text{ mm}$$

Przyjęte rozwiązanie konstrukcyjne zakłada wpuszczenie sprężyny w gniazdo suwadła, dlatego niezbędne jest obliczenie średnicy zewnętrznej sprężyny zblokowanej, aby zapewnić odpowiednie luzy pracującej sprężynie.

The accepted structural solution assumes setting the spring into the nest of the slide and for that reason the outer diameter of blocked spring has to be calculated to secure required clearances for the working spring.



Rys. 8. Osadzenie sprężyny powrotnej w gnieździe suwadła (M. Hryniewicz)

Fig. 8. Setting of the return spring into the slide nest (M. Hryniewicz)

Podstawową wielkością niezbędną do obliczeń jest skok zwoju sprężyny [4]:

The pitch of the spring coil is the main value to be calculated [4]:

$$S_z = \frac{l_0 - d_s \cdot z_n}{z_c} \quad (3.24)$$



$$s_z = \frac{0,31477 - 0,001125 \cdot 2}{63,5} = 0,0048 \text{ m} = 4,8 \text{ mm}$$

Wtedy średnica zewnętrzna sprężyny zablokowanej wynosi [4]:

Then the outer diameter of blocked spring is [4]:

$$D'_z = \sqrt{D_z^2 + 0,1 \cdot s^2} \quad (3.25)$$

$$D'_z = 0,01159 \text{ m} = 11,59 \text{ mm}$$

### 3.3. II okres-hamowanie zamka

Podczas drugiego okresu ruchu zespół zamek-suwadło jest spowalniany przez ściśniętą sprężynę powrotną, zjawisko to opisuje równanie [4]:

### 3.3. II-nd Cycle – Bolt Braking

During the second cycle of movement the bolt-slide unit is slowed by the pressed return spring what can be described by equation [4]:

$$(m_z + m_s) \cdot \frac{dv_{zs}}{dt} = -(F_w + k \cdot x_z) \quad (3.26)$$

Po przekształceniu, scałkowaniu oraz podstawieniu granic i uporządkowaniu [4]:

After transformation, integration, and substitution of limits, and putting in order [4]:

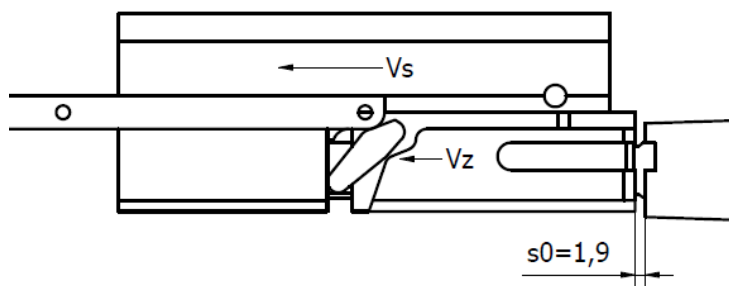
$$v_{zs}(x_z) = \sqrt{v_{zs}^2 - \frac{2 \cdot F_w}{m_z + m_s} \cdot (x_z - s_0) - \frac{k}{m_z + m_s} \cdot (x_z^2 - s_0^2)} \quad (3.27)$$

Powyższy wzór zmienia postać w zależności od tego czy zamek jest całkowicie wyhamowywany czy następuje uderzenie w zderzak w tyle komory zamkowej.

The above formula takes different form depending on if the bolt is completely arrested or is in the process of hitting the buffer in the back of the bolt chamber.

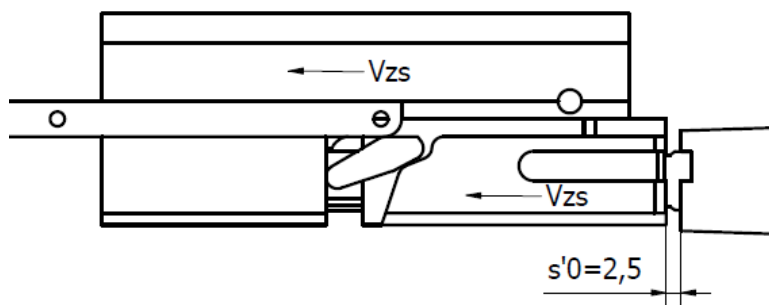
Rozpatrywane rozwiązanie zwielfokratniające masę zespołu odrzucanego komplikuje obliczenia, ponieważ odchylenie dźwigni i opóźnianie zamka nie ustaje po zakończeniu napędzania zamka. Geometria dźwigni i szyny prowadzącej sprawiają, że pełne odchylenie następuje dopiero przy odsunięciu zamka od płasku tylnego lufy o  $s'_0 = 2,5 \text{ mm}$ . Do tego momentu masa zespołu zamek-suwadło jest multiplikowana tak jak przy napędzaniu a co za tym idzie należy drogę hamowania podzielić na odcinki od  $s_0$  do  $s'_0$  i od  $s'_0$  do  $L_c$ . Na odcinku  $s_0$  do  $s'_0$  masa zespołu wyniesie  $m_m = 1,45 \text{ kg}$  a dalej  $m_{zs} = 0,7 \text{ kg}$ . Opisaną sytuację prezentują schematy (rys. 9, 10).

Considered solution, which multiplies the mass of the recoiled unit, complicates the calculations because the deflection of the lever and delay of bolt is not terminated after the driving of the bolt is ended. Geometry of the lever and guiding rail bring about that complete deflection takes place only when the bolt is shifted by  $s'_0 = 2.5 \text{ mm}$  from the barrel back plane. Until that time the mass of bolt-slide unit is multiplied like during the driving what implies that the way of braking has to be divided on sections from  $s_0$  to  $s'_0$  and from  $s'_0$  to  $L_c$ . On the section  $s_0$  to  $s'_0$  the mass of the unit is  $m_m = 1.45 \text{ kg}$  and later  $m_{zs} = 0.7 \text{ kg}$ . Described situation is presented in diagrams (Fig. 9, 10).



Rys. 9. Przesunięcie na końcu okresu napędzania  
(M. Hryniewicz)

Fig. 9. Shifting at the end of the driving cycle  
(M. Hryniewicz)



Rys. 10. Przesunięcie na końcu okresu opóźniania  
(M. Hryniewicz)

Fig. 10. Shifting at the end of the delaying cycle  
(M. Hryniewicz)

Na podstawie przekształceń podanego wcześniej wzoru i założenia podziału drogi zespołu zamka-suwadła obliczone zostaną prędkości końcowe na wymienionych drogach, dodatkowo wystąpi na nich siła oporu ruchu w ruchu wstecznym a jej wartość ustalono na  $f_1=20$  N. Prędkość zamka oraz suwadła pod koniec opóźniania [4]:

Basing on the transformations of earlier presented formula and on the assumption of division of the way travelled by the bolt-slide unit the terminal velocities will be calculated for the above mentioned ways, considering additionally the force of resistance on the reverse movement with its value settled on  $f_1=20$  N. Velocities of the bolt and slide at the end of delay [4]:

$$v_{zk} = \sqrt{v_z^2 - \frac{2 \cdot F_w}{m_m} \cdot (s'_0 - s_0) - 2 \cdot f_1 \cdot (s'_0 - s_0) - \frac{k'}{m_m} \cdot (s'_0{}^2 - s_0^2)} \quad (3.28)$$

$$v_{zk} = \sqrt{2,17^2 - \frac{2 \cdot 33}{1,45} \cdot (0,0025 - 0,0019) - 2 \cdot 20 \cdot (0,0025 - 0,0019) - \frac{224,45}{1,45} \cdot (0,0025^2 - 0,0019^2)}$$

$$= 2,16 \frac{m}{s}$$

$$v_{sk} = v_{zk} \cdot 2,5 \quad (3.29)$$

$$v_{sk} = 5,4 \frac{m}{s}$$

Dodatkowo po zakończeniu opóźniania prędkości zamka i suwadła zmieniają się i zrównują zgodnie z zasadą zachowania energii kinetycznej:

Moreover, after termination of delay the velocities of bolt and slide change and equalise according to the principle of kinetic energy conservation:

$$E_{kzs} = E_{kz} + E_{ks} \rightarrow \frac{(m_z + m_s) \cdot v_{zs}^2}{2} = \frac{m_z \cdot v_z^2}{2} + \frac{m_s \cdot v_s^2}{2} \quad (3.30)$$

Po przekształceniach otrzymuje się zależność wyrażającą prędkość zespołu zamkowy po zakończeniu opóźnienia zamka:

$$v_{zs} = \sqrt{\frac{m_z \cdot v_{zk}^2 + m_s \cdot v_{sk}^2}{m_z + m_s} \cdot \frac{m_s \cdot v_s^2}{2}} \quad (3.31)$$

$$v_{zs} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 2,17^2 + 0,5 \cdot 5,4^2}{(0,2 + 0,5)}} = 4,71 \frac{m}{s}$$

Chociaż obliczając powyższe oraz charakterystykę sprężyny powrotnej założone zostało, że droga zamka będzie wynosić  $L_c = 73mm$  można dodatkowo obliczyć całkowitą drogę zamka w ruchu wstecznym i upewnić się, że dojdzie lub nie do uderzenia w zderzak.

Do obliczenia wspomnianej drogi potrzebna jest znajomość wartości  $B'_1$ , która określona jest wzorem [4]:

$$B'_1 = \sqrt{(F_w + k' \cdot s'_0 + f_1)^2 + k' \cdot (m_z + m_s) \cdot v_{zs}^2} \quad (3.32)$$

$$B'_1 = \sqrt{(33 + 224,45 \cdot 0,0025 + 20)^2 + 224,45 \cdot (0,2 + 0,5) \cdot 4,71^2} = 79,73 N$$

Całkowita droga wsteczna  $L'_c$  będzie równa [4]:

$$L'_c = \frac{B'_1 - (F_w + f_1)}{k'} \quad (3.33)$$

$$L'_c = \frac{80,589 - (33 + 20)}{224,45} = 0,1229 m = 119,1 mm$$

Porównując  $L_c$  do  $L'_c$  można z pewnością stwierdzić, że dojdzie do uderzenia w zderzak z tyłu komory zamkowej.

Prędkość uderzenia zespołu w zderzak wyniesie [4]:

$$v_{ud} = \sqrt{v_{zs}^2 - \frac{2 \cdot F_w}{m_z + m_s} \cdot (L_c - s'_0) - 2 \cdot f_1 \cdot (L_c - s'_0) - \frac{k'}{m_z + m_s} \cdot (L_c^2 - s_0'^2)} \quad (3.34)$$

$$v_{ud} = \sqrt{4,71^2 - \frac{2 \cdot 33}{0,2 + 0,5} \cdot (0,073 - 0,0025) - 2 \cdot 20 \cdot (0,073 - 0,0025) - \frac{224,45}{0,2 + 0,5} \cdot (0,073^2 - 0,0025^2)}$$

$$= 3,31 \frac{m}{s}$$

Dependence expressing the velocity of the bolt-slide unit after bolt delay termination is obtained after transformations:

Despite the assumption that way of the bolt is  $L_c = 73mm$ , made at calculation of the above and the characteristics of the spring, the total travel of the bolt in the reverse movement can be calculated additionally to assure that the hitting into buffer takes place or not.

The mentioned way can be calculated when the value  $B'_1$ , described by equation [4], is known:

Total reverse way  $L'_c$  is equal to [4]:

Comparing  $L_c$  with  $L'_c$  it is certain that the hitting into the buffer at the back of bolt chamber takes place.

The unit hitting velocity into the buffer equals to [4]:

Do obliczenia czasów ruchu wstecznego zespołu zamek-suwadło niezbędne jest wprowadzenie stałej  $\omega'$  danej wzorem [4]:

Constant  $\omega'$  expressed by formula [4] has to be introduced to calculate times of reverse movement for the bolt-slide unit:

$$\omega' = \sqrt{\frac{k'}{m}} \quad (3.35)$$

Która dla drogi od  $s_0$  do  $s'_0$  ma wartość:

And for the way from  $s_0$  to  $s'_0$  it is:

$$\omega'_1 = \sqrt{\frac{k'}{m_m}} = \sqrt{\frac{224,45}{1,45}} = 12,64 \frac{1}{s}$$

A drogi od  $s'_0$  do  $L_c$ :

And for the way from  $s'_0$  to  $L_c$ :

$$\omega'_2 = \sqrt{\frac{k'}{m_z + m_s}} = \sqrt{\frac{224,45}{0,2 + 0,5}} = 18,19 \frac{1}{s}$$

Siła napięcia sprężyny powrotnej  $F_c''$  przy ugięciu o  $s'_0$  obliczana jest z równania [4]:

Tightening force of  $F_c''$  for the return spring and deflection  $s'_0$  is calculated with equation [4]:

$$F_c'' = F_w + k' \cdot s'_0 \quad (3.36)$$

$$F_c'' = 33 + 0,0025 \cdot 224,45 = 33,56 N$$

Czas ruchu zamka na drodze od  $s_0$  do  $s'_0$  wyniesie [4]:

Time of bolt movement on the way from  $s_0$  to  $s'_0$  is [4]:

$$t_{w1} = \frac{1}{\omega_1} \cdot \left( \arcsin \frac{F_c'' + f_1}{B'_1} - \arcsin \frac{F_w + k' \cdot s_0 + f_1}{B'_1} \right) \quad (3.37)$$

$$t_{w1} = \frac{1}{12,64} \cdot \left( \arcsin \frac{33,56 + 20}{79,73} - \arcsin \frac{33 + 224,45 \cdot 0,0019 + 20}{79,73} \right) = 0,000135 s$$

$$= 0,135 ms$$

A na drodze od  $s'_0$  do  $L_c$ :

And on the way from  $s'_0$  to  $L_c$ :

$$t_{w2} = \frac{1}{\omega_2} \cdot \left( \arcsin \frac{F_c'' + f_1}{B'_1} - \arcsin \frac{F_w + k' \cdot s'_0 + f_1}{B'_1} \right) \quad (3.38)$$

$$t_{w2} = \frac{1}{18,19} \cdot \left( \arcsin \frac{48,89 + 20}{79,73} - \arcsin \frac{33 + 224,45 \cdot 0,0025 + 20}{79,73} \right) = 0,01492 s$$

$$= 14,92 ms$$

### 3.4. Ruch powrotny zespołu zamek-suwadło

### 3.4. Return Movement of Bolt-Slide Unit

Broń strzela z zamka zamkniętego tzn., że cykl pracy automatyki broni kończy się w

The weapon shoots with the locked bolt what means that operational cycle of

momencie uderzenia zespołu zamka-suwadła w płask tylny lufy.

W wyniku uderzenia i odbicia od zderzaka zamek rozpoczyna ruch powrotny z prędkością zależną od prędkości uderzenia i współczynnika  $\varepsilon$ ; zaleca się przyjmowanie dla niego wartości jak dla zderzenia części stalowych  $\frac{5}{9}$  [4], zatem prędkość odbicia zespołu zamka-suwadła wyniesie:

$$v_o = \varepsilon \cdot v_{ud} \quad (3.39)$$

$$v_o = \frac{5}{9} \cdot 3,31 = 1,84 \frac{m}{s}$$

Pod wpływem sprężyny powrotnej zamek jest przyspieszany, jeśli założymy, że siły oporu w ruchu powrotnym są równe  $f_2 = 10$  N to wartość prędkości końcowej można obliczyć ze wzoru [4]:

$$v_k = \sqrt{v_o^2 + \frac{L_c}{m_z + m_s} \cdot (F'_c + F'_w - 2 \cdot f_2)} \quad (3.40)$$

$$v_k = \sqrt{1,84^2 + \frac{0,073}{0,2 + 0,5} \cdot (49,89 + 33 - 2 \cdot 10)} = 3,15 \frac{m}{s}$$

Całkowity czas ruchu powrotnego  $t_p$  wymaga dodatkowo obliczenia współczynnika  $B'_2$  danego wzorem [4]:

$$B'_2 = \sqrt{F'_c{}^2 + k' \cdot (m_z + m_s) \cdot v_o^2} \quad (3.41)$$

$$B'_2 = \sqrt{49,89^2 + 224,45 \cdot (0,2 + 0,5) \cdot 1,84^2} = 46,26 \text{ N}$$

i jest równy [4]:

$$t_w = \frac{1}{\omega_2} \cdot \left( \arcsin \frac{F'_c - f_2}{B'_2} - \arcsin \frac{F'_w - f_2}{B'_2} \right) \quad (3.42)$$

$$t_w = \frac{1}{18,19} \cdot \left( \arcsin \frac{49,89 - 10}{46,26} - \arcsin \frac{33 - 10}{46,26} \right) = 0,0286 \text{ s} = 28,6 \text{ ms}$$

#### 4. Szybkostrzelność teoretyczna

Szybkostrzelność teoretyczna jak sama

weapon automatics is terminated when the bolt-slide unit hits the barrel back plane.

In effect of striking into and rebounding out of the buffer the bolt starts the return movement with the velocity depending on the impact velocity and coefficient  $\varepsilon$ ; it is recommended to take its value as  $\frac{5}{9}$  [4] like at collision of steel parts, hence the rebound velocity of the bolt-slide unit is:

The bolt is accelerated by the return spring, and assuming the forces of resistance for the return movement equal to  $f_2 = 10$  N the value of final velocity may be calculated with formula [4]:

Total time of return movement  $t_p$  can be found out after additional calculation of coefficient  $B'_2$  given by formula [4]:

and it is equal to [4]:

#### 4. Theoretical Rate of Fire

Theoretical rate of fire, as indicates its

nazwa wskazuje, jest wartością możliwą do osiągnięcia tylko przez model matematyczny broni. Na szybkostrzelność tą składają się poszczególne czasy działania mechaniki i automatyki broni takie jak:

- $t_1$ -czas od zwolnienia kurka do uderzenia iglicy w spłonkę, dla mechanizmów spustowych wykorzystywanych w karabinkach rodziny AR to  $\sim 0,01$  s [10].
- $t_2$ -czas pirostatyki tj. od uderzenia w spłonkę do chwili ruszenia pocisku przeciętnie jest to około 0,0005 s [4].
- $t_3$ -czas przejścia pocisku przez lufę  $t_{n1}(l_{c16}) = 0,00112$  s.
- $t_4$ -czas powylotowego działania gazów prochowych  $t_{n2} = 0,000826$  s.
- $t_5$ -czas wstecznego ruchu zamka na drodze od  $s_0$  do  $s'_0$   $t_{w1} = 0,000135$  s.
- $t_6$ -czas wstecznego ruchu zamka na drodze od  $s'_0$  do  $L_c$   $t_{w1} = 0,01492$  s.
- $t_7$ -czas powrotnego ruchu zamka  $t_w = 0,0286$  s.

Suma powyższych czasów jest czasem jednego pełnego cyklu strzału i wynosi  $T_A = 0,0561$  s.

Szybkostrzelność teoretyczna wyniesie [4]:

$$n_t = \frac{60}{T_A} \quad (4.1.)$$

$$n_t = \frac{60}{0,0561} = 1069,5 \approx 1070 \frac{\text{strzałów}}{\text{min.}}$$

Wartość ta jest bardzo prawdopodobna i zbliżona do szybkostrzelności podobnych konstrukcji tej klasy np. CZ Scorpion Evo 3 A1 - 1100 strzałów/min [11].

Ze względu na ograniczenia w pojemności magazynków zasilających oraz wykorzystanie mechanizmu spustowo-uderzeniowego pozwalającego na strzelanie wyłącznie ogniem pojedynczym realna szybkostrzelność praktyczna byłaby dużo niższa i zależna od zbyt wielu czynników, aby możliwe było jej oszacowanie.

mere meaning, can be achieved only by a mathematical model of weapon. This rate of fire includes particular times of operation of weapon mechanics and automatics such as:

- $t_1$ -time from the cock releasing to striker hitting into the cap, for triggering mechanisms used in submachineguns of family AR it is  $\sim 0.01$  s [10].
- $t_2$ -time of pyro-statics, i.e. from hitting into cap to the instance when bullet starts to move, on average it is ca. 0.0005 s [4].
- $t_3$ -time of bullet passing by the barrel  $t_{n1}(l_{c16}) = 0.00112$  s.
- $t_4$ -time of muzzle powder gases action  $t_{n2} = 0.000826$  s.
- $t_5$ -time of bolt return movement on the way from  $s_0$  to  $s'_0$   $t_{w1} = 0.000135$  s.
- $t_6$ - time of bolt return movement on the way from  $s'_0$  to  $L_c$   $t_{w1} = 0.01492$  s.
- $t_7$ - time of bolt return movement  $t_w = 0.0286$  s.

The sum of the above mentioned times is the time of one complete cycle of shooting and it equals to  $T_A = 0.0561$  s.

Theoretical rate of fire is [4]:

This is a realistic value which falls closely with the rates of fire of similar designs of this class, for instance CZ Scorpion Evo 3 A1 - 1100 shots/min [11]

Due to the limitations of capacities of feeding magazines and the use of triggering-striking mechanism allowing exclusively for firing with individual shots the real rate of fire would be in practice significantly lower and would depend on a large number of factors what makes its estimation difficult.

## 5. Podsumowanie

Dokonane obliczenia konstrukcyjne dla przyjętego modelu matematycznego ruchu elementów broni z zamkiem swobodnym pozwoliły na zaprojektowanie i wykonanie modelu funkcjonalnego z wykorzystaniem techniki addytywnej dzięki czemu możliwym będzie sprawdzenie poprawności działania mechanizmów broni oraz wskazanie możliwych usprawnień konstrukcyjnych. Wyniki tych badań zostaną zaprezentowane w kolejnych częściach przedmiotowej publikacji.

## 5. Summary

Designing calculations performed for the accepted mathematical model of the movement of weapon components with the free bolt allowed for preparation of a design and a functional model using additive technique, what can be used for checking the correctness of operation of weapon mechanisms and indication of possible structural improvements. Results of these tests will be presented in following parts of the subjective publication.

## Literatura / Literature

- [1] Strona internetowa [dostęp 7.12.2023 r.] [https://proguns.pl/module/wbblog/single?id=45&rewrite=najpopularniejsze-kalibry-broni-palnej&page\\_type=post](https://proguns.pl/module/wbblog/single?id=45&rewrite=najpopularniejsze-kalibry-broni-palnej&page_type=post).
- [2] STANAG 4090 LAND (EDITION 2) – SMALL ARMS AMMUNITION (9mm PARABELLUM), Bruksela 15 kwietnia 1982.
- [3] Ejsmont J. A., Amunicja i jej elaboracja. Praktyczny poradnik, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2018.
- [4] Kochański S., Wybrane zagadnienia z podstaw projektowania broni strzeleckiej, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1989.
- [5] Strona internetowa [dostęp 7.12.2023 r.] <https://www.americanrifleman.org/content/10-more-little-known-facts-about-mausers>
- [6] Strona internetowa [dostęp 7.12.2023 r.] [https://www.ar15.com/forums/armory/Question\\_about\\_the\\_roller\\_lock\\_/9-422479](https://www.ar15.com/forums/armory/Question_about_the_roller_lock_/9-422479)
- [7] Wilniewicz P. Broń Samoczynna, Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, 1958.
- [8] Katalog produktów firmy Seller&Bellote 2016, [Online].
- [9] Głowacki H. Zasady konstrukcji automatycznej broni strzeleckiej, Wydział Wydawniczy Wojskowej Akademii Technicznej, Warszawa 1966.
- [10] Lock time, [Dostęp online 12.11.2023], link [https://en.wikipedia.org/wiki/Lock\\_time](https://en.wikipedia.org/wiki/Lock_time)
- [11] Tactical Life Staff, CZ Scorpion Evo 3 A1 9mm, [Dostęp online 7.12.2023r.], link: <https://www.athlonoutdoors.com/article/cz-scorpion-evo-3-a1-9mm>.

