



DOŚWIADCZALNA OCENA WYTRZYMAŁOŚCI RUR STOSOWANYCH W PIROTECHNICIE WIDOWISKOWEJ

Jacek BORKOWSKI, Jan BAGROWSKI, Piotr PRASUŁA, Andrzej MARCZUK
Wojskowy Instytut Techniczny Uzbrojenia

Zbigniew ZIÓŁKOWSKI
Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

Streszczenie: W pracy, na podstawie przeprowadzonych pomiarów ciśnienia wewnątrz rury w trakcie spalania masy napędowej i przyspieszania ładunku efektowego, dokonano oceny naprężeń obwodowych, powstających w ścianie rury i decydujących o jej wytrzymałości. Zbadano typowe układy napędzania (moździerze pirotechniczne), stosowane w praktyce, wykonane z rur z wielowarstwowego polietylenu wysokociśnieniowego o średnicach 4", 5" i 6". Uzyskane wyniki pokazują, iż maksymalne naprężenia obwodowe nie przekraczają 20% granicy wytrzymałości materiału rury dla typowych mas ładunków napędowego i efektowego oraz zwiększają się proporcjonalnie wraz ze zwiększeniem masy ładunku napędowego.

Słowa kluczowe: naprężenia obwodowe, moździerze pirotechniczne, wytrzymałość materiału.

EXPERIMENTAL ESTIMATION OF THE TUBE STRENGTH USED IN PERFORMANCE PYROTECHNICS

Jacek BORKOWSKI, Jan BAGROWSKI, Piotr PRASUŁA, Andrzej MARCZUK
Military Institute of Armament Technology

Zbigniew ZIÓŁKOWSKI
Air Force Institute of Technology

Abstract: In the experimental work there were made estimations of the hoop stress during the propulsive mass burning and acceleration of the effect charge which is observed in the tube wall and determining its strength. There were tested typical propulsion systems (pyrotechnic mortars) used in practice which are made from 4", 5", 6" diameters multilayer polyethylene tubes. Obtained results are show that maximum hoop stresses do not exceed 20% of strength limit of tube material dedicated to typical propulsive and effect charges and they increase with increasing propulsive charge weight.

Keywords: hoop stresses, pyrotechnic mortars, material strength.

1. Wstęp

Celem pracy była ilościowa ocena wytrzymałości rur (moździerzy) stosowanych w pokazach pirotechniki widowiskowej i w jej wyniku określenie stopnia bezpieczeństwa użycia takich urządzeń. Wiadomo, iż urządzenia te są wielokrotnego użytku, w wyniku prób nie obserwuje się trwałych odkształceń ścianki rury, co świadczy, że w procesach obciążenia naprężenia nie przekraczają granicy sprężystości materiału. Taka jakościowa ocena nie jest wystarczająca dla określenia stopnia bezpieczeństwa danego urządzenia, jednak jest podstawą

do zastosowania modelu ciała sprężystego do opisu zachowania się ścianki rury i wyznaczenia wartości jej odkształceń oraz odpowiadających im naprężeń w zależności od znanego impulsu obciążenia. W rozważanych przypadkach, w każdej z prób, mierzono ciśnienie gazów działających na ściankę rury w trakcie spalania ładunku napędowego i przyspieszenia masy pokazowej. Uzyskane rejestracje ciśnień pozwoliły na pełną ilościową ocenę charakterystyk wytrzymałościowych badanych układów. W pracy zbadano kilkanaście wariantów układów, które zostały opisane w metodyce badań. W kolejnych rozdziałach przedstawiono wyniki pomiarów i ich analizę, a w zakończeniu podsumowanie i wnioski.

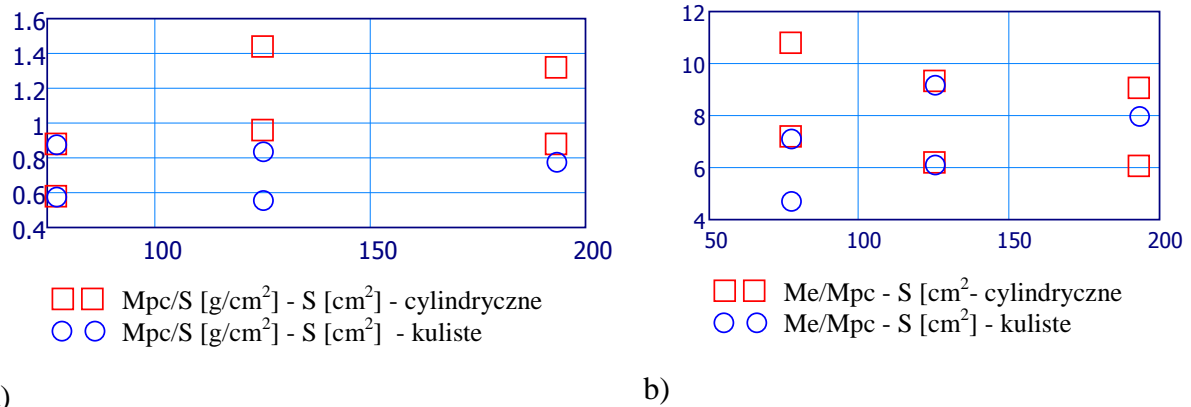
2. Metodyka badań

2.1. Badane układy i układ pomiarowy ciśnienia

Charakterystyki układów badanych w poszczególnych próbach zamieszczono w tabeli 1, w której oznaczono: R , g_s - odpowiednio średni promień rury moździerza (wyrzutnika) oraz grubość jej ścianki; M_{pc} , M_e - masy odpowiednio ładunku napędowego prochu czarnego - PCZ o gęstości usypowej) oraz ładunku napędzanego (masa efektu); L_{nap} - droga napędzania masy efektu. W próbach stosowano ładunki efektowe kuliste oraz w postaci cylindrów (pirotechniczne bomby kuliste lub cylindryczne). Porównanie zastosowanych mas ładunków PCZ przeliczonych na jednostkowy wewnętrzny przekrój rury w funkcji pola tego przekroju przedstawiono na rys. 1a. Podobne porównanie przedstawiono na rys.1b dla stosunku mas napędzanej do masy PZC. Nominalne zestawy (standardowe, stosowane w praktyce) mają najniższe wartości mas PZC i napędzanych i wynoszą: masa PZC od 0,6 do 0,8 g/cm² dla rur o kalibrach odpowiednio 4'' i 6'', natomiast stosunek mas napędzanej do napędowej rośnie liniowo wraz ze zwiększaniem się kalibru rur od wartości około 5'' do 8''.

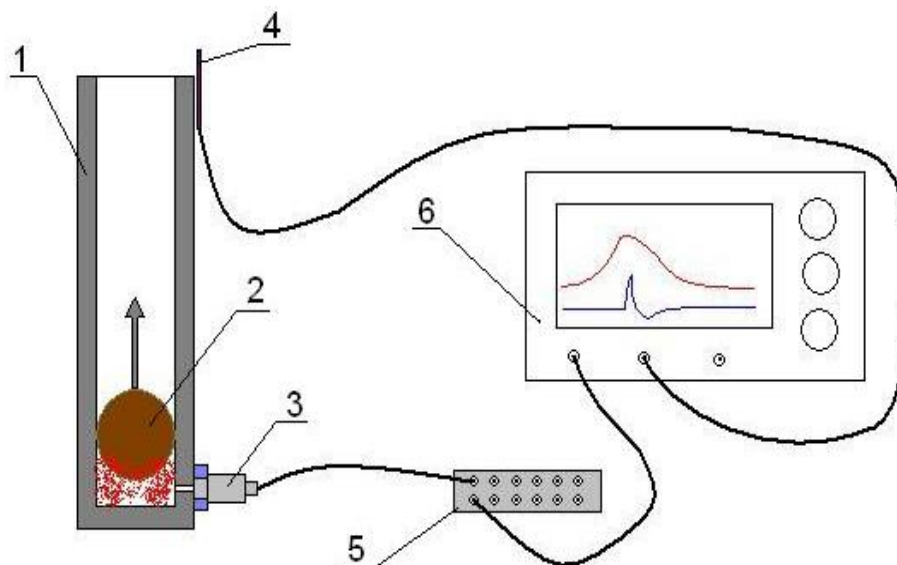
Tabela 1. Zestawienie danych dotyczących badanych układów

nr próby	Kształt ładunku napędzającego	R [mm]	g_s [mm]	M_{pc} [g]	M_e [g]	L_{nap} [mm]
0	kulisty	55,63	12,25	45	320	380
1	kulisty	55,63	12,25	67,5	320	380
2	cylindryczny	55,63	12,25	45	485	375
3	cylindryczny	55,63	12,25	67,5	485	380
4	kulisty	71,76	17,34	70	646	535
5	kulisty	71,76	17,34	105	646	540
6	cylindryczny	71,76	17,34	120	1120	500
7	cylindryczny	71,76	17,34	180	1120	505
8	kulisty	83,97	11,05	150	1200	800
9	cylindryczny	83,97	11,05	170	1540	760
10	cylindryczny	83,97	11,05	255	1540	770



Rys. 1. a) Masy PCZ odniesione do jednostkowego wewnętrznego przekroju rury w funkcji pola tego przekroju zastosowane w badaniach, b) Stosunek mas napędzanej do masy PCZ w funkcji pola przekroju wewnętrznego badanych rur wyrzutników

Pomiary ciśnienia w rurach wyrzutników przeprowadzono w układzie pomiarowym pokazanym na rys. 2. W pomiarach stosowano piezoelektryczny czujnik ciśnienia firmy Piezotronics typu M101A04 o czułości 79,78 mV/bar. Czujnik ten umieszczony był w stalowej obudowie zamocowanej na rurze wyrzutnika i usytuowanej tak, aby oś czujnika pokrywała się z wykonanym w rurze otworem o średnicy $\phi = 3$ mm. Na rurze wyrzutnika (bezpośrednio przy jej wylocie) zamocowano za pomocą przylepca prototypowy czujnik piezoelektryczny pozwalający na wyznaczenie chwili wylotu ładunku efektowego z rury. Sygnały z czujników rejestrowano za pomocą oscyloskopu cyfrowego i zapisywano w plikach (z rozszerzeniem *.csv) w pamięci przenośnej.



Rys. 2. Schemat zastosowanego układu pomiarowego:

1- rura wyrzutnika, 2- napędzany ładunek efektu, 3- piezoelektryczny czujnik ciśnienia, 4- piezoelektryczny czujnik wylotu napędzanego ładunku, 5- zasilacz czujnika ciśnienia, 6- oscyloskop cyfrowy

2.2. Ruch ścianki rury wyrzutnika

Do oceny wytrzymałości przedmiotowego moździerza do pirotechniki widowiskowej można przyjąć model zamkniętego, cylindrycznego zbiornika cienkościennego poddanego od wewnątrz działaniu impulsu ciśnienia. W rzeczywistym układzie zbiornik ten z jednej strony posiada dno związane ze ścianką rury, z drugiej - masę napędzaną, stanowiącą tłok przemieszczający się pod wpływem wypadkowej sił powstającego ciśnienia gazów prochowych

oraz bezwładności i tarcia o ściankę rury mózdzierza. Siła tarcia będzie wywoływać naprężenia osiowe w ściance zbiornika. Na podstawie uzyskanych rejestracji ciśnień, można stwierdzić, iż w czasie narastania ciśnienia do wartości maksymalnej, masa napędzana znajduje się wewnątrz rury mózdzierza. Trudno ocenić dokładnie, jakie naprężenia osiowe są wywoływane siłami tarcia, na pewno będą mniejsze niż w przypadku tłoka nieruchomego. Jednakże zastosowanie przyjętego modelu nie będzie prowadziło do zawyżonych ocen wytrzymałości, ponieważ naprężenia obwodowe są zawsze dwukrotnie większe od naprężeń osiowych [1]. W tym przypadku stan naprężeń w ściance zbiornika będzie określony przez naprężenia główne: obwodowe $= \sigma_1$; podłużne $\sigma_2 = 1/2 \cdot \sigma_1$ - oraz radialne $\sigma_3 = 0$, natomiast w przypadku zbiornika otwartego: obwodowe $= \sigma_1$ oraz $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Naprężenia zredukowane w pierwszym przypadku wynoszą $0,866 \cdot \sigma_1$ oraz σ_1 wg hipotez wytrzymałościowych odpowiednio Hubera oraz największych naprężeń stycznych, dla zbiornika otwartego naprężenie zredukowane dla obu tych hipotez wynosi σ_1 .

Ruch cylindrycznego elementu ścianki zbiornika pod wpływem obciążenia impulsowego opisuje równanie dynamiki Newtona:

$$(1) \quad g_s \cdot \sigma_1 + g_s \cdot \rho \cdot R_0 \cdot \left(\frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) = R_0 \cdot p(t)$$

gdzie: R_0 - promień; σ_1 - naprężenia obwodowe; ρ - gęstość; g_s - grubość ścianki; $p(t)$ - ciśnienie wewnątrz zbiornika; $u(t) = R(t) - R_0$ - radialne przemieszczenie elementu ścianki. Odkształcenie w kierunku obwodowym (a zarazem i promieniowym) ε_1 jest sumą odkształceń sprężystych w tym kierunku wywołanych osobnym działaniem naprężeń obwodowych i wzdłużnych, mianowicie :

$$\varepsilon_1 = \frac{u}{R_0} = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} = \frac{\sigma_1}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_2}{E} = \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \nu \right) \cdot \frac{\sigma_1}{E}$$

Stąd:

$$(2) \quad \sigma_1 = \frac{E}{\left(1 - \frac{1}{2} \cdot \nu \right) \cdot R_0} \cdot u$$

Podstawiając to wyrażenie do równania (1) otrzymujemy:

$$(1') \quad \frac{g_s \cdot E}{\left(1 - \frac{1}{2} \cdot \nu \right)} \cdot u + g_s \cdot \rho \cdot R_0 \cdot \frac{d^2}{dt^2} u(t) = R_0 \cdot p(t) \cdot \frac{d^2}{dt^2} u(t)$$

lub w postaci końcowej:

$$(3) \quad \frac{d^2}{dt^2} \cdot u + \omega^2 \cdot u = \frac{1}{g_s \cdot \rho} \cdot p(t)$$

gdzie:

$$(4) \quad \omega^2 = \sqrt{\frac{E}{\rho \cdot R_0^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \nu \right)}}$$

jest częstotliwością drgań własnych rury zamkniętej z obu stron. W przypadku rury otwartej częstotliwość ta będzie mniejsza, mianowicie:

$$(4.a) \quad \omega_0 = \sqrt{1 - \frac{1}{2} \cdot v \cdot \omega}$$

Dla rur z polietylenu: $\omega_0 = 0.9 \cdot \omega$

Okres drgań własnych powłoki cylindrycznej z definicji wynosi:

$$(4.b) \quad T_w = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}$$

i może służyć do oceny charakteru obciążenia. Mianowicie, gdy czas narastania (lub trwania) obciążenia jest dużo większy od czasu T_w ma ono charakter quasi statyczny, natomiast gdy te czasy są porównywalne lub gdy relacja między nimi jest odwrotna obciążenie jest impulsowe. W konsekwencji, w pierwszym przypadku ruch powłoki cylindrycznej jest opisywany równaniem (3) z jednorodnymi warunkami początkowymi [2], w drugim przypadku równanie (3) może być jednorodne, natomiast prędkość początkowa ścianki powłoki jest wyznaczana z równania zachowania pędu wskutek zadziałania impulsu zewnętrznego (np. uderzenie fali uderzeniowej wytworzonej w wyniku wybuchu ładunku materiału wybuchowego [3] lub uderzenie napędzonej wybuchowo masy [4]). Ponadto w przypadku obciążenia quasi statycznego, jeżeli nie interesuje nas charakter odpowiedzi powłoki na obciążenie, a tylko ocena maksymalnych naprężeń, do takiej oceny można posłużyć się zależnościami odnoszącymi się do obciążeń hydrostatycznych.

W naszym przypadku z porównania czasów narastania ciśnień, wyznaczonych doświadczalnie, z czasami T_w dla badanych moździerzy wynika, iż ilorazy tych czasów wynoszą od 30 do 60 i w konsekwencji mamy do czynienia z obciążeniami quasi statycznymi. Tak więc należy rozwiązywać równanie (3) z warunkami początkowymi:

$$(5) \quad \begin{pmatrix} u(0) \\ \frac{d}{dt}u(0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Rozwiązanie ogólne równania (3) przy warunkach (5) ma postać:

$$(6) \quad u(t) = \frac{n}{\omega \cdot \rho \cdot g_s} \cdot (Im1(t) - Im2(t))$$

gdzie:

$$Im1(t) = \sin(\omega \cdot t) \cdot \int_0^t \cos(\omega \cdot \tau) \cdot p(\tau) d\tau$$

$$Im2(t) = \cos(\omega \cdot t) \cdot \int_0^t \sin(\omega \cdot \tau) \cdot p(\tau) d\tau$$

oraz dla obliczenia $[u(t)] = \text{mm}$ należy wyrazić:

$n = 10^8$; $[\omega] = 1/\text{s}$; $[t] = \text{s}$; $[p(t)] = \text{bar}$; $[\rho] = \text{g/cm}^3$; $[g_s] = \text{cm}$. $p(t)$ – mierzone ciśnienie gazów wewnątrz rury w procesie spalania masy prochu czarnego i napędzania ładunku efektowego.

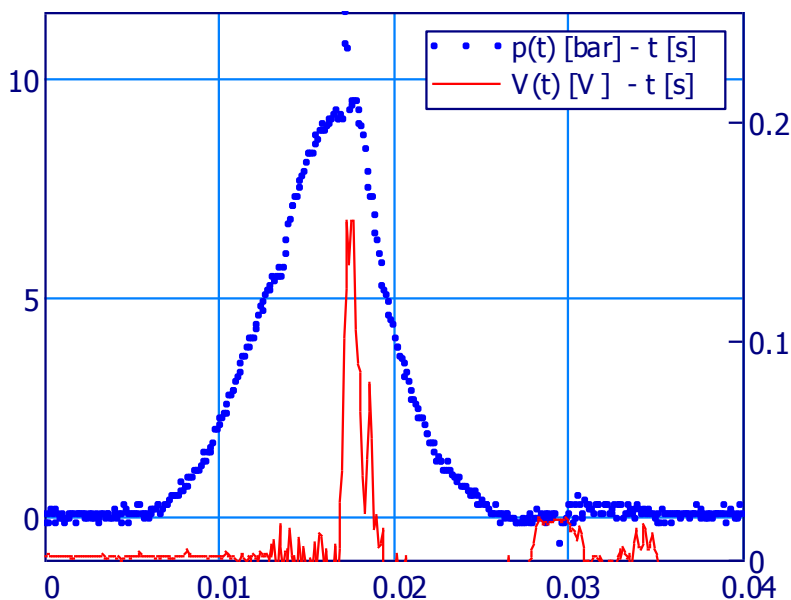
Dla określonego w powyższy sposób przebiegu odkształceń ścianki rury $u(t)$ naprężenia obwodowe wyznaczamy ze wzoru (2). Maksymalne wartości naprężeń obwodowych - σ_1 , wg

wcześniej wspomnianej hipotezy wytrzymałościowej największych naprężeń stycznych, stanowią naprężenia zredukowane. Obliczenia przeprowadzono dla następujących danych polietylenu wysokociśnieniowego, z którego wykonane były rury zastosowane w próbach, odpowiednio: gęstość, moduł sprężystości, granica wytrzymałości oraz moduł Poissona:

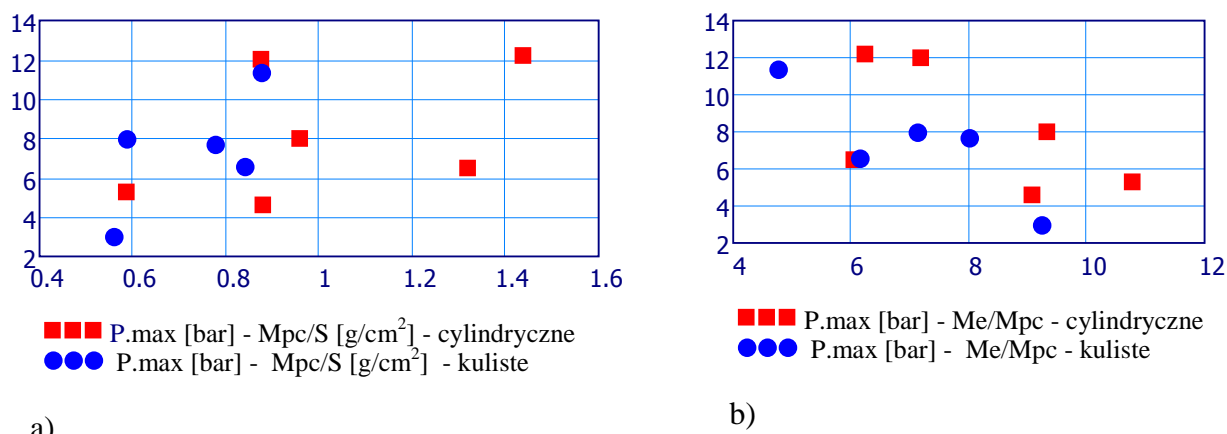
ρ	0,96	g/cm^3
E	1	GPa
σ_y	240	bar
ν	0,38	

3. Wyniki pomiarów i ich analiza

Przykładową typową rejestrację przebiegu zmian ciśnienia w obszarze spalania ładunku PCZ w rurze wyrzutnika przedstawiono na rys.3. Ciśnienie wzrasta do maksymalnej wartości do chwili wylotu ładunku efektowego. Czasy i charakter narastania ciśnienia zależą od rozmiarów wyrzutnika oraz od geometrii ładunku napędzanego. Ponadto w wyniku pomiarów zaobserwowano, iż w próbach 4, 8 (bomby cylindryczne) oraz 1, 9 (kuliste) wewnątrz moździerza następuje spadek ciśnienia poniżej ciśnienia atmosferycznego w granicach (0,2 do 0,5) bar, trwający około 0,01 s, związany z ruchem gazów w trakcie wylotu masy napędzanej. Amplitudy ciśnienia, decydujące o wielkości maksymalnych naprężeń powstających w ściance rury wyrzutnika, w badanych przypadkach nie przekraczają wartości 13 bar. Nie ma wyraźnej korelacji wartości tych amplitud z wielkościami jednostkowych mas ładunków PCZ - rys.4.a. Można natomiast zauważyć, iż amplitudy ciśnień maleją wraz ze zmniejszaniem się wartości stosunku masy ładunku efektowego do masy ładunku napędowego - rys.4.b.



Rys. 3. Przykładowe (próba nr 2) rejestracje oscyloskopowe przebiegu ciśnienia $p(t)$ w rurze wyrzutnika w procesie spalania masy prochu czarnego i napędzania ładunku efektowego oraz sygnału z dodatkowego czujnika piezoelektrycznego dla oceny chwili wylotu ładunku napędzanego



Rys. 4.a) Amplitudy ciśnień w funkcji jednostkowej masy napędowej; b) w funkcji stosunku masy napędzanej do masy napędowej (proch czarny)

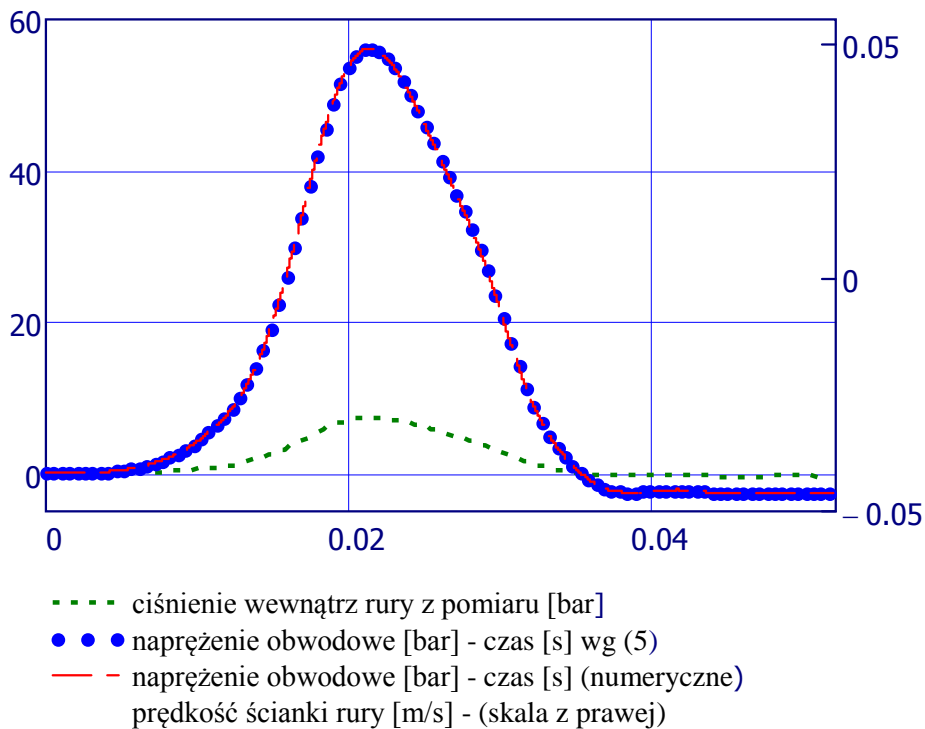
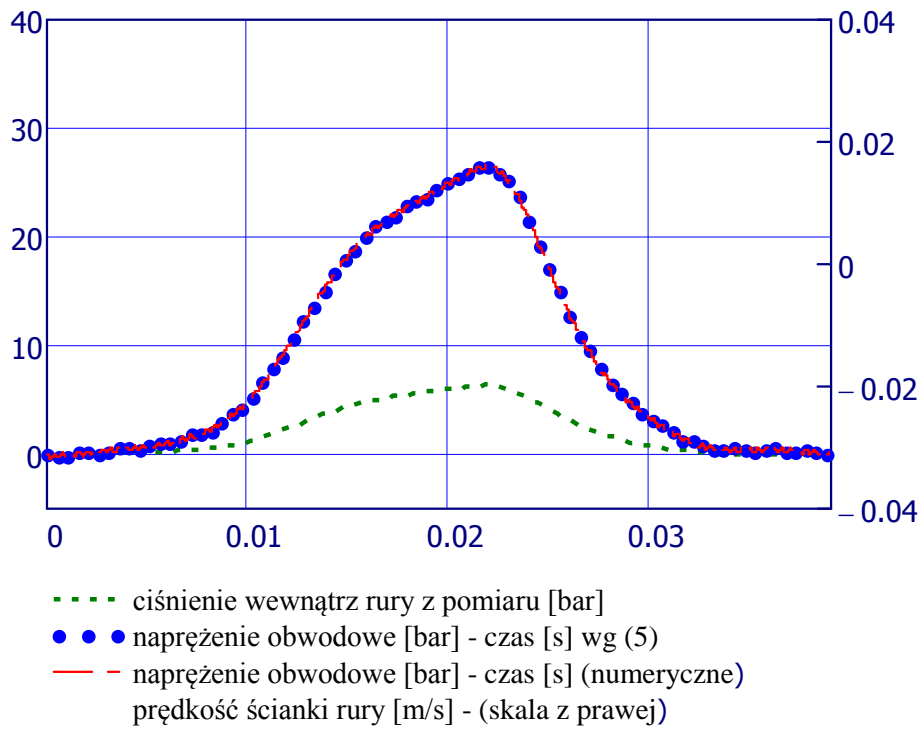
W celu określenia przebiegów ruchu ścianki rury wyrzutnika w oparciu o rozwiązanie (6) i obliczenia powstających naprężeń rejestracje oscyloskopowe ciśnień były interpolowane funkcjami cspline w czasie, a następnie wykorzystywane do obliczeń. Dla porównania rozwiązania (6), równanie ruchu ścianki rury (3) z warunkami początkowymi (5) całkowane było również numerycznie. Porównanie uzyskanych wyników, dla przykładowych pomiarów z prób nr 9 oraz nr 6, przedstawiono na rys. 5. Widać, iż wyniki określające naprężenie obwodowe w ściance rury w funkcji czasu, z obu sposobów obliczeń w pełni się pokrywają. Na rysunku tym dla ilustracji zamieszczono ponadto przebieg zmian w czasie prędkości radialnej ścianki rury. W przypadku próby nr 9, wspomnianemu wcześniej spadkowi ciśnienia wewnątrz poniżej ciśnienia atmosferycznego, rozwiązania (3) pokazują występowanie fazy naprężeń obwodowych ściskających.

W tabeli 2 zamieszczono obliczone, na podstawie uzyskanych rejestracji ciśnień, wartości maksymalnych odkształceń radialnych oraz maksymalnych naprężeń obwodowych wywoływanych w ściankach badanych rur wyrzutników w trakcie spalania ładunku PCZ i napędzania masy efektowej. Podano w niej również współczynnik bezpieczeństwa przy przyjęciu granicy wytrzymałości materiału rur $\sigma_Y = 240$ bar. Układy oznaczone (*s) dotyczą standardowych zestawów wartości masy napędowej i masy efektu, pozostałe były zmieniane w ramach prób. Widzimy, iż najniższą wartość współczynnika bezpieczeństwa, wynoszącą 3,6, mamy dla zestawu standardowego i rury wyrzutnika 6". W pozostałych przypadkach takich zestawów współczynnik ten jest większy od 6.

Przeprowadzono również porównanie uzyskanych wyników ocen maksymalnych naprężeń z wynikami obliczeń wg wzoru na naprężenia obwodowe w ściance mózdzierza dla obciążenia hydrostatycznego:

$$\sigma_{1stat} = \frac{R_0}{g_s} \cdot p_{max}$$

Z porównania tego wyniku, iż względne różnice wartości naprężeń nie przekraczają 2%, z wyjątkiem układu badawczego nr 1, w którym różnica ta wyniosła 6%. Można więc stwierdzić, iż w przypadku obciążeń dynamicznych o charakterze quasi statycznym do ocen wytrzymałości zbiorników cylindrycznych można stosować klasyczne wzory na naprężenia traktując te obciążenia jako hydrostatyczne.



Rys. 5. Obliczone przebiegi zmian w czasie naprężeń obwodowych w ścianie rury wyrzutnika oraz jej prędkości radialnej wywołanych impulsem ciśnienia wewnątrz rury pomierzonym w procesie spalania masy prochu i napędzania ładunku efektowego (próba nr 9 – górny rysunek; próba nr 6 - dolny)

Tabela 2. Zbiorcze wyniki, wyznaczonych maksymalnych odkształceń i naprężeń obwodowych występujących w rurach wyrzutników

nr próby	Kształt ładunku napędzającego	średnica rury [cal]	Mpc [g]	Me [g]	u_{\max} [mm]	σ_{\max} [bar]	σ_y/σ_{\max}
1	kulisty	4(*s)	45	320	0,145	32,2	6,2
2	kulisty	4	67,5	320	0,194	43,1	4,7
3	cyldryczny	4(*s)	45	485	0,090	19,9	10,1
4	cyldryczny	4	67,5	485	0,206	45,8	4,4
5	kulisty	5(*s)	70	646	0,074	12,8	15,6
6	kulisty	5	105	646	0,155	26,6	7,5
7	cyldryczny	5(*s)	120	1120	0,179	30,7	6,5
8	cyldryczny	5	180	1120	0,270	46,4	4,3
9	kulisty	6(*s)	150	1200	0,382	56,2	3,6
10	cyldryczny	6(*s)	170	1540	0,219	32,1	6,2
11	cyldryczny	6	255	1540	0,332	48,9	4,1

4. Podsumowanie i wnioski

W pracy dokonano oceny wytrzymałości rur (moździerzy) poddanych obciążeniom impulsowym, występujących w praktyce podczas pokazów z wykorzystaniem wyrobów pirotechniki widowiskowej zaliczanych do klasy 4. Z badań doświadczalnych przeprowadzonych w WITU wynika, iż w przypadku odpalenia typowej bomby pirotechnicznej wewnątrz moździerza pirotechnicznego wytwarza się impuls ciśnienia o amplitudzie nie przekraczającej wartości 1 MPa i o czasie trwania do kilkudziesięciu milisekund. W wyniku działania takiego impulsu na ściankę moździerza, powstające w niej naprężenia obwodowe nie przekraczają wartości 6 MPa. Z porównania z wartościami wytrzymałości na rozerwanie jakie posiadają polietylen PE80 lub PE100 można stwierdzić, iż współczynnik bezpieczeństwa na rozerwanie moździerza pirotechnicznego wykonanego z któregoś z tych materiałów będzie wyższy od trzech. Oznacza to, że wyrzutnik wykonany z rur polietylenowych w gatunku PE80 lub PE100 (przeznaczonych do budowy sieci przesyłowych gazu lub wody) jest bezpieczny w użytkowaniu o współczynniku bezpieczeństwa wynoszącym co najmniej trzy.

Literatura

- [1] M. E. Niezgodziński, T. Niezgodziński -Wytrzymałość materiałów, wyd. XIV, Warszawa, PWN 1998
- [2] W. E. Baker, The elastic-plastic response of thin spherical shells to internal blast loading, J. Appl. Mechanics, 139, 1960
- [3] A. F. Demchuk, Principles of determining the strength properties of explosion chamber, Institute of Hydrodynamics, SO AN USSR, 1968.
- [4] J. Bagrowski, S. Stasiak, Przeprowadzenie badań poligonowych dla oceny rozpoczęcia korpusów perforatora PRM-74, wykonanych z rur 2 7/8'' o różnej wytrzymałości mechanicznej, Raport, RA-07-2010, HEIF, Warszawa.

