

IPPT Report on Fundamental Technological Research

3/2016

Rafał Wiszowaty

PROJEKTOWANIE I BADANIE
ADAPTACYJNYCH PNEUMATYCZNYCH
ABSORBERÓW ENERGII UDERZENIA

Rozprawa doktorska

Promotor: prof. dr hab. inż. Jan Holnicki-Szulc

Promotor pomocniczy: dr inż. Grzegorz Mikułowski

Instytut Podstawowych Problemów Techniki
Polska Akademia Nauk

Warszawa 2016

IPPT Reports on Fundamental Technological Research

ISSN 2299-3657

ISBN 978-83-65550-01-9

Kolegium Redakcyjne/Editorial Board:

Wojciech Nasalski (Redaktor Naczelny/Editor-in-Chief),
Paweł Dłużewski, Zbigniew Kotulski, Wiera Oliferuk,
Jerzy Rojek, Zygmunt Szymański, Yuriy Tasinkevych

Recenzenci/Reviewers:

prof. dr hab. inż. Piotr Doerffer,
prof. dr hab. inż. Andrzej Styczek

Praca wpłynęła do redakcji 22.07.2016

Copyright © 2016 by IPPT PAN

Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk (IPPT PAN)
(Institute of Fundamental Technological Research Polish Academy of Sciences)
Pawińskiego 5B, PL 02-106 Warszawa, Poland

Druk/Printed by:

Drukarnia Braci Grodzickich, ul. Geodetów 47A, 05-500 Piaseczno, Poland

Finansowanie badań

Badania realizowane w ramach projektu „Smart Technologies for Safety Engineering – SMART and SAFE” (TEAM/2008-1/4) Fundacji na Rzecz Nauki Polskiej, projektu „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym” (POIG.01.01.02-00-015/08-00) w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (PO IG) (projekty współfinansowane przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego) oraz w ramach projektu „Podstawy adaptacyjnej absorpcji udaru (AIA – Adaptive Impact Absorption) oraz studium wykonalności jej zastosowania do redukcji szkód w kolizjach transportowych” (DEC 2012/05/B/ST8/02971) (projekt Narodowego Centrum Nauki).

Prezentowane wyniki uzyskane zostały w ramach prac prowadzonych w Instytucie Podstawowych Problemów Techniki PAN.

Projektowanie i badanie adaptacyjnych pneumatycznych absorberów energii uderzenia

Rafał Wiszowaty

Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk

Abstrakt

Tematem niniejszej książki jest metoda adaptacyjnego rozpraszania energii zderzenia za pomocą pneumatycznych, adaptacyjnych absorberów energii zderzenia (ang.: *Pneumatic Adaptive Absorber* – PAA), czyli cylindrów pneumatycznych przeznaczonych do zastosowania jako zderzaki, zdolne do indywidualnego kształtowania przebiegu siły reakcji z poruszającym się obiektem, w zależności od prędkości i energii zderzenia. Zgodnie z przyjętą koncepcją absorbera, stanowi on cylinder z tłokiem i jednostronnym tłoczyskiem, wypełniony gazem i posiadający zawór piezoelektryczny. Zawór ten, umieszczony wewnątrz tłoka, pozwala na kontrolowane przepuszczanie gazu między dwoma komorami absorbera, co skutkuje zmianami wartości siły hamowania zatrzymywanego obiektu.

Wątkiem przewodnim tego opracowania jest temat projektowania absorbera PAA. W ramach opracowywania procedury projektowania, w pierwszej kolejności zaproponowany został tok postępowania przy poszukiwaniu parametrów charakteryzujących konstrukcję absorbera.

W początkowej części rozważań (rozdział 3) założona została m.in. nieograniczona przepustowość zaworu. Wpływ przepustowości zaworu na własności funkcjonalne absorbera omówiony został w dalszej kolejności. Metodom charakteryzowania zaworów poświęcony został osobny rozdział.

Badania laboratoryjne absorbera, będące tematem następnego rozdziału, posłużyły do weryfikacji możliwości dobrego odwzorowania zachowania się absorbera w oparciu o obliczenia numeryczne, oparte na uproszczonych modelach zjawisk zachodzących w absorberze. Z danymi zgromadzonymi w eksperymentach porównane zostały wyniki modelowania przemian gazu przy założeniu stałości wykładnika politropy oraz – w drugim modelu przemian – przy założeniu stałości współczynnika przejmowania ciepła.

Designing and Investigation of Pneumatic Adaptive Absorbers

Rafał Wiszowaty

Institute of Fundamental Technological Research, Polish Academy of Sciences

Abstract

The topic of the presented work is a method of an adaptive mechanical energy dissipation by the use of *Pneumatic Adaptive Absorbers* (PAA) – pneumatic cylinders intended for the use as bumpers that are capable of individual shaping of a braking process, dependently on the initial velocity and kinetic energy of the decelerated object. This shaping of the absorber reaction force control is aimed to minimise the maximal forces caused by the impact. In accordance with the chosen concept, the absorber consists of a cylinder with a piston and a piston rod, and is filled with a gas. Inside the piston is placed a piezoelectric valve having Hörbiger plates. The valve enables the real time flow control through the piston and – by that way – control the force of the gas interaction with the piston.

This book is focused on the PAA designing. In the developed pathway of the absorber design process firstly it was proposed a method of finding parameters describing the absorber structure (its geometry and pressure inside the cylinder before the impact). Here the problem of finite valve flow capacity was neglected. In the following part of the text the limitation of the maximum object velocity was considered – at this stage mass flow rates were taken into account.

The piezovalue investigation is the subject of the subsequent section. In this part the majority of results concerns to the mass flow rate measurements by various valve and setup configurations.

Another laboratory tests – performed on the complete absorber – were aimed to verify the good fitting of the results of numerical computations of thermodynamic processes in absorber chambers to the experimental data. Computations were carried on with the use of two different models: the former was formulated on the basis of assumption of polytropic exponent invariability, and the latter – on the basis of assumption of surface film conductance invariability, and heat flux intensity dependency on the difference between gas and surrounding surfaces temperatures.

Spis treści

| | |
|--|-----------|
| 1. Wprowadzenie | 9 |
| 1.1 Metody dyssypacji energii zderzenia | 9 |
| 1.2 Badania mające na celu poprawianie właściwości eksploatacyjnych... . . . | 11 |
| 1.3 Adaptacyjne rozpraszanie energii zderzenia | 11 |
| 1.4 Koncepcja urządzenia rozpraszającego energię zderzenia | 12 |
| 1.5 Własności adaptacyjnego absorbera energii zderzenia... | 15 |
| 1.6 Realizowane cele | 16 |
| 1.7 Struktura rozprawy | 17 |
| | |
| 2. Projektowanie pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia (PAA) | 19 |
| 2.1 Rozważany problem i proponowana metoda rozwiązania | 19 |
| 2.2 Parametry projektowe | 25 |
| 2.3 Zależność parametrów projektowych od parametrów opisujących przebieg zderzenia | 30 |
| 2.4 Wskazanie obszaru poszukiwań zmiennych projektowych opisujących absorber | 51 |
| 2.5 Podsumowanie oraz cele pozostałe do realizacji | 55 |
| | |
| 3. Powiązanie właściwości użytkowych absorbera z przepustowością zaworu | 57 |
| 3.1 Określenie problemu i realizowany cel | 57 |
| 3.2 Jakościowe powiązanie geometrii zaworu z osiąganymi absorbera | 58 |
| 3.3 Założenia w modelu | 61 |
| 3.4 Przebieg prędkości hamowanego obiektu | 72 |
| 3.5 Różnice między ciśnieniami w komorach absorbera | 74 |
| 3.6 Oszacowanie wymaganych wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór | 79 |
| 3.7 Podsumowanie | 86 |

| | |
|--|------------|
| 4. Własności badanych zaworów piezoelektrycznych | 89 |
| 4.1 Celowość prowadzenia badań zaworu płytkowego | 89 |
| 4.2 Charakteryzowanie elementów przepływowych w pneumatyce | 92 |
| 4.3 Oszacowanie wydatków masowych powietrza przepływającego przez za- wór... | 94 |
| 4.4 Przepływ przez zawór płytkowy przy nadciśnieniu od strony płytki nie- ruchomej | 99 |
| 4.5 Przepływ przez zawór przy różnych początkowych siłach wzajemnego docisku płytek | 102 |
| 4.6 Struktura zaworu piezoelektrycznego i sposób badania jego własności przepływowych | 105 |
| 4.7 Możliwości modyfikacji geometrii elementów zaworu w ich projekcie . . . | 110 |
| 4.8 Przepływ przez zawór piezoelektryczny | 114 |
| 4.9 Warunki panujące w przestrzeni oddzielającej płytki | 117 |
| 4.10 Wpływ zmian temperatury gazu na wlocie zaworu na uzyskane wydatki masowe | 126 |
| 4.11 Wpływ geometrii płytek zaworowych i ich rozchylenia na wydatki ma- sowe azotu... | 129 |
| 4.12 Charakterystyki cyklicznie otwieranego i zamykanego zaworu | 135 |
| 4.13 Porównanie przepływu przez układ płytek zaworowych... | 136 |
| 4.14 Mechaniczna odpowiedź zaworu na wymuszenie statyczne... | 139 |
| 4.15 Podsumowanie i wnioski | 144 |
| 5. Absorber energii zderzenia | 147 |
| 5.1 Cel badań przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych | 147 |
| 5.2 Oczekiwany przebieg działania absorbera energii zderzenia | 148 |
| 5.3 Model układu | 149 |
| 5.4 Algorytm sterowania otwarciem zaworu | 155 |
| 5.5 Rodzaj badań przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych | 156 |
| 5.6 Wyniki badań | 161 |
| 5.7 Podsumowanie, wnioski i kierunek dalszych badań | 166 |
| 6. Podsumowanie | 171 |
| 6.1 Zestawienie realizowanych zadań i opisanych problemów | 171 |
| 6.2 Główne wyniki, wnioski i uwagi krytyczne | 173 |
| 6.3 Kierunki dalszych badań | 174 |
| 7. Zmiany wprowadzone na podstawie uwag recenzentów | 177 |

Wprowadzenie

1.1 Metody dyssypacji energii zderzenia

Jednym z podstawowych problemów spotykanych w technice jest rozpraszanie energii zderzenia. Wiele urządzeń w czasie ich eksploatacji, czy też transportowanych i sortowanych obiektów, narażonych jest na krótkie obciążenia mechaniczne spowodowane zderzeniami. W szczególności problem ten dotyczy funkcjonowania linii produkcyjnych [6, s. 21] [60, s. 18, 112-120].

W celu ograniczenia naprężeń będących następstwem tych wymuszeń stosowane są układy rozpraszające energię zderzenia. Można do nich zaliczyć elementy cierne, elementy odkształcające się sprężysto lub/i plastycznie, napełnione gazem powłoki (poduszki powietrzne w samochodach, poduszki zabezpieczające przed skutkami upadku zrzucające obiekty), a także absorbery energii zderzenia posiadające cylinder z tłokiem i tłoczyskiem.

Czynnikiem roboczym zastosowanym w tych ostatnich może być np. nadający absorberowi właściwości sprężyste gaz lub nadająca mu właściwości tłumiące ciecz wraz z gazem zapewniającym jego sprężystą podatność. Stąd wynika podział absorberów posiadających płyny zastosowane jako ośrodki biorące udział w rozpraszaniu energii zderzenia. Zgodnie z tym podziałem wyróżnia się [13, s. 75-77]:

- absorbery gazowe (siłownik zderzakowy; ang.: *buffer cylinder, stop cylinder* [82, s. 55])
- absorbery olejowe (w których olej przetłaczany przez tłok w wyniku przesuwania go w tulei cylindra pełni rolę ośrodka tłumiącego ruch tłoka z tłoczyskiem, ale też jego ściśliwość determinuje własności sprężyste absorbera [13, s. 88])
- absorbery olejowo-gazowe (w których olej wykorzystany jest jako ośrodek tłumiący ruch tłoka [13, s. 94], zaś podatność absorbera wynika głównie z obecności gazu w cylindrze, a w mniejszym stopniu ze ściśliwości cieczy i odkształcalności cylindra [13, s. 113-117])

Olej i gaz zastosowane w absorberze olejowo-gazowym, w zależności od przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego, wypełniają wspólną przestrzeń lub są oddzielone pływającym tłokiem (zapobiegającym emulgowaniu oleju). Ponadto absorbery wykonuje się także jako cylinder z olejem i gazem, zapewniający tłumienie ruchu, jak i osobny, obejmujący go cylinder, wypełniony wyłącznie gazem, nadający absorberowi wymaganą charakterystykę sprężystą (jest to układ równoległy – na reakcję absorbera składa się tutaj siła oddziaływania oleju na wewnętrzną tło oraz siła sprężyny pneumatycznej) [49].

Komorę z gazem zastępuje się też komorą ze ściśliwą pianką elastomerową. Wówczas przesuwanie tłoka w posuwie roboczym skutkuje przetłaczaniem cieczy przez otwory dławiące do komory początkowo w całości zajmowanej przez tę piankę [6, s. 20].

Absorbery zamiast płynów w roli czynników roboczych mogą posiadać elementy odkształcalne sprężyste, takie jak [13, s. 69-73]:

- stopy gumowych bloków
- stalowe sprężyny pierścieniowe

Ze względu na zastosowanie sterowania przebiegiem procesu zderzenia lub brak takiego sterowania oraz ze względu na ewentualny sposób sterowania, wśród urządzeń pośredniczących w zderzeniach można wyróżnić [62, s. 3]:

- Układy pasywne – nieposiadające zdolności do adaptowania swoich charakterystyk mechanicznych do warunków zderzenia
- Układy półaktywne – sterowane odpowiednio do odmiennych każdorazowo warunków, indywidualnie minimalizujące siłę zderzenia, niewymagające przy tym dostarczania energii, którą należałoby uwzględnić w modelu zderzenia [47, s. 9]
- Układy aktywne – jak wyżej, z tą różnicą, że w tym przypadku do układu dostarczana jest energia mająca istotny udział w bilansie energii zderzenia

Zaletą absorberów pasywnych jest prostota ich konstrukcji i związana z nią niezawodność. Wśród absorberów pasywnych najbardziej rozpowszechnione są absorbery olejowo-gazowe.

Badane są techniki sterowania pracą absorberów półaktywnych oraz układów aktywnych przy zastosowaniu [62, s. 5]:

- materiałów funkcjonalnych (czyli zmieniających właściwości mechaniczne lub kształt pod wpływem pola elektrycznego lub pola magnetycznego) [47] [58] lub materiałów zmieniających właściwości reologiczne w warunkach ciśnienia mniejszego niż ciśnienie atmosferyczne [48]

- przetworników sterowanych elektrycznie (także wykonanych w oparciu o materiały funkcjonalne), stanowiących napędy zmieniające geometryczną konfigurację układu dzięki dostarczeniu do nich energii elektrycznej

Podobnie jak w przypadku absorberów pasywnych, absorbery sterowane można wykonać jako układy równoległe – ich charakterystyki są kształtowane przez dobór składowych elementów absorbera [38] [40].

Olejowo-gazowe absorbery półaktywne pozwalają na ograniczenie maksymalnych wartości opóźnień do niższego poziomu, niż pasywne absorbery olejowo-gazowe. Większe możliwości w tym zakresie posiadają aktywne absorbery olejowo-gazowe, jednak te wymagają wyposażenia w zasilacz, co rzutuje na większą masę układu [44, s. 17, 28] [58, s. 8].

W zależności od specyfiki warunków pracy projektowanych układów ograniczających siły wywołane wzajemnym oddziaływaniem dwóch obiektów, przystosowuje się je do pracy przy cyklicznych, mogących następować bezpośrednio po sobie wymuszeniach lub/i do rozpraszania energii pojedynczych, impulsowych wymuszeń na możliwie dużej części ugięcia absorbera [44, s. 15]. Wobec urządzeń przeznaczonych wyłącznie do zatrzymywania poruszających się obiektów (tj. wobec absorberów energii zderzenia) nie stawia się wymogu tłumienia drgań ani izolowania od drgań podłoża, na którym wsparty jest dany układ.

1.2 Badania mające na celu poprawianie właściwości eksploatacyjnych absorberów energii zderzenia

Badania z dziedziny rozpraszania energii zderzenia dotyczą zarówno pasywnych metod rozpraszania energii kinetycznej [20] [59], jak i metod opartych na wykorzystaniu układów półaktywnych i aktywnych [44] [58].

Celem dążeń jest przy tym [6, s. 19-21] [42, s. 25]:

- uzyskanie reakcji absorbera na możliwie stałym poziomie przy wykorzystaniu dostępnej drogi hamowania,
- uzyskanie szerokiego zakresu prędkości i energii zderzenia, dla których osiągnąć jest stały przebieg reakcji absorbera.

1.3 Adaptacyjne rozpraszanie energii zderzenia

W wybranych aplikacjach elementom służącym do rozpraszania energii zderzenia stawia się ograniczenia na ich wymiary i masę, przy jednoczesnym na-

łożeniu wymogu minimalizacji siły zderzenia dla szerokiego zakresu prędkości początkowych oraz energii, jakie w kolejnych zderzeniach należy zdysypować za pomocą tych elementów.

Przykładem są podwozia lotnicze – ograniczenie masy oraz gabarytów goleni podwozia pozwala na poprawienie osiągniętego posiadającego je płatowca. Jednocześnie przekroczenie dopuszczalnych obciążeń w konstrukcji przyziemiającego statku latającego może prowadzić do uszkodzenia go. Przy tym wskazane jest, aby absorber podwozia był bardziej podatny (dzięki mniejszemu współczynnikowi tłumienia) przy przyziemieniu niż przy wymuszeniach spowodowanych kołowaniem, rozbiegiem i dobiegiem statku latającego na nierównej nawierzchni [44, s. 13, 24] [45].

Mniej restrykcyjne wymagania co do masy i gabarytów układu rozpraszającego energię zderzenia można postawić konstrukcjom zderzaków montowanych na wagonach kolejowych, czy zderzakom przeznaczonym do pracy stacjonarnej (np. w szybie windy, jako zabezpieczenie w razie jej upadku).

W poszukiwaniu parametrów charakteryzujących konstrukcję absorbera należy uwzględnić maksymalną dopuszczalną wartość siły zderzenia, jakiej mogą być poddane zderzające się obiekty. Ograniczenie siły hamowania zatrzymywanego obiektu można osiągnąć dzięki zapewnieniu odpowiednio długiej drogi hamowania oraz dzięki utrzymaniu tej siły na możliwie możliwie stałym poziomie [42, s. 25]. Przy zastosowaniu absorbera składającego się z cylindra i tłoka z tłoczyskiem, wskazane jest zatem zrealizowanie procesu pochłaniania energii zderzenia na przesunięciu tłoka między jego skrajnymi położeniami wewnątrz cylindra i zapewnienie ustalenia się reakcji absorbera na stałej wartości na możliwie dużej części skoku tłoka. Cel ten można osiągnąć poprzez sterowanie przebiegiem wartości siły zderzenia, indywidualnie dostosowane do każdorazowo odmiennej masy i prędkości zatrzymywanego obiektu.

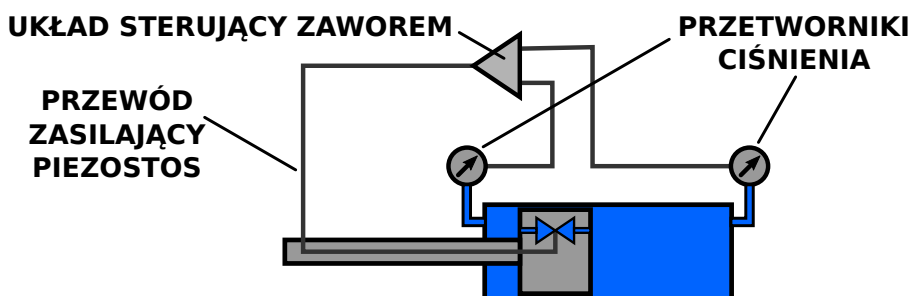
Jeżeli siła reakcji absorbera półaktywnego zwiększa się wraz z przemieszczeniem jego ruchomego elementu, oddziałującego z zatrzymywanym obiektem, długość drogi hamowania odpowiadająca fazie narastania siły reakcji absorbera wynika z wartości dyssypowanej energii, równej polu pod całym wykresem tej siły w funkcji położenia.

1.4 Koncepcja urządzenia rozpraszającego energię zderzenia

Tematem podjętych tutaj rozważań i obiektem badań jest absorber pneumatyczny (składający się z cylindra z tłokiem i tłoczyskiem) oraz zawór piezoelektryczny, przeznaczony do pracy wewnątrz tłoka absorbera (rysunek 1.1).

Zastosowanie zaworu ma na celu zapewnienie możliwości sterowania wartością siły reakcji absorbera.

Wyznaczenie przebiegu sterowania otwarciem zaworu i zależnego od niego przebiegu wartości siły reakcji absorbera bazuje na pomiarze energii przekazywanej absorberowi przez poruszający się obiekt, dokonany przed zderzeniem lub w pierwszej chwili jego trwania. Aktualna siła reakcji absorbera wyznaczana jest w oparciu o pomiar ciśnień panujących wewnątrz cylindra, mierzonych za pomocą dwóch przetworników ciśnienia (zaznaczonych na rysunku 1.1). Układ wyznaczający reakcję absorbera i sterujący zaworem stanowi element pętli sprzężenia zwrotnego w absorberze PAA.



Rysunek 1.1. Uproszczony schemat absorbera energii zderzenia

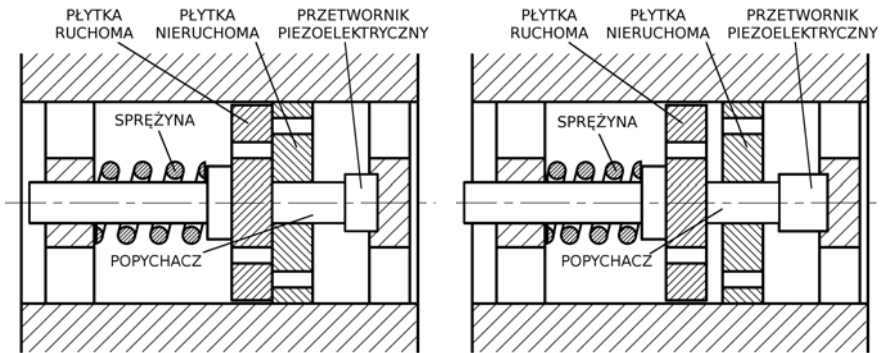
Wybór rozwiązania konstrukcyjnego zaworu zależy od przewidywanych prędkości i energii zderzeń, przy jakich ma pracować projektowany absorber PAA. Dla kilkudziesięciomilimetrowych ugięć absorbera i prędkości początkowych z rozważanego zakresu (1,2) m/s czas zderzenia jest rzędu kilkudziesięciu milisekund. Czas otwierania i zamykania zaworu nie może przekraczać czasu zderzenia – zgodnie z przyjętą koncepcją, do realizacji założonej strategii powinien być przynajmniej dwa rzędy wielkości krótszy. Ograniczanie go jest warunkiem koniecznym poprawy jakości sterowania pracą absorbera PAA, rozumianej przez dokładność odwzorowania krzywej, schematycznie przedstawionej na ilustracji 2.6. Wymóg szybkiej odpowiedzi mechanicznej zaworu na sterowanie elektryczne zaważył na wyborze przetwornika piezoelektrycznego jako elementu wykonawczego otwierającego zawór. Aktuatory piezoelektryczne posiadają zdolność pracy z częstotliwościami rzędu 20 kHz [11]. Wprawdzie z powodu względnie dużych pojemności elektrycznych przetworników piezoelektrycznych, szybkie sterowanie dwustanowe wymaga dostarczania dużych prądów, weryfikowana jest tu skuteczność dwustanowego sterowania otwarciem zaworu pneumatycznego, zastosowanego w absorberze. Przesłanką wskazującą na tę skuteczność są

krótkie czasy odpowiedzi przetworników piezoelektrycznych. Decydując się na takie rozwiązanie sterowania wydatkiem masowym gazu (natężenie przepływu; ang.: *flow rate* [82, s. 50]) przepływającego przez zawór z napędem piezoelektrycznym, rezygnuje się z wykorzystania zalety napędów piezoelektrycznych, jaką jest niewielki pobór prądu przy braku zmian napięcia zasilającego [16, s. 45]. Przy sterowaniu proporcjonalnym mniejsza moc wydziela się w układzie zasilania napędu piezoelektrycznego niż przy sterowaniu dwustanowym.

Do zastosowań jako elementy wykonawcze w zaworach pneumatycznych proponuje się też magnetyczne materiały z pamięcią kształtu (MSMA, ang.: *Magnetic Shape Memory Alloys*), podlegające pod wpływem pola magnetycznego odwracalnym przejściom fazowym, oraz materiały magnetostrykcyjne (zmieniające wymiary w wyniku obracania w nich domen magnetycznych w warunkach objęcia ich polem magnetycznym).

W porównaniu z materiałami piezoelektrycznymi materiały magnetostrykcyjne osiągają mniej niż jeden rząd wielkości większe odkształcenia względne i wykazują o jeden rząd wielkości dłuższy czas cyklu pracy. Natomiast zestawienie napędów piezoelektrycznych z MSMA uwidacznia 2 rzędy wielkości większe maksymalne odkształcenia względne tych drugich i dwa rzędy wielkości większe czasy ich cyklu pracy [21, s. 19]. Zarówno materiały piezoelektryczne jak i MSMA wykazują histerezy w charakterystykach odkształcenia w funkcji napięcia sterującego lub – odpowiednio – natężenia pola magnetycznego [11] [21]. Zatem zastosowanie napędów wykonanych w oparciu o te materiały jako elementy wykonawcze w pneumatycznych zaworach proporcjonalnych wymaga zapewnienia kontroli wielkości otwarcia zaworu.

W wybranym rozwiązaniu konstrukcyjnym zaworu, elementami, od których wzajemnej konfiguracji zależy szczelność bądź przepustowość zaworu, są dwie płytki Hörbigera – krażki z otworami przelotowymi, rozmieszczonymi w sposób gwarantujący niezachodzenie na siebie obrysów wylotów tych otworów i wynikający z tego brak możliwości przepływu płynu przez układ płytek (rysunek 1.2). Jedna z płytek jest osadzona nieruchomo w obudowie zaworu, zaś druga może być przemieszczana wzdłuż jego osi. Odsunięcie płytki ruchomej od płytki nieruchomej następuje dzięki wydłużeniu się przetwornika piezoelektrycznego [55]. Natomiast powrót płytki ruchomej i jej docisk do płytki nieruchomej gwarantuje sprężyna pracująca na ściskanie. Zawór działający w ten sposób (tj. przyjmujący stan zamknięcia przy braku sygnału sterującego) nazywa się zaworem normalnie zamkniętym [82, s. 52].



Rysunek 1.2. Zasada działania zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera

1.5 Własności adaptacyjnego absorbera energii zderzenia oraz zastosowanego w nim zaworu piezoelektrycznego

Rozważając zagadnienie właściwości opracowanej koncepcji dyssypacji energii zderzenia i własności urządzenia działającego w oparciu o tę koncepcję, celowe jest odniesienie cech funkcjonalnych tych urządzeń do odpowiednich cech innych, dotychczas stosowanych absorberów energii zderzenia. O ile porównanie różnych rozwiązań konstrukcyjnych pneumatycznych, adaptacyjnych absorberów energii zderzenia wynika wprost z przewidywań ich właściwości, o tyle zestawienie właściwości rozwijanego absorbera z właściwościami absorberów olejowo-gazowych obarczone jest trudnością wynikającą z różnic skutków przepływu odpowiednio gazu i cieczy przez zawór łączący przestrzeń z dwóch stron tłoka [24, s. 118]. Przepływowi oleju towarzyszy wytworzenie dyssypacyjnej siły tłumiącej ruch obiektu i stykającego się z nim tłoka. Tymczasem w analogicznym przepływie gazu w absorberze gazowym dominującym rezultatem tego przepływu jest zmiana charakterystyki odpowiedzi sprężystej absorbera. Brak ściśliwości płynącej cieczy w pierwszym przypadku determinuje istnienie zależności wiążącej prędkość przesuwania tłoka w cylindrze z szybkością przepływu tej cieczy przez zawór w tłoku. Własności tej nie posiadają badane absorbery gazowe – w ich przypadku przepływ następuje w warunkach różnicy ciśnień po dwóch stronach tłoka. Zatem nie ma tu bezpośredniego związku między prędkością tłoka a reakcją absorbera.

Wśród rozwiązań konstrukcyjnych z jednym zaworem, innych niż przedstawione w punkcie 1.4, można wskazać absorber wypuszczający gaz do otoczenia (rysunek 2.3) oraz absorber ze zbiornikiem połączonym z przestrzenią wewnątrz cylindra za pośrednictwem zaworu (rysunek 2.4) [25].

1.6 Realizowane cele

Prezentowane opracowanie dotyczy propozycji rozwiązań wybranych problemów obecnych w głównych etapach projektowania i konstruowania pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia (ang.: *Pneumatic Adaptive Absorber* – PAA).

Z jednej strony, przedstawione zostały wywody dotyczące poszukiwania wybranych parametrów projektowych absorbera oraz powiązania charakterystyki przepływowej zaworu z osiąganymi absorbera wyposażonego w ten zawór, z drugiej zaś strony – wykonane zostały badania eksperymentalne na stanowisku z zaworem i na stanowisku z kompletnym absorberem.

W celu weryfikacji stosowalności opracowanych zaworów w absorberach pneumatycznych zostało wykonane stanowisko do badań przepływowych oraz stanowisko do badań odpowiedzi mechanicznej zaworu przy braku różnicy ciśnień między wlotem a wylotem zaworu. Na stanowiskach tych przeprowadzone zostały badania pozwalające na wyciągnięcie wniosków o:

- funkcjonalności zaworu (otwiera się i zamyka zgodnie z przebiegiem sygnału sterującego; zachowuje przy tym szczelność, gdy jest zamknięty)
- wydatkach masowych gazu przepływającego przez zawór (rzędu 30 g/s przy nadciśnieniu 1 MPa na wlocie zaworu i temperaturze spiętrzenia rzędu 270 K dla gazu wpływającego do zaworu)
- zgodnej z oczekiwaniami szybkości pracy zaworu

Potwierdzenie zdolności absorbera do zatrzymania obiektu o założonej prędkości nieprzekraczającej wartości rzędu 2 m/s, przy jednoczesnym ograniczeniu energii przekazanej absorberowi przez hamowany obiekt do wartości rzędu 50 J, wykonane zostało dzięki zintegrowaniu całego absorbera i zestawieniu stanowisk do jego badań oraz dzięki zbudowaniu i oprogramowaniu sterownika współpracującego z zaworem. Badania absorbera pozwoliły na ocenę prostego, analitycznego opisu procesów zachodzących w absorberze, sformułowanego jako narzędzia do przewidywania zachowania się absorbera w czasie hamowania poruszającego się obiektu.

Zgodnie z powyższym, wyróżnić można dwie główne weryfikowane tezy:

- Adaptacyjny, pneumatyczny absorber energii uderzenia wyposażony w zawór piezoelektryczny z płytkami Hörbigera pozwala na efektywne sterowanie wartością siły podczas zderzenia.
- Znajomość charakterystyk przepływowych zaworu pozwala na przewidywanie własności eksploatacyjnych absorbera.

1.7 Struktura rozprawy

Niniejsza książka podzielona jest na 6 rozdziałów.

Drugi rozdział zawiera opis procedury pozwalającej na znalezienie podstawowych wielkości charakteryzujących projektowany absorber, odpowiadających przypadkowi możliwości zrealizowania procesu zderzenia zgodnie z przyjętymi ograniczeniami co do tego przebiegu.

Rozdział trzeci nawiązuje treścią do ograniczeń prędkości przesuwania tłoka, powyżej których nie da się utrzymać siły w drugiej fazie pracy absorbera (rysunek 2.6) na stałym poziomie. Opisane tu rozumowanie jest uzupełnieniem procedury nakreślonej w rozdziale drugim – pozwala na uwzględnienie ograniczonej przepustowości zaworu przy ocenie osiągnięć absorbera PAA.

Projektowanie absorbera PAA obejmuje projektowanie i badania zaworu przeznaczonego do pracy wewnątrz absorbera. W rozdziale czwartym opisane są metody badań własności przepływowych zaworów piezoelektrycznych z płytkami Hörbigera. Przedstawione metody badań zestawione zostały tu razem z otrzymanymi dzięki nim wynikami – stąd rozdział ten wskazuje, jakiej jakości wyników należy się spodziewać w zależności od wyboru metody prowadzonych badań. Prezentowane wyniki stanowią ponadto podstawę do oszacowania prędkości zderzeń, dla których możliwa jest do zrealizowania założona 2-etapowa strategia hamowania poruszającego się obiektu (rysunek 2.6), gdy w absorberze zastosowany jest zawór posiadający charakterystykę wyznaczoną jedną z opisanych metod.

W rozdziale piątym omówione są dwie metody badań laboratoryjnych, mających na celu weryfikację, czy absorber posiada spodziewane cechy funkcjonalne. Celem tych badań jest też dostarczenie informacji o procesach zachodzących wewnątrz absorbera.

Rozdział podsumowujący zawiera wnioski oraz propozycje dalszych kierunków badań absorberów PAA.

Projektowanie pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia (PAA)

2.1 Rozważany problem i proponowana metoda rozwiązania

Zaprezentowane tutaj rozważania dotyczą metody zatrzymywania poruszających się obiektów, w której siła hamowania uzyskiwana jest przy zastosowaniu pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia, posiadającego cylinder z tłokiem i tłoczyskiem, wyposażonego w zawór piezoelektryczny. Urządzenie to z założenia posiada zdolność wielokrotnego zatrzymania obiektów, a przy tym po zaniknięciu każdorazowo sił oddziaływania z nimi, samoistnie powraca do stanu gotowości do następnego cyklu pracy. Adaptacyjność oznacza zdolność do ukształtowania przebiegu procesu hamowania (zderzenia) w czasie jego trwania, w zależności od masy i prędkości zatrzymywanego obiektu, zidentyfikowanych przed zderzeniem.

Jedną z zalet pneumatycznych absorberów energii zderzenia jest możliwość wykonania ich jako urządzeń niewymagających zastosowania w nich substancji ropopochodnych [61]. Materiałami o własnościach pozwalających na wykorzystanie ich do wykonania elementów współpracujących są tworzywa ceramiczne [51, s. 51] – w zaworach rozdzielających. Podobnie, w cylindrach pneumatycznych stosuje się uszczelnienia poliuretanowe, umożliwiające pracę bezsmarową [81, s. 18]. Samosmarowność w cylindrach kompozytowych uzyskuje się też dzięki pokryciu wewnętrznej powierzchni tulei cylindra np. dwusiarczkiem molibdenu lub dwusiarczkiem wolframu [43, s. 25]. Posiadanie tej cechy przez absorbery może być wskazane w zastosowaniach w przemyśle spożywczym [9] [10] [68] czy w innych gałęziach produkcji wymagających zachowania czystości [3, s. 7-8] [37, s. 37] [42, s. 24] (innym rozwiązaniem, niewykorzystującym elementów będących we wzajemnym poślizgu, również odpowiednim dla tego rodzaju aplikacji, jest

zastosowanie muskułów pneumatycznych [14] [43, s. 31-33]; brak uszczelnień dynamicznych i brak materiałów smarujących można również uzyskać stosując np. cylindry beztłoczkowe ze sprzęgiem magnetycznym [43, s. 30-31], a także elementy membranowe lub miechowe [43, s. 34–35, 42, 43]). Z tego powodu niniejszy wywód dotyczy absorberów gazowych – zaproponowane jest tu rozwiązanie mające na celu uzyskanie lepszych własności eksploatacyjnych absorberów gazowych w porównaniu z osiąganymi gwarantowanymi przez dotychczas proponowane rozwiązania; nakreślony jest też przebieg projektowania absorberów przeznaczonych do pracy zgodnie z wybraną metodą rozpraszania energii zderzenia.

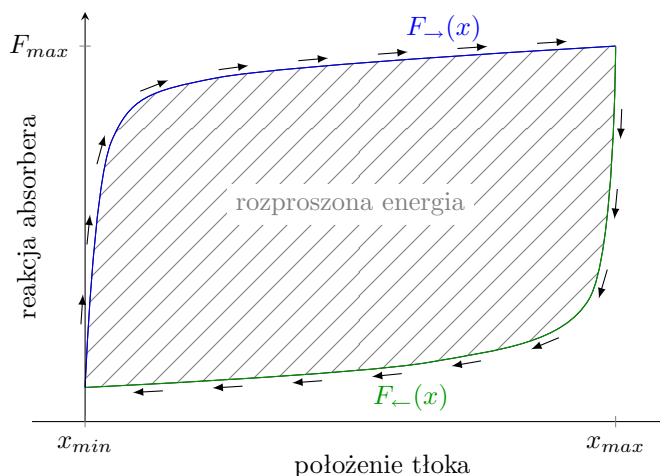
Wskazując na wady pasywnych (niesterowanych w czasie rzeczywistym) absorberów pneumatycznych, należy wspomnieć, że rozpraszają one te same energie na większych przesunięciach (na większych skokach tłoka) niż pasywne absorbery olejowo-gazowe, gdy maksymalne siły reakcji jednych i drugich są jednakowe. Ponadto w przypadku pasywnych absorberów olejowo-gazowych energia w mniejszym stopniu jest oddawana w posuwie powrotnym tłoka – tutaj, w przeciwieństwie do efektu funkcjonowania pasywnych absorberów gazowych, większa część energii jest rozpraszana, niż gromadzona sprężystości w znajdującym się w cylindrze gazie [13, s. 70, 75, 77]. Różnice te można wyrazić posługując się pojęciem sprawności absorbera, rozumianej jako iloraz pola między wykresami siły reakcji absorbera przy przesuwie tłoka przez hamowany obiekt $F_{\rightarrow}(x)$ i w drodze powrotnej tłoka $F_{\leftarrow}(x)$ (rysunek 2.1) do pola prostokąta o wysokości i szerokości równym kolejno maksymalnej wartości siły reakcji absorbera F_{max} i długości drogi pokonanej przez tłok $(x_{max} - x_{min})$ [13, s. 49]:

$$\eta = \frac{\int_{x_{min}}^{x_{max}} F_{\rightarrow}(x)dx - \int_{x_{min}}^{x_{max}} F_{\leftarrow}(x)dx}{F_{max} \cdot (x_{max} - x_{min})} \quad (2.1)$$

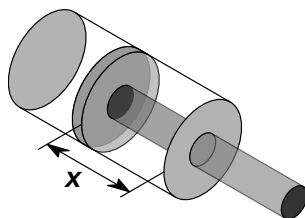
przy czym współrzędna $x \in (x_{min}; x_{max})$, zaznaczona na rysunku 2.2, mierzona jest od punktu skrajnego położenia tłoka, odpowiadającego największemu wydłużeniu absorbera, tj. $x_{min} = 0$ m.

Pasywne absorbery gazowe mają o ok. 40% mniejsze sprawności i o ok. 80% mniejsze sprawności odniesione do wielkości masy absorbera, niż pasywne absorbery olejowo-gazowe, przy czym sprawność absorberów olejowo-gazowych to 80-90% [12, s. 42] [13, s. 70, 75, 77].

W aplikacjach przemysłowych istnieje tendencja do wybierania rozwiązań konstrukcyjnych absorberów energii zderzenia, gwarantujących uzyskanie możliwie stałej wartości siły oddziaływania z zatrzymywanym obiektem na jak największej części drogi hamowania [1, s. 9] [42, s. 25]. W związku z powyższym, pasywne absorbery olejowo-gazowe pozwalają lepiej sprostać realizacji celu tego dążenia, niż pasywne absorbery gazowe [6, s. 19].



Rysunek 2.1. Poglądowe przedstawienie cyklu pracy absorbera energii zderzenia

Rysunek 2.2. Współrzędna x położenia tłoka w cylindrze

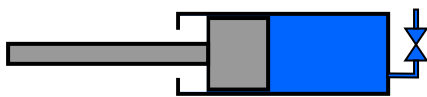
Owo dążenie do utrzymania jednakowej wartości siły reakcji absorbera, od momentu rozpoczęcia hamowania aż do zatrzymania poruszającego się obiektu, determinuje rodzaj wybieranych rozwiązań konstrukcyjnych. Proponuje się na przykład rozwiązania absorberów gazowych, posiadających bierne elementy dławiące przepływ lub regulatory ciśnienia (zawory nadmiarowe) [68] [42, s. 24] [43, s. 181-186]. Ucieczka gazu z cylindra do otoczenia poprzez zawór regulatora ciśnienia, zachodząca przy przesuwaniu tłoka w układzie przedstawionym na rysunku 2.3, skutkuje utrzymaniem stałej wartości siły reakcji. Poprzez regulację progu różnicy ciśnień, dla której następuje otwarcie zaworu regulatora ciśnienia, przystosowuje się absorber do pracy przy danej energii zderzenia [42, s. 25-26]. W tej koncepcji absorbera (urządzenie wykonane zgodnie z nią nazywa się absorber wyporowy), dla ustalonej wartości różnicy ciśnień wywołującej otwarcie zaworu, siła reakcji absorbera jest stała na całym dostępnym skoku tłoka jedynie przy jednej energii zderzenia i przy jednym ciśnieniu początkowym w cylindrze.

Zapewnienie jak najbardziej płaskiego przebiegu siły $F_{\rightarrow}(x)$ przy przesuwaniu tłoka od jego pozycji początkowej x_{min} do jego przeciwnego, skrajnego położenia w cylindrze x_{max} , to pierwsze i najważniejsze podejście do zwiększania sprawności absorbera η .

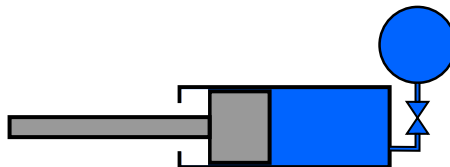
Gdy absorber jest dobrany do zatrzymywania obiektów o danej energii kinetycznej, proponuje się stosowanie zaworów uwalniających gaz z cylindra w końcowym położeniu tłoka, niwelujących tym samym efekt oddawania zgromadzonej w absorberze energii, w wyniku którego zatrzymany obiekt jest rozpędzany w przeciwną stronę przez cofający się tłok z tłoczyskiem [5]. Takie zmniejszenie do minimum siły $F_{\leftarrow}(x)$, to drugie spośród możliwych działań zwiększenia sprawności η .

Zastąpienie w układzie pokazanym na rysunku 2.3 zaworu nadmiarowego zaworem sterowanym w czasie zderzenia pozwala na dostosowanie pracy absorbera do danego przypadku wartości początkowej energii kinetycznej – wówczas tłok przemieszczany jest na całym, dostępnym dla niego odcinku, zaś maksymalna wartość reakcji ograniczona jest do minimum. Wówczas układ taki jest adaptacyjny (adaptuje się do warunków zderzenia) [44, s. 25] i półaktywny (nie wymaga dostarczania innej energii, niż potrzebna do sterowania otwarciem zaworu – a więc energii, którą należałoby uwzględnić przy modelowaniu procesu zderzenia [47, s. 9] [62, s. 3]).

Rozwiązanie pasywne, inne niż działające w oparciu o wypuszczanie gazu z cylindra do atmosfery, bazuje na przepuszczaniu gazu z cylindra do połączonego z nim zbiornika poprzez zawór działający w ten sam sposób jak w pierwszej przytoczonej metodzie, tj. otwierany w wyniku przekroczenia ustalonego progu różnicy ciśnień między jego wlotem a wylotem (rysunek 2.4). W tym przypadku regulacja objętości dołączonego zbiornika stanowi drogę do przystosowania absorbera do zatrzymywania obiektów o danej energii kinetycznej [52]. Również tutaj zastąpienie zaworu regulatora o ustalonej charakterystyce przepływowej, zaworem sterowanym w czasie zderzenia w zależności od reakcji ab-



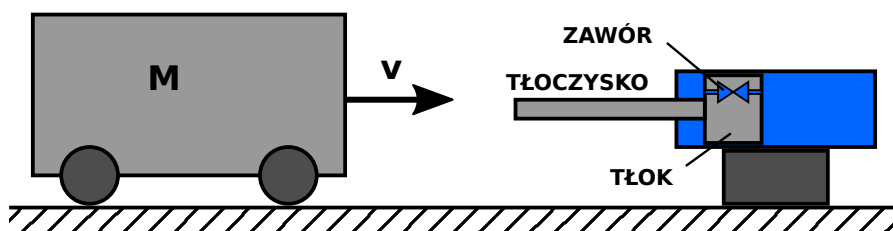
Rysunek 2.3. Ilustracja koncepcji absorbera z zaworem umożliwiającym przepływ gazu między jedną z jego komór a otoczeniem



Rysunek 2.4. Ilustracja koncepcji absorbera połączonego z zewnętrznym zbiornikiem poprzez zawór

sorbera, w oparciu o wartości zidentyfikowanej masy i prędkości hamowanego obiektu, daje w wyniku układ półaktywny.

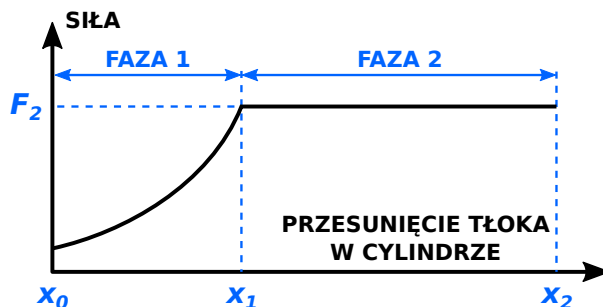
Proponowane tutaj urządzenie (ang.: *Pneumatic Adaptive Absorber* – PAA) służące do rozpraszania energii zderzenia stanowi układ półaktywny – posiada ono zdolność zmiany swojej sztywności w czasie pracy. Zasilany jest w nim napęd (aktuator [82, s. 43]) służący do otwierania zaworu umieszczonego wewnątrz tłoka i – tym samym – przepuszczania gazu między przestrzeniami w cylindrze, oddzielonymi tłokiem. Dzięki temu sterowaniu podlega charakterystyka PAA – następuje przejście między zależnościami $F_{\rightarrow}(x)$ łączącymi reakcje absorbera F ze współrzędną x określającą przesunięcie tłoka z tłoczyskiem względem cylindra. Układ ten oraz rozpatrywany tu sposób jego użycia pokazany jest na rysunku 2.5. Wyznaczony przed zderzeniem lub w początkowej jego fazie prze-



Rysunek 2.5. Jedna z konfiguracji, w których może być zastosowany absorber energii zderzenia

bieg sterowania reakcją absorbera PAA, zależny od energii i prędkości zatrzymanego obiektu, stanowi podstawę dla utrzymania odpowiedzi absorbera gwarantującej ograniczenie maksymalnej siły hamowania do najmniejszej osiągalnej wartości. W rzeczywistości w zastosowaniach przemysłowych obiekty hamowane absorberami mogą jednocześnie być napędzane np. przez siłowniki – tak że energia przekazana absorberowi jest większa od energii kinetycznej obiektu. Problem ten wraz z różnymi, spotykanymi na liniach produkcyjnych konfiguracjami pracy absorberów energii zderzenia, innymi niż konfiguracja przedstawiona na rysunku 2.5, przedstawiony jest w pracy [41].

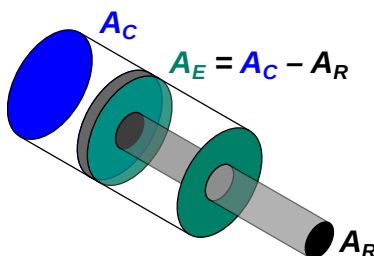
Tak rozumiane adaptacyjne rozpraszanie energii zderzenia zapewnia minimalizację siły zderzenia wykonaną indywidualnie – w zależności od mas i prędkości hamowanych obiektów. Zgodnie z przyjętą koncepcją, w czasie uginania absorbera, w pierwszej fazie zderzenia tłok jest przesuwany z zamkniętym zaworem. W wyniku sprężania gazu po jednej stronie tłoka i rozprężania po drugiej, siła reakcji absorbera narasta. Następnie – w fazie drugiej – jej wartość jest utrzymywana na stałym poziomie dzięki kontrolowanemu przepuszczaniu gazu przez zawór łączący przestrzenie z dwóch stron tłoka (rysunek 2.6).



Rysunek 2.6. Oczekiwany przebieg siły reakcji absorbera PAA

Gdy ustalona jest wielkość energii przekazywanej absorberowi poprzez pracę, wówczas w sformułowaniu kryterium dla jakościowego porównania rozwiązań pokazanych na rysunkach 2.3, 2.4 i 2.5, można się posłużyć stosunkiem wielkości rozpraszanej energii do masy zgromadzonego w absorberze gazu [24, s. 107]. Określona w ten sposób efektywność zamiany energii kinetycznej hamowanego obiektu na energię wewnętrzną gazu wypuszczanego z absorbera do atmosfery lub do zewnętrznego zbiornika (w układach rysunków 2.3 i 2.4) jest mniejsza niż efektywność uzyskana dla absorbera posiadającego zawór wewnątrz tłoka (rysunek 2.5), przeznaczony do przepuszczania gazu z przestrzeni po jednej stronie tłoka do przestrzeni po drugiej jego stronie [24, s. 107, 113-114]. Różnica ta odnosi się do skutków uwolnienia tych samych mas gazu sprężonego w czasie zderzeń w odpowiednich komorach absorberów. Spadki energii, jaką absorber może przekazać z powrotem zatrzymanemu obiektowi rozpędzając go w przeciwną stronę, spowodowane przepuszczeniem tych samych porcji gazu, różnią się między sobą – w przypadku przepuszczania gazu między komorami absorbera są większe, niż gdy gaz wypływa do otoczenia. Tzn., przy wypuszczaniu gazu z cylindra do otoczenia poprzez zawór sterowany w czasie zderzenia – inaczej, niż w przypadku przepuszczania go między przestrzeniami wewnątrz cylindra – nie następuje odbicie hamowanego obiektu od absorbera energii zderzenia, ponieważ nie ma warunków do samoistnego powrotu tłoka do pozycji początkowej [24, s. 118]. Ewentualne odbicie wynika z faktu, że gdy ciśnienia po dwóch stronach tłoka są jednakowe, gaz działa na ten tłok z siłą proporcjonalną do różnicy powierzchni czynnych A_C i A_E (rysunek 2.7) po stronie tłoczyśka i po przeciwnej stronie. Zatem dla przypadku sterowania przepływem gazu przez tłok wartość tej siły nie spada do zera, co skutkuje też samoistnym przywróceniem wyjściowego stanu absorbera i jego gotowości do pracy, po odsunięciu zatrzymanego obiektu [24, s. 111]. Innymi słowy, rozwiązanie z zaworem umieszczonym w tłoku

zapewnia brak konieczności uzupełniania gazu w absorberze po każdym użyciu go – przesuw powrotny tłoczyska zachodzi po ustaniu wymuszenia.



Rysunek 2.7. Powierzchnie nacisku gazu na tłok

2.2 Parametry projektowe

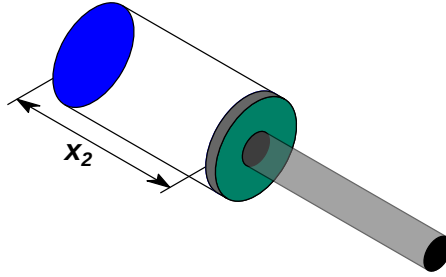
Własności użytkowe absorbera energii zderzenia określone są przez jego parametry użytkowe, takie jak maksymalna rozpraszana energia kinetyczna hamowanego obiektu czy maksymalna siła hamowania tego obiektu, występująca przy danej jego prędkości początkowej i masie. Wykonanie projektu absorbera PAA wymaga uprzedniego określenia, jakie wartości parametrów użytkowych tego urządzenia są korzystne z punktu widzenia przewidzianego dla niego zastosowania. Sposób poszukiwań wartości parametrów projektowych – które determinują wartości parametrów użytkowych – wynika z jakościowych zależności między poszczególnymi parametrami projektowymi a osiągnięciami absorbera.

Wśród parametrów mających kluczowy wpływ na osiągnięcia absorbera są:

1. Dostępny skok tłoka $x_2 \in (x_{2min}; x_{2max})$, (rysunek 2.8)
2. Powierzchnia czynna tłoka po stronie sprężanego gazu A_C (zał.: powierzchnia przekroju promieniowego tłoczyska A_R jest ustalona)¹ (rysunek 2.7)
3. Początkowe ciśnienie panujące wewnątrz cylindra (z dwóch jego stron jednakowe: $p_C = p_E$)
4. Długość i średnica zaworu oraz powiązana z nimi przepustowość zaworu \dot{m}

W sytuacji, gdy zawór jest wykonany i znane są jego charakterystyki przepływowe, spośród wymienionych parametrów jedynie pierwsze trzy podlegają doborowi (te ujęte w punkcie czwartym są wówczas ustalone). W przedstawionej

¹Kształtowniki wytwarzane jako materiał do produkcji cylindrów pneumatycznych dostępne są w standardowych średnicach wewnętrznych [81]

Rysunek 2.8. Maksymalny dostępny skok tłoka x_2

poniżej analizie (tj. w niniejszym rozdziale) problem ograniczonej przepustowości zaworu został ujęty jedynie jakościowo – pozwoliło to na pominięcie skutków zmian gabarytów zaworu dokonywanych wraz ze zmianami wymiarów tłoka. Opisane poszukiwania przebiegają w zbiorze absorberów scharakteryzowanych przez punkty z przestrzeni (p_0, A_C, x_2) .

Na to, jak zmiany średnicy absorbera wpływają – przy danej, maksymalnej rozpatrywanej prędkości zderzeń – na jego zdolność do rozpraszania danej energii kinetycznej zatrzymywanego obiektu, wg założonej 2-etapowej strategii, wskazuje następujące rozumowanie:

Jednakowa wartość siły oddziaływania na powierzchni A_{C1} i A_{C2} (na rysunku 2.7 odpowiednia powierzchnia oznaczona jest przez A_C) tłoków dwóch absorberów o różnych średnicach $2R_1$ i $2R_2$ (rysunek 2.9) występuje w warunkach zachodzenia odwrotności proporcji ciśnień do proporcji powierzchni czynnych A_{C1} i A_{C2} :

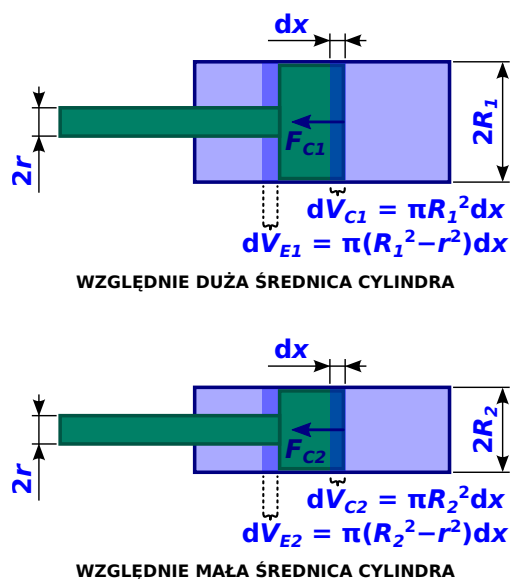
$$F_{C1} = F_{C2} \Leftrightarrow p_{C1}A_{C1} = p_{C2}A_{C2} \Leftrightarrow p_{C1}\pi R_1^2 = p_{C2}\pi R_2^2 \quad (2.2)$$

Pomnożenie stronami związku (2.2) przez przesunięcie tłoka dx , jednakowe dla obu rozpatrywanych przypadków średnic absorbera, daje w wyniku równość między iloczynami ciśnień p_{C1} i p_{C2} , panujących w komorach przed przesunięciem tłoków przez odpowiednie objętości dV_{C1} i dV_{C2} rozpatrywanych komór, zajęte przez tłoki w wyniku przesuwania ich w cylindrach na odcinku dx .

$$p_{C1}dV_{C1} = p_{C2}dV_{C2} \quad (2.3)$$

Przekształcenie jej przy zastosowaniu równań stanu gazu doskonałego

$$\begin{aligned} p_{C1}dV_{C1} &= dm_{C1}RT_{C1} \\ p_{C2}dV_{C2} &= dm_{C2}RT_{C2} \end{aligned} \quad (2.4)$$



Rysunek 2.9. Tłoki absorberów o różnych średnicach przesuwane na drodze dx oraz siły nacisku gazu F_{C1} i F_{C2}

prowadzi – przy założeniu równości temperatur T_{C1} i T_{C2} ² – do równości między masami gazu zawartego przed przesunięciem tłoków w objętościach zajętych przez te tłoki, poruszające się na drodze dx :

$$p_{C1}dV_{C1} = p_{C2}dV_{C2} \quad \overset{T_{C1}=T_{C2}}{\iff} \quad dm_{C1} = dm_{C2} \quad (2.5)$$

Zatem jednakowe są masy, jakie należy usunąć z przestrzeni o malejącej objętości, aby utrzymać stałe wartości sił oddziaływania gazu na powierzchnie A_{C1} i A_{C2} tłoków rozpatrywanych absorberów. Wypływ gazu odbywa się tu poprzez zawór do przestrzeni po przeciwnej stronie tłoka.

Ponieważ na początku przesuwania tłoka ciśnienia po obu jego stronach były sobie równe, to w przestrzeni o zwiększającej się objętości panuje niższe ciśnienie niż w zmniejszanej przestrzeni. Ponadto nad gazem w objętości V_C wykonywana jest praca, podczas gdy gaz zajmujący przestrzeń o objętości V_E wykonuje pracę nad swoim otoczeniem, co rzutuje na pojawianie się różnic w gęstościach energii

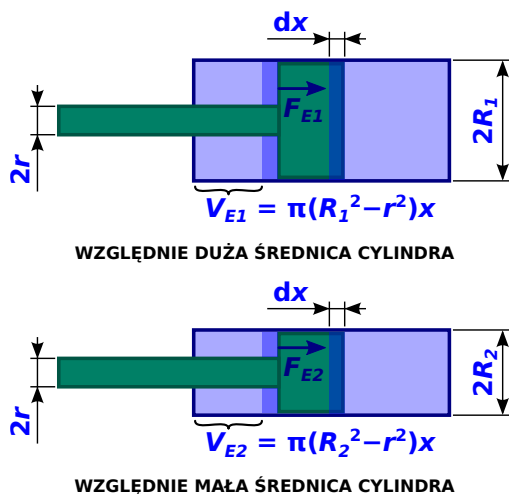
²Usprawiedliwieniem dla przyjęcia braku różnicy temperatur T_{C1} i T_{C2} gazu wypełniającego komory cylindrów jest jakościowy charakter rozważań oraz względnie niewielkie stwierdzone wahania temperatur w egzemplarzu absorbera poddanego badaniom laboratoryjnym (mierzonych termoparami o stałej czasowej rzędu 0.5 s przy pomiarze temperatury powietrza).

wewnętrznych gazu zgromadzonego z dwóch stron tłoka, mających taki sam znak, jak powstałe różnice gęstości. Stąd przepuszczenie gazu z objętości dV_{C1} i dV_{C2} do mniejszych od nich objętości dV_{E1} i dV_{E2} , kolejno, przy jednoczesnym przesunięciu tłoków o odległość dx spowoduje wzrost sił działających na tłoki od strony tłoczyisk.

Zatem masy gazu przepuszczonego w czasie pokonywania przez tłok drogi dx przy utrzymaniu stałej siły F są mniejsze niż $dm_{C1} = dm_{C2}$.

Rozumowanie analogiczne do powyższego (przeprowadzonego dla gazu naciśkającego na powierzchnie A_{C1} i A_{C2} tłoków, opartego na warunku równości sił F_{C1} i F_{C2}), wychodzi z warunku $F_{E1} = F_{E2}$ (rysunek 2.10). Warunek ten, wyrażony z użyciem odpowiednich powierzchni A_{E1} i A_{E2} tłoków absorberów o dwóch różnych średnicach oraz użyciem ciśnień gazu działającego na te powierzchnie, przyjmuje formę:

$$p_{E1}A_{E1} = p_{E2}A_{E2} \quad (2.6)$$



Rysunek 2.10. Tłoki absorberów o różnych średnicach przesuwane na drodze dx oraz siły nacisku gazu F_{E1} i F_{E2}

Dla gazu o masach m_{E1} i m_{E2} , wypełniającego przestrzeń o objętościach V_{E1} i V_{E2} znajdujące się po stronie tłoczyisk kolejno obu absorberów, mającego odpowiednio temperatury T_{E1} i T_{E2} , równania stanu mają postać:

$$p_{E1}V_{E1} = m_{E1}RT_{E1} \quad p_{E2}V_{E2} = m_{E2}RT_{E2} \quad (2.7)$$

Gdy objętości gazu są równe iloczynom powierzchni czynnych tłoków A_E z odległością x powierzchni tłoków od den cylindrów po stronie tłoczysk (jednakową w obu przypadkach), powyższe równania można zapisać:

$$p_{E1}A_{E1}x = m_{E1}RT_{E1} \quad p_{E2}A_{E2}x = m_{E2}RT_{E2} \quad (2.8)$$

co po uwzględnieniu w związku (2.6) daje:

$$\frac{m_{E1}RT_{E1}}{x} = \frac{m_{E2}RT_{E2}}{x} \quad (2.9)$$

Widać stąd, że w stanie równości temperatur T_{E1} i T_{E2} , siły oddziaływania gazu na tłok od strony tłoczyska są jednakowe dla równych mas gazu m_{E1} i m_{E2} . Dodanie jednakowych mas gazu $dm_{E1} = dm_{E2}$ i wyrównanie temperatur T_{E1} i T_{E2} skutkuje jednakowymi przyrostami sił jego oddziaływania na tłoki obu absorberów.

Przyjęcie założenia o zachodzeniu przemian termodynamicznych gazu przepływającego przez zawór oraz gazu wypełniającego przestrzeń po dwóch stronach tłoka, zapewniających utrzymanie równości temperatur $T_{C1} = T_{C2}$ oraz $T_{E1} = T_{E2}$, pozwala na wyciągnięcie stąd wniosku o konieczności przepuszczenia jednakowych mas gazu przez zawór w celu utrzymania jednakowych sił reakcji absorberów.

Jednak w przypadku większej średnicy cylindra wartość ciśnienia p_{C1} jest mniejsza niż wartość p_{C2} w węższym absorberze. Utrzymywanie stałej siły nacisku gazu na przesuwany tłok wymaga zapewnienia tych samych wydatków masowych gazu przepływającego między komorami każdego z absorberów, jednak przy mniejszym ciśnieniu wlotowym, gdy cylinder jest szerszy. Równoważnie, jednakowe zawory (tj. zawory o jednakowych charakterystykach przepływowych) zastosowane w obu absorberach gwarantują utrzymanie siły reakcji na stałym poziomie przy różnych maksymalnych prędkościach v_{max} przesuwania tłoka w cylindrze – w zależności od warunków panujących po dwóch stronach tłoka (na wlocie i na wylocie zaworu).³

³Dla $p_{C1} \cdot 0.528 > p_{E1}$ (w przypadku przepływu adiabatycznego; analogicznie: $p_{C2} \cdot 0.528 > p_{E2}$) wydatek masowy gazu przepływającego przez zawór umieszczony w tłoku zależy wyłącznie od wartości ciśnienia wlotowego p_{C1} (p_{C2}) [30, s. 17, 20, 30]. Dla małych powierzchni A_R różnice ciśnień ($p_{C1} - p_{E1}$) w dużym absorberze są mniejsze, niż różnice ($p_{C2} - p_{E2}$) w małym absorberze, co ma przełożenie na osiągalne wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór.

W większości przypadków, poza końcowymi fazami pracy absorbera $p_{C1} \gg p_{E1}$ ($p_{C2} \gg p_{E2}$)⁴. Wtedy dla ustalonej wartości oddziaływania gazu na tłok (tj. w drugim etapie pracy absorbera):

$$A_C \uparrow \Leftrightarrow v_{max} \downarrow \quad (2.10)$$

Jest to drugie spostrzeżenie wykorzystane przy poszukiwaniu najbardziej pożądaných wartości parametrów projektowych absorbera, sformułowane dla absorberów posiadających zawory o jednakowej przepustowości. Jeżeli odpowiednie wymiary zaworów są proporcjonalne do powierzchni tłoka, a to z kolei rzutuje na wydatki masowe gazu przepływającego przez zawory, wypowiedziany wniosek przestaje obowiązywać.

Inne ograniczenie zakresu stosowalności absorbera PAA występuje, gdy rozprasza on zbyt małą energię, aby siła określona dla drugiej fazy pracy absorbera była dostatecznie duża dla utrzymania $p_C > p_E \quad \forall x \in (x_1; x_2)$. Wówczas w pewnym położeniu ciśnienia p_C i p_E zrównują się, zaś reakcja absorbera wynika z różnicy między wielkościami powierzchni czynnych tłoka – z dwóch jego stron:

$$F_C = p_C A_C > F_E = p_E A_E \wedge p_C = p_E \quad (2.11)$$

Następuje tu wzrost siły oddziaływania gazu na tłok, mimo stale zrównanych ciśnień gazu wypełniającego przestrzeń z dwóch stron tłoka. Spostrzeżenie to wymaga uwzględnienia przy rozważaniu najmniejszych energii, dla których stawia się wymóg zrealizowania założonej, 2-etapowej strategii hamowania obiektu.

2.3 Zależność parametrów projektowych od parametrów opisujących przebieg zderzenia

Rozpatrując przystosowanie absorbera o danych wartościach parametrów projektowych do pracy przebiegającej zgodnie z założoną strategią z rysunku 2.6, należy przede wszystkim powiązać rozpraszaną energię E_{k0} z tymi parametrami.

Poniżej zaprezentowane są kolejno dwa rozumowania, dające w wyniku funkcje wiążące ze sobą parametry projektowe absorberów p_0 , A_C i x_2 . W obu z nich początkowa energia kinetyczna hamowanego obiektu E_{k0} jest ustalana na tym samym poziomie. Do znalezienia punktów (p_0, A_C, x_2) charakteryzujących absorbery nie wystarczy wybrać wartości E_{k0} , ale konieczne jest też wybranie wartości siły reakcji F_2 lub maksymalnej dopuszczalnej różnicy ciśnień panujących

⁴Z przeprowadzonych obliczeń dla analizowanych przypadków absorberów, bezpośrednio po przekroczeniu punktu x_1 oba ciśnienia różnią się o dwa rzędy wielkości. Jednak różnica ta maleje wraz z przesuwaniem tłoka na odcinku $(x_1; x_2)$

po dwóch stronach tłoka $\Delta p_{max} = (p_E - p_C)_{max}$. Oba przypadki (bazujący na użyciu jako danej wejściowej siły F_2 i bazujący na użyciu różnicy ciśnień Δp_{max}) odpowiadają kolejno dwóm przeprowadzonym rozumowaniom, z których każde wychodzi ze sformułowania bilansu energii dla absorbera.

Zderzenie przebiega w dwóch etapach, więc można wydzielić po dwie przemiany dla każdej z przestrzeni absorbera – odpowiadające wyróżnionym etapom (oznaczonym na rysunku 2.6 jako FAZA 1 i FAZA 2). Energia wymieniona w czasie całego zderzenia między gazem zawartym w cylindrze a jego otoczeniem, zapisana zgodnie z takim podziałem, przy założeniu nieważkości tłoka z tłoczykiem i braku tarcia na uszczelnieniach⁵, wyrażona jest przez sumę:

$$\begin{aligned} E_{k0} + Q_{02} &= E_{C2} - E_{C0} + E_{E2} - E_{E0} = \\ &= \underbrace{(E_{C2} - E_{C1})}_{\text{FAZA 2}} + \underbrace{(E_{C1} - E_{C0})}_{\text{FAZA 1}} + \underbrace{(E_{E2} - E_{E1})}_{\text{FAZA 2}} + \underbrace{(E_{E1} - E_{E0})}_{\text{FAZA 1}} \end{aligned} \quad (2.12)$$

przy czym oznaczenia poszczególnych energii wyjaśnia rysunek 2.11 – indeksy C i E wskazują na komorę absorbera, indeksy 0, 1 i 2 odnoszą się do początków i końców faz zderzenia, zaś Q_{02} stanowi energię wymienioną między gazem wypełniającym cylinder a jego otoczeniem. Zmiany energii odpowiadające kolejno obu fazom zderzenia i obu przestrzeniom wewnątrz cylindra są różnicami dostarczonych energii poprzez ciepło (Q_{C01} , Q_{C12} , Q_{E01} , Q_{E12}) i poszczególnych prac wykonanych przez gaz nad otoczeniem (L_{C01} , L_{C12} , L_{E01} , L_{E12}):

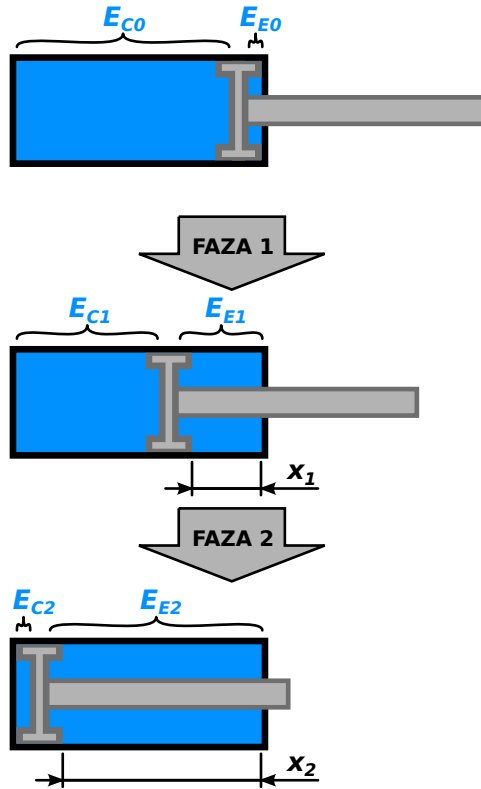
$$\begin{aligned} E_{C2} - E_{C1} &= Q_{C12} - L_{C12} \\ E_{C1} - E_{C0} &= Q_{C01} - L_{C01} \\ E_{E2} - E_{E1} &= Q_{E12} - L_{E12} \\ E_{E1} - E_{E0} &= Q_{E01} - L_{E01} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Wyrażając różnice energii w równości (2.12) poprzez jej wymianę na drodze pracy i poprzez ciepło, otrzymuje się:

$$\begin{aligned} E_{k0} + Q_{02} &= \\ &= \underbrace{(Q_{C12} - L_{C12})}_{\text{FAZA 2}} + \underbrace{(Q_{C01} - L_{C01})}_{\text{FAZA 1}} + \underbrace{(Q_{E12} - L_{E12})}_{\text{FAZA 2}} + \underbrace{(Q_{E01} - L_{E01})}_{\text{FAZA 1}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

co – po uwzględnieniu, że $Q_{02} = Q_{C12} + Q_{C01} + Q_{E12} + Q_{E01} -$ pozwala na

⁵Problem opisu tarcia na uszczelnieniach poruszony jest w pracach [17] [39], natomiast kwestię pominięcia ogrzewania gazu w wyniku tego tarcia – w przypisie tłumacza w [23, s. 38].



Rysunek 2.11. Oznaczenia energii gazu w momentach rozpoczęcia i zakończenia dwóch etapów pracy absorbera

powiązanie początkowej energii kinetycznej z wykonaną pracą:

$$E_{k0} = - \underbrace{L_{C12}}_{\text{FAZA 2}} - \underbrace{L_{C01}}_{\text{FAZA 1}} - \underbrace{L_{E12}}_{\text{FAZA 2}} - \underbrace{L_{E01}}_{\text{FAZA 1}} \quad (2.15)$$

W pierwszej fazie rozpraszania energii zderzenia nad gazem wypełniającym jedną komórkę absorbera wykonywana jest praca L_{C01} , zaś gaz znajdujący się w drugiej z nich wykonuje w tym samym czasie pracę $-L_{E01}$ nad swoim otoczeniem. Wartości tych prac równe są całkom z przebiegów sił oddziaływania gazu na tłok względem położenia tego tłoka:

$$L_{C01} = \int_{x_0}^{x_1} p_C A_C d(x_2 - x) \quad (2.16)$$

$$L_{E01} = \int_{x_0}^{x_1} p_E A_E dx \quad (2.17)$$

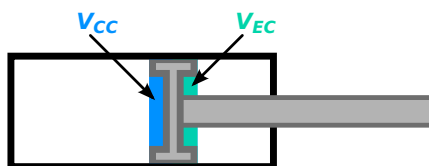
przy czym przez x_0 w dolnych granicach całek oznaczone zostało zero posiadające wymiar długości.

Występujące w powyższych całkach ciśnienia p_C i p_E , zależne od położenia tłoka, wynikają z równań określających przemiany termodynamiczne:

$$p_C((x_2 - x)A_C + V_{CC})^n = p_0(x_2A_C + V_{CC})^n \quad (2.18)$$

$$p_E(xA_E + V_{EC})^n = p_0V_{EC}^n \quad (2.19)$$

gdzie V_{EC} i V_{CC} są objętościami szkodliwymi (przestrzeń martwa; ang.: *clearance volume* [82, s. 52]) po dwóch stronach tłoka (rysunek 2.12) – przyjętymi z góry i niezmiennymi w całym toku wywodu – zaś wykładnik politropy n przyjmuje wartości od 1 dla przemian izotermicznych do 1.4 dla przemian adiabatycznych. W rzeczywistości jego wartość zmienia się w trakcie zderzenia w zależności od temperatur gazu i elementów absorbera, a tym samym również p_E i p_C zależą od tych wielkości. Założenie stałości n w pneumatycznym absorberze [42, s. 24] lub – ogólniej – w pneumatycznym cylindrze [7, s. 29] [29, s. 5] [67, s. 29] jest więc uproszczeniem zastosowanym w prezentowanych tu rozważaniach. To samo założenie można spotkać w modelach przemian, jakim podlega gaz w absorberach olejowo-gazowych rozpraszających energię zderzeń – za n przyjmuje się na przykład wartość 1.1 lub 1.35 [13, s. 100-102].



Rysunek 2.12. Oznaczenia objętości szkodliwych z dwóch stron tłoka

W obliczeniach uwzględniających w sposób jawny przejmowanie energii poprzez ciepło między elementami cylindra pneumatycznego a wypełniającym go gazem, stosuje się założenie stałości temperatury elementów wymieniających energię z gazem, oraz przyjmuje się stałość współczynnika przejmowania ciepła $\alpha = [W/(m^2K)]$ lub jego zależność od kilku czynników – np. od gęstości gazu [23, s. 36-37]. Wyniki zaprezentowane w rozdziale 5 wskazują na lepsze odwzorowanie pracy absorbera osiągnięte przy użyciu modelu uwzględniającego zależność strumienia energii wymienianej między gazem w absorberze a elementami absorbera, niż odwzorowanie osiągnięte dzięki zastosowaniu modelu ze stałym wykładnikiem politropy $n = 1.1$ [56].

Temat złożoności procesów zachodzących w absorberze i związanej z nimi konieczności zastosowania uproszczonego opisu zjawisk poruszony jest w pracy [73, s. 72]. Podobnie jak postąpiono tworząc model jednostronnego siłownika pneumatycznego w pracy [75], zastosowane w tym wywodzie równania formułuje się przy założeniu m.in. quasistatycznego charakteru procesów i przyjęciu, że gaz podlegający tym procesom jest doskonały. O założeniach przyjmowanych w modelach przemian gazu w cylindrach pneumatycznych, gdy następuje jego napływ lub wypływ z komory cylindra, mowa jest w punkcie 3.3.

Rozpisanie całki (2.16) (równiej pracy wykonywanej nad sprężanym gazem, wypełniającym przestrzeń po jednej stronie tłoka), przy uwzględnieniu równania (2.18) oraz $x_0 \stackrel{def}{=} 0$ m, daje w wyniku (przypadek przemiany izotermicznej, tj. przypadek $n = 1$, nie jest brany pod uwagę, ponieważ w rzeczywistym układzie nie wystąpi taka przemiana):

$$\begin{aligned}
 L_{C01} &= \int_{x_0}^{x_1} p_C A_C d(x_2 - x) = \\
 &= \int_{x_0}^{x_1} \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x) A_C + V_{CC}} \right)^n p_0 A_C d(x_2 - x) = \\
 &= (x_2 A_C + V_{CC})^n p_0 A_C \int_{x_0}^{x_1} \frac{1}{((x_2 - x) A_C + V_{CC})^n} d(x_2 - x) = \quad (2.20) \\
 &= (x_2 A_C + V_{CC})^n p_0 \int_{x_0}^{x_1} \frac{d((x_2 - x) A_C + V_{CC})}{((x_2 - x) A_C + V_{CC})^n} = \\
 &= (x_2 A_C + V_{CC})^n p_0 \frac{((x_2 - x) A_C + V_{CC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} \quad \wedge \quad n \neq 1
 \end{aligned}$$

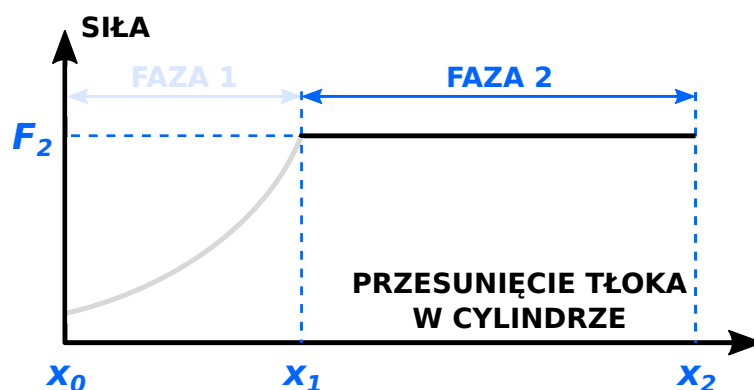
Natomiast rozpisanie całki (2.17), określającej pracę wykonaną przez rozprężany gaz w pierwszej fazie zderzenia, znajdujący się po przeciwnej stronie tłoka, daje:

$$\begin{aligned}
 L_{E01} &= \int_{x_0}^{x_1} p_E A_E dx = \int_{x_0}^{x_1} \left(\frac{V_{EC}}{x A_E + V_{EC}} \right)^n p_0 A_E dx = \\
 &= (V_{EC})^n p_0 A_E \int_{x_0}^{x_1} \frac{1}{(x A_E + V_{EC})^n} dx = \quad (2.21) \\
 &= (V_{EC})^n p_0 \int_{x_0}^{x_1} \frac{d(x A_E + V_{EC})}{(x A_E + V_{EC})^n} = \\
 &= (V_{EC})^n p_0 \frac{(x A_E + V_{EC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} \quad \wedge \quad n \neq 1
 \end{aligned}$$

W drugiej fazie pracy absorbera wykonywana jest nad nim praca przy stałej sile reakcji F_2 (rysunek 2.13). W przeciwieństwie do fazy pierwszej, przekazywanie energii między gazem wypełniającym dwie komory zachodzi nie tylko poprzez pracę, ale też przez unoszenie entalpii przy wymianie masy. Ponieważ jednak z założenia sterowanie otwarciem zaworu wymusza niezmiennosc siły oddziaływania hamowanego obiektu z tłoczyskiem w całym drugim etapie zderzenia, znajomość przemian termodynamicznych zachodzących w tym etapie w przestrzeniach z dwóch stron tłoka oraz w strumieniu gazu przepływającego przez zawór nie jest konieczna do wyznaczenia pracy wykonanej przez obiekt nad gazem wypełniającym absorber (założenie rodzaju przemiany termodynamicznej w przepływie przez zawór przyjęte jest w rozważaniach dotyczących wpływu ograniczeń przepustowości zaworu na maksymalną prędkość przesuwania tłoka w cylindrze, przy której możliwe jest utrzymanie reakcji absorbera na stałym poziomie; podobnie, przyjęcie przemian konieczne jest do określenia, czy różnica ciśnień panujących po dwóch stronach tłoka, gdy znajduje się on w położeniu x_1 , jest wystarczająca, aby nie zrównały się one przed osiągnięciem położenia x_2 przy utrzymywaniu stałej siły reakcji – str. 71).

Praca w drugim etapie hamowania obiektu wynosi:

$$-L_{E12} - L_{C12} = F_2 \cdot (x_2 - x_1) \quad (2.22)$$



Rysunek 2.13. Drugi etap hamowania obiektu

Wstawienie wyrażeń (2.20), (2.21) i (2.22) do formuły (2.15) daje w wyniku powiązanie rozpraszanej energii E_{k0} obiektu ze skokiem x_2 i powierzchniami czynnymi tłoka A_C i A_E (A_R jest takie samo we wszystkich rozpatrywa-

nych tu przypadkach absorberów) oraz z ciśnieniem początkowym p_0 w cylindrze ($n \neq 1$):

$$E_{k0} = F_2 \cdot (x_2 - x_1) - (V_{EC})^n p_0 \frac{(xA_E + V_{EC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} + \\ - (x_2 A_C + V_{CC})^n p_0 \frac{((x_2 - x)A_C + V_{CC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} \quad (2.23)$$

Warto jest podkreślenia, że dwa powyższe równania wiążą parametry projektowe absorbera (A_C , x_2 , p_0) z wielkościami charakteryzującymi proces zderzenia (F_2 , E_{k0} , x_1). Zmienność w pierwszej wymienionej trójce parametrów oznacza zamianę absorbera na inny (o innej geometrii i innym początkowym ciśnieniu wypełniającego go gazu), natomiast zmienność w drugiej trójce parametrów oznacza przechodzenie między różnymi scenariuszami zderzeń, zgodnymi z przyjętą 2-etapową strategią sterowania siłą reakcji absorbera. Równania te nie uwidaczniają zmian wielkości opisujących stan układu zachodzących wraz z poruszaniem się tłoka w cylindrze podczas pracy absorbera.

Ewolucję stanu układu w pierwszym etapie zderzenia, tj. dla $x \in (x_0; x_1)$, opisują równania (2.18) i (2.19), z których wynika między innymi przebieg zmienności siły $F(x)$ w tym etapie pracy absorbera – siłę oddziaływania gazu na tłok otrzymuje się w wyniku pomnożenia równania (2.19) przez $\frac{A_E}{(xA_E + V_{EC})^n}$, zaś równania (2.18) – przez $\frac{A_C}{((x_2 - x)A_C + V_{CC})^n}$ i odjęcia obu wyników:

$$F(x, x_2, A_C, p_0) \Big|_{x \in (0_m; x_1)} = p_C(x)A_C - p_E(x)A_E = \\ = A_C p_0 \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x)A_C + V_{CC}} \right)^n - A_E p_0 \left(\frac{V_{EC}}{xA_E + V_{EC}} \right)^n \quad (2.24)$$

Ponieważ dla $x = x_1$ siła ta przyjmuje wartość F_2 , to:

$$F_2 = p_C(x_1)A_C - p_E(x_1)A_E = \\ = A_C p_0 \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x_1)A_C + V_{CC}} \right)^n - A_E p_0 \left(\frac{V_{EC}}{x_1 A_E + V_{EC}} \right)^n \quad (2.25)$$

Wyrażenie to stanowi wzajemne powiązanie ze sobą dwóch wielkości – położenia x_1 i siły F_2 – gdy parametry projektowe (x_2 , A_C , p_0) oraz objętości szkodliwe V_{CC} i V_{EC} są ustalone. Podstawienie go do równości (2.23) prowadzi do wyeli-

minowania z niej siły F_2 :

$$\begin{aligned}
 E_{k0} = & \left(-A_E \left(\frac{V_{EC}}{x_1 A_E + V_{EC}} \right)^n + A_C \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x_1) A_C + V_{CC}} \right)^n \right) (x_2 - x_1) p_0 + \\
 & - (V_{EC})^n p_0 \frac{(x A_E + V_{EC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} + \\
 & - (x_2 A_C + V_{CC})^n p_0 \frac{((x_2 - x) A_C + V_{CC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Postać powyższego związku, w której ciśnienie początkowe p_0 wyrażone jest przez pozostałe występujące w nich wielkości, znajduje zastosowanie w przedstawionych dalej obliczeniach. Związek ten po przekształceniu do tej postaci wygląda następująco:

$$\begin{aligned}
 p_0 = E_{k0} / & \left(\left(-A_E \left(\frac{V_{EC}}{x_1 A_E + V_{EC}} \right)^n + \right. \right. \\
 & + A_C \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x_1) A_C + V_{CC}} \right)^n \left. \right) (x_2 - x_1) - (V_{EC})^n \frac{(x A_E + V_{EC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} + \\
 & - (x_2 A_C + V_{CC})^n \frac{((x_2 - x) A_C + V_{CC})^{1-n}}{1-n} \Big|_{x_0}^{x_1} \left. \right)
 \end{aligned} \tag{2.27}$$

Mając na uwadze, że w całych rozważaniach powierzchnia czynna tłoka A_E różni się od jego drugiej powierzchni czynnej A_C zawsze o tę samą stałą A_R , równą powierzchni przekroju promieniowego tłoczyska, oraz mając na uwadze założenie, że we wszystkich rozpatrywanych przypadkach objętości szkodliwe V_{CC} i V_{EC} są jednakowe, równanie (2.27) stanowi następujące powiązania zmiennych:

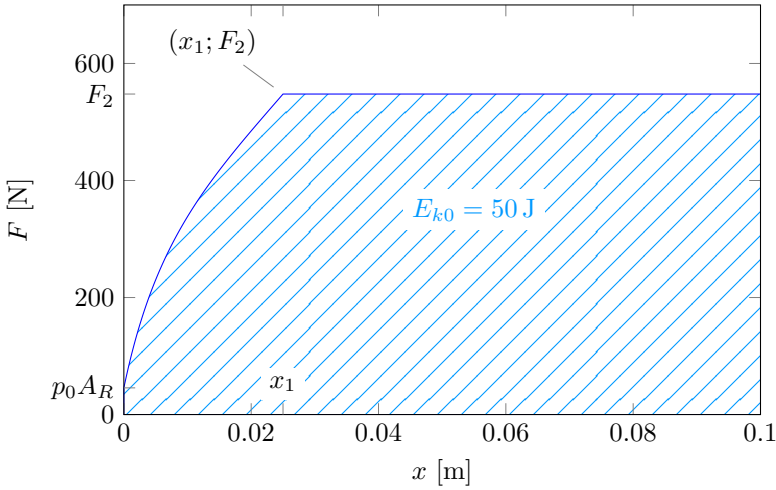
$$p_0 = p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0}) \tag{2.28}$$

Wstawiając dowolne z tych powiązań do równania (2.24), uzyskuje się związek dla wybranej przemiany termodynamicznej zachodzącej w cylindrze:

$$F|_{x \in (x_0; x_1)} = F(x, x_2, A_C, p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0})) \tag{2.29}$$

wyrażający przebieg siły nacisku gazu na tłok przesuwany między położeniami odpowiadającymi współrzędnym $x_0 = 0$ m i x_1 (rysunek 7).

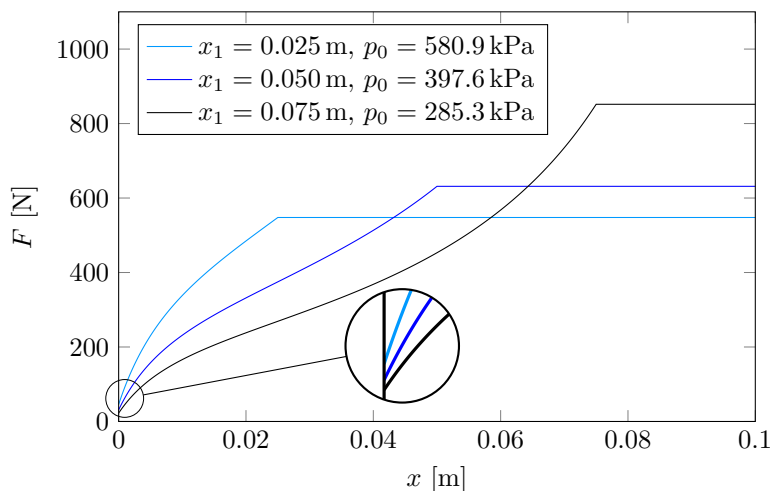
Rozpraszanie wybranej energii E_{k0} za pomocą absorbera o danej geometrii (rozpatrując jeden zestaw parametrów A_C i x_2), przy narzuconej 2-etapowej



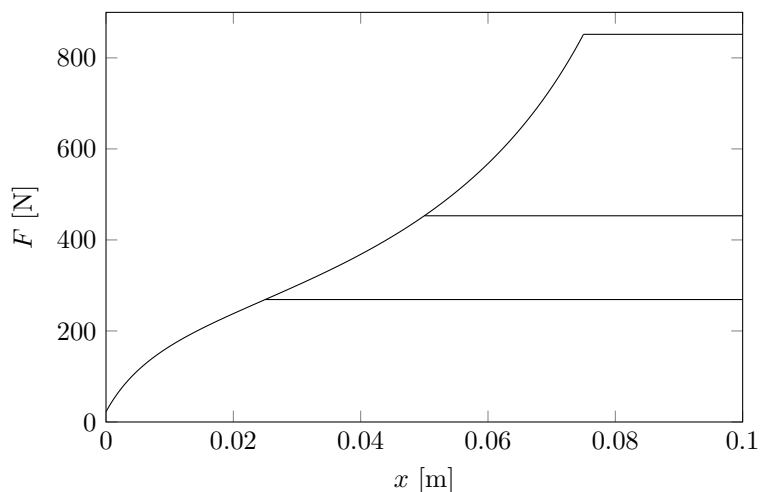
Rysunek 2.14. Przebieg siły oddziaływania gazu na tłok podczas pracy absorbera realizującego założoną, 2-etapową strategię hamowania poruszającego się obiektu. Przedstawiony przebieg otrzymany został w obliczeniach przeprowadzonych dla absorbera o średnicy wewnętrznej równej 32 mm, skoku tłoka: 100 mm, średnicy tłoczyska: 10 mm, objętości szkodliwych: $V_{CC} = 15.9 \text{ cm}^3$, $V_{EC} = 8.8 \text{ cm}^3$, współrzędnej położenia tłoka odpowiadającej rozpoczęciu drugiej fazy pracy absorbera: $x_1 = 25 \text{ mm}$. Rozpraszana energia $E_{k0} = 50 \text{ J}$. Przyjęty stały wykładnik politropy dla przemian gazu: $n = 1.35$

strategii sterowania siłą reakcji absorbera, wymagającej wykorzystania całego dostępnego skoku tłoka w cylindrze, przy różnych wartościach x_1 , realizowane jest – jak wynika ze związku (2.28) – przy różniących się między sobą ciśnieniach początkowych p_0 . Tj. zmiany x_1 pociągają za sobą zmiany p_0 , gdy ustalone są E_{k0} , A_C i x_2 . Ponieważ na początku zderzenia ciśnienia z dwóch stron tłoka są sobie równe i wynoszą p_0 , siła oddziaływania gazu na tłok wynosi wówczas $p_0 A_R$ (rysunek 7). Oznacza to, że różny dobór x_1 wymaga zapewnienia – przy ustalonej energii E_{k0} (przy ustalonym polu pod wykresem siły F w funkcji położenia tłoka x) – różnych sił początkowych $F|_{x=x_0} = p_0 A_R$ (rysunek 7).

W zbiorze procesów hamowania poruszającego się obiektu, w którym ciśnienia p_0 oraz geometria absorbera (opisana wielkościami A_C i x_2) są jednakowe dla każdego przypadku hamowania/zderzenia, istnieje jednoznaczne przyporządkowanie wartości współrzędnych x_1 różnym energiom E_{k0} . Przyporządkowanie to wynika ze związku (2.28), w którym stałe są p_0 , A_C i x_2 . Trzy przykładowe przebiegi siły w funkcji położenia tłoka odpowiadające temu samemu ciśnieniu p_0 przedstawione są na rysunku 7.



Rysunek 2.15. Trzy przykładowe przebiegi sił oddziaływania gazu na tłok podczas pracy absorbera realizującego założoną 2-etapową strategię hamowania poruszającego się obiektu o początkowej energii kinetycznej E_{k0} . Poza współrzędną x_1 , dane wzięte do obliczeń są takie same, jak w przypadku wykresu na rysunku 7



Rysunek 2.16. Trzy przykładowe przebiegi sił oddziaływania gazu na tłok podczas pracy absorbera dla różnych wartości energii kinetycznej E_{k0} . Poza energią E_{k0} oraz współrzędną x_1 , dane, dla których otrzymany został wykres są jednakowe, jak w przypadku wykresu z rysunku 7

Znalezienie punktów w przestrzeni (x_2, A_C, p_0) charakteryzujących absorbery zdolne do rozproszenia danej energii E_{k0} przy sterowaniu wartością reakcji, realizowanym zgodnie z przyjętą 2-etapową strategią, zakładającą w drugim wyróżnionym etapie zderzenia utrzymanie maksymalnej siły reakcji na poziomie F_2 , opiera się na algorytmie zbudowanym przy wykorzystaniu związków (2.28) i (2.29).

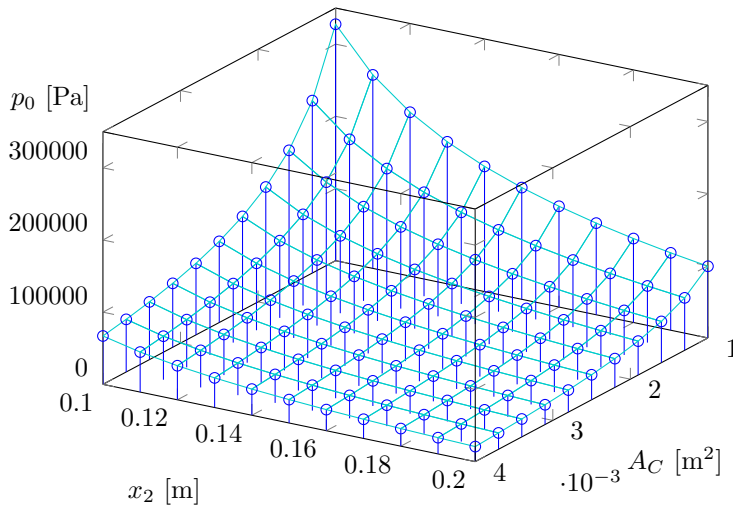
Następujące operacje prowadzą do wyznaczenia zbioru scharakteryzowanego tymi równaniami:

1. Policzenie $F_2 = F_2(x_1, x_2, A_C, p_0)$ zgodnie ze wzorem (2.25)⁶
2. Policzenie $p_0 = p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0})$ przy wykorzystaniu wzoru (2.27)
3. Wybranie wartości rozpraszanej energii E_{k0}
4. Wykonanie w dwóch zagnieżdżonych pętlach przebiegających po indeksach odpowiadających kolejno skokom x_2 tłoków uzyskiwanym w absorberach o różnych długościach cylindrów, oraz po indeksach odpowiadających powierzchniom czynnym A_C tłoków w absorberach o różnych średnicach:
 - (a) Policzenie $F_2(x_1) = F_2(x_1, x_2, A_C, p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0}))$
 - (b) Określenie zbioru sił F_2 z przedziału wartości przyjmowanych przez funkcję wyrażoną powyższym wzorem, dla których wykonywane będą obliczenia
 - (c) Wykonanie następujących operacji w pętli przebiegającej po indeksach odpowiadających wartościom sił F_2 :
 - i. Policzenie różnicy między $F_2(x_1)$ a wybraną wartością F_2
 - ii. Znalezienie miejsc zerowych (wartości x_1) powyższej różnicy
 - iii. Wyznaczenie wartości p_0 , jakie stworzona wcześniej funkcja $p_0 = p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0})$ przyjmuje w wyznaczonych w poprzednim kroku miejscach zerowych x_1
5. Zebranie trójek liczb (x_2, A_C, p_0) określających zestawy wartości parametrów projektowych, odpowiadających danej energii E_{k0} oraz sile F_2

⁶ W rzeczywistości, w celu uzyskania wyników zaprezentowanych w tym rozdziale zastosowane zostały uchwyt (ang.: *function handle*) do wszystkich użytych funkcji. Takie rozwiązanie problemu stwarza mniej problemów technicznych, niż zastosowanie procedur iteracyjnych w celu tworzenia zbioru punktów w przestrzeni zmiennych powiązanych równaniem (2.29) – przewagą metody opartej na wykorzystaniu uchwytów do funkcji jest większa przejrzystość kodu, brak problemów wynikających z różnych podziałów współrzędnych x_1 i x_2 , krótszy czas obliczeń i mniejsze wymagania co do rozmiaru pamięci operacyjnej.

Na wykresie z rysunku 2.17 przedstawiony jest wynik poszukiwania parametrów projektowych absorbera rozpraszającego energię 50 J przy maksymalnej sile reakcji równej 700 N – parametry projektowe (x_2 , A_C , p_0) przyjmują tu takie wartości, że siła 700 N jest każdorazowo uzyskiwana przy rozpraszaniu energii 50 J (tzn. wartość 700 N nie pełni tutaj wyłącznie roli górnego ograniczenia sił hamowania obiektów w kolejnych zderzeniach, tylko jest ona osiągana w każdym przypadku rozważanym w tym przykładzie).

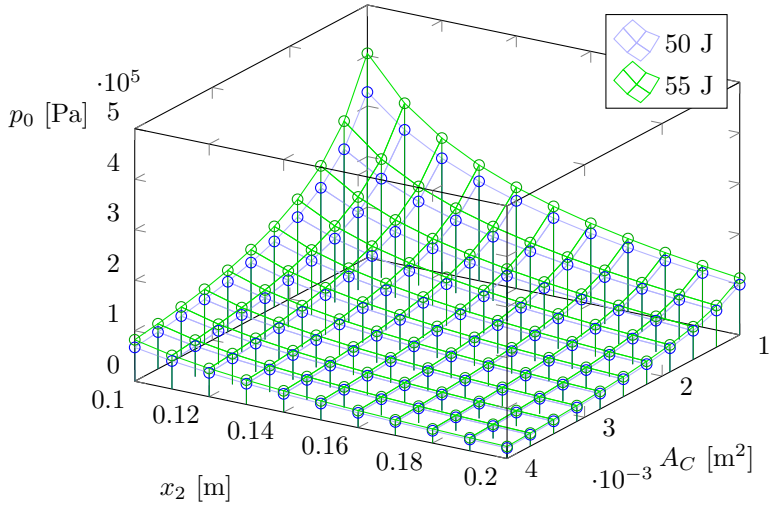
Warunek osiągnięcia wskazanej siły w drugim etapie zderzenia przy rozpraszaniu ustalonej energii stanowi z jednej strony gwarancję, że siła ta nie zostanie przekroczona, o ile wybrana wartość energii nie zostanie przekroczona; z drugiej strony zaś, podniesienie wartości siły do ustalonego progu w przypadku rozpraszania maksymalnej, branej pod uwagę energii, wiąże się z obniżeniem siły początkowej $p_0 A_R$ (rysunki 7 i 7). To z kolei powoduje, że absorber jest możliwie „miękki” w przypadku małych energii zderzeń (tzn. w takich przypadkach siły F_2 są zminimalizowane).



Rysunek 2.17. Powiązanie trzech parametrów projektowych dla energii zderzenia $E_{k0} = 50$ J i siły $F_2 = 700$ N

Zestawienie dwóch zbiorów parametrów projektowych, odpowiadających kolejno energiom 50 J i 55 J, zilustrowane jest na rysunku 2.18. Widoczne tu jest, że większe energie odpowiadają większym wartościom iloczynów x_2 , A_C i p_0 .

Dla ustalonego skoku maksymalnego x_2 podczas projektowania absorbera zdolnego do rozproszenia danej energii kinetycznej E_{k0} , zmniejszeniu w jego projekcie powierzchni czynnych tłoka powinno towarzyszyć zwiększenie ciśnienia



Rysunek 2.18. Powiązanie trzech parametrów projektowych dla siły $F_2 = 700$ N i energii zderzenia $E_{k0} = 50$ J i $E_{k0} = 55$ J

początkowego p_0 , kompensujące spadek zdolności pochłaniania energii zderzenia spowodowany tą pierwszą zmianą. Wzięcie pod uwagę zależności (2.10) przy analizowaniu właściwości absorbera na podstawie równania (2.26) prowadzi do wniosku o korzyści wynikającej ze zwiększenia ciśnienia początkowego p_0 przy jednoczesnym zmniejszaniu średnicy cylindra – rozszerzeniu ulega zakres prędkości hamowanych obiektów, dla którego utrzymany jest przyjęty przebieg siły reakcji absorbera. Ponadto zmniejszenie średnicy cylindra prowadzi do zmniejszenia masy projektowanego absorbera. Zatem z punktu widzenia poszerzenia zakresu warunków zderzeń, dla którego absorber pozwala na zrealizowanie założonej strategii hamowania obiektu, korzystne jest poszukiwanie punktu powierzchni przedstawionej na rysunku 2.17, przesuniętego możliwie daleko w kierunku małych wartości A_C – aż do miejsca, w którym podczas rozpraszania maksymalnej branej pod uwagę energii E_{k0} osiągnięta zostanie dopuszczalna różnica ciśnień gazu wypełniającego przestrzeń po dwóch stronach tłoka. Sposób znalezienia tego punktu opisany jest w dalszej części wywodu.

Przyjęta dwuetapowa strategia hamowania, przedstawiona schematycznie na rysunku 2.6, jest realizowalna przy jednakowym początkowym ciśnieniu po obu stronach tłoka, gdy zakończenie pierwszego etapu następuje w pewnym przedziale $\langle x_{1min}; x_2 \rangle \subset (x_0; x_2)$. W szczególności $x_1 \neq x_0$ (tj. $x_{1min} > x_0$), ponieważ niemożliwe jest utrzymanie stałej siły reakcji absorbera w przypadku, gdy uprzednio ciśnienia po dwóch stronach tłoka były sobie równe – wówczas przy

stałym otwarciu zaworu siła reakcji będzie wzrastać ze względu na zajmowanie coraz większej objętości wewnątrz cylindra przez tłoczyisko i związany z tym wzrost ciśnienia gazu działającego na powierzchnie czynne tłoka A_E i A_C różnych wielkości (rysunek 2.7). Gdy założony przebieg siły $F(x)$ osiągany jest dla przypadku zakończenia pierwszego etapu hamowania w położeniu x_{1min} tłoka, różnica ciśnień w tym położeniu zapewnia uzyskanie tej samej wartości siły oddziaływania gazu na tłok jak w końcowym położeniu x_2 , po zrównaniu się obu ciśnień spowodowanym przepuszczeniem gazu przez tłok. O wartości x_{1min} decydują tu zarówno przemiany termodynamiczne zachodzące w komorach absorbera jak i przemiana, jakiej podlega gaz przepływający przez zawór w tłoku. Fakt nieznamości tej ostatniej stanowi utrudnienie dla szacowania współrzędnej x_{1min} .

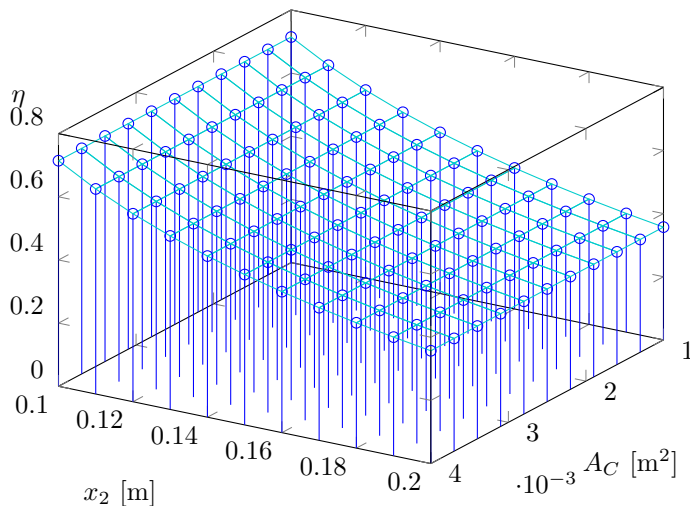
Ze spostrzeżenia tego wynika obcięcie zbioru punktów pokazanego na wykresie z rysunku 2.17 – przedstawiona metoda wyznaczania parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) zakłada utrzymanie stałej siły w drugim etapie zderzenia, co zgodnie z zasygnalizowanymi tu przesłankami dla obciążenia zbioru $\{(x_2, A_C, p_0)\}$ nie zawsze musi być założeniem fizycznym.

Wskaźnikiem pokazującym „stopień wykorzystania” maksymalnej dostępnej długości drogi przemieszczania tłoka jest sprawność absorbera η_{\rightarrow} przy realizacji danego scenariusza rozpraszania energii zderzenia, zapisana bez uwzględnienia energii oddanej z powrotem przez absorber zatrzymanemu obiektowi. Zgodnie z przyjętymi tu oznaczeniami, jest równa ilorazowi pola pod wykresem $F_{\rightarrow}(x)$ do pola prostokąta $F_2 x_2$ [13, s. 49]:

$$\eta_{\rightarrow} = \frac{\int_{x_0}^{x_2} F_{\rightarrow}(x) dx}{F_2 x_2} \quad (2.30)$$

Im większa jest sprawność absorbera dla rozpatrywanego zbioru zderzeń, tym mniejsze są maksymalne występujące w nich siły. Jednak, zgodnie ze spostrzeżeniem, że nie da się utrzymać stałej wartości siły, gdy ciśnienia po dwóch stronach tłoka są sobie równe, nie jest możliwe uzyskanie prostokątnego przebiegu $F_{\rightarrow}(x)$.

Poszukiwania parametrów charakteryzujących konstrukcję absorbera przeznaczanego do pracy zgodnie z przyjętą, 2-etapową strategią, należy przeprowadzić w obrębie zbioru punktów (x_2, A_C, p_0) tworzących np. powierzchnię z rysunku 2.17, określającą zbiór absorberów zdolnych do rozpraszania energii $E_{k0} = 50 \text{ J}$ przy sile reakcji $F_2 = 700 \text{ N}$. Odpowiednim punktom tego zbioru przyporządkowane są sprawności absorberów – zilustrowane wykresem na rysunku 2.19. Widoczna jest tu silna zależność między sprawnościami absorberów odpowiadających punktom (x_2, A_C) a długością skoku tłoka x_2 w rozpatrywanym zakresie wartości x_2 . Uwzględnienie w wyborze punktu leżącego na po-



Rysunek 2.19. Sprawności absorbera rozpraszającego w warunkach tych samych jak w przypadku wykresu z rysunku 2.17

wierzchni z rysunku 2.17 kryterium maksymalizacji sprawności η_{\rightarrow} prowadzi do skierowania poszukiwań tego punktu w kierunku możliwie małych skoków maksymalnych x_2 (co wynika z wykresu przedstawionego na rysunku 2.19).

Poza wcześniej wskazaną wytyczną do określenia brzegu obszaru poszukiwań parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) , drugie obcięcie tego obszaru wynika ze wspomnianego warunku nieprzekraczania dopuszczalnej różnicy ciśnień osiągniętych po dwóch stronach tłoka podczas zderzenia. Pokazany na rysunku 2.17 wynik poszukiwania parametrów projektowych, dla których możliwe jest rozproszenie energii E_{k0} , otrzymany został przy uwzględnieniu wymogu utrzymania siły reakcji absorbera w zakresie narzuconych z góry, dopuszczalnych wartości.

W przypadku rozpatrywania warunku nieprzekroczenia dopuszczalnej różnicy ciśnień panujących z dwóch stron tłoka konieczne jest wskazanie położenia tłoka odpowiadającego osiągnięciu stanów potencjalnego wykroczenia poza dopuszczalny zakres wielkości tej różnicy. Dla siły $F_{\rightarrow}(x)$, maksymalna jej wartość jest osiągnięta w całym przedziale położenia tłoka $\langle x_1; x_2 \rangle$ i – zgodnie z przyjętym oznaczeniem – wynosi F_2 . To trywialne spostrzeżenie zostało wykorzystane na poprzednich stronach niniejszych rozważań. Natomiast w przypadku różnicy ciśnień $\Delta p = p_C(x) - p_E(x)$, warunek nieprzekroczenia jej dopuszczalnej wartości $(\forall x \in \langle x_0; x_2 \rangle: \Delta p \leq \Delta p_{max})$ wymaga rozpatrzenia osobno dla obu etapów zderzenia: w pierwszej fazie zderzenia $(x \leq x_1)$ wraz z przesuwaniem tłoka różnica

ciśnien rośnie, natomiast w drugiej – maleje:

$$\begin{cases} x \uparrow \Rightarrow \Delta p \uparrow & \text{dla } x \in \langle x_0, x_1 \rangle \\ F_2 = p_C(x)A_C - p_E(x)A_E \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{dp_C}{dx} = \frac{dp_E}{dx} \frac{A_E}{A_C} \Rightarrow \left(x \uparrow \Rightarrow \Delta p \downarrow \right) & \text{dla } x \in \langle x_1, x_2 \rangle \end{cases} \quad (2.31)$$

Stąd:

$$\max_{\langle x_0, x_2 \rangle} \Delta p = \Delta p(x_1) \quad (2.32)$$

Różnica ciśnień $\Delta p|_{x \in \langle x_0, x_1 \rangle}$ w pierwszym etapie pracy absorbera zapisana na podstawie równań (2.18) i (2.19) wygląda następująco:

$$\Delta p = p_0 \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x) A_C + V_{CC}} \right)^n - p_0 \left(\frac{V_{EC}}{x A_E + V_{EC}} \right)^n \quad (2.33)$$

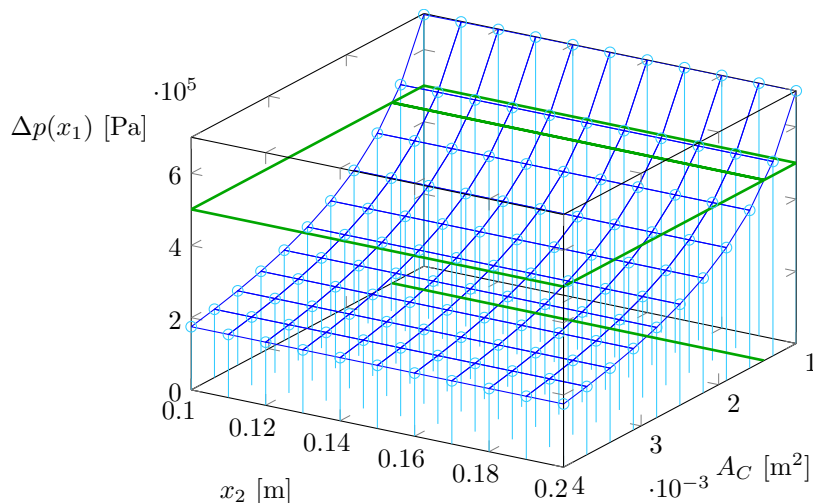
Zatem warunek $\max_{\langle x_0, x_2 \rangle} \Delta p \leq \Delta p_{max}$ upraszcza się do nierówności $\Delta p(x_1) \leq \Delta p_{max}$ i przyjmuje postać:

$$p_0 \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x_1) A_C + V_{CC}} \right)^n - p_0 \left(\frac{V_{EC}}{x_1 A_E + V_{EC}} \right)^n \leq \Delta p_{max} \quad (2.34)$$

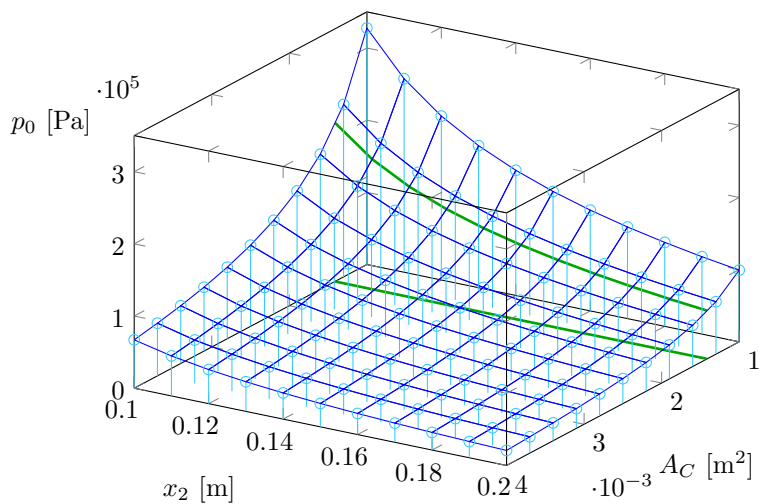
Różnice ciśnień $\Delta p(x_1) = p_C(x_1) - p_E(x_1)$ przyporządkowane odpowiednim punktom (x_2, A_C, p_0) wykresu z rysunku 2.17 przedstawione są na rysunku 2.20. Różnice te zależą zarówno od współrzędnej x_2 jak i od A_C . Warty jest podkreślenia w tym miejscu wywodu fakt, że x_1 – w przeciwieństwie do x_2 – nie jest parametrem projektowym, tylko wielkością zależną od realizowanej strategii hamowania poruszającego się obiektu, powiązaną z wartościami parametrów projektowych absorbera oraz z wielkościami E_{k0} i F_2 , charakteryzującymi proces zderzenia.

Brak dostrzegalnej na rysunku 2.20 zmienności $\Delta p|_{x=x_1}$ wzdłuż osi x_2 wynika z faktu, że ciśnienia $p_E(x_1)$ są znacznie mniejsze od ciśnień $p_C(x_1)$, co skutkuje różnicą trzech rzędów wielkości między skokiem wartości tych różnic ciśnień w obrębie ujętego na wykresie przedziału długości przemieszczeń tłoka x_2 w porównaniu z samymi wartościami $\Delta p|_{x=x_1}$.

Linia wspomnianego, drugiego obciążenia zbioru poszukiwań parametrów projektowych pokazana jest na rysunku 2.21. Odrzucane tu są te spośród punktów znalezionej uprzednio powierzchni $p_0 = p_0(x_2, A_C)$, dla których powierzchnia z rysunku 2.20 wykracza poza ustalony próg. Próg ten określony jest zakresem różnic ciśnień, przy których uszczelnienie może pracować.



Rysunek 2.20. Różnice ciśnień panujących z dwóch stron tłoka przesuniętego do pozycji x_1 , wyznaczone dla tych samych warunków jak w przypadku wykresu z rysunku 2.17



Rysunek 2.21. Powierzchnia wiążąca parametry projektowe (x_2, A_C, p_0) dla przypadku z rysunku 2.17 z naniesioną linią osiągnięcia maksymalnych dopuszczalnych różnic ciśnień panujących z dwóch stron tłoka

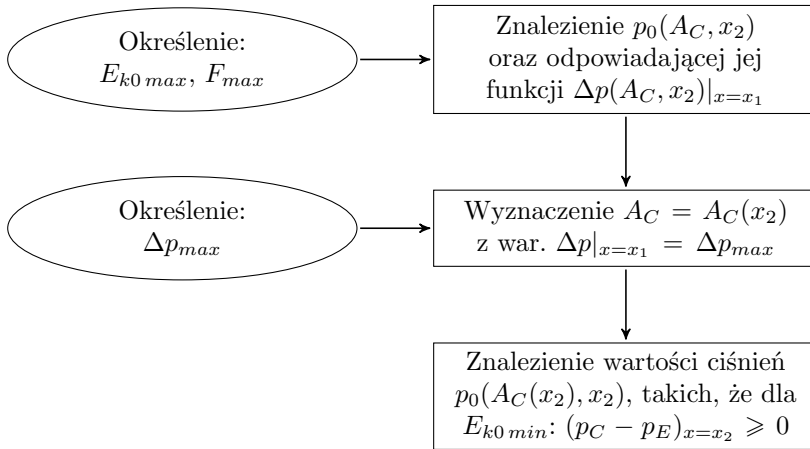
Zgodnie z przedstawionym wcześniej rozumowaniem, dotyczącym jakościowego powiązania maksymalnej prędkości hamowanego obiektu ze średnicą cylindra (punkt 2.2), dla spełnienia warunku realizacji założonej, 2-etapowej strategii hamowania obiektu, w możliwie szerokim zakresie prędkości zderzenia, średnica cylindra powinna być jak najmniejsza. Zatem obszar poszukiwań zawężony zostaje z powierzchni w przestrzeni parametrów projektowych do linii leżącej na tej powierzchni, odpowiadającej maksymalnym, dopuszczalnym różnicom ciśnień $\Delta p(x_1)$ (rysunek 2.21). W kolejnym kroku należy znaleźć punkt leżący na tej linii. Do tego mogą posłużyć następujące trzy kryteria: warunek uzyskania najmniejszej możliwej reakcji F_2 poprzez maksymalizację sprawności η_{\rightarrow} (zgodnie z rysunkiem 2.19 x_2 powinno być jak najmniejsze), warunek nieprzekroczenia maksymalnej dopuszczalnej różnicy ciśnień działających na uszczelnienie tłoczyska w pokrywie cylindra, warunek przystosowania absorbera do zatrzymywania poruszających się obiektów (posiadających różne energie kinetyczne – w szczególności najmniejszą z rozpatrywanych energii $E_{k0\min}$) zgodnie z przyjętą, 2-etapową strategią hamowania (ujęty na rysunku 2.22, przedstawiającym proponowany przebieg procesu projektowania absorbera PAA). Drugie i trzecie kryterium wynika z następujących rozumowań:

Ciśnienie początkowe p_0 jednoznacznie określają wartości x_2 i A_C wraz wielkościami E_{k0} i F_2 , charakteryzującymi zderzenie. Musi się jednak ono zawierać w granicach gwarantujących nieprzekroczenie dopuszczalnej różnicy ciśnień na uszczelnieniu tłoczyska ($p_E - p_{atm}$) przy wyrównanych ciśnieniach po obu stronach tłoka, po osiągnięciu przez niego końcowego położenia x_2 . Zrównanie ciśnień p_C i p_E wymuszone otwarciem zaworu w końcowym położeniu tłoka x_2 , prowadzi do ustalenia się ich poziomu powyżej początkowej wartości $p_0 = p_C|_{x_0} = p_E|_{x_0}$, ponieważ część objętości wewnątrz tulei cylindra zajęło tłoczysko, zaś nad gazem została wykonana praca. Wybór na linii $p_0(A_C(x_2), x_2)|_{\Delta p(x_1)=\text{const}}$ punktu odpowiadającego względnie dużemu ciśnieniu początkowemu i małemu skokowi tłoka x_2 daje rozwiązanie o względnie dużym ciśnieniu końcowym w cylindrze, gdy zapewnione zostanie stałe otwarcie zaworu od momentu osiągnięcia przez tłok pozycji x_2 . Stąd istnieje minimalna wartość x_2 , powyżej której nie wystąpią warunki nadmiernego obciążenia uszczelnienia tłoczyska różnicą ciśnień.

Jeżeli w ustalonym punkcie w przestrzeni parametrów projektowych, dla danej początkowej energii zatrzymywanego obiektu E_{k0} i maksymalnej siły hamowania F_2 zachodzi warunek $p_C|_{x_2} = p_E|_{x_2}$, to dla mniejszej energii E_{k0} i tej samej siły F_2 nie ma możliwości utrzymania reakcji absorbera na stałym poziomie na całym przedziale przesuwania tłoka między położeniami o współrzędnych x_1 i x_2 , ponieważ punkt x_1 jest przesunięty (mniejsza wartość x_1) i w związku z tym

różnica ciśnień $\Delta p = p_C - p_E$ w tym punkcie jest zbyt mała, aby jej wartość była dodatnia aż do osiągnięcia przez tłok punktu x_2 . Zatem wytyczną do wskazania punktu na linii $p_0(A_C(x_2), x_2)|_{\Delta p(x_1)=\text{const}}$ (zielona linia na rysunku 2.21), będącego rozwiązaniem sformułowanego zagadnienia, może być warunek zdolności absorbera do odpowiedzi na uderzenie, zgodnej z założoną, 2-etapową strategią hamowania obiektu, w sytuacji, kiedy zatrzymywany obiekt ma najmniejszą z rozpatrywanych energii E_{k0} (sposób wyznaczenia przebiegu zmienności różnicy ciśnień $\Delta p = p_C - p_E$ przy założeniu adiabatyczności przemian wewnątrz komór absorbera i w strumieniu gazu przepływającego przez zawór w tłoku, zaprezentowany jest w punkcie 3.5).

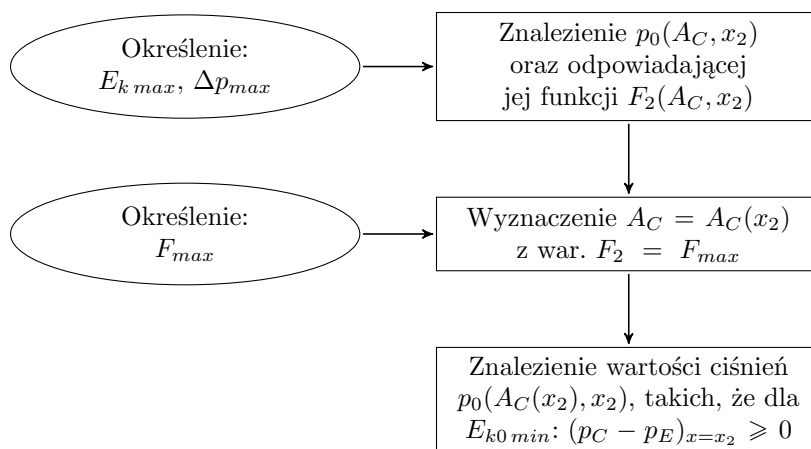
W powyżej przedstawionym rozumowaniu wartość x_1 uzależniona była od siły F_2 oraz od x_2 , A_C , E_{k0} . Warunek nieprzekroczenia dopuszczalnej dla uszczelnienia tłoka różnicy ciśnień $\Delta p|_{x=x_1}$ uwzględniony został w drugiej kolejności (rysunek 2.22). Dla usystematyzowania zaprezentowanego toku postępowania



Rysunek 2.22. Tok postępowania przy wyznaczaniu parametrów projektowych absorbera, oparty na uwzględnieniu w pierwszej kolejności wartości maksymalnej siły $F_2 = F_{max}$, a następnie dopuszczalnej różnicy ciśnień Δp_{max}

wania mającego na celu wyznaczenie parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) na podstawie ograniczeń narzuconych na energię zderzenia E_{k0} , siłę hamowania zatrzymywanego obiektu F_2 i maksymalną, występującą w zderzeniu różnicę ciśnień $\Delta p|_{x=x_1}$, w poniższej części niniejszego wywodu przedstawione jest podejście do projektowania absorbera bazujące na powiązaniu wartości x_1 z ograniczeniem na maksymalną różnicę ciśnień panujących z dwóch stron tłoka $\Delta p|_{x=x_1} = (p_C - p_E)|_{x=x_1}$.

Procedura przeprowadzona w taki sposób (rysunek 2.23) jest analogiczna do powyżej przedstawionej procedury.



Rysunek 2.23. Tok postępowania przy wyznaczaniu parametrów projektowych absorbera, oparty na uwzględnieniu w pierwszej kolejności dopuszczalnej różnicy ciśnień Δp_{max} , a następnie wartości maksymalnej siły $F_2 = F_{max}$

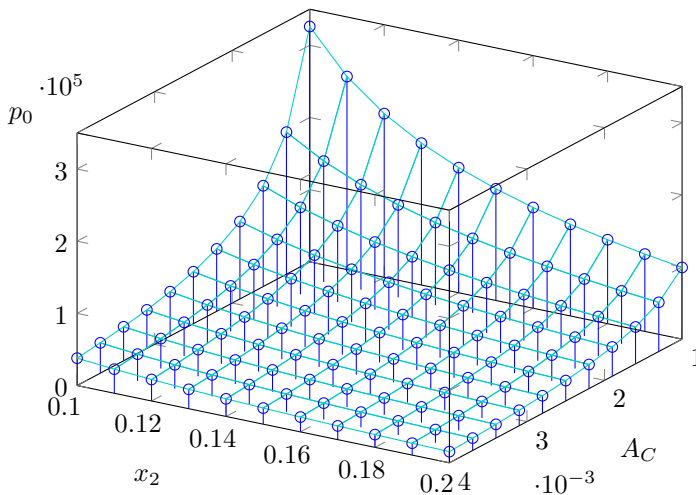
O ile wcześniej w pierwszej kolejności uwzględniony był warunek nieprzekroczenia maksymalnej, dopuszczalnej reakcji absorbera F_2 , tutaj najpierw zastosowany jest warunek nieprzekroczenia różnicy ciśnień $\Delta p|_{x=x_1} \leq \Delta p_{max}$ w cylindrze w położeniu x_1 tłoka (zgodnie ze wcześniejszym wnioskiem różnica ta osiąga swoje maksimum w tym punkcie). W tym przypadku poszukiwania parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) przebiega następująco:

1. Policzenie $\Delta p = \Delta p(x_1, x_2, A_C, p_0)$ w punkcie x_1 – zgodnie ze wzorem (2.33)⁷
2. Policzenie $p_0 = p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0})$ przy wykorzystaniu wzoru (2.27)
3. Wybranie wartości rozpraszanej energii E_{k0}
4. Wykonanie w dwóch zagnieżdżonych pętlach przebiegających po indeksach odpowiadających kolejno skokom x_2 tłoków uzyskiwanym w absorberach o różnych długościach cylindrów, oraz po indeksach odpowiadających powierzchniom czynnym A_C tłoków w absorberach o różnych średnicach:
 - (a) Policzenie $\Delta p(x_1) = \Delta p(x_1, x_2, A_C, p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0}))$

⁷Podobnie jak w poprzednim przypadku, w celu uzyskania zaprezentowanych wyników zastosowane zostały uchwyty (ang.: *function handle*) do wszystkich użytych funkcji.

- (b) Określenie zbioru różnic ciśnień Δp z przedziału wartości przyjmowanych przez funkcję wyrażoną powyższym wzorem, dla których wykonywane będą obliczenia
- (c) Wykonanie następujących operacji w pętli przebiegającej po indeksach odpowiadających wartościom różnic ciśnień Δp :
 - i. Policzenie różnicy między $\Delta p(x_1)$ a wybraną wartością Δp
 - ii. Znalezienie miejsc zerowych (wartości x_1) powyższej różnicy
 - iii. Wyznaczenie wartości p_0 w znalezionych w poprzednim kroku miejscach zerowych x_1 , przy użyciu stworzonej wcześniej funkcji $p_0 = p_0(x_1, x_2, A_C, E_{k0})$
5. Zebranie trójek liczb (p_0, A_C, x_2) odpowiadających danej energii E_{k0} oraz różnicy ciśnień Δp_{max}

Otrzymany zbiór punktów (x_2, A_C, p_0) dla ustalonej różnicy ciśnień w punkcie x_1 , równej 700 kPa, rozpraszanej energii wynoszącej 50 J i geometrii absorbera takiej samej, jak we wcześniej rozważanym przypadku, przedstawiony jest na rysunku 2.24.



Rysunek 2.24. Zbiór punktów w przestrzeni parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) , wyznaczonych dla absorberów zdolnych do rozpraszania energii 50 J, przy maksymalnej różnicy ciśnień panujących z dwóch stron tłoka 700 kPa

Trójka parametrów (x_2, A_C, p_0) dla danej energii zderzenia E_{k0} musi jednocześnie spełniać warunek nieprzekroczenia siły F_2 oraz warunek nieprzekroczenia różnicy ciśnień Δp , przy której może pracować uszczelnienie tłoka, zatem tok

dalszego postępowania byłby w tym przypadku analogiczny, jak w rozwiązaniu bazującym na powiązaniu współrzędnej x_1 z siłą F_2 .

Tutaj – tj. gdy współrzędna x_1 powiązana jest z różnicą ciśnień $\Delta p(x_1)$, a nie z siłą F_2 – obciążenie otrzymanego zbioru, przedstawionego na rysunku 2.24 wynika nie ze sprawdzenia nieprzekroczenia dopuszczalnej różnicy ciśnień w punkcie x_1 (spełnienie tego warunku zostało już zapewnione w każdym punkcie wyznaczonego zbioru), tylko ze sprawdzenia nieprzekroczenia dopuszczalnej siły, wyznaczonej przy wykorzystaniu równania (2.25):

$$A_C p_0 \left(\frac{x_2 A_C + V_{CC}}{(x_2 - x_1) A_C + V_{CC}} \right)^n - A_E p_0 \left(\frac{V_{EC}}{x_1 A_E + V_{EC}} \right)^n \leq F_{max} \quad (2.35)$$

przy czym współrzędna x_1 występująca w tym wzorze nie pokrywa się w ogólności ze współrzędną x_1 powiązaną z siłą F_2 – tzn. jednoczesne osiągnięcie maksymalnej dopuszczalnej siły F_{max} i maksymalnej dopuszczalnej różnicy ciśnień Δp_{max} przy ustalonych wartościach x_2 i A_C zachodzi tylko dla jednego ciśnienia p_0 , i dla jednej, niewybranej dowolnie energii kinetycznej hamowanego obiektu. Trzeba zatem wybrać jedną z dwóch dróg postępowania – rozwiązanie bazujące na powiązaniu x_1 z $F_2 = F_{max}$ lub rozwiązanie oparte na powiązaniu x_1 z $\Delta p(x_1) = \Delta p_{max}$. Wybór pierwszego z nich jest o tyle korzystny, że wartość ograniczenia siły, jakiej mogą być poddane zderzające się obiekty, określa jeden z wymogów stawianych absorberowi.

2.4 Wskazanie obszaru poszukiwań zmiennych projektowych opisujących absorber przeznaczony do danej aplikacji

Rozwiązanie zagadnienia wyznaczenia parametrów projektowych x_2 , A_C i p_0 absorbera przewidzianego do danej aplikacji należy rozpocząć od określenia wartości największych spodziewanych energii zderzeń E_{k0} , określenia maksymalnych sił hamowania F_{max} oraz największej dopuszczalnej różnicy ciśnień Δp_{max} między dwoma stronami tłoka, a także między dwoma stronami pokrywy cylindra, obejmującej tłoczysko (rysunek 2.22). O wartości Δp_{max} decyduje wytrzymałość uszczelnień.

Oszacowanie położenia granic obszaru poszukiwań zmiennych projektowych wygodnie jest oprzeć na uproszczeniach, pozwalających na powiązanie maksymalnej siły hamowania F_{max} poruszającego się obiektu z:

1. maksymalną rozpraszaną energią E_{k0} wyłącznie poprzez skok tłoka x_2 ,
2. maksymalną dopuszczalną różnicą ciśnień Δp wyłącznie poprzez powierzchnię czynną tłoka A_C .

Aby pierwszy z dwóch wymienionych warunków był spełniony, konieczne jest uzyskanie stałej wartości siły reakcji absorbera na całym skoku tłoka (czyli sprawność absorbera η_{\rightarrow} musi osiągnąć 100%). Jak zostało wcześniej wspomniane, nie jest możliwe uzyskanie stałego przebiegu siły na całym przesunięciu tłoka, gdy początkowe ciśnienia w obu komorach cylindra są sobie równe, ponieważ suma objętości oddzielonych tłokiem maleje wskutek zajmowania przez tłoczysko coraz większej objętości w cylindrze. Jednak dolne ograniczenie przedziału poszukiwań wartości skoku x_2 można uzyskać rozpatrując wyidealizowany przypadek zderzenia przy maksymalnej dopuszczalnej sile F_2 rozwiniętej na całym przesunięciu tłoka. Jeżeli maksymalna dopuszczalna siła reakcji absorbera F_{2max} została rozwinięta w czasie całego zderzenia, to znaczy, że w przypadku większej energii droga hamowania x_2 będzie za krótka do całkowitego zatrzymania poruszającego się obiektu. W związku z tym ruch tłoka w tulei cylindra powinien być zagwarantowany na odcinku dłuższym niż:

$$x_{2min_F} = \frac{E_{k0max}}{F_{2max}} \quad (2.36)$$

gdzie E_{k0max} jest największą z rozpatrywanych energii zderzeń.

Większą drogę pokona tłok przy rozpraszaniu energii E_{k0max} , gdy siła F_{2max} zostanie osiągnięta dopiero w momencie zatrzymania go w jego końcowym, skrajnym położeniu (zakładając, że zostanie mu zapewniona odpowiednio większa przestrzeń i że pozostałe warunki zdeterminują taki przebieg zderzenia). Jednak to, ile będzie wynosił skok x_2 w takim przypadku, zależy od rozmiaru objętości szkodliwych V_{CC} i V_{EC} . Utrzymanie tego skoku dla mniejszych rozpraszanych energii E_{k0} i tych samych warunków początkowych prowadzi do wybierania przebiegów zderzeń o mniejszych siłach F_2 i uzyskiwania większej sprawności η_{\rightarrow} (tj. rozpoczynania drugiej fazy sterowania reakcją absorbera przy mniejszych wartościach x_1 – rysunki 7, 7). Arbitralne przyjęcie np. wartości 0.3 za sprawność absorbera pracującego w takich warunkach (zob.: rysunek 2.19) daje zgrubne oszacowanie górnego ograniczenia długości drogi x_{2max} dostępnej dla przemieszczającego się w cylindrze tłoka, każdorazowo w całości wykorzystanej, powyżej której w żadnym rozpatrywanym przypadku zderzenia nie zostanie osiągnięta maksymalna dopuszczalna siła reakcji F_{2max} .

Inne, dodatkowe kryterium określenia wartości skoku x_{2min} bazuje na warunku niepoddawania hamowanego obiektu opóźnieniom większym od narzuconej wielkości a_{max} , przy czym prędkość zderzenia nie przekracza z góry określonego v_{0max} :

$$x_{2min_a} = \frac{v_{0max}^2}{2a_{max}} \quad (2.37)$$

Zatem skok tłoka w cylindrze jest nie mniejszy niż:

$$x_{2min} = \max(x_{2min_F}, x_{2min_a}) \quad (2.38)$$

Przedział wielkości powierzchni tłoka A_C stanowiący obszar poszukiwań tego parametru podczas projektowania absorbera, ograniczony jest z dołu wartością A_{Cmin} , łączącą maksymalną, dopuszczalną dla uszczelnienia tłoka różnicę ciśnień z maksymalną siłą oddziaływania gazu na tłok F_{2max} . Przyjmując uproszczenie polegające na pominięciu faktu istnienia różnicy między ciśnieniem p_E , panującym w komorze z tłoczyskiem a ciśnieniem zewnętrznym p_{atm} , dolne ograniczenie wielkości powierzchni wyraża się wzorem:

$$A_{Cmin} = \frac{F_{2max}}{\Delta p_{max}} \quad (2.39)$$

Gdy zapewniony jest swobodny przepływ gazu między komorą po stronie tłoczyska a otoczeniem, te same siły reakcji absorbera F_2 i różnice ciśnień na tłoku $\Delta p = p_C - p_E$ występują dla $p_E = p_{atm}$ i $p_C = p_{atm} + \Delta p_{max}$, jak i dla obecności próżni w otoczeniu absorbera i w jego komorze z tłoczyskiem, tj. gdy $p_E = 0$ i $p_C = \Delta p_{max}$. Jeżeli natomiast ciśnienie zewnętrzne p_{atm} jest mniejsze od ciśnienia w komorze po stronie tłoczyska p_E , a to z kolei jest mniejsze od ciśnienia w drugiej z komór p_C , to siła reakcji absorbera jest większa o $(p_E - p_{atm})A_R$ od siły rozwijanej w przypadku, gdy uszczelnienie tłoka jest obciążone całą różnicą ciśnień $p_C - p_{atm}$, zaś na tłok od strony tłoczyska i na tłoczysko działają jednakowe ciśnienia $p_E = p_{atm}$. Dla $p_E > p_{atm}$ różnica ciśnień $p_C - p_{atm}$ rozkłada się na uszczelnienie tłoka i uszczelnienie tłoczyska. Stąd powierzchnia A_{Cmin} , wyznaczona ze wzoru (2.39), jest większa od minimalnej powierzchni wyznaczonej dla $p_C > p_E > p_{atm}$. Z kolei zmiana warunków równości ciśnienia w komorze z tłoczyskiem i ciśnienia otoczenia $p_E = p_{atm}$ na warunki, w których obowiązują relacje $p_C > p_E < p_{atm}$, skutkuje zwiększeniem wymaganej wartości powierzchni tłoka, względem A_{Cmin} . W sytuacji, gdy w wykonywanym rachunku nie weźmie się pod uwagę nacisku gazu na powierzchnię A_E tłoka, zaproponowane ograniczenie obszaru poszukiwań pola A_C (wzór (2.39)) nie prowadzi do odrzucenia żadnych rozwiązań.

Podobnie jak przy szacowaniu przedziału poszukiwań skoku x_2 , górne ograniczenie zbioru powierzchni A_C jest arbitralne (o ile nie wynika z narzuconych wymagań co do gabarytów absorbera).

Zgodnie z rozumowaniem przedstawionym w tym rozdziale, wymienione poniżej kroki mogą być zastosowane do wskazania brzegów obszaru poszukiwań zmiennych projektowych absorbera:

1. Określenie jako danych wejściowych do obliczeń:
 - (a) maksymalnego opóźnienia a_{max} , jakiemu może być poddany zderzający się obiekt
 - (b) maksymalnej prędkości v_{0max} , z jaką może się poruszać zderzający się obiekt
 - (c) maksymalnej dopuszczalnej siły reakcji absorbera F_{2max}
 - (d) maksymalnej rozpraszanej energii E_{k0max}
2. Określenie wielkości ograniczającej z góry powierzchnię tłoka A_C
3. Wyznaczenie dolnego ograniczenia dostępnego skoku tłoka x_{2min} , którego wykorzystanie w całości, przy zapewnieniu stałej siły hamowania, pozwoli na zatrzymanie hamowanego obiektu. Poza dwoma dolnymi ograniczeniami wymaganego skoku tłoka x_{2min} , zapisanymi w formule (2.38), można wskazać ponadto ograniczenie x_{2min_p} wynikające z wartości maksymalnej różnicy ciśnień, przy której uszczelnienie tłoka może pracować. Oszacowanie najkrótszego odcinka x_{2min_p} (zgodnie z przyjętymi tutaj oznaczeniami), jaki należy zapewnić tłokowi, wykonane w oparciu o maksymalne dopuszczalne ciśnienie p_C przy stałym ciśnieniu p_E dla politropowej sprężyny gazowej zaprezentowane jest w [42, s. 24-25] (wykonanie tego oszacowania wymaga przyjęcia maksymalnej dopuszczalnej w danej aplikacji powierzchni tłoka A_C – czyli takiej, dla której dana siła oddziaływania gazu na tłok uzyskiwana jest przy najmniejszej osiągalnej różnicy ciśnień po dwóch stronach tego tłoka).
4. Oszacowanie górnego ograniczenia dostępnego skoku tłoka x_{2max} , powyżej którego możliwości absorbera nie będą w pełni wykorzystane
5. Wyznaczenie dolnego ograniczenia powierzchni tłoka A_C na podstawie związku (2.39)
6. Wyznaczenie wielkości ograniczającej z góry ciśnienie początkowe w cylindrze (z warunku wytrzymałości uszczelnienia tłoczyska na wystąpienie największej, dopuszczalnej różnicy ciśnień Δp_{max} i przy uwzględnieniu ciśnienia otoczenia p_{atm}):

$$\Delta p_{max} = p_E \left|_{x=x_{2max}, \min\left(\frac{A_C}{A_R}\right), \text{otwarty zawór}} - p_{atm} \Rightarrow \quad (2.40)$$

$$\Rightarrow p_{C0max} = p_{E0max} \stackrel{\text{ozn.}}{=} p_{0max}$$

Warunki zapisane przy p_E oznaczają kolejno: $x = x_{2max}$ – położenie końcowe tłoka, tj. odpowiadające zajmowaniu przez tłoczysko wewnątrz

cyindra największej objętości; $\min\left(\frac{A_C}{A_R}\right)$ – geometria odpowiadająca największemu względnemu spadkowi objętości gazu w cylindrze podczas przesuwania tłoka; otwarcie zaworu skutkuje wyrównaniem ciśnień po obu stronach tłoka, przy czym ciśnienie w cylindrze jest większe w sytuacji przesuwania tłoka z zamkniętym zaworem i otwarcia zaworu w końcowym położeniu tłoka, niż w sytuacji przesuwania tłoka z otwartym zaworem, ponieważ w pierwszym przypadku wykonywana jest większa praca nad absorberem, skutkująca większym wzrostem energii wewnętrznej gazu.

7. Wyznaczenie dolnego ograniczenia ciśnienia początkowego w cylindrze $p_{0\min}$, zapewniającego wyhamowanie obiektu posiadającego maksymalną braną pod uwagę energię kinetyczną $E_{k0\max}$. Wybrana jest tu największa powierzchnia A_C tłoka absorbera, ponieważ zapewnia ona uzyskanie reakcji na danym poziomie przy najmniejszym ciśnieniu p_C . W tym przypadku na całym skoku tłoka nie ma przepływu gazu przez zawór, czyli $x_1 = x_2$. Czyli przyjmując $p_0 = p_C(x_0) = p_E(x_0)$, oraz zakładając, że dla $x \in (x_0, x_2)$ ciśnienia p_C i p_E wyrażają się przez związki (2.18) i (2.18), oszacowanie dolnej granicy ciśnienia początkowego wynika z porównania energii kinetycznej hamowanego obiektu z pracą wykonaną nad gazem i przez gaz w cylindrze:

$$\int_{x_0}^{x_2} (p_C A_C - p_E A_E) dx = E_{k0\max} \Rightarrow p_{0\min} \quad (2.41)$$

przy czym konieczne jest tu przyjęcie założeń o wielkościach objętości szkodliwych. Jak zostało wcześniej zasugerowane, poszukiwanie rozwiązania w przestrzeni parametrów projektowych (x_2, A_C, p_0) polega na wskazaniu punktu tej przestrzeni, możliwie najbardziej oddalonego od dolnego ograniczenia $p_{0\min}$ ciśnienia początkowego. Należy tutaj jedynie zapewnić $p_{0\min} < p_{0\max}$.

Ograniczenia zbioru przedstawionego na rysunku 2.17, znalezione zgodnie z zaproponowaną powyżej listą wytycznych do określenia brzegów obszaru poszukiwań są zgrubne – same nie stanowią metody wyznaczania parametrów projektowych absorbera PAA.

2.5 Podsumowanie oraz cele pozostałe do realizacji

W zaprezentowanym rozdziale przedstawiona została metoda poszukiwania parametrów projektowych, charakteryzujących konstrukcję absorbera. Ponieważ jednoczesne szukanie wartości więcej niż trzech parametrów byłoby trudne,

jako najbardziej reprezentatywne wytypowane zostały trzy wielkości: dostępny skok tłoka x_2 (z założenia wykorzystywany w całości w każdym zderzeniu), powierzchnia przekroju promieniowego wnętrza tulei cylindra A_C i ciśnienie p_0 panujące w cylindrze przed zderzeniem (jednakowe po obu stronach tłoka). Jedy- nym sposobem doboru pozostałych parametrów (a w szczególności powierzchni przekroju promieniowego tłoczyska), o ile dodatkowe ograniczenia nie rozstrzy- gają problemu wybrania wartości tych pozostałych parametrów, jest – w ramach zastosowania przedstawionej metody – wielokrotne przeprowadzenie opisanej procedury dla kolejnych ich wartości. Ponadto przyjęte zostały dodatkowe zało- żenia upraszczające, takie jak nieważkość i sztywność tłoka z tłoczyskiem, czy adiabatyczność przemian gazu znajdującego się w cylindrze.

Głównym celem zrealizowanym w ramach przedstawionych tym rozdziale rozważań było wytyczenie toku postępowania przy poszukiwaniu wartości pa- rametrów projektowych, opartego na stopniowym zawężaniu obszaru poszuki- wań rozwiązania najlepiej odpowiadającego wymaganiom stawianym konstru- owanemu absorberowi PAA. Maksymalna energia kinetyczna obiektu $E_{k0\ max}$ i maksymalna siła zderzenia F_2 są tu wytycznymi do określenia parametrów projektowych, które – jednocześnie – są wybierane w sposób gwarantujący uzy- skanie możliwie najmniejszych maksymalnych sił hamowania F_2 dla pozostałych uwzględnionych energii zderzeń E_{k0} . Problem ten można jednak inaczej sformu- łować: mając dany rozkład gęstości prawdopodobieństwa $P_M(M_{obj} = M)$ wyrażający jak często hamowane są obiekty o różnych masach M oraz mając dany rozkład prawdopodobieństwa $P_v(v_0 = v)$ określający, jak często prędkości tych obiektów równe są różnym prędkościom v , można wyznaczyć odpowiedni rozkład dla energii:

$$P\left(E_{k0} = \frac{Mv^2}{2}\right) = P_v(v_0 = v) \cdot P_M(M_{obj} = M) \quad (2.42)$$

Wówczas minimalizacji można poddać sumę sił zderzeń pomnożonych przez współczynniki wagowe, równe częstościom ich występowania:

$$G = \int_{\{E_{k0}\}} F_2(E_{k0})P(E_{k0})d(E_{k0}) \rightarrow \min \quad (2.43)$$

przy czym wartości tych sił powiązane są z parametrami projektowymi x_2 , A_C , p_0 w opisany wcześniej sposób.

Osobnej analizie wymaga też problem projektowania absorbera, gdy tłoczy- sko zakończone jest dodatkowym elementem podatnym (np. pneumatykiem) – wówczas przy utrzymaniu założonej 2-etapowej strategii hamowania obiektu całkowity skok tłoka x_2 może zostać skrócony.

Powiązanie właściwości użytkowych absorbera z przepustowością zaworu

3.1 Określenie problemu i realizowany cel

Role rozważanego pneumatycznego adaptacyjnego absorbera PAA jest minimalizacja największej wartości siły hamowania poruszającego się obiektu. Cel ten – jak zostało to opisane w pierwszym rozdziale – ma być osiągnięty dzięki utrzymaniu 2-etapowej strategii hamowania poruszającego się obiektu (rysunek 2.6). W pierwszej fazie realizacji tej strategii tłok jest przesuwany z zamkniętym zaworem i siła nacisku gazu na niego narasta (a więc narasta reakcja absorbera). Aby maksymalna siła hamowania F_2 poruszającego się obiektu była możliwie mała, wskazane jest wykorzystanie całego dostępnego skoku tłoka x_2 , zaś wzrost siły w FAZIE 1 powinien następować na jak najkrótszym odcinku x_1 (wówczas sprawność absorbera η_{\rightarrow} , wyrażona wzorem (2.30) osiąga wartości bliskie jedności).

W FAZIE 2 (rysunek 2.6) hamowania poruszającego się obiektu zawór jest sterowany, aby dzięki odpowiedniej wartości wydatku masowego gazu utrzymana była stała wartość reakcji absorbera. Następują tutaj jednocześnie dwa efekty, mające wpływ na reakcję absorbera – zmienianie się objętości komór absorbera, spowodowane przesuwaniem tłoka oraz przepływ gazu przez zawór z komory o wyższym ciśnieniu do komory o niższym ciśnieniu. Celem wprowadzonego sterowania natężeniem przepływu jest utrzymywanie możliwie stałej siły reakcji poprzez równoważenie zmian różnic ciśnień spowodowanych przemieszczaniem tłoka. Zapewnienie stałej wartości siły nacisku gazu na tłok wymaga, aby szybkość jej spadku następującego w wyniku przepływu gazu przez zawór, przy przyjętym chwilowym bezruchu tłoka, była równa szybkości wzrostu tej siły, spowodowanego przesuwaniem tłoka przy przyjętym chwilowym braku przepływu przez zawór.

Podczas projektowania pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia PAA powinna być zweryfikowana zdolność tego absorbera do utrzymania stałej siły F_2 w FAZIE 2 zderzenia dla różnych prędkości początkowych oraz energii zderzeń. Im większa jest prędkość zderzenia, tym większe są jej wartości w FAZIE 2 zderzenia. Wzrost prędkości skutkuje tendencją do szybszego wzrostu siły oddziaływania gazu z tłokiem, wywołanego zmianami objętości komór absorbera, następującymi w danym przedziale czasu. Konsekwencją tego jest konieczność zapewnienia szybszego przepływu gazu przez zawór w tłoku w celu utrzymania reakcji na stałym poziomie. Wniosek ten wynika ze spostrzeżenia, że szybszy przepływ skutkuje zaistnieniem tendencji do szybszego zrównywania się ciśnień panujących po dwóch stronach tłoka. Natomiast tej tendencji do zmian ciśnień towarzyszy odpowiednia tendencja do spadku wartości siły reakcji absorbera – jej przewaga nad wpływem zmian położenia tłoka na siłę reakcji gwarantuje możliwość utrzymania stałej wartości reakcji absorbera (przy odpowiednim sterowaniu otwarciem zaworu).

Znajomość ciśnień na wlocie i na wylocie zaworu oraz temperatury na jego wlocie pozwala na jednoznaczne określenie wydatku masowego przepływającego przez niego gazu w oparciu o daną charakterystykę przepływową zaworu. Z kolei przebiegi ciśnień i temperatur w przestrzeniach z dwóch stron tłoka możliwe są do wyznaczenia w symulacjach numerycznych procesu zderzenia. Zatem weryfikacja, czy danym absorberem da się zatrzymać obiekt posiadający prędkość v i masę M , zapewniając przy tym 2-etapową strategię hamowania (przedstawioną schematycznie na rysunku 2.6), opiera się na opisie kinematyki procesu zderzenia wraz z analizą przemian termodynamicznych gazu zawartego w absorberze i wymaga znajomości charakterystyki przepływowej zaworu.

Dogodne kryterium oceny zakresu stosowalności absorbera PAA stanowi zawieranie się w wartości parametrów określających warunki zderzenia (masy M i prędkości v) w zbiorze, w obrębie którego możliwa jest realizacja założonej, dwuetapowej strategii sterowania siłą zderzenia. Poszukiwanie takiego zbioru $\{M, v\}$ mas i prędkości zatrzymywanego obiektu jest tematem niniejszego rozdziału.

3.2 Jakościowe powiązanie geometrii zaworu z osiąganiami absorbera

W sytuacji, gdy podczas projektowania absorbera modyfikowany jest projekt zaworu, całe postępowanie jest bardziej złożone od samego kształtowania cylindra, zaprezentowanego w poprzednim rozdziale – w przypadku przyjęcia rozwiązania konstrukcyjnego bazującego na zastosowaniu dwóch płytek zawo-

rowych z wydrążeniami przelotowymi, rozsuwanych przy otwieraniu zaworu za pomocą przetwornika piezoelektrycznego (rysunek 1.2), maksymalne wydatki masowe gazu przepływającego przez ten zawór dla danych warunków na jego wlocie i na wylocie są proporcjonalne do uzyskiwanej szerokości szczeliny między płytkami (zob. punkt 4.11), a ta z kolei zależy od długości przetwornika piezoelektrycznego.

Jak zostało wspomniane, do utrzymywania stałej reakcji absorbera konieczne jest zapewnienie dostatecznej szybkości przepływu gazu przez zawór, aby przy przesuwaniu tłoka w cylindrze wzrost siły oddziaływania gazu na tłok spowodowany zmianami objętości przestrzeni wewnątrz cylindra kompensowany był jej spadkiem, wywołanym przepływem gazu przez zawór. Zatem im dłuższy jest przetwornik, tym dla większych prędkości zderzeń zrealizowana zostanie założona, 2-etapowa strategia hamowania obiektu. Jednak zwiększanie długości zaworu w opracowywanym projekcie absorbera odbywa się kosztem zwiększenia długości absorbera lub kosztem zmniejszenia skoku tłoka x_2 (rysunek 3.1).

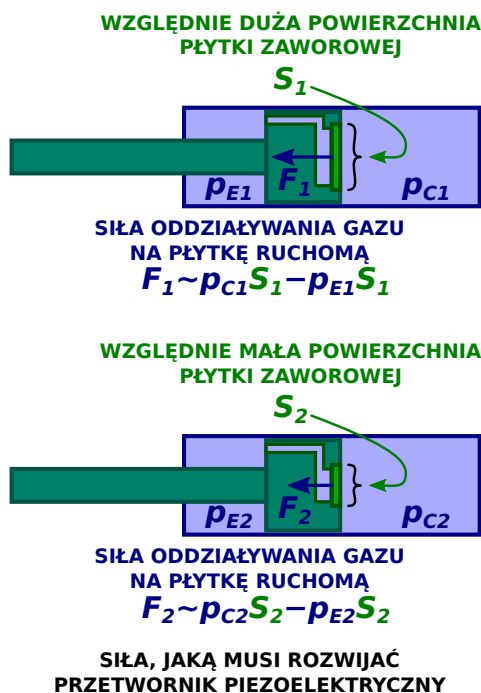


Rysunek 3.1. Ograniczenie skoku tłoka spowodowane zastosowaniem zaworu ze względnie długim przetwornikiem piezoelektrycznym

Własności zaworu otwieranego przetwornikiem piezoelektrycznym odróżniają go od zaworów elektromagnetycznych wynikają wprost z osiągnięć zastosowanych napędów piezoelektrycznych – są to m.in. krótsze czasy odpowiedzi zaworów piezoelektrycznych, ale też mniejsze, osiągalne wydatki masowe gazu. Minimalne czasy cyklu wydłużania i skracania przetworników piezoelektrycznych, rzędu kilkudziesięciu mikrosekund, są nieosiągalne dla napędów działających w oparciu o budowanie pola magnetycznego [21, s. 19]. Podobnie, ciecz magnetoreologiczna zastosowana jako czynnik roboczy w absorberach energii mechanicznej wolniej reaguje (zmienia lepkość), niż przetwornik piezoelektryczny zmienia długość – tu również czas reagowania elementu na zmiany sygnału sterującego zależy od czasu budowania pola magnetycznego [47, s. 10] [58, s. 65].

Kolejny problem, mogący wystąpić w absorberze wykonanym w zgodzie z rozwiązaniem opartym na zastosowaniu zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera, wynika z nacisku gazu na płytkę ruchomą. Istotą tego problemu jest potencjalna niezdolność do rozwinięcia przez napęd (przetwornik) piezoelektryczny siły wystarczającej do odsunięcia płytki ruchomej zaworu od płytki nieruchomej. Umieszczony w zaworze przetwornik jest wstępnie sprężony zestawem sprężyn talerzowych 1 (rysunek 4.15), a ponadto musi być zdolny do pokonania siły zestawu sprężyn talerzowych 2 (zamykających zawór) i siły oddziaływania gazu na płytkę ruchomą. Ta ostatnia wynika przede wszystkim z różnicy ciśnień między wlotem a wylotem zaworu (zawsze gdy $p_C > p_E$, siła spowodowana różnicą tych ciśnień ściska przetwornik piezoelektryczny – podobnie jak sprężyny talerzowe – a przy tym jest proporcjonalna do powierzchni płytki ruchomej – rysunek 3.2).

Należy się spodziewać wzrostu wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór przy zwiększaniu średnicy płytek i przy związanym z tym zwiększaniem liczby wydrzeń przelotowych w płytkach. Z tego punktu widzenia płytki powinny mieć jak największe średnice. Z drugiej strony, z powodu ograniczonej siły napędu piezoelektrycznego, zastąpienie płytki ruchomej płytką o większej powierzchni ogranicza zakres różnic ciśnień panujących na wlocie i na wylocie zaworu, przy którym możliwe jest otwarcie zaworu. Jednak zwiększanie średnicy cylindra pozwala nie tylko na zastosowanie większego zaworu z płytkami o większej średnicy, ale też odpowiednio szerszego (a więc silniejszego) przetwornika piezoelektrycznego. Siła rozwijana przez przetwornik jest liniowo proporcjonalna do powierzchni jego przekroju promieniowego, zaś siła nacisku gazu na tłok – przyjmując upraszczające założenie o jednorodności rozkładów ciśnień na powierzchniach płytek – liniowo proporcjonalna do powierzchni płytki. Zatem wzrost siły wymaganej do rozsunienia płytek, wynikający ze zwiększenia ich średnicy, kompensowany jest zwiększeniem w odpowiednim stopniu maksymal-



Rysunek 3.2. Zawory z różnymi średnicami płytek

nej siły wywieranej przez dobierany przetwornik, proporcjonalnej do powierzchni jego przekroju.

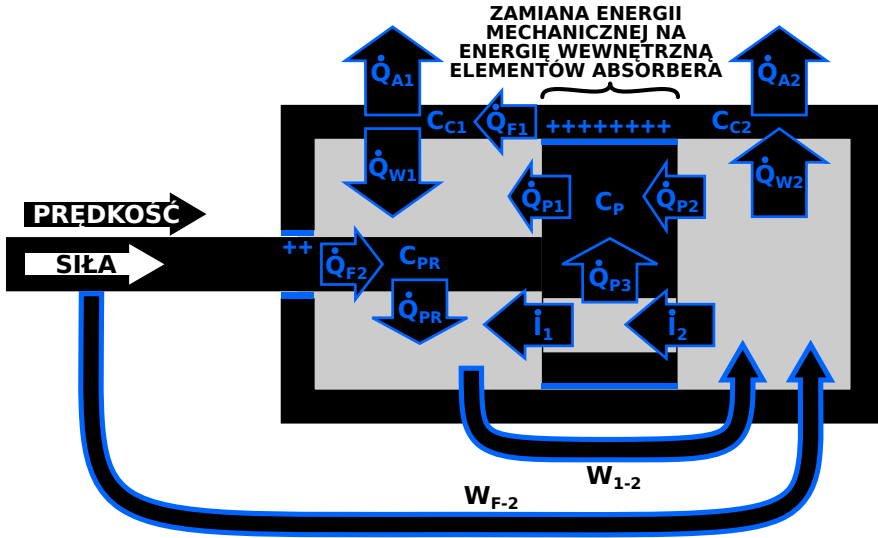
Umieszczenie przetwornika piezoelektrycznego w tłoczyisku usuwa problem zmniejszenia dostępnego skoku tłoka w cylindrze w konsekwencji zwiększenia maksymalnego rozsunęcia płytek zaworowych, jednak nakłada ograniczenie na średnicę tego przetwornika, a to z kolei rzutuje na maksymalne siły, z jakimi może on oddziaływać.

3.3 Założenia w modelu

W niniejszym rozdziale przedstawiony jest opis zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra pneumatycznego oraz zaprezentowane są metody upraszczania tego opisu – stosowane w celu umożliwienia wykorzystania go do symulacji numerycznych ewolucji stanu cylindra. Początek poniższego wywodu wskazuje na złożoność procesów mających związek z funkcjonowaniem cylindra pneumatycznego. W następnej kolejności pokazane są przekształcenia równania bilansu energii zawartego w nim gazu. Głównym założeniem przyjętym na tym etapie

jest jednorodność pól opisujących stan gazu. Z wynikami tych przekształceń zestawione są równania wchodzące w skład modeli cylindrów, spotykane w publikacjach dotyczących cylindrów pneumatycznych o różnych przeznaczeniach. Odniesienie do przykładowych publikacji ma na celu nakreślenie, jakie uproszczenia w modelowaniu cylindrów pneumatycznych są dopuszczalne, gdy celem jest przewidywanie zachowania się ich w różnych warunkach.

Zjawiska, do jakich dochodzi w absorberze podczas rozpraszania energii zderzenia, oznaczone są schematycznie na rysunku 3.3 [73]. Dominującą część w bi-



Rysunek 3.3. Przepływ energii w absorberze energii zderzenia

lansach energii dla rozważanego układu stanowi praca W_{F-2} wykonana przez hamowany obiekt nad sprężanym gazem oraz praca W_{1-2} wykonywana jednocześnie przez rozprężany gaz również nad gazem sprężanym, znajdującym się po przeciwnej stronie tłoka. W sytuacji otwarcia zaworu równie istotny jest przepływ gazu z przestrzeni z jednej strony tłoka do przestrzeni po drugiej stronie tłoka oraz unoszenie przez ten gaz entalpii z szybkością \dot{I}_2 i \dot{I}_1 . Oba te strumienie entalpii różnią się między sobą o wartość strumienia energii \dot{Q}_{P3} przekazywanej między płynącym gazem a elementami zaworu.

Poza wymienionymi powyżej procesami zachodzi także wymiana energii poprzez ciepło między gazem wypełniającym przestrzeń od strony tłoczyska a fragmentem cylindra ograniczającym tę przestrzeń \dot{Q}_{W1} . Analogiczny strumień energii dla drugiej strony tłoka oznaczony jest na rysunku 3.3 przez \dot{Q}_{W2} , zaś strumienie między odpowiednimi fragmentami cylindra a otoczeniem – przez

\dot{Q}_{A1} i \dot{Q}_{A2} . W wyniku tarcia na uszczelnieniach następuje wzrost energii wewnętrznej cylindra i tłocznika kosztem energii kinetycznej hamowanego obiektu – wyrażają to oznaczenia strumieni energii \dot{Q}_{F1} i \dot{Q}_{F2} . Ze względu na złożoność struktury tłoka z zaworem, a także zmiany rozmiarów powierzchni tulei cylindra i powierzchni tłocznika, eksponowanych na kontakt z gazem wypełniającym absorber, strumienie energii przekazywanej poprzez ciepło, zaznaczone na rysunku 3.3, nie są jednorodne na całych powierzchniach elementów absorbera (kwestia opisu przejmowania energii poprzez ciepło poruszona jest w rozdziale 5). Ponadto pojemności cieplne tłoka, tłocznika oraz pokryw i tulei cylindra, oznaczone przez C_P , C_{PR} , C_{C1} i C_{C2} , odnoszą się do struktur, w obrębie których panujące warunki zmieniają się istotnie wraz z przesuwaniem tłoka. Stąd rozkład temperatury w elementach absorbera nie jest jednorodny.

Symulacje procesów zachodzących w absorberze, wykonane w oparciu o model sformułowany przy uwzględnieniu złożoności struktury tego absorbera, wymagałyby prowadzenia jednoczesnych obliczeń ruchu gazu w przestrzeniach po dwóch stronach tłoka i między elementami zaworu, obliczeń przepływu energii poprzez ciepło w poszczególnych elementach układu oraz przejmowania energii poprzez ciepło na powierzchniach styku gazu z elementami absorbera. Obszar przepływu gazu oraz obszary przepływu energii na drodze ciepła wewnątrz elementów absorbera pokrywa się wówczas siatkami obliczeniowymi, na których wykonywane są obliczenia metodą objętości skończonych lub metodą elementów skończonych [84]. Alternatywnie, w obliczeniach ruchu płynu, zamiast wykonywania obliczeń na siatkach o ustalonej geometrii, proponuje się metodę bazującą na wyznaczaniu ewolucji pola wirowości prędkości, opisanego poruszającymi się cząstkami, posiadającymi ładunek wirowości i oddziałującymi między sobą nawzajem [69] [70].

Podjęcie do opisu procesów zachodzących w absorberze pneumatycznym, polegające na wyznaczaniu interakcji gazu osobno z każdym elementem absorbera, poziomem szczegółowości obejmującego przebieg zjawisk w odpowiednich podobszarach zajmowanych przez gaz, obarczone byłoby trudnościami wynikającymi zarówno ze złożoności geometrii komponentów absorbera jak i z charakteru przepływu gazu wewnątrz zaworu (lokalnie okołodźwiękowego), przy nagłych zmianach kierunków i wielkości przekrojów strumienia. Gdy modelowany układ posiada pewną regularność – np. jest to wnętrze przewodu pneumatycznego o przekroju kołowym – stosowane są uproszczenia, takie jak sprowadzenie opisu ruchu płynu do scharakteryzowania go wielkościami określonymi dla wybranych przekrojów strumienia [31]. Złożoność kształtu przestrzeni wewnątrz absorbera nie pozwala jednak na przyjęcie podobnych uproszczeń w odniesieniu do niego.

Z tych względów przy formułowaniu modeli przemian termodynamicznych zachodzących w absorberze przyjmuje się założenie

Zał. 1. jednorodności pól określających stan gazu [43, s. 56] [63, s. 4].

Zaprezentowane tutaj rozważania uwzględniają jedynie ewolucję stanów gazu w absorberze (bez analizy ewolucji pola temperatury w elementach absorbera), przy czym przyjęte są jednorodne rozkłady pól charakteryzujących stan gazu po dwóch stronach tłoka.

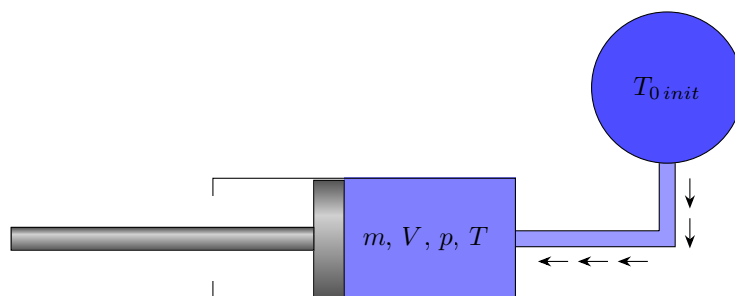
Siła oddziaływania gazu z tłokiem zależy od ciśnienia tego gazu. Zatem dla wyznaczenia zmiany nacisku na tłok dF , wywieranego przez gaz znajdujący się w komorze, konieczne jest wyznaczenie zmiany dp ciśnienia w komorze cylindra pneumatycznego, następującej w danym kroku czasowym w wyniku wzrostu dm masy zawartego w komorze gazu, wzrostu jej objętości o dV oraz dostarczenia energii δQ poprzez ciepło (użyty symbol δ wskazuje na to, że wielkość ta nie jest różniczką zupełną). W każdym kroku obliczeń konieczna jest znajomość temperatury na jego początku, dlatego zmiany temperatury dT powinny być wyznaczane równoległe z liczeniem zmian ciśnienia dp . Wyprowadzenie wzorów określających dp i dT w komorze cylindra pneumatycznego oparte jest na bilansie energii dla zawartego w niej gazu, przy jednoczesnym napływie lub wypływie gazu, przesuwaniu tłoka i ogrzewaniu lub chłodzeniu gazu (w pracy [23, s. 34–38] przedstawiono przekształcenia przeprowadzone w ten sam sposób, jak zaprezentowane poniżej – wynikiem jest równanie oznaczone w niej jako (11); przekształcenia te pokazano również w [43, s. 56–59]):

$$\delta Q + i_0 dm = dU + \delta W \quad (3.1)$$

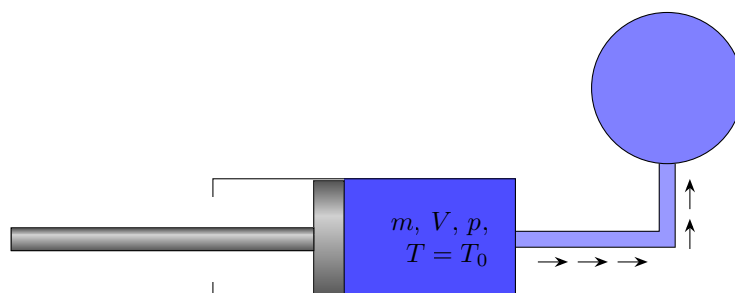
gdzie:

- δQ – energia przekazana do wnętrza komory cylindra pneumatycznego na drodze ciepła
- $i_0 dm$ – entalpia unoszona w strumieniu gazu
- $dU = u dm + m du$ – zmiana energii wewnętrznej gazu znajdującego się w komorze, zależna od przyrostów i wartości energii wewnętrznej właściwej u i masy gazu m
- $\delta W = p dV$ – praca wykonana przez gaz w cylindrze nad jego otoczeniem, przy zmianie objętości V , następującej wraz z przesuwaniem tłoka.

Odpowiednie oznaczenia m , V , p , T i T_0 odnoszą się do obszarów zaznaczonych na rysunkach 3.4 i 3.5, przy czym T_0 jest temperaturą gazu ze strumienia zatrzymanego przy ciśnieniu p (tj. ciśnieniu panującym w komorze, dla której



Rysunek 3.4. Napływ gazu do komory jednostronnego cylindra pneumatycznego



Rysunek 3.5. Wypływ gazu z komory jednostronnego cylindra pneumatycznego

napisane jest równanie (3.1)). Zapisanie równania (3.1) przy ich użyciu, daje:

$$\delta Q + i_0 dm = m du + u dm + p dV \quad (3.2)$$

Przyjęcie, że gaz jest doskonały, pociąga za sobą założenie stałości ciepła właściwego c_v przy stałej objętości oraz ciepła właściwego c_p przy stałym ciśnieniu [33, s. 130-133]. Energia wewnętrzna właściwa gazu w komorze u , jej przyrost du i entalpia spiętrzenia strumienia i_0 powiązane są z oboma ciepłami właściwymi, z temperaturą w cylindrze T i temperaturą spiętrzenia strumienia T_0 następująco:

$$u = c_v T \quad (3.3)$$

$$du = c_v dT \quad (3.4)$$

$$i_0 = c_p T_0 \quad (3.5)$$

Zależność (3.2) po uwzględnieniu tych związków przyjmuje postać:

$$\delta Q + c_p T_0 dm = c_v m dT + c_v T dm + p dV \quad (3.6)$$

W części modeli zakłada się adiabatyczność przemiany termodynamicznej ($\delta Q = 0$). Wówczas temperatura T nie występuje jawnie w opisie zjawiska (bo w takiej sytuacji $T = T(p)$) i w związku z tym nie trzeba liczyć jej przyrostów – wystarczy liczyć przyrosty dp ciśnienia, co jest widoczne w dalszej części wywodu. Stąd wykonane zostaną kroki mające na celu zastąpienie T innymi wielkościami, występującymi w równaniu stanu gazu doskonałego $pV = mRT$.

Suma $(c_v m dT + c_v T dm)$ występująca we wzorze (3.6) wyraża się poprzez wartości p i V , oraz ich przyrosty dp i dV , dzięki wykorzystaniu równania stanu $pV = mRT$ zróżniczkowanego stronami:

$$V dp + p dV = RT dm + mR dT \quad (3.7)$$

Pomnożenie powyższego stronami przez c_v/R daje wyrażenie równe przyrostowi dU energii wewnętrznej:

$$c_v(m dT + T dm) = \frac{c_v(V dp + p dV)}{R} \quad (3.8)$$

przy czym przyrost dV jest równy przyrostowi objętości gazu oznaczonemu w ten sam sposób, występującemu w wyrażeniu określającym pracę wykonaną przez gaz nad jego otoczeniem: $\delta W = p dV$. Jest tak, bo zwiększaniu energii wewnętrznej układu, przejawiającemu się w zmianach dp i dV , towarzyszy wykonanie pracy – na przesunięciu zależnym właśnie od dV . Wstawienie (3.8) do równania (3.6), daje:

$$\delta Q + c_p T_0 dm = c_v \frac{V dp + p dV}{R} + p dV \quad (3.9)$$

Ciepła właściwe c_p i c_v występujące w powyższym równaniu zastępuje się wykładnikiem adiabaty κ i stałą gazową R , dzięki zastosowaniu związków $R = c_p - c_v$ i $\kappa = c_p/c_v$ [33, s. 133] [28, s. 96]. Odpowiednio wynoszą one:

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (3.10)$$

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \quad (3.11)$$

Wstawienie do związku (3.9) wyrażeń (3.10) i (3.11) prowadzi do zależności:

$$\delta Q + \frac{\kappa R}{\kappa - 1} T_0 dm = \frac{V dp + p dV}{\kappa - 1} + p dV \quad (3.12)$$

dającej się uprościć do postaci:

$$(\kappa - 1)\delta Q + \kappa RT_0 dm = V dp + \kappa p dV \quad (3.13)$$

Stąd:

$$dp = \frac{\kappa}{V}(RT_0 dm - p dV) + \frac{\kappa - 1}{V}\delta Q \quad (3.14)$$

Natomiast przyrost temperatury, wyznaczony z (3.6), przy uwzględnieniu, że $c_p = \kappa c_v$, można wyrazić następująco:

$$dT = \frac{1}{c_v m}((\kappa T_0 - T)c_v dm - p dV + \delta Q) \quad (3.15)$$

W modelach przemian termodynamicznych zachodzących w cylindrach pneumatycznych, stosuje się równanie będące wynikiem pominięcia w (3.14) wyrazu z δQ i podzielenia go przez przyrost czasu dt , w jakim zachodzi zmiana ciśnienia dp [42] [7] [29] [36] [67] [75] [78]:

$$\dot{p} = \frac{\kappa}{V} (RT_0 \dot{m} - p \dot{V}) \quad (3.16)$$

wyrażające szybkość zmian ciśnienia p gazu w cylindrze, wyprowadzone przy założeniu adiabatyczności przemian ($\delta Q = 0$). \dot{m} jest tu szybkością napływu/wypływu masy do/z cylindra, zaś \dot{V} – szybkością zmieniania się objętości zajmowanej przez gaz w cylindrze, spowodowanego przesuwaniem tłoka.

W szczególności, w równaniu (11) w artykule [42, s. 25], dotyczącym pneumatycznych absorberów energii zderzenia, skonfigurowanych w sposób przedstawiony na rysunku 3.4, wyraz z T_0 pomnożony jest przez wyrażenie $(p/p_0)^{(n-1)/n}$ (n jest wykładnikiem politropy), co wskazuje na powiązanie temperatury spiętrzenia w zbiorniku $T_{0\,init}$ (rysunek 3.4) z temperaturą spiętrzenia strumienia gazu na wlocie do cylindra pneumatycznego $T_{0\,final}$ (T_0 w równaniu (3.16)) równaniem opisującym przemianę politropową:

$$T_{0\,final} = T_{0\,init} \left(\frac{p}{p_{0\,init}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.17)$$

W książce [43, s. 59] w równaniu będącym odpowiednikiem (3.16), wykładnik adiabaty κ zastąpiono – powołując się na artykuły [4] [63] [64] – różnymi wykładnikami politropy n_f , $n \in (1, \kappa)$:

$$\dot{p} = \frac{1}{V} (n_f RT_0 \dot{m} - n p \dot{V}) \quad (3.18)$$

przy czym w przekształceniach w artykule [63, s. 5] przyjęto, że $T_0 = T$ (przy napływie gazu do komory absorbera). Wpływ przekazywania energii poprzez ciepło między wypełniającym komorę cylindra gazem a jego otoczeniem ma tu być uwzględniony dzięki tej zamianie κ na n i n_f . Wprowadzenie n i n_f związane jest ze skomplikowanym powiązaniem energii δQ (równanie (3.1)) z energią $i_0 dm$ unoszoną w strumieniu – zmiana temperatury dT w układzie (towarzysząca zmianie energii wewnętrznej gazu dU , przy równoczesnym wykonaniu przez ten gaz pracy δW nad otoczeniem, występująca po prawej stronie równania (3.1) po rozpisaniu go), jest skutkiem jednoczesnej wymiany energii δQ poprzez ciepło oraz wymiany energii $i_0 dm$, unoszonej w strumieniu gazu; nie byłoby zatem poprawne wyrażenie przyrostu δQ jako iloczynu ciepła przemiany c (stałego z założenia), masy m i zmiany temperatury dT , ponieważ zmiana temperatury dT w układzie jest inna niż ta, jaką spowodowałoby samo dostarczenie energii δQ (bez $i_0 dm$). W przytoczonej publikacji [43] podano rekomendację, aby – zgodnie z wynikami badań przedstawionymi w [4] – dla strumienia gazu napływającego do komory cylindra (rysunek 3.4) przyjmując $n_f \approx \kappa$, dla gazu wypływającego z niej (rysunek 3.5) $n_f \approx 1$, zaś dla gazu pozostającego w komorze $n = 1.2$. W często występujących w przemyśle warunkach, w których cylindry pneumatyczne zasilane są strumieniem gazu o ciśnieniu do 1.2 MPa i o temperaturze około 290 K, przyjmuje się $n = n_f = 1$ [4] [43, s. 60, 186]. Takie podstawienie oznacza przyjęcie przemiany izotermicznej dla gazu w rozważanej komorze oraz przyjęcie założenia o natychmiastowym zrównywaniu temperatury gazu napływającego do tej komory z temperaturą panującą w komorze – równanie (3.18) otrzymuje się wówczas z (3.7), po przyjęciu $dT = 0$.

W modelach siłowników pneumatycznych: równania (2) w [29, s. 5], równania (3)÷(6) w artykule [7, s. 29], dotyczącym siłowników szybkobieżnych, równania (1)÷(3) w [67, s. 29] (itd.), a także równania (1) i (2) w pracy [36, s. 24], opisujące procesy zachodzące w cylindrze pneumatycznym układu wibroizolacji siedziska, odpowiadają równaniu (3.16).

W artykule [76], w którym rozważano sterowanie siłownikiem pneumatycznym z użyciem proporcjonalnego zaworu rozdzielającego, sformułowano układ równań zawierający równanie takie samo jak (3.16), jednak zamiast niego do opisu pracy siłownika wykorzystano formułę z parametrami o wartościach wybieranych na drodze dopasowania wyniku otrzymanego przy zastosowaniu tej formuły do wyników eksperymentu. Nie występowała w niej wielkość \dot{m} , ani wyrażenie wiążące tę wielkość z położeniem suwaka zaworu. W zastosowanej formule zawarto wielkości określające poziom sygnału sterującego zaworem oraz poziomy sygnałów z czujników. Rezygnację z zastosowania równania postaci (3.16) uzasadniono m.in. tym, że chciano uniknąć całkowania równania wyrażającego szyb-

kość zmian ciśnienia, przy szacowanym czasie napełniania cylindra rzędu 10 μs oraz przy braku informacji o położeniu przemieszczanego suwaka zaworu.

Z kolei równanie (3) w pracy [73, s. 73], dotyczącej sterowania siłownikiem pneumatycznym, ma postać

$$\dot{p} = \frac{\kappa}{V} (RT_0\dot{m} - p\dot{V}) + \frac{\kappa - 1}{V}\dot{Q} \quad (3.19)$$

przy czym strumień energii \dot{Q} wymienianej między gazem w komorze a jego otoczeniem jest proporcjonalny do powierzchni A ograniczającej obszar zajmowany przez gaz, do różnicy między temperaturą gazu T a temperaturą elementów siłownika T_{wall} i do współczynnika przejmowania ciepła α :

$$\dot{Q} = (T_{wall} - T)\alpha A \quad (3.20)$$

Ponieważ w równaniu (3.19) \dot{Q} zależy od temperatury T , to poza równaniem wyrażającym szybkość zmian ciśnienia w komorze cylindra pneumatycznego, do opisu ewolucji stanu układu konieczne jest zastosowanie równania wyrażającego szybkość zmian temperatury (równanie (4) w pracy [73, s. 73]):

$$\dot{T} = \frac{1}{c_v m} ((\kappa T_0 - T)c_v \dot{m} - p\dot{V} + \dot{Q}) \quad (3.21)$$

będącego wynikiem podzielenia (3.15) przez przyrost czasu dt , w jakim następuje zmiana temperatury o dT . Do wyznaczania temperatury odpowiadającej kolejnym krokom obliczeń, zamiast powyższego równania stosuje się też równanie stanu gazu doskonałego $T = pV/(mR)$.

Równanie (3.19) wykorzystane zostało także do obliczeń numerycznych ewolucji stanu układu amortyzacji siedziska, których opis i wyniki przedstawiono w pracy [46, s. 528–529], zawierającej odwołanie do książek [8] i [23]. Konfiguracja rozważanego w niej układu odpowiadała konfiguracji z rysunków 3.4 i 3.5. Ze względu na stałą objętość połączonego z cylindrem zbiornika, odpowiednie równanie zapisane dla przestrzeni wewnątrz niego nie zawiera członów z \dot{V} .

Obliczenia pracy napędu pneumatycznego, opisane w publikacji [75], wykonane zostały przy założeniu adiabatyczności przemian w komorze siłownika i w komorze zbiornika zasilającego (układ jak na rysunku 3.4). W związku z tym zastosowano równania takie same, jak (3.16). Temperatura spiętrzenia strumienia T_0 w równaniu (3.16), wyrażającym szybkość zmian ciśnienia w cylindrze, zależy od zmieniającej się temperatury w zbiorniku zasilającym (w przypadku izentalpowego dławienia przepływu między zbiornikiem zasilającym a komorą cylindra pneumatycznego, temperatura w zbiorniku jest równa temperaturze

spiętrzenia w strumieniu zasilającym cylinder pneumatyczny). Zatem istniała konieczność wyznaczenia zmian temperatury w zbiorniku zasilającym – dokonano tego stosując równanie wyprowadzone z (3.7).

Przy braku wymiany energii poprzez ciepło między gazem a jego otoczeniem, do liczenia przyrostów ciśnień wewnątrz siłownika nie jest konieczne liczenie towarzyszących im zmian temperatur (temperatura nie występuje w równaniu (3.16), bo – jak już zostało zaznaczone – w przemianie adiabatycznej jej zmiany są jednoznacznie powiązane ze zmianami ciśnienia). We wspomnianej pracy w modelu zjawiska zapisano jednak szybkości zmian temperatury w cylindrze – w sposób analogiczny, jak dla gazu w zbiorniku zasilającym (rozważano wyłącznie przepływ ze zbiornika do cylindra).

Jak wynika z powyższego opisu przykładów modelowania procesów termodynamicznych zachodzących w komorach cylindrów pneumatycznych, poza wspólnym dla nich wszystkich założeniem (Zał. 1.), w części przypadków przyjmowano dodatkowo dla tych przemian

Zał. 2. wspomnianą już na stronie 33 stałość wykładnika politropy,

która w szczególności może oznaczać

Zał. 3. brak wymiany energii między gazem a jego otoczeniem poprzez ciepło.

Intensywność wymiany energii między gazem a jego otoczeniem powiązana jest z wykładnikami politropy dla przemian w rozpatrywanych podukładach (w przypisie tłumacza w [23, s. 36] zawarta jest sugestia pominięcia przepływu energii przez tłok na drodze ciepła). Przypadek braku przejmowania energii poprzez ciepło odpowiada wartości wykładnika politropy $n = 1.4$ (wówczas przemiana traktowana jest jako adiabatyczna), zaś przypadek wymuszenia stałości temperatury w analizowanych obszarach odpowiada wykładnikowi politropy równemu jedności (sytuacja taka wymagałaby zapewnienia nieograniczonej pojemności cieplnej otoczenia oraz braku oporu cieplnego w układzie i w jego otoczeniu).

Narzućenie wartości wykładnika politropy oznacza niejawnie określenie strumienia energii \dot{Q} , jaką gaz wymienia ze swoim otoczeniem poprzez ciepło. W tym przypadku pomijane są czynniki determinujące wielkość tego strumienia – temperatura gazu T i stykających się z nim powierzchni T_{wall} , współczynnik przejmowania ciepła α (zależny od pola prędkości gazu, jak też od obecności czynnika smarującego na granicy ośrodków), wielkości powierzchni wymiany energii (zmieniające się wraz ze zmianami położenia tłoka). Przebieg szybkości oddawania bądź absorbowania przez gaz energii na drodze ciepła jest zatem w sztuczny sposób narzucony, gdy przyjęta jest stała wartość wykładnika politropy.

Wykonane analizy dotyczą przypadku przemiany adiabatycznej. W rzeczywistości w przestrzeniach oddzielonych tłokiem występuje stan pośredni między przemianą adiabatyczną ($n = 1.4$) a przemianą izotermiczną ($n = 1$). Wartości n zmieniają się w trakcie hamowania absorberem poruszającego się obiektu. Wyniki obliczeń stanu gazu wewnątrz absorbera uzyskane przy zastosowaniu modelu zakładającego zależność strumienia energii przekazywanej między gazem a elementami absorbera od temperatury gazu i temperatury absorbera są bardziej zbliżone z danymi eksperymentalnymi, niż wyniki obliczeń wykonanych przy założeniu stałego wykładnika politropy $n = 1.1$ (rozdz. 5, [54] [56]).¹

Strumień gazu przepływającego przez zawór również wymienia energię z elementami zaworu poprzez ciepło. Od intensywności tej wymiany zależy wartość wydatku masowego gazu [74, s. 9]. Jednak ze względu na złożoność kształtu obszaru przepływu w rozpatrywanym zaworze, nie znajdują zastosowania przybliżone metody szacowania współczynnika przejmowania ciepła (opisane np. w [19, rozdz. 11]) oraz dyssypacji energii kinetycznej gazu. Metody takie nie pozwalają na przewidywanie ewolucji pola temperatury w elementach zaworu. Z tych powodów przyjęte tutaj jest założenie stałości entalpii w przepływie z jednej komory absorbera do drugiej.

Zał. 4. Założenie nieważkości tłoka i tłoczyska.

Przy wykonywaniu procedury mającej na celu wyznaczenie obszaru w przestrzeni prędkości i mas obiektu hamowanego zgodnie z przyjętą, 2-etapową strategią, wygodnie jest posłużyć się uproszczonym modelem procesu zderzenia, nieuwzględniającym siły tarcia [24, s. 110] oraz masy ruchomych elementów absorbera [42, s. 24] (co implikuje stały kontakt hamowanego obiektu z tłoczyskiem absorbera od momentu ich zetknięcia się). W przypadku średnicy tłoka równej 63 mm, średnicy tłoczyska – 20 mm, podatności elementów strefy kontaktu hamowanego obiektu z tłoczyskiem określonej związkiem siły ich wzajemnego oddziaływania z odkształceniem x i prędkością odkształcenia \dot{x} , wyrażonym przez równanie $F = 6 \cdot 10^5 x + 3 \cdot 10^5 x \dot{x}$, masy obiektu uderzającego w nieruchomy absorber równej 27.2 kg, masy tłoczyska z tłokiem równej 1.9 kg, prędkości zderzenia wynoszącej 2 m/s, początkowego ciśnienia po obu stronach tłoka o wartości 200 kPa i odległości powierzchni tłoka od jednego i drugiego dna cylindra – 0.24 m i 0.02 m, przewidywania zachowania się układu wskazują na dobre przybliżenie go układem z zerową masą tłoczyska z tłokiem, gdy zawór nie jest sterowany, zaś współczynnik wiążący wydatek masowy z różnicą ciśnień

¹Analizę procesów zachodzących w cylindrze pneumatycznym pracującym jako silnik, uwzględniającą przejmowanie energii poprzez ciepło przy stałe zmieniającej się powierzchni styku gazu z elementami absorbera przedstawiono w pracy [74].

między wlotem a wylotem zaworu wynosi $C_V = 45 \cdot 10^6 \text{ Pa}/(\text{kg/s})$ [24, str. 120-124]². Wartości te co do rzędu wielkości odpowiadają wartościom brany pod uwagę w przedstawionych tutaj rozważaniach.

Zał. 5. Brak oddziaływania grawitacyjnego.

Kolejnym założeniem, upraszczającym rozważania i zwiększającym ich przejrzystość, jest przyjęcie braku wpływu oddziaływania grawitacyjnego na stan układu.

Zał. 6. Brak tarcia na uszczelnieniach.

Wspomniany problem tarcia również jest złożony – w cylindrach pneumatycznych zależy ono od rodzaju materiału powierzchni trących i środka smarnego, od kształtu uszczelnienia i różnicy ciśnień panujących z dwóch stron tłoka (oddziałujących na to uszczelnienie), od temperatury i niemonotonicznie od prędkości poślizgu [17, s. 34-35] [39, s. 40].

W początkowej fazie wykonywania procedury poszukiwania par liczb złożonych z wartości masy i prędkości obiektu uderzającego w przeszkodę należy wyznaczyć przebiegi prędkości tłoka $v(x)$ (nieruchomego względem hamowanego obiektu) w funkcji współrzędnej jego położenia dla branych pod uwagę przypadków zderzeń. Drugi etap polega na sprawdzeniu wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór umieszczony w tłoku, koniecznych do zapewnienia przebiegu prędkości tłoka wyznaczonego na początku wykonywania procedury.

3.4 Przebieg prędkości hamowanego obiektu

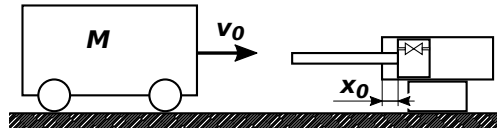
Oczekiwany przebieg prędkości $v(x)$ hamowanego obiektu (przy ciągłym jego styku z tłoczyskiem absorbera) dla wybranych warunków początkowych zderzenia zależy m.in. od energii kinetycznej odpowiadającej parze liczb, złożonej z wartości prędkości zderzenia v_0 oraz masy obiektu M :

$$E_{k0} = \frac{Mv_0^2}{2} \quad (3.22)$$

przy czym indeks 0 oznacza tu, że tłok w cylindrze zajmuje swoją początkową pozycję (nie uległ jeszcze przesunięciu przez uderzający w tłoczysko obiekt o masie M i prędkości v_0 – rysunek 3.6).

Ponadto, uzyskanie zależności $v(x)$ wymaga wyznaczenia objętości gazu po dwóch stronach tłoka przed zderzeniem, a także dokonania pomiaru panujących

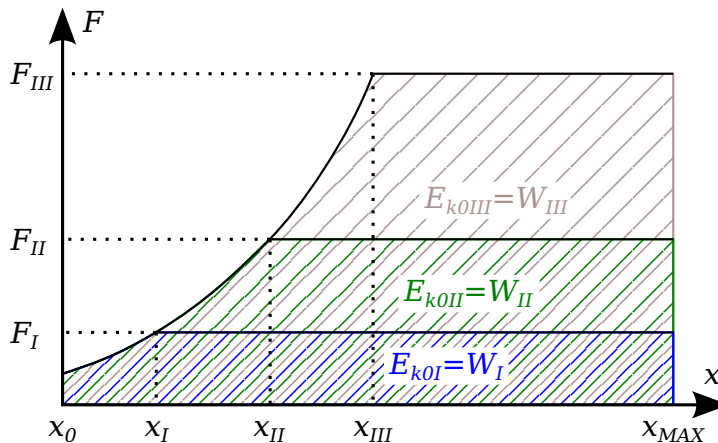
²We wskazanym fragmencie nie ma informacji o tych parametrach – uzyskane one zostały od autora przywołanej pracy.



Rysunek 3.6. Prędkość obiektu i położenie tłoka absorbera przed zderzeniem

tam ciśnień $p_E(x_0)$, $p_C(x_0)$ oraz temperatur $T_E(x_0)$ i $T_C(x_0)$. Przy założeniu przemian termodynamicznych w obu komorach cylindra, dane te pozwalają na jednoznaczne określenie zależności siły oddziaływania gazu z tłokiem w funkcji współrzędnej położenia tłoka w cylindrze x , gdy zawór jest stale zamknięty (krzywa wznosząca na wykresie z rysunku 3.7).

Zatrzymanie obiektu równoznaczne jest z utratą przez niego całej początkowej energii kinetycznej E_{k0} . Zatem energia ta równa jest pracy W wykonanej przez hamowany obiekt nad absorberem energii zderzenia. Jej wartość jest proporcjonalna do wielkości pola pod wykresem siły w funkcji położenia tłoka. Trzy przykładowe krzywe przebiegów reakcji absorbera oraz odpowiadające im energie zderzeń E_{k0I} , E_{k0II} , E_{k0III} przedstawione są na rysunku 3.7.



Rysunek 3.7. Trzy przykładowe przebiegi siły hamowania obiektu w funkcji położenia tłoka w cylindrze

Z powyższych spostrzeżeń oraz z narzuconego wymogu wykorzystania całego dostępnego skoku tłoka $x_2 = x_{MAX}$ wynika istnienie jednoznacznego porządkowania rozpraszanych, dowolnie wybranych energii kinetycznych E_{k0I} , E_{k0II} , E_{k0III}, \dots położeniem tłoka x_I , x_{II} , x_{III}, \dots , odpowiadającym końcowi fazy stałego zamknięcia zaworu i początkowi fazy sterowania otwarciem zaworu

i utrzymywania w ten sposób stałej wartości siły hamowania obiektu (rysunek 3.7; zakładając chwilowo, że utrzymanie stałej wartości siły w rozpatrywanych przypadkach jest możliwe). Innymi słowy, przy początkowej energii kinetycznej E_{k0I} rozpoczęcie etapu utrzymywania reakcji absorbera na stałym poziomie następuje, gdy tłok znajduje się w pozycji x_I , przy początkowej energii E_{k0II} – w pozycji x_{II} itd. Stąd istnieje jednoznaczne przyporządkowanie między początkowymi energiami kinetycznymi obiektów dla kolejnych przypadków zderzeń a przebiegami siły hamowania F w funkcji położenia tłoka w cylindrze x .

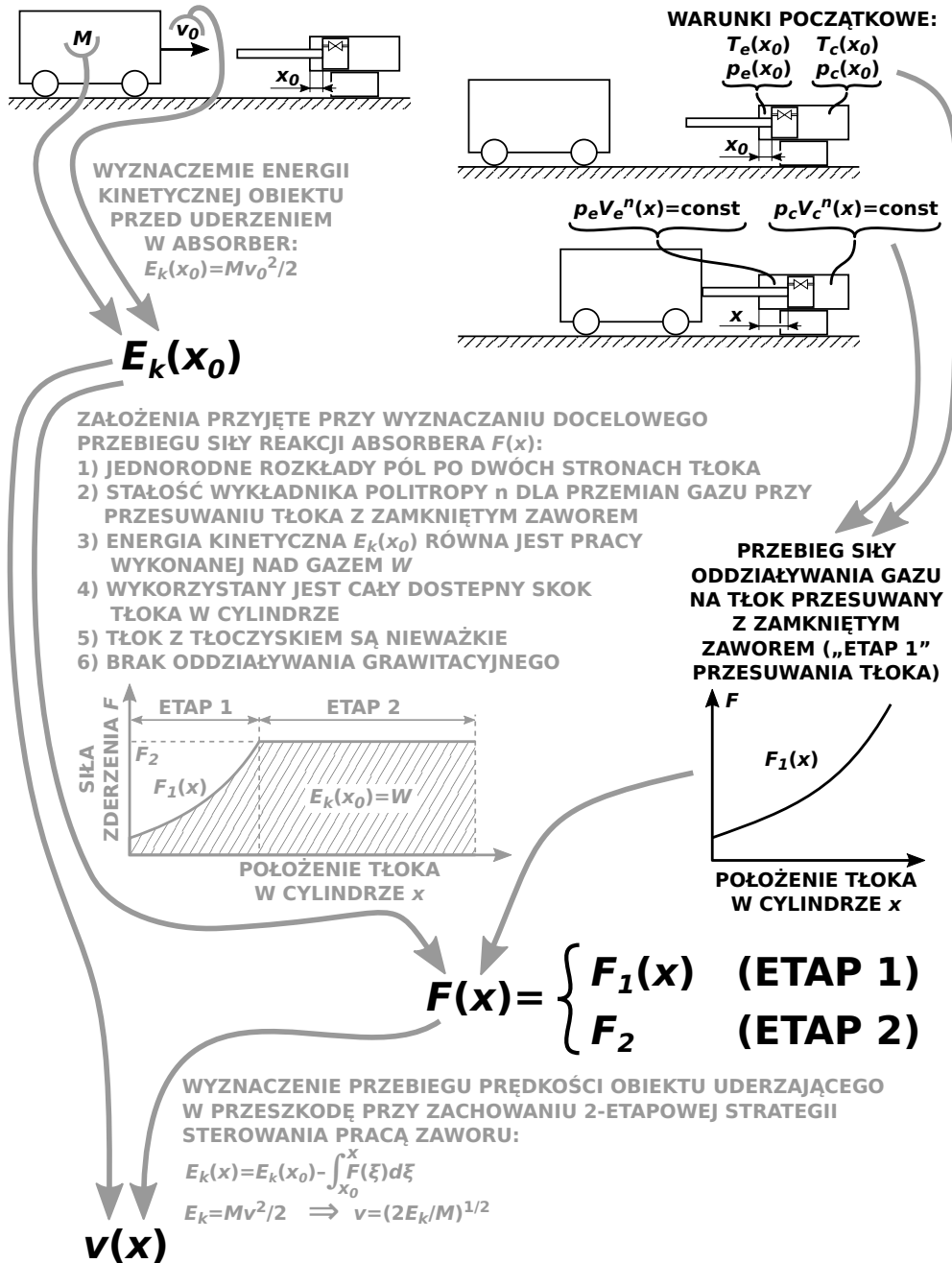
Wyznaczenie początkowej energii kinetycznej obiektu $E_{k0} \in \{E_{kI0}, E_{kII0}, E_{kIII0}, \dots\}$, wyznaczenie zależności siły hamowania F od położenia tłoka x oraz kolejne kroki prowadzące do policzenia przebiegu prędkości v obiektu w funkcji położenia x przesuwanego przez niego tłoka przedstawia rysunek 3.8. Kolorem czarnym zaznaczone są tu dane dla poszczególnych etapów wykonywania procedury oraz wyniki otrzymywane w rezultacie realizacji tych etapów. Kolorem szarym oznaczone są operacje na tych danych oraz przedstawione są szkice sposobów ich wykonywania.

W pokazanym tu postępowaniu z przebiegu siły od położenia tłoka wyznaczany jest przebieg wartości energii kinetycznej hamowanego obiektu od położenia tłoka, a z niego z kolei – szukany przebieg prędkości od położenia tłoka. Ten ostatni stanowi dane wejściowe dla drugiego etapu obliczeń mających na celu znalezienie zbioru mas i prędkości obiektu przed zderzeniem, przy których daje się zrealizować strategię hamowania pokazaną schematycznie na rysunku 2.6.

3.5 Różnice między ciśnieniami w komorach absorbera

Podrozdział ten dotyczy przebiegów zmienności ciśnień po dwóch stronach tłoka w drugiej fazie hamowania poruszającego się obiektu (rysunek 2.6), tj. przy utrzymaniu reakcji absorbera na stałym poziomie. Wyznaczenie przebiegów ciśnień w komorach absorbera jest konieczne do policzenia wymaganych wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór w tłoku, gwarantujących utrzymanie stałej siły hamowania obiektu. Te z kolei wraz z wartościami ciśnień w komorach absorbera określają punkty dolnego ograniczenia charakterystyki przepływowej zaworu. Z danych tych wynika wymóg co do przepustowości zaworu – temat ten rozwinięty jest w dalszej części niniejszego rozdziału.

Z punktu widzenia spełnienia warunku utrzymania reakcji absorbera na stałym poziomie, różnica ciśnień musi być dodatnia aż do osiągnięcia przez tłok skrajnego położenia w cylindrze (zgodnie z założoną strategią – w momencie zatrzymania hamowanego obiektu). Brak różnicy ciśnień wyklucza możliwość za-



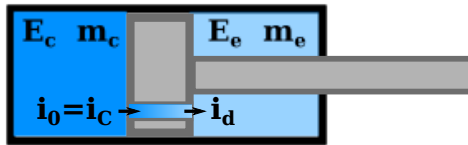
Rysunek 3.8. Metoda wyznaczenia oczekiwanego przebiegu prędkości obiektu hamowanego za pomocą absorbera PAA

pobiegania wzrostowi siły oddziaływania gazu z tłokiem spowodowanemu przesuwaniem tłoka. Stąd przedstawiony tu wywód stanowi wskazówkę, jak zwerifikować, czy dla danych warunków początkowych możliwe jest zapewnienie realizacji założonej strategii hamowania obiektu.

Gaz wypełniający przestrzeń, której objętość maleje w wyniku przesuwania tłoka, posiada masę m_C , natomiast od strony tłoka graniczącej z rosnącą objętością wewnątrz cylindra, masa gazu wynosi m_E (rysunek 3.9). Obie te masy zmieniają się tylko w wtedy, gdy zawór umieszczony wewnątrz tłoka jest otwarty, przy czym na mocy zasady zachowania masy ich suma jest stała:

$$m_C + m_E = \text{const} \quad (3.23)$$

Odpowiednie energie wewnętrzne gazu wynoszą kolejno E_C i E_E – zmieniają się one zarówno w wyniku przesuwania tłoka, jak i podczas przepuszczania gazu przez zawór. W pierwszym przypadku obiekt naciskający osiowo na tłoczysko oraz rozprężający się gaz o masie m_E wykonują razem pracę nad gazem podlegającym sprężaniu, mającym masę m_C . Natomiast przy przepływie między oboma przestrzeniami oddzielonymi tłokiem, gaz unosi ze sobą entalpię – proporcjonalną do entalpii właściwej i_C w obszarze, którego objętość została uprzednio zmniejszona w wyniku przesuwania tłoka (rysunek 3.9).



Rysunek 3.9. Przepływ gazu przez zawór umieszczony w tłoku

Jeżeli przyjmie się założenie o zachowaniu entalpii właściwej w strumieniu gazu (czyli, że zachodzi zjawisko Joule'a-Thomsona) to jednakowe są temperatury gazu na początku i na końcu strumienia przepływającego przez zawór, ponieważ dla gazu doskonałego ciepło właściwe c_p przy stałym ciśnieniu jest stałe (inaczej jest w przypadku gazu rzeczywistego – jego ciepło właściwe c_p zależy od temperatury i gęstości).

Przy pominięciu wymiany energii między gazem w cylindrze a elementami cylindra przedstawionego schematycznie na rysunku 3.9, równanie (3.14) dla jego komór przyjmuje kolejno postać:

$$dp_C = \frac{\kappa}{V_C} (RT_C dm_C - p_C dV_C) \quad (3.24)$$

$$dp_E = \frac{\kappa}{V_E}(RT_C dm_E - p_E dV_E) \quad (3.25)$$

lub po przekształceniu:

$$RT_C dm_C = p_C dV_C + \frac{V_C}{\kappa} dp_C \quad (3.26)$$

$$RT_C dm_E = p_E dV_E + \frac{V_E}{\kappa} dp_E \quad (3.27)$$

Na mocy równania niezmienności masy gazu zgromadzonego w absorberze (3.23), jej przyrosty w obu komorach powiązane są zależnością $dm_E = -dm_C$. Pomnożenie tego związku stronami przez RT_E daje wyrazy określające przeniesienie entalpii między komorami $RT_E dm_E = -RT_E dm_C$, występujące w równaniach (3.26) i (3.27). Zatem łącząc oba te równania można wyeliminować wyrazy zawierające dm_E i dm_C :

$$p_C dV_C + \frac{V_C}{\kappa} dp_C = -p_E dV_E - \frac{V_E}{\kappa} dp_E \quad (3.28)$$

czyli:

$$\frac{1}{\kappa} (V_C dp_C + V_E dp_E) = -p_E dV_E - p_C dV_C \quad (3.29)$$

Gaz w cylindrze działa tłok z jego dwóch stron siłami o przeciwnych zwrotach (na rysunkach 2.9 i 2.10 odpowiednie siły są oznaczone F_{1C} , F_{2C} , F_{1E} , F_{2E}). Ponieważ siła oddziaływania gazu na tłok jest stała, suma jej przyrostów dla obu stron tłoka jest zerowa:

$$dF_C - dF_E = 0 \quad (3.30)$$

W warunku tym oba przyrosty sił można wyrazić przez przyrosty ciśnień i powierzchnie czynne tłoka (rysunek 2.7):

$$A_C dp_C - A_E dp_E = 0 \quad (3.31)$$

Wyeliminowanie z (3.29) przyrostu ciśnienia dp_E , przy wykorzystaniu powyższego związku, daje:

$$\frac{1}{\kappa} \left(V_C dp_C + V_E \frac{A_C}{A_E} dp_C \right) = -p_E dV_E - p_C dV_C \quad (3.32)$$

i analogicznie dla drugiego przyrostu ciśnienia:

$$\frac{1}{\kappa} \left(V_C \frac{A_E}{A_C} dp_E + V_E dp_E \right) = -p_E dV_E - p_C dV_C \quad (3.33)$$

Zatem przyrosty ciśnień wyrażone za pomocą przyrostów objętości komór, towarzyszących przesuwananiu tłoka w cylindrze:

$$dp_C = -\kappa \frac{p_E dV_E + p_C dV_C}{V_C + V_E \frac{A_C}{A_E}} \quad (3.34)$$

$$dp_E = -\kappa \frac{p_E dV_E + p_C dV_C}{V_C \frac{A_E}{A_C} + V_E} \quad (3.35)$$

Objętości V_C i V_E zależą od położenia tłoka x , od powierzchni czynnych tłoka A_C i A_E (rysunek 2.7), od wartości całego dostępnego skoku tłoka x_2 i od objętości szkodliwych V_{CC} i V_{EC} (rysunek 2.12):

$$V_C = (x_2 - x)A_C + V_{CC} \quad (3.36)$$

$$V_E = xA_E + V_{EC} \quad (3.37)$$

Stąd zmiany objętości są proporcjonalne do odpowiednich powierzchni czynnych tłoka:

$$dV_C = -A_C dx \quad (3.38)$$

$$dV_E = A_E dx \quad (3.39)$$

Uwzględnienie tych związków w (3.34) i (3.35), oraz że w rozpatrywanym przedziale położenia tłoka $x \in (x_1, x_2)$ wyrażenie $(A_C p_C - A_E p_E)$ jest stałe i wynosi F_2 , daje:

$$dp_C = \frac{\kappa F_2 A_E}{x_2 A_C A_E + V_{CC} A_E + V_{EC} A_C} dx \quad (3.40)$$

$$dp_E = \frac{\kappa F_2 A_C}{x_2 A_C A_E + V_{CC} A_E + V_{EC} A_C} dx \quad (3.41)$$

Zależność przyrostu różnicy ciśnień od położenia tłoka w cylindrze może posłużyć do stwierdzenia, czy w danych warunkach panujących w absorberze, gdy tłok znajduje się z położeniu x_1 , nie nastąpi zrównanie ciśnień w obu komorach absorbera, zanim tłok znajdzie się w końcowym położeniu x_2 . Przyrost różnicy ciśnień $dp_{CE} = d(p_C - p_E)$ jest równy różnicy przyrostów ciśnień:

$$\begin{aligned} dp_{CE} = dp_C - dp_E = & \frac{\kappa F_2 A_E}{x_2 A_C A_E + V_{CC} A_E + V_{EC} A_C} dx - \\ & + \frac{\kappa F_2 A_C}{x_2 A_C A_E + V_{CC} A_E + V_{EC} A_C} dx \end{aligned} \quad (3.42)$$

Powierzchnie czynne tłoka różnią się o stałą A_R (rysunek 2.7), zatem:

$$dp_{CE} = \frac{-\kappa F_2 A_R}{x_2 A_C A_E + V_{CC} A_E + V_{EC} A_C} dx \quad (3.43)$$

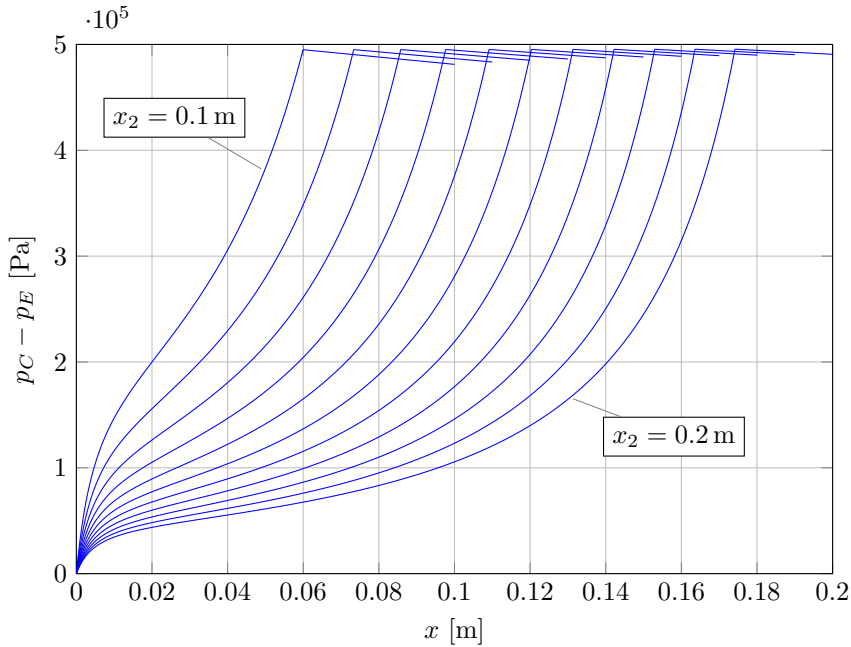
Ułamek po prawej stronie jest stały, ponieważ stałe są wszystkie inne obecne w nim wyrazy. Zatem różnica między wartościami ciśnień $p_C - p_E$ w komorach absorbera jest liniową funkcją położenia tłoka x . Z wyprowadzonego wzoru widać, że najszybszy spadek różnicy ciśnień przy utrzymaniu stałej wartości siły nacisku gazu na tłok następuje, gdy F_2 jest duże i gdy powierzchnia przekroju promieniowego tłoczyska $A_R = A_C - A_E$ jest duża (czyli gdy przesuwanie tłoka powoduje szybki względny spadek objętości zajmowanej przez gaz w cylindrze).

Zależności różnic ciśnień $\Delta p = p_{CE} = p_C - p_E$ w funkcji położenia tłoka, wyznaczone dla przypadków hamowania obiektów o początkowej energii kinetycznej 50 J z maksymalną siłą 700 N i przy maksymalnej różnicy ciśnień panujących w komorach absorbera $\Delta p(x_1) = 500$ kPa pokazane są na rysunku 3.10. Kolejne krzywe uzyskane zostały dla adiabatycznych przemian w pierwszych fazach hamowania poruszających się obiektów ($x \in (x_0, x_1)$); przed punktami początku spadku wartości funkcji) i przy wykorzystaniu wzoru (3.43) do wyznaczenia odpowiednich odcinków w drugich fazach zatrzymywania obiektów ($x \in (x_1, x_2)$). Poszczególne wykresy na przedstawionym rysunku sporządzone zostały dla maksymalnych skoków tłoka x_2 z przedziału (0.1, 0.2). Natomiast powierzchnie czynne A_C odpowiadające tym krzywym różnią się między sobą nieznacznie (na co wskazuje prawie styczne położenie pionowego rzutu zielonej krzywej na rysunku 2.21 na płaszczyznę (x_2, A_C) do osi x_2 układu współrzędnych).

W ujętym na rysunku 3.10 zbiorze linii określających różnice ciśnień $p_{CE}(x)$ największe spadki wartości tych różnic w drugich fazach hamowania obiektów przewidywane są dla najmniejszych wartości skoków tłoka x_2 . Jednak są one względnie niewielkie w porównaniu ze wzrostami różnicy ciśnień następujących przed osiągnięciem przez tłoki odpowiednich położenia x_1 . Jak zostało wspomniane, szybkość spadku różnicy ciśnień jest proporcjonalna do powierzchni przekroju promieniowego tłoczyska A_R . Dla pokazanego zbioru krzywych powierzchnie A_R stanowią około 5.5% powierzchni A_C .

3.6 Oszacowanie wymaganych wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór zastosowany w absorberze

Zależności (3.40) i (3.41) wiążące zmiany ciśnień dp_C i dp_E ze zmianami położenia tłoka dx uzyskane zostały w oparciu o zależności (3.24) i (3.25). W prze-



Rysunek 3.10. Zależności różnicy ciśnień w komorach absorbera od położenia tłoka, przy realizacji przyjętej, 2-etapowej strategii hamowania poruszającego się obiektu, dla kolejnych punktów linii $\Delta p(x_1) = 500 \text{ kPa}$ (zielona linia na rysunku 2.21)

kształceniach w pierwszej kolejności wyeliminowane zostały przyrosty mas dm_C i dm_E – na mocy zasady zachowania masy mają one równe wartości i przeciwne znaki. W drugiej kolejności wykorzystany został związek (3.31) między przyrostami ciśnień dp_C i dp_E , wyrażający niezmienną siłę nacisku gazu na tłok w drugiej fazie zderzenia.

Wyznaczenie związku między zmianami mas gazu dm_C i dm_E zawartego w komorach absorbera a zmianą położenia tłoka dx wymaga odwrotnego postępowania – najpierw należy skorzystać z warunku stałości siły (3.31) (bo tym razem eliminowane są przyrosty ciśnień), a następnie z zasady zachowania masy $dm_E = -dm_C$. Przepływ masy $dm \stackrel{\text{ozn.}}{=} dm_E$ i przesunięcie tłoka na odcinku dx następują w tym samym przedziale czasu dt . Podzielenie zmiany masy dm_C przez przyrost czasu dt , daje w wyniku wydatek masowy gazu przepływającego przez zawór w tłoku ($\dot{m} = dm/dt$). Natomiast iloraz przemieszczenia tłoka dx przez przyrost czasu dt jest prędkością tłoka ($v = \dot{x} = dx/dt$). Zatem z równania wiążącego przyrosty mas ze zmianą położenia tłoka wynika równanie wiążące prędkość tłoka z wydatkami masowymi gazu przepływającego przez zawór, ja-

kie są konieczne do zapewnienia reakcji absorbera na stałym poziomie. Poniżej przedstawione są przekształcenia wykonane zgodnie z tym tokiem rozumowania.

Analogicznie do równań (3.24) i (3.25) zapisanych dla komór absorbera na podstawie równania (3.14), odpowiednie związki dla tych komór, zawierające tym razem wyrazy określające przejmowanie ciepła, tworzą następujący układ:

$$dp_C = \frac{\kappa}{V_C}(RT_C dm_C - p_C dV_C) + \frac{\kappa - 1}{V_C}\delta Q_C \quad (3.44)$$

$$dp_E = \frac{\kappa}{V_E}(RT_d dm_E - p_E dV_E) + \frac{\kappa - 1}{V_E}\delta Q_E \quad (3.45)$$

gdzie T_d jest temperaturą gazu wpływającego do komory, której objętość wzrosła w wyniku przesuwania tłoka (zgodnie z oznaczeniem na rysunku 3.9, gaz ten ma entalpię właściwą $i_d = c_p T_d$).

Wstawienie dwóch powyższych równań do równania wyrażającego narzucony warunek braku zmian siły nacisku gazu na tłok (3.31), daje w wyniku:

$$\begin{aligned} & A_C \left(\frac{\kappa}{V_C}(RT_C dm_C - p_C dV_C) + \frac{\kappa - 1}{V_C}\delta Q_C \right) = \\ & = A_E \left(\frac{\kappa}{V_E}(RT_d dm_E - p_E dV_E) + \frac{\kappa - 1}{V_E}\delta Q_E \right) \end{aligned} \quad (3.46)$$

Wyrażenie zmian objętości dV_C i dV_E w tym równaniu za pomocą przesunięcia tłoka dx (przy wykorzystaniu związków (3.38) i (3.39)) oraz zastąpienie dm_C przez $-dm_E$ (na mocy zasady zachowania masy $dm_C = -dm_E$), prowadzi do następującej postaci tego równania:

$$\begin{aligned} & A_C \left(\frac{\kappa}{V_C}(-RT_C dm_E + p_C A_C dx) + \frac{\kappa - 1}{V_C}\delta Q_C \right) = \\ & = A_E \left(\frac{\kappa}{V_E}(RT_d dm_E - p_E A_E dx) + \frac{\kappa - 1}{V_E}\delta Q_E \right) \end{aligned} \quad (3.47)$$

i po przeniesieniu wyrazów na jedną stronę:

$$\begin{aligned} & - \left(\frac{RT_d A_E}{V_E} + \frac{RT_C A_C}{V_C} \right) dm_E + \left(\frac{p_C A_C^2}{V_C} + \frac{p_E A_E^2}{V_E} \right) dx + \\ & + \frac{(\kappa - 1)A_C}{\kappa V_C}\delta Q_C - \frac{(\kappa - 1)A_E}{\kappa V_E}\delta Q_E = 0 \end{aligned} \quad (3.48)$$

Podzielenie tego równania stronami przez przyrost czasu dt i zastąpienie w otrzymanym wyniku ilorazów $\delta Q_C/dt$ i $\delta Q_E/dt$ wyrażeniami mającymi postać równania (3.20), zapisanymi przy użyciu powierzchni styku gazu z ele-

mentami absorbera w obu komorach $A_{C\,wall}$ i $A_{E\,wall}$ oraz temperatury tych elementów T_{wall} :

$$\delta Q_C/dt = (T_{wall} - T_C)\alpha A_{C\,wall} \quad (3.49)$$

$$\delta Q_E/dt = (T_{wall} - T_E)\alpha A_{E\,wall} \quad (3.50)$$

daje w wyniku związek między prędkością przesuwania tłoka $\dot{x} = dx/dt$ a wydatkiem masowym gazu przepływającego przez zawór $\dot{m} = dm_E/dt$, gdy siła nacisku gazu na tłok jest stała:

$$\begin{aligned} & - \left(\frac{RT_d A_E}{V_E} + \frac{RT_C A_C}{V_C} \right) \dot{m} + \left(\frac{p_C A_C^2}{V_C} + \frac{p_E A_E^2}{V_E} \right) \dot{x} + \\ & + \frac{(\kappa - 1)\alpha}{\kappa} \left(\frac{(T_{wall} - T_C) A_{C\,wall} A_C}{V_C} - \frac{(T_{wall} - T_E) A_{E\,wall} A_E}{V_E} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3.51)$$

W równaniu tym objętości komór V_C i V_E (określone wzorami (3.36) i (3.37)) oraz powierzchnie przejmowania ciepła $A_{C\,wall}$ i $A_{E\,wall}$ zależą od wartości współrzędnej położenia tłoka x . Ponieważ w równaniu (3.51) występują temperatury T_C i T_E , konieczne jest wyznaczanie ich w każdym kroku obliczeń za pomocą równań odpowiadających (3.21):

$$\dot{T}_C = \frac{1}{c_v m_C} ((\kappa T_C - T_C) c_v \dot{m} - p_C \dot{V}_C + \dot{Q}_C) \quad (3.52)$$

$$\dot{T}_E = \frac{1}{c_v m_E} ((\kappa T_d - T_E) c_v \dot{m} - p_E \dot{V}_E + \dot{Q}_E) \quad (3.53)$$

na mocy (3.49) i (3.50), a także (3.38) i (3.39), przekształcalnych do postaci:

$$\dot{T}_C = \frac{1}{c_v m_C} ((\kappa T_C - T_C) c_v \dot{m} + p_C A_C \dot{x} + (T_{wall} - T_C) \alpha A_{C\,wall}) \quad (3.54)$$

$$\dot{T}_E = \frac{1}{c_v m_E} ((\kappa T_d - T_E) c_v \dot{m} - p_E A_E \dot{x} + (T_{wall} - T_E) \alpha A_{E\,wall}) \quad (3.55)$$

Podobnie, występujące w (3.51) ciśnienia p_C i p_E można wyznaczyć z równań uzyskanych w sposób analogiczny, jak wyprowadzone z (3.24) i (3.25) związku (3.40) i (3.41). Tutaj równaniami wyjściowymi są (3.44) i (3.45). Rezultatem przekształceń jest następujący układ:

$$dp_C = -\kappa \frac{T_d p_C dV_C + T_C p_E dV_E - \frac{\kappa-1}{\kappa} (T_d \delta Q_C + T_C \delta Q_E)}{T_d V_C + \frac{A_C}{A_E} T_C V_E} \quad (3.56)$$

$$dp_E = -\kappa \frac{T_d p_C dV_C + T_C p_E dV_E - \frac{\kappa-1}{\kappa} (T_d \delta Q_C + T_C \delta Q_E)}{\frac{A_E}{A_C} T_d V_C + T_C V_E} \quad (3.57)$$

Ponownie, występują objętości komór V_C i V_E oraz ich zmiany dV_C i dV_E zależne od współrzędnej x (zgodnie ze wzorami (3.36), (3.37), (3.38), (3.39)). Uzyskanie pochodnych wymaga podzielenia obu równań stronami przez przyrost czasu dt .

Natomiast związek temperatury T_d na końcu strumienia od temperatury T_C na jego początku zależy w szczególności od charakteru przepływu wewnątrz zaworu, czy od zmian temperatury powierzchni opływanych elementów. W poprzednim punkcie zostało przyjęte $T_d = T_C$. Innym obejściem problemu złożoności przepływu i związanej z nim trudności w określeniu temperatury T_d jest zastosowanie związku (3.17), określającego przemianę politropową gazu w strumieniu i założenie niezmienności wykładnika politropy.

Równanie (3.51) pozwala wyznaczyć wymagany wydatek masowy gazu przepływającego przez zawór \dot{m} , gdy dana jest prędkość $\dot{x} = v$ (wyznaczona zgodnie ze schematem na rysunku 3.8). Oznacza to wyznaczenie dolnego ograniczenia charakterystyki przepływowej zaworu, którego zastosowanie gwarantuje utrzymanie reakcji absorbera na stałym poziomie. Z drugiej strony, równanie to pozwala wyznaczyć prędkości \dot{x} , wymagane do zapewnienia stałej wartości siły nacisku gazu na tłok, gdy dana jest charakterystyka przepływowa zaworu $\dot{m}(p_C, p_C - p_E)$.

Zastosowanie tego równania wymaga jednoczesnego liczenia temperatur w komorach w kolejnych krokach obliczeń (przy zastosowaniu równań (3.54) i (3.55)) oraz ciśnień (przy zastosowaniu równań (3.56) i (3.57)).

Założenie braku przepływu energii na drodze ciepła między gazem a elementami absorbera ($\alpha = 0$) prowadzi do uproszczenia równania (3.51) do postaci:

$$\dot{m} = \frac{p_C A_C^2 V_E + p_E A_E^2 V_C}{RT_d A_E V_C + RT_C A_C V_E} \dot{x} \quad (3.58)$$

w której nie występuje temperatura elementów absorbera T_{wall} , ani temperatura T_E . Przyjęcie tak samo, jak uprzednio, że $T_d = T_C$ oraz podstawienie za objętości komór prawych stron związków (3.36) i (3.37) daje:

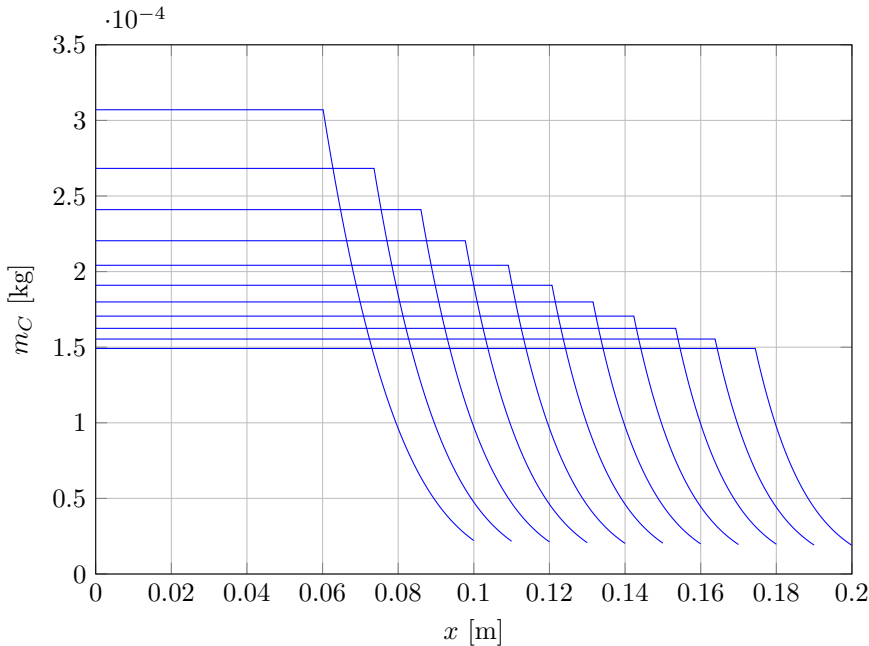
$$\dot{m} = \frac{p_C A_C^2 (x A_E + V_{EC}) + p_E A_E^2 ((x_2 - x) A_C + V_{CC})}{(A_E (x_2 A_C + V_{CC}) + A_C V_{EC}) RT_C} \dot{x} \quad (3.59)$$

Natomiast podstawienie $\alpha = 0$ w (3.54), daje:

$$\dot{T}_C = \frac{1}{c_v m_C} (T_C (\kappa - 1) c_v \dot{m} + p_C A_C \dot{x}) \quad (3.60)$$

Uzupełnieniem układu dwóch powyższych równań są związki (3.40) i (3.41). Pozwalają one na wyznaczenie ciśnień gazu po dwóch stronach tłoka, występujących po prawej stronie wyrażenia (3.59), służącego do liczenia wydatków masowych gazu \dot{m} na podstawie prędkości \dot{x} lub do liczenia prędkości \dot{x} na podstawie wydatków masowych \dot{m} .

Przebiegi wartości mas m_C zawartych w komorze ze sprężonym gazem w funkcji położenia tłoka, dla warunków określonych wybranymi punktami zielonej linii $\Delta p(x_1) = \text{const}$ na rysunku 2.21, ilustrują wykresy z rysunku 3.11. Dla

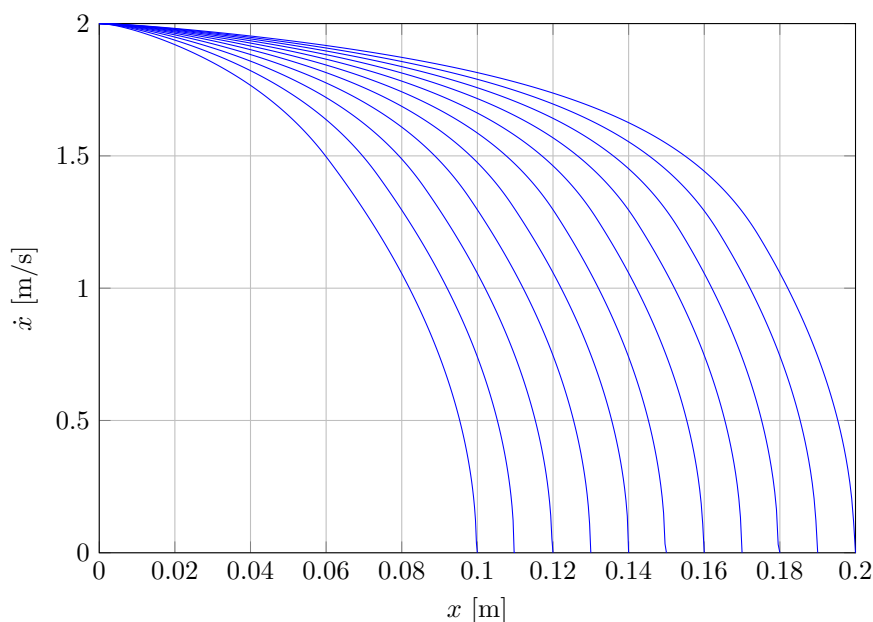


Rysunek 3.11. Przebiegi wartości masy gazu zawartego w komorze absorbera o malejącej objętości dla absorberów o maksymalnych skokach tłoka z przedziału $0.1 \div 0.2$ m, odpowiadające wybranym punktom zielonej linii $\Delta p(x_1) = \text{const}$ na rysunku 2.21

części monotonicznych spadków zawartości gazu w komorze o malejącej objętości (tj. dla położenia tłoka z kolejnych przedziałów (x_1, x_2) – odpowiadających FAZIE 2 hamowania poruszającego się obiektu), przedstawione tu krzywe uzyskane zostały przy wykorzystaniu równań (3.59), (3.40), (3.41) i równania stanu gazu doskonałego.

Do wyznaczenia wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór umieszczony w tłoku, wymaganych do utrzymania reakcji absorbera na stałym poziomie w FAZIE 2 pracy absorbera, konieczne jest uprzednie policze-

nie przebiegu prędkości tłoka poruszającego się razem z hamowanym obiektem. Zależności prędkości dla zatrzymywania obiektu posiadającego prędkość początkową 2 m/s i energię kinetyczną 50 J, za pomocą absorberów o skokach tłoków 0.1 ÷ 0.2 m, pokazane są na rysunku 3.12. Ciśnienia początkowe i powierzchni czynne tłoków określają wybrane punkty na zielonej krzywej na rysunku 2.21. Wykresy te zostały otrzymane metodą opisaną w podrozdziale 3.4.

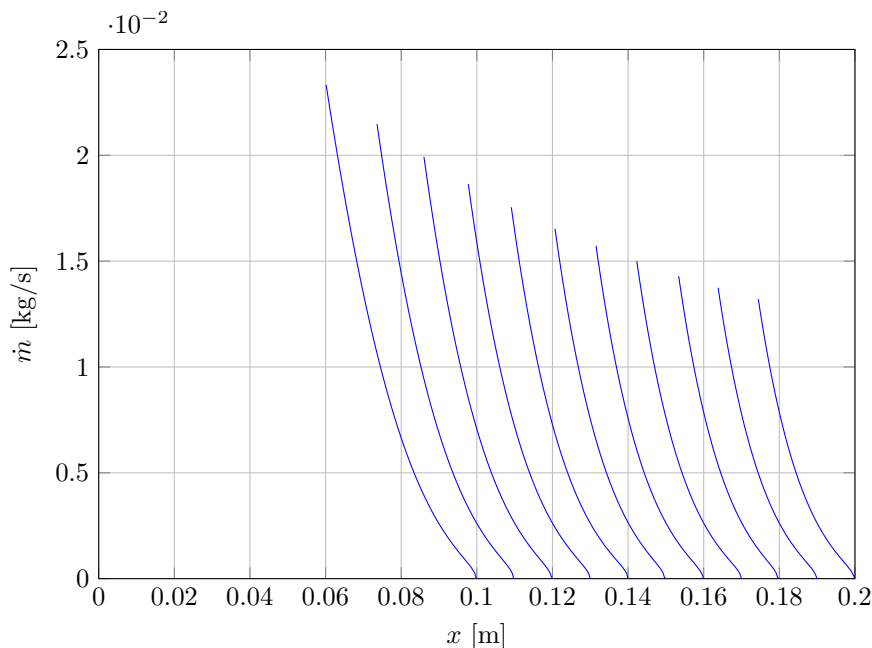


Rysunek 3.12. Przebiegi prędkości przesuwania tłoka przez hamowany obiekt dla absorberów o maksymalnych skokach tłoka z przedziału 0.1 ÷ 0.2 m, odpowiadające wybranym punktom zielonej linii $\Delta p(x_1) = \text{const}$ na rysunku 2.21

Z przebiegów przedstawionych na rysunku 3.11 wynikają szybkości zmian masy względem położenia $\dot{m}_{,x} = dm/dx$. Pomnożenie ich przez odpowiednie prędkości o przebiegach zilustrowanych na rysunku 3.12 daje w wyniku wartości wymaganych wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór:

$$\dot{m}_{req} = \dot{x} \dot{m}_{,x} = \frac{dx}{dt} \frac{dm}{dx} \quad (3.61)$$

Zależności otrzymanych w ten sposób wymaganych wydatków masowych gazu przedstawione są na rysunku 3.13. Ich wartości sięgają 25 g/s przy różnicach ciśnień między wlotem a wylotem zaworu bliskich wartości 500 kPa (rysunek 3.10).



Rysunek 3.13. Wymagane wydatki masowe gazu przepływającego przez zawory zastosowane w absorberach o maksymalnych skokach tłoka z przedziału 0.1 ÷ 0.2 m, wyznaczone z przebiegów zmian masy m_C i prędkości $\dot{x} = v(x)$

3.7 Podsumowanie

W niniejszym rozdziale przedstawione jest rozumowanie wiążące osiągi absorbera z charakterystykami przepływowymi zaworu umieszczonego w tłoku tego absorbera. Rolą tego zaworu jest umożliwienie kontrolowanego przepuszczenia gazu między komorami absorbera, a poprzez to – sterowania siłą reakcji absorbera.

Cechą absorbera, zależną od przepustowości zaworu, jest zakres mas i prędkości hamowanych obiektów, dla którego możliwe jest zapewnienie założonej, 2-etapowej strategii hamowania obiektu. Utrzymanie siły reakcji absorbera na stałym poziomie wymaga przepływu gazu przez zawór, proporcjonalnie intensywnego do szybkości przesuwania tłoka w tulei cylindra.

Całość rozumowania została podzielona na dwie części:

1. Wyznaczenie przebiegów prędkości obiektów w funkcji drogi ich hamowania, dla różnych wartości mas i początkowych prędkości tych obiektów (podrozdział 3.4).

2. Wyznaczenie wymaganych wydatków masowych gazu, koniecznych do tego, aby dla danych warunków początkowych możliwe było utrzymanie założonej 2-etapowej strategii hamowania poruszającego się obiektu.

Postępowanie odwrotne, możliwe do przeprowadzenia w oparciu o związki wykorzystane do realizacji powyższego schematu, opiera się na następujących dwóch krokach:

1. Eksperymentalne wyznaczenie charakterystyk przepływowych zaworu.
2. Wyznaczenie maksymalnych prędkości, z jakimi może być przesuwany tłok, dla których strumień gazu przepuszczanego przez zawór umieszczony w tłoku jest wystarczający do utrzymania reakcji absorbera w drugiej fazie jego pracy na stałym poziomie. Z maksymalnych prędkości dla kolejnych położenia tłoka wynikają prędkości i energie kinetyczne obiektów, które można zatrzymać zgodnie z przyjętą, 2-etapową strategią.

Ponieważ wyniki otrzymane w ostatnim punkcie są oszacowaniem, czy obiekt o danej masie i początkowej prędkości zostanie wyhamowany przy wykorzystaniu całej dostępnej drogi tłoka x_2 i przy stałej sile F_2 w drugim etapie hamowania, to zaprezentowany wywód jest uzupełnieniem treści rozdziału 2, w którym założona była nieograniczona przepustowość zaworu.

Przedstawione w tym rozdziale przekształcenia przeprowadzone zostały przy założeniu adiabatyczności przemian termodynamicznych, jakim podlega gaz zgromadzony w absorberze. W dalszej części książki przedstawione są wyniki badań wskazujące na gorsze odwzorowanie procesów zachodzących w cylindrze, gdy użyty zostanie do tego celu model przemian politropowych, od odwzorowania modelem wiążącym przejmowanie ciepła między gazem a elementami absorbera z różnicą temperatur w gazie i na powierzchniach, z którymi ten gaz się styka. W związku z tymi wnioskami, wykonanie obliczeń w każdym z dwóch powyższych schematów przy użyciu drugiego z modeli powinno przyczynić się do poprawy dokładności obliczeń.

Własności badanych zaworów piezoelektrycznych

4.1 Celowość prowadzenia badań zaworu płytkowego

Gdy w zderzeniu dwóch obiektów pośredniczy absorber pneumatyczny, schematycznie przedstawiony na rysunku 1.1, możliwość realizacji strategii sterowania siłą zderzenia przedstawionej na rysunku 2.6 zależy m.in. od przepustowości umieszczonego w tłoku zaworu. Wynika to z faktu, że szybkie przesuwanie tłoka wymaga szybkiego przepływu gazu przez zawór, gdy celem jest utrzymanie na stałym poziomie siły wywieranej przez gaz na tłok. Masa gazu przepływającego przez zawór w jednostce czasu (wydatek masowy, natężenie przepływu; ang.: *flow rate* [82, s. 50]) zależy od geometrii wnętrza zaworu, od ciśnienia i temperatury gazu na wlocie zaworu oraz od ciśnienia na jego wylocie (w punkcie 3.6, dotyczącym projektowania absorbera energii zderzenia, wpływ temperatury na wydatek masowy gazu został pominięty). Zatem jednym z etapów określenia stosowności zaworu piezoelektrycznego w absorberze PAA jest wyznaczenie charakterystyk przepływowych zaworu i określenie na tej podstawie, dla jakiego zakresu prędkości i energii zderzenia możliwe jest zrealizowanie strategii z rysunku 2.6, gdy dane są wymiary absorbera wyposażonego w ten zawór.

Szczegółowe rozwiązania przyjęte w stanowiskach służących do wyznaczania charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych zależą m.in. od powierzchni przekrojów strumienia przepływającego przez te elementy, a także od charakteru zastosowania badanych elementów jako przepływowe lub wypływowe. Nie rozpatrując konfiguracji stanowisk – dostosowanej do specyfiki charakteryzowanych elementów – można wyróżnić dwie metody wyznaczania wydatków masowych gazu w zależności od warunków panujących na wlocie i na wylocie badanego elementu [32, s. 35]:

- Wymuszanie ustalonego w czasie przepływu gazu przez badany element i dokonywanie przy tym pomiaru wydatku masowego gazu przepływo-

mierzem, pomiarów ciśnień wlotowego i wylotowego oraz pomiaru temperatury w rozszerzonym odcinku przewodu, reprezentującej temperaturę spiętrzenia [30, s. 18] [50].

- Wypuszczanie lub wpuszczanie gazu do zbiornika o określonej objętości przy jednoczesnym mierzeniu ciśnienia spiętrzenia i temperatury spiętrzenia w tym zbiorniku, ciśnień wlotowego i wylotowego oraz – ewentualnie – temperatury spiętrzenia na wlocie badanego elementu [30, s. 73]. Jest to najczęściej stosowana metoda wyznaczania własności przepływowych (doświadczenia wykonane zgodnie z nią określane są mianem prób zbiornikowych) [83].

Przy tym w pierwszej wymienionej metodzie do wyznaczenia wydatków masowych gazu rozważyć należy zastosowanie:

- przepływomierza wirnikowego lub
- przepływomierza wibracyjnego [50, s. 43] lub
- przepływomierza działającego na zasadzie wyznaczania gęstości energii kinetycznej strumienia gazu, jako różnicy między ciśnieniem spiętrzenia a ciśnieniem w strumieniu lub przepływomierza działającego na zasadzie wyznaczania różnicy gęstości energii kinetycznej w dwóch różnych przekrojach strumienia (np. zwężka Venturiego) lub
- przepływomierza termicznego, na przykład posiadającego włókno wykonane z materiału zmieniającego opór właściwy wraz ze zmianami temperatury (platynowe), ogrzewane w wyniku przepływu przez nie prądu elektrycznego, chłodzone przy tym strumieniem gazu o znanej (mierzonej) temperaturze – tym intensywniej chłodzone, im większa jest prędkość opływającego je strumienia [79] (dla anemometrów oferowanych na rynku, działających w oparciu o tę metodę, posiadających włókno przewodzące, maksymalne deklarowane prędkości pomiaru nie przekraczają 40 m/s), lub
- układu zawierającego zarówno zwężkę Venturiego, jak i przepływomierz połączony z miejscem w zwężce, odpowiadającym najmniejszemu przekrojowi oraz z kanałem przed zwężką; układ taki daje mniejsze opory przepływu niż element pomiarowy umieszczony bezpośrednio w strumieniu, którego wydatki masowe są wyznaczane [15, s. 30].

O ile zastosowanie przepływomierza z platynowym włóknem pozwala na rejestrowanie szybkozmiennych w czasie wydatków masowych strumienia gazu, o tyle przepływomierz termiczny z rurką i dwoma rozgrzewanymi przepływem prądu rezystorami w mostku Wheatstone'a wymaga uruchomienia przez dwie

do trzech godzin przed rozpoczęciem pomiarów, w celu ustabilizowania jego temperatury [15, s. 31].

Poza charakterystykami przepływowymi, innym ważnym parametrem wymagającym sprawdzenia jest szybkość otwierania się i zamykania zaworu przy sterowaniu go sygnałem okresowym.

Zawór z płytkami Hörbigera, przeznaczony do pracy w absorberze PAA, konstruowany był w powiązaniu z następującą procedurą badań:

1. Sprawdzenie szczelności zaworu posiadającego jedynie płytki Hörbigera, dociskane do siebie nawzajem stosem sprężyn talerzowych.
2. Wyznaczenie przybliżonych wydatków masowych powietrza przepływającego przez ten zawór (nieposiadający przetwornika piezoelektrycznego), dla szczeliny między płytkami ustalonej na $50\ \mu\text{m}$.
3. Sprawdzenie wydatków masowych powietrza przepływającego przez zawór, którego płytki były dociskane do siebie nawzajem różnymi początkowymi siłami.
4. Pomiar siły potrzebnej do zamknięcia zaworu przy nadciśnieniu panującym od strony płytki nieruchomej.
5. Badanie mechanicznej odpowiedzi kompletnego zaworu (posiadającego przetwornik piezoelektryczny, przystosowanego do montażu wewnątrz PAA) na wymuszenie okresowymi sygnałami sterującymi o różnych częstotliwościach.
6. Wyznaczenie wartości wydatków masowych azotu płynącego przez zawór wyposażony w przetwornik piezoelektryczny.
7. Badania przepustowości płytek Hörbigera posiadających różne geometrie. Określenie udziału tych płytek w dławieniu strumienia gazu przepływającego przez zawór.
8. Sprawdzenie wrażliwości zastosowanej metody wyznaczania wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór na wahania początkowej temperatury oraz początkowego ciśnienia w zbiorniku połączonym z wlotem badanego zaworu.

Działania z pierwszych czterech punktów są, z jednej strony, podstawą dla wskazania rodzaju modyfikacji projektu zaworu piezoelektrycznego, aby posiadał wymagane cechy funkcjonalne. Z drugiej zaś strony w oparciu o zebrane doświadczenie i otrzymane wyniki w badaniach z tych punktów możliwe jest sformułowanie ogólnych wniosków na temat wybranych metod badań.

Przeprowadzona procedura konstruowania zaworu, obejmująca badania jego części, posiadającej jedynie płytki Hörbigera wraz z dociskającymi je spręży-

nami, okazała się optymalna z punktu widzenia skuteczności dochodzenia do prototypu zaworu piezoelektrycznego.

O ile wyniki uzyskane w ramach realizacji drugiego punktu powyższej listy stanowią dane wejściowe dla weryfikacji, czy wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór co do rzędu wielkości odpowiadają tym wymagany w absorberze PAA – mowa tu o sprawdzeniu tezy o stosowności zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera w absorberze PAA – to realizacja szóstego punktu pozwala na przewidywanie osiągnięć absorbera wyposażonego w badany zawór.

Punkty szósty i siódmy dotyczą powiązania wybranych rozwiązań konstrukcyjnych zaworu z jego charakterystykami przepływowymi. Efektem wykonania badań ujętych w tych punktach są wskazówki co do zmian w strukturze zaworu, poprawiających jego osiągi.

Punkt ósmy wpisuje się w wątek oceny wybranej metody wyznaczania przepustowości zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera. Poza ujętym w nim problemem wpływu początkowej temperatury i początkowego ciśnienia na otrzymywane wyniki eksperymentów, istnieją inne czynniki, potencjalnie mogące mieć wpływ na wyznaczone w próbach zbiornikowych wartości wydatków masowych gazu przepływającego przez badane elementy przepływowe. Np. w pracy [83] podjęto temat istotności uwzględnienia objętości przewodu pneumatycznego łączącego badany element przepływowy ze zbiornikiem, z którego następował wypływ gazu – przy dwóch rzędach wielkości różnicy między objętością zbiornika a objętością przewodu pneumatycznego zmiany objętości zbiornika nie wpływają na wyznaczone wartości wydatków masowych gazu (wyniki wyrażono za pomocą współczynnika przepływu μ , opisanego w [30, s. 21-23]). Natomiast dla objętości zbiornika równej 3-krotności objętości przewodu, obliczenia uwzględniające tę ostatnią nie dają wyników zbieżnych z wynikami uzyskanymi dla wielokrotnie większego zbiornika od przewodu. Przy tym podany, przykładowo czas wypływu w przytoczonych badaniach był rzędu 1 s.

4.2 Charakteryzowanie elementów przepływowych w pneumatyce

W pneumatyce do opisu własności przepływowych wykorzystuje się przepisy zapisane w normach (PN-ISO, ISO, EN, PN) [53] [50, s. 42], zawierające formuły matematyczne do liczenia wydatków masowych lub wydatków objętościowych gazu, układane na drodze dopasowywania otrzymywanych za ich pomocą wyników do wyników eksperymentów [30, s. 13-27] [27, s. 46-47] [34, s. 16-17]. Formuły te zawierają następujące zestawy współczynników:

- współczynnik wymiarowy K_V [82, s. 56]
- współczynnik wymiarowy K_V wraz z krytycznym stosunkiem ciśnień b
- przewodność dźwiękowa C [82, s. 53] wraz z krytycznym stosunkiem ciśnień b
- przewodność dźwiękowa C wraz z krytycznym stosunkiem ciśnień b oraz indeksem ekspansji m i czopującym stosunkiem ciśnień a
- współczynnik przepływu μ

Do opisu własności przepływowych stosuje się też tzw. nominalne natężenie przepływu Q_{Nnom} , będące w istocie jednym, niedowolnie wybranym punktem charakterystyki przepływowej [30, s. 12-13].

W poszczególnych przepisach określone są czynności, jakie należy wykonać, aby otrzymać ujęte w nich zestawy współczynników, przypisanych badanym elementom przepływowym. Każdy ze zbiorów współczynników jest stosowany do odtworzenia charakterystyki przepływowej elementu pneumatycznego. Zatem deklaruje się tu użyteczność formuł ujętych w kolejnych przepisach do wyznaczenia wydatków masowych gazu w dowolnych warunkach, odmiennych od warunków wykonywania pomiarów dających wyniki, które posłużyły do wyznaczenia współczynników równań. Jeżeli jednak, zgodnie z sugestią z artykułu [27], przyjmie się, że postępowanie wg przepisu zawierającego cztery współczynniki (C , b , m , a) prowadzi do poprawnego wyznaczenia wydatków masowych gazu, to można pokazać na drodze teoretycznych rozważań, że użycie procedury, w ramach której określana jest wielkość K_V , lub procedury z K_V i b , obarczone jest ryzykiem znacznego przeszacowania lub niedoszacowania przepustowości elementu. Wniosek ten bazuje na porównaniu wyników uzyskanych w obliczeniach przeprowadzonych w oparciu o te dwie metody oraz o metodę z czterema współczynnikami (traktowaną jako wiarygodną) [27, s. 48-51]. Jednak w pracy [30, s. 90] wyrażony jest krytyczny pogląd wobec przepisów zawierających więcej niż dwa współczynniki.

Gdy element scharakteryzowany jest jednym współczynnikiem, C i b nie są wyznaczane jednoznacznie na podstawie tej danej. Wyznaczenie wartości współczynników C i b na podstawie jednej wielkości charakteryzującej własności przepływowe elementu prowadzi do przeszacowania przepustowości elementu [30, s. 63] [34]. Fakt ten potwierdza przytoczone powyżej spostrzeżenia o niedoskonałości rozpowszechnionych w pneumatyce metod charakteryzowania elementów przepływowych.

W pracy [32] poświęconej różnym formułom, zawierającym współczynnik μ , zademonstrowane jest, jak część z nich lepiej odwzorowuje zachowanie się układu,

a inna część – gorzej. Jednak podkreślony tu został też fakt, że w praktyce inżynierskiej w obliczeniach zastosowanie znajdują wzory o prostej formie.

Zgodnie z instrukcjami z poszczególnych przepisów wartości współczynników określa się w oparciu o wyniki jednego lub kilku pomiarów w ustalonych warunkach przepływu [30]. Np. w przypadku wyznaczania współczynnika b , obecnego w tej samej formule matematycznej w dwóch różnych przepisach, uzyskuje się różne jego wartości w zależności od przyjętej definicji tego współczynnika [35]. Dla elementów ze względnie małym przewężeniem procedura wyznaczania b w ogóle nie prowadzi do otrzymania wyniku [30, s. 89] (wartości te mogą wówczas wyjść ujemne, co prowadzi do niefizycznych wyników [35, s. 561]).

Istnieje również możliwość uzyskania wartości wyznaczanego współczynnika w oparciu o całą linię w przestrzeni tych parametrów wlotowych i wylotowych charakteryzowanego elementu, otrzymaną w pojedynczej próbie zbiornikowej [32].

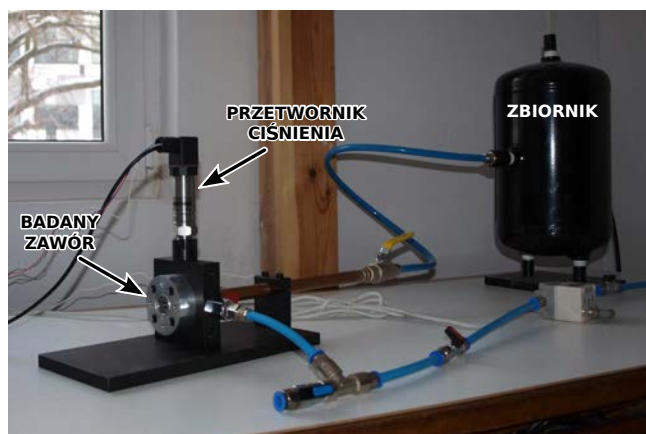
W całym toku niniejszego wywodu żadna z tych metod nie została zastosowana. Do opisu własności przepływowych zaworu zostały użyte wartości wydatków masowych określonych dla różnych warunków na wlocie i na wylocie zaworu. W artykule [57] zaprezentowany jest wynik charakteryzowania zaworu będącego przedmiotem niniejszych rozważań ilorazami wartości zmierzonych wydatków masowych gazu do wydatków obliczonych przy zastosowaniu izentropowego, jednowymiarowego modelu przepływu. Ilorazy takie oznacza się symbolem C_d .

4.3 Oszacowanie wydatków masowych powietrza przepływającego przez zawór bez przetwornika piezoelektrycznego

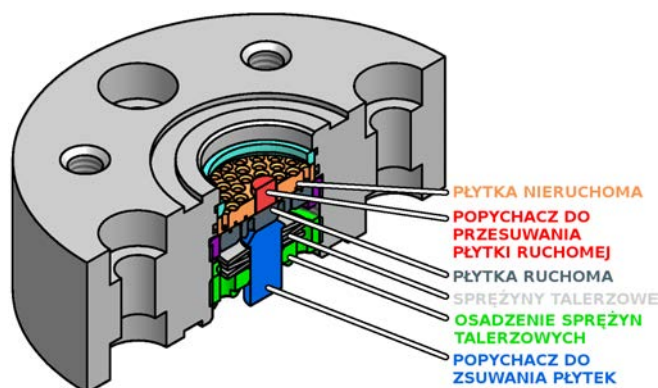
W niniejszym punkcie zaprezentowana jest metoda i wyniki szacowania przepustowości zaworu posiadającego stalowe płytki Hörbigera. Dane uzyskane w próbach opartych o tę metodę są podstawą dla oceny stosowalności badanych zaworów w przewidzianej dla nich aplikacji.

Próby te zostały wykonane przy użyciu stanowiska posiadającego zbiornik na sprężone powietrze, połączony przewodem pneumatycznym z badanym zaworem (rysunek 4.1).

W pierwszym testowanym egzemplarzu zaworu mniejsza z płytek była odsuwana od większej (nieruchomej względem obudowy zaworu) za pośrednictwem popychacza umieszczonego w tej drugiej, posiadającego długość większą od grubości tej płytki o 50 μm (rysunek 4.2). W ten sposób szczelina między płytkami ustalana była na 50 μm . Rozsuniecie o tej wartości możliwe jest do osiągnięcia,



Rysunek 4.1. Stanowisko użyte do badań szczelności oraz przepustowości zaworu



Rysunek 4.2. Przekrój aksonometryczny przez zawór z płytkami Hörbigera

gdy jest realizowane za pomocą przetwornika piezoelektrycznego o przewidywanej długości rzędu kilkudziesięciu milimetrów.

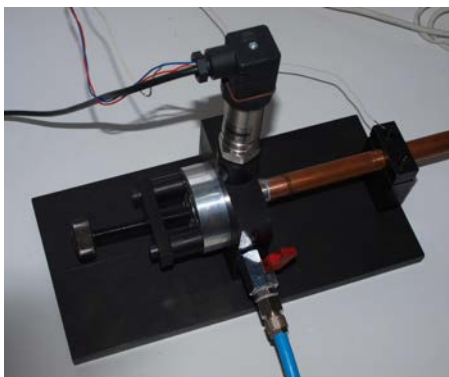
Obie płytki miały otwory łączące się z kołowymi wydrążeniami – zagłębieniami na powierzchniach wzajemnego styku płytek, posiadającymi różne średnice dla każdej z nich (rysunek 4.3). Kołowe wydrążenia zostały wykonane w celu zwiększenia minimalnego przekroju strumienia gazu przepływającego przez zawór. Nadanie płytkom takiego kształtu jest celowe z powodu względnie małego rozmiaru szczeliny między nimi, gdy są rozsunięte.

W badaniach przeprowadzonych na tym etapie mierzone było jedynie ciśnienie panujące na wlocie zaworu, równe – zgodnie z przyjętym założeniem – ci-



Rysunek 4.3. Płytki zaworu widoczne z dwóch stron

śnieniu wewnątrz zbiornika. Powietrze wypływało poprzez zawór do atmosfery. Rozchylenie płytek zrealizowane zostało dzięki zastosowaniu śruby naciskającej na popychacz umieszczony w płytce nieruchomej (rysunek 4.4).



Rysunek 4.4. Fragment stanowiska zaopatrzonego w śrubę pozwalającą na odchylenie płytki ruchomej zaworu od płytki nieruchomej na odległość 50 µm

Szacowanie wydatków masowych powietrza opierało się na wyznaczeniu masy gazu zawartego w zbiorniku w kolejnych chwilach wypływu. Posłużyło do tego celu równanie stanu gazu doskonałego zapisane dla wnętrza zbiornika[30, s. 84]:

$$p_b V_b = m_b R T_b \quad (4.1)$$

gdzie:

p_b – ciśnienie spiętrzenia (w punkcie bezruchu) w zbiorniku połączonym z wlotem badanego zaworu

V_b – objętość zbiornika

m_b – masa gazu zawartego w zbiorniku

R – indywidualna stała gazowa

T_b – temperatura spiętrzenia w zbiorniku

Stąd masa gazu znajdującego się w zbiorniku wynosiła:

$$m_b = \frac{p_b V_b}{RT_b} \quad (4.2)$$

Z powyższego można uzyskać wartość wydatku masowego gazu przepływającego przez zawór:

$$\dot{m}_b = \frac{dm_b}{dt} = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{m_b(t_2) - m_b(t_1)}{t_2 - t_1} = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{\left. \frac{p_b V_b}{RT_b} \right|_{t_2} - \left. \frac{p_b V_b}{RT_b} \right|_{t_1}}{t_2 - t_1} \quad (4.3)$$

Objętość zbiornika jest stała, zatem:

$$\dot{m}_b = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{\frac{p_b(t_2)V_b}{RT_b(t_2)} - \frac{p_b(t_1)V_b}{RT_b(t_1)}}{t_2 - t_1} \quad (4.4)$$

Na rysunku 4.5 przedstawiona jest butla z gazem w dwóch następujących po sobie chwilach t_1 i t_2 . Gaz wypływając z butli zwiększa swoją objętość z początkowej $V(t_1) = V_b$ do końcowej $V(t_2)$. Dla założonej przemiany adiabatycznej, jakiej podlega pewna porcja gazu, ciśnienie i objętość powiązane są zależnością:

$$pV^\kappa = \text{const} \quad (4.5)$$

Uwzględnienie w tym wyrażeniu równania stanu gazu doskonałego zapisanego dla pewnego zbioru punktów materialnych

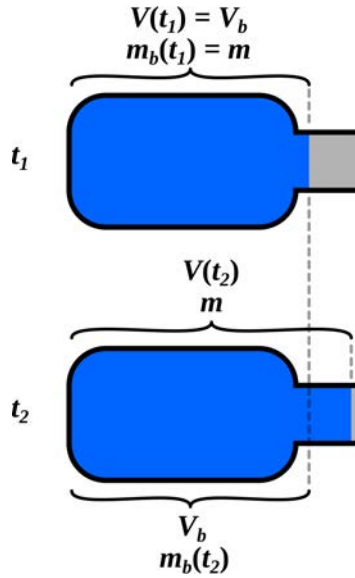
$$pV = mRT \quad (4.6)$$

pozwała na uzyskanie związku między temperaturą a objętością:

$$\frac{p^{(\kappa-1)/\kappa}}{T} = \text{const} \quad (4.7)$$

przy czym wielkości intensywne (ciśnienie i temperatura gazu) są tożsame z ciśnieniem i temperaturą panującymi w zbiorniku:

$$\begin{aligned} p &= p_b \\ T &= T_b \end{aligned} \quad (4.8)$$



Rysunek 4.5. Zwiększanie się objętości gazu wypływającego z butli przedstawione dla dwóch następujących po sobie chwil t_1 i t_2

Wprowadzając te oznaczenia, związek (4.7) można zapisać w postaci:

$$\left. \frac{p_b^{(\kappa-1)/\kappa}}{T_b} \right|_{t_1} = \left. \frac{p_b^{(\kappa-1)/\kappa}}{T_b} \right|_{t_2} \quad (4.9)$$

lub równoważnie:

$$T_b(t_2) = T_b(t_1) \frac{p_b^{(\kappa-1)/\kappa}(t_2)}{p_b^{(\kappa-1)/\kappa}(t_1)} \quad (4.10)$$

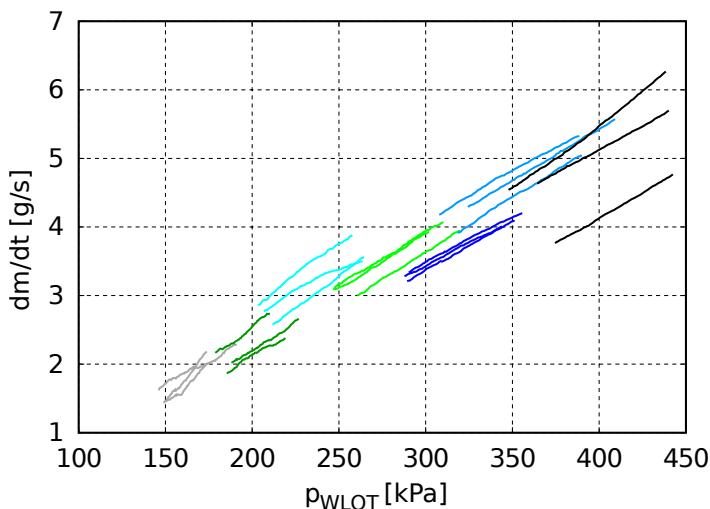
Po wykorzystaniu powyższego do wyeliminowania $T_b(t_2)$ z równania (4.4), otrzymuje się:

$$\dot{m}_b = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{\frac{p_b(t_1)V_b}{RT_b(t_1)} \left(\left(\frac{p_b(t_2)}{p_b(t_1)} \right)^{1/\kappa} - 1 \right)}{t_2 - t_1} \quad (4.11)$$

Przy założeniu, że temperatura na początku każdego eksperymentu $T_b(t_1)$ wynosiła 293 K, oraz przyjęciu równości między ciśnieniem na wlocie zaworu a ciśnieniem w zbiorniku ($p_b = p_{WLOT}$), na podstawie równania (4.11) określone zostały wydatki masowe w chwilach początkowych wypuszczania gazu ze zbiornika. W przeprowadzonych seriach prób ustalane były różne wartości ciśnień początkowych $p_b(t_1)$.

Przekrój strumienia w opisywanym układzie jest wielokrotnie mniejszy od przekroju zbiornika i początkowa część danych jest odrzucana, stąd wpływ fal ciśnieniowych na wyniki badań jest pomijalny [30, s. 74].

Maksymalne uzyskane wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór wyniosły 6 g/s przy ciśnieniu na wlocie równym 450 kPa (rysunek 4.6).



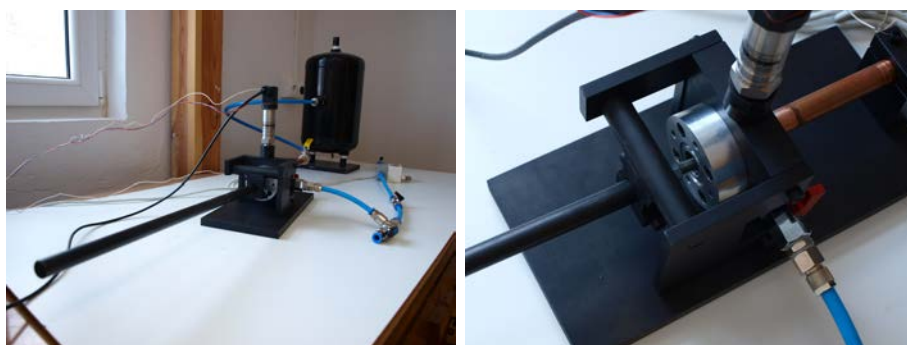
Rysunek 4.6. Wydatki masowe powietrza wypływającego przez badany zawór do atmosfery

Dzięki przeprowadzeniu testów na stanowisku z ilustracji 4.1 oraz 4.4 zaproponowane zostały istotne zmiany konstrukcyjne zaworu, w celu zapewnienia stałej szerokości szczeliny między płytkami, gdy są one od siebie odsunięte. Realizacja tego etapu badań pozwoliła zweryfikować możliwość zapewnienia szczelności dwóch złączonych ze sobą płytek zaworowych, pokazanych na rysunku 4.3.

4.4 Przepływ przez zawór płytkowy przy nadciśnieniu od strony płytki nieruchomej

Tematem tego i kolejnego punktu są badania szczelności zaworu przy nadciśnieniu po stronie płytki ruchomej i pomiary wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór otwierany nadciśnieniem po stronie płytki nieruchomej. Zaprezentowane tu dane świadczą o własnościach funkcjonalnych zaworu ze stalowymi płytkami Hörbigera.

Sprawdzenie, czy różnica ciśnień powietrza działającego na płytkę ruchomą z wypadkową siłą skierowaną w stronę przeciwną do lokalizacji płytki nieruchomej powoduje jej odsuwanie mimo zewnętrznego wzajemnego docisku płytek, zostało przeprowadzone przy użyciu stanowiska wyposażonego w dźwignię przystosowaną do wieszania na niej odważników (rysunek 4.7). Zastosowanie dźwigni pozwala na uzyskanie docisku płytek o wartościach rzędu kilkuset niutonów poprzez użycie odważników o ciężarze kilkudziesięciu niutonów. Wadą rozwiązania opartego na przykładaniu siły poprzez obciążoną dźwignię jest możliwość wpadania jej w drgania samowzbudne – w części prób przyłożenia stałego wzajemnego docisku płytek następowało cykliczne otwieranie zaworu i związane z nim wahanie dźwigni.

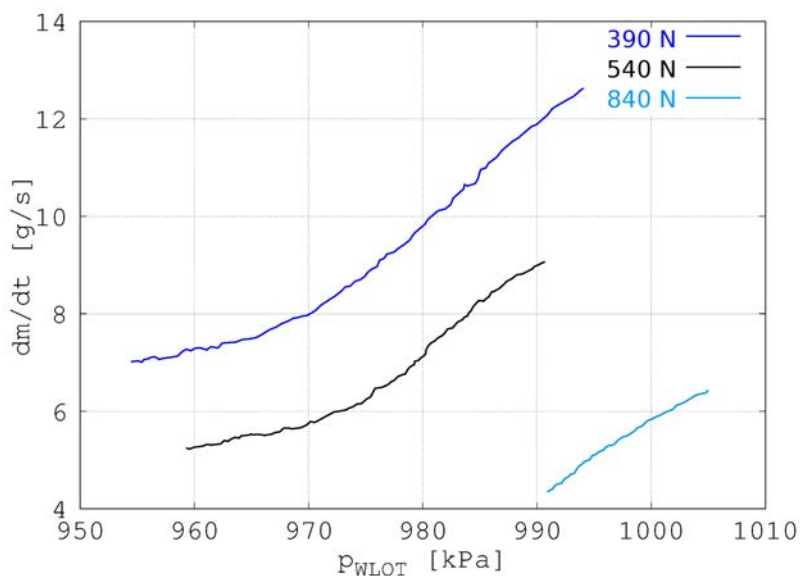


Rysunek 4.7. Stanowisko z dźwignią dociskającą do siebie nawzajem płytki zaworu

Trzy wykresy odpowiadające początkowym chwilom otwarcia dopływu powietrza do badanego zaworu pokazane są na rysunku 4.8. Ze względu na małą powtarzalność zachowania się układu w trakcie eksperymentów przy ciśnieniach wlotowych ustalanych na 150 kPa i 450 kPa, przedstawione wyniki dotyczą jedynie przypadków ciśnienia na wlocie zaworu 950 kPa. Otrzymane wydatki masowe są jedynie orientacyjne.

Przeprowadzenie testów zaworu na stanowisku z dźwignią pozwoliło stwierdzić, że gaz sam otwiera zawór przy ciśnieniach kilkuset kilopaskali. Przy odwrotnym zamontowaniu zaworu (tj., gdy płytkę ruchomą jest od strony obszaru nadciśnienia) przyłożenie dodatkowego docisku płytki ruchomej do płytki nieruchomej powoduje jego zamknięcie.

Jedną z trudności w dokonywaniu pomiarów w tym oraz we wcześniejszym eksperymencie wynikała z braku czujnika temperatury spiętrzenia w zbiorniku. Konieczne było przyjęcie wartości temperatury i założenie przemiany adiabaticznej w początkowej fazie wypływu powietrza ze zbiornika. Pierwszy etap



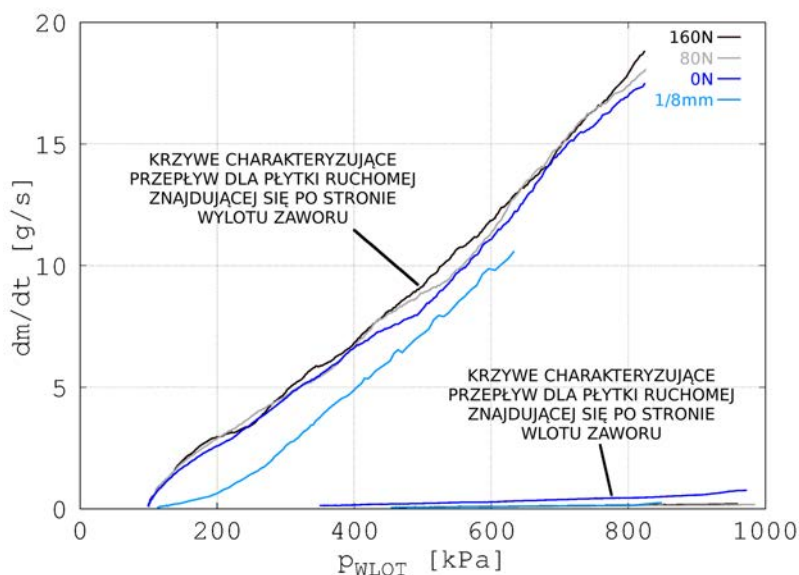
Rysunek 4.8. Wydatki masowe powietrza wypływającego przez zawór do atmosfery przy trzech wartościach siły wzajemnego docisku płytek. Badania przeprowadzono przy nadciśnieniu po stronie płytki nieruchomej

przepływu, z którego pochodzą dane do obliczenia wydatków masowych powietrza, nie trwał dłużej niż dwie sekundy od momentu otwarcia wypływu powietrza. Z drugiej strony na początku wszystkich wykonanych prób następowało stabilizowanie się przebiegu wydatku masowego – po skoku w wyznaczonym przebiegu wydatku zachodził monotoniczny jego spadek. Odpowiednie fragmenty z danymi obejmujące początkowy wzrost były odrzucane; do obliczeń na tym etapie badań wykorzystane zostały wyniki zebrane w pierwszych chwilach monotonicznego spadku.

Przyczyną innego problemu była mała rozdzielczość zastosowanego układu akwizycji danych – 8-bitowego przetwornika Tektronics – oraz szum w sygnale z użytego przetwornika ciśnienia Peltron. Z danych zgromadzonych w ten sposób trudno uzyskać gładkie przebiegi ciśnienia (tj. pozbawione względnie dużych skoków sygnału pomiarowego – o wartościach odpowiadających rozdzielczości przetwornika AC).

4.5 Przepływ przez zawór przy różnych początkowych siłach wzajemnego docisku płytek

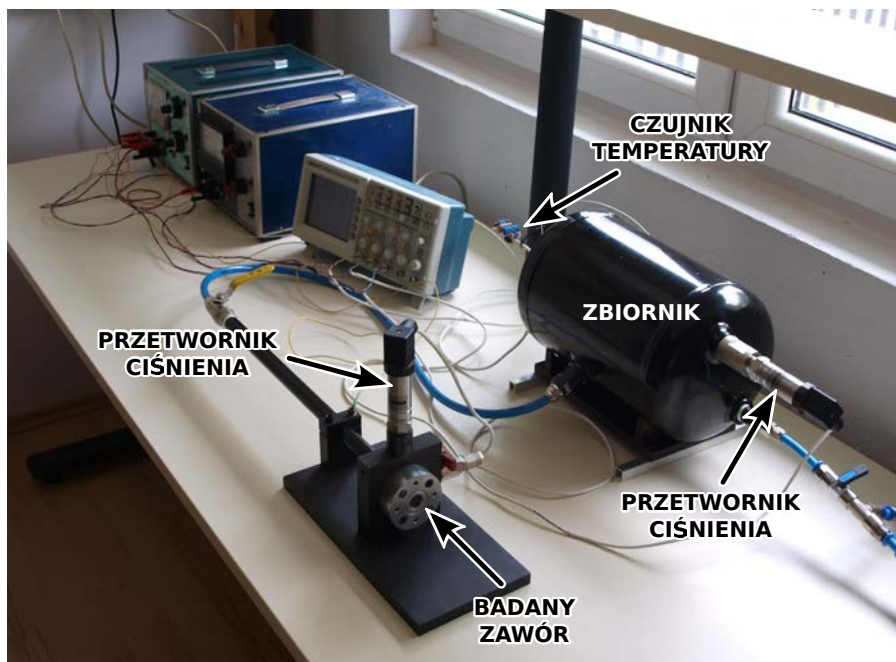
W próbach wykonanych w ramach tego etapu badań zmieniane było wstępne napięcie stosu sprężyn talerzowych dociskających płytkę ruchomą do płytki nieruchomej. Ustalane ono było kolejno na wartości 0 N, 80 N, 160 N (rysunek 4.9). Ponadto w dwóch próbach płytka ruchoma posiadała wstępny luz osiowy o wartości 1/8 mm. Zmieniana była także orientacja zaworu – w jednym z ustawień na powierzchnię płytki ruchomej, przeciwną do powierzchni wzajemnego styku z drugą płytką, działało zwiększone ciśnienie. Powodowało ono dodatkowy docisk płytki ruchomej zaworu do płytki nieruchomej i znaczne ograniczenie wydatku masowego gazu. Uwidaczniają to cztery wykresy przy osi poziomej przedstawione na rysunku 4.9.



Rysunek 4.9. Zależność wydatków masowych powietrza przepływającego przez zawór od ciśnienia na jego wlocie

W tej oraz w kolejnych konfiguracjach stanowiska zastosowana została termopara umożliwiająca pomiar temperatury spiętrzenia. Dzięki pomiarowi tej temperatury nie było konieczności zakładania, że powietrze w zbiorniku podlega przemianie adiabatycznej, zatem do wyznaczenia wydatków masowych powietrza wypływającego ze zbiornika posłużył wzór (4.4). Pozwoliło to na policzenie

wydatków masowych nie tylko na początku wypływu powietrza ze zbiornika, ale w każdej chwili eksperymentu. Stanowisko pozwalające na akwizycję przebiegu ciśnienia przed wlotem zaworu oraz ciśnienia i temperatury w zbiorniku przedstawione jest na zdjęciu z ilustracji 4.10.



Rysunek 4.10. Stanowisko użyte do badań pasywnej części zaworu

O zastosowaniu termopar zadecydowała ich mała bezwładność (względnie szybkie zrównywanie się temperatury złącza termoparowego z temperaturą otaczającego gazu). Stała czasowa użytych termopar jest rzędu 0.5 s w powietrzu. Są to termopary bez osłaniającego płaszczka (z odkrytym złączem termoparowym).¹ W przypadku konieczności wykonywania pomiarów temperatury przy krótszych czasach zmian temperatury, technika pozwalająca na śledzenie tych zmian oparta jest na zastosowaniu przewodzącego prąd elektryczny włókna, wykonanego z drutu oporowego, chłodzonego strumieniem powietrza o znanej prędkości [30, s. 74] (gdy znana jest temperatura strumienia gazu opływającego włókno, ale nie jest znana jego prędkość, zastosowanie włókna pozwala na wyznaczenie prędkości przepływu – zob. str. 90).

¹Termopary wykonane przez firmę Alf-Sensor na zlecenie

Względem wcześniej opisanych prób zbiornikowych, rozszerzony został tutaj zakres ciśnień wlotowych, dla których zbadane zostały charakterystyki zaworu. Wykresy na ilustracji 4.9 świadczą o liniowej zależności wydatków masowych powietrza przepływającego przez zawór od ciśnienia na wlocie tego zaworu, gdy następuje wypływ do atmosfery.

Trudnym do wyjaśnienia wynikiem jest przewaga zmierzonych wydatków masowych powietrza przy braku szczeliny między płytkami (na rysunku 4.9 czarny, szary i niebieski wykres) nad wydatkami dla szczeliny o szerokości 1/8 mm (turkusowa krzywa). Efekt ten można łączyć z nierównoległym odsunięciem płytki ruchomej od płytki nieruchomej, spowodowanym brakiem ogranicznika osiowego skoku płytki, o który płytka opierałaby się na swoim obwodzie (w tym przypadku nie opiera się ona też o sprężynę).

Z opisanych do tego miejsca wyników badań wyłaniają się cztery główne wnioski. Pierwszy wniosek wynika z zestawienia wyników pomiarów wydatków masowych otrzymanych dwoma metodami – przy braku pomiaru temperatury spiętrzenia i jednoczesnym założeniu adiabatycznej przemiany gazu w zbiorniku i – w drugim przypadku – gdy pomiar temperatury spiętrzenia był wykonany. Podczas przepływu, bezpośrednio po zarejestrowaniu monotonicznego spadku mierzonego ciśnienia wydatki wyznaczone na podstawie danych otrzymanych samym przetwornikiem ciśnienia odpowiadają wydatkom otrzymanym dzięki przeprowadzeniu pomiaru ciśnienia spiętrzenia i temperatury spiętrzenia w zbiorniku (dla danych ciśnień na wlocie i na wylocie zaworu). Stąd wyłania się drugi wniosek: do wstępnej oceny przepustowości zaworu wystarczy stanowisko posiadające tylko jeden czujnik – zastosowany do pomiaru ciśnienia spiętrzenia w zbiorniku. Trzecim, istotnym wynikiem jest potwierdzenie faktu uzyskania szczelności zaworu posiadającego dwie stalowe płytki Hörbigera o nominalnej chropowatości powierzchni styku $R_a = 0.32 \mu\text{m}$ i o twardości tych powierzchni $60 \pm 2 \text{HRC}$. Zamknięcie zaworu łatwo uzyskać, gdy nadciśnienie jest od strony płytki ruchomej. Czwarty, główny wniosek dotyczy przepustowości zaworu – wydatki masowe powietrza dla szczeliny między płytkami mającej szerokość $50 \mu\text{m}$ są rzędu 18 g/s przy różnicy ciśnień 800 kPa. Wynik ten stanowi podstawę dla weryfikacji, czy absorber o danych wymiarach i przewidziany do zatrzymania obiektu o danej energii i prędkości, posiadający charakteryzowany tutaj zawór, pozwala na utrzymanie założonej, 2-etapowej strategii hamowania poruszającego się obiektu.²

²Numerycznie oszacowano wymagania wobec zaworu przeznaczonego do zastosowania w absorberze o średnicy wewnętrznej tulei cylindra równej 32 mm, skoku tłoka 95 mm, średnicy tłoczyska 12 mm; przyjęto obecność elementu podatnego na zakończeniu tłoczyska: $F = ku + cu\dot{u}$, $k=2800 \text{ kN/m}$, $c = 5 \text{ kNs/m}^2$; początkowe ciśnienie w cylindrze 6 atm; przyjęte

4.6 Struktura zaworu piezoelektrycznego i sposób badania jego własności przepływowych

Poprzednie punkty niniejszego rozdziału dotyczą wstępnego rozpoznania przepustowości i szczelności badanego zaworu, gdy jest on kolejno otwarty i zamknięty. W dalszej części opisu zaprezentowanej procedury badawczej przedstawiony jest sposób charakteryzowania zaworu, gdy posiadanie przez niego wymaganych cech funkcjonalnych zostało uprzednio pozytywnie zweryfikowane. Uzyskane w jej toku wyniki są podstawą dla analizy zachowania się układu pneumatycznego, wyposażonego w badany zawór.

Wartości wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór w warunkach, jakie mogą wystąpić na jego wlocie i na wylocie, gdy jest zamontowany w absorberze PAA, są – jak zostało już wcześniej stwierdzone – decydujące dla możliwości utrzymania wymaganego przebiegu siły reakcji absorbera. Im większe są wartości tych wydatków, tym szybciej daje się przesunąć tłok w cylindrze przy jednoczesnym zachowaniu stałej siły, z jaką działa na niego gaz znajdujący się po dwóch jego stronach.

Pełną informację na temat przepustowości zaworu przeznaczonego do pracy wewnątrz absorbera energii zderzenia stanowi charakterystyka wydatku masowego gazu w funkcji ciśnienia i temperatury na wlocie oraz różnicy ciśnień panujących na wlocie i na wylocie zaworu. Oba ciśnienia odniesione są do powierzchni przekrojów strumienia w miejscach dokonywania pomiarów. Rozpatrywany tutaj zawór nie posiada standardowych przyłączy, dla których określone byłyby pola przekrojów przewodu doprowadzającego i przewodu odprowadzającego gaz, tj. pola przekrojów strumienia wlotowego i wylotowego, odpowiednich dla lokalizacji czujników ciśnienia. Jednak dla pomiarów w kanałach wlotowym i wylotowym o średnicy wewnętrznej 16.5 mm (zastosowanych w przedstawionym stanowisku badawczym) zarejestrowane przebiegi ciśnień wlotowych p_1 nieznacznie różnią się od uzyskanych jednocześnie z nimi przebiegów ciśnień spiętrzenia w zbiorniku. Stąd utożsamienie ciśnienia p_1 z ciśnieniem zmierzonym w miejscu bezruchu gazu nie prowadzi tutaj do istotnych błędów (charakterystyką przepływową może być zarówno zależność od ciśnienia wlotowego jak i zależność od ciśnienia spiętrzenia na wlocie badanego elementu [30, s. 24]).

Jednak przy dużej przepustowości badanych elementów przepływowych błędy w jej ocenie, spowodowane przyjęciem tego uproszczenia, są większe – temat prze-

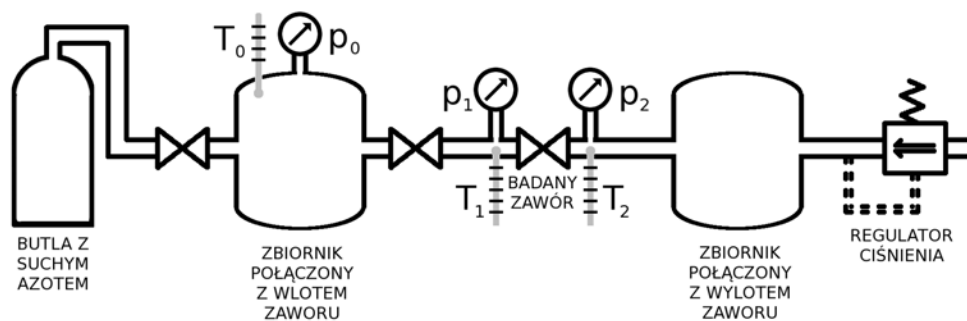
maksymalne opóźnienie obiektu o masie 8.5 kg i początkowej prędkości 3.3 m/s to 70 m/s². Wówczas wymagany wydatek masowy powietrza wynosi 15 g/s w warunkach ciśnienia wlotowego $p_C = p_1 = 13$ atm i różnicy między ciśnieniem wlotowym a ciśnieniem wylotowym $p_C - p_E = p_1 - p_2 = 8$ atm [80, s. 224]

widywania tych błędów dla elementów scharakteryzowanych tzw. współczynnikiem wymiarowym K_V [30, s. 13-17], opartego na obliczeniach wykonanych dwoma modelami empirycznymi, wiążącymi wydatki objętościowe z ciśnieniem wlotowym, temperaturą spiętrzenia na wlocie i współczynnikiem K_V , poruszony jest w pracy [26]. Do obliczeń wykorzystano tu przewodność dźwiękową C i krytyczny stosunek ciśnień b – parę liczb charakteryzującą (podobnie, jak wspomniany współczynnik K_V) własności przepływowe danego elementu. Zatem na podstawie znanych z góry wielkości C i b dokonano tu oceny błędów wyznaczania wydatków objętościowych, spowodowanych przyjęciem założenia o jednakowości ciśnienia w punkcie bezruchu przed wlotem badanego elementu z ciśnieniem strumienia na wlocie tego elementu i jednakowości odpowiednich ciśnień za jego wylotem. Znajomość C i b oznacza, że element już jest scharakteryzowany (stąd wywód ma raczej znaczenie teoretyczne niż praktyczne).

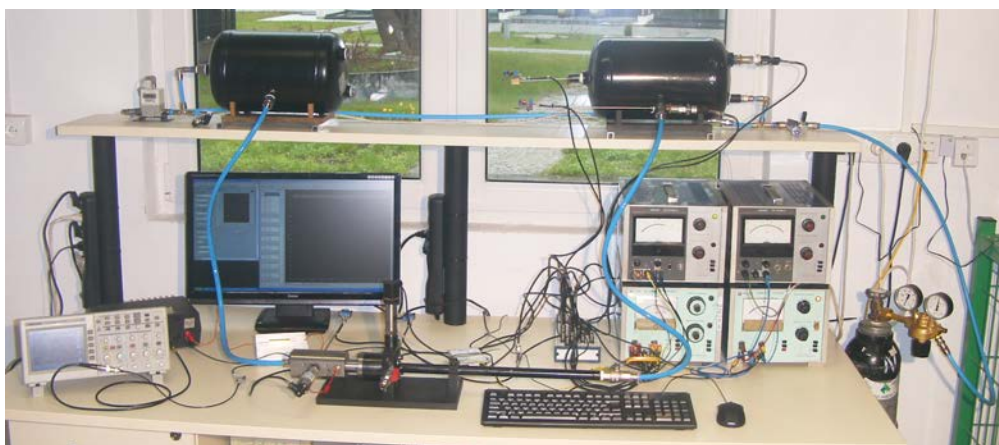
Ze względu na ograniczony wpływ zmian temperatury występujących w układzie na wyznaczone wydatki masowe (pkt. 4.10), porównanie własności przepływowych zaworów różniących się geometrią ich elementów można sprowadzić do porównania wydatków masowych występujących podczas przeprowadzania poszczególnych prób w funkcji ciśnienia wlotowego i różnicy między ciśnieniem wlotowym a ciśnieniem wylotowym.

Eksperymenty z zaworem zostały przeprowadzone przy zastosowaniu stanowiska posiadającego dwa zbiorniki na gaz (jeden połączony w wlotem badanego zaworu, zaś drugi – z jego wylotem), regulator ciśnienia panującego w zbiorniku połączonym z wylotem zaworu, a także system akwizycji danych oparty na karcie pomiarowej National Instruments, rejestrujący ciśnienia i temperatury przed i za zaworem oraz parametry spiętrzenia w zbiorniku, z którego następuje wypływ. Schemat instalacji przeznaczonej do badań charakterystyk zaworu płytkowego przedstawiony jest na rysunku 4.11. Jej zdjęcie pokazane jest na ilustracji 4.12. Fragment z częścią zawierającą badany zawór widoczny jest na ilustracji 4.13, zaś sam zawór oraz jego przekrój – na ilustracjach 4.14 i 4.15.

Rolą regulatora ciśnienia oraz połączony z nim drugiego zbiornika było ustalenie wartości ciśnienia panującego na wylocie zaworu na możliwie stałym poziomie. Ze względu na ograniczoną przepustowość regulatora wypuszczającego gaz do atmosfery, napełnianie zbiornika poprzez badany zawór następowało początkowo szybciej niż opróżnianie go przez regulator. Zatem zbiornik połączony z wylotem zaworu służył ograniczeniu wzrostu ciśnienia na tym wylocie, poprzez akumulowanie tej części gazu, której regulator nie był w stanie dostatecznie szybko uwolnić z układu. Przy przepuszczaniu gazu między zbiornikami, w końcowej fazie każdej próby ciśnienie wylotowe z powrotem osiągało wartość wybraną na regulatorze (rysunek 4.16). Natomiast ciśnienie w zbiorniku zasi-



Rysunek 4.11. Schemat instalacji do pomiaru wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór.

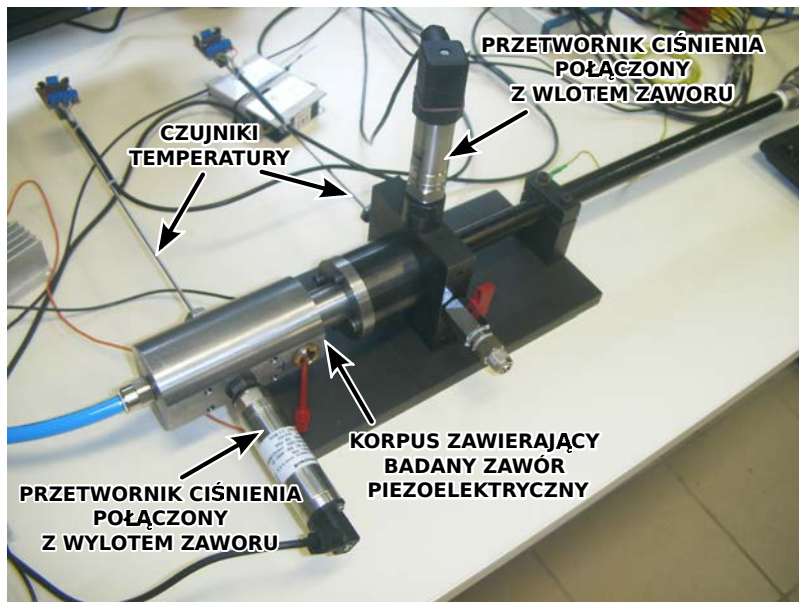


Rysunek 4.12. Stanowisko do pomiaru wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór.

lającym zmieniało się podczas każdej próby od 1.3 MPa do wartości ciśnienia w zbiorniku połączonym z regulatorem ciśnienia.

Struktura zaworu ma decydujące znaczenie dla jego charakterystyk przepływowych. Jak zostało wspomniane, posiada on dwie płytki z otworami przelotowymi, umiejscowionymi w taki sposób, że warunkiem przepływu płynu przez układ tych płytek jest istnienie szczeliny między nimi (rysunek 1.2).

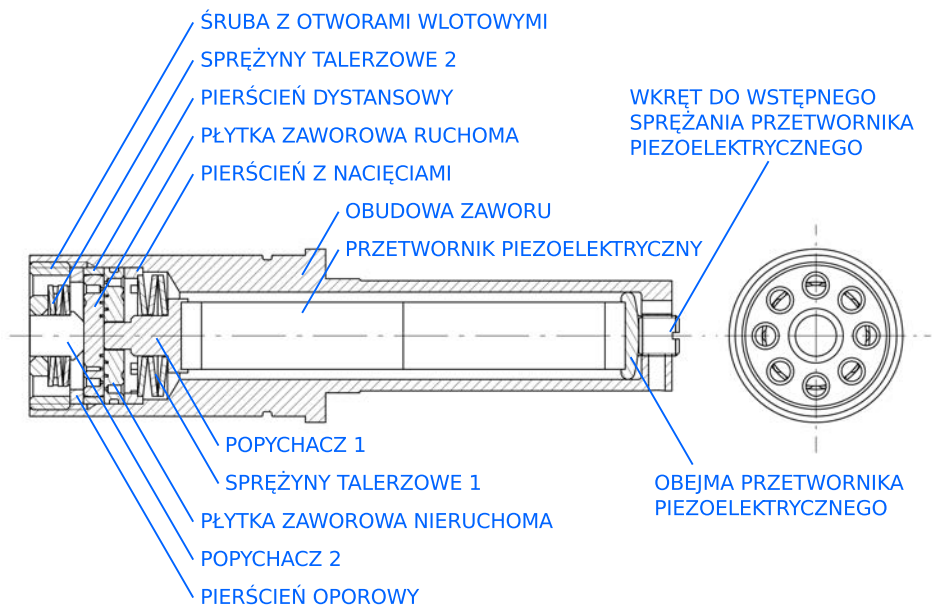
Płytką ruchomą zaworu może być przemieszczana wzdłuż osi zaworu. W jednym jej skrajnym położeniu przylega ona do płytki nieruchomej, zaś w drugim – styka się z pierścieniem oporowym przy samej jej krawędzi (rysunek 4.15). Maksymalny skok tej płytki zdeterminowany jest przez długość pierścienia dystansowego, w którym jest ona umieszczona. Pierścień oporowy został zastosowany



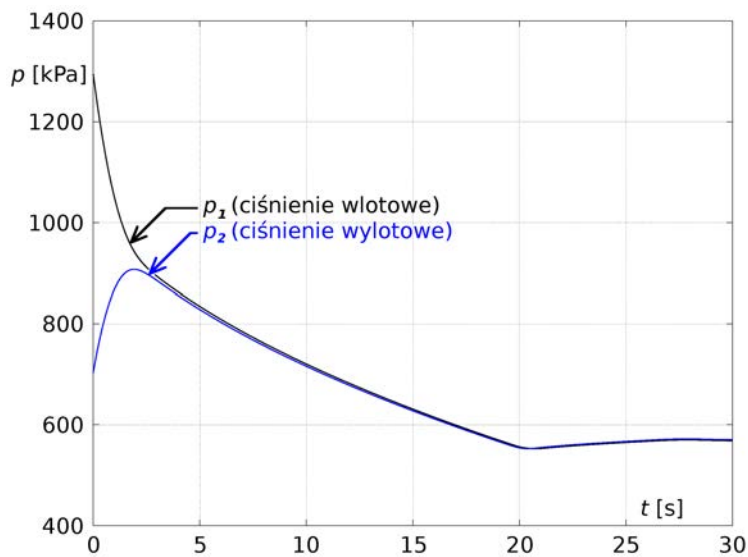
Rysunek 4.13. Fragment stanowiska do pomiaru wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór.



Rysunek 4.14. Badany zawór piezoelektryczny



Rysunek 4.15. Przekrój przez badany zawór piezoelektryczny

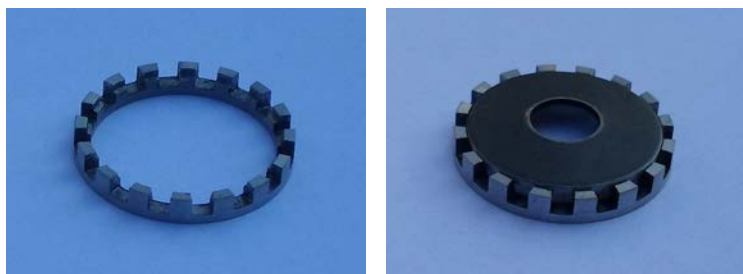


Rysunek 4.16. Przykład przebiegów ciśnienia na wlocie zaworu i na jego wylocie w funkcji czasu mierzonego od początku akwizycji danych

wany tu w celu zapewnienia równoległości powierzchni płytki nieruchomej i powierzchni płytki ruchomej, gdy ta ostatnia jest odsunięta od pierwszej z nich.

Konieczność wprowadzenia wstępnej osiowej siły ściskającej przetwornik piezoelektryczny wymusiła umieszczenie stosu trzech sprężyn talerzowych między przetwornikiem a płytką zaworową nieruchomą, wspartego z jednej strony na pierścieniu posiadającym nacięcia umożliwiające przepływ (rysunek 4.17), a z przeciwnej – na popychaczu 1. Natomiast drugi stos sprężyn talerzowych – osadzony na popychaczu 2 oraz w śrubie z otworami wlotowymi – gwarantuje wzajemne przyleganie płytek zaworowych, gdy przetwornik piezoelektryczny nie jest wydłużony.

Zgodnie z założeniem przyjętym w pomiarach szerokości szczeliny d między płytkami zaworowymi, wielkość wysunięcia się powierzchni popychacza 2 widocznej od strony wlotu zaworu na zewnątrz jego obudowy równa jest odsunięciu płytki ruchomej od płytki nieruchomej. W badaniach własności przepływowych zaworu przeprowadzonych dla ustalonego rozsunięcia jego płytek dogodnie jest zastąpić przetwornik piezoelektryczny prętem o tych samych wymiarach, zaś żądane rozsunięcie płytek uzyskać dzięki odpowiedniemu wkręceniu śruby służącej do zapewniania wstępnego obciążenia ściskającego przetwornik piezoelektryczny. Zaprezentowane tu wyniki dotyczą badań zaworu złożonego w tej konfiguracji.



Rysunek 4.17. Pierścień z nacięciami i sposób osadzenia w nim sprężyny talerzowej

4.7 Możliwości modyfikacji geometrii elementów zaworu w ich projekcie

Stanowisko skonfigurowane w opisany sposób pozwala na przeprowadzenie badań zaworów wyposażanych kolejno w różne komplety płytek zaworowych. Dane doświadczalne otrzymane w wyniku przeprowadzenia testów zaworu z róż-

nymi płytkami są podstawą do weryfikacji wpływu zmian geometrii zastosowanych płytek na jego własności przepływowe. Cztery tezy co do istotności poszczególnych wymiarów strumienia w obszarze jego największego przewężenia w obrębie układu płytek zaworowych dają się zweryfikować przy użyciu sześciu par płytek. Zestawienie wyników badań przeprowadzonych z tymi płytkami pozwala stwierdzić, jak bardzo zmienia się ich udział w tłumieniu przepływu przez posiadający je zawór w wyniku wprowadzenia zmian w ich projekcie, możliwych do realizacji przy użyciu zastosowanych technologii.

Odpowiednie wymiary płytek, mające wpływ na geometrię strumienia gazu przepływającego przez nie, pokazane są na rysunku 4.19 oraz w tabeli 4.1 zawierającej wymiary oznaczone symbolicznie literami na ilustracji 4.19. Płytki te mają kołowe, koncentryczne wydrążenia, wykonane na powierzchniach wzajemnego ich styku oraz kanały łączące się z tymi wydrążeniami, widoczne na przeciwnych powierzchniach.

| płytki | wymiar | | | | |
|----------------|--------|--------|---------------------|--------|----------------|
| | w [mm] | s [mm] | d [μm] | r [mm] | [$^{\circ}$] |
| komplet 0,3-A | 0.3 | 0.7 | 0 \div 70 | 0 | — |
| komplet 0,4-A | 0.4 | 0.6 | 0 \div 70 | 0 | — |
| komplet 0,5-A | 0.5 | 0.5 | 0 \div 80 | 0 | — |
| komplet 0,4-B | 0.4 | 0.6 | 0 \div 70 | 0 | 15.8 |
| komplet 0,4z-B | 0.4 | 0.6 | 0 \div 70 | 0.05 | 15.8 |
| komplet 0,5-B | 0.5 | 0.5 | 0 \div 70 | 0 | 13.3 |

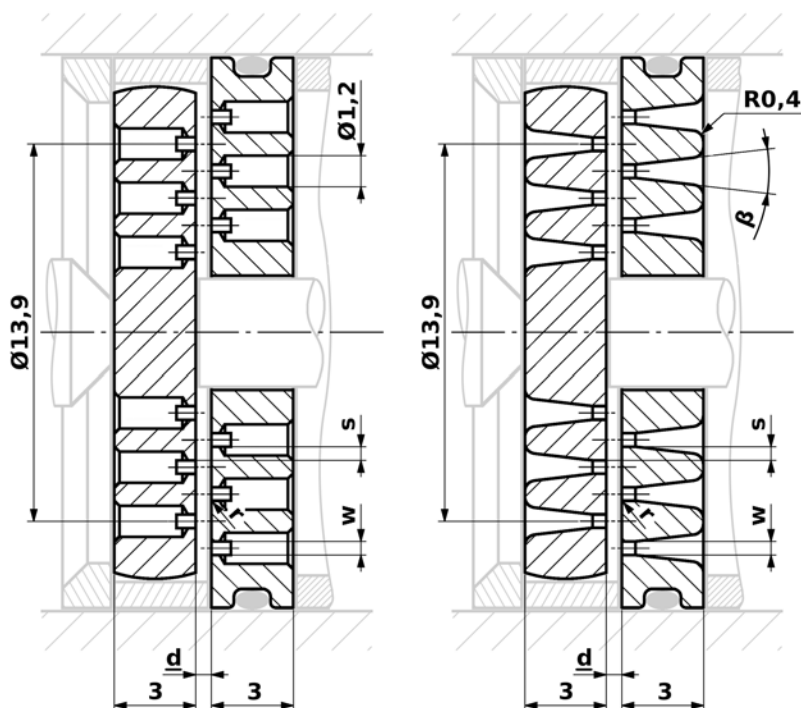
Tabela 4.1. Wymiary nominalne odróżniające od siebie nawzajem badane komplety płytek zaworowych – oznaczenia z ilustracji 4.19

Ponieważ w szczelinie między płytkami następuje największe zwięźlenie strumienia gazu, wymiarami wytypowanymi jako istotne dla wartości wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór były: odległość między tymi płytkami d , szerokość kołowych wydrążeń w i wielkość promieni zaokrąglenia krawędzi wydrążeń r . Weryfikacja koncepcji istnienia zależności między wskazanymi wymiarami a przepustowością zaworu oparta jest na badaniach charakterystyk zaworu wyposażanego w komplety płytek Hörbigera posiadające różne geometrie (tj. przede wszystkim inne wymiary w i r), przeprowadzonych dla różnych szczelin d między płytkami.

Wielkość d jest ograniczona przez maksymalne wydłużenie aktuatora piezoelektrycznego. Jak zostało wspomniane w rozdziale 2, uzyskanie jej wzrostu wymaga zastosowania dłuższego aktuatora, co pociąga za sobą konieczność użycia zaworu o dłuższej obudowie oraz związane z tym ograniczenie skoku tłoka



Rysunek 4.18. Zestawienie dwóch kompletów płytek zaworowych. U góry: widok powierzchni wzajemnego styku płytek. U dołu: widok od strony przeciwnej do powierzchni styku płytek.



Rysunek 4.19. Poglądowa ilustracja przekrojów płytek zaworowych z naniesionymi wybranymi wymiarami. Z lewej: geometria kompletów 0,3-A, 0,4-A, 0,5-A. Z prawej: geometria kompletów 0,4-B, 0,4z-B, 0,5-B

w cylindrze absorbera (rysunek 3.1). Przyjęte jest tu założenie o zawężeniu prowadzonych rozważań do przypadków rozwiązań konstrukcyjnych, w których napęd piezoelektryczny znajduje się w tłoku i wykluczone jest umieszczenie go w tłoczysku. Z zależności między szerokością szczeliny d a wydatkami masowymi gazu przepływającego przez zawór w tłoku \dot{m} , przy danej relacji wiążącej długość tłoka zawierającego projektowany zawór z maksymalnym skokiem płytki ruchomej d osiągalnym przy użyciu aktuatora wykonanego z wybranego materiału, wynika zakres prędkości i energii zderzenia, dla których możliwa jest realizacja strategii sterowania siłą reakcji absorbera, według koncepcji z rysunku 2.6.

Wymiar w oraz ewentualne zaokrąglenie o promieniu r (rysunek 4.19) powinno – zgodnie z weryfikowaną eksperymentalnie tezą – rzutować zarówno na osiąganą wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór jak i na szczelność zamkniętego zaworu. Wobec względnie wąskiej przestrzeni między płytkami, geometria kanałów doprowadzających i odprowadzających gaz z tego obszaru

wpływa, poprzez warunki brzegowe dla szczeliny oddzielającej płytki, na rozkład pola prędkości w jej obrębie.

We wszystkich miejscach wewnątrz zaworu, w których strumień podlega lokalnym przewężeniom oraz gwałtownym odchyleniom przy opływie różnych elementów, następuje spadek ciśnienia gazu wzdłuż kierunku przepływu. W związku z tym elementy te mają udział w ograniczeniu uzyskiwanych wydatków masowych. Kwestia możliwości poprawy własności przepływowych zaworu piezoelektrycznego poprzez zmiany w projekcie innych części niż jego płytki, poruszona jest w punkcie 4.13.

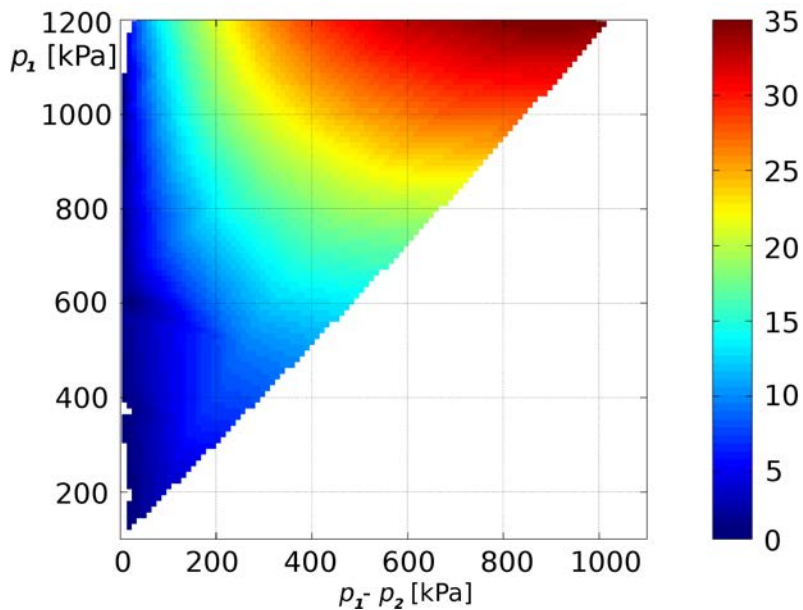
4.8 Przepływ przez zawór piezoelektryczny

W punkcie tym przedstawione są wyniki badań własności przepływowych zaworów z płytkami Hörbigera.

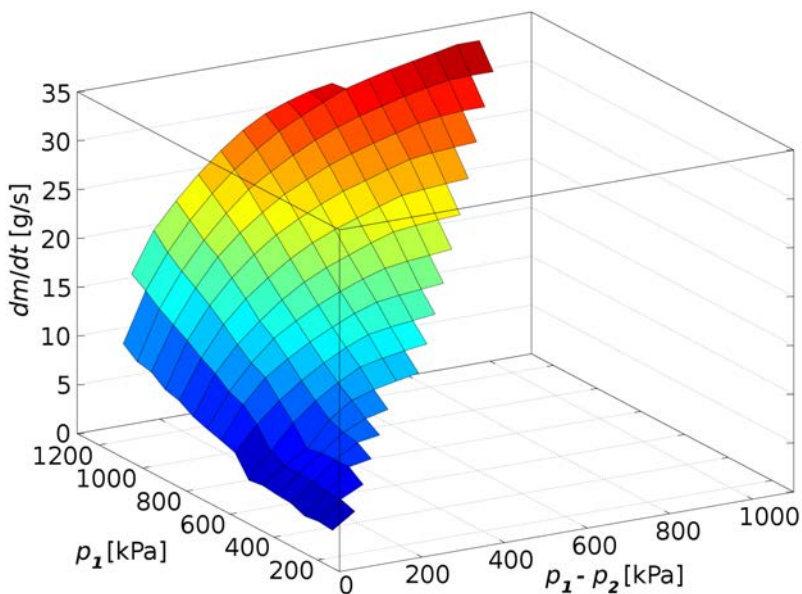
Ze względu na konieczność zapewnienia suchego ośrodka, w jakim zanurzony jest przetwornik piezoelektryczny [11, s. 9], gazem użytym w badaniach był czysty azot. Dzięki brakowi zawartości pary wodnej w czystym azocie, przy gwałtownym rozprężaniu, do jakiego dochodziło w każdej z przeprowadzonych prób, nie było ryzyka skraplania się pary wewnątrz układu (rejestrowane były spadki temperatury o wartości rzędu 50 K); zastąpienie czystym azotem powietrza czerpanego z atmosfery i sprężanego sprężarką rozwiązuje też problem konieczności stosowania filtra w celu niedopuszczenia do obecności zanieczyszczeń w strumieniu przepływającym przez badany element, pochodzących ze sprężarki i z atmosfery [65] [72].

Przykładową zależność wydatku masowego azotu przepływającego przez zawór w funkcji ciśnienia na wlocie oraz różnicy ciśnień na wlocie i na wylocie zaworu przedstawia wykres na rysunku 4.20. Powierzchnia stanowiąca trójwymiarową reprezentację tej samej charakterystyki pokazana jest na rysunku 4.21. Została ona rozpięta na krzywych otrzymanych w poszczególnych próbach przepuszczania gazu przez badany zawór (rysunek 4.22). Zastosowane tu płytki mają w tabeli 4.1 oznaczenie 0,5-A.

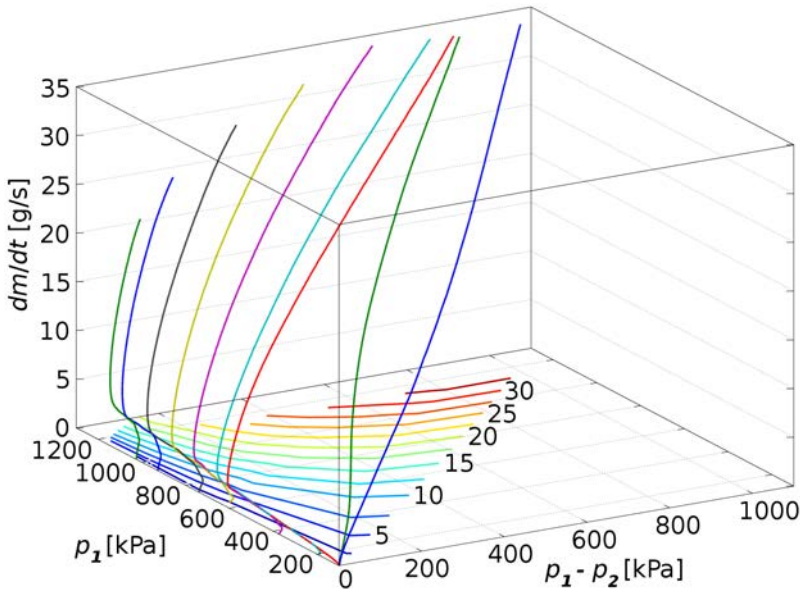
Z wykresów przedstawionych na wymienionych ilustracjach widać, że maksymalne wartości wydatków masowych azotu dla płytek rozsuniętych na 80 μm są rzędu 35 g/s przy uzyskiwanych na stanowisku różnicach ciśnień. Ponadto dostrzegalna jest wyłączna zależność wydatków masowych od różnicy ciśnień, gdy różnica ta jest nie większa niż 100 kPa. Z kolei w obszarze różnic ciśnień powyżej 600 kPa oraz ciśnień na wlocie zaworu przekraczających 800 kPa wydatek ten jest proporcjonalny wyłącznie do wartości ciśnienia na wlocie zaworu. Własność



Rysunek 4.20. Wartości wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór w zależności od ciśnienia p_1 na jego wlocie oraz od ciśnienia między wlotem a wylotem $p_1 - p_2$



Rysunek 4.21. Przedstawienie zależności wydatku masowego na trójwymiarowym wykresie



Rysunek 4.22. Krzywe otrzymane w eksperymentach

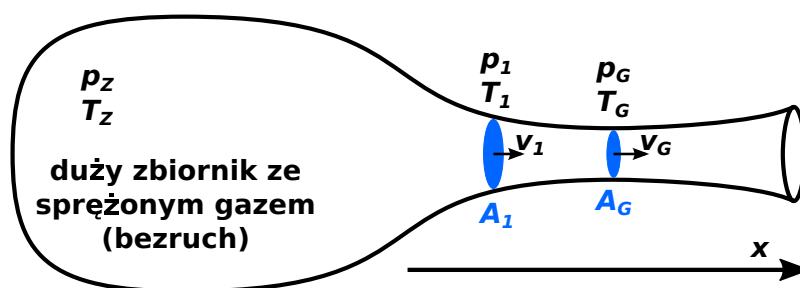
ta najpewniej związana jest z osiągnięciem liczby Macha równej 1 w największym przewężeniu przestrzeni, przez którą przepływa gaz. Wówczas jedynie przyrost gęstości gazu może prowadzić do zwiększenia wydatków masowych.

Przy osiągnięciu liczby Macha w największym przewężeniu strumienia równej jedności, iloczyn wydatku masowego i pierwiastka z temperatury spiętrzenia jest liniowo proporcjonalny do ciśnienia wlotowego p_1 [30, s. 17, 20] [76, s. 438, 443 (Appendix)]. W czasie wykonywania każdej z prób pole temperatury gazu w zbiorniku ulega niekontrolowanym zmianom i jest niejednorodne. Zakładając jego jednorodność oraz adiabatyczność przemiany, jakiej podlega gaz płynący ze zbiornika do zaworu, temperatura w zbiorniku odpowiada temperaturze spiętrzenia gazu wpływającego do badanego zaworu. Dla warunków pozwalających przyjąć takie założenia, poszukiwanie wartości ciśnień p_1 i p_2 , dla których osiągana jest liczba Macha 1 w strumieniu, polega na wyznaczeniu płaskiej części wykresu iloczynu wydatku masowego i pierwiastka z temperatury w zbiorniku (dziedziną tej funkcji jest, ponownie, ciśnienie wlotowe p_1 i różnica ciśnień ($p_1 - p_2$)).

4.9 Warunki panujące w przestrzeni oddzielającej płytki

W rozważaniach w niniejszym punkcie rozpatrywany jest adiabatyczny model przepływu, w którego równaniach uwzględniony jest ruch jednowymiarowy (jakkolwiek zmiany parametrów przepływu wynikają z rozszerzania się lub zwężania się strumienia w kanale o zmiennym przekroju). Przedstawiony tu wywód stanowi zatem jedynie punkt wyjścia dla utworzenia bardziej adekwatnego opisu przepływu przez zawór z płytkami Hörbigera.

W tym miejscu zaprezentowane jest oszacowanie parametrów opisujących stan strumienia azotu w najwęższym przekroju dyszy zbieżno-rozbieżnej (dyszy Lavalą; rysunek 4.23), mającej stanowić analogię dla badanego zaworu (w którym największe zwężenie przekroju strumienia następuje w szczelinie między płytkami). Rozpatrywana dysza ma łagodnie zmienny przekrój, jej ściany nie przewodzą ciepła i nie oddziałują z płynem poprzez tarcie.



Rysunek 4.23. Wypływ gazu ze zbiornika poprzez dyszę zbieżno-rozbieżną

Niech w modelu dyszy reprezentującej zawór najmniejszy przekrój A_G odpowiadać będzie przekrojowi strumienia w szczelinie między płytkami zaworu, oraz niech pewien przekrój A_1 (rysunek 4.23) równy będzie przekrojowi kanału przed wlotem zaworu w miejscu dokonywania pomiaru ciśnienia i temperatury gazu (rysunek 4.11).

Dla takiego układu całka energii zapisana dla przepływu między punktem spiętrzenia (miejsce w zbiorniku, w którym gaz jest prawie w bezruchu) a przekrojem A_1 w zwężającej się części dyszy Lavalą przyjmie postać:

$$i_Z = i_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad (4.12)$$

Entalpia właściwa i_Z w punkcie bezruchu w zbiorniku oraz entalpia właściwa i_1 w miejscu, w którym kanał ma przekrój A_1 , zależą kolejno od iloczynów

temperatur T_Z , T_1 panujących w tych lokalizacjach i ciepła właściwego azotu przy stałym ciśnieniu c_p :

$$i_Z = c_p T_Z \quad (4.13)$$

$$i_1 = c_p T_1 \quad (4.14)$$

Ciepła właściwe gazu podlegającego przemianie izobarycznej c_p oraz przemianie izochorycznej c_v powiązane są ze stałą gazową R i z wykładnikiem adiabaty κ zależnościami:

$$R = c_p - c_v \quad (4.15)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.16)$$

Biorąc je pod uwagę, związki (4.13) i (4.14) określające entalpie można przekształcić do postaci:

$$i_Z = \frac{\kappa R T_Z}{\kappa - 1} \quad (4.17)$$

$$i_1 = \frac{\kappa R T_1}{\kappa - 1} \quad (4.18)$$

Dodatkowe uwzględnienie wzoru wiążącego prędkość dźwięku a z temperaturą T , stałą gazową R i wykładnikiem adiabaty κ :

$$a = \sqrt{\kappa R T}, \quad (4.19)$$

daje:

$$i_Z = \frac{a_Z^2}{\kappa - 1} \quad (4.20)$$

$$i_1 = \frac{a_1^2}{\kappa - 1} \quad (4.21)$$

Wstawienie powyższych związków do całki energii (4.12) daje w wyniku:

$$\frac{\kappa R T_Z}{\kappa - 1} = \frac{\kappa R T_1}{\kappa - 1} + \frac{v_1^2}{2} \Leftrightarrow \frac{a_Z^2}{\kappa - 1} = \frac{a_1^2}{\kappa - 1} + \frac{v_1^2}{2} \quad (4.22)$$

Wykorzystanie definicji liczby Macha

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (4.23)$$

pozwala na przekształcenie tego równania do następującej postaci:

$$\left(\frac{a_1}{a_Z}\right)^2 = \frac{T_1}{T_Z} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2} \quad (4.24)$$

Wyrażenie to określa iloraz temperatury T_1 w przekroju A_1 do temperatury T_Z panującej w zbiorniku w obszarze, w którym prędkość jest pomijalnie mała, gdy gaz przepływający między tymi dwoma miejscami podlega przemianie adiabatycznej.

Analogiczne ilorazy dla ciśnień i gęstości uzyskuje się z powyższego równania, z równania stanu gazu doskonałego

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (4.25)$$

oraz z równania dla przemiany adiabatycznej, odwracalnej, zapisanego z użyciem gęstości ośrodka

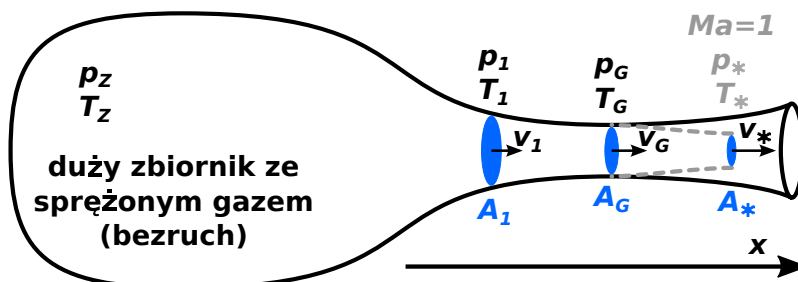
$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const} \quad (4.26)$$

Dla punktu spiętrzenia i przekroju A_1 mają one postać:

$$\frac{p_1}{p_Z} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (4.27)$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_Z} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad (4.28)$$

Niech w najmniejszym przekroju A_G (rysunek 4.23) prędkość przepływu gazu będzie mniejsza od prędkości dźwięku. Wówczas istnieje przekrój A_* wylotu dodanej myślowo części zbieżnej dyszy, w którym strumień gazu osiągnąłby prędkość dźwięku przy zapewnieniu warunków gwarantujących zachowanie dotychczasowych parametrów przepływu przed przekrojem A_G (rysunek 4.24). W takiej sytuacji za przekrojem A_G następuje – zgodnie z kierunkiem osi x – dalsze rozpędzanie strumienia w nowej, zwężającej się części dyszy.



Rysunek 4.24. Wypływ gazu ze zbiornika poprzez dyszę o najmniejszym przekroju A_* przy osiągnięciu w nim liczby Macha równej 1

Dla tego układu obowiązują równania (4.24), (4.27), (4.28) oraz otrzymane w analogiczny sposób związki łączące stan gazu w zbiorniku z jego stanem w przekroju A_G oraz w A_* (gdy ten ostatni przekrój nie istnieje w układzie, zawsze można dodać myślowo odpowiedni fragment zwężającego się kanału – tak, jak zaznaczone jest na ilustracji 4.24 – i rozważać przepływ w nim):

$$\left(\frac{a_G}{a_Z}\right)^2 = \frac{T_G}{T_Z} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_G^2} \quad (4.29)$$

$$\frac{\rho_G}{\rho_Z} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_G^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad (4.30)$$

$$\left(\frac{a_*}{a_Z}\right)^2 = \frac{T_*}{T_Z} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2}} \quad (4.31)$$

$$\frac{\rho_*}{\rho_Z} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad (4.32)$$

Przy założeniu równości parametrów płynu w każdym punkcie danego przekroju kanału, wydatek masowy gazu przepływającego przez ten przekrój zależy proporcjonalnie od prędkości przepływu v , gęstości ośrodka ρ i wielkości powierzchni A obejmującej wszystkie linie prądu, normalnej do nich:

$$\dot{m} = v\rho A = Ma a\rho A, \quad (4.33)$$

W szczególności dla przekroju A_* , zgodnie z równaniem (4.33), wynosi on:

$$\dot{m} = a_*\rho_*A_* \quad (4.34)$$

i – na mocy zasady zachowania masy – w stanie ustalonym układu jest równy wydatkowi w dowolnym innym przekroju, np. w A_G :

$$a_*\rho_*A_* = Ma_G a_G \rho_G A_G \quad (4.35)$$

Stąd:

$$\frac{A_G}{A_*} = \frac{\rho_*}{\rho_G} \frac{a_*}{a_G} \frac{1}{Ma_G} = \frac{\frac{\rho_*}{\rho_Z} \frac{a_*}{a_Z}}{\frac{\rho_G}{\rho_Z} \frac{a_G}{a_Z}} \frac{1}{Ma_G} \quad (4.36)$$

Analogicznie można powiązać przekroje A_1 i A_* :

$$\frac{A_1}{A_*} = \frac{\rho_*}{\rho_1} \frac{a_*}{a_1} \frac{1}{Ma_1} = \frac{\frac{\rho_*}{\rho_Z} \frac{a_*}{a_Z}}{\frac{\rho_1}{\rho_Z} \frac{a_1}{a_Z}} \frac{1}{Ma_1} \quad (4.37)$$

Ułamki w wyrażeniach (4.36) i (4.37) określone są związkami (4.24), (4.28), (4.29), (4.30), (4.31) i (4.32), uzależniającymi je wyłącznie od liczby Macha. Zatem prawe strony powyższych wyrażień są funkcjami liczby Macha:

$$\frac{A_G}{A_*} = F(Ma_G) \quad (4.38)$$

$$\frac{A_1}{A_*} = F(Ma_1) \quad (4.39)$$

Liczba Macha Ma_1 występująca we wzorze (4.37) wynika ze wzoru (4.33) wiążącego ją z wydatkiem masowym płynu. Podstawienie do tego wzoru równań (4.19) i (4.25) prowadzi do wyniku:

$$\dot{m} = Ma \sqrt{\kappa RT} \frac{p}{RT} A = \frac{Ma \sqrt{\kappa p A}}{\sqrt{RT}} \quad (4.40)$$

Odnosząc to wyrażenie do przepływu przez przekrój A_1 dyszy zbieżno-rozbieżnej, poszczególne wyrazy należy uzupełnić indeksami wskazującymi na powiązanie ich z warunkami panującymi w tym przekroju:

$$\dot{m} = \frac{Ma_1 \sqrt{\kappa p_1 A_1}}{\sqrt{RT_1}} \quad (4.41)$$

Wyrażenie to prawdziwe jest również dla stanowiska przeznaczonego do badań zaworu posiadającego płytki Hörbigera (rysunek 4.11). W tym przypadku wydatek masowy \dot{m} wyznaczany jest w oparciu o pomiar parametrów spiętrzenia w zbiorniku połączonym z wlotem zaworu T_0 i p_0 (odpowiadają one T_Z i p_Z z rysunku 4.23, jakkolwiek z powodu intensywnej wymiany ciepła między strumieniem płynącym ze zbiornika do zaworu a jego otoczeniem oraz z powodu tarcia w przepływie, parametry spiętrzenia są różne w różnych punktach kanału). Wówczas w równaniu (4.41) jedyną nieznaną wielkością jest liczba Macha Ma_1 . Zatem można jej wartość wyznaczyć z tego równania po przekształceniu go do postaci:

$$Ma_1 = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{\sqrt{\kappa p_1 A_1}} \quad (4.42)$$

W przepływie przez zawór, ze względu na niespełnienie założeń przytoczonego powyżej modelu przepływu nie jest możliwe określenie jego parametrów w szczelinie między płytkami przy zastosowaniu powyższego równania. Jednak równanie to może być podstawą dla utworzenia empirycznej zależności wiążącej parametry przepływu w przekroju A_G z parametrami dla w przekroju A_1 .

Niech dla dyszy z rysunku 4.23 dane będą ciśnienia i temperatury w lokalizacjach odpowiadających punktom pomiarowym na stanowisku z rysunków 4.11 i 4.12. W oparciu o te wielkości można wyznaczyć wszystkie ilorazy po prawej stronie równania (4.37), a także liczbę Macha – ze wzoru (4.42).

Wówczas możliwe jest wyznaczenie wartości funkcji $F(Ma_1)$ – ze wzoru (4.37). Stąd i ze znanych wielkości A_1 i A_G wynika z kolei liczba Macha w przekroju A_G dyszy z rysunku 4.23:

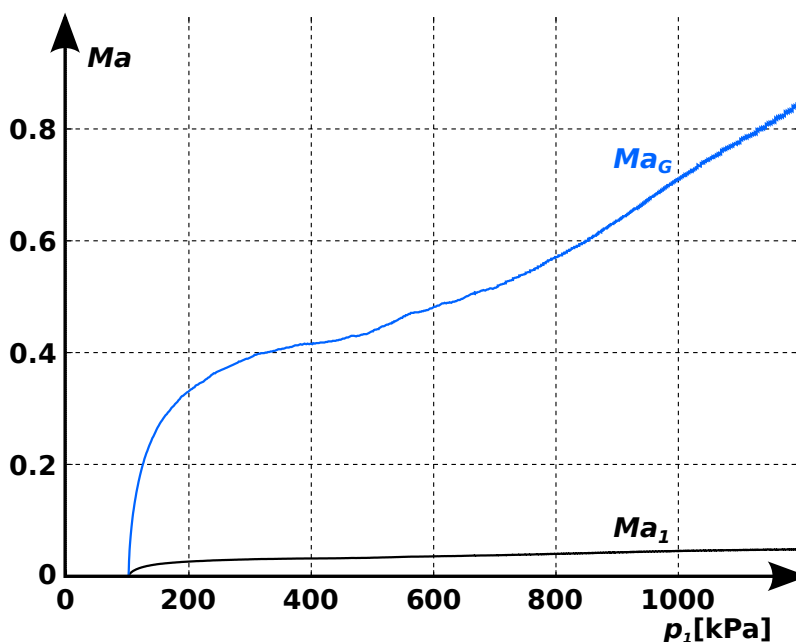
$$(F(Ma_1), A_1) \left. \begin{array}{l} \xrightarrow{(4.39)} A_* \\ \xrightarrow{(4.38)} A_G \end{array} \right\} \xrightarrow{(4.38)} F(Ma_G) \Rightarrow Ma_G \quad (4.43)$$

Przyjmując powierzchnię minimalnego przekroju rozważanej dyszy Lavalą A_G jako równą powierzchni przekroju strumienia w szczelinie między płytkami Hörbigera w zaworze, Ma_G można traktować jako wielkość służącą do zgrubnego oszacowania tzw. efektywnej liczby Macha w szczelinie między płytkami (tj. odpowiadającej jednorodnemu polu prędkości w danym przekroju strumienia; [18, s. 527-528]). Jednak stworzenie uproszczonego opisu przepływu wymagałoby wykonania obliczeń przepływu przy uwzględnieniu geometrii obszaru przepływu.

Otrzymane w powyżej opisany sposób przebiegi $Ma_1(p_1)$ i $Ma_G(p_1)$ dla przepływu przez dyszę o najmniejszym przekroju takim samym, jaki jest w zaworze z płytkami rozsuniętymi na 80 μm , pokazane są na rysunku 4.25. Przekrój A_1 odpowiada przekrojowi pomiarowemu na stanowisku do badań zaworu. Przebiegi ciśnienia p_1 , temperatury T_1 i wydatku masowego \dot{m} stanowią dane pomiarowe z eksperymentu z zaworem.

Krzywa $Ma_G(p_1)$, otrzymana dla dyszy Lavalą, leży poniżej linii $Ma = 1$. Zatem odniesienie tej krzywej do przepływu przez zawór prowadzi do bezpośredniego wniosku, że efektywne liczby Macha w szczelinie oddzielającej płytki są mniejsze od jedności. Jednak fakt oddziaływania strumienia gazu ze ścianami płytek oraz kształt powierzchni z rysunku 4.21 pozwalają przypuszczać, że lokalnie liczba Macha w czasie eksperymentu osiągała 1 (tj. występował przepływ krytyczny, ang.: *choked flow*). Minimalne wartości ilorazu $b = p_2/p_1$ (p_1 i p_2 były mierzone w punktach zaznaczonych na rysunku 4.11) odpowiadające osiągnięciu w strumieniu $Ma = 1$ należą do przedziału (0.1, 0.6) [30, s. 63] [26, s. 17].

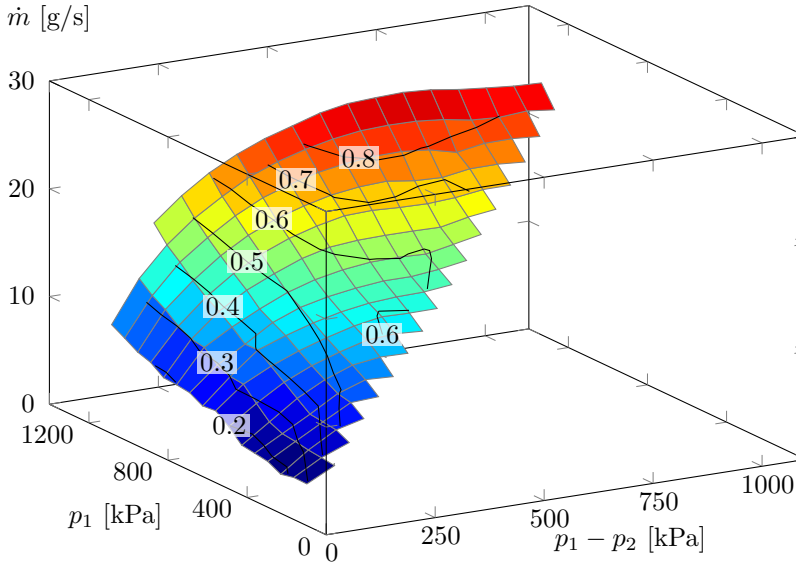
W przepływie gazu przez zawór wydatki masowe są mniejsze od wydatków masowych gazu w adiabatycznym przepływie przez kanał o łagodnie zmieniającym przekroju i najmniejszej powierzchni przekroju strumienia takiej samej, jak w zaworze [30, s. 63]. Owa rozbieżność dla badanego zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera jest tym większa, im większa jest szerokość odstępów między płytkami [57, s. 11].



Rysunek 4.25. Osiągane liczby Macha na wlocie zaworu Ma_1 przy wypływie azotu przez zawór bezpośrednio do atmosfery oraz ich oszacowanie Ma_G w szczelinie między płytkami

Linie wybranych efektywnych liczb Macha w najmniejszym przekroju A_G dyszy Laval'a równym przekrojowi strumienia w zaworze z płytkami rozsuniętymi na $50\ \mu\text{m}$ naniesione na powierzchnię reprezentującą otrzymane eksperymentalnie wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór pokazana jest na rysunku 4.26. Linie te zostały otrzymane w ten sam sposób jak wykresy na rysunku 4.25 – dane pomiarowe przed wlotem do zaworu posłużyły do wyznaczenia parametrów przepływu w przekroju A_G dyszy. Ich nieregularny kształt (zwłaszcza linii $Ma = 0.6$) może świadczyć o niedokładnym wyznaczeniu ich położenia opisaną metodą.

Przypuszczenie o osiągnięciu $Ma = 1$ w szczelinie między płytkami, mającej szerokość $50\ \mu\text{m}$, potwierdzają jakościowo wyniki obliczeń numerycznych przeprowadzonych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN, wykonanych m.in. dla ciśnienia na wlocie układu rozpatrywanych tu płytek zaworowych równego $200\ \text{kPa}$ i dla ciśnienia atmosferycznego na wylocie układu płytek, zaprezentowane w raporcie [22]. Na ilustracjach zamieszczonych w tym raporcie, przedstawiających pola liczb Macha w objętych obliczeniami obszarach przepływu, widoczna jest zmienność wartości liczb Macha w poprzek szczeliny między płyt-



Rysunek 4.26. Powierzchnia reprezentująca wyznaczone eksperymentalnie wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór (odległość między płytkami: $50\ \mu\text{m}$) oraz naniesione na nią izolinie efektywnych liczb Macha w najmniejszym przekroju dyszy Laval'a (takim samym jak w zaworze)

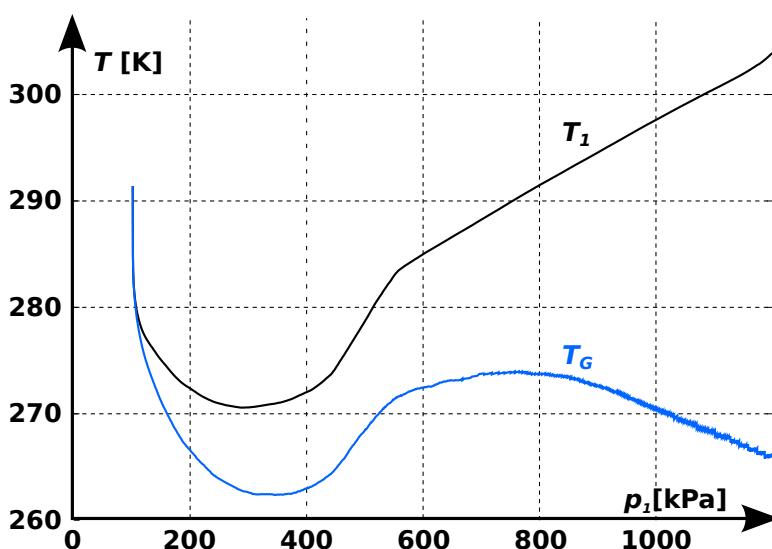
kami zaworowymi. Zamieszczone w nim wyniki wskazują także na występowanie przepływów naddźwiękowych w obrębie przelotowych wydrzeń w płytce ruchomej zaworu (rysunek 4.15). Potwierdza to tezę, że przepływ krytyczny pojawia się przy znacznie mniejszym wydatku masowym gazu, niż w modelu zakładającym jednakową wartość liczb Macha wzdłuż całej szerokości szczeliny.

Jednym z przedmiotów analizy w pracy [18, s. 527-528] był przepływ przez laserowo drążone w płytach stożkowe otwory o nieregularnym kształcie i średnicach z przedziału (0.1, 0.3) mm. Grubości płyt wynosiły 1 mm i 1.5 mm. Stwierdzono, że w układzie poddanym badaniom przepływ z liczbą Macha równą jedności pojawia się, gdy efektywna liczba Macha osiąga wartość 0.57.

Temperaturę T_G gazu (w przekroju A_G dyszy z rysunku 4.23) można uzyskać dzięki podzieleniu stronami równania (4.29) przez równanie (4.24) i podstawieniu do otrzymanego wyrażenia wartości Ma_1 oraz wyznaczonej zgodnie z algorytmem (4.43) wartości Ma_G . Wymiana ciepła między gazem a elementami zaworu oraz tarcie w przepływie uniemożliwiają utożsamienie temperatury i gęstości w przestrzeni między płytkami z odpowiednimi wielkościami wyznaczonymi dla przepływu przez dyszę Laval'a.

Analogiczne do powyższego postępowanie z równaniami (4.30) i (4.28) pozwala na otrzymanie w wyniku gęstości ρ_G w przekroju A_G dyszy Laval'a.

Niech – tak jak dotychczas – jako dane wejściowe do obliczeń przepływu przez dyszę Laval'a przyjęte będą przebiegi wyznaczone na stanowisku z badanym zaworem. Przebieg temperatury T_1 wraz z przebiegiem T_G otrzymanym zgodnie z rozumowaniem przedstawionym powyżej (dla przekroju A_G w dyszy Laval'a, takiego samego jak przekrój strumienia między płytkami w szczelinie o szerokości $80\ \mu\text{m}$), pokazane są na rysunku 4.27. Podczas rozpędzania strumienia w adiabatycznym rozprężaniu jego temperatura maleje. Jednak w przypadku zaworu, poza tą tendencją do spadku temperatury w strumieniu należy się spodziewać ogrzewania go w wyniku istnienia tarcia oraz z powodu wymiany energii gazu z elementami zaworu poprzez ciepło.



Rysunek 4.27. Trajektoria w przestrzeni temperatury T_1 i ciśnienia p_1 na wlocie zaworu przy wypływie azotu ze zbiornika przez zawór bezpośrednio do atmosfery oraz analogiczny zbiór (T_G, p_1) stanowiący oszacowanie dla szczeliny między płytkami

Trzeba mieć tu na uwadze wpływ historii stanu układu w czasie każdej próby – w czasie każdej pojedynczej próby zbiornikowej zmienia się zarówno temperatura w zbiorniku połączonym z wlotem zaworu, jak i temperatury elementów zaworu, mających styczność z przepływającym gazem (wskutek dotychczasowej wymiany energii poprzez ciepło). Ponadto niejednorodność rozkładu liczb Macha w wybranym przekroju strumienia w rzeczywistym przepływie przez za-

wór stanowi jednocześnie przesłankę, że kształt krzywej T_G na wykresie z rysunku 4.27 również nie odpowiada temperaturom występującym w szczelinie oddzielającej płytki zaworowe, bo rozkład temperatury w dowolnie wybranym przekroju strumienia również nie jest jednorodny. Dodatkowo warstwy strumienia nieprzylegające do opływanych elementów zaworu wymieniają z tymi ostatnimi energię poprzez ciepło za pośrednictwem warstw znajdujących się bliżej brzegu strumienia. Jest to kolejna przyczyna braku równości temperatury w różnych punktach tego samego przekroju strumienia. Z tych powodów trudno przypisać strumieniowi gazu przepływającemu między płytkami zależność temperatury wyznaczoną z zależności liczby Macha M_G od ciśnienia na wlocie zaworu i od wydatku masowego gazu. Zakładając jednak ograniczenie wahań temperatury strumienia azotu do przedziału (260, 290) K, w przypadku wypływu do atmosfery – czyli w przypadku największych zmian temperatury w czasie wykonywania próby – procentowe zmiany wydatku masowego przy ustalonym ciśnieniu są – zgodnie ze wzorem (4.40) – mniejsze od procentowych zmian temperatury, ponieważ temperatura w tym wzorze jest pod operatorem pierwiastkowania. Przy ustalonej liczbie Macha i ciśnieniu zmiana temperatury o 10% jej wartości skutkuje zmianą wydatku masowego gazu o 3%.

4.10 Wpływ zmian temperatury gazu na wlocie zaworu na uzyskane wydatki masowe

W punkcie tym podjęty jest problem wrażliwości zaproponowanej metody wyznaczania charakterystyk przepływowych zaworu na temperaturę i ciśnienie panujące w zbiorniku zasilającym w momencie rozpoczęcia otwarcia przepływu przez charakteryzowany zawór.

Charakterystyka przepływowa zaworu $\dot{m}(p_1, p_1 - p_2)$ pokazana na rysunku 4.21, określona jest dla jednego, niewybranego dowolnie zbioru temperatur strumienia na wlocie zaworu. W związku z tym konieczna jest ocena stosowności tej charakterystyki dla odmiennych temperatur T_1 , niż te występujące w układzie, w którym zawór był badany.³ Ocena taka wymaga porównania wyników otrzymanych w różnych warunkach. Stanowisko z rysunku 4.11 pozwala jedynie w ograniczonym zakresie na wybieranie początkowych temperatur w zbiorniku połączonym z wlotem zaworu. Temperatura gazu wpływającego do zaworu wynika ze stanu układu w chwili początkowej eksperymentu i nie podlega tutaj

³Czynnikiem skalującym zależność wydatków masowych gazu od ciśnienia na wlocie elementu przepływowego jest pierwiastek z temperatury spiętrzenia gazu wpływającego do tego elementu [30, s. 17, 20]

modyfikacji w czasie trwania eksperymentu. W pewnym stopniu jej wartości pośrednio są dobierane poprzez ustalenie ciśnienia początkowego na danym poziomie, oraz bezpośrednio – poprzez wybór momentu rozpoczęcia danej próby zbiornikowej w momencie osiągnięcia oczekiwanej temperatury w zbiorniku, gdy zawarty w nim gaz stygnie po napełnieniu go przed próbą.

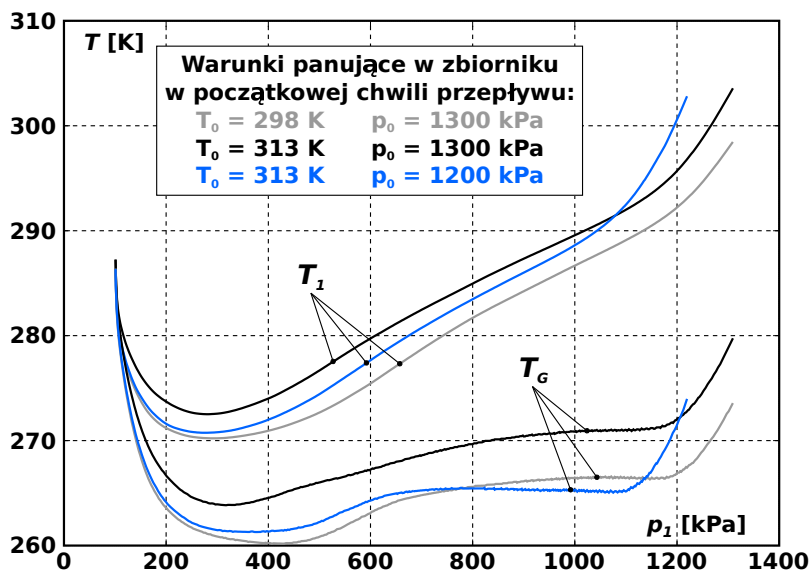
Doświadczalna weryfikacja wpływu zmian temperatury azotu, zachodzących podczas każdej z przeprowadzonych prób, na wydatki masowe w przepływie przez badany zawór miała na celu oszacowanie błędów wynikających z braku stabilizacji temperatury w układzie oraz z niepowtarzalności warunków początkowych w kolejnych próbach. Temperatura T_1 strumienia wpływającego do zaworu zależy zarówno od temperatury początkowej $T_0|_{t=0}$ w zbiorniku, jak i od ciśnienia początkowego $p_0|_{t=0}$ w nim. Przykładowe jej przebiegi T_1 na wlocie zaworu oraz odpowiadające im przebiegi T_G odniesione do obszaru oddzielającego płytki zaworowe kompletu 0.5A, pokazane są na rysunku 4.28 (przedstawione wykresy T_G są wynikiem obliczeń wykonanych metodą opisaną w punkcie 4.9). Rozsuniecie płytek w tym przypadku wynosiło $50\ \mu\text{m}$. Azot wypływał poprzez badany zawór bezpośrednio do atmosfery.

Z wykresów zamieszczonych na tym rysunku wynika, że wahania temperatury T_G (szacowane opisaną wcześniej metodą) w obszarze największego przewężenia strumienia nie są większe od jej wahań zmierzonych przed wlotem zaworu. Ponadto początkowa różnica T_0 wynosząca 15 K między dwoma przeprowadzonymi próbami jest przyczyną różnicy temperatury T_1 poniżej 10 K – w warunkach występujących podczas badań (odrzucone są dane z pierwszych chwil trwania prób zbiornikowych).

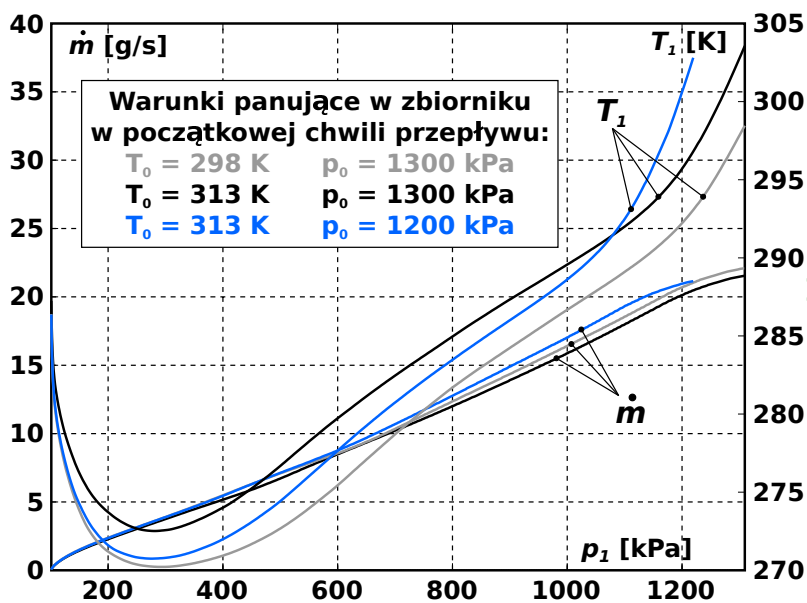
Wykresy wydatków masowych \dot{m} azotu oraz odpowiadające im wykresy jego temperatur T_1 na wlocie zaworu dla tych samych przypadków, co przedstawione na rysunku 4.28, pokazane są na rysunku 4.29.

Rozmieszczenie poszczególnych krzywych wskazuje, że rozrzut wydatków masowych nie przekracza 10% ich wartości. Jakkolwiek wykres, dla którego temperatury były najwyższe (czarna krzywa) wskazuje na osiągnięcie najniższych wartości wydatków masowych, to jednak nie stanowi to podstaw do wyciągania wniosków o istnieniu odwrotnej proporcjonalności między wydatkami masowymi a temperaturami strumienia przepływającego przez zawór.

W prawie całym przedziale ciśnień p_1 przepływ jest krytyczny (w szczelinie oddzielającej płytki lokalnie osiągnane jest $Ma = 1$). Ze wzorów (4.40) i (4.34) wynika, że zależności $\dot{m}(p) = \dot{m}(p_1)$ na rysunku 4.29 zależą od liczb Macha i od temperatury (poprzez prędkość dźwięku oraz poprzez gęstość). Rozbieżności w położeniu krzywych mogą też wynikać z różnych charakterów przepływu przez zawór (np. wystąpienie różnic w obszarach oderwania w przepływie).



Rysunek 4.28. Temperatury T_1 na wlocie zaworu oraz temperatury T_G odniesione do przestrzeni oddzielającej płytki zaworowe



Rysunek 4.29. Zestawienie wydatków masowych azotu z temperaturami na wlocie zaworu

4.11 Wpływ geometrii płytek zaworowych i ich rozchylenia na wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór

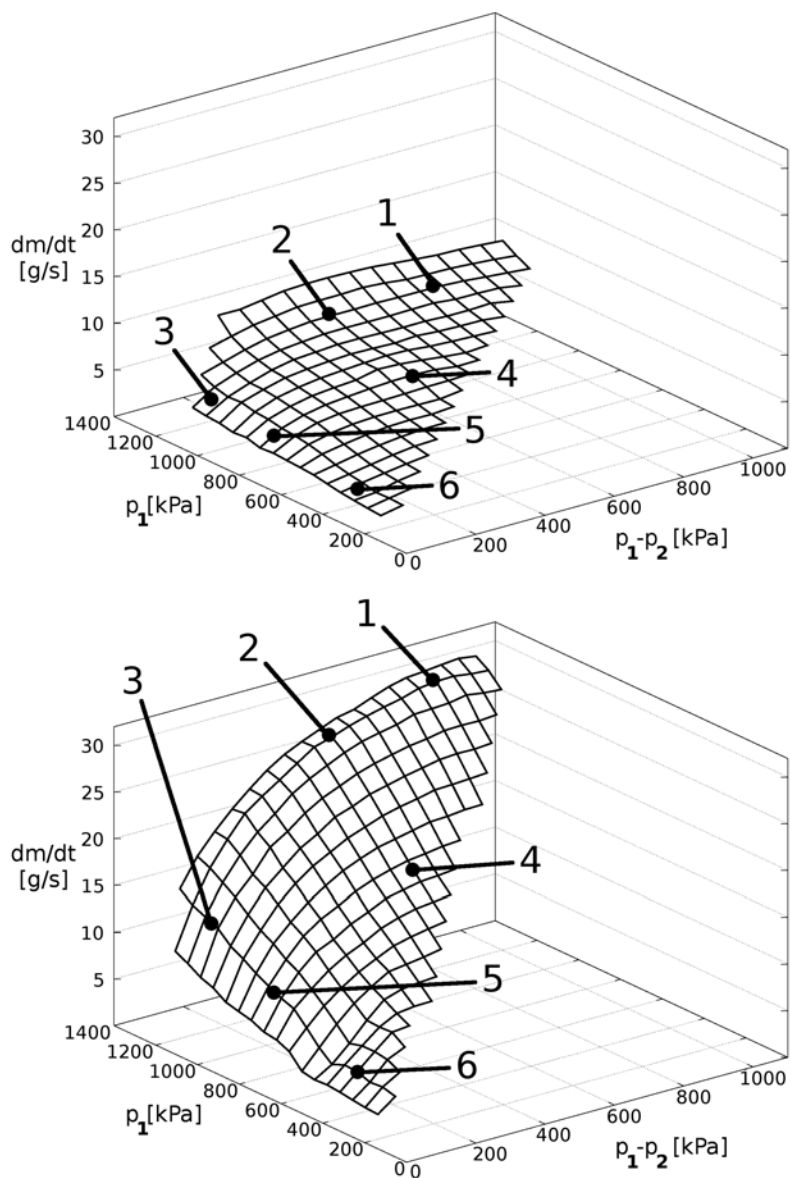
Badania opisane w tym punkcie były nakierowane na sprawdzenie wpływu wybranych zmian w geometrii przestrzeni dostępnej dla strumienia przepływającego przez układ płytek zaworowych na charakterystyki przepływowe zaworu posiadającego ten komplet płytek.

W celu określenia zmienności charakterystyki przepływowej zaworu przy różnych odstępach między płytkami Hörbigera wyznaczone zostały opisaną wyżej metodą wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór dla rozsunień płytek d (rysunek 4.19) od 10 μm do 70 μm , co 10 μm .

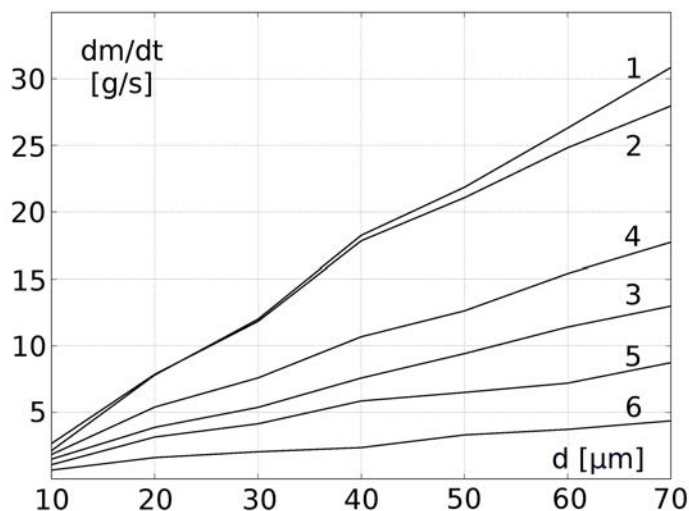
Na rysunku 4.30 przedstawione są dwie powierzchnie określające zależność wydatków masowych $\dot{m} = dm/dt$ od ciśnienia wlotowego p_1 i różnicy między ciśnieniem wlotowym a ciśnieniem wylotowym ($p_1 - p_2$), uzyskane dla zaworu posiadającego płytki 0,5-A rozsunięte kolejno na 20 μm oraz na 70 μm . Zaznaczone na nich punkty 1 ÷ 6 mają odpowiednio takie same współrzędne ciśnienia wlotowego p_1 i różnicy ciśnień $p_1 - p_2$. Zależności wydatków masowych od szerokości szczeliny między płytkami zaworowymi przedstawione są na wykresie z rysunku 4.31. Poszczególne krzywe otrzymane zostały dla ciśnienia wlotowego i dla różnicy ciśnień odpowiadających lokalizacjom punktów zaznaczonych na rysunku 4.30. Linie 1 ÷ 6 z rysunku 4.31 nieznacznie odbiegają od prostych $\dot{m} = d \cdot \text{const}$. Fakt ten świadczy o liniowej zależności między długością zastosowanego przetwornika piezoelektrycznego a maksymalnym wydatkiem masowym azotu przepływającego przez zawór posiadający ten przetwornik.

Zestawienie wybranych punktów charakterystyk zaworu wyposażanego kolejno w komplety płytek 0,3-A, 0,4-A i 0,5-A, przedstawione na wykresach z rysunku 4.32, wskazuje na poprawę jego przepustowości przy zamianie kompletu 0,3-A ($w = 0.3 \text{ mm}$) na komplet 0,4-A ($w = 0.4 \text{ mm}$). Dalsze zwiększanie wymiaru w z 0.4 mm na 0.5 mm nie powoduje wzrostu wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór. Spowodowane jest to prawdopodobnie faktem, że zwężenie strumienia między płytkami zaworowymi ma decydujący wpływ na dławienie przepływu przez zawór – tylko zwiększenie odstępów oddzielających płytki może prowadzić do zwiększenia przepustowości zaworu.

Wykresy charakterystyk zaworu posiadającego komplet płytek 0,5-A oraz charakterystyk otrzymanych przy zastosowaniu kompletu 0,5-B pokazane są na ilustracji 4.33. Przedstawione na rysunku 4.33 krzywe wydatków masowych przepływającego azotu, uzyskane w poszczególnych próbach, zgrupowane są w cztery wiązki linii tego samego koloru, odpowiadających wybranym ustawieniom za-



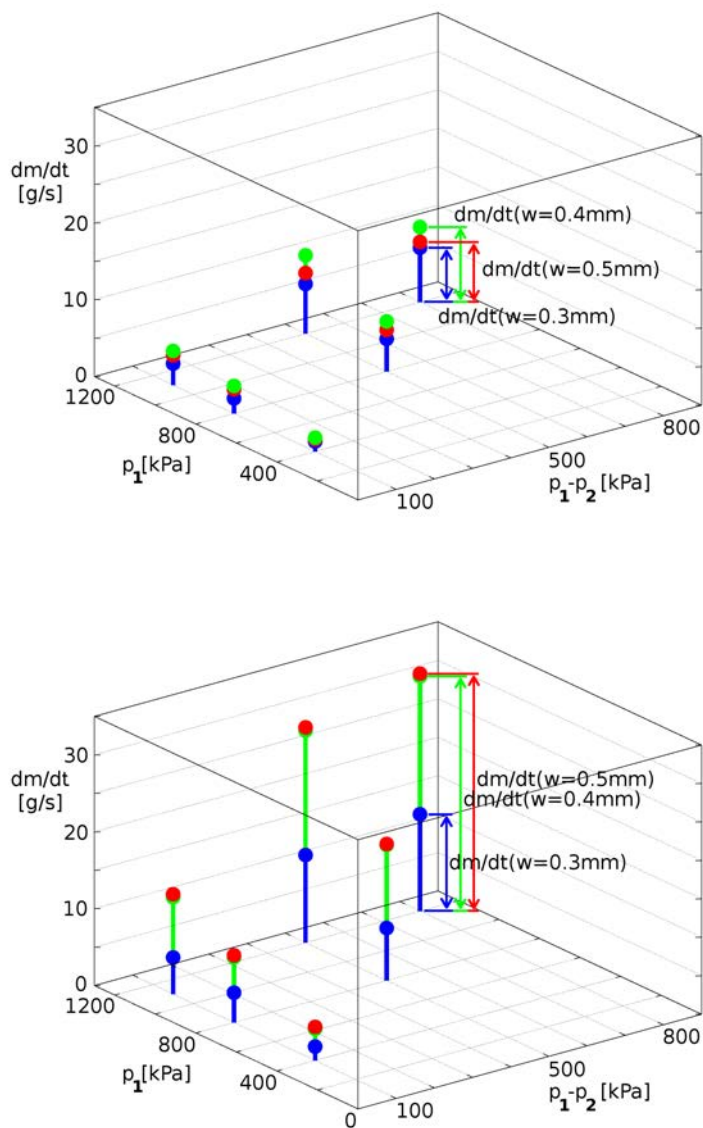
Rysunek 4.30. Wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór z płytkami 0,5-A uzyskane dla szczeliny między nimi $d = 20 \mu m$ (u góry) oraz $d = 70 \mu m$ (u dołu)



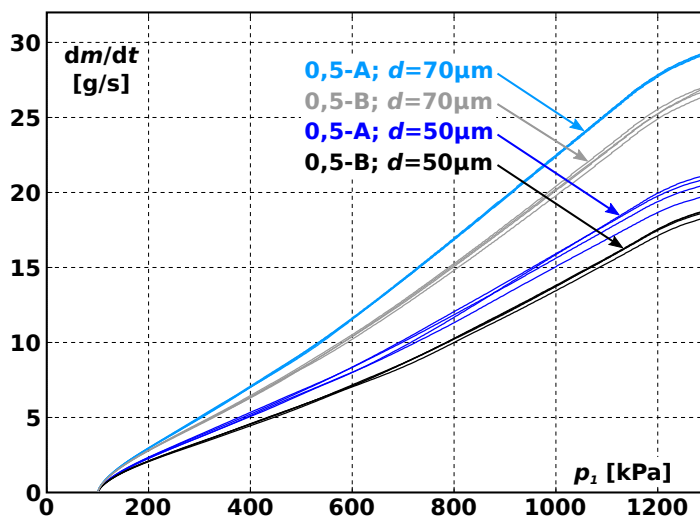
Rysunek 4.31. Zależności wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór od szerokości szczeliny między płytkami zaworowymi, dla warunków odpowiadających punktom 1 ÷ 6 z rysunku 4.30

woru. W każdej wiązce ujęte są po cztery krzywe, tj. dla każdej z czterech testowanych konfiguracji zaworu przedstawione są po cztery zależności wydatku masowego azotu wypływającego poprzez badany zawór ze zbiornika do atmosfery. Linie jasnoniebieskie opisują przypadek rozsunęcia płytek 0,5-A równego $d = 70 \mu\text{m}$. Linie ciemnoniebieskie dotyczą tego samego kompletu płytek oddzielonych szczeliną $d = 50 \mu\text{m}$. Kolory czarny i szary odpowiadają kompletowi płytek 0,5-B, przy czym w pierwszym przypadku rozsuniecie wynosi $d = 50 \mu\text{m}$ zaś w drugim – $d = 70 \mu\text{m}$. Z przedstawionych wykresów wynika, że dla obu szerokości szczelin zawór z płytkami 0,5-A pozwala uzyskać wydatki masowe przepływającego azotu większe o 10% niż zawór posiadający płytki 0,5-B. Jedną z możliwych przyczyn wystąpienia takiej relacji jest brak wydrążeń w płytkach 0,5-B wzdłuż pełnych okręgów, widoczny na górnej części rysunku 4.18. Inne wytłumaczenie istnienia tej różnicy wydatków masowych bazuje na spostrzeżeniu, że w płytkach 0,5-A są otwory przelotowe o skokowo zmiennych przekrojach, podczas gdy przekrój wydrążeń przelotowych w płytkach 0,5-B zmienia się w sposób ciągły wzdłuż kierunku przepływu (rysunek 4.19). W pierwszym przypadku mniej prawdopodobne jest wystąpienie przepływu naddźwiękowego [22] (i fal uderzeniowych).

Analogiczne porównanie własności zaworu zaopatrywanego kolejno w komplety płytek 0,4-B, 0,4z-B i 0,5-B, rozsuniętych na odległość $70 \mu\text{m}$, wynika



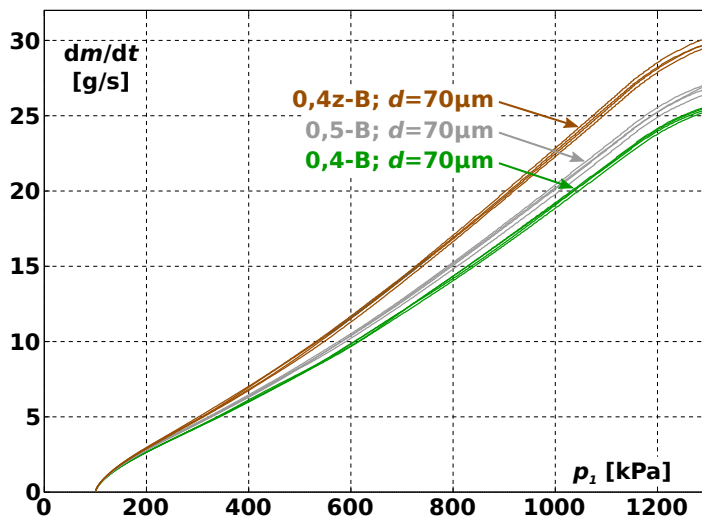
Rysunek 4.32. Wydatki masowe azotu dla różnych szerokości kołowych wydrążeń w i szczeliny między płytkami $d = 20 \mu\text{m}$ (u góry) oraz $d = 70 \mu\text{m}$ (u dołu)



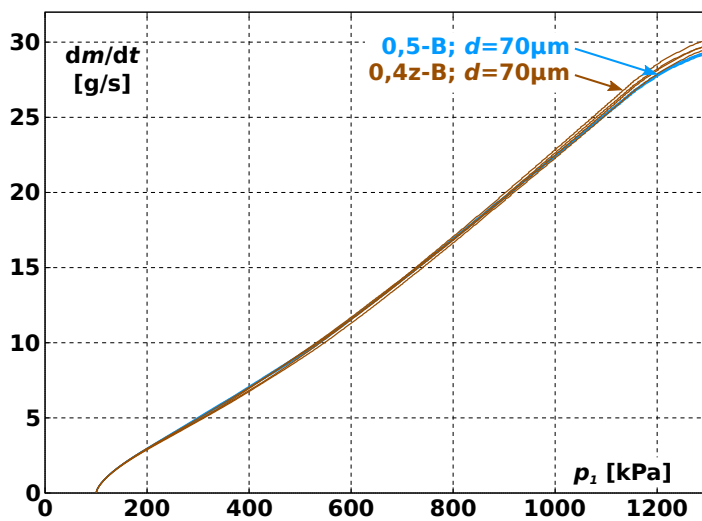
Rysunek 4.33. Wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór z kompletem płytek 0,5-A oraz przez zawór z kompletem 0,5-B

z wykresów na rysunku 4.34. W opisanym wcześniej przypadku płytek 0,4-A, o szerokości wydrzeń $w = 0.4\text{ mm}$ oraz płytek 0,5-A, o szerokości wydrzeń $w = 0.5\text{ mm}$, te drugie wykazują nieznaczną przewagę nad pierwszymi (rysunek 4.32). Podobną różnicę można zaobserwować zestawiając ze sobą charakterystykę zaworu z płytkami 0,4-B (zielone krzywe na rysunku 4.34) z charakterystyką zaworu posiadającego płytki 0,5-B (szare krzywe na rysunku 4.34) – tutaj drugi z kompletów płytek pozwala na osiągnięcie wydatków masowych azotu przepływającego przez zawór większych o kilka procent niż pierwszy z nich.

Dużą poprawę własności przepływowych zaworu uzyskuje się w wyniku zaokrąglenia krawędzi kołowych wydrzeń (niezerowy wymiar r na rysunku 4.19) – wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór z płytkami 0,4z-B są o kilkanaście procent większe niż wydatki uzyskane przy zastosowaniu płytek 0,4-B, co wyraża odstęp między krzywymi brązową i zieloną na rysunku 4.34. Przedstawienie wykresów zależności wydatków masowych azotu wypływającego ze zbiornika do atmosfery przez zawór z płytkami 0,4z-B razem z odpowiednimi wykresami otrzymanymi przy użyciu płytek 0,5-A uwidacznia nieznaczną przewagę tego pierwszego zestawu płytek przy tych samych ciśnieniach na wlocie zaworu (rysunek 4.35). W związku z tym spostrzeżeniem oraz z powyżej wyciągniętym wnioskiem o większej przepustowości płytek 0,5-A niż przepustowości płytek 0,5-B, spodziewany optymalny kształt płytek zaworowych można otrzymać dzięki zaokrągleniu krawędzi kołowych wydrzeń w płytkach 0,5-A.



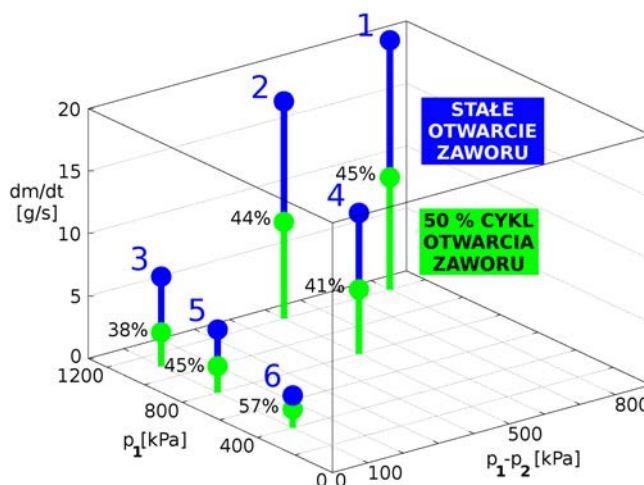
Rysunek 4.34. Wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór z kompletami płytek 0,4-B, 0,4z-B oraz 0,5-B



Rysunek 4.35. Wydatki masowe azotu przepływającego przez zawór z kompletami płytek 0,4z-B oraz 0,5-A

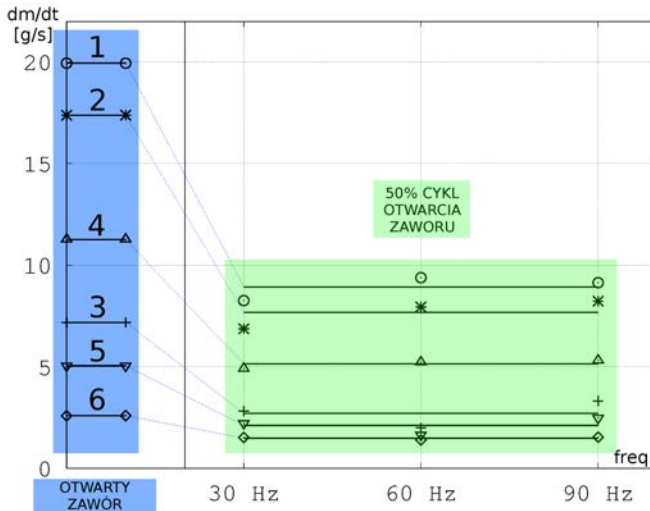
4.12 Charakterystyki cyklicznie otwieranego i zamykanego zaworu

Aby zawór piezoelektryczny był stosowalny w absorberze energii zderzenia, musi posiadać zdolność otwierania się i zamykania, gdy istnieje różnica ciśnień między jego wlotem i wylotem. Przykładowa droga prowadząca do stwierdzenia tej zdolności opiera się na wyznaczeniu wydatków masowych gazu, gdy zawór jest naprzemiennie otwierany i zamykany sygnałem o wypełnieniu 50%. W przypadku sterowania zaworem z częstotliwościami 30 Hz, 60 Hz i 90 Hz wartości wydatków masowych są w przybliżeniu 2-krotnie mniejsze niż w sytuacji ciągłego otwarcia zaworu (rysunek 4.36). Świadczy to o niewielkim wpływie bezwładności azotu na średni wydatek masowy. Ewentualny wpływ chwilowego zwężenia strumienia w czasie zamykania i otwierania zaworu na odchyłkę wartości wydatku masowego od połowy wartości odpowiadającej ciągłemu otwarciu jest wykluczony na podstawie liniowej charakterystyki widocznej na wykresach z ilustracji 4.31. Nadciśnienie po stronie wlotu zaworu jest przyczyną powsta-



Rysunek 4.36. Wydatki masowe azotu przy ciągłym otwarciu zaworu i przy 50% cyklach otwarcia zaworu

nia siły zamykającej zawór – tj. gaz odpycha płytkę ruchomą w kierunku płytki nieruchomej, zmniejszając wypełnienie przebiegu położenia poprzez wydłużenie czasów zamknięcia lub obniżenie zboczy w przebiegu wzajemnej odległości płytek od czasu. Podobnie jak w przypadku istnienia bezwładności strumienia gazu, spodziewanym przejawem tego efektu jest wystąpienie przepływu o wydatkach masowych gazu mniejszych od połowy wartości odpowiadającej ciągłemu otwarciu zaworu. Kilkuprocentowe odchyłki wydatków masowych przy cyklicz-



Rysunek 4.37. Wydatki masowe azotu przy ciągłym otwarciu zaworu (obszar niebieski) i przy cyklicznym otwieraniu go i zamykaniu (obszar zielony)

nym otwieraniu zaworu od 50% wartości otrzymanych dla ciągłego otwarcia zaworu świadczą o co najwyżej kilkuprocentowej asymetrii w przebiegu położenia płytki ruchomej zaworu.

4.13 Porównanie przepływu przez układ płytek zaworowych z przepływem przez kompletny zawór posiadający te płytki

Weryfikacja wpływu elementów zaworu, innych niż wchodzące w skład jego struktury płytki Hörbigera, na jego własności przepływowe wymaga porównania charakterystyk samych płytek z odpowiednimi charakterystykami kompletnego zaworu. W badaniu płytek muszą być one umieszczone w korpusie wywołującym co najwyżej pomijalnie małe dławienie przepływu (rysunek 4.38) – spełnienie tego warunku zostało założone, ponieważ przekrój strumienia w korpusie jest o rząd wielkości większy niż jego przekrój w szczelinie między płytkami, zaś obecne w korpusie elementy zostały tak ukształtowane, aby spowodowane ich obecnością dławienie przepływu było ograniczone do minimum.

Rezultatem tego rodzaju testów jest określenie udziału płytek Hörbigera w dławieniu przepływu zawór oraz określenie, w jakim stopniu poprawienie własności przepływowych zaworu może być osiągnięte w wyniku zmian geometrii płytek, a w jakim – w wyniku modyfikacji pozostałych elementów zaworu.

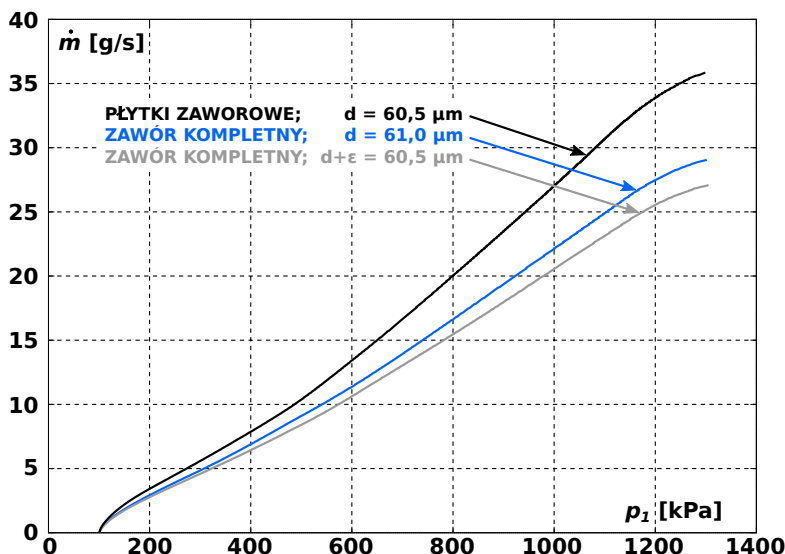


Rysunek 4.38. Korpus z płytkami zaworowymi oddzielonymi szczeliną, pokazany z dwóch stron

Ponieważ płytki zamontowane w korpusie mogą być rozsunięte jedynie na odległość d , wynikającą z różnicy między grubością płytki ruchomej a głębokością pierścienia dystansowego (rysunek 4.19), w celu porównania wydatków masowych azotu przepływającego przez płytki umieszczone w korpusie z wydatkami dla przepływu przez kompletny zawór, zostały ustalone takie same odległości między płytkami d w zaworze.

Na rysunku 4.39 przedstawiony jest wynik porównania wydatków masowych azotu przepływającego przez kompletny zawór (krzywe niebieska oraz szara) z wydatkami azotu przepływającego przez same płytki zaworowe umieszczone w korpusie z rysunku 4.38 (czarna krzywa). Wykresy otrzymane w doświadczeniach z zaworem odpowiadają dwóm różnym sposobom pomiaru rozsunęcia płytek zaworowych. Wyznaczenie go polega na pomiarze przesunięcia popychacza 2 przy wkręcaniu śruby służącej do wstępnego sprężania przetwornika piezoelektrycznego (rysunek 4.15).

Wkręcanie tej śruby początkowo powoduje przesunięcie popychacza 1 przy utrzymaniu szczelności zaworu. Przypuszczalnie jest to spowodowane sprężystym odkształcaniem elementów, których rolą jest zapewnienie stałej pozycji płytki nieruchomej. Dopiero po osiągnięciu skoku rzędu $3\ \mu\text{m}$ następuje odsunięcie płytki ruchomej od płytki nieruchomej i związana z tym utrata szczelności zaworu. Zatem przed wykonaniem pomiaru przesunięcia powierzchni popychacza 2 konieczne jest wstępne wkręcenie śruby napinającej przetwornik piezoelektryczny na stanowisku przedstawionym schematycznie na rysunku 4.11, jednak pozbawionym zbiornika wylotowego oraz elementów ograniczających dostęp do



Rysunek 4.39. Zestawienie wydatków masowych azotu przepływającego przez płytki zaworowe z wydatkami uzyskanymi w badaniach kompletnego zaworu

wylotu zaworu. Na tym etapie uzyskuje się wkręcenie śruby napinającej przetwornik, odpowiadające granicy utraty szczelności przez zawór, tj. kasuje się luz między powierzchnią czołową popychacza 1 a płytką ruchomą zaworu, doprowadzając do ich wzajemnej styczności. Podczas dalszego wkręcania śruby wykonywany jest pomiar osiowego przemieszczenia popychacza 2. Wartość tego przemieszczenia można utożsamić z szerokością nadaną szczelinie między płytkami. Przykład charakterystyki przepływowej zaworu posiadającego płytki oddalone o $61\ \mu\text{m}$ – przy pomiarze tego wymiaru przeprowadzonym zgodnie z powyżej zaprezentowaną metodą – przedstawia niebieska linia na rysunku 4.39.

Wykonanie pomiaru przesunięcia powierzchni popychacza 2 podczas wkręcania śruby od stanu jej zluźnienia do uzyskania zadanego przesunięcia płytki ruchomej jest jedyną metodą uzyskania wymaganych odstępów oddzielających płytki w sposób powtarzalny, gdy komplet płytek zaworowych nie gwarantuje zachowania szczelności zaworu i – co za tym idzie – nie jest możliwe uzyskanie styczności powierzchni popychacza 1 z powierzchnią płytki ruchomej w sposób pewny. Wynikiem pomiaru wydatków masowych azotu przy rozsunięciu płytek otrzymanym tą metodą jest szara krzywa na rysunku 4.39, a także wszystkie pozostałe charakterystyki zaworu piezoelektrycznego prezentowane w tej pracy.

Oznaczenie $d + \varepsilon = 60.5\ \mu\text{m}$ odniesione do szarego wykresu na tym rysunku wskazuje, że zmierzony wymiar jest w rzeczywistości sumą wielkości rozchy-

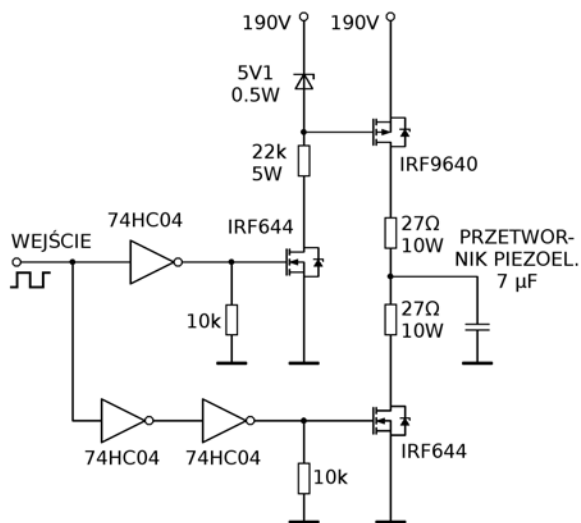
lenia płytek d oraz sprężystych odkształceń ε elementów zaworu. Odstęp oddzielający szarą i niebieską krzywą pokazuje wartości niedoszacowania wydatków masowych spowodowanego niedokładnościami ustawiania płytki ruchomej (ok. 2 g/s przy przepływie 25 g/s). Natomiast odstęp między czarną i niebieską krzywą pozwala ocenić, jak dużą poprawę charakterystyki przepływowej zaworu można uzyskać w wyniku modyfikacji jego elementów – innych niż płytki zaworowe. W szczególności należy się spodziewać istotnego udziału w dławieniu przepływu przez zawór w szczelinach między pierścieniem wspierającym sprężyny talerzowe 1 i opartą na nim sprężyną (rysunek 4.15). Złagodzenie luków kanałów, poprzez które przepływa gaz opływający ten stos sprężyn, można uzyskać dzięki zwiększeniu głębokości pierścienia (rysunek 4.17), a wraz z nim – głębokości samych wydrzeń.

4.14 Mechaniczna odpowiedź zaworu na wymuszenie statyczne oraz wymuszenie sygnałami okresowymi o różnych częstotliwościach

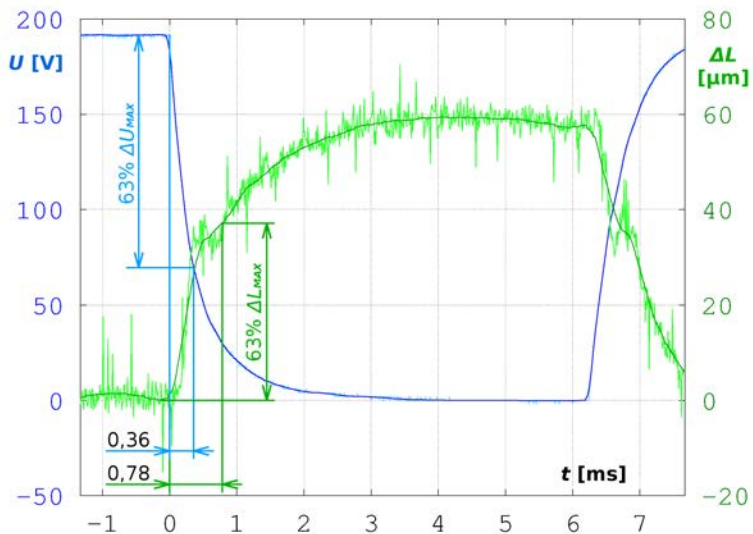
Zaprezentowane w tym punkcie badania przeprowadzone zostały w celu określenia szybkości otwierania się i zamykania zaworu.

Otwarcie zaworu następuje, gdy piezoprzetwornik zostanie zasilony napięciem do 200 V pozwalającym na osiągnięcie nominalnej siły blokującej równej 3.3 kN lub maksymalnego wydłużenia 90 μm (w wykonywanych próbach napięcie zasilania wynosiło 190 V). Jak zostało wspomniane, zawór posiada dwa zestawy sprężyn talerzowych – jeden z nich służy do wstępnego sprężenia przetwornika piezoelektrycznego siłą 750 N, zaś drugi zamyka zawór, gdy piezoprzetwornik ulegnie skróceniu do swojej początkowej długości (rysunek 4.15). Położenie piezoprzetwornika jest ustalane za pomocą śruby z gwintem drobnozwojnym, wkręconej w korpus zaworu. Ma ono na celu ustawienie końca przetwornika przesuwającego się podczas jego wydłużenia, aby początkowi przemieszczania tego końca towarzyszyło odsuwanie płytki ruchomej zaworu od płytki nieruchomej. Gdy przetwornik nie jest wydłużony, płytki muszą być ze sobą złączone – co jest warunkiem zachowania szczelności zaworu.

Układ zasilania piezoprzetwornika pokazany jest na rysunku 4.40. Gdy nieobciążony przetwornik nie jest pod napięciem, jego pojemność wynosi około 7 μF . Przy zastosowaniu rezystorów 27 Ω , przez które jest on łączony ze źródłem napięcia lub zwierany, czas odpowiedzi 63% wynosi w przybliżeniu 0.36 ms dla sygnału elektrycznego oraz 0.78 ms dla przesunięcia płytki ruchomej zaworu (rysunek 4.41).

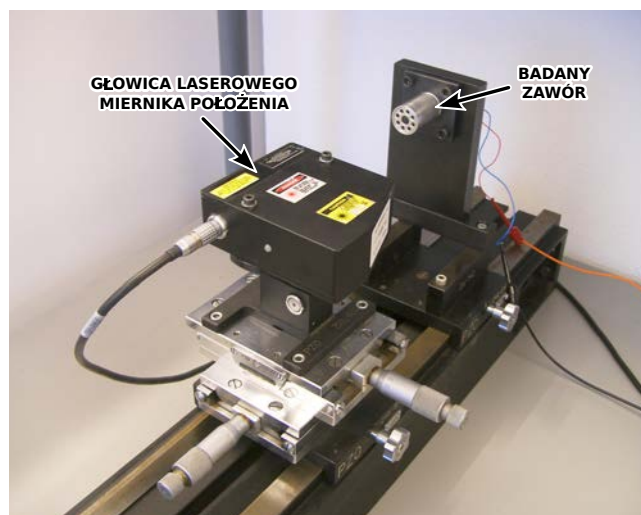


Rysunek 4.40. Wzmacniacz połączony z przetwornikiem piezoelektrycznym (projekt układu: Piotr Wiszowaty)



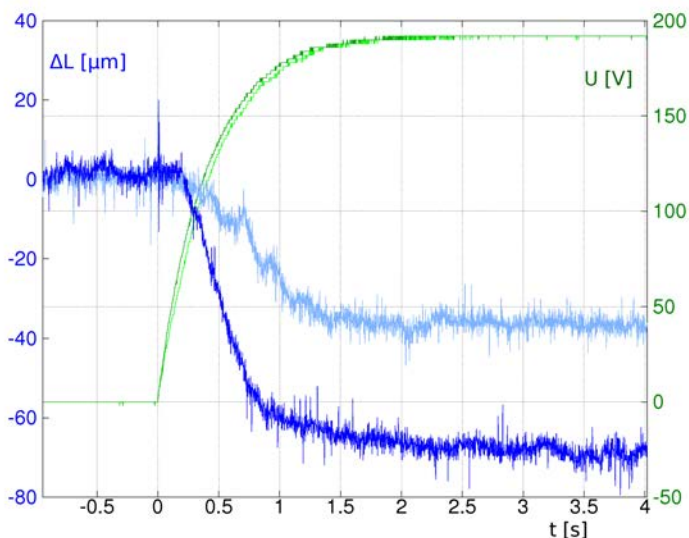
Rysunek 4.41. Napięcie zasilające przetwornik piezoelektryczny, położenie płytki ruchomej oraz stałe czasowe zaworu

Wynik ten został otrzymany dzięki zastosowaniu stanowiska z triangulacyjnym dalmierzem laserowym oraz badanym zaworem zamontowanymi na ławie optycznej (rysunek 4.42).



Rysunek 4.42. Stanowisko składające się z ławy optycznej wraz z zamontowanym na niej badanym zaworem oraz laserowym przetwornikiem położenia.

W trakcie prowadzenia badań okazało się, że przy sterowaniu zaworu sygnałem o maksymalnym napięciu 190 V i częstotliwości 80 Hz, po upływie około 3 minut amplituda skoku płytki ruchomej maleje do około połowy wartości zarejestrowanej na początku trwania próby (rysunek 4.43). Podobny efekt występował przy ciągłym zasilaniu piezoprzetwornika tym samym napięciem i w takim samym okresie czasu. Po kilku minutach odcięcia zasilania od przetwornika piezoelektrycznego maksymalny możliwy do uzyskania skok płytki ruchomej zaworu wracał do wartości wyjściowej. Spostrzeżenia te wskazują na ograniczenia funkcjonalności zaworu – jedynie w zastosowaniach niewymagających częstego otwierania go przez długi czas, jego zachowanie się jest przewidywalne (z zastrzeżeniem, że nie zostały wykonane próby otwierania zaworu dużą liczbą cykli sygnału sterującego i przy długotrwałym sprężeniu stosu sprężyn – nie jest określone, jak przebiega zużycie zaworu i czy np. parametry użytkowe w długim okresie eksploatacji nie zmieniają się wskutek wystąpienia poślizgów na połączeniach gwintowych lub pojawienia się odkształceń w aluminiowym korpusie zaworu). Ponieważ lokalizacja przetwornika w przygotowanym do pracy zaworze gwarantuje odsuwanie płytki ruchomej od płytki nieruchomej od samego początku wydłużania się przetwornika oraz gwarantuje wzajemne złączenie płytek, gdy

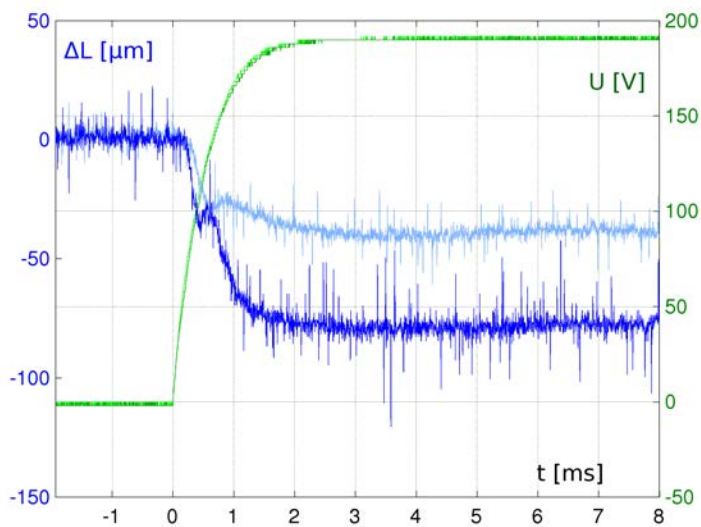


Rysunek 4.43. Fragmenty przebiegów sygnału sterującego zaworem 80 Hz (wykresy ciemno- i jasnozielony) wraz z przebiegami położenia płytki ruchomej w czasie otwierania zaworu na początku wykonywania próby (ciemnoniebieski wykres) i po 3 minutach cyklicznego otwierania zaworu (jasnoniebieski wykres)

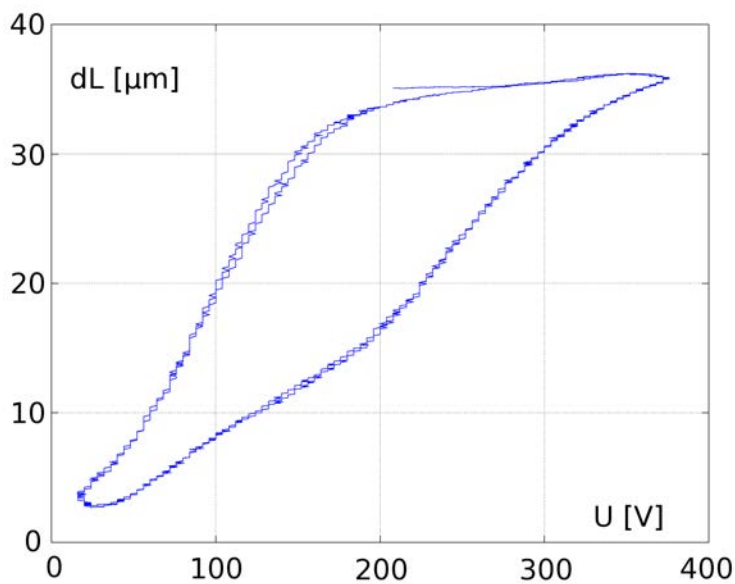
przetwornik nie jest wydłużony, pojawienie się wszelkich odchyłek od tego początkowego ustawienia końca przetwornika względem płytek zaworowych będzie skutkowało albo mniejszą szerokością uzyskiwanego odstępu między płytkami (a więc mniejszą przepustowością zaworu), albo powstaniem stałej nieszczelności zaworu. Na rysunku 4.44 pokazane są przebiegi położenia płytki ruchomej wraz z przebiegami sygnału sterującego. Blisko $50\ \mu\text{m}$ wstępnego luzu między popychaczem przetwornika (popychacz 1 na rysunku 4.15) skutkuje o połowę węższą przestrzenią dostępną dla przepływającego przez zawór strumienia w miejscu, gdzie jest on najbardziej przewężony.

Wspomnianą wcześniej cechą przetworników piezoelektrycznych jest występowanie histerezy w ich odpowiedzi mechanicznej na wymuszenie sygnałem okresowym. Przykładowy wykres zależności rozchylenia płytek zaworowych w funkcji napięcia sygnału podawanego na przetwornik piezoelektryczny pokazany jest na rysunku 4.45.

Wynik ten wskazuje na brak jednoznacznego przyporządkowania wielkości szczeliny między płytkami zaworowymi i napięcia zasilającego przetwornik. Jeżeli wielkość tej szczeliny jest podstawą dla wnioskowania o wydatku masowym



Rysunek 4.44. Przebieg napięcia zasilającego przetwornik piezoelektryczny (zielony wykres) oraz odchylenie płytki ruchomej zaworu z poprawnie umiejscowionym przetwornikiem (ciemnoniebieski wykres) i z obecnością wstępnego luzu między przetwornikiem a płytką ruchomą (jasnoniebieski wykres).



Rysunek 4.45. Odpowiedź mechaniczna zaworu na cykliczne wymuszenie o częstotliwości 8 Hz

gazu przepływającego przez zawór, to w przypadku rezygnacji z dwustanowego sterowania otwarciem zaworu na rzecz sterowania proporcjonalnego, konieczne jest wykonywanie na bieżąco pomiaru odkształcenia przetwornika (w pomiarze tensometrycznym) i korygowanie sygnału na wejściu przetwornika w pętli sprzężenia zwrotnego – w zależności od aktualnej długości przetwornika.

4.15 Podsumowanie i wnioski

Wykonano badania zaworu z płytkami Hörbigera, nieposiadającego przetwornika piezoelektrycznego ani żadnego innego napędu; wykonano też badania zaworów z płytkami Hörbigera, wyposażonych w przetwornik piezoelektryczny, a także badania przepustowości samych płytek zaworowych (Hörbigera). W tym celu wykonane zostały różne wersje stanowiska do wyznaczania wydatków masowych gazu przepływającego przez badany element. Na pierwszych stanowiskach, mających najmniej złożoną strukturę, sprawdzana była możliwość realizacji sterowania wielkością wydatków masowych przy użyciu kompletu metalowych płytek Hörbigera. Zostało także zestawione stanowisko do rejestracji położenia płytki ruchomej zaworu względem płytki nieruchomej, służące do obserwacji odpowiedzi mechanicznej zaworu na wymuszenie sygnałem okresowym.

Całość opisanych tu badań zaworu wpisywała się w proces jego konstruowania – na bieżąco wprowadzane były modyfikacje w konstrukcji zaworu.

Wyniki otrzymane w badaniach zaworów z płytkami Hörbigera pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Możliwe jest uzyskanie szczelności układu dwóch stalowych płytek Hörbigera, o powierzchniach wzajemnego docisku szlifowanych do nominalnych chropowatości $R_a = 0.32 \mu\text{m}$ i o twardości tych powierzchni $60 \pm 2 \text{HRC}$, mających wymiary charakterystyczne jak na rysunku 4.19, dociskanych nawzajem w sposób przedstawiony na tym rysunku siłą o wartości rzędu kilkuset newtonów. Z badanych kompletów płytek najlepszą szczelność wykazują zestawy o najmniejszej powierzchni docisku (uszczelnienia) – tj. zestawy z najszerszymi kołowymi wydrążeniami.
2. Przepuszczanie gazu przez badany zawór ze zbiornika do atmosfery, przy samym pomiarze ciśnienia panującego w zbiorniku i przy znajomości temperatury początkowej w zbiorniku, wystarcza do poprawnego oszacowania wydatku masowego gazu bezpośrednio po ustabilizowaniu się przepływu na początku przepływu. Przy czym przekrój strumienia w szczelinie między płytkami jest tu wielokrotnie mniejszy od przekroju przewodu pneumatycznego łączącego badany zawór ze zbiornikiem.

3. W warunkach nadciśnienia panującego od strony płytki ruchomej, zamknięty zawór zachowuje szczelność. Natomiast nadciśnienie po stronie płytki nieruchomej, dla różnicy ciśnień rzędu 900 kPa otwiera zawór. Przy nadciśnieniu od strony płytki nieruchomej, wzrost siły wzajemnego docisku płytek zaworowych do 160 N nie powoduje zwiększenia dławienia przepływu w zakresie od 0 do 8 atmosfer różnicy ciśnień.
4. Wydatki masowe gazu przepływającego przez zawór z płytkami oddzielnymi szczeliną 70 μm osiągają wartość 32 g/s dla nadciśnienia 12 atmosfer po stronie płytki ruchomej. W badanym zakresie szerokości szczelin między płytkami, wyznaczone wydatki są liniowo proporcjonalne do szerokości szczeliny. Zatem zastosowanie dłuższego/krótszego przetwornika skutkuje liniowo proporcjonalnym wzrostem/spadkiem wydatków masowych gazu przepływającego przez zawór w ustalonych warunkach.
5. Przy braku różnicy ciśnień na wlocie i na wylocie zaworu z płytkami Hörbigera i przetwornikiem piezoelektrycznym, osiągalny jest czas otwarcia/zamknięcia zaworu rzędu 0.5 ms. Przy nadciśnieniu rzędu 12 atmosfer od strony płytki ruchomej, przetwornik piezoelektryczny gwarantuje uzyskanie sterowalności zaworu i pełnego jego otwarcia – co potwierdzają pomiary średnich wydatków masowych gazu przy sterowaniu zaworu sygnałami okresowymi o wypełnieniu 50%.
6. Wydatki masowe azotu przepływającego przez same płytki zaworowe są około 30% większe od wydatków azotu przepływającego przez kompletny zawór – dla jednakowych szerokości szczelin między płytkami i w jednakowych warunkach.
7. Zwiększanie szerokości kołowych wydrążeń w zastosowanych płytkach Hörbigera powyżej 0.4 mm nie daje istotnej poprawy przepustowości zaworu, gdy odstęp między płytkami jest rzędu 70 μm . Płytki posiadające łagodnie zmienne przekroje wydrążeń przelotowych od stron przeciwnych do powierzchni wzajemnego styku mają gorsze własności przepływowe od płytek z otworami połączonymi z kołowymi wydrążeniami. Ponadto zaokrąglenie krawędzi opływanych przez strumień między płytkami poprawia przepustowość zaworu.
8. Wydatki masowe azotu przepływającego przez badany zawór piezoelektryczny nieznacznie zależą od początkowego ciśnienia i temperatury w zakresach tych wielkości obejmujących początkowe ciśnienia i temperatury występujące w prowadzonych badaniach.
9. Zastosowanie przetworników ciśnienia klasy 0.1 (Honeywell®) jest korzystne z punktu widzenia łatwości odróbki danych pomiarowych – gene-

rowane przez nie sygnały są w małym stopniu zaburzone szumem, a przez to szum ten jest łatwiejszy do usunięcia, niż w przypadku sygnałów uzyskanych za pomocą mniej dokładnych czujników. W przypadku stanowiska z 10-litrowym zbiornikiem zasilającym czas trwania pojedynczej próby zbiornikowej jest rzędu kilkunastu sekund. Zatem do pomiaru temperatur gazu można zastosować termopary z odkrytym złączem termoparowym, posiadające czas odpowiedzi o wartości około 0.5 s.

Absorber energii zderzenia

5.1 Cel badań przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych

Tematem prezentowanych rozważań był pneumatyczny adaptacyjny absorber energii zderzenia (ang.: *Pneumatic Adaptive Absorber* – PAA), wyposażony w zawór piezoelektryczny ze stalowymi płytkami Hörbigera. Z założenia jest to urządzenie mające zdolność generowania stałej siły reakcji na wymuszenia mechaniczne. Zapewnieniu tej zdolności (w pewnym zakresie prędkości wymuszeń) służy zawór piezoelektryczny, umożliwiający kontrolowane przepuszczanie gazu między przestrzeniami po dwóch stronach tłoka wewnątrz cylindra (rysunek 2.5). W związku z postawionym celem weryfikacji, czy za pomocą rozważanego absorbera możliwe jest utrzymanie stałej wartości siły oddziaływania z hamowanym obiektem przy dwustanowym sterowaniu otwarciem zaworu, konieczna była

1. eksperymentalna weryfikacja poprawności działania absorbera energii zderzenia, czyli sprawdzenie, czy posiada on spodziewane własności funkcjonalne.

Podczas rozpraszania energii zderzenia za pomocą absorbera zachodzą w nim złożone procesy [75, s. 78], takie jak np. wymiana energii gazu poprzez ciepło z elementami absorbera [73, s. 72], tarcie w przepływie przez zawór i wymiana energii gazu z opływającymi przez niego elementami zaworu, czy zamiana części energii kinetycznej hamowanego obiektu na energię wewnętrzną tulei i pokrywy cylindra oraz uszczelnień tłoka i tłoczyska, spowodowana tarciami (zależnym od takich czynników, jak prędkość poślizgu, rodzaj materiału powierzchni trących i materiału smarującego czy różnica ciśnień między dwoma stronami tłoka [17] [39]). Fakt złożoności tych procesów pociąga za sobą konieczność

2. weryfikacji poprawności obliczeń numerycznych, opartych na założeniu jednorodności pól określających stan gazu w poszczególnych przestrzeniach wewnątrz absorbera, przyjętym wraz z jednym z dwóch alternatywnych założeń upraszczających, dotyczących przepływów energii po-

przez ciepło między gazem wypełniającym komory cylindra a elementami absorbera.

5.2 Oczekiwany przebieg działania absorbera energii zderzenia

Zgodnie z przyjętym założeniem zatrzymywanie poruszającego się obiektu realizowane jest w dwóch etapach, na pełnym dostępnym skoku tłoka:

1. Przesuwanie tłoka w cylindrze, w posuwie roboczym, przy braku przepływu między komorami absorbera (FAZA 1 na rysunku 2.6). W tym etapie hamowany obiekt przesuując tłoczysko wykonuje pracę nad gazem w komorze, której objętość maleje w wyniku przemieszczenia tłoka. Również gaz wypełniający rozszerzającą się komorę oddziałuje z tłokiem z siłą o tym samym zwrocie, co zwrot siły nacisku hamowanego obiektu na tłoczysko. Tym samym wspólnie z hamowanym obiektem wykonuje pracę nad gazem w komorze o malejącej objętości.
2. Przesuwanie tłoka w dalszej części posuwu roboczego, aż do skrajnego położenia tłoka w cylindrze, przy przepuszczaniu gazu między komorami absorbera przez zawór w tłoku (FAZA 2 na rysunku 2.6). W tym etapie nadal przekazywana jest energia poprzez pracę, tak samo jak w pierwszym etapie. Jednak dodatkowo unoszona jest entalpia wraz z masą gazu z komory o zmniejszonej objętości do komory o powiększającej się objętości. Gaz jest przepuszczany z takim natężeniem przepływu, że siła reakcji pozostaje stała.

Adaptacyjność absorbera PAA oznacza, że gdy wyposaży się go w system identyfikacji energii zderzenia¹, na początku procesu hamowania poruszającego się obiektu wyznaczana jest współrzędna położenia tłoka odpowiadająca zakończeniu fazy 1 i rozpoczęciu fazy 2, w miejscu gwarantującym zatrzymanie obiektu przy osiągnięciu przez tłok skrajnego położenia w cylindrze. Koncepcja systemu identyfikacji masy i prędkości zatrzymywanego obiektu przedstawiona została w pracy [66, s. 93-132]. Wielkości te są wyznaczane na podstawie przebiegów siły oddziaływania obiektu z tłoczyskiem i przyspieszenia tłoczyska lub samego przebiegu siły – w początkowych chwilach po zetknięciu się zatrzymywanego obiektu z tłoczyskiem, w przedziale czasu, który jest krótki w porównaniu z czasem hamowania obiektu.

¹W ogólności hamowany absorberem obiekt może być jednocześnie napędzany przez inne urządzenia [41] – tak, że energia przekazana absorberowi jest większa od energii kinetycznej obiektu.

5.3 Model układu

Stworzenie narzędzia służącego do przewidywania zachowania się pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia wymaga przeprowadzenia analizy zachodzących w nim procesów mechanicznych i termodynamicznych. Wydzielono przy tym trzy zagadnienia:

1. Dynamika obiektu oddziałującego z gazem w absorberze poprzez sztywne i nieważkie tłoczysko z tłokiem.
2. Przemiany termodynamiczne zachodzące w komorach absorbera.
3. Przemiana termodynamiczna zachodząca w strumieniu gazu przepływającego przez zawór umieszczony w tłoku.

Siły działające na tłok. Ponieważ założone jest, że tłok z tłoczyskiem są nieważkie, suma sił działających na nie równa jest zeru. Zatem dla kierunku osi absorbera zachodzi równość:

$$F_{\rightarrow}(t) - F_C(x, T_C, m_C) + F_E(x, T_E, m_E) + F_{atm} - F_f(\dot{x}) = 0 \quad (5.1)$$

gdzie:

- F_{\rightarrow} – siła oddziaływania hamowanego obiektu z absorberem
 F_E, F_C – siła nacisku na tłok gazu wypełniającego komorę absorbera po tej stronie tłoka, po której znajduje się tłoczysko, oraz siła nacisku gazu na tłok od przeciwnej jego strony
 T_E, T_C – temperatura panująca w przestrzeniach wewnątrz cylindra (j.w.)
 m_E, m_C – masa gazu w przestrzeniach wewnątrz cylindra (j.w.)
 F_{atm} – siła nacisku powietrza atmosferycznego na tłoczysko
 F_f – siła tarcia
 x – współrzędna położenia tłoka (rysunek 2.2)

Siły działające na tłok z tłoczyskiem mogą być wyrażone następująco:

$$F_E = p_E(T_E, \rho_E) \cdot A_E \quad (5.2)$$

$$F_C = p_C(T_C, \rho_C) \cdot A_C \quad (5.3)$$

$$F_{atm} = p_{atm} \cdot A_R \quad (5.4)$$

$$F_f = f_f \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (5.5)$$

gdzie:

- ρ_E, ρ_C – gęstość gazu wypełniającego komorę absorbera po tej stronie tłoka, po której znajduje się tłoczyisko, oraz gęstość gazu w komorze po przeciwnej stronie tłoka
- A_E, A_C, A_R – powierzchnie czynne tłoka oraz powierzchnia przekroju promieniowego tłoczyiska (rysunek 2.7)
- p_{atm} – ciśnienie otoczenia
- f_f – współczynnik tarcia

Przemiany termodynamiczne gazu w komorach absorbera. Przemiany, jakim podlega gaz wypełniający oddzielone tłokiem przestrzenie wewnątrz cylindra (komory absorbera), opisane zostały równaniami bilansu energii, zapisanymi kolejno dla obu przestrzeni, równaniami stanu gazu i równaniem opisującym przepływ gazu przez zawór łączący dwie strony tłoka. Przyjęte zostały następujące założenia:

Zał. 1. Obowiązywanie prawa stanu gazu doskonałego [43, s. 56].

Gaz wypełniający komory absorbera w czasie poddawania go sprężaniu i rozprężaniu miał temperaturę nie mniejszą niż 200 K. Zatem gaz nie osiągał warunków krytycznych i – w związku z tym – równanie stanu gazu doskonałego uznane zostało za obowiązujące w rozpatrywanym układzie:

$$pv = RT \quad (5.6)$$

Zał. 2. Jednorodność pól opisujących stan gazu w komorach absorbera [43, s. 56] [63, s. 4]; jednorodność strumienia gazu przepływającego przez zawór.

Rozmiar komór absorbera i prędkość dźwięku w wypełniającym je gazie określają czas osiągnięcia jednorodności pól ciśnienia. Ponieważ obie komory mają wymiary rzędu 0.1 m, zaś prędkość dźwięku w warunkach normalnych jest rzędu 340 m/s, to pomijalnie mały jest czas między chwilą pojawienia się zaburzenia w polu ciśnienia a momentem zrównania ciśnień w całym obszarze zajmowanym przez gaz. Ponadto w obliczeniach przyjęte zostało założenie o ciągłym mieszanym się gazu i spowodowanym tym natychmiastowym zrównywaniem się temperatur wewnątrz każdej z komór.

Dodatkowo przyjęte zostały założenia:

Zał. 3. W sytuacji, gdy zawór jest otwarty, w obrębie kroku czasowego obliczeń przez zawór przepływa gaz o stałym ciśnieniu i temperaturze.

Zał. 4. Zmiany energii kinetycznej gazu są pomijalne.

Zał. 5. Bezwładność i działanie siły grawitacji na gaz są pomijalne.

Zał. 6. Gaz przepływający przez zawór podlega dławieniu izentalpowemu [71, s. 127-128].

Założenie przemiany termodynamicznej lub współczynnika przejmowania ciepła. Podczas wykonywania pracy nad absorberem przez zewnętrzne wymuszenie następowało jednoczesne sprężanie gazu po jednej stronie tłoka i rozprężanie gazu po jego drugiej stronie. Ze względu na zmienność temperatur gazu i elementów, z jakimi miał on styczność, przemiany zachodzące w obu tych przestrzeniach nie były ani adiabatyczne, ani izotermiczne. W wolnozmiennych procesach temperatura gazu jest bliska temperaturze otoczenia, ponieważ dla względnie długich przedziałów czasu zmiany temperatury spowodowane sprężaniem/rozprężaniem gazu są kompensowane przeciwnymi zmianami spowodowanymi przejmowaniem ciepła. Z drugiej strony, w szybkozmiennych procesach, zmiany stanu gazu spowodowane zrównywaniem się temperatury gazu i temperatury otaczających go elementów są małe w porównaniu ze zmianami spowodowanymi sprężaniem/rozprężaniem gazu. Wtedy przemiany są zbliżone do adiabatycznej.

Dla przemiany izotermicznej stały jest iloczyn ciśnienia p [=Pa] i objętości właściwej gazu v [=m³/kg]:

$$pv = \text{const} \quad (5.7)$$

Natomiast dla przemiany adiabatycznej stały jest iloczyn:

$$pv^\kappa = \text{const} \quad (5.8)$$

gdzie:

$\kappa = 1.4$ – wykładnik adiabaty dla gazu 2-atomowego

Są to dwa różne przypadki przemian politropowych, opisanych ogólniejszym równaniem:

$$pv^n = \text{const} \quad (5.9)$$

gdzie:

$n \in \mathbb{R}$ – wykładnik politropy

Przyjęcie niezmienności wykładnika politropy w modelu przemiany termodynamicznej gazu (stosowane w modelowaniu przemian termodynamicznych w absorberach pneumatycznych [42, s. 24] i w siłownikach pneumatycznych [7, s. 29] [29, s. 5] [67, s. 29]) jest w istocie narzuceniem wielkości strumienia energii wymienianej między gazem w cylindrze a jego otoczeniem na drodze przejmowania ciepła. Założenie to jest stosowane w modelowaniu układów pneumatycznych,

jednak czynniki wpływające na intensywność oddawania lub pochłaniania energii przez gaz poprzez przejmowanie ciepła zmieniają się w czasie trwania zjawiska [23, s. 36-37]:

$$\dot{Q}_E = A_{cE}(x) \cdot \alpha \cdot (T_h - T_E) \quad (5.10)$$

$$\dot{Q}_C = A_{cC}(x) \cdot \alpha \cdot (T_h - T_C) \quad (5.11)$$

gdzie:

A_{cE}, A_{cC} – powierzchnie kontaktu gazu z elementami absorbera, kolejno w komorze z tłoczyskiem i w komorze bez tłoczyska

α – współczynnik przejmowania ciepła; w opisach przemian termodynamicznych gazu przyjmuje się jego niezmiennosc lub zależność od gęstości gazu, lub zależność od większej liczby czynników [23, s. 36]; jest zależny m.in. od obecności czynnika smarującego na powierzchni ograniczającej obszar wypełniony przez gaz, czy od prędkości jej opływu przez ten gaz

T_h – temperatura elementów absorbera

Zatem w zależności od tego, czy pominięto w opisie przemian termodynamicznych w absorberze czynniki decydujące o intensywności przejmowania ciepła, czy też uwzględniono je, można założyć np., że:

Zał. 7a. Stałe jest $n \in (1, 1.4)$ lub

Zał. 7b. Stałe jest α i wtedy n zależy od α i zmienia się w trakcie procesu wraz z następowaniem zmian warunków panujących w układzie.

Ponadto, wyborowi drugiej wersji powyższego założenia może towarzyszyć przyjęcie, że:

Zał. 8. Temperatura absorbera T_h jest stała i równa temperaturze otoczenia (ozn. T_{atm})

Algorytm obliczeń procesów zachodzących w absorberze. Sposób budowania modelu matematycznego służącego do opisu rozważanego układu powinien uwzględniać różnorodność warunków zachodzenia przemian termodynamicznych w tym układzie. Dążąc więc do dobrego odwzorowania przebiegu przemian zarówno dla względnie dużych jak i dla względnie małych prędkości tłoka, korzystniej jest posłużyć się modelem uwzględniającym zależność intensywności przejmowania ciepła między gazem a jego otoczeniem, niż modelem zakładającym stałość wykładnika politropy n .

Z tego powodu w każdym kroku obliczeń stanu gazu w komorach absorbera najpierw liczone były zmiany ciśnień i temperatur dla przemian adiabatycznych ($n = \kappa = 1.4$), spowodowane przekazywaniem energii poprzez pracę – w oparciu o równania postaci (5.8) – oraz liczone były odpowiednie zmiany energii, spowodowane przekazywaniem jej poprzez ciepło – w oparciu o równania (5.10) i (5.11) – a także spowodowane unoszeniem entalpii w strumieniu przepływającym przez zawór w tłoku.

Algorytm wyznaczania zmian stanu gazu poprzez sekwencyjne obliczenia skutków wymiany energii gazu zgromadzonego w obu komorach absorbera poprzez pracę oraz skutków przekazywania energii poprzez pozostałe mechanizmy jej wymiany został wybrany ze względu na prostotę implementacji. W obrębie małych przyrostów czasu pary otrzymanych rozwiązań można sumować.

Ujmując powyższe bardziej szczegółowo, obliczenia przeprowadzono wykonując cyklicznie następujące kroki:

1. Wyznaczenie zmiany stanu gazu z równań postaci $pv^\kappa = \text{const}$ po przesunięciu tłoka o odległość x , oznaczającą w tym miejscu przesunięcie tłoka z prędkością v w obrębie jednego kroku czasowego obliczeń:

$$p_E(x + x_1) = p_{E1} \cdot \left(\frac{V_{E1}}{V_{E1} + A_E(x - x_1)} \right)^\kappa \quad (5.12)$$

$$p_C(x + x_1) = p_{C1} \cdot \left(\frac{V_{C1}}{V_{C1} - A_C(x - x_1)} \right)^\kappa \quad (5.13)$$

$$T_E(x + x_1) = T_{E1} \cdot \left(\frac{V_{E1}}{V_{E1} + A_E(x - x_1)} \right)^{\kappa-1} \quad (5.14)$$

$$T_C(x + x_1) = T_{C1} \cdot \left(\frac{V_{C1}}{V_{C1} - A_C(x - x_1)} \right)^{\kappa-1} \quad (5.15)$$

gdzie jedyne w dolnych indeksach oznaczają, że dana wartość określona jest dla początku aktualnego kroku obliczeń.

2. Wyznaczenie zmiany energii wewnętrznej gazu spowodowanej wyłącznie wykonaniem pracy nad gazem oddziałującym z powierzchnią A_C tłoka oraz – dla drugiej z komór – wykonaniem pracy przez gaz oddziałujący z powierzchnią A_E tłoka wraz ze zmianą objętości komór, w oparciu o związki:

$$U_E(x + x_1) = c_v \cdot T_E(x + x_1) \quad (5.16)$$

$$U_C(x + x_1) = c_v \cdot T_C(x + x_1) \quad (5.17)$$

Równanie (5.8) wyprowadza się z równania wiążącego przyrost energii wewnętrznej gazu w przemianie adiabatycznej z wykonaną pracą ($dU + dW = 0$), przy uwzględnieniu związków $pV = mRT$, $c_p/c_v = \kappa$ i $c_p - c_v = R$, zatem krok ten równoważnie można wykonać stosując związki (kropki nad poszczególnymi symbolami oznaczają różniczkowanie względem czasu):

$$\dot{U}_E = -\dot{W}_E = -p_E \dot{V}_E \quad (5.18)$$

$$\dot{U}_C = -\dot{W}_C = -p_C \dot{V}_C \quad (5.19)$$

3. Wyznaczenie energii wymienionej z otoczeniem na drodze ciepła, w oparciu o równania (5.10) i (5.11).
4. Wyznaczenie wydatku masowego gazu przepływającego przez zawór – w przypadku, gdy jest on otwarty i gdy ciśnienia p_E i p_C nie są sobie równe. Do obliczenia wydatku masowego posłużyła formuła będąca uzupełnieniem równań modelu przepływu adiabatycznego w kanale o łagodnie zmiennym przekroju, współczynnikiem przepływu C_d [30, s. 54], którego obecność w równaniach ma na celu zapewnienie rozwiązania bliższego rzeczywistej charakterystyce przepływowej zaworu, niż rozwiązanie otrzymane za pomocą modelu adiabatycznego [57]:

$$\dot{m} = \begin{cases} C_d \frac{Ma A p_0 \sqrt{\frac{\kappa}{RT_0}}}{\left(1 + \frac{(\kappa-1)Ma^2}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} & \text{dla } Ma < 1 \\ C_d A p_0 \sqrt{\frac{\kappa}{RT_0}} \left(\frac{2}{\kappa-1}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} & \text{dla } Ma = 1 \end{cases} \quad (5.20)$$

gdzie A jest najmniejszym przekrojem kanału, w którym odbywa się przepływ, zaś Ma – liczba Macha w tym przekroju. p_0 i T_0 oznaczają kolejno ciśnienie spiętrzenia i temperaturę spiętrzenia, i są one równe ciśnieniu i temperaturze p_C i T_C , gdy $p_C > p_E$, zaś dla $p_C < p_E$ są one równe kolejno p_E i T_E .

5. Obliczenie szybkości unoszenia entalpii w strumieniu gazu przepływającego przez zawór, zależnie od tego, z której komory gaz wypływał:

$$\dot{I}_E = \dot{m}_E c_p T_E \quad (5.21)$$

$$\dot{I}_C = \dot{m}_C c_p T_C \quad (5.22)$$

Przy czym \dot{m}_E i \dot{m}_C są szybkościami wpływania gazu do komór absorbera; z zachowania masy wynika $\dot{m}_E = -\dot{m}_C$.

6. Dodanie do uprzednio wyznaczonych wzrostów energii wewnętrznej (wyrażonych równaniami (5.18), (5.19)) jej przyrostów spowodowanych wymianą energii z otoczeniem poprzez ciepło oraz spowodowanych przepływem gazu między komorami absorbera. Ponownie, odpowiednie przyrosty energii wewnętrznej, zachodzące w przedziale czasu odpowiadającemu jednemu krokowi obliczeń, są proporcjonalne do pochodnych:

$$\dot{U}_E = \dot{I}_E + \dot{Q}_E = \dot{m}_E \cdot c_p \cdot T_E + A_{cE}(x) \cdot \alpha \cdot (T_h - T_E) \quad (5.23)$$

$$\dot{U}_C = \dot{I}_C + \dot{Q}_C = \dot{m}_C \cdot c_p \cdot T_C + A_{cC}(x) \cdot \alpha \cdot (T_h - T_C) \quad (5.24)$$

7. Wyznaczenie parametrów stanu gazu – po uprzednim uwzględnieniu zmian masy gazu w komorach, równych co do wartości i przeciwnych co do znaku (przy czym kierunek przepływu gazu zależy od tego, które z ciśnień p_C i p_E jest większe).

5.4 Algorytm sterowania otwarciem zaworu

Procedura sterowania, zaimplementowana na sterowniku pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia służyła utrzymywaniu na możliwie stałym poziomie różnicy między wartościami sił wyrażonych wzorami (5.2) i (5.3) – tj. sił, z jakimi gaz oddziałuje z oboma powierzchniami tłoka. Wybór takiego celu sterowania podyktowany był wcześniejszymi spostrzeżeniami co do udziału siły tarcia w sile reakcji absorbera.

W związku z tym w symulacjach numerycznych pracy absorbera w oparciu o spełnienie warunku otwarcia zaworu wybierana była jedna z dwóch wartości czynnika skalującego wartość wydatku masowego gazu (podobnie, jak w rzeczywistym układzie odbywało się sterowanie stanem wyjścia sterownika otwierającego zawór):

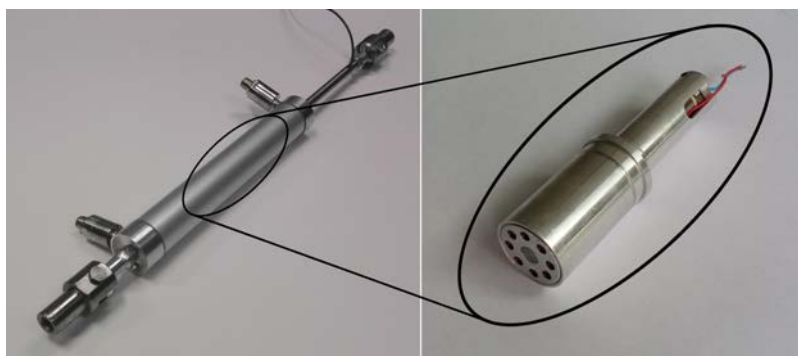
$$C(t) = \begin{cases} C_{open} & \text{dla } F_e > F_{ref} + \Delta F \\ C_{close} & \text{dla } F_e < F_{ref} - \Delta F \end{cases} \quad (5.25)$$

gdzie:

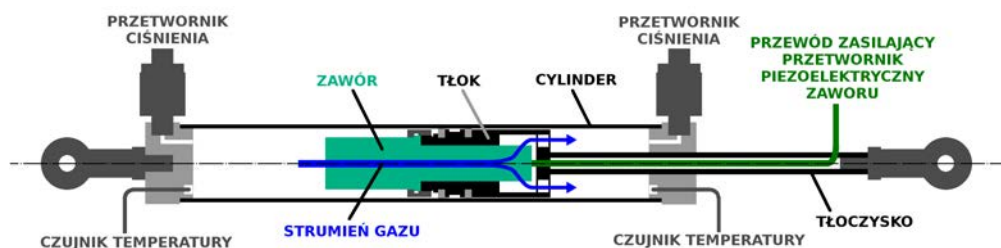
- C_{open}, C_{close} – sygnał otwarcia zaworu i sygnał zamknięcia zaworu
- F_e – siła oddziaływania gazu na tłok
- ΔF – połowa szerokości przedziału sił, dla którego zawór pozostaje w stanie otwarcia lub zamknięcia

5.5 Rodzaj badań przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych

Dane wymagane do weryfikacji zaproponowanych metod modelowania procesów zachodzących w absorberze zostały uzyskane przy zastosowaniu aluminiowego demonstratora składającego się z cylindra o średnicy wewnętrznej 32 mm i długości 300 mm, oraz tłoka o maksymalnym skoku wewnątrz cylindra równym 100 mm (rysunek 5.1). W tłoku umieszczony był zawór piezoelektryczny. Układ sterowania otwarciem zaworu posiadał dwa wejścia sygnałowe podłączone do przetworników ciśnienia, służących do pomiaru ciśnień panujących w obu komorach absorbera, oraz jedno wyjście połączone z przetwornikiem piezoelektrycznym zaworu (rysunek 5.2).



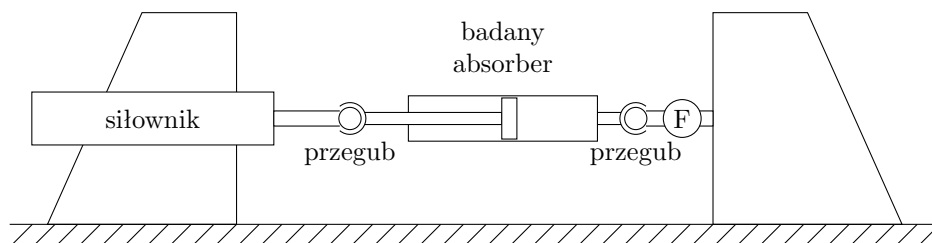
Rysunek 5.1. Absorber energii zderzenia oraz zastosowany w nim zawór



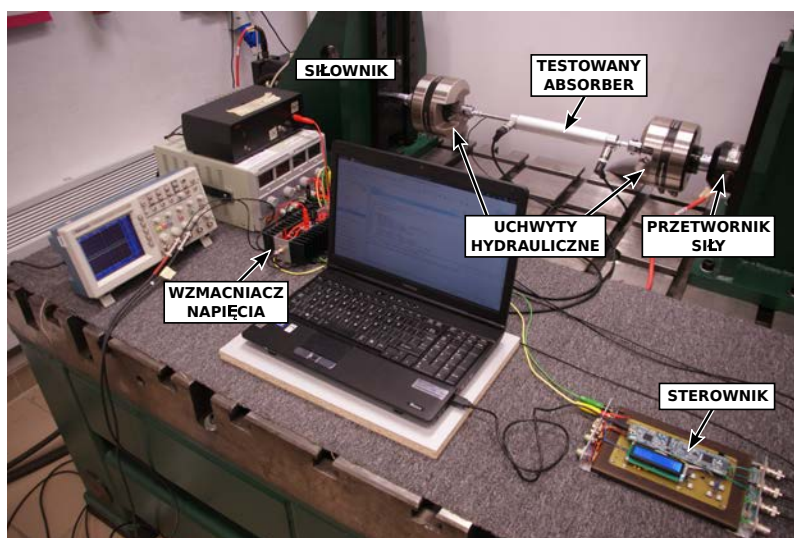
Rysunek 5.2. Uproszczony widok przekroju absorbera energii zderzenia

Seria testów absorbera przeprowadzona została przy użyciu hydraulicznego systemu wymuszeń MTS[®], z poziomo zorientowanym siłownikiem (MTS 242.01), zasilanym poprzez serwowawór (rysunki 5.3, 5.4). Badany absorber był połą-

czony wspólnie z siłownikiem za pośrednictwem przegubu kulistego. Drugi koniec absorbera był związany z sztywną podstawą stanowiska badawczego – również przegubowo. Takie połączenia pozwoliły na uniknięcie przyłożenia do badanego demonstratora obciążeń zginających i ścinających, jakie mogłyby wynikać z niedokładności mocowania go (tj. niewspółosiowości względem siłownika). Na tak zestawionym stanowisku realizowane były wymuszenia kinematyczne (czyli takie, w których zadane były przebiegi położenia tłoka w funkcji czasu).



Rysunek 5.3. Schemat stanowiska służącego do realizacji wymuszeń okresowych



Rysunek 5.4. Stanowisko służące do realizacji wymuszeń okresowych wraz z zamontowanym na nim testowanym absorberem

Stanowisko przedstawione na rysunku 5.4 złożone było z badanego absorbera posiadającego przetworniki ciśnienia, sterownika i połączonego z nim wzmac-

niacza napięcia, siłownika hydraulicznego MTS[®] z uchwytem hydraulicznym, obejmującym zakończenie przegubu kulistego, oraz z przetwornika siły, posiadającego taki sam uchwyt hydrauliczny, obejmujący drugie przegubowe zakończenie absorbera.

Program badań został ułożony tak, aby wyniki otrzymane w nich stanowiły podstawę dla weryfikacji poprawności modeli matematycznych zjawisk zachodzących wewnątrz absorbera. W poszczególnych seriach pomiarowych indywidualnie wybierane były: skok tłoka, początkowe ciśnienie w absorberze (z dwóch stron tłoka jednakowe) i oczekiwany poziom siły oddziaływania gazu na tłok (zależny od ustawienia sterownika). W przeprowadzonych próbach zapewnione zostały następujące warunki:

- Oszacowanie poziomu siły tarcia na uszczelnieniach absorbera z wymontowanym zaworem (przy swobodnym przepływie gazu między komorami)
- Wymuszenie kinematyczne z trójkątnym przebiegiem położenia w funkcji czasu, o amplitudzie 40 mm; częstotliwość wymuszenia wynikała z oczekiwanych wartości prędkości tłoka
- Prędkość tłoka: 0.25 m/s
- Początkowe ciśnienie w cylindrze: 300 kPa, 500 kPa
- Ciśnienie otoczenia: 100 kPa
- Temperatura otoczenia: 292 K
- Oczekiwana siła reakcji absorbera, określana w programie zaimplementowanym w sterowniku: 100 N, 200 N, 300 N, 400 N, 500 N

Pętla sprzężenia zwrotnego (rysunek 1.1) zastosowana do ustalania reakcji absorbera na zadanym poziomie składała się z przetworników ciśnienia, układu sterującego i wzmacniacza napięcia (rysunek 4.40), zamieniającego sygnał 3.3 V ze sterownika, na sygnał 190 V podawany na przetwornik piezoelektryczny.

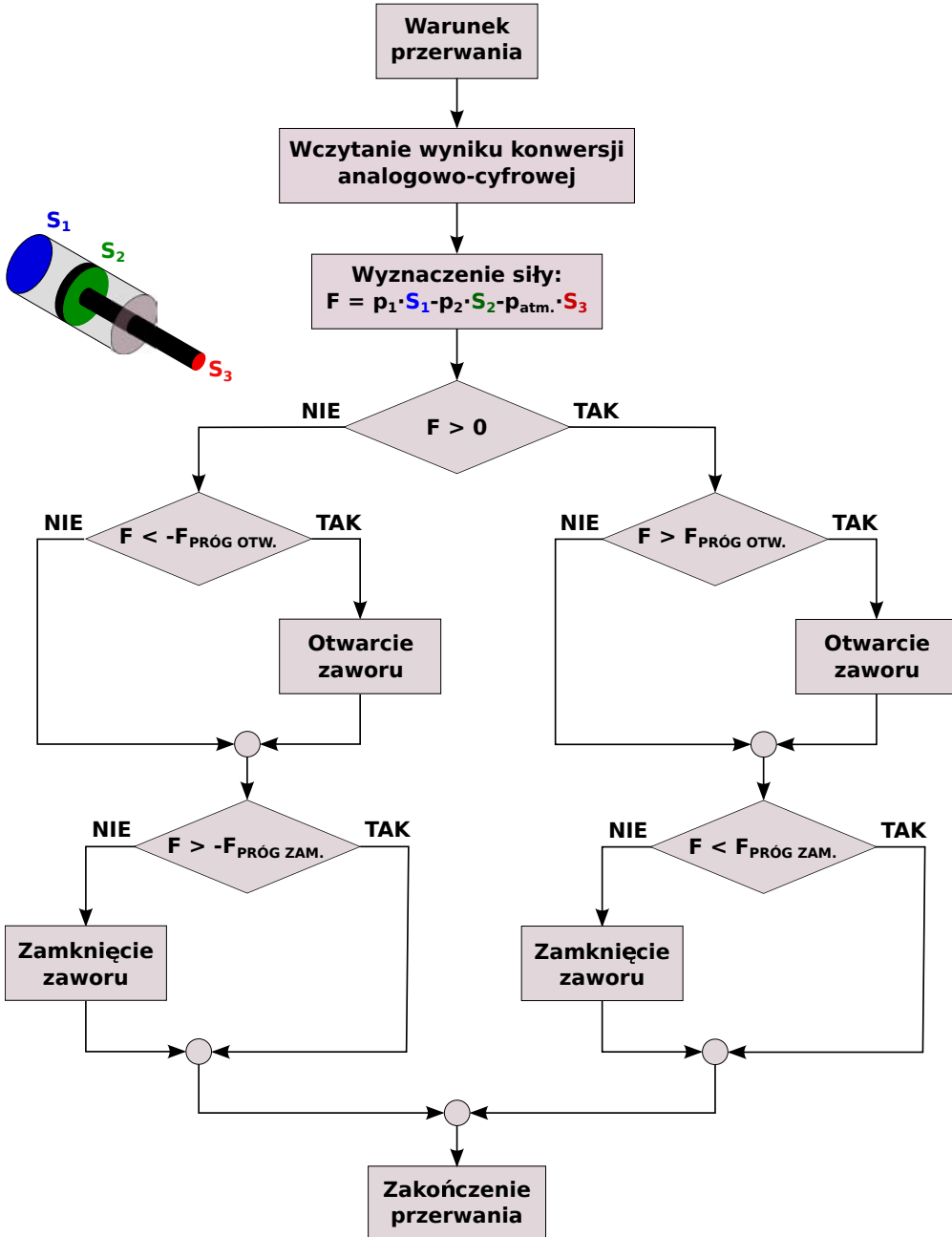
Sterownik pracujący w pętli sprzężenia zwrotnego wysyłał do zaworu sygnał pełnego otwarcia, gdy wartość siły oddziaływania gazu na tłok, wyznaczonej na podstawie sygnałów z przetworników ciśnienia, spadła poniżej zadanego progu. Przekroczenie drugiego, górnego progu skutkowało zamknięciem zaworu. Stały poziom wartości siły reakcji absorbera miał być uzyskany przy dwustanowym sterowaniu otwarciem zaworu, dzięki dostatecznie krótkim czasom przechodzenia zaworu między stanami otwarcia i zamknięcia.

Mikrokontroler NXP[®] LPC 1769 będący główną częścią sterownika posiada w peryferiach 12-bitowy przetwornik analogowo-cyfrowy z multiplexerem na 8 kanałów. W przeciwieństwie do bardziej rozpowszechnionych przetworników

ciśnienia z wyjściami prądowymi, użyte przetworniki posiadały wyjścia napięciowe – sygnały na wyjściach miały wartości napięć proporcjonalne do ciśnień panujących na przyłączach tych przetworników. Pozwoliło to na bezpośrednie podłączenie ich do wejść przetwornika analogowo-cyfrowego mikrokontrolera.

Zmiany poziomu sygnału sterującego między poziomem wysokim (wymuszającym otwarcie zaworu) a poziomem niskim (dla którego zawór pozostaje zamknięty) dokonywane były przy użyciu procedury obsługi przerwania wywołanego przez licznik pracujący w trybie zegara. Algorytm procedury obsługi przerwania zaimplementowany na mikrokontrolerze przedstawiony jest na rysunku 5.5. W pierwszym kroku po rozpoczęciu obsługi przerwania wynik ostatniego cyklu konwersji analogowo-cyfrowej zapisywany był w pamięci mikrokontrolera. Następnie, w oparciu o ten wynik liczona była siła F osiowego nacisku gazu na tłok. W zależności od jej zwrotu, porównywana była kolejno z dwoma odpowiednimi progami otwarcia i zamknięcia zaworu, oznaczonymi na rysunku 5.5 jako $-F_{PRÓG OTW.}$ i $-F_{PRÓG ZAM.}$ – dla ujemnych wartości siły – oraz $F_{PRÓG OTW.}$ i $F_{PRÓG ZAM.}$ – dla dodatnich wartości siły. Na podstawie rezultatu wykonanego porównania rejestr określający stan wyjścia sterującego zawór ustalany był na wysokim lub niskim poziomie. W wykonanych próbach wartości progowych sił różniły się o 1 N ($F_{PRÓG OTW.}$ przyjęta była jako poziom oczekiwanej siły oddziaływania gazu na tłok). Na koniec wykonywania procedury obsługi przerwania czyszczony był rejestr przerwania i układ przechodził w stan oczekiwania na następne przerwanie (przerwania były wywoływane w odstępach 50 μ s).

W czasie przygotowywania badań wystąpił problem doboru przetwornika temperatury, pozwalającego na śledzenie szybko zmieniających się zmian temperatury w cylindrze. Z powodu braku zadowalającego rozwiązania tego problemu, wybrane zostały termopary mające zbyt dużą bezwładność cieplną dla stawianego im zadania – pozwalające jedynie na wyznaczenie temperatury na początku i na końcu danego procesu. Wahania temperatury zarejestrowane podczas cyklicznych wymuszeń kinematycznych absorbera były rzędu 1 K. Niemniej zastosowanie odpowiednio dobranych termopar pozwala na rejestrowanie zmian temperatury elementów cylindra pneumatycznego na powierzchni styku z wypełniającym go gazem – w pracy [2, s. 523-524] przedstawiono wykres otrzymany w pomiarze temperatury dokonany jedną z szeregu termopar umieszczonych wewnątrz cylindra sprężarki tłokowej, na powierzchniach, poprzez które zachodziła wymiana energii na drodze ciepła. Sprężarka wykonywała pełen cykl pracy przez 30 ms; w jego obrębie różnica między maksymalną a minimalną wartością w otrzymanym przebiegu temperatury wynosiła 3 K (wg opisu nie przekraczała ona 1.5 K, zaś skoki temperatury gazu były rzędu 180 K). Zwrócono tu uwagę,



Rysunek 5.5. Algorytm sterowania otwarciem zaworu zastosowany podczas badań z wymuszeniami okresowymi absorbera

że przebiegi temperatury uzyskane w kolejnych cyklach pracy nie pokrywały się ze sobą i że w związku z tym istniała konieczność uśredniania ich wartości dla odpowiednich faz cykli. Zatem obok problemu związanego ze względnie długim czasem odpowiedzi czujników temperatury, występuje problem niejednorodności pola temperatury i losowości jej rozkładu wewnątrz cylindra pneumatycznego. W artykule [4] przedstawiono wyniki badań procesów zachodzących w pełnym cyklu pracy cylindra o średnicy 63.5 mm i skoku 152.5 mm, świadczące o powtarzalności przebiegów temperatury (mimo zaobserwowania wahań jej wartości, wynikających najpewniej z niejednorodności pola temperatury), zmierzonych termoparami mającymi czas odpowiedzi 50 ms przy prędkości opływu złącza wynoszącej 10 m/s (wg opinii autorów – zbyt długi, gdy od rozpoczęcia posuwu roboczego tłoka do zakończenia posuwu powrotnego mija 3 s). Złącza termoparowe były tu odsunięte od wewnętrznej powierzchni cylindra na 10 mm. Wewnątrz komory cylindra zarejestrowano wahania temperatury gazu w przedziale (11, 52) °C, przy czym jej największe względne skoki następowały w przy napełnianiu cylindra, przed przekroczeniem siły tarcia statycznego na uszczelnieniach.

5.6 Wyniki badań

Wstępne rozpoznanie wartości sił tarcia przy przesuwaniu tłoka miało na celu ustalenie ich rzędu wielkości – nie przekraczały one 20 N. Wielkość oporów ruchu tłoka względem tulei cylindra zależy – jak zostało wspomniane – od rodzaju materiału powierzchni trących i materiału środka smarującego [77, s. 188], od prędkości poślizgu (w części przypadków, poniżej pewnej granicznej prędkości tarcie maleje wraz z jej wzrostem, zaś powyżej tej wartości – rośnie; ponadto w charakterystyce wyrażającej tarcie w funkcji prędkości mogą wystąpić histerezy – przy stałe niezerowych prędkościach przesuwania tłoka [77, s. 183-186]), od różnicy ciśnień i rodzaju uszczelnienia (zmiany ciśnienia powodują zmiany docisku uszczelnienia do powierzchni, na której się ono ślizga [43, s. 24]; w zastosowanym demonstratorze są to uszczelnienia typu U), od temperatury i od czasu bezruchu [17] [39] [77]. W przytoczonej pracy [39] zaprezentowane są kolejno procedury wyznaczania współczynników w tzw. formule Lund-Grenoble (LuGre), wyrażającej siłę tarcia przez jej poszczególne składowe i wiążącej ją z prędkością poślizgu i ciśnieniami panującymi z dwóch stron tłoka. Natomiast w pracy [17] po przeprowadzeniu przeglądu formuł proponowanych do opisu tarcia w cylindrach pneumatycznych, ograniczono się do zademonstrowania metody wyznaczania tarcia statycznego.

Przeprowadzone na przedstawionym demonstratorze pomiary tarcia były bardzo uproszczone, jednak trzeba mieć na uwadze, że jakość odwzorowania zależności siły tarcia od prędkości poślizgu oraz od różnicy ciśnień panujących z dwóch stron tłoka ma znaczenie, gdy na podstawie reakcji absorbera na znane wymuszenie (będącej sumą sił oddziaływania gazu na tłok i tłoczysko oraz siły tarcia) poszukuje się modelu opisującego przemianę termodynamiczną gazu w cylindrze pneumatycznym.

Dane eksperymentalne zostały zestawione z wynikami obliczeń numerycznych – porównanie to zostało wykonane dla szeregu różnych poziomów sił oddziaływania gazu na tłok i dla dwóch różnych ciśnień początkowych, tak jak to zostało określone uprzednio w programie badań. Weryfikacja stosowności zaproponowanych, matematycznych opisów zjawisk została przeprowadzona w obliczeniach numerycznych dla parametrów mających odzwierciedlać własności rzeczywistego układu (tabl. 5.1).

| wielkość | ozn. | wartość | jednostka |
|------------------------------------|------------|-----------------------|-------------------------|
| Powierzchnia tłoka | A_C | $8.042 \cdot 10^{-4}$ | [m ²] |
| Powierzchnia przekroju tłoczyska | A_R | $7.854 \cdot 10^{-5}$ | [m ²] |
| Średnica wewnętrzna tulei cylindra | D | 0.032 | [m] |
| Początkowa objętość komory (C) | V_{Cini} | $9.402 \cdot 10^{-5}$ | [m ³] |
| Początkowa objętość komory (E) | V_{Eini} | $1.165 \cdot 10^{-5}$ | [m ³] |
| Wykładnik adiabaty | κ | 1.4 | [-] |
| Stała gazowa | R | 296.8 | [J/(kg·K)] |
| Ciepło wł. dla stałej objętości | c_v | 743 | [J/(kg·K)] |
| Ciepło wł. dla stałego ciśnienia | c_p | 1039 | [J/(kg·K)] |
| Współczynnik przejmowania ciepła | α | 20 | [W/(m ² ·K)] |
| Ciśnienie otoczenia | p_{atm} | 10^5 | [kPa] |
| Temperatura elementów absorbera | T_{atm} | 292 | [K] |

Tabela 5.1. Wartości parametrów zastosowane w obliczeniach

Przeprowadzone serie pomiarowe miały służyć osiągnięciu czterech celów:

1. Sprawdzenie efektywności metody sterowania poziomem maksymalnej reakcji absorbera w oparciu o sygnały z przetworników ciśnienia, mierzących ciśnienia w komorach absorbera, przy dwustanowym sterowaniu otwarciem zaworu piezoelektrycznego łączącego komory absorbera.
2. Sprawdzenie, czy zaproponowana metoda opisu zjawiska (bazująca m.in. na założeniach (Zał. 7b.) i (Zał. 8.), str. 152) pozwala na jego dokład-

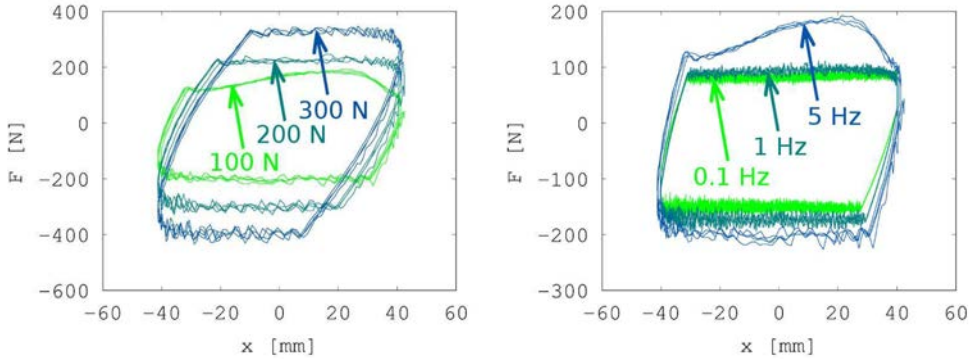
niejsze odwzorowanie, niż metoda, w której przyjęto założenie stałości wykładnika politropy n (Zał. 7a.).

3. Weryfikacja stosowalności zaproponowanego opisu dla różnych warunków wymuszeń mechanicznych.
4. Weryfikacja stosowalności zaproponowanego opisu dla różnych wartości progowych siły, powyżej których następuje otwarcie zaworu.

Metoda 2-stanowego sterowania otwarciem zaworu piezoelektrycznego okazała się skuteczna dla utrzymania względnie stałej reakcji absorbera, co ilustrują wykresy na kolejno zamieszczonych rysunkach. Sprawdzane były algorytmy z częstotliwościami sprawdzania warunku otwarcia zaworu i sterowania wyjściem do 20 kHz. Wytypowaną modyfikacją, która może doprowadzić do uzyskania bardziej gładkich przebiegów siły reakcji absorbera od położenia tłoka, jest zastosowanie zewnętrznego przetwornika analogowo-cyfrowego. Prowadzenie zasilania i masy do przetwornika wbudowanego w mikrokontroler LPC 1769 na płycie LPCXpresso wydaje się nieodpowiednie dla uchronienia przetwornika przed zakłóceniami.

Podczas wykonywania testów mających na celu weryfikację, czy wybrana metoda sterowania wielkością strumienia gazu przepływającego przez tłok pozwala na utrzymywanie reakcji absorbera na stałym poziomie, znalezione zostały przykładowe warunki, w których wydatki masowe gazu przepływającego przez otwarty zawór nie są wystarczające do przeciwdziałania wzrostowi siły reakcji, spowodowanemu przesuwaniem tłoka w cylindrze. Związany z tym problem niezdolności absorbera do utrzymania reakcji na stałym poziomie ilustrują wykresy przedstawione na rysunku 5.6, opracowane w oparciu o wyniki badań laboratoryjnych. W jednym przypadku obniżenie progu siły, ustawianego w programie sterownika skutkowało niewystarczająco dużym ciśnieniem na wlocie zaworu i/lub zbyt małą różnicą ciśnień panujących na wlocie i na wylocie zaworu, aby przepływ gazu przez zawór w tłoku był dostatecznie szybki do utrzymania stałej reakcji (krzywa „100 N” na rysunku 5.6). W drugim przypadku ten sam efekt uwidocznił się przy zwiększaniu prędkości przesuwania tłoka (krzywa 5 Hz na tym samym rysunku). Widoczne są tu wzrosty siły wyznaczonej przetwornikiem, oznaczonym na rysunku 5.3 przez F, powyżej oczekiwanej jej wartości (wypukłe górne fragmenty wykresów).

Zestawienie wyników działania modelu z założoną stałą wartością współczynnika przejmowania ciepła α z wynikami uzyskanymi dzięki zastosowaniu modelu, w którym przyjęty jest stały wykładnik politropy $n = 1.1$, oraz z zależnymi od czasu przebiegami zarejestrowanymi w eksperymentach, pokazane jest na wykresach z rysunku 5.7. Otrzymane wyniki zostały uzyskane dla wymu-

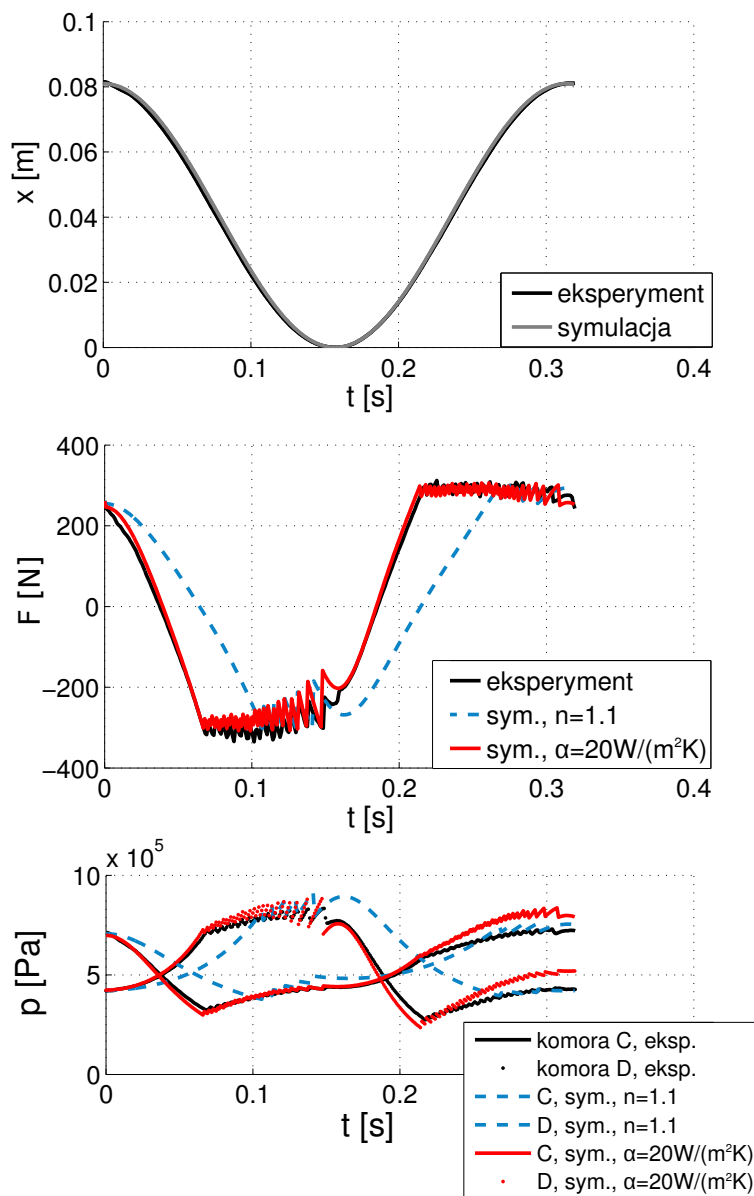


Rysunek 5.6. Przebiegi reakcji absorbera w funkcji położenia tłoka, przy początkowym ciśnieniu w cylindrze 500 kPa. Po lewej: dla kinematycznego wymuszenia sinusoidalnego 5 Hz i trzech różnych ograniczeń na siłę reakcji. Po prawej: dla ograniczenia na siłę reakcji 100 N i trzech różnych wymuszeń kinematycznych o przebiegu sinusoidalnym

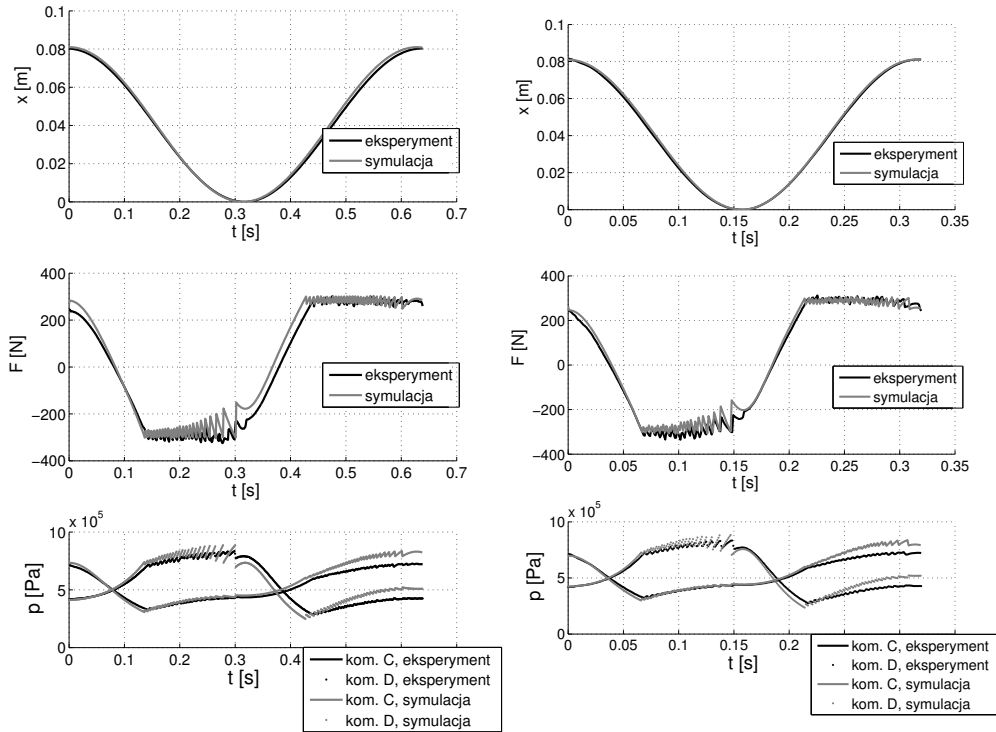
zenia kinematycznego o maksymalnej prędkości 0.5 m/s. Początkowe ciśnienie w obu komorach absorbera wynosiło 500 kPa; sterowanie ograniczeniem siły było ustalone na 300 N; skok tłoka wynosił 0.08 m. W przypadku przedstawionego wyniku, oraz przy innych wymuszeniach sinusoidalnych w zakresie prędkości maksymalnych $0 \div 0.5$ m/s, obliczenia przeprowadzone w użyciu modelu uwzględniającego proporcjonalność strumienia energii wymienianej z otoczeniem na drodze ciepła dały wyniki bardziej zbliżone do danych eksperymentalnych, niż wyniki uzyskane przy założeniu wykładnika politropy $n = 1.1$.

Weryfikacja stosowalności modelu z wymianą energii poprzez ciepło zależną od temperatury gazu i temperatury otoczenia polegała na zastosowaniu dwóch różnych częstotliwości wymuszeń: 10 Hz i 20 Hz (rysunek 5.8). Podobnie jak poprzednio, skoki tłoka wynosiły 0.08 m, zaś przebiegiem wymuszenia była sinusoidalna funkcja położenia. W obu przypadkach wyniki symulacji numerycznych okazały się bliskie rezultatom otrzymanym w eksperymentach.

Sprawdzone też zostało, czy testowany model pozwoli na poprawne policzenie reakcji absorbera i ciśnień w komorach absorbera przy różnych ciśnieniach początkowych (za każdym razem jednakowych po obu stronach tłoka) i dla różnych poziomów sterowania siłą reakcji. Wykresy na rysunku 5.9 przedstawiają reakcje absorbera i ciśnienia w funkcji czasu. Zapewnione były dwa poziomy ciśnień początkowych dla różnych przypadków badań – 300 kPa i 500 kPa – zaś siły oddziaływania gazu na tłok ustalane były w algorytmie sterownika kolejno na poziomach 100 N, 200 N, 300 N, 400 N, 500 N. Skok tłoka, tak samo jak w poprzednich pokazanych przypadkach, wynosił 0.08 m.



Rysunek 5.7. Porównanie wyników obliczeń reakcji absorbera oraz ciśnień w obu komorach (dwa przypadki: $\alpha = \text{const}$ i $n = 1.1$) z wynikami eksperymentu dla wymuszenia 20 Hz, ciśnienia początkowego w absorberze 500 kPa i ograniczenia na maksymalną siłę reakcji 300 N.

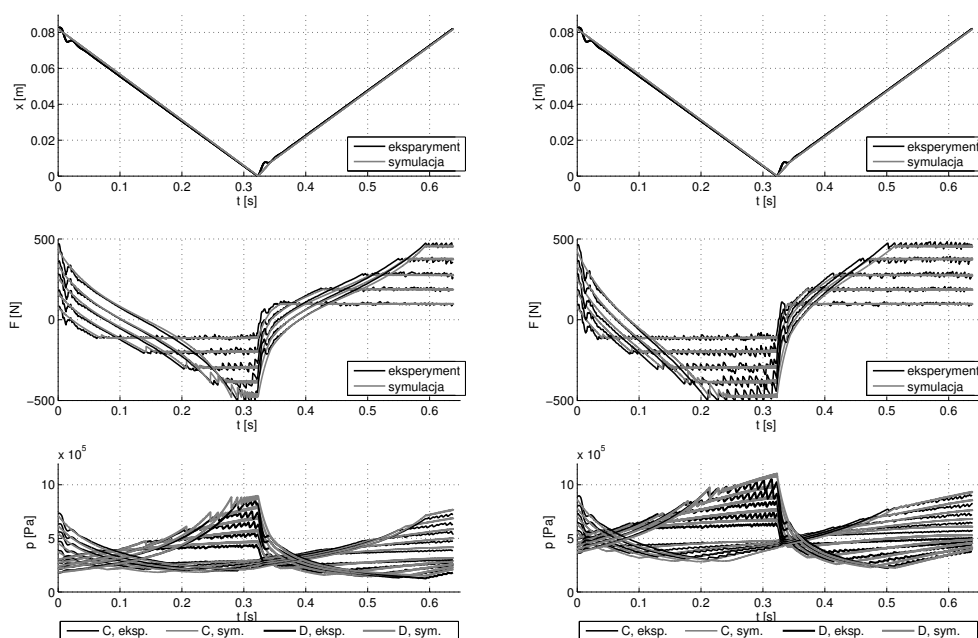


Rysunek 5.8. Porównanie wyników obliczeń reakcji absorbera oraz ciśnień w obu komorach dla przypadku $\alpha = \text{const}$ z wynikami eksperymentu dla wymuszenia 10 Hz (po lewej) i 20 Hz (po prawej), ciśnienia początkowego w absorberze 500 kPa i ograniczenia na maksymalną siłę reakcji 300 N.

Odpowiednie zależności sił od kinematycznych wymuszeń trójkątnych, uzyskane dla wymienionych ograniczeń na siłę reakcji absorbera, przy ciśnieniu początkowym w cylindrze 500 kPa (tj. w warunkach tych samych, jak opisane powyżej), przedstawione są na rysunku 5.10. Tutaj ponownie widoczne jest, że obliczenia doprowadziły do wyników odpowiadających obserwacji rzeczywistego układu.

5.7 Podsumowanie, wnioski i kierunek dalszych badań

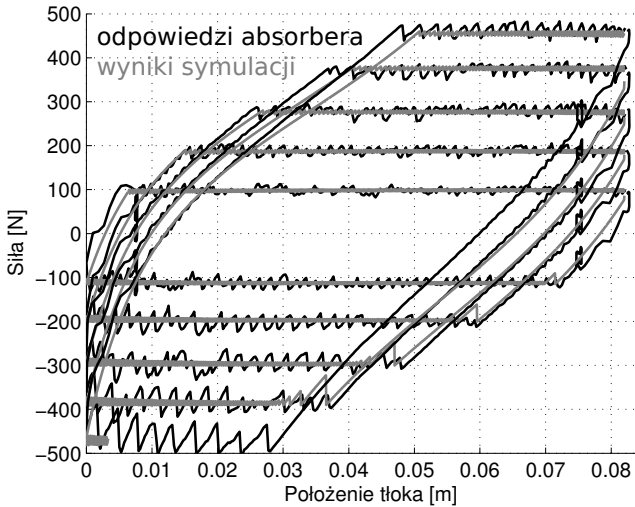
W rozdziale tym zaprezentowane zostały dwa różne modele zjawisk zachodzących w pneumatycznym absorberze, posiadającym w tłoku zawór, którego rolą jest umożliwienie kontrolowanego przepuszczania gazu między dwoma stro-



Rysunek 5.9. Porównanie wyników obliczeń reakcji absorbera oraz ciśnień w obu komorach dla przypadku $\alpha = \text{const}$ z wynikami eksperymentu dla wymuszenia 0.25 m/s, ciśnienia początkowego w absorberze 300 kPa (po lewej) i 500 kPa (po prawej) i ograniczeń na maksymalną siłę reakcji kolejno 100 N, 200 N, 300 N, 400 N, 500 N.

nami tłoka, a poprzez to – sterowanie siłą reakcji absorbera. Ponadto zaprezentowane zostało stanowisko do badań absorbera, polegających na poddawaniu tego absorbera wymuszeniom kinematycznym, przy jednoczesnym wykonywaniu pomiaru siły reakcji.

Wyniki przeprowadzonych badań absorbera poddawanego wymuszeniom okresowym zostały porównane z wynikami symulacji numerycznych, wykonanych przy założeniu stałej wartości wykładnika politropy lub przy założeniu stałej wartości współczynnika przejmowania ciepła. Druga z tych metod pozwala lepiej odwzorować przebieg procesów zachodzących w absorberze i jest skuteczna także w zakresie warunków objętym badaniami laboratoryjnymi. Zaletą zaproponowanej metody jest jej prostota, co przekłada się na ograniczenie czasu potrzebnego do jej zaimplementowania i stosowania. Zatem może być użyta zamiast bardziej dokładnych, lecz złożonych algorytmów numerycznej mechaniki płynów

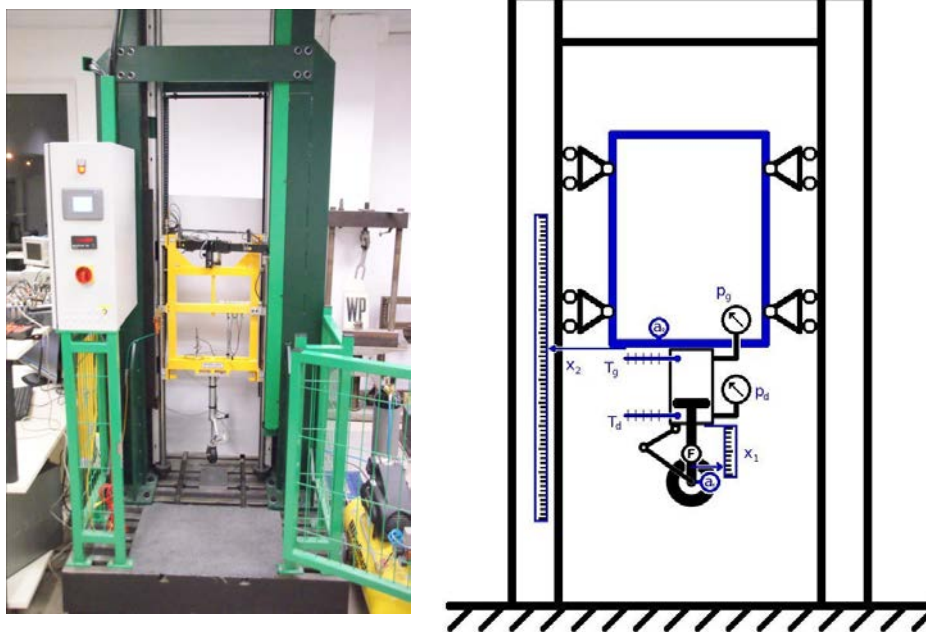


Rysunek 5.10. Porównanie wyników obliczeń reakcji absorbera dla przypadku $\alpha = \text{const}$ z wynikami eksperymentu dla wymuszenia o przebiegu trójkątnym 0.25 m/s, ciśnienia początkowego w absorberze 500 kPa i ograniczeń na maksymalną siłę reakcji kolejno 100 N, 200 N, 300 N, 400 N, 500 N.

– zwłaszcza w sytuacji konieczności częstego powtarzania obliczeń przy projektowaniu pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia PAA.

W dalszych badaniach planowana jest weryfikacja skuteczności metody przewidywania warunków (prędkości przesuwania tłoka oraz ciśnień i temperatur w komorach absorbera), dla jakich możliwe jest utrzymanie reakcji absorbera na stałym poziomie. Czynnikiem limitującym osiągi absorbera jest tu ograniczona przepustowość zaworu – skutkująca ograniczeniem prędkości, dla której natężenie przepływu przez zawór wystarcza do kompensowania wzrostów siły spowodowanych przesuwaniem tłoka.

Planowane jest też testowanie algorytmów sterowania otwarciem zaworu – zarówno przy możliwości realizacji założonej strategii hamowania poruszającego się obiektu, jak i przy braku takiej możliwości (z powodu zbyt dużej prędkości zderzenia dla postawionego celu utrzymania reakcji na stałym poziomie). Do przeprowadzenia tych badań zbudowane zostało stanowisko zrzutowe (rysunek 5.11), posiadające platformę z liniowymi łożyskami ślizgowymi, osadzoną na pionowym torze. Wykonywane na nim próby polegają na przeprowadzaniu zrzutów platformy, zawieszanej uprzednio na elektromagnesie na dowolnie wybranej wysokości (i zabezpieczonej mechanicznie przed niekontrolowanym upadkiem).



Rysunek 5.11. Stanowisko zrzutowe z zamontowanym na nim, badanym absorberem i schemat oczyjnikowania tego stanowiska

Stanowisko to pozwala na wykonywanie pomiarów położenia platformy, przyspieszeń na niej i na różnych elementach poddawanych badaniom, pomiarów sił i innych wielkości charakteryzujących przebieg danego procesu zderzenia. Badane absorbery mogą być mocowane zarówno do ruchomej platformy, jak i do podłoża.

Planowane jest też testowanie algorytmów sterowania pracą absorbera, nie tylko minimalizujących maksymalną wartość siły zderzenia, ale zarazem zapobiegających odbiciu hamowanego obiektu na skutek zgromadzenia energii w dodatkowym, sprężystym elemencie (w pneumatyku).

Podsumowanie

6.1 Zestawienie realizowanych zadań i opisanych problemów

Celem opisanych tu badań i rozważań było nakreślenie toku postępowania w kluczowych etapach projektowania pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia (PAA), posiadającego zawór piezoelektryczny z płytkami Hörbigera. Przy czym część uwagi poświęcono tu samemu cylindrowi pneumatycznemu, inny podjęty temat obejmował badania funkcjonalności i charakterystyk zaworu, a osobne przeprowadzone rozważania i towarzyszące im badania laboratoryjne dotyczyły cylindra pneumatycznego wyposażonego w zawór, od którego przepustowości zależały osiągi całego absorbera.

Wybór metody hamowania poruszającego się obiektu opartej na użyciu absorbera pneumatycznego, wyposażonego w pozwalający na sterowanie przebiegiem zderzenia zawór, znajduje uzasadnienie, gdy wymagane jest stosowanie rozwiązania bezolejowego.

Pierwszy rozdział niniejszej książki (zatytułowany Wprowadzenie) zawiera przegląd istniejących sposobów rozpraszania energii zderzenia z krótkimi ich opisami. Znajduje się w nim nawiązanie do idei adaptacyjnego rozpraszania energii zderzenia oraz przedstawiona jest koncepcja pneumatycznego adaptacyjnego absorbera energii zderzenia (PAA), będącego tematem dalszych rozważań i obiektem badań. Ponadto wymienione są różne techniki wykonywania pracy mechanicznej przy dostarczaniu energii elektrycznej, w oparciu o które wykonuje się aktuatory, potencjalnie mogące znaleźć zastosowanie do otwierania lub/i zamykania zaworów. Pokazana jest w zarysie koncepcja budowy zaworu piezoelektrycznego z parą płytek posiadających odmiennie zlokalizowane przelotowe wydrążenia. W rozdziale tym wyliczone są też główne cele, sformułowane dla opracowywanego zagadnienia.

Rozdział drugi dotyczy poszukiwania parametrów charakteryzujących konstrukcję pneumatycznego absorbera adaptacyjnego (PAA) przy założeniu nieograniczonej przepustowości zaworu. Poruszone są tu na początku tematy: cha-

rakteryzowania absorberów i możliwych konfiguracji absorberów gazowych. Spośród wszystkich wielkości opisujących absorber (przede wszystkim wymiarów) wybrany jest zbiór parametrów projektowych traktowanych jako zmienne, przy ustalonych pozostałych wielkościach. Wskazane są zależności między parametrami projektowymi a osiągnięciami absorbera. Sformułowany jest model absorbera i w oparciu o niego znaleziony zbiór punktów w przestrzeni parametrów projektowych odpowiadający konstrukcjom absorberów spełniających określone dla nich wymagania. Następnie wymienione są kryteria zawężenia obszaru poszukiwań w wyznaczonym zbiorze – tak, aby wybrana konstrukcja absorbera najlepiej spełniała określone wobec niej oczekiwania. Tym samym przedstawiony jest tok postępowania prowadzącego do znalezienia najkorzystniejszego rozwiązania.

Rozdział trzeci poświęcony jest powiązaniu między ograniczeniem przepustowości zaworu zastosowanego w absorberze, a ograniczeniem osiągnięć absorbera. W początkowej części omówione są wybrane aspekty związane z zastosowaniem w absorberze zaworu piezoelektrycznego o wybranej uprzednio strukturze. Dalszy ciąg wywodu nawiązuje do złożoności procesów zachodzących w absorberze PAA i do związanej z nią konieczności przyjęcia założeń upraszczających przy budowaniu modeli zjawisk. Główna część rozdziału podzielona jest na dwa etapy: pierwszy z nich stanowi rozwiązanie problemu wyznaczenia kinematyki zderzenia na podstawie znajomości wartości energii i prędkości zderzenia przy założonej, 2-etapowej strategii hamowania obiektu, zaś drugi etap – rozwiązanie zagadnienia wyznaczenia dolnych ograniczeń charakterystyk przepływowych zaworu pozwalającego na utrzymanie reakcji absorbera na stałym poziomie.

Rozdział czwarty obejmuje tematycznie problem charakteryzowania elementów przepływowych oraz badania zaworów piezoelektrycznych z płytkami Hörbigera, wykonanych wg opracowanej wcześniej koncepcji. Po ogólnym przeglądzie metod opisu własności przepływowych elementów pneumatycznych, przedstawione są kolejne stanowiska do badań przepływowych wraz z wynikami przeprowadzonych na nich badań zaworów. Na tej podstawie sformułowane są tu wnioski dotyczące zarówno własności zaworów jak i samych metod ich badania. Ponadto zaprezentowana jest metoda badania dynamiki zaworu piezoelektrycznego z płytkami Hörbigera.

Rozdział piąty dotyczy badań absorbera oraz modelowania przemian termodynamicznych zachodzących w absorberze. Wyniki obliczeń numerycznych, wykonanych przy dwóch różnych założeniach o przejmowaniu energii między gazem zgromadzonym w absorberze a elementami tego absorbera zestawione zostały z danymi eksperymentalnymi. Obliczenia wykonane zostały zgodnie z zaproponowanym algorytmem, w ramach którego rozdzielone zostały przyrosty energii wewnętrznej gazu spowodowane wykonaniem pracy w danym kroku cza-

sowym oraz zachodzące na drodze innych mechanizmów przekazywania energii. Ponadto w rozdziale tym przedstawiony jest program badawczy na stanowisku z hydraulicznym systemem wymuszeń i zaimplementowany na sterowniku absorbera algorytm sterowania jego reakcją.

6.2 Główne wyniki, wnioski i uwagi krytyczne

Rozpoznaniu zagadnienia projektowania absorberów PAA posiadających zawory piezoelektryczne z płytkami Hörbigera towarzyszyło sformułowanie i weryfikacja szeregu tez. W zakończeniach poszczególnych rozdziałów tej książki zawarte są wnioski odnoszące się do tych tez. W szczególności stwierdzone zostało, że:

- Absorber może być scharakteryzowany trójką parametrów, złożoną z powierzchni przekroju promieniowego przestrzeni wewnątrz cylindra, długości skoku tłoka i ciśnienia początkowego w cylindrze. Wówczas przy ustalonych pozostałych wielkościach charakteryzujących konstrukcję absorbera, każdemu ciśnieniu początkowemu odpowiada dokładnie jedna para liczb określających powierzchnię i skok tłoka, gdy narzucona jest 2-etapowa strategia hamowania poruszającego się obiektu, wedle której ruch tłoka początkowo odbywa się z zamkniętym zaworem (FAZA 1 na rysunku 2.6), a następnie reakcja absorbera utrzymywana jest na stałym poziomie (FAZA 2), aż do zatrzymania hamowanego obiektu w momencie osiągnięcia przez tłok skrajnego położenia w cylindrze.
- Prędkość i energia zderzenia, wraz z ustalonymi parametrami projektowymi stanowią podstawę do jednoznacznego określenia wymagań co do przepustowości zastosowanego w absorberze zaworu.
- Zawór posiadający dwie stalowe płytki Hörbigera o twardości powierzchni wzajemnego styku równej 60 ± 2 HRC i ich chropowatości $R_a = 0.32 \mu\text{m}$, zachowuje szczelność przy złączeniu obu płytek i docisku siłą rzędu kilkuset newtonów. Wydatki masowe azotu przepływającego przez układ płytek o średnicy 20 mm przekraczają 30 g/s, gdy szczelina oddzielająca je ma szerokość 70 μm , zaś nadciśnienie panujące na wlocie zaworu ma wartość 1 MPa.
- Model przemian termodynamicznych gazów zachodzących wewnątrz absorbera zbudowany przy założeniu stałości współczynnika przejmowania ciepła między gazem zgromadzonym w absorberze a elementami absorbera, pozwala na lepsze odwzorowanie zjawisk zachodzących w absorberze, niż model oparty na założeniu stałości wykładnika politropy dla przemian.

W ramach prowadzonych badań i rozważań pozytywnie zostały zweryfikowane dwie główne postawione tezy (str. 16), tj.:

- Adaptacyjny, pneumatyczny absorber energii uderzenia wyposażony w zawór piezoelektryczny z płytkami Hörbigera pozwala na efektywne sterowanie wartością siły podczas zderzenia.
- Znajomość charakterystyk przepływowych zaworu pozwala na przewidywanie własności eksploatacyjnych absorbera.

Pierwsze twierdzenie zostało potwierdzone eksperymentalnie – w badaniach na stanowisku z hydraulicznym systemem wymuszeń udało się uzyskać reakcję absorbera na stałym poziomie, w różnych warunkach (m.in. przy różnych prędkościach wymuszeń).

Drugie twierdzenie zostało potwierdzone jedynie na bazie teoretycznych rozważań, zaprezentowanych w rozdziale trzecim. Zawarty w nim wywód, prowadzący do powiązania maksymalnej prędkości zderzenia z charakterystyką przepływową zaworu, bazuje – podobnie jak rozumowanie zaprezentowane w drugim rozdziale – na równaniach opisujących przemianę adiabatyczną gazu. Jednak jak zostało ustalone w toku badań będących tematem piątego rozdziału, obliczenia oparte na modelu zawierającym założenie przemiany politropowej dla gazu w absorberze nie pozwalają na równie dokładne odwzorowanie procesów, jakim podlega gaz w absorberze, jak obliczenia wykonane przy zastosowaniu modelu, w którym współczynnik przejmowania ciepła między gazem w absorberze a elementami absorbera jest stały. Przewidywanie odpowiedzi mechanicznej absorbera z zadowalającą dokładnością okazało się być wykonalne przy zastosowaniu drugiego z modeli. Stąd pełna weryfikacja drugiej wymienionej tezy może być przeprowadzona w oparciu o wyniki obliczeń wykonanych zgodnie z tokiem rozumowania przedstawionym w rozdziale trzecim, ale przy wykorzystaniu modelu uwzględniającego zależność intensywności przejmowania ciepła między gazem a jego otoczeniem od różnicy temperatur w obu tych obszarach. Porównanie otrzymanych w ten sposób wyników z danymi eksperymentalnymi może być podstawą do pełnej weryfikacji drugiej z wymienionych tez.

6.3 Kierunki dalszych badań

Temat modelowania procesów zachodzących w adaptacyjnych absorberach energii zderzenia (PAA) i opracowania metody projektowania absorbera PAA, opartej na tworzonym modelu, jest otwarty. Wyniki i wnioski zawarte w rozdziałach 2 ÷ 5 jedynie częściowo obejmują rozpatrywany problem – wśród zadań,

których rozwiązanie może doprowadzić do lepszego rozpoznania rozważanego tu zagadnienia, wymienił można:

1. Powiązanie osiągow absorbera PAA z charakterystyką przepływową zaworu przy zastosowaniu modelu przemian termodynamicznych uwzględniającego zależność intensywności przejmowania ciepła między elementami absorbera a stykającym się z nimi gazem od różnicy temperatur panujących na powierzchni tych elementów i w gazie (zob. pkt. powyżej).
2. Opracowanie strategii hamowania poruszającego się obiektu dla każdego przypadku zderzenia, w którym przepustowość zaworu umieszczonego w tłoku absorbera nie jest wystarczająca dla utrzymania założonej, 2-etapowej strategii hamowania obiektu. Opracowanie metody projektowania absorbera PAA, uwzględniającej przypadki hamowania obiektów nieprzebiegającego wg założonej strategii.
3. Opracowanie strategii hamowania poruszającego się obiektu za pomocą absorbera PAA, uwzględniającej obecność elementu podatnego sprężycie (np. pneumatyka), pochłaniającego część energii kinetycznej obiektu. Kryterium jakości sterowania otwarciem zaworu jest tu – ponownie – minimalizacja największej, występującej w zderzeniu siły. Hamowany obiekt może też mieć podatną strukturę – wówczas ograniczenie maksymalnych sił i przyspieszeń powinno uwzględniać model tego obiektu.
4. Przeprowadzenie badań na stanowisku zrzutowym, weryfikujących skuteczność opracowanych strategii hamowania obiektu oraz weryfikujących dokładność metody powiązania charakterystyki przepływowej zaworu zastosowanego w absorberze z osiąganymi tego absorbera.

Realizacja wymienionych powyżej zadań stanowić będzie kontynuację opisanych tutaj badań.

Zmiany wprowadzone na podstawie uwag recenzentów

W związku z uwagami recenzentów, profesora Andrzeja Styczka oraz profesora Piotra Doerffera, wprowadzone zostały zmiany w punktach 4.9 i 4.10. W obecnej wersji tekstu przytoczona w nim metoda przewidywania warunków przepływu w największym przewężeniu dyszy zbieżno-rozbieżnej opisana jest jako analogia do przepływu przez zawór, a nie jako model tego przepływu, pozwalający na szacowanie parametrów przepływu w szczelinie między płytkami Hörbigera w zaworze. Czyli zgodnie z uwagą, że w przepływie między kolejnymi elementami zaworu występują silne efekty dyssypacyjne, przytoczony elementarny model przepływu przez kanał o łagodnie zmiennym przekroju przedstawiony został jako jedynie podstawa dla budowy modelu przepływu przez zawór.

Ponadto zmienione zostały wykresy na rysunkach , i – w niniejszej książce uzyskane one zostały dzięki wykonaniu obliczeń przy założeniu przemian politropowych z wykładnikami politropy $n = 1.35$ (w rozprawie przedłożonej Recenzentom było $n = 1.01$). Ten sam charakter kształtu krzywych w obu wersjach pracy oraz ilustracyjna rola zamienionych rysunków nie wpływają na tok przedstawionego rozumowania.

Bibliografia

1. ACE Controls Inc. *Main Catalog*. 7/2014 edition.
2. R.P. Adair, E.B. Qvale, J.T. Pearson. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors. In *International Compressor Engineering Conference*, pages 521–526. Prude e-Pubs, 1972.
3. Aginex. Powietrze bezolejowe. *Pneumatyka*, (1/82):7–11, 2012.
4. A.M. Al-Ibrahim, D.R. Otis. Transient air temperature and pressure measurements during the charging and discharging processes of an actuating pneumatic cylinder. In *45th National Conference on Fluid Power, Theoretical Analysis and Design*, 1992.
5. Y. Antonovsky. High frequency shock absorber and accelerator, September 2 2003. US Patent 6,612,410.
6. Jerzy Barski. Amortyzatory hydrauliczne ACE sposobem na zwiększenie żywotności maszyn. *Pneumatyka*, (2/27):19–21, 2001.
7. Józef Barycki, Tadeusz Mikulczyński, Daniej Nowak, Józef Nowicki. Wybrane zastosowania w odlewnictwie szybkobieźnego napędu pneumatycznego z samoczynnym zaworem impulsowym. *Pneumatyka*, (4/53):28–31, 2005.
8. Peter Beater. *Pneumatic Drives, System Design, Modelling and Control*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2007.
9. BOGE Kompressoren. Sprężone powietrze w przemyśle spożywczym. *Pneumatyka*, (2/39):12–13, 2003.
10. Konrad Cempel, Waldemar Skorczyk. Metal Work dla przemysłu spożywczego – technika KANIGEN. *Pneumatyka*, (3/52):12–13, 2005.
11. CeramTec. Monolithic multilayer actuators. [online] https://www.ceramtec.com/files/mf_brochure-mma.pdf, 2015. [dostęp: 2015-04-30 09:00].
12. Sonny T. Chai, William H. Mason. Landing gear intergation in aircraft conceptual design. Technical Report MAD 96-09-01, 1997.

13. Norman S. Currey. *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*. AIAA education series. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, Washington, 1988.
14. Ryszard Dindorf. Muskuly pneumatyczne. Charakterystyki dynamiczne. *Pneumatyka*, (5/42):40–42, 2003.
15. Ryszard Dindorf. Pomiar parametrów przepływowych elementów pneumatycznych. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 54(1):30–32, 2008.
16. Ryszard Dindorf, Paweł Łaski. Zawory pneumatyczne z przetwornikami piezoelektrycznymi. *Pneumatyka*, (1/26):44–48, 2001.
17. Ryszard Dindorf, Paweł Łaski, Jakub Takosoglu. Siła tarcia w siłowniku pneumatycznym. *Pneumatyka*, (4/53):34–37, 2005.
18. Piotr Doerffer, Rainer Bohning. Modelling of perforated plate aerodynamics performance. *Aerospace Science and Technology*, 4:525–534, 2000.
19. Roman Domański, Maciej Jaworski, Marek Rebow, Jerzy Kołtyś. *Wybrane zagadnienia z termodynamiki w ujęciu komputerowym*. Wydawnictwo Naukowe PWN, 2000.
20. Stefan Dworzak. Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych. *Pneumatyka*, (1/2 (90/91)):26–29, 2014.
21. Stanisław Flaga, Janusz Pluta, Bogdan Sapiński. Możliwości zastosowań stopów z magnetyczną pamięcią kształtu w pneumatycznych elementach sterujących. *Pneumatyka*, (4/77):19–24, 2010.
22. Paweł Flaszyński, Piotr Doerffer. Wpływ kształtu krawędzi płytki na przepływ w szczelinie zaworu z otworami prostokątnymi. Technical Report 566/2013, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, 2013.
23. E. W. Gerc. *Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1973.
24. Cezary Graczykowski. *Inflatable Structures for Adaptive Impact Absorption*. PhD thesis, Institute of Fundamental Technological Research Polish Academy of Sciences, Warsaw, 2011.
25. Cezary Graczykowski, Grzegorz Mikułowski, Arkadiusz Mróz, Krzysztof Sekuła. Sposób dyssypacji energii uderzenia obiektu i absorber pneumatyczny, 2009. PL Patent 387534.
26. Szymon Grymek, Tomasz Kiczowski. Ciśnienia statyczne a ciśnienia spiętrzenia w modelach strumienia objętości wykorzystujących współczynnik wymiarowy K_V . *Pneumatyka*, (2/75):15–19, 2010.

27. Szymon Grymek, Tomasz Kiczkowiak. Współczynnik wymiarowy K_V w doborze elementów pneumatycznych. *Pneumatyka*, (2/87):46–52, 2013.
28. R. Hołyst, A. Poniewierski, A. Ciach. *Termodynamika dla chemików, fizyków i inżynierów*. Wydawnictwo Uniwersytetu Kardynała Stefana Wyszyńskiego, Warszawa, 2005.
29. Achim Ilchmann, Oliver Sawodny, Stephan Trenn. Pneumatic cylinders: modeling and feedback force-control. *International Journal of Control*, 79(6), 2006.
30. Jerzy Iwaszko. *Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne*. Warszawa, 1999.
31. Zbigniew Kamiński. Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji inżynierskich systemów heterogenicznych. *Pneumatyka*, (2/67):48–52, 2008.
32. Zbigniew Kamiński. Wyznaczanie charakterystyki przepływowej oporów pneumatycznych metodą pośrednią. *Pneumatyka*, (2/75):35–39, 2010.
33. Yunus A. Çengel, Michael A. Boles. *Thermodynamics. An Engineering Approach*. McGraw-Hill, Inc., New York, second edition, 1994.
34. Tomasz Kiczkowiak. Sposób doboru zaworu rozdzielającego z katalogu. *Pneumatyka*, (3/34):16–18, 2002.
35. Tomasz Kiczkowiak, Szymon Grymek. Krytyczny stosunek ciśnień b w rozumieniu norm ISO 6358 i ISO 6953. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 57(5):559–562, 2011.
36. Tomasz Kiczkowiak, Igor Maciejewski. Pneumatyczny zespół amortyzujący – problemy oceny jakości. *Pneumatyka*, (1/74):23–26, 2010.
37. Kaeser Kompressoren Sp. z o.o. Przyciąganie dzięki sprężonemu powietrzu. *Pneumatyka*, (2/79):36–37, 2011.
38. Jarosław Konieczny, Waldemar Rączka, Marek Sibiela. Identyfikacja parametrów modelu aktywnego zawieszenia pojazdu. *Pneumatyka*, (4/77):42–49, 2010.
39. Roman Korzeniowski, Janusz Pluta. Identyfikacja sił tarcia w serwonapędzie elektropneumatycznym. *Pneumatyka*, (4/53):40–43, 2005.
40. Roman Korzeniowski, Janusz Pluta, Bogdan Sapiński. Badania laboratoryjne układu redukcji drgań z tłumikiem magnetoreologicznym i sprężyną pneumatyczną. *Pneumatyka*, (3/76):16–20, 2010.
41. Wieńczysław Kościelny. Masa efektywna jako parametr obiektu podlegającego hamowaniu. *Pneumatyka*, (4/47):12–16, 2004.

42. Wieńczysław Kościelny, Mariusz Jurczyński. Pneumatyczne absorbery energii. *Pneumatyka*, (5/60):24–26, 2006.
43. Igor L. Krivts, German V. Krejnin. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment. Structure and Design*. CRC Press, 2006.
44. Wolf Krüger. *Integrated Design Process for the Development of Semi-Active Landing Gears for Transport Aircraft*. PhD thesis, Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart, Hannover, 2000.
45. Wolf R. Krüger, Willi Kortüm. Design of Control Laws for Alleviation of Ground-Induced Vibrations. In *RTO MP-36*.
46. I. Maciejewski, L. Meyer, T. Krzyzyski. Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties. *Journal of Sound and Vibration*, 324(3–5):520–538, 2009.
47. Michał Makowski, Andrzej Reński, Janusz Pokorski. Analiza możliwości zastosowania różnych rodzajów sterowanych amortyzatorów w pojazdach samochodowych. Technical Report 4, Warszawa, 2014.
48. Michał Makowski, Robert Zalewski. Vibration analysis for vehicle with vacuum packed particles suspension. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 53(1):109–117, 2015.
49. J. Marking. Shock absorber with positive and negative gas spring chambers, October 24 2000. US Patent 6,135,434.
50. Krzysztof Matecki. Stanowisko do badań przepływowych elementów pneumatycznych. *Pneumatyka*, (2/27):40–45, 2001.
51. Krzysztof Matecki, Stanisław Kozioł, Tomasz Samborski. Ceramiczne elementy sterujące w bezsmarowych zaworach rozdzielających PZRC. *Pneumatyka*, (4/29):48–51, 2001.
52. A. Matsushashi. Shock absorber, April 15 2003. US Patent 6,547,045.
53. Wanda Mikołajewska. Elementy pneumatyki – wymagania i metody badań. *Pneumatyka*, (5/36):48–50, 2002.
54. Grzegorz Mikułowski, Jan Holnicki-Szulc. Opracowanie modelu termodynamicznego pneumatycznego absorbera adaptacyjnego w zakresie zjawisk wymiany ciepła: opracowanie teoretyczne, implementacja numeryczna, przeprowadzenie identyfikacji parametrów termodynamicznych i wykonanie symulacji numerycznych wraz z weryfikacją eksperymentalną. Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, 2014.
55. Grzegorz Mikułowski, Wiesław Rogoźnicki, Rafał Wiszowaty. Zawór płytowy, 2012. PL Patent 392368.

56. Grzegorz Mikułowski, Rafał Wiszowaty. Analiza teoretyczna pneumatycznego absorbera adaptacyjnego (PAA) – analiza porównawcza modelowania numerycznego. Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, 2015.
57. Grzegorz Mikułowski, Rafał Wiszowaty, Jan Holnicki-Szulc. Characterization of a piezoelectric valve for an adaptive pneumatic shock absorber. *Smart Materials & Structures*, 22(12):125011–1–12, 2013.
58. Grzegorz Mieczysław Mikułowski. *Adaptive impact absorbers based on magnetorheological fluids*. PhD thesis, Smart Technology Centre, Institute of Fundamental Technological Research Polish Academy of Sciences, Warsaw, 2008.
59. Adrian Ioan Niculescu. *VZN. A new damper concept*. BREN, Bucuresti, 2010.
60. Tomasz Piątkowski. Analiza i modelowanie procesu sortowania strumienia małogabarytowych ładunków jednostkowych. Bydgoszcz, 2010.
61. Pneumat System. Siłowniki serii Newton. *Pneumatyka*, (4/69):37, 2008.
62. José L. Pons. *Emerging Actuator Technologies: A Micromechatronic Approach*. John Wiley & Sons Ltd, Chichester, 2005.
63. Edmond Richer, Yildirim Hurmuzlu. A High Performance Pneumatic Force Actuator System. Part I – Nonlinear Mathematical Model. *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 122(3):416–425, 2000.
64. Edmond Richer, Yildirim Hurmuzlu. A High Performance Pneumatic Force Actuator System. Part II – Nonlinear Controller Design. *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 122(3):426–434, 2000.
65. Szymon Sadowski. Co jest w powietrzu? *Pneumatyka*, (3/22):16–17, 2000.
66. Krzysztof Dariusz Sekuła. Real-time dynamic load identification. Technical Report 7, Warsaw, 2013.
67. Tomasz Staniszewski. Siłownik pneumatyczny z powietrzną „sprężyną” powrotną. *Pneumatyka*, (6/55):28–30, 2005.
68. K. Stoll, H. Halama. Pneumatic shock absorber, December 3 1991. US Patent 5,069,317.
69. Andrzej Styczek, Piotr Duszyński, Marta Poćwierz, Jacek Szumbariski. Random vortex method for three dimensional flows. Part I: Mathematical background. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 42(1):3–20, 2004.
70. Andrzej Styczek, Piotr Duszyński, Marta Poćwierz, Jacek Szumbariski. Random vortex method for three dimensional flows. Part II: Numerical imple-

- mentation and sample results. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 42(2):223–238, 2004.
71. Jan Szargut. *Termodynamika techniczna*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2011.
 72. Wojciech Szczerbicki. BEKO – kilka słów o kondensacie. *Pneumatyka*, (3):30–31, 1996.
 73. Karol Szostek. Sterowanie napędem siłownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem. *Pneumatyka*, (1/66):72–77, 2008.
 74. Dariusz Szpica, Wojciech Szoka. Modelowanie procesu wymiany powietrza w silniku spalinowym pracującym jako silnik pneumatyczny. *Pneumatyka*, (2/79):8–15, 2011.
 75. Wojciech Tarnowski, Tomasz Kiczowski. Optymalizacja dynamiczna napędu pneumatycznego. *Pneumatyka*, (1/66):78–81, 2008.
 76. Yuval Tassa, Tingfan Wu, Javier Movellan, Emanuel Todorov. Modeling and identification of pneumatic actuators. In *IEEE International Conference Mechatronics and Automation*, pages 437–443. IEEE, August 4–7 2013.
 77. Xuan Bo Tran, Hideki Yanada. Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders. *Intelligent Control and Automation*, (4):180–190, 2013.
 78. Jihong Wang, Junsheng Pu, Philip Moore. A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice*, 7(12):1483–1488, 1999.
 79. D.W. Watkins. Hot wire anemometer, June 18 1985. US Patent 4,523,461.
 80. R. Wiszowaty, J. Biczuk, C. Graczykowski, G. Mikołowski. Method of impact energy dissipation by the use of the pneumatic impact absorber with a piezo-valve. In *5th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, pages 640–647, Saarbrücken, Germany, July 6–8 2011.
 81. Łukasz Węsierski. Siłowniki pneumatyczne – przegląd i podział. *Pneumatyka*, (1):18–20, 1997.
 82. Łukasz Węsierski, Wanda Mikołajewska. Leksykon pneumatyki. *Pneumatyka*, (6/55):43–58, 2005.
 83. Piotr Zaporski, Edward Maluszycki, Tomasz Kiczowski. Wpływ warunków pracy instalacji pneumatycznej na współczynnik przepływu. *Pneumatyka*, (1/74):12–14, 2010.
 84. O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. *The Finite Element Method*, volume 3: Fluid Dynamics. Butterworth-Heinemann, fifth edition, 2000.

Indeks

- absorber
 - olejowo-gazowy, 9–11, 15, 20, 33
 - wyporowy, 21
- cylinder pneumatyczny
 - beztłoczkowy, 20
 - jednostronny, 65
- energia hamowanego obiektu
 - minimalna, 30
 - w bilansie energii, 30–32
- krytyczny stosunek ciśnień b , 93–94, 106
- masa tłoka, 71
- model absorbera, 31–34
- muskły pneumatyczne, 20
- nominalne natężenie przepływu Q_{Nnom} , 93
- obliczenia
 - algorytm, 40, 49
 - technika wykonywania, 40
- płytki zaworowe Hörbigera
 - geometria, 110–114, 145
 - powierzchnie styku, 104, 144
- parametry projektowe, 25–26
- prędkość hamowanego obiektu, *Porównaj* prędkość tłoka
- prędkość tłoka
 - maksymalna, 26–30, 58
 - przebieg, 71, 75, 84–85
- przejmowanie ciepła, 67, 163–164, *Porównaj* współczynnik przejmowania ciepła α
- przepływ krytyczny, 116, 122, 124, 127
- przepustowość zaworu
 - wymagana, 74, 79–85, 87, 92
- przewodność dźwiękowa C , 93, 106
- różnica ciśnień
 - na uszczelnieniu tłocznika, 47, 51
 - na uszczelnieniu tłoka, 44–54
- samosmarowność, 19
- sprawność absorbera, 20, 43, 57
- tarcie
 - na uszczelnieniach, 72, 161–162
 - w przepływie, 124, 147
- współczynnik przejmowania ciepła α , 33, 152
- współczynnik przepływu C_d , 94, 154
- współczynnik wymiarowy K_V , 93, 106
- wydatki masowe gazu
 - metody wyznaczania, 89–98, 102–107
 - wymagane, *Porównaj* przepustowość zaworu wymagana
- wykładnik politropy n , 33, 152, 163–164